

TRABAJO FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

UNIVERSIDAD DE ALMERIA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

**Diseño de un mecanismo para el tensado
de velas de windsurf**

Curso 2019/2020

Alumno/a:

Carlos Miras Mondéjar

Director/es:

Javier López Martínez



Resumen

El windsurf es un deporte acuático que requiere de un aparejo y una tabla. Desde sus inicios se ha utilizado siempre un cabo y un sistema de poleas para montar el aparejo, siendo muy limitados los accesorios que nos ayudan a un montaje más cómodo y sencillo.

En el mercado y en otros deportes existen diferentes mecanismos de tensado que permiten obtener tensión de manera más eficiente. En el siguiente trabajo estudiaremos cuál de las diferentes propuestas cumple mejor los requisitos necesarios para el montaje de la vela de windsurf.

A partir de la mejor propuesta realizaremos el diseño de un nuevo mecanismo para el tensado de velas de windsurf. Este diseño incorporará una palanca que nos permita hacer girar un carrete de manera sencilla y sin esfuerzo, sobre este se enrolla un cable metálico inoxidable. Al hacer pasar el cable por las poleas del aparejo conseguiremos aplicar a la vela la tensión que necesitamos.

Con la incorporación del carrete traccionado por palanca conseguimos mejorar el método de fijación utilizado anteriormente en este deporte. Conseguimos así eliminar los rozamientos que causaban la rotura habitual del cabo y ponían en peligro al windsurfista, permitiéndonos la sustitución del cabo por el cable metálico inoxidable de menor diámetro y mayor duración.

Por tanto, conseguiremos montar el aparejo de una forma más cómoda, rápida y sencilla, optimizando mejor el espacio necesario y mejorando la durabilidad de los elementos implicados.

Abstract

Windsurfing is a water sport that requires a rig and a board. Since its inception, a rope and a pulley system have always been used to mount the rigging, there are few accessories that help us to rig it more comfortable and easily.

In the market and in other sports there are different tension mechanisms that allow obtaining a tension more efficiently. In the following work we will study which of the different proposals best meets the requirements for rigging a sail.

Based on the best proposal, we will design a new mechanism for the rigging of windsurfing sails that incorporates a lever that allows us to rotate a reel easily and effortlessly, on which a stainless metal cable is wound. By making the cable pass through the pulleys of the rigging we will be able to apply the tension we need to the sail.

With the incorporation of the reel pulled by the lever, we managed to improve the fixing method previously used in this sport. In this way, we were able to eliminate the friction that caused the usual breakage of the rope and endangered the windsurfer, allowing us to replace the rope with the metallic cable of smaller diameter and longer duration.

Therefore, we will be able to rig a sail in a more comfortable, faster and easier way, better optimizing the necessary space and improving the durability of the elements involved.

ÍNDICE GENERAL

MEMORIA	1
1. Introducción.....	2
1.1. Motivación	2
1.2. Objetivos del proyecto	2
1.3. Cronograma temporal y justificación de las competencias	3
1.4. Estructura de la memoria	5
2. Estado de la técnica	6
2.1. Elementos de un equipo de windsurf	6
2.2. Sistema de tensado mediante poleas	7
2.3. Accesorios comerciales para el montaje de la vela de windsurf	10
2.4. Otros sistemas de tensado	14
3. Especificaciones de diseño	24
4. Estudio de alternativas de diseño	27
4.1. Propuestas de diseño	27
4.1.1. Propuesta 1	27
4.1.2. Propuesta 2	28
4.1.3. Propuesta 3	28
4.1.4. Propuesta 4	30
4.1.5. Propuesta 5	30
4.1.6. Propuesta 6	31
4.2. Evaluación de los diseños	32
5. Proceso de diseño.....	37
5.1. Elección del tipo de Sistema BOA	37
5.2. Mejoras del diseño	37
5.2.1. Mecanismo de accionamiento	37
5.3. Análisis funcional y diseño de detalle.....	40
5.3.1. Funcionamiento del sistema con palanca.....	41
5.4. Materiales utilizados	47
5.5. Diseño y dimensionado de los componentes	47
6. Resultados y conclusiones.....	50
BIBLIOGRAFÍA	52
ANEJOS A LA MEMORIA	54
ANEJO 1.....	55
1. Cálculo y dimensionado de piezas	55
1.1. Carga en el montaje de la vela	55

1.2.	Poleas	56
1.2.1.	Rendimiento de poleas.....	57
1.3.	Cable metálico	58
1.4.	Relación de las poleas y el cable	60
1.5.	Dimensionado de la palanca	61
1.6.	Dimensionado del eje.....	63
1.7.	Dimensionado del diente de la rueda dentada	71
1.8.	Dimensionado de la chaveta y el chavetero.....	72
1.9.	Dimensionado del muelle	73
1.9.1.	Tablas utilizadas para el cálculo de resortes	76
BIBLIOGRAFÍA ANEJO 1		78
ANEJO 2.....		80
2.	Corrosión.....	80
2.1.	Tipos de corrosión	80
2.2.	Sistemas de protección contra la corrosión	84
2.2.1.	Métodos de protección activos.....	84
2.2.2.	Métodos de protección pasiva.....	85
2.3.	Conclusión.....	86
BIBLIOGRAFÍA ANEJO 2		87
ANEJO 3.....		89
1.	SIMULACIONES	89
1.1.	Análisis de la rueda dentada	89
1.2.	Análisis del carrete	94
1.3.	Análisis de la palanca	97
1.4.	Análisis del eje	101
1.5.	Análisis de la base del alargador	104
1.6.	Análisis de la pieza envolvente	107
BIBLIOGRAFÍA ANEJO 3		112
MEDICIONES Y PRESUPUESTO		114
1.	COSTE DE MATERIALES.....	115
2.	COSTE DE OPERACIONES DE MATERIAL.....	116
PLANOS		117

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Elementos de un equipo de windsurf	6
Figura 2. Uso del arnés	7
Figura 3. Arnés convencional	7
Figura 4. Alargador de aluminio convencional.....	7
Figura 5. Esquema teórico de un polipasto de tres poleas libres	8
Figura 6. Montaje de polipasto en cuadernal	8
Figura 7. Montaje de polipasto en trócola.....	9
Figura 8. Ejemplo del uso de una piedra como apoyo para tensar la vela	9
Figura 9. Recorrido del cabo en el sistema de poleas.....	10
Figura 10. Alargador Duotone Power XT.....	11
Figura 11. Funcionamiento del alargador patentado Duotone Power XT	11
Figura 12. Técnica de aparejamiento loop-loop-go	12
Figura 13. Accesorio con cepo para el montaje de la vela.....	12
Figura 14. Accesorio con agujeros pasantes para el montaje de la vela.....	13
Figura 15. Accesorio con agujeros pasantes y manivela para el montaje de la vela	13
Figura 16. Sierra de escalera	14
Figura 17. Carraca para sierra de escalera	14
Figura 18. Carracas con sierras de escalera en fijaciones de tablas de snowboard para sujeción	14
Figura 19. Arnés con sierra dentada y carraca.....	15
Figura 20. Cinta de trinaje con carraca	15
Figura 21. Carraca para cinta de trinaje	16
Figura 22. Interior de un winche	17
Figura 23. Winche convencional	17
Figura 24. Medidas de un winche convencional.....	18
Figura 25. Distribución inadecuada de los cordones al apretarse el zapato.....	18
Figura 26. Partes del sistema BOA en una bota	19
Figura 27. Cable del sistema BOA.....	19
Figura 28. Sistema BOA M3.....	20
Figura 29. Bobina y carcasa del sistema BOA M3	20
Figura 30. Sistema BOA M2.....	21
Figura 31. Carrete extraíble con dos ejes paralelos para engranajes en paralelo	21
Figura 32. Bobina con engranaje conducido y ruleta con engranaje conductor	22
Figura 33. Carcasa aisladora del carrete y engranaje conducido.....	22
Figura 34. Arnés con sistema BOA	23
Figura 35. Arnés con sistema BOA en la cintura del windsurfista.....	23
Figura 36. Funcionamiento de la carraca y sierra dentada en el aparejo	27
Figura 37. Alargador con sierra dentada.....	27
Figura 38. Alargador adaptado a la cinta de trinaje.....	29
Figura 39. Funcionamiento de la cinta de trinaje en el aparejo	29
Figura 40. Cinta de trinaje estandar	29
Figura 41. Funcionamiento del winche en el aparejo	30
Figura 42. Sistema BOA en el aparejo	31
Figura 43. Mecanismo de ruleta giratoria.....	38
Figura 44. Mecanismo con palanca.....	38
Figura 45. Mecanismo con empuñadura en T.....	39

Figura 46. Boceto rueda dentada con dientes de sierra y chaveta.....	39
Figura 47. Boceto carrete con chavetero	40
Figura 48. Vista en extrusión del ensamblaje del mecanismo	40
Figura 49. Mecanismo para tensado completo.....	41
Figura 50. Rueda dentada	41
Figura 51. Conjunto palanca.....	42
Figura 52. Accionamiento del muelle de la palanca.....	42
Figura 53. Vista recortada para detallar la cuña antirretorno.....	43
Figura 54. Palanca en modo destensado	44
Figura 55. Cuña antirretorno presionada contra el muelle para liberar la rueda dentada	44
Figura 56. Carrete.....	45
Figura 57. Envoltura aislante del carrete	45
Figura 58. Localización de la polea.....	46
Figura 59. Fijación del cable al carrete.....	46
Figura 60. Mecanismo final para tensado de velas de windsurf.....	50
Figura 61. Ejemplo vela SR:X	55
Figura 62. Dibujo del funcionamiento de las poleas del mecanismo.....	57
Figura 63. Disposición del cable seleccionado	58
Figura 64. Conjunto de fuerzas para girar el carrete	62
Figura 65. Eje del mecanismo.....	63
Figura 66. Fuerzas que realiza el cable sobre el mecanismo	64
Figura 67. Distancia sobre el eje de la disposición del cable	64
Figura 68. Fuerzas que actúan sobre el eje.....	65
Figura 69. Método de superposición de las distintas fuerzas.....	67
Figura 70. Fuerzas y momentos de la rueda dentada	71
Figura 71. Dimensiones de la chaveta y el chavetero	73
Figura 72. Fuerzas y momentos de la chaveta	73
Figura 73. Fuerzas según la disposición del muelle	74
Figura 74. Corrosión uniforme	81
Figura 75. Corrosión galvánica	81
Figura 76. Serie galvánica para el agua del mar.....	82
Figura 77. Corrosión cavernosa.....	83
Figura 78. Cargas y sujecciones de la rueda dentada	90
Figura 79. Detalle de la zona con FDS menor que 1.....	92
Figura 80. Sujeción y cargas al añadir la segunda chaveta	92
Figura 81. Detalle de la incorporación del segundo chavetero	95
Figura 82. Cargas y sujeción del carrete.....	95
Figura 83. Cargas y sujecciones de la palanca	98
Figura 84. Mallado de la palanca	99
Figura 85. Puntos de carga y mallado de la viga-eje	101
Figura 86. Zona de aplicación de la carga de la base	105
Figura 87. Mallado de la base	105
Figura 88. Cargas y sujecciones la envoltura del carrete.....	108
Figura 89. Mallado de la pieza envolvente del carrete	108

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Resumen temporal	3
Tabla 2. Tabla de características de las cintas de trinaje	16
Tabla 3. Tabla de decisión del método Electre	34
Tabla 4. Carga total según la distancia entre las poleas de la vela y el alargador	56
Tabla 5. Tabla de rendimientos según nº de ramales	58
Tabla 6. Características del cable AISI316 7x7	60
Tabla 7. Diámetros del fondo de las gargantas de poleas	61
Tabla 8. Tablas para la chaveta-chavetero.....	72
Tabla 9. Tabla de características del muelle	75
Tabla 10. Propiedades del acero aleado	89

MEMORIA

1. Introducción

1.1. Motivación

El windsurf es un deporte el cual utiliza una tabla y una vela para poder desplazarse por el agua gracias a la acción del viento. La vela se une a la tabla mediante un sistema articulado, permitiendo a ésta moverse independientemente de la tabla, diferenciándolo del resto de embarcaciones a vela. Fue a partir de 1970 cuando el windsurf se convirtió en el deporte que más rápido creció en Europa. Es por esta popularidad por la que en 1984 se convirtió en deporte olímpico y aún lo continúa siendo. A pesar de la fama que tuvo, hoy en día el windsurf es aún un deporte poco extendido debido a factores como el tamaño del equipo y la necesidad de desplazarlo y guardarlo, la complejidad para aprenderlo y los materiales tan específicos que utiliza; lo cual se traduce en elevados precios en el mercado.

Debido a su larga historia, el material de windsurf ha sufrido grandes mejoras que lo hacen más cómodo, ligero y fácil de usar. Pero siguen utilizándose mecanismos similares con los que fue creado, como es el uso de cuerdas para proporcionar la tensión a la vela y darle su forma óptima. Estas cuerdas son guiadas por un sistema de poleas que con la fuerza de la propia persona tensarán el aparejo de manera manual.

El mecanismo de tensión actual requiere de un montaje un tanto laborioso, ya que al tratarse de un sistema de poleas requiere de unos conocimientos básicos acerca del recorrido que debemos de emplear para que nuestros cabos no se entrelacen al tensar la vela y el mecanismo funcione con su máxima eficiencia. Es muy frecuente observar a windsurfistas que no han realizado bien este recorrido y les supone realizar más esfuerzo para montar la vela, llegando incluso a tener que sentarse en el suelo o ayudarse de nudos marineros o accesorios alternativos para conseguir la tensión deseada.

En este TFG se pretende diseñar un nuevo sistema de tensión de la vela, de forma que se solventen los inconvenientes del sistema actual. Para ello, se hará un estudio de sistemas de tensión que se emplean en otras aplicaciones y su adaptabilidad a las velas de windsurf. Además, se abordará el diseño de nuevas propuestas que puedan ser un avance respecto de los sistemas encontrados. Así, por ejemplo, entre los sistemas de fijación o tensado, encontramos que en deportes como el snowboard o el ciclismo se utilizan mecanismos tensores para apretar los cordones de las botas o sierras dentadas que con una carraca tensan fijaciones de una tabla de snowboard de una manera rápida, sencilla y sin necesidad de aplicar fuerzas elevadas. Adaptaciones de estos sistemas u otros al windsurf podría facilitar el montaje de las velas, de una manera más cómoda y rápida. El nuevo sistema de tensión a diseñar pretende mejorar la comodidad del windsurfista incluyendo un sistema sencillo y con un coste lo más ajustado al mercado, pensando siempre en la seguridad del usuario.

1.2. Objetivos del proyecto

El objetivo de este trabajo técnico consiste en el diseño mecánico de un sistema de tensado para velas de windsurf, que pretende mejorar los diseños actuales y resulte lo más funcional y cómodo posible. De este objetivo principal derivan los secundarios:

- Cuantificar las cargas a las que se ve sometido el sistema de tensado.

- Estudio de las diferentes opciones y selección de la más adecuada de acuerdo a los requisitos de diseño establecidos.
- Selección de los materiales y diseño de detalle del mecanismo.

1.3. Cronograma temporal y justificación de las competencias

Realizaremos un cronograma temporal de las partes de nuestro TFG, indicando cuanto tiempo hemos tardado en planificar, desarrollar y concluir todo el proyecto.

En primer lugar, estudiaremos la normativa a aplicar en el desarrollo del TFG.

A continuación, he investigado sobre todo tipo de sistemas tensores utilizados tanto en deportes como en cualquier otro tipo de campo.

Después de obtener toda la información acerca de los diferentes mecanismos, nos disponemos a escoger los requisitos que queremos que cumpla nuestro sistema tensor. Estudiaré las ventajas e inconvenientes de cada propuesta y utilizaremos el método Electre para la elección de la mejor.

Una vez escogida la propuesta final, el siguiente paso será el desarrollo de nuestro boceto hasta obtener el producto en su estado final y real.

Realizaré un estudio estático para el dimensionado y la selección de materiales de las partes más importantes del mecanismo.

Completaremos el proyecto con el diseño 3D en Solidworks de las diferentes piezas y ensamblaje de las mismas.

Por último, redactaré correctamente el TFG basándome en los datos y resultados obtenidos en anteriormente.

La Tabla 1 resume el tiempo en horas que hemos empleado en cada parte del proyecto:

Tabla 1. Resumen temporal

<i>Etapa</i>	<i>Tiempo</i>
<i>Inicio del proyecto</i>	5 h
<i>Investigación</i>	10 h
<i>Requisitos</i>	2 h
<i>Propuestas</i>	30 h
<i>Elección final</i>	2 h
<i>Mejoras</i>	90 h
<i>Cálculos</i>	40 h
<i>Diseño</i>	50 h
<i>Redacción</i>	80 h
<i>Total</i>	309 horas

Para la realización de nuestro TFG hemos necesitado las siguientes competencias:

En primer lugar, se nombran las competencias básicas aprobadas por el Real Decreto 1393/2007, relacionadas con las enseñanzas universitarias oficiales en España, que son:

- **RD1. Poseer y comprender conocimientos.** Para la elaboración de nuestro proyecto ha sido necesario la posesión de ciertos conocimientos previos asociados a la rama de Mecánica.
- **RD2. Aplicación de conocimientos.** Todos los cálculos teóricos realizados sobre el mecanismo para su estudio, dimensionado, la elección de materiales, el diseño y simulación en 3D son ejemplos de la aplicación de los conocimientos adquiridos en cálculo y diseño de máquinas I y II, resistencia de materiales, mecanismos, fundamentos de materiales y diseño asistido por ordenador.
- **RD3. Capacidad de emitir juicios.** La resolución de problemas por un mal cálculo, dimensionado o elección de material y su correcta interpretación ha sido imprescindible para completar el trabajo.
- **RD4. Capacidad de comunicar y aptitud social.** El intercambio de información y opiniones con el tutor mediante correos, videollamadas o físicamente; así como la defensa de este trabajo demuestran la capacidad de comunicación y transmisión de información.
- **RD5. Habilidad para el aprendizaje.** En el desarrollo del proyecto hemos aprendido nuevos conocimientos que luego han sido aplicados en el mismo.

Por otro lado, mencionaré las competencias transversales propias de la Universidad de Almería, aprobadas en el Consejo de Gobierno de 17 de junio de 2008, que son:

- **UAL1. Conocimientos básicos de la profesión.** Principalmente relacionados con el área de mecánica, como es el cálculo y dimensionado de estructuras, así como la elección de materiales a utilizar.
- **UAL2. Habilidad en el uso de las TIC.** Aquí incluimos la búsqueda de información mediante páginas web, el uso del programa Solidworks para el diseño CAD y la propia redacción del trabajo mediante los programas de texto.
- **UAL3. Capacidad de resolver problemas.** Como se ha comentado anteriormente en RD3, la capacidad para encontrar, interpretar y solucionar problemas ha sido crucial en la realización de este trabajo.
- **UAL4. Comunicación oral y escrita en la propia lengua.** La escritura del trabajo y su posterior defensa requieren la capacidad de saber usar la propia lengua.
- **UAL5. Capacidad de crítica y autocrítica.** Necesario para la revisión y corrección del TFG.
- **UAL7. Conocimiento de una segunda lengua.** Totalmente necesaria para la búsqueda de información de vía escrita y oral.
- **UAL9. Capacidad para aprender a trabajar de forma autónoma.** Para la correcta realización del proyecto ha sido necesario aprender a organizarme y trabajar de forma autónoma.

Por último, se deben mencionar las competencias específicas relacionadas con el Grado utilizadas en el TFG:

- Competencias generales ordenadas por el BOE de Ingeniero Técnico Industrial.

- CT3. Conocimiento en materia básicas y tecnologías, que les capacite para el aprendizaje de nuevos métodos y teorías, y les dote de versatilidad para adaptarse a nuevas situaciones. Relacionada con las ya mencionadas RD1, RD5, UAL1 y UAL9.
- CT4. Capacidad de resolver problemas con iniciativa, toma de decisiones, creatividad, razonamiento crítico y de comunicar y transmitir conocimientos, habilidades y destrezas en el campo de la Ingeniería Mecánica. Relacionadas con las ya mencionadas RD3, RD4, UAL3 y UAL5.
- Competencias de formación básica.
 - CB1. Capacidad para la resolución de los problemas matemáticos que puedan plantearse en la ingeniería. Aptitud para aplicar los conocimientos sobre: álgebra lineal, geometría, geometría diferencial, cálculo diferencial e integral, ecuaciones diferenciales y en derivadas parciales, métodos numéricos, algorítmica numérica, estadística y optimización. Relacionada con las ya mencionadas RD2 y UAL3.
 - CB2. Comprensión y dominio de los conceptos básicos sobre las leyes generales de la mecánica, química y física y su aplicación para la resolución de problemas propios de la ingeniería. Relacionada con RD2 y UAL3.

1.4. Estructura de la memoria

El proyecto se dividirá en las siguientes fases de desarrollo:

- En primer lugar, se explicará un breve resumen del windsurf como deporte y de cuál ha sido la motivación principal por la cual se realiza el proyecto (Capítulo 2).
- En el estado de la técnica explicaremos los elementos que componen el equipo de windsurf y realizaremos una búsqueda exhaustiva de antecedentes de sistemas tensores que pueden ser adaptados al equipo de windsurf (Capítulo 2).
- En el siguiente paso estableceremos los requisitos necesarios que deberá cumplir nuestro sistema tensor (Capítulo 3).
- Se realizarán bocetos de las diferentes propuestas escogidas según su uso en el aparejo y se escogerá la más favorable (Capítulo 4).
- Estudiaremos las mejoras a realizar a la alternativa escogida y explicaremos detalladamente el funcionamiento de cada pieza y del conjunto (Capítulo 5).
- A partir de una serie de estudios estáticos/dinámicos y cálculos se definirán las dimensiones y material de las piezas más importantes para el funcionamiento del sistema (Capítulo 5).
- Calculados los parámetros que afectan al sistema, se realizará el diseño y estudio de las piezas mediante Solidworks (Capítulo 5).
- Se discuten los resultados obtenidos y se realiza una conclusión (Capítulo 6).
- Bibliografía.

2. Estado de la técnica

Realizaremos una búsqueda y estudio de los antecedentes que encontramos hoy en día para el montaje de una vela, las patentes y sobre otros sistemas que son externos al windsurf.

2.1. Elementos de un equipo de windsurf

A continuación, vamos a explicar cuál es la forma habitual de montar un equipo de windsurf y los componentes que se emplean:

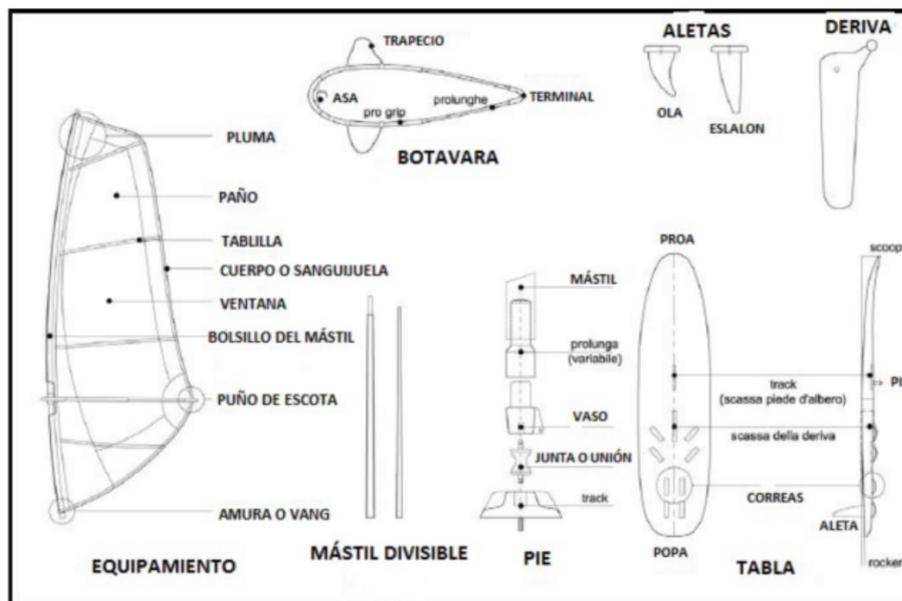


Figura 1. Elementos de un equipo de windsurf

- **Vela:** que impulsa la tabla por la diferencia de presión existente entre ambos lados de la misma debido a la diferente velocidad con la que el viento circula por ambas caras. La vela puede tener varios tamaños.
- **Mástil:** que puede ser de una pieza o separado en dos y que tiene por misiones unir la vela a la tabla y mantener un perfil adecuado de la vela.
- **Pie de mástil:** compuesto por una junta de tipo cardan generalmente de algún tipo de goma que se puede doblar en todas las direcciones. Su misión es unir el aparejo a la tabla y transmitir a ésta la fuerza generada por el viento en la vela.
- **Botavara:** formada por dos tubos (uno a cada amura de la vela) unidos por un extremo al mástil (puño de amura) y por otro a la vela mediante un cabo (escota).
- **Tabla:** compuesta principalmente por espuma de poliestireno recubierta de una estructura compuesta de distintas fibras (vidrio, carbono, kevlar, etc.) y resina epoxídica. Su longitud (eslora), forma y ancho (manga) varía según la especialidad deportiva a la que va enfocada, rango de viento para el que se encuentra diseñada y peso del navegante. Su misión es conseguir el mejor deslizamiento posible sobre el agua y sobre ella va subido el navegante.
- **Quilla, aleta o alerón:** que va cerca de la popa y evita la deriva en navegación de planeo.

- Arnés: utilizado por el navegante para colgarse de la botavara mediante unos cabos y un gancho metálico ayuda evitar el agotamiento muscular utilizando su propio peso y



Figura 3. Arnés convencional



Figura 2. Uso del arnés

haciendo palanca contra el viento.

- Adaptador o alargador: une el mástil con el pie de mástil (Figura 4Figura 3), permite variar la longitud del mástil y poder montar así varias velas de diferentes medidas. Viene equipado con un sistema de poleas y un cabo con el que tensamos la vela al tirar de él. Junto con las poleas de la vela conseguimos hacer la fuerza necesaria para que el mástil doble y le dé a la vela el perfil adecuado para la navegación.



Figura 4. Alargador de aluminio convencional

2.2. Sistema de tensado mediante poleas

El sistema de tensado de una vela de windsurf incluye, típicamente, un polipasto de 6 poleas de las cuales 3 son móviles y 2 fijas, como podemos ver en la Figura 5. De forma esquemática vemos de amarillo las tres poleas móviles y de rojo las fijas.

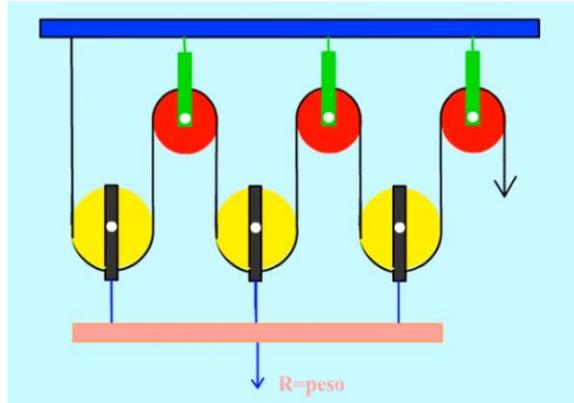


Figura 5. Esquema teórico de un polipasto de tres poleas libres

Este polipasto esquemático puede reducirse en espacio, convirtiéndose en un aparejo, de dos formas diferentes:

- Montaje Cuadernal: las poleas combinadas se disponen de forma paralela sobre su eje correspondiente en dos bloques.

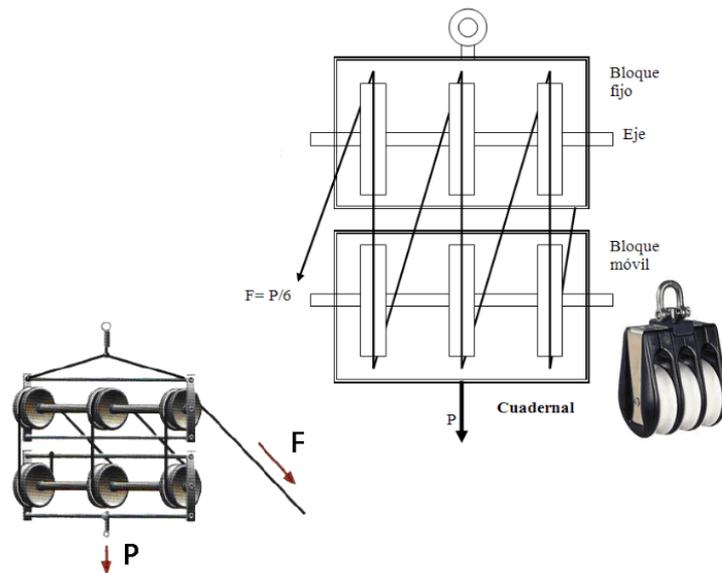


Figura 6. Montaje de polipasto en cuadernal

- Montaje trócola: es otra variante del aparejo factorial. Los grupos de poleas fijas y móviles no se colocan sobre un eje común, si no que los ejes de los dos grupos de poleas van fijados sobre una armadura.

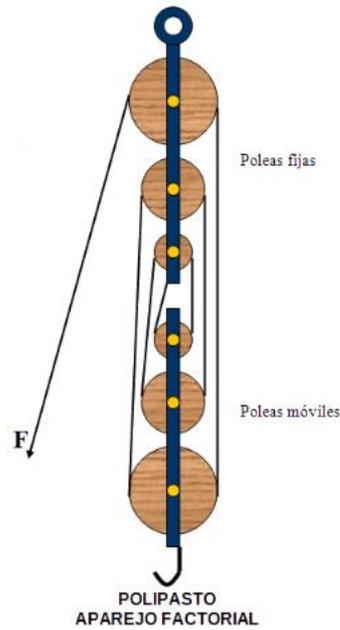


Figura 7. Montaje de polipasto en trócola

En la Figura 6Figura 9 apreciamos que el montaje utilizado para el aparejo de windsurf es en cuadernal, ya que es que más comprimido y el que menos volumen ocupa.

Gracias a estas tres poleas móviles conseguimos reducir entre 6 la fuerza necesaria para tensar la vela.

Pese a esta reducción de la fuerza necesaria muy poca es la gente que es capaz de conseguir la tensión necesaria con la mano. Lo habitual es apoyarse en alguna pieza u objeto no diseñado para esa utilidad, como por ejemplo un destornillador, con el que gracias a un nudo marinero llamado “as de guía” o enrollando la cuerda repetidas veces alrededor de este consiga con la ayuda de su pie tensar la vela. En la Figura 8 vemos como se apoya en una piedra alargada para ello.



Figura 8. Ejemplo del uso de una piedra como apoyo para tensar la vela

Existen accesorios específicos relacionados con el windsurf que sirven para facilitar nuestra tarea de montaje, pero no son usados de manera frecuente entre los usuarios ya que en la mayoría de los casos son caros, demasiado grandes o no tienen una buena aceptación.

A continuación, comentaremos los todos los accesorios que se encuentran a la venta en venta para el montaje de la vela de windsurf e incluiremos otros sistemas de tensión externos al deporte estudiado, pero que podrían ser de gran ayuda para mejorar los sistemas actuales.

2.3. Accesorios comerciales para el montaje de la vela de windsurf

En este apartado comentaremos los accesorios existentes en el mercado de windsurf utilizados para el montaje de la vela.

Alargador estándar

Se trata de una extensión regulable de aluminio o carbono que tiene en un extremo un sistema de poleas con un cabo anudado a un tope y un mordedor para el otro extremo del cabo. El cabo une las poleas móviles de la vela con las del alargador para poder tensar el aparejo.



Figura 9. Recorrido del cabo en el sistema de poleas

Como ya hemos explicado anteriormente, una vez que hacemos el circuito del cabo por las poleas de forma que no se crucen sus ramales, debemos de ayudarnos de nuestras manos o algún objeto para sujetar el cabo y tirar de él hasta conseguir la tensión adecuada. El cabo queda mordido en la última polea del alargador para que este no se escape (Figura 9).

Alargador Duotone Power XT

Es la opción más cómoda para montar una vela y la única que permite regular la tensión en el agua sin necesidad de volver a la orilla y parar la práctica. Pero tiene el inconveniente de que su coste es bastante mayor al del alargador normal, es por eso por lo que solo lo llevan unos pocos usuarios.



Figura 10. Alargador Duotone Power XT

Se trata de un alargador el cual lleva incorporada una palanca con carraca con la cual va recogiendo cabo a medida que le la accionamos. El cabo no resvala al darle tensión gracias a que va en una mordida que gira junto con la carraca, consiguiendo así ir acercando las poleas de la vela a las del alargador a medida que se va recogiendo el cabo. El cabo sobrante al tensar la vela se anuda alrededor del alargador o se mete en un bolsillo que incorporan algunas velas.



Figura 11. Funcionamiento del alargador patentado Duotone Power XT

La palanca incorporada de 15 cm de largo y la proporción de 1:60 permiten conseguir la tensión adecuada del equipo con una gran precisión sin hacer un esfuerzo notable.

Además, presenta una polea abierta de acero inoxidable que permite el aparejo loop-loop-go, que permite montar cualquier tipo de vela, ya se orienten las poleas paralelas o perpendiculares a las del propio alargador. Simplemente se necesita pasar el cabo por las dos poleas externas de la vela, dejando vacía la central, como podemos ver en la *Figura 12*.

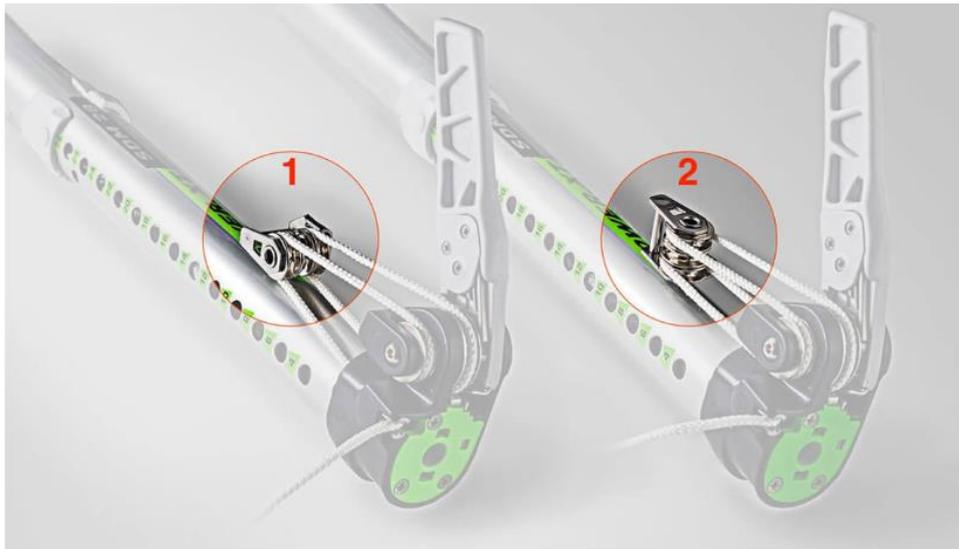


Figura 12. Técnica de aparejamiento loop-loop-go

Es la marca de windsurf Doutone la única que puede desarrollar este producto ya que tiene la patente.

Ahora veremos accesorios que son externos al material de windsurf y que no participan durante la navegación. Vamos a distinguir estos accesorios particulares en dos tipos:

- 1) **Con cepto:** en ellos la cuerda queda mordida gracias a unas estrías que lleva la propia pieza que a medida que se tira con mayor fuerza esta queda más atrapada. Luego utilizando nuestro pie como punto de apoyo tiraremos de la pieza para tensar. Tienen como inconveniente que el cepto se desgaste o la cuerda esté en mal estado y resbale, siendo peligroso para el windsurfista.



Figura 13. Accesorio con cepto para el montaje de la vela

- 2) **Con agujeros pasantes:** se introduce el cabo por los agujeros del accesorio y con un nudo o aguantándolo con la palma de la mano utilizamos el propio accesorio para tensar la vela ayudándonos de nuestro pie como apoyo sobre la base del alargador.



Figura 14. Accesorio con agujeros pasantes para el montaje de la vela

A partir de este mecanismo sencillo, el cual solo nos sirve de superficie de agarre, se le puede incorporar una manivela mediante la cual dándole vueltas conseguimos ir tirando del cabo e ir tensándolo poco a poco de una forma más cómoda y con menor esfuerzo. Como punto de apoyo introducimos la bala que lleva incorporada el accesorio en el alargador de nuestra vela, quedando fijo. El cabo irá quedando enrollado alrededor de la zona en la que hemos aplicado el nudo. El inconveniente es que resulta un accesorio demasiado aparatoso y la palanca se desplaza libremente a través de su agujero pasante, teniendo que mantener la precaución por si esta se mueve.



Figura 15. Accesorio con agujeros pasantes y manivela para el montaje de la vela

2.4. Otros sistemas de tensado

Existen otros tipos de sistemas mecánicos fuera del ámbito del windsurf que sirven para obtener y mantener una tensión concreta durante el tiempo que se necesite. A continuación, explicaremos los sistemas que se han encontrado en el mercado.

a) CARRACAS CON SIERRAS DE ESCALERA

Se trata de una correa de plástico dentada en forma de sierra que mediante el uso de una carraca va ganando tensión al ir avanzando por sus dientes.



Figura 16. Sierra de escalera



Figura 17. Carraca para sierra de escalera

En el snowboard o en el esquí es habitual el uso de éstas. Con ello conseguimos que la tabla o esquí, respondan lo más rápido posible al movimiento de nuestros pies por ir completamente apretados al calzado.



Figura 18. Carracas con sierras de escalera en fijaciones de tablas de snowboard para sujeción

En los artículos comerciales de estos productos podemos encontrar la carga máxima que pueden soportar. En la mayoría de las pruebas estudiadas los dientes de la correa dentada se deforman antes que el fallo de la carraca.

La carga máxima de trabajo que puede soportar este sistema es de 500-550 lbs, lo que equivale a unos 225-250 kg. Y su fuerza de rotura del ensamblaje sería de unos 680 kg.

Por tanto, este sistema soportaría las cargas que necesita la vela de windsurf para ser montada.

Por último, comentar que este sistema también se ha empleado en los arneses de windsurf como sistema de apriete del cancho metálico del arnes.



Figura 19. Arnés con sierra dentada y carraca

b) CINTA DE TRINAJE

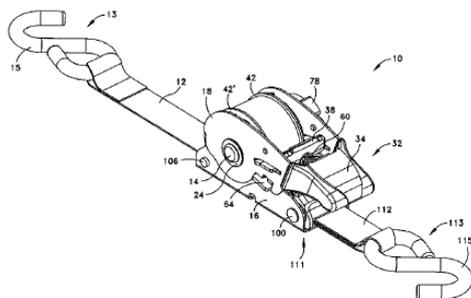


Figura 20. Cinta de trinaje con carraca

Están compuestas de una carraca normalmente metálica y de una eslinga (cinta) normalmente de tela.

Normalmente se usan para inmovilizar una carga o mercancía y pueda ser transportada de manera segura y cumpliendo la Normas Europeas de la UNE-EN 12195-2. Estas cintas están diseñadas para amarre friccional.

Existen una gran cantidad de cintas de diferentes materiales y tamaños. En lo referido a la carga a la carga máxima de utilización, éstas pueden llegar a soportar cargas muy elevadas para todo tipo de sujeciones y los diferentes tipos de esfuerzos. A continuación, se muestra una tabla con algunos ejemplos:

Código código / code	Referencia referència / reference	Color cor / couleur	Ancho largura / largeur (mm)	Largo comprimento / longueur (m)	Ganchos ganchos / crochets	Carga máxima de utilización (kG)	
						 Carga máxima de trabalho / Charge maximale de travail	 Carga máxima de trabalho / Charge maximale de travail
78-382/10	TR 2000C/6		35	6	C	1.000 daN	2.000 daN
78-382/13	TR 2000C/8		35	8	C	1.000 daN	2.000 daN
78-382/16	TR 2000C/10		35	10	C	1.000 daN	2.000 daN
78-382/20	TR 2000A/6		35	6	A	1.000 daN	2.000 daN
78-382/23	TR 2000A/8		35	8	A	1.000 daN	2.000 daN
78-382/26	TR 2000A/10		35	10	A	1.000 daN	2.000 daN

Tabla 2. Tabla de características de las cintas de trinaje

En cuanto a la carraca, esta consta de un cilindro central con un agujero en el medio por el que entra el extremo de la cinta, una palanca que hace girar el cilindro que tensa la cuerda y unos dientes en la zona lateral que evitan que el cilindro retroceda debido a unas pestañas que ejercen presión contra la rueda dentada gracias a unos resortes.

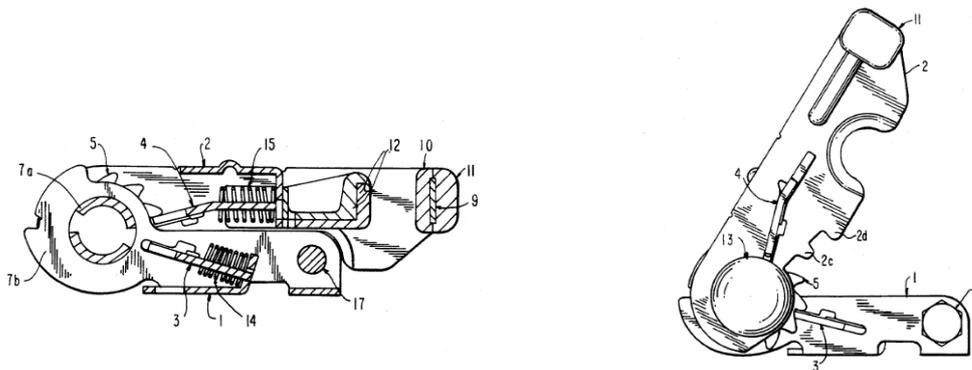


Figura 21. Carraca para cinta de trinaje

En lo que a la adaptación al aparejo de windsurf respecta, tenemos el uso de la carraca de gran tamaño y el uso de una cinta supondría otra dificultad, ya que lo habitual en windsurf es el uso de cabos. Tendríamos que cambiar el sistema de poleas actual de las velas y adaptar el nuevo.

c) WINCHE O CABESTRANTE

El winche es un sistema mecánico impulsado manualmente o por un motor, que sirve para arrastrar, levantar y/o desplazar objetos o grandes cargas.

Este objeto es comúnmente usado en el ámbito de la náutica, más concretamente en los barcos de vela, ya que se usa en la maniobra de izado de velas, cobrado de escotas, etc. Con él conseguimos reducir el esfuerzo necesario para realizar estas tareas.

Para nuestro estudio, nos centraremos únicamente en los winches manuales, ya que son los únicos que podemos añadir a nuestro aparejo.

Los winches manuales se accionan mediante una manivela con un extremo dentado que se introduce dentro de este.

Antes debemos rodear con el cabo el cuerpo del winche, el cual está diseñado para que el cabo no deslice gracias al rozamiento que se produce al darle varias vueltas al cuerpo del winche, y posteriormente amordazarlo en la guía de la parte superior.

Los hay de varias velocidades, pero el más común en los barcos de vela es el de dos velocidades. Cuando giramos la manivela en sentido horario la relación de engranajes es de 1:1 y al girarla al contrario es de 5:1 o 6:1, es decir, necesitamos realizar un esfuerzo menor para hacer girar la manivela pero tenemos que dar más vueltas para recoger la misma cantidad de cabo. Esto es debido al funcionamiento de los engranajes que componen el sistema.



Figura 23. Winche convencional



Figura 22. Interior de un winche

Como principal problema tenemos que el tamaño de los winches suele ser demasiado grande como para ponerlo en un equipo de windsurf.

- Diámetro tambor (T) = 80 mm
- Diámetro base (B) = 157 mm
- Altura (A) = 175 mm
- Altura entrada línea (AEL) = 82 mm

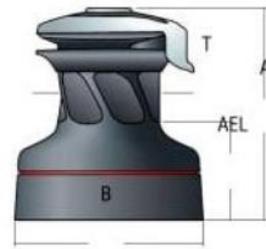


Figura 24. Medidas de un winche convencional

Como podemos observar las medidas se alejan de los tamaños lógicos y habituales que tenemos en los accesorios utilizados para montar la vela. No se puede reducir su tamaño por lo que resulta poco práctico para su uso en el windsurf.

d) SISTEMA BOA

En el sistema de cordones convencional en el que se enhebra un cordón en zigzag por unos agujeros que se disponen en dos filas paralelas que al apretar se juntan. Este sistema convencional tiene inconvenientes, ya que los cordones no distribuyen adecuadamente la fuerza de apretado por toda la zona, ya que debido a la fricción entre los cordones y los agujeros por los que pasa, provocando zonas de mayor tensión, sobretodo por el tobillo, y otras mas flojas. Esto puede afectar negativamente al rendimiento de algunos deportes.

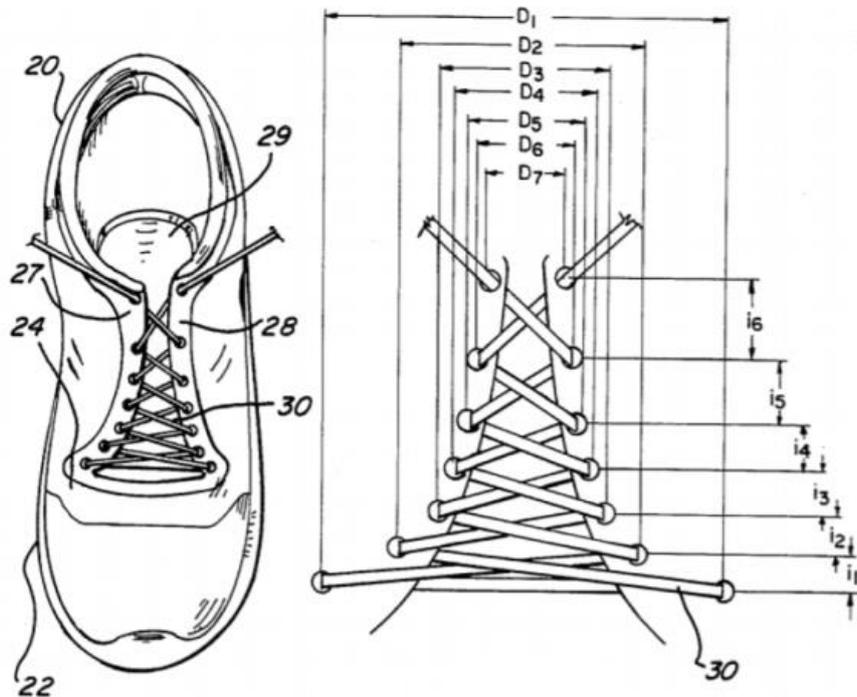


Figura 25. Distribución inadecuada de los cordones al apretarse el zapato

Otro inconveniente asociado a los cordones convencionales es que a menudo es difícil desabrochar el calzado, ya que el usuario debe aflojar el cordón por las diferentes zonas en las que aprieta.

Como alternativa existen casos en los que se usan las carracas con sierras dentadas pero estas tienen varios inconvenientes dependiendo del deporte. En primer lugar, este sistema no distribuye uniformemente las fuerzas a lo largo del calzado, solo en las onas donde se encuentran. Y en segundo lugar, son solo útiles para botas de materiales rígidos ya que no son tan plásticos como para usar en calzados mas maleables.

Frente a todos estos inconvenientes surge el sistema BOA el cual es capaz de obtener muy buenos resultados a todas estas desventajas de los otros sistemas.

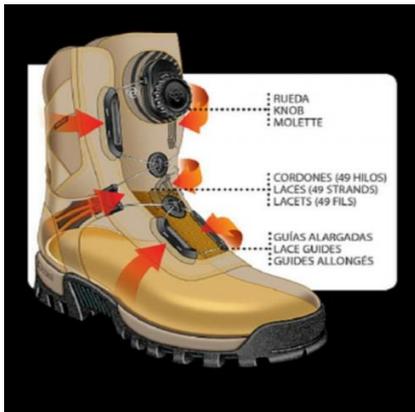


Figura 26. Partes del sistema BOA en una bota

El calzado del sistema boa dispondrá de un cable formado por alambres de níquel-titanio de 0,02-0,04 pulgadas en lugar de los cordones, que deslizará por unas guías que sustituyen a los agujeros de los cordones que tienen más fricción. El cable tiene un extremo inicial y final asegurados en un carrete. Un mecanismo de apriete unido al calzado y acoplado al carrete produce que cuando lo giremos tire del cable y se vaya enrollando en el carrete tirando así de los lados del calzado y apretandolos de manera más uniforme. Además, este aporta un apriete gradual, con lo que permite ajustarlo a la tensión requerida.

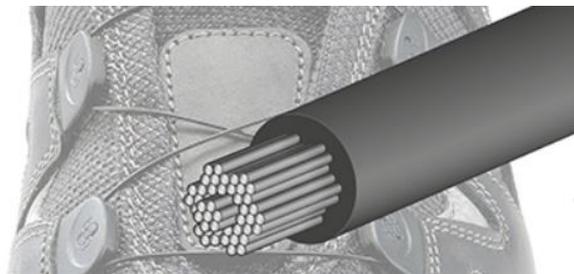


Figura 27. Cable del sistema BOA

Debido a su gran utilidad se usa tanto en deportes como en medicina y utensilios de trabajo.

El Sistema BOA ha sido testado para trabajar en toda clase de ambientes, para resistir impactos y soportar una fuerza de rotura de 1864 N en sus sistemas más potentes.

Aunque este sistema aguanta la fuerza necesaria para montar la vela, podría estudiarse si añadiendo más hilos al cable y aumentando dimensiones del mecanismo podría soportar más tensión. Además de poder incorporarle mecanismos reductores para que la relación fuerza de giro del mecanismo de apriete y la tensión del cable sea menor.

Existen varios tipos de sistema BOA, a continuación, explicaremos cómo funcionan los dos principales tipos de la marca. Aunque existen una gran variedad de modelos, todos tienen

como fundamento principal los dos sistemas que se van a explicar a continuación, pero sufren variaciones específicas según su uso.

M3 BOA System

Se trata de un sistema de relación de fuerza 1:1, el cual se compone de una ruleta que hace girar la bobina en la que se encuentra el cable gracias a una unión dentada. La bobina a su vez se encuentra en una carcasa que la aísla del exterior.

Para que la tensión obtenida no se pierda la ruleta y la carcasa cuentan con unos dientes que solo permiten el giro horario.

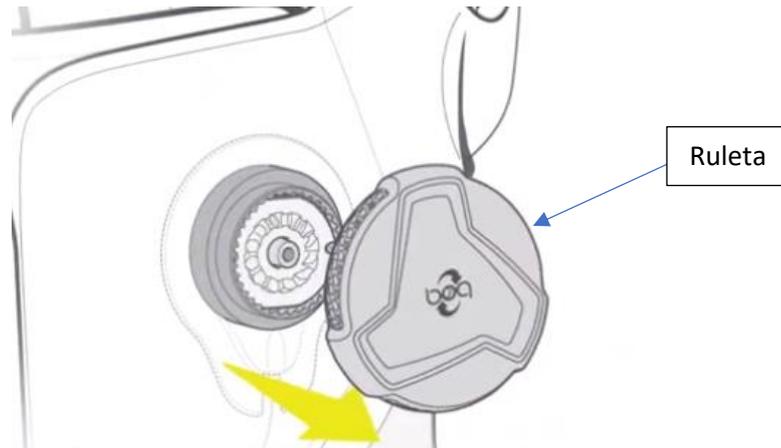


Figura 28. Sistema BOA M3

La bobina consta de un estriado que engrana con la parte de contacto de la ruleta para que esta pueda transmitirle el par y gire con el movimiento horario de la ruleta. Cuando tiramos de la ruleta conseguimos evitar esta zona de contacto y dejamos que la bobina gire en sentido antihorario libremente, eliminando la tensión obtenida.

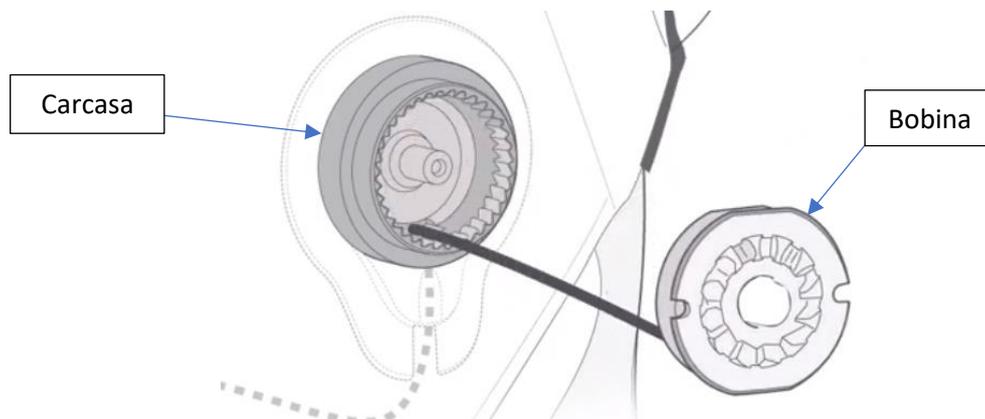


Figura 29. Bobina y carcasa del sistema BOA M3

M2 BOA System

Este sistema tiene la ventaja de poder aplicarle una relación de fuerza distinta a la 1:1 ya que cuenta con dos engranajes y un carrete más amplio como habitáculo para el cable enrollado.

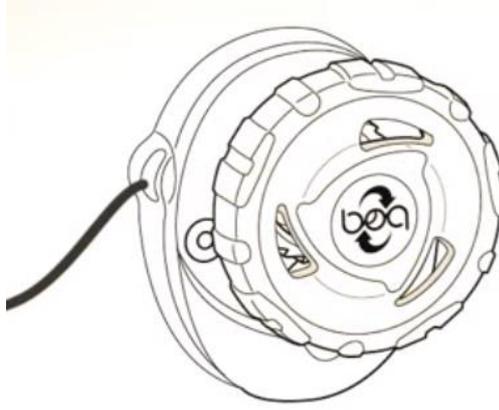


Figura 30. Sistema BOA M2

Se trata de dos engranajes de ejes paralelos y dientes rectos. Los engranajes escogidos siempre deben de tener el mismo módulo, ya que este se define como la relación entre la medida del diámetro primitivo expresado en milímetros y el número de dientes. En el eje con el engranaje de menor número de dientes se encuentra la ruleta con la que realizamos el giro motriz, con esto conseguimos que el esfuerzo de giro sea menor debido a que se trata de un sistema reductor de velocidad; en el engranaje de mayor número de dientes se encuentra la bobina del cable.

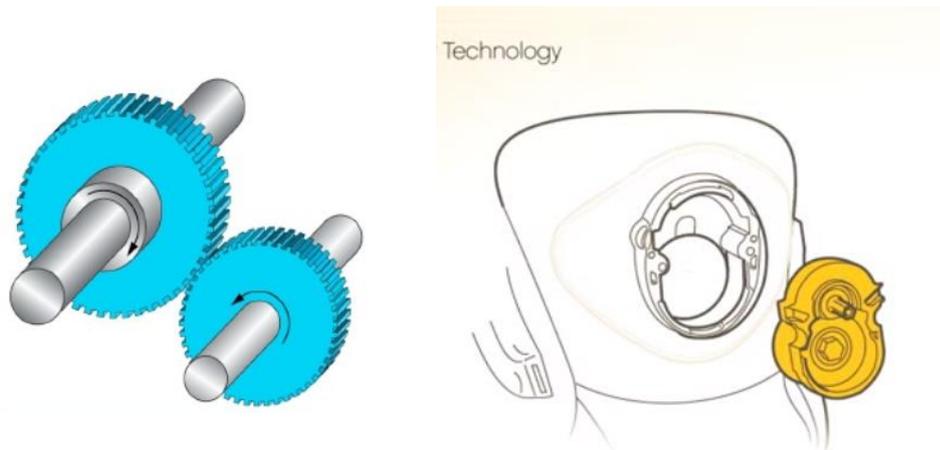


Figura 31. Carrete extraíble con dos ejes paralelos para engranajes en paralelo

Dependiendo de la relación de transmisión que escojamos tendremos que, por cada giro completo del engranaje motriz, el engranaje conducido de mayor número de dientes no completará una vuelta, por lo que tenemos que aumentar el número de rotaciones para recoger el cable en la bobina, pero tenemos un ajuste de tensión más preciso.

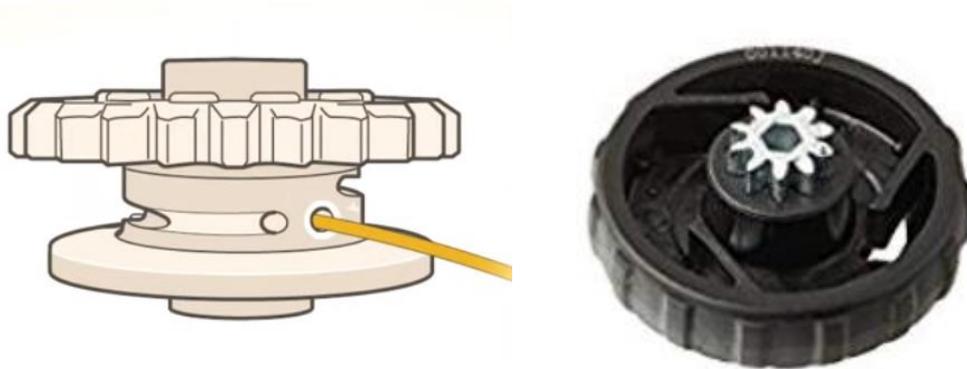


Figura 32. Bobina con engranaje conducido y ruleta con engranaje conductor

Las piezas citadas anteriormente se encuentran aisladas del exterior en una carcasa la cual consta de tres orificios, dos agujeros por los que sale el cable del carrete y otro por el que se ensambla la ruleta al eje del engranaje motriz. A su vez la carcasa cuenta con una extrusión circular con dientes en la zona de la ruleta que solo permite que esta gire en sentido de las agujas del reloj para dar tensión, evitando así el retorno de la ruleta y que se pierda la tensión del cable por desenrollarse del carrete. Al tirar de la ruleta hacia el exterior, sacaremos a la ruleta del ensamblaje del eje y de la zona de freno, por tanto, eliminaremos la tensión al girar el eje libre en sentido antihorario.

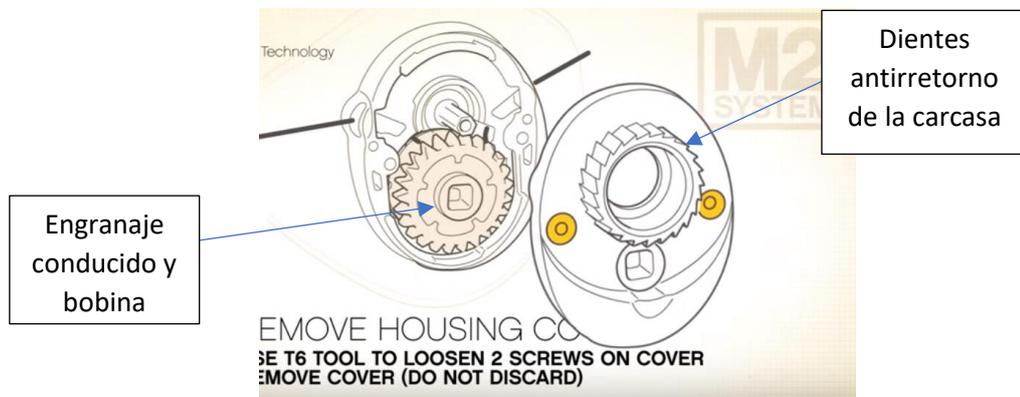


Figura 33. Carcasa aisladora del carrete y engranaje conducido

Como última observación, este sistema se ha utilizado ya para el windsurf en el apriete y sostención gancho del arnes.

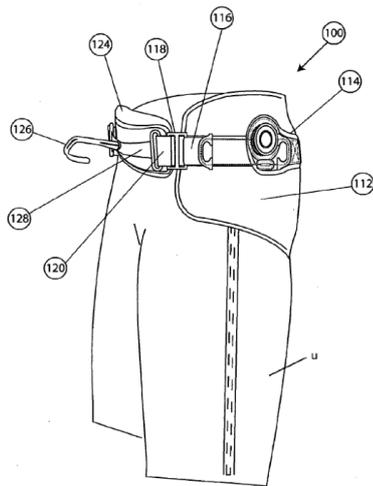


Figura 35. Arnés con sistema BOA en la cintura del windsurfista

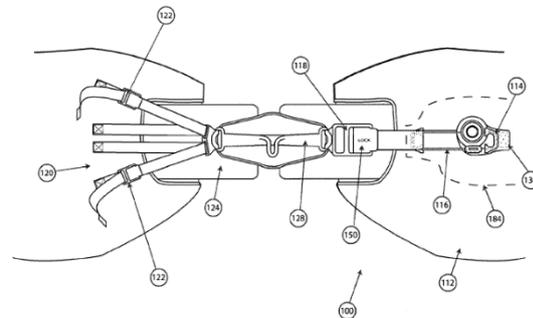


Figura 34. Arnés con sistema BOA

Este sistema tiene un funcionamiento similar al de los zapatos comentado anteriormente.

A continuación, comentaremos este sistema en el arnés de izquierda a derecha según la disposición en la Figura 34.

Se trata de una primera correa (nº122 de la Figura 34), cosida directamente al arnés que sostiene una de las partes del cancho metálico.

A continuación, estaría el gancho para poder sujetarse a los cabos de la botavara (nº124 de la Figura 34).

Y por su otro extremo tendríamos la segunda correa (nº116 de la Figura 34), la cual consta de una guía por la que iría el cable (nº116 de la Figura 35) deslizando con baja fricción hasta el sistema de carrete con el que proporcionamos la tensión al rotar su rueda giratoria y recoger el cable en su cubículo interior (nº114 de la Figura 35).

El carrete se encontrará acoplado directamente al lateral del arnés (nº112 de la Figura 35) al igual que lo estaba la primera correa.

3. Especificaciones de diseño

En este apartado analizaremos los requisitos que creemos convenientes para un buen diseño de nuestro sistema de tensión a la vela.

- Vida útil:

Lo más importante es que nuestro material funcione perfectamente durante el mayor tiempo posible. Debe soportar las fuerzas que se generan durante la navegación debido a las rachas de viento, los saltos o las olas ya que si se rompe nuestro material el windsurfista quedará a la deriva correrá un gran riesgo. Es debido a esto que lo más importante es la seguridad del usuario y, por tanto, la resistencia del sistema.

- Fuerza ejercida por el usuario:

Este requisito se refiere a la fuerza que tiene que hacer la persona que monta la vela usando el sistema de mecánico estudiado. Necesitamos que la vela adquiera su tensión adecuada con el menor esfuerzo requerido.

- Ergonomía:

La intención de nuestro nuevo diseño es facilitar la forma de montaje de la vela sin necesidad de que el usuario empuje una gran fuerza y lo realice de la manera más rápida, cómoda y sencilla posible. Debido a estos factores nuestro sistema deberá tener una forma ergonómica en lo referido a forma física y a funcionamiento.

- Resistencia a las condiciones marinas:

El windsurf es un deporte acuático que se realiza normalmente en el mar, por lo que el sistema deberá soportar la humedad y el salitre de una forma sobresaliente. Lo aconsejable es que el windsurfista enjuague el material después de cada navegada, pero esto no suele suceder en la realidad, por lo que si el producto no es del material adecuado se oxidaría y acabaría rompiéndose. El objetivo es que nuestro producto sea lo más longevo posible.

- Dimensiones:

El sistema no puede entorpecer nada al navegante durante la práctica, por lo que en los casos en los que el sistema vaya acoplado durante la navegación este deberá ir lo más recogido posible. Es decir, no deberá sobresalir más de los 15-18 cm diámetro que tiene la base circular del pie de mástil, ya que entonces no cabría en la zona de montaje de la funda del mástil y compartiría la zona de maniobrabilidad usada para los pies en la tabla; y en cuanto a altura, tendrá un máximo de 10 cm desde la base hasta la parte cilíndrica que se introduce en el mástil.

Para aquellos casos en los que el accesorio sea externo al aparejo, este deberá ocupar el menor volumen posible para que sea más cómodo de transportar.

- Masa total del sistema:

La ligereza del material es un factor fundamental para la comodidad en la navegación. Debido a ello los materiales predominantes para los accesorios de nuestra vela son el aluminio o el carbono, siendo mucho más caro el segundo debido a su mayor ligereza y mejores propiedades físicas.

Nuestro sistema deberá ir implementado o acoplable a los accesorios de montaje de la vela y deberán ser lo más ligeros posibles.

- Facilidad de incorporación y adaptación a los equipos actuales:

Es importante que nuestro sistema esté diseñado para que pueda montar las velas de las que disponemos en el mercado. Por ello, por muy beneficioso que sea un nuevo sistema de montaje si no lo podemos adaptar a al material de la industria del windsurf actual nos podría complicar sus ventas y nos cerraría mucho el mercado.

- Número de piezas necesario para funcionamiento:

Cuantas menos piezas lleve el sistema más sencillo resultará su uso y se necesitarán menos recambios en caso de rotura. Si el sistema no consta de piezas externas que se acoplan para su tensado y luego se extraen una vez conseguimos la tensión deseada evitaremos sumar más elementos y abaratar costes aumentando la comodidad al comprador.

- Compatibilidad de uso:

El elemento convencional con el que tensamos la vela de windsurf es el cabo que pasa por unas poleas situadas en la vela y el alargador. Dependiendo del sistema que diseñemos decidiremos cual es la mejor opción (cabo, cinta, correa dentada, alambre metálico...) y si necesitamos realizar alguna modificación a los elementos de una vela convencional, por ejemplo, cambiar el sistema de poleas de la vela o el alargador.

- Precio:

Los precios de todo el equipo de windsurf son elevados, así que debemos de intentar que nuestro producto sea lo más barato posible, intentando mejorar los precios de los accesorios actuales. Teniendo en cuenta que si sobrepasa más de lo normal sea porque la mejoría que ofrecemos facilita y beneficia la labor del windsurfista.

- Regulable:

Uno de los problemas actuales en la navegación es que normalmente una vez montada la vela y estamos en la navegación, no podemos regular desde el agua la tensión a la que montamos la vela sin regresar a la playa. Estos casos son muy comunes cuando el viento varía de intensidad.

Por tanto, un sistema que regule de manera sencilla la tensión sería una ventaja muy positiva para el windsurfista.

Por otro lado, muchos de los sistemas de tensión que encontramos en mercados ajenos al windsurf constan de varias velocidades que desmultiplican la fuerza necesaria a ejercer al tensar. Esta cualidad facilitaría la labor de montaje.

- Mantenimiento:

Debe ser lo más sencillo posible, dándole prioridad a que sea resistente a las condiciones que se le presente obtendremos un mantenimiento básico, como podría ser el del endulzado si ha sido expuesto a condiciones salinas.

En caso de que esté compuesto por varias piezas y se rompa una de ellas, los recambios deben ser asequibles y fáciles de desmontar y montar.

4. Estudio de alternativas de diseño

Tras esta etapa deberá quedar definido cuál va a ser el diseño que vamos a desarrollar, por lo que deberemos definir en la medida de lo posible los subsistemas que incorpora, las funciones que realiza y su apariencia general.

Por ello, primero procederemos a desarrollar unas propuestas de diseño y después evaluaremos cual será el mejor de ellos.

4.1. Propuestas de diseño

En este apartado mostramos las posibles propuestas con las cuales podríamos encontrar nuestro sistema óptimo para cumplir nuestros objetivos del proyecto intentando adaptar la idea al material de windsurf con el uso de bocetos.

Trataremos estas propuestas de una forma global, sin entrar en el diseño en detalle de los diferentes componentes del producto, es decir, nos centraremos en sus funciones principales.

4.1.1. Propuesta 1

Un sistema tensor de carraca con sierra dentada. En el estado de la técnica hablábamos de estos sistemas usados mayormente en deportes como es esquí o el snowboard. Incluso ya se ha usado para el windsurf en accesorios como el arnés.

Como vemos en la *Figura 36*, la idea principal sería la de adaptar una sierra dentada al alargador gracias a la ayuda de un remache o tornillo inoxidable y sustituir la polea que contiene la vela por la carraca en el punto de amura.

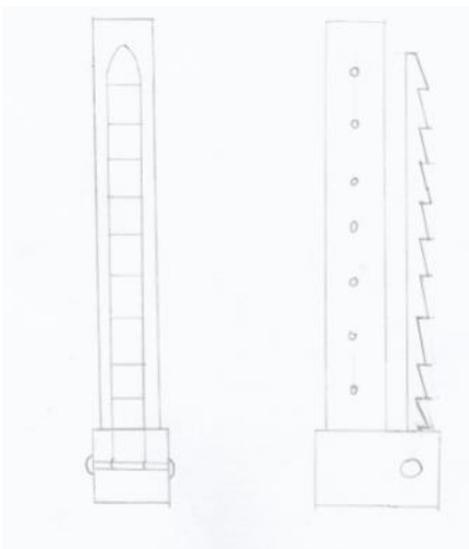


Figura 37. Alargador con sierra dentada

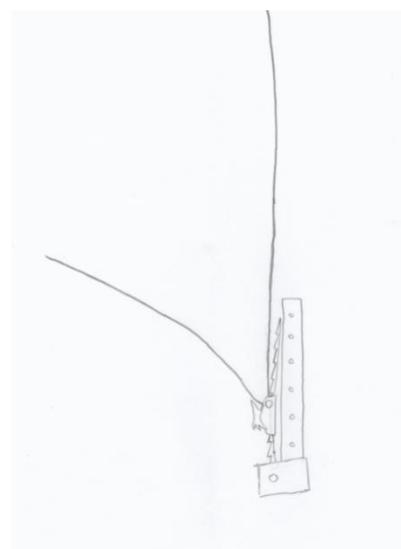


Figura 36. Funcionamiento de la carraca y sierra dentada en el aparejo

En cuanto a su funcionamiento sería sencillo, introduciríamos el alargador en el mástil y pasaremos la sierra dentada a través de la carraca. Esta sierra dentada, podría ser de plástico o de algún material gomoso más flexible, siempre y cuando aguantes las condiciones a las que se someterá. Accionando repetidamente la carraca hacia la persona que lo acciona conseguiremos ir dándole la tensión que necesita la vela. La carraca irá expulsando poco a poco la correa la cual se irá introduciendo en la funda que tiene la vela para introducir el mástil, con lo cual no estorbara nada la para la práctica del deporte al quedar bien recogida.

Los cambios que tendríamos que hacer no sería drásticos ya que solo habría que adaptar un alargador y cambiar la polea de la vela por la carraca. Además, se trata de accesorios baratos y de poco peso si se diese el caso de necesitar un recambio.

Las cargas que soporta este sistema según los fabricantes actuales si cumplirían con la tensión que lleva la vela, pero con un margen no muy grande. Podrían adaptarse a materiales más robustos o realizarlos de mayor tamaño. Además, la palanca de la carraca podría aumentarse para que el usuario pudiese hacer un mayor esfuerzo de torsión para la parte crítica.

Un inconveniente que podría suceder en primera instancia es que, en la primera fase del tensado, cuando lleva pocos centímetros ganados en la correa, los esfuerzos de tensión son menores y la carraca que se encuentra en la vela no queda sujeta por los esfuerzos, con lo cual sería necesario sujetarla con la mano para que no baile y nos permita hacer el movimiento idóneo completo.

4.1.2. Propuesta 2

Esta propuesta es similar a la propuesta 1, la diferencia es que en este caso se invierte la posición de la carraca y la correa dentada. Como ventaja tendríamos que este pequeño problema de los momentos iniciales de la tensión desaparecería, ya que la carraca iría fijada en el alargador y no daría pie a que esta se mueva en la maniobra. Además, al ir la carraca fijada y no desplazarse cuando se acciona permite al montador ejercer mayor fuerza al tirar de ella hacia él.

En cambio, al colocar la correa en la vela e iniciar la tensión esta iría saliendo por la zona inferior del punto de amura. Por lo que la correa necesitaría ser flexible para que cuando se termine de tensar se pueda girar 180º y se vuelva a introducir por el hueco de la funda de la vela, ya que si no quedaría en mitad de la zona en la que actúa el windsurfista y molestaría para la navegación.

4.1.3. Propuesta 3

La siguiente propuesta utilizará como recurso una cinta de trinaje. El accesorio constará de la carraca y la cinta con dos ganchos a los lados.

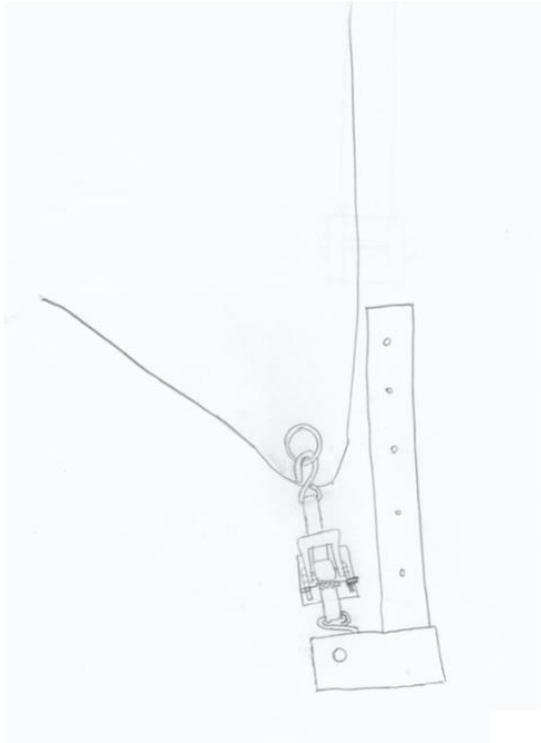


Figura 39. Funcionamiento de la cinta de trinaje en el ap

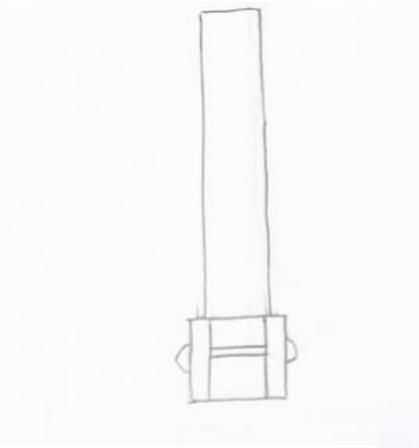


Figura 38. Alargador adaptado a la cinta de trinaje

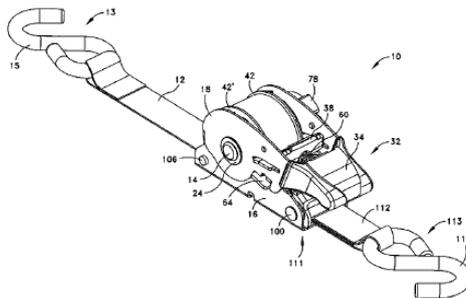


Figura 40. Cinta de trinaje estandar

Para poder tensar la vela colocaremos unos de los canchos al hoyuelo de la vela y el otro lo engancharemos a remache o tronillo que lleve el alargador, como podemos ver en las siguientes imágenes:

Este sistema aguantará sobradamente las tensiones solicitadas gracias a la cinta, pero tiene como gran inconveniente que la carraca que entre la vela y el alargador y deja demasiada

distancia entre el puño de amura y el alargador. Esto conlleva a un problema importante en la comodidad de la navegación.

Además, de que la carraca está libre y no la sujeta nada, por lo que se movería y resultaría incomodo cuando accionamos la palanca al tensar.

4.1.4. Propuesta 4

El problema anterior se podría resolver si incorporamos la carraca de forma fija a la parte inferior del alargador. De esta forma ya no tendríamos el problema del espacio entre ambos y, además, sería más fácil tensar la vela al estar fijo.

Además de usar la cinta podría analizarse la alternativa de usar cabo de windsurf convencional con el sistema y así utilizar también las poleas que vienen en la vela, facilitando el esfuerzo de tensado.

4.1.5. Propuesta 5

Esta propuesta pretende utilizar un winche o cabestrante como sistema de tensado de la vela de windsurf.

Este sistema es común en cualquier embarcación que vaya a vela ya que consigue desmultiplicar el esfuerzo. Podemos realizar el trabajo a partir de cualquier parte del cabo gracias a al rozamiento con el cabo y este.

En nuestro diseño incorporamos el winche al alargador y pasamos el cabo un par de veces por las poleas de la vela. Luego lo amordazaríamos en la guía del winche y con la ayuda de una manivela giraríamos el cuerpo del winche y tensaríamos el material.

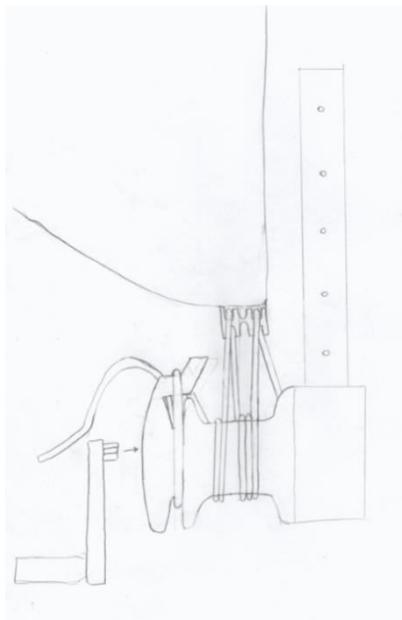


Figura 41. Funcionamiento del winche en el aparejo

Este sistema soportará las fuerzas que necesitamos, pero tendremos un problema de tamaño, probablemente de peso y tendremos que usar elementos externos como la manivela para poder aplicar la tensión.

4.1.6. Propuesta 6

El sistema BOA es un sistema de tensado que está creciendo y expandiéndose a nuevos usos y deportes gracias al estudio que se le está sometiendo y las facilidades que presenta. Como ya hemos comentado en windsurf se puede usar para dar y mantener los esfuerzos de tensión del arnés.

El sistema iría colocado en la parte inferior del alargador. Aquí usaremos el propio alargador como habitáculo para el carrete y zona donde se aplica la fuerza por el usuario gracias a la ruleta. Del él saldría el elemento tensor (cable o cabo) y lo pasaríamos por las poleas, las cuales funcionarían como guías, de la misma forma que se hace en la patente del alargador Duotone XT, es decir, polea abierta de acero inoxidable que permite el aparejo loop-loop-go ya comentada anteriormente.

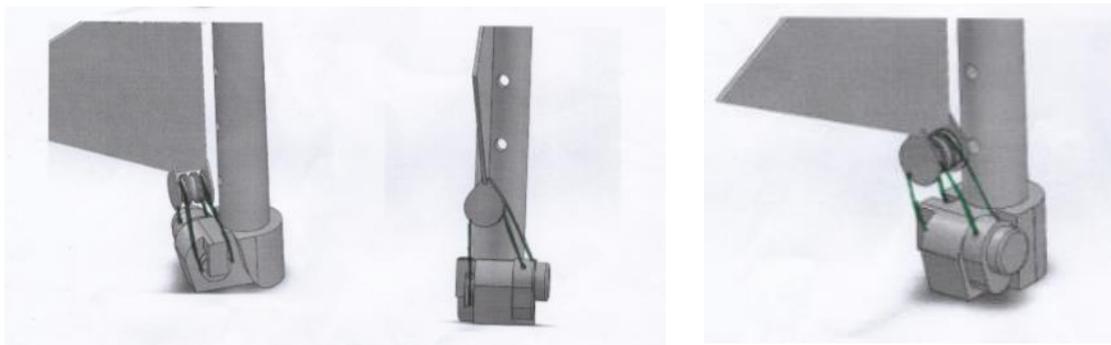


Figura 42. Sistema BOA en el aparejo

Como ya hemos comentado en el apartado del estado de la técnica, este sistema sí aguantará los esfuerzos de tensión, pero no con demasiado margen. Por lo que tendríamos que estudiar dimensiones de cable y demás elementos para poder garantizar la viabilidad del sistema ante la rotura. Con el uso de las poleas desmultiplicamos las tensiones y el esfuerzo de torsión necesario a realizar por el usuario en la ruleta, pero podría ser necesario que se diseñase una ruleta que facilitase esta labor.

El cabo o cable quedaría dentro del carrete por lo que no habría sobrante de este y se optimizaría el espacio al máximo.

Gracias al carrete podemos usar un cable metálico de menor diámetro y con menor rozamiento, ya que el funcionamiento interno de fijación evita la necesidad de usar cabo y tener que fijarlo en su extremo final en la mordedura por rozamiento, lo cual implicaba un gran desgaste del mismo.

Es un sistema sencillo de usar y que está dando grandes resultados en una gran variedad de usos.

4.2. Evaluación de los diseños

En este apartado evaluaremos las propuestas de diseño citadas en el apartado 4.1, para ello hemos recurrido al método Electre, el cual nos ayuda a elegir cual es la mejor propuesta de diseño según los requisitos que hemos establecidos ponderándolos del 1 al 5, siendo el 5 el de mayor importancia y el 1 el de menor importancia.

Gracias a este método obtendremos el mejor diseño ante las especificaciones del sistema de tensado de nuestra vela, aquel que sea el mejor será el que se desarrolle.

- **Requisito A:** “Vida útil”, es necesario que la vela soporte las tensiones de montaje y durante el ejercicio, durando el mayor tiempo posible. Se pondera con un valor de 5, ya que es algo esencial.
- **Requisito B:** “fuerza ejercida por el usuario”, uno de los objetivos principales del proyecto es que el windsurfista realice un menor esfuerzo a la hora de montar la vela. Nota: cuanto mayor valor de ponderación en la matriz de evaluación menor esfuerzo necesitará ejercer el usuario en el montaje. Se pondera con un valor de 5 ya que si el esfuerzo es mayor que el convencional no interesará utilizar el nuevo sistema mecánico.
- **Requisito C:** “Ergonomía”, el segundo objetivo principal del estudio es poder facilitar el montaje de la vela de una forma cómoda y sencilla. Por lo que se ponderará con un 5 aquel sistema que resulte más cómodo.
- **Requisito D:** “Resistencia a las condiciones marinas”, todos los materiales usados en windsurf que deben ser resistentes a la humedad y el salitre por lo que este requisito se ponderará con un 5 en aquellos que tengan las mejores condiciones.
- **Requisito E:** “Coste”, el accesorio debe ser lo más barato posible, ya que queremos conseguir un producto que simplifique la labor al windsurfista pero que pueda ser accesible económicamente a él. Cuanto mayor valor le demos en la matriz menor será el coste del total necesario para montar nuestro material de windsurf. Se ponderará con un valor de un 4 ya que, aunque se quiera hacer lo más económico posible, el windsurf se trata de un deporte caro para cualquiera de sus productos.
- **Requisito F:** “Volumen que ocupa” lo ideal sería que nuestro sistema fuese lo más pequeño posible una vez preparado el material para navegar para evitar que este entorpezca demasiado. Debido a que este factor es difícil de mejorar con respecto a un alargador de montaje convencional pero no es especialmente riguroso lo ponderamos con un 4. El valor máximo será para aquel que sea de igual o menor tamaño que un alargador convencional.
- **Requisito G:** “masa total del sistema”, a pesar de la importancia de la ligereza de nuestro material, podemos aumentar un poco el peso si los demás requisitos son beneficiosos. Además, podemos disminuir el peso del equipo utilizando materiales más caros como el carbono en lugar del aluminio en los accesorios convencionales de nuestro material. Debido a este factor que permite una mayor holgura se ponderará con un 4. Nota: el valor máximo será para el mecanismo que sea igual o más ligero que un alargador convencional.

- **Requisito H:** “facilidad de incorporación y adaptación a los equipos actuales”, cuantos menos cambios tengamos que realizar al material de windsurf para incorporar el mecanismo más amplitud de marcas podrán adaptar este sistema y, por tanto, llegará a más gente. Se ponderará con un 3 y el valor máximo será aquel sistema que no requiera modificar ningún elemento de la vela, el mástil o alargador.
- **Requisito I:** “número de piezas necesario para funcionamiento”, cuantos menos elementos requiera el sistema para su funcionamiento y, además, estén incorporados en el mismo sin que sean extraíbles y puedan perderse, optimo y sencillo resultará para el comprador. Según esta explicación, se ponderará con un 2 y el sistema que lleve todo lo necesario incorporado para su funcionamiento tendrá la mejor nota.
- **Requisito J:** “desmultiplicador”, el poder regular nuestro sistema de tensado y poder llegar a tensiones más altas aplicando la misma fuerza por el usuario gracias a desmultiplicadores de carga es un punto muy a favor para el windsurfista. Pero se ponderará con un valor de 2 ya que lo importante es que nuestro equipo alcance la tensión deseada. Nota: el valor máximo se le otorgará al mecanismo que conste de mayor desmultiplicación de esfuerzos.
- **Requisito K:** “destensado” poder destensar la vela de una forma controlada beneficiaría la navegación a la hora de afrontar un cambio en la intensidad del viento. Se ponderará con un 2 ya que este acto es algo que muy pocos windsurfistas hacen ya que realmente el cambio es muy poco apreciable. Aquel que pueda destensarse de una forma precisa y cómoda tendrá la mayor puntuación.
- **Requisito L:** “mantenimiento nulo”, el sistema debe intentar tener un mantenimiento nulo, como el resto de elementos de nuestro equipo de windsurf. Se pondera con un valor de 1 ya que hay que tener una mínima supervisión del estado de los elementos del equipo de windsurf para poder navegar de una forma segura.

Matriz de evaluación:

ET= Estado de la técnica

ET1= Accesorio con cepo

ET2.1= Con agujeros pasantes sin manivela

ET2.2= Con agujeros pasantes con manivela

ET3= Alargador Duotone Power XT

Requisitos de evaluación													
Diseños	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	Valor ponderado
ET1	5	0	0	5	3	5	5	5	4	0	0	5	130
ET2.1	5	1	1	5	2	5	3	5	4	0	0	5	128
ET2.2	5	4	5	5	1	5	2	5	4	0	0	5	155
ET3	3,5	5	5	4	2	4	5	4	5	5	5	3	171,5
Propuesta 1	4	3	3,5	5	4,5	5	5	2	5	2	0	3,5	159
Propuesta 2	3	3,5	4	5	4	5	5	2	5	2	0	3	156,5
Propuesta 3	5	4,5	2	4	3	0	1	3	1	2	0	4	112,5
Propuesta 4	5	5	5	4	3,5	2	1,5	1	2	2	0	4	138
Propuesta 5	3,5	5	4,5	5	0	1	2	3	1	5	3	3	129
Propuesta 6	3,5	3	5	4,5	5	5	5	4	5	3,5	0	5	174
Peso criterios	5	5	5	5	4	4	4	3	2	2	1	1	
Peso total máximo													205

Tabla 3. Tabla de decisión del método Electre

Justificación de las puntuaciones más altas y bajas de cada diseño:

- Accesorio con cepo (ET1): El principal inconveniente de este objeto es la incomodidad que conlleva usarlo ya que el usuario deberá tirarse al suelo y ayudarse con el pie para hacer contrapeso al tensar con sus fuerzas. En cuanto a tamaño y resistencia obtiene la máxima nota ya que es una pieza, normalmente metálica, de pequeño tamaño. Aunque es barato, es un accesorio externo al material en sí que necesitamos en la navegación, por lo que además de comprarnos el accesorio necesitamos también comprar un alargador normal para su uso, por lo que no abarataríamos en costes.
- Accesorio con agujeros pasantes sin manivela (ET2.1): La puntuación es muy similar al anterior, pero este resulta un poco más cómodo ya que al ser de mayor tamaño la sujeción es más cómoda y se puede hacer mayor esfuerzo, pero también se tiene que apoyar en su pie desde el suelo para el tensado. En cuanto los costes, ocurriría también igual pero además este caso es más caro que la ET1.
- Accesorio con agujeros pasantes sin manivela (ET2.2): La principal ventaja de este accesorio es la gran fuerza que se puede aplicar con él y de una forma sencilla (accionando la manivela únicamente). Pero suelen ser muy pesados y de gran tamaño, aunque son accesorios extras que no usamos durante la navegación, pero

son una carga más a la hora de transportar el material. Al igual que los dos anteriores el aparejo no necesita ningún cambio para su funcionamiento, ello implica que necesitemos también del alargador para tenerlo completo, aumentando costes.

- Alargador Doughtone Power XT(ET3): Este alargador consigue montar la vela de una forma sencilla, con poco esfuerzo y permite regular la tensión durante la práctica. Además, sabemos de su perfecto funcionamiento según la experiencia personal. Los valores en los que es un poco más débil son en el volumen que ocupa y el sobrante de cabo que le queda, ya que, aunque no estorba a la navegación, podría haber otros sistemas que reduzcan su tamaño más que este. El elemento que transmite la carga es de cabo que incorpora, y este se deteriora habitualmente por lo que necesita de un cierto mantenimiento. Por último, es el alargador más caro del mercado, ya que al no haber otro sistema de tensión que tenga sus cualidades hace que tenga un precio bastante significativo.
- Propuesta 1: Este sistema tiene el inconveniente de que debemos de adaptar nuestra vela y alargador para poder usarlo, dificultando su uso en equipos antiguos. La carraca en la vela provocará que la sierra dentada quede mejor oculta en la funda de la vela, pero dificultará la maniobra de tensión al no encontrarse fija, por lo que no se podrá realizar tanta fuerza y costará llegar a la tensión deseada. Para saber con certeza si aguanta las tensiones necesarias para navegar deberíamos realizar un estudio minucioso. Los costes de las piezas son baratos, simplemente se necesitará adaptar el alargador y el punto de amura.
- Propuesta 2: En esta propuesta mejoramos la posición de la carraca para poder realizar mayor esfuerzo en el tensado, pero tenemos el inconveniente de que la sierra dentada sale por la parte de debajo de la vela, por lo que tendríamos que doblarla y meterla por la funda del mástil. Esto provocaría que la sierra fuese flexible y no soportase tanta tensión de la vela, con lo que tendríamos que revisarla más que en el caso anterior por si aparecen grietas en ella. Los costes son un poco mayores ya que es más complicado adaptar la carraca en el alargador.
- Propuesta 3: En este sistema podemos soportar grandes tensiones, pero no se puede accionar la carraca de la manera más cómoda al ir libre y que sean los extremos de la cinta los que tiran de la vela y el alargador para ejercer la tensión. Deberíamos de adaptar un alargador y quitar las poleas de la vela para su funcionamiento. Además, al ir entre el hoyado de la vela y el alargador la carraca no permite que estos se aproximen, provocando que la vela no esté en su posición natural y resulte muy incómodo en la navegación. Este sistema ocupa por tanto un gran volumen y resultaría muy pesado. El problema con los costes es que, aunque es barato el accesorio individualmente, también debemos de adquirir un alargador adaptado a él.
- Propuesta 4: Mejoraríamos la fijación de la carraca al incorporarla en el alargador y por tanto la comodidad y la fuerza que se realiza. En la vela deberíamos quitar las poleas e incorporar una cinta cosida en el puño de amura, por lo que habría que

adaptar el material de una forma significativa. El sistema iría incorporado en el alargador perno necesitaríamos modificar la vela.

- Propuesta 5: El winche se tendría que incorporar únicamente a un alargador reduciendo su tamaño convencional ya que si no pesaría demasiado. En muchos casos estos son regulables y se puede ejercer más fuerza, pero recogiendo menos cabo. Se necesitaría de la ayuda de una manivela que realizase la rotación de este. El cabo que incorpora podría romperse por el rozamiento, como sucede con la ET3. Los winches son accesorios muy caros por lo que si le sumamos la incorporación de este al alargador los costes se disparan.
- Propuesta 6: Este sistema podría ser el más ligero y de menor tamaño. Se incorporaría solamente en el alargador y montaría la vela de una forma cómoda y sencilla de la misma forma que el Duotone Power. Este sistema usa en la actualidad un cable metálico resistente a ambientes húmedos por lo que podría durar más al soportar mayores esfuerzos que el cabo convencional el cual se deteriora muy rápido con el rozamiento, en caso de que no le afectase en gran medida la corrosión. Además, el cable va recogido en el interior del carrete por lo que no quedaría sobrante de cabo, optimizando así el espacio.

Necesitaremos realizar un estudio exhaustivo de las tensiones que soporta el carrete y de la fuerza que debe ejercer el windsurfista al girar la ruleta para poder tensar la vela.

Análisis de los mejores diseños:

Podemos analizar los datos obtenidos en la tabla y vemos como existen varias propuestas que se acercan unas a otras.

Descartamos la ET2.2 ya que se trata de un sistema de tensión demasiado aparatoso y ya puesto a la venta.

Las propuestas 1 y 2 tienen una buena puntuación, pero según sus características, estas no consiguen mejorar a la ET3. Es la propuesta 6 la que consigue superar en puntuación a la ET3 ya que esta propuesta se trata de un intento de mejora o alternativa del alargador Duotone (ET3).

Por tanto, la propuesta 6 es la propuesta más viable a desarrollar en nuestro proyecto.

5. Proceso de diseño

Una vez hemos escogido al sistema BOA como la propuesta más favorable, nos disponemos a mejorar el diseño actual adaptándolo para su uso en el windsurf.

5.1. Elección del tipo de Sistema BOA

Como hemos explicado en el estado de la técnica existen dos tipos principales de Sistema BOA, por tanto, debemos escoger cuál es el que más nos beneficia y a partir de él trabajar para diseñar nuestro producto.

Para montar una vela de windsurf se necesita aplicar mucha tensión, por tanto, el sistema M2 no beneficiaría para este factor, ya que este nos permitirá usar una relación de fuerza distinta a la 1:1 gracias al sistema de engranajes que contiene. Esto nos permitirá realizar un par menor con nuestra mano a la hora de montar la vela y a su vez nos dará un ajuste más preciso de la tensión deseada, ya que realizará un mayor número de rotaciones debido a la relación.

Pero este cuenta con el inconveniente de que necesita de dos ejes paralelos, los cuales tendrían que soportar la tensión del sistema. Esto implicará un aumento considerable del volumen necesario debido a la separación de los engranajes según la relación de fuerza que necesitamos, del peso y la complejidad del sistema.

Es por esta razón por la que necesitaremos de un eje común para todos los elementos del sistema. Por tanto, necesitaremos diseñar un sistema similar al sistema BOA M3 que transmita la tracción necesaria a nuestra bobina para conseguir hacerla girar.

5.2. Mejoras del diseño

En este apartado vamos a adecuar el sistema BOA M3 escogido con anterioridad a nuestro equipo de windsurf. Solucionaremos los problemas e inconvenientes del diseño actual hasta llegar a un producto que cumpla los objetivos impuestos.

Estudiaremos las piezas más importantes del sistema y explicaremos el funcionamiento final del conjunto.

5.2.1. Mecanismo de accionamiento

Esta decisión será crucial para continuar con el desarrollo de las demás partes de sistema, ya que dependiendo de la elección que tomemos la forma de hacer girar el carrete será diferente.

Para que el usuario pueda hacer girar la bobina, necesitará de un apoyo con el que de manera cómoda y sencilla consiga transmitir con su fuerza el par necesario vencer la carga del sistema y hacerlo girar con el menor esfuerzo posible. Este apoyo debe ser cómodo de sujetar, fácil de accionar y ocupar el menor tamaño posible en su estado de inactividad para la navegación. Dados estos requisitos tenemos:

- Mecanismo con ruleta rotatoria: el usuario sujetará la ruleta con los dedos corazón, índice y pulgar; y con la ayuda de su muñeca hará girarla en sentido horario para accionar el sistema e ir recogiendo el cable hasta alcanzar la tensión

necesaria en la vela. Cuanto mayor sea el diámetro de la ruleta mayor par conseguiremos.



Figura 43. Mecanismo de ruleta giratoria

- Mecanismo con palanca: al igual que el sistema Power XT, utilizaríamos una palanca que se sujeta con la palma de la mano y mediante movimientos de vaivén accionaremos al eje motriz para hacerlo girar y conseguir tensar la vela. Cuanto más larga sea la palanca conseguiremos aplicar mayor par y menor será el esfuerzo necesario. Para evitar perder la tensión ganada, la palanca actuará como una carraca.



Figura 44. Mecanismo con palanca

- Mecanismo con empuñadura en T: el mecanismo funcionaría igual que el de ruleta, en cambio, varía en la forma de sujeción. La palanca de giro tiene dos salientes que forman una T, donde con ayuda de los dedos y la palma de la mano,

conseguiremos hacerla girar en sentido horario. El momento torsor será igual a la suma de la fuerza aplicada en cada extremo de los dos brazos por la distancia al centro de la T, cuanto más largas sean los brazos mayor momento torsor conseguiremos. En resumen, la forma sería similar a la de un sacacorchos o una tuerca mariposa.



Figura 45. Mecanismo con empuñadura en T

Conclusión: la palanca es el mecanismo más cómodo de utilizar y que permite realizar mayor par, ya que el montador hará el esfuerzo con la palma de la mano, los músculos del brazo e incluso se ayudará de su propio peso si fuese necesario. Además, en su estado de reposo queda oculto y no sobresale, a diferencia de la ruleta giratoria y la empuñadura en T.

Por ello es necesario adaptar el funcionamiento de la palanca del sistema Power XT para conseguir hacer girar a la rueda dentada del mismo y al carrete de nuestro Sistema BOA, modificando las piezas principales de ambos sistemas de forma que giren conjuntamente gracias al uso de una transmisión chaveta-chavetero entre ellas. Por tanto, nuestro sistema surge de la modificación y adaptación de ambos sistemas ya patentados.

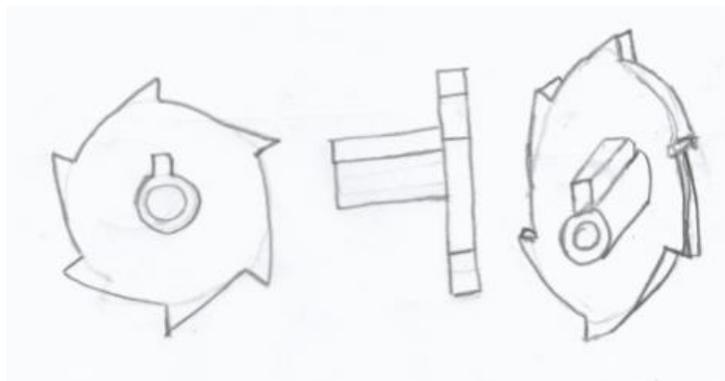


Figura 46. Boceto rueda dentada con dientes de sierra y chaveta

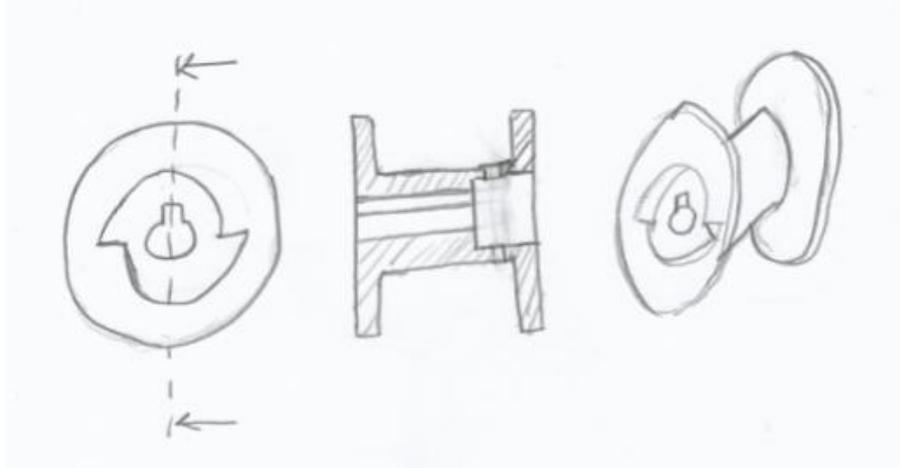


Figura 47. Boceto carrete con chavetero

5.3. Análisis funcional y diseño de detalle

En este apartado explicaremos el funcionamiento completo del mecanismo y, además, entraremos en detalle sobre cuáles son y cómo funcionan las diferentes piezas que componen nuestro sistema.

Por otro lado, analizaremos los materiales utilizados y entraremos en el estudio del dimensionado de las piezas más importantes.

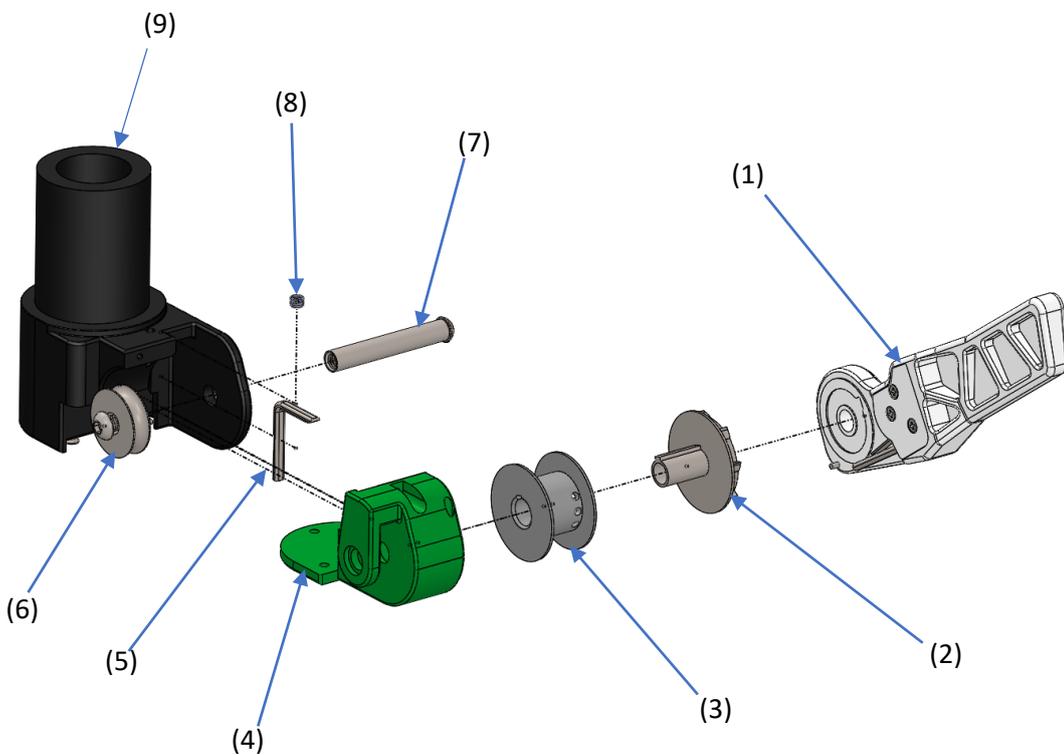


Figura 48. Vista en extrusión del ensamblaje del mecanismo

5.3.1. Funcionamiento del sistema con palanca

En la siguiente imagen vemos el ensamblaje completo del sistema. Este cuenta con un carrete interno en el que se enrolla o desenrolla el cable al tirar de una palanca. La palanca cuenta con un selector que permite que el carrete pueda girar en ambos sentidos.

El cable unirá las poleas de la vela con la polea que lleva el mecanismo y permitirá así la transmisión de la tensión entre ambos.

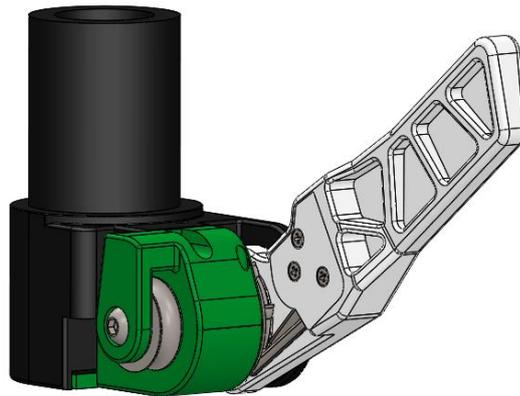


Figura 49. Mecanismo para tensado completo

A continuación, explicaremos de forma detallada cómo funcionan las partes del mismo.

5.3.1.1. Transmisor de par a la bobina

Al utilizar la palanca (1) como forma de aplicar el par, nos apoyaremos en el mecanismo fundamental del sistema Power XT para adaptarlo a las necesidades que requiere el nuestro. En el colocaremos todas nuestras piezas giratorias sobre un eje (7) común que va de un extremo a otro de la base del alargador.

La pieza principal es una rueda con dientes en sierra (2) la cual cuenta con un saliente con chaveta en su parte central que se introduce en el interior del carrete (3) para conseguir transmitirle el par a esta.

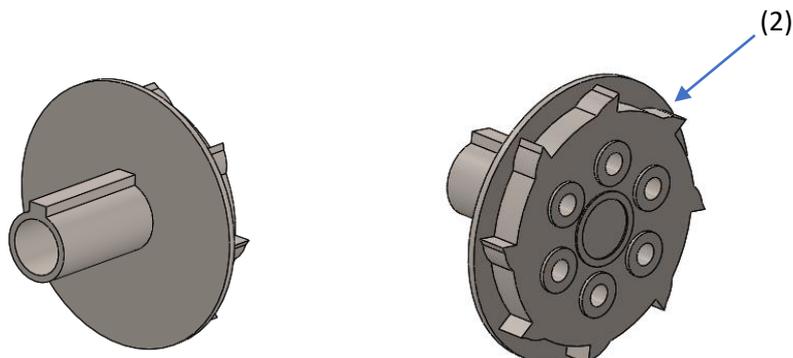


Figura 50. Rueda dentada

Nuestra palanca (1) contará con una “L” metálica (10) que hará tope con la parte más vertical de los dientes de la ruleta (2) y hace que esta gire hacia abajo.

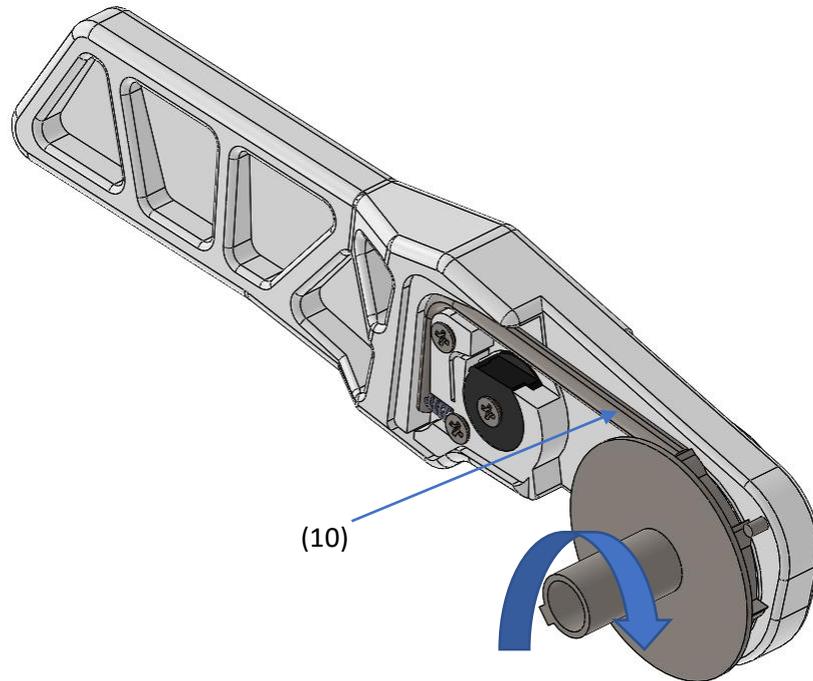


Figura 51. Conjunto palanca

Una vez palanca (1) llega a al máximo de su giro, retrocederemos en sentido contrario y la “L” (10b) que actuaba de cuña dibujara la superficie de la rueda dentada (2) gracias a la compresión del muelle (11) en las zonas escalonadas del diente de la ruleta (2).

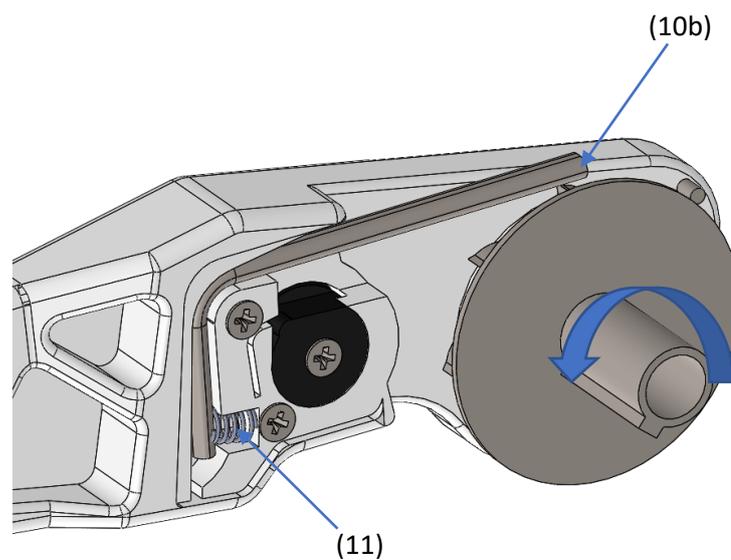


Figura 52. Accionamiento del muelle de la palanca

A continuación, explicaremos como evitar el retroceso de la rueda dentada.

5.3.1.2. Sistema de frenado

Para evitar que nuestro sistema pierda la tensión ganada que hemos conseguido girando hasta su máximo la palanca (1), necesitamos que nuestra rueda dentada (2) quede inmóvil y no retroceda con ella. Para ello otra cuña en “L” (12) situada en la base del alargador (9) irá a su vez dibujando el recorrido de los dientes de la rueda (2) gracias al siguiente muelle (13) que hace presión contra su superficie, consiguiendo así que cuando retroceda la palanca (1) la rueda (2) quede fija contra esta última cuña (12). A continuación, se muestra una vista recortada del sistema con los componentes mencionados:

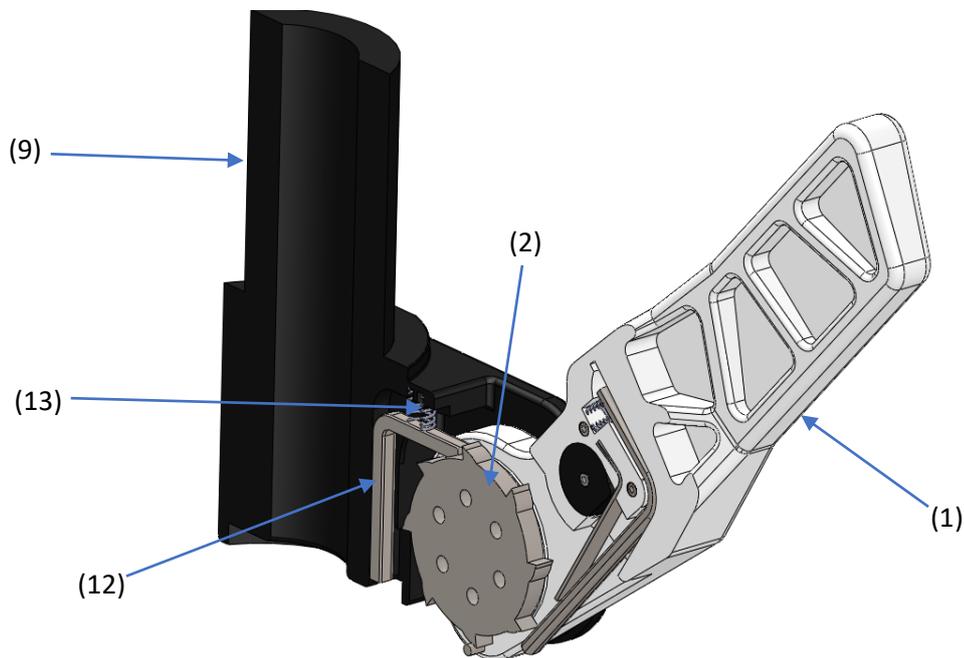


Figura 53. Vista recortada para detallar la cuña antiretorno

5.3.1.3. Destensado

Conseguiremos el destensado del sistema levantando las cuñas (10) y (12) que lo frenan. La cuña (10) de la palanca (1) la desplazaremos fuera de radio máximo de la rueda dentada (2) gracias a un selector (14) que la empujará contra su muelle (11) y permitirá así que la palanca (1) se mueva libremente sobre el eje (7) sin ningún impedimento. Para ello el selector (14) empujará a otra “L” metálica de menor espesor y tamaño y de mayor flexibilidad (15) contra la cuña (10c) de la palanca (1).

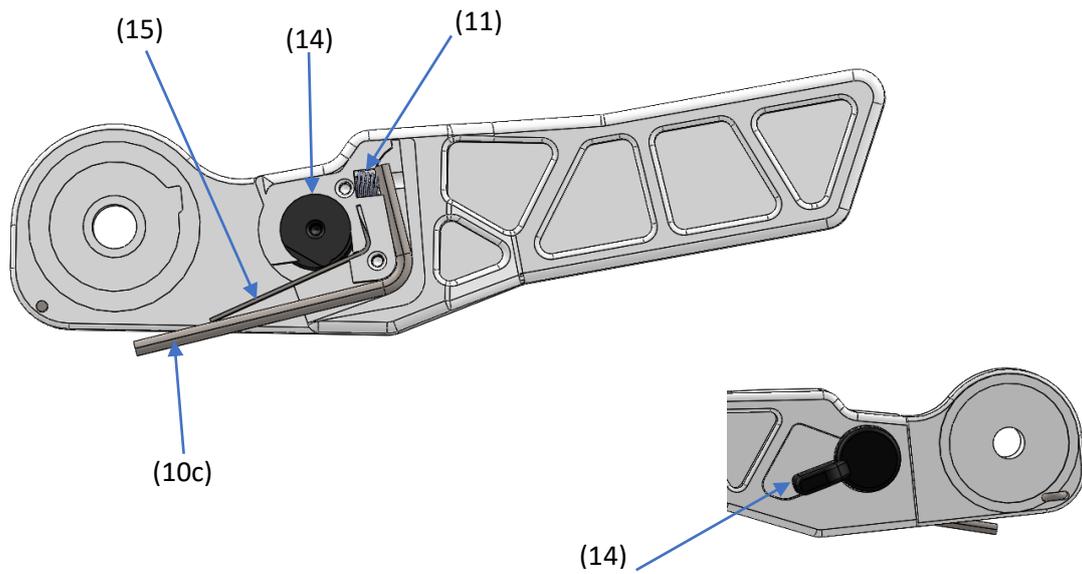


Figura 54. Palanca en modo destensado

Por otro lado, necesitamos hacer lo mismo con la cuña (12) de la rueda que se encuentra en la base (9). Por lo que utilizaremos la propia palanca (1) libre gracias al selector (14) que mueve la cuña (10c) para desplazarla hasta su máximo inferior y gracias a la ayuda de un saliente (15) en su extremo presionar a la cuña (12) de la base contra su muelle (13) y levantarla del diente de la rueda (2) por lo que la rueda girará sin ninguna oposición, liberando la tensión a la que estaba sometida. El destensado durará el tiempo que tengamos la palanca (1) haciendo presión contra la cuña (12) de la base (9), permitiéndonos así un destensado controlado del sistema.

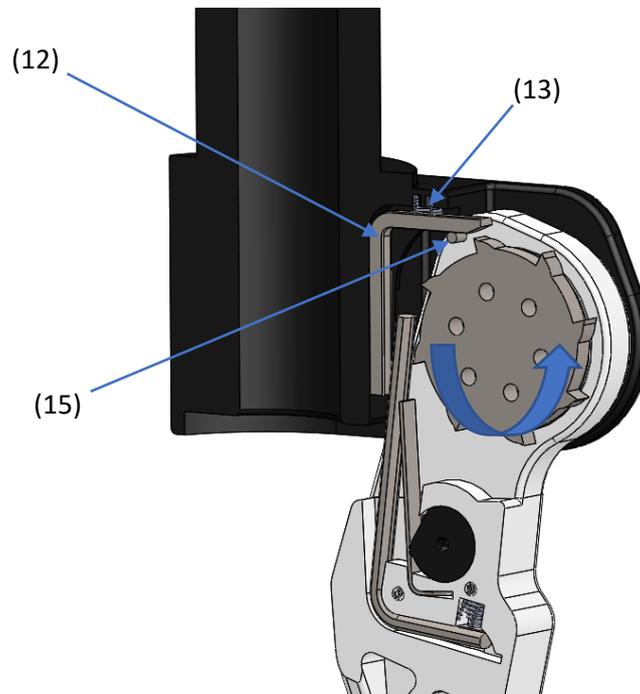
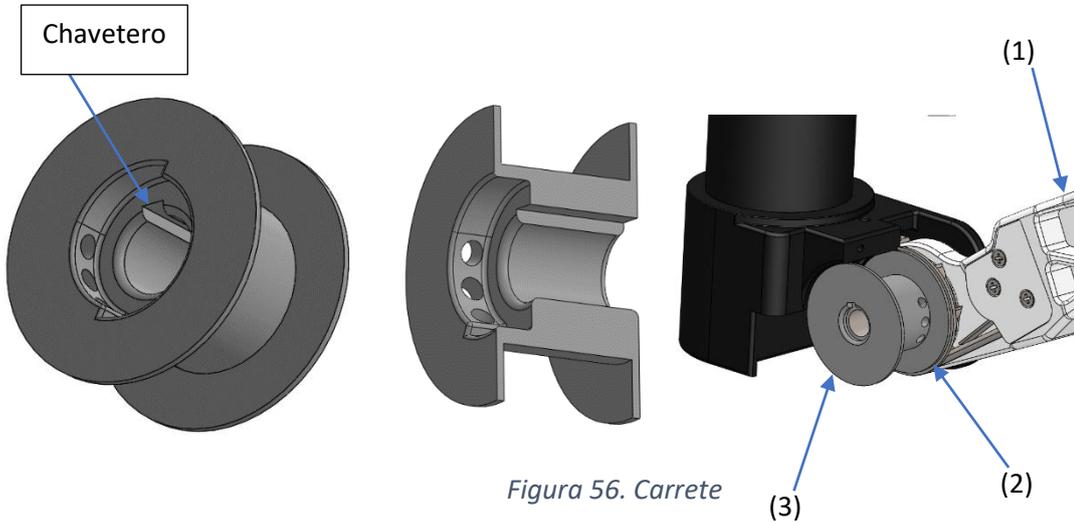


Figura 55. Cuña antirretorno presionada contra el muelle para liberar la rueda dentada

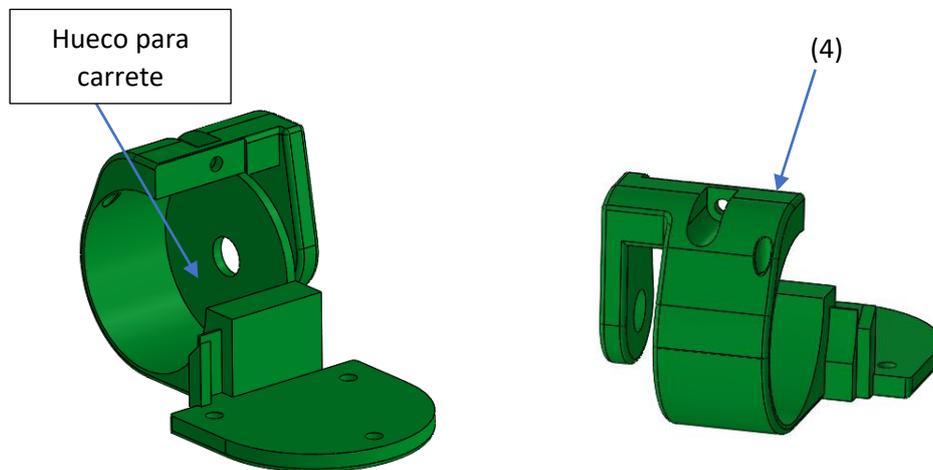
5.3.1.4. Bobina o carrete

Como ya hemos explicado en el apartado 0 el carrete (3) contará con un chavetero en el que se introduce la chaveta transmisora de par de la rueda (2). Al hacer girar la rueda (2) conseguimos enrollar o desenrollar el transmisor de la tensión en el carrete (3).



5.3.1.5. Envoltura aislante

El carrete (3) se protegerá del exterior mediante una pieza envolvente (4) unida a la base del alargador (9) por tornillos. La envoltura (4) contará con agujeros por los que sale el elemento tensor hacia las poleas de la vela.



En el extremo contrario a la palanca, la pieza envolvente (4) contará con una polea (6) que gira común al eje (7) del sistema con la que realizaremos el loop-loop-go, ya utilizado por el alargador Power XT, para tensar la vela.

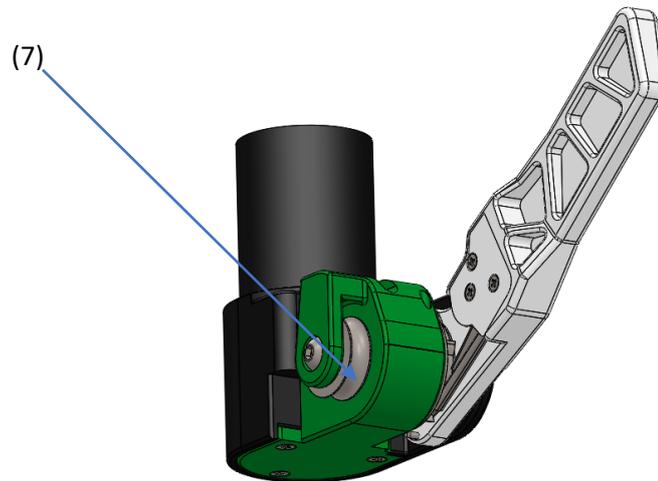


Figura 58. Localización de la polea

5.3.1.6. Transmisor de tensión

Desde sus inicios el windsurf ha utilizado el cabo para montar el aparejo completo. Pero como ya hemos comentado el cabo se deteriora con rapidez por el rozamiento que se produce en la zona de la mordida del alargador que evita el destensado. Por ello en el apartado **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** vamos a estudiar la posibilidad de sustituirlo por un cable metálico al igual que utiliza el Sistema BOA.

Este se fijará al carrete mediante un nudo por ambos extremos del cable. Esta fijación se hará pasando un extremo en zig-zag por tres orificios que se encuentran en la zona del tambor donde quedará enrollado, realizando así un nudo que se apretará más al aplicarle tensión, evitando así que se suelte durante la práctica de la actividad. Luego se repetirá el procedimiento con el otro extremo del cable en el lado inverso del carrete.

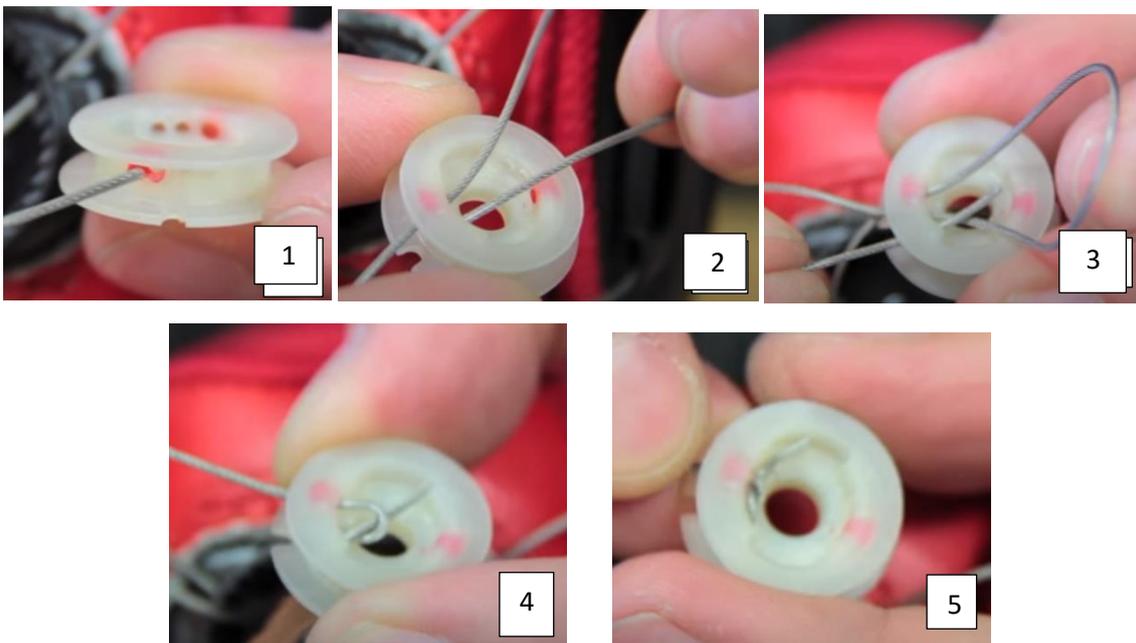


Figura 59. Fijación del cable al carrete

5.4. Materiales utilizados

Para todas las piezas del sistema se han utilizado dos tipos de materiales, exceptuando a la rueda dentada. Acero inoxidable AISI 316 para aquellas que soportan las cargas principales del sistema y PVC rígido para aquellas piezas que contienen y sujetan a las de acero inoxidable. Solamente utilizaremos un acero aleado para la rueda dentada, ya que esta soporta grandes tensiones y sufre un mayor desgaste.

Se ha escogido el PVC rígido debido a:

- Sus excelentes propiedades mecánicas.
- Absorbe poca agua.
- Buen comportamiento en entornos corrosivos.
- Su ligereza debido a su densidad de $1,42 \text{ g/cm}^3$.

En el caso de la envoltura aislante del carrete utilizaremos el Nailon 6/10. Este material es un termoplástico muy sólido, resistente y termoestable que absorbe poco agua y muy alta resistencia a la fluencia. Este soportará mejor las tensiones a las que es sometida la pieza.

La elección del acero inoxidable AISI 316 y el acero aleado se debe a la importancia de las propiedades mecánicas y resistencia a la corrosión de los metales en equipos de windsurf por la salinidad y humedad del mar.

En el Anejo 2 se explicará de forma detallada el problema de la corrosión centrándonos en los factores más importantes para la elección de los metales de nuestro producto.

5.5. Diseño y dimensionado de los componentes

Este apartado se realizará una breve descripción del proceso de cálculo y dimensionado seguido en el Anejo 1.

En primer lugar, mediante la búsqueda en diversas fuentes de datos obtuvimos la fuerza necesaria para montar el aparejo de windsurf y, además, realizamos un estudio empírico gracias a simulaciones de montaje de la vela en máquinas de gimnasio para confirmar que los datos se asemejan a la realidad.

Una vez obtuvimos la fuerza total ejercida para montar la vela, calculamos la fuerza que ejerce cada ramal del cabo según las 2 poleas móviles que llevará nuestro mecanismo.

Calculada la tensión que soportan los ramales estudiaremos la posibilidad de sustituir el cabo por un cable metálico de menor diámetro. Elegiremos para ello un cable tipo Lang en espiral de 49 alambres según la composición 7x7+0, es decir, el cable está formado por 7 cordones de 7 alambres. Como explicamos en el Anejo 2 el material empleado para el cable será el acero inoxidable 316 para que soporte la corrosión del agua del mar. Por último, buscaremos en distintas tablas de fabricantes cual es la fuerza de tracción según el diámetro escogido que soporta el cable escogido y comprobamos que cumple las condiciones de seguridad necesarias y la relación entre las poleas y el mismo.

En los siguientes puntos procederemos a realizar los cálculos convenientes para el dimensionado de las piezas más significativas que forman el mecanismo.

Comenzaremos con el cálculo de las dimensiones de la palanca. A partir de la fuerza del ramal, obtenida anteriormente, y el diámetro del carrete en el que se enrolla calculamos el momento que debemos vencer para hacer girar el carrete cuando la vela es montada con la máxima tensión posible.

$$L_{\text{carrete}} = S \times r_{\text{carrete}}$$

Por tanto, el momento del carrete será el mismo que el momento de la rueda dentada y que el que debemos de realizar con la palanca al ejercer la fuerza con la mano.

$$L_{\text{carrete}} = L_{\text{palanca}} \rightarrow S \times r_{\text{carrete}} = F_{\text{mano}} \times r_{\text{palanca}}$$

Suponemos que nuestra palanca tiene una longitud de 14 cm de manera que quepa un puño de una mano estándar y la pueda sujetar en toda su longitud sin necesidad de ejercer una fuerza excesiva al realizar el ejercicio.

Con el momento flector obtenido y el límite elástico del material emplearemos el ancho y el alto de nuestra palanca, con un coeficiente de seguridad apropiado despejando en la fórmula:

$$\sigma_A = \frac{M_{\text{palanca}}}{I} \times y$$

Para el dimensionado del eje realizamos la misma operación que en el caso anterior de la palanca. Pero en este caso la obtención de las fuerzas para el cálculo de los momentos flectores del eje ha sido más complejo, ya que se trataba de una viga hiperestática de grado 2 al estar empotrada en sus extremos. En el Anejo 1 explicaremos detenidamente el cálculo de estos momentos mediante el método de superposición.

Para el dimensionado del diente de la rueda dentada, obtendremos la fuerza a compresión que ejerce el trinquete sobre el diente gracias al momento del carrete y a la distancia del centro del eje al centro de la cara del diente. Obtenida la tensión de compresión calculamos si no supera el límite de compresión del material.

A continuación, dimensionaremos la chaveta y el chavetero según el diámetro del eje en el que se encuentran según normativa y obtendremos fuerza que soportan.

Por último, realizaremos el dimensionado de uno de los muelles. Para ello debemos conocer cómo debe actuar en cada momento y los estados en los que se va a encontrar para así poder aplicar la siguiente ecuación y obtener sus diámetros, siempre y cuando cumpla la condición de relación entre sus diámetros:

$$k = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot N_a} \quad \text{para} \quad C = \frac{D}{d} \rightarrow 4 < C < 12$$

5.7 Análisis FEM. Tensiones y deformaciones

En el Anejo 3 utilizaremos el programa Solidworks como herramienta para realizar las simulaciones de las piezas más relevantes de nuestro mecanismo de tensión utilizando para ello las cargas calculadas en el Anejo 1. Gracias al análisis estático de las mismas mediante el análisis de elementos finitos obtendremos las tensiones y deformaciones a las que son

sometidas para determinar si podrán ser usadas en la práctica sin que perjudique a la práctica del deporte.

La metodología será siempre la misma:

- Aplicar el material correspondiente a la pieza.
- Aplicar la sujeción para restringir los grados de libertad de la pieza, es decir, las sujeciones describen cómo se soporta el modelo.
- Aplicar las cargas externas en los lugares correspondientes según los cálculos del Anejo 1.
- Creamos la malla, aplicando un control de mallado más fino en aquellas zonas en las que se encuentran las cargas y las tensiones pueden ser más significativas y, además, realizamos un mallado basado en la curvatura si la pieza cuenta con muchas esquinas o recovecos.
- Ejecutamos el estudio.
- Analizamos los resultados de las tensiones, deformaciones y el factor de seguridad.

Si el resultado obtenido no es favorable, debemos de estudiar cómo mejorar nuestra pieza, ya sea cambiando el material utilizado o modificando la geometría de la misma.

6. Resultados y conclusiones

El diseño final del mecanismo cumple los requisitos impuestos para nuestro TGF. Después de un largo estudio de cuál sería la mejor opción para diseñar nuestro mecanismo de tensado, nos hemos apoyado principalmente en el BOA System, ya que este nos permitirá obtener un mecanismo más ligero y con una mayor optimización del espacio al enrollarse el cable dentro del carrete.

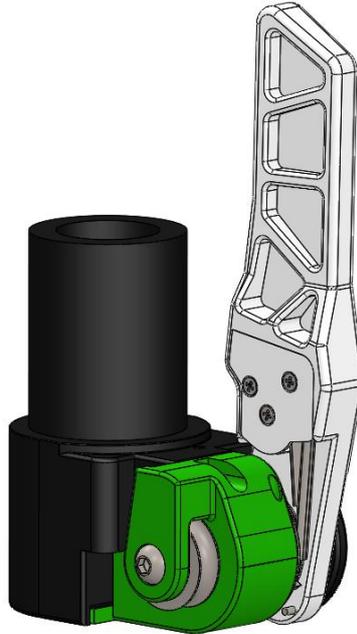


Figura 60. Mecanismo final para tensado de velas de windsurf

Para llegar al resultado final se barajaron multitud de opciones y se escogió aquella que cumple mejor los requisitos de diseño establecidos gracias al método Electre. Esta opción escogida es el sistema BOA, el cual enrolla un cable metálico en un carrete al hacer girar un eje.

El sistema BOA ha sido adaptado y modificado hasta cumplir totalmente nuestros requisitos y objetivos.

Con el mecanismo final conseguimos aplicar la tensión necesaria para montar un aparejo de windsurf de manera sencilla, rápida, ergonómica y optimizando el espacio lo máximo posible.

El usuario solamente tendrá que pasar el cable metálico por las poleas de la vela y la polea que incorpora el mecanismo mediante la técnica loop-loop-go y accionar la palanca hasta alcanzar la tensión de la vela deseada.

Para desmontar o quitarle tensión a la vela, deberá únicamente cambiar la posición del selector de la palanca y volver a mover repetidamente la palanca. Esta acción podrá realizarse en el agua durante la práctica del deporte, sin necesidad de tener que salir a la orilla y detener la actividad.

Gracias a la incorporación del carrete eliminamos el sistema tradicional de fijación del cabo por mordedura e incorporamos el cable metálico. Al sustituir el cabo por cable metálico, optimizamos más el espacio gracias al menor diámetro del mismo y evitando así el gran desgaste que sufría el cabo al rozarse en la mordida.

El cable va enrollando o desenrollándose en el carrete a medida que hacemos girar la rueda dentada con la tracción de la palanca. Con esto evitamos el sobrante de cable al aplicar la tensión, ya que queda enrollado en el carrete y protegido por una envoltura del exterior.

El sistema pesará un total de 329,45 gramos, lo cual es un peso muy adecuado para incorporarlo al mercado del windsurf.

Una vez sabemos el funcionamiento de nuestro mecanismo, procedemos al estudio de cargas y dimensionado de las partes del mismo. Para ello nos hemos informado de la fuerza que necesita un aparejo de windsurf para con seguir la tensión deseada. A partir de esa fuerza máxima hemos calculado la fuerza que tiene el cable en cada ramal del sistema de poleas. Gracias a esa fuerza calculada, podemos someter a estudio las piezas más relevantes de nuestro mecanismo y con ello obtener las dimensiones de cada una de ellas.

Al someter las piezas a las cargas correspondientes, vemos que en el caso de la rueda dentada gracias al estudio estático en Solidworks podemos observar que es necesario duplicar la chaveta para repartir las cargas y así no superar el límite elástico del material. En el caso del eje también podríamos cambiar el AISI 316 por un acero aleado con tratamiento para evitar la oxidación, lo cual nos permitiría obtener un FDS más elevado. Por último, en el caso de la pieza envolvente del carrete ha sido necesario variar también el material de PVC rígido a ABS para conseguir así unos desplazamientos menores en la zona en la que se sitúa la polea. También podríamos reducir el tamaño del carrete en su longitud, ya que el cable es de pequeño diámetro y no necesita tanto espacio, y aumentar el espesor de las paredes de la pieza, favoreciendo la distribución de las tensiones y reduciendo las deformaciones.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Rodriguez, J. (20 de julio de 2020). Wikipedia: Windsurf. Recuperado de <https://es.wikipedia.org/wiki/Windsurf>
- [2] Sanchez, I. (2 de marzo de 2015). Slideshare: Poleas. Recuperado de <https://es.slideshare.net/danielrojasvarona/poleas-45332095>
- [3] Duotone: Power.XT 2.0. Recuperado de <https://www.duotonesports.com/windsurfing/hardware/xts-bases/powerxt-20/>
- [4] [https://www.gayner.es/pdf/catalogos/manutencion/Amarre Trincaje Gayner 2016.pdf](https://www.gayner.es/pdf/catalogos/manutencion/Amarre_Trincaje_Gayner_2016.pdf)
- [5] Naváez, D. (2015). *Diseño y construcción de un remolque tipo plataforma cama alta de dos ejes con capacidad de 15 toneladas* (Trabajo fin de grado). Universidad de las Fuerzas Armadas de Ecuador.
- [6] Novoa, D., *Diseño y Construcción de un Remolque para Traslado de Coches Tipo Skuk con Capacidad de Media Tonelada para Sermant Cía. Ltda.* Universidad Internacional SEK.
- [7] UNE-EN 12195-2. (2001). *Dispositivos para la sujeción de la carga en vehículos de carretera.*
- [8] Breeden, W. (2011). *Estados Unidos Patente nº US7874047B2.*
- [9] Takimoto, K. (1995). *Estados Unidos Patente nº US5426826.*
- [10] Nalewajska, S. (2017). *Propuesta de mejora de los accionamientos mecánicos de una embarcación de recreo mítica en el Real Club Náutico de Valencia* (Trabajo de fin de grado). Universitat Politècnica de València.
- [11] Nevin, R. (2009). *Estados Unidos Patente nº US7600660B2.*
- [12] White, S. (1988). *Estados Unidos Patente nº 4780969.*
- [13] <https://www.boafit.com/es-es>
- [14] Health&Safety. (31 de octubre de 2018). Hard-working BOA fit system, built for life. Recuperado de <https://www.hsimagazine.com/press-release/hard-working-boa-fit-system-built-for-life/>
- [15] Lork Industrias. Recuperado de <http://www.lorkindustrias.com/planchasdepvc.html>
- [16] Ruiz, J. (2015). *Métodos de decisión multicriterio Electre y topsis aplicados a la elección de un dispositivo móvil* (Trabajo fin de grado). Escuela Técnica Superior de Ingeniería Universidad de Sevilla.

ANEJOS A LA MEMORIA

ANEJO 1

1. Cálculo y dimensionado de piezas

En este Anejo nos disponemos a estudiar las cargas y sus dimensiones finales. Primero obtendremos cual es la carga necesaria para montar la vela y así poder hacer el estudio del resto de cargas que soportan las piezas del sistema.

1.1. Carga en el montaje de la vela

En el artículo “Aero-Hydrodynamics of an RS:X Olympic Racing Sailboard” podemos observar una tabla en la que mediante el uso de un dinamómetro en el último ramal del sistema de tensado se ha obtenido la fuerza total en la vela del modelo RS:X al ser montada, vela usada en las olimpiadas, la cual lleva una tensión superior al resto de velas estándar. Estas medidas han sido tomadas sin que se le aplique a la vela ninguna carga llevada a cabo por el viento ya que el incremento de cargas debido al viento en la zona de tensión del alargador es muy pequeño, además, esta pequeña variación de las cargas será compensado con el factor de seguridad que aplicaremos a las piezas del sistema.



Figura 61. Ejemplo vela SR:X

En la tabla diferenciamos tres columnas, de izquierda a derecha: referencia del número de medición con el dinamómetro, la distancia que queda entre las poleas del alargador y las de la vela, y la fuerza (N) total medida en ese punto.

Nº medición del montaje	Distancia entre las poleas de la vela y el alargador (cm)	Carga total medida (N)
1	5	560
2	4	570
3	3	1000
4	2	1200
5	1	1310
6	0 (en contacto)	1480

Tabla 4. Carga total según la distancia entre las poleas de la vela y el alargador

Por tanto, la tensión máxima que se ha obtenido en este estudio es de 1480 N para la vela de RS:X,

Para obtener de forma empírica la carga que necesita una vela estándar se ha utilizado como experimento una máquina de gimnasio compuesta por dos poleas fijas que levantaban unos pesos. Al ser poleas fijas no nos ofrecen ninguna ventaja mecánica, por lo que necesitamos una fuerza igual o superior para poder conseguir elevar la carga que le añadimos.

Para que el experimento sea lo más realista posible adoptamos la misma postura que tenemos durante el montaje de la vela y tiramos de la cuerda hasta realizar una fuerza similar a la que necesitamos cuando montamos nuestra vela. Así obtenemos que el peso que le ponemos a la máquina de gimnasio es de unos 25 kg.

$$F_{aplicada} = m \times g = 25 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 245,25 \text{ N}$$

Para calcular la carga total que realizamos debemos de tener en cuenta las tres poleas móviles de la vela. Por tanto, para calcular la fuerza que hay en el cabo tenemos que:

$$F_{total} = 2 \times n^{\circ} \text{ poleas móviles} \times F_{aplicada} \cong 1475 \text{ N}$$

Como conclusión, podemos observar que los datos realizados para el caso de la vela de RS:X son similares a los obtenidos según nuestro experimento.

1.2. Poleas

Al utilizar el método de montaje loop-loop-go nuestro sistema contará con tres poleas, dos móviles en la vela y una fija en la envoltura aislante del carrete que compone nuestro alargador.

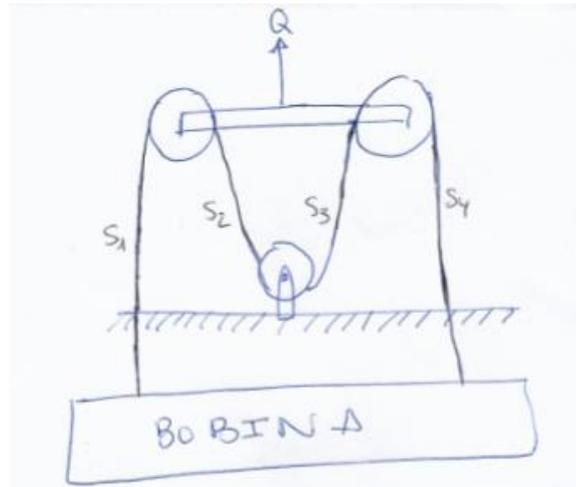


Figura 62. Dibujo del funcionamiento de las poleas del mecanismo

Sabiendo que la carga que se necesita para montar el aparato es de $Q = 1480 \text{ N}$ según el apartado **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, tenemos que:

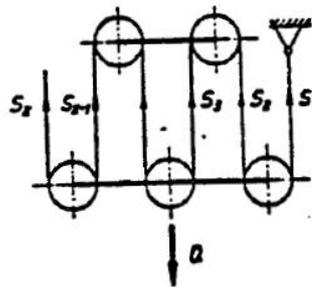
$$S = \frac{Q}{2 \times 2_{\text{POLEAS MÓVILES}}} = \frac{1480 \text{ N}}{4} = 370 \text{ N}$$

Por tanto, la fuerza que tiene cada parte del elemento tensor entre cada polea y el carrete es de $S = 370 \text{ N}$.

Pero como veremos a continuación este dato no es del todo correcto, ya que debemos de tener en cuenta el rendimiento de las poleas.

1.2.1. Rendimiento de poleas

Según el número de ramales del polipasto tenemos que:



$$S_{Z-1} = S_Z \times \mu_R$$

Siendo Z el número de ramales, S_Z la fuerza que soporta ese ramal y μ_R el rendimiento del cojinete o el rodamiento con el eje en el que está la polea. Por tanto, la carga total, será igual a la suma de las fuerzas de los ramales por el rendimiento del cojinete o rodamiento:

$$S_Z \times (1 + \mu_R + \mu_R^2 + \mu_R^3 + \dots + \mu_R^{Z-1}) = Q$$

$$S_Z \times \frac{1 - \mu_R^Z}{1 - \mu_R} = Q \rightarrow \mu = \frac{Q/Z}{S_Z} = \frac{1}{Z} \times \frac{1 - \mu_R^Z}{1 - \mu_R}$$

Siendo μ el rendimiento total del sistema.

Se admite $\mu_R = 0.96$ para los ejes de cojinetes simples y $\mu_R = 0.98$ Para los ejes sobre rodamientos. Con estos valores se obtienen los rendimientos presentados en la siguiente tabla, en la cual escogeremos la opción de cuatro ramales con cojinete simple al que corresponde nuestro sistema:

Número de ramales portantes	2	3	4	5	6	7	8
Con cojinetes	0,98	0,96	0,95	0,92	0,905	0,89	0,87
Con rodamientos	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,93

Tabla 5. Tabla de rendimientos según nº de ramales

Por lo tanto, la fuerza que soporta a máxima carga el último ramal de nuestro sistema es:

$$S_4 = \frac{1480/4}{0,95} = 389,5 N$$

1.3. Cable metálico

En este apartado vamos a realizar el estudio y dimensionado del cable de acero inoxidable AISI 316 que soporta la tensión del aparejo.

Al igual que el Sistema BOA convencional, nuestro cable estará formado por 49 alambres según la composición 7x7+0, es decir, el cable está formado por 7 cordones de 7 alambres cada uno.

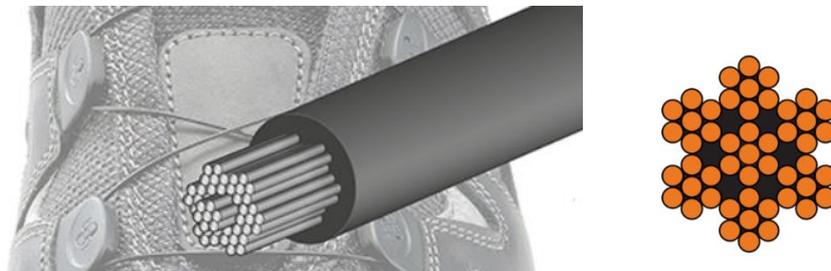


Figura 63. Disposición del cable seleccionado

El arrollamiento será de tipo Lang en espiral (sS si la torsión es a la izquierda o zZ si es a la derecha), por tanto, cordones y alambres tendrán mismo sentido de arrollamiento para proporcionar así mayor flexibilidad y dar a la estructura longitudinal del cable mayor superficie de apoyo en la garganta de la polea, lo que lo hace más resistente a la abrasión o desgaste por fricción.

El cable espiral en general resiste muy bien al desgaste por rozamiento, por tener una superficie muy lisa y aproximadamente cilíndrica, dándole un buen aprovechamiento de la sección con el que obtiene una capacidad de carga elevada. Además, presenta poca relación torsional por estar cableadas las distintas copas en sentidos alternos.

Como mejora adicional el preformado en forma de hélice de los alambres y cordones del cable aumentará la flexibilidad y reduce los esfuerzos de flexión del mismo, ya que al curvarse no se sumarán las tensiones internas de fabricación al esfuerzo de flexión debido al arrollamiento en poleas y tambores. Evita los esfuerzos de cortadura al no enderezarse las puntas de alambres que se rompen por fatiga, no quedarán aprisionadas entre el cable y las gargantas de las poleas, evitando que corten otros alambres. Por tanto, el preformado dará mayor duración al cable y facilitará su manejo al no descablearse y desenrollarse.

Una vez hemos decidido las características generales del cable nos disponemos a calcular cual será el diámetro apropiado para nuestro sistema.

Calcular con exactitud el esfuerzo total que ha de soportar un cable durante su trabajo es un problema sumamente complejo, pues además de considerar la carga útil, la tara y el peso del propio cable, habría que tener en cuenta además los esfuerzos originados por los rozamientos y por el trabajo de flexión, torsión y cortadura de los alambres, lo cual es muy difícil de determinar.

Por ello recurriremos a cálculos aproximados a los cuales se les aplican coeficientes de seguridad mayores para compensar la acción de los esfuerzos que no se tienen en cuenta.

La resistencia a la rotura a tracción de un cable está determinada por la calidad del acero de los alambres utilizados, del número y sección de los mismos y de su estado de conservación. En nuestro caso como ya hemos comentado anteriormente utilizaremos el acero inoxidable AISI 316.

La carga de rotura de un alambre es el producto de su resistencia mínima por la sección recta del mismo. Entonces, la carga de rotura calculada de un cable, es la suma de las cargas de rotura de cada uno de los alambres que lo componen.

La carga de rotura efectiva de un cable se obtiene rompiendo a tracción un trozo de cable, en una máquina de ensayo.

El coeficiente de seguridad de trabajo de un cable es el cociente entre la carga de rotura efectiva y la carga que realmente debe soportar.

$$K = \frac{C_{re}}{Q}$$

K = Coeficiente de seguridad

C_e = Carga de rotura efectiva

Q = Carga a soportar por el cable

Utilizando los datos que aporta un catálogo de cables de acero inoxidable buscamos la tabla con las características del cable que hemos escogido:

cable semiflexible				
$\varnothing_{\text{NOMINAL}}$	Peso	Sección	Carga de Rotura	
mm	kg/m	mm ²	kN	kg
1,00	0,004	0,50	0,74	75
1,50	0,009	1,00	1,33	136
2,00	0,016	2,00	2,26	230
2,50	0,026	3,00	3,53	360
3,00	0,035	4,00	5,07	517
4,00	0,063	8,00	8,99	916
5,00	0,098	12,00	14,18	1445
6,00	0,142	17,00	26,49	2700
8,00	0,193	30,00	36,00	3670
10,00	0,393	46,00	56,41	5750

7x7 - ACERO INOXIDABLE AISI316

- Resistencia 1570 N/mm²
- Módulo Elástico (E) 110000 N/mm²
- Acabado Pólido

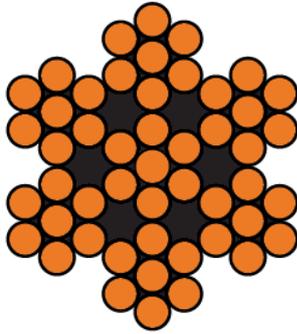


Tabla 6. Características del cable AISI316 7x7

En esta tabla escogeremos el diámetro nominal de nuestro cable y comprobaremos que este tiene un coeficiente de seguridad óptimo para su uso en el aparejo.

Tomaremos el diámetro nominal de $\varnothing_{\text{NOMINAL}} = 2 \text{ mm}$. Teniendo en cuenta que necesitamos 120 cm de cable normalmente para montar la vela, el cable total pesará 0.0192 kg/m, lo que es cual es positivo debido a su ligereza.

Sabiendo que la fuerza máxima que va a soportar el cable es la del último ramal S_4 , tal y como hemos visto en el apartado **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** de rendimiento de poleas, y que la carga de rotura del cable seleccionado es de 2,26 kN, el coeficiente de seguridad será:

$$K = \frac{2260 \text{ N}}{389,5 \text{ N}} = 5,8$$

Lo cual nos proporciona un límite de seguridad elevado con el que garantizamos un correcto funcionamiento. Además, incluimos el resto de esfuerzos que no se pueden calcular.

1.4. Relación de las poleas y el cable

La relación entre el diámetro del cable y el de las poleas tiene una gran importancia en la vida útil del cable. Los fabricantes recomiendan que la relación entre su diámetro y el del cable, se cumpla $D/d \geq 22$, considerando el diámetro de la polea medido desde el fondo de la garganta.

El diámetro así determinado puede resultar demasiado grande. Por consideraciones de esfuerzos de la fatiga de la encuvadura podemos decir que: mientras el cable no se encurve sobre la polea un arco superior a 2° , el diámetro de ésta puede ser aproximadamente igual a 9 veces el del cable:

$$\text{Encurvación} \leq 2 \rightarrow D = 9 d = 9 \times 2 = 18 \text{ mm}$$

Por tanto, nuestra polea deberá tener como mínimo 18 mm de diámetro desde el fondo de la garganta.

En cuanto a la forma de las gargantas de las poleas normalmente se les da el perfil formado por un arco de circunferencia de 135° y diámetro ligeramente superior al del cable. Dos rectas convergentes a 45°, hasta una altura total de 1,5 a 2 veces el diámetro del cable.

Diámetros del fondo de las gargantas.

Diámetro del cable	Diámetro del fondo de las gargantas	
	Mínimo	Máximo
Hasta 12	$d + 0,8 \text{ mm}$	$d + 2,4 \text{ mm}$
12 - 25	$d + 1,6 \text{ mm}$	$d + 3,2 \text{ mm}$
25-50	$d + 2,4 \text{ mm}$	$d + 4,8 \text{ mm}$
mayor de 50	$d + 3,2 \text{ mm}$	$d + 6,4 \text{ mm}$

Tabla 7. Diámetros del fondo de las gargantas de poleas

Como vemos en la tabla el diámetro de nuestra garganta debe estar entre:

$$2,8 \leq X \leq 4,4 \text{ mm}$$

En conclusión, según todos estos factores la polea que actualmente se usa en los aparejos de windsurf es apta para ser usada en el sistema estudiado. En el Anejo de planos se indicarán las medidas utilizadas.

1.5. Dimensionado de la palanca

Como hemos comentado en el apartado **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** el cable metálico realiza una carga de aproximadamente $S = 370 \text{ N}$ sobre el diámetro del carrete en el que se encuentra. Esta fuerza tangencial genera un par igual a $T = S \times r_{\text{carrete}}$, siendo el radio del carrete en el que se enrolla el cable. Suponemos que el diámetro de nuestro carrete será de unos 22 mm, por tanto:

$$L_{\text{carrete}} = S \times r_{\text{carrete}} = 370 \text{ N} \times 1,1 \text{ cm} = 407 \text{ Ncm}$$

Este par es transmitido a la rueda dentada gracias al chavetero y la chaveta de estas dos piezas. Con lo cual, si queremos hacer girar a la rueda dentada con la palanca para hacer girar el carrete, deberemos vencer este par con la fuerza que aplicamos con la mano, es decir, en estática se cumple que:

$$L_{\text{carrete}} = L_{\text{palanca}} \rightarrow S \times r_{\text{carrete}} = F_{\text{mano}} \times r_{\text{palanca}}$$

Siendo r_{palanca} la distancia que hay entre la carga puntual equivalente a la fuerza que aplicada con la mano y el centro del eje en el que se coloca.

Suponemos que nuestra palanca debe medir alrededor de 15 cm para que esta sea ergonómica para el ejercicio y el eje estará colocado a 1 cm de un extremo. Además, la carga

que hacemos con la palma de nuestra mano es una carga distribuida sobre el extremo más alejado del eje de unos 5 cm de longitud.

En la siguiente imagen se muestran en rojo las fuerzas y momentos a vencer y en azul las fuerzas y momentos aplicados, por tanto:

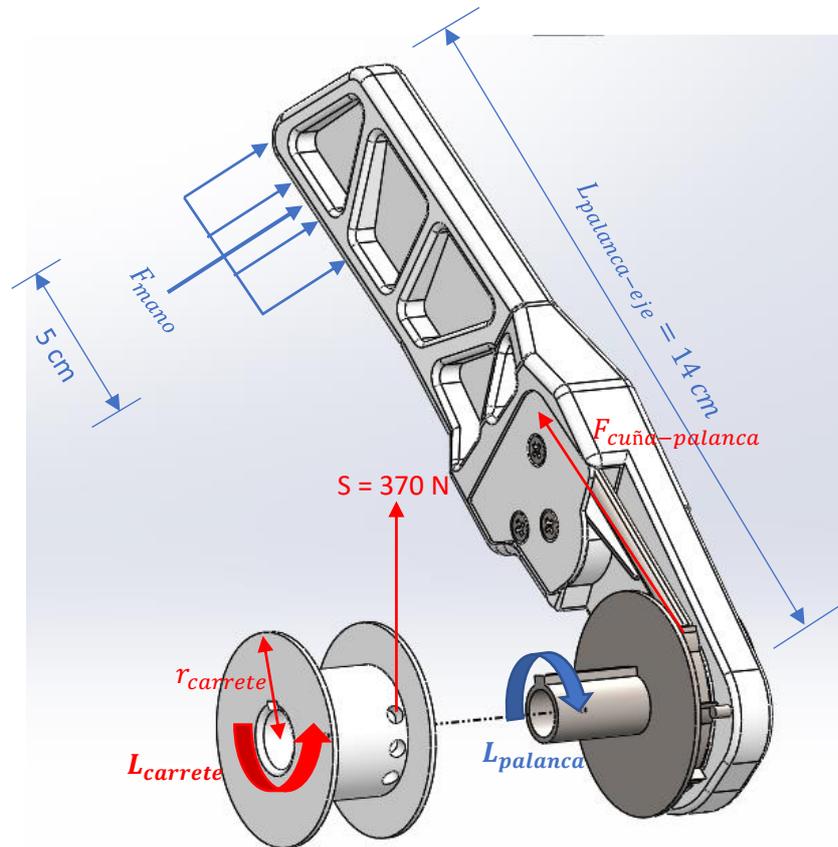


Figura 64. Conjunto de fuerzas para girar el carrete

$$470 \text{ Ncm} = F_{\text{mano}} \times 11,5 \text{ cm} \rightarrow F_{\text{mano}} = 35,4 \text{ N}$$

La fuerza que necesitamos aplicar para montar la vela en el punto de máxima tensión sería entonces de 35,4 N, lo cual resulta una fuerza fácil de superar por el usuario.

Si realizamos un estudio de la palanca de manera individual tenemos que el momento del carrete actúa sobre la palanca como la $F_{\text{cuña-palanca}}$ y gracias a la F_{mano} conseguimos vencer este momento para hacer girar el carrete. Esta $F_{\text{cuña-palanca}}$ la calcularemos gracias a la herramienta Solidworks en el análisis FEM.

A continuación, debemos analizar la geometría de la pieza para determinar si los esfuerzos de la palanca no superan el límite elástico del material. Suponemos que tiene una sección rectangular.

Las tensiones normales máximas de la sección de la palanca son debidas al momento flector que tendrá lugar en el punto más alejado de la fibra neutra (h = palanca):

$$M_{\text{palanca}} = 35,4 \text{ N} \times 11,5 \text{ cm} = 407 \text{ Ncm}$$

$$\sigma_A = \frac{M_{palanca}}{I} x y \rightarrow \frac{M_{palanca}}{\frac{1}{12} x b h^3} x \frac{h}{2} = \frac{407 Ncm}{\frac{1}{12} x b h^3} x \frac{h}{2} \rightarrow \frac{2442 Ncm}{b h^2}$$

Al no tener tensiones tangenciales y ser las tensiones normales las únicas que afectan a la sección, al emplear el criterio de von Mises, estas serán igual a la tensión equivalente:

$$\sigma_A^{VM} = \sqrt{\sigma_A^2 + 3 \cdot 0^2} = \sigma_A$$

Finalmente, comparando las tensiones de von Mises con el límite de fluencia del material de la palanca e incluyendo el coeficiente de seguridad, podemos obtener las dimensiones mínimas de sección para la palanca.

El límite elástico del PVC rígido que utilizaremos para la palanca será de $E = 68,9 \text{ N/mm}^2$ y el coeficiente de seguridad de $K = 3$. Este coeficiente de seguridad tan elevado se debe a la exposición del medio marino y a que la propia práctica del deporte puede generar esfuerzos importantes y que no incluimos en el cálculo:

$$\sigma_A^{VM} = \frac{S_y}{K} \rightarrow \frac{2442 Ncm}{b h^2} = \frac{6890 N/cm^2}{3}$$

Suponemos que para que la palanca tiene un ancho mínimo de $b = 0,8 \text{ cm}$ para evitar que esta sea tan afilada que sea incómoda de usar. Por tanto, la altura mínima que puede tener es de $h = 1,15 \text{ cm}$.

En resumen, la palanca aguantará notoriamente los esfuerzos a los que está sometida, por lo que está se dimensionará de forma ergonómica para que al abrazarla con la mano resulte lo más cómodo para el usuario.

1.6. Dimensionado del eje

El eje de nuestro sistema se corresponde al de una viga biempotrada sobre la que actúan dos cargas puntuales provocadas por la tensión que genera el cable sobre la polea y sobre sus dos puntos de sujeción del carrete.

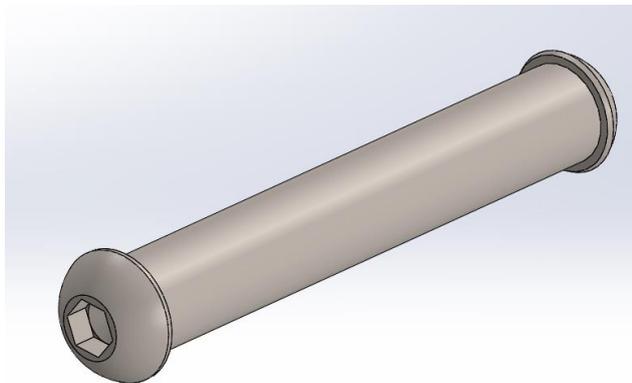


Figura 65. Eje del mecanismo

Las dos cargas puntuales se encuentran a 7,0 y 30,23 mm de uno de los extremos empotrados. Las dos cargas que se genera en el eje serán igual a la suma de las dos cargas verticales del cable en la polea y en el carrete, las cuales serán aproximadamente $S = 370 \text{ N}$, como ya hemos calculado en el Apartado **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**. A continuación, se muestran imágenes en las que se han realizado un corte hasta la zona de interés, dejando sin cortar el carrete y la polea para que se pueda apreciar con más claridad dónde y cómo actúan las cargas.

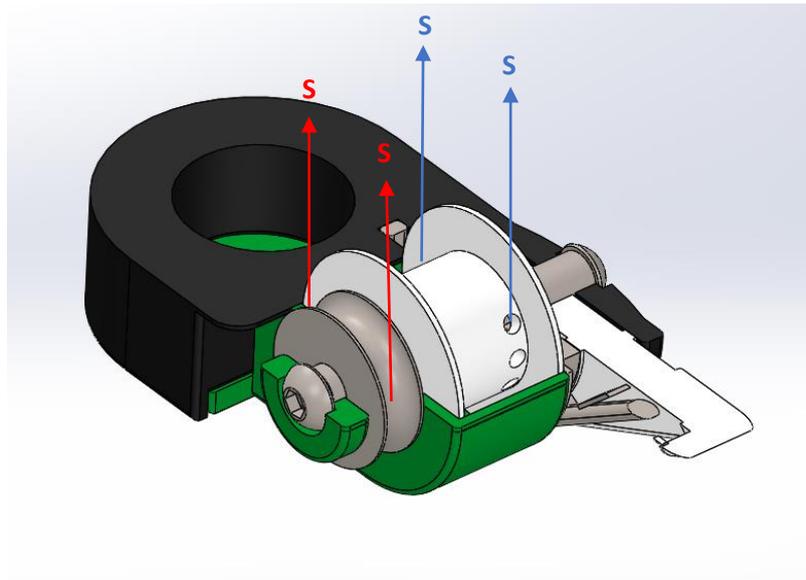


Figura 66. Fuerzas que realiza el cable sobre el mecanismo

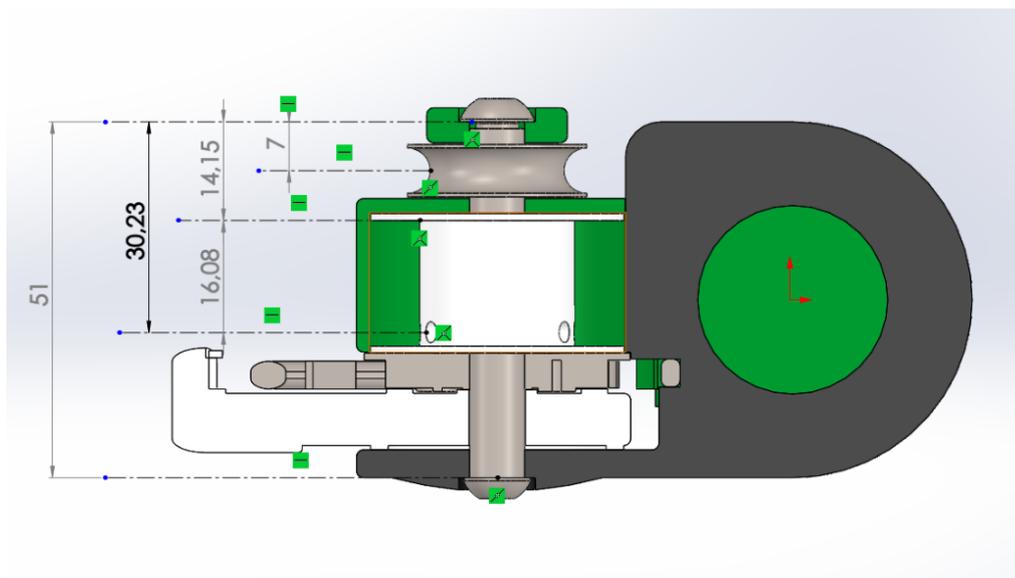


Figura 67. Distancia sobre el eje de la disposición del cable

De forma simplificada tenemos que la fuerza que ejerce la polea sobre el eje es de $F_p = 740 \text{ N}$. En la zona del carrete, en cambio, realmente el cable está enrollado alrededor de este, actuando como un freno de cinta, ya que el cable enrollado genera fuerza tangencial sobre la cara externa del carrete y no realizará ninguna fuerza cortante sobre el mismo. Por tanto, según la ecuación de para los frenos de cinta tenemos que:

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu \cdot \phi}$$

Al estar el cable enrollado sobre el carrete repetidas veces el coeficiente de rozamiento será máximo y el ángulo que abraza la corredera será de 360° , con lo cual $S_1 = S_2 = S$.

La carga mayor del carrete se encuentra en la zona próxima al agujero del que sale el cable y, por tanto, solo actúa como una carga puntual en el eje de $F_c = 740 \text{ N}$.

En resumen, tenemos una viga biempotrada con dos cargas en el mismo sentido que generan dos reacciones en la misma dirección y dos momentos en los empotramientos.

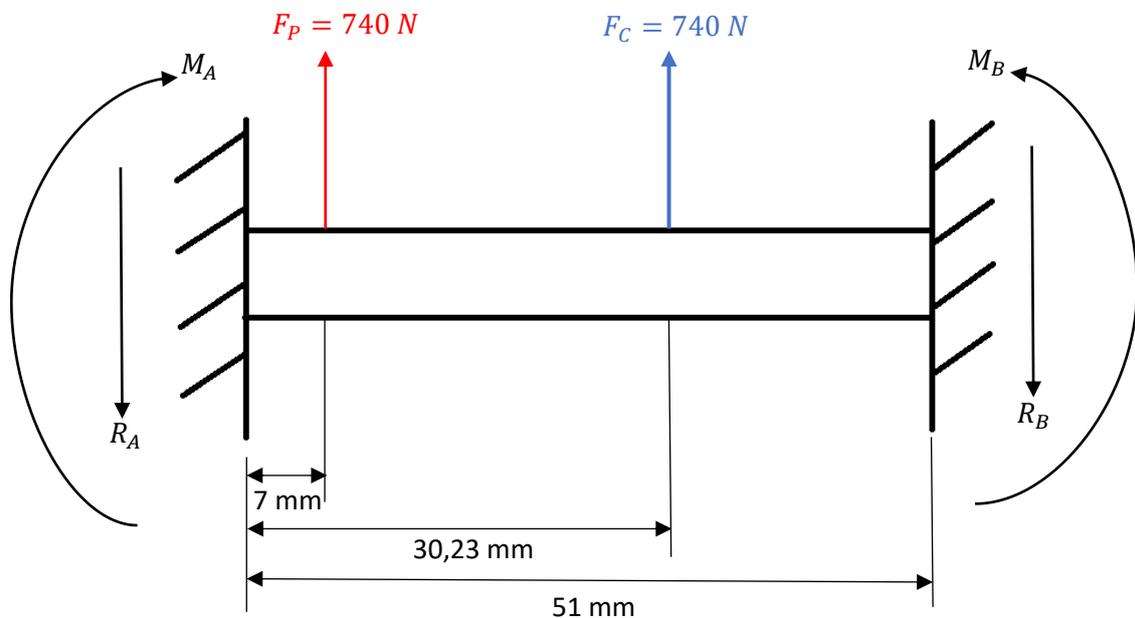


Figura 68. Fuerzas que actúan sobre el eje

En el siguiente paso vamos a calcular las reacciones del sistema:

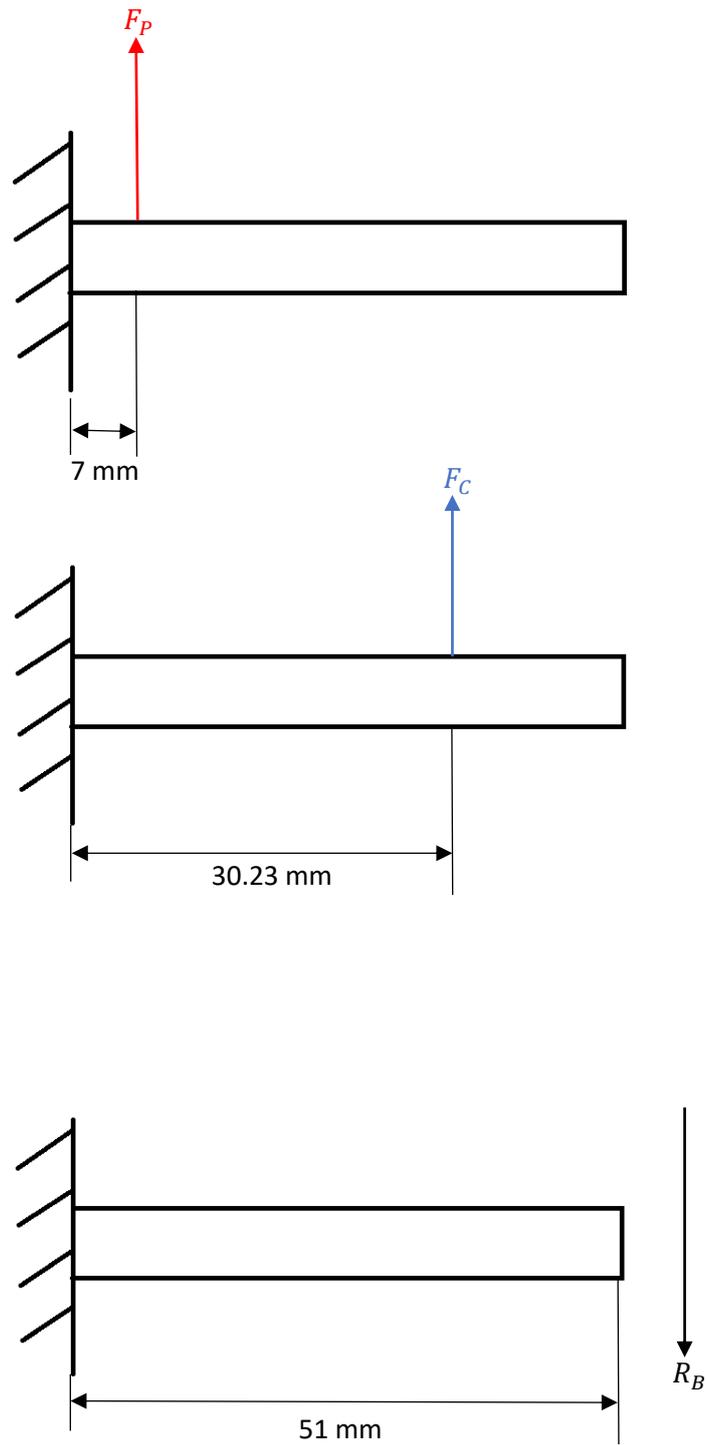
$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_A + R_B = F_P + F_C = 1480 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow -M_A + M_B + F_P \cdot 7 \text{ mm} + F_C \cdot 30,23 \text{ mm} \cdot (-R_B \cdot 51 \text{ mm}) = 0$$

Como podemos observar tenemos 4 incógnitas y 2 ecuaciones, con lo cual se trata de una viga hiperestática de grado 2.

Para resolver las reacciones recurriremos al método de superposición + deformaciones. En el convertimos al empotramiento en B en una viga con extremo libre con una carga R_B y un

momento M_B . Aplicamos la superposición y convertimos a cada una de las cargas en un sistema independiente:



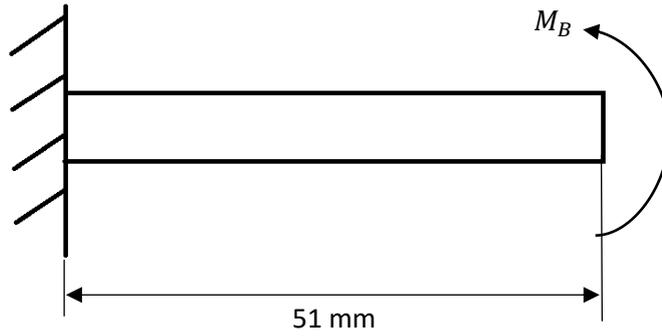
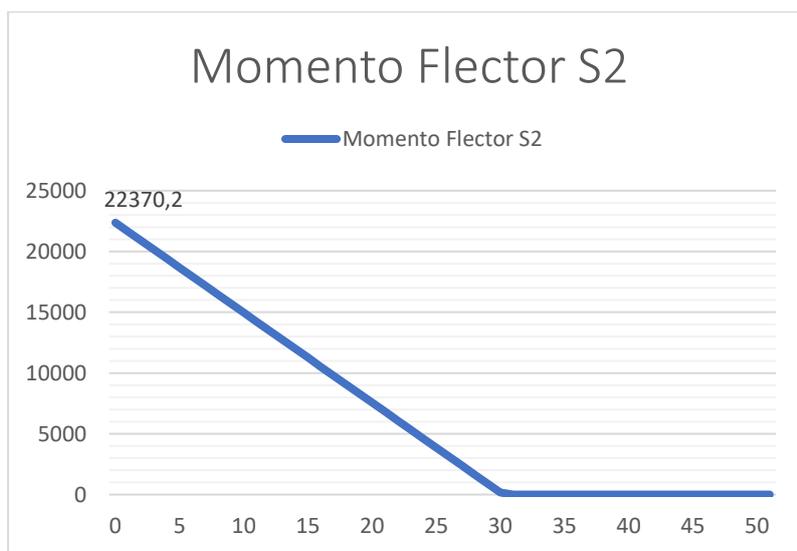
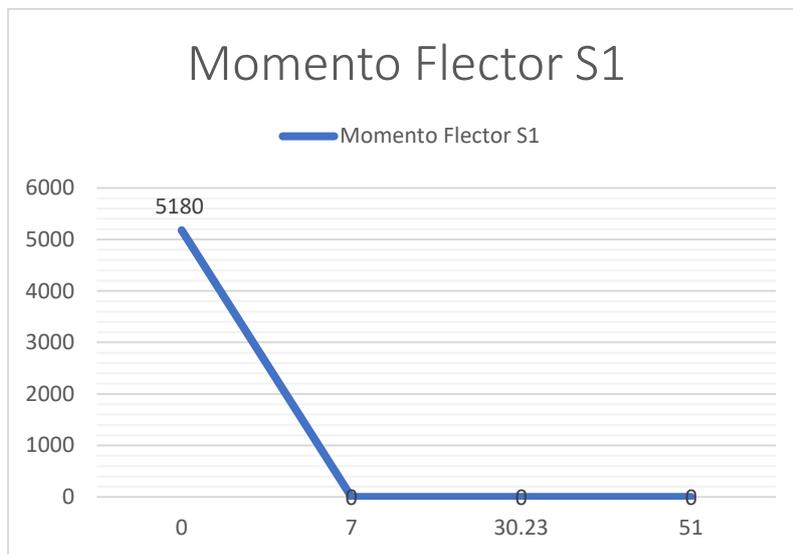
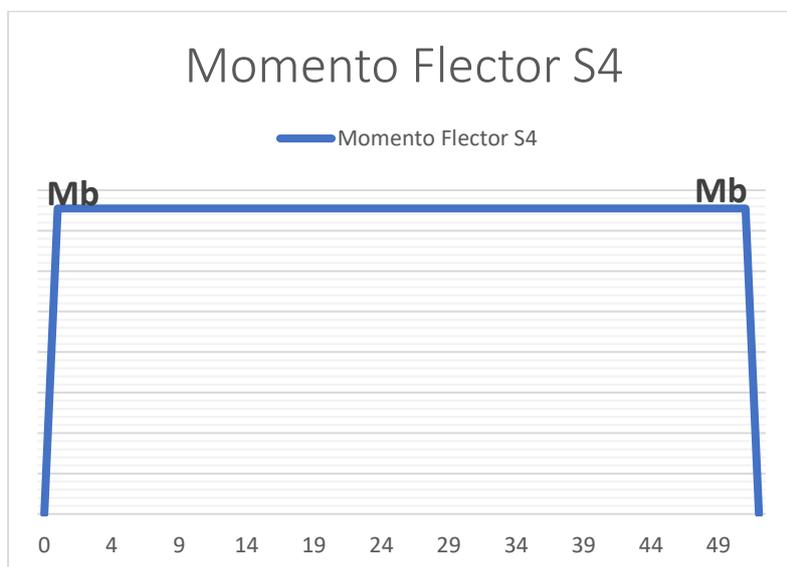
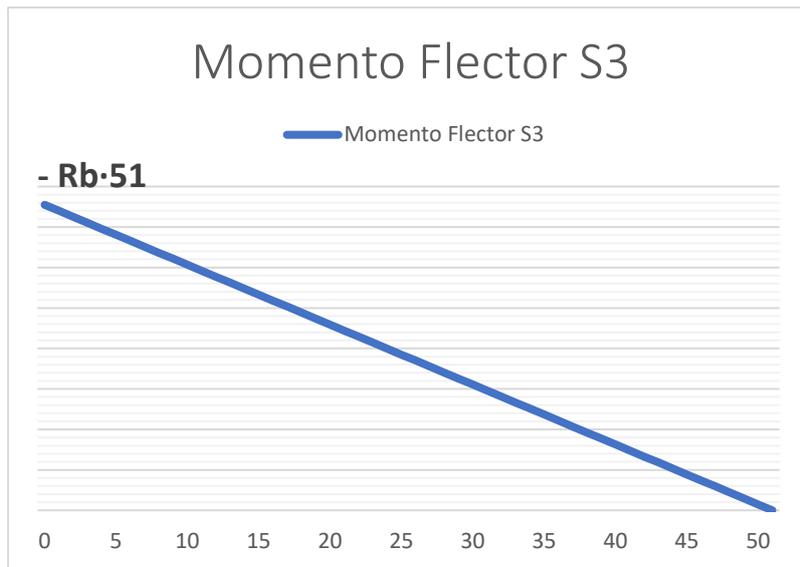


Figura 69. Método de superposición de las distintas fuerzas

Obtenemos los momentos flectores de cada uno de los sistemas.





Al tratarse de una viga biempotrada, sabemos que las condiciones de hiperestaticidad de la viga son que el giro y la flecha en los empotramientos A y B es 0. Por lo que por superposición la suma de los giros y las flechas de los 4 sistemas anteriores es igual a 0.

$$\theta_B^1 + \theta_B^2 + \theta_B^3 + \theta_B^4 = 0$$

$$\delta_B^1 + \delta_B^2 + \delta_B^3 + \delta_B^4 = 0$$

$$\theta_B = \frac{\sum A}{E \cdot I}$$

$$\delta_B = \frac{\sum A \cdot d}{E \cdot I}$$

De las gráficas de los momentos flectores obtenemos el área (A) que ocupa la gráfica y la distancia del centro del área al extremo B (d) de cada sistema:

$$A_1 = \frac{1}{2} \cdot 740 \cdot 7 \cdot 7 = 18130 \text{ mm}^2$$

$$d_1 = \frac{2}{3} \cdot 7 + 44 = 48,7 \text{ mm}$$

$$A_2 = \frac{1}{2} \cdot 740 \cdot 30,23 \cdot 30,23 = 338125,6 \text{ mm}^2$$

$$d_2 = \frac{2}{3} \cdot 30,23 + 20,77 = 40,9 \text{ mm}$$

$$A_3 = \frac{1}{2} \cdot (-R_B \cdot 51) \cdot 51 = -1300,5 \cdot R_B$$

$$d_3 = \frac{2}{3} \cdot 51 = 34 \text{ mm}$$

$$A_4 = 51 \cdot M_B$$

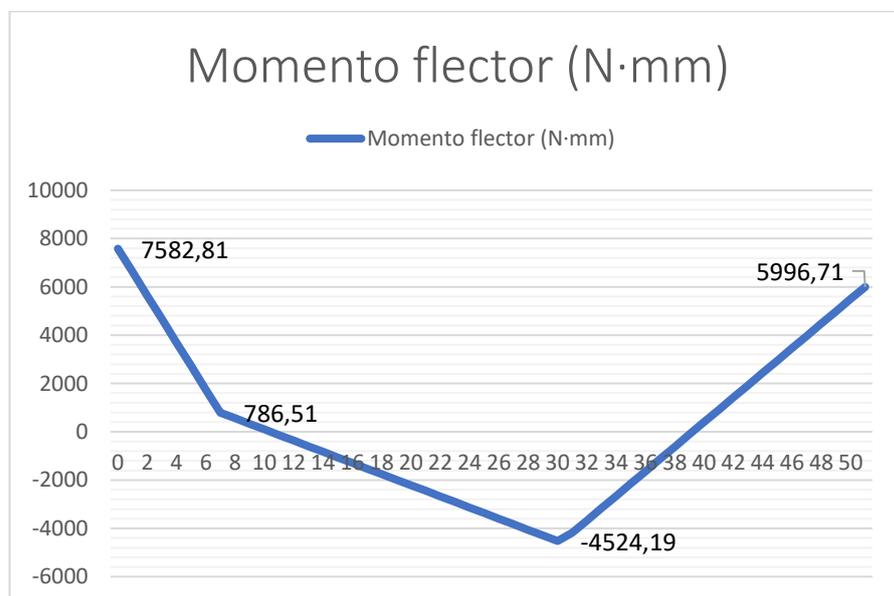
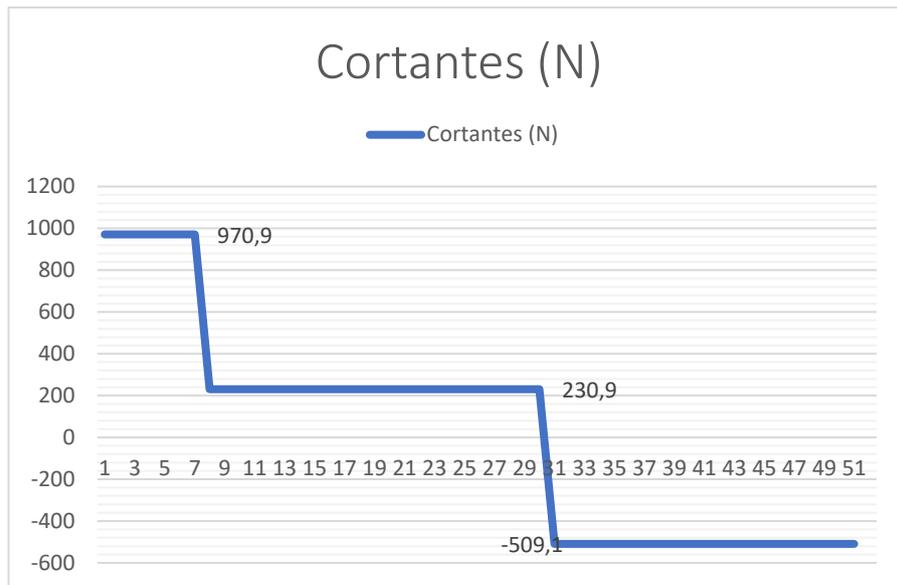
$$d_4 = \frac{2}{3} \cdot 7 + 44 = 25,5 \text{ mm}$$

A partir de estos datos despejamos el valor de R_B y M_B en las condiciones de hiperasticidad del giro y la flecha en el punto B, obteniendo por consiguiente los valores de las reacciones en el empotramiento A.

$$R_B = 509,1 \text{ N} \rightarrow R_A = 970,9 \text{ N}$$

$$M_B = 5996,71 \text{ N} \cdot \text{mm} \rightarrow M_A = 7582,81 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Conocidas las reacciones ya podemos analizar la geometría de la pieza. Para ello dibujaremos el diagrama de cortantes y momentos flectores. Con este último obtendremos las tensiones producidas por cada esfuerzo en el punto más desfavorable de la sección.



El momento flector es máximo en el empotramiento B, en concreto en el punto más alejado de la fibra neutra de la sección circular. Por tanto, la tensión normal será:

$$\theta_B = \frac{M_B}{I} \cdot y = \frac{5996,71 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\frac{\pi}{64} \cdot d^4} \cdot \frac{d}{2}$$

Al no tener momento torsor las tensiones de von Mises serán igual al momento flector. Por lo que sabiendo que el límite elástico del eje AISI 316 es de $S_y = 172,3 \text{ N/mm}^2$ y con un factor de seguridad de $n = 2$:

$$\theta_B < \frac{S_y}{2}$$

De aquí despejaremos $d = 4,11 \text{ mm}$ y obtendremos el diámetro de la sección mínimo con el que tenemos que diseñar el eje. Como vemos el eje de 8 mm escogido soportara perfectamente las cargas de la vela.

1.7. Dimensionado del diente de la rueda dentada

A continuación, estudiaremos los esfuerzos que actúan en el diente de la rueda dentada tomando como referencia las mismas dimensiones que las del sistema Power XT. Para ello nos centraremos en los esfuerzos de compresión y cortantes que realizan los trinquetes sobre el diente para evitar que la rueda gire y pierda la tensión conseguida.

Cuando no se está accionando la palanca, entonces es el trinquete de la rueda dentada el que debe de realizar el mismo par que el carrete para que el sistema que de inmóvil. Por lo que al igual que hemos comentado en el dimensionado de la palanca:

$$L_{\text{carrete}} = L_{\text{rueda dentada}} \rightarrow S \times r_{\text{carrete}} = F_{\text{trinquete}} \times r_{\text{rueda dentada}}$$

Siendo $F_{\text{trinquete}}$ la fuerza que realiza la "L" metálica del trinquete sobre el centro de la cara del diente. Y $r_{\text{rueda dentada}}$ será igual a la suma del radio de la rueda más la distancia a la mitad del diente:

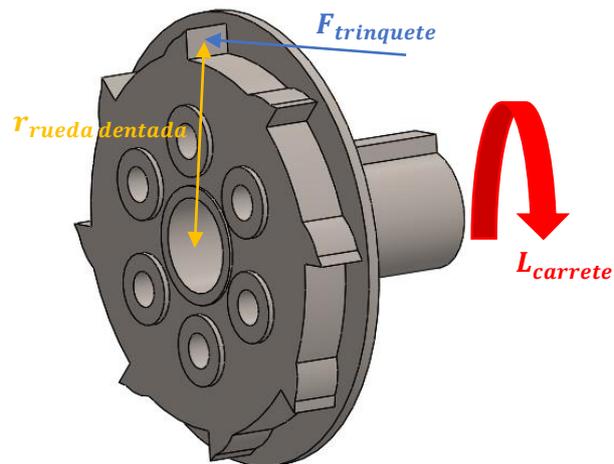


Figura 70. Fuerzas y momentos de la rueda dentada

$$370 \text{ N} \times 11 \text{ mm} = F_{\text{trinquete}} \times \left(18,47 + \frac{2,5}{2} \right) \text{ mm} = 4070 \text{ Nmm}$$

$$F_{\text{trinquete}} = 206,4 \text{ N}$$

Por tanto, la tensión de compresión que sufrirá el diente será igual a la fuerza que realiza el trinquete sobre su cara entre la superficie del mismo:

$$\sigma_{\text{compresión}} = \frac{206,4 \text{ N}}{(4 \times 2,5) \text{ mm}} = 20,64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 20,64 \text{ MPa}$$

Teniendo en cuenta que el límite de fluencia del acero aleado es de 620,24 MPa y un coeficiente de seguridad elevado de 6 debido a las condiciones:

$$\sigma_{compresión} \times 6 = 123,84 \text{ MPa} < 620,24 \text{ MPa}$$

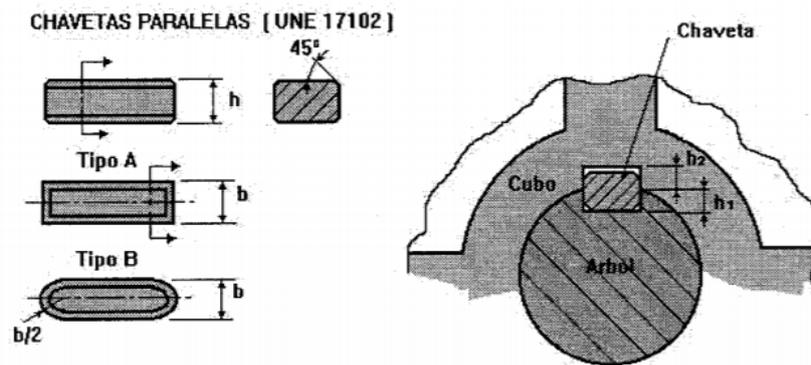
Los esfuerzos de compresión en el diente no supondrán ningún problema para las dimensiones adjudicadas al diente.

La diferencia es tan grande debido a elevado límite elástico del acero aleado escogido, ya que además de los esfuerzos de compresión que soporta el diente, la rueda dentada es sometida a un gran momento debido a la $F_{trinquete} \times r_{rueda\ dentada}$. Estos esfuerzos serán estudiados en el análisis FEM.

1.8. Dimensionado de la chaveta y el chavetero

El par generado por la tensión de la cuerda en el carrete es transmitido a los dientes de la rueda a través de una chaveta y su chavetero.

La chaveta se escogerá en función del diámetro del eje hueco de $D = 10 \text{ mm}$ que tiene la rueda dentada en las tablas referidas a chavetas paralelas según la norma UNE 17102. Esta será una chaveta de tipo A.



Sección b x h	Ancho b		Altura h		Chaflán b ₁		Longitud l ⁽²⁾	
	Nominal	Tolerancia h9	Nominal	Tolerancia (¹)	Mínimo	Máximo	de	a
2 x 2	2	0	2	0	0,16	0,25	6	20
3 x 3	3	-0,025	3	-0,025	0,16	0,25	6	36
4 x 4	4	0	4	0	0,16	0,25	8	45
5 x 5	5	-0,030	5	-0,030	0,25	0,40	10	56
6 x 6	6		6		0,25	0,40	14	70

Diámetros del eje d		Sección de la chaveta b x h	Chavetero								Chaflán P ₁			
			Ancho b				Profundidad							
			Nominal	Tolerancia			Eje h ₁		Cubo h ₂				Mínimo	Máximo
				Clase de ajuste del enchavetado			Nominal	Tolerancia	Nominal	Tolerancia				
más de	hasta		Libre	Normal	Ajustado									
			Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo J _s 9	Eje y cubo P 9							
6	8	2 x 2	+0,025	+0,060	-0,004	±0,0125	-0,006	1,2		1		0,08	0,16	
8	10	3 x 3	0	+0,020	-0,029		-0,031	1,8		1,4		0,08	0,16	
10	12	4 x 4	+0,030	+0,078	0			2,5	+0,1	1,8	+0,1	0,08	0,16	
12	17	5 x 5	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,012	3	0	2,3	0	0,16	0,25	
17	22	6 x 6					-0,042	3,5		2,8		0,16	0,25	

Tabla 8. Tablas para la chaveta-chavetero

Como vemos en las tablas, para el eje de 10 mm tenemos una chaveta de 3x3 y de 18 mm de longitud, por lo que el resultado de la chaveta y el chavetero de ambas piezas será:

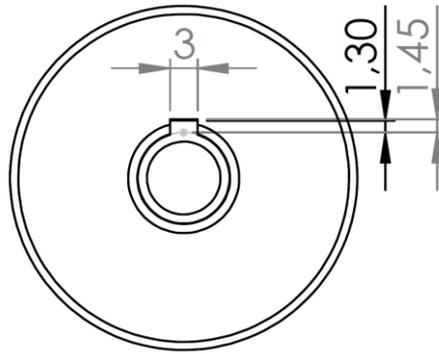


Figura 71. Dimensiones de la chaveta y el chavetero

El par que realiza la chaveta debe ser igual al par que genera el carrete, por lo que:

$$L_{\text{carrete}} = L_{\text{chaveta-carrete}} = F_{\text{chaveta-carrete}} \times r_{\text{eje-chaveta}}$$

$$F_{\text{chaveta-carrete}} = \frac{370 \text{ N} \times 11 \text{ mm}}{6,3 \text{ mm}} = 646 \text{ N}$$

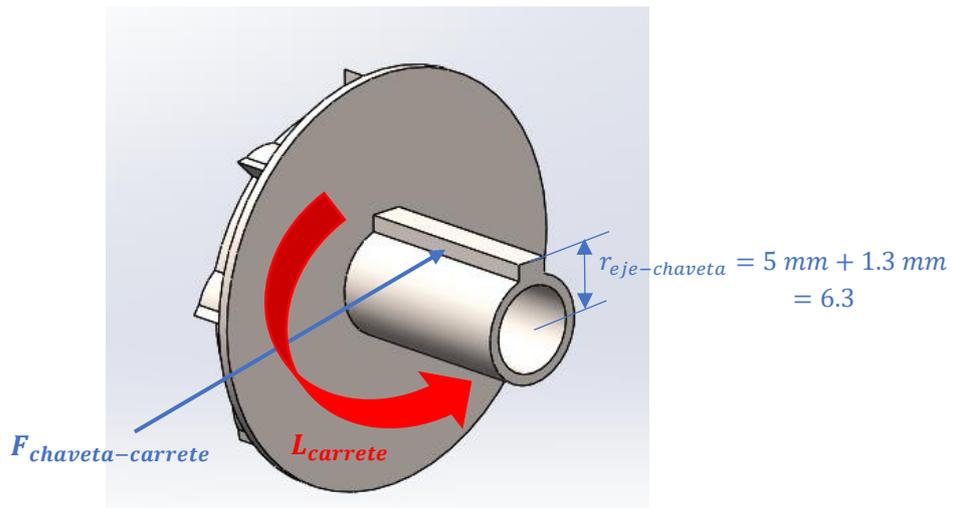


Figura 72. Fuerzas y momentos de la chaveta

En cuanto al análisis de los modos de fallo utilizaremos la herramienta de Solidworks para determinar con certeza el correcto funcionamiento de la chaveta-chavetero.

1.9. Dimensionado del muelle

Para dimensionar el muelle, es necesario conocer cómo debe actuar en cada momento y los estados en los que se va a encontrar:

- a) Cuando no hay ninguna fuerza actuando sobre el muelle este se encuentra en estado de reposo, es decir, su longitud es igual a su longitud libre. Este estado se da antes de introducir el muelle en su lugar de trabajo.

- b) El muelle se comprime en su zona de trabajo con una precarga F_i para empujar a la cuña en "L" y mantenerla presionada contra la superficie circular de la rueda dentada. Este estará comprimido Δx_i respecto de su longitud libre. Tras esta compresión el muelle estará en equilibrio y, por tanto, la fuerza que ejerce sobre la cuña ($F_{muelle-cuña}$) será igual a la de precarga.
- c) Para que la rueda pueda girar para tensar o destensar la vela, será necesario comprimir el muelle para que la cuña supere el alto de 4 mm del diente, es decir, el muelle deberá comprimirse $\Delta x = 4 \text{ mm}$. Para ello la $F_{muelle-cuña}$ debe superar a la precarga. Concretamente, deberá superarla al menos en el valor de la fuerza con la que se ha establecido el valor de la constante de rigidez de muelle ($F_{fija-muelle}$).

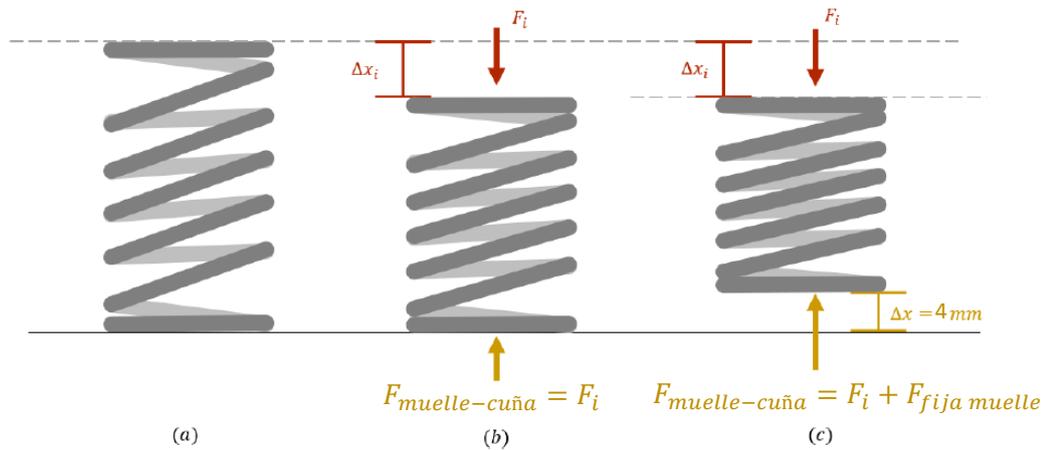


Figura 73. Fuerzas según la disposición del muelle

Suponemos que la fuerza que queremos hacer con la palanca para comprimir el muelle y destensar la vela, tal y como hemos explicado en el apartado 5.3.1.3 sobre el destensado, es de $F_{fija muelle} = 5 \text{ N}$. Sabiendo que $\Delta x = 4 \text{ mm}$, podemos calcular la constante de rigidez de nuestro muelle (k):

$$k = \frac{5 \text{ N}}{2,5 \text{ mm}} = 2 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Sabiendo que la constante de rigidez depende de los parámetros de deformación del muelle, podemos calcular las dimensiones del muelle:

Ecuación 1

$$k = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot N_a}$$

En el dimensionado del muelle debemos de tener en cuenta las siguientes condiciones:

- El número de espiras se encuentre entre 3 y 15. En nuestro caso optaremos por un muelle de $N_a = 5$ espiras activas y dos en el extremo, es decir, se trata de un muelle a escuadra y cerrado de $N_t = 7$ espiras.
- La relación entre el diámetro del alambre y del muelle "C" será mayor de 4 y menor de 12.
- El coeficiente de seguridad será mayor de 1,2.

- Para evitar el pandeo del muelle, la longitud libre del mismo debe cumplir la siguiente relación:

Ecuación 2

$$L_0 = 2,63 \times \frac{D}{\alpha}$$

Pero en nuestro caso, el muelle irá en carriles guías, evitando el pandeo.

A continuación, nos disponemos a calcular el diámetro nominal D de nuestro muelle. Para ellos determinaremos el resto de parámetros de la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** gracias a la ayuda de las tablas del Anejo de Tablas. El alambre estará compuesto de alambre de piano A228 ya que permite construir muelles pequeños pero resistentes, por tanto:

Variable	Valor	Unidad
$F_{fija-muelle}$	5	N
Δx	2.5	mm
d	0.5	mm
N_a	5	Espiras
G	82700	MPa
α	0.5	

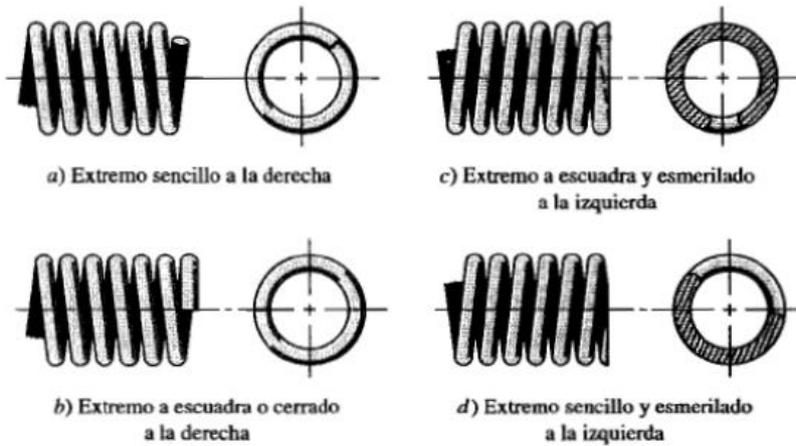
Tabla 9. Tabla de características del muelle

Una vez definidos los valores de la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, despejamos el diámetro nominal y obtenemos que $D = 4$ mm por lo que el muelle cumplirá con la condición de relación de sus diámetros:

$$C = \frac{D}{d} = \frac{4}{0.5} = 8 \rightarrow 4 < C < 12$$

Como vemos $4 < 8 < 12$, por lo que este será el resultado del dimensionado del muelle.

1.9.1. Tablas utilizadas para el cálculo de resortes



Término	Tipo de extremos de resortes			
	Sencillo	Sencillo y esmerilado	A escuadra y cerrado	A escuadra y esmerilado
Espiras de extremo, N_e	0	1	2	2
Espiras totales, N_t	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, L_0	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Longitud sólida, L_s	$d(N_t + 1)$	dN_t	$d(N_t + 1)$	dN_t
Paso, p	$(L_0 - d)/N_a$	$L_0/(N_a + 1)$	$(L_0 - 3d)/N_a$	$(L_0 - 2d)/N_a$

Constantes A y m de $S_{ut} = A/d^m$ para calcular la resistencia de tensión mínima de alambres para resortes comunes

Fuente: Associated Spring-Barnes Group, *Design Handbook*, Bristol Conn., 1987, p. 19. En la información gráfica se ajustaron las curvas, se agregaron los costos relativos de la p. 20.

Material	ASTM Núm.	Exponente m	Diámetro pulg	A_s kpsi · pulg ^m	Diámetro, mm	A_s MPa · mm ^m	Costo relativo del alambre
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite†	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre trefilado duro‡	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo vanadio§	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302#	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11
		0.263	0.100-0.20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.20-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	
		0.064	0.075-0.30	110	2.7-5	932	

Propiedades mecánicas de algunos alambres para resortes

Material	Límite elástico, porcentaje de S_{of}		Diámetro d , pulg	E		G	
	Tensión	Torsión		Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Alambre de piano A228	65-75	45-60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
			0.033-0.063	29.0	200	11.85	81.7
			0.064-0.125	28.5	196.5	11.75	81.0
			>0.125	28.0	193	11.6	80.0
Resorte trefilado duro A227	60-70	45-55	<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
			0.033-0.063	28.7	197.9	11.6	80.0
			0.064-0.125	28.6	197.2	11.5	79.3
			>0.125	28.5	196.5	11.4	78.6
Templado en aceite A239	85-90	45-50		28.5	196.5	11.2	77.2
Resorte de válvula A230	85-90	50-60		29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo vanadio A231	88-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
			A232	29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo silicio A401	85-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
Acero inoxidable							
A313*	65-75	45-55		28	193	10	69.0
17-7PH	75-80	55-60		29.5	208.4	11	75.8
414	65-70	42-55		29	200	11.2	77.2
420	65-75	42-55		29	200	11.2	77.2
431	72-76	50-55		30	206	11.5	79.3
Bronce fosforado B159	75-80	45-50		15	103.4	6	41.4
Cobre al berilio B197	70	50		17	117.2	6.5	44.8
	75	50-55		19	131	7.3	50.3
Aleación inconel X-750	65-70	40-45		31	213.7	11.2	77.2

BIBLIOGRAFÍA ANEJO 1

- [1] Gourlay, T., Martellotta, J. (2011). *Aero-Hydrodynamics of an RS:X Olympic Racing Sailboard*. Universidad de Curtin de Australia.
- [3] Cotterman, J., Cavanagh, S., Nickel, M., O'Dell, W. (2015). *Estados Unidos Patente nº 9149089B2*.
- [2] <https://www.zapasdepor.com/%E2%AD%90repuestos-sistema-boa-fit-boa-fit-technology-%E2%AD%90/>
- [3] Vandeputte: What is the BOA lacing system and how does it compare to ordinary lances? Recuperado de <https://www.vdp.com/EN/Nieuws/date/desc/1/2475/0/what-is-the-boa-lacing-system-and-how-does-it-compare-to-ordinary-laces.html>
- [4] José Manuel N. (3 de mayo de 2014). Tecnología-eso: Máquinas simples (II). Recuperado de <https://todotecnologia-eso.blogspot.com/2014/03/maquinas-simples-ii-la-rueda-la-polea-y.html>

ANEJO 2

2. Corrosión

La interacción de los metales que componen nuestro alargador con el agua del mar puede producir un deterioro significativo debido a la corrosión.

La corrosión se define como “La interacción fisicoquímica entre un metal y su entorno que da como resultado cambios en las propiedades del metal y que puede conducir a un deterioro significativo de la función del metal, el medio ambiente o el sistema técnico del que forma parte”. Esta interacción es a menudo de naturaleza electroquímica.

El agua de mar a veces se describe como un medio vivo y se considera que es el más corrosivo de los entornos naturales siendo los iones de cloruro el constituyente más agresivo.

La corrosión es la principal causa de desgaste del material de windsurf ya que produce la alteración de las propiedades de los materiales y la pérdida de material hasta la rotura del mismo.

En los siguientes puntos hablaremos de los tipos principales de corrosión que van a afectar a nuestro sistema y los sistemas de protección que nos serían de utilidad, ayudándonos así a escoger la solución más duradera para nuestro sistema.

2.1. Tipos de corrosión

Nos vamos a centrar principalmente en la corrosión de los elementos metálicos que incorpora el sistema, ya que son nuestro principal problema.

La forma de clasificar la corrosión es gracias a su apariencia y por el agente causante. Según esto tenemos:

- Corrosión uniforme

En la corrosión uniforme es el caso más común y el causante de la mayor pérdida de material. Esta corrosión se distribuye homogéneamente sobre la superficie del metal, produciendo así una reducción del espesor relativamente uniforme.

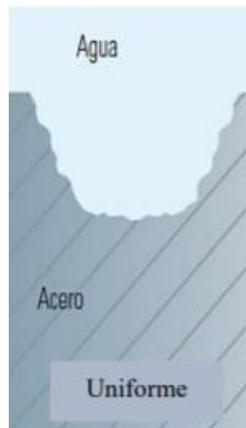


Figura 74. Corrosión uniforme

Es expresada en términos de pérdida de masa por unidad de superficie y por unidad de tiempo, o por pérdida del espesor del metal corroído en función del tiempo.

Esta corrosión es la que más daños hará a nuestro sistema, ya que al mojarse en el agua del mar este se encuentra húmedo la mayor parte del tiempo e incluso al secarse se forma una capa de salitre por toda su superficie.

- Corrosión galvánica

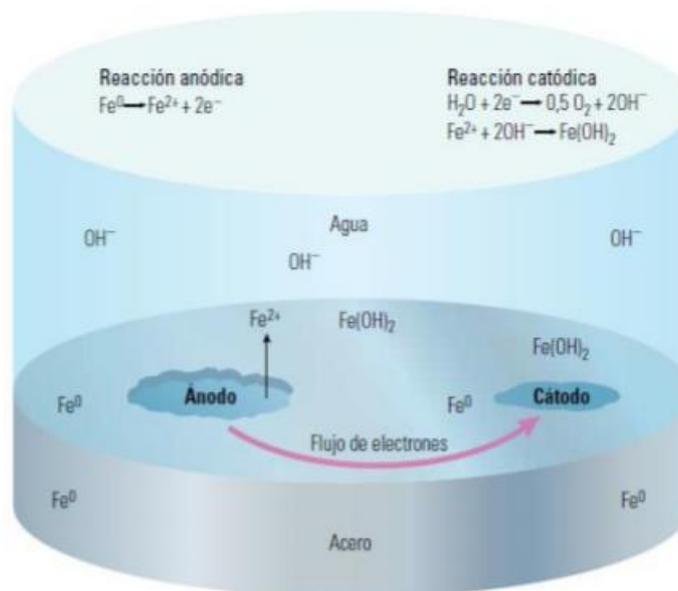


Figura 75. Corrosión galvánica

La corrosión galvánica es un proceso electroquímico asociado con el movimiento de electrones entre áreas que poseen potenciales electroquímicos diferentes.

El metal con el índice de corrosión más alto actúa como cátodo y el metal con menor índice el ánodo. Por tanto, los electrones fluyen del ánodo al cátodo a través del fluido en contacto con ambos, llamado electrolito.

Los metales se organizan según una serie galvánica de acuerdo a sus tendencias anódicas o catódicas. La serie que se muestra a continuación hace referencia al agua del mar, ya que esta dependerá del electrolito en el que se encuentre:

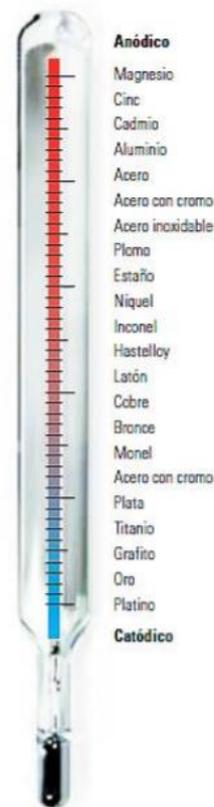


Figura 76. Serie galvánica para el agua del mar

- Corrosión cavernosa

Se trata de un tipo de corrosión localizada que se puede encontrar dentro de grietas o en superficies blindadas donde hay una solución estancada. Es una de las corrosiones más dañinas ya que ocurre en aleaciones que normalmente presentan una resistencia a la corrosión perfecta, como el acero inoxidable, y también en áreas que no son inmediatamente visibles. Por lo tanto, la corrosión cavernosa puede provocar una falla devastadora repentina del metal en servicio. Las grietas crean un entorno químico que es diferente del de las superficies expuestas libremente y, por lo tanto, aceleran la corrosión. Este ambiente mantiene la humedad, concentra los productos de corrosión y al mismo tiempo excluye el oxígeno.

Pueden estar provocadas por:

- a) Geometría de la estructura como, por ejemplo, uniones roscadas o metales remachados.
- b) Contacto del metal con sólidos no metálicos, por ejemplo, plásticos.
- c) Depósitos de arena, suciedad o productos de corrosión permeables sobre la superficie del metal.

La Figura 77 define los aspectos geométricos de una grieta. El sustrato de la grieta es el material metálico de interés. El formador de hendiduras puede ser cualquier tipo de material que esté lo suficientemente cerca de la superficie del sustrato para formar una región hermética (grieta). El espacio entre el formador de hendiduras y el sustrato se denomina espacio de grieta (g), y la longitud del formador de hendiduras se denomina longitud de la hendidura (L).

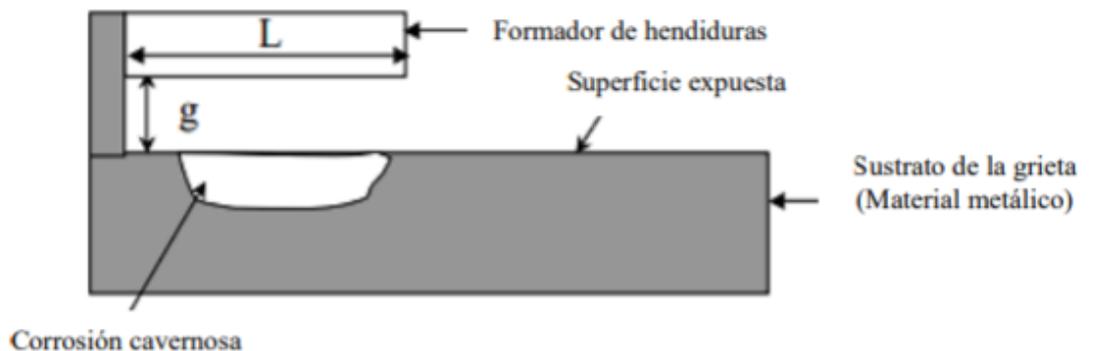


Figura 77. Corrosión cavernosa

- Corrosión por picaduras

La corrosión por picaduras es una forma localizada de corrosión por la cual se producen cavidades o "agujeros" en el material debido a la heterogeneidad química o física de la superficie. La picadura es a menudo la precursora de la corrosión cavernosa.

El proceso clásico de corrosión por picaduras generalmente se modela alrededor de aleaciones pasivas como aceros inoxidables y otras aleaciones resistentes a la corrosión:

- d) Iniciación de las picaduras: con la descomposición de las películas pasivas.
- e) Proceso de crecimiento de la picadura: se trata de un crecimiento estable.
- f) Repasivación de las picaduras en materiales pasivos.

- Corrosión por fatiga

Cuando el material está sometido a cargas oscilantes o deformaciones en un ambiente agresivo se habla de corrosión por fatiga. En él están implicadas variables mecánicas, químicas y microestructurales, dificultando su análisis. Los principales parámetros que influyen son las propiedades de los materiales, la

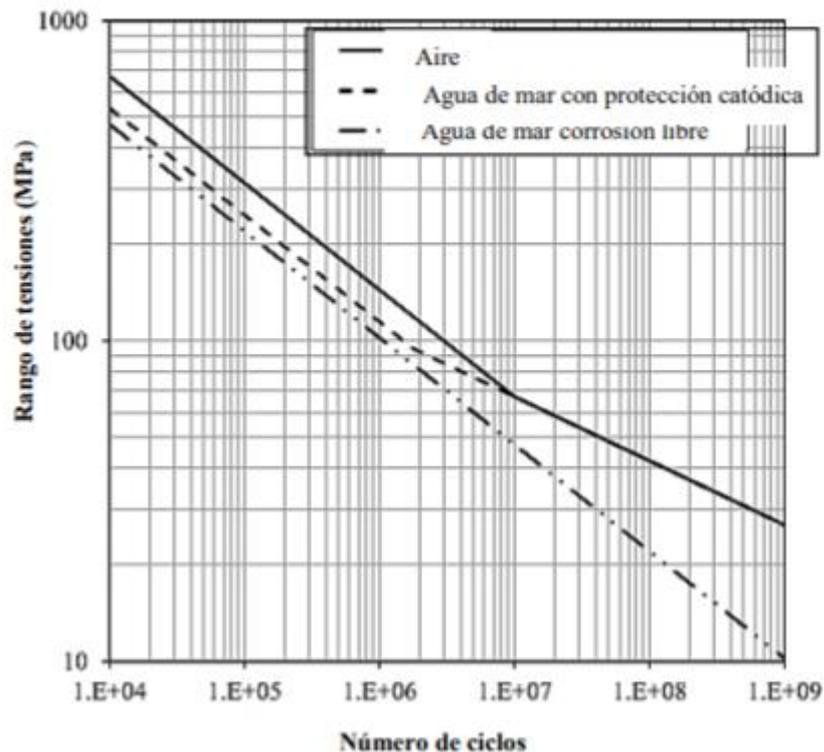
geometría y las propiedades del elemento, el efecto ambiental y la carga que necesitamos para montar la vela.

Este tipo de corrosión se produce tanto en aleaciones como en metales puros, cualquier medio puede ponerlo de manifiesto siempre que actúe durante el tiempo suficiente y la velocidad de ataque varía en función de la agresividad del ambiente.

El crecimiento de grietas por la corrosión puede amplificarse bajo las cargas de fatiga.

La curva S-N se proporciona para las siguientes condiciones ambientales: "en aire" para superficies con revestimiento, "en agua de mar" para superficies con protección catódica, "corrosión libre" para superficies protegidas únicamente con tolerancia a la corrosión.

Curso: 2017-2018.



2.2. Sistemas de protección contra la corrosión

Una vez conocemos los principales tipos de corrosión que puede sufrir nuestro sistema, estudiaremos la manera de evitar, ralentizar o controlarla.

Existen dos formas de clasificar los métodos de protección de la corrosión:

2.2.1. Métodos de protección activos

Evitamos la corrosión mediante la modificación de los procesos físicos.

- Selección de materiales

La selección de los materiales será decisiva a la hora de evitar la corrosión en nuestro sistema. En ella tendremos en cuenta las propiedades físicas y mecánicas del material, resistencia a la corrosión, la disponibilidad y facilidad de trabajo, además de los aspectos económicos.

- Tolerancia de corrosión

Son secciones de material que pueden corroerse sin comprometer la función del sistema. Depende del material, la carga mecánica esperada y de la categoría de corrosión.

Se recomienda combinarla con el recubrimiento, para que esté protegida y sea más económico.

- Diseño constructivo

El sistema debe diseñarse para que cumpla su función a un coste aceptable y que reduzca el riesgo de corrosión.

Para ello evitaremos huecos, uniones y conexiones superpuestas para evitar la retención de humedad y suciedad, incluyendo cualquier abrasivo.

Los pernos, tuercas y arandelas deben protegerse también para que tengan la misma durabilidad que las piezas del sistema.

Además, debemos prevenir la corrosión galvánica. Para ello evitaremos unir metales menos nobles con metales más nobles o en caso de que sea inevitable, se deberán aislar eléctricamente, por ejemplo, pintando sus superficies.

- Modificaciones del medioambiente

Disminuyendo la concentración de iones agresivos de la solución salina, implicará una disminución de la corrosión. Por ello es conveniente lavar con agua dulce los componentes del sistema al finalizar la actividad, ya que como hemos comentado anteriormente, eliminamos la capa de salitre que queda en la superficie de nuestras piezas.

2.2.2. Métodos de protección pasiva

Lucha contra la corrosión creando barreras de protección. Se consigue recubriendo el material a proteger del ambiente corrosivo. Se trata de un método de fácil aplicación y económico. Se pueden clasificar en:

- Recubrimientos orgánicos

Son en mayormente de tipo polimérico, pero también incluye no poliméricos (grasas, aceites, ceras, etc.). Son el tipo de recubrimiento más importante y el de mayor aplicación.

- Recubrimientos metálicos

El recubrimiento de Zinc por inmersión en caliente es el más utilizado. La estructura de acero se sumerge en un baño de zinc fundido principalmente; y aluminio y magnesio que mejoran el recubrimiento.

- Recubrimientos inorgánicos

Se clasifican en cerámicos o silíceos y en los de conversión química.

2.3. Conclusión

Los elementos metálicos que debemos de tener en cuenta en nuestro sistema debido al mayor riesgo de corrosión son poleas, engranajes, ejes y pernos, además en constante contacto y con grandes tensiones la mayoría.

Al tratarse de piezas de pequeño tamaño no supondrá una repercusión económica importante la elección de un material de calidad para la corrosión y que tenga unas propiedades físicas y mecánicas adecuadas.

El material más utilizado para los elementos metálicos que se usa en equipos de windsurf es el acero inoxidable 316. El acero inoxidable 316 es un acero inoxidable compuesto principalmente de cromo (16-18%) y níquel (10-14%) austenítico. Gracias a esta adición conseguimos un aumento a la corrosión general, mejora la resistencia a picaduras de soluciones de iones de cloruro y proporciona mayor resistencia a temperaturas elevadas. Es muy similar al tipo 304 pero con mejor resistencia a los ácidos sulfúrico, hidroclorehídrico, acético, fórmico y tartárico; sulfatos ácidos y el que más nos interesa, a los cloruros alcalinos.

En cuanto a sus propiedades físicas el acero inoxidable 316:

- Densidad: 8 g/cm³.
- Módulo de elasticidad: 1930 MPa

Y sus propiedades mecánicas:

- Coeficiente de Poisson: 0,27
- Límite elástico de 275 MPa

Solamente utilizaremos un acero aleado para la rueda dentada, ya que esta soporta grandes tensiones y sufre un mayor desgaste. Los efectos de la aleación son:

- Mayor resistencia y dureza
- Mayor resistencia al impacto
- Mayor resistencia al desgaste
- Mayor resistencia a la corrosión
- Penetración de temple (aumento de la profundidad a la cual el acero puede ser endurecido).

Las propiedades más importantes serán:

- Densidad: 7,7 g/cm³.
- Módulo de elasticidad: 210000 MPa
- Coeficiente de Poisson: 0,28
- Límite elástico de 620,42 MPa

BIBLIOGRAFÍA ANEJO 2

[1] Pelayo, L. (2018). *Corrosión marina en estructuras offshore* (Trabajo fin de grado). Escuela Técnica Superior de Náutica Universidad de Cantabria.

[2] Vera R y Cañas F. (2005). Scielo: Comportamiento Frente a la Corrosión en Ambiente Marino de Acero Galvanizado y Acero Galvanizado Pintado (Duplex). Recuperado de https://scielo.conicyt.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0718-07642005000400009

[3] CSBeaver. (27 de diciembre de 2017). Cables de acero inoxidable VS cables de acero galvanizado. Recuperado de <https://csbeaver.com/blog/cables-acero-inoxidable-cables-acero-galvanizado/>

[4] <https://nks.com/es/distribuidor-de-acero-inoxidable/aceros-inoxidables-316/>

ANEJO 3

1. SIMULACIONES

En este Anejo se exponen a simulación las diferentes piezas del mecanismo estudiado. Para ello utilizaremos el programa Solidworks, el cual nos permitirá realizar el análisis estático de las mismas mediante el análisis de elementos finitos.

A continuación, procedemos al estudio individual de las piezas más significativas de nuestro ensamblaje.

1.1. Análisis de la rueda dentada

Como hemos explicado anteriormente, en el caso de la rueda dentada utilizaremos el acero aleado como material, ya que este nos aporta unas propiedades físicas y mecánicas superiores al AISI 316.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	210000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	79000	N/mm ²
Densidad de masa	7700	kg/m ³
Límite de tracción	723.8256	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	620.422	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.3e-05	/K
Conductividad térmica	50	W/(m·K)

Tabla 10. Propiedades del acero aleado

Con este análisis determinaremos si el diente de la rueda y la chaveta del eje soportan la carga de 206,4 N y de 646 N (determinados en el Anejo 1) a los que están sometidos respectivamente, la cual es provocada por el momento torsor que genera el cable sobre el carrete.

En el siguiente paso estableceremos cuales son las cargas y sujeciones del modelo 3D de la pieza en el programa. En este caso tomaremos como sujeción fija (flechas verdes) la cara en la que apoya la chaveta en el chavetero del carrete y la fuerza de 206,4 N (flechas moradas) será aplicada en un único diente tal y como vemos en la siguiente imagen:

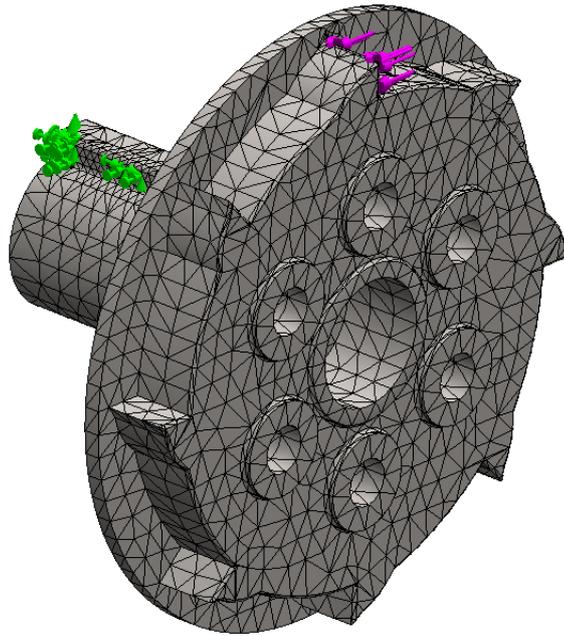
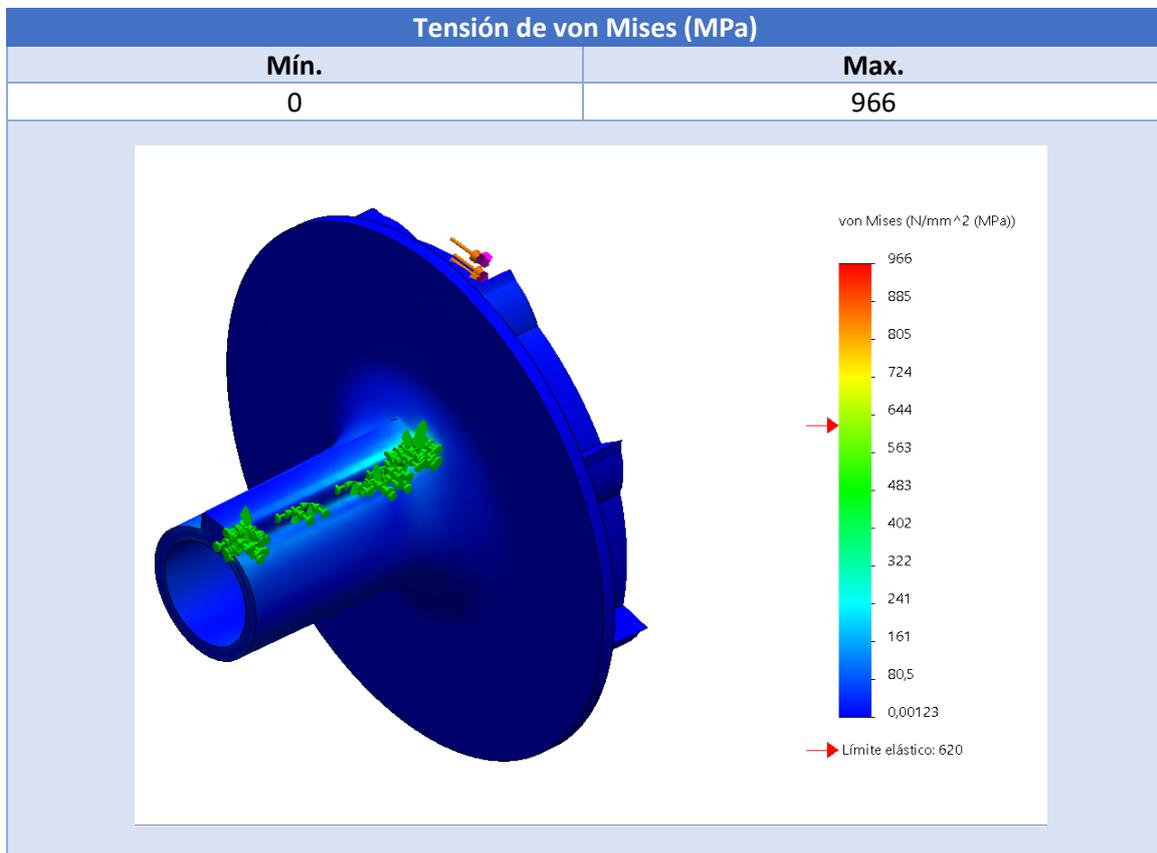
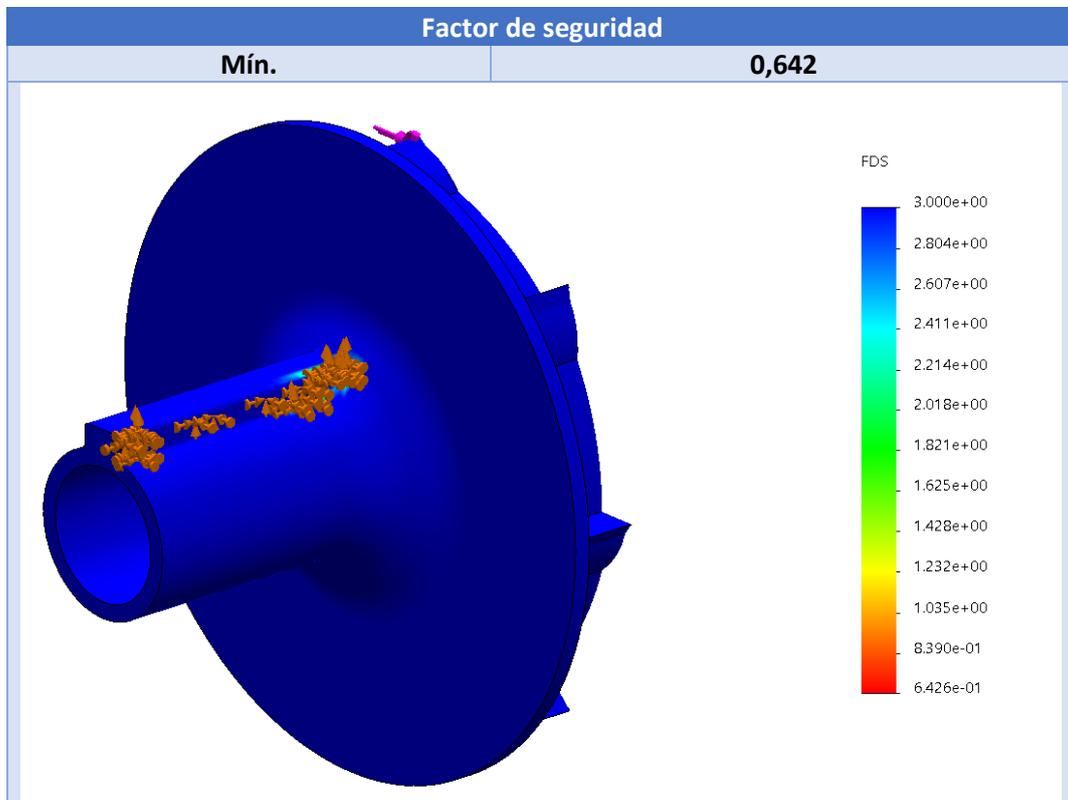
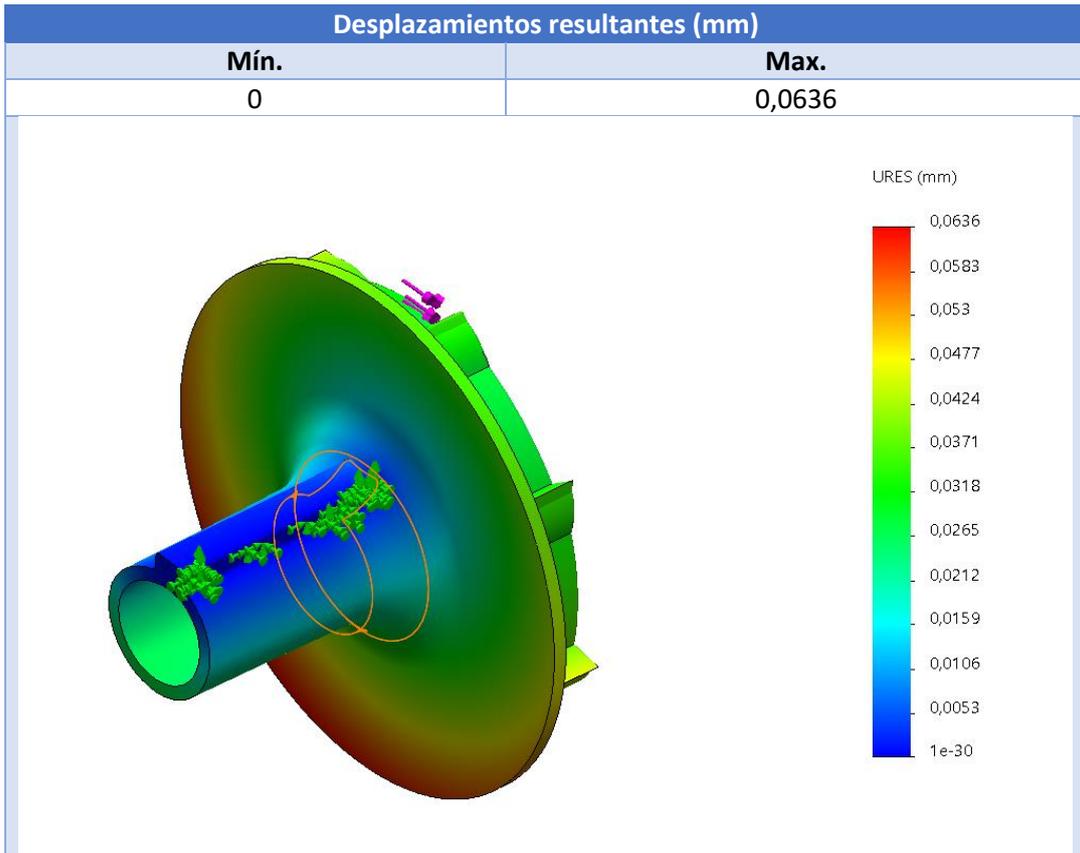


Figura 78. Cargas y sujeciones de la rueda dentada

Para el mallado de la pieza hemos aplicado controles de mallado más fino en las zonas donde se encuentran las sujeciones y las fuerzas del sistema ya que son las zonas más críticas del sistema.

A continuación, ejecutamos el estudio y obtenemos los siguientes resultados:





Como podemos observar, aunque los desplazamientos de la pieza sean pequeños, las tensiones que soporta el extremo interior de la chaveta superan el límite elástico del material, con lo cual provocaría la deformación plástica de la misma al aplicarle la fuerza indicada.

Este resultado desfavorable lo podemos observar a su vez en el factor de seguridad, ya que este es 0,642 y, por tanto, inferior a 1. Este se sitúa en la zona donde las tensiones son más desfavorables (extremo interior de la chaveta).

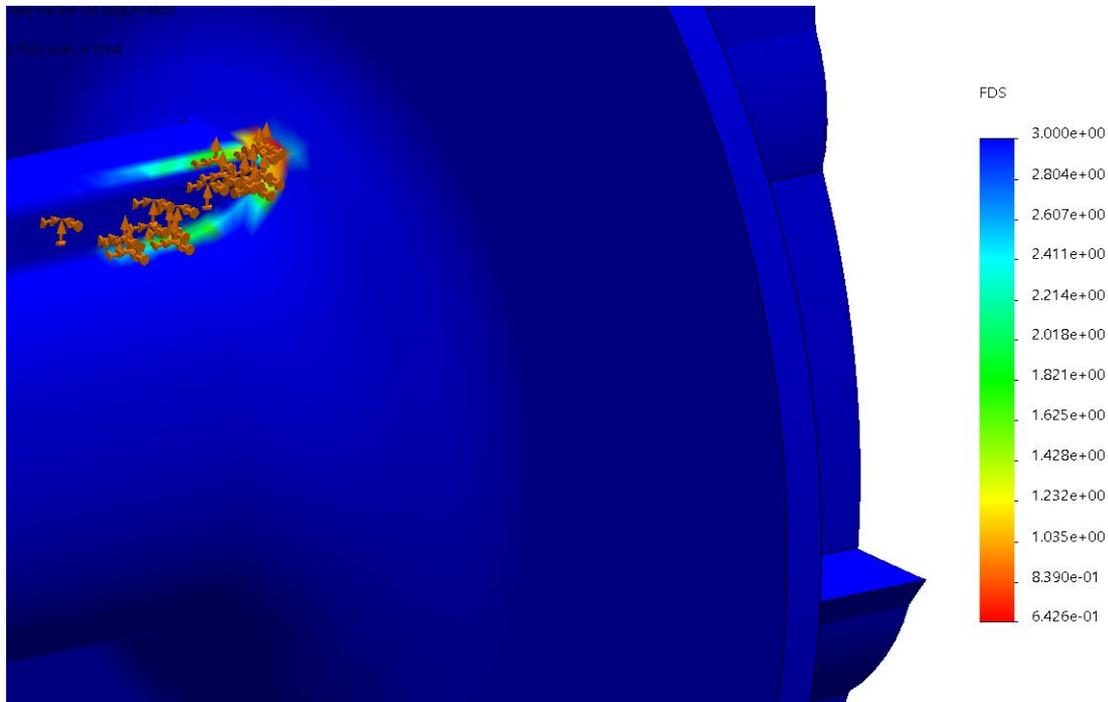


Figura 79. Detalle de la zona con FDS menor que 1

Es por esto que necesitamos poner una solución al problema. Debido a que el acero aleado ya es un material con un límite elástico elevado, la mejor opción es variar la geometría de la pieza de modo que se puedan repartir mejor las tensiones.

Por tanto, vamos a añadir simétricamente otra chaveta igual en el lado contrario a la actual, añadiendo a su vez otra zona de sujeción en la simulación.

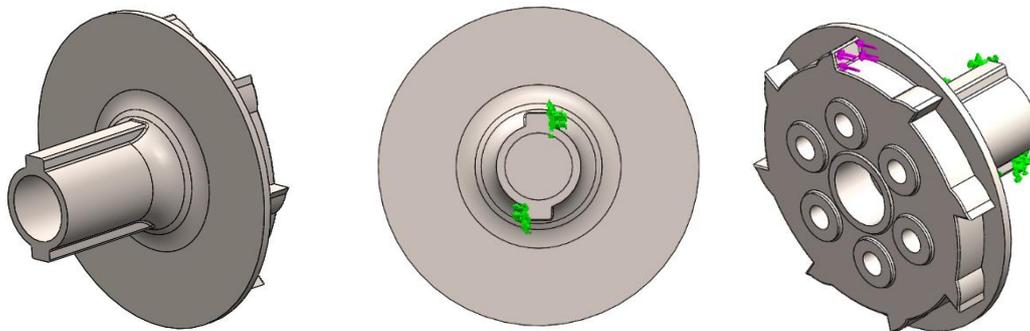
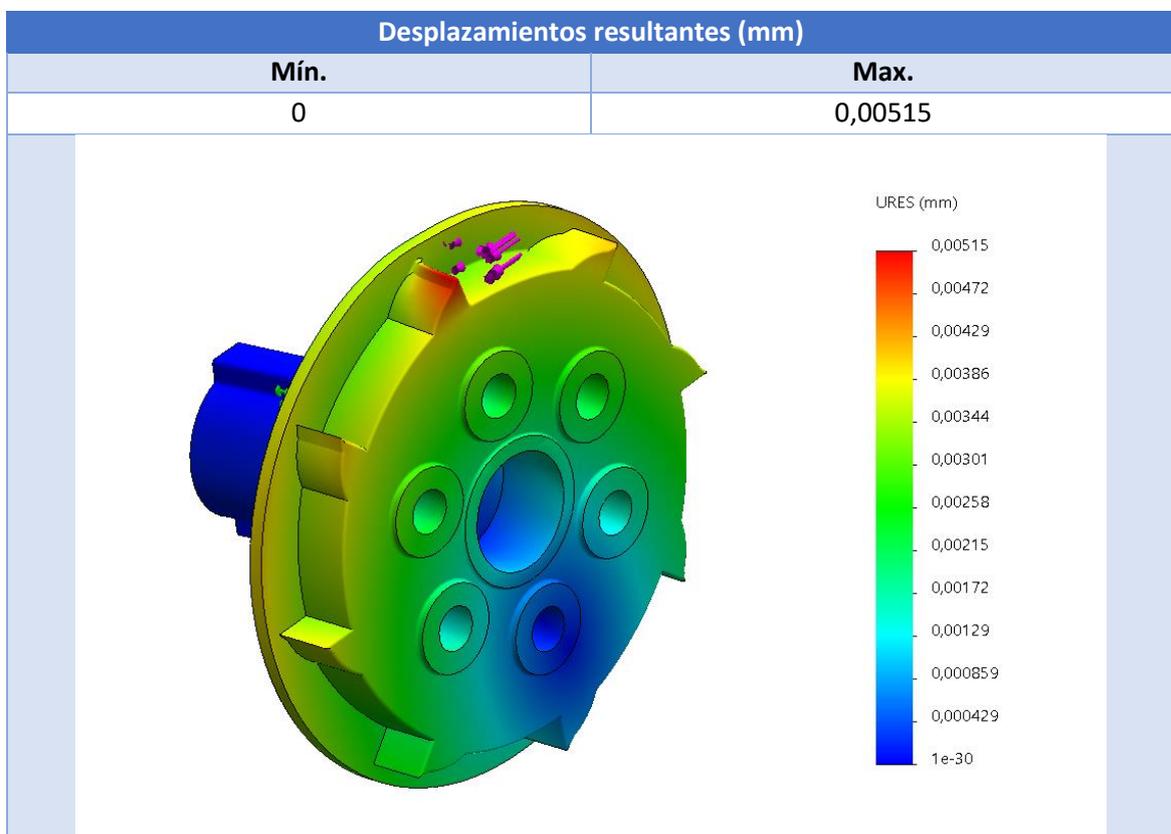
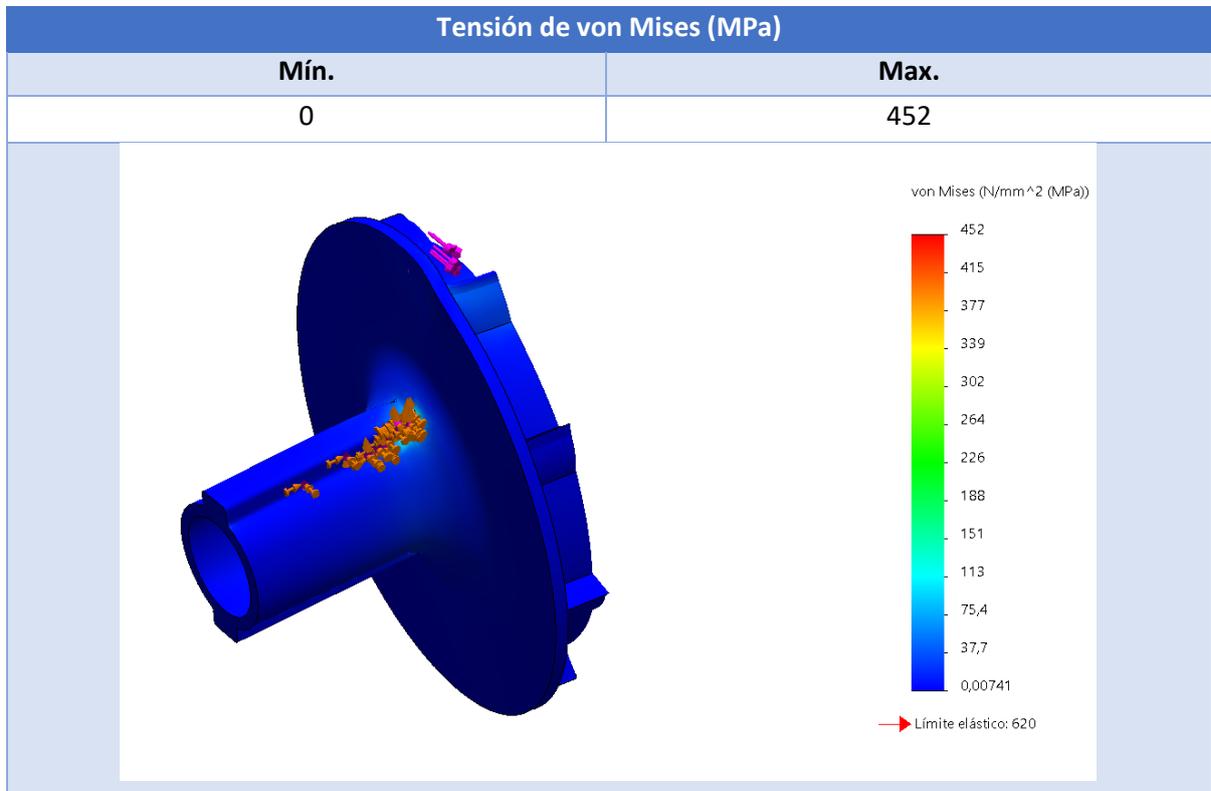
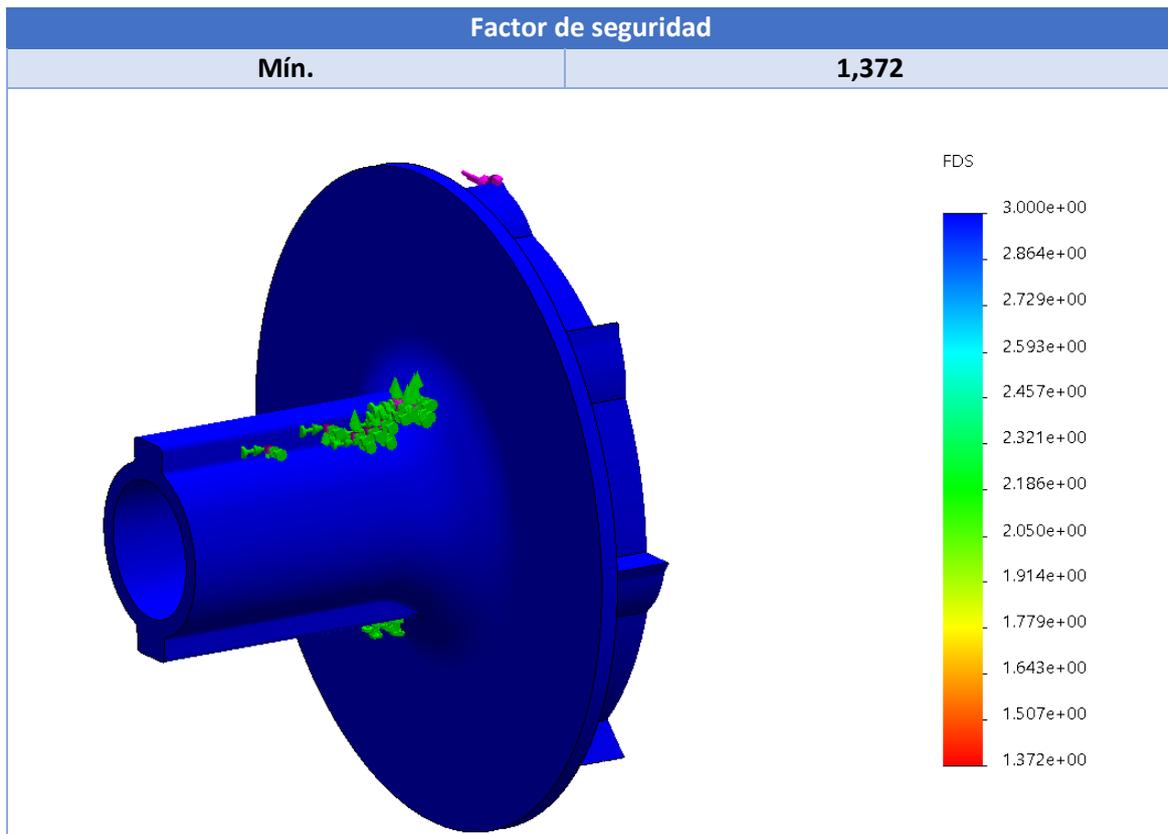


Figura 80. Sujeción y cargas al añadir la segunda chaveta

Realizamos el control de malla en las zonas anteriores y en la cara de sujeción de la chaveta añadida y ejecutamos el análisis:





Conclusión:

Al añadir la segunda chaveta hemos conseguido reducir las tensiones por debajo del límite elástico del material y, por tanto, disminuir a su vez las deformaciones de la pieza.

En lo referido al FDS este es mínimo en las mismas zonas que se encontraba anteriormente con una única chaveta, pero hemos conseguido que este sea superior a la unidad.

1.2. Análisis del carrete

En el siguiente análisis veremos si las zonas más críticas del carrete (PVC rígido) soportan las tensiones máximas.

En este caso hemos tenido que modificar el carrete ya que al añadir la segunda chaveta a la rueda dentada también hemos tenido que modelar un segundo chavetero al carrete en el simétrico del original.

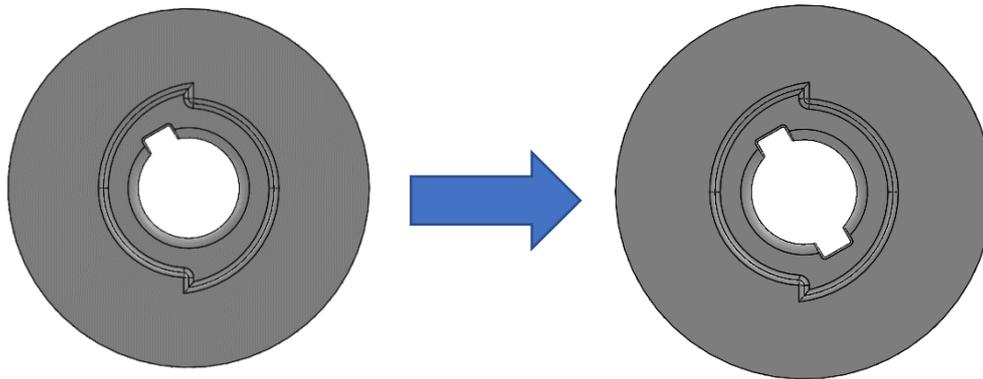


Figura 81. Detalle de la incorporación del segundo chavetero

Como hemos explicado en el Anejo 1, el cable enrollado en el carrete ejerce de freno de cinta y, por tanto, la zona en la que está enrollado será la sujeción fija de nuestra simulación. En cambio, la chaveta ejercería una presión contra el chavetero que se traducía en una carga de 646 N pero al añadir el otro chavetero la carga se reparte en las dos caras en contacto y con lo cual se divide a la mitad, es decir, cada chaveta ejercerá una fuerza de 323 N sobre el chavetero con el que está en contacto.

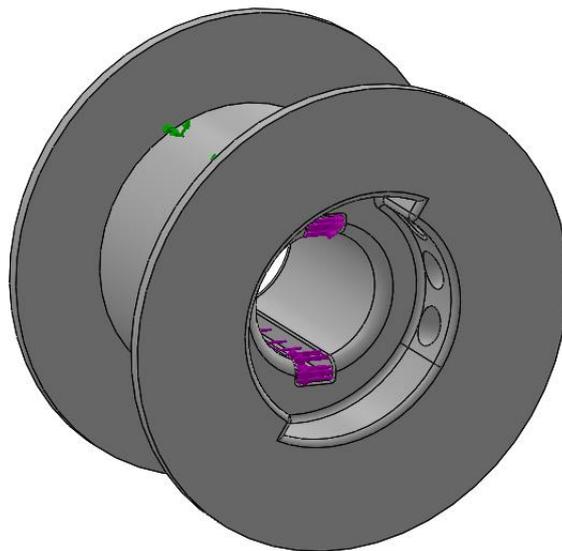
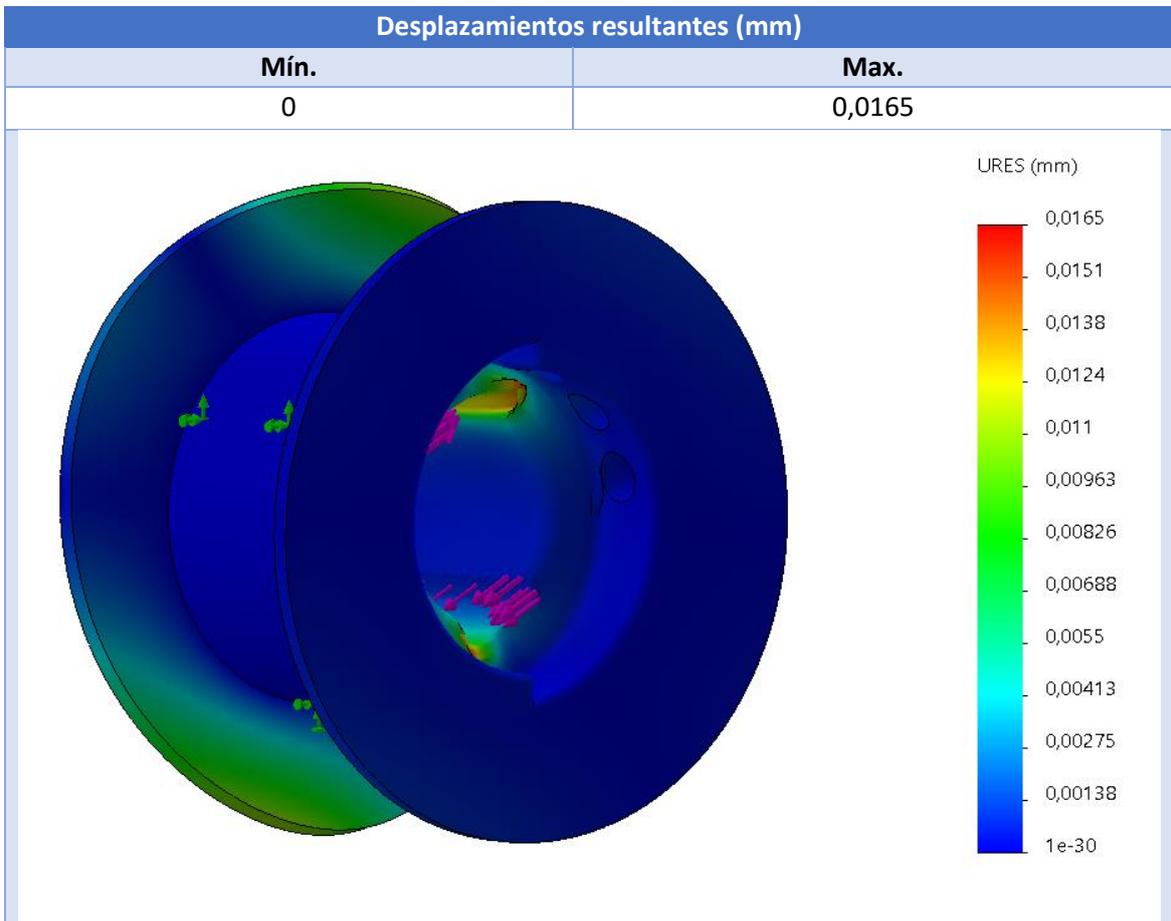
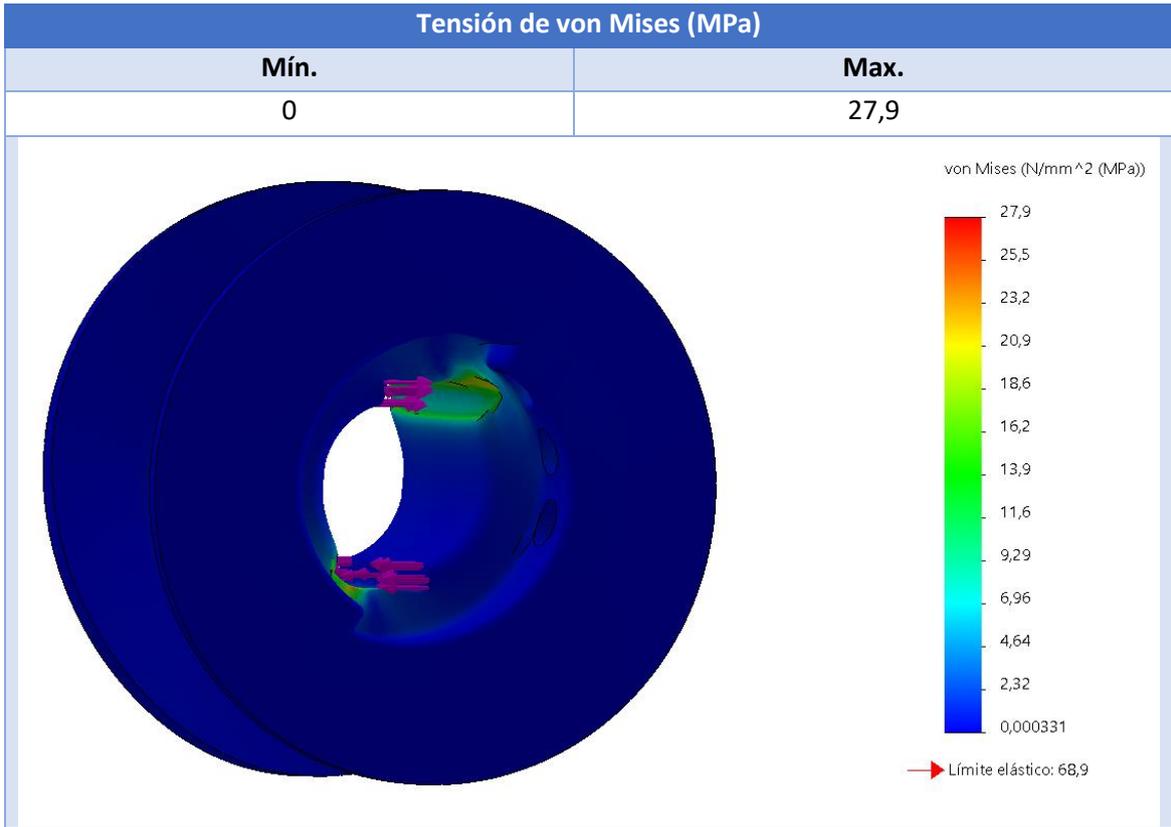
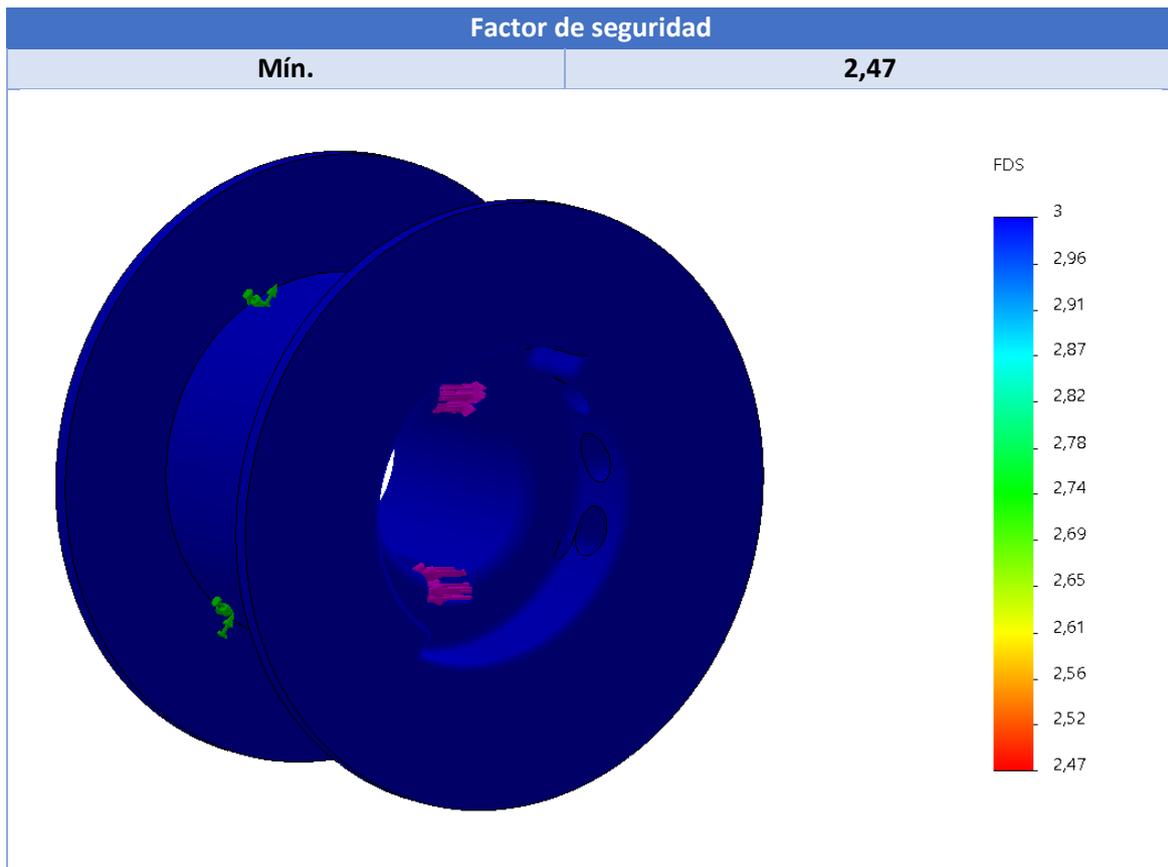


Figura 82. Cargas y sujeción del carrete

Aplicamos el control de mallado en el chavetero ya que las que las tensiones van a ser mayores y ejecutamos el estudio:





Conclusión:

Como podemos observar la incorporación de otro chavetero hace que se repartan mejor las tensiones y, por tanto, la pieza soporte mucho mejor las cargas, obteniendo así un FDS elevado.

1.3. Análisis de la palanca

La palanca de PVC rígido rota libremente alrededor del agujero por el que se sitúa el eje al aplicarle una fuerza con la mano. La oposición al movimiento se encuentra en la hendidura en la que se encuentra la cuña inoxidable que hace tope con el diente de la rueda dentada.

Como estimamos en el Anejo 1, la fuerza máxima que aplicaremos con la mano para hacer mover la rueda dentada será de unos 37,25 N sobre la superficie superior del mango la palanca. En este caso fijaremos la cara de contacto de la cuña con la palanca y añadiremos una sujeción de bisagra en el pasador del eje.

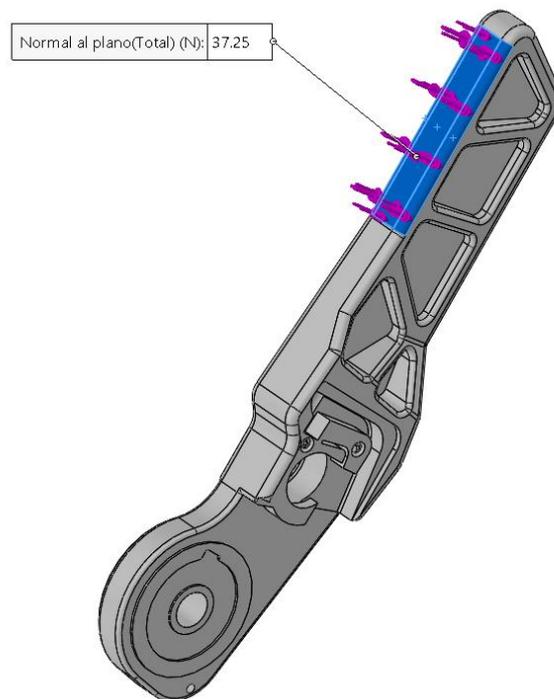
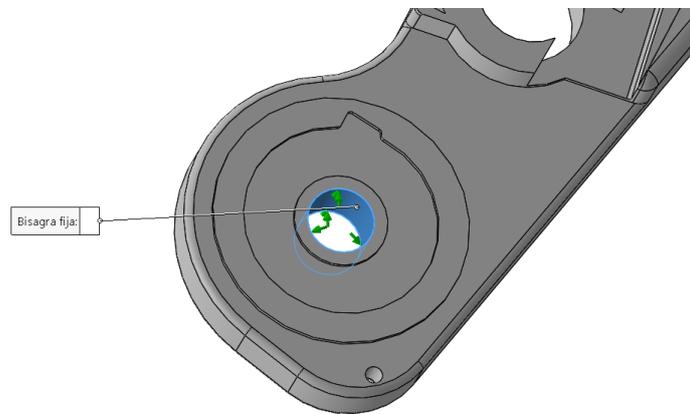
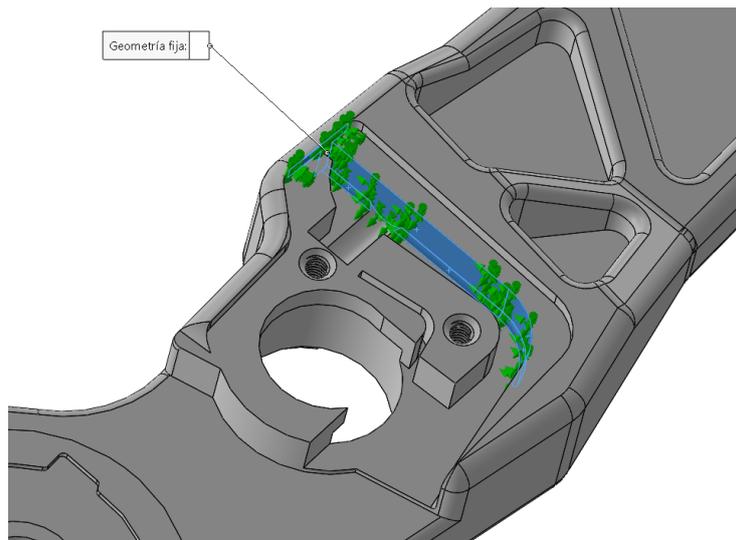


Figura 83. Cargas y sujeciones de la palanca

Realizaremos un control de mallado en la zona de la sujeción fija y, además, aplicaremos un mallado basado en la curvatura debido a que la pieza cuenta con un gran número de esquinas.

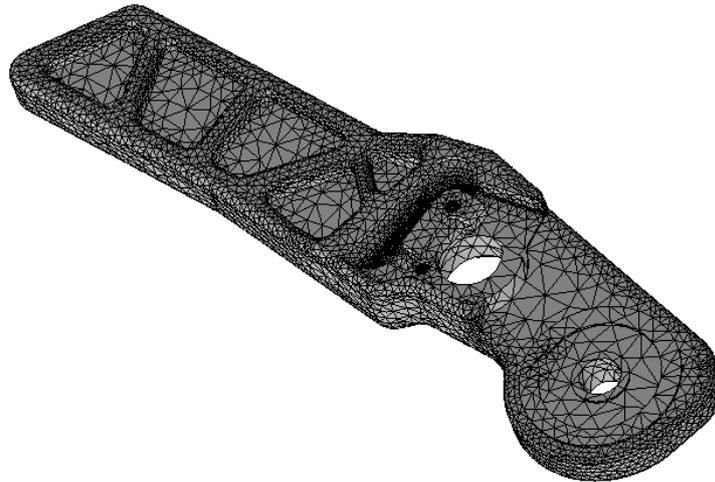
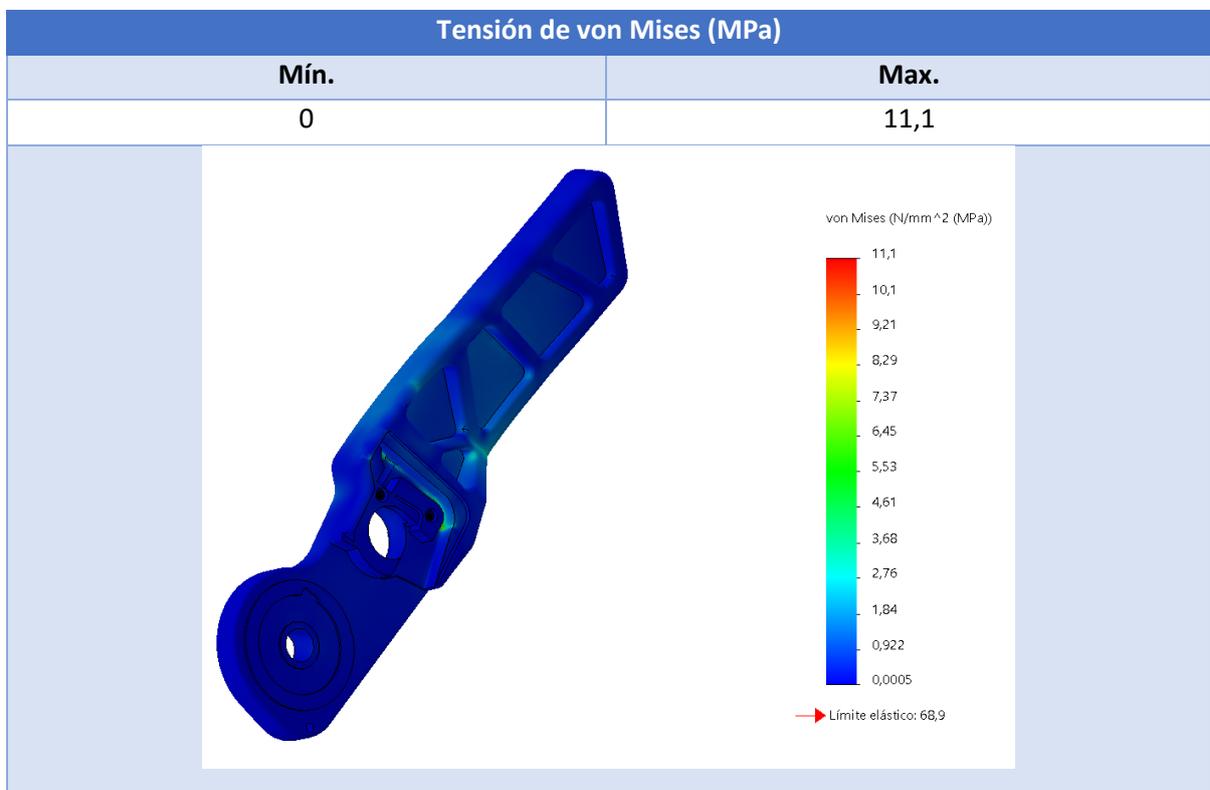
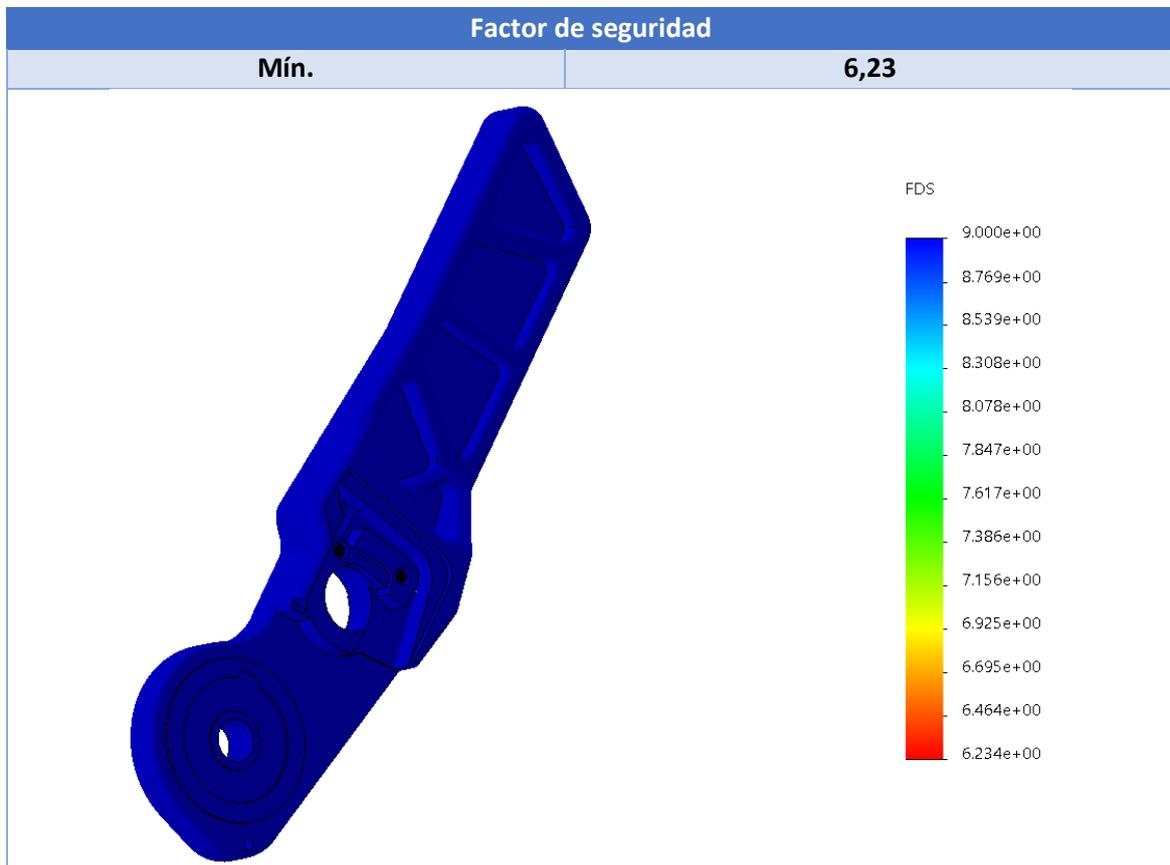
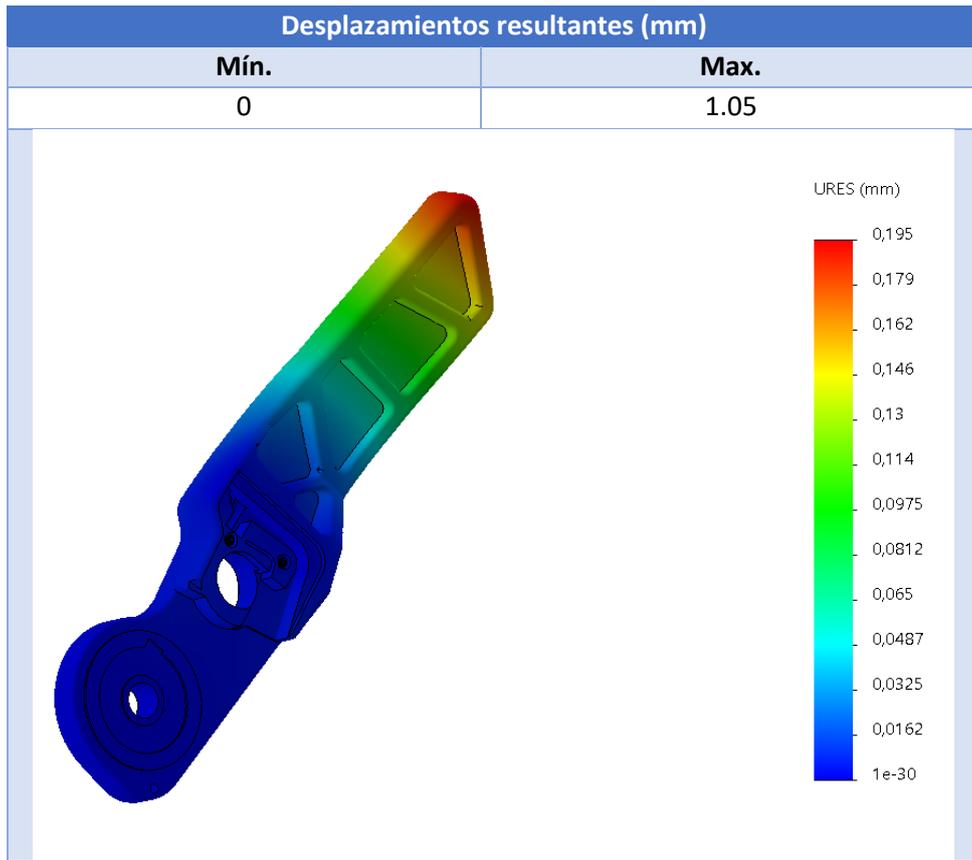


Figura 84. Mallado de la palanca

Ejecutamos el estudio y obtenemos los siguientes resultados:





Conclusión:

La palanca soportara notablemente las tensiones generadas con un factor de seguridad elevado.

1.4. Análisis del eje

Para hacer una simulación en Solidworks del eje trataremos a este como una viga de 51 mm de extremos fijos con dos cargas de 740 N en el mismo plano y sentido a 7 y 30.2 mm de uno de los extremos.

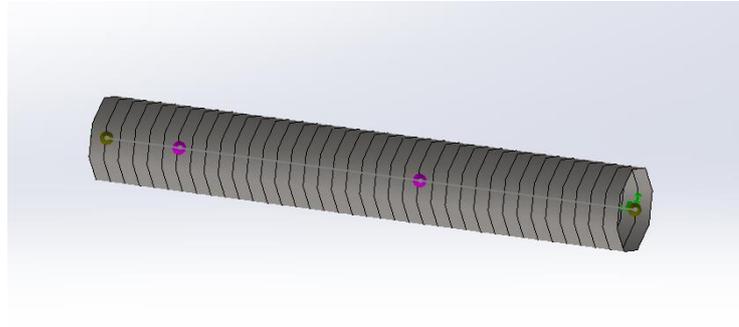
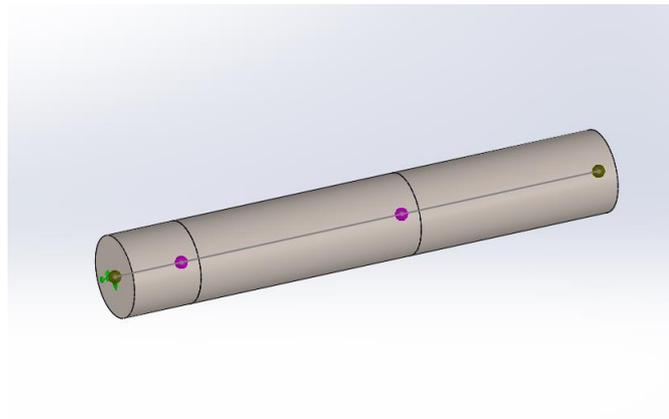
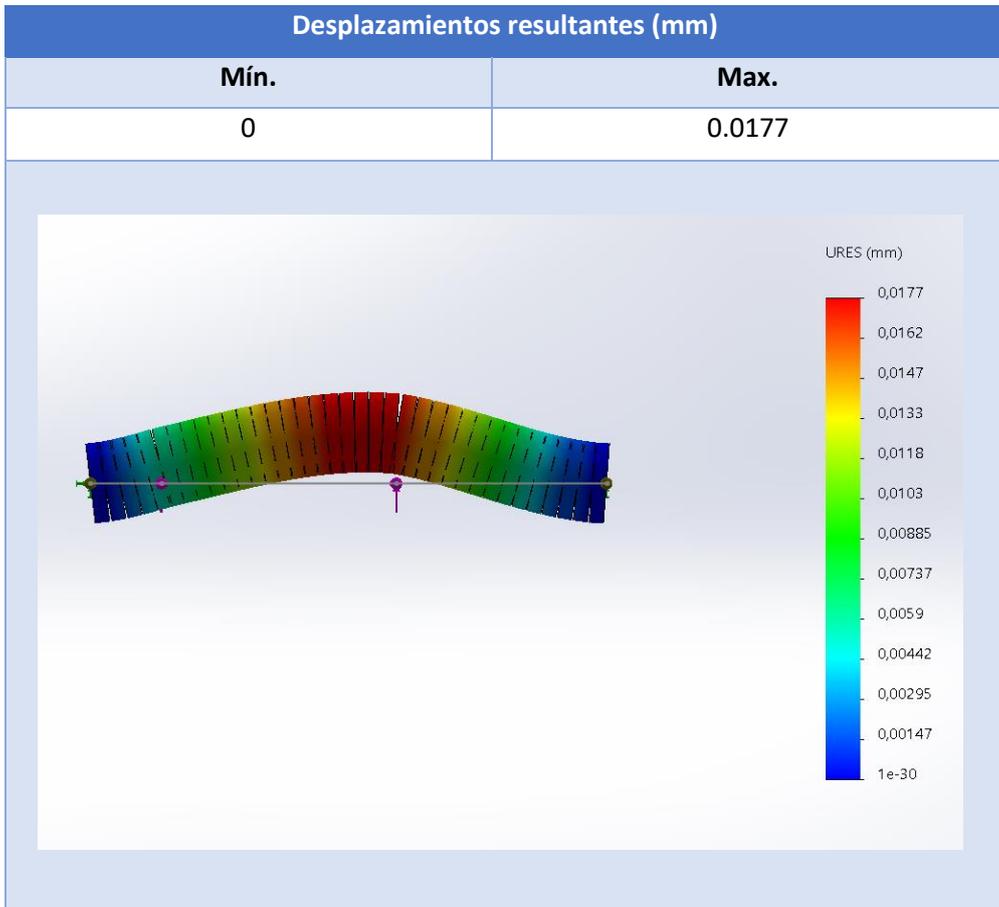
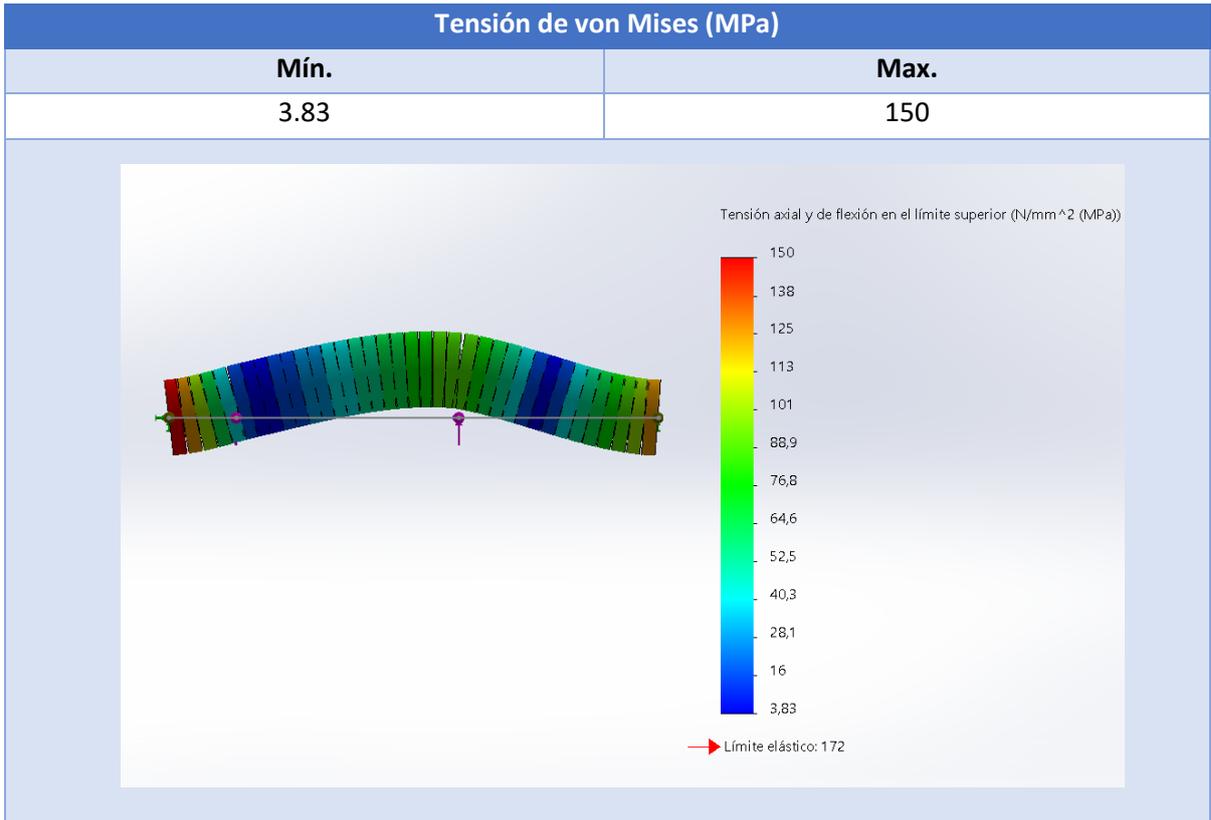
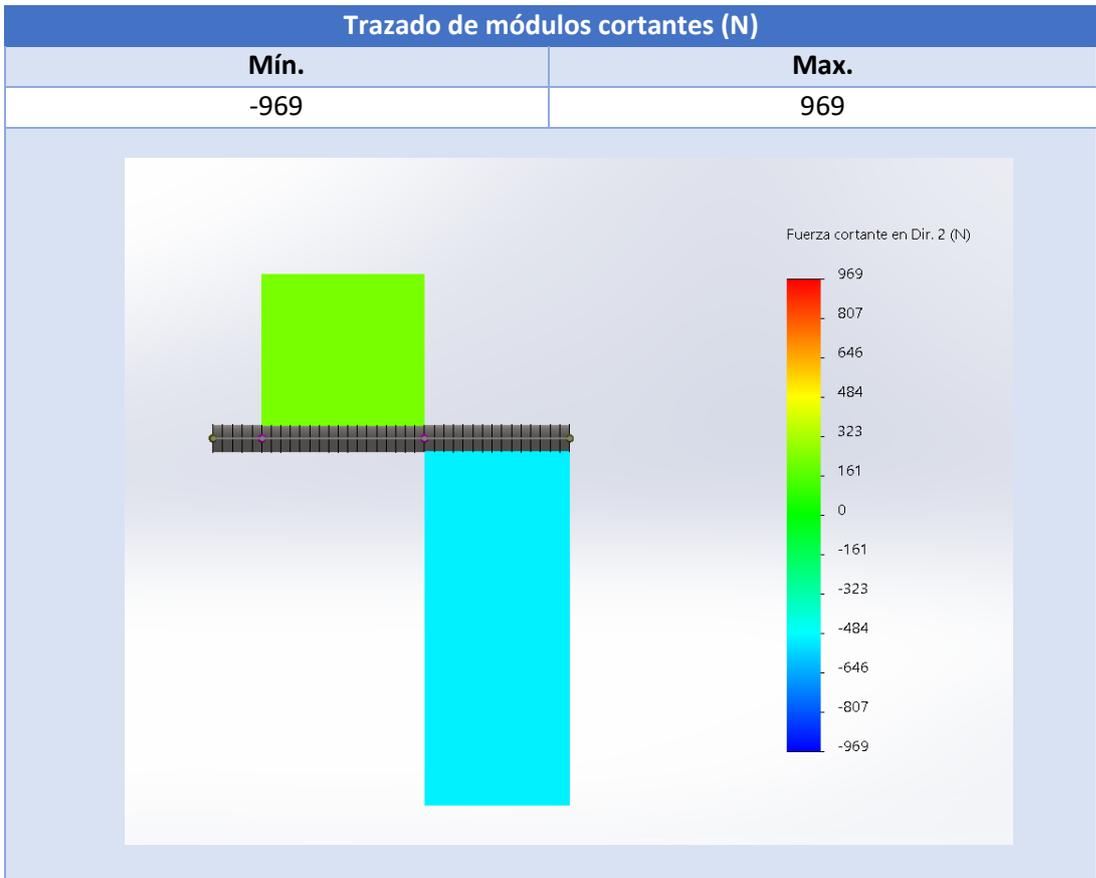
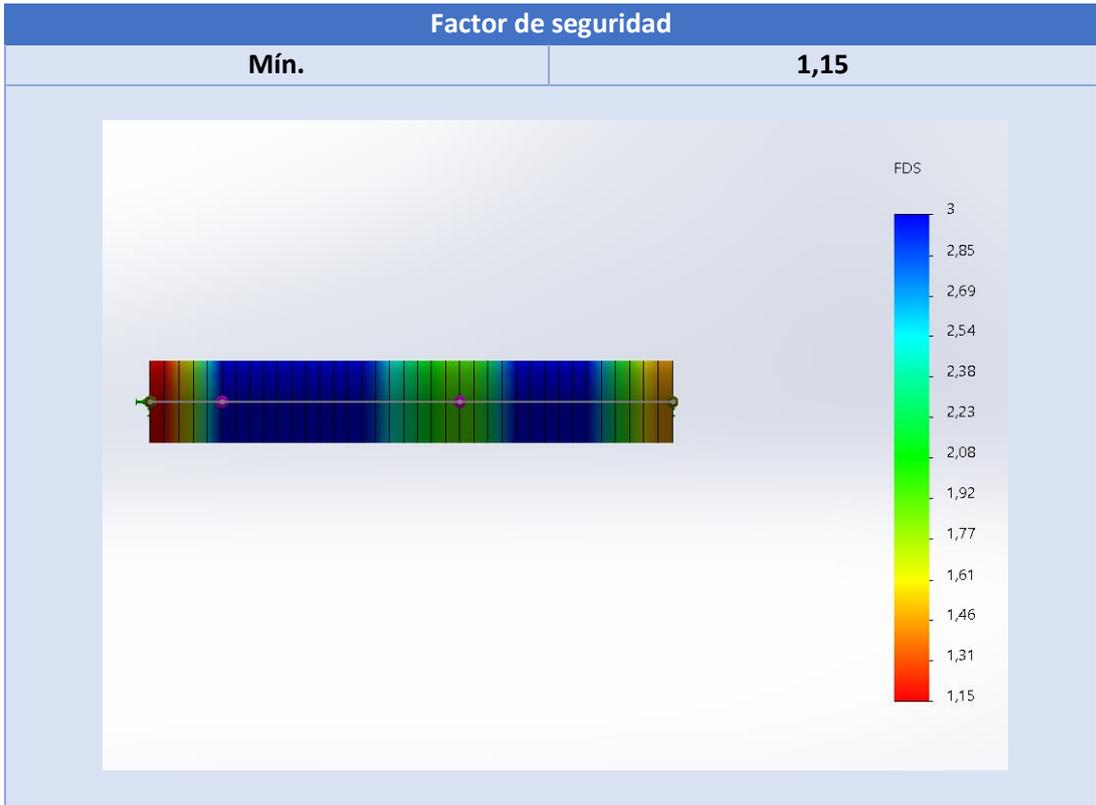
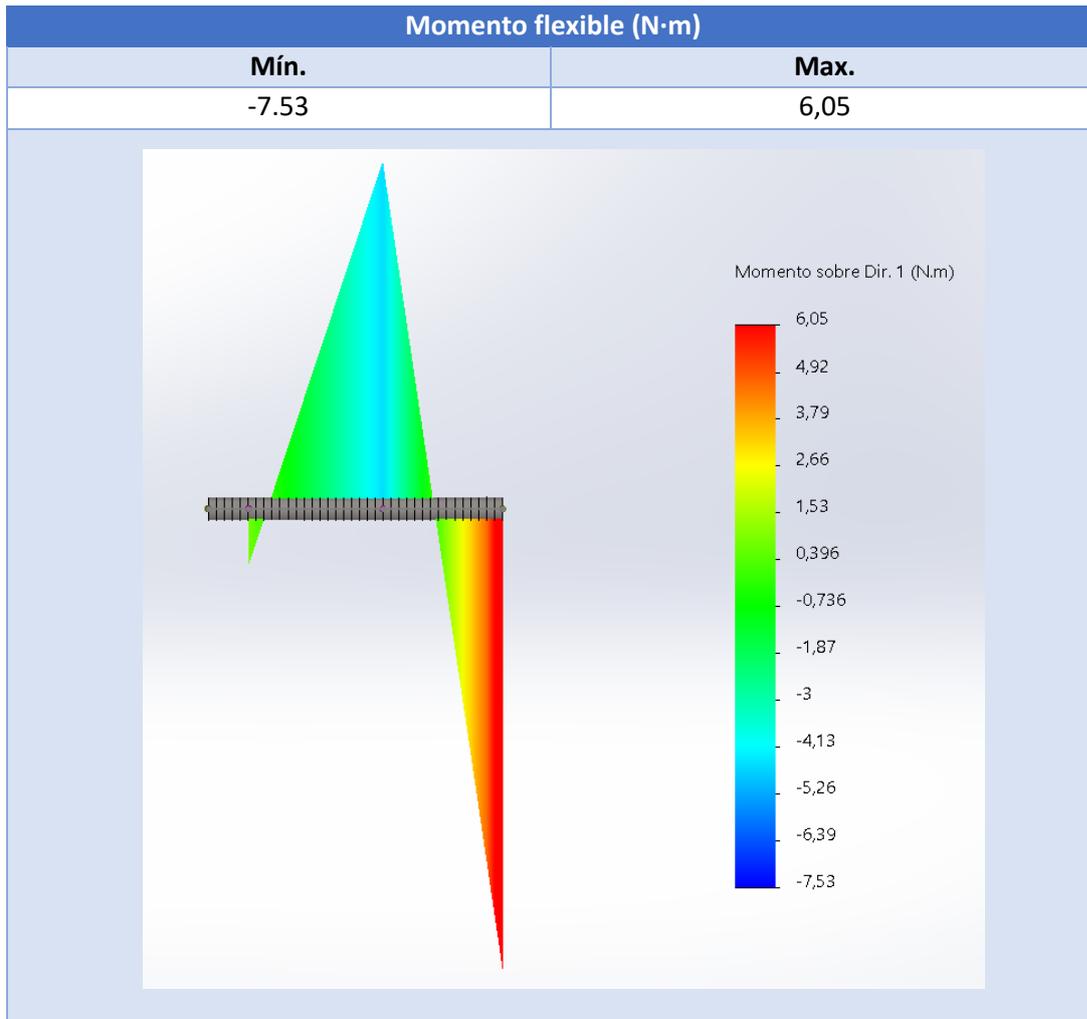


Figura 85. Puntos de carga y mallado de la viga-eje

Ejecutamos el estudio estático y obtenemos los siguientes resultados:







Conclusión:

Como podemos observar en los dos diagramas de vigas de la simulación, los datos obtenidos se asemejan a los calculados manualmente en el punto **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** en el que hemos dimensionado el eje. Aunque debido a problemas técnicos con el programa no se ha sabido solucionar el corte de la gráfica hasta el punto de inicio de la viga en los datos de la leyenda de esta simulación vemos como los momentos máximos y mínimos coinciden con los calculados.

En cuanto al FDS observamos que para ese diámetro tenemos un factor de seguridad superior a 1 pero sigue siendo pequeño para la seguridad del eje, con lo cual a corremos el riesgo de que el eje rompa. La solución sería cambiar el material de AISI 316 a otro acero inoxidable que tenga mayor límite elástico.

1.5. Análisis de la base del alargador

Como hemos calculado anteriormente en el dimensionado del eje, a partir de las reacciones en el apoyo B sabemos que la fuerza recibe el agujero de la pieza por la que pasa el eje es de 509.1 N hacia arriba.

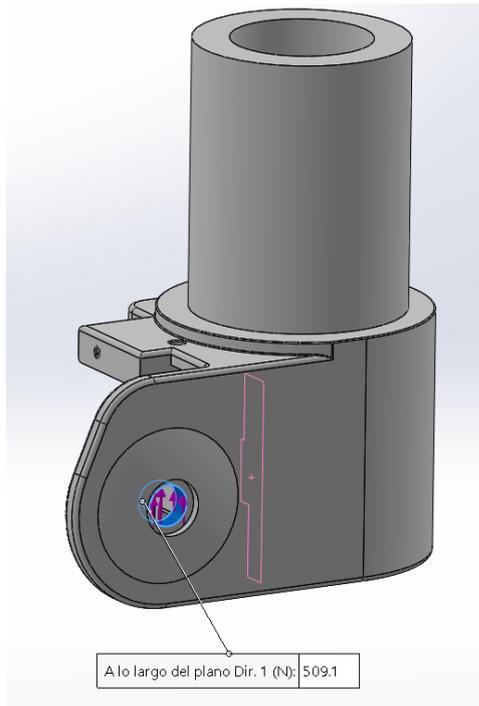


Figura 86. Zona de aplicación de la carga de la base

Aplicaremos un control de malla más fino en la de contacto del eje con la pieza y una malla basada en la curvatura para las esquinas.

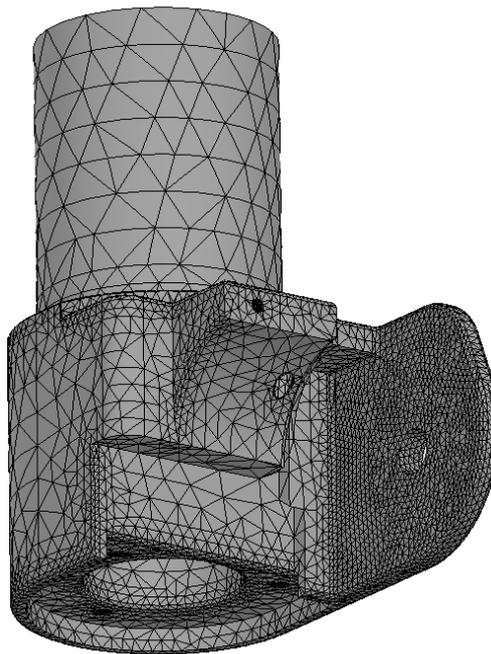
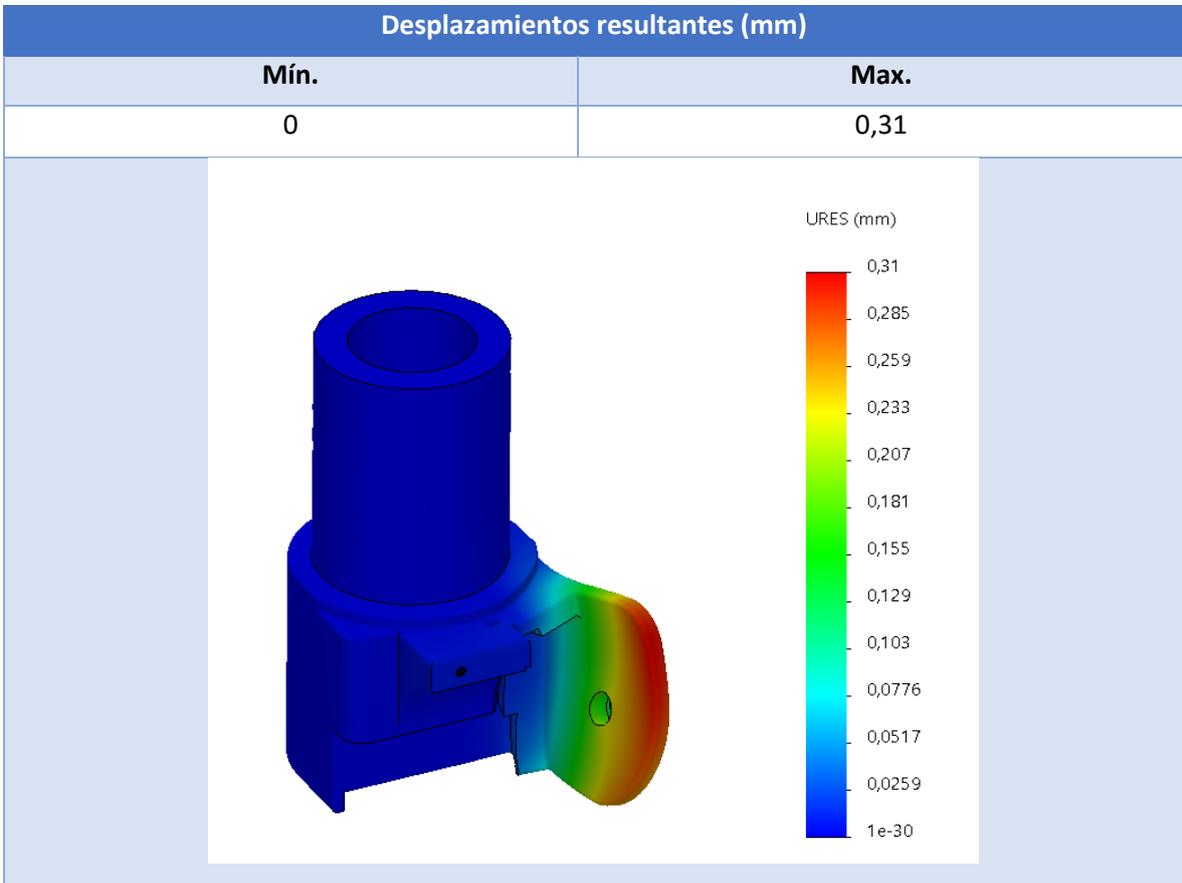
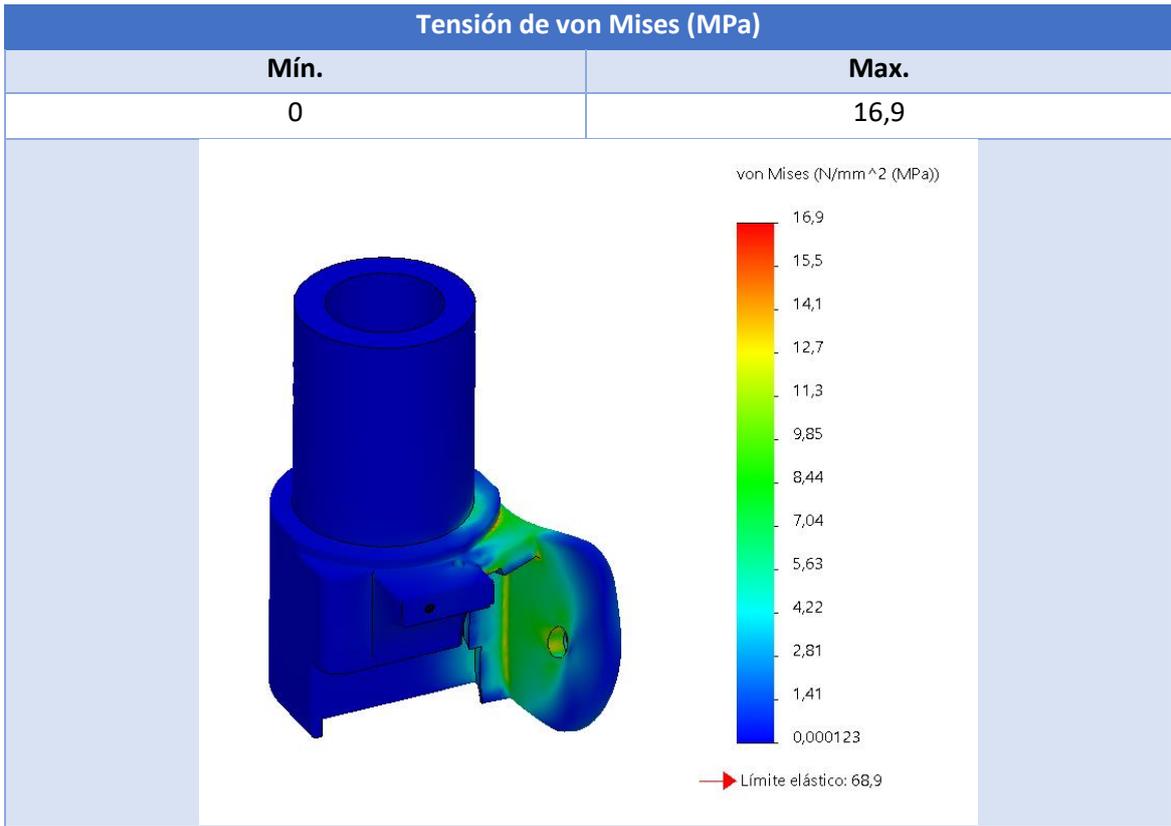
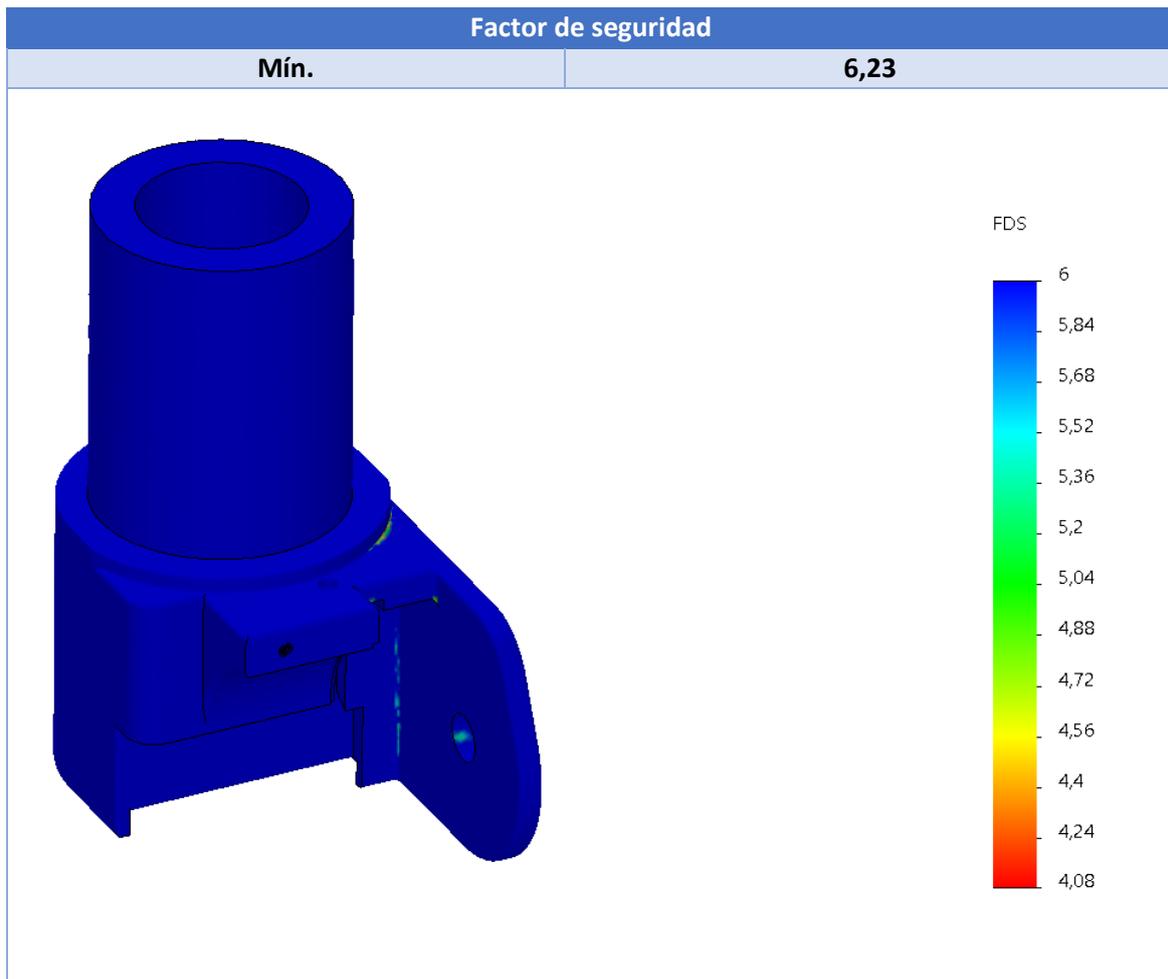


Figura 87. Mallado de la base

Ejecutamos el estudio:





Conclusión:

Las tensiones máximas se producen en la zona más próxima al cambio de sección, justo en las esquinas del saliente en el que se encuentra el eje. Pero son muy pequeñas respecto a su límite elástico, y por ello el FDS es elevado.

También podemos observar que los desplazamientos son pequeños, por lo que la pieza funciona correctamente.

1.6. Análisis de la pieza envolvente

Al igual que hemos comentado en el apartado anterior, del dimensionado del eje tenemos que la carga ejercerá el eje en el extremo A es de 970,9 N en sentido vertical. Además, sabemos que el segundo agujero por el que pasa el eje se encuentra a 12 mm, por lo que con el diagrama de cortantes sabremos que la fuerza que ejerce el eje en ese punto es de 230,9 N.

En cuanto a las sujeciones, tomaremos como fijas las caras en las que se sitúan los tornillos y las caras que hacen contacto con la base del alargador.

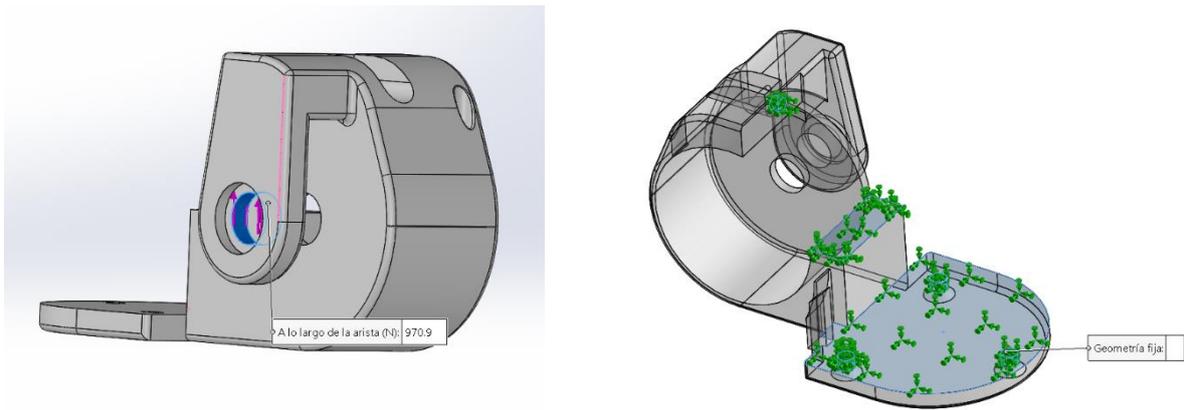


Figura 88. Cargas y sujeciones la envoltura del carrete

En cuanto al mallado, realizaremos un mallado basado en la curvatura ya que nuestra pieza cuenta con numerosas esquinas que son de gran importancia para el estudio de tensiones y deformaciones:

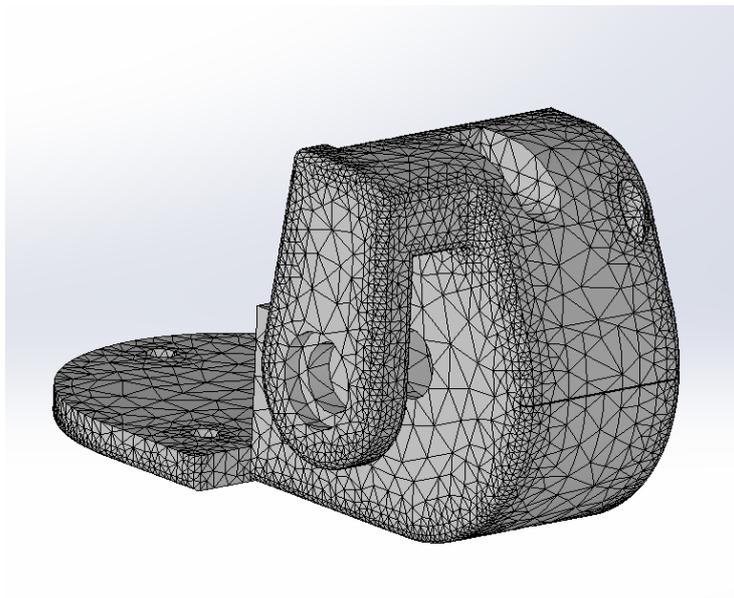
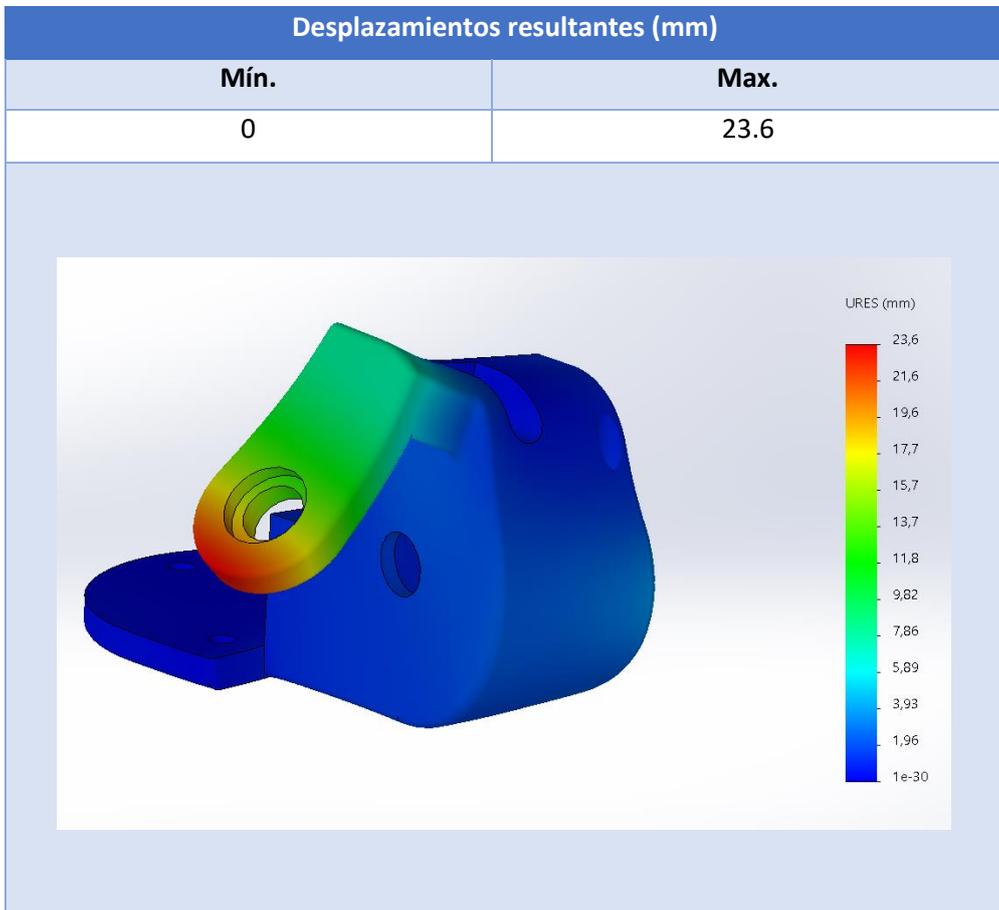
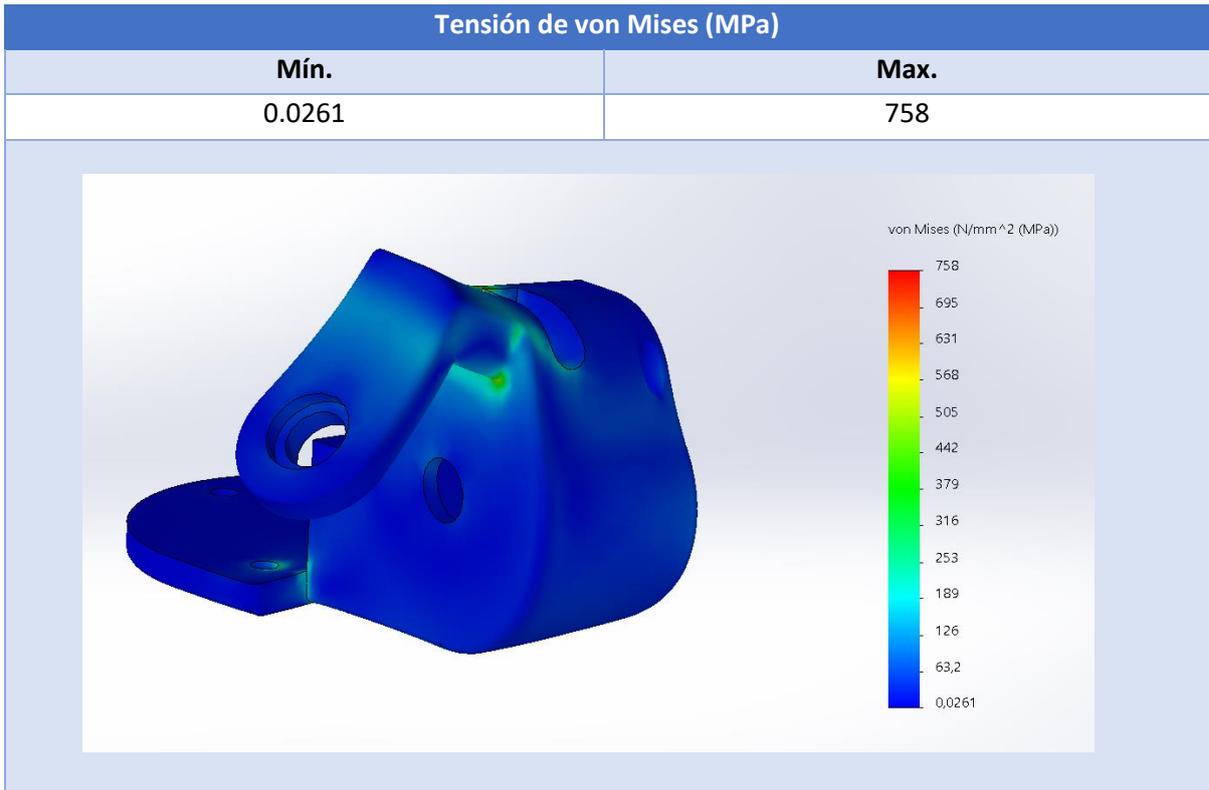


Figura 89. Mallado de la pieza envolvente del carrete

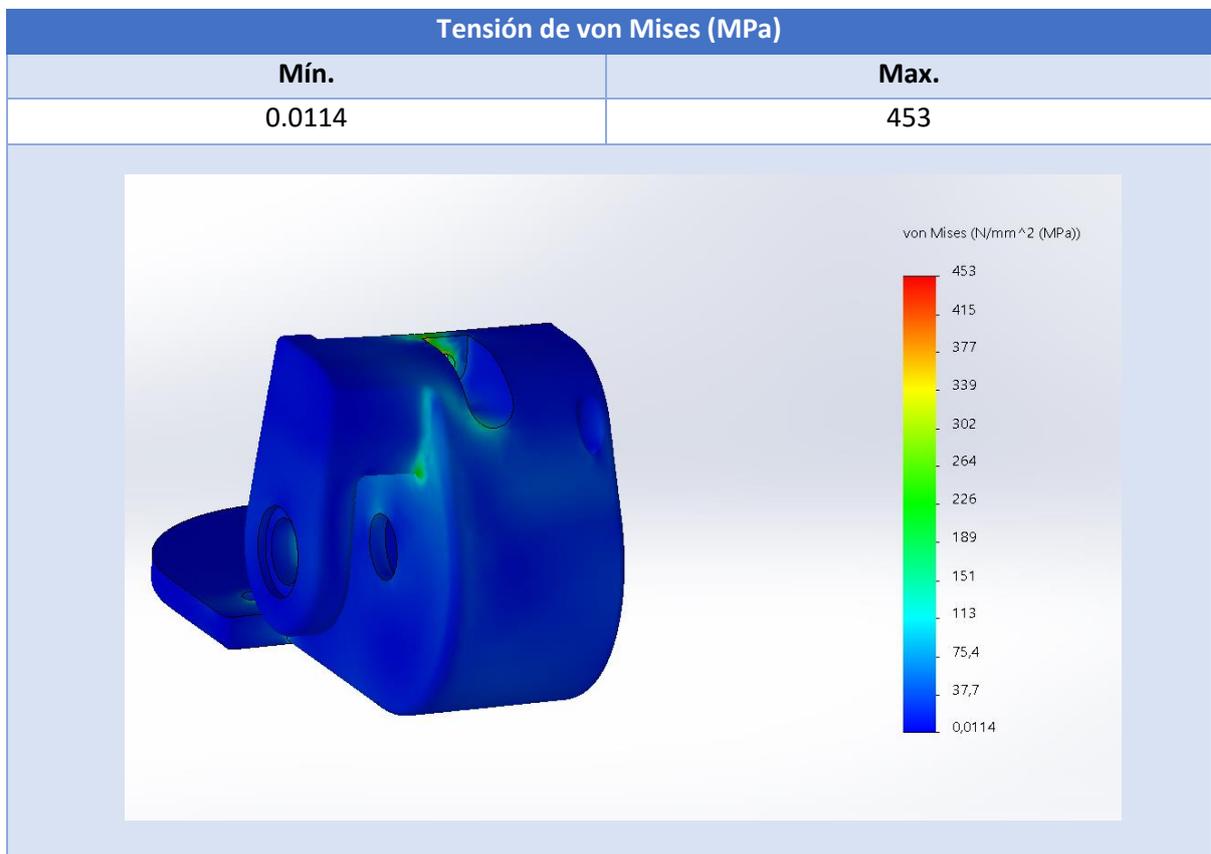


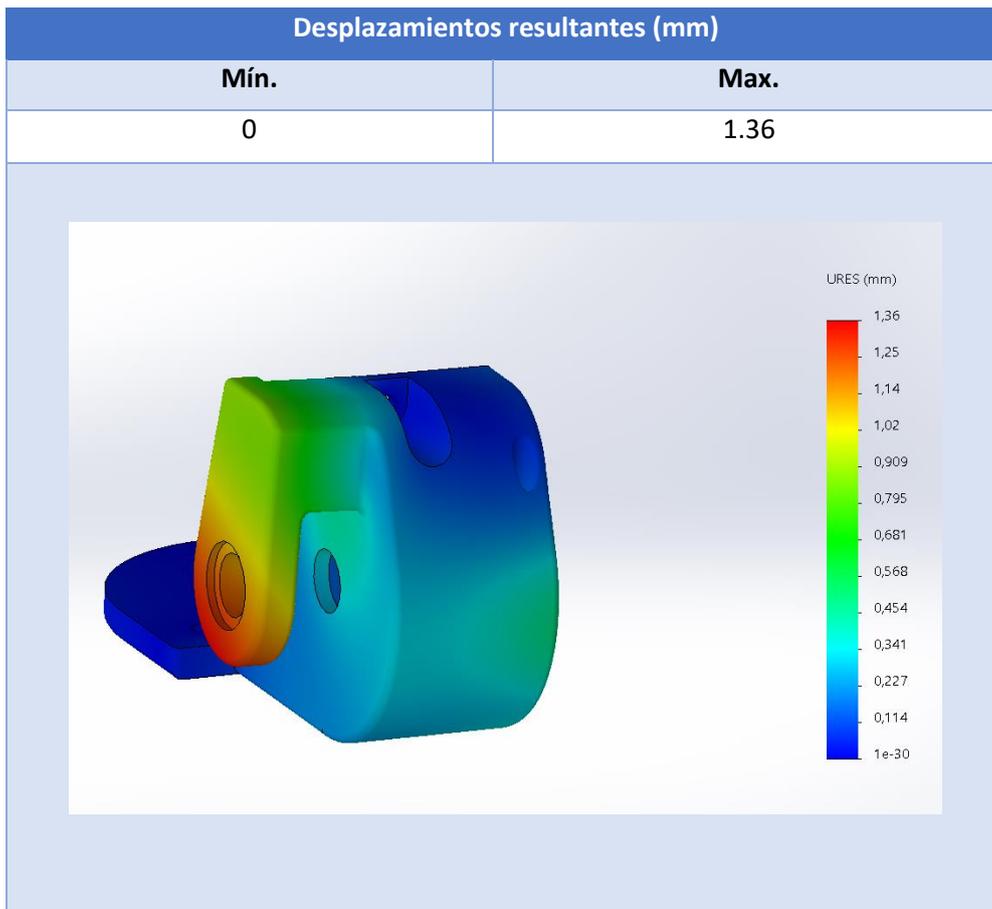
Como podemos observar las tensiones que se producen en el saliente en el que se deposita la polea provocan un desplazamiento demasiado grande, por lo que debemos de aumentar los espesores de esta parte o cambiar el material, sustituyéndolo por un que tenga mayor módulo de elasticidad y se deforme menos a tensiones elevadas.

A continuación, hemos cambiado el material de PVC rígido por el Nailon 6/10. Este material es un termoplástico muy sólido, resistente y termoestable que absorbe poco agua y muy alta resistencia a la fluencia.

A diferencia del PVC rígido, este tiene un módulo de elasticidad mucho más elevado para que pueda soportar las tensiones elevadas a las que se le somete sin que produzca grandes deformaciones. Tiene el inconveniente que es ligeramente más denso, con lo que hará que la pieza pese un poco más.

La última mejora ha sido la de darle un poco más de espesor al puente en el que se encuentra la polea. Este ha sido el resultado obtenido:





Como vemos hemos conseguido reducir el desplazamiento en la zona crítica de nuestra pieza.

Otra opción sería la de reducir el tamaño del carrete, ya que para el cable de pequeño diámetro no se necesitaría tanto espacio, y aumentar el espesor de las paredes de la pieza, favoreciendo a la distribución de las tensiones y reduciendo los desplazamientos.

BIBLIOGRAFÍA ANEJO 3

[1] SolidWorks 2018. [Programa informático, recurso de la universidad].
<https://www.solidworks.com>

[2] <http://www.matweb.com/>

MEDICIONES Y **PRESUPUESTO**

1. COSTE DE MATERIALES

<i>Pieza</i>	<i>Material</i>	<i>Precio unitario</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Precio total (€)</i>
<i>BASE ALARGADOR</i>	PVC Rígido	6 €/kg	0,150 kg	0,9
<i>MUELLE</i>	Alambre de piano A228	69,11/65 m	0,180 m	0,19
<i>PALANCA</i>	PVC Rígido	6 €/kg	0,047 kg	0,3
<i>SELECTOR</i>	PVC Rígido	6 €/kg	0,005 kg	0,03
<i>CARRETE</i>	PVC Rígido	6 €/kg	0,008 kg	0,05
<i>RUEDA DENTADA</i>	Acero aleado	504 €/t	0,037 kg	0,018
<i>ENVOLTURA AISLANTE PARA EL CARRETE</i>	Nailon 6/10	4,96 €/kg	0,031 kg	0,15
<i>POLEA</i>	AISI 316	4 €/ud	1	4
<i>EJE</i>	AISI 316	6,67 €/2 m de Ø10 mm	0,055 m	0,18
<i>CABLE</i>	AISI 316	24,91 €/100 m	1,20 m	0,3
<i>CUÑAS EN "L"</i>	AISI 316	6,67 €/2 m de Ø10 mm	0,060 m	0,2
<i>TORNILLO ISO 7380 – M6 X 10 – 10S</i>	Acero inox A2	0,31 €/ud	1	0,31
<i>TORNILLO ISO 7046-1 – M3 X 12 – Z – 12S</i>	AISI 316	2,64 €/20 uds	3	0,4
<i>TORNILLO ISO 7046-1 – M2,5 X 8 – Z – 8S</i>	Acero inox A2	0,1 €/ud	3	0,3
<i>PRECIO TOTAL</i>				7,33 €

2. COSTE DE OPERACIONES DE MATERIAL

OPERACIÓN	COSTE [€/h]	TIEMPO [h]	COSTE [€]
<i>Corte, mecanizado y plegado</i>	30,00	2 h	60
<i>Moldeo por inyección de los termoplásticos</i>	13,00	1h	13
<i>Pulverizado de pintura</i>	13,00	1h	13
<i>Montaje</i>	13,00	0,25 h	3,25
<i>COSTE TOTAL</i>		4,25 h	89,25 €

El corte, mecanizado y plegado se centrará en todas las piezas metálicas y en la de Nailon 6/10. En esta parte se ocupará la mayor parte del tiempo de fabricación debido a la complejidad de las piezas a mecanizar. Intentaremos ahorrar el mayor material posible, obteniendo de la misma sección de corte el mayor volumen de material útil para nuestro mecanismo.

Para el caso de las piezas de PVC rígido utilizaremos el moldeo por inyección, para ello no tendremos en cuenta los costes del diseño de los moldes ya que estos rondan los 9.000 € incrementarían mucho los gastos. Así que suponemos que vamos a realizar tiradas grandes y que el molde ya ha sido amortizado y solo se tiene en cuenta el sueldo del operario. Además, antes de su montaje, las piezas de PVC rígido y nailon recibirán una capa de pintura por pulverización.

Como conclusión observamos que nuestro producto tiene un precio razonable, ya que podemos ponerle un margen de beneficio amplio si lo comparamos con los precios que tienen el resto de productos actualmente en el mercado.

PLANOS

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1: Vista general del conjunto

Plano 2: Vista isométrica general del conjunto

Plano 3: General del conjunto explosionada

Plano 4: Explosionado de la palanca

Plano 5: Rueda dentada

Plano 6: Carrete

Plano 7: Eje con tornillo

Plano 8: Palanca

Plano 9: Selector

Plano 10: Base alargador

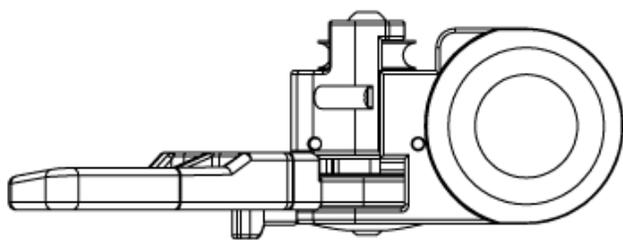
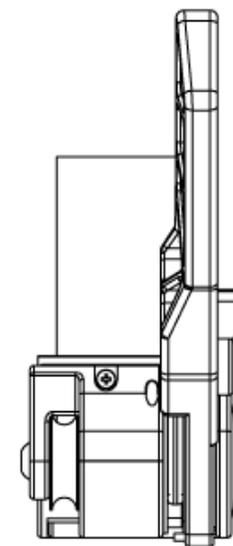
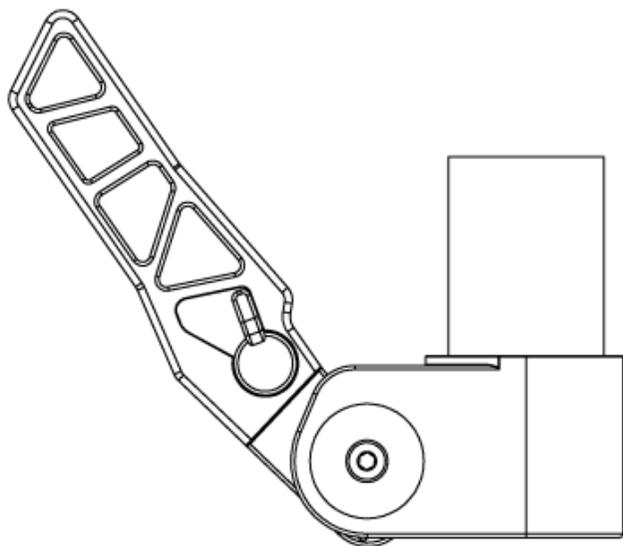
Plano 11: Envoltura aislante para carrete

Plano 12: Cuña en "L" antirretorno

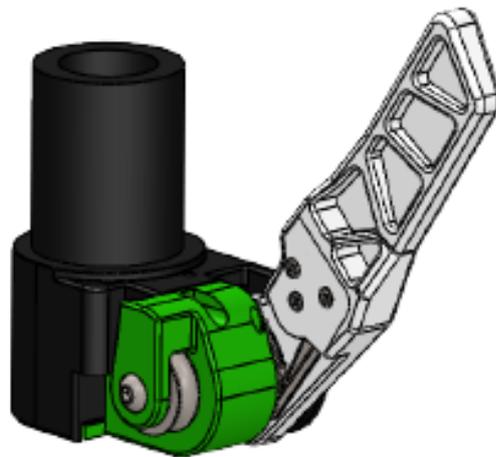
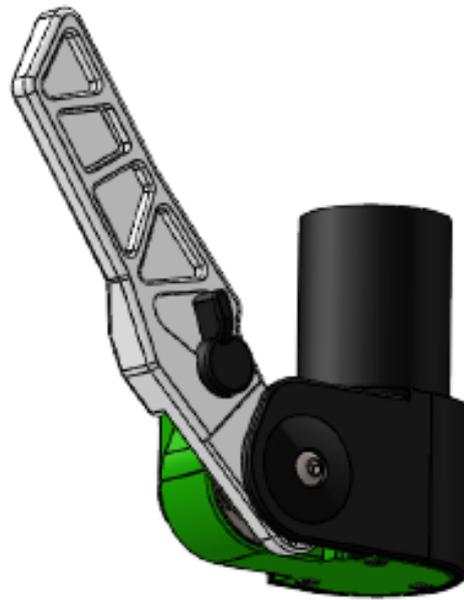
Plano 13: "L" selectora

Plano 14: Cuña en "L" para rueda dentada

Plano 15: Polea



	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA	Cotas en mm
	Diseño de un mecanismo para el tensado de velas de windsurf	Escala: 1:2
Autor:	Carlos Miras Mondéjar	
Vista general del conjunto	Fecha: 30/08/2020	Plano Nº: 1



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

Cotas en mm

Diseño de un mecanismo para el
tensado de velas de windsurf

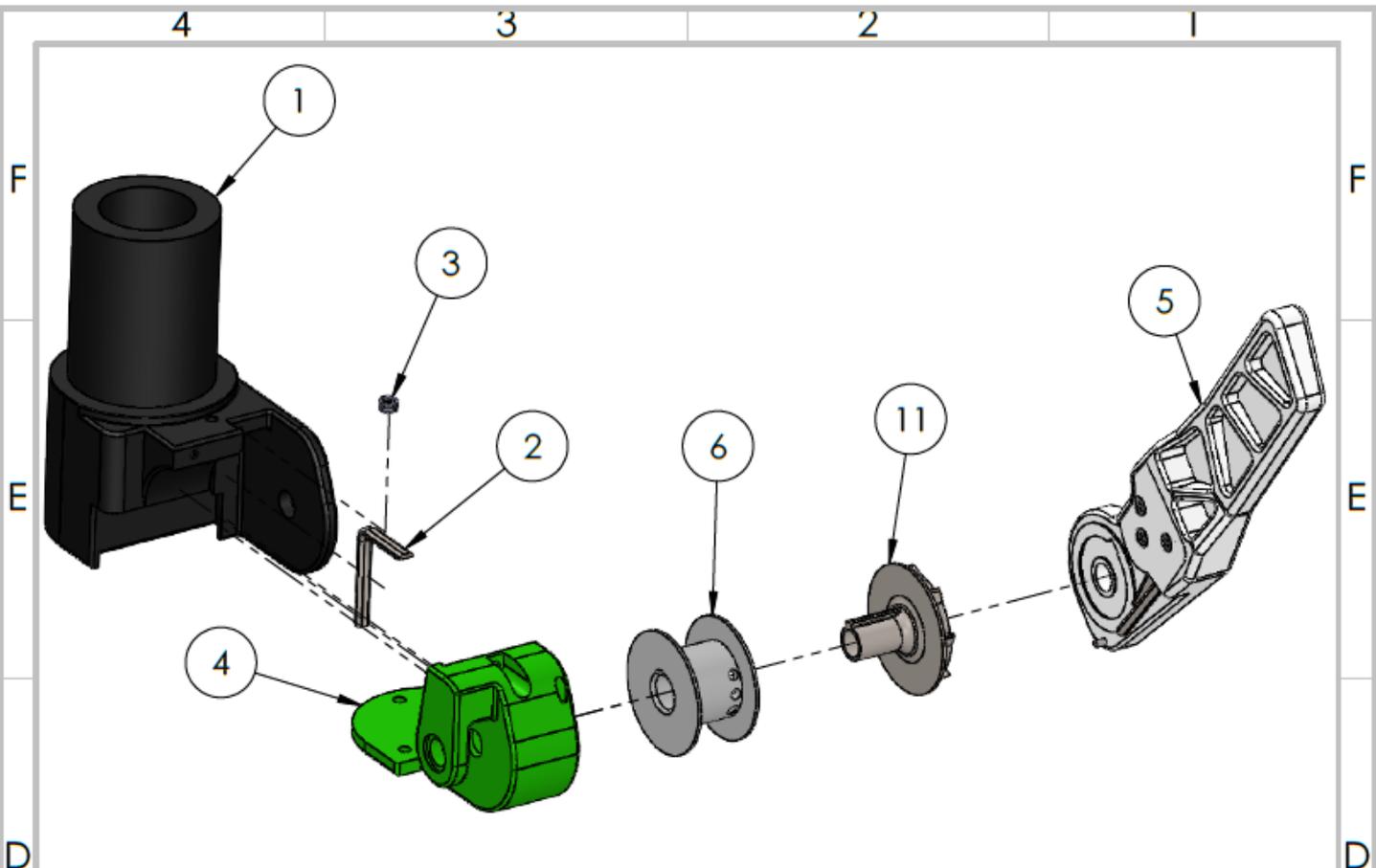
Escala:
1:2

Autor: Carlos Miras Mondéjar

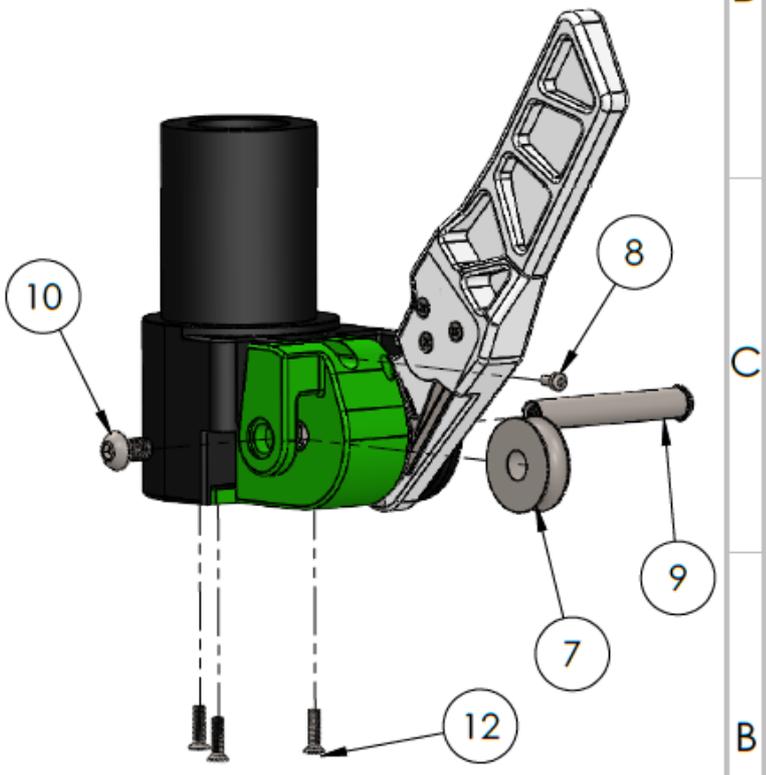
Vista isométrica general del conjunto

Fecha:
28/08/2020

Plano N°:
2



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANT.
1	BASE ALARGADOR	1
2	CUÑA EN L ANTIRETORNO	1
3	MUELLE	1
4	ENVOLTURA AISLANTE PARA CARRETE	1
5	ENSAMBLAJE PALANCA	1
6	CARRETE	1
7	POLEA	1
8	ISO 7045 - M2.5 x 5 - Z - 5N	1
9	EJE	1
10	ISO 7380 - M6 x 10 - 10S	1
11	RUEDA DENTADA	1
12	ISO 7046-1 - M3 x 12 - Z - 12S	3



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

Cotas en mm

Diseño de un mecanismo para el tensado de velas de windsurf

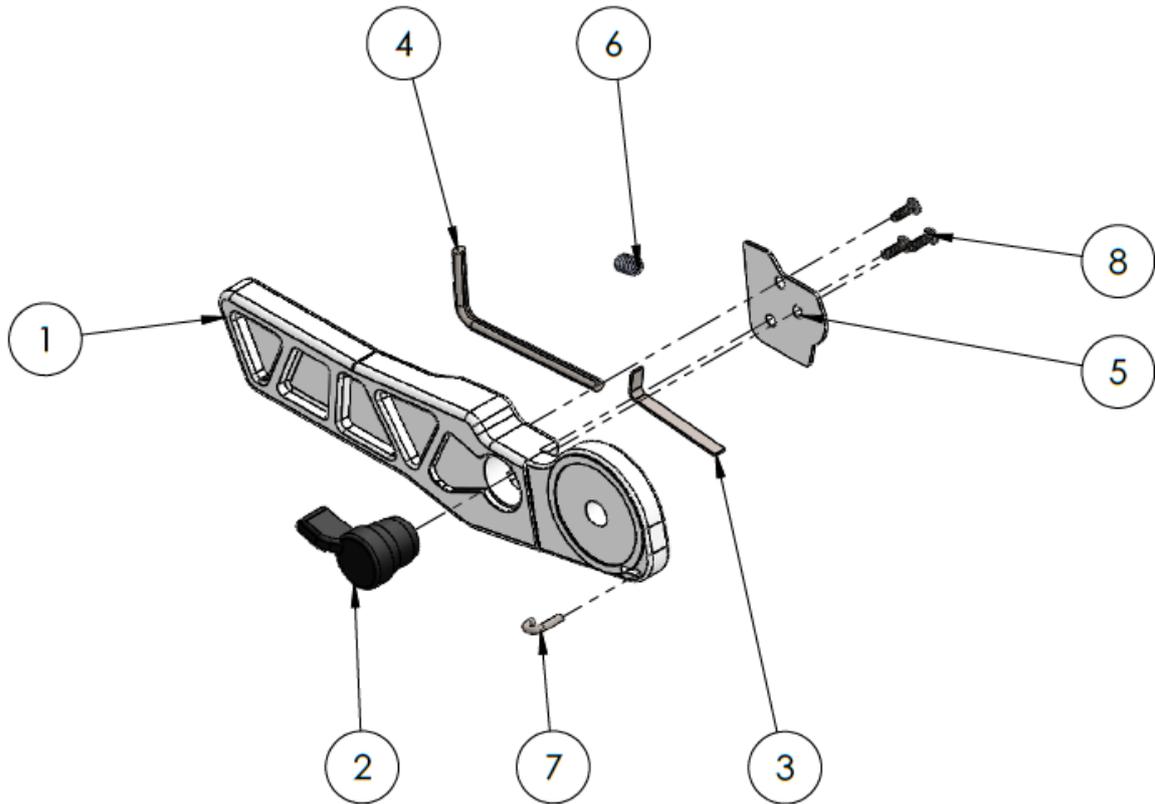
Escala:
1:2

Autor: Carlos Miras Mondéjar

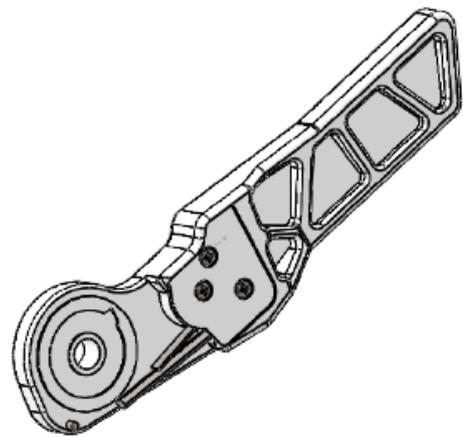
General del conjunto explosionada

Fecha:
28/08/2020

Plano N.º:
3



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	PALANCA	1
2	SELECTOR	1
3	CUÑA EN L SELECTORA	1
4	CUÑA EN L TOPE RUEDA DENTADA	1
5	TAPA PALANCA	1
6	MUELLE DE LA PALANCA	1
7	SALIENTE PALANCA	1
8	ISO 7046-1 - M2.5 x 8 - Z - 8S	3



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

Cotas en mm

Diseño de un mecanismo para el tensado de velas de windsurf

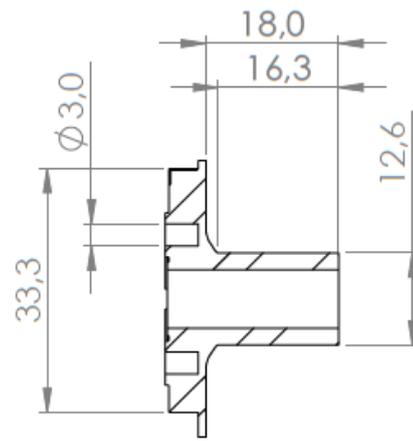
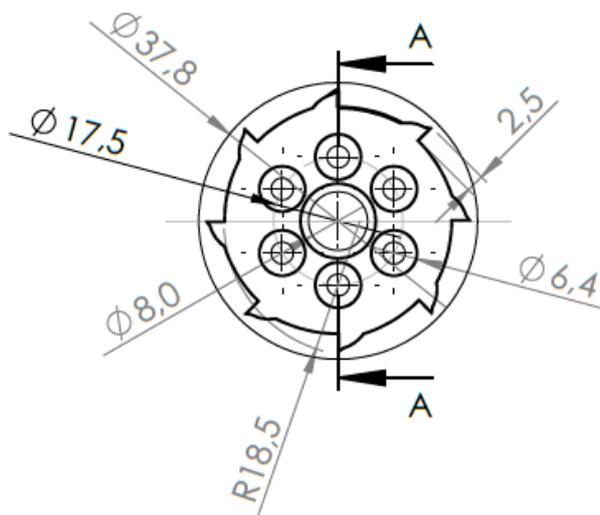
Escala:
1:2

Autor: Carlos Miras Mondéjar

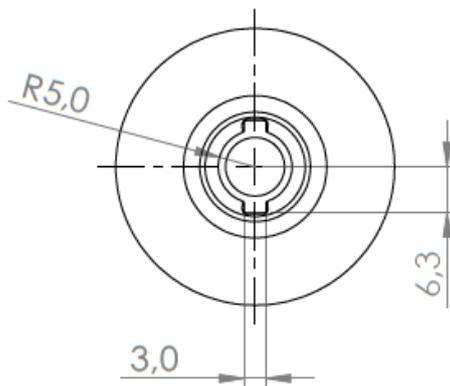
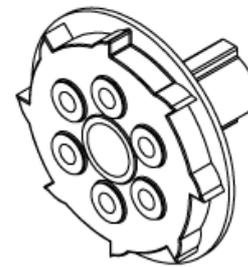
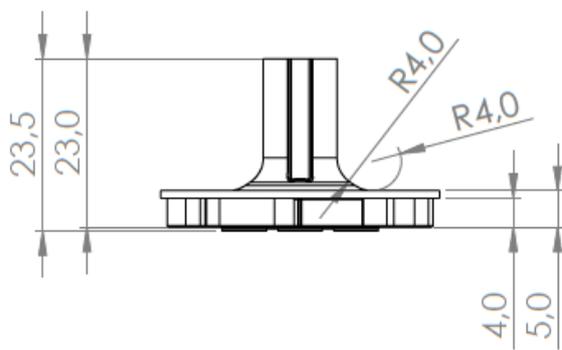
Explosionado de la palanca

Fecha:
28/08/2020

Plano N.º:
4

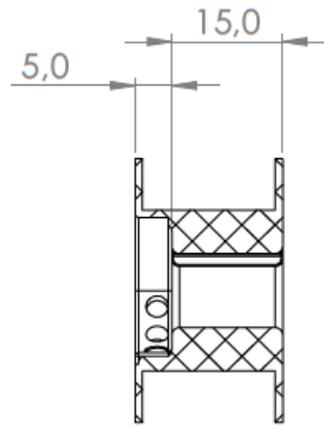
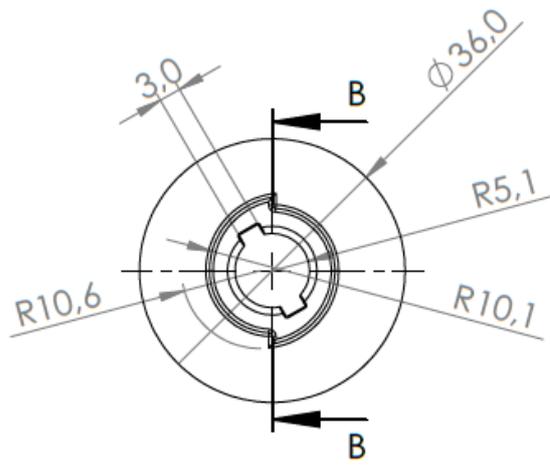


SECCIÓN A-A

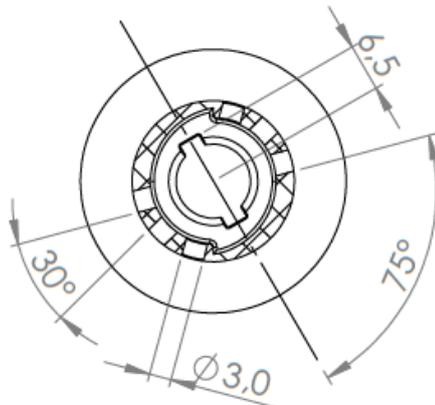
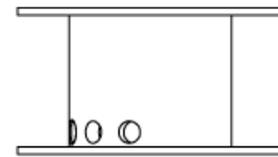
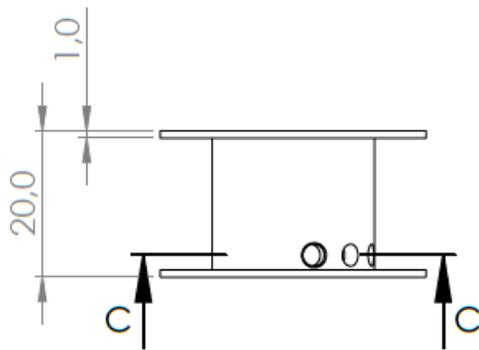


DESCRIPCIÓN	MATERIAL
Rueda dentada	Acero aleado

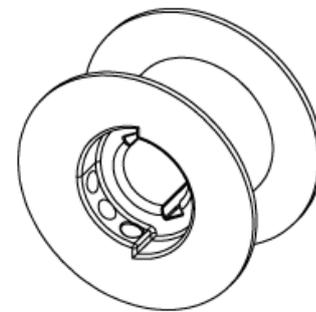
	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA	Cotas en mm
	Diseño de un mecanismo para el tensado de velas de windsurf	Escala: 1:1
Autor: Carlos Miras Mondéjar		
Rueda dentada	Fecha: 28/08/2020	Plano N°: 5



SECCIÓN B-B



SECCIÓN C-C



DESCRIPCIÓN	MATERIAL
Carrete	PVC Rígido



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

Cotas en mm

Diseño de un mecanismo para el
tensado de velas de windsurf

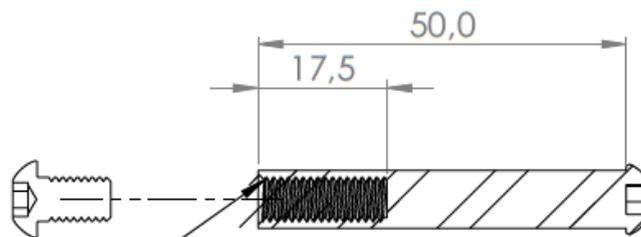
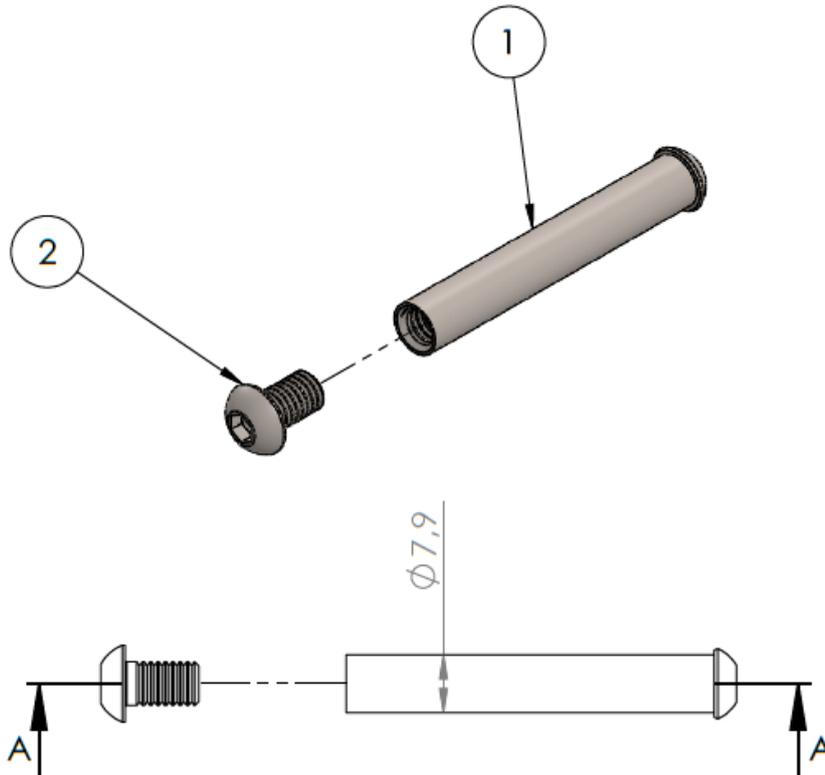
Escala:
1:1

Autor: Carlos Miras Mondéjar

Carrete

Fecha:
28/08/2020

Plano N°:
6



SECCIÓN A-A

ROSCA M6X10

Nº DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	Eje	AISI 316
2	ISO 7380 - M6 x 10 - 10S	AISI 316



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

Cotas en mm

Diseño de un mecanismo para el tensado de velas de windsurf

Escala:

1:1

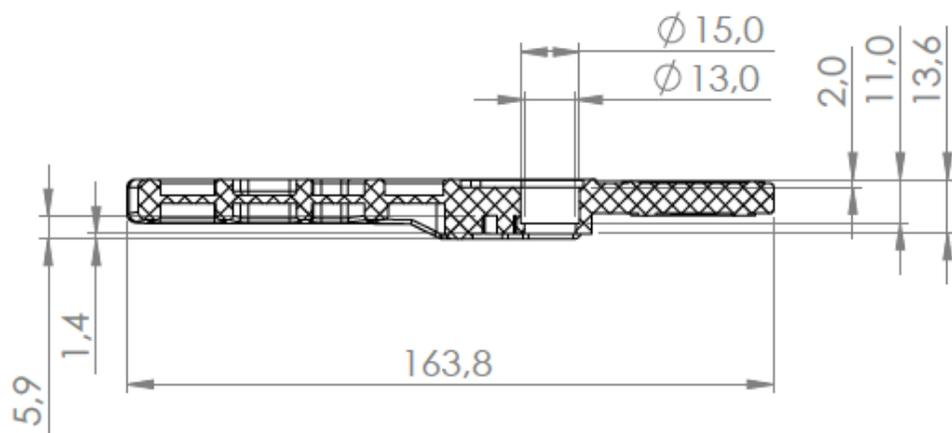
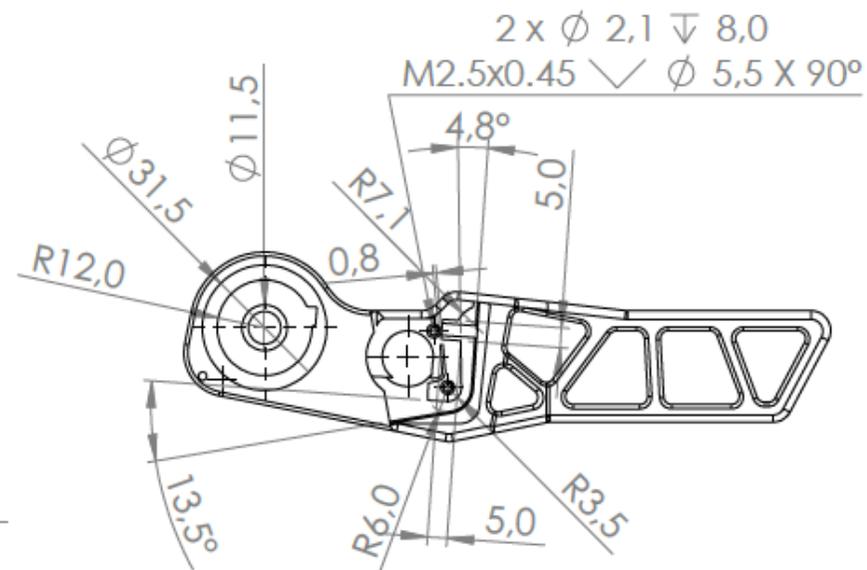
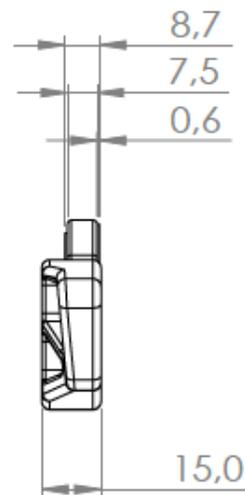
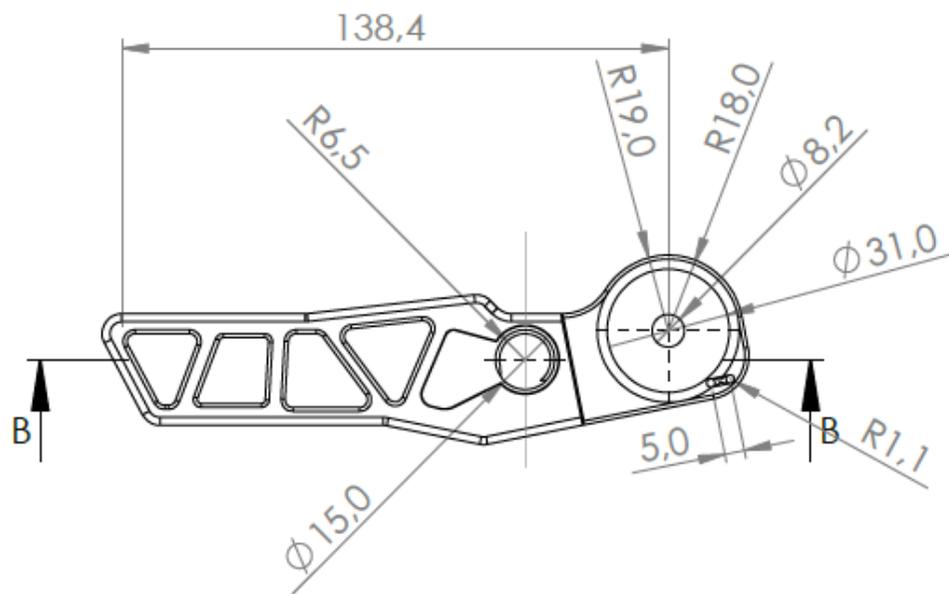
Autor:

Carlos Miras Mondéjar

Eje con tornillo

Fecha:
28/08/2020

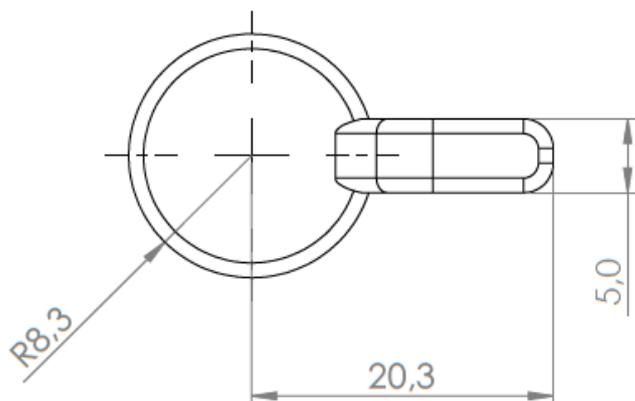
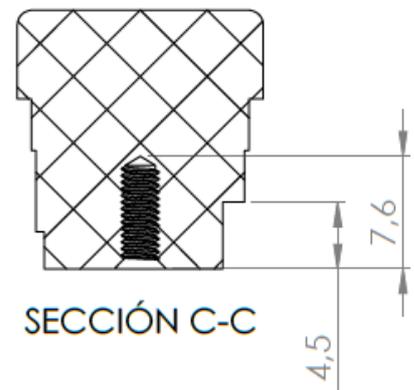
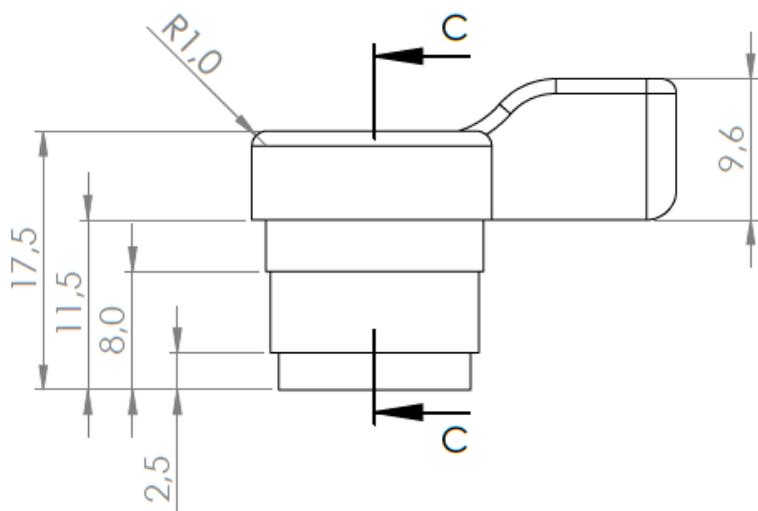
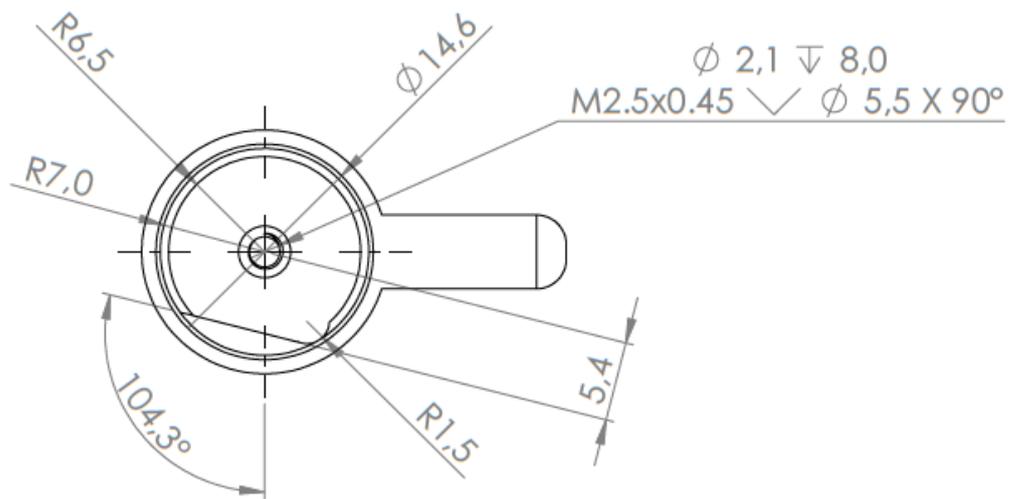
Plano Nº:
7



SECCIÓN B-B

DESCRIPCIÓN	MATERIAL
Palanca	PVC Rígido

	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA	Cotas en mm
	Diseño de un mecanismo para el tensado de velas de windsurf	Escala: 1:2
Autor:	Carlos Miras Mondéjar	
Palanca	Fecha: 30/08/2020	Plano N°: 8



DESCRIPCIÓN	MATERIAL
SELECTOR	PVC Rígido



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

Cotas en mm

Diseño de un mecanismo para el tensado de velas de windsurf

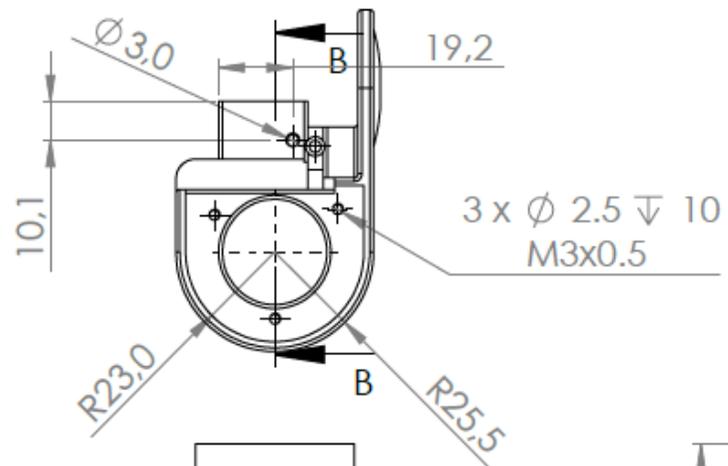
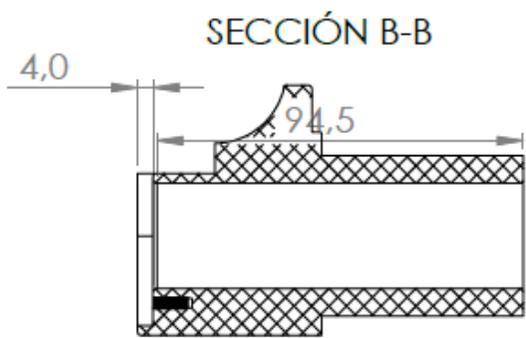
Escala:
2:1

Autor: Carlos Miras Mondéjar

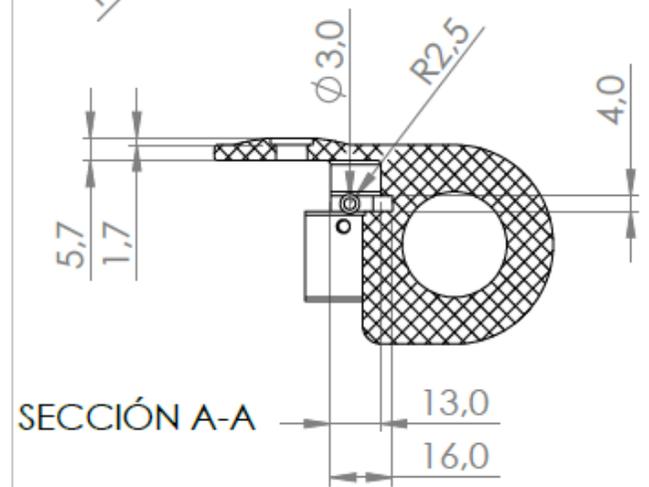
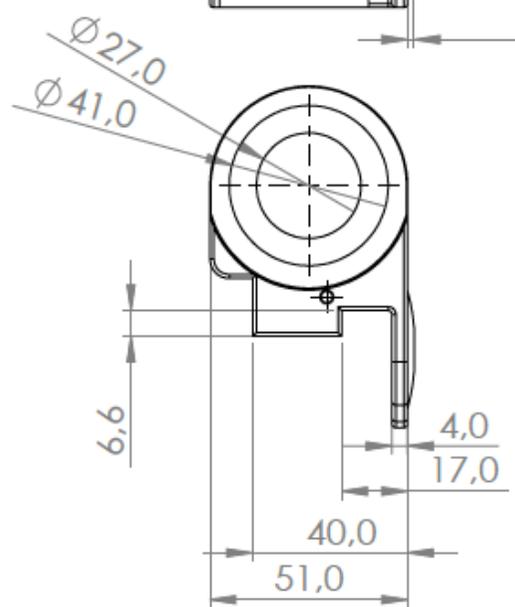
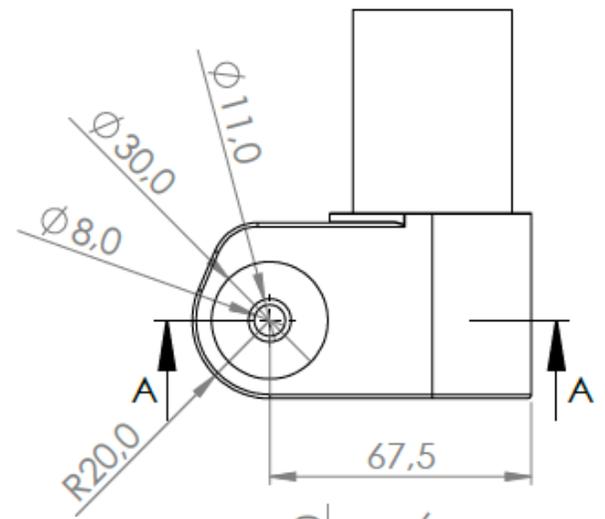
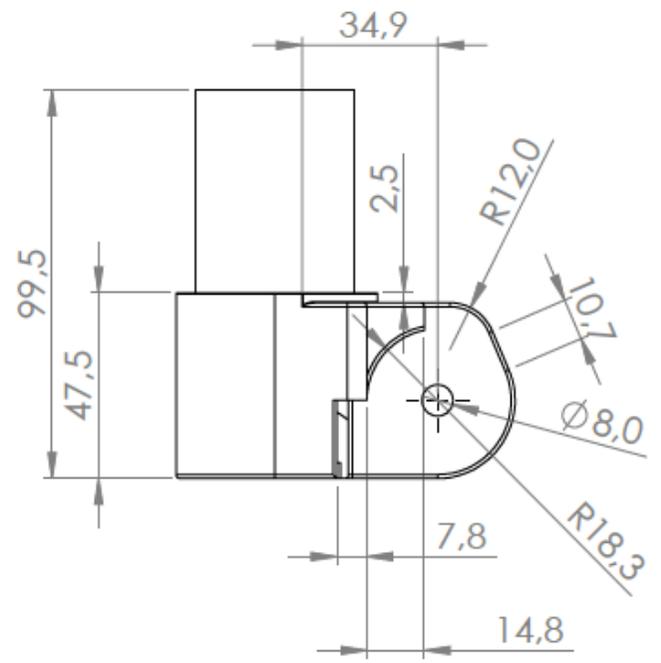
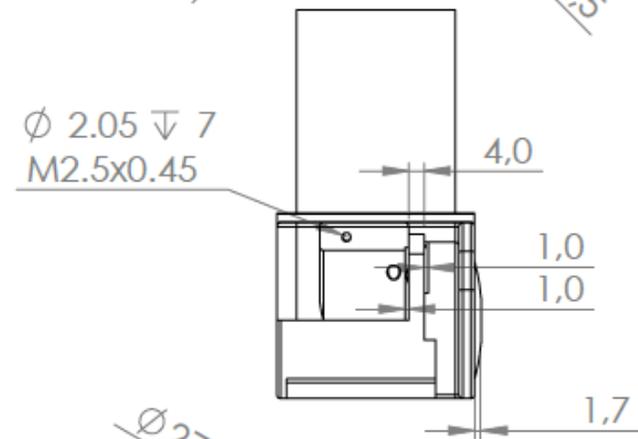
Selector

Fecha:
28/08/2020

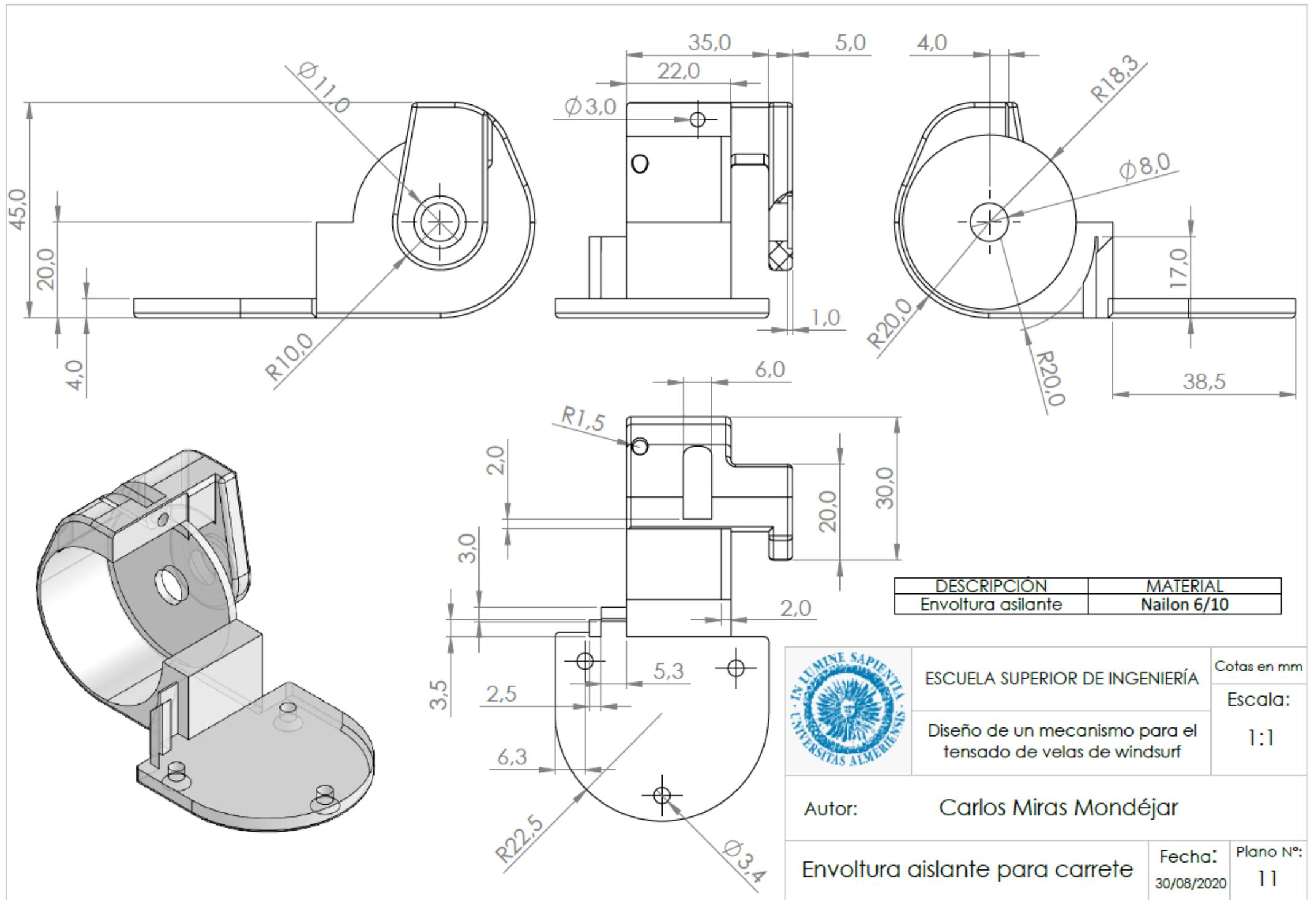
Plano N°:
9

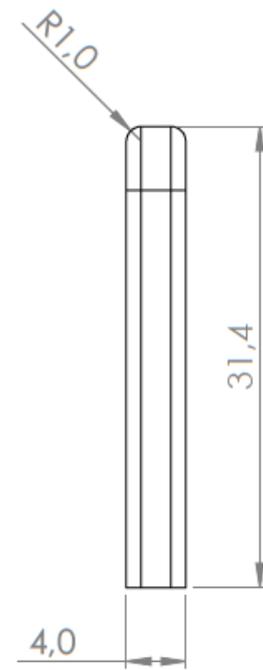
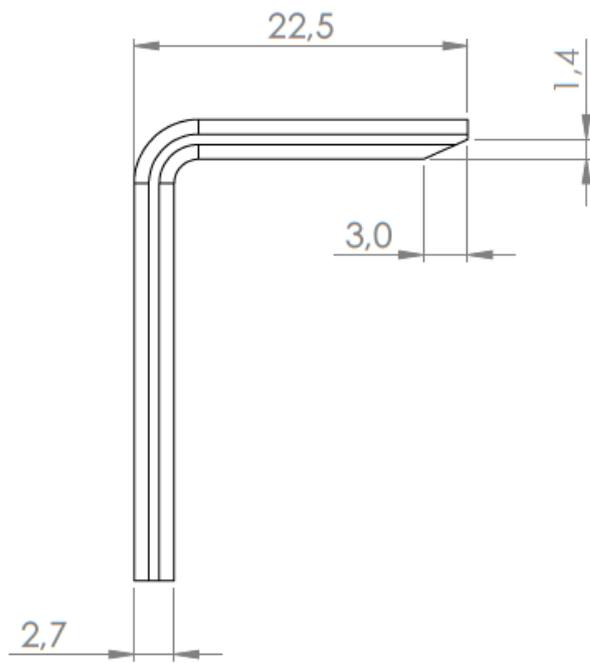


DESCRIPCIÓN	MATERIAL
Base alargador	PVC Rígido



	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA	Cotas en mm
	Diseño de un mecanismo para el tensado de velas de windsurf	Escala: 1:2
Autor:	Carlos Miras Mondéjar	
Base alargador	Fecha: 30/08/2020	Plano Nº: 10





DESCRIPCIÓN	MATERIAL
Cuña "L" antirretorno	AISI 316



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

Colas en mm

Diseño de un mecanismo para el tensado de velas de windsurf

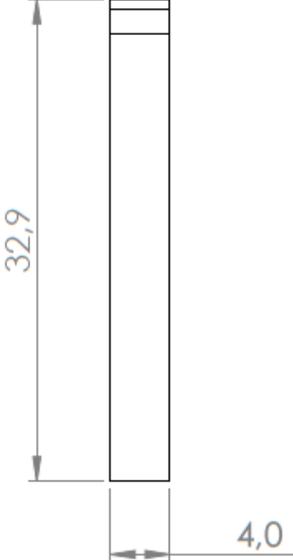
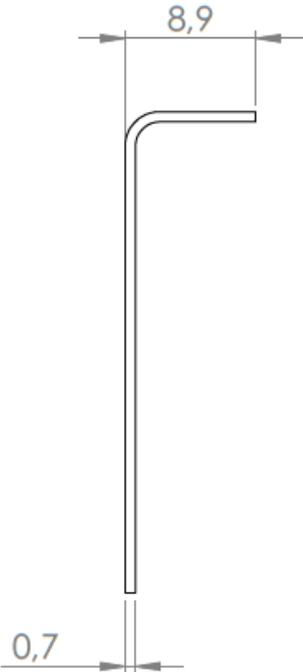
Escala:
2:1

Autor: Carlos Miras Mondéjar

Cuña "L" antirretorno

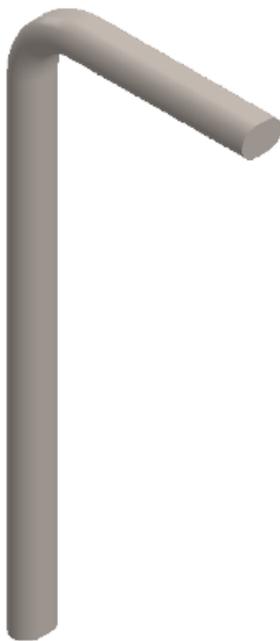
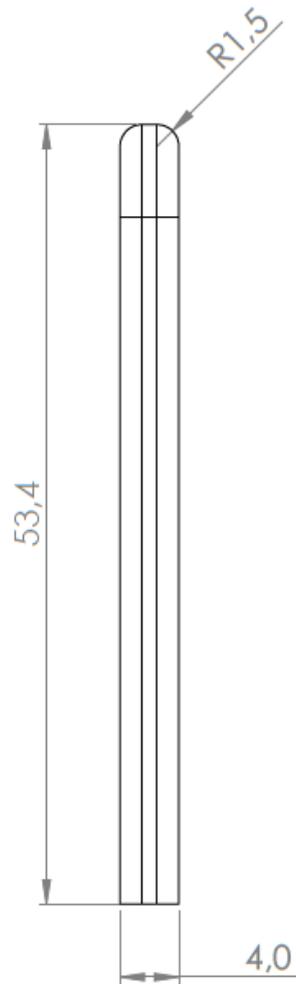
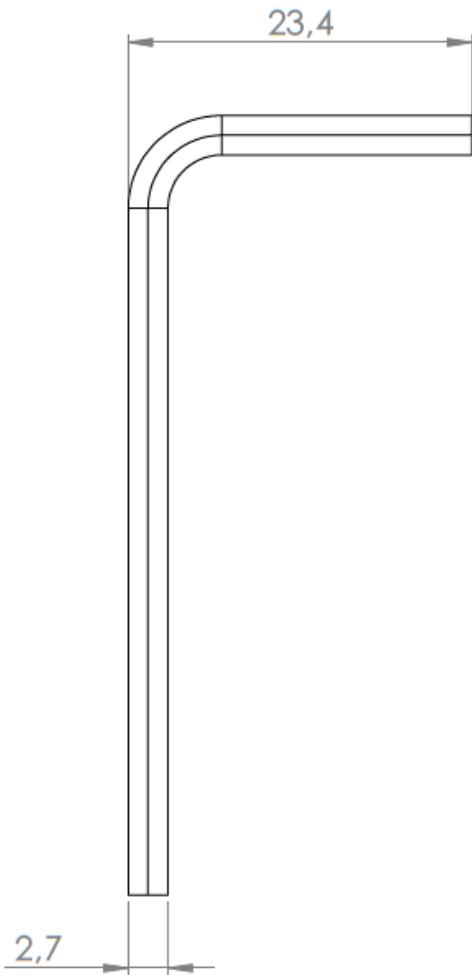
Fecha:
28/08/2020

Plano N°:
12



DESCRIPCIÓN	MATERIAL
"L" selectora	AISI 316

	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA	Cotas en mm
	Diseño de un mecanismo para el tensado de velas de windsurf	Escala: 2:1
Autor: Carlos Miras Mondéjar		
"L" selectora	Fecha: 28/08/2020	Plano N°: 13



DESCRIPCIÓN	MATERIAL
Cuña en "L" para rueda dentada	AISI 316



ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

Cotas en mm

Diseño de un mecanismo para el tensado de velas de windsurf

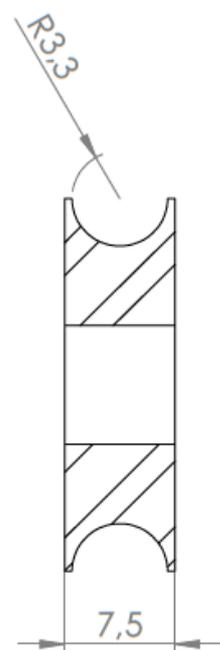
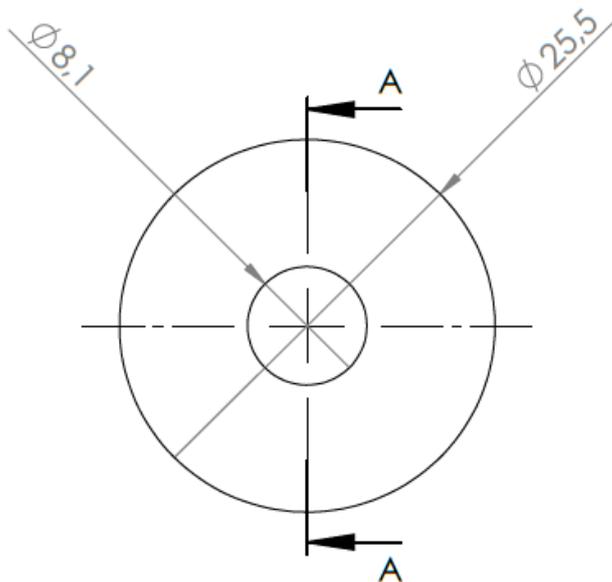
Escala:
2:1

Autor: Carlos Miras Mondéjar

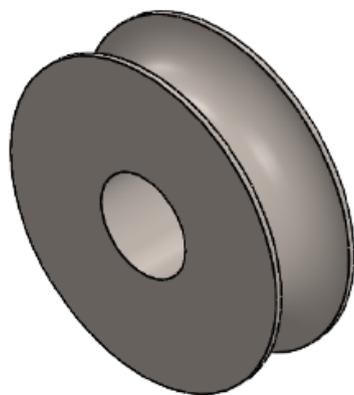
Cuña en "L" para rueda dentada

Fecha:
28/08/2020

Plano N°:
14



SECCIÓN A-A



DESCRIPCIÓN	MATERIAL
POLEA	AISI 316

	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Diseño de un mecanismo para el tensado de velas de windsurf	Cotas en mm Escala: 2:1
	Autor: Carlos Miras Mondéjar	
Polea		Fecha: 28/08/2020 Plano Nº: 15

El windsurf es un deporte acuático que requiere de un aparejo y una tabla. Desde sus inicios se ha utilizado siempre un cabo y un sistema de poleas para montar el aparejo, siendo muy limitados los accesorios que nos ayudan a un montaje más cómodo y sencillo.

En el mercado y en otros deportes existen diferentes mecanismos de tensado que permiten obtener tensión de manera más eficiente. En el siguiente trabajo estudiaremos cuál de las diferentes propuestas cumple mejor los requisitos necesarios para el montaje de la vela de windsurf.

A partir de la mejor propuesta realizaremos el diseño de un nuevo mecanismo para el tensado de velas de windsurf. Este diseño incorporará una palanca que nos permita hacer girar un carrete de manera sencilla y sin esfuerzo, sobre este se enrolla un cable metálico inoxidable. Al hacer pasar el cable por las poleas del aparejo conseguiremos aplicar a la vela la tensión que necesitamos.

Con la incorporación del carrete traccionado por palanca conseguimos mejorar el método de fijación utilizado anteriormente en este deporte. Conseguimos así eliminar los rozamientos que causaban la rotura habitual del cabo y ponían en peligro al windsurfista, permitiéndonos la sustitución del cabo por el cable metálico inoxidable de menor diámetro y mayor duración.

Windsurfing is a water sport that requires a rig and a board. Since its inception, a rope and a pulley system have always been used to mount the rigging, there are few accessories that help us to rig it more comfortable and easily.

In the market and in other sports there are different tension mechanisms that allow obtaining a tension more efficiently. In the following work we will study which of the different proposals best meets the requirements for rigging a sail.

Based on the best proposal, we will design a new mechanism for the rigging of windsurfing sails that incorporates a lever that allows us to rotate a reel easily and effortlessly, on which a stainless metal cable is wound. By making the cable pass through the pulleys of the rigging we will be able to apply the tension we need to the sail.

With the incorporation of the reel pulled by de lever, we managed to improve the fixing method previously used in this sport. In this way, we were able to eliminate the friction that caused the usual breakage of the rope and endangered the windsurfer, allowing us to replace the rope with the metallic cable of smaller diameter and longer duration.

