

# Trabajo Fin de Grado

Análisis y cálculo de la estructura de una  
plataforma elevadora móvil de personal (PEMP)

## ANEXO I. CÁLCULOS MECÁNICOS

Autor/es

Víctor Ruiz Garrido

Director/es

Óscar Javier Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y arquitectura. Universidad de Zaragoza.

2016 / 2017



## ÍNDICE

1. Introducción .....	2
2. Análisis geométrico.....	18
3. Cálculo de las reacciones entre las barras .....	20
3.1 Cilindro hidráulico.....	22
3.2 Ecuaciones de equilibrio .....	23
3.2.1 Barra 1 .....	23
3.2.2 Barra 2 .....	26
3.2.3 Barra 3 .....	29
3.2.4 Barra 4 .....	32
3.2.5 Barra 5 + Orejetas.....	35
3.2.6 Barra 6 .....	38
3.2.7 Barra 7 + Orejetas.....	41
3.2.8 Barra 8 .....	44
3.2.9 Plataforma superior .....	47
3.3 Resultados obtenidos .....	62
4. Diagramas de esfuerzo y cálculo de la sección de las barras .....	70
4.1 Barra 1.....	73
4.2 Barra 2.....	77
4.3 Barra 3.....	80
4.4 Barra 4.....	83
4.5 Barra 5.....	86
4.6 Barra 6.....	91
4.7 Barra 7.....	94
4.8 Barra 8.....	97
4.9 Dimensiones finales de las barras .....	100
5. Cálculo en los pasadores .....	105
5.1 Aplastamiento .....	107
5.2 Flexión .....	108
5.3 Cortadura .....	109
5.4 Cálculos .....	110
5.5 Diámetro final de los pasadores .....	127



## 1. Introducción

A lo largo de este anexo se van a exponer los distintos cálculos mecánicos que aseguran el perfecto funcionamiento de la PEMP. Mediante los diagramas de sólido libre, calcularemos las reacciones y de esta forma obtendremos los esfuerzos máximos a los que están sometidas todas las barras de la estructura. Una vez conocidos los esfuerzos, podremos dimensionar sin problemas todos los perfiles de la estructura que aseguren el perfecto funcionamiento de la PEMP.

Siempre que no se especifiquen las unidades de medida de cualquier valor a lo largo del desarrollo de este anexo se asumirá el sistema internacional de medidas. Las fuerzas en Newton [N], las longitudes en milímetros [mm] y de este modo, las tensiones en mega pascales [MPa].

**Como simplificación**, se va a realizar una simetría longitudinal a lo largo de la estructura de elevación de PEMP, para ello vamos a analizar la plataforma como si constara de un solo sistema de tijeras. De este modo tanto las cargas de trabajo como el peso de la plataforma superior las reduciremos a la mitad y por lo tanto le ocurrirá lo mismo al resultado de la fuerza del cilindro.

Se va a realizar un análisis para 3 posibles alturas de elevación de la plataforma y 5 posibles posiciones de la carga de trabajo. Así pues, centraremos nuestro estudio en 15 posibles casos combinando todas las posibles situaciones. Para mayor aclaración, a lo largo del todo el anexo se mencionara con anterioridad de que caso se trata.

A: Plataforma completamente recogida  
B: Plataforma a mitad de su elevación  
C: Plataforma completamente extendida

1: Carga máxima en el extremo izquierdo  
2: Carga máxima centrada en la plataforma  
3: Carga máxima en el extremo derecho  
4: Carga media centrada en el voladizo  
5: Carga mínima en el extremo del voladizo



### POSICIÓN 1A

En este caso la PEMP se encuentra justo en el momento de inicio elevación tras el reposo. La carga está situada en el extremo izquierdo de la plataforma, a la altura de los mandos de control.

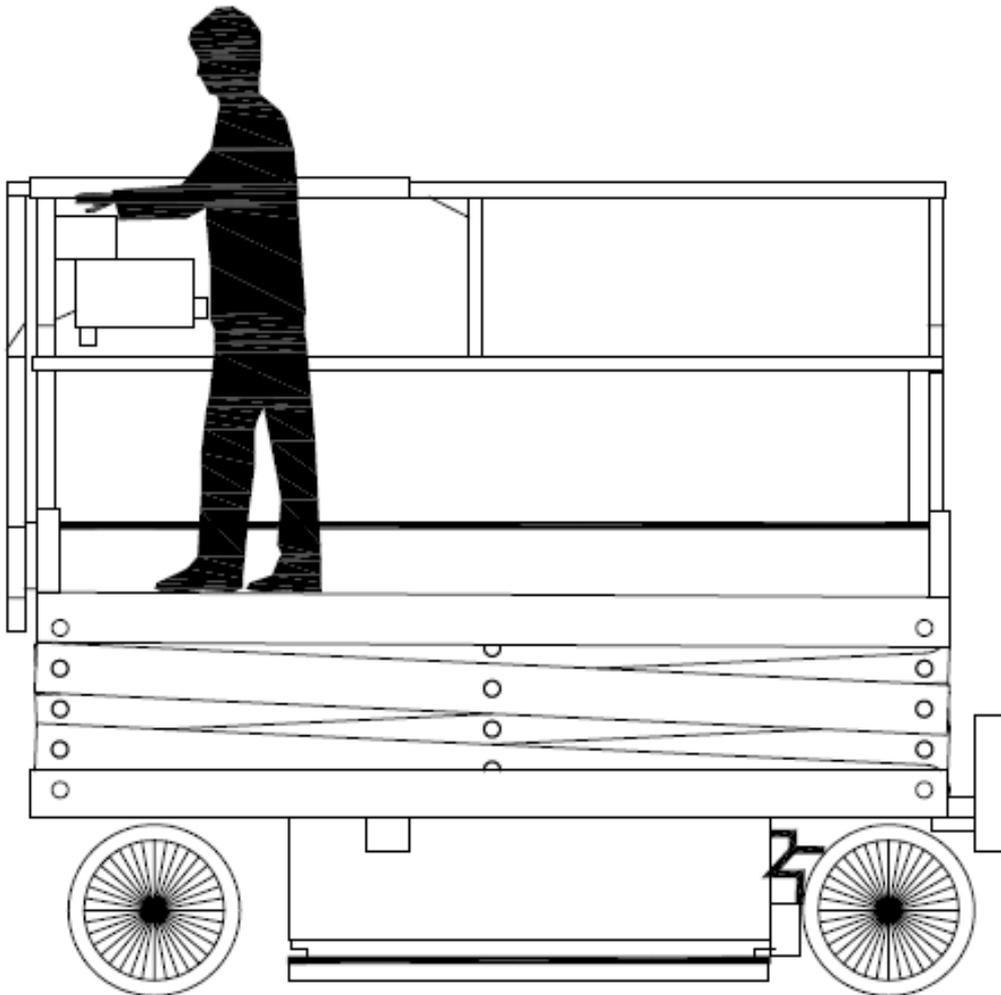


Figura 1- Posición 1A de la PEMP



### POSICIÓN 1B

Al igual que para el caso anterior, la carga se encuentra situada en el extremo izquierdo de la plataforma de elevación, no obstante, la PEMP se encuentra a la mitad de tu capacidad de elevación.

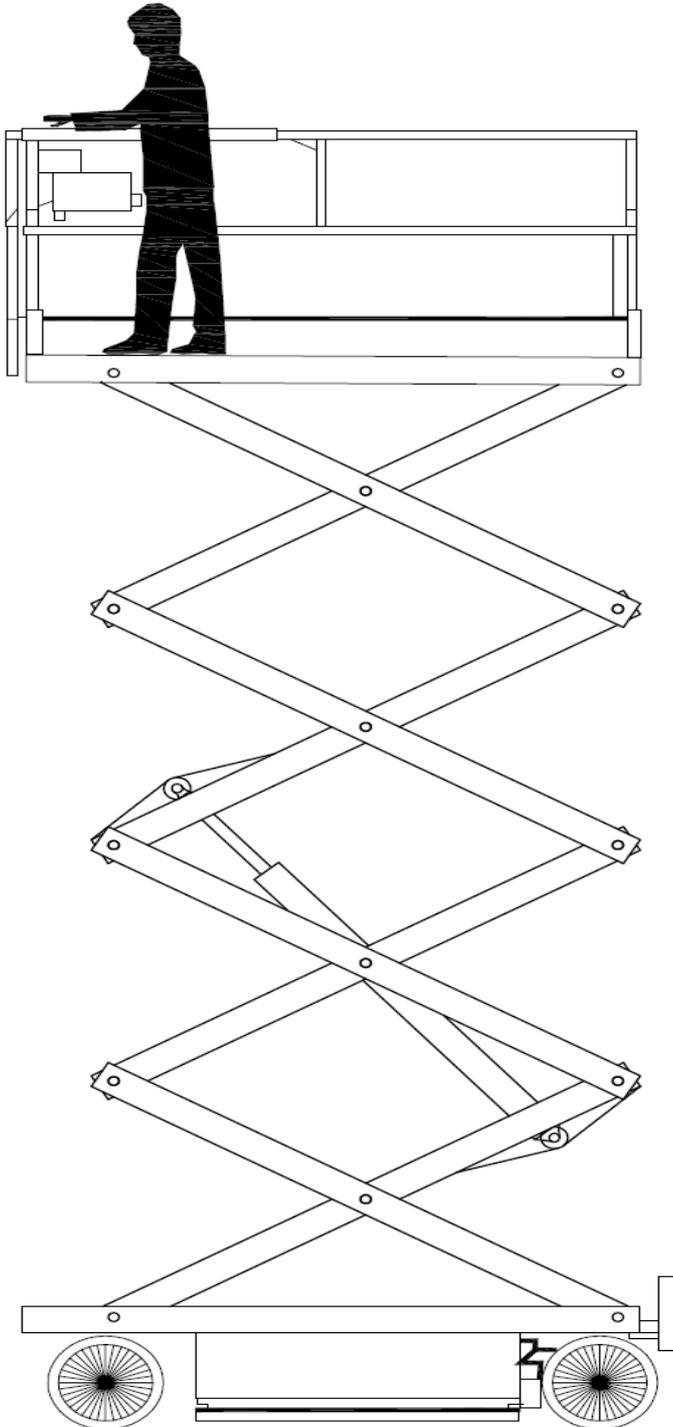


Figura 2- Posición 1B de la PEMP



### POSICIÓN 1C

Para esta posición la plataforma se encuentra completamente desplegada al máximo de su capacidad y la carga se sitúa en el extremo izquierdo.

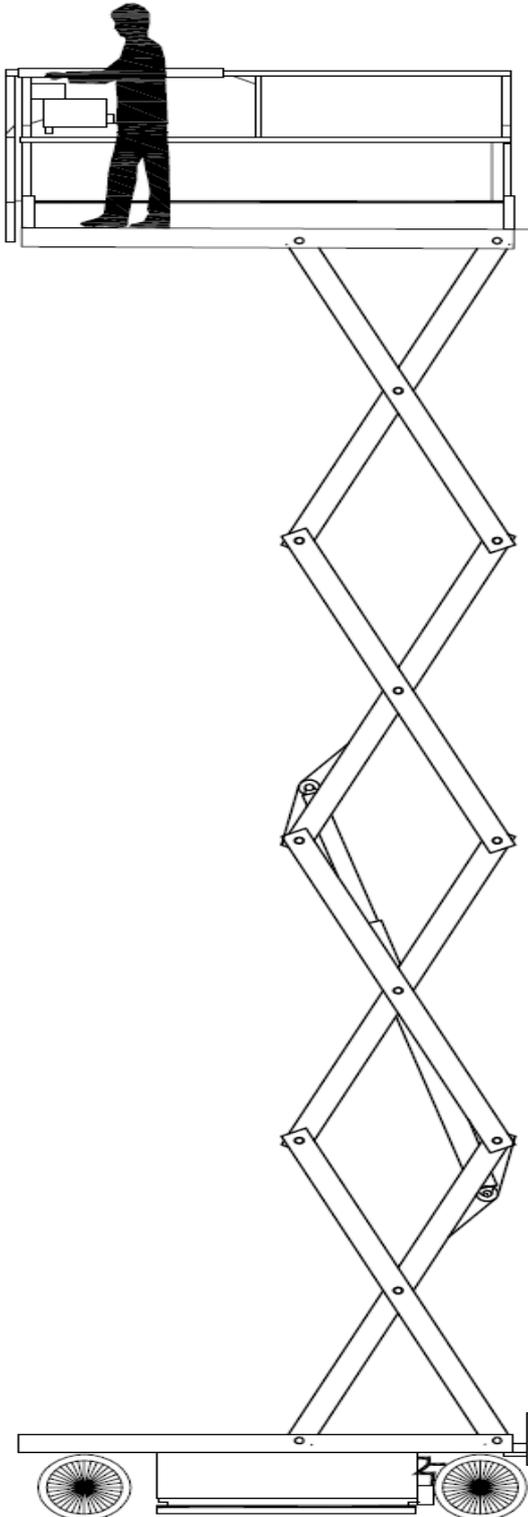


Figura 3- Posición 1C de la PEMP



## POSICIÓN 2A

En este caso la PEMP se encuentra justo en el momento de inicio elevación tras el reposo. La carga se sitúa centrada en la plataforma.

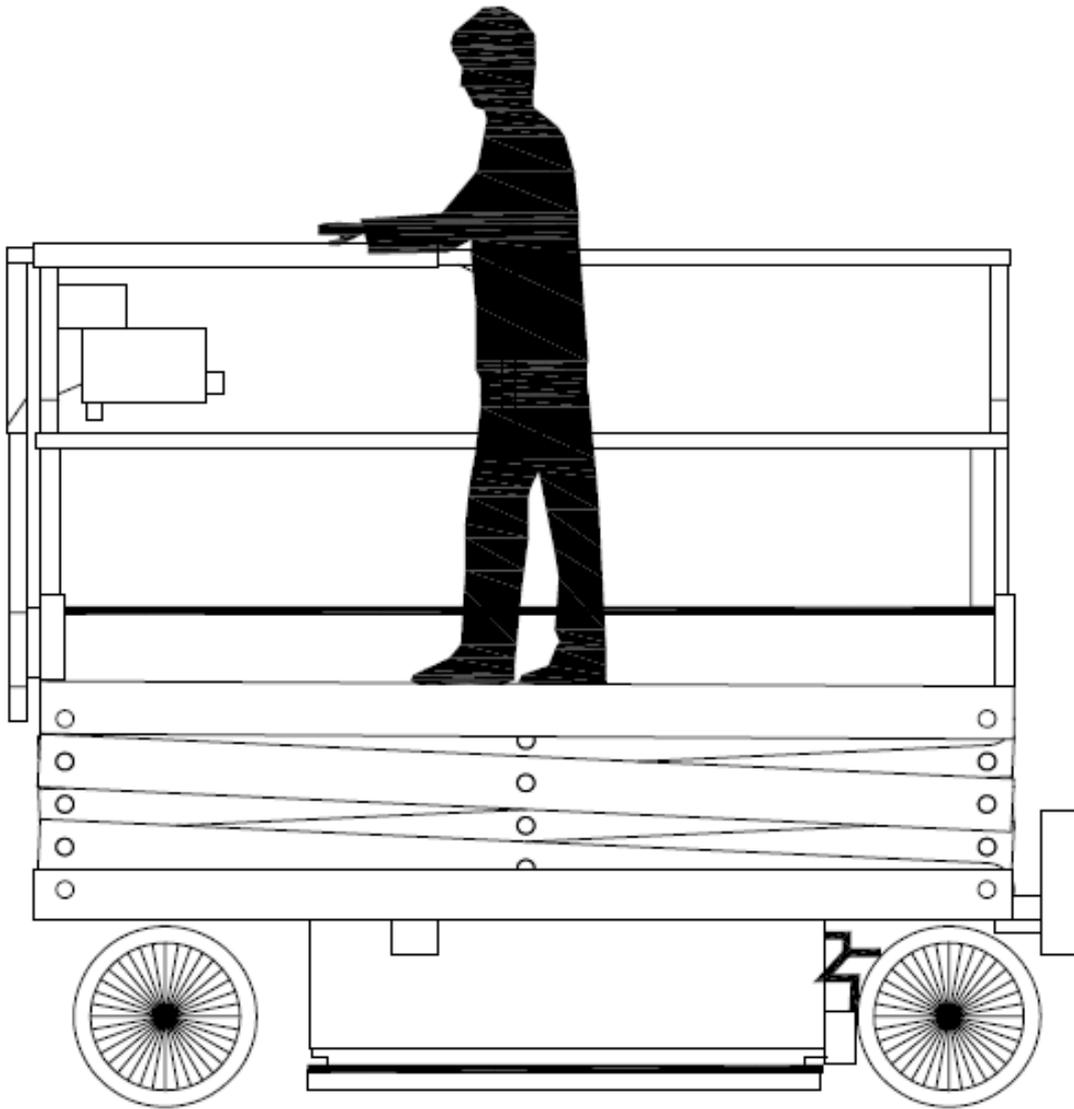


Figura 4- Posición 2A de la PEMP



## POSICIÓN 2B

Al igual que para el caso anterior, la carga se encuentra centrada en la plataforma de elevación, no obstante, la PEMP se encuentra a la mitad de su capacidad de elevación.

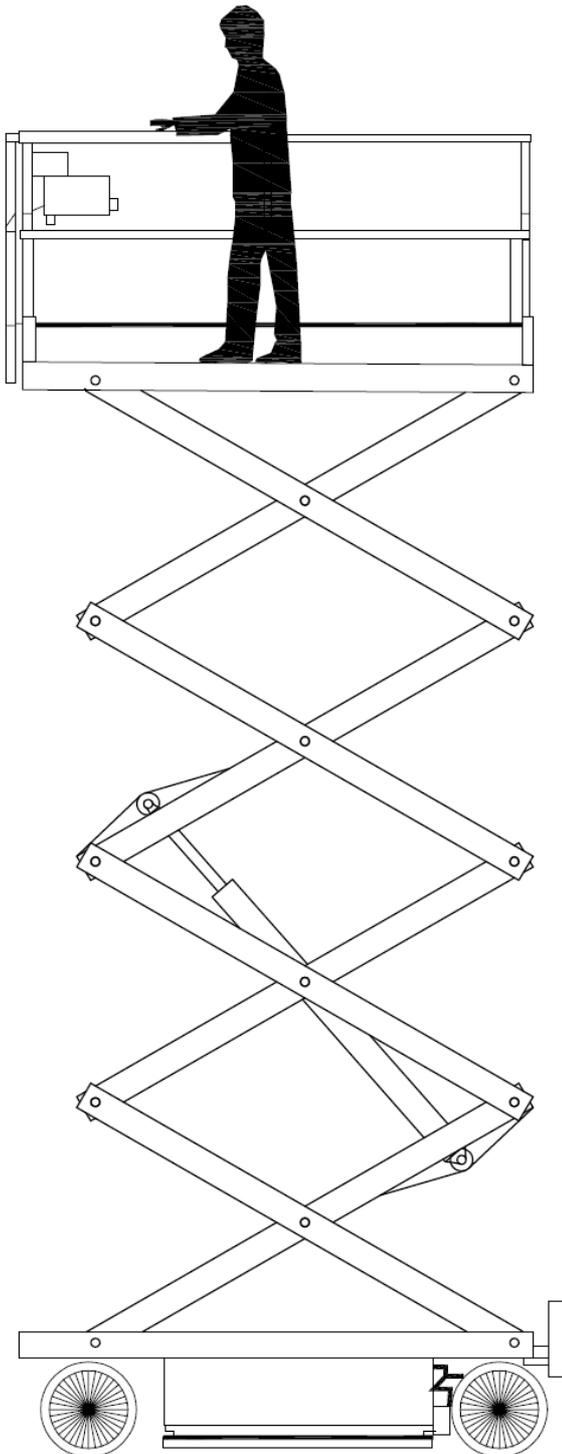


Figura 5- Posición 2B de la PEMP



## POSICIÓN 2C

Para esta posición la plataforma se encuentra completamente desplegada al máximo de su capacidad y la carga se sitúa centrada en la plataforma.

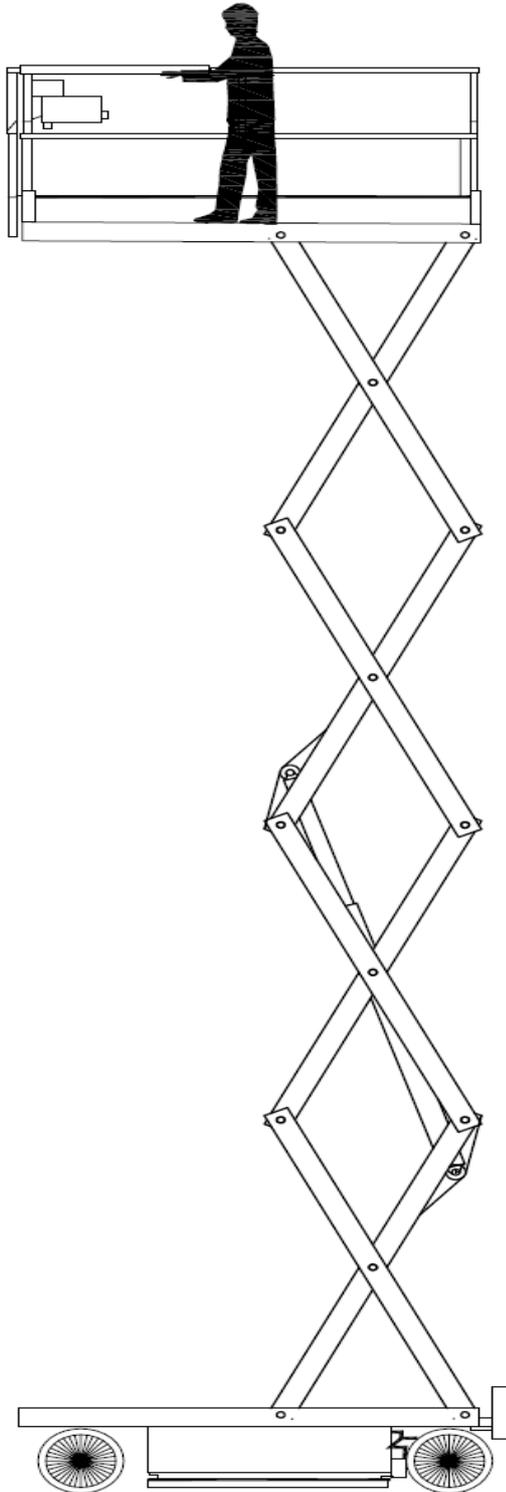


Figura 6- Posición 2C de la PEMP



### POSICIÓN 3A

En este caso la PEMP se encuentra justo en el momento de inicio elevación tras el reposo. La carga está situada en el extremo derecho de la plataforma, en la parte más cercana a la plataforma extensible.

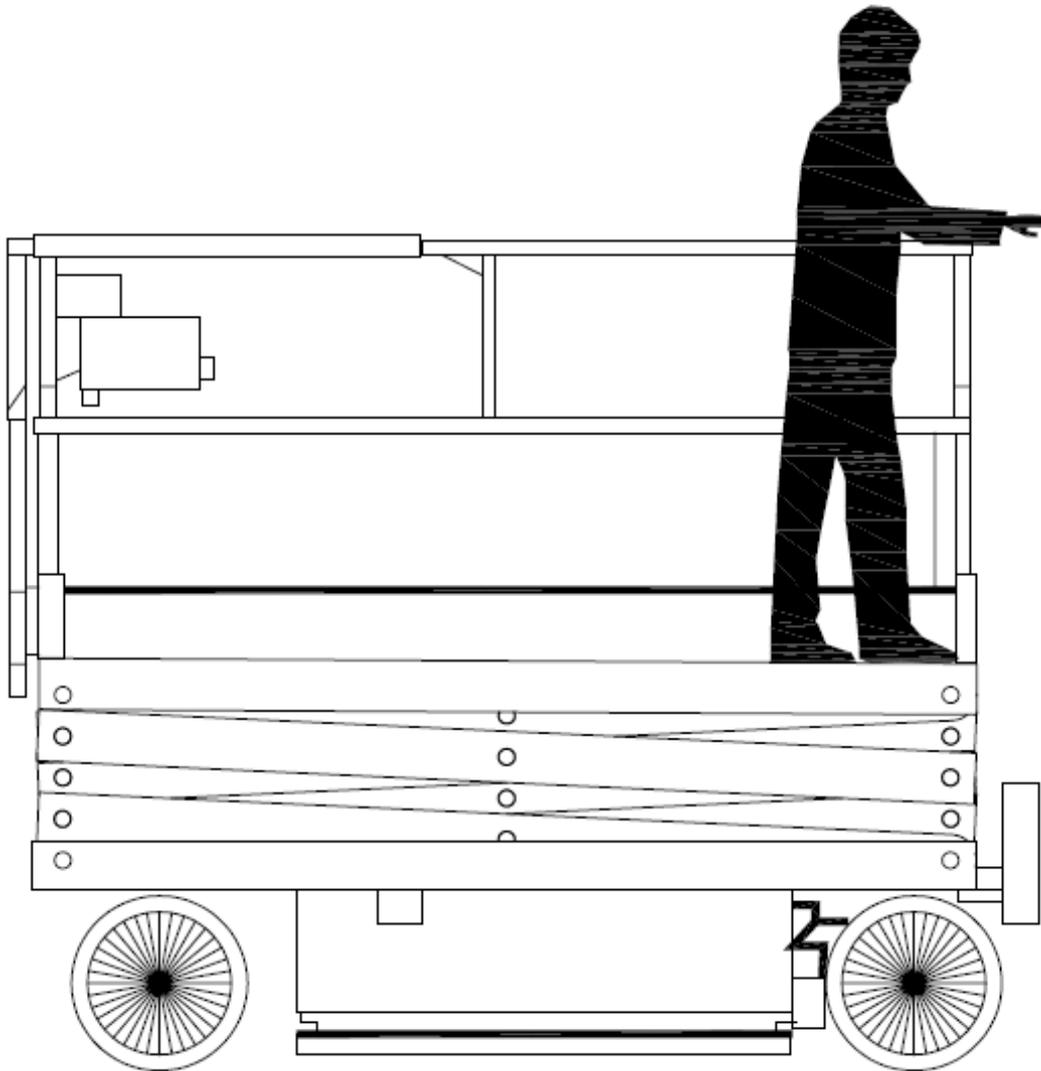


Figura 7- Posición 3A de la PEMP



### POSICIÓN 3B

Al igual que para el caso anterior, la carga se encuentra en el extremo derecho de la plataforma de elevación, no obstante, la PEMP se encuentra a la mitad de tu capacidad de elevación.

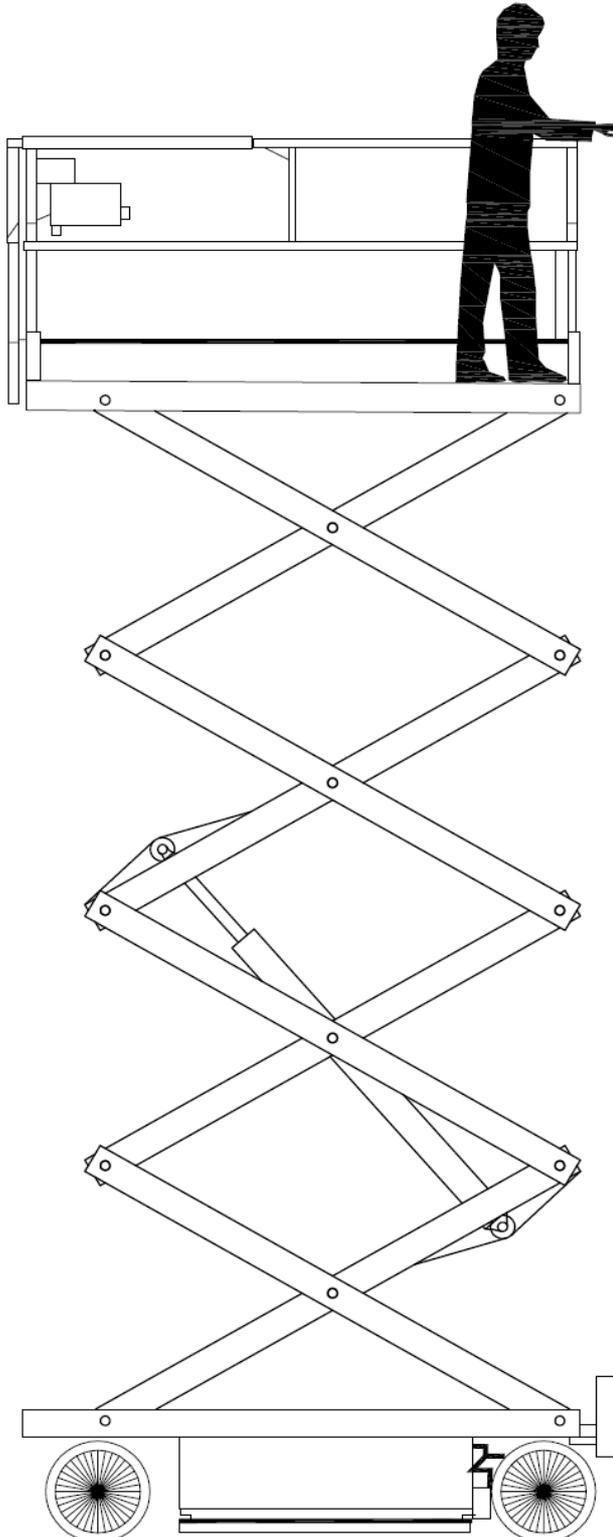


Figura 8- Posición 3B de la PEMP



### POSICIÓN 3C

Para esta posición la plataforma se encuentra completamente desplegada al máximo de su capacidad y la carga se sitúa en el extremo derecho.

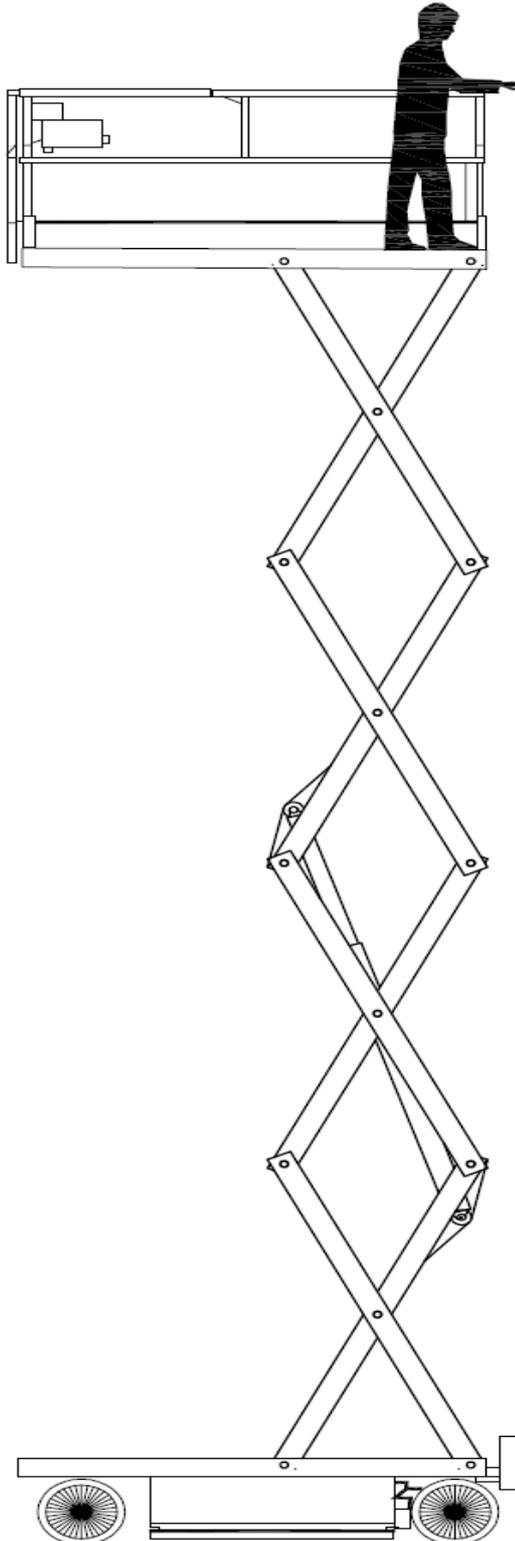


Figura 9- Posición 3C de la PEMP



### POSICIÓN 4A

En este caso la PEMP se encuentra justo en el momento de inicio elevación tras el reposo. La carga, está situada centrada en la plataforma extensible.

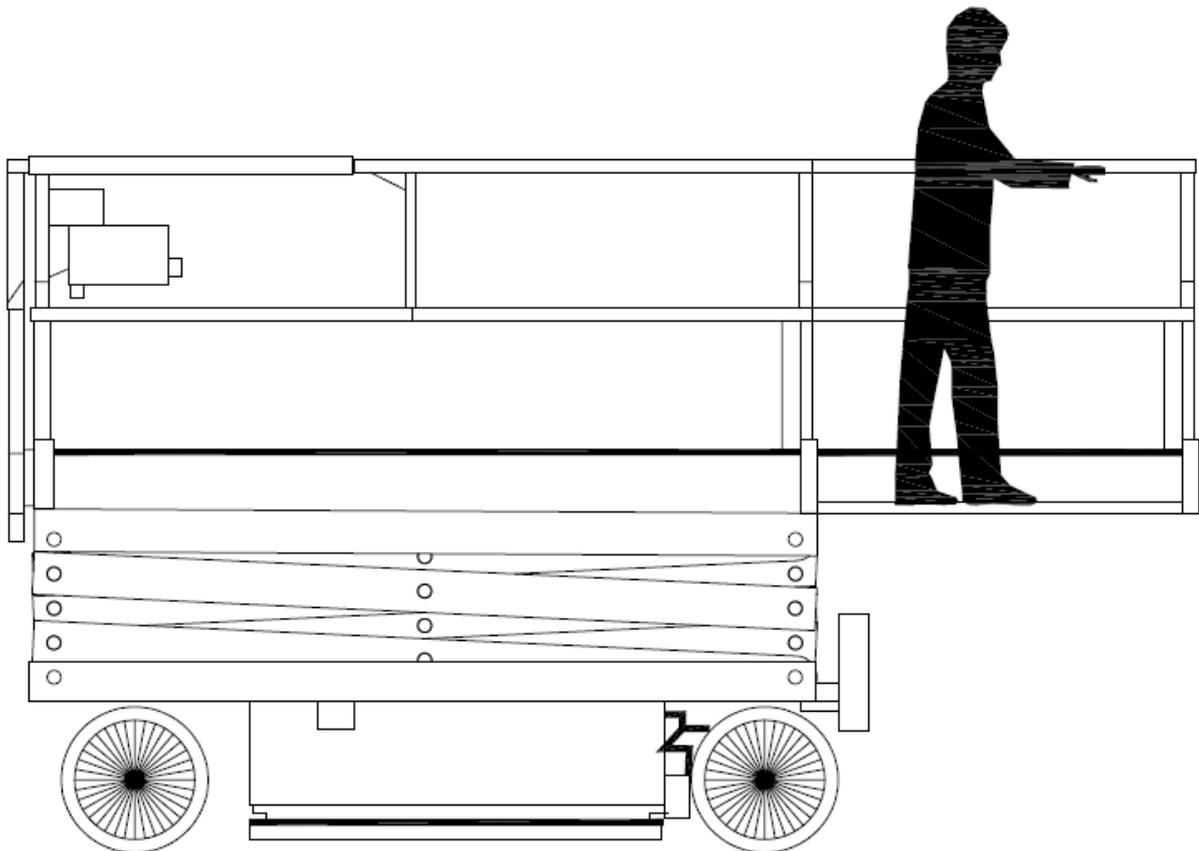


Figura 10- Posición 4A de la PEMP



### POSICIÓN 4B

Al igual que para el caso anterior, la carga se encuentra centrada en el voladizo extensible, no obstante, la PEMP se encuentra a la mitad de tu capacidad de elevación.

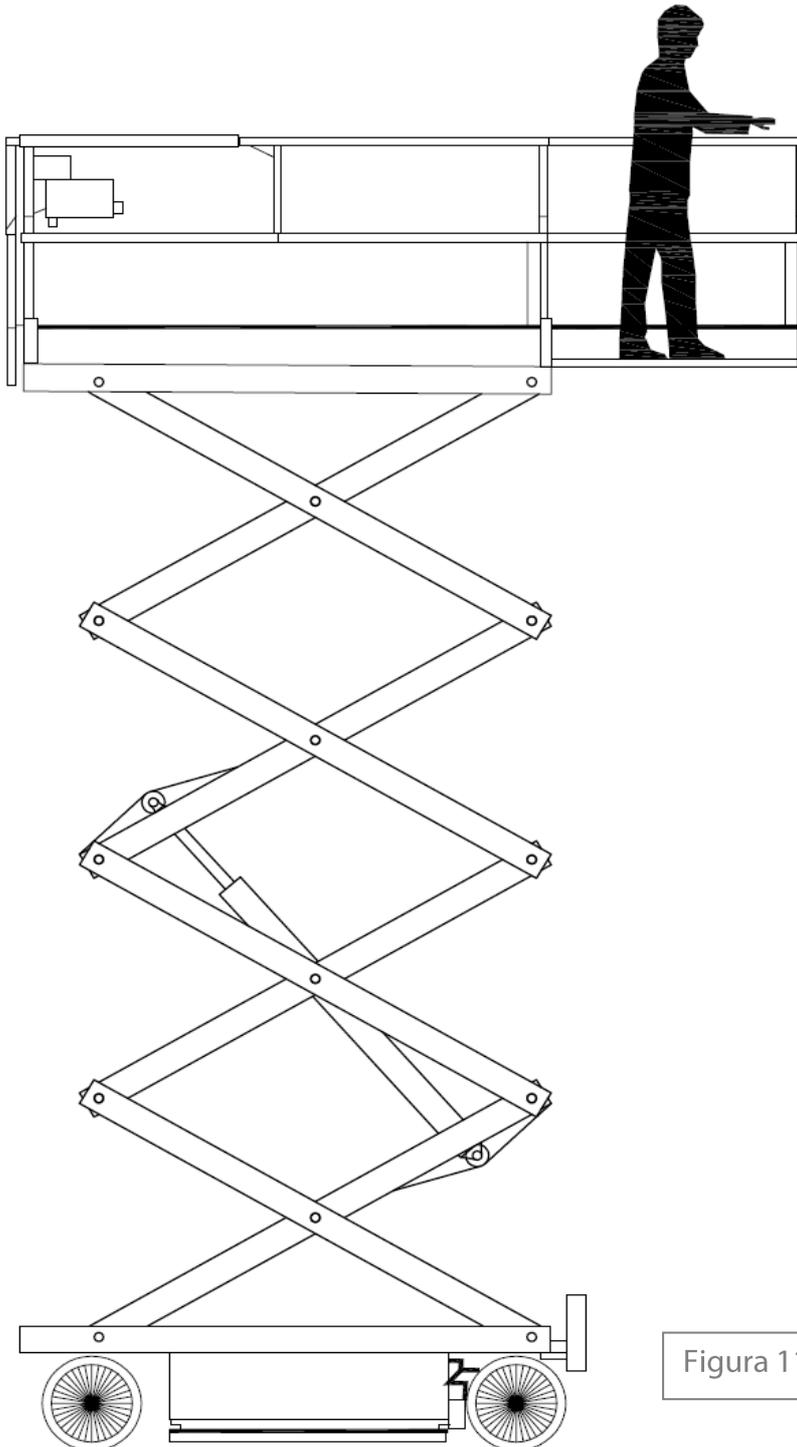


Figura 11- Posición 4B de la PEMP



### POSICIÓN 4C

Para esta posición la plataforma se encuentra completamente desplegada al máximo de su capacidad y la carga se sitúa centrada en la plataforma extensible.

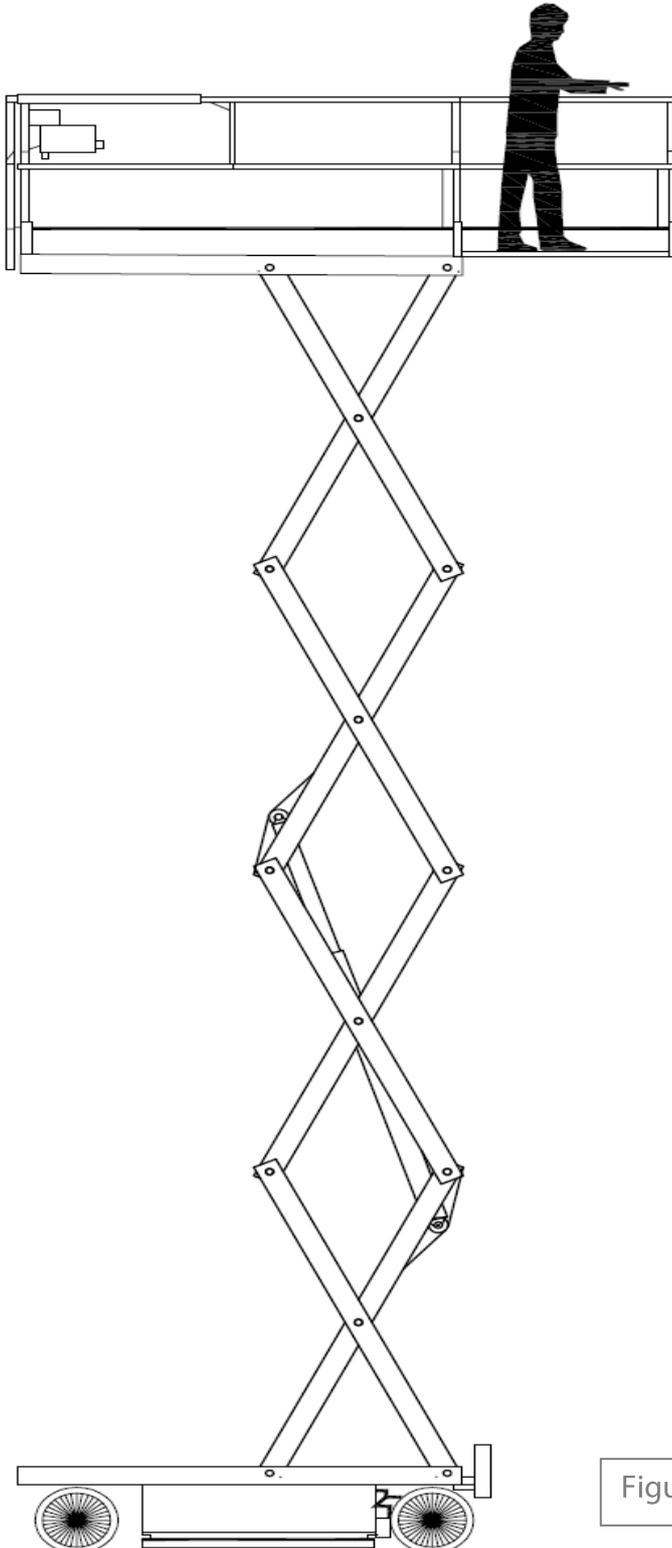


Figura 12- Posición 4C de la PEMP



### POSICIÓN 5A

En este caso la PEMP se encuentra justo en el momento de inicio elevación tras el reposo. La carga está situada en el extremo derecho de la plataforma extensible, dicha carga será por normativa inferior a la carga máxima admitida por la PEMP.

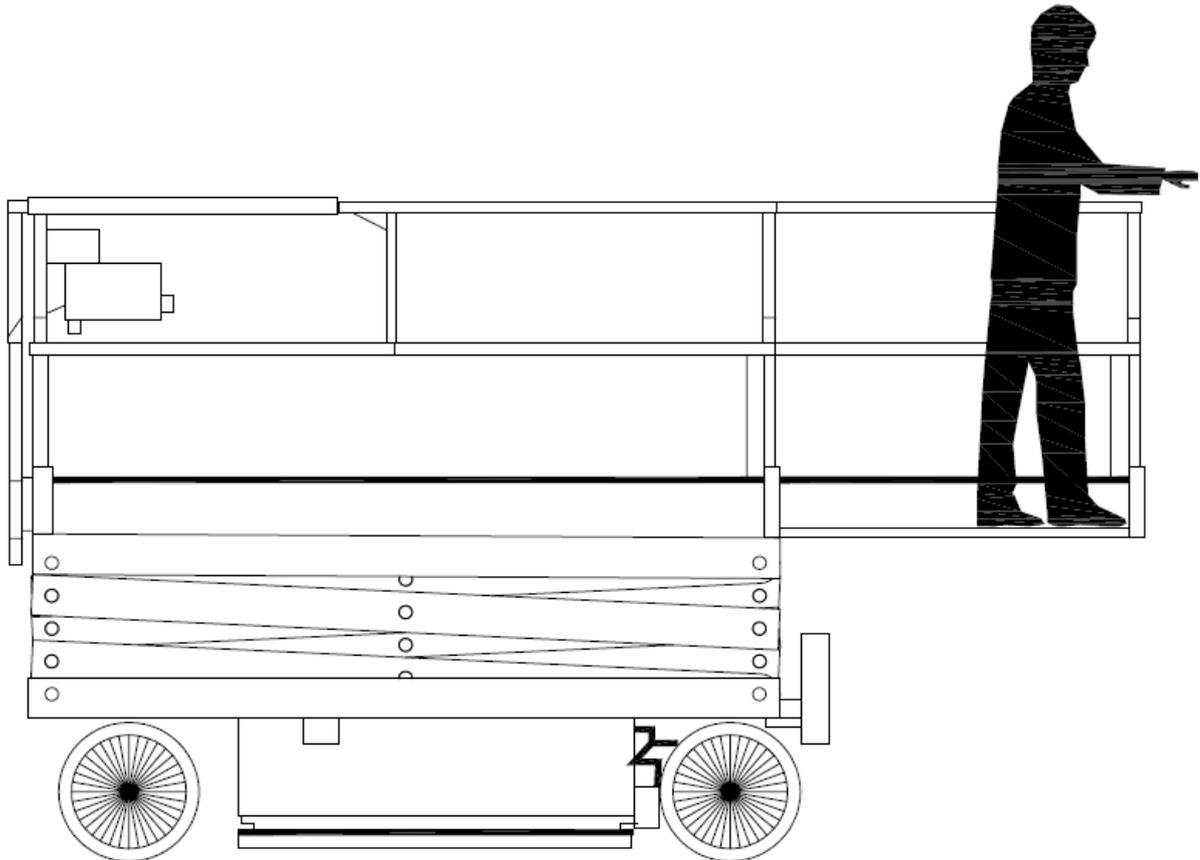


Figura 13- Posición 5A de la PEMP



### POSICIÓN 5B

Al igual que para el caso anterior, la carga se encuentra en el extremo derecho del voladizo extensible, no obstante, la PEMP se encuentra a la mitad de su capacidad de elevación.

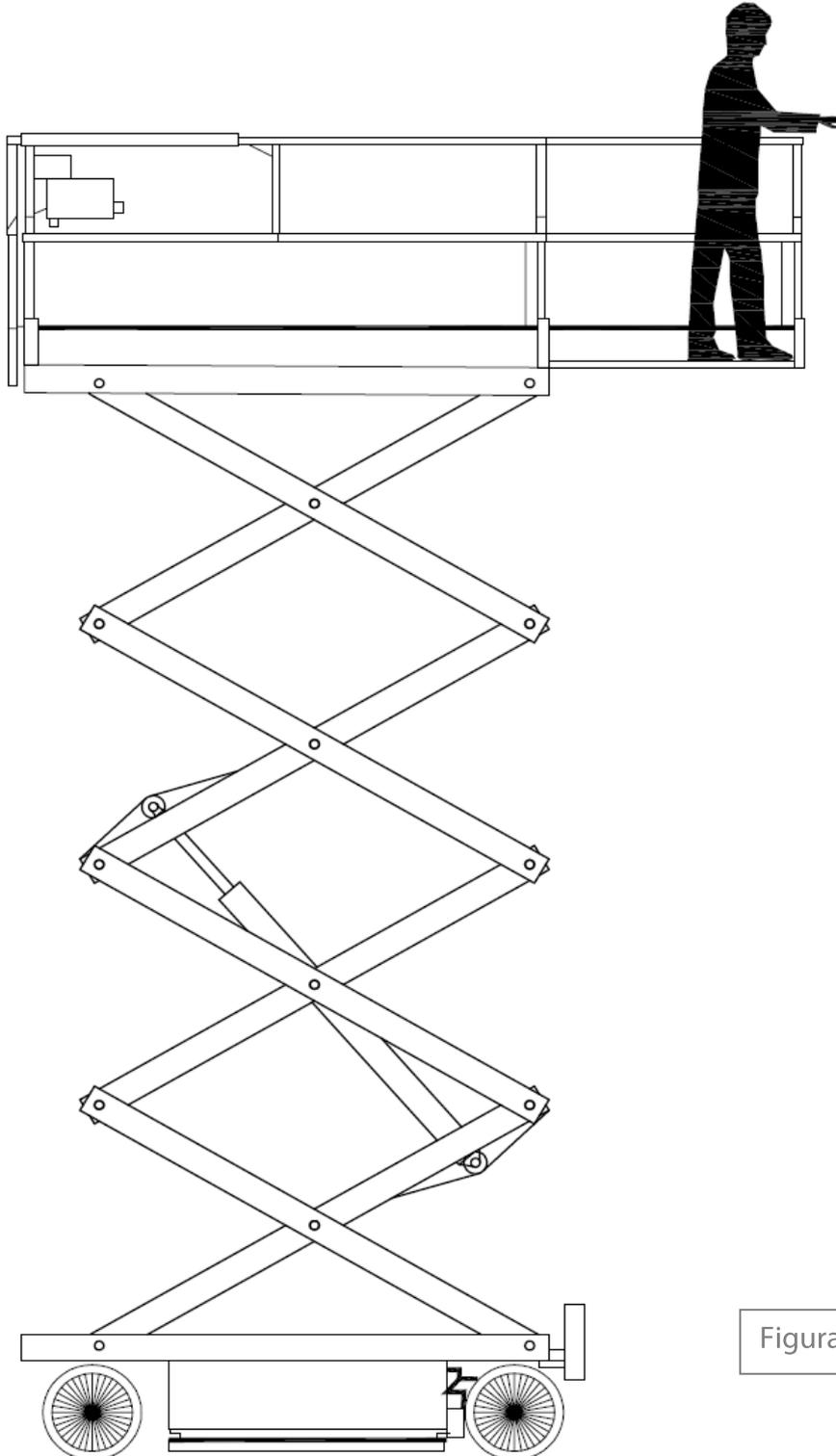


Figura 14- Posición 5B de la PEMP



### POSICIÓN 5C

Para esta posición la plataforma se encuentra completamente desplegada al máximo de su capacidad y la carga se sitúa en el extremo derecho de la plataforma extensible.

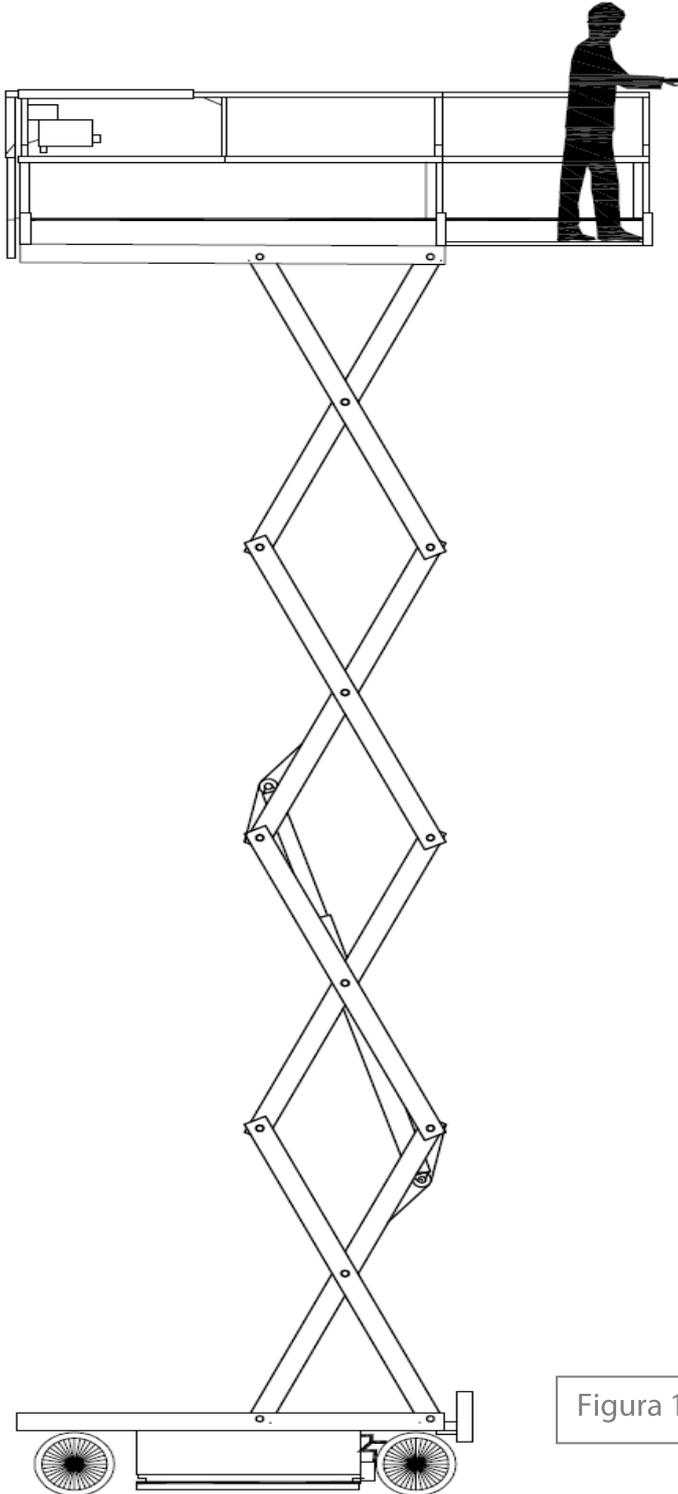


Figura 15- Posición 5C de la PEMP



## 2. Análisis geométrico.

En este apartado se va a dar una visión general de la geometría de la PEMP. Para ello vamos a plantear una serie de ecuaciones geométricas en función de la altura que es capaz de elevarse la plataforma. Nuestro principal objetivo es conocer tanto la longitud del cilindro hidráulico, así como el ángulo que este forma con la horizontal ( $\Omega$ ) a medida que se produce la elevación de la PEMP. Antes de poder analizar la geometría del cilindro, es necesario calcular los ángulos de las barras con la horizontal ( $\alpha$ ), lo cual nos resulta muy sencillo asumiendo que la longitud de todas las vigas son iguales.

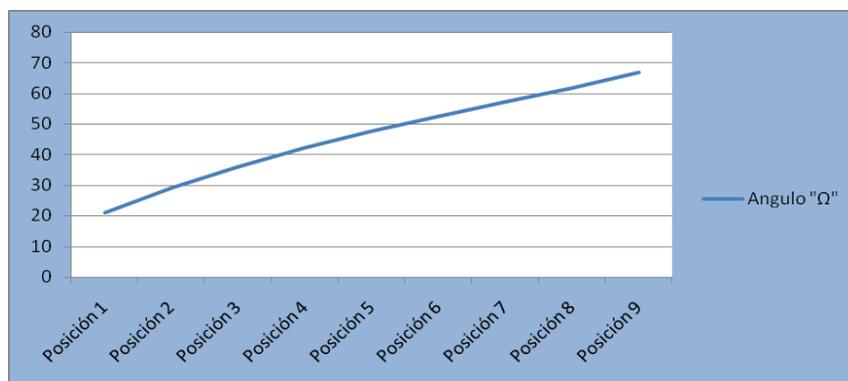
Mediante el software "EES" vamos a resolver las ecuaciones para 9 posiciones de elevación.

$$L_{\text{viga}} = 2150 \text{ [mm]}$$

$$L_{\text{viga}} \cdot \sin(\alpha) = \frac{H}{4}$$

ELEVACIÓN	Altura "H" [mm]	Angulo " $\alpha$ " [°]
Posición 1 (Reposo)	550	3,667
Posición 2	1400	9,369
Posición 3	2250	15,17
Posición 4	3100	21,13
Posición 5 (Punto medio)	3950	27,34
Posición 6	4800	33,93
Posición 7	5650	41,07
Posición 8	6500	49,1
Posición 9 (Punto máximo)	7350	58,72

Tabla 1- Ángulo de las vigas en función de la altura de la PEMP



Gráfica 1- Ángulo de las vigas en función de la altura de la PEMP

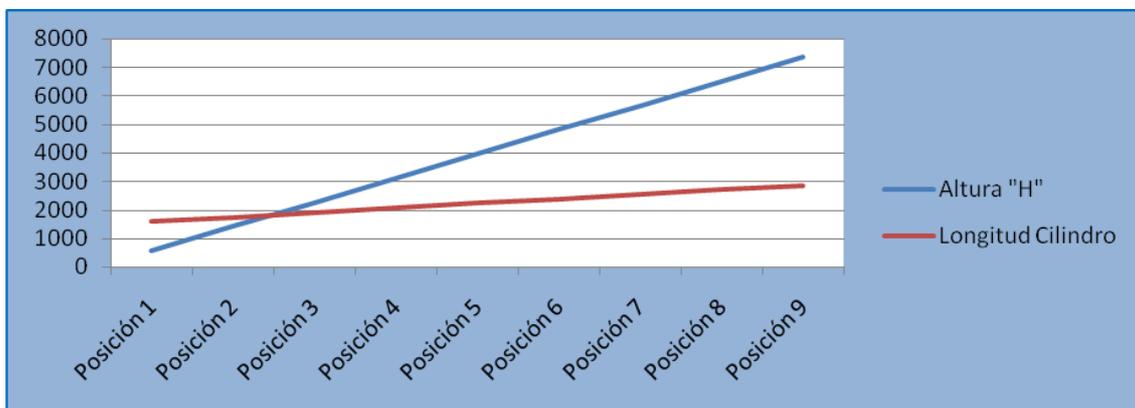


Ahora que conocemos las posiciones exactas de las vigas para cada momento, podemos hacer el análisis trigonométrico para obtener los mismo resultados pero con el cilindro hidráulico.

ELEVACIÓN	Altura "H"	Longitud Cilindro	Angulo " $\Omega$ "
Posición 1	550	1616	21
Posición 2	1400	1753	29,11
Posición 3	2250	1905	36,1
Posición 4	3100	2066	42,2
Posición 5	3950	2231	47,62
Posición 6	4800	2396	52,57
Posición 7	5650	2557	57,25
Posición 8	6500	2708	61,9
Posición 9	7350	2840	66,92

Tabla 2- Ángulo y longitud del cilindro en función de la altura de la PEMP

De forma grafica, observamos en la siguiente figura la longitud del cilindro con respecto a las diferentes posiciones que son capaces de alcanzar la PEMP.



Grafica 2- Longitud del cilindro en función de la altura de la PEMP



### 3. Cálculo de las reacciones entre las barras.

En este apartado se van a proponer todas las ecuaciones necesarias para la resolución de las reacciones que existen entre las barras de la PEMP. Esto se conseguirá mediante el planteamiento de diagramas de sólido libre de cada una de las barras que forman el conjunto, y una vez obtenido el DSL se propondrán las ecuaciones de equilibrio que serán resueltas mediante el software EES (Engineering Equation Solver).

Para la realización tanto de los diagramas de sólido libre como de las ecuaciones se podrá nombrar y numerar todas las piezas y uniones del conjunto para la correcta identificación en todo momento de las mismas.

Las reacciones producidas entre las barras en el diagrama de sólido libre serán representadas con la letra "R". A continuación de esta irán dos subíndices, un primero que localizará el punto concreto de la reacción mediante su letra, y un segundo subíndice que permitirá identificar la componente horizontal "x" o vertical "y" de la reacción.

En cuanto a la fuerza que ejerce el cilindro hidráulico para mantener la PEMP en la posición deseada, se designará con la letra "F", y del mismo modo que las reacciones, poseerá un subíndice que permita identificar y diferenciar la componente horizontal de la vertical.

Para un primer cálculo aproximado, tenemos que tener en cuenta el peso propio de los elementos estructurales de la PEMP, dicho peso propio será representado mediante la letra "W" en el DSL. No obstante, como no sabemos todavía las reacciones, no sabemos los perfiles necesarios para cumplir el coeficiente de seguridad marcada, por lo que vamos a realizar una aproximación. Una vez seleccionado el material para las barras (**Acero estructural S275JR**) podemos conocer sus propiedades, y de esta forma un peso aproximado para las barras, que serán todas iguales y de valor 500N.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	210000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	79000	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de masa	7800	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	410	N/mm <sup>2</sup>
Límite de compresión		N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	275	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	1.1e-005	/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)
Calor específico	440	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Tabla 3- Propiedades Acero estructural S275JR

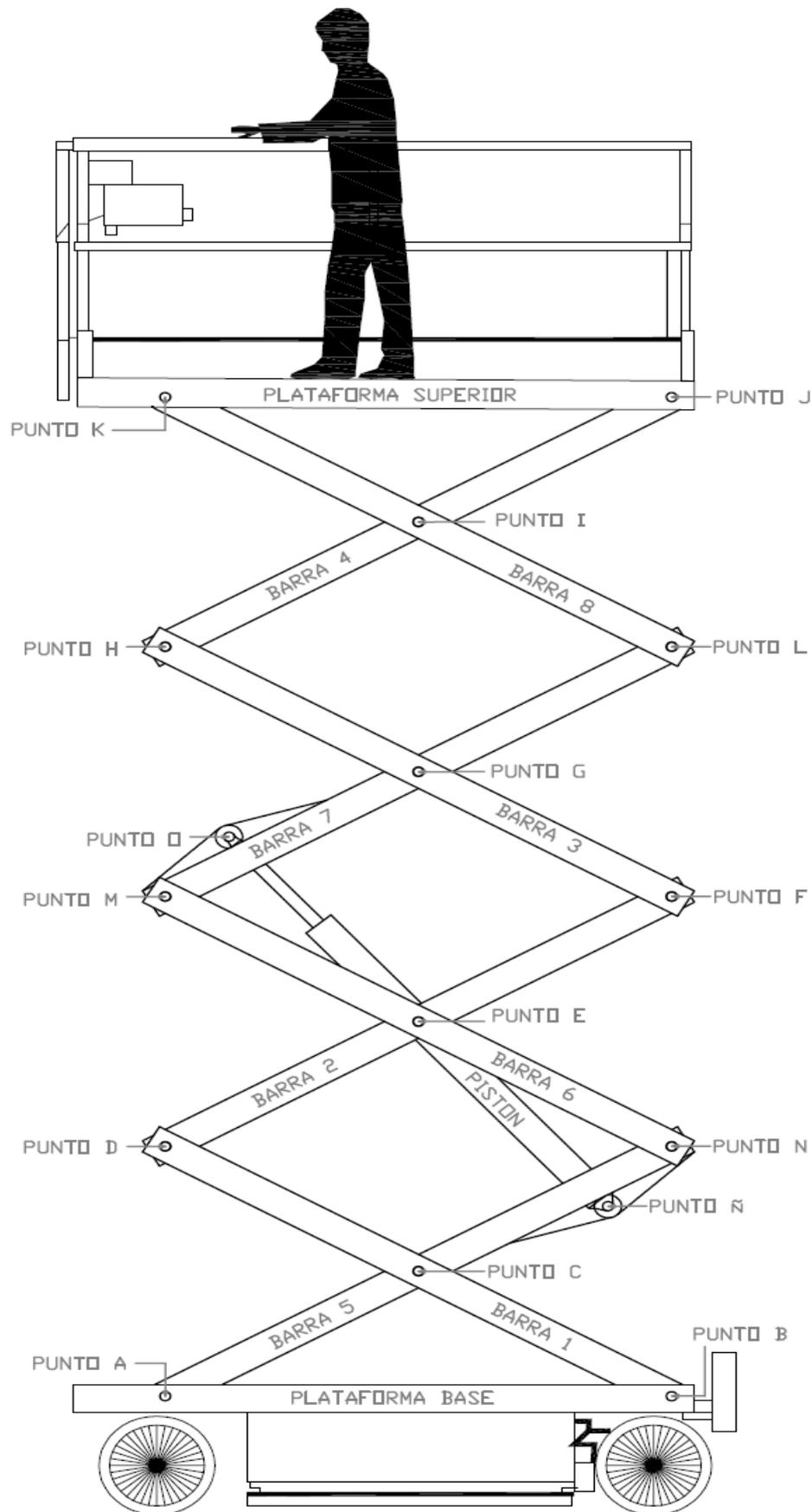


Figura 16- Identificación de la PEMP



### 3.1. Cilindro hidráulico.

La plataforma elevadora que se plantea, esta accionada por un único cilindro hidráulico el cual se encarga de ejercer la fuerza necesaria para mover el sistema de tijeras y así conseguir la elevación requerida en cada momento.

El cilindro trabaja en todo momento a compresión independientemente de la posición en la que se encuentre la PEMP, ejerciendo una fuerza de empuje sobre los elementos del conjunto.

Como hemos visto en apartados anteriores, conforme se eleva la plataforma, tanto la longitud del cilindro como el ángulo de este con la horizontal aumenta, por lo que la fuerza requerida por el cilindro será menor ya que tendremos más fuerza en la componente vertical. En siguientes apartados se resolverán las ecuaciones de sólido libre y se conocerán los valores de la fuerza del cilindro para todos los casos posibles. Estos valores se graficarán para comprobar que el módulo de la fuerza del cilindro hidráulico disminuye conforme la PEMP aumenta su punto de funcionamiento.

Hay que recordar que el resultado de la **fuerza del cilindro es la mitad de la fuerza real** debido a la simplificación simétrica que hemos realizado.

El estudio de esta plataforma elevadora va a realizarse con 3 posibles cargas:

- $W_{MÁX} = 4500 \text{ N}$  (La carga se encuentre sobre la plataforma. Caso 1-2-3)
- $W_{VOL4} = 3000 \text{ N}$  (La carga se encuentra centrada en la extensible. Caso 4)
- $W_{VOL5} = 2000 \text{ N}$  (La carga se encuentra en el extremo extensible. Caso 5)

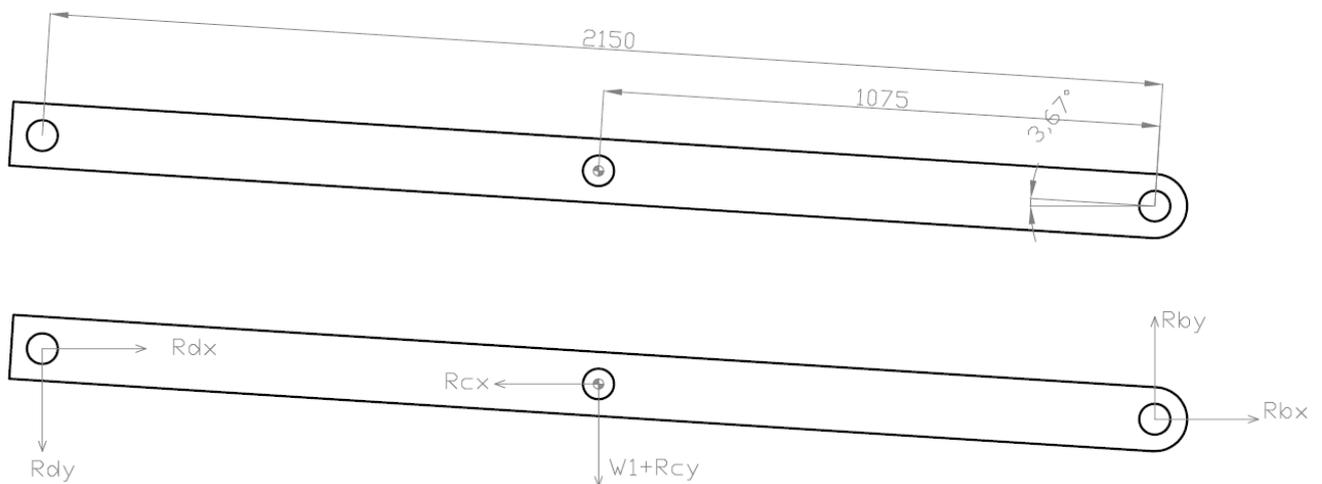
A la hora de introducir las cargas en los DSL, estos pesos habrá que reducirlos a la mitad al igual que el peso propio de la plataforma. De esta forma logramos repartir las cargas que se encuentran por encima del sistema de elevación de la plataforma entre las dos tijeras analizando únicamente una de las dos.

## 3.2. Ecuaciones de equilibrio.

### 3.2.1 Barra 1

La barra 1 presenta tres posibles posiciones en nuestro estudio. Estas tres posiciones corresponden a los casos A, B o C independientemente del número que le acompañe, es decir, independientemente de la posición de la carga.

#### POSICIÓN A



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 1 en la posición A.

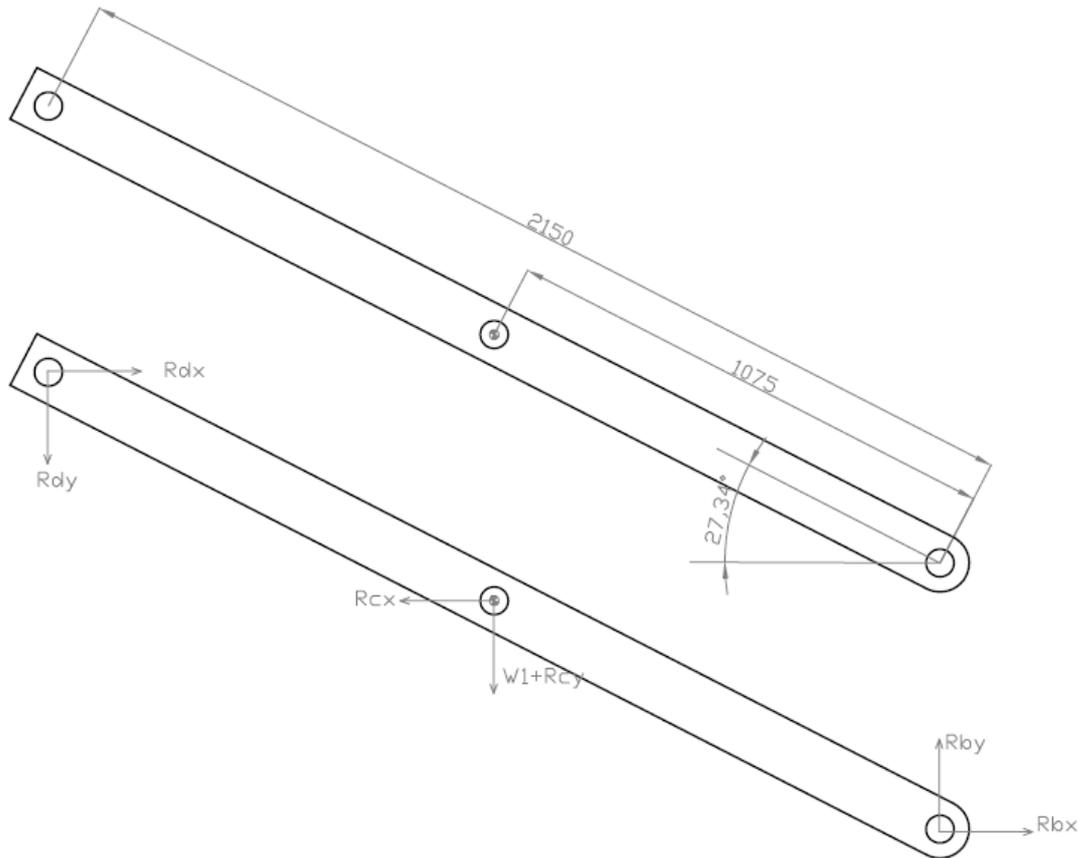
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{BX} + R_{DX} = R_{CX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{BY} = R_{CY} + R_{DY} + W_1$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Z_D} = 0 \rightarrow & R_{BY} * 2150 * \cos(3.67) - R_{CY} * 1075 * \cos(3.67) + R_{BX} * 2150 * \text{sen}(3.67) \\ & - R_{CX} * 1075 * \text{sen}(3.67) + W_1 * 1075 * \cos(3.67) = 0 \end{aligned}$$



## POSICIÓN B



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 1 en la posición B.

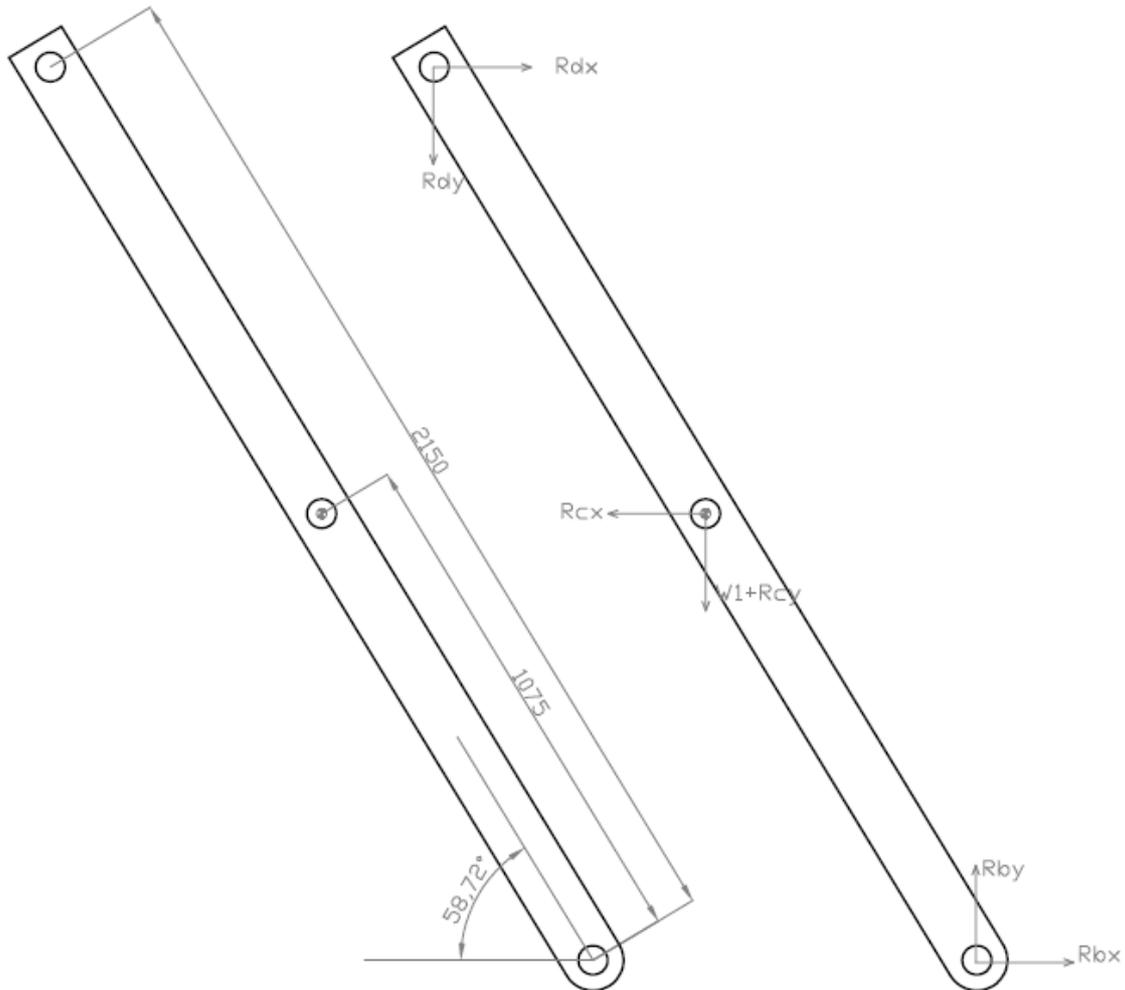
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{BX} + R_{DX} = R_{CX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{BY} = R_{CY} + R_{DY} + W_1$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Z_D} = 0 \rightarrow & R_{BY} * 2150 * \cos(27.34) - R_{CY} * 1075 * \cos(27.34) + R_{BX} * 2150 * \text{sen}(27.34) \\ & - R_{CX} * 1075 * \text{sen}(27.34) + W_1 * 1075 * \cos(27.34) = 0 \end{aligned}$$



### POSICIÓN C



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 1 en la posición B.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{BX} + R_{DX} = R_{CX}$$

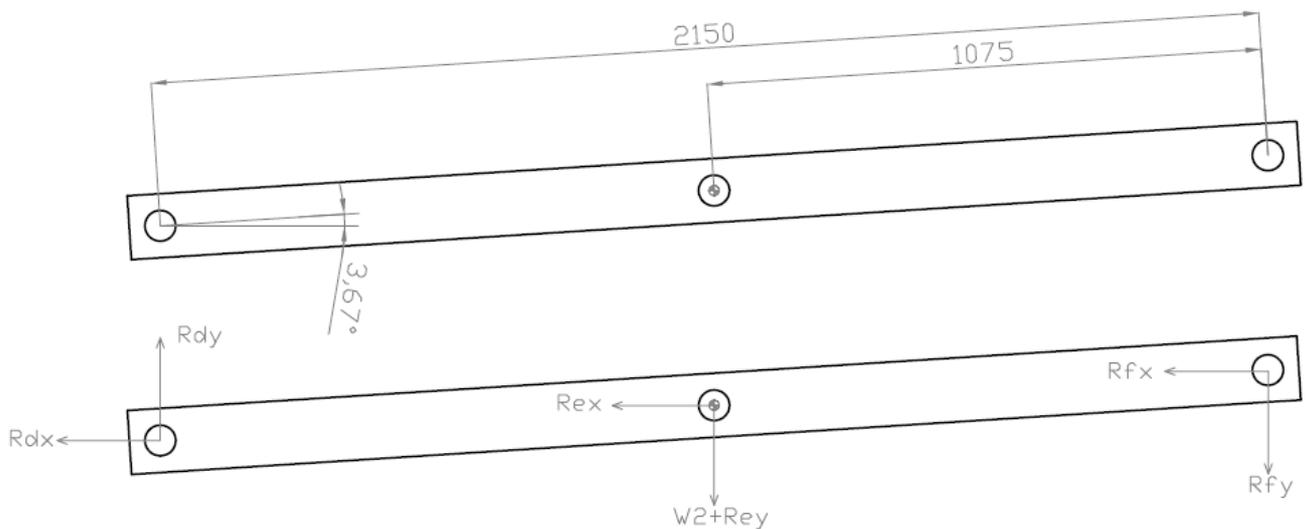
$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{BY} = R_{CY} + R_{DY} + W_1$$

$$\sum M_{Z_D} = 0 \rightarrow R_{BY} * 2150 * \cos(58.72) - R_{CY} * 1075 * \cos(58.72) + R_{BX} * 2150 * \sin(58.724) - R_{CX} * 1075 * \sin(58.72) + W_1 * 1075 * \cos(58.72) = 0$$

### 3.2.2 Barra 2

La barra 2, al igual que la barra 1 presenta tres posibles posiciones en nuestro estudio. Estas tres posiciones corresponden a los casos A, B o C independientemente del número que le acompañe, es decir, independientemente de la posición de la carga.

#### POSICIÓN A



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 2 en la posición A.

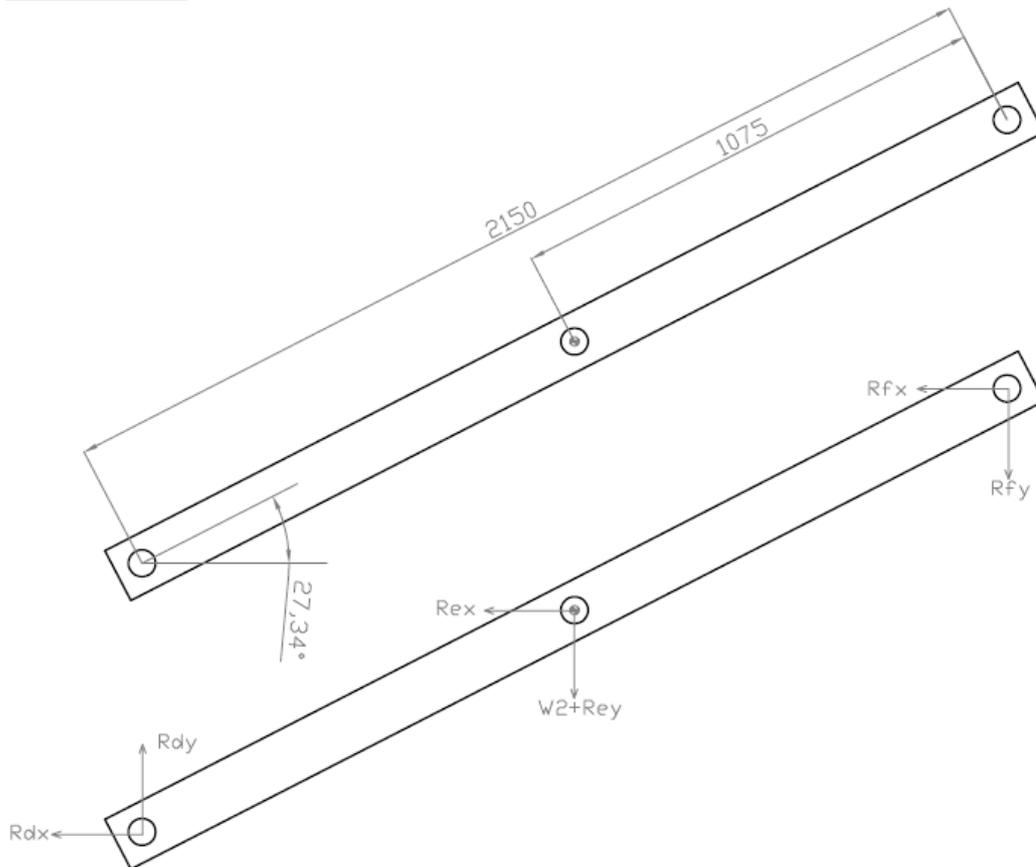
$$\sum F_x = 0 \rightarrow 0 = R_{DX} + R_{EX} + R_{FX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{DY} = R_{EY} + R_{FY} + W_2$$

$$\sum M_{Z_D} = 0 \rightarrow -R_{DY} * 2150 * \cos(3.67) + R_{EY} * 1075 * \cos(3.67) - R_{DX} * 2150 * \sin(3.67) - R_{EX} * 1075 * \sin(3.67) + W_2 * 1075 * \cos(3.67) = 0$$



### POSICIÓN B



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 2 en la posición B.

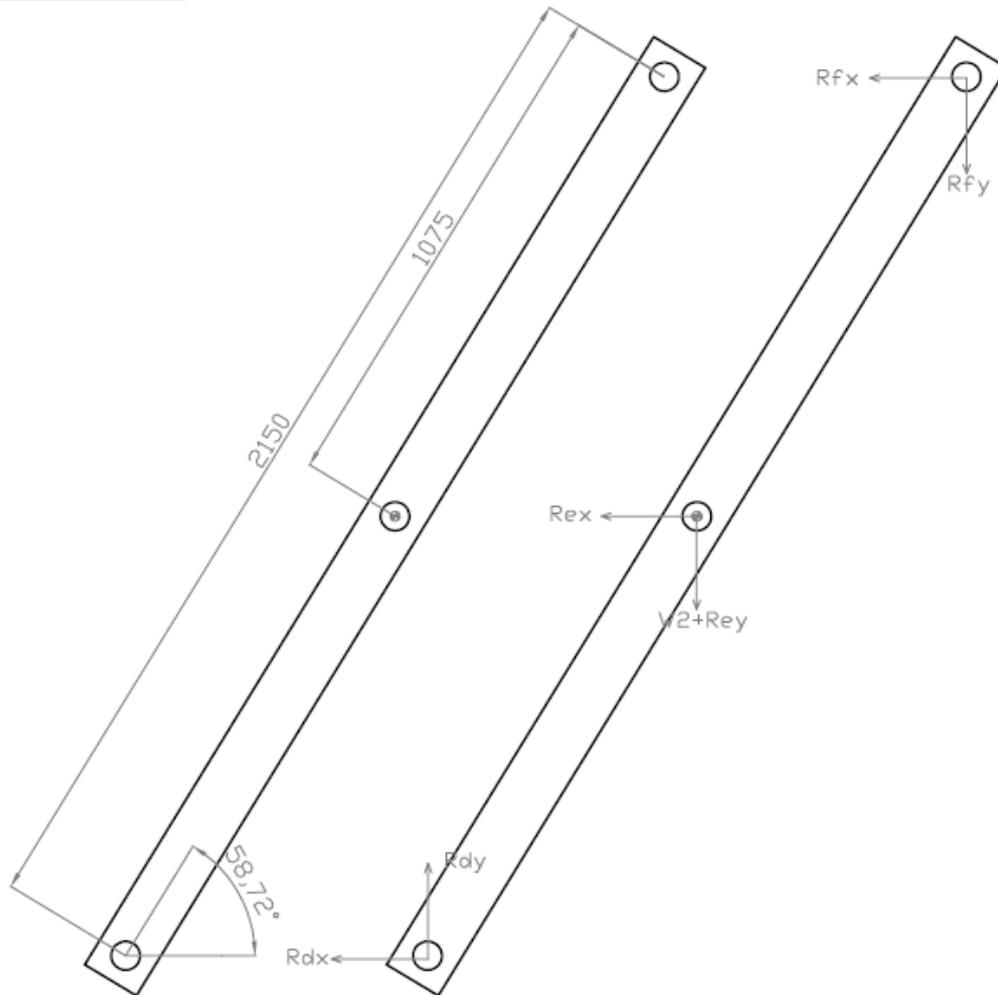
$$\sum F_x = 0 \rightarrow 0 = R_{DX} + R_{EX} + R_{FX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{DY} = R_{EY} + R_{FY} + W_2$$

$$\sum M_{Z_D} = 0 \rightarrow -R_{DY} * 2150 * \cos(27.34) + R_{EY} * 1075 * \cos(27.34) - R_{DX} * 2150 * \sin(27.34) - R_{EX} * 1075 * \sin(27.34) + W_2 * 1075 * \cos(27.34) = 0$$



### POSICIÓN C



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 2 en la posición C.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow 0 = R_{DX} + R_{EX} + R_{FX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{DY} = R_{EY} + R_{FY} + W_2$$

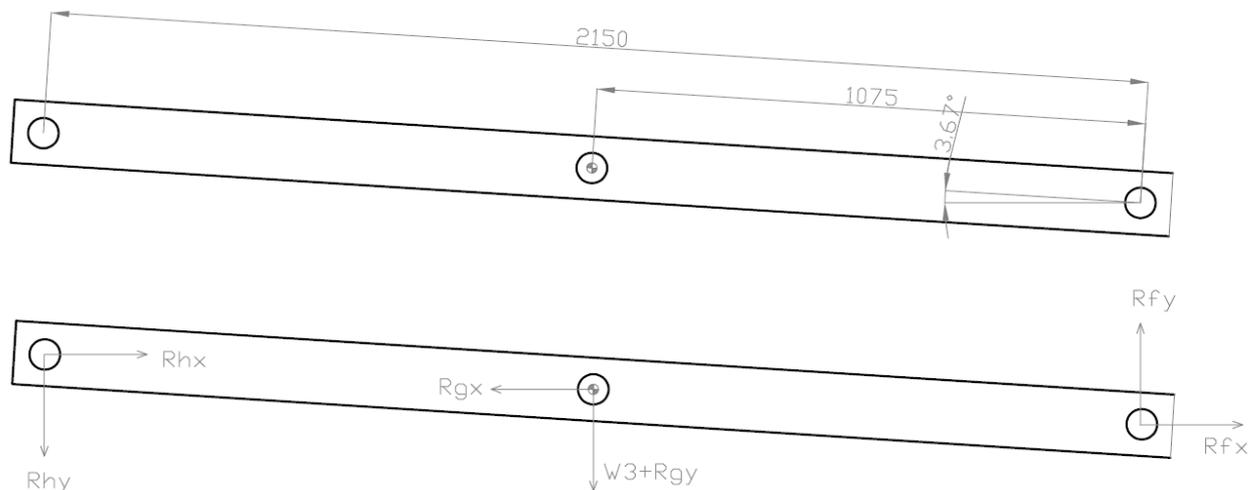
$$\sum M_{Z_D} = 0 \rightarrow -R_{DY} * 2150 * \cos(58.72) + R_{EY} * 1075 * \cos(58.72) - R_{DX} * 2150 * \text{sen}(58.72) - R_{EX} * 1075 * \text{sen}(58.72) + W_2 * 1075 * \cos(58.72) = 0$$



### 3.2.3 Barra 3

La barra 3, del mismo modo que la barra 1 presenta tres posibles posiciones en nuestro estudio. Estas tres posiciones corresponden a los casos A, B o C independientemente del número que le acompañe, es decir, independientemente de la posición de la carga.

#### POSICIÓN A



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 3 en la posición A.

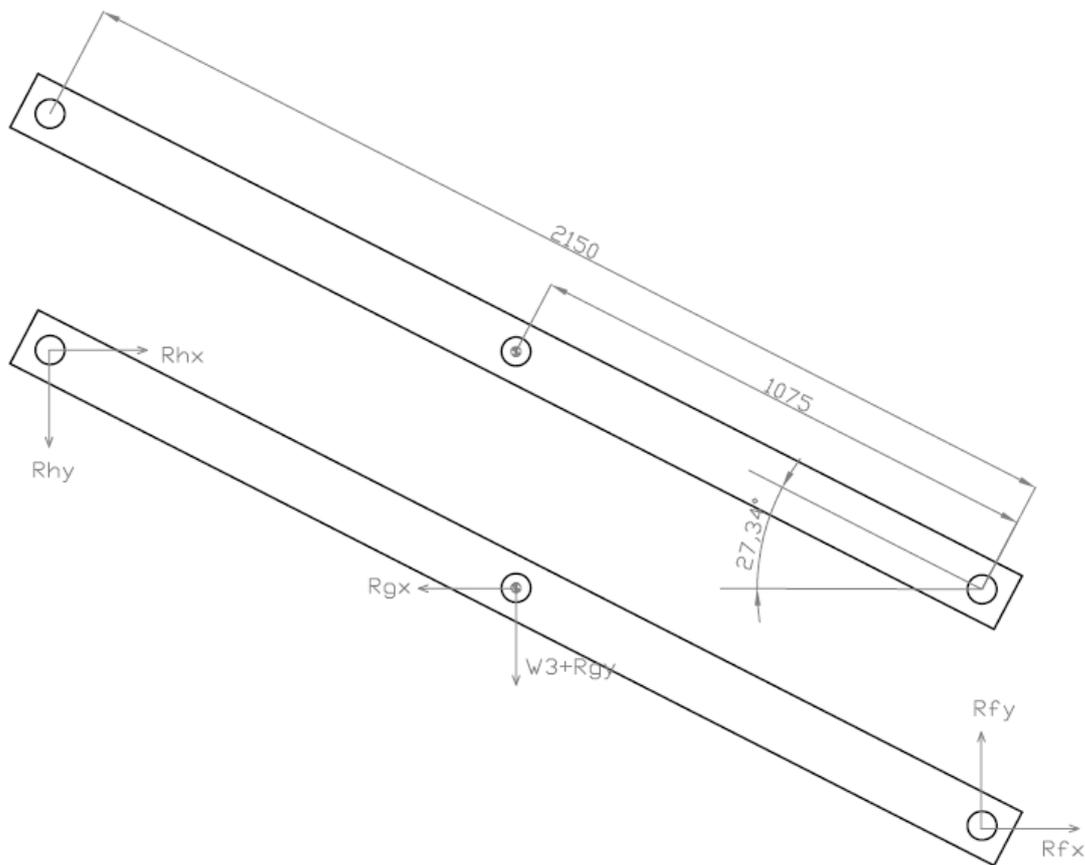
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{FX} + R_{HX} = R_{GX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{FY} = R_{GY} + R_{HY} + W_3$$

$$\sum M_{Z_H} = 0 \rightarrow R_{FY} * 2150 * \cos(3.67) - R_{GY} * 1075 * \cos(3.67) + R_{FX} * 2150 * \sin(3.67) - R_{GX} * 1075 * \sin(3.67) + W_3 * 1075 * \cos(3.67) = 0$$



### POSICIÓN B



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 3 en la posición B.

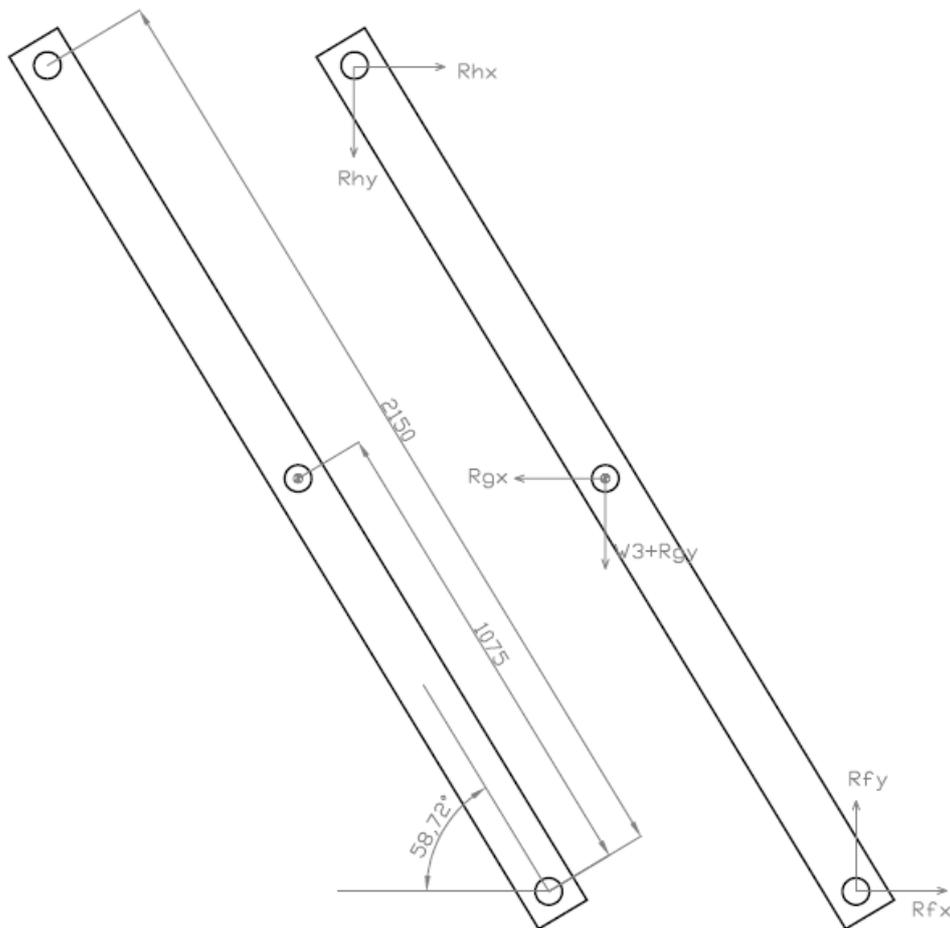
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{FX} + R_{HX} = R_{GX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{FY} = R_{GY} + R_{HY} + W_3$$

$$\sum M_{Z_H} = 0 \rightarrow R_{FY} * 2150 * \cos(27.34) - R_{GY} * 1075 * \cos(27.34) + R_{FX} * 2150 * \sin(27.34) - R_{GX} * 1075 * \sin(27.34) + W_3 * 1075 * \cos(27.34) = 0$$



## POSICIÓN C



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 3 en la posición C.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{FX} + R_{HX} = R_{GX}$$

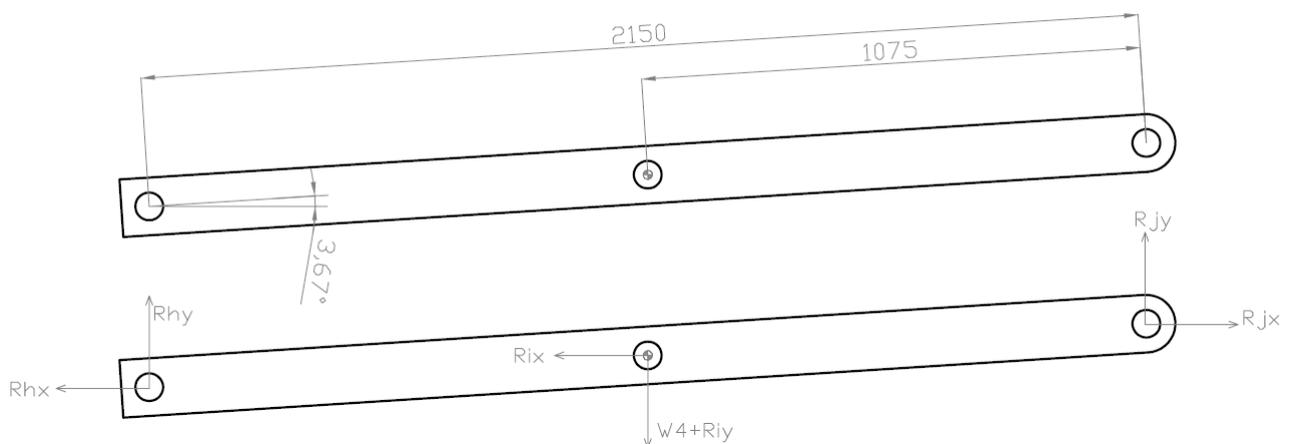
$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{FY} = R_{GY} + R_{HY} + W_3$$

$$\sum M_{ZH} = 0 \rightarrow R_{FY} * 2150 * \cos(58.72) - R_{GY} * 1075 * \cos(58.72) + R_{FX} * 2150 * \sin(58.72) - R_{GX} * 1075 * \sin(58.72) + W_3 * 1075 * \cos(58.72) = 0$$

### 3.2.4 Barra 4

La barra 4, del mismo modo que la barra 1 y todas las anteriores presenta tres posibles posiciones en nuestro estudio. Estas tres posiciones corresponden a los casos A, B o C independientemente del número que le acompañe, es decir, independientemente de la posición de la carga.

#### POSICIÓN A



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 4 en la posición A.

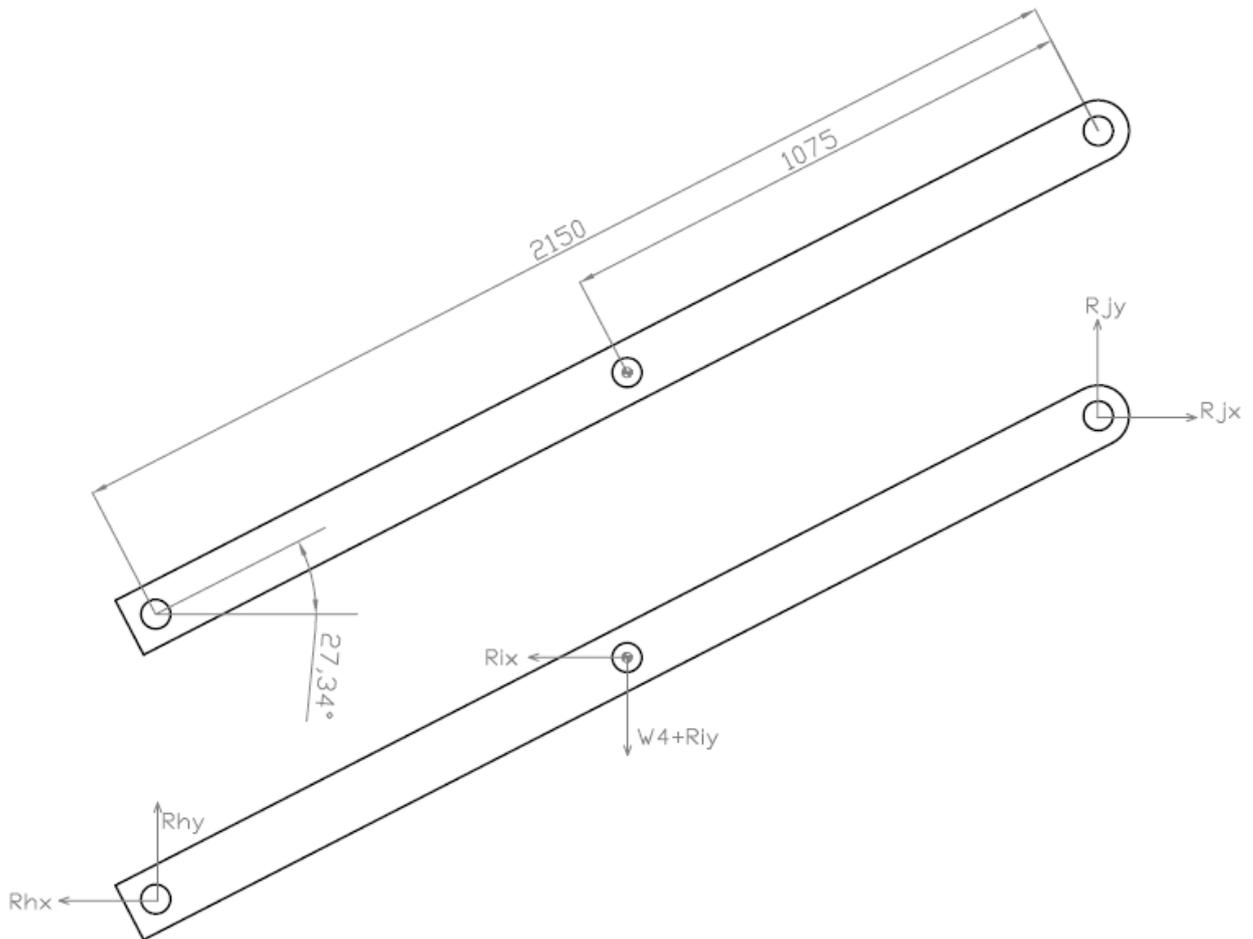
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{jx} = R_{ix} = R_{hx}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{jy} + R_{hy} = R_{iy} + W_4$$

$$\sum M_{z_j} = 0 \rightarrow -R_{hy} * 2150 * \cos(3.67) + R_{iy} * 1075 * \cos(3.67) - R_{hx} * 2150 * \text{sen}(3.67) - R_{ix} * 1075 * \text{sen}(3.67) + W_4 * 1075 * \cos(3.67) = 0$$



### POSICIÓN B



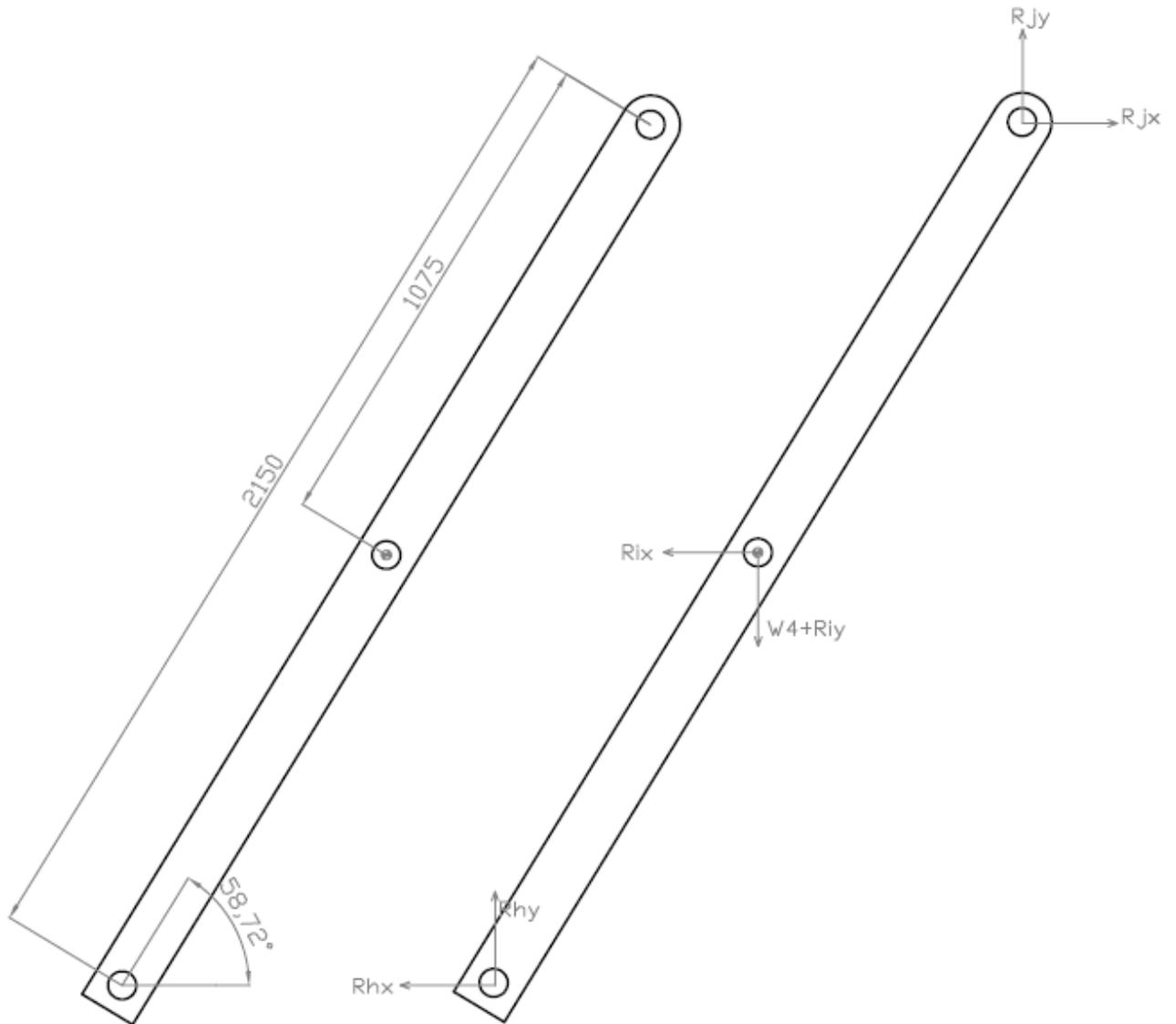
Ecuaciones de equilibrio de la Barra 4 en la posición B.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{jx} = R_{ix} = R_{hx}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{jy} + R_{hy} = R_{iy} + W_4$$

$$\sum M_{z_j} = 0 \rightarrow -R_{hy} * 2150 * \cos(27.34) + R_{iy} * 1075 * \cos(27.34) - R_{hx} * 2150 * \sin(27.34) - R_{ix} * 1075 * \sin(27.34) + W_4 * 1075 * \cos(27.34) = 0$$

POSICIÓN C



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 4 en la posición C.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Jx} = R_{Ix} = R_{Hx}$$

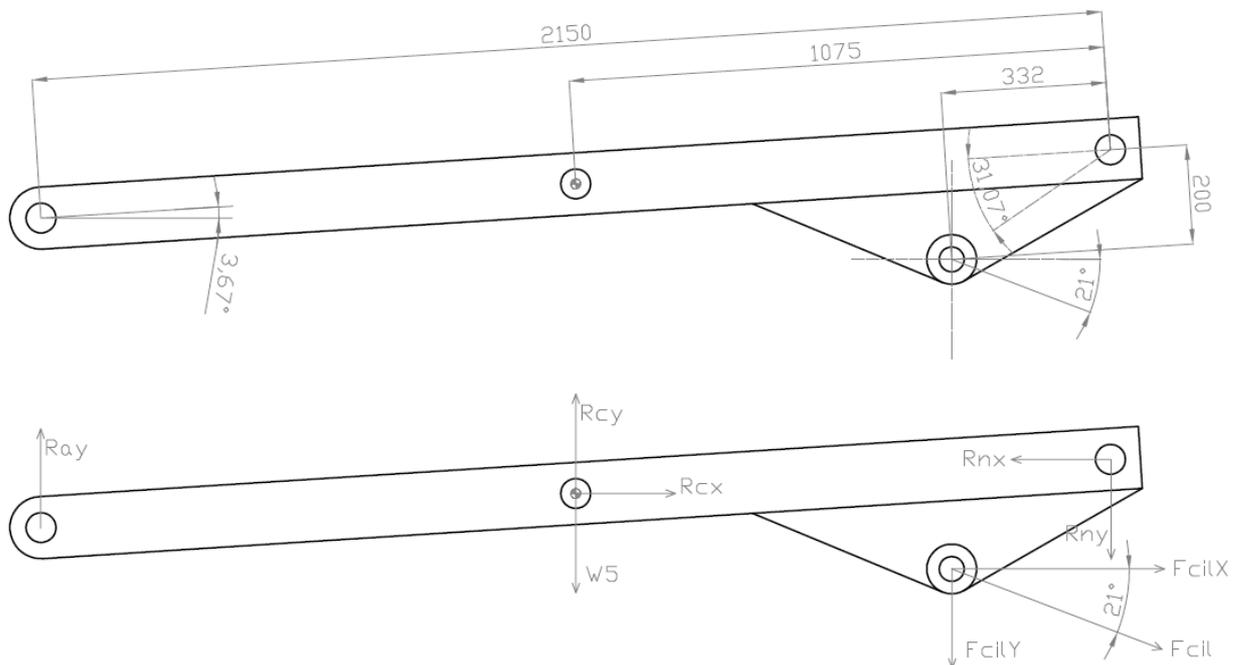
$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Jy} + R_{Hy} = R_{Iy} + W_4$$

$$\sum M_{z_j} = 0 \rightarrow -R_{Hy} * 2150 * \cos(58.72) + R_{Iy} * 1075 * \cos(58.72) - R_{Hx} * 2150 * \sin(58.72) - R_{Ix} * 1075 * \sin(58.72) + W_4 * 1075 * \cos(58.72) = 0$$

### 3.2.5 Barra 5

La barra 5 presenta tres posibles posiciones en nuestro estudio. Estas tres posiciones corresponden a los casos A, B o C independientemente del número que le acompañe, es decir, independientemente de la posición de la carga. En dicha barra, se aplica la fuerza de tracción del cilindro hidráulico, por lo que tendremos más componentes en el diagrama de sólido libre.

#### POSICIÓN A



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 5 en la posición A.

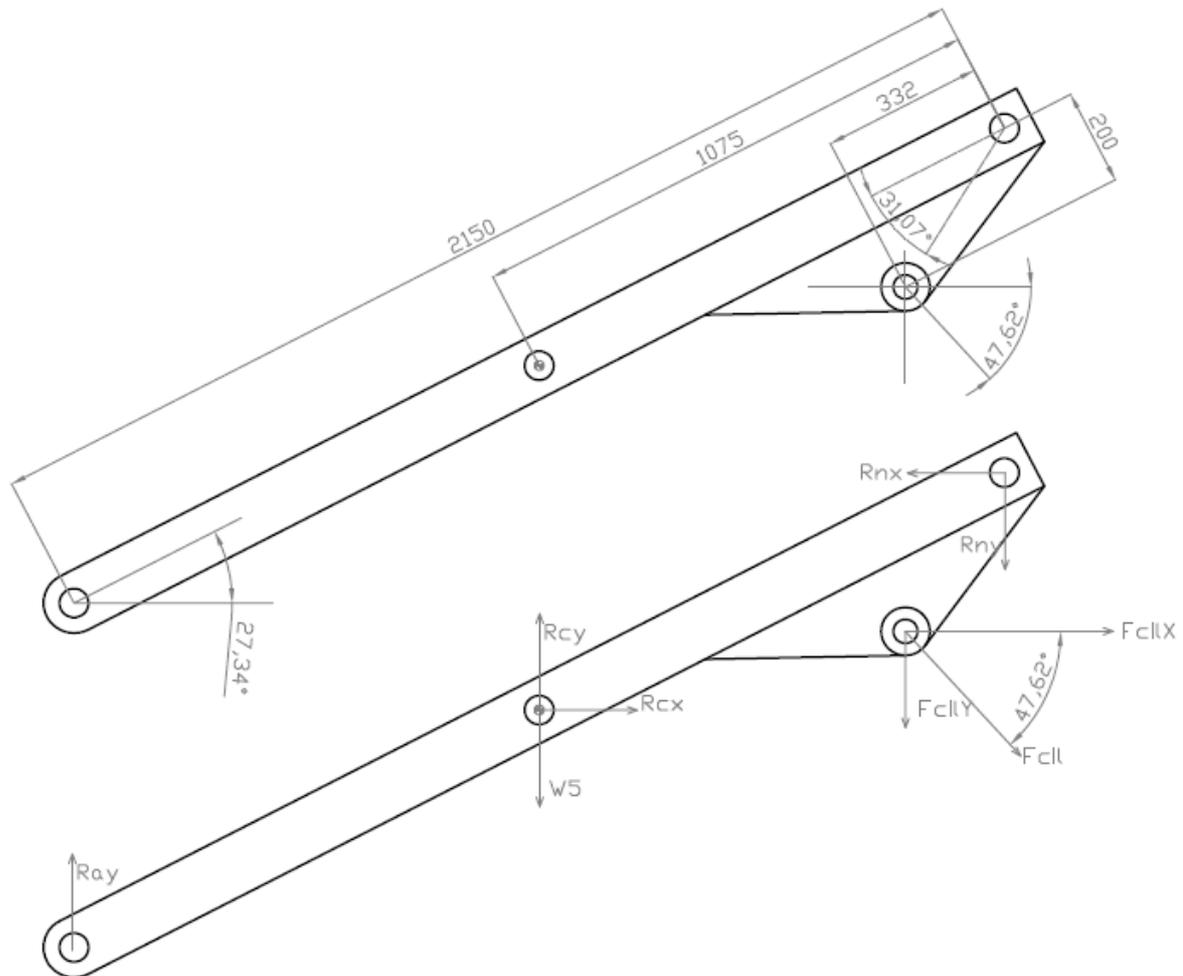
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{CX} + F_{CIL} * \cos(21) = R_{NX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{CY} = F_{CIL} * \text{sen}(21) + R_{NY} + W_5$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Z_N} = 0 \rightarrow & -R_{AY} * 2150 * \cos(3.67) - R_{CY} * 1075 * \cos(3.67) + R_{CX} * 1075 * \text{sen}(3.67) \\ & + F_{CILX} * \sqrt{332^2 + 200^2} * \text{sen}(31.065 + 3.67) + F_{CILY} * \sqrt{332^2 + 200^2} * \cos(31.065 + 3.67) \\ & + W_5 * 1075 * \cos(3.67) = 0 \end{aligned}$$



### POSICIÓN B



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 5 en la posición B.

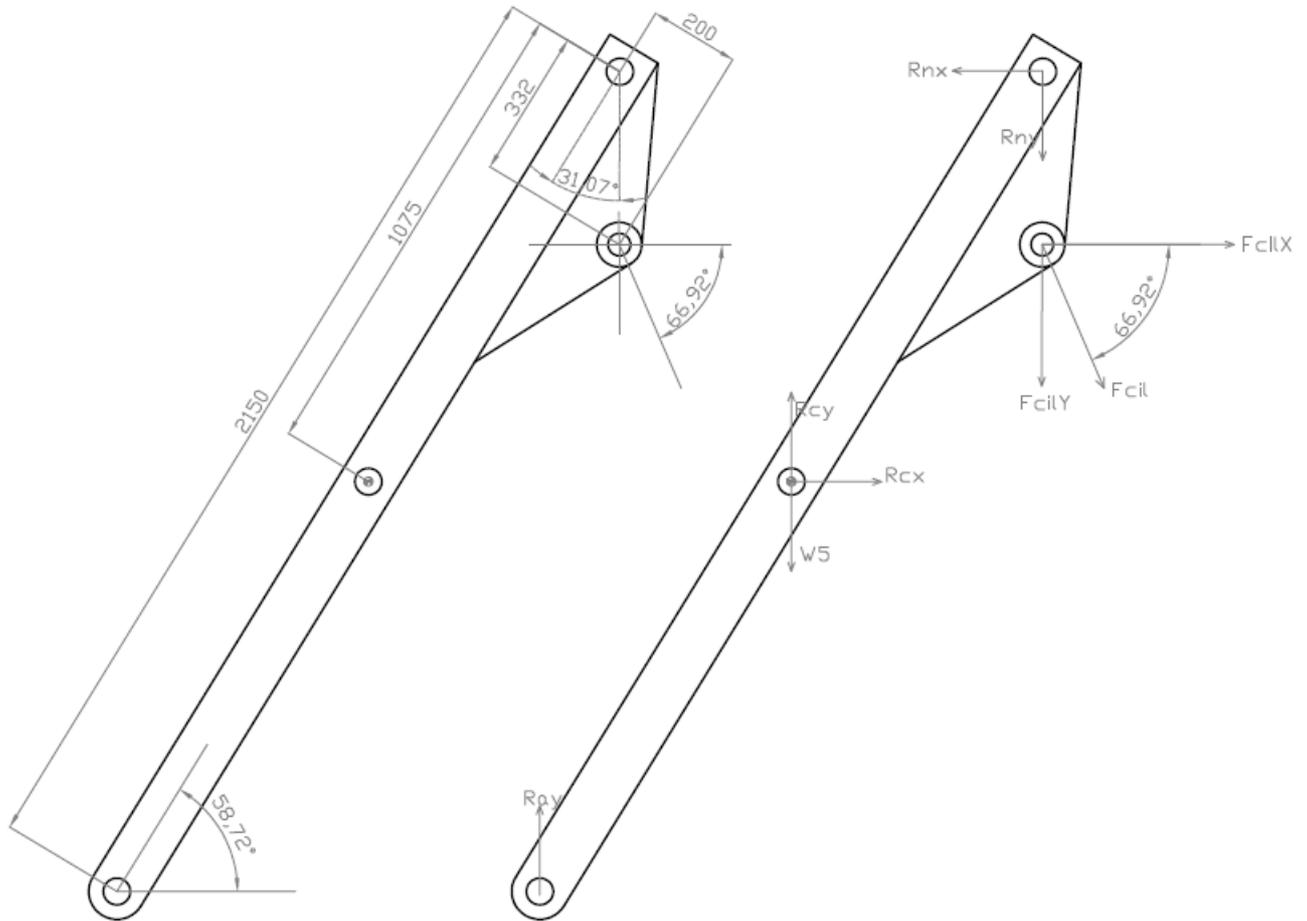
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{CX} + F_{CIL} * \cos(47.62) = R_{NX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{CY} = F_{CIL} * \text{sen}(47.62) + R_{NY} + W_5$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Z_N} = 0 \rightarrow & -R_{AY} * 2150 * \cos(27.34) - R_{CY} * 1075 * \cos(27.34) + R_{CX} * 1075 * \text{sen}(27.34) \\ & + F_{CIL X} * \sqrt{332^2 + 200^2} * \text{sen}(31.065 + 27.34) + F_{CIL Y} * \sqrt{332^2 + 200^2} * \cos(31.065 + 27.34) \\ & + W_5 * 1075 * \cos(27.34) = 0 \end{aligned}$$



POSICIÓN C



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 5 en la posición C.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{CX} + F_{CIL} * \cos(66.92) = R_{NX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{AY} + R_{CY} = F_{CIL} * \text{sen}(66.92) + R_{NY} + W_5$$

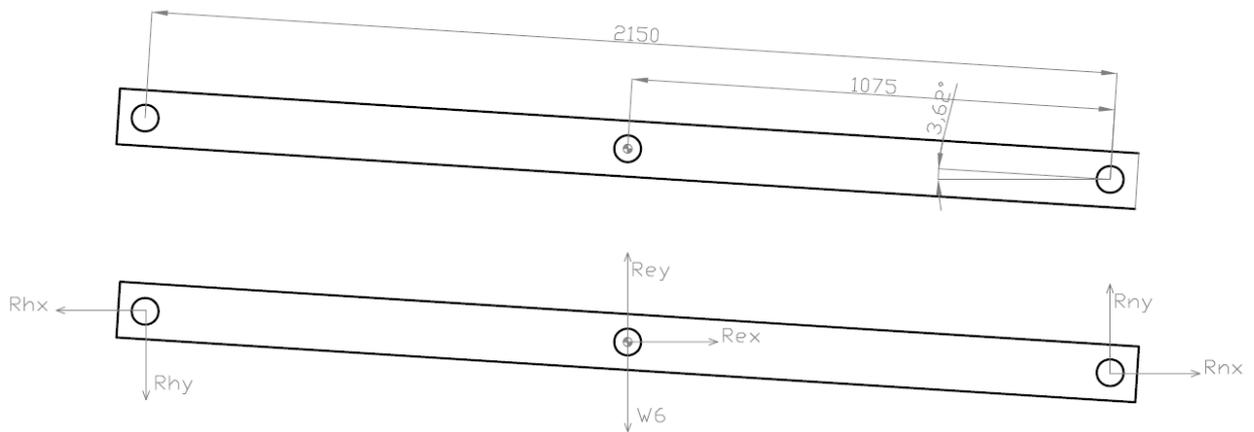
$$\begin{aligned} \sum M_{Z_N} = 0 \rightarrow & -R_{AY} * 2150 * \cos(58.72) - R_{CY} * 1075 * \cos(58.72) + R_{CX} * 1075 * \text{sen}(58.72) \\ & + F_{CIL X} * \sqrt{332^2 + 200^2} * \text{sen}(31.065 + 58.72) + F_{CIL Y} * \sqrt{332^2 + 200^2} * \cos(31.065 + 58.72) \\ & + W_5 * 1075 * \cos(58.72) = 0 \end{aligned}$$



### 3.2.6 Barra 6

La barra 6 presenta tres posibles posiciones en nuestro estudio. Estas tres posiciones corresponden a los casos A, B o C independientemente del número que le acompañe, es decir, independientemente de la posición de la carga.

#### POSICIÓN A



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 6 en la posición A.

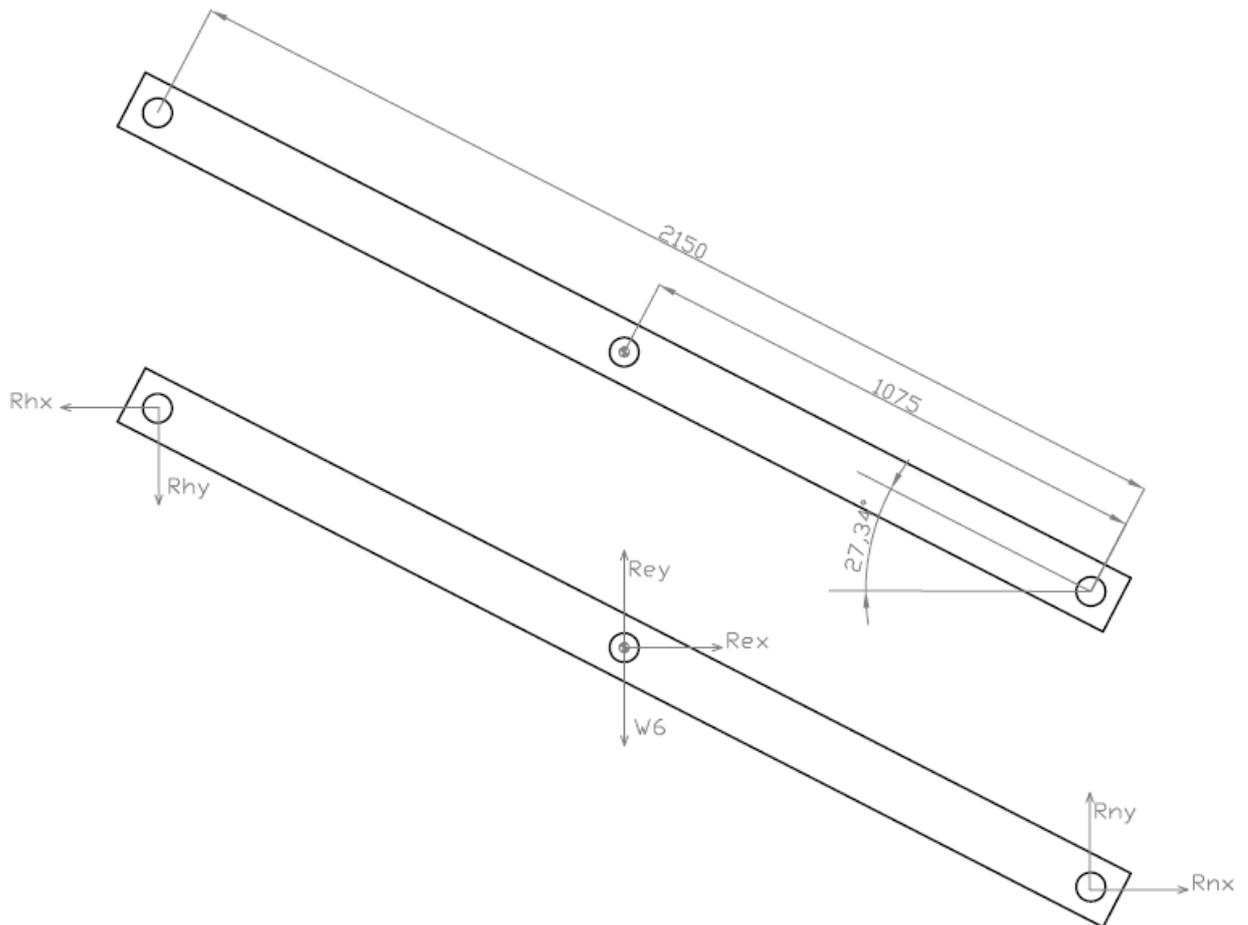
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{NX} = R_{EX} = R_{MX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{NY} + R_{EY} = R_{HY} + W_6$$

$$\sum M_{Z_G} = 0 \rightarrow R_{NY} * 2150 * \cos(3.67) + R_{EY} * 1075 * \cos(3.67) + R_{NX} * 2150 * \text{sen}(3.67) \\ R_{EX} * 1075 * \text{sen}(3.67) - W_6 * 1075 * \cos(3.67) = 0$$



### POSICIÓN B



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 6 en la posición B.

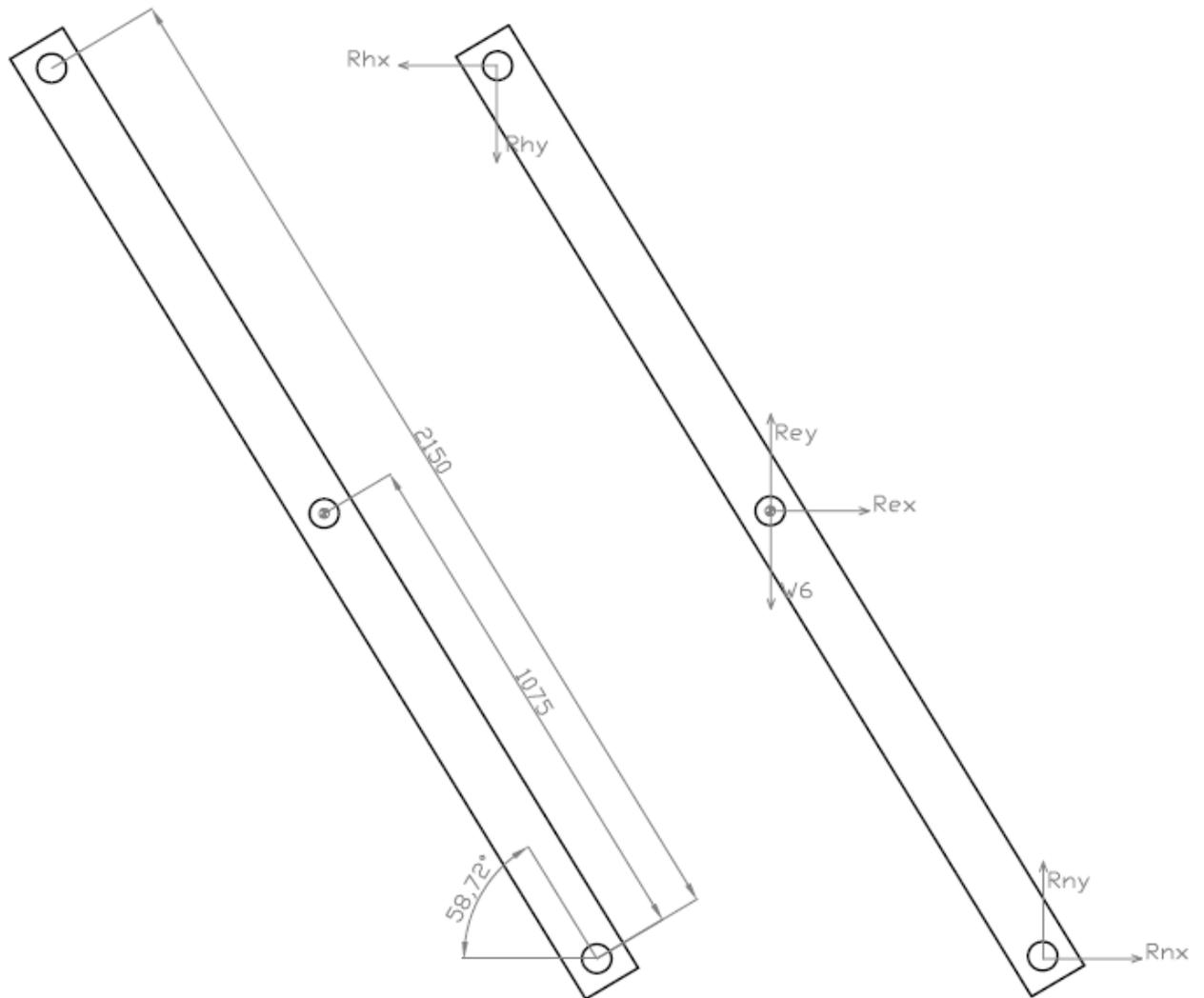
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{NX} = R_{EX} = R_{MX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{NY} + R_{EY} = R_{HY} + W_6$$

$$\sum M_{Z_G} = 0 \rightarrow R_{NY} * 2150 * \cos(27.34) + R_{EY} * 1075 * \cos(27.34) + R_{NX} * 2150 * \text{sen}(27.34) \\ R_{EX} * 1075 * \text{sen}(27.34) - W_6 * 1075 * \cos(27.34) = 0$$



### POSICIÓN C



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 6 en la posición C.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{NX} = R_{EX} = R_{MX}$$

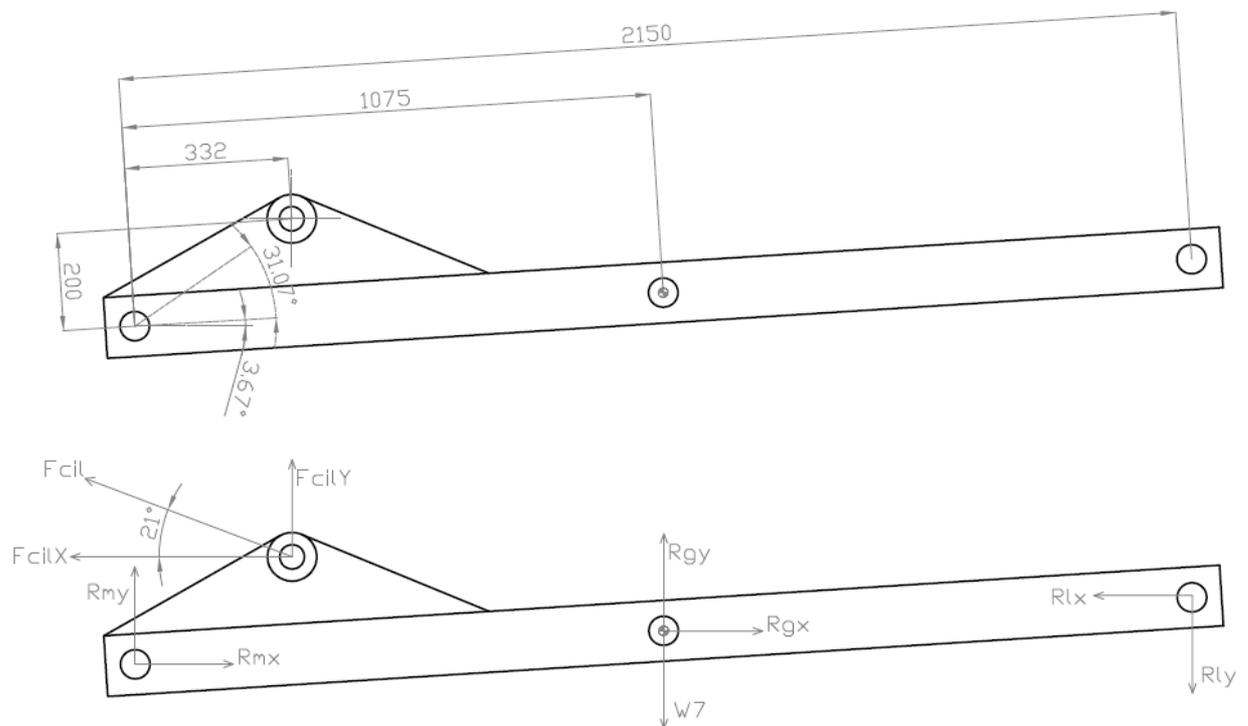
$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{NY} + R_{EY} = R_{HY} + W_6$$

$$\sum M_{Z_G} = 0 \rightarrow R_{NY} * 2150 * \cos(58.72) + R_{EY} * 1075 * \cos(58.72) + R_{NX} * 2150 * \sin(58.72) - R_{EX} * 1075 * \sin(58.72) - W_6 * 1075 * \cos(58.72) = 0$$

### 3.2.7 Barra 7

La barra 7 presenta tres posibles posiciones en nuestro estudio. Estas tres posiciones corresponden a los casos A, B o C independientemente del número que le acompañe, es decir, independientemente de la posición de la carga. En dicha barra, se aplica la fuerza de tracción del cilindro hidráulico, por lo que tendremos más componentes en el diagrama de sólido libre.

#### POSICIÓN A



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 7 en la posición A.

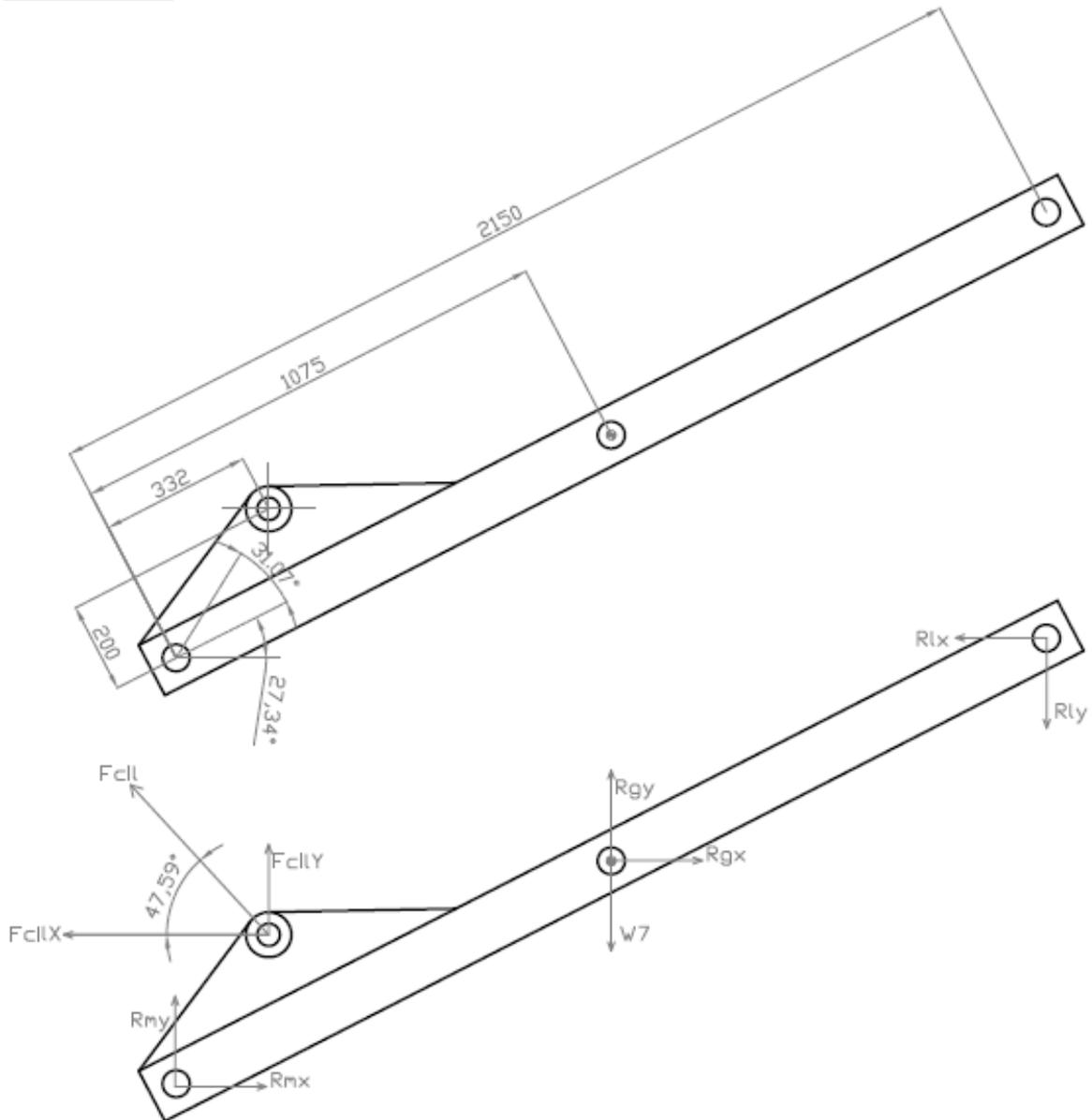
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{MX} + R_{GX} = F_{CIL} * \cos(21) + R_{LX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{MY} + R_{GY} + F_{CIL} * \text{sen}(21) = R_{LY} + W_7$$

$$\begin{aligned} \sum M_{z_N} = 0 \rightarrow & R_{LX} * 2150 * \text{sen}(3.67) - R_{LY} * 2150 * \cos(3.67) + R_{GY} * 1075 * \cos(3.67) \\ & + F_{CILX} * \sqrt{332^2 + 200^2} * \text{sen}(31.065 + 3.67) + F_{CILY} * \sqrt{332^2 + 200^2} * \cos(31.065 + 3.67) \\ & - R_{GX} * 1075 * \text{sen}(3.67) - W_7 * 1075 * \cos(3.67) = 0 \end{aligned}$$



POSICIÓN B



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 7 en la posición B.

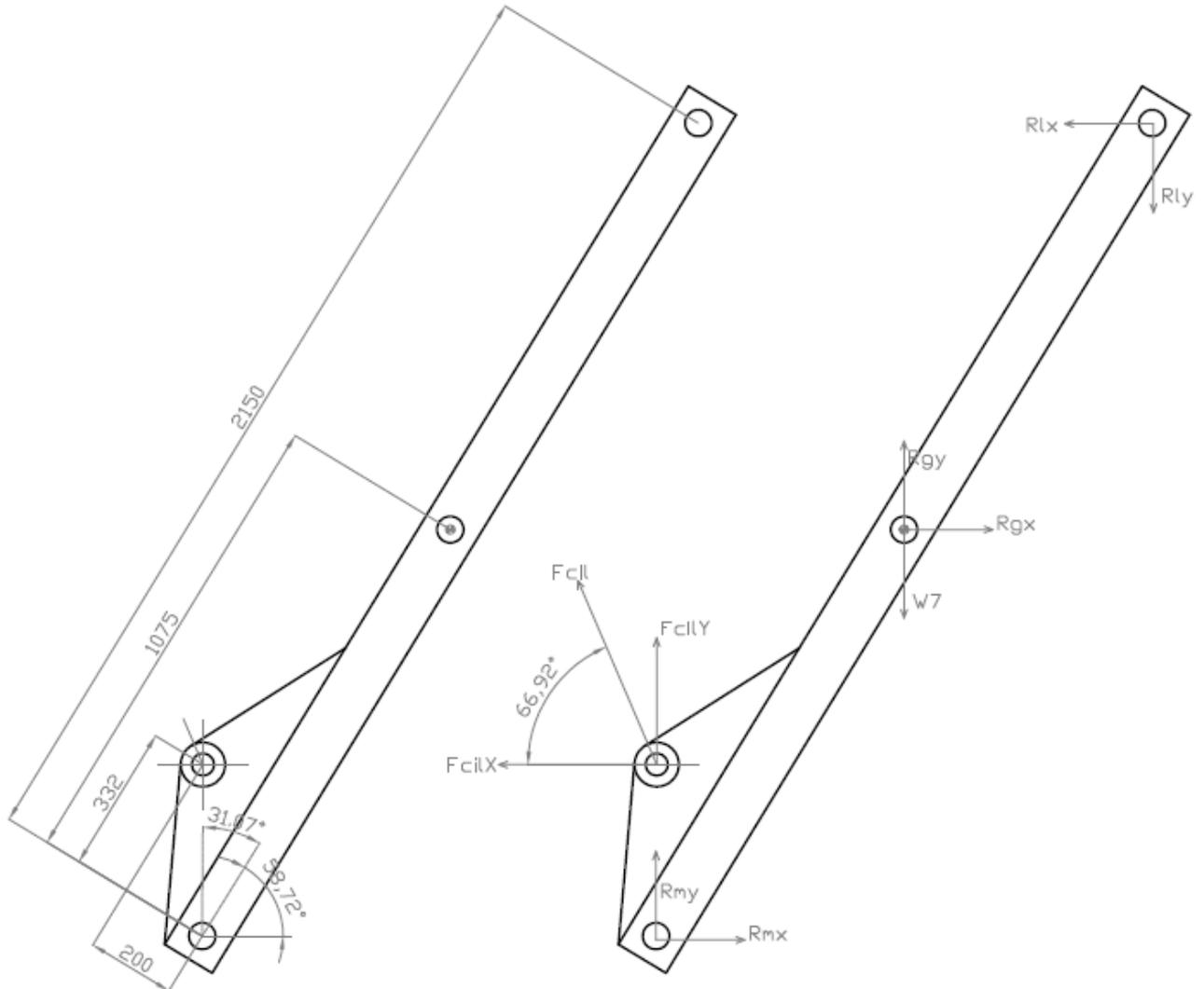
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{MX} + R_{GX} = F_{CIL} \cdot \cos(47.62) + R_{LX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{MY} + R_{GY} + F_{CIL} \cdot \sin(47.62) = R_{LY} + W_7$$

$$\begin{aligned} \sum M_{z_N} = 0 \rightarrow & R_{LX} \cdot 2150 \cdot \sin(27.34) - R_{LY} \cdot 2150 \cdot \cos(27.34) + R_{GY} \cdot 1075 \cdot \cos(27.34) \\ & + F_{CIL, x} \cdot \sqrt{332^2 + 200^2} \cdot \sin(31.065 + 27.34) + F_{CIL, y} \cdot \sqrt{332^2 + 200^2} \cdot \cos(31.065 + 27.34) \\ & - R_{GX} \cdot 1075 \cdot \sin(27.34) - W_7 \cdot 1075 \cdot \cos(27.34) = 0 \end{aligned}$$



POSICIÓN C



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 7 en la posición C.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{MX} + R_{GX} = F_{CIL} * \cos(66.92) + R_{LX}$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{MY} + R_{GY} + F_{CIL} * \text{sen}(66.92) = R_{LY} + W_7$$

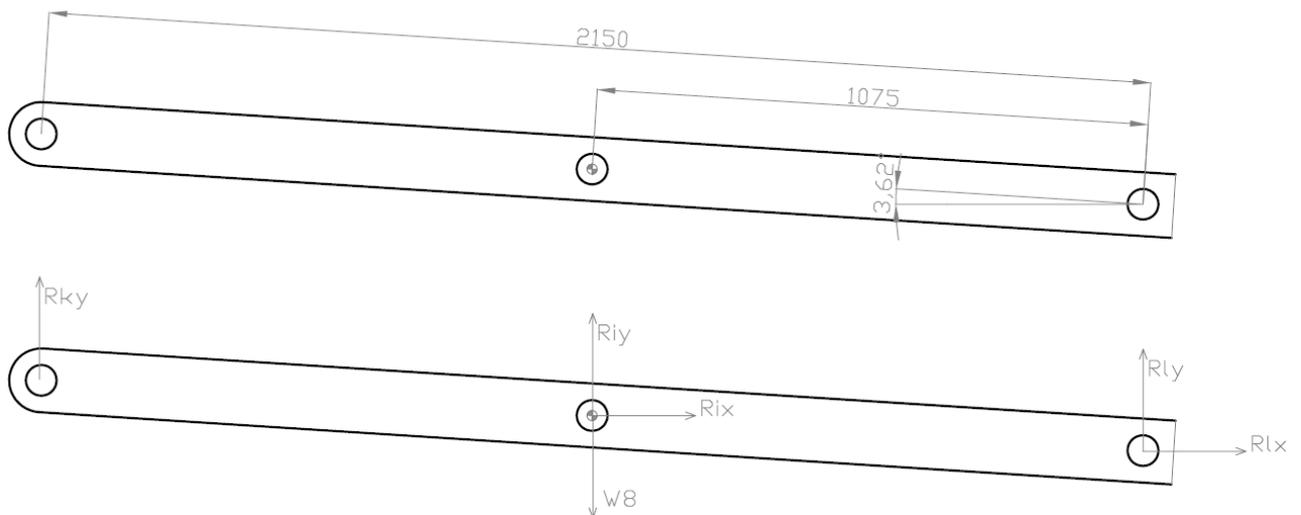
$$\sum M_{z_N} = 0 \rightarrow R_{LX} * 2150 * \text{sen}(58.72) - R_{LY} * 2150 * \cos(58.72) + R_{GY} * 1075 * \cos(58.72) + F_{CILX} * \sqrt{332^2 + 200^2} * \text{sen}(31.065 + 58.72) + F_{CILY} * \sqrt{332^2 + 200^2} * \cos(31.065 + 58.72) - R_{GX} * 1075 * \text{sen}(58.72) - W_7 * 1075 * \cos(58.72) = 0$$



### 3.2.8 Barra 8

La barra 8 presenta tres posibles posiciones en nuestro estudio. Estas tres posiciones corresponden a los casos A, B o C independientemente del número que le acompañe, es decir, independientemente de la posición de la carga.

#### POSICIÓN A



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 8 en la posición A.

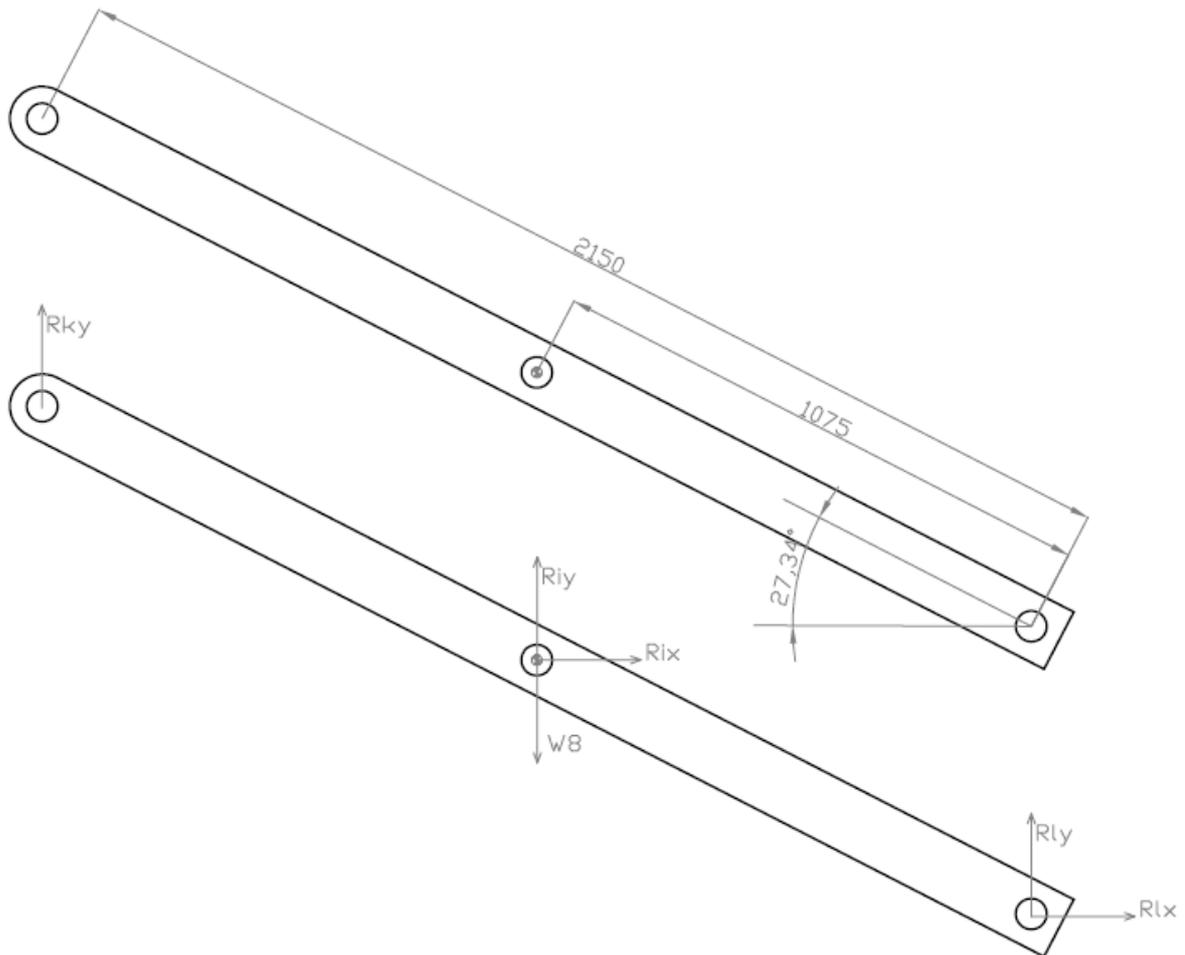
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{JX} = R_{LX} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{KY} + R_{IY} + R_{LY} = W_8$$

$$\sum M_{Z_L} = 0 \rightarrow -R_{KY} * 2150 * \cos(3.67) - R_{IY} * 1075 * \cos(3.67) \\ - R_{IX} * 1075 * \text{sen}(3.67) + W_8 * 1075 * \cos(3.67) = 0$$



### POSICIÓN B



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 7 en la posición B.

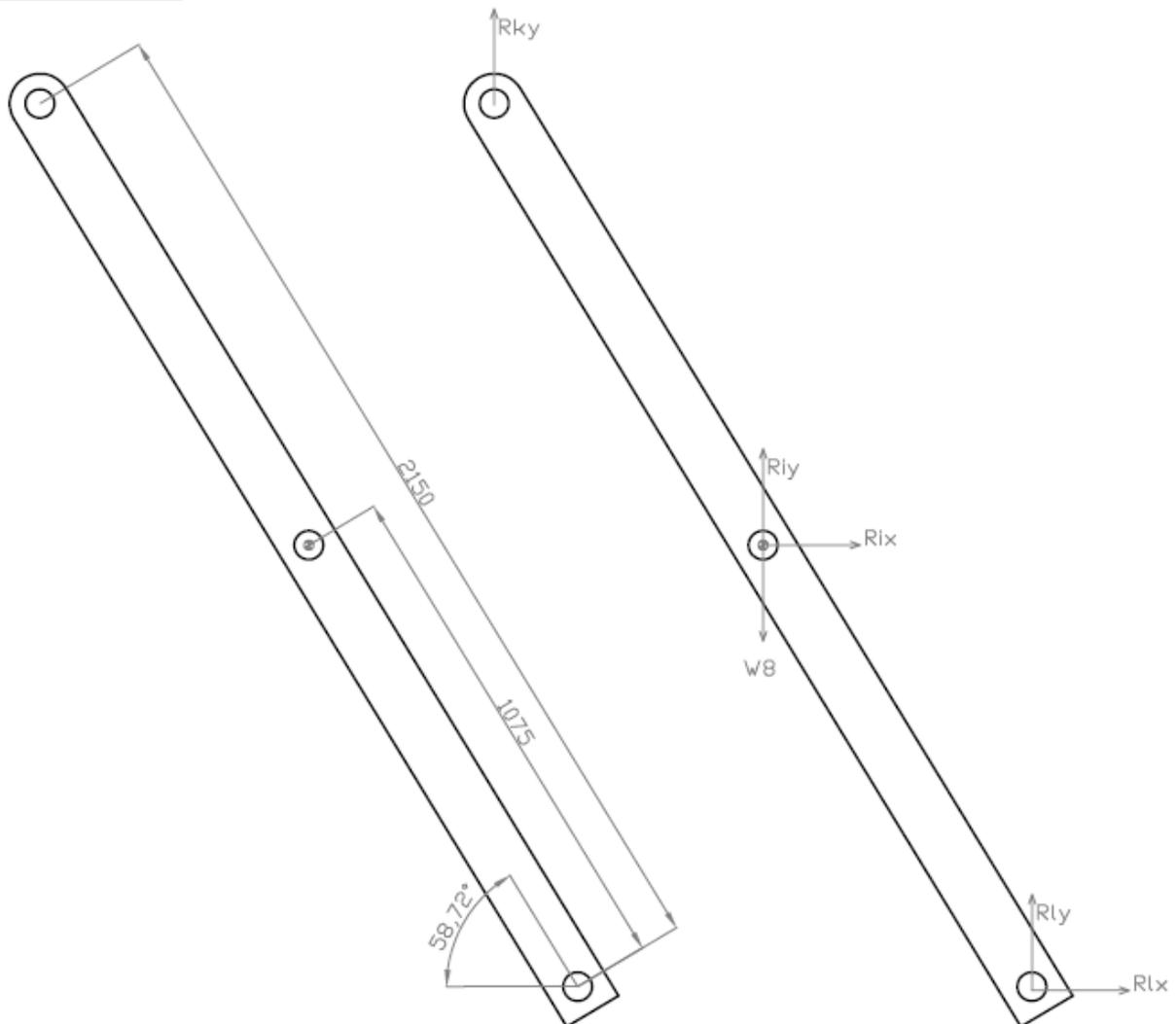
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{JX} = R_{LX} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{KY} + R_{IY} + R_{LY} = W_8$$

$$\sum M_{Z_L} = 0 \rightarrow -R_{KY} * 2150 * \cos(27.34) - R_{IY} * 1075 * \cos(27.34) \\ - R_{IX} * 1075 * \text{sen}(27.34) + W_8 * 1075 * \cos(27.34) = 0$$



### POSICIÓN C



Ecuaciones de equilibrio de la Barra 7 en la posición C.

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{JX} = R_{LX} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{KY} + R_{IY} + R_{LY} = W_8$$

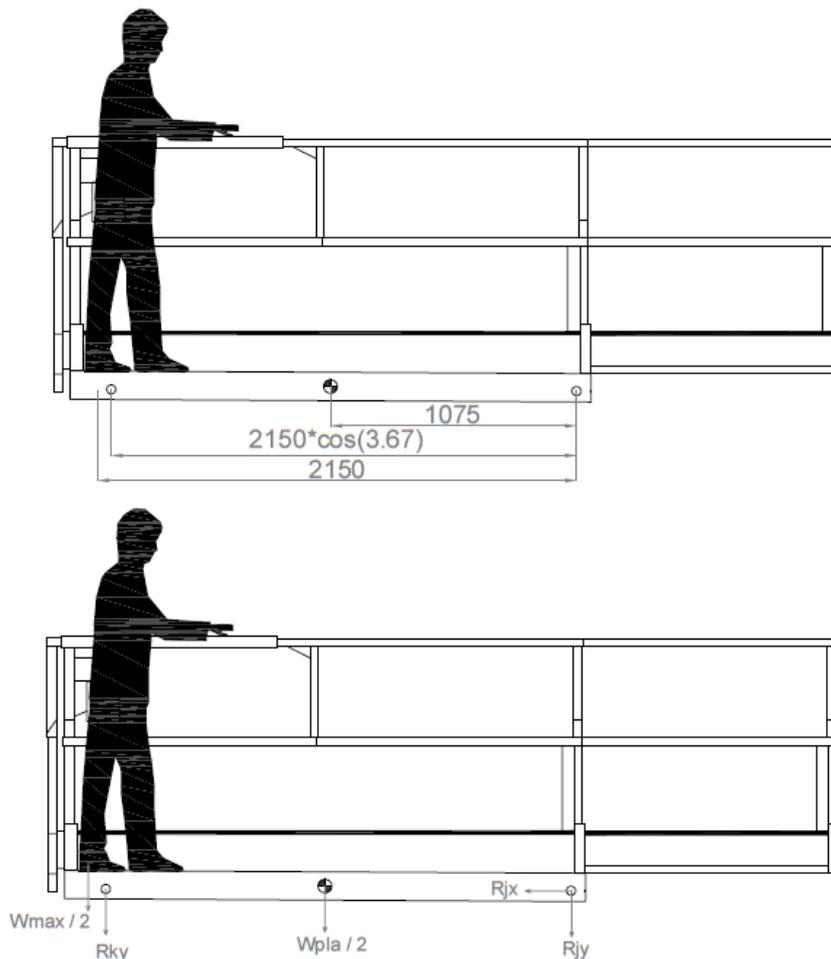
$$\sum M_{Z_L} = 0 \rightarrow -R_{KY} * 2150 * \cos(58.72) - R_{IY} * 1075 * \cos(58.72)$$

$$-R_{IX} * 1075 * \text{sen}(58.72) + W_8 * 1075 * \cos(58.72) = 0$$

### 3.2.9 Plataforma superior

A diferencia de las barras en las cuales únicamente debíamos analizar los diferentes puntos de elevación (Posición A, Posición B y Posición C), en este caso también debemos tener en cuenta los diferentes puntos de aplicación de la carga máxima (Caso 1, Caso 2, Caso 3, Caso 4 y Caso 5) ya que es sobre la plataforma superior donde dicha carga reposa.

#### CASO 1A



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 1A.

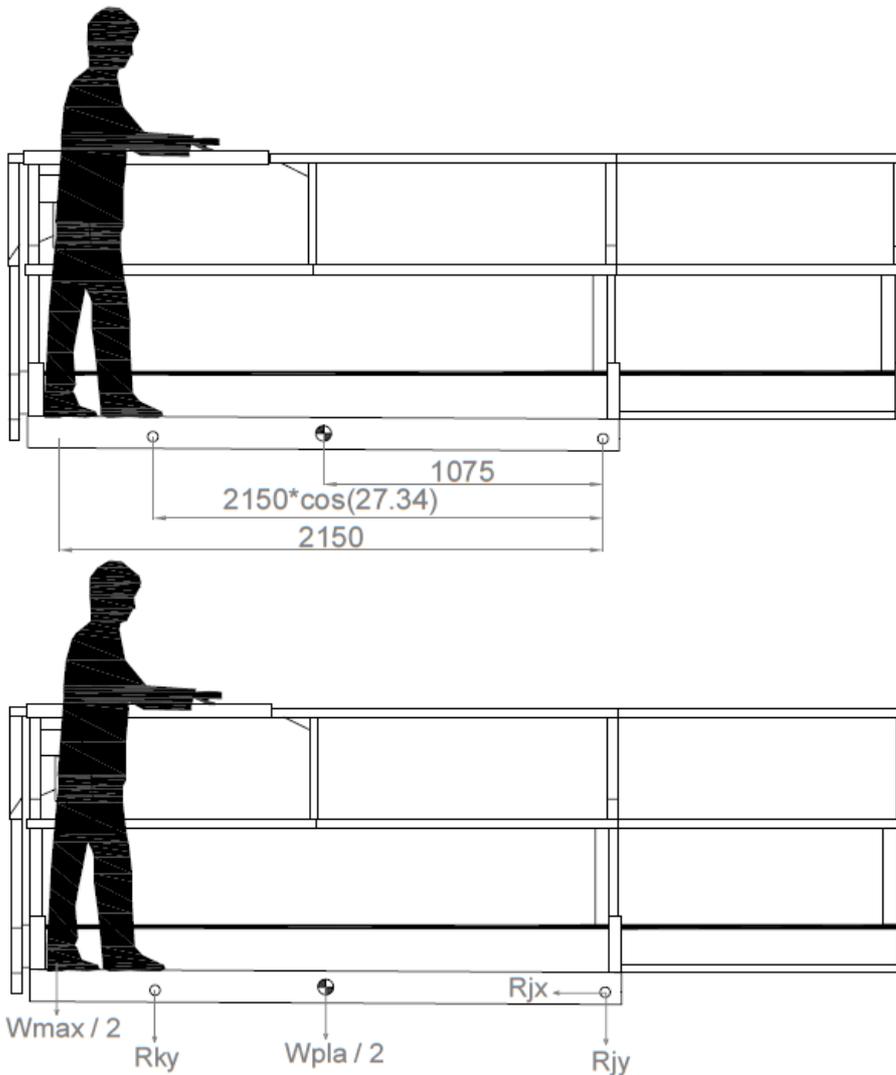
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{JX} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{MAX}}{2} + R_{KY} + R_{JY} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{Z_J} = 0 \rightarrow R_{KY} * 2150 * \cos(3.67) + \frac{W_{MAX}}{2} * 2150 + \frac{W_{PLA}}{2} * 1075 = 0$$



### CASO 1B



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 1B.

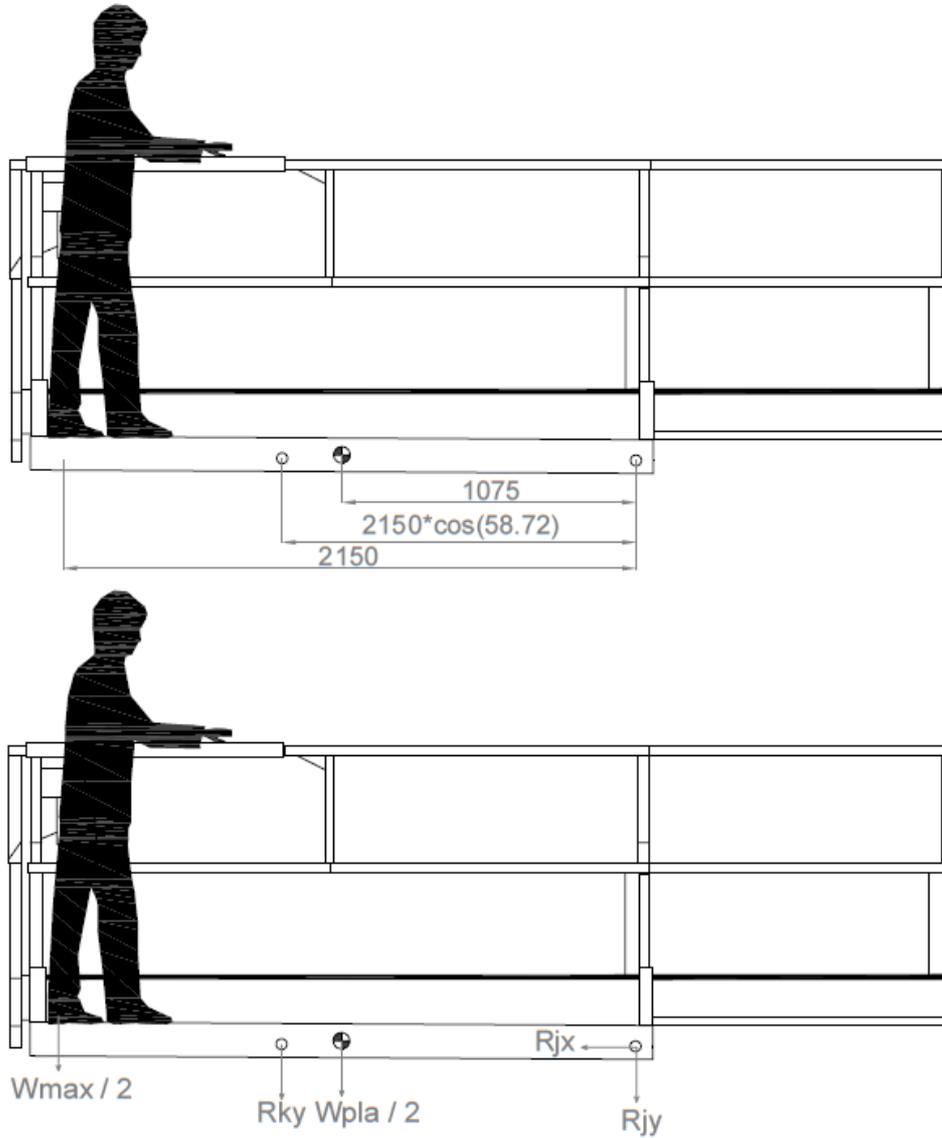
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{JX} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{MAX}}{2} + R_{KY} + R_{JY} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{Z_J} = 0 \rightarrow R_{KY} * 2150 * \cos(27.34) + \frac{W_{MAX}}{2} * 2150 + \frac{W_{PLA}}{2} * 1075 = 0$$



### CASO 1C



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 1C.

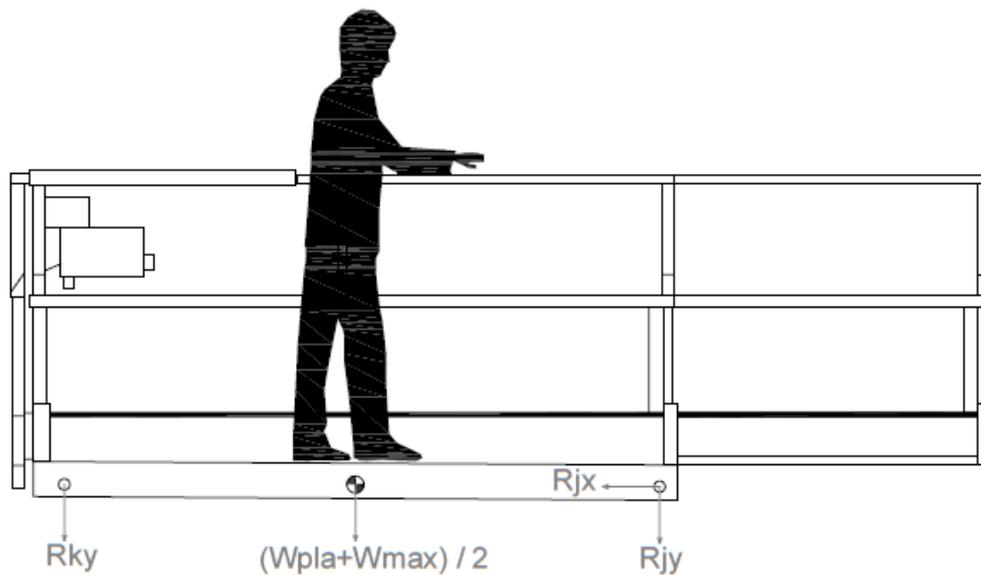
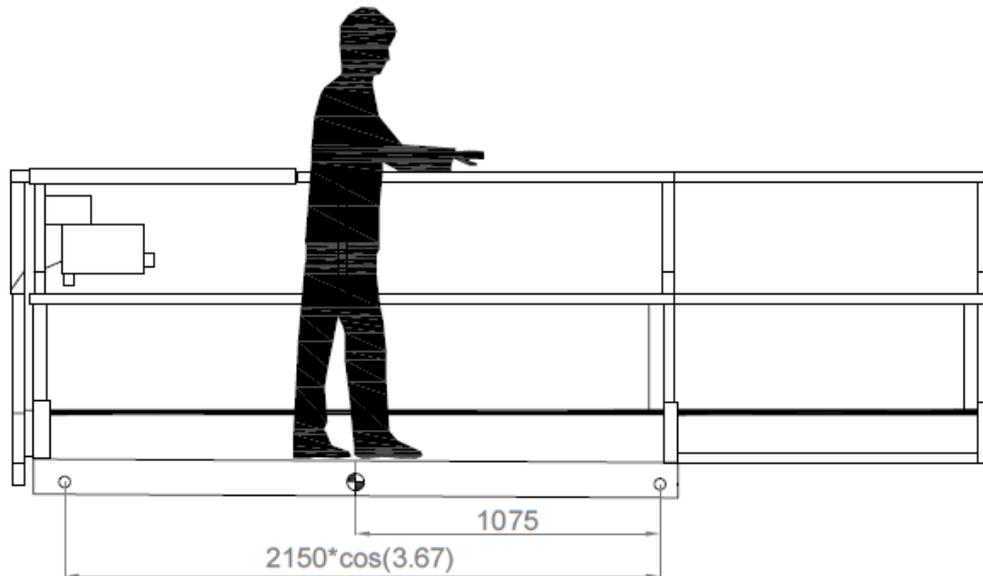
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{jx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{MAX}}{2} + R_{KY} + R_{JY} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{z_j} = 0 \rightarrow R_{KY} * 2150 * \cos(58.72) + \frac{W_{MAX}}{2} * 2150 + \frac{W_{PLA}}{2} * 1075 = 0$$



CASO 2A



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 2A.

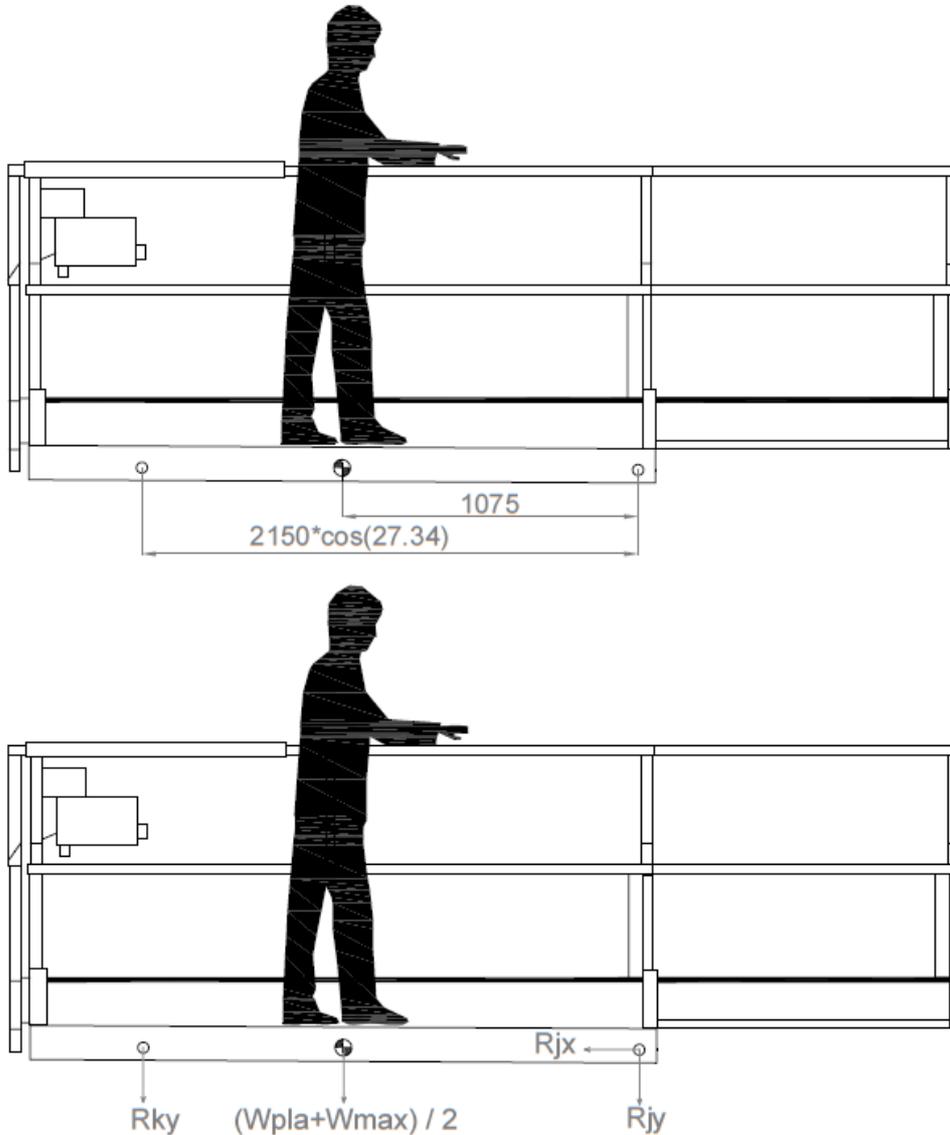
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{jx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{MAX}}{2} + R_{KY} + R_{JY} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{z_j} = 0 \rightarrow R_{KY} * 2150 * \cos(3.67) + \frac{W_{MAX} + W_{PLA}}{2} * 1075 = 0$$



CASO 2B



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 2B.

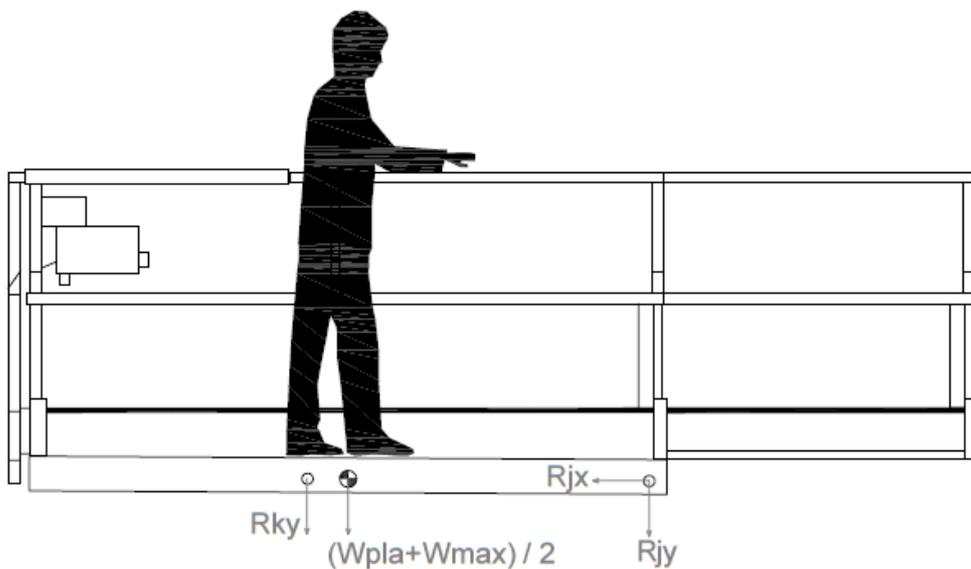
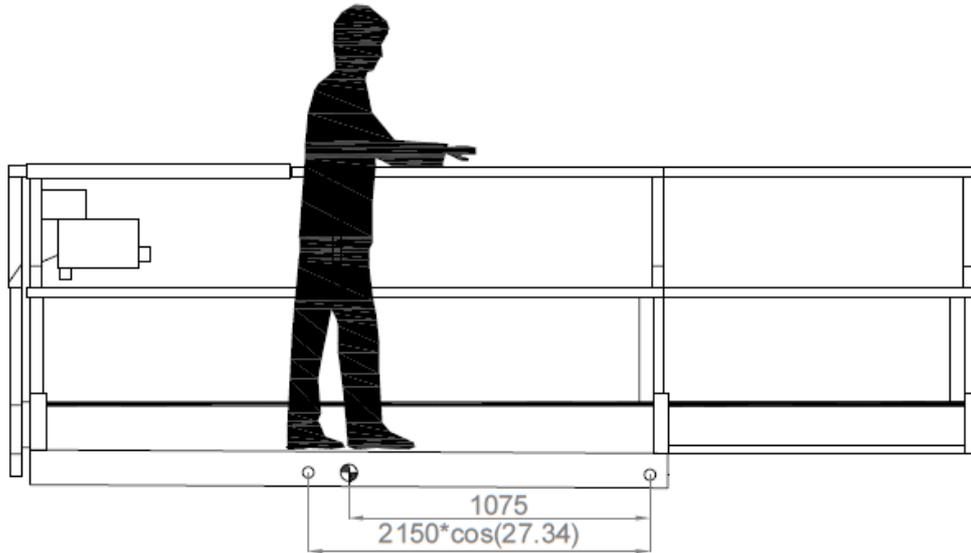
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{jx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{MAX}}{2} + R_{KY} + R_{JY} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{z_j} = 0 \rightarrow R_{KY} * 2150 * + \frac{W_{MAX} + W_{PLA}}{2} * 1075 = 0$$



CASO 2C



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 2C.

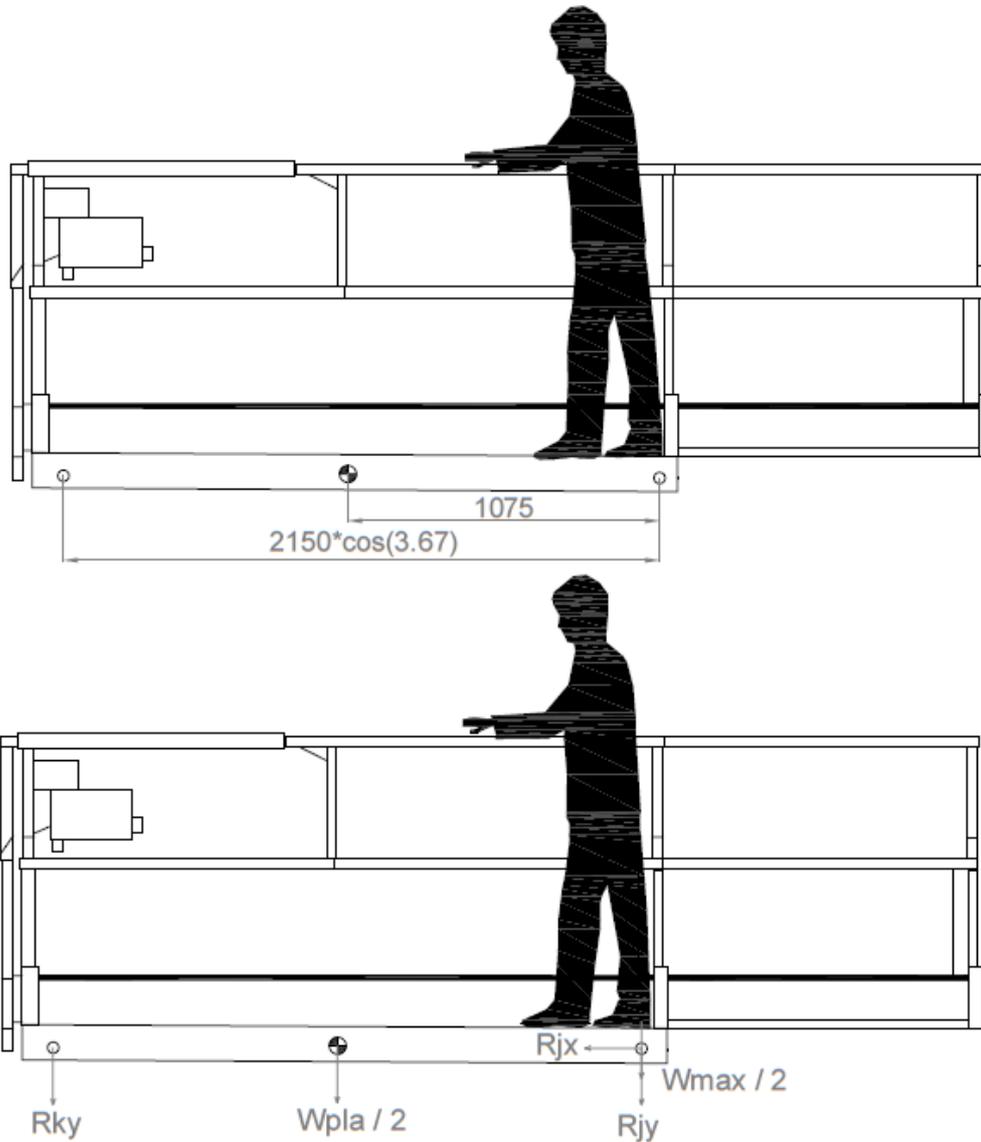
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{JX} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{MAX}}{2} + R_{KY} + R_{JY} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{Z_j} = 0 \rightarrow R_{KY} * 2150 * \cos(58.72) + \frac{W_{MAX} + W_{PLA}}{2} * 1075 = 0$$



CASO 3A



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 3A.

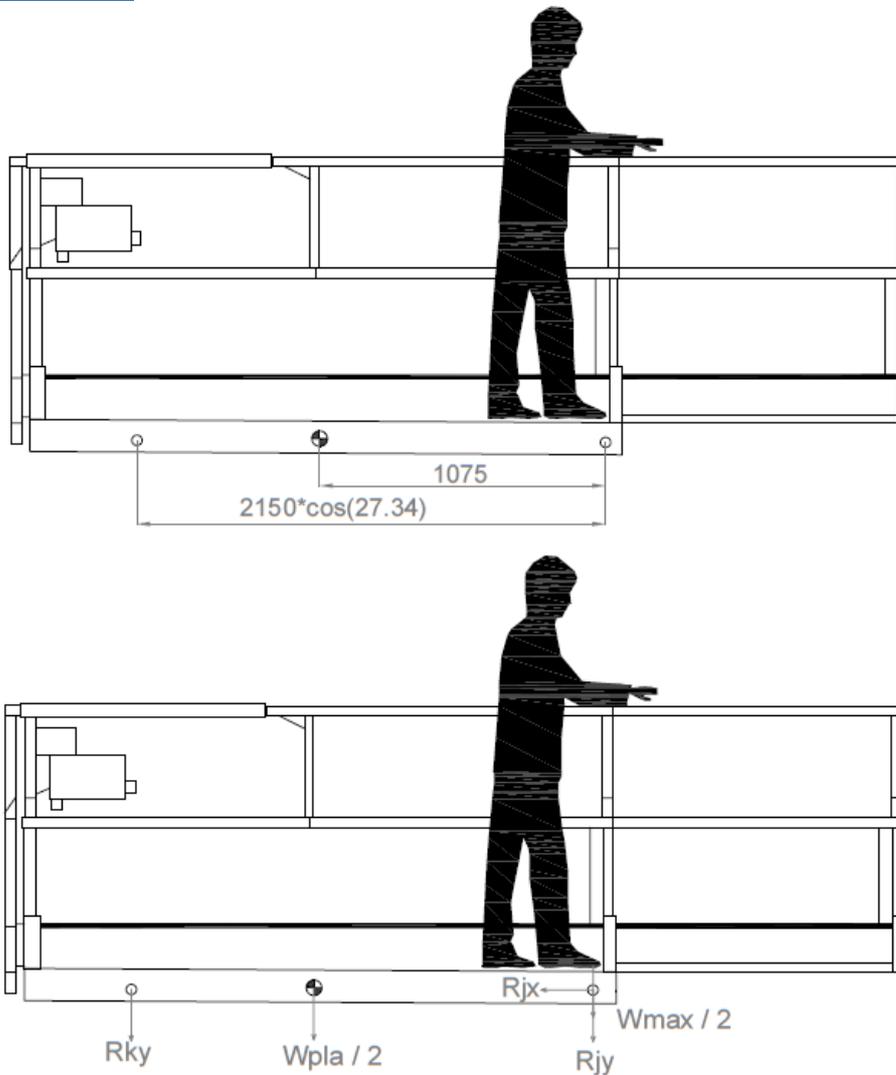
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{jx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{MAX}}{2} + R_{KY} + R_{JY} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{z_j} = 0 \rightarrow R_{KY} * 2150 * \cos(3.67) + \frac{W_{PLA}}{2} * 1075 = 0$$



CASO 3B



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 3B.

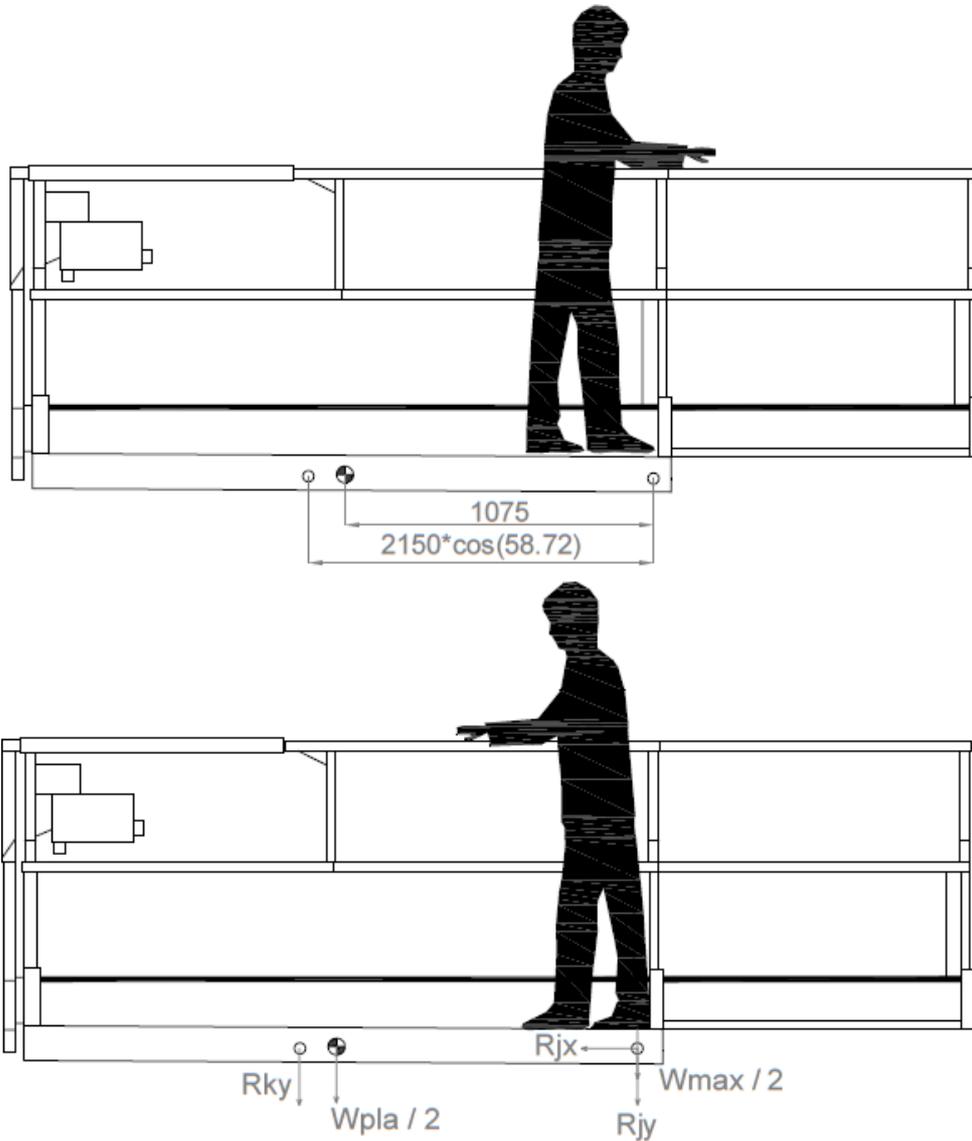
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{jx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{MAX}}{2} + R_{KY} + R_{JY} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{z_j} = 0 \rightarrow R_{KY} * 2150 * + \frac{W_{PLA}}{2} * 1075 = 0$$



CASO 3C



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 3C.

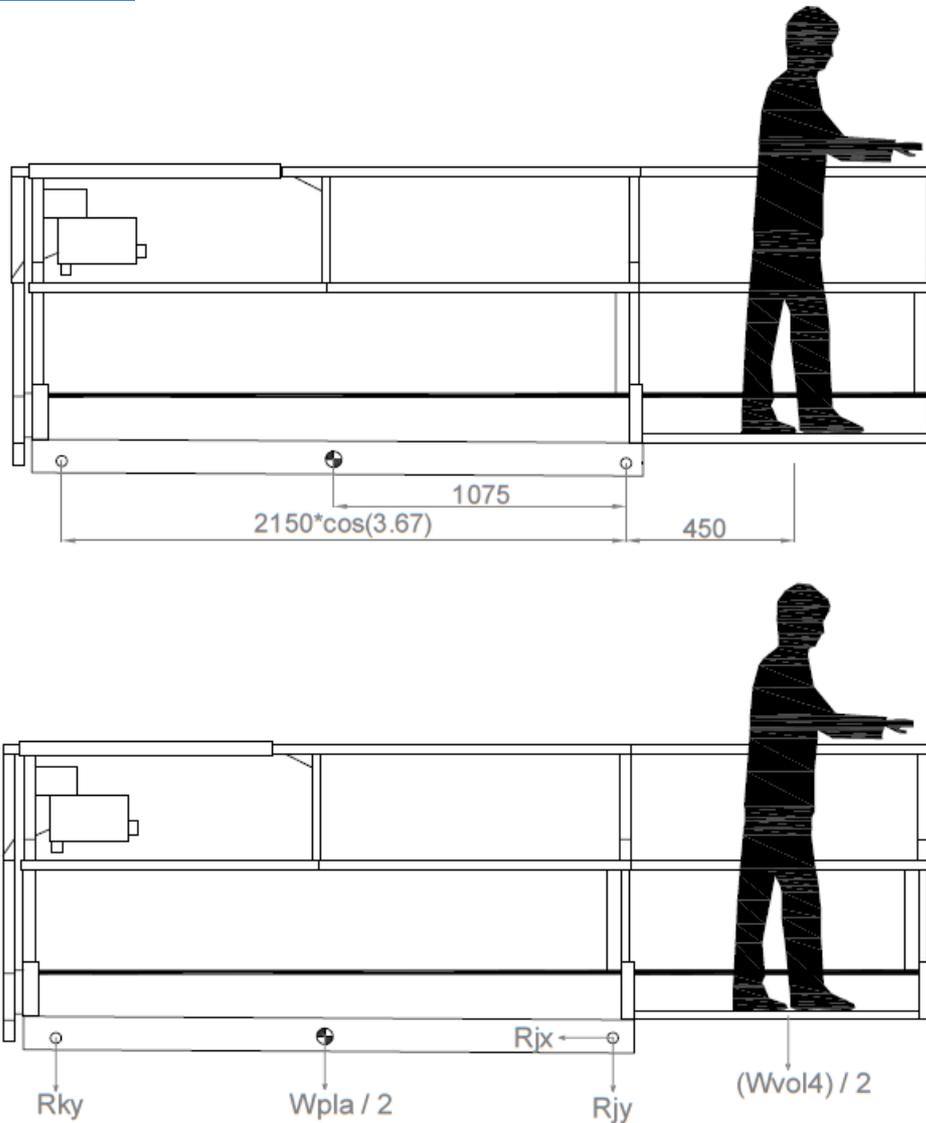
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{jx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{MAX}}{2} + R_{KY} + R_{jy} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{z_j} = 0 \rightarrow R_{KY} * 2150 * \cos(58.72) + \frac{W_{PLA}}{2} * 1075 = 0$$



### CASO 4A



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 4A.

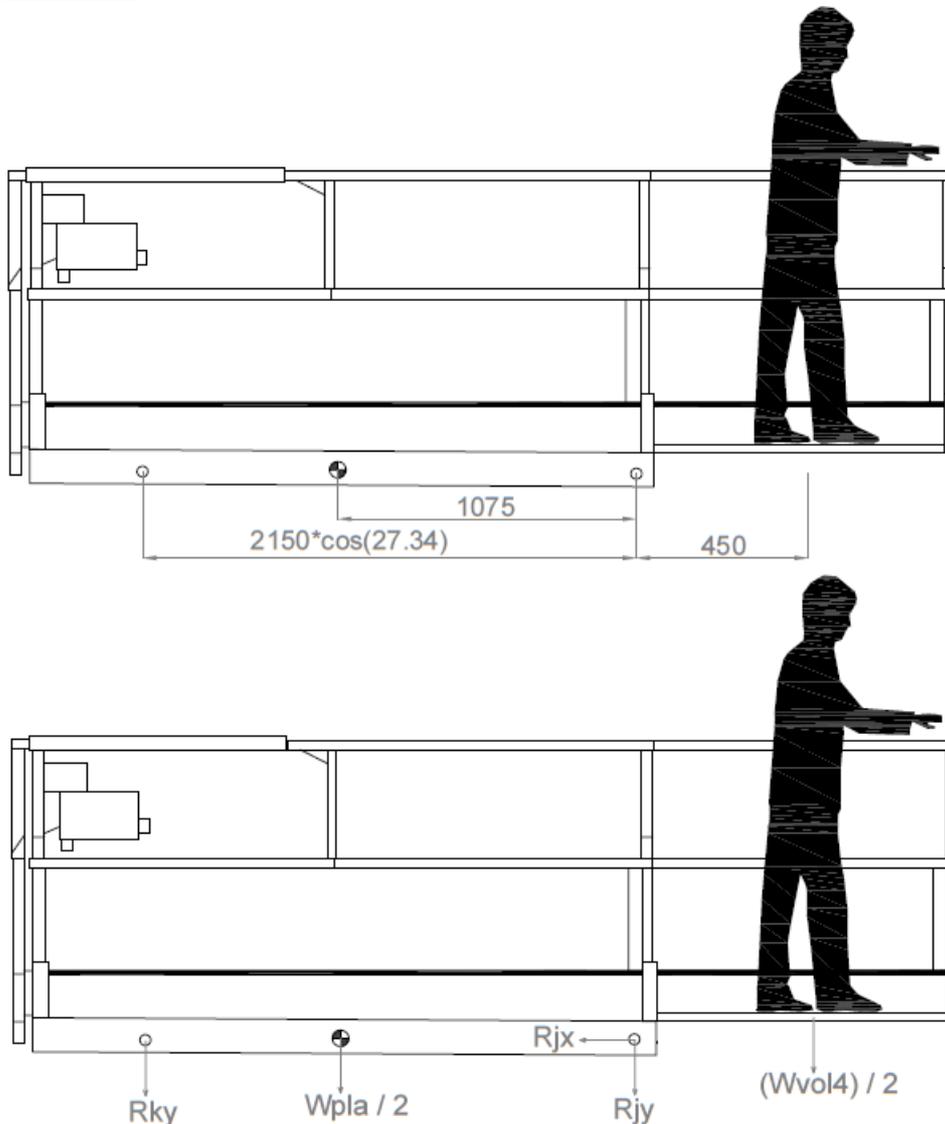
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{jx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{VOL4}}{2} + R_{KY} + R_{JY} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{z_j} = 0 \rightarrow R_{KY} * 2150 * \cos(3.67) + \frac{W_{PLA}}{2} * 1075 - \frac{W_{VOL4}}{2} * 450 = 0$$



CASO 4B



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 4B.

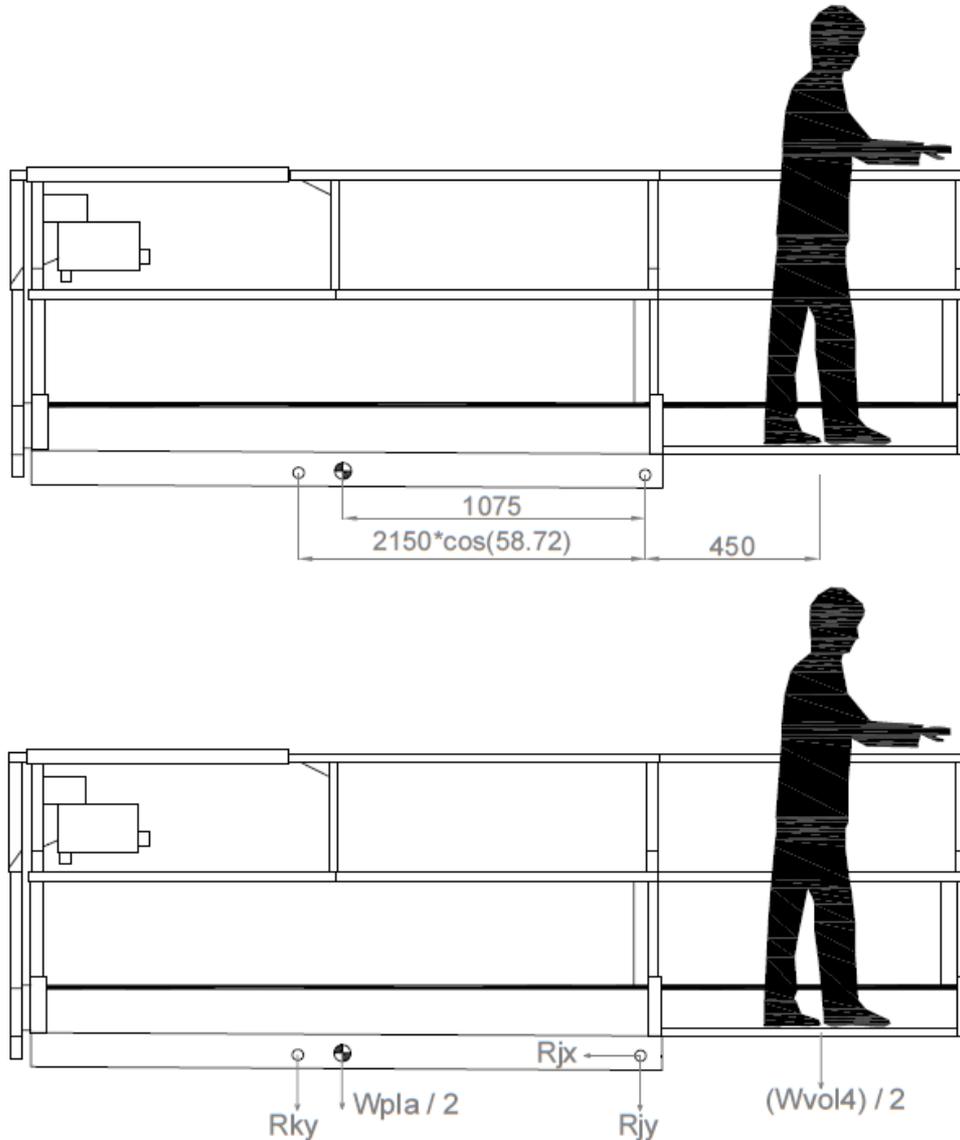
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Jx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{VOL4}}{2} + R_{KY} + R_{JY} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{Z_j} = 0 \rightarrow R_{KY} * 2150 * \cos(27.34) + \frac{W_{PLA}}{2} * 1075 - \frac{W_{VOL4}}{2} * 450 = 0$$



CASO 4C



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 4C.

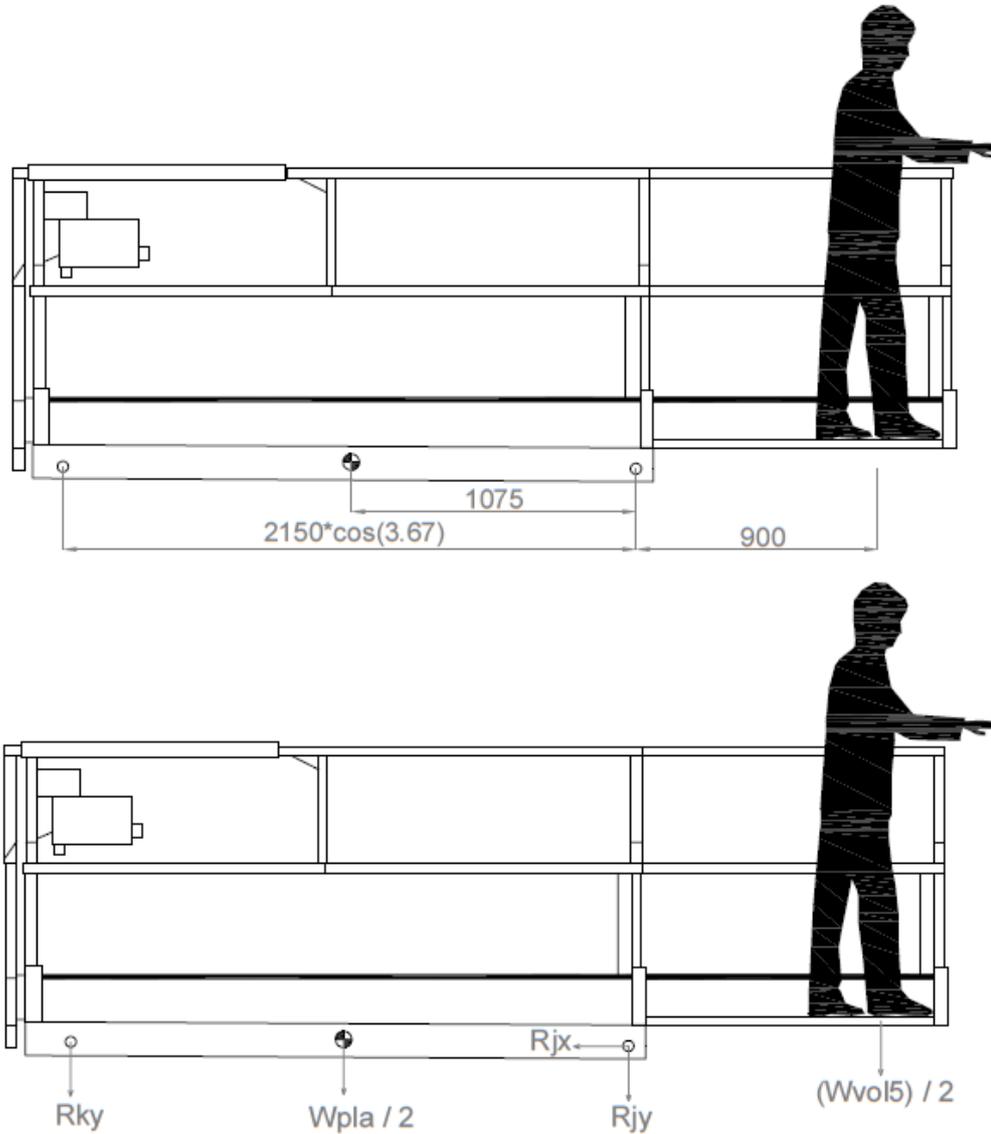
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{JX} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{VOL4}}{2} + R_{KY} + R_{JY} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{Z_J} = 0 \rightarrow R_{KY} * 2150 * \cos(58.72) + \frac{W_{PLA}}{2} * 1075 - \frac{W_{VOL4}}{2} * 450 = 0$$



CASO 5A



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 5A.

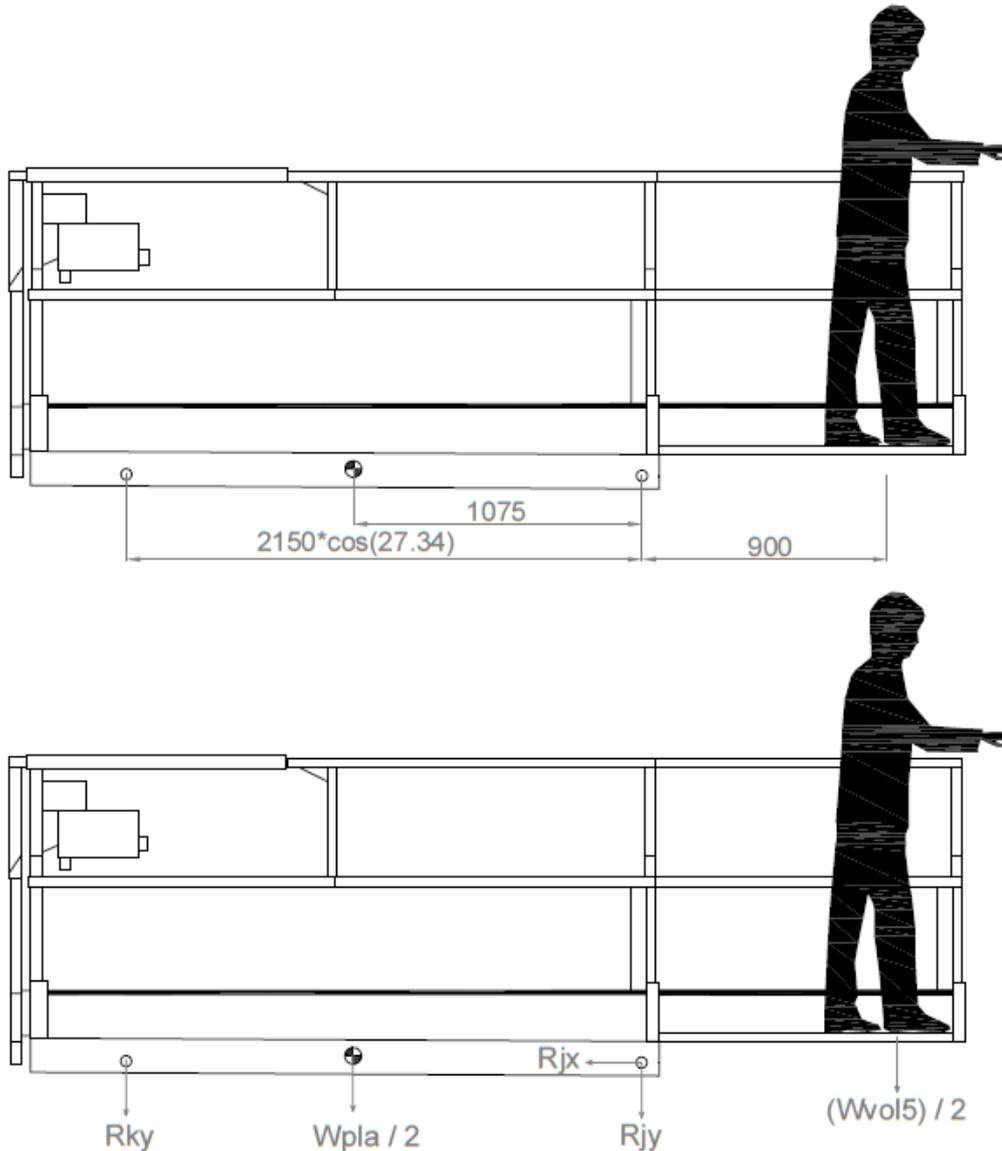
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{jx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{VOL5}}{2} + R_{KY} + R_{JY} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{Z_j} = 0 \rightarrow R_{KY} * 2150 * \cos(3.67) + \frac{W_{PLA}}{2} * 1075 - \frac{W_{VOL5}}{2} * 900 = 0$$



CASO 5B



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 5B.

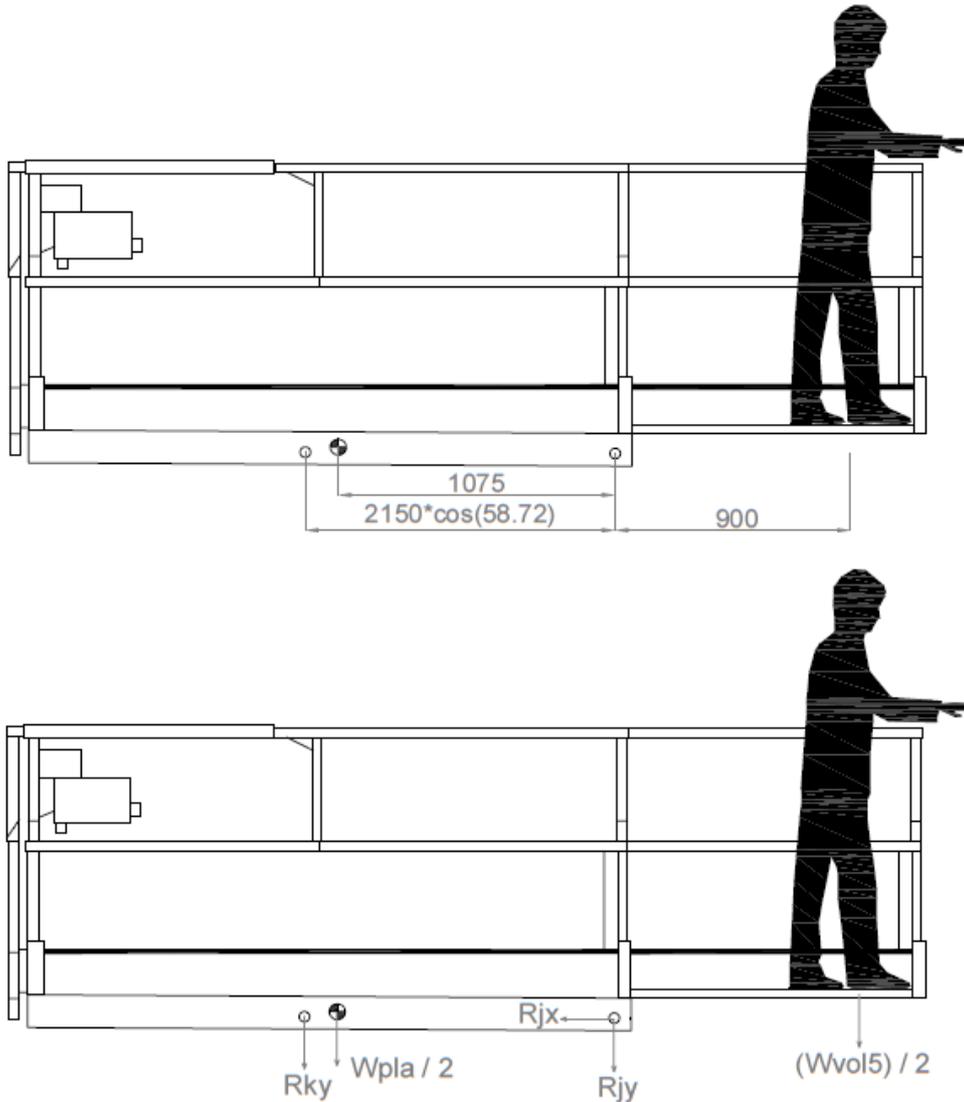
$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{jx} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{VOL5}}{2} + R_{KY} + R_{JY} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{Zj} = 0 \rightarrow R_{KY} * 2150 * \cos(27.34) + \frac{W_{PLA}}{2} * 1075 - \frac{W_{VOL5}}{2} * 900 = 0$$



CASO 5C



Ecuaciones de equilibrio de la plataforma superior para el Caso 5C.

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

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 0 = \frac{W_{VOL5}}{2} + R_{ky} + R_{jy} + \frac{W_{PLA}}{2}$$

$$\sum M_{z_j} = 0 \rightarrow R_{ky} * 2150 * \cos(58.72) + \frac{W_{PLA}}{2} * 1075 - \frac{W_{VOL5}}{2} * 900 = 0$$



### 3.3 Resultados obtenidos.

Una vez definidas todas las ecuaciones de todos los elementos que componen el sistema de elevación de la plataforma, procedemos a su resolución. Para representar los datos obtenidos, se va a realizar una tabla para cada uno de los 15 casos posibles. Todos aquellos valores negativos, suponen el cambio de sentido de dicha reacción.

#### CASO 1A

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	5832
B	0,0	668,5
C	17744,0	-300,1
D	17744,0	468,6
E	15604,0	3711
F	-33348,0	-3743
G	-80161,0	-7123
H	-46813,0	2880
I	46813,0	2260
J	0,0	-120,1
K	0,0	-2380
L	-46813,0	620,1
M	59219,0	-1689
N	43614,0	-4901
CILINDRO	25871,0	9932,0

Tabla 4.1- Reacciones globales Caso 1A

#### CASO 1B

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	4870,0
B	0,0	1630,0
C	2806,0	1309,0
D	2806,0	-179,2
E	1934,0	3044,0
F	-4740,0	-3723,0
G	-10542,0	-7396,0
H	-5802,0	3174,0
I	5802,0	2847,0
J	0,0	173,7
K	0,0	-2674,0
L	-5802,0	326,3
M	20121,0	-8632,0
N	18187,0	-11176,0
CILINDRO	15381,0	16855,0

Tabla 4.2- Reacciones globales Caso 1B



### CASO 1C

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	13763,0
B	0,0	-7263,0
C	-180,6	-14729,0
D	-180,6	6966,0
E	607,5	13838,0
F	-426,9	-7372,0
G	-2249,0	-12946,0
H	-1823,0	5074,0
I	1823,0	6649,0
J	0,0	2074,0
K	0,0	-4574,0
L	-1823,0	-1574,0
M	8144,0	-6236,0
N	7536,0	-19574,0
CILINDRO	7717,0	18108,0

Tabla 4.3- Reacciones globales Caso 1C

### CASO 2A

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	4704
B	0,0	1796
C	17744,0	1954
D	17744,0	-658,7
E	15604,0	1457
F	-33348,0	-2615
G	-80161,0	-4868
H	-46813,0	1753
I	46813,0	5,128
J	0,0	-1247
K	0,0	-1253
L	-46813,0	1747
M	59219,0	-2817
N	43614,0	-3773
CILINDRO	25871,0	9932,0

Tabla 4.4- Reacciones globales Caso 2A



### CASO 2B

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	3603,0
B	0,0	2897,0
C	2806,0	3842,0
D	2806,0	-1446,0
E	1934,0	510,6
F	-4740,0	-2456,0
G	-10542,0	-4863,0
H	-5802,0	1907,0
I	5802,0	314,4
J	0,0	-1093,0
K	0,0	-1407,0
L	-5802,0	1593,0
M	20121,0	-9899,0
N	18187,0	-9909,0
CILINDRO	15381,0	16855,0

Tabla 4.5- Reacciones globales Caso 2B

### CASO 2C

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	11596,0
B	0,0	-5096,0
C	-180,6	-10396,0
D	-180,6	4799,0
E	607,5	9504,0
F	-426,9	-5205,0
G	-2249,0	-8612,0
H	-1823,0	2908,0
I	1823,0	2315,0
J	0,0	-92,5
K	0,0	-2408,0
L	-1823,0	592,5
M	8144,0	-8403,0
N	7536,0	-17407,0
CILINDRO	7717,0	18108,0

Tabla 4.6- Reacciones globales Caso 2C



### CASO 3A

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	3577,0
B	0,0	2923,0
C	17744,0	4209,0
D	17744,0	-1786,0
E	15604,0	-797,8
F	-33348,0	-1488,0
G	-80161,0	-2613,0
H	-46813,0	625,3
I	46813,0	-2249,0
J	0,0	-2375,0
K	0,0	-125,3
L	-46813,0	2875,0
M	59219,0	-3944,0
N	43614,0	-2646,0
CILINDRO	25871,0	9932,0

Tabla 4.7- Reacciones globales Caso 3A

### CASO 3B

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	2337,0
B	0,0	4163,0
C	2806,0	6375,0
D	2806,0	-2712,0
E	1934,0	-2022,0
F	-4740,0	-1190,0
G	-10542,0	-2330,0
H	-5802,0	640,7
I	5802,0	-2219,0
J	0,0	-2359,0
K	0,0	-140,7
L	-5802,0	2859,0
M	20121,0	-11165,0
N	18187,0	-8643,0
CILINDRO	15381,0	16855,0

Tabla 4.8- Reacciones globales Caso 3B



### CASO 3C

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	9430,0
B	0,0	-2930,0
C	-180,6	-6062,0
D	-180,6	2632,0
E	607,5	5170,0
F	-426,9	-3038,0
G	-2249,0	-4279,0
H	-1823,0	740,8
I	1823,0	-2018,0
J	0,0	-2259,0
K	0,0	-240,8
L	-1823,0	2759,0
M	8144,0	-10570,0
N	7536,0	-15240,0
CILINDRO	7717,0	18108,0

Tabla 4.9- Reacciones globales Caso 3C

### CASO 4A

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	3020,0
B	0,0	2730,0
C	18687,0	3762,0
D	18687,0	-1532,0
E	3901,0	-919,0
F	-22588,0	-1113,0
G	-57698,0	-1924,0
H	-35110,0	310,7
I	35110,0	-2129,0
J	0,0	-1939,0
K	0,0	189,3
L	-35110,0	2439,0
M	44147,0	-3414,0
N	40246,0	-1995,0
CILINDRO	21559,0	8277,0

Tabla 4.10- Reacciones globales Caso 4A



### CASO 4B

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	1951,0
B	0,0	3799,0
C	2822,0	5639,0
D	2822,0	-2340,0
E	483,5	-2012,0
F	-3305,0	-828,1
G	-7657,0	-1615,0
H	-4351,0	287,3
I	4351,0	-2175,0
J	0,0	-1963,0
K	0,0	212,7
L	-4351,0	2463,0
M	16123,0	-9468,0
N	15640,0	-6956,0
CILINDRO	12818,0	14046,0

Tabla 4.11- Reacciones globales Caso 4B

### CASO 4C

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	7627,0
B	0,0	-1877,0
C	1,4	-4256,0
D	1,4	1879,0
E	151,9	3513,0
F	-153,3	-2134,0
G	-1520,0	-2770,0
H	-1367,0	136,1
I	1367,0	-2478,0
J	0,0	-2114,0
K	0,0	363,9
L	-1367,0	2614,0
M	6584,0	-9206,0
N	6432,0	-12219,0
CILINDRO	6431,0	15090,0

Tabla 4.12- Reacciones globales Caso 4C



### CASO 5A

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	4870,0
B	0,0	1630,0
C	2806,0	1309,0
D	2806,0	-179,2
E	1934,0	3044,0
F	-4740,0	-3723,0
G	-10542,0	-7396,0
H	-5802,0	3174,0
I	5802,0	2847,0
J	0,0	173,7
K	0,0	-2674,0
L	-5802,0	326,3
M	20121,0	-8632,0
N	18187,0	-11176,0
CILINDRO	15381,0	16855,0

Tabla 4.13- Reacciones globales Caso 5A

### CASO 5B

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	1340,0
B	0,0	3910,0
C	2832,0	5856,0
D	2832,0	-2446,0
E	-483,5	-2712,0
F	-2349,0	-233,6
G	-5733,0	-431,8
H	-3384,0	-301,8
I	3384,0	-2854,0
J	0,0	-2052,0
K	0,0	801,8
L	-3384,0	2552,0
M	13458,0	-8689,0
N	13941	-5478,0
CILINDRO	11109,0	12173,0

Tabla 4.14- Reacciones globales Caso 5B



### CASO 5C

PUNTO	Reacción X [N]	Reacción Y [N]
A	0,0	5820,0
B	0,0	-570,3
C	122,7	-1843,0
D	122,7	772,3
E	-151,9	1199,0
F	29,2	-926,3
G	-1034,0	-554,5
H	-1063,0	-871,7
I	1063,0	-3993,0
J	0,0	-2622,0
K	0,0	1372,0
L	-1063,0	3122,0
M	5544,0	-8902,0
N	5696	-9600,0
CILINDRO	5573,0	13078,0

Tabla 4.15- Reacciones globales Caso 5C

Llegados a este punto, tenemos todos los valores y el sentido de las reacciones provocadas por la carga de elevación así como por el propio peso de los elementos estructurales de la PEMP, no obstante estas reacciones estas en coordenadas globales, y para analizar las tensiones que sufre cada uno de nuestros elementos nos interesa tener estas reacciones en las respectivas coordenadas locales de cada barra. Para ello en los siguientes apartados, a través de una matriz de cambio de base obtendremos estas reacciones en coordenadas locales y las analizaremos para obtener el caso más desfavorable para cada barra.



## 4. Diagramas de esfuerzos y cálculo de la sección de las barras.

En este apartado del presente anexo, se van a calcular los perfiles necesarios de las barras en los casos más desfavorables para evitar el fallo o colapso de la plataforma a lo largo de su vida útil y para todos los casos de carga previstos.

Para ello vamos a aplicar un coeficiente de seguridad común a todas las barras, dicho coeficiente de seguridad vendrá marcado por la normativa competente y será de 3.

Antes de continuar vamos a recordar los datos técnicos del material seleccionado (Acero Estructural S275JR) para las barras de la PEMP.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	210000	N/mm <sup>2</sup>
Coficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	79000	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de masa	7800	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	410	N/mm <sup>2</sup>
Límite de compresión		N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	275	N/mm <sup>2</sup>
Coficiente de expansión térmica	1.1e-005	/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)
Calor específico	440	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Tabla 5- Propiedades Acero estructural S275JR

DATOS:

$$C_S = 3$$

$$\sigma_F = 275 \frac{N}{mm^2} (Mpa)$$

TENSIÓN MÁXIMA ADMISIBLE:

$$C_S = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\text{máx adm}}} \rightarrow \sigma_{\text{máx adm}} = \frac{\sigma_F}{C_S}$$

$$\sigma_{\text{máx adm}} = \frac{275}{3} = 91.667 \frac{N}{mm^2}$$



Para calcular la tensión a la que están sometidas las barras de la estructura de la plataforma elevadora, aplicaremos la fórmula general de la tensión normal debida a flexión compuesta plana. Una barra sometida a flexión compuesta es aquella que está sometida simultáneamente a flexión combinada con tracción o compresión.

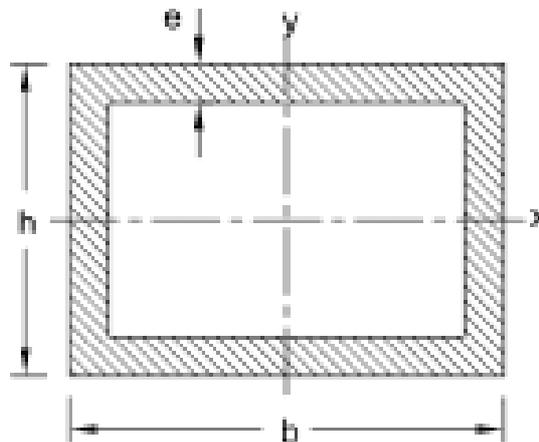
$$\sigma_x = \frac{N}{Area} + \frac{M_z}{W_z}$$

$$W_z = \frac{I_z}{y_{m\acute{a}x}}$$

Asumimos que el tipo de perfil de las barras de la PEMP es un perfil rectangular hueco, por lo que su área y su inercia independientemente del espesor y de las dimensiones exteriores se calculara con las siguientes ecuaciones.

$$A = b * h - [(b - 2 * e) * (h - 2 * e)]$$

$$I_z = \frac{1}{12} * [b * h^3 - (b - 2 * e) * (h - 2 * e)^3]$$



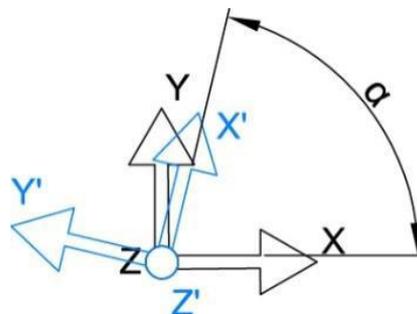
A continuación vamos a realizar los diagramas de esfuerzo para cada barra en su posición más desfavorable. Como se ha comentado anteriormente, lo primero para ello es obtener las reacciones en las coordenadas locales de cada barra.



A través de "Excel" vamos a implementar la matriz necesaria para obtener las coordenadas locales. Solo es necesario hacer el cambio de coordenadas de los ejes "X" e "Y" ya que no se produce cambio en el eje "Z".

$$\begin{pmatrix} X' \\ Y' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & \sin(\alpha) \\ -\sin(\alpha) & \cos(\alpha) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} X \\ Y \end{pmatrix}$$

El ángulo " $\alpha$ " está tomado en sentido anti-horario, como se muestra en la siguiente figura.



Una vez obtenidas las reacciones en coordenadas locales de cada barra, se realizarán los diagramas de sólido libre para el caso más desfavorable. A primera vista en algunos casos no es posible saber cuál es el caso más desfavorable, cuando esto ocurra se realizarán los diagramas de los casos que sean necesarios para obtener con certeza el caso más desfavorable.

Para determinar el perfil de las barras, resolveremos las ecuaciones planteadas anteriormente, con ello obtendremos la tensión a la que estarían sometidos cada uno de los posibles perfiles.

Los posibles perfiles serán seleccionados de un catálogo de perfiles normalizados, y se seleccionará aquel que mejor se adapte a nuestras necesidades estructurales y de diseño. Debido a la gran variedad de perfiles comerciales existentes vamos a tomar como variables el valor de la altura "h", el ancho "b" y el espesor "e" que satisfaga nuestras condiciones necesarias.



## 4.1 Barra 1

BARRA 1								
CASO 1A			CASO 1B			CASO 1C		
Ángulo de rotacion [grados]		-3,67	Ángulo de rotacion [grados]		-27,34	Ángulo de rotacion [grados]		-58,72
Ángulo de rotacion [radianes]		-0,06	Ángulo de rotacion [radianes]		-0,48	Ángulo de rotacion [radianes]		-1,02
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rbx	0	-42,76	Rbx	0	-748,61	Rbx	0	6207,25
Rby	668,5	667,13	Rby	1630	1447,92	Rby	-7263	-3771,10
Rcx	-17744	-17726,86	Rcx	-2806	-1891,38	Rcx	180,6	-12494,22
Rcy	300,1	-835,38	Rcy	-1309	-2451,49	Rcy	14729	7801,95
Rdx	17744	17737,64	Rdx	2806	2410,26	Rdx	-180,6	5859,65
Rdy	-468,6	667,22	Rdy	179,2	1447,89	Rdy	-6966	-3771,24
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 2A			CASO 2B			CASO 2C		
Ángulo de rotacion [grados]		-3,67	Ángulo de rotacion [grados]		-27,34	Ángulo de rotacion [grados]		-58,72
Ángulo de rotacion [radianes]		-0,06	Ángulo de rotacion [radianes]		-0,48	Ángulo de rotacion [radianes]		-1,02
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rbx	0	-114,87	Rbx	0	-1330,50	Rbx	0	4355,25
Rby	1796	1792,32	Rby	2897	2573,40	Rby	-5096	-2645,95
Rcx	-17744	-17582,70	Rcx	-2806	-728,05	Rcx	180,6	-8791,07
Rcy	-1954	-3084,86	Rcy	-3842	-4701,55	Rcy	10396	5552,17
Rdx	17744	17665,54	Rdx	2806	1828,46	Rdx	-180,6	4007,65
Rdy	658,7	1792,21	Rdy	1446	2573,19	Rdy	-4799	-2646,09
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 3A			CASO 3B			CASO 3C		
Ángulo de rotacion [grados]		-3,67	Ángulo de rotacion [grados]		-27,34	Ángulo de rotacion [grados]		-58,72
Ángulo de rotacion [radianes]		-0,06	Ángulo de rotacion [radianes]		-0,48	Ángulo de rotacion [radianes]		-1,02
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rbx	0	-186,95	Rbx	0	-1911,94	Rbx	0	2504,10
Rby	2923	2917,02	Rby	4163	3697,98	Rby	-2930	-1521,32
Rcx	-17744	-17438,47	Rcx	-2806	435,28	Rcx	180,6	-5087,06
Rcy	-4209	-5335,25	Rcy	-6375	-6951,60	Rcy	6062	3301,86
Rdx	17744	17593,44	Rdx	2806	1247,02	Rdx	-180,6	2155,64
Rdy	1786	2917,21	Rdy	2712	3697,77	Rdy	-2632	-1520,94
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 4A			CASO 4B			CASO 4C		
Ángulo de rotacion [grados]		-3,67	Ángulo de rotacion [grados]		-27,34	Ángulo de rotacion [grados]		-58,72
Ángulo de rotacion [radianes]		-0,06	Ángulo de rotacion [radianes]		-0,48	Ángulo de rotacion [radianes]		-1,02
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rbx	0	-174,60	Rbx	0	-1744,77	Rbx	0	1604,16
Rby	2730	2724,41	Rby	3799	3374,64	Rby	-1877	-974,58
Rcx	-18687	-18408,13	Rcx	-2822	83,05	Rcx	-1,4	-3638,08
Rcy	-3762	-4949,47	Rcy	-5639	-6305,17	Rcy	4256	2208,61
Rdx	18687	18550,76	Rdx	2822	1432,08	Rdx	1,4	1606,60
Rdy	1532	2724,04	Rdy	2340	3374,67	Rdy	-1879	-974,42
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 5A			CASO 5B			CASO 5C		
Ángulo de rotacion [grados]		-3,67	Ángulo de rotacion [grados]		-27,34	Ángulo de rotacion [grados]		-58,72
Ángulo de rotacion [radianes]		-0,06	Ángulo de rotacion [radianes]		-0,48	Ángulo de rotacion [radianes]		-1,02
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rbx	0	-186,44	Rbx	0	-1795,74	Rbx	0	487,40
Rby	2915	2909,03	Rby	3910	3473,24	Rby	-570,3	-296,11
Rcx	-19317	-19015,67	Rcx	-2832	173,83	Rcx	-122,7	-1638,81
Rcy	-4093	-5320,09	Rcy	-5856	-6502,52	Rcy	1843	852,06
Rdx	19317	19170,19	Rdx	2832	1392,28	Rdx	122,7	723,75
Rdy	1677	2909,03	Rdy	2446	3473,43	Rdy	-772,3	-296,13
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61

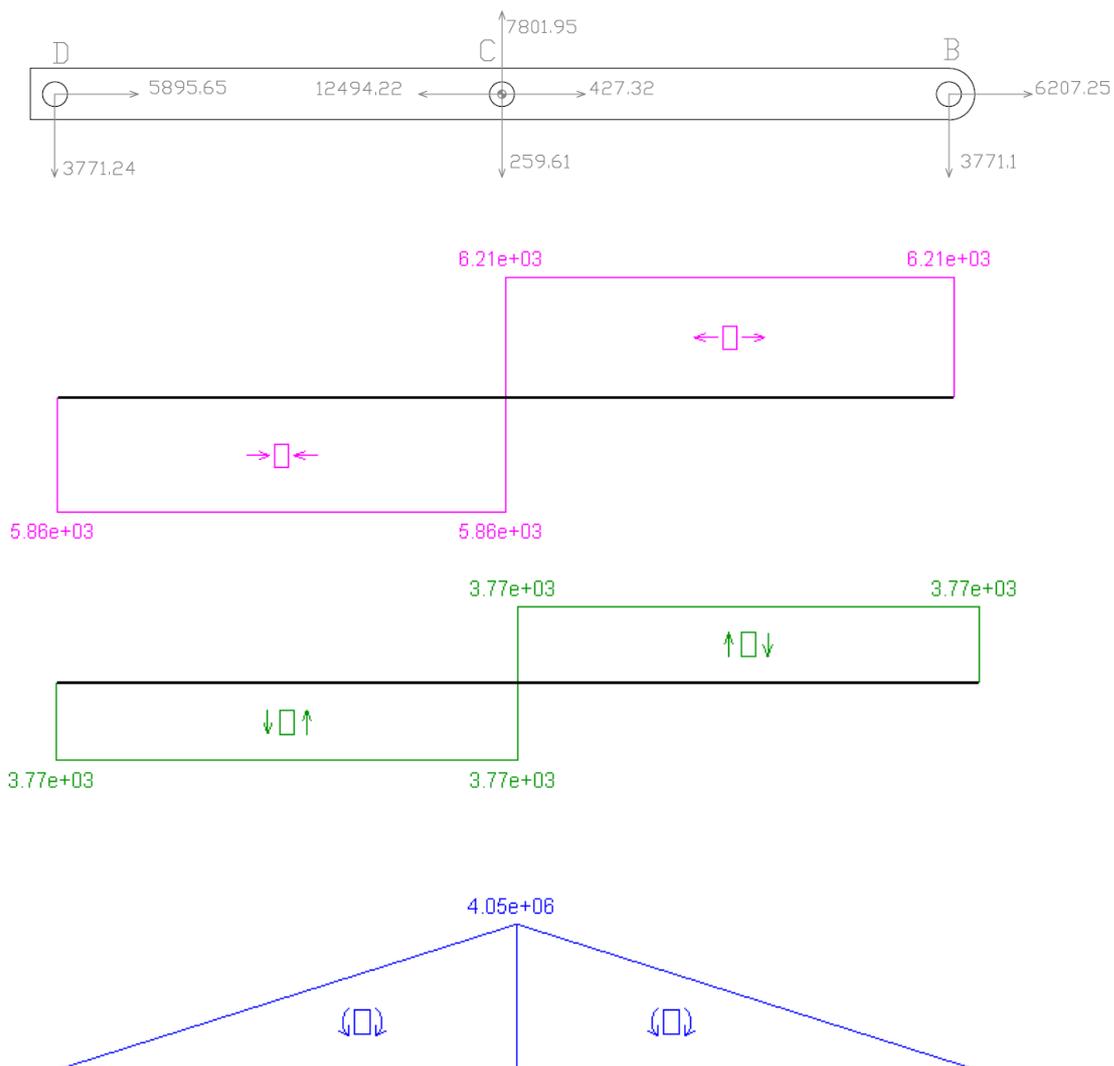
Tabla 6.1- Reacciones globales y locales Barra 1



En la barra 1, como se puede apreciar en la tabla, pueden existir dudas entre el Caso 1C y el Caso 5A, por lo que analizaremos ambos para obtener cual es el más desfavorable, es decir el que genera mayores esfuerzos.

Una vez seleccionados los casos más desfavorables, se representara el DSL con las reacciones y el sentido de estas, así como los diagramas de esfuerzos resultantes de esos esfuerzos. Se seleccionara el punto más desfavorable de cada barra y se realizaran los cálculos necesarios para esos puntos.

### CASO 1C



Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos, resolvemos las ecuaciones planteadas anteriormente para el punto más desfavorable de la barra, en este caso el Punto C.



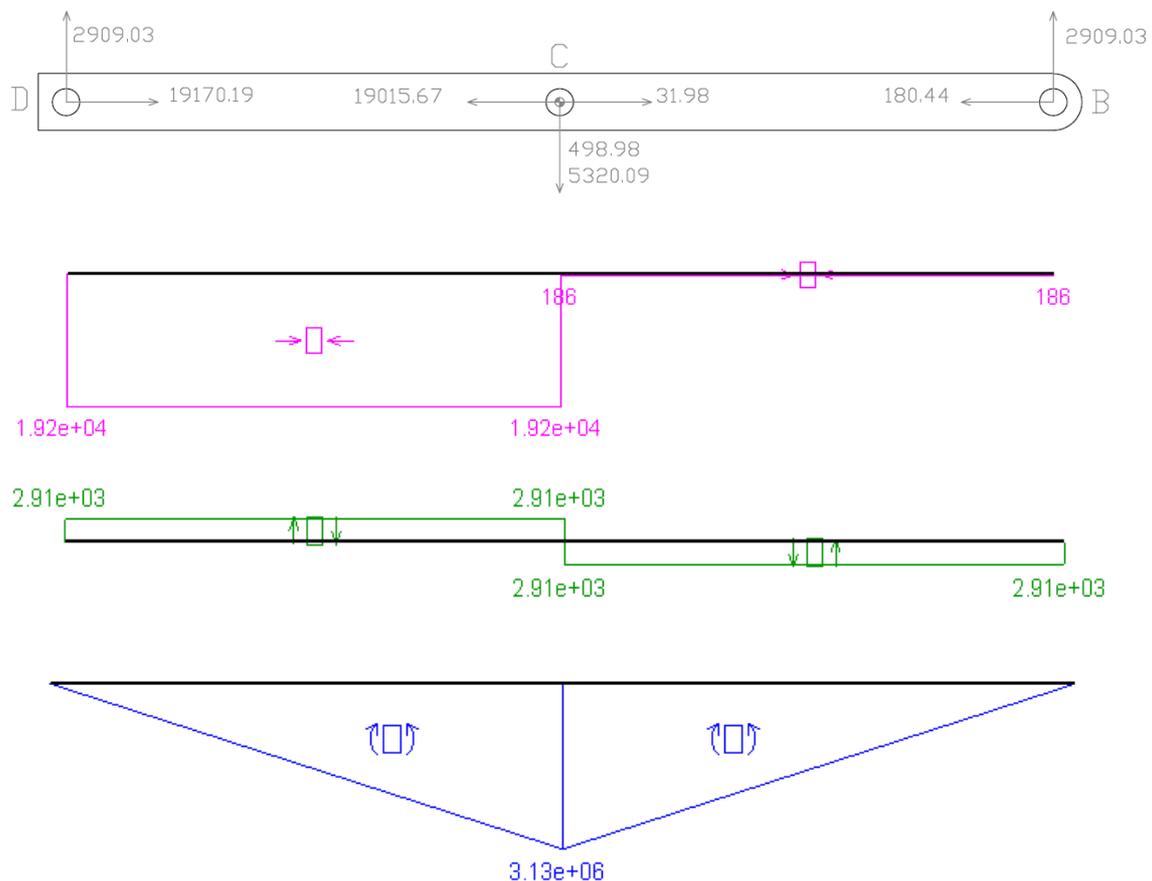
VALORES:

- TRACCIÓN/COMPRESIÓN = 6210 N
- FLEXIÓN = 4050000 Nmm

BARRA 1 CASO 1C							
Altura (h) [mm]	100	100	100	100	100	100	100
Ancho (b)[mm]	50	50	50	60	60	80	80
Espesor e [mm]	4	5	6	5	6	5	6
Área (A) [mm <sup>2</sup> ]	1136	1400	1656	1500	1776	1700	2016
Momento de Inercia Z [mm <sup>4</sup> ]	1441259	1736667	2008672	1962500	2274112	2414167	2804992
Modulo Resistente [mm <sup>3</sup> ]	28825	34733	40173	39250	45482	48283	56100
$\sigma$ Tracción/Compresión en Punto C [Mpa]	5,47	4,44	3,75	4,14	3,50	3,65	3,08
$\sigma$ Flexión en Punto C [Mpa]	140,50	116,60	100,81	103,18	89,05	83,88	72,19
$\sigma$ en Punto C [Mpa]	145,97	121,04	104,56	107,32	92,54	87,53	75,27

Tabla 6.1.1- Selección del perfil para Caso 1C

### CASO 5A





Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos, resolvemos las ecuaciones planteadas anteriormente para el punto más desfavorable de la barra, como en el caso anterior, el punto más desfavorable es el Punto C.

VALORES:

- TRACCIÓN/COMPRESIÓN = 19200 N
- FLEXIÓN = 3130000 Nmm

BARRA 1 CASO 5A							
Altura (h) [mm]	100	100	100	100	100	100	100
Ancho (b)[mm]	50	50	50	60	60	80	80
Espesor (e) [mm]	4	5	6	5	6	5	6
Área (A) [mm <sup>2</sup> ]	1136	1400	1656	1500	1776	1700	2016
Momento de Inercia Z [mm <sup>4</sup> ]	1441259	1736667	2008672	1962500	2274112	2414167	2804992
Modulo Resistente [mm <sup>3</sup> ]	28825	34733	40173	39250	45482	48283	56100
$\sigma_{\text{Trac/Comp.}}$ en Punto C [Mpa]	16,90	13,71	11,59	12,80	10,81	11,29	9,52
$\sigma_{\text{Flexión}}$ en Punto C [Mpa]	108,59	90,12	77,91	79,75	68,82	64,83	55,79
$\sigma$ en Punto C [Mpa]	125,49	103,83	89,51	92,55	79,63	76,12	65,32

Tabla 6.1.2- Selección del perfil para Caso 5A

Como podemos apreciar en las dos tablas anteriores, el Caso 1C es más restrictivo que el Caso 5A por lo que el perfil será seleccionado para las condiciones del primer caso que satisfaga la condición:

$$\sigma_{\text{máx\_adm}} = 91.667 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

PERFIL SELECCIONADO:

- Altura (h) = 100 mm
- Ancho (b) = 80 mm
- Espesor (e) = 5 mm

COEFICIENTE DE SEGURIDAD REAL:

$$C_S = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\text{máx\_adm}}} \rightarrow C_S = \frac{275}{87.53} = 3.1477$$



## 4.2 Barra 2

BARRA 2								
CASO 1A			CASO 1B			CASO 1C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rdx	-17744	-17677,70	Rdx	-2806	-2574,86	Rdx	181	6047,19
Rdy	469	1602,50	Rdy	-179	1129,53	Rdy	6966	3462,54
Rex	-15604	-15809,40	Rex	-1934	-3115,98	Rex	-608	-12141,94
Rey	-3711	-2705,41	Rey	-3044	-1815,75	Rey	-13838	-6665,78
Rfx	33348	33519,12	Rfx	4740	5920,39	Rfx	427	6522,06
Rfy	3743	1602,48	Rfy	3723	1130,19	Rfy	7372	3462,85
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 2A			CASO 2B			CASO 2C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rdx	-17744	-17749,80	Rdx	-2806	-3156,67	Rdx	181	4195,19
Rdy	-659	477,51	Rdy	-1446	4,23	Rdy	4799	2337,39
Rex	-15604	-15665,24	Rex	-1934	-1952,47	Rex	-608	-8437,93
Rey	-1457	-456,02	Rey	-511	434,66	Rey	-9504	-4415,48
Rfx	33348	33446,97	Rfx	4740	5338,49	Rfx	427	4670,06
Rfy	2615	476,79	Rfy	2456	4,72	Rfy	5205	2337,70
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 3A			CASO 3B			CASO 3C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rdx	-17744	-17821,90	Rdx	-2806	-3738,10	Rdx	181	2343,18
Rdy	-1786	-647,48	Rdy	-2712	-1120,35	Rdy	2632	1212,24
Rex	-15604	-15521,03	Rex	-1934	-789,32	Rex	-608	-4733,92
Rey	798	1794,16	Rey	2022	2684,36	Rey	-5170	-2165,18
Rfx	33348	33374,89	Rfx	4740	4757,06	Rfx	427	2818,10
Rfy	1488	-647,90	Rfy	1190	-1119,87	Rfy	3038	1212,46
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 4A			CASO 4B			CASO 4C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rdx	-18687	-18746,72	Rdx	-2822	-3581,46	Rdx	-1	1605,14
Rdy	-1532	-333,69	Rdy	-2340	-782,56	Rdy	1879	976,81
Rex	-3901	-3834,24	Rex	-484	494,56	Rex	-152	-3081,22
Rey	919	1166,62	Rey	2012	2009,31	Rey	-3513	-1694,20
Rfx	22588	22612,94	Rfx	3305	3316,14	Rfx	153	1903,40
Rfy	1113	-333,95	Rfy	828	-782,29	Rfy	2134	977,00
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 5A			CASO 5B			CASO 5C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rdx	-19317	-19384,71	Rdx	-2832	-3639,03	Rdx	-123	596,33
Rdy	-1677	-438,10	Rdy	-2446	-872,12	Rdy	772	505,86
Rex	3901	3997,20	Rex	484	1675,03	Rex	152	-945,84
Rey	1629	1376,17	Rey	2712	2187,00	Rey	-1199	-752,37
Rfx	15416	15419,51	Rfx	2349	2193,89	Rfx	-29	776,49
Rfy	548	-438,69	Rfy	234	-871,32	Rfy	926	505,91
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61

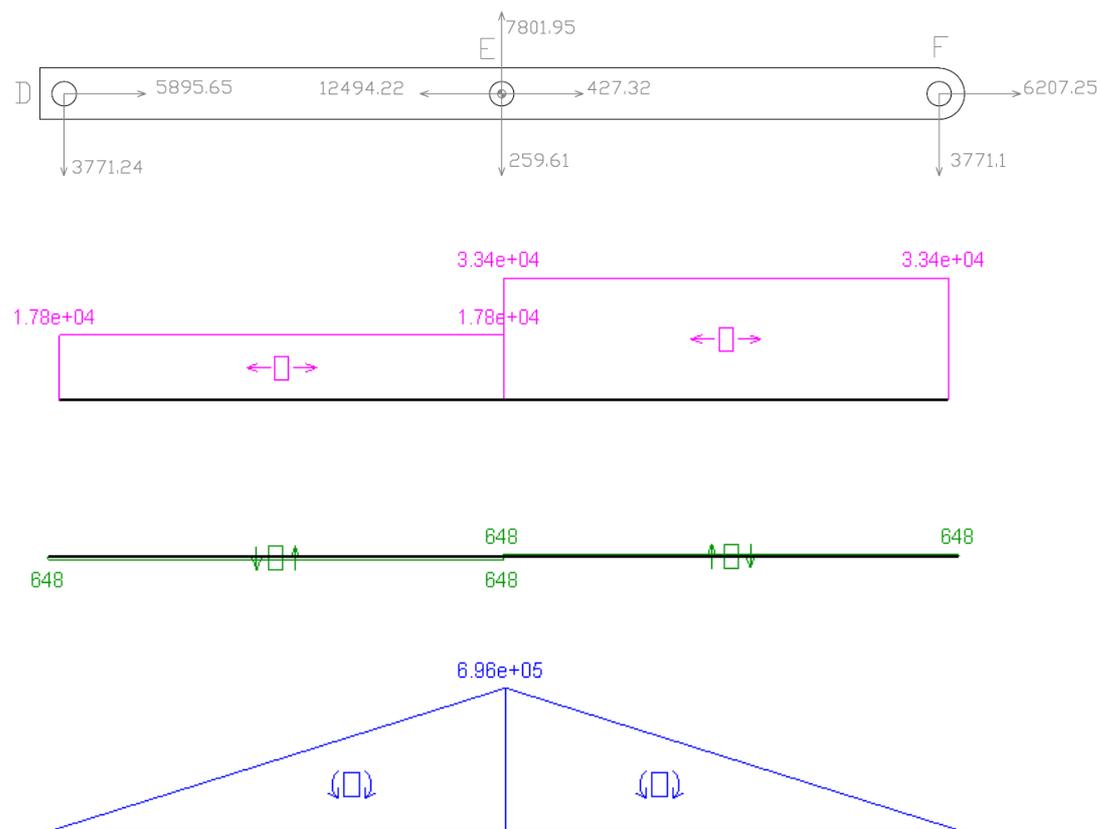
Tabla 6.2- Reacciones globales y locales Barra 2



En la barra, como se puede apreciar en la tabla, el Caso 3A es aquel que genera mayores esfuerzos.

Por lo tanto tomaremos las reacciones generadas en dicho caso para realizar los diagramas de esfuerzos.

### CASO 3A



Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos, resolvemos las ecuaciones planteadas anteriormente para el punto más desfavorable de la barra, en este caso el Punto E.

VALORES:

- TRACCIÓN/COMPRESIÓN = 33400 N
- FLEXIÓN = 696000 Nmm



BARRA 2 CASO 3A							
Altura (h) [mm]	100	100	100	100	100	100	100
Ancho (b)[mm]	50	50	50	60	60	80	80
Espesor (e) [mm]	3	4	5	4	5	4	5
Área (A) [mm <sup>2</sup> ]	864	1136	1400	1216	1500	1376	1700
Momento de Inercia Z [mm <sup>4</sup> ]	1121192	1441259	1736667	1625685	1962500	1994539	2414167
Modulo Resistente [mm <sup>3</sup> ]	22424	28825	34733	32514	39250	39891	48283
$\sigma$ Tracción/Compresión en Punto E [Mpa]	38,66	29,40	23,86	27,47	22,27	24,27	19,65
$\sigma$ Flexión en Punto E [Mpa]	31,04	24,15	20,04	21,41	17,73	17,45	14,41
$\sigma$ en Punto E [Mpa]	69,70	53,55	43,90	48,87	40,00	41,72	34,06

Tabla 6.2.1- Selección del perfil para Caso 3A

Como podemos apreciar en la tabla, para la barra 2 analizando su caso mas desfavorable (Caso 3A), todos los perfiles de altura 100 mm son validos ya que la tensión que las cargas provocan en los posibles perfiles son todas inferiores a la tensión máxima admisible de 91.667.

Por ello, vamos a seleccionar el menor perfil de todos ellos.

$$\sigma_{\text{máx\_adm}} = 91.667 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

PERFIL SELECCIONADO:

- Altura (h) = 100 mm
- Ancho (b) = 50 mm
- Espesor (e) = 3 mm

COEFICIENTE DE SEGURIDAD REAL:

$$C_S = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\text{máx\_adm}}} \rightarrow C_S = \frac{275}{69.70} = 3.945$$



### 4.3 Barra 3

BARRA 3								
CASO 1A			CASO 1B			CASO 1C		
Ángulo de rotacion [grados]	-3,67		Ángulo de rotacion [grados]	-27,34		Ángulo de rotacion [grados]	-58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	-0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	-0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	-1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rfx	-33348	-33040,33	Rfx	-4740	-2500,67	Rfx	-426,9	6078,75
Rfy	-3743	-5868,19	Rfy	-3723	-5484,07	Rfy	-7372	-4192,54
Rgx	80161	79541,31	Rgx	10542	5967,67	Rgx	2249	-9896,44
Rgy	7123	12235,32	Rgy	7396	11411,47	Rgy	12946	8643,92
Rhx	-46813	-46532,96	Rhx	-5802	-3696,18	Rhx	-1823	3389,90
Rhy	-2880	-5868,15	Rhy	-3174	-5484,14	Rhy	-5074	-4192,54
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 2A			CASO 2B			CASO 2C		
Ángulo de rotacion [grados]	-3,67		Ángulo de rotacion [grados]	-27,34		Ángulo de rotacion [grados]	-58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	-0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	-0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	-1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rfx	-33348	-33112,48	Rfx	-4740	-3082,56	Rfx	-426,9	4226,75
Rfy	-2615	-4742,50	Rfy	-2456	-4358,60	Rfy	-5205	-3067,39
Rgx	80161	79685,53	Rgx	10542	7131,00	Rgx	2249	-6192,43
Rgy	4868	9984,93	Rgy	4863	9161,41	Rgy	8612	6393,62
Rhx	-46813	-46605,04	Rhx	-5802	-4278,07	Rhx	-1823	1538,75
Rhy	-1753	-4743,46	Rhy	-1907	-4358,67	Rhy	-2908	-3067,90
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 3A			CASO 3B			CASO 3C		
Ángulo de rotacion [grados]	-3,67		Ángulo de rotacion [grados]	-27,34		Ángulo de rotacion [grados]	-58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	-0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	-0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	-1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rfx	-33348	-33184,56	Rfx	-4740	-3664,00	Rfx	-426,9	2374,74
Rfy	-1488	-3617,81	Rfy	-1190	-3234,01	Rfy	-3038	-1942,24
Rgx	80161	79829,76	Rgx	10542	8294,33	Rgx	2249	-2489,28
Rgy	2613	7734,55	Rgy	2330	6911,35	Rgy	4279	4143,83
Rhx	-46813	-46677,16	Rhx	-5802	-4859,64	Rhx	-1823	-313,42
Rhy	-625,3	-3618,06	Rhy	-640,7	-3233,82	Rhy	-740,8	-1942,65
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 4A			CASO 4B			CASO 4C		
Ángulo de rotacion [grados]	-3,67		Ángulo de rotacion [grados]	-27,34		Ángulo de rotacion [grados]	-58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	-0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	-0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	-1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rfx	-22588	-22470,57	Rfx	-3305	-2555,50	Rfx	-153,3	1744,21
Rfy	-1113	-2555,39	Rfy	-828,1	-2253,49	Rfy	-2134	-1239,03
Rgx	57698	57456,82	Rgx	7657	6059,97	Rgx	1520	-1578,14
Rgy	1924	5610,28	Rgy	1615	4951,23	Rgy	2770	2737,29
Rhx	-35110	-35018,24	Rhx	-4351	-3733,03	Rhx	-1367	-593,46
Rhy	-310,7	-2555,61	Rhy	-287,3	-2253,49	Rhy	-136,1	-1238,96
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 5A			CASO 5B			CASO 5C		
Ángulo de rotacion [grados]	-3,67		Ángulo de rotacion [grados]	-27,34		Ángulo de rotacion [grados]	-58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	-0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	-0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	-1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rfx	-15416	-15349,36	Rfx	-2349	-1979,32	Rfx	29,2	806,81
Rfy	-548,4	-1533,25	Rfy	-233,6	-1286,33	Rfy	-926,3	-456,00
Rgx	42723	42582,14	Rgx	5733	4894,29	Rgx	1034	62,98
Rgy	834,8	3565,55	Rgy	431,8	3016,56	Rgy	554,5	1171,61
Rhx	-27308	-27265,76	Rhx	-3384	-3144,60	Rhx	-1063	-1296,92
Rhy	213,7	-1533,29	Rhy	301,8	-1286,08	Rhy	871,7	-455,88
Peso propio x	0,00	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61

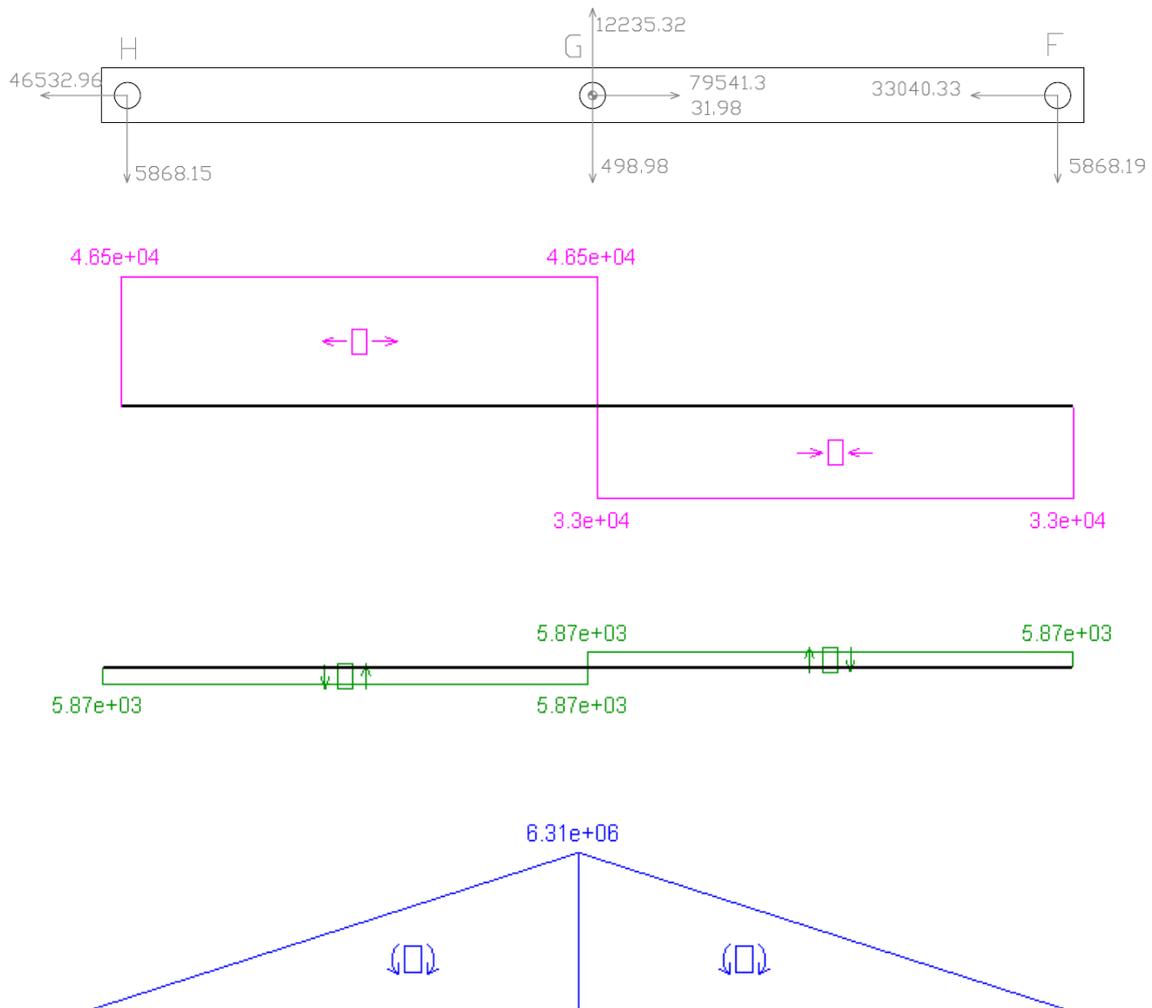
Tabla 6.3- Reacciones globales y locales Barra 3



En la barra, como se puede apreciar en la tabla, el Caso 1A es aquel que genera mayores esfuerzos.

Por lo tanto tomaremos las reacciones generadas en dicho caso para realizar los diagramas de esfuerzos.

### CASO 1A



Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos, resolvemos las ecuaciones planteadas anteriormente para el punto más desfavorable de la barra, en este caso el Punto G.

VALORES:

- TRACCIÓN/COMPRESIÓN = 46500 N
- FLEXIÓN = 6310000 Nmm



BARRA 3 CASO 1A							
Altura (h) [mm]	100	100	100	120	120	120	120
Ancho (b)[mm]	80	80	80	80	80	100	100
Espesor (e) [mm]	4	5	6	4	6	6	8
Área (A) [mm <sup>2</sup> ]	1376	1700	2016	1536	2256	2496	3264
Momento de Inercia Z [mm <sup>4</sup> ]	1994539	2414167	2804992	3090432	4381632	5162112	6525952
Modulo Resistente [mm <sup>3</sup> ]	39891	48283	56100	51507	73027	86035	108766
$\sigma$ Tracción/Compresión en Punto G [Mpa]	33,79	27,35	23,07	30,27	20,61	18,63	14,25
$\sigma$ Flexión en Punto G [Mpa]	158,18	130,69	112,48	122,51	86,41	73,34	58,01
$\sigma$ en Punto G [Mpa]	191,98	158,04	135,54	152,78	107,02	91,97	72,26

Tabla 6.3.1- Selección del perfil para Caso 1A

Como podemos apreciar en la tabla, para la barra 3 analizando su caso más desfavorable (Caso 1A), ninguno de los perfiles de altura 100 mm son validos ya que la tensión que las cargas provocan en los posibles perfiles son todas superiores a la tensión máxima admisible de 91.667.

$$\sigma_{\text{máx\_adm}} = 91.667 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

PERFIL SELECCIONADO:

- Altura (h) = 120 mm
- Ancho (b) = 100 mm
- Espesor (e) = 8 mm

COEFICIENTE DE SEGURIDAD REAL:

$$C_S = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\text{máx\_adm}}} \rightarrow C_S = \frac{275}{72.26} = 3.8057$$



#### 4.4 Barra 4

BARRA 4								
CASO 1A			CASO 1B			CASO 1C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rhx	46813	46901,35	Rhx	5802	6611,62	Rhx	1823	5282,98
Rhy	2880	-119,94	Rhy	3174	154,77	Rhy	5074	1076,52
Rix	-46813	-46861,70	Rix	-5802	-6461,44	Rix	-1823	-6629,04
Riy	-2260	738,67	Riy	-2847	135,70	Riy	-6649	-1894,29
Rjx	0	-7,68	Rjx	0	79,78	Rjx	0	1772,52
Rjy	-120,1	-119,85	Rjy	173,7	154,30	Rjy	2074	1076,86
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 2A			CASO 2B			CASO 2C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rhx	46813	46829,27	Rhx	5802	6029,73	Rhx	1823	3431,83
Rhy	1753	-1244,63	Rhy	1907	-970,70	Rhy	2908	-48,11
Rix	-46813	-46717,48	Rix	-5802	-5298,29	Rix	-1823	-2925,03
Riy	-5,1	2988,95	Riy	-314,4	2385,40	Riy	-2315	356,01
Rjx	0	-79,76	Rjx	0	-501,98	Rjx	0	-79,05
Rjy	-1247	-1244,45	Rjy	-1093	-970,91	Rjy	-92,5	-48,03
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 3A			CASO 3B			CASO 3C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rhx	46813	46757,15	Rhx	5802	5448,15	Rhx	1823	1579,66
Rhy	625,3	-2370,02	Rhy	640,7	-2095,55	Rhy	740,8	-1173,37
Rix	-46813	-46573,32	Rix	-5802	-4134,78	Rix	-1823	778,12
Riy	2249	5238,44	Riy	2219	4635,81	Riy	2018	2605,80
Rjx	0	-151,90	Rjx	0	-1083,42	Rjx	0	-1930,63
Rjy	-2375	-2370,14	Rjy	-2359	-2095,49	Rjy	-2259	-1172,92
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 4A			CASO 4B			CASO 4C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rhx	35110	35057,99	Rhx	4351	3996,93	Rhx	1367	826,09
Rhy	310,7	-1935,49	Rhy	287,3	-1743,08	Rhy	136,1	-1097,63
Rix	-35110	-34901,95	Rix	-4351	-2866,07	Rix	-1367	1408,02
Riy	2129	4370,19	Riy	2175	3930,33	Riy	2478	2454,92
Rjx	0	-124,01	Rjx	0	-901,55	Rjx	0	-1806,71
Rjy	-1939	-1935,03	Rjy	-1963	-1743,73	Rjy	-2114	-1097,63
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 5A			CASO 5B			CASO 5C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rhx	27308	27238,42	Rhx	3384	2867,39	Rhx	1063	-193,06
Rhy	-213,7	-1959,81	Rhy	-301,8	-1822,26	Rhy	-871,7	-1361,09
Rix	-27308	-27080,88	Rix	-3384	-1695,24	Rix	-1063	2860,65
Riy	2677	4418,07	Riy	2854	4089,37	Riy	3993	2981,73
Rjx	0	-125,61	Rjx	0	-942,42	Rjx	0	-2240,87
Rjy	-1964	-1959,98	Rjy	-2052	-1822,79	Rjy	-2622	-1361,40
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61

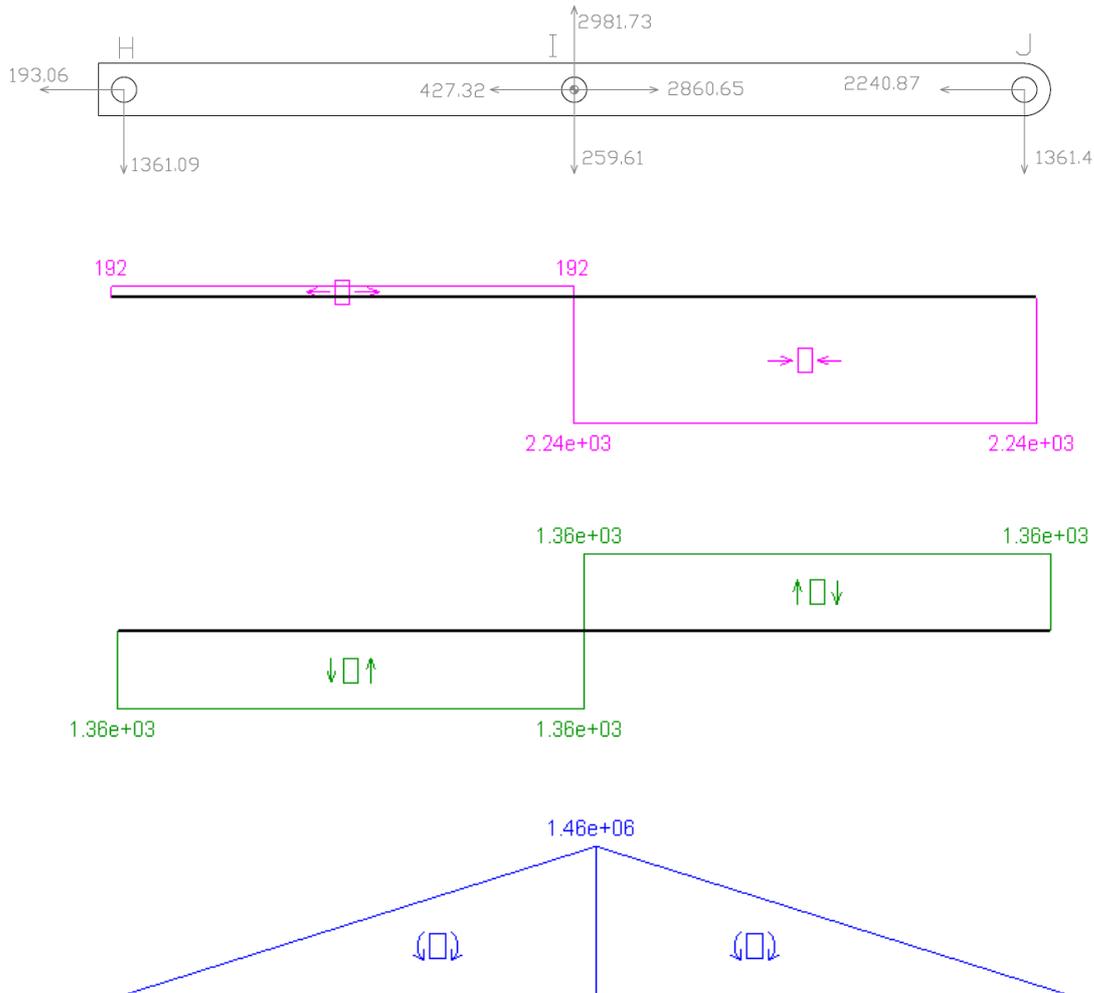
Tabla 6.4- Reacciones globales y locales Barra 4



En la barra 4, como se puede apreciar en la tabla, el Caso 5C es aquel que genera mayores esfuerzos.

Por lo tanto tomaremos las reacciones generadas en dicho caso para realizar los diagramas de esfuerzos.

### CASO 5C



Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos, resolvemos las ecuaciones planteadas anteriormente para el punto más desfavorable de la barra, en este caso el Punto I.

VALORES:

- TRACCIÓN/COMPRESIÓN = 2240 N
- FLEXIÓN = 1460000 Nmm



BARRA 4 CASO 1C							
Altura (h) [mm]	100	100	100	100	100	100	100
Ancho (b)[mm]	50	50	50	60	60	80	80
Espesor (e) [mm]	3	4	5	4	5	4	5
Área (A) [mm <sup>2</sup> ]	864	1136	1400	1216	1500	1376	1700
Momento de Inercia Z [mm <sup>4</sup> ]	1121192	1441259	1736667	1625685	1962500	1994539	2414167
Modulo Resistente [mm <sup>3</sup> ]	22424	28825	34733	32514	39250	39891	48283
$\sigma_{\text{Tracción/Comp. en Punto I}}$ [Mpa]	2,59	1,97	1,60	1,84	1,49	1,63	1,32
$\sigma_{\text{Flexión en Punto I}}$ [Mpa]	65,11	50,65	42,03	44,90	37,20	36,60	30,24
$\sigma$ en Punto I [Mpa]	67,70	52,62	43,63	46,75	38,69	38,23	31,56

Tabla 6.4.1- Selección del perfil para Caso 1C

Como podemos apreciar en la tabla, para la barra 4 analizando su caso más desfavorable (Caso 1C), todos los perfiles de altura 100 mm son validos ya que la tensión que las cargas provocan en los posibles perfiles son todas inferiores a la tensión máxima admisible de 91.667.

Por ello, vamos a seleccionar el menor perfil de todos ellos.

$$\sigma_{\text{máx\_adm}} = 91.667 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

PERFIL SELECCIONADO:

- Altura (h) = 100 mm
- Ancho (b) = 50 mm
- Espesor (e) = 3 mm

COEFICIENTE DE SEGURIDAD REAL:

$$C_S = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\text{máx\_adm}}} \rightarrow C_S = \frac{275}{67.7} = 4.062$$



## 4.5 Barra 5

BARRA 5								
CASO 1A			CASO 1B			CASO 1C		
Ángulo de rotación [grados]		3,67	Ángulo de rotación [grados]		27,34	Ángulo de rotación [grados]		58,72
Ángulo de rotación [radianes]		0,06	Ángulo de rotación [radianes]		0,48	Ángulo de rotación [radianes]		1,02
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rax	0	373,00	Rax	0	2236,64	Rax	0	11762,41
Ray	5832	5820,06	Ray	4870	4326,01	Ray	13763	7146,04
Rcx	17744	17688,48	Rcx	2806	3093,75	Rcx	-180,6	-12681,77
Rcy	-300,1	-1434,35	Rcy	1309	-125,93	Rcy	-14729	-7493,26
R_cilindroX	25871	25182,81	R_cilindroX	15381	5921,90	R_cilindroX	7710	-11472,63
R_cilindroY	-9932	-11566,31	R_cilindroY	-16855	-22036,27	R_cilindroY	-18108	-15991,33
Rnx	-43614	-43211,25	Rnx	-18187	-11022,65	Rnx	-7536	12815,88
Rny	4901	7680,41	Rny	11176	18280,35	Rny	19574	16603,80
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 2A			CASO 2B			CASO 2C		
Ángulo de rotación [grados]		3,67	Ángulo de rotación [grados]		27,34	Ángulo de rotación [grados]		58,72
Ángulo de rotación [radianes]		0,06	Ángulo de rotación [radianes]		0,48	Ángulo de rotación [radianes]		1,02
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rax	0	300,86	Rax	0	1654,75	Rax	0	9910,41
Ray	4704	4694,37	Ray	3603	3200,53	Ray	11596	6020,88
Rcx	17744	17832,64	Rcx	2806	4257,08	Rcx	-180,6	-8978,61
Rcy	1954	815,14	Rcy	3842	2124,13	Rcy	-10396	-5243,47
R_cilindroX	25871	25182,81	R_cilindroX	15381	5921,90	R_cilindroX	7717	-11469,00
R_cilindroY	-9932	-11566,31	R_cilindroY	-16855	-22036,27	R_cilindroY	-18108	-15997,31
Rnx	-43614	-43283,39	Rnx	-18187	-11604,55	Rnx	-7536	10963,87
Rny	3773	6554,72	Rny	9909	17154,87	Rny	17407	15478,64
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 3A			CASO 3B			CASO 3C		
Ángulo de rotación [grados]		3,67	Ángulo de rotación [grados]		27,34	Ángulo de rotación [grados]		58,72
Ángulo de rotación [radianes]		0,06	Ángulo de rotación [radianes]		0,48	Ángulo de rotación [radianes]		1,02
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rax	0	228,78	Rax	0	1073,31	Rax	0	8059,26
Ray	3577	3569,68	Ray	2337	2075,95	Ray	9430	4896,25
Rcx	17744	17976,87	Rcx	2806	5420,41	Rcx	-180,6	-5274,60
Rcy	4209	3065,52	Rcy	6375	4374,18	Rcy	-6062	-2993,17
R_cilindroX	25871	25182,81	R_cilindroX	15381	5921,90	R_cilindroX	7717	-11469,00
R_cilindroY	-9932	-11566,31	R_cilindroY	-16855	-22036,27	R_cilindroY	-18108	-15997,31
Rnx	-43614	-43355,47	Rnx	-18187	-12185,99	Rnx	-7536	9111,87
Rny	2646	5430,03	Rny	8643	16030,29	Rny	15240	14353,49
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 4A			CASO 4B			CASO 4C		
Ángulo de rotación [grados]		3,67	Ángulo de rotación [grados]		27,34	Ángulo de rotación [grados]		58,72
Ángulo de rotación [radianes]		0,06	Ángulo de rotación [radianes]		0,48	Ángulo de rotación [radianes]		1,02
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rax	0	193,15	Rax	0	896,04	Rax	0	6518,34
Ray	3020	3013,82	Ray	1951	1733,07	Ray	7627	3960,10
Rcx	18687	18889,35	Rcx	2822	5096,60	Rcx	1,4	-3636,62
Rcy	3762	2559,12	Rcy	5639	3713,05	Rcy	-4256	-2211,00
R_cilindroX	21559	20985,48	R_cilindroX	12818	4935,28	R_cilindroX	6431	-9557,41
R_cilindroY	-8277	-9638,91	R_cilindroY	-14046	-18363,94	R_cilindroY	-15090	-13331,23
Rnx	-40246	-40036,01	Rnx	-15640	-10701,04	Rnx	-6432	7103,22
Rny	1995	4564,95	Rny	6950	13356,64	Rny	12219	11841,40
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 5A			CASO 5B			CASO 5C		
Ángulo de rotación [grados]		3,67	Ángulo de rotación [grados]		27,34	Ángulo de rotación [grados]		58,72
Ángulo de rotación [radianes]		0,06	Ángulo de rotación [radianes]		0,48	Ángulo de rotación [radianes]		1,02
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rax	0	149,34	Rax	0	615,42	Rax	0	4974,01
Ray	2335	2330,22	Ray	1340	1190,32	Ray	5820	3021,87
Rcx	19317	19539,23	Rcx	2832	5205,14	Rcx	122,7	-1511,39
Rcy	4093	2849,15	Rcy	5856	3901,21	Rcy	-1843	-1061,79
R_cilindroX	18684	18186,98	R_cilindroX	11109	4277,40	R_cilindroX	5573	-8283,37
R_cilindroY	-7173	-8353,30	R_cilindroY	-12173	-15915,27	R_cilindroY	-13078	-11553,28
Rnx	-38001	-37843,51	Rnx	-13941	-9867,87	Rnx	-5696	5247,06
Rny	1246	3673,90	Rny	5478	11268,77	Rny	9600	9852,55
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0,00	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61

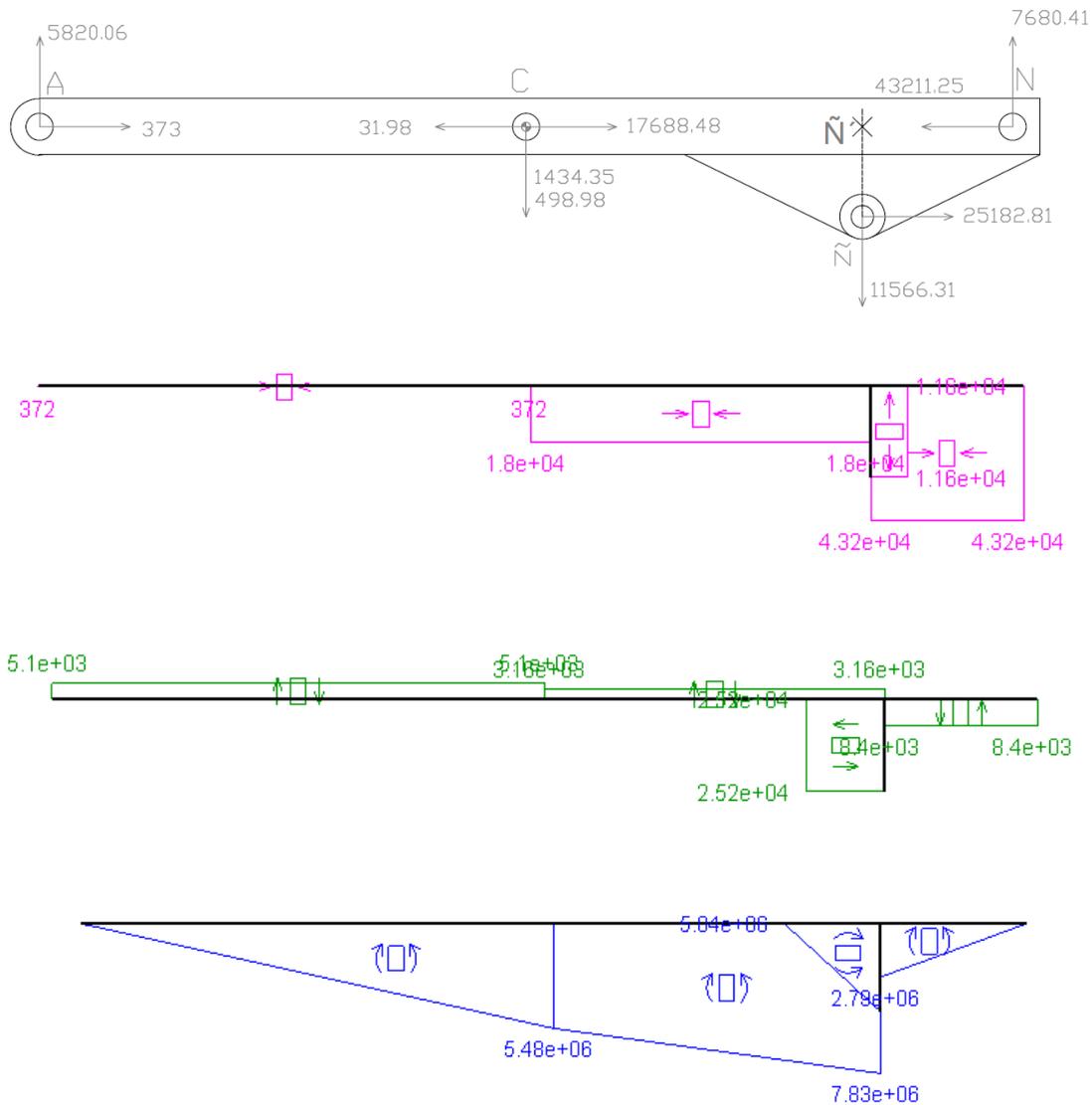
Tabla 6.5- Reacciones globales y locales Barra 5



En la barra 5, al igual que en la barra 1, pueden existir dudas entre el Caso 1A y el Caso 1B, por lo que analizaremos ambos para obtener cual es el más desfavorable, es decir el que genera mayores esfuerzos.

Una vez seleccionados los casos más desfavorables, se representara el DSL con las reacciones y el sentido de estas, así como los diagramas de esfuerzos resultantes de esos esfuerzos. Se seleccionara el punto más desfavorable de cada barra y se realizaran los cálculos necesarios para esos puntos.

### CASO 1A





Debido a que la barra 5 posee una orejeta soldada a ella, esta transmite los esfuerzos directamente al propio cuerpo de la barra 5. De manera aproximada suponemos que los esfuerzos del cilindro hidráulico sobre el punto Ñ, han sido transmitidos al punto medio de la soldadura de la orejeta (Ñ').

Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos, resolvemos las ecuaciones planteadas anteriormente para el punto más desfavorable de la barra, en este caso el Punto Ñ'.

VALORES:

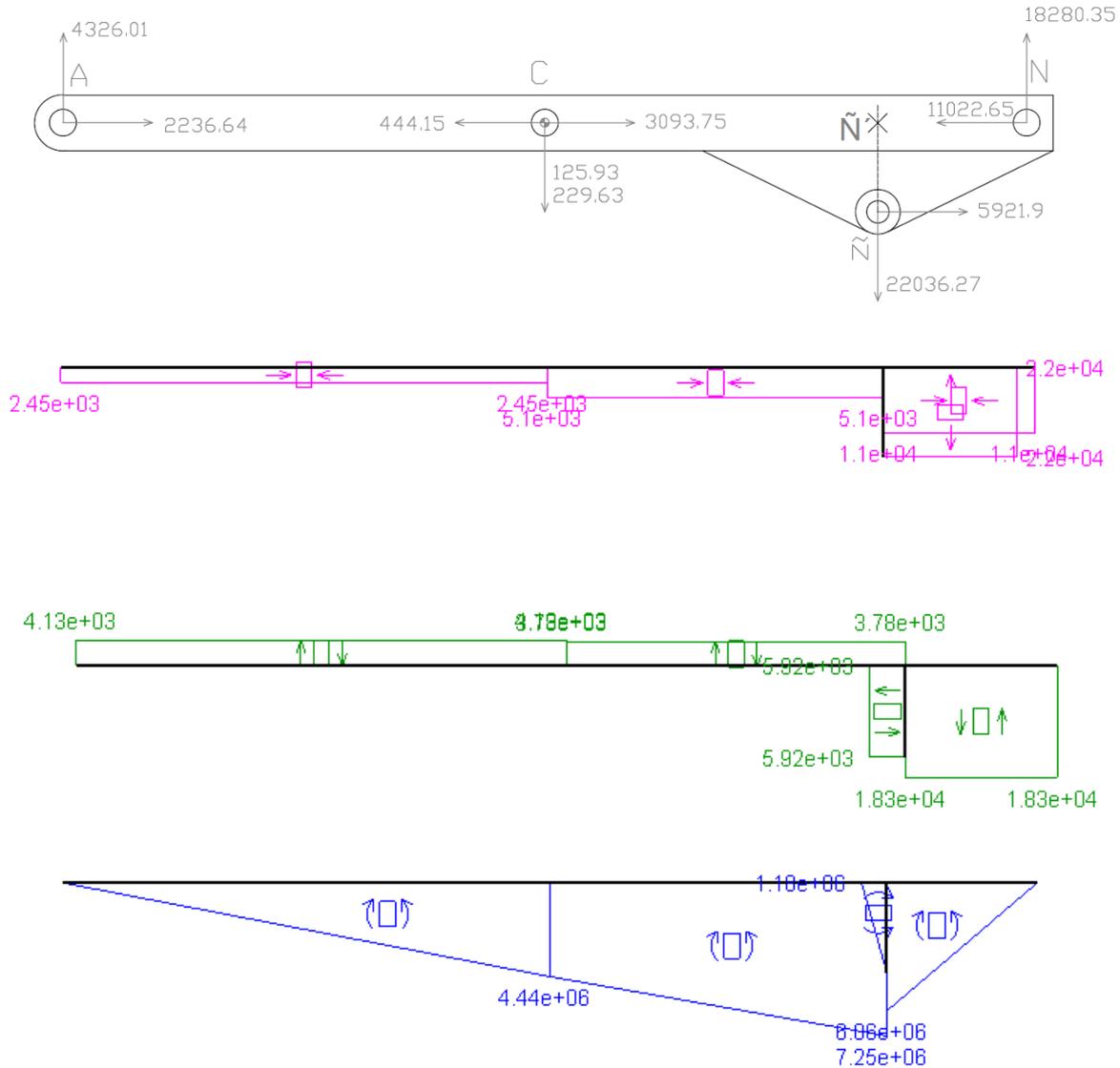
- TRACCIÓN/COMPRESIÓN = 18000 N
- FLEXIÓN = 7830000 Nmm

BARRA 5 CASO 1A							
Altura (h) [mm]	100	100	100	120	120	120	120
Ancho (b)[mm]	80	80	80	80	80	100	100
Espesor (e) [mm]	4	5	6	4	6	6	8
Área (A) [mm <sup>2</sup> ]	1376	1700	2016	1536	2256	2496	3264
Momento de Inercia Z [mm <sup>4</sup> ]	1994539	2414167	2804992	3090432	4381632	5162112	6525952
Modulo Resistente [mm <sup>3</sup> ]	39891	48283	56100	51507	73027	86035	108766
$\sigma_{\text{Tracción/Comp.}}$ en Punto Ñ' [Mpa]	13,08	10,59	8,93	11,72	7,98	7,21	5,51
$\sigma_{\text{Flexión}}$ en Punto Ñ' [Mpa]	196,29	162,17	139,57	152,02	107,22	91,01	71,99
$\sigma$ en Punto Ñ' [Mpa]	<b>209,37</b>	<b>172,76</b>	<b>148,50</b>	<b>163,74</b>	<b>115,20</b>	<b>98,22</b>	<b>77,50</b>

Tabla 6.5.1- Selección del perfil para Caso 1A



### CASO 1B



Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos, resolvemos las ecuaciones planteadas anteriormente para el punto más desfavorable de la barra, en este caso el Punto  $\tilde{N}'$ , no obstante, para este caso en concreto vamos a analizar ambos lados del punto.

VALORES ( $\tilde{N}'$ -):

- TRACCIÓN/COMPRESIÓN = 5100 N
- FLEXIÓN = 7250000 Nmm

VALORES ( $\tilde{N}'$ +):

- TRACCIÓN/COMPRESIÓN = 22000 N
- FLEXIÓN = 6060000 Nmm



BARRA 5 CASO 1B							
Altura (h) [mm]	100	100	100	120	120	120	120
Ancho (b)[mm]	80	80	80	80	80	100	100
Espesor (e) [mm]	4	5	6	4	6	6	8
Área (A) [mm <sup>2</sup> ]	1376	1700	2016	1536	2256	2496	3264
Momento de Inercia Z [mm <sup>4</sup> ]	1994539	2414167	2804992	3090432	4381632	5162112	6525952
Modulo Resistente [mm <sup>3</sup> ]	39891	48283	56100	51507	73027	86035	108766
$\sigma_{\text{Tracción/Comp. en Punto } \tilde{N}' -}$ [Mpa]	3,71	3,00	2,53	3,32	2,26	2,04	1,56
$\sigma_{\text{Flexión en Punto } \tilde{N}' -}$ [Mpa]	181,75	150,16	129,23	140,76	99,28	84,27	66,66
$\sigma_{\text{en Punto } \tilde{N}' -}$ [Mpa]	<b>185,45</b>	<b>153,16</b>	<b>131,76</b>	<b>144,08</b>	<b>101,54</b>	<b>86,31</b>	<b>68,22</b>
$\sigma_{\text{Tracción/Comp. en Punto } \tilde{N}' +}$ [Mpa]	15,99	12,94	10,91	14,32	9,75	8,81	6,74
$\sigma_{\text{Flexión en Punto } \tilde{N}' +}$ [Mpa]	151,91	125,51	108,02	117,65	82,98	70,44	55,72
$\sigma_{\text{en Punto } \tilde{N}' +}$ [Mpa]	<b>167,90</b>	<b>138,45</b>	<b>118,93</b>	<b>131,98</b>	<b>92,73</b>	<b>79,25</b>	<b>62,46</b>

Tabla 6.5.2- Selección del perfil para Caso 1B

Una vez analizada la barra 5 para los dos casos entre los que dudábamos, observamos que para el Caso 1A los esfuerzos son mayores por lo que es el caso más restrictivo a la hora de diseñar la barra. Por ello, vamos a seleccionar el perfil que satisface las condiciones del Caso 1A.

$$\sigma_{\text{máx\_adm}} = 91.667 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

PERFIL SELECCIONADO:

- Altura (h) = 120 mm
- Ancho (b) = 100 mm
- Espesor (e) = 8 mm

COEFICIENTE DE SEGURIDAD REAL:

$$C_S = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\text{máx\_adm}}} \rightarrow C_S = \frac{275}{77.5} = 3.5483$$



## 4.6 Barra 6

BARRA 6								
CASO 1A			CASO 1B			CASO 1C		
Ángulo de rotación [grados]	-3,67		Ángulo de rotación [grados]	-27,34		Ángulo de rotación [grados]	-58,72	
Ángulo de rotación [radianes]	-0,06		Ángulo de rotación [radianes]	-0,48		Ángulo de rotación [radianes]	-1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rnx	43614	43838,16	Rnx	18187	21288,25	Rnx	7536	20641,57
Rny	-4901	-2101,52	Rny	-11176	-1574,87	Rny	-19574	-3722,66
Rex	15604	15334,71	Rex	1934	319,95	Rex	607,5	-11511,08
Rey	3711	4701,40	Rey	3044	3592,20	Rey	13838	7704,17
Rmx	-59219	-59205,78	Rmx	-20121	-21837,84	Rmx	-8144	-9558,07
Rmy	1689	-2101,96	Rmy	8632	-1573,19	Rmy	6236	-3722,33
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 2A			CASO 2B			CASO 2C		
Ángulo de rotación [grados]	-3,67		Ángulo de rotación [grados]	-27,34		Ángulo de rotación [grados]	-58,72	
Ángulo de rotación [radianes]	-0,06		Ángulo de rotación [radianes]	-0,48		Ángulo de rotación [radianes]	-1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rnx	43614	43766,02	Rnx	18187	20706,36	Rnx	7536	18789,57
Rny	-3773	-975,83	Rny	-9909	-449,39	Rny	-17407	-2597,51
Rex	15604	15478,87	Rex	1934	1483,46	Rex	607,5	-7807,07
Rey	1457	2452,01	Rey	510,6	1341,79	Rey	9504	5453,87
Rmx	-59219	-59277,92	Rmx	-20121	-22419,73	Rmx	-8144	-11410,08
Rmy	2817	-976,27	Rmy	9899	-447,72	Rmy	8403	-2597,18
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 3A			CASO 3B			CASO 3C		
Ángulo de rotación [grados]	-3,67		Ángulo de rotación [grados]	-27,34		Ángulo de rotación [grados]	-58,72	
Ángulo de rotación [radianes]	-0,06		Ángulo de rotación [radianes]	-0,48		Ángulo de rotación [radianes]	-1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rnx	43614	43693,94	Rnx	18187	20124,92	Rnx	7536	16937,56
Rny	-2646	148,86	Rny	-8643	675,19	Rny	-15240	-1472,36
Rex	15604	15623,08	Rex	1934	2646,61	Rex	607,5	-4103,06
Rey	-797,8	201,83	Rey	-2022	-907,91	Rey	5170	3203,57
Rmx	-59219	-59350,00	Rmx	-20121	-23001,17	Rmx	-8144	-13262,08
Rmy	3944	148,42	Rmy	11165	676,87	Rmy	10570	-1472,03
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 4A			CASO 4B			CASO 4C		
Ángulo de rotación [grados]	-3,67		Ángulo de rotación [grados]	-27,34		Ángulo de rotación [grados]	-58,72	
Ángulo de rotación [radianes]	-0,06		Ángulo de rotación [radianes]	-0,48		Ángulo de rotación [radianes]	-1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rnx	40246	40291,20	Rnx	15640	17084,89	Rnx	6432	13782,48
Rny	-1995	583,12	Rny	-6950	1009,32	Rny	-12219	-847,31
Rex	3901	3951,79	Rex	483,5	1353,54	Rex	151,9	-2923,48
Rey	-919	-667,62	Rey	-2012	-1565,20	Rey	3513	1953,84
Rmx	-44147	-44274,97	Rmx	-16123	-18670,38	Rmx	-6584	-11286,37
Rmy	3414	583,48	Rmy	9468	1005,59	Rmy	9206	-847,00
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 5A			CASO 5B			CASO 5C		
Ángulo de rotación [grados]	-3,67		Ángulo de rotación [grados]	-27,34		Ángulo de rotación [grados]	-58,72	
Ángulo de rotación [radianes]	-0,06		Ángulo de rotación [radianes]	-0,48		Ángulo de rotación [radianes]	-1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rnx	38001	38002,89	Rnx	13941	14899,63	Rnx	5696	11162,03
Rny	-1246	1187,00	Rny	-5478	1536,59	Rny	-9600	-116,49
Rex	-3901	-3788,83	Rex	-483,5	816,05	Rex	-151,9	-1103,58
Rey	-1629	-1875,16	Rey	-2712	-2631,12	Rey	1199	492,73
Rmx	-34100	-34246,04	Rmx	-13458	-15945,29	Rmx	-5544	-10486,57
Rmy	3375	1187,14	Rmy	8689	1537,56	Rmy	8902	-116,02
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0,00	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61

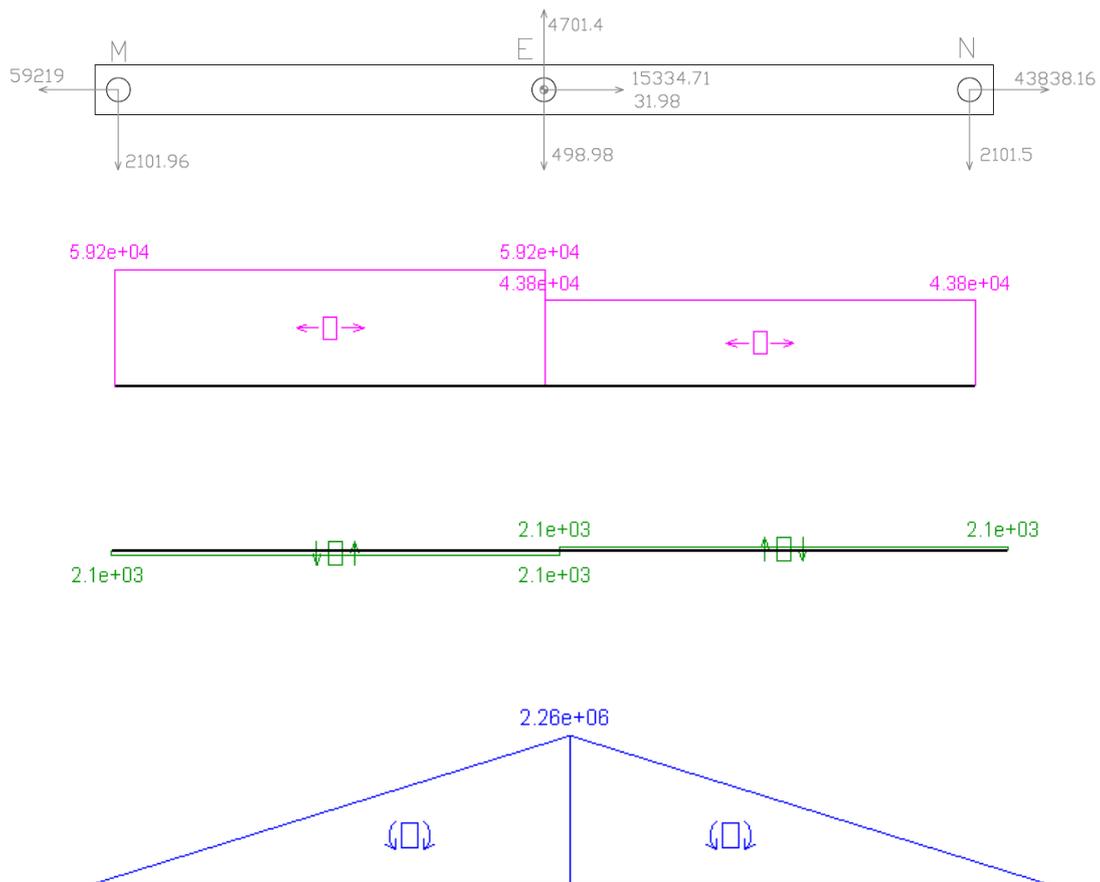
Tabla 6.6- Reacciones globales y locales Barra 6



En la barra 6, como se puede apreciar en la tabla, el Caso 1A es aquel que genera mayores esfuerzos.

Por lo tanto tomaremos las reacciones generadas en dicho caso para realizar los diagramas de esfuerzos.

### CASO 1A



Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos, resolvemos las ecuaciones planteadas anteriormente para el punto más desfavorable de la barra, en este caso el Punto E.

VALORES:

- TRACCIÓN/COMPRESIÓN =  $59200$  N
- FLEXIÓN =  $2260000$  Nmm



BARRA 6 CASO 1A							
Altura (h) [mm]	100	100	100	100	100	100	100
Ancho (b)[mm]	50	50	50	60	60	80	80
Espesor (e) [mm]	4	5	6	5	6	5	6
Área (A) [mm <sup>2</sup> ]	1136	1400	1656	1500	1776	1700	2016
Momento de Inercia Z [mm <sup>4</sup> ]	1441259	1736667	2008672	1962500	2274112	2414167	2804992
Modulo Resistente [mm <sup>3</sup> ]	28825	34733	40173	39250	45482	48283	56100
$\sigma$ Tracción/Comp. en Punto E [Mpa]	52,11	42,29	35,75	39,47	33,33	34,82	29,37
$\sigma$ Flexión en Punto E [Mpa]	78,40	65,07	56,26	57,58	49,69	46,81	40,29
$\sigma$ en Punto E [Mpa]	130,52	107,35	92,00	97,05	83,02	81,63	69,65

Tabla 6.6.1- Selección del perfil para Caso 1A

Como podemos apreciar en la tabla, para la barra 6 analizando su caso más desfavorable (Caso 1A), debemos seleccionar el perfil que posea una tensión inferior a la tensión máxima admisible de 91.667 MPa.

Por ello, vamos a seleccionar el menor perfil de todos ellos.

$$\sigma_{\text{máx\_adm}} = 91.667 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

PERFIL SELECCIONADO:

- Altura (h) = 100 mm
- Ancho (b) = 60 mm
- Espesor (e) = 6 mm

COEFICIENTE DE SEGURIDAD REAL:

$$C_S = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\text{máx\_adm}}} \rightarrow C_S = \frac{275}{83.02} = 3.3124$$



### 4.7 Barra 7

BARRA 7								
CASO 1A			CASO 1B			CASO 1C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rmx	59219	58989,73	Rmx	20121	13909,00	Rmx	8144	-1101,00
Rmy	-1689	-5473,04	Rmy	-8632	-16908,75	Rmy	-6236	-10198,05
R_cilindroX	-25871	-25182,81	R_cilindroX	-15381	-5921,90	R_cilindroX	-7710	11472,63
R_cilindroY	9932	11566,31	R_cilindroY	16855	22036,27	R_cilindroY	18108	15991,33
Rgx	-80161	-80452,45	Rgx	-10542	-12761,18	Rgx	-2249	-12231,90
Rgy	-7123	-1981,52	Rgy	-7396	-1728,22	Rgy	-12946	-4799,75
Rlx	46813	46677,50	Rlx	5802	5004,04	Rlx	1823	2291,74
Rly	-620,1	-3612,87	Rly	-326,3	-2954,53	Rly	1574	-740,76
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 2A			CASO 2B			CASO 2C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rmx	59219	58917,59	Rmx	20121	13327,11	Rmx	8144	-2953,01
Rmy	-2817	-6598,73	Rmy	-9899	-18034,22	Rmy	-8403	-11323,20
R_cilindroX	-25871	-25182,81	R_cilindroX	-15381	-5921,90	R_cilindroX	-7717	11469,00
R_cilindroY	9932	11566,31	R_cilindroY	16855	22036,27	R_cilindroY	18108	15997,31
Rgx	-80161	-80308,23	Rgx	-10542	-11597,85	Rgx	-2249	-8527,89
Rgy	-4868	268,87	Rgy	-4863	521,83	Rgy	-8612	-2549,44
Rlx	46813	46605,42	Rlx	5802	4422,28	Rlx	1823	440,17
Rly	-1747	-4737,47	Rly	-1593	-4079,74	Rly	-592,5	-1865,65
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 3A			CASO 3B			CASO 3C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rmx	59219	58845,51	Rmx	20121	12745,67	Rmx	8144	-4805,01
Rmy	-3944	-7723,43	Rmy	-11165	-19158,80	Rmy	-10570	-12448,35
R_cilindroX	-25871	-25182,81	R_cilindroX	-15381	-5921,90	R_cilindroX	-7717	11469,00
R_cilindroY	9932	11566,31	R_cilindroY	16855	22036,27	R_cilindroY	18108	15997,31
Rgx	-80161	-80164,00	Rgx	-10542	-10434,52	Rgx	-2249	-4824,73
Rgy	-2613	2519,25	Rgy	-2330	2771,89	Rgy	-4279	-299,66
Rlx	46813	46533,28	Rlx	5802	3840,85	Rlx	1823	-1411,41
Rly	-2875	-5863,16	Rly	-2859	-5204,32	Rly	-2759	-2990,54
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 4A			CASO 4B			CASO 4C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rmx	44147	43838,26	Rmx	16123	9973,64	Rmx	6584	-4449,27
Rmy	-3414	-6230,54	Rmy	-9468	-15815,20	Rmy	-9206	-10406,90
R_cilindroX	-21559	-20985,48	R_cilindroX	-12818	-4935,28	R_cilindroX	-6431	9557,41
R_cilindroY	8277	9638,91	R_cilindroY	14046	18363,94	R_cilindroY	15090	13331,23
Rgx	-57698	-57702,92	Rgx	-7657	-7543,41	Rgx	-1520	-3156,57
Rgy	-1924	1770,16	Rgy	-1615	2082,03	Rgy	-2770	-139,19
Rlx	35110	34882,12	Rlx	4351	2733,80	Rlx	1367	-1524,25
Rly	-2439	-4679,56	Rly	-2463	-4186,16	Rly	-2614	-2525,54
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 5A			CASO 5B			CASO 5C		
Ángulo de rotacion [grados]	3,67		Ángulo de rotacion [grados]	27,34		Ángulo de rotacion [grados]	58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	0,06		Ángulo de rotacion [radianes]	0,48		Ángulo de rotacion [radianes]	1,02	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rmx	34100	33814,33	Rmx	13458	7964,10	Rmx	5544	-4729,45
Rmy	-3375	-5549,04	Rmy	-8689	-13899,26	Rmy	-8902	-9360,23
R_cilindroX	-18684	-18186,98	R_cilindroX	-11109	-4277,40	R_cilindroX	-5573	8283,37
R_cilindroY	7173	8353,30	R_cilindroY	12173	15915,27	R_cilindroY	13078	11553,28
Rgx	-42723	-42688,92	Rgx	-5733	-5290,92	Rgx	-1034	-1010,77
Rgy	-834,8	1899,37	Rgy	-431,8	2249,43	Rgy	-554,5	595,79
Rlx	27308	27094,50	Rlx	3384	1833,94	Rlx	1063	-2116,25
Rly	-2464	-4205,51	Rly	-2552	-3821,10	Rly	-3122	-2529,49
Peso propio x	0	-31,98	Peso propio x	0	-229,63	Peso propio x	0	-427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61

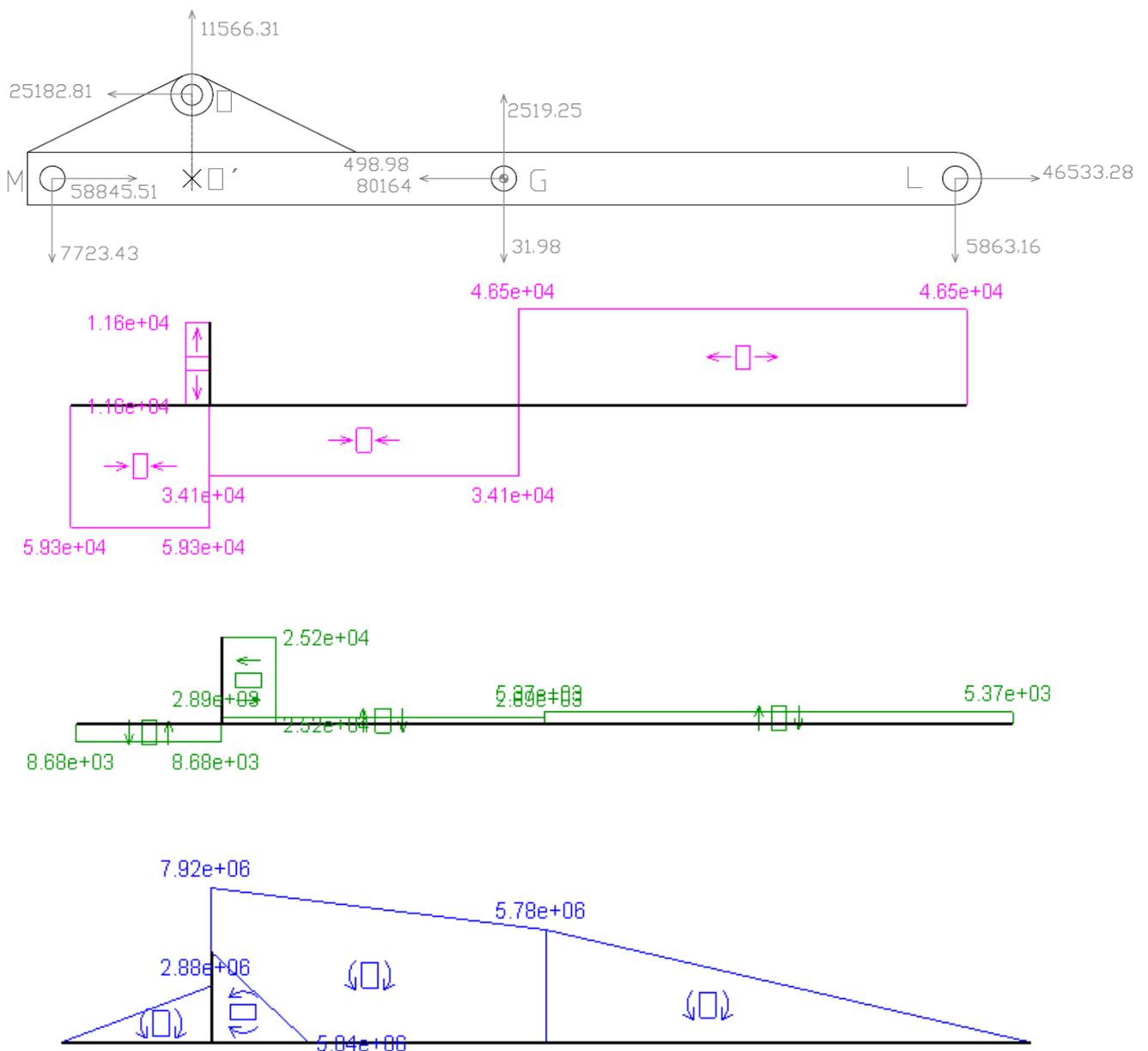
Tabla 6.7- Reacciones globales y locales Barra 7



En la barra 7, como se puede apreciar en la tabla, el Caso 3A es aquel que genera mayores esfuerzos.

Por lo tanto tomaremos las reacciones generadas en dicho caso para realizar los diagramas de esfuerzos.

### CASO 3A



Debido a que la barra 7 posee una orejeta soldada a ella, esta trasmite los esfuerzos directamente al propio cuerpo de la barra 7. De manera aproximada suponemos que los esfuerzos del cilindro hidráulico sobre el punto O, han sido transmitidos al punto medio de la soldadura de la orejeta (O').



Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos, resolvemos las ecuaciones planteadas anteriormente para el punto más desfavorable de la barra, en este caso el Punto O'.

VALORES:

- TRACCIÓN/COMPRESIÓN = 34100 N
- FLEXIÓN = 7920000 Nmm

BARRA 7 CASO 3A							
Altura (h) [mm]	100	100	100	120	120	120	120
Ancho (b)[mm]	80	80	80	80	80	100	100
Espesor (e) [mm]	4	5	6	4	6	6	8
Área (A) [mm <sup>2</sup> ]	1376	1700	2016	1536	2256	2496	3264
Momento de Inercia Z [mm <sup>4</sup> ]	1994539	2414167	2804992	3090432	4381632	5162112	6525952
Modulo Resistente [mm <sup>3</sup> ]	39891	48283	56100	51507	73027	86035	108766
$\sigma$ Tracción/Compresión en Punto O' [Mpa]	13,08	10,59	8,93	11,72	7,98	7,21	5,51
$\sigma$ Flexión en Punto O' [Mpa]	158,18	130,69	112,48	122,51	86,41	73,34	58,01
$\sigma$ en Punto O' [Mpa]	171,26	141,28	121,41	134,23	94,38	80,55	63,53

Tabla 6.7.1- Selección del perfil para Caso 3A

Como podemos apreciar en la tabla, para la barra 7 analizando su caso más desfavorable (Caso 3A), debemos seleccionar el perfil que posea una tensión inferior a la tensión máxima admisible de 91.667 MPa. Por ello, vamos a seleccionar el menor perfil de todos ellos.

$$\sigma_{\text{máx\_adm}} = 91.667 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

PERFIL SELECCIONADO:

- Altura (h) = 120 mm
- Ancho (b) = 100 mm
- Espesor (e) = 6 mm

COEFICIENTE DE SEGURIDAD REAL:

$$C_S = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\text{máx\_adm}}} \rightarrow C_S = \frac{275}{80.55} = 3.414$$



## 4.8 Barra 8

BARRA 8								
CASO 1A			CASO 1B			CASO 1C		
Ángulo de rotacion [grados]	-3,667		Ángulo de rotacion [grados]	-27,34		Ángulo de rotacion [grados]	-58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	-0,06400122		Ángulo de rotacion [radianes]	-0,47717302		Ángulo de rotacion [radianes]	-1,02485734	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rlx	-46813	-46756,82	Rlx	-5802	-5303,76	Rlx	-1823	398,66
Rly	620,1	-2375,21	Rly	326,3	-2374,83	Rly	-1574	-2375,26
Rix	46813	46572,61	Rix	5802	3846,36	Rix	1823	-4735,96
Riy	2260	5249,42	Riy	2847	5193,66	Riy	6649	5010,31
Rkx	0	152,22	Rkx	0	1228,09	Rkx	0	3909,12
Rky	-2380	-2375,13	Rky	-2674	-2375,31	Rky	-4574	-2374,92
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 2A			CASO 2B			CASO 2C		
Ángulo de rotacion [grados]	-3,667		Ángulo de rotacion [grados]	-27,34		Ángulo de rotacion [grados]	-58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	-0,06400122		Ángulo de rotacion [radianes]	-0,47717302		Ángulo de rotacion [radianes]	-1,02485734	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rlx	-46813	-46828,89	Rlx	-5802	-5885,51	Rlx	-1823	-1452,91
Rly	1747	-1250,62	Rly	1593	-1249,63	Rly	592,5	-1250,37
Rix	46813	46716,83	Rix	5802	5009,50	Rix	1823	-1031,95
Riy	5,1	2999,13	Riy	314,4	2943,96	Riy	2315	2760,01
Rkx	0	80,14	Rkx	0	646,19	Rkx	0	2057,97
Rky	-1253	-1250,43	Rky	-1407	-1249,83	Rky	-2408	-1250,28
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 3A			CASO 3B			CASO 3C		
Ángulo de rotacion [grados]	-3,667		Ángulo de rotacion [grados]	-27,34		Ángulo de rotacion [grados]	-58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	-0,06400122		Ángulo de rotacion [radianes]	-0,47717302		Ángulo de rotacion [radianes]	-1,02485734	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rlx	-46813	-46901,03	Rlx	-5802	-6466,95	Rlx	-1823	-3304,49
Rly	2875	-124,93	Rly	2859	-125,04	Rly	2759	-125,48
Rix	46813	46861,00	Rix	5802	6173,02	Rix	1823	2671,20
Riy	-2249	749,65	Riy	-2219	693,55	Riy	-2018	510,22
Rkx	0	8,01	Rkx	0	64,62	Rkx	0	205,80
Rky	-125,3	-125,04	Rky	-140,7	-124,98	Rky	-240,8	-125,03
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 4A			CASO 4B			CASO 4C		
Ángulo de rotacion [grados]	-3,667		Ángulo de rotacion [grados]	-27,34		Ángulo de rotacion [grados]	-58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	-0,06400122		Ángulo de rotacion [radianes]	-0,47717302		Ángulo de rotacion [radianes]	-1,02485734	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rlx	-35110	-35194,11	Rlx	-4351	-4996,16	Rlx	-1367	-2943,80
Rly	2439	188,46	Rly	2463	189,59	Rly	2614	188,95
Rix	35110	35174,28	Rix	4351	4863,89	Rix	1367	2827,57
Riy	-2129	120,91	Riy	-2175	66,24	Riy	-2478	-118,34
Rkx	0	-12,11	Rkx	0	-97,69	Rkx	0	-311,00
Rky	189,3	188,91	Rky	212,7	188,94	Rky	363,9	188,94
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61
CASO 5A			CASO 5B			CASO 5C		
Ángulo de rotacion [grados]	-3,667		Ángulo de rotacion [grados]	-27,34		Ángulo de rotacion [grados]	-58,72	
Ángulo de rotacion [radianes]	-0,06400122		Ángulo de rotacion [radianes]	-0,47717302		Ángulo de rotacion [radianes]	-1,02485734	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rlx	-27308	-27409,68	Rlx	-3384	-4178,05	Rlx	-1063	-3220,12
Rly	2464	712,40	Rly	2552	712,76	Rly	3122	712,52
Rix	27308	27423,30	Rix	3384	4316,75	Rix	1063	3964,51
Riy	-2677	-924,97	Riy	-2854	-981,03	Riy	-3993	-1164,77
Rkx	0	-45,65	Rkx	0	-368,24	Rkx	0	-1172,57
Rky	713,7	712,24	Rky	801,8	712,24	Rky	1372	712,37
Peso propio x	0	31,98	Peso propio x	0	229,63	Peso propio x	0	427,32
Peso propio y	-500	-498,98	Peso propio y	-500	-444,15	Peso propio y	-500	-259,61

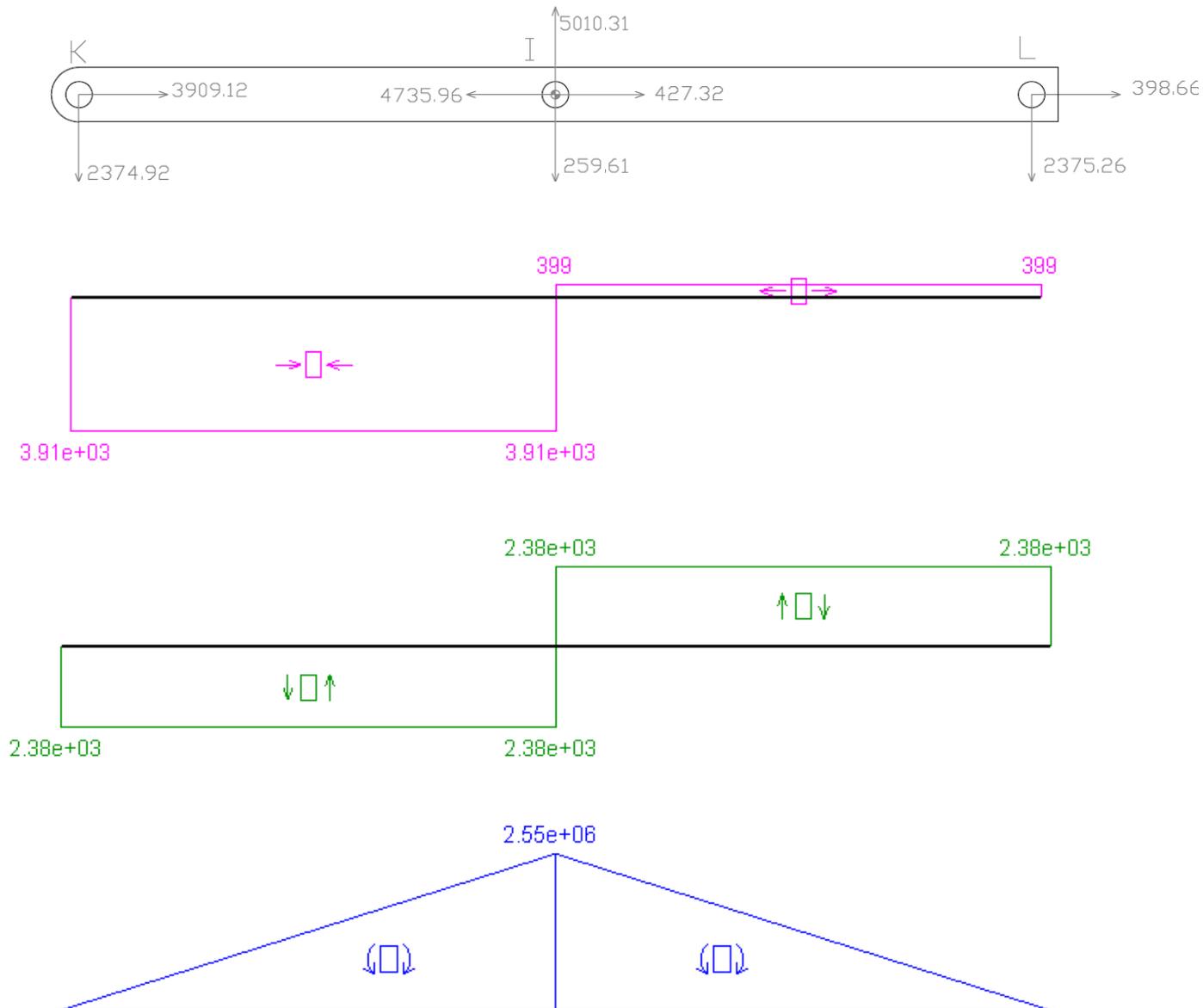
Tabla 6.8- Reacciones globales y locales Barra 8



En la barra 8, como se puede apreciar en la tabla, el Caso 1C es aquel que genera mayores esfuerzos.

Por lo tanto tomaremos las reacciones generadas en dicho caso para realizar los diagramas de esfuerzos.

### CASO 1C





Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos, resolvemos las ecuaciones planteadas anteriormente para el punto más desfavorable de la barra, en este caso el Punto I.

VALORES:

- TRACCIÓN/COMPRESIÓN = 3910 N
- FLEXIÓN = 2550000 Nmm

BARRA 8 CASO 1A							
Altura (h) [mm]	100	100	100	100	100	100	100
Ancho (b)[mm]	50	50	50	60	60	80	80
Espesor (e) [mm]	3	4	5	5	6	5	6
Área (A) [mm <sup>2</sup> ]	864	1136	1400	1500	1776	1700	2016
Momento de Inercia Z [mm <sup>4</sup> ]	1121192	1441259	1736667	1962500	2274112	2414167	2804992
Modulo Resistente [mm <sup>3</sup> ]	22424	28825	34733	39250	45482	48283	56100
$\sigma$ Tracción/Compresión en Punto I [Mpa]	4,53	3,44	2,79	2,61	2,20	2,30	1,94
$\sigma$ Flexión en Punto I [Mpa]	113,72	88,46	73,42	64,97	56,07	52,81	45,45
$\sigma$ en Punto I [Mpa]	118,24	91,91	76,21	67,57	58,27	55,11	47,39

Tabla 6.8.1- Selección del perfil para Caso 1A

Como podemos apreciar en la tabla, para la barra 6 analizando su caso más desfavorable (Caso 1A), debemos seleccionar el perfil que posea una tensión inferior a la tensión máxima admisible de 91.667 MPa. Por ello, vamos a seleccionar el menor perfil de todos ellos.

$$\sigma_{\text{máx\_adm}} = 91.667 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

PERFIL SELECCIONADO:

- Altura (h) = 100 mm
- Ancho (b) = 50 mm
- Espesor (e) = 5 mm

COEFICIENTE DE SEGURIDAD REAL:

$$C_S = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\text{máx\_adm}}} \rightarrow C_S = \frac{275}{76.21} = 3.6084$$



## 4.9 Plataforma superior.

A diferencia del resto de las barras del mecanismo de elevación, la plataforma superior está diseñada para mantenerse siempre horizontal, por lo que la matriz de cambio de base no será necesaria para este caso.

Para obtener el caso más desfavorable y por lo tanto el Caso con el que realizar el estudio, sabemos que el mayor momento flector en una viga biapoyada se produce con la mayor distancia entre apoyos y carga centrada, por lo que analizaremos el caso 2A.

Por otro lado, analizaremos también el caso 5A, ya que es el más desfavorable de los casos con voladizo.

PLATAFORMA SUPERIOR								
CASO 1A			CASO 1B			CASO 1C		
Ángulo de rotacion [grados]	0		Ángulo de rotacion [grados]	0		Ángulo de rotacion [grados]	0	
Ángulo de rotacion [radianes]	0		Ángulo de rotacion [radianes]	0		Ángulo de rotacion [radianes]	0	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rjx	0	0,00	Rjx	0	0,00	Rjx	0	0,00
Rjy	1201	1201,00	Rjy	-173,3	-173,30	Rjy	-2074	-2074,00
Rkx	0	0,00	Rkx	0	0,00	Rkx	0	0,00
Rky	2380	2380,00	Rky	2674	2674,00	Rky	4574	4574,00
Wmáx/2	-2250	-2250,00	Wmáx/2	-2250	-2250,00	Wmáx/2	-2250	-2250,00
Wplataforma/2	-250	-250,00	Wplataforma/2	-250	-250,00	Wplataforma/2	-250	-250,00
CASO 2A			CASO 2B			CASO 2C		
Ángulo de rotacion [grados]	0		Ángulo de rotacion [grados]	0		Ángulo de rotacion [grados]	0	
Ángulo de rotacion [radianes]	0		Ángulo de rotacion [radianes]	0		Ángulo de rotacion [radianes]	0	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rjx	0	0,00	Rjx	0	0,00	Rjx	0	0,00
Rjy	1247	1247,00	Rjy	1093	1093,00	Rjy	92,5	92,50
Rkx	0	0,00	Rkx	0	0,00	Rkx	0	0,00
Rky	1253	1253,00	Rky	1407	1407,00	Rky	2408	2408,00
Wmáx/2	-2250	-2250,00	Wmáx/2	-2250	-2250,00	Wmáx/2	-2250	-2250,00
Wplataforma/2	-250	-250,00	Wplataforma/2	-250	-250,00	Wplataforma/2	-250	-250,00
CASO 3A			CASO 3B			CASO 3C		
Ángulo de rotacion [grados]	0		Ángulo de rotacion [grados]	0		Ángulo de rotacion [grados]	0	
Ángulo de rotacion [radianes]	0		Ángulo de rotacion [radianes]	0		Ángulo de rotacion [radianes]	0	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rjx	0	0,00	Rjx	0	0,00	Rjx	0	0,00
Rjy	2375	2375,00	Rjy	2359	2359,00	Rjy	2259	2259,00
Rkx	0	0,00	Rkx	0	0,00	Rkx	0	0,00
Rky	125,3	125,30	Rky	140,7	140,70	Rky	240,8	240,80
Wmáx/2	-2250	-2250,00	Wmáx/2	-2250	-2250,00	Wmáx/2	-2250	-2250,00
Wplataforma/2	-250	-250,00	Wplataforma/2	-250	-250,00	Wplataforma/2	-250	-250,00
CASO 4A			CASO 4B			CASO 4C		
Ángulo de rotacion [grados]	0		Ángulo de rotacion [grados]	0		Ángulo de rotacion [grados]	0	
Ángulo de rotacion [radianes]	0		Ángulo de rotacion [radianes]	0		Ángulo de rotacion [radianes]	0	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rjx	0	0,00	Rjx	0	0,00	Rjx	0	0,00
Rjy	1939	1939,00	Rjy	1963	1963,00	Rjy	2114	2114,00
Rkx	0	0,00	Rkx	0	0,00	Rkx	0	0,00
Rky	-189,3	-189,30	Rky	-212,7	-212,70	Rky	-363,9	-363,90
Wvol4/2	-1500	-1500,00	Wvol4/2	-1500	-1500,00	Wvol4/2	-1500	-1500,00
Wplataforma/2	-250	-250,00	Wplataforma/2	-250	-250,00	Wplataforma/2	-250	-250,00
CASO 5A			CASO 5B			CASO 5C		
Ángulo de rotacion [grados]	0		Ángulo de rotacion [grados]	0		Ángulo de rotacion [grados]	0	
Ángulo de rotacion [radianes]	0		Ángulo de rotacion [radianes]	0		Ángulo de rotacion [radianes]	0	
	Globales	Locales		Globales	Locales		Globales	Locales
Rjx	0	0,00	Rjx	0	0,00	Rjx	0	0,00
Rjy	1964	1964,00	Rjy	2052	2052,00	Rjy	2622	2622,00
Rkx	0	0,00	Rkx	0	0,00	Rkx	0	0,00
Rky	-713,7	-713,70	Rky	-801,8	-801,80	Rky	-1372	-1372,00
Wvol5/2	-1000	-1000,00	Wvol5/2	-1000	-1000,00	Wvol5/2	-1000	-1000,00
Wplataforma/2	-250	-250,00	Wplataforma/2	-250	-250,00	Wplataforma/2	-250	-250,00

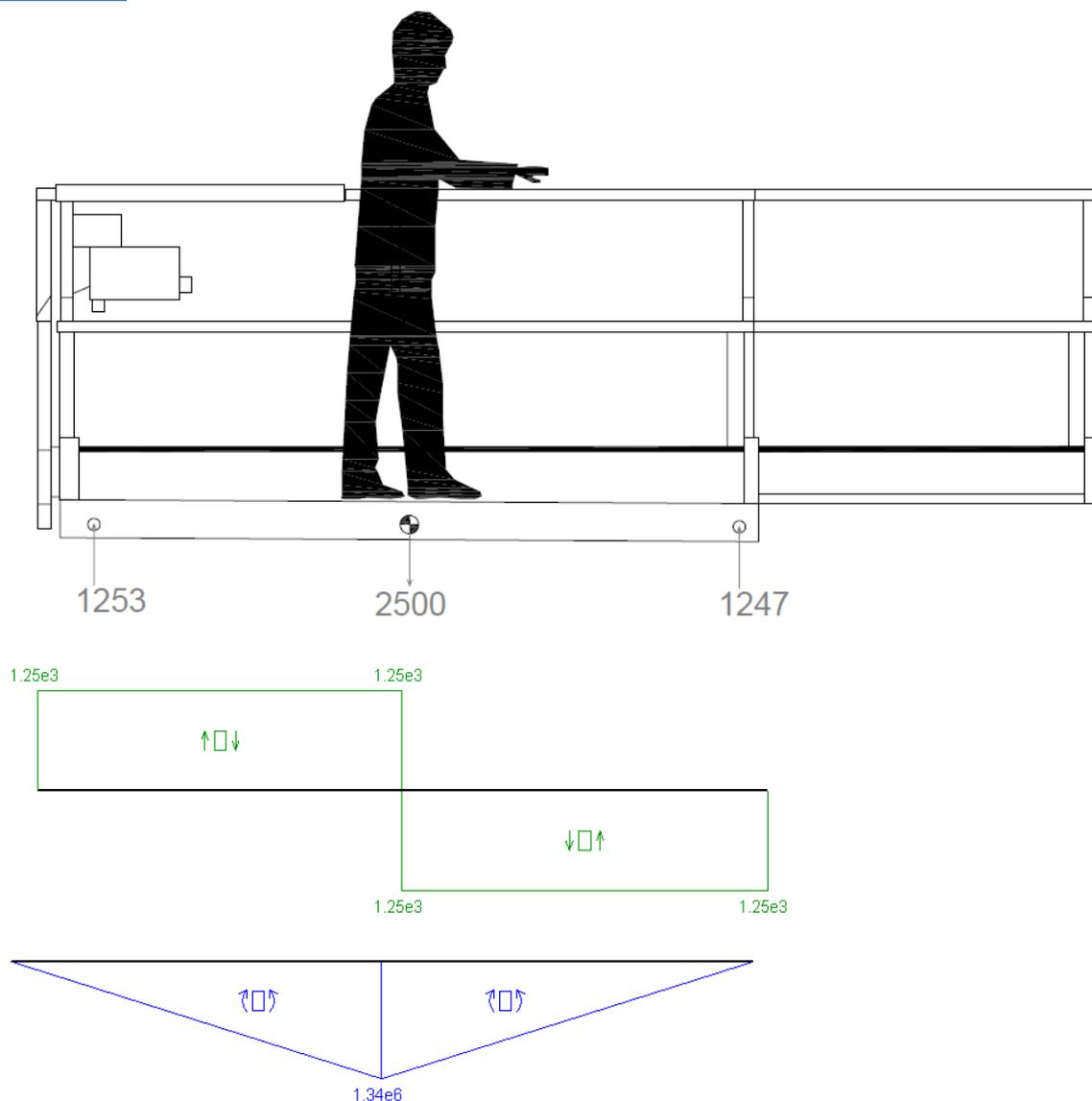
Tabla 6.9- Reacciones globales y locales Plataforma superior



En la plataforma superior, como se puede apreciar en la tabla, pueden existir dudas entre el Caso 2A y el Caso 5A, por lo que analizaremos ambos para obtener cual es el más desfavorable, es decir el que genera mayores esfuerzos.

Una vez seleccionados los casos más desfavorables, se representara el DSL con las reacciones y el sentido de estas, así como los diagramas de esfuerzos resultantes de esos esfuerzos. Se seleccionara el punto más desfavorable de los perfiles en C que soportan la plataforma superior y se realizaran los cálculos necesarios para esos puntos.

### CASO 2A



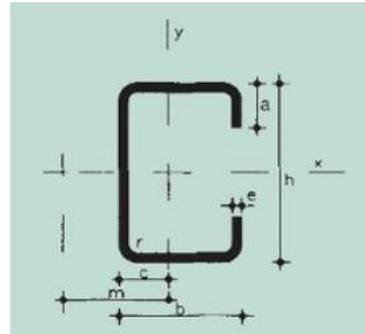
Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos, resolvemos las ecuaciones planteadas anteriormente para el punto más desfavorable de la barra, en este caso el en centro de gravedad de la plataforma, el cual coincide con el punto central.



VALORES:

- TRACCIÓN/COMPRESIÓN = 0 N
- FLEXIÓN = 1340000 Nmm

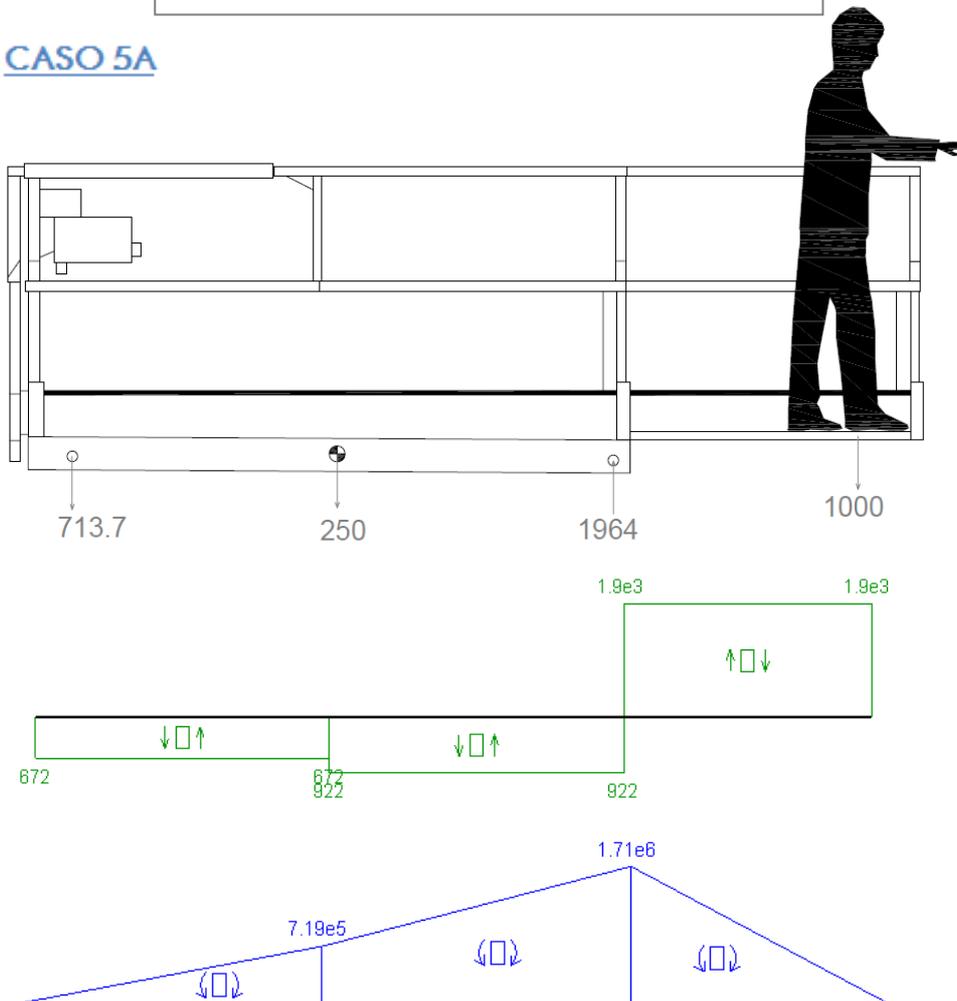
Como podemos observar a diferencia de las barras anteriores, el perfil seleccionado para las vigas que soportan el peso de la plataforma superior es un perfiltec "C"



PLATAFORMA SUPERIOR CASO 2A						
Altura (h) [mm]	120	120	120	140	140	140
Ancho (b)[mm]	50	50	50	50	50	50
Saliente (a) [mm]	20	20	20	20	20	20
Espesor (e) [mm]	2,0	2,5	3,0	2,0	2,5	3,0
Area (A) [mm^2]	492	609	720	532	659	780
Momento de Inercia Z [mm^4]	1090000	1330000	1560000	1560000	1920000	2250000
Modulo Resistente [mm^3]	18167	22167	26000	22286	27429	32143
$\sigma$ (Flexión) en Punto C [Mpa]	73,76	60,45	51,54	60,13	48,85	41,69

Tabla 6.9.1- Selección del perfil para Caso 2A

CASO 5A

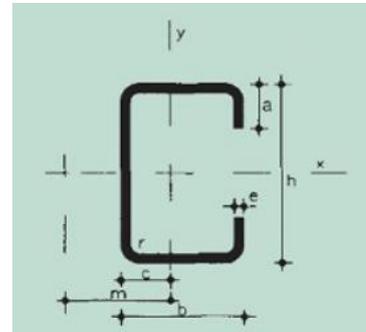




Una vez obtenidos los diagramas de esfuerzos, resolvemos las ecuaciones planteadas anteriormente para el punto más desfavorable de la barra, en este se trata del extremo de la plataforma elevadora no extensible.

VALORES:

- TRACCIÓN/COMPRESIÓN = 0 N
- FLEXIÓN = 1710000 Nmm



PLATAFORMA SUPERIOR CASO 5A						
Altura (h) [mm]	120	120	120	140	140	140
Ancho (b)[mm]	50	50	50	50	50	50
Saliente (a) [mm]	20	20	20	20	20	20
Espesor (e) [mm]	2,0	2,5	3,0	2,0	2,5	3,0
Area (A) [mm <sup>2</sup> ]	492	609	720	532	659	780
Momento de Inercia Z [mm <sup>4</sup> ]	1090000	1330000	1560000	1560000	1920000	2250000
Modulo Resistente [mm <sup>3</sup> ]	18167	22167	26000	22286	27429	32143
σ (Flexión) en Punto C [Mpa]	94,13	77,14	65,77	76,73	62,34	53,20

Tabla 6.9.2- Selección del perfil para Caso 1A

Como podemos apreciar en las dos tablas anteriores, el Caso 5A es más restrictivo que el Caso 2A por lo que el perfil será seleccionado para las condiciones del primer caso que satisfaga la condición:

$$\sigma_{\text{máx\_adm}} = 91.667 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

PERFIL SELECCIONADO:

- Altura (h) = 120 mm
- Ancho (b) = 50 mm
- Saliente (a) = 20 mm
- Espesor (e) = 2.5 mm

COEFICIENTE DE SEGURIDAD REAL:

$$C_S = \frac{\sigma_F}{\sigma_{\text{máx\_adm}}} \rightarrow C_S = \frac{275}{77.14} = 3.56$$



## 4.9 Dimensiones finales de las barras.

Como hemos visto a lo largo del apartado 4 del Anexo, cada barra esta sometida a unos esfuerzos diferentes y por ello tienen unos perfiles distintos.

Elemento/Dimensiones	Altura (h) [mm]	Ancho (b) [mm]	Espesor (e) [mm]	Coefficiente de Seguridad
Barra 1	100	80	5	3,1477
Barra 2	100	50	3	3,945
Barra 3	120	100	8	3,8057
Barra 4	100	50	3	4,062
Barra 5	120	100	8	3,5483
Barra 6	100	60	6	3,3124
Barra 7	120	100	6	3,4114
Barra 8	100	50	5	3,6084

Tabla 7 – Perfiles seleccionados para cada barra

No obstante, a la hora de realizar el montaje de la plataforma elevadora sería un caos para nombrar cada una de las vigas y ponerlas en su posición adecuada. Por ello se van a realizar todos los elementos estructurales de la PEMP con los mismos perfiles y dimensiones. El perfil seleccionado para ello será aquel de menor dimensión que cumpla con los requisitos del coeficiente de seguridad de la barra con mayores esfuerzos. Como consecuencia, los coeficientes de seguridad del resto de barras aumentara.

Elemento/Dimensiones	Altura (h) [mm]	Ancho (b) [mm]	Espesor (e) [mm]	Coefficiente de Seguridad
Barra 1	120	100	8	7,93
Barra 2	120	100	8	16,53
Barra 3	120	100	8	3,80
Barra 4	120	100	8	19,48
Barra 5	120	100	8	3,54
Barra 6	120	100	8	7,06
Barra 7	120	100	8	4,32
Barra 8	120	100	8	11,16

Tabla 8 – Perfiles finales y coeficiente de seguridad

Se aprecia en la tabla anterior como los coeficientes de seguridad han aumentado notablemente a excepción de las barras 3 y 5 ya que no ha variado el perfil para ellas.



## 5. Cálculo en los pasadores.

Es común encontrar en las diversas uniones entre elementos estructurales bulones de acero, pernos o pasadores. En ocasiones, este sistemas de unión permite que conjuntos desmontables para favorecer el recambio de piezas o labores de mantenimiento.

Los bulones son elementos estructurales de acero que han recibido algún tipo de tratamiento térmico para aumentar sus prestaciones mecánicas, normalmente los bulones poseen geometría cilíndrica.

En este apartado se van a realizar los cálculos correspondientes a las uniones entre los diferentes componentes del sistema de elevación de la PEMP. Todas esta uniones se van a realizar mediante pasadores, por lo que vamos a tener que calcular las dimensiones de estos en función de los esfuerzos a los que van a estar sometidos.

El material elegido para los pasadores de la plataforma es un acero **de aleación 1,8515 (31CrMo12)**, el cual presenta las siguientes características:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	1.9e+011	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	7.9e+010	N/m <sup>2</sup>
Densidad de masa	7800	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	1000825984	N/m <sup>2</sup>
Límite de compresión		N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	785594000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	1.1e-005	/K

Tabla 9 – Propiedades acero de aleación 1,8515



En los siguientes cálculos se va a aplicar la **teoría de cortante máximo**, aplicando un coeficiente de seguridad de 3. Por lo que la tensión de cortante máxima y la tensión de aplastamiento máxima admisible en los **pasadores** debe ser:

$$C_S = 3$$

$$\sigma_F = 785.59 \frac{N}{mm^2} \text{ (Mpa)}$$

TENSIÓN APLASTAMIENTO MÁXIMA

$$C_S = \frac{\sigma_F}{\sigma_{m\acute{a}x\_adm}} \rightarrow \sigma_{m\acute{a}x\_adm} = \frac{\sigma_F}{C_S}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x\_adm} = \frac{785.59}{3} = 261.86 \frac{N}{mm^2}$$

TENSIÓN CORTANTE MÁXIMA

$$C_S = \frac{\sigma_F}{2\tau_{m\acute{a}x\_adm}} \rightarrow \tau_{m\acute{a}x\_adm} = \frac{\sigma_F}{2C_S}$$

$$\tau_{m\acute{a}x\_adm} = \frac{785.59}{2 * 3} = 130.93 \frac{N}{mm^2}$$

Recordamos que la tensión máxima en las barras y piezas debe ser (Aplastamiento Máximo):

$$\sigma_{m\acute{a}x\_adm} = \frac{275}{3} = 91.667 \frac{N}{mm^2}$$

A continuación se van a realizar los cálculos referentes a los posibles fallos en los pasadores:

- Aplastamiento
- Cortadura
- Flexión

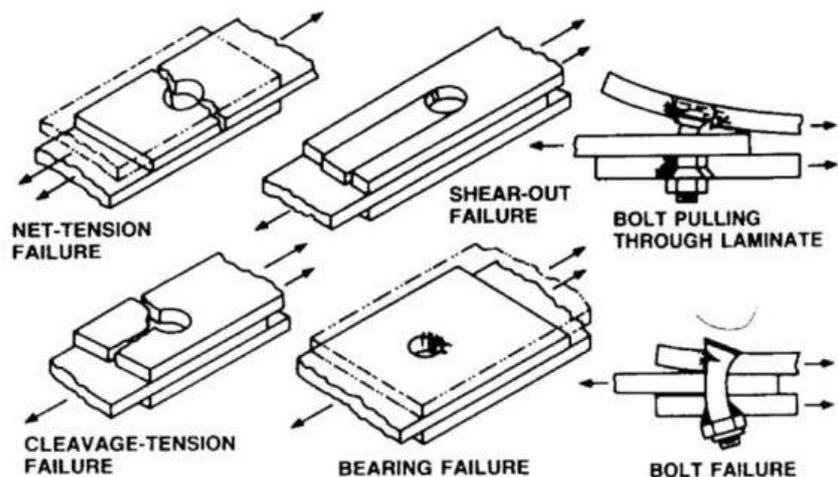


Figura 17 – Posibles fallos en las uniones

## 5.1 Cortadura

Debido a la acción de los esfuerzos normales en las uniones de los elementos, los cuales son paralelos a la sección transversal de los pasadores, estos se ven sometidos a esfuerzos de cortadura o cizalla. Se pueden dar dos tipos de cortadura, simple y doble:

- Cortadura simple.  $\tau = \frac{F}{A}$

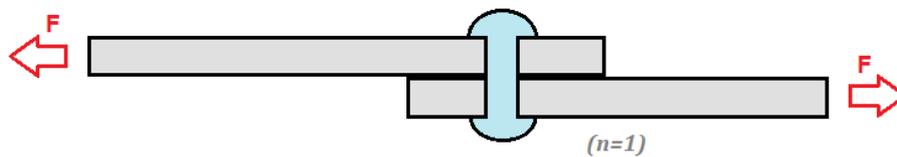
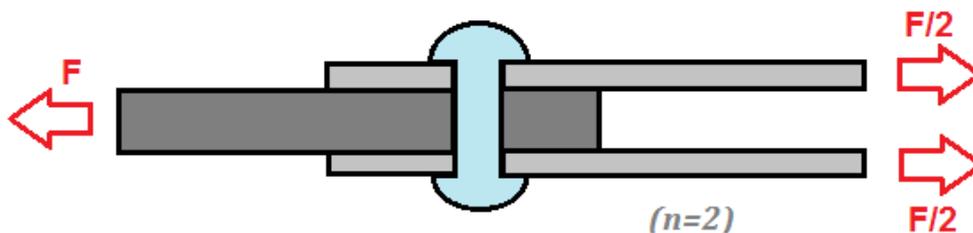


Figura 18 – Fallo por cortadura simple

- Cortadura doble.  $\tau = \frac{F/2}{A}$



Los cálculos a cortadura se realizaran únicamente en los pasadores, ya que son los únicos elementos que pueden sufrir este tipo de fallo.

Figura 19 – Fallo por cortadura doble

## 5.2 Aplastamiento

Por acción de los esfuerzos normales en las uniones de los elementos, estos se ven sometidos a esfuerzos de aplastamiento. Si este esfuerzo sobre dichas superficies de contacto es lo suficientemente grande puede provocar un fallo por aplastamiento o deformación local de una o ambas superficies de contacto. Por tanto, para impedir el fallo es necesario **determinar el área necesaria de contacto** o apoyo en el elemento **que presente menor tensión de fluencia**. Para nuestra plataforma elevadora, los elementos tipo barra tienen una menor tensión de fluencia que los elementos tipo pasador, como consecuencia solo deberemos realizar los cálculos de aplastamiento para las barras.

La tensión provocada por el aplastamiento se calcula a partir de:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{F_{\text{placa}}}{d \cdot e}$$

Siendo:

- $d$  → Diámetro del pasador [mm]
- $e$  → Espesor de la placa [mm]
- $F_{\text{placa}}$  → Fuerza normal en la placa [N]
- $\sigma_{\text{aplastamiento}}$  → Tensión de fluencia del material de la placa [Mpa]

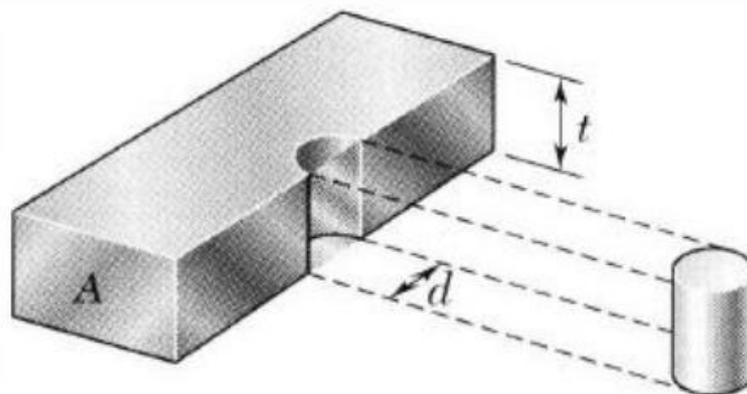


Figura 20 – Fallo por aplastamiento

Para el cálculo por aplastamiento debemos tener en cuenta que estamos trabajando con barras de sección rectangular huecas, por lo que el espesor habrá que duplicarlo para realizar un cálculo correcto.

### 5.3 Flexión

En las uniones de los pistones hidráulicos debemos tener en cuenta un posible fallo a flexión, este es producido por la carga en la barra de sección circular entre dos apoyos. Para estos casos se realizará el calculo a flexión desviada, en vez del cálculo por cortadura. La flexión tiene lugar cuando se produce flexión simple en dos planos perpendiculares.

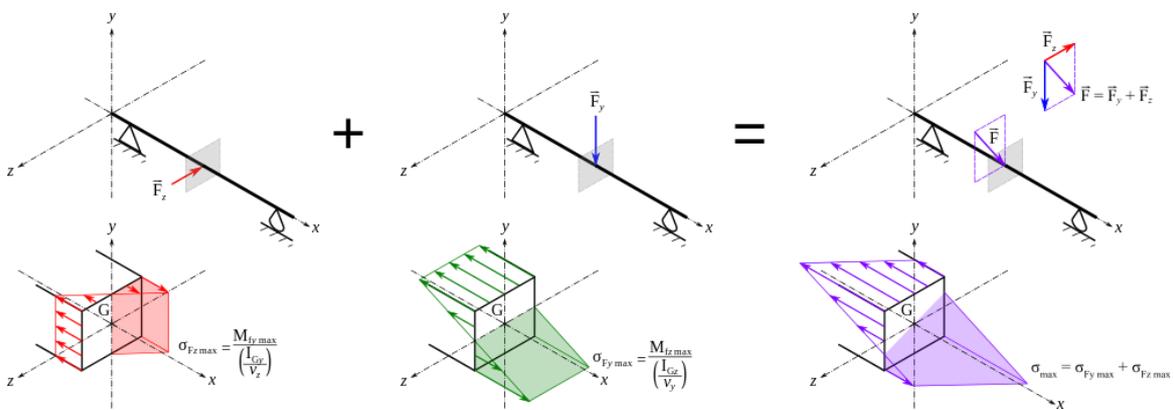


Figura 21 – Fallo por flexión compuesta

- En la figura de la izquierda podemos apreciar que la  $F_z$  crea un momento flector  $M_y$ .
- En la figura centra podemos apreciar que la fuerza  $F_y$  crea un momento flector  $M_z$ .
- En la figura de la derecha observamos momento combinado máximo  $M_r$ .

La tensión se calcula mediante las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{max,adm} = \frac{M_r}{W_f}$$

$$M_r = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$W_f = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$$



## 5.4 Cálculos.

En esta parte del anexo, se van a realizar un análisis de la situación más desfavorable para cada unión. Para ello vamos a tomar los valores de las fuerzas máximas que soporta la estructura en cada punto de unión, esta información será seleccionada del apartado 3.3 de este mismo anexo.

A continuación se adjuntara la fuerza máxima en MODULO en cada pasador:

	MODULO MAXIMO	ELEMENTOS DE UNIÓN
Pasador A	13763,0	BARRA 5 + CUADRADO 1
Pasador B	7263,0	PLATAFORMA INFERIOR + BARRA 1
Pasador C	19745,9	BARRA 1 + BARRA 5
Pasador D	19389,7	BARRA 1 + BARRA 2
Pasador E	16039,2	BARRA 2 + BARRA 6
Pasador F	33557,4	BARRA 2 + BARRA 3
Pasador G	80476,8	BARRA 3 + BARRA 7
Pasador H	46901,5	BARRA 3 + BARRA 4
Pasador I	46867,5	BARRA 4 + BARRA 8
Pasador J	2622,0	BARRA 4 + PLATAFORMA SUPERIOR
Pasador K	4574,0	BARRA 8 + PLATAFORMA SUPERIOR
Pasador L	46901,2	BARRA 7 + BARRA 8
Pasador M	59350,2	BARRA 6 + BARRA 7
Pasador N	43888,5	BARRA 5 + BARRA 6
CILINDRO	27712,0	CILINDRO + SOPORTES

Tabla 10 – Fuerza sometida a cada pasador

Debido a la simplificación simétrica realizada para la realización del cálculo de la estructura de la PEMP, el módulo máximo del cilindro real será el doble.

- $MODULO\ MAXIMO\ REAL = 55424 [N]$



## PASADOR A

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador A se da para el caso 1C.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre la barra 5 y la guía deslizante de la plataforma inferior. Se trata de un caso de **cortadura simple**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{F_A}{\pi \frac{d_{min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 11.57 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, debido a que los elementos tipo barra y tipo pasador son de distinto material, solamente debemos analizar con el más desfavorable, en nuestro caso las barras.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_A}{d_{min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 9.38 \text{ mm}$$

Como podemos apreciar una vez analizados ambos casos, el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo a cortadura, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.



## PASADOR B

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador B se da para el caso 1C.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre la plataforma inferior y la barra 1. Se trata de un caso de **cortadura simple**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{F_B}{\pi \frac{d_{min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 8.40 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, debido a que los elementos tipo barra y tipo pasador son de distinto material, solamente debemos analizar con el más desfavorable, en nuestro caso las barras.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_B}{d_{min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 4.95 \text{ mm}$$

Como podemos apreciar una vez analizados ambos casos, el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo a cortadura, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.



## PASADOR C

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador A se da para el caso 5A.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre la barra 5 y la barra 1. Se trata de un caso de **cortadura simple**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{F_c}{\pi \frac{d_{min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 13.85 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, debido a que los elementos tipo barra y tipo pasador son de distinto material, solamente debemos analizar con el más desfavorable, en nuestro caso las barras.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_c}{d_{min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 13.46 \text{ mm}$$

Como podemos apreciar una vez analizados ambos casos, el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo a cortadura, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.



## PASADOR D

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador A se da para el caso 5A.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre la barra 2 y la barra 1. Se trata de un caso de **cortadura simple**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{F_D}{\pi \frac{d_{min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 13.73 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, debido a que los elementos tipo barra y tipo pasador son de distinto material, solamente debemos analizar con el más desfavorable, en nuestro caso las barras.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_D}{d_{min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 13.22 \text{ mm}$$

Como podemos apreciar una vez analizados ambos casos, el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo a cortadura, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.



## PASADOR E

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador A se da para el caso 1A.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre la barra 2 y la barra 6. Se trata de un caso de **cortadura simple**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{F_E}{\pi \frac{d_{min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 12.49 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, debido a que los elementos tipo barra y tipo pasador son de distinto material, solamente debemos analizar con el más desfavorable, en nuestro caso las barras.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_E}{d_{min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 10.94 \text{ mm}$$

Como podemos apreciar una vez analizados ambos casos, el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo a cortadura, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.



## PASADOR F

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador A se da para el caso 1A.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre la barra 2 y la barra 3. Se trata de un caso de **cortadura simple**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{F_F}{\pi \frac{d_{min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 18.06 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, debido a que los elementos tipo barra y tipo pasador son de distinto material, solamente debemos analizar con el más desfavorable, en nuestro caso las barras.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_F}{d_{min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 22.88 \text{ mm}$$

A diferencia de los anteriores el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo por aplastamiento, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.



## PASADOR G

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador A se da para el caso 1A.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre la barra 3 y la barra 7. Se trata de un caso de **cortadura simple**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{F_G}{\pi \frac{d_{min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 27.97 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, debido a que los elementos tipo barra y tipo pasador son de distinto material, solamente debemos analizar con el más desfavorable, en nuestro caso las barras.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_G}{d_{min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 54.87 \text{ mm}$$

Al igual que en el anterior caso el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo por aplastamiento, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.



## PASADOR H

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador A se da para el caso 1A.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre la barra 3 y la barra 4. Se trata de un caso de **cortadura simple**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{F_H}{\pi \frac{d_{min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 21.35 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, debido a que los elementos tipo barra y tipo pasador son de distinto material, solamente debemos analizar con el más desfavorable, en nuestro caso las barras.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_H}{d_{min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 31.96 \text{ mm}$$

Al igual que en el anterior caso el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo por aplastamiento, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.



## PASADOR I

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador A se da para el caso 1A.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre la barra 4 y la barra 8. Se trata de un caso de **cortadura simple**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{F_I}{\pi \frac{d_{min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 21.35 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, debido a que los elementos tipo barra y tipo pasador son de distinto material, solamente debemos analizar con el más desfavorable, en nuestro caso las barras.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_I}{d_{min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 31.96 \text{ mm}$$

Al igual que en el anterior caso el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo por aplastamiento, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.



## PASADOR J

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador A se da para el caso 5C.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre la barra 4 y la plataforma superior. Se trata de un caso de **cortadura simple**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{F_J}{\pi \frac{d_{min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 5.05 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, debido a que los elementos tipo barra y tipo pasador son de distinto material, solamente debemos analizar con el más desfavorable, en nuestro caso las barras.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_J}{d_{min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 1.79 \text{ mm}$$

Como podemos apreciar una vez analizados ambos casos, el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo a cortadura, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.



## PASADOR K

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador A se da para el caso 1C.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre la barra 8 y guía de la plataforma superior. Se trata de un caso de **cortadura simple**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{F_K}{\pi \frac{d_{min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 6.67 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, debido a que los elementos tipo barra y tipo pasador son de distinto material, solamente debemos analizar con el más desfavorable, en nuestro caso las barras.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_K}{d_{min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 3.12 \text{ mm}$$

Como podemos apreciar una vez analizados ambos casos, el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo a cortadura, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.



## PASADOR L

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador A se da para el caso 3A.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre la barra 7 y la barra 8. Se trata de un caso de **cortadura simple**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{F_L}{\pi \frac{d_{min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 21.36 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, debido a que los elementos tipo barra y tipo pasador son de distinto material, solamente debemos analizar con el más desfavorable, en nuestro caso las barras.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_L}{d_{min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 31.978 \text{ mm}$$

A diferencia de los anteriores el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo por aplastamiento, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.



## PASADOR M

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador A se da para el caso 3A.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre la barra 8 y la barra 7. Se trata de un caso de **cortadura simple**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{F_M}{\pi \frac{d_{min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 24.02 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, debido a que los elementos tipo barra y tipo pasador son de distinto material, solamente debemos analizar con el más desfavorable, en nuestro caso las barras.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_M}{d_{min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 40.47 \text{ mm}$$

Al igual que en el anterior caso el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo por aplastamiento, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.



## PASADOR N

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador A se da para el caso 1A.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre la barra 5 y la barra 6. Se trata de un caso de **cortadura simple**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{F_N}{\pi \frac{d_{min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 20.65 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, debido a que los elementos tipo barra y tipo pasador son de distinto material, solamente debemos analizar con el más desfavorable, en nuestro caso las barras.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_N}{d_{min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{min} = 29.92 \text{ mm}$$

Al igual que en el anterior caso el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo por aplastamiento, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.

## CILINDRO

La fuerza máxima que tiene que soportar el pasador del cilindro se da para todos los casos A, es decir que es independiente de la posición de la carga. Para el caso del cilindro, el procedimiento a seguir será diferente, mediante el cálculo a flexión y cortadura, calcularemos el diámetro mínimo necesario del pasador, y finalmente mediante el cálculo por aplastamiento obtendremos el espesor mínimo las orejetas del soporte.

- En primer lugar, realizaremos el cálculo a cortadura de la zona de unión entre el cilindro y la barra 7, así como el cilindro y la barra 5. Se trata de un caso de **cortadura doble**, por lo que calcularemos el diámetro del pasador necesario para cumplir con el coeficiente de seguridad mediante las ecuaciones planteadas en el anexo correspondiente a cortadura.

$$\tau_{\max\_adm} = 130.93 \text{ Mpa} \qquad \tau_{\max\_adm} = \frac{\frac{F_{\text{cilindro}}}{2}}{\pi \frac{d_{\min}^2}{4}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{\min} = 16.42 \text{ mm}$$

- En segundo lugar, se va a realizar el cálculo a **flexión** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente. La configuración de este pasador se asemeja a la figura mostrada a continuación, donde la larga "q" representa la carga del cilindro sobre el pasador, "L" es la longitud entre los apoyos de las orejetas, la cual es de 200 mm y "L<sub>cil</sub>" es el ancho del agarre inferior del pistón, para nuestro caso de 40 mm.

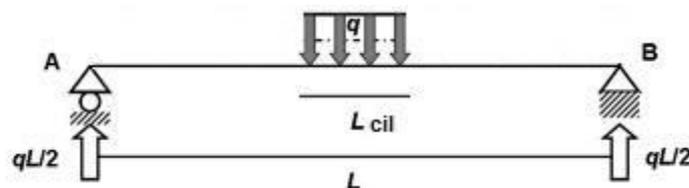


Figura 22 – Configuración pasador del cilindro

$$q = \frac{F_{\text{cilindro}}}{L_{\text{cilindro}}} = \frac{55424}{40} = 1385.6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Analizando el sistema obtenemos que las reacciones en los apoyos, al ser una carga centrada es:

$$R_A = R_B = \frac{F_{cilindro}}{2} = 27712 \text{ N}$$

El punto medio del pasador será la posición de estudio ya que poseerá el mayor momento flector.

$$M_R(x = 100\text{mm}) = 27712 \cdot x - 1385.6 \cdot (x - 80) \cdot \frac{x - 80}{2}$$

$$M_R(x = 100\text{mm}) = 27712 \cdot 100 - 1385.6 \cdot (100 - 80) \cdot \frac{100 - 80}{2}$$

$$M_R(x = 100\text{mm}) = 2494080 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Una vez obtenido el momento máximo al cual van a estar sometidos los pasadores del cilindro hidráulico, podemos calcular el diámetro mínimo que cumpla con el coeficiente de seguridad marcado.

$$\sigma_{\max\_adm} = 261.86 \text{ MPa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{M_R}{W_f} = \frac{M_R}{\frac{\pi \cdot d_{\min}^3}{32}}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$d_{\min} = 45.95 \text{ mm}$$

Como podemos observar, el diámetro mínimo de pasador es mayor en el cálculo por flexión, por lo que podemos asumir que este es más restrictivo y por lo tanto, el diámetro necesario para dicho pasador.

- Por último, se va a realizar el cálculo a **aplastamiento** de la zona de unión, como se ha explicado anteriormente, de este modo calcularemos el espesor necesario en los soportes laterales.

$$\sigma_{\max\_adm} = 91.667 \text{ Mpa} \qquad \sigma_{\max\_adm} = \frac{F_{cilindro}}{d_{\min} \cdot e}$$

Igualamos ambas ecuaciones y despejamos el valor del diámetro mínimo.

$$\text{espesor} = 6.58 \text{ mm}$$

## 5.5 Diámetro final de los pasadores.

Una vez calculados todos los diámetros necesarios en los pasadores, así como el espesor mínimo de las orejetas de los soportes del cilindro hidráulico, se va a realizar una tabla resumen con los datos.

	Diámetro [mm]	FALLO MAS RESTRICTIVO
Pasador A	11.57	CORTADURA
Pasador B	8.40	CORTADURA
Pasador C	13.86	CORTADURA
Pasador D	13.73	CORTADURA
Pasador E	12.49	CORTADURA
Pasador F	22.88	APLASTAMIENTO
Pasador G	54.87	APLASTAMIENTO
Pasador H	31.98	APLASTAMIENTO
Pasador I	31.96	APLASTAMIENTO
Pasador J	5.05	CORTADURA
Pasador K	6.67	CORTADURA
Pasador L	31.98	APLASTAMIENTO
Pasador M	40.47	APLASTAMIENTO
Pasador N	22.92	APLASTAMIENTO
CILINDRO	45.95	FLEXIÓN
ESPESOR OREJETAS	6.58	APLASTAMIENTO

Tabla 10 – Diámetros de los pasadores

Durante la realización de los posibles fallos, se puede observar que para los mismos materiales y configuraciones, hay un determinado valor fuerza que supone que el cambio de fallo por cortadura a fallo por aplastamiento. Esto puede apreciarse claramente en el siguiente gráfico.



Gráfica 3 – Diámetro necesario frente a fuerza

Como apreciamos, hay un valor cercano a 21000N que supone el cambio del posible fallo. Una vez superado ese valor se producirá un fallo por aplastamiento, mientras que si no es superado, el fallo será producido por cortadura.



Al igual que para la selección de los perfiles de los elementos barra de la plataforma elevadora hemos seleccionado la barra más solicitada y esta nos ha marcado los perfiles de toda la estructura, con los pernos vamos a realizar el mismo procedimiento.

Como observamos en la tabla el perno más solicitado y por lo tanto el mayor es el Pasador G, con un diámetro mínimo de 54.87 mm. El diámetro normalizado más cercano es de 55mm, por lo que seleccionaremos todos los pasadores con este diámetro y re calcularemos el coeficiente de seguridad para cada caso.

	Diámetro [mm]	FALLO MAS RESTRICTIVO	TESIÓN POR APLASTAMIENTO	COEFICIENTE DE SEGURIDAD
Pasador A	55	CORTADURA	15,63977273	17,5833757
Pasador B	55	CORTADURA	8,253409091	33,3195649
Pasador C	55	CORTADURA	22,43848161	12,2557312
Pasador D	55	CORTADURA	22,03370171	12,4808806
Pasador E	55	CORTADURA	18,22637782	15,0880226
Pasador F	55	APLASTAMIENTO	38,13341008	7,21152395
Pasador G	55	APLASTAMIENTO	91,45096354	3,00707603
Pasador H	55	APLASTAMIENTO	53,29716717	5,15974891
Pasador I	55	APLASTAMIENTO	53,25854713	5,16349046
Pasador J	55	CORTADURA	2,979545455	92,2959573
Pasador K	55	CORTADURA	5,197727273	52,9077394
Pasador L	55	APLASTAMIENTO	53,29681858	5,15978265
Pasador M	55	APLASTAMIENTO	67,44339815	4,07749324
Pasador N	55	APLASTAMIENTO	49,87330018	5,51397239
CILINDRO	55	FLEXIÓN	152.69	5.1449

Tabla 11 – Diámetros de los pasadores finales

En la Tabla 11, podemos observar como en la segunda columna nos suponía para cada pasador un fallo distinto en función del diámetro, no obstante, al mayorar todos los pasadores por cuestiones de diseño, el fallo más restrictivo para todos los casos será aplastamiento. Esto es fácil de entender en vista de los resultados de la Tabla 10, en la cual, para aproximadamente 15mm de diámetro, el fallo se producirá siempre por Aplastamiento.

Para el caso del pasador del cilindro, a diferencia del resto, el fallo se produciría antes debido a la flexión del pasador, por lo que hemos calculado la nueva tensión provocada por la carga para el diámetro de 55mm y posteriormente su coeficiente de seguridad.

# Trabajo Fin de Grado

Análisis y cálculo de la estructura de una  
plataforma elevadora móvil de personal (PEMP)

## ANEXO II. SISTEMA HIDRÁULICO

Autor/es

Víctor Ruiz Garrido

Director/es

Óscar Javier Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y arquitectura. Universidad de Zaragoza.

2016 / 2017



## ÍNDICE

1. Introducción .....	2
1.1 Fundamentos físicos .....	3
1.2 Ventajas e inconvenientes .....	4
2. Componentes del sistema .....	5
2.1 Fluido hidráulico .....	6
2.2 Deposito hidráulico .....	7
2.3 Filtros .....	8
2.4 Bomba hidráulica .....	9
2.4.1 Bombas rotativas .....	9
2.4.2 Bombas alternativas.....	11
2.5 Cilindro actuador .....	12
2.6 Tuberías hidráulicas.....	13
2.7 Válvulas.....	13
3. Sistemas hidráulicos .....	15
3.1 Sistema abierto .....	15
3.2 Sistema cerrado .....	16
4. Cálculos analíticos .....	17
4.1 Calculo del vástago .....	17
4.2 Calculo del pistón.....	20
4.3 Calculo de la camisa del cilindro .....	22
4.3.1 Hipótesis de pared delgada.....	23
4.3.2 Hipótesis de pared gruesa .....	27
4.4 Selección de la bomba.....	30



## 1. Introducción

Tanto el diseño como la construcción de sistemas mecánicos en máquinas se tenía como objetivo transformar los movimientos rotatorios o lineales en otros más complejos mediante elementos tipo biela-manivela, hélices, cuadriláteros articulados, bielas... Sin embargo con el paso del tiempo, la necesidad de aumentar la automatización de las máquinas así como la búsqueda de la simplicidad han hecho que se empleen sistemas de transmisión de movimientos, fuerzas y pares basados en otra fuente de energía como es la neumática o la oleohidráulica.

La hidráulica es la rama de la física que estudia el comportamiento de los fluidos en función de sus propiedades específicas. Es decir, estudia las propiedades mecánicas de los líquidos dependiendo de las fuerzas a las que son sometidos. En ingeniería, la aplicación de la mecánica de fluidos, permite diseñar dispositivos capaces de transmitir grandes fuerzas.

Etimológicamente la palabra hidráulica se refiere al agua. Por lo que cuando hacemos referencia a esta, el medio transmisor de la energía es el agua. Por el contrario, si el fluido utilizado en su lugar es aceite o fluidos derivados del petróleo, podemos usar el término "oleohidráulica". En el caso de que el fluido utilizado para la transmisión de la energía sea aire, se utilizaría un término referido a "neumática".

Ambas formas de transmisión de energía son muy similares, la principal diferencia es el rango de presiones de trabajo. En la oleohidráulica se consideran presiones normales entorno a los 160 o 210 bar, mientras que en la neumática por lo general no se usan valores superiores a los 8 bar.

Actualmente el uso de la oleohidráulica está mucho más extendido debido a que este no corroe los circuitos internos, permitiendo de este modo una mayor vida útil de los componentes. Además posee el beneficio de lubricar y sellar los diferentes componentes del sistema.

Debido a las fuerzas necesarias para el funcionamiento de la plataforma elevadora de tijeras, el cilindro será de tipo **oleohidráulico**.



## 1.1 Fundamentos físicos

Los fundamentos básicos de la hidráulica se basan en principios fundamentales de la física:

- **Principio de Bernoulli:** El cual expresa que en un fluido ideal, considérese este como un fluido sin viscosidad ni rozamiento, en régimen de circulación por un circuito cerrado, la energía que posee el fluido permanece constante a lo largo de todo su recorrido.
- **Principio de Pascal:** Dicho principio expone que la presión que ejerce un fluido incompresible y en equilibrio en el interior de una cámara cuyas paredes son indeformables, se transmite con la misma intensidad hacia todas las direcciones.

A su vez la energía disponible en un fluido consta de tres componentes:

- **Cinética:** Energía que posee el fluido debida a la velocidad de este.
- **Potencial:** Energía que posee el fluido debido a la altitud de este.
- **Energía de flujo:** Energía del fluido debido a la presión.

El principio de Bernoulli, anteriormente comentado, acompaña su descripción con una famosa ecuación, conocida como "Ecuación de Bernoulli":

$$P + \frac{\rho \cdot V^2}{2} + \rho \cdot g \cdot z = cte$$

Donde:

*V es la velocidad del fluido en la sección considerada;*

*$\rho$  es la densidad del fluido;*

*P es la presión del fluido a lo largo de la línea de flujo;*

*g la aceleración de la gravedad;*

*z la altura en la dirección de la gravedad desde una cota de referencia.*



## 1.2 Ventajas e inconvenientes.

A continuación se van a exponer algunas de las ventajas e inconvenientes de los sistemas hidráulicos frente a otros sistemas de transmisión de potencia como pueden ser los sistemas mecánicos:

### VENTAJAS

- Se pueden realizar movimientos con velocidades regulables de gran precisión, suaves y libres de vibraciones.
- Pueden empezar a trabajar en condiciones de máxima carga.
- Este tipo de sistemas, permiten ejercer gran cantidad de fuerza empleando sistemas compactos.
- Existe gran cantidad de geometrías y elementos flexibles como son los conductos del aceite hidráulico que pueden adaptarse sin ningún tipo de problemas al sistema.
- Existen válvulas de protección que permiten mantener a salvo el sistema al completo en casos de subida de presión.
- Los actuadores o cilindros hidráulicos son elementos reversibles, que pueden ejercer fuerza tanto en un sentido como en otro, así como permitir la frenada en marcha.
- Permite la regulación continua de las fuerzas que se transmiten, sin poner en riesgo el sistema.

### INCONVENIENTES

- Por lo general, es un sistema más caro si lo comparamos con los sistemas de aire comprimido
- La alta presión de trabajo implica realizar grandes labores de mantenimiento preventivo.
- Para generar la presión y el caudal adecuado para mover los cilindros de forma precisa es necesario una centralita oleohidráulica compuesto de un motor eléctrico y una bomba entre otros componentes.
- Baja velocidad de accionamiento de los pistones y actuadores cuando se trabaja con altas cargas.
- Se pueden producir pérdidas del fluido en aparatos y conexiones aumentando labores de mantenimiento, el coste y la suciedad.

## 2. Componentes del sistema

Los sistemas hidráulicos pueden estar compuestos por diferentes elementos en función del objetivo de este, no obstante hay una serie de elementos principales que son comunes en todos los sistemas:

- Un depósito contenedor del fluido hidráulico.
- Un conjunto de filtros, tanto en admisión al circuito como en expulsión al depósito.
- Una bomba que se encarga de introducir el fluido en los conductos.
- Una válvula que permita controlar la dirección del fluido hidráulico.
- Un cilindro hidráulico, que puede ser de acción simple o de doble efecto, siendo este el último elemento del sistema hidráulico.
- Una red de conductos por los que el fluido circula y hace de unión entre el resto de elementos del sistema.
- Válvula de alivio, esta se encarga de ofrecer una salida al depósito en caso de producirse un aumento inesperado de la presión del fluido en el interior de los conductos.

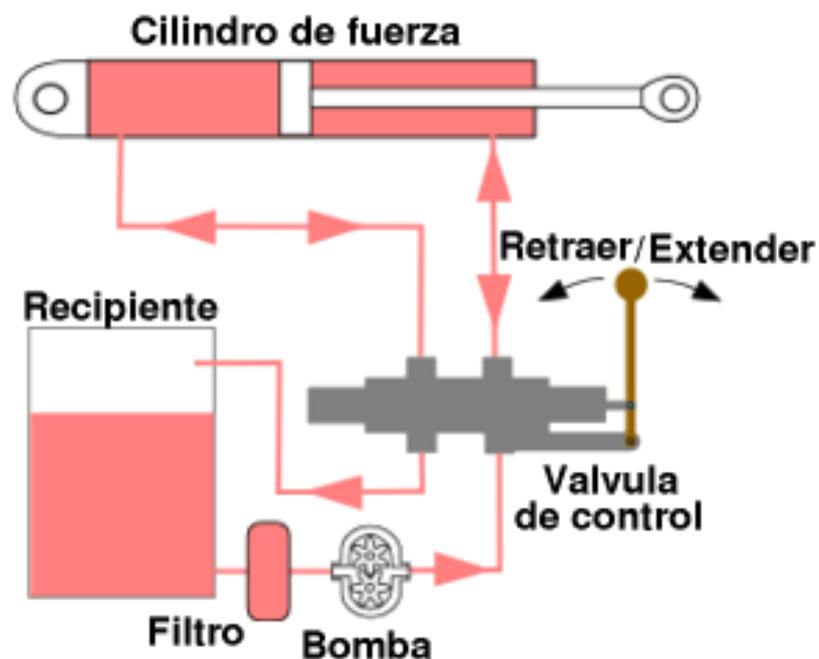


Figura 1- Componentes del sistema

Ahora vamos a realizar una descripción más detallada de los principales elementos anteriormente descritos.



## 2.1 Fluido Hidráulico

El fluido hidráulico es un líquido transmisor de potencia que se utiliza para transformar, controlar y transmitir los esfuerzos mecánicos a través de una variación de presión o de flujo.

Generalmente los fluidos hidráulicos son usados en transmisiones automáticas de automóviles, frenos, vehículos para levantar cargas, tractores, niveladoras...

Un líquido satisfactorio para un sistema hidráulico debe poseer una serie de propiedades, las más importantes se van a enumerar a continuación.

- **La viscosidad** es una de las características más importantes de los líquidos hidráulicos, debe tener una buena viscosidad con un alto punto de ebullición y bajo punto de congelación, ya que pueden trabajar en un amplio rango de temperaturas.
- Debe mantener su **incompresibilidad** a pesar de las altas presiones que se pueden dar en condiciones de trabajo.
- Poseer una **estabilidad química** que permita resistencia a la oxidación de los componentes del sistema, especialmente en altas temperaturas.
- Ser un buen **transmisor del calor**, pudiendo realizar la función de sistema refrigerante si es necesario.
- Presentar un punto de **autoignición** superior a los 100 °C.

Los fluidos hidráulicos que existen actualmente en el mercado pueden agruparse en tres grandes grupos:

A) Fluidos sintéticos de base acuosa: Resistentes a la inflamación, podemos dividirlos en dos grupos:

- Soluciones de agua-glicol: Mezclas del 60% agua y 40% glicol y aditivos especiales que favorecen una buena viscosidad.
- Emulsiones de agua y aceite: En este tipo de fluidos, además del aceite de base mineral, se emplean aditivos que aportan a la emulsión las propiedades técnicas de deslizamiento y corrosión necesarias.

B) Fluidos sintéticos no acuosos: son compuestos sintéticos orgánicos. Son caros pero presentan un punto de inflamación muy alto.

C) Aceite mineral o sintético: Son hidrocarburos extraídos del petróleo a los que se le añade aditivos químicos. Presentan buenas prestaciones con un bajo coste.



## 2.2 Depósito hidráulico

La principal función del tanque hidráulico es almacenar aceite, aunque no es la única. El tanque también debe eliminar el calor y separar el aire del aceite. Los tanques deben tener resistencia y capacidad adecuadas, y no deben dejar entrar la suciedad externa.

Una de las funciones del depósito es la de preparar o adecuar el fluido, para ello tiene que ser capaz de mantener o proporcionar ciertas características al fluido, la temperatura, la limpieza, presión necesaria. De igual modo, el depósito debe ser capaz de separar el agua y el aceite que arrastre consigo el fluido.

Los tanques hidráulicos para un circuito hidráulico se pueden fabricar de dos formas distintas, presurizados y ventilados:

- Los tanques presurizados están sellados, evitándose así que penetre la suciedad y la humedad en su interior. La propia presión interna que se genera debido al calentamiento del fluido hidráulico favorece la circulación de este hacia la bomba, evitando la cavitación incipiente de la misma. No obstante, es necesaria la instalación de una válvula hidráulica de alivio, que se utilizara para evitar que el depósito pueda alcanzar una presión excesiva producida por el calentamiento del fluido.
- Por otro lado nos encontramos los tanques ventilados, al estar abiertos a la atmosfera no necesitan válvula de alivio ya que este compensa la presión sin la necesidad de esta.

En la siguiente figura se muestran la diferencia entre ambos tipos de depósitos según la normativa ISO de los tanques hidráulicos.

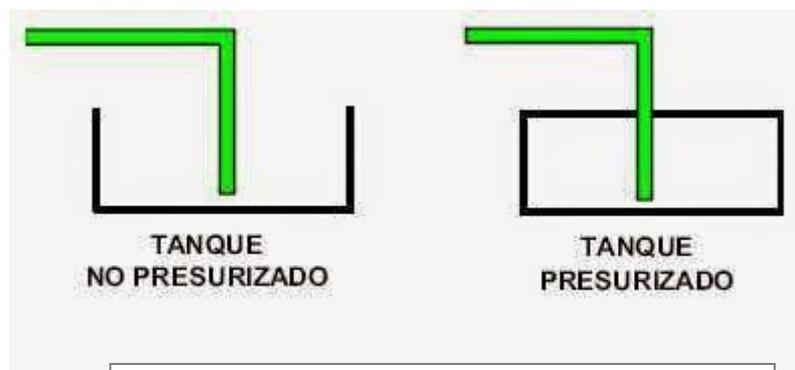


Figura 2- Diferencia entre tipos de depósitos



## 2.3 Filtros

La filtración evita que la suciedad producida por el funcionamiento normal del sistema afecte a los diferentes elementos de la instalación, por lo que es una parte esencial en todos los circuitos hidráulicos.

Podemos encontrar diferentes grados de filtración en función de su aplicación. Los filtros pueden ocupar diferentes posiciones dentro de un circuito hidráulico, ofreciendo prestaciones muy diversas.

- Filtro en aspiración de bomba: es la mejor posición se lo que se pretende es proteger la bomba. No obstante debido a la pérdida de carga del fluido a su paso por el filtro, este puede producir más fácilmente cavitación en la bomba. Por esto mismo el grado de filtración no puede ser muy elevado ya que se traduciría en una pérdida de carga localizada, así pues el rango de partículas filtradas comprenderá de los 50 a 100  $\mu m$
- Filtro en el conducto de impulsión: dada su situación justo a la salida de la bomba, se encuentra en la línea de alta presión. Debido a ello, los filtros situados en esta zona requerirán una mayor robustez, pero se compensa con el rango de partículas retenidas, desde 10 a 25  $\mu m$ .
- Filtro en el circuito de retorno al depósito: con la colocación del filtro en esta parte de la instalación nos evitamos el riesgo de cavitación de la bomba en aspiración y los posibles problemas de alta presión en el conducto de impulsión. El tamaño de las partículas a filtrar se encuentra en el rango de 25 a 30  $\mu m$
- Filtro situado en el circuito independiente: este tipo de filtro únicamente es para aquellos circuitos con altas exigencias técnicas. De este modo el filtro se puede situar en un circuito independiente que realice tanto la labor de filtrado como de refrigeración. Debido a que existen gran cantidad de variantes en el posicionamiento de los filtros en el circuito independiente, se puede obtener un filtrado muy preciso.

## 2.4 Bomba hidráulica

La bomba hidráulica es el componente del sistema que impulsa el flujo en el interior del circuito, las bombas se caracterizan en función de la capacidad de caudal que son capaces de generar.

La principal función de la bomba hidráulica es convertir la energía mecánica de esta en energía hidráulica. Se trata de un dispositivo que se impulsa gracias a una fuente como puede ser un motor eléctrico, y este a su vez transmite la energía al fluido. La bomba toma el fluido de un tanque hidráulico y lo envía a través de los conductos del sistema. El método de funcionamiento es el siguiente, se crea un vacío a la entrada de la bomba, de este modo la presión atmosférica, mas alta, empuja el aceite a través del conducto de entrada a las cámaras de la bomba, el volumen de la cámara disminuye conforme se acerca a la salida, esta reducción de volumen empuja el aceite hasta la salida. La bomba solo produce un flujo, es decir NO le aporta energía en forma de presión, la presión se producirá por acción de la resistencia del flujo a ser conducido a medida que pasa por los diferentes elementos del circuito.

Podemos diferenciar dos grupos en cuanto a bombas: rotativas y alternativas

### 2.4.1 Bomba rotativas

A su vez estas se encuentran divididas en los siguientes tipos de bombas:

- **Bombas de engranajes:** Este tipo se caracterizan por ser compactas y relativamente económicas ya que tienen un fácil montaje y pocas piezas móviles, lo que les proporciona un gran rendimiento.

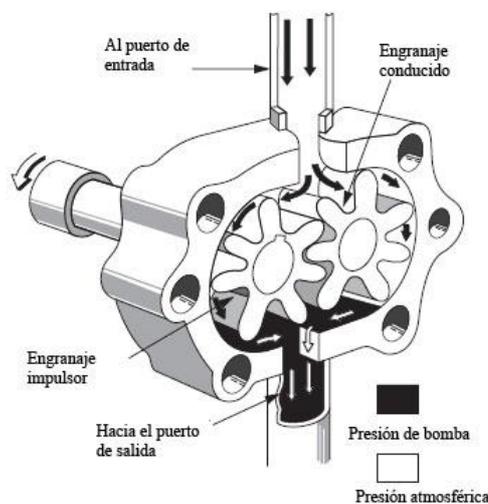


Figura 3- Bomba de engranajes

- **Bombas lobulares:** son muy parecidas a las bombas de engranajes, pero con un menor número de dientes y por lo tanto con rangos de funcionamiento menores. Por lo general se usan para realizar bajas aportaciones de presión y en aquellos sistemas que pueden producirse erosión en los dientes.



Figura 4- Bomba lobulare

- **Bombas de paletas:** Constan básicamente de un rotor, paletas deslizantes y una carcasa. Se dividen a su vez en dos tipos, compensadas y no compensadas.

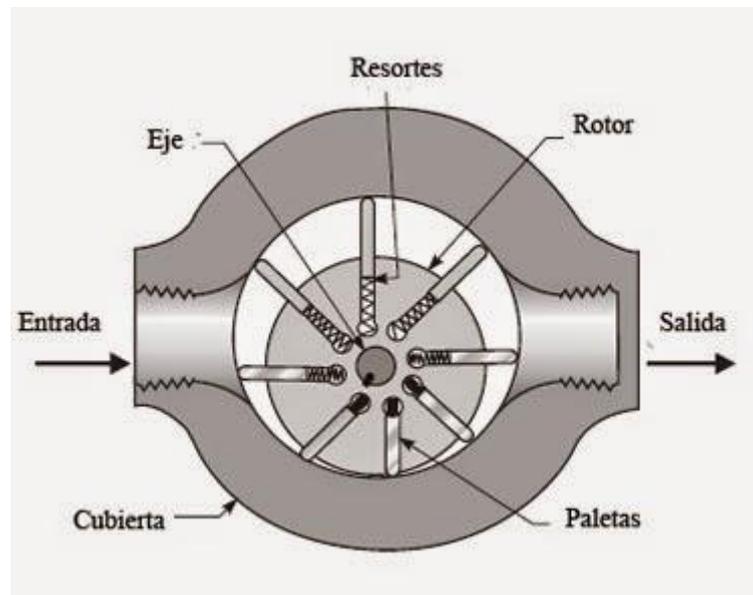


Figura 5- Bomba de paletas

## 2.4.2 Bomba alternativas

Dentro de esta clasificación se encuentran los siguientes tipos de bombas:

- **Bombas de diafragma:** en este tipo de bombas el movimiento del fluido se produce por la contracción de una pared elástica o membrana que realiza un cambio de volumen en la cámara, aumentándolo y disminuyéndolo alternativamente, pueden ser tanto de accionamiento manual, como por una máquina rotativa con excentricidad (más común).

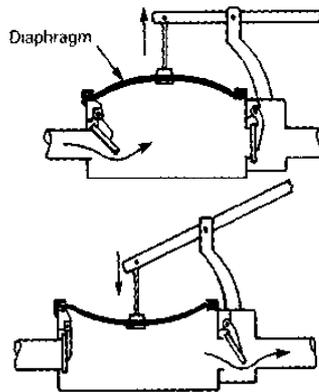


Figura 6.1- Bomba de diafragma

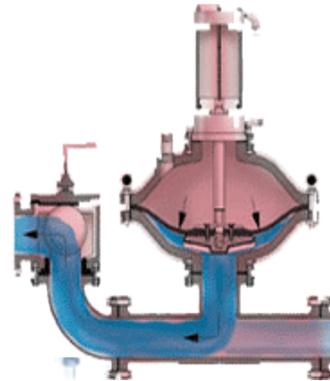


Figura 6.2- Bomba de diafragma

- **Bombas de émbolos o pistones:** En este tipo de bombas se convierte el movimiento giratorio de entrada de un eje en un movimiento de salida axial del pistón. Son un tipo de bombas por lo general, de construcción muy robusta y adecuada para altas presiones y altos caudales.
  - A) Pistones en línea: construcción muy simple y puede llegar a rendimientos cercanos al 97%
  - B) Bombas de pistones radiales: en este tipo, se puede regular el caudal de cada pistón independientemente, son capaces de alcanzar un rendimiento cercano al 99%
  - C) Bombas de pistones axiales: también son de cilindrada fija o variable.

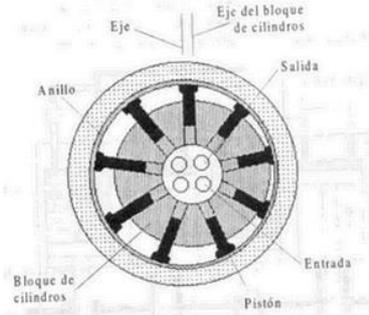


Figura 7.1- Bomba de émbolos

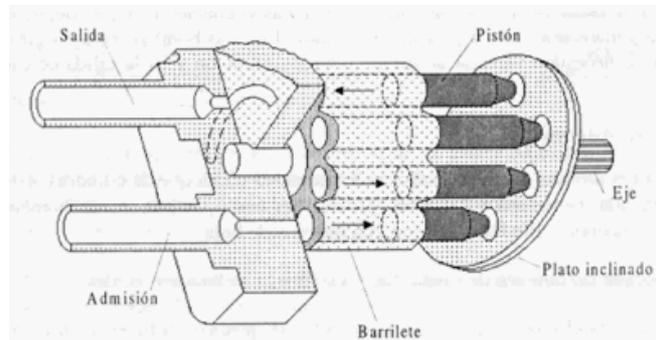


Figura 7.1- Bomba de émbolos

## 2.5 Cilindro actuador

El cilindro actuador es el elemento final que transmite la energía mecánica o empuje a la carga que se desea desplazar o mover. Existen actuadores diferentes tipos de actuadores como son los rotativos y los lineales, estos últimos son los más comunes.

Los cilindros lineales, a su vez pueden ser de dos tipos, de acción simple o de doble efecto. En los cilindros de simple efecto el líquido hidráulico entra solo por un lado del embolo, por lo que solo pueden ejercer fuerza en un sentido. Así pues el retroceso del cilindro se puede realizar por el propio peso de la carga que soporta o por efecto de un muelle interno. Por el contrario, los cilindros de doble efecto, el aceite puede entrar por los dos lados del émbolo, por lo que se puede transmitir esfuerzo en los dos sentidos del movimiento.

A continuación se adjuntara adjuntan unas imagines en las que se aprecian perfectamente la diferencia entre ambos tipos:

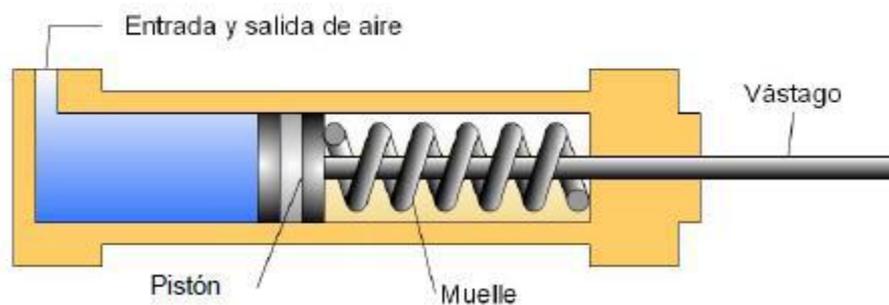


Figura 8.1- Cilindro de acción simple

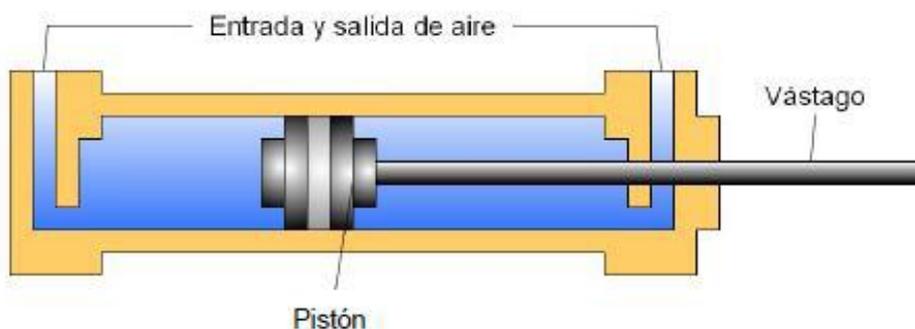


Figura 8.2- Cilindro de doble efecto

## 2.6 Tuberías hidráulicas

Para la conducción del fluido hidráulico se emplean tanto tuberías rígidas de acero sin soldadura, como mangueras flexibles, evitándose en todo momento emplear elementos galvanizados, ya que el zinc presente en este tipo de tuberías puede ser muy reactivo con ciertos aditivos presentes en los diferentes fluidos hidráulicos comerciales.

## 2.7 Válvulas

Las válvulas, son aquellos elementos de regulación y control de la circulación del fluido hidráulico por las diferentes zonas del circuito. Podemos encontrar válvulas de diferentes tipos: válvulas controladoras de presión, de caudal, válvulas direccionales o distribuidoras, válvulas de bloqueo o válvulas de cierre.

- Las válvulas de presión únicamente actúan cuando se supera una presión establecida en el circuito.

A su vez este tipo de válvulas se clasifican en:

- Válvulas de seguridad:** este tipo de válvulas protegen el circuito de sobrepresiones. Son válvulas normalmente cerradas, que cuando se alcanza una determinada presión se activan y descargan el fluido.
- Válvula de compensación de carga:** este tipo de válvulas se utilizan para mantener una presión mínima aguas arriba, evitándose así que se pueda producir un fenómeno de embalamiento por ausencia de una resistencia en el circuito.

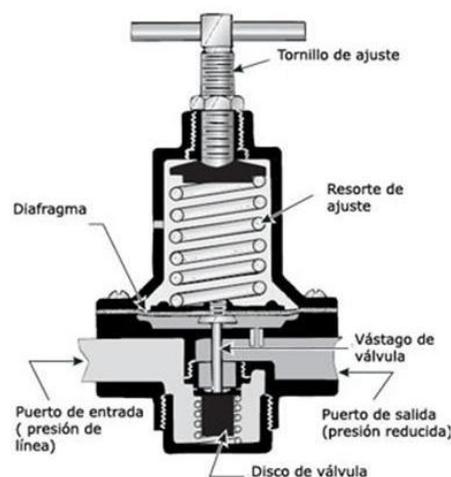


Figura 9.1- Válvula de seguridad

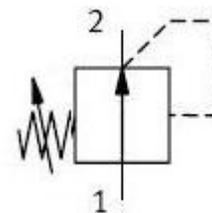


Figura 9.2- Nomenclatura válvula de seguridad

- Válvulas de caudal que limitan el caudal máximo que circula por el circuito, este tipo de válvulas son capaces de derivar el exceso de caudal por otra rama hasta el tanque principal de aceite.

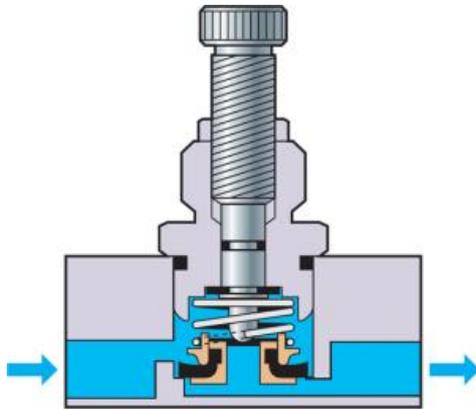


Figura 101- Válvula de caudal

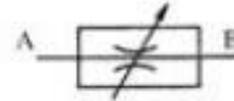


Figura 10.2- Nomenclatura de una válvula de caudal

- Válvulas direccionales que distribuyen el flujo dentro del propio circuito hidráulico, existen varios tipos de estas.
  - A) Válvulas antiretorno: dichas válvulas permiten el paso del flujo pero únicamente en un sentido y bloquean el flujo contrario.
  - B) Válvulas distribuidoras: pueden ser rotativas o correderas (más comunes). En las válvulas correderas se usan por lo general la siguiente nomenclatura.
    - P, para la línea de presión.
    - T, para la línea de retorno al tanque.
    - A, B, C... para las distintas líneas o actuadores.

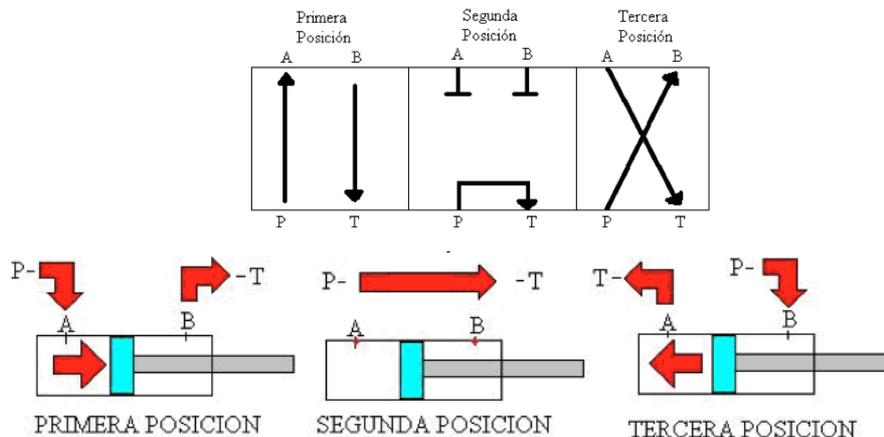


Figura 11- Válvulas distribuidoras

### 3. Distintos sistemas

Podemos encontrar dos tipos distintos de sistemas hidráulicos, abierto y cerrado.

#### 3.1 Sistema abierto

Este tipo de sistema se caracteriza por tener la bomba hidráulica en constante movimiento proporcionando caudal al circuito incluso cuando este se mantiene en reposo. En ese caso, el caudal generado por la bomba atraviesa la válvula de mando y vuelve al depósito (Figura 12.1). En cambio, cuando el sistema se encuentra activo, el caudal proporcionado por la bomba hidráulica se inyecta dentro del cilindro o actuador (Figura 12.2)

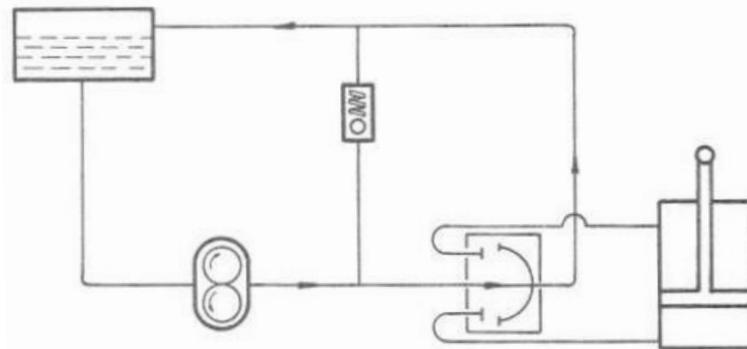


Figura 12.1- Circuito en reposo

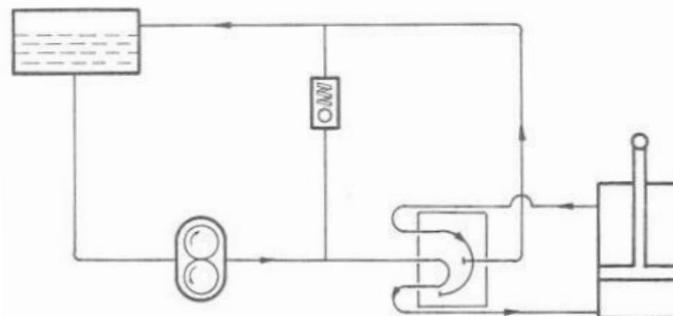


Figura 12.2- Circuito activo

#### VENTAJAS DEL SISTEMA ABIERTO

- Más simple
- Menor precisión en la construcción de la bomba
- Menor coste inicial
- Menor coste de preparación



### 3.2 Sistema cerrado

En el sistema cerrado la bomba trabaja únicamente si el sistema está activo, es decir cuando se quiere transmitir energía. En esta circunstancia la bomba genera el caudal necesario que demanda el actuador o cilindro hidráulico.

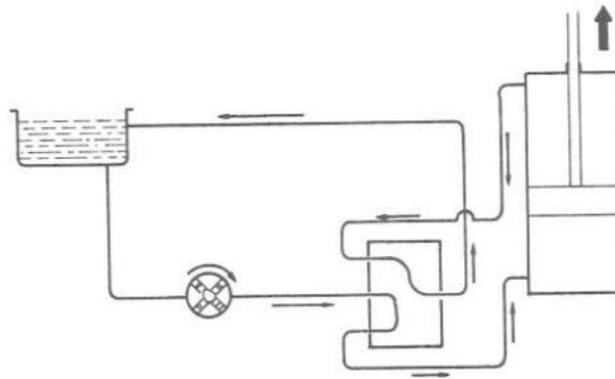


Figura 13.1- Circuito activo

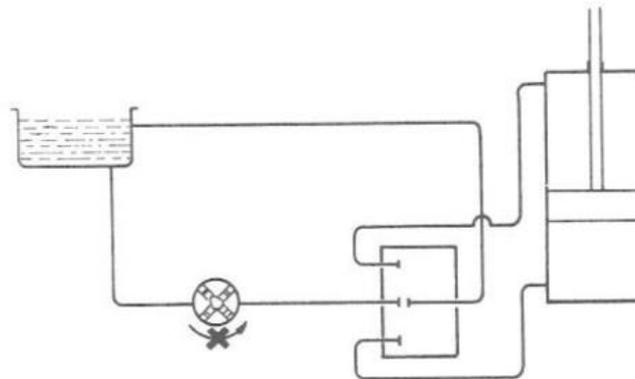


Figura 13.2- Circuito en reposo

#### VENTAJAS DEL SISTEMA:

- Mayor rapidez de respuesta.
- La bomba trabaja cuando el sistema lo solicita, ahorrando energía.
- Se utiliza principalmente en tractores con cargadores frontales u otros equipos destinados a trabajos industriales.



## 4. Cálculos analíticos.

En este apartado se van a realizar todos los cálculos necesarios que nos permitan dimensionar de forma correcta el cilindro hidráulico para el funcionamiento óptimo de la plataforma elevadora.

### 4.1 Cálculo del vástago

Un aspecto muy importante a tener en cuenta en el dimensionamiento de todo cilindro hidráulico, es el diámetro necesario del vástago. Este elemento va a estar sometido a grandes esfuerzos de compresión a lo largo de su vida útil. Debido a estos esfuerzos y a su longitud cabe la posibilidad de un fallo a pandeo.

Para analizar este tipo de inestabilidad, el cálculo del diámetro del vástago se va a realizar aplicando la Teoría de Euler. Así pues, usaremos la ecuación que este nos proporciona para analizar la carga crítica de pandeo para una barra con **extremos articulados**.

$$F_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$$

Donde:

*E es el módulo de elasticidad del acero (210.000 MPa);*

*I es el momento de inercia de la sección [mm<sup>4</sup>];*

*L es la longitud efectiva de pandeo [mm].*

La fuerza máxima que ejerce el cilindro hidráulico para cada uno de los casos de elevación y carga han sido calculados previamente en "Anexo I. Cálculos mecánicos". Al igual que para todos los cálculos realizados, seguiremos manteniendo un **coeficiente de seguridad de 3**. Por lo que realizaremos los cálculos con una fuerza 3 veces superior a la que realiza realmente.

El cilindro realiza su máxima fuerza para en cualquiera de las condiciones de carga de la primera posición de elevación, es decir para los casos 1A, 2A, 3A.

Recordar que dicha fuerza hay que duplicarla por efectos de la simplificación realizada al comienzo de los cálculos.



	Fuerza [N]	F <sub>CR</sub> [N]
Cilindro hidráulico	55424	166272

En cuanto a la longitud efectiva de pandeo, esta depende del tipo de fijación del cilindro hidráulico entre sus extremos, y se calcula mediante la siguiente expresión.

$$L = \beta \cdot \text{Carrera del cilindro}$$

Para nuestro caso, se trata de una unión articulada para ambos extremos, lo que corresponde con el último caso de la siguiente tabla "Pivote guiado y guiado"

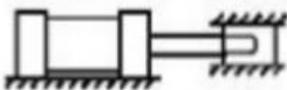
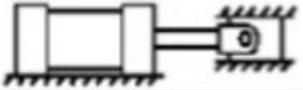
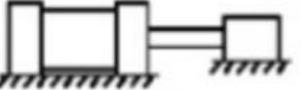
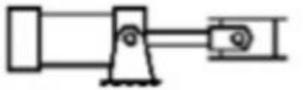
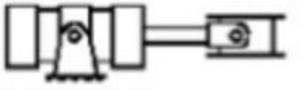
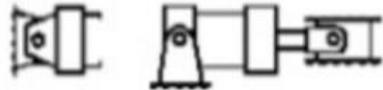
Conexión del extremo del vástago	Tipo de conexión	Factor de pandeo
Fijo y guiado rígido	I 	0,5
Pivote y guiado rígido	II 	0,7
Soporte sin guiado rígido	III 	2
Pivote y guiado rígido	IV 	1
Pivote y guiado rígido	V 	1,5
Pivote y guiado rígido	VI 	2

Figura 14- Tipos de conexiones

Y por último antes de obtener la carga crítica de pandeo del cilindro hidráulico vamos a analizar la geometría del cilindro y de este modo obtener la carrera del pistón.

	Long. Min.	Long. Max.	Carrera
Cilindro hidráulico	1616 mm	2840mm	1224mm



Resolvemos todas las ecuaciones anteriormente planteadas:

$$A) \quad L = \beta \cdot \text{Carrera del cilindro}$$

$$L = 2 \cdot 1224 \quad \rightarrow \quad L = 2448 \text{ mm}$$

$$B) \quad F_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$$

$$I = \frac{L^2 \cdot F_{CR}}{\pi^2 \cdot E} \quad \rightarrow \quad I = \frac{2448^2 \cdot 166272}{\pi^2 \cdot 210000} \quad \rightarrow \quad I = 480754 \text{ mm}^4$$

El momento de inercia para una sección circular viene dado por la siguiente expresión:

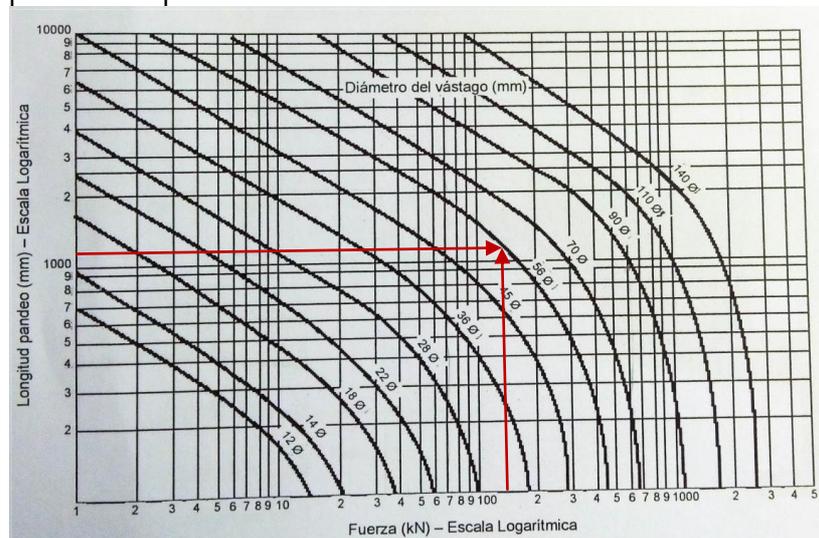
$$I = \frac{d^4 \cdot \pi}{64}$$

Despejamos la incógnita que nos interesa, el diámetro del vástago y ya hemos obtenido el diámetro mínimo para evitar el fallo por pandeo.

$$d_{\text{vástago}} = \sqrt[4]{\frac{480754 \cdot 64}{\pi}} \quad \rightarrow \quad d_{\text{vástago}} = 55.94 \text{ mm} \approx 56 \text{ mm}$$

Con este diámetro de vástago, nos aseguramos que la fuerza máxima a la que va a estar sometido el cilindro, será siempre inferior a la fuerza necesaria para producir pandeo en el vástago de nuestro cilindro hidráulico.

Existe un método gráfico para obtener el diámetro necesario para no producir pandeo en función de las características y las cargas aplicadas. Este método es válido aunque menos preciso.



Gráfica 1-Relación diámetro, fuerza y longitud efectiva

## 4.2 Calculo del pistón

Una vez definido el diámetro del vástago, lo siguiente que se debe hacer es dimensionar el diámetro del pistón. Dicho diámetro, al igual que para el vástago se va a dimensionar en función de la fuerza máxima que necesita proporcionar el cilindro hidráulico. La fuerza será la misma que para el apartado anterior a excepción que el coeficiente de mayoramiento será de 1,5.

	Fuerza [N]	F <sub>AVANCE</sub> [N]
Cilindro hidráulico	55424	83136

Como se trata de un cilindro de doble efecto ya que el sistema de la tijera tiene tanto posibilidad de subir como de bajar, debemos tener en cuenta el sentido en el cual aplicaremos la fuerza, ya que el área en la cual se apoya el vástago del pistón hace disminuir la sección y por lo tanto la fuerza resultante de la presión.

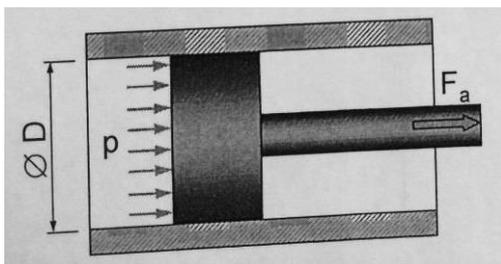


Figura 15.1- Superficie cilindro sin vástago

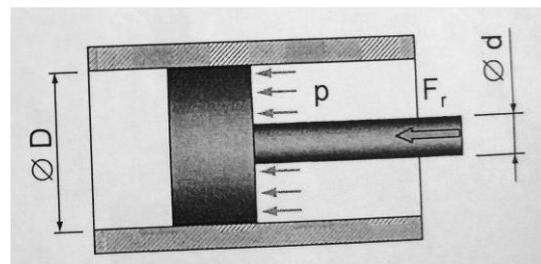


Figura 15.2- Superficie cilindro con vástago

Para nuestro caso, el cilindro debe hacer la máxima fuerza en el sentido de avance, debido a que deber desplegar la tijera elevadora, con el peso propio de sus elementos estructurales y la carga que esta contiene en la superficie.

Así pues, con calcular el diámetro necesario para la posición de avance ya tendremos todos los datos necesarios ya que también nos cumpliría para retroceso.

Dicho diámetro lo vamos a calcular mediante la siguiente ecuación:

$$F_{AVANCE} = \frac{p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}}{10}$$

Donde:

*Fa* es la fuerza de avance del cilindro [N];

*p* es la presión del cilindro [bar];

*D* es el diámetro del pistón [mm].



Para seguir con el cálculo, debemos asumir la presión que será la proporcionada por la bomba, en nuestro caso vamos a tomar una presión nominal de **250 bar**

Despejamos la ecuación:

$$D = \sqrt{\frac{F_{avance} \cdot 10 \cdot 4}{p \cdot \pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{83136 \cdot 10 \cdot 4}{250 \cdot \pi}} \rightarrow D = 65.07 \text{ mm}$$

Para calcular el cilindro hidráulico normalizado, usaremos la **norma ISO 6020/2 – DIN 24554** con las dimensiones que esta nos proporciona y así obtener el que más se ajuste a nuestros requisitos.

Ø PISTON	Ø VÁSTAGO PISTON ROD Ø	SECCIONES (cm <sup>2</sup> ) AREAS (cm <sup>2</sup> )			FUERZAS (kg)* FORCES (kg)*		
		PISTON	VÁSTAGO PISTON ROD	ANULAR ANNULAR	EMPUJE PUSH	TRACCIÓN PULL	DIFERENCIAL DIFFERENTIAL
40	22	12,57	3,80	8,77	2.827,4	1.972,1	855,3
	28		6,16	6,41		1.442,0	1.385,4
50	28	19,64	6,16	13,48	4.417,9	3.032,5	1.385,4
	36		10,18	9,46		2.127,6	2.290,2
63	36	31,17	10,18	20,99	7.013,8	4.723,6	2.290,2
	45		15,90	15,27		3.435,3	3.578,5
80	45	50,27	15,90	34,36	11.309,8	7.731,3	3.578,5
	56		24,63	25,64		5.768,0	5.541,8
100	56	78,54	24,63	53,91	17.671,5	12.129,7	5.541,8
	70		38,48	40,06		9.012,5	8.659,0
125	70	122,72	38,48	84,23	27.611,7	18.952,7	8.659,0
	90		63,62	59,10		13.297,8	14.313,9
160	90	201,6	63,62	137,45	45.239,0	30.925,1	14.313,9
	110		95,03	106,03		23.856,5	21.382,5
200	125	314,16	122,72	191,44	70.686,0	43.074,3	27.611,7
	140		153,94	160,22		36.049,9	34.636,1
250	140	490,87	153,94	336,93	110.445,8	75.809,6	34.636,1
	180		254,47	236,40		53.190,1	57.255,7

Tabla 1- Pistones normalizados

Observando la tabla de las dimensiones normalizadas del cilindro hidráulico, el que más se ajusta a nuestras necesidades de trabajo es el siguiente:

$$\varnothing_{pistón} = 80 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{vástago} = 56 \text{ mm}$$

Con estas dimensiones, podemos concluir que al aumentar el diámetro del pistón al necesario, será necesaria una menor presión de la prevista para poder realizar el movimiento de las tijeras de la plataforma elevadora y de su carga.



### 4.3 Cálculo de la camisa del cilindro.

En este apartado, se va a calcular el espesor necesario de la camisa del cilindro estudiando las tensiones que se producen debido a la presión interna a la que está sometido. Para el cálculo de estas tensiones hay que distinguir entre dos suposiciones, que el cilindro sea de pared delgada o que por el contrario sea de pared gruesa, ya que las tensiones para ambos casos son las mismas.

- Cilindro es de pared delgada se cumple la relación:  $e < \frac{D}{40}$
- Cilindro es de pared gruesa se cumple la relación:  $e \geq \frac{D}{40}$

Como el espesor de la camisa del cilindro es desconocido, se tomará como hipótesis inicial que el cilindro es de pared delgada, se realizarán los cálculos y se comprobará que la hipótesis inicial escogida es la correcta. Si ésta se cumple tendremos el tipo de pared de nuestro cilindro, en caso contrario, hay que volver a realizar los cálculos para hipótesis de pared gruesa, y comprobar de nuevo si esta cumple.

Antes de comenzar a realizar ningún tipo de cálculo debemos seleccionar primero el material para la camisa del cilindro hidráulico, este será un **acero estructural S355J2G3**, este acero está especialmente diseñado para este tipo de elementos y tiene las siguientes características:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	210000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	79000	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de masa	7800	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	490	N/mm <sup>2</sup>
Límite de compresión		N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico	315	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	1.1e-005	/K
Conductividad térmica	14	W/(m·K)
Calor específico	440	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Tabla 2- Propiedades técnicas del pistón

### 4.3.1 Hipótesis de pared delgada

Un recipiente a presión, se denomina de pared delgada cuando el espesor de la pared es tan pequeño que la distribución de esfuerzos normales sobre un plano perpendicular a la superficie se puede considerar uniforme en todo su espesor. Siendo realistas esto no es del todo correcto, puesto que los esfuerzos varían desde un valor máximo en su superficie interior hasta cero en la superficie exterior, no obstante se puede demostrar que cuando la relación del espesor del recipiente y su radio es menor de 0.1 el esfuerzo normal máximo es menos que el 5% adicional al promedio.

La determinación de los esfuerzos en este tipo de recipientes se hace en base a la **teoría de membrana** basada en las siguientes hipótesis:

- Los esfuerzos en todo el espesor del recipiente son constantes.
- El recipiente está sometido a cargas simétricas con respecto a eje.
- La superficie del recipiente es una superficie de revolución.
- El recipiente está sujeto a un estado plano de esfuerzos.

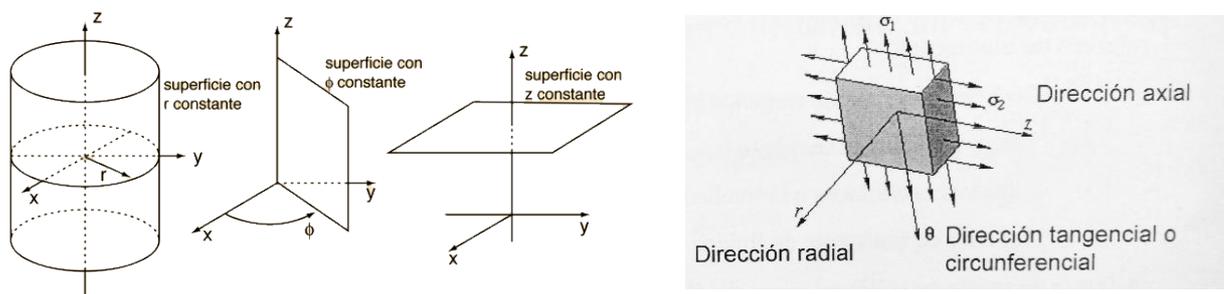


Figura 16- Coordenadas cilíndricas

Las ecuaciones que definen la teoría de pared delgada son las siguientes:

$$\sigma_r \approx 0$$

$$\sigma_\theta \approx \frac{p \cdot D}{2 \cdot e}$$

$$\sigma_z \approx \frac{p \cdot D}{4 \cdot e}$$

Donde:

$e$  es el espesor de la camisa del cilindro [mm];

$p$  es la presión del cilindro [MPa];

$D$  es el diámetro del pistón [mm].



Observando las ecuaciones planteadas, si las relacionamos con las tensiones principales, debido a que se debe cumplir siempre que  $\theta_I \geq \theta_{II} \geq \theta_{III}$  podemos deducir que:

$$\theta_I = \sigma_\theta$$

$$\theta_{II} = \sigma_z$$

$$\theta_{III} = \sigma_r$$

Una vez planteadas las ecuaciones de las tensiones producidas en coordenadas cilíndricas, debemos aplicar alguna de las diferentes teorías de fallo mencionadas en apartados anteriores de la memoria.

En el apartado 4.2 de este mismo anexo hemos asumido una presión nominal de trabajo ( $p=25 \text{ Mpa} \approx 250 \text{ bar}$ ). Además, hemos obtenido ya el diámetro del pistón ( $D=80 \text{ mm}$ ).

Ahora podemos calcular a través de las ecuaciones planteadas todas las tensiones producidas por la presión en función del espesor de la camisa.

Una vez obtenidas las tensiones, gracias a la relación existente entre estas y las tensiones principales, se sustituyen en la teoría de fallo correspondiente, ya sea obteniendo la tensión de **cortadura máxima** ( $\tau_{m\acute{a}x}$ ) o la tensión equivalente de **Von Mises** ( $\sigma_{eqv}$ ).

Por último, comparando este valor de tensión equivalente obtenido con la tensión de fluencia del material seleccionado, se aplicara un **coeficiente de seguridad igual a 3** y de este modo obtendremos finalmente el espesor.

Los cálculos se van a realizar para ambas teorías de fallo, en primer lugar para la **teoría de cortante máximo** y posteriormente para **teoría de Von Mises**.

A) TEORIA DE CORTANTE MAXIMO:

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2\tau_{max}} \qquad 3 = \frac{315(N/mm^2)}{2 \cdot \tau_{max}} \rightarrow \tau_{max} = 52.5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_I - \sigma_{III}}{2} \qquad \tau_{max} = \frac{\frac{p \cdot D}{2 \cdot e} - 0}{2}$$



Una vez planteadas todas las ecuaciones solo nos queda despejar el valor del espesor "e", ya que el resto de valores los conocemos.

$$52.5 = \frac{\frac{25 \cdot 80}{2 \cdot e} - 0}{2} \rightarrow e = 9.52 \text{ mm}$$

Una vez obtenido el espesor teórico, en función de la hipótesis de pared delgada y **cortante máximo**, obtenemos un espesor de la camisa del pistón de 9.52 mm. El siguiente paso es comprobar la relación entre el espesor y el diámetro para asegurarse que es válida dicha teoría:

$$\frac{D}{e} = \frac{80}{9.52} = 8.40$$

#### B) TEORIA DE VON MISSES

$$C_s = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqv}} \quad 3 = \frac{315 \text{ (N/mm}^2\text{)}}{\sigma_{eqv}} \rightarrow \sigma_{eqv} = 105 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{(\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2 + (\sigma_{III} - \sigma_I)^2}{2}}$$

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{\left(\frac{p \cdot D}{2 \cdot e} - \frac{p \cdot D}{4 \cdot e}\right)^2 + \left(\frac{p \cdot D}{4 \cdot e} - 0\right)^2 + \left(0 - \frac{p \cdot D}{2 \cdot e}\right)^2}{2}}$$

$$105 = \sqrt{\frac{\left(\frac{25 \cdot 80}{2 \cdot e} - \frac{25 \cdot 80}{4 \cdot e}\right)^2 + \left(\frac{25 \cdot 80}{4 \cdot e} - 0\right)^2 + \left(0 - \frac{25 \cdot 80}{2 \cdot e}\right)^2}{2}} \rightarrow e = 8.25 \text{ mm}$$



Una vez obtenido el espesor teórico, en función de la hipótesis de pared delgada y **Von Mises**, obtenemos un espesor de la camisa del pistón de 8.25mm. El siguiente paso es comprobar la relación entre el espesor y el diámetro para asegurarse que es válida dicha teoría:

$$\frac{D}{e} = \frac{80}{8.25} = 9.7$$

Como se puede observar el espesor de la camisa del cilindro sale menor mediante la teoría de la distorsión, esto es debido a que es una teoría más precisa, aunque la teoría de la tensión de cortante máxima está del lado de la seguridad al proporcionar valores mayores.

Por último podemos apreciar que la condición de pared delgada **NO** se cumple, ya que el cociente debe ser mayor de 40, por lo tanto no se pueden considerar las ecuaciones de pared delgada debido a que es un caso de pared gruesa.

### 4.3.2 Hipótesis de pared gruesa

En la hipótesis de pared gruesa, a diferencia de pared delgada se tiene en cuenta la variación de la tensión a lo largo del espesor. Las ecuaciones que rigen las tensiones en función de las coordenadas cilíndricas son las siguientes:

$$\sigma_{\theta} = \frac{p_i \cdot r_i^2 - p_o \cdot r_o^2 - [r_i^2 \cdot r_o^2 \cdot (p_o - p_i) / r^2]}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_r = \frac{p_i \cdot r_i^2 - p_o \cdot r_o^2 + [r_i^2 \cdot r_o^2 \cdot (p_o - p_i) / r^2]}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_z = \frac{p_i \cdot r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} - \frac{p_o \cdot r_o^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

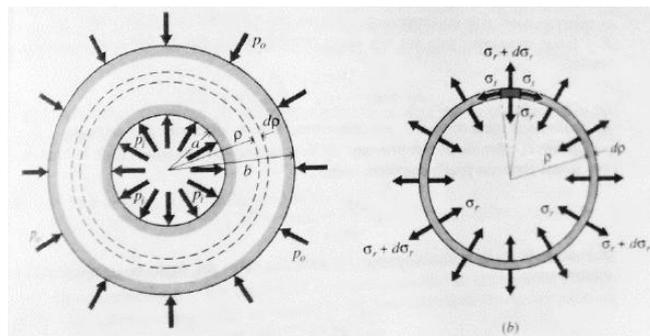


Figura 17- Hipótesis de pared gruesa

Para este caso particular vamos a utilizar las ecuaciones de pared gruesa aplicando las siguientes simplificaciones:

- A) La presión máxima aparece cuando  $r = r_{\text{interno}}$  para la tensión radial y la tangencial, a excepción de la tensión axial que permanece constante.
- B) Al ser un cilindro sometido a presión interna y presión atmosférica, siendo esta última despreciable frente a la anterior, podemos decir que la presión exterior del cilindro es nula,  $p_o = 0$ .

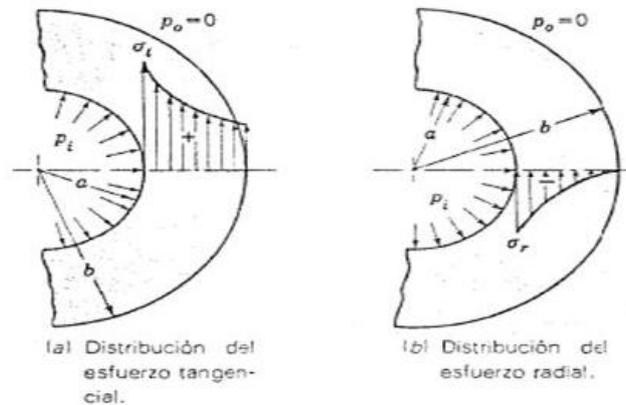


Figura 18- Tensiones radial para presión interna

Por lo tanto las ecuaciones que rigen las tensiones producidas por el efecto de la tensión interna son las siguientes:

$$\sigma_{\theta} = \frac{p_i \cdot (r_i^2 + r_o^2)}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\sigma_r = -p_i$$

$$\sigma_z = \frac{p_i \cdot r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

Al igual que hemos hecho anteriormente en el caso de pared delgada, las tres tensiones anteriores se pueden relacionar con las tensiones principales, cumpliendo otra vez:  $\theta_I \geq \theta_{II} \geq \theta_{III}$

$$\theta_I = \sigma_{\theta} = \frac{p_i \cdot (r_i^2 + r_o^2)}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\theta_{II} = \sigma_z = \frac{p_i \cdot r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}$$

$$\theta_{III} = \sigma_r = -p_i$$

Como hemos visto en las figuras anteriores,  $r_i = \text{radio interno}$  y por lo tanto,  $r_o = \text{radio externo}$ , por lo que la relación entre ambos radios es:

$$r_o = r_i + \text{espesor}$$

Una vez planteadas todas tensiones principales en función de nuestro cilindro hidráulico, vamos a volver a realizar los cálculos tanto para la teoría de cortante máximo como para von mises para esta hipótesis de pared gruesa.



A) TEORIA DE CORTANTE MAXIMO:

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2\tau_{max}} \qquad 3 = \frac{315(N/mm^2)}{2 \cdot \tau_{max}} \rightarrow \tau_{max} = 52.5 MPa$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_I - \sigma_{III}}{2} \qquad \tau_{max} = \frac{\frac{p_i \cdot (r_i^2 + r_o^2)}{r_o^2 - r_i^2} + p_i}{2}$$

Una vez planteadas todas las ecuaciones solo nos queda despejar el valor del espesor "e", ya que el resto de valores los conocemos.

$$52.5 = \frac{\frac{25 \cdot (40^2 + (40 + e)^2)}{(40 + e)^2 - 40^2} + 25}{2} \rightarrow e = 15.27 mm$$

B) TEORIA DE VON MISSES

$$C_s = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqv}} \qquad 3 = \frac{315(N/mm^2)}{\sigma_{eqv}} \rightarrow \sigma_{eqv} = 105 MPa$$

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{(\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2 + (\sigma_{III} - \sigma_I)^2}{2}}$$

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{\left(\frac{p_i \cdot (r_i^2 + r_o^2)}{r_o^2 - r_i^2} - \frac{p_i \cdot r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}\right)^2 + \left(\frac{p_i \cdot r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} + p_i\right)^2 + \left(-p_i - \frac{p_i \cdot (r_i^2 + r_o^2)}{r_o^2 - r_i^2}\right)^2}{2}}$$

$$105 = \sqrt{\frac{\left(\frac{25 \cdot (40^2 + (40 + e)^2)}{(40 + e)^2 - 40^2} - \frac{25 \cdot 40^2}{(40 + e)^2 - 40^2}\right)^2 + \left(\frac{25 \cdot 40^2}{(40 + e)^2 - 40^2} + 25\right)^2 + \left(-25 - \frac{25 \cdot (40^2 + (40 + e)^2)}{(40 + e)^2 - 40^2}\right)^2}{2}}$$

$$e = 10.18 mm$$



Con los resultados obtenidos mediante la hipótesis de pared gruesa, solo queda escoger entre una de las dos teorías de fallo calculadas. Se redondeará al alza a un valor entero obtenido y se seleccionará aquel que satisfaga nuestras necesidades, además tendremos que tener en cuenta en los valores de los catálogos de los fabricantes para ajustarnos a sus estándares.

#### 4.4 Selección de la bomba.

Por último, se procederá a seleccionar la bomba más adecuada para el correcto funcionamiento del cilindro hidráulico.

Para ello, se calculará el caudal necesario para accionar dicho cilindro hidráulico:

$$Q = A_{pistón} \cdot v_{avance} [m^3/s]$$

Donde sabemos que el área del pistón y la velocidad de avance son las siguientes:

$$A_{pistón} = \pi \cdot \left(\frac{D_{pistón}}{2}\right)^2$$

$$v_{avance} = 25 [mm/s]$$

Con los datos geométricos de nuestro cilindro podemos calcular el caudal necesario:

	$D_{pistón}$	$A_{pistón}$	$V_{avance}$	$Q[mm^3/s]$	$Q[l/min]$
Cilindro	80	5026.54	25	125663.7	7.5398

Una vez obtenido el caudal necesario, debemos seleccionar en tablas la bomba que sea capaz de proporcionarnos un caudal de 7.54 l/min.



Technical data (for applications outside these parameters, please consult us!)

**General**

Design	Internal gear pump, gap-compensated							
Type	PGH							
Type of mounting	SAE 2-hole flange to ISO 3019/1 or 4-hole flange to VDMA 24560 part 1 and ISO 3019/2							
Type of connection, pipe connection	Flanged connection							
Installation position	Optional							
Shaft loading	Radial and axial forces (e.g. pulley) <b>only</b> after consultation							
Direction of rotation (viewed to shaft end)	Clockwise or counter-clockwise – <b>not</b> bidirectional!							
<b>Frame size</b>			<b>FS2</b>			<b>FS3</b>		
Size	Size		5.0	6.3	8.0	11	13	16
Weight	<i>m</i>	kg	4.3	4.4	4.6	4.8	5	5.3
Speed range	$n_{min}$	min <sup>-1</sup>	600					
	$n_{max}$	min <sup>-1</sup>	3000					
Displacement	<i>V</i>	cm <sup>3</sup>	5.24	6.5	8.2	11.0	13.3	16.0
Flow <sup>1)</sup>	$q_v$	L/min	7.5	9.3	11.8	15.8	19.1	23.0
Operating pressure, absolute	0.8 to 2 (briefly at start 0.6 bar)							
- Inlet								<i>p</i>
- Outlet, continuous	$p_{max}$	bar	315					
	HLP fluid							
	Special fluid							
intermittent <sup>2)</sup>	$p_{max}$	bar	210					
	HLP fluid							
	Special fluid <sup>3)</sup>							

Tabla 3- Propiedades de las bombas hidráulicas

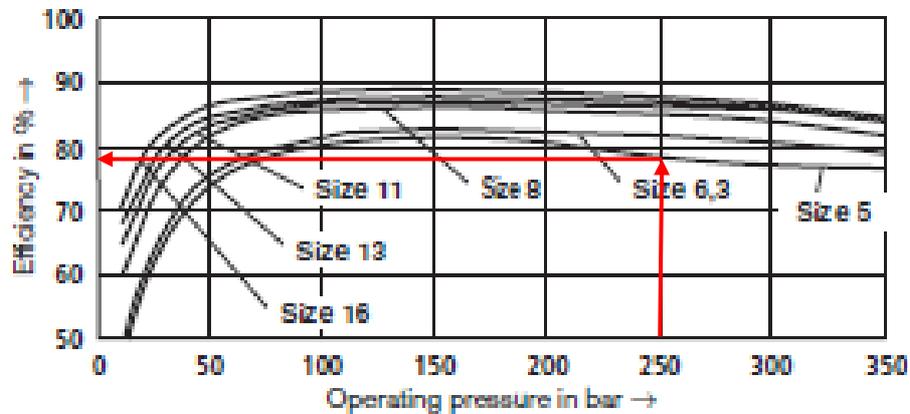
Como se aprecia en la figura anterior, necesitaremos una bomba FS2 size 5.0, ya que es capaz de proporcionarnos un caudal levemente superior al necesario.

POTENCIA DE ACCIONAMIENTO DE LA BOMBA HIDRÁULICA.

Antes de comenzar a calcular la potencia de accionamiento de la bomba es necesario conocer el rendimiento de la bomba, ya que esta no tiene rendimiento unitario. Para ello la propia empresa fabricante nos proporciona una grafica en la cual podemos obtener el rendimiento en función del tamaño de la bomba.



Characteristic curve average values of FS 2 and 3 (measured at  $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ ;  $v = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$  and  $\vartheta = 50 \text{ °C}$ )



Grafica 2- Rendimiento de la bomba en función de características

Para una presión de 250 bar y un tamaño de bomba de 5, obtenemos en la tabla un rendimiento cercano al 78%

Una vez conocido ya el dato del rendimiento de la bomba, podemos pasar al cálculo de la potencia de accionamiento:

$$N[KW] = \frac{p[bar] \cdot Q[l/min]}{612 \cdot \eta_t} = \frac{250 \cdot 7.54}{612 \cdot 0.78} = 3.948 \text{ KW}$$



**Universidad**  
Zaragoza

## Trabajo Fin de Grado

Análisis y cálculo de la estructura de una  
plataforma elevadora móvil de personal (PEMP)

### **ANEXO III. MODELADO Y SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS**

Autor/es

Víctor Ruiz Garrido

Director/es

Óscar Javier Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y arquitectura. Universidad de Zaragoza.

2016 / 2017



## ÍNDICE

1. Introducción .....	2
1.1 ¿Qué es SolidWorks?.....	2
1.2 Ventajas e inconvenientes .....	2
1.3 Ensamblaje de la PEMP.....	2
2. Simulación, análisis y diseño en SolidWorks.....	4
2.1 Conjunto barra 5 .....	6
3. Conclusiones de las simulaciones .....	10



## 1. Introducción

En el presente anexo, se van a realizar el modelado y simulación de los elementos analizados anteriormente mediante el software SolidWorks 2015.

### 1.1. ¿Qué es SolidWorks?

SolidWorks es un software CAD (diseño asistido por computadora) para modelado mecánico en 3D. El programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos técnicos como otro tipo de información necesaria para la producción.

La herramienta "SolidWorks Simulation" está basada en el análisis mediante MEF (Método de Elementos Finitos). El MEF es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

### 1.2. Punto de partida

A lo largo del trabajo se han realizado croquis en 2D mediante el software AutoCAD, dichos croquis van a ser nuestro punto de partida para la realización de las piezas que forman el conjunto de la plataforma elevadora. A pesar de que SolidWorks permite la importación de archivos tipo CAD, se ha optado por realizar el diseño completo en SolidWorks, para ello mediante operaciones como extruir corte, vaciado, simetría, extruir saliente, etc. Se ha obtenido el modelo final en 3D.

Para la realización del ensamblaje se han tenido en cuenta la forma constructiva de una plataforma comercial, sin olvidar los datos geométricos obtenidos en los diferentes anexos del presente proyecto.

### 1.3. Ensamblaje de la PEMP

Para comenzar el correcto modelado de todos los componentes de la PEMP referentes a estudio, se procede al ensamblaje completo de dichos componentes mediante las diferentes relaciones de posición que ofrece SolidWorks. De este modo se definen las uniones y posiciones relativas que deben mantener los elementos entre sí en cualquier posición de trabajo de la PEMP.

El movimiento de la PEMP entre las diferentes posiciones de trabajo se realizara mediante el accionamiento de un cilindro hidráulico, por lo que hay que definir la carrera del pistón en cada momento para lograr la posición objetivo.



A continuación se van a adjuntar unas capturas de pantalla de las 3 posibles posiciones de elevación de trabajo de la PEMP las cuales han sido estudiadas en los anexos anteriores.

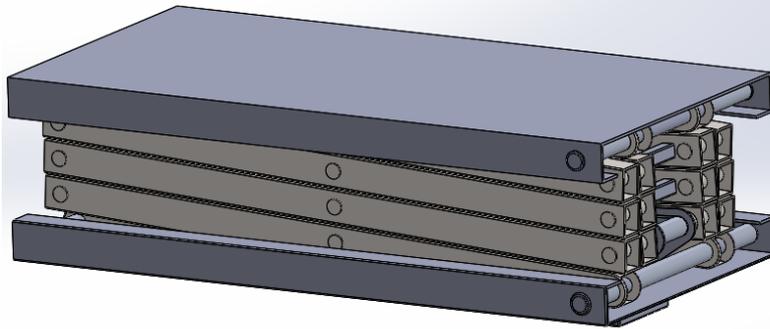


Figura 1- Vista frontal, posición A de la PEMP

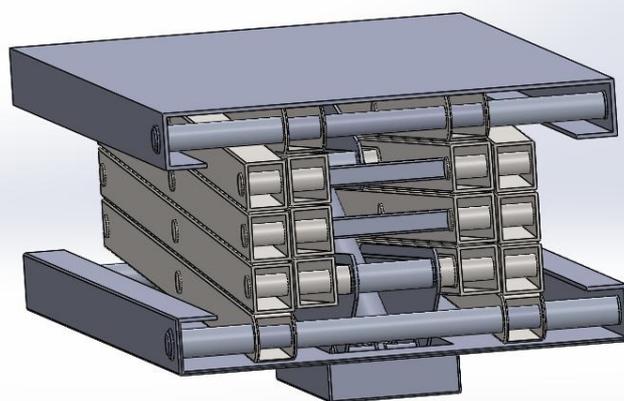


Figura 1.1- Vista lateral, posición A de la PEMP

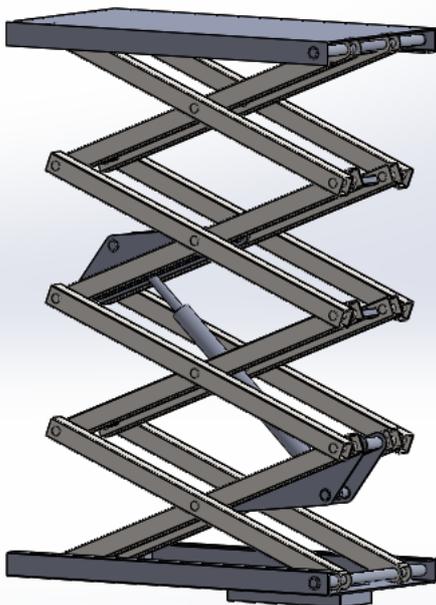


Figura 2- Vista frontal, posición B de la PEMP

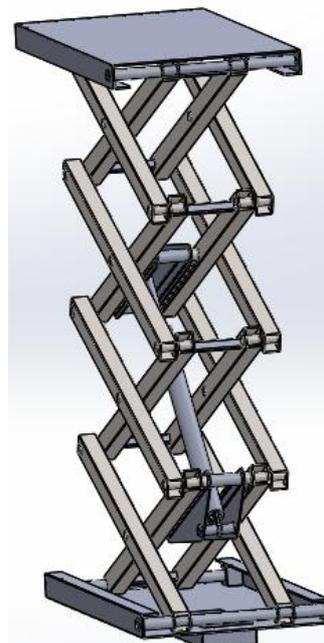


Figura 2.1- Vista lateral, posición B de la PEMP



Figura 3- Vista frontal, posición C de la PEMP



Figura 3.1- Vista lateral, posición C de la PEMP

A pesar de realizar el estudio para 15 casos diferentes, se trata de 3 posibles casos de elevación y 5 de carga, por lo que únicamente es necesario exponer los casos de elevación.

## 2. Simulación, análisis y rediseño en SolidWorks

Llegados a este punto, pasamos a realizar un **estudio estático** de la estructura de elevación de la PEMP. Debido a la complejidad de la PEMP, así como el elevado número de uniones, elementos móviles, etc. Nos es muy complejo realizar un estudio global de la estructura, por lo que conociendo todas las reacciones para cada punto, nos centraremos en parte concretas de la estructura para sus casos más desfavorables y se compararan los resultados obtenidos mediante elementos finitos con los datos obtenidos analíticamente.

En dicho estudio estático se analizarán las tensiones a las que están sometidas los elementos de la estructura y mediante las tensiones obtenidas y el coeficiente de seguridad aplicado, comprobaremos si se encuentra dentro de un margen aceptable o por lo contrario debemos recalculamos el diseño de la estructura.



En cuanto a los desplazamientos y deformaciones no se tendrán en cuenta en este estudio ya que consideramos la hipótesis de pequeñas deformaciones y pequeños desplazamientos. Podemos cerciorarnos de trabajar con dicha hipótesis ya que trabajamos con acero, el cual posee un alto módulo elástico, el cual nunca es alcanzado debido a los altos coeficientes de seguridad utilizados.

Los parámetros generales a tener en cuenta para el estudio son los siguientes:

### Conexiones

Al realizarse los cálculos de los elementos que nos interesa por separado no son necesarias aplicar ningún tipo de conexiones entre ellos.

### Sujeciones

En el caso de realizar el análisis estático del conjunto sería necesario aplicar una sujeción de geometría fija en la base, por el contrario, como hemos mencionado anteriormente, vamos a realizar un análisis elemento por elemento, por lo que no es necesario. En su lugar a la hora de realizar el análisis estático, se activara la opción de "desahogo inercial" el cual permitirá que el programa realice los cálculos sin ningún tipo de sujeción tratando de eliminarlos los pequeños desajustes provocados por la falta de precisión en las reacciones.

### Cargas

A la hora de realizar todos los estudios no vamos a tener en cuenta la gravedad, ya que hemos incluido el peso propio en las ecuaciones que rigen el sólido libre. Los estudios se realizaran para los casos más desfavorables de cada uno de los elementos.

### Malla

Se aplicara un mallado general con un tamaño de malla fino. En las zonas que sean susceptibles de estar sometidas a mayores tensiones o simplemente puede ser las principales zonas de fallo, se aplicara un control de mallado manual, con el fin de aplicar un mallado más preciso.

## 2.1. Conjunto barra 5

Para este caso, vamos a realizar el análisis estático del conjunto de la barra 5 con los soportes del cilindro hidráulico, para ello nos centraremos en el estado de carga del **caso 1A** ya que en el Anexo I, fue aquel que provocaba mayores tensiones en el conjunto.

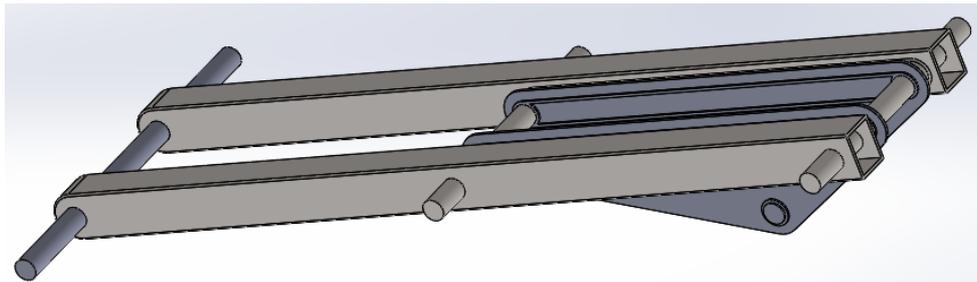


Figura 4- Conjunto barra 5 con soportes

A continuación, aplicamos las reacciones provocadas por la carga de trabajo, así como del peso propio de la plataforma. Estas reacciones las podemos obtener en coordenadas locales del Anexo I.

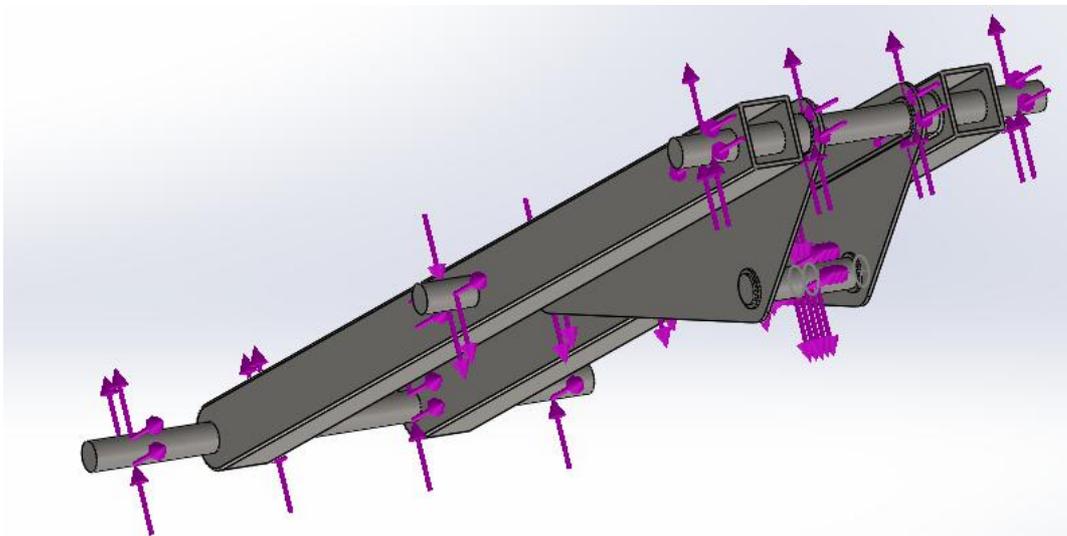


Figura 5- Cargas aplicadas sobre el conjunto

Al mismo tiempo se van a analizar las tensiones de elementos formados por diferentes materiales, por lo que la tensión admisible varía en función de si se trata de las barras o de los pasadores.

$$\text{Barras} \rightarrow \sigma_{adm} = 91.66 \text{ MPa}$$

$$\text{Pasadores} \rightarrow \sigma_{adm} = 261.86 \text{ MPa}$$

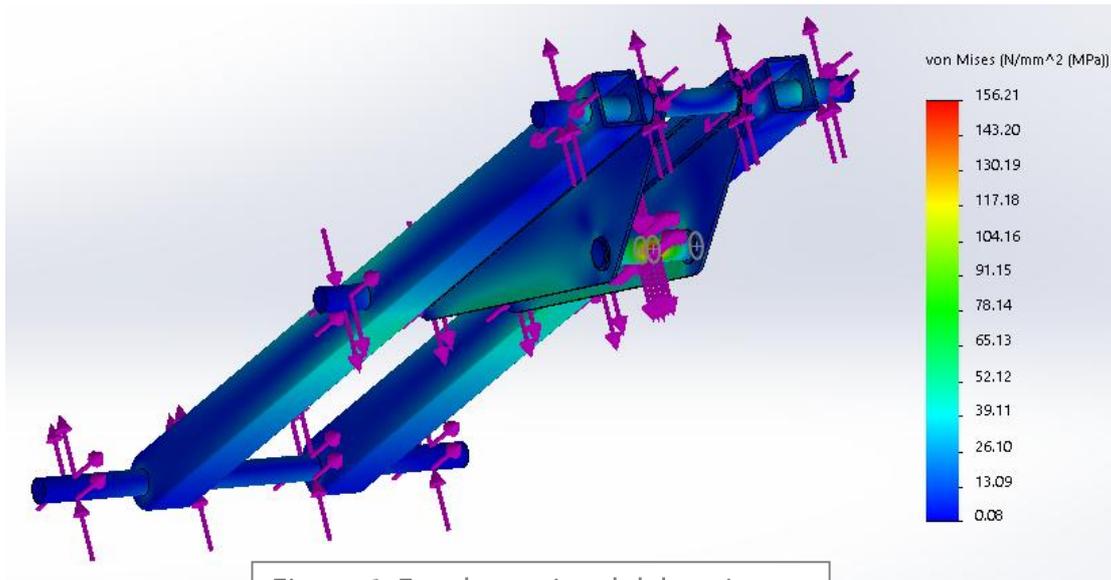


Figura 6- Estado tensional del conjunto

Como podemos observar, la tensión en ningún momento supera la tensión máxima admisible, ya que aquellos valores por encima de 91.66MPa corresponden a pasadores que poseen una tensión admisible de 261.86MPa

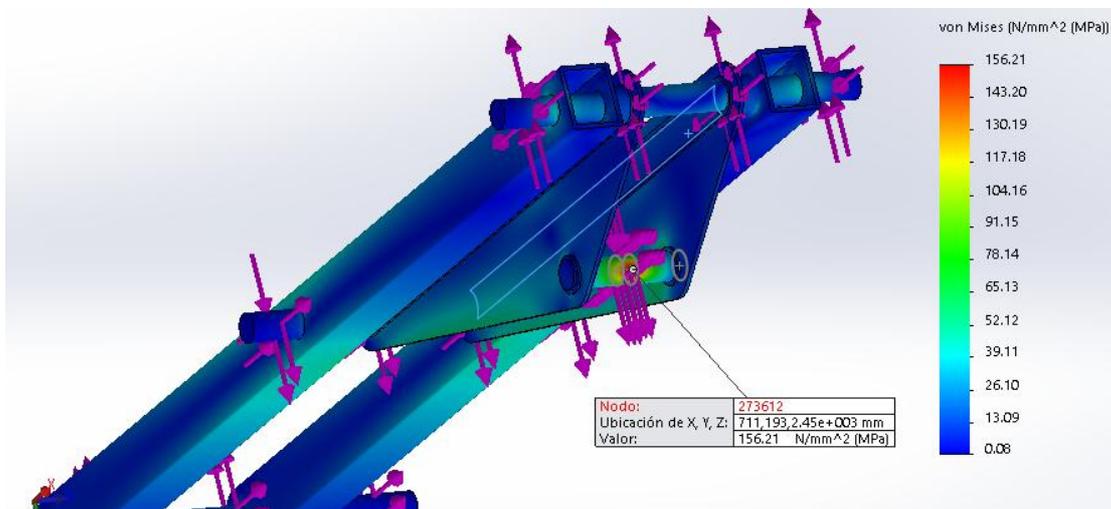


Figura 7- Tensión máxima del conjunto

Mediante el método analítico, hemos obtenido un coeficiente de seguridad de 5.15 para el pasador del cilindro hidráulico.

Mediante el método de elementos finitos usado por SolidWorks hemos obtenido una tensión máxima en dicho pasador de 156.21 MPa, lo que corresponde a un coeficiente de seguridad:

$$C_s(\text{SolidWorks}) = \frac{785.58 \text{ MPa}}{156.21 \text{ MPa}} = 5.02$$

A continuación, se va a analizar las tensiones en los soportes de los cilindros hidráulicos, ya que es posible que posea una tensión máxima muy cercana a la admisible.

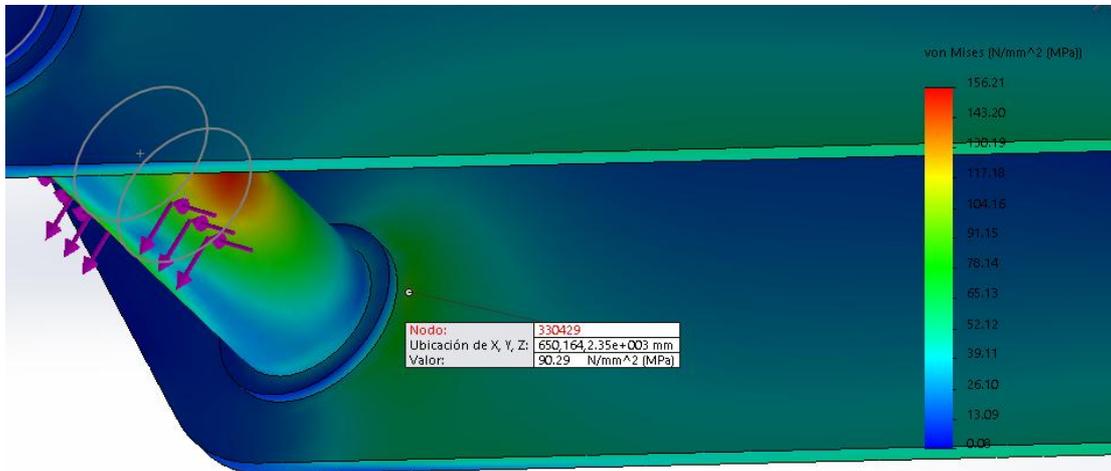


Figura 8- Tensión máxima de los soportes

La tensión máxima se encuentra levemente por debajo de la tensión máxima admisible, por lo que no habría que realizar cambios de diseño en los soportes.

## COEFICIENTE DE SEGURIDAD

Por último, analizamos el **coeficiente de seguridad**. En un principio, el rango de valores se encuentra entre [3.04 - 3372] dado que el valor extremo no nos interesa, se decide acotar entre valores que aporten mas información [3.04 - 25]

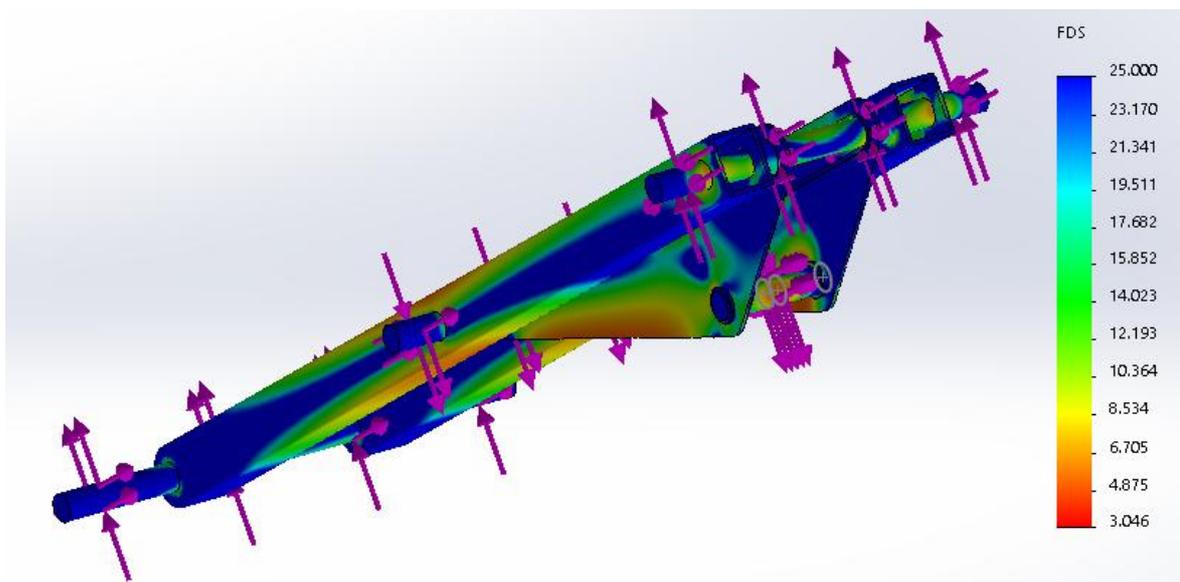


Figura 9- Factor de seguridad



Mediante la opción "identificar resultados" vamos a obtener el menor coeficiente de seguridad de la barra 5 y de los soportes del cilindro hidráulico.

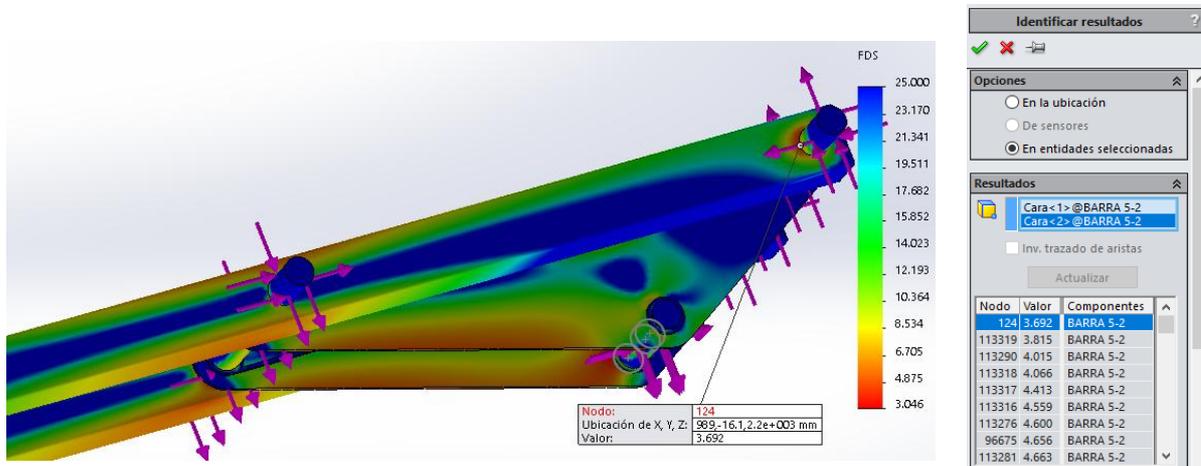


Figura 10- Mínimo factor de seguridad en la barra 5

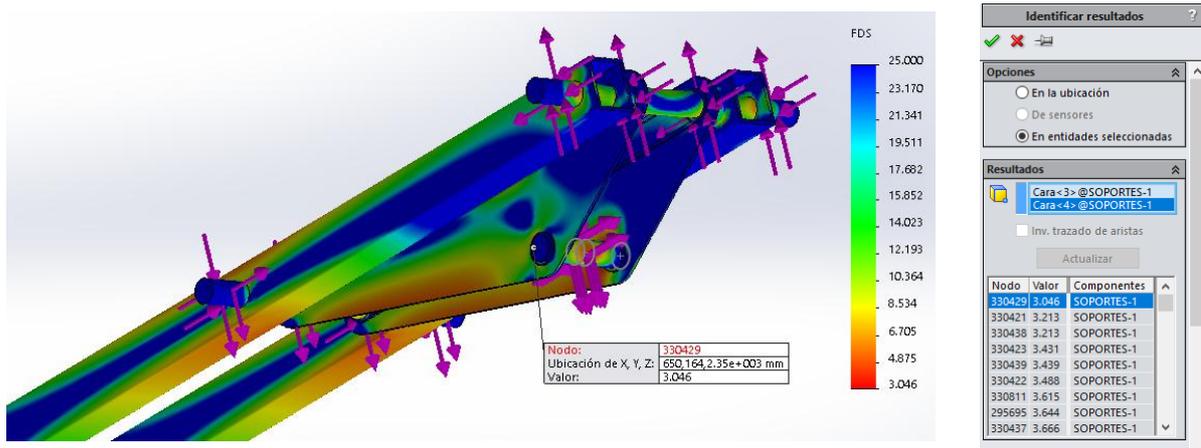


Figura 11- Mínimo factor de seguridad en los soportes

Observando los resultados, podemos asegurar que todos los elementos más solicitados, **en el caso más desfavorable cumple los requisitos de seguridad** correspondientes, por lo que podemos asumir que el resto de elementos de la estructura de elevación de la PEMP también lo harán.



### 3. Conclusiones de las simulaciones.

A la vista de los resultados obtenidos en los estudios realizados sobre los componentes de la PEMP, podemos obtener las siguientes conclusiones:

- Dados los estudios realizados sobre las barras más solicitadas, sobre las cuales previamente se había realizado un cálculo analítico por flexión compuesta, no presentan fallos originados, por lo que el resto de elementos estructurales que poseen coeficientes de seguridad muy superiores tampoco los tendrán.
- Se han observado que los coeficientes de seguridad del cálculo por elementos finitos es levemente inferior al cálculo por método analítico, esto puede ser debido al redondeo de las aristas en el método por elementos finitos, lo que provoca una sección inferior y por lo tanto un leve coeficiente de seguridad menor.
- En lo referente al espesor de las chapas se han obtenido factores de seguridad muy similares a los ya calculados analíticamente en el Anexo I.