

CAPÍTULO 1: CÁLCULOS

	Pág.
1.1. DIMENSIONADO	2
1.1.2. TENSIÓN ADMISIBLE	2
1.1.3. HIPÓTESIS DE CARGA	4
1.1.4. HIPÓTESIS DE CARGA ADICIONALES	5
1.2. SISTEMA DE TIJERAS	6
1.2.1. BRAZO	9
1.3. SOPORTE BANCADA	11
1.4. PASADORES	12
1.4.1. PASADOR OREJETAS	12
1.4.2. OREJETAS	13
1.4.3. TORNILLOS ANCLAJE LARGUERO.	14
1.4.4. TORNILLOS ANCLAJE SOPORTE	15
1.5. PISTA PATÍN SUPERIOR.	16

1.1. DIMENSIONADO

En este apartado se recogen los cálculos destinados al dimensionado de las partes de las piezas que estarán más solicitadas, considerándose críticas.

No se calcularán elementos que se han considerado sobre dimensionados y no presentan ningún peligro de fallo.

Se han considerado criterios resistivos sin tener en cuenta la fatiga del material, ya que se considera que el uso de este sistema es ocasional y en ningún caso se puede considerar funcionamiento cíclico.

No obstante si que se consideran las vibraciones del vehículo, que según el estudio publicado en la publicación Centro Zaragoza año 1999 mes octubre, sobre el confort en carretera, las oscilaciones de un vehículo se sitúan entre sesenta y cien oscilaciones por minuto. Por ello nuestro mecanismo tiene que tener vida infinita para la hipótesis de carga en vacío, es decir para el peso propio del mecanismo. Dado que esta condición es mucho menos restrictiva que a plena carga y que según cálculos previos obtenemos un factor de seguridad muy elevado $FS=6,5$, no se hará constancia de este cálculo en el presente documento.

1.1.2. TENSIÓN ADMISIBLE

Como ya se han mencionado en la memoria se usa el acero F-111 y el F-125, dos aceros de gran difusión comercial, que son de uso frecuente en construcción de mecanismos similares.

F-111

$$\sigma_R = 380 - 480 \text{ Mpa}$$

$$\gamma = 1.5$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_R / \gamma = 286 \text{ MPa}$$

F-125

$$\sigma_R = 1050 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{p02} = 780 \text{ MPa}$$

$$\gamma = 1.5$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_{p02} / \gamma = 742 \text{ MPa}$$

El resto de piezas normalizadas atenderemos a las características técnicas específicas.

Resistencia mecánica tornillos:

Características mecánicas de los aceros de los tornillos, tuercas y arandelas					
Clase	4.6	5.6	6.8	8.8	10.9
Tensión de límite elástico f_y (N/mm ²)	240	300	480	640	900
Tensión de rotura f_u (N/mm ²)	400	500	600	800	1000

Las características mecánicas de los pasadores son las siguientes:

Acero EN 10087 (11SMnPb30)

Limite elástico →	$f_y = 600 \text{ MPa}$
Limite de rotura →	$f_u = 850 \text{ MPa}$

1.1.3. HIPÓTESIS DE CARGA

Se calcula los esfuerzos a los que esta sometido el sistema, para ello se han previsto tres hipótesis de carga:

A.-Vehículo en vacío:

La masa del vehículo corresponde a la de la tara del vehículo.

$$R_K=4000N$$

$$R_G=3000N$$

B.-Vehículo a plena carga:

La masa del vehículo corresponde a la mma, indicada en ficha técnica.

$$R_K=5000N$$

$$R_G=8000N$$

C.- Sistema plegado

Las reacciones corresponden a la masa del propio sistema.

$$R_K=500N$$

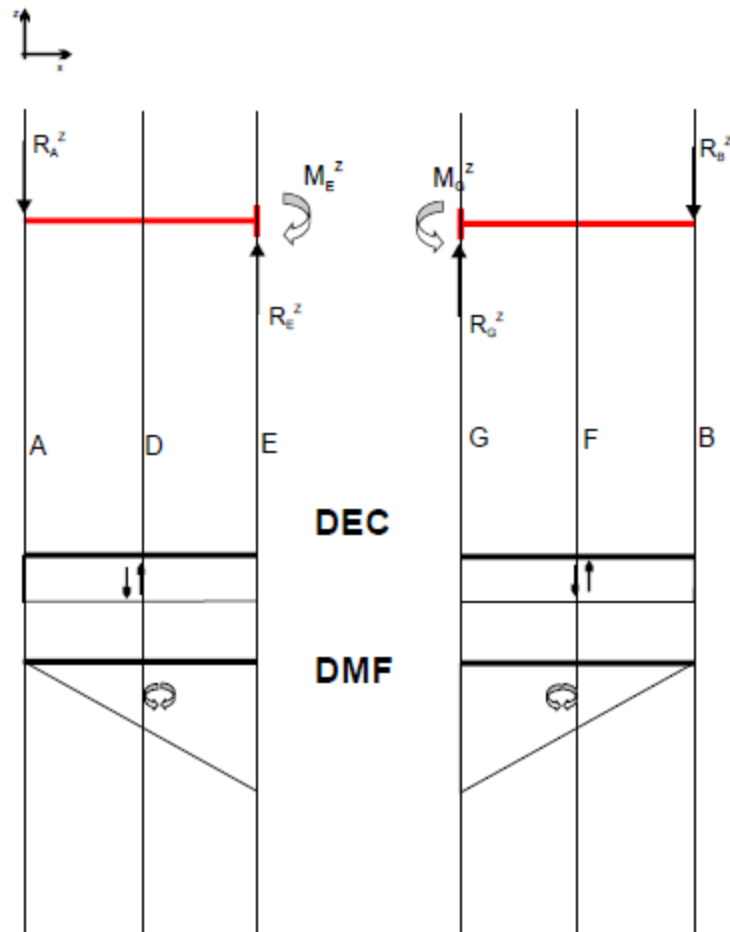
$$R_G=500N$$

Quedando claro que la hipótesis B es la más desfavorable en cuanto a esfuerzos.

1.1.4. HIPÓTESIS DE CARGA ADICIONALES.

Se contempla la posibilidad de añadir cargas laterales, debidas a diferentes situaciones, que consideramos como el 50% de la masa del vehículo.

Quedando el diagrama del sólido libre de la siguiente manera:



Como se puede ver en el diagrama de esfuerzos

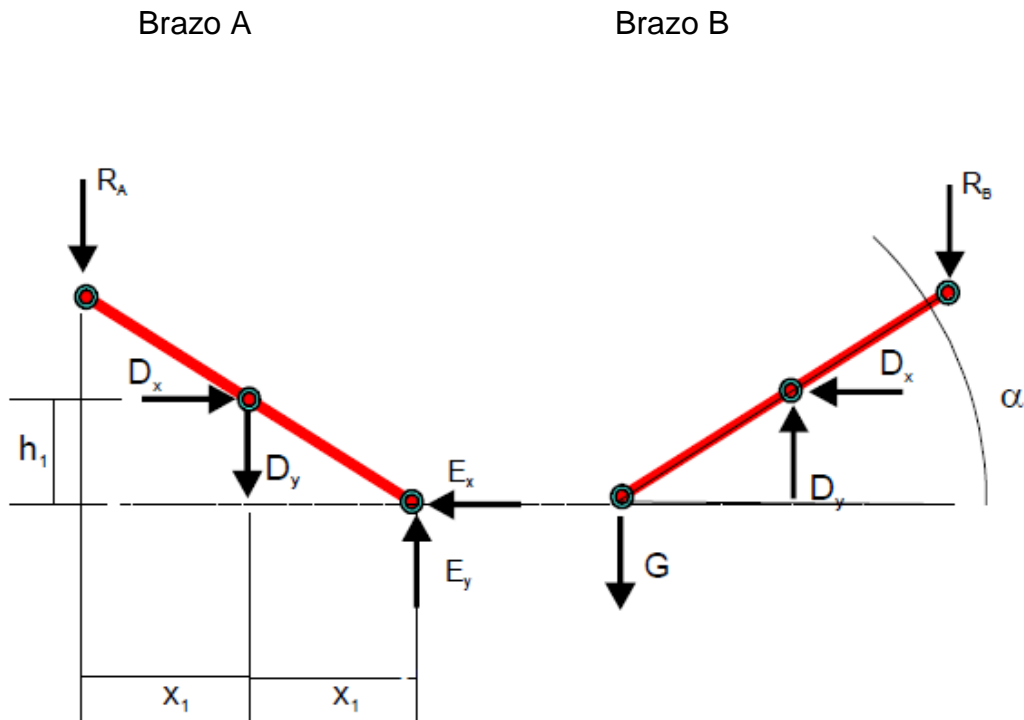
$$Mf_D^{A,z} = 750 \text{ Nm}$$

$$Mf_E^{A,z} = 1500 \text{ Nm}$$

$$Mf_D^{B,z} = 750 \text{ Nm}$$

$$Mf_G^{B,z} = 1500 \text{ Nm}$$

1.2. SISTEMA DE TIJERAS



$$\Sigma F_x=0; +D_x - E_x=0$$

$$\Sigma F_x=0; G_x - D_x=0$$

$$\Sigma F_y=0; -R_A - D_y + E_y=0$$

$$\Sigma F_y=0; G + D_y - R_B=0$$

$$\Sigma M_d=0; -R_A \cdot x_1 + E_y \cdot x_1 + E_x \cdot h_1$$

$$\Sigma M_d=0; G \cdot x_1 - R_B \cdot x_1=0$$

Siendo;

$$R_A=5000\text{N}$$

$$R_B=8000\text{N}$$

Resolviendo:

$$E_y=6000\text{N}$$

$$D_y=3029\text{N}$$

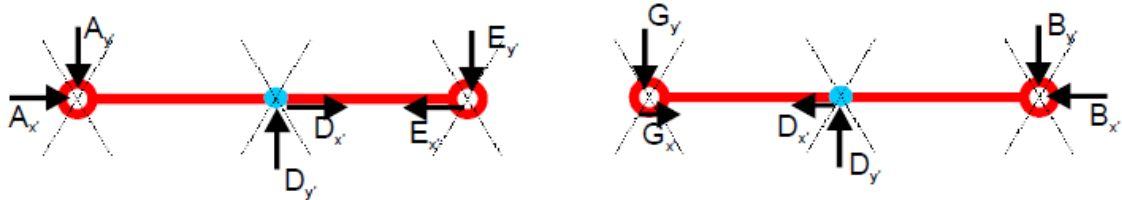
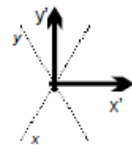
$$G_y=8000\text{N}$$

$$E_x=24243\text{N}$$

$$D_x=24243\text{N}$$

$$G_x=24243\text{N}$$

Cambiamos las reacciones a ejes ortogonales al brazo, es decir giramos α° , obteniendo el siguiente sistema:



$$A_x = 4000\text{N}$$

$$A_y = 6928\text{N}$$

$$D_x = 19995\text{N}$$

$$D_y = 13185\text{N}$$

$$E_x = 23995\text{N}$$

$$E_y = 6928\text{N}$$

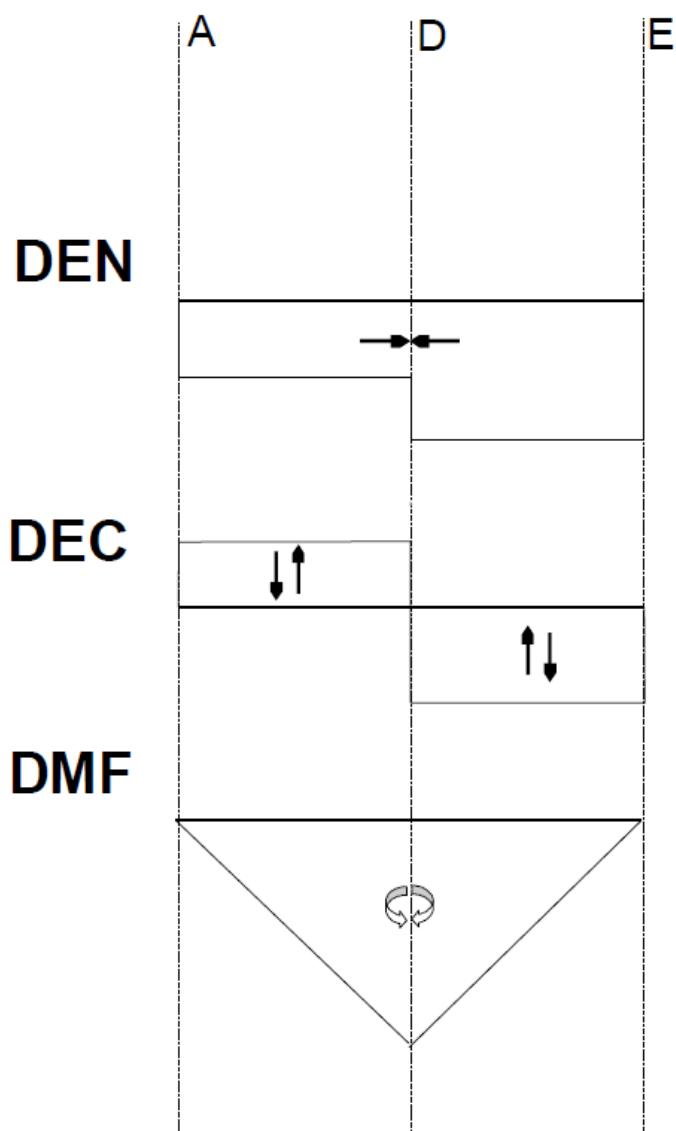
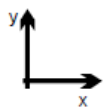
$$B_x = 3000\text{N}$$

$$B_y = 5196\text{N}$$

$$G_x = 18954\text{N}$$

$$G_y = 5196\text{N}$$

Así pues, obtenemos esfuerzos axiales cortantes y flectores, considerando críticos el punto D, ya que es el que está sometido a mayores esfuerzos y surgen factores de modificación importantes.



$$Mf_D^A = 4156 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$Axil^A = 23995 \text{ N}$$

Una vez halladas las fuerzas en cada punto debemos hallar las tensiones equivalentes en esos mismos puntos.

Para ello debemos tener en cuenta la geometría de cada una de las secciones de los puntos a evaluar, ya que cada una de las tijeras del mecanismo elevador está formado por dos pletinas dispuestas de dos en dos.

Tension Normal:

$$\sigma_N = F/A$$

Tension debida a un momento flector:

$$\sigma_{flex} = \frac{Mf \cdot Y_{max}}{I}$$

Ya que nuestra sección es tubo rectangular en toda la extensión de la pletina la Inercia es:

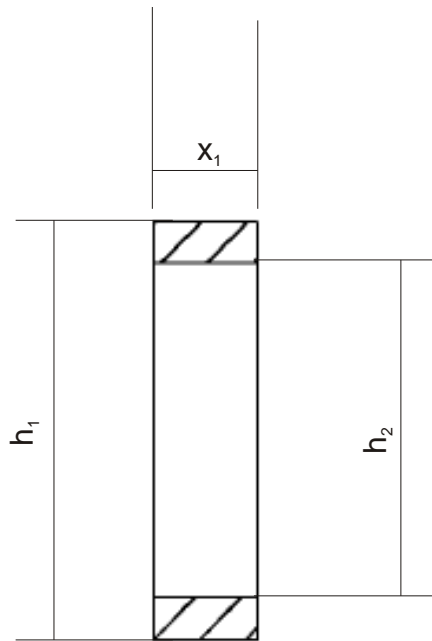
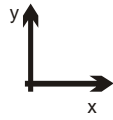
$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12}$$

1.2.1. BRAZO

Sección: Tubo rectangular
 A=2850mm²
 I_x=1823750mm⁴
 I_y=559688mm⁴

Fuerzas F_x=24243N
 F_y=8000N

Momentos M_x=F_x·L=10182060N·mmm
 M_y=F_y·L=336000N·mm



$$I_x = \frac{x_1 \cdot h_1^3}{12} - \frac{x_1 \cdot h_2^3}{12}$$

$$I_y = \frac{h_1 \cdot x_1^3}{12} - \frac{h_2 \cdot x_1^3}{12}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{M_f \cdot Y_{max}}{I_x} + \frac{M_f \cdot Y_{max}}{I_y}$$

Resistencia a flexión

$$\frac{M_y \cdot Y_{max}}{I_x} + \frac{M_x \cdot Y_{max}}{I_y} < f_{yd}$$

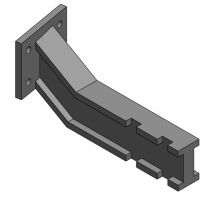
$$325 \text{ MPa} < f_{yd} = 742 \text{ MPa} \quad \text{OK!!}$$

Resistencia a cortante

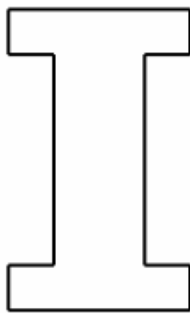
$$F_{res} = (F_y^2 + F_x^2)^{1/2}$$

$$\tau_c = F_{res} / A = 8 \text{ MPa} < f_{yd} = 742 \text{ MPa} \quad \text{OK!!}$$

1.3. SOPORTE BANCADA



Para el estudio se verificará uno de los brazos delanteros, ya que todos tienen el mismo perfil armado y los delanteros están sometidos a mayores esfuerzos.



Sección: Perfil armado en doble T

$$A=2850\text{mm}^2$$

$$I_x=1823750\text{mm}^4$$

$$I_y=559688\text{mm}^4$$

Fuerzas $F_x=24243\text{N}$

$$F_y=8000\text{N}$$

Momentos $M_x=F_x \cdot L=10182060\text{N} \cdot \text{mm}$

$$M_y=F_y \cdot L=336000\text{N} \cdot \text{mm}$$

Resistencia a flexión

$$\frac{M_y \cdot Y_{\max}}{I_x} + \frac{M_x \cdot Y_{\max}}{I_y} < f_{yd}$$

$$93\text{MPa} + 546\text{MPa} < f_{yd}=742\text{MPa} \quad \text{OK!!}$$

Resistencia a cortante

$$F_{\text{res}}=(F_y^2+F_x^2)^{1/2}$$

$$\tau_c=F_{\text{res}}/A=8\text{MPa} < f_{yd}=742\text{MPa} \quad \text{OK!!}$$

1.4. PASADORES

El método de cálculo queda definido en la memoria en el apartado 3.4.1.1. *DIMENSIONADO.*

1.4.1. PASADOR OREJETAS

Se desarrolla el cálculo de este pasador, ya que es el pasador que está sometido a mayores esfuerzos, el resto de los pasadores se consideran sobredimensionados.

Descripción

DIN 1443 ø25MM

Material:

EN 10087 (11SMnPb30), Galvanizado

$f_{yd}=571.5$ MPa

$f_{ud}=680$ MPa

1. Resistencia a cortante en la sección transversal:

$$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd} = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot \phi^2 \cdot f_{ub}}{4 \cdot \gamma_{M2}}$$

$$F_{v,Rd} = 85650N$$

$$F_{v,Ed} = (Dy^2 + Dx^2)^{1/2} = 24431N$$

$$F_{v,Rd} < F_{v,Ed} \quad \text{OK!!}$$

2. Resistencia a flexión

$$M_{Ed} \leq M_{Rd} = \frac{0,8 \cdot \pi \cdot \phi^3 \cdot f_{yb}}{32 \cdot \gamma_{M2}}$$

$$M_{Rd} = 463333 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{Ed} = F_V \cdot L = 366465 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{Rd} < M_{Ed} \quad \text{OK!!}$$

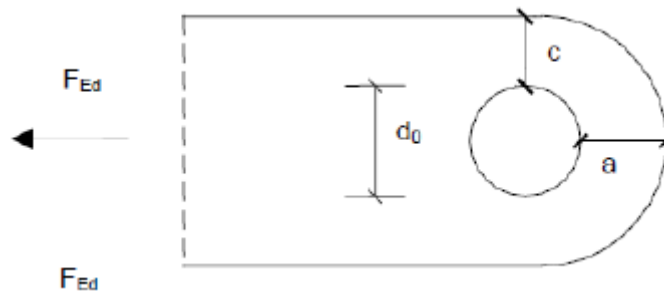
3. Resistencia combinada de momento flector y esfuerzo cortante

$$\left(\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} \right)^2 + \left(\frac{F_{V,Ed}}{F_{V,Rd}} \right)^2 \leq 1$$

$$0.79 + 0.19 < 1 \quad \text{OK!!}$$

1.4.2. OREJETAS

En este caso se comprobará la resistencia de la chapa a tracción, desgarro y aplastamiento.



$$F_{res} < F_{t,Rd}$$

$$a \geq \frac{F_{Ed}}{2 \cdot t \cdot f_{yd}} + \frac{2 \cdot d_0}{3}$$

donde:

$t=15\text{mm}$: menor espesor de las chapas que se unen;

$d_0=22\text{mm}$: diámetro agujero

$f_{yd}=f_y/\gamma_{M0}$:la resistencia de cálculo del acero de la chapa empleada.

$F_{Ed}= Axil^A=23995N$: fuerza resultante.

Sustituyendo,

$a>17mm$ OK!!

1.4.3. TORNILLOS ANCLAJE LARGUERO.

Definición

Anclaje 4 tornillos DIN 931 M16 50 x 30 Clase 10.9

$f_{ub}=1000Mpa$

$f_{yb}= 900 MPa$

$A=201mm^2$

$A_s=157mm^2$

Cortante $\rightarrow F_{v,Ed} = (Dy^2+Dx^2)^{1/2}=25773$

Condición de agotamiento

$$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd} = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot \phi^2 \cdot f_{ub}}{4 \cdot \gamma_{M2}}$$

8000N < 96509N OK!!!

1.4.4. TORNILLOS ANCLAJE SOPORTE

Definición

4 tornillos DIN 912 \varnothing 8mm clase 10.9

$$f_{ub} = 1000 \text{ MPa}$$

$$f_{yb} = 900 \text{ MPa}$$

$$A = 50.2 \text{ mm}^2$$

$$A_s = 34.1 \text{ mm}^2$$

Tracción $\rightarrow F_t = 25000 \text{ N}$

Condición de agotamiento

$$F_t < F_{t,rd}$$

$$F_{t,Rd} = n \cdot 0.9 \cdot f_{ub} \cdot A_s / \gamma_{M2} = 3911680 \text{ N} > F_t = 25000 \text{ N} \quad \text{OK!!}$$

1.5. PISTA PATÍN SUPERIOR.

Para el cálculo no se consideran los refuerzos que tiene soldados esta pieza, por lo tanto quedamos del lado de la seguridad.

Se considera en la situación más desfavorable, que es con el sistema elevado, donde surgen las mayores fuerzas y el momento mayor, debido al desplazamiento del patín.

Sección: Perfil armado en T.

$$A = 600 \text{ mm}^2$$

$$I_x = 118125$$

Fuerzas $F_y = R_B / 2 = 4000 \text{ N}$

Momentos $M_f = 8000000 \text{ N}\cdot\text{mm}$

Resistencia a Flexión

$$\frac{M_y \cdot Y_{\max}}{I_x} < f_{yd}$$

$$102 \text{ MPa} < f_{yd}=740 \text{ MPa} \quad \text{OK!!}$$

Deformación

Al ser un elemento que sufre grandes momentos flectores y de pequeña esbeltez, se considerado su deformación por ello calculamos su flecha.

$$F=QL^3/6EI_x=0.3\text{mm} \rightarrow \text{Flecha admisible}$$