



Universidad
Zaragoza

Memoria

Diseño, cálculo y modelado de plataforma
elevadora de tijera para personal

Autor

Fernando Jiménez Asensio

Director

Javier Óscar Abad Blasco

Escuela de ingeniería y arquitectura

2017

ÍNDICE MEMORIA

1-Introducción	4
2.Introducción a las plataformas elevadoras móviles de personal (PEMP)	5
2.1 Partes de las que se compone esta PEMP	6
3. Modelo inicial y referencias	7
3.1 Hipótesis y medidas iniciales.	8
3.2 Carga nominal aplicada en la plataforma.	9
3.2.1 Cálculo de la carga nominal.	10
3.2.2 Distribución de cargas en la plataforma.....	11
3.3 Nomenclatura de la plataforma.	12
3.4 Nomenclatura de la estructura de tijera.	12
3.4.1 Numeración de barras de la estructura.....	12
3.4.2 Nomenclatura de los puntos de las barras.	13
4. Cálculo de las reacciones en la estructura y plataforma	14
4.1 Reacciones en la plataforma.	14
4.2 Reacciones en la estructura de tijeras.	15
4.2.1 Ecuaciones de equilibrio BARRA 1.	17
4.2.2 Ecuaciones de equilibrio BARRA 2.	17
4.2.3 Ecuaciones de equilibrio BARRA 3.	18
4.2.4 Ecuaciones de equilibrio BARRA 4	19
4.2.5 Ecuaciones de equilibrio BARRA 5.	20
4.2.6 Ecuaciones de equilibrio BARRA 6.	21
4.2.7 Reacciones en los pasadores de unión de los extremos de las barras.....	22
4.2.8 Reacciones en los pasadores que componen las articulaciones de las barras.	22
4.2.9 Reacciones en los pasadores de unión con la plataforma superior e inferior.	23
4.2.10 Fuerza del cilindro.	23
5. Descomposición de las reacciones y diagramas de esfuerzos	25
6. Cálculo de las tensiones y dimensionamiento de las barras.	29
6.1 Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la BARRA 1.	30
6.2 Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la BARRA 2.	31
6.3 Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la BARRA 3.	31
6.4 Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la BARRA 4.	32
6.5 Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la BARRA 5.	32

6.6 Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la BARRA 6.	33
6.7 Dimensionamiento de las barras.	34
7. Cálculo del cilindro hidráulico.	35
7.1 Cálculo del diámetro del émbolo.	35
7.2 Dimensionado del vástago.	36
7.3 Cálculo del espesor de la pared del cilindro.	38
7.3.1 Cilindro de pared delgada.	38
7.3.2 Cilindro de pared gruesa.	39
8. Cálculo de los pasadores.	44
8.1 Pasadores de las barras de tijera.	44
8.1.1 Cálculo por cortante directo.	44
8.1.2 Cálculo por aplastamiento.	46
8.2 Pasadores de los apoyos del cilindro.	47
8.2.1 cálculo del diámetro por flexión.	48
8.2.2 Cálculo por aplastamiento.	50
8.3 Cálculo de la orejeta.	50
8.4 Cálculo de los cordones de soldadura en la orejeta.	52
9. Análisis mediante elementos finitos en SolidWorks.	57
9.1 Estructura de tijeras.	57
9.1.1 Análisis de la estructura en la posición superior.	57
9.1.2 Análisis de la estructura en su posición inferior.	59
9.2 Barandilla de la cesta de la plataforma.	63
9.3 Pasadores del cilindro.	65
9.5 Orejeta.	67
10. Conclusión.	69
11. Bibliografía.	70

1-Introducción

El objeto de este proyecto no es otro que la realización de un estudio para el diseño, cálculo y posterior modelado de una plataforma elevadora de tijera (PEMP), destinada al uso de personal cualificado, que generalmente, trabaja a cierta altura. En este caso, una altura aproximada de 6 m.

Además, cabe mencionar que este diseño se realiza para el uso en almacenes o interiores, por lo tanto, no será necesario tener en cuenta el efecto del viento. Se llevará a cabo el dimensionamiento de los distintos componentes, a partir de las fuerzas y esfuerzos más críticos para cada una de las posiciones de la máquina, partiendo de un pre-diseño de la misma. Posteriormente, se simularán parte de dichos componentes en el programa SolidWorks, mediante un análisis por el método de los elementos finitos MEF, para verificar que el diseño es válido. Para el cálculo analítico, se contará con el apoyo de varios programas para verificar que los resultados obtenidos son correctos, estos serán EES, MEFI y EXCEL.

Inicialmente, se buscará información sobre este tipo de plataformas (PEMP) en concreto de tipología de tijera, para conocer sus ventajas y los trabajos en los que se pueden aprovechar al máximo sus características. El siguiente paso, consistirá en realizar la búsqueda de la normativa vigente que recoge los aspectos a tener en cuenta a la hora de diseñar estas plataformas.

Con toda la información anterior recogida, se procederá a realizar un pre-diseño que se adapte a las necesidades de la normativa, esto nos será más fácil si hemos obtenido información de otros modelos similares que existen en el mercado.

En este punto, podemos elegir los materiales y fijar un coeficiente de seguridad que se ajuste al uso que se le va a dar a la máquina. Como el objeto principal de este análisis es principalmente la estructura que forman las tijeras, estableceremos las cargas que actúan sobre la plataforma, las cuales, ya vienen fijadas en la norma. Se establecerá donde se encuentran los apoyos que nos transmitirán estas cargas a la estructura de barras. Dichas cargas deberán situarse en la posición más desfavorable para tener información del caso más crítico. Se realizará el cálculo estático mediante un sistema de ecuaciones formado por los diagramas de sólido libre de todas las barras que conforman la estructura, al resolverlo, se obtendrán las reacciones en todos los puntos significativos de las barras.

Una vez obtenidas las reacciones para diferentes posiciones, se procederá a calcular las tensiones en las secciones más desfavorables de las barras, para esto se utilizará la teoría de Von Mises como hipótesis de cálculo.

También se reservará un apartado para realizar el cálculo del cilindro hidráulico, tanto sus dimensiones, como sus características.

Como ya se ha comentado, el análisis del proyecto finalizará con una simulación MEF en SolidWorks, para verificar que el diseño y los materiales son adecuados y válidos para las características fijadas. Este estudio nos permitirá comprobar si el coeficiente de seguridad que marcábamos al inicio, se cumple, además de otros cálculos más sofisticados que no se realizaran analíticamente.

2.Introducción a las plataformas elevadoras móviles de personal (PEMP)

Dentro de la amplia gama de plataformas elevadoras (PEMP), existen varios tipos de clasificaciones atendiendo a varios criterios. A continuación, se presenta un pequeño resumen de alguna de estas clasificaciones, para poder contextualizar a que tipo pertenece la máquina que es objeto del análisis de este proyecto.

Según la norma UNE-EN 280 los elevadores destinados a uso personal (PEMP), se clasifican en función de la proyección vertical del centro de gravedad de carga (c.d.g) en estos tipos:

- Grupo A: aquellas cuya proyección vertical del centro de gravedad de la carga con la que se esté trabajando se encuentra siempre dentro de las líneas de vuelco*, teniendo en cuenta todas las posibles configuraciones de la máquina y a la máxima inclinación del chasis especificada por el fabricante.
- Grupo B: aquellas PEMP que no son grupo A.

**Las líneas de vuelco delimitan la región en la que se encuentra la base o apoyo del sistema elevador.*

Otra clasificación que aparece en esta Norma UNE se refiere a la traslación permitida en cada tipo de PEMP. A saber:

- Tipo 1: La traslación solo se puede realizar si la PEMP se encuentra en posición de transporte.
- Tipo 2: La traslación con la plataforma de trabajo en posición elevada sólo se controla por un órgano situado sobre la plataforma de trabajo.
- Tipo 3: La traslación con la plataforma de trabajo en posición elevada se controla por un órgano situado sobre la plataforma de trabajo.

Así pues, la plataforma elevadora PEMP objeto de este proyecto pertenece al tipo 3A, llamada plataforma móvil vertical. Esta PEMP autopropulsada de tijera, se caracteriza por su elevación vertical respecto del chasis, pueden alcanzar una altura útil de trabajo de hasta 25 metros, lo que las hace ideales para construcción, mantenimiento, instalaciones etc.

Esta plataforma puede ser propulsada por un motor de combustión interna o mediante un motor eléctrico.

2.1 Partes de las que se compone esta PEMP

Se pueden identificar varias partes que componen la plataforma elevadora, las cuales, se van a explicar brevemente en este apartado:

PLATAFORMA: Se podría identificar como la cesta de la máquina, es la zona donde se instalan los operarios y las herramientas necesarias para el trabajo, en este tipo específico de PEMP, la plataforma suele ser de unas dimensiones amplias en comparación con otros tipos de plataformas, lo que favorece la comodidad, seguridad y maniobrabilidad a la hora de trabajar.

TIJERAS: Forman la estructura principal de la máquina y va a ser el objetivo de análisis en este proyecto, poseen un apoyo fijo tanto en su parte inferior como superior, y otro móvil, este último es el que permite a la plataforma el movimiento de traslación vertical que caracteriza a esta PEMP.

CILINDRO: Gracias a este componente se consigue la fuerza de propulsión necesaria para desplegar las tijeras, en un apartado posterior se verá en más profundidad.

CHASIS: Además de permitir transportar la máquina, sirve de anclaje para la estructura formada por las tijeras, localizándose en estos los puntos de apoyo ya descritos anteriormente. Sin embargo, el chasis quedará fuera del análisis pertinente al proyecto.

A continuación, se representan todas estas partes en la siguiente figura:



Figura 2.1: Conjunto plataforma elevadora de tijera.

3. Modelo inicial y referencias

Como punto de partida, se realizará un pre-diseño, se fijará un material para la estructura que conforma el conjunto de las tijeras y se adoptaran unas medidas iniciales. Se tomará como referencia el modelo de plataforma PEMP de tijera COMPACT 8N, que tiene en el mercado el fabricante de plataformas "HAULOTTE". Las características de este modelo mencionado son las siguientes:

CARACTERÍSTICAS

	Compact 8
Altura de trabajo	8,18 m
Altura plataforma	6,18 m
Maniobrable hasta	6,18 m
Capacidad máxima	350 kg
Ⓐ Largo replegado	2,31 m
Con extensión	2,48 m
Ⓑ Ancho	0,81 m
Ⓒ Altura replegada (barandillas)	1,99 m
Altura replegada (plataforma)	1,14 m
Ⓓ Distancia entre ejes	1,86 m
Ⓔ Altura al suelo	12,5 cm
Con Pot Hole desplegado	2,5 cm
Ⓕ x Ⓖ Dimensiones cesta	2,3 m x 0,8 m
Dimensión extensión	0,92 m
Capacidad extensión	
Velocidad de traslación	1 km/h - 3,5 km/h
Radio de giro interior	0,34 m
Radio de giro exterior	2,38 m
Tiempo subida/bajada	37 seg / 41 seg
Pendiente máxima	25%
Inclinación	2°
Movimientos	Mandos proporcionales
Baterías	180 Amp/h
Neumáticos inyectados de espuma	Macizados caucho 38 x 13 x 5 cm
Depósito hidráulico	27 l
Peso	1 730 kg

Figura 3.1: Características técnicas modelo Compact 8.

Las medidas indicadas en la Figura 3.1, corresponden con las cotas correspondientes a la Figura 3.2.

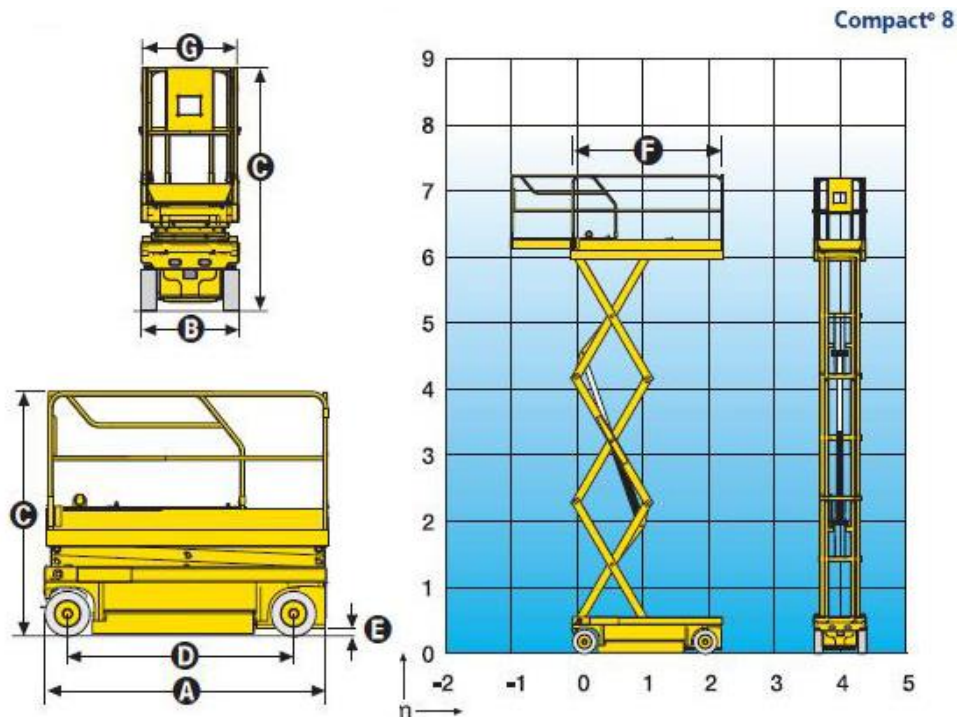


Figura 3.2: Medidas Compact 8N

3.1 Hipótesis y medidas iniciales.

Una vez definido el modelo de referencia, se llevará a cabo un primer diseño de la plataforma, particularmente de la estructura de tijeras, para poder realizar los primeros cálculos estáticos.

- La longitud de las barras será de 2302 mm.
- La longitud de la plataforma, medida que se identificaría como la cota A de la Figura 3.2, será de 2310 mm.
- La altura de la barandilla de protección de la plataforma será de 1100 mm, ya que es el mínimo que marca la norma UNE-EN 280.
- El ancho de la plataforma será de 800 mm, permitiendo el acceso a lugares con poco espacio y dotándola con gran maniobrabilidad.
- La altura máxima de trabajo será de 6 metros.
- Como sección inicial, se elegirá un perfil rectangular de 100 x 50 x 5 mm.
- El material elegido para las barras de la estructura será un acero S450J0, con límite elástico de 450 Mpa.
- Se utilizará un coeficiente de seguridad para la estructura de 3, ya que se considera que debido a su uso es necesario disponer de margen suficiente para el fallo.
- Analíticamente, se ha calculado que la carga nominal compuesta por el personal y las herramientas, será de 330 Kg. Posteriormente, se explicará cómo se ha llegado a este valor.

3.2 Carga nominal aplicada en la plataforma.

El primer cálculo que se debe llevar a cabo, será la fuerza que actuará sobre la plataforma, que será consecuencia del peso de los operarios y las herramientas que utilizarán. Según la Norma UNE-EN 280, se debe de tener en cuenta las siguientes pautas:

La masa de cada persona se supone que actúa como una carga puntual sobre la plataforma de trabajo y cualquier extensión de la plataforma en un punto situado a una distancia horizontal de 0,1 m del borde interior de la parte superior de la barandilla. La distancia entre las cargas debe ser 0,5 m (véase la figura 3 como ejemplo).

La masa del equipo se supone como una carga uniformemente repartida sobre el 25% del piso de la plataforma de trabajo. Si la presión resultante sobrepasa 3 kN/m², el valor del 25% puede aumentarse hasta un valor que permita obtener una presión de 3 kN/m².

Todas estas cargas deben colocarse en las posiciones que creen las condiciones más desfavorables.

La carga nominal mencionada antes se refiere al máximo número de personas y materiales que pueden colocarse sobre el piso incluyendo cualquier extensión. Se pueden especificar cargas nominales inferiores para la(s) extensión(es) y bajo estas condiciones tendrán que tenerse en cuenta las distribuciones de carga especificadas en los apartados 6.1.4.2.1, 6.1.4.2.2 y 6.1.4.3.

Figura 3.3: Aspectos sobre carga nominal en la plataforma para PEMP.

Además, en la normativa ya comentada, aparece una ecuación con la que calcular dicha carga nominal, en la Figura 3.4, se adjunta esta ecuación y la explicación de cada término que la compone:

5.2.3.1 Carga nominal

La carga nominal m es:

$$m = n \cdot m_p + m_e$$

donde

m_p es 80 kg (masa de una persona);

m_e es ≥ 40 kg (valor mínimo de la masa de las herramientas y materiales);

n número autorizado de personas sobre la plataforma de trabajo.

Figura 3.4: Ecuación para el cálculo de la carga nominal (UNE-EN 280)

3.2.1 Cálculo de la carga nominal.

Con la ecuación reflejada en la Figura 3.4, podemos obtener el valor de la carga nominal (m), se considera que esta plataforma podrá ser usada por 3 personas simultáneamente, así pues, el valor de cada variable será:

$$m = n \times m_p + m_c = 280 \text{ Kg}$$

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

$$m_c = 40 \text{ Kg}$$

$$n = 3 \text{ operarios}$$

No obstante, a este resultado de la carga nominal, se le va a agregar una cantidad adicional de peso debida a posibles sobrecargas, ya sea por parte de los operarios o de las herramientas.

$$m_{extra} = 50 \text{ Kg}$$

$$m_{total} = m + m_{extra} = 330 \text{ Kg}$$

Una vez calculada la carga nominal, utilizamos las pautas indicadas en la Figura 3.3, con objeto de calcular mediante un equilibrio estático las reacciones que actúan en los apoyos de la plataforma, los cuales, trasladaremos posteriormente a las tijeras. Los cálculos pertinentes a la distribución de las fuerzas en la plataforma, se indicarán detalladamente en el Anexo 2.

3.2.2 Distribución de cargas en la plataforma

En el anexo 2, se incluirán los cálculos pertinentes a la distribución de las cargas en la plataforma, esta se realizará siguiendo las pautas de la Figura 3.3. Se presenta el resultado en la Figura 3.5.

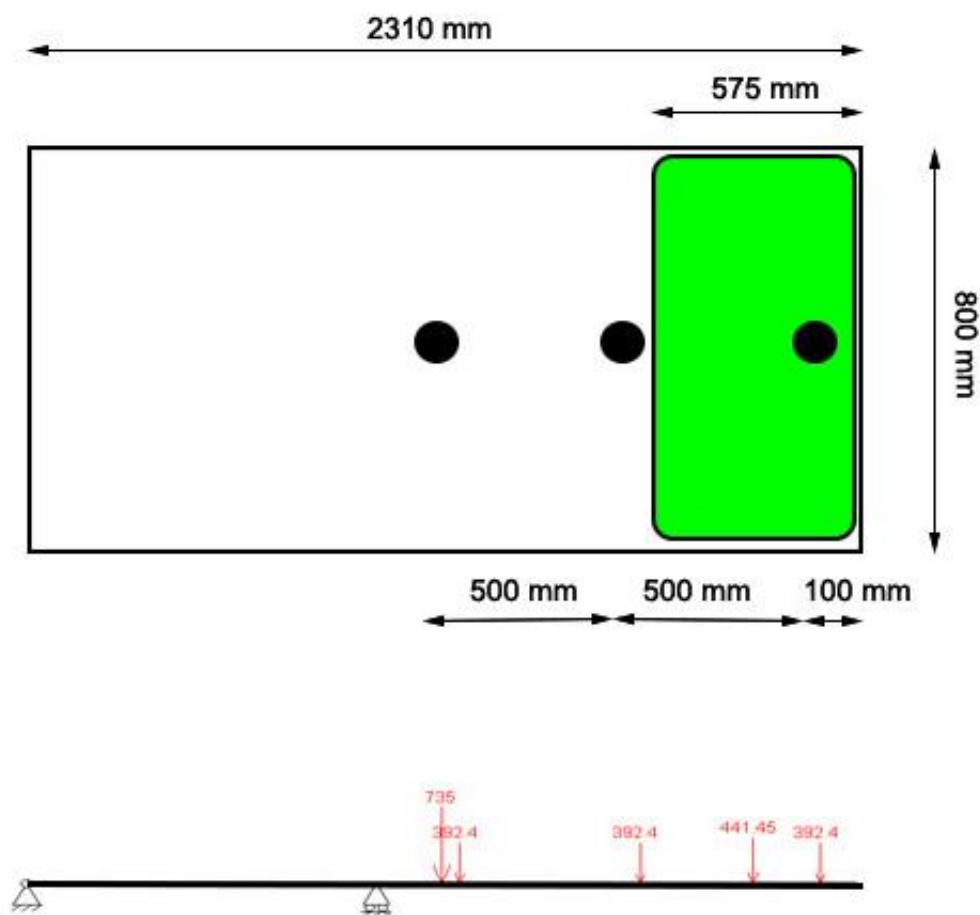


Figura 3.5: Plataforma y cargas que soporta.

En la representación superior de la Figura 3.5, podemos observar la distribución de las cargas en la plataforma para una posición general de la máquina. Los puntos negros, corresponden a cada uno de los operarios, en este caso tres, que generarán una fuerza vertical de 392,4 N, cada uno. El rectángulo verde, simula la carga distribuida asignada al equipo de herramientas que viene marcada por la Norma, distribuida sobre el 25 % de la superficie de la plataforma. Además de estas cargas, también se incluye la masa de la plataforma.

3.3 Nomenclatura de la plataforma.

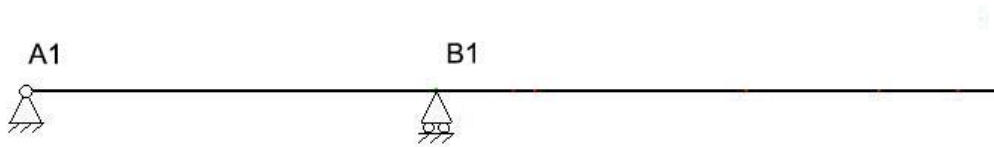


Figura 3.6: Nomenclatura plataforma.

En la Figura 3.6, podemos observar cómo se van a nombrar los puntos que corresponden a los apoyos de la plataforma.

3.4 Nomenclatura de la estructura de tijera.

3.4.1 Numeración de barras de la estructura.

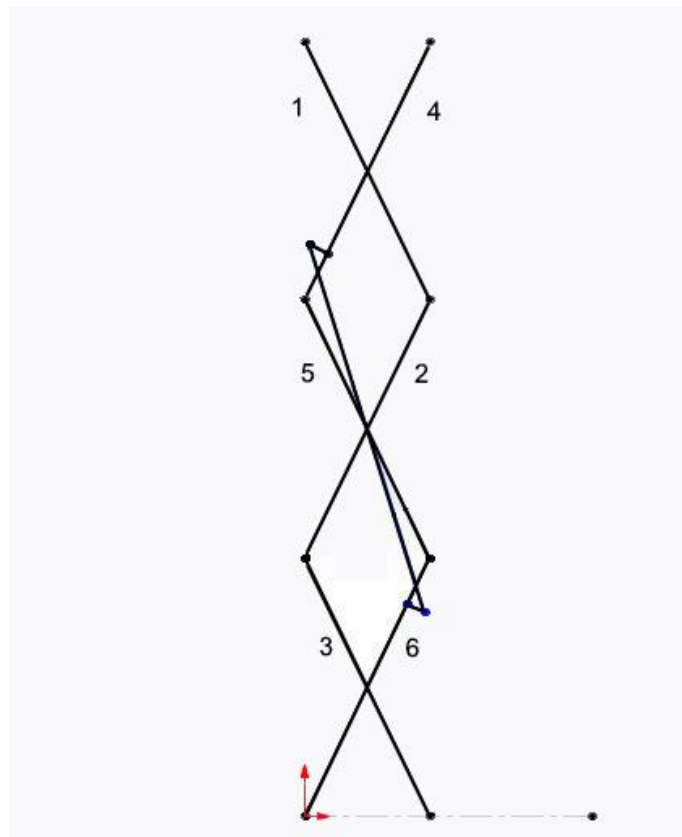


Figura 3.7: Número de barras.

3.4.2 Nomenclatura de los puntos de las barras.

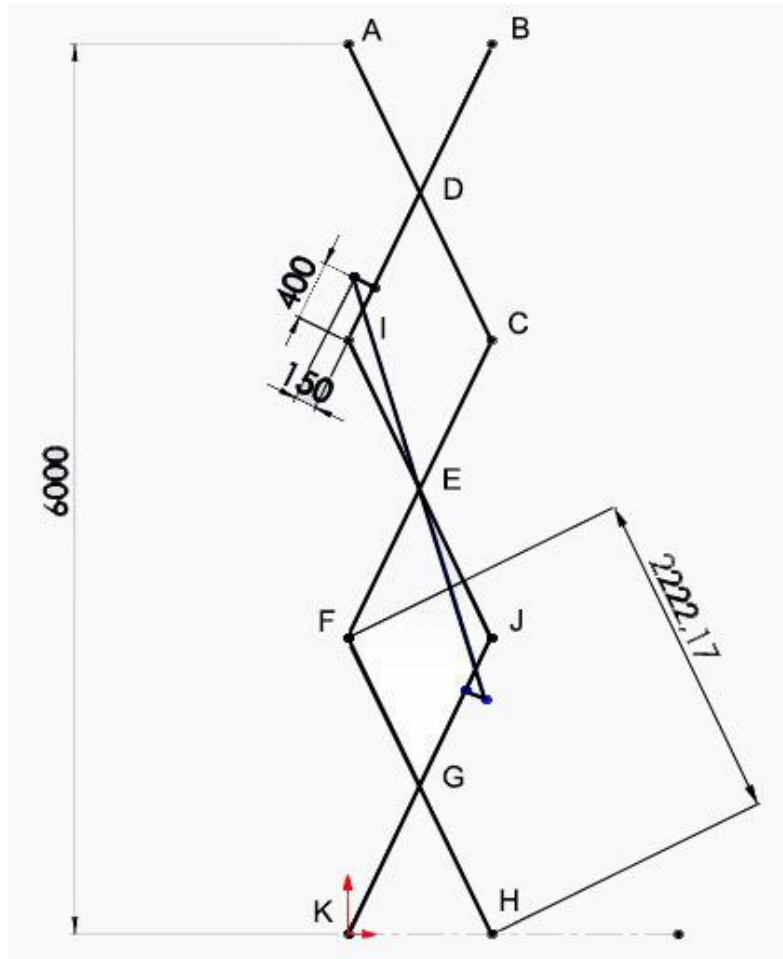
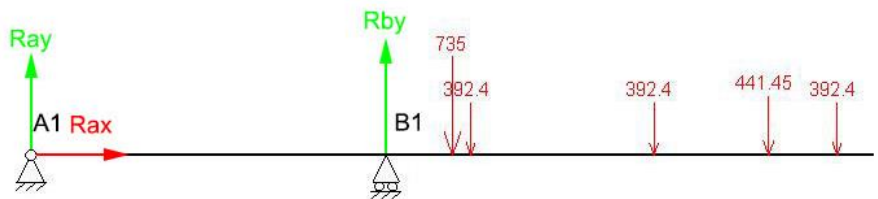


Figura 3.8: Nomenclatura de los puntos de las barras.

4. Cálculo de las reacciones en la estructura y plataforma

4.1 Reacciones en la plataforma.

Mediante un análisis en MEFI, se ha calculado el valor de las reacciones en los puntos A y B, también se llegará al mismo resultado al aplicar el sistema de ecuaciones de equilibrio para la plataforma. Puesto que tomaremos 6 posiciones de trabajo para la plataforma, se obtendrán diferentes valores para las reacciones en los apoyos. A continuación, se muestran las ecuaciones de equilibrio estáticas para resolver el valor de las reacciones en los apoyos, así como el criterio de signos tomado:



$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{ax} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow (-392,4 \times 3) - 441,45 - 735 + R_{by} = 0$$

$$\sum M_{A1} = 0 \rightarrow -392,4 \times 1200 + R_{by} \times X - 735 \times 1150 - 392,4 \times 1700 - 441,45 \times 2013 = 0$$

En el Anexo 2, se analizarán más detalladamente todas las posiciones estudiadas, no obstante, calculando el sistema de ecuaciones que se ha planteado, obtenemos el gráfico representado en la Figura 4.1, este sirve para ilustrar como varían las reacciones A1 y B1 en función de la altura de la plataforma:

Reacciones en A1 y B1 (N) en función de la altura (mm)

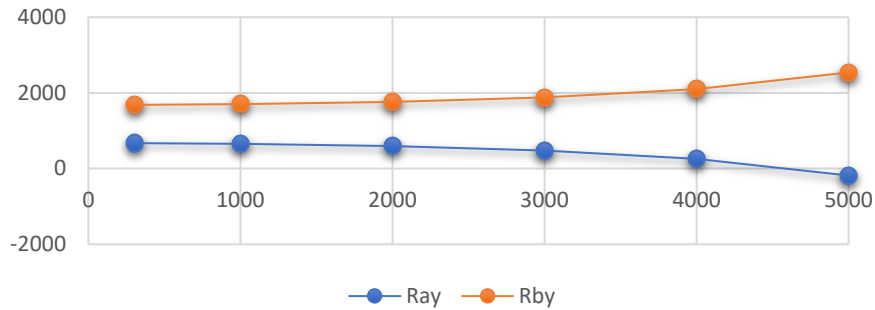


Figura 4.1: Reacciones en la plataforma para todas posiciones.

4.2 Reacciones en la estructura de tijeras.

La estrategia que se seguirá para la resolución de la estructura de tijeras, consistirá en analizar varias posiciones de la plataforma, variando la altura de trabajo, para encontrar cual es la posición más desfavorable. Se han seleccionado 6 alturas diferentes de estudio, las cuales serán (303.89, 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 mm), todas ellas, corresponden a la altura formada solamente por las barras de las tijeras, sin tener en cuenta la altura del chasis, ni de la cesta o plataforma.

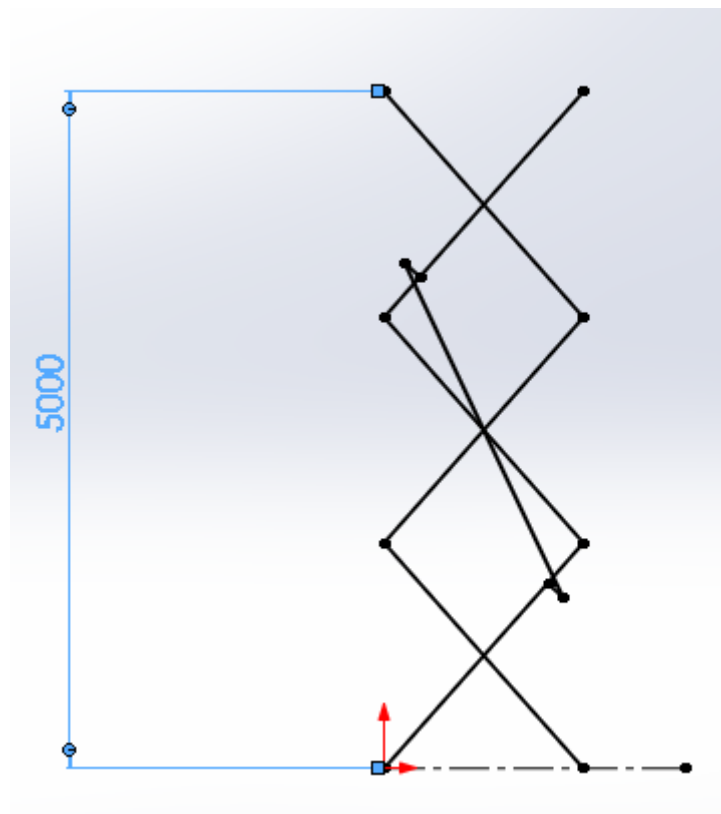


Figura 4.2: Estructura de tijera desplegada.

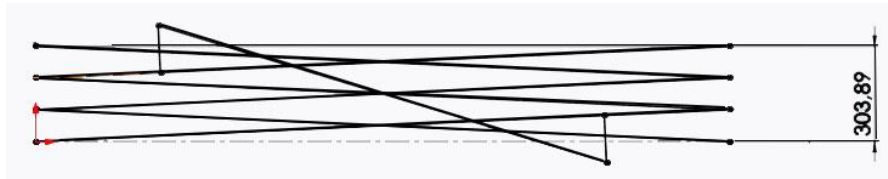


Figura 4.3: Estructura de tijera replegada.

En las Figuras 4.2 y 4.3, podemos observar la estructura formada por barras, en su posición superior e inferior respectivamente. También se incluyen las cotas que definen la altura de la misma, siendo estas las correspondientes a los ejes centrales de las barras, lo que significa que, en el modelo en tres dimensiones, la altura variará debido a la sección de las barras. Para realizar el análisis se tomarán las alturas representadas en las Figuras 3.10 y 3.11.

La barra diagonal situada en el centro de la estructura, corresponde a la representación del cilindro, no ha sido posible conectar el cilindro a las barras de la estructura, ya que se necesita un ángulo mínimo cuando la estructura se encuentra replegada, para poder elevar las barras. La solución que se ha adoptado, es colocar una pletina a 400 mm del extremo de la barra y desplazar perpendicularmente el punto de unión 150 mm de la línea central de la barra, como se representa en las Figuras 3.10 y 3.11.

Se indica en la siguiente figura como varía este ángulo, formado por el cilindro con la horizontal, para las distintas alturas:

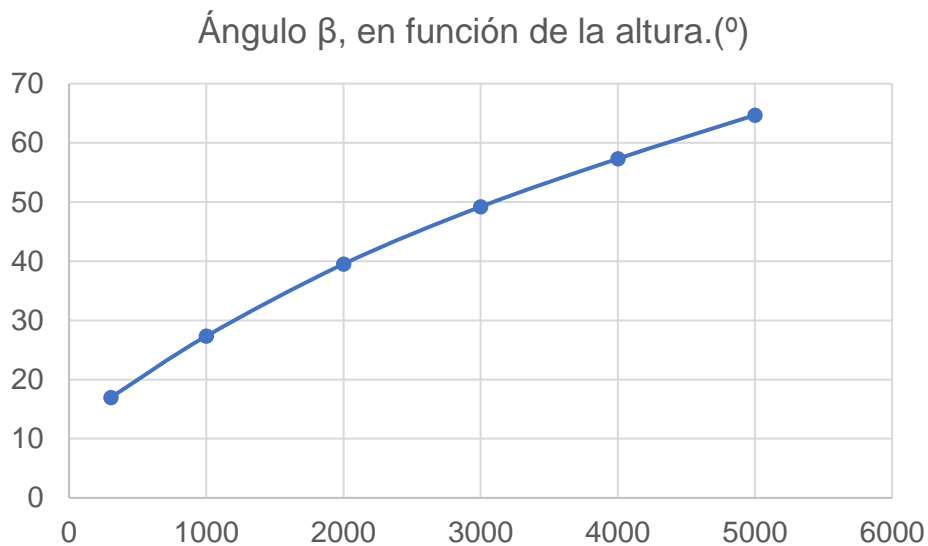


Figura 4.4: Ángulo del cilindro en función de la altura.

A continuación, se escribirán las ecuaciones de equilibrio para cada una de las barras que conforman la estructura, así como una representación de ellas en las que se indican el criterio de signos utilizado para la resolución del sistema de ecuaciones.

4.2.1 Ecuaciones de equilibrio BARRA 1.

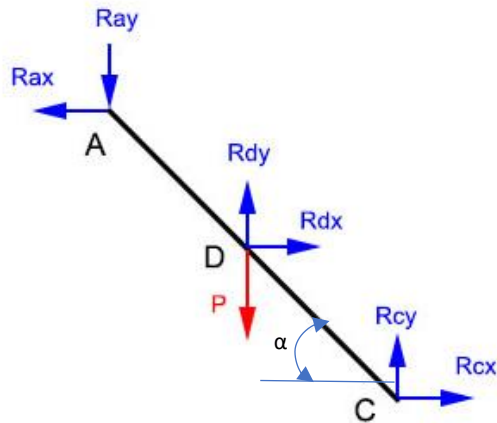


Figura 4.5: Reacciones equilibrio en barra 1.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{ax} + R_{dx} + R_{cx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{ay} - P + R_{dy} + R_{cy} = 0$$

$$\sum M_D = 0 \rightarrow R_{ay} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{ax} \times L/2 \times \sin(\alpha) + R_{cy} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{cx} \times L/2 \times \sin(\alpha) = 0$$

4.2.2 Ecuaciones de equilibrio BARRA 2.

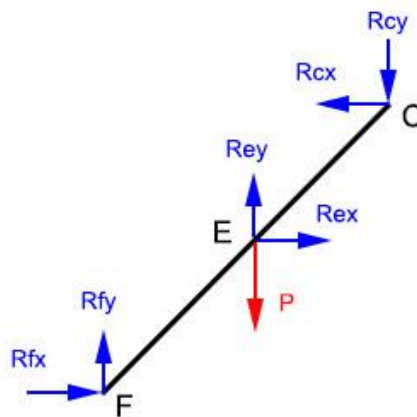


Figura 4.6: Reacciones equilibrio en barra 2.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{cx} + R_{ex} + R_{fx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{cy} + R_{ey} - P + R_{fy} = 0$$

$$\sum M_D = 0 \rightarrow -R_{cy} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{cx} \times L/2 \times \sin(\alpha) - R_{fy} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{fx} \times L/2 \times \sin(\alpha) = 0$$

4.2.3 Ecuaciones de equilibrio BARRA 3.

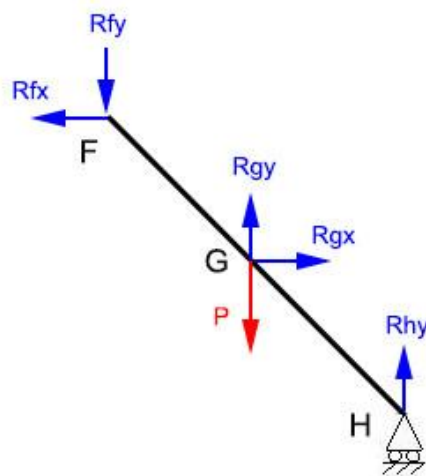


Figura 4.7: Reacciones de equilibrio barra 3.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{fx} + R_{gx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{hy} + R_{gy} - R_{fy} - P = 0$$

$$\sum M_D = 0 \rightarrow R_{fx} \times L/2 \times \sin(\alpha) + R_{fy} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{hy} \times L/2 \times \cos(\alpha) = 0$$

4.2.4 Ecuaciones de equilibrio BARRA 4

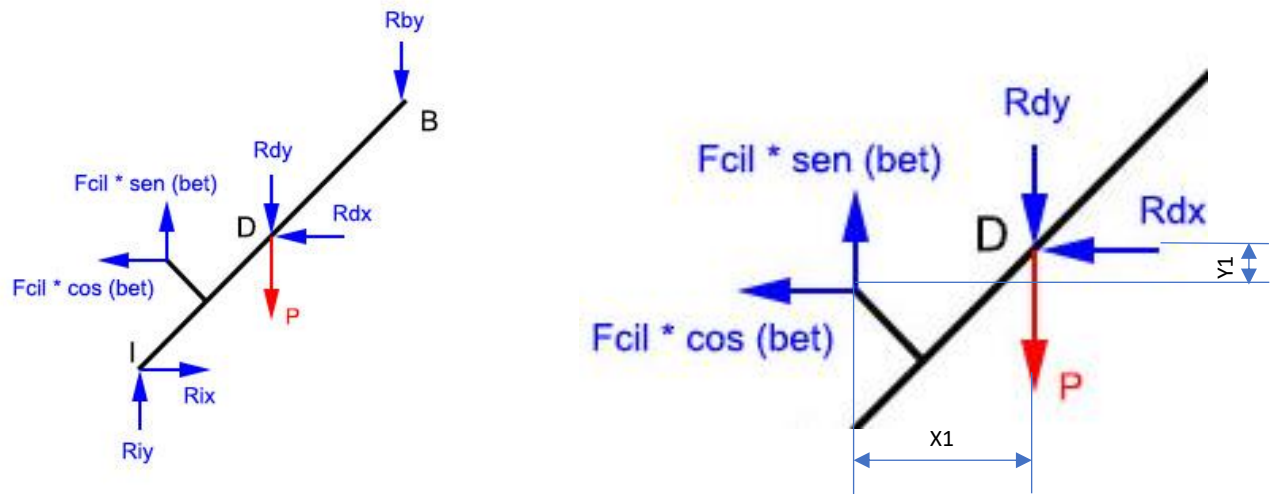


Figura 4.8: Reacciones de equilibrio barra 4.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{dx} - F_{cil} \cdot \cos(\beta) + R_{ix} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{by} - R_{dy} - P + F_{cil} \cdot \sin(\beta) + R_{iy} = 0$$

$$\sum M_D = 0 \rightarrow -R_{by} \times L/2 \times \cos(\alpha) - F_{cil} \times \sin(\beta) \times x_1 - F_{cil} \times \cos(\beta) \times y_1 - R_{iy} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{ix} \times L/2 \times \sin(\alpha) = 0$$

4.2.5 Ecuaciones de equilibrio BARRA 5.

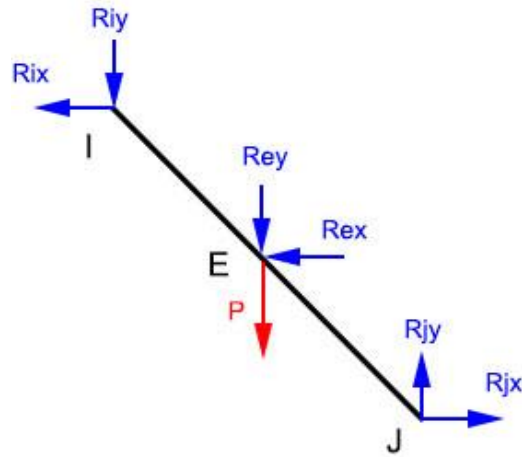


Figura 4.9: Reacciones de equilibrio barra 5.

$$\begin{aligned}\sum F_x = 0 &\rightarrow -R_{ix} - R_{ex} + R_{jx} = 0 \\ \sum F_y = 0 &\rightarrow -R_{iy} - P - R_{ey} + R_{jy} = 0 \\ \sum M_D = 0 &\rightarrow R_{iy} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{ix} \times L/2 \times \text{sen}(\alpha) \\ &+ R_{jy} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{jx} \times L/2 \times \text{sen}(\alpha) = 0\end{aligned}$$

4.2.6 Ecuaciones de equilibrio BARRA 6.

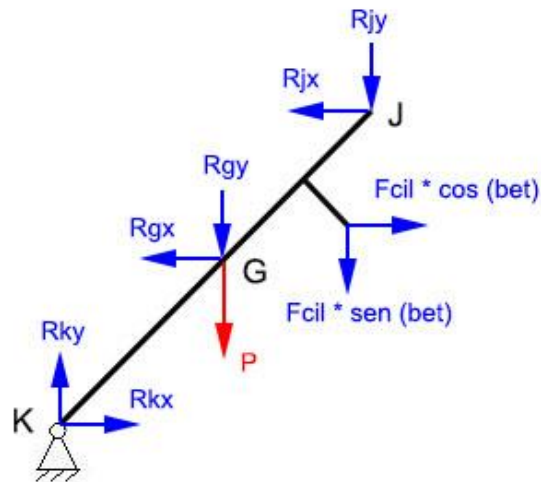


Figura 4.10: Reacciones de equilibrio barra 6.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{jx} + R_{kx} - R_{gx} + F_{cil} \times \cos(\beta) = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{jy} - R_{gy} + R_{ky} - P - F_{cil} \times \sin(\beta) = 0$$

$$\sum M_D = 0 \rightarrow R_{jx} \times L/2 \times \sin(\alpha) - F_{cil} \times \sin(\beta) \times x_1 - F_{cil} \times \cos(\beta) \times y_1 - R_{jy} \times L/2 \times \cos(\alpha) - R_{ky} \times L/2 \times \cos(\alpha) + R_{kx} \times L/2 \times \sin(\alpha) = 0$$

Una vez planteado el sistema de ecuaciones de equilibrio estático, se pueden obtener las reacciones en los puntos definidos. Para la resolución del sistema se ha contado con apoyo del programa EES. Una vez resuelto, se ha identificado en que posiciones aparecen las reacciones mayores.

A continuación, se va a mostrar mediante una serie de gráficos, los resultados de las reacciones en los pasadores de la estructura de tijera. Además, se realizará un análisis para obtener conclusiones sobre el comportamiento de la estructura sometida a las cargas presentes, y la evolución de los resultados para las diferentes posiciones estudiadas.

4.2.7 Reacciones en los pasadores de unión de los extremos de las barras.

Estos pasadores corresponden a los puntos (I, C, F, J), que se han definido en la Figura 3.8. Se trata de los pasadores que van a unir los extremos de las barras. Se ha realizado un gráfico en el que se muestra el resultado de las reacciones para estos puntos en función de la altura, o lo que es lo mismo, de las diferentes posiciones de trabajo.

Cabe resaltar, que se ha graficado el valor absoluto de cada pasador, siendo este, la suma vectorial de sus componentes en "X" y en "Y". Las unidades en las que se presentan las reacciones serán "N", y la altura se mostrará en "mm".

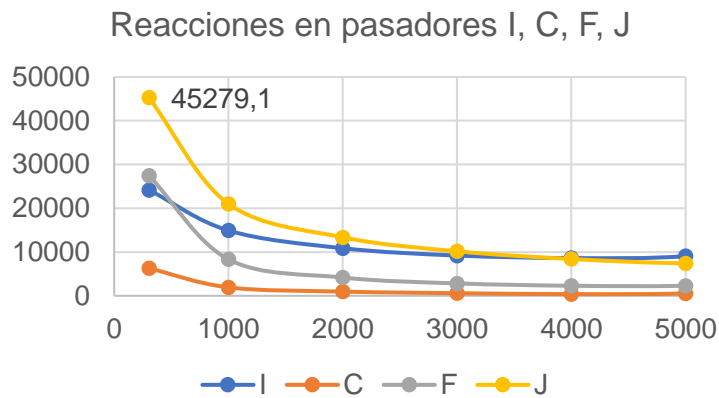


Figura 4.11: Reacciones en función de la altura para los pasadores (I, C, F, J).

4.2.8 Reacciones en los pasadores que componen las articulaciones de las barras.

Se sitúan en los puntos medios de las barras. Estos pasadores corresponden a los puntos (D, E, G), según la Figura 3.8. De igual manera que en el apartado anterior, se mostrará un gráfico con las reacciones en dichos pasadores en función de la posición.

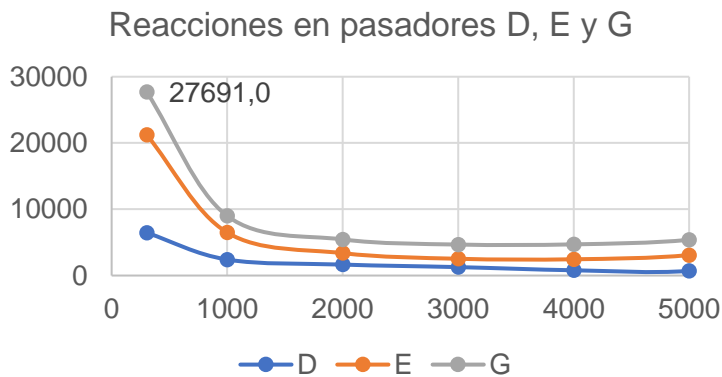


Figura 4.12: Reacciones en función de la altura para los pasadores (D, E, G).

4.2.9 Reacciones en los pasadores de unión con la plataforma superior e inferior.

Por último, Se van a mostrar los resultados para los pasadores que unen la estructura de tijeras a la plataforma, en su parte superior e inferior. Estos pasadores se corresponden con los puntos (A, B, K, H). Los puntos A y B serán los que transmitan el peso de la plataforma a la estructura de tijeras. Los puntos K y H servirán de apoyo para la estructura de tijeras. Así pues, los resultados obtenidos son:

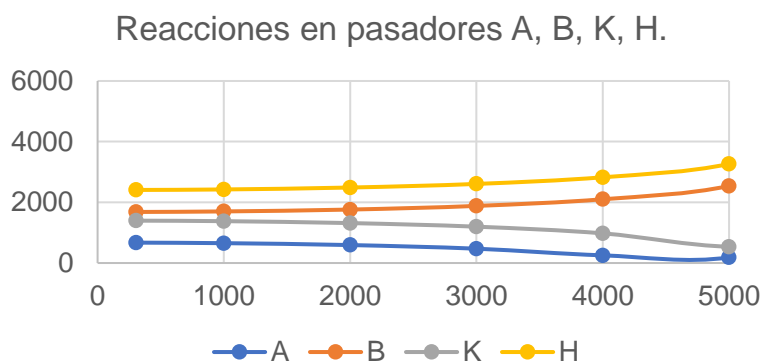


Figura 4.13: Reacciones en función de la altura para los pasadores (A, B, K, H).

4.2.10 Fuerza del cilindro.

En este apartado, se va a mostrar la variación de la fuerza necesaria que debe de realizar el cilindro, para que la plataforma esté en equilibrio, en función de la posición de la estructura.

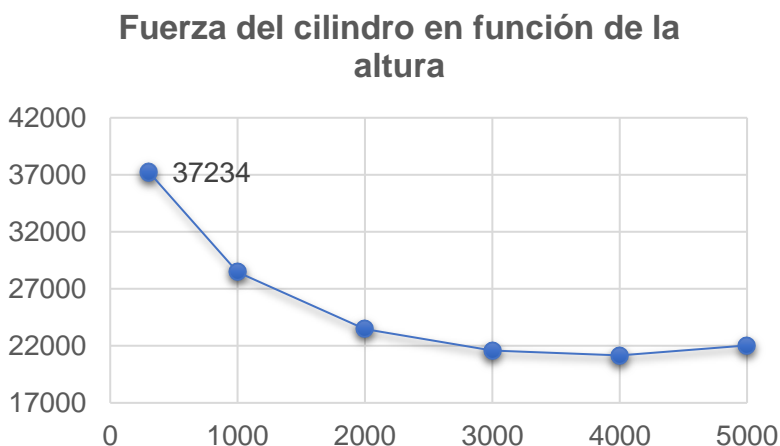


Figura 4.14: Fuerza necesaria del cilindro en función de la altura.

ANÁLISIS DE LAS REACCIONES.

- **EN LOS PASADORES:**

En la Figura 4.11, se puede ver que en el pasador “J”, que corresponde a las barras 6 y 5, se encuentra el valor máximo de las reacciones, este valor corresponde a la posición más baja de la estructura (303,89 mm) y es de 45279,1 N. Esto es un indicador de que los mayores esfuerzos van a aparecer en las barras 5 y 6. La barra 4, también estará sometida grandes esfuerzos, pero inferiores a las dos anteriores.

Estos esfuerzos en las barras 5, 6 y 4, aparecen debido a que la barras 4 y 6 soportan la fuerza del cilindro, además, estos esfuerzos se transmiten a la barra que une estas dos barras (4 y 6), que en este caso es la barra 5.

En los pasadores de la Figura 4.12, se obtienen unos valores menores que en los de los extremos de las barras, teniendo un máximo en el punto “G” de 27691 N. Este máximo se da en la posición inferior, como es de esperar, ya que es la posición en la que se requiere una fuerza mayor para elevar la plataforma, los valores van descendiendo conforme aumentamos la altura.

Por último, en los pasadores de la figura 4.13, se encuentra un cambio de la tendencia con la altura, se trata de los pasadores de la plataforma inferior y superior. En este caso el valor de las reacciones aumenta cuando la plataforma se encuentra en una posición superior.

Estos pasadores transmiten las cargas de la plataforma, pero el punto “B”, se desplaza en dirección horizontal acercándose al punto “A” conforme la plataforma sube, esto provoca que la carga quede colocada a la derecha de los dos apoyos y ambos se carguen con valores mayores.

- **FUERZA DEL CILINDRO:**

En la figura 4.14, se observa que la fuerza necesaria que debe ejercer el cilindro para mantener en equilibrio la plataforma es máxima para la posición inferior, y tiene un valor de 37234 N. Esta fuerza va disminuyendo conforme la altura es mayor, sin embargo, como ya se ha comentado anteriormente, dado que el apoyo “B” se desplaza horizontalmente hacia el apoyo “A”, esto crea una situación de aumento de las reacciones en los puntos “A” y “B”, que provoca que la fuerza deba incrementarse para la altura de 5000 mm.

Se tomará el valor de la fuerza en la posición inferior, para el posterior cálculo del dimensionamiento del cilindro hidráulico, ya que es el valor máximo necesario.

5. Descomposición de las reacciones y diagramas de esfuerzos

En este apartado se explicará el proceso de descomposición de las reacciones en los pasadores, será necesario pasar las reacciones en los ejes de referencia absolutos, a los ejes locales de las barras, lo que nos dará el valor del axil y el cortante en cada punto. Es necesaria esta descomposición para obtener los esfuerzos axiales y cortantes en las barras, posteriormente se podrán realizar los diagramas de esfuerzos. Se mostrará la representación de los diagramas de esfuerzos generales, ya que estos serán iguales para todas las posiciones, solo cambiará el valor del esfuerzo.

Se representa en la siguiente figura el paso de los ejes absolutos a locales y los diagramas de esfuerzos para la barra 1.

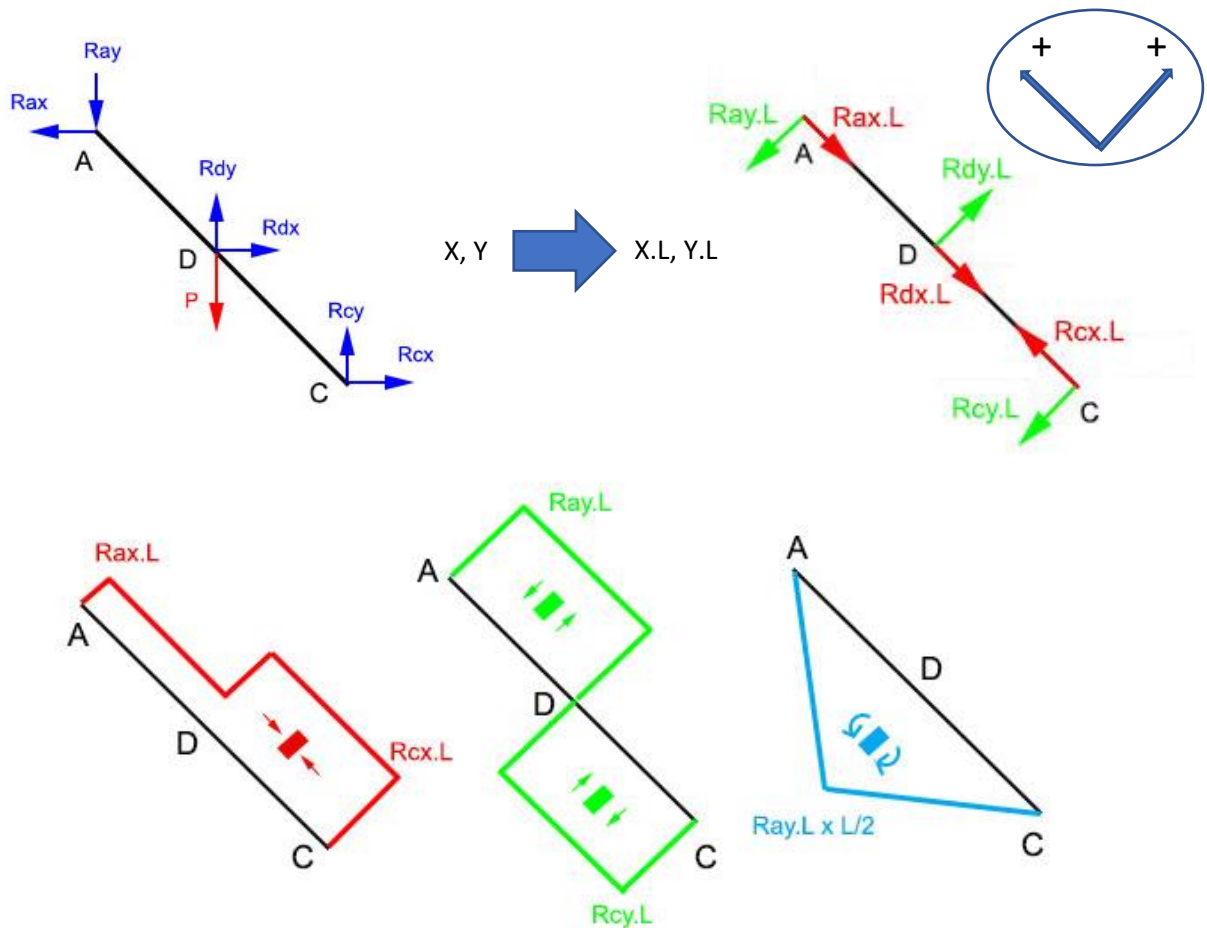


Figura 5.1: Descomposición de las reacciones en ejes locales y diagramas de esfuerzos.

En la Figura 5.1, se puede observar cómo se han proyectado las reacciones de la barra 1 en los ejes locales. Se van a incluir las ecuaciones que se han usado para dicho cambio de sistema de referencia.

$$\left. \begin{aligned} R_{ax}.L &= R_{ax} \times \cos(\alpha) - R_{ay} \times \text{sen}(\alpha) \\ R_{ay}.L &= -R_{ax} \times \text{sen}(\alpha) - R_{ay} \times \cos(\alpha) \end{aligned} \right\} \text{ A}$$

$$\left. \begin{aligned} R_{dx}.L &= -R_{dx} \times \cos(\alpha) + R_{dy} \times \text{sen}(\alpha) - P \times \text{sen}(\alpha) \\ R_{dy}.L &= R_{dx} \times \text{sen}(\alpha) + R_{dy} \times \cos(\alpha) - P \times \cos(\alpha) \end{aligned} \right\} \text{ D}$$

$$\left. \begin{aligned} R_{cx}.L &= -R_{cx} \times \cos(\alpha) + R_{cy} \times \text{sen}(\alpha) \\ R_{cy}.L &= R_{cx} \times \text{sen}(\alpha) + R_{cy} \times \cos(\alpha) \end{aligned} \right\} \text{ C}$$

Esta descomposición se ha realizado para las barras que tienen la misma orientación que la barra 1, es decir, las ecuaciones anteriores servirán para realizar la descomposición en las barras 1, 3, 5. Por lo tanto, no se reescribirán las ecuaciones para la barra 3 y 5, ya que serán similares a las de la barra 1, así como los diagramas de esfuerzos.

Para la barra 2, las ecuaciones cambiarán al tener la orientación opuesta a las barras anteriores. A continuación, se representará la descomposición en la barra 2, de igual forma que en la barra 1, seguidamente, se escribirán las ecuaciones para dicha descomposición y, posteriormente, la representación de los diagramas de esfuerzos generales.

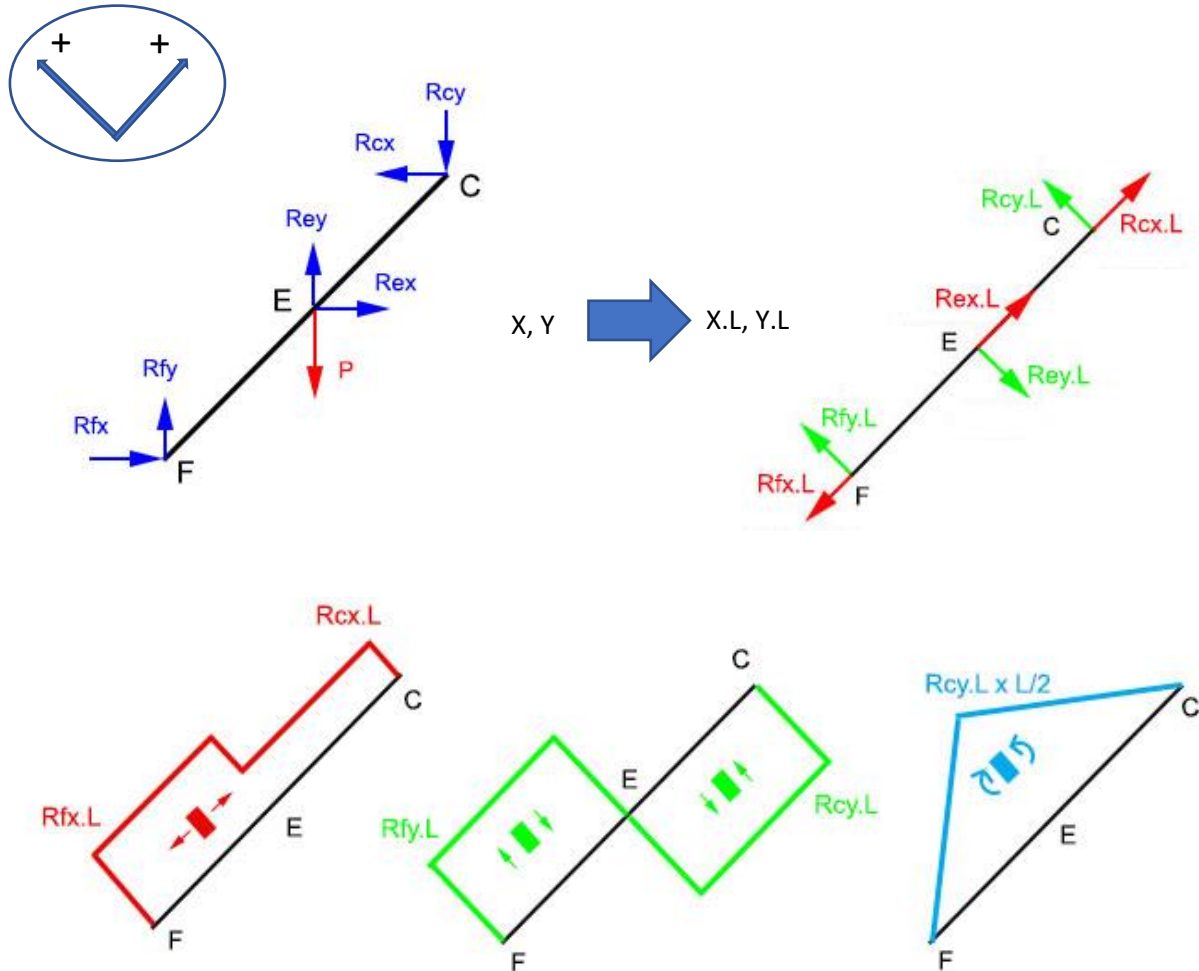


Figura 5.2: Descomposición de las reacciones en ejes locales y diagramas de esfuerzos.

$$\left. \begin{aligned} R_{cx.L} &= -R_{cx} \times \cos(\alpha) - R_{cy} \times \sin(\alpha) \\ R_{cy.L} &= R_{cx} \times \sin(\alpha) - R_{cy} \times \cos(\alpha) \end{aligned} \right\} C$$

$$\left. \begin{aligned} R_{ex.L} &= R_{ex} \times \cos(\alpha) + R_{ey} \times \sin(\alpha) - P \times \sin(\alpha) \\ R_{ey.L} &= -R_{ex} \times \sin(\alpha) + R_{ey} \times \cos(\alpha) - P \times \cos(\alpha) \end{aligned} \right\} E$$

$$\left. \begin{aligned} R_{fx.L} &= R_{fx} \times \cos(\alpha) + R_{fy} \times \sin(\alpha) \\ R_{fy.L} &= -R_{fx} \times \sin(\alpha) + R_{fy} \times \cos(\alpha) \end{aligned} \right\} F$$

Finalmente, se va a incluir la descomposición y los diagramas de la barra 4, ya que al tener en ella el apoyo del cilindro, cambiarán los diagramas de esfuerzos. La descomposición y los diagramas de esfuerzos de la barra 6, serán similares a los de la barra 4, por lo tanto, no se mostrarán en este documento.

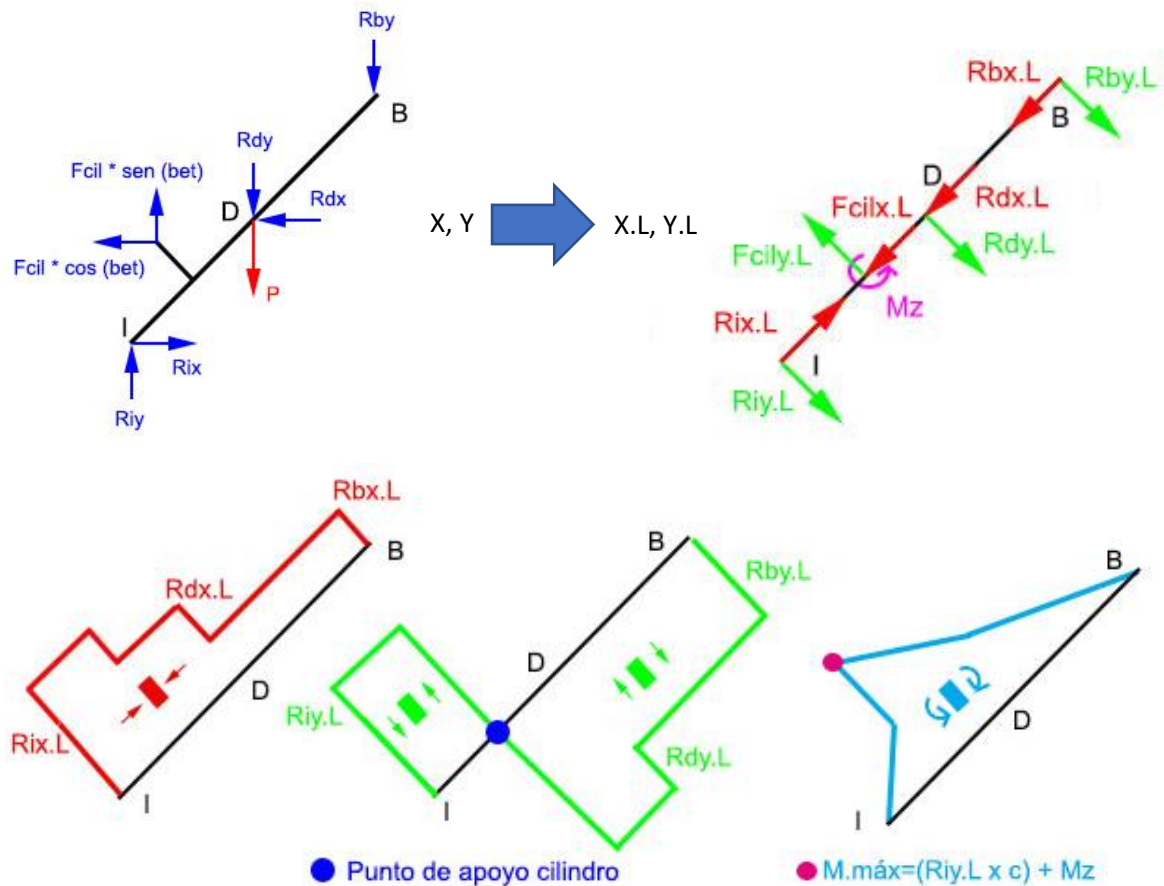


Figura 5.3: Descomposición de las reacciones en ejes locales y diagramas de esfuerzos.

Los resultados de las proyecciones para todas las barras se han realizado mediante una hoja Excel, así que, estos se incluirán en el Anexo 2.

6. Cálculo de las tensiones y dimensionamiento de las barras.

En este apartado, se explicarán los pasos para llegar al dimensionamiento final de las barras, para ello, se indicarán las tensiones que actúan sobre las barras de las tijeras, será importante saber cuáles de ellas se pueden despreciar. Se indicarán los esfuerzos axiales y momento flector máximos para cada barra, y se relacionarán con cada posición de la plataforma, para ver como varían. También se escribirán las ecuaciones necesarias para el cálculo de tensiones y dimensionamiento.

Puesto que se va a utilizar el criterio de Von Mises para dimensionar las barras, no se tendrá en cuenta el esfuerzo cortante ya que no es relevante, esto se debe a que en el punto de la sección de las barras en la que el esfuerzo cortante es máximo, encontramos que el valor del momento flector será cero. Así pues, se tomará el punto de la sección donde el momento flector sea máximo y, se buscará el axil máximo en ese punto para aplicar la ecuación **Ec.VM**, que corresponde al esfuerzo normal en la sección más desfavorable.

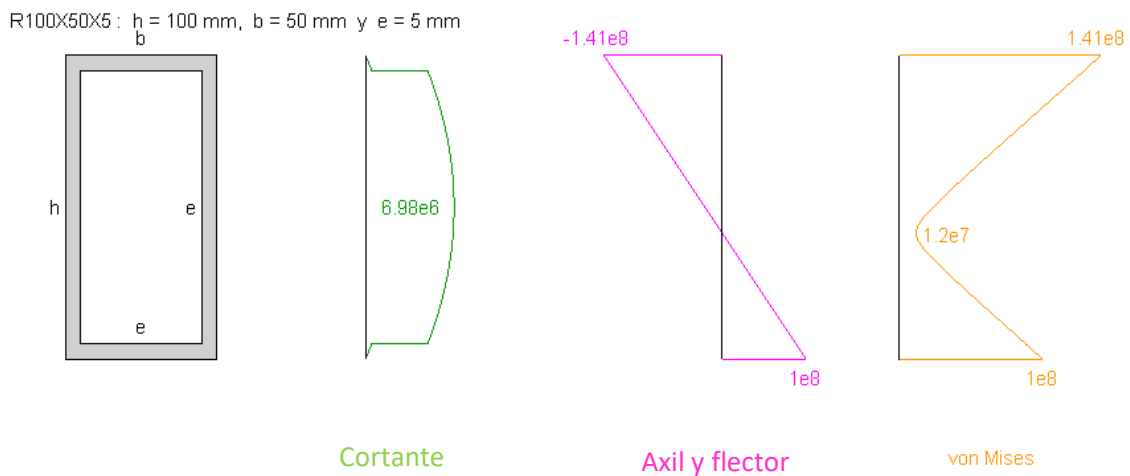


Figura 6.1: Tensiones en la sección más desfavorable.

En la figura 6.1, se puede observar que cuando las tensiones tangenciales son máximas, las tensiones normales son cero, así pues, dado que la tensión normal es mucho mayor, se va a despreciar la tensión tangencial. Para calcular la tensión normal, necesitaremos el flector máximo y el axil en ese punto.

La ecuación que se usará para el cálculo de la tensión equivalente de Von Mises será:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy} + \tau_{yz} + \tau_{xz})^2}{2}}$$

Ec.VM

Puesto que en la **Ec.VM** se desprecian los términos asociados a las tensiones tangenciales, y solo tenemos componente de la tensión normal en X, la tensión equivalente de Von Mises (σ_{eqv}) coincide con la tensión de trabajo en X, que se define según la siguiente expresión:

$$\sigma_{eqv} = \sigma_{xtrab}$$

$$\sigma_{xtrab} = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_z}$$

Con la ecuación anterior, se obtendrá el valor de la tensión equivalente de Von Mises, a continuación, se graficará el esfuerzo axil y el flector máximo para cada una de las barras, así como la tensión equivalente de Von Mises en la sección más desfavorable.

6.1 Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la BARRA 1.

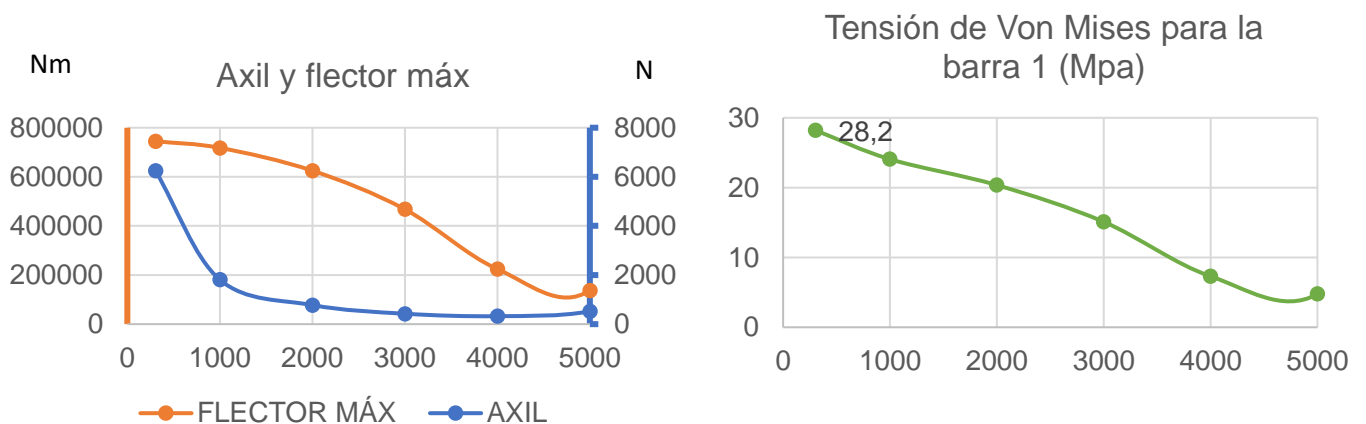


Figura 6.2: Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la barra 1.

6.2 Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la BARRA 2.

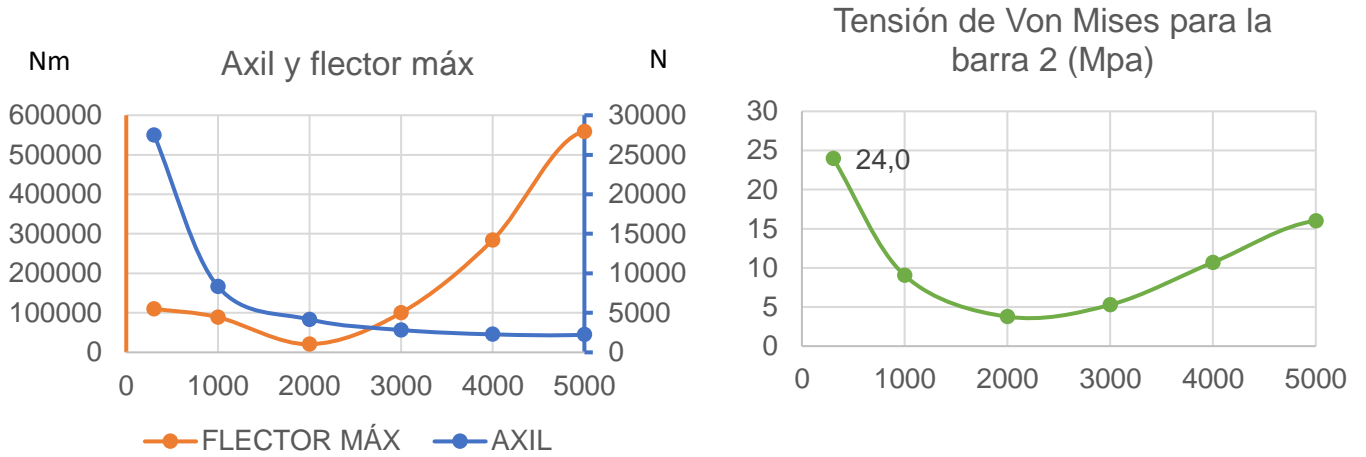


Figura 6.3: Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la barra 2.

6.3 Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la BARRA 3.

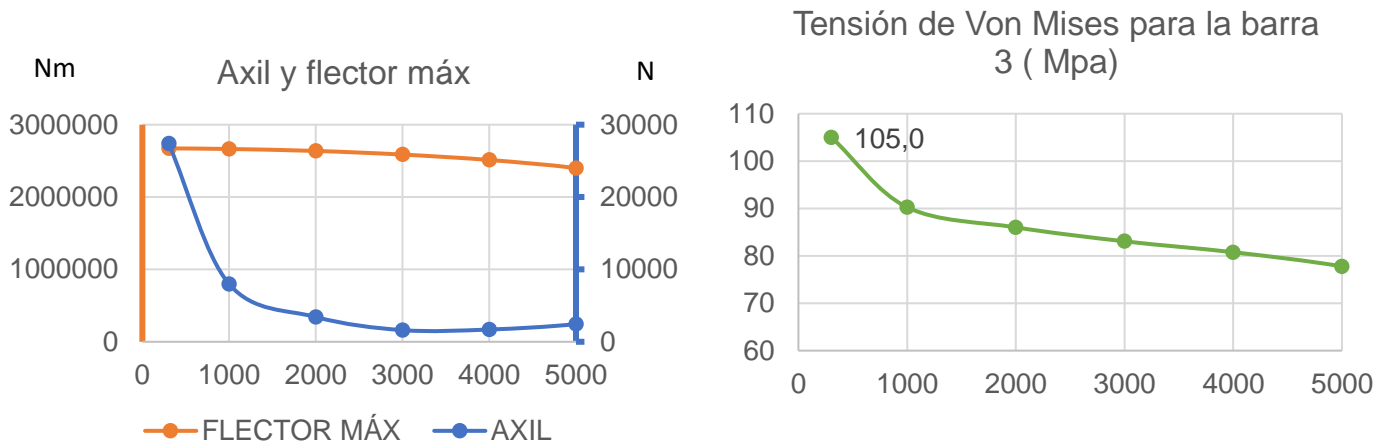


Figura 6.4: Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la barra 3.

6.4 Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la BARRA 4.

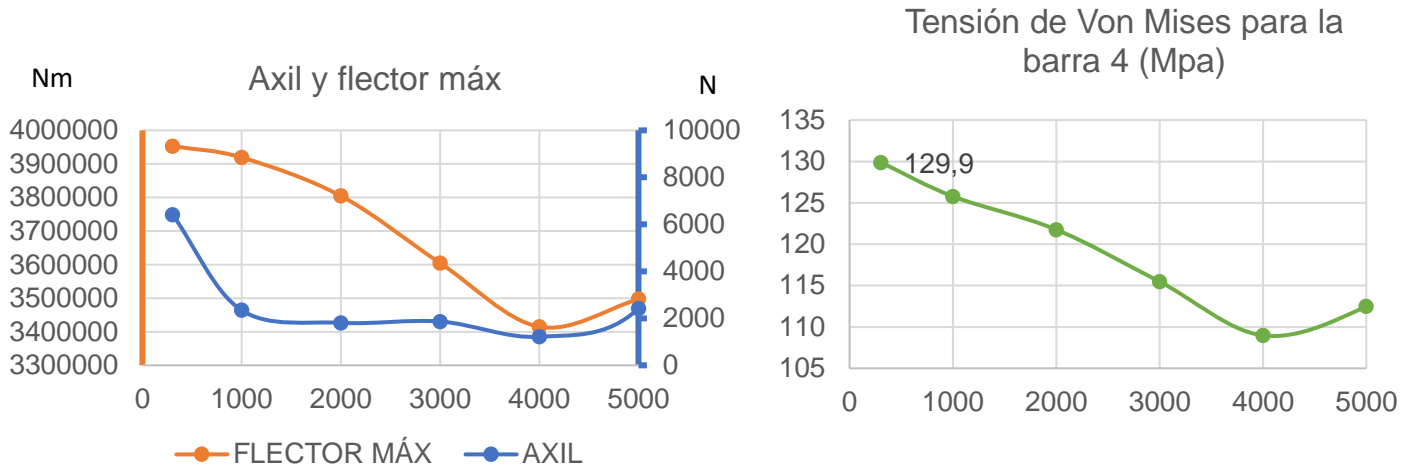


Figura 6.5: Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la barra 4.

6.5 Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la BARRA 5.

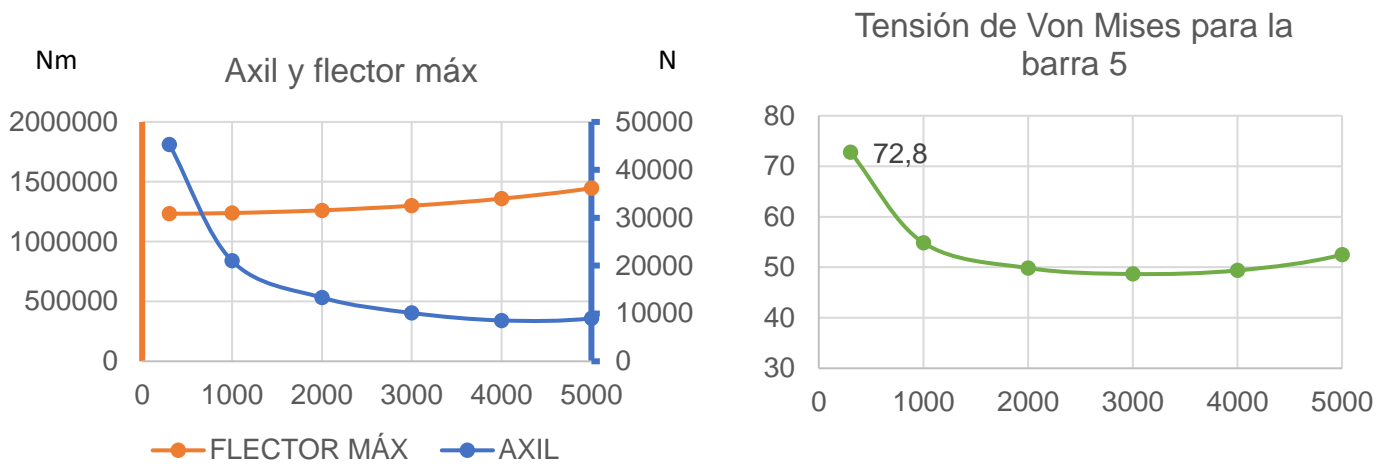


Figura 6.6: Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la barra 5.

6.6 Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la BARRA 6.

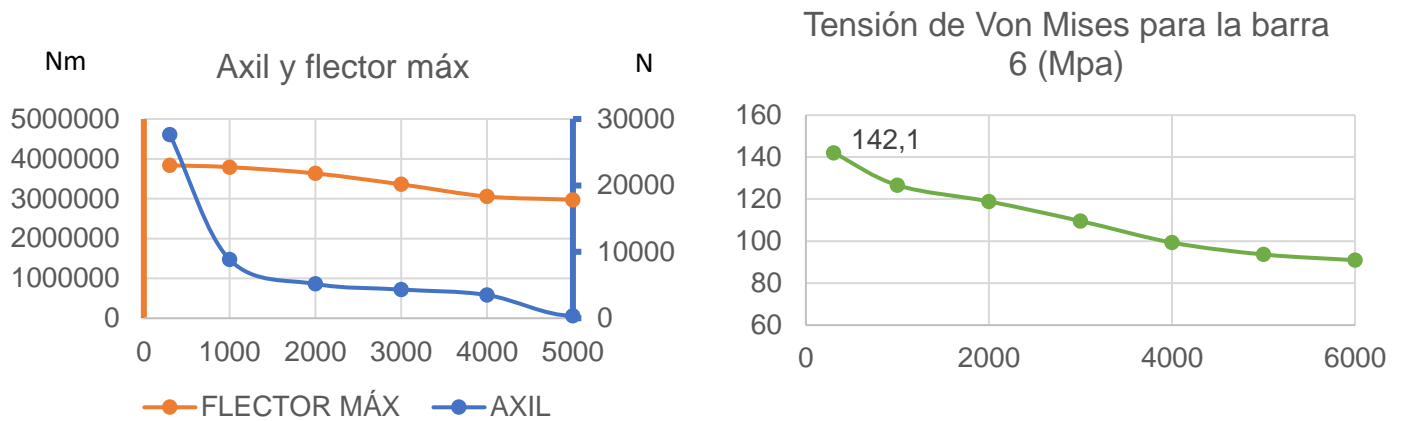


Figura 6.7: Axil, flector máximo y tensión de Von Mises en la barra 6.

ANÁLISIS DE LAS TENSIONES EN LAS BARRAS.

Una vez representadas las soluciones de los esfuerzos axil y flector para la sección más desfavorable, en cada una de las posiciones estudiadas, se procederá a comentar estos resultados, e intentar obtener conclusiones que nos sirvan para el dimensionamiento de las barras.

En el gráfico de la derecha de la Figura 6.7, se puede observar la representación de la tensión equivalente de Von Mises para la barra 6. Se puede destacar que la tensión máxima de toda la estructura aparece para esta barra con un valor de 142,1 Mpa, además, esta tensión se produce en el momento en el que la plataforma se encuentra en su posición inferior.

En la Figura 6.6, que pertenece a la barra 5, aparece una tensión equivalente de Von Mises inferior a la de la barra 6, pero con un valor bastante alto de 130 Mpa, esta tensión, ha sido calculada para la sección más crítica de la barra, teniendo en cuenta los esfuerzos normales a los que están sometida.

Para el resto de las barras, la tensión equivalente para la sección crítica es menor, en relación con las anteriores, y por lo tanto, no serán tan relevantes a la hora de realizar el dimensionamiento.

Por último, resaltar qué, en la combinación de esfuerzos flector y axil en la misma sección, se observa en los gráficos que el momento flector tiene una mayor influencia en el resultado de la tensión equivalente, que el esfuerzo axil.

6.7 Dimensionamiento de las barras.

En los primeros apartados de este documento se ha seleccionado una sección (100 x 50 x 5 mm) y un material inicial para las barras (S450 J0), llegado a este punto, y con las tensiones definidas para todas las barras, se va a realizar una verificación de la sección inicial, con el objetivo de comprobar si la sección aguantará los esfuerzos que se producen.

El valor asignado para el coeficiente de seguridad de las barras será de 3. Esta verificación se realizará mediante el criterio de Von Mises, así pues, es necesario aplicar la siguiente ecuación:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eqv}}$$

$\sigma_{eqv} = \sigma_{xtrab} =$ *Máxima tensión equivalente de Von Mises para cada barra*

$\sigma_f = 450 \text{ Mpa}$

Con el fin de conseguir una mejor comprensión de los resultados, se realizará una tabla en la que se indica el valor del coeficiente de seguridad obtenido para cada una de las barras de la estructura.

BARRA	COEF. SEGURIDAD (>3)
1	16,0
2	18,8
3	4,3
4	3,5
5	6,2
6	3,2

Figura 6.8: Tabla de coeficientes de seguridad para todas las barras.

Según la información recogida en la tabla de la Figura 6.8, las barras 4 y 6 están más cerca del coeficiente de seguridad fijado, ya que se encuentran más cargadas. Dado que el valor de este coeficiente es mayor que el mínimo fijado (3), se considera que la sección inicial, es válida, ya que cumple con los requisitos tensionales y se encuentra en el rango deseado.

Sin embargo, otras barras como la barra 1 y 2, muestran un coeficiente de seguridad mayor, lo que nos indica que estarán sobredimensionadas, ya que los esfuerzos en estas son menores.

No obstante, por cuestiones de montaje, estética y funcionalidad, se van a dimensionar todas las barras con la misma sección, asumiendo este sobredimensionamiento.

7. Cálculo del cilindro hidráulico.

En este apartado, se van a definir cuáles deben de ser las características y dimensiones del cilindro hidráulico que transmite a la plataforma la fuerza necesaria para elevarse. Se calculará el diámetro del cilindro, la longitud de la carrera, el espesor necesario, y el diámetro del vástago.

7.1 Cálculo del diámetro del émbolo.

EL primer paso, será definir algunos parámetros necesarios para el dimensionamiento del diámetro del émbolo.

$$Fuerza\ máxima\ del\ cilindro = 37234\ N$$

$$Presión\ fijada\ inicial = 100\ bares$$

$$Fuerza\ máxima\ del\ cilindro = 37234\ N$$

$$CARRERA_{cilindro} = longitud_{extendido} - longitud_{replegada} = 1227,22\ mm.$$

Estos parámetros, se explicarán con más detalle en el Anexo 2. Se llevará a cabo el dimensionamiento mediante la ecuación de la fuerza de avance, la cual, se define como:

$$F_a(N) = \frac{p(bar) \times \frac{\pi \times D^2}{4} (mm^2)}{9.81 (bar/Mpa)}$$

$$F_a = 37234\ N$$

$$p = 100\ bares$$

De esta ecuación se obtiene un diámetro mínimo del embolo, cuyo valor será de:

$$D = 68,19\ m$$

Mediante una búsqueda en tablas de fabricantes, se ha elegido el valor que más se ajusta al resultado obtenido para el diámetro. Esta tabla de diámetros se muestra en el Anexo 2, finalmente, el valor escogido para el diámetro es de:

$$D_{\text{émbolo}} = 80 \text{ mm.}$$

$$A = 5027 \text{ mm}^2.$$

Con el nuevo valor del diámetro para el émbolo, se va a recalculer la nueva presión de trabajo, utilizando la fórmula de la fuerza de avance ya utilizada en este apartado se obtiene una presión de **72,66 bares**.

7.2 Dimensionado del vástago.

Se va a proceder al cálculo del diámetro del vástago. Se deben tener en cuenta varios aspectos, como el tipo de apoyos con el que va a trabajar el cilindro. Según el tipo de apoyos se seleccionará un coeficiente (β), con el que se trabajará en cálculos posteriores.

En la siguiente tabla se recogen los diferentes tipos de apoyos y sus correspondientes coeficientes:

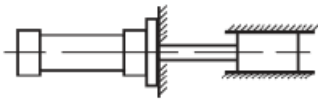
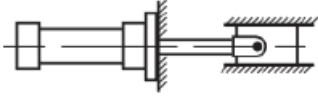
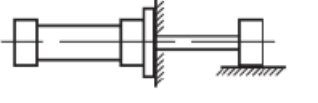
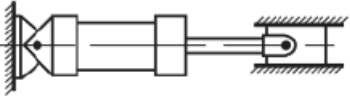
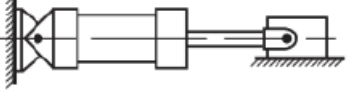
FORMA FIJACIÓN DEL CILINDRO <i>CYLINDER MOUNTING FORM</i>	PRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA <i>ESQUEMATIC REPRESENTATION</i>	FIJACIÓN EXTREMO VÁSTAGO <i>PISTON ROD END</i>	K K
Brida frontal <i>Front flange</i>		Fijado y guía rígida <i>Fixed and rigid guide</i>	0,5
		Articulado y guía rígida <i>Jointed and rigid guide</i>	0,7
		Apoyado y guía no rígida <i>Supported and no rigid guide</i>	2
Charnelas <i>Clevis</i>		Articulado y guía rígida <i>Jointed and rigid guide</i>	2
		Apoyado y guía no rígida <i>Supported and no rigid guide</i>	4

Figura 7.1: Tipo de apoyo del cilindro y coeficiente (β).

En nuestro caso, los apoyos corresponden al caso apoyado y guía rígida, así que el coeficiente (β), será de 2.

Puesto que se va a dimensionar por pandeo, son necesarios algunos parámetros para utilizar la gráfica que indica el diámetro de vástago necesario. La longitud de pandeo se define como:

$$\text{Longitud pandeo} = \text{Carrera cilindro} \times \beta = 2454,44 \text{ mm}$$

Carrera cilindro = 1227,22 mm.

$\beta = 2$.

La fuerza máxima del cilindro también es conocida, con un valor de 37234 N, y el coeficiente de seguridad que se va a utilizar es de 3. Con estos datos, ya se puede buscar en la tabla cual es el diámetro del vástago:

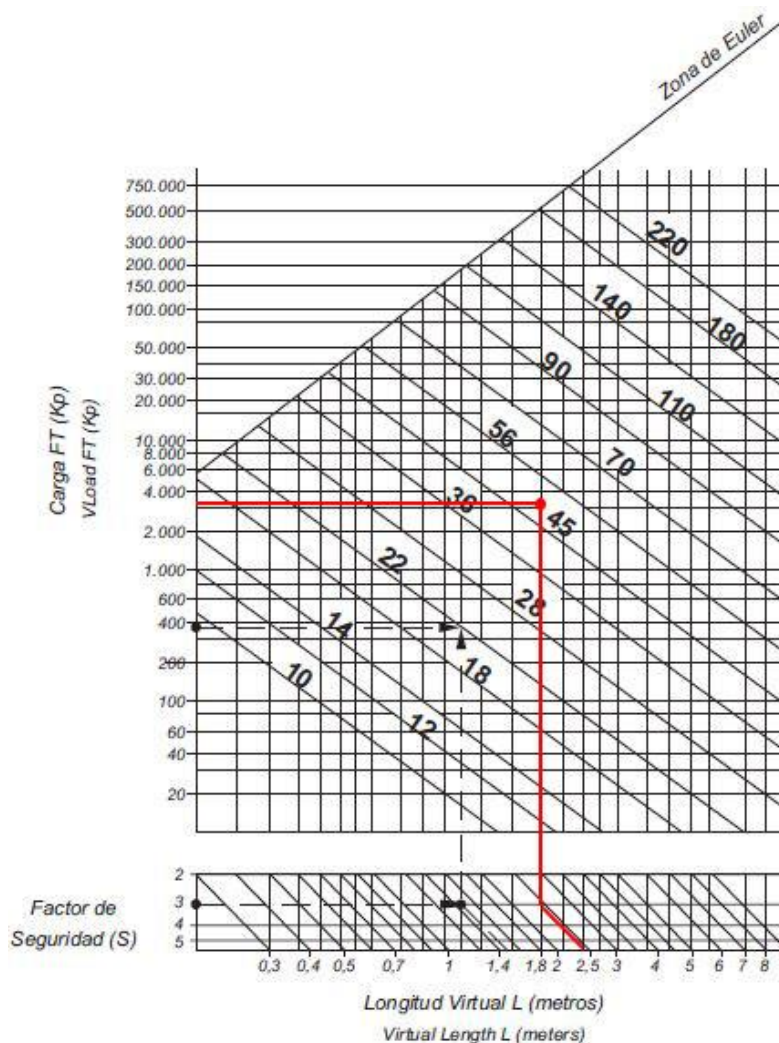


Figura 7.2: Tabla de dimensionamiento por pandeo para el vástago.

Como se puede observar en la Figura 7.2, si se entra en la tabla con los parámetros ya definidos anteriormente, se obtiene un diámetro para el vástago entre 45 y 56 mm. Puesto que el punto en la gráfica se encuentra por encima de 45, el diámetro mínimo del vástago que se deberá elegir, para que no falle por pandeo, deberá ser mayor de 56 mm.

$$D_{min,vástago} = 56 \text{ mm.}$$

7.3 Cálculo del espesor de la pared del cilindro.

El material que se va a utilizar para la pared del cilindro, será un tubo lapeado de material St52,3 H9, cuya equivalencia es el acero S-355, con un límite elástico de 355 Mpa. Además, el coeficiente de seguridad, se fijará como hasta ahora en 3. Se va a realizar un cálculo para cilindro de pared delgada, si este no es válido, se procederá al cálculo mediante cilindro de pared gruesa.

7.3.1 Cilindro de pared delgada.

Para que sea válido el dimensionamiento mediante este tipo de cálculo debe cumplirse:

$$e < \frac{D_{\acute{e}mbolo}}{40}$$

$$D_{\acute{e}mbolo} = 80 \text{ mm.}$$

Se utilizará para el cálculo, la ecuación para la tensión equivalente de Von Mises, en tensiones principales:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eqv}}$$

Además, se sabe que para el cálculo por pared delgada se pueden suponer las siguientes simplificaciones:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{\theta} = \sigma_1 = \frac{P \times D}{2 \times e} \\ \sigma_z = \sigma_2 = \frac{P \times D}{4 \times e} \\ \sigma_r = \sigma_3 = 0 \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} P = 7,26 \text{ Mpa.} \\ D = 80 \text{ mm.} \end{array}$$

Si se utiliza la ecuación de la tensión equivalente de Von Mises, se obtendrá el valor del espesor necesario:

$$e = 2,125 \text{ mm.}$$

Se comprueba si se cumple la ecuación para cilindros de pared delgada:

$$e < \frac{D_{\text{embolo}}}{40}$$

$$2,125 > 2 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el valor obtenido es mayor que 2, así que será necesario realizar el cálculo mediante pared gruesa, ya que no se cumple la hipótesis para pared delgada.

7.3.2 Cilindro de pared gruesa.

Para este cálculo de la pared del cilindro mediante pared gruesa, se debe tener en cuenta que las simplificaciones utilizadas en el apartado de pared delgada, ya no serán válidas. Se utilizarán las ecuaciones simplificadas para pared gruesa, que corresponden a un cilindro sometido solamente a presión interior. Los cálculos correspondientes, se mostrarán en el Anexo 2. El resultado para el espesor mínimo mediante pared gruesa es de **2,31 mm**.

Una vez realizados los cálculos, se mostrará la selección que se ha llevado a cabo para los diferentes componentes necesarios en el conjunto de impulsión. Se van a definir los productos comerciales que encajarían con nuestros resultados analíticos.

CILINDRO HIDRAÚLICO

Mediante una búsqueda por los principales fabricantes de cilindros hidráulicos de simple efecto, se ha optado por la elección de un cilindro de marca "BASTIMEC SL", con las siguientes características:

Características del cilindro	
Ø Vástago	70 mm
Ø Interior tubo lapeado	80 mm
Ø Exterior tubo lapeado	90 mm
Presión máxima	180 bares
Velocidad máxima	0.5 m/s
Carrera	1300 mm
Material Vástago	Ck 45 f7
Material tubo	St 52,3 H9 ~ S-355
Fluido	Aceite Mineral



Figura 7.3: Cilindro hidráulico.

Este cilindro cumple con las propiedades que se han calculado previamente. El diámetro del vástago tenía que ser superior a 56 mm, y en este cilindro será de 70 mm. El diámetro del émbolo es el adecuado, y la pared del cilindro cumple con el mínimo valor de espesor.

Sin embargo, se ha elegido la opción de mecanizar las fijaciones del cilindro con los pasadores, se comentará a continuación, de forma breve el diseño de estas fijaciones y como se montarán en el cilindro.

FIJACIONES DEL CILINDRO.

Se han diseñado dos tipos de fijación, una para la unión del tubo lapeado con el pasador inferior, y otro tipo para la unión del vástago con el pasador superior. Se muestra a continuación un plano de la fijación inferior:

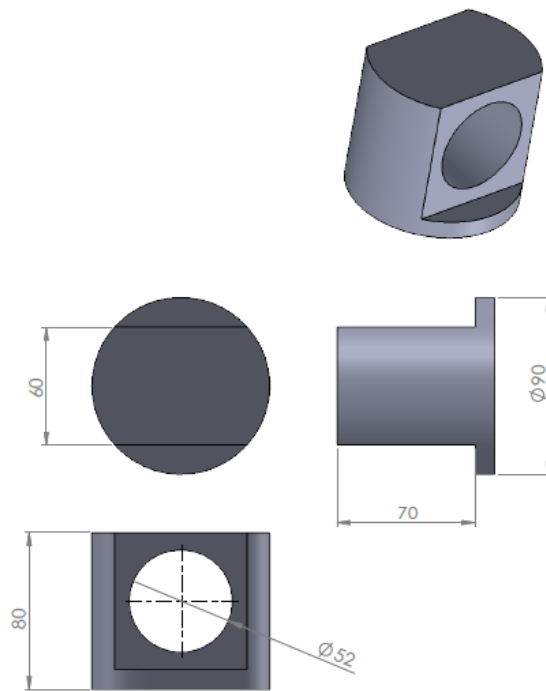


Figura 7.4: Pieza de fijación inferior del cilindro.

Esta fijación se soldará mediante un cordón de soldadura a la cara inferior del cilindro hidráulico.

La sujeción superior del cilindro, es decir, la del vástago, se introducirá en un taladro roscado practicado en el mismo vástago. Esta pieza se muestra a continuación.

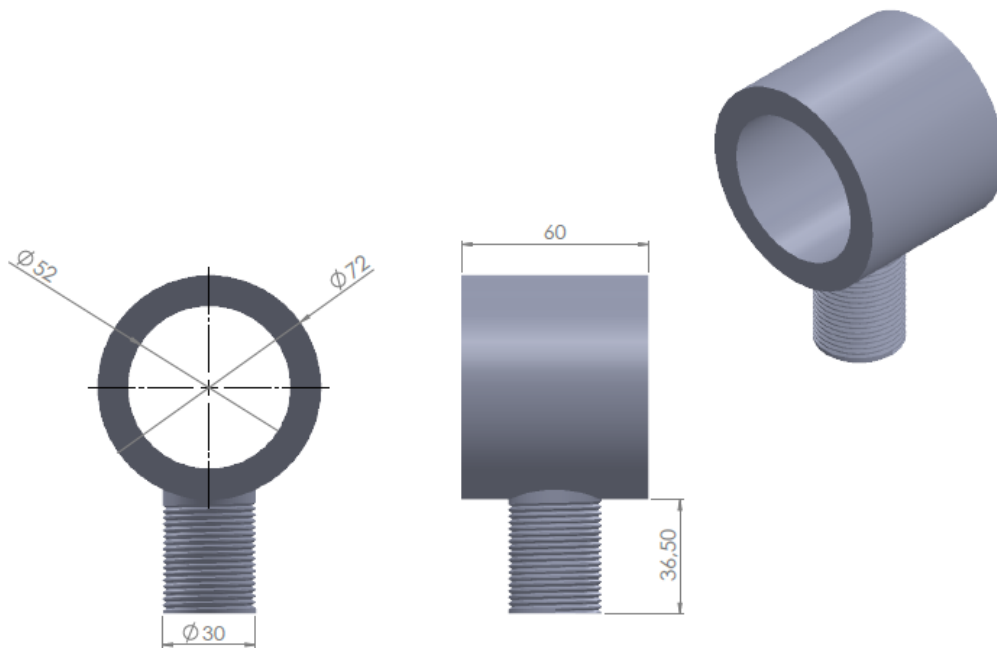


Figura 7.5: Pieza de sujeción superior del cilindro.

Este diseño tiene en cuenta que debido al paso del tiempo puede ser necesario realizar un cambio en esta pieza, por lo que de esta forma se podría sustituir de una forma rápida y sencilla, sin la necesidad de cambiar todo el cilindro.

VELOCIDAD DE LA PLATAFORMA, DEL VÁSTAGO DEL CILINDRO Y TIEMPO DE ELEVACIÓN.

Se ha realizado un análisis, con el fin de conocer el tiempo de elevación necesario para que la plataforma alcance su posición superior. Además, se ha calculado la velocidad de la plataforma en función de la altura.

Los cálculos y las hipótesis para este apartado se encuentran en el Anexo 2. Finalmente, se obtiene un tiempo de elevación aproximado de 1,09 minutos, la velocidad del vástago deberá ser de 20 mm/s.

SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA.

Con todos los resultados obtenidos hasta el momento, se elegirá una bomba hidráulica para alimentar al cilindro. Los cálculos referidos a la misma, se encuentran en el Anexo 2.

El fabricante “LARZEP HDRAULIC” dispone de una gran variedad de productos. Según los cálculos referidos a la bomba, el modelo que más se adecúa a los requisitos es el siguiente:

Performance under Pressure



Grupo Hidráulico con Electroválvula, HBE. Pág. 4



2,5-100 litros
700 bar

BOMBAS

50 Hz Monofásico								
Depósito	Caudal a 700 bar	Caudal a 70 bar	115V		230 V		Potencia	Peso
l	l/min	l/min	S/E	D/E	S/E	D/E	kW	kg
5	0,36	0,36	HBM1225	HBM1245	HBM1221	HBM1241	0,75	26
5	0,36	4,00	HBM7225	HBM7245	HBM7221	HBM7241	0,75	29
8,5	0,54	5,90	HBM3325	HBM3345	HBM3321	HBM3341	1,10	38
12,5	0,54	5,90	HBM3425	HBM3445	HBM3421	HBM3441	1,10	46
12,5	0,82	8,64	HBM4425	HBM4445	HBM4421	HBM4441	1,10	48

Figura 7.6: Características Grupo hidráulico con electroválvula.

8. Cálculo de los pasadores.

8.1 Pasadores de las barras de tijera.

Para el dimensionamiento de los pasadores, se utilizará el criterio de Von Mises, mediante la teoría del cortante directo se calculará el diámetro necesario para el pasador.

Posteriormente, por aplastamiento se calculará el espesor mínimo o longitud necesaria de contacto entre el pasador y las barras a unir. Como material para los pasadores se utilizará un acero S450 J0, tratándose de el mismo material del que están hechas las barras.

Se utilizará la ecuación **Ec.VM**, que corresponde a la tensión equivalente de Von Mises:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy} + \tau_{yz} + \tau_{xz})^2}{2}}$$

Ec.VM

8.1.1 Cálculo por cortante directo.

Inicialmente, se debe seleccionar la fuerza máxima que aparece en los pasadores que unen las barras entre sí, este valor se obtiene de la Figura 4.14, en la que se muestra la fuerza resultante para los pasadores que corresponden a las uniones de los extremos de las barras, se elige la fuerza en el pasador "J", ya que es la máxima. Se tomará como valor de F:

$$F = 45279,1 \text{ N}$$

Para este tipo de pasadores se tendrá en cuenta que están sometidos a simple cortadura, se representa en la siguiente figura este tipo de esfuerzo, esto significa que el valor de la fuerza será F:

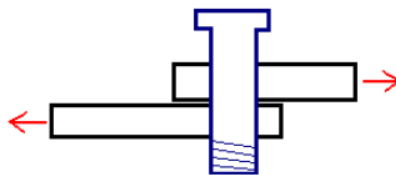


Figura 8.1: Simple cortadura en pasador.

Solo aparecerán tensiones tangenciales en el plano “xy”, por lo tanto, la ecuación **Ec.VM** quedará simplificada, además se utilizará la ecuación del coeficiente de seguridad:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{3 \times \tau_{xy}^2}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eqv}}$$

Con las ecuaciones anteriores, se puede obtener el valor de τ_{xy} . Además, sabemos que esta tensión tangencial se define como:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A}$$

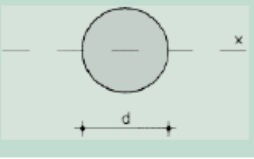
Mediante estas ecuaciones, se obtiene el valor de la sección del pasador y, finalmente, su diámetro.

$$A = 573,87 \text{ mm}^2$$

$$D = 27 \text{ mm}$$

Se ha buscado el perfil normalizado que más se ajusta al resultado obtenido para el diámetro del pasador.

Tabla 2.A1.8. Redondos



A = Área de la sección
 I_x = Momento de inercia de la sección
 $W_x = 2I_x / d$: d. Módulo resistente de la sección
 $i_x = \sqrt{I_x / A}$. Radio de giro de la sección
 u = Perímetro de la sección
 p = Peso por m

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

Figura 8.2: Perfiles normalizados de sección circular.

Se ha elegido un diámetro de 28 mm para el pasador. Con este valor se puede calcular el espesor por aplastamiento.

$$D_{normalizado} = 28 \text{ mm}$$

8.1.2 Cálculo por aplastamiento.

Una vez se ha obtenido el valor del diámetro del pasador por cortante directo, será necesario aplicar un cálculo por aplastamiento, para saber el espesor mínimo de contacto entre las piezas a unir, en este caso las barras.

Para el cálculo por aplastamiento es necesario saber que las únicas tensiones que se van a considerar en la barra, son las tensiones normales en la componente "X". Por lo tanto, si aplicamos la ecuación **Ec.VM**, quedará de la siguiente forma:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{(\sigma_x)^2 + (-\sigma_x)^2}{2}}$$

O lo que es lo mismo:

$$\sigma_{eqv} = \sigma_x$$

Esto nos indica que la tensión equivalente de Von Mises, será igual a la tensión normal de trabajo, que se introducirá en el cálculo por aplastamiento. Dado que la tensión equivalente de Von Mises ya se ha calculado, mediante la ecuación:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eqv}}$$

$$C_s = 3$$

$$\sigma_f = 450 \text{ Mpa}$$

Se obtiene el valor de σ_x , el cual nos servirá para determinar el espesor por medio de la siguiente ecuación, que corresponde a la tensión normal mediante el cálculo por aplastamiento, definida de la siguiente forma:

$$\sigma_x = \frac{F}{D \times e}$$

Finalmente, se tiene el valor del espesor de contacto, resultando de 10,78 mm. Ya que la sección de las barras tiene un valor de 5 mm, nuestro apoyo máximo debería de ser de 10 mm. Esto quiere decir que no se cuenta con el espesor mínimo de apoyo, ya que:

$$10,78 > 10 \text{ mm}$$

SOLUCIÓN ADOPTADA.

Se ha optado por aumentar el diámetro del pasador, para conseguir un espesor menor. Se va a suponer un valor de **32 mm** para el diámetro, y mediante un recálculo del apartado 7.1.2, se llega al resultado:

$$e = 9,43 \text{ mm}$$

$$9,43 < 10 \text{ mm}$$

Un valor menor que el máximo apoyo posible, con lo que finalmente se obtiene el diámetro final de este tipo de pasador.

$$D_{final} = 32 \text{ mm.}$$

8.2 Pasadores de los apoyos del cilindro.

Se trata de los pasadores que unen el cilindro a las piezas (orejetas), diseñadas para su sujeción a las barras. Puesto que estos pasadores poseen una longitud mayor, se realizará el dimensionamiento de estos mediante flexión. Posteriormente, se calculará por aplastamiento el espesor de contacto entre las piezas a unir. Se representa la unión comentada en la siguiente Figura:

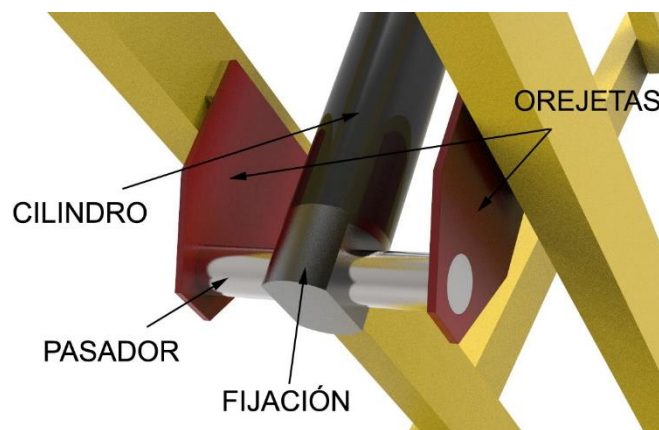


Figura 8.3: Unión pasador del cilindro y orejetas.

El material utilizado para este tipo de pasadores será el mismo que se ha utilizado hasta el momento S450 J0, con límite elástico de 450 Mpa, y el coeficiente de seguridad se mantendrá en 3.

8.2.1 cálculo del diámetro por flexión.

Se calculará el diámetro mínimo, mediante el criterio de Von Mises, por lo que las ecuaciones a usar serán las mismas. Se partirá de la ecuación **Ec.VM**, y puesto que por flexión únicamente se tendrá en cuenta los esfuerzos normales, esta quedará de la siguiente forma:

$$\sigma_{eqv} = \sigma_x$$

Además de la ecuación del coeficiente de seguridad tendremos que:

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eqv}}$$

$$C_s = 3$$

$$\sigma_f = 450 \text{ Mpa}$$

Si se sustituyen estos valores en la ecuación del coeficiente de seguridad se obtiene el valor de σ_{eqv} .

$$\sigma_{eqv} = 150 \text{ Mpa.}$$

HIPÓTESIS DE FUERZA UNIFORME EN EL PASADOR.

Se va a suponer que la fuerza del cilindro sobre el pasador, se aplica como una carga uniforme de longitud 60mm. Así pues, la fuerza del cilindro se distribuirá de la siguiente manera:

$$F = 37234 \text{ N}$$

$$F_{distribuida} = \frac{F}{0.060 \text{ m}} = 620566,7 \text{ N/m.}$$

Con este valor de la fuerza distribuida se ha calculado en MEFI los esfuerzos a los que estará sometido el pasador para poder dimensionar su diámetro. Se representa este cálculo, a continuación:



Figura 8.4: Representación pasador simplificado.

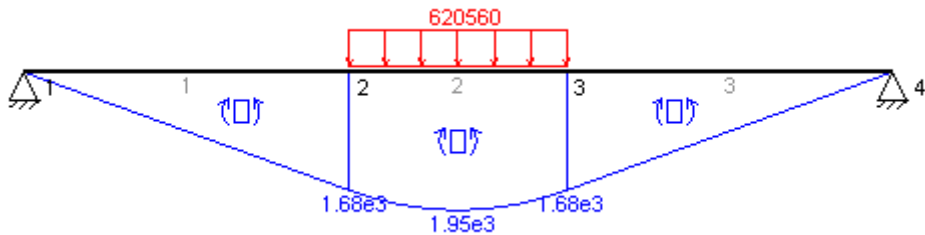


Figura 8.5: Diagrama de esfuerzo flector en el pasador.

En la Figura 8.5, se puede observar el valor máximo del momento flector en el pasador, cuyo valor es de 1950 Nm.

Si aplicamos la ecuación de la tensión equivalente de Von Mises, teniendo en cuenta que solo aparecerán tensiones normales en la sección en la que el flector es máximo, obtendremos el módulo resistente necesario para la sección del pasador, y con este el diámetro necesario:

$$\sigma_{eqv} = \sigma_x = 150 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_x = \frac{M_z}{W_x} \Rightarrow W_x = 13000 \text{ mm}^3$$

$$M_z = 1950 \text{ Nm}$$

Con el valor del módulo resistente, se puede calcular el diámetro, utilizando la siguiente ecuación:

$$W_x = \frac{\pi \times D^3}{32}$$

$$D = 50,96 \text{ mm.}$$

Se obtiene un valor mínimo para el diámetro de 50,96 mm. Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, se escogerá un valor de **52 mm** para el diámetro de este tipo de pasadores.

Puesto que los esfuerzos producidos por el momento flector, serán superiores a los que se generarán en el cálculo por cortante directo, no será necesario realizar este último cálculo. No obstante, se realizará el cálculo por aplastamiento, para conocer el espesor necesario de la orejeta.

8.2.2 Cálculo por aplastamiento.

Con el diámetro ya seleccionado, se va a proceder a calcular el espesor mínimo de contacto entre el pasador y las orejetas, es decir, este espesor nos va a dar el espesor necesario de cada orejeta.

Mediante la aplicación de las ecuaciones del apartado 7.1.2, se ha obtenido un resultado para el espesor mínimo de 2,4 mm. Finalmente y cumpliendo con las características necesarias, se va a seleccionar un espesor de la orejeta de 7 mm.

$$e_{orejeta} = 7 \text{ mm.}$$

8.3 Cálculo de la orejeta.

En este apartado, se llevará a cabo el cálculo de la longitud necesaria que debe tener la orejeta, para soportar los esfuerzos que le transmitirá el pasador del cilindro. A continuación, se mostrarán algunas imágenes para una mejor comprensión de estas uniones.

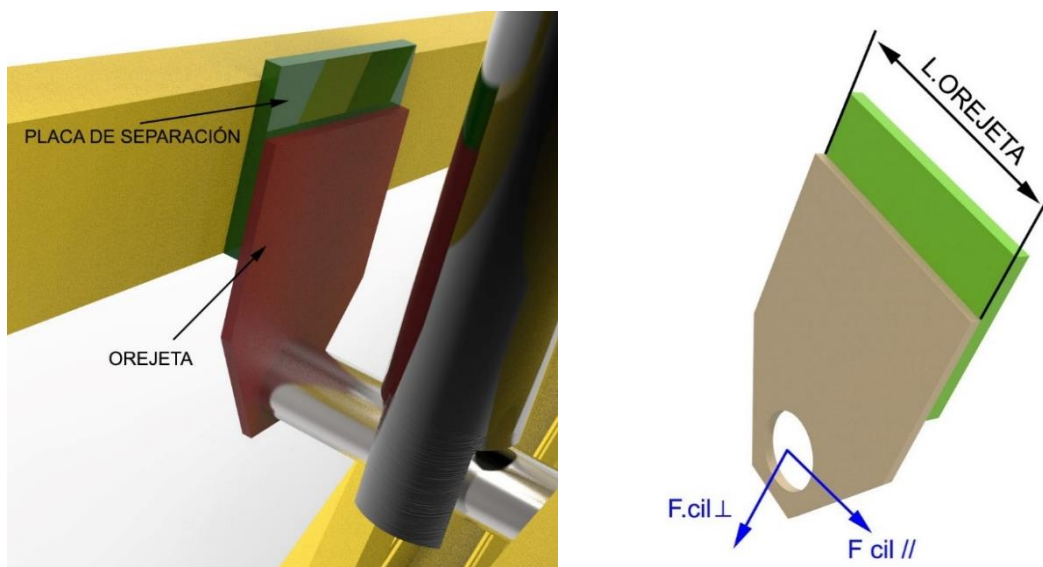


Figura 8.6: Placa de separación y orejeta.

Para el cálculo de la longitud necesaria de la orejeta, se debe conocer la máxima fuerza en dirección paralela y perpendicular que se produce en el pasador del cilindro, esta se genera en la posición inferior de la plataforma y su valor será:

$$F. cil \perp = 6236,8 N$$

$$F. cil II = 17541,2 N$$

Sabiendo que el espesor de la orejeta es de 7 mm, podemos calcular la longitud necesaria, mediante la ecuación de los esfuerzos normales en la orejeta. Además, sabemos que la tensión normal será igual que la tensión equivalente de Von Mises.

$$\sigma_x = \sigma_{eqv} = 150 Mpa$$

$$\sigma_x = \frac{N_x}{A} + \frac{M_z}{W_x}$$

También sabemos que la ecuación para el área y el módulo resistente para una placa rectangular es:

$$A = 7 \times L. orejeta$$

$$W_x = \frac{7 \times L. orejeta^2}{6}$$

Si se utiliza la ecuación de la tensión normal, se puede despejar el valor de la longitud mínima necesaria para la pieza.

$$L. orejeta = 123,3 mm.$$

8.4 Cálculo de los cordones de soldadura en la orejeta.

El siguiente cálculo que se va a llevar a cabo, será el de los cordones de soldadura que fijarán la orejeta a la placa de separación. En la Figura 8.7, se pueden observar los distintos cordones que se colocarán para fijar la orejeta:

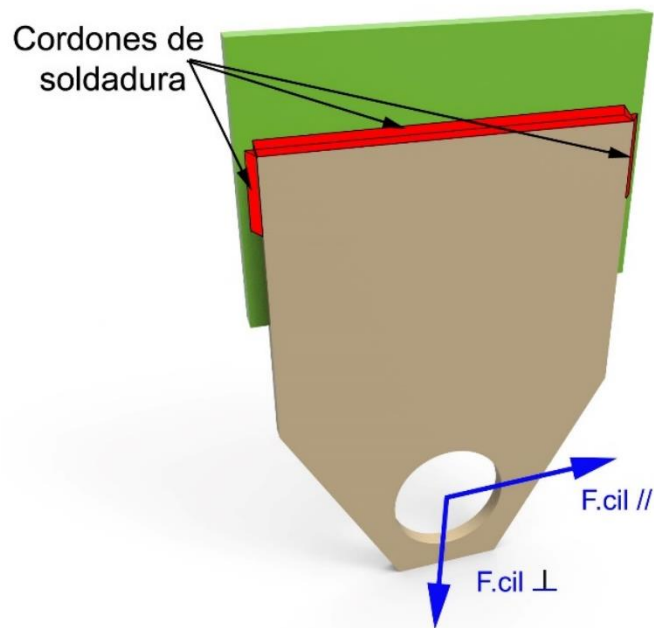


Figura 8.7: Cordones de soldadura en la orejeta.

Como se muestra en la Figura 8.7, se colocarán tres cordones. Un cordón en la parte superior de la placa, cuya sección abatida será de (115 x 5 mm), por otro lado, también se soldarán dos cordones en los laterales de la orejeta, con sección abatida de (45 x 5 mm).

El objeto de este apartado será verificar si con las características de los cordones fijados, será suficiente para soportar los esfuerzos producidos por el cilindro hidráulico.

Se va a definir la geometría del sistema de soldadura y las cotas necesarias para realizar el cálculo.

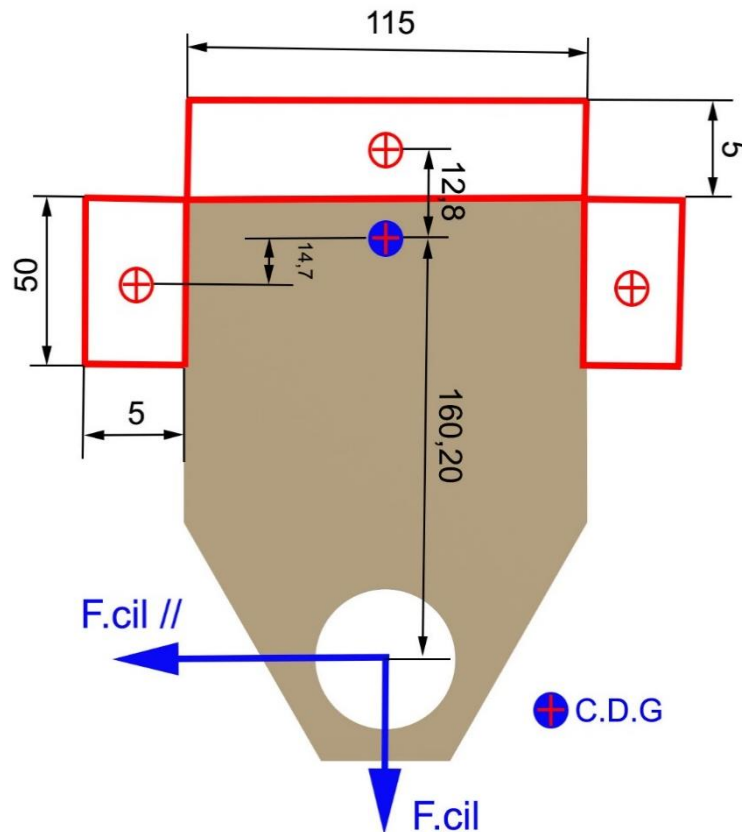


Figura 8.8: Cotas importantes de los cordones de soldadura.

Una vez definidas las dimensiones y cotas, se comenzará el cálculo de las soldaduras. El primer paso será conocer el área total formada por los tres cordones:

$$A_{total} = 115 \times 5 + 2(45 \times 5) = 1075 \text{ mm}^2$$

En la Figura 8.8, se puede observar la ubicación del centro de gravedad del conjunto de los cordones.

Debido a las fuerzas que se aplican en la orejeta se generarán varios tipos de esfuerzos en los cordones de soldadura. La fuerza perpendicular del cilindro producirá una tensión tangencial de valor constante a lo largo de cada uno de los cordones, la fuerza paralela del cilindro generará tensiones tangenciales en la dirección opuesta a la fuerza, y además también aparecerán otros esfuerzos tangenciales debido a la torsión.

Se va a proceder a calcular el resultado de estas tensiones en la sección abatida de la soldadura.

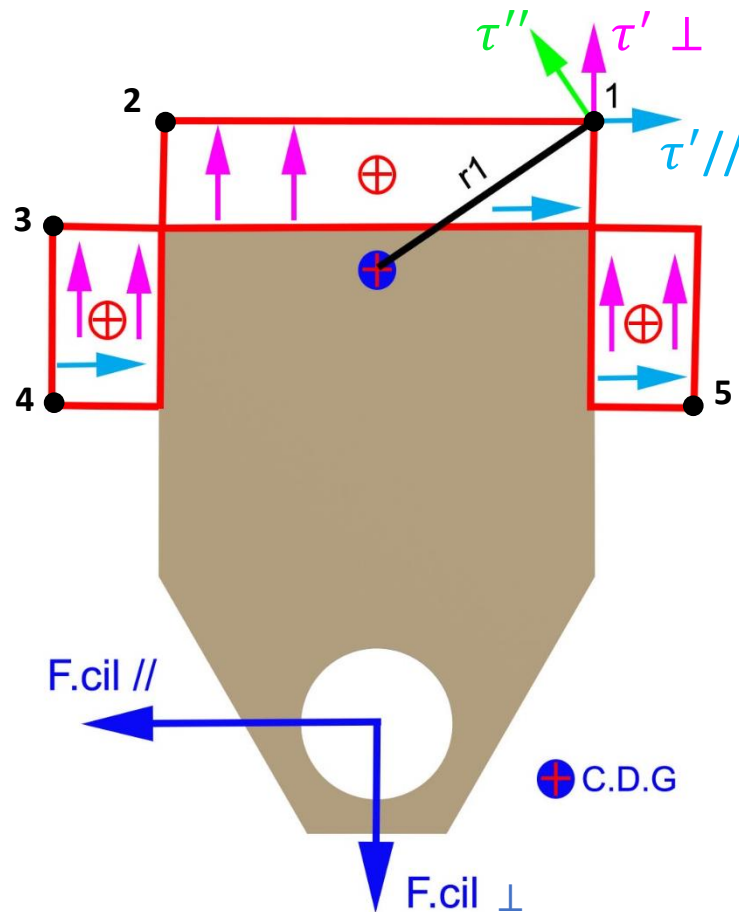


Figura 8.9: Tensiones en la sección abatida.

Se comenzará por calcular la terna de tensiones (τ' ; τ'' ; $n=0$) en el punto 1, que corresponde al cordón superior. Cada una de estas tensiones se define de la siguiente forma:

$$\tau'_{\perp} = \frac{F.cil_{\perp}}{A_{total}} = \frac{6236,8 N}{1075 mm^2} = 6,39 Mpa.$$

$$\tau'_{\parallel} = \frac{F.cil_{\parallel}}{A_{total}} = \frac{17541,2 N}{1075 mm^2} = 18 Mpa.$$

Para el cálculo de la tensión debida al flector, será necesario conocer el valor de r_1 , distancia que se representa en la Figura 8.9. Además, se realizará el cálculo del momento polar, con estos valores se obtendrá dicha tensión mediante la siguiente ecuación:

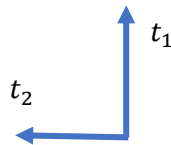
$$\tau'' = \frac{P \times d}{I_0} \times r_1 = 74,97 \text{ Mpa}$$

$$I_0 = I_x + I_y = 268583,91 + 2535885,41 = 2804469,32 \text{ mm}^2$$

$$r_1 = 69,21 \text{ mm}$$

$$d = 160,20 \text{ mm}$$

Una vez que se tienen las tensiones en la sección abatida, se van a descomponer en un nuevo sistema de coordenadas cuya orientación será:



Si se descomponen las tensiones obtenidas para el punto 1, en este nuevo sistema se obtendrá:

$$t_1 = \tau_{\perp} + \tau'' \times \cos(\alpha) = 73,29 \text{ Mpa}$$

$$t_2 = -\tau_{\parallel} + \tau'' \times \sin(\alpha) = -1 \text{ Mpa}$$

$$n = 0$$

$$\alpha = \text{ángulo entre } \tau'' \text{ y la vertical, que tiene dirección de } t_1 = 12,77^\circ$$

Conocidas las tensiones en la sección abatida del cordón superior en el punto 1, se trasladarán estas tensiones a la sección de la garganta del cordón. Una vez conocidas la terna tensiones (σ, τ_1, τ_2) en la garganta, se calculará la tensión equivalente, que deberá ser menor a nuestra tensión máxima de trabajo.

Para obtener las tensiones en la garganta será necesario aplicar las siguientes ecuaciones:

$$\sigma = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} = 51,82 \text{ Mpa}$$

$$\tau_1 = \frac{t_1 - n}{\sqrt{2}} = 51,82 \text{ Mpa}$$

$$\tau_2 = t_2 = -1 \text{ Mpa}$$

Finalmente, utilizando la ecuación de la tensión equivalente, y teniendo en cuenta que la tensión máxima de trabajo, es de 150 Mpa:

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\sigma^2 + 3(\tau_1^2 + \tau_2^2)} = 103,66 \text{ Mpa} < 150 \text{ Mpa}.$$

Por lo tanto, la unión por soldadura no supera el límite y está bien dimensionada para el punto 1.

De igual forma que en el punto 1, se realizarán los cálculos para los puntos 2, 3, 4 y 5 representados en la figura 8.9.

Se representa en la siguiente tabla los valores de las tensiones en la sección de la garganta y la tensión equivalente, todas ellas en valor absoluto y en Mpa:

PUNTOS	σ	τ_1	τ_2	σ_{eqv}
1	51,82	51,82	1	103,66
2	30,85	30,85	1	81,63
3	43,71	43,71	5,98	88,03
4	43,72	43,72	56,07	130,68
5	51,92	51,92	56,07	142,18

Como ninguna de las tensiones equivalentes supera los 150 Mpa, se considera que todos los cordones de soldadura cumplirán con el coeficiente de seguridad impuesto de 3, y estarán bien dimensionados.

9. Análisis mediante elementos finitos en SolidWorks.

Para finalizar, se va a realizar un análisis MEF, con el apoyo del programa SolidWorks. Este análisis servirá para verificar si los cálculos y resultados analíticos se han realizado correctamente.

9.1 Estructura de tijeras.

Se va a proceder a la verificación del comportamiento de las barras que componen la estructura de tijera mediante el método de los elementos finitos, en SolidWorks. Para ello se tendrá en cuenta los valores de las tensiones y de las deformaciones producidas en dichas barras.

9.1.1 Análisis de la estructura en la posición superior.

Primeramente, se muestra una representación de la distribución de tensiones del ensamblaje entero, formado por las tijeras en su posición más alta:

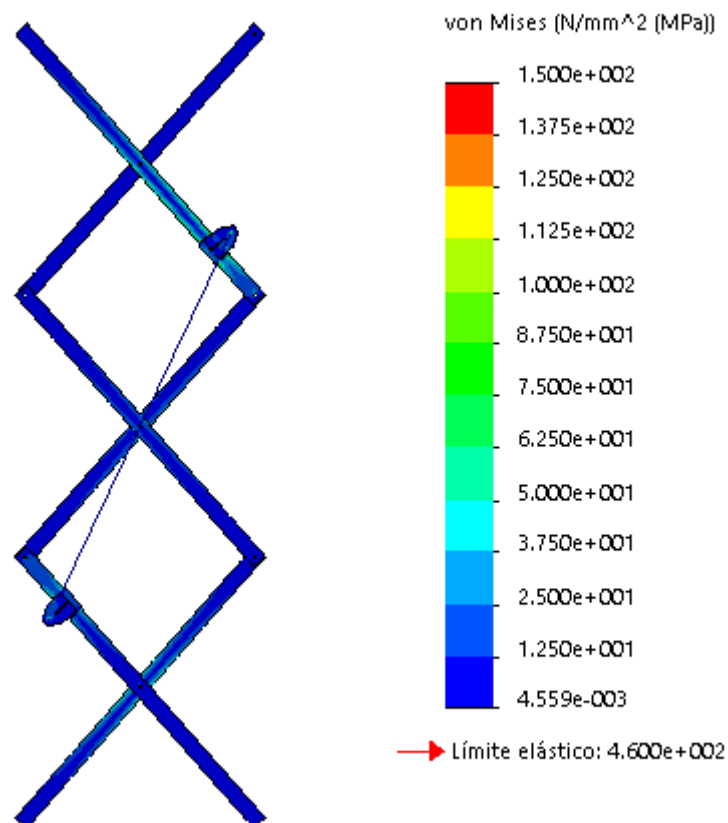


Figura 9.1: Distribución de tensiones en posición superior.

Como se observa, no aparecen valores altos de tensión en esta posición, ya que como se ha estudiado analíticamente, la posición crítica es la inferior. En los anexos se estudiarán cada una de las barras aisladas, para esta posición.

A continuación, se muestra la deformada del conjunto para la posición a estudiar. Los resultados muestran que el valor máximo del desplazamiento resultante es de 2,3 cm.

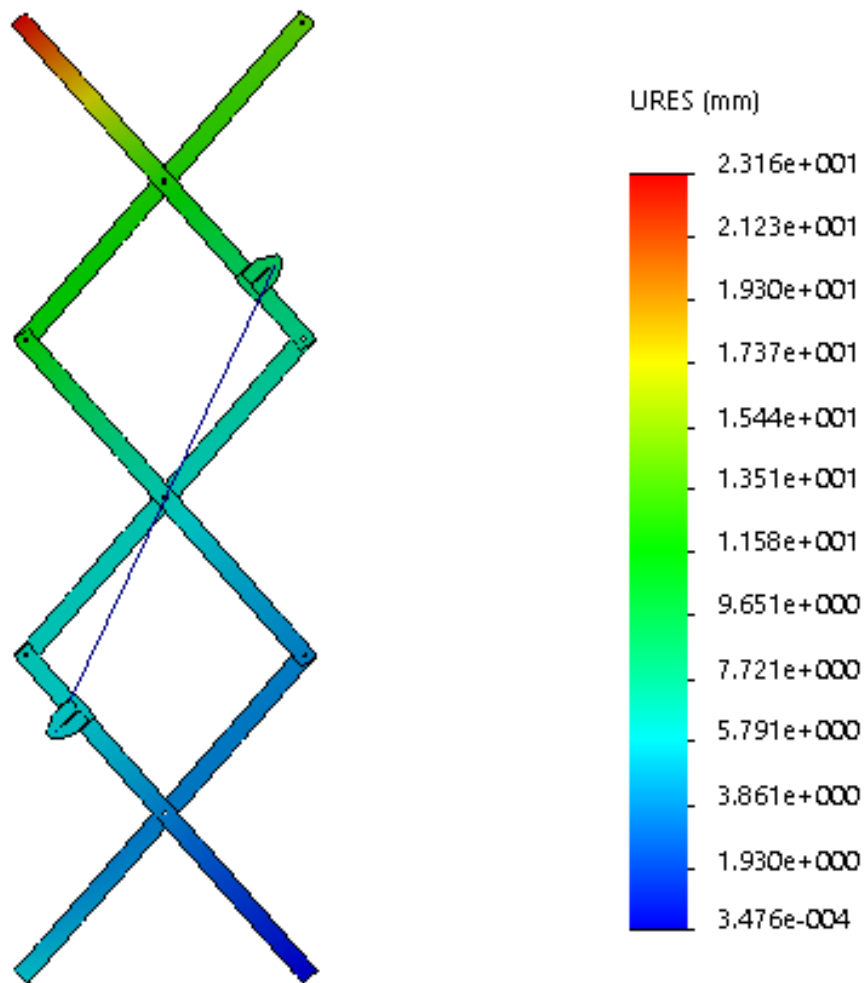


Figura 9.2: Deformaciones resultantes en posición inferior.

Se considera que no se producen grandes desplazamientos en la estructura de tijeras, además parte de ellos pueden estar asociados a desplazamientos locales debidos al cálculo del programa.

9.1.2 Análisis de la estructura en su posición inferior.

En esta posición se encuentran las mayores tensiones ya que la fuerza del cilindro es máxima, se va a comprobar si se cumplen los resultados obtenido analíticamente. De igual forma que en la posición superior.

Se va a realizar dos simulaciones MEF, en una de ellas se supondrá que puede haber penetración entre las barras de las tijeras. Después se realizará otro análisis en el que no se permite la penetración entre las barras.

Se muestran las tensiones en el conjunto de tijeras para las dos simulaciones explicadas:

CON PENETRACIÓN ENTRE COMPONENTES:

Inicialmente, se va a representar la distribución de tensiones para la barra 6, se trata de la más solicitada, posteriormente, se mostrará el ensamblaje de las 6 barras para observar las tensiones en las demás barras.

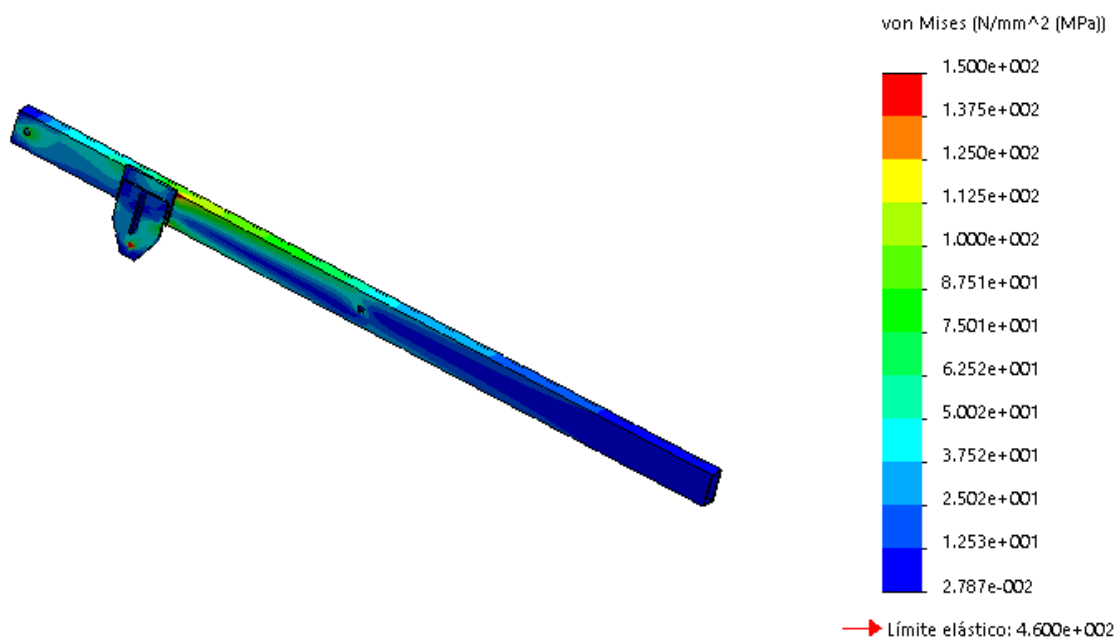


Figura 9.3: Distribución de tensiones posición inferior (BARRA 6).

Se ha obtenido el gráfico de la distribución de tensiones en una de las aristas superiores de la barra simulada. Los valores se muestran en la siguiente figura:

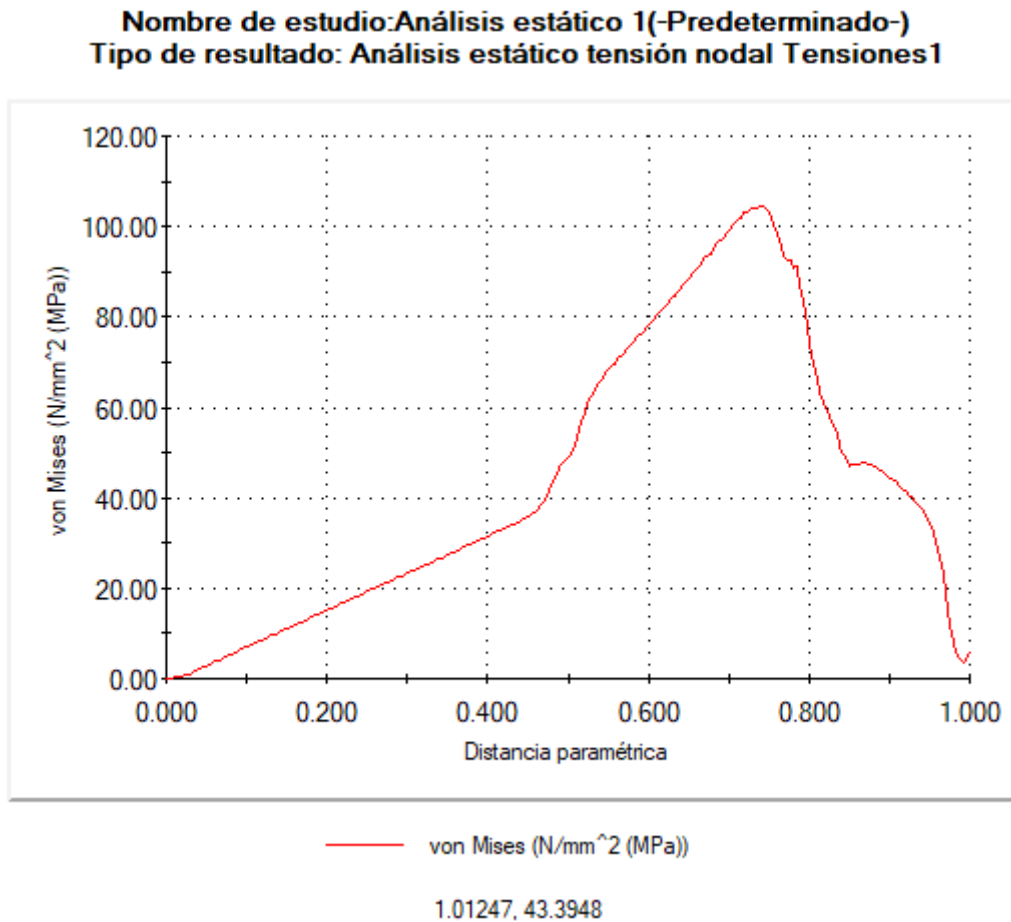


Figura 9.4: Gráfico de tensiones a lo largo de la arista barra 6.

La Figura 9.4, revela que las mayores tensiones se encuentran en la zona donde se colocan las orejetas, la tensión disminuye hasta cero en los extremos, debido a que el momento flector en ellos es cero.

El valor máximo de tensión, son unos 115 MPa, inferior a los 142 Mpa analíticos, pero esto se debe a la conexión entre la orejeta y la barra, al no ser puntual, no transmite la tensión de igual forma.

A continuación, se analiza el conjunto de las 6 barras que componen la estructura, es interesante analizar las tensiones en las barras. Las barras más cargadas serán la 6 y la 4, pero como se ha comprobado anteriormente, no se supera el límite de trabajo, marcado en 150 MPa, por lo tanto, se puede considerar que la estructura está bien diseñada.

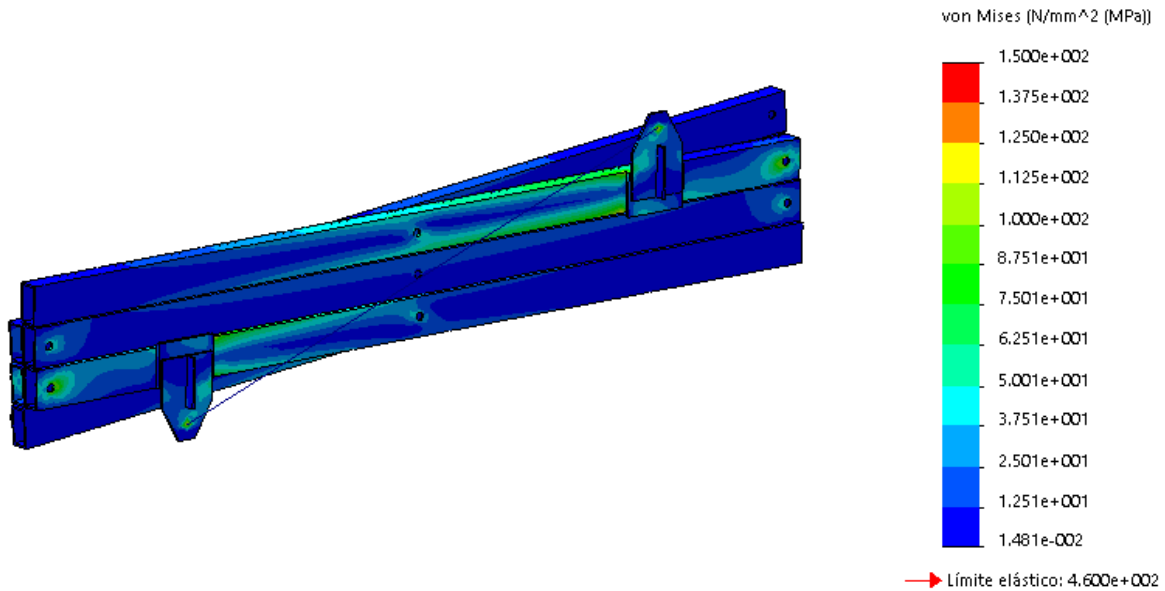


Figura 9.5: Distribución de tensiones posición inferior (con penetración).

Para esta simulación las deformaciones tienen escasa relevancia, ya que, al aparecer la penetración entre las barras no van a ser valores reales. Estas deformaciones serán más reales en el análisis sin penetración, pero se muestran de igual forma para este caso.

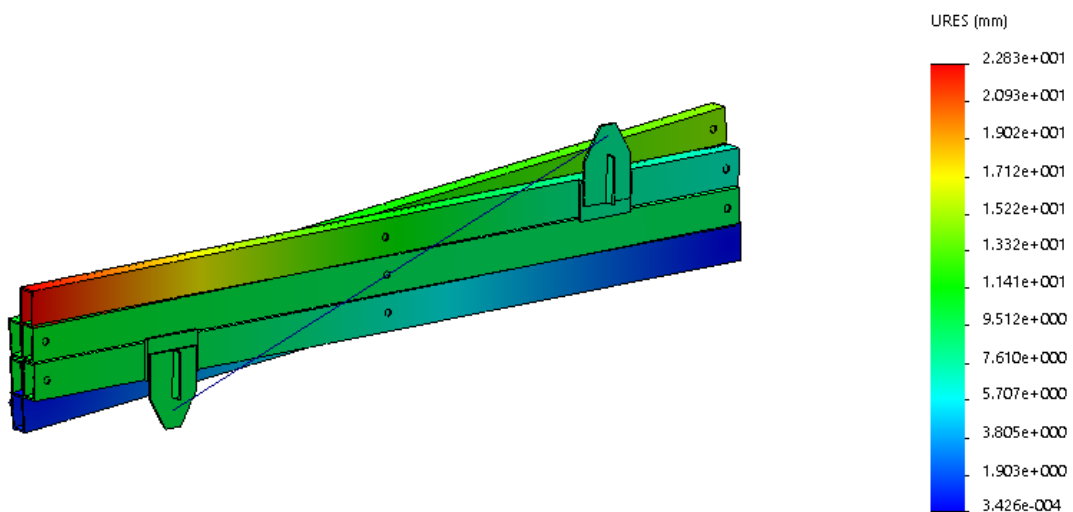


Figura 9.6: Deformaciones resultantes en posición inferior (con penetración).

Las deformaciones resultantes máximas son de 2,2 cm. En el siguiente apartado, se mostrarán las deformaciones sin penetración entre las barras, que darán una información más real del comportamiento de las tijeras.

En el Anexo correspondiente a la simulación, se mostrarán las tensiones para cada una de las barras, y se analizarán en mayor profundidad.

SIN PENETRACIÓN ENTRE COMPONENTES

En esta simulación se tendrán en cuenta los desplazamientos resultantes, puesto que se ha definido contacto sin penetración entre los componentes. Esto nos da una información real del comportamiento de las tijeras en cuanto a deformación. En la Figura 9.7, se observa que el desplazamiento máximo resultante es de 9,4 mm, un valor bastante bajo en relación al caso con penetración.

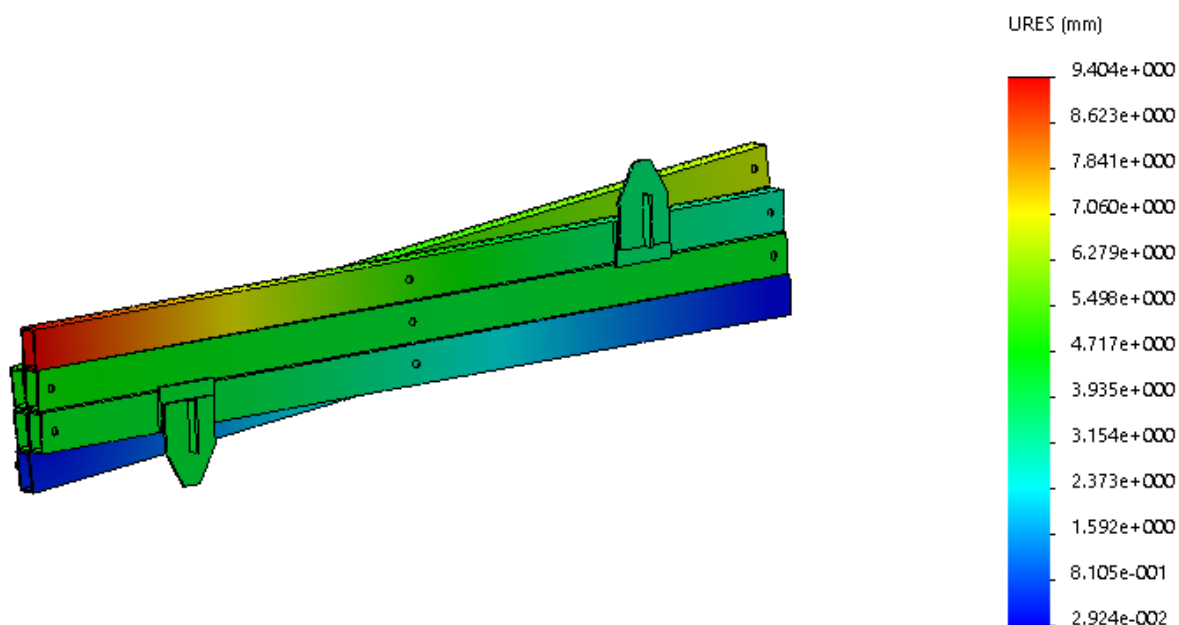


Figura 9.7: Deformaciones resultantes posición inferior (sin penetración).

9.2 Barandilla de la cesta de la plataforma.

En este apartado se va a estudiar el comportamiento de la barandilla ante una fuerza aplicada sobre esta. Se aplicará una fuerza uniforme de 600 N, equivalente al apoyo de los tres operarios en la barandilla, para comprobar que las deformaciones no son demasiado grandes.

Se han obtenido los siguientes resultados en tensiones:

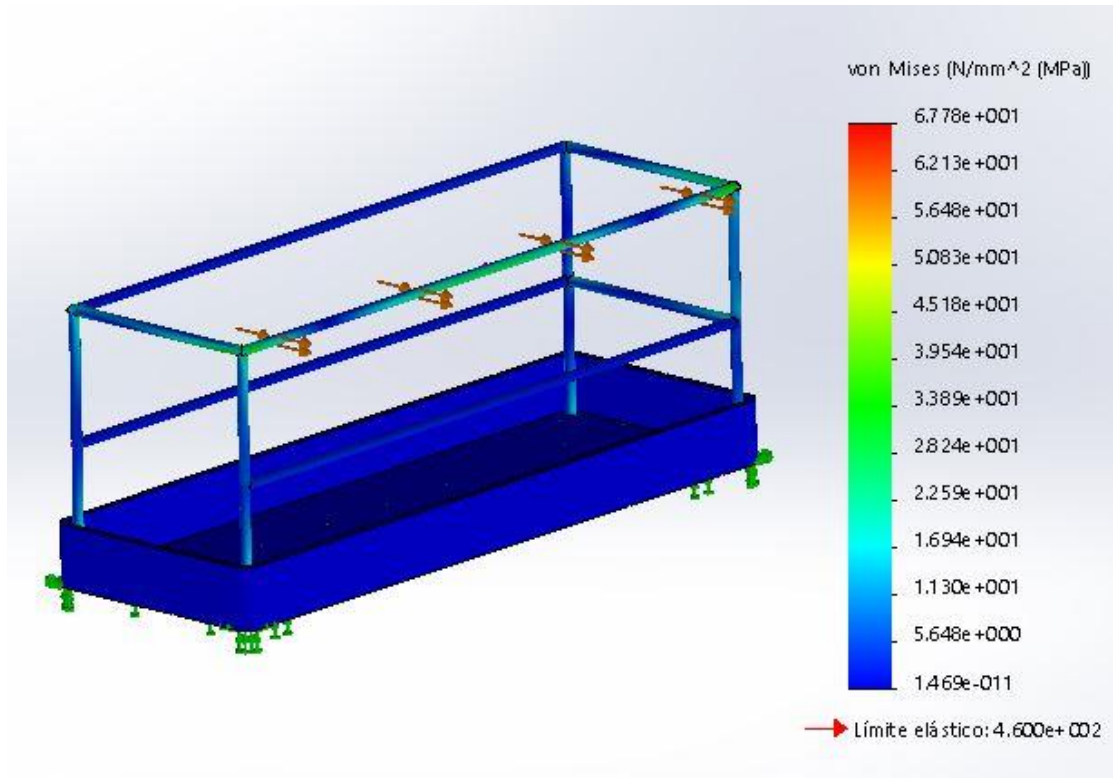


Figura 9.8: Análisis de tensiones en la barandilla de la cesta.

Como se puede observar, las tensiones máximas en la cesta no superan los 68 Mpa. El valor máximo para que se cumpla el coeficiente de seguridad fijado de 3, son 150 Mpa, así que las tensiones están en el rango deseado.

En el caso de las deformaciones las deformaciones:

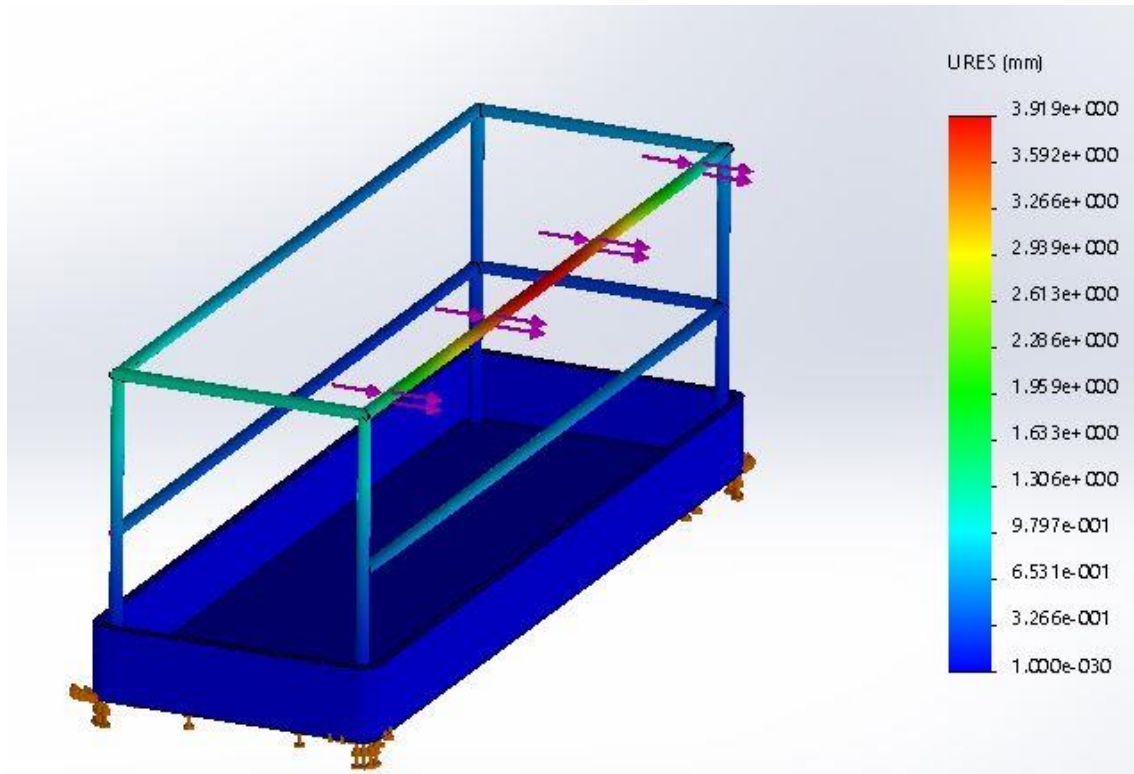


Figura 9.9: Análisis de deformaciones en la barandilla de la cesta.

Los resultados muestran que se produce una ligera deformación en la parte central de la barra sometida a las fuerzas actuantes. Esta deformación tiene como valor máximo 3,9 mm, es un valor bastante bajo y que no genera ningún peligro para los operarios.

9.3 Pasadores del cilindro.

En este apartado, se va a realizar una comprobación del cálculo de los pasadores de unión del cilindro hidráulico, debido a que es un pasador de una longitud mayor que los de las tijeras y aparecerá flexión a causa de la fuerza del cilindro.

Se analizarán las tensiones para verificar que cumple con el límite de trabajo establecido mediante el coeficiente de seguridad. Se ha aplicado la fuerza de 37234 N, ejercida por el cilindro repartida en 60 mm, que es la longitud de la pieza de unión del cilindro con el pasador.

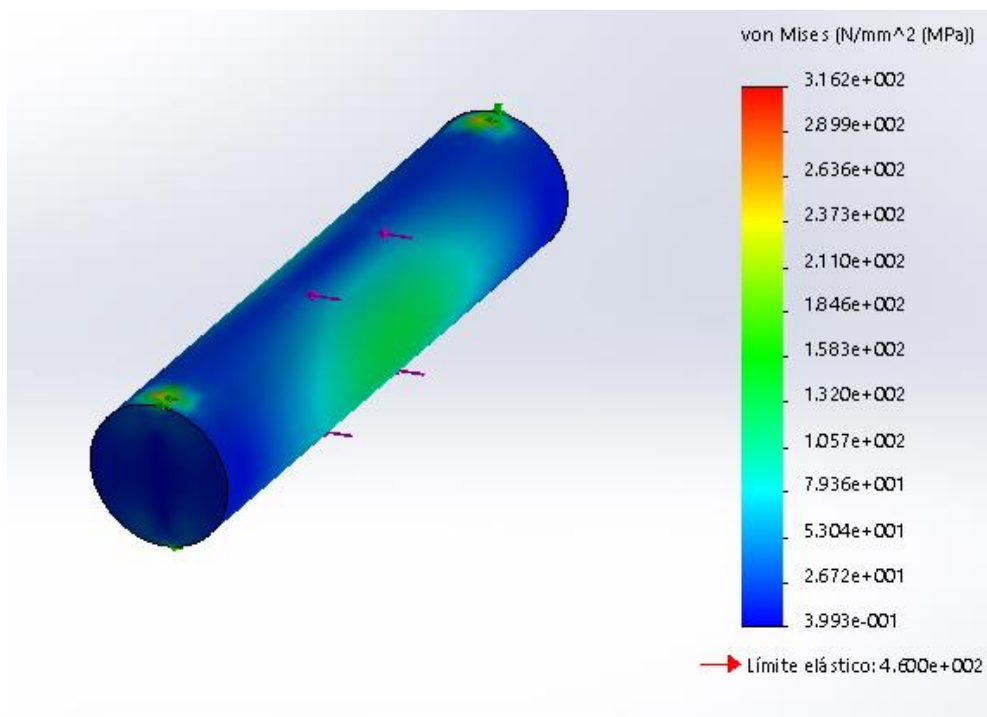


Figura 9.10: Análisis de tensiones en el pasador del cilindro.

En la Figura 9.10, se puede ver como las tensiones máximas en el pasador son de 316,2 Mpa, pero son valores que se sitúan en los extremos de los pasadores, debidos a errores de cálculo.

Se va a analizar las tensiones en la zona central del pasador, ya que es la zona que realmente estará afectada por los esfuerzos de flexión.

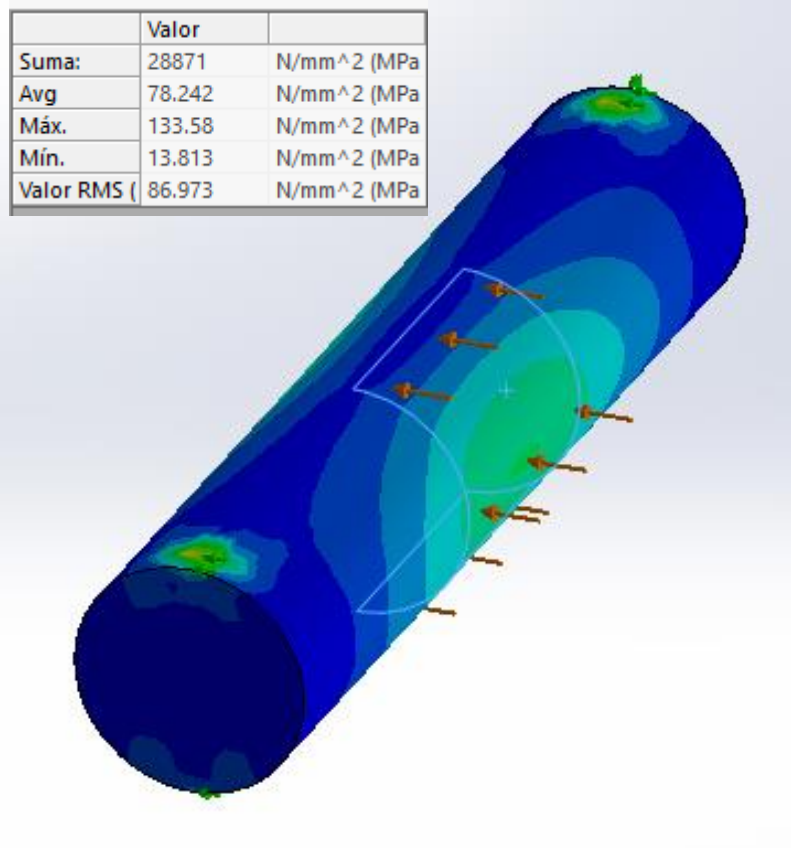


Figura 9.11: Tensiones en la zona central del pasador.

El valor máximo de tensión en la zona central es de 133,58 Mpa, un valor que está por debajo del límite de trabajo que es 150 Mpa. En consecuencia, el pasador se encuentra dentro de los límites, y estará bien dimensionado.

9.5 Orejeta.

En este análisis se va a comprobar la resistencia de la orejeta, al estar sometida a los esfuerzos del cilindro en su posición más desfavorable.

Para ello, se aplicará la mitad de la fuerza que genera el cilindro, ya que la otra mitad la soportaría la orejeta del lado contrario.

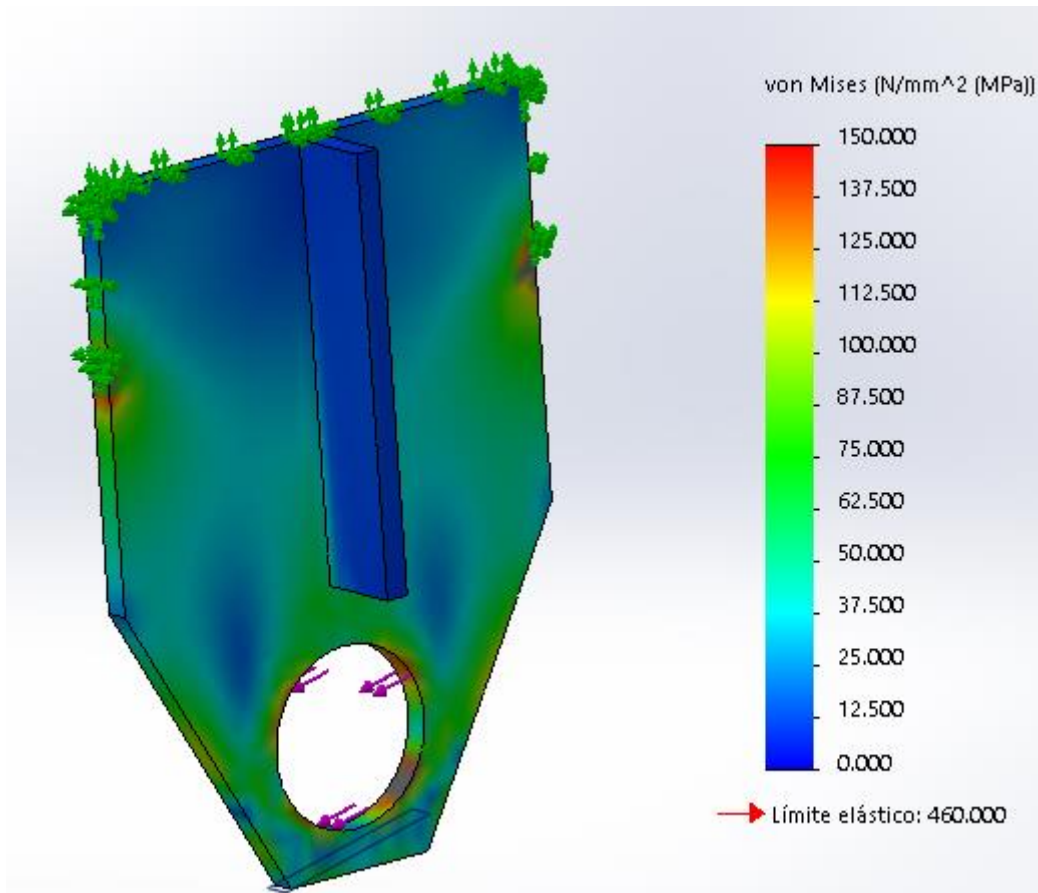


Figura 9.12: Tensiones en la orejeta.

Se puede observar que se producen tensiones locales, las cuales se deben a errores de cálculo en el método de los elementos finitos, pero en la mayor parte de la pieza, las tensiones se encuentran en el rango deseado. Además, se ha incluido un rigidizador en la parte central para aumentar la resistencia de la orejeta.

Se van a analizar de igual forma los desplazamientos en la orejeta:

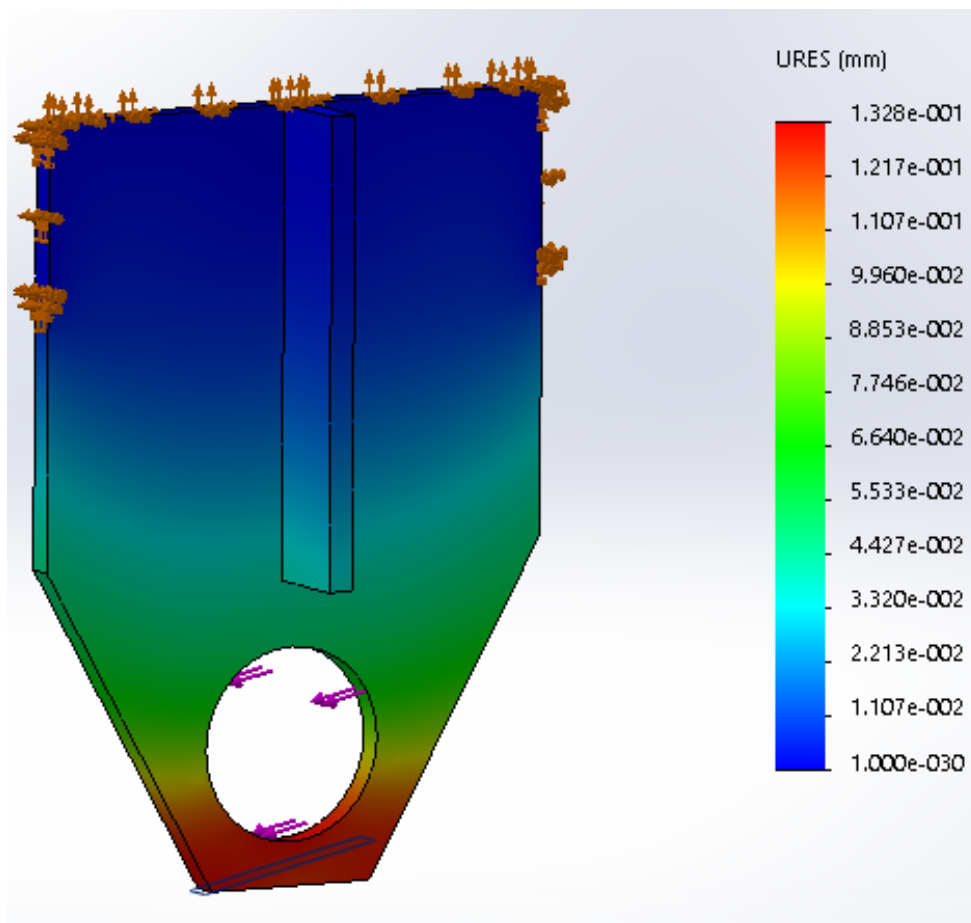


Figura 9.13: desplazamientos en la orejeta.

La figura 9.13, muestra que el desplazamiento máximo en la orejeta se produce en la parte inferior de la misma, este será de 0,11 mm, es un valor pequeño con lo que el dimensionamiento es correcto.

10. Conclusión.

El objetivo principal de este trabajo ha sido el diseño y cálculo de la plataforma elevadora de tijera, así como su modelización para realizar la verificación correspondiente en el programa SolidWorks.

A lo largo del trabajo, ha sido necesario aplicar una gran variedad de conocimientos aprendidos en el grado de ingeniería mecánica, además de algunos aspectos personales y de autoaprendizaje.

Para lograr los objetivos marcados, se ha llevado a cabo la resolución analítica de estructuras estáticas, así como una estructuración de las tareas y fases. Además de poner en práctica y ampliar los conocimientos sobre varios programas muy útiles en nuestro ámbito de trabajo. Este estudio, me ha permitido conocer de primera mano, la metodología, los aspectos más importantes y los problemas a los que hay que enfrentarse en el campo del diseño de maquinaria.

Me gustaría resaltar algunos de los hábitos que se deben de considerar para lograr cumplir las metas de una forma eficiente:

- ✓ Conseguir la información necesaria para tener una base del trabajo a realizar.
- ✓ Analizar de una forma global la máquina, estudiando los posibles errores o problemas que puedan aparecer entre los distintos componentes. Esto permitirá una mayor fluidez en las siguientes fases.
- ✓ Llevar a cabo los cálculos analíticos con atención, ya que se debe estar seguro de cada simplificación que se realice. Además de esto, es importante una comprobación y análisis de los resultados obtenidos.
- ✓ Será importante, analizar cuidadosamente cada decisión adoptada.
- ✓ Un correcto pre-diseño, basado en productos de otros fabricantes, puede agilizar bastante el proceso de modelado.
- ✓ A la hora de la simulación, es tan importante conocer las condiciones que se deben imponer sobre las piezas a estudiar, como un correcto análisis de los resultados obtenidos.

Los resultados de la simulación en SolidWorks, muestran variaciones en relación a las hipótesis de cálculo analíticas. Esto demuestra que, el estudio de la máquina no es tan trivial y que se deben de tener en cuenta factores como la conexión entre piezas, la aplicación real de las cargas, la forma en la que las piezas interactúan unas con otras y la rigidez de los elementos, en base a las deformaciones producidas.

Se considera que han sido abordados todos los temas propuestos a lo largo de este proyecto. A partir del mismo, se podrían considerar aspectos de mejora, de optimización de material a la hora de la fabricación, estudios de fatiga, estabilidad, seguridad y optimización de costes. Quedan pues, muchos aspectos a estudiar antes de un posible prototipado del producto y su puesta en el mercado. Sin embargo, se han establecido las bases del diseño de la plataforma.

11. Bibliografía

Libros consultados:

- A. SERRANO. *Cálculo y Selección de Elementos de Máquinas*.
- A. SERRANO NICOLÁS. (2002) *Oleohidráulica*. McGraw Hill.
- G. NIEMAN. (1987). *Tratado Teórico Práctico de Elementos de Máquinas*. Editorial Labor.
- J.E. SHIGLEY, C.R. MISCHKE. (2000). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. McGraw Hill.
- J.O. ABAD, P. CANALÍS, H. MALÓN. (2015-2016). *Criterios de Diseño de Máquinas*.
- **NORMA UNE-EN 280: 2014 + A1.**

Enlaces web:

- Aceros estructurales según la norma europea. Disponible en: http://www.constructalia.com/repository/transfer/es/resources/Contenido/02701331Foto_Big.pdf
- "ARCELOR MITTAL" (tubos estructurales). Disponible en: http://www.constructalia.com/espanol/productos/estructuras/tubos/tubo_estructural_rectangular_cuadrado_y_redondo#.Wm2tqqjibIV
- "BASTIMEC SL" (cilindros hidráulicos). Disponible en: <http://www.bastimec.com/>
- Formación MATILSA, PEMP. Disponible en: http://www.matilsaformacion.es/doc/curso_plataformas_elevadoras.pdf
- "HAULOTTE ESPAÑA" (Plataformas elevadoras). Disponible en: <http://www.haulotte.es/productos/gamas/plataformas-de-tijeras>
- "LARCEP HIDRAULIC" (Bomba hidráulica). Disponible en: <https://www.larzep.com/es/productos/bombas-grupos-hidraulicos/hbm-bombas-electro-hidraulicas-manuales>
- **NTP 634**. Disponible en: http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/FichasTecnicas/NTP/Ficheros/601a700/ntp_634.pdf
- Prontuario de perfiles. Disponible en: <http://ingemecanica.com/tutoriales/prontuariodeperfiles.html>