



ANEXOS

Diseño y análisis EF de una plataforma eléctrica tipo tijera.

Design and FE analysis of electric scissor platform

Autor/es

Miguel Santolaya Bretón

Director/es

Óscar Paseta Martínez

Escuela de Ingeniería y Arquitectura, Universidad de Zaragoza
Enero de 2020



Contenido

Índice de Tablas.....	2
Índice de Figuras.....	3
Anexo 1. Estudio Norma UNE-EN 280:2016.....	4
1.1. Objeto y campo de aplicación	4
1.2 Cálculos de estructura y estabilidad.....	4
1.2.1. Generalidades	4
1.2.2. Cargas y fuerzas	4
1.2.3. Determinación de cargas y fuerzas	4
1.2.4. Cálculos de estabilidad	5
1.2.5 Cálculos estructurales.....	6
Anexo 2. Cálculo analítico.....	7
2.1 Diagramas de sólido libre de las barras para la posición superior.....	7
2.2 Diagramas de sólido libre de las barras para la posición inferior.....	10
2.3. Cálculo de la sección de las barras de la estructura extensible.....	12
2.3.1 Cálculo de Axiles, Cortantes y momentos flectores	12
2.3.2 Selección de material y de perfil comercial.....	14
2.4. Cálculo sección de los bulones de la estructura extensible.....	15
2.4.1 Diseño optimizado.....	15
2.4.2 Diseño inicial	17
2.5 Cálculo de la sección de los bulones hidráulicos	18
2.5.1 Análisis por flexión	19
2.5.2 Análisis por cortante directo	19
2.5.3 Análisis por aplastamiento	20
2.6. Cálculo de la sección de las guías	20
Anexo 3. Cálculos de estabilidad	22
3.1 Translación en desnivel sin contrapeso (5%).....	22
3.2 Traslación en cuesta (5º)	23
3.3 Parada en desnivel (5%)	24
3.4 Parada a nivel.....	25
Anexo 4. Operaciones de modelado y ensamblaje en SolidWorks	26
Anexo 5. Predimensionado del cilindro hidráulico.....	28

Índice de Tablas

Tabla 1. Mayoración cargas [2]	6
Tabla 2. Axil, cortante y flector punto F	14
Tabla 3. Aceros soldables de grano fino, en la condición de normalizado [4]	16
Tabla 4. Presión bomba [8]	28
Tabla 5. Características cilindro [9]	28

Índice de Figuras

Figura 1. Fuerzas sobre plataforma de trabajo. Posición superior.....	7
Figura 2. Fuerzas sobre plataforma de trabajo. Posición inferior	10
Figura 4. Diagrama Axil, cortante y flector para la barra EFG. Posición superior	13
Figura 5. Diagrama Axil, cortante y flector para la barra EFG. Posición inferior	13
Figura 6. Perfil rectangular [3].....	14
Figura 7. Perfil rectangular [3].....	15
Figura 8. Perfil huecos redondos [5]	16
Figura 9. Diagrama momentos flectores. Bulón.....	16
Figura 10. Diagrama momentos flectores. Bulón cilindro hidráulico.....	19
Figura 11. Perfiles en L.....	20
Figura 12. Diagrama momentos flectores. Guías.....	21
Figura 13. PEMP en translación a desnivel sin contrapeso (5%)	22
Figura 14. PEMP en translación en cuesta.....	23
Figura 15. PEMP parada a desnivel	24
Figura 16. PEMP parada a nivel	25
Figura 17. Operación Extruir y Extruir corte	26
Figura 18. Operación Barrido y Revolución	26
Figura 19. Ensamblaje y algunas de las relaciones de posición	27
Figura 20. Tipo de montaje del cilindro hidráulico[10].....	29
Figura 21. Selección del diámetro del vástago [11]	29

Anexo 1. Estudio Norma UNE-EN 280:2016

1.1. Objeto y campo de aplicación

Esta norma europea especifica los requisitos y las medidas técnicas de seguridad para las plataformas elevadoras móviles de personal (PEMP) de todos los tipos y de todas las capacidades, destinadas a desplazar personas hasta una posición de trabajo, donde llevan a cabo una tarea desde la plataforma de trabajo.

Es aplicable a los cálculos de diseño estructural, a los criterios de estabilidad, a la construcción, a los exámenes y ensayos de seguridad antes de la primera puesta en servicio de las PEMP.

1.2 Cálculos de estructura y estabilidad

1.2.1. Generalidades

Cálculos estructurales, de elevación de cargas y fuerzas individuales deben analizarse en sus posiciones, direcciones y combinaciones que produzcan las condiciones más desfavorables de esfuerzo de sus componentes

Cálculos de estabilidad, se debe identificar las diversas posiciones de la PEMP y de las combinaciones de cargas y fuerzas que, conjuntamente, originan las condiciones de estabilidad mínimas.

1.2.2. Cargas y fuerzas

Deben considerarse las cargas y fuerzas siguientes:

- a) carga nominal
- b) pesos muertos
- c) cargas debidas al viento
- d) fuerzas manuales
- e) cargas y fuerzas especiales

1.2.3. Determinación de cargas y fuerzas

1.2.3.1 Carga nominal

$$m = n * m_p + m_e$$

Donde

m_p es 80 kg, masa normal de una persona

$m_e \geq 40$ kg, valor mínimo de la masa de las herramientas y materiales.

n es el número de personas autorizado sobre la plataforma de trabajo

La masa de cada persona se supone que actúa como una carga puntual sobre la plataforma en un punto situado a 0,1 m del borde interior de la barandilla. La distancia entre cargas debe ser 0,5 m.

La masa del equipo se supone una carga uniformemente repartida sobre el 25% del piso de la plataforma. Si esta es mayor de 3 kN/m^2 , el valor de 25% puede aumentarse hasta obtener una presión de 3 kN/m^2 .

1.2.3.2 Pesos muertos

Las masas de los componentes de la PEMP cuando no se están moviendo deben tomarse como pesos muertos estáticos, y como pesos muertos dinámicos cuando están en movimiento.

1.2.3.3. Cargas debidas al viento

Se considera que todas las PEMP utilizadas en el exterior están sometidas a una presión debida al viento igual a 100 N/m^2 , que representa una velocidad del viento de $12,5 \text{ m/s}$

Las fuerzas debidas al viento se supone que actúan horizontalmente en el centro de la superficie de los elementos de la PEMP, de las personas y del equipo situados sobre la plataforma de trabajo y deben tomarse como fuerzas dinámicas.

Coeficientes de forma aplicados a las superficies expuestas al viento:

- Perfiles en L, U, T, I 1,6
- Secciones cuadradas o rectangulares..... 1,4
- Grandes superficies planas..... 1,2
- Secciones circulares, según las dimensiones..... 0,8 / 1,2
- Personas expuestas directamente..... 1,0

La superficie total de una persona debe ser de $0,7 \text{ m}^2$, el centro de la superficie queda a 1,0 m sobre del piso de la plataforma de trabajo.

La superficie expuesta de una persona sobre una plataforma de trabajo, de pie detrás de una barandilla no perforada de 1,1 m de altura, debe ser de $0,35 \text{ m}^2$, quedando el centro de la superficie a 1,45 m sobre el suelo de la plataforma de trabajo.

Las fuerzas debidas al viento ejercidas sobre el equipo y los materiales situados sobre la plataforma de trabajo deben calcularse como el 3% de su masa actuando horizontalmente a una altura de 0,5 m sobre el piso de la plataforma.

1.2.3.3. Fuerza manual

El valor mínimo de la fuerza M deber ser de 200N para las PEMP diseñadas para una sola persona, aplicada a una altura de 1,1 m sobre el suelo de la plataforma.

1.2.4. Cálculos de estabilidad

1.2.4.2. Fuerzas creadas por las masas de la estructura y la carga nominal

Las fuerzas creadas por las masas de la estructura y por la carga nominal, que generan momentos de vuelco o estabilización, deben multiplicarse por un coeficiente de 1,0 y considerarse actuando verticalmente hacia abajo.

En caso de movimiento de la estructura extensible estas fuerzas deben multiplicarse por 0,1 actuando en la dirección de movimiento que cree mayor momento de vuelco.

1.2.4.2. Fuerzas debidas al viento

Deben multiplicarse por un coeficiente de 0,1 y considerar que actúan horizontalmente.

1.2.4.3. Fuerzas manuales

Deben multiplicarse por un coeficiente de 1,1 y considerarse que actúan en el sentido y la dirección de mayor momento de vuelco.



1.2.4.4. Cálculo de los momentos de vuelco y estabilización.

Los momentos máximos de vuelco y los momentos de estabilización correspondientes deben calcularse respecto a las líneas de vuelco más desfavorables.

En cada uno de los casos, el momento de estabilización debe ser mayor al momento calculado.

1.2.5 Cálculos estructurales

Todos los elementos y articulaciones que soporten cargas deben probarse contra fallo por deformación o fractura. Todos los elementos sujetos a cargas de compresión deben probarse contra el fallo por inestabilidad elásticas (pandeo o aplastamiento)

Las cargas pueden ser regulares (carga nominal y peso muerto) y ocasionales (viento, fuerzas manuales).

Estas cargas se combinan dentro de dos combinaciones de cargas posibles. Las cargas y fuerzas definidas deben multiplicarse por el coeficiente de seguridad dado en la tabla siguiente.

Carga	Coeficiente parcial de seguridad γ_p	
	Combinación de cargas A	Combinación de cargas B
Carga nominal	1,34	1,22
Pesos muertos	1,22	1,16
Fuerzas debidas al viento	-	1,22
Fuerza manual	-	1,22

Tabla 1. Mayoración cargas [2]

Anexo 2. Cálculo analítico

Los cálculos se han realizado respecto a la combinación de cargas A recogida en la norma.

2.1 Diagramas de sólido libre de las barras para la posición superior

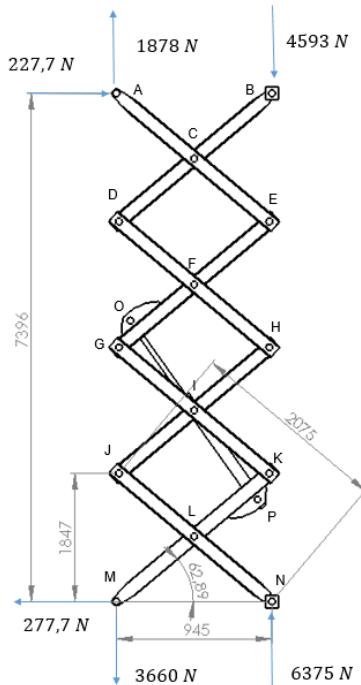
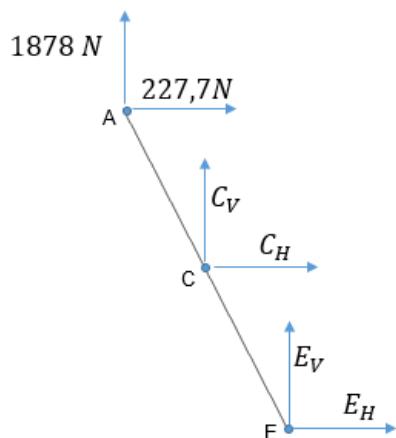


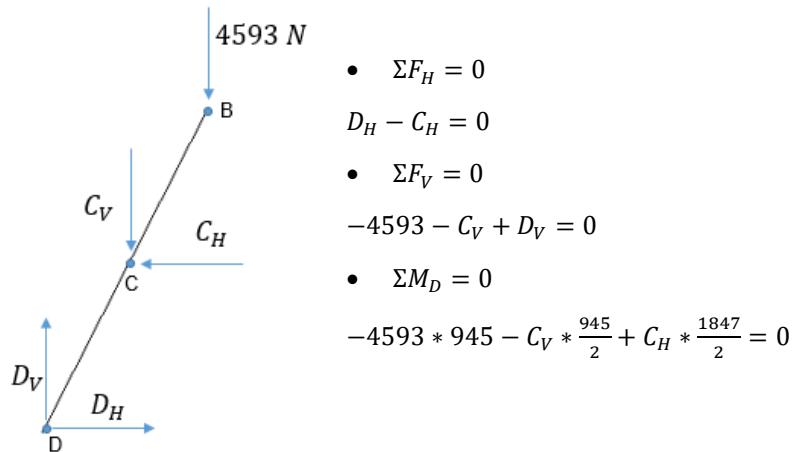
Figura 1. Fuerzas sobre plataforma de trabajo. Posición superior.

Barra ACE



- $\Sigma F_H = 0$
 - $227,7 + C_H + E_H = 0$
 - $\Sigma F_V = 0$
 - $1878 + C_V + E_V = 0$
 - $\Sigma M_E = 0$
- $$-1878 * 945 - 227,7 * 1847 - C_V * \frac{945}{2} - C_H * \frac{1847}{2} = 0$$

Barra BCD



4593 N

C_V

C_H

D_V

D_H

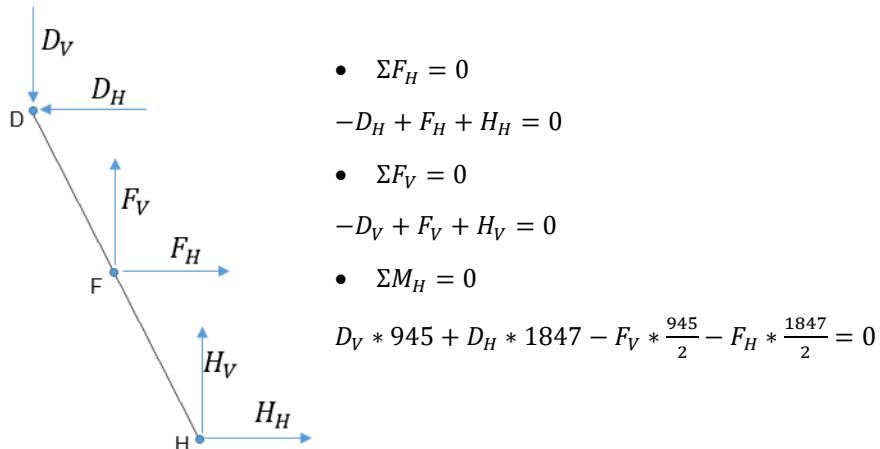
D

D_V

D_H

D

Barra DFH



D_V

D_H

D

F_V

F_H

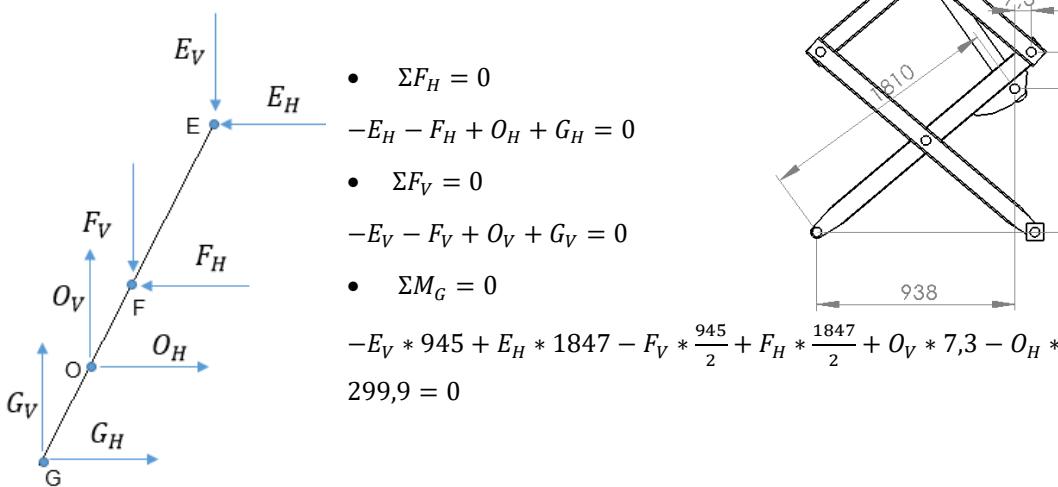
F

H_V

H_H

H

Barra EFG



E_V

E_H

E

F_V

F_H

F

O_V

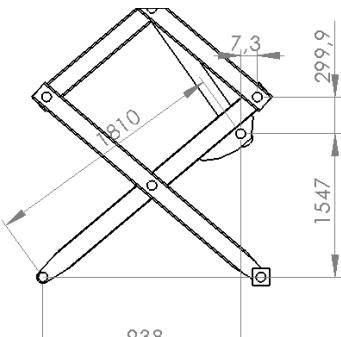
O_H

O

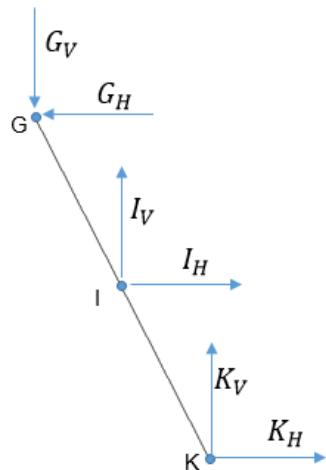
G_V

G_H

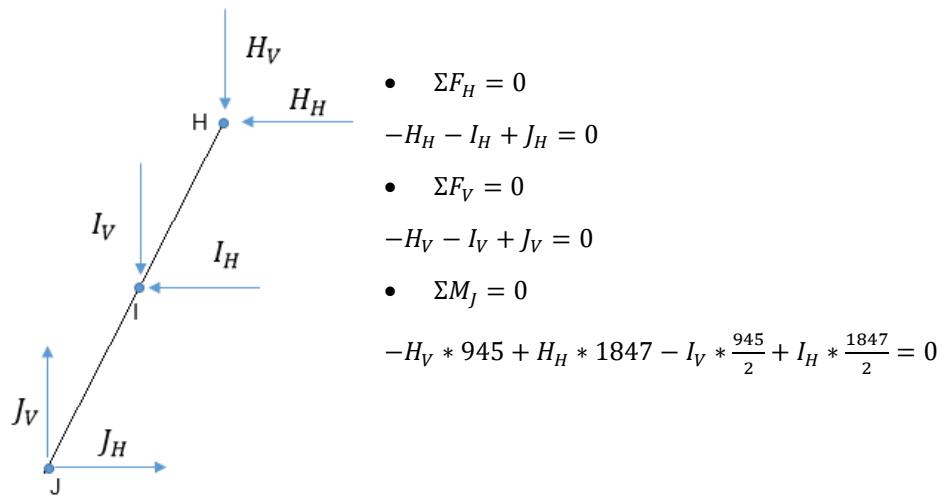
G



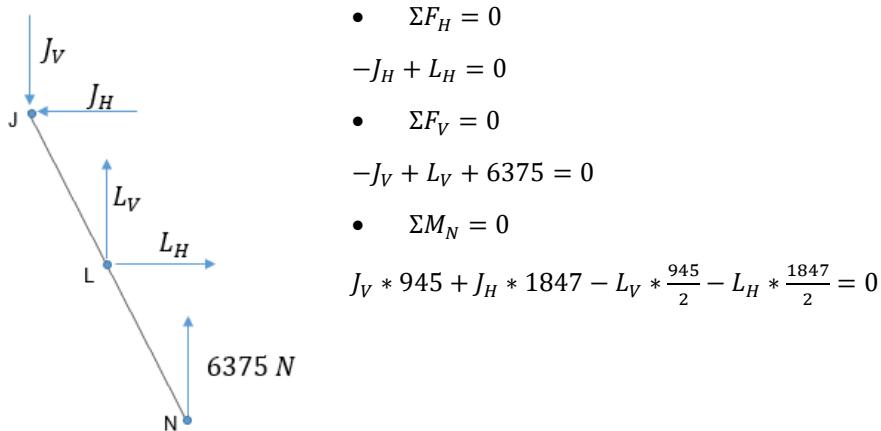
Barra GIK



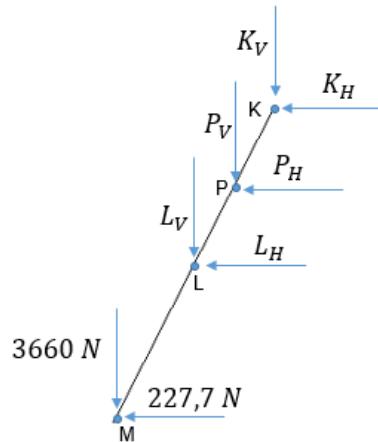
Barra HIJ



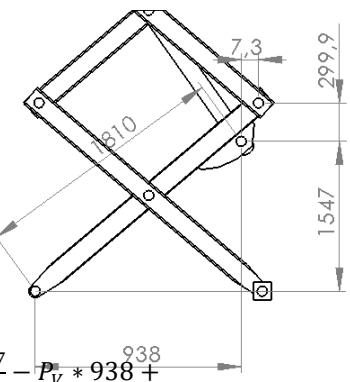
Barra JLN



Barra KLM



- $\Sigma F_H = 0$
 $-K_H - P_H - L_H - 227,7 = 0$
- $\Sigma F_V = 0$
 $-K_V - P_V - L_V - 3660 = 0$
- $\Sigma M_M = 0$
 $-K_V * 945 + K_H * 1847 - L_V * \frac{945}{2} + L_H * \frac{1847}{2} - P_V * 938 + P_H * 1547 = 0$



2.2 Diagramas de sólido libre de las barras para la posición inferior

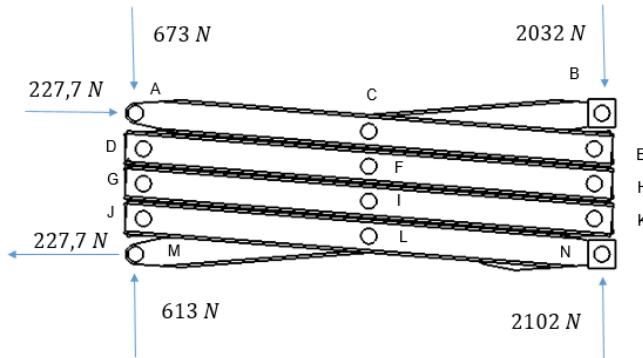
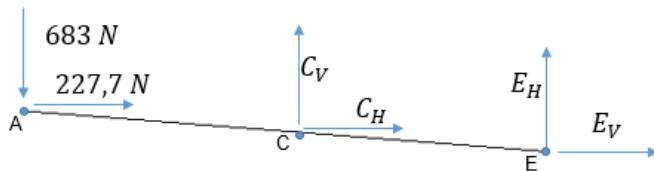


Figura 2. Fuerzas sobre plataforma de trabajo. Posición inferior

Barra ACE

- $\Sigma F_H = 0$
 $227,7 + C_H + E_H = 0$
- $\Sigma F_V = 0$
 $-683 + C_V + E_V = 0$
- $\Sigma M_E = 0$
 $683 * 2069 - 227,7 * 160 - C_V * \frac{2069}{2} - C_H * \frac{160}{2} = 0$



Barra BCD

- $\Sigma F_H = 0$

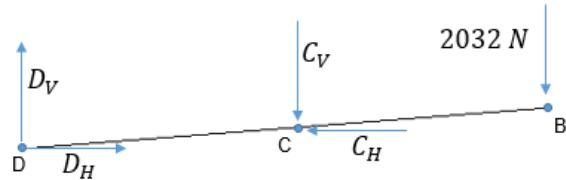
$$D_H - C_H = 0$$

- $\Sigma F_V = 0$

$$D_V - C_V - 2032 = 0$$

- $\Sigma M_D = 0$

$$-2032 * 2069 - C_V * \frac{2069}{2} + C_H * \frac{160}{2} = 0$$



Barra DFH

- $\Sigma F_H = 0$

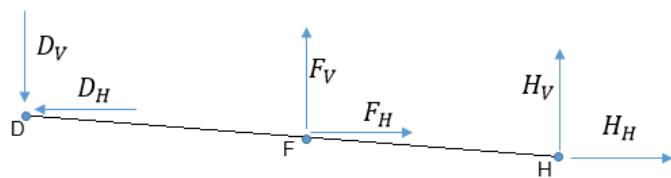
$$-D_H + F_H + H_H = 0$$

- $\Sigma F_V = 0$

$$-D_V + F_V + H_V = 0$$

- $\Sigma M_H = 0$

$$D_V * 2069 + D_H * 160 - F_V * \frac{2069}{2} - F_H * \frac{160}{2} = 0$$



Barra EFG

- $\Sigma F_H = 0$

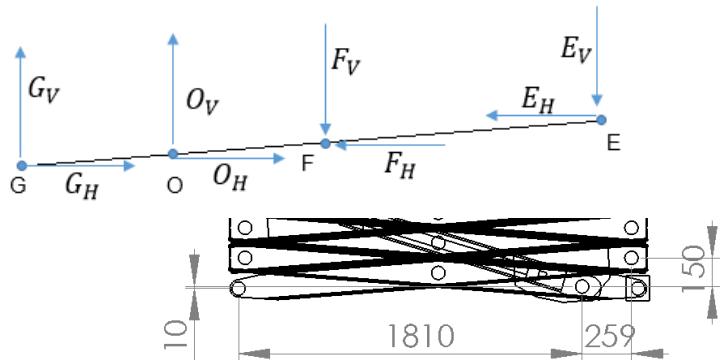
$$G_H + O_H - F_H - E_H = 0$$

- $\Sigma F_V = 0$

$$G_V + O_V - F_V - E_V = 0$$

- $\Sigma M_G = 0$

$$-E_V * 2069 + E_H * 160 - F_V * \frac{2069}{2} + F_H * \frac{160}{2} + O_V * 259,4 - O_H * 150,6 = 0$$



Barra GIK

- $\Sigma F_H = 0$

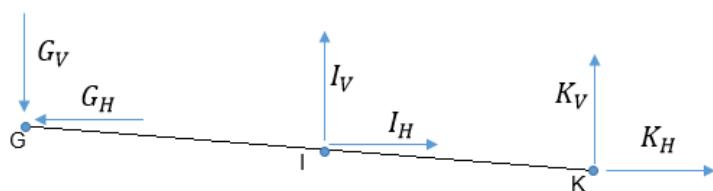
$$-G_H + I_H + K_H = 0$$

- $\Sigma F_V = 0$

$$-G_V + I_V + K_V = 0$$

- $\Sigma M_K = 0$

$$G_V * 2069 + G_H * 160 - I_V * \frac{2069}{2} - I_H * \frac{160}{2} = 0$$



Barra HIJ

- $\Sigma F_H = 0$

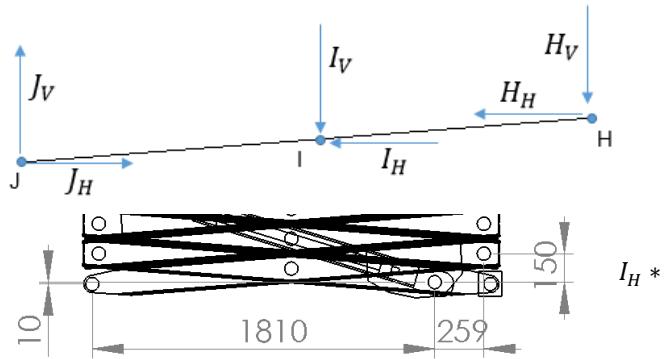
$$J_H - I_H - H_H = 0$$

- $\Sigma F_V = 0$

$$J_V - I_V - H_V = 0$$

- $\Sigma M_J = 0$

$$-H_V * 2069 + H_H * 160 - I_V * \frac{2069}{2} + \frac{160}{2} = 0$$



Barra JLN

- $\Sigma F_H = 0$

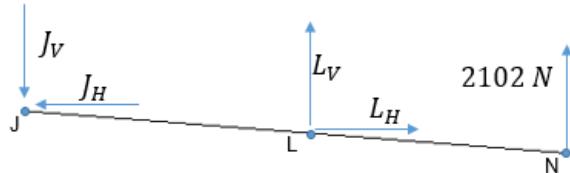
$$-J_H + L_H = 0$$

- $\Sigma F_V = 0$

$$-J_V + L_V + 2102 = 0$$

- $\Sigma M_K = 0$

$$J_V * 2069 + J_H * 160 - L_V * \frac{2069}{2} - L_H * \frac{160}{2} = 0$$



Barra KLM

- $\Sigma F_H = 0$

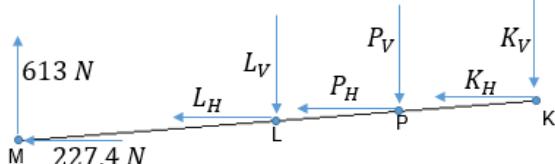
$$-227,4 - L_H - P_H - K_H = 0$$

- $\Sigma F_V = 0$

$$613 - L_V - P_V - K_V = 0$$

- $\Sigma M_G = 0$

$$-K_V * 2069 + K_H * 160 - L_V * \frac{2069}{2} + L_H * \frac{160}{2} - P_V * 1089,7 + P_H * 9,8 = 0$$



2.3. Cálculo de la sección de las barras de la estructura extensible

2.3.1 Cálculo de Axiles, Cortantes y momentos flectores

2.3.1.1 Posición superior

Barra EFG:

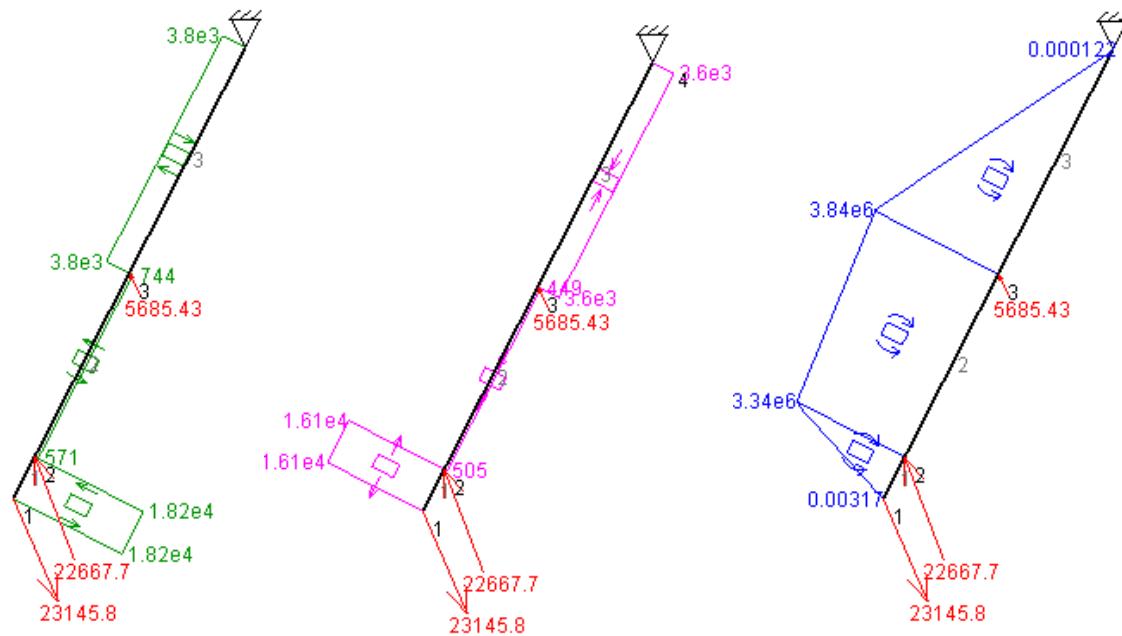


Figura 4. Diagrama Axil, cortante y fletor para la barra EFG. Posición superior

2.3.1.2 Posición inferior

Barra EFG:

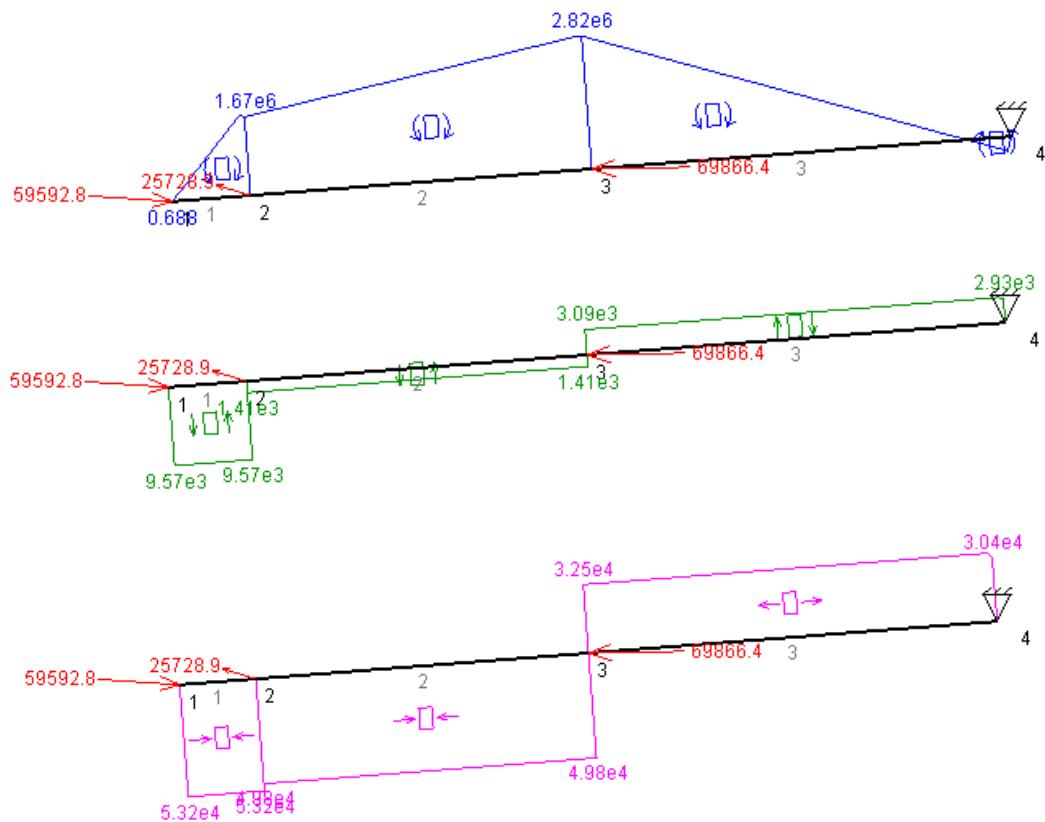


Figura 5. Diagrama Axil, cortante y fletor para la barra EFG. Posición inferior



2.3.1.2 Resultados

La zona más solicitada de la barra se encuentra entorno al punto F.

	Comprimida	Extendida
Flector	$2,82 * 10^6 \text{ Nmm}$	$3,84 * 10^6 \text{ Nmm}$
Cortante	$3,09 * 10^3 \text{ N}$	$3,8 * 10^3 \text{ N}$
Axil	$4,98 * 10^4 \text{ N}$	$3,6 * 10^3 \text{ N}$

Tabla 2. Axil, cortante y flector punto F

2.3.2 Selección de material y de perfil comercial.

La tensión admisible para el acero seleccionado (S355J0) es $\sigma_{adm} = \frac{\text{resistencia a fleuencia } (\sigma_f)}{\text{Coeficiente de seguridad } (C_s)} = \frac{355 \text{ Mpa}}{3} = 118,33 \text{ Mpa}$

2.3.2.1 Diseño inicial

En primer lugar, se analiza el perfil escogido en el diseño inicial, este se dimensiona para un perfil rectangular hueco de 150x100x5, un área de sección de $23,36 \text{ cm}^2$ y un módulo resistente de $95,9 \text{ cm}^3$

TAMANO	ESPESOR	MASA LINEAL	AREA DE LA SECCION	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MODULO ELÁSTICO		MODULO PLÁSTICO		CONSTANTES DE TORSIÓN		AREA SUPERFICIE EXTERIOR	FACTOR DE FORMA
HxB-mm	T-mm	M-Kg/m	A-cm ²	I _{xx} -cm ⁴	I _{yy} -cm ⁴	I _{xx} -cm	I _{yy} -cm	W _{elxx} -cm ³	W _{elyy} -cm ³	W _{plxx} -cm ³	W _{plyy} -cm ³	I _t -cm ⁴	C _t -cm ³	A _s -m ² /m	A _{s/v} -m ⁻¹
150x100	3	11,31	14,41	460,64	248	5,65	4,15	61,4	49,5	73,5	55,8	507	81,4	0,490	339,9
	4	14,87	18,95	594,60	319	5,60	4,10	79,3	63,7	95,7	72,5	662	104,9	0,486	256,6
	5	18,33	23,36	719,20	384	5,55	4,05	95,9	76,6	116,7	88,3	809	126,6	0,483	206,7
	6	21,89	27,63	834,69	444	5,50	4,01	111,3	88,8	136,7	103,3	948	147,1	0,479	173,5
	8	27,87	35,24	1008,13	536	5,35	3,90	134,4	107,1	169,2	127,9	1206	181,8	0,466	132,1
	10	33,41	42,57	1161,70	614	5,22	3,80	154,9	122,9	199,2	150,2	1426	211,0	0,457	107,4
	12	37,73	48,06	1207,01	642	5,01	3,65	160,9	125,4	214,9	162,5	1573	228,7	0,438	91,2
	12,5	38,89	49,54	1224,99	651	4,97	3,63	163,3	130,3	219,6	166,1	1607	233,0	0,436	87,9
	14,2	42,61	54,28	1268,99	675	4,84	3,53	169,2	135,0	233,5	176,5	1698	244,3	0,427	78,6

Figura 6. Perfil rectangular [3]

Para el caso de compresión:

$$\sigma_{nominal} = \frac{4,98 * 10^4 \text{ N}}{23,36 * 10^2 \text{ mm}^2} + \frac{2,82 * 10^6 \text{ Nmm}}{95,9 * 10^3 \text{ mm}^3} = 50,72 \text{ Mpa}$$

Para el caso de extensión:

$$\sigma_{nominal} = \frac{3,6 * 10^3 \text{ N}}{23,36 * 10^2 \text{ mm}^2} + \frac{3,84 * 10^6 \text{ Nmm}}{95,9 * 10^3 \text{ mm}^3} = 41,6 \text{ Mpa}$$

El coeficiente de seguridad para el caso de compresión es de:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{nominal}} = \frac{355}{50,72} = 7$$

Los valores de tensión nominal son muy bajos en comparación con la tensión admisible (355 Mpa), con lo que se puede seleccionar un perfil con unas dimensiones menores.

2.3.2.2 Diseño Optimizado

En cuanto al diseño optimizado se ha seleccionado un perfil rectangular hueco de 120x80x3 con un área de sección de $11,41 \text{ cm}^2$ y un módulo resistente de $38,4 \text{ cm}^3$

TAMANO	ESPESOR	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCIÓN	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		CONSTANTES DE TORSIÓN		ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR	FACTOR DE FORMA
				HxB mm	T mm	M Kg/m	A cm^2	I _{xx} cm^4	I _{yy} cm^4	I _x cm	I _y cm	W _{ebxx} cm^3	W _{elyy} cm^3	I _t cm^4	C _t cm^3
120x80	3	8,96	11,41	230,20	123	4,49	3,29	38,4	30,9	46,2	35,0	255	50,8	0,390	341,6
	4	11,73	14,95	294,59	157	4,44	3,24	49,1	39,3	59,8	45,2	331	64,9	0,386	258,4
	5	14,41	18,36	353,14	188	4,39	3,20	58,9	46,9	72,4	54,7	402	77,8	0,383	208,8
	6	16,98	21,63	406,06	215	4,33	3,15	67,7	53,8	84,3	63,5	469	89,4	0,379	175,4
	8	21,89	27,24	475,83	252	4,18	3,04	79,3	62,9	102,0	76,9	584	108,0	0,366	134,2
	10	25,56	32,57	534,14	281	4,05	2,94	89,0	70,3	117,8	88,7	676	122,4	0,357	109,6
	12	28,31	36,06	524,61	279	3,81	2,78	87,4	69,8	122,3	92,4	708	127,0	0,338	93,8

Figura 7. Perfil rectangular [3]

Para el caso de compresión:

$$\sigma_{nominal} = \frac{4,98 * 10^4 N}{11,41 * 10^2 \text{ mm}^2} + \frac{2,82 * 10^6 N\text{mm}}{38,4 * 10^3 \text{ mm}^3} = 117,08 \text{ Mpa}$$

Para el caso de extensión:

$$\sigma_{nominal} = \frac{3,6 * 10^3 N}{11,41 * 10^2 \text{ mm}^2} + \frac{3,84 * 10^6 N\text{mm}}{38,4 * 10^3 \text{ mm}^3} = 103,15 \text{ Mpa}$$

$$C_s = \sigma_f / \sigma_{nominal} = 355 \text{ Mpa} / 117,08 \text{ Mpa} = 3,03$$

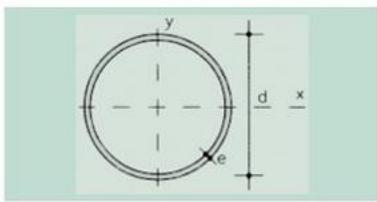
Con un coeficiente de seguridad de 3, el perfil seleccionado, es un perfil rectangular de 120x80x3 de acero estructural S355J0 no aleado lamina en caliente con altas exigencias de soldabilidad, suministrado por Hierros Leitza.

2.4. Cálculo sección de los bulones de la estructura extensible

En el diseño inicial se optó por secciones macizas. Con el objetivo de optimizar el peso de la estructura se va a diseñar y estudiar el comportamiento de la PEMP modelando los bulones con sección hueca.

2.4.1 Diseño optimizado

La siguiente figura muestra los perfiles normalizados europeos para una sección hueca circular:



u = Perímetro
 A = Área de la sección
 S = Momento estático de media sección, respecto a un eje bariéntrico
 I = Momento de inercia de la sección, respecto a un eje bariéntrico
 W = $2I \cdot d$. Módulo resistente de la sección, respecto a un eje bariéntrico
 $i = \sqrt{I/A}$. Radio de giro de la sección, respecto a un eje bariéntrico
 I_t = Módulo de torsión de la sección

Perfil	Dimensiones			Términos de sección						Peso	
	d mm	e mm	u mm	A cm ²	S cm ³	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I _t cm ⁴	p kp/m	
Ø 65.3	65	3	204	5,84	5,78	28,10	8,65	2,19	56,20	4,58	C
Ø 65.4	65	4	204	7,67	7,46	35,80	11,60	2,16	71,60	6,02	C
Ø 70.2	70	2	220	4,27	4,62	24,70	7,05	2,41	49,40	3,35	P
Ø 70.3	70	3	220	6,31	6,73	35,50	10,10	2,37	71,00	4,95	P
Ø 70.4	70	4	220	8,29	8,72	45,30	12,90	2,34	90,60	6,51	C
Ø 75.2	75	2	236	4,58	5,33	30,50	8,15	2,58	61,10	3,60	P
Ø 75.3	75	3	236	6,78	7,78	44,00	11,70	2,54	88,00	5,32	P
Ø 75.4	75	4	236	8,92	10,10	56,30	15,00	2,51	113,00	7,00	P
Ø 80.2	80	2	251	4,90	6,09	37,30	9,33	2,76	74,60	3,85	C
Ø 80.3	80	3	251	7,26	8,90	53,90	13,50	2,72	108,00	5,70	C
Ø 80.4	80	4	251	9,55	11,60	69,10	17,30	2,69	138,00	7,50	C
Ø 90.3	90	3	283	8,19	11,40	77,60	17,30	3,07	155,00	6,43	P
Ø 90.4	90	4	283	10,80	14,80	100,00	22,30	3,04	200,00	8,48	P
Ø 90.5	90	5	283	13,40	18,10	121,00	26,90	3,01	242,00	10,50	P

Figura 8. Perfil huecos redondos [5]

2.4.1.1 Análisis por flexión

Para analizar la flexión en los bulones se comienza calculando el módulo resistente de la sección

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}}$$

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

La carga puntual en F es una carga uniformemente repartida sobre el casquillo, por tanto $q = 69854 \text{ N} / 80 \text{ mm} = 873,17 \text{ N/mm}$

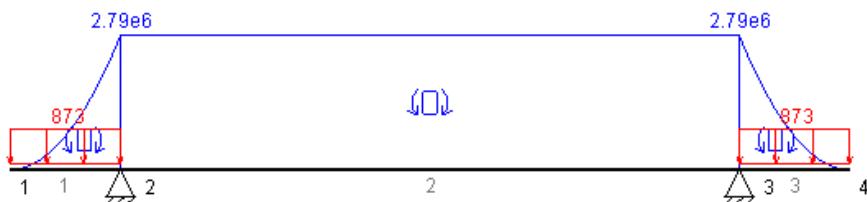


Figura 9. Diagrama momentos flectores. Bulón

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}} = \frac{2,79 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{118,33 \text{ Mpa}} = 23578 \text{ mm}^3 = 23,58 \text{ cm}^3$$

Puesto que el requerimiento a flexión es muy elevado, se replantea la elección del tipo de acero con el fin de aumentar la tensión admisible.

Grado	Tipo	S 275	S 355	S 420	S 460
N	S 275 N	S 355 N	S 420 N	S 460 N	
NL	S 275 NL	S 355 NL	S 420 NL	S 460 NL	

Tabla 3. Aceros soldables de grano fino, en la condición de normalizado [4]



Se escoge el siguiente acero en la tabla con una tensión de fluencia de 460 Mpa .

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{C_s} = \frac{460 \text{ Mpa}}{2,5} = 184 \text{ Mpa}$$

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}} = \frac{2,79 * 10^6 \text{ Nmm}}{184 \text{ Mpa}} = 15163 \text{ mm}^3 = 15,16 \text{ cm}^3$$

Con estos requerimientos se escoge el perfil de diámetro 80 mm , espesor 4 mm , y modulo resistente $17,3 \text{ cm}^2$

$$\sigma_{nominal} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{2,79 * 10^6 \text{ Nmm}}{17,3 * 10^3 \text{ mm}^3} = 161,27 \text{ Mpa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{nominal}} = \frac{460}{161,27} = 2,85$$

2.4.1.2 Análisis por cortante directo

$F_{nominal} = \tau_{adm} * A$ donde τ_{adm} es la tensión tangencial admisible y A es el área sobre la que actúa la tensión.

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_y}{C_s} * 2 = \frac{460}{3} * 2 = 76,67 \text{ Mpa} \text{ (Teoría de la tensión tangencial máxima, Criterio de Tresca.)}$$

$$A = \frac{F_{nominal}}{\tau_{nominal}} = \frac{69854 \text{ N}}{76,67 \text{ Mpa}} = 911 \text{ mm}^2 = 9,11 \text{ cm}^2$$

El área del perfil seleccionado en el análisis por flexión es de $9,55 \text{ cm}^2$, con lo que está asegurado su resistencia a cortante.

$$\tau_{nominal} = \frac{F_{nominal}}{A} = \frac{69854 \text{ N}}{9,55 * 10^2 \text{ mm}^2} = 73,14 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{adm} \geq \tau_{nominal} \quad 76,67 \text{ Mpa} \geq 73,14 \text{ Mpa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{nominal}} = 3,1$$

2.4.1.3 Análisis por aplastamiento

$F_{nominal} = \sigma_b * A_b$ donde σ_b es la tensión admisible de aplastamiento y A es el área proyectada del pasador e igual al diámetro del pasador por la anchura de contacto

$$\sigma_b = \frac{F_{nominal}}{\phi_{pasador} * b_{contacto}} = \frac{69854 \text{ N}}{80 \text{ mm} * 80 \text{ mm}} = 10,91 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_b \quad 153,33 \text{ Mpa} \geq 10,91 \text{ Mpa}$$

El perfil elegido es un perfil hueco redondo de diámetro 80 mm y espesor 4 mm . De acero estructural S460N.

2.4.2 Diseño inicial

2.4.2.1. Análisis por flexión

En primer lugar, se calcula el módulo resistente:

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}}$$

La situación de cargas es la misma que para el caso anterior.

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}} = \frac{2,79 * 10^6 \text{ Nmm}}{153,33 \text{ Mpa}} = 18196 \text{ mm}^3 = 18,2 \text{ cm}^3$$



Puesto que no se han encontrado tablas con valores para el módulo resistente en secciones redondas macizas se va a calcular a continuación.

El momento de inercia para una sección circular es $I = \pi * R^4 / 4$. El módulo resistente en el punto más desfavorable es $W = \pi * R^3 / 4$

Los bulones macizos se diseñaron para un diámetro de 70 mm. El módulo resistente es de 33,7 cm^3

$$\sigma_{nominal} = \frac{M_{max}}{W} = 2,79 * 10^6 Nmm / 33,7 * 10^3 mm^3 = 82,79 Mpa$$

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{nominal} \quad 153,33 Mpa \geq 82,79 Mpa$$

$$C_s = \sigma_f / \sigma_{nominal} = 5,55$$

El comportamiento del perfil seleccionado está asegurado a flexión, incluso se podría elegir uno de menor sección.

2.4.2.2. Análisis por cortante directo

$F_{nominal} = \tau_{adm} * A$ donde τ_{adm} es la tensión tangencial admisible y A es el área sobre la que actúa la tensión.

$$\tau_{adm} = \sigma_y / C_s * 2 = 460 / 3 * 2 = 76,67 Mpa \text{ (Teoría de la tensión tangencial máxima, Criterio de Tresca.)}$$

$$A = F_{nominal} / \tau_{adm} = 69854 N / 76,67 Mpa = 911 mm^2 = 9,11 cm^2$$

El área del perfil seleccionado en el análisis por flexión es de $A = \pi * R^2 = 38,5 cm^2$, con lo que está asegurado su resistencia a cortante.

$$\tau_{nominal} = F_{nominal} / A = 69854 N / 38,5 * 10^2 mm^2 = 18,14 Mpa$$

$$\tau_{adm} \geq \tau_{nominal} \quad 76,67 Mpa \geq 18,14 Mpa$$

$$C_s = \sigma_f / \sigma_{nominal} = 12,6$$

2.4.2.3 Análisis por aplastamiento

$F_{nominal} = \sigma_b * A_b$ donde σ_b es la tensión admisible de aplastamiento y A es el área proyectada del pasador e igual al diámetro del pasador por la anchura de contacto

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{C_s} = 460 Mpa / 3 = 153,33 Mpa$$

$$\sigma_b = F_{nominal} / \phi_{pasador} * b_{contacto} = 69854 N / 70mm * 100mm = 9,98 Mpa$$

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_b \quad 153,33 Mpa \geq 9,98 Mpa$$

2.5 Cálculo de la sección de los bulones hidráulicos

En este apartado se trata el dimensionado únicamente para el diseño optimizado puesto que para el diseño inicial se empleó los mismos bulones para todos los pasadores.

La fuerza que actúa sobre los pasadores es la que produce el cilindro $F = 51458 N$

2.5.1 Análisis por flexión

Para el diseño de los pasadores a flexión se comienza calculando el módulo resistente de la sección:

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{C_s} = \frac{460 \text{ Mpa}}{3} = 153,33 \text{ Mpa}$$

La carga puntual en F es una carga uniformemente repartida sobre el pasador, por tanto $q = 51458 \text{ N} / 80 \text{ mm} = 643,33 \text{ N/mm}$

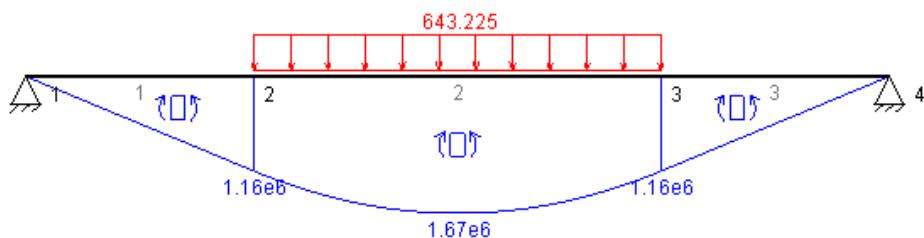


Figura 10. Diagrama momentos flectores. Bulón cilindro hidráulico

Para S355

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}} = \frac{1,67 * 10^6 \text{ Nmm}}{118,33 \text{ Mpa}} = 14113 \text{ mm}^3 = 14,1 \text{ cm}^3$$

Para S420

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}} = \frac{1,67 * 10^6 \text{ Nmm}}{140 \text{ Mpa}} = 11928,5 \text{ mm}^3 = 11,93 \text{ cm}^3$$

Para S460

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}} = \frac{1,67 * 10^6 \text{ Nmm}}{153,3 \text{ Mpa}} = 10891 \text{ mm}^3 = 10,89 \text{ cm}^3$$

Se ha escogido (Tabla 20) el perfil de diámetro 65 mm, espesor 4 mm, área 7,67 cm² y modulo resistente 11,6 cm², para un acero S460N

$$\sigma_{nominal} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{1,67 * 10^6 \text{ Nmm}}{11,6 * 10^3 \text{ mm}^3} = 143,96 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{nominal} \quad 153,33 \text{ Mpa} \geq 121,55 \text{ Mpa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{nominal}} = 3,8$$

2.5.2 Análisis por cortante directo

$F_{nominal} = \tau_{adm} * 2 * A$ donde τ_{adm} es la tensión tangencial admisible y A es el área sobre la que actúa la tensión, y está actuando a cortante doble

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_y}{C_s} * 2 = \frac{460}{3} * 2 = 76,67 \text{ Mpa} \text{ (Teoría de la tensión tangencial máxima, Criterio de Tresca.)}$$



$$A = F_{nominal}/2 * \tau_{adm} = 51458N/2 * 76,67 \text{ Mpa} = 355,6 \text{ mm}^2 = 3,5 \text{ cm}^2$$

El área del perfil seleccionado es de $7,67 \text{ cm}^2$, por tanto está asegurada su resistencia a cortante.

$$\tau_{nominal} = F_{nominal}/2 * A = 51458N/2 * 7,67 * 10^2 \text{ mm}^2 = 33,54 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{adm} \geq \tau_{nominal} \quad 76,67 \text{ Mpa} \geq 33,54 \text{ Mpa}$$

2.5.3 Análisis por aplastamiento

$F_{nominal} = \sigma_b * A_b$ donde σ_b es la tensión admisible de aplastamiento y A es el área proyectada del pasador e igual al diámetro del pasador por la anchura de contacto

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{C_s} = 460 \text{ Mpa}/3 = 153,33 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_b = F_{nominal}/\emptyset_{pasador} * b_{contacto} = 51458N/65 \text{ mm} * 80 \text{ mm} = 9,89 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_b \quad 153,33 \text{ Mpa} \geq 9,89 \text{ Mpa}$$

2.6. Cálculo de la sección de las guías

Las guías se han dimensionado para un perfil normalizado en L y un acero S355N

Perfiles L

Perfil	Dimensiones					Posición del centro			Términos de sección						Agujeros			Peso						
	b mm	e mm	r mm	t_1 mm	u cm	c mm	v_1 cm	v_2 cm	w cm	A cm ²	I_z cm ⁴	I_y cm ⁴	I_s cm ⁴	W_z cm ³	W_y cm ³	l_z cm	l_y cm	l_s cm	w_1 mm	w_2 mm	w_3 mm	a mm	p kp/m	
L 100..8	100	8	12	6,0	390	2,74	3,87	3,52	7,07	15,50	145,0	230,0	59,8	19,90	15,50	3,06	3,85	1,96	45	60	40	25	12,20	P
L 100..10	100	10	12	6,0	390	2,82	3,99	3,54	7,07	19,20	177,0	280,0	72,9	24,60	18,30	3,04	3,83	1,95	45	60	40	25	15,00	P
L 100..12	100	12	12	6,0	390	2,90	4,11	3,57	7,07	22,70	207,0	328,0	85,7	29,10	20,90	3,02	3,80	1,94	45	60	40	25	17,80	C
L 100..15	100	15	12	6,0	390	3,02	4,27	3,61	7,07	27,90	249,0	393,0	104,0	35,60	24,40	2,98	3,75	1,93	45	60	40	25	21,90	C
L 120..10	120	10	13	6,5	469	3,31	4,69	4,28	8,49	23,20	313,0	497,0	129,0	36,00	27,50	3,67	4,63	2,96	50	80	40	25	18,20	P
L 120..12	120	12	13	6,5	469	3,40	4,80	4,28	8,49	27,50	368,0	584,0	152,0	42,70	31,50	3,65	4,60	2,95	50	80	40	25	21,60	P
L 120..15	120	15	13	6,5	469	3,51	4,97	4,31	8,49	33,90	445,0	705,0	185,0	52,40	37,10	3,62	4,56	2,93	50	80	40	25	26,60	C

Figura 11. Perfiles en L.

Para el diseño de los pasadores a flexión se comienza calculando el módulo resistente de la sección:

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{C_s} = 355 \text{ Mpa}/3 = 118,33 \text{ Mpa}$$

Las cargas en la plataforma se transmiten por medio de las reacciones en los apoyos de la tijera a las guías. La situación más desfavorable se da con la tijera en posición superior. El diagrama de momentos flectores es el siguiente:

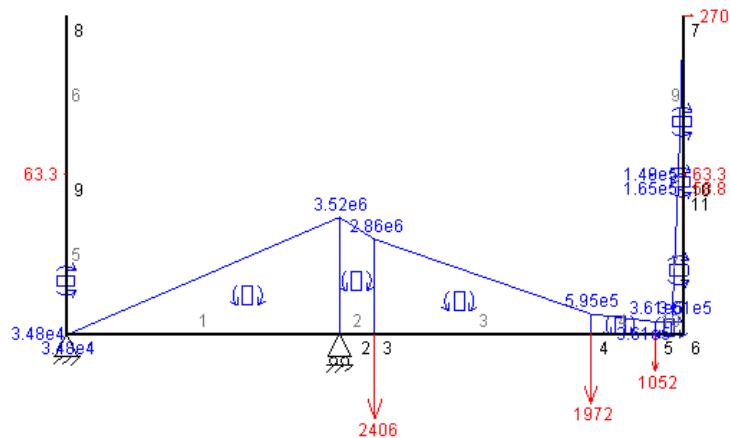


Figura 12. Diagrama momentos flectores. Guías.

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}} = \frac{3,52 * 10^6 Nmm}{118,33 Mpa} = 29747 mm^3 = 29,7 cm^3$$

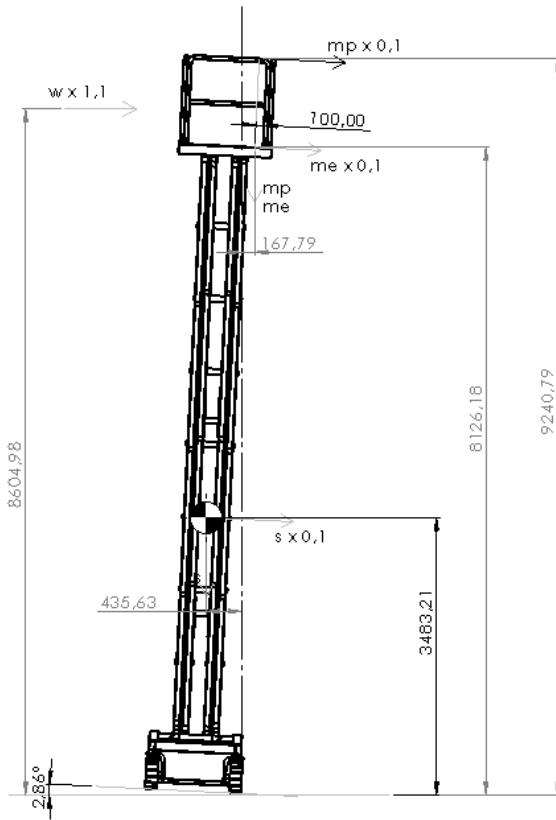
De la figura 21, se ha seleccionado el perfil de sección 120x120x10 con un módulo resistente de $36 cm^3$

$$\sigma_{nominal} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{3,52 * 10^6 Nmm}{36 * 10^3 mm^3} = 97,78 Mpa$$

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{nominal} \quad 118,33 Mpa \geq 97,78 Mpa$$

Anexo 3. Cálculos de estabilidad

3.1 Translación en desnivel sin contrapeso (5%)



Con S = 1522 Kg = 14930*1,16 N

Ys = 3483,2 mm

Xs = 435,6 mm

Xpe = 167,79 mm

$$Y_w = 8604,5 \text{ mm}$$

$$Y_e = 8126,24 \text{ mm}$$

$$Y_p = 9240,85 \text{ mm}$$

Figura 13. PEMP en translación a desnivel sin contrapeso (5%)

$\Sigma M_V = S * x_s + S * 0.1 * \sin(\alpha) * x_s - S * 0.1 * \cos(\alpha) * y_s - (me + mp) * x_{pe} - W * 1,1 * y_w - me * \sin(\alpha) * x_{pe} - me * \cos(\alpha) * y_e - mp * \sin(\alpha) * x_{pe} - m * \cos(\alpha) * y_p = -2,650E + 06$, el momento de estabilización es menor que el momento de vuelco.

3.2 Traslación en cuesta (5°)

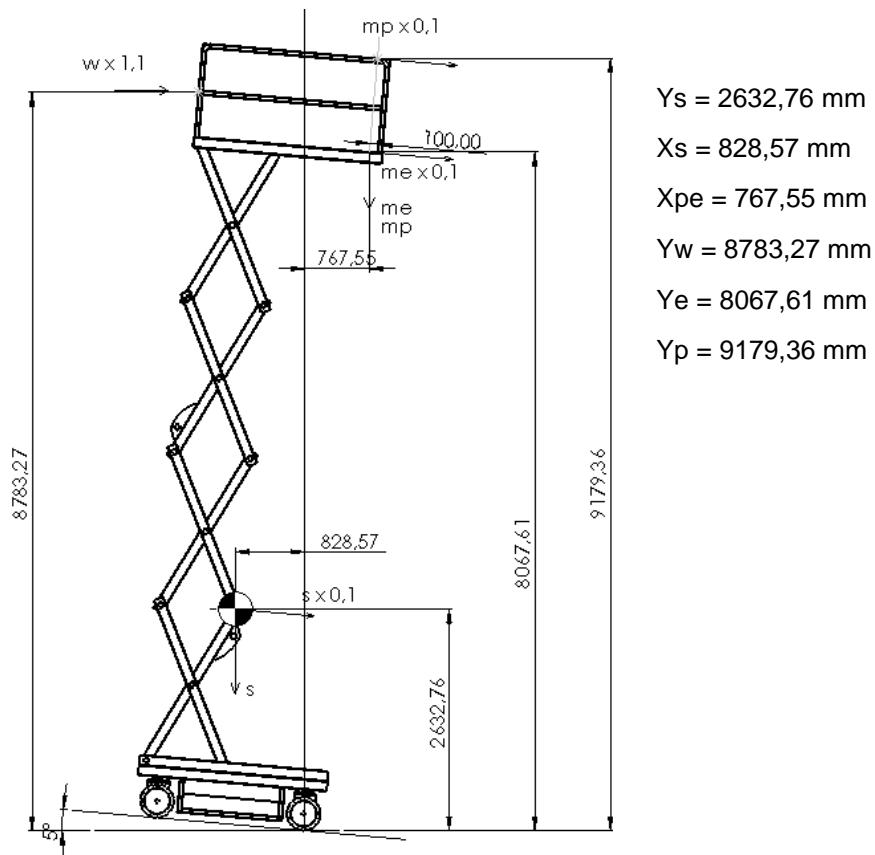
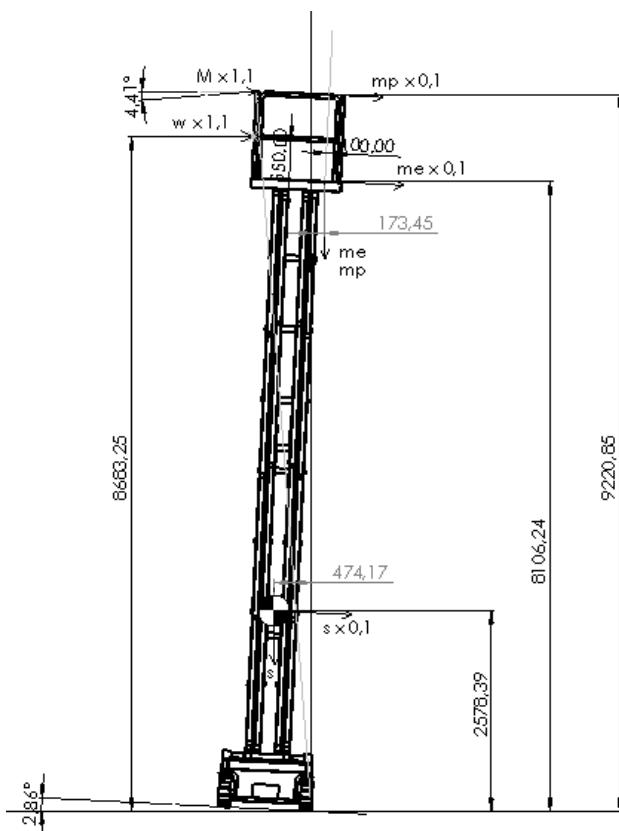


Figura 14. PEMP en traslación en cuesta

$$\Sigma M_V = S * x_s + S * 0.1 * \sin(\alpha) * x_s - S * 0.1 * \cos(\alpha) * y_s - (me + mp) * x_{pe} - W * 1,1 * y_w - me * \sin(\alpha) * x_{pe} - me * \cos(\alpha) * y_e - mp * \sin(\alpha) * x_{pe} - m * \cos(\alpha) * y_p = 6,159E + 06 Nmm.$$

El momento de estabilización es mayor que el momento de vuelco. Por tanto, la PEMP permite traslaciones en cuesta con una pendiente máxima de 5 grados.

3.3 Parada en desnivel (5%)



Con M = fuerza manual = $200*1,22$ N

$X_s = 474,17$ mm

$Y_s = 2578,39$ mm

$X_{pe} = 173,45$ mm

$Y_w = 8683,25$ mm

$X_m = 709,95$

$Y_m = 9267,76$

$Y_e = 8106,24$ mm

$Y_p = 9220,85$ mm

Figura 15. PEMP parada a desnivel

$$\begin{aligned} \Sigma M_V = & S * x_s + S * 0.1 * \sin(\alpha) * x_s - S * 0.1 * \cos(\alpha) * y_s - (me + mp) * x_{pe} - W * 1,1 * y_w - \\ & me * \sin(\alpha) * x_{pe} - me * \cos(\alpha) * y_e - mp * \sin(\alpha) * x_{pe} - m * \cos(\alpha) * y_p - M * 1,1 * \\ & \cos(4,41) * y_m - M * 1,1 * \sin(4,41) * x_m = -1,326E + 06 \text{ Nmm.} \end{aligned}$$

El momento de estabilización es menor que el momento de vuelco. Por tanto, la PEMP volcará en una parada a nivel del 5%. A continuación, se analiza su estabilidad sobre una superficie plana.

3.4 Parada a nivel

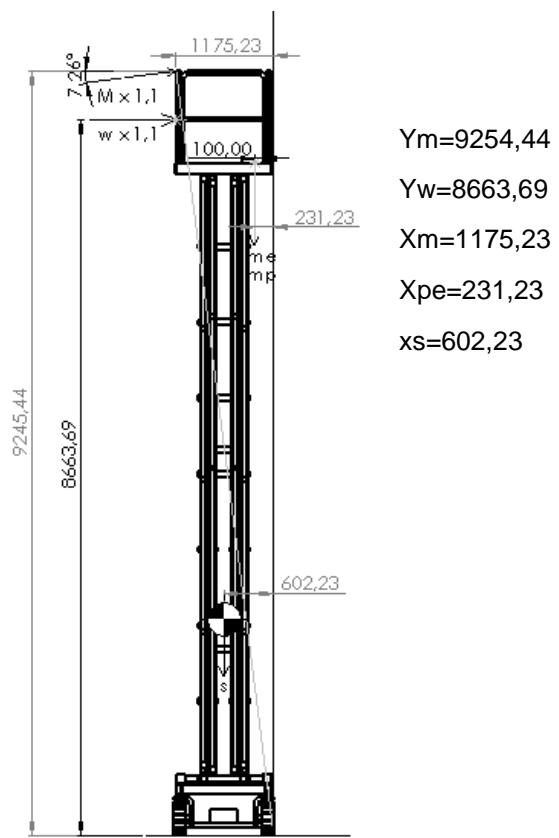


Figura 16. PEMP parada a nivel

$$\Sigma M_V = S * x_s - (m_e + m_p) * x_{pe} - W * 1,1 * y_w - M * 1,1 * \cos(7,26) * y_m - M * 1,1 * \sin(7,26) * x_m = 1,020E + 07 \text{ Nmm}$$

El momento de estabilización es mayor que el momento de vuelco.

Anexo 4. Operaciones de modelado y ensamblaje en SolidWorks

En este apartado se recoge un breve resumen sobre el diseño realizado el software SolidWorks y algunas operaciones básicas usadas para el modelado con el mismo.



Extruir: permite dar una altura a un área cerrada. Es una de las operaciones más usadas en este trabajo, a partir del plano de la sección de las barras se ha usado esta operación para dotarlas de altura.

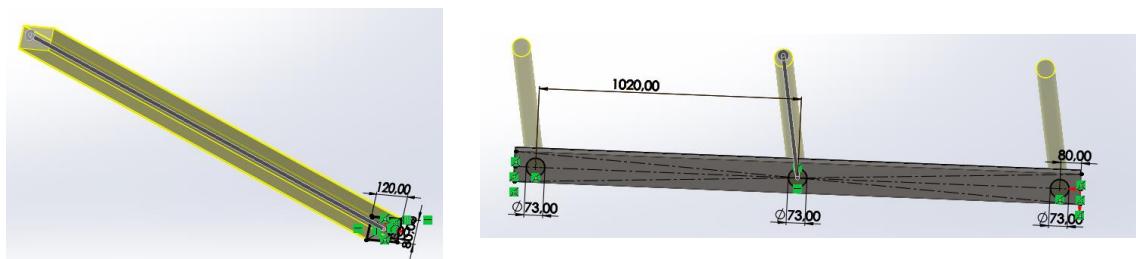


Figura 17. Operación Extruir y Extruir corte



Extruir corte: elimina el material que intersecciona entre la extrusión de un croquis y un sólido existente. Otra de las operaciones más usadas para realizar todos los agujeros en las barras donde se alojan los pasadores.



Revolución: crea sólidos a partir de una o más generatrices que definen el perfil a través de una línea de revolución. Usada sobre todo para el modelado de los pasadores.

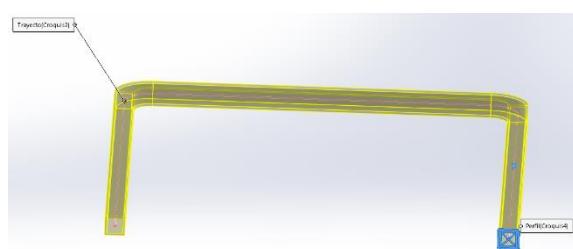


Figura 18. Operación Barrido y Revolución



Barrido: crea una superficie por el movimiento de un perfil a lo largo de un trayecto. Usada para el modelado de las barras de la jaula.



Redondeo: crea una crea interna o externa redonda en el modelo. Usada para todos los redondeos del modelo, como los radios internos y externos de los perfiles de las barras.

El ensamblaje lo componen todas las piezas modeladas a través de relaciones de posición, a continuación, se enumeran las más empleadas:



Coincidente: establece una relación de posición de coincidencia entre los elementos (líneas, planos...) que conforman el ensamblaje. Básica para situar los diferentes elementos entre sí como las guías sobre la plataforma.



Concéntrica: establece una relación de posición de concentrídad entre los elementos que conforman el ensamblaje. Básica para alojar los pasadores en las barras.



Distancia: establece una relación de posición de distancias entre los elementos del ensamblaje. Básica para fijar las distancias entre las barras.



Ancho: Centra las caras de un componente (pestaña) entre las caras (Ancho) de otro previamente seleccionado. Básico para fijar las distancias entre barras.



Distancia límite: Fuerza una relación de posición de forma que los componentes solo puedan desplazarse en distancias predefinidas. Básica para fijar la carrera del cilindro hidráulico

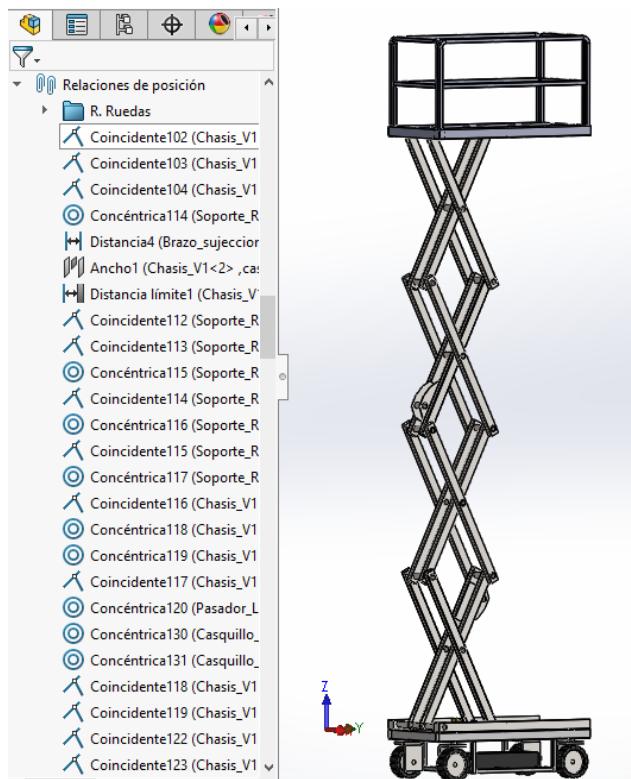


Figura 19. Ensamblaje y algunas de las relaciones de posición



Anexo 5. Predimensionado del cilindro hidráulico

$$F_{max} = 2 * \sqrt{P_H^2 + P_V^2} = 51458 \text{ N}$$

La carrera que desarrolla el vástago es la diferencia entre la longitud del cilindro extendido y comprimido e igual a $2583 \text{ mm} - 1584 \text{ mm} = 999 \text{ mm}$

Tomando como referencia la presión de la bomba dada por algunos fabricantes de plataformas de tijera similares a la desarrollada en este trabajo, se tiene:

Bombas de funciones	
Tipo	Engranajes
Desplazamiento por revolución	4 cc
Caudal a 172 bares	15 l/min

Tabla 4. Presión bomba [8]

Donde la presión de avance necesaria para el cilindro es: $P = F_{max}/A_{av}$ con $A_{av} = \frac{\pi * d_{pistón}^2}{4}$, el diámetro del pistón es $61,13 \text{ mm}$

A continuación, se muestra un catálogo comercial para seleccionar los diámetros del pistón y del vástago, puesto que el cilindro se adquirirá comercialmente.

CARACTERÍSTICAS															
Norma	ISO 6020/2 - 1991 DIN24554														
Tipo de construcción	Tapas y fijaciones con tirantes														
Presión mínima	15 bar														
Presión nominal	180 bar														
Presión de prueba	240 bar														
Posición de montaje	s/pedido														
Temperatura de fluido	-20°C + 80°C con juntas tipo M														
	-20°C + 150°C con juntas tipo W														
Fluido	Aceite mineral														
Viscosidad	12...90 m.m²/s														
Filtración	Grado de filtración según NAS 1638														
Tipo de estanqueidad	Ver código para pedido														
Ø Camisa - Pistón (m/m)	25	32	40	50	63	80	100	125	160						
Ø Vástago	12/18	14/22	18/28	22/36	28/45	36/56	45/70	59/90	70/110						
Velocidad max. (m/s) tipo M	0,5			0,4			0,25								
Velocidad max. (m/s) tipo Y	1						0,7								
Tolerancia para carrera	0 + 2 mm Norma ISO 8131														
Carrera máxima	4000 mm														

Tabla 5. Características cilindro [9]

El diámetro del pistón más próximo al dimensionado es de 63 mm . A continuación, se selecciona el diámetro del vástago a partir de la gráfica dado por el fabricante. Para una fuerza de trabajo del cilindro (conocida y de valor 51458 N), su coeficiente de seguridad (3) y la longitud virtual. Ésta viene dada por la expresión $\alpha * L$, donde α depende del método de sujeción empleado en su montaje y L es la carrera del cilindro e igual a 999 mm .

El tipo de conexión para el cilindro es el definido en el tipo VI (Figura 10), por tanto $\alpha = 2$ y longitud virtual 1998 mm .

Tipos de montaje	Conexión del extremo del vástago	Tipo de conexión	Factor de pandeo
Grupos 1 o 3 - Los cilindros de gran longitud de carrera deben montarse usando en un extremo una base rígida y alineada para soportar la fuerza principal y en el extremo opuesto un soporte parecido. Se aconseja un soporte intermedio para el caso de carreras muy largas	Fijo y guiado rígido	I	0,5
	Pivote y guiado rígido	II	0,7
	Soporte sin guiado rígido	III	2
Grupo 2	Pivote y guiado rígido	IV	1
	Pivote y guiado rígido	V	1,5
	Pivote y guiado rígido	VI	2

Figura 20. Tipo de montaje del cilindro hidráulico[10]

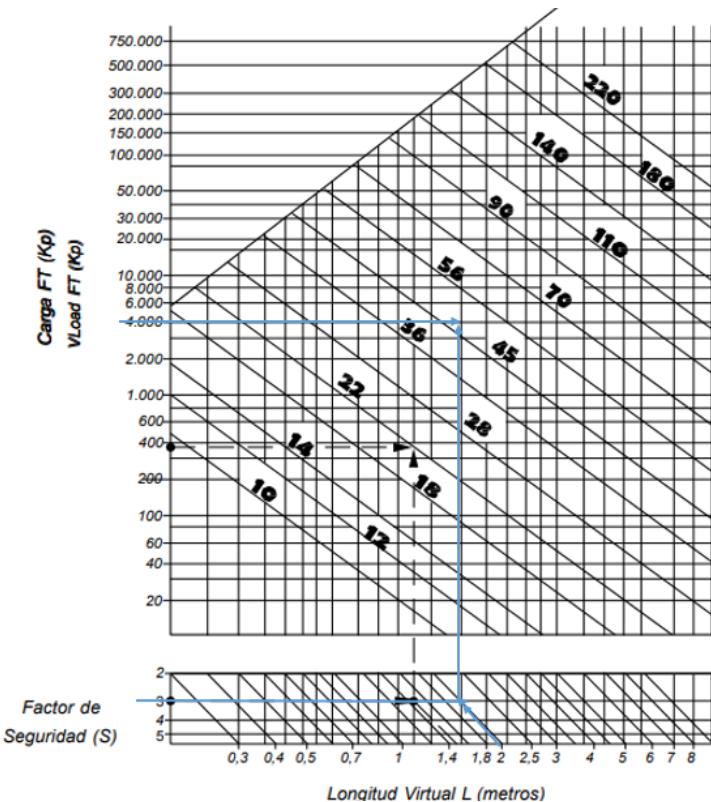


Figura 21. Selección del diámetro del vástago [11]

Por último, se comprueba la presión de trabajo del cilindro escogido es menor que la dada por el fabricante (180 bar), asegurando la resistencia a pandeo del cilindro.

$$P = F_{max} / A_{av} \text{ con } A_{av} = \frac{\pi * d_{pistón}^2}{4} \quad P = \frac{44630 \text{ N}}{\pi * 63^2 \text{ mm}^2 / 4} = 13,72 \text{ Mpa} = 137,2 \text{ bares}$$

Se ha seleccionado un perfil con un diámetro de pistón de 63 mm, un diámetro de vástago de 45 mm y una presión de trabajo de 137 bares.