



**ESCUELA SUPERIOR DE TECNOLOGÍA Y CIENCIAS
EXPERIMENTALES**

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**REDISEÑO DE UN CABRESTANTE ELÉCTRICO DESTINADO
A SU USO EN TODOTERRENOS PARA ADAPTARLO A LA
FUNCIÓN DE TIRAR DE GRANDES LONGITUDES DE CABLE
EN EL SECTOR ELÉCTRICO**

TRABAJO FINAL DE GRADO

AUTOR

Esteban García Martínez

DIRECTOR

Pablo Jesús Rodríguez Cervantes

Castellón de la Plana, Julio de 2018

A mis abuelos Honorato y Marcos, las mayores pérdidas durante estos años en la universidad. Será imposible encontrar hombre más bueno que el primero, como imposible será olvidar al segundo, aunque él si se olvidara de mi por esa maldita enfermedad...

A mis abuelas Dolores y Teodora (Gloria), por tanto amor incondicional y tanta dedicación desinteresada, por ser como fuisteis, por seguir siendo.

Al núcleo familiar, a ese F5 completado por José Enrique, María Dolores, Irene y Laura, por ser los pilares fundamentales de mi vida y el apoyo más firme en todo momento.

A mis primos Marcos y Adrián, por aguantarme en los buenos y, sobre todo, en los malos momentos de esta época tan loca de mi vida, que ha tenido de todo.

A mi primo David, por seguir siendo, desde la distancia, un apoyo tan importante y porque estoy convencido de que esos sueños compartidos, con todos sus caballos, están cada vez más cerca.

Al resto de mi familia y amig@s, por formar parte de mi vida.

A Pablo, tutor de este trabajo, por haberme guiado, de forma impecable, durante la realización del mismo.

A Ana, a Paco y a Manu por ayudarme con las dudas que he compartido con ell@s.

Gracias a tod@s por haberme traído hasta aquí.

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO 1. MEMORIA.....	7
ANEJOS A LA MEMORIA.....	87
ANEJO I. CÁLCULOS.....	91
CAPÍTULO 2. PLANOS.....	175
CAPÍTULO 3. PLIEGO DE CONDICIONES.....	267
CAPÍTULO 4. ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO.....	281

CAPÍTULO 1

MEMORIA

ÍNDICE

CAPÍTULO 1. MEMORIA

1. ANTECEDENTES.....	11
2. OBJETIVO.....	13
3. JUSTIFICACIÓN.....	15
4. ALCANCE.....	17
5. EMPLAZAMIENTO.....	19
6. COME-UP WINCH H-2500.....	23
7. CABRESTANTES RUNVA.....	25
8. SELECCIÓN DEL CABRESTANTE.....	29
8.1. Selección.....	29
8.2. Cabrestante Runva EWX 9500-Q.....	31
9. REQUISITOS DE DISEÑO.....	39
10. REDISEÑO DEL EQUIPO.....	41
10.1. Introducción.....	41
10.2. Disposición inicial.....	42
10.3. Disposición de la nueva máquina.....	43
10.4. Acoplamiento eje salida del motor-eje entrada de la caja reductora.....	47
10.5. Eje del tambor.....	51
10.6. Base de la máquina.....	52
10.7. Ensamblaje de la polea.....	56
10.8. Separadores del equipo de tracción.....	62
10.9. Tapa de protección.....	63
10.10. Ensamblaje de la bobina.....	66

11. PLANIFICACIÓN.....	69
11.1. Objetivo.....	69
11.2. Etapas de ejecución.....	69
11.3. Diagrama de Gantt.....	70
12. RESUMEN DEL PRESUPUESTO.....	71
13. ESTUDIO ECONÓMICO.....	73
13.1. Introducción.....	73
13.2. Inversión inicial (I_0).....	73
13.3. Gastos directos (GD).....	74
13.4. Gastos indirectos (GI).....	75
13.5. Ingresos.....	75
13.6. Amortizaciones.....	76
13.7. Estudio de viabilidad económica.....	76
13.7.1. Resumen de la previsión económica.....	76
13.7.2. Valor Actual Neto (VAN).....	77
13.7.3. Tasa Interna de Rentabilidad (TIR).....	78
13.7.4. Periodo de Retorno (PR).....	78
13.7.5. Conclusiones del estudio.....	78
14. REFERENCIAS.....	79
14.1. Definiciones y abreviaturas.....	79
14.2. Normativa y referencias aplicables.....	81
14.2.1. Legislación.....	81
14.2.2. Bibliografía.....	83
14.2.3. Protección intelectual.....	84

1. ANTECEDENTES

KrenCross Offroad S.L. es una empresa dedicada al sector del offroad, principalmente al mundo del 4x4. La empresa nació, en Junio del año 2012, de la mano de Manuel Soler, apasionado del mundo del todoterreno, participante, ganador e incluso organizador de diferentes competiciones y co-fundador de varios foros dedicados a este mundo.

KrenCross Offroad ofrece a sus clientes la posibilidad de comprar sus productos y los de otras marcas de forma muy sencilla, a través de internet, en una web propia que reúne piezas y máquinas con funciones muy diversas. Esto supuso una gran novedad en el sector ya que, tradicionalmente, la venta de piezas y maquinaria dirigida al mundo del 4x4 se reducía a la venta y montaje en pequeños talleres de barrio, en determinadas ciudades y pueblos. Además, la variedad de productos que podían ofrecer estos comercios a sus clientes era realmente escasa.

Manuel Soler reconoció un nicho de mercado con unas necesidades muy concretas que no estaban siendo cubiertas y decidió cubrirlas. KrenCross Offroad hace posible que muchas empresas fabricantes de accesorios offroad accedan a mercados a los que, sin su ayuda, no llegarían y, al mismo tiempo, el hecho de que junte toda esa variedad de productos en una sola página web de venta por internet supone, para los consumidores, un importante ahorro de tiempo y de dinero en la búsqueda y la compra de las piezas y la maquinaria que necesitan.

Además de la venta de productos, la empresa ofrece al consumidor los servicios de asistencia técnica personalizada y de gestión de homologaciones.

2. OBJETIVO

La realización del presente proyecto responde a la pretensión de crear, utilizando el máximo número posible de piezas de los cabrestantes que la empresa importa, conjuntamente con piezas de diseño propio, una máquina que introducirá a la empresa en un sector muy diferente al mundo del todoterreno.

La máquina en cuestión se utilizará en el sector eléctrico, y servirá para tirar de grandes longitudes de cable de forma sencilla y sin apenas esfuerzo, pues el operario solo tendrá que encargarse de “guardar” el cable girando una bobina, en la que se enrollará el mismo, y que se encontrará a una altura que no le supondrá trabajar en una postura incómoda ni realizar ningún esfuerzo. Además, esta máquina tendrá un carácter móvil (se podrá trasladar con relativa facilidad) y estará compuesta por diferentes partes fácilmente desmontables con la intención de aligerar el peso a mover y de reducir el volumen ocupado por la máquina cuando ésta no esté en uso. Otro punto que refuerza el carácter móvil de la máquina es el hecho de que funcionará conectada a una batería situada en el vehículo con el que se transporte, o incluso a la propia batería del vehículo (si es de 24V).

3. JUSTIFICACIÓN

Actualmente, en el mercado, únicamente existe una máquina dirigida a la labor de tirar de elevadas longitudes de cable y su precio es bastante elevado, resultando prohibitivo para las pequeñas empresas del sector, a las cuales no les sale rentable adquirir una de estas máquinas debido a su precio en comparación con las veces que la utilizarían y el tiempo de trabajo que les ahorraría.

Por otro lado, la máquina que actualmente se encuentra en el mercado tiene el inconveniente de que requiere una toma de corriente, no puede ser utilizada conectándola a ninguna batería, con lo que, a pesar de ser un sistema móvil, su movilidad es limitada, pues deberá ser ubicada en lugares cercanos a una toma de corriente de alguna edificación o a sitios en los que haya algún generador. Otro aspecto a tener en cuenta es que, en la mayoría de los casos, será necesaria la utilización de un alargador, esto, además de ser un tanto engorroso, si la distancia a cubrir es relativamente elevada, puede derivar en pequeños accidentes (tropiezos y caídas).

Por lo tanto, si logramos diseñar una máquina que realice la misma función, con un coste más reducido y además con una serie de ventajas, como la que supone que funcione conectada a una batería, podemos introducirnos con éxito en este mercado ampliando, además, en número de clientes potenciales.

4. ALCANCE

El presente proyecto pretende abarcar la totalidad del proceso de análisis y solución de problemas. En ese sentido, se partirá, en cada caso concreto, de una descripción del problema en cuestión. Posteriormente, se pasará a un proceso de obtención de nuevas soluciones mediante la utilización de diferentes técnicas de creatividad, como pueden ser el “brainstorming” o la “sinestesia”. Finalmente se llegará a una serie de conclusiones que justificarán la elección de una de las posibles soluciones.

A modo aclaratorio se describirán a continuación las dos técnicas de creatividad mencionadas anteriormente, adaptadas al proyecto real, ya que suelen ir dirigidas a equipos de profesionales y, en este caso, se trata de un proyecto individual:

· Brainstorming:

- Se busca una cantidad relativamente elevada de ideas (la cantidad suficiente para que, en cada caso, pueda existir una solución óptima, si se trata de un problema poco complejo, con 2 o 3 ideas será suficiente).
- Las ideas extravagantes, absurdas y disparatadas son bien recibidas en este proceso.
- Se anotan todas las ideas para, posteriormente, ordenarlas y clasificarlas en grupos relacionados.
- Finalmente, se analizan las soluciones anotadas y se selecciona la mejor, en respuesta a una serie de criterios, diferentes en cada caso particular.

· Sinestesia:

- Se seleccionan, en un problema determinado, los diferentes aspectos y se relacionan con temas que nos resulten familiares o, por lo menos, que sean conocidos.
- Se piensa en analogías para hacer que lo que, en principio, parece extraño, acabe resultando familiar.
- Una vez comprendido el problema, se realiza el mismo procedimiento pero a la inversa, se utilizan de nuevo analogías pero, en este caso, para hacer extraño lo que es familiar, obteniendo, de este modo, la solución al problema inicial.

Por otro lado, este proyecto pretende cubrir la totalidad de los pasos necesarios para el rediseño de un cabrestante. A lo largo de las páginas de este documento se analizará el proceso de diseño de las diferentes piezas necesarias, comentando el motivo por el que, finalmente, se ha escogido cada diseño y no otro previamente ideado. Además, se mostrará el proceso de elección de la distribución final de la máquina. También incluirá la elección de diferentes piezas comerciales y un estudio económico que analice la viabilidad económica del proyecto.

Son varias las áreas técnicas relacionadas con este proyecto, pero la que lo está en mayor medida es el área de la mecánica, tanto en el diseño de las diferentes piezas (Dibujo Técnico, Expresión Gráfica, etc.), como por la necesidad de unos conocimientos mínimos adquiridos en distintas asignaturas cursadas a lo largo del Grado como, por ejemplo, EM1021-Diseño de máquinas o EM1035- Machine Design Project.

5. EMPLAZAMIENTO

La empresa lleva a cabo su actividad en el Polígono Industrial Acceso Sur, más concretamente en la calle Francia, número 68 (la nave 16E). Se trata de una edificación de carácter industrial que dispone de una gran capacidad de almacenaje para los productos y la maquinaria de la empresa (incluso para vehículos y una mesa de trabajo), una zona de oficinas y un aseo.

El Polígono Industrial Acceso Sur es un complejo industrial situado a las afueras de la ciudad de Castellón de la Plana, provincia de Castellón, Comunidad Valenciana, España. En él desarrollan su actividad un gran número de empresas de diferentes sectores, desde el campus de una universidad (Universidad CEU Cardenal Herrera) hasta concesionarios (MOTOCIRCUIT CASTELLÓN S.L. (Honda), Lexus Castellón, etc.), pasando por muchos otros sectores como, por ejemplo, el de la gastronomía (Restaurante Morterás, etc.) o el de la mensajería (Correos).



Figura 5.1. Situación de KrenCross Offroad S.L. sobre el mapa de España.

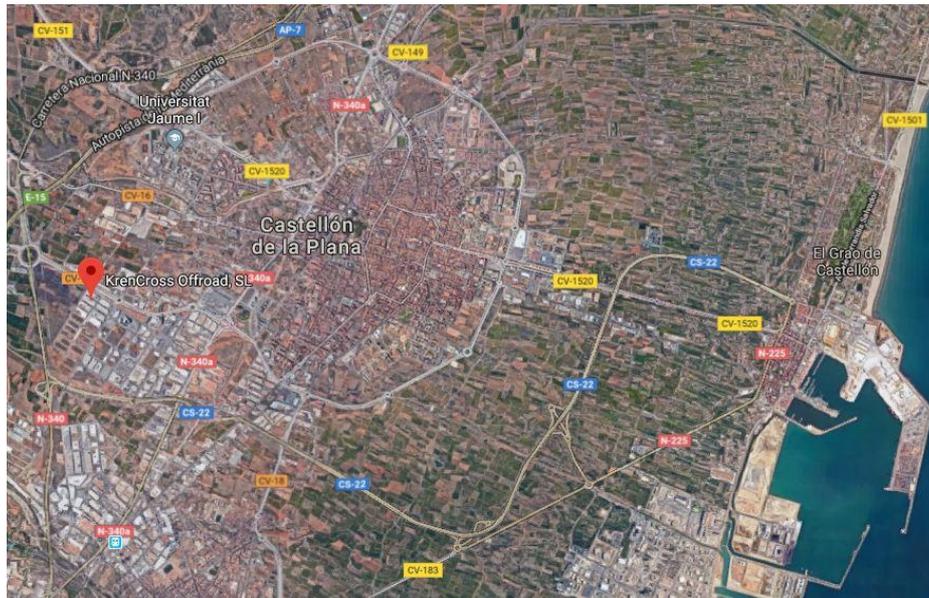


Figura 5.2. Emplazamiento de KrenCross Offroad S.L. en Castellón de la Plana.



Figura 5.3. Situación de KrenCross Offroad S.L. en el Polígono Industrial.

6. COME-UP WINCH H-2500

El equipo de tracción monofásico H-2500, de la empresa COME-UP INDUSTRIES es, actualmente, la única máquina en el mercado destinada a la tarea de tirar de grandes longitudes de cable.



Figura 6.1. Equipo de tracción monofásico H-2500.

El principio de funcionamiento de este equipo es relativamente sencillo. En resumen, el cable se alinea, mediante la utilización de una polea guía, con uno de los dos tambores de los que dispone la máquina. Es precisamente en este punto donde tiene lugar la tracción del cable, para ello se le dan varias vueltas al cable cubriendo, parcialmente, la superficie del tambor. En condiciones normales, con seis o siete vueltas de cable es suficiente pero, en ningún caso, se debe de utilizar con menos de seis vueltas.

Cuando la máquina se pone en funcionamiento se genera una tensión en el cable que propicia que éste se apriete sobre la superficie del tambor, esto genera unas fuerzas de rozamiento, relativamente elevadas, entre el cable y la superficie del tambor y, en menor medida, entre las diferentes vueltas de cable. Estas fuerzas de rozamiento impiden que el cable “resbale” sobre el tambor y se desenrolle y, al mismo tiempo, al ser superiores a las fuerzas que se oponen al movimiento, permiten tirar del cable.

El extremo del cable que sale del tambor se dirige hacia una bobina de recogida, de accionamiento manual, que se encuentra justo detrás del mismo. Esta bobina se encuentra a una altura de ochocientos cincuenta milímetros respecto al

suelo, lo que supone que el operario trabaje en una posición cómoda, desde la que únicamente deberá hacerla girar para evitar que el cable quede esparcido por el suelo, resultando molesto e incluso relativamente peligroso.

Este equipo de tracción funciona accionado por un motor monofásico de doscientos veinte voltios capaz de tirar, según el tambor que se utilice, de mil quinientos kilogramos (con el tambor grande) o de dos mil quinientos kilogramos (con el tambor pequeño), con una velocidad dual que dependerá también del tambor utilizado. El tambor grande genera una velocidad de tracción en el cable de cuatro metros por minuto, mientras que el tambor pequeño es capaz de tirar únicamente de dos metros y medio de cable por minuto. La relación de transmisión total de la reductora del motor es de 154:1.

Otro factor importante que debemos tener en cuenta, debido a que se trata de un equipo con un carácter móvil, es el peso de la máquina. En este caso, el peso del equipo de tracción, sin los acoples ni el cable, es de sesenta kilogramos, mientras que el peso total asciende hasta los ochenta y tres kilogramos.

Por último, el grado de protección del motor es el correspondiente al IP44. Esto es, protección contra objetos sólidos con un diámetro de hasta un milímetro y protección contra salpicaduras de agua.

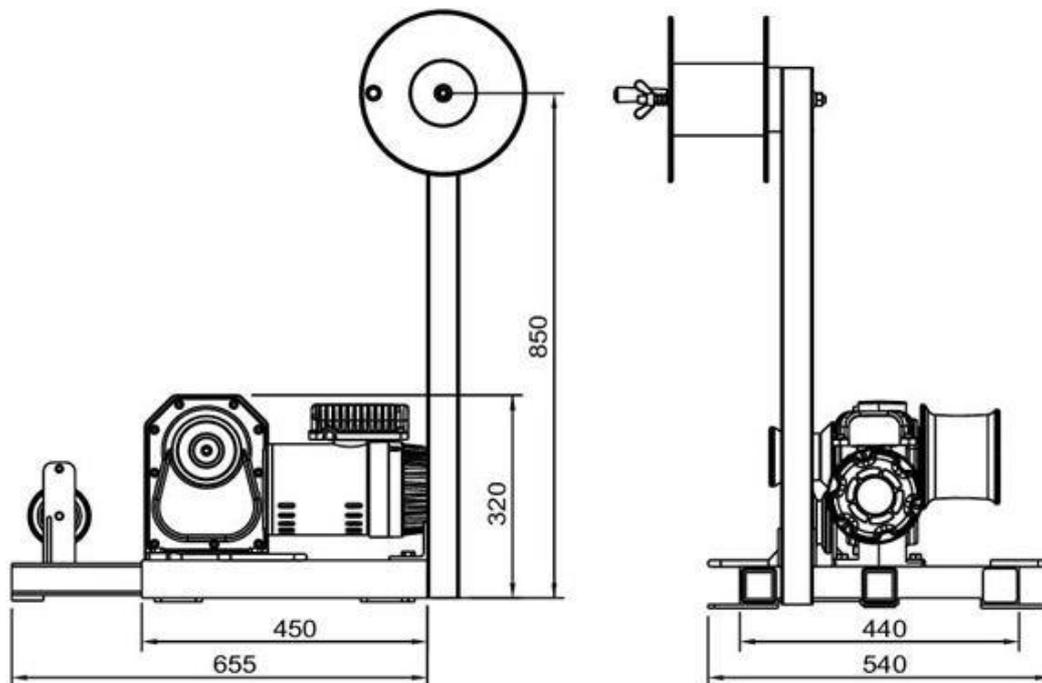


Figura 6.2. Dimensiones del equipo de tracción monofásico H-2500.

7. CABRESTANTES RUNVA

La empresa Runva comercializa una gran variedad de modelos de cabrestantes agrupados en tres grandes familias: cabrestantes con motor de gasolina (el menos común, solo tienen un modelo disponible), cabrestantes hidráulicos y cabrestantes eléctricos.

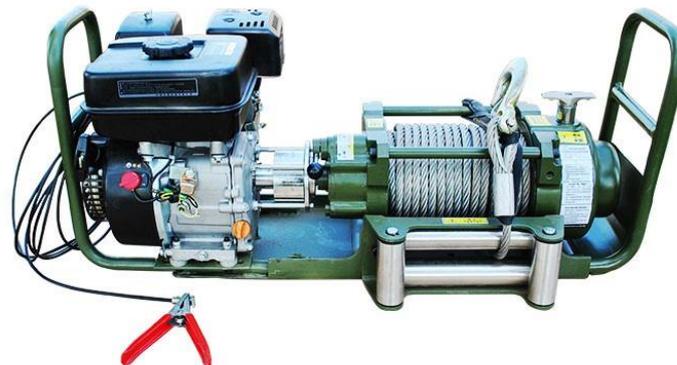


Figura 7.1. Cabrestante Runva de gasolina.



Figura 7.2. Cabrestante hidráulico Runva HWV10000.



Figura 7.3. Cabrestante eléctrico Runva EWB 9500F-SR.

Como dato, comentar que el modelo que funciona con gasolina no se comercializa en España debido a un acuerdo que tiene la empresa con el gobierno de China.

No obstante, el presente trabajo se centrará en los cabrestantes eléctricos ya que el objeto del trabajo en sí es, precisamente, el rediseño de uno de estos cabrestantes.

Un cabrestante eléctrico se compone de un motor eléctrico conectado a una caja reductora que, finalmente, transmite el movimiento a un cilindro al cual se ancla uno de los extremos de un cable (que puede ser de acero o de un material sintético) que, cuando la máquina está en marcha, es recogido y tira con fuerza del objeto que se encuentra enganchado en el otro extremo. Para evitar que el cable se salga por los lados del cilindro o que se recoja de una forma que no sea la óptima, se utilizan guías que pueden ser fijas o de rodillos. El funcionamiento de la máquina puede controlarse gracias a una caja de relés, bien mediante un mando inalámbrico o bien mediante uno conectado directamente a esta caja de relés. La energía necesaria para que esta máquina trabaje se puede extraer de una batería comprada y transportada especialmente para cumplir esta función o, directamente, de la batería del vehículo en el que se haya instalado el cabrestante, siempre y cuando las características técnicas de ésta sean las adecuadas.

Los cabrestantes eléctricos se utilizan en diferentes sectores para aplicaciones muy diversas como, por ejemplo:

· En náutica:

Para subir barcas desde el agua al remolque en el que serán transportadas.

· En el mundo del offroad:

En quads, buggys o todoterrenos para situaciones en las que se requiera una ayuda para salir de sitios de los que el vehículo no sea capaz de salir por sí solo.

· En el transporte de mercancías:

En los remolques de los camiones para tirar de las grandes lonas que cubren la carga.

- En el mundo de la asistencia en carretera:

En las grúas, para subir al remolque de las mismas los vehículos siniestrados o estropeados.

- En la ganadería y la agricultura:

En remolques, para subir cargas como, por ejemplo, grandes cantidades de paja.

- En el mundo de los feriantes:

Para plegar diferentes atracciones antes de marcharse de la localidad en la que han estado desarrollando su actividad.

8. SELECCIÓN DEL CABRESTANTE

8.1. Selección

Como ya se ha comentado en apartados anteriores del presente proyecto, el objeto del mismo es el rediseño de uno de los muchos modelos de cabrestantes eléctricos que comercializa la empresa Runva.

Para elegir entre la gran variedad de modelos a nuestra disposición, se ha realizado un estudio de las características de cada uno de los modelos, prestando especial atención a los datos de velocidades y de carga y a la relación entre ellos, comparándolos además con los datos del equipo de tracción H-2500 de la empresa COMEUP INDUSTRIES INC.

Finalmente, el modelo escogido para ser la base de la nueva máquina es el EWX 9500-Q en la versión de 24 Voltios. Nos quedamos con este modelo porque está tabulado que puede tirar hasta de tres mil seiscientos veintinueve kilogramos a una velocidad de cuatro metros por segundo. Además, tiene una capacidad de carga total de cuatro mil trescientos nueve kilogramos. Con todos estos datos nos aseguramos que, aunque nuestro tambor tenga un diámetro mayor que el del cabrestante original, seguiremos teniendo una máquina que, por motor y caja reductora, será capaz de tirar de más masa que la de la competencia con el tambor que le permite hacer más fuerza y, al mismo tiempo, a una velocidad igual o superior que la que consiguen con el tambor que les permite tirar del cable con mayor velocidad.

De este modo, diseñando el resto de elementos de la máquina para tirar de hasta dos mil quinientos kilogramos (con sus correspondientes coeficientes de seguridad), nos aseguramos que, en el caso de que, por cualquier motivo, en un momento puntual, tirásemos de un peso mayor, la máquina podría hacerle frente sin problemas y que, si esta sobrecarga es demasiado elevada, el motor en ningún momento sufrirá daño alguno, ya que será otra pieza más barata la que acabe cediendo.

De este modelo de cabrestante existen dos variantes, éstas son la versión “U” (EWX 9500U-Q) y la “S” (EWX 9500S-Q), que se diferencian, únicamente, en el posicionamiento de la caja de relés, algo que, para el uso que le vamos a dar, es completamente irrelevante. Estas dos variantes son las que se muestran a continuación:



Figura 8.1.1. Cabrestante Runva EWX 9500U-Q.



Figura 8.1.2. Cabrestante Runva EWX 9500S-Q.

8.2. Cabrestante Runva EWX 9500-Q

El modelo de cabrestante EWX 9500-Q se compone de un motor eléctrico del cual sale un eje estriado que se conecta a un sistema que contiene el freno de la máquina y que, por otro lado, da continuidad al movimiento mediante un eje de sección hexagonal que atraviesa la máquina, por el interior del tambor, hasta llegar a la caja reductora. Llegado a este punto, el eje hexagonal atraviesa también la reductora, pasando por diversos orificios en el centro de los planetas de los sistemas de engranajes planetarios, y llega al primer engranaje de la misma, este transmite el movimiento a través de todo el sistema de engranajes hasta la salida de la propia caja reductora, donde transmite, finalmente, el movimiento al tambor y enrolla o suelta el cable. Por otro lado, la caja reductora tiene una palanca que desengrana la corona de uno de los planetarios permitiendo, de este modo, que se pueda girar manualmente el tambor sin apenas esfuerzo mientras, con todo correctamente engranado, sería imposible.

Con el fin de hacer que se entienda mejor lo explicado en el párrafo anterior, a continuación se muestra una imagen explosionada de las piezas que componen uno de estos cabrestantes, incluyendo los posibles acoples (no es exactamente el modelo EWX 9500-Q pero el esquema es el mismo):

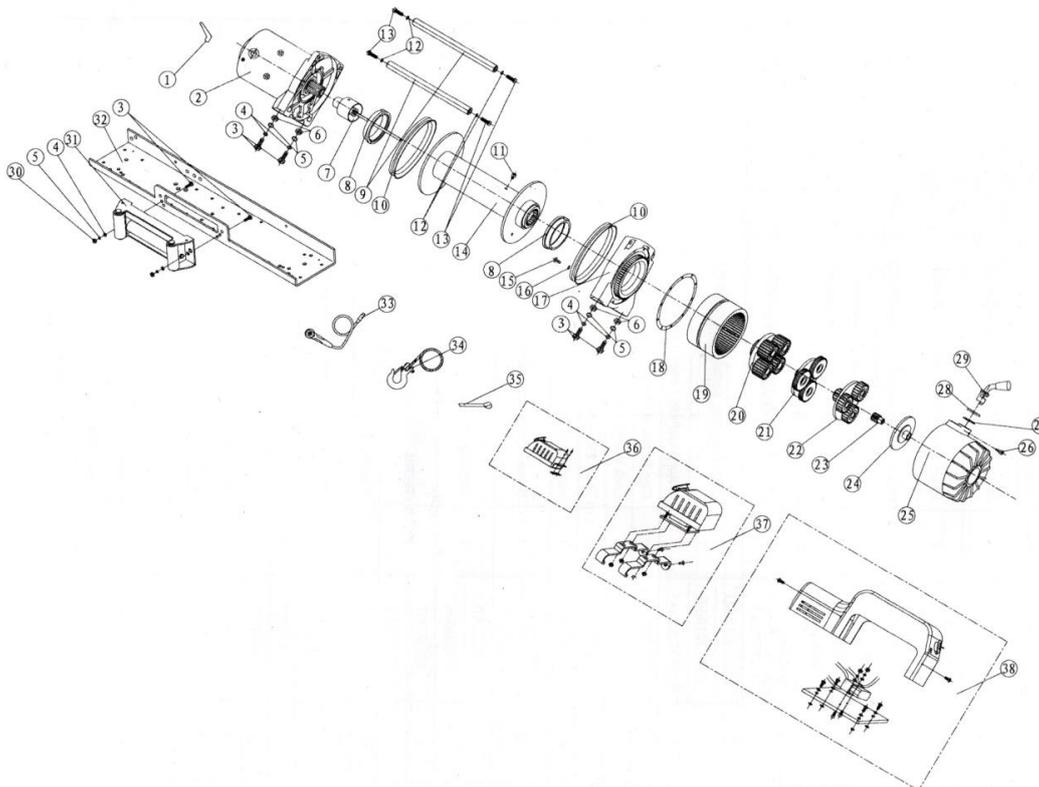


Figura 8.2.1. Piezas de un cabrestante Runva.

En la siguiente tabla se enumerarán las piezas mostradas en la imagen anterior
(Figura 8.2.1. Piezas de un cabrestante Runva):

N.º	Parte	Cantidad	Descripción	Observaciones
1	X0950001	3	Protección del terminal	
2	X0500100-U	1	Ensamblaje del motor (EWX5000)	En los modelos U y S
	X0500100-F			En el modelo F
	X0600100-U	1	Ensamblaje del motor (EWX6000)	En los modelos U y S
	X0600100-F			En el modelo F
	X0950100-U	1	Ensamblaje del motor (EWX8000, EWX9500, EWX9500SG2)	En los modelos U y S
	X0950100-F			En el modelo F
	X1000100-U	1	Ensamblaje del motor (EWX10000)	En los modelos U y S
	X1000100-F			En el modelo F
	X1200100-U	1	Ensamblaje del motor (EWX12000)	En los modelos U y S
	X1200100-F			En el modelo F
	X095Q0100-U	1	Ensamblaje del motor (EWX9500-Q)	En los modelos U y S
	X095Q0100-F			En el modelo F
X095XC0100-F	Ensamblaje del motor (EWXC9500)			
3	X0950002	6	Tornillo de casquete M10 x 35	
4	X0950003	6	Arandela de seguridad Ø10	
5	X0950004	6	Arandela plana Ø10	
6	X0950005	4	Tuerca hexagonal M10	
7	X0950200	1	Ensamblaje del freno / del eje	
	X0500200			EWX9500SG2, EWX5000
8	X0950006	2	Buje del motor	
	X0500006			EWX9500SG2, EWX5000
9	X0950007	2	Barra de unión	
	X0500007			EWX9500SG2, EWX5000
10	X0950008	2	Anillo de cierre	
11	X0950009	1	Tornillo M8 x 10	
12	X0950010	4	Arandela de seguridad Ø8	
13	X0950011	4	Tornillo de casquete M8 x 30	
14	X0950300	1	Ensamblaje del tambor	
15	X0950012	10	Tornillo M4 x 25	
16	X0950013	10	Arandela de seguridad Ø4	
17	X0950014-U	1	Soporte final	En los modelos U y S
	X0950014-F			En el modelo F
18	X0950015	1	Junta	
19	X0950016	1	Engranaje – corona dentada	
20	X0950400	1	Soporte del ensamblaje del motor (salida)	
21	X0950500	1	Soporte del ensamblaje del motor (intermedio)	
22	X0950600	1	Soporte del ensamblaje del motor (entrada)	

23	X0950017	1	Engranaje – entrada	
24	X0950018	1	Junta	
25	X0950019	1	Engranaje – carcasa	
26	X0950020	1	Tornillo del embrague	
27	X0950021	1	Anillo de cierre	
28	X0950022	1	Carcasa del embrague	
29	X0950023	1	Manivela del embrague	
30	X0950024	2	Contratuerca M10	
31	X0950700	1	Guía de rodillos	EWX9500SG2, EWX5000
	X0500700			
32	X0950025	1	Base de montaje	Adicional
	X0500025			Adicional en EWX9500SG2, EWX5000
33	X0950800	1	Mando inalámbrico (RC3)	
34	X0500900	1	Ensamblaje del cable	EWX5000
	X0600900			EWX6000
	X0800900			EWX8000
	X0950900			EWX9500, EWX9500-Q, EWXC9500
	X095SG0900			EWX9500SG2
	X1000900			EWX10000
	X1200900			EWX12000
35	X0950026	1	Correa	
36	X1201000	1	Sección de control del modelo U	Adicional
	X0501000			Adicional en EWX6000, EWX5000
37	X0951100	1	Sección de control del modelo S	Adicional
	X0501100			Adicional en EWX6000, EWX5000
	X095Q1100			Adicional en EWX9500-Q
38	X0951200	1	Sección de control del modelo F	Adicional
	X050120			Adicional en EWX6000, EWX5000
	X095XC1200			Adicional en EWXV9500

Tabla 8.2.1. Piezas de un cabrestante Runva.

Además, en las siguientes imágenes, se pueden observar como son realmente algunas de estas piezas:



Figura 8.2.2. Entrada y salida de la caja reductora del cabrestante Runva EWX 9500-Q.

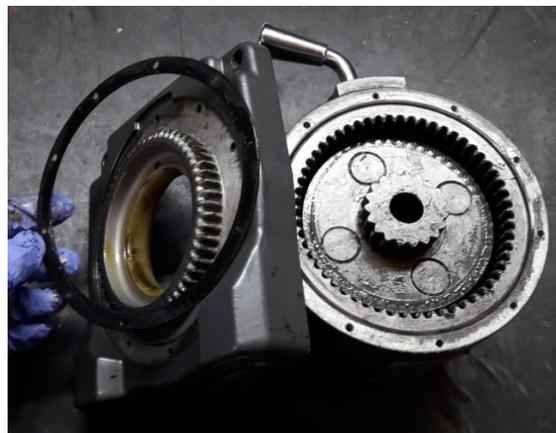


Figura 8.2.3. Caja reductora del cabrestante Runva EWX 9500-Q.



Figura 8.2.4. Despiece de la caja reductora del cabrestante Runva EWX 9500-Q.



Figura 8.2.5. Primer engranaje de la caja reductora del cabrestante Runva EWX 9500-Q.



Figura 8.2.6. Anclaje del cable al tambor del cabrestante Runva EWX 9500-Q (imagen extraída de internet. Fuente: www.whichcar.com.au).



Figura 8.2.7. Motor del cabrestante Runva EWX 9500-Q.

A continuación se muestran las especificaciones técnicas del modelo de cabrestante EWX 9500-Q:

Capacidad máxima de arrastre	9500 lb (4309 kg)
Motor	12V: Entrada: 6,6kW / 8,9hp; Salida: 2,8kW / 2,8hp 24V: Entrada: 9,6kW / 12,9hp; Salida: 3,2kW / 4,3hp
Relación de reducción	110:1
Cable (diámetro x longitud)	Ø9.2 mm X 26 m
Tamaño del tambor (diámetro x longitud)	Ø6,3 cm X 22,3 cm
Patrón de pernos de montaje	25,4cm X 11,43 cm 4-M10
Dimensiones generales (largo X ancho X alto)	57,7 cm X 16 cm X 28,3 cm
Peso	70,5 lb 32 kg

Tabla 8.2.2. Características generales de un cabrestante Runva EWX 9500-Q.

En la siguiente tabla se muestra la relación existente entre la capacidad de arrastre, la velocidad del cable, la intensidad y el voltaje en la primera capa de un cabrestante Runva EWX 9500- Q, en las dos versiones (doce y veinticuatro voltios):

Arrastre lb (kg)	Velocidad (m/min)		Intensidad (A)	
	12 V DC	24 V DC	12 V DC	24 V DC
0	15,3	16,2	90	70
1000 (454)	13	15	150	120
4000 (1814)	5,2	5,6	300	240
6000 (2722)	3,6	4,8	400	290
8000 (3629)	2,9	4	470	350
9500 (4309)	2,7	3,6	550	400

Tabla 8.2.3. Relación entre arrastre, velocidad, intensidad y voltaje en un cabrestante Runva EWX 9500-Q.

Por último, en la siguiente tabla, se muestra la capacidad de arrastre en línea y la cantidad de cable almacenado en relación al número de capas presentes en el tambor del cabrestante:

Capa	Capacidad de arrastre máxima en lb (kg)	Longitud total de cable en el tambor (m)
1	9500 (4309)	5,3
2	7706 (3495)	12
3	6482 (2940)	19,8
4	5593 (2537)	26

Tabla 8.2.4. Capacidad de arrastre y longitud de cable almacenado, por capas, en un cabrestante Runva EWX 9500-Q.

9. REQUISITOS DE DISEÑO

Antes de empezar con el rediseño del equipo, es necesario aclarar los requisitos de diseño impuestos, algunos por la lógica y el sentido común, y otros, directamente, por el jefe en la empresa KrenCross Offroad S.L. Así, estos requisitos son los que se muestran en la siguiente lista:

- El diseño de la nueva máquina debe incluir el máximo número posible de piezas del cabrestante original. El objetivo de este requisito no es otro que reducir el número de piezas de nueva fabricación necesarias para el rediseño, por lo tanto, todas las piezas reutilizadas deberán tener una utilidad.
- El diseño final de la máquina debe permitir que se pueda dar una vuelta más de cable en el tambor, de forma manual, rápida y sencilla, en el caso de que esto sea necesario para que el cable no deslice en la superficie del tambor. Del mismo modo que deben poderse añadir tantas vueltas como sea necesario, también deben poderse quitar en el caso de que no sean necesarias tantas vueltas para hacer frente a la fuerza que se opone, en un momento dado, a la tracción del cable.
- Las piezas de fabricación propia deberán realizarse, siempre que sea posible, con Acero F111, que en España responde al nombre de F1110 (según la norma UNE 36011-12) y que, en Solidworks, lo encontramos definido con el número estándar que se le da en Alemania (1.0401) y con la denominación que se le da en Italia según la norma UNI 7846 (C15). Este requisito responde al hecho de que es un material común en la fabricación de piezas en el ámbito industrial, con lo que su precio no es excesivamente elevado (buena relación calidad-precio) y a que es el material con el que suelen trabajar en la empresa a la que KrenCross Offroad S.L. acostumbra a encargar la fabricación de las piezas que necesitan.
- En la bobina de recogida deben caber, como mínimo, cincuenta metros de cable con una sección de seis milímetros de diámetro.
- Debido al carácter móvil de la máquina, el peso total del equipo no debe exceder los ochenta kilogramos.

10. REDISEÑO DEL EQUIPO

10.1. Introducción

En este apartado se van a analizar las distintas soluciones posibles a la hora de solventar cada uno de los retos que surgen durante el rediseño de la máquina para, posteriormente, elegir la mejor opción. Además, se muestran los resultados finales de los cálculos referentes a cada uno de los apartados, presentes en el documento *Anejo de cálculos* del presente proyecto.

10.2. Disposición inicial

El primer paso en el rediseño del equipo pasa por definir la disposición a partir de la cual se va a diseñar la nueva máquina. Para ello analizamos, en primer lugar, la disposición del cabrestante original.



Figura 10.2.1. Cabrestante Runva EWX 9500U-Q.

Como se puede observar en la *Figura 10.2.1. Cabrestante Runva EWX 9500U-Q*, que ya había aparecido en el apartado referente a la selección del cabrestante, la disposición original del cabrestante se puede definir como una sucesión de elementos colocados en línea, primero aparece el motor, posteriormente el tambor donde se recoge el cable y, finalmente, la caja reductora. El movimiento se transmite del motor a la caja reductora mediante un mecanismo colocado en el interior hueco del tambor y, finalmente, de la caja reductora al tambor mediante una rueda dentada que se introduce en un hueco con la misma forma en el tambor.

10.3. Disposición de la nueva máquina

A la hora de definir la disposición de la nueva máquina, la primera idea fue mantener la misma disposición que teníamos en el cabrestante original, modificado únicamente la forma del tambor. No obstante, esta primera idea fue rápidamente desechada debido al hecho de que no cumpliría el requisito referente a la facilidad para modificar el número de vueltas del cable presentes en el tambor.

La siguiente idea fue la de “partir” el eje del tambor y el eje fino que transmite el movimiento del motor a la caja reductora y utilizar, en ambos casos, dos ejes unidos por algún tipo de acoplamiento que permitiera separar los ejes lo suficiente, en un momento dado, para permitir el paso del cable a fin de aumentar o reducir el número de vueltas de cable presentes en el tambor.

Consciente de la complejidad de la idea anterior, desmonté por completo la caja reductora de un cabrestante averiado y comprobé que se podía perforar la parte posterior de la misma e introducir, por ese orificio, el eje que transmite el movimiento al primer engranaje de la caja reductora. Esta posibilidad permite plantear otra posible disposición, en la cual encontramos en primer lugar el motor, a continuación la caja reductora y, finalmente, el tambor que, de este modo, tiene un extremo libre, lo que permite aumentar o disminuir las vueltas de cable presentes sobre el tambor de forma sencilla y sin tener que desmontar nada. En esta disposición, el eje del tambor deberá ser soportado en dos apoyos, con sendos rodamientos, para evitar que se transmita a los engranajes de la caja reductora ningún esfuerzo derivado de la fuerza que ejercerá, sobre el tambor, el cable del que tirará la máquina.

Para escoger entre las dos opciones que no han sido descartadas, se recurre al método de las jerarquías analíticas. En primer lugar se definen los pesos relativos de cada uno de los criterios de elección respecto al resto, utilizando el sistema que se muestra en la siguiente tabla:

Importancia	Definición	Explicación
1	Igual importancia	Dos elementos contribuyen idénticamente al objetivo.
3	Dominancia débil	La experiencia manifiesta que existe una débil dominancia de un elemento sobre otro.
5	Fuerte dominancia	La experiencia manifiesta una fuerte dominancia de un elemento sobre otro.
7	Demostrada dominancia	La dominancia de un elemento sobre otro es completamente demostrada.
9	Absoluta dominancia	Las evidencias demuestran que un elemento es absolutamente dominado por otro.
2, 4, 6, 8	Valores intermedios	Son valores intermedios de decisión.

Fuente: Apuntes del tema 1.3. El proyecto tradicional. EM1031-Proyectos de Ingeniería.

Tabla 10.3.1. Pesos relativos de los objetivos en el método de las jerarquías analíticas.

En este caso:

	Facilidad de uso	Rigidez del conjunto	Peso final de la máquina	Complejidad del diseño
Facilidad de uso	1	4	5	7
Rigidez del conjunto	1/4	1	2	5
Peso final de la máquina	1/5	1/2	1	4
Complejidad del diseño	1/7	1/5	1/4	1

Tabla 10.3.2. Pesos relativos de los objetivos en el caso de la disposición de la máquina.

Calculando la media geométrica:

$$W_{10}(\text{Facilidad de uso}) = (1 \times 4 \times 5 \times 7)^{\frac{1}{4}} = 3.4398$$

$$W_{20}(\text{Rigidez del conjunto}) = \left(\frac{1}{4} \times 1 \times 2 \times 5\right)^{\frac{1}{4}} = 1.2574$$

$$W_{30}(\text{Peso final de la máquina}) = \left(\frac{1}{5} \times \frac{1}{2} \times 1 \times 4\right)^{\frac{1}{4}} = 0.7953$$

$$W_{40}(\text{Complejidad del diseño}) = \left(\frac{1}{7} \times \frac{1}{5} \times \frac{1}{4} \times 1\right)^{\frac{1}{4}} = 0.2907$$

A fin de trabajar con valores que sumen 1:

$$W_1 = \frac{W_{10}}{W_{10} + W_{20} + W_{30} + W_{40}} = 0.59$$

$$W_2 = \frac{W_{20}}{W_{10} + W_{20} + W_{30} + W_{40}} = 0.22$$

$$W_3 = \frac{W_{30}}{W_{10} + W_{20} + W_{30} + W_{40}} = 0.14$$

$$W_4 = \frac{W_{40}}{W_{10} + W_{20} + W_{30} + W_{40}} = 0.05$$

Ahora ya se pueden comparar las dos opciones, en lo referente a los diferentes “objetivos”. Al ser solo dos opciones se le adjudicará el valor 1 a la opción más favorable y el valor 0 a la menos favorable. A modo de aclaración, será la opción más favorable, en cada caso, la que sea más fácil de usar (se pueda cambiar más fácilmente el número de vueltas de cable en el tambor), la que sea más rígida, la menos pesada y la que conlleve una menor complejidad en el diseño. Así:

	Facilidad de uso	Rigidez del conjunto	Peso final de la máquina	Complejidad del diseño
(A) Ejes partidos	0	0	1	0
(B) Tambor en el extremo	1	1	0	1

Tabla 10.3.3. Tabla que da nombre a las filas y a las columnas de lo que sería la matriz de decisión.

Finalmente, aplicando el método de la media ponderada se calcula, a partir de los datos de la tabla anterior (Tabla 10.3.3.) y los pesos de los “objetivos”:

$$(A) = 0 \times 0.59 + 0 \times 0.22 + 1 \times 0.14 + 0 \times 0.05$$

$$(A) = 0.14$$

$$(B) = 1 \times 0.59 + 1 \times 0.22 + 0 \times 0.14 + 1 \times 0.05$$

$$(B) = 0.86$$

A la vista de los resultados, la mejor opción es la segunda, por lo tanto la disposición de la nueva máquina será la que supone la perforación de la parte posterior de la caja reductora, disposición en la que encontramos en primer lugar el motor, a continuación la caja reductora y, finalmente, el tambor, cuyo eje deberá ser soportado en dos apoyos, con sendos rodamientos, para evitar que se transmita a los engranajes de la caja reductora ningún esfuerzo derivado de la fuerza que ejercerá, sobre el tambor, el cable del que tirará la máquina.

Finalmente, esta configuración estará completada por una base, una polea y una bobina de recogida del cable. Con tal de conseguir una mayor comodidad de la mayoría de los operarios (de aquellos que sean diestros), sin resultar demasiado incómodo para el resto, mirando desde el extremo del tambor, se colocará la bobina a la izquierda del mismo y la polea a la derecha. Esta disposición hace que sea necesario **cambiar la polaridad del motor DC** de la máquina respecto a la polaridad del motor en el cabrestante original. Esto se consigue, de forma sencilla, cambiando la posición de los cables que alimentan el motor.

10.4. Acoplamiento eje salida del motor – eje entrada de la caja reductora

Una vez definida la disposición de la máquina, el siguiente problema es la necesidad de acoplar, para que giren de forma solidaria, el eje estriado de la salida del motor y el eje, más fino y de sección hexagonal, que imprime el movimiento al primer engranaje de la caja reductora.

En el cabrestante original, esta función la lleva a cabo el sistema de frenado de la máquina, que a su vez sirve de acoplamiento:

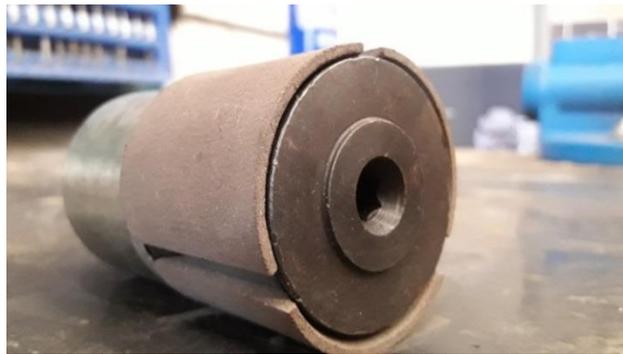


Figura 10.4.1. Sistema de frenado del cabrestante original.



Figura 10.4.2. Mecanismo interno del sistema de frenado.



Figura 10.4.3. Pieza del sistema de frenado que une el mismo al eje de salida del motor.

No obstante, en el caso de la nueva máquina, no necesitamos este sistema de frenado, ya que el equipo únicamente deberá hacer frente a la fuerza de tracción del cable cuando esté en funcionamiento, cuando la máquina se pare, no habrá ningún objeto pesado, suspendido en el aire o en una pendiente deslizante, enganchado al otro extremo del cable, como sí ocurre en el caso de los cabrestantes. Careciendo de esta necesidad, sería un error utilizar las piezas del sistema de frenado únicamente para transmitir el movimiento entre los ejes, en lugar de esto, se pueden vender estas piezas como piezas de recambio para cabrestantes y diseñar en su lugar una unión más económica, simple y ligera.

Además, al cambiar la disposición de la máquina, no hay nada contra lo que comprimir las zapatas del sistema de frenado, ya que en el cabrestante este mecanismo se encuentra en el interior del tambor hueco y, cuando se activa, comprime las zapatas de freno contra las paredes del orificio del mismo, impidiendo así el movimiento, pero en la nueva disposición, este mecanismo quedaría colocado en el exterior.

Teniendo en cuenta las consideraciones anteriormente expuestas, se debe diseñar un nuevo sistema para conectar el eje estriado de la salida del motor con el eje hexagonal que entra a la caja reductora. Llegados a este punto, se presentan dos posibles opciones:

Una primera idea es la de diseñar y fabricar una pieza expresamente para realizar esta función. Esta opción es la más “sencilla”, ya que únicamente se tendrían que tomar medidas precisas de los dos ejes y diseñar y fabricar una pieza con los huecos adecuados, uno en cada extremo de la misma, para albergar una longitud suficiente de cada uno de los ejes.

La segunda opción planteada consiste en perforar parcialmente el eje de salida del motor, con la forma del eje hexagonal, y unir los dos ejes directamente. Esta opción resultaría en una unión menos pesada, pero conllevaría, además del trabajo de mecanización del eje, un trabajo considerable para desmontar el motor, con la finalidad de extraer el eje para su mecanización y, posteriormente, para montarlo todo de nuevo, por lo que el coste total sería mayor.

Para escoger entre estas dos opciones, se recurre, de nuevo, al método de las jerarquías analíticas. En primer lugar se definen los pesos relativos de cada uno de los criterios de elección respecto al resto, utilizando el sistema mostrado, anteriormente, en la *Tabla 10.3.1. Pesos relativos de los objetivos en el método de las jerarquías analíticas.*

Para el caso que nos ocupa, definimos los siguientes valores:

	Coste total de la operación	Complejidad del proceso	Peso final de la unión
Coste total de la operación	1	3	4
Complejidad del proceso	1/3	1	2
Peso final de la unión	1/4	1/2	1

Tabla 10.4.1. Pesos relativos de los objetivos en el caso de la unión de los ejes.

Calculando la media geométrica:

$$W_{10}(\text{Coste total de la operación}) = (1 \times 3 \times 4)^{\frac{1}{3}} = 2.2894$$

$$W_{20}(\text{Complejidad del proceso}) = \left(\frac{1}{3} \times 1 \times 2\right)^{\frac{1}{3}} = 0.8736$$

$$W_{30}(\text{Peso final de la unión}) = \left(\frac{1}{4} \times \frac{1}{2} \times 1\right)^{\frac{1}{3}} = 0.5$$

A fin de trabajar con valores que sumen 1:

$$W_1 = \frac{W_{10}}{W_{10} + W_{20} + W_{30}} = 0.62$$

$$W_2 = \frac{W_{20}}{W_{10} + W_{20} + W_{30}} = 0.24$$

$$W_3 = \frac{W_{30}}{W_{10} + W_{20} + W_{30}} = 0.14$$

Ahora ya se pueden comparar las dos opciones, en lo referente a los diferentes “objetivos”. De nuevo, al haber únicamente dos opciones, se le adjudica el valor 1 a la opción más favorable y el valor 0 a la menos favorable. A modo de aclaración, será la opción más favorable, en cada caso, la que tenga un menor coste total, la que conlleve un proceso de una menor complejidad y la de menor peso. Así:

	Coste total de la operación	Complejidad del proceso	Peso final de la unión
(A) Pieza nueva, de fabricación propia	1	1	0
(B) Perforación parcial del eje de salida del motor	0	0	1

Tabla 10.4.2. Tabla que da nombre a las filas y las columnas de lo que sería la matriz de decisión.

Finalmente, aplicando el método de la media ponderada se calcula, a partir de los datos de la tabla anterior (Tabla 10.4.2.) y los pesos de los “objetivos”:

$$(A) = 1 \times 0.62 + 1 \times 0.24 + 0 \times 0.14$$

$$(A) = 0.86$$

$$(B) = 0 \times 0.62 + 0 \times 0.24 + 1 \times 0.14$$

$$(B) = 0.14$$

A la vista de los resultados, la mejor opción es la primera, por lo tanto, se fabricará una pieza nueva que realizará la función de acoplar el eje estriado de la salida del motor con el eje de sección hexagonal de la entrada de la caja reductora. Independientemente de la unión que se escogiera, y debido a la nueva disposición de la máquina, definida en el apartado anterior, el eje hexagonal debe ser recortado para disminuir su longitud y, con ella, reducir también la longitud total de la máquina.

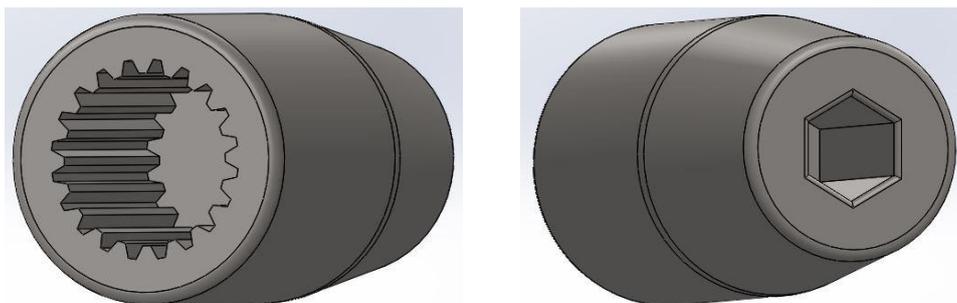


Figura 10.4.4. Pieza para el acople entre el eje de salida del motor y el de entrada a la caja reductora.

10.5. Eje del tambor

En primer lugar se diseñó un eje relativamente fino que se introduciría en un orificio mecanizado en la rueda dentada de la salida de la caja reductora. Este primer diseño se tuvo que desestimar al ser imposible de materializar pues, con materiales comunes, un eje con esas características no es capaz de aguantar los esfuerzos a los que va a estar sometido el eje de nuestra máquina.

Una vez desestimada la primera opción, se diseñó un eje bastante mayor que sí que aguanta los esfuerzos a los que estará expuesto. Este eje estará fabricado en Acero F1140 (UNE 36011-12), tendrá un diámetro de 55 milímetros y una longitud total de 23 centímetros, y se mecanizará para acoplarlo a la salida de la caja reductora y para alojar el tornillo de la tapa del tambor, las chavetas del tambor y los anillos Seeger para colocar los rodamientos y el propio tambor sobre el eje.

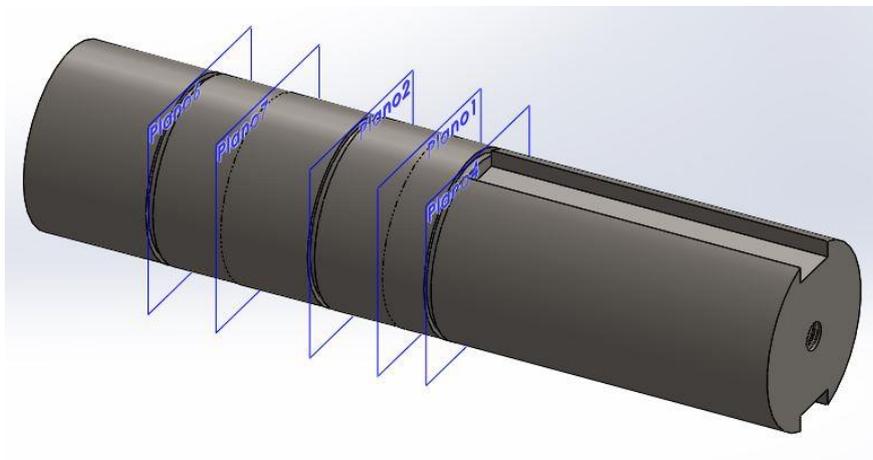


Figura 10.5.1. Eje del tambor.

Los cálculos relativos al diseño del eje se pueden encontrar en el documento *Anejo de cálculos*, donde también se encuentran los cálculos relativos a la selección de los rodamientos que unirán el eje a los apoyos. A tal fin, se utilizarán dos rodamientos SKF E2.6211-2RST.

Finalmente, para unir el tambor de nailon al eje de acero, se utilizarán dos chavetas de nailon de 104 milímetros de longitud (que es justo la longitud del tambor), 16 milímetros de anchura y 10 milímetros de altura, separadas entre sí un ángulo de 180°. Los cálculos pertinentes se pueden encontrar, también, en el documento *Anejo de cálculos*.

10.6. Base de la máquina

A la hora de idear la base de la nueva máquina se diseñaron, en primera instancia, tres posibles soluciones. Cada una de estas tres soluciones respondía a un método de fabricación diferente al de las otras dos. A continuación se muestran las tres opciones:

• Opción 1:

Esta base se fabricaría mediante el doblado de una lámina de Acero de entre cinco y siete milímetros de grosor, se le realizarían los orificios necesarios y se añadiría, finalmente, una serie de acoples que se soldarían a la base para dar rigidez a la zona de las asas.

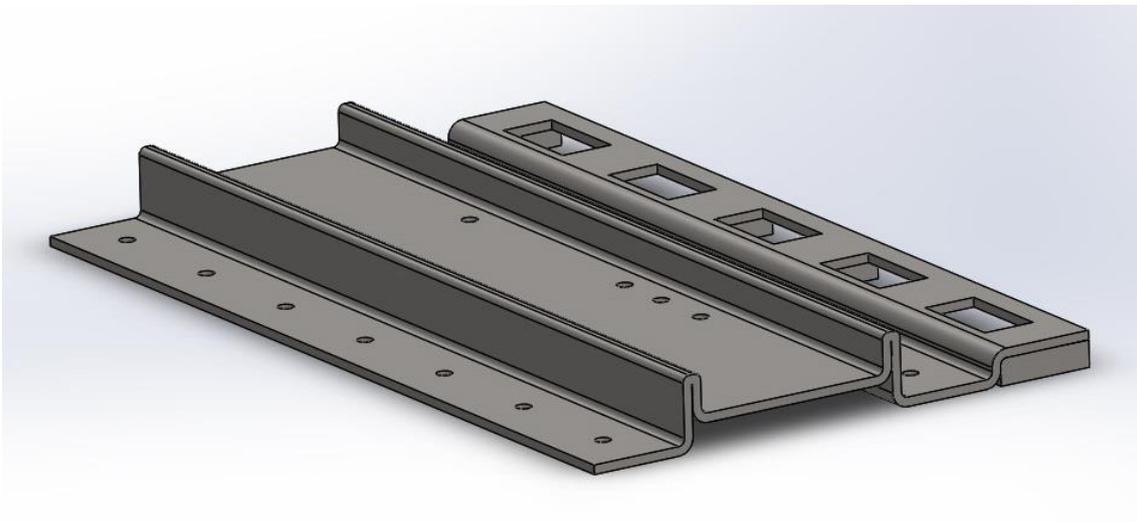


Figura 10.6.1. Primer diseño para la base de la nueva máquina.

A pesar de que probablemente fuera la opción más estética, esta primera opción se desestimó de inmediato debido a que no es viable técnicamente hablando, contiene pliegues generando ángulos extremadamente agudos que, con la tecnología actual, sería imposible llevar a la práctica en una lámina de acero de ese grosor, con técnicas asequibles económicamente hablando como el doblado en frío.

• **Opción 2:**

Esta base se fabricaría tallando la pieza completa a partir de un bloque macizo de Acero.

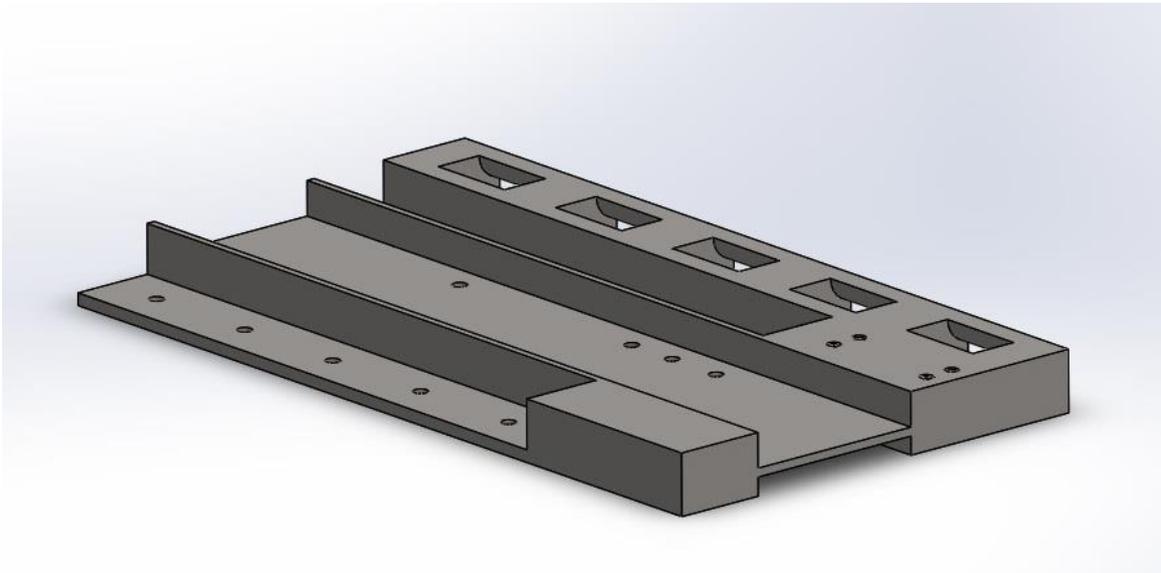


Figura 10.6.2. Segundo diseño para la base de la nueva máquina.

Esta opción es completamente viable pero, no obstante, sería la más pesada de todas y considerablemente más cara de fabricar que la tercera opción.

• **Opción 3:**

Esta base se fabricaría mecanizando una lámina de Acero de cinco milímetros de grosor, para darle la forma final y generarle los orificios necesarios, y soldándola, posteriormente, a una serie de tubos huecos, de sección cuadrada de cuarenta milímetros de lado y todos, menos uno, de cuatro milímetros de grosor (el grosor del tubo restante sería de cinco milímetros), también mecanizados para contener los orificios necesarios. Además contendría una pieza en forma de “U” que servirá de

soporte para la bobina de recogida del cable y 4 tapas de plástico para los extremos de los tubos.

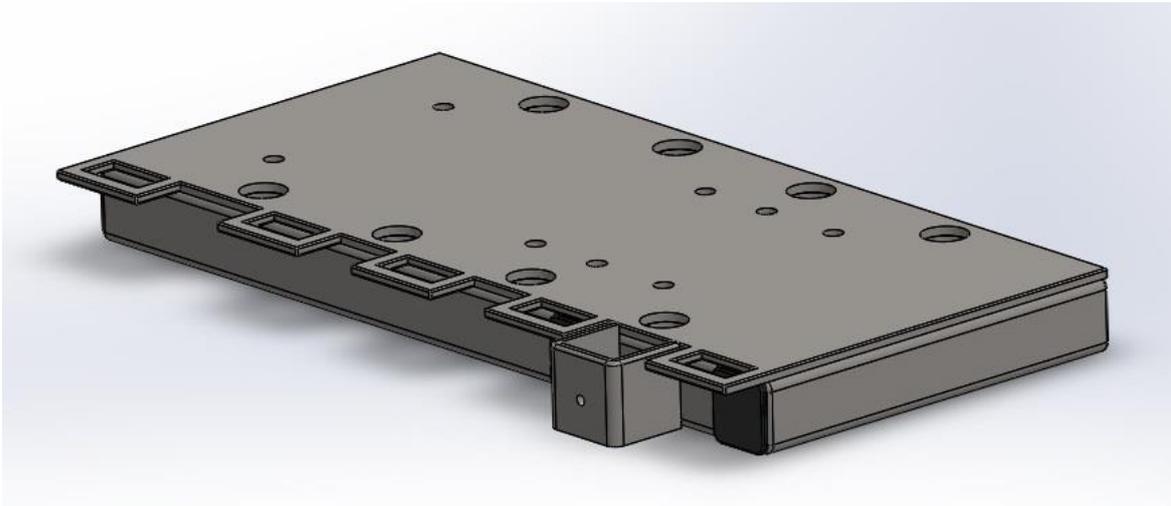


Figura 10.6.3. Tercer diseño para la base de la nueva máquina.

Esta tercera opción también es perfectamente viable y, además, es la más ligera y la más barata de producir. Por último, estéticamente hablando, es un diseño más fino y más “bonito” que el obtenido en la opción anterior.

Observando las diferentes opciones, hay una que es inviable y, de las dos opciones restantes, una es más favorable que la otra tanto en lo referente al coste total de la fabricación, como en lo que se refiere al peso total de la base, como en el punto de vista estético. Por todo esto, no es necesario aplicar el método de las jerarquías analíticas ni ningún otro método para elegir la opción más favorable.

Así pues, la opción escogida es la tercera, por lo tanto la base de la nueva máquina será la base compuesta mostrada en la *Figura 10.6.3. Tercer diseño para la base de la nueva máquina*. La unión de todas las piezas metálicas de este ensamblaje se llevara a cabo mediante soldadura. Ésta ha sido calculada teniendo en cuenta que el equipo de tracción, durante su uso, transmitirá un esfuerzo a la lámina de la base en la dirección paralela a los lados cortos de la misma. Tras la realización de estos cálculos se ha decidido que se utilizará un **electrodo E60yy**, realizando cordones de soldadura con una **longitud total de 179.2 milímetros** y un **espesor de garganta de 2.5 milímetros** en el caso de los cordones cuya dirección es perpendicular a la de la fuerza generada, sobre la máquina, por el cable y transmitida a la lámina de la base, y con una **longitud total de 74 milímetros** y un **espesor de garganta de 1.5 milímetros** en el caso de los cordones cuya dirección es paralela a la de la fuerza aplicada. La distancia total a

soldar es una décima parte de la longitud total que se podría soldar, por lo tanto se realizará la soldadura a tramos, repartidos de forma aproximadamente simétrica (que no se concentre toda la soldadura en un único tramo), haciendo coincidir un tramo soldado con cada extremo de un tubo y repartiendo el resto de tramos soldados entre las juntas generadas entre las caras laterales de los tubos y la lámina de la base. Además, con tal de dar rigidez a la base, se soldarán todas las juntas verticales entre los tubos con el mismo electrodo y un espesor de garganta de 2.5 milímetros.

También se ha calculado a conciencia, por su importancia, la unión entre la base y los distintos componentes del propio equipo de tracción. Así se ha llegado a la conclusión de que se usarán, a tal fin, **ocho tornillos M10x1.5, con toda la longitud (dos de 35mm y seis de 30mm) roscada, de filete único y clase métrica 10.9**, colocados con un par de apriete de 321.3 N·m.

Finalmente, la base se anclará al suelo, habitualmente, mediante la utilización de tornillos de expansión. Cuando las condiciones de trabajo lo permitan, también se podrá fijar el equipo, mediante las asas que incorpora la base, con correas.

10.7. Ensamblaje de la polea

La máquina requiere la existencia de una polea que guíe el cable hacia el tambor. Pese a que el cable debe llegar prácticamente paralelo al suelo, la presencia de una polea es necesaria para corregir las posibles desviaciones en el ángulo de entrada del cable evitando, de este modo, que se monte una vuelta del cable sobre la vuelta anterior, generando una acumulación de capas que bloquearía la salida del cable del tambor.

Una vez detectada la necesidad de la existencia de una polea guía, el siguiente paso es decidir dónde se va a colocar dicha polea. Llegados a este punto, se plantean dos opciones.

En primer lugar se planteó la idea de diseñar una base para la polea. Esta base estaría compuesta por tres tubos de sección cuadrada y uno de sección rectangular, sobre el que se anclaría la polea de forma sencilla, con cuatro tornillos. A su vez, esta base se podría acoplar a la base de la máquina, de forma muy sencilla, introduciendo los extremos de dos de los tubos de la base de la polea en el interior de los tubos transversales de la base de la máquina y asegurando la correcta unión con un pequeño tornillo, que no sufrirá ningún esfuerzo, que asegure el contacto entre el tercer tubo cuadrado de la base de la polea y uno de los tubos longitudinales de la base de la máquina. Para facilitar la comprensión de lo expuesto en este párrafo, en la siguiente imagen se puede observar el ensamblaje definido en esta opción:

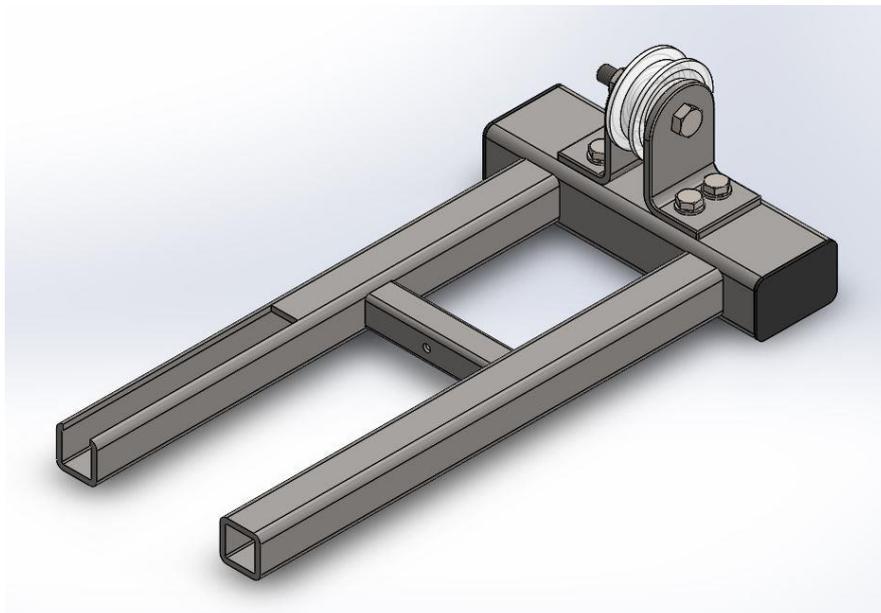


Figura 10.7.1. Opción 1: Ensamblaje de la base de la polea, con la polea ya montada.

La segunda opción planteada es la de anclar directamente la polea a la superficie de la lámina de la base. Esta opción reduciría las dimensiones finales de la máquina y sería la más sencilla y, en principio, también la más ligera pero, en cambio, requeriría un rediseño de la base, dejando un saliente de la lámina de la base que quedase flotante por fuera del “esqueleto” tubular de la misma. Analizando en mayor profundidad esta opción, salta a la vista que la polea quedaría demasiado cerca del tambor generando, de este modo, un ángulo de entrada del cable más pronunciado. Por otro lado, esta cercanía supondría que el cable rodease un arco mucho mayor de la polea generando, por lo tanto, una fuerza resultante mucho mayor sobre la polea y, de este modo, sería necesaria una polea mucho más grande, un eje más gordo y resistente, un rodamiento más grande y caro, unos soportes también más gordos, un método de anclaje más complejo y un grosor más elevado de la lámina de la base, para evitar que se doble. Todo esto resultaría en un incremento considerable del coste total de la máquina y también del peso, resultando finalmente, en ambos casos, en valores similares a los obtenidos con la otra opción, con el inconveniente de que, en este caso, la polea sería difícilmente desmontable, con lo que el peso, a la hora de trasladar la máquina, sería mayor, influyendo negativamente en el carácter móvil de la máquina.

Para escoger entre estas dos opciones se recurre, de nuevo, al método de las jerarquías analíticas. En primer lugar se definen los pesos relativos de cada uno de los criterios de elección respecto al resto, utilizando el sistema mostrado, anteriormente, en la *Tabla 10.3.1. Pesos relativos de los objetivos en el método de las jerarquías analíticas.*

Para el caso que nos ocupa, definimos los siguientes valores:

	Coste total de la operación	Peso a la hora del traslado	Peso final de la máquina	Dimensiones finales
Coste total de la operación	1	2	4	6
Peso a la hora del traslado	1/2	1	3	5
Peso final de la máquina	1/4	1/3	1	3
Dimensiones finales	1/6	1/5	1/3	1

Tabla 10.7.1. Pesos relativos de los objetivos en el caso del ensamblaje de la polea.

Calculando la media geométrica:

$$W_{1_0}(\text{Coste total de la operación}) = (1 \times 2 \times 4 \times 6)^{\frac{1}{4}} = 2.6321$$

$$W_{2_0}(\text{Peso a la hora del traslado}) = \left(\frac{1}{2} \times 1 \times 3 \times 5\right)^{\frac{1}{4}} = 1.6549$$

$$W_{3_0}(\text{Peso final de la máquina}) = \left(\frac{1}{4} \times \frac{1}{3} \times 1 \times 3\right)^{\frac{1}{4}} = 0.7071$$

$$W_{4_0}(\text{Dimensiones finales}) = \left(\frac{1}{6} \times \frac{1}{5} \times \frac{1}{3} \times 1\right)^{\frac{1}{4}} = 0.3247$$

A fin de trabajar con valores que sumen 1:

$$W_1 = \frac{W_{1_0}}{W_{1_0} + W_{2_0} + W_{3_0} + W_{4_0}} = 0.50$$

$$W_2 = \frac{W_{2_0}}{W_{1_0} + W_{2_0} + W_{3_0} + W_{4_0}} = 0.31$$

$$W_3 = \frac{W_{3_0}}{W_{1_0} + W_{2_0} + W_{3_0} + W_{4_0}} = 0.13$$

$$W_4 = \frac{W_{4_0}}{W_{1_0} + W_{2_0} + W_{3_0} + W_{4_0}} = 0.06$$

Ahora ya se pueden comparar las dos opciones, en lo referente a los diferentes “objetivos”. Al ser solo dos opciones se le adjudicará el valor 1 a la opción más favorable y el valor 0 a la menos favorable. A modo de aclaración, será la opción más favorable, en cada caso, la que tenga el menor coste, menor peso a la hora del traslado, menor peso final de la máquina y menores dimensiones finales. Así:

	Coste total de la operación	Peso a la hora del traslado	Peso final de la máquina	Dimensiones finales
(A) Polea con base propia	1	1	1	0
(B) Polea directamente sobre la base	1	0	1	1

Tabla 10.7.2. Tabla que da nombre a las filas y las columnas de lo que sería la matriz de decisión.

Finalmente, aplicando el método de la media ponderada se calcula, a partir de los datos de la tabla anterior (Tabla 10.7.2.) y los pesos de los “objetivos”:

$$(A) = 1 \times 0.50 + 1 \times 0.31 + 1 \times 0.13 + 0 \times 0.06$$

$$(A) = 0.94$$

$$(B) = 1 \times 0.50 + 0 \times 0.31 + 1 \times 0.13 + 1 \times 0.06$$

$$(B) = 0.69$$

A la vista de los resultados, la mejor opción es la primera, por lo tanto se realizará el ensamblaje mostrado en la *Figura 10.7.1. Opción 1: Ensamblaje de la base de la polea, con la polea ya montada*. Para la fabricación de este ensamblaje se utilizarán los siguientes componentes:

- Un tubo de sección cuadrada de 22 milímetros de lado y 2 milímetros de grosor con los orificios necesarios para posibilitar la unión, con un tornillo, del montaje de la polea y la base de la máquina.
- Dos tubos de sección cuadrada de 30 milímetros de lado y 4 milímetros de grosor, ambos con un orificio cuadrado para introducir los extremos del tubo de sección cuadrada de 22 milímetros de lado, y uno de ellos con una ranura para evitar que el montaje sea imposibilitado por el contacto entre dicho tubo y las cabezas de los tornillos de la unión de la base con el apoyo del eje del tambor más cercano al propio tambor.
- Un tubo de sección rectangular de 40 milímetros de altura, 60 milímetros de anchura y 5 milímetros de grosor. Este tubo tiene dos orificios de sección cuadrada para introducir, de los dos tubos de sección cuadrada de 30 milímetros de lado, el extremo opuesto al que se introducirá en cada uno de los dos tubos transversales de la base de la máquina. Además, también tiene los orificios pertinentes para la unión de esta pieza con los dos soportes de la polea.
- Dos tapas de plástico para los extremos del tubo de sección rectangular.

- Los dos soportes de la polea, mecanizados para permitir el montaje de la propia polea y el anclaje de estos soportes a la base tubular del ensamblaje de la polea.
- Un tornillo que hace de eje de la polea.
- Una arandela plana, una arandela de seguridad de tipo Grower y una tuerca para la fijación del tornillo que hace de eje de la polea.
- Un rodamiento.
- Dos anillos Seeger para marcar la posición del rodamiento en el interior de la polea.
- Dos bujes para la colocación y fijación del rodamiento.
- Una polea de Nailon.

Con especial interés por su importancia, se ha calculado la unión de los soportes de la polea y el tubo rectangular de la base de la misma. Tras la realización de estos cálculos, esta unión se compondrá de los siguientes elementos:

- Cuatro tuercas de métrica M8x1.25.
- Ocho arandelas para tornillos de métrica M8.
- Cuatro tornillos M8x1.25, con toda la longitud (25mm) roscada, de filete único y clase métrica 5.8, colocados con un par de apriete de 97.65 N·m.

Por otro lado, los tubos de la base de la polea se unirán mediante soldadura. Ésta ha sido calculada y se ha decidido que se pondrá un tramo de cordón de soldadura, de **5 milímetros de longitud, en el centro de cada una de las juntas** generadas entre las caras de los dos tubos de sección cuadrada de 30 milímetros de lado y los orificios por los que se introducen, en el tubo de sección rectangular, estos tramos tendrán un **espesor de garganta de 1 milímetro** y se realizarán con un **electrodo E60yy**. Por otro lado, para dotar al ensamblaje de una mayor rigidez, se dispondrán, del mismo modo, ocho puntos de soldadura, con estas mismas

características, uno en cada una de las juntas generadas entre las caras del tubo de sección cuadrada de 22 milímetros de lado y los orificios por los que se introduce en los otros dos tubos de sección cuadrada.

Finalmente, no se ha calculado porque no va a sufrir ningún tipo de esfuerzo considerable, pero para fijar la unión entre el ensamblaje de la polea y la base de la máquina se utilizarán un tornillo de cabeza hexagonal, de métrica M5 y de 16 milímetros de longitud, una arandela para tornillos de dicho tamaño y una tuerca de métrica M5.

10.8. Separadores del equipo de tracción

En el cabrestante original, el motor y la caja reductora estaban unidos, por la parte superior, mediante dos separadores consistentes, simplemente, en dos piezas cilíndricas con roscas mecanizadas en ambos extremos. A través de los orificios presentes en la parte superior tanto del motor como de la caja reductora, se introducen dos tornillos que se enroscan en las roscas de los elementos cilíndricos previamente definidos.

En el caso de la nueva máquina, se tienen que unir un total de cuatro “piezas” (el motor, la caja reductora y los dos apoyos del eje del tambor). Por lo tanto, no sirve el sistema utilizado en el cabrestante original y hay que diseñar otro tipo de unión.

La unión diseñada para esta función consiste, finalmente, en dos tornillos largos que cubren la totalidad de la distancia entre el apoyo del eje más cercano al tambor y el motor. Cada uno de estos tornillos se anclará al motor mediante dos arandelas (una plana y otra de seguridad, de tipo Grower) y una tuerca. Rodeando los tornillos se colocaran las piezas que reciben el nombre de “separadores”, que consisten en elementos cilíndricos huecos, de la longitud exacta de los huecos entre las distintas piezas. Al fijar los tornillos y apretar las tuercas, estos separadores quedarán fijados correctamente en su posición.

En la siguiente imagen se pueden observar estos elementos colocados en el equipo de tracción:

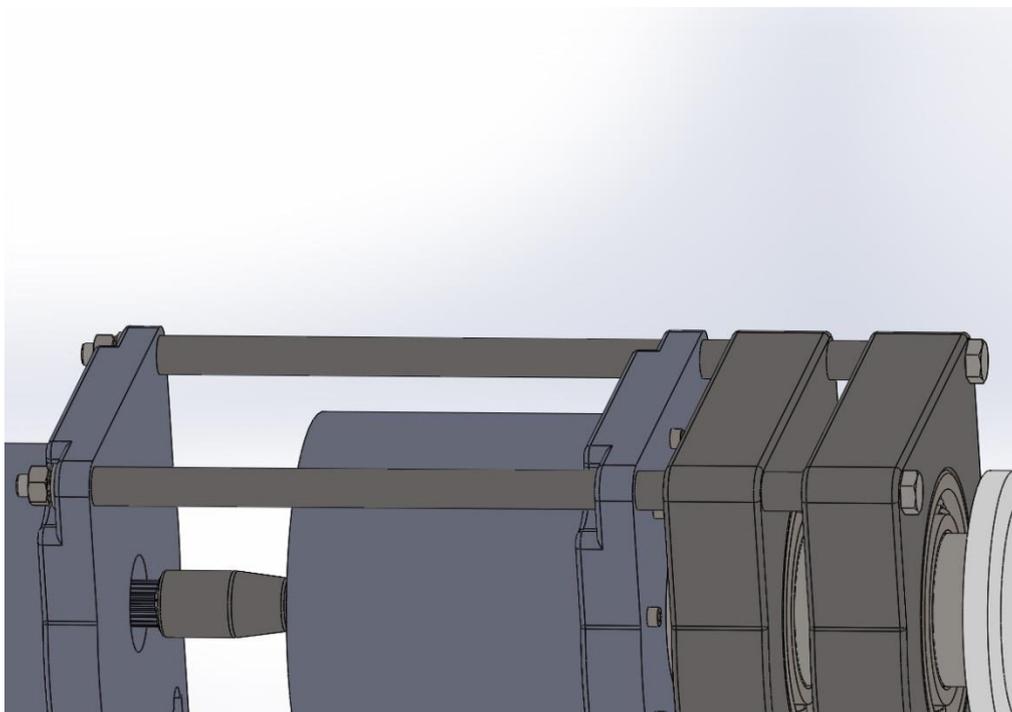


Figura 10.8.1. Equipo de tracción con los separadores colocados.

10.9. Tapa de protección

Analizando el funcionamiento de la máquina se ha localizado un posible peligro de accidente laboral en la zona del acoplamiento entre el eje de la salida del motor y el de entrada a la caja reductora, el peligro viene del hecho de que estos elementos girarán a gran velocidad durante el funcionamiento de la máquina y, si alguna parte del cuerpo del operario (habitualmente un dedo) entra en contacto con alguno de estos elementos en ese momento, el trabajador podría resultar herido.

Por lo tanto, es necesaria la colocación de algún elemento de protección para el cual se idearon dos posibles diseños:

En primer lugar se planteó crear una protección de PVC GLASS de forma cilíndrica, partida en dos partes y unida con una bisagra y un sistema de cierre. Esta protección se acoplaría perfectamente a la superficie cilíndrica exterior de la caja reductora y cubriría toda la zona conflictiva hasta el motor.

En segundo lugar se ideó una tapa, también de PVC GLASS, con forma de “U”, que se colocaría cubriendo toda la zona conflictiva y acoplándola a los separadores de la parte superior del ensamblaje de la máquina.

Para escoger entre estas dos opciones, se recurre, de nuevo, al método de las jerarquías analíticas. En primer lugar se definen los pesos relativos de cada uno de los criterios de elección respecto al resto, utilizando el sistema mostrado, anteriormente, en la *Tabla 10.3.1. Pesos relativos de los objetivos en el método de las jerarquías analíticas.*

Para el caso que nos ocupa, definimos los siguientes valores:

	Nivel de protección	Coste total de la protección	Facilidad de montaje
Nivel de protección	1	3	4
Coste total de la protección	1/3	1	2
Facilidad de montaje	1/4	1/2	1

Tabla 10.9.1. Pesos relativos de los objetivos en el caso de la protección.

Calculando la media geométrica:

$$W_{1_0}(\text{Coste total de la operación}) = (1 \times 3 \times 4)^{\frac{1}{3}} = 2.2894$$

$$W_{2_0}(\text{Complejidad del proceso}) = \left(\frac{1}{3} \times 1 \times 2\right)^{\frac{1}{3}} = 0.8736$$

$$W_{3_0}(\text{Peso final de la unión}) = \left(\frac{1}{4} \times \frac{1}{2} \times 1\right)^{\frac{1}{3}} = 0.5$$

A fin de trabajar con valores que sumen 1:

$$W_1 = \frac{W_{1_0}}{W_{1_0} + W_{2_0} + W_{3_0}} = 0.62$$

$$W_2 = \frac{W_{2_0}}{W_{1_0} + W_{2_0} + W_{3_0}} = 0.24$$

$$W_3 = \frac{W_{3_0}}{W_{1_0} + W_{2_0} + W_{3_0}} = 0.14$$

Ahora ya se pueden comparar las dos opciones, en lo referente a los diferentes “objetivos”. De nuevo, al haber únicamente dos opciones, se le adjudica el valor 1 a la opción más favorable y el valor 0 a la menos favorable. A modo de aclaración, será la opción más favorable, en cada caso, la que tenga un mayor nivel de protección, la que tenga un coste menor y la que sea más fácil de montar. Así:

	Nivel de protección	Coste total de la protección	Facilidad de montaje
(A) Pieza nueva, de fabricación propia	1	0	0
(B) Perforación parcial del eje de salida del motor	1	1	1

Tabla 10.9.2. Tabla que da nombre a las filas y las columnas de lo que sería la matriz de decisión.

Finalmente, aplicando el método de la media ponderada se calcula, a partir de los datos de la tabla anterior (Tabla 10.9.2.) y los pesos de los “objetivos”:

$$(A) = 1 \times 0.62 + 0 \times 0.24 + 0 \times 0.14$$

$$(A) = 0.62$$

$$(B) = 1 \times 0.62 + 1 \times 0.24 + 1 \times 0.14$$

$$(B) = 1$$

A la vista de los resultados, la mejor opción es la segunda. Por lo tanto, se fabricará la tapa en forma de “U”. Una vez decidida la forma de la protección hay que incidir en la importancia de una correcta ventilación para evitar el sobrecalentamiento de los elementos de la máquina. En este sentido se realizarán una serie de ranuras de ventilación de cuatro milímetros de grosor en la protección, verticales en el caso de las caras laterales y formando la letra “F” y el número “5”, en la cara superior. De este modo, la protección quedaría, ya colocada sobre la máquina, como se puede observar en la siguiente imagen:

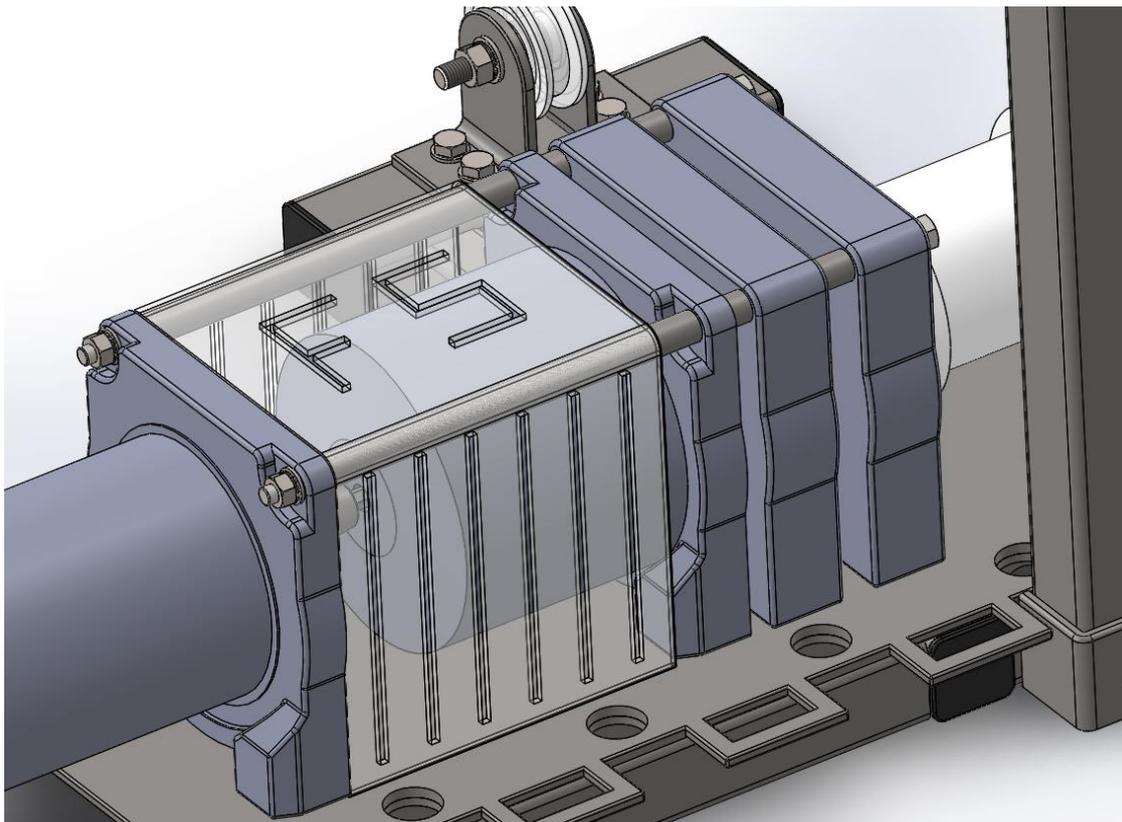


Figura 10.9.1. Equipo con la tapa de seguridad ya colocada.

10.10. Ensamblaje de la bobina

A la hora de diseñar el ensamblaje de la bobina de recogida del cable no es necesario idear ningún diseño excesivamente sofisticado ni complejo, tampoco es necesario, como sí lo era en el caso de la polea, separar la bobina del tambor, ya que en esta parte de la máquina el cable estará destensado y, por lo tanto, el ensamblaje no sufrirá ningún esfuerzo, más allá del peso de las propias piezas y del cable, que no supondrá ningún problema para el ensamblaje, teniendo en cuenta el tamaño y la resistencia de los componentes.

Así pues, los únicos objetivos del diseño de este ensamblaje son, por un lado, que en la bobina quepan, como mínimo, cincuenta metros de cable con un diámetro de sección de seis milímetros y, en segundo lugar, que la bobina se encuentre a una altura suficientemente elevada para que el operario pueda girarla manualmente sin realizar ningún esfuerzo y sin tener que adaptar una postura incómoda que, a la larga, pudiera provocar algún tipo de lesión.

Para dotar a la bobina de la altura necesaria, se emplea un tubo de sección cuadrada, de cuarenta milímetros de lado y cuatro milímetros de grosor, con una longitud de 0.9 metros. En la parte superior de este tubo se mecaniza un orificio, que atraviesa por completo el tubo, por el que se introducirá el eje de la bobina. El eje tendrá mecanizadas dos roscas, una en cada extremo. Sobre el eje se posicionarán tres bujes (elementos cilíndricos huecos), dos cortos y uno más largo, que se encargarán, junto a un conjunto de tuercas (una hexagonal y una de mariposa) y arandelas (dos planas y dos de seguridad de tipo Grower), de posicionar, sobre el eje, los dos rodamientos de la bobina. Para aclarar este montaje, en la siguiente imagen se puede observar esta parte del ensamblaje:

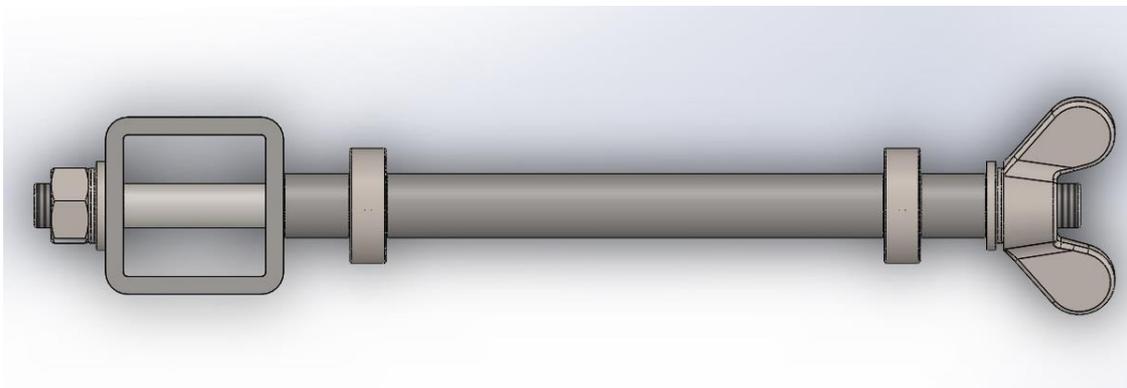


Figura 10.10.1. Ensamblaje del mecanismo interno de la bobina.

Sobre los rodamientos se colocará la bobina, posicionándola correctamente mediante la utilización de cuatro anillos Seeger. La bobina será de Nailon, tendrá una

capacidad de ochenta y un metros y veintisiete centímetros de cable de sección circular de seis milímetros de diámetro. Además se mecanizarán en ella una serie de orificios que servirán, al mismo tiempo, para aligerar la pieza, para introducir, en cuatro de ellos, los salientes de la manivela desmontable, y para colocar el sencillo mecanismo de frenado cuando se desee que la bobina no gire por la acción del peso del cable que pueda quedar colgando. La manivela se fabricará en Polipropileno por ser éste un material barato y, al mismo tiempo, poseer la mayor resistencia al impacto de todos los materiales termoplásticos. Se ha primado esta propiedad porque, al ser una pieza desmontable y relativamente pequeña, es propensa a sufrir caídas durante la vida de la máquina.

El mecanismo de frenado, previamente comentado, se compone de una única pieza de sección cilíndrica a la que se le dará la forma correcta para que rodee el tubo, por las ranuras mecanizadas en el mismo, y se introduzca en uno de los orificios de la bobina para impedir así el movimiento que se podría generar por el reducido peso del cable que quede colgando.

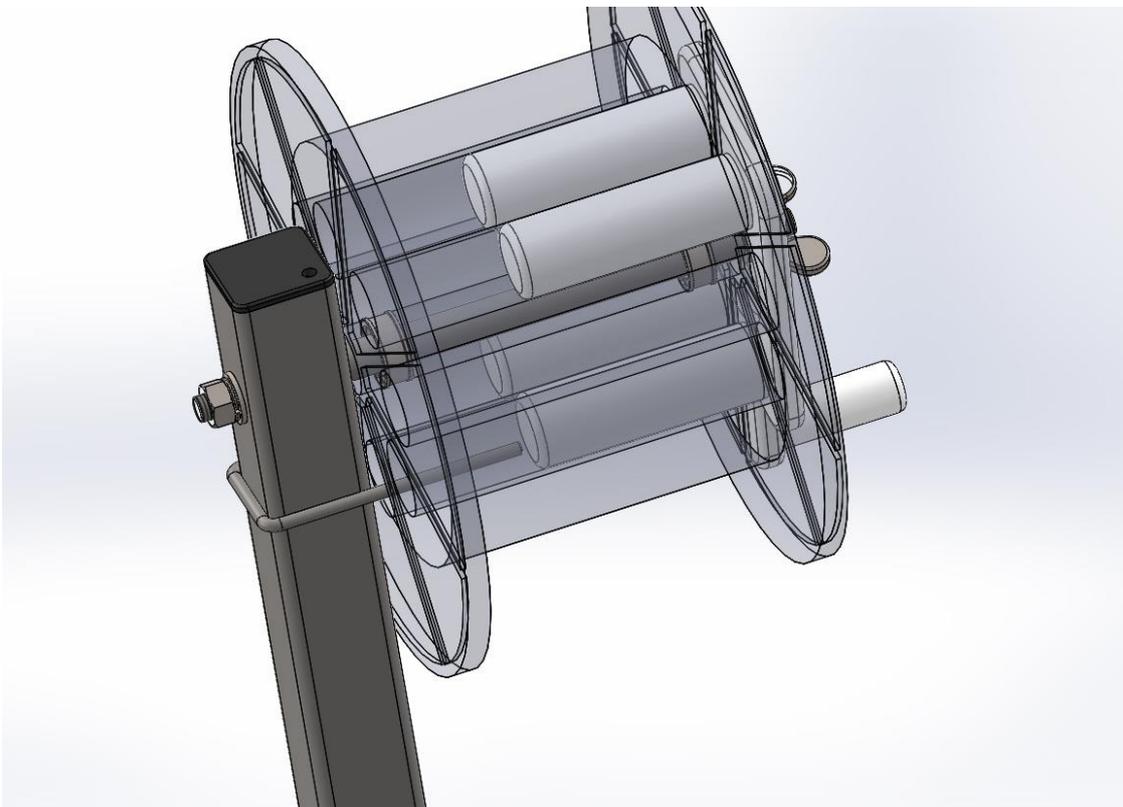


Figura 10.10.2. Freno colocado para impedir el movimiento de la bobina.

Finalmente el ensamblaje se completa con una tapa de plástico, que se colocará en el extremo superior del tubo y a la que se le realizará un orificio para servir de soporte del “freno” de la bobina, mientras este no sea necesario.

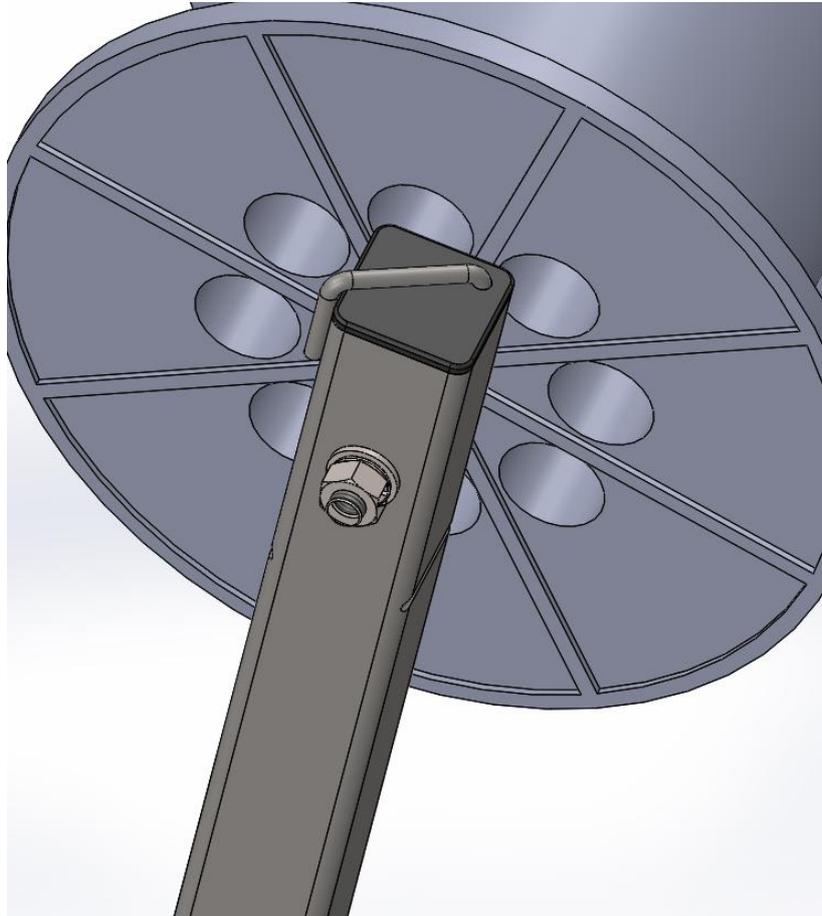


Figura 10.10.3. Parte superior del ensamblaje de la bobina durante el uso de la misma.

Finalmente, no se ha calculado porque no va a sufrir ningún tipo de esfuerzo considerable, pero para fijar la unión entre el ensamblaje de la bobina y la base de la máquina se utilizarán un tornillo de cabeza hexagonal, de métrica M6, de 60 milímetros de longitud total y con una longitud roscada de 18 milímetros, una arandela para tornillos de dicho tamaño y una tuerca de métrica M6.

11. PLANIFICACIÓN

11.1. Objetivo

La finalidad de la planificación en un proyecto es la de organizar los recursos, materiales y humanos, de tal forma que se logre la ejecución del mismo en el menor tiempo posible.

11.2. Etapas de ejecución

Las distintas piezas empleadas en la fabricación del equipo se comprarán a otras empresas, por lo tanto, la actividad de la empresa promotora se reduce al ensamblaje de las mismas.

Por otro lado, debido al carácter desmontable del equipo, en la empresa promotora únicamente se ensamblarán, por su complejidad, los distintos subsensamblajes desmontables de la máquina. De este modo, será el comprador quien, en cada uso, ensamblara estas cuatro partes de la máquina (la base con el equipo de tracción ya montado, el ensamblaje de la bobina, el ensamblaje de la polea y la tapa de protección).

Entonces, el proceso de “fabricación” de la máquina objeto del presente proyecto se puede dividir en las siguientes etapas:

- Montaje de la base de la máquina.
- Montaje de la base de la polea.
- Montaje del ensamblaje de la polea.
- Montaje del ensamblaje de la bobina.
- Montaje del equipo de tracción.
- Montaje del equipo de tracción sobre la base.

En la siguiente tabla se pueden observar las relaciones entre las distintas etapas del montaje de la máquina:

Actividad	Descripción	Duración (horas)	Predecesora
A	Montaje de la base de la máquina	2	-
B	Montaje de la base de la polea	1	-
C	Montaje del ensamblaje de la polea	1	B
D	Montaje del ensamblaje de la bobina	0.5	-
E	Montaje del equipo de tracción	3	-
F	Montaje del equipo de tracción sobre la base	0.5	E

Tabla 11.2.1. Resumen de actividades.

11.3. Diagrama de Gantt

La empresa promotora contará con un único trabajador para la fabricación de cada una de las máquinas. Por lo tanto, el proceso es lineal y queda suficientemente definido en el siguiente diagrama de Gantt:

Actividad	Descripción	Horas							
		1	2	3	4	5	6	7	8
A	Montaje de la base de la máquina	■	■						
B	Montaje de la base de la polea			■					
C	Montaje del ensamblaje de la polea				■				
D	Montaje del ensamblaje de la bobina					■			
E	Montaje del equipo de tracción						■	■	■
F	Montaje del equipo de tracción sobre la base								■

Tabla 11.3.1. Diagrama de Gantt.

12. RESUMEN DEL PRESUPUESTO

A fin de facilitar el alcance económico del presente proyecto, en la siguiente tabla se muestra el resumen del presupuesto para la fabricación de una sola máquina y el precio final de venta al público.

Concepto	Cantidad
Presupuesto de Ejecución de Material (PEM):	1.288,92 €
Gastos generales (soldadura, tornillería, etc.):	154,67 €
Presupuesto de Ejecución por Contrata (PEC):	1.443,59 €
21% de impuesto sobre el valor añadido (IVA):	303,15 €
Presupuesto total + 21% IVA:	1.746,74 €
Beneficio del 10% para la empresa promotora:	174,67 €
Precio final de venta al público:	1.921,42 €

Tabla 12.1. Resumen del presupuesto.

13. ESTUDIO ECONÓMICO

13.1. Introducción

Se procede, a continuación, a la realización del estudio económico del proyecto. Este estudio tiene la finalidad de analizar la rentabilidad del proyecto para, finalmente, decidir si éste resulta viable o no, desde el punto de vista económico.

Antes de proceder con el propio estudio de viabilidad económica, es necesario definir la inversión inicial que supone este proyecto, los gastos directos e indirectos de la actividad, los ingresos obtenidos de la comercialización de las máquinas que se fabriquen y las amortizaciones.

Se trabaja con un horizonte de cinco años y, para la realización de los cálculos, se ha considerado un Índice de Precios al Consumidor (IPC) promedio de un 2,5% y un interés nominal (i_N) de un 2,8%.

Finalmente, se ha supuesto que la empresa venderá 30 unidades de esta máquina el primer año, 40 unidades el segundo año y 50 unidades a partir del tercer año de producción del producto.

13.2. Inversión inicial (I_0)

En el caso que nos ocupa, la inversión inicial se reduce al coste de realización del presente proyecto y a un porcentaje de las herramientas que se utilizarán para el montaje de los equipos.

Para calcular el coste del proyecto, se supone que la empresa contrata al ingeniero proyectista, con un sueldo de 22 €/h, y que la redacción del proyecto le lleva un total de 300 horas de trabajo.

Para el cálculo de la inversión inicial referente al material de trabajo, se tiene en cuenta que la empresa ya posee la mayoría de las herramientas necesarias, por lo tanto, se estimará qué porcentaje de uso de las mismas se dedicará a la fabricación de las máquinas objeto de este proyecto. Posteriormente, se considerará como parte de la inversión inicial de este proyecto, ese mismo porcentaje del precio de la herramienta.

Así pues, en la siguiente tabla se muestra el cálculo de la inversión inicial:

	Coste (€)	Porcentaje	Horas	Salario ingeniero (€/h)	Subtotal
Proyecto	-	-	300	22	6.600,00 €
Juego completo de destornillador de carraca	20	5%	-	-	1,00 €
Llave de carraca	12	5%	-	-	0,60 €
Destornillador eléctrico	66	5%	-	-	3,30 €
Mesa de trabajo	300	2%	-	-	6,00 €
Equipo de soldadura	300	50%	-	-	150,00 €
				TOTAL I₀:	6.760,90 €

Tabla 13.2.1. Inversión inicial.

13.3. Gastos directos (GD)

Se consideran gastos directos aquellos que están estrechamente ligados a la fabricación de las máquinas. En este caso, por lo tanto, los gastos directos únicamente son los referentes a los costes de fabricación de las máquinas. Así, para obtener los gastos directos se multiplica el número de unidades vendidas cada año por el presupuesto total, con el 21% de IVA incluido, calculado en el apartado del presupuesto.

Además, para adaptar el presupuesto al paso de los años, se le aplica, como ya se ha comentado anteriormente, un IPC de un 2,5%. De este modo se obtiene la siguiente tabla, para los cinco primeros años de actividad:

Año	Unidades vendidas	Precio	GD
1	30	1.746,74 €	52.402,33 €
2	40	1.790,41 €	71.616,52 €
3	50	1.835,17 €	91.758,67 €
4	50	1.881,05 €	94.052,63 €
5	50	1.928,08 €	96.403,95 €

Tabla 13.3.1. Gastos directos.

13.4. Gastos indirectos (GI)

Se consideran gastos indirectos aquellos que no están estrechamente ligados a la fabricación de las máquinas.

En este caso, se consideran como gastos indirectos un porcentaje, equivalente al tiempo dedicado a la fabricación de las máquinas, del alquiler de la nave industrial y del coste de la energía eléctrica contratada.

Del mismo modo que en el caso de los gastos directos, las cantidades variarán con el paso de los años, respondiendo al IPC del 2,5%. Así, se obtienen, para los gastos indirectos, los valores mostrados en la siguiente tabla:

Año	Coste energía eléctrica	Alquiler	Total	Aplicable a la fabricación de la máquina	GI
1	960,00 €	9.000,00 €	9.960,00 €	2%	199,20 €
2	984,00 €	9.225,00 €	10.209,00 €	2%	204,18 €
3	1.008,60 €	9.455,63 €	10.464,23 €	2%	209,28 €
4	1.033,82 €	9.692,02 €	10.725,83 €	2%	214,52 €
5	1.059,66 €	9.934,32 €	10.993,98 €	2%	219,88 €

Tabla 13.4.1. Gastos indirectos.

13.5. Ingresos

Para calcular los ingresos que obtendrá la empresa de la comercialización de los equipos, se multiplica el número de unidades vendidas cada año por su precio de venta al público. Aplicando el IPC promedio del 2,5%, se obtienen los siguientes resultados:

Año	Unidades vendidas	Precio	Total ingresos
1	30	1.921,42 €	57.642,56 €
2	40	1.969,45 €	78.778,17 €
3	50	2.018,69 €	100.934,53 €
4	50	2.069,16 €	103.457,90 €
5	50	2.120,89 €	106.044,34 €

Tabla 13.5.1. Gastos indirectos.

13.6. Amortizaciones

Para calcular las amortizaciones se parte de una inversión inicial, previamente calculada. Esta inversión inicial se amortizará durante los primeros cinco años de actividad. Por lo tanto, el primer año, la cifra destinada al concepto de amortizaciones será el resultado de dividir entre cinco la inversión inicial, esta cifra aumentará anualmente conforme al IPC del 2,5%, obteniendo los siguientes resultados:

Año	Amortizaciones
1	1.352,18 €
2	1.385,98 €
3	1.420,63 €
4	1.456,15 €
5	1.492,55 €

Tabla 13.6.1. Amortizaciones.

13.7. Estudio de viabilidad económica

13.7.1. Resumen de la previsión económica

Partiendo de los gastos, las amortizaciones y los ingresos anuales calculados previamente, se procede al cálculo de los beneficios brutos (B_b), de los beneficios netos (B_n) y de los flujos de caja (FC) para cada año. Para la realización de estos cálculos se procederá de la siguiente manera:

$$B_b = \text{Ingresos} - (\text{Gastos Directos} + \text{Gastos Indirectos})$$

$$B_n = B_b - \text{Impuestos}$$

Dónde:

$$\text{Impuestos} = 0,25 \times B_b$$

Y finalmente:

$$FC = B_n + \text{Amortizaciones}$$

El resumen de todos los cálculos de gastos e ingresos y los resultados de los cálculos recientemente explicados, así como el promedio de los beneficios brutos, de los beneficios netos y de los flujos de caja se muestran en la siguiente tabla:

Año	Gastos Directos	Gastos Indirectos	Amortizaciones	Ingresos	Beneficios Brutos (Bb)	Beneficios Netos (Bn)	Flujo de Caja (FC)
1	52.402,33 €	199,20 €	1.352,18 €	57.642,56 €	5.041,03 €	3.780,77 €	5.132,95 €
2	71.616,52 €	204,18 €	1.385,98 €	78.778,17 €	6.957,47 €	5.218,10 €	6.604,09 €
3	91.758,67 €	209,28 €	1.420,63 €	100.934,53 €	8.966,58 €	6.724,94 €	8.145,57 €
4	94.052,63 €	214,52 €	1.456,15 €	103.457,90 €	9.190,75 €	6.893,06 €	8.349,21 €
5	96.403,95 €	219,88 €	1.492,55 €	106.044,34 €	9.420,52 €	7.065,39 €	8.557,94 €
				Promedio	7.915,27 €	5.936,45 €	7.357,95 €

Tabla 13.7.1.1. Resumen de la previsión económica.

13.7.2. Valor Actual Neto (VAN)

Sabiendo que el IPC es del 2,5% y que el interés nominal (i_N) es del 2,8%, se calcula el interés real (i_r) de la siguiente forma:

$$i_r = \frac{i_N}{IPC} = 1,12\% = 0,0112$$

Con este interés real se calcula el Valor Actual Neto (VAN), referente al horizonte que se ha marcado de cinco años, de la siguiente manera:

$$VAN = -I_0 + \frac{FC_1}{(1+i_r)^1} + \frac{FC_2}{(1+i_r)^2} + \frac{FC_3}{(1+i_r)^3} + \frac{FC_4}{(1+i_r)^4} + \frac{FC_5}{(1+i_r)^5}$$

$$VAN = 4.599,51 \text{ €}$$

El hecho de que el valor obtenido para el VAN sea positivo indica que la inversión realizada en este proyecto produce excedentes.

13.7.3. Tasa Interna de Rentabilidad (TIR)

La Tasa Interna de Rentabilidad es la tasa de interés con la cual el Valor Actual Neto (VAN) se vuelve igual a cero. Por lo tanto, cuanto mayor sea el TIR, más rentable es el proyecto analizado y, por otro lado, es condición necesaria para realizar una inversión que el TIR sea mayor que el interés normal del dinero en el mercado de capitales.

La Tasa Interna de Rentabilidad del presente proyecto se puede calcular como sigue:

$$0 = -I_0 + \frac{FC_1}{(1 + TIR)^1} + \frac{FC_2}{(1 + TIR)^2} + \frac{FC_3}{(1 + TIR)^3} + \frac{FC_4}{(1 + TIR)^4} + \frac{FC_5}{(1 + TIR)^5}$$

$$TIR = 0,8926 = 89,26\%$$

13.7.4. Periodo de Retorno (PR)

El periodo de retorno mide el tiempo requerido para recuperar la inversión inicial y se calcula de la siguiente manera:

$$PR = \frac{I_0}{FC_{anual\ promedio}}$$

$$PR = 0.9189 \text{ años}$$

Como se puede observar, el periodo de retorno de la inversión es de menos de un año (de unos once meses y un día, aproximadamente).

13.7.5. Conclusiones del estudio

A la vista de los resultados obtenidos, se puede afirmar que el proyecto es viable desde el punto de vista económico.

14. REFERENCIAS

14.1. Definiciones y abreviaturas

• **A**

Amperios. Unidad de medida de la intensidad de la corriente eléctrica.

• **Anillo Seeger**

Arandela de acero abierta y semiflexible, usada para limitar el movimiento relativo entre las piezas a unir, en la dirección del eje del orificio o del eje en el que se introduzca. También conocido como anillo de seguridad, anillo elástico o circlip.

• **Arandela de tipo Grower**

Arandela de seguridad, abierta y deformada de forma que no estén enfrentadas las dos superficies de los extremos. Sirven para asegurar la presencia de una tensión en la unión en todo momento evitando, de este modo, que se afloje la misma.

• **Bb**

Beneficios brutos.

• **Bn**

Beneficios netos.

• **Buje**

Elemento cilíndrico hueco empleado para situar un rodamiento en su posición sobre el eje.

• **Chaveta**

Elemento, de sección rectangular o cuadrada, empleado para transmitir el movimiento de rotación entre dos cuerpos rodantes, haciendo que giren solidariamente.

• **cm**

Centímetro. Unidad de medida de la longitud.

• **DC**

Corriente continua (del inglés "*Direct Current*").

• **FC**

Flujo de Caja.

• **hp**

Caballo de potencia (del inglés "*horsepower*"). Medida de la potencia.

• **i_N**

Interés nominal.

• **i_r**

Interés real.

• **IPC**

Índice de Precios al Consumidor.

• **IVA**

Impuesto sobre el Valor Añadido.

• **kg**

Kilogramos. Unidad de medida de la masa.

• **kW**

Kilovatio. Unidad de medida de la potencia eléctrica.

• **lb**

Libras. Unidad de medida de la masa.

• **m**

Metros. Unidad de medida de longitud.

• **mm**

Milímetro. Unidad de medida de longitud.

• **m/min**

Metros por minuto. Unidad de medida de velocidad.

• **Motor DC**

Motor de corriente continua.

• **N·m**

Newton por metro. Unidad de medida del par de apriete (también conocido como “momento” o “esfuerzo de torsión”).

• **PR**

Periodo de Retorno.

• **PVC GLASS**

Material termoplástico transparente que se caracteriza por una elevada resistencia al fuego y a los agentes químicos, por unas propiedades mecánicas excelentes y por ser un material bastante económico.

• **TIR**

Tasa Interna de Rentabilidad.

• **V**

Voltio. Unidad de medida de la tensión eléctrica.

• **VAN**

Valor Actual Neto.

• **∅**

Diámetro.

14.2. Normativa y referencias aplicables

14.2.1. Legislación

- **Decreto 1353/1973**, de 12 de abril, por el que se establece la **Norma Básica M.V. 103/1972**, “Cálculo de las estructuras de acero laminado en edificación”.

En lo referente a la soldadura.

- **UNE 36011-12**

Referente a la nomenclatura de los aceros.

- **DIN 1912.**

En lo referente a los tipos de uniones.

- Norma **AWS** (American Welding Society).
- Reglamento **AISC** (American Institute of Steel Construction) para el metal soldante.
- **DIN 13**, de junio de 1964.

Perfil de rosca ISO métrica.

- **DIN 6885**

Chavetas.

- **UNE 157001**, de junio de 2014. Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.
- **UNE-EN ISO 5457:2000**. Documentación técnica de producto. Formatos y presentación de elementos gráficos de las hojas de dibujo.
- **UNE-EN ISO 5455:1996**. Dibujos Técnicos. Escalas.
- **UNE 1027:1995**. Dibujos técnicos. Plegado de planos.
- **UNE-EN ISO 7200:2004**. Documentación técnica de productos. Campos de datos en bloques de títulos y en cabeceras de documentos.
- **UNE-EN ISO 10209-2:2012**. Documentación técnica de producto. Vocabulario. Términos relacionados con los diseños técnicos, la definición de productos y productos relacionados.
- **UNE-EN ISO 5456:2000**. Dibujos técnicos. Métodos de proyección.
- **UNE 1032:1982**. Dibujos técnicos. Principios generales de representación.

14.2.2. Bibliografía

- Aula virtual UJI, 2016/2017. Proyectos de Ingeniería (EM1031):

<https://aulavirtual.uji.es/course/view.php?id=48362&lang=es>

- Aula virtual UJI, 2015/2016. Diseño de Máquinas (EM1021):

<https://aulavirtual.uji.es/course/view.php?id=40389>

- Aula virtual UJI, 2016/2017. Machine Design Project (EM1035):

<https://aulavirtual.uji.es/course/view.php?id=47014>

- Aula virtual UJI, 2015/2016. Ingeniería Gráfica (EM1025):

<https://aulavirtual.uji.es/course/view.php?id=41321>

- Tablas de equivalencias internacionales de los aceros:

<http://www.acerosgrinon.com/productos/utilidades/TABLAS-EQUIVALENCIAS-INTERNACIONALES>

- Comparativa de precios de los plásticos mecanizables más comunes:

http://www.plasticos-mecanizables.com/plasticos_precios_kg.html

- Propiedades del polipropileno (PP):

https://es.wikipedia.org/wiki/Polipropileno#Propiedades_mec%C3%A1nicas

- Tipos de aceros más comunes y sus aplicaciones:

http://polamalu.50webs.com/OF1/mecanica/tabla_1.htm

- Perfiles comerciales de tubos huecos de acero:

http://www.condesa.com/pdf/es/TUBO_ESTRUCTURAL_CASTV3.pdf

- Dimensiones de roscas métricas ISO DIN 13 (M):

<http://www.valvias.com/prontuario-rosca-metrica-din-13.php?m=9>

- Rodamientos SKF:

http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf

- Rodamientos rígidos de bolas SKF energicamente eficientes:

http://www.skf.com/binary/86-236499/SKF-Energy-Efficient-deep-groove-ball-bearings---6692_3-ES.pdf

- Normas básicas, información de montaje, detalles constructivos. Dimensiones de agujeros pasantes para roscas:

<https://tormetal.com/wp-content/uploads/2017/03/6-TMT-CAT-FIX-AP-Tecnico-Normas-basicas-Informacion-montaje-detalles-constructivos.pdf>

- Serway R.A. Física. Editorial McGraw-Hill. (1992). Coeficientes de rozamiento estático y cinético.

- Tipos de arandelas y sus usos más comunes:

<https://comunidad.leroymerlin.es/t5/Bricopedia-Bricolaje/Qu%C3%A9-tipo-de-arandelas-existen-y-para-qu%C3%A9-se-usan/ta-p/89977>

14.2.3. Protección Intelectual

En el presente proyecto aparecen tablas traducidas e imágenes extraídas de catálogos comerciales de la empresa Runva. Éstas son las que aparecen en el siguiente listado, presentes en el *Capítulo 1. Memoria*:

- **Figura 7.1.** Cabrestante Runva de gasolina.
- **Figura 7.2.** Cabrestante hidráulico Runva HWV10000.
- **Figura 7.3.** Cabrestante eléctrico Runva EWB 9500F-SR.
- **Figura 8.1.1.** Cabrestante Runva EWX 9500U-Q.
- **Figura 8.1.2.** Cabrestante Runva EWX 9500S-Q.
- **Figura 8.2.1.** Piezas de un cabrestante Runva.
- **Figura 10.2.1.** Cabrestante Runva EWX 9500U-Q.
- **Tabla 8.2.1.** Piezas de un cabrestante Runva.
- **Tabla 8.2.2.** Características generales de un cabrestante Runva EWX 9500-Q.
- **Tabla 8.2.3.** Relación entre arrastre, velocidad, intensidad y voltaje en un cabrestante Runva EWX 9500-Q.

- **Tabla 8.2.4.** Capacidad de arrastre y longitud de cable almacenado, por capas, en un cabrestante Runva EWX 9500-Q.

Además, también aparecen, en el *Capítulo 1. Memoria*, las siguientes dos imágenes extraídas del catálogo de la empresa COMEUP INDUSTRIES INC.:

- **Figura 6.1.** Equipo de tracción monofásico H-2500.
- **Figura 6.2.** Dimensiones del equipo de tracción monofásico H-2500.

Finalmente, en este proyecto, aparecen imágenes obtenidas con la versión de estudiante del programa SOLIDWORKS[®]. Así, se reconocen los derechos referentes a la propiedad intelectual de la empresa DASSAULT SYSTÈMES[®], correspondientes al siguiente listado de figuras pertenecientes al *Capítulo 1. Memoria* y al *Capítulo 2. Anejo de cálculos* (en el que aparecen, en su mayoría, editadas con el programa Paint de Microsoft Corporation) del presente proyecto:

Capítulo 1. Memoria:

- **Figura 10.4.4.** Pieza para el acople entre el eje de salida del motor y el de entrada a la caja reductora.
- **Figura 10.5.1.** Eje del tambor.
- **Figura 10.6.1.** Primer diseño para la base de la nueva máquina.
- **Figura 10.6.2.** Segundo diseño para la base de la nueva máquina.
- **Figura 10.6.3.** Tercer diseño para la base de la nueva máquina.
- **Figura 10.7.1.** Opción 1: Ensamblaje de la base de la polea, con la polea ya montada.
- **Figura 10.8.1.** Equipo de tracción con los separadores colocados.
- **Figura 10.9.1.** Equipo con la tapa de seguridad ya colocada.
- **Figura 10.10.1.** Ensamblaje del mecanismo interno de la bobina.
- **Figura 10.10.2.** Freno colocado para impedir el movimiento de la bobina.
- **Figura 10.10.3.** Parte superior del ensamblaje de la bobina durante el uso de la misma.

Capítulo 2. Anejo de cálculos:

- **Figura 1.1.** Esquema de distancias y fuerzas.
- **Figura 1.4.** Aproximación cónica.
- **Figura 1.5.** Esquema de distancias y fuerzas.
- **Figura 2.1.** Esquema de fuerzas.
- **Figura 2.2.** Aproximación cónica.
- **Figura 5.1.** Ensamblaje de la base de la polea, con la polea ya montada.

ANEJOS A LA MEMORIA

ÍNDICE

ANEJOS A LA MEMORIA

1. ANEJO I. CÁLCULOS.....	91
---------------------------	----

ANEJO I.

CÁLCULOS

ÍNDICE

ANEJO I. CÁLCULANDO

1. PERNOS DE LA POLEA.....	95
2. PERNOS DE LA MÁQUINA.....	117
3. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE DEL TAMBOR.....	131
4. SOLDADURA DE LA BASE DE LA MÁQUINA.....	139
5. SOLDADURA DE LA BASE DE LA POLEA.....	147
6. CHAVETA DEL EJE DEL TAMBOR.....	151
7. CAPACIDAD DE LA BOBINA DE RECOGIDA.....	155
8. ANÁLISIS DEL EJE DEL TAMBOR.....	157
9. BASE MODIFICADA.....	161

1. PERNOS DE LA POLEA

Para comprobar si los pernos seleccionados en el primer diseño, con la finalidad de anclar los soportes laterales de la polea a la base de la misma, son los adecuados para esta función, en primer lugar debemos calcular la fuerza resultante a la que tendrán que hacer frente. Para ilustrar el procedimiento, en la siguiente imagen se puede observar la distancia entre el eje de la polea y el eje del tambor de la máquina, la distancia de estos ejes al suelo, el ángulo α entre la dirección del segmento de cable comprendido entre la polea y el tambor y la horizontal, las fuerzas (en verde) generadas por el cable tensionado al tirar de la máxima masa para la que ha sido diseñada la máquina (2500 kilogramos) y la fuerza resultante de la suma de éstas (en rojo), para el caso de funcionamiento ideal del equipo, en el cual el cable llega a la polea paralelo al suelo:

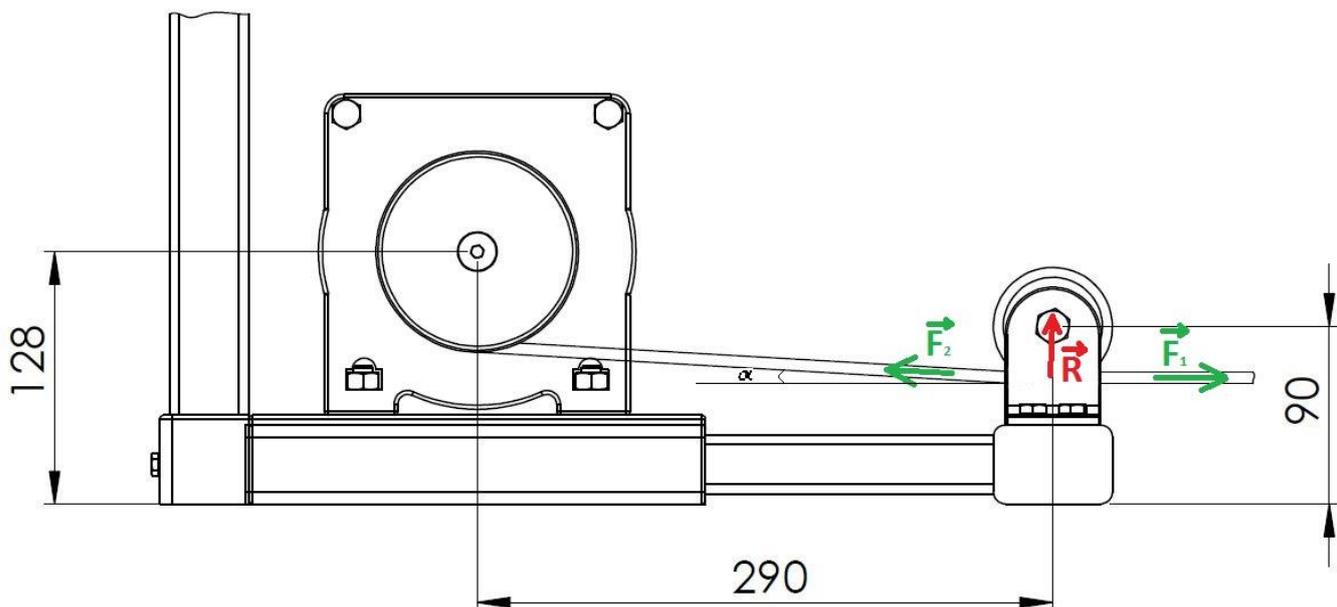


Figura 1.1. Esquema de distancias y fuerzas.

Debido a que el cable rodea una porción muy pequeña de la polea, a que, del mismo modo, el punto en el que contacta con la superficie del tambor también se encuentra desplazado ligeramente a la izquierda y arriba respecto del punto más bajo del mismo, y a que, posteriormente, aplicaremos coeficientes de seguridad, simplificaremos el cálculo suponiendo que el cable, en el segmento comprendido entre la polea y el tambor, va desde el punto más bajo de la polea hasta el punto más bajo del tambor. De este modo podemos formar un triángulo rectángulo como el de la siguiente imagen:

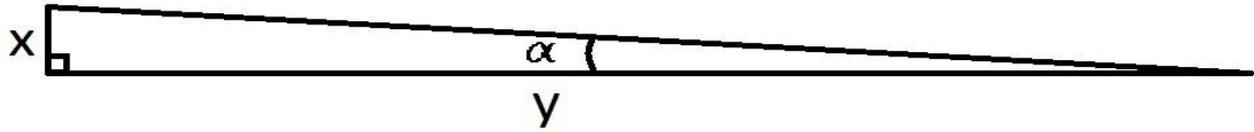


Figura 1.2. Triángulo rectángulo cuya hipotenusa es el segmento de cable entre la polea y el tambor.

Donde α es el ángulo que forma, con la horizontal, la dirección del segmento de cable comprendido entre la polea y el tambor y, por lo tanto, el ángulo de la fuerza generada sobre la polea por la tensión de ese segmento, “x” es la longitud del cateto opuesto e “y” la longitud del cateto contiguo. Siguiendo la aproximación previamente comentada, el cálculo del ángulo α se realizará de forma trivial como se muestra a continuación:

En primer lugar, conocemos los siguientes datos:

- Distancia entre ejes: 290mm.
- Distancia del eje del tambor al suelo: 128mm.
- Distancia del eje de la polea al suelo: 90mm.
- Diámetro del tambor: 81mm.
- Diámetro de la polea: 48mm.

A partir de estos datos se calculan las longitudes de los dos catetos:

$$y = 290 \text{ mm}$$

$$x = \left(128 - \frac{81}{2}\right) - \left(90 - \frac{48}{2}\right)$$

$$x = 21.5 \text{ mm}$$

Una vez conocidas las longitudes de los catetos el ángulo α se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{x}{y}\right)$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{21.5}{290}\right)$$

$$\alpha = 4.24^\circ$$

Una vez conocemos el ángulo α , podemos calcular las componentes de las fuerzas aplicadas sobre la polea y, posteriormente, las componentes de la fuerza resultante de la siguiente forma:

$$|\vec{F}_1| = |\vec{F}_2| = 2500 \times 9.8 = 24500 \text{ N}$$

$$F_{1x} = 24500 \text{ N}$$

$$F_{1y} = 0 \text{ N}$$

$$F_{2x} = -24500 \times \cos \alpha = -24432.945 \text{ N}$$

$$F_{2y} = 24500 \times \sin \alpha = 1811.408 \text{ N}$$

Ahora:

$$R_x = F_{1x} + F_{2x} = 24500 - 24432.945$$

$$\boxed{R_x = 67.055 \text{ N}}$$

$$R_y = F_{1y} + F_{2y} = 0 + 1811.408$$

$$\boxed{R_y = 1811.408 \text{ N}}$$

Donde:

- F_{1x} : Componente horizontal de la "fuerza 1".
- F_{1y} : Componente vertical de la "fuerza 1".
- F_{2x} : Componente horizontal de la "fuerza 2".
- F_{2y} : Componente vertical de la "fuerza 2".
- R_x : Componente horizontal de la fuerza resultante.
- R_y : Componente vertical de la fuerza resultante.

Antes de continuar con el cálculo de los pernos, en la siguiente lista se muestra la nomenclatura que se utilizará en el mismo:

- β : Ángulo del cono en la aproximación cónica para el cálculo de la rigidez de las piezas a unir, se considera que se encuentra entre 25° y 33° , siendo habitual el uso del valor 30° .
- D: Diámetro mayor en el cálculo de la rigidez de las piezas mediante la aproximación cónica. En el caso de que se utilicen arandelas, éste será igual al diámetro exterior de la misma, de lo contrario, se suele realizar la aproximación: $D = 1.5 \cdot d$.

- d: Diámetro nominal de la rosca, coincide con el diámetro externo del tornillo y con la designación métrica.
- p: Paso, distancia entre dos crestas consecutivas de la rosca del tornillo.
- d_r : Diámetro menor del tornillo (el diámetro de los valles), para una rosca ISO, $d_r = d - 1.22687 \cdot p$.
- d_m : Diámetro medio, $d_m = 0.5 \cdot (d + d_r)$.
- d_p : Diámetro de paso, en el que el corte a la rosca se produce en $p/2$ en la zona de cresta y $p/2$ en el valle (ver *Figura 1.3*). No coincide con el diámetro medio. En una rosca ISO, $d_p = d - 0.64953 \cdot p$.
- n: Número de entradas (o filetes helicoidales) diferentes en el tornillo.
- l: Avance, distancia que recorre el tornillo en una vuelta, $l = p \cdot n$.
- λ : Ángulo de la hélice, calculable como:

$$\lambda = \tan^{-1} \left(\frac{l}{\pi \times d_m} \right)$$

- F_i : Fuerza generada con la pretensión de la unión (el tornillo queda traccionado con una fuerza F_i y las piezas a unir quedan comprimidas con la misma fuerza F_i).
- F: Fuerza aplicada sobre la unión intentando separar las piezas.
- F_b : Parte de la fuerza aplicada (F) destinada a la tracción del perno.
- F_m : Parte de la fuerza aplicada (F) destinada a la descompresión de las piezas unidas.
- k_b : Rigidez del perno.
- k_{br} : Rigidez de la zona roscada del perno.
- k_m : Rigidez de las piezas.
- C_b : Coeficiente de reparto de la carga para el tornillo. Relación entre la rigidez del perno (k_b) y la suma de la rigidez del perno y la de las piezas ($k_b + k_m$).
- C_m : Coeficiente de reparto de la carga para las piezas unidas. Relación entre la rigidez de las piezas (k_m) y la suma de la rigidez del perno y la de las piezas ($k_b + k_m$).
- E_b : Módulo de elasticidad del tornillo.
- $d_{equivalente}$: Diámetro equivalente, su valor es el promedio entre el diámetro de paso (d_p) y el diámetro menor del tornillo (d_r).
- A_r : Área de la sección de la parte roscada del tornillo, calculada utilizando el diámetro equivalente ($d_{equivalente}$).
- L: Longitud del tornillo para el cálculo.
- L_r : Longitud roscada del tornillo para el cálculo.
- l_{agarre} : Longitud de agarre, suma de los grosores de las piezas.
- S_y : Límite de fluencia.

- A_t : Área de tensión del tornillo, que como podemos observar en la ecuación con la que se calcula, tendrá un valor igual al valor del Área de la sección de la parte roscada del tornillo (A_r):

$$A_t = \frac{\pi}{4} \times \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2$$

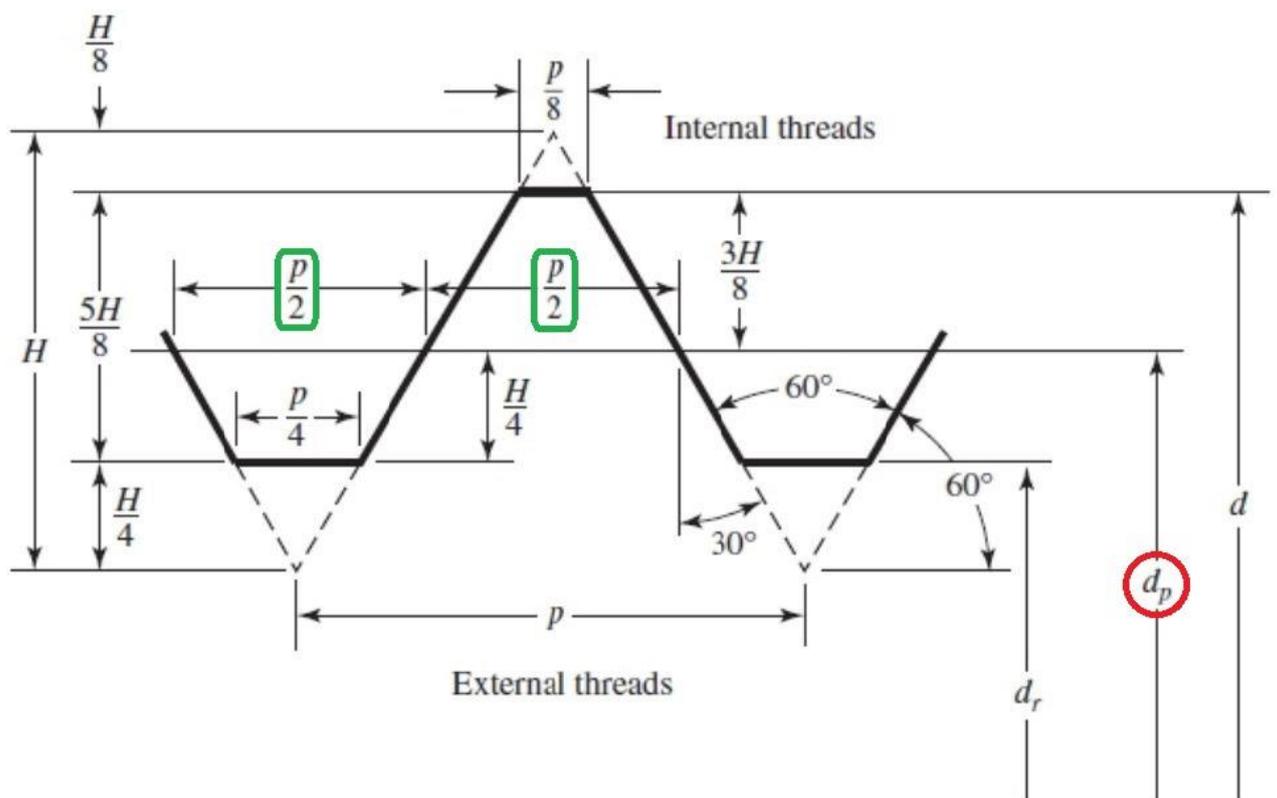
Donde:

$$\frac{d_p + d_r}{2} = d_{equivalente}$$

Por lo tanto:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \times d_{equivalente}^2 = A_r$$

- S_p : Resistencia de prueba, su valor es, aproximadamente, el 85% del límite de fluencia (S_y).
- F_p : Carga de prueba.
- N_b : Número de pernos utilizados para anclar la unión.
- n_s : Coeficiente de seguridad.
- μ : Coeficiente de rozamiento entre las piezas.
- V : Cortante.



Fuente: Apuntes del tema 6. EM1021-Diseño de Maquinas.

Figura 1.3. Definición del diámetro de paso (d_p).

Una vez conocida la nomenclatura, procedemos a los cálculos suponiendo, en primer lugar, la utilización de cuatro pernos de acero M8x1.25, con toda la longitud (25mm) roscada, de filete único y clase métrica 5.8. Además conocemos el valor de la fuerza que intentará separar las piezas, que será igual al valor calculado para la componente vertical de la fuerza resultante despejada anteriormente (R_y):

$$F = R_y = 1811.408 \text{ N}$$

Conocidos estos datos, podemos proceder con los cálculos, empezando por el cálculo de la rigidez de los pernos (k_b):

$$d_r = d - 1.22687 \times p = 8 - 1.22687 \times 1.25$$

$$d_r = 6.466 \text{ mm}$$

$$d_m = \frac{d_r + d}{2} = \frac{6.466 + 8}{2}$$

$$d_m = 7.233 \text{ mm}$$

$$d_p = d - 0.64953 \times p = 8 - 0.64953 \times 1.25$$

$$d_p = 7.188 \text{ mm}$$

Ahora:

$$d_{equivalente} = \frac{d_p + d_r}{2} = \frac{7.188 + 6.466}{2}$$

$$d_{equivalente} = 6.827 \text{ mm}$$

$$A_r = \frac{\pi \times d_{equivalente}^2}{4} = \frac{\pi \times 6.827^2}{4}$$

$$A_r = 36.606 \text{ mm}^2$$

Conociendo $L_r = L = l_{agarre} = 10\text{mm}$ y $E = 207\text{GPa} = 207000\text{MPa}$:

$$k_b = k_{br} = \frac{E \times A_r}{L_r} = \frac{207000 \times 36.606}{10}$$

$$k_b = 757744.2 \frac{N}{mm} = 757.7442 \times 10^6 \frac{N}{m}$$

A continuación calculamos la rigidez de las piezas (k_m), siguiendo el método de cálculo conocido con el nombre de aproximación cónica, como sigue:

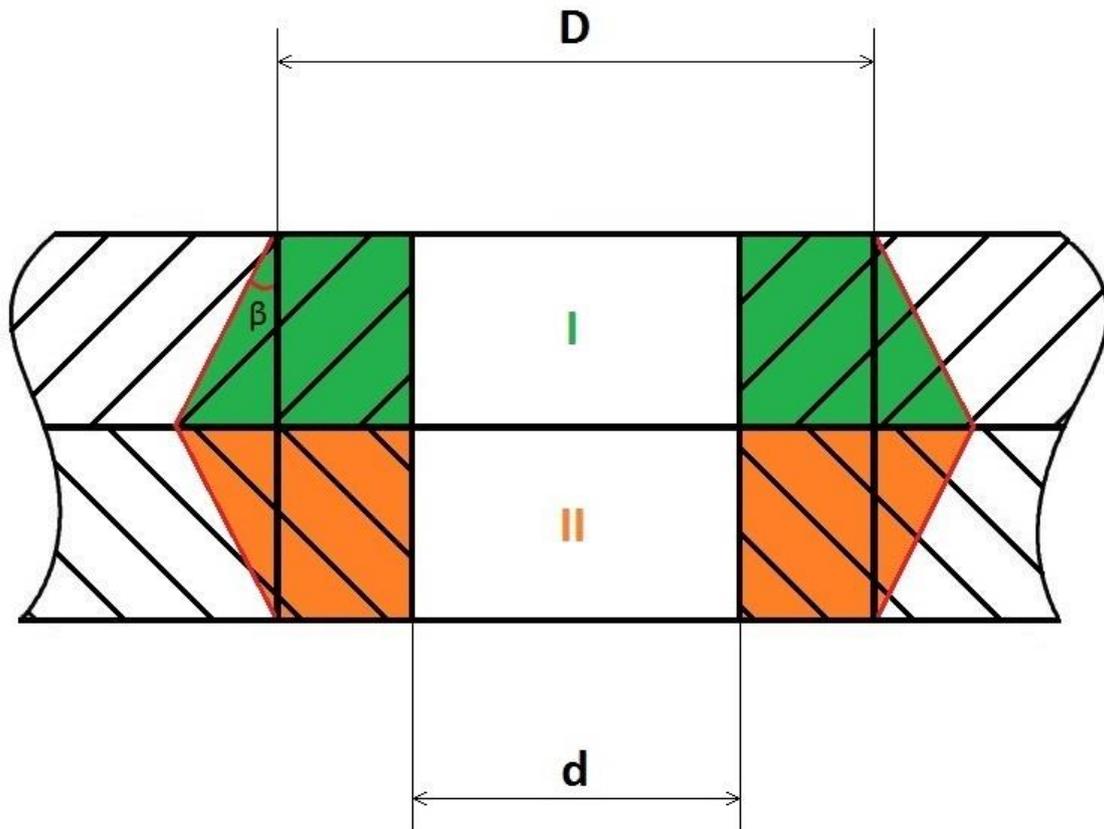


Figura 1.4. Aproximación cónica.

Conociendo $D = 16\text{mm}$, $d = 8\text{mm}$, $l_{\text{agarre}} = 10\text{mm}$ y $E_{\text{acero}} = 210000\text{MPa}$, y considerando $\beta = 30^\circ$:

$$k_{mI} = \frac{\pi \times E_{\text{acero}} \times d \times \tan(\beta)}{\ln \left[\frac{\left(2 \times \frac{l_{\text{agarre}}}{2} \times \tan(\beta) + D - d \right) \times (D + d)}{\left(2 \times \frac{l_{\text{agarre}}}{2} \times \tan(\beta) + D + d \right) \times (D - d)} \right]}$$

$$k_{m_I} = \frac{\pi \times 210000 \times 8 \times \tan(30)}{\ln \left[\frac{\left(2 \times \frac{10}{2} \times \tan(30) + 16 - 8\right) \times (16 + 8)}{\left(2 \times \frac{10}{2} \times \tan(30) + 16 + 8\right) \times (16 - 8)} \right]}$$

$$k_{m_I} = 9297558.66 \frac{N}{mm} = 9.29755866 \times 10^9 \frac{N}{m}$$

$$k_{m_{II}} = k_{m_I}$$

$$k_{m_{II}} = 9.29755866 \times 10^9 \frac{N}{m}$$

Por lo tanto:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_{m_I}} + \frac{1}{k_{m_{II}}} = \frac{2}{k_{m_I}}$$

$$k_m = \frac{k_{m_I}}{2} = \frac{9.29755866 \times 10^9}{2}$$

$$\boxed{k_m = 4.64877933 \times 10^9 \frac{N}{m}}$$

Ahora ya:

$$C_b = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{757.7442 \times 10^6}{757.7442 \times 10^6 + 4.64877933 \times 10^9}$$

$$\boxed{C_b = 0.14}$$

$$C_m = \frac{k_m}{k_b + k_m} = \frac{4.64877933 \times 10^9}{757.7442 \times 10^6 + 4.64877933 \times 10^9}$$

$$\boxed{C_m = 0.86}$$

Llegados a este punto, el valor de la Resistencia de prueba (S_p) se encuentra tabulado en relación a la clase métrica del perno:

Número de clase	Rango de tamaño del diámetro exterior (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Límite elástico mínimo (MPa)	Resistencia mínima a tensión (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M16-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M16-M36	600	660	830	medio carbono, T y R
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, T y R
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita de bajo carbono, T y R
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, T y R

Fuente: Apuntes del tema 6. EM1021-Diseño de Maquinas.

Tabla 1.1. Clase métrica de tornillos.

En este caso, al tratarse de tornillos de clase 5.8:

$$S_p = 380 \text{ MPa}$$

Conocido este dato, es fácil calcular la carga de prueba (F_p):

$$A_t = A_r = 36.606 \text{ mm}^2$$

$$F_p = A_t \times S_p = 36.606 \times 380$$

$$F_p = 13910.28 \text{ N}$$

A la hora de calcular la fuerza de pretensión (F_i) sabemos que, para pernos reutilizables, su valor debe ser igual al 75% del valor de la carga de prueba (F_p), por lo tanto:

$$F_i = 0.75 \times F_p = 0.75 \times 13910.28$$

$$F_i = 10432.71 \text{ N}$$

Ahora ya podemos calcular la carga del perno:

$$F_b = F_i + C_b \times \frac{F}{N_b} = 10432.71 + 0.143 \times \frac{1811.408}{4}$$

$$F_b = 10497.468 \text{ N}$$

Finalmente, en el límite:

$$\frac{F_b}{A_t} = \frac{S_p}{n_s}$$

Por lo tanto:

$$n_s = \frac{S_p \times A_t}{F_b} = \frac{380 \times 36.606}{10497.468}$$

$$\boxed{n_s = 1.325}$$

A la vista de los resultados obtenidos, pese a que, viendo que el coeficiente de seguridad es mayor a la unidad, con cuatro tornillos de la clase métrica 5.8 debería ser suficiente, y previendo que nuestros clientes, a pesar de indicarles en el pliego de condiciones que la máquina debe usarse con el cable entrando a la polea lo más paralelo al suelo posible, pueden llegar a usarla en condiciones más desfavorables, repetimos los cálculos para cuatro pernos de una clase métrica superior. Por lo tanto, utilizando la misma nomenclatura, procedemos a los cálculos suponiendo, ahora, la utilización de cuatro pernos de acero M8x1.25, con toda la longitud (25mm) roscada, de filete único y clase métrica 9.8. Además conocemos el valor de la fuerza que intentará separar las piezas, que será igual al valor calculado para la componente vertical de la fuerza resultante despejada anteriormente (R_y):

$$F = R_y = 1811.408 \text{ N}$$

Conocidos estos datos, podemos proceder con los cálculos, empezando por el cálculo de la rigidez de los pernos (k_b):

$$d_r = d - 1.22687 \times p = 8 - 1.22687 \times 1.25$$

$$d_r = 6.466 \text{ mm}$$

$$d_m = \frac{d_r + d}{2} = \frac{6.466 + 8}{2}$$

$$d_m = 7.233 \text{ mm}$$

$$d_p = d - 0.64953 \times p = 8 - 0.64953 \times 1.25$$

$$d_p = 7.188 \text{ mm}$$

Ahora:

$$d_{equivalente} = \frac{d_p + d_r}{2} = \frac{7.188 + 6.466}{2}$$

$$d_{equivalente} = 6.827 \text{ mm}$$

$$A_r = \frac{\pi \times d_{equivalente}^2}{4} = \frac{\pi \times 6.827^2}{4}$$

$$A_r = 36.606 \text{ mm}^2$$

Conociendo $L_r = L = l_{agarre} = 10\text{mm}$ y $E = 207\text{GPa} = 207000\text{MPa}$:

$$k_b = k_{br} = \frac{E \times A_r}{L_r} = \frac{207000 \times 36.606}{10}$$

$$k_b = 757744.2 \frac{N}{mm} = 757.7442 \times 10^6 \frac{N}{m}$$

A continuación calculamos la rigidez de las piezas (k_m), siguiendo el método de cálculo conocido con el nombre de aproximación cónica, como sigue:

Conociendo $D = 16\text{mm}$, $d = 8\text{mm}$, $l_{agarre} = 10\text{mm}$ y $E_{acero} = 210000\text{MPa}$, y considerando $\beta = 30^\circ$:

$$k_{mI} = \frac{\pi \times E_{acero} \times d \times \tan(\beta)}{\ln \left[\frac{\left(2 \times \frac{l_{agarre}}{2} \times \tan(\beta) + D - d \right) \times (D + d)}{\left(2 \times \frac{l_{agarre}}{2} \times \tan(\beta) + D + d \right) \times (D - d)} \right]}$$

$$k_{m_I} = \frac{\pi \times 210000 \times 8 \times \tan(30)}{\ln \left[\frac{\left(2 \times \frac{10}{2} \times \tan(30) + 16 - 8\right) \times (16 + 8)}{\left(2 \times \frac{10}{2} \times \tan(30) + 16 + 8\right) \times (16 - 8)} \right]}$$

$$k_{m_I} = 9297558.66 \frac{N}{mm} = 9.29755866 \times 10^9 \frac{N}{m}$$

$$k_{m_{II}} = k_{m_I}$$

$$k_{m_{II}} = 9.29755866 \times 10^9 \frac{N}{m}$$

Por lo tanto:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_{m_I}} + \frac{1}{k_{m_{II}}} = \frac{2}{k_{m_I}}$$

$$k_m = \frac{k_{m_I}}{2} = \frac{9.29755866 \times 10^9}{2}$$

$$\boxed{k_m = 4.64877933 \times 10^9 \frac{N}{m}}$$

Ahora ya:

$$C_b = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{757.7442 \times 10^6}{757.7442 \times 10^6 + 4.64877933 \times 10^9}$$

$$\boxed{C_b = 0.14}$$

$$C_m = \frac{k_m}{k_b + k_m} = \frac{4.64877933 \times 10^9}{757.7442 \times 10^6 + 4.64877933 \times 10^9}$$

$$\boxed{C_m = 0.86}$$

Llegados a este punto, el valor de la Resistencia de prueba (S_p) se encuentra tabulado en relación a la clase métrica del perno, como podíamos ver en la Tabla 1.1. En este caso, al tratarse de tornillos de clase 9.8:

$$S_p = 650 \text{ MPa}$$

Conocido este dato, es fácil calcular la carga de prueba (F_p):

$$A_t = A_r = 36.606 \text{ mm}^2$$

$$F_p = A_t \times S_p = 36.606 \times 650$$

$$F_p = 23793.9 \text{ N}$$

A la hora de calcular la fuerza de pretensión (F_i) sabemos que, para pernos reutilizables, su valor debe ser igual al 75% del valor de la carga de prueba (F_p), por lo tanto:

$$F_i = 0.75 \times F_p = 0.75 \times 23793.9$$

$$\boxed{F_i = 17845.425 \text{ N}}$$

Ahora ya podemos calcular la carga del perno:

$$F_b = F_i + C_b \times \frac{F}{N_b} = 17845.425 + 0.143 \times \frac{1811.408}{4}$$

$$\boxed{F_b = 17910.183 \text{ N}}$$

Finalmente, en el límite:

$$\frac{F_b}{A_t} = \frac{S_p}{n_s}$$

Por lo tanto:

$$n_s = \frac{S_p \times A_t}{F_b} = \frac{650 \times 36.606}{17910.183}$$

$$\boxed{n_s = 1.328}$$

Llegados a este punto, lo mejor es calcular de nuevo, utilizando la misma nomenclatura, pero considerando un caso tan extremo como el que tiene lugar cuando el cable llega a la polea en dirección vertical, perpendicular al plano del suelo. Somos conscientes de que la máquina nunca va a trabajar en estas condiciones porque

fallarían prácticamente todos los elementos de la polea, pero realizamos este cálculo porque es la situación en la que mayor es la componente vertical de la fuerza resultante (siendo casi quince veces mayor que en el funcionamiento ideal del equipo). Por lo tanto, analizando esta situación, podremos ver como “reacciona” el coeficiente de seguridad al aumentar drásticamente la fuerza a la que harían frente los pernos:

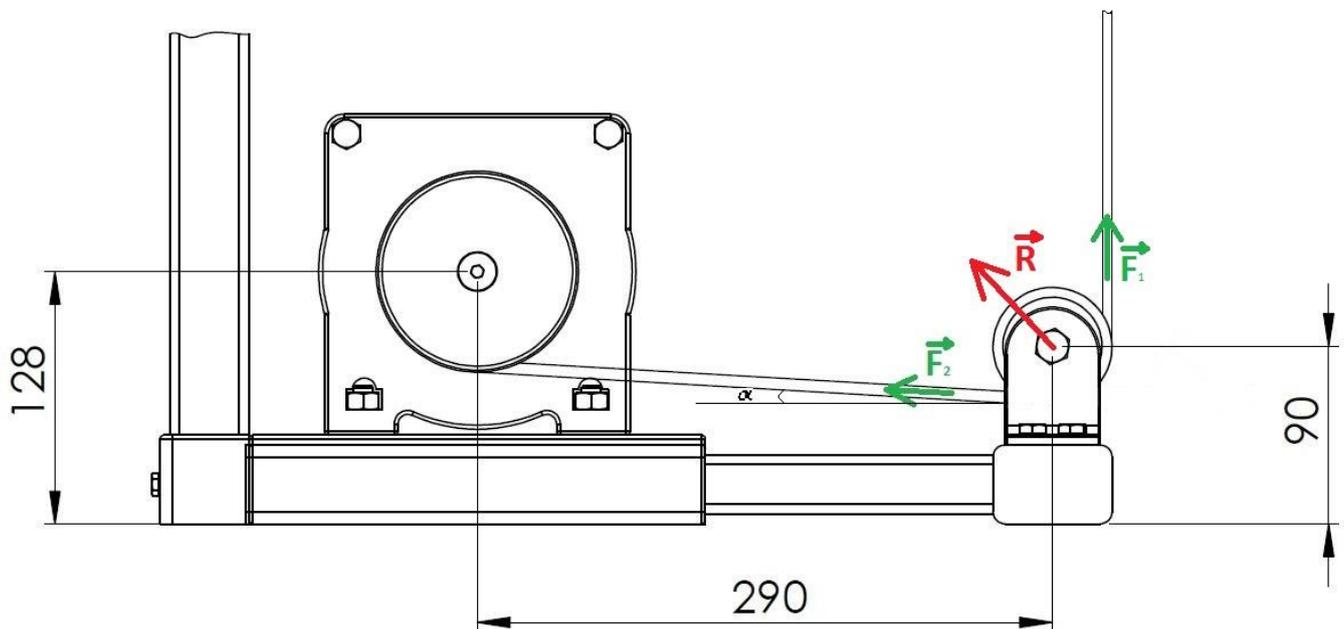


Figura 1.5. Esquema de distancias y fuerzas.

Considerando las mismas simplificaciones que en el caso anterior, ya conocemos:

$$F_{2x} = -24432.945 \text{ N}$$

$$F_{2y} = 1811.408 \text{ N}$$

Pero ahora:

$$F_{1x} = 0 \text{ N}$$

$$F_{1y} = 24500 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$R_x = F_{1x} + F_{2x} = 0 - 24432.945$$

$$R_x = -24432.945 \text{ N}$$

$$R_y = F_{1y} + F_{2y} = 24500 + 1811.408$$

$$R_y = 26311.408 \text{ N}$$

Utilizando la misma nomenclatura que en los casos anteriores, procedemos a los cálculos suponiendo la utilización de cuatro pernos de acero M8x1.25, con toda la longitud (25mm) roscada, de filete único y clase métrica 5.8. Además conocemos el nuevo valor de la fuerza que intentará separar las piezas, que será igual al valor calculado para la componente vertical de la fuerza resultante despejada anteriormente (R_y):

$$F = R_y = 26311.408 \text{ N}$$

Conocidos estos datos, podemos proceder con los cálculos, empezando por el cálculo de la rigidez de los pernos (k_b):

$$d_r = d - 1.22687 \times p = 8 - 1.22687 \times 1.25$$

$$d_r = 6.466 \text{ mm}$$

$$d_m = \frac{d_r + d}{2} = \frac{6.466 + 8}{2}$$

$$d_m = 7.233 \text{ mm}$$

$$d_p = d - 0.64953 \times p = 8 - 0.64953 \times 1.25$$

$$d_p = 7.188 \text{ mm}$$

Ahora:

$$d_{equivalente} = \frac{d_p + d_r}{2} = \frac{7.188 + 6.466}{2}$$

$$d_{equivalente} = 6.827 \text{ mm}$$

$$A_r = \frac{\pi \times d_{equivalente}^2}{4} = \frac{\pi \times 6.827^2}{4}$$

$$A_r = 36.606 \text{ mm}^2$$

Conociendo $L_r = L = l_{agarre} = 10\text{mm}$ y $E = 207\text{GPa} = 207000\text{MPa}$:

$$k_b = k_{br} = \frac{E \times A_r}{L_r} = \frac{207000 \times 36.606}{10}$$

$$k_b = 757744.2 \frac{N}{mm} = 757.7442 \times 10^6 \frac{N}{m}$$

A continuación calculamos la rigidez de las piezas (k_m), siguiendo el método de cálculo conocido con el nombre de aproximación cónica, como sigue:

Conociendo $D = 16\text{mm}$, $d = 8\text{mm}$, $l_{agarre} = 10\text{mm}$ y $E_{acero} = 210000\text{MPa}$, y considerando $\beta = 30^\circ$:

$$k_{m_l} = \frac{\pi \times E_{acero} \times d \times \tan(\beta)}{\ln \left[\frac{\left(2 \times \frac{l_{agarre}}{2} \times \tan(\beta) + D - d \right) \times (D + d)}{\left(2 \times \frac{l_{agarre}}{2} \times \tan(\beta) + D + d \right) \times (D - d)} \right]}$$

$$k_{m_l} = \frac{\pi \times 210000 \times 8 \times \tan(30)}{\ln \left[\frac{\left(2 \times \frac{10}{2} \times \tan(30) + 16 - 8 \right) \times (16 + 8)}{\left(2 \times \frac{10}{2} \times \tan(30) + 16 + 8 \right) \times (16 - 8)} \right]}$$

$$k_{m_I} = 9297558.66 \frac{N}{mm} = 9.29755866 \times 10^9 \frac{N}{m}$$

$$k_{m_{II}} = k_{m_I}$$

$$k_{m_{II}} = 9.29755866 \times 10^9 \frac{N}{m}$$

Por lo tanto:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_{m_I}} + \frac{1}{k_{m_{II}}} = \frac{2}{k_{m_I}}$$

$$k_m = \frac{k_{m_I}}{2} = \frac{9.29755866 \times 10^9}{2}$$

$$k_m = 4.64877933 \times 10^9 \frac{N}{m}$$

Ahora ya:

$$C_b = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{757.7442 \times 10^6}{757.7442 \times 10^6 + 4.64877933 \times 10^9}$$

$$C_b = 0.14$$

$$C_m = \frac{k_m}{k_b + k_m} = \frac{4.64877933 \times 10^9}{757.7442 \times 10^6 + 4.64877933 \times 10^9}$$

$$C_m = 0.86$$

Llegados a este punto, el valor de la Resistencia de prueba (S_p) se encuentra tabulado en relación a la clase métrica del perno, como podíamos ver en la Tabla 1.1. En este caso, al tratarse de tornillos de clase 5.8:

$$S_p = 380 \text{ MPa}$$

Conocido este dato, es fácil calcular la carga de prueba (F_p):

$$A_t = A_r = 36.606 \text{ mm}^2$$

$$F_p = A_t \times S_p = 36.606 \times 380$$

$$F_p = 13910.28 \text{ N}$$

A la hora de calcular la fuerza de pretensión (F_i) sabemos que, para pernos reutilizables, su valor debe ser igual al 75% del valor de la carga de prueba (F_p), por lo tanto:

$$F_i = 0.75 \times F_p = 0.75 \times 13910.28$$

$$\boxed{F_i = 10432.71 \text{ N}}$$

Ahora ya podemos calcular la carga del perno:

$$F_b = F_i + C_b \times \frac{F}{N_b} = 10432.71 + 0.143 \times \frac{26311.408}{4}$$

$$\boxed{F_b = 11373.343 \text{ N}}$$

Finalmente, en el límite:

$$\frac{F_b}{A_t} = \frac{S_p}{n_s}$$

Por lo tanto:

$$n_s = \frac{S_p \times A_t}{F_b} = \frac{380 \times 36.606}{11373.343}$$

$$\boxed{n_s = 1.223}$$

Analizando los resultados obtenidos, la sujeción diseñada con cuatro pernos de acero M8x1.25, con toda la longitud (25mm) roscada, de filete único y clase métrica 5.8 aguanta el caso más extremo en el que podrían maltratar a la máquina aunque, siendo realistas, nunca llegará a darse esta situación porque ni la pequeña polea, ni el rodamiento, ni los soportes laterales de la polea, están diseñados para aguantar semejante situación, por lo tanto, el ensamblaje de la polea se rompería por otro punto mucho antes de llegar a darse esta situación. Por otro lado, el uso para el que está diseñado el equipo, lo aguanta sin ningún problema (con un coeficiente de seguridad de 1.325). Por todo esto, volviendo a la situación óptima de funcionamiento de la máquina, con la utilización de los cuatro tornillos de clase métrica 5.8, solo resta realizar dos comprobaciones. La primera responde al hecho de que las uniones roscadas deben diseñarse para evitar el trabajo a cortante de la zona roscada, por consiguiente los esfuerzos cortantes deberían ser “absorbidos” por la unión gracias al rozamiento existente entre las piezas que componen la misma. Por lo tanto:

$$F_i \times \mu > V$$

Donde:

- F_i : Fuerza generada con la pretensión de la unión.
- V : Cortante.
- μ : Coeficiente de rozamiento entre las piezas, extraído de la siguiente tabla:

Superficies en contacto	μ_s	μ_k
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Caucho sobre concreto	1.0	0.8
Madera sobre madera	0.25-0.5	0.2
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Articulaciones sinoviales en humanos	0.01	0.003

Fuente: Serway R. A.. *Física*. Editorial McGraw-Hill. (1992)

Tabla 1.2. Coeficientes de rozamiento estático y cinético entre superficies de diferentes materiales.

En este caso se trata de dos piezas de acero y queremos evitar que tiendan a deslizar para que los pernos no sufran esfuerzo cortante, por lo tanto:

$$\mu = \mu_s = 0.74$$

Por otro lado, conocemos:

$$F_i = 10432.71 \text{ N}$$

$$V = R_x = 67.055 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$10432.71 \times 0.74 > 67.055$$

$$\boxed{7720.205 \text{ N} \gg 67.055 \text{ N}}$$

La segunda comprobación hace referencia a la necesidad de que la pretensión sea suficiente para que las piezas no se separen ya que, en ese caso, toda la carga externa iría al tornillo. Se debe cumplir que:

$$F_i > C_m \times F$$

Donde:

$$F = R_y = 1811.408 \text{ N}$$

Entonces:

$$10432.71 > 0.86 \times 1811.408$$

$$\boxed{10432.71 \text{ N} > 1557.811 \text{ N}}$$

Finalmente, el par de apriete (M_T) de los pernos se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$M_T = K \times F_i \times d$$

Donde K se obtiene, como sigue, del análisis del equilibrio entre el par aplicado y las fuerzas de rozamiento en la rosca:

$$K = \frac{d_m}{2 \times d} \times \left(\frac{\mu + \tan(\lambda) \times \cos(\alpha)}{\cos(\alpha) - \mu \times \tan(\lambda)} \right) + \mu_c \times \frac{d_c}{2 \times d}$$

Donde:

- d_c : Diámetro medio de la zona de apoyo en la cabeza del tornillo o en la arandela (normalmente, $d_c = 1.25 \cdot d$, en este caso $d_c = D$, ya que hay arandelas).
- μ_c : Coeficiente de rozamiento entre las superficies que deslizan en la cabeza del tornillo (tornillo-arandela y arandela-pieza).
- α : Semiángulo entre los flancos de la rosca (para roscas ISO, 30°).
- λ : Ángulo de la hélice del tornillo, calculable como:

$$\lambda = \operatorname{atan}\left(\frac{l}{\pi \times d_m}\right)$$

Donde:

- l : Avance, distancia que recorre el tornillo en una vuelta, $l = n \cdot p$.
- n : Número de entradas, o filetes helicoidales, diferentes del tornillo.
- p : Paso, distancia entre dos crestas consecutivas de la rosca de un tornillo.
- μ : Coeficiente de rozamiento entre tornillo y tuerca.
- d_m : Diámetro medio, $d_m = 0.5 \cdot (d + d_r)$.
- d : Diámetro nominal de la rosca, coincide con el diámetro externo del tornillo y con la designación métrica.

En este caso:

$$d = 8 \text{ mm}$$

$$d_c = D = 16 \text{ mm}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

$$d_m = 7.233 \text{ mm}$$

Al tratarse de elementos de acero, del mismo modo que en la primera comprobación:

$$\mu = \mu_c = 0.74$$

Por otro lado, el ángulo de la hélice del tornillo se calcula como sigue:

$$p = 1.25 \text{ mm}$$

$$n = 1$$

$$l = n \times p = 1.25 \text{ mm}$$

$$\lambda = \text{atan}\left(\frac{1.25}{\pi \times 7.233}\right)$$

$$\lambda = 3.15^\circ$$

Ahora ya:

$$K = \frac{7.233}{2 \times 8} \times \left(\frac{0.74 + \tan(3.15) \times \cos(30)}{\cos(30) - 0.74 \times \tan(3.15)} \right) + 0.74 \times \frac{16}{2 \times 8}$$

$$\boxed{K = 1.17}$$

Finalmente:

$$M_T = 1.17 \times 10432.71(N) \times 0.008(m)$$

$$\boxed{M_T = 97.65 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

A la vista de los resultados obtenidos, se utilizarán, para anclar los soportes de la polea a la base de la misma, **cuatro tornillos M8x1.25, con toda la longitud (25mm) roscada, de filete único y clase métrica 5.8**, colocados con un par de apriete de 97.65 N·m.

2. PERNOS DE LA MÁQUINA

Para calcular los tornillos que utilizaremos para anclar la máquina a la base supondremos que todo el esfuerzo lo aguanta el soporte del rodamiento más cercano al tambor y, posteriormente, utilizaremos, para el resto de puntos de anclaje, pernos de la misma clase métrica.

En primer lugar, definimos las fuerzas que actuarán sobre la máquina. Como puede verse en la siguiente imagen, solo aparece la “Fuerza 2”, calculada anteriormente para el cálculo de los tornillos de la polea que, en esta ocasión, cambia de sentido:

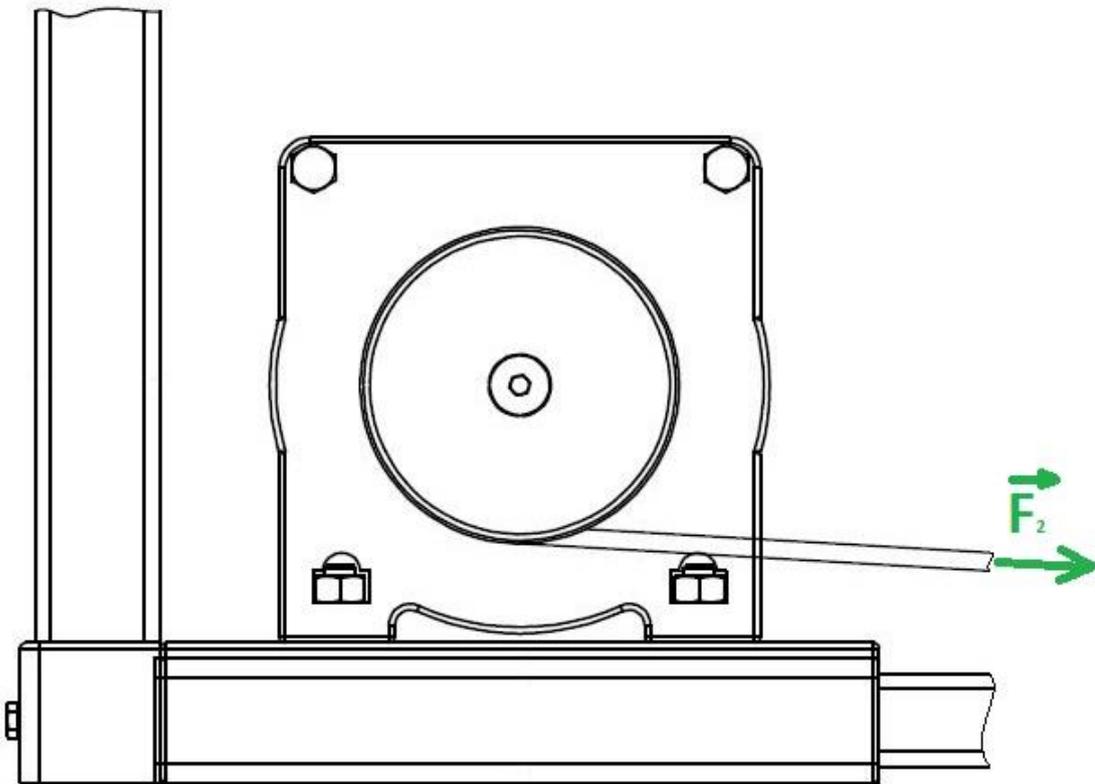


Figura 2.1. Esquema de fuerzas.

Por lo tanto:

$$F_{2x} = 24500 \times \cos \alpha = 24432.945 \text{ N}$$

$$F_{2y} = -24500 \times \sin \alpha = -1811.408 \text{ N}$$

Tanto aquí como en los siguientes cálculos, se va a utilizar la misma nomenclatura que se ha empleado en el apartado anterior (Cálculo de los tornillos utilizados para anclar la polea a su base).

Procedemos a los cálculos suponiendo, en primer lugar, la utilización de dos pernos de acero M10x1.5, con toda la longitud (35mm) roscada, de filete único y clase métrica 5.8. Además como, durante el funcionamiento de la máquina, la única fuerza en la dirección del eje del tornillo no tiende a separar las piezas sino a comprimirlas, la fuerza máxima a la que tendrán que hacer frente estos pernos es la generada por el peso total de la base más el del montaje de la bobina y de la polea cuando, en un momento dado del transporte, se levante la máquina entera agarrándola por los separadores superiores de la misma. Calculamos esa fuerza como se muestra a continuación:

$$m_{max} = K \times (m_{polea} + m_{bobina} + m_{base})$$
$$m_{max} = 1.1 \times (4216.85 + 7593.12 + 10474.7)$$

$$m_{max} = 24513.137 \text{ g} = 24.5 \text{ kg}$$

$$F_p = m_{max} \times g = 24.5 \times 9.8$$

$$F = F_p = 240.1 \text{ N}$$

Donde:

- m_{max} : Masa máxima que puede llegar a colgar de los tornillos.
- m_{polea} : Masa del ensamblaje de la polea y su base.
- m_{bobina} : Masa del ensamblaje de la bobina.
- m_{base} : Masa del ensamblaje de la base de la máquina.
- K: Factor de corrección para que el resultado sea mayor al real (que obtendríamos sumándole a las masas conocidas, la masa de los cordones de soldadura y la de los dos pequeños tornillos y sus tuercas, utilizados para evitar que se separen la bobina y la polea de la base de la máquina).
- g: Aceleración de la gravedad (9.8 m/s^2).
- F_p : Fuerza generada por el peso.

Conocidos estos datos, podemos proceder con los cálculos, empezando por el cálculo de la rigidez de los pernos (k_b):

$$d_r = d - 1.22687 \times p = 10 - 1.22687 \times 1.5$$

$$d_r = 8.16 \text{ mm}$$

$$d_m = \frac{d_r + d}{2} = \frac{8.16 + 10}{2}$$

$$d_m = 9.08 \text{ mm}$$

$$d_p = d - 0.64953 \times p = 10 - 0.64953 \times 1.5$$

$$d_p = 9.026 \text{ mm}$$

Ahora:

$$d_{equivalente} = \frac{d_p + d_r}{2} = \frac{9.026 + 8.16}{2}$$

$$d_{equivalente} = 8.593 \text{ mm}$$

$$A_r = \frac{\pi \times d_{equivalente}^2}{4} = \frac{\pi \times 8.593^2}{4}$$

$$A_r = 57.994 \text{ mm}^2$$

Conociendo $L_r = L = l_{agarre} = 23\text{mm}$ y $E = 207\text{GPa} = 207000\text{MPa}$:

$$k_b = k_{br} = \frac{E \times A_r}{L_r} = \frac{207000 \times 57.994}{23}$$

$$k_b = 521946 \frac{N}{mm} = 521.946 \times 10^6 \frac{N}{m}$$

A continuación calculamos la rigidez de las piezas (k_m), siguiendo el método de cálculo conocido con el nombre de aproximación cónica, como sigue:

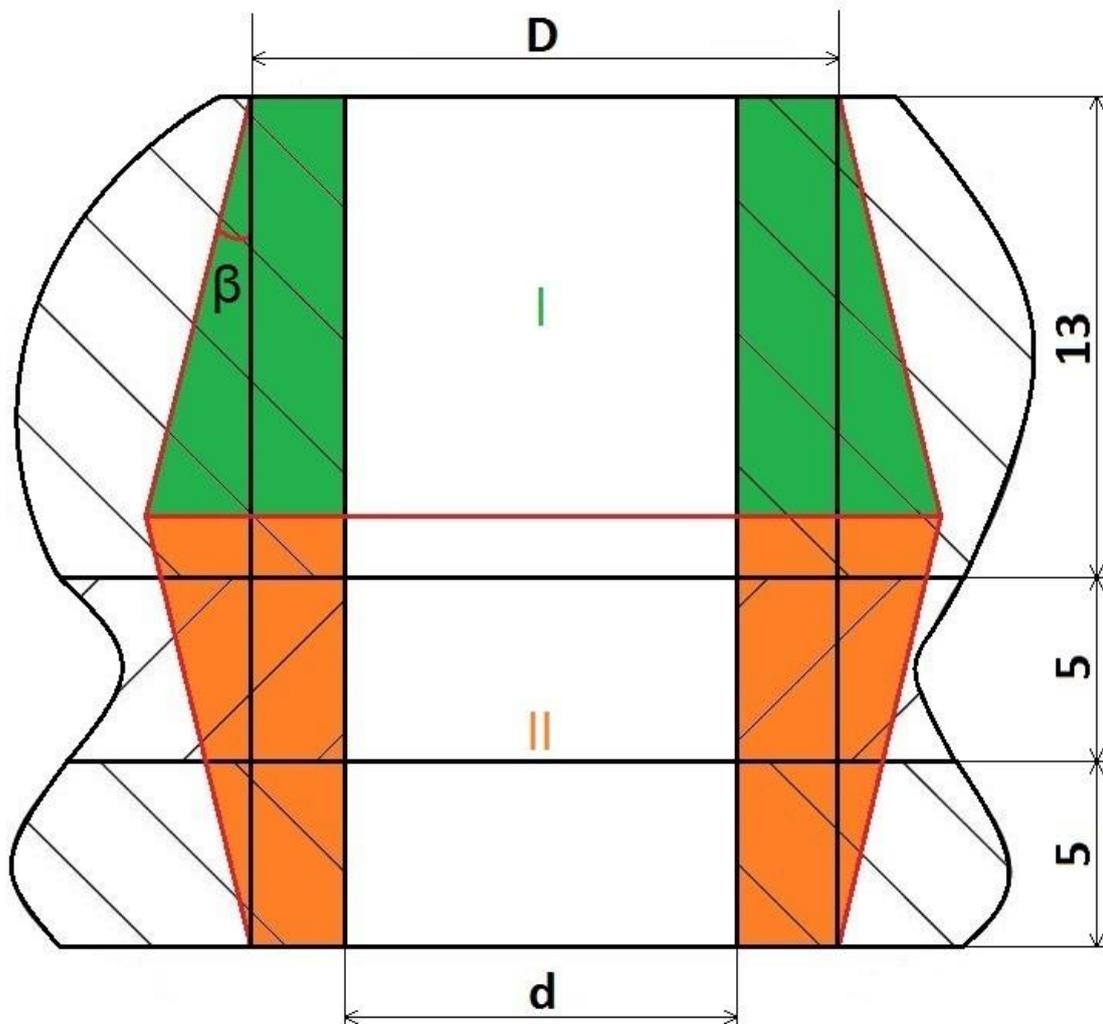


Figura 2.2. Aproximación cónica.

Conociendo $D = 16\text{mm}$, $d = 10\text{mm}$, $l_{\text{agarre}} = 23\text{mm}$ y $E_{\text{acero}} = 210000\text{MPa}$, y considerando $\beta = 30^\circ$:

$$k_{mI} = \frac{\pi \times E_{\text{acero}} \times d \times \tan(\beta)}{\ln \left[\frac{\left(2 \times \frac{l_{\text{agarre}}}{2} \times \tan(\beta) + D - d \right) \times (D + d)}{\left(2 \times \frac{l_{\text{agarre}}}{2} \times \tan(\beta) + D + d \right) \times (D - d)} \right]}$$

$$k_{m_I} = \frac{\pi \times 210000 \times 10 \times \tan(30)}{\ln \left[\frac{\left(2 \times \frac{23}{2} \times \tan(30) + 16 - 10\right) \times (16 + 10)}{\left(2 \times \frac{23}{2} \times \tan(30) + 16 + 10\right) \times (16 - 10)} \right]}$$

$$k_{m_I} = 5047244.70 \frac{N}{mm} = 5.0472447 \times 10^9 \frac{N}{m}$$

Al ser las tres piezas del mismo material:

$$k_{m_{II}} = k_{m_I}$$

$$k_{m_{II}} = 5.0472447 \times 10^9 \frac{N}{m}$$

Por lo tanto:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_{m_I}} + \frac{1}{k_{m_{II}}} = \frac{2}{k_{m_I}}$$

$$k_m = \frac{k_{m_I}}{2} = \frac{5.0472447 \times 10^9}{2}$$

$$\boxed{k_m = 2.52362235 \times 10^9 \frac{N}{m}}$$

Ahora ya:

$$C_b = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{521.946 \times 10^6}{521.946 \times 10^6 + 2.52362235 \times 10^9}$$

$$\boxed{C_b = 0.171}$$

$$C_m = \frac{k_m}{k_b + k_m} = \frac{2.52362235 \times 10^9}{521.946 \times 10^6 + 2.52362235 \times 10^9}$$

$$C_m = 0.829$$

Llegados a este punto, el valor de la Resistencia de prueba (S_p) se encuentra tabulado en relación a la clase métrica del perno:

Número de clase	Rango de tamaño del diámetro exterior (mm)	Resistencia de prueba mínima (MPa)	Límite elástico mínimo (MPa)	Resistencia mínima a tensión (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	bajo o medio carbono
4.8	M16-M16	310	340	420	bajo o medio carbono
5.8	M5-M24	380	420	520	bajo o medio carbono
8.8	M16-M36	600	660	830	medio carbono, T y R
9.8	M1.6-M16	650	720	900	medio carbono, T y R
10.9	M5-M36	830	940	1 040	martensita de bajo carbono, T y R
12.9	M1.6-M36	970	1 100	1 220	aleación, T y R

Fuente: Apuntes del tema 6. EM1021-Diseño de Maquinas

Tabla 2.1. Clase métrica de tornillos.

En este caso, al tratarse de tornillos de clase 5.8:

$$S_p = 380 \text{ MPa}$$

Conocido este dato, es fácil calcular la carga de prueba (F_p):

$$A_t = A_r = 57.994 \text{ mm}^2$$

$$F_p = A_t \times S_p = 57.994 \times 380$$

$$F_p = 22037.72 \text{ N}$$

A la hora de calcular la fuerza de pretensión (F_i) sabemos que, para pernos reutilizables, su valor debe ser igual al 75% del valor de la carga de prueba (F_p), por lo tanto:

$$F_i = 0.75 \times F_p = 0.75 \times 22037.72$$

$$F_i = 16528.29 \text{ N}$$

Ahora ya podemos calcular la carga del perno:

$$F_b = F_i + C_b \times \frac{F}{N_b} = 16528.29 + 0.177 \times \frac{240.1}{2}$$

$$F_b = 16549.539 \text{ N}$$

Finalmente, en el límite:

$$\frac{F_b}{A_t} = \frac{S_p}{n_s}$$

Por lo tanto:

$$n_s = \frac{S_p \times A_t}{F_b} = \frac{380 \times 57.994}{16549.539}$$

$$n_s = 1.332$$

Llegados a este punto solo resta realizar dos comprobaciones. La primera responde al hecho de que las uniones roscadas deben estar diseñadas para evitar el trabajo a cortante de la zona roscada, por lo tanto los esfuerzos cortantes deberían ser “absorbidos” por la unión gracias al rozamiento existente entre las piezas que componen la misma. Por lo tanto:

$$N \times \mu > V$$

Donde:

- N: Fuerza normal, en este caso, una buena aproximación es la suma de la fuerza generada con la pretensión de la unión más la componente vertical de la “Fuerza 2” ya que, en este caso, esta última favorece la compresión de las piezas y, por lo tanto, el incremento de la fuerza de rozamiento.

- V: Cortante.
- μ : Coeficiente de rozamiento entre las piezas, extraído de la siguiente tabla:

Superficies en contacto	μ_s	μ_k
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Caucho sobre concreto	1.0	0.8
Madera sobre madera	0.25-0.5	0.2
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Articulaciones sinoviales en humanos	0.01	0.003

Fuente: Serway R. A.. *Física*. Editorial McGraw-Hill. (1992)

Tabla 2.2. Coeficientes de rozamiento estático y cinético entre superficies de diferentes materiales.

En este caso se trata de dos piezas de acero y queremos evitar que tiendan a deslizar para que los pernos no sufran esfuerzo cortante, por lo tanto:

$$\mu = \mu_s = 0.74$$

Por otro lado, conocemos:

$$F_i = 16528.29 \text{ N}$$

$$F_{2y} = -1811.408 \text{ N}$$

(el signo solo indica que el sentido de esta componente de la "fuerza 2" es descendente)

Por lo tanto:

$$N = F_i + |F_{2y}| = 16528.29 + 1811.408$$

$$N = 18339.698 \text{ N}$$

Y:

$$V = F_{2x} = 24432.945 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$\text{¿}18339.698 \times 0.74 > 24432.945\text{?}$$

$$\boxed{13571.377 \text{ N} < 24432.945 \text{ N}}$$

Como podemos ver, con los dos tornillos de la clase métrica 5.8, no se cumple la condición de no deslizamiento, como consecuencia de este hecho, tenemos que descartar estos tornillos.

Realizamos de nuevo los cálculos suponiendo, ahora, la utilización de dos pernos de acero M10x1.5, con toda la longitud (35mm) roscada, de filete único y clase métrica 10.9 y utilizando la misma nomenclatura. Las condiciones son las mismas que en el caso anterior, por lo tanto conocemos:

$$F = F_p = 240.1 \text{ N}$$

$$d_r = 8.16 \text{ mm}$$

$$d_m = 9.08 \text{ mm}$$

$$d_p = 9.026 \text{ mm}$$

$$d_{equivalente} = 8.593 \text{ mm}$$

$$A_r = 57.994 \text{ mm}^2$$

$$\boxed{k_b = 521946 \frac{\text{N}}{\text{mm}} = 521.946 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}}$$

$$k_{m_I} = 5047244.70 \frac{\text{N}}{\text{mm}} = 5.0472447 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$k_{m_{II}} = 5.0472447 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$\boxed{k_m = 2.52362235 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}}$$

$$\boxed{C_b = 0.171}$$

$$\boxed{C_m = 0.829}$$

Llegados a este punto, el valor de la Resistencia de prueba (S_p) se encuentra tabulado en relación a la clase métrica del perno, como podíamos ver en la *Tabla 2.1. Clase métrica de tornillos* En este caso, al tratarse de tornillos de clase 10.9:

$$S_p = 830 \text{ MPa}$$

Conocido este dato, es fácil calcular la carga de prueba (F_p):

$$A_t = A_r = 57.994 \text{ mm}^2$$

$$F_p = A_t \times S_p = 57.994 \times 830$$

$$F_p = 48135.02 \text{ N}$$

A la hora de calcular la fuerza de pretensión (F_i) sabemos que, para pernos reutilizables, su valor debe ser igual al 75% del valor de la carga de prueba (F_p), por lo tanto:

$$F_i = 0.75 \times F_p = 0.75 \times 48135.02$$

$$\boxed{F_i = 36101.265 \text{ N}}$$

Ahora ya podemos calcular la carga del perno:

$$F_b = F_i + C_b \times \frac{F}{N_b} = 36101.265 + 0.177 \times \frac{240.1}{2}$$

$$\boxed{F_b = 36122.514 \text{ N}}$$

Finalmente, en el límite:

$$\frac{F_b}{A_t} = \frac{S_p}{n_s}$$

Por lo tanto:

$$n_s = \frac{S_p \times A_t}{F_b} = \frac{830 \times 57.994}{36122.514}$$

$$\boxed{n_s = 1.333}$$

Llegados a este punto solo resta realizar dos comprobaciones. La primera responde al hecho de que las uniones roscadas deben estar diseñadas para evitar el trabajo a cortante de la zona roscada, por ende los esfuerzos cortantes deberían ser “absorbidos” por la unión gracias al rozamiento existente entre las piezas que componen la misma. Por lo tanto:

$$N \times \mu > V$$

Donde:

- N: Fuerza normal, en este caso, una buena aproximación es la suma de la fuerza generada con la pretensión de la unión más la componente vertical de la “Fuerza 2” ya que, en este caso, esta última favorece la compresión de las piezas y, por lo tanto, el incremento de la fuerza de rozamiento.
- V: Cortante.
- μ : Coeficiente de rozamiento entre las piezas, extraído de la Tabla 2.2. En este caso se trata de dos piezas de acero y queremos evitar que tiendan a deslizarse para que los pernos no sufran esfuerzo cortante, por lo tanto:

$$\mu = \mu_s = 0.74$$

Por otro lado, conocemos:

$$F_i = 36101.265 \text{ N}$$

$$F_{2y} = -1811.408 \text{ N}$$

(el signo solo indica que el sentido de esta componente de la “fuerza 2” es descendente)

Por tanto:

$$N = F_i + |F_{2y}| = 36101.265 + 1811.408$$

$$N = 37912.673 \text{ N}$$

Y:

$$V = F_{2x} = 24432.945 \text{ N}$$

Por lo tanto:

$$¿37912.673 \times 0.74 > 24432.945?$$

$$\boxed{28055.378 \text{ N} > 24432.945 \text{ N}}$$

La segunda comprobación hace referencia a la necesidad de que la pretensión sea suficiente para que las piezas no se separen ya que, en ese caso, toda la carga externa iría al tornillo. Se debe cumplir que:

$$F_i > C_m \times F$$

En este caso:

$$F_i = 36101.265 \text{ N}$$

$$C_m = 0.829$$

$$F = F_p = 240.1 \text{ N}$$

Entonces:

$$36101.265 > 0.829 \times 240.1$$

$$\boxed{36101.265 \text{ N} > 199.043 \text{ N}}$$

Finalmente, el par de apriete (M_T) de los pernos se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$M_T = K \times F_i \times d$$

Donde K se obtiene, como sigue, del análisis del equilibrio entre el par aplicado y las fuerzas de rozamiento en la rosca:

$$K = \frac{d_m}{2 \times d} \times \left(\frac{\mu + \tan(\lambda) \times \cos(\alpha)}{\cos(\alpha) - \mu \times \tan(\lambda)} \right) + \mu_c \times \frac{d_c}{2 \times d}$$

Donde:

- d_c : Diámetro medio de la zona de apoyo en la cabeza del tornillo o en la arandela (normalmente, $d_c = 1.25 \cdot d$, en este caso, será así porque no tenemos arandelas).
- μ_c : Coeficiente de rozamiento entre las superficies que deslizan en la cabeza del tornillo (tornillo-arandela y arandela-pieza).
- α : Semiángulo entre los flancos de la rosca (para roscas ISO, 30°).
- λ : Ángulo de la hélice del tornillo, calculable como:

$$\lambda = \operatorname{atan} \left(\frac{l}{\pi \times d_m} \right)$$

Donde:

- l : Avance, distancia que recorre el tornillo en una vuelta, $l = n \cdot p$.
- n : Número de entradas, o filetes helicoidales, diferentes del tornillo.
- p : Paso, distancia entre dos crestas consecutivas de la rosca de un tornillo.
- μ : Coeficiente de rozamiento entre tornillo y tuerca.
- d_m : Diámetro medio, $d_m = 0.5 \cdot (d + d_r)$.
- d : Diámetro nominal de la rosca, coincide con el diámetro externo del tornillo y con la designación métrica.

En este caso:

$$d = 10 \text{ mm}$$

$$d_c = 1.25 \times d = 12.5 \text{ mm}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

$$d_m = 9.08 \text{ mm}$$

Al tratarse de elementos de acero, del mismo modo que en la primera comprobación:

$$\mu = \mu_c = 0.74$$

Por otro lado, el ángulo de la hélice del tornillo se calcula como sigue:

$$p = 1.5 \text{ mm}$$

$$n = 1$$

$$l = n \times p = 1.5 \text{ mm}$$

$$\lambda = \text{atan}\left(\frac{1.5}{\pi \times 9.08}\right)$$

$$\lambda = 3.01^\circ$$

Ahora ya:

$$K = \frac{9.08}{2 \times 10} \times \left(\frac{0.74 + \tan(3.01^\circ) \times \cos(30^\circ)}{\cos(30^\circ) - 0.74 \times \tan(3.01^\circ)} \right) + 0.74 \times \frac{12.5}{2 \times 10}$$

$$\boxed{K = 0.89}$$

Finalmente:

$$M_T = 0.89 \times 36101.265(N) \times 0.01(m)$$

$$\boxed{\boxed{M_T = 321.3 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$

A la vista de los resultados obtenidos, se utilizarán, para anclar la máquina a la base de la misma, **ocho tornillos M10x1.5, con toda la longitud (dos de 35mm y seis de 30mm) roscada, de filete único y clase métrica 10.9**, colocados con un par de apriete de 321.3 N·m.

3. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL EJE DEL TAMBOR

Para calcular los rodamientos que se utilizarán en los dos soportes del eje del tambor de nuestra máquina suponemos, en primer lugar, que todo el esfuerzo lo aguanta el rodamiento más cercano al tambor, calculamos éste y, posteriormente, colocaremos, en ambos soportes, rodamientos del modelo seleccionado. Por otro lado, para la selección de los rodamientos, debemos tener en cuenta las condiciones de diseño de nuestra máquina, más concretamente, el hecho de que el diámetro interior de los rodamientos seleccionados debe coincidir con el diámetro del eje (en este caso 55mm).

Debido a que los rodamientos estarán expuestos a los agentes externos propios de los diferentes entornos de trabajo en los que se utilice la máquina, buscaremos rodamientos “tapados” para alargar la vida de los mismos.

Respondiendo a nuestro deseo de utilizar materiales de calidad, recurrimos, para nuestra selección, a los catálogos de rodamientos de la empresa SKF, reduciendo la inmensa variedad de rodamientos posibles a los modelos mostrados en la *Tabla 3.1. Rodamientos rígidos de una hilera de bolas tapados*. Esta tabla está extraída de uno de los muchos catálogos existentes, concretamente se encuentra en la página 364 del documento titulado “Rodamientos” (“RodamientosSKF.pdf” encontrado en la dirección http://www.skf.com/binary/89-121486/10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf).

No obstante, al conocer la existencia de una gama de rodamientos energéticamente eficientes, decidí investigar al respecto, llegando a la conclusión de que posiblemente sean la mejor opción ya que, si es cierto lo que dice el fabricante, los rodamientos energéticamente eficientes pueden aumentar a más del doble la vida útil de sus equivalentes “normales”. Al mismo tiempo, reducen las pérdidas por fricción, como mínimo, en un 30%, lo que se traduce en una reducción del consumo de energía y del costo total de propiedad.

Llegados a este punto, en la *Tabla 3.2. Rodamientos rígidos de bolas SKF E2 tapados* se muestran, remarcados, los modelos de rodamientos energéticamente eficientes que nos son de interés. Esta tabla está extraída de la página 11 del catálogo titulado “Rodamientos rígidos de bolas SKF energéticamente eficientes” (“RodamientosSKF_E2.pdf” encontrado en la dirección http://www.skf.com/binary/86-236499/SKF-Energy-Efficient-deep-groove-ball-bearings---6692_3-ES.pdf).

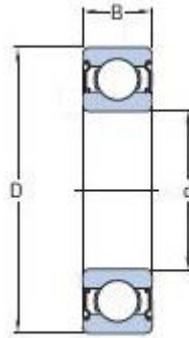


Figura 3.1. Dimensiones principales de un rodamiento.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamientos tapados en ambos lados	un lado
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	-
55 cont.	100	21	46,2	29	1,25	14 000	7 000	0,64	* 6211-2Z	* 6211-Z
	100	21	46,2	29	1,25	-	4 300	0,64	* 6211-2RS1	* 6211-RS1
	100	25	43,6	29	1,25	-	4 300	0,75	62211-2RS1	-
	120	29	71,5	45	1,9	13 000	7 000	1,4	E2.6 311-2Z	-
	120	29	74,1	45	1,9	12 000	6 300	1,4	* 6311-2Z	* 6311-Z
	120	29	74,1	45	1,9	-	3 800	1,4	* 6311-2RS1	* 6311-RS1
	120	43	71,5	45	1,9	-	3 800	2,05	62311-2RS1	-
60	78	10	11,9	11,4	0,49	17 000	8 500	0,11	61812-2RZ	-
	78	10	11,9	11,4	0,49	-	4 800	0,11	61812-2RS1	-
	85	13	16,5	14,3	0,6	16 000	8 000	0,2	61912-2RZ	-
	85	13	16,5	14,3	0,6	-	4 500	0,2	61912-2RS1	-
	95	18	30,7	23,2	0,98	15 000	7 500	0,43	* 6012-2Z	* 6012-Z
	95	18	30,7	23,2	0,98	15 000	7 500	0,43	* 6012-2RZ	* 6012-RZ
	95	18	30,7	23,2	0,98	-	4 300	0,43	* 6012-2RS1	* 6012-RS1
	110	22	55,3	36	1,53	13 000	6 300	0,81	* 6212-2Z	* 6212-Z
	110	22	55,3	36	1,53	-	4 000	0,81	* 6212-2RS1	* 6212-RS1
	110	28	52,7	36	1,53	-	4 000	1	62212-2RS1	-
	130	31	81,9	52	2,2	12 000	6 700	1,8	E2.6 312-2Z	-
	130	31	85,2	52	2,2	11 000	5 600	1,8	* 6312-2Z	* 6312-Z
130	31	85,2	52	2,2	-	3 400	1,8	* 6312-2RS1	* 6312-RS1	
130	46	81,9	52	2,2	-	3 400	2,55	62312-2RS1	-	
65	85	10	12,4	12,7	0,54	16 000	8 000	0,13	61813-2RZ	-
	85	10	12,4	12,7	0,54	-	4 500	0,13	61813-2RS1	-
	90	13	17,4	16	0,68	15 000	7 500	0,22	61913-2RZ	-
	90	13	17,4	16	0,68	-	4 300	0,22	61913-2RS1	-
	100	18	31,9	25	1,06	14 000	7 000	0,46	* 6013-2Z	* 6013-Z
	100	18	31,9	25	1,06	-	4 000	0,46	* 6013-2RS1	* 6013-RS1
	120	23	58,5	40,5	1,73	12 000	6 000	1,05	* 6213-2Z	* 6213-Z
	120	23	58,5	40,5	1,73	-	3 600	1,05	* 6213-2RS1	* 6213-RS1
	120	31	55,9	40,5	1,73	-	3 600	1,4	62213-2RS1	-

¹⁾ Para rodamientos con una sola placa de protección o un sello no rozante (Z, RZ), corresponden las velocidades límite de los rodamientos abiertos.

* Rodamiento SKF Explorer

E2 → Rodamiento **energéticamente eficiente SKF**

Tabla 3.1. Rodamientos rígidos de una hilera de bolas tapados.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designaciones
d	D	B	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.	kg	-	
17	35	10	5,85	3	0,127	49 000	25 000	0,039	E2.6003-2Z
	35	10	5,85	3	0,127	-	15 000	0,038	E2.6003-2RSH
	40	12	9,56	4,75	0,2	41 000	21 000	0,065	E2.6203-2Z
	40	12	9,56	4,75	0,2	-	13 000	0,065	E2.6203-2RSH
	47	14	13,8	6,55	0,275	37 000	19 000	0,12	E2.6303-2Z
	47	14	13,8	6,55	0,275	-	12 000	0,112	E2.6303-2RSH
20	42	12	9,36	5	0,212	41 000	21 000	0,069	E2.6004-2Z
	42	12	9,36	5	0,212	-	12 000	0,067	E2.6004-2RSH
	47	14	12,7	6,55	0,28	35 000	19 000	0,11	E2.6204-2Z
	47	14	12,7	6,55	0,28	-	11 000	0,10	E2.6204-2RSH
	52	15	16,3	7,8	0,34	34 000	18 000	0,15	E2.6304-2Z
	52	15	16,3	7,8	0,34	-	11 000	0,143	E2.6304-2RSH
25	47	12	11,1	6,1	0,26	35 000	18 000	0,08	E2.6005-2Z
	47	12	11,1	6,1	0,26	-	11 000	0,077	E2.6005-2RSH
	52	15	13,8	7,65	0,325	30 000	16 000	0,13	E2.6205-2Z
	52	15	13,8	7,65	0,325	-	10 000	0,13	E2.6205-2RSH
	62	17	22,9	11,6	0,49	28 000	15 000	0,23	E2.6305-2Z
30	55	13	12,7	7,35	0,31	30 000	15 000	0,12	E2.6006-2Z
	62	16	19,5	11,2	0,475	26 000	14 000	0,20	E2.6206-2Z
	72	19	28,1	15,6	0,67	22 000	12 000	0,36	E2.6306-2Z
35	62	14	15,3	9,15	0,39	26 000	13 000	0,15	E2.6007-2Z
	72	17	25,5	15,3	0,64	22 000	12 000	0,30	E2.6207-2Z
	72	17	25,5	15,3	0,64	-	7 300	0,28	E2.6207-2RST
	80	21	33,8	19	0,83	20 000	11 000	0,48	E2.6307-2Z
40	68	15	15,9	9,65	0,405	24 000	12 000	0,19	E2.6008-2Z
	80	18	30,7	18,6	0,78	20 000	11 000	0,38	E2.6208-2Z
	80	18	30,7	18,6	0,78	-	6 500	0,35	E2.6208-2RST
	90	23	41	24	1,02	18 000	10 000	0,65	E2.6308-2Z
45	85	19	32,5	20,4	0,865	18 000	10 000	0,43	E2.6209-2Z
	85	19	32,5	20,4	0,865	-	5 800	0,40	E2.6209-2RST
	100	25	52,7	31,5	1,34	16 000	9 000	0,87	E2.6309-2Z
50	110	27	62,4	38	1,63	15 000	8 000	1,12	E2.6310-2Z
55	100	21	42,3	27,5	1,16	-	5 000	0,58	E2.6211-2RST
	120	29	71,5	45	1,9	13 000	7 000	1,41	E2.6311-2Z
	120	29	71,5	45	1,9	-	4 400	1,35	E2.6311-2RST
60	130	31	81,9	52	2,2	12 000	6 700	1,78	E2.6312-2Z
	130	31	81,9	52	2,2	-	3 900	1,70	E2.6312-2RST
65	140	33	93,6	60	2,5	11 000	5 300	2,17	E2.6313-2Z
70	150	35	104	68	2,75	11 000	5 000	2,63	E2.6314-2Z
75	160	37	114	76,5	3,05	10 000	4 500	3,14	E2.6315-2Z
80	170	39	124	86,5	3,25	9 500	4 300	3,75	E2.6316-2Z

Tabla 3.2. Rodamientos rígidos de bolas SKF E2 tapados.

Viendo el tamaño y las características de los tres rodamientos de la lista que cumplen con las dimensiones deseadas y conociendo las condiciones de trabajo, es de suponer que, por lo menos, alguno de los tres aguantará sin problemas, no obstante, a continuación se realizan los cálculos pertinentes para comprobar que así sea y para elegir el modelo idóneo.

Antes de empezar con los cálculos, en la siguiente lista se muestra la nomenclatura que se utilizará en los mismos:

- C: Capacidad de carga dinámica. Es la carga radial constante que puede soportar un rodamiento, hasta una duración nominal igual a un millón de revoluciones del anillo interior.
- a: Parámetro que toma el valor 3 en el caso de los rodamientos de bolas y el valor $10/3$ en el caso de los rodamientos de rodillos.
- F: Carga radial a la que realmente hará frente el rodamiento.
- L: Duración, en revoluciones, estimada para el rodamiento sometido a la carga radial F.
- L_{hD} : Duración del diseño, en horas.
- n_D : Velocidad de diseño, en revoluciones por minuto.
- v: Velocidad lineal de la tracción del cable.
- ω : Velocidad angular del eje del tambor.
- r: Radio del tambor del cabrestante original.
- R: Radio del tambor de nuestra máquina.
- M: Momento generado en el eje.
- F_o : Fuerza con la que tracciona el cabrestante original.
- F_R : Fuerza con la que tira nuestro equipo cuando genera el mismo momento con el que el cabrestante original tracciona con una fuerza F_o .

Ahora ya podemos proceder a los cálculos:

Este equipo está diseñado para trabajar tirando de un máximo de 2500 kilogramos, esto es 24500 Newtons y, gracias a la polea guía, conseguimos que esta fuerza sea completamente perpendicular a la dirección del eje del tambor y, por consiguiente, también a la del eje del rodamiento. Entonces:

$$F = 24500N = 24.5 kN$$

Por otro lado, puesto que nuestra maquina no estará trabajando de forma continua, día tras día, sino que es una herramienta destinada a un uso esporádico, para tareas puntuales, con diseñar los rodamientos para durar 3000h, trabajando al máximo de carga, es suficiente. Por lo tanto, suponemos:

$$L_{hD} = 3000 h$$

Llegados a este punto, desconocemos la velocidad del eje del tambor. Acudiendo a los datos de la máquina original, descubrimos que no muestra la velocidad a la que es capaz de recoger el cable tirando de 2500 kilogramos, pero si muestra este dato para una fuerza de arrastre de 2722 kilogramos. Utilizaremos este dato para nuestros cálculos, a modo de aproximación, pero antes, como el tambor de nuestra máquina tiene un diámetro de 81 milímetros y el tambor del cabrestante original tiene un diámetro de 63 milímetros, comprobamos la fuerza de la que tirará nuestro equipo cuando genere el mismo momento en el eje del tambor:

$$F_o = 2722 \times 9.8 = 26675.6 \text{ N}$$

$$M = F_o \times r = 26675.6 \times \frac{0.063}{2}$$

$$M = 840.2814 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_R = \frac{M}{R} = \frac{840.2814}{\frac{0.081}{2}} = 20747.69 \text{ N}$$

En kgf:

$$F_R = \frac{20747.69}{9.8} = 2117.11 \text{ kg}$$

Llegados a este punto, sabemos que nuestro equipo, para tirar de 2500 kilogramos, lo hará con una velocidad ligeramente menor a la que saldrá en el siguiente cálculo, pero el siguiente dato que nos proporciona el fabricante es para una “fuerza” de 3629 kilogramos, que en nuestra máquina serían unos 3000 kilogramos y, por lo tanto, la velocidad obtenida sería menor que la que realmente se conseguirá cuando el equipo tire de 2500 kilogramos, que es el máximo para el que está diseñada la máquina. Ante este dilema, la mejor opción es utilizar el dato de la velocidad obtenida a partir de los datos proporcionados para el caso en el que el cabrestante original tira con una “fuerza” de 2722 kilogramos, ya que, al suponer una velocidad mayor que la real, se consigue un efecto similar al uso de un coeficiente de seguridad mayor que la unidad. Sabemos, por lo tanto, que el cabrestante original es capaz de tirar, con su tambor de 63 milímetros de diámetro, de 2722 kilogramos a una velocidad lineal de 4.8 metros por minuto:

$$v = 4.8 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$r = \frac{63}{2} = 31.5 \text{ mm} = 0.0315 \text{ m}$$

Por lo tanto:

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{4.8 \frac{m}{min} \times \frac{1 min}{60 s}}{0.0315 m}$$

$$\omega = 2.5397 \frac{rad}{s}$$

En rpm:

$$\omega = 2.5397 \frac{rad}{s} \times \frac{1 rev}{2\pi rad} \times \frac{60 s}{1 min}$$

$$\omega = 24.25 rpm$$

Y:

$$n_D = \omega$$

Entonces:

$$\boxed{n_D = 24.25 rpm}$$

Ahora ya tenemos los datos suficientes para proceder con el cálculo del modelo de rodamiento que utilizaremos para los soportes del eje del tambor. En primer lugar, calculamos la duración, en revoluciones, que deberá tener el rodamiento seleccionado:

$$L = n_D \times L_{hD} \times \frac{60 min}{1 h}$$

$$L = 24.25 \frac{rev}{min} \times 3000 h \times \frac{60 min}{1 h}$$

$$\boxed{L = 4365000 rev = 4.365 \times 10^6 rev}$$

Y, al tratarse de rodamientos de bolas:

$$\boxed{a = 3}$$

Ahora ya, suponiendo un coeficiente de seguridad de 1.5:

$$\frac{L}{10^6} = \left(\frac{C}{F}\right)^a$$
$$\frac{4.365 \times 10^6}{10^6} = \left(\frac{C}{24.5}\right)^3$$

Simplificando:

$$\boxed{C = 40.04 \text{ kN}}$$

A la vista de los resultados obtenidos, se utilizaran en los apoyos del eje del tambor, **dos rodamientos SKF E2.6211-2RST**.

4. SOLDADURA DE LA BASE DE LA MÁQUINA

Para calcular las características de los cordones de soldadura existentes entre la lámina de la base y los tubos de la misma, empezamos suponiendo que es necesario soldar en toda la longitud que sea posible hacerlo. Sumando las longitudes de todas las juntas “soldables” se obtienen los siguientes resultados:

- Longitud total de cordón perpendicular a la dirección de la componente horizontal de la fuerza aplicada:
1.792 metros.
- Longitud total del cordón paralelo a la dirección de la componente horizontal de la fuerza aplicada:
0.74 metros.
- Longitud total del cordón de soldadura:
2.532 metros.

Una vez conocidos estos tres datos y conociendo también el valor de la componente horizontal de la fuerza aplicada sobre la máquina, $-F_{2x}$ (F_{2x} se calculó en el apartado de cálculos asociados a los tornillos que anclan los soportes laterales de la polea a la base de la misma), podemos calcular la fuerza asociada a cada tipo de cordón:

$$-F_{2x} = 24432.945 \text{ N}$$

$$F_{\text{perpendicular}} = \frac{24432.945 \text{ N}}{2.532 \text{ m}} \times 1.792 \text{ m}$$

$$F_{\text{perpendicular}} = 17292.195 \text{ N}$$

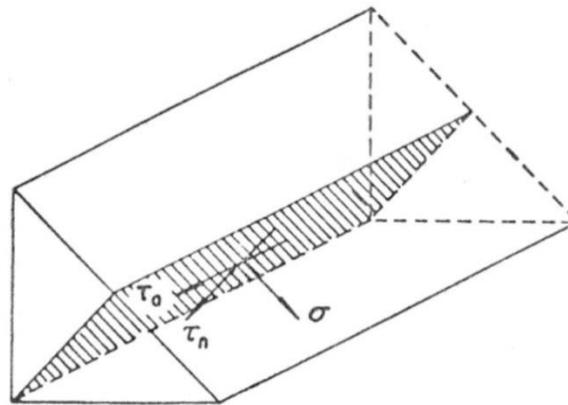
$$F_{\text{paralelo}} = \frac{24432.945 \text{ N}}{2.532 \text{ m}} \times 0.74 \text{ m}$$

$$F_{\text{paralelo}} = 7140.75 \text{ N}$$

A partir de estos resultados empezaremos a calcular los espesores de garganta en función del electrodo que utilicemos. Pero antes de nada, a modo de aclaración, en el siguiente listado se puede observar el significado de cada una de las siglas utilizadas en las funciones que se emplearán en los siguientes cálculos:

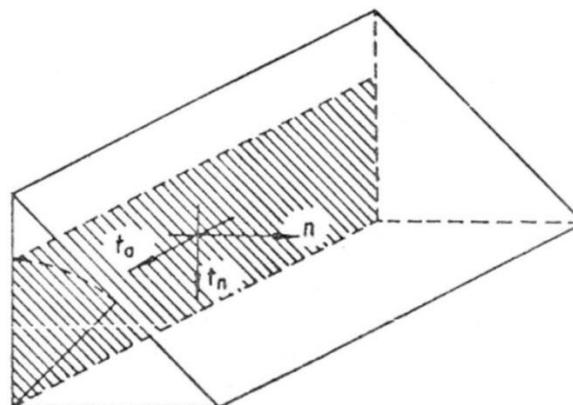
- $S_{y_electrodo}$: Tensión límite de fluencia.
- n : Tensión normal, normal al plano de garganta abatido.
- t_a : Tensión tangencial axial, paralela a la dirección del cordón de soldadura.

- t_n : Tensión tangencial normal, normal a la dirección del cordón de soldadura.
- l : Longitud eficaz del cordón de soldadura.
- a : Espesor de garganta del cordón de soldadura.
- σ : Tensión normal, normal al plano de garganta.
- τ_n : Tensión tangencial normal, normal a la dirección del cordón de soldadura.
- τ_a : Tensión tangencial axial, paralela a la dirección del cordón de soldadura.
- n_s : Factor de seguridad.
- $\sigma_{\text{admisible}}$: Tensión máxima admisible para la utilización de ese cordón de soldadura.
- $\sigma_{\text{comparación}}$: Tensión calculada para compararla con la admisible (debe ser menor).



Fuente: Apuntes del tema 4. EM1021-Diseño de Maquinas.

Figura 4.1. Tensiones referidas al plano de garganta.



Fuente: Apuntes del tema 4. EM1021-Diseño de Maquinas.

Figura 4.2. Tensiones referidas al plano de garganta abatido.

Una vez conocida la nomenclatura, pasamos a los cálculos:

Prueba 1: Electrodo E80yy, longitud total

Escogemos este electrodo, ya que tiene una resistencia media, y procedemos al cálculo de los cordones de soldadura:

$$S_{y_electrodo} = 462 \text{ MPa}$$

· Cordón transversal a tracción:

Conociendo:

$$F = F_{perpendicular} = 17292.195 \text{ N}$$

$$l = 1.792 \text{ m}$$

$$n_s = 3$$

Calculamos:

$$n = \frac{F}{a \times l} = \frac{9649.662}{a}$$

$$\sigma = \tau_n = n \times \cos(45^\circ)$$

$$\tau_a = 0$$

Con lo cual:

$$\sigma_{comparación} = \sqrt{\sigma^2 + 1.8 \times \tau_n} = n \times \cos(45^\circ) \times \sqrt{1 + 1.8} = 1.18 \times n$$

Por otro lado, como la soldadura trabaja a cortante:

$$\sigma_{admisible} = 0.4 \times S_{y_electrodo}$$

$$\sigma_{admisible} = 184.8 \text{ MPa} = 184.8 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Y comparando:

$$\sigma_{comparación} \leq \frac{\sigma_{admisible}}{n_s}$$

$$1.18 \times \frac{9649.662}{a} \leq \frac{184.8 \times 10^6}{3}$$

$$a \geq \frac{1.18 \times 9649.662 \times 3}{184.8 \times 10^6}$$

$$\boxed{a \geq 1.85 \times 10^{-4} \text{ m} = 0.185 \text{ mm}}$$

A la vista de este primer resultado parece evidente que no es necesario aplicar soldadura en toda la longitud disponible por lo que, antes de continuar con los cálculos dividimos por 10 las dos longitudes que habíamos supuesto, quedando entonces:

- Longitud total de cordón perpendicular a la dirección de la componente horizontal de la fuerza aplicada:
0.1792 metros.
- Longitud total del cordón paralelo a la dirección de la componente horizontal de la fuerza aplicada:
0.074 metros.
- Longitud total del cordón de soldadura:
0.2532 metros.

Como la proporción se mantiene entre los cordones en ambas direcciones, las fuerzas aplicadas siguen siendo las mismas:

$$F_{perpendicular} = 17292.195 N$$

$$F_{paralelo} = 7140.75 N$$

Retomando los cálculos:

Prueba 2: Electrodo E80yy, longitud reducida

Escogemos este electrodo, ya que tiene una resistencia media, y procedemos al cálculo de los cordones de soldadura:

$$S_{y_electrodo} = 462 MPa$$

· Cordón transversal a tracción:

Conociendo:

$$F = F_{perpendicular} = 17292.195 N$$

$$l = 0.1792 m$$

$$n_s = 3$$

Calculamos:

$$n = \frac{F}{a \times l} = \frac{96496.624}{a}$$

$$\sigma = \tau_n = n \times \cos(45^\circ)$$

$$\tau_a = 0$$

Con lo cual:

$$\sigma_{comparación} = \sqrt{\sigma^2 + 1.8 \times \tau_n} = n \times \cos(45^\circ) \times \sqrt{1 + 1.8} = 1.18 \times n$$

Por otro lado, como la soldadura trabaja a cortante:

$$\sigma_{admisible} = 0.4 \times S_{y_electrodo}$$

$$\sigma_{admisible} = 184.8 \text{ MPa} = 184.8 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Y comparando:

$$\sigma_{comparación} \leq \frac{\sigma_{admisible}}{n_s}$$

$$1.18 \times \frac{96496.624}{a} \leq \frac{184.8 \times 10^6}{3}$$

$$a \geq \frac{1.18 \times 96496.624 \times 3}{184.8 \times 10^6}$$

$$a \geq 1.85 \times 10^{-3} \text{ m} = 1.85 \text{ mm}$$

· Cordon longitudinal a tracción:

Conociendo:

$$F = F_{paralelo} = 7140.75 \text{ N}$$

$$l = 0.074 \text{ m}$$

$$n_s = 3$$

Calculamos:

$$t_a = \frac{F}{2 \times a \times l}$$

$$\sigma = \tau_n = 0$$

$$\tau_a = t_a$$

Con lo cual:

$$\sigma_{comparación} = \sqrt{1.8 \times \tau_a^2} = 1.34 \times \frac{F}{2 \times a \times l}$$

Por otro lado, como la soldadura trabaja a cortante:

$$\sigma_{admissible} = 0.4 \times S_{y_electrodo}$$

$$\sigma_{admissible} = 184.8 \text{ MPa} = 184.8 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Y comparando:

$$\sigma_{comparación} \leq \frac{\sigma_{admissible}}{n_s}$$

$$1.34 \times \frac{7140.75}{2 \times a \times 0.074} \leq \frac{184.8 \times 10^6}{3}$$

$$a \geq \frac{1.34 \times 7140.75 \times 3}{2 \times 0.074 \times 184.8 \times 10^6}$$

$$\boxed{a \geq 1.05 \times 10^{-3} \text{ m} = 1.05 \text{ mm}}$$

Viendo los resultados, parece que podríamos utilizar, sin problemas, un electrodo con una resistencia a fluencia menor. Por lo tanto:

Prueba 3: Electrodo E60yy, longitud reducida

En este caso:

$$S_{y_electrodo} = 345 \text{ MPa}$$

· Cordón transversal a tracción:

Conociendo:

$$F = F_{perpendicular} = 17292.195 \text{ N}$$

$$l = 0.1792 \text{ m}$$

$$n_s = 3$$

Calculamos:

$$n = \frac{F}{a \times l} = \frac{96496.624}{a}$$

$$\sigma = \tau_n = n \times \cos(45^\circ)$$

$$\tau_a = 0$$

Con lo cual:

$$\sigma_{comparación} = \sqrt{\sigma^2 + 1.8 \times \tau_n} = n \times \cos(45^\circ) \times \sqrt{1 + 1.8} = 1.18 \times n$$

Por otro lado, como la soldadura trabaja a cortante:

$$\sigma_{admisible} = 0.4 \times S_{y_electrodo}$$

$$\sigma_{admisible} = 138 \text{ MPa} = 138 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Y comparando:

$$\sigma_{comparación} \leq \frac{\sigma_{admisible}}{n_s}$$

$$1.18 \times \frac{96496.624}{a} \leq \frac{138 \times 10^6}{3}$$

$$a \geq \frac{1.18 \times 96496.624 \times 3}{138 \times 10^6}$$

$$\boxed{a \geq 2.48 \times 10^{-3} \text{ m} = 2.48 \text{ mm}}$$

· Cordón longitudinal a tracción:

Conociendo:

$$F = F_{paralelo} = 7140.75 \text{ N}$$

$$l = 0.074 \text{ m}$$

$$n_s = 3$$

Calculamos:

$$t_a = \frac{F}{2 \times a \times l}$$

$$\sigma = \tau_n = 0$$

$$\tau_a = t_a$$

Con lo cual:

$$\sigma_{comparación} = \sqrt{1.8 \times \tau_a^2} = 1.34 \times \frac{F}{2 \times a \times l}$$

Por otro lado:

$$\sigma_{admissible} = 0.4 \times S_{y_electrodo}$$

$$\sigma_{admissible} = 138 \text{ MPa} = 138 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Y comparando:

$$\sigma_{comparación} \leq \frac{\sigma_{admissible}}{n_s}$$

$$1.34 \times \frac{7140.75}{2 \times a \times 0.074} \leq \frac{138 \times 10^6}{3}$$

$$a \geq \frac{1.34 \times 7140.75 \times 3}{2 \times 0.074 \times 138 \times 10^6}$$

$$\boxed{a \geq 1.41 \times 10^{-3} \text{ m} = 1.41 \text{ mm}}$$

A la vista de los resultados, utilizaremos un **electrodo E60yy**, realizando cordones de soldadura con **espesor de garganta de 2.5 milímetros** en el caso de los cordones cuya dirección es perpendicular a la de la fuerza, **y de 1.5 milímetros** en el caso de los cordones cuya dirección es paralela a la de la fuerza aplicada. Como la distancia total a soldar es una décima parte de la longitud total que podríamos soldar, realizaremos la soldadura a tramos, repartidos de forma aproximadamente simétrica (que no se concentre toda la soldadura en un único tramo), haciendo coincidir un tramo soldado con cada extremo de un tubo y repartiendo el resto de tramos soldados entre las juntas generadas entre las caras laterales de los tubos y la lámina de la base. Además, con tal de dar rigidez a la base, se soldarán todas las juntas verticales entre los tubos con el mismo electrodo y un espesor de garganta de 2.5 milímetros.

5. SOLDADURA DE LA BASE DE LA POLEA

A fin de hacer más comprensible lo explicado en este apartado, en la siguiente imagen se puede observar el ensamblaje de la base de la polea, con la polea ya montada:

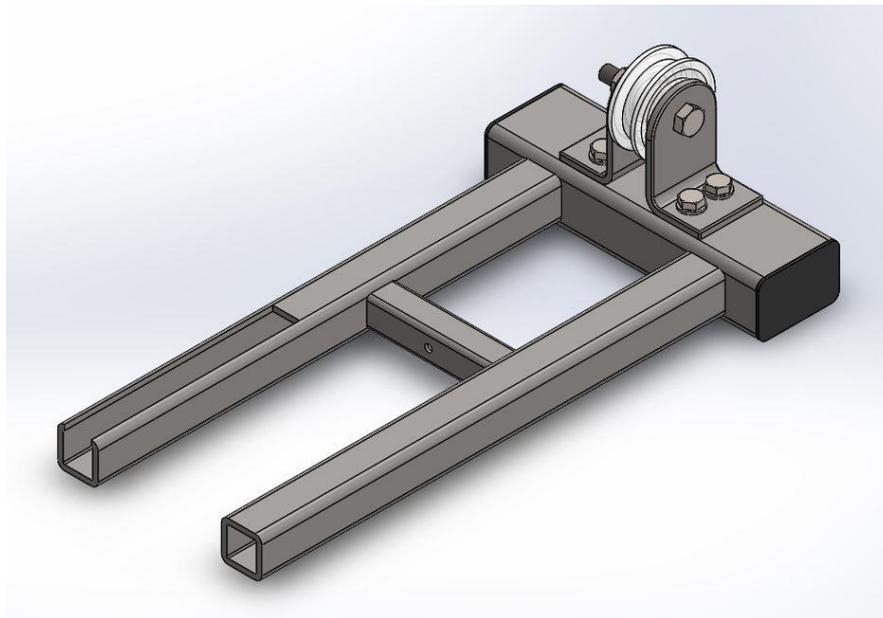


Figura 5.1. Ensamblaje de la base de la polea, con la polea ya montada.

Para calcular las características de los cordones de soldadura existentes entre los distintos tubos del ensamblaje de la polea, empezamos suponiendo que es necesario soldar en toda la longitud del perímetro de los dos tubos que se introducen, por dos orificios, en el interior del tubo que hace las veces de base de la propia polea. Estas juntas se han diseñado de este modo, y no como el final de dos tubos soldados a la cara lateral de otro, para dar más rigidez a la unión y para que la componente vertical de la fuerza resultante, aplicada a la polea, se transmita por contacto directo entre las piezas. Sumando las longitudes de todas las juntas “soldables” se obtiene el siguiente resultado:

- Longitud total de cordón perpendicular a la dirección de la componente horizontal de la fuerza aplicada:
0.16 metros.

También conocemos el valor de la componente horizontal de la fuerza resultante aplicada sobre la máquina que, en el peor de los casos para estas juntas, es R_x , cuyo valor ya que se calculó en el primer caso del apartado de cálculos asociados a los tornillos que anclan los soportes laterales de la polea a la base de la misma, entonces tenemos:

$$R_x = 67.055 N$$

Conociendo estos datos, empezamos a calcular el espesor de garganta, que dependerá del electrodo que utilicemos. Para estos cálculos se utiliza la misma nomenclatura que en el apartado del cálculo de los cordones de soldadura de la base de la máquina.

Prueba 1: Electrodo E80yy, longitud total

Escogemos este electrodo, ya que tiene una resistencia media, y procedemos al cálculo de los cordones de soldadura:

$$S_{y_electrodo} = 462 MPa$$

· Cordón transversal a tracción:

Conociendo:

$$F = R_x = 67.055 N$$

$$l = 0.16 m$$

$$n_s = 3$$

Calculamos:

$$n = \frac{F}{a \times l} = \frac{67.055}{a \times 0.16} = \frac{419.09375}{a}$$

$$\sigma = \tau_n = n \times \cos(45^\circ)$$

$$\tau_a = 0$$

Con lo cual:

$$\sigma_{comparación} = \sqrt{\sigma^2 + 1.8 \times \tau_n} = n \times \cos(45^\circ) \times \sqrt{1 + 1.8} = 1.18 \times n$$

Por otro lado, como la soldadura trabaja a cortante:

$$\sigma_{admissible} = 0.4 \times S_{y_electrodo}$$

$$\sigma_{admissible} = 184.8 \text{ MPa} = 184.8 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Y comparando:

$$\sigma_{comparación} \leq \frac{\sigma_{admissible}}{n_s}$$

$$1.18 \times \frac{419.09375}{a} \leq \frac{184.8 \times 10^6}{3}$$

$$a \geq \frac{1.18 \times 419.09375 \times 3}{184.8 \times 10^6}$$

$$\boxed{a \geq 8.02 \times 10^{-6} \text{ m} = 0.00802 \text{ mm}}$$

A la vista del ridículo resultado obtenido, procedemos a repetir los cálculos pero, en este caso, considerando una longitud reducida a 1/4 parte de la longitud inicial, utilizando un electrodo con una resistencia menor y suponiendo un coeficiente de seguridad de 5.

Prueba 2: Electrodo E60yy, longitud reducida y coeficiente de seguridad aumentado

En este caso:

$$S_{y_electrodo} = 345 \text{ MPa}$$

· Cordón transversal a tracción:

Conociendo:

$$F = R_x = 67.055 \text{ N}$$

$$l = 0.04 \text{ m}$$

$$n_s = 5$$

Calculamos:

$$n = \frac{F}{a \times l} = \frac{67.055}{a \times 0.04} = \frac{1676.375}{a}$$

$$\sigma = \tau_n = n \times \cos(45^\circ)$$

$$\tau_a = 0$$

Con lo cual:

$$\sigma_{comparación} = \sqrt{\sigma^2 + 1.8 \times \tau_n} = n \times \cos(45^\circ) \times \sqrt{1 + 1.8} = 1.18 \times n$$

Por otro lado, como la soldadura trabaja a cortante:

$$\sigma_{admissible} = 0.4 \times S_{y_electrodo}$$

$$\sigma_{admissible} = 138 \text{ MPa} = 138 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Y comparando:

$$\sigma_{comparación} \leq \frac{\sigma_{admissible}}{n_s}$$

$$1.18 \times \frac{1676.375}{a} \leq \frac{138 \times 10^6}{5}$$

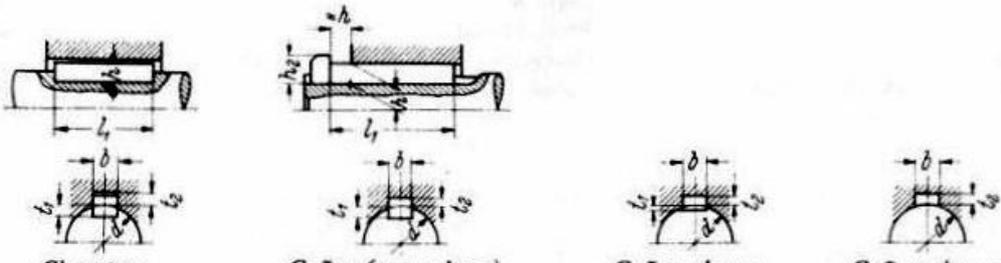
$$a \geq \frac{1.18 \times 1676.375 \times 5}{138 \times 10^6}$$

$$a \geq 7.17 \times 10^{-5} \text{ m} = 0.0717 \text{ mm}$$

Viendo que el valor obtenido para el espesor de garganta sigue siendo muy pequeño, lo sobredimensionamos para poder realizar la soldadura en el mundo real, por lo tanto, pondremos un tramo de cordón de soldadura de **5 milímetros de longitud en el centro de cada una de las juntas** generadas entre las caras de los dos tubos y los orificios por los que se introducen, estos tramos tendrán un **espesor de garganta de 1 milímetro** y se realizarán con un **electrodo E60yy**. Por otro lado, para dotar al ensamblaje de una mayor rigidez, se dispondrán, del mismo modo, ocho puntos de soldadura, con estas mismas características, uno en cada una de las juntas generadas entre las caras del tubo más estrecho del ensamblaje y los orificios por los que se introduce en los dos tubos cuadrados que posteriormente se introducen en el tubo que hace de base de la polea.

6. CHAVETA DEL EJE DEL TAMBOR

Con tal de transmitir el movimiento del eje del tambor al propio tambor y para que ambas piezas giren solidariamente, se emplearán chavetas. En este apartado se dimensionan las chavetas que se emplearán con esta finalidad, para ello, el primer paso es acudir a las tablas de la norma correspondiente para seleccionar la sección pertinente, en función del diámetro del eje que, en nuestro caso, es de cincuenta y cinco milímetros. Por lo tanto:



Árbol d	Cuñas			Chavetas			Altura de la cabeza h_2	Cuñas planas		Aplana- miento del árbol Cuñas cóncavas		
	b	h	t_1	t_2	t_2	b		h	t_1	b	h	t_2
10...12	4	4	2,5	1,2	1,8	7						
12...17	5	5	3,0	1,7	2,3	8						
17...22	6	6	3,5	2,1	2,8	10						
22...30	8	7	4,0	2,4	3,3	11	8	5	1,3	8	3,5	3,2
30...38	10	8	5,0	2,4	3,3	12	10	6	1,8	10	4	3,7
38...44	12	8	5,0	2,4	3,3	12	12	6	1,8	12	4	3,7
44...50	14	9	5,5	2,9	3,8	14	14	6	1,4	14	4,5	4,0
50...58	16	10	6,0	3,4	4,3	16	16	7	1,9	16	5	4,5
58...65	18	11	7,0	3,4	4,4	18	18	7	1,9	18	5	4,5
65...75	20	12	7,5	3,9	4,9	20	20	8	1,9	20	6	5,5
75...85	22	14	9,0	4,4	5,4	22	22	9	1,8	22	7	6,5
85...95	25	14	9,0	4,4	5,4	22	25	9	1,9	25	7	6,4
95...110	28	16	10,0	5,4	6,4	25	28	10	2,4	28	7,5	6,9
110...130	32	18	11,0	6,4	7,4	28	32	11	2,3	32	8,5	7,9
130...150	36	20	12,0	7,1	8,4	32	36	12	2,8	36	9	8,4
150...170	40	22	13,0	8,1	9,4	36	40	14	4,0			9,1
170...200	45	25	15,0	9,1	10,4	40	45	16	4,7			10,4

Fuente: Apuntes del tema 7. EM1021-Diseño de Maquinas.

Tabla 6.1. Dimensiones de chavetas, cuñas y chaveteros según DIN (en mm).

En una unión con chaveta, la chaveta debe ser, de los componentes de la unión, la pieza fabricada en el material menos resistente para actuar, de este modo, como un "fusible mecánico". En este caso el eje está fabricado en Acero F114, pero el tambor es

de Nailon 6/10. Pese a haberse seleccionado, dentro de la familia del Nailon, un material bastante resistente, fabricar las chavetas con un material aún menos resistente sería arriesgado y, por otro lado, el elemento caro de la unión es el eje, que si es de un material mucho más resistente. Por todo ello, se ha optado por la utilización del Nailon 6/10 también en la fabricación de las chavetas.

Una vez conocida la sección de la chaveta y el material del que estará hecha, se puede proceder con los cálculos pertinentes para conocer la longitud de chaveta necesaria. Pero, antes de empezar con los cálculos, en la siguiente lista se muestra la nomenclatura que se utilizará en la realización de los mismos:

- S_y : Límite de fluencia.
- F : Esfuerzo cortante. Es la fuerza que ejerce el eje sobre la chaveta y la reacción del cubo sobre la misma chaveta.
- T : Par en el eje.
- b : Anchura de la chaveta.
- h : Altura de la chaveta.
- L : Longitud de la chaveta.
- n_s : Coeficiente de seguridad.
- A_{cortante} : Área de la sección longitudinal. Es el área que debe resistir el esfuerzo a cortante para evitar el fallo por cortadura. Su valor se obtiene de multiplicar la anchura de la chaveta por la longitud de la misma.
- $A_{\text{aplastamiento}}$: Área de carga. Es el área de la superficie que sufre la reacción del cubo sobre la chaveta, tiene el mismo valor que el área de la superficie que sufre la fuerza ejercida por el eje sobre la chaveta, y se calcula multiplicando la mitad de la altura de la chaveta por la longitud de la misma.
- τ : Tensión tangencial, en la sección a cortante.
- $\sigma_{\text{admisible}}$: Tensión admisible de diseño para compresión.
- $\sigma_{\text{aplastamiento}}$: Tensión de compresión, sobre las caras laterales de la chaveta.
- d : Diámetro del eje.
- D : Diámetro del tambor.

En primer lugar se calcula el Par ejercido sobre el eje. En el funcionamiento normal de la máquina y para el máximo de carga, el par debe generar una fuerza de 24500 Newtons en la superficie del tambor. Por lo tanto, conociendo:

$$D = 81 \text{ mm} = 0.081 \text{ m}$$

Podemos calcular el Par como:

$$T = 24500 \times \frac{D}{2} = 24500 \times \frac{0.081}{2}$$

$$T = 992.25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El par necesario para iniciar el movimiento será ligeramente superior al calculado para el caso del funcionamiento normal de la máquina, en los posteriores cálculos se corregirá este “error” mediante la utilización de un coeficiente de seguridad suficientemente elevado.

Una vez conocido el Par, se puede calcular la longitud mínima necesaria para evitar el fallo de la chaveta en los dos posibles tipos de fallo (fallo por cortadura y fallo por aplastamiento). Para ello conocemos:

$$S_y(\text{Nailon } 6/10) = 139.043 \text{ MPa} = 139.043 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$b = 16 \text{ mm} = 0.016 \text{ m}$$

$$h = 10 \text{ mm} = 0.01 \text{ m}$$

$$d = 55 \text{ mm} = 0.055 \text{ m}$$

Ahora ya:

Fallo por cortadura

En primer lugar se puede calcular el esfuerzo cortante en la chaveta como sigue:

$$F = \frac{T}{\frac{d}{2}} = \frac{2 \times T}{d}$$

Se puede calcular el Área de la sección longitudinal como:

$$A_{\text{cortante}} = b \times L$$

Por lo tanto, la tensión tangencial, en la sección cortante, será:

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{cortante}}} = \frac{2 \times T}{d \times b \times L}$$

Utilizando el criterio de la tensión tangencial máxima, con un coeficiente de seguridad de 4, la longitud necesaria para que no se produzca el fallo por cortadura es:

$$L \geq \frac{4 \times T \times n_s}{d \times b \times S_y(\text{Nailon } 6/10)} = \frac{4 \times 992.25 \times 4}{0.055 \times 0.016 \times 139.043 \times 10^6}$$

$$\boxed{L \geq 0.130 \text{ m}}$$

Fallo por aplastamiento

Del mismo modo que en el caso anterior, el esfuerzo cortante en la chaveta será:

$$F = \frac{2 \times T}{d}$$

En este caso, se calcula el Área de carga como sigue:

$$A_{\text{aplastamiento}} = L \times \frac{h}{2}$$

El fallo por aplastamiento se produce en la superficie que tenga la menor resistencia a fluencia por compresión. Entre la superficie del eje y la de la chaveta, la de menor resistencia a fluencia sería la superficie de la chaveta. En cambio, la superficie del chavetero del tambor y la de la chaveta son igual de resistentes, no obstante, como el valor de ambas áreas también es el mismo, se utilizará para el cálculo la superficie de la chaveta. Definimos, entonces, la tensión admisible de diseño para compresión como:

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{S_y(\text{Nailon 6/10})}{n_s}$$

A su vez, la tensión de compresión, sobre las caras laterales de la chaveta y, por lo tanto, sobre la cara lateral del chavetero del tambor es:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F}{A_{\text{aplastamiento}}} = \frac{2 \times T}{d \times \frac{h}{2} \times L}$$

Es condición indispensable que:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} \leq \sigma_{\text{admisible}}$$

Por lo tanto, considerando un coeficiente de seguridad de 4, la longitud de chaveta necesaria para que no se produzca el fallo por aplastamiento es:

$$L \geq \frac{4 \times T \times n_s}{d \times h \times S_y(\text{Nailon 6/10})} = \frac{4 \times 992.25 \times 4}{0.055 \times 0.01 \times 139.043 \times 10^6}$$

$$\boxed{L \geq 0.208 \text{ m}}$$

A la vista de los resultados, se utilizarán **dos** chavetas de **104 milímetros de longitud** (que es justo la longitud del tambor), **16 milímetros de anchura (b)** y **10 milímetros de altura (h)**, separadas entre sí un ángulo de 180°.

7. CAPACIDAD DE LA BOBINA DE RECOGIDA

Recordando que uno de los requisitos de diseño impuestos por el dueño de la empresa dice que en la bobina de recogida deben caber, al menos, cincuenta metros de cable con un diámetro de sección de seis milímetros, en este apartado se calcula la capacidad de la bobina diseñada.

Antes de proceder con el cálculo, en la siguiente lista se muestra la nomenclatura utilizada:

- L_{cable} : Longitud de cable que cabe en la bobina de recogida.
- L : Longitud de la zona de la bobina sobre la que se enrolla el cable.
- R : Radio de la sección de la zona de la bobina sobre la que se enrolla el cable.
- d : Diámetro de la sección del cable.
- D_{ext} : Diámetro de la sección de los extremos de la bobina, de las “aletas” que impiden que se salga el cable.
- x : Número de capas de cable que caben en la bobina.

Utilizando la lógica, se puede calcular la longitud de cable que cabe en la bobina de recogida como:

$$L_{cable} = \frac{L}{d} \times 2 \times \pi \times (R + (R + d) + (R + 2 \times d) + \dots + (R + x \times d))$$

Del requisito de diseño y del diseño propuesto de la bobina se pueden extraer los siguientes datos:

$$d = 6 \text{ mm}$$

$$L = 132 \text{ mm}$$

$$R = 83 \text{ mm}$$

$$D_{ext} = 246 \text{ mm}$$

Se puede calcular el número de capas de cable que puede albergar la bobina como sigue:

$$x = \frac{D_{ext} - 2 \times R}{2 \times d} - 1 = \frac{246 - 2 \times 83}{2 \times 6} - 1$$

$$x = 5.66$$

$$\boxed{x \approx 5}$$

Finalmente, la longitud de cable que podrá contener, como máximo, la bobina es:

$$L_{cable} = \frac{132}{6} \times 2 \times \pi \times (83 \times 6 + 6 \times (1 + 2 + 3 + 4 + 5))$$

$$L_{cable} = 81279.29 \text{ mm}$$

$$\boxed{L_{cable} = 81.27 \text{ m}}$$

A la vista de los resultados, la bobina diseñada es válida, puesto que cumple el requisito de diseño y, además, tiene un tamaño idóneo para trabajar manualmente con ella.

8. ANÁLISIS DEL EJE DEL TAMBOR

La validez del diseño realizado para el eje del tambor de la máquina se ha ensayado, de forma simplificada, mediante la realización de un análisis estático con el programa SOLIDWORKS 2016.

Para realizar este ensayo se ha supuesto un momento puntual del funcionamiento normal de la máquina en el que ésta está trabajando a máxima carga, tirando del cable a velocidad constante. En ese momento, el eje sufre el empuje de una fuerza de 24500 N en una dirección concreta que trata de hacerlo flexar, además está sometido a un momento de 992.25 N·m, generado por la propia fuerza.

La actuación del motor (con la caja reductora de por medio), que transmite un par igual al momento generado por la fuerza externa para mantener, de este modo, el movimiento del eje, a velocidad constante, se simplifica, en este cálculo, colocando una fijación imaginaria en el extremo del eje opuesto al del tambor convirtiendo, así, el problema en un análisis estático.

La validez de esta simplificación radica en el hecho de que, al igual que en el caso en el que el motor mantiene el movimiento a velocidad constante, en el caso estático, el momento generado por la fuerza aplicada tampoco consigue cambiar la situación del movimiento (la aceleración angular es igual a cero en ambos casos, aunque en el simplificado la velocidad angular también es cero y en el caso real ésta tiene un valor superior a cero).

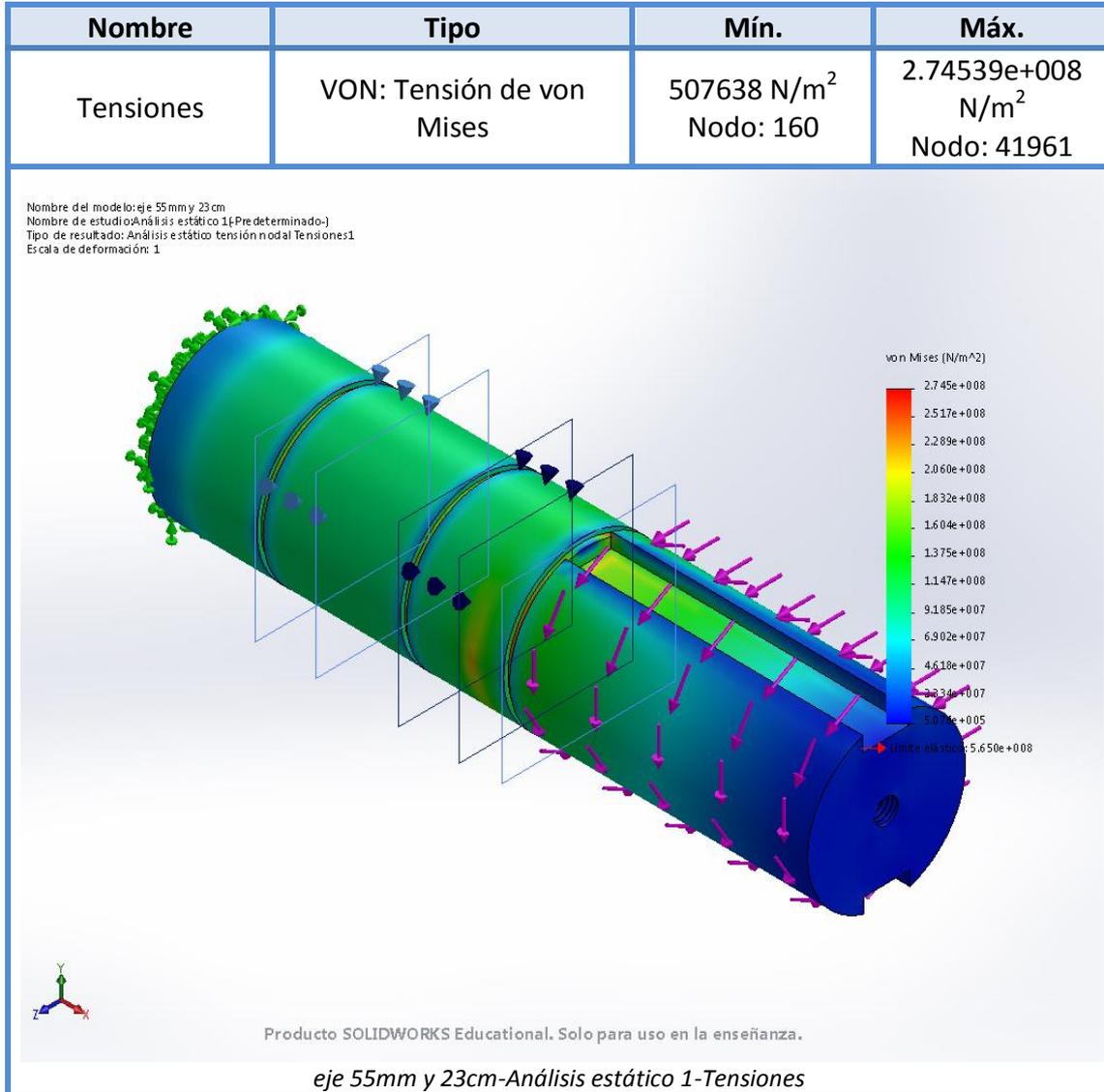
En el ensayo se han incluido también dos sujeciones por rodamientos en los puntos donde se situarán los rodamientos reales de los dos apoyos del eje, en la disposición final de la máquina.

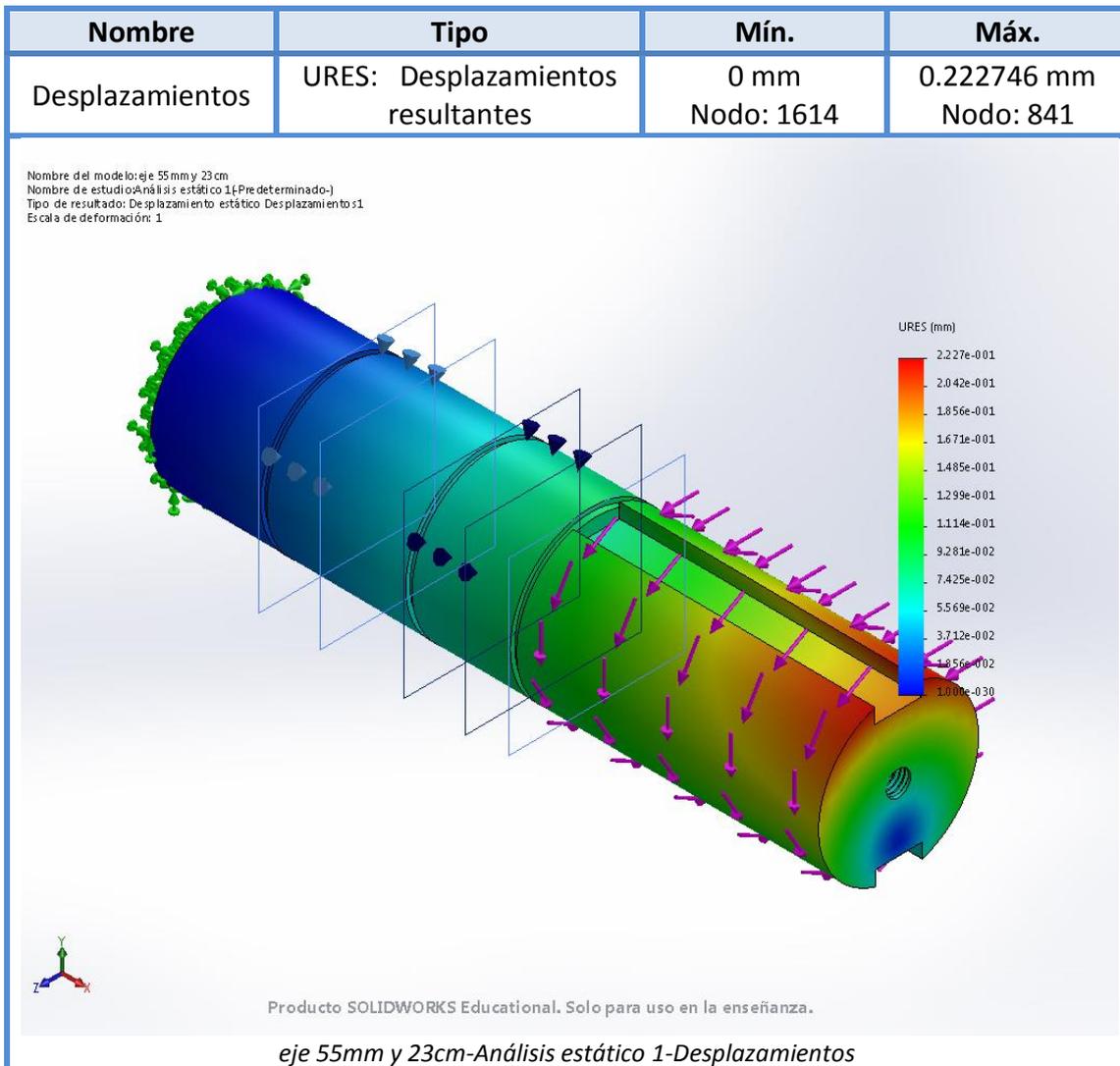
El material seleccionado para el eje es el acero F114, que en España responde al nombre de F1140 (según la norma UNE 36011-12) y que en Solidworks lo encontramos definido con el número estándar que se le da en Alemania (1.1191) y con la denominación que se le da en Europa según la norma EN 10083 (C45E).

Analizando los resultados obtenidos en este estudio, se puede observar que las deformaciones son mínimas y que el coeficiente de seguridad obtenido para el punto más desfavorable es bastante superior a la unidad (2.058). Por lo tanto, el material elegido es el idóneo y las dimensiones definidas las correctas.

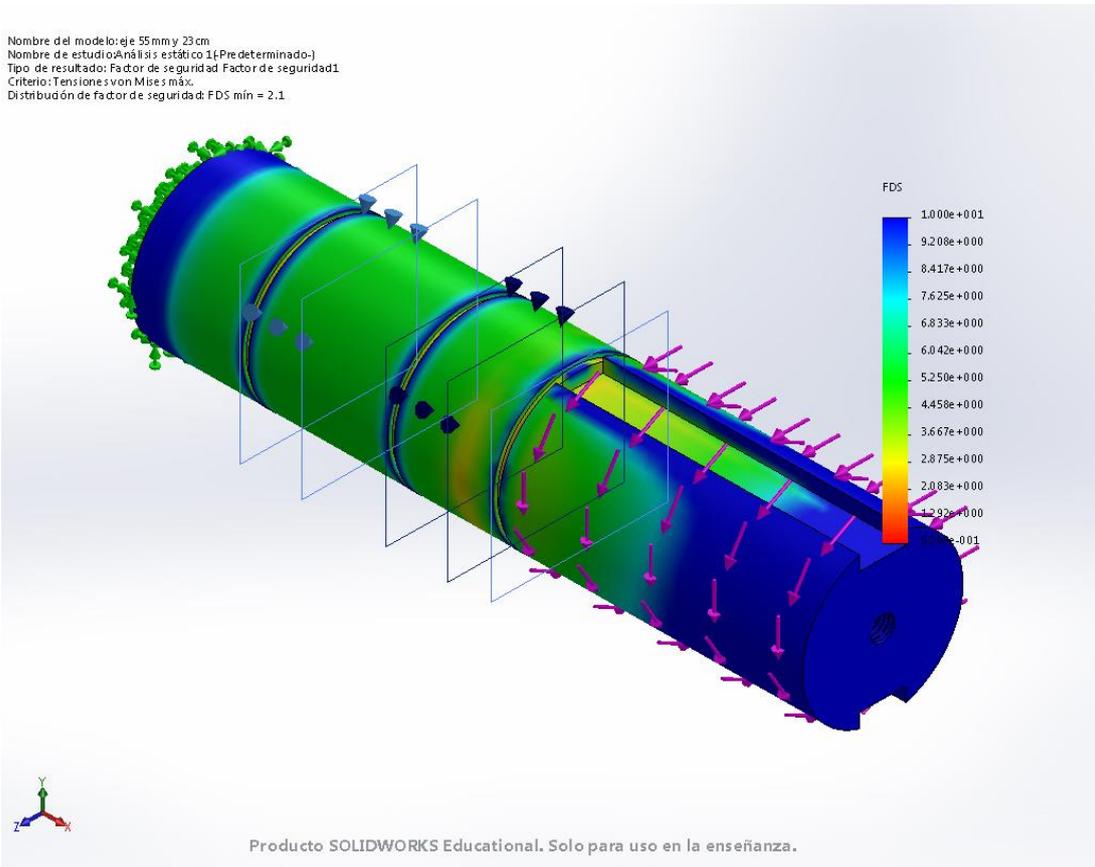
Para ilustrar las conclusiones descritas en el párrafo anterior, en las siguientes páginas se muestran los resultados obtenidos. Para mayor precisión, se ha utilizado un mallado más fino que el que sale de serie. En cualquier caso, realizando una prueba

con cada malla, se observa que la diferencia en los resultados obtenidos es prácticamente inapreciable.





Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad	Tensión de von Mises máx.	2.058 Nodo: 41961	1113 Nodo: 160



eje 55mm y 23cm-Análisis estático 1-Factor de seguridad

9. BASE MODIFICADA

Se ha modificado el primer diseño de la lámina de la base para añadir cinco “asas” que proporcionan una opción, distinta a la principal, a la hora de “anclar” la máquina durante su uso.

Al tratarse de una lámina relativamente fina, parece complicado que estas cinco asas sean suficientes para aguantar la fuerza que llega a hacer la máquina trabajando a máxima carga (2500 kilogramos). Por este motivo, los cálculos se han enfocado a buscar un punto en el que se pueda asegurar que la máquina podrá ser sujeta mediante la utilización de cables o correas, convenientemente tensadas para asegurar un buen reparto de cargas entre las asas, sin llegar a romperse ninguna de ellas pero que, al mismo tiempo, la máquina pueda hacer una fuerza suficientemente elevada para ser útil.

En este sentido se han realizado un total de cuatro pruebas suponiendo que, estando bien sujeta, con un buen reparto de cargas entre las asas, la máquina tira del cable con una fuerza de 1500 kilogramos (14700 Newtons), 2000 kilogramos (19600 Newtons), 2300 kilogramos (22540 Newtons) y 2500 kilogramos (24500 Newtons) respectivamente.

Para la realización de estas pruebas se ha utilizado la herramienta de simulación del programa SOLIDWORKS 2016, realizando el mallado lo más fino posible para asegurar la corrección y exactitud de los resultados obtenidos.

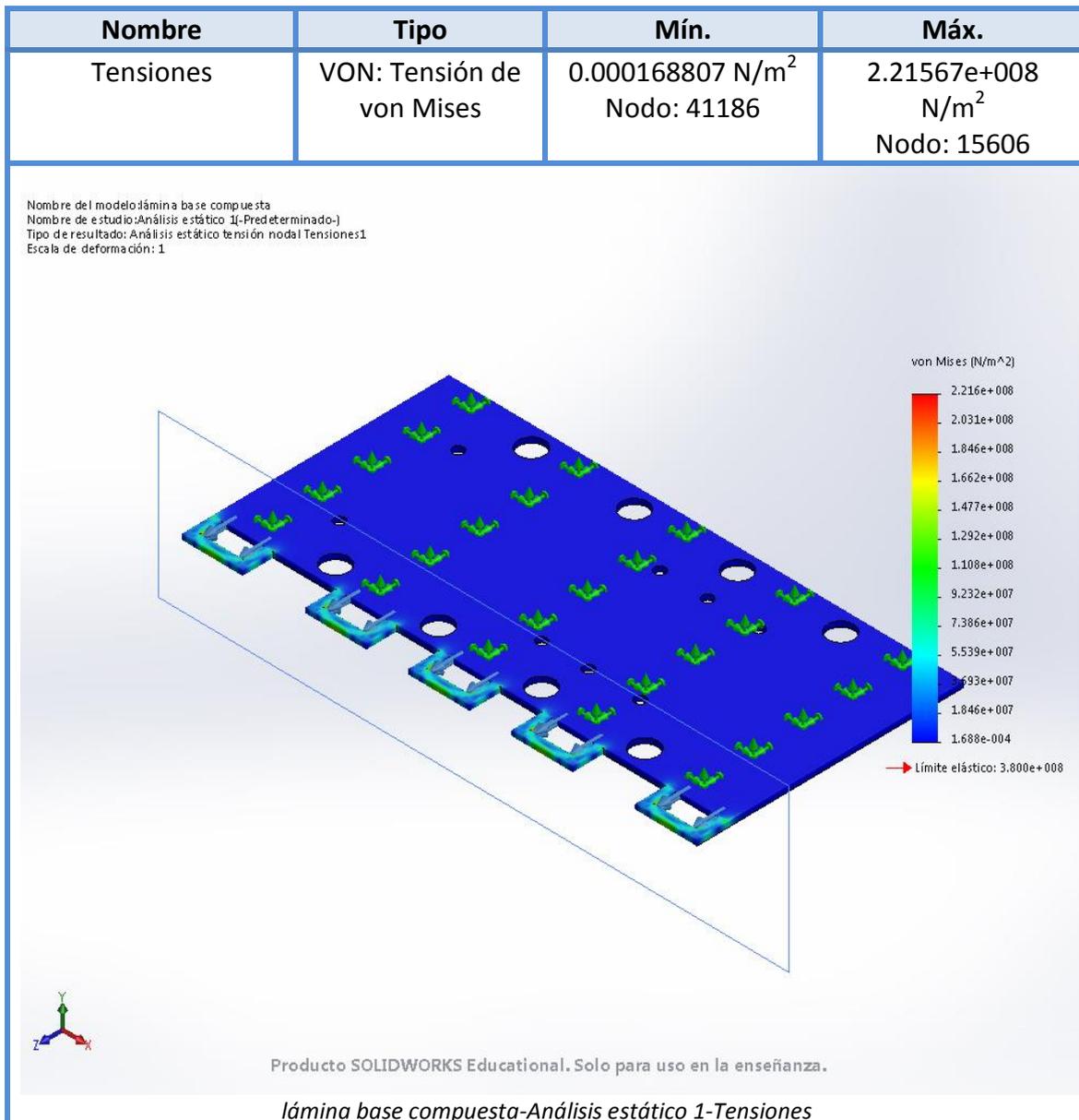
Para realizar las simulaciones se ha generado un plano que “separa” las asas del resto de la lámina y se ha considerado que la lámina está fija por su parte superior (por la cara que estará en contacto con las piezas del equipo de tracción) y que la fuerza se aplica en las asas.

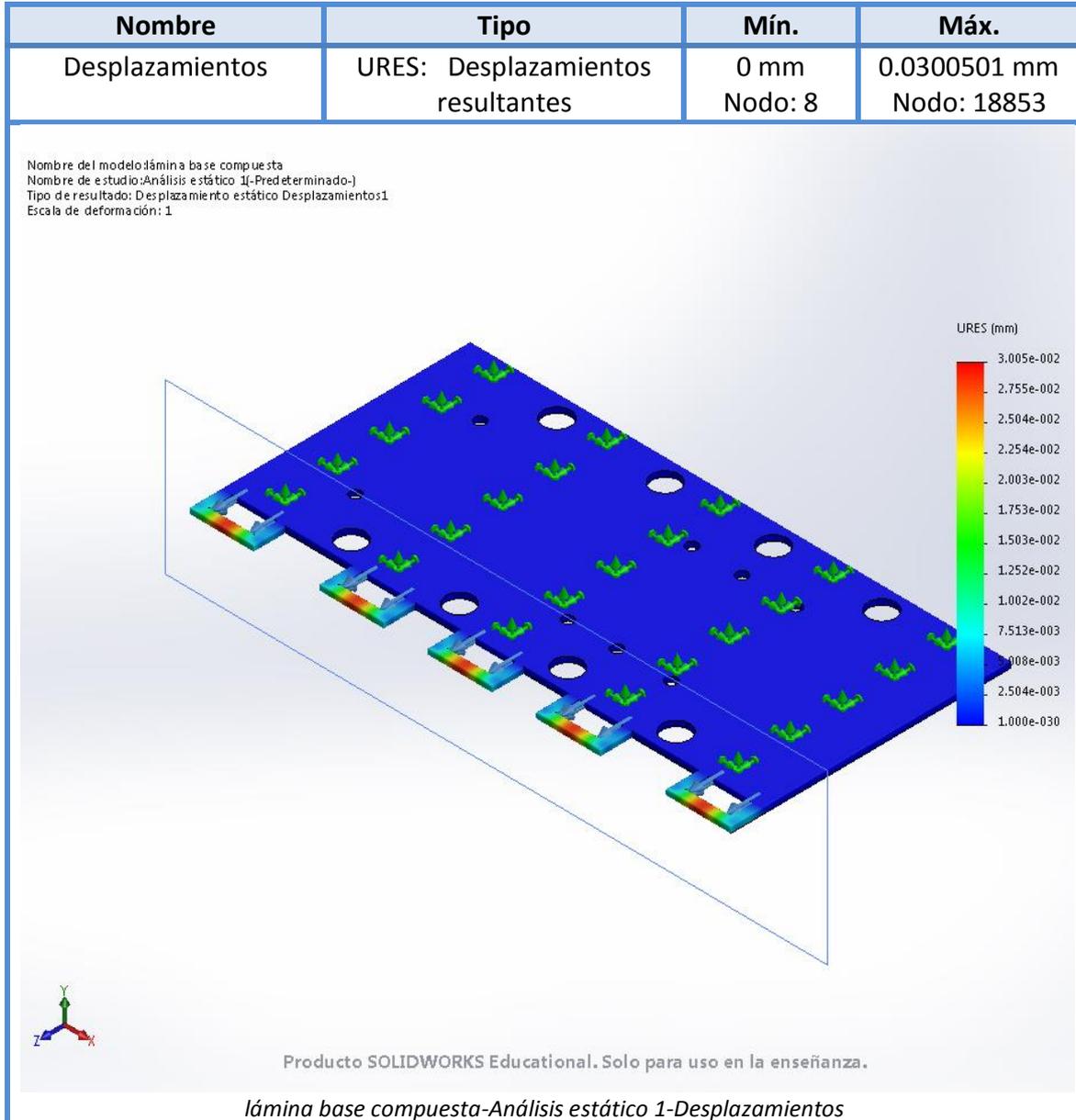
Analizando los resultados obtenidos en todas las pruebas realizadas, las deformaciones que se producirán en la pieza son admisibles en todos los casos. No obstante, el coeficiente de seguridad en el caso más extremo, a pesar de ser superior a la unidad, es bastante reducido (1.029), en cambio, cuando la máquina tira de 2300 kilogramos (22540 Newtons), el coeficiente de seguridad ya es ligeramente más elevado (1.119). Por todo esto, se puede afirmar que, siempre y cuando se cumplan las especificaciones del diseño y todas las piezas de la máquina estén en buenas condiciones, será correcta la utilización de la máquina anclándola mediante las asas incluso en el caso de máxima carga. Pese a ello, a fin de asegurar que no se rompan las asas, en el pliego de condiciones se indicará que se pueden utilizar las asas para anclar la máquina siempre y cuando se cumpla, en primer lugar, que la carga a la que haga

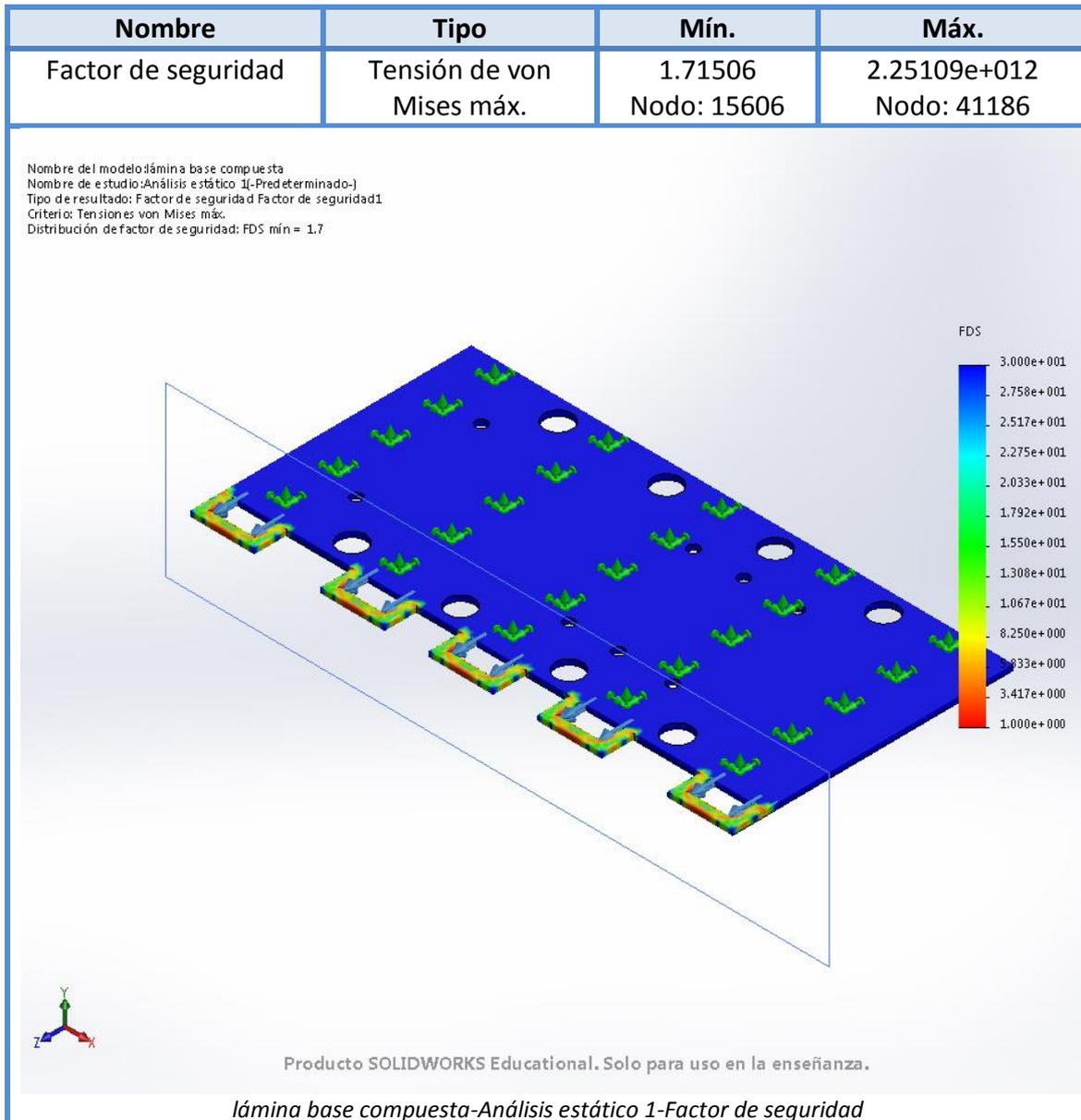
frente la máquina no supere los 2300 kilogramos (22540 Newtons) y, en segundo lugar, que el método de anclaje asegure una correcta distribución de las cargas entre las cuatro asas.

A continuación, para justificar las conclusiones comentadas en el párrafo anterior, se muestran los resultados obtenidos en los distintos ensayos:

• Fuerza aplicada de 14700 Newtons (1500 kilogramos)



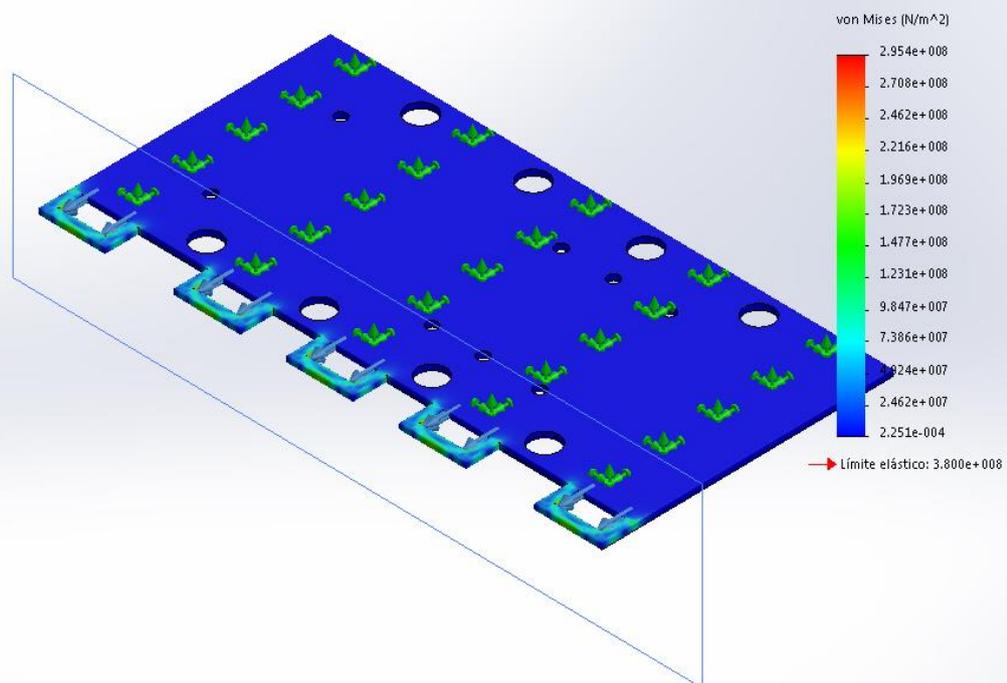




• Fuerza aplicada de 19600 Newtons (2000 kilogramos)

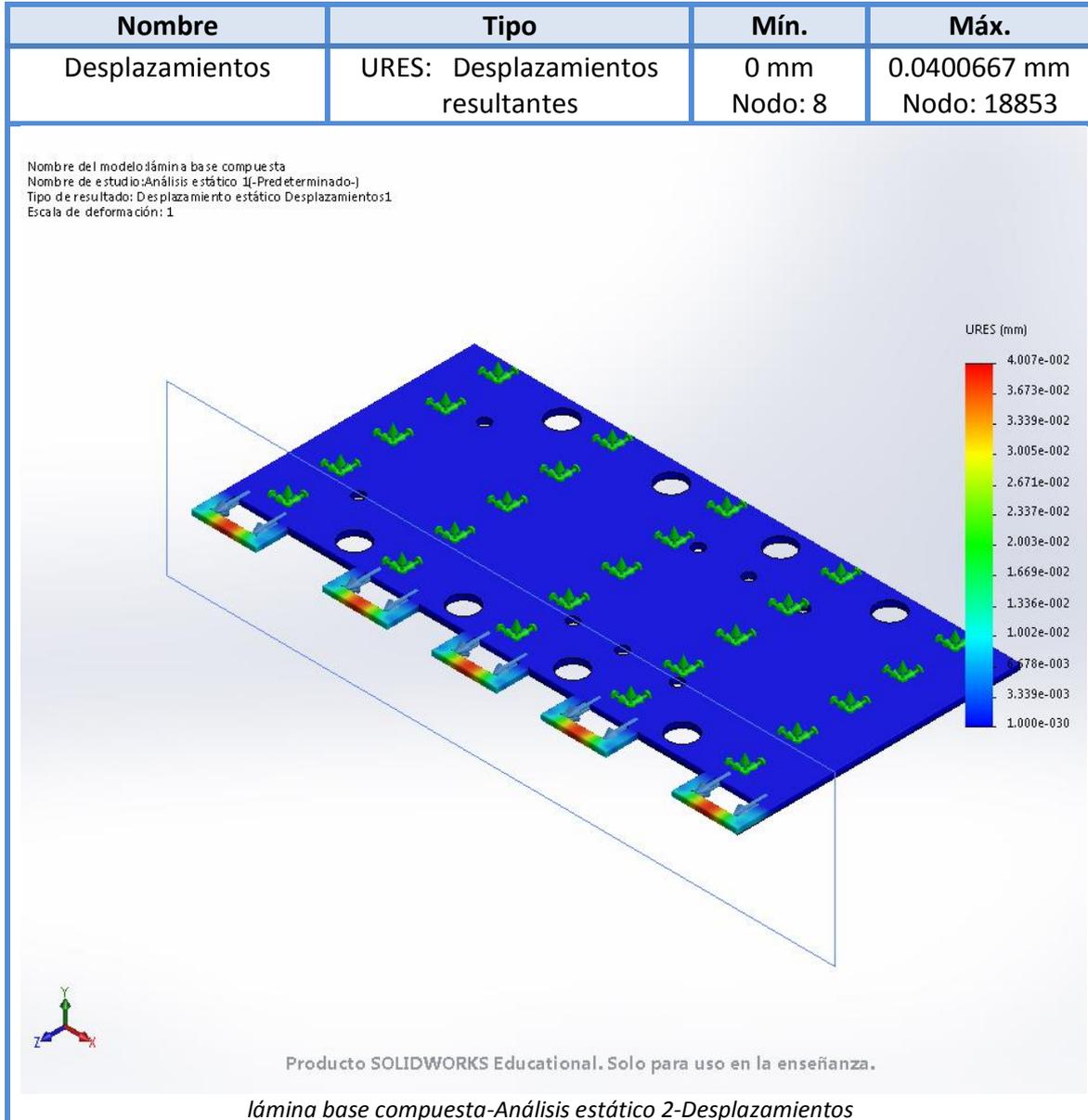
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	0.000225077 N/m ² Nodo: 41186	2.95422e+008 N/m ² Nodo: 15606

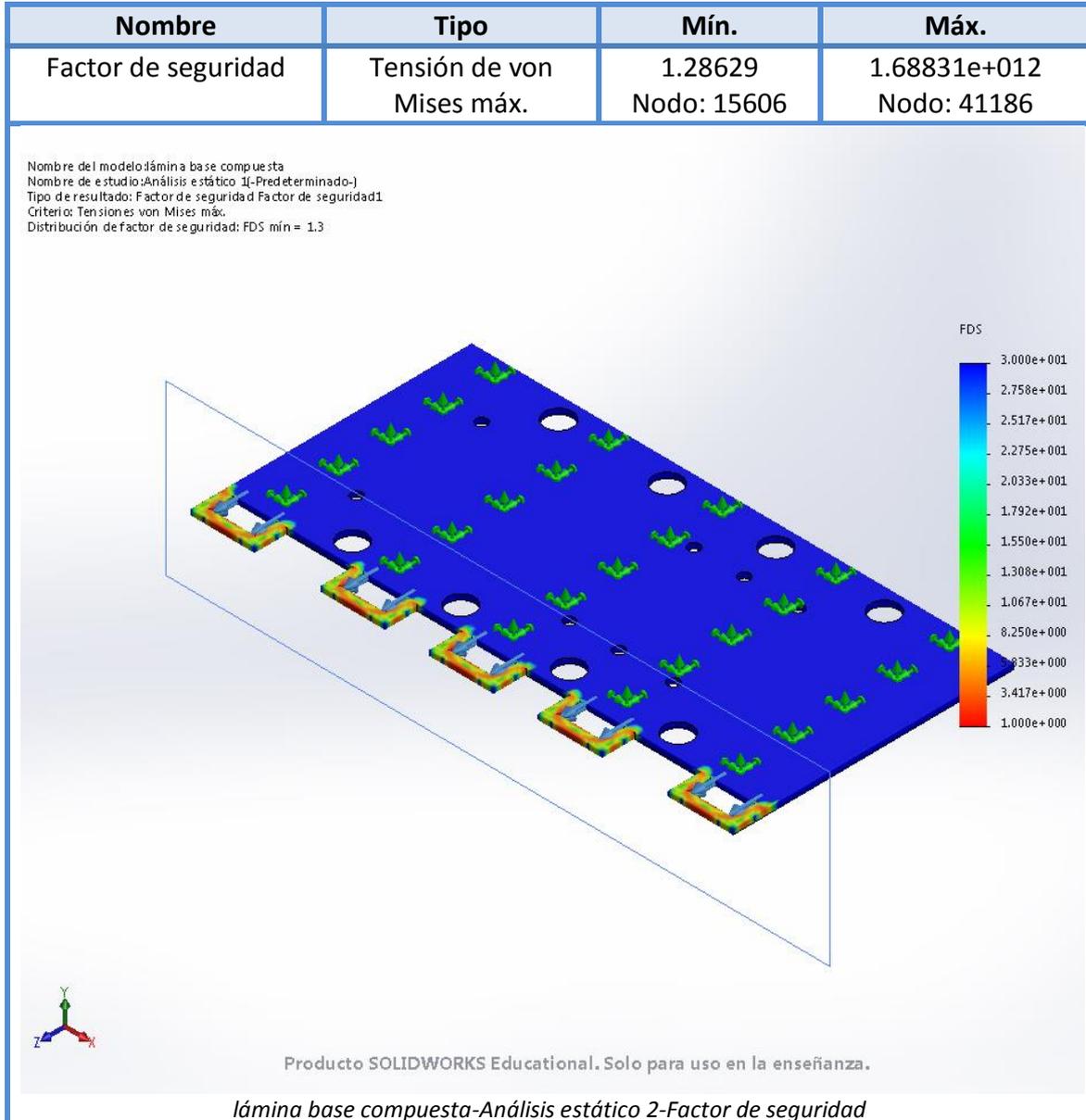
Nombre del modelo: lámina base compuesta
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

lámina base compuesta-Análisis estático 2-Tensiones

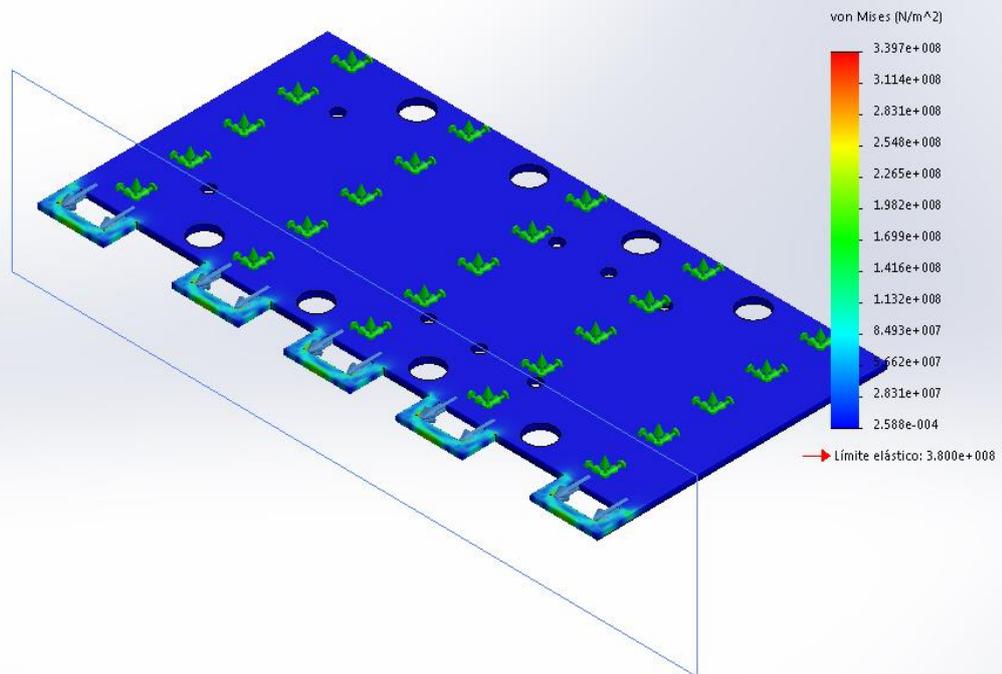




• Fuerza aplicada de 22540 Newtons (2300 kilogramos)

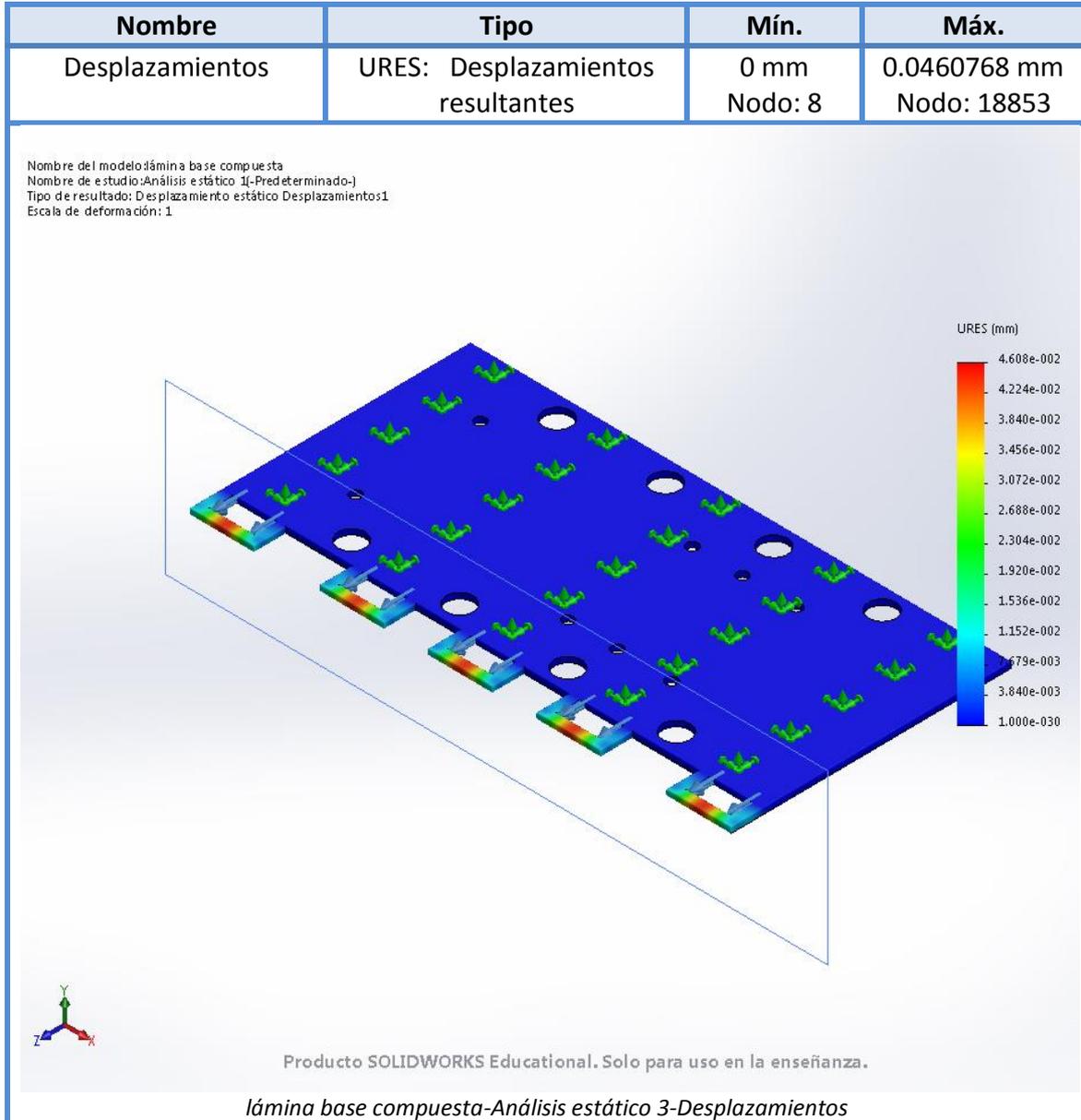
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	0.000258838 N/m ² Nodo: 41186	3.39736e+008 N/m ² Nodo: 15606

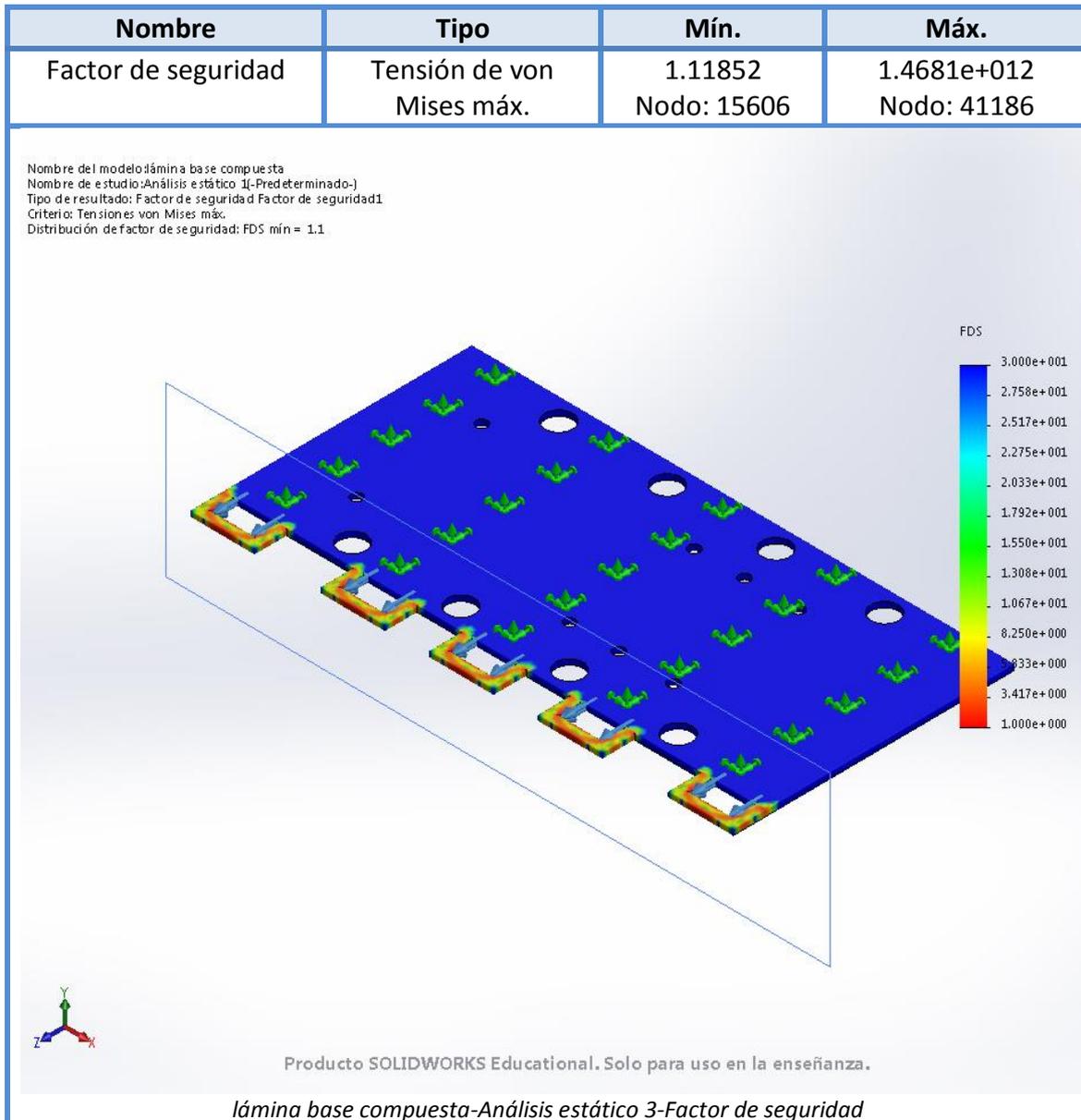
Nombre del modelo: lámina base compuesta
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

lámina base compuesta-Análisis estático 3-Tensiones

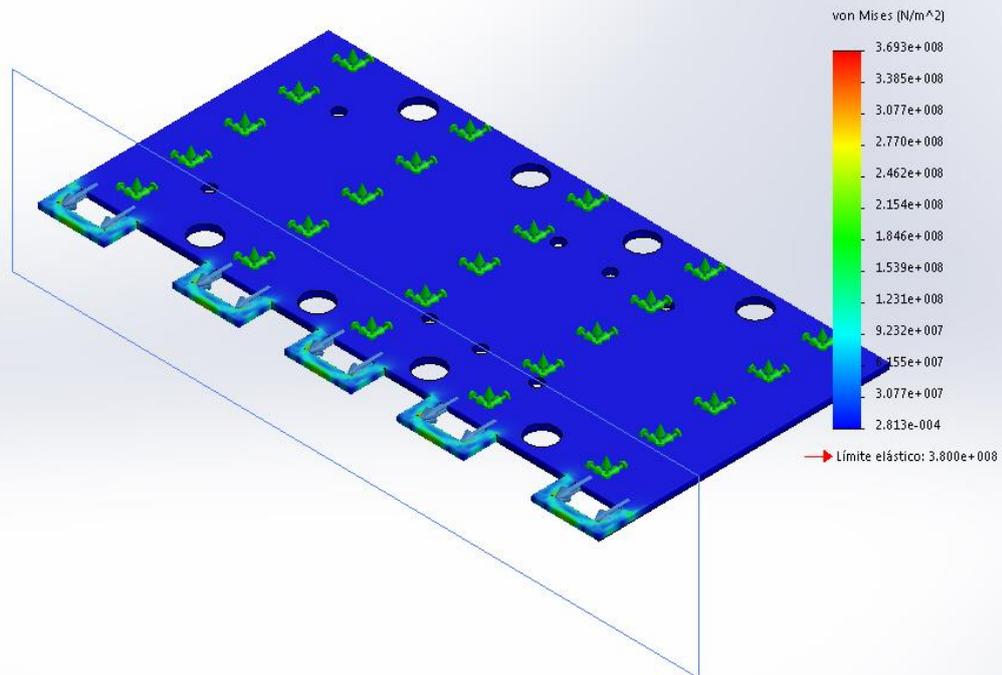




• Fuerza aplicada de 24500 Newtons (2500 kilogramos)

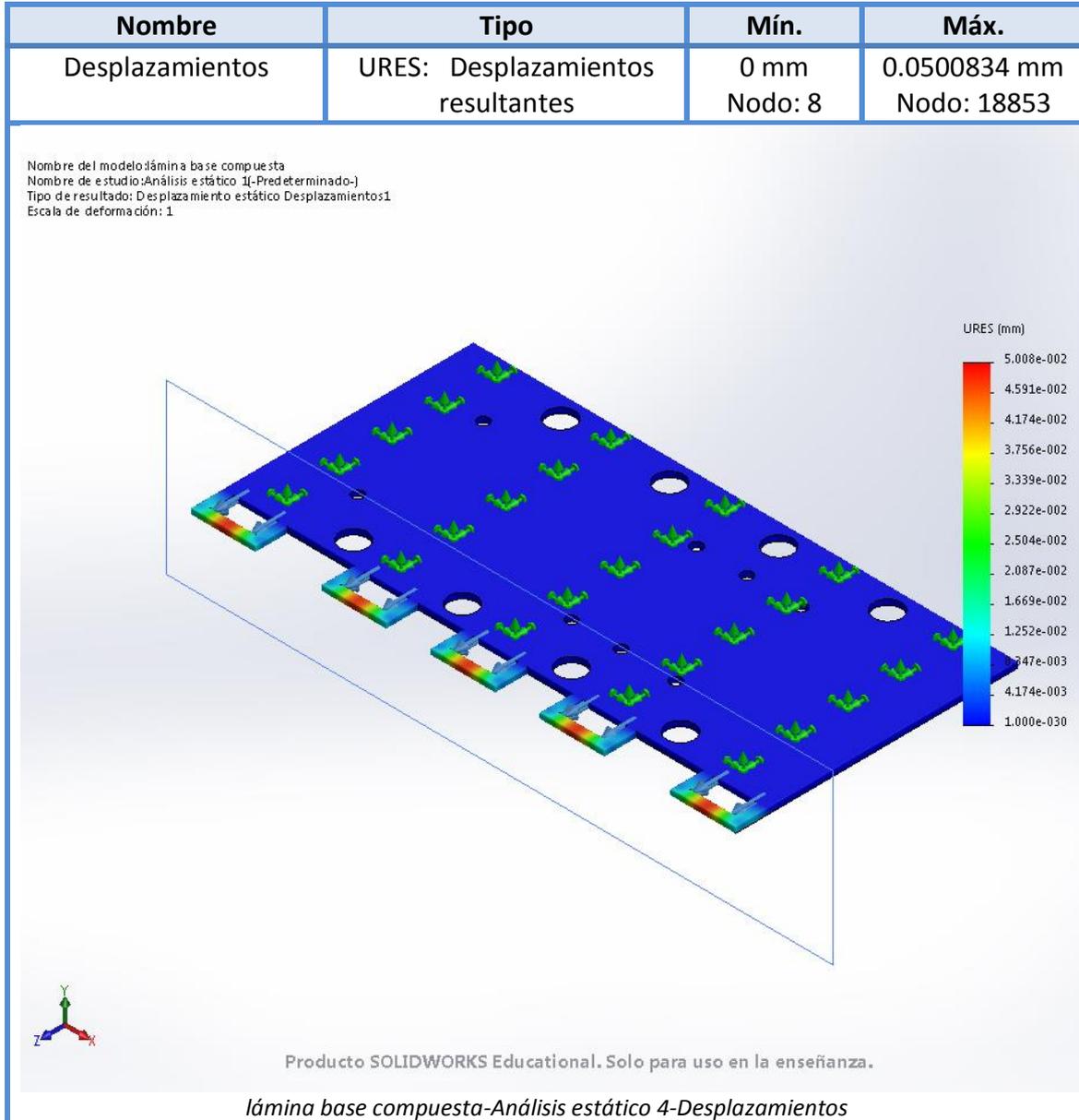
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	0.000281346 N/m ² Nodo: 41186	3.69278e+008 N/m ² Nodo: 15606

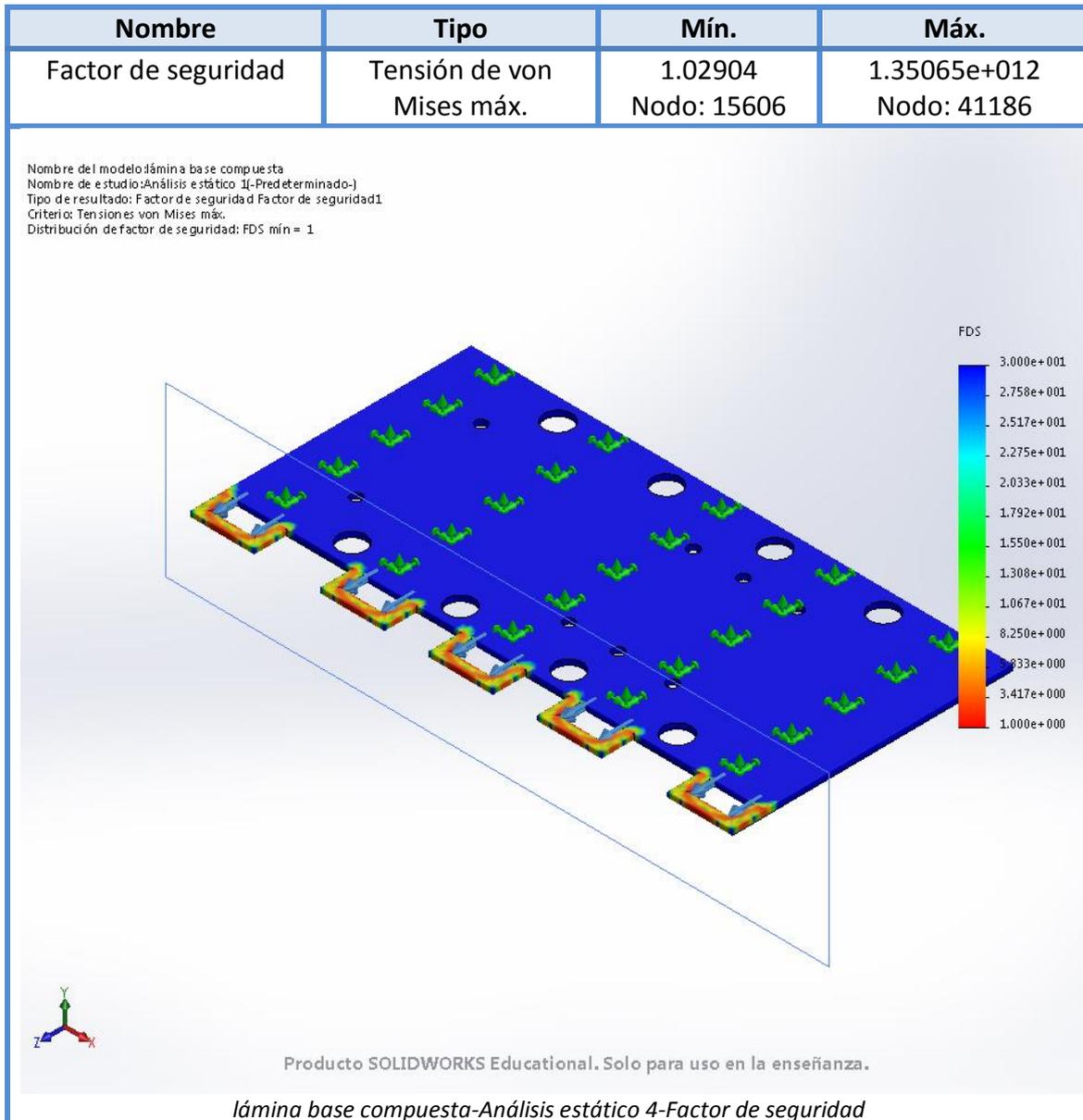
Nombre del modelo: lámina base compuesta
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1



Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

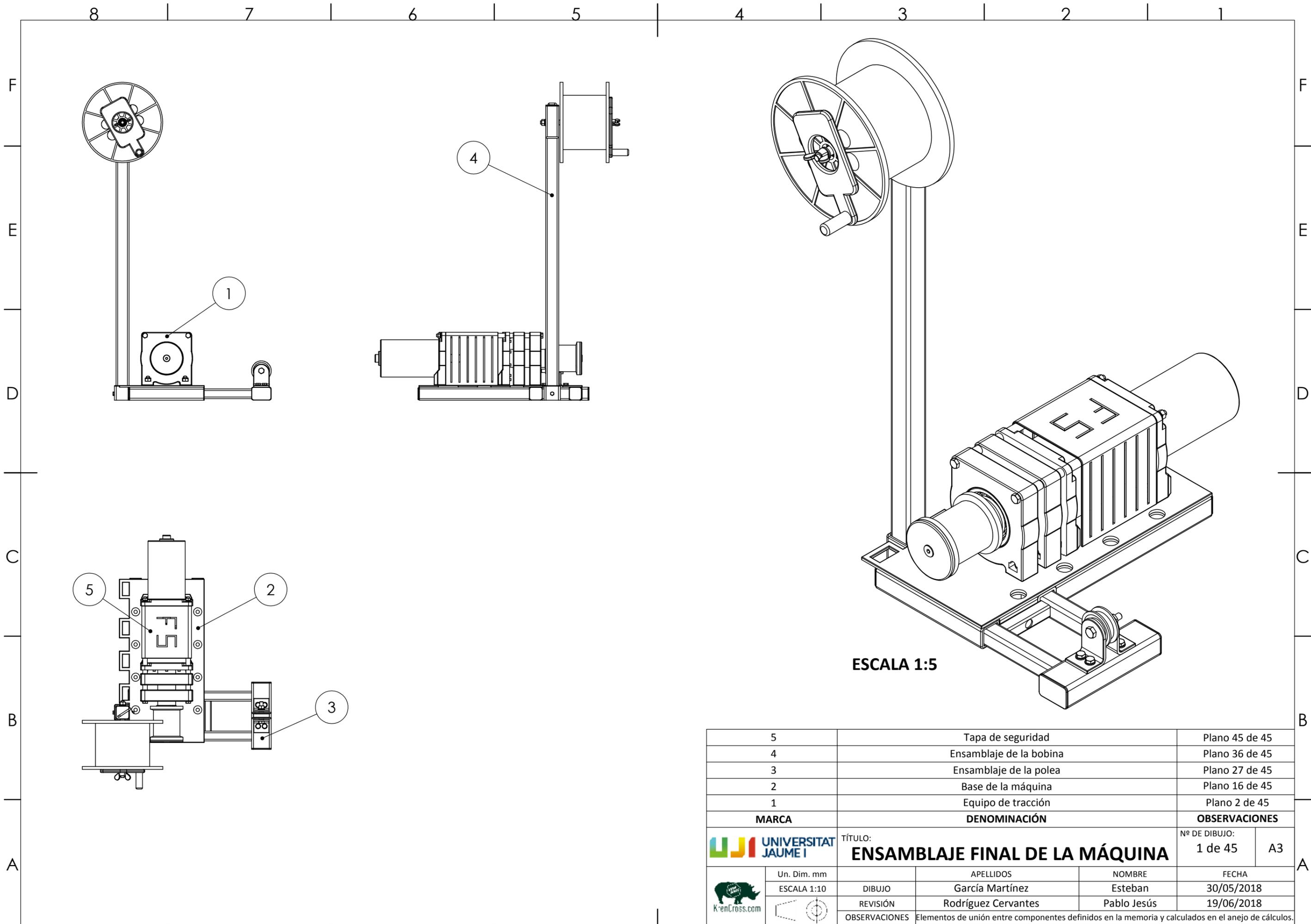
lámina base compuesta-Análisis estático 4-Tensiones



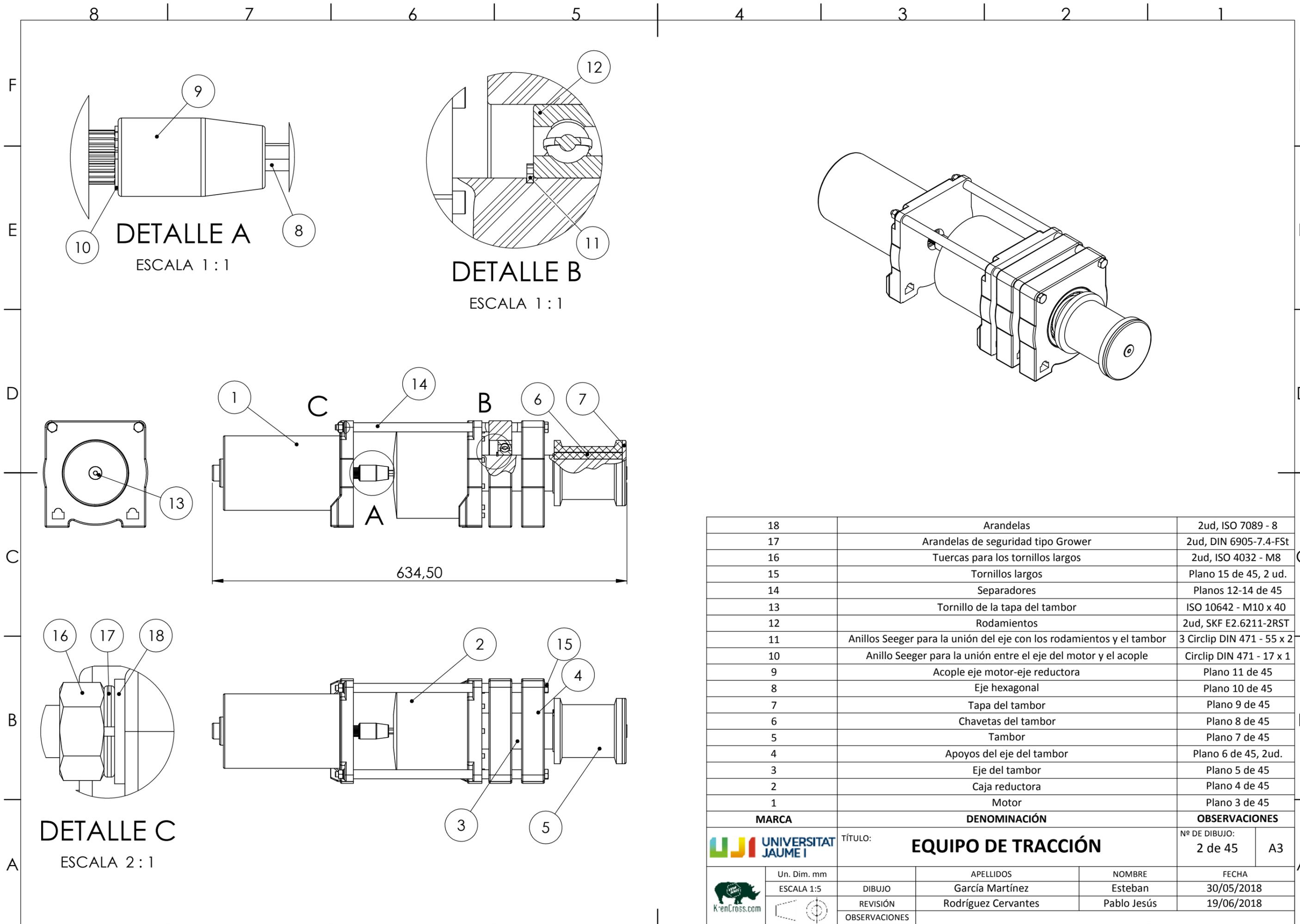


CAPÍTULO 2

PLANOS



5	Tapa de seguridad	Plano 45 de 45
4	Ensamblaje de la bobina	Plano 36 de 45
3	Ensamblaje de la polea	Plano 27 de 45
2	Base de la máquina	Plano 16 de 45
1	Equipo de tracción	Plano 2 de 45
MARCA		DENOMINACIÓN
 UNIVERSITAT JAUME I		TÍTULO: ENSAMBLAJE FINAL DE LA MÁQUINA
		Nº DE DIBUJO: 1 de 45
		A3
Un. Dim. mm	APELLIDOS	NOMBRE
ESCALA 1:10	García Martínez	Esteban
	REVISIÓN	Pablo Jesús
	OBSERVACIONES	Elementos de unión entre componentes definidos en la memoria y calculados en el anejo de cálculos.
	FECHA	30/05/2018
		19/06/2018



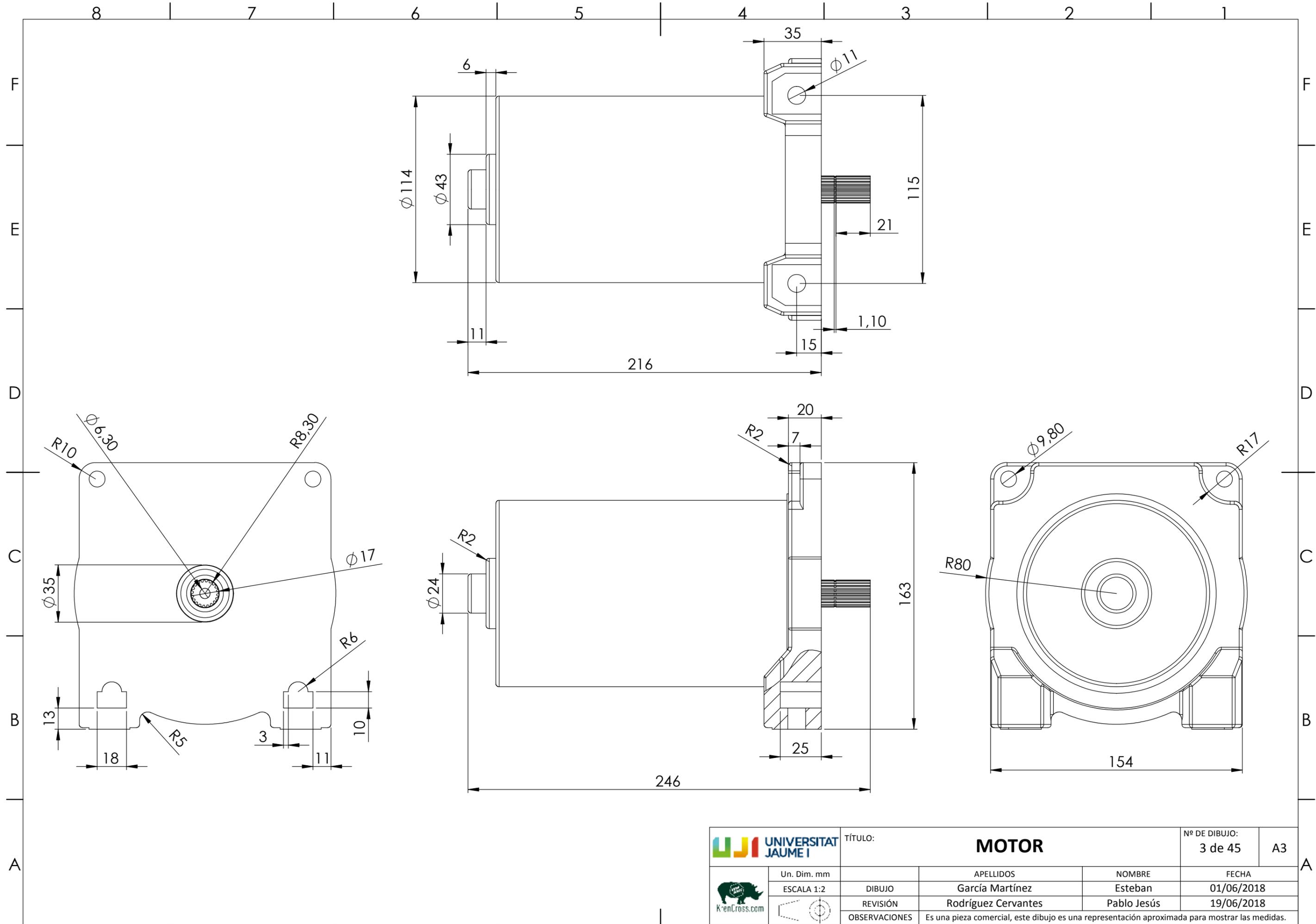
DETALLE A
ESCALA 1 : 1

DETALLE B
ESCALA 1 : 1

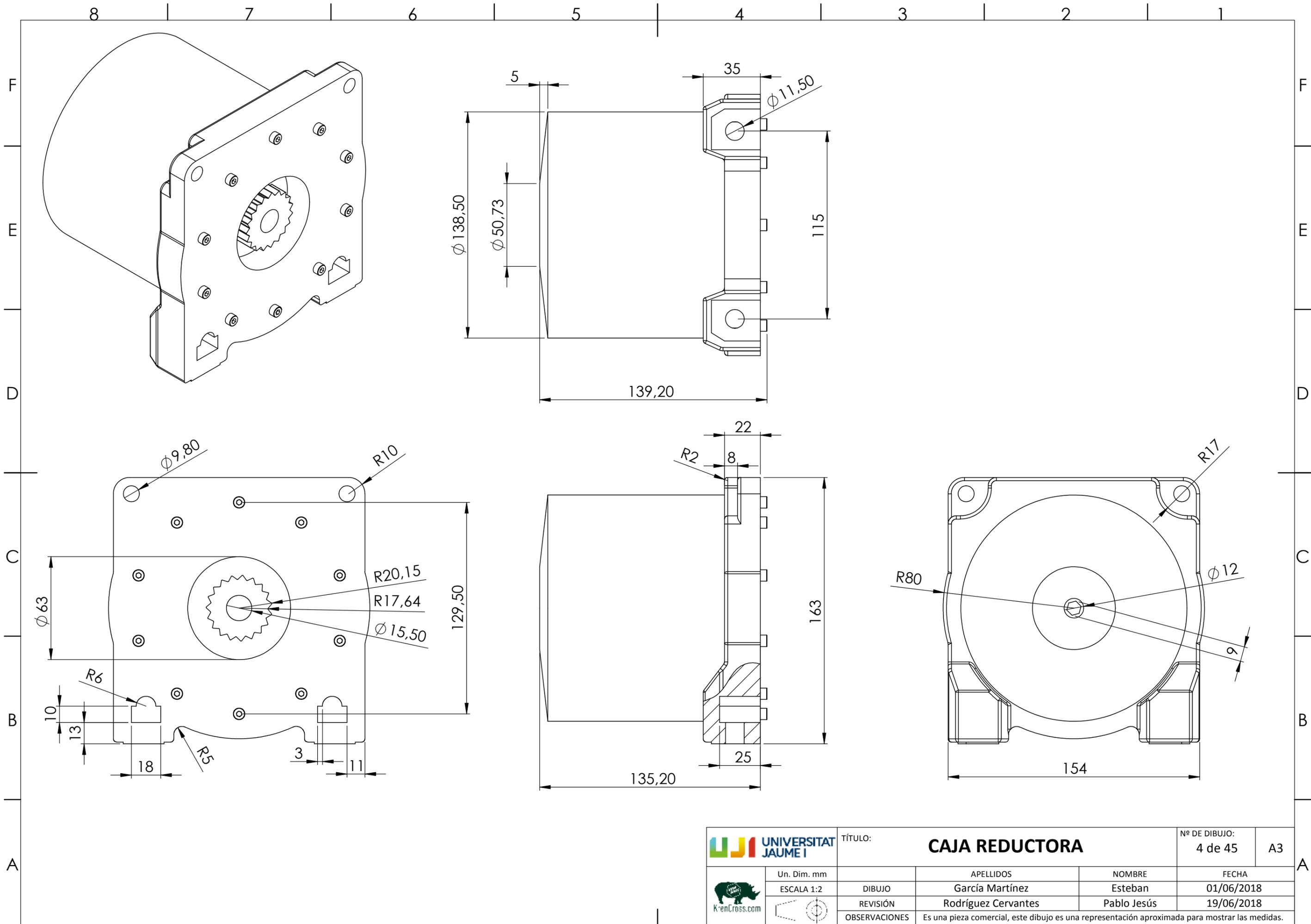
DETALLE C
ESCALA 2 : 1

18	Arandelas	2ud, ISO 7089 - 8
17	Arandelas de seguridad tipo Grower	2ud, DIN 6905-7.4-FSt
16	Tuercas para los tornillos largos	2ud, ISO 4032 - M8
15	Tornillos largos	Plano 15 de 45, 2 ud.
14	Separadores	Planos 12-14 de 45
13	Tornillo de la tapa del tambor	ISO 10642 - M10 x 40
12	Rodamientos	2ud, SKF E2.6211-2RST
11	Anillos Seeger para la unión del eje con los rodamientos y el tambor	3 Circlip DIN 471 - 55 x 2
10	Anillo Seeger para la unión entre el eje del motor y el acople	Circlip DIN 471 - 17 x 1
9	Acople eje motor-eje reductora	Plano 11 de 45
8	Eje hexagonal	Plano 10 de 45
7	Tapa del tambor	Plano 9 de 45
6	Chavetas del tambor	Plano 8 de 45
5	Tambor	Plano 7 de 45
4	Apoyos del eje del tambor	Plano 6 de 45, 2ud.
3	Eje del tambor	Plano 5 de 45
2	Caja reductora	Plano 4 de 45
1	Motor	Plano 3 de 45

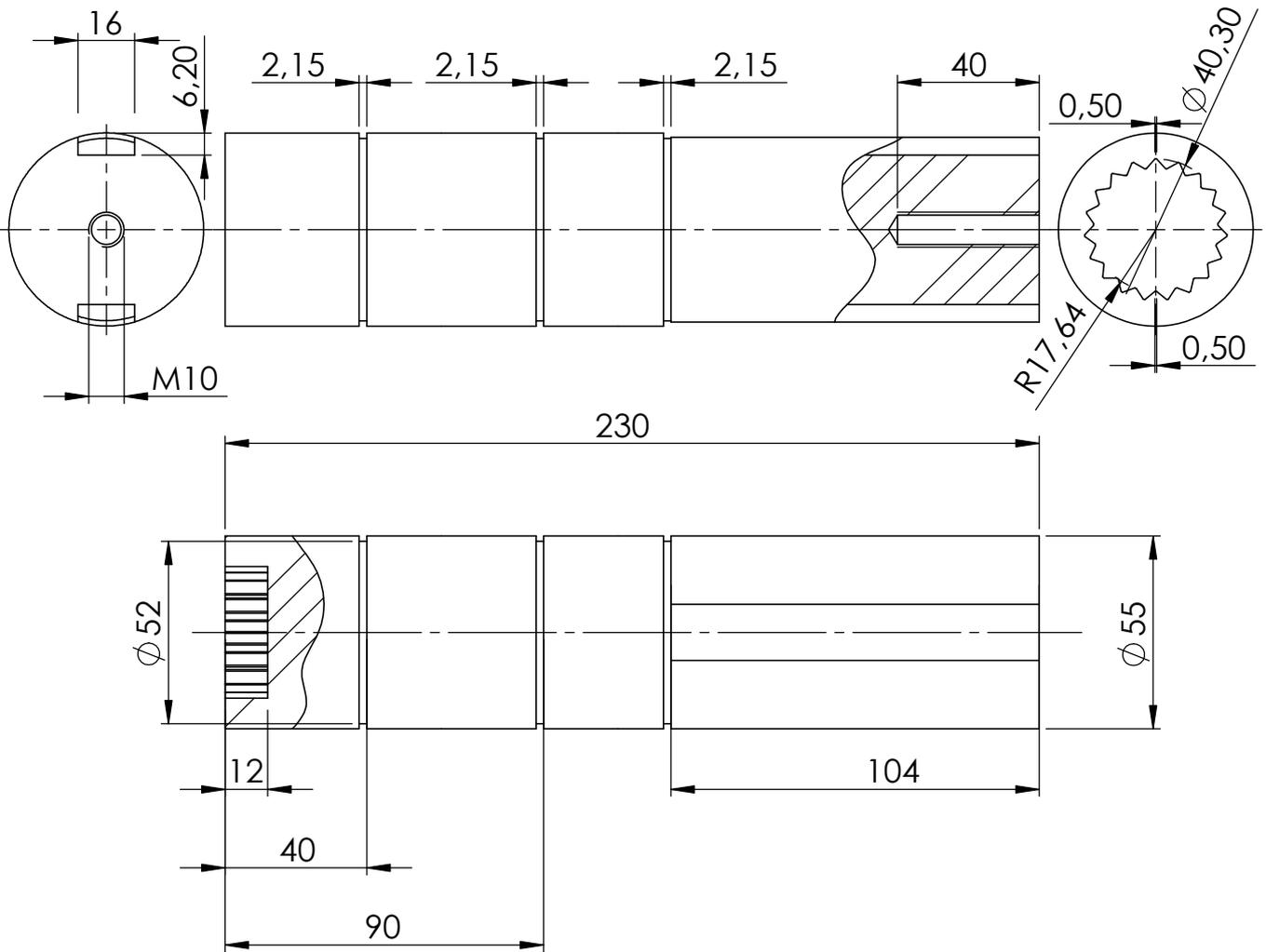
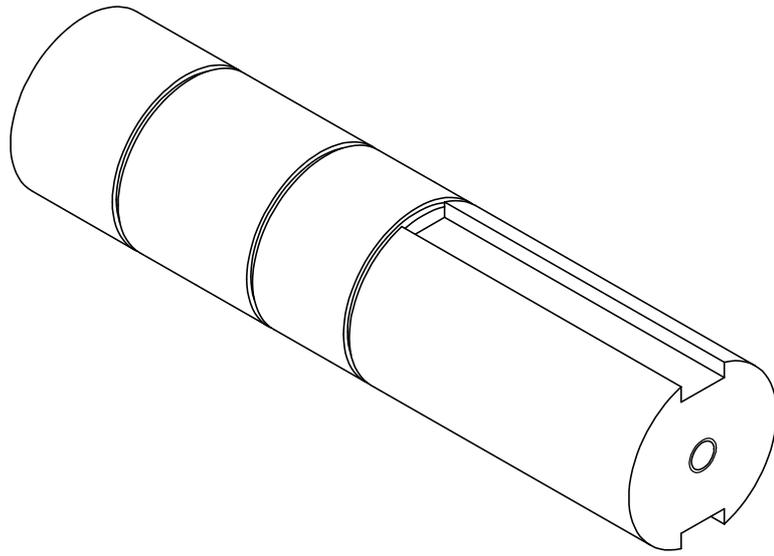
MARCA	DENOMINACIÓN	OBSERVACIONES			
	TÍTULO: EQUIPO DE TRACCIÓN	Nº DE DIBUJO: 2 de 45 A3			
		Un. Dim. mm	APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
		ESCALA 1:5	García Martínez	Esteban	30/05/2018
	DIBUJO	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018	
	REVISIÓN				
	OBSERVACIONES				



	TÍTULO: MOTOR		Nº DE DIBUJO: 3 de 45	A3
	Un. Dim. mm	APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
ESCALA 1:2	García Martínez	Esteban	01/06/2018	
	REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
	OBSERVACIONES	Es una pieza comercial, este dibujo es una representación aproximada para mostrar las medidas.		



	Un. Dim. mm	TÍTULO: CAJA REDUCTORA		Nº DE DIBUJO: 4 de 45	A3
	ESCALA 1:2	DIBUJO	APELLIDOS García Martínez	NOMBRE Esteban	FECHA 01/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Es una pieza comercial, este dibujo es una representación aproximada para mostrar las medidas.		



TÍTULO:

EJE DEL TAMBOR

Nº DE DIBUJO:

5 de 45

A4



Un. Dim. mm

ESCALA 1:2



DIBUJO
REVISIÓN
OBSERVACIONES

APELLIDOS

García Martínez

Rodríguez Cervantes

Pieza fabricada en Acero F1140 (UNE 36011-12).

NOMBRE

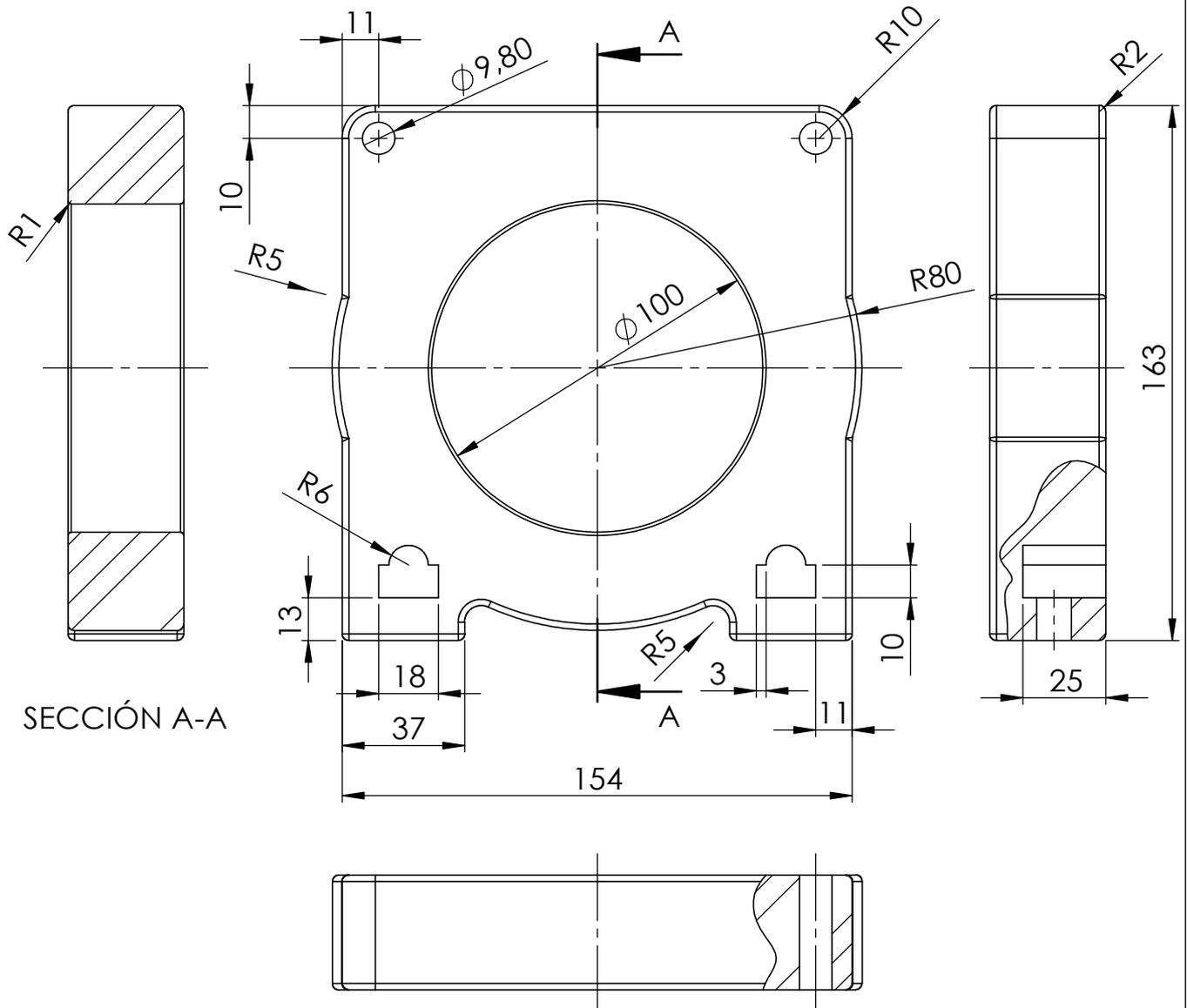
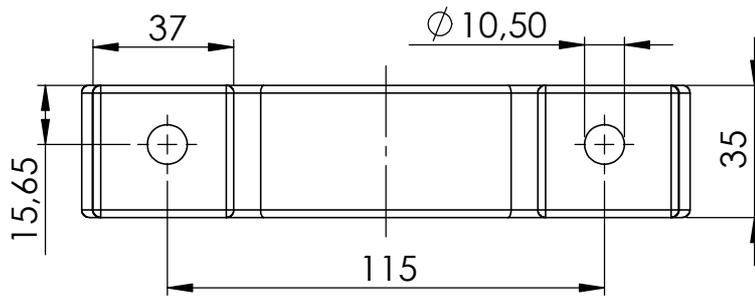
Esteban

Pablo Jesús

FECHA

04/06/2018

19/06/2018



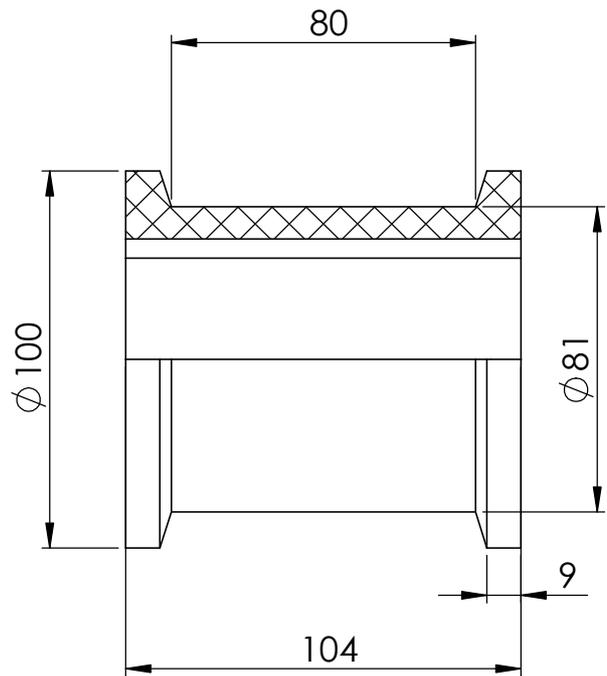
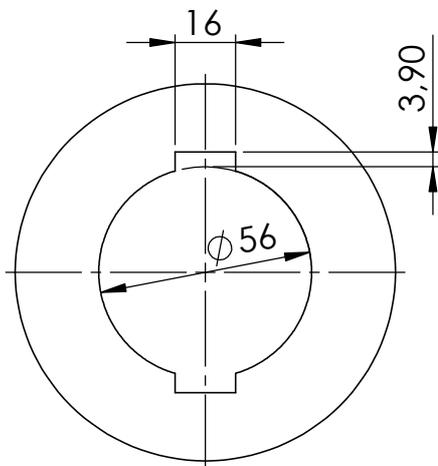
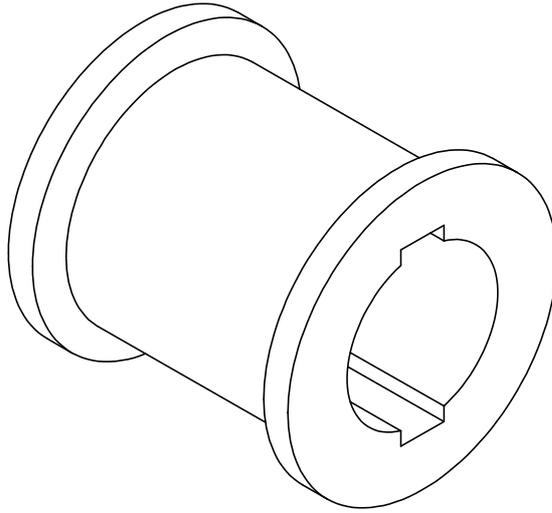
SECCIÓN A-A



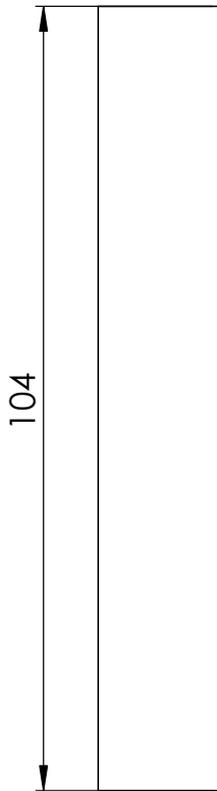
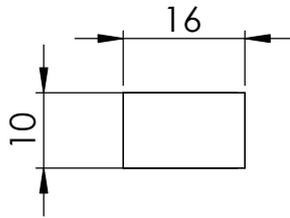
TÍTULO: **APOYOS DEL EJE DEL TAMBOR**

Nº DE DIBUJO: 6 de 45 A4

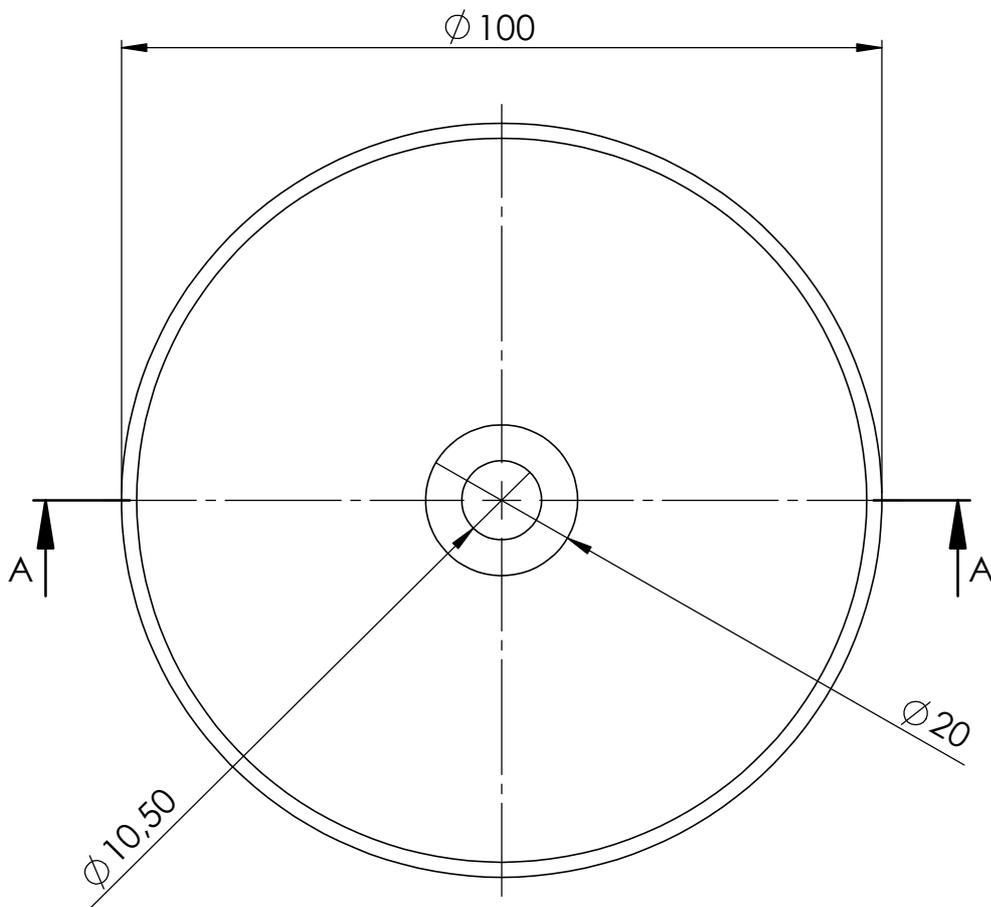
	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
	ESCALA 1:2	DIBUJO	García Martínez	Esteban	04/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12). Dos unidades.		

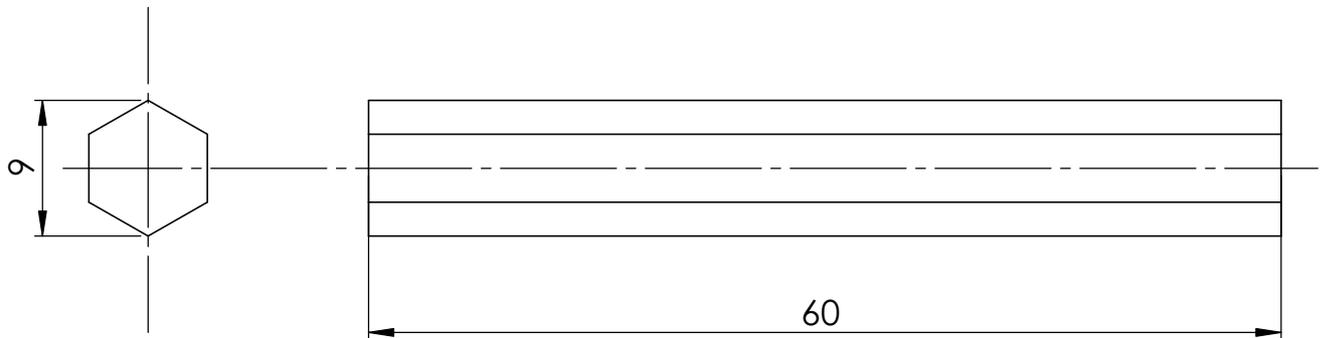
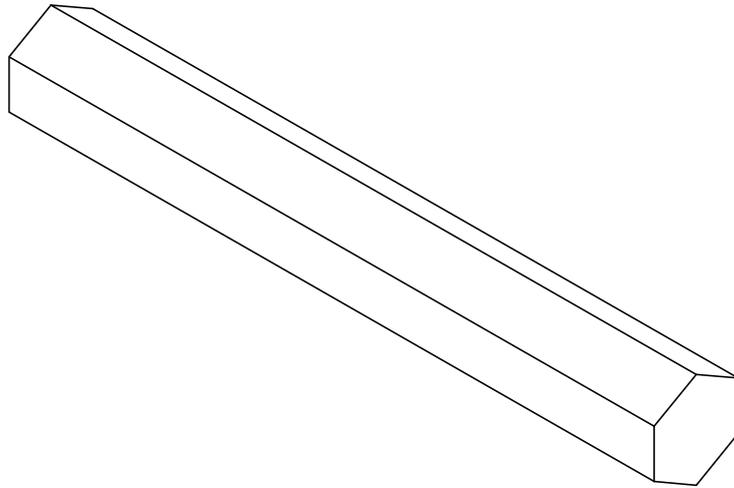


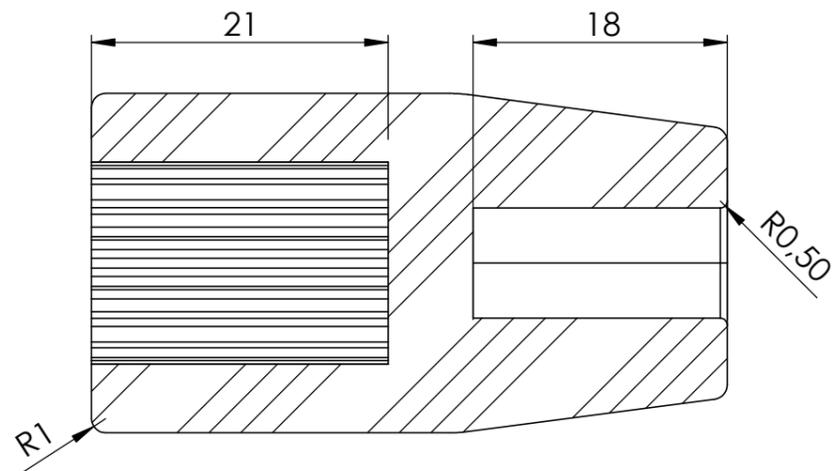
	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
	ESCALA 1:2	DIBUJO	García Martínez	Esteban	04/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Nailon 6/10.		



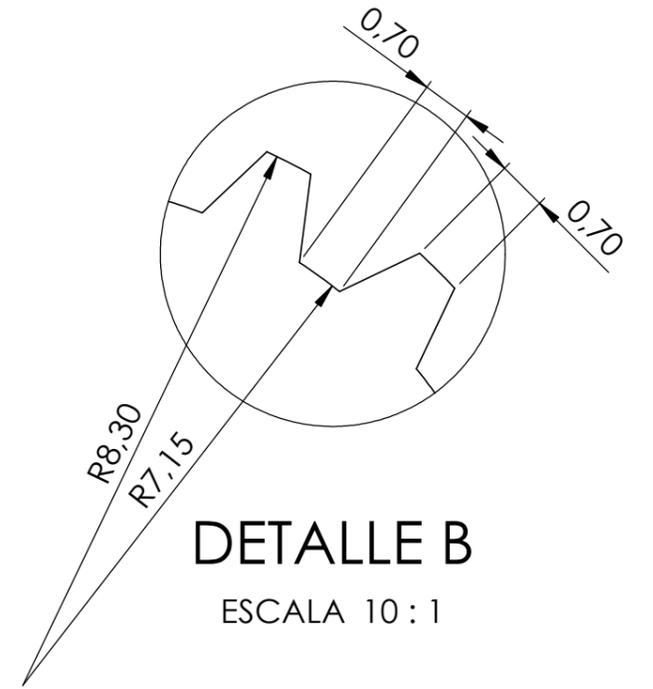
	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
	ESCALA 1:1	DIBUJO	García Martínez	Esteban	04/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Nailon 6/10. Dos unidades.		





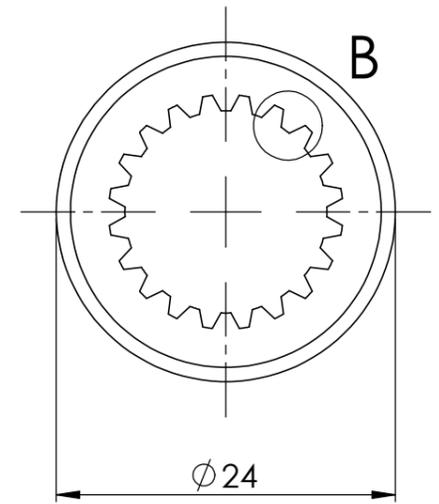
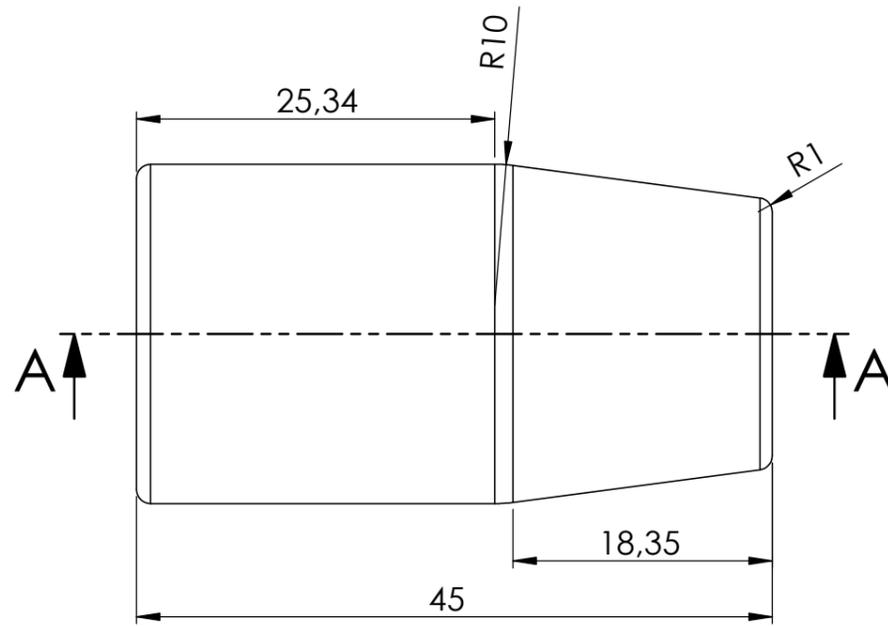
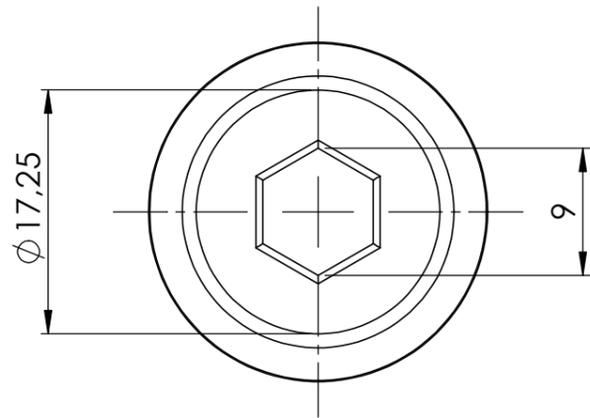


SECCIÓN A-A

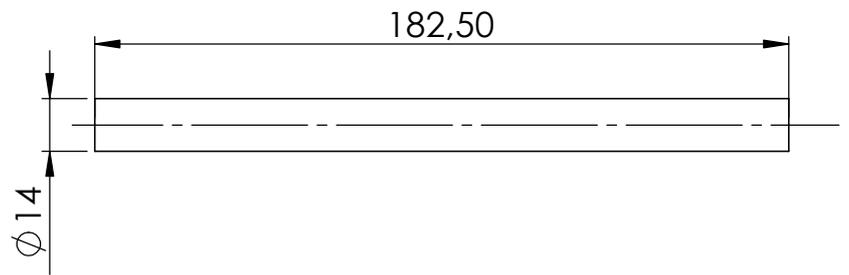
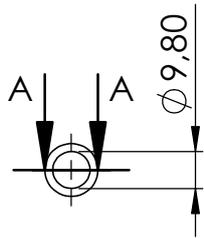
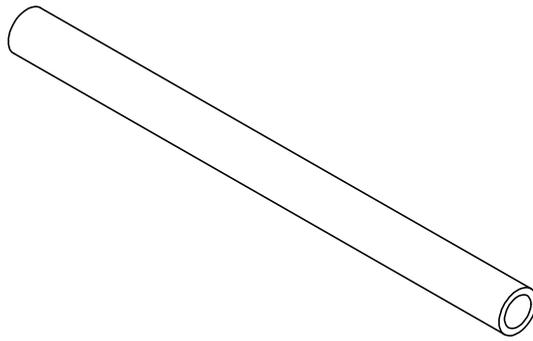


DETALLE B

ESCALA 10:1

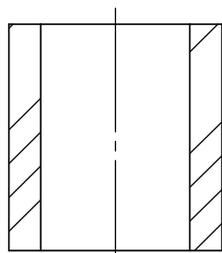
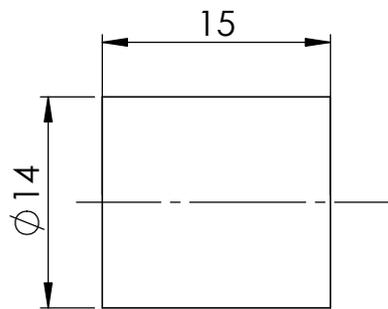
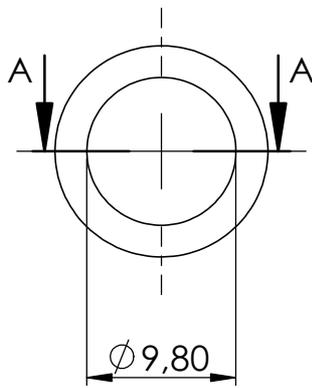
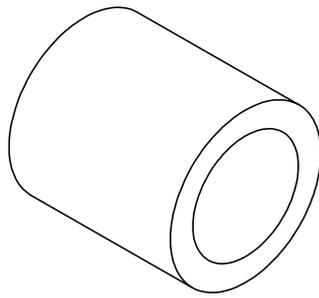


	Un. Dim. mm	TÍTULO:		Nº DE DIBUJO:	A3
	ESCALA 2:1	ACOPLE EJE MOTOR-EJE REDUCTORA		11 de 45	
	DIBUJO	APELLIDOS	NOMBRE	FECHA	
	REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	04/06/2018	
	OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12).			



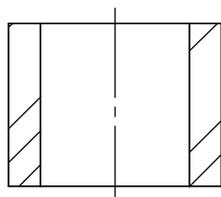
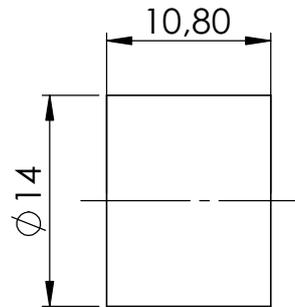
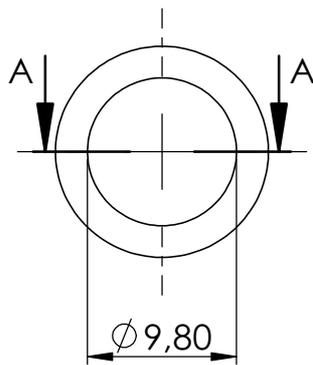
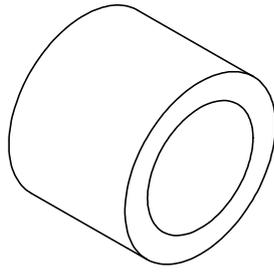
SECCIÓN A-A

 UNIVERSITAT JAUME I	TÍTULO: SEPARADORES GRANDES			Nº DE DIBUJO: 12 de 45	A4
	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
ESCALA 1:2	DIBUJO	García Martínez	Esteban	05/06/2018	
	REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018	
	OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12). Dos unidades.			



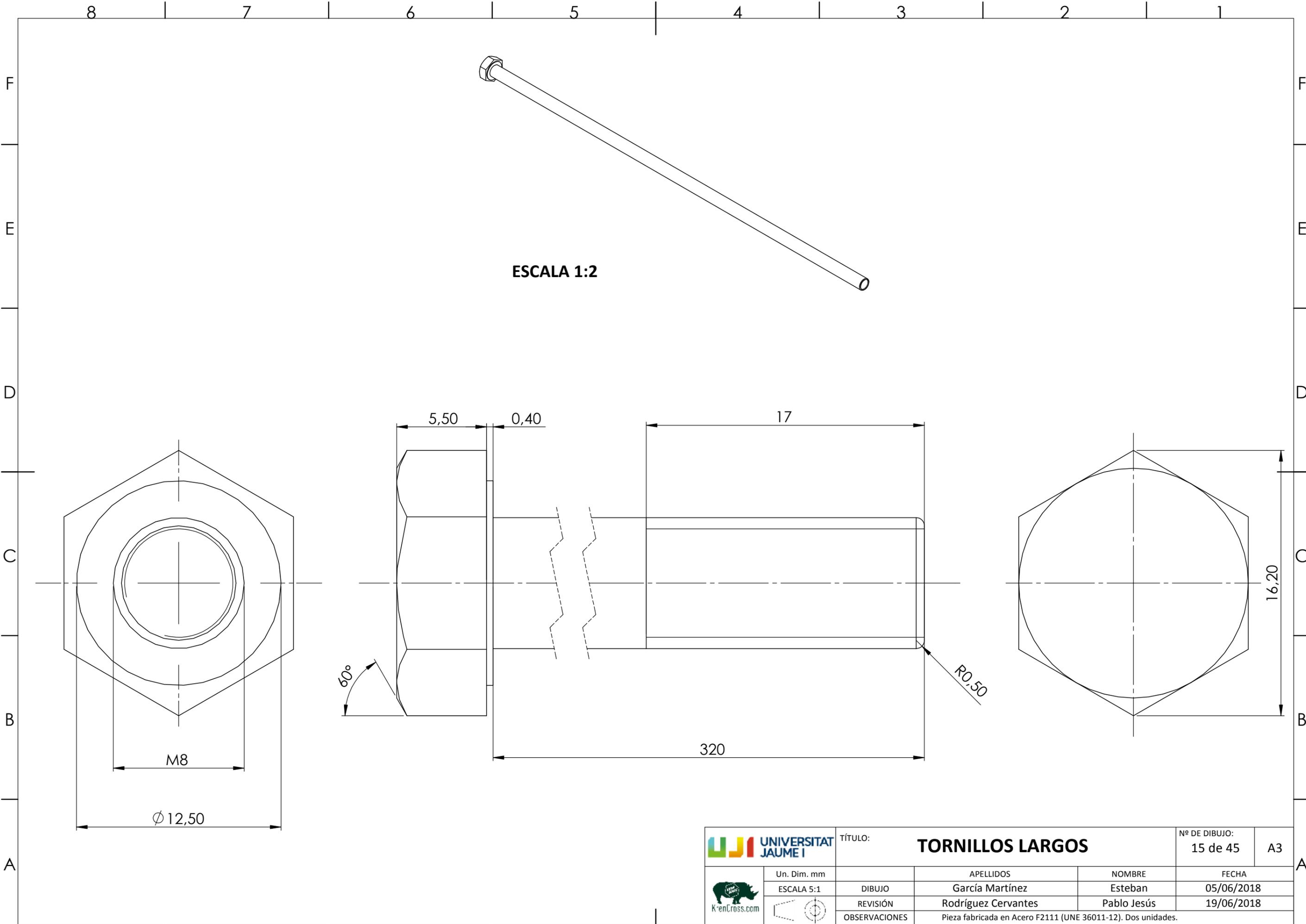
SECCIÓN A-A

	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
	ESCALA 2:1	DIBUJO	García Martínez	Esteban	05/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12). Dos unidades.		



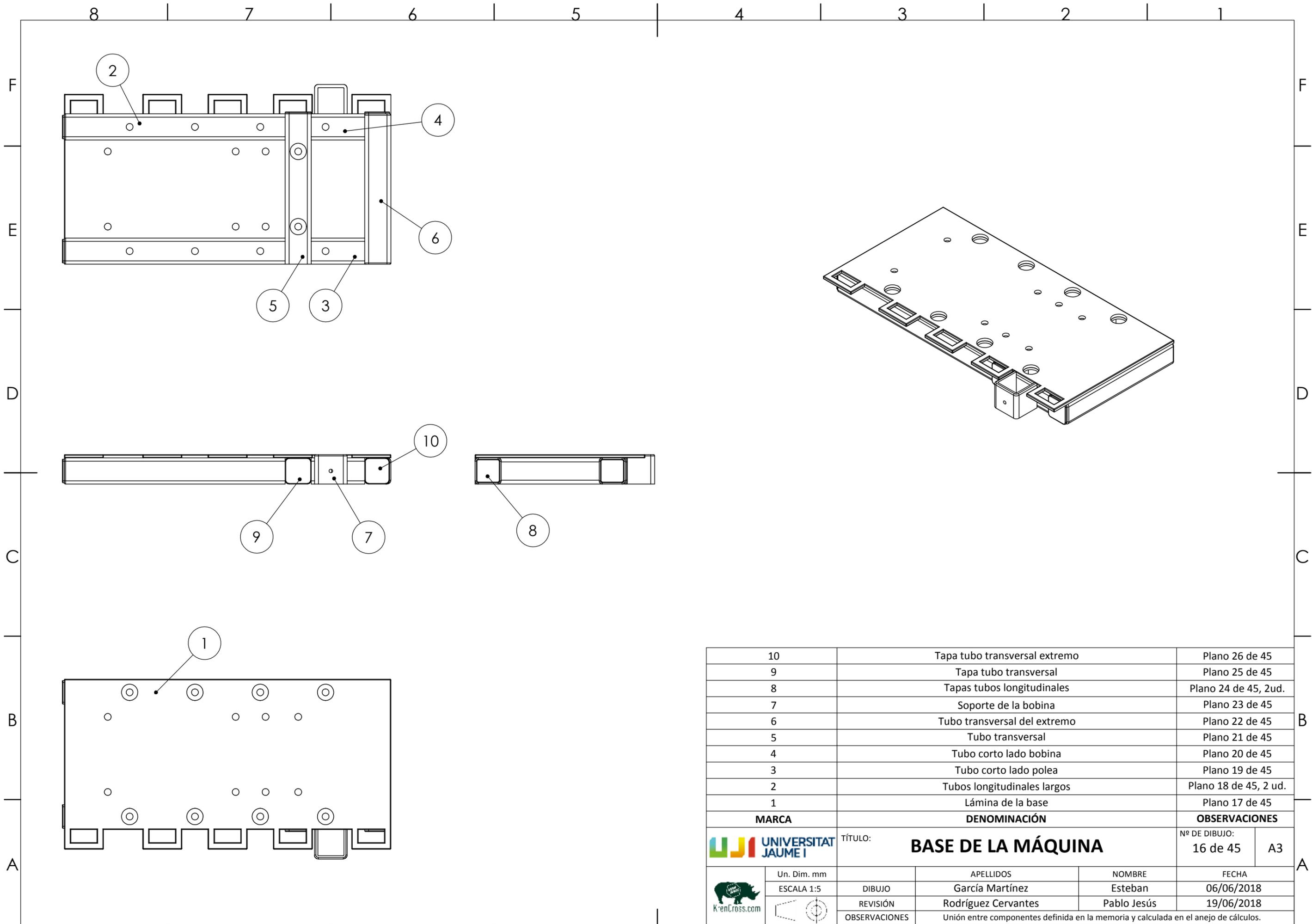
SECCIÓN A-A



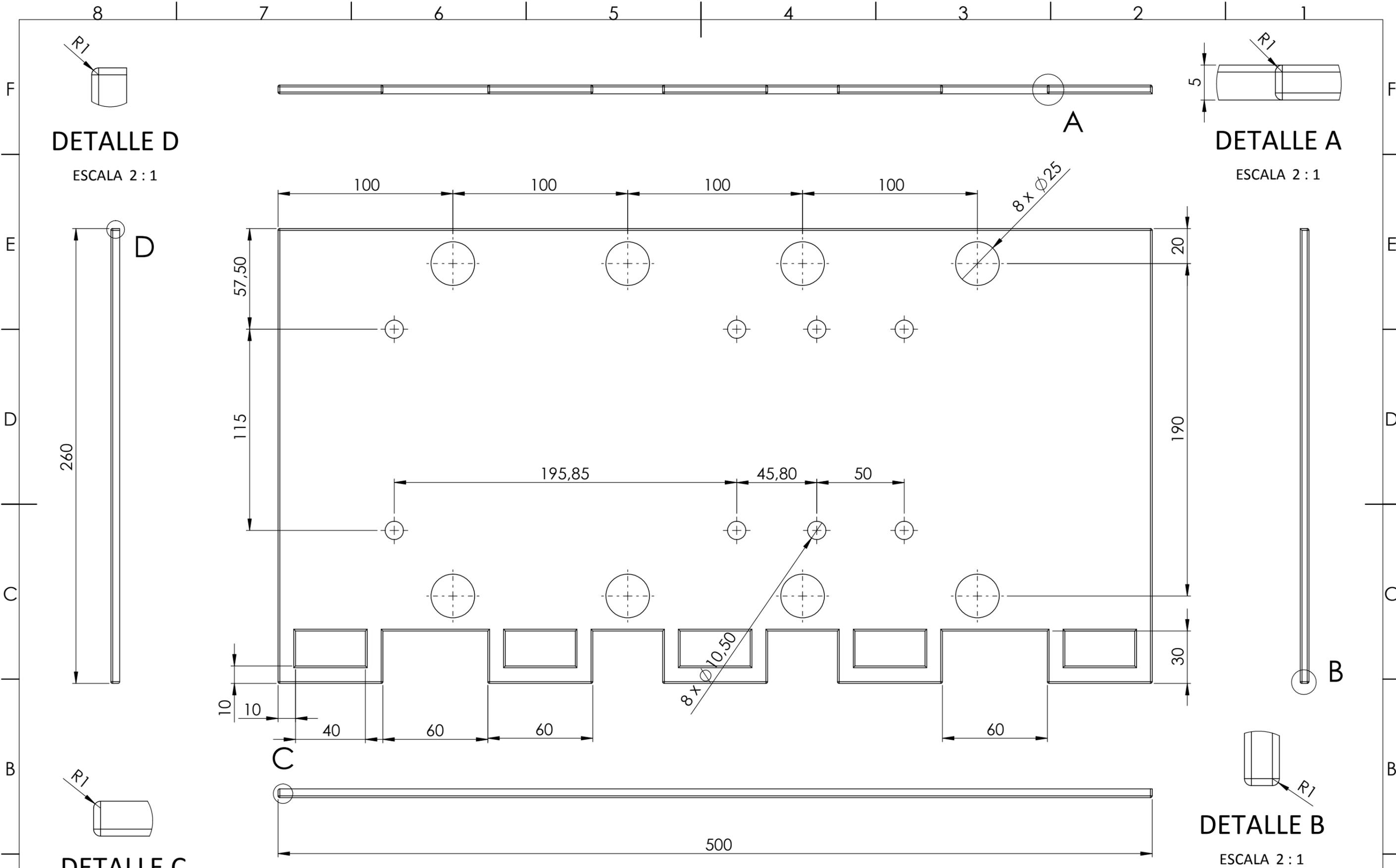


ESCALA 1:2

	Un. Dim. mm	TÍTULO: TORNILLOS LARGOS		Nº DE DIBUJO: 15 de 45	A3
	ESCALA 5:1	DIBUJO	APELLIDOS García Martínez	NOMBRE Esteban	FECHA 05/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F2111 (UNE 36011-12). Dos unidades.		

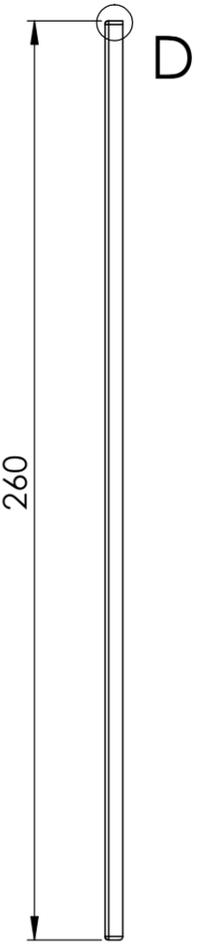


10	Tapa tubo transversal extremo	Plano 26 de 45		
9	Tapa tubo transversal	Plano 25 de 45		
8	Tapas tubos longitudinales	Plano 24 de 45, 2ud.		
7	Soporte de la bobina	Plano 23 de 45		
6	Tubo transversal del extremo	Plano 22 de 45		
5	Tubo transversal	Plano 21 de 45		
4	Tubo corto lado bobina	Plano 20 de 45		
3	Tubo corto lado polea	Plano 19 de 45		
2	Tubos longitudinales largos	Plano 18 de 45, 2 ud.		
1	Lámina de la base	Plano 17 de 45		
MARCA	DENOMINACIÓN	OBSERVACIONES		
 UNIVERSITAT JAUME I	TÍTULO: BASE DE LA MÁQUINA	Nº DE DIBUJO: 16 de 45 A3		
Un. Dim. mm	APELLIDOS	NOMBRE	FECHA	
ESCALA 1:5	García Martínez	Esteban	06/06/2018	
	REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
	OBSERVACIONES	Unión entre componentes definida en la memoria y calculada en el anejo de cálculos.		



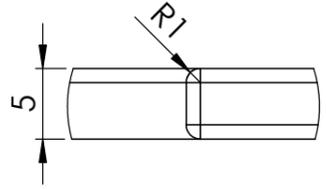
DETALLE D

ESCALA 2 : 1



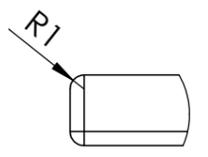
DETALLE A

ESCALA 2 : 1



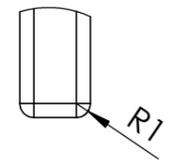
DETALLE C

ESCALA 2 : 1

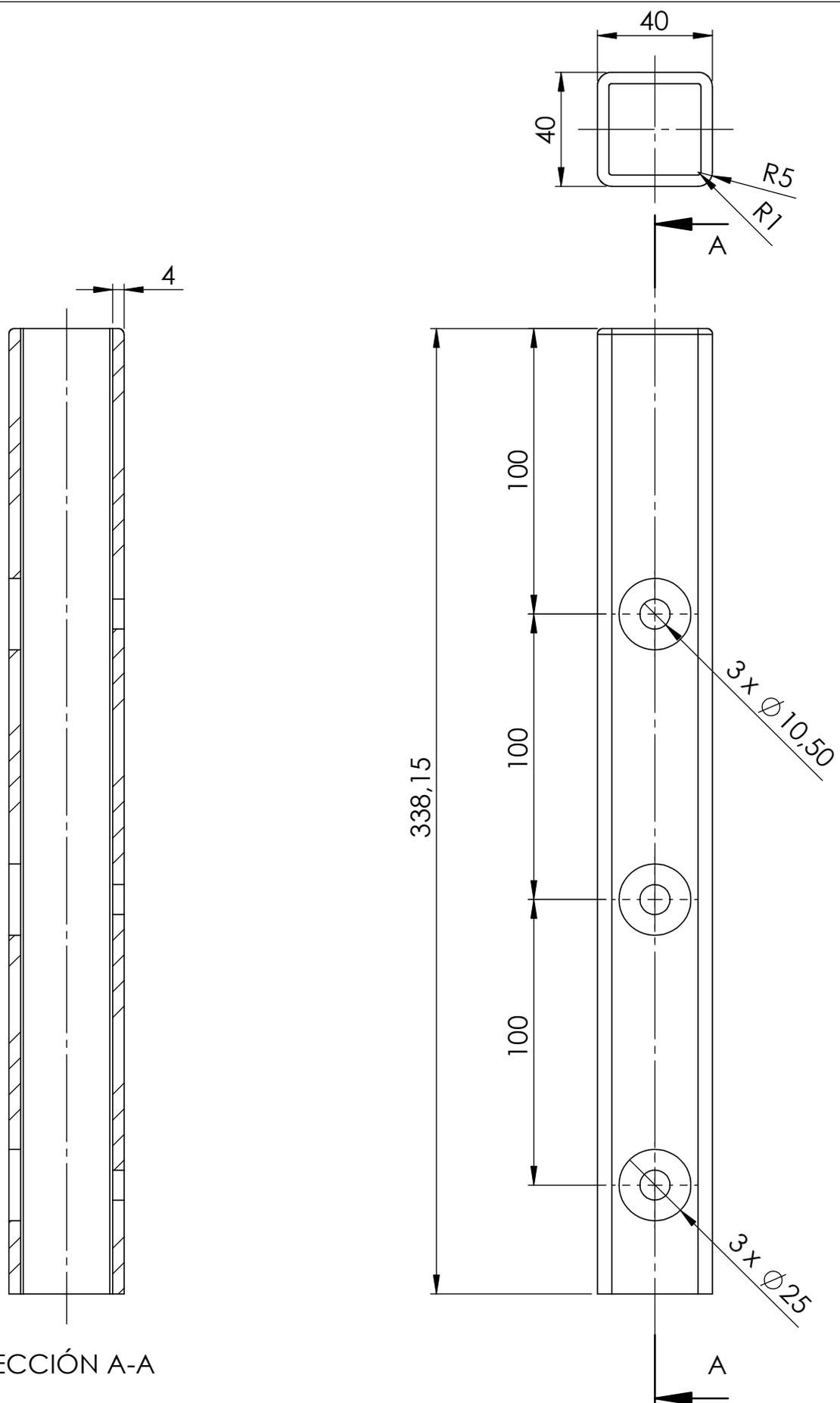


DETALLE B

ESCALA 2 : 1



	Un. Dim. mm	TÍTULO: LÁMINA DE LA BASE		Nº DE DIBUJO:	A3
	ESCALA 1:2	DIBUJO	APELLIDOS	NOMBRE	
		REVISIÓN	García Martínez	Esteban	06/06/2018
		OBSERVACIONES	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
Fabricada en Acero F1110(UNE 36011-12). Orificios pasantes, redondear aristas de los rectangulares.					



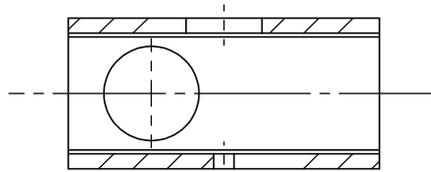
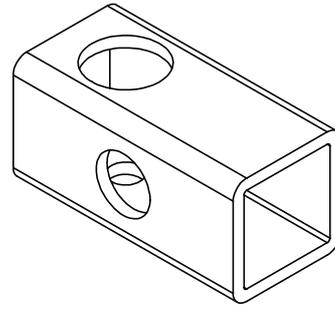
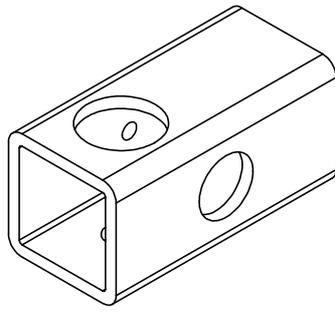
SECCIÓN A-A



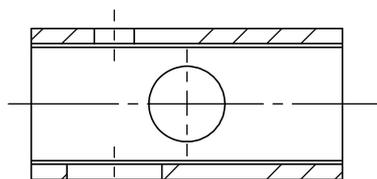
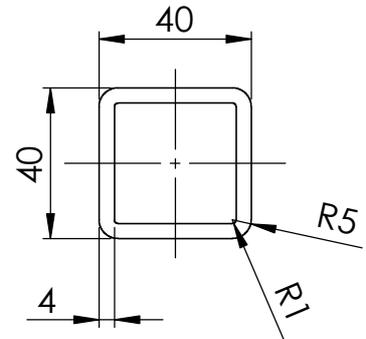
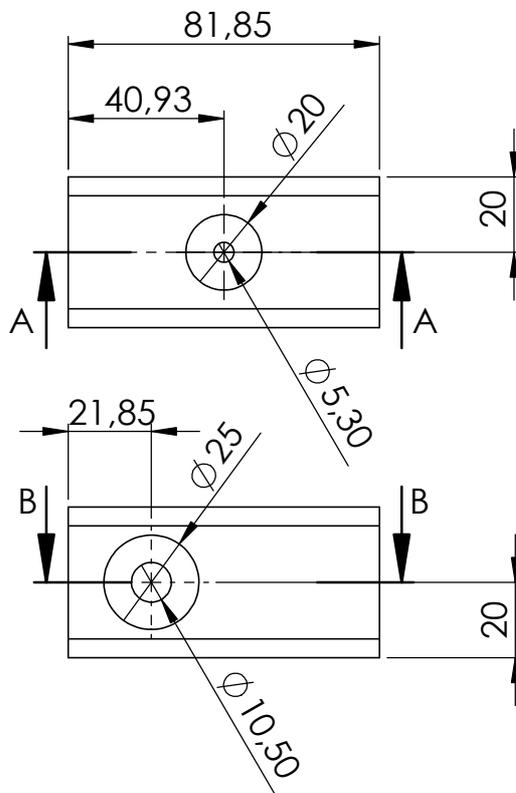
TÍTULO:
TUBOS LONGITUDINALES LARGOS

Nº DE DIBUJO:
18 de 45 A4

Un. Dim. mm	APELLIDOS		NOMBRE		FECHA
	ESCALA 1:2	DIBUJO	García Martínez	Esteban	06/06/2018
	REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018	
	OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12). Dos unidades.			



SECCIÓN A-A



SECCIÓN B-B



TÍTULO:

TUBO CORTO LADO POLEA

Nº DE DIBUJO:

19 de 45

A4



Un. Dim. mm

ESCALA 1:2



DIBUJO

REVISIÓN

OBSERVACIONES

APELLIDOS

García Martínez

Rodríguez Cervantes

Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12).

NOMBRE

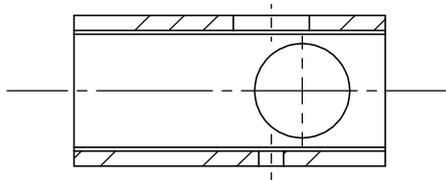
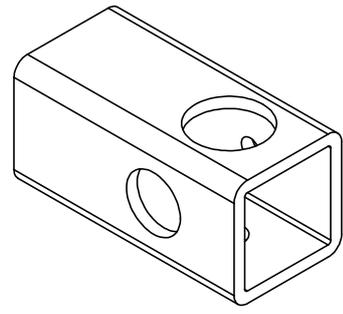
Esteban

Pablo Jesús

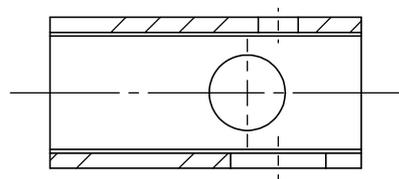
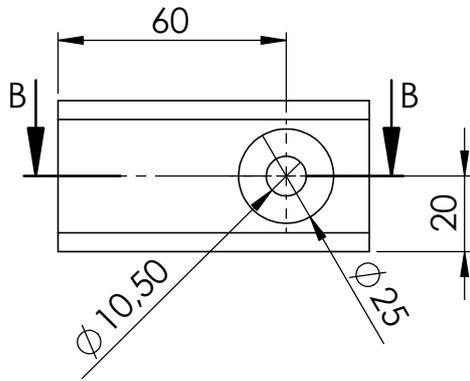
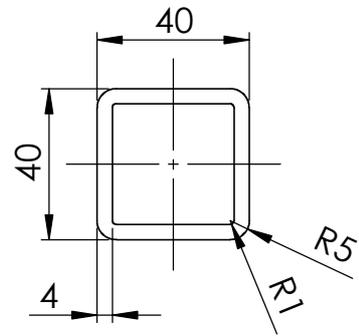
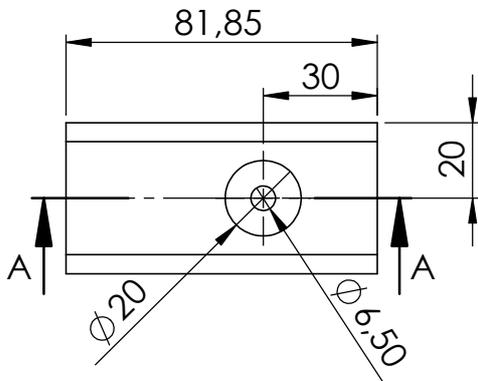
FECHA

06/06/2018

19/06/2018



SECCIÓN A-A



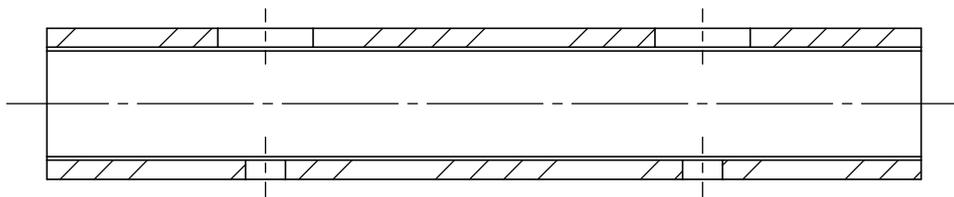
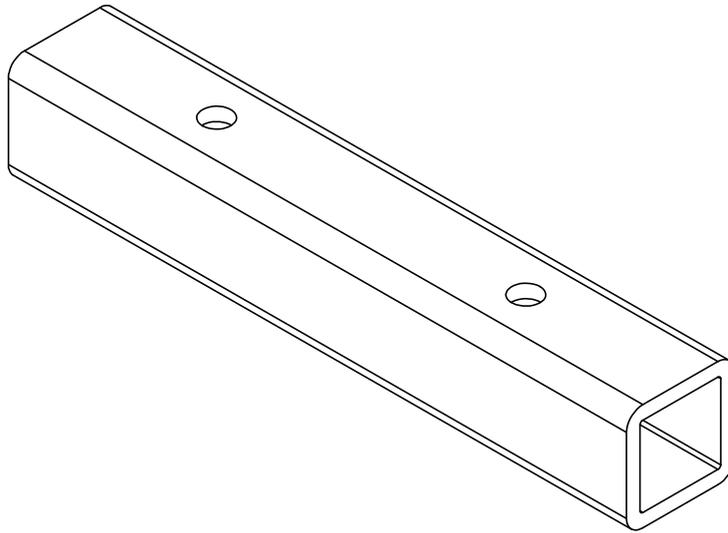
SECCIÓN B-B



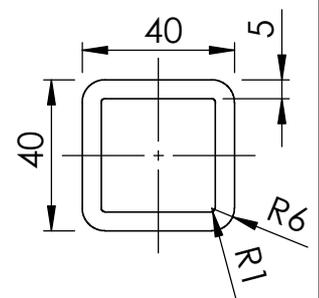
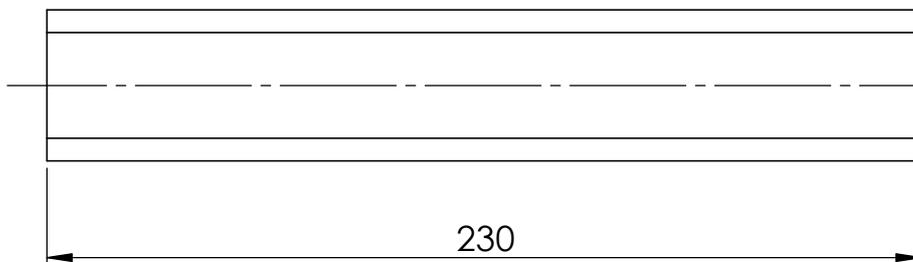
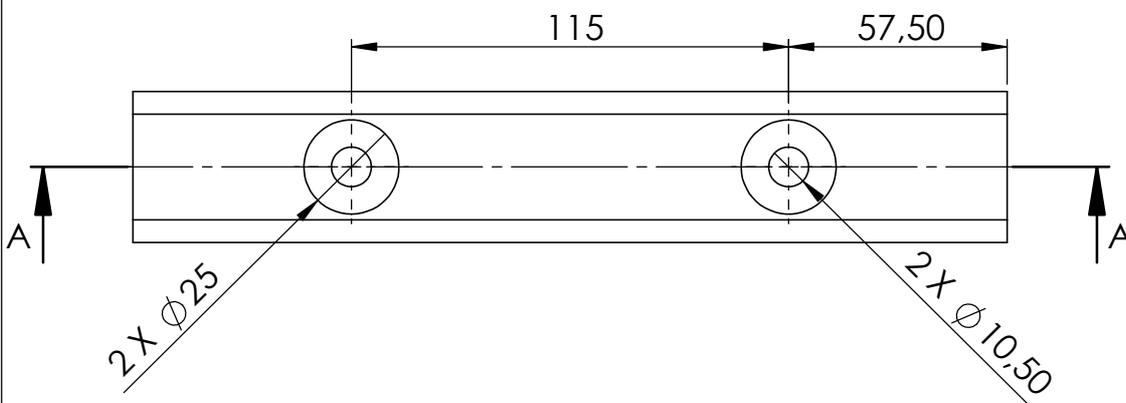
TÍTULO: **TUBO CORTO LADO BOBINA**

Nº DE DIBUJO: 20 de 45
A4

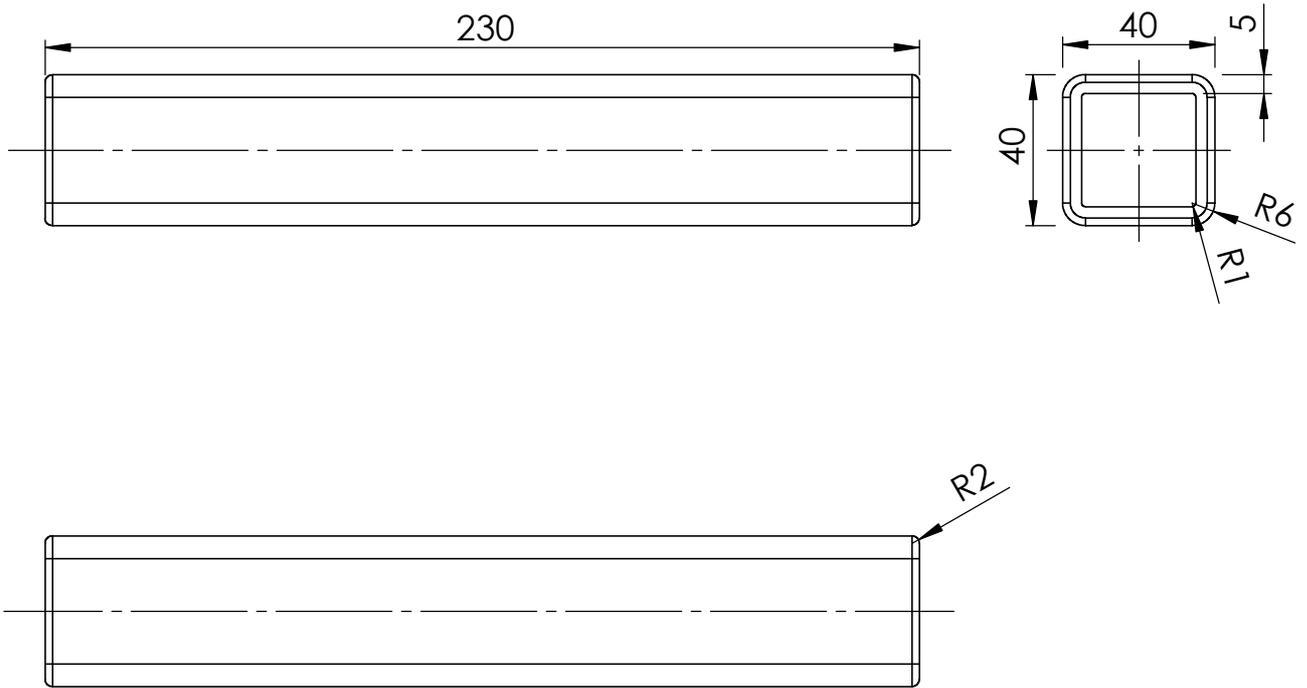
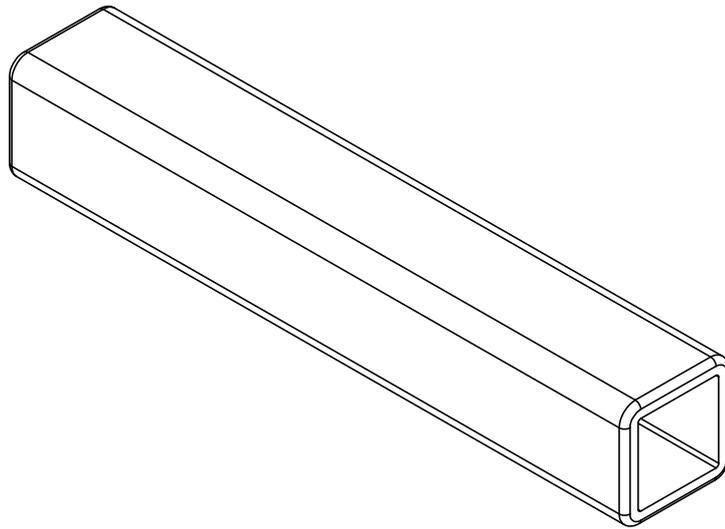
	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
	ESCALA 1:2	DIBUJO	García Martínez	Esteban	06/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12).		



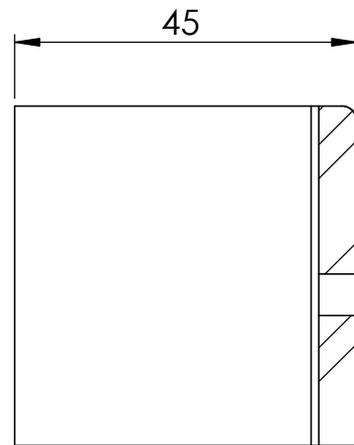
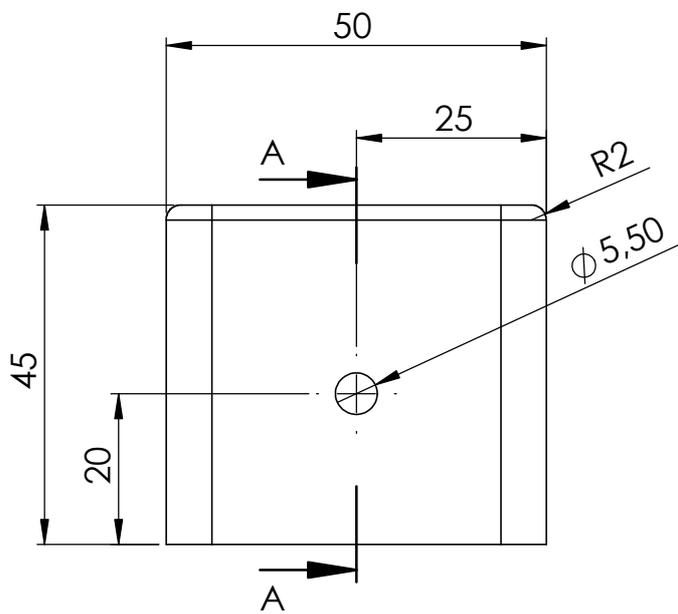
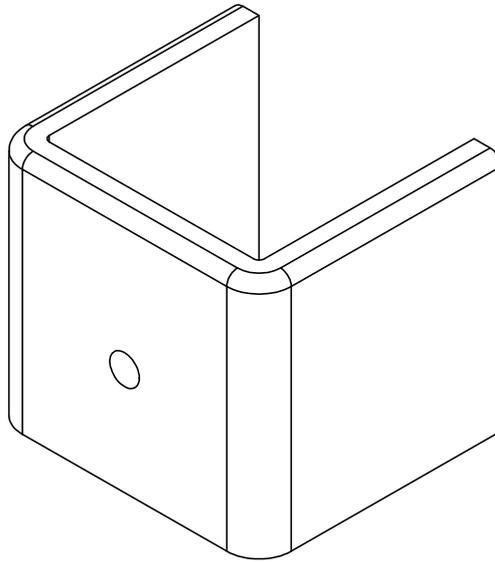
SECCIÓN A-A



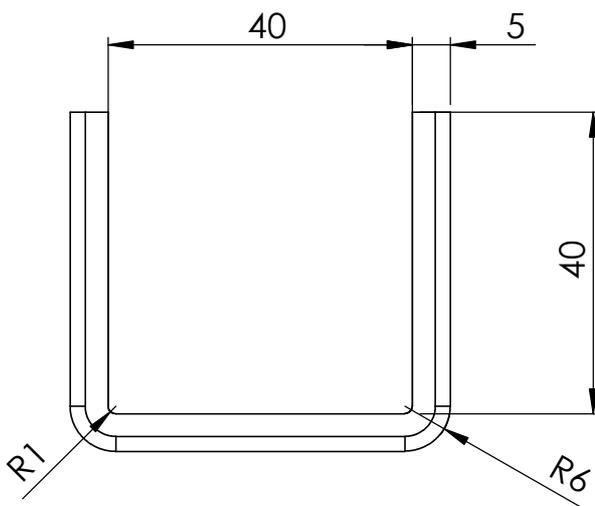
 UNIVERSITAT JAUME I	TÍTULO: TUBO TRANSVERSAL			Nº DE DIBUJO: 21 de 45	A4
	Un. Dim. mm	APELLIDOS	NOMBRE	FECHA	
ESCALA 1:2	DIBUJO	García Martínez	Esteban	07/06/2018	
	REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018	
	OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12).			



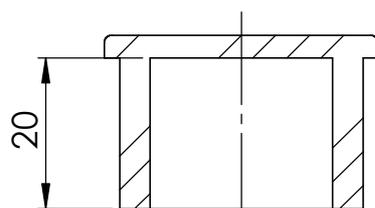
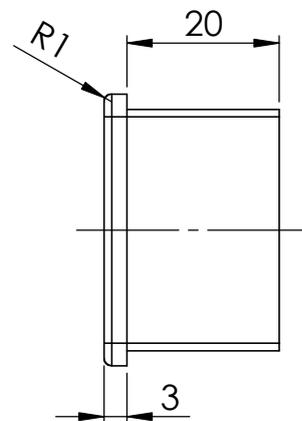
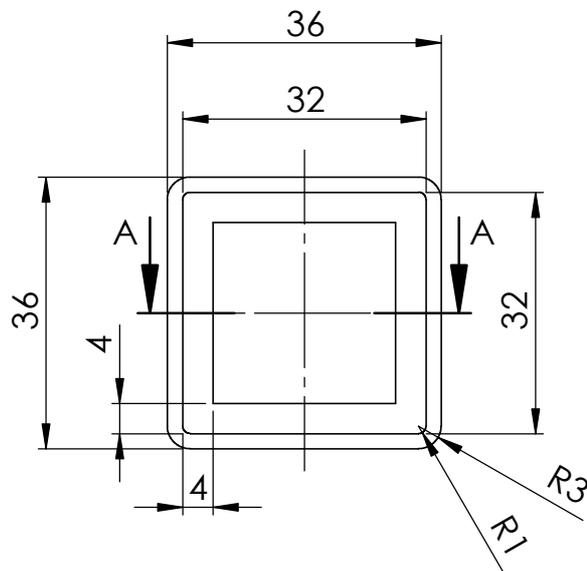
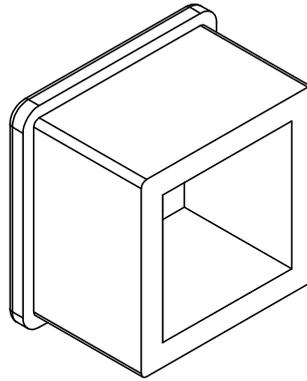
	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
	ESCALA 1:2	DIBUJO	García Martínez	Esteban	07/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12).		



SECCIÓN A-A

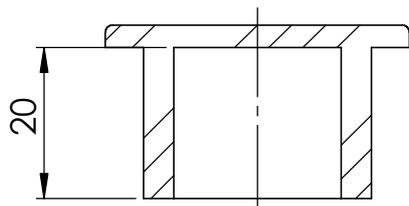
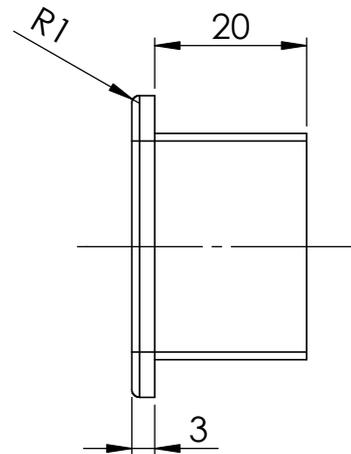
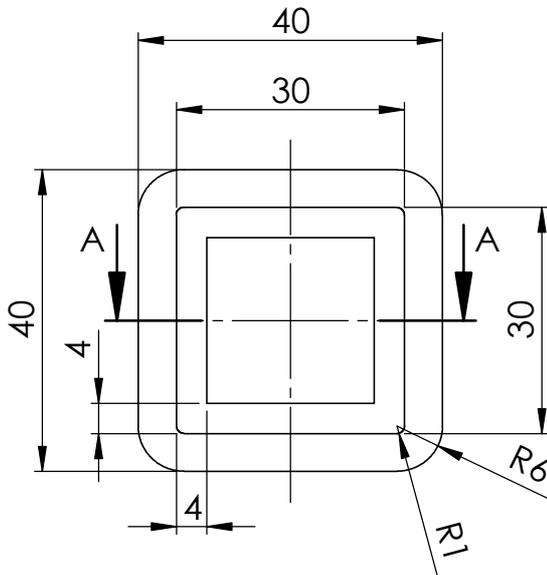
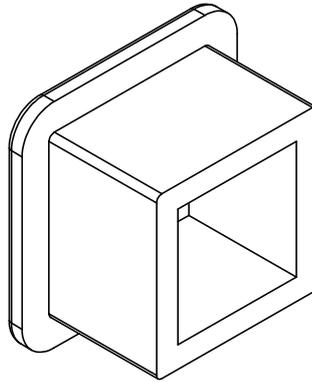


	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
	ESCALA 1:1	DIBUJO	García Martínez	Esteban	07/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12).		



SECCIÓN A-A

	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
	ESCALA 1:1	DIBUJO	García Martínez	Esteban	07/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en PE (Polietileno) de color negro. Dos unidades.		



SECCIÓN A-A



TÍTULO:

TAPA TUBO TRANSVERSAL

Nº DE DIBUJO:

25 de 45

A4



Un. Dim. mm

ESCALA 1:1



DIBUJO

REVISIÓN

OBSERVACIONES

APELLIDOS

García Martínez

Rodríguez Cervantes

Pieza fabricada en PE (Polietileno) de color negro.

NOMBRE

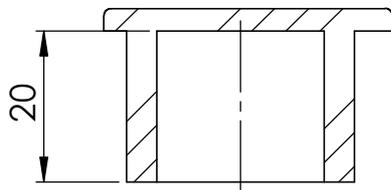
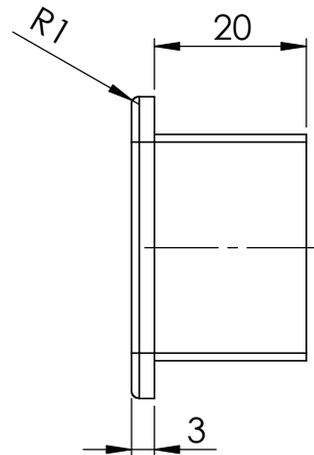
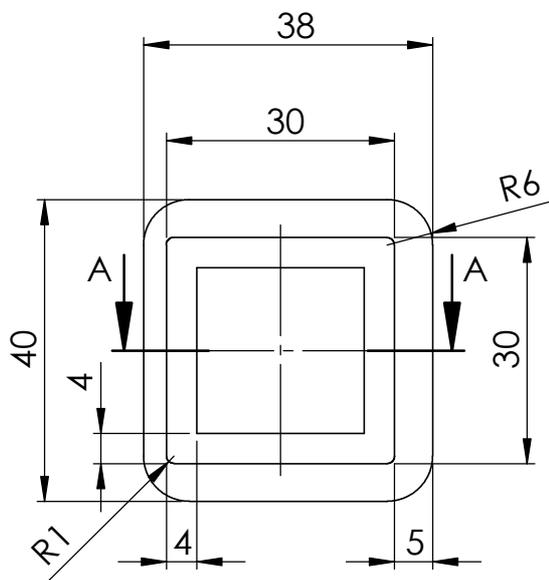
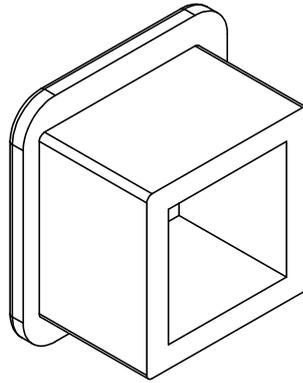
Esteban

Pablo Jesús

FECHA

07/06/2018

19/06/2018



SECCIÓN A-A

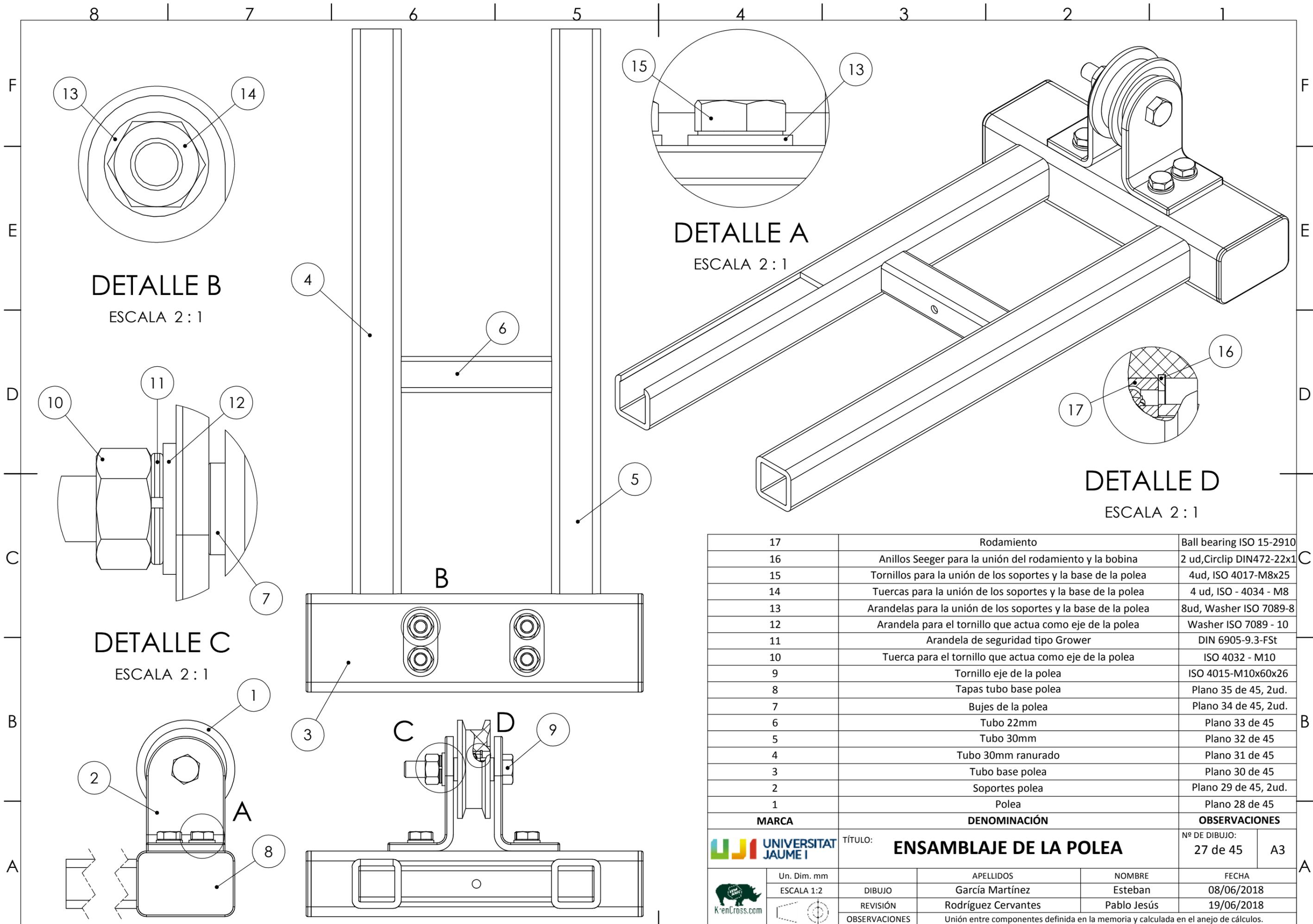


TÍTULO:
TAPA TUBO TRANSVERSAL EXTREMO

Nº DE DIBUJO:
26 de 45

A4

	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
	ESCALA 1:1	DIBUJO	García Martínez	Esteban	07/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en PE (Polietileno) de color negro.		



DETALLE B
ESCALA 2 : 1

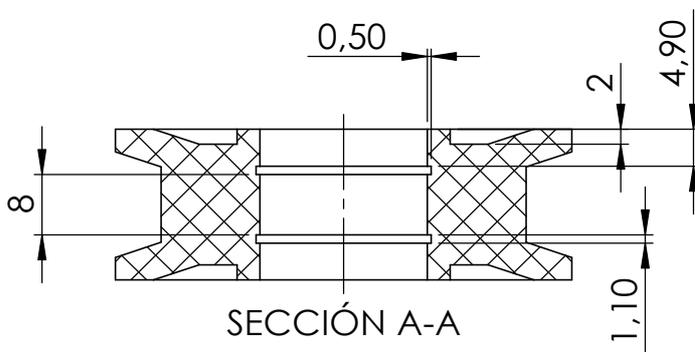
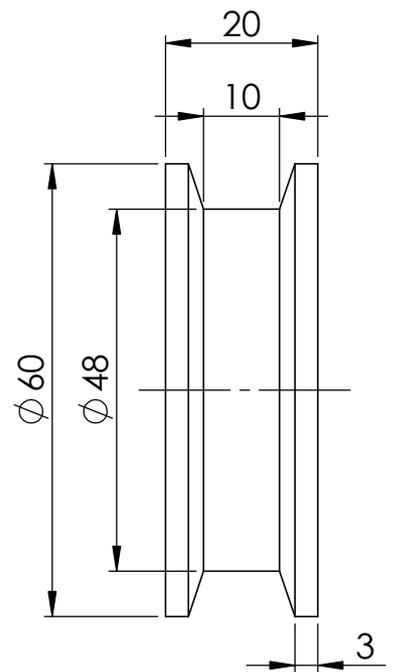
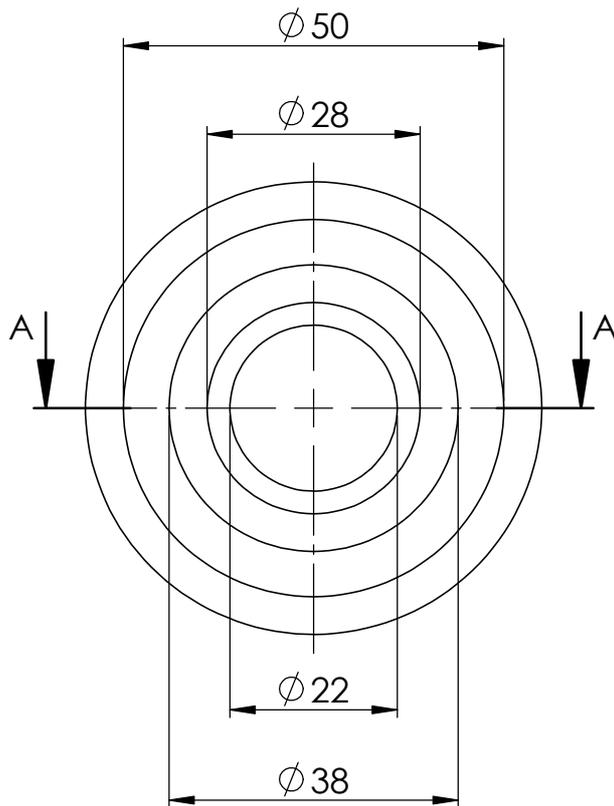
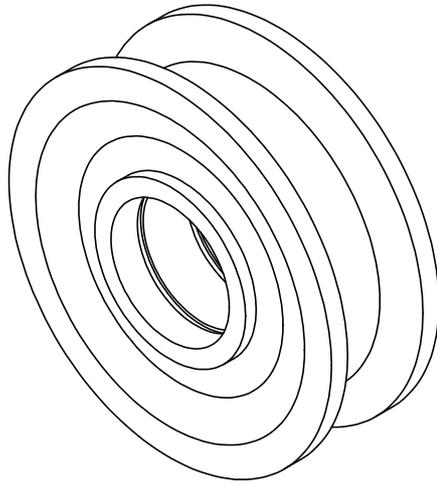
DETALLE A
ESCALA 2 : 1

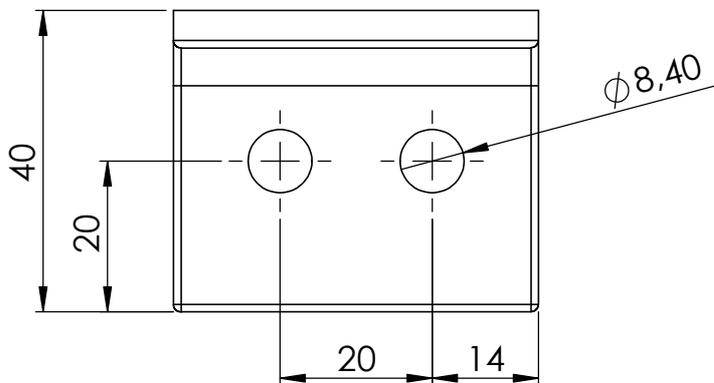
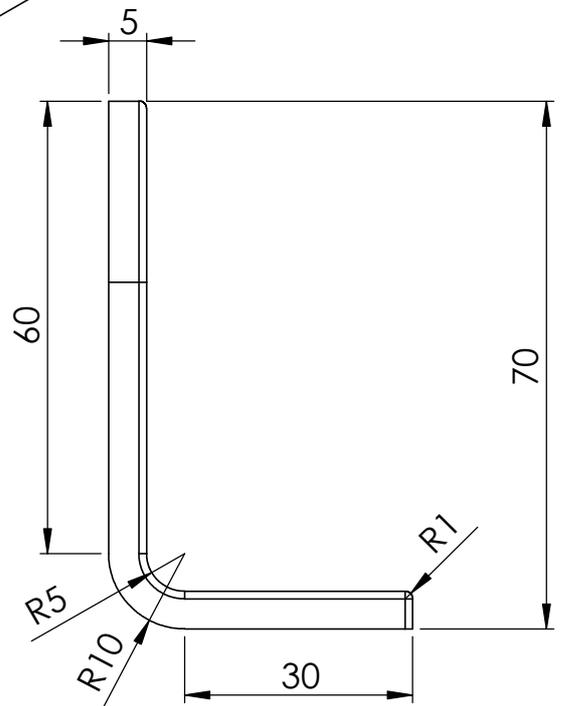
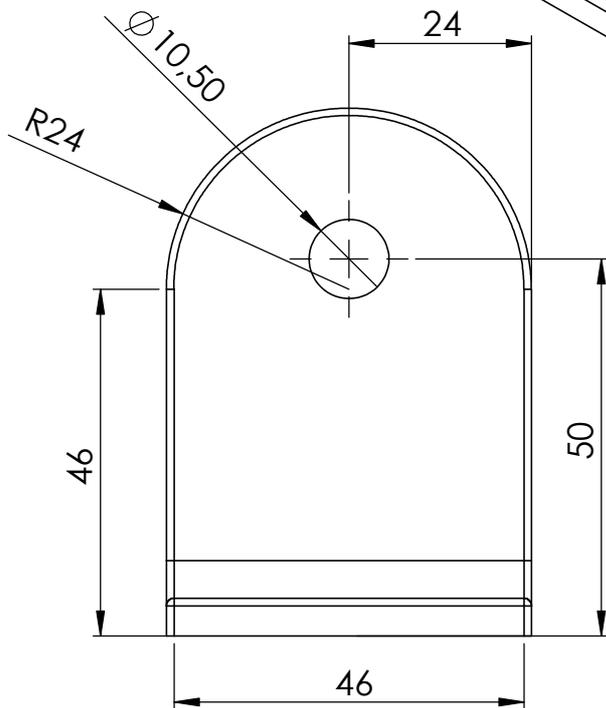
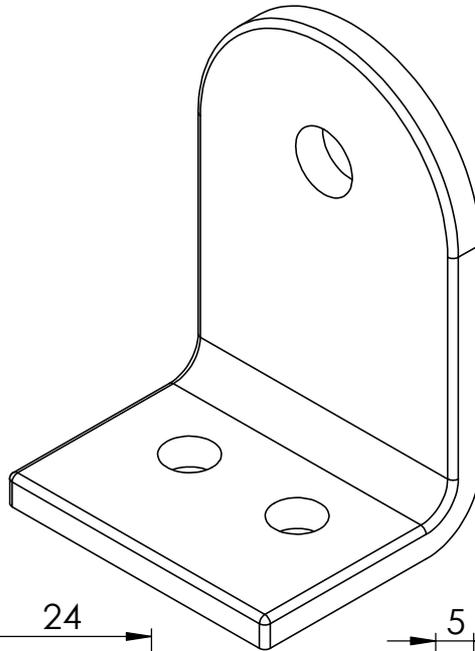
DETALLE C
ESCALA 2 : 1

DETALLE D
ESCALA 2 : 1

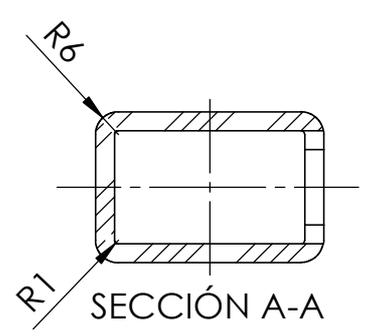
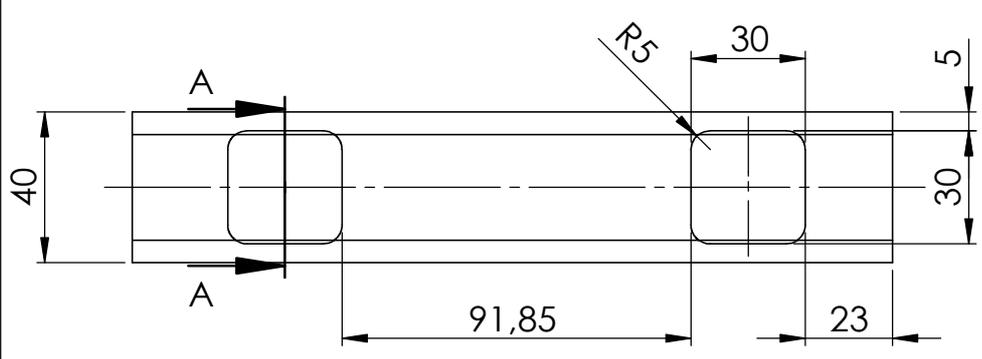
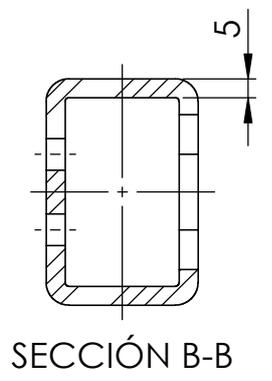
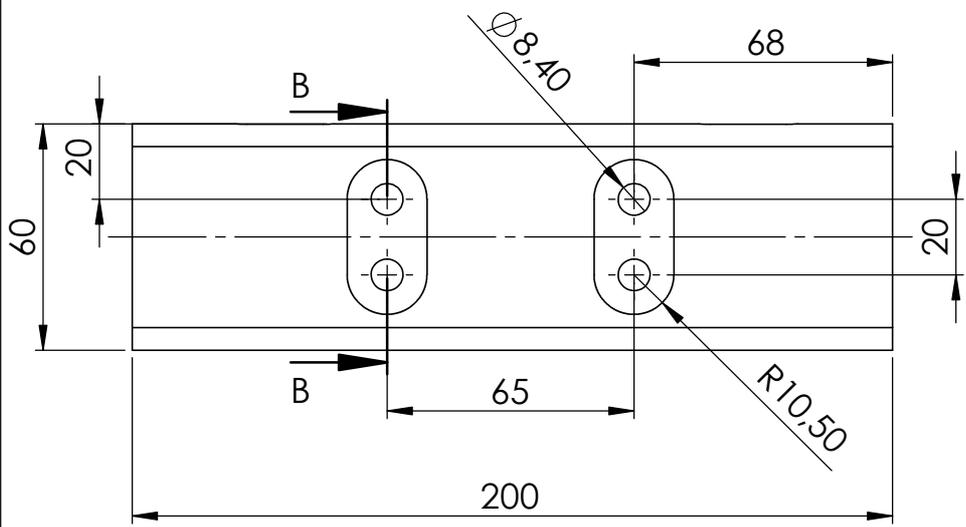
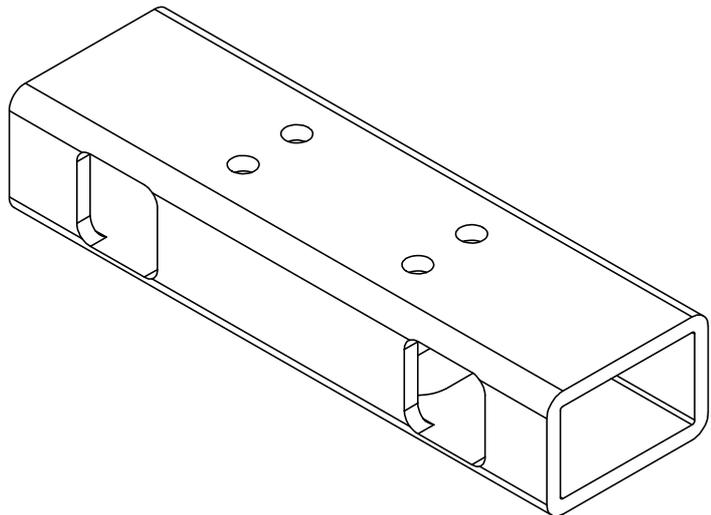
17	Rodamiento	Ball bearing ISO 15-2910
16	Anillos Seeger para la unión del rodamiento y la bobina	2 ud, Circlip DIN472-22x1
15	Tornillos para la unión de los soportes y la base de la polea	4ud, ISO 4017-M8x25
14	Tuercas para la unión de los soportes y la base de la polea	4 ud, ISO - 4034 - M8
13	Arandelas para la unión de los soportes y la base de la polea	8ud, Washer ISO 7089-8
12	Arandela para el tornillo que actua como eje de la polea	Washer ISO 7089 - 10
11	Arandela de seguridad tipo Grower	DIN 6905-9.3-FSt
10	Tuerca para el tornillo que actua como eje de la polea	ISO 4032 - M10
9	Tornillo eje de la polea	ISO 4015-M10x60x26
8	Tapas tubo base polea	Plano 35 de 45, 2ud.
7	Bujes de la polea	Plano 34 de 45, 2ud.
6	Tubo 22mm	Plano 33 de 45
5	Tubo 30mm	Plano 32 de 45
4	Tubo 30mm ranurado	Plano 31 de 45
3	Tubo base polea	Plano 30 de 45
2	Soportes polea	Plano 29 de 45, 2ud.
1	Polea	Plano 28 de 45
MARCA		DENOMINACIÓN
OBSERVACIONES		Nº DE DIBUJO:

		TÍTULO: ENSAMBLAJE DE LA POLEA		Nº DE DIBUJO: 27 de 45 A3	
Un. Dim. mm	APELLIDOS	NOMBRE	FECHA		
ESCALA 1:2	García Martínez	Esteban	08/06/2018		
DIBUJO	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018		
REVISIÓN	Unión entre componentes definida en la memoria y calculada en el anejo de cálculos.				
OBSERVACIONES					





	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
	ESCALA 1:1	DIBUJO	García Martínez	Esteban	08/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12). Todos los orificios son pasantes.		



TÍTULO: **TUBO BASE POLEA**

Nº DE DIBUJO: 30 de 45
A4



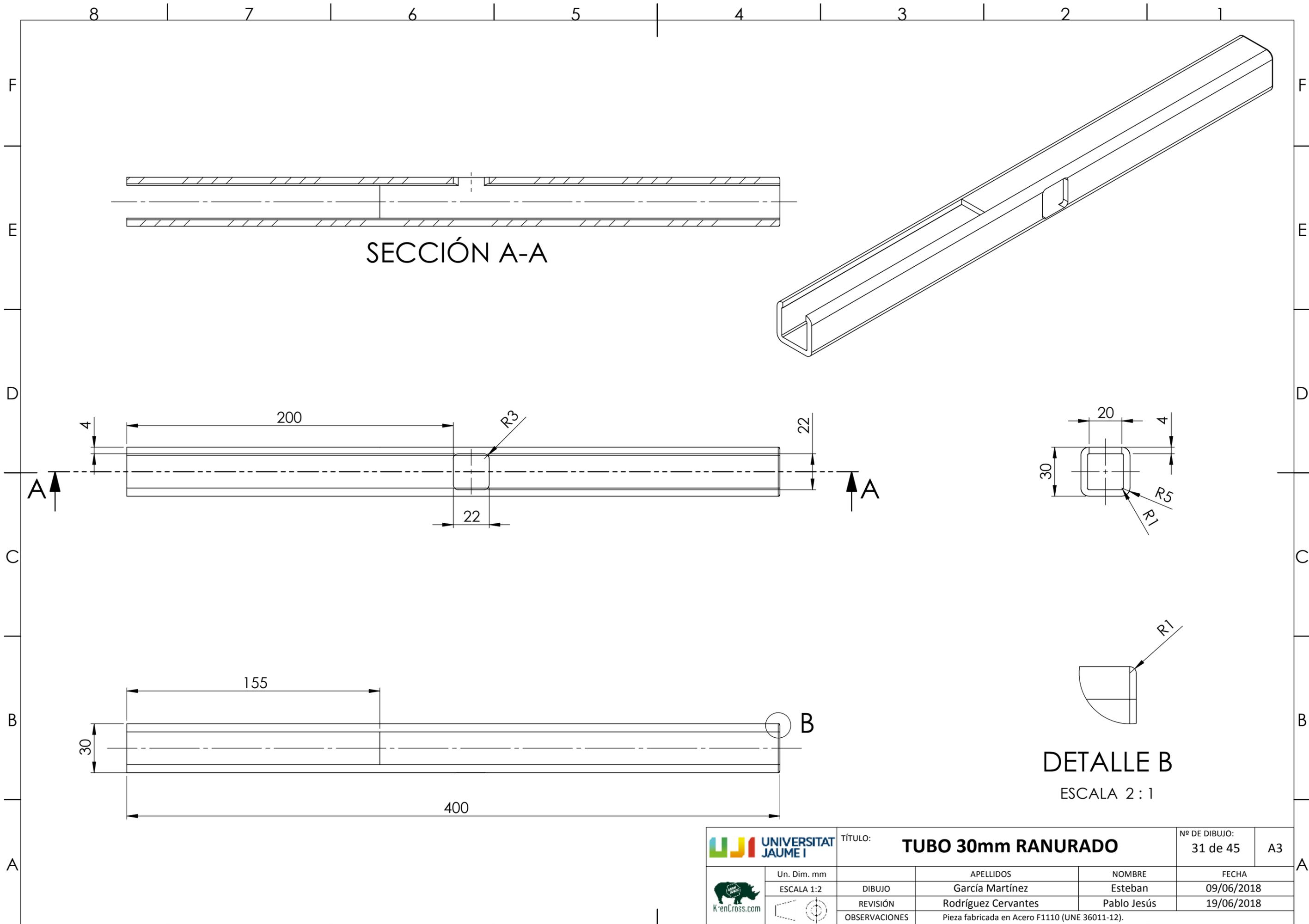
Un. Dim. mm
ESCALA 1:2

DIBUJO
REVISIÓN
OBSERVACIONES

APELLIDOS: García Martínez
Rodríguez Cervantes
NOMBRE: Esteban
Pablo Jesús

FECHA: 08/06/2018
19/06/2018

Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12).



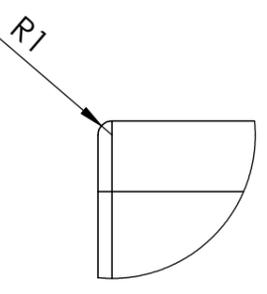
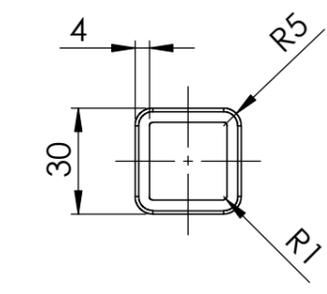
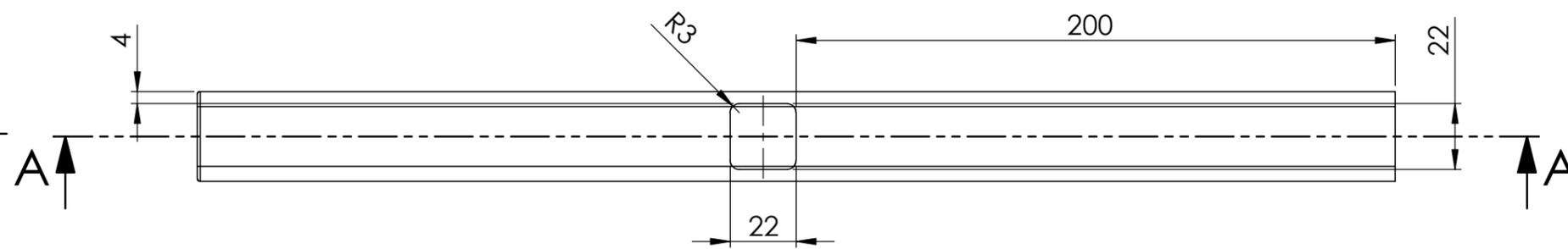
SECCIÓN A-A

DETALLE B

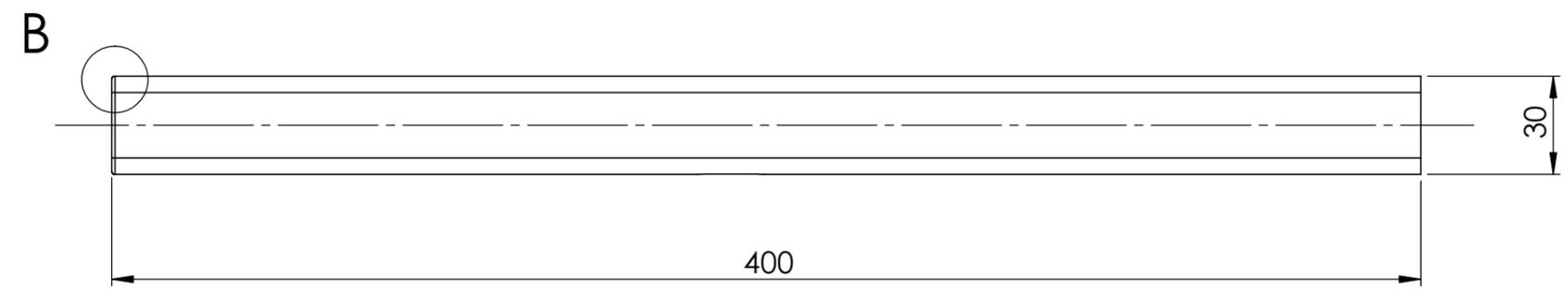
ESCALA 2 : 1

	Un. Dim. mm	TÍTULO: TUBO 30mm RANURADO			Nº DE DIBUJO:	A3
	ESCALA 1:2	DIBUJO	APELLIDOS	NOMBRE	FECHA	
	REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	09/06/2018	
	OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12).				

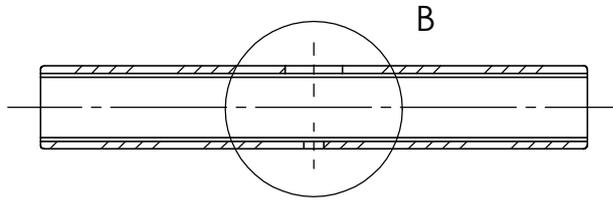
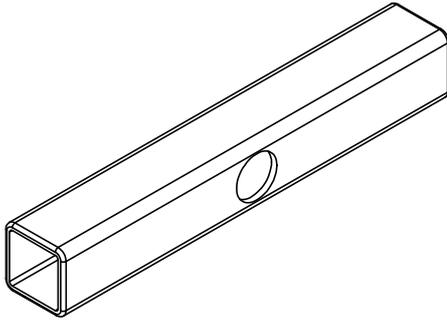
SECCIÓN A-A



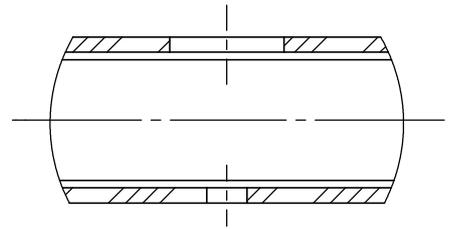
DETALLE B
ESCALA 2 : 1



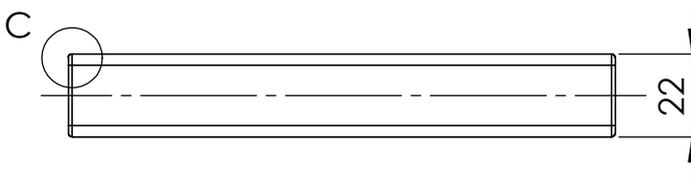
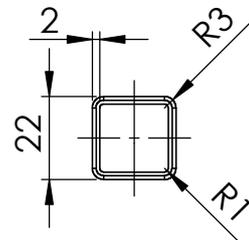
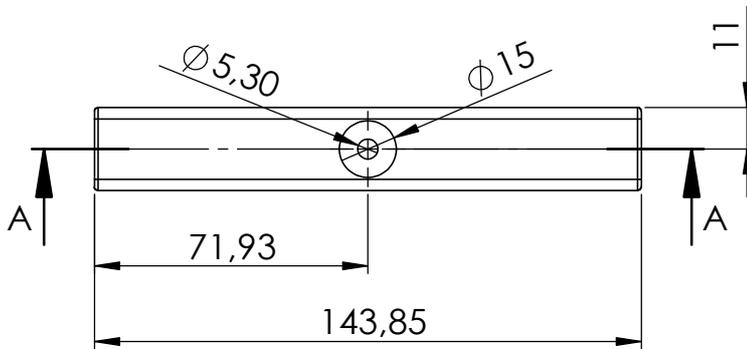
	Un. Dim. mm	TÍTULO: TUBO 30mm			Nº DE DIBUJO: 32 de 45	A3
	ESCALA 1:2	DIBUJO	APELLIDOS García Martínez	NOMBRE Esteban	FECHA 09/06/2018	
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018	
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12).			



SECCIÓN A-A



DETALLE B
ESCALA 1 : 1



DETALLE C
ESCALA 2 : 1



TÍTULO:

TUBO 22mm

Nº DE DIBUJO:

33 de 45

A4



Un. Dim. mm

ESCALA 1:2



REVISIÓN

OBSERVACIONES

APELLIDOS

García Martínez

Rodríguez Cervantes

Fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12). Los dos extremos con las aristas externas redondeadas.

NOMBRE

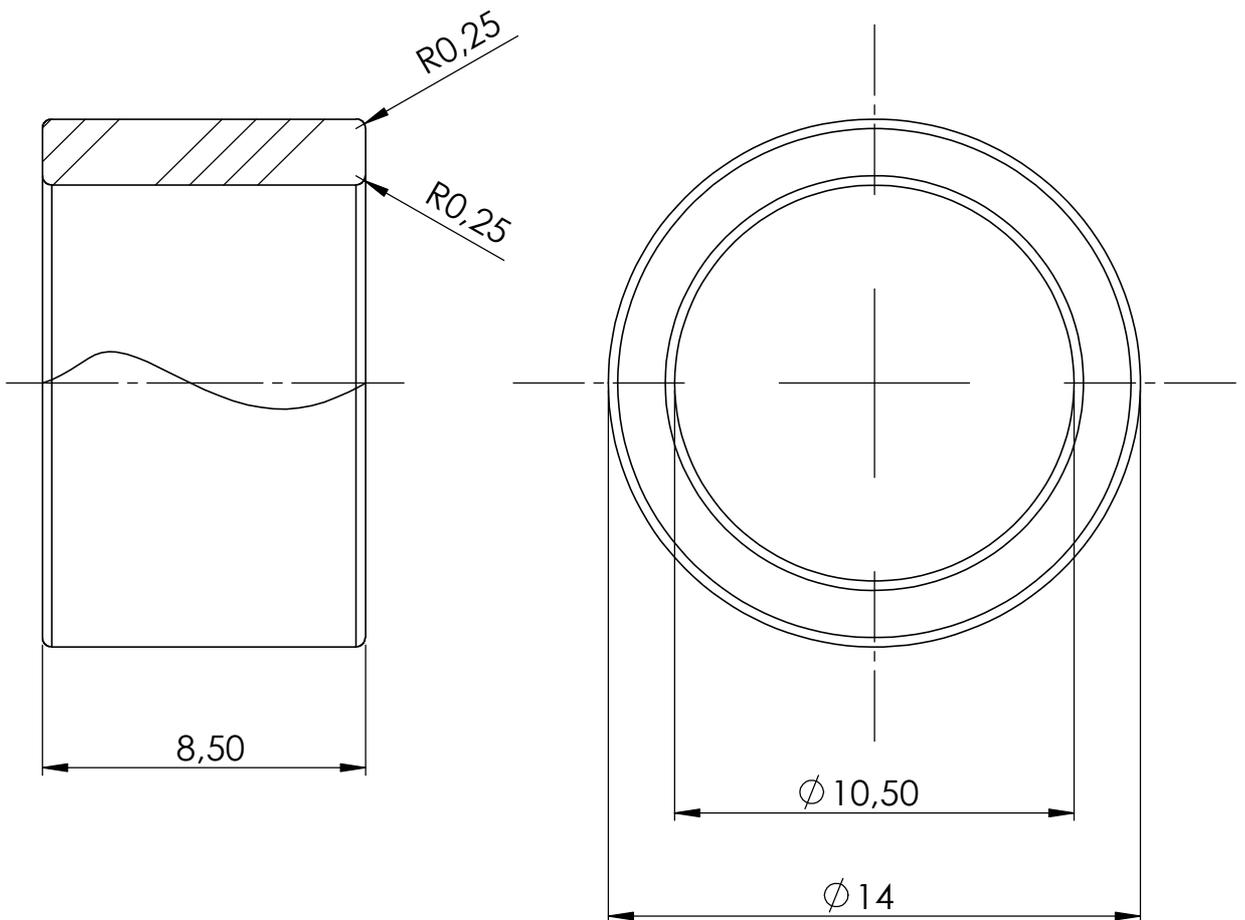
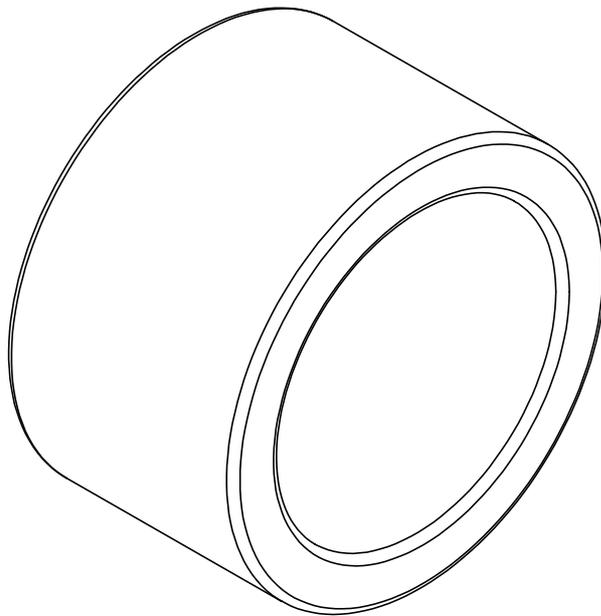
Esteban

Pablo Jesús

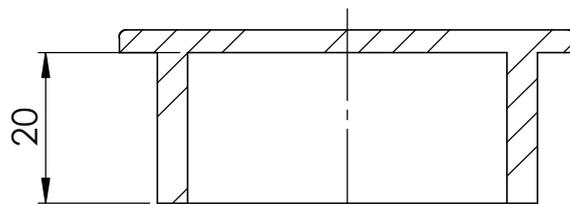
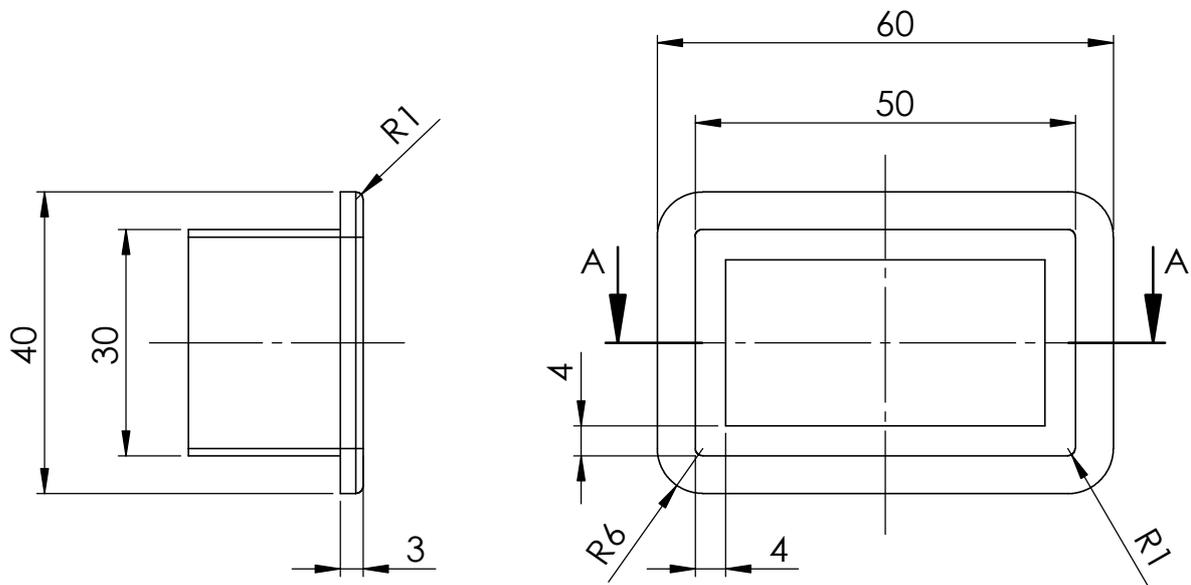
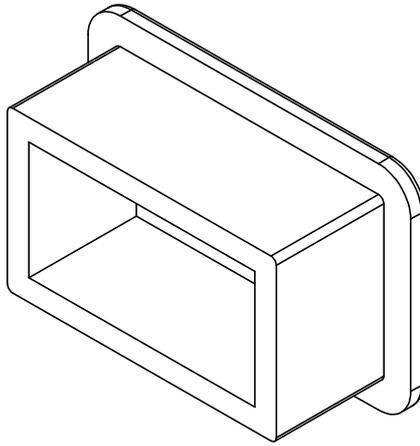
FECHA

09/06/2018

19/06/2018

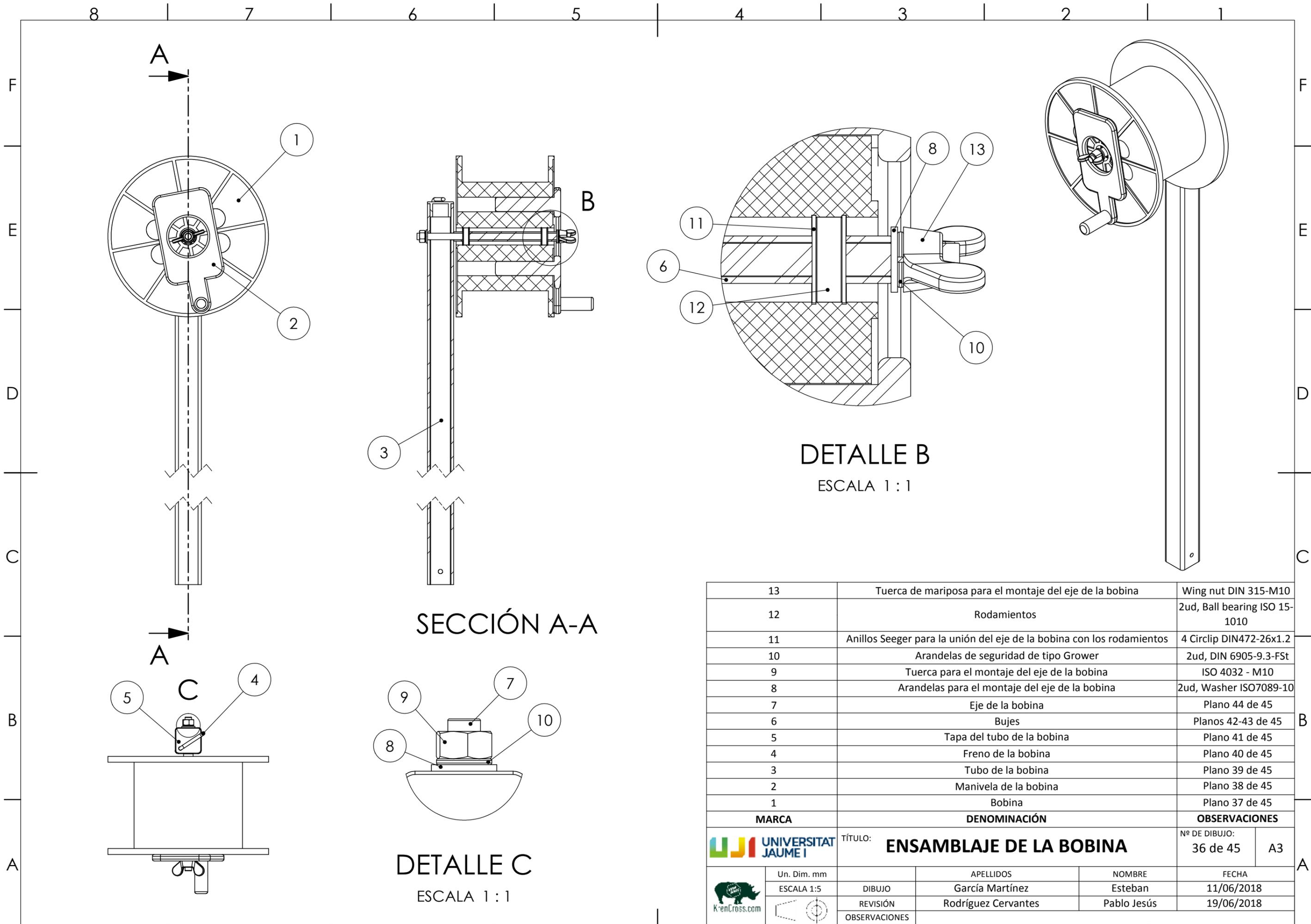


	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
	ESCALA 5:1	DIBUJO	García Martínez	Esteban	09/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12). Dos unidades.		



SECCIÓN A-A

	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
	ESCALA 1:1	DIBUJO	García Martínez	Esteban	09/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en PE (Polietileno) de color negro. Dos unidades.		



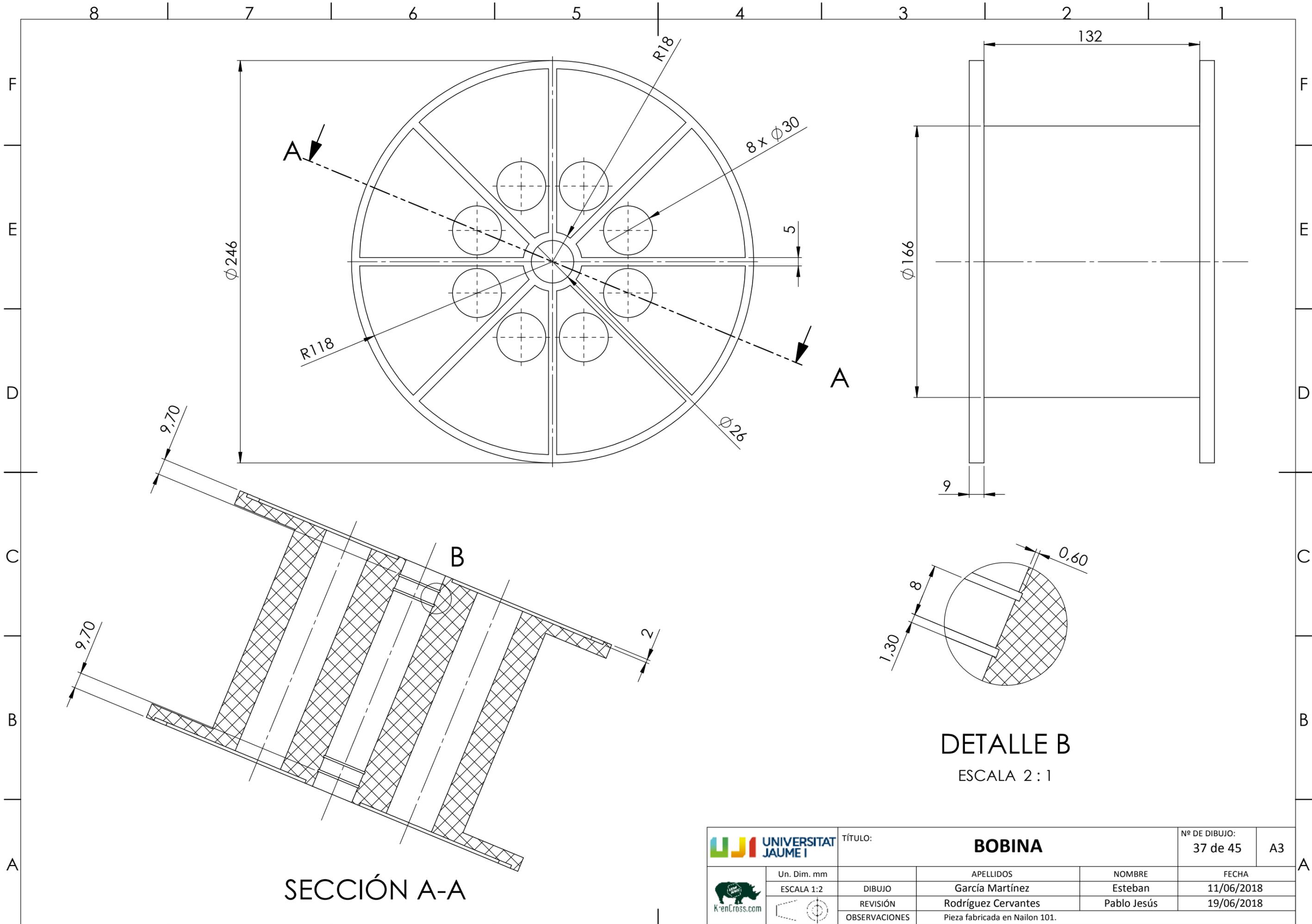
SECCIÓN A-A

DETALLE B
ESCALA 1 : 1

DETALLE C
ESCALA 1 : 1

13	Tuerca de mariposa para el montaje del eje de la bobina	Wing nut DIN 315-M10
12	Rodamientos	2ud, Ball bearing ISO 15-1010
11	Anillos Seeger para la unión del eje de la bobina con los rodamientos	4 Circlip DIN472-26x1.2
10	Arandelas de seguridad de tipo Grower	2ud, DIN 6905-9.3-FSt
9	Tuerca para el montaje del eje de la bobina	ISO 4032 - M10
8	Arandelas para el montaje del eje de la bobina	2ud, Washer ISO7089-10
7	Eje de la bobina	Plano 44 de 45
6	Bujes	Planos 42-43 de 45
5	Tapa del tubo de la bobina	Plano 41 de 45
4	Freno de la bobina	Plano 40 de 45
3	Tubo de la bobina	Plano 39 de 45
2	Manivela de la bobina	Plano 38 de 45
1	Bobina	Plano 37 de 45

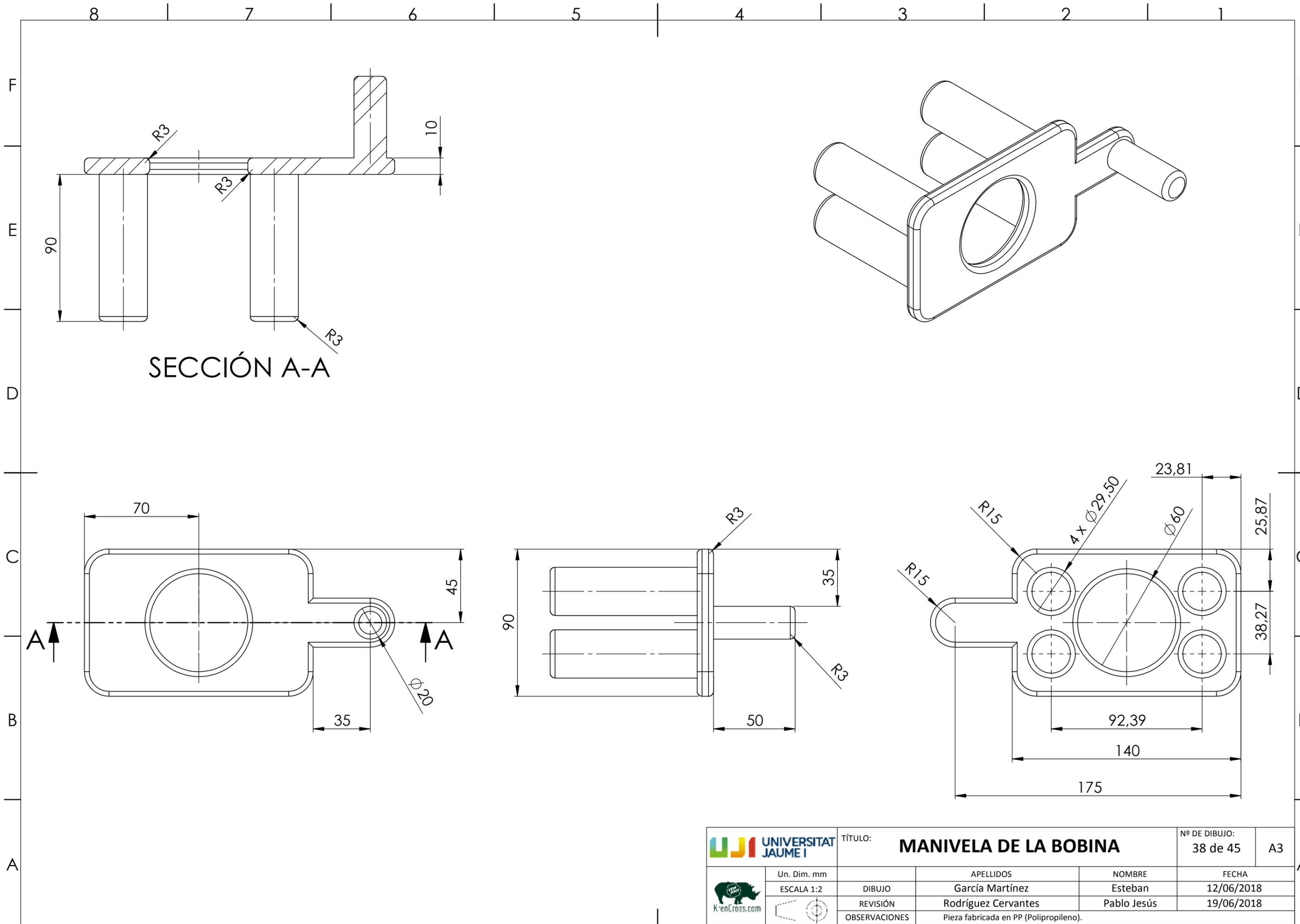
MARCA	DENOMINACIÓN		OBSERVACIONES	
	TÍTULO: ENSAMBLAJE DE LA BOBINA		Nº DE DIBUJO:	
			36 de 45	A3
	Un. Dim. mm	APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
ESCALA 1:5	García Martínez	Esteban	11/06/2018	
	REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
	OBSERVACIONES			

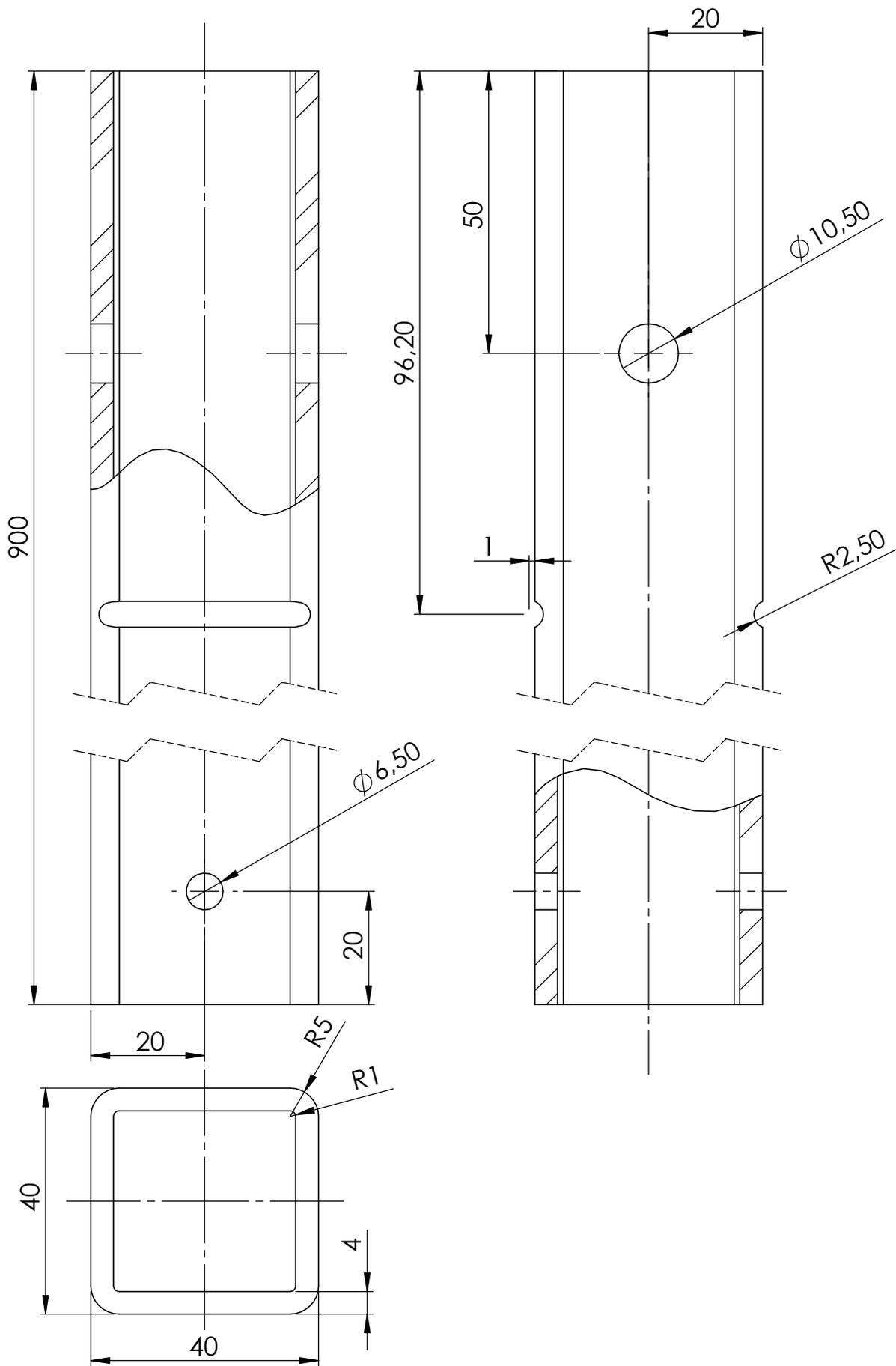


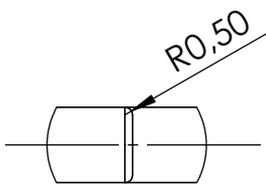
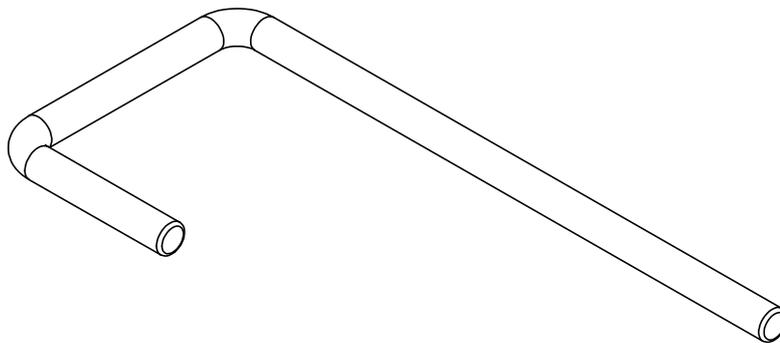
SECCIÓN A-A

DETALLE B
ESCALA 2 : 1

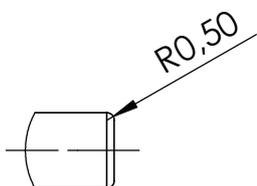
	Un. Dim. mm	TÍTULO: BOBINA			Nº DE DIBUJO:	A3
	ESCALA 1:2	DIBUJO	APELLIDOS	NOMBRE	FECHA	
	REVISIÓN	RODRÍGUEZ CERVANTES	GARCÍA MARTÍNEZ	ESTEBAN	11/06/2018	
	OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Nailon 101.				



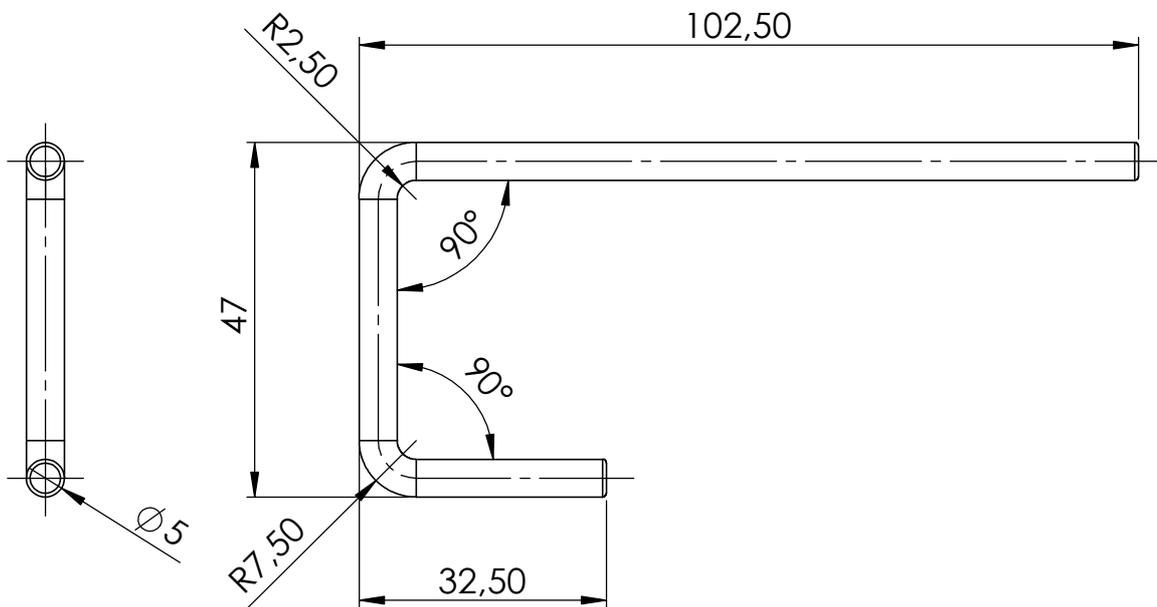
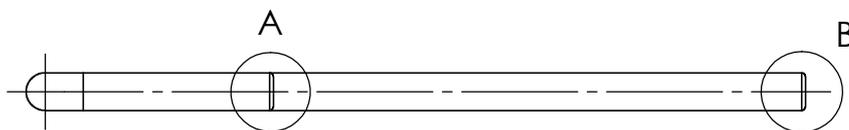


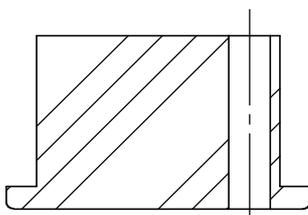
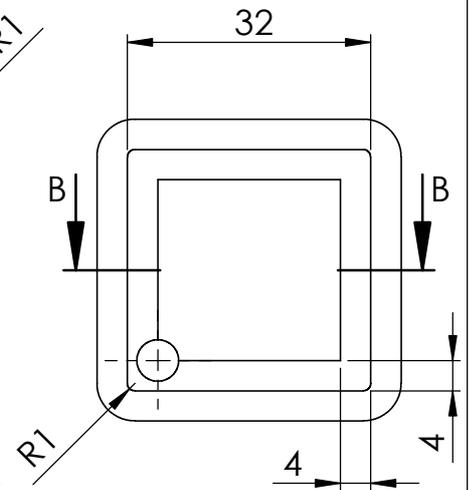
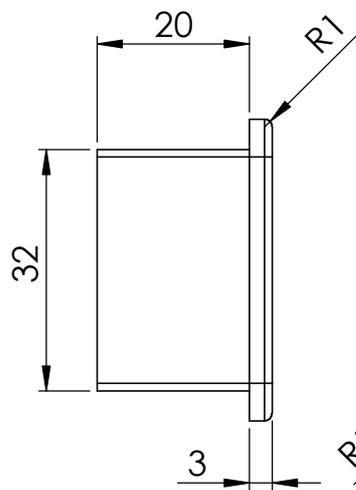
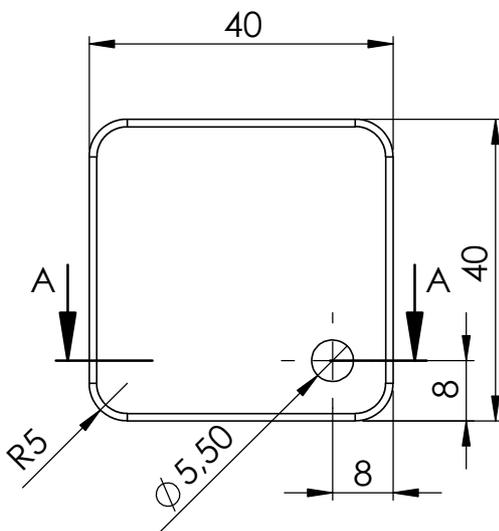
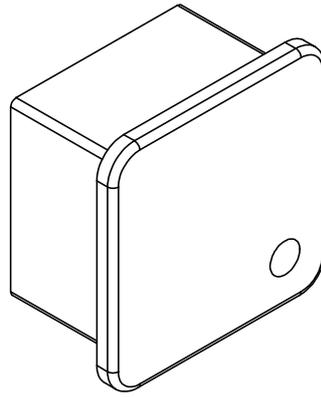


DETALLE A
ESCALA 2 : 1

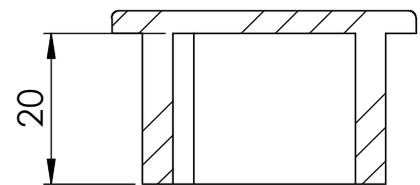


DETALLE B
ESCALA 2 : 1





SECCIÓN A-A



SECCIÓN B-B



TÍTULO: **TAPA DEL TUBO DE LA BOBINA**

Nº DE DIBUJO:
41 de 45

A4



Un. Dim. mm

ESCALA 1:1



DIBUJO

REVISIÓN

OBSERVACIONES

APELLIDOS

García Martínez

Rodríguez Cervantes

Pieza fabricada en PE (Polietileno) de color negro.

NOMBRE

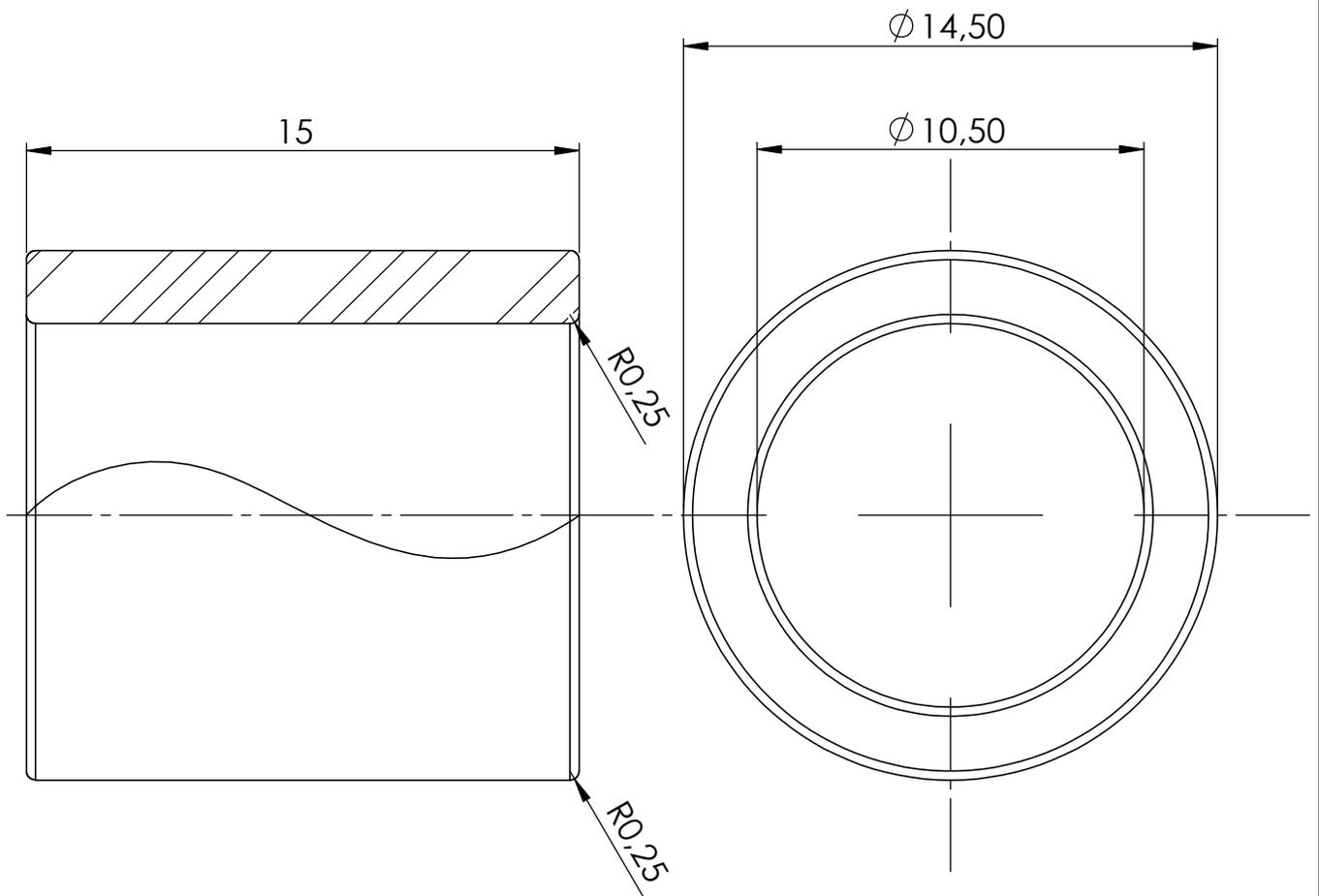
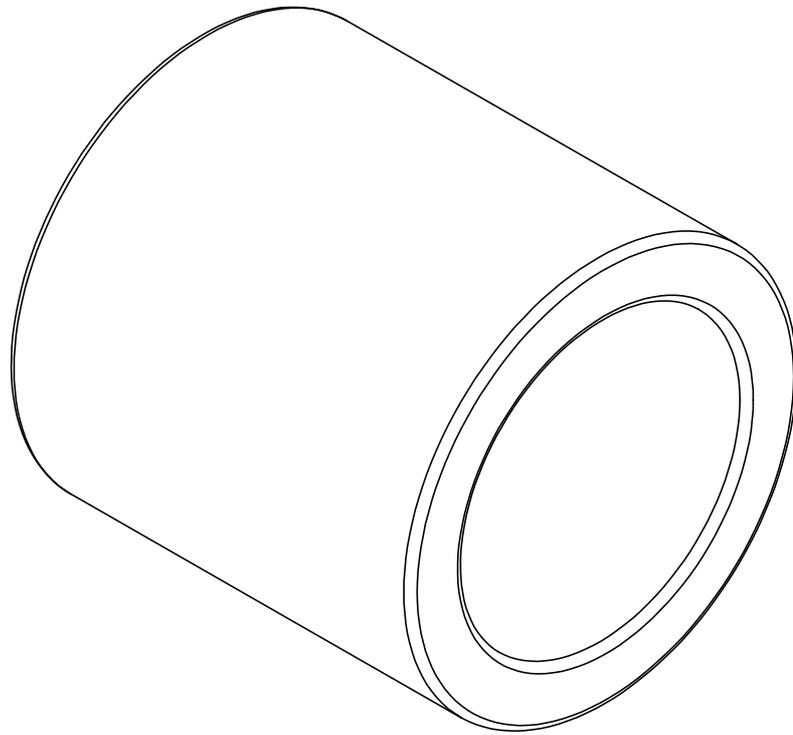
Esteban

Pablo Jesús

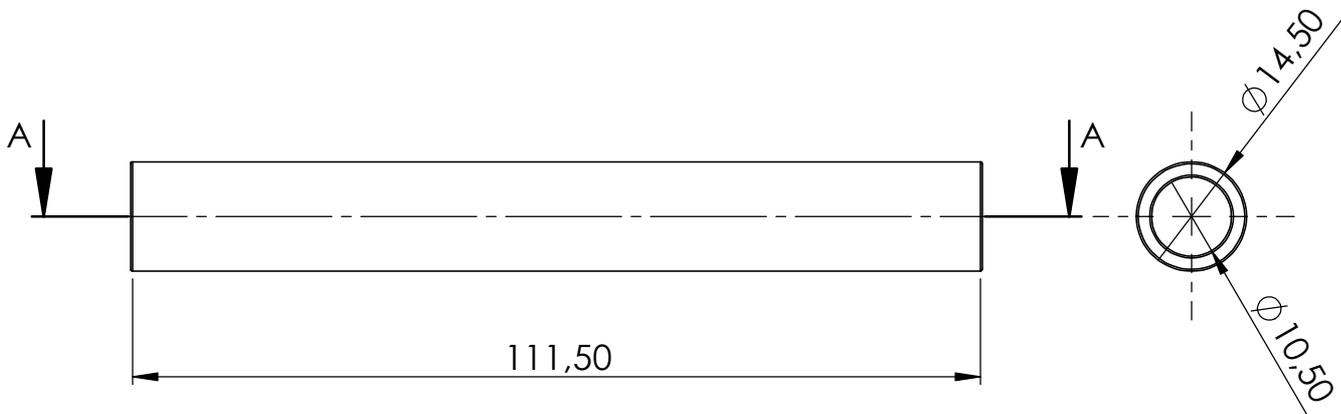
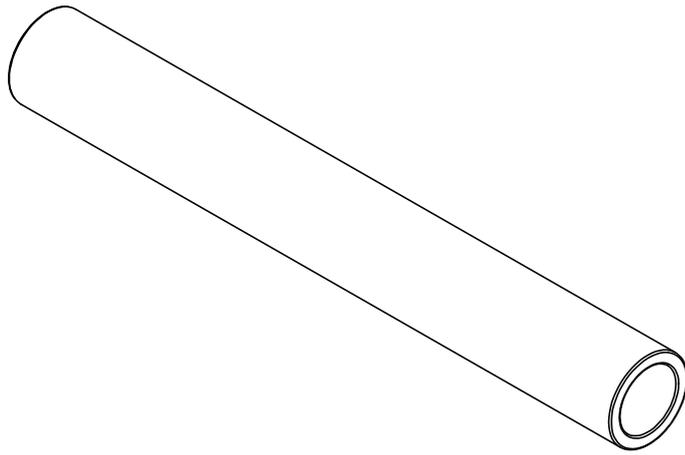
FECHA

12/06/2018

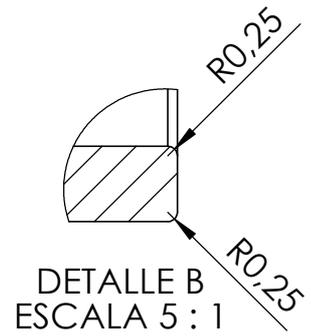
19/06/2018



	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
	ESCALA 5:1	DIBUJO	García Martínez	Esteban	12/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12). Dos unidades.		



SECCIÓN A-A



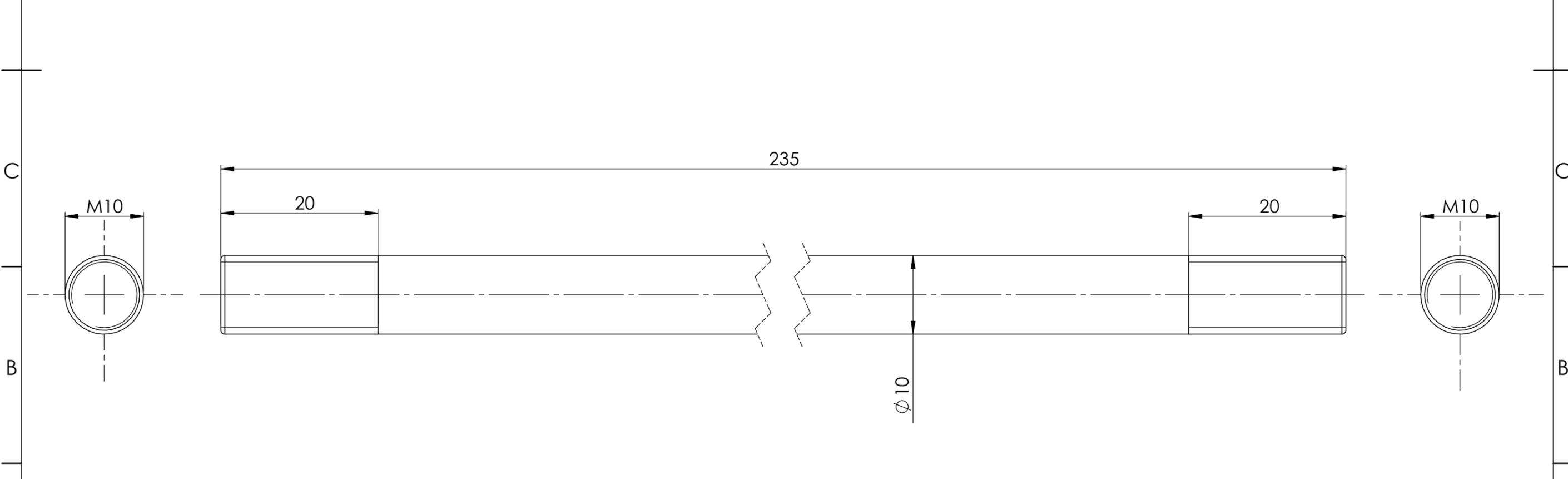
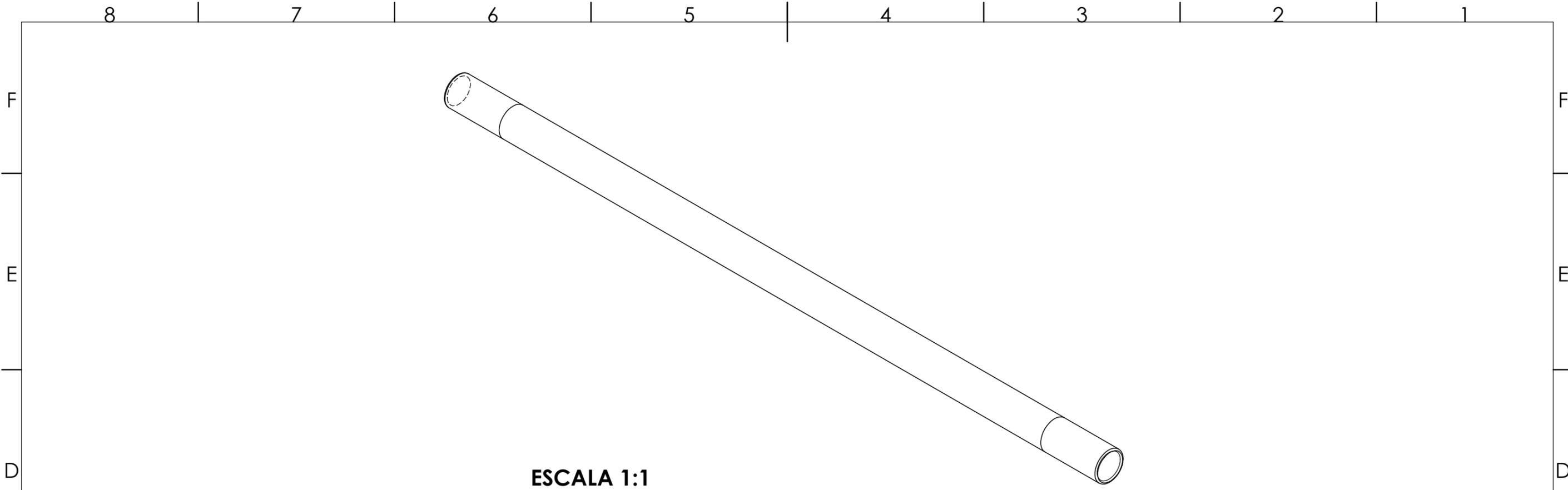
DETALLE B
ESCALA 5 : 1



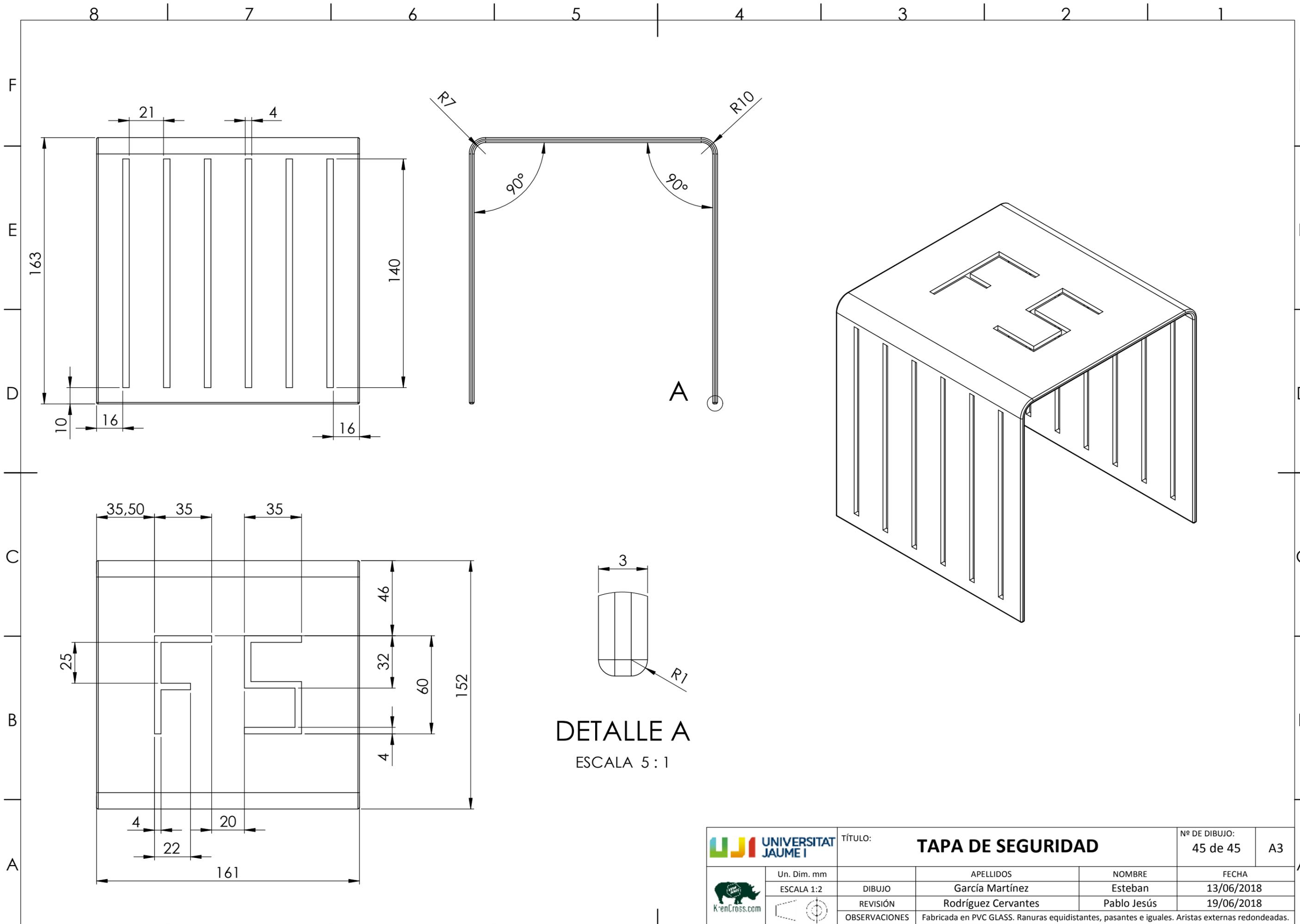
TÍTULO: **BUJE CENTRAL DE LA BOBINA**

Nº DE DIBUJO: 43 de 45 A4

	Un. Dim. mm		APELLIDOS	NOMBRE	FECHA
	ESCALA 1:1	DIBUJO	García Martínez	Esteban	12/06/2018
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018
		OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F1110 (UNE 36011-12).		



	TÍTULO: EJE DE LA BOBINA			Nº DE DIBUJO: 44 de 45	A3
	Un. Dim. mm ESCALA 2:1	DIBUJO	APELLIDOS García Martínez	NOMBRE Esteban	FECHA 13/06/2018
	REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	19/06/2018	
	OBSERVACIONES	Pieza fabricada en Acero F2111 (UNE 36011-12).			



DETALLE A
ESCALA 5 : 1

	Un. Dim. mm	TÍTULO: TAPA DE SEGURIDAD		Nº DE DIBUJO: 45 de 45	A3
	ESCALA 1:2	DIBUJO	APELLIDOS García Martínez	NOMBRE Esteban	FECHA 13/06/2018
	REVISIÓN	RODRÍGUEZ CERVANTES		PABLO JESÚS	
	OBSERVACIONES	Fabricada en PVC GLASS. Ranuras equidistantes, pasantes e iguales. Aristas externas redondeadas.			

CAPÍTULO 3

PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

CAPÍTULO 3. PLIEGO DE CONDICIONES

1. ALCANCE DEL PLIEGO.....	271
2. PRESCRIPCIONES GENERALES.....	272
2.1. Condiciones legales.....	272
2.2. Condiciones facultativas.....	273
2.2.1. Dirección.....	273
2.2.2. Responsabilidad.....	273
2.2.3. Formación.....	273
2.2.4. Subcontratación.....	273
2.2.5. Preterición.....	274
2.3. Condiciones económicas.....	274
2.3.1. Valoración del proyecto.....	274
2.3.2. Pagos.....	274
2.3.3. Cláusulas.....	274
2.3.4. Rescisiones.....	275
2.3.5. Fianzas.....	275
2.3.6. Revisión de precios.....	275
3. PRESCRIPCIONES TÉCNICAS PARTICULARES.....	276
3.1. Condiciones de materiales y equipos.....	276
3.1.1. Control de calidad.....	276
3.1.2. Equipo.....	277
3.1.3. Herramientas mecánicas.....	277
3.1.4. Herramientas eléctricas.....	277

3.2. Condiciones de ejecución y montaje.....	278
3.2.1. Duración e indemnizaciones.....	278
3.2.2. Carga de diseño.....	278
3.2.3. Montaje.....	279
3.3. Condiciones de seguridad e higiene.....	279
3.3.1. Renovación del personal.....	279
3.3.2. Protección intelectual.....	280
3.3.3. Normativa antitabaco propia.....	280
3.3.4. Notificación de incidentes.....	280

1. ALCANCE DEL PLIEGO

En el presente documento se regulan las relaciones entre el propietario, el promotor del proyecto y los contratistas que van a ejecutar parte del mismo proyecto, por lo tanto, contiene toda la información necesaria para que esas relaciones sean lo más adecuadas posible al ser este, a efectos legales, un documento vinculante.

Así pues, en este documento se señalan los derechos, las responsabilidades, las obligaciones y las garantías mutuas entre las distintas partes que intervendrán en el desarrollo, la puesta en marcha y la ejecución de este proyecto y está dividido en dos partes claramente diferenciadas: prescripciones generales y prescripciones técnicas particulares.

En la primera parte se recoge, fundamentalmente, una descripción general del contenido del proyecto, sus características más importantes y los principales aspectos legales y administrativos. La segunda parte contiene, a su vez, el conjunto de normas, instrucciones, especificaciones técnicas y de seguridad e higiene que deben tenerse en cuenta a la hora de materializar el proyecto.

2. PRESCRIPCIONES GENERALES

2.1. Condiciones legales

Toda la normativa relacionada con los ámbitos de aplicación del consiguiente proyecto puede consultarse en sus respectivos puntos de acceso oficiales. El contratista queda obligado a cumplir todo lo estipulado en todas las leyes de reglamento de carácter oficial, así como en el resto de leyes y disposiciones vigentes que sean de aplicación durante los trabajos. En caso de coincidir alguna de las normas en algún ámbito, se aplicará la que sea más restrictiva.

De esta manera, se muestra a continuación un listado con la normativa aplicable a la materialización de este proyecto:

- Real Decreto 560/2010, de 7 de mayo, por el que se modifican diversas normas reglamentarias en materia de seguridad industrial para adecuarlas a la Ley 17/2009, de 23 de noviembre, sobre el libre acceso a las actividades de servicios y su ejercicio, y a la Ley 25/2009, de 22 de diciembre, de modificación de diversas leyes para su adaptación a la Ley sobre el libre acceso a las actividades de servicios y su ejercicio.
- Real Decreto 1000/2010, de 5 de agosto, sobre visado colegial obligatorio.
- Real Decreto 251/1997, de 21 de febrero de 1987, por el que se aprueba el Reglamento del Consejo de Coordinación de la Seguridad Industrial.
- Real Decreto 559/2010, de 7 de mayo, por el que se aprueba el Reglamento del Registro Integrado Industrial.
- UNE EN ISO 544:2004 de Consumibles para soldeo. Condiciones técnicas de suministro para materiales de aportación para soldeo.
- Directiva 2006/42/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 17 de mayo de 2006 relativa a las máquinas y por la que se modifica la Directiva 95/16/CE (refundición).
- Real Decreto 1644/2008, de 10 de octubre, por el que se establecen las normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas.
- Real Decreto 2531/1985 de 18 de diciembre, por el que se declaran de obligado cumplimiento las especificaciones técnicas de los recubrimientos galvanizados en caliente sobre productos, piezas y artículos diversos construidos o fabricados con acero u otros materiales férreos y su homologación por el Ministerio de Industria y Energía.

2.2. Condiciones facultativas

2.2.1. Dirección

La figura del ingeniero técnico director será una persona capaz de interpretar y hacer ejecutar correctamente el contenido del proyecto, pudiendo ser el mismo ingeniero técnico proyectista. El ingeniero técnico director de la obra, resolverá cualquier cuestión que surja referente a la calidad de los materiales empleados, interpretación de planos, especificaciones y, en general, todos los problemas que se planteen durante la ejecución de los trabajos referentes al presente proyecto.

2.2.2. Responsabilidad

El ingeniero técnico proyectista queda responsable de todos los daños que pudieran darse como consecuencia de un error en el diseño o en cálculo de cualquier componente de la máquina.

2.2.3. Formación

El operario encargado del montaje del proyecto debe tener un título igual, equivalente, o superior a los nombrados a continuación:

- Técnico superior de mantenimiento.
- Técnico superior de mantenimiento electromecánico de maquinaria.
- Técnico superior de mecatrónica industrial.
- Técnico superior de desarrollo de proyectos.

2.2.4. Subcontratación

Ninguna parte de la obra podrá ser subcontratada sin el consentimiento previo del ingeniero técnico director. Las solicitudes para ceder cualquier parte del contrato deberán formularse por escrito y acompañarse con un documento que acredite que la organización que ha de encargarse de los trabajos que han de ser objeto de subcontrato está particularmente capacitada y equipada para su ejecución. La aceptación del subcontrato no relevará a la actual empresa encargada de la ejecución del proyecto de su responsabilidad contractual.

2.2.5. Preterición

Las omisiones en los cálculos, pliego de condiciones o descripciones erróneas de los detalles fundamentales del proyecto, que sean indispensables para lograr el objetivo propuesto en los citados documentos, eximirán a los ejecutores del proyecto de la obligación de ejecutar los trabajos omitidos o erróneamente descritos, siendo el ingeniero técnico director de la obra, el responsable de la subsanación inmediata de dichos errores. De la misma forma, el ejecutor de la obra deberá aplicar las instrucciones técnicas recogidas en el presente proyecto, eximiendo al ingeniero técnico de cualquier responsabilidad que pudiera derivarse del incumplimiento de alguna de ellas.

2.3. Condiciones económicas

2.3.1. Valoración del proyecto

La valoración del proyecto se encuentra en el *Capítulo IV. Mediciones y presupuesto* del presente proyecto.

El ingeniero proyectista solo garantiza la corrección del presupuesto y del estudio de viabilidad económica en el caso de que se utilicen los materiales y se respeten las dimensiones especificadas en el este proyecto. La modificación de las dimensiones, las cantidades o los materiales utilizados, eximirá al ingeniero proyectista de cualquier responsabilidad en el posible incremento del coste final de la máquina.

2.3.2. Pagos

Los pagos se efectuarán por la empresa en los plazos previamente establecidos en el contrato y su importe dependerá de que el director técnico del proyecto certifique que se ha realizado el proyecto según lo establecido.

2.3.3. Cláusulas

Los contratos se adjudicarán en general en forma privada. El cuerpo de estos documentos contará con una cláusula en la que se exprese terminantemente que el contratista está conforme con el pliego de condiciones particulares que ha de regir su trabajo.

2.3.4. Rescisiones

Se considerará como causas suficientes de rescisión del contrato la muerte o incapacidad del contratista, su quiebra o las alteraciones del contrato debidas a las siguientes causas:

- La modificación del proyecto de forma que presente alteraciones fundamentales del mismo, a juicio de la dirección técnica y, en cualquier caso, siempre que la variación del presupuesto de ejecución, como consecuencia de estas modificaciones, represente un porcentaje mayor o igual al 25 % del importe total de este.
- El hecho de que la contrata no dé comienzo a los trabajos dentro del plazo señalado en las condiciones particulares del presente proyecto.
- El abandono de la ejecución del proyecto sin una causa justificada, a juicio de la dirección técnica.
- La mala intención en la ejecución de los trabajos, a juicio de la dirección técnica.

En caso de querer rescindir el contrato por cualquiera de las dos partes, la empresa o la subcontrata, se abonará a la empresa el proyecto y el material adquirido para el desarrollo. Si se produce la rescisión del contrato, esto llevará implícito la retención de la fianza para los gastos de diseño y derivados del trabajo realizado hasta el momento.

2.3.5. Fianzas

En el contrato se deberá fijar la fianza que la empresa debe disponer como garantía del cumplimiento del propio contrato. De no estipularse la fianza en el contrato, se entiende que se adoptará como garantía un 50% del coste total del proyecto.

2.3.6. Revisión de precios

En el contrato se estipulará si el cliente tiene derecho a una revisión de los precios y la manera de aplicar esta revisión. En el caso de que el contrato no detalle las directrices de la aplicación de dicha revisión de precios, se aplicará a juicio del director técnico según criterios oficiales.

3. PRESCRIPCIONES TÉCNICAS PARTICULARES

3.1. Condiciones de materiales y equipos

3.1.1. Control de calidad

Las calidades y características fisicoquímicas están supeditadas a la reglamentación interna de la empresa la cual se ha basado, a su vez, en la normativa básica de la mayoría de normas ya definidas en el ámbito industrial. Así pues, para asegurar la calidad de los materiales relacionados, debe atenderse al siguiente listado de condiciones:

- Todos los materiales y equipos a instalar serán nuevos y vendrán provistos de su correspondiente certificado de calidad, para las características y condiciones de utilización.
- El nivel de calidad mínimo del material de los diferentes componentes será el especificado en los diferentes apartados del presente proyecto.
- Los materiales y/o equipos defectuosos o que resulten averiados en el transcurso de la obra, serán sustituidos o reparados de forma satisfactoria para la dirección de la obra.
- Todos los materiales utilizados en la fabricación han de ser de absoluta garantía.
- La manipulación de las piezas se hará con el mayor cuidado posible, no desembalando hasta el instante de ser utilizadas, comprobando entonces si han sufrido algún tipo de desperfecto, en cuyo caso la pieza será examinada por el ingeniero técnico director de la obra, que decidirá si es apta o no para su montaje.
- La lubricación de los distintos componentes de la máquina que la requieran se realizará con materiales de primera calidad y sin ningún tipo de mezclas. En el caso particular de la caja reductora, ya viene de fábrica con su propia lubricación, por lo que no será necesaria ninguna lubricación extra.
- Todos los materiales de cada una de las piezas deberán corresponderse en su composición y propiedades con los citados en el presente proyecto, en la *memoria* y/o en el documento *planos*.
- Las soldaduras no podrán realizarse, en ningún caso, con un material de menor resistencia o con un espesor de garganta menor al definido en la *memoria* y calculado en el *anejo de cálculos*.
- Los tornillos de las uniones más conflictivas deberán tener las características definidas en la *memoria* y calculadas en el *anejo de cálculos*.

- Cualquier material utilizado en el proyecto podrá ser sometido a examen por la dirección técnica. Si los resultados de los ensayos no corresponden a los del material declarado serán rechazados.

3.1.2. Equipo

Por lo que respecta al equipo diseñado en el presente proyecto, se ha establecido lo siguiente:

- Queda prohibido manipular los engranajes de la caja reductora o el motor. También queda prohibido modificar cualquier pieza de la máquina tal como: el acoplamiento entre ejes, los ejes, los separadores, los apoyos, los componentes de la base de la máquina, etc.
- Si se necesita hacer alguna maniobra en el equipo o utilizarlo, es necesario obtener previamente el permiso de trabajo.
- No tocar nunca un elemento rodante durante el funcionamiento del equipo.
- Queda terminantemente prohibida la utilización de este equipo para la elevación de objetos o personas en suspensión. También está prohibido utilizar la máquina para tirar de objetos o personas en ningún caso, especialmente si estos se encuentran en una pendiente.
- Está prohibida la utilización de la máquina sin posicionar correctamente la tapa de protección.

3.1.3. Herramientas mecánicas

Se considera herramienta mecánica a cualquier tipo de útil cuyo diseño permita su correcto empleo sin necesidad de conectarlo a ningún tipo de fuente de alimentación o sistema motriz auxiliar. En cuanto a su normativa, se ha establecido el siguiente listado de consideraciones:

- Utilice sólo herramientas en buen estado.
- Utilice la herramienta adecuada para cada trabajo.
- Cuando se trabaje a altura las herramientas deben estar atadas.

3.1.4. Herramientas eléctricas

Se considera herramienta eléctrica a cualquier tipo de útil que requiera de una fuente de energía eléctrica para su correcto funcionamiento. En cuanto a su normativa, se ha establecido el siguiente listado de consideraciones:

- Antes de su uso, asegurarse del perfecto estado de la máquina, clavijas, cables de alimentación, etc.
- Operar únicamente sobre los mandos. No alterar ni modificar los dispositivos de seguridad.
- Desconectar inmediatamente en caso de fallo o avería.
- No hacer reparaciones en equipos eléctricos si no se trata de un especialista.
- No operar con aparatos eléctricos mojados o húmedos (no utilizar las herramientas eléctricas portátiles con lluvia).
- Informar inmediatamente de las anomalías encontradas.

3.2. Condiciones de ejecución y montaje

3.2.1. Duración e indemnizaciones

El montaje final de los distintos componentes de la máquina se realizará en un periodo de un día, quedando los gastos del personal a cargo del promotor del proyecto, ya que él ha convenido que el montaje de la máquina se realice en su propia empresa.

Si la ejecución del proyecto se retrasara por fallos en el suministro de las piezas por parte del contratista, el director técnico podrá establecer multas a éste, de acuerdo con el contrato de sanciones firmado entre ambos.

3.2.2. Carga de diseño

Los sistemas de transmisión y enclavamiento han sido diseñados para un funcionamiento continuado pese a que, en realidad, el uso de la máquina tendrá un carácter esporádico.

Este proyecto garantiza el correcto funcionamiento de la máquina para una carga máxima de 2500 kilogramos, cuando se ancle directamente al suelo, y de 2300 kilogramos cuando se ancle utilizando las asas de la base, y para una entrada del cable lo más paralela al suelo posible (en un ángulo comprendido entre -4° y $+15^{\circ}$). Por lo tanto, cualquier modificación en estas condiciones de trabajo que tenga como consecuencia un sobreesfuerzo del equipo, eximirá de cualquier responsabilidad al ingeniero proyectista.

3.2.3. Montaje

La instalación de cualquier elemento se efectuará conforme a lo establecido en los diferentes apartados recogidos a lo largo de todo este proyecto, de modo que el montaje siempre quedará supeditado a la correcta interpretación del ingeniero técnico director.

El orden de montaje será el establecido en el apartado correspondiente a la planificación, dentro del *Capítulo 1: Memoria*. A continuación se puede observar el diagrama de Gantt, definido en dicho apartado, en el que se observa de forma lineal el proceso de montaje y la duración de cada actividad:

Actividad	Descripción	Horas							
		1	2	3	4	5	6	7	8
A	Montaje de la base de la máquina	■	■						
B	Montaje de la base de la polea			■					
C	Montaje del ensamblaje de la polea				■				
D	Montaje del ensamblaje de la bobina					■			
E	Montaje del equipo de tracción						■	■	■
F	Montaje del equipo de tracción sobre la base								■

Tabla 3.2.3.1. Diagrama de Gantt.

3.3. Condiciones de seguridad e higiene

3.3.1. Renovación del personal

Las personas que vayan a realizar un trabajo por primera vez con esta máquina deberán ir acompañadas por el supervisor del trabajo o en caso de que no pueda personalmente les acompañará la persona en quien haya delegado. Esta persona será responsable de conseguirles los permisos de trabajo necesarios. Además, deberán presentar los siguientes requisitos de seguridad:

- Declaración de aptitud médica para el trabajo a realizar (apto).
- Justificación de haber recibido la información y formación en materia de seguridad sobre los riesgos específicos de la utilización del equipo y superado el correspondiente test de comprobación de entendimiento de dichos riesgos.
- Impresos TC1 y TC2, alta en la seguridad social o recibo de autónomos.

3.3.2. Protección intelectual

Por motivos de seguridad y para proteger el secreto industrial de la empresa Krencross Offroad S.L., está prohibido filmar o fotografiar la máquina en funcionamiento y compartir públicamente este contenido sin la autorización expresa, y por escrito, de dicha empresa.

3.3.3. Normativa antitabaco propia

Queda terminantemente prohibido fumar y/o encender fuego en las proximidades del equipo. Esta prohibición responde a la posibilidad de que la máquina resulte dañada o de que se produzca una distracción del operario, lo que podría causar un accidente.

3.3.4. Notificación de incidentes

Debería ser obligatorio informar inmediatamente a un encargado o a un supervisor de la empresa o mediante anotación en el libro de incidentes de cualquier incidente que pueda ocurrir con la máquina (aunque no se hayan producido daños materiales o personales). Esta obligatoriedad depende de la empresa que adquiera una de las máquinas fabricadas a partir de este proyecto, pero su existencia es más que recomendable.

El análisis de los incidentes permitirá a la empresa adoptar una serie de medidas para evitar la recurrencia de dichos incidentes/accidentes y, con ello, los posibles daños personales, al medio ambiente y a la máquina.

Además, si el incidente se podría haber evitado con alguna modificación en el diseño de la máquina, existe la posibilidad de notificar lo ocurrido a la empresa fabricante, a fin de mejorar el servicio de cara al futuro.

ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO

ÍNDICE

CAPÍTULO 4. ESTADO DE MEDICIONES Y PRESUPUESTO

1. INTRODUCCIÓN.....	285
2. CAPÍTULOS.....	286
2.1. Capítulo 1: Equipo de tracción.....	286
2.2. Capítulo 2: Base de la máquina.....	287
2.3. Capítulo 3: Ensamblaje de la polea.....	288
2.4. Capítulo 4: Ensamblaje de la bobina.....	289
2.5. Capítulo 5: Tapa de seguridad.....	290
2.6. Capítulo 6: Mano de obra.....	290
3. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN DE MATERIAL (PEM).....	291
4. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA (PEC).....	292
5. PRESUPUESTO TOTAL + IVA.....	293
6. PRECIO FINAL DE VENTA AL PÚBLICO.....	294

1. INTRODUCCIÓN

En este documento se muestran, de forma detallada, los gastos inherentes a la ejecución del presente proyecto.

En primer lugar, a fin de facilitar que la información resulte más clara y comprensible al lector, se han separado los gastos en seis capítulos distintos, uno para cada subensamblaje dentro del conjunto de la máquina, otro para la tapa protectora y, finalmente, un último capítulo para la mano de obra que, en este caso se reducirá a un único trabajador de la propia empresa promotora del proyecto.

Una vez analizados los distintos capítulos se calcula el Presupuesto de Ejecución de Material, el Presupuesto de Ejecución por Contrata y el coste total con el Impuesto sobre el Valor Añadido (IVA) incluido.

Finalmente, se propone el beneficio que se pretende conseguir con la comercialización de esta máquina y, de este modo, se calcula y se muestra el precio final de venta al público.

• **Nota:** Tanto en este documento como en los apartados de la memoria correspondientes al resumen de presupuesto y al estudio económico, se ha cambiado el formato en la escritura de las cifras, colocando un punto para indicar los millares y una coma para indicar los decimales. Se ha introducido este cambio con la finalidad de hacer más fácilmente comprensibles la gran cantidad de cifras referentes a cantidades de dinero.

2. CAPÍTULOS

2.1. Capítulo 1: Equipo de tracción

Nombre	Unidades	Largo (mm)	Ancho/Diámetro (mm)	Alto (mm)	Grosor (mm)	Precio unidad (€)	Parcial (€)	Subtotal
Motor	1	246	160	163	-	135	135	
Caja Reductora	1	139,2	160	163	-	195	195	
Eje del tambor	1	230	55	-	-	35	35	
Apoyos del eje del tambor	2	-	160	163	35	150	300	
Tambor	1	104	81-100	-	-	45	45	
Chavetas del tambor	2	104	16	10	-	2	4	
Tapa del tambor	1	-	100	-	6	6	6	
Eje hexagonal	1	60	9	-	-	12	12	
Acople eje motor-eje reductora	1	45	24	-	-	75	75	
Separadores grandes	2	182,5	14	-	2,1	5	10	
Separadores medianos	2	15	14	-	2,1	1	2	
Separadores pequeños	2	10,8	14	-	2,1	1	2	
Tornillos largos	2	325,9	M8	-	-	8	16	
								837,00 €

2.2. Capítulo 2: Base de la máquina

Nombre	Unidades	Largo (mm)	Ancho/Diámetro (mm)	Alto (mm)	Grosor (mm)	Precio unidad (€)	Parcial (€)	Subtotal
Tubos longitudinales largos	2	338,15	40	40	4	8	16	
Tubo corto lado polea	1	81,85	40	40	4	4	4	
Tubo corto lado bobina	1	81,85	40	40	4	4	4	
Tubo transversal	1	230	40	40	5	10	10	
Tubo transversal del extremo	1	230	40	40	5	10	10	
SopORTE de la bobina	1	45	50	45	5	5	5	
Lámina de la base	1	500	260	-	5	20	20	
Tapas tubos longitudinales	2	-	-	-	-	0,75	1,5	
Tapa tubo transversal	1	-	-	-	-	0,75	0,75	
Tapa tubo transversal extremo	1	-	-	-	-	0,75	0,75	
								72,00 €

2.3. Capítulo 3: Ensamblaje de la polea

Nombre	Unidades	Largo (mm)	Ancho/Diámetro (mm)	Alto (mm)	Grosor (mm)	Precio unidad (€)	Parcial (€)	Subtotal
Polea	1	-	48-60	-	20	6,75	6,75	
Soportes polea	2	-	46	70	5	3	6	
Tubo base polea	1	200	60	40	5	15	15	
Tubo 30mm ranurado	1	400	30	30	4	9	9	
Tubo 30mm	1	400	30	30	4	9	9	
Tubo 22mm	1	143,85	22	22	2	6	6	
Bujes de la polea	2	8,5	14	-	1,75	5	10	
Tapas tubo base polea	2	-	-	-	-	0,71	1,42	
								63,17 €

2.4. Capítulo 4: Ensamblaje de la bobina

Nombre	Unidades	Largo (mm)	Ancho/Diámetro (mm)	Alto (mm)	Grosor (mm)	Precio unidad (€)	Parcial (€)	Subtotal
Bobina y manivela	1	-	166-246	-	150	75	75	
Tubo de la bobina	1	900	40	40	4	15	15	
Freno de la bobina	1	102,5	5	-	47	25	25	
Tapa del tubo de la bobina	1	-	-	-	-	0,75	0,75	
Bujes extremos de la bobina	2	15	14,5	-	2	5	10	
Buje central de la bobina	1	111,5	14,5	-	2	12	12	
Eje de la bobina	1	235	M10	-	-	10	10	
								147,75 €

2.5. Capítulo 5: Tapa de seguridad

Nombre	Unidades	Largo (mm)	Ancho/Diámetro (mm)	Alto (mm)	Grosor (mm)
Tapa de seguridad	1	161	152	163	3

Nombre	Precio unidad (€)	Parcial (€)	Subtotal
Tapa de seguridad	25	25	25,00 €

2.6. Capítulo 6: Mano de obra

Denominación de la mano de obra	Número	Horas	Salario (€/h)	Coste
Oficial de primera mecánico	1	8	18	144,00 €
			Subtotal:	144,00 €

3. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN DE MATERIAL (PEM)

El Presupuesto de Ejecución de Material se puede calcular, de forma trivial, sumando, directamente, los costes totales de cada uno de los capítulos previamente calculados.

Capítulo	Subtotal	Presupuesto de Ejecución de Material
1. EQUIPO DE TRACCIÓN	837,00 €	
2. BASE DE LA MÁQUINA	72,00 €	
3. ENSAMBLAJE DE LA POLEA	63,17 €	
4. ENSAMBLAJE DE LA BOBINA	147,75 €	
5. TAPA DE SEGURIDAD	25,00 €	
6. MANO DE OBRA	144,00 €	
		1.288,92 €

Así, el Presupuesto de Ejecución de Material asciende a la expresada cantidad de MIL DOSCIENTOS OCHENTA Y OCHO EUROS CON NOVENTA Y DOS CÉNTIMOS.

Castellón de la Plana, a 28 de Junio de 2018

Esteban García Martínez

4. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA (PEC)

A lo largo del presente documento se ha trabajado con los precios finales, sin IVA, de las distintas piezas. Esto quiere decir que en ellos ya está incluido el beneficio industrial de la empresa proveedora. Por otro lado, el operario encargado de ensamblar la máquina será un trabajador de la empresa promotora del proyecto. Por todo ello, en este caso, no es necesario añadir un porcentaje de beneficio industrial a la hora de calcular el Presupuesto de Ejecución por Contrata.

En cambio sí será necesario incluir una cantidad, que se ha estimado en un 12% del Presupuesto de Ejecución en Material, referente a gastos generales, concepto que incluye toda la tornillería, los rodamientos, la soldadura, y la posible rotura de alguna de las piezas más delicadas durante el montaje. Por lo tanto:

Presupuesto de Ejecución de Material (PEM): 1.288,92 €

12% de gastos generales: 154,67 €

Presupuesto de Ejecución por Contrata (PEC): 1.443,59 €

Así, el Presupuesto de Ejecución por Contrata asciende a la expresada cantidad de MIL CUATROCIENTOS CUARENTA Y TRES EUROS CON CINCUENTA Y NUEVE CÉNTIMOS.

Castellón de la Plana, a 28 de Junio de 2018

Esteban García Martínez

5. PRESUPUESTO TOTAL + IVA

Finalmente, teniendo en cuenta el Impuesto sobre el Valor Añadido, el presupuesto total del proyecto será:

Presupuesto de Ejecución por Contrata (PEC):	1.443,59 €
<u>21% de impuesto sobre el valor añadido (IVA):</u>	<u>303,15 €</u>
Presupuesto total + 21% IVA:	1.746,74 €

Así, el presupuesto total, con IVA incluido, asciende a la expresada cantidad de MIL SETECIENTOS CUARENTA Y SEIS EUROS CON SETENTA Y CUATRO CÉNTIMOS.

Castellón de la Plana, a 28 de Junio de 2018

Esteban García Martínez

6. PRECIO FINAL DE VENTA AL PÚBLICO

Una vez calculado el presupuesto total, con IVA incluido, se propone que el beneficio para la empresa promotora del proyecto, en la venta de cada una de las máquinas que se fabriquen, sea del 10% del coste de la misma. De este modo, el precio final de venta al público de este equipo será:

Presupuesto total + 21% IVA:	1.746,74 €
Beneficio del 10% para la empresa promotora:	174,67 €
Precio final de venta al público:	1.921,42 €

Así, el precio final de venta al público asciende a la expresada cantidad de MIL NOVECIENTOS VEINTIÚN EUROS CON CUARENTA Y DOS CÉNTIMOS.

Castellón de la Plana, a 28 de Junio de 2018

Esteban García Martínez

