

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCUELA POLITÈCNICA SUPERIOR DE ALCOY**



**UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA**

CAMPUS D'ALCOI

**DISEÑO Y ANALISIS DE UN SOPORTE ELEVADOR
DE BICICELTAS PARA TALLER**

Autor:

JORGE GARCÍA PALAO

Dirigido por:

OCTAVIO ÁNGEL FENOLLAR GIMENO

DAVID GARCÍA SANOGUERA

SEPTIEMBRE, 2019

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCUELA POLITÈCNICA SUPERIOR DE ALCOY**



**UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA**

CAMPUS D'ALCOI

**TRABAJO FIN DE GRADO
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO Y ANALISIS DE UN SOPORTE ELEVADOR DE
BICICELTAS PARA TALLER**

ANEXOS

**DISEÑO Y ANALISIS DE UN SOPORTE ELEVADOR DE
BICICELTAS PARA TALLER**

Autor:

JORGE GARCÍA PALAO

Dirigido por:

OCTAVIO ÁNGEL FENOLLAR GIMENO

DAVID GARCÍA SANOGUERA

SEPTIEMBRE, 2019

Anexo 1 Cálculos

I.1 Cálculo de fuerzas	4
I.1.1 Reparto de fuerzas de la bicicleta.....	4
I.1.1.1 Fuerzas en la posición más alta.....	4
I.1.1.2 Fuerzas en el punto más bajo.....	4
I.1.2 Cálculo de fuerzas en posición extendida.....	5
I.1.2.1 Ecuación de equilibrio del banco:.....	5
I.1.2.1 Ecuación de equilibrio barra 1:.....	6
I.1.2.3 Ecuación de equilibrio barra 2:.....	6
I.1.3 Cálculo de fuerzas en reposo.....	8
I.1.3.1 Ecuación de equilibrio de la bancada:.....	8
I.1.3.2 Ecuación de equilibrio de la barra 1:.....	8
I.1.3.3 Ecuación de equilibrio de la barra 2:.....	8
I.1.3.4 Resultados.....	9
I.1.4 Fuerza del cilindro.....	9
I.1.5 Diagrama de momentos flector.....	9
I.2.6 Dimensionado de componentes	10
I.2.6.1 Selección de las barras laterales.....	10
I.2.6.2 Selección del eje central de las barras de las patas.....	11
I.2.6.3 Sujeción de las barras en los puntos A y C.....	13
I.2.6.4 Calculo de eje de las ruedas.....	14
I.2.6.5 Barra de apoyo del cilindro.....	16
I.2.6.7 Barras para la estructura de la mesa.....	17
I.2.6.8 Barra de seguridad.....	18
I.2.6.9 Selección del cilindro neumático.....	18
I.2.6.10 selección de barra de sujeción de la horquilla.....	18

I.1 Cálculo de fuerzas

I.1.1 Reparto de fuerzas de la bicicleta

I.1.1.1 Fuerzas en la posición más alta

Cuando la bicicleta se encuentra elevada los puntos de apoyo serán en la horquilla (A) y debajo de la caja pedalier (B), según normativa el banco debe de soportar el 150% del peso de la bicicleta; siendo el peso máximo de 35 kg sumado el 150% tendrá que elevar un peso de 87,5 kg, es decir, una fuerza de 857,5.

La distancia que habrá entre el centro de gravedad de la bicicleta y el punto A será de 630mm, y las distancia entre A y B será de 799mm.



Ilustración 1. Reparto de fuerzas en la bicicleta. (www.orbea.com)

Reacciones de los apoyos:

$$\sum M_a=0; F_b \cdot 799 - P_b \cdot 631 = 0$$

$$\sum F_y=0; F_a + F_b = P_b$$

La fuerza en la horquilla (A) será de 180,4N y en la caja pedalier (B) será de 677N

I.1.1.2 Fuerzas en el punto más bajo

Cuando el banco esté en estado reposo, es decir, en el punto más bajo la bicicleta se habrá retirado del soporte de la caja pedalier, por lo tanto, será apoyada sobre la horquilla (A) y sobre la rueda trasera (B); en cuanto al peso será igual que en el caso anterior por lo tanto la carga de la propia bicicleta que será de 857,5N.

I. Anexo 1

La distancia que habrá entre el centro de gravedad de la bicicleta y el punto A será de 631mm, y las distancia entre A y B será de 1262mm.



Ilustración 2. Reparto de fuerzas en la bicicleta cuando el banco esta replegado. (www.orbea.com)

Reacciones de los apoyos:

$$\sum M_a=0; F_b \cdot 1262 - P_b \cdot 631 = 0$$

$$\sum F_y=0; F_a + F_b = P_b$$

La fuerza en la horquilla (A) será de 428,7 N y en la caja pedalier (B) será de 428,7 N

I.1.2 Cálculo de fuerzas en posición extendida

I.1.2.1 Ecuación de equilibrio del banco:

$$\sum F_y=0; F_a + F_b - R_{Cy} - R_{Dy} = 0$$

$$\sum F_x=0; R_{Cx} = F_h$$

$$\sum M_c=0; R_{Dy} \cdot 1091 - f_b \cdot 700 - f_h \cdot 400 = 0$$

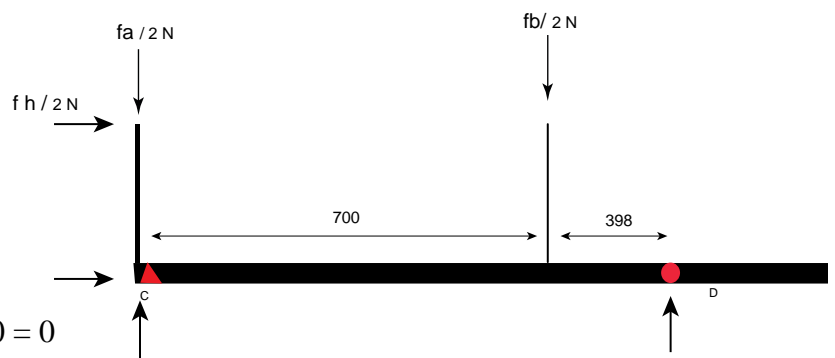


Ilustración 3. Fuerzas actuantes sobre la bancada

I. Anexo 1

I.1.2.1 Ecuación de equilibrio barra 1:

$$\sum F_y=0; R_{Ay}+R_{Gy}+R_{Dy}=0$$

$$\sum F_x=0; R_{Ax}+R_{Gx}=0$$

$$\sum M_G=0; R_{Ay}*545+R_{Ax}*308-R_{Dy}*545 = 0$$

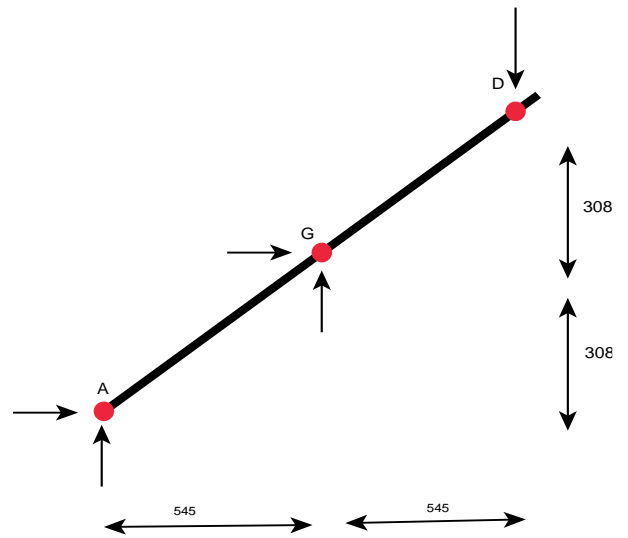


Ilustración 4. Fuerzas actuantes sobre barra lateral

I.1.2.3 Ecuación de equilibrio barra 2:

$$\sum F_y=0; R_{By} + R_{Gy} - R_{Cy}=0$$

$$\sum F_x=0; G_x+C_x=0$$

$$\sum M_G=0; R_{Cy} * 545 + R_{By} * 616 - R_{Cx} * 308 = 0$$

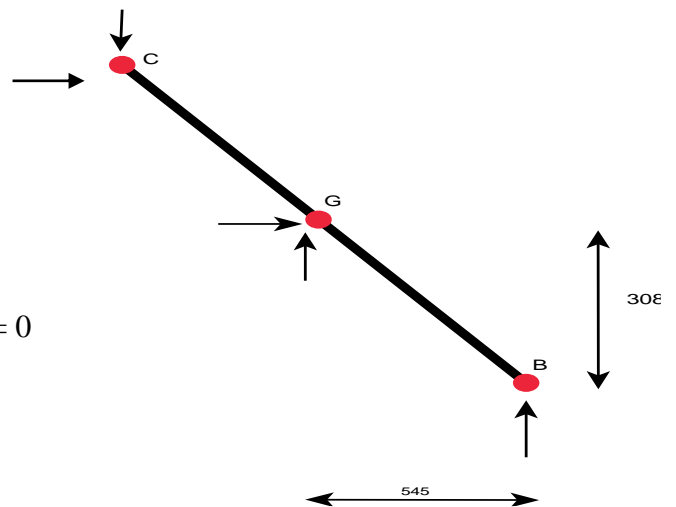


Ilustración 5. Fuerza actuante sobre barra lateral

I. Anexo 1

I.1.2.4 Resultados

Tabla 1. Resultados de las reacciones en estado de extensión.

BARRA	FUERZA	
Ax	150	N
Ay	-187	N
By	-296	N
Cx	150	N
Cy	156,2	N
Dy	249	N
Gx	-150	N
Gy	452	N

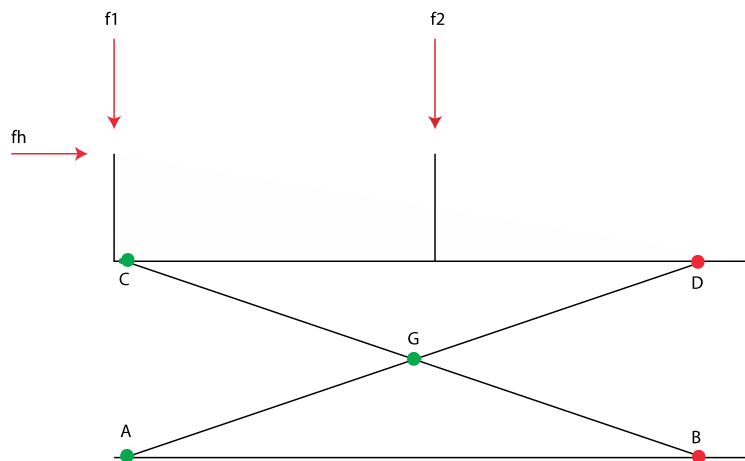


Ilustración 6. Representación de los puntos de apoyo

I.1.3 Cálculo de fuerzas en reposo

I.1.3.1 Ecuación de equilibrio de la bancada:

$$\sum F_y=0; F_a+F_b-RC_y-RD_y=0$$

$$\sum F_x=0; RC_x=F_a$$

$$\sum M_c=0; RD_y*1195,8 - F_b*1380 - F_h *400= 0$$

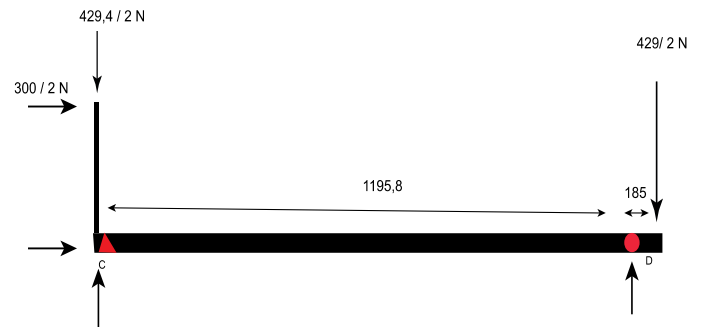


Ilustración 7. Fuerzas actuantes sobre bancada

I.1.3.2 Ecuación de equilibrio de la barra 1:

$$\sum F_y=0; RA_y + RG_y - RD_y=0$$

$$\sum F_x=0; RA_x + RG_x =0$$

$$\sum M_G=0; -RA_y*675+RA_x*50-RD_y*675 = 0$$

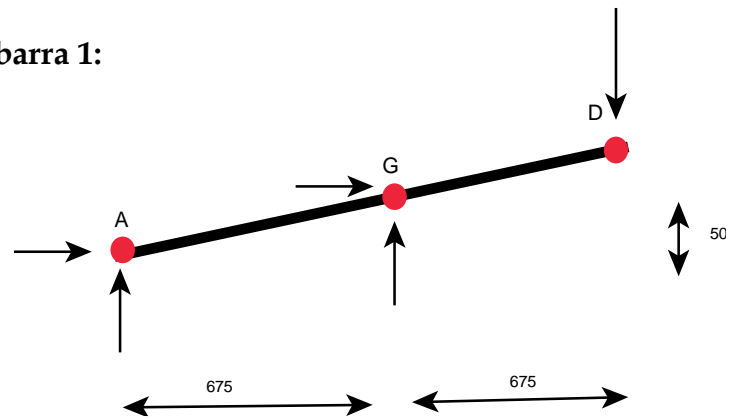


Ilustración 8. Fuerzas actuantes sobre barra lateral

I.1.3.3 Ecuación de equilibrio de la barra 2:

$$\sum M_G=0; RC_y*675 + RB_y*675-RC_x*50= 0$$

$$\sum F_y=0; RB_y + RG_y - RC_y =0$$

$$\sum F_x=0; RE_x+RG_x=0$$

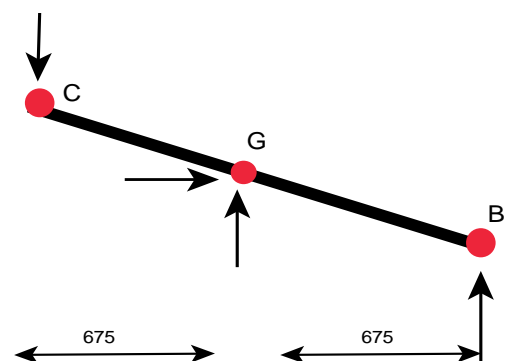


Ilustración 9. Fuerza actuante sobre barra lateral

I. Anexo 1

I.1.3.4 Resultados

Tabla 2. Resultado de reacciones en estado replegado

BARRA	FUERZA	
RAx	150	N
RAy	-185	N
RBy	-241	N
RCx	-150	N
RCy	232	N
RDy	197	N
RGx	-150	N
RGy	382	N

I.1.4 Fuerza del cilindro

Puesto que su posición del cilindro será similar al punto G, se aprecia que el valor más grande en este punto es cuando esta elevada, siendo en la componente en X de 150N y en Y de 452N por lo tanto la resultante será:

$$F_g = \sqrt{(150^2 + 452^2)} = 476\text{N}$$

Ese es el valor necesario para poder elevar una mitad del banco por lo tanto necesitará el doble de la fuerza para elevar el conjunto completo, es decir, necesitará 952N.

I.1.5 Diagrama de momentos flector

Tras las diversas comprobaciones se aprecia como los mayores esfuerzos de la mesa de reparación se producirán cuando está en la posición más alta, teniendo un cortante máximo de 240N y un momento flector máximo de $1,34 \cdot 10^5$ N mm, siendo en este caso el axil igual a 0N.

I. Anexo 1

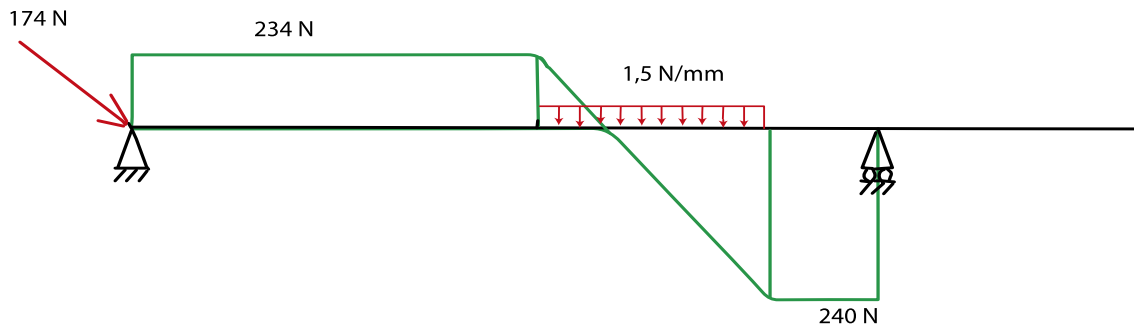


Ilustración 10. Cortante máximo en la bancada

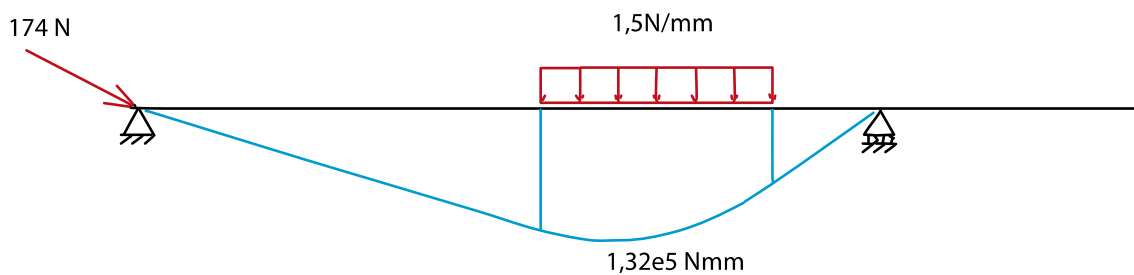


Ilustración 11. Momento flector máximo en la bancada

Por otra parte, la barra más desfavorable será la barra lateral A-D, cuando el banco está elevado, arrojando un cortante máximo de 249N y un momento flector máximo de $1,5 \cdot 10^5$ N/mm

I.2.6 Dimensionado de componentes

I.2.6.1 Selección de las barras laterales

Una vez sabido que el material será un acero estructural S 235JR con un límite elástico de 235MPa y el coeficiente de seguridad será de 2 se procede a realizar los cálculos para la selección de la barra.

Calculo del módulo resistente:

$$\frac{Mf}{W} < \frac{Sy}{cs}; \frac{150000}{wz} < \frac{235}{2} \rightarrow wz = 1.28cm^3$$

I. Anexo 1

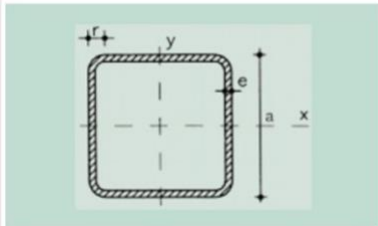
Perfiles Huecos Cuadrados												
	<ul style="list-style-type: none"> r = Radio exterior de redondeo u = Perímetro A = Área de la sección S = Momento estático de media sección, respecto al eje X o Y I = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X o Y W = 2I : d. Módulo resistente de la sección, respecto al eje X o Y i = $\sqrt{I/A}$. Radio de giro de la sección, respecto al eje X o Y It = Módulo de torsión de la sección 											
	Dimensiones				Términos de sección						Peso	
Perfil	a mm	e mm	r mm	u mm	A cm ²	S cm ³	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I _x cm ⁴	p kp/m	
# 40.2	40	2	5	151	2,90	2,04	6,60	3,40	1,53	11,3	2,28	P
# 40.3	40	3	8	147	4,13	2,80	9,01	4,51	1,48	15,6	3,24	P
# 40.4	40	4	10	143	5,21	3,40	10,50	5,26	1,42	18,9	4,09	P
# 45.2	45	2	5	171	3,30	2,63	9,94	4,42	1,74	16,3	2,59	C
# 45.3	45	3	8	167	4,73	3,65	13,40	5,95	1,68	22,9	3,71	C
# 45.4	45	4	10	163	6,01	4,49	15,90	7,07	1,63	28,2	4,72	C

Tabla 3. Perfiles huecos cuadrados

Se selecciona el perfil de 40mm de lado y 2mm de espesor con un área de $2,9\text{cm}^2$ y un módulo resistente de $3,4\text{cm}^3$.

Para comprobar si es válido a la tensión de trabajo se le suma el axil y este debe de ser menor que la tensión máxima:

$$\sigma_{\text{trab}} = \frac{Mf}{Wz} = \frac{150000}{3,4 * 10^3} = 44,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{Sy}{Cs} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ Mpa}$$

Como resultado se aprecia que la tensión de trabajo es inferior a la máxima por lo tanto se podrá emplear este perfil

I.2.6.2 Selección del eje central de las barras de las patas

Para los ejes el material será el F-1140 con un límite elástico de 530MPa

Se procede a obtener el diámetro del eje según la teoría de cortante.

$$\text{Sabido que } t = \frac{F}{A} \rightarrow t_{\text{máx}} = \frac{Sy}{2 * Cs}$$

$$F=FG=474\text{N}$$

I. Anexo 1

$$t_{\max} = \frac{235}{2 \cdot 2} \rightarrow 58,75 = \frac{454}{A} = 7,7 \text{ mm}^2$$

El área será igual a $7,7 \text{ mm}^2$

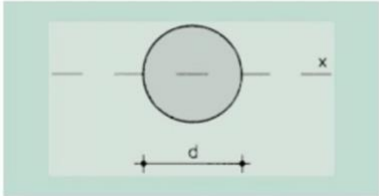
Barras de Redondos							
		<p>A = Área de la sección I_x = Momento de inercia de la sección $W_x = 2I_x : d$: Módulo resistente de la sección $i_x = \sqrt{I_x / A}$: Radio de giro de la sección u = Perímetro de la sección p = Peso por m</p>					
Producto	Dimensiones		Términos de sección				Peso
	d mm	u mm	A cm ²	I_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	p kp/m
∅ 6	6	18,8	0,283	0,006	0,021	0,150	0,222 P
∅ 7	7	22,0	0,385	0,012	0,034	0,175	0,302 C
∅ 8	8	25,1	0,503	0,020	0,050	0,200	0,395 P
∅ 10	10	31,4	0,785	0,049	0,098	0,250	0,617 P
∅ 12	12	37,7	1,130	0,102	0,170	0,300	0,888 P
∅ 14	14	44,0	1,540	0,189	0,269	0,350	1,210 P

Tabla 4. Barras redondas

Seleccionada una barra de 6 mm de diámetro, cuyas características son:

$$A = 0,283 \text{ cm}^2$$

$$W = 0,021 \text{ cm}^3$$

Comprobándose los cálculos por aplastamiento:

Diámetro de la barra es de 6 mm y su longitud de 40 mm.

$$\sigma = \frac{F}{d \cdot l} \rightarrow \sigma = \frac{474}{6 \cdot 40} = 1,89 \text{ Mpa}$$

Sabiendo que la tensión máxima es de 117,5 Mpa cumple sobradamente.

I. Anexo 1

I.2.6.3 Sujeción de las barras en los puntos A y C

Para el cálculo de la barra que estarán situada en el punto A y en el punto C sujetando las barra laterales se procede a calcular el momento flector máximo que sufrirá cuando se encuentra el punto C, ya que tendrá que soportar una mayor fuerza y estará a una mayor distancia de los apoyos. En C la fuerza es de 150 en la componente X y de 156 en la componente en Y; la distancia a los apoyos será de 70mm.

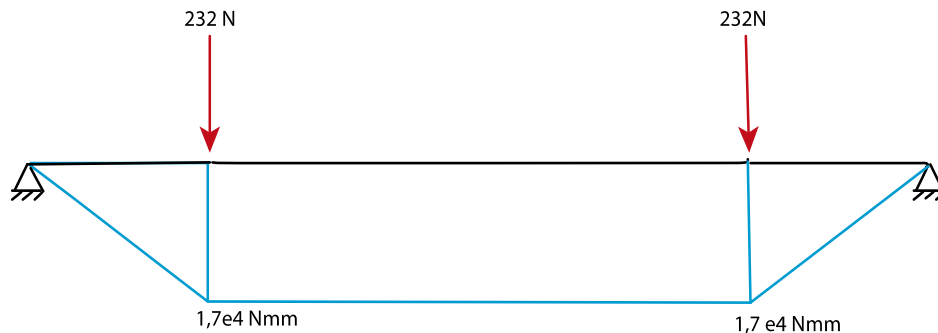


Ilustración 12. Momento flector máximo

Para obtener el modulo resistente primero se debe de saber la tensión máxima que soportará:

$$\sigma_{max} = \frac{Sy}{Cs} \rightarrow \frac{530}{2} = 265$$

Una vez calculado la tensión máxima de trabajo y el momento flector se procede a calcular el modulo resistente:

$$\sigma = \frac{M}{W} \rightarrow 265 = \frac{1,4 \cdot 10^4}{W} \rightarrow 52,83 \text{mm}^3$$

Observando la *tabla 4*. se selecciona la barra de 10mm puesto que es la que cumple con los requisitos del módulo resistente:

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

$$A=0,785\text{cm}^2$$

$$W=0,098\text{cm}^3$$

Por lo tanto, la tensión generada será:

$$\sigma = \frac{M}{W} \rightarrow \frac{1,4 \cdot 10^4}{0,098 \cdot 10^3} = 142 \text{MPa}$$

I. Anexo 1

para obtener el coeficiente de seguridad:

$$C_s = \frac{530}{142} = 3,73$$

Comprobación del **cortante**:

$$t = \frac{F}{A} < t_{\text{máx}} = \frac{S_y}{2 * C_s}$$

$$t = \frac{216}{0,785 * 10^2} = 2,75 \text{MPa}$$

$$t_{\text{máx}} = \frac{530}{2 * 2} = 132,5 \text{MPa}$$

Cumple ampliamente el requisito de seguridad.

Aplastamiento:

Diámetro de la barra es de 10 mm y su longitud de 40mm.

$$\sigma = \frac{F}{d * l} \rightarrow \sigma = \frac{216}{10 * 40} = 0,54 \text{Mpa}$$

puesto que la tensión de trabajo máxima será de 265MPa cumple ampliamente.

I.2.6.4 Calculo de eje de las ruedas

Para el cálculo de los ejes se pretende hacer los dos ejes del mismo diámetro, por lo tanto, se procede a dimensionar el más largo puesto que será el más desfavorable. Que deben de soportar una fuerza de 295N con una distancia total de 92mm

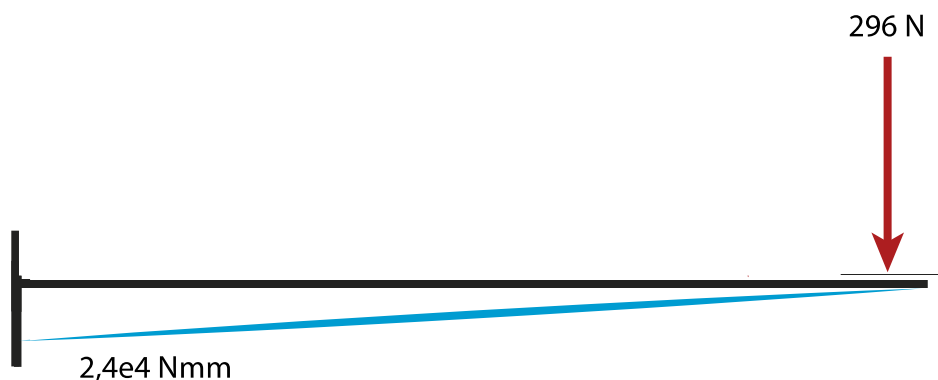


Ilustración 13. Momento flector en el eje de la rueda

I. Anexo 1

para obtener el modulo resistente primero se debe de saber la tensión máxima que soportará:

$$\sigma_{max} = \frac{Sy}{Cs} \rightarrow \frac{530}{2} = 265$$

Una vez calculado la tensión máxima de trabajo y el momento flector se procede a calcular el modulo resistente:

$$\sigma = \frac{M}{W} \rightarrow 265 = \frac{2,4 * 10^4}{W} \rightarrow 90,88 \text{mm}^3$$

Observando la *tabla 4*. se selecciona la barra de 10mm, pero puesto que la rueda que irá sobre el eje tendrá un diámetro interior de 12mm será esa la selección final.

$$\begin{aligned} D &= 12 \text{mm} \\ A &= 1,13 \text{cm}^2 \\ W &= 0,17 \text{cm}^3 \end{aligned}$$

Por lo tanto, la tensión generada será:

$$\sigma = \frac{M}{W} \rightarrow \frac{2,4 * 10^4}{0,17 * 10^3} = 141 \text{MPa}$$

para obtener el coeficiente de seguridad:

$$Cs = \frac{530}{141} = 2,52$$

Comprobación del **cortante**:

$$t = \frac{F}{A} < t_{m\acute{a}x} = \frac{Sy}{2 * Cs}$$

$$t = \frac{296}{1,13 * 10^2} = 2,6 \text{MPa}$$

$$t_{m\acute{a}x} = \frac{530}{2 * 2} = 132,5 \text{MPa}$$

Cumple ampliamente el requisito de seguridad.

I. Anexo 1

I.2.6.5 Barra de apoyo del cilindro

Igual que en el caso anterior se procede al cálculo del momento flector a partir de la fuerza que ejercerá el cilindro sobre la barra, es decir 908N

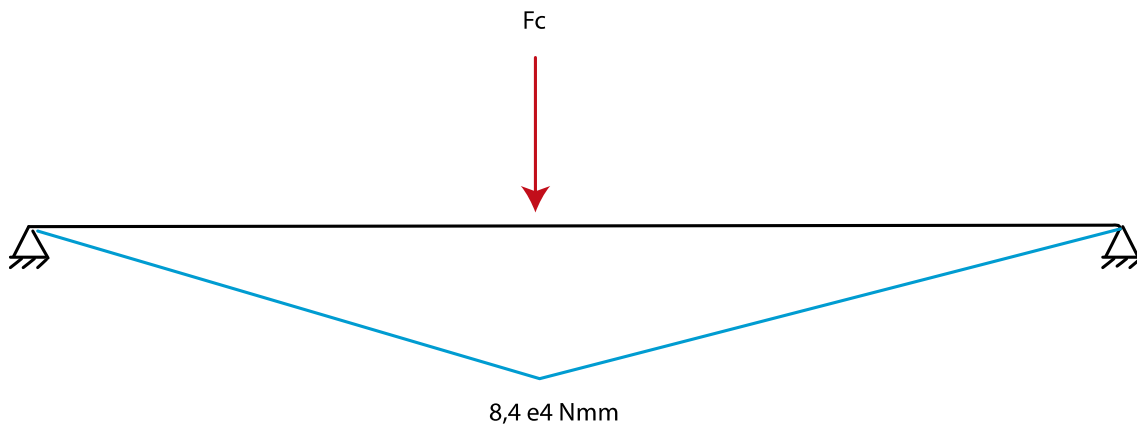


Ilustración 14. Momento flector máximo en el soporte del cilindro

Con una tensión máxima soportada es de 265MPa, contando con el coeficiente de seguridad y calculado el momento flector que es de $8,4 \cdot 10^4$ N/mm se puede calcular el módulo resistente

$$\sigma = \frac{M}{W} \rightarrow 265 = \frac{8,4 \cdot 10^4}{W} \rightarrow 316,98 \text{mm}^3$$

Con dicho valor se selección una barra redonda de 16mm, un área de 2 cm^2 y con un módulo resistente de $0,402 \text{cm}^3$

$$\begin{aligned} d &= 16 \text{mm} \\ w &= 0,402 \text{cm}^3 \\ a &= 2,01 \text{cm}^2 \end{aligned}$$

Por lo tanto, la tensión generada será:

$$\sigma = \frac{M}{W} \rightarrow \frac{8,4 \cdot 10^4}{0,402 \cdot 10^3} = 170 \text{MPa}$$

para obtener el coeficiente de seguridad:

I. Anexo 1

$$C_s = \frac{900}{170} = 5$$

Comprobación por **cortante**:

$$t = \frac{F}{A} < t_{\text{máx}} = \frac{S_y}{2 * C_s}$$

$$t = \frac{908}{2,01 * 10^2} = 4,5 \text{ MPa}$$

$$t_{\text{máx}} = \frac{900}{2*2} = 225,5 \text{ MPa}$$

Cumple ampliamente el requisito de seguridad.

Comprobándose también los cálculos por **aplastamiento**:

Diámetro de la barra es de 20 mm y su longitud de 20mm.

$$\sigma = \frac{F}{d * l} \rightarrow \sigma = \frac{908}{16 * 20} = 2,8 \text{ Mpa}$$

puesto que la tensión de trabajo máxima será de 265MPa cumple ampliamente, con el factor de seguridad

I.2.6.7 Barras para la estructura de la mesa

Como se aprecia en la *ilustración 11* donde se obtiene el momento flector máximo se observa que tiene un valor de $1,32 * 10^5$ Nmm.

Una vez obtenido el momento flector observamos la *tabla 3*. y se selecciona el perfil cuadrado de 40x40mm y 2mm de espesor para posteriormente calcular la tensión que le generaría:

$$\sigma = \frac{M}{W} \rightarrow \frac{1,32 * 10^5}{3,4 * 10^3} \rightarrow 38,23 \text{ MPa}$$

Para obtener el coeficiente de seguridad:

$$C_s = \frac{235}{38,2} = 6,1$$

I. Anexo 1

I.2.6.8 Barra de seguridad

La barra de seguridad tiene que soportar la misma fuerza que soporta en el punto G, es decir, 958N a ello se le debe de sumar el peso del banco elevador que se estima en unos 40kg, por lo tanto, la fuerza total será de 1350, con un momento flector máximo de $9,7 \cdot 10^4$ Nmm

$$\sigma = \frac{M}{W} \rightarrow 265 = \frac{1,08 \cdot 10^5}{W} \rightarrow 407mm^3$$

Siendo el diámetro recomendado de 20mm con un módulo resistente de $0,785cm^3$ y un área de $3,14cm^2$

La tensión generada será:

$$\sigma = \frac{M}{W} \rightarrow \frac{1,08 \cdot 10^5}{0,785 \cdot 10^3} = 137MPa$$

para obtener el coeficiente de seguridad:

$$Cs = \frac{530}{152} = 3,4$$

I.2.6.9 Selección del cilindro neumático

Dado que la fuerza que debe de ejercer es de 957, tal y como se recoge en el punto I.1.4.

$$A = \frac{f}{p} = \frac{957N}{0,6N/mm^2} = 1595mm^2$$

$$A = \pi \cdot r^2 \rightarrow r = 22,5mm$$

Se debe de seleccionar un cilindro con un diámetro mínimo de 45mm.

I.2.6.10 selección de barra de sujeción de la horquilla

I. Anexo 1

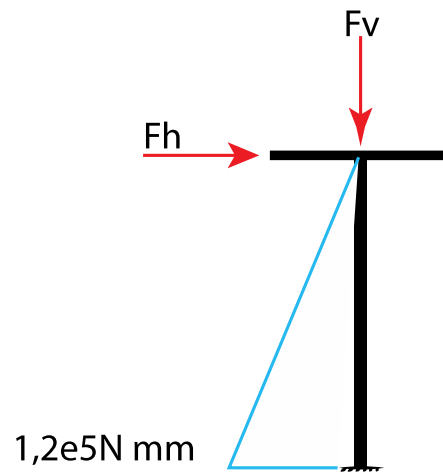


Ilustración 15. Momento flector máximo en el soporte de la horquilla

Puesto que el momento flector será de $1,2 \times 10^5 \text{ Nmm}$ y actuara sobre un perfil rectangular de $60 \times 40 \text{ mm}$ con un módulo resistente de $6,03 \text{ cm}^3$ se obtiene que la tensión será:

$$\sigma = \frac{M}{W} \rightarrow \frac{1,1 * 10^5}{6,03 * 10^3} = 16,9 \text{ MPa}$$

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCUELA POLITÈCNICA SUPERIOR DE ALCOY**



**UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA**

CAMPUS D'ALCOI

**TRABAJO FIN DE GRADO
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO Y ANALISIS DE UN SOPORTE ELEVADOR DE
BICICELTAS PARA TALLER**

ANEXO 2

**DISEÑO Y ANALISIS DE UN SOPORTE ELEVADOR DE
BICICELTAS PARA TALLER**

Autor:

JORGE GARCÍA PALAO

Dirigido por:

OCTAVIO ÁNGEL FENOLLAR GIMENO

DAVID GARCÍA SANOGUERA

SEPTIEMBRE, 2019

Anexo 2 Resolución Solidworks

II.1 Análisis de estados tensionales y deformaciones	4
II.1.1 SUJECCION DE LA HORQUILLA.....	4
II.1.1.1 Propiedades	4
II.1.1.2 Cargas y sujeciones.....	5
II.1.1.3 Resultados.....	6
II.1.2. Sujeción pedalier.....	7
II.1.2.1. Propiedades	8
II.1.2.2. Cargas y sujeciones.....	8
II.1.2.3. Resultados.....	9
II.1.3 Estructura de la bancada	10
II.1.3.1 Propiedades	10
II.1.3.2 Cargas y sujeciones.....	11
II.1.3.3 Resultados.....	12
II.1.4. Perfil lateral	13
II.1.4.1 Propiedades	13
II.1.4.2 Cargas y sujeciones.....	14
II.1.4.3 Resultados.....	15
II.1.5. Eje fijo de sujeción de laterales	16
II.5.1 Propiedades	16
II.1.5.2 Cargas y sujeciones.....	17
II.1.5.3 Resultados.....	18
II.1.6 Barra del cilindro	19
II.1.6.1 Propiedades	19
II.1.6.2 Cargas y sujeciones.....	19
II.1.6.3 Resultados.....	20

II.1.7 Eje de la rueda.....	21
II.1.7.1 <i>Propiedades</i>	21
II.1.7.2 <i>Cargas y sujeciones</i>	22
II.1.7.3 <i>Resultados</i>	22

II.1 Análisis de estados tensionales y deformaciones

II.1.1 SUJECCION DE LA HORQUILLA

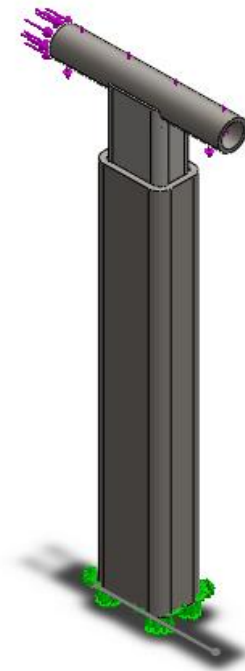
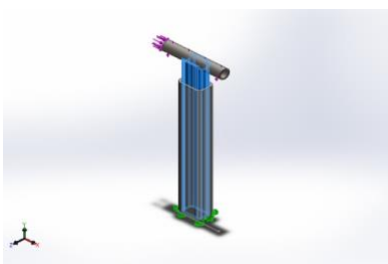


Ilustración 1. sujeción de la horquilla

II.1.1.1 Propiedades

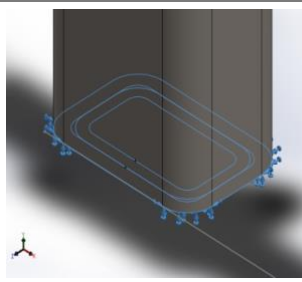
Tabla 1. Propiedades de la sujeción delantera (fuente: solidworks)

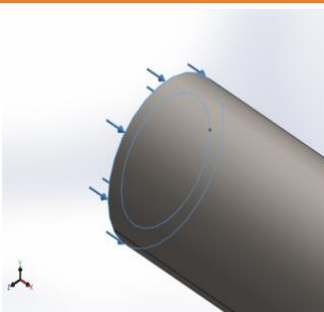
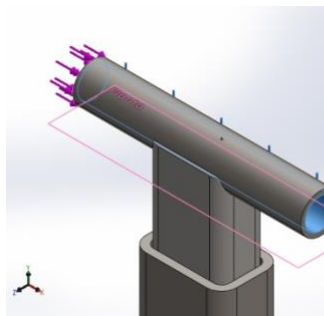
Modelo	Propiedades
	Nombre: 1.0037 (S235JR) Límite elástico: 235 N/mm² Límite de tracción: 360 N/mm² Módulo elástico: 210000 N/mm² Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 7.8 g/cm³ Módulo cortante: 79000 N/mm²

II. Anexo 2

II.1.1.2 Cargas y sujeciones

Tabla 2. Cargas y sujeciones aplicadas en la sujeción delantera (Fuente: solidworks)

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-3		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-299.994	180.614	350.168	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga		
Fuerza-2		Entidades: 1 cara Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: 300 N		
Fuerza-3		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Planta Tipo: Aplicar fuerza Valores: 0, -180.6 N		

II. Anexo 2

II.1.1.3 Resultados

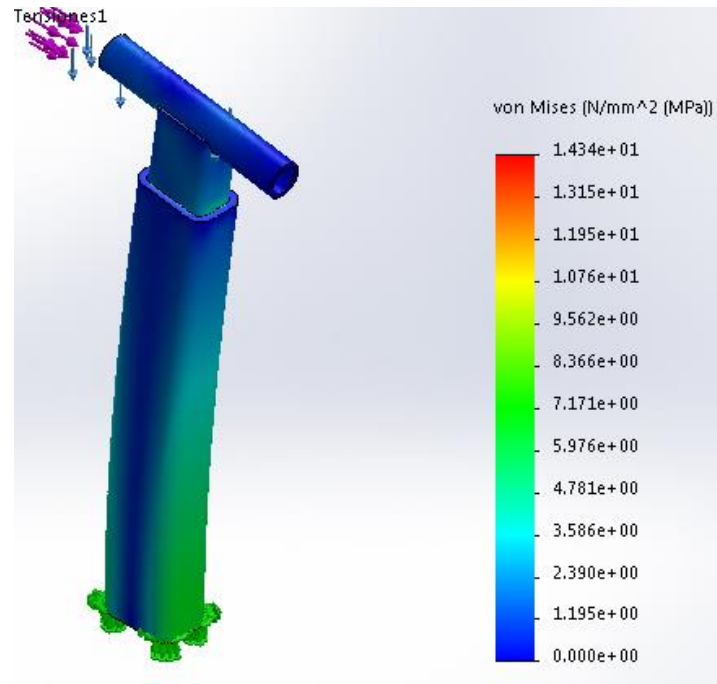


Ilustración 2. Fuerzas sobre sujeción de horquilla

	Cálculo teórico	Cálculo de solidworks
Tensión von mises	19,9MPa	14,3MPa
Cs	13,93	15,77

Tabla 3. Comparativa de tensiones en sujeción de la horquilla

II. Anexo 2

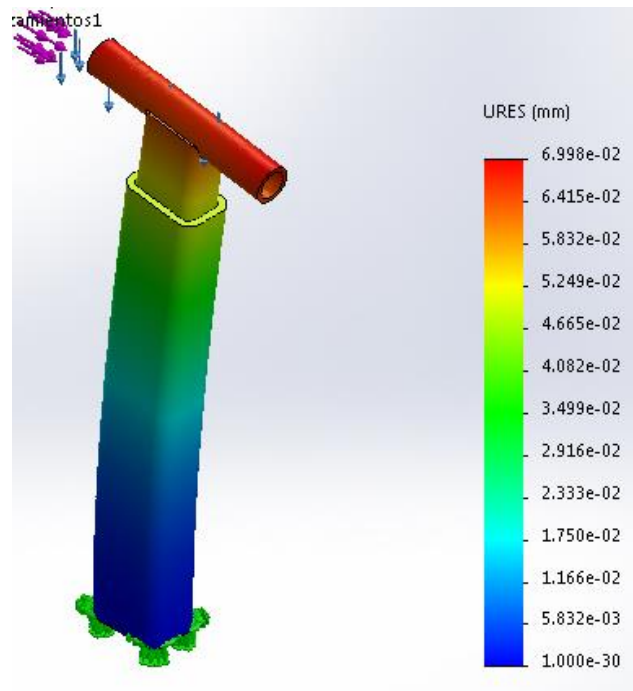


Ilustración 3. Tensión sobre sujeción de horquilla

Deformación unitaria máxima admisible es la relación entre la tensión y deformación es igual al módulo elástico. $E = \frac{\sigma}{\epsilon}$; obteniendo la deformación unitaria admisible, que será igual a las relaciones entre el incremento de la longitud y la propia longitud inicial, pudiendo obtener así la deformación admisible. En este caso en el buje de la bicicleta la deformación máxima será de 0,16mm siendo el resultado real de 0,06mm.

II.1.2. Sujeción pedalier

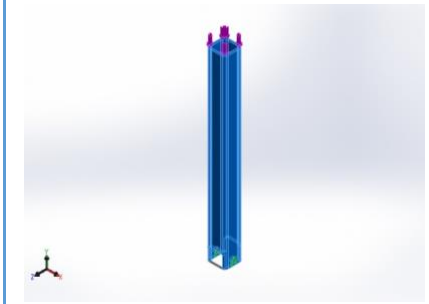


Ilustración 4. Sujeción trasera

II. Anexo 2

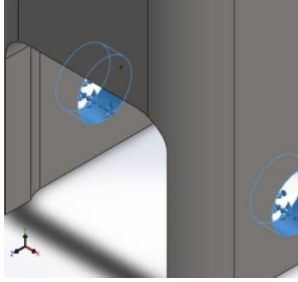
II.1.2.1. Propiedades

Tabla 4. Propiedades de sujeción trasera (fuente: solidworks)

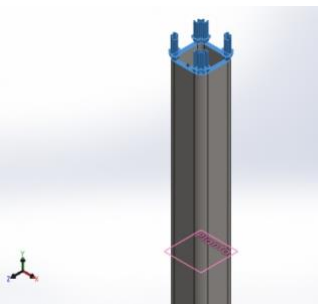
Referencia de modelo	Propiedades
	<p>Nombre: 1.0037 (S235JR) Límite elástico: 235 N/mm² Límite de tracción: 360 N/mm² Módulo elástico: 210000 N/mm² Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 7.8 g/cm³ Módulo cortante: 79000 N/mm²</p>

II.1.2.2. Cargas y sujeciones

Tabla 5. Cargas y fuerzas aplicadas a la sujeción trasera (Fuente: solidworks)

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción	
Fijo-1		<p>Entidades: 2 cara(s) Tipo: Geometría fija</p>	
Fuerzas resultantes			
Componentes	X	Y	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0	631	631

II. Anexo 2

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Planta Valores: 0, -631 N

II.1.2.3. Resultados

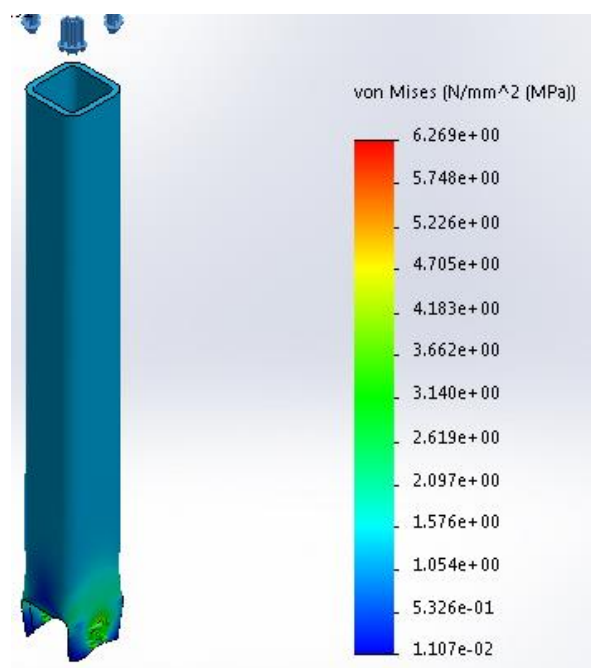


Ilustración 5. Tensión en la sujeción trasera

	Cálculo teórico	Cálculo de solidworks
Tensión	19,9MPa	14,3MPa
Cs	13,93	15,77

Tabla 6. Comparativa de tensiones en sujeción trasera

II.1.3 Estructura de la bancada

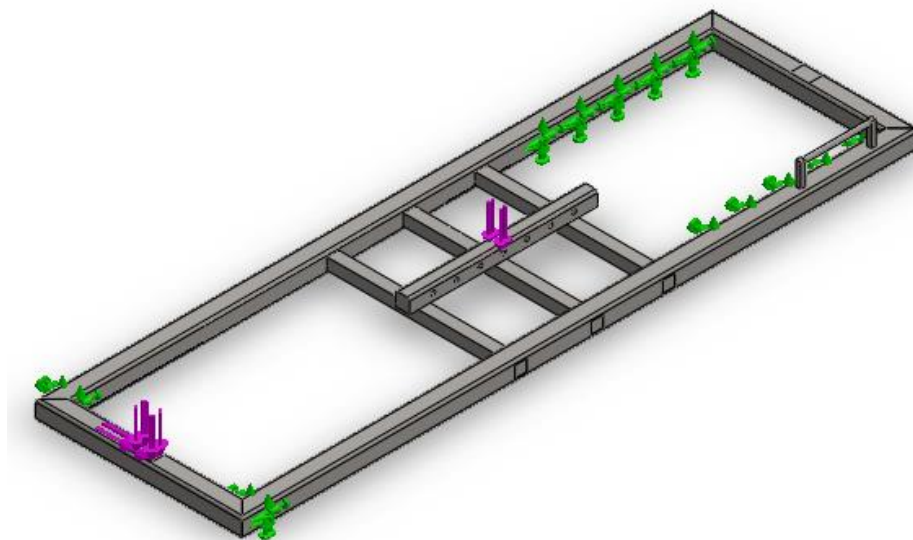
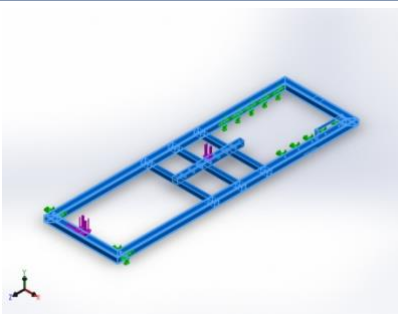


Ilustración 6. Estructura de la bancada

II.1.3.1 Propiedades

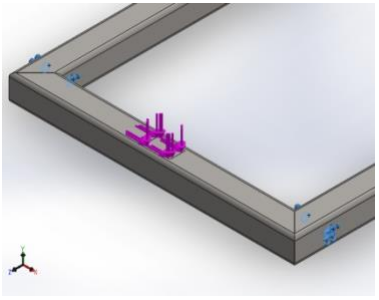
Tabla 7. propiedades de la estructura de la mesa (Fuente: solidworks)

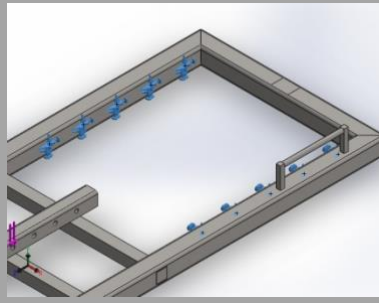
Referencia de modelo	Propiedades
	Nombre: 1.0037 (S235JR) Límite elástico: 235 N/mm² Límite de tracción: 360 N/mm² Módulo elástico: 210000 N/mm² Coeficiente de Poisson: 0.28

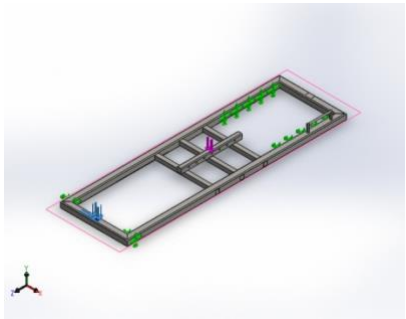
II. Anexo 2

II.1.3.2 Cargas y sujeciones

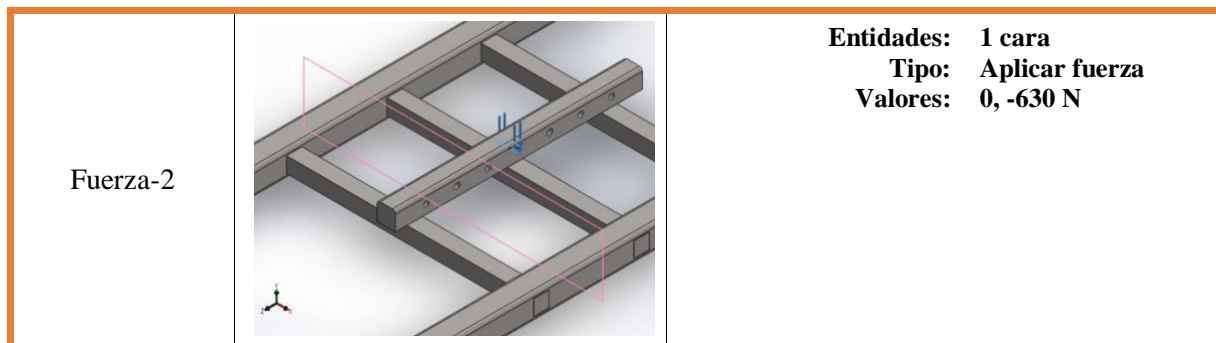
Tabla 8. Cargas y sujeciones aplicadas (Fuente: solidworks)

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción	
Fijo-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Geometría fija	
Fuerzas resultantes			
Componentes	X	Y	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-300.132	322.595	440.943

Fijo-3		Entidades: 10 cara(s) Tipo: Geometría fija	
Fuerzas resultantes			
Componentes	X	Y	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0	487.404	487.404

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara Tipo: Aplicar fuerza Valores: 300, -180 N

II. Anexo 2



II.1.3.3 Resultados

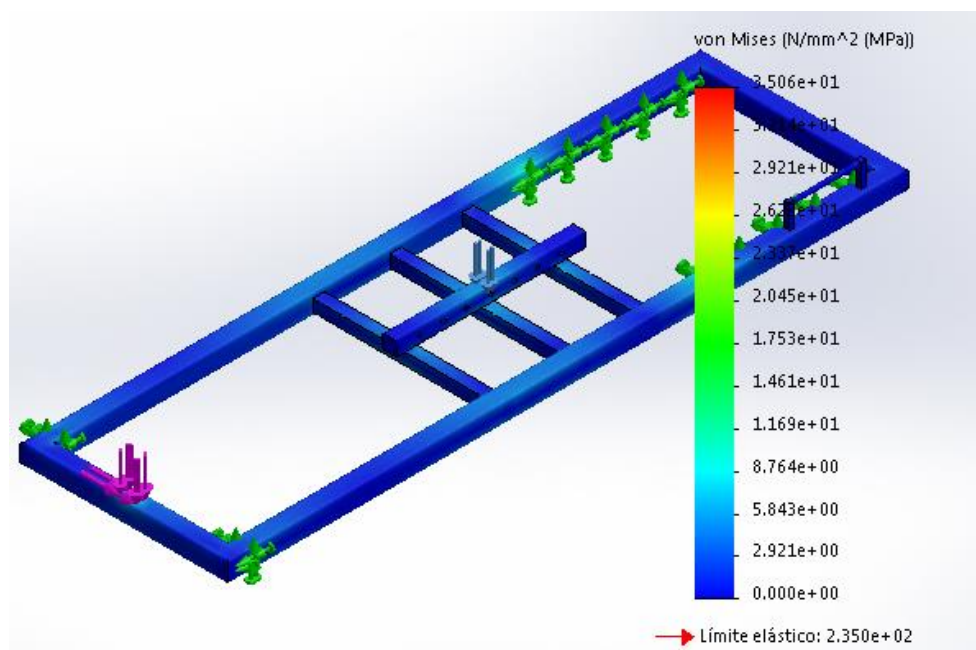


Ilustración 7. Tensión sobre la bancada

	Cálculo teórico	Cálculo de solidworks
Tensión	38,2MPa	35,06MPa
Cs	6,1	6,7

Tabla 9. Comparativa de tensiones en la mesa

En lo que respecta a la deformación se obtiene un valor de 0,1mm frente a los 0,3mm máximo que debe de soportar, por lo tanto, cumple.

II.1.4. Perfil lateral

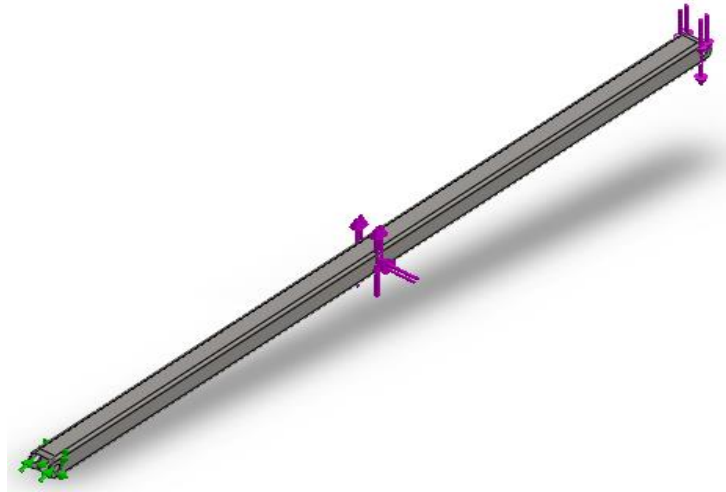
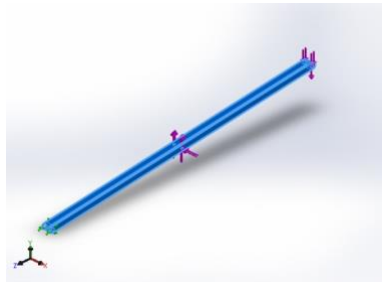


Ilustración 8. Perfil lateral

II.1.4.1 Propiedades

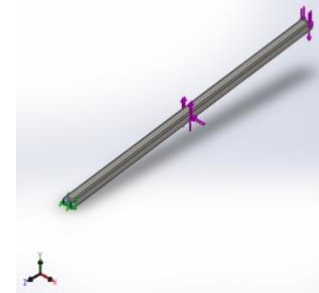
Tabla 10. Propiedades de los perfiles laterales (Fuente: solidworks)

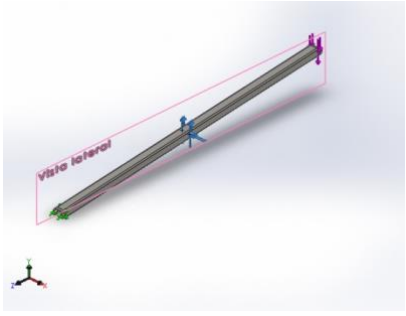
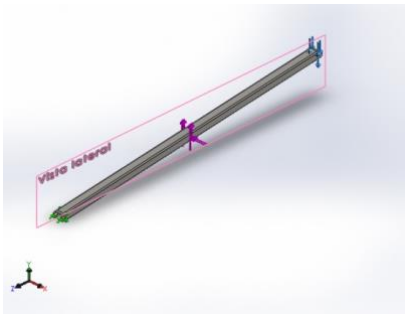
Referencia de modelo	Propiedades
	Nombre: S235JR Límite elástico: 235 N/mm² Límite de tracción: 360 N/mm² Módulo elástico: 210000 N/mm² Coeficiente de Poisson: 0.28

II. Anexo 2

II.1.4.2 Cargas y sujeciones

Tabla 11. cargas y sujeciones aplicadas en los perfiles laterales (Fuente: solidworks)

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción	
Sobre caras cilíndricas-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Sobre caras cilíndricas	
Fuerzas resultantes			
Componentes	X	Y	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-150	-163.902	164.818

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-2		Entidades: 2 cara(s) Valores: 429, -150 N
Fuerza-3		Entidades: 2 cara(s) Valores: 0, -249 N

II. Anexo 2

II.1.4.3 Resultados

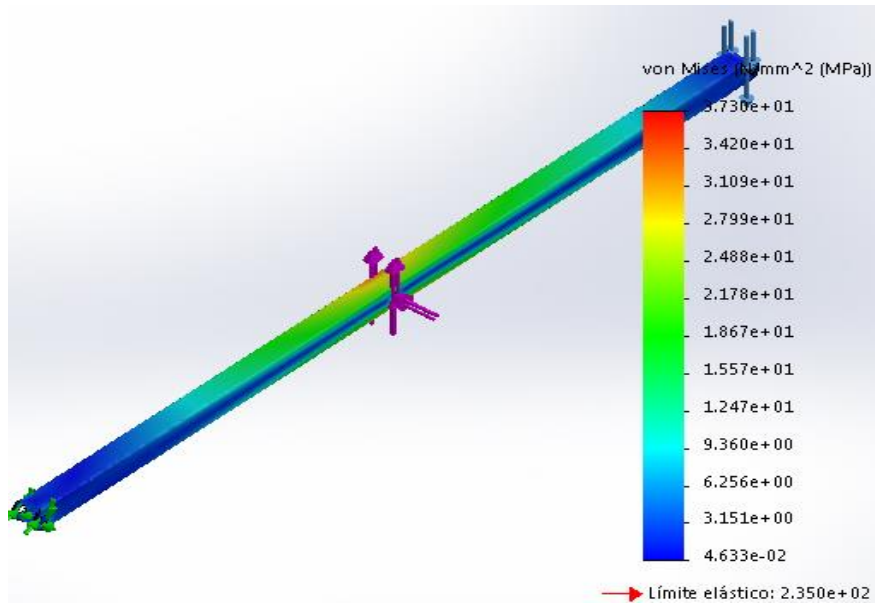


Ilustración 9. Tensión sobre barra lateral

	Cálculo teórico	Cálculo de solidworks
Tensión aplastamiento	44 MPa	37,3MPa
Cs	5,3	6,3

Tabla 12. Comparativa de tensiones en barra lateral

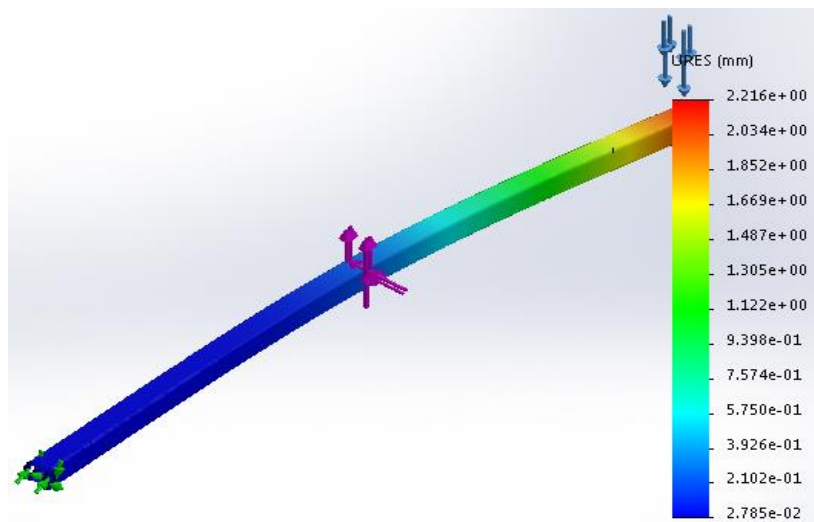


Ilustración 10. Deformación sobre barra lateral

En cuanto a la deformación presenta un valor aceptable de 2mm, puesto que el valor máximo que no se debe de alcanzar es de 2,9mm.

II.1.5. Eje fijo de sujeción de laterales

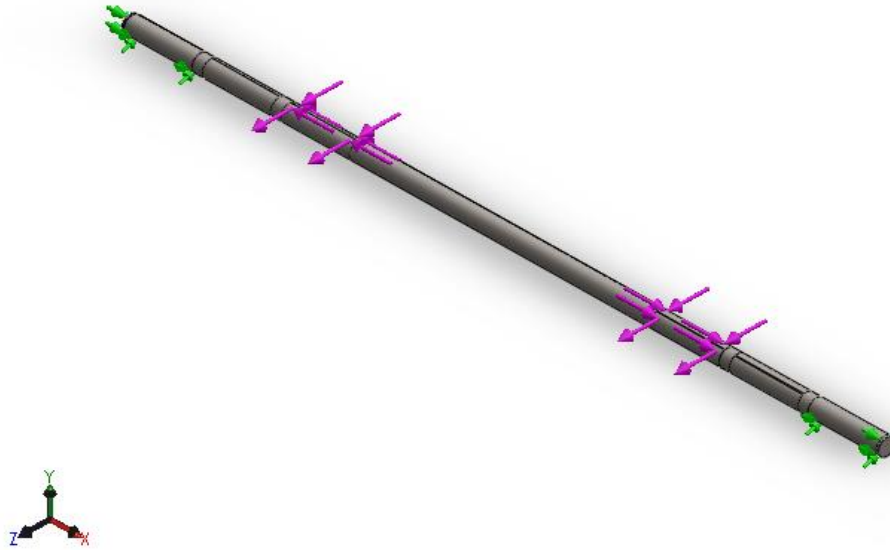
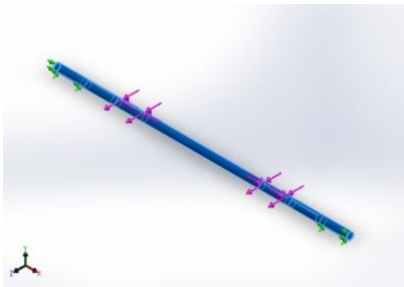


Ilustración 11. Eje fijo de sujeción de barra laterales

II.5.1 Propiedades

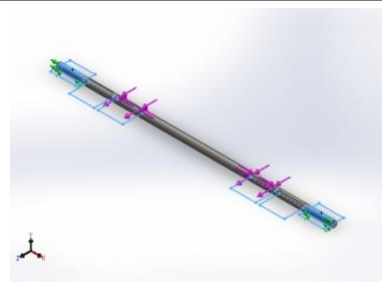
Tabla 13. propiedades barra fija de sujeción de perfiles laterales (fuente: solidworks)

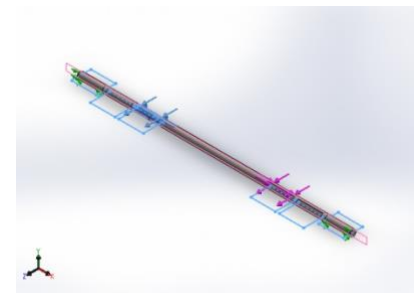
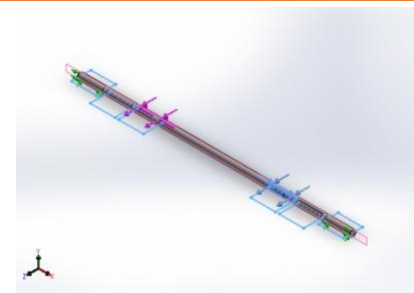
Referencia de modelo	Propiedades
	Nombre: F 1140 Límite elástico: 530 N/mm² Límite de tracción: 625 N/mm² Módulo elástico: 205000 N/mm² Densidad: 7.85 g/cm³ Módulo cortante: 80000 N/mm²

II. Anexo 2

II.1.5.2 Cargas y sujeciones

Tabla 14. Cargas y sujeciones en el eje fijo (fuente: soldiworks)

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción	
Sobre caras cilíndricas-2		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Sobre caras cilíndricas	
Fuerzas resultantes			
Componentes	X	Y	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0	-311.981	311.981

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s) Valores: -150, 156 N
Fuerza-2		Entidades: 1 cara(s) Valores: 150, 156 N

II. Anexo 2

II.1.5.3 Resultados

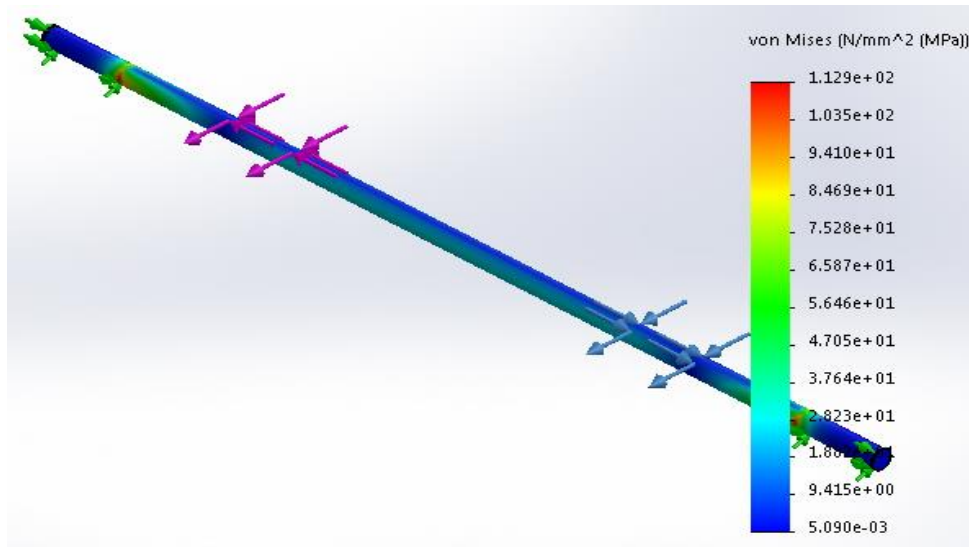


Ilustración 12. Deformación sobre eje fijo de sujeción de barras laterales

	Cálculo teórico	Cálculo de solidworks
Tensión de Von mises	122 MPa	112Mpa
Cs	4,3	4,7

Tabla 15. Comparativa de tensiones en el eje fijo

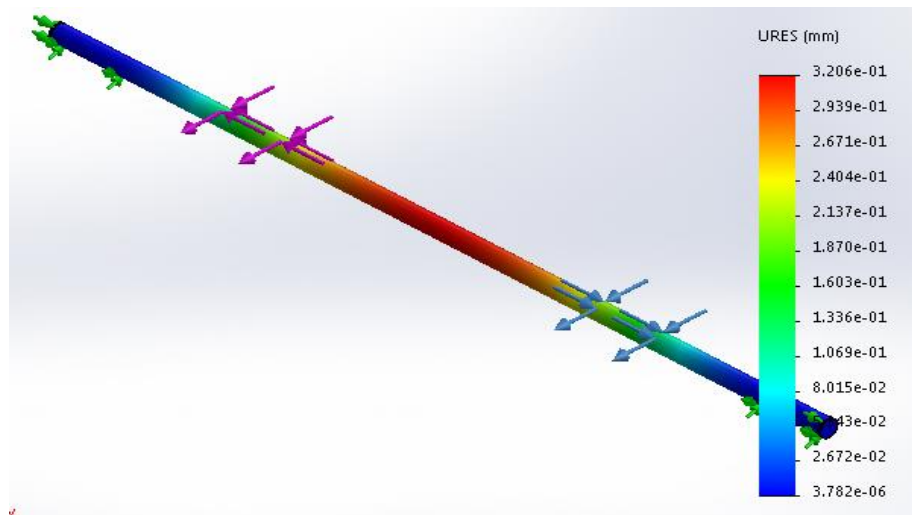


Ilustración 13. deformación sobre eje fijo de sujeción de barras laterales

En lo que respecta a la deformación máxima es de 0,3 mm siendo el límite de 1,6mm.

II. Anexo 2

II.1.6 Barra del cilindro

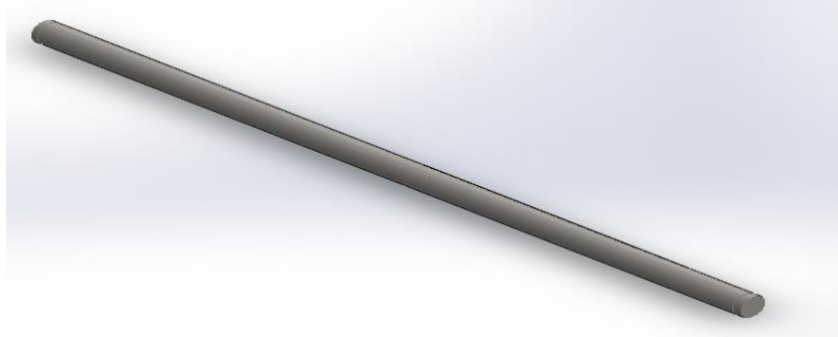



Ilustración 14. Apoyo para el cilindro

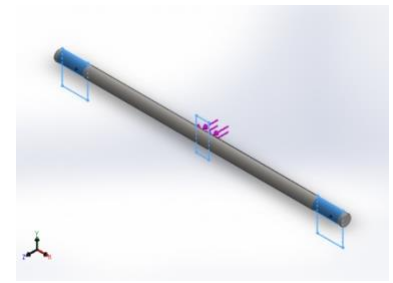
II.1.6.1 Propiedades

Tabla 16. Propiedades del apoyo del cilindro (Fuente: solidworks)

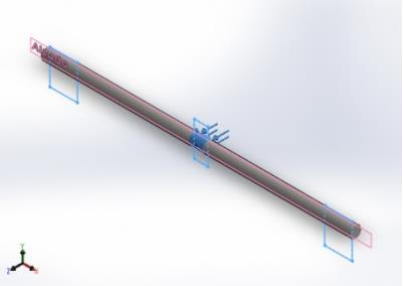
Referencia de modelo	Propiedades
	Nombre: F 1140 Límite elástico: 530 N/mm² Límite de tracción: 625 N/mm² Módulo elástico: 205000 N/mm² Densidad: 7.85 g/cm³ Módulo cortante: 80000 N/mm²

II.1.6.2 Cargas y sujeciones

Tabla 17. Cargas y sujeciones en el apoyo del cilindro (Fuente: solidworks)

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
Fijo-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Geometría fija

II. Anexo 2

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s), Valores: 150,940 N

II.1.6.3 Resultados

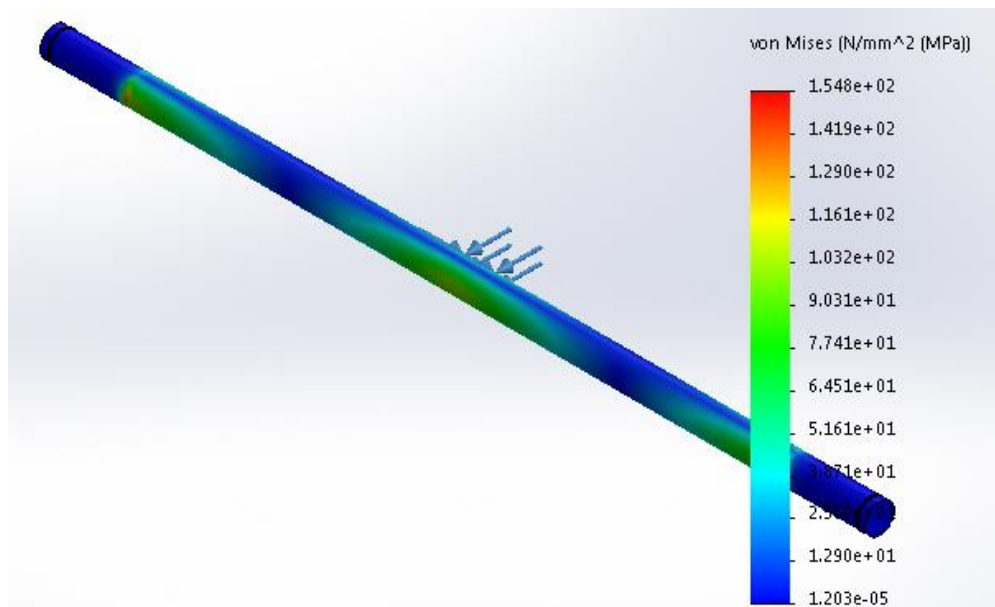


Ilustración 15. Tensión en el apoyo del cilindro

	Cálculo teórico	Cálculo de solidworks
Tensión de Von mises	174 MPa	154Mpa
Cs	3,11	3,4

Tabla 18. Comparativa de tensión en el apoyo del cilindro

II. Anexo 2

En lo que respecta a la deformación, se obtiene un valor de 0,38mm siendo el máximo permitido de 1,1mm

II.1.7 Eje de la rueda

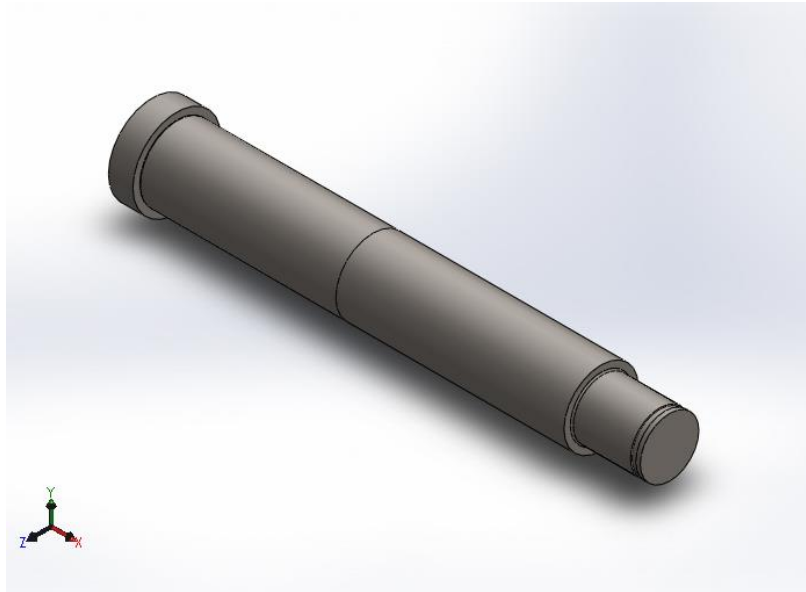


Ilustración 16. eje largo de la rueda

II.1.7.1 Propiedades

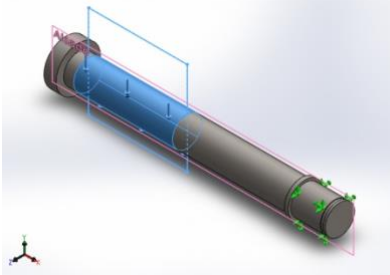
Tabla 19. Propiedades del eje de la rueda. (Fuente: solidworks)

Referencia de modelo	Propiedades
	Nombre: F-1140 Límite elástico: 530 N/mm² Límite de tracción: 625 N/mm² Módulo elástico: 205000 N/mm²

II. Anexo 2

II.1.7.2 Cargas y sujeciones

Tabla 20. Cargas y sujeciones sobre el eje de la rueda (Fuente: solidworks)

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara Referencia: Alzado 0, -295 N

II.1.7.3 Resultados

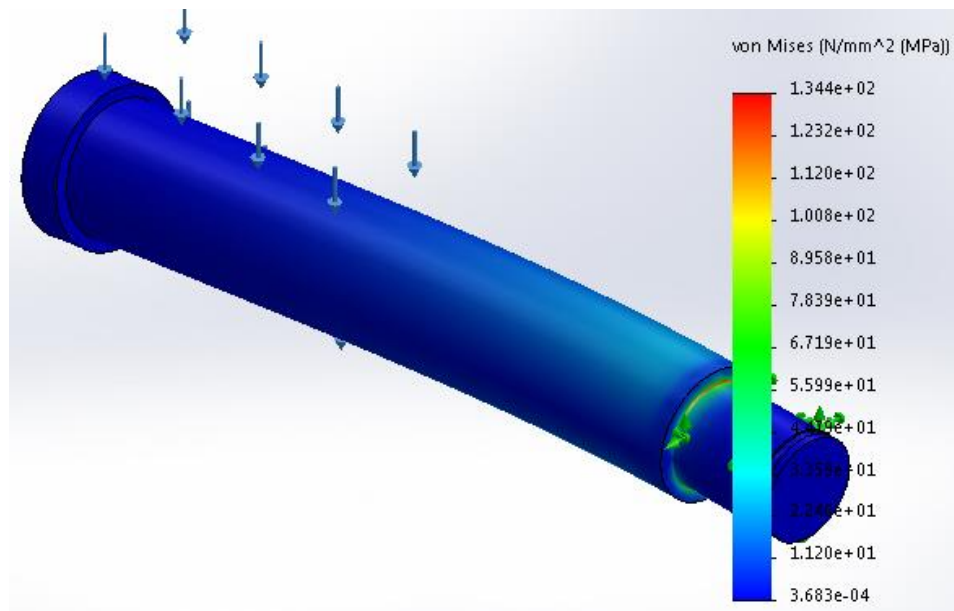


Ilustración 17. Tensión en el eje largo de la rueda

	Cálculo teórico	Cálculo de solidworks
Tensión de Von	144 MPa	128 Mpa

II. Anexo 2

mises		
Cs	3,6	4,1

Tabla 21. Comparativa de tensión en el eje de la rueda

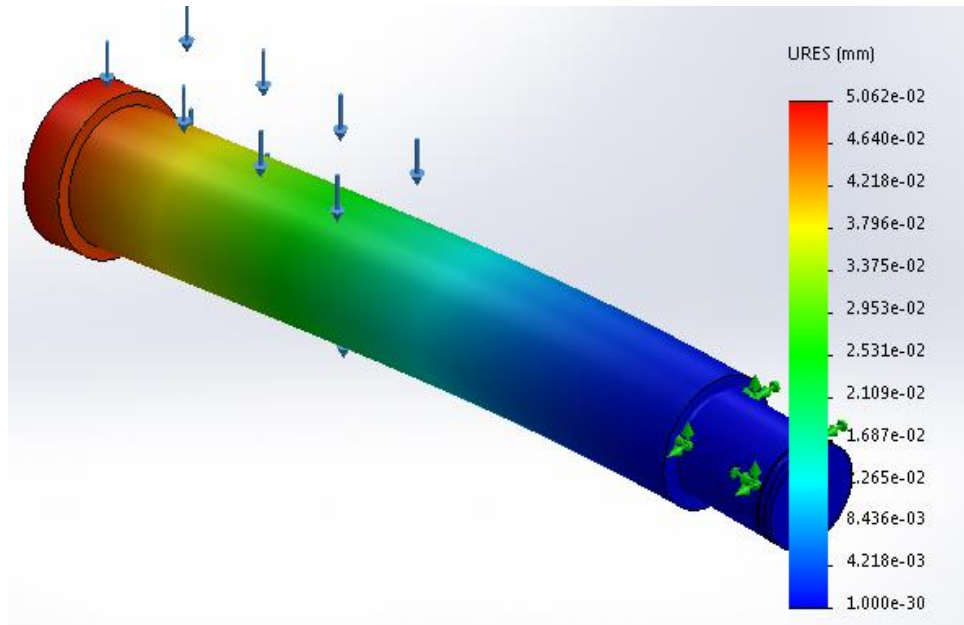


Ilustración 18. Deformación en el eje largo de la rueda

En cuanto la deformación se presenta un valor muy elevado de 0,05mm, pero siempre de los límites establecidos, ya que el valor máximo sería de 0,3mm.

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCUELA POLITÈCNICA SUPERIOR DE ALCOY**



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

**TRABAJO FIN DE GRADO
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**DISEÑO Y ANALISIS DE UN SOPORTE ELEVADOR DE
BICICELTAS PARA TALLER**

ANEXO 3

**DISEÑO Y ANALISIS DE UN SOPORTE ELEVADOR DE
BICICELTAS PARA TALLER**

Autor:

JORGE GARCÍA PALAO

Dirigido por:

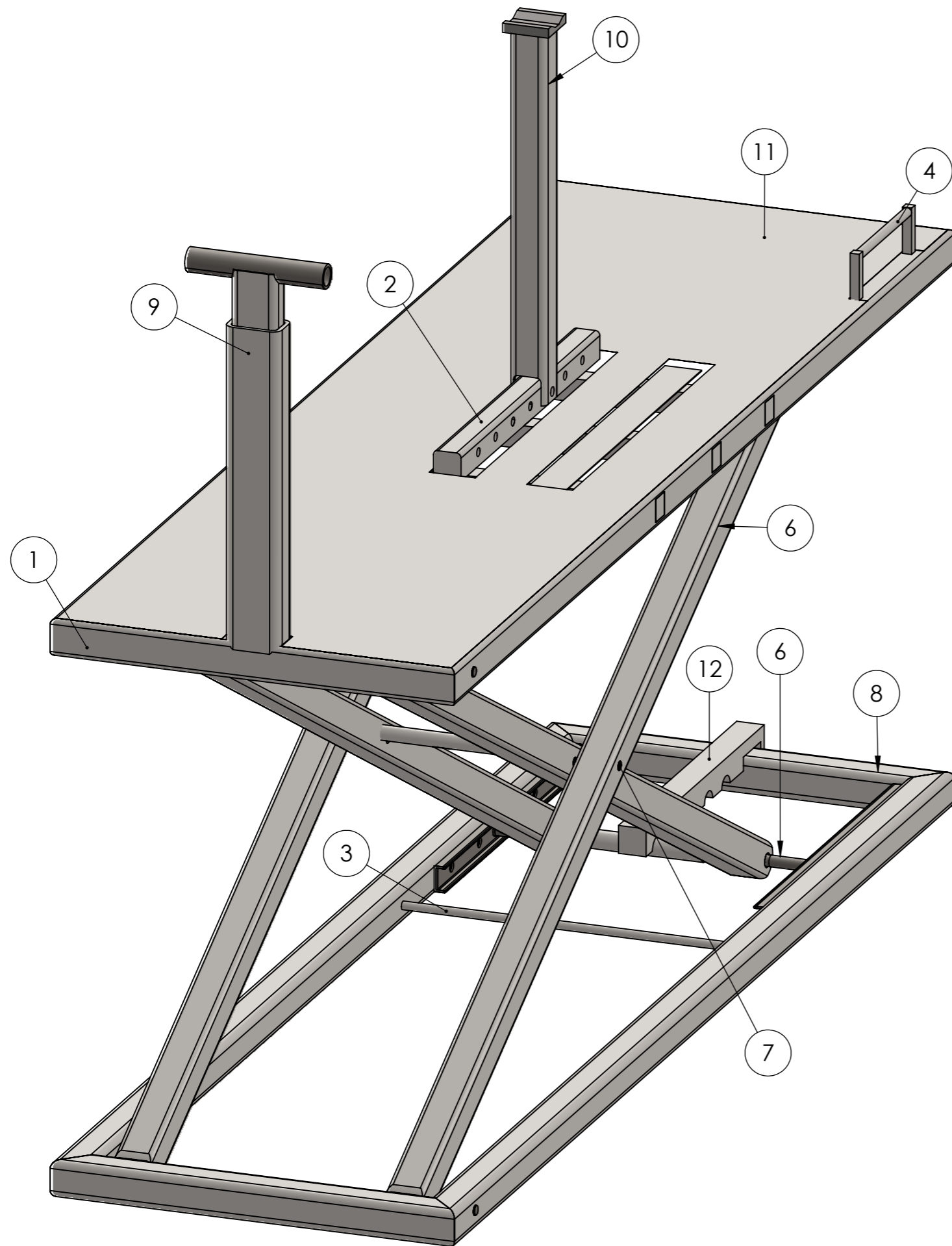
OCTAVIO ÁNGEL FENOLLAR GIMENO

DAVID GARCÍA SANOGUERA

SEPTIEMBRE, 2019

Anexo 3 Planos

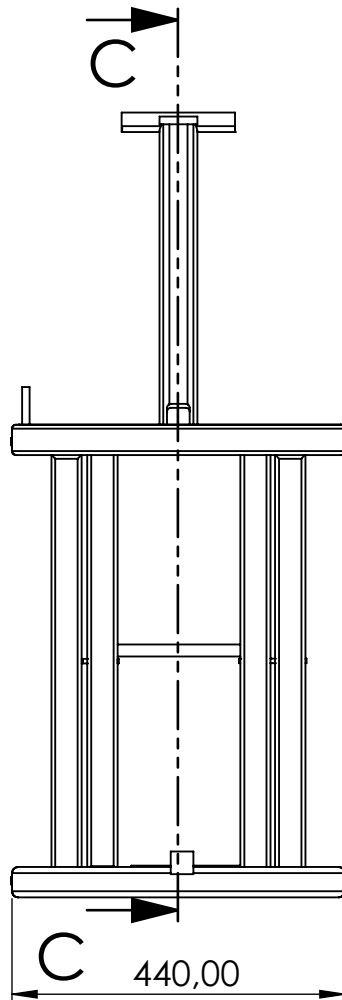
III.1 Ensamblaje completo.....	1
III.2 Plano de conjunto	2
III.3 Mesa.....	3
III.4 Mesa superior.....	4
III.5 Chapa de la mesa	5
III.6 Guía de la mesa	6
III.7 Unión mesa-sujeción horquilla.....	7
III.8 Sujeción delantera.....	8
III.9 Sujeción trasera	9
III.10 barra lateral.....	10
III.11 Casquillo central	11
III.12 Soporte casquillo extremo	12
III.13 Base del elevador	13
III.14 Apoyo de cilindro neumático	14
III.15 Pasador central.....	15
III.16 Eje corto de la rueda	16
III.17 Eje largo de la rueda.....	17
III.18 Eje de la sujeción de las patas	18



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL
1	Estructura de mesa	S235jr
2	Guia de mesa	S235jr
3	Barra de apoyo para cilindro	S235jr
4	Apoyo para elevacion	S235jr
5	Eje de la rueda	F-1140
6	Barra lateral	S235jr
7	Pasador central	F-1140
8	Base de la mesa	S235jr
10	Sujección trasera	S235jr
11	Chapa superior	S235jr
12	Barra de seguridad	S235jr

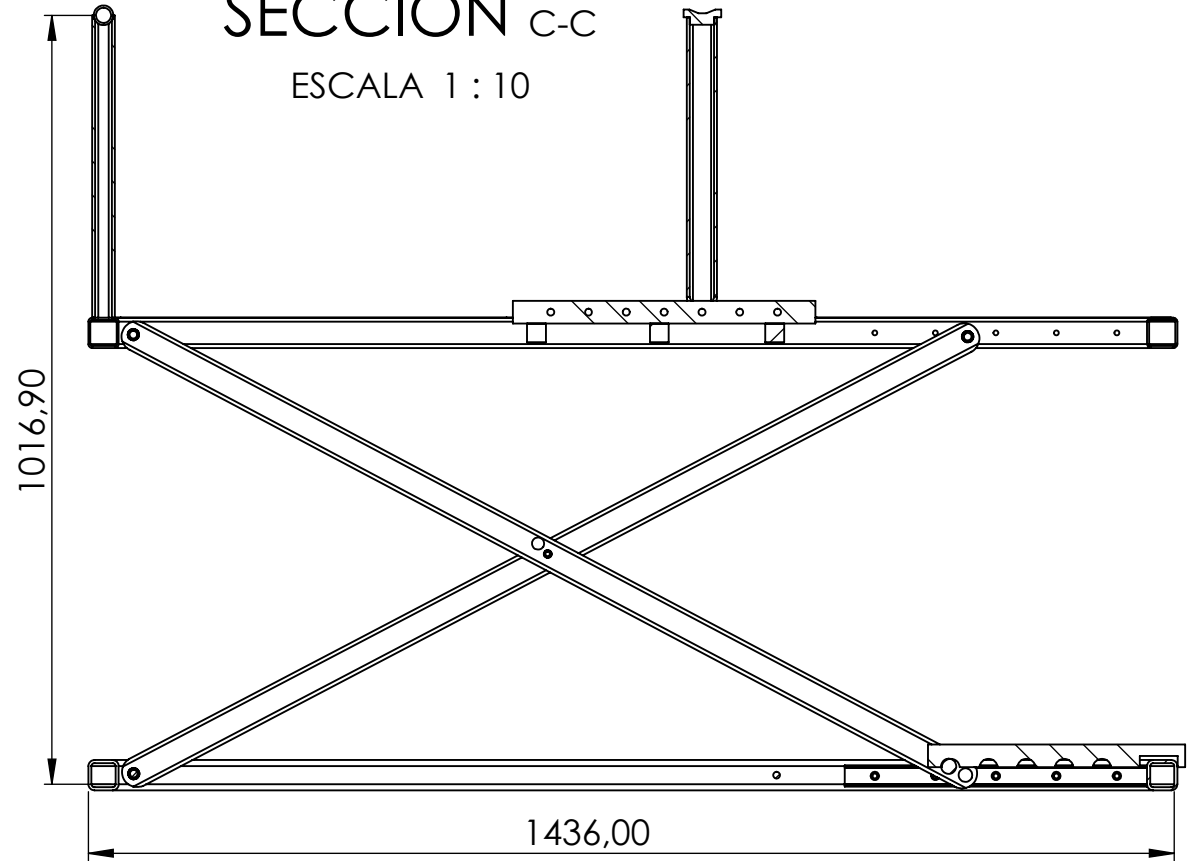
UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA:	SEPTIEMBRE 2019
TITULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO:	1
TITULO PLANO:	ENSAMBLAJE COMPLETO	ESCALA:	1: 5



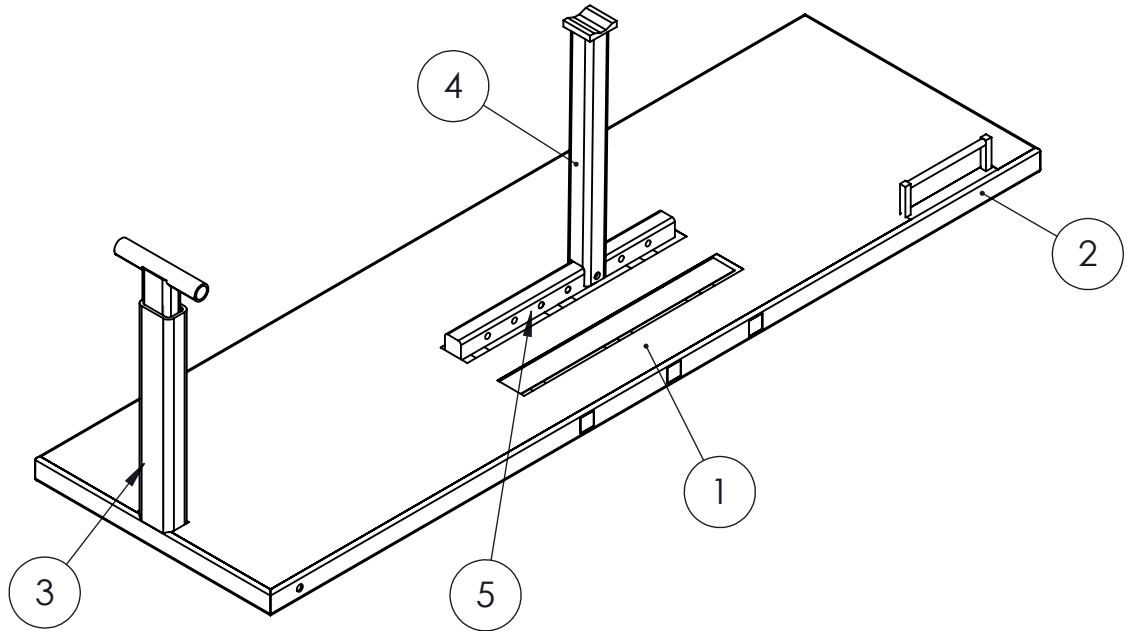
SECCIÓN C-C

ESCALA 1 : 10



UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

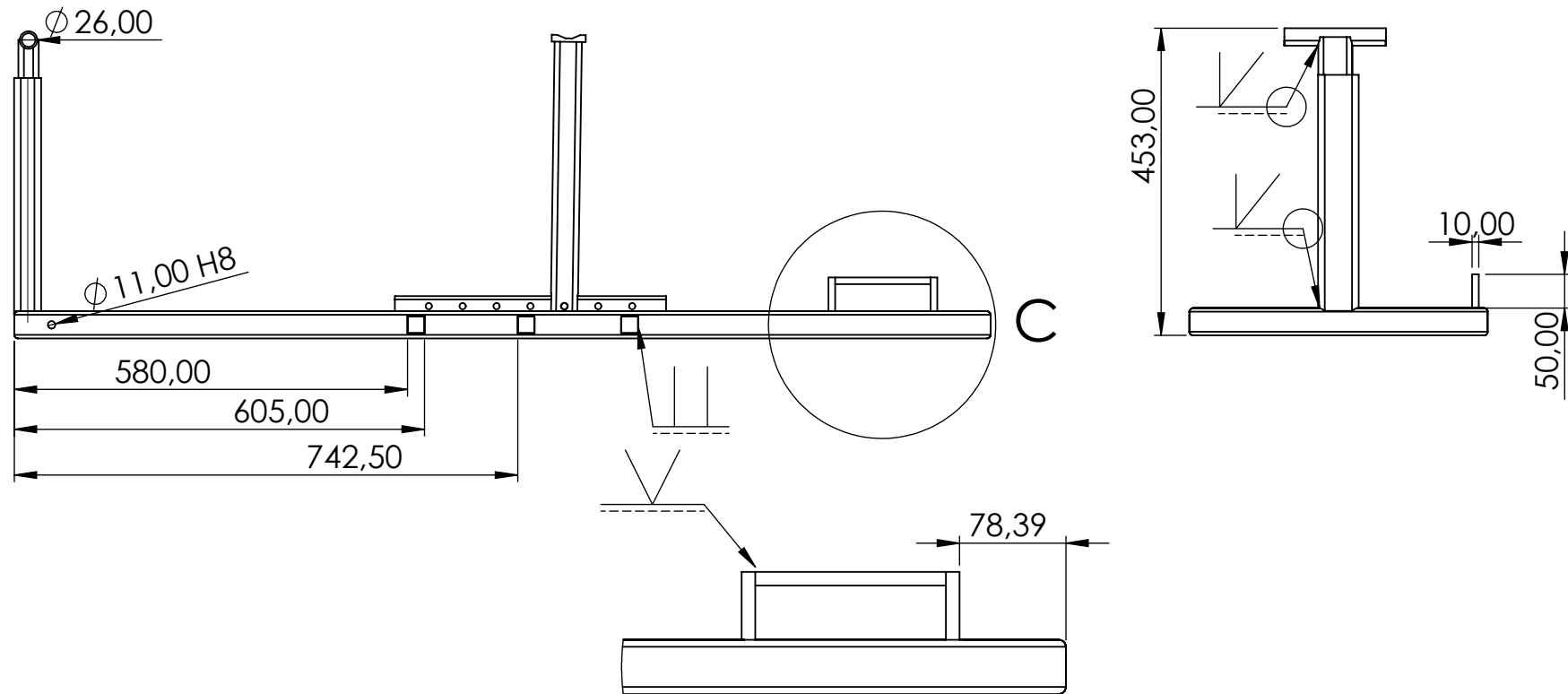
AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO 2
TÍTULO PLANO:	PLANO DE CONJUNTO	ESCALA 1:10



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL
1	CHAPA	S235JR
2	ESTRUCTURA	S235JR
3	SOPORTE DELANTERO	S235JR
4	SOPORTE TRASERO	S235JR
5	GUIA	S235JR

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

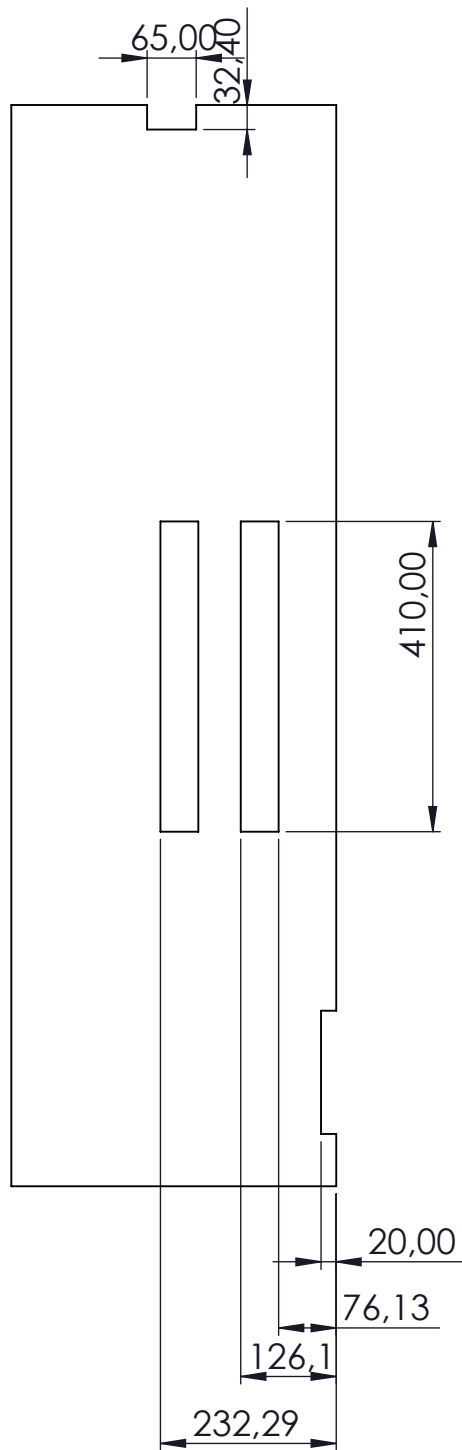
AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA: SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO: 3
TÍTULO PLANO:	MESA	ESCALA: 1:10.



DETALLE C

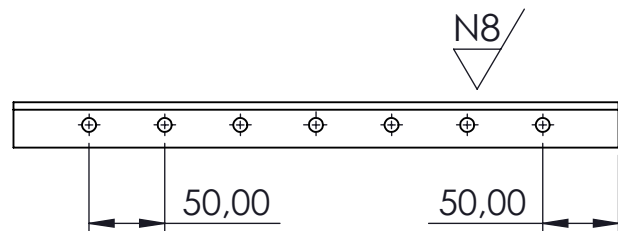
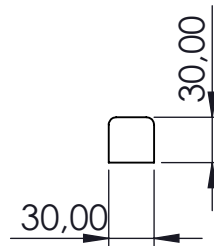
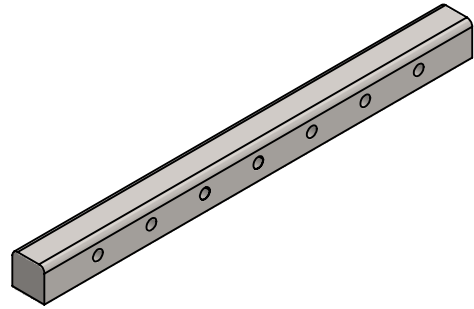
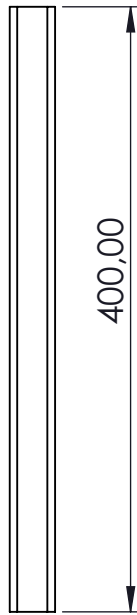
ESCALA 1 : 5

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY		
AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO 4
TÍTULO PLANO:	MESA SUPERIOR	ESCALA 1:10.



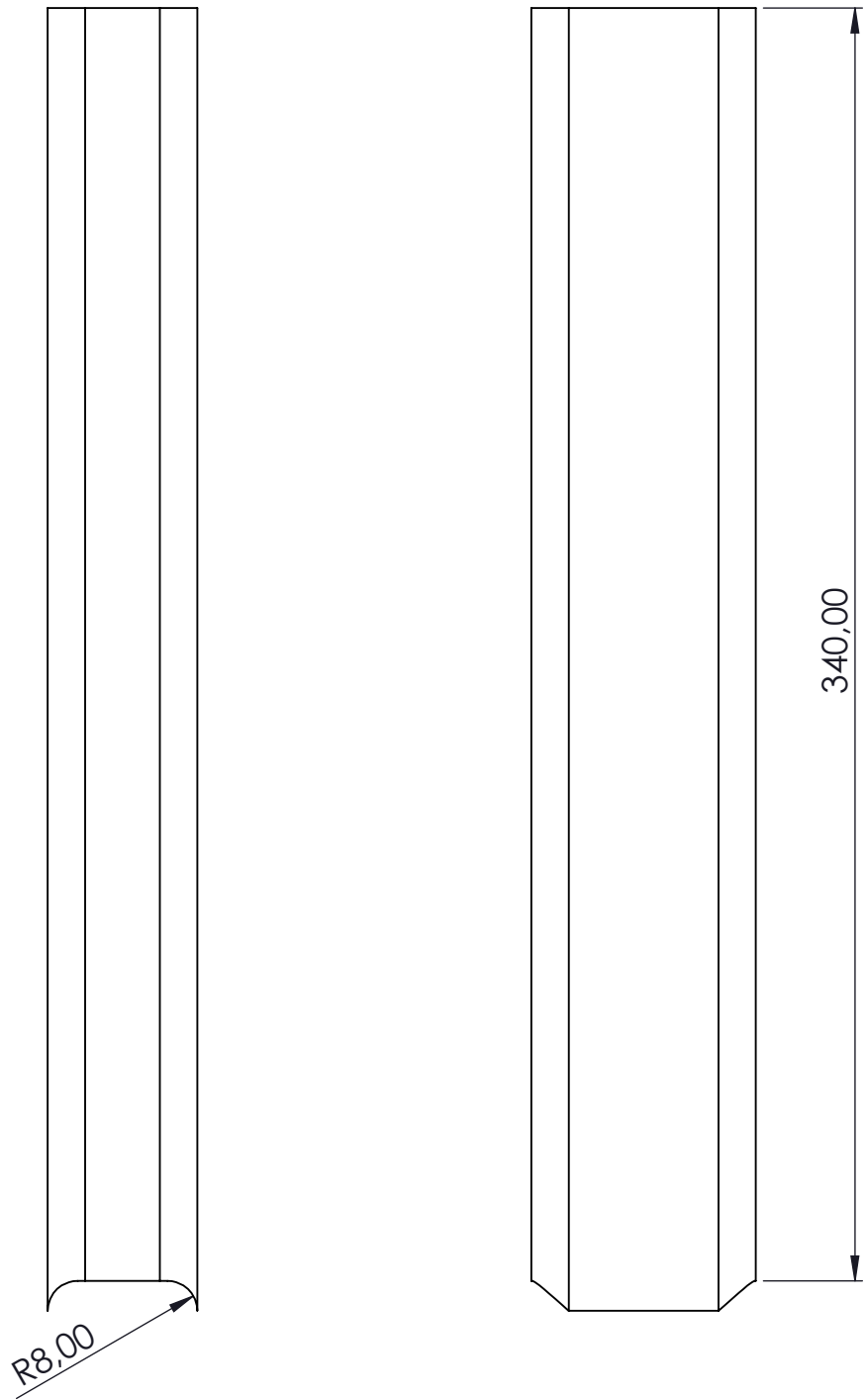
UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA: SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO: 5
TÍTULO PLANO:	CHAPA DE LA MESA	ESCALA: 1:10



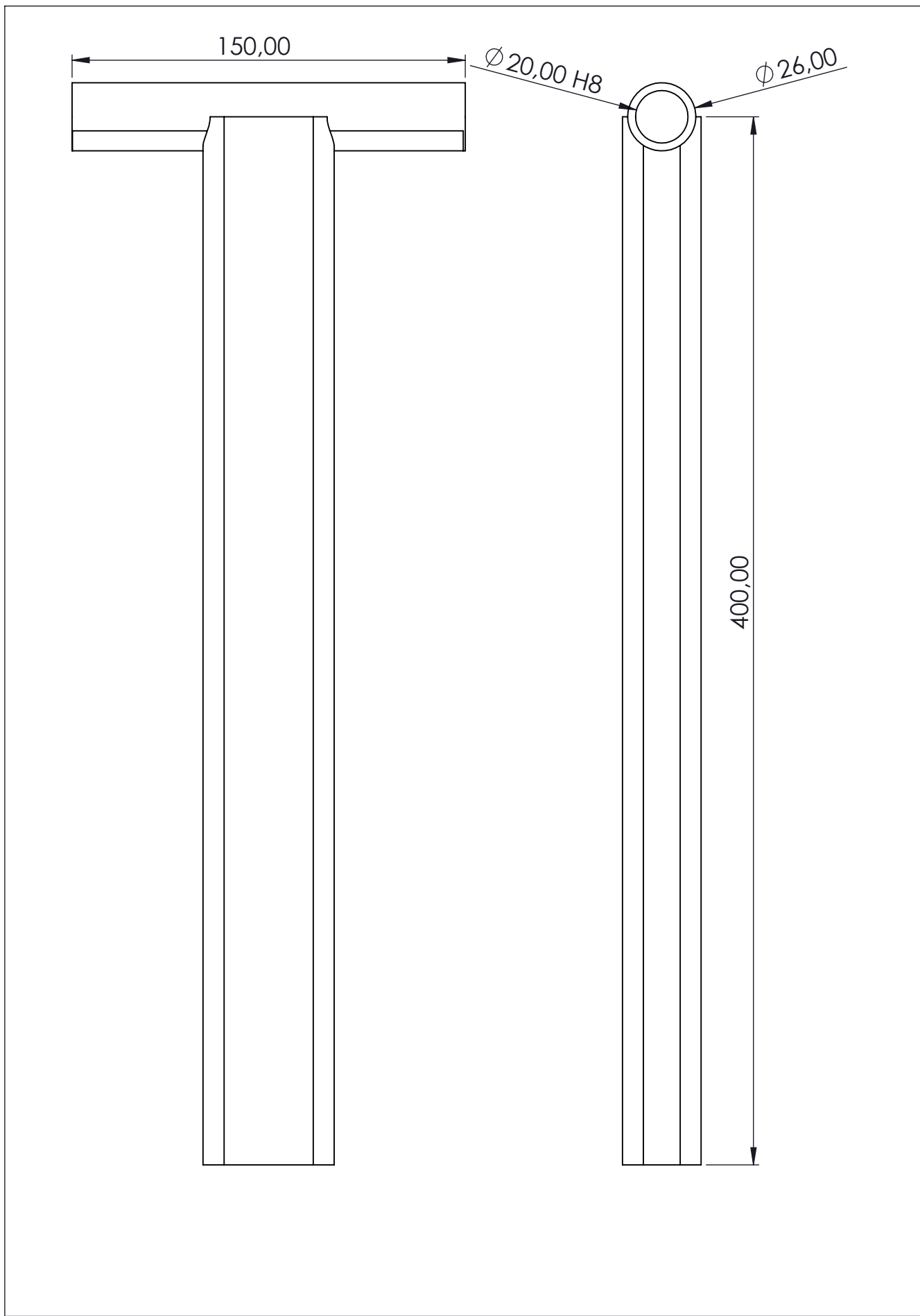
UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA: SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO: 6
TÍTULO PLANO:	GUIA DE LA MESA	ESCALA: 1:10.

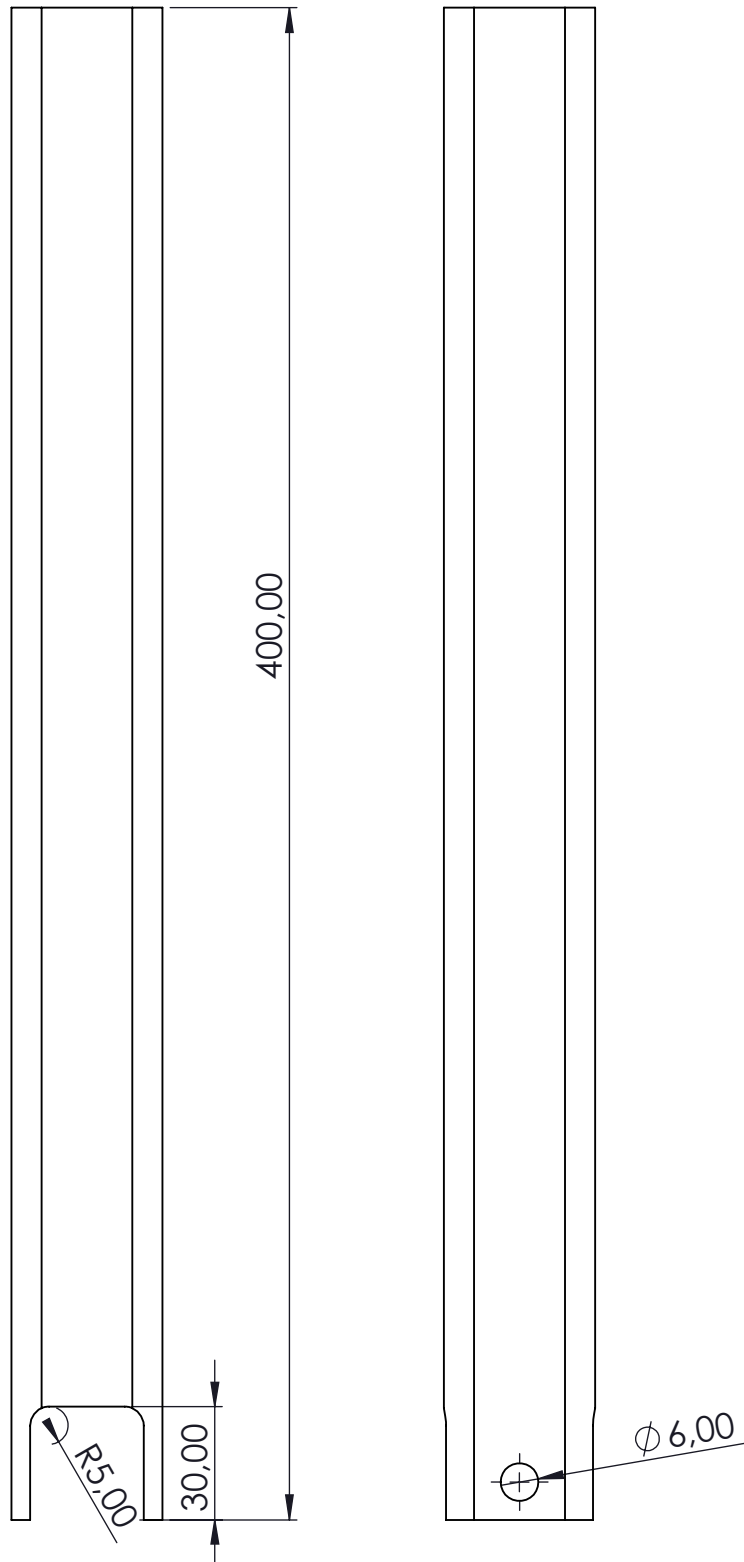


UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA:	SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO:	7
TÍTULO PLANO:	UNION MESA-SUJECCION HORQUILLA	ESCALA:	1:2

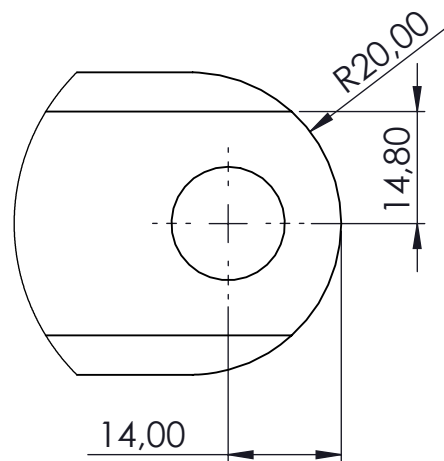
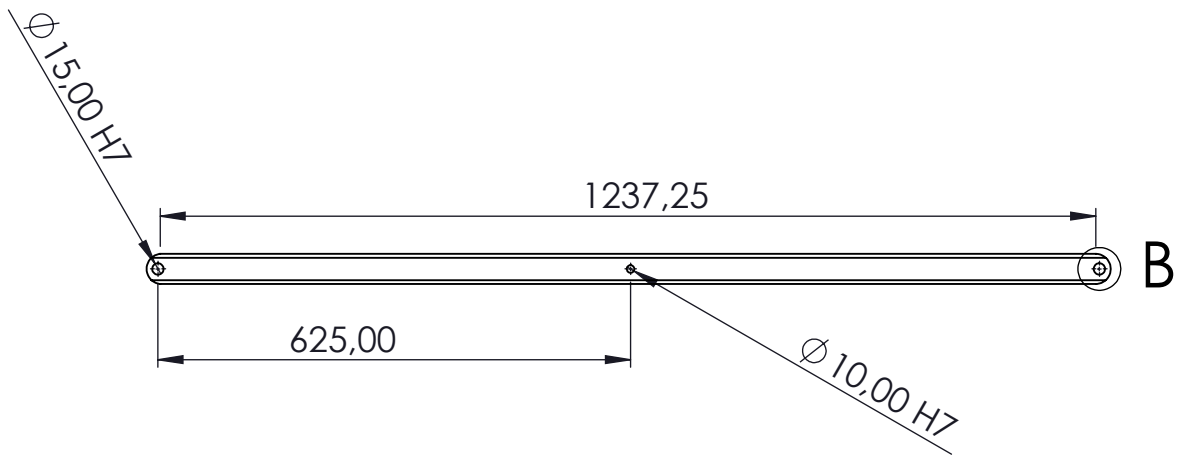


UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY		
AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA: SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO: 8
TÍTULO PLANO:	SUJECCIÓN DELANTERA	ESCALA: 1:2



UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA: SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO: 9
TÍTULO PLANO:	SUJECCION DELANTERA	ESCALA: 1:2

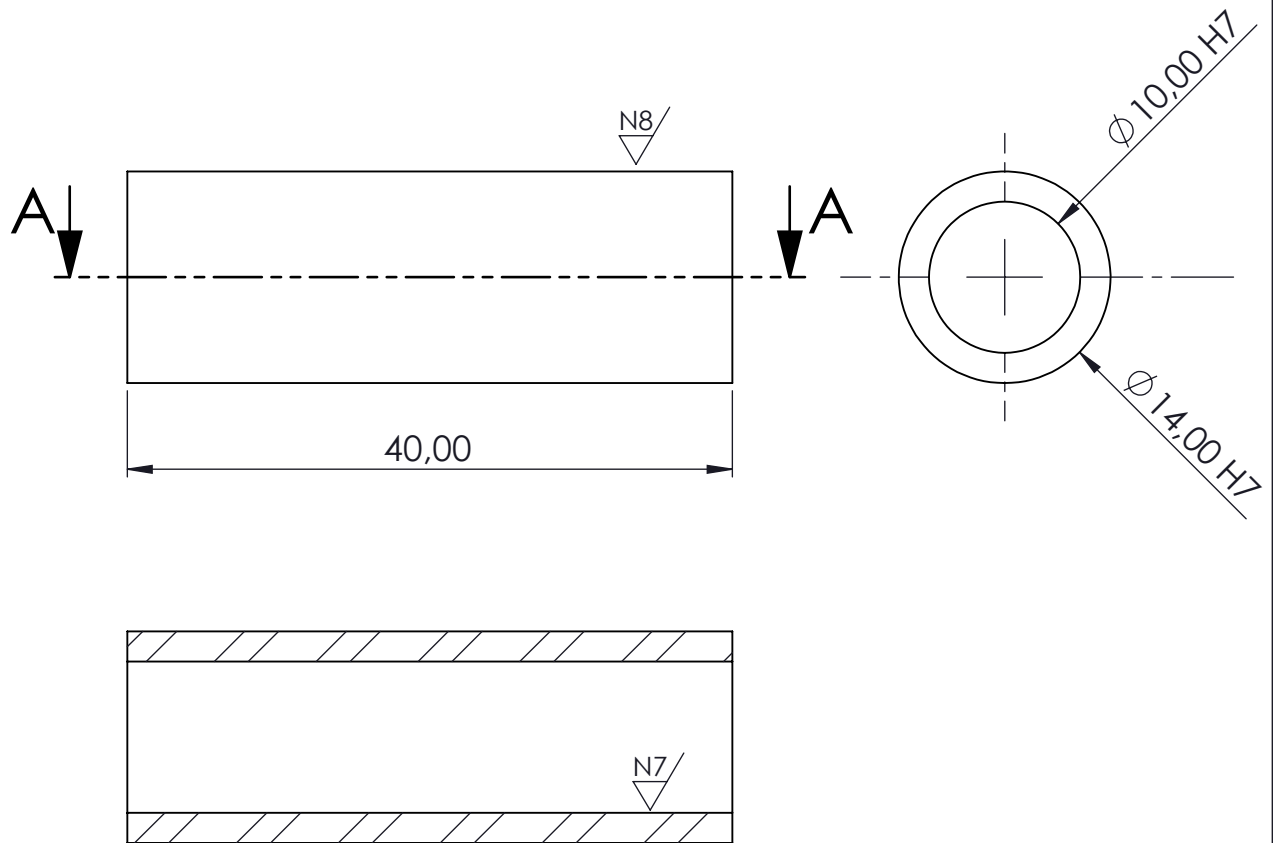


DETALLE B

ESCALA 1 : 1

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

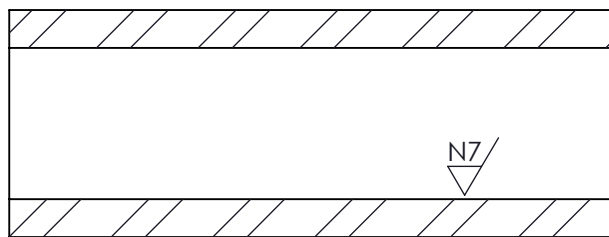
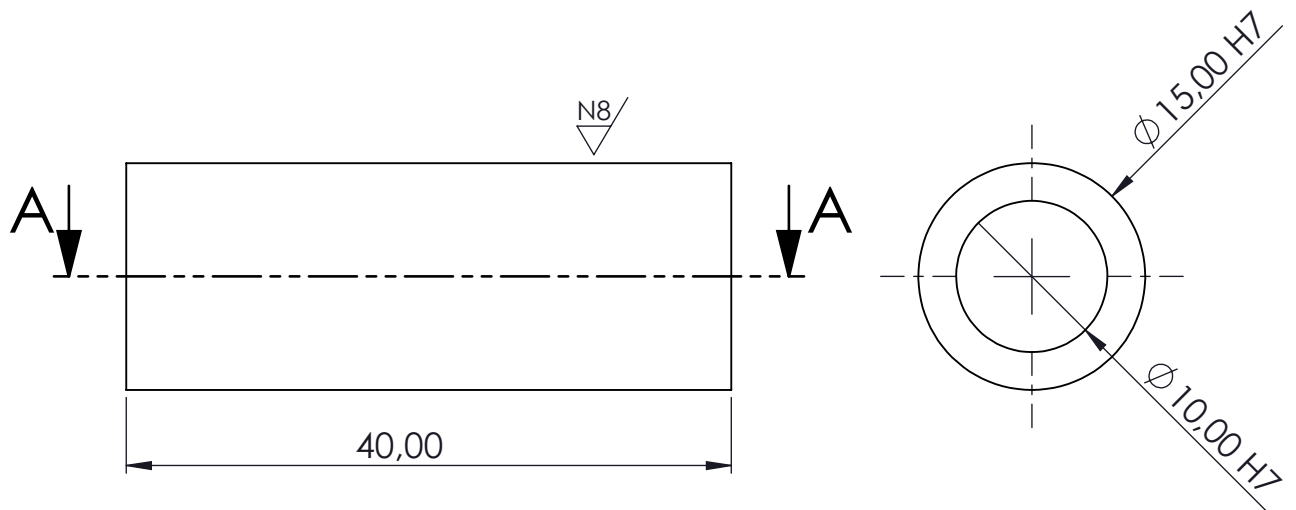
AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA: SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO: 10
TÍTULO PLANO:	BARRA LATERAL	ESCALA: 1:10.



SECCIÓN A-A

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

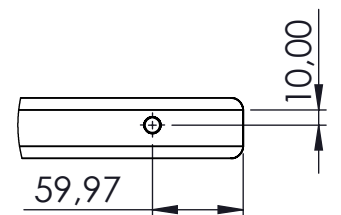
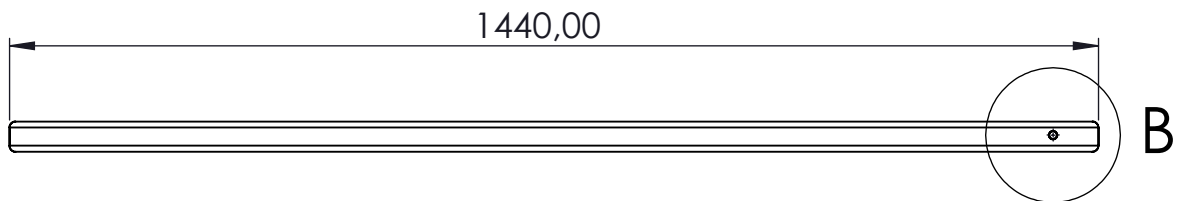
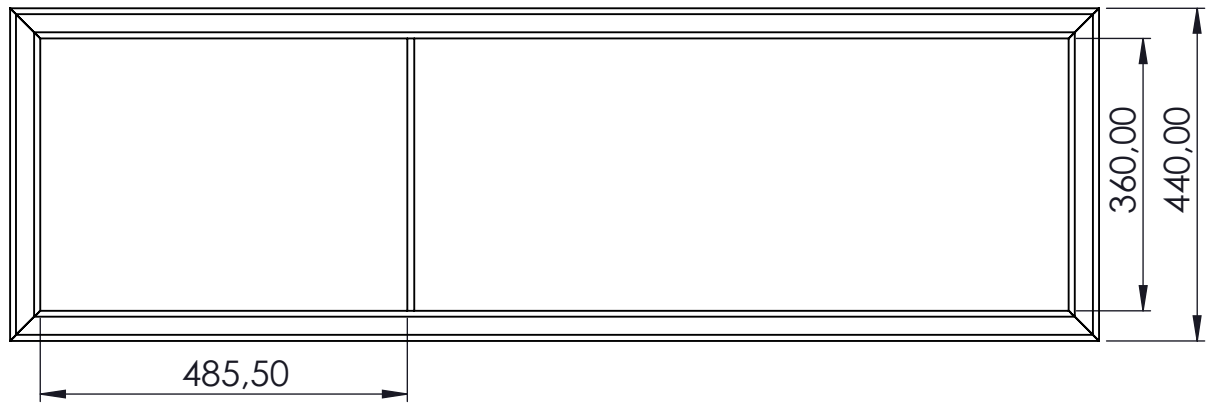
AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA:	SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO:	11
TÍTULO PLANO:	SOPORTE DE CASQUILLO CENTRAL	ESCALA:	2:1



SECCIÓN A-A

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA:	SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO:	12
TÍTULO PLANO:	SOPORTE PARA CASQUILLO DE LOS EXTREMOS	ESCALA:	2:1

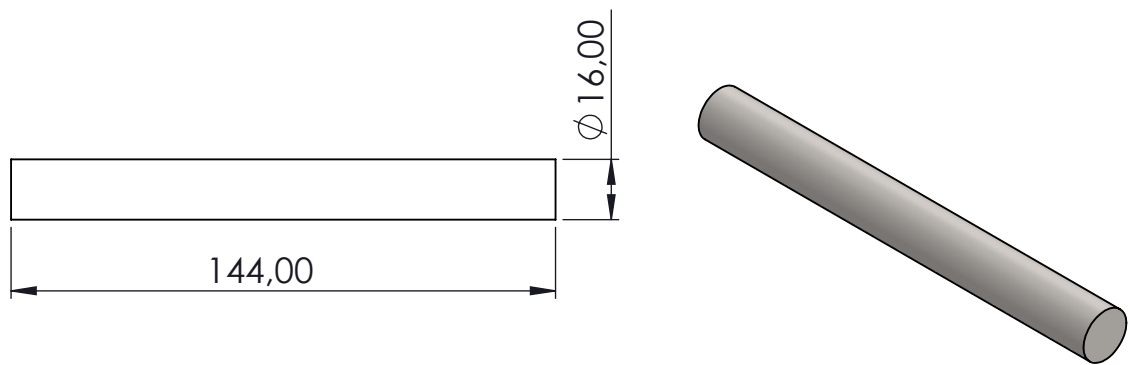


DETALLE B

ESCALA 1 : 5

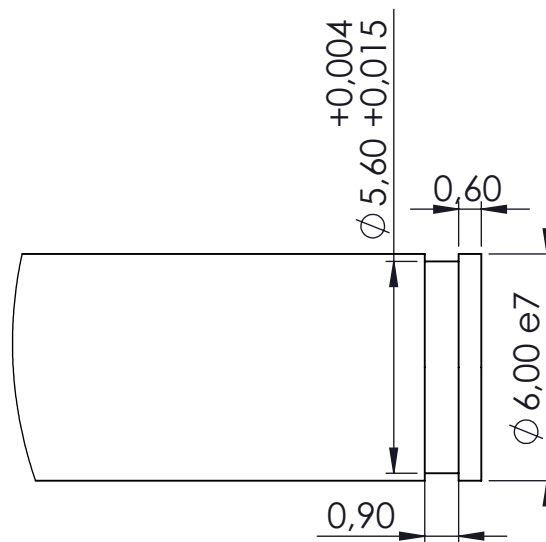
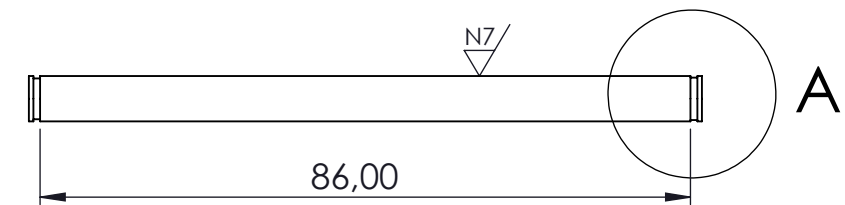
UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA:	SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO:	13
TÍTULO PLANO:	BASE DEL ELEVADOR	ESCALA:	1:1.



UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA:	SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO:	14
TÍTULO PLANO:	APOYO CILINDRO NEUMATICO	ESCALA:	1:2

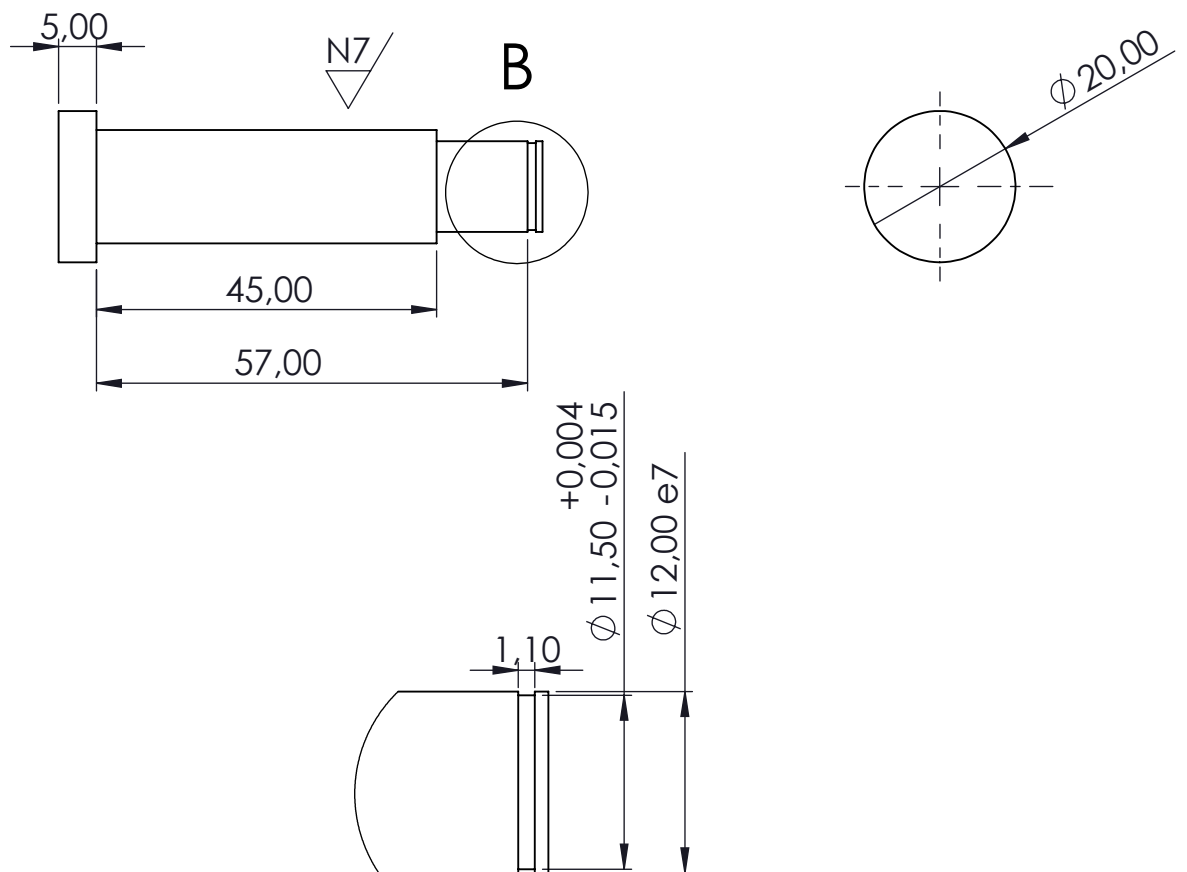


DETALLE A

ESCALA 5 : 1

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA:	SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO:	15
TÍTULO PLANO:	PASADOR CENTRAL	ESCALA:	1:1

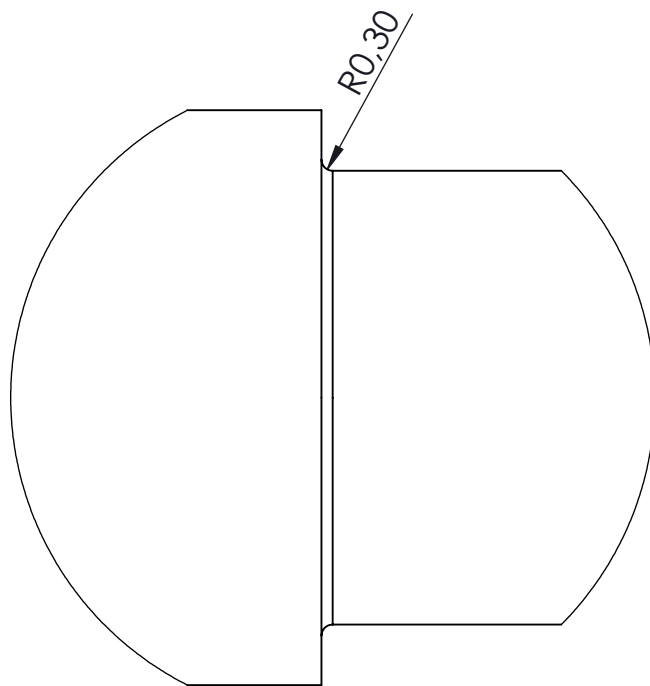
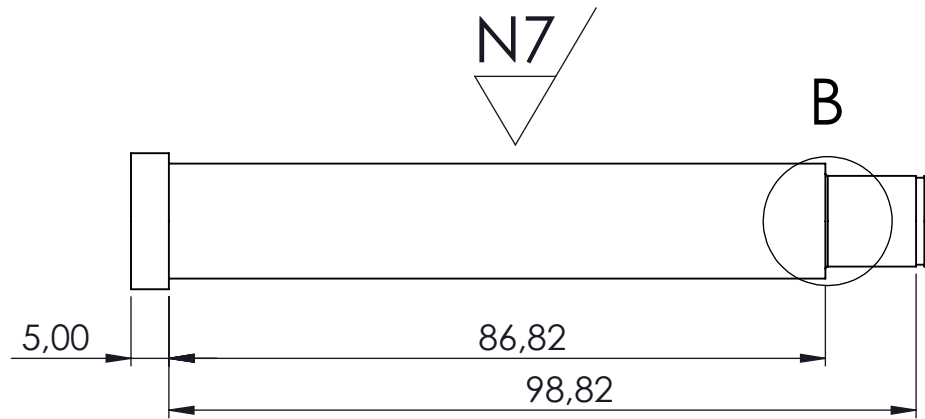


DETALLE B

ESCALA 2 : 1

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA: SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO: 16
TÍTULO PLANO:	EJE CORTO DE LA RUEDA	ESCALA: 1:1



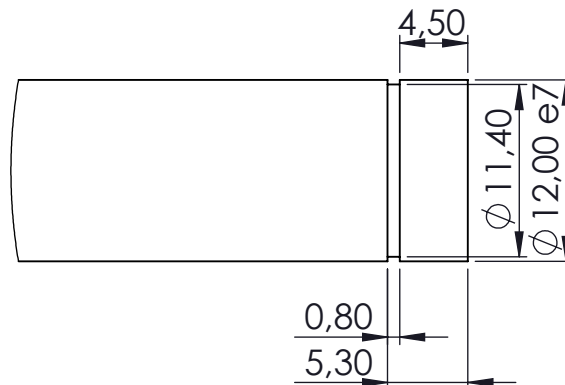
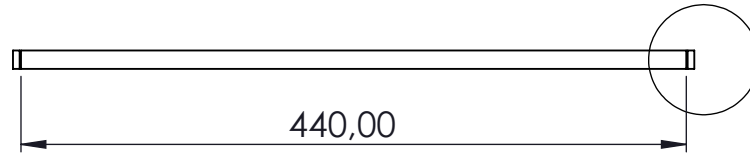
DETALLE B

ESCALA 5 : 1

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY		
AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA: SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO: 17
TÍTULO PLANO:	EJE LARGO DE LA RUEDA	ESCALA: 1:1

N7/

B



DETALLE B

ESCALA 2 : 1

UNIVERSIDAD POLITECNICA DE VALENCIA- CAMPUS DE ALCOY

AUTOR:	JORGE GARCIA PALAO	FECHA:	SEPTIEMBRE 2019
TÍTULO:	ELEVADOR DE BICICLETAS	Nº PLANO:	18
TÍTULO PLANO:	EJE DE SUJECCION DE LAS PATAS	ESCALA:	1:1

