



ANEXOS

Autor

Omar José Barakat Melián

Director/es

Javier Óscar Abad Blasco

José Manuel Auría Apilluelo

Escuela de Ingeniería y Arquitectura

2016

Anexo 1, Cálculos analíticos

1- Cálculo de las fuerzas de enlace, diagrama de sólido libre.....	5
1.1 Estado extendido.....	5
1.2 Estado replegado.....	12
2- Diagramas de esfuerzos	17
2.1- Diagrama de esfuerzos de la plataforma de trabajo.....	17
2.2- Diagrama de esfuerzos de las barras más solicitadas	19
3- Calculo de la sección de las barras.....	23
4- Dimensionamiento del cilindro hidráulico.....	25
4.1- Dimensionamiento del pistón a partir de la fuerza máxima del cilindro.....	26
4.2- Dimensionamiento vástago	26
4.3- Cálculos de la bomba hidráulica	27
4.4- Cálculo del espesor de la pared del cilindro hidráulico	27
5- Cálculo de pasadores	30
5.1- Pasadores de las uniones entre tijeras.	30
5.2- Pasadores cortos	36
5.3- Pasadores del cilindro hidráulico	37
5.4- Pasadores de los extremos de las tijeras	42
6- Cálculos de los dados	45
6.1- Dado fijo.....	45
6.2- Dado móvil	46
7- Cálculo de los pernos	46
8- Estudio de la situación más desfavorable de la cesta.....	48
9- Cálculo de los perfiles en "U" de alas paralelas	49
10- Cálculo de estabilidad de la máquina	51
10.1- Vista perfil	51
10.2- Vista frontal.....	55

Anexo 2, Estudio SolidWorks

1- Plataforma de trabajo	60
1.1-Propiedades de los materiales.....	60
1.2-Fuerzas aplicadas	61
1.3-Sujecciones	61

1.4-Resultados del estudio	62
1.5 comparación de los cálculos analíticos con SolidWorks	63
2-Pasadores situados en los extremos de la estructura	65
2-1 Pasador con dados de plástico.....	65
2.2-Pasador con dados de acero	70
3- Barra B	76
3.1- Propiedades de los materiales.....	77
3.2- Fuerzas aplicadas	77
3.3- Sujeciones	78
3.4- Resultados del estudio	78
3.5- Comparación de los cálculos analíticos con Solidworks	79
4- Pasador del punto b3	81
4.1- Propiedades del material	81
4.2- Fuerzas aplicadas	81
4.3- Sujeciones	82
4.4- Resultados del estudio	82
4.5- Comparación de los cálculos analíticos con Solidworks	83
4.6- Cojinetes de deslizamiento del pasador b3	85
5- Pasador del cilindro hidráulico.....	86
5.1- Propiedades del material	86
5.2- Fuerzas aplicadas	87
5.3- Sujeciones	87
5.4- Resultados del estudio	88
5.5- Comparación de los cálculos analíticos con SolidWorks.....	89
6- Cilindro Hidráulico.....	90
6.1- Vástago.....	91
6.2- Cuerpo del cilindro hidráulico.....	93
6.3- Émbolo	95
7- Cesta.....	97
7.1- Propiedades del material	98
7.2- Fuerzas aplicadas	98
7.3- Sujeciones	98
7.4- Resultados del estudio	99
7.5- Comparación entre cálculos analíticos y SolidWorks	100



Universidad
Zaragoza

Anexo 1

Cálculos analíticos

Autor

Omar José Barakat Melián

Director/es

Javier Óscar Abad Blasco

José Manuel Auría Apilluelo

Escuela de Ingeniería y Arquitectura

2016

1- Cálculo de las fuerzas de enlace, diagrama de sólido libre

1.1 Estado extendido

Proyectando las fuerzas que ejercen los operarios y el equipo sobre la plataforma de trabajo (en el plano de alzado) tenemos la figura 1.1.

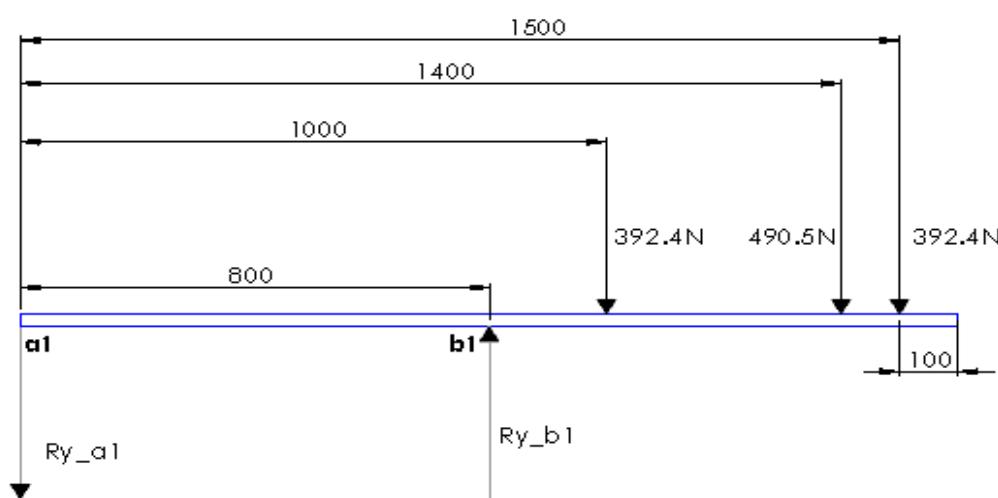


Figura 1.1 distribucion de fuerzas en plataforma de trabajo (alzado)

Los puntos "a1" y "b1" son los puntos de unión de la plataforma de trabajo a las tijeras. Se van a hallar las reacciones en estos dos puntos para luego trasladarlos a la estructura de tijeras.

- Fuerza que ejerce un operario:

$$F_{operarios} = 80 \times 9,81 = 784,8N$$

Este valor lo dividimos entre 2 para centrarnos en un lado de las tijeras ya que los cálculos son simétricos para la otra tijera.

$$F_{operario} = \frac{784,8}{2} = 392,4N$$

Esta fuerza se aplica a 10 cm. del borde de la plataforma según se indica en la figura 1.1

- Fuerza del equipo:

$$F_{equipo} = \frac{100 \times 9,81}{2} = 490,5N$$

- Área de la base de la cesta:

$$A = 1,6 \times 0,77 = 1,232m^2$$

El 25% de este área es donde se aplica la carga uniformemente repartida del equipo:

$$0,25 \times 1,12 = 0,308m^2$$

A continuación hallamos el lado que falta para tener la superficie acotada:

$$\frac{0,308m^2}{0,77m} = 0,4m$$

Así, el punto de aplicación de la carga del equipo se hace a 20 cm. del borde de la plataforma, es decir en la mitad de 0,4m.

1.1.1- Ecuaciones de equilibrio de la plataforma

$$\Sigma M_{a1} = 0$$

$$R_{yb1} * 800 - 392,4 * 1000 - 490,5 * 1400 - 392,4 * 1500 = 0$$

$$R_{yb1} \approx 2085N$$

$$R_{ya1} \approx 809N$$

Ahora se trasladan estas dos reacciones a la estructura de las tijera mostrado en la figura 1.2

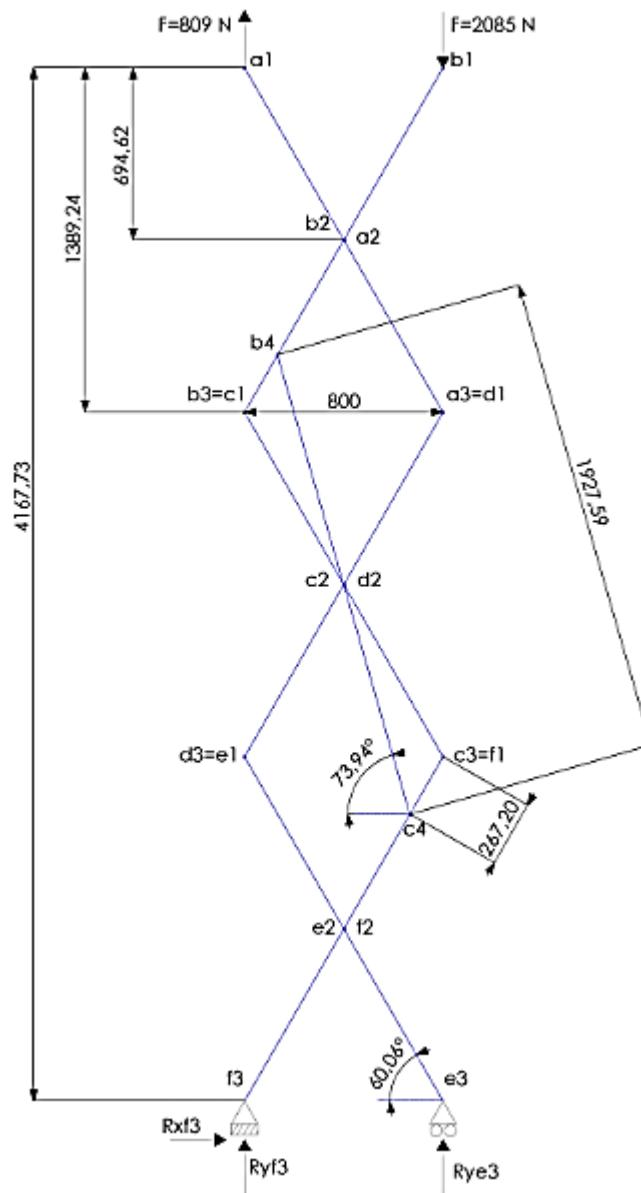


Figura 1.2 Equilibrio global de la estructura de tijeras

1.1.2- Ecuaciones de equilibrio de las barras

Equilibrio global

$$Ry_b1 = 2085 \text{ N}$$

$$Ry_a1 = 809 \text{ N}$$

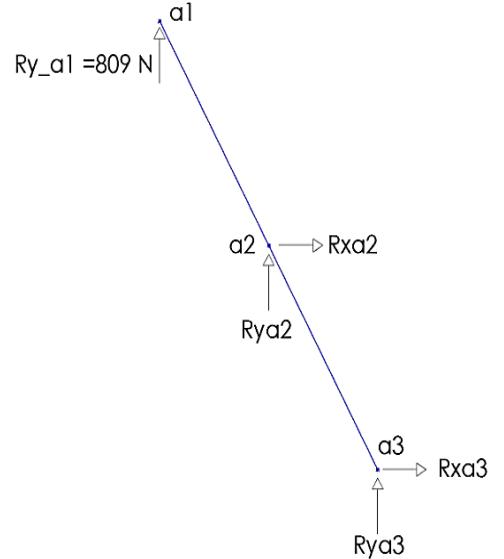
$$\{Mf3\} Ry_e3 * X_a1a3ext - (Ry_b1 * X_a1a3ext) = 0 ;$$

Barra A

$$\{X\} Rx_a2 + Rx_a3 = 0$$

$$\{Y\} Ry_a1 + Ry_a2 + Ry_a3 = 0$$

$$\{Ma3\} - (Rx_a2 * Y_a1a2) - (Ry_a2 * X_a1a2) - (Ry_a1 * X_a1a3ext) = 0$$

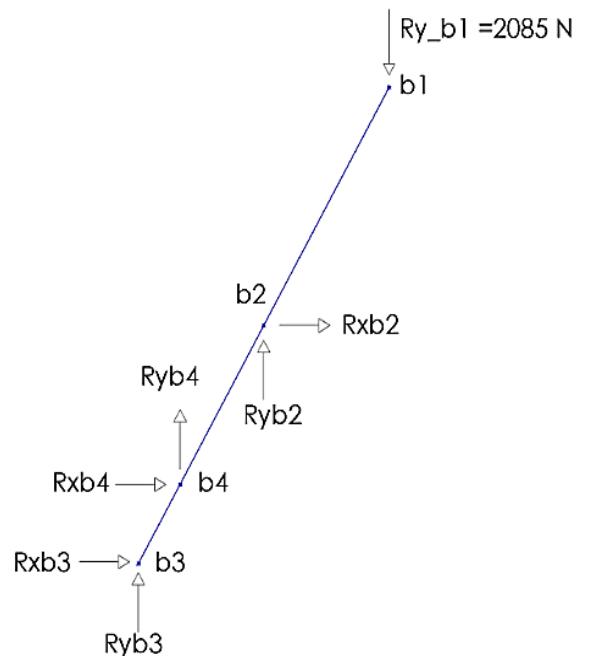


Barra B

$$\{X\} Rx_b2 + Rx_b4 + Rx_b3 = 0$$

$$\{Y\} - Ry_b1 + Ry_b2 + Ry_b4 + Ry_b3 = 0$$

$$\{Mb3\} - (Rx_b4 * Y_b3b4) + (Ry_b4 * X_b3b4) + (Ry_b2 * X_b3b2) - (Rx_b2 * Y_b3b2) - (Ry_b1 * X_b3b1) = 0$$

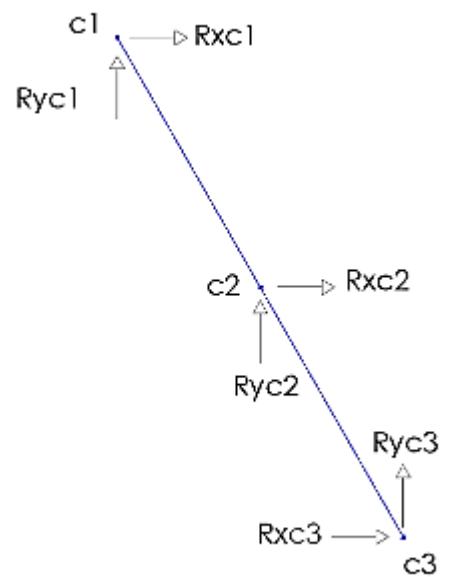


Barra C:

$$\{X\} Rx_c1 + Rx_c2 + Rx_c3 = 0$$

$$\{Y\} Ry_c1 + Ry_c2 + Ry_c3 = 0$$

$$\{Mc1\} (Rx_c2 * Y_c1c2) + (Ry_c2 * X_c1c2) + (Ry_c3 * X_c1c3) + (Rx_c3 * Y_c1c3) = 0$$

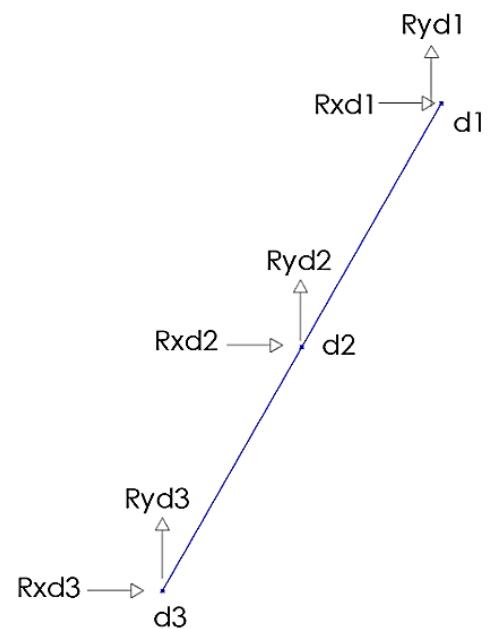


Barra D:

$$\{X\} Rx_d1 + Rx_d2 + Rx_d3 = 0$$

$$\{Y\} Ry_d1 + Ry_d2 + Ry_d3 = 0$$

$$\{Md1\} (Rx_d2 * Y_d1d2) - (Ry_d2 * X_d1d2) + (Rx_d3 * Y_d1d3) - (Ry_d3 * X_d1d3) = 0$$

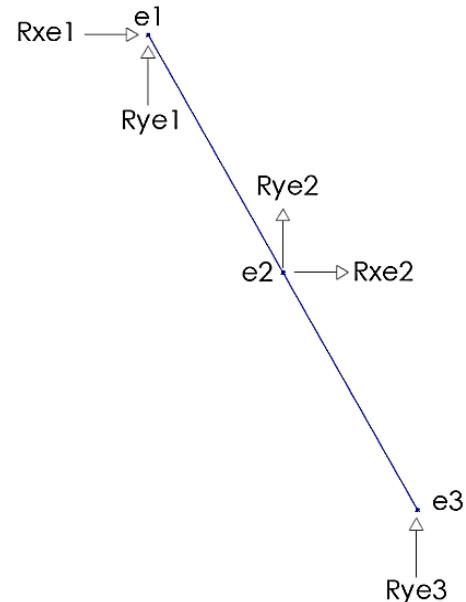


Barra E

$$\{X\} Rx_{e1} + Rx_{e2} = 0$$

$$\{Y\} Ry_{e1} + Ry_{e2} + Ry_{e3} = 0$$

$$\{Me1\} (Rx_{e2} * Y_{e1e2}) + (Ry_{e2} * X_{e1e2}) + (Ry_{e3} * X_{e1e3}) = 0$$

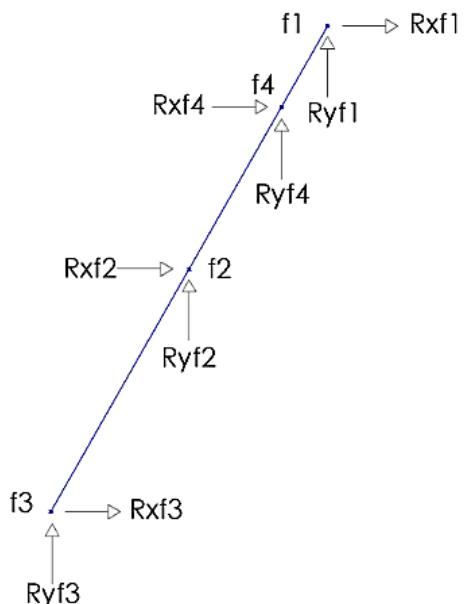


Barra F

$$\{X\} Rx_{f3} + Rx_{f2} + Rx_{f4} + Rx_{f1} = 0$$

$$\{Y\} Ry_{f3} + Ry_{f2} + Ry_{f4} + Ry_{f1} = 0$$

$$\{Mf3\} - (Rx_{f2} * Y_{f3f2}) + (Ry_{f2} * X_{f3f2}) - (Rx_{f4} * Y_{f3f4}) + (Ry_{f4} * X_{f3f4}) - (Rx_{f1} * Y_{f3f1}) + (Ry_{f1} * X_{f3f1}) = 0$$



Fuerzas de enlace iguales

Rx_b2 = - Rx_a2	Rx_c3 = - Rx_f1	Rx_e2 = - Rx_f2
Ry_b2 = - Ry_a2	Ry_c3 = - Ry_f1	Ry_e2 = - Ry_f2
Rx_c1 = - Rx_b3	Rx_d1 = - Rx_a3	Rx_f4 = - Rx_b4
Ry_c1 = - Ry_b3	Ry_d1 = - Ry_a3	Ry_f4 = - Ry_b4
Rx_c2 = - Rx_d2	Rx_d3 = - Rx_e1	
Ry_c2 = - Ry_d2	Ry_d3 = - Ry_e1	

Tabla 1.1

1.1.3- Resultado del programa EES:

Barra A	Barra B	Barra C
Rx_a2= 183,7 [N]	Rx_b2= -183,7 [N]	Rx_c1= -1286 [N]
Rx_a3= -183,7 [N]	Rx_b3= 1286 [N]	Rx_c2= 0 [N]
Ry_a1= 809 [N]	Rx_b4= -1102 [N]	Rx_c3= 1286 [N]
Ry_a2= -1937 [N]	Ry_b2= 1937 [N]	Ry_c1= 3680 [N]
Ry_a3= 1128 [N]	Ry_b3= -3680 [N]	Ry_c2= -2894 [N]
	Ry_b4= 3828 [N]	Ry_c3= -786 [N]

Barra D	Barra E	Barra F
Rx_d1= 183,7 [N]	Rx_e1= 183,7 [N]	Rx_f1= -1286 [N]
Rx_d2= 0 [N]	Rx_e2= -183,7 [N]	Rx_f2= 183,7 [N]
Rx_d3= -183,7 [N]	Ry_e1= 1766 [N]	Rx_f3= 0 [N]
Ry_d1= -1128 [N]	Ry_e2= -3851 [N]	Rx_f4= 1102 [N]
Ry_d2= 2894 [N]	Ry_e3= 2085 [N]	Ry_f1= 786 [N]
Ry_d3= -1766 [N]		Ry_f2= 3851 [N]
		Ry_f3= -809 [N]
		Ry_f4= -3828 [N]

Tabla 1.2

Datos a resaltar

Los puntos "b4" y "f4" son los puntos más desfavorables como se puede observar tanto en la tabla 1.2 como en la figura 1.3 de más abajo . Corresponden a los puntos de anclaje del cilindro hidráulico con la estructura de tijeras.

Fuerza y longitud del cilindro hidráulico en extensión

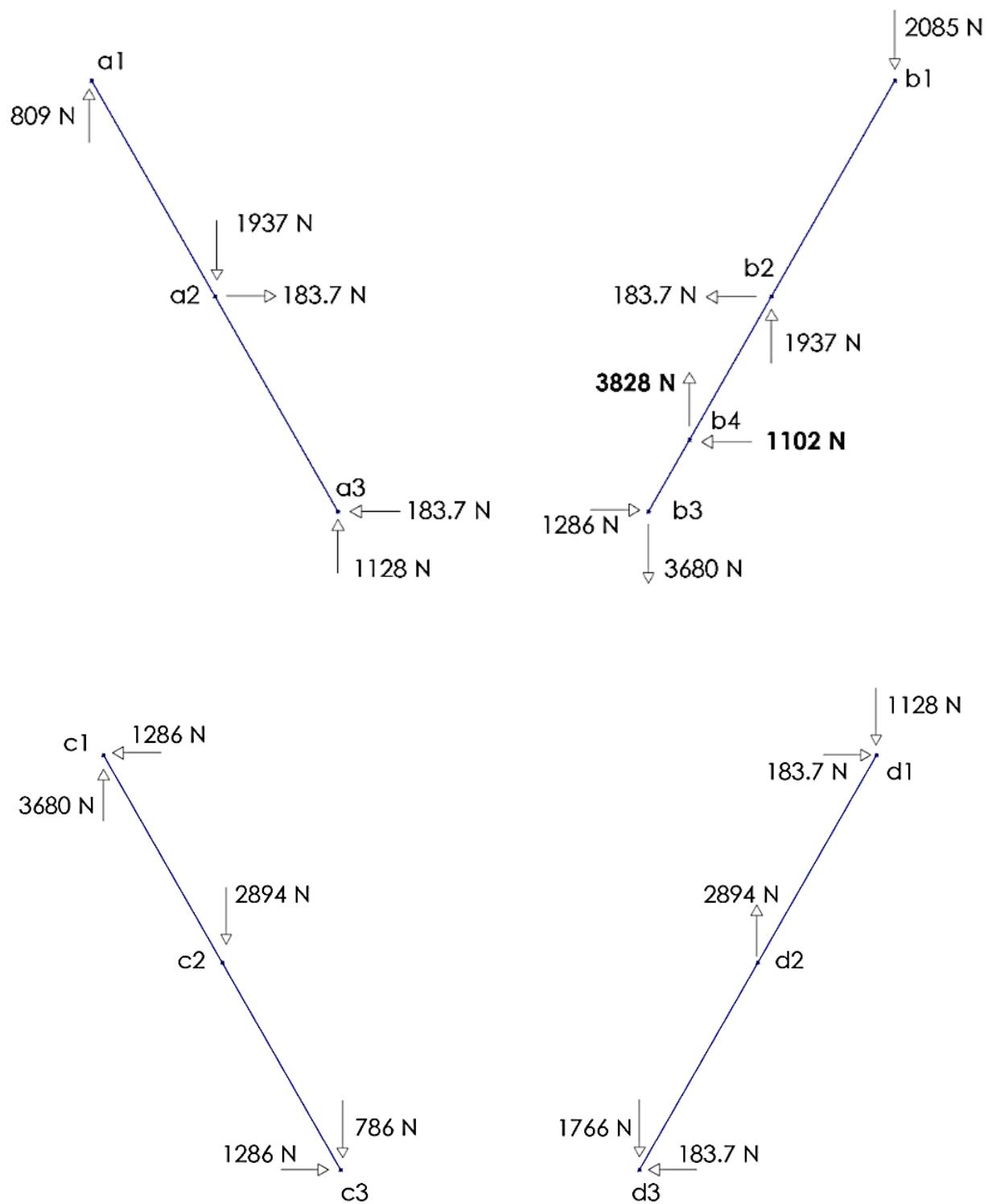
$$F_{x4} = 1102N$$

$$F_{y4} = 3828N$$

$$F_{b4,f4} = \sqrt{3828^2 + 1102^2} = 3983.5 N$$

$$L_{cil} = 1928mm$$

1.1.4- Diagrama de sólido libre en estado de extensión



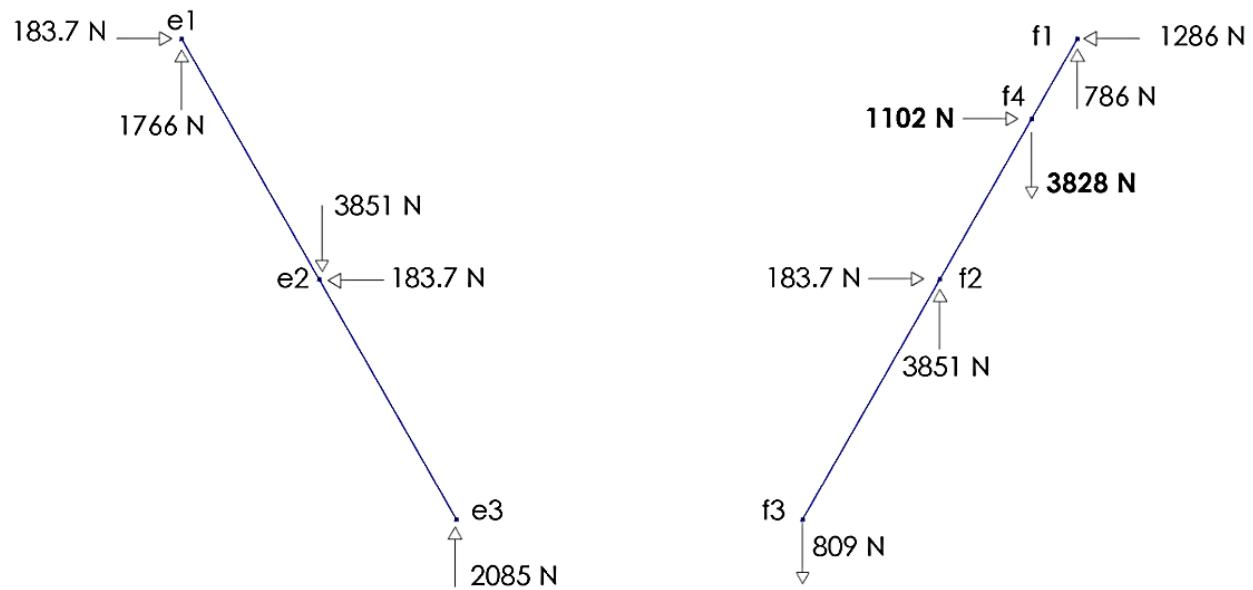


Figura 1.3. Diagrama de sólido libre en estado de extensión

1.2 Estado replegado

Consideramos el reparto de las fuerzas de los operarios y el del equipo sobre la plataforma de trabajo de la misma forma que en extensión (figura 1.4).

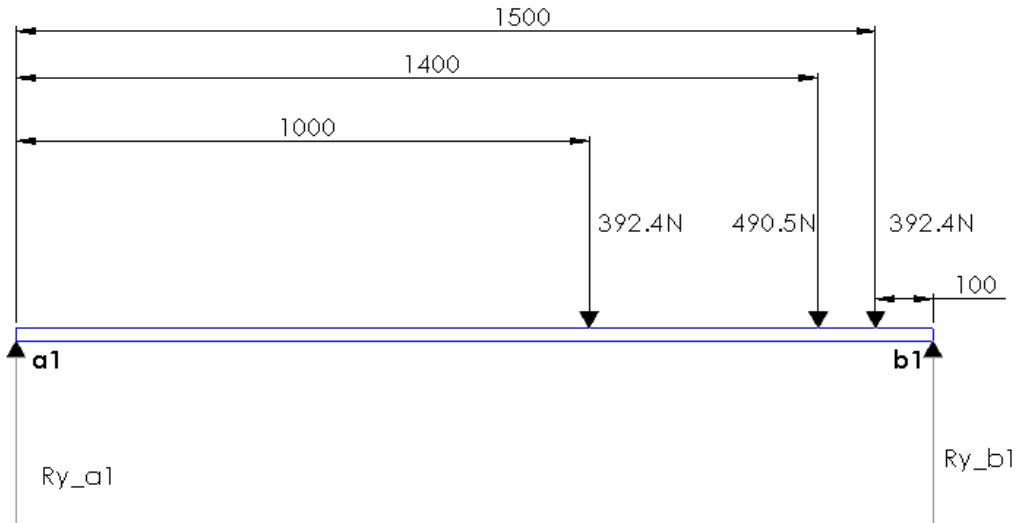


figura 1.4. Distribucion de fuerzas, estado replegado

1.2.1- Ecuaciones de equilibrio de la plataforma

$$\Sigma M_{a1} = 0$$

$$R_{yb1} * 1600 - 392,4 * 1000 - 490,5 * 1400 - 392,4 * 1500 = 0$$

$$R_{yb1} \approx 1042N$$

$$R_{ya1} \approx 233N$$

Trasladamos estas reacciones a las tijeras como se indica en la figura 1.5

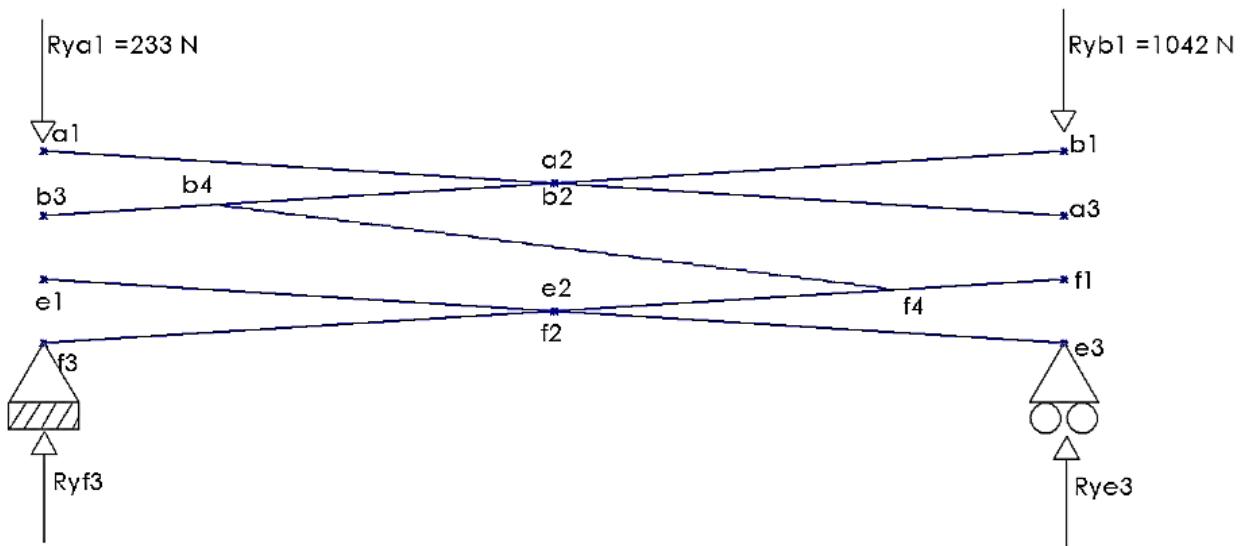


Figura 1.5 Equilibrio global en estado replegado

Las reacciones iniciales de cada barra se consideran igual que en el estado de extensión. Todas las reacciones Rx hacia la derecha y todos los Ry hacia arriba, excepto Ry_{a1} y Ry_{b1} que están indicados con sentido hacia abajo, como se indica en la figura 1.5.

1.2.2- Ecuaciones de equilibrio de las barras

Equilibrio global

$$Ry_{b1} = 1042 N$$

$$Ry_{a1} = 233 N$$

$$\{M_{f3}\} Ry_{e3} * X_{a1a3comp} - (Ry_{b1} * X_{a1a3comp}) = 0$$

Barra A

$$\{X\} Rx_{a2} + Rx_{a3} = 0$$

$$\{Y\} - Ry_{a1} + Ry_{a2} + Ry_{a3} = 0$$

$$\{Ma3\} - (Rx_{a2} * Y_{a1a2}) - (Ry_{a2} * X_{a1a2}) + (Ry_{a1} * X_{a1a3comp}) = 0$$

Barra B

$$\{X\} Rx_{b2} + Rx_{b4} + Rx_{b3} = 0$$

$$\{Y\} - Ry_{b1} + Ry_{b2} + Ry_{b4} + Ry_{b3} = 0$$

$$\{Mb3\} - (Rx_{b4} * Y_{b3b4}) + (Ry_{b4} * X_{b3b4}) + (Ry_{b2} * X_{b3b2}) - (Rx_{b2} * Y_{b3b2}) - (Ry_{b1} * X_{b3b1}) = 0$$

Barra C

$$\{X\} Rx_c1 + Rx_c2 + Rx_c3 = 0$$

$$\{Y\} Ry_c1 + Ry_c2 + Ry_c3 = 0$$

$$\{Mc1\} (Rx_c2 * Y_c1c2) + (Ry_c2 * X_c1c2) + (Ry_c3 * X_c1c3) + (Rx_c3 * Y_c1c3) = 0$$

Barra D

$$\{X\} Rx_d1 + Rx_d2 + Rx_d3 = 0$$

$$\{Y\} Ry_d1 + Ry_d2 + Ry_d3 = 0$$

$$\{Md1\} (Rx_d2 * Y_d1d2) - (Ry_d2 * X_d1d2) + (Rx_d3 * Y_d1d3) - (Ry_d3 * X_d1d3) = 0$$

Barra E

$$\{X\} Rx_e1 + Rx_e2 = 0$$

$$\{Y\} Ry_e1 + Ry_e2 + Ry_e3 = 0$$

$$\{Me1\} (Rx_e2 * Y_e1e2) + (Ry_e2 * X_e1e2) + (Ry_e3 * X_e1e3) = 0$$

Barra F

$$\{X\} Rx_f3 + Rx_f2 + Rx_f4 + Rx_f1 = 0$$

$$\{Y\} Ry_f3 + Ry_f2 + Ry_f4 + Ry_f1 = 0$$

$$\{Mf3\} - (Rx_f2 * Y_f3f2) + (Ry_f2 * X_f3f2) - (Rx_f4 * Y_f3f4) + (Ry_f4 * X_f3f4) - (Rx_f1 * Y_f3f1) + (Ry_f1 * X_f3f1) = 0$$

Reacciones iguales:

Rx_a2 = - Rx_b2	Rx_b4 = - Rx_f4	Rx_c2 = - Rx_d2	Rx_d3 = - Rx_e1
Ry_a2 = - Ry_b2	Ry_b4 = - Ry_f4	Ry_c2 = - Ry_d2	Ry_d3 = - Ry_e1
Rx_a3 = - Rx_d1	Rx_c1 = - Rx_b3	Rx_c3 = - Rx_f1	Rx_e2 = - Rx_f2
Ry_a3 = - Ry_d1	Ry_c1 = - Ry_b3	Ry_c3 = - Ry_f1	Ry_e2 = - Ry_f2

Tabla 1.3

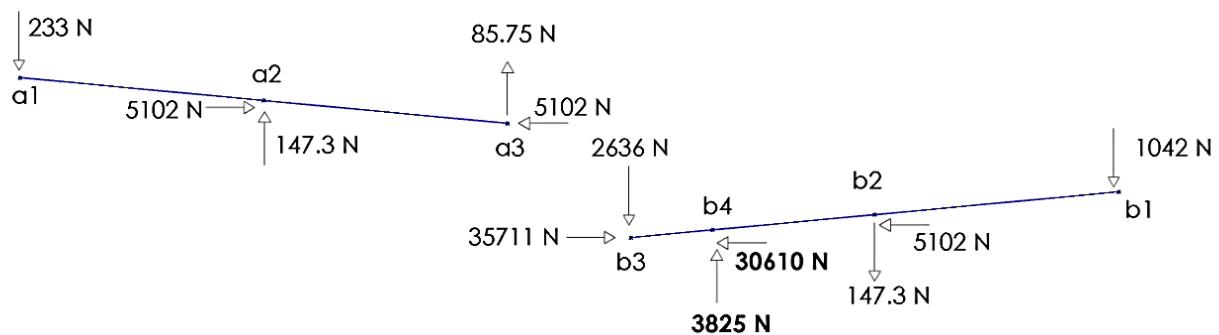
1.2.3- Resultado del programa EES

Barra A	Barra B	Barra C
$Rx_{a2} = 5102 \text{ N}$	$Rx_{b2} = -5102 \text{ N}$	$Rx_{c1} = -35711 \text{ N}$
$Rx_{a3} = -5102 \text{ N}$	$Rx_{b3} = 35711 \text{ N}$	$Rx_{c2} = 0 \text{ N}$
$Ry_{a1} = 233 \text{ N}$	$Rx_{b4} = -30610 \text{ N}$	$Rx_{c3} = 35711 \text{ N}$
$Ry_{a2} = 147,3 \text{ N}$	$Ry_{b1} = 1042 \text{ N}$	$Ry_{c1} = 2636 \text{ N}$
$Ry_{a3} = 85,75 \text{ N}$	$Ry_{b2} = -147,3 \text{ N}$	$Ry_{c2} = -809 \text{ N}$
	$Ry_{b3} = -2636 \text{ N}$	$Ry_{c3} = -1827 \text{ N}$
	$Ry_{b4} = 3825 \text{ N}$	

Barra D	Barra E	Barra F
$Rx_{d1} = 5102 \text{ N}$	$Rx_{e1} = 5102 \text{ N}$	$Rx_{f1} = -35711 \text{ N}$
$Rx_{d2} = 0 \text{ N}$	$Rx_{e2} = -5102 \text{ N}$	$Rx_{f2} = 5102 \text{ N}$
$Rx_{d3} = -5102 \text{ N}$	$Ry_{e1} = 723,2 \text{ N}$	$Rx_{f3} = 0 \text{ N}$
$Ry_{d1} = -85,75 \text{ N}$	$Ry_{e2} = -1765 \text{ N}$	$Rx_{f4} = 30610 \text{ N}$
$Ry_{d2} = 809 \text{ N}$	$Ry_{e3} = 1042 \text{ N}$	$Ry_{f1} = 1827 \text{ N}$
$Ry_{d3} = -723,2 \text{ N}$		$Ry_{f2} = 1765 \text{ N}$
		$Ry_{f3} = 233 \text{ N}$
		$Ry_{f4} = -3825 \text{ N}$

Tabla 1.4

1.2.4- Diagrama de sólido libre en estado replegado



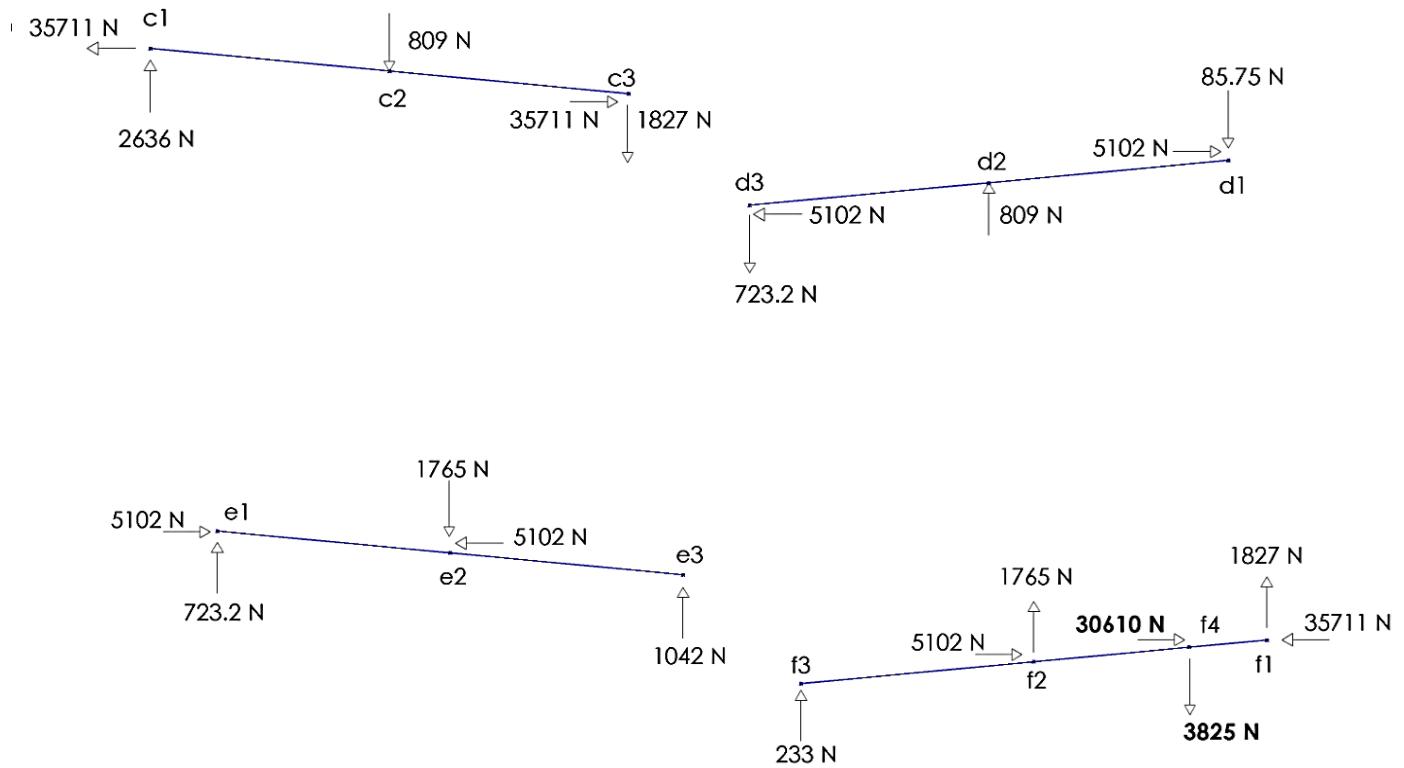


Figura 1.6 Diagrama de sólido libre, estado replegado

Datos a resaltar

Se observa que las barras más solicitadas son las barras "b" y "f" y el punto con las mayores fuerzas de enlace es el punto "c1=b3" de la barra "b":

$$F_{b3x} = 35711N$$

$$F_{b3y} = 2636N$$

$$F_{b3,c1} = \sqrt{(35711^2 + 2636^2)} = 35808,15N$$

Fuerza y longitud del cilindro hidráulico en estado comprimido

$$F_{b4x} = 30610N$$

$$F_{b4y} = 3825N$$

$$F_{b4,f4} = \sqrt{(30610^2 + 3825^2)} = 30848N$$

$$L_{cilindro} = 1075mm$$

2- Diagramas de esfuerzos

2.1- Diagrama de esfuerzos de la plataforma de trabajo

2.1.1- Estado de extensión

La plataforma es la barra que va de a1 a b1 en la figura 2.1

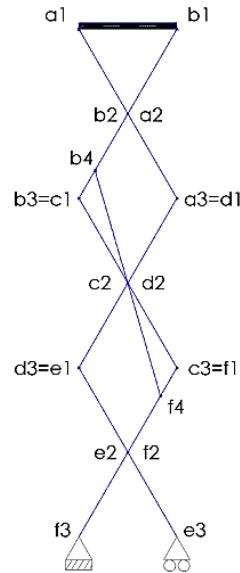
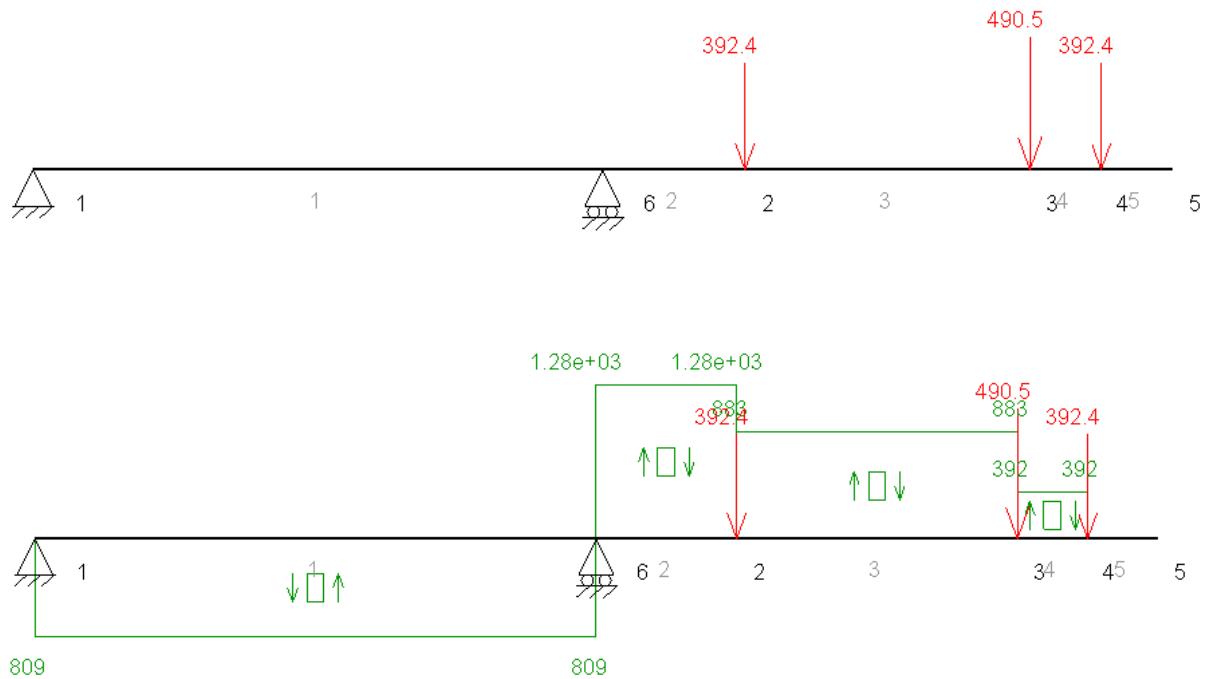


figura 2.1



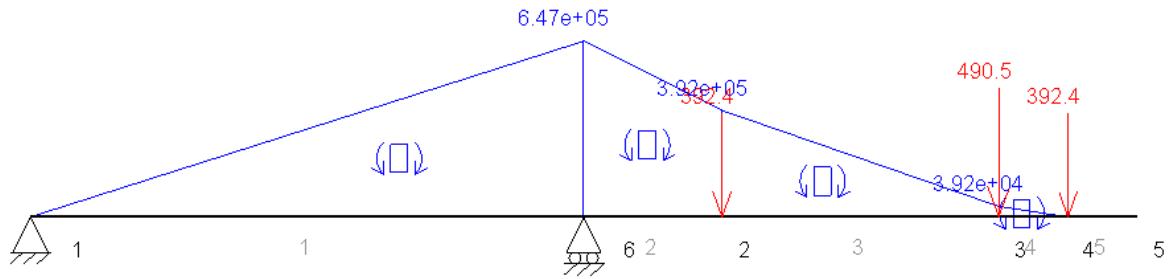


Figura 2.2

El punto más desfavorable es el punto 6 situado a 800 mm del punto 1 (figura 2.2).

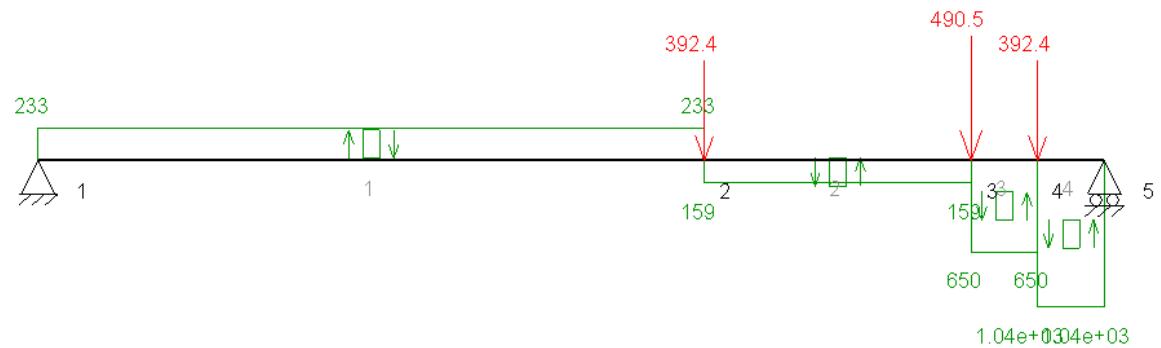
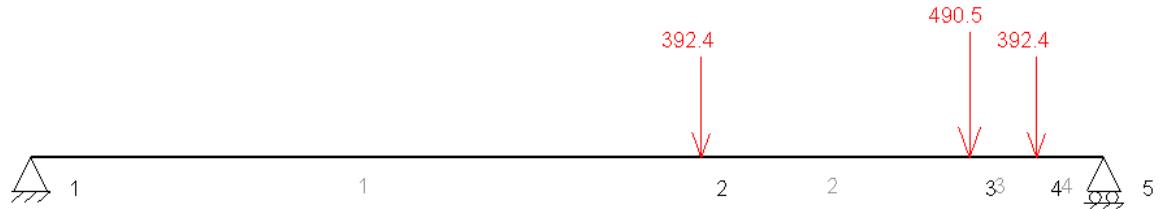
Resultados en MEF1 en este punto:

$$Axil = 0$$

$$Cortante = 1280 N$$

$$Moemento flector = 6.47 * 10^5 Nmm$$

2.1.2- Estado replegada



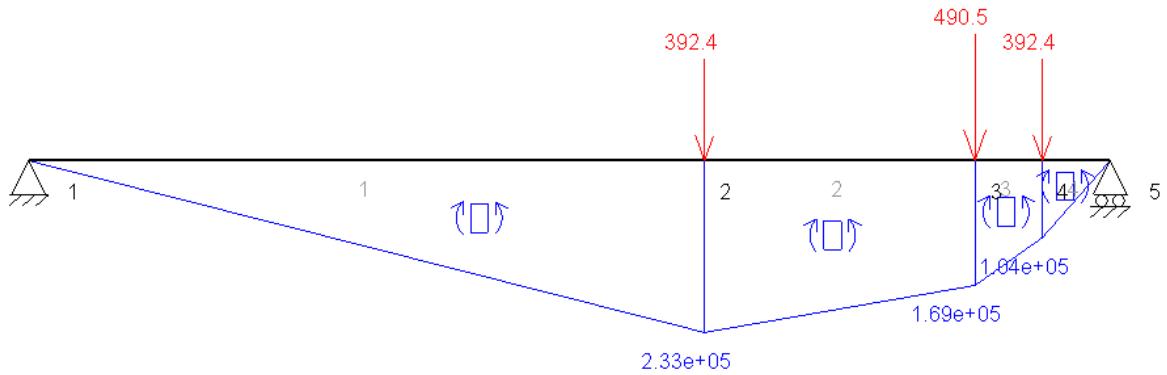


Figura 2.3

El punto más desfavorable es el punto 2 situado a 1000 mm del punto 1 (figura 2.3).

Resultados de MEFI en este punto:

$$Axil = 0$$

$$Cortante = 233 N$$

$$Moemento flector = 2.33 * 10^5 Nmm$$

2.2- Diagrama de esfuerzos de las barras más solicitadas

2.2.1- Estado de extensión

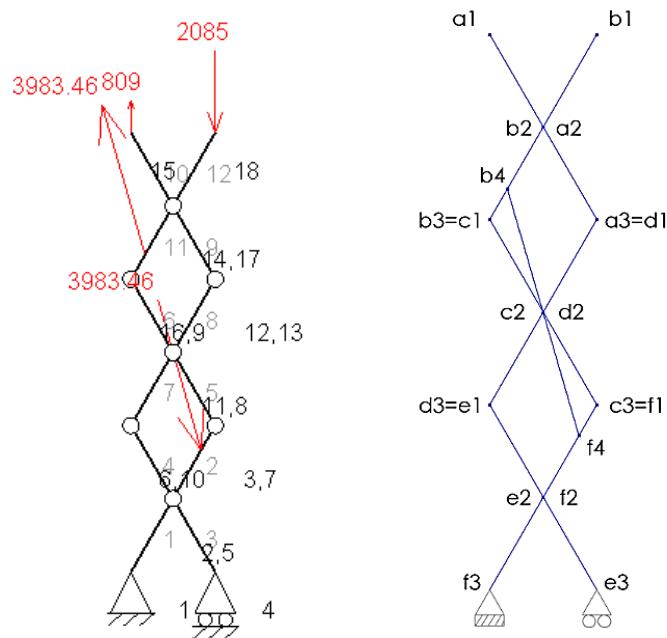


Figura 2.4

2.2.1.1- Diagrama de esfuerzos de la barra b

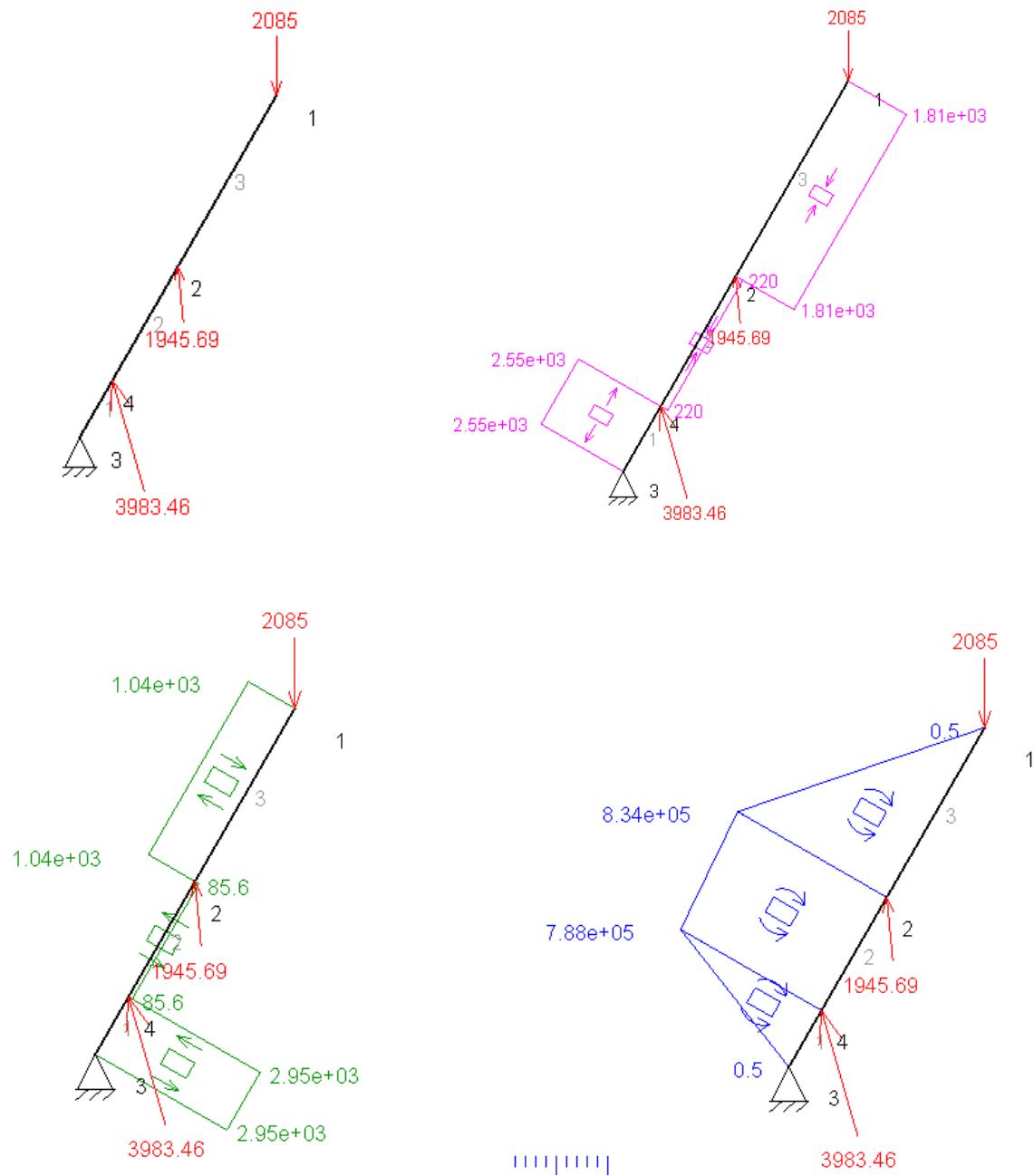


Figura 2.5

El punto más solicitado en la barra "b" es el punto "b2" (figura 2.5).

Resultados del programa MEF1 en "b2":

$$\text{Axil} = 1810 \text{ N}$$

$$\text{Cortante} = 1040 \text{ N}$$

$$\text{Momento flector} = 8.34 * 10^5 \text{ Nmm}$$

2.2.1.2- Diagrama de esfuerzos de la barra e

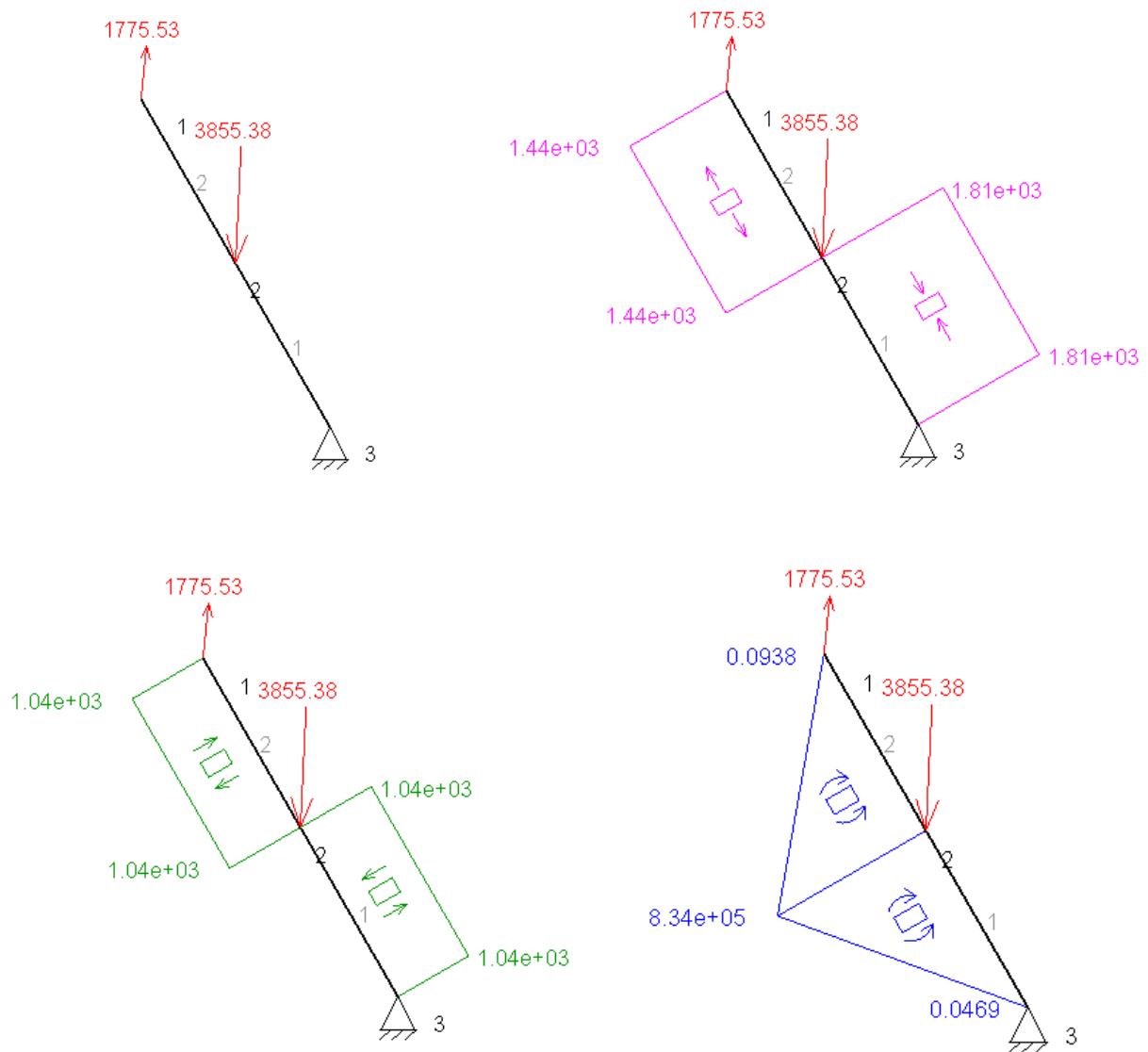


Figura 2.6

El punto más solicitado en la barra "e" es el punto "e2" (figura 2.6).

Resultados del programa MEF1 en "e2":

$$\text{Axil} = 1810 \text{ N}$$

$$\text{Cortante} = 1040 \text{ N}$$

$$\text{Momento flector} = 8.34 * 10^5 \text{ Nmm}$$

2.2.2- Estado replegado

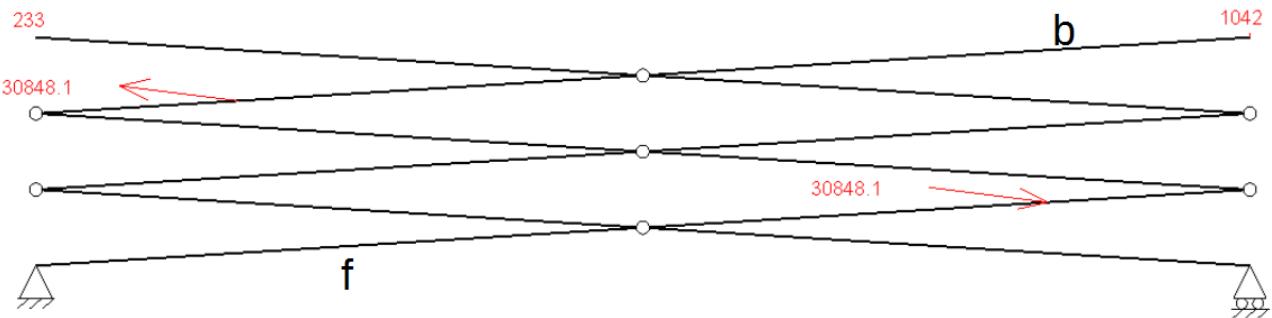
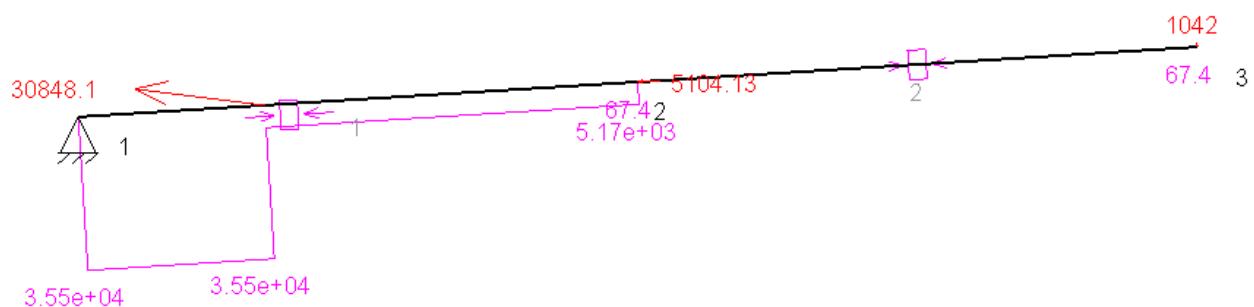


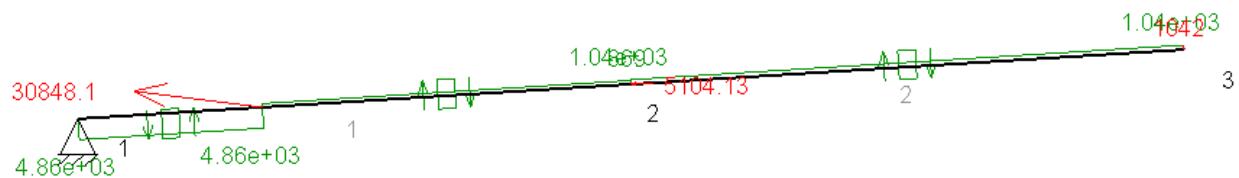
figura 2.7

2.2.2.1- Diagrama de esfuerzos de la barra B

Esfuerzos axiles



Esfuerzos cortantes



Momentos flectores

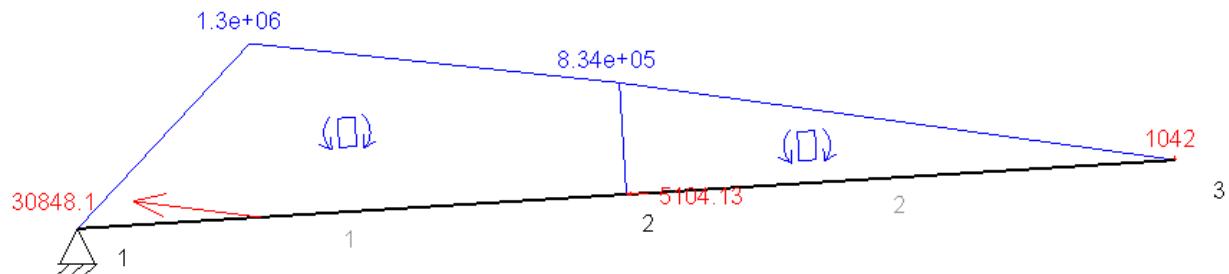


Figura 2.8

El punto más solicitado en la barra "b" es el punto "b4", el punto de unión del cilindro hidráulico con la barra.

Resultados del programa MEF1 en "b4":

$$\text{Axil max} = 35476 \text{ N}$$

$$\text{Cortante max} = 4858 \text{ N}$$

$$\text{Flector max} = 1,3 * 10^6 \text{ Nmm}$$

3- Calculo de la sección de las barras

Una vez determinadas el material de las barras y el coeficiente de seguridad, se calcula la sección con los esfuerzos máximos calculados en el apartado anterior.

Primero despreciamos el axil para acercarnos al perfil que buscamos.

$$\frac{M_z}{W_z} \leq \frac{\sigma_F}{C_s} = \frac{1,3 * 10^6}{W_z} \leq \frac{355}{3} \rightarrow W_z \geq 10,1 \text{ cm}^3$$

A continuación se busca en la tabla 3.1 una sección que tenga un módulo resistente mayor o igual al valor calculado.

Tabla 2.A2.3. Perfiles huecos rectangulares

Perfil	Dimensiones						Términos de sección								Peso	
	a mm	b mm	e mm	r mm	u mm	A cm ²	S _x cm ³	I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	S _y cm ³	I _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm	I _t cm ⁴	p kp/m
✗ 60. 40.2	60	40	2	5	191	3,70	3,70	18,1	6,03	2,21	2,80	9,69	4,85	1,62	20,7	2,91 P
✗ 60. 40.3	60	40	3	8	187	5,33	5,18	24,7	8,23	2,15	3,91	13,10	6,56	1,57	29,2	4,18 P
✗ 60. 40.4	60	40	4	10	183	6,81	6,42	29,7	9,91	2,09	4,84	15,70	7,86	1,52	36,1	5,35 P
✗ 70. 40.2	70	40	2	5	211	4,10	4,67	26,4	7,55	2,54	3,18	11,10	5,57	1,65	25,8	3,22 C
✗ 70. 40.3	70	40	3	8	207	5,93	6,59	36,4	10,40	2,48	4,47	15,20	7,59	1,60	36,4	4,66 C
✗ 70. 40.4	70	40	4	10	203	7,61	8,23	44,3	12,60	2,41	5,56	18,30	9,16	1,55	45,3	5,97 C
✗ 70. 50.2	70	50	2	5	231	4,50	5,35	31,1	8,87	2,63	4,26	18,50	7,42	2,03	37,5	3,53 C
✗ 70. 50.3	70	50	3	8	227	6,53	7,59	43,1	12,30	2,57	6,03	25,60	10,30	1,98	53,6	5,13 C
✗ 70. 50.4	70	50	4	10	223	8,41	9,55	53,0	15,10	2,51	7,57	31,40	12,50	1,93	67,6	6,60 C
✗ 80. 40.3	80	40	3	8	227	6,53	8,15	51,0	12,80	2,79	5,02	17,20	8,62	1,62	43,8	5,13 P
✗ 80. 40.4	80	40	4	10	223	8,41	10,20	62,6	15,60	2,73	6,28	20,90	10,50	1,58	54,7	6,60 P
✗ 80. 40.5	80	40	5	13	219	10,14	12,00	71,6	17,90	2,66	7,33	23,70	11,90	1,53	63,6	7,96 C
✗ 80. 60.3	80	60	3	8	267	7,73	10,50	68,8	17,20	2,98	8,60	44,20	14,70	2,39	88,5	6,07 P

Tabla 3.1

Se escoge el perfil **70 x 40 x 4** cuyas características son las siguientes:

$$\text{Módulo resistente: } W_z = 12,60 \text{ cm}^3$$

$$\text{Área: } A = 7,61 \text{ cm}^2$$

A continuación se calcula la tensión de trabajo añadiendo el axil, procurando que ese valor sea menor que la tensión de trabajo máximo:

$$\sigma_{xtrabajo} = \frac{M_z}{W_z} + \frac{N_x}{A} = \frac{1,3 * 10^6}{12,6 * 10^3} + \frac{35476}{761} = 149,8 \text{ MPa}$$

Este valor no es menor que la tensión de trabajo máximo :

$$\sigma_{max} = \frac{355}{3} = 118,33 \text{ MPa}$$

Así que se pasa al siguiente perfil.

Perfil 70 x 50 x 4

$$W_z = 15,1 \text{ cm}^3$$

$$A = 8,41 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{xtrabajo} = 128,3 \text{ MPa} > 118,3 \text{ MPa}$$

Por lo tanto este perfil no es válido y se selecciona el siguiente perfil

Perfil 80 x 40 x 5

$$W_z = 17,9 \text{ cm}^3$$

$$A = 10,14 \text{ cm}^2$$

$$\sigma_{xtrabajo} = 107,6 \text{ MPa} < \frac{355}{3} = 118,33 \text{ MPa}$$

4- Dimensionamiento del cilindro hidráulico.

Para empezar a diseñar se necesita la fuerza máxima que realiza el cilindro. Esto sucede cuando estamos en la posición replegada de la estructura.

La fuerza máxima del cilindro en una de las tijeras, es decir, las de un lado, es de:

$$F_{maxCil} = \sqrt{(30610^2 + 3825^2)} = 30848 \text{ N}$$

La fuerza total del cilindro es por lo tanto:

$$F_{maxCil} = 30848 \times 2 = 61696 \text{ N}$$

La carrera del cilindro se obtiene restando las longitudes del cilindro calculados anteriormente en los dos estados.

$$L_{carrera} = L_{cilExt} - L_{cilComp} = 1933 - 1075 = 858 \text{ mm}$$

Del catálogo de la máquina Genie GS-1530 se utiliza el dato de la presión y caudal de la bomba (figura 4.1) para proceder al dimensionamiento del cilindro hidráulico.

Lift pump	
Type: gear	
Displacement per revolution	.244 cu in 4 cc
Displacement	4 gallons per minute 15 liters per minute (2500 psi/172 bar)
Hydraulic tank return line filter	10 micron with 25 psi (1.7 bar) bypass

Figura 4.1

$$P_{bomba} = 172 \text{ bares}$$

$$Q_{bomba} = 15 \frac{l}{min}$$

4.1- Dimensionamiento del pistón a partir de la fuerza máxima del cilindro

Igualamos la fuerza máxima del cilindro a la fuerza de avance del cilindro y hallamos el diámetro del pistón.

$$F_{maxCil} = F_{av} = 61696N$$

$$F_{av} = \frac{P(bares) * Area_p(mm^2)}{9,81(bares/Mpa)} \rightarrow D = \sqrt{\frac{61696 * 9,81 * 4}{172 * \pi}} \rightarrow D_{pist} = 66,93mm$$

A continuación se selecciona un diámetro normalizado de la tabla 4.1.

Ø Pistón (mm)	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200
Ø Vástago (mm)	14	18	22	28	36	45	56	70	90	110

tabla 4.1

Se escoje un diámetro normalizado de 80 mm.

$$D_{pist} = 80mm$$

$$A_{pist} = 5027mm^2$$

Se re-cálcula la nueva presión necesaria para el funcionamiento del cilindro hidráulico y se comprueba que la bomba pueda hacer frente a la nueva presión:

$$F_{av} = \frac{P(bares) * Area_p(mm^2)}{9,81(bares/MPa)} \rightarrow P_{avance} = 120,4 bares$$

$$P_{avance} = 120,4 bares < 172 bares = P_{bomba}$$

4.2- Dimensionamiento vástagos

Una vez hallada el diámetro del vástagos como se explicó en la memoria (apartado 5.2):

$$L_{pandeo} y F_{maxCil} \rightarrow D_{vas} = 56mm$$

Se calcula la presión de retroceso que experimentará el cilindro hidráulico.

$$D_{embolo} = 80mm$$

$$D_{vástago} = 56mm$$

$$Área_{retroceso} = \frac{(80^2 - 56^2) * \pi}{4} = 2563,53mm^2$$

Dado que se va a diseñar el cilindro de forma que vuelva a su posición inicial con el propio peso de la plataforma y las cargas que se encuentran en ella, se halla la presión de retroceso con la fuerza máxima en el punto "b4", que es el punto de anclaje del vástagos con las tijeras.

$$P_{retroceso} = \frac{F_{maxb4}}{Área_{retroceso}} = \frac{61696}{2563,53} = 24MPa = 240 bares$$

Es esta presión la que se utilizará en el cálculo del espesor de la pared del cilindro ya que es más alto que la presión de avance.

4.3- Cálculos de la bomba hidráulica

Tipo PGP 502	0008	0012	0016	0021	0025	0033	0036	0043	0048	0058	0062	0079	
Cilindrada (cm ³ /rev)	0.8	1.2	1.5	2.1	2.5	3.3	3.6	4.3	4.8	5.8	6.2	7.9	
Presión máx. continuo (bar)	275	275	275	275	275	275	250	210	160	160	150	120	
Velocidad máx. de trabajo (rpm)	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	3500	3000	3000	3000	2500	
Peso (kg)	1.1	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6	

tabla 4.2

Se selecciona la bomba PGP 502-0058 de la tabla 4.2 cuyas características son:

$$P_{max} = 160 \text{ bares}$$

$$n = 3000 \text{ rpm}$$

$$\text{cilindrada} = 5.8 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

$$Q_{bomba} = 0,0058 \frac{l}{\text{rev}} \times 3000 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = 17,4 \frac{l}{\text{min}}$$

Ahora que se tiene el caudal de la bomba, se puede calcular el tiempo de extensión de la máquina y la potencia de la bomba.

Tiempo de extensión de la máquina

$$t_{ext} = \frac{V_{avance}}{Q_{bomba}} = \frac{A_{pist} * carrera}{Q_{bomba}} = \frac{5027 \text{ mm}^2 * 858 \text{ mm}}{17,4 * 10^6 \text{ mm}^3/\text{min}} = 0,247 \text{ min} \approx 15 \text{ s}$$

Potencia de la bomba

Suponiendo que el rendimiento total de la bomba se encuentra dentro del intervalo (0,8-0,95), la potencia de la bomba será de aproximadamente:

$$N = \frac{P * Q}{\eta * 612} = \frac{160 * 17,4}{0,9 * 612} = 5 \text{ KW}$$

4.4- Cálculo del espesor de la pared del cilindro hidráulico

Se aplicarán 2 teorías para hallar el espesor:

- Teoría de pared delgada
- Teoría de pared gruesa

Tenemos 3 tensiones actuando en la pared del cilindro siendo estas:

- σ_z : tensión axial
- σ_r : tensión radial
- σ_θ : tensión tangencial

4.4.1- Cilindro de pared delgada

La condición que debe cumplir el cilindro con esta teoría es que el espesor "e" sea:

$$e < \frac{D_{pist}}{40}$$

$$\sigma_1 = \sigma_\theta; \sigma_2 = \sigma_z; \sigma_3 = \sigma_r = 0$$

En esta teoría se supone que la tensión radial es igual a 0.

Tensión tangencial :

$$\sigma_\theta = \frac{P * D_{pist}}{2 * e} = \frac{24 \text{ MPa} * 80 \text{ mm}}{2 * e}$$

Tensión axial:

$$\sigma_z = \frac{P * D_{pist}}{4 * e}$$

El material de la pared del cilindro será de tubo laminado en caliente con la cara interior lapeado, sin soldadura, de acero de precisión, calidad E 355. Por lo tanto su tensión de fluencia es 355 MPa

$$\tau_{trac} = \frac{\sigma_f}{2} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{24 \text{ MPa} * 80 \text{ mm}}{2 * 2 * e}$$

$$C_s = 3$$

$$C_s = \frac{\tau_{trac}}{\tau_{max}}$$

$$e = \frac{3 * 24 \text{ MPa} * 80 \text{ mm}}{177,5 \text{ MPa} * 4} = 8,1 \text{ mm}$$

$$\frac{D_{pist}}{40} = \frac{80}{40} = 2 \text{ mm}$$

$$e > \frac{D_{pist}}{40}$$

No se cumple, por lo tanto pasamos a estudiar el modelo de pared gruesa.

4.4.2- Cilindro de pared gruesa

La condición que debe cumplir el cilindro con esta teoría es que el espesor "e" sea:

$$e \geq \frac{D_{pist}}{40}$$

Para el caso particular en que la presión exterior (atmosférica) es despreciable frente a la presión interior, se utilizan unas ecuaciones simplificadas de la teoría de pared gruesa quedando las ecuaciones de la siguiente manera:

Distribución de tensiones tangenciales:

$$\sigma_\theta = \frac{p_i * r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} * (1 + \frac{r_0^2}{r^2})$$

Distribución de tensiones radiales:

$$\sigma_r = \frac{p_i * r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} * (1 - \frac{r_0^2}{r^2})$$

Radio interno:

$$r_i = \frac{D_{pist}}{2} = 40mm$$

Radio externo:

$$r_0 = r_i + e$$

$$r = r_i$$

$$\sigma_\theta = \sigma_1 = \frac{p_i * (r_i^2 + r_0^2)}{r_0^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_r = \sigma_3 = -p_i$$

Por la teoría de cortante máxima:

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{1}{2} * \left(\frac{p_i * (r_i^2 + r_0^2)}{r_0^2 - r_i^2} + p_i \right) = \frac{1}{2} * \left(\frac{p_i * (r_i^2 + r_0^2) + p_i * (r_0^2 - r_i^2)}{r_0^2 - r_i^2} \right) \\ &= \frac{1}{2} * \left(\frac{p_i * 2 * r_0^2}{r_0^2 - r_i^2} \right) = \frac{p_i * r_0^2}{r_0^2 - r_i^2} \end{aligned}$$

$$C_s = \frac{\tau_{trac}}{\tau_{max}}$$

$$C_s = 3$$

$$\tau_{trac} = \frac{\sigma_f}{2} = \frac{355}{2} = 177,5MPa$$

$$p_i = 24 MPa$$

$$\frac{p_i * r_0^2}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{\tau_{trac}}{C_s} \rightarrow (r_0^2 - r_i^2) * \tau_{trac} = p_i * r_0^2 * C_s$$

$$r_0 = \sqrt{\frac{r_i^2 * \tau_{trac}}{\tau_{trac} - p_i * C_s}} = 51,8mm$$

Por lo tanto el radio externo del cuerpo del cilindro resulta:

$$r_0 = r_i + e \rightarrow e = 11,8mm$$

5- Cálculo de pasadores

5.1- Pasadores de las uniones entre tijeras.

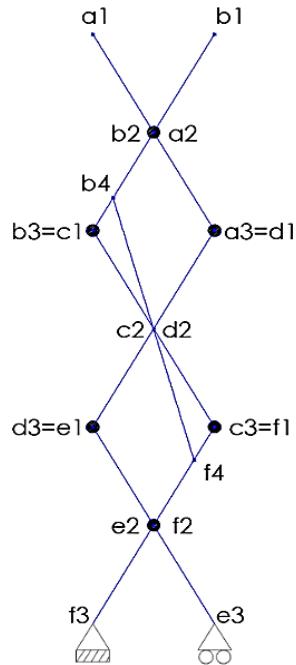


Figura 5.1

Para empezar a dimensionar los pasadores se localiza el más solicitado de las seis, que se encuentra en el punto $b_3=c_1$ como se demostró en el apartado 1.2.4

$$F_{xb3} = 35711N$$

$$F_{Yb3} = 2636N$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \approx 35808N$$

5.1.1- Cálculo de la sección del pasador por cortante directo

Tensión cortante directo:

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

Criterio de Tresca:

$$C_{sF} = \frac{\tau_{Fp\,asador}}{\tau_{trabajo\,MAX}} = 3$$

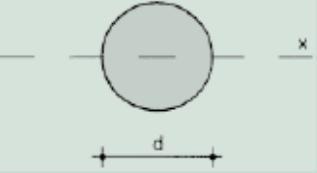
Tensión cortante de trabajo máximo:

$$\tau_{trabajo MAX} = \frac{\tau_{Fpasador}}{3} = \frac{410}{2 * 3} = 68,333 Mpa$$

Área:

$$A = \frac{F}{\tau_{trabaoMAX}} = \frac{35808}{68,33} = 524mm^2$$

Con esta área vamos al prontuario de perfiles (tabla 5.1) y seleccionamos un perfil con un valor de área mayor al valor antes calculado.

	$A = \text{Área de la sección}$ $I_z = \text{Momento de inercia de la sección}$ $W_z = 2I_z : d$: Módulo resistente de la sección $i_z = \sqrt{I_z : A}$: Radio de giro de la sección $u = \text{Perímetro de la sección}$ $p = \text{Peso por m}$
-----------------------------------------------------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Producto	Dimensiones		Términos de sección				Peso	
	d mm	u mm	A cm ²	I _z cm ⁴	W _z cm ³	i _z cm	p kp/m	
Ø 6	6	18,8	0,283	0,006	0,021	0,150	0,222	P
Ø 7	7	22,0	0,385	0,012	0,034	0,175	0,302	C
Ø 8	8	25,1	0,503	0,020	0,050	0,200	0,395	P
Ø 10	10	31,4	0,785	0,049	0,098	0,250	0,617	P
Ø 12	12	37,7	1,130	0,102	0,170	0,300	0,888	P
Ø 14	14	44,0	1,540	0,189	0,269	0,350	1,210	P
Ø 16	16	50,3	2,010	0,322	0,402	0,400	1,580	P
Ø 18	18	56,5	2,550	0,515	0,573	0,450	2,000	C
Ø 20	20	62,8	3,140	0,785	0,785	0,500	2,470	P
Ø 22	22	69,1	3,80	1,15	1,05	0,550	2,98	C
Ø 25	25	78,5	4,91	1,92	1,53	0,625	3,85	P
Ø 28	28	88,0	6,16	3,02	2,16	0,700	4,83	C

Tabla 5.1 Prontuario de perfiles de sección circular maciza

Sección escogido:

$$\text{Diametro} = 28\text{mm}$$

$$A = 6,16\text{cm}^2$$

$$W_z = 2,16\text{cm}^3$$

5.1.2- Cálculo por Aplastamiento

$$\sigma_{\text{Pasador}} = \frac{F}{d * e}$$

$$d_{\text{pasador}} = 28\text{mm}$$

$$e = 60\text{ mm (figura 5.2)}$$

la tensión máxima que se puede soportar al aplastamiento es:

$$\sigma_{\text{trabMAX}} = \frac{\sigma_f}{3} = \frac{355}{3} = 118,33\text{Mpa}$$

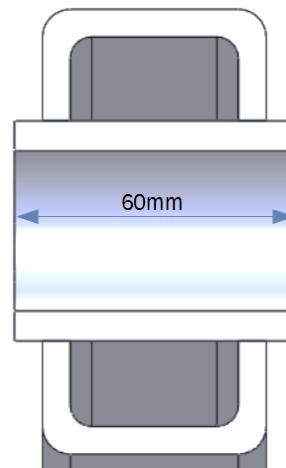


Figura 5.2

$$\sigma_{aplas} = \frac{35808}{28 * 60} = 21,3 MPa < 118,33 MPa$$

Por lo tanto resiste el esfuerzo con un amplio margen de seguridad.

5.1.3- Cálculo a flexión

Fuerzas puntuales

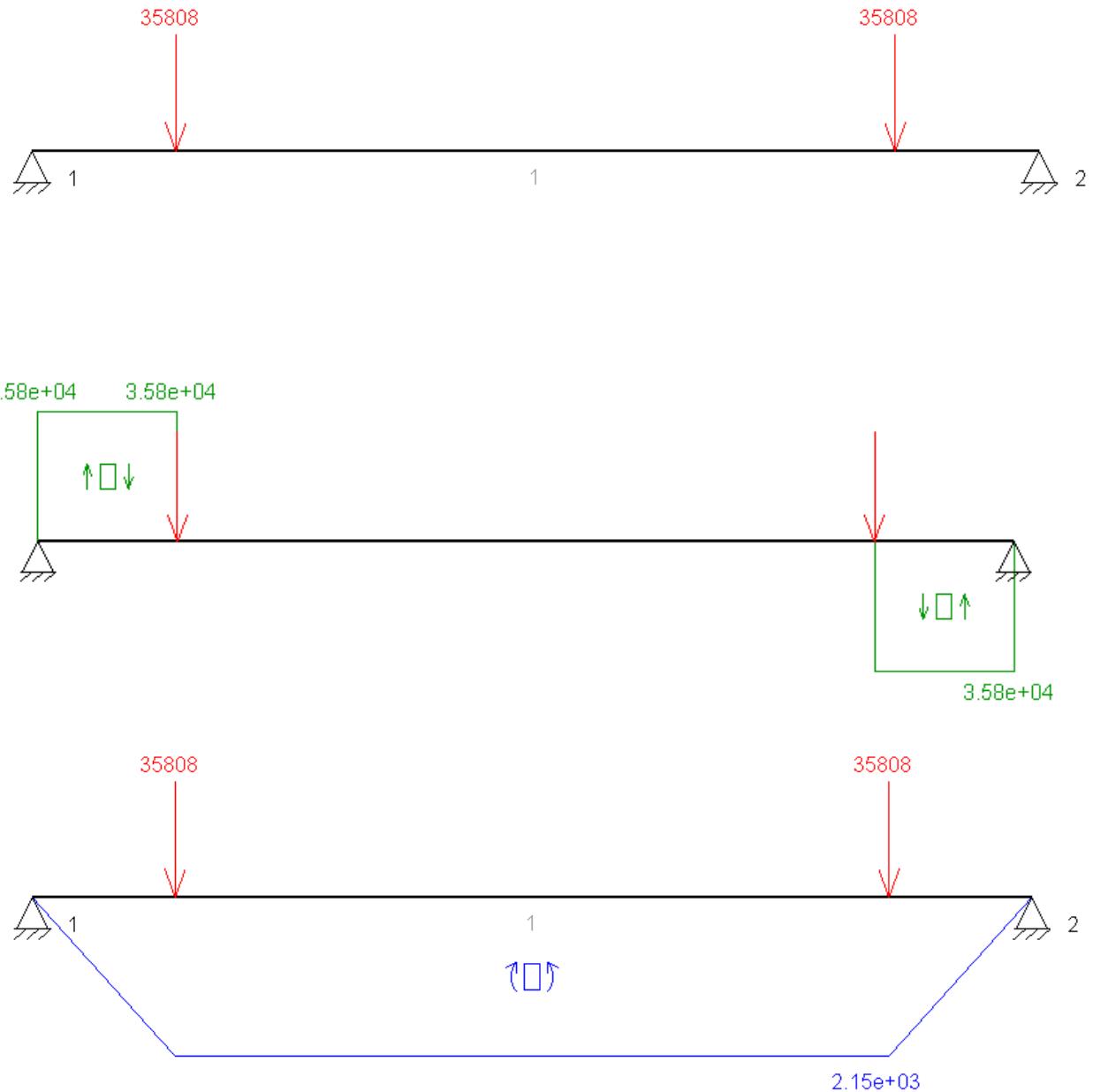


Figura 5.3 diagrama de esfuerzos del pasador

El momento flector máximo es:

$$M_z = 2,15 * 10^3 Nm = 2,15 * 10^6 Nmm$$

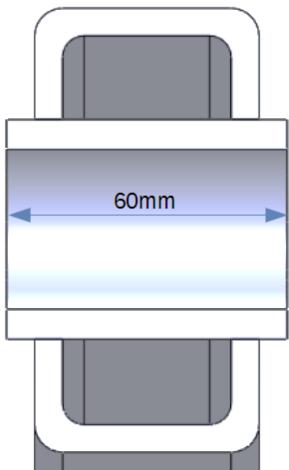
$$\sigma_{X_{Mz}} = \sigma_{X_{trabajo}} = \frac{M_z}{W_z} = \frac{2,15 * 10^6}{2,16 * 10^3} = 995,4 MPa$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{trabajo}} = \frac{410}{995,4} = 0,4$$

El coeficiente de seguridad es < 1 por lo tanto fallaría el pasador.

Fuerzas uniformes

Como los tubos cortos soldados a las barras son de 60 mm de largo (figura 5.4), se considera que la fuerza que trasmite la barra al pasador es mediante una fuerza uniforme de esa longitud.



$$\frac{F_{PUN}}{0,06} = \frac{35808}{0,06} = F_{UNI} = 596800 N/m$$

Figura 5.4



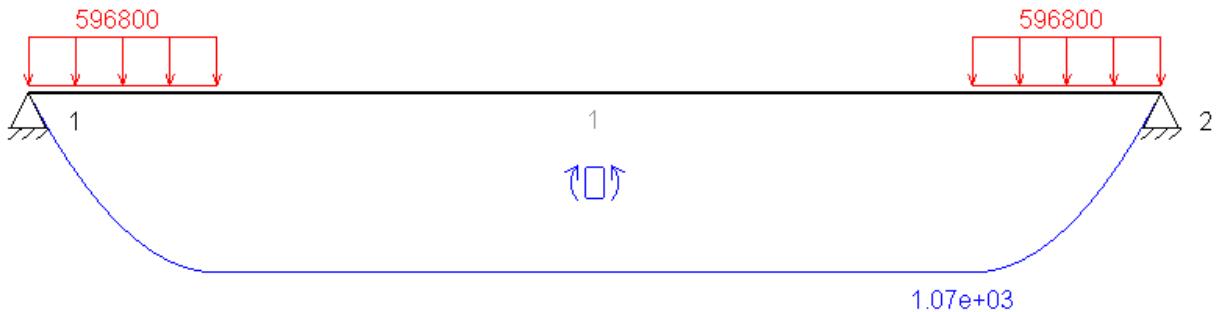


figura 5.5

Como se observa, el valor del momento flector utilizando fuerzas uniformes es la mitad que aplicando fuerzas puntuales.

$$M_z = 1,07 * 10^3 \text{ Nm} = 1,07 * 10^6 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{Mz} = \sigma_{trabajo} = \frac{1,07 * 10^6}{2,16 * 10^3} = 495,4 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{trabajo}} = \frac{410}{495,4} = 0,83 < 1$$

El coeficiente de seguridad resulta más alto que considerando fuerzas puntuales pero no es suficiente, por lo tanto fallaría el pasador.

En este caso se considera aumentar la sección.

$$\sigma_{trabajo MAX} = \frac{\sigma_f}{3} = \frac{410}{3} = 136,66 \text{ MPa}$$

$$W_z = \frac{M_z}{\sigma_{trabajo MAX}} = \frac{1,07 * 10^6}{136,66} = 7829,65 \text{ mm}^3 = 7,83 \text{ cm}^3$$

Se elige la nueva sección buscando en la tabla 5.2 un momento resistente mayor o igual que $W_z = 7,83\text{cm}^3$

Producto	Dimensiones		Términos de sección				Peso	
	d mm	u mm	A cm^2	I_z cm^4	W_z cm^3	i_z cm	P kp/m	P
Ø 6	6	18,8	0,283	0,006	0,021	0,150	0,222	P
Ø 7	7	22,0	0,385	0,012	0,034	0,175	0,302	C
Ø 8	8	25,1	0,503	0,020	0,050	0,200	0,395	P
Ø 10	10	31,4	0,785	0,049	0,098	0,250	0,617	P
Ø 12	12	37,7	1,130	0,102	0,170	0,300	0,888	P
Ø 14	14	44,0	1,540	0,189	0,269	0,350	1,210	P
Ø 16	16	50,3	2,010	0,322	0,402	0,400	1,580	P
Ø 18	18	56,5	2,550	0,515	0,573	0,450	2,000	C
Ø 20	20	62,8	3,140	0,785	0,785	0,500	2,470	P
Ø 22	22	69,1	3,80	1,15	1,05	0,550	2,98	C
Ø 25	25	78,5	4,91	1,92	1,53	0,625	3,85	P
Ø 28	28	88,0	6,16	3,02	2,16	0,700	4,83	C
Ø 30	30	94,2	7,07	3,98	2,65	0,750	5,55	C
Ø 32	32	101,0	8,04	5,15	3,22	0,800	6,31	P
Ø 36	36	113,0	10,20	8,24	4,58	0,900	7,99	C
Ø 40	40	126,0	12,60	12,60	6,28	1,000	9,86	P
Ø 45	45	141,0	15,90	20,20	8,95	1,120	12,50	P

Tabla 5.2 perfiles sección circular maciza

La nueva sección elegida es :

$$\text{Diametro} = 45\text{mm}$$

$$A = 15,9\text{cm}^2$$

$$W_z = 8,95\text{cm}^3$$

Re-calcularmos la nueva tensión de trabajo con la nueva sección:

$$\sigma_{Mz} = \sigma_{trabajo} = \frac{1,07 * 10^6}{8,95 * 10^3} = 119,5\text{Mpa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{trabajo}} = \frac{410}{119,5} = 3,4$$

El coeficiente de seguridad es superior a 3 por lo tanto esta sección es válida.

5.2- Pasadores cortos

Sólo hay 2 pasadores e irán situados en la parte central de la tijera del medio, en los puntos "c2" = "d2". Su longitud es de 140 mm.

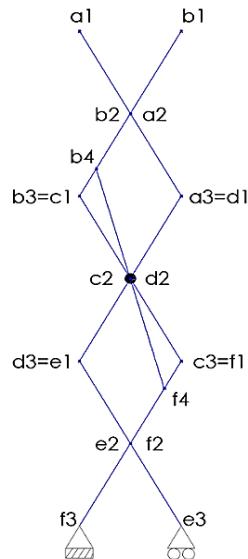


Figura 5.6

La mayor solicitud en este punto se da cuando la máquina se encuentra en extensión:

$$F_y = 2894 \text{ N}$$

Se considera inicialmente las mismas características en estos pasadores que las que se consideraron para las uniones de las tijeras (apartado 5.1).

$$\text{Diámetro} = 45 \text{ mm}$$

$$A = 15,9 \text{ cm}^2$$

$$W_z = 8,95 \text{ cm}^3$$

5.2.1- Cálculo por cortante directo

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

$$A = 15,9 \text{ cm}^2$$

$$F = 2894 \text{ N}$$

$$\tau_{trabajo MAX} = \frac{\tau_{Fpasador}}{3} = \frac{410}{2 * 3} = 68,333 \text{ MPa}$$

$$\tau_{trabajo} = \frac{2894}{15,9 * 10^2} = 1,82 \text{ MPa} \ll 68,33 \text{ MPa}$$

Por lo tanto el margen es bastante amplio y el pasador está muy asegurado.

5.2.2- Cálculo por aplastamiento

$$\sigma_{Pasador} = \frac{F}{d * e}$$

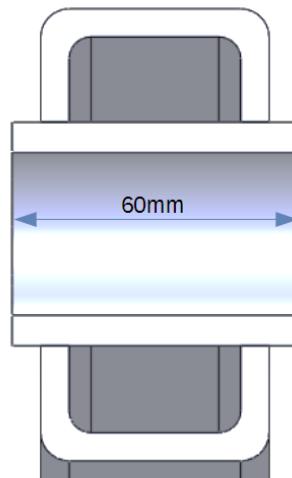
$$d_{pasador} = 45mm$$

$$e = 60 mm$$

$$\sigma_{trabMAX} = \frac{\sigma_f}{3} = \frac{355}{3} = 118,33 MPa$$

$$\sigma_{aplas} = \frac{2894}{45 * 60} = 1,07 MPa \ll 118,33 MPa$$

Por lo tanto hay un amplio margen de seguridad.



En estos pasadores el cálculo a flexión no tiene relevancia ya que el ancho de las dos barras (60mm + 60 mm) abarca la totalidad del pasador.

5.3- Pasadores del cilindro hidráulico

Se localizan el los puntos “b4” y “f4” como se muestra en la figura 5.7.

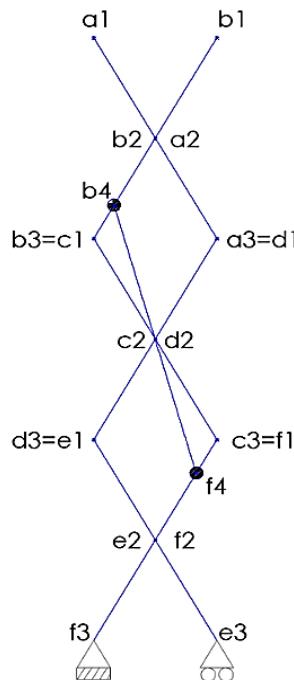


Figura 5.7

La fuerza máxima del cilindro se da en el estado comprimido de la máquina.

$$F_x = 30610N$$

$$F_y = 3825N$$

Fuerza máxima del cilindro :

$$F = \sqrt{(30610^2 + 3825^2)} = 30848 \times 2 = 61696 \text{ N}$$

Se considera inicialmente las mismas características en estos pasadores que las que se consideraron para las uniones de las tijeras (apartado 5.1).

$$\text{Diámetro} = 45 \text{ mm}$$

$$A = 15,9 \text{ cm}^2$$

$$W_z = 8,95 \text{ cm}^3$$

5.3.1- Cálculo a flexión

5.3.1.1- Fuerzas puntuales

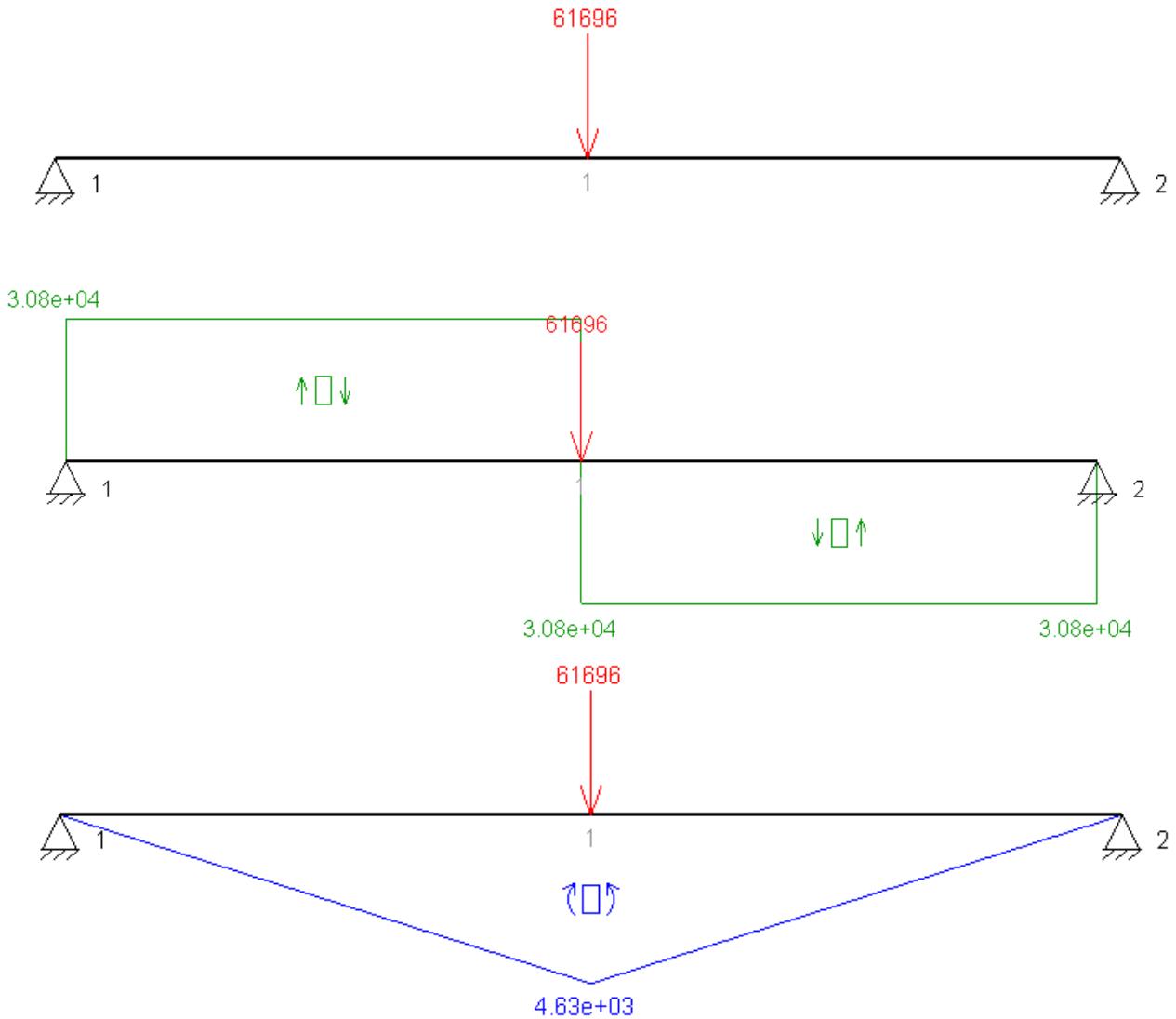


Figura 5.8

Momento flector máximo:

$$M_z = 4,63 * 10^3 Nm = 4,63 * 10^6 Nmm$$

La tensión de trabajo considerando fuerzas puntuales:

$$\sigma_{Mz} = \sigma_{trabajo} = \frac{4,63 * 10^6}{8,95 * 10^3} = 517,3 Mpa$$

Coeficiente de seguridad :

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{trabajo}} = \frac{410}{517,3} = 0,79 < 1$$

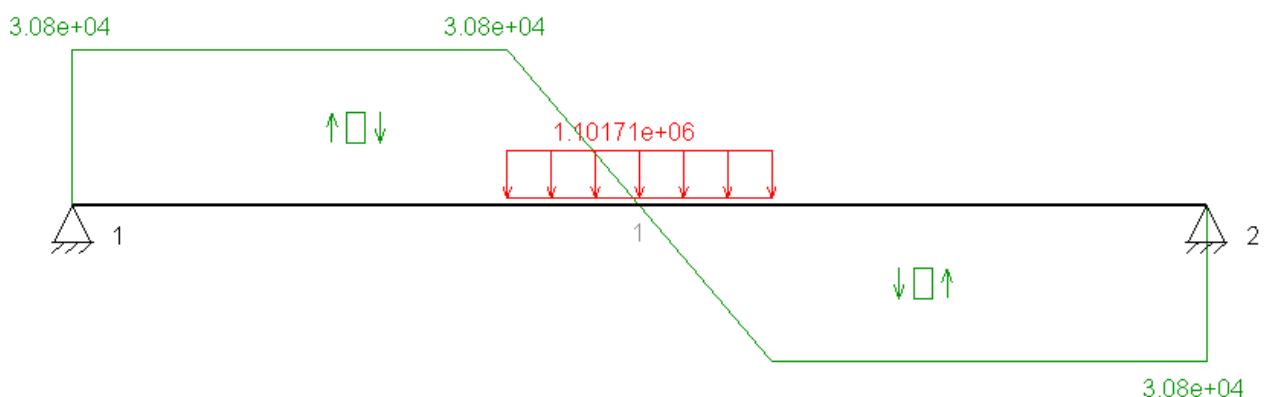
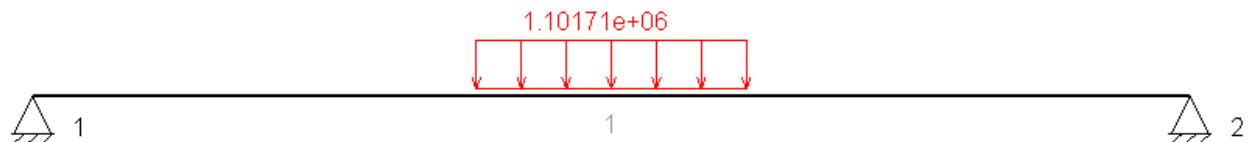
Es menor que 1 por lo tanto fallaría el pasador.

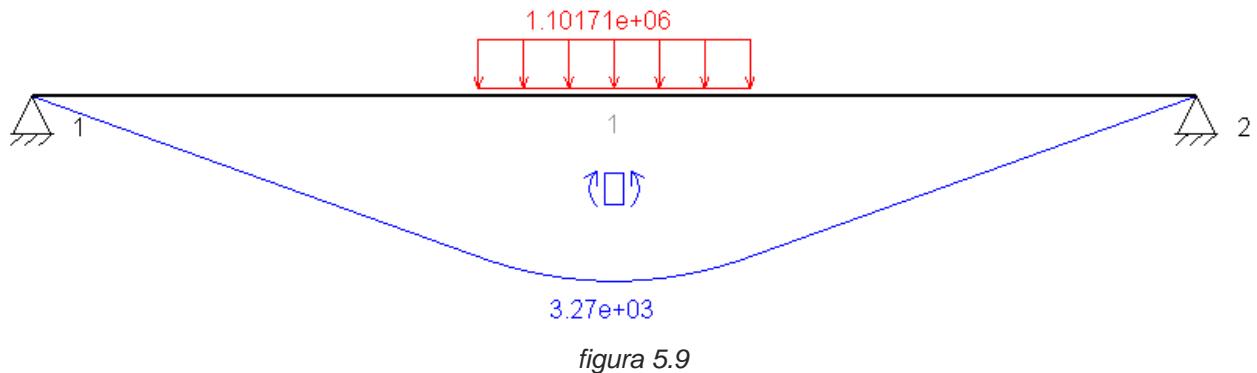
5.3.1.2- Fuerzas uniformes

Apoyo del vástagos

Se aplica una fuerza distribuida a lo largo de 60 mm , que es la longitud del apoyo.

$$F_{Uni} = \frac{F_{pun}}{0,06} = \frac{61696}{0,06} = 1,1 * 10^6 \frac{N}{m}$$





Momento flector máximo:

$$M_z = 3,27 * 10^3 Nm = 3,27 * 10^6 Nmm$$

La tensión de trabajo considerando fuerzas uniformes es:

$$\sigma_{Mz} = \sigma_{trabajo} = \frac{3,27 * 10^6}{8,95 * 10^3} = 365,36 MPa$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{trabajo}} = \frac{410}{365,36} = 1,12$$

Este valor del coeficiente de seguridad indica que el pasador no fallaría. Pero no hay casi margen de seguridad, así que para lograr un coeficiente de 3 como en el resto de los cálculos, se considera un aumento en la sección y un cambio en el material a uno de mayor límite elástico.

La nueva sección escogida (tabla 5.3) es:

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	P
Ø 45	45	141,0	15,90	20,20	8,95	1,120	12,50	P
Ø 50	50	157,0	19,60	30,70	12,30	1,250	15,40	P

tabla 5.3 perfiles redondos macizos

$$Diametro = 50mm$$

$$A = 19,6 cm^2$$

$$W_x = 12,3 cm^3$$

La tensión de trabajo con la nueva sección resulta:

$$\sigma_{Mz} = \sigma_{trabajo} = \frac{3,27 * 10^6}{12,3 * 10^3} = 265,8 MPa$$

El nuevo material seleccionado es un Acero ETG-100, cuya tensión de fluencia mínima es:

$$\sigma_f = 865 \text{ MPa}$$

Con estos cambios, el coeficiente de seguridad queda de la siguiente manera:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{trabajo}} = \frac{865}{265,8} = 3,25 > 3$$

Por lo tanto el pasador es apto.

Apoyo de la base del cilindro

La longitud del apoyo es de 90 mm por lo tanto su fuerza uniforme es la siguiente:

$$F_{Uni} = \frac{F_{Pun}}{0,09} = \frac{61696}{0,09} = 685511 \text{ N/m}$$

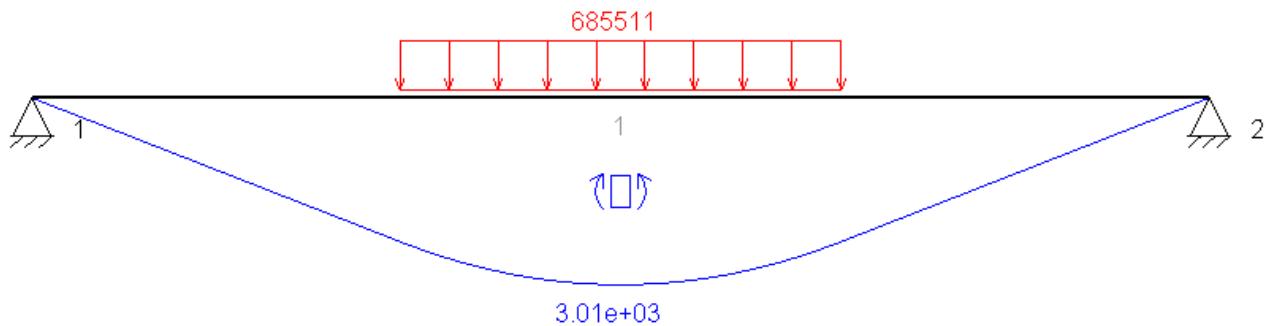


Figura 5.10

El momento flector del pasador de la base del cilindro es menor que la del vástago:

$$M_{zBASE} = 3,01 * 10^6 \text{ Nmm} < M_{zVASTAGO} = 3,27 * 10^6 \text{ Nmm}$$

Por lo tanto este pasador no va tener problemas en los cálculos de cortante, aplastamiento y flexión ya que el agarre del vástago es el más restrictivo.

5.3.2- Cálculo a cortante directo

En este caso se trata de una doble cortadura, ya que hay 2 planos de esfuerzos cortantes.

Tensión cortante de trabajo:

$$\tau_{trabajo} = \frac{F}{2 * A} = \frac{61696}{2 * 19,6 * 10^2} = 15,74 \text{ MPa}$$

$$C_{sf} = \frac{\tau_{Fpasador}}{\tau_{trabajo}} \geq 3$$

Coeficiente de seguridad:

$$C_{sf} = \frac{\sigma_{Fpasador}}{2x\tau_{trabajo}} = \frac{865}{2 * 15,74} = 27,5 \gg 3$$

Por lo tanto resiste el esfuerzo a cortante con un buen margen de seguridad.

5.3.3- Cálculo por Aplastamiento

Tensión de aplastamiento:

$$\sigma_{Pasador} = \frac{F}{d * e}$$

$$d_{pasador} = 50mm$$

$e = 60 mm$ que es la longitud del agarre del vástago

Tensión de trabajo máximo:

$$\sigma_{trabMAX} = \frac{\sigma_f}{3} = \frac{355}{3} = 118,33MPa$$

$$\sigma_{aplas} = \frac{61696}{50 * 60} = 20.56 Mpa < 118,33MPa$$

Por lo tanto resiste el esfuerzo con un buen margen de seguridad.

5.4- Pasadores de los extremos de las tijeras

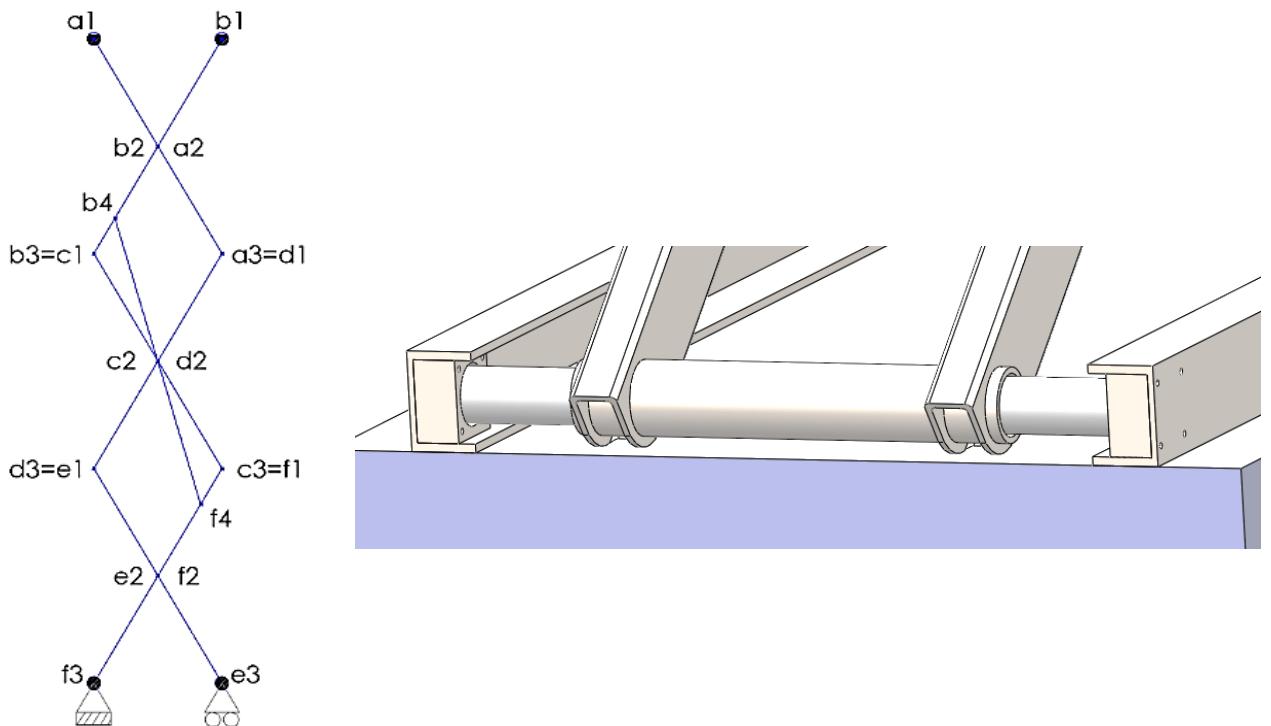


Figura 5.11

5.4.1- Cálculo a flexión

En este apartado se calcularán los esfuerzos en el pasador de las barras interiores ya que al estar más alejados las barras de los puntos de apoyo (dados), habrá más momento flector que en el pasador de las barras exteriores.

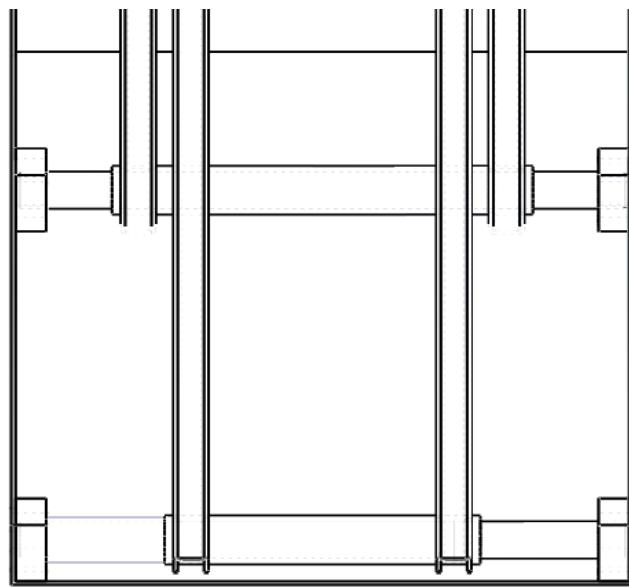


Figura 5.12 diferencias de apoyo entre barras exteriores e interiores

Cuando la plataforma está en extensión, que es donde aparece la mayor fuerza de entre los dos estados calculadas (extendido y replegado), tenemos un valor de $F_{y_e3} = 2085 \text{ N}$. Esta fuerza se aplica a lo largo de 60 mm, que es el ancho que abarcan 2 casquillos de 30 mm juntos, alojados dentro del tubo soldado que une las dos barras. Los apoyos 1 y 2 en la figura 5.13 son los dados, con un alojamiento de 30 mm para que se apoye el pasador.

Por lo tanto la fuerza uniforme aplicado será de :

$$F_{Uni} = \frac{F_{Pun}}{0,06m} = \frac{2085}{0,06} = 34750 \text{ N/m}$$



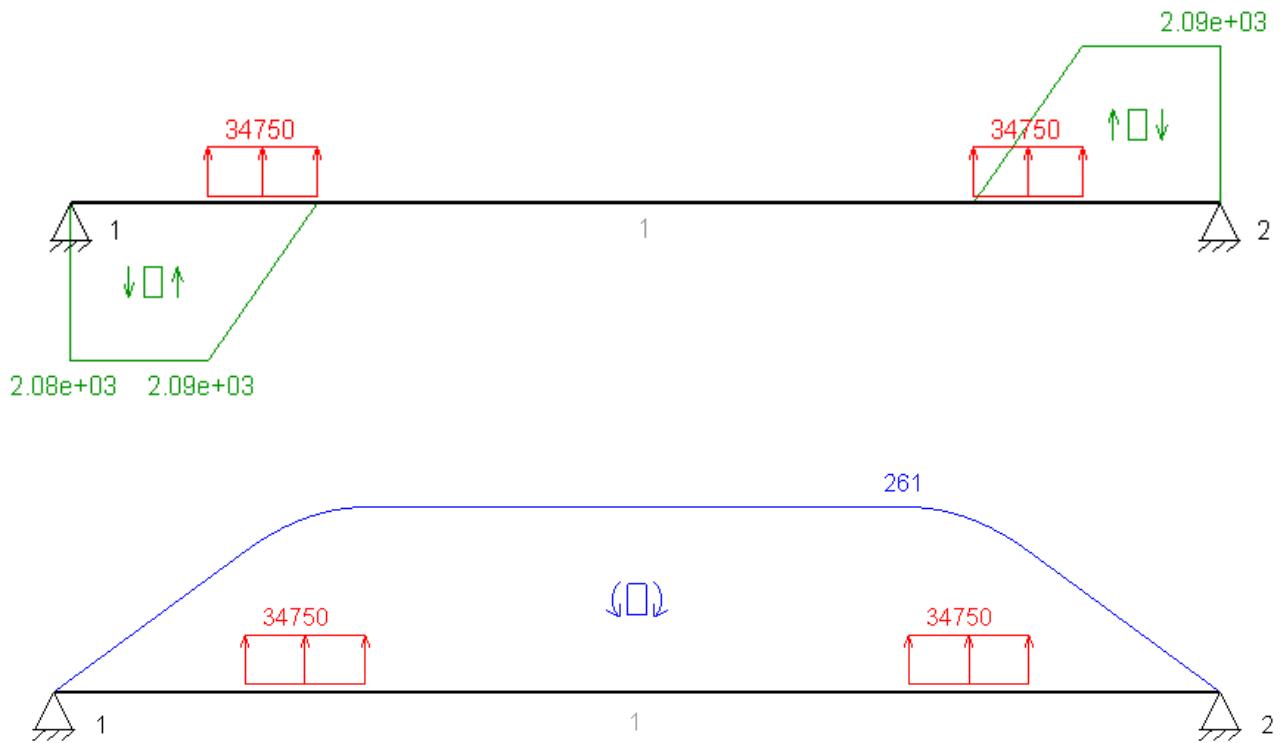


figura 5.13

El momento flector máximo aplicado a la barra es:

$$M_z = 302 \text{ Nm} = 261 * 10^3 \text{ Nmm}$$

En los cálculos siguientes se utilizará la misma sección de los pasadores utilizados para la unión de las tijeras.

$$\text{Diametro} = 45 \text{ mm}$$

$$A = 15,9 \text{ cm}^2$$

$$W_z = 8,95 \text{ cm}^3$$

La tensión de trabajo considerando fuerzas uniformes es:

$$\sigma_{Mz} = \sigma_{Xtrabajo} = \frac{261 * 10^3}{8,95 * 10^3} = 29.16 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{trabajo}} = \frac{410}{29.16} = 14 \gg 3$$

Por lo tanto resiste el esfuerzo con un buen margen de seguridad.

5.4.2- Cálculo por cortante directo

Se aplica las fórmulas de cortadura simple en cada lado del pasador.

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2085}{15,9 * 10^2} = 1,3 MPa$$

$$C_{SF} = \frac{\tau_{F \text{pasador}}}{\tau_{trabajo}} = \frac{410/2}{1,3} = 157,7 \gg 3$$

Por lo tanto resiste el esfuerzo con un amplio margen de seguridad.

5.4.3- Cálculo por aplastamiento

$$\sigma_{Pasador} = \frac{F}{d * e}$$

$$d_{pasador} = 45mm = 60mm$$

$$\sigma_{trabMAX} = \frac{\sigma_f}{3} = \frac{355}{3} = 118,33 MPa$$

$$\sigma_{aplas} = \frac{2085}{45 * 60} = 0,77 MPa < 118,3 MPa$$

Por lo tanto resiste el esfuerzo con un amplio margen de seguridad.

6- Cálculos de los dados

En primer lugar se calcula la fuerza de aplastamiento que actúa sobre el dado:

$$\sigma_{Pasador} = \frac{F}{d * e}$$

El diámetro del agujero del dado es:

$$d_{dado} = 50 mm$$

La profundidad del agujero es:

$$e = 30 mm$$

Tensión de aplastamiento resultante:

$$\sigma_{aplas} = \frac{2085}{50 * 30} = 1,4 MPa$$

Ya que este elemento sólo tiene que resistir un esfuerzo por aplastamiento del orden de 1,4 MPa, se escogen los siguientes materiales para los dados:

6.1- Dado fijo

Se escoge un acero S-235 cuya tensión de fluencia es: $\sigma_f = 235 MPa$

La tensión de trabajo máxima aplicable al dado es el siguiente:

$$\sigma_{trabMAX} = \frac{\sigma_f}{3} = \frac{235}{3} = 78,33 MPa \gg 1,4 MPa$$

Por lo tanto no tendrá problemas al aplastamiento.

6.2- Dado móvil

Se escoge un plástico resistente cuya tensión de fluencia es: $\sigma_f = 20 \text{ MPa}$

$$\sigma_{trabMAX} = \frac{\sigma_f}{3} = \frac{20}{3} = 6.66 \text{ MPa} > 1.4 \text{ MPa}$$

Por lo tanto no tendrá problemas al aplastamiento.

7- Cálculo de los pernos

Se seleccionarán tornillos que puedan resistir la fuerza de 2085 N como mínimo, que es la fuerza máxima observada en este punto de la estructura.

Se calcularán los esfuerzos de cortadura de los tornillos, ya que la carga se aplica en el centro de los dados como se muestra en la figura 7.1.

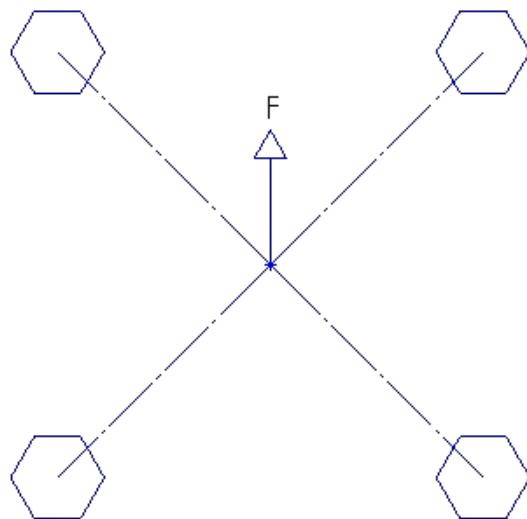


Figura 7.1

Fuerza en cada tornillo:

$$F_i = \frac{F}{n}$$

Número de tornillos: $n = 4$

$$F_i = \frac{2085}{4} = 521,25 \text{ N}$$

Tensión cortante en cada tornillo:

$$\tau_i = \frac{F_i}{A_r}$$

Área resistente del tronillo:

$$A_r = \pi * \left(\frac{d_{resistente}}{2}\right)^2$$

Coeficiente de seguridad a fluencia:

$$C_{SF} = \frac{\tau_f}{\tau_i}$$

Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción última f_{ub} de tornillos							
Grado del tornillo	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
$f_{yb} \text{ N/mm}^2$	240	320	300	400	480	640	900
$f_{ub} \text{ N/mm}^2$	400	400	500	500	600	800	1000

tabla 7.1

Según la tabla 7.1 correspondiente a la norma ISO 898 se elige un tornillo grado 4,6 cuyo tensión de fluencia es el siguiente:

$$\sigma_f = 240 \text{ MPa}$$

$$\tau_f = \frac{\sigma_f}{2} = \frac{240}{2} = 120 \text{ MPa}$$

$$C_s = 3$$

Aplicando un coeficiente de seguridad de 3 la tensión cortante máxima admitida es:

$$\tau_i = \frac{\tau_f}{3} = 40 \text{ MPa}$$

Área resistente:

$$A_r = \pi * \left(\frac{d_{resistente}}{2}\right)^2 = \frac{F_i}{\tau_i} = \frac{521,25}{40} = 13 \text{ mm}^2$$

Diámetro resistente:

$$d_{resistente} = 2 * \sqrt{\left(\frac{13}{\pi}\right)} = 4,07 \text{ mm}$$

Por lo tanto la métrica seleccionada para los tornillos es M5.

Los agujeros de los dados donde van alojados los pernos tienen por lo tanto un diámetro de 5 mm.

Se calcula la tensión de aplastamiento en estas agujeros:

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{d * e}$$

$$e = 35 \text{ mm} \text{ (profundidad del dado)}$$

La fuerza en cada tornillo es:

$$F_i = 521.25 \text{ N}$$

$$\sigma_{aplast} = \frac{521.25}{5 * 35} \simeq 3 \text{ MPa} \ll \sigma_{trabajoMAX} = 78.3 \text{ MPa}$$

Por lo tanto no habrá problemas de aplastamiento en estas zonas.

8- Estudio de la situación más desfavorable de la cesta

La situación mas desfavorable se da cuando se aplica los 400 N en el centro de las barras longitudinales, es decir, las baras de 1600 mm.

A continuación se selecciona una sección de las barras y se comprueba su validez.

Diámetro exterior	Espesor	Masa por unidad de longitud	Área de la sección transversal	Momento de inercia de flexión	Radio de giro	Módulo de flexión elástico
D	T	M	A	I	i	W _z
mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm	cm ³
20	2.0	1.05	1.34	0.692	0.720	0.692
25	2.0	1.36	1.74	1.48	0.924	1.19
	2.5	1.64	2.09	1.69	0.89	1.35
	3.0	1.89	2.41	1.84	0.874	1.47
30	2.0	1.68	2.14	2.72	1.13	1.81
	2.5	2.03	2.59	3.16	1.10	2.10
	3.0	2.36	3.01	3.50	1.08	2.34

Tabla 8.1 catálogo de perfiles de tubos cuadrados

Se escoge el tubo cuadrado de 30 mm de lado con un espesor de 3 mm (tabla 8.1) cuyo módulo resistente es $W_z = 2,34 \text{ cm}^3$

Estudiamos con el programa MEF1 el momento flector generado.

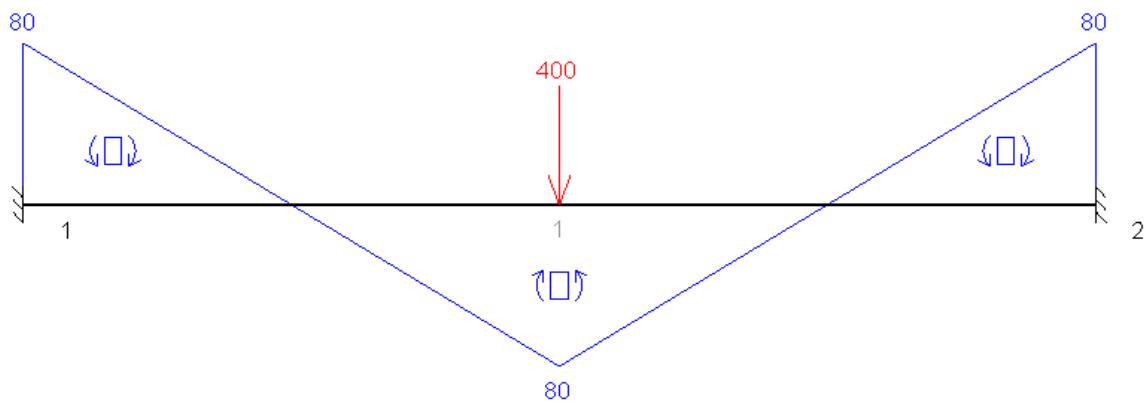


Figura 8.1

Momento flector máximo:

$$M_z = 80 * 10^3 \text{ Nmm}$$

La tensión de trabajo:

$$\sigma_{trabajo} = \frac{M_z}{W_z} = \frac{80 * 10^3}{2,34 * 10^3} = 34,2 \text{ MPa}$$

Coeficiente de seguridad:

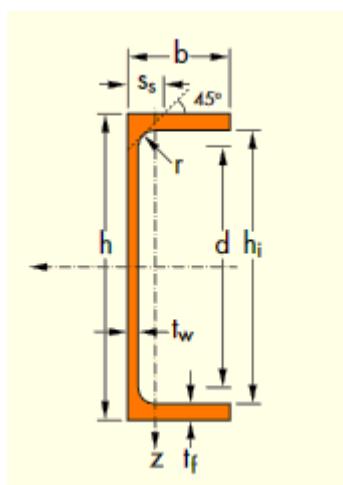
$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{trabajo}} = \frac{275}{34,2} = 8 > 3$$

Por lo tanto tenemos un buen margen de seguridad con el material y perfil seleccionados.

9- Cálculo de los perfiles en "U" de alas paralelas

- Material: Acero S 355 N
- Dimensiones (tabla 9.1):

	G	h	b	t _w	t _f	r	A	h _i	d	Ø	e _{min}	e _{max}	A _t	A _G
	kg/m	mm	mm	mm	mm	mm	mm ² x10 ²	mm	mm		mm	mm	m ² /m	m ² /t
UPE 80*	7,90	80	50	4,0	7,0	10	10,1	66	46	-	-	-	0,343	43,45



G	I _y	W _{dy}
kg/m	mm ⁴ x10 ⁴	mm ³ x10 ³
UPE 80	7,90	107 26,8

Tabla 9.1

Dimensiones relevantes:

$$h = 80 \text{ mm}$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

$$h_i = 66 \text{ mm}$$

$$t_w = 5\text{mm}$$

Módulo resistente:

$$W_z = 26.8 * 10^3\text{mm}$$

Con el valor del módulo resistente, se puede calcular la tensión máxima ejercida en la plataforma con el diagrama de esfuerzo de la plataforma calculado en el apartado 2.1

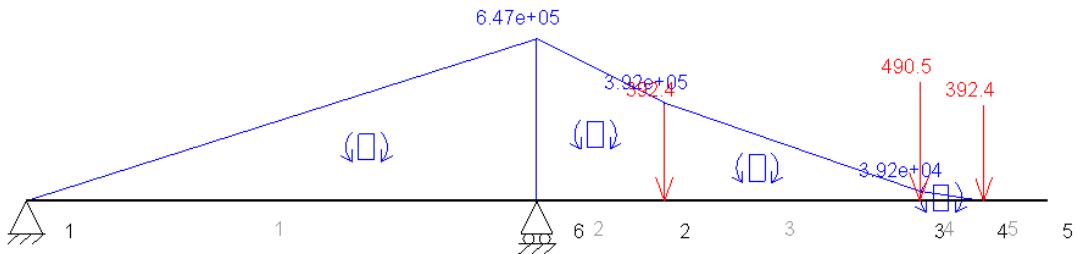


Figura 9.1 diagrama de esfuerzos de la plataforma , estado extendido.

Momento flector máximo:

$$M_z = 6.47 * 10^5\text{Nmm}$$

Tensión de trabajo:

$$\sigma_{trabajo} = \frac{6.47 * 10^5}{26.8 * 10^3} = 24.14 \text{ MPa}$$

Coeficiente de seguridad

$$C_s = \frac{355}{24.14} = 14.7$$

10- Cálculo de estabilidad de la máquina

10.1- Vista perfil

En la figura 10.1 se muestran las distancias del centro de gravedad local de cada elemento a los ejes de referencia situados en la base de la máquina.

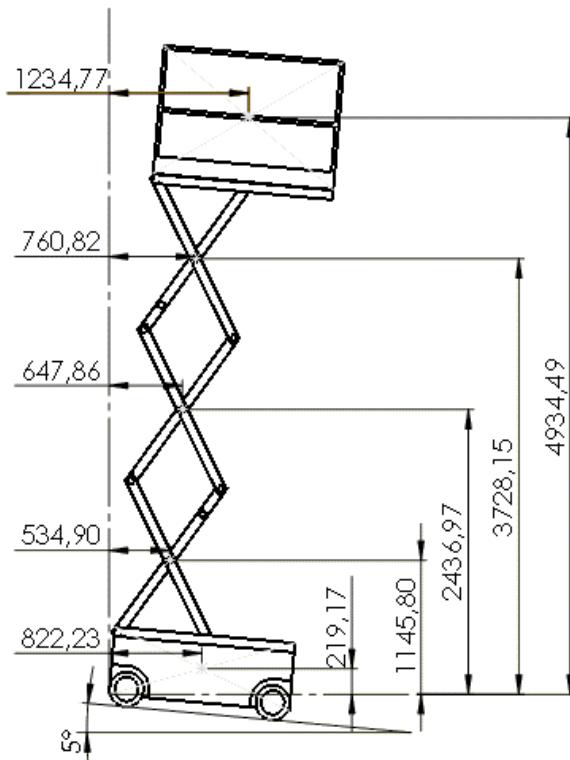


Figura 10.1

A partir de estas distancias y las áreas visibles de los elementos, se halla el centro de gravedad de la estructura.

10.1.1- Centro de gravedad de la máquina

$$Y_G = \frac{Y_1 * A_1 + Y_2 * A_2 + Y_3 * A_3 + Y_4 * A_4 + Y_5 * A_5}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5}$$

$$Z_G = \frac{Z_1 * A_1 + Z_2 * A_2 + Z_3 * A_3 + Z_4 * A_4 + Z_5 * A_5}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5}$$

Área del chasis A_1 :

$$\text{ancho}_{\text{chasis}} * \text{altura}_{\text{chasis}} = 1600 * 500 = 800000 \text{ mm}^2$$

Área de las barras de la tijera inferior, medio y superior $A_2 = A_3 = A_4$

$$2_{\text{barras}} * L_{\text{barra}} * \text{altura}_{\text{perfil}} = 2 * 1612 * 90 = 290160 \text{ mm}^2$$

Área de la plataforma A_5 :

Comprende el área del zócalo + área de las barras horizontales superior y medio + área de las barras verticales izquierda y derecha :

$$A_5 = \text{altura}_{\text{zócalo}} * \text{largo}_{\text{plataforma}} + 2 * 3\text{mm} * \text{largo}_{\text{plataforma}} + 2 * 3\text{mm} * \text{altura}_{\text{plataforma}}$$

$$A_5 = 150 * 1600 + 2 * 3 * 1600 + 2 * 3 * 1100 = 256200\text{mm}^2$$

$$Y_G = \frac{219,17 * 8 * 10^5 + 1145,8 * 290160 + 2436,97 * 290160 + 3728,15 * 290160 + 4934,5 * 256200}{8 * 10^5 + 290160 + 290160 + 290160 + 256200}$$

$$Y_G = 1848,2\text{mm}$$

$$Z_G = \frac{822,23 * 8 * 10^5 + 534,9 * 290160 + 647,86 * 290160 + 760,82 * 290160 + 1234,77 * 256200}{8 * 10^5 + 290160 + 290160 + 290160 + 256200}$$

$$Z_G = 798,3\text{mm}$$

Por lo tanto la colocación de las fuerzas de la forma más desfavorable en la vista de perfil queda según la figura 10.2.

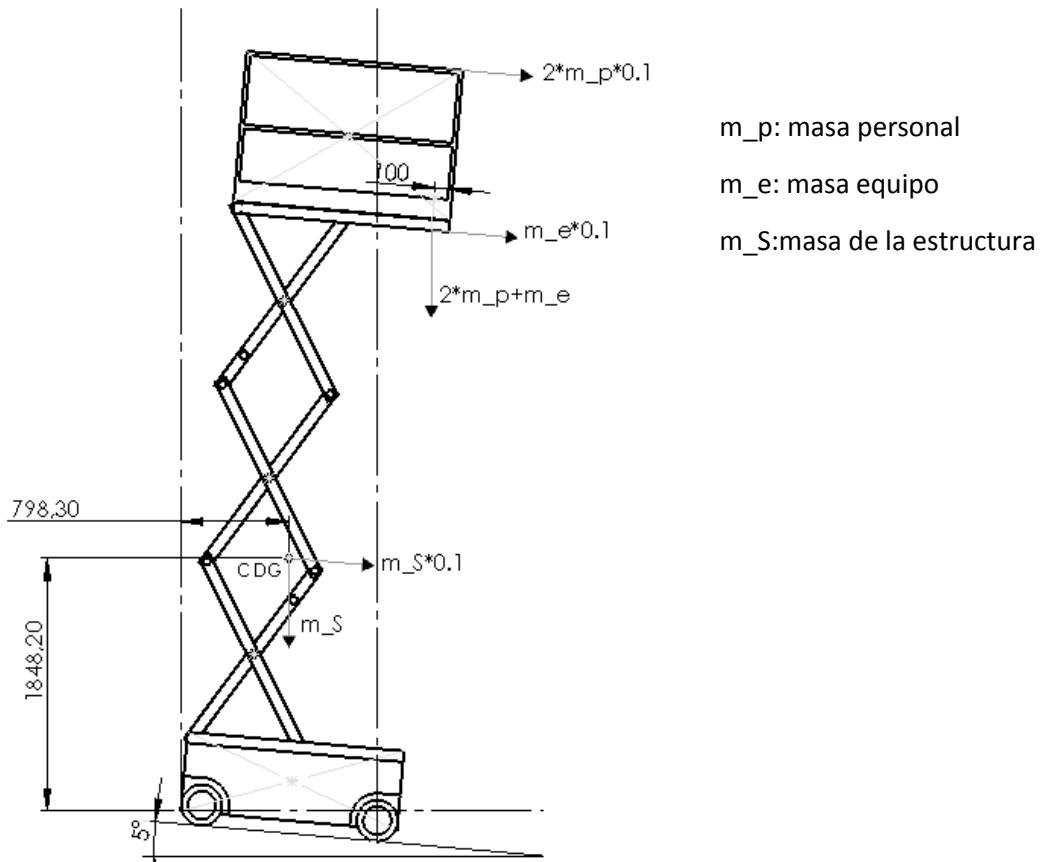


Figura 10.2

Para hallar la masa de la estructura (m_s) se utiliza la opción "propiedades físicas" de Solid Works.

$$m_s \simeq 1300 \text{ Kg} ; m_p = 80 \text{ Kg} ; m_e = 100 \text{ Kg}$$

$$m_s * 0,1 = 130 \text{ Kg}$$

$$2 * m_p + m_e = 260 \text{ Kg}$$

$$m_e * 0,1 = 10 \text{ Kg}$$

$$2 * m_p * 0,1 = 16 \text{ Kg}$$

En la figura 10.3 se representan las fuerzas con sus respectivos distancias a la línea de vuelco.

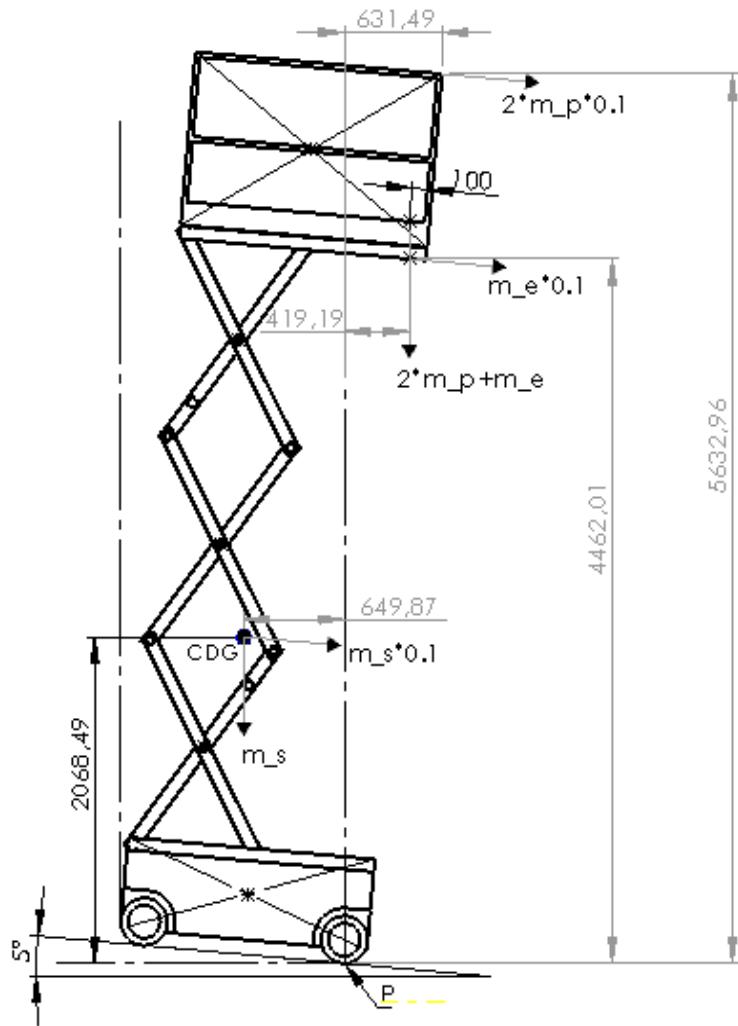


Figura 10.3

10.1.2- Momento respecto al punto P de la línea de vuelco.

$$\sum M_p = 0,65 * (m_s + m_s * 0,1 * \sin(5)) - (2,1 * m_s * 0,1 * \cos(5)) - (0,42 * (2 * m_p + m_e) + m_e * 0,1 * \sin(5))$$

$$- (m_e * 0,1 * \cos(5) * 4,46) - (2 * m_p * \sin(5) * 0,63) - (2 * m_p * \cos(5) * 5,63)$$

$$\sum M_p = 0,65 * (1300 + 130 * \sin(5)) - (2,1 * 130 * \cos(5)) - (0,42 * (260 + 10 * \sin(5)))$$

$$- (10 * \cos(5) * 4,46) - (16 * \sin(5) * 0,63) - (16 * \cos(5) * 5,63) = 335,8 \text{ Kgm}$$

El momento es positivo, por lo tanto la máquina no volcaría en esta posición con una pendiente de 5º.

10.2- Vista frontal

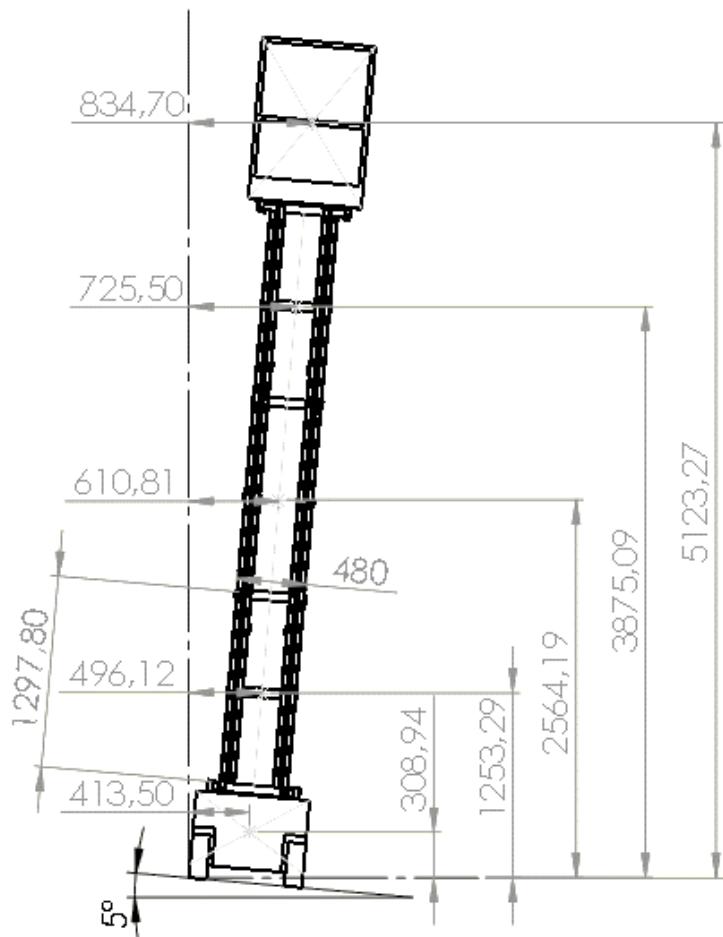


Figura 10.4 Distancias del centro de gravedad local de cada elemento a los ejes de referencia situados en la base de la máquina.

10.2.1- Centro de gravedad de la máquina

$$Y_G = \frac{Y_1 * A_1 + Y_2 * A_2 + Y_3 * A_3 + Y_4 * A_4 + Y_5 * A_5}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5}$$

$$Z_G = \frac{Z_1 * A_1 + Z_2 * A_2 + Z_3 * A_3 + Z_4 * A_4 + Z_5 * A_5}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5}$$

Área del chasis A_1 :

$$\text{ancho}_{\text{chasis}} * \text{altura}_{\text{chasis}} = 770 * 500 = 385000 \text{ mm}^2$$

Área de las barras de la tijera inferior y superior + área de los tubos soldados a las barras. $A_2 = A_4$

$$A_2 = A_4 = 4 \text{ barras} * \text{Altura}_{\text{barras}} * \text{ancho}_{\text{perfil}} + 3 \text{ tubos} * \text{diametro}_{\text{tubos}} * \text{ancho}_{\text{tubos}} = 4 * 1297,8 * 40 + 3 * 60 * 480 = 294048 \text{ mm}^2$$

Área de la barras de la tijera del medio + área de los tubos soldados a las barras A_3

$$A_3 = 4 \text{ barras} * \text{Altura}_{\text{barras}} * \text{ancho}_{\text{perfil}} + 2 \text{tubos} * \text{diametro}_{\text{tubos}} * \text{ancho}_{\text{tubos}} \\ = 4 * 1297.8 * 40 + 2 * 60 * 480 = 265248 \text{ mm}^2$$

Área de la plataforma A_5

Comprende el área del zócalo + área de las barras horizontales medio y superior + área de las barras verticales izquierda y derecha :

$$A_5 = \text{altura}_{\text{zócalo}} * \text{ancho}_{\text{plataforma}} + 2 * 3\text{mm} * \text{ancho}_{\text{plataforma}} + 2 * 3\text{mm} * \text{altura}_{\text{plataforma}}$$

$$A_5 = 150 * 770 + 2 * 3 * 770 + 2 * 3 * 1100 = 126720 \text{ mm}^2$$

$$Y_G = \frac{308.94 * 385000 + 1253.29 * 294048 + 2564.19 * 265248 + 3875 * 294048 + 5123.27 * 126720}{385000 + 294048 + 265248 + 294048 + 126720}$$

$$Y_G = 2166 \text{ mm}$$

$$Z_G = \frac{413.5 * 385000 + 496.12 * 294048 + 610.81 * 265248 + 725.5 * 294048 + 834.7 * 126720}{385000 + 294048 + 265248 + 294048 + 126720}$$

$$Z_G = 576 \text{ mm}$$

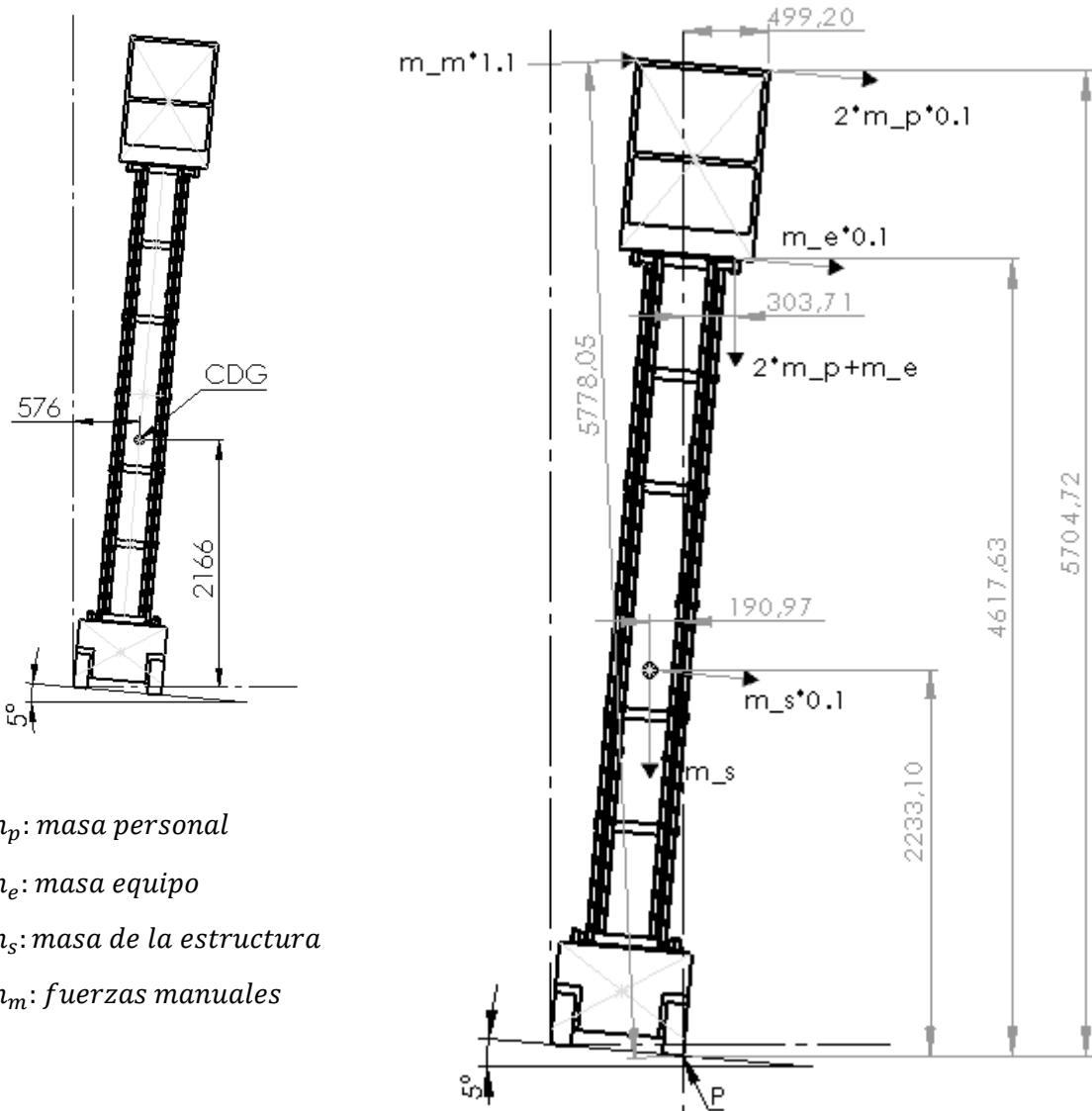


Figura 10.5 Cargas y sus distancias a la línea de vuelco

$$m_S \simeq 1300 \, Kg$$

$$m_p = 80 \text{ Kg}$$

$$m_e = 100 \text{ Kg}$$

$$m_m = 40 \text{ kg}$$

$$m_S * 0,1 = 130 \text{ } Kg$$

$$2 * m_p + m_e = 260 \text{ } Kg$$

$$m_e * 0,1 = 10 \text{ } Kg$$

$$2 * m_p * 0,1 = 16 \text{ } Kg$$

$$m_m * 1.1 = 44 \text{ } Kg$$

10.2.2- Momento respecto al punto P de la línea de vuelco

$$\begin{aligned}\sum M_p = & 0,19 * (m_s + m_s * 0,1 * \sin(5)) - (2,23 * m_s * 0,1 * \cos(5)) - (0,303 * (2 * m_p \\ & + m_e) + m_e * 0,1 * \sin(5)) - (m_e * 0,1 * \cos(5) * 4,617) \\ & - (2 * m_p * 0,1 * \sin(5) * 0,499) - (2 * m_p * 0,1 * \cos(5) * 5,7) - (m_m \\ & * 1,1 * 5,77)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum M_p = & 0,19 * (1300 + 130 * \sin(5)) - (2,23 * 130 * \cos(5)) - (0,303 * (260 + 10 \\ & * \sin(5))) - (10 * \cos(5) * 4,617) - (16 * \sin(5) * 0,499) \\ & - (16 * \cos(5) * 5,7) - (44 * 5,77) \\ = & -510 Kgm\end{aligned}$$

El momento es negativo por lo tanto la máquina volcaría con una inclinación de 5 grados.

A continuación se comprobará la estabilidad de la máquina estando en plano, aplicando la fuerza manual de los operarios en la situación más desfavorable (figura 10.6).

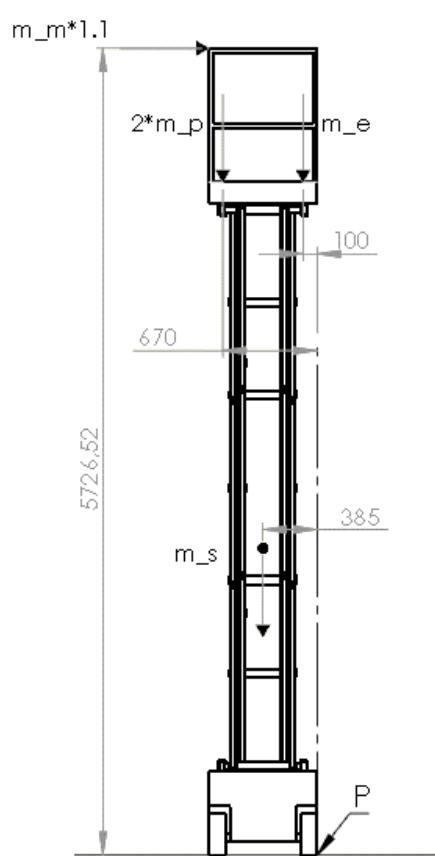


Figura 10.6

Momento respecto al punto P de la línea de vuelco

$$\sum M_p = 0.385 * 1300 + 0.67 * 160 + 100 * 0.1 - (44 * 1.1 * 5.73) = 340.37 Kgm$$

El momento resulta positivo por lo tanto la máquina no volcaría.



Anexo 2

Estudio SolidWorks

Autor

Omar José Barakat Melián

Director/es

Javier Óscar Abad Blasco

José Manuel Auría Apilluelo

Escuela de Ingeniería y Arquitectura

2016

El estudio que se realizará en SolidWorks tiene la finalidad de comparar las diferencias y similitudes con lo calculado en teoría, además de comprobar la aptitud del diseño procurando que los coeficientes de seguridad de los distintos elementos sean mayores a 3 . Para ello se tendrán en cuenta unos criterios en el análisis del modelo 3D para lograr una comparación y comprobación adecuada.

Se estudiarán los componentes más solicitados en el estado más desfavorable.

1- Plataforma de trabajo

Como se calculó en teoría , la solicitud máxima de la plataforma se da cuando la máquina está en estado extendida.

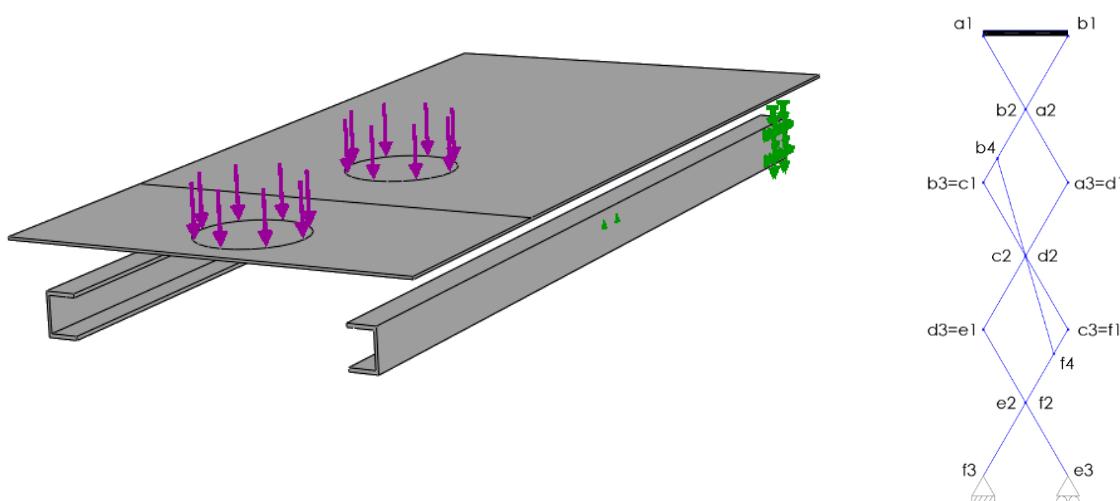


Figura 1.1

1.1-Propiedades de los materiales

Componente	Imagen	Material
Lámina acero		Nombre: S-355 N Límite elástico: 3.55e+008 N/m^2 Límite de tracción: 4.5e+008 N/m^2 Módulo elástico: 2.1e+011 N/m^2 Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 7800 kg/m^3 Módulo cortante: 7.9e+010 N/m^2
Perfiles en U		

Tabla 1.1

1.2-Fuerzas aplicadas

Descripción	Tipo	Imagen	Valor
Carga del equipo	Fuerza-1		981 N
Carga de los operarios	Fuerza-1		785 N

Tabla 1.2

1.3-Sujecciones

Puntos	Tipo	Imagen	Reacción total
b1	Rodillo/Control deslizante-3		3195.3 N
a1	Sobre caras cilíndricas-		-650.6 N

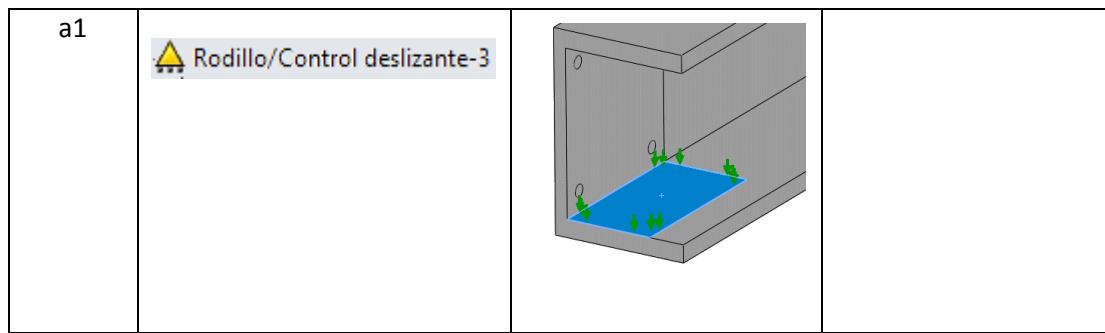


Tabla 1.3

1.4-Resultados del estudio

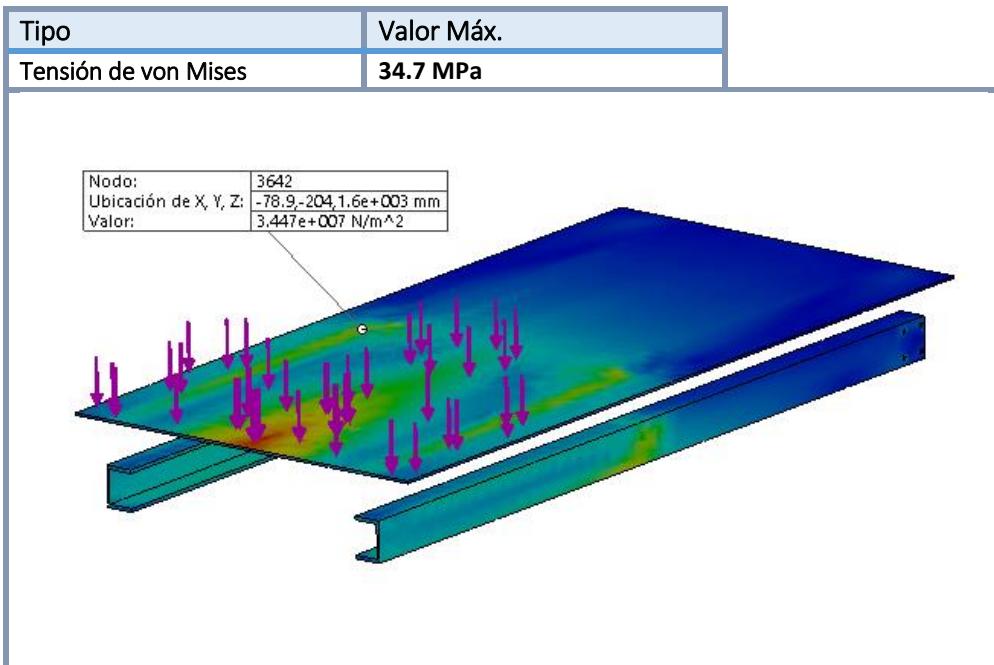


Figura 1.2

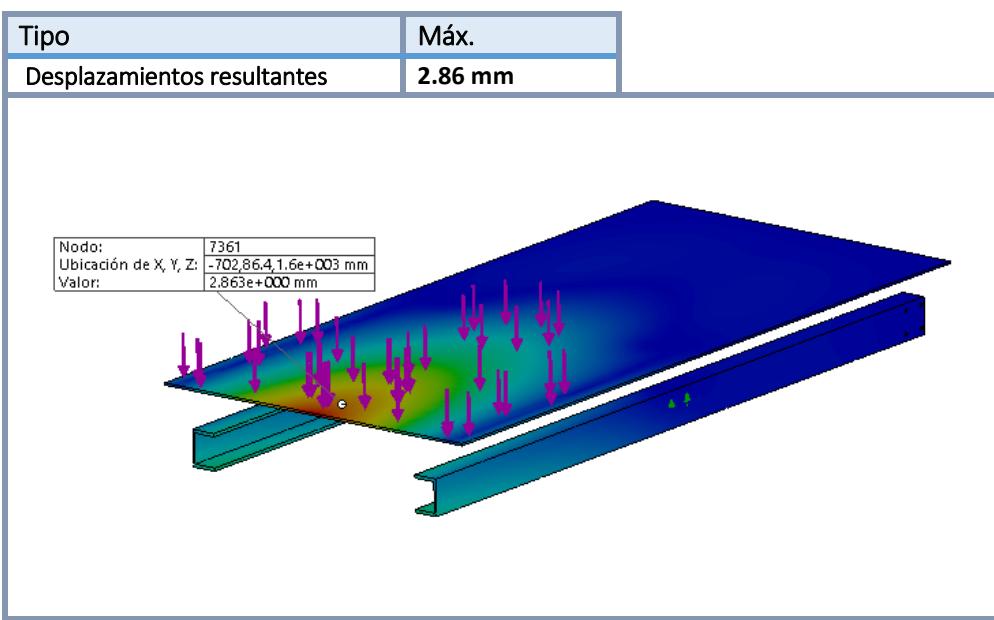


Figura 1.3

En el análisis de los desplazamientos, se considerará importante el desplazamiento si supera el valor de la longitud del elemento dividido entre 250.

$$\text{Límite de desplazamiento} \leq \frac{L_{\text{elemento}}}{250}$$

El ancho de la plataforma es de 770 mm.

$$\text{Límite de desplazamiento} = \frac{770}{250} = 3.08 \text{ mm}$$

El desplazamiento máximo observado se encuentra en la lámina de acero con un valor de 2.86 mm por lo tanto se encuentra dentro del límite impuesto.

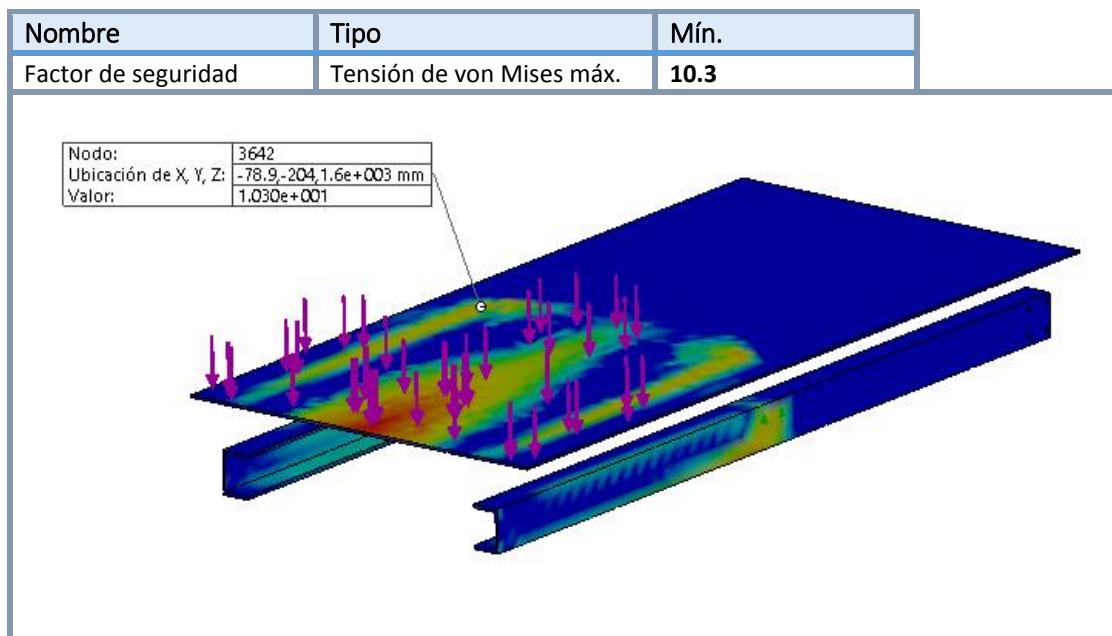


Figura 1.4

1.5 comparación de los cálculos analíticos con SolidWorks

1.5.1- Reacciones

Se consideran las reacciones de una lado de la plataforma para compararlos con los calculados en teoría.

SolidWorks (Reacciones de un lado)	Cálculos teóricos
Ry_b1 = 1597.6 N	Ry_b1= 2085 N
Ry_a1 = - 325.3 N	Ry_a1= - 809 N
Resultante = 1272.3 N	Resultante = 1276 N

Tabla 1.4

Como se observa en la tabla 1.4, hay una diferencia en cuanto al reparto de fuerzas entre los puntos a1 y b1, pero la resultante es la misma. La razón es que en teoría se aplican fuerzas puntuales en una barra mientras que en SolidWorks se aplican fuerzas uniformes sobre una lámina de acero que re-distribuye las reacciones de otra manera. Además, la diferencia entre apoyos de los estudios influye.

Las fuerzas aplicadas a la lámina son transmitidas a los perfiles en U que actúan como la barra considerado en teoría. Son estos perfiles los que aportan rigidez a la plataforma aumentando su momento resistente.

Si comparamos la zona donde se dan las mayores tensiones en los perfiles en U , vemos que coincide con la zona de máximo momento flector en teoría. Figura 1.5

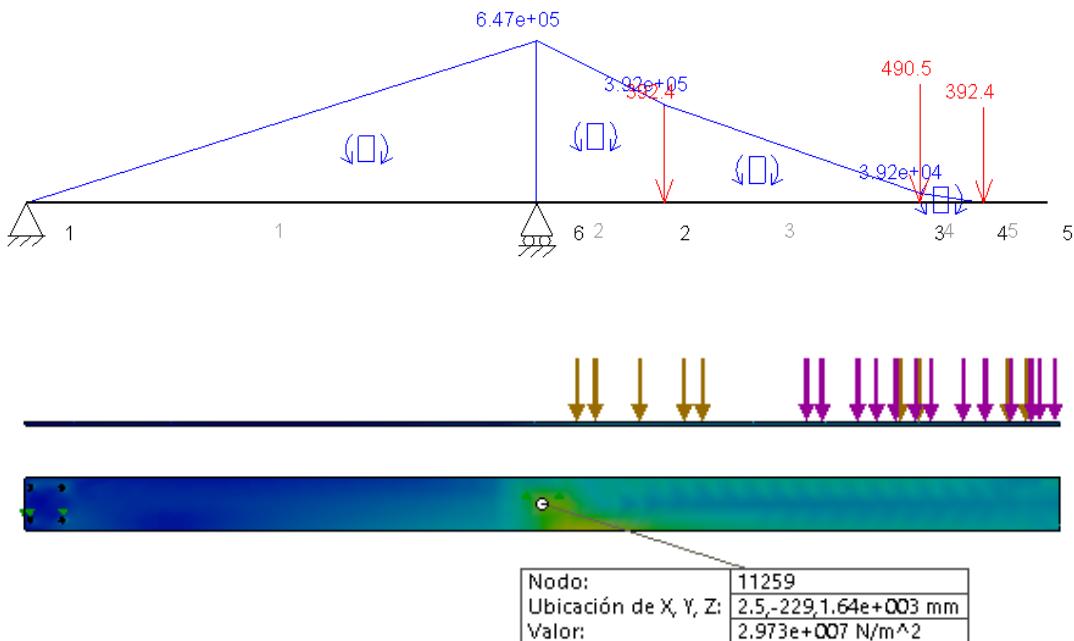


Figura 1.5

1.5.2- Tensión máxima en los Perfiles U

	SolidWorks	Cálculos teóricos
Tensión de Von Mises (MPa)	29.7	24.14
Coeficiente seguridad	11.9	14.7

Tabla 1.5

1.5.3-Tensión máxima en la lámina de acero

	SolidWorks
Tensión de Von Mises (MPa)	34.7
Coeficiente seguridad	10.23

Tabla 1.6

Es en la lámina de acero donde se experimenta la mayor tensión de trabajo, por lo tanto el menor coeficiente de seguridad del subensamblaje, con un valor de 10.23.

Se concluye que el subensamblaje está asegurado.

2-Pasadores situados en los extremos de la estructura

2-1 Pasador con dados de plástico

Estos pasadores se localizan en los puntos b1 y e3. Su solicitud máxima ocurre cuando la máquina se encuentra en estado extendido con un valor de:

$$Fy_b3 = Fy_e3 = 2085 \text{ N}$$

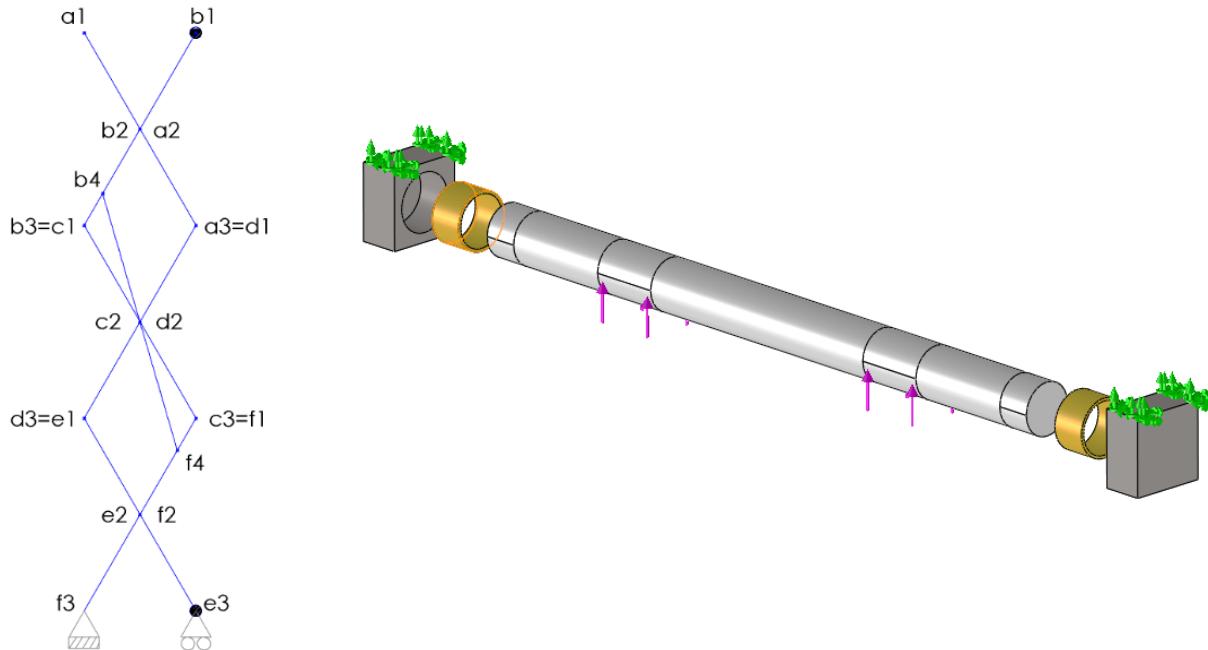


Figura 2.1

2.1.1- Propiedades de los materiales

Componente	Imagen	Material
Cojinete deslizamiento		<p>Nombre: din 1709:81 (CuZn25Al5) Límite elástico: 4.8e+008 N/m^2 Límite de tracción: 7.7e+008 N/m^2 Módulo elástico: 1.1e+011 N/m^2 Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 8200 kg/m^3 Módulo cortante: 3.3e+010 N/m^2 Coeficiente de dilatación térmica: 1.7e-005 /Kelvin</p>
Pasador		<p>Nombre: F1140/1.1191 (C45E) Límite elástico: 4.1e+008 N/m^2 Límite de tracción: 7.5e+008 N/m^2 Módulo elástico: 2.1e+011 N/m^2 Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 7800 kg/m^3 Módulo cortante: 7.9e+010 N/m^2 Coeficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin</p>

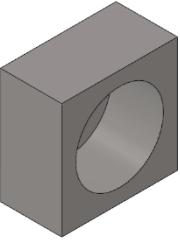
Dados plástico		<p>Nombre: Plastico Fabricante “RÖCHLING”</p> <p>Límite elástico: 2e+007 N/m²</p> <p>Módulo elástico: 6.7e+008 N/m²</p> <p>Coeficiente de Poisson: 0.33</p> <p>Densidad: 930 kg/m³</p>
----------------	-----------------------------------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Tabla 2.1

2.1.2- Fuerzas aplicadas

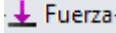
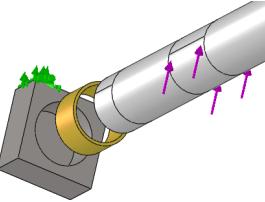
Descripción	Tipo	Imagen	Valor (Por cara)
Fuerza que ejercen las barras sobre el pasador	 Fuerza		2085 N

tabla 2.2

2.1.3- Sujeciones

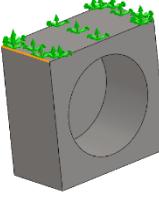
Componente	Tipo	Imagen	Reacción total
Dado de plástico	 Fijo-7		4170 N

tabla 2.3

2.1.4- Resultados del estudio

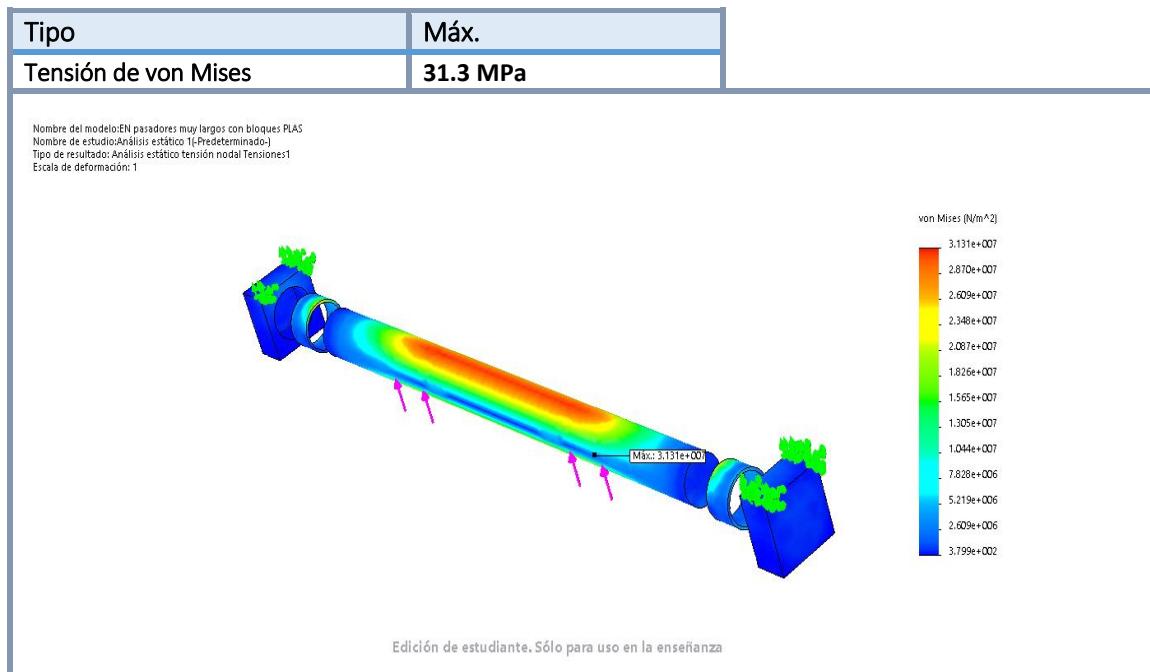


Figura 2.2

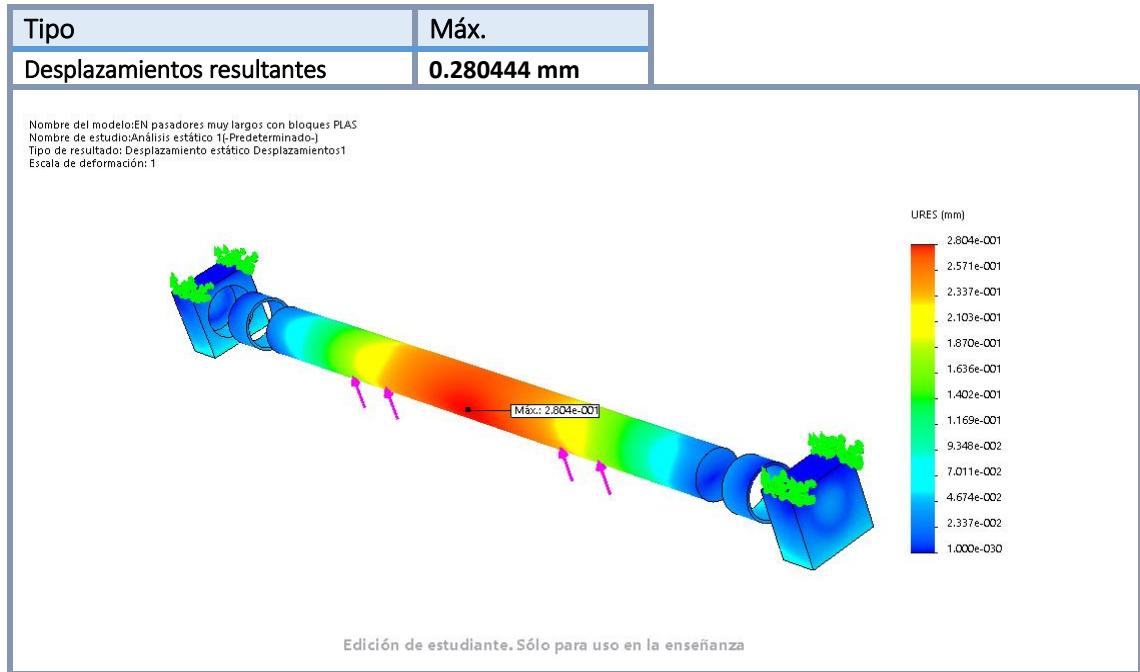


Figura 2.3

$$\text{Límite desplazamiento} = \frac{L_{\text{elemento}}}{250} = \frac{610}{250} = 2.44 \text{ mm}$$

El desplazamiento máximo se da en el centro del pasador con un valor de 0.3 mm por lo tanto se encuentra dentro del límite impuesto.

2.1.5- Comparación de los cálculos analíticos con Solidworks

2.1.5.1- Pasador

Comparación de las zonas de tensión máxima

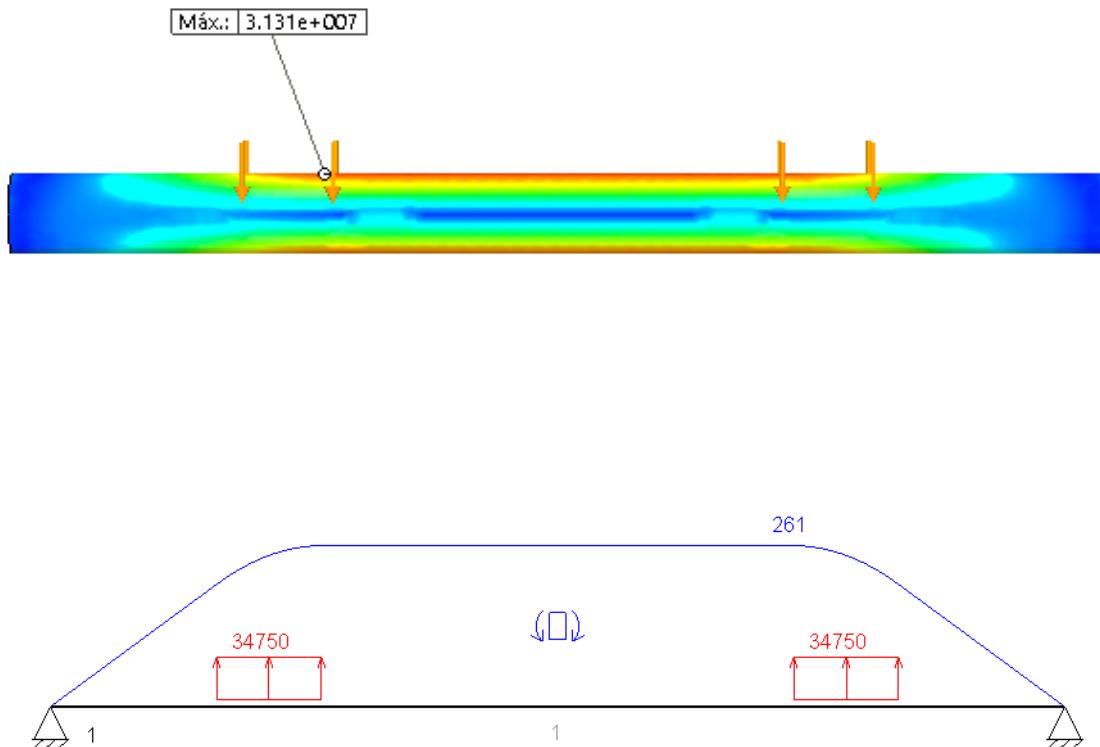


Figura 2.4

Como se observa en la figura 2.4, las zonas donde se dan las tensiones máxima coinciden, localizándose en el centro de la barras.

Comparación de valores:

	SolidWorks	Cálculos Teóricos
Reacción en apoyos (N)	2085	2085
Tensión de Von Mises max (MPa)	31.3	29.16
Coeficiente seguridad	13.1	14

Tabla 2.4

Se observa que tanto la zona de tensión máxima como los valores, son similares en ambos estudios. Esto es debido a que el pasador se apoya en dados de plástico que actúa como los apoyos articulados considerados en teoría.

En los siguientes 2 elementos del subensamblaje (cojinete deslizamineto y dado de plástico) se compara la tensión en el eje Y (figura 2.5) en SolidWorks con la tensión de aplastamiento en los cálculos teóricos, ya que el valor de la tensión de Von Mises en el programa difiere bastante del valor de los cálculos realizados. Esto es debido a que en los cálculos teóricos, con el cálculo por aplastamiento, no se tiene en cuenta la combinación de esfuerzos a los que está sometido realmente el elemento en contacto con los otros elementos, ni los factores que generan concentración de tensiones como aristas, orificios, condiciones de apoyo, etc.

Por ello además, se comparará la tensión de los elementos de forma que no se tenga en cuenta las zonas de concentrador de tensiones.

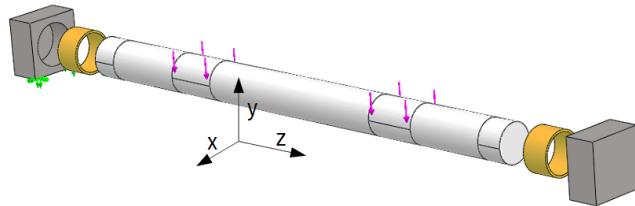


Figura 2.5

2.1.5.2- Cojinete deslizamiento

	Cálculos Teóricos (Tensión de aplastamiento)	SolidWorks
Tensión de trabajo (tension en Y)	1.5 MPa	2 MPa

Tabla 2.5

2.1.5.3- Dado plástico

	Cálculos Teóricos (Tensión de aplastamiento)	SolidWorks
Tensión de trabajo (tensión en Y)	1.4 Mpa	1.31

Tabla 2.6

Como se observa , los valores sin tener en cuenta los concentradores de tensiones son similares a los calculados en teoría.

2.1.6- Factor de seguridad mínimo en los distintos elementos del subensamblaje.

En este apartado se comprueba que los elementos del subensamblaje tengan un coeficiente de seguridad superior a 3. Para ello se utilizará el factor de seguridad según el criterio de Von Mises.

Componente	Imagen	Cs
Cojinete deslizamiento		60

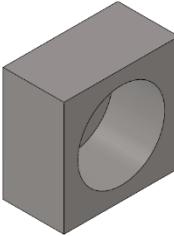
Pasador		13.1
Dados plástico		14.25

Tabla 2.7

Por lo tanto se concluye que el subensamblaje está asegurado.

2.2-Pasador con dados de acero

Corresponden a los pasadores de los puntos a1 y f3.

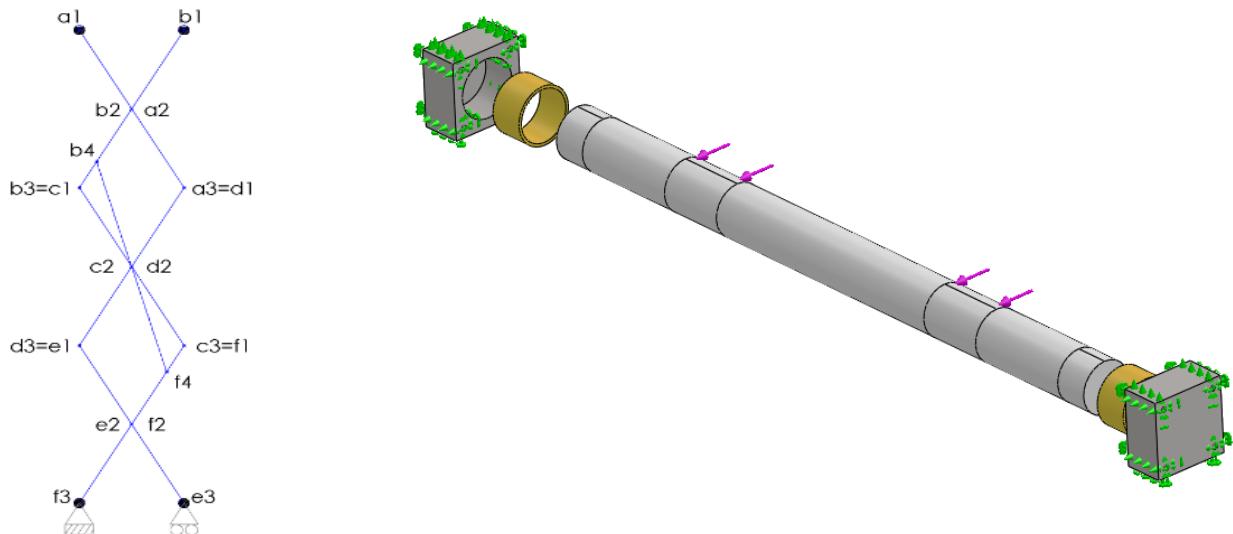


Figura 2.6

2.2.1- Propiedades de los materiales

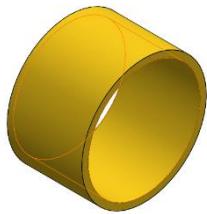
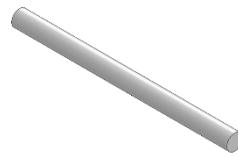
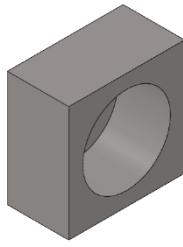
Componente	Imagen	Material
Cojinete deslizamiento o		Nombre: din 1709:81 (CuZn25Al5) Límite elástico: 4.8e+008 N/m^2 Límite de tracción: 7.7e+008 N/m^2 Módulo elástico: 1.1e+011 N/m^2 Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 8200 kg/m^3 Módulo cortante: 3.3e+010 N/m^2 Coeficiente de dilatación térmica: 1.7e-005 /Kelvin
Pasador		Nombre: F1140/1.1191 (C45E) Límite elástico: 4.1e+008 N/m^2 Límite de tracción: 7.5e+008 N/m^2 Módulo elástico: 2.1e+011 N/m^2 Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 7800 kg/m^3 Módulo cortante: 7.9e+010 N/m^2 Coeficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin
Dados acero		Nombre: 1.0037 (S235JR) Límite elástico: 2.35e+008 N/m^2 Límite de tracción: 3.6e+008 N/m^2 Módulo elástico: 2.1e+011 N/m^2 Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 7800 kg/m^3 Módulo cortante: 7.9e+010 N/m^2 Coeficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin

Tabla 2.8

2.2.2- Fuerzas aplicadas

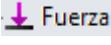
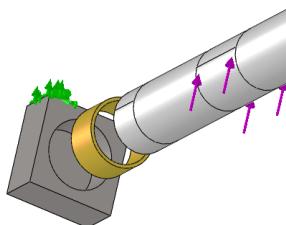
Descripción	Tipo	Imagen	Valor (Por cara)
Fuerza que ejercen las barras sobre el pasador	 Fuerza		2085 N

Tabla 2.9

2.2.3- Sujeciones

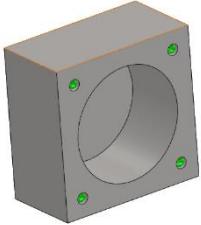
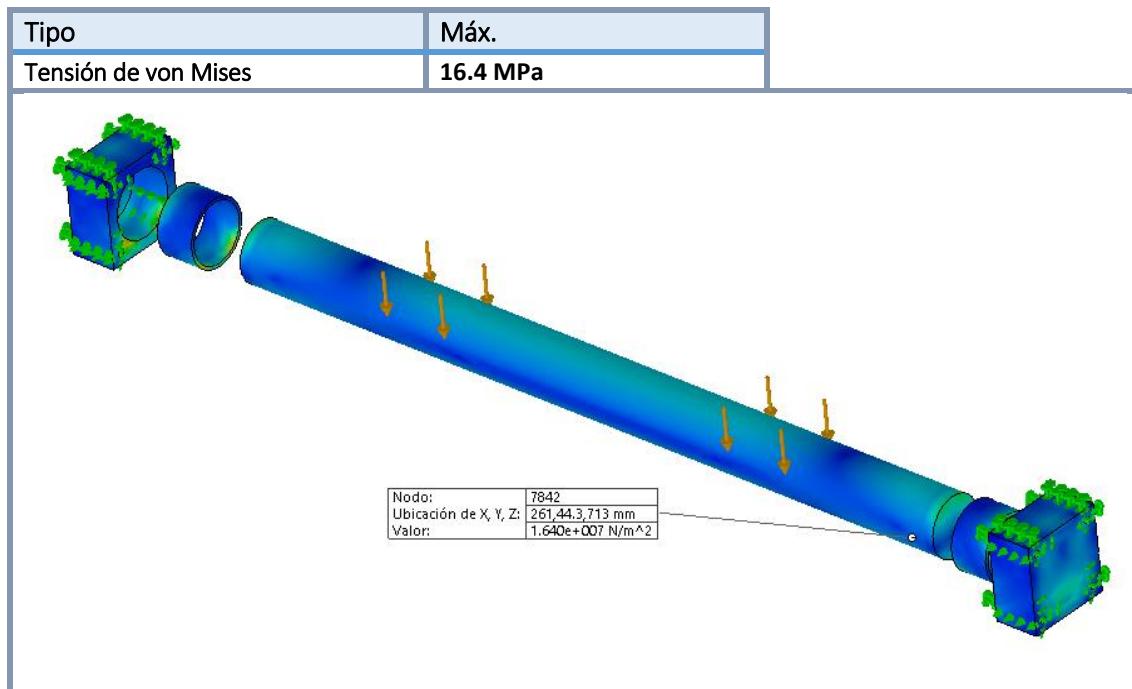
Componente	Tipo	Imagen	Reacción total
Dado	 Fijo-7		4170 N

Tabla 2.10

2.2.4- Resultados del estudio



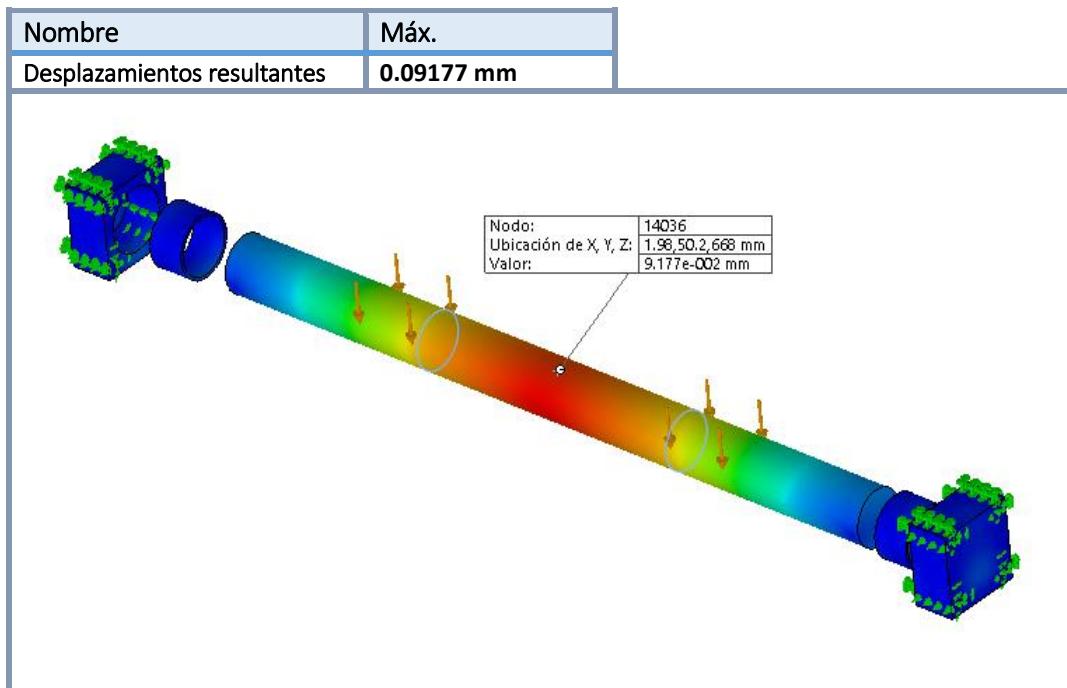


Figura 2.8

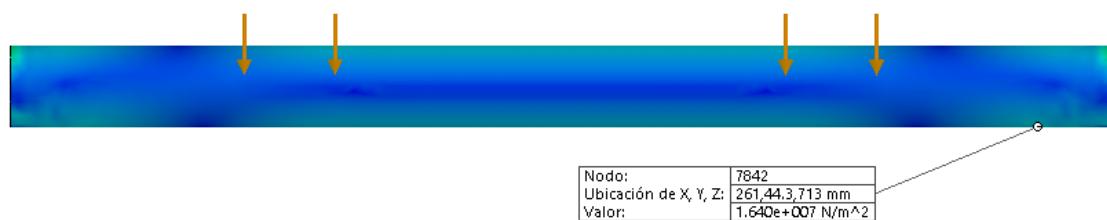
$$\text{Límite desplazamiento} = \frac{L_{\text{elemento}}}{250} = \frac{610}{250} = 2.44 \text{ mm}$$

El desplazamiento máximo se da en el centro del pasador con un valor de 0.09 mm por lo tanto está dentro del límite. Se observa también un desplazamiento menor en comparación con el pasador con los dados de plástico. Esto es debido a la rigidez del los dados de acero , permitiendo menor flexión al pasador.

2.2.5- Comparación de los cálculos analíticos con Solidworks

2.2.5.1- Pasador

Comparación de las zonas de tensión máxima



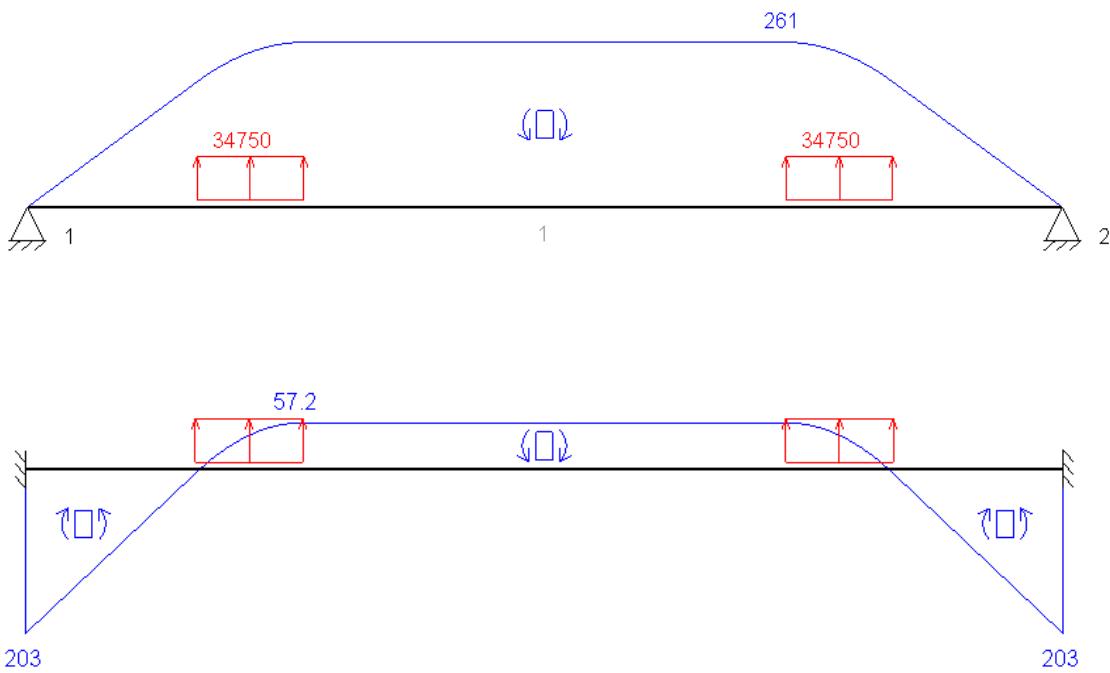


Figura 2.9

Como se observa en la figura 2.9 la zona de máxima tensión en SolidWorks se localiza en un punto intermedio de las zonas de máxima tensión reflejados en los dos casos de teoría.

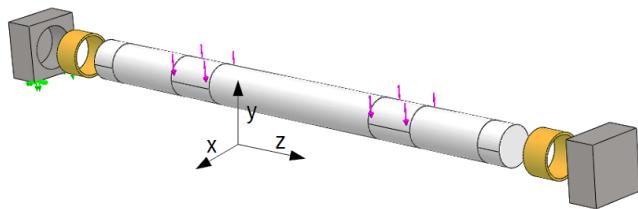
Comparación de valores

	SolidWorks	Cálculos Teóricos (articulado)	Cálculos Teóricos (empotramiento valor lateral)	Cálculos Teóricos (empotramiento, valor central)
Reacción en apoyos (N)	4170	4170	4170	4170
Tensión de Von Mises (Mpa)	16.4	29.16	22.68	6.4
Coeficiente seguridad	25	14	18	64

Tabla 2.11

En esta ocasión, a diferencia del pasador con datos de plástico, se observa que con los datos de acero, el pasador actúa más como algo intermedio entre un apoyo articulado y un empotramiento, por ello su zona de máxima tensión se localiza cerca del apoyo y el valor de tensión se encuentra entre los valores expuestos en la tabla 2.4. Esta diferencia de apoyos es debida a la mayor rigidez del acero.

En los siguientes 2 elementos del subensamblaje (cojinete de deslizamiento y dado de acero) se comparan los estudios como en el apartado anterior (pasador con datos de plástico).



2.2.5.2- Cojinete deslizamiento

	SolidWorks	Cálculo teórico (Tensión de aplastamiento)
Tensión en Y (MPa)	1.18	1.5

Tabla 2.12

2.2.5.3- Dados de acero

	SolidWorks	Cálculo teórico (Tensión de aplastamiento)
Tensión en Y (MPa)	1.17	1.4

Tabla 2.13

2.2.5.4- Agujeros para pernos (en los dados de acero)

	SolidWorks	Cálculo teórico (Tensión de aplastamiento)
Tensión en Y (MPa)	2.13	3

Tabla 2.14

Se observa que los valores son próximos a los calculados en teoría.

2.2.6- Factor de seguridad mínimo según el criterio de Von Mises en los distintos elementos del subensamblaje

Componente	Imagen	Cs
Cojinete deslizamiento		74
Pasador		28.47

Dados acero		33.5
-------------	--	------

Tabla 2.15

Como se observa, todos los elementos superan el valor de 3, por lo tanto el subensamblaje está asegurado.

3- Barra B

El estudio de la barra B se realiza en el estado replegado de la máquina, que es el más desfavorable.

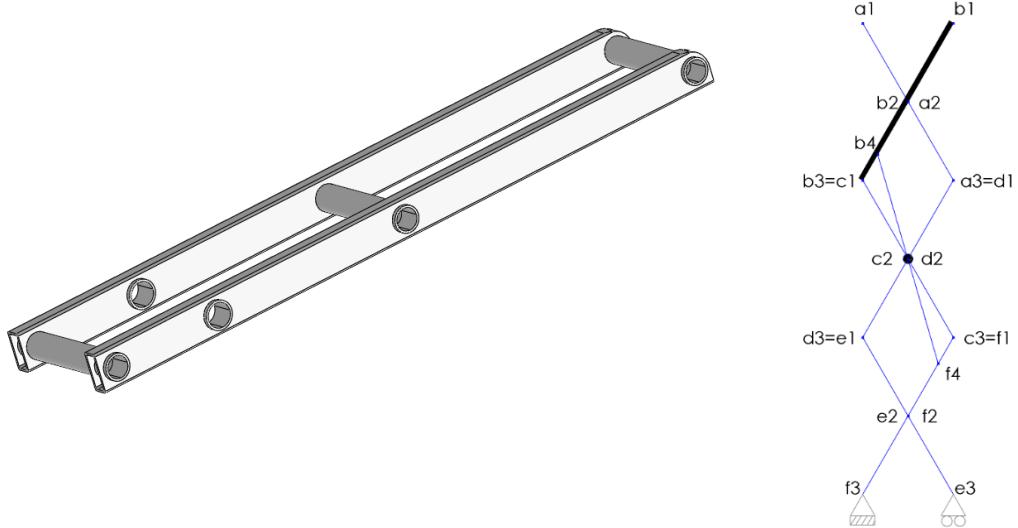


figura 3.1

3.1- Propiedades de los materiales

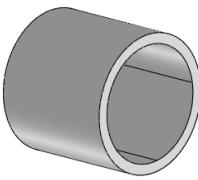
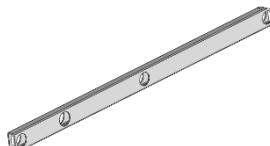
Componente	Imagen	Material
Cilindro soldado corto		Nombre: S355 N Límite elástico: 3.55e+008 N/m ² Límite de tracción: 4.5e+008 N/m ² Módulo elástico: 2.1e+011 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 7800 kg/m ³ Módulo cortante: 7.9e+010 N/m ² Coeficiente de dilatación térmica:
Cilindro soldado largo		
Barra de la tijera		

Tabla 3.1

3.2- Fuerzas aplicadas

Se aplican las fuerzas del diagrama de sólido libre en estado replegado, pasadas al eje local de la barra como se muestra en la figura 3.3.

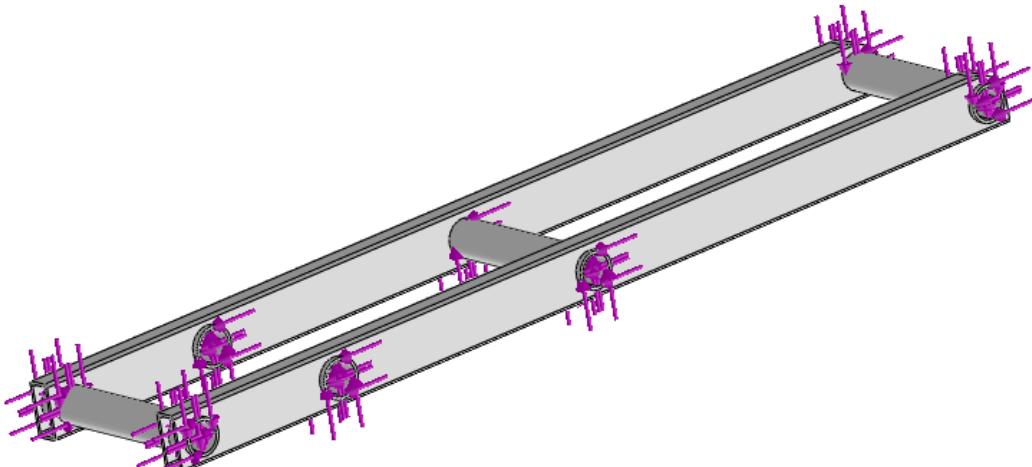


Figura 3.2

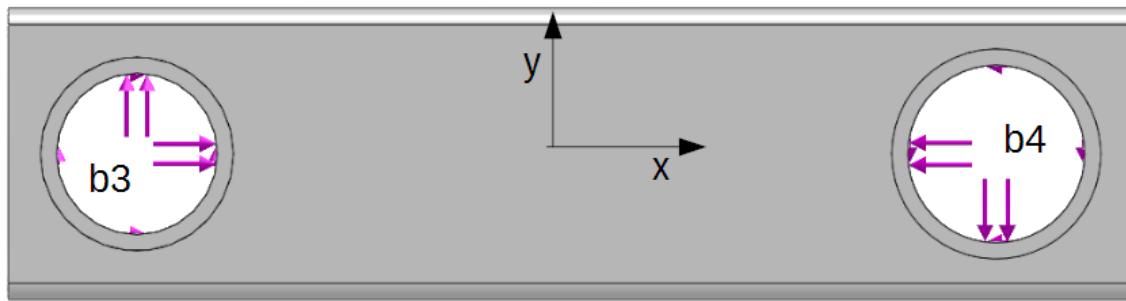


Figura 3.3

Descripción	Tipo	Imagen	Valor (Por cara) N
Fuerza de enlace locales de las barras	Fuerza		RL_XB1= 65,43 RL_YB1= 1040
			RL_XB2= 5101 RL_YB2= 173,3
			RL_XB3= 35475 RL_YB3= 4873
			RL_XB4= 30309 RL_YB4= 5739

Tabla 3.2

3.3- Sujeciones

Se considera el estudio estático con la opción “desahogo inercial” por lo tanto no hay sujeteciones.

3.4- Resultados del estudio

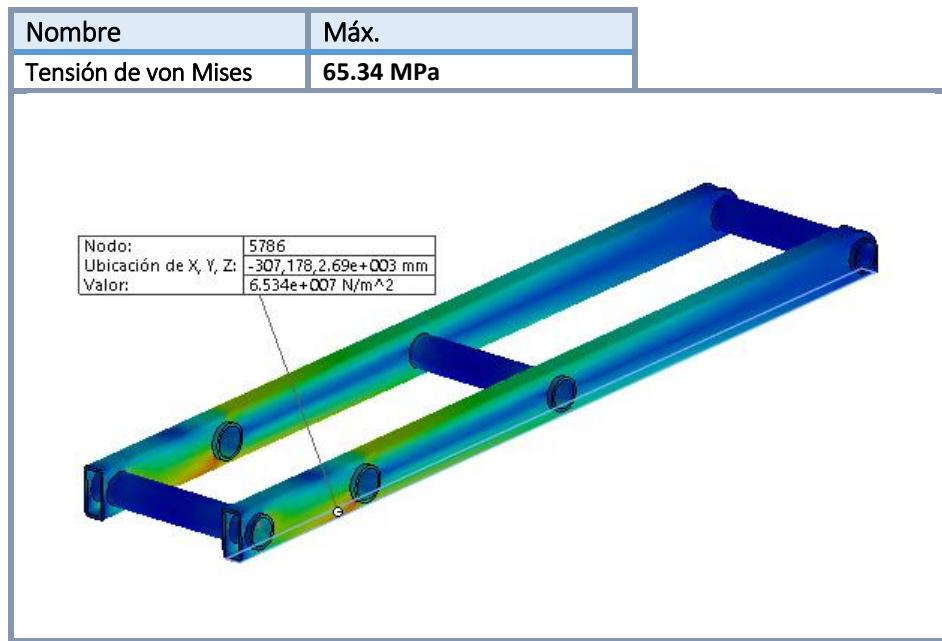


Figura 3.4

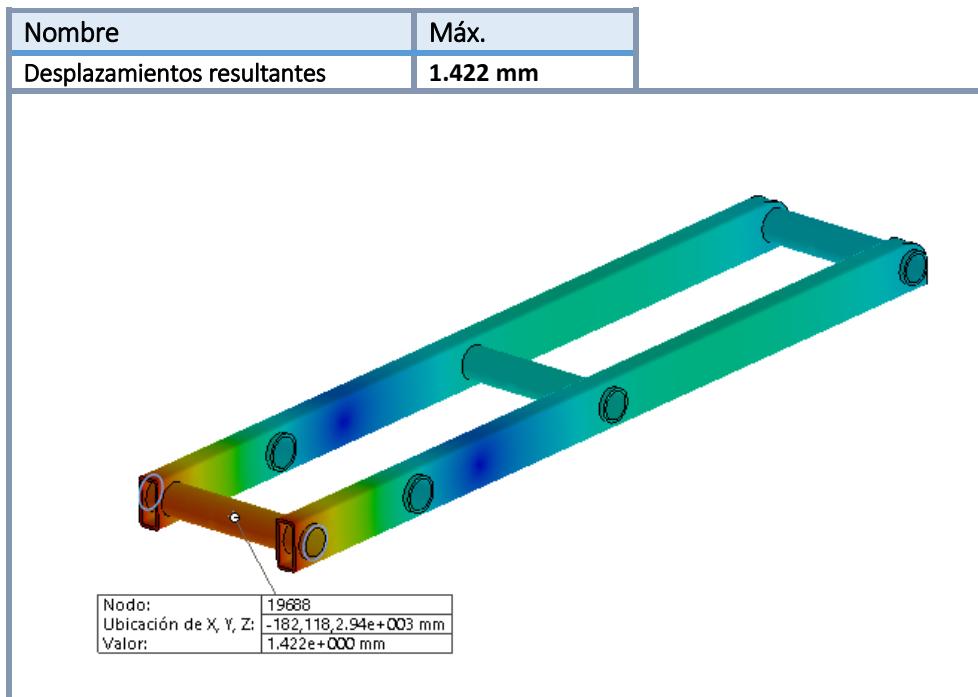


Figura 3.5

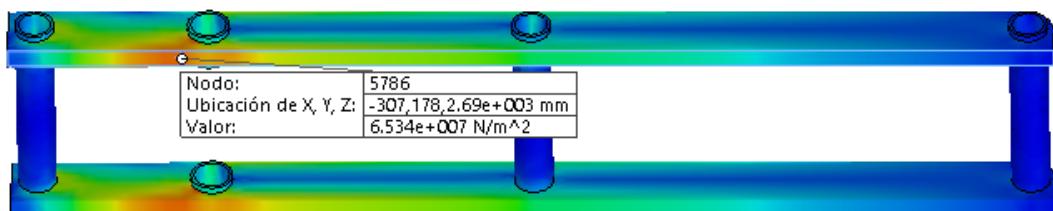
$$\text{Límite desplazamiento} = \frac{L_{\text{elemento}}}{250} = \frac{1603}{250} = 6.4 \text{ mm}$$

Se observa un desplazamiento máximo de 1.42 mm en el punto b3 por lo tanto está dentro del límite.

3.5- Comparación de los cálculos analíticos con Solidworks

En la comparación se tendrá en cuenta un punto alejado de zonas de concentrador de tensiones.

Comparación de zona de tensión máxima



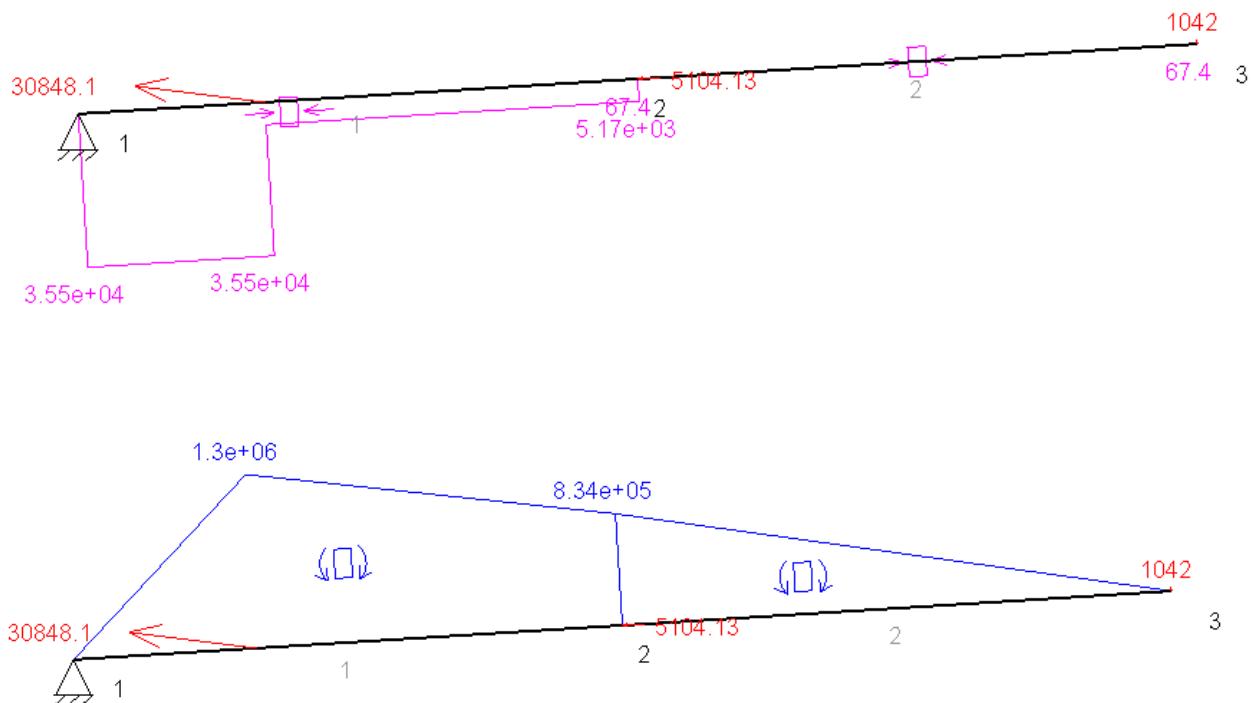


Figura 3.6

Comparación de valores

	SolidWorks	Cálculos teóricos
Tensión de Von Mises Max (Mpa)	65.3	104.6
Coeficiente seguridad	5.4	3.3

Tabla 3.3

La tensión de Von Mises máxima en Solid Works se da en el mismo punto que en teoría. Este punto es "b4", el lugar donde se une el cilindro hidráulico a las barras.

Se observa una diferencia de 40 MPa entre estudios (tabla 3.3). Esto puede ser debido a que el momento flector en el modelo 3D es menor que el calculado en el programa MEF1, ya que los tubos soldados que unen las barras aportan mayor rigidez al subensamblaje.

El factor mínimo de seguridad del subensamblaje teniendo en cuenta zonas de concentrador de tensiones es de 5.4 por lo tanto se concluye que la barra está asegurado.

4- Pasador del punto b3

En este punto se encuentran las mayores fuerzas de enlace cuando la máquina está en estado replegado.

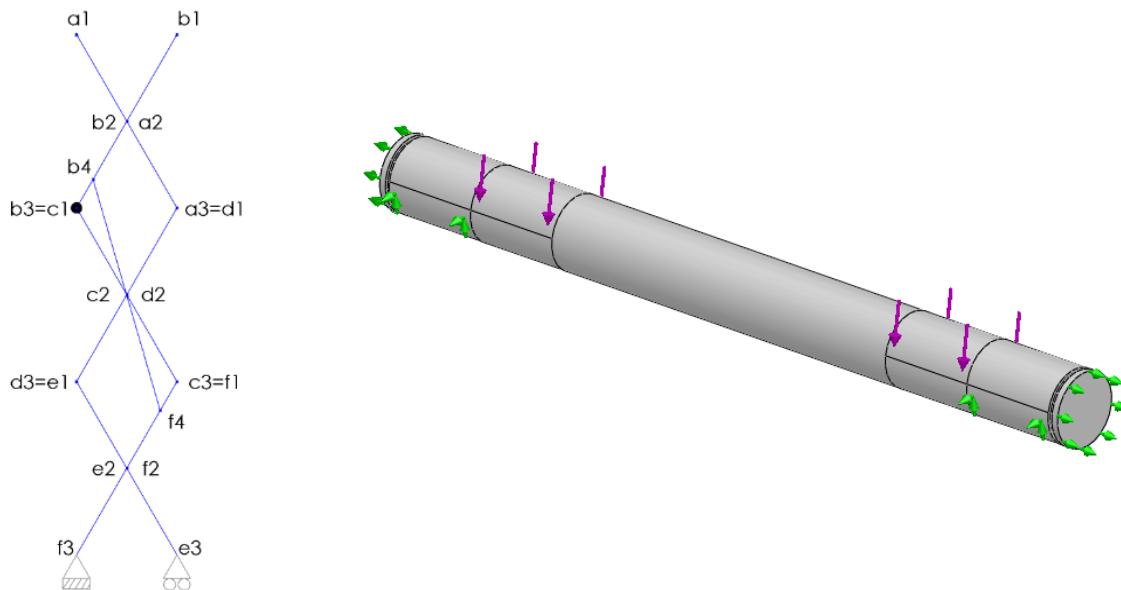


Figura 4.1

4.1- Propiedades del material

Nombre:	F1140/1.1191 (C45E)
Límite elástico:	4.1e+008 N/m²
Límite de tracción:	7.5e+008 N/m²
Módulo elástico:	2.1e+011 N/m²
Coeficiente de Poisson:	0.28
Densidad:	7800 kg/m³
Módulo cortante:	7.9e+010 N/m²

Tabla 4.1

4.2- Fuerzas aplicadas

Descripción	Tipo	Imagen	Valor por cara (N)
Fuerzas que ejercen las barras sobre el pasador	Fuerza		-35808

Tabla 4.2

4.3- Sujeciones

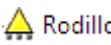
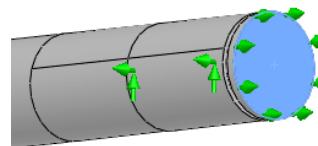
Componente	Tipo	Imagen	Reacción total (N)
Pasador	  		71610
Pasador	 Rodillo		0

Tabla 4.3

4.4- Resultados del estudio

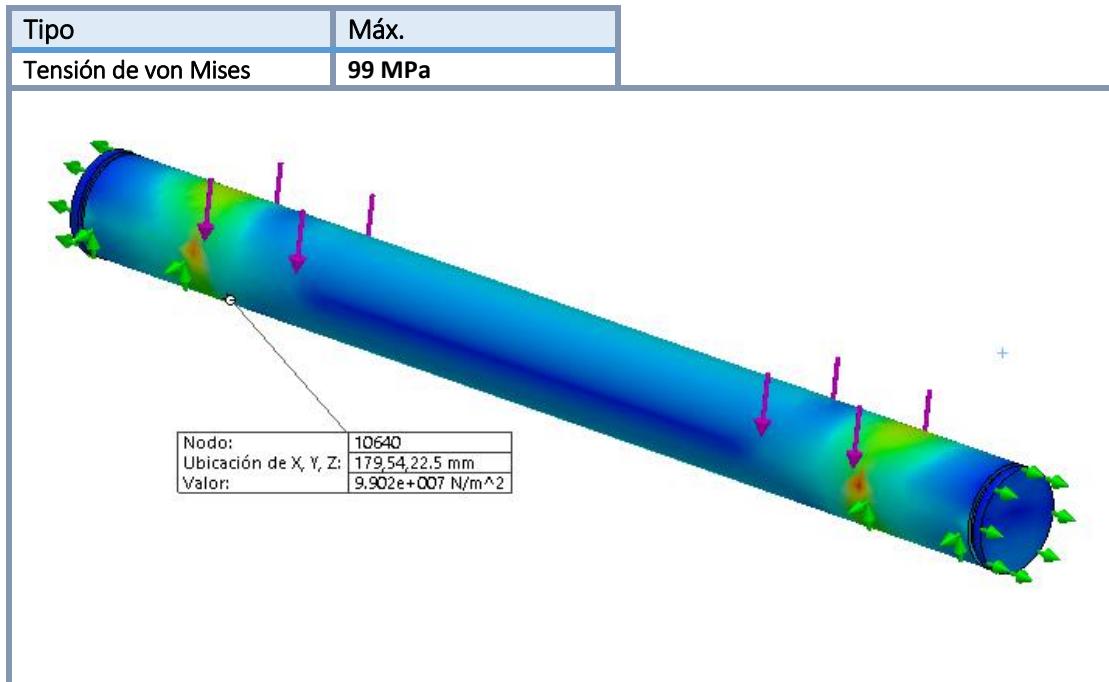


Figura 4.2

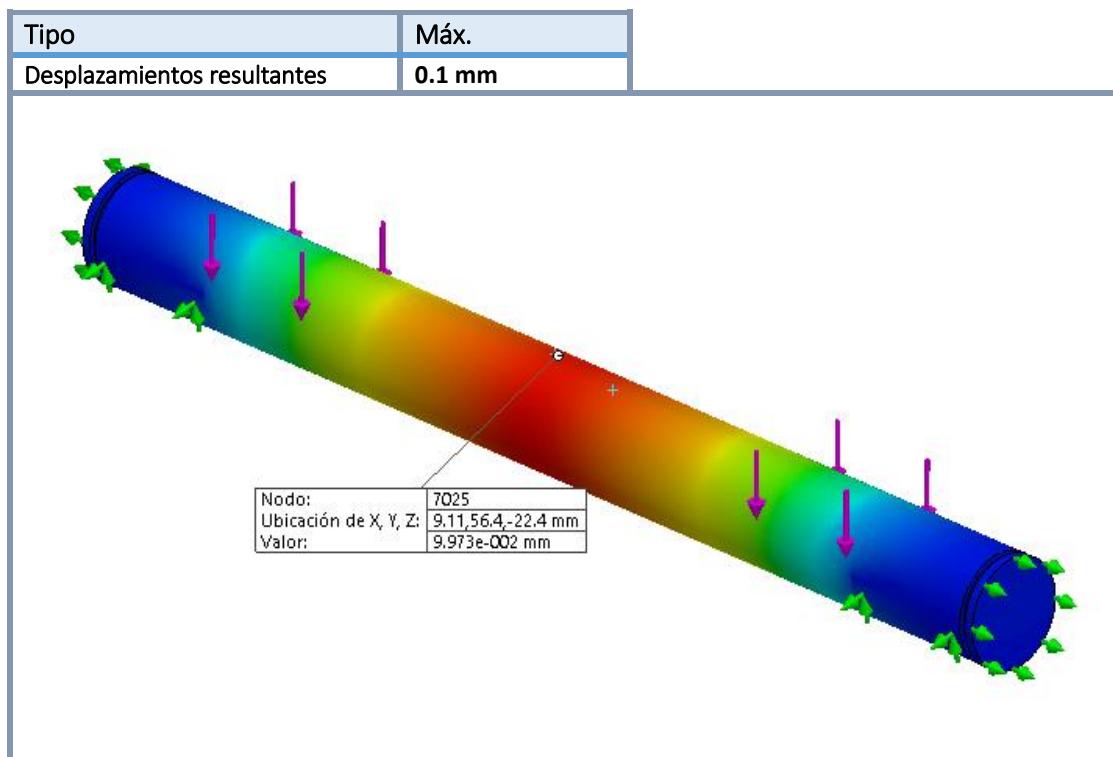


Figura 4.3

$$\text{Límite desplazamiento} = \frac{L_{\text{elemento}}}{250} = \frac{500}{250} = 2 \text{ mm}$$

El desplazamiento máximo del pasador se da en el centro del mismo con un valor de 0.1 mm por lo tanto está dentro del límite.

4.5- Comparación de los cálculos analíticos con Solidworks

Comparación de las zonas de tensión máxima

Debe tenerse en cuenta que en el caso estudiado en teoría se considera una viga biapoyada, que es más conservador, porque resulta un mayor momento flector. El punto de máxima tensión se encuentra un poco alejado del apoyo como se indica en la figura 4.4.a

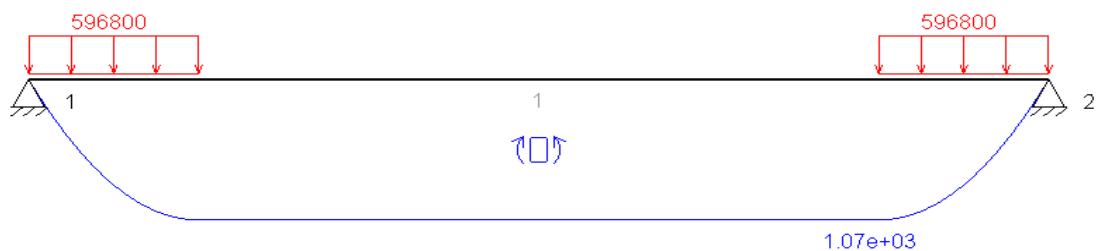


Figura 4.4 a

No ocurriría lo mismo si se considera una viga biempotrada, donde la tensión máxima es menor y se localiza en el apoyo como se indica en la figura 4.4 b .

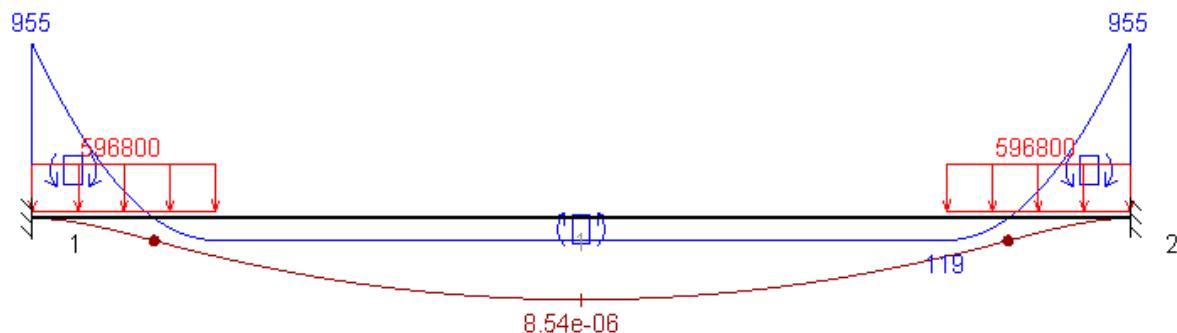


Figura 4.4 b

Lo simulado en Solid Works es un caso intermedio a las dos anteriores por la sujeciones impuestas y por ello la zona de tensión máxima se localiza cerca del apoyo como se muestra en la figura 4.4.c

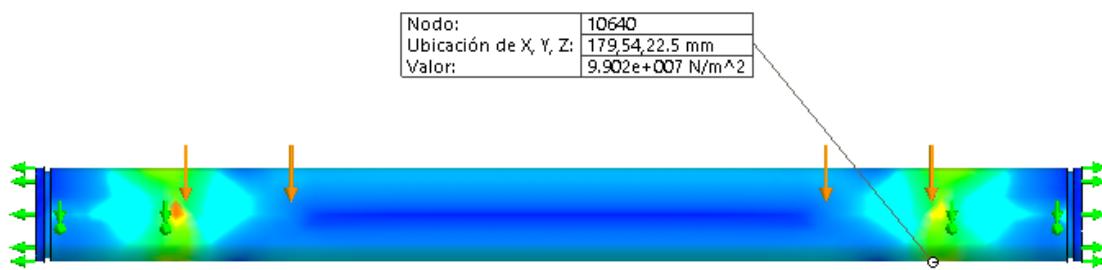


figura 4.4 c

Comparación de valores

	SolidWorks	Cálculos analíticos (articulado)	Cálculos analíticos (empotramiento)
Tensión de Von Mises	99 MPa	119.5 MPa	106.7
Coeficiente seguridad	4.14	3.4	3.8

Tabla 4.4

El factor de seguridad mínimo del pasador es de 4,14 por lo tanto el pasador está asegurado.

4.6- Cojinetes de deslizamiento del pasador b3

Se estudiará en particular las tensiones que soportan estos cojinetes ya que es son los que mayores tensiones experimentan en toda la máquina.

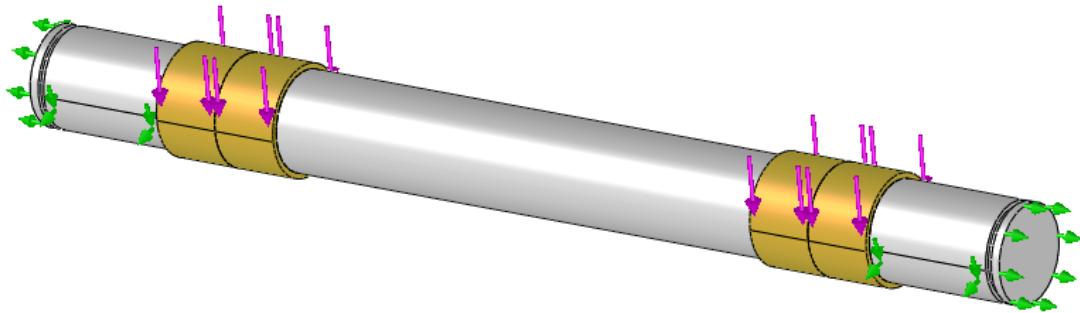
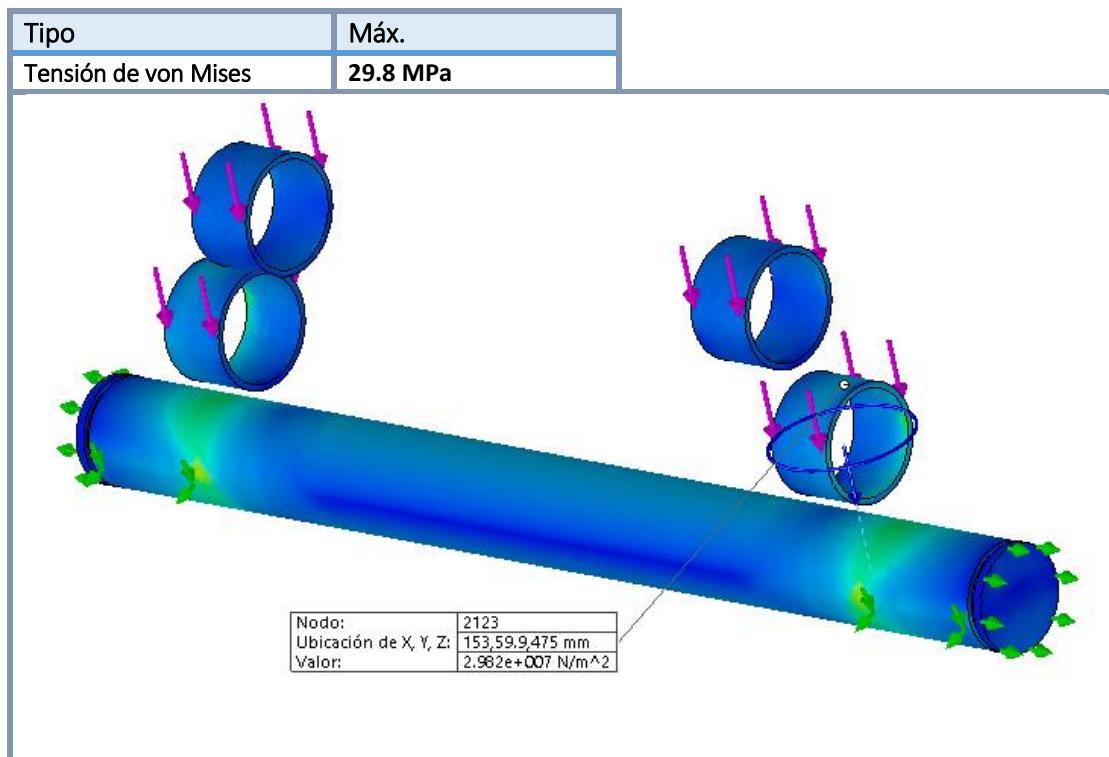


Figura 4.5

4.6.1- Resultado del estudio



	SolidWorks	Cálculos analíticos (tensión aplastamiento)
Tensión de Von Mises	29.8 MPa	21.3 MPa
Coeficiente seguridad	16	22.5

Tabla 4.5

Por lo tanto con un factor de seguridad de 16 se concluye que todos los pasadores de la máquina están asegurados.

5- Pasador del cilindro hidráulico

Se localizan en los puntos b4 y f4.

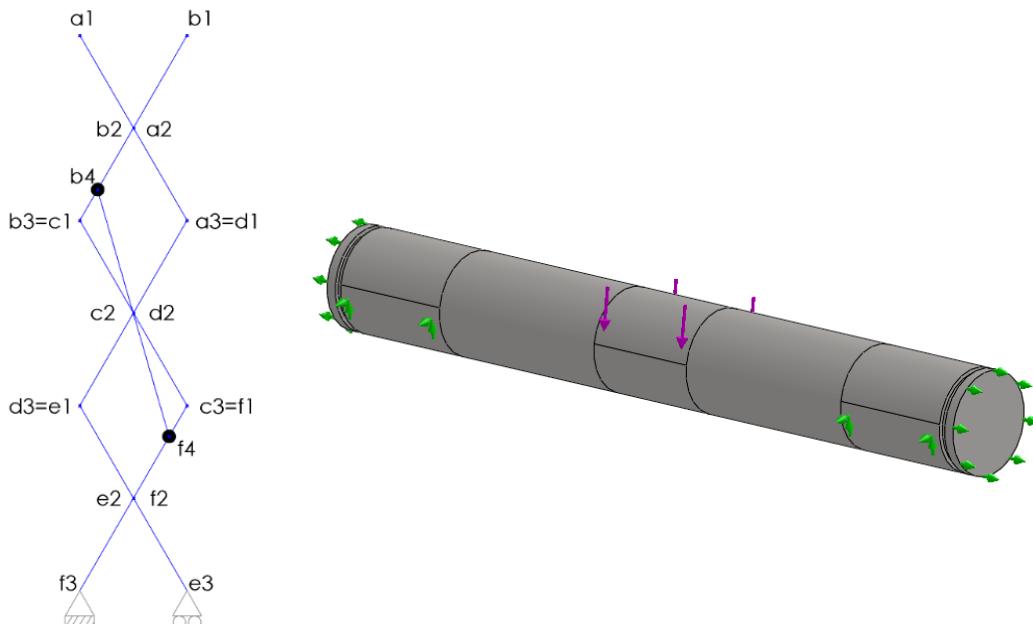


Figura 5.1

5.1- Propiedades del material

Nombre:	Acero ETG 100
Límite elástico:	8.65e+008 N/m²
Límite de tracción:	9.9e+008 N/m²
Módulo elástico:	2.05e+011 N/m²
Coeficiente de Poisson:	0.28
Densidad:	7850 kg/m³
Módulo cortante:	7.9e+010 N/m²
Coeficiente de dilatación térmica:	1.1e-005 /Kelvin

Tabla 5.1

5.2- Fuerzas aplicadas

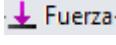
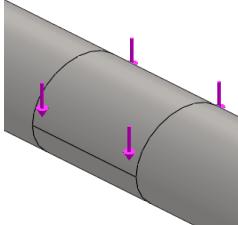
Descripción	Tipo	Imagen	Valor por cara (N)
Fuerza que ejerce el cilindro hidráulico sobre el pasador	 Fuerza		61696

Tabla 5.2

5.3- Sujeciones

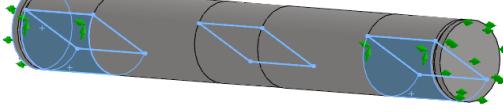
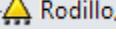
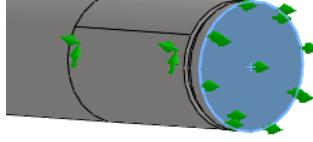
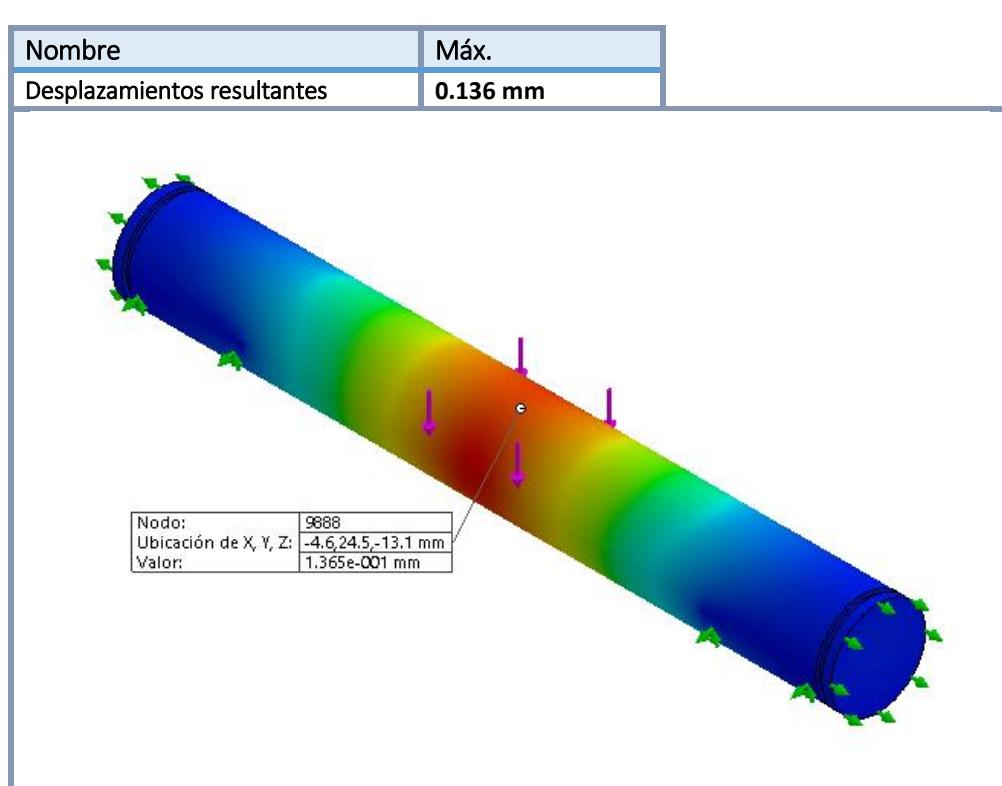
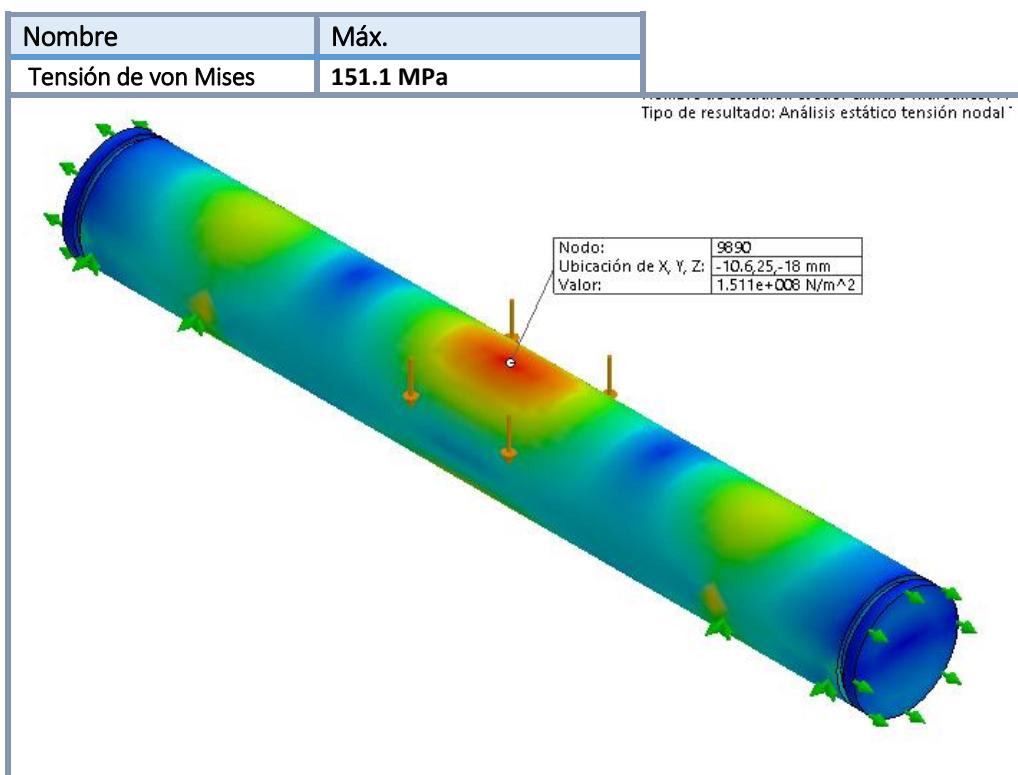
Componente	Tipo	Imagen	Reacción total (N)
Pasador			61696
Pasador	 Rodillo		0

Tabla 5.3

5.4- Resultados del estudio



$$\text{Límite desplazamiento} = \frac{L_{\text{elemento}}}{250} = \frac{500}{250} = 2 \text{ mm}$$

El desplazamiento máximo del pasador se localiza en su centro con un valor de 0.14 mm por lo tanto está dentro del límite.

5.5- Comparación de los cálculos analíticos con SolidWorks

Comparación de la zona de tensión máxima

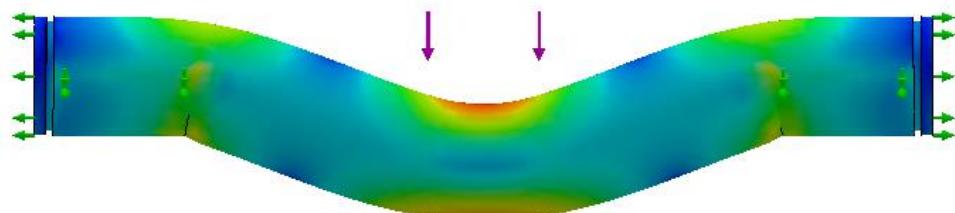


Figura 5.4 a

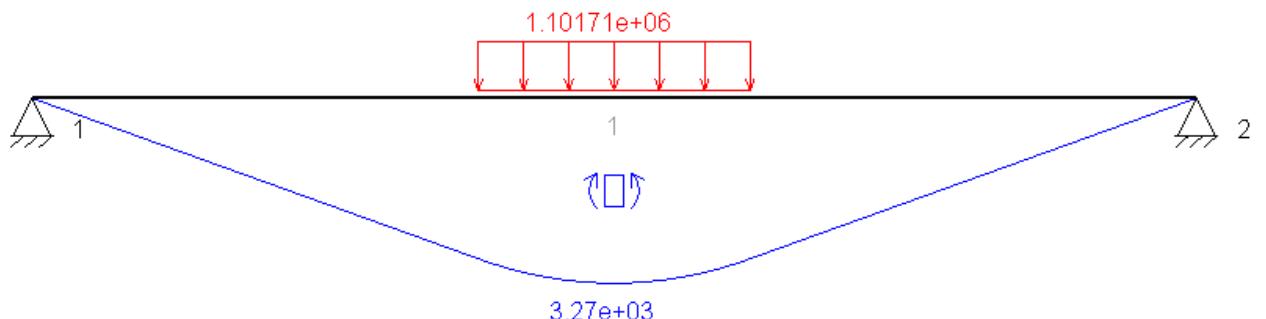


Figura 5.4 b

Se observa que se da en la misma zona.

Comparación de valores

	SolidWorks	Cálculos Teóricos
Tensión de Von Mises	151.1 MPa	266 MPa
Coeficiente seguridad	5.72	3.25

Tabla 5.4

Como se observa en la tabla 5.4, el estudio realizado en teoría es más conservadora. Esto es debido a que, como se ha visto en el apartado anterior, la diferencia de apoyos infuye en el resultado.

El factor de seguridad mínimo del pasador es de 5.72, por lo tanto está asegurado.

6- Cilindro Hidráulico

En este apartado se va a realizar el análisis de los diferentes componentes que forman el cilindro hidráulico por separado.

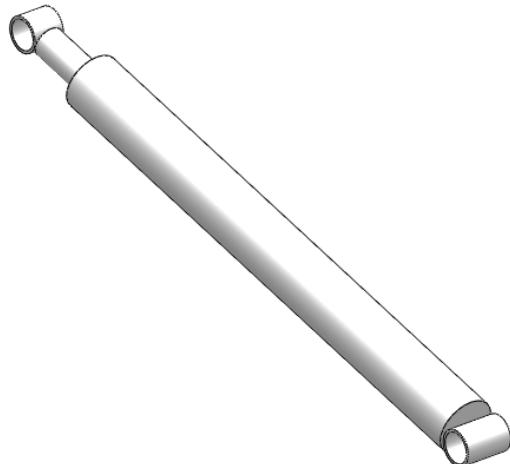


Figura 6.1

Propiedades de los materiales

Componente	Imagen	Material
Vástago		Nombre: F1140 Límite elástico: 3.7e+008 N/m^2 Límite de tracción: 7.5e+008 N/m^2 Módulo elástico: 2.1e+011 N/m^2 Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 7800 kg/m^3 Módulo cortante: 7.9e+010 N/m^2 Coeficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin
Émbolo		
Agarres		

Cuerpo cilindro		<p>Nombre: 1.0060 (E335) Límite elástico: 3.35e+008 N/m² Límite de tracción: 5.5e+008 N/m² Módulo elástico: 2.1e+011 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.28 Densidad: 7800 kg/m³ Módulo cortante: 7.9e+010 N/m² Coeficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin</p>
-----------------	-----------------------------------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Tabla 6.1

6.1- Vástago

6.1.1- Fuerzas aplicadas

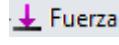
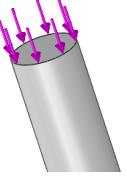
Descripción	Tipo	Imagen	Valor por cara (N)
Fuerza que ejerce el cilindro hidráulico sobre el pasador	 Fuerza		61696

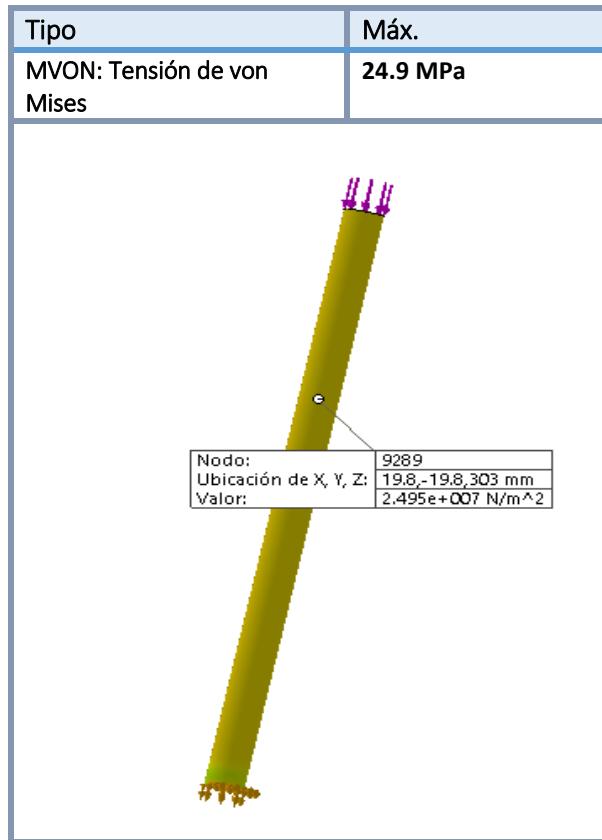
Tabla 6.2

6.1.2- Sujeciones

Componente	Tipo	Imagen	Reacción total (N)
vástago	 Fijo-7		61696

Tabla 6.3

6.1.3- Resultados del estudio



6.1.4- Comparación de valores

	SolidWorks	Cálculos Teóricos
Tensión de Von Mises Max (MPa)	24.9	25
Coeficiente de seguridad	14.85	14.8

Tabla 6.4

Se observa que concuerdan los valores y que la pieza está asegurada.

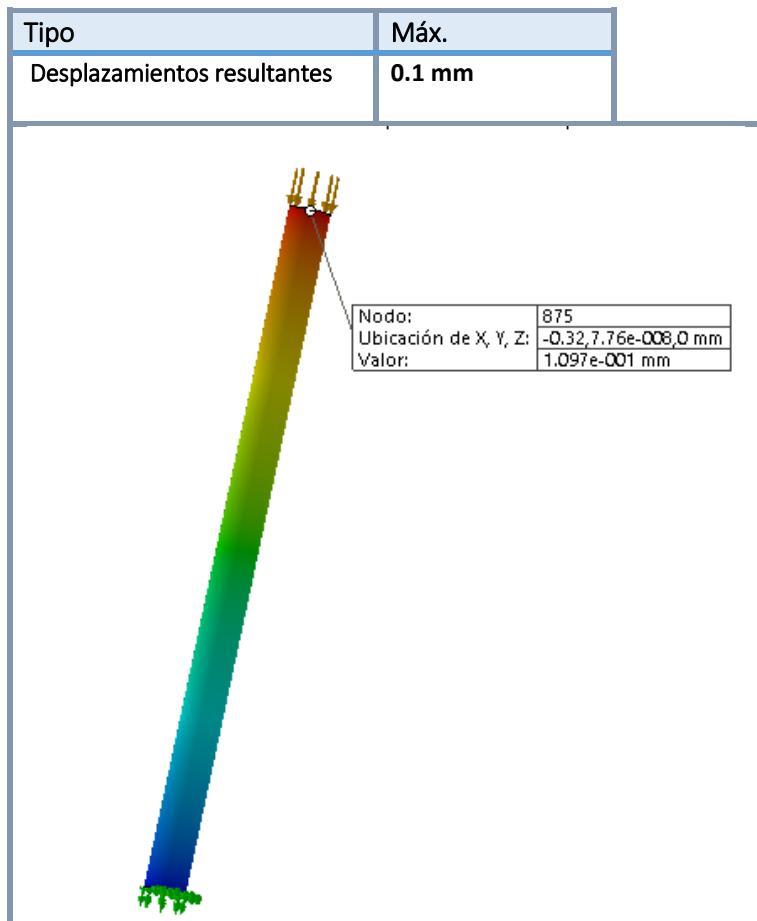


Figura 6.3

$$\text{Límite desplazamiento} = \frac{L_{\text{elemento}}}{250} = \frac{924}{250} = 3.7 \text{ mm} > 0.1$$

Por lo tanto se encuentra dentro del límite.

6.2- Cuerpo del cilindro hidráulico

6.2.1- Fuerzas aplicadas

Descripción	Tipo	Imagen	Valor (MPa)
Presión que se ejerce en el interior del cilindro	- Presión		240

Tabla 6.5

6.2.2- Sujeciones

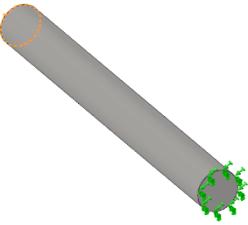
Componente	Tipo	Imagen
Cuerpo del cilindro hidráulico	 Fijo-7	

Tabla 6.6

6.2.3- Resultados del estudio

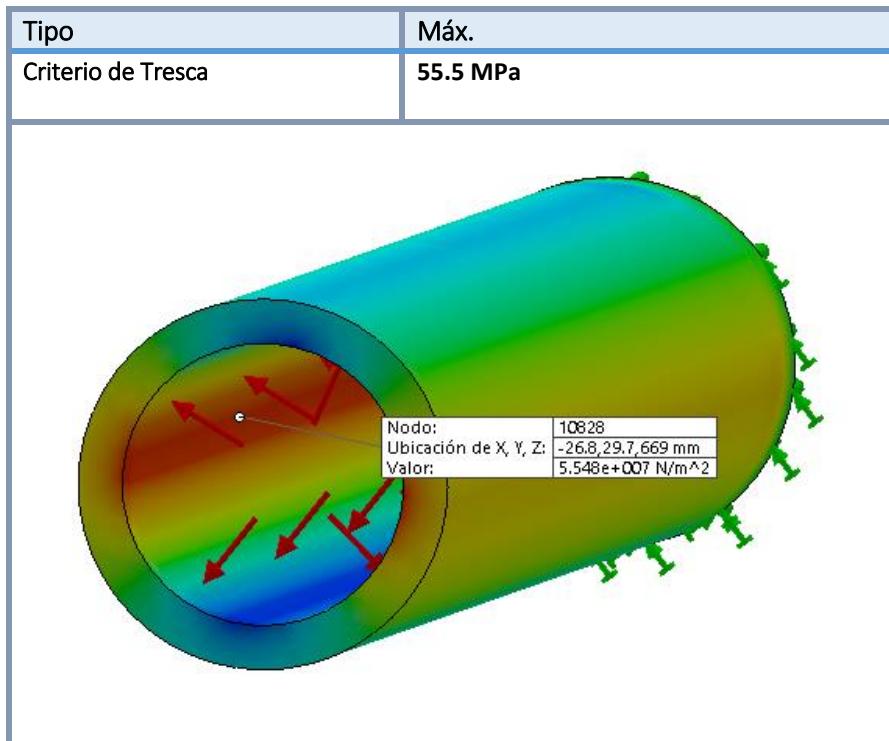


Figura 6.4

6.2.4- Comparación de valores

	SolidWorks	Cálculos Teóricos
Criterio Tresca	55.5 MPa	57.21 MPa
Coeficiente seguridad	3.2	3.1

Tabla 6.7

La comparación de este elemento se realiza utilizando el criterio de tresca, ya que en teoría se utilizó este criterio. Se observa que los resultados son similares y que el factor de seguridad mínimo es de 3.2 , por lo tanto el elemento se encuentra asegurado.

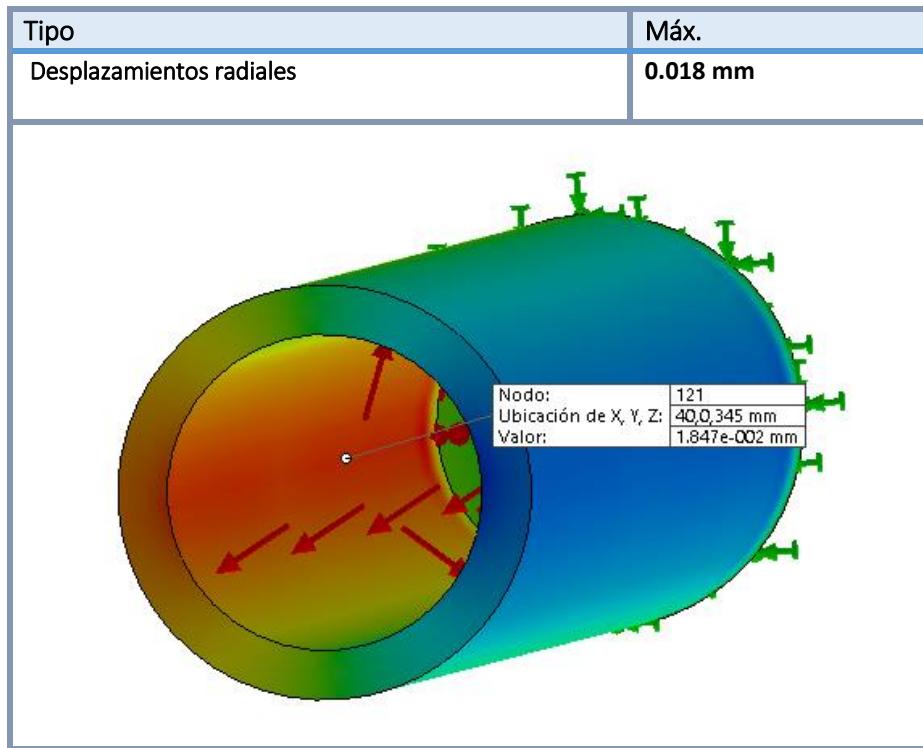


Figura 6.5

$$\text{Límite desplazamiento} = \frac{L_{\text{elemento}}}{250} = \frac{D_i}{250} = \frac{80}{250} = 0.32 \text{ mm} > 0.018 \times 2 \text{ mm}$$

Por lo tanto el desplazamiento se encuentra dentro del límite y no es relevante.

6.3- Émbolo

6.3.1- Fuerzas aplicadas

Descripción	Tipo	Imagen	Valor (MPa)
Presión que se ejerce en el interior del cilindro	Presión		240

Tabla 6.8

6.3.2- Sujeciones

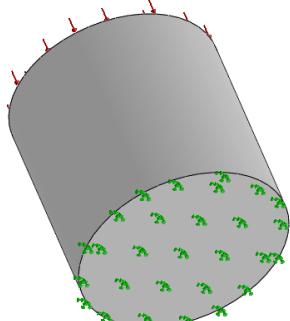
Componente	Tipo	Imagen
Émbolo	 Fijo-7	

Tabla 6.9

6.3.3- Resultados del estudio

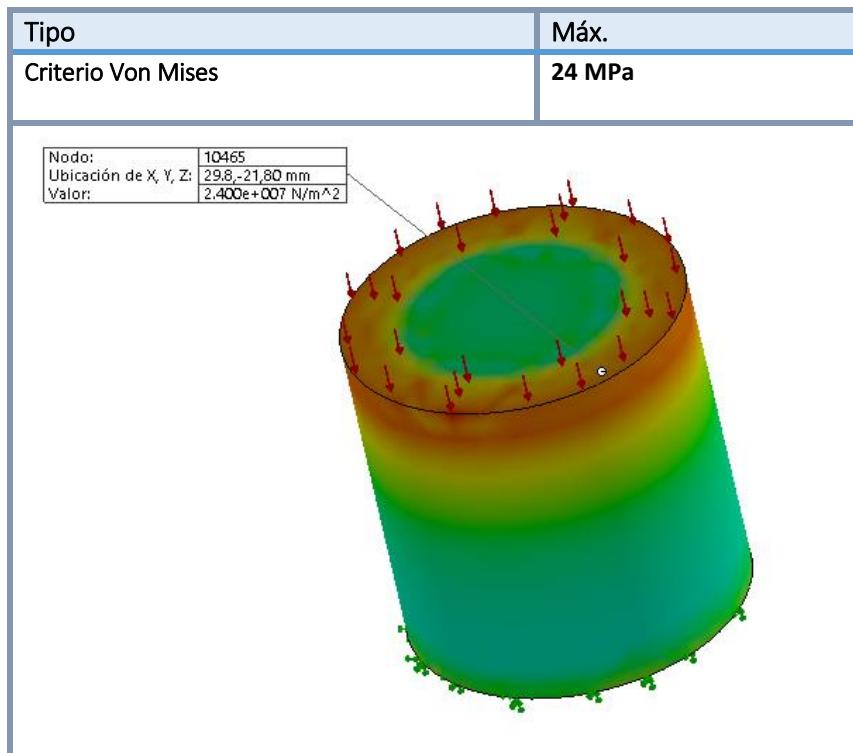


Figura 6.6

6.3.4- Comparacion de valores

	SolidWorks	Cálculos teóricos
Criterio Von Mises (MPa)	24	24
Coeficiente seguridad	15.4	15.4

Tabla 6.10

Se observa que los valores concuerdan y que el elemento está asegurado.

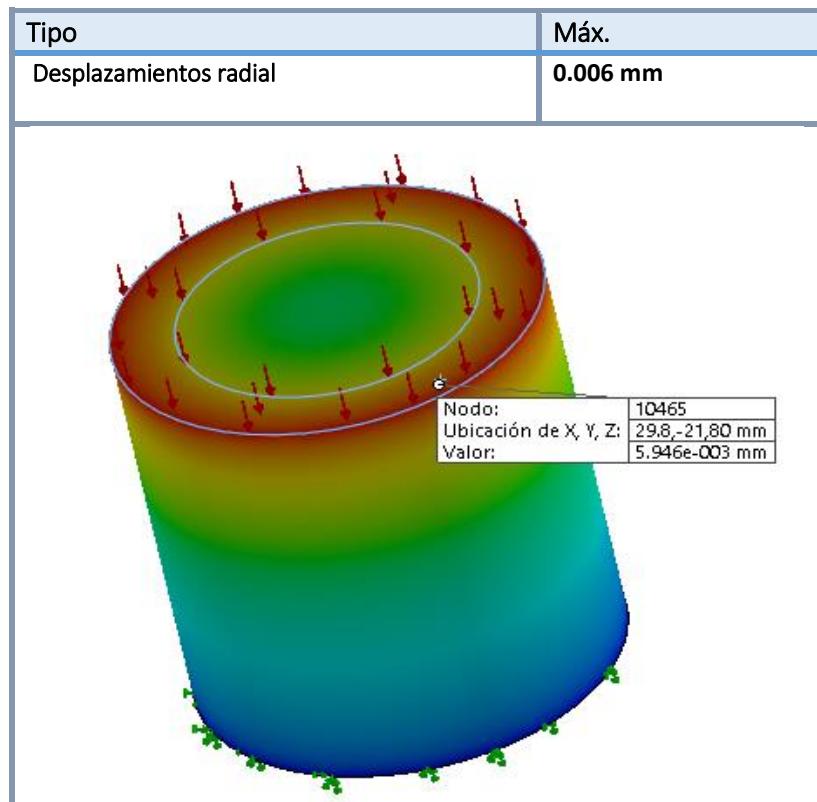


Figura 6.7

$$\text{Límite desplazamiento} = \frac{L_{\text{elemento}}}{250} = \frac{L_{\text{pist}}}{250} = \frac{80}{250} = 0.32 \text{ mm} > 0.006$$

Por lo tanto se considera despreciable el desplazamiento.

7- Cesta

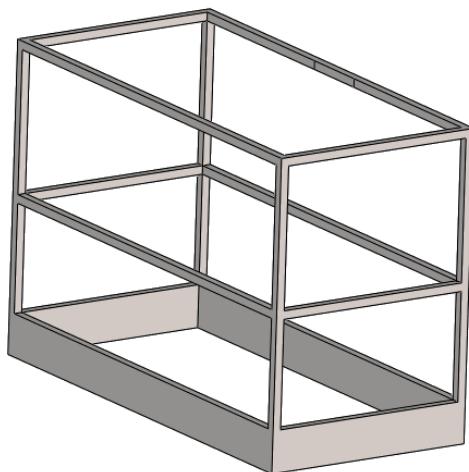


Figura 7.1

En este apartado se calculará si resisten las barras de la cesta a la fuerza ejercida por los operarios. Para ello se va a aplicar la carga en la barras longitudinales, ya que éstos se someten a más flexión que las transversales.

7.1- Propiedades del material

Nombre:	1.0490 (S275N)
Límite elástico:	2.75e+008 N/m²
Límite de tracción:	3.7e+008 N/m²
Módulo elástico:	2.1e+011 N/m²
Coeficiente de Poisson:	0.28
Densidad:	7800 kg/m³
Módulo cortante:	7.9e+010 N/m²
Coeficiente de dilatación térmica:	1.1e-005 /Kelvin

Tabla 7.1

7.2- Fuerzas aplicadas

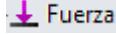
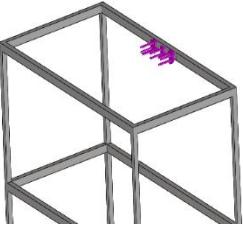
Descripción	Tipo	Imagen	Valor
Fuerza que ejerce un operario	 Fuerza		400 N

Tabla 7.2

7.3- Sujeciones

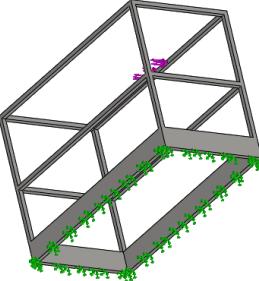
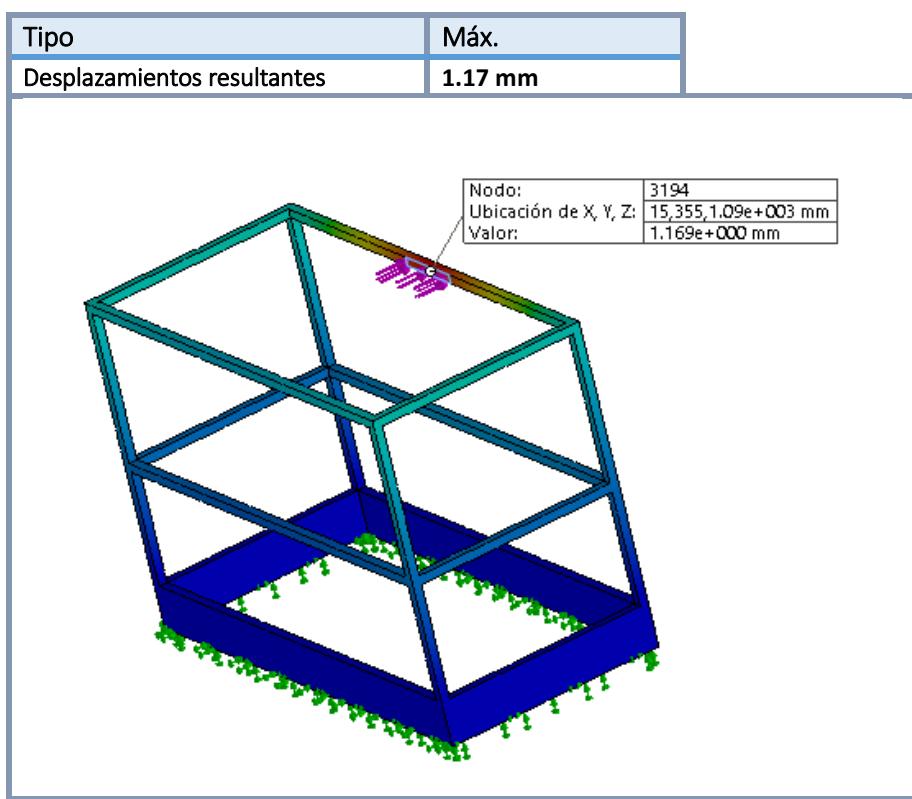
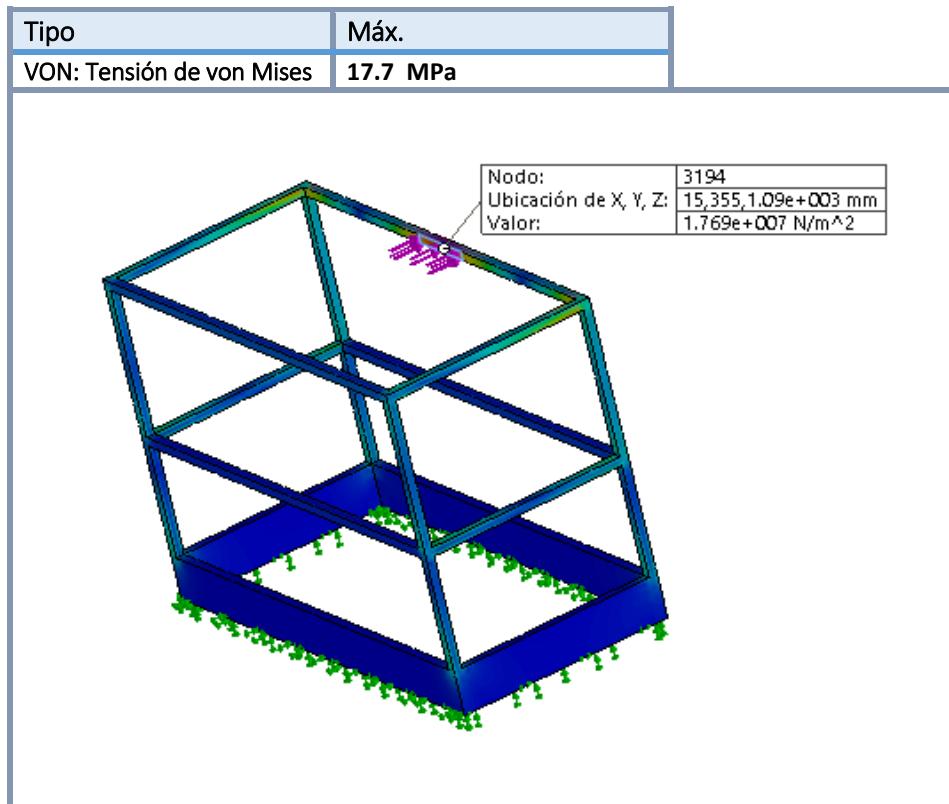
Componente	Tipo	Imagen
Cesta	 Fijo-7	

Tabla 7.3

7.4- Resultados del estudio



$$\text{Límite desplazamiento} = \frac{L_{\text{elemento}}}{250} = \frac{L_{\text{barra}}}{250} = \frac{1600}{250} = 6.4 \text{ mm} > 1.17 \text{ mm}$$

Por lo tanto no se considera un desplazamiento relevante.

7.5- Comparación entre cálculos analíticos y SolidWorks

Comparación de zonas de tensión máxima

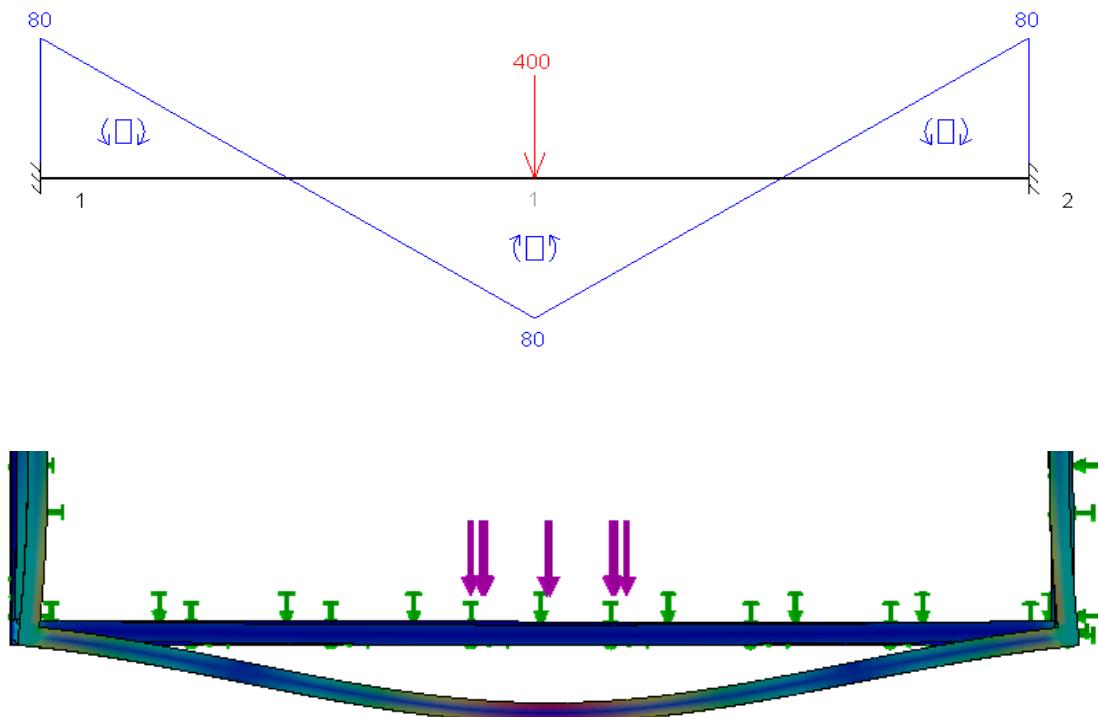


Figura 7.3

Se observa que las zonas de tensión máxima coinciden

Comparación de valores

	SolidWorks	Cálculos teóricos
Criterio Von Mises (MPa)	17.7	34.2
Coeficiente seguridad	15.5	8

Tabla 7.4

La diferencia observada es debido a que en el modelo 3D se aplica una fuerza uniforme en una superficie que abarcarían las manos del operario mientras que en teoría se considera una fuerza puntual.