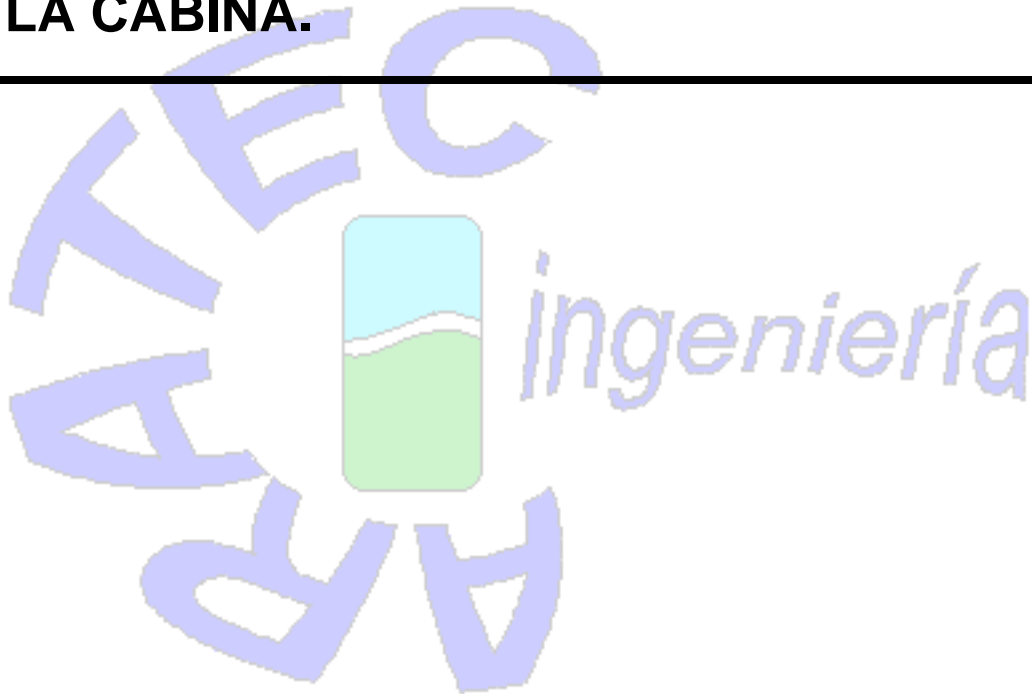


PROYECTO DE REFORMA SOBRE EL VEHÍCULO MARCA MERCEDES MODELO 1824, CON NÚMERO DE BASTIDOR WDB6523021K***, PARA EL MONTAJE DE UNA CAJA FIJA DE CARGA ABIERTA Y DE UNA GRÚA AUTOCARGANTE TRAS LA CABINA.**



PETICIONARIO: NOMBRE DEL PETICIONARIO.

INGENIERO INDUSTRIAL: HERMENEGILDO RODRÍGUEZ GALBARRO

ÍNDICE DE CONTENIDOS

MEMORIA DESCRIPTIVA

1. Peticionario
2. Reglamentación aplicable
3. Descripción de la reforma
4. Características técnicas del vehículo
 - 4.1. Antes de la reforma
 - 4.2. Después de la reforma
5. Diseño y fabricación de los bastidores auxiliares
6. Cálculo del reparto de cargas por eje
 - 6.1. En posición de marcha
 - 6.2. En situación de trabajo de la grúa
7. Cálculo de la distribución de los esfuerzos cortantes y flectores
8. Coeficiente de seguridad del bastidor final
9. Diseño de los anclajes del carrozado al bastidor
10. Estudio de la estabilidad del vehículo
 - 10.1. Estabilidad en la conducción
 - 10.2. Estabilidad longitudinal y transversal contra el vuelco
 - 10.2.1. Cálculo del c.d.g. del vehículo en orden de marcha
 - 10.2.2. Estudio matemático
 - 10.2.3. Estudio práctico
11. Conclusiones

ANEXO DE CÁLCULOS

PLANOS

MEMORIA DESCRIPTIVA

1. Peticionario.

Se ha procedido a la redacción del presente proyecto sobre reforma de importancia en vehículo industrial por encargo de *NOMBRE DEL PETICIONARIO*, con domicilio a efectos de notificación en la localidad de *DOMICILIO DEL PETICIONARIO*, y C.I.F. *PETICIONARIO*.

2. Reglamentación aplicable.

El presente proyecto técnico tiene como objetivo principal el dar cumplimiento a la normativa vigente a fin de demostrar la viabilidad que tiene la reforma realizada sobre el vehículo marca MERCEDES modelo 1824 con número de bastidor WDB6523021K*****, con el objetivo de obtener la necesaria aprobación por parte de la Autoridad competente para la autorización del funcionamiento por vías públicas del mencionado vehículo.

En particular se ha tenido en cuenta para la ejecución de la reforma objeto de este proyecto la siguiente reglamentación:

- Real Decreto 736/1988, de 8 de julio, por el que se regula la tramitación de las reformas de importancia de vehículos de carretera y se modifica el artículo 252 del Código de Circulación;
- Orden de 22 de mayo de 1989, por la que se modifican los anexos I y II del RD 736/1988;
- Orden CTE/3191/2002, de 5 de diciembre, por la que se tipifican nuevas reformas de importancia y se modifican los anexos I y II del RD 736/1988;
- Real Decreto 2028/1986, de 6 de junio, por el que se dictan normas para la aplicación de determinadas Directivas de la CEE, relativas a la homologación de tipos de vehículos automóviles, remolques y semirremolques, así como de partes y piezas de dichos vehículos;
- Orden ITC/1900/2006, de 13 de junio de 2006, por la que se actualizan los anexos I y II del RD 2028/1986;
- Real Decreto 2822/1998, de 23 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento General de Vehículos;

- Orden de 15 de septiembre de 2000, por la que se modifica el anexo XVIII "Placas de matrícula", del Reglamento General de Vehículos;
- Orden PRE/3298/2004, de 13 de octubre, por la que se modifica el anexo IX "Masas y Dimensiones", del Reglamento General de Vehículos;
- Manual de Reformas de Importancia, Revisión 2ª de 16/06/04;
- Real Decreto 1435/1992, de 27 de noviembre, por el que se dictan las disposiciones de aplicación de la Directiva del Consejo 89/392/CEE, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre máquinas;
- Real decreto 1215/1997, de 18 de julio, por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo.

3. Descripción de la reforma.

La reforma tipificada en el RD 736/1988 de 8 de julio y las actualizaciones de sus anexos hasta la Orden CTE/3191/2002 de 5 de diciembre como Reforma Nº 34, consistirá en la instalación de una grúa de autocarga marca HIAB modelo 200 C-2 tras la cabina del vehículo y de una caja de carga abierta fija con carrocería de 4.450 mm de longitud. Al tratarse de una reforma tipificada como Reforma Nº 34, según la Orden CTE/3191/2002 de 5 de diciembre, se requiere para su justificación la realización del presente proyecto técnico y certificado de ejecución de la obra.

Para mejorar la resistencia del bastidor original del vehículo será necesario incorporar otro sobrebastidor auxiliar o falso bastidor, que servirá de refuerzo al primero, y sobre el que se apoyará el bastidor de la caja de carga y la propia grúa. Dicho sobrebastidor irá anclado al autobastidor del vehículo por medio de tornillos de alta resistencia, calidad 8.8 y tuerca de seguridad, utilizando para ello los soportes que vienen instalados de fábrica repartidos a lo largo del chasis del vehículo. De esta forma, la carga quedará transmitida uniformemente a lo largo del bastidor.

4. Características técnicas del vehículo.

El vehículo que va a ser objeto de las reformas definidas por este proyecto, responde a la siguiente descripción técnica:

MARCA	MERCEDES
MODELO	1824
Nº DE BASTIDOR	WDB6523021K*****
MARCA DEL MOTOR	MERCEDES
TIPO DE MOTOR	D OM 401
Nº DE CILINDROS	4
CILINDRADA (cm ³)	10.964
POTENCIA FISCAL/REAL (C.V.F./KW.)	43,48/180
TARA TOTAL CHASIS-CABINA (kg.)	6.370
TARA CHASIS-CABINA PRIMER EJE (kg.)	4.445
TARA CHASIS-CABINA SEGUNDO EJE (Kg.)	1.925

En los apartados siguientes se detallan aquellas otras características del vehículo que pueden ser o son objeto de reforma:

4.1. Antes de la reforma.

PESO MÁXIMO AUTORIZADO (Kg.)	18.000
P.M.A. SOBRE EL PRIMER EJE (Kg.)	7.100
P.M.A. SOBRE EL SEGUNDO EJE (Kg.)	11.500
NEUMÁTICOS	6 – 315/80R22,5
VÍA ANTERIOR (mm.)	2.020
VÍA POSTERIOR (mm.)	1.840
VOLADIZO POSTERIOR (mm.)	---
DISTANCIA ENTRE EJES (mm.)	3.600
LONGITUD TOTAL (mm.)	---
ANCHURA TOTAL (mm.)	---
ALTURA TOTAL (mm.)	---

4.2. Después de la reforma.

PESO MÁXIMO AUTORIZADO (Kg.)	18.000
P.M.A. SOBRE EL PRIMER EJE (Kg.)	7.100
P.M.A. SOBRE EL SEGUNDO EJE (Kg.)	11.500
NEUMÁTICOS	6 – 315/80R22,5
VÍA ANTERIOR (mm.)	2.020
VÍA POSTERIOR (mm.)	1.840
VOLADIZO POSTERIOR (mm.)	2.050
DISTANCIA ENTRE EJES (mm.)	3.600
LONGITUD TOTAL (mm.)	7.050
ANCHURA TOTAL (mm.)	2.550
ALTURA TOTAL (mm.)	3.450
LONGITUD DE CAJA DE CARGA (mm.)	4.450

Por otro lado, la grúa de autocarga instalada en el vehículo responde a las siguientes características técnicas:

MARCA	HIAB
MODELO	200 C-2
CAPACIDAD DE ELEVACIÓN MÁX. (KNm)	177
ALCANCE, EXTENSIÓN HIDRÁULICA (m)	8,0
ALCANCE, EXTENSIÓN MANUAL (m)	14,2
ALCANCE / FUERZA DE ELEVACIÓN (m/Kg)	2,5 / 7.000
	4,5 / 4.000
	6,0 / 2.950
	7,8 / 2.280

ÁNGULO DE GIRO	406°
ALTURA EN POSICIÓN DE PLEGADO (mm)	2.265
ANCHURA EN POSICIÓN DE PLEGADO (mm)	2.451
ESPECIO DE INSTALACIÓN NECESARIO (mm)	890
PESO-GRÚA, SIN GATOS (Kg)	2.120
PESO-EQUIPO DE ESTABILIZADORES (Kg)	238

5. Diseño y fabricación de los bastidores auxiliares.

Para conseguir una distribución uniforme de las cargas sobre el bastidor del vehículo, además de garantizar la correcta fijación de la carrocería prevista, se dispondrá de un sobrebastidor auxiliar o falso bastidor sobre el anterior en toda su longitud.

Asimismo, los largueros del sobrebastidor auxiliar serán unidos mediante travesaños, cuyo número dependerá del tipo de carrozado y equipamiento previsto, y serán dispuestos, si es posible, coincidiendo con los del bastidor del vehículo.

El tipo de material utilizado para el sobrebastidor auxiliar, así como de los travesaños añadidos será de:

- Acero *St-52-3*.

Las características mecánicas de este acero empleado son las siguientes:

Tensión de rotura..... $\sigma_r = 52\div 62 \text{ kg/mm}^2$.

Límite de elasticidad..... $\sigma_e \geq 36 \text{ kg/mm}^2$.

Alargamiento en rotura..... $\delta \geq 22 \%$.

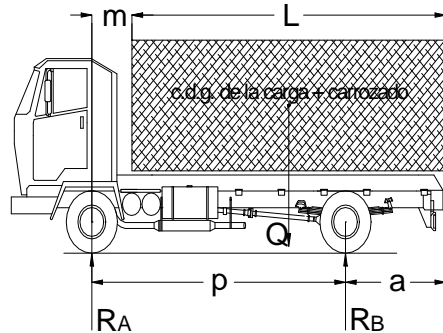
6. Cálculo del reparto de cargas por eje.

6.1. En posición de marcha

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

- Peso de la grúa de autocarga (Q_G).
- Peso de los estabilizadores de la grúa (Q_E).
- Peso del carrozado añadido al autobastidor o caja de carga (Q_1).
- Peso máximo admitido de la mercancía a transportar/carga útil (Q_2).

Para vehículos 4x2 en posición de marcha, se considera la carga debida al peso de la grúa en posición plegada y del equipo estabilizador aplicada en su centro de gravedad, y la carga de la mercancía o carga útil 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:

$$R_A = \frac{Q_G * (p - g) + Q_E * (p - e) + Q * (L/2 - a)}{p};$$

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

donde:

L: Longitud de la caja en mm;

a: Voladizo posterior en mm;

p: Distancia entre ejes en mm;

g: Distancia del c.d.g. de la grúa al primer eje en mm;

e: Distancia del c.d.g. del equipo estabilizador al primer eje en mm;

m: Distancia eje delantero al comienzo de la caja de carga;

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

Q_G : Peso de la grúa aplicado en su c.d.g. en Kg;

Q_E : Peso del equipo de estabilizadores en su c.d.g. en Kg;

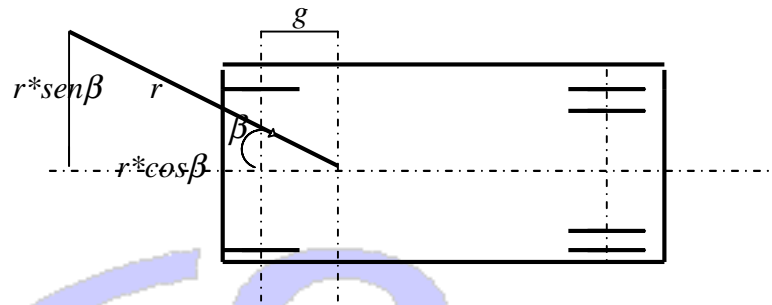
Por consiguiente el reparto total de cargas sobre los ejes del vehículo en posición de marcha será:

DEBIDO A:	1 ^{er} EJE	2 ^o EJE	TOTAL
CHASIS-CABINA	R'_A	R'_B	$R'_A + R'_B = Q'$
OCUPANTES	P_A	P_B	$P_A + P_B = P$
CARGA+CAJA+GRÚA	R_A	R_B	$R_A + R_B = Q$
TOTAL	$R'_A + P_A + R_A$	$R'_B + P_B + R_B$	$Q' + P + Q = Q_T$

6.2. En situación de trabajo de la grúa

Para la situación de trabajo con la grúa se considera desplegado el sistema de estabilizadores, por lo que el eje delantero del vehículo quedará en suspensión sin estar sometido a carga.

En la figura siguiente se indica una posición genérica de trabajo de la grúa:

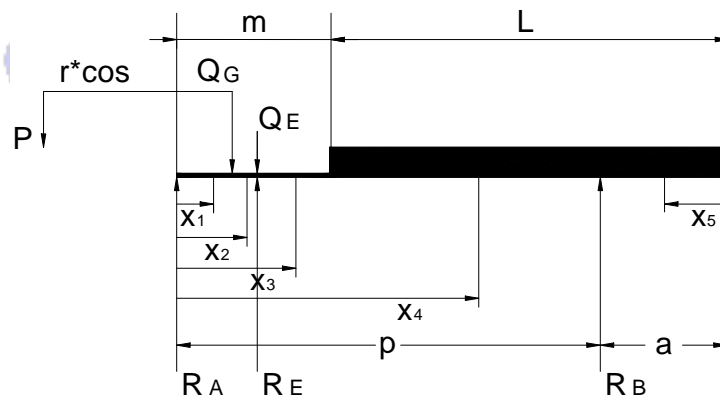


siendo:

β : el ángulo de giro del brazo de la grúa sobre un plano perpendicular a su eje de giro.

r : la longitud del brazo totalmente extendido.

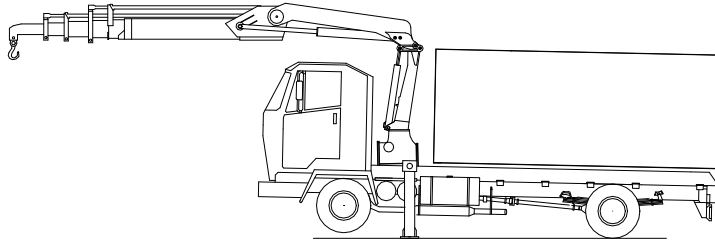
Diagramas de cargas para una posición de trabajo cualquiera de la grúa:



Vista longitudinal del camión.

A continuación se estudian los diferentes casos en función del ángulo de giro de la grúa:

a) Para $\beta=0^\circ$.



Para la situación de trabajo de la grúa y ángulo de giro del brazo $\beta=0^\circ$, o sea, brazo totalmente extendido hacia la parte delantera del vehículo, se tienen que las reacciones que tienen lugar sobre estabilizadores de apoyo de la grúa desplegado (R_E) y

sobre el eje trasero del camión (R_B) debido a la carga elevada, así como del resto de la carga transportada en caja, más los pesos del equipo de grúa y estabilizadores, además de la propia carrocería de la caja, se calculan por las siguientes expresiones:

$$R_E = \frac{P * (r + p - g) + Q_G * (p - g_{(\beta = 0^\circ)}) + Q_E * (p - e) + (Q - P) * (L/2 - a)}{p - e};$$

$$R_B = \frac{(Q - P) * (L/2 + m - e) - Q_G * (e - g_{(\beta = 0^\circ)}) - P * (r + e - g)}{p - e};$$

donde:

L : Longitud de la caja en mm;

a : Voladizo posterior en mm;

p : Distancia entre ejes en mm;

r : Longitud de brazo extendido de la grúa en mm;

$g_{(\beta=0^\circ)}$: Distancia del c.d.g. de la grúa al eje delantero del vehículo en mm;

e : Distancia del c.d.g. del equipo estabilizador al eje delantero del en mm;

m : Distancia eje delantero al comienzo de la caja de carga;

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

Q_G : Peso de la grúa aplicado en su c.d.g. en Kg;

Q_E : Peso del equipo de estabilizadores en su c.d.g. en Kg;

P : Peso de la carga elevada en Kg;

Por consiguiente el reparto total de cargas sobre los ejes del vehículo en posición de marcha será:

DEBIDO A:	ESTABILIZADOR	2º EJE	TOTAL
CHASIS-CABINA	R'_E	R'_B	$R'_A + R'_B = Q'$
CARGA ELEVADA	$R_{P,E}$	$R_{P,B}$	$R_{P,A} + R_{P,B} = P$
CARGA CAJA+GRÚA	$R_{(Q+P),E}$	$R_{(Q+P),B}$	$R_{(Q+P),A} + R_{(Q+P),B} = Q_T - P$
TOTAL	$R'_E + R_E$	$R'_B + R_B$	$Q' + Q_T$

siendo $Q_T = Q + Q_G + Q_E$;

b) Para $\beta=90^\circ$.

Para la situación de trabajo de la grúa y ángulo de giro del brazo $\beta=90^\circ$, extendido perpendicular a la línea del chasis del vehículo, las reacciones que tienen lugar sobre los estabilizadores de apoyo de la grúa desplegado (R_E) y sobre el eje trasero del camión (R_B) valen:

$$R_E = \frac{P * (p - g) + Q_G * (p - g_{(\beta = 90^\circ)}) + Q_E * (p - e) + (Q - P) * (L/2 - a)}{p - e};$$

$$R_B = \frac{(Q - P) * (L/2 + m - e) - Q_G * (e - g_{(\beta = 90^\circ)}) - P * (e - g)}{p - e};$$

En esta posición de trabajo de la grúa, el bastidor debe soportar un momento torsor adicional de valor:

$$M_t = P * r * \text{sen} 90^\circ;$$

donde:

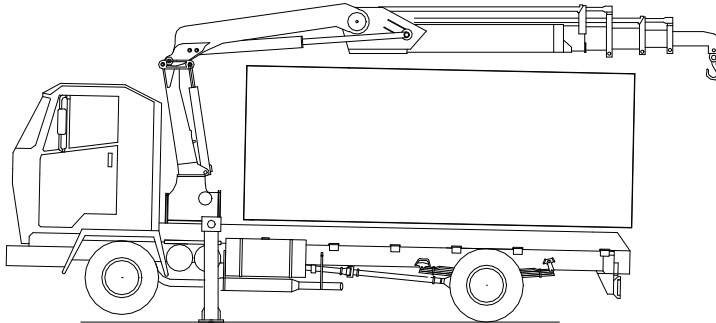
- L: Longitud de la caja en mm;
- a: Voladizo posterior en mm;
- p: Distancia entre ejes en mm;
- r: Longitud de brazo extendido de la grúa en mm;
- $g_{(\beta=90^\circ)}$: Distancia del c.d.g. de la grúa al eje delantero en mm;
- e: Distancia del c.d.g. del equipo estabilizador al eje delantero en mm;
- m: Distancia eje delantero al comienzo de la caja de carga;
- Q: Peso del carrozado más la carga útil en Kg. ($Q_1 + Q_2$);
- Q_G : Peso de la grúa aplicado en su c.d.g. en Kg;
- Q_E : Peso del equipo de estabilizadores en su c.d.g. en Kg;
- P: Peso de la carga elevada en Kg;

Por consiguiente el reparto total de cargas sobre los ejes del vehículo en posición de marcha será:

DEBIDO A:	ESTABILIZADOR	2º EJE	TOTAL
CHASIS-CABINA	R'_E	R'_B	$R'_A + R'_B = Q'$
CARGA ELEVADA	$R_{P,E}$	$R_{P,B}$	$R_{P,A} + R_{P,B} = P$
CARGA CAJA+GRÚA	$R_{(Q-P),E}$	$R_{(Q-P),B}$	$R_{(Q-P),A} + R_{(Q-P),B} = Q_T - P$
TOTAL	$R'_E + R_E$	$R'_B + R_B$	$Q' + Q_T$

siendo $Q_T = Q + Q_G + Q_E$;

c) Para $\beta=180^\circ$.



Para la situación de trabajo de la grúa y ángulo de giro del brazo $\beta=180^\circ$, o sea, brazo totalmente extendido hacia la parte trasera y situado longitudinal al vehículo, las reacciones que tienen lugar sobre los estabilizadores de

apoyo de la grúa desplegado (R_E) y sobre el eje trasero del camión (R_B) debido a la carga elevada, así como del resto de la carga transportada en caja, más los pesos del equipo de grúa y estabilizadores, además de la propia carrocería de la caja, se calculan por las siguientes expresiones:

$$R_E = \frac{(Q - P) * (L/2 - a) + Q_G * (p - g_{(\beta = 180^\circ)}) + Q_E * (p - e) - P * (r - p + g)}{p - e};$$

$$R_B = \frac{(Q - P) * (L/2 + m - e) - Q_G * (e - g_{(\beta = 180^\circ)}) + P * (r - e + g)}{p - e};$$

donde:

L : Longitud de la caja en mm;

a : Voladizo posterior en mm;

p : Distancia entre ejes en mm;

r : Longitud de brazo extendido de la grúa en mm;

$g_{(\beta=180^\circ)}$: Distancia del c.d.g. de la grúa al eje delantero del vehículo en mm;

e : Distancia del c.d.g. del equipo estabilizador al eje delantero del en mm;

m : Distancia eje delantero al comienzo de la caja de carga;

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

Q_G : Peso de la grúa aplicado en su c.d.g. en Kg;

Q_E : Peso del equipo de estabilizadores en su c.d.g. en Kg;

P : Peso de la carga elevada en Kg;

Por consiguiente el reparto total de cargas sobre los ejes del vehículo en posición de marcha será:

DEBIDO A:	ESTABILIZADOR	2º EJE	TOTAL
CHASIS-CABINA	R'_E	R'_B	$R'_A + R'_B = Q'$
CARGA ELEVADA	$R_{P,E}$	$R_{P,B}$	$R_{P,A} + R_{P,B} = P$
CARGA CAJA+GRÚA	$R_{(Q-T),E}$	$R_{(Q-T),B}$	$R_{(Q-T),A} + R_{(Q-T),B} = Q_T - P$
TOTAL	$R'_E + R_E$	$R'_B + R_B$	$Q' + Q_T$

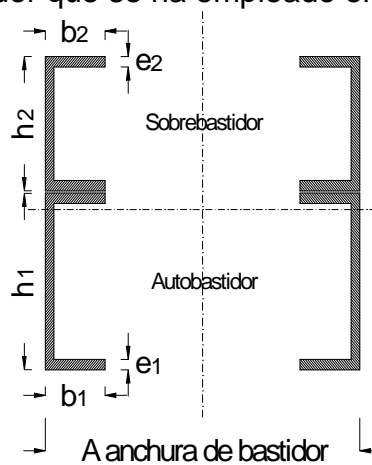
siendo $Q_T = Q + Q_G + Q_E$;

7. Cálculo de la distribución de los esfuerzos cortantes y flectores.

En el apartado correspondiente del anejo de cálculos 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 y cargas, para cada una de las situaciones de trabajo del vehículo.

8. Coeficiente de seguridad del bastidor final.

En primer lugar, se definen las características mecánicas de la sección del bastidor que se ha empleado en el vehículo:



Siendo:

h_1 : longitud del alma del autobastidor.

h_2 : longitud del alma del sobrebastidor.

e_1 : espesor de pared del perfil del autobastidor.

e_2 : espesor de pared del perfil del sobrebastidor.

b_1 : anchura del ala del perfil del autobastidor.

b_2 : anchura del ala del perfil del sobrebastidor.

El módulo resistente de la sección total del bastidor con refuerzo viene dada por:

$$W_x = I_{xx} / y_{máx};$$

en la que:

I_{xx} = momento de inercia del perfil de un larguero del bastidor reforzado respecto al eje x-x neutro de la sección.

$y_{máx}$ = distancia del eje neutro de la sección a la fibra más alejada de la misma.

La tensión de trabajo a flexión del bastidor con refuerzo viene dada por:

$$\sigma_f = M_{f máx} / (2 * W_x);$$

siendo:

σ_f = tensión de trabajo del bastidor con refuerzo a flexión.

$M_{f máx}$ = momento flector máximo que actúa sobre el bastidor reforzado.

W_x = módulo resistente a flexión del perfil de un larguero del bastidor con refuerzo.

Por otra parte, el trabajo de elevación de la grúa origina un momento torsor en el bastidor de valor:

$$M_t = P \cdot r \cdot \text{sen} \alpha;$$

Esto va a originar tensiones de torsión (σ_t), que para su cálculo se emplea la expresión:

$$\sigma_t = M_t / (2 \cdot W_t);$$

siendo:

σ_t = tensión de trabajo a torsión del bastidor con refuerzo.

M_t = momento torsor que actúa sobre el bastidor reforzado.

W_t = módulo resistente a torsión del perfil de un larguero del bastidor.

Para calcular el módulo resistente a torsión (W_t) se emplea esta otra expresión:

$$W_t = I_o / R_{\text{máx}};$$

siendo:

momento polar, $I_o = I_{xx} + I_{yy}$;

$R_{\text{máx}}$ = la distancia del c.d.g. del cuadro del bastidor a su fibra más lejana.

Como consecuencia del trabajo simultáneo a flexión y torsión que realiza el bastidor, cada una de sus secciones están sometidas al mismo tiempo a las tensiones de flexión (σ_f) y torsión (σ_t), resultando una tensión combinada (σ_{co}), que viene dada por la expresión:

$$\sigma_{co} = 3/8 \cdot \sigma_f + 5/8 \cdot \sqrt{(\sigma_f^2 + 4 \cdot \sigma_t^2)};$$

Tomándose como referencia la tensión límite de elasticidad del material (σ_e) dada por el fabricante, el coeficiente de seguridad para el trabajo conjunto del bastidor vendrá dado por:

$$\lambda = \sigma_e / \sigma_{co} > 3$$

Además de lo anterior, cuando un bastidor se refuerza, se debe comprobar la seguridad de cada una de las partes que componen los largueros principales, dado que cada una de ellas ha de absorber un porcentaje del momento flector total máximo, por lo que el coeficiente de seguridad de cada una de las partes debe ser también mayor o igual a 3:

$$\sigma_{f1} = M_{f \text{ máx}1} / (2 \cdot W_{x1}); \quad \lambda_1 = \sigma_e / \sigma_{f1} > 3$$

$$\sigma_{f2} = M_{f \text{ máx}2} / (2 \cdot W_{x2}); \quad \lambda_2 = \sigma_e / \sigma_{f2} > 3$$

siendo:

W_{x1} = módulo resistente del perfil de un larguero del autobastidor sin refuerzo, con respecto a su eje neutro x_1-x_1 .

W_{x2} = módulo resistente del perfil de un larguero del sobrebastidor auxiliar, con respecto a su eje neutro x_2-x_2 .

$M_{f \text{ máx}1}$ = momento flector máximo que actúa sobre el autobastidor.

$M_{f \text{ máx}2}$ = momento flector máximo que actúa sobre el sobrebastidor.

σ_{f1} = tensión de trabajo a flexión que actúa sobre el autobastidor.

σ_{f2} =tensión de trabajo a flexión que actúa sobre el sobrebastidor.

9. Diseño de los anclajes del carrozado al bastidor.

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 los dos bastidores son las siguientes:

Calidad.....	M 8.8
Tensión de rotura.....	σ_r / 80 kg/mm ² .
Tensión límite de elasticidad.....	σ_e / 65 kg/mm ² .
Diámetro de la caña.....	d=16 mm.
Área resistente.....	$A_r=157$ mm ² .
Paso de rosca.....	p=2,00 mm.
Nº de tornillos usados para anclar caja.....	N=10.
Nº de tornillos usados para anclar grúa.....	N=8.

a) Anclaje de la caja de carga

En el anclaje de la caja de carga, 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:

$$I=Q*a_r/g; \quad \text{siendo } g \text{ la gravedad (9,8 m/s}^2\text{)}.$$

Por otro lado, la resistencia máxima a cortante debido al anclaje de los tornillos al chasis del vehículo se obtiene mediante las siguientes expresiones, según la calidad de los tornillos empleados:

- Para tornillos de Grado 4.6, 5.6 y 8.8, $R_m=(0,6*\sigma_r*N*A_r)/g_{Mb};$

- Para tornillos de Grado 4.8, 5.8, 6.8 y 10.9, $R_m=(0,5*\sigma_r*N*A_r)/g_{Mb};$

siendo:

N=número de tornillos utilizado en la fijación de los bastidores.

A_r =sección resistente de cada tornillo.

σ_r =resistencia a tracción última del tornillo empleado.

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

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

$$=R_m / I;$$

b) Anclaje de la grúa al bastidor

Para el anclaje de la grúa al bastidor se va a realizar una doble comprobación: por un lado para una situación de frenada, y por otro, para la situación de trabajo de la grúa donde se despliega el equipo estabilizador y el vehículo queda suspendido en su parte delantera.

- Para la situación de frenada, el valor de la fuerza de inercia (I) en función de la deceleración (a_r) y del peso de la grúa y estabilizadores (Q_G+Q_E), es:

$$I_{G+E}=(Q_G+Q_E) *a_r/g; \quad \text{siendo } g \text{ la gravedad } (9,8 \text{ m/s}^2).$$

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 de tornillos 8.8 empleados:

$$R_{m,G+E}=(0,6 * \sigma_r * N * A_r) / g_{Mb};$$

siendo:

N =número de tornillos utilizado en la fijación del equipo grúa-estabilizadores al bastidor.

A_r =sección resistente de cada tornillo.

σ_r =resistencia a tracción última del tornillo empleado.

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

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

$$=R_{m,G+E} / I_{G+E};$$

- Para la situación de trabajo de la grúa, los estabilizadores se encuentran desplegados, elevando el tren delantero del vehículo. Para este caso, los anclajes del sistema grúa-estabilizadores al sobre-chasis del vehículo se encuentran solicitados bajo la acción del peso del tren delantero del chasis-cabina más la carga transmitida debida a la elevación de la carga y a la mercancía transportada (R'_E+R_E).

Para cada ángulo de giro de la grúa y carga elevada el valor de la carga transmitida a los anclajes es distinta. Para el diseño de los anclajes se toma la situación más desfavorable, tomándose el mayor valor de los obtenidos para cada situación de trabajo de la grúa, $máx(R'_E+R_E)$, esto es, para $\beta=0^\circ$, $\beta=90^\circ$ ó $\beta=180^\circ$,

Por otro lado, la resistencia máxima a tracción del sistema de anclaje de los tornillos al chasis del vehículo se obtiene mediante la siguiente expresión, para la calidad de tornillos 8.8 empleados:

$$R_{m,G+E} = (0,9 * \sigma_r * N * A_r) / g_{Mb};$$

siendo:

N =número de tornillos utilizado en la fijación del equipo grúa-estabilizadores al bastidor.

A_r =sección resistente de cada tornillo.

σ_r =resistencia a tracción última del tornillo empleado.

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

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

$$= R_{m,G+E} / máx(R'_E+R_E);$$

10. Estudio de la estabilidad del vehículo.

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.

10.1. 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).

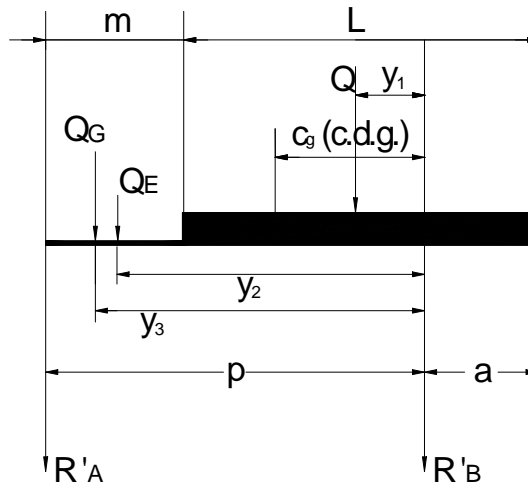
R_{AT} =reparto de la carga total sobre el eje delantero en plano horizontal.

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

10.2. 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.

10.2.1. 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:

$$c_g = (Q \cdot y_1 + Q_E \cdot y_2 + Q_G \cdot y_3 + R'_A \cdot p) / (Q_G + Q_E + Q + R'_A + R'_B);$$

donde:

$y_1 = L/2 - a$; siendo L la longitud de la caja y a el voladizo posterior.

R'_A y R'_B son las reacciones sobre los ejes delantero y trasero debido a la tara del autobastidor o chasis cabina.

Q es el peso del carrozado y la carga a transportar.

10.2.2. 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 α 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 μ_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:

$$\mu_a > tg\alpha < c_g/h$$

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 $tg\alpha=0,3$ (30%) con vehículo parado y $tg\alpha=0,4$ (40%) con vehículo en movimiento.

b) Estabilidad transversal:

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

$$\mu_a > tg\alpha < v/(2*h)$$

siendo v la vía media del vehículo.

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.

10.2.3. Estudio práctico.

La práctica aconseja que se deberá cumplir 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 α 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 α 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.

11. 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 29 de Noviembre de 2000

EL INGENIERO INDUSTRIAL

ANEXO DE CÁLCULOS

6. Cálculo del reparto de cargas por eje.

Tara del autobastidor o chasis cabina, $Q'=6370$ kg.

Carga debido a ocupantes, 75 kg.

Carga en caja, incluida peso de la caja, para cada situación:

$Q=9197$ kg. (con ocupante en cabina, en situación de marcha)

$Q=9272$ kg. (sin ocupante en cabina, en situación de trabajo de la grúa).

Peso de la grúa de autocarga, $Q_G=2120$ kg.

Peso de los estabilizadores de la grúa, $Q_E=238$ kg.

Peso de la carga de elevación para el máximo alcance, $P=2280$ kg.

Las dimensiones de los parámetros utilizados en los cálculos, que definen la geometría del vehículo carrozado son las siguientes:

$$\begin{array}{llll}
 a=2050 \text{ mm.} & p=3600 \text{ mm.} & L=4450 \text{ mm.} & m=1200 \text{ mm.} \\
 g=900 \text{ mm.} & e=1050 \text{ mm.} & r=7800 \text{ mm.} &
 \end{array}$$

6.1. En posición de marcha.

Para la posición de marcha, las reacciones sobre los ejes delantero y trasero del vehículo valen:

$$R_A = \frac{Q_G * (p - g) + Q_E * (p - e) + Q * (L/2 - a)}{p} = 2206 \text{ Kg}$$

$$R_B = \frac{Q_G * g + Q_E * e + Q * (L/2 + m)}{p} = 9349 \text{ Kg}$$

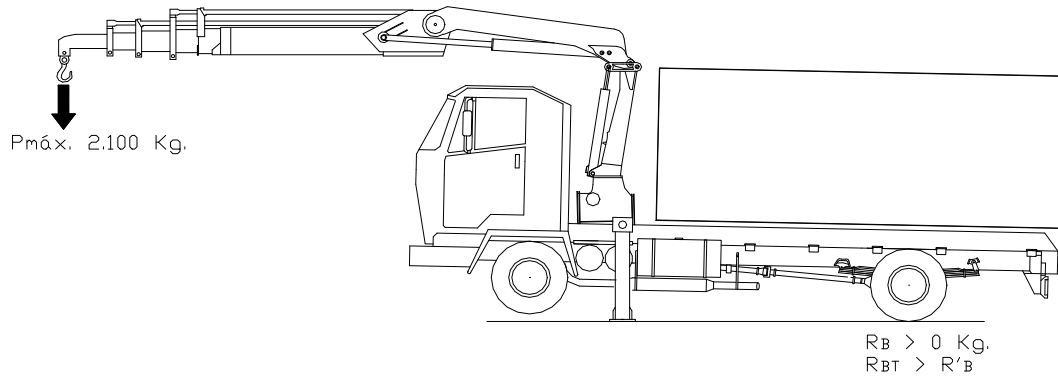
DEBIDO A:	1 ^{er} EJE	2 ^o EJE	TOTAL
CHASIS-CABINA	4445 kg	1925 kg	6370 kg
OCUPANTES	75 kg	0 kg	75 kg
CARGA ÚTIL + CAJA + GRÚA	2206 kg	9349 kg	11555 kg
TOTAL	6726 kg	11274 kg	18000 kg

6.2. En situación de trabajo de la grúa

A continuación se estudian los diferentes casos en función del ángulo de giro de la grúa:

a) Para $\beta=0^\circ$.

Para la situación de trabajo de la grúa y ángulo de giro del brazo $\beta=0^\circ$, la carga de elevación máxima (P) deberá estar limitada, por condiciones de seguridad, a que la reacción sobre el eje trasero sea mayor que cero ($R_B > 0$).



Para que se cumpla la condición anterior la carga máxima de elevación (P) es igual a 2.100 Kg. Con estos valores, las reacciones que tienen lugar sobre los estabilizadores de apoyo de la grúa desplegado (R_E) y sobre el eje trasero del camión (R_B), vienen dadas por las siguientes expresiones:

$$R_E = \frac{P * (r + p - g) + Q_G * (p - g_{(\beta = 0^\circ)}) + Q_E * (p - e) + (Q - P) * (L/2 - a)}{p - e} = 11622 \text{ Kg}$$

$$R_B = \frac{(Q - P) * (L/2 + m - e) - Q_G * (e - g_{(\beta = 0^\circ)}) - P * (r + e - g)}{p - e} = 8 \text{ Kg}$$

En el siguiente cuadro se resume el esquema de cargas según la procedencia y su total:

DEBIDO A:	APOYOS ESTABILIZADOR	2º EJE	TOTAL
CHASIS-CABINA	4445 kg	1925 kg	6370 kg
CARGA DE ELEVACION (P)	8647 kg	-6547 kg	2100 kg
CARGA CAJA + GRÚA	2975 kg	6555 kg	9530 kg
TOTAL	16067 kg	1933 kg	18000 kg

Sabiéndose que,

$$R_E = 8647 + 2975 = 11622 \text{ Kg};$$

$$R_B = -6547 + 6555 = 8 \text{ Kg}$$

b) Para $\beta = 90^\circ$.

Para la situación de trabajo de la grúa y ángulo de giro del brazo $\beta = 90^\circ$, extendido perpendicular a la línea del chasis, las reacciones que tienen lugar sobre los estabilizadores de apoyo de la grúa desplegado (R_E) y sobre el eje trasero del camión (R_B) valen:

$$R_E = \frac{P * (p - g) + Q_G * (p - g_{(\beta = 90^\circ)}) + Q_E * (p - e) + (Q - P) * (L/2 - a)}{p - e} = 5377 \text{ Kg}$$

$$R_B = \frac{(Q - P) * (L/2 + m - e) - Q_G * (e - g_{(\beta = 90^\circ)}) - P * (e - g)}{p - e} = 6253 \text{ Kg}$$

En esta posición de trabajo de la grúa el bastidor debe soportar un torsor adicional de valor:

$$M_t = P * r * \text{sen} 90^\circ = 17784 \text{ m*kg};$$

En el siguiente cuadro se resume el esquema de cargas según la procedencia y su total:

DEBIDO A:	APOYOS ESTABILIZADOR	2º EJE	TOTAL
CHASIS-CABINA	4445 kg	1925 kg	6370 kg
CARGA DE ELEVACION (P)	2414 kg	-134 kg	2280 kg
CARGA CAJA + GRÚA	2963 kg	6387 kg	9350 kg
TOTAL	9822 kg	8178 kg	18000 kg

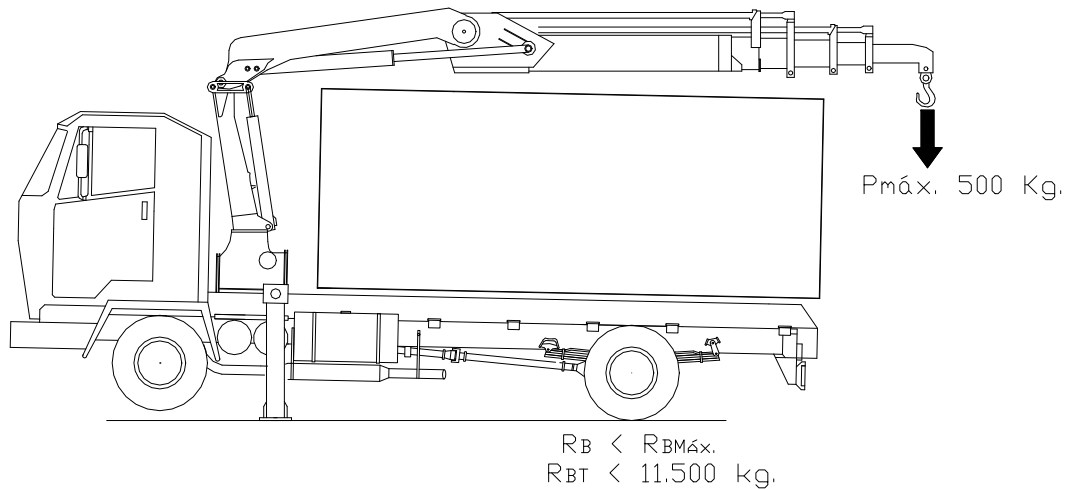
Sabiéndose que,

$$R_E = 2414 + 2963 = 5377 \text{ Kg};$$

$$R_B = -134 + 6387 = 6253 \text{ Kg}$$

c) Para $\beta = 180^\circ$.

Para la situación de trabajo de la grúa y ángulo de giro del brazo $\beta = 180^\circ$, es decir, brazo totalmente extendido longitudinalmente al vehículo y hacia la parte trasera, la carga de elevación máxima (P) deberá estar limitada, por condiciones de seguridad, a que la reacción sobre el eje trasero no sobrepase el peso máximo admitido para este eje ($R_B < R_{B\text{MÁX}}$).



Para que se cumpla la condición anterior la carga máxima de elevación (P) para esta posición de trabajo se limita a 500 Kg. Con estos valores, las reacciones que tienen lugar sobre los estabilizadores de apoyo de la grúa desplegado (R_E) y sobre el eje trasero del camión (R_B), vienen dadas por las siguientes expresiones:

$$R_E = \frac{(Q - P) * (L/2 - a) + Q_G * (p - g_{(\beta = 180^\circ)}) + Q_E * (p - e) - P * (r - p + g)}{p - e} = 2085 \text{ Kg}$$

$$R_B = \frac{(Q - P) * (L/2 + m - e) - Q_G * (e - g_{(\beta = 180^\circ)}) + P * (r - e + g)}{p - e} = 9545 \text{ Kg}$$

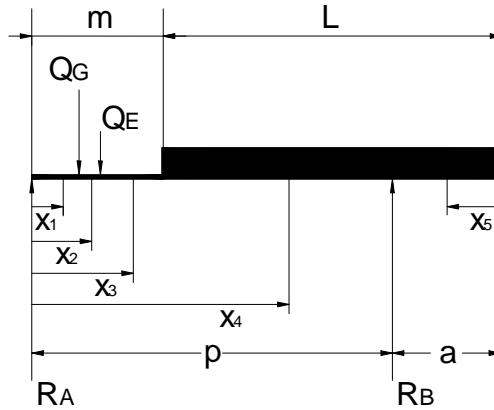
En el siguiente cuadro resumen se indica el esquema de cargas según la procedencia y el total:

DEBIDO A:	APOYOS ESTABILIZADOR	2º EJE	TOTAL
CHASIS-CABINA	4445 kg	1925 kg	6370 kg
CARGA DE ELEVACION (P)	-1000 kg	1500 kg	500 kg
CARGA CAJA + GRÚA	3085 kg	8045 kg	11130 kg
TOTAL	6530 kg	11470 kg	18000 kg

Sabiéndose que,
 $R_E = -1000 + 3085 = 2085 \text{ Kg};$
 $R_B = 1500 + 8045 = 9545 \text{ Kg}$

7. Cálculo de la distribución de los esfuerzos cortantes y flectores.

7.1. En posición de marcha



Para $x_1=0$:

$$V(0)=R_A=2206 \text{ kg}$$

$$M(0)=0;$$

Para $g=0,90 \text{ m.} \geq x_1 > 0$:

$$V(x_1)=R_A=2206 \text{ kg}$$

$$M(x_1)=R_A \cdot x_1=2206 \cdot x_1 \text{ m}\cdot\text{kg}; \quad M_{\text{máx}}=1985 \text{ m}\cdot\text{kg}, \text{ para } x_1=0,90 \text{ m.}$$

Para $e=1,05 \text{ m.} \geq x_2 > g=0,90 \text{ m.}$:

$$V(x_2)=R_A-Q_G=2206-2120=86 \text{ kg};$$

$$M(x_2)=R_A \cdot x_2-Q_G \cdot (x_2-g)=2206 \cdot x_2-2120 \cdot (x_2-0,90) \text{ (m}\cdot\text{kg)}$$

siendo $M_{\text{máx}}=1998 \text{ m}\cdot\text{kg}$, para $x_2=1,05 \text{ m.}$

Para $m=1,20 \text{ m.} \geq x_3 > e=1,05 \text{ m.}$:

$$V(x_3)=R_A-Q_G-Q_E=2206-2120-238=-152 \text{ kg};$$

$$M(x_3)=R_A \cdot x_3-Q_G \cdot (x_3-g)-Q_E \cdot (x_3-e)=2206 \cdot x_3-2120 \cdot (x_3-0,90)-238 \cdot (x_3-1,05) \text{ (m}\cdot\text{kg)}$$

siendo $M_{\text{máx}}=1998 \text{ m}\cdot\text{kg}$, para $x_3=1,05 \text{ m.}$

Para $p=3,60 \text{ m.} \geq x_4 > m=1,20 \text{ m.}$:

$$V(x_4)=R_A-Q_G-Q_E-q \cdot (x_4-m)=2206-2120-238-2067 \cdot (x_4-1,20); \text{ siendo } q=Q/L=2067 \text{ kg/m};$$

$$M(x_4)=R_A \cdot x_4-Q_G \cdot (x_4-g)-Q_E \cdot (x_4-e)-q/2 \cdot (x_4-m)^2=2206 \cdot x_4-2120 \cdot (x_4-0,90)-238 \cdot (x_4-1,05)-1033,5 \cdot (x_4-1,20)^2$$

siendo $M_{\text{máx}}=-4343 \text{ m}\cdot\text{kg}$, para $x_4=3,60 \text{ m.}$

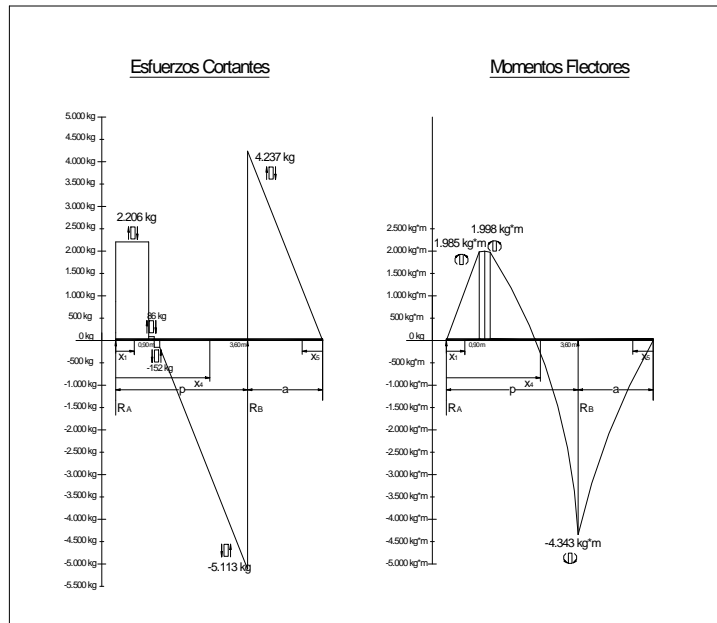
Para $a=2,05 \text{ m.} \geq x_5 > 0$:

$$V(x_5)=q \cdot x_5=2067 \cdot x_5 \text{ (Kg)}$$

$$M(x_5)=-q/2 \cdot (x_5)^2=-1033,5 \cdot (x_5)^2 \text{ (m}\cdot\text{kg)}$$

siendo $M_{\text{máx}}=-4343 \text{ m}\cdot\text{kg}$, para $x_5=2,05 \text{ m.}$

GRÁFICO DE ESFUERZOS

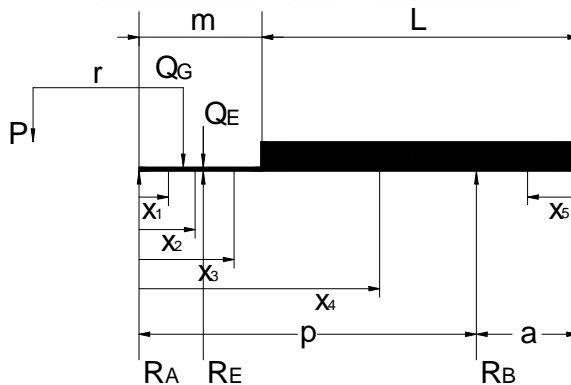


-EN POSICIÓN DE MARCHA-

7.2. En situación de trabajo de la grúa

A continuación se estudian los diferentes casos en función del ángulo de giro de la grúa:

a) Para $\beta=0^\circ$:



Para $x_1=0$:

$$V(0)=R_A=0 \text{ kg}$$

$$M(0)=0 \text{ m}\cdot\text{kg};$$

Para $g=0,90 \text{ m.} \geq x_1 > 0$:

$$V(0)=R_A=0 \text{ kg}$$

$$M(0)=0 \text{ m}\cdot\text{kg};$$

Para $e=1,05 \text{ m.} \geq x_2 > g=0,90 \text{ m.}$:

$$V(x_2)=R_A-P-Q_G=-2100-2120=-4220 \text{ kg};$$

$$M(x_2)=R_A \cdot x_2 - P \cdot (r+x_2-g) - Q_G \cdot (x_2-g) = -2100 \cdot (6,90+x_2) - 2120 \cdot (x_2-0,90) \text{ (m}\cdot\text{kg)}$$

siendo $M_{\text{máx}}=-17013 \text{ m}\cdot\text{kg}$, para $x_2=1,05 \text{ m.}$

Para $m=1,20 \text{ m} \geq x_3 > e=1,05 \text{ m}$.:

$$V(x_3) = R_A + R_E - P - Q_G - Q_E = 11622 - 2100 - 2120 - 238 = 7164 \text{ kg};$$

$$M(x_3) = R_E * (x_3 - e) + R_A * x_3 - P * (r + x_3 - g) - Q_G * (x_3 - g) - Q_E * (x_3 - e) = 11622 * (x_3 - 1,05) - 2100 * (6,90 + x_3) - 2120 * (x_3 - 0,90) - 238 * (x_3 - 1,05) \text{ (m} \cdot \text{kg)}$$

siendo $M_{m\acute{a}x} = -17013 \text{ m} \cdot \text{kg}$, para $x_3 = 1,05 \text{ m}$.

Para $p=3,60 \text{ m} \geq x_4 > m=1,20 \text{ m}$.:

$$V(x_4) = R_A + R_E - P - Q_G - Q_E - q * (x_4 - m) = 11622 - 2100 - 2120 - 238 - 1612 * (x_4 - 1,20) = 7164 - 1612 * (x_4 - 1,20);$$

siendo $q = Q - P/L = 1612 \text{ kg/m}$;

$$M(x_4) = R_E * (x_4 - e) + R_A * x_4 - P * (r + x_4 - g) - Q_G * (x_4 - g) - Q_E * (x_4 - e) - q/2 * (x_4 - m)^2 = 11622 * (x_4 - 1,05) - 2100 * (6,90 + x_4) - 2120 * (x_4 - 0,90) - 238 * (x_4 - 1,05) - 806 * (x_4 - 1,20)^2$$

siendo $M_{m\acute{a}x} = -15938 \text{ m} \cdot \text{kg}$, para $x_4 = 1,20 \text{ m}$.

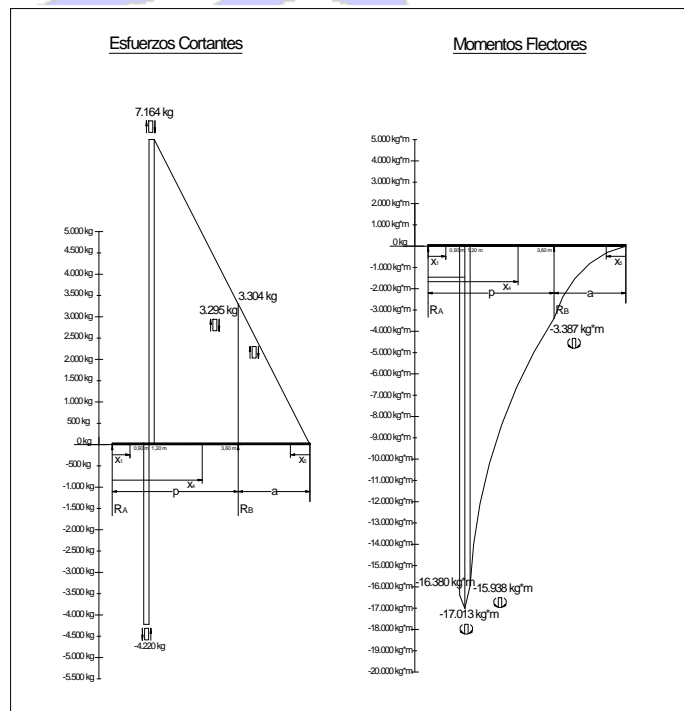
Para $a=2,05 \text{ m} \geq x_5 > 0$:

$$V(x_5) = q * x_5 = 1612 * x_5 \text{ (Kg)}$$

$$M(x_5) = -q/2 * (x_5)^2 = -806 * (x_5)^2 \text{ (m} \cdot \text{kg)}$$

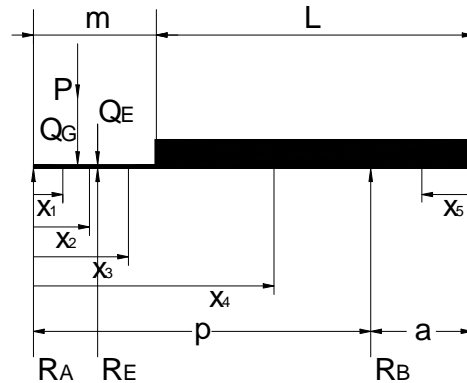
siendo $M_{m\acute{a}x} = -3387 \text{ m} \cdot \text{kg}$, para $x_5 = 2,05 \text{ m}$.

GRÁFICO DE ESFUERZOS



-EN POSICIÓN DE TRABAJO DE LA GRÚA, $\beta=0^\circ$.

b) Para $\beta=90^\circ$:



Para $x_1=0$:

$$V(0)=R_A=0 \text{ kg}$$

$$M(0)=0 \text{ m}\cdot\text{kg};$$

Para $g=0,90 \text{ m.} \geq x_1 > 0$:

$$V(0)=R_A=0 \text{ kg}$$

$$M(0)=0 \text{ m}\cdot\text{kg};$$

Para $e=1,05 \text{ m.} \geq x_2 > g=0,90 \text{ m.}$:

$$V(x_2)=R_A-P-Q_G=-2280-2120=-4400 \text{ kg};$$

$$M(x_2)=R_A \cdot x_2 - (P+Q_G) \cdot (x_2-g) = -4400 \cdot (x_2-0,90) \text{ (m}\cdot\text{kg)}$$

siendo $M_{\text{máx}}=-660 \text{ m}\cdot\text{kg}$, para $x_2=1,05 \text{ m.}$

Para $m=1,20 \text{ m.} \geq x_3 > e=1,05 \text{ m.}$:

$$V(x_3)=R_A+R_E-P-Q_G-Q_E=5377-2280-2120-238=739 \text{ kg};$$

$$M(x_3)=R_E \cdot (x_3-e) + R_A \cdot x_3 - (P+Q_G) \cdot (x_3-g) - Q_E \cdot (x_3-e) = 5377 \cdot (x_3-1,05) - 4400 \cdot (x_3-0,90) - 238 \cdot (x_3-1,05) \text{ (m}\cdot\text{kg)}$$

siendo $M_{\text{máx}}=-660 \text{ m}\cdot\text{kg}$, para $x_3=1,05 \text{ m.}$

Para $p=3,60 \text{ m.} \geq x_4 > m=1,20 \text{ m.}$:

$$V(x_4)=R_A+R_E-P-Q_G-Q_E-q \cdot (x_4-m) = 5377-2280-2120-238-1272 \cdot (x_4-1,20) = 739-1571 \cdot (x_4-1,20);$$

siendo $q=Q-P/L=1571 \text{ kg/m}$;

$$M(x_4)=R_E \cdot (x_4-e) + R_A \cdot x_4 - (P+Q_G) \cdot (x_4-g) - Q_E \cdot (x_4-e) - q/2 \cdot (x_4-m)^2 = 5377 \cdot (x_4-1,05) - 4400 \cdot (x_4-0,90) - 238 \cdot (x_4-1,05) - 785,5 \cdot (x_4-1,20)^2$$

siendo $M_{\text{máx}}=-3301 \text{ m}\cdot\text{kg}$, para $x_4=3,60 \text{ m.}$

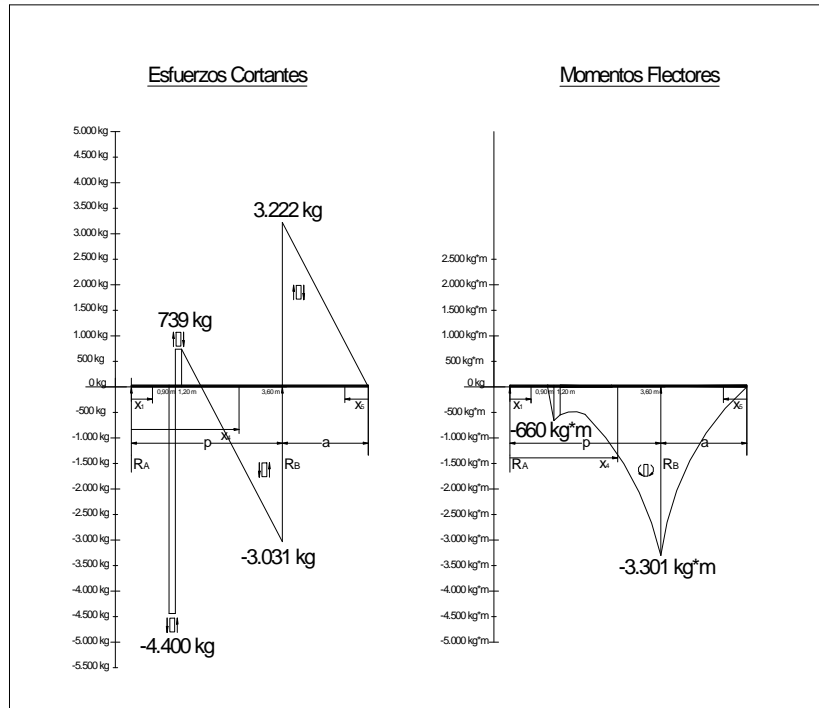
Para $a=2,05 \text{ m.} \geq x_5 > 0$:

$$V(x_5)=q \cdot x_5 = 1571 \cdot x_5 \text{ (Kg)}$$

$$M(x_5) = -q/2 \cdot (x_5)^2 = -785,5 \cdot (x_5)^2 \text{ (m}\cdot\text{kg)}$$

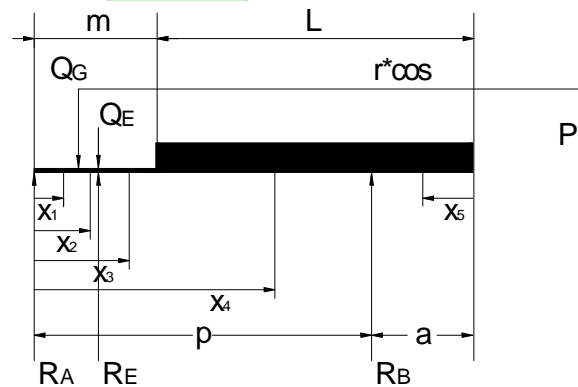
siendo $M_{\text{máx}}=-3301 \text{ m}\cdot\text{kg}$, para $x_5=2,05 \text{ m.}$

GRÁFICO DE ESFUERZOS



-EN POSICIÓN DE TRABAJO DE LA GRÚA, $\beta=90^\circ$

c) Para $\beta=180^\circ$:



Para $x_1=0$:

$$V(0)=R_A=0 \text{ kg}$$

$$M(0)=0 \text{ m}\cdot\text{kg};$$

Para $g=0,90 \text{ m.} \geq x_1 > 0$:

$$V(0)=R_A=0 \text{ kg}$$

$$M(0)=0 \text{ m}\cdot\text{kg};$$

Para $e=1,05 \text{ m.} \geq x_2 > g=0,90 \text{ m.}$:

$$V(x_2)=R_A-P-Q_G=-500-2120=-2620 \text{ kg};$$

$$M(x_2)=R_A \cdot x_2 - P \cdot (x_2 - g - r) - Q_G \cdot (x_2 - g) = -500 \cdot (x_2 - 8,7) - 2120 \cdot (x_2 - 0,90) \text{ (m}\cdot\text{kg)}$$

siendo $M_{\text{máx}}=3507 \text{ m}\cdot\text{kg}$, para $x_2=1,05 \text{ m.}$

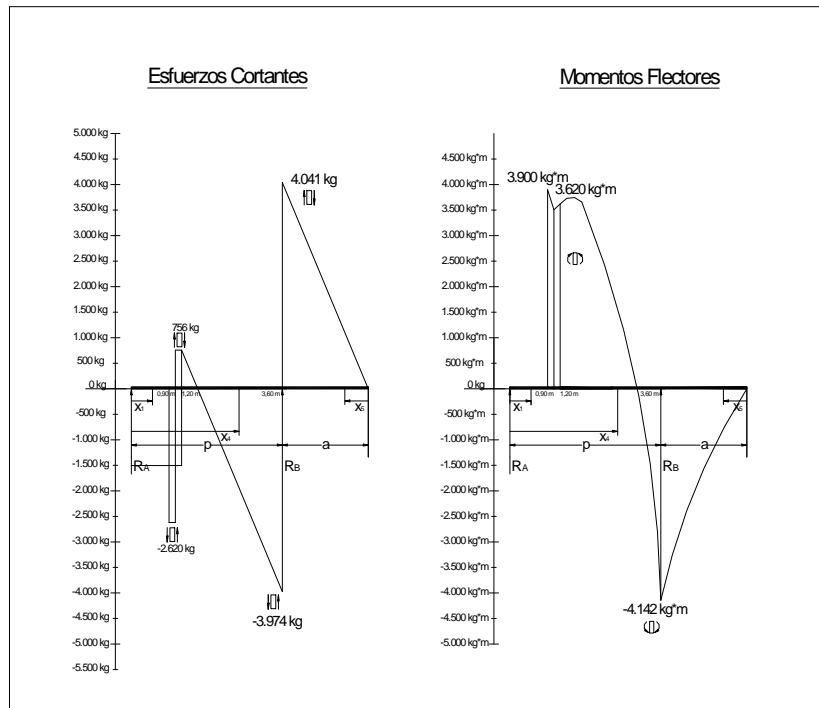
Para $m=1,20 \text{ m.} \geq x_3 > e=1,05 \text{ m.}$:

$$V(x_3)=R_A+R_E-P-Q_G-Q_E=3614-500-2120-238=756 \text{ kg};$$

$$M(x_3)=R_E \cdot (x_3 - e) + R_A \cdot x_3 - P \cdot (x_3 - g - r) - Q_G \cdot (x_3 - g) - Q_E \cdot (x_3 - e) = 3614 \cdot (x_3 - 1,05) - 500 \cdot (x_3 - 8,7) - 2120 \cdot (x_3 - 0,90) - 238 \cdot (x_3 - 1,05) \text{ (m}\cdot\text{kg)}$$

siendo $M_{m\acute{a}x}=3620 \text{ m}\cdot\text{kg}$, para $x_3=1,20 \text{ m}$.
 Para $p=3,60 \text{ m} \geq x_4 > m=1,20 \text{ m}$:
 $V(x_4)=R_A+R_E-P-Q_G-Q_E-q*(x_4-m)=3614-500-2120-238-1612*(x_4-1,20)=756-1971*(x_4-1,20)$;
 siendo $q=Q-P/L=1971 \text{ kg/m}$;
 $M(x_4)=R_E*(x_4-e)+R_A*x_4-P*(x_4-g-r)-Q_G*(x_4-g)-Q_E*(x_4-e)-q/2*(x_4-m)^2=3614*(x_4-1,05)-500*(x_4-8,7)-2120*(x_4-0,90)-238*(x_4-1,05)-985,5*(x_4-1,20)^2$
 siendo $M_{m\acute{a}x}=-242 \text{ m}\cdot\text{kg}$, para $x_4=3,60 \text{ m}$.
 Para $a=2,05 \text{ m} \geq x_5 > 0$:
 $V(x_5)=q*x_5=1971*x_3 \text{ (Kg)}$
 $M(x_5)=-q/2*(x_5)^2=-985,5*(x_5)^2 \text{ (m}\cdot\text{kg)}$
 siendo $M_{m\acute{a}x}=-4142 \text{ m}\cdot\text{kg}$, para $x_5=2,05 \text{ m}$.

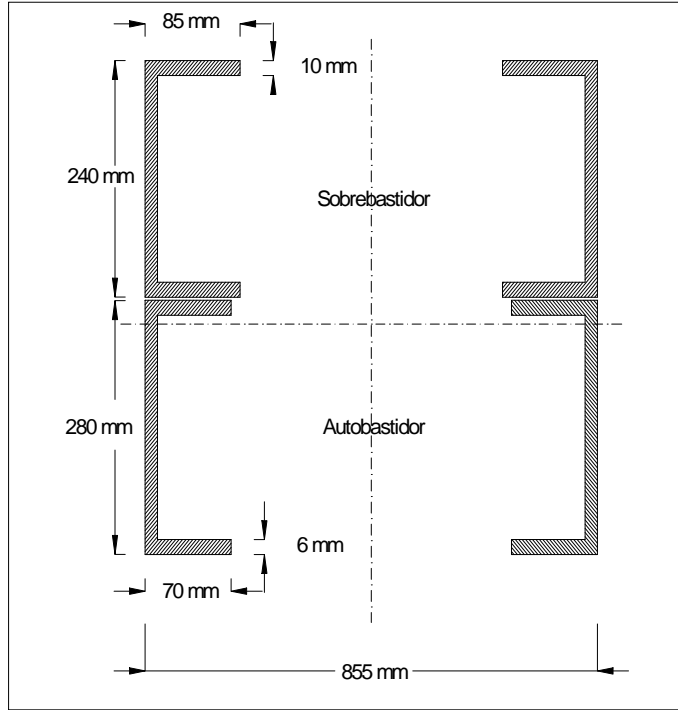
GRÁFICO DE ESFUERZOS



-EN POSICIÓN DE TRABAJO DE LA GRÚA, $\beta=180^\circ$ -

8. Coeficiente de seguridad del bastidor final.

En primer lugar, se definen las características mecánicas de la sección del bastidor que se ha empleado en el vehículo:



Con estas dimensiones se calcula el módulo resistente de la sección total del bastidor con refuerzo, que vale:

$$W_x = 519 \text{ cm}^3 \text{ (a flexión)}$$

$$W_t = 2320 \text{ cm}^3 \text{ (a torsión)}$$

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):

$$I_{x1} = 2609 \text{ cm}^4 \text{ (autobastidor sin refuerzo)}$$

$$I_{x2} = 3204 \text{ cm}^4 \text{ (sobrebastidor o refuerzo)}$$

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

- **Máximo flector obtenido:** $M_{f\text{máx}} = -17013 \text{ m}\cdot\text{kg}$, en situación de trabajo de la grúa, para el ángulo de giro $\beta = 0^\circ$, y para la posición $x_2 = 1,05 \text{ m}$. del bastidor.

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

$$M_{f\text{máx}1} = 2 \cdot \lambda \cdot I_{x1} = 2 \cdot 146,33 \cdot 2609 = 763550 \text{ cm}\cdot\text{kg}$$

$$M_{f\text{máx}2} = 2 \cdot \lambda \cdot I_{x2} = 2 \cdot 146,33 \cdot 3204 = 937683 \text{ cm}\cdot\text{kg}$$

siendo:

$$\lambda = M_f \text{ máx} / (2 * (I_{x1} + I_{x2})) = 1701300 / (2 * (2609 + 3204)) = 146,33 \text{ kg/cm}^3$$

Y sus tensiones de trabajo serán, respectivamente:

$$\sigma_{f1} = M_f \text{ máx} / (2 * W_{x1}) = 763550 / (2 * 186) = 2053 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{f2} = M_f \text{ máx} / (2 * W_{x2}) = 937683 / (2 * 267) = 1756 \text{ kg/cm}^2$$

donde:

$$W_{x1} = I_{x1} / y_{\text{máx}1} = 186 \text{ cm}^3$$

$$W_{x2} = I_{x2} / y_{\text{máx}2} = 267 \text{ cm}^3$$

Y la tensión de trabajo del conjunto, será:

$$\sigma_f = M_f \text{ máx} / (2 * W_x) = 1701300 / (2 * 519) = 1639 \text{ kg/cm}^2$$

Cálculo de los coeficientes de seguridad:

$$\lambda_1 = \sigma_e / \sigma_{f1} = 3600 / 2053 = 1,75 \quad (\text{del autobastidor sin refuerzo})$$

$$\lambda_2 = \sigma_e / \sigma_{f2} = 3600 / 1756 = 2,05 \quad (\text{del sobrebastidor auxiliar o refuerzo})$$

Y para el conjunto autobastidor y refuerzo:

$$\lambda = \sigma_e / \sigma_f = 3600 / 1639 = 2,2$$

En este caso, también es necesario comprobar el bastidor cuando la grúa trabaja en posición transversal al eje longitudinal del camión ($\beta = 90^\circ$), dado que se origina además un momento torsor máximo:

- Para la posición de trabajo del brazo de la grúa: $\beta = 90^\circ$.

En esta situación el bastidor trabaja a torsión de valor:

$$M_t = P * r * \text{sen} 90^\circ = 17784 \text{ m} * \text{kg};$$

Y el momento flector máximo alcanzado vale:

$$M_{f \text{ máx}} = -3301 \text{ m} * \text{kg}, \text{ para la posición } x_5 = 2,05 \text{ m}$$

Y sus tensiones de trabajo serán, respectivamente:

$$\sigma_f = M_f \text{ máx} / (2 * W_x) = 330100 / (2 * 519) = 318 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_t = M_t / (2 * W_t) = 1778400 / (2 * 2320) = 383 \text{ kg/cm}^2$$

La tensión combinada resulta ser:

$$\sigma_{co} = 3/8 * \sigma_f + 5/8 * \sqrt{(\sigma_f^2 + 4 * \sigma_t^2)} = 638 \text{ kg/cm}^2$$

El coeficiente de seguridad del bastidor en esta situación es:

$$\lambda = \sigma_e / \sigma_{co} = 3600 / 638 = 5,6$$

9. Diseño de los anclajes del carrozado al bastidor.

Las características mecánicas de los tornillos empleados en la fijación entre los dos bastidores son las siguientes:

Calidad.....	M 8.8
Tensión de rotura.....	σ_r / 80 kg/mm ² .
Tensión límite de elasticidad.....	σ_e / 65 kg/mm ² .
Diámetro de la caña.....	d=16 mm.
Área resistente.....	$A_r=157$ mm ² .
Paso de rosca.....	p=2,00 mm.
Nº de tornillos usados para anclar caja.....	N=10.
Nº de tornillos usados para anclar grúa.....	N=8.

a) Anclaje de la caja de carga

En el anclaje de la caja de carga, la fuerza de inercia (I) producida durante la frenada vale:

$$I=Q \cdot a_r/g=9461 \text{ kg}$$

siendo:

$$g=9,8 \text{ m/s}^2.$$

$$a_r=10 \text{ m/s}^2$$

$$Q=9272 \text{ kg}$$

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:

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

que sustituyendo valores se obtiene una resistencia a cortante de:

$$R_m = 60288 \text{ kg};$$

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

$$= R_m / I = 6,4$$

b) Anclaje de la grúa al bastidor

- Para la situación de frenada, la fuerza de Inercia producida durante la frenada vale:

$$I=(Q_G+Q_E) \cdot a_r/g=2406 \text{ kg}$$

siendo:

$$g=9,8 \text{ m/s}^2.$$

$$a_r=10 \text{ m/s}^2$$

$$Q_G=2120 \text{ kg}$$

$$Q_E=238 \text{ kg}$$

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 de tornillos 8.8 empleados:

$$R_{m,G+E} = (0,6 * \sigma_r * N * A_r) / g_{Mb};$$

Que sustituyendo valores se obtiene una resistencia a cortante de valor:

$$R_{m,G+E} = 48230 \text{ kg};$$

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

$$= R_{m,G+E} / I = 20,04$$

- Para la situación de trabajo de la grúa, los estabilizadores se encuentran desplegados, elevando el tren delantero del vehículo. Para este caso, y para el ángulo de giro de la grúa $\beta=0^\circ$, se obtienen las mayores solicitaciones sobre los anclajes de valor $máx(R'_E + R_E) = 16067 \text{ kg}$.

Por otro lado, la resistencia máxima a tracción del sistema de anclaje de los tornillos al chasis del vehículo se obtiene mediante la siguiente expresión, para la calidad de tornillos 8.8 empleados:

$$R_{m,G+E} = (0,9 * \sigma_r * N * A_r) / g_{Mb};$$

que sustituyendo valores se obtiene una resistencia a la tracción de valor:

$$R_{m,G+E} = 72346 \text{ kg};$$

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

$$= R_{m,G+E} / máx(R'_E + R_E) = 4,5$$

10. Estudio de la estabilidad del vehículo.

10.1. Estabilidad en la conducción.

Se debe cumplir lo establecido en el siguiente cuadro:

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	$R'_{A1} / 35\% Q'$

siendo estos valores en orden de marcha:

$$Q_T = 18000 \text{ kg.}$$

$$Q' = 6370 \text{ kg.}$$

$$R_{AT} = 6726 \text{ kg.} / 25\% Q_T = 4500 \text{ kg.}$$

$$R'_{A1} = 4445 \text{ kg.} / 35\% Q' = 2230 \text{ kg, cumpliéndose lo establecido.}$$

10.2. Estabilidad longitudinal y transversal contra el vuelco.

10.2.1. Cálculo del c.d.g. del vehículo en orden de marcha.

La expresión para el cálculo de la distancia c_g del centro de gravedad del vehículo al eje trasero es:

$$c_g = (Q \cdot y_1 + Q_E \cdot y_2 + Q_G \cdot y_3 + R'_A \cdot p) / (Q_G + Q_E + Q + R'_A + R'_B) = 1331 \text{ mm.}$$

donde:

$$R'_A = 4445 \text{ Kg}$$

$$R'_B = 1925 \text{ Kg}$$

$$Q = 9272 \text{ Kg}$$

$$Q_G = 2120 \text{ Kg}$$

$$Q_E = 238 \text{ Kg}$$

$$p = 3600 \text{ mm.}$$

$$y_1 = L/2 - a = 175 \text{ mm.}$$

$$y_2 = p - e = 2550 \text{ mm.}$$

$$y_3 = p - g = 2700 \text{ mm.}$$

10.2.2. Estudio matemático.

a) Estabilidad longitudinal.

Se debe cumplir: $\mu_a > \text{tg}\alpha < c_g/h$

como pendiente máxima de la carretera se tomará $\text{tg}\alpha = 0,4$ (40%) para los cálculos posteriores. Para este caso se tiene:

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

$$c_g/h = 1,331/1,50 = 0,89 > \text{tg}\alpha = 0,4$$

b) Estabilidad transversal.

Se debe cumplir: $\mu_a > \text{tg}\alpha < v/(2 \cdot h)$

siendo:

$$v \text{ vía media del vehículo } v = (v_{\text{delantera}} + v_{\text{trasera}}) / 2 = (2020 + 1840) / 2 = 1930 \text{ mm}$$

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

$$v/(2 \cdot h) = 1930 / (2 \cdot 1500) = 0,64 > \text{tg}\alpha = 0,4$$

10.2.3. Estudio práctico.

La práctica aconseja que se deberá cumplir lo establecido en el siguiente cuadro:

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

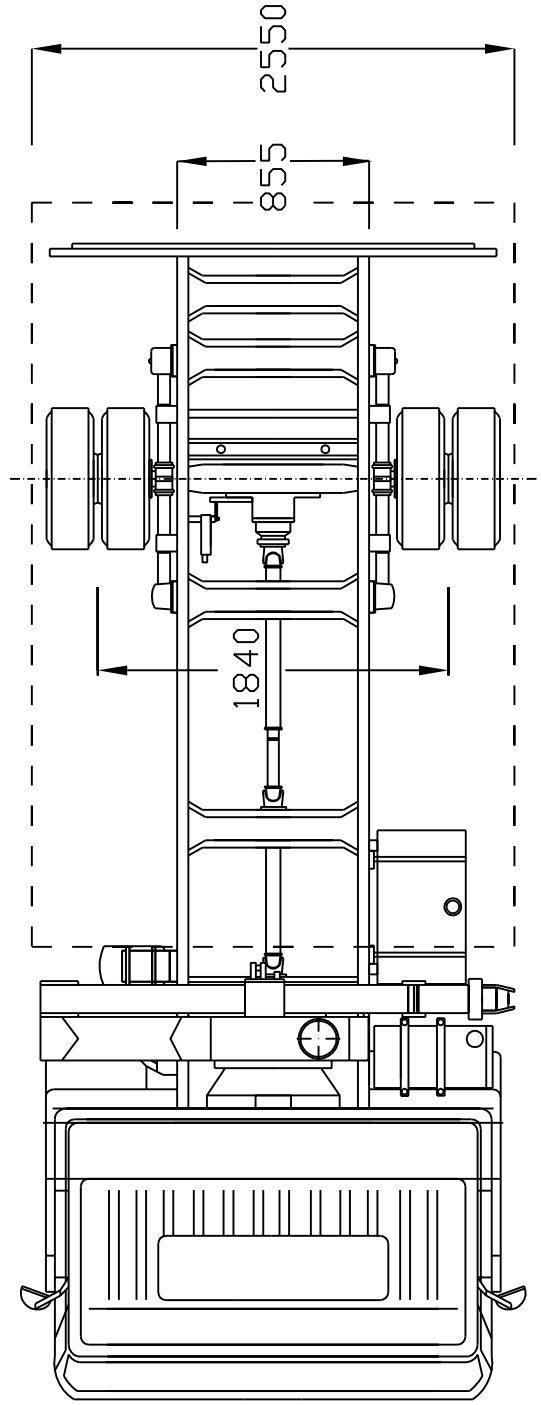
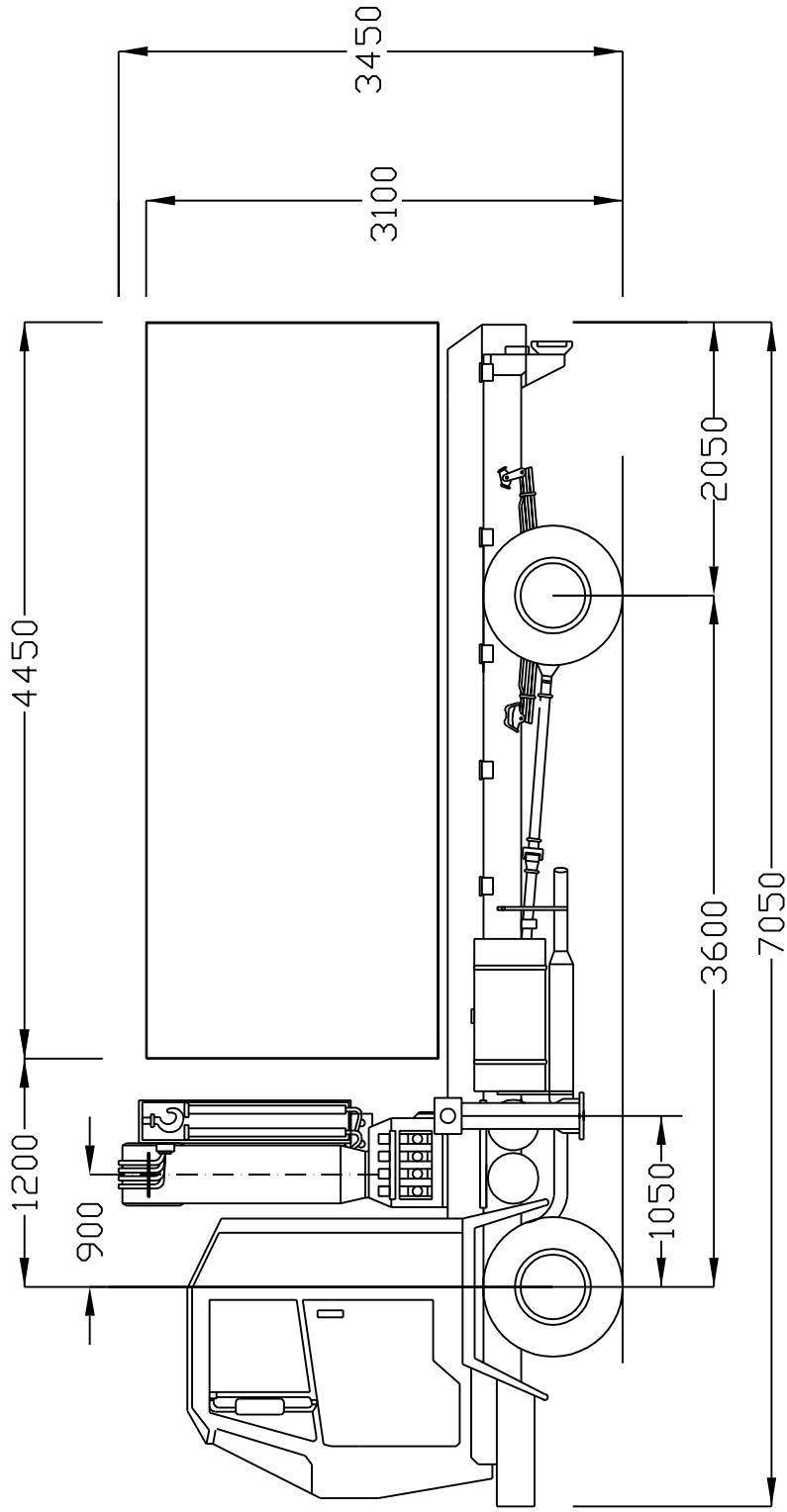
*suponiendo inclinado el vehículo sobre su costado derecho.

Siendo:

En posición de marcha:

Se cumple que $R_{AT} = 6726 \text{ kg} / R'_A = 4445 \text{ kg.}$

EL INGENIERO INDUSTRIAL



cotas en mm.

ARATEC
ingeniería

Dimensiones del vehículo carrozado	Escala S/E
Fecha	29-11-00
Dibuj.	Hermenegildo Rodríguez Galbarro
Comp.	Hermenegildo Rodríguez Galbarro
Firma:	