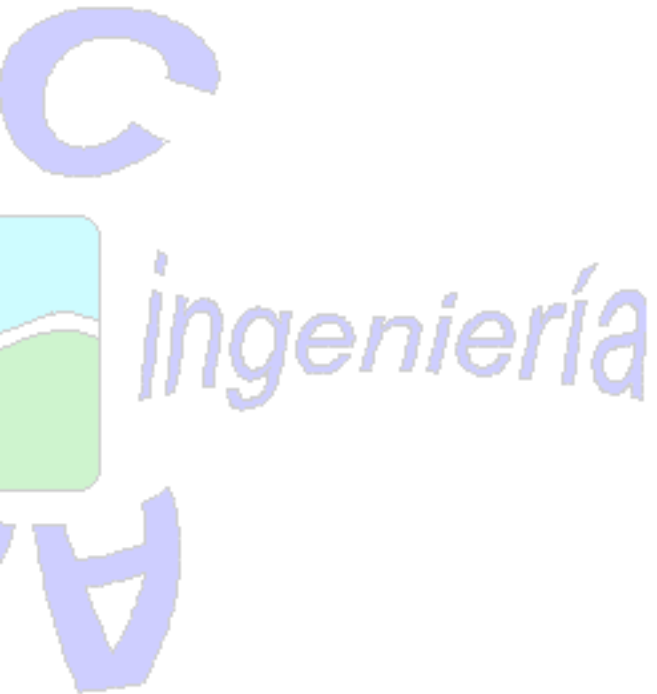
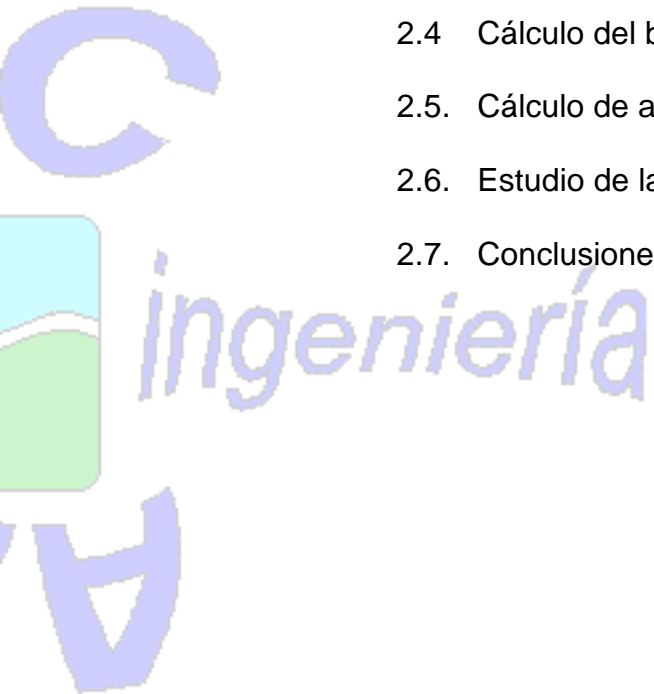


**Documento N°. 2:**  
**MEMORIA DE CÁLCULOS**  
**JUSTIFICATIVOS**



## ÍNDICE DE CONTENIDOS

2. MEMORIA DE CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS
  - 2.1. Cálculo del reparto de cargas por eje
  - 2.2. Distribución de los esfuerzos cortantes y flectores
  - 2.3. Coeficiente de seguridad del conjunto del bastidor
  - 2.4. Cálculo del bulón de giro de la caja
  - 2.5. Cálculo de anclajes y uniones atornilladas
  - 2.6. Estudio de la estabilidad del vehículo reformado
  - 2.7. Conclusiones



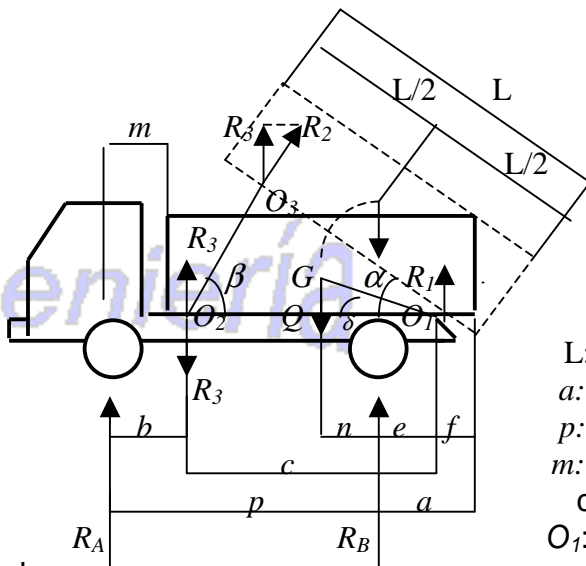
## 2. MEMORIA DE CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

### 2.1. Cálculo del reparto de cargas por eje.

Para el reparto de cargas sobre los ejes del vehículo, que es necesario conocer para el posterior diseño del bastidor, se van a considerar las siguientes acciones:

- Tara del autobastidor del vehículo en chasis-cabina,  $Q'=1595 \text{ kg}$ .
- Carga debido a los ocupantes,  $P=75 \text{ kg}$ .
- Peso máx. admitido de la mercancía a transportar, incluyendo peso del carrozado y caja,  $Q=1830 \text{ kg}$ .

Por otro lado, las dimensiones de los parámetros utilizados en los cálculos que se adjuntan y que definen la geometría del vehículo carrozado de acuerdo a la figura, son las siguientes:



donde:

- L: Longitud de la caja en mm.
- a: Voladizo posterior en mm.
- p: Distancia entre ejes en mm.
- m: Distancia eje delantero al comienzo de la caja de carga.
- $O_1$ : Punto de articulación de la caja

de carga

$O_2$ : Punto del soporte del cilindro elevador

$O_3$ : Punto de empuje del cilindro elevador sobre la caja de carga

$\alpha$ : Ángulo de giro de la caja de carga con respecto al bastidor

$\delta$ : Ángulo con respecto al bastidor de la unión de  $O_1$  con el c.d.g. de la carga (punto G)

$\beta$ : Ángulo de inclinación del cilindro elevador con respecto al bastidor

c: Distancia entre los puntos  $O_1$  y  $O_2$ .

f: Distancia entre el eje de articulación de la caja de carga y el extremo de ésta.

e: Distancia entre el eje trasero y el punto de articulación  $O_1$  de la caja.

b: Distancia entre el eje delantero y el punto de soporte del cilindro elevador  $O_2$ .

$R_1$ : Esfuerzo sobre el eje de articulación de la caja de carga.

$R_2$ : Esfuerzo sobre la caja de carga debido al empuje del cilindro elevador.

$R_3$ : Componente perpendicular al bastidor del esfuerzo de empuje del cilindro elevador.

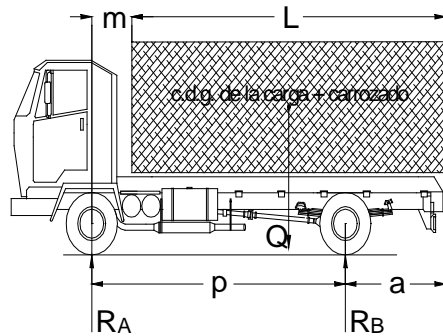
Q: Peso del carrozado más la carga útil ( $Q_1+Q_2$ ) en Kg.

Para el carrozado, objeto del presente proyecto, los valores de las medidas son los siguientes:

$a=1300\text{ mm.}$        $p=2400\text{ mm.}$        $L=3050\text{ mm.}$        $m=650\text{ mm.}$   
 $c=1250\text{ mm.}$        $e=800\text{ mm.}$        $f=500\text{ mm.}$        $b=1950\text{ mm.}$

**A) En posición de marcha:**

Para el caso del vehículo que nos ocupa, al tratarse de un 4x2, para la posición de marcha, y con carga uniformemente repartida sobre la caja de carga, el cálculo de las reacciones sobre los ejes del vehículo (delantero ( $R_A$ ) y trasero ( $R_B$ )) viene dado por las siguientes expresiones:



$$R_A = \frac{Q * (L/2 - a)}{p};$$

$$R_B = \frac{Q * (L/2 + m)}{p};$$

donde, según las hojas de planos que se adjuntan al final del presente proyecto, los parámetros anteriores toman las siguientes dimensiones:

- L: Longitud de la caja de carga, de valor: 3050 mm;
- a: Voladizo posterior, de valor: 1300 mm;
- p: Distancia entre ejes, de valor: 2400 mm;
- m: Distancia eje delantero al comienzo de la caja, de valor: 650 mm;
- Q: Peso de la caja más la carga útil, de valor 1830 Kg. ( $Q_1 + Q_2$ );

Sustituyendo los valores anteriores, se obtienen las siguientes reacciones en los ejes:

$R_A=172\text{ Kg}$   
 $R_B=1658\text{ Kg}$

En la siguiente tabla se resume el total de las reacciones sobre los ejes, y en la que se comprueba que no se superan los límites legales establecidos para cada eje:

DEBIDO A:	1 <sup>er</sup> EJE	2 <sup>o</sup> EJE	TOTAL
CHASIS-CABINA	1135 kg	460 kg	1595 kg
OCUPANTES	75 kg	0 kg	75 kg
CARGA ÚTIL + CAJA	172 kg	1658 kg	1830 kg
TOTAL	1382 kg	2118 kg	3500 kg
<b>P.M.A.</b>	<b>1750 kg</b>	<b>2200 kg</b>	<b>3500 kg</b>

### B) En posición de inicio de vuelco de la mercancía, $\alpha=0^\circ$

En el comienzo de elevación de la caja de carga ( $\alpha=0^\circ$ ), el bastidor comienza a estar sometido a las cargas puntuales  $R_1$  y  $R_3$ . El valor de estas reacciones en el comienzo de la elevación de la carga viene dadas por las siguientes expresiones:

$$R_{1(\alpha=0)} = Q * [c - (L/2 - f)] / c = 329 \text{ Kg}$$

$$R_{3(\alpha=0)} = Q * (L/2 - f) / c = 1501 \text{ Kg}$$

Las reacciones sobre los ejes delantero y trasero del vehículo en el comienzo de elevación de la caja de carga ( $\alpha=0^\circ$ ), valen:

$$R_A = Q * (L/2 - a) / p = 172 \text{ Kg}$$

$$R_B = Q - R_A = 1658 \text{ Kg}$$

DEBIDO A:	1 <sup>er</sup> EJE	2 <sup>o</sup> EJE	TOTAL
CHASIS-CABINA	1135 kg	460 kg	1595 kg
OCUPANTES	75 kg	0 kg	75 kg
CARGA ÚTIL + CAJA	172 kg	1658 kg	1830 kg
TOTAL	1382 kg	2118 kg	3500 kg
<b>P.M.A.</b>	<b>1750 kg</b>	<b>2200 kg</b>	<b>3500 kg</b>

### C) En posición de vuelco de la mercancía para $\alpha=\alpha_{(MÁX)}$

Para la posición de trabajo de máxima inclinación de la caja de carga, las reacciones que se ejercen sobre el bastidor valen en este caso:

$$R_{1(\alpha)} = Q * [1 - (L/2 - f) / c * (\cos(\alpha + \delta) / \cos \delta)] = 1193 \text{ Kg}$$

$$R_{3(\alpha)} = Q * [(L/2 - f) / c * (\cos(\alpha + \delta) / \cos \delta)] = 637 \text{ Kg}$$

siendo  $\text{tg} \delta = h / (L/2 - f) = 0,4$ , donde  $h$  es la altura del c.d.g. de la caja de carga respecto al bastidor del vehículo.

Pero para una inclinación de  $45^\circ$  de la caja de carga, se puede considerar un valor remanente de la carga del 70%, por lo que las reacciones van a ser en este caso

$$R_{1(\alpha)} = 0,7 * R_{1(\alpha)} = 835 \text{ Kg}$$

$$R_{3(\alpha)} = 0,7 * R_{3(\alpha)} = 446 \text{ Kg}$$

Para esta ocasión las reacciones sobre los ejes delantero y trasero del vehículo valen:

$$R_{A(\alpha)} = 0,7 * Q * [(n + e) * \cos(\alpha + \delta) - e * \cos \delta] / (p * \cos \delta) = -195 \text{ Kg}$$

$$R_{B(\alpha)} = 0,7 * Q * [(p + e) * \cos \delta - (n + e) * \cos(\alpha + \delta)] / (p * \cos \delta) = 1476 \text{ Kg}$$

siendo  $n = h / \text{tg} \delta - e = 225 \text{ mm}$

Resumiendo, el reparto total de cargas sobre los ejes del vehículo en posición de vuelco máximo de la mercancía ( $\alpha=\alpha_{\text{máx}}=45^\circ$ ), será:

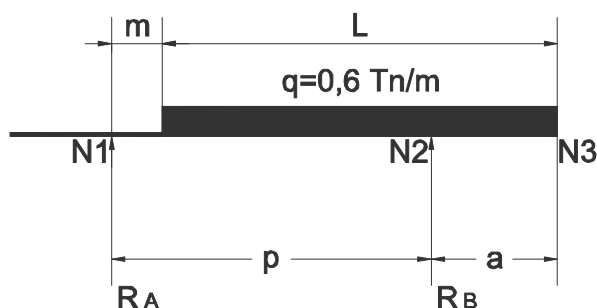
DEBIDO A:	1 <sup>er</sup> EJE	2 <sup>o</sup> EJE	TOTAL
CHASIS-CABINA	1135 kg	460 kg	1595 kg
OCUPANTES	75 kg	0 kg	75 kg
CARGA ÚTIL+CAJA	-195 kg	1476 kg	1281 kg
TOTAL	1015 kg	1936 kg	2951 kg

## 2.2. Distribución de los esfuerzos cortantes y flectores.

En este apartado se detallan las leyes de esfuerzos cortantes y momentos flectores, así como sus valores máximos originados en el bastidor del vehículo carrozado para las nuevas dimensiones del vehículo y para las distintas situaciones de trabajo y funcionamiento del mismo.

El cálculo se ha realizado mediante programa informático para ordenador de la casa especializada "CYPE INGENIEROS, S.A.", comprobándose que se conserva en todo momento la estabilidad estática de la estructura del bastidor del vehículo.

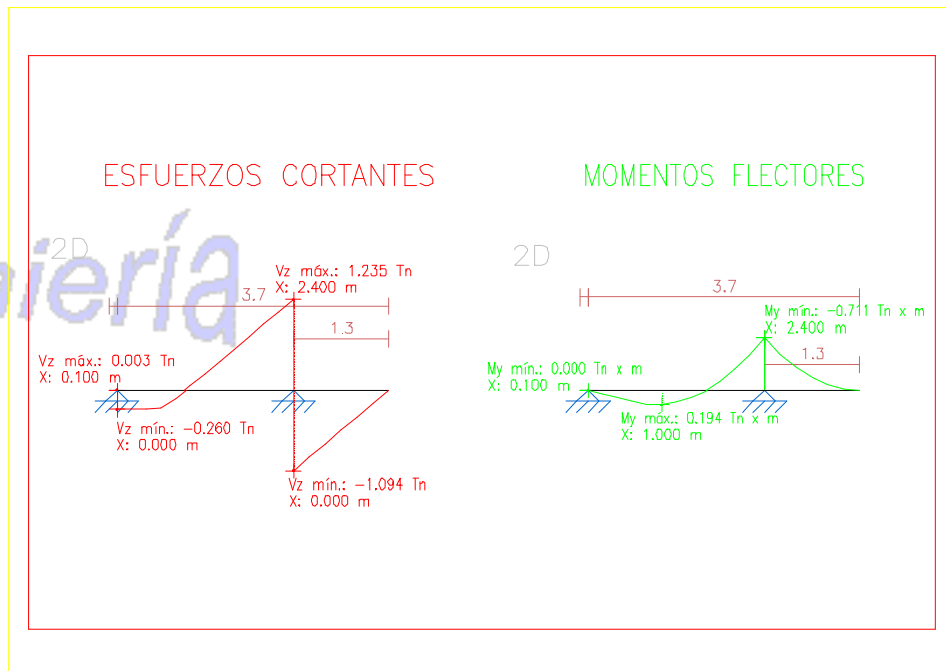
### A) En posición de marcha:



Envolventes de los esfuerzos en barras												
Barra	Tipo de combinación	Esfuerzo	Posiciones en la barra									
			0.000 m	0.200 m	0.600 m	0.800 m	1.200 m	1.600 m	1.800 m	2.200 m	2.400 m	
N1/N2	Acero laminado	$N_{\text{mín}}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$N_{\text{máx}}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{y\text{mín}}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{y\text{máx}}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{z\text{mín}}$	-0.260	-0.253	-0.241	-0.111	0.134	0.333	0.433	0.632	0.732	0.732
		$V_{z\text{máx}}$	-0.154	-0.150	-0.143	-0.066	0.225	0.562	0.730	1.067	1.235	1.235
		$M_{t\text{mín}}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$M_{t\text{máx}}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$M_{y\text{mín}}$	-0.000	0.030	0.089	0.111	0.098	0.005	-0.121	-0.481	-0.711	-0.711
		$M_{y\text{máx}}$	-0.000	0.051	0.150	0.188	0.165	0.008	-0.072	-0.285	-0.421	-0.421
		$M_{z\text{mín}}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$M_{z\text{máx}}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

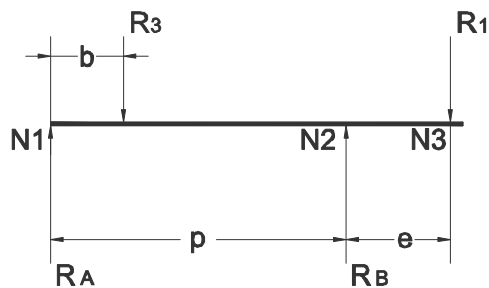
Envolturas de los esfuerzos en barras										
Barra	Tipo de combinación	Esfuerzo	Posiciones en la barra							
			0.000 m	0.217 m	0.433 m	0.650 m	0.867 m	1.083 m	1.300 m	
N2/N3	Acero laminado	$N_{\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$N_{\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{y\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{y\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{z\min}$	-1.094	-0.912	-0.729	-0.547	-0.365	-0.182	0.000	
		$V_{z\max}$	-0.648	-0.540	-0.432	-0.324	-0.216	-0.108	0.000	
		$M_{t\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	
		$M_{t\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	
		$M_{y\min}$	-0.711	-0.494	-0.316	-0.178	-0.079	-0.020	0.000	
		$M_{y\max}$	-0.421	-0.293	-0.187	-0.105	-0.047	-0.012	0.000	
		$M_{z\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	
$M_{z\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000			

GRÁFICO DE ESFUERZOS



-EN POSICIÓN DE MARCHA-

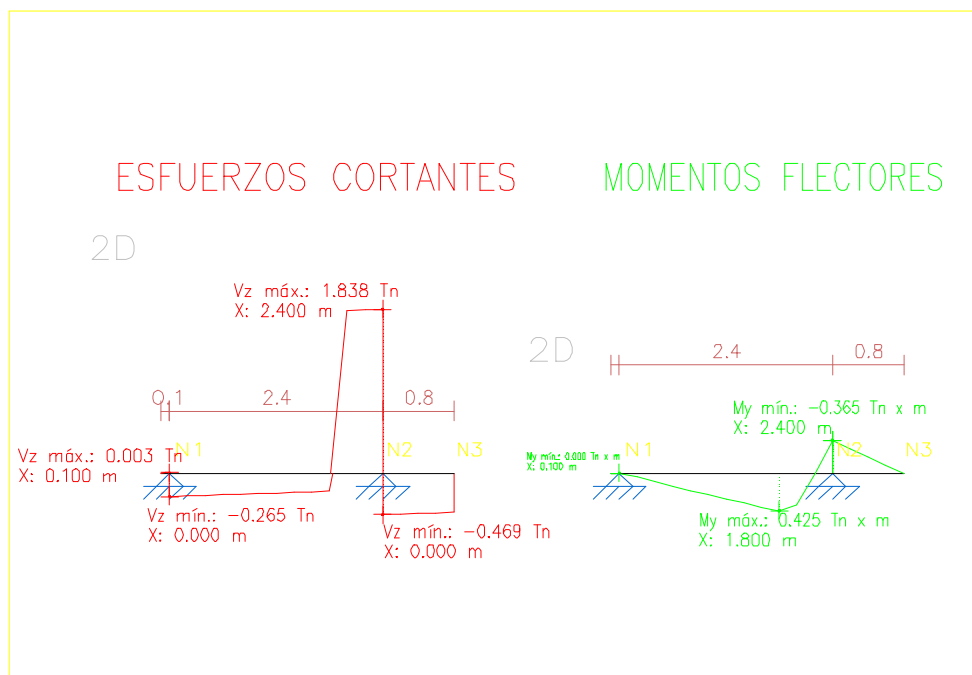
B) En posición de inicio de vuelco de la mercancía, para  $\alpha = 0^\circ$



Envolventes de los esfuerzos en barras												
Barra	Tipo de combinación	Esfuerzo	Posiciones en la barra									
			0.000 m	0.200 m	0.600 m	0.800 m	1.200 m	1.600 m	1.800 m	2.200 m	2.400 m	
N1/N2	Acero laminado	$N_{\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$N_{\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{y\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{y\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{z\min}$	-0.265	-0.258	-0.246	-0.239	-0.227	-0.214	-0.208	1.085	1.089	
		$V_{z\max}$	-0.157	-0.153	-0.146	-0.142	-0.134	-0.127	-0.123	1.831	1.838	
		$M_{t\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$M_{t\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$M_{y\min}$	-0.000	0.031	0.091	0.119	0.175	0.227	0.252	0.001	-0.365	
		$M_{y\max}$	-0.000	0.052	0.153	0.201	0.295	0.383	0.425	0.001	-0.217	
		$M_{z\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$M_{z\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

Envolventes de los esfuerzos en barras							
Barra	Tipo de combinación	Esfuerzo	Posiciones en la barra				
			0.000 m	0.200 m	0.400 m	0.600 m	0.800 m
N2/N3	Acero laminado	$N_{\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$N_{\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{y\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{y\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{z\min}$	-0.469	-0.463	-0.457	-0.450	-0.444
		$V_{z\max}$	-0.278	-0.274	-0.271	-0.267	-0.263
		$M_{t\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$M_{t\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$M_{y\min}$	-0.365	-0.272	-0.180	-0.089	0.000
		$M_{y\max}$	-0.217	-0.161	-0.107	-0.053	0.000
		$M_{z\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$M_{z\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

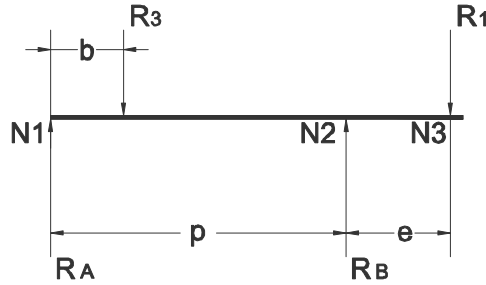
GRÁFICO DE ESFUERZOS



-EN POSICIÓN DE INICIO DE VUELCO, para  $\alpha=0^\circ$ -



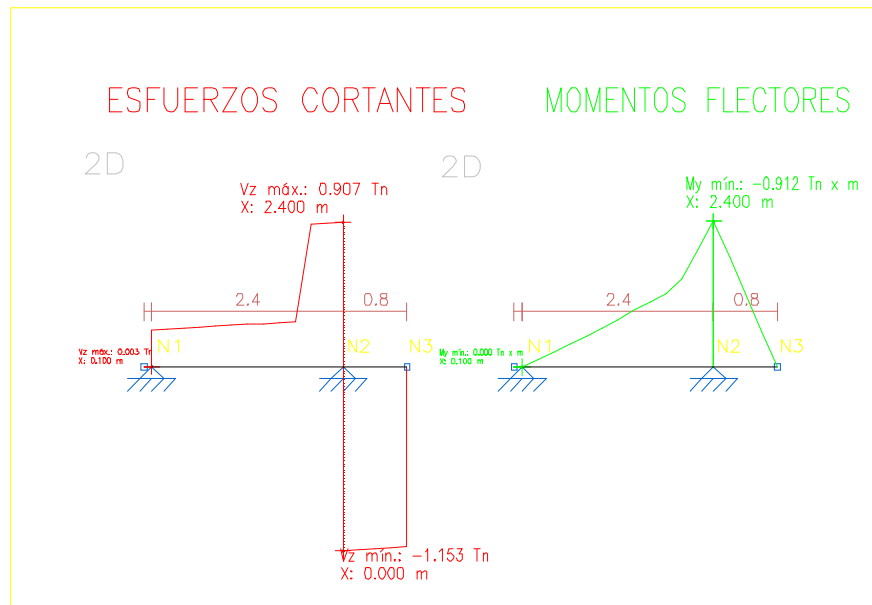
C) En posición de vuelco de la mercancía para  $\alpha = \alpha_{(MÁX)}$



Envoltentes de los esfuerzos en barras												
Barra	Tipo de combinación	Esfuerzo	Posiciones en la barra									
			0.000 m	0.200 m	0.600 m	0.800 m	1.200 m	1.600 m	1.800 m	2.200 m	2.400 m	
N1/N2	Acero laminado	$N_{\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$N_{\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{y\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{y\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{z\min}$	0.136	0.140	0.147	0.151	0.158	0.166	0.170	0.534	0.538	
		$V_{z\max}$	0.229	0.236	0.248	0.255	0.267	0.280	0.286	0.901	0.907	
		$M_{t\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	
		$M_{t\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	
		$M_{y\min}$	-0.000	-0.047	-0.143	-0.194	-0.298	-0.408	-	-	-0.912	
		$M_{y\max}$	-0.000	-0.028	-0.085	-0.115	-0.177	-0.242	-	-	-0.540	
		$M_{z\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	
		$M_{z\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	

Envoltentes de los esfuerzos en barras							
Barra	Tipo de combinación	Esfuerzo	Posiciones en la barra				
			0.000 m	0.200 m	0.400 m	0.600 m	0.800 m
N2/N3	Acero laminado	$N_{\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$N_{\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{y\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{y\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$V_{z\min}$	-1.153	-1.146	-1.140	-1.134	-1.127
		$V_{z\max}$	-0.683	-0.679	-0.675	-0.672	-0.668
		$M_{t\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$M_{t\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$M_{y\min}$	-0.912	-0.682	-0.453	-0.226	0.000
		$M_{y\max}$	-0.540	-0.404	-0.269	-0.134	0.000
		$M_{z\min}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
		$M_{z\max}$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

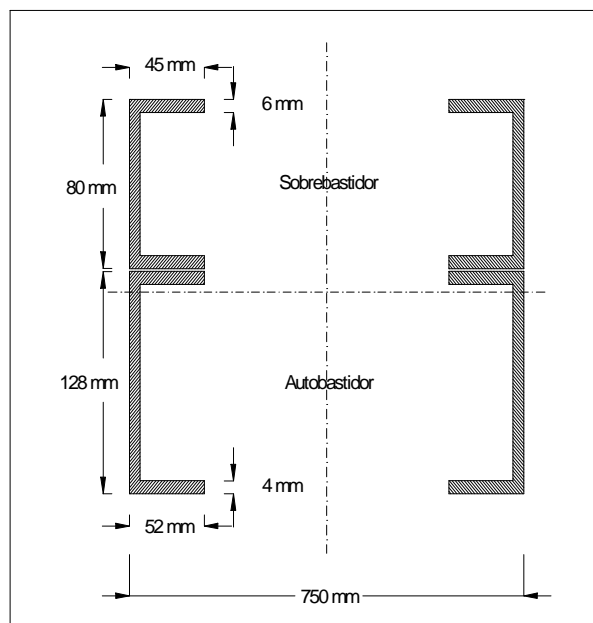
GRÁFICO DE ESFUERZOS



-EN POSICI3N DE VUELCO PARA  $\alpha = \alpha_{\text{m\acute{a}x}}$ -

2.3. Coeficiente de seguridad del conjunto del bastidor

En primer lugar, se definen las caracteristicas mec\anicas de la secci3n del bastidor ya reforzado que se ha empleado en el veh\iculo:



Con estas dimensiones se calcula el m3dulo resistente de la secci3n total del bastidor con refuerzo, que vale:  
 $W_x = 67 \text{ cm}^3$ . (a flexi3n).

También es necesario conocer los momentos de inercia propios de cada una de las partes que componen el perfil del larguero (autobastidor sin refuerzo y sobrebastidor):

$$I_{x1}=228 \text{ cm}^4. \quad (\text{autobastidor sin refuerzo})$$

$$I_{x2}=97 \text{ cm}^4. \quad (\text{sobrebastidor o refuerzo})$$

Seguidamente se calcularán los coeficientes de seguridad para la situación de trabajo más desfavorable:

- **Máximo flector obtenido (en valor absoluto):**  $M_{f\text{máx}}=-912 \text{ m}\cdot\text{kg}$ , en posición de vuelco de la mercancía para  $\alpha=\alpha_{\text{máx}}=45^\circ$ , para la posición  $x_3=2,40 \text{ m}$ . del bastidor.

Los momentos flectores máximos absorbidos por cada una de las partes son directamente proporcionales a los momentos de inercia:

$$M_{f \text{ máx}1}=2 \cdot \lambda \cdot I_{x1}=2 \cdot 140,31 \cdot 228=63981 \text{ cm}\cdot\text{kg}$$

$$M_{f \text{ máx}2}=2 \cdot \lambda \cdot I_{x2}=2 \cdot 140,31 \cdot 97=27220 \text{ cm}\cdot\text{kg}$$

siendo:

$$\lambda = M_{f \text{ máx}} / (2 \cdot (I_{x1} + I_{x2})) = 91200 / (2 \cdot (228 + 97)) = 140,31 \text{ kg/cm}^3$$

Y sus tensiones de trabajo serán, respectivamente:

$$\sigma_{f1} = M_{f \text{ máx}1} / (2 \cdot W_{x1}) = 63981 / (2 \cdot 36) = 889 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{f2} = M_{f \text{ máx}2} / (2 \cdot W_{x2}) = 27220 / (2 \cdot 24) = 567 \text{ kg/cm}^2$$

donde:

$$W_{x1} = I_{x1} / y_{\text{máx}1} = 36 \text{ cm}^3$$

$$W_{x2} = I_{x2} / y_{\text{máx}2} = 24 \text{ cm}^3$$

Y la tensión de trabajo del conjunto, será:

$$\sigma_f = M_{f \text{ máx}} / (2 \cdot W_x) = 91200 / (2 \cdot 67) = 681 \text{ kg/cm}^2$$

Cálculo de los coeficientes de seguridad:

$$\lambda_1 = \sigma_e / \sigma_{f1} = 3600 / 889 = 4,05 > 3,00 \quad (\text{del autobastidor sin refuerzo})$$

$$\lambda_2 = \sigma_e / \sigma_{f2} = 3600 / 567 = 6,35 > 3,00 \quad (\text{del sobrebastidor auxiliar o refuerzo})$$

Y para el conjunto autobastidor y refuerzo:

$$\lambda = \sigma_e / \sigma_f = 3600 / 681 = 5,29 > 3,00$$

## 2.4. Cálculo del bulón de giro trasero de la caja

Las características mecánicas del material del bulón de giro empleado para bascular la caja son:

Material ..... F-114 tratado.

Tensión de rotura.....  $\sigma_r = 60480 \text{ kg/mm}^2$

Tensión límite de elasticidad .....  $\sigma_e = 40 \text{ kg/mm}^2$ .

El diámetro mínimo del bulón de giro viene dado por la expresión:

$$d = 1,06 \cdot \sqrt{R_1 / \sqrt{t \cdot \sigma_f}} = 12,19 \text{ mm.}$$

siendo:

$$R_1 = 835 \text{ kg.}$$

$$t = 3 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_f = \sigma_e / 3 = 13,3 \text{ kg/mm}^2$$

A continuación se calculará el diámetro del bulón bajo la condición de flecha máxima. Para ello, se limitará la flecha que experimenta el eje en sus articulaciones sea inferior a  $0,08 \text{ mm}$ , requisito que se considera imprescindible para que los cojinetes trabajen en buenas condiciones.

El diámetro del eje bajo la condición de flecha máxima en sus articulaciones, viene dado por la siguiente expresión:

$$d_f = \sqrt[4]{[(0,424 * R_1 * l^3) / (2,2 * 10^4 * f_{m\acute{a}x})]} = 13,3 \text{ mm.}$$

siendo  $l = 54 \text{ mm}$  (la longitud de los cojinetes de apoyo) y  $f_{m\acute{a}x} = 0,08 \text{ mm}$  (la flecha que experimenta el eje en sus articulaciones).

El diámetro mínimo para el bulón de giro se tomará superior al mayor valor que se haya obtenido de las dos anteriores expresiones.

**Resultado:** Se colocará un bulón de giro trasero para bascular la caja de carga de diámetro  **$d = 30 \text{ mm}$** .

## 2.5. Cálculo de anclajes y uniones atornilladas

El sistema de fijación del falso bastidor auxiliar al bastidor del vehículo se realizará por medio de tornillos de alta resistencia, calidad 8.8, montados sin holguras, tuerca autoblocantes de seguridad calidad 10 y arandelas planas en ambos lados con dureza mínima 200 HB usadas debajo de las cabezas de los tornillos y de las tuercas.

Para la fijación de los tornillos se utilizarán los soportes que vienen preinstalados de fábrica en el bastidor del vehículo. Para guiar el sobrebastidor auxiliar contra el chasis del vehículo, la fijación superior deberá solapar el bastidor del vehículo, excepto en la primera de ellas.

En general, se utilizarán las uniones elásticas en la parte delantera del falso bastidor (dos en cada lado), en cambio las fijaciones rígidas por placas serán recomendables para la parte posterior del vehículo.

Las características mecánicas de los tornillos empleados en la fijación entre el bastidor auxiliar y el del autobastidor del vehículo son las siguientes:

Calidad.....	$M 8.8$
Tensión de rotura.....	$\sigma_r = 80 \text{ kg/mm}^2$ .
Tensión límite de elasticidad.....	$\sigma_e = 65 \text{ kg/mm}^2$ .
Diámetro de la caña.....	$d = 14 \text{ mm}$ .
Área resistente.....	$A_r = 115 \text{ mm}^2$ .
Paso de rosca.....	$p = 1,75 \text{ mm}$ .
Número de tornillos usados.....	$N = 10$ .

En el anclaje del equipo portacontenedores, el esfuerzo más desfavorable se produce durante la frenada del vehículo. En este caso, el

valor de la fuerza de inercia ( $I$ ) en función de la deceleración ( $a_r$ ) y de la carga ( $Q$ ), es:

$$I=Q*a_r/g;$$

siendo  $g$  la gravedad ( $9,8 \text{ m/s}^2$ );  $a_r=10 \text{ m/s}^2$ ;  $Q=1830 \text{ kg}$ ;

Por lo que sustituyendo valores se tiene que la fuerza de inercia que se produce durante el frenado vale,

$$I=Q*a_r/g=1867 \text{ kg};$$

Por otro lado, la resistencia máxima a cortante debido al anclaje de los tornillos al chasis del vehículo se obtiene mediante la siguiente expresión, para la calidad del tornillo empleado 8.8:

$$- \text{ Para tornillos de Grados 8.8, } R_m=(0,6*\sigma_r *N*A_r)/\gamma_{Mb};$$

siendo:

$N$ =número de tornillos utilizado en la fijación de los bastidores,  $N=10$ ;

$A_r$ =sección resistente de cada tornillo,  $A_r=115 \text{ mm}^2$ .

$\sigma_r$ =resistencia a tracción última del tornillo empleado,  $80 \text{ kg/mm}^2$ .

$\gamma_{Mb}$ =coeficiente parcial de seguridad a la resistencia de los tornillo (1,25).

Por lo que el valor de la resistencia obtenida con el anclaje empleado vale,

$$R_m=(0,6*\sigma_r *N*A_r)/\gamma_{Mb}= 44160 \text{ kg};$$

El coeficiente final de seguridad obtenido en el anclaje de la caja de carga será:

$$\lambda=R_m/I = 44160/1867 =23,7$$

## 2.6. Estudio de la estabilidad del vehículo reformado

A continuación, se comprobará que el vehículo reformado con las nuevas dimensiones cumple con los requisitos sobre estabilidad, a fin que pueda desarrollar su trabajo con las máximas garantías.

### 2.6.1. Estabilidad en la conducción.

Sobre este concepto, la práctica aconseja que el reparto de carga de las ruedas direccionales sobre un plano horizontal de un vehículo 4x2, como es el caso que nos ocupa, sea el siguiente:

Tipo de vehículo con carga más carrocería	Reparto de carga sobre las ruedas direccionales	Tipo de vehículo en autobastidor	Reparto de carga sobre las ruedas direccionales
4x2	$R_{AT} > 25\% Q_T$	4x2	$R'_A > 35\% Q'$

siendo:

$Q_T$ =peso total del vehículo.

$Q'$ =peso propio del vehículo (en autobastidor).

$R_{AT}$ =reparto de la carga total sobre el eje delantero en plano horizontal.

$R'_A$ =reparto de carga sobre el eje delantero debido al peso propio del vehículo (en autobastidor).

Aplicado al vehículo objeto de este proyecto, estos valores en orden de marcha son los siguientes:

$Q_T=3500$  kg.

$Q'=1595$  kg.

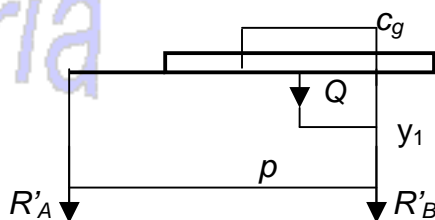
$R_{AT}=1382$  kg.  $> 25\% Q_T = 875$  kg.

$R'_A=1135$  kg.  $> 35\% Q' = 558$  kg., cumpliéndose lo establecido.

## 2.5.2. Estabilidad longitudinal y transversal contra el vuelco.

Se realizará el estudio sobre la estabilidad del vehículo atendiéndose a doble criterio, por un lado según lo que resulte de un estudio matemático y, por otro lado, de un estudio práctico basado en la experiencia.

### 2.5.2.1. Cálculo del c.d.g. del vehículo en orden de marcha.



Para el cálculo de la distancia  $c_g$  del centro de gravedad del vehículo al eje trasero se empleará la siguiente expresión:

$$c_g = (Q \cdot y_1 + R'_A \cdot p) / (Q + R'_A + R'_B);$$

donde:

$y_1 = L/2 - a$ ; siendo  $L$  la longitud de la caja y  $a$  el voladizo posterior, tomando para este proyecto el valor,  $y_1 = 225$  mm .

$R'_A$  y  $R'_B$  son las reacciones sobre los ejes delantero y trasero debido a la tara del autobastidor o chasis cabina, que para este proyecto toma los valores  $R'_A = 1135$  kg y  $R'_B = 460$  kg.

$Q$  es el peso del carrozado y la carga a transportar, de valor  $1830$  kg;

Con estos valores el cálculo de la distancia  $c_g$  del centro de gravedad del vehículo al eje trasero toma el siguiente valor:

$$c_g = (Q \cdot y_1 + R'_A \cdot p) / (Q + R'_A + R'_B) = 916 \text{ mm};$$

### 2.5.2.2. Estudio matemático.

#### a) Estabilidad longitudinal:

Desde un punto de vista matemático, para que el vehículo se encuentre en posición estable, es necesario que se verifique que:

$$R_{AT\alpha} > 0$$

siendo  $R_{AT\alpha}$  el reparto de carga sobre el eje delantero en un plano de carretera con una inclinación de la propia carretera  $\alpha$  cualquiera.

Por otro lado, para que el vehículo no deslice, se ha de verificar que:

$$F_a > R_p$$

siendo  $F_a = Q_T \cdot \cos\alpha \cdot \mu_a$  la fuerza total de adherencia y  $\mu_a$  el coeficiente de adherencia (en la práctica se suele tomar  $\mu_a = 0,6$ ) y  $R_p = Q_T \cdot \sin\alpha$  la resistencia al movimiento del vehículo debida a la pendiente.

Por lo tanto, para que un vehículo no bascule ni deslice han de cumplirse las anteriores condiciones, que también se pueden poner de manera resumida como:

$$\mu_a > \operatorname{tg}\alpha < c_g/h$$

donde  $c_g$  es la distancia de c. d. g. del peso total del vehículo al eje trasero y  $h$  la altura del c. d. g. respecto al suelo. Además, como pendiente máxima de utilización se suele tomar en la práctica  $\operatorname{tg}\alpha = 0,3$  (30%) con vehículo parado y  $\operatorname{tg}\alpha = 0,4$  (40%) con vehículo en movimiento.

Sustituyendo valores se tiene que,

$$\mu_a = 0,6 > \operatorname{tg}\alpha = 0,4$$

$$c_g/h = 0,916/1,50 = 0,6 > \operatorname{tg}\alpha = 0,4$$

#### b) Estabilidad transversal:

De la misma manera, para que un vehículo colocado transversalmente no bascule ni deslice es necesario que se verifique:

$$\mu_a > \operatorname{tg}\alpha < v/(2 \cdot h)$$

siendo  $v$  la vía media del vehículo, de valor:

$$\text{vía media del vehículo } v = (v_{\text{delantera}} + v_{\text{trasera}})/2 = (1570 + 1385)/2 = 1477,5 \text{ mm.}$$

El peralte máximo de una carretera suele ser del orden de un 10 %, pero en los cálculos se toma un 30 % en estado de reposo y un 40 % en movimiento, con objeto de tener un margen de seguridad.

Sustituyendo valores se tiene que,

$$\mu_a = 0,6 > \operatorname{tg}\alpha = 0,4$$

$$v/(2*h)=1477,5/(2*1500)=0,49 > \operatorname{tg} \alpha = 0,4$$

### 2.5.2.3. Estudio práctico.

La práctica aconseja que ha cumplirse en cualquier tipo de transformación lo que se indica en el siguiente cuadro para vehículos 4x2, que es el caso que nos ocupa.

TIPO DE VEHÍCULO CON CARGA MÁS CARROCERÍA	ESTABILIDAD LONGITUDINAL	ESTABILIDAD TRANSVERSAL*
4X2	$R_{AT\alpha} > R'_A$	$R_{i\alpha} > R'_i$

\*suponiendo inclinado el vehículo sobre su costado derecho, siendo:

$R_{AT\alpha}$ =la carga total sobre el eje delantero para un ángulo  $\alpha$  de giro del elemento de elevación.

$R'_A$ =carga sobre el eje delantero debido al peso propio en chasis cabina.

$R_{i\alpha}$ =la carga total sobre las ruedas del lateral izquierdo del vehículo para un ángulo  $\alpha$  de giro del elemento de elevación.

$R'_i$ =la carga sobre las ruedas del lateral izquierdo del vehículo debido al peso propio en chasis cabina.

Cumpléndose para este caso, que:

- En posición de marcha:

Se cumple que  $R_{AT}=1382 \text{ kg} > R'_A = 1135 \text{ kg}$ .

## 2.6. Conclusiones

A la vista de lo indicado anteriormente en la memoria descriptiva, así como en el correspondiente anexo de cálculos y planos que se detallan, se estima que el vehículo de referencia es apto para soportar las transformaciones indicadas en este proyecto, solicitándose por lo tanto de la Superioridad la aceptación de la reforma propuesta.

En Sevilla, a 24 de Mayo de 2013

- EL INGENIERO INDUSTRIAL -