



1-CABINA

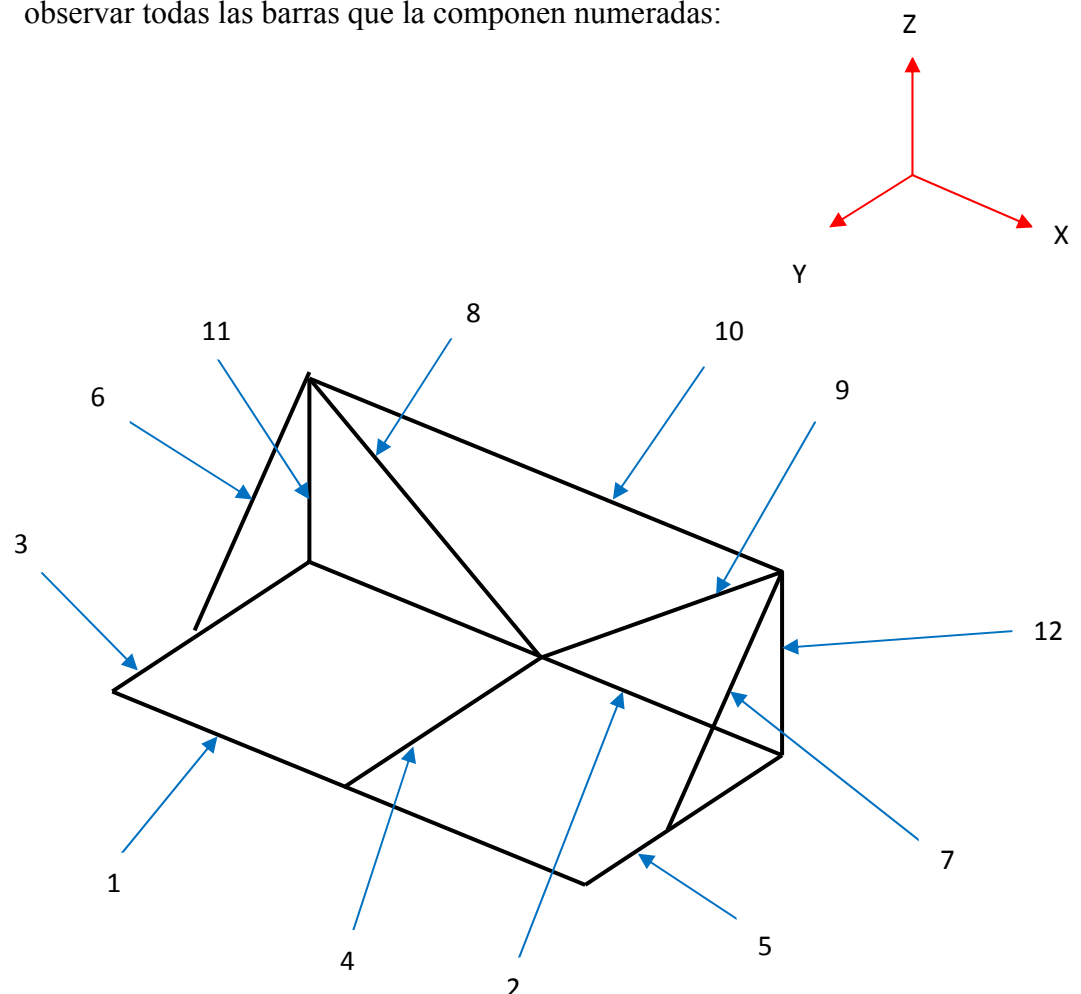
La cabina será la encargada de contener la carga y transportarla desde el piso inferior al superior. Para ello su estructura, a la que se transmitirá todo el esfuerzo debido a la carga, deberá tener una resistencia adecuada además de seguir su recorrido vertical sin problemas de guiado.

1.1-ESTRUCTURA

Primeramente en el apartado 1.1.1 se planteará la estructura de la cabina, se distribuirán las cargas barra por barra y se calcularán sus esfuerzos y secciones críticas. Posteriormente en el apartado 1.1.2 en base a lo calculado en el apartado anterior se seleccionará un perfil adecuado para cada barra.

1.1.1-Esquema

A continuación se muestra un esquema de la estructura de la cabina donde se pueden observar todas las barras que la componen numeradas:





1.1.1 Cálculo de esfuerzos de las barras de la cabina:

En este apartado se calcularán los esfuerzos soportados por cada barra de la estructura.

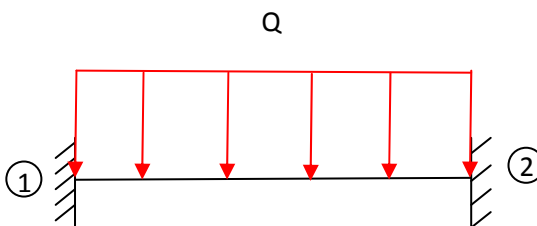
1.1.1.1 Barra 1:

-La barra 1 se considera como una barra con dos extremos empotrados ya que esta barra irá soldada a las barras 3 y 5, tendrá una carga total uniformemente repartida de 1500 Kg. ya que de las dos barras que están en la dirección del eje X se considera que cada una soporta la mitad de la carga total (3000 Kg.).

-Planteamiento y resolución:

$$Q = 1500 \text{ Kg} / 2,3\text{m} = 652,174 \text{ Kg/m}$$

$$L = 2,3 \text{ m}$$



Momentos en los extremos empotrados de la barra y reacciones en dichos puntos:

$$M_a = M_b = \frac{ql^2}{12} = \frac{652,17 \cdot 2,3^2}{12} = 287,5 \text{ Kgm} = 2820,375 \text{ Nm}$$

$$R_a = R_b = \frac{q \cdot l}{2} = \frac{652,174 \cdot 2,3}{2} = 750 \text{ Kg} = 7357,5 \text{ N}$$

Diagrama de esfuerzos cortantes:

Donde la ecuación del esfuerzo cortante $V(x)$ es igual a:

$$V(x) = 7357,48 - 6397,82X$$

El esfuerzo cortante en el punto 1 ($x=0$) es:

$$V(0) = 7357,48 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante en el punto 2 ($x=2,3$) es:

$$V(2,3) = 7357,48 \text{ N}$$



El punto donde los esfuerzos cortantes valgan cero será en la mitad de la barra, esto es demostrable igualando la ecuación del esfuerzo cortante a cero y despejando el valor de x:

$$V(x)=0 \implies X=1,15\text{m}$$

7357,47 N

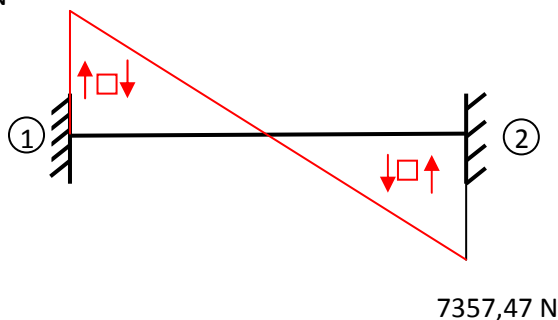


Diagrama momentos flectores

La ecuación que define los momentos flectores es la siguiente:

$$M(x) = -2820,375 + 7357,48x - 6397,83 \frac{x^2}{2}$$

El momento flector en el punto 1 (x=0) es:

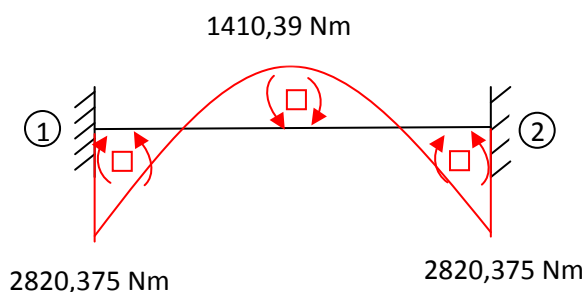
$$M(0) = -2820,375 \text{ Nm}$$

El momento flector en el punto 2 (x=2,3) es:

$$M(2,3) = -2820,375 \text{ Nm}$$

El momento en la mitad de la barra que es el punto donde se da el esfuerzo cortante menor e igual a cero es:

$$M(1,15) = 1410,39 \text{ Nm}$$



-Se puede observar que el máximo momento flector se encuentra en los puntos 1 y 2 además en estos puntos es donde se encuentran los esfuerzos cortantes mayores por tanto dichos puntos son los puntos críticos.

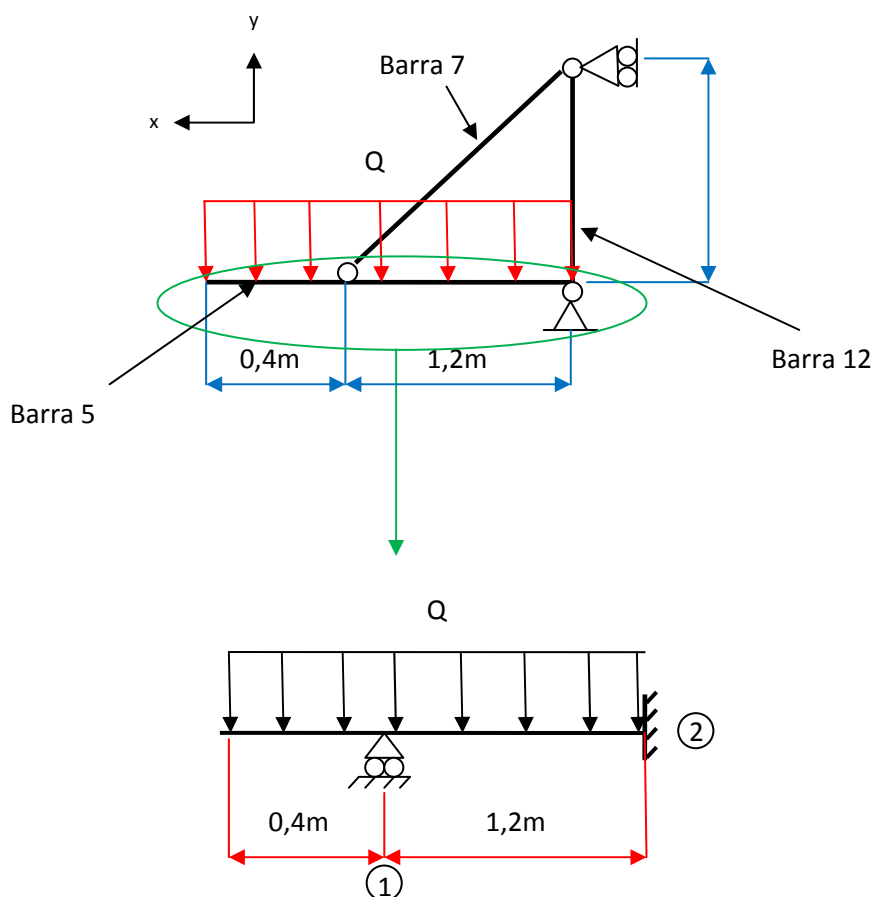
-Los momentos flectores en extremos de la barra 1 pasarán a ser momentos torsores en las barras 3 y 5



1.1.1.2 Barras 3 y 5:

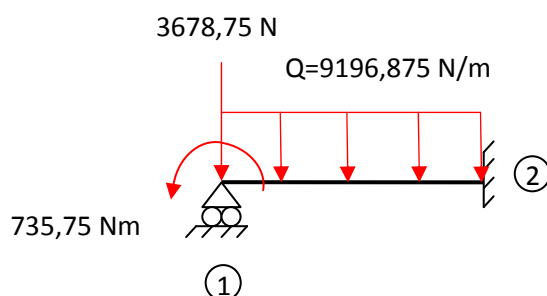
A continuación se representa las barra 5 y las barras laterales de la estructura de la cabina, la barra 5 soporta una carga uniformemente repartida como se representa a continuación:

$$Q=1500\text{Kg}/1,6\text{m}= 937,5\text{Kg/m}= 9196,875 \text{ N/m}$$



Se considera que tiene dos apoyos, un empotrado y un móvil, ya que el extremo que está empotrado irá soldado con las barras 11 y 12 y los momentos en este apoyo pasarán a estas barras, el apoyo móvil se considera como tal ya que en ese punto habrá una barra (barras 6 y 7) con nudos articulados creando una reacción vertical y disminuyendo el momento que tendrá que soportar el extremo empotrado.

La carga es de 1500 Kg uniformemente repartida, esto es así ya que de las tres barras puestas en la base en la dirección del eje Y a estas dos barras llegará la mitad de la totalidad del peso, el peso soportado por la barra intermedia (barra 4) acabará transmitiéndose también a estas dos barras. Es por ello que considero que estas dos barras soportarán cada una la mitad de la totalidad del peso.



Resolución mediante cálculo matricial

NOTA: Para su resolución inicialmente se elije una barra genérica para los datos de área y momento de inercia ya que los valores de los esfuerzos no cambiarán con diferentes tipos de sección. Cambiarán los desplazamientos pero lo que se busca en este apartado son los esfuerzos y sus diagramas.

Datos:

El material utilizado es acero S235 JR.

-Con módulo de Young: $E=210 \cdot 10^9 Pa$

La viga utilizada para los cálculos tiene las siguientes características

-Área: $A= 96,1 \cdot 10^{-4} m^2$

-Momento de inercia $I= 8159 \cdot 10^{-8} m^4$

Quedando estos productos con los siguientes valores:

$EI= 17,134 \cdot 10^6$

$EA= 2,0181 \cdot 10^9$

Estos serán utilizados en los próximos cálculos.



-Incógnitas:

Se establecen las incógnitas que tiene la barra, estas incógnitas son los desplazamientos de los diferentes puntos.

El punto 1 podrá desplazarse en dirección del eje X y girar en torno al eje Z, el punto 2 no podrá desplazarse ni girar de ninguna manera, por tanto las matrices de desplazamientos de los dos puntos quedan de esta forma:

$$d_1 = \begin{Bmatrix} d_{1x} \\ d_{1y} \\ d_{1z} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} d_{1x} \\ 0 \\ d_{1z} \end{Bmatrix} \quad d_2 = \begin{Bmatrix} d_{2x} \\ d_{2y} \\ d_{2z} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

-Sistema de ecuaciones completo P=K·D

Este sistema relaciona esfuerzos con el desplazamiento y la rigidez de la barra

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} D_1 \\ D_2 \end{Bmatrix} \longrightarrow \text{Sistema de ecuaciones reducido}$$

$$\begin{Bmatrix} P_{1x} \\ P_{1z} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} A & B \\ B & C \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} D_{1x} \\ D_{1z} \end{Bmatrix}$$

-Matrices de rigidez de la barra

Se establece ahora la matriz de rigidez de la barra

$$R_{12}=I$$

$$K_{11}=K_{11}^2$$

Barra 1-2 (Rígida- Rígida)

$$\begin{array}{c} \diagup \quad \diagdown \\ \text{---} \end{array} \quad K_{11}^2 = \begin{bmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} \end{bmatrix}$$

De esta matriz se obtienen los términos A, B y C usados en el sistema de ecuaciones reducido.

$$A = \frac{E \cdot A}{L} = 1,68175 \cdot 10^9$$

$$B = 0$$

$$C = \frac{4 \cdot E \cdot I}{L} = 57,113 \cdot 10^6$$



-Vectores de fuerzas

De aquí se obtiene los vectores de fuerzas en los puntos 1 y 2

$$R_{12} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha & 0 \\ -\sin\alpha & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \alpha=0^\circ$$

$$p_{12}^e = \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{ql}{2} \\ \frac{ql^2}{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 5518,125 \\ 1103,625 \end{Bmatrix} \quad P_{12}^e = -R_{12}^T \cdot p_{12}^e = \begin{Bmatrix} 0 \\ -5518,125 \\ -1103,625 \end{Bmatrix}$$

$$P_1 = N_1 + P_{12}^e = \begin{Bmatrix} 0 \\ -3678,75 \\ 735,75 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ -5518,125 \\ -1103,625 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -9196,875 \\ -367,875 \end{Bmatrix}$$

Siendo N_1 las fuerzas y momentos aplicados directamente en el punto 1

$$P_{21}^e = \begin{Bmatrix} 0 \\ 5518,125 \\ -1103,625 \end{Bmatrix}$$

-Sistema de ecuaciones a resolver

$$\begin{Bmatrix} 0 \\ -367,875 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1,68175 \cdot 10^9 \\ 0 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ 57,114 \cdot 10^6 \end{Bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} d_{1x} \\ d_{1z} \end{Bmatrix}$$

De este sistema se despejan los desplazamientos

$$d_{1x}=0$$

$$d_{1z} = -6,44 \cdot 10^{-6} \text{ rad}$$

Con los desplazamientos determinados se pueden sacar los esfuerzos en los extremos de las barras.

Fuerzas en extremos de barra

$$P_{12} = K_{11}^2 \cdot d_1 + K_{12} \cdot d_2 + p_{12}^e =$$

$$= \begin{Bmatrix} - & - & 0 \\ - & - & 71,392 \cdot 10^6 \\ - & - & 57,113 \cdot 10^6 \end{Bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -6,44 \cdot 10^{-6} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 5518,125 \\ 1103,625 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 5058,365 \\ 735,815 \end{Bmatrix}$$

$$P_{21} = K_{21} \cdot d_1 + K_{22}^1 \cdot d_2 + p_{21}^e =$$

$$= \begin{Bmatrix} - & - & 0 \\ - & - & -71,392 \cdot 10^6 \\ - & - & 28,5565 \cdot 10^6 \end{Bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -6,44 \cdot 10^{-6} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 5518,125 \\ -1103,625 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 5977,885 \\ -1287,52 \end{Bmatrix}$$



-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

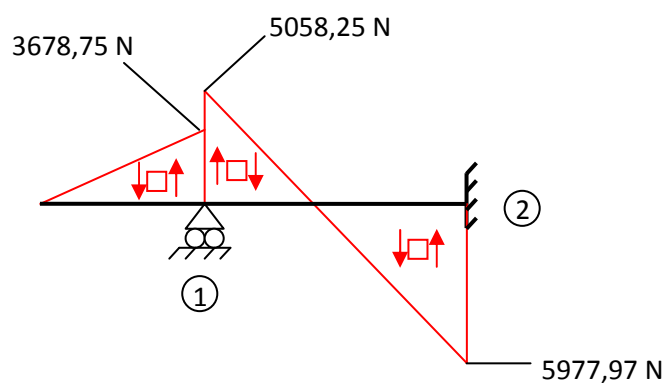
Diagramas de esfuerzos

-Reacción en el punto 1 $R_1=8736,96 \text{ N}$

-Diagrama esfuerzos cortantes

$$V(x) = 5058,125 - 9196,875X$$

$$V(x) = 0 \longrightarrow X = 0,55$$



Por la izquierda del punto 1

$$V(x) = -9196,875X$$

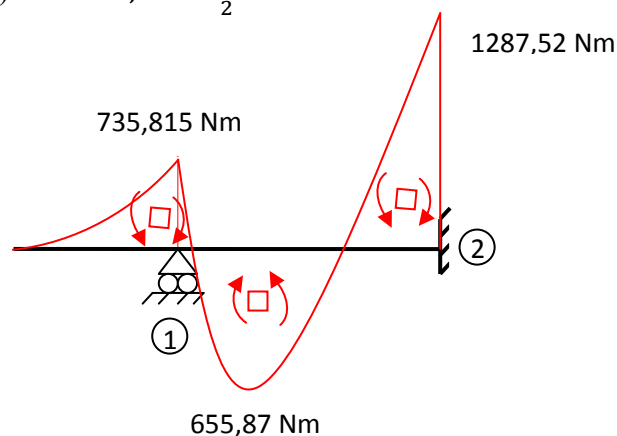
-Diagrama de momentos flectores (Nm)

Por la izquierda de 1:

$$M(x) = -9196,875 \cdot \frac{x^2}{2}$$

Por la derecha de 1:

$$M(x) = -9196,875 \cdot \frac{x^2}{2} + 5058 \cdot X - 735$$



El punto crítico será el punto 2 ya que es donde se tiene el esfuerzo cortante y el momento flector mayor.

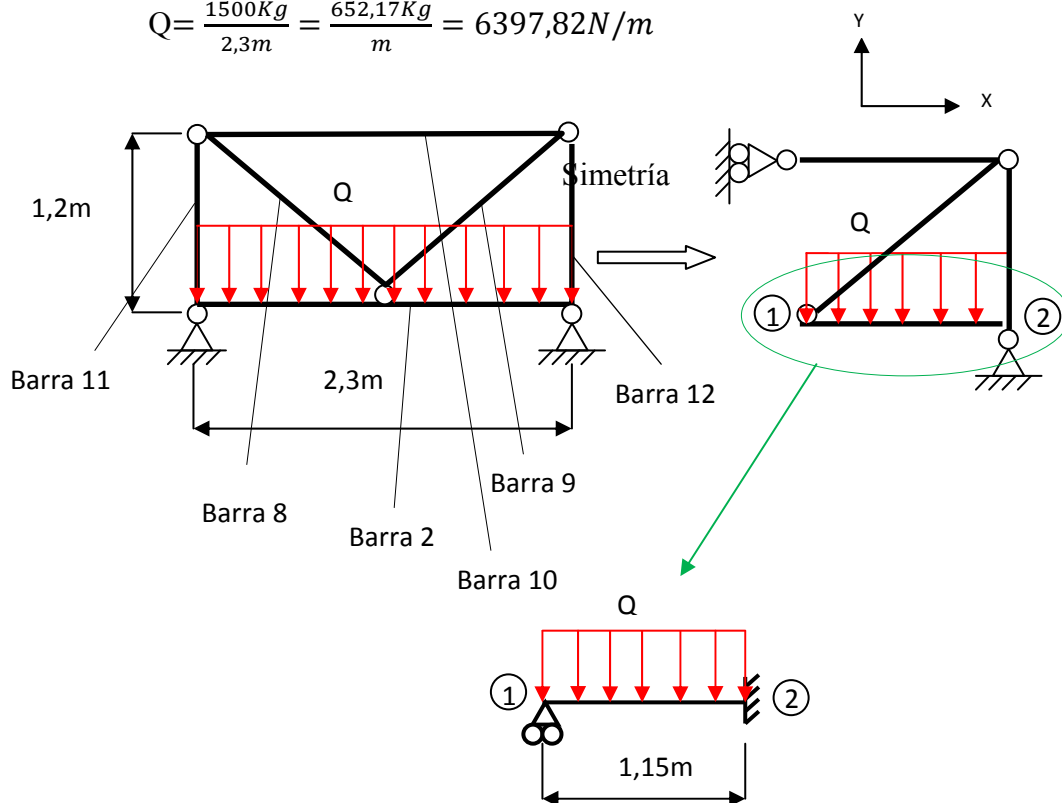


-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

1.1.1.3 Barra 2:

-Aquí se representa la parte trasera superior del montacargas ó pórtico y la carga que soportará la barra 2 que será de 1500 Kg uniformemente repartidos.

$$Q = \frac{1500Kg}{2,3m} = \frac{652,17Kg}{m} = 6397,82N/m$$



Se puede observar que existe simetría por tanto se puede calcular los esfuerzos en una mitad y asumir que la otra es idéntica.

Se considera que tiene un extremo empotrado ya que este irá soldado y el momento soportado en este extremo pasará a las barras 11 y 12. También tiene un apoyo móvil. Se ha modelizado así ya que en ese punto habrá una barra (barras 8 y 9) con extremos articulados que creará una reacción vertical disminuyendo el momento que tiene que soportar el extremo empotrado.

-Resolución mediante cálculo matricial

Datos:

El material utilizado es acero S235 JR

El módulo de Young de este material es: $E=210 \cdot 10^9 Pa$

Características de la barra:

Área: $A= 40,8 \cdot 10^{-4}m^2$

Momento de inercia: $I= 973 \cdot 10^{-8}m^4$



Quedando los siguientes productos con estos valores:

$$EI = 2,0433 \cdot 10^6$$

$$EA = 856,8 \cdot 10^6$$

Estos son utilizados en los próximos cálculos.

-Incógnitas:

Se establecen las incógnitas que tiene la barra, estas incógnitas son los desplazamientos de los diferentes puntos.

El punto 1 podrá desplazarse en dirección del eje X pero como no tiene cargas en dirección del eje X se puede predecir que no se desplazará en ese eje, también podrá girar en torno al eje Z, el punto 2 no podrá desplazarse ni girar de ninguna manera, por tanto las matrices de desplazamientos de los dos puntos quedan de esta forma:

$$d_1 = \begin{Bmatrix} d_{1x} \\ d_{1y} \\ d_{1z} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ d_{1z} \end{Bmatrix} \quad d_2 = \begin{Bmatrix} d_{2x} \\ d_{2y} \\ d_{2z} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

-Sistema de ecuaciones completo $P = K \cdot D$

Este sistema relaciona esfuerzos con el desplazamiento y la rigidez de la barra

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} D_1 \\ D_2 \end{Bmatrix}$$

$$\text{Sistema de ecuaciones reducido} \longrightarrow \{P_{1z}\} = \{A\} \cdot \{D_{1z}\}$$

-Matriz rigideces

$$K_{11} = K_{11}^2$$

$$\text{Barra 1-2 (Ríg. - Ríg.)} \begin{array}{c} \diagup \text{---} \diagdown \end{array} \begin{Bmatrix} - & - & - \\ - & - & \frac{4EI}{L} \end{Bmatrix}$$

De aquí se obtiene el número A usado en el sistema de ecuaciones reducido:

$$A = \frac{4EI}{L} = 7,10713 \cdot 10^6$$



-Vector de fuerzas:

Aquí se obtiene los vectores de fuerzas en los puntos 1 y 2

$$R_{12} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha & 0 \\ -\sin\alpha & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \alpha=0^\circ$$

$$p_{12}^e = \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{ql}{2} \\ \frac{ql^2}{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 3678,74 \\ 705,09 \end{Bmatrix} \quad P_{12}^e = -R_{12}^T \cdot p_{12}^e = \begin{Bmatrix} 0 \\ -3678,74 \\ -705,09 \end{Bmatrix}$$

-Sistema de ecuaciones a resolver

$$-705,09 = 7,10713 \cdot 10^6 \cdot d_{1z} \quad d_{1z} = -9,921 \cdot 10^{-5} rad$$

Con los desplazamientos obtenidos se pueden determinar las fuerzas en extremos de barra

-Fuerzas en extremos de barra

$$P_{12} = K_{11}^2 \cdot d_1 + K_{12} \cdot d_2 + p_{12}^e =$$

$$= \begin{Bmatrix} - & - & 0 \\ - & - & 9,2702 \cdot 10^6 \\ - & - & 7,10713 \cdot 10^6 \end{Bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -9,921 \cdot 10^{-5} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 3678,74 \\ 705,04 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 2759,04 \\ -0,058 \end{Bmatrix}$$

$$P_{21} = K_{21} \cdot d_1 + K_{22}^1 \cdot d_2 + p_{21}^e =$$

$$= \begin{Bmatrix} - & - & 0 \\ - & - & -9,2702 \cdot 10^6 \\ - & - & 3,5054 \cdot 10^6 \end{Bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -9,921 \cdot 10^{-5} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 3678,74 \\ -705,04 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 4598,43 \\ -1052,81 \end{Bmatrix}$$



-Diagrama de esfuerzos cortantes

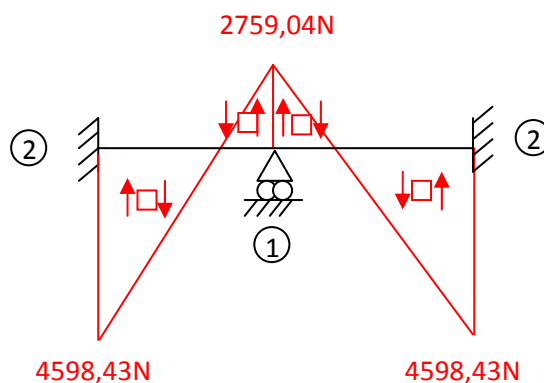
Reacción en 1 $R_1=2759,04 \text{ N}'$

La ecuación que determina los esfuerzos cortantes a través de la longitud de la barra es la siguiente:

$$V(x) = 2759,04 - 6397,82 \cdot X$$

Igualando esta ecuación a cero se puede despejar en que punto se tendrá un esfuerzo cortante igual a cero.

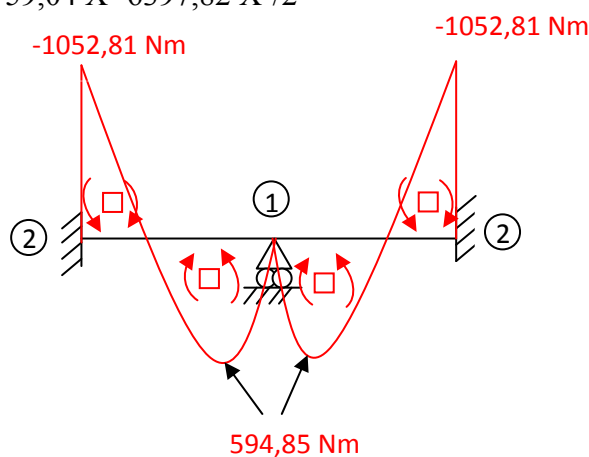
$$V(x)=0 \quad X=0,4312$$



-Diagrama de momentos flectores (Nm)

La siguiente ecuación es la que determina los momentos a través de la longitud de la barra:

$$M(x) = -0,058 + 2759,04 \cdot X - 6397,82 \cdot X^2/2$$



El punto crítico será el punto 2 ya que es donde se encuentran los esfuerzos cortantes y los momentos flectores mayores.



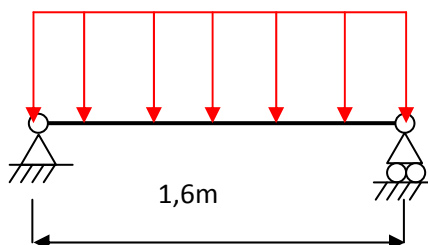
1.1.1.4 Barra 4:

Según la hipótesis de cálculo de las barras 3 y 5, la carga de dichas barras se repartía a totalidad del peso pero esa carga se puso así porque los esfuerzos de la barra 4 acabarían siendo transmitidos a la barras 3 y 5.

Por tanto ahora esta barra se modeliza como una barra biapoyada con una carga uniformemente distribuida de 1500 Kg aunque en la realidad no soportaría tanto peso.

$$Q = 1500Kg / 1,6m = \frac{937,5Kg}{m} = 9196,875N/m$$

Q



-Diagrama esfuerzos cortantes (N)

Siendo esta la ecuación que define los esfuerzos cortantes a través de la longitud de la barra.

$$V(X) = -7357,5 + 9196,875 \cdot X$$

El esfuerzo cortante será igual a cero en la mitad de su longitud ($X=0,8$)

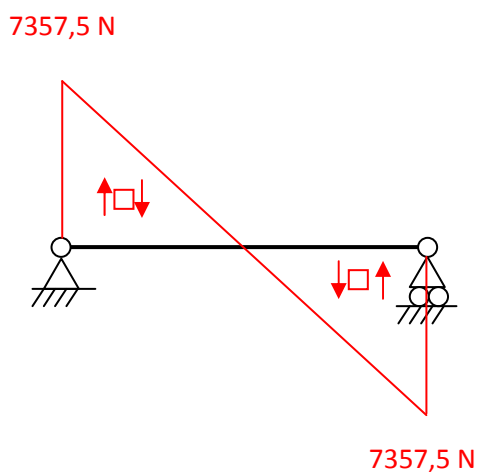




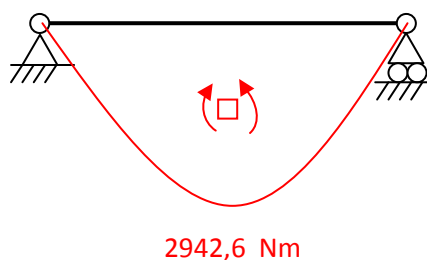
Diagrama de momentos flectores (Nm)

Siendo esta la ecuación que define los esfuerzos cortantes a través de la longitud de la barra.

$$M(X) = -7357,5 \cdot X + 9196,875 \cdot X^2/2$$

El punto donde el esfuerzo cortante vale cero es donde se producirá el momento flector mayor es decir en $X=0,8$.

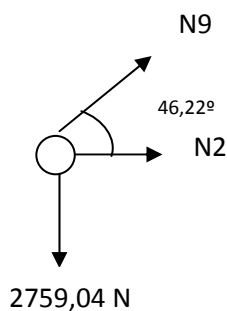
$$M(0,8) = 2942,6 \text{ Nm}$$



El punto crítico será el punto medio de la longitud de la barra ($X=0,8$) ya que es donde se da el momento flector mayor.

1.1.1.5 Barras 8 y 9:

Se establece el equilibrio de fuerzas en el nudo que une la barra 2 con la barra 8 ya que la reacción del apoyo móvil es en realidad la componente vertical del esfuerzo de las barras tirantes 8 y 9.



$$\sum F_y = 0 \longrightarrow N_9 = 3821,37 \text{ N}$$

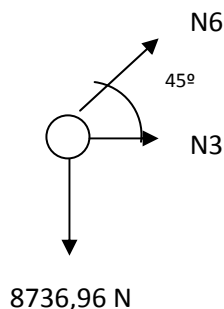
La barra 9 crearía, con su componente horizontal del esfuerzo, un esfuerzo de compresión en la barra 2 pero en ese nudo al unirse también la barra 8 de igual módulo pero de sentido contrario equilibra las fuerzas horizontales y por tanto no producen esfuerzos axiales en la barra 2. Por tanto la barra 2 no soportará ningún esfuerzo axial.



1.1.1.6 Barras 6 y 7:

La reacción del apoyo móvil que se ha puesto para el cálculo de las barras 3 y 5 es en realidad una barra tirante unida por un nudo articulado a las barras anteriormente indicadas.

Se establece un equilibrio de fuerzas en el nudo que une la barra 6 con la barra 3 (lo mismo con las barras 7 y 5)

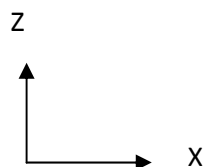
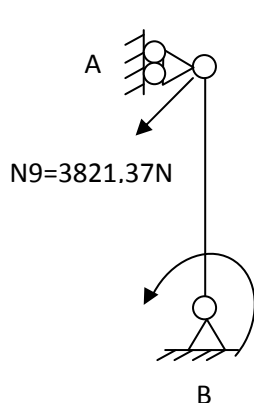


$$\sum F_y = 0 \quad N6 = 12355,92 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \quad N3 = -8736,96 \text{ N}$$

La componente horizontal de la tensión en la barra 6 creará un esfuerzo de compresión en la barra 3 para equilibrar las fuerzas. Por tanto las barras 3 y 5 sufrirán un esfuerzo axial de compresión de valor 8736,96 N

1.1.1.7 Barras 11 y 12



$$M = 1052,81 + 2820,375 =$$

$$3873,185 \text{ Nm}$$

El momento en el extremo de la barra 2 más el momento torsor en la barra 5 (ó 3) es el momento total aplicado en el punto B en torno al eje Y, M_y .

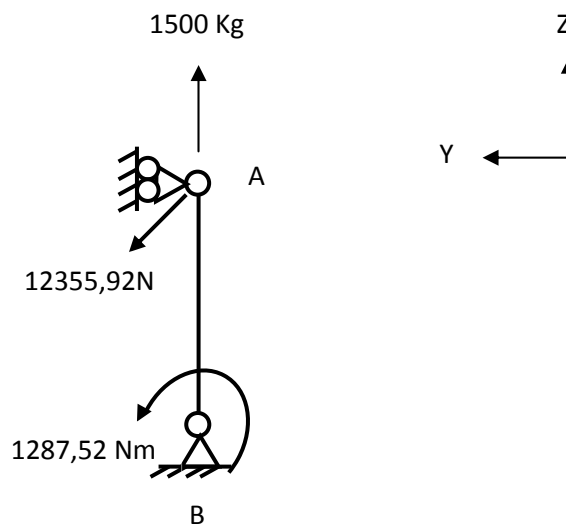
Estableciendo un equilibrio de fuerzas en el nudo B

$$\sum M_b = 0 \quad \longrightarrow \quad R_a = 5871,62 \text{ N}$$

En realidad la reacción A es un esfuerzo axial de compresión en la barra 10 por tanto el esfuerzo axial en la barra 10 es $N10 = -5871,62 \text{ N}$



Las barras 11 y 12 reciben momentos en 2 planos distintos, un momento en un plano causado por los momentos en los extremos de la barra 2 más el torsor de las barras 5 y 3 respectivamente, y otro momento en otro plano perpendicular causado por los momentos en los extremos de las barras 5 y 3 respectivamente.



Estableciendo un equilibrio de fuerzas en el nudo B:

$$\sum M_b = 0 \longrightarrow R_a = 9810 \text{ N}$$

Y estableciendo un equilibrio de fuerzas en el nudo A:

$$\sum F_y = 0 \longrightarrow N_{11} = 5978 \text{ N}$$

La reacción $R_a = 9810 \text{ N}$ será la causada por la guía y el patín guiador del montacargas.

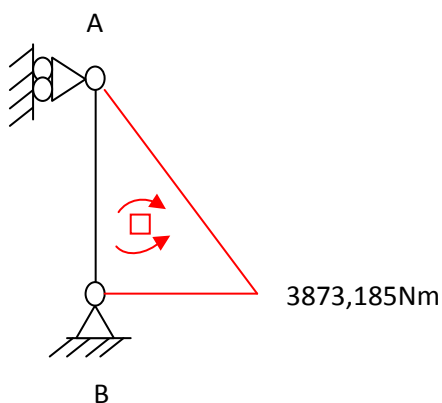
Se verifica también que el esfuerzo axial de la barra 11 (ó 12) es de 5978 N.



Diagrama momentos flectores

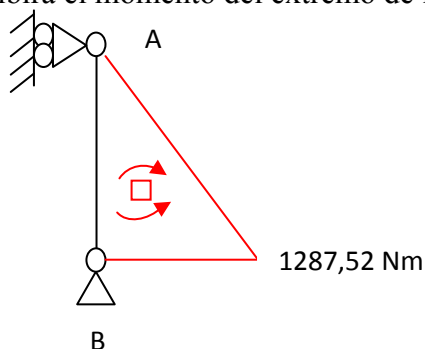
PLANO XZ

En este plano recibirá el momento del extremo de la barra 2 más el torsor de la barra 3 ó 5



PLANO YZ

En este plano recibirá el momento del extremo de la barra 3 ó 5



El punto crítico será el punto B ya que es donde se tienen momentos flectores mayores.



1.1.2 Selección de perfiles para las barras de la cabina:

El material utilizado es acero S235 JR según la norma española UNE 36080-90 con $S_y = 225 \text{ MPa}$

Se utiliza la teoría de la energía de distorsión (T.E.D.) para obtener el coeficiente de seguridad:

-Tensión equivalente: $\sigma_e = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2}$

-Coeficiente de seguridad: $\eta = \frac{S_y}{\sigma_e}$

Barras 3 y 5

Se empieza seleccionando un tipo de viga para las barras 3 y 5 ya que son las más solicitadas de todas las de la base y se quiere que todas sean iguales para mayor facilidad de construcción.

Esfuerzos en los puntos críticos de las barras 3 y 5 calculados anteriormente:

-Esfuerzo axial:

$$N = -8736,96 \text{ N}$$

-Esfuerzo cortante:

$$V = -8736,96$$

-Momento flector:

$$M = -1287,52 \text{ Nm}$$

-Momento torsor:

$$T = 2820,375 \text{ Nm}$$

Se escoge tubo estructural de sección rectangular ya que es más indicado para esfuerzos de torsión, descartándose barras de perfil IPN o UPN por su baja resistencia a la torsión.

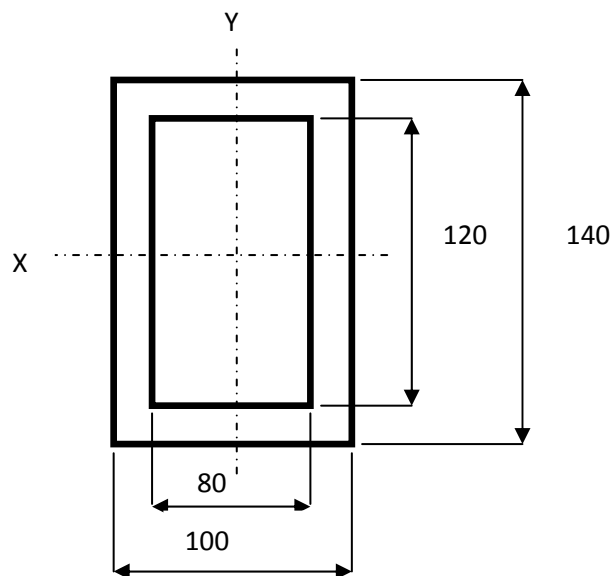


Concretamente se escoge una sección de 140×100×10

Datos :

$$\text{Área: } A = 40,8 \text{ cm}^2$$

$$\text{Momentos de inercia: } I_{xx} = 973 \text{ cm}^4 \quad I_{yy} = 574 \text{ cm}^4$$



Se establece una relación entre el esfuerzo cortante y la tensión tangencial para esta barra de:

$$\begin{aligned} \tau_{xy} &= \frac{V \cdot Q}{I \cdot b} = \frac{V}{973 \cdot 10^4 \cdot 20} \left[\int_0^{60} y \cdot 20 \cdot dy + \int_{60}^{70} y \cdot 100 \cdot dy \right] = \\ &= V \cdot 5,190 \cdot 10^{-4} (\text{MPa}) \end{aligned}$$

Y ahora se procede a calcular las tensiones:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{N(N)}{A(\text{mm}^2)} + \frac{M_y(\text{Nmm})}{I_y(\text{mm}^4)} \cdot z(\text{mm}) = \\ &= -\frac{8736,96}{40,8 \cdot 10^2} + \frac{-1287,52 \cdot 1000}{973 \cdot 10^4} \cdot 70 = -11,4 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\tau_{xy} = V \cdot 5,19 \cdot 10^{-4} = 3,102 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_t}{2 \cdot A \cdot h} = 34,56 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} = \sqrt{(-11,4)^2 + 3 \cdot (3,102 + 34,56)^2} = 66,22 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_e} = 3,39 \geq 2,5$$



A partir de este punto puesto que las demás barras están menos solicitadas que las ya calculadas barras 3 y 5, se procede simplemente a demostrar el coeficiente de seguridad del el resto de barras de la base, ya que como se ha expuesto, se tomarán todas de la misma dimensión.

Barra 1

Utilizando las mismas fórmulas usadas para el cálculo de las barras 3 y 5

Esfuerzos en el punto crítico calculado anteriormente:

-Esfuerzo axial $N=0$

-Esfuerzo cortante $V=7357,48 \text{ Nm}$

-Momento flector $M=2820,375 \text{ Nm}$

Barra utilizada: Tubo estructural rectangular $140 \times 100 \times 10$

$$\sigma_e = 21,34 \text{ MPa}$$

$$\eta = 10,54$$

Barra 2

Esfuerzos en el punto crítico calculados anteriormente:

-Esfuerzo axial $N= 0$

-Esfuerzo cortante $V= 4598,43 \text{ N}$

-Momento flector $M= -1052,81 \text{ Nm}$

Barra utilizada: Tubo estructural rectangular $140 \times 100 \times 10$

$$\sigma_e = 8,63 \text{ MPa}$$

$$\eta = 26,07$$

Barra 4

Esfuerzos en el punto crítico calculados anteriormente:

-Esfuerzo axial $N=0$

-Momento flector $M=2942,6 \text{ Nm}$

-Esfuerzo cortante $V=0$

Barra utilizada: Tubo estructural rectangular $140 \times 100 \times 10$

$$\sigma_e = 22,18 \text{ MPa} \quad \eta = 10,144$$



Barras 6 y 7

Solo soportan carga axial

-Esfuerzo axial $N=12355,92 \text{ N}$

Se elige tubo estructural cuadrado con una anchura de 30 mm. y 3 mm. con un área transversal de $3,01 \text{ cm}^2$.

$$\sigma_e = \frac{12355,92 \text{ N}}{301 \text{ mm}^2} = 41,05 \text{ MPa}$$

$$\eta = 5,48$$

Barras 8 y 9

Estas barras solo soportan carga axial

Se elige tubo estructural cuadrado con una anchura de 30 mm. y 3 mm. con un área transversal de $3,01 \text{ cm}^2$

-Esfuerzo axial $N= 3821,37 \text{ N}$

$$\sigma_e = 12,695 \text{ MPa} \quad \eta = 17,72$$

Se puede observar que las barras 8 y 9 trabajan con un alto coeficiente de seguridad pero su sección es la que menos área tiene de todas las secciones normalizadas.

Barra 10

Esta barra soporta solo esfuerzo axial de compresión

-Esfuerzo axial $N= -5871,62 \text{ N}$

Se elige tubo estructural cuadrado con una anchura de 30 mm. y 3 mm. con un área transversal de $3,01 \text{ cm}^2$

$$\sigma_e = 19,50 \text{ MPa}$$

$$\eta = 11,53$$



Barras 11 y 12

Estas barras tienen momentos flectores a través de dos ejes distintos en su punto crítico y un esfuerzo axial:

-Esfuerzo axial: $N=5978 \text{ N}$

-Momento flector alrededor del eje X: $M_x=1287,52 \text{ Nm}$

-Momento flector alrededor del eje Y: $M_y=3873,185 \text{ Nm}$

Barra utilizada: Tubo estructural rectangular $140 \times 100 \times 10$

$$\sigma_x = \frac{N(N)}{A(mm^2)} + \frac{M_y(Nmm)}{I_y(mm^4)} \cdot x(mm) - \frac{M_x}{I_x} \cdot y(mm) =$$
$$= \frac{5978}{4080} + \frac{3873,185 \cdot 1000}{973 \cdot 10^4} \cdot 70 + \frac{1287,52 \cdot 1000}{574 \cdot 10^4} \cdot 50 = 42 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e = 42 \text{ MPa}$$

$$\eta = 5,35$$

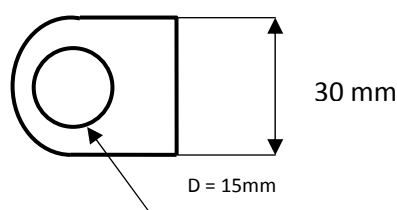
Esta barra irá colocada con el lado más ancho de su sección en la dirección del eje X. Esta colocación se establece así puesto que el momento alrededor del eje Y es mucho mayor que el momento alrededor del eje X. Por tanto colocada en otra dirección su coeficiente de seguridad disminuiría.



1.1.4 NUDOS ARTICULADOS

Las barras 6, 7, 8, 9 y 10 están unidas en sus extremos al resto de la estructura mediante un nudo articulado, este nudo será igual para todas las barras y consistirá en una horquilla con un pasador.

En los extremos de la barra se soldará una placa de espesor 3 mm tapando el extremo de la barra y sobre esta se soldará una placa con un agujero de 15 mm para el pasador, esta placa estará construida de acero S355 JR con límite de fluencia igual a 345 MPA:



Ya que para todas las barras la placa será la misma se calculará para la barra que soporte más tensión, la cuál es la barra 6 ó 7 que soporta un esfuerzo axial con un valor de 12355,92 N.

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_{adm}}; \frac{345 \text{ MPa}}{\sigma_{adm}} = 2,5$$

$\sigma_{adm} = 138 \text{ MPa}$ Para trabajar con coeficiente de seguridad de 2,5

Dado que es una placa con un agujero en el cual estará aplicada la carga que le transmite el pasador tendrá una concentración de esfuerzos en ese agujero, por tanto el esfuerzo de compresión se debe mayorar con un coeficiente de concentración de esfuerzos K_c .

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_c \cdot \frac{N}{(b-d) \cdot h}$$

El coeficiente K_c se obtiene de la tabla 4.40 del capítulo 4 del libro “Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica” de Robert C. Juvinall, dentro de esta se obtiene con la línea de agujero con carga en el pasador y con el valor de d/b ($15/30 = 0,5$)

Siendo:

Anchura de la placa; $b = 30 \text{ mm}$

Diámetro del agujero $d = 15 \text{ mm}$

$N = 12355,92 \text{ N}$

$$138 = 2,45 \cdot \frac{12355,92}{(30-15) \cdot h} \quad h = 14,63 \text{ mm}$$



El espesor mínimo deberá de ser de 14,63 mm, se selecciona un espesor comercial de 15mm.

Por tanto:

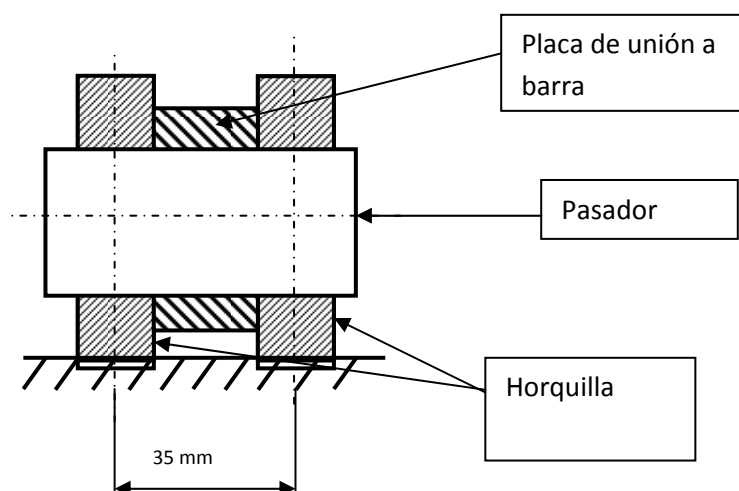
$$\sigma_{m\acute{a}x} = 2,45 \cdot \frac{12355,92}{(30-15) \cdot 15} = 134,54 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_{adm}}; \frac{345}{134,54} = 2,56$$

La placa con un espesor de 15 mm tendrá un coeficiente de seguridad de 2,56 para las barras 6 y 7, en las otras barras será mayor.

Esta placa estará unida a la horquilla a través del pasador. Este pasador tendrá un diámetro de 15 mm y estará fabricado en acero SAE 4140 caliente y maquinado con un límite de fluencia de 427 MPa.

Pasador y horquilla para barras 6 y 7



Se plantea el pasador de la siguiente manera:

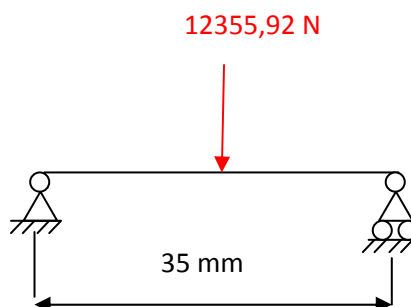
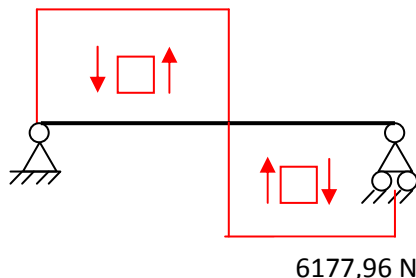




Diagrama esfuerzos cortantes

$$-V(x) = 6177,96 \text{ N}$$



Los esfuerzos debidos a momentos flectores se consideran despreciables ya que es un eje muy corto y está contenido en un orificio, el de la placa y el de la horquilla, que evitará que este flechte.

$$\tau_{xy} = \frac{4}{3} \cdot \frac{V}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{6177,96}{\pi \cdot \frac{15^2}{4}} = 46,613 \text{ MPa}$$

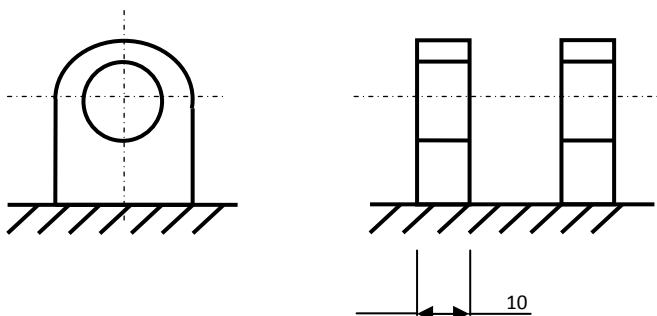
La tensión equivalente según la teoría de la energía de distorsión es:

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} = \sqrt{(0)^2 + 3 \cdot (46,613)^2} = 80,76 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_{adm}}; \frac{427}{80,76} = 5,28$$

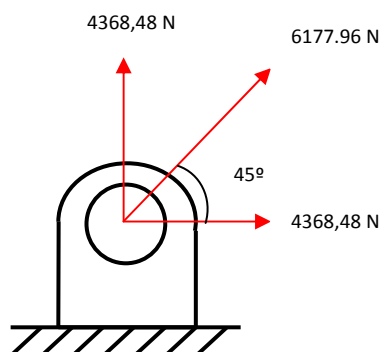
El coeficiente de seguridad es mayor que 2,5 por tanto válido

La horquilla estará soldada a la viga que le corresponda y fabricada de acero S235 JR con una resistencia elástica de 235 MPa. Cada placa que la compone tendrá un espesor de 10 mm.





A cada una de las dos placas de la horquilla le será transmitida, a través del pasador, la mitad de la tensión normal de la barra 6 ó 7 con un ángulo de 45°:



De esta manera se tiene un esfuerzo normal de 4368,48 N y un esfuerzo cortante de 4368,48 N.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_c \cdot \frac{N}{(b-d) \cdot h} = 3 \cdot \frac{4368,48}{(40-15) \cdot 10} = 52,42 \text{ MPa}$$

El coeficiente K_c se obtiene de la tabla 4.40 del capítulo 4 del libro “Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica” de Robert C. Juvinall y dentro de esta en la línea de agujero con carga en el pasador y con el valor de d/B ($15/40 = 0,375$)

$$\tau_{xy} = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{A} = \frac{3}{2} \cdot \frac{4368,48}{(40-15) \cdot 10} = 26,21 \text{ MPa}$$

La tensión equivalente según la teoría de la energía de distorsión es:

$$\sigma_e = \sqrt[2]{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} = \sqrt[2]{(52,42)^2 + 3 \cdot (26,21)^2} = 66,35 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_{adm}}; \frac{225}{66,35} = 3,39$$

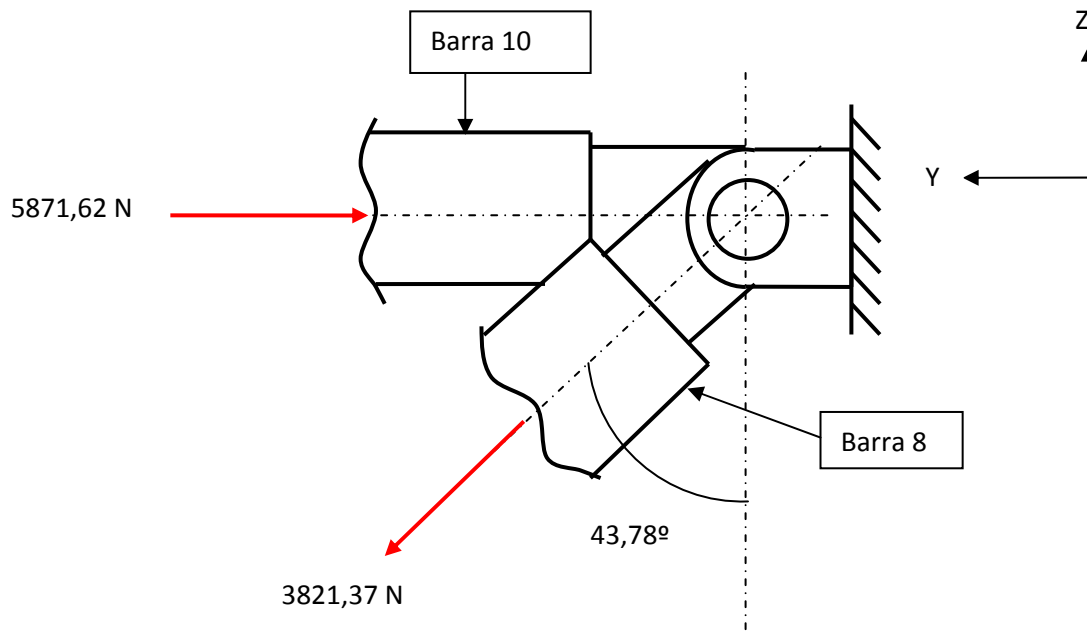
Dado que es mayor que 2,5 esta será la elección final.



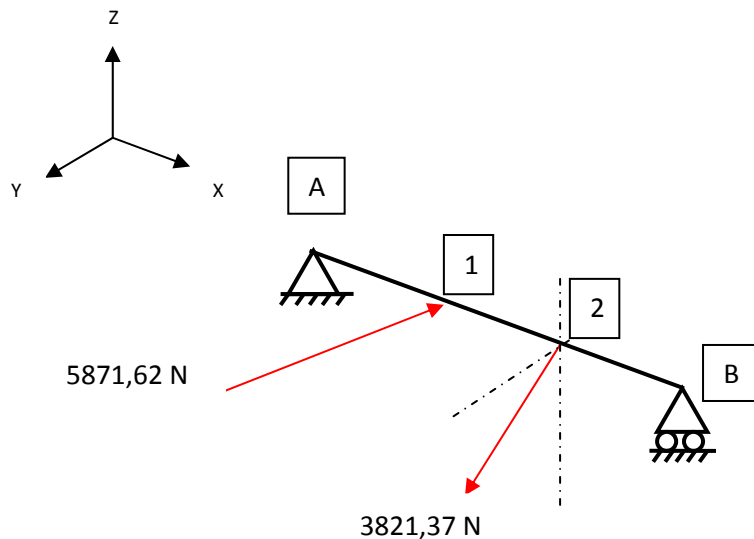
-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Horquilla y pasador de las barras 8,9 y 10

En un mismo nudo estarán unidas las barras 8 (ó 9) y la barra 10:



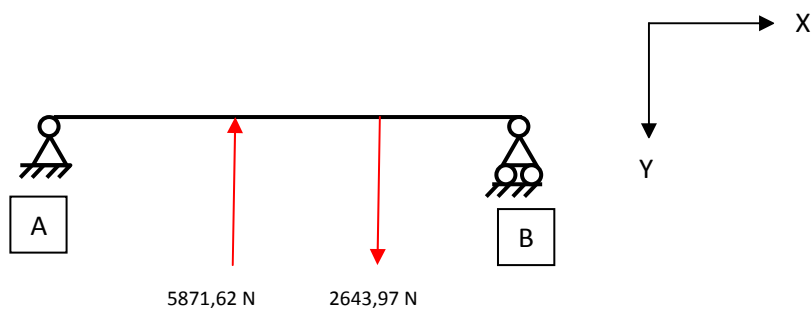
El pasador se plantea de la siguiente manera:





-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

PLANO XY

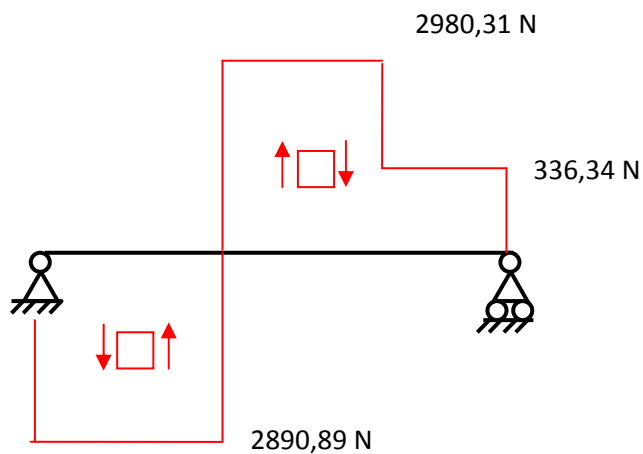


Se establecen las ecuaciones de equilibrio:

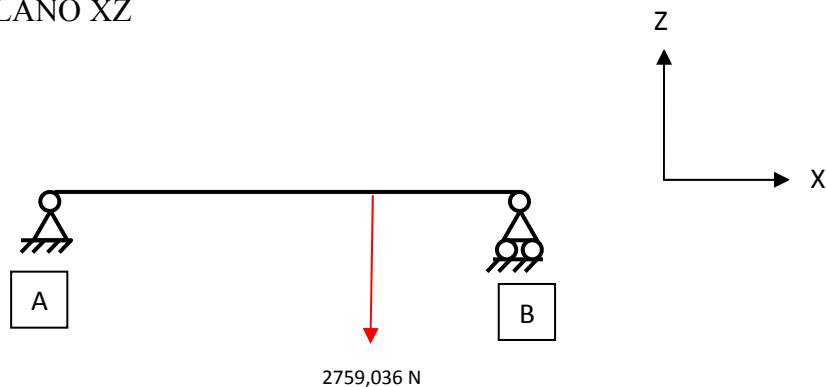
$$\sum M_A = 0; 5871,2 \cdot 17,5 - 2643,97 \cdot (17,5 + 15) + R_B \cdot 50 = 0; R_{BY} = -336,34 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0; 5871,2 - 2643,97 - 336,34 + R_A = 0; R_{AY} = -2890,89 \text{ N}$$

Diagrama de esfuerzos cortantes:



PLANO XZ



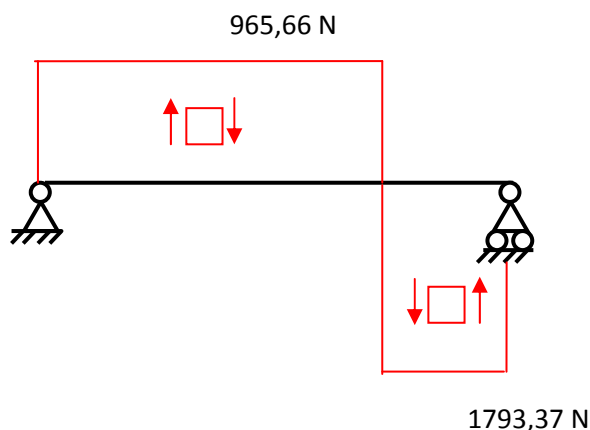


Se establecen las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum M_A = 0; -32,5 \cdot 2759,036 + R_B \cdot 50 = 0; R_{BZ}=1793,37 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0; 1793,37 - 2759,036 + R_A = 0; R_{AZ}=965,66 \text{ N}$$

Diagrama de esfuerzos cortantes:



Esfuerzo cortante en el punto 1:

$$V_1 = \sqrt{V_Y^2 + V_Z^2} = \sqrt{2980,31^2 + 965,66^2} = 3132,85 \text{ N}$$

Esfuerzo cortante en el punto 2:

$$V_2 = \sqrt{V_Y^2 + V_Z^2} = \sqrt{2980,31^2 + 1793,37^2} = 3478,28 \text{ N}$$

El punto 2 será el que tenga un mayor esfuerzo cortante por tanto será el punto crítico.

Los esfuerzos debidos a momentos flectores se consideran despreciables ya que es un eje muy corto y está contenido en un orificio, el de la placa y el de la horquilla, que evitará que este fleete.

$$\tau_{xy} = \frac{4}{3} \cdot \frac{V}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{3478,28}{\pi \cdot \frac{15^2}{4}} = 26,24 \text{ MPa}$$

La tensión equivalente según la teoría de la energía de distorsión es:

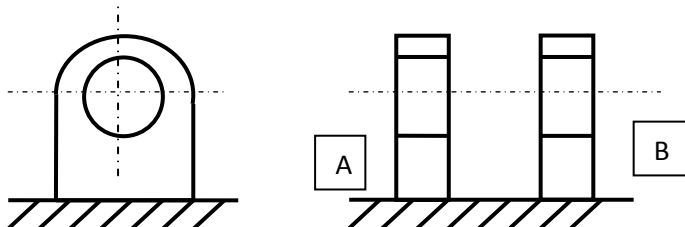
$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} = \sqrt{(0)^2 + 3 \cdot (26,24)^2} = 45,46 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_{adm}}; \frac{427}{45,46} = 9,39$$

El coeficiente de seguridad es mayor que 2,5 por tanto válido.



La horquilla está compuesta por dos placas con un agujero de 15 mm y un espesor de 10 mm y estarán fabricadas en acero S235 JR con una resistencia elástica de 225 MPa.



Los esfuerzos de las placas A y B se calcularon anteriormente como las reacciones A y B en las direcciones “Y” y “Z” y son:

Placa A: Esfuerzo normal; $N = R_{AY} = 2890,89 \text{ N}$

Esfuerzo cortante ; $V = R_{AZ} = 965,66 \text{ N}$

$$\sigma_{\max} = K_c \cdot \frac{N}{(b-d) \cdot h} = 3 \cdot \frac{2890,89}{(40-15) \cdot 10} = 34,69 \text{ MPa}$$

El coeficiente K_c se obtiene de la tabla 4.40 del capítulo 4 del libro “Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica” de Robert C. Juvinall y dentro de esta en la línea de agujero con carga en el pasador y con el valor de d/B ($15/40 = 0,375$)

$$\tau_{xy} = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{A} = \frac{3}{2} \cdot \frac{965,66}{(40-15) \cdot 10} = 5,794 \text{ MPa}$$

La tensión equivalente según la teoría de la energía de distorsión es:

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} = \sqrt{(34,69)^2 + 3 \cdot (5,794)^2} = 36,113 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_{adm}}; \frac{225}{36,113} = 6,23$$

Dado que es mayor que 2,5 esta placa será válida.

Placa B:

Esfuerzo normal; $N = R_{BY} = 336,34 \text{ N}$

Esfuerzo cortante ; $V = R_{BZ} = 1793,37 \text{ N}$

$$\sigma_{\max} = K_c \cdot \frac{N}{(b-d) \cdot h} = 3 \cdot \frac{336,34}{(40-15) \cdot 10} = 4,036 \text{ MPa}$$

El coeficiente K_c se obtiene de la tabla anteriormente indicada y dentro de esta en la línea de agujero con carga en el pasador y con el valor de d/B ($15/40 = 0,375$)

$$\tau_{xy} = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{A} = \frac{3}{2} \cdot \frac{1793,37}{(40-15) \cdot 10} = 10,76 \text{ MPa}$$



La tensión equivalente según la teoría de la energía de distorsión es:

$$\sigma_e = \sqrt[2]{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} = \sqrt[2]{(4,036)^2 + 3 \cdot (10,76)^2} = 19,06 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_{adm}}; \frac{225}{19,06} = 11,8$$

Dado que es mayor que 2,5 esta será válida.

Las dos placas que forman la horquilla resisten con coeficientes de seguridad mayores que 2,5 por tanto esta horquilla será válida.

Ya que se ha comprobado la resistencia de todos los nudos se establecen las siguientes características finales para todos los nudos:

El pasador tendrá un diámetro de 15 mm y estará fabricado en acero SAE 4140 caliente y maquinado.

Todas las barras se taparán en sus extremos con una placa de espesor 3 mm de acero S235 JR y a esta se le soldará una placa de 15 mm de espesor fabricada en acero S355 JR con un agujero de 15mm para introducir el pasador.

La horquilla estará compuesta por dos placas de 10 mm de espesor cada una, fabricadas en acero S235 JR.



1.2 SUELO:

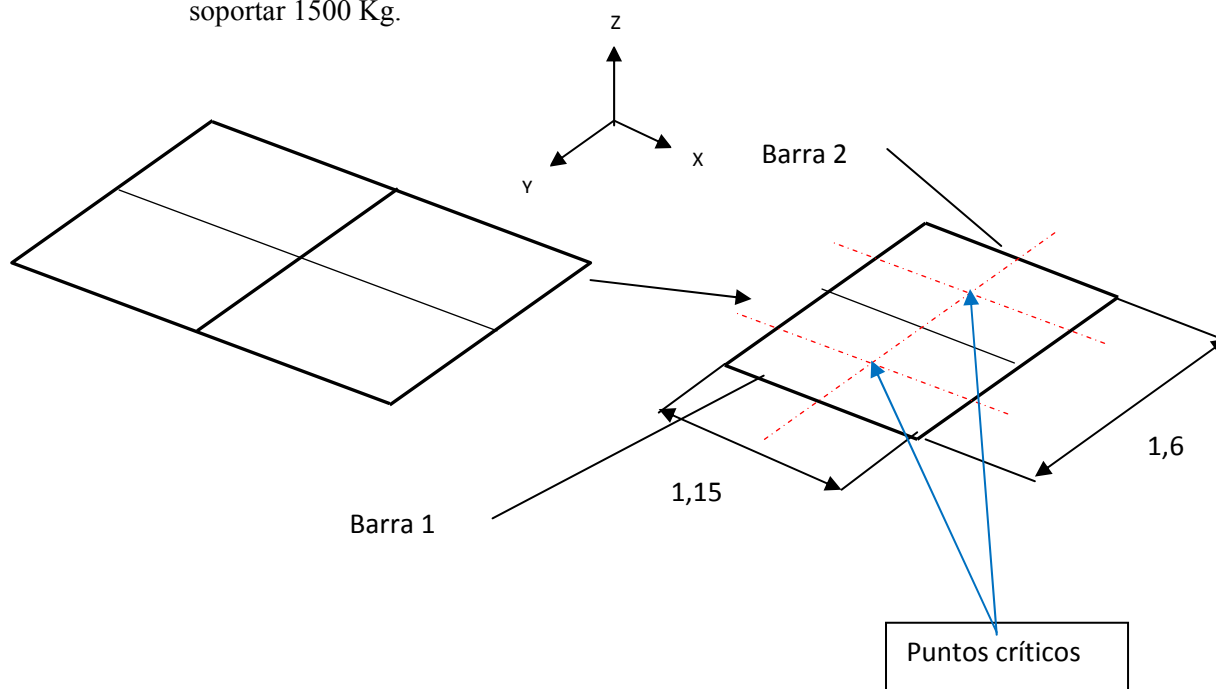
El suelo será el encargado de soportar la carga que se introducirá en la cabina y de repartir esta carga entre las diferentes barras de la estructura. Para ello deberá tener una resistencia adecuada.

El material utilizado es acero S235 JR con $S_y = 225$ MPa.

La totalidad del área de carga deberá soportar 3000 Kg. uniformemente repartidos por la superficie.

Se divide la superficie en dos mitades las cuales deberán soportar cada una 1500 Kg.

Ahora se tienen dos superficies de 1,15 metros de ancho por 1,6 metros de profundidad que deben soportar 1500 Kg.

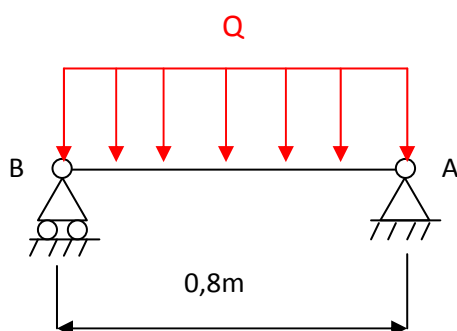


Se considera que el suelo solo apoya en la barra intermedia y en las barras 1 y 2 aunque en realidad también apoyaría en las barras laterales así que haciendo esta consideración se establece una hipótesis más desfavorable que la que dará en la realidad, lo que se plantea para mayor índice de seguridad y una simplificación de los cálculos.

Por tanto se tendrá dos superficies que soporta cada una 750 Kg de carga con unas dimensiones de 0,8 m. por 1,15 m. y que se apoyan en las barras 1, 2 y barra intermedia.

Por tanto quedaría:

$$Q = \frac{750 \text{ Kg}}{0,8 \text{ m}} = 937,5 \text{ Kg/m} = 9196,875 \text{ N/m}$$

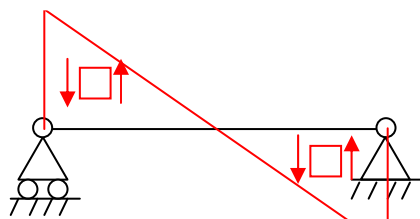


$$\sum M_A = 0 \longrightarrow R_{by} = 3678,75 \text{ N}$$



Diagrama esfuerzos cortantes

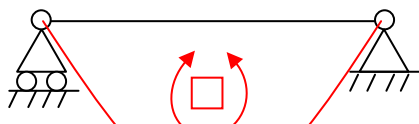
3678,75 N



3678,75 N

$$V(x) = 3678,75 - 9196,875 \cdot X$$

Diagrama de momentos flectores



735,75Nm

$$M(X) = 3678,75 \cdot X - 9196,875 \cdot X^2 / 2$$

$$M(0,4) = 735,75 \text{ Nm}$$

El punto crítico está situado en la mitad de su longitud total ($X=0,4$) que es donde se producirá el momento flector mayor.

$\sigma_{adm} = 90 \text{ MPa}$ Para trabajar con un coeficiente de seguridad de 2,5

$$\sigma_x = \frac{M}{I} \cdot Z \longrightarrow \sigma_x = \frac{735,75 \cdot 1000}{95,83 \cdot h^3} \cdot \frac{h}{2} = \frac{3838,83}{h^2} = \sigma_{adm} \longrightarrow h = 6,531 \text{ mm.}$$

$$Z = h/2$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{1150 \cdot h^3}{12} = 95,83 \cdot h^3$$

$$b = 1150 \text{ mm}$$

-Por tanto sería válida una chapa de acero con un espesor de 6,531 mm, con este espesor tendrá una coeficiente de seguridad de 2,5, se elige un espesor comercial de 7 mm lo que mayorará el coeficiente de seguridad.



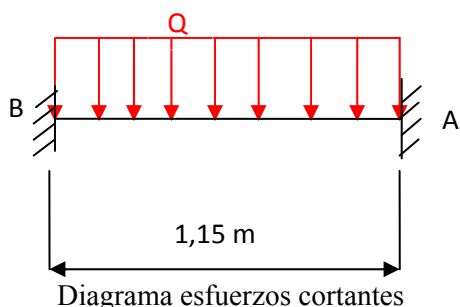
Barra intermedia

La barra intermedia tendrá que soportar las reacciones de uno de los extremos de la chapa del suelo. Como le llegan dos chapas, tendrá que soportar la suma de las dos reacciones y cada una de ellas tiene un valor de 3678,75 N.

Por tanto esta barra soportará un total de 7357,5 N repartido uniformemente a través de su longitud

Esta barra intermedia se considera biempotrada ya que en sus dos extremos irá soldada.

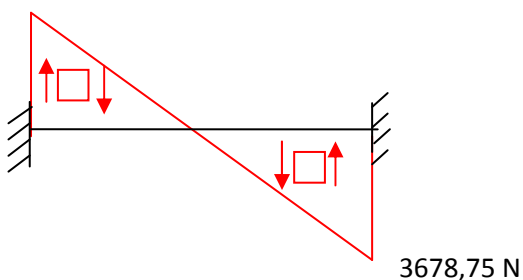
$$Q = 7357,5 \text{ N} / 1,15 \text{ m} = 6397,82 \text{ N/m}$$



$$\sum M_A = 0$$

$$R_{by} = 3678,75 \text{ N}$$

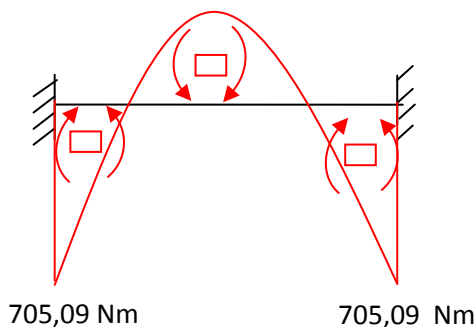
3678,75 N



$$V(x) = 3678,75 - 6397,82 \cdot X$$

Diagrama momentos flectores

352,55 Nm



$$M(X) = -705,09 + 3678,75 \cdot X - 6397,82 \cdot X^2 / 2$$

$$M(0) = -705,09$$

$$M(1,15) = -705,09$$

$$M(0,575) = 352,55$$

El momento máximo se encuentra en los extremos y es de 705,09 Nm. Para la selección de la barra se consideran los esfuerzos cortantes despreciables ya que tienen un valor bajo y apenas contribuyen a aumentar la tensión equivalente.

Para esta barra se elige una sección de tubo estructural cuadrado con lado 60mm y espesor 3 mm con un área de 6,61 cm² y momento de inercia 35,1 cm⁴

$$\sigma_x = \frac{M}{I} \cdot z = \frac{705,09 \cdot 1000}{35,1 \cdot 10^4} \cdot 30 = 60,26 \text{ MPa}$$



-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

$$\eta = \frac{225}{60,26} = 3,73$$

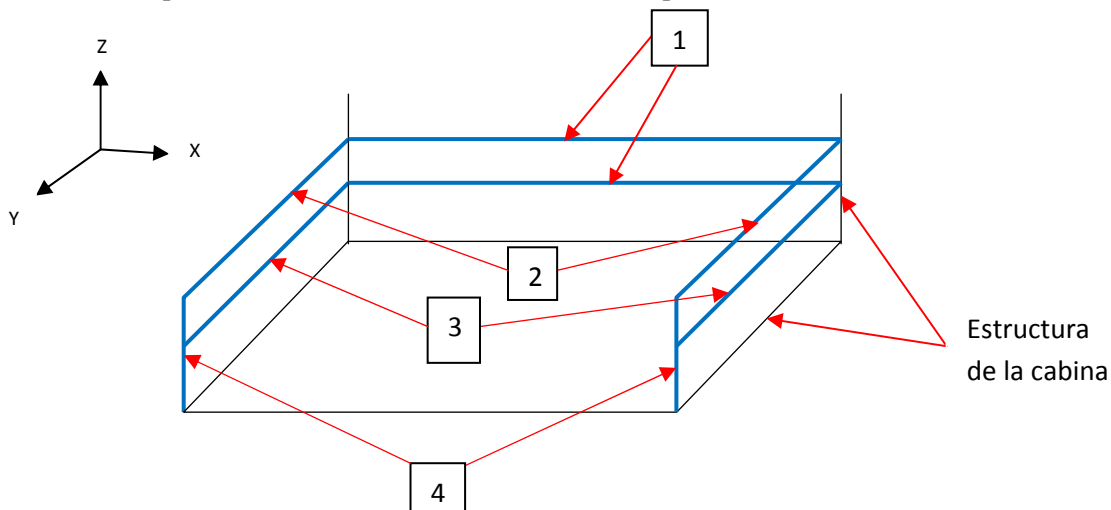
Aunque el coeficiente de seguridad es alto y por tanto se podría elegir un tubo más pequeño se selecciona dicho perfil ya que el suelo apoyará en este tubo y es conveniente que dicho apoyo se realice en una superficie suficientemente grande para hacerlo sin problemas.



1.3 PASAMANOS:

Según la norma española UNE-EN 81:31 la cabina del montacargas debe llevar un pasamanos a 1,10 m. de altura, una protección de pie de 0,15 m. de altura y una barra intermedia.

Estos elementos deben tener una resistencia mecánica adecuada cuando se aplique una fuerza de 1000 N en la posición más desfavorable sin deformarse permanentemente.

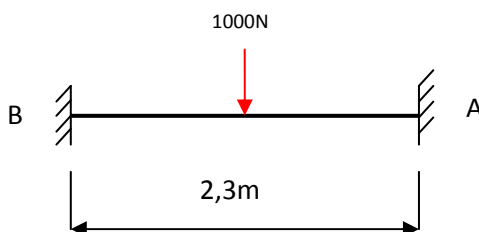


-Como se quiere que todas las barras del pasamanos sean iguales (barras 1,2 y 3) se empieza calculando la barra 1 que es la más larga. Si se elige un perfil adecuado para la barra 1 será válido para las barras 2 y 3 que son más cortas y tienen la misma carga 1000 N.

-El material utilizado es acero S235JR según la norma UNE 10025 con $S_y = 225 \text{ MPa}$

Barra 1

-La barra 1 irá soldada a las barras “11” y “12” de la estructura del montacargas, por tanto se modeliza como una barra biempotrada con una carga de 1000 N en su punto más desfavorable que es en la mitad de su longitud total.



$$M_A = M_B = P \cdot \frac{L}{8} = 287,5 \text{ Nm}$$



Diagrama esfuerzos cortantes

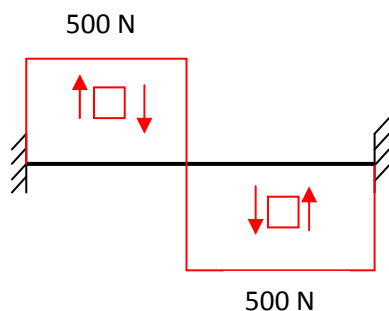
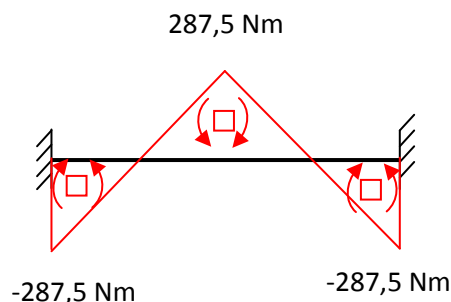


Diagrama momentos flectores

$$M(x) = -287,5 + 500 \cdot X$$



El punto crítico será cualquiera de los dos empotramientos y el punto medio ya que es donde se da un momento flector y un esfuerzo cortante mayor, aunque los esfuerzos cortantes se desprecian por ser muy pequeños.

Se elige un tubo cuadrado de ancho 40 mm y 3 mm de espesor con un área de 4,21 cm² y un momento de inercia de 9,32 cm⁴

$$\sigma_x = \frac{M}{I} \cdot z = \frac{287,5 \cdot 1000}{9,32 \cdot 10^4} \cdot 20 = 61,70 \text{ MPa}$$

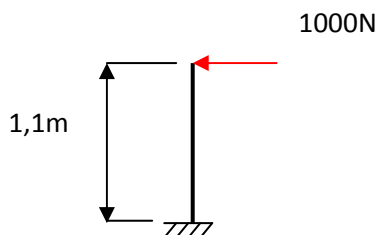
$$\eta = \frac{225}{61,7} = 3,64$$

Comprobado que resiste con un coeficiente de seguridad de 3,64 este perfil será la elección final para las barras 1,2 y 3.

Las barras 2 y 3 irán soldadas a las barras “11” y “12” de la estructura del montacargas y a las “barras 4” como se puede observar en el esquema. Es por esto que los momentos en los extremos de las barras 2 y 3 pasarán a la barra 4.

Barra 4

Se sitúa la carga en su punto más desfavorable que es donde creará más momento en su apoyo empotrado.



$$M_{\max} = 1000 \cdot 1,1 = 1100 \text{ Nm}$$



-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

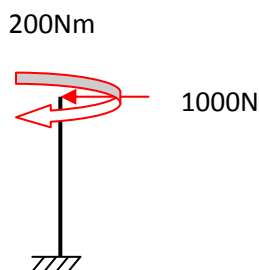
Se elige un perfil de tubo cuadrado con un ancho de 60 mm y espesor 5 mm con un área de $10,4 \text{ cm}^2$ y un momento de inercia de $50,5 \text{ cm}^4$

$$\sigma_x = \frac{M}{I} \cdot z = \frac{1100 \cdot 1000}{50,5 \cdot 10^4} \cdot 30 = 65,34 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{225}{65,34} = 3,44$$

Además también deberá soportar el momento que le transmite la barra 2 o 3 en el caso de que a estas se le aplique en la mitad de su longitud (es su punto más desfavorable) una fuerza de 1000 N en dirección del eje X, este momento pasará a ser torsor en esta barra quedando así

Momento en el extremo de la barra 2 ó 3



$$M = \frac{P \cdot l}{8} = \frac{1000 \cdot 1,6}{8} = 200 \text{ Nm}$$

$$M = 1,1 \cdot 1000 = 1100 \text{ Nm}$$

$$T = 200 \text{ Nm}$$

$$\tau_{xy} = \frac{M_t}{2 \cdot A \cdot e} = 19,23 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{M}{I} z = 65,34 \text{ MPa}$$

Tensión equivalente según teoría de la energía de distorsión

$$\sigma_e = 73,33 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{225}{73,33} = 3,06$$

El coeficiente de seguridad es de 3,06 por tanto el perfil cumple con este supuesto y se selecciona definitivamente.

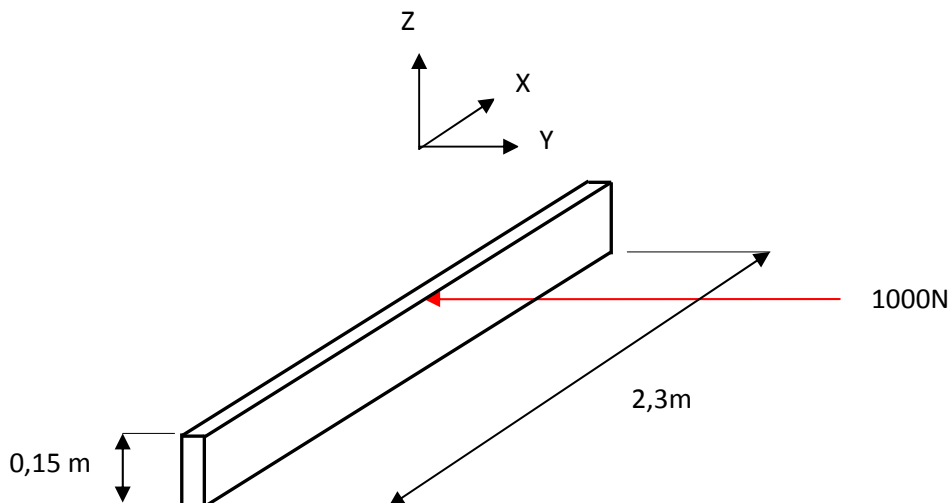
En el caso de que a las barras 2 ó 3 se les aplique una carga puntual de 1000 N en la mitad de su longitud en la dirección del eje Z, el momento que transmitirán a la barra 4 es de 287,5 Nm y un esfuerzo normal de 500 N. Sin necesidad de mayores cálculos se puede intuir que soportará los esfuerzos sin problemas ya que son menores que en la situación anterior.



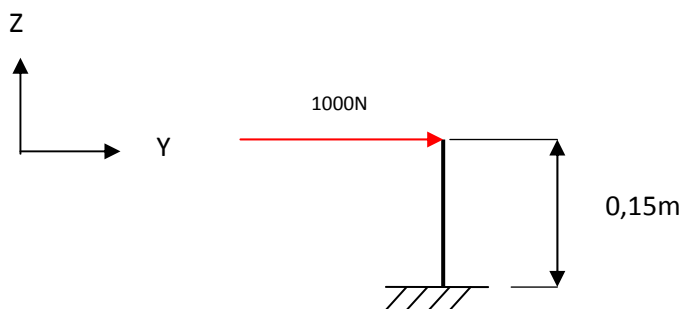
1.4 RODAPIÉ:

Según la norma española UNE-EN 81:31 la cabina del montacargas debe llevar un rodapié de 0,15 m de altura.

Este rodapié será de acero S235 JR e irá soldado en su parte inferior al suelo de la cabina, a continuación un esquema del rodapié frontal:



El rodapié será una chapa que estará soldada en su parte inferior al suelo por tanto quedaría así:



Como se observa en el esquema la carga puntual de 1000 N está aplicada en su punto más desfavorable que es el punto donde la carga crea un momento flector mayor en su base empotrada.

$$M_{\max} = 150 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{adm} = 90 \text{ MPa} \text{ Para trabajar con coeficiente de seguridad de } 2,5$$

$$\sigma_x = \frac{M}{I} \cdot z \longrightarrow \sigma_x = \frac{150 \cdot 1000}{191,67 \cdot h^3} \cdot \frac{h}{2} = \frac{391,29}{h^2} = \sigma_{adm} \longrightarrow h = 2,085 \text{ mm.}$$

$$Z = h/2$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{2300 \cdot h^3}{12} = 191,67 \cdot h^3$$

$$b = 2300 \text{ mm}$$



-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Para el rodapié que irá en la parte frontal de la cabina, que tiene una anchura de 2,3 m. se necesita un espesor de 2,28 mm.

Ahora se calculan los rodapiés laterales, los cuales tienen una anchura de 1,6 m. y soportarán el mismo momento máximo.

$$M_{\max} = 150 \text{ Nm}$$

$\sigma_{adm} = 90 \text{ MPa}$ Para trabajar con coeficiente de seguridad de 2,5

$$\sigma_x = \frac{M}{I} \cdot z \longrightarrow \sigma_x = \frac{150 \cdot 1000}{133,33 \cdot h^3} \cdot \frac{h}{2} = \frac{1125,03}{h^2} = \sigma_{adm} \longrightarrow h = 2,5 \text{ mm.}$$

$$Z = h/2$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{1600 \cdot h^3}{12} = 133,33 \cdot h^3$$

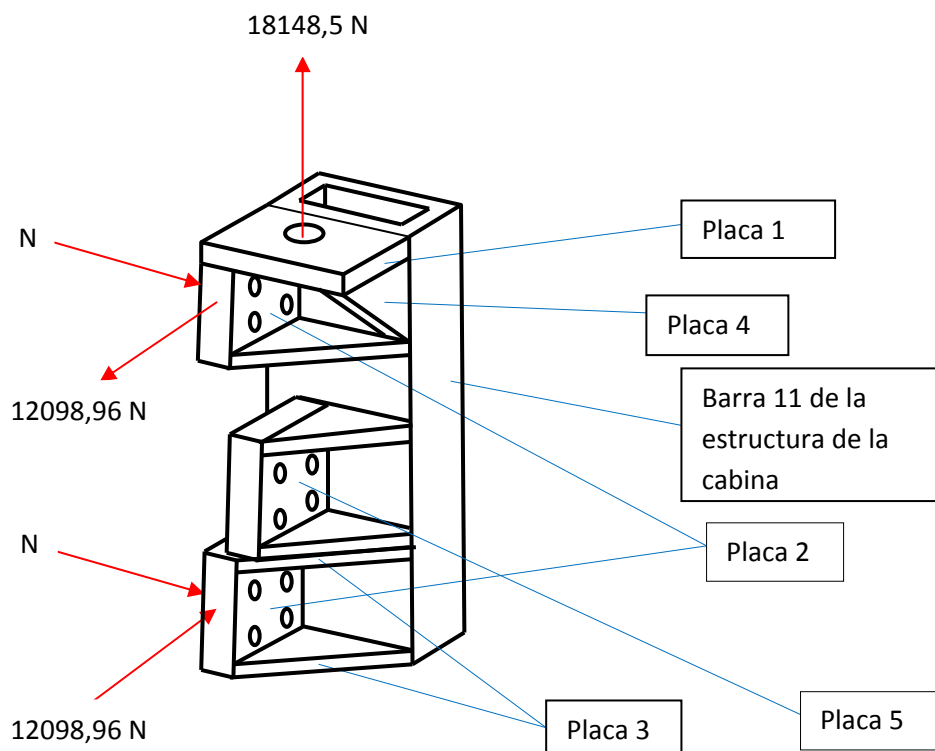
$$b = 1600 \text{ mm}$$

Para este rodapié se necesitará un espesor de chapa de 2,5 mm. Ya que para todos los rodapiés se quiere el mismo espesor la elección final será un espesor comercial de 3 mm, que mayorará el coeficiente de seguridad.



1.5 PLACAS PARA SUJECCIÓN DE PATÍN GUIADOR, PARACAÍDAS Y CABLE DE ELEVACIÓN:

A las barras 11 y 12 del bastidor de la cabina se le soldarán unas placas para la instalación del patín guiador y sujeción del cable de elevación de la siguiente manera:



En las placas “2” se sujetarán los patines guiadores mediante tornillos a través de sus orificios.

En la placa “5” se sujetará el paracaídas mediante tornillos a través de sus orificios.

En la placa “1” se sujetará el cable de elevación de la cabina.

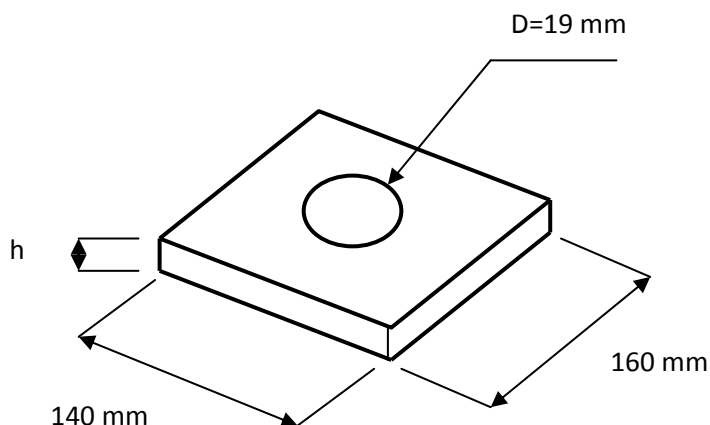
Las placas 3 y 4 son cartelas de refuerzo.



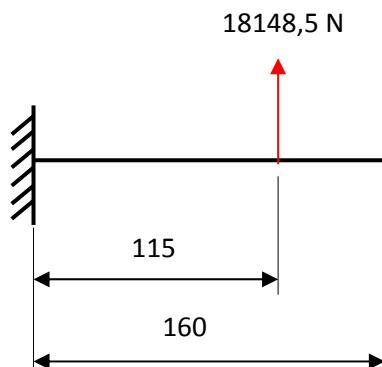
Placa 1

En esta placa se sujetará uno de los cables de tracción de la cabina.

La placa irá soldada en su extremo y tiene las siguientes dimensiones:



Dado que en su extremo de ancho 140 mm estará soldada, se considera que esta empotrada en ese extremo quedando de la siguiente manera:



El momento máximo se dará en el extremo y será:

$$M_{\max} = 115 \cdot 18148,5 = 2087077,5 \text{ Nmm}$$

El esfuerzo cortante será de 18148,5 N

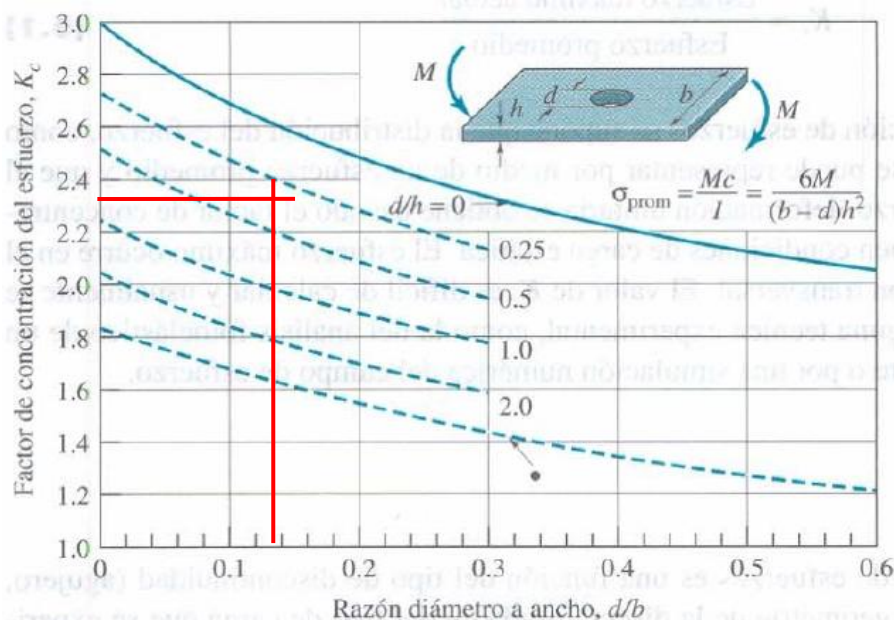
La placa estará construida de acero **S275 JR** con un límite elástico de 265 MPa

Se selecciona para el espesor de la placa un espesor comercial de 50 mm

Dado que dispone de un agujero de 19 mm tendrá una concentración de esfuerzos en esa zona y por tanto habrá que mayorar los esfuerzos con un coeficiente de concentración de esfuerzos K_c .



El coeficiente K_c se obtiene de la figura 6.2 de del capítulo 6 del libro “ELEMENTOS DE MÁQUINAS” de Bernard J.Hamrock.



$$-d/b = 19/140 = 0,136$$

$$-d/h = 19/50 = 0,38$$

K_c tendrá un valor de 2,3

Por tanto el esfuerzo normal máximo es:

$$\sigma_{max} = K_c \cdot \frac{6 \cdot M}{(b-d) \cdot h^2} = 2,3 \cdot \frac{6 \cdot 2087077,5}{(140-19) \cdot 50^2} = 95,21 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{A} = 1,5 \cdot \frac{18148,5}{(140-19) \cdot 50} = 4,5 \text{ MPa}$$

La tensión equivalente según la teoría de la energía de la distorsión es:

$$\sigma_e = \sqrt[2]{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} = \sqrt[2]{(95,21)^2 + 3 \cdot (4,5)^2} = 95,52 \text{ MPa}$$

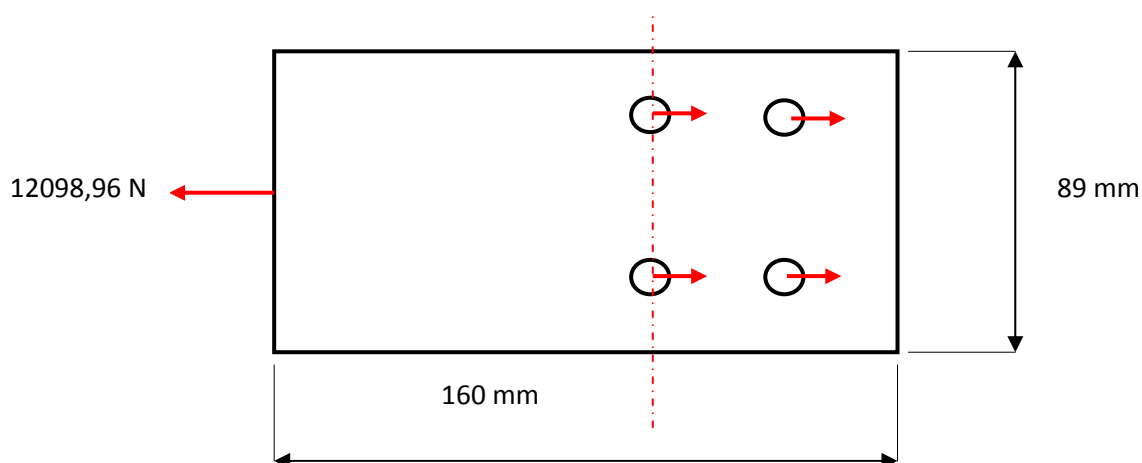
$$\eta = \frac{275}{95,52} = 2,87$$

El coeficiente de seguridad es de 2,87 por tanto esta será la elección final.

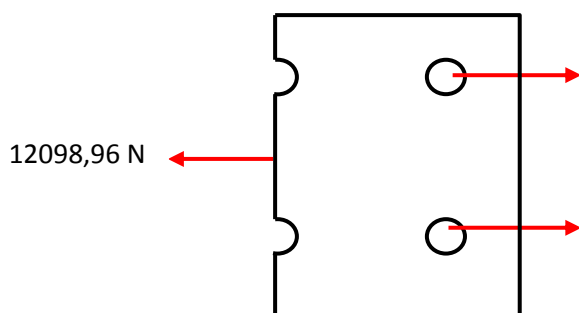


Placa 2

La placa 2 será de acero S235 JR con resistencia elástica igual a 225 MPa y tendrá un espesor de 16 mm. Soportará un esfuerzo normal de 12098,96 N, dispondrá de 4 agujeros de 6 mm por las que se pasarán tornillos para su sujeción al patín guiador y tendrá las siguientes dimensiones:



Para el cálculo de su resistencia se realiza un corte por la línea de punto-guión:



-Anchura, $b = 89 - 12 = 77$ mm

- Diámetro “total”, $d = 6 + 6 = 12$ mm

Esta sección tiene una anchura b igual a 77 mm.

Los cuatro tornillos soportarán un cuarto de la carga total que recibe la placa. Dada la complejidad del problema se establece la hipótesis de que los dos tornillos que se encuentran más cerca del extremo libre soportan la mitad de la carga cada uno como se muestra en la figura anterior. Esta hipótesis es más desfavorable que la que se daría en la realidad estableciéndose esta para simplificación del problema. El esfuerzo normal debe mayorarse con un coeficiente de concentración de esfuerzos K_c ya que dispone de dos agujeros con carga en ellos.



El coeficiente K_c se obtiene de la tabla 4.40 del capítulo 4 del libro “Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica” de Robert C. Juvinall. Dentro de esta se obtiene con la línea de agujero con carga en el pasador y con el valor de d/b ($12/77 = 0,156$)

El coeficiente K_c por tanto es igual a 7,5

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_t \cdot \frac{N}{(b-d) \cdot h} = 7,5 \cdot \frac{12098,96}{(77-12) \cdot 16} = 87,25 \text{ MPa}$$

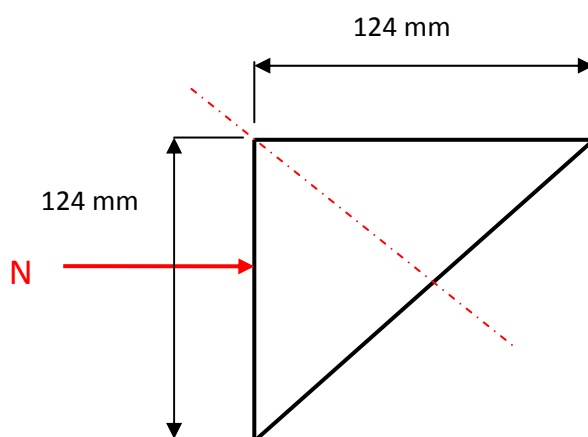
$$\eta = \frac{225}{87,25} = 2,57$$

El coeficiente de seguridad es 2,57, mayor que 2,5 por tanto será la elección final.

Placa 3

Esta placa actuará como cartela, tendrá un espesor de 2 mm y estará construida de acero S235 JR con una resistencia elástica igual a 225 MPa.

La fuerza que soporte esta placa estará determinada por la fuerza N y por la cantidad de esta fuerza N que soporte la placa 2. Para simplificación del problema se establece la hipótesis de que la placa 2 no soporta nada de esa fuerza, esta situación es la más desfavorable que puede ocurrir y conlleva que toda la fuerza N la tenga que soportar la placa 3 quedando de la siguiente manera:



La fuerza N es difícil de determinar y se establece la hipótesis de que puede llegar a un valor máximo igual al del esfuerzo normal que recibe la placa 2, es decir 12098,96 N, en la realidad nunca podrá ser mayor que este valor.

La sección con menos área y por lo tanto la más desfavorable es la indicada en el esquema con la línea de guión y punto.



El área será:

$$B = 124 \cdot \sin 45^\circ = 87,68 \text{ mm}$$

$$\text{Área: } A = B \cdot h = 87,68 \cdot 2 = 175,36 \text{ mm}^2$$

Su tensión normal es:

$$\sigma_x = \frac{N}{A} = \frac{12098,96}{175,36} = 68,99 \text{ MPa}$$

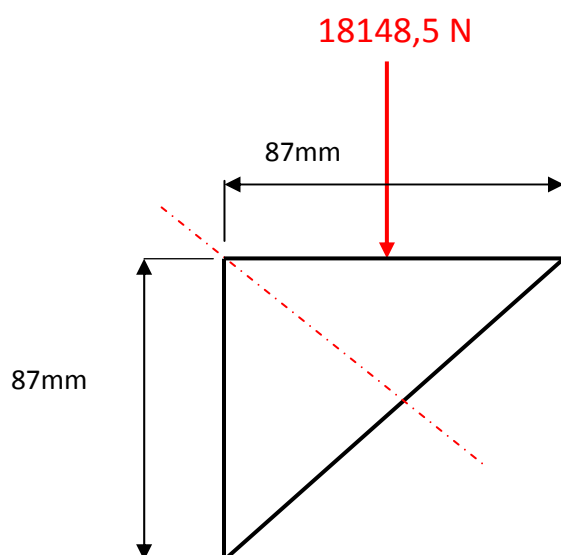
$$\eta = \frac{225}{68,99} = 3,26$$

El coeficiente de seguridad es 3,26, mayor que 2,5 por tanto será la elección final.

Placa 4

Esta placa actuará como cartela, tendrá un espesor de 4 mm y estará construida de acero S235 JR con una resistencia elástica igual a 225 MPa.

La fuerza que soporte esta placa estará determinada por la fuerza que soporte la placa 1 de la carga total. Para simplificación del problema se establece la hipótesis de que la placa 1 no soporta nada de esta fuerza, en realidad esta situación no se daría nunca ya que la placa 1 está dimensionada para que soporte toda la carga sin problemas. El objetivo de incluir esta placa adicional es evitar una excesiva flexión de la placa 1. Por tanto queda de la siguiente manera:



El área será:

$$B = 87 \cdot \sin 45^\circ = 61,51 \text{ mm}$$

$$\text{Área: } A = B \cdot h = 61,51 \cdot 4 = 246,04 \text{ mm}^2$$



Su tensión normal es:

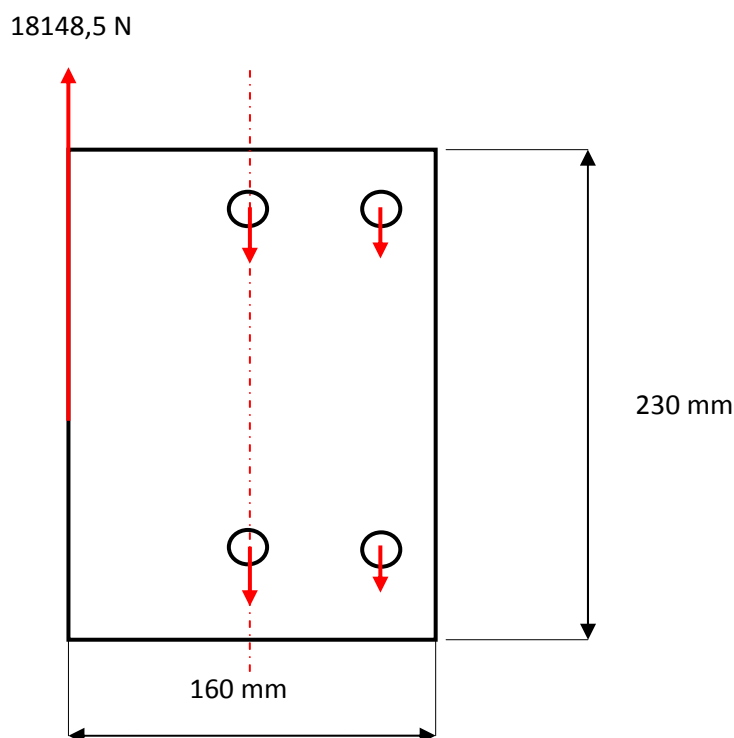
$$\sigma_x = \frac{N}{A} = \frac{18148,5}{246,04} = 73,76 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{225}{73,76} = 3,05$$

El coeficiente de seguridad es 3,05 por tanto será la elección final.

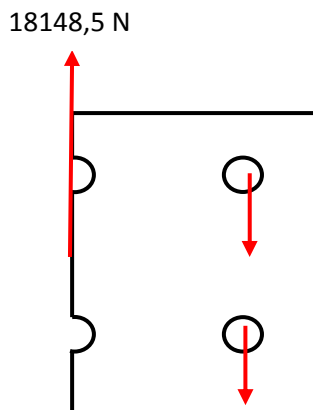
Placa 5

La placa 5 será de acero S235 JR con resistencia elástica igual a 225 MPa y tendrá un espesor de 16 mm. Dado que el paracaídas es capaz de frenar totalmente la cabina cargada al máximo (3700 Kg) y en esta placa se sujeta uno de los dos frenos que lo componen, esta soportará un esfuerzo cortante de 1850 Kg que es igual a 18148,5 N. Dispondrá de 4 agujeros de 12 mm por las que se pasarán tornillos para su sujeción al paracaídas y tendrá las siguientes dimensiones:





Para el cálculo de su resistencia se realiza un corte por la línea de punto-guion:



-Anchura $b = 230 - 24 = 206 \text{ mm}$

Esta sección tiene una anchura b igual a 206 mm .

Los cuatro tornillos soportarán un cuarto de la carga total que recibe la placa. Dada la complejidad del problema se establece la hipótesis de que los dos tornillos que se encuentran más cerca del extremo libre soportan la mitad de la carga cada uno como se muestra en la figura anterior. Esta hipótesis es más desfavorable que la que se daría en la realidad estableciéndose esta para simplificación del problema.

Tendrá un esfuerzo cortante de $18148,5 \text{ N}$

Por tanto:

$$\text{Área} = 206 \cdot 16 = 3296 \text{ mm}^2$$

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{A} = 1,5 \cdot \frac{18148,5}{3296} = 8,259 \text{ MPa}$$

La tensión equivalente según la teoría de la energía de la distorsión es:

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} = \sqrt{(0)^2 + 3 \cdot (4,5)^2} = 14,3 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{225}{14,3} = 15,73$$

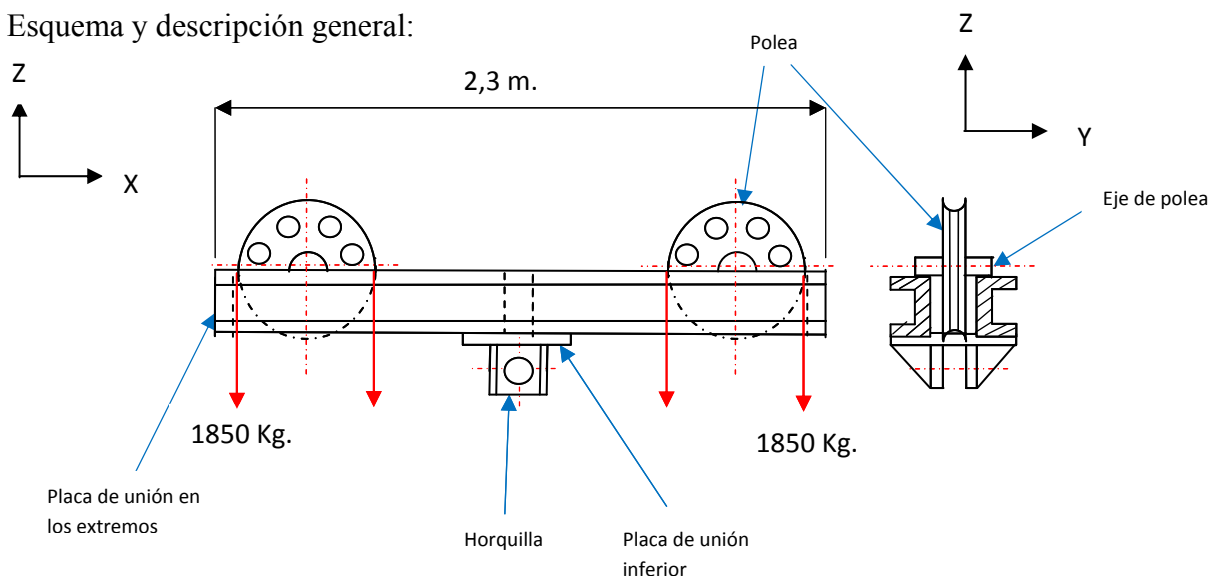
El coeficiente de seguridad es mayor que 2,5 por tanto esta será la elección final.



2-PORTAPOLEAS

El portapoleas contendrá las dos poleas por las que circularán los cables de tracción y se elevará mediante la acción de un cilindro hidráulico. Cuando este cilindro hidráulico eleve el portapoleas elevará también las poleas contenidas en él y estas traccionarán a su vez el cable que eleva la cabina. Esto es debido a que un extremo de los cables de tracción está unido a la cabina y el otro extremo está fijo.

Esquema y descripción general:



Cada polea soportará la mitad del peso total máximo de la cabina que es 1850 Kg. que le será transmitido a través de sus respectivos cables.

Este portapoleas estará constituido por dos vigas paralelas de sección UPN soportando en total dos poleas, que girarán en un eje apoyado en dos rodamientos. Estos a su vez estarán contenidos en un soporte que se atornillará a las vigas UPN. En su parte inferior tendrá soldada una placa y una horquilla para su unión con el cilindro hidráulico. También dispondrá de placas soldadas en los extremos y una intermedia para la unión de ambas vigas.

2.1CABLE:

Cada cable estará sometido a una carga máxima de 1850 Kg. y debe trabajar con un coeficiente de seguridad igual a 8. Por tanto el cable deberá tener una carga de rotura mínima de 14800 Kg.

$$14800 \text{ Kg} = 145,188 \text{ KN.}$$

Según norma UNE-EN 36-715-89 un cable de 6 X 19 de alambres paralelos con 1570 MPa de alambres de igual resistencia de 19 mm de diámetro tiene una carga mínima de rotura de 179 KN. Por tanto esta será la elección final y trabajaran con un coeficiente de seguridad de 9,86.

Más concretamente se elegirá un cable con las características arriba mencionadas de la empresa "TYCSA PSC, S.L."



2.2POLEAS:

Cada polea deberá soportar una carga de 1850 Kg. que es la mitad de la totalidad del peso del montacargas al máximo de su capacidad.

Según la norma UNE-EN 81:31 la relación entre el diámetro nominal de la polea y el diámetro del cable debe ser de 30 como mínimo, por tanto el diámetro de la polea es igual a:
 $D = 30 \cdot 19 = 570 \text{ mm}$.

Las poleas tendrán que tener un diámetro de 570 mm.

La empresa “grupo LUEZAR S.L.” fabricará las dos poleas a medida indicándoles las siguientes características:

- Polea capaz de soportar una carga radial de 1850 Kg.
- Diámetro primitivo de 570 mm.
- La polea tendrá un canal para un cable de acero de 19 mm de diámetro.

2.3VIGAS

El peso soportado por cada polea será transmitido a través de su eje y rodamientos que la portan a las vigas, a cada viga le será transmitida la reacción de un apoyo del eje que es igual a la mitad de la carga soportada por cada polea, lo cual son 925 Kg.

El material será acero S235JR según norma UNE-EN 10025

Por tanto el esquema de cada una de las vigas quedaría así:

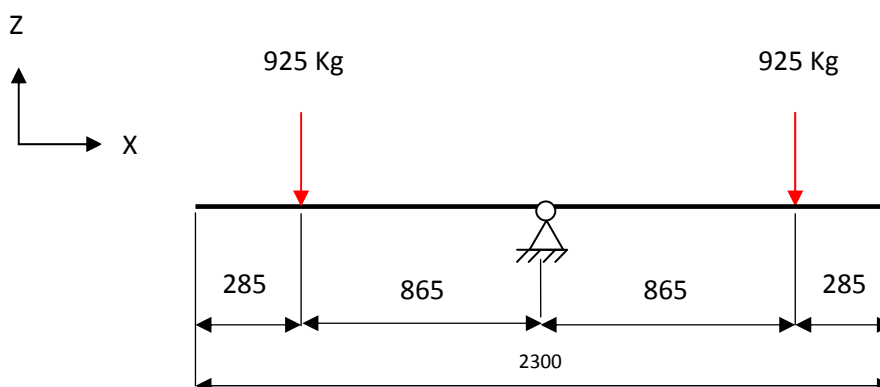




Diagrama esfuerzos cortantes:

$$925 \text{ Kg.} = 9074,25 \text{ N}$$

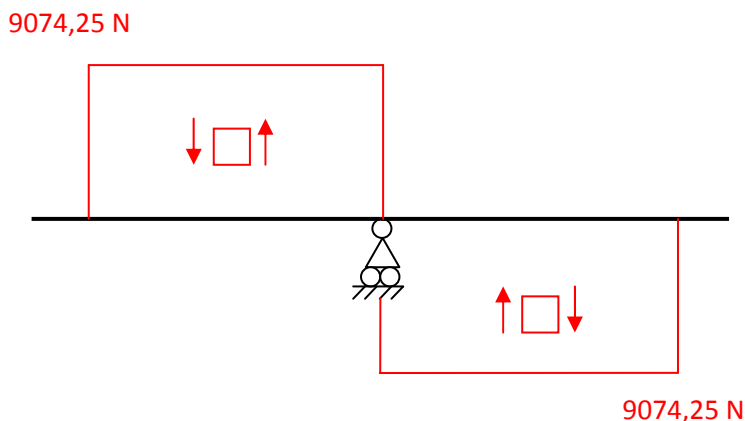
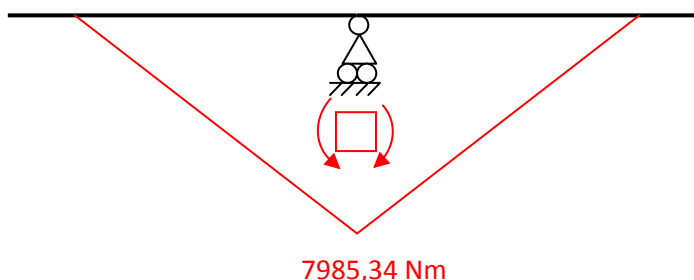


Diagrama momentos flectores:

$$M(x) = 9074,25 \cdot X$$



El momento máximo se da en el centro de la viga y es de 7849,22 Nm, por tanto este es el punto crítico.

Se preselecciona una sección UPN 160:

$$\sigma_x = \frac{M_y(Nmm)}{I_y(mm^4)} \cdot z(mm) = \frac{7849,22 \cdot 1000}{925 \cdot 10^4} \cdot 80 = 67,89 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{V}{A_{alma}} = \frac{9074,25}{1200} = 7,56 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos cortantes se pueden considerar despreciables.

Por tanto el coeficiente de seguridad es:

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_e} = \frac{225}{67,89} = 3,31$$

Dado que el coeficiente de seguridad es mayor de 2,5 esta será la elección definitiva.



2.4 PLACA INFERIOR DE UNIÓN DE VIGAS:

Esta placa unirá las dos vigas y además en su parte inferior llevará unido una horquilla para su unión con el cilindro hidráulico mediante un pasador.

Esta placa será de acero S235JR según norma UNE-EN 10025

Tendrá unas dimensiones cuadradas de 195 X 195 mm con un espesor que se determinará a continuación.

Deberá soportar las cargas de las dos vigas las cuales apoyarán en sus extremos y el cilindro hidráulico apoyará en su centro, por tanto quedaría así:

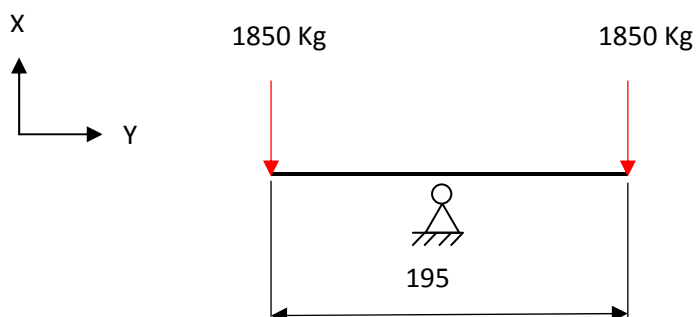


Diagrama de esfuerzos cortantes:

$$1850 \text{ Kg} = 18148,5 \text{ N}$$

18148,5 N

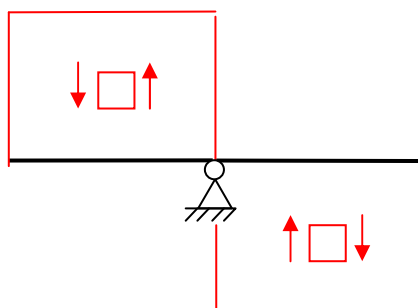
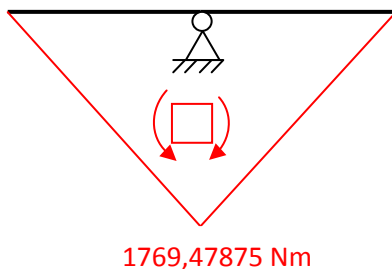


Diagrama momentos flectores:

18148,5 N

$$M(X) = 18148,5 \cdot X$$





Se considera que los esfuerzos cortantes son despreciables

$\sigma_{adm} = 90 \text{ MPa}$ Para trabajar con un coeficiente de seguridad de 2,5

$$\sigma_x = \frac{M}{I} \cdot z \quad \sigma_x = \frac{1769,47875 \cdot 1000}{16,25 \cdot h^3} \cdot \frac{h}{2} = \frac{54445,5}{h^2} = \sigma_{adm} \longrightarrow h = 24,6 \text{ mm}$$

$$Z = h/2$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{195 \cdot h^3}{12} = 16,25 \cdot h^3$$

El espesor mínimo necesario será de 24,6 mm. La elección final será un espesor comercial de 25 mm.

Por tanto:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{195 \cdot 25^3}{12} = 253906 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_x = \frac{M}{I} \cdot z \quad \sigma_x = \frac{1769,47875 \cdot 1000}{253906} \cdot \frac{25}{2} = 87,11 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_e} = \frac{225}{87,11} = 2,58$$

Con un espesor comercial de 25 mm. Tendrá un coeficiente de seguridad de 2,58

2.5 EJE DE POLEA:

Este eje tendrá una longitud de 195 mm y estará apoyado en dos rodamientos de bolas que a su vez estarán contenidos en unos soportes comerciales.

Este eje será de acero SAE 4140 caliente y maquinado con un límite de fluencia de 427 MPa y S_{ut} de 614 MPa.

Para su cálculo se puede considerar que un extremo es fijo y otro es móvil ya que las fuerzas en la dirección axial del eje serán despreciables.

Este eje soportará la carga que le transmite la polea en la mitad de su longitud total, que es donde estará ubicada, y será una carga puntual de 1850 Kg.

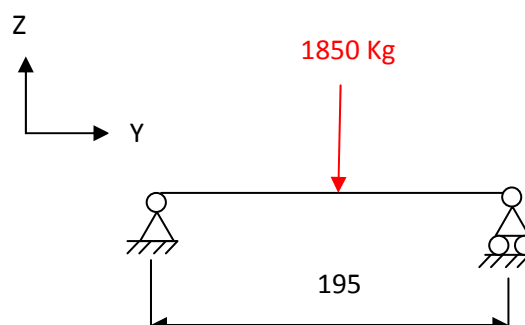




Diagrama de esfuerzos cortantes

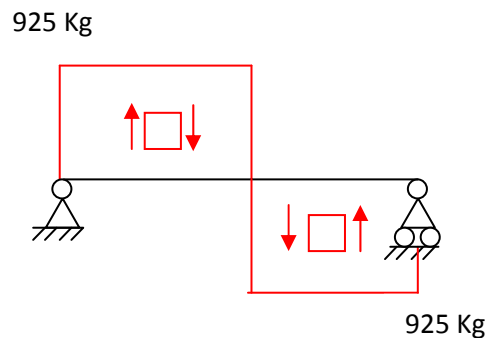
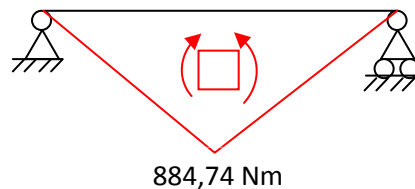


Diagrama momentos flectores

$$925 \text{ Kg} = 9074,25 \text{ N}$$

$$M(x) = 9074,25 \cdot X$$



El punto crítico será el punto medio de su longitud total ya que es donde se tiene un momento flector mayor.

$$\sigma_{adm} = 170,8 \text{ MPa} \quad \text{Para trabajar con coeficiente de seguridad de 2,5}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$170,8 = \frac{32 \cdot 884,74 \cdot 1000}{\pi \cdot d^3} \longrightarrow d = 37,51 \text{ mm.}$$

El diámetro mínimo será de 37,51 mm pero ya que el rodamiento inmediatamente superior a ese diámetro tiene una dimensión de 40 mm este eje tendrá dicho diámetro.

Este eje tendrá además una chaveta para unión con la polea, esta se selecciona según la norma ISO/R 773-1969 (E) y tendrá unas dimensiones de 12 de ancho por 8 mm de alto.

Por tanto:

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 884,74 \cdot 1000}{\pi \cdot 40^3} = 140,81 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_e} = \frac{427}{140,81} = 3,03$$

El eje, con un diámetro de 40 mm, tendrá un coeficiente de seguridad a carga estática de 3,03.



Estudio a fatiga:

Dado que es un eje que gira los esfuerzos producidos por la flexión tendrán una inversión completa, por tanto el valor del esfuerzo máximo será igual al de esfuerzo mínimo pero de sentido contrario.

$$\sigma_{\max} = 140,81 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = -140,81 \text{ MPa}$$

Siendo el esfuerzo alternante:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{140,81 - (-140,81)}{2} = 140,81 \text{ MPa}$$

Siendo el esfuerzo medio

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{140,81 + (-140,81)}{2} = 0 \text{ MPa}$$

Utilizando como criterio de fatiga” la línea de Goodman”:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta_s}$$

Según las ecuaciones 7.8 del capítulo 7 del libro “Elementos de máquinas” de Bernard J. Hamrock, para esfuerzos de flexión:

$$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut}$$

$$S_e' = 0,5 \cdot 614 = 307 \text{ MPa}$$

Según la ecuación 7.16 del capítulo 7 del libro anteriormente mencionado:

$$S_e = K_m \cdot K_r \cdot K_s \cdot K_f \cdot S_e'$$

-Factor efectos diversos $K_m=1$, ya que no se tienen datos para cuantificarlo.

-Factor fiabilidad $K_r = 1$ ya que se considera que el material es fiable

-Factor tamaño, para esfuerzos de flexión $K_s = 1,189 \cdot d^{-0,112}$ para $8\text{mm} < d \leq 250\text{mm}$

$$K_s = 1,189 \cdot (40)^{-0,112} = 0,786$$

-Factor acabado superficial $K_f = e \cdot S_{ut}^f$

Los valores de “e” y “f” se determinan con la tabla 7.3 del capítulo 7 del libro anteriormente mencionado.



En dicha tabla se escogerán los valores correspondientes a un proceso de manufactura de maquinado, el cual es el proceso que sufrirá este eje para su construcción, por tanto:

Factor “e” = 4,51 exponente “f” = -0,265

$$K_f = 4,51 \cdot 614^{-0,265} = 0,823$$

Determinados todos los factores:

$$S_e = 1 \cdot 1 \cdot 0,786 \cdot 0,823 \cdot 307 = 198,59 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en la ecuación de la línea de Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta_s} ; \frac{140,81}{198,59} + \frac{0}{614} = \frac{1}{\eta_s} ; \eta_s = 1,41$$

Dado que $\eta_s \geq 1$, este eje tendrá vida infinita.

Comprobado que tiene una vida infinita, este eje de diámetro 40 mm fabricado en acero 4140 maquinado y caliente, será la elección final.

Elección de rodamientos

Cada rodamiento soportará una carga radial de 9074,25 N tanto estáticamente como dinámicamente dado que estos rodamientos no soportarán carga axial ó carga axial despreciable esta carga será la carga equivalente P.

El rodamiento seleccionado es un “P16208” del catálogo de la marca FAG. Este rodamiento es un rodamiento de bolas rígido que soporta una carga dinámica de 29 KN y una carga estática de 18 KN.

Con este rodamiento se consigue un valor f_s de 1,98 lo cual está comprendido entre 1,5 y 2,5. Según catálogo es un valor para exigencias elevadas.

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

Se procede ahora al cálculo de la vida útil del rodamiento:

El fabricante recomienda un valor del factor f_L de 2,5 a 3,5 para poleas de cable para aplicaciones de manutención.



Siendo:

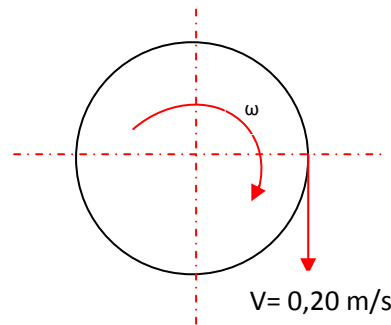
-Factor de esfuerzos $f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}}$; siendo L_h igual a la duración del rodamiento en horas

-Factor de velocidad $f_n = \sqrt[p]{\frac{33^{1/3}}{n}}$; siendo n la velocidad de giro en rev/min

Siendo el exponente de vida $p = 3$ para rodamientos de bolas.

Cumpléndose la siguiente relación entre f_L y f_n : $f_L = \frac{C}{p} \cdot f_n$

La velocidad de la cabina del montacargas será de 0,20 m/s quedando la polea de la siguiente manera:



Como se vio anteriormente la polea tiene un diámetro de 570 mm

$$V = \omega \cdot D/2; \quad 0,20 \text{ m/s} = \omega \cdot 0,570/2; \quad \omega = 0,707 \text{ rad/s} = 6,75 \text{ rev/min}$$

La velocidad angular de la polea y por consiguiente del rodamiento es de 6,75 rev/min por tanto el factor de velocidad f_n es 1,703

$$f_L = \frac{29}{9,07425} \cdot 1,703 = 5,44$$

El factor de esfuerzos f_L es mayor que lo recomendado por el fabricante por tanto tendrá más duración de la recomendada.

Despejando de la ecuación del factor de esfuerzos se puede verificar una duración L_h de 80494,59 horas.

Dado que este rodamiento tiene una duración mayor que la recomendada por el fabricante para esta aplicación y tanto estática como dinámicamente soporta los esfuerzos que a los que estará sometido esta será la elección final.



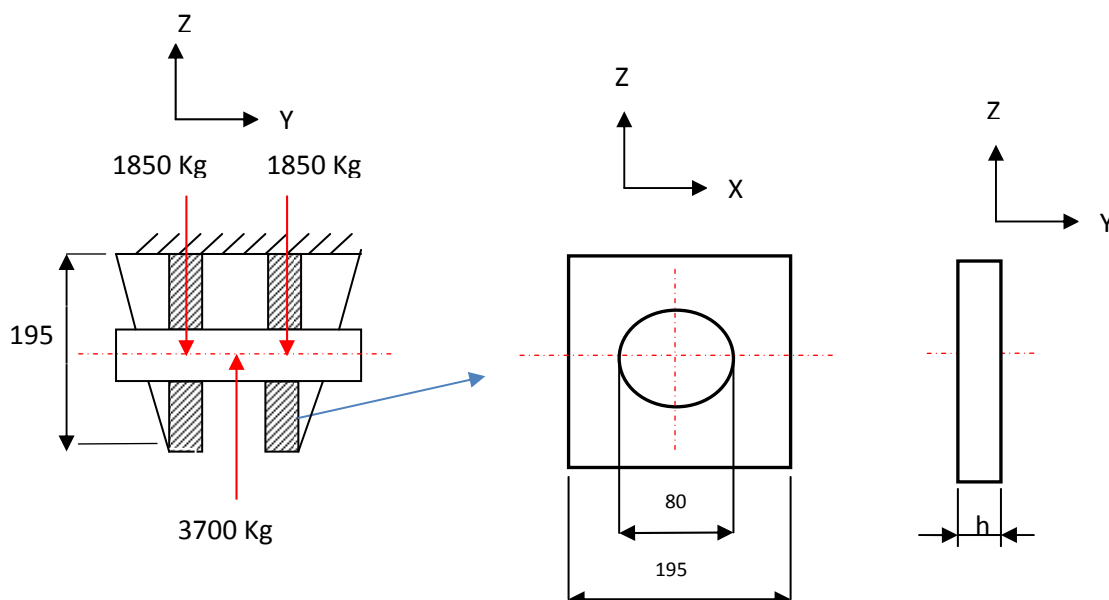
2.6 HORQUILLA DE UNIÓN AL CILINDRO HIDRÁULICO:

A esta horquilla le llegará una carga de 3700 Kg a través de un pasador que estará unido al cilindro hidráulico.

El pasador tendrá un diámetro de 80 mm ya que el cilindro tendrá en su punta un arrastrador con un agujero con dicho diámetro.

Esta horquilla será de acero S235JR según norma UNE-EN 10025

La horquilla estará compuesta de dos placas, cada una soportará una carga de compresión igual a la mitad de la carga total que transmite el cilindro hidráulico como se muestra en el esquema:



$$1850 \text{ Kg} = 18148,5 \text{ N}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_{adm}}; \frac{225 \text{ MPa}}{\sigma_{adm}} = 2,5$$

$$\sigma_{adm} = 90 \text{ MPa} \text{ Para trabajar con coeficiente de seguridad de } 2,5$$

Dado que es una placa con un agujero en el cual estará aplicada la carga que le transmite el pasador tendrá una concentración de esfuerzos en ese agujero, por tanto el esfuerzo de compresión se debe mejorar con un coeficiente de concentración de esfuerzos K_c .

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_c \cdot \frac{N}{(b-d) \cdot h}$$

El coeficiente K_c se obtiene de la tabla 4.40 del capítulo 4 del libro “Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica” de Robert C. Juvinall. Dentro de esta se obtiene con la línea de agujero con carga en el pasador y con el valor de d/b ($80/195 = 0,41$)



El coeficiente K_c por tanto es igual a 2,7

$$b = 195 \text{ mm}$$

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

$$N = 1850 \cdot 9,81 = 18148,5 \text{ N}$$

$$90 = 2,7 \cdot \frac{18148,5}{(195-80) \cdot h} \quad h = 4,73 \text{ mm}$$

El espesor mínimo deberá de ser de 4,73 mm, se selecciona un espesor comercial de 10 mm.

Por tanto:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 2,7 \cdot \frac{18148,5}{(195 - 80) \cdot 10} = 42,6 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_{adm}}; \frac{225}{42,6} = 5,28$$

La horquilla con un espesor de 10 mm cada placa tendrá un coeficiente de seguridad de 5,28

Además esta horquilla dispondrá de cuatro cartelas de espesor igual al de las placas de esta para aumentar la rigidez y, aunque son innecesarias, mejoran el coeficiente de seguridad.

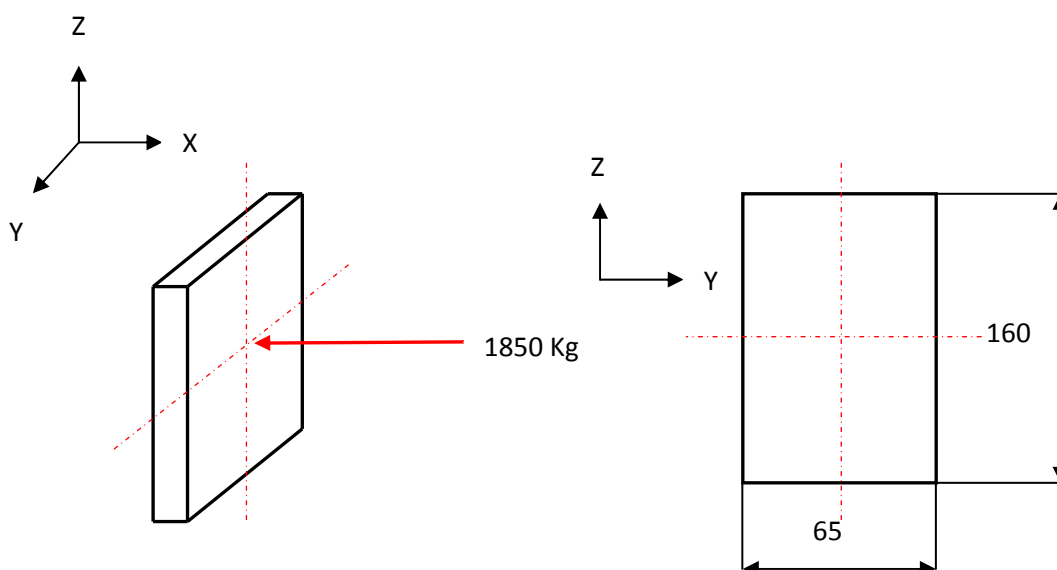


2.7 PLACAS DE UNIÓN EN EXTREMOS:

A estas placas se les unirá mediante tornillos el patín que unirá el portapoleas a las guías del montacargas. Por tanto estas placas serán las encargadas de dirigir correctamente el portapoleas.

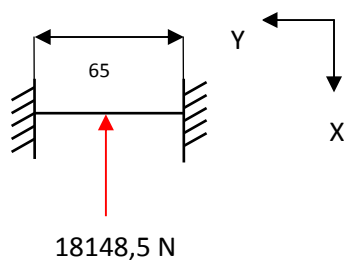
Estas placas serán de acero S235JR según norma UNE-EN 10025

Para la determinación de estas placas se establece la hipótesis de que recibe la mitad de la carga total vertical (en la dirección del eje Z) en la dirección normal de la superficie de la placa, es decir de que recibe una carga puntual en su centro de gravedad de 1850 Kg.



Estas placas estarán soldadas en sus lados más largos a las vigas UPN 160 por tanto quedaría así:

$$1850 \text{ Kg} = 18148,5 \text{ N}$$



El momento máximo se dará en los extremos y por tanto este será el punto crítico.

$$M_{MAX} = \frac{P \cdot L}{8} = \frac{18148,5 \cdot 0,065}{8} = 147,46 \text{ Nm}$$



$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_{adm}}; \frac{225 \text{ MPa}}{\sigma_{adm}} = 2,5$$

$\sigma_{adm} = 90 \text{ MPa}$ Para trabajar con coeficiente de seguridad de 2,5

$$\sigma_x = \frac{M}{I} \cdot z \quad \sigma_x = \frac{147,46 \cdot 1000}{13,33 \cdot h^3} \cdot \frac{h}{2} = \frac{5531,13}{h^2} = \sigma_{adm} \quad h=7,84 \text{ mm}$$

$$Z=h/2$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{160 \cdot h^3}{12} = 13,33 \cdot h^3$$

El espesor mínimo necesario es de 7,84 mm, la elección final será un espesor comercial de 8 mm.

Por tanto:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{160 \cdot 8^3}{12} = 6826,67 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_x = \frac{M}{I} \cdot z \quad \sigma_x = \frac{147,46 \cdot 1000}{6826,67} \cdot \frac{8}{2} = 86,4 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_x}; \frac{225}{86,4} = 2,604$$

Con un espesor de 8 mm trabajará con un coeficiente de seguridad de 2,604.

Esta hipótesis es mucho más desfavorable de la que se daría durante su funcionamiento, de hecho es imposible que esta situación se produzca ya que equivaldría a que el cilindro hidráulico empujara al portapoleas totalmente horizontal (dirección en el eje X).

La razón que lleva a utilizar esta hipótesis es que las cargas que llegarán a estas placas serán las que lleguen por el pandeo del cilindro hidráulico.

A más pandeo habría más fuerza horizontal. En un caso extremo e imposible de que se produzca, el cilindro hidráulico se pandearía quedándose totalmente horizontal y transmitiendo toda la fuerza horizontalmente.

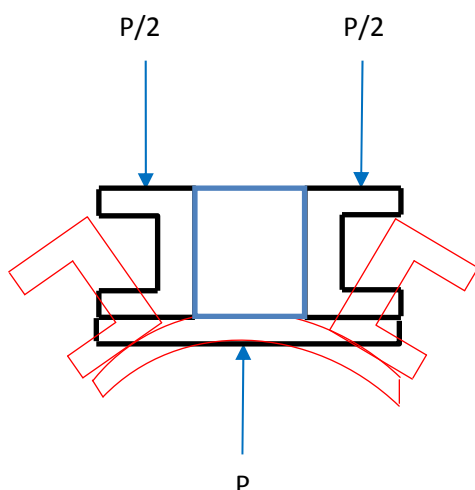
El pandeo del cilindro hidráulico será de mínimo desplazamiento, ya que se selecciona un cilindro que soporte sin problemas de pandeo, y para la determinación de estos desplazamientos es necesaria una información que en catálogo no viene reflejada.

Durante su funcionamiento las cargas que llegarán a esta placa serán muy pequeñas ya que estas placas, unidas al patín guiador, tienen como única misión la correcta guía del portapoleas.



2.8 PLACA INTERMEDIA:

-Para que el portapoleas tenga mayor rigidez, también dispondrá en el centro de su longitud, en el eje X, de otra placa soldada idéntica a la de sus extremos, uniando las dos vigas UPN. Cabe destacar que esta placa intermedia es innecesaria y no se tiene en cuenta en ningún cálculo para la determinación de las vigas UPN y de la placa inferior. Se trata de una aportación extra que ayudará a la unión de las dos vigas y contribuirá a que la placa inferior que las une no se flexione en exceso como se puede comprobar en el siguiente esquema:



Como se puede observar en línea fina se representa la situación que se produciría sin placa intermedia de modo exagerado dado que la placa inferior esta dimensionada para que aguante todas las cargas sin problemas.

En negro se representa la situación con placa intermedia ya que esta placa contribuirá a que la unión de las dos vigas sea más rígida a pesar de no ser necesaria.

La razón de instalar este elemento innecesario es que contribuye de manera positiva en la rigidez general del portapoleas, y dado que contribuye muy poco a aumentar el peso total debido a su escaso tamaño, se puede permitir su instalación.



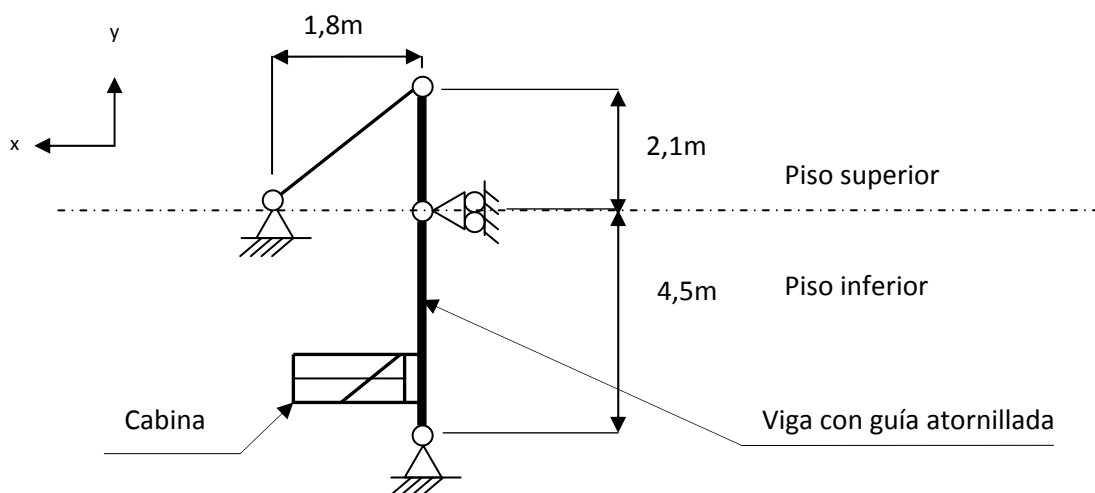
3-GUÍAS

Descripción y esquema general

El diseño consistirá en unas guías lineales de recirculación de bolas de la marca SAIN por las que circularán unos patines que irán unidos a la cabina, y que estarán unidas mediante tornillos a unas vigas rectangulares a las que se transmitirán todos los esfuerzos.

Todas las vigas serán de acero S235 JR con $S_y=225$ MPa.

Por tanto quedaría así:



Desde el suelo del piso inferior hasta el primer piso se montará una viga Biarticulada con una longitud de 4 m. y desde el primer piso hasta una altura de 2,1 m. otra viga biarticulada a las que estarán unidas mediante tornillos las mencionadas guías.

La norma UNE-EN 81:31 exige que las guías deben de ser capaces de soportar las fuerzas producidas durante la carga y descarga de la unidad de transporte de carga con una deformación elástica no superior a 10 mm.



3.1 TRAMO DEL PISO INFERIOR

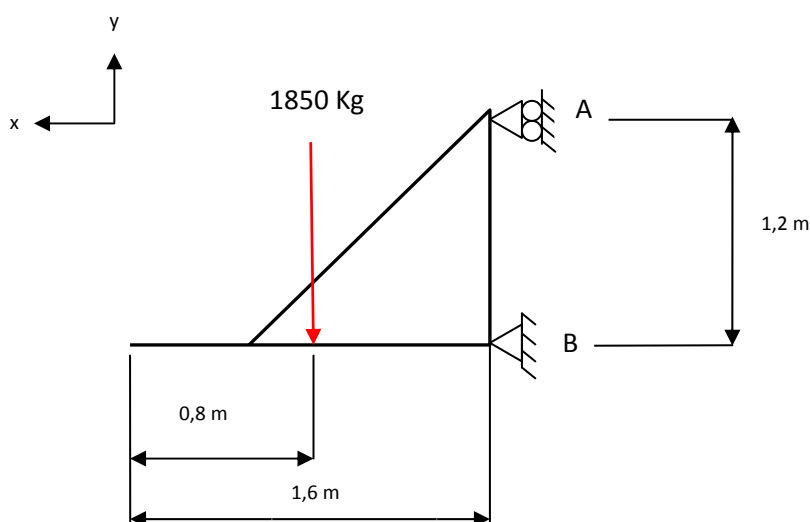
Se plantea el problema cuando la cabina se encuentra en la mitad del recorrido desde el piso inferior al primer piso es decir a 2 metros de altura.

-Por tanto queda así:

Cabina

El peso total máximo que puede elevar el montacargas es de 3000 Kg de carga más 700 Kg del propio peso de la cabina, en total 3700 Kg que se puede considerar que están en su centro de gravedad, que es muy aproximadamente el centro geométrico de su base.

Dado que son dos guías cada una soportará la mitad de la totalidad del peso 1850 Kg.



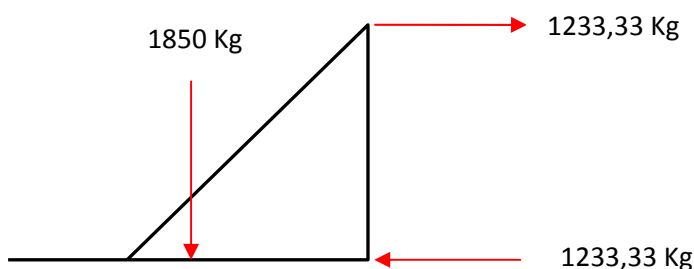
Los apoyos representan los enganches de la cabina mediante los patines guiadores a las guías. Por tanto las reacciones en estos apoyos pasarán a las mismas.

Estableciendo un equilibrio de fuerzas y momentos:

$$\sum M_B = 0 \longrightarrow R_{HA} = 1233,33 \text{ Kg}$$

$$\sum F_y = 0 \longrightarrow R_{HB} = 1233,33 \text{ Kg}$$

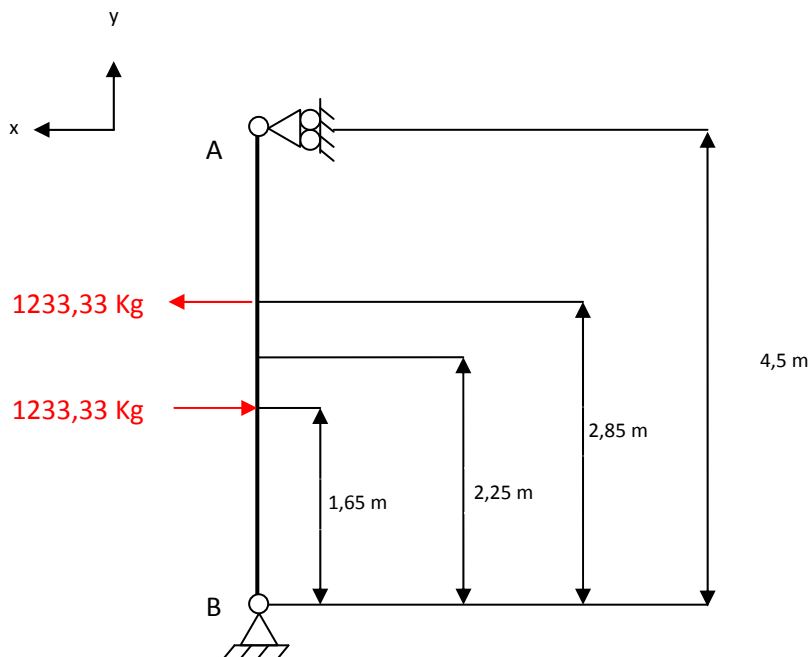
Por tanto:





-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Pasando las cargas de la cabina a las guías, y de las guías a las vigas a la que están sujetas:



$$\sum M_B = 0 \quad \sum M_B = R_A \cdot 4,5 + 1233,33 \cdot 2,85 - 1233,33 \cdot 1,65 = 0$$

$$R_A = 328,88 \text{ Kg} = 3226,38 \text{ N}$$

$$\sum F_X = 0 \quad \sum F_X = 1233,33 - 1233,33 + 328,88 + R_B = 0$$

$$R_B = -328,88 \text{ Kg} = -3226,38 \text{ N}$$

Diagrama esfuerzos cortantes

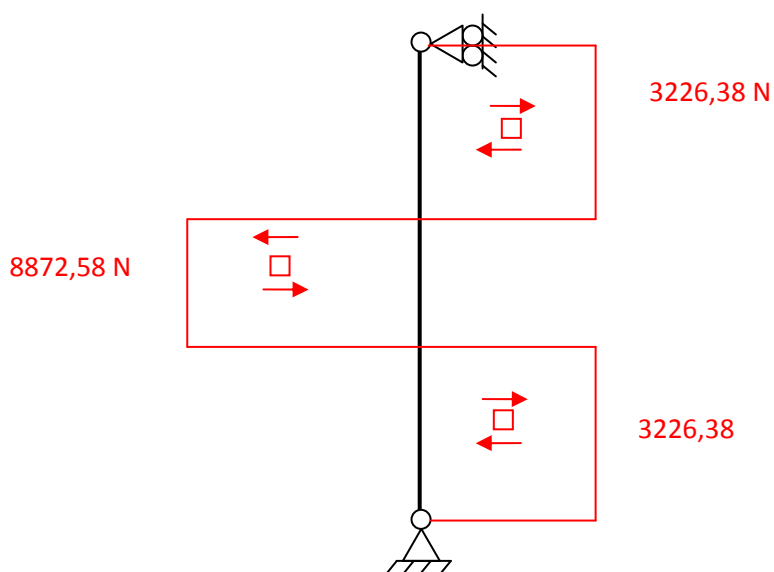


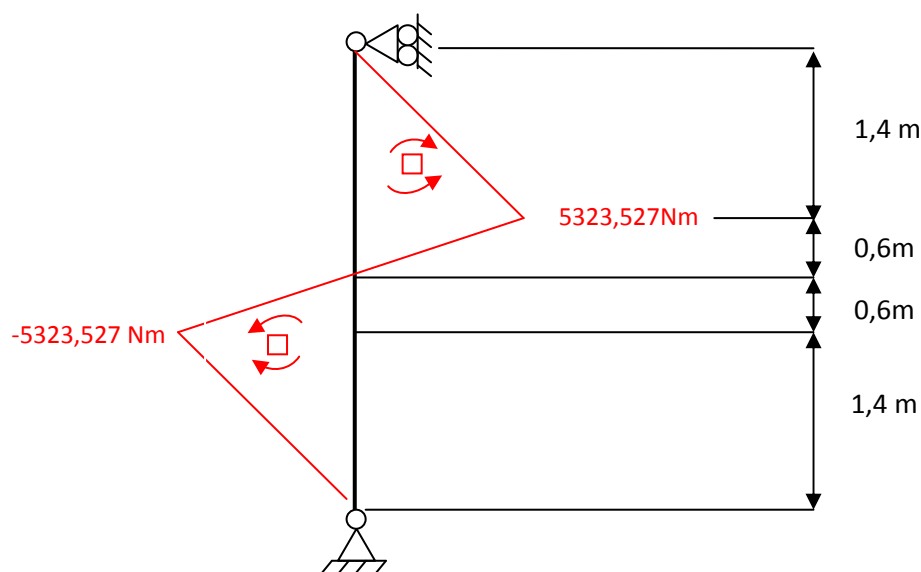


Diagrama momentos flectores

Para $0 \leq x \leq 1,4$ $M(x) = -3226,38 \cdot X$

$0 \leq x \leq 1,2$ $M(x) = -5323,527 + 8872,58 \cdot X$

$0 \leq x \leq 1,4$ $M(x) = 5323,527 - 3226,38 \cdot X$



El punto crítico será cualquiera de los dos donde se da el máximo momento flector de 5058,51 Nm.

Se consideran los esfuerzos cortantes despreciables.

Se selecciona una viga de sección rectangular de 180 X 80 con un espesor de 10 mm.

$$\sigma_x = \frac{M_y(Nmm)}{I_y(mm^4)} \cdot z(mm) = \frac{5323,527 \cdot 1000}{1822 \cdot 10^4} \cdot 90 = 26,29 MPa$$

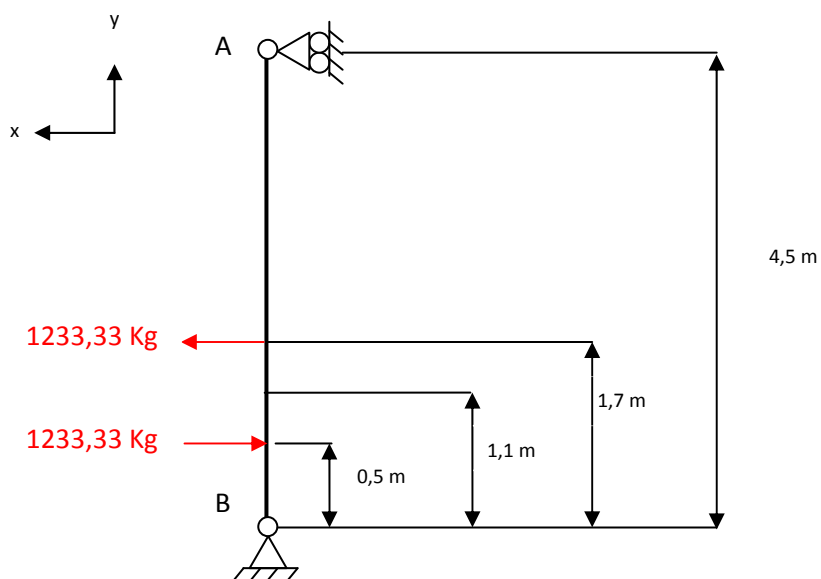
$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_x} = \frac{225}{26,29} = 8,55$$

El coeficiente de seguridad es mayor que 3, el cual es el mínimo exigido por la norma UNE-EN 81:31 para las guías.



-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Cuando la cabina se encuentre en su punto más bajo, a nivel de la puerta del piso inferior, los esfuerzos transmitidos por esta a las guías estarán en la siguiente posición:



$$\sum M_B = 0 \quad \sum M_B = R_A \cdot 4,5 + 1233,33 \cdot 1,7 - 1233,33 \cdot 0,5 = 0$$

$$R_A = 328,88 \text{ Kg} = 3226,38 \text{ N}$$

$$\sum F_X = 0 \quad \sum F_X = 1233,33 - 1233,33 + 328,88 + R_B = 0$$

$$R_B = -328,88 \text{ Kg} = -3226,38 \text{ N}$$

Diagrama esfuerzos cortantes

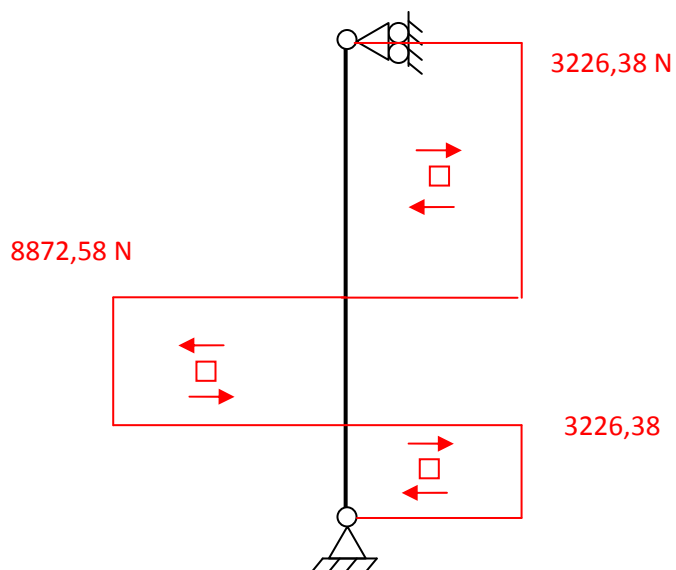


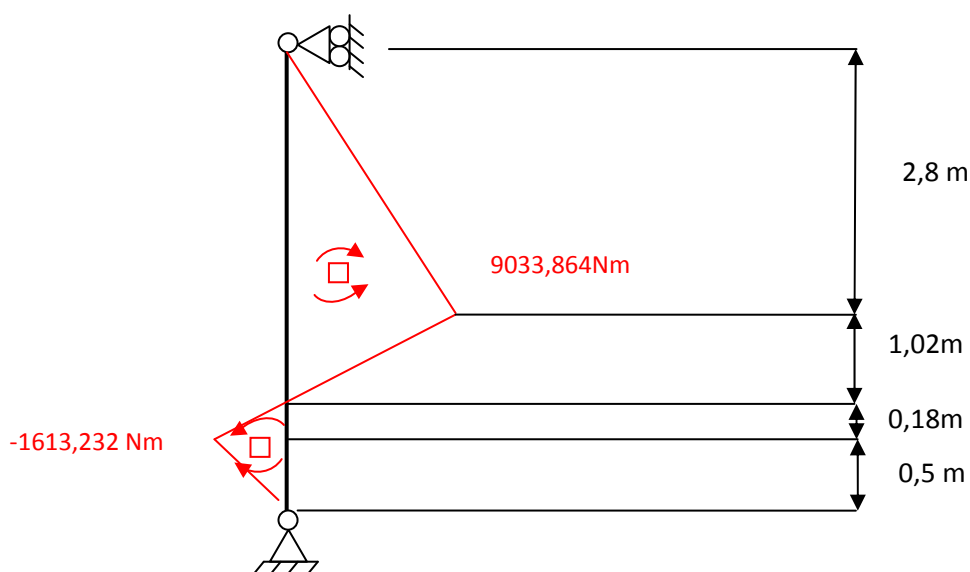


Diagrama momentos flectores

$$\text{Para } 0 \leq x \leq 2,8 \quad M(x) = -3226,38 \cdot X$$

$$0 \leq x \leq 1,2 \quad M(x) = -9033,864 + 8872,58 \cdot X$$

$$0 \leq x \leq 0,5 \quad M(x) = 5323,527 - 3226,38 \cdot X$$



El punto crítico será donde se da el máximo momento flector de 9033,864 Nm.

Se consideran los esfuerzos cortantes despreciables.

$$\sigma_x = \frac{M_y(Nmm)}{I_y(mm^4)} \cdot z(mm) = \frac{9033,864 \cdot 1000}{1822 \cdot 10^4} \cdot 90 = 44,63 MPa$$

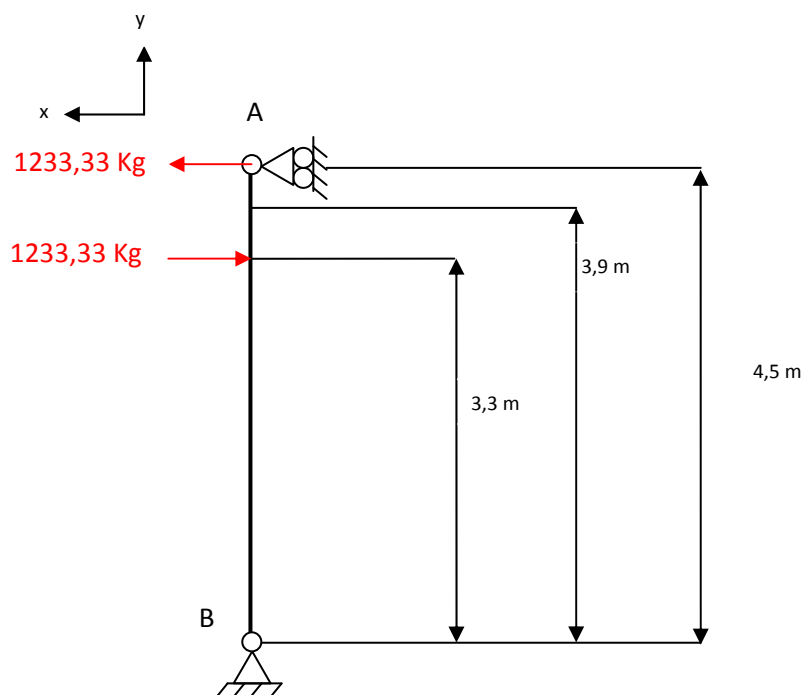
$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_x} = \frac{225}{44,63} = 5,04$$

El coeficiente de seguridad es mayor que 2,5 por tanto cumple en esta posición.



-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Cuando la cabina se encuentre en su posición más alta antes de que pase al tramo superior quedará de la siguiente manera:



$$\sum M_B = 0 \quad \sum M_B = R_A \cdot 4,5 + 1233,33 \cdot 4,5 - 1233,33 \cdot 3,3 = 0$$

$$R_A = 328,88 \text{ Kg} = 3226,38 \text{ N}$$

$$\sum F_X = 0 \quad \sum F_X = 1233,33 - 1233,33 + 328,88 + R_B = 0$$

$$R_B = -328,88 \text{ Kg} = -3226,38 \text{ N}$$

Diagrama esfuerzos cortantes

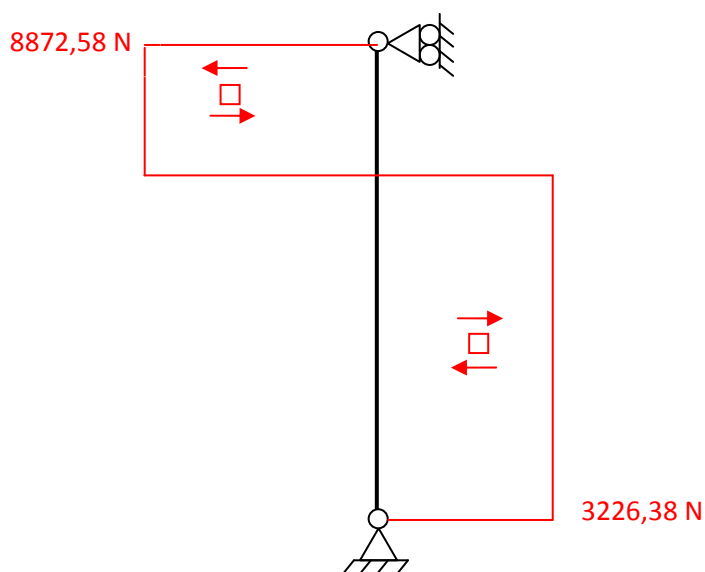
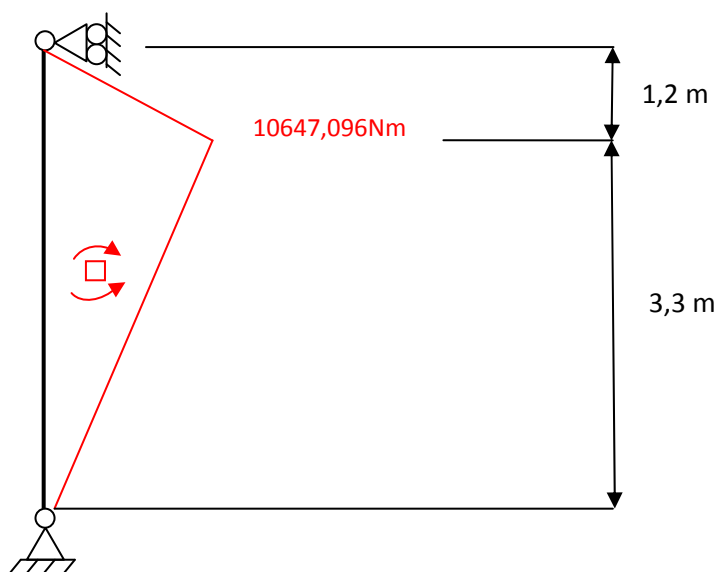




Diagrama momentos flectores

Para $0 \leq x \leq 1,2$ $M(x) = -8872,58 \cdot X$

$0 \leq x \leq 3,3$ $M(x) = -10647,096 + 3226,3$



El punto crítico será donde se da el máximo momento flector de 10647,096 Nm.

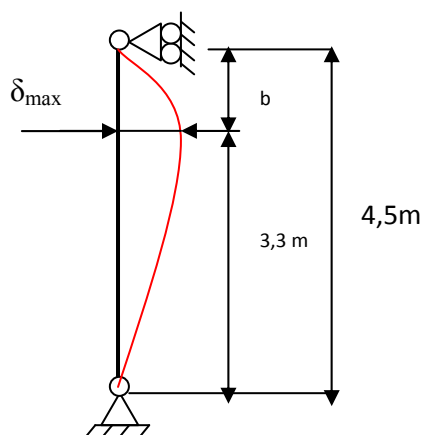
Se consideran los esfuerzos cortantes despreciables.

$$\sigma_x = \frac{M_y(Nmm)}{I_y(mm^4)} \cdot z(mm) = \frac{10647,096 \cdot 1000}{1822 \cdot 10^4} \cdot 90 = 52,59 MPa$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_x} = \frac{225}{52,59} = 4,27$$



Se comprueba la máxima deformación que sufrirá la viga en esta situación:



Mediante una fórmula directa, para este caso en concreto, de deflexiones y pendientes de vigas se calcula la máxima deflexión.

$$\delta_{max} = \frac{P \cdot b \cdot (L^2 - b^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot L \cdot E \cdot I} = 4,42 \cdot 10^{-3} m \cong 4,42 mm$$

Siendo

-Carga puntual aplicada en la viga: $P = 1233,33 \text{ Kg} = 12098,96 \text{ N}$

-Distancia desde el apoyo superior hasta el punto de aplicación de la carga: $b = 1,2 \text{ m}$

-Longitud total: $L = 4,5 \text{ m}$

-Módulo de Young para el acero: $E = 210 \text{ GPa}$

-Momento de inercia de la viga seleccionada: $I = 1822 \text{ cm}^4$

-La flecha máxima será de 4,42 milímetros

Esta última situación es la situación más desfavorable de todas las posiciones en las que puede posicionarse la cabina, ya que es donde se produce un momento flector mayor, y cumple los requisitos de deformación y coeficiente de seguridad exigidos por la norma.

También hay que tener en cuenta el funcionamiento del paracaídas el cuál transmitirá a las guías y por tanto a estas vigas el siguiente esfuerzo axial:

- El esfuerzo máximo axial que soportará cada viga por la acción del paracaídas será la mitad del peso total máximo transportado por la cabina más su propio peso.
- Este peso total son 3000 Kg de carga máxima más 700 Kg del propio peso de la cabina.
- $3700 \text{ Kg} = 36297 \text{ N}$



Por tanto el esfuerzo normal máximo que soportará esta viga será:

$$\sigma_x = \frac{N(N)}{A(mm^2)} + \frac{M_y(Nmm)}{I_y(mm^4)} \cdot z(mm) = \frac{36297}{4460} + \frac{10647,096 \cdot 1000}{1822 \cdot 10^4} \cdot 90 = 60,73,4 MPa$$

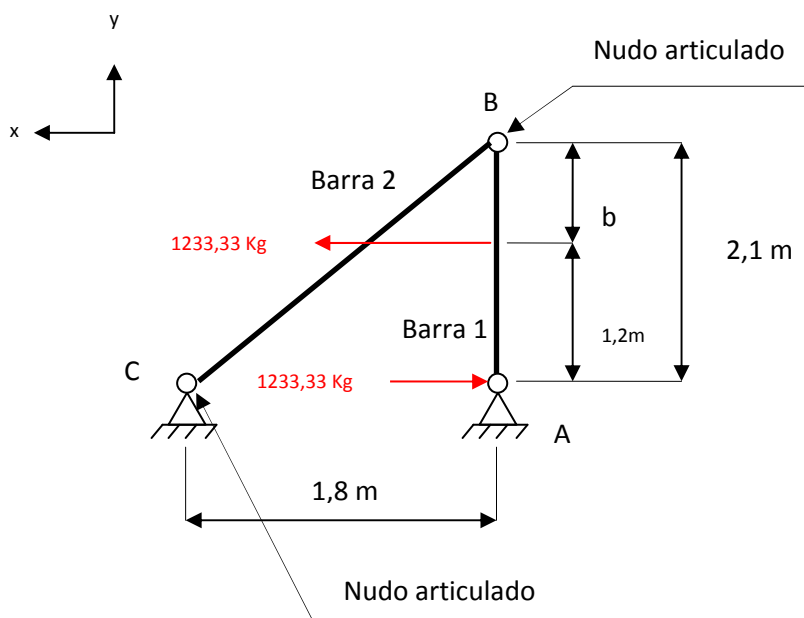
$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_x} = \frac{225}{60,74} = 3,7$$

Ya que en la posición más desfavorable de todas cumple los requisitos de deformación y coeficiente de seguridad la sección rectangular de 180 X 80 con un espesor de 10 mm será la elección final.

3.2 TRAMO DEL PISO SUPERIOR

En el tramo superior se utilizarán la misma sección para las vigas que contiene las guías.

La posición más desfavorable es la que se representa en la siguiente figura y corresponde a que la cabina se encuentre en su posición más alta posible y en la que estará enrasada con la puerta de carga y descarga del piso superior:





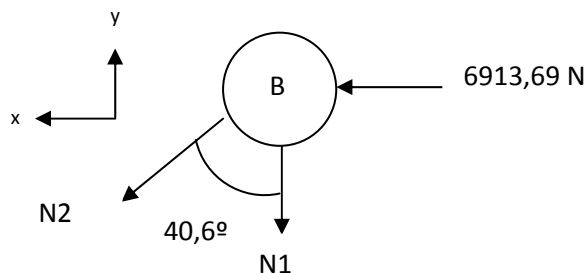
-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Se establece un equilibrio de momentos en el nudo A.

$$\sum M_A = 0 \quad \sum M_A = R_{hB} \cdot 2,1 + 1233,33 \cdot 1,2 = 0$$

$$R_{hB} = 704,76 \text{ Kg} = 6913,69 \text{ N}$$

Se establece un equilibrio de fuerzas en el nudo B.



$$\sum F_x = 0 \quad \sum F_x = -6913,69 - N2 \cdot \text{sen}40,6^\circ = 0 \quad N2 = -10623,95 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \quad \sum F_y = -N1 - N2 \cdot \text{cos}40,6^\circ = 0 \quad N1 = 8066,46 \text{ N}$$

Tensión normal en la barra 1 = 8066,46 N

Tensión normal en la barra 2 = -10623,95 N



Barra 1

Diagrama esfuerzos cortantes

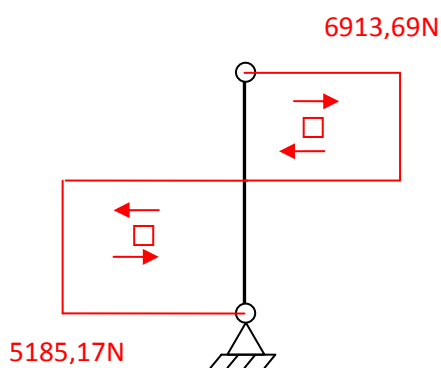


Diagrama esfuerzos axiales

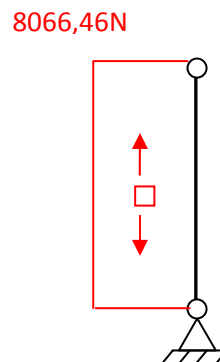


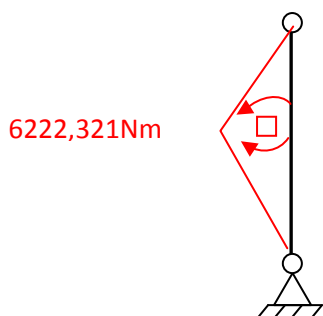
Diagrama de momentos flectores

$$0 \leq X \leq 1,2$$

$$M(X) = -5185,17 \cdot X$$

$$0 \leq X \leq 0,9$$

$$M(X) = -6222,321 + 6913,69 \cdot X$$



El punto crítico es el punto donde se da el momento flector mayor, que es donde está aplicada la carga.

$$\sigma_x = \frac{N(N)}{A(mm^2)} + \frac{M_y(Nmm)}{I_y(mm^4)} \cdot z(mm) = \frac{8066,46}{4460} + \frac{6222,321 \cdot 1000}{1822 \cdot 10^4} \cdot 90$$

$$= 32,54 \text{ MPa}$$

Se consideran despreciables los esfuerzos cortantes

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_x} = \frac{225}{32,54} = 6,91$$

El coeficiente de seguridad es mayor a 3 por tanto es válida.

No se realizan comprobaciones de resistencia a pandeo ya que esta viga no resiste esfuerzos de compresión.



La máxima deformación de la barra 1 se dará en el punto donde está situada la carga de 1233,33 Kg, se determina con una fórmula directa la cuál es:

$$\delta_{max} = \frac{P \cdot b \cdot (L^2 - b^2)^{3/2}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot L \cdot E \cdot I} = 5,94 \cdot 10^{-4} m = 0,594 \text{ mm}$$

Siendo:

-Carga puntual aplicada en la viga: $P = 1233,33 \text{ Kg} = 12098,96 \text{ N}$

-Módulo de Young: $E = 210 \text{ GPa}$

-Longitud total: $L = 2,1 \text{ m}$

-Momento de inercia de la viga seleccionada: $I = 1822 \text{ cm}^4$

-Distancia desde el nudo superior hasta el punto de aplicación de la carga: $b = 0,9 \text{ m}$

La deformación es menor que 10 mm por tanto cumple lo exigido en la norma UNE-EN 81:31.

Dado que el coeficiente de seguridad es mayor que 3 y la deformación es menor que 10 mm esta será la elección final.

Barra 2

La barra 2 será un tubo estructural cuadrado de lado 40 mm y espesor 4 mm con un área de $5,35 \text{ cm}^2$

Esta barra solo soportará un esfuerzo axial de compresión.

$$\sigma_x = \frac{N}{A} = \frac{10623,95}{5,35 \cdot 100} = 19,86 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_x} = \frac{225}{19,86} = 11,33$$

Comprobación a pandeo:

La carga crítica a la cual la viga comenzará a pandear es:

$$N_{crit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot (210 \cdot 10^3) \cdot (11,1 \cdot 10^4)}{2760^2} = 31017,42 \text{ N}$$

El coeficiente de seguridad a pandeo es:

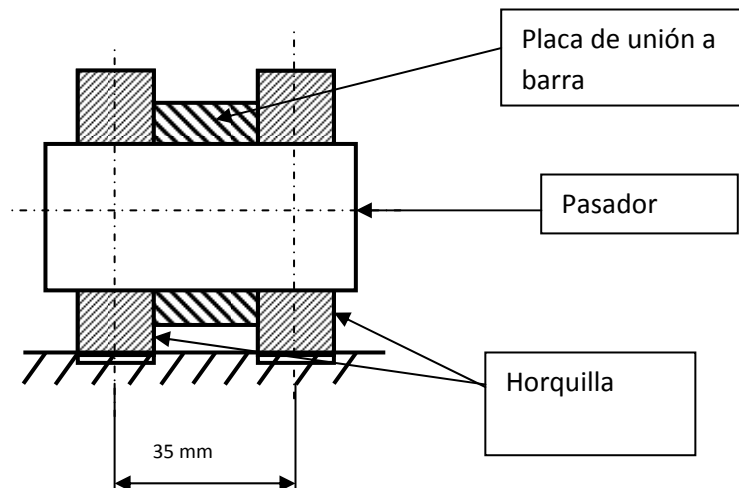
$$\eta_{pandeo} = \frac{N_{crit}}{N} = \frac{31017,42}{10623,95} = 2,91$$

Dado que el coeficiente de seguridad a pandeo es mayor que 2,5 y el coeficiente de seguridad a carga estática es mayor que 3 (los cuáles son los mínimos exigidos por la norma UNE-EN 81:31) esta será la elección final.



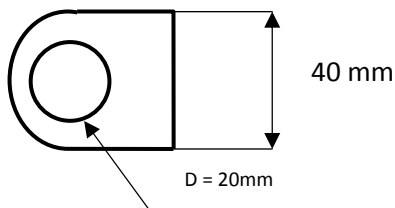
Nudos articulados

La barra 2 estará sujeta en sus extremos mediante nudos articulados, un extremo articulado se sujeta al edificio y el otro a la barra 1. A continuación un esquema del nudo articulado:



La barra 2 está unida en sus extremos mediante un nudo articulado, este nudo consiste en una horquilla con un pasador.

En los extremos de la barra se soldará una placa de espesor 4 mm tapando el extremo de la barra y sobre esta se soldará una placa con un agujero de 20 mm y un espesor de 20 mm, esta placa estará construida de acero S235 JR con límite de fluencia igual a 225 MPA:



Dado que es una placa con un agujero, en el cual estará aplicada la carga que le transmite el pasador, tendrá una concentración de esfuerzos en ese agujero, por tanto el esfuerzo de compresión se debe mayorar con un coeficiente de concentración de esfuerzos K_c .

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_c \cdot \frac{N}{(b-d) \cdot h}$$



El coeficiente K_c se obtiene de la tabla 4.40 del capítulo 4 del libro “Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica” de Robert C. Juvinall, dentro de esta se obtiene con la línea de agujero con carga en el pasador y con el valor de d/b ($40/30 = 0,5$)

Siendo:

Anchura de la placa; $b = 40 \text{ mm}$

Diámetro del agujero $d = 20 \text{ mm}$

$N = 10623,95 \text{ N}$

$$\sigma_{\max} = 2,4 \cdot \frac{10623,95}{(40-20) \cdot 20} = 63,74 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_{adm}}; \frac{225 \text{ MPa}}{63,74} = 3,53$$

Esta placa estará unida a la horquilla a través del pasador. Este pasador tendrá un diámetro de 20 mm y estará fabricado en acero SAE 4140 caliente y maquinado con un límite de fluencia de 427 MPa.

PASADOR

Se plantea el pasador de la siguiente manera:

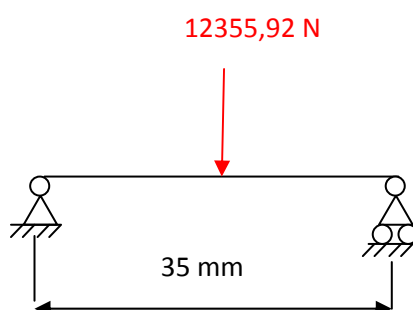
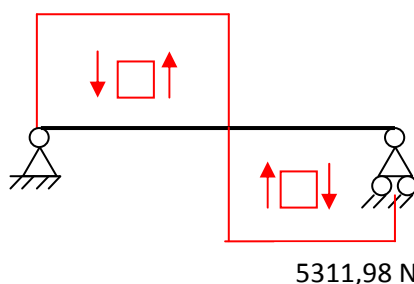


Diagrama esfuerzos cortantes

$$-V(x) = 5311,98 \text{ N}$$

5311,98 N



Los esfuerzos debidos a momentos flectores se consideran despreciables ya que es un eje muy corto y está contenido en un orificio, el de la placa y el de la horquilla, que evitará que este flechte.



$$\tau_{xy} = \frac{4}{3} \cdot \frac{V}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{5311,98}{\pi \cdot \frac{20^2}{4}} = 22,54 \text{ MPa}$$

La tensión equivalente según la teoría de la energía de distorsión es:

$$\sigma_e = \sqrt[2]{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} = \sqrt[2]{(0)^2 + 3 \cdot (22,54)^2} = 39,04 \text{ MPa}$$

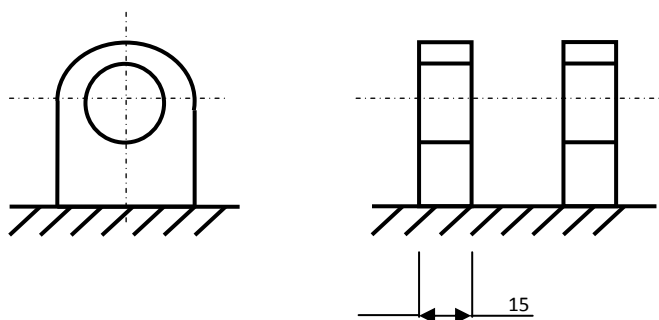
$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_{adm}}; \frac{427}{39,04} = 10,93$$

El coeficiente de seguridad es mayor que 2,5 por tanto válido

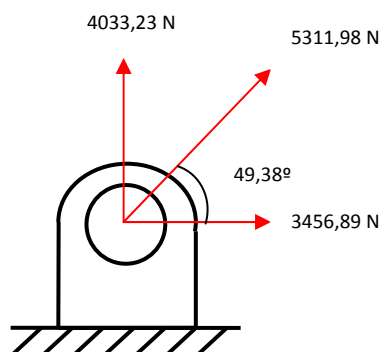
HORQUILLAS

-Nudo unido al edificio:

La horquilla estará soldada a una placa de anclaje para su unión al edificio, y está fabricada en acero S235 JR el cual tiene una resistencia elástica de 235 MPa. Cada placa que la compone tendrá un espesor de 15 mm quedando de la siguiente manera:



A cada una de las dos placas de la horquilla le será transmitida, a través del pasador, la mitad de la tensión normal de la barra 2 con un ángulo de 49,38°:



De esta manera se tiene un esfuerzo normal de 8066,46 N y un esfuerzo cortante de 6913,79 N.



$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_c \cdot \frac{N}{(b-d) \cdot h} = 2,75 \cdot \frac{4033,23}{(50-20) \cdot 15} = 24,65 \text{ MPa}$$

El coeficiente K_c se obtiene de la tabla 4.40 del capítulo 4 del libro “Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica” de Robert C. Juvinall y dentro de esta en la línea de agujero con carga en el pasador y con el valor de d/B ($20/50 = 0,4$)

$$\tau_{xy} = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{A} = \frac{3}{2} \cdot \frac{3456,89}{(50-20) \cdot 15} = 11,52 \text{ MPa}$$

La tensión equivalente según la teoría de la energía de distorsión es:

$$\sigma_e = \sqrt[2]{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} = \sqrt[2]{(24,65)^2 + 3 \cdot (11,52)^2} = 31,71 \text{ MPa}$$

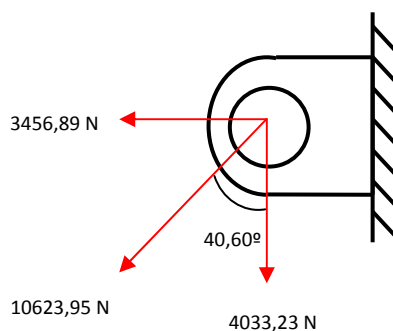
$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_{adm}}; \frac{225}{31,71} = 7,09$$

Dado que es mayor que 2,5 esta será la elección final.

-Nudo unido a la barra 1:

La horquilla estará soldada a la barra 1 que contiene a las guías, es idéntica a la horquilla que se encuentra unida en el edificio pero en este nudo cambia su posición.

A cada una de las dos placas de la horquilla le será transmitida, a través del pasador, la mitad de la tensión normal de la barra 2 con un ángulo de $49,38^\circ$:



De esta manera se tiene un esfuerzo normal de 8066,46 N y un esfuerzo cortante de 6913,79 N.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = K_c \cdot \frac{N}{(b-d) \cdot h} = 2,75 \cdot \frac{3456,89}{(50-20) \cdot 15} = 21,125 \text{ MPa}$$

El coeficiente K_c se obtiene de la tabla 4.40 del capítulo 4 del libro “Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica” de Robert C. Juvinall y dentro de esta en la línea de agujero con carga en el pasador y con el valor de d/B ($20/50 = 0,4$)

$$\tau_{xy} = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{A} = \frac{3}{2} \cdot \frac{4033,23}{(50-20) \cdot 15} = 13,45 \text{ MPa}$$



La tensión equivalente según la teoría de la energía de distorsión es:

$$\sigma_e = \sqrt[2]{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} = \sqrt[2]{(21,125)^2 + 3 \cdot (13,45)^2} = 31,45 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_{adm}}; \frac{225}{31,45} = 7,15$$

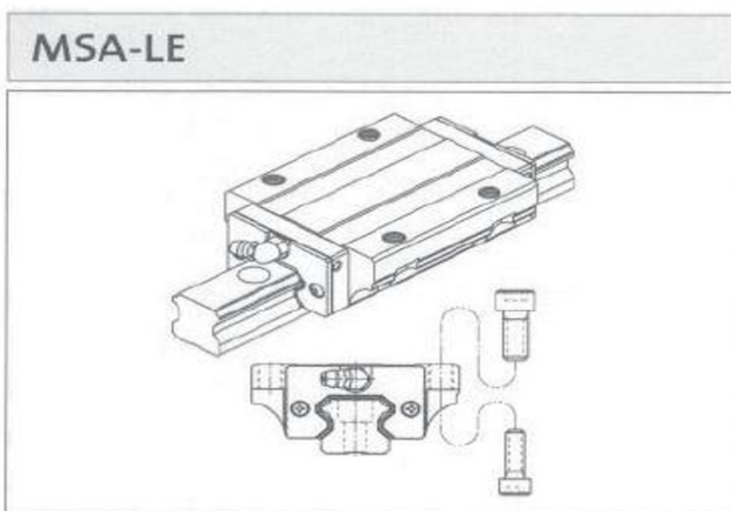
Dado que es mayor que 2,5 esta será la elección final.

3.3 GUÍAS

-Elección de guía lineal de recirculación de bolas

Como se comprobó anteriormente con el equilibrio de fuerza de la cabina, cada patín deberá soportar una fuerza de 1233,33 Kg.

La guía lineal de recirculación de bolas será de la marca SAIN, a continuación un esquema de la misma:



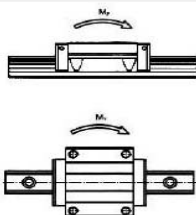
Según el catálogo es recomendable un coeficiente de seguridad S_0 de 2 a 3 para máquinas con vibraciones y golpes. Se considera que esta máquina estará sometida a golpes durante su funcionamiento por tanto se selecciona un valor de 2 para S_0 .

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}; \quad 2 = \frac{C_0}{1233,33 \cdot 9,81}; \quad C_0 = 24197,94 \text{ N}$$

Por tanto se deberá seleccionar un conjunto de guía y patín que soporte una carga estática de 24,19794 KN o superior.



-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

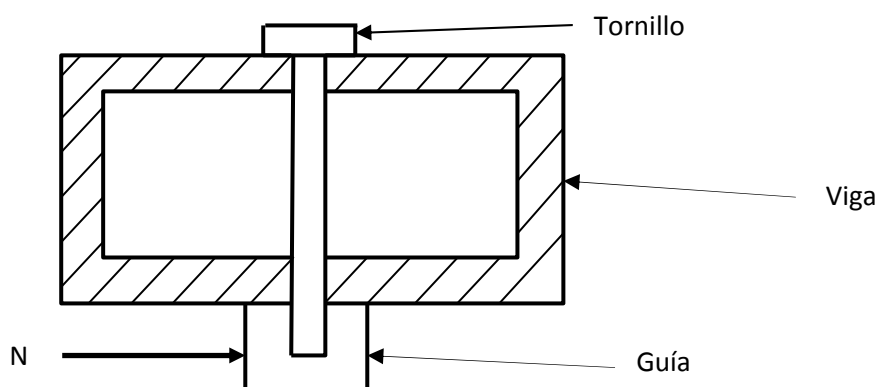


Talla	Dimensiones guía					Capacidad carga		Momentos de carga			Peso	
	W ₁	H ₁	P	E	DxHxd	C (kN)	Co (kN)	Mp (kNm)	My (kNm)	Mr (kNm)	Patin (kg)	Guía (kg/m)
MSA15E	15	15	60	20	7,5x5,3x4,5	9,4	15,3	0,08	0,08	0,11	0,18	1,5
MSA20E	20	18	60	20	9,5x8,5x6	14,1	24,0	0,16	0,16	0,23	0,4	2,4
MSA20LE	20	18	60	20	9,5x8,5x6	21,3	32,0	0,27	0,27	0,31	0,52	2,4
MSA25E	23	22	60	20	11x9x7	20,1	34,5	0,27	0,27	0,39	0,62	3,4
MSA25LE	23	22	60	20	11x9x7	27,7	46,0	0,46	0,46	0,52	0,82	3,4
MSA30E	28	26	80	20	14x12x9	28,7	47,0	0,43	0,43	0,64	1,09	4,8
MSA30LE	28	26	80	20	14x12x9	37,4	62,5	0,73	0,73	0,85	1,43	4,8
MSA35E	34	29	80	20	14x12x9	37,4	61,4	0,64	0,64	1,02	1,61	6,6

El modelo MSA 20 LE tiene una capacidad estática de 32 KN y una capacidad dinámica de 21,3 KN, por tanto esta será la elección final.

-Unión a las vigas

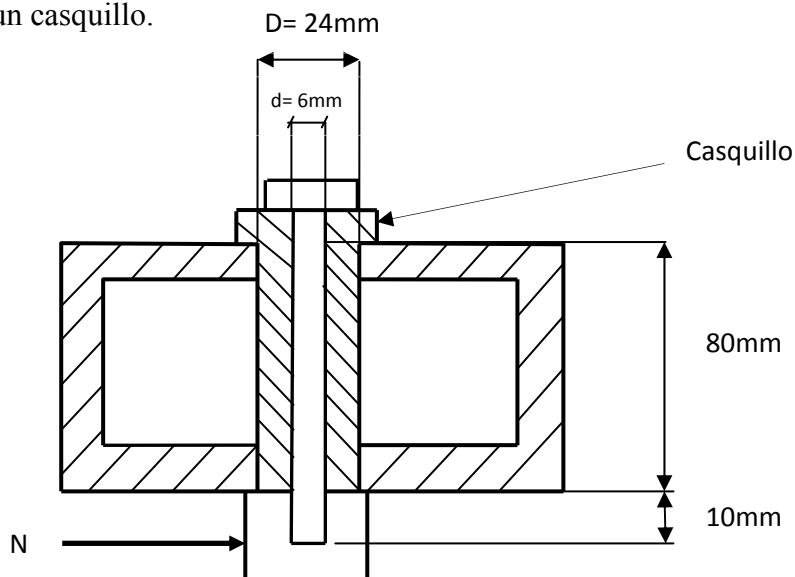
La unión a las vigas de sección rectangular 180X80X10 se realizará mediante tornillos, realizando en estas un agujero pasante de la siguiente manera:



En esta figura se puede observar una sección de la viga mostrando como se une la guía a la viga mediante tornillos. Esta disposición presenta un problema y es que cuando se aplique la carga "N" el tornillo estará sometido a un momento flector y los tornillos no pueden soportar momentos flectores.



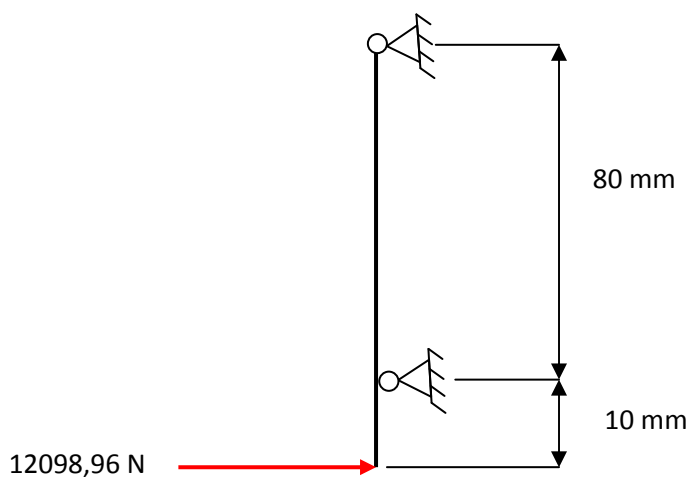
Para evitar que el tornillo tenga que soportar un momento flector este estará contenido dentro de un casquillo.



En esta figura se puede observar la misma sección de la figura anterior pero con el tornillo contenido dentro del casquillo.

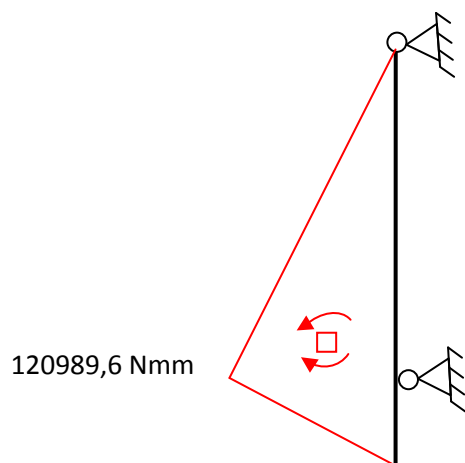
Casquillo

El máximo valor que alcanzará la carga “N” será en el momento en que el patín guiador se encuentre en la posición donde está el tornillo tomando esta un valor de 12098,96 N. Por tanto queda de la siguiente manera:





-Diagrama momentos flectores:



Momento de inercia de un cilindro hueco:

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (12^2 - 3^2) = 16222,4 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_x = \frac{M_y(Nmm)}{I_y(mm^4)} \cdot z(mm) = \frac{120989,6}{16222,4} \cdot 12 = 89,4 \text{ MPa}$$

Se consideran despreciables los esfuerzos cortantes.

El casquillo será de acero S235 JR con un límite elástico de 225 MPa.

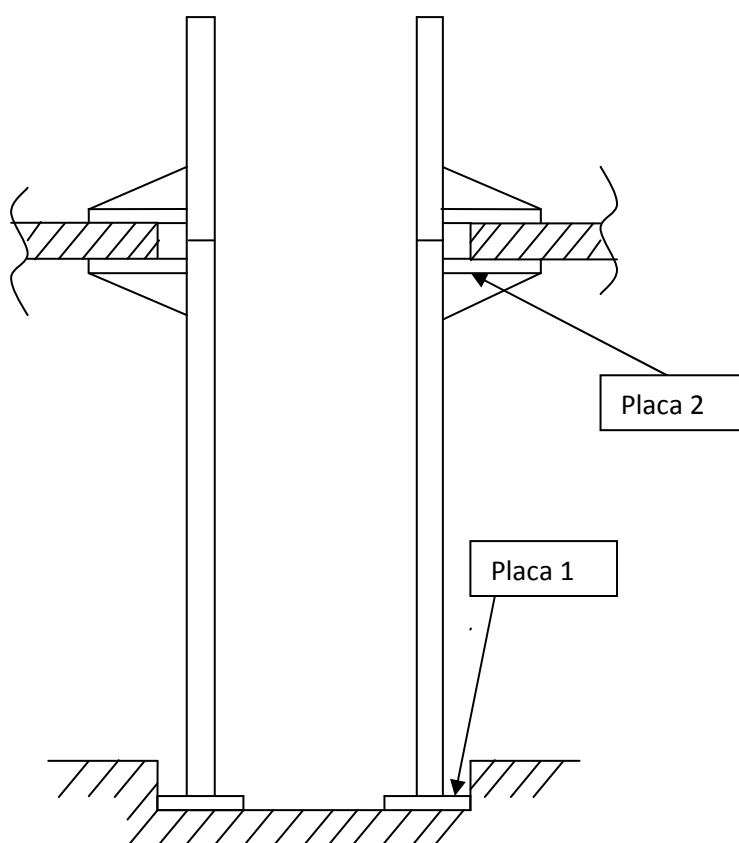
$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_x} = \frac{225}{89,4} = 2,51$$

El coeficiente de seguridad es mayor que 2,5 por tanto el casquillo es válido.



3.4 ANCLAJE GUÍAS:

Las vigas que contienen a las guías se anclarán al edificio mediante una placa soldada en el extremo inferior y mediante otras placas en el primer piso como se muestra en la siguiente figura:

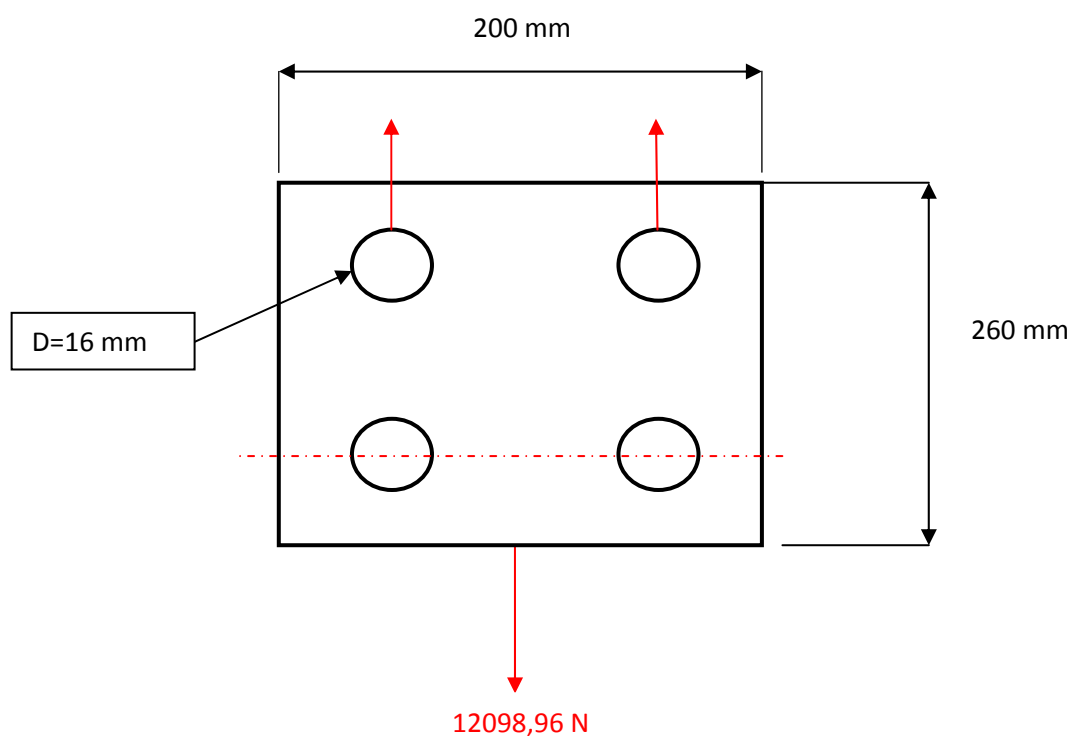


Las placas a su vez se unirán al edificio mediante tornillos.

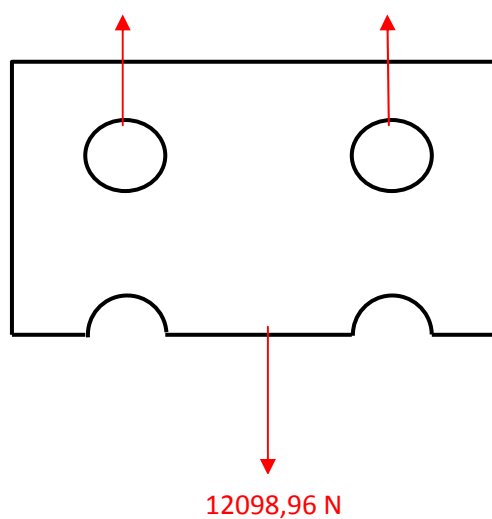
Todas las placas serán de igual espesor y tendrán 4 agujeros de diámetro 16 mm para pasar los tornillos.

Placa 1

- El máximo esfuerzo que soportará esta placa será de 12098,96 N.
- La anchura de la placa será de 200 mm.
- Tendrá un espesor de 10 mm.
- Estará construida de acero S235 JR con un límite elástico de 225 MPa.



Para el cálculo de su resistencia se realiza un corte por la línea de punto-guión:



$$b = 200 - (16 \cdot 2) = 168$$

$$d = 16 + 16 = 32$$

Esta sección tiene una anchura b igual a 168 mm.



Cada uno de los cuatro tornillos soportará un cuarto de la carga total que recibe la placa. Dada la complejidad del problema se establece la hipótesis de que solo dos tornillos soportan la mitad de la carga cada uno como se muestra en la figura anterior.

Esta hipótesis es más desfavorable que la que se daría en la realidad estableciéndose esta para simplificación del problema. El esfuerzo normal debe mayorarse con un coeficiente de concentración de esfuerzos K_c ya que dispone de dos agujeros con carga en ellos.

El coeficiente K_c se obtiene de la tabla 4.40 del capítulo 4 del libro “Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica” de Robert C. Juvinall. Dentro de esta se obtiene con la línea de agujero con carga en el pasador y con el valor de d/b ($32/168 = 0,19047$)

El coeficiente K_c por tanto es igual a 5,25

$$\sigma_{\max} = K_t \cdot \frac{N}{(b-d) \cdot h} = 5,25 \cdot \frac{12098,96}{(168-32) \cdot 10} = 46,70 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{225}{46,70} = 4,81$$

El coeficiente de seguridad es 4,81 por tanto será la elección final.

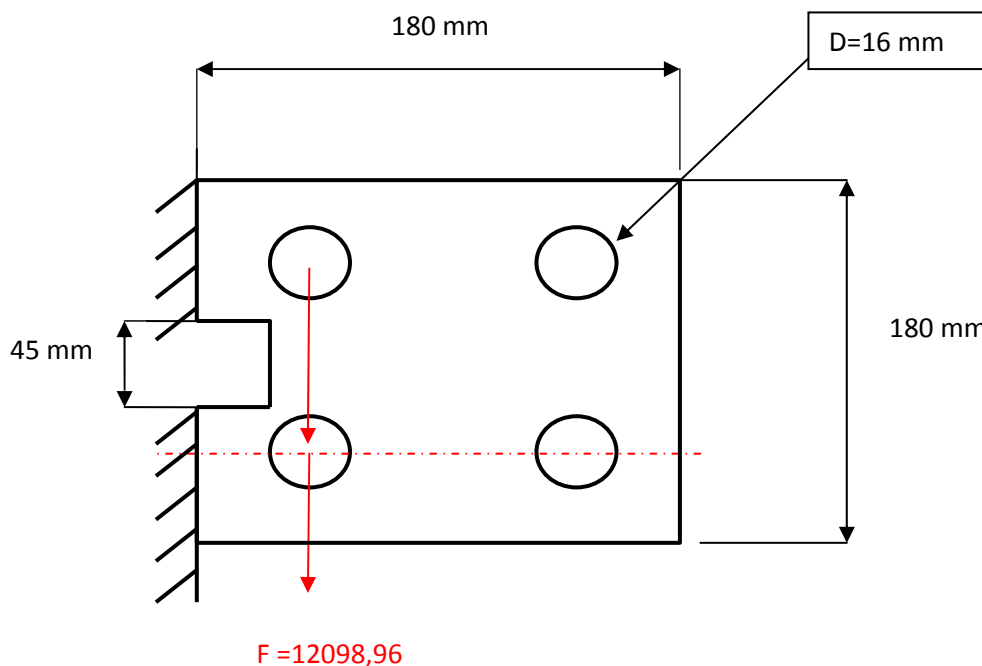
Placa 2

-El máximo esfuerzo que soportará esta placa será de 12098,96 N.

-La anchura de la placa será de 180 mm.

-Tendrá un espesor de 10 mm.

-Estará construida de acero S235 JR con un límite elástico de 225 MPa.





Cada uno de los cuatro tornillos soportará un cuarto de la carga total que recibe la placa. Dada la complejidad del problema se establece la hipótesis de que solo dos tornillos soportan la mitad de la carga cada uno como se muestra en la figura anterior.

Esta hipótesis es más desfavorable que la que se daría en la realidad estableciéndose esta para simplificación del problema.

Se producirá un esfuerzo cortante en la sección soldada a la viga de 12098,96N. Esta sección es la más desfavorable de todas ya que es donde se tiene el área transversal menor.

Anchura, $b = 180 - 45 = 135 \text{ mm}$.

Área, $A = 135 \cdot 10 = 1350 \text{ mm}^2$

El esfuerzo cortante V es: $V = 12098,96 \text{ N}$

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{V}{A} = 1,5 \cdot \frac{12098,96 \text{ N}}{1350 \text{ mm}^2} = 13,44 \text{ MPa}$$

La tensión equivalente según la teoría de la energía de la distorsión es:

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} = \sqrt{(0)^2 + 3 \cdot (13,44)^2} = 23,28 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{225}{23,28} = 9,66$$

El coeficiente de seguridad es mayor que 2,5 por tanto válido.

Además esta placa llevará dos cartelas de igual espesor que esta que mayorarán su coeficiente de seguridad.

Tornillos para sujeción de las placas de anclaje:

Los tornillos serán de rosca métrica M16. En cada placa hay 4 tornillos y cada uno soportará un esfuerzo cortante igual a un cuarto del total de la fuerza que recibe la placa.

$$V = 12098,96 / 4 = 3024,74 \text{ N}$$

El área transversal de un tornillo M16 es de $110,88 \text{ mm}^2$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{V}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{3024,74}{110,88} = 36,37 \text{ MPa}$$

La tensión equivalente según la teoría de la energía de la distorsión es:

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} = \sqrt{(0)^2 + 3 \cdot (36,37)^2} = 63 \text{ MPa}$$



El grado de calidad del tornillo será de 4.6 teniendo este una resistencia de prueba de 225 MPa.

$$\eta = \frac{225}{63} = 3,57$$

El coeficiente de seguridad es mayor que 2,5 por tanto válido.

3.5 Paracaídas

Como elemento de seguridad frente a la rotura de los cables de elevación de la cabina esta llevará instalado un freno paracaídas. Este actuará cuando detecte una velocidad excesiva siendo su accionamiento totalmente mecánico y frenando sobre las guías.

El paracaídas será fabricado a medida por la empresa “grupo LUEZAR S.L.” exigiéndole las siguientes características:

- Que sea capaz de frenar 3700 Kg de carga.
- Que sea válido para el tipo de guías de este montacargas.



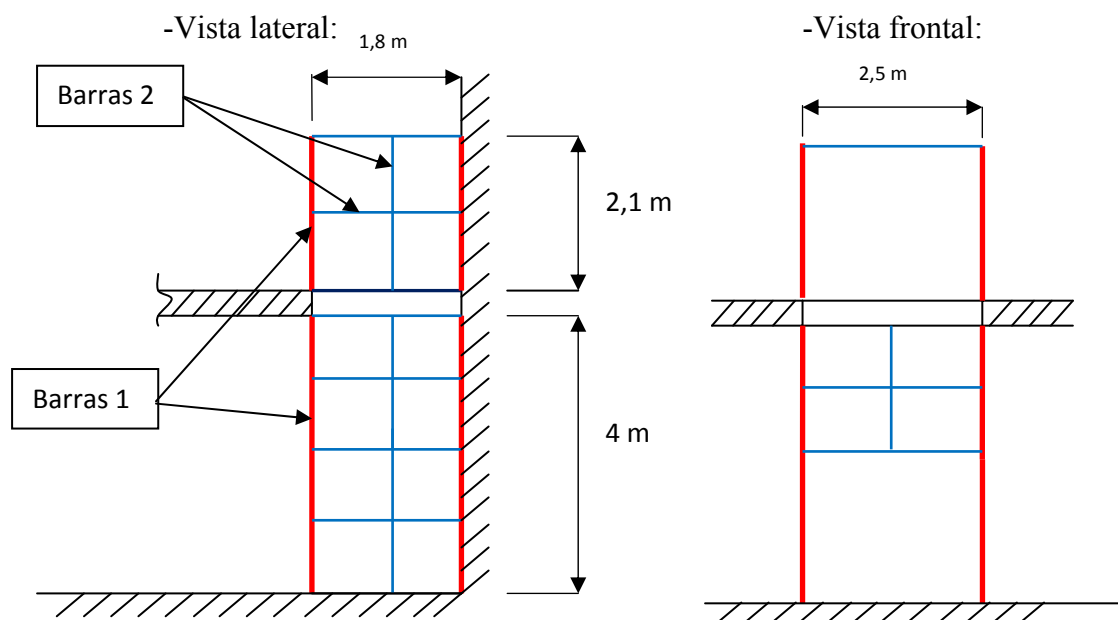
4-CERRAMIENTO

4.1 INTRODUCCIÓN:

El cerramiento del hueco del montacargas debe impedir la intrusión de objetos que puedan perjudicar el correcto funcionamiento del mismo. Dicho cerramiento además no debe contribuir a la propagación de un incendio y puede no ser de alma llena.

Según la norma UNE-EN 81:31 las paredes del cerramiento deben soportar una carga de 300 N aplicada en una superficie de 5 cm^2 , de sección redonda o cuadrada, en cualquier punto perpendicularmente a la superficie de la pared.

Esquema del cerramiento:



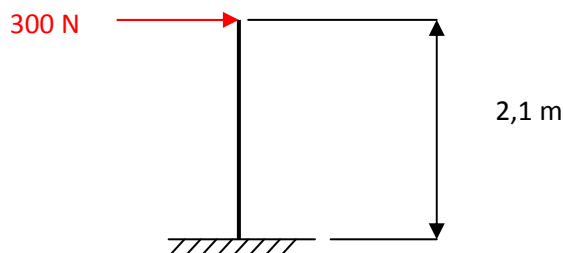
El cerramiento consistirá en 4 pilares principales (barras 1) a las cuales se unirán barras intermedias en forma de cruz (barras 2). Sobre estas barras se apoyarán chapas perforadas que conformarán el cerramiento.

Ya que las cargas están aplicadas en un área de 5 cm^2 se puede considerar que estas cargas son puntuales.



4.2 BARRA 1

Se considera que la barra 1 del piso superior es una barra que está empotrada al suelo, por tanto el momento máximo se dará en su extremo empotrado y el punto más desfavorable donde se aplique su carga será en su extremo.



El momento máximo será:

$$M_{m\acute{a}x} = 300 \cdot 2,1 = 630 \text{ Nm}$$

Se selecciona un tubo estructural cuadrado de lado 50 mm y espesor 3 mm con un área transversal de 5,41 cm² y un momento de inercia de 19,5 cm⁴ construido en acero S235 JR con un límite elástico de 225 MPa.

$$\sigma_x = \frac{M_y(Nmm)}{I_y(mm^4)} \cdot z(mm) = \frac{630000}{195000} \cdot 25 = 80,76 \text{ MPa}$$

$$Z = 50/2 = 25 \text{ mm}$$

El coeficiente de seguridad será:

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_x} = \frac{225}{80,76} = 2,78$$

Coeficiente de seguridad mayor que 2,5 por tanto esta será la elección final para la barra 1.



-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Las barras 1 del piso superior e inferior serán de igual sección.

Las barras 1 del piso inferior serán consideradas como vigas biapoyadas en sus extremos por tanto el punto donde las carga sea más desfavorable es en la mitad de su longitud total:

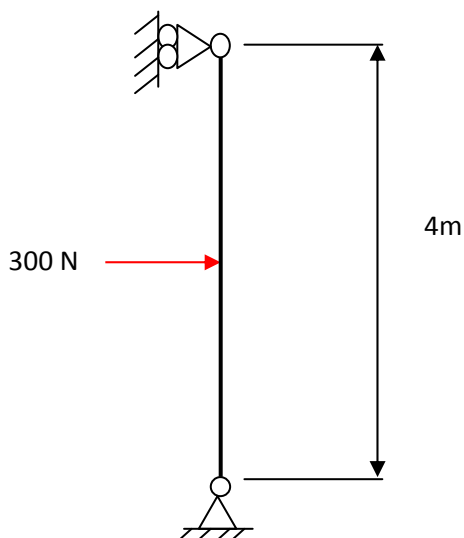


Diagrama esfuerzos cortantes

$$-V(x) = 150 \text{ N}$$

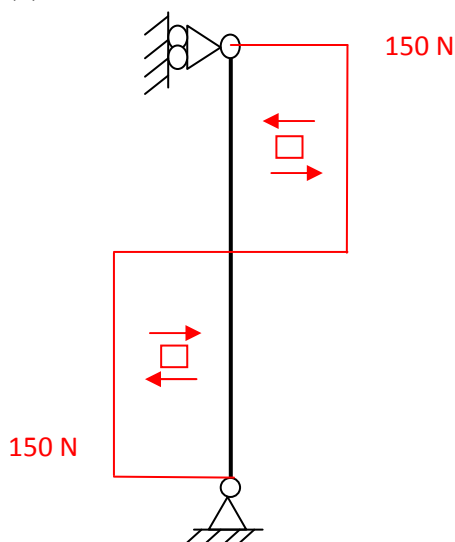
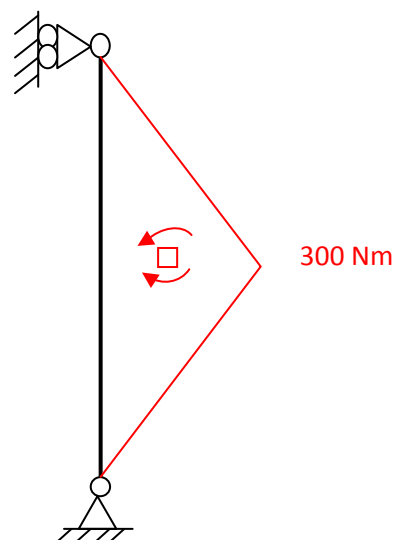


Diagrama momentos flectores

$$-M(x) = 150 \cdot X \quad -M(2) = 300 \text{ Nm}$$



Se puede observar que los esfuerzos en esta barra son menores que en la barra 1 del piso superior, por tanto la sección seleccionada para el piso superior es válida para esta también.



4.3 BARRAS 2

Estas barras serán todas de igual sección, todas son consideradas como biapoyadas y la más larga tendrá una longitud de 2,5 metros.

Se calculan los esfuerzos para la barra más larga ya que es en la que se producirá los esfuerzos mayores, poniendo la carga en su punto más desfavorable que será en la mitad de su longitud total:

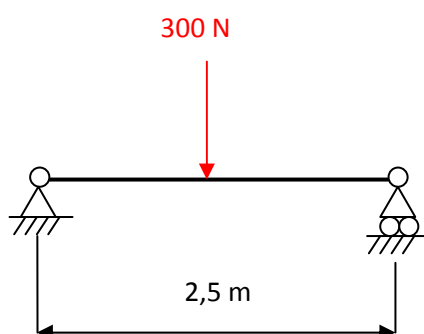


Diagrama esfuerzos cortantes

$$-V(x) = 150 \text{ N}$$

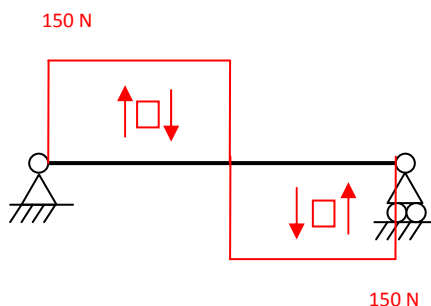
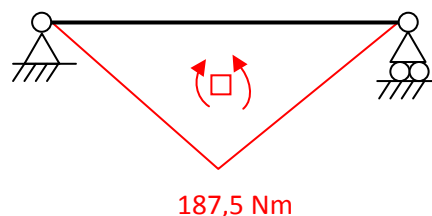


Diagrama momentos flectores

$$-M(x) = 150 \cdot X \quad -M(1,25) = 187,5 \text{ Nm}$$



Se selecciona un tubo estructural cuadrado de lado 30 mm y 3 mm de espesor con un área transversal de 3,01 cm² y un momento de inercia de 3,50 cm⁴.

$$\sigma_x = \frac{M_y(Nmm)}{I_y(mm^4)} \cdot z(mm) = \frac{187500}{35000} \cdot 15 = 80,35 \text{ MPa}$$

$$Z = 30/2 = 15 \text{ mm}$$

El coeficiente de seguridad será:

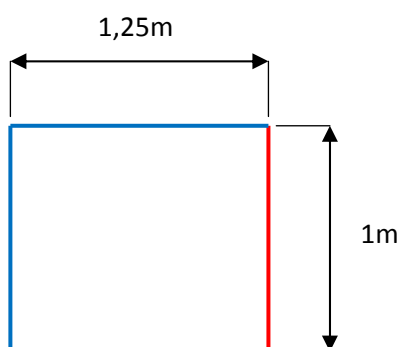
$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_x} = \frac{225}{80,35} = 2,8$$

Dado que es mayor que 2,5 esta será la elección final.



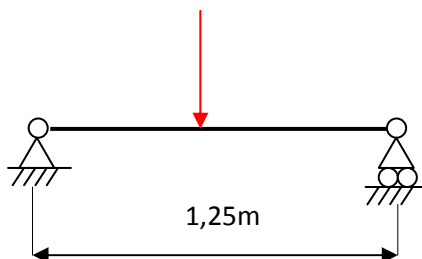
4.4 CHAPA PERFORADA:

Para impedir la inclusión de objetos dentro de la zona de operación del montacargas todo el hueco estará cubierto por chapa perforada. Estas chapas se apoyarán en las barras 1 y 2 del cerramiento, que serán los apoyos de la chapa. Por tanto se selecciona uno de los cuadrados formados por dichas barras, que será el que teniendo la carga en el punto más desfavorable, estará sometida a los mayores esfuerzos. Este cuadrado será uno de los formados en la parte frontal que tendrá una altura de 1m y una anchura de 1,25 m.



Se considera que solo apoya en sus extremos laterales separados 1,25 m quedando de la siguiente manera:

300 N



La carga se ha colocado en su punto más desfavorable que es la mitad de su longitud total.

Diagrama esfuerzos cortantes

$$V(x) = 150 \text{ N}$$

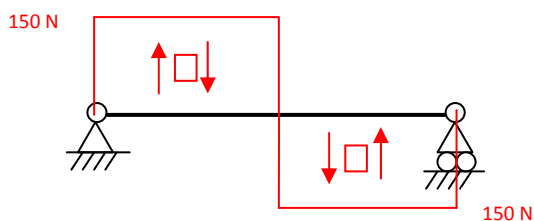
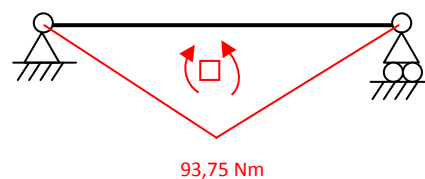


Diagrama momentos flectores

$$M(x) = 150 \cdot X \quad M(0,625) = 93,75 \text{ Nm}$$



Se selecciona una chapa perforada con agujeros de 6 mm de diámetro, separación entre agujeros de 10 mm y un espesor de 4 mm.



-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

La anchura de la sección transversal de la chapa será de 1 m menos el espacio dejado por los agujeros, por tanto:

Cada diez milímetros hay un agujero: $\frac{1000 \text{ mm}}{10 \text{ mm}} = 100 \text{ agujeros}$

Cada agujero tiene un diámetro de 6 mm, $(100 \text{ agujeros}) \cdot (6 \text{ mm/agujero}) = 600 \text{ mm}$

Por tanto la anchura total será de: $1000 - 600 = 400 \text{ mm}$.

Su momento de inercia es:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{400 \cdot 4^3}{12} = 2133,33 \text{ mm}^4$$

Anchura $b = 400 \text{ mm}$

Espesor $h = 4 \text{ mm}$

$Z = h/2 = 2 \text{ mm}$

Los esfuerzos cortantes se consideran despreciables y su tensión normal debido al momento flector será:

$$\sigma_x = \frac{M}{I} \cdot z \quad \sigma_x = \frac{93750}{2133,33} \cdot 2 = 87,89 \text{ MPa}$$

La chapa estará construida de acero S235 JR con un límite elástico de 225 MPa, por tanto el coeficiente de seguridad será:

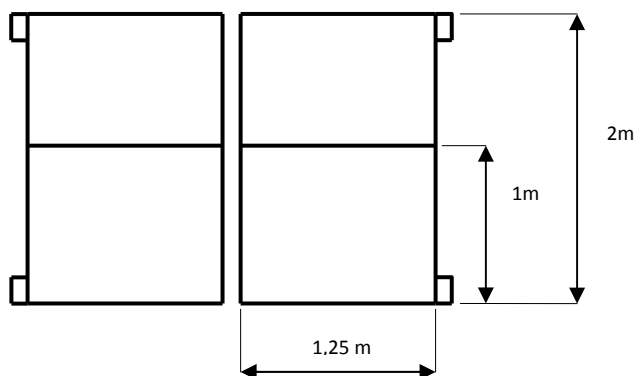
$$\eta = \frac{225}{87,89} = 2,56$$

Dado que el coeficiente de seguridad es mayor que 2,5 esta será la elección final.



4.5 PUERTAS

Las puertas consistirán en dos hojas de apertura con bisagras y la constituirán una serie de barras de la siguiente manera:



Estas puertas, al igual que el resto del cerramiento, llevarán chapa perforada que se colocarán sobre las barras que la conforman.

Todas las barras que conforman la puerta serán de igual sección.

Ya que todas son iguales, para la determinación de estas se cogerá la barra a la cual poniendo la carga en su punto más desfavorable se creen los esfuerzos mayores, esta barra será la que tiene mayor longitud y será una de las barras laterales de 2 m de largo.

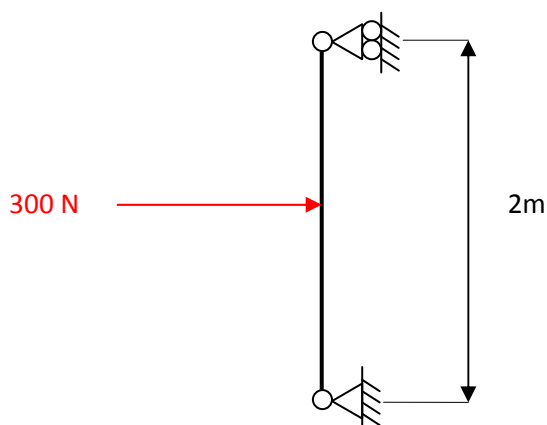




Diagrama esfuerzos cortantes

$$V(x) = 150 \text{ N}$$

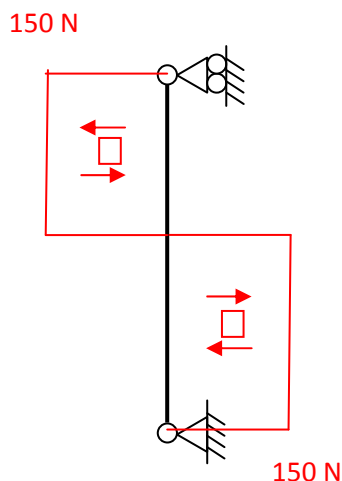
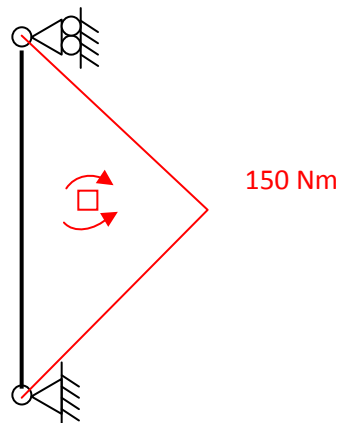


Diagrama momentos flectores

$$M(x) = 150 \cdot X \quad M(1) = 150 \text{ Nm}$$



Se selecciona un tubo estructural cuadrado de lado 30 mm y 3 mm de espesor con un área transversal de 3,01 cm² y un momento de inercia de 3,50 cm⁴.

$$\sigma_x = \frac{M_y(Nmm)}{I_y(mm^4)} \cdot z(mm) = \frac{150000}{35000} \cdot 15 = 64,29 \text{ MPa}$$

$$Z = 30/2 = 15 \text{ mm}$$

El coeficiente de seguridad será:

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_x} = \frac{225}{64,29} = 3,49$$

Dado que es mayor que 2,5 esta será la elección final para todas las barras de la puerta.

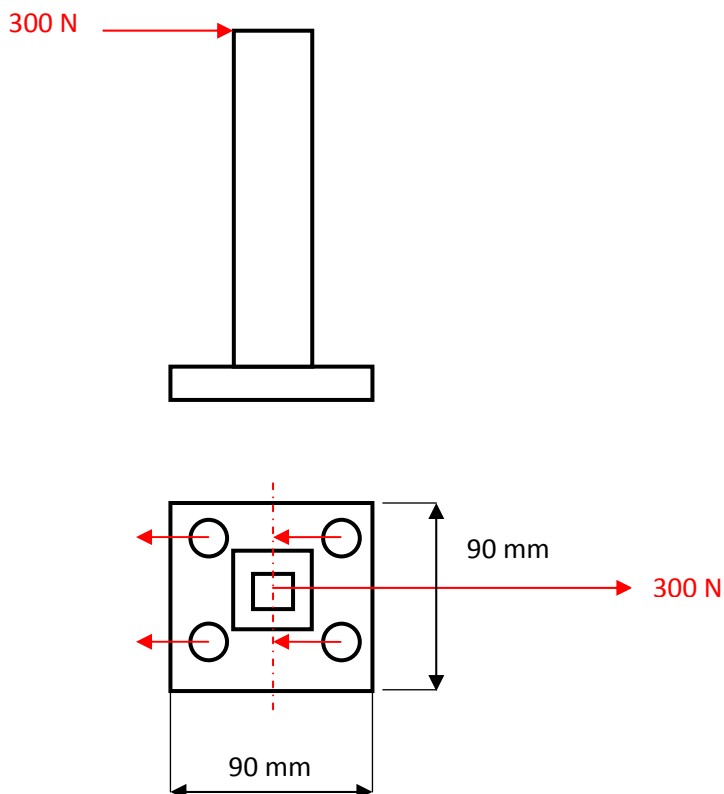
La chapa de 4 mm de espesor seleccionada para el resto del cerramiento es válida para la puerta también ya que las dos superficies libres cuadradas, con dimensiones 1,25m X 1m, que tiene cada puerta son de dimensiones idénticas a la del cerramiento. La chapa que se colocará en la puerta será una chapa perforada con agujeros de 6 mm de diámetro, con una separación de agujeros de 10 mm y un espesor de 4 mm.



4.6 ANCLAJE CERRAMIENTO:

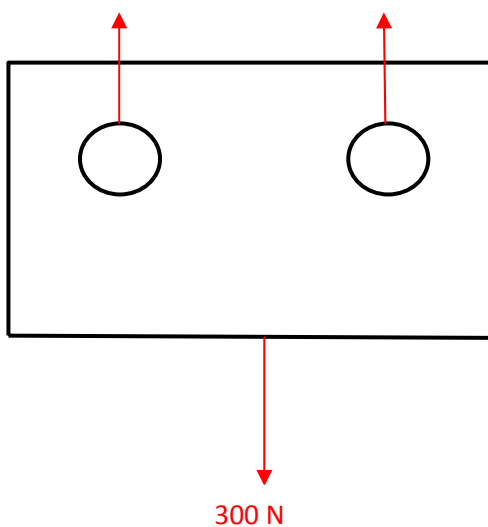
Las placas de anclaje de los pilares del cerramiento estarán soldadas en los extremos de estos, estas placas tendrán 4 agujeros de 10 mm para pasar los tornillos.

Por tanto se comprueba la resistencia de la placa que más esfuerzo soporte de todas, esta es la placa que tendrá cualquiera de los pilares del piso superior.



Estas placas tendrán un espesor de 5 mm y estarán fabricadas en acero S235 JR

Para el cálculo de su resistencia se realiza un corte por la línea de punto-guion:





-Anchura, $b = 90 \text{ mm}$

-Diámetro, $d = 10+10 = 20 \text{ mm}$

Esta sección tiene una anchura b igual a 90 mm .

Los cuatro tornillos soportarán un cuarto de la carga total que recibe la placa. Dada la complejidad del problema se establece la hipótesis de que solo dos tornillos soportan la mitad de la carga cada uno como se muestra en la figura anterior. Esta hipótesis es más desfavorable que la que se daría en la realidad estableciéndose esta para simplificación del problema. El esfuerzo normal debe mayorarse con un coeficiente de concentración de esfuerzos K_c ya que dispone de dos agujeros con carga en ellos.

El coeficiente K_c se obtiene de la tabla 4.40 del capítulo 4 del libro “Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica” de Robert C. Juvinall. Dentro de esta se obtiene con la línea de agujero con carga en el pasador y con el valor de d/b ($20/90 = 0,22$)

El coeficiente K_c por tanto es igual a 5

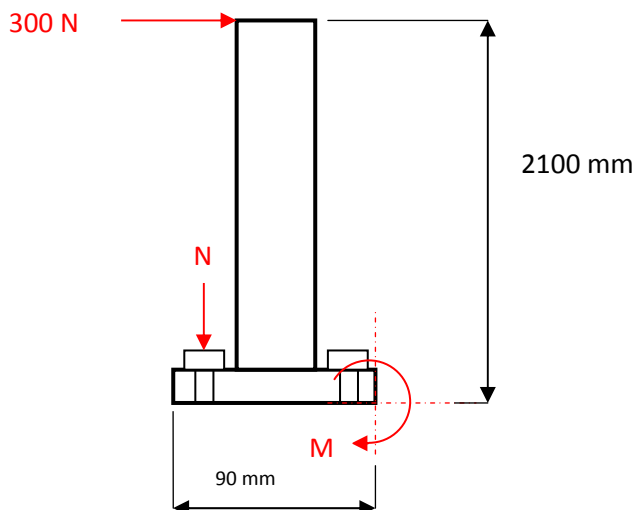
$$\sigma_{\max} = K_t \cdot \frac{N}{(b-d) \cdot h} = 5 \cdot \frac{300}{(90-20) \cdot 5} = 4,29 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{225}{4,29} = 52,5$$

El coeficiente de seguridad es mayor que 2,5 por tanto será la elección final.

Tornillos:

Se establece la hipótesis de que la fuerza aplicada en el pilar produce un momento en el extremo de la placa sometiendo a los tornillos a un esfuerzo de tracción como se muestra a continuación:



El momento M producido por la fuerza de 300 N es: $300 \cdot 2100 = 630000 \text{ Nmm}$



Estableciendo un equilibrio de momentos:

$$\Sigma M = -630000 + N \cdot 90 = 0; N = \frac{630000}{90} = 7000 \text{ N}$$

La fuerza de tracción que soportará los dos tornillos será de 7000 N, cada uno soportará 3500 N de esfuerzo axial y un esfuerzo cortante de 75 N.

Además se establece la hipótesis de que el tornillo no está apretado, por tanto el tornillo soporta toda la carga, esta hipótesis es más desfavorable que la que se daría en realidad ya que el tornillo estará apretado.

Los tornillos son métricos M10 con un área transversal de 52,3 mm

$$\sigma_a = \frac{3500}{52,3} = 66,92 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{V}{A} = \frac{4}{3} \cdot \frac{300}{52,3} = 7,65 \text{ MPa}$$

La tensión equivalente según la teoría de la energía de la distorsión es:

$$\sigma_e = \sqrt[2]{(\sigma_x)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy})^2} = \sqrt[2]{(66,92)^2 + 3 \cdot (7,65)^2} = 68,22 \text{ MPa}$$

El grado de calidad del tornillo será de 4.6 teniendo este una resistencia de prueba de 225 MPa.

$$\eta = \frac{225}{68,22} = 3,3$$

El coeficiente de seguridad es mayor que 2,5 por tanto válido.



5-CIRCUITO HIDRÁULICO Y SUS COMPONENTES

Introducción:

El circuito hidráulico será el encargado transportar fluido con suficiente presión al cilindro para el funcionamiento de este. El cilindro hidráulico debe ser capaz de elevar la cabina y su carga máxima sin problemas de fuerza ni estabilidad a una velocidad correcta. Para cumplir estos requisitos el fluido tendrá que llegar al cilindro con un caudal y una presión correctas siendo el encargado de esto el grupo propulsor con su bomba. Este grupo propulsor tendrá además otros elementos como motor eléctrico para accionar la bomba, filtro de partículas sólidas para el fluido y depósito para almacenaje de todo el aceite hidráulico del circuito.

Para el control del cilindro hidráulico se contará con una electroválvula mediante la cual se bloqueará, expandirá o contraerá.

5.1CILINDRO HIDRÁULICO:

El cilindro hidráulico soportará una carga aproximada de 3900 Kg y tendrá una carrera de dos metros.

El cilindro será de la empresa “Mecanizados Alcoy S.A.”, mediante su catálogo se selecciona el cilindro adecuado.

Primeramente se selecciona el tipo de fijación y la conexión del vástago del cilindro, en este caso será una fijación MF4 y una conexión del vástago articulado y rígidamente guiado. La elección de este tipo de fijación y conexión se establece por sencillez de instalación

Mediante la tabla 11 se obtiene el factor de carrera:

Tab. 11 - Tabla elección factor de carrera

Tipo fijación	Conexión vástago	Montaje	Factor de carrera
MF3	Fijo y apoyado		2
	Fijo y rígidamente guiado		0,5
	Articulado y rígidamente guiado		0,7
MF4	Fijo y apoyado		4
	Fijo y rígidamente guiado		1
	Articulado y rígidamente guiado		1,5

El factor de carrera es 1,5



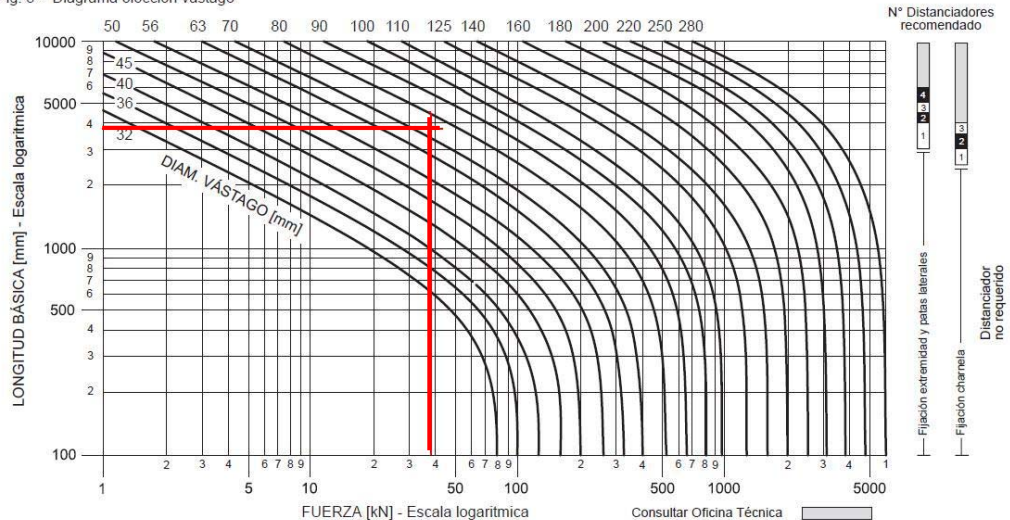
-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

Se calcula la longitud básica multiplicando la carrera útil por el factor de carrera. La carrera útil se estima en 2500 mm, multiplicando el factor de carrera obtenido anteriormente por la carrera útil se obtiene una longitud básica de 3750 mm.

Se estima que el cilindro tendrá que tener una fuerza de empuje de 3900 Kg que es igual a 38259 N en base a los datos de peso de la cabina y carga nominal calculados anteriormente.

Con la fuerza de empuje y longitud básica anterior se determina el diámetro de vástago necesario mediante la figura 3.

Fig. 3 - Diagrama elección vástago



Se selecciona el diámetro de vástago inmediatamente superior al punto producido, que sería un diámetro de 80 mm.

Se comprueba en la tabla 12 la presión y la fuerza de empuje del cilindro

Tab. 12 - Fuerzas teóricas desarrolladas por el cilindro

Pist. Ø mm	Vást. Ø mm	Área de trabajo		50**		100**		150**		200**		250**		300**	
		Empj. mm ²	Tracc. mm ²	Empj. kN*	Tracc. kN*	Empj. kN*	Tracc. kN*	Empj. kN*	Tracc. kN*	Empj. kN*	Tracc. kN*	Empj. kN*	Tracc. kN*	Empj. kN*	Tracc. kN*
50	32	1963,49	1159,24	9,82	5,8	19,63	11,59	29,45	17,39	39,27	23,18	49,09	28,98	58,9	34,78
	36		945,61		4,73		9,46		14,18		18,91		23,64		28,37
63	40	3117,24	1860,6	15,59	9,3	31,17	18,61	46,76	27,91	62,34	37,21	77,93	46,52	93,52	55,82
	45		1526,8		7,63		15,27		22,90		30,54		38,17		45,8
80	50	5026,54	3063,04	25,13	15,32	50,27	30,63	75,40	45,95	100,53	61,26	125,66	76,58	150,79	91,89
	56		2563,53		12,82		25,64		38,45		51,27		64,09		76,9
100	63	7853,98	4736,73	39,27	23,68	78,54	47,37	117,81	71,05	157,08	94,73	196,35	118,42	235,62	142,1
	70		4005,53		20,03		40,06		60,08		80,11		100,14		120,17
125	80	12271,84	7245,29	61,36	36,23	122,72	72,45	184,08	108,68	245,44	144,91	306,80	181,13	368,16	217,35
	90		5910,14		29,55		59,10		88,65		118,20		147,75		177,3
140	90	15393,8	9032,07	76,97	45,16	153,94	90,32	230,91	135,48	307,88	180,64	384,84	225,80	461,81	270,96
	100		7539,82		37,70		75,40		113,10		150,80		188,50		226,19
160	100	20106,18	12252,2	100,53	61,26	201,06	122,52	301,59	183,78	402,12	245,04	502,65	306,31	603,19	367,56
	110		10602,86		53,01		106,03		159,04		212,06		265,07		318,09
180	110	25446,8	15943,48	127,23	79,72	254,47	159,44	381,70	239,15	508,94	318,87	636,17	398,59	763,40	478,3
	125		13174,95		65,88		131,75		197,63		263,50		329,38		395,25
200	125	31415,90	19144,05	157,08	95,72	314,16	191,44	471,24	287,16	628,32	382,88	785,40	478,60	942,48	574,32
	140		16022,09		80,11		160,22		240,33		320,44		400,55		480,66
250	160	49087,3	28981,1	245,44	144,91	490,87	289,81	736,31	434,72	981,75	579,62	1227,18	724,53	1472,62	869,43
	180		23640,4		118,20		236,40		354,61		472,81		591,01		709,21
320	200	80424,78	49008,85	402,12	245,04	804,25	490,09	1206,37	735,13	1608,49	980,18	2010,62	12225,2	2412,74	1470,27
	220		42411,5		212,06		424,11		636,17		848,23		1060,29		1272,35
400	250	125663,7	76576,31	628,32	382,88	1256,64	765,76	1884,95	1148,64	2513,27	1531,53	3141,59	1914,41	3769,91	2297,28
	280		64088,48		320,44		640,88		961,33		1281,77		1602,21		1922,65

* 1kN = 98,067 Kg_f

** 1bar = 100000 Pa



El cilindro con una presión de 50 bares tendrá una fuerza de empuje de 61,36 kN por tanto será la elección final. El cilindro solo actuará a empuje ya que la fuerza producida por el peso de la cabina y su carga le harán contraerse y no necesitará una fuerza de tracción.

5.2 FLUIDO

El fluido será un aceite REPSOL TELEX E de grado ISO 15 indicado para circuitos hidráulicos con elevadas presiones. A continuación se exponen sus propiedades:

■ Características técnicas

		UNIDAD	METODO	VALOR					
Grado ISO				15	22	32	46	68	100
Viscosidad a 100°C	cSt	ASTM D 445		3,4	4,4	5,4	6,8	8,5	11
Viscosidad a 40°C	cSt	ASTM D 445		15	22	32	46	68	100
Índice de Viscosidad		ASTM D 2270		113	107	100	98	98	97
Densidad a 15°C	g/cm ³	ASTM D 4052		0,861	0,865	0,87	0,880	0,880	0,885
Punto de inflamación	°C	ASTM D 92		180	200	215	225	235	245
Punto de congelación	°C	ASTM D 97		-27	-27	-24	-24	-24	-21
Corrosión al cobre 3h a 100°C		ASTM D 130		1a	1a	1a	1a	1a	1a
Desemulsión a 54°C	min	ASTM D 1401		<20	<20	<25	<30	<45	<30(82°C)
Resistencia a la herrumbre A y B		ASTM D 665		Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
Aeroemulsión a 50°C	min	ASTM D 3427		1	1	1,5	2,4	3,6	6
FZG, Escalón de carga		DIN 51354		--	--	12	12	12	12
TAN	mg KOH/g	ASTM D 664		0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38
RBOT	min	ASTM D 2272		400	400	400	400	400	400

5.3 TUBERÍA

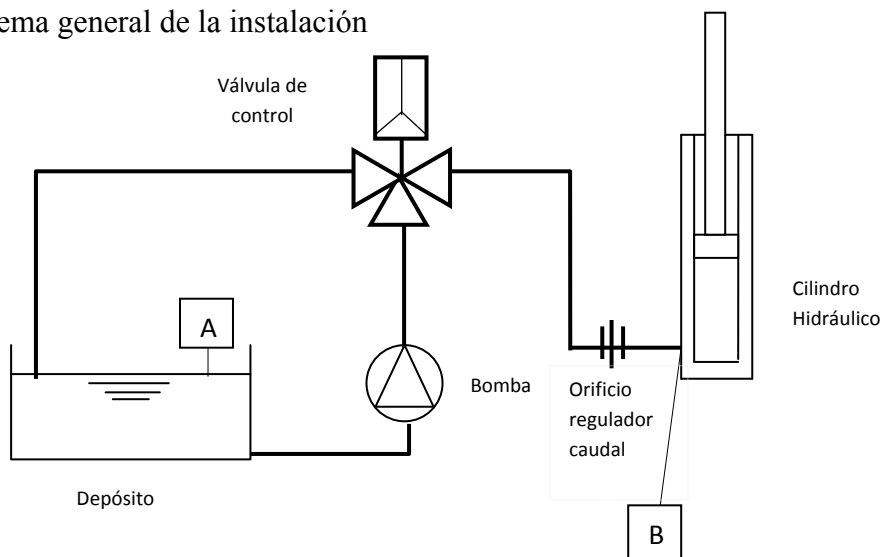
La tubería será de la empresa “TECONASA HIDRÁULICA” con referencia: “THA035200”.

Esta tubería es de acero zincado con diámetro exterior de 35 mm y diámetro interior de 31 mm, siendo capaz de soportar una presión de hasta 125 bar.



5.4 BOMBA PROPULSORA

Esquema general de la instalación



Tubería:

-Diámetro interior= 31 mm

-Rugosidad= 0,15 mm

Fluido:

-Densidad, $\rho = 0,861 \text{ g/cm}^3 = 861 \text{ Kg/m}^3$

-Viscosidad cinemática, $\nu = 15 \text{ cSt} = 0,00015 \text{ m}^2/\text{s}$

Determinación de caudal:

El caudal vendrá determinado por la velocidad del pistón y a su vez la velocidad del pistón dependerá de la velocidad a la que se mueva la cabina. La cabina se moverá a una velocidad de 0,20 metros por segundo.

Mientras que la cabina recorre una distancia “x”, debido al juego de poleas, el pistón recorre la mitad de esa distancia “x” en el mismo tiempo, por tanto la velocidad del pistón es la mitad que la de la cabina, con lo cual la velocidad del pistón será de 0,1 m/s.

La siguiente fórmula obtenida de la página 34 del catálogo del cilindro hidráulico da la relación entre el caudal y la velocidad del cilindro:

$$V = \frac{Q \cdot 1000}{A_p \cdot 60}$$

Siendo:

-Q= caudal en l/min.

-V= velocidad a empuje en m/s. $V=0,1 \text{ m/s}$

- A_p = Área del pistón en mm^2 . $A_p= 12271,84 \text{ mm}^2$

$$0,1 = \frac{Q \cdot 1000}{12271,84 \cdot 60}$$



Resolviendo esta ecuación el valor de “Q” es 73,63 l/min.

Por tanto:

$$-Q = 73,63 \text{ l/min} = 1,227 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

-Altura manométrica de la bomba:

Se establece la ecuación de conservación de la energía entre los puntos A Y B:

$$\frac{P_B - P_A}{\rho \cdot g} + \frac{V_B^2 - V_A^2}{2 \cdot g} + (Z_B - Z_A) = H_m - \Delta H_{inst}$$

P_A = Presión atmosférica = 0 Pa.

P_B = 50 bar = $50 \cdot 10^5$ Pa.

La variación de energía debido a la velocidad se considera despreciable lo mismo que la variación de altura geométrica. Por tanto queda:

$$\frac{50 \cdot 10^5 - 0}{861 \cdot 9,81} = H_m - \Delta H_{inst}$$

H_m es la altura manométrica que deberá proporcionar la bomba y ΔH_{inst} es la altura manométrica que se pierde por pérdidas hidráulicas.

Estas pérdidas hidráulicas son la suma de las pérdidas primarias debidas a la fricción y pérdidas secundarias debidas a los componentes de la instalación.

$$\Delta H_{inst} = \Delta H_{inst1} + \Delta H_{inst2}$$

Pérdidas primarias:

La ecuación que determina las pérdidas primarias por fricción es:

$$\Delta H_{inst1} = \left(\lambda \frac{L}{D} \right) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Siendo λ el factor de fricción, L la longitud de la tubería, D el diámetro de la tubería, V la velocidad del fluido y g la gravedad ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

Pérdidas secundarias:

La ecuación que determina las pérdidas secundarias es:

$$\Delta H_{inst2} = \left(\sum K \right) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Siendo K los coeficientes de pérdidas de los diferentes accesorios.



Dada la dificultad para conseguir los coeficientes K de los accesorios, se supone que la tubería tiene 3 m de longitud, la real será de 2 m, y se eliminan las pérdidas secundarias de la instalación quedando solo las primarias.

Quedando ahora:

$$\Delta H_{inst} = \left(\lambda \frac{L}{D} \right) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

Determinación de λ :

Este coeficiente se obtiene mediante el diagrama de moody, con el número de Reynolds y la rugosidad relativa.

$$\text{-Número de Reynolds: } Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{1,63 \cdot 0,031}{0,00015} = 336,86$$

Siendo:

Densidad del fluido; ρ .

$$\text{Velocidad del fluido; } V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot (1,227 \cdot 10^{-3})}{\pi \cdot 0,031^2} = 1,63 \text{ m/s}$$

Diámetro de la tubería; $D = 31 \text{ mm} = 0,031 \text{ m}$.

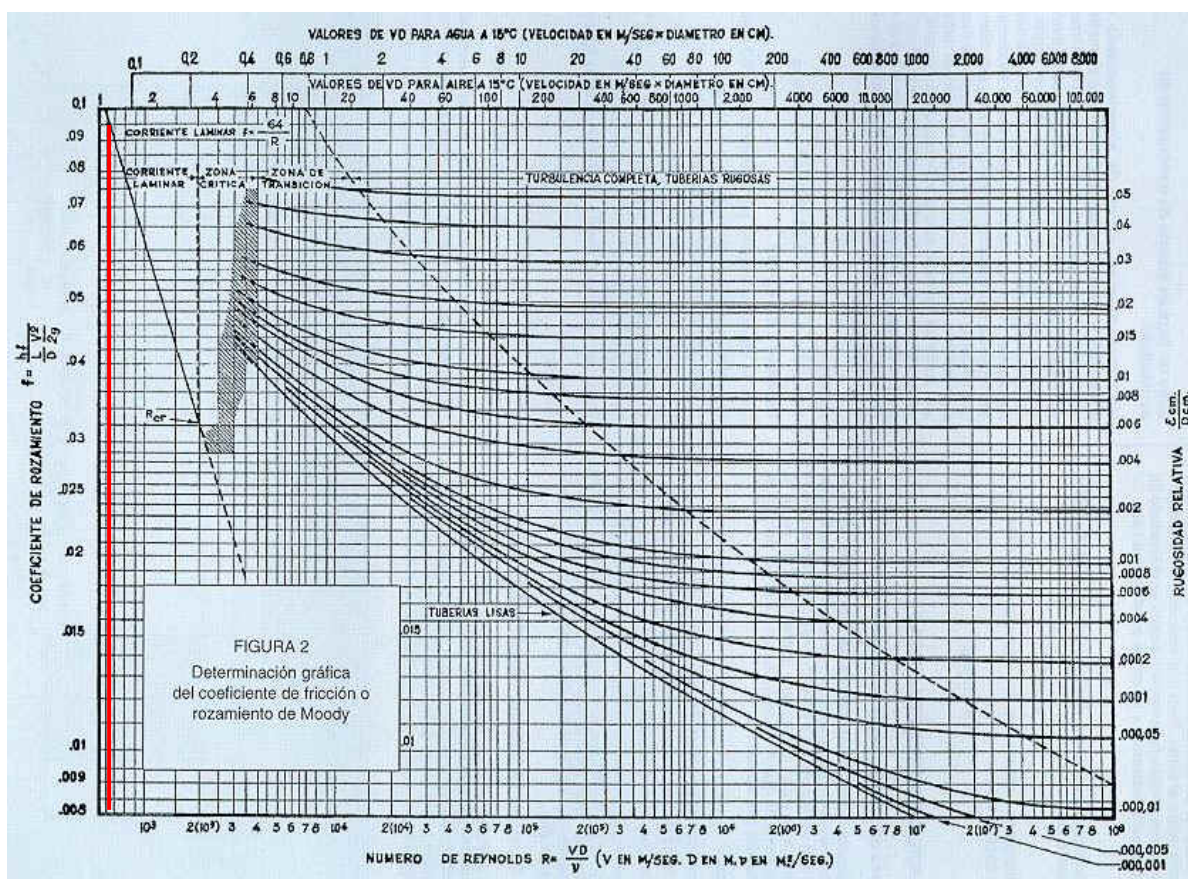
Viscosidad dinámica; μ

Viscosidad cinemática a 40°C; $\nu = 15 \text{ cSt} = 0,00015 \text{ m}^2/\text{s}$.

-Rugosidad relativa: $\varepsilon = K/D = 0,15/31 = 0,00484$

Siendo K la rugosidad de la tubería, la cuál es galvanizada (zincada) con una rugosidad de 0,15 mm,

y D el diámetro de la tubería.



Con el valor obtenido para el número de Reynolds, el flujo será laminar y por tanto el coeficiente λ se puede obtener con la siguiente expresión:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{336,86} = 0,189$$

Volviendo a la ecuación de conservación de la energía:

$$\frac{50 \cdot 10^5 - 0}{861 \cdot 9,81} = H_m - \Delta H_{inst}; H_m = \frac{50 \cdot 10^5 - 0}{861 \cdot 9,81} + \Delta H_{inst};$$

$$H_m = 591,96 + \left(0,189 \frac{3}{0,031}\right) \cdot \frac{1,63^2}{2 \cdot 9,81}; H_m = 594,43 \text{ m.c.l.}$$

La altura manométrica que tendrá que suministrar la bomba será de 594,43 metros de columna de líquido. Lo que equivale a una presión de:

$$P = \rho \cdot g \cdot H_m = 861 \cdot 9,81 \cdot 594,43 = 5020799,5 \text{ Pa} = 50,21 \text{ Bar}$$

-Potencia de la bomba:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_m = 861 \cdot 9,81 \cdot 1,227 \cdot 10^{-3} \cdot 594,43 = 6160,52 \text{ W} = \mathbf{6,16052 \text{ KW}}$$

La bomba tendrá que tener una potencia mínima de bombeo de 6,16052 KW.



5.5 DEPÓSITO:

El depósito debe tener capacidad suficiente para que pueda contener todo el fluido que contiene el circuito hidráulico.

Se calcula la capacidad del cilindro hidráulico:

La carrera es igual a 2500 mm y el área del pistón se puede obtener del catálogo y es de 12271,84 mm², el volumen máximo de fluido que puede contener en su interior cuando el vástago está expandido totalmente es de:

$$V = A_{\text{pistón}} \cdot \text{Carrera} = 12271,84 \cdot 2500 = 30679600 \text{ mm}^3 = 30,68 \text{ litros}$$

Se calcula la capacidad de la tubería:

Tiene una longitud aproximada de 2000 mm y un diámetro interior de 31 mm por tanto su capacidad es:

$$V = L \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 2000 \cdot \frac{\pi \cdot 31^2}{4} = 159053527 \text{ mm}^3 = 1,51 \text{ litros.}$$

La cantidad mínima de aceite para que el sistema funcione bien será de 30,68 litros del cilindro hidráulico más 1,51 litros de la tubería, por tanto 32,19 litros, a los que se le sumarán aproximadamente unos 5 litros de reserva para que el circuito no se quede nunca vacío y redondeando la cifra queda un total de 37 litros de capacidad como mínimo.

Verificación:

La cabina tardará 20 segundos en hacer su recorrido desde el piso inferior al superior, en este tiempo estará entrando al cilindro un caudal de 73,63 l/min, por tanto en los 20 segundos se habrán trasegado 24,54 litros. Por tanto, de esta manera también se comprueba que la capacidad del depósito es adecuado.



5.6 GRUPO HIDRÁULICO

La empresa “TECONASA HIDRÁULICA “ construye grupos hidráulicos a medida. Para el encargo del grupo propulsor se le exigirá las siguientes características (determinadas anteriormente):

-Tendrá que tener una bomba, con su correspondiente motor eléctrico, capaz de suministrar un caudal de **73,63 l/min** y una presión de **50,21 Bar**, para lo cual tendrá que tener una potencia de bombeo de **6,16052 KW** como mínimo.

-En la tubería que va desde la válvula de control hasta el cilindro deberá de disponer de una placa de orificios cuya misión es estrangular el fluido para que como máximo circule un caudal de 73,63 l/min.

-El grupo propulsor tendrá un depósito de aceite a presión ambiente con las siguientes características:

- Capacidad de 37 litros o ligeramente superior.
- Mirilla para comprobación del nivel de fluido hidráulico.
- El depósito deberá disponer de un orificio que lo mantenga a presión ambiente pero impida la inclusión de objetos extraños y contaminantes.
- Disponer de tapón de desagüe para vaciado del depósito y tapón de llenado.
-

-La aspiración de fluido del depósito se hará a través de un filtro que elimine impurezas y partículas del fluido.

-A la salida de la bomba deberá tener un manómetro para la comprobación visual de la presión.



5.7 VÁLVULA DE CONTROL:

La válvula de control será de accionamiento eléctrico, y deberá de poseer tres posiciones de accionamiento:

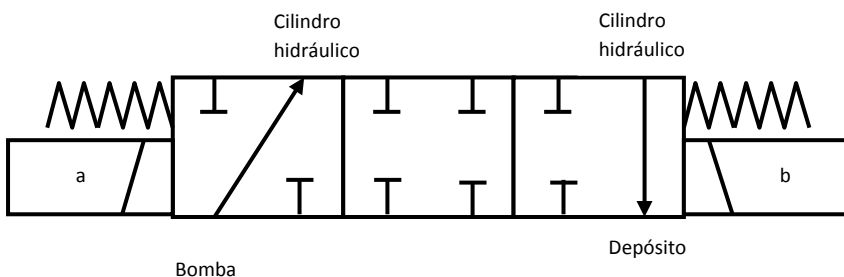
-La primera posición deberá dejar pasar el fluido bombeado por la bomba hacia el cilindro hidráulico para accionarlo.

-La segunda posición estará totalmente cerrada y no deberá dejar que el fluido circule en ningún sentido.

-La tercera posición deberá dejar que el fluido impulsado retorne al depósito bajo la acción del cilindro para que se contraiga.

La empresa “TECONASA HIDRÁULICA” dispone de una electroválvula que cumple los anteriores requisitos, su referencia es: “ARON AD CETOP5 E09* CY 00”, esta válvula funciona con corriente alterna a 230V y 50 Hz.

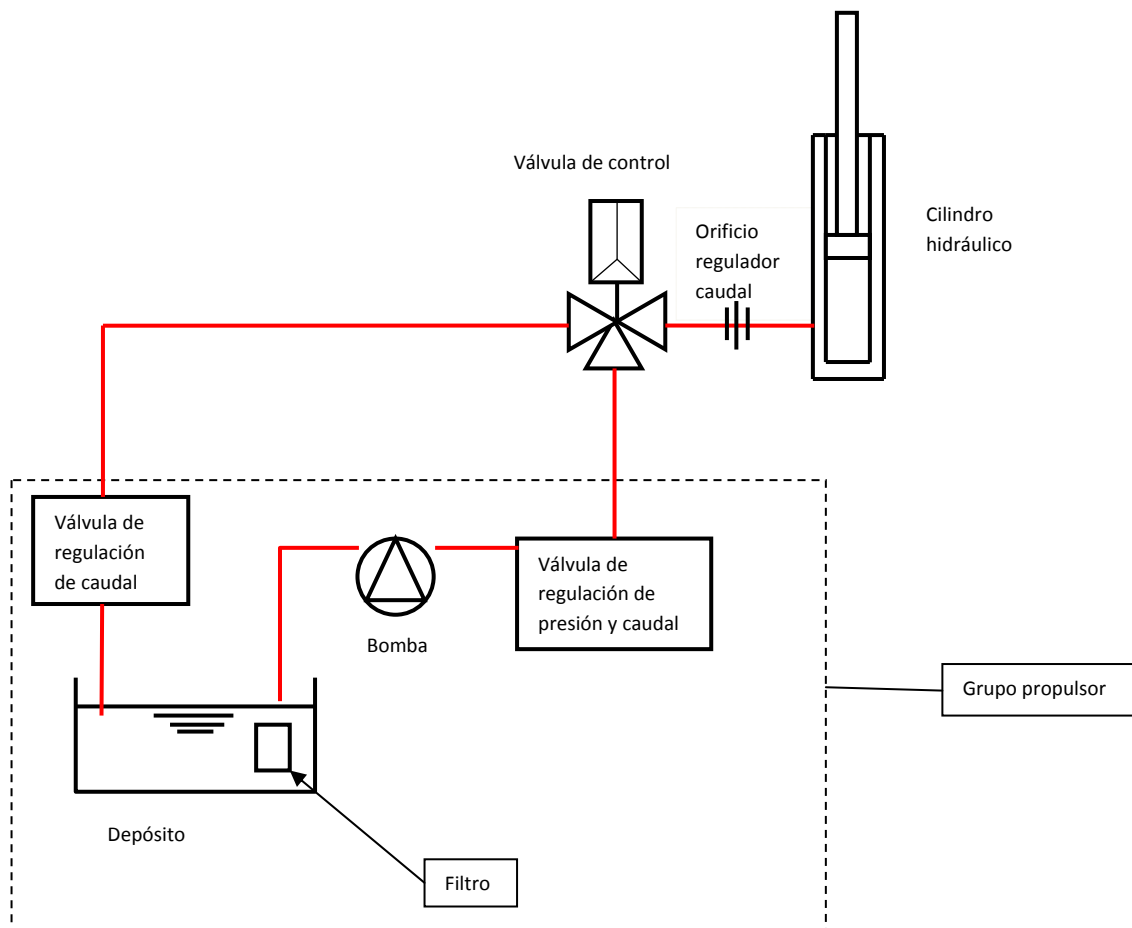
A continuación se representa su esquema:





-CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

5.8 ESQUEMA COMPLETO DE LA INSTALACIÓN:





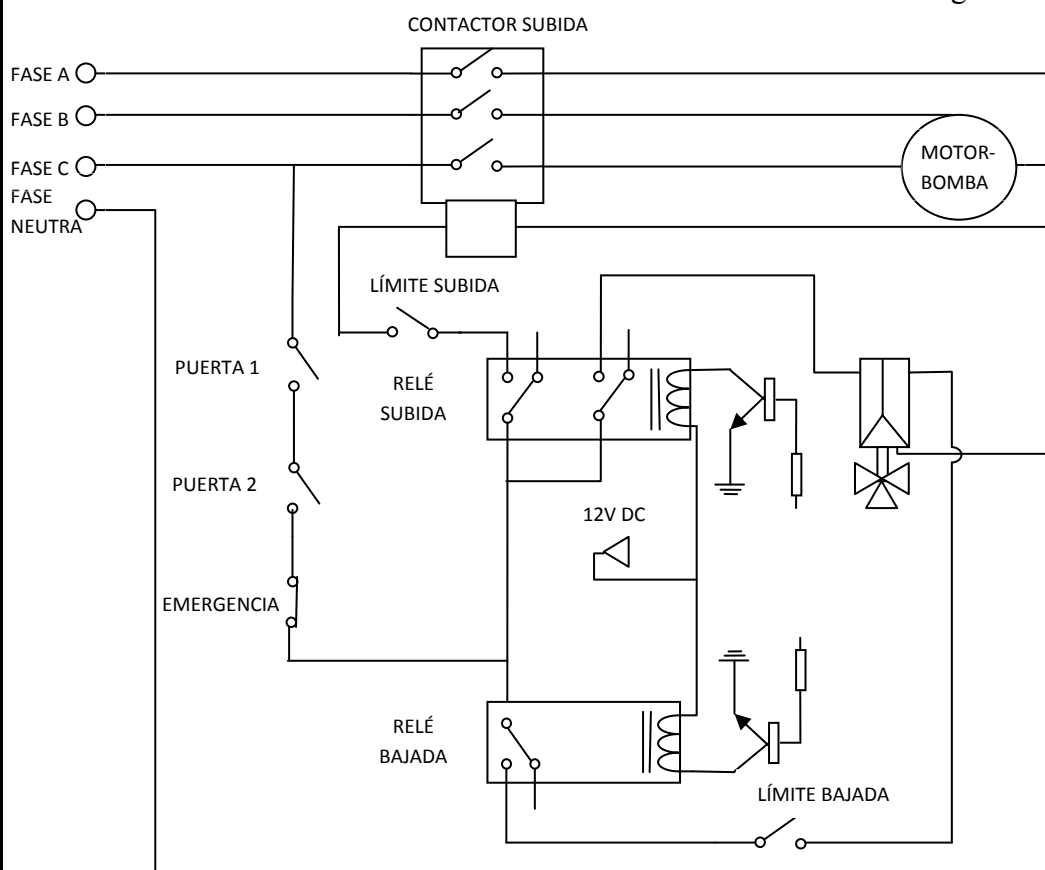
6-CIRCUITO ELÉCTRICO

El circuito eléctrico tendrá como misión el control ascendente y descendente del montacargas, funcionando éste de manera segura gracias a sus sistemas de seguridad que impedirán que funcione si no se encuentra en condición segura, como puede ser una puerta abierta.

El circuito deberá tener las siguientes funciones:

- Controlar la electroválvula que acciona el cilindro hidráulico.
- Controlar el funcionamiento de la bomba propulsora
- Detener el movimiento cuando la cabina llegue a su puerta de embarque.
- Evitar que el montacargas funcione encontrándose alguna puerta abierta.
- También deberá disponer de interruptores de emergencia para su parada manual en caso de una situación de peligro.

Para todas las funciones indicadas anteriormente se establece el siguiente circuito:





6.1 CONTACTOR SUBIDA:

El contactor de subida controlará el funcionamiento del motor que acciona la bomba. Este contactor cerrará el circuito de alimentación del motor y activará a este cuando por su parte de control circule una corriente alterna monofásica, en caso de no circular corriente abrirá el circuito de alimentación y el motor se desactivará.

La corriente monofásica que activará o desactivará este contactor vendrá del relé de subida cuando este sea accionado como se puede observar en el esquema eléctrico.

El contactor que se instalará será de la marca “Bulletin” y será el modelo “Bulletin 100C23” ya que resiste potencias de hasta 11 KW y su accionamiento es por corriente alterna monofásica .

6.2 RELÉ SUBIDA .

Con el accionamiento del relé de subida se activará el contactor de subida, y con este el motor, y se accionará la electroválvula para que se posicione en la posición adecuada. En el momento en que por alguna razón deje de circular corriente por el relé este se desconectará solo.

El relé seleccionado es de la empresa “ FINDER” concretamente su modelo”55.12”, a continuación se exponen sus características:

Serie 55 - Relé industrial 7 - 10 A			
Características	55.12	55.13	55.14
Relé para aplicaciones generales con 2, 3 o 4 contactos			
Montaje en circuito impreso			
55.12 - 2 contactos 10 A			
55.13 - 3 contactos 10 A			
55.14 - 4 contactos 7 A			
• Bobina AC o DC			
• Contactos sin Cadmio (ejecución preferente)			
• Materiales de contacto opcionales			
• Disponible en versión RT III (lavable)			
	2 contactos, 10 A Montaje en circuito impreso	• 3 contactos, 10 A • Montaje en circuito impreso	• 4 contactos, 7 A • Montaje en circuito impreso
	Vista parte inferior	Vista parte inferior	Vista parte inferior
Características de los contactos			
Configuración de contactos	2 contactos conmutados	3 contactos conmutados	4 contactos conmutados
Corriente nominal/Máx. corriente instantánea A	10/20	10/20	7/15
Tensión nominal/Máx. tensión de conmutación V AC	250/400	250/400	250/250
Carga nominal en AC1 VA	2500	2500	1750
Carga nominal en AC15 (230 V AC) VA	500	500	350
Motor monofásico (230 V AC) kW	0.37	0.37	0.125
Capacidad de ruptura en DC1: 30/110/220 V A	10/0.25/0.12	10/0.25/0.12	7/0.25/0.12
Carga mínima conmutable mW (V/mA)	300 (5/5)	300 (5/5)	300 (5/5)
Material estándar de los contactos	AgNi	AgNi	AgNi
Características de la bobina			
Tensión nominal V AC (50/60 Hz)	6 - 12 - 24 - 48 - 60 - 110 - 120 - 230 - 240		
de alimentación [U _N] V DC	6 - 12 - 24 - 48 - 60 - 110 - 125 - 220		
Potencia nominal AC/DC VA (50 Hz)/W	1.5/1	1.5/1	1.5/1
Campo de funcionamiento AC	(0.8...1.1)U _N	(0.8...1.1)U _N	(0.8...1.1)U _N
DC	(0.8...1.1)U _N	(0.8...1.1)U _N	(0.8...1.1)U _N
Tensión de mantenimiento AC/DC	0.8 U _N /0.5 U _N	0.8 U _N /0.5 U _N	0.8 U _N /0.5 U _N
Tensión de desconexión AC/DC	0.2 U _N /0.1 U _N	0.2 U _N /0.1 U _N	0.2 U _N /0.1 U _N



6.3 RELÉ BAJADA

Con el accionamiento del relé de bajada este posicionará la válvula en la posición adecuada y, al igual que el relé de subida, en el momento en que deje de circular corriente por él se desactivará.

El relé de bajada será el mismo que para el relé de subida con la única diferencia de que solo se conectará un contacto.

6.4 INTERRUPTOR DE EMERGENCIA

Este interruptor será accionado manualmente y detendrá por completo el funcionamiento del montacargas.

Este interruptor será de la empresa “FEGEMU automatismos”, será de pulsador tipo seta, tamaño 60, sin iluminación y desbloqueo por rotación.



Color	Tamaño	Referencia			
		Desbloqueo por rotación		Push-Pull	
		Plástico	Metal	Plástico	Metal
Rojo	30	800FP-MT34	800FM-MT34	-	-
	40	800FP-MT44	800FM-MT44	800FP-MP44	800FM-MP44
	60	800FP-MT64	800FM-MT64	-	-

6.5 INTERRUPTOR LÍMITE DE SUBIDA Y LÍMITE DE BAJADA:

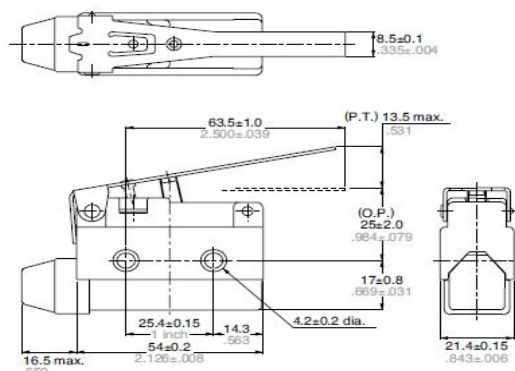
Estos interruptores serán encargados de parar el movimiento ascendente o descendente de la cabina cuando esta llegue a la altura de la puerta de embarque superior o inferior.

El modelo utilizado será de la marca “NAIS”, modelo “AZ 710”

• Hinge lever type



AZ7120





6.6 INTERRUPTOR DE PUERTA ABIERTA:

Este interruptor dejará que el montacargas se accione solo cuando las puertas estén cerradas. Si hay alguna puerta abierta el interruptor de la misma se quedará abierto y no dejará circular corriente eléctrica.

Este interruptor será de la empresa “FEGEMU automatismos”, más concretamente su modelo “TROJAN T15” con referencia “440K-T11303”. Este interruptor está compuesto por el cuerpo del interruptor y una clavija, cuando la clavija se inserta en el cuerpo el interruptor se cierra y cuando la clavija se extrae el interruptor se abre. La clavija se unirá a la puerta y el cuerpo se fijará al marco de esta. Además este interruptor también puede funcionar como enclavador de las puertas y de esta manera evitar que se pueda abrir una puerta cuando el montacargas se encuentre en funcionamiento.



Trojan T15

Interruptor de enclavamiento robusto por clavija

Las versiones mostradas con contactos N.A. y N.C. tienen contactos con corte anterior al cierre (BBM).

Tipo	Contactos de seguridad	Contactos auxiliares	Tipo actuador	Referencia (M20)	Referencia (4 pin Micro M12)
Trojan T15	2 N.C.	--	Estándar	440K-T11303	440K-T 11307



7 -FIJACIÓN DEL CABLE ELEVADOR

El cable estará sujeto por sus extremos por un terminal de cuña, para ello el cable deberá llevar un guardacabos en sus extremos.

Terminal de cuña:

El terminal será de la empresa “BEZALABA ELEVACIÓN” y su referencia es “2TCUÑA1819BEZ”.

TERMINAL DE CUÑA DE
ALTA RESISTENCIA
ACERO ALEADO



Código	Carga mín. de rotura Tn	Ø cable mm	Ø cable pulgadas	A	C	ØD	E	F	G	Peso Kg/pieza
2TCUÑA0708BEZ	6,3	7-8	5/16	110	19	16,0	9	18,0	36	0,8
2TCUÑA0910BEZ	10,0	9-10	3/8	142	29	20,6	11	20,5	50	1,7
2TCUÑA1113BEZ	16,0	11-13	1/2	146	29	25,0	12	25,0	57	2,1
2TCUÑA1416BEZ	25,0	14-16	5/8	176	35	30,0	15	31,0	65	4,0
2TCUÑA1819BEZ	31,5	18-19	3/4	212	40	35,0	16	38,0	80	7,0
2TCUÑA2022BEZ	40,0	20-22	7/8	240	48	41,0	19	44,0	95	10,0
2TCUÑA2426BEZ	63,0	24-26	1	274	55	51,0	22	51,0	110	15,0
2TCUÑA2729BEZ	80,0	27-29	1 1/8	310	65	57,0	25	57,0	130	21,0

Esta cuña es apropiada para cables de entre 18 y 19 mm tiene una resistencia a la rotura de 31,5 toneladas, según cálculos anteriores el cable tendrá una tensión máxima de 1850 Kg, por tanto su coeficiente de seguridad es:

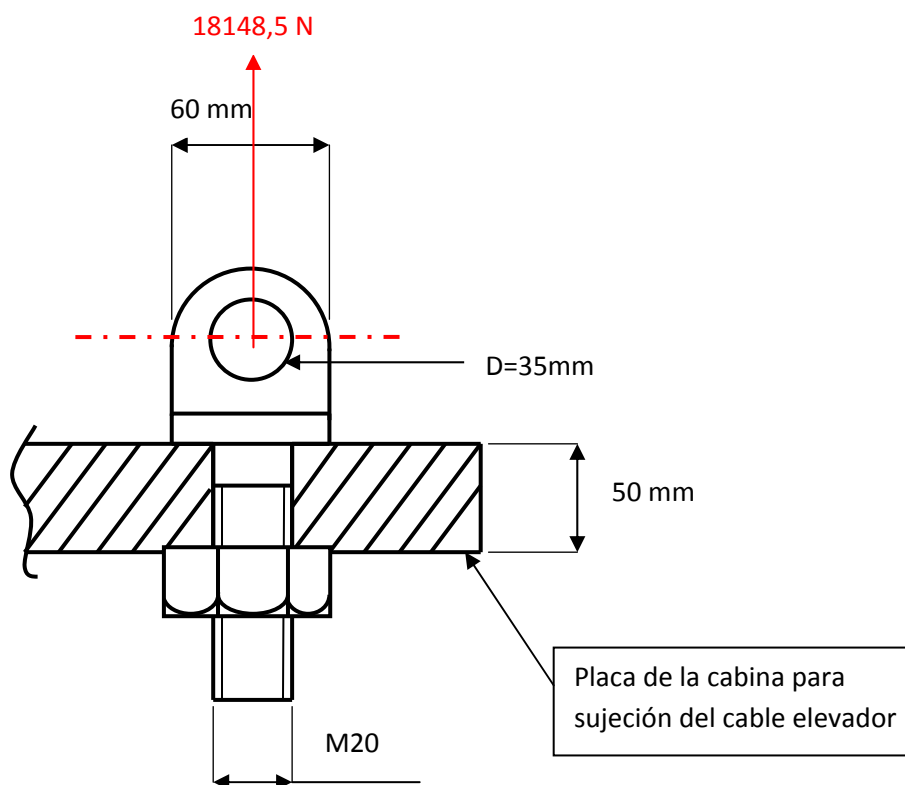
$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_e} = \frac{31500}{1850} = 17,02$$

El coeficiente de seguridad es mayor que 2,5 por tanto es válida.

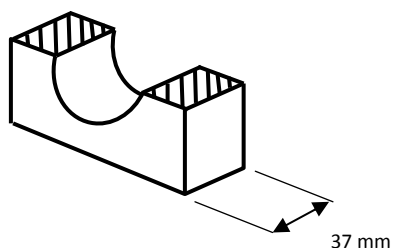
Esta cuña llevará su guardacabos correspondiente que suministrará la empresa para un cable de 19 mm.



La cuña se unirá a su vez con la siguiente pieza la cual estará unida a la cabina mediante una espárrago con su tuerca:



Se comprueba la sección definida por la línea de punto guión anterior, esta sección es la crítica ya que es donde menos área transversal tiene.



Anchura: $b = 60 - 35 = 25 \text{ mm}$

$H = 37 \text{ mm}$

Área = $25 \cdot 37 = 925 \text{ mm}^2$

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{18148,5}{925} = 19,62 \text{ MPa}$$

Esta pieza estará construida de acero S235 JR



Por tanto en esta sección se tiene un coeficiente de seguridad de:

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_e} = \frac{225}{17,02} = 13,21$$

Esta sección tiene un coeficiente de seguridad mayor a 2,5 por tanto es válido

En su parte inferior llevará unido mediante soldadura un espárrago con una con una rosca métrica M20 de grado 4.6 con una resistencia de prueba de 225 MPa.

El área transversal de este espárrago es de 225 mm²

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{18148,5}{225} = 80,66 \text{ MPa}$$

Su coeficiente de seguridad es:

$$\eta = \frac{s_y}{\sigma_e} = \frac{225}{80,66} = 2,79$$

El coeficiente de seguridad del espárrago es mayor que 2,5 por tanto válido.



8-FOSO

En el hueco del ascensor habrá un foso de 0,5 metros de profundidad. En este foso se instalarán un conjunto de 4 muelles en los cuáles se apoyará la cabina cuando se encuentre en su piso inferior.

La fuerza máxima que soportarán estos 4 muelles es de 3700 Kg que es lo que pesa la cabina totalmente cargada.

$$-3700 \text{ Kg} = 36297 \text{ N}$$

Los muelles seleccionados son de la empresa “MUELLESTOCK” con referencia “CV200010000365” estos muelles tienen las siguientes características:

-Longitud inicial sin carga, $L_0 = 254 \text{ mm}$.

-Diámetro, $D = 50,8 \text{ mm}$.

-Coeficiente elástico, $K = 154,7 \text{ N/mm}$

Con estas características se puede comprobar cuanto se comprime el muelle cuando estos soportan a la cabina totalmente cargada.

$$F = K \cdot \Delta L$$

$$36297 = 4 \cdot 154,7 \cdot \Delta L; \cdot \Delta L = 58,65 \text{ mm}.$$

Estos cuatro muelles serán capaces de soportar a la cabina y su carga máxima acortando su longitud en 58,65 mm.

Finalmente indicar que aunque las bancadas de sujeción no forman parte del presente proyecto, para facilitar la instalación del mismo, se resumen los esfuerzos al terreno que el montacargas produce:

- A la bancada de muelles:.....36,297 KN
- A la placa del pistón.....36,297 KN
- A los forjados a los que se sujetarán las guías.....36,297 KN
- A los forjados donde sujetará el cerramiento.....1,974 KN

El propietario de la instalación será el responsable de que la obra civil del almacén donde se colocará el montacargas tenga suficiente resistencia para dichos esfuerzos.