

RESUMEN

El siguiente proyecto se ha centrado en el diseño de un mecanismo elevador de vehículos automatizado.

La estructura básica del mecanismo consta de una plataforma sustentada sobre dos tijeras formadas por pletinas, las cuales son capaces de plegarse y desplegarse gracias a la acción de cilindros hidráulicos. Todo este conjunto es capaz de trasladarse a través de unas guías ancladas al pavimento y gracias también a la acción de un motor hidráulico.

El objetivo principal de este prototipo es permitir el estacionamiento de vehículos en dos niveles sin que para ello sea necesaria la edificación de una nueva planta o la modificación del inmueble. Además también permite desaparcar el vehículo del piso elevado sin desalojar el piso inferior.

Este sistema se ha diseñado para soportar hasta 4000 kg de peso con lo que es compatible con un amplio abanico de utilitarios presentes en el mercado de hoy en día.

RESUM

El següent projecte s'ha centrat en el disseny d'un mecanisme elevador de vehicles automatitzat.

L'estructura bàsica del mecanisme està formada per una plataforma sustentada sobre dues tissors formades per platines, les quals són capaces de plegar-se y desplegar-se gràcies a l'acció de cilindres hidràulics. Tot aquest conjunt és capaç de traslladar-se a través d'unes guies enclavades al paviment i gràcies a l'acció d'un motor hidràulic.

L'objectiu principal d'aquest prototip és permetre l'estacionament de vehicles en dos nivells sense que sigui necessària l'edificació d'una nova planta o la modificació de l'immoble. A més també permet des aparcar el vehicle del pis elevat sense desallotjar el pis inferior.

Aquest sistema ha estat dissenyat per a suportar fins a 4000 Kg de pes amb el que és compatible amb un ampli ventall d'utilitaris presents en el mercat d'avui en dia.

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1. Objetivo

El objetivo o las necesidades que desea satisfacer este proyecto es poder aportar una solución a la falta de espacio en espacios destinados al estacionamiento de vehículo.

Este mecanismo de elevación está diseñado para poder ser utilizado con una gran variedad de vehículos, ya que es capaz de albergar volúmenes y soportar pesos relativamente grandes.

Además el dispositivo esta ideado para facilitar lo máximo posible al usuario el aparcamiento y des-aparcamiento del vehículo, ya que el movimiento de elevación y de traslación de la plataforma está totalmente automatizado.

1.2. Alcance

El diseño y cálculo del mecanismo ha contemplado todos los componentes que conforman la estructura mecánica así como las uniones que intervienen en el conjunto.

También cabe destacar que nos hemos servido de todos aquellos componentes normalizados disponibles en el mercado, a fin de abaratar costes y simplificar cálculos.

En lo que concierne a la parte hidráulica, este proyecto solo contempla los componentes en contacto directo con la parte mecánica del mecanismo, así como los cilindros y el motor.

CAPÍTULO 2:

ESTUDIO DE MERCADO

El estudio se ha centrado en el análisis del mercado tanto nacional como internacional de aparcamientos robotizados.

Los sistemas presentes en el mercado a grandes rasgos consisten en mecanismos formados por una o varias plataformas elevadoras automatizadas encargadas de elevar el vehículo a una cierta altura de forma que a nivel de suelo se pueda estacionar otro vehículo multiplicando así el espacio útil en función de los niveles que tenga dicha estructura elevadora.

Para demostrar la viabilidad del proyecto se ha hecho un estudio de mercado con las distintas alternativas de este tipo de sistemas que podemos encontrar hoy en día.

2.1. Tipos de aparcamientos robotizados comercializados en España

A continuación mostramos unos cuantos ejemplos de los distintos sistemas de aparcamientos robotizados que comercializan estas compañías:

El primer caso consiste en plataformas de elevación para aparcar vehículos en dos o tres alturas independientemente o dependientemente de los otros vehículos.

Aparcar independientemente significa, que cada usuario tiene libre acceso a su vehículo, sin mover el vehículo en la otra planta del mismo aparcamiento. Para aparcarse independientemente se necesita un pozo según las dimensiones indicadas.

En un aparcamiento dependiente, para meter o sacar un vehículo, primero hay que retirar el vehículo aparcado en la planta baja. Los aparcamientos dependientes no necesitan pozo y son utilizados para estacionamientos de tiempo prolongado o planificado.



Figura 2.1.

El segundo caso es un sistema semiautomático, que desplaza los vehículos sin conductor mediante plataformas móviles. Estos sistemas dejan siempre una plataforma libre en la planta de acceso gracias al desplazamiento horizontal y vertical de estas.

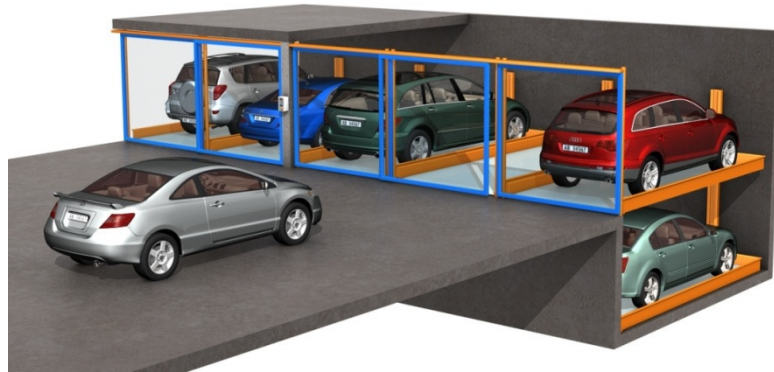


Figura 2.2.

El segundo caso consiste en plataformas que únicamente se mueven a nivel del suelo. Estas pueden ser de movimiento lineal (lateral o longitudinal) donde la plataforma se mueve a través de carriles; o giratorias donde la plataforma gira sobre sí misma encarando el vehículo hacia el lugar deseado.

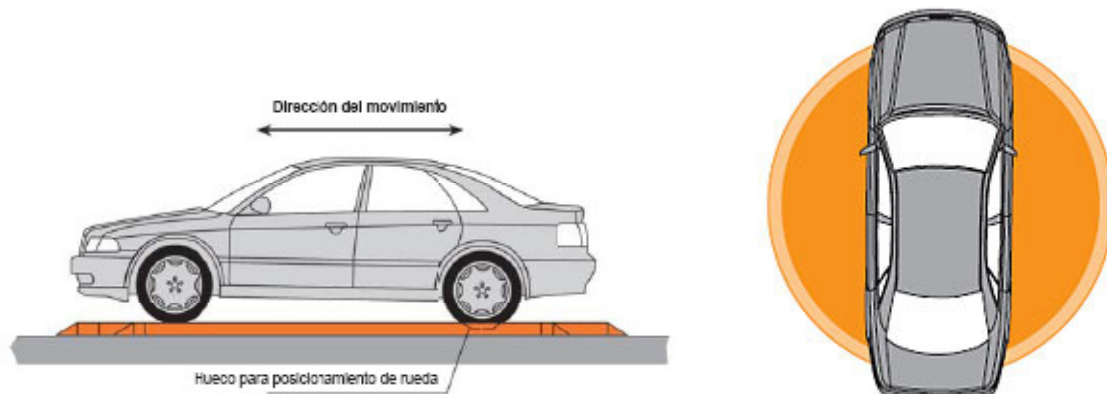


Figura 2.3.

El tercer y último caso es el más sofisticado y automatizado. Para aparcar el sistema no necesita ni rampas ni corredores. El acceso se realiza mediante una única entrada y salida, donde el usuario deja el coche. La máquina controla electrónicamente las medidas físicas del vehículo. Mediante una plataforma elevadora el estacionamiento se realiza de forma totalmente automática depositando el vehículo en los lugares vacíos.

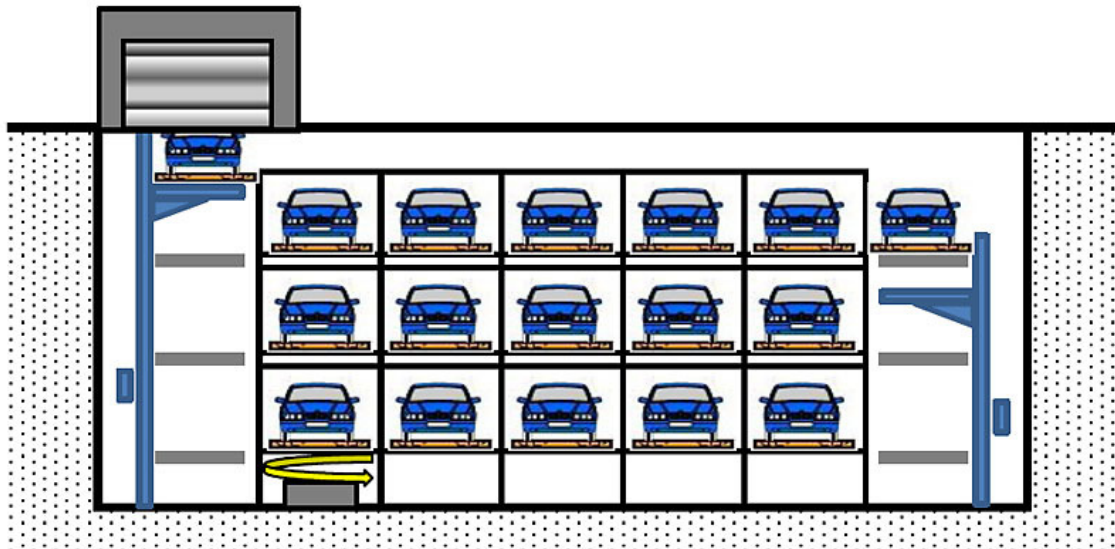


Figura 2.4.

2.2. Referencia real de aparcamiento robotizado

En las Ramblas 88 de Barcelona se halla el primer parking robotizado instalado en España.

Cada planta está gobernada por un ordenador que, al mismo tiempo, conoce la situación de la planta adyacente. Estos equipos contienen el sistema experto y determinan la planta y la plaza a la que se conduce cada uno de los coches que entran, así como las salidas. Cuando se produce una petición, como los ordenadores disponen del mapa del parking y la situación de todos los vehículos, manda al ordenador de la planta que haga la extracción. A partir de ese momento, el equipo de la planta funciona con total independencia hasta que saca el coche por una de las cabinas de salida, aunque comunica todos los pasos al ordenador central.

Cada planta dispone de carros transferidores, unos mecanismos que transportan el coche. Cuando uno de los ascensores baja un coche, una vez llega a la planta

adecuada, estos carros se orientan en la posición del ascensor, recogen el coche y lo transportan a la plaza definitiva.

Clasificación de los distintos sistemas de elevación:

- Un aparcamiento robotizado es un sistema mecánico de almacenamiento de vehículos gestionado por un dispositivo informatizado de control. El usuario deposita su vehículo en un punto de recepción / entrega y se va.
- Estos sistemas se caracterizan por no necesitar rampas ni corredores, el acceso se realiza mediante una única entrada y salida, dónde el usuario deja el coche. La máquina controla electrónicamente las medidas físicas del vehículo. Mediante una plataforma elevadora el estacionamiento se realiza de forma totalmente automática depositando el vehículo en los lugares vacíos.
- Los sistemas robotizados son como una máquina que se acciona automáticamente sin necesidad de la presencia continua de una persona.
- Ya que el objeto de nuestro proyecto son los parking semiautomáticos, no vamos a profundizar más en la descripción de estos.
- Los sistemas semiautomáticos se pueden comparar en su funcionamiento con una máquina, que necesita un accionamiento parcial por parte del operario. En comparación con el sistema robotizado, los semiautomáticos no proporcionan una descarga completa del trabajo para el usuario.

Las ventajas de estos tipos de sistema son las siguientes:

- Multiplican por 2, 3 y hasta 4 veces la capacidad de aparcamiento en la misma superficie.
- Reducen el espacio dedicado al parking para crear nuevos espacios o para aprovechar mejor el existente.
- Son muy sencillos de operar.
- Aumentan la seguridad de los vehículos aparcados, eliminan el riesgo de golpes causados por otros vehículos y de robo.
- Son la solución ideal para edificios de vivienda colectiva, viviendas unifamiliares, oficinas, hoteles, rehabilitación de aparcamientos y todos los sitios donde el objetivo sea el máximo aprovechamiento de la superficie disponible.
- Abaratamiento de la obra civil en comparación a parking convencionales, mejor aprovechamiento del volumen de construcción, reducen la cantidad de forjados.

A continuación se va a dividir los sistemas de parking semiautomáticos en función de:

1.3.1. Grado de dependencia:

- *Parking independiente:* los vehículos se pueden aparcar y recoger independiente el uno del otro.

- Ventajas:

El acceso a cada una de las plazas del parking es independiente de manera que no es necesario el movimiento previo de ningún vehículo para acceder al nuestro, esto se consigue mediante un sistema con foso.

- Inconvenientes:

Conlleva la realización de un foso.

Coste elevado.

- *Parking dependiente:* para recoger los vehículos en las plazas superiores hay que vaciar las plazas inferiores.

- Ventajas:

No es necesaria la realización de foso.

Coste inferior a los sistemas independientes.

- Inconvenientes:

Es necesario vaciar la plaza de acceso.

1.3.2. Obra a realizar:

- *Sistemas con foso:* Son utilizados en los casos en que la altura libre es escasa. Los vehículos del nivel inferior permanecen en el foso hasta que es necesario la retirada de uno de ellos.

- Ventajas:

Aprovechamiento del espacio.

Sin contaminación visual en los parkings interiores

- Inconvenientes:

Coste elevado

- *Sistemas sin foso:* En este caso es necesaria la extracción del vehículo del nivel inferior para acceder al superior.

- Ventajas:

Disminución del coste respecto el caso anterior.

- Inconvenientes:

Contaminación visual.

Requiere de más espacio para la instalación.

1.3.3. Grado de sofisticación:

- *Sistemas de elevación mediante brazos hidráulicos.*

- Ventajas:

Menor número de piezas que requieran mantenimiento.

Mayor potencia de elevación.

- Inconvenientes:

Mayor coste

- *Sistemas de elevación mediante cadenas, cables o poleas.*

- Ventajas:

Menor coste.

Inconvenientes:

Menor vida útil.

1.3.4. Según el grado de inclinación de la plataforma:

- Con inclinación

- Ventajas:

Ideal para lugares con espacio reducido.

Menor profundidad de foso y altura libre.

- Inconvenientes:

Menor accesibilidad debido a la disposición de los brazos hidráulicos.

- Sin inclinación

- Ventajas:

Mayor accesibilidad debido a la disposición de los brazos hidráulicos.

- Inconvenientes:

Menor aprovechamiento del espacio.

CAPÍTULO 3: ESPECIFICACIONES BÁSICAS

3.1. Dimensiones de la instalación

Las dimensiones de la instalación deben de permitir el funcionamiento del mecanismo en todo su campo de acción. Esto viene determinado por la altura máxima que este es capaz de alcanzar y la longitud máxima de traslación a través de las guías lineales. En las figura siguiente se muestran las dimensiones del mecanismo en función de cuál sea su posición durante el proceso.

3.1.1. Posición Inicial

En esta posición el mecanismo está totalmente plegado con lo que su altura alcanza el valor mínimo, que corresponde a 402,5 mm.

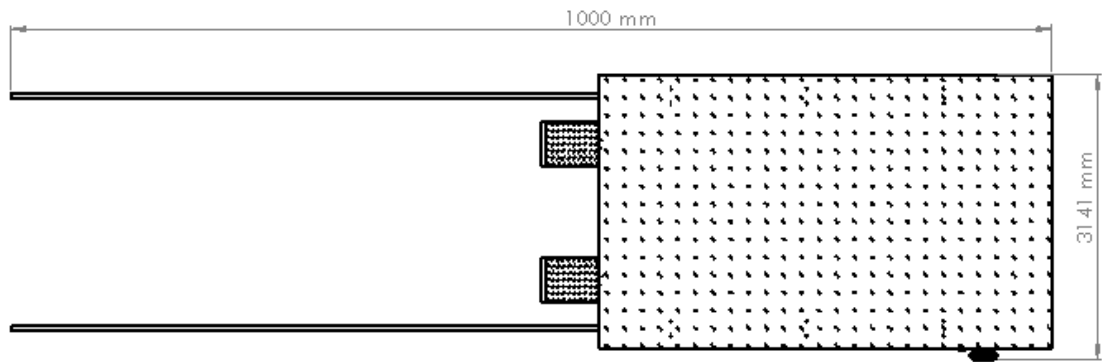


Figura 3.1.



Figura 3.2.

3.1.2 Posición final

En esta posición el mecanismo alcanza su altura máxima que corresponde a 2042,5 mm. También es el punto en que este está más alejado de la posición inicial, con lo que este se habrá desplazado 5 m en línea recta.

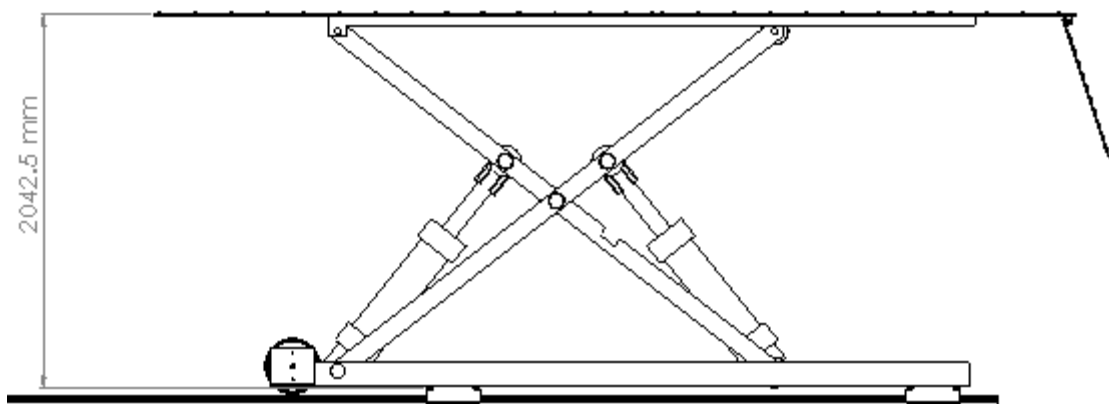


Figura 3.3.

3.1.3 Surcos pavimento

La instalación debe de contar con unos surcos en el suelo donde estarán situados los raíles por los que desliza todo el mecanismo. La función de estos surcos es disminuir la altura máxima que alcanza la plataforma y proteger los raíles de posibles daños.

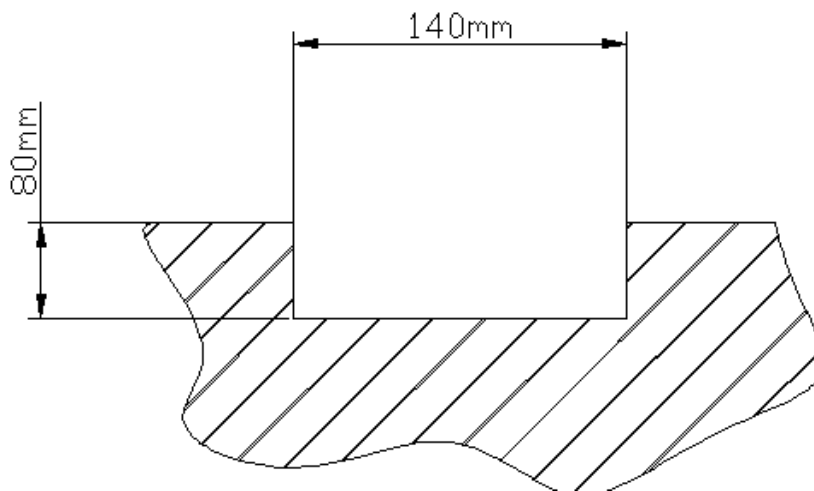


Figura 3.4.

3.2. Capacidad

3.2.1. Peso máximo

El peso máximo con el que es capaz de trabajar el mecanismo es de 4.000 Kg.

Para la elección de la capacidad de carga se han considerado los pesos de los vehículos destinados al transporte de personas disponibles en el mercado.

Ya que el objetivo es abarcar el campo de necesidades más amplio posible, hemos escogido un peso correspondiente a los vehículos mas pesados del mercado.

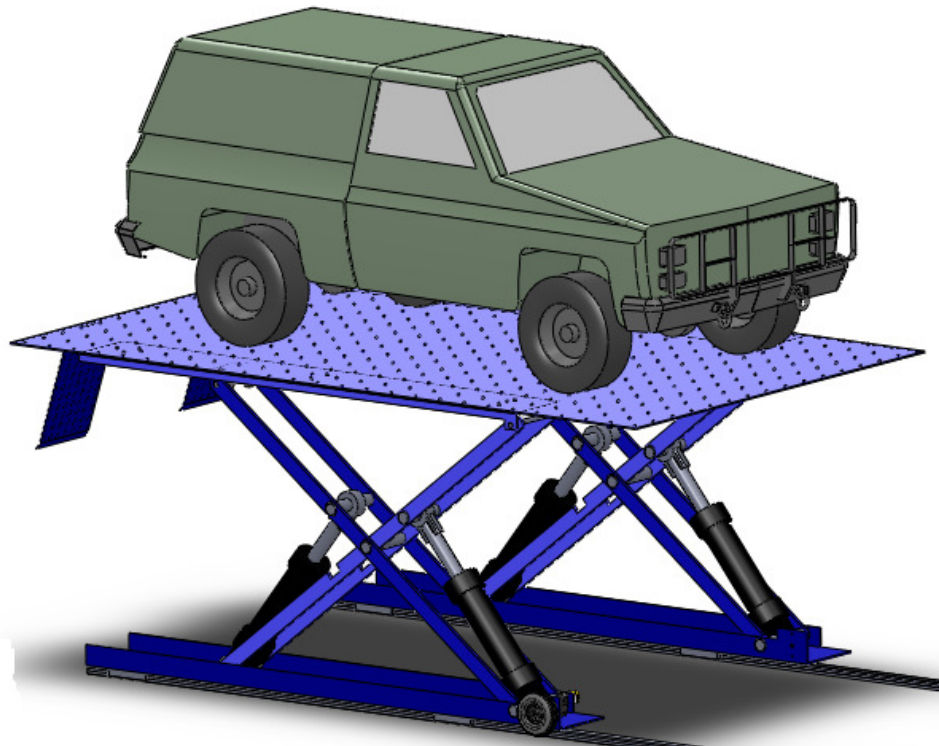


Figura 3.5.

3.2.2. Dimensiones máximas y mínimas

Las dimensiones máximas del vehículo han considerado la movilidad del usuario en el momento de la salida y entrada de este.

Anchura: 2000 mm

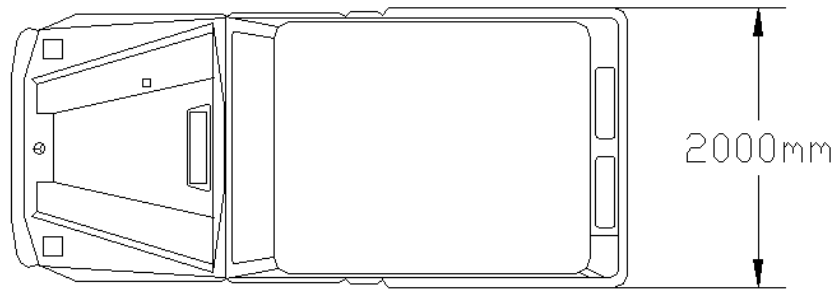


Figura 3.6.

Longitud: 5000 mm

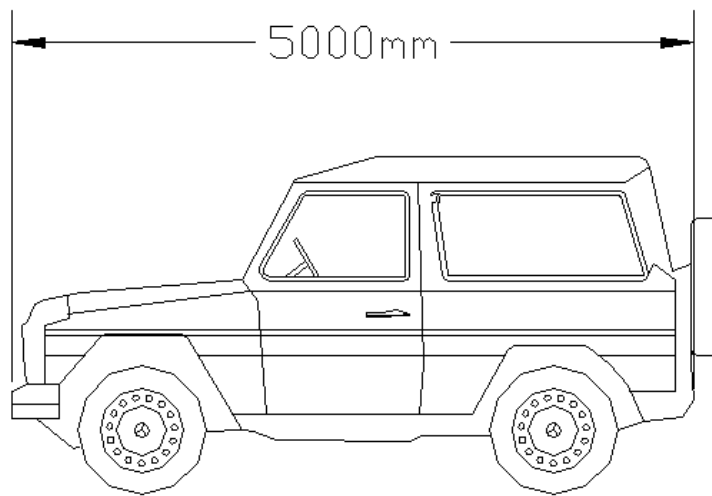


Figura 3.6.

Altura máxima: 2000 mm

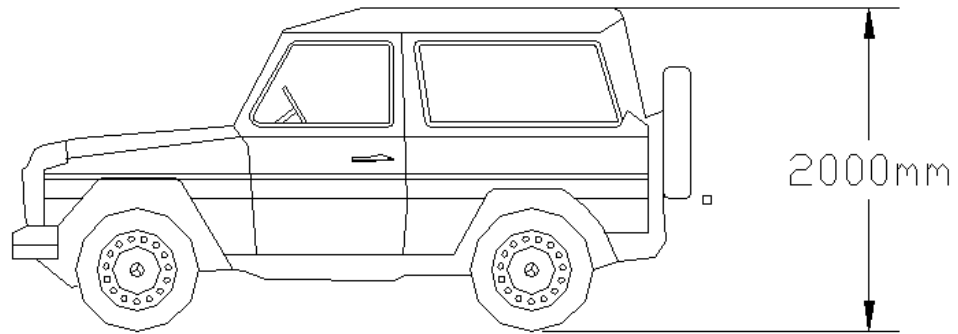


Figura 3.7.

3.2.3. Velocidades de avance

- Tiempo de elevación

El tiempo de elevación corresponde al tiempo que tarda el mecanismo en desplegarse totalmente. Se ha estimado que este tiempo será de 42 segundos.

Velocidad de traslación: La velocidad de traslación viene determinada por la potencia del motor hidráulico que ha de realizar para vencer la resistencia a la rodadura y por el radio de la rueda conectada a este. Hemos estimado que la velocidad de traslación son unos 0,15 m/seg., con lo que el mecanismo tardara en realizar el trayecto unos 35 segundos.

CAPÍTULO 4:

DESCRIPCION DETALLADA DEL ESTUDIO REALIZADO

En este capítulo se exponen los cálculos y las justificaciones de estos, utilizados en el diseño de cada uno de los componentes que conforman el mecanismo, así como la elección de materiales y el uso de piezas o elementos normalizados.

También expondremos la función a desempeñar de cada elemento de forma detallada, así como su posición exacta dentro del conjunto.

4.1. Análisis inicial del conjunto

El cálculo y dimensionamiento del mecanismo parten de un análisis inicial basado en unos requerimientos que queremos asumir. Es decir nuestro mecanismo debe de ser capaz de elevar un peso de 4000 kg y debe de poder hacerlo en las condiciones más desfavorables. Por ello hemos contemplado en el cálculo de la estructura del mecanismo cuatro situaciones posibles.

Estas cuatro situaciones posibles son el resultado de la combinación de las posiciones en las que puede estar el mecanismo elevador respecto a la posición del vehículo.

La primera hipótesis corresponde a las posibles posiciones que puede adoptar el mecanismo. Ya que el número de posiciones es infinito hemos contemplado solo las finales, es decir la posición inicial que corresponde al momento en el que la estructura es totalmente plegada (figura 4.1) y la posición final que corresponde al momento en que la estructura está totalmente desplegada (figura 4.2).

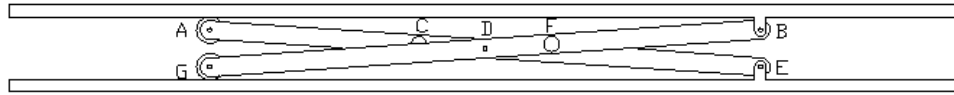


Figura 4.1.

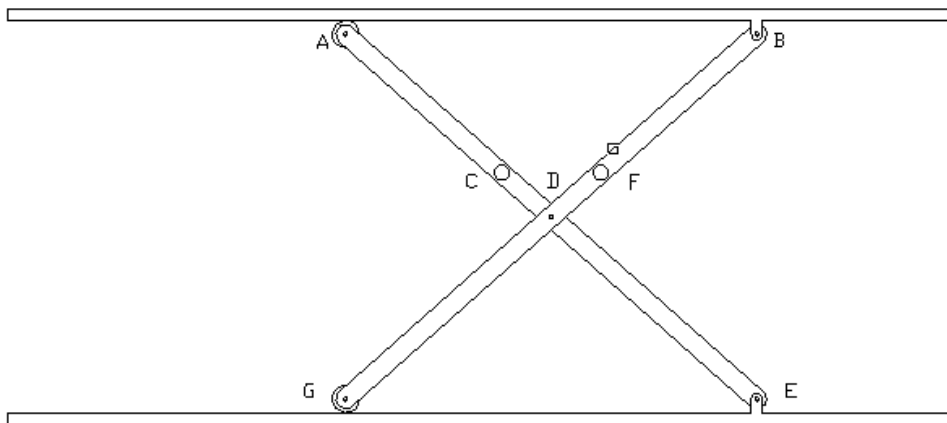


Figura 4.2.

La segunda hipótesis corresponde a las posibles posiciones en las que puede estar el vehículo encima de la plataforma. En este caso igual que en el anterior las variantes también pueden ser infinitas, es por ello que hemos contemplado dos de los casos más desfavorables. El primero de ellos se da cuando el coche está centrado en la plataforma y su eje delantero o trasero está situado a 0,5 m del apoyo articulado (figura 3. El segundo caso se da cuando el coche está centrado en la plataforma y su eje delantero o trasero está situado a 0,5 m del apoyo en forma de patín de la plataforma (figura 4).

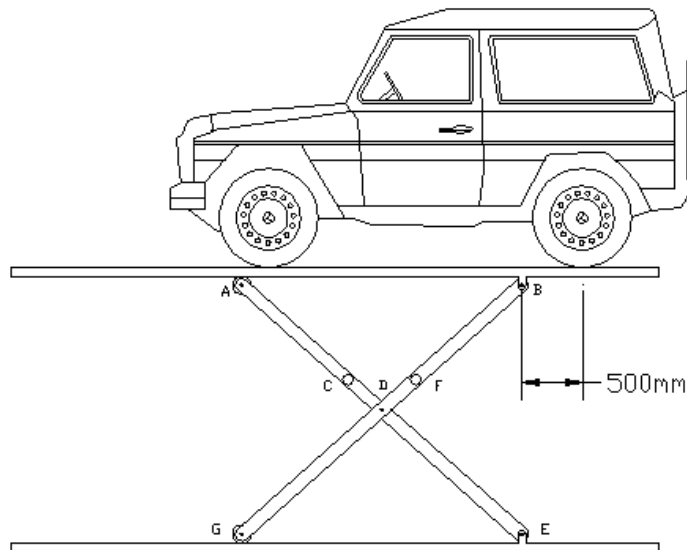


Figura 4.3.

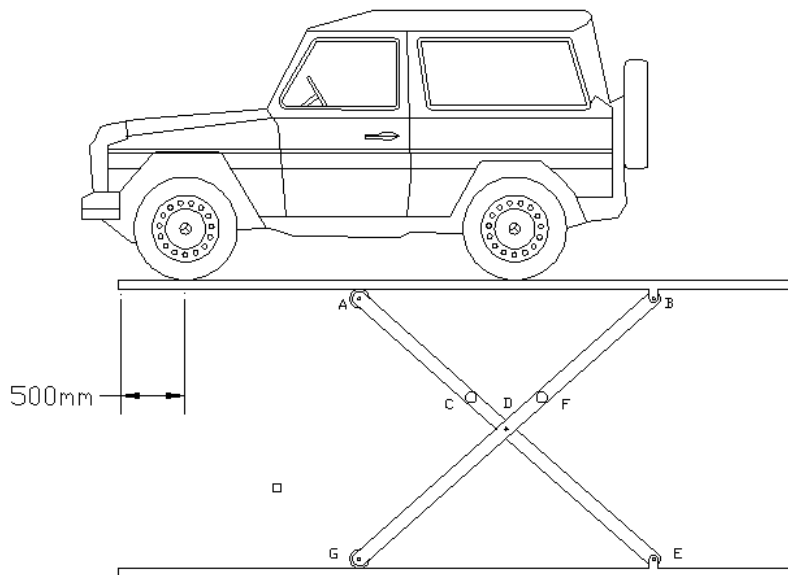


Figura 4.4.

4.2. Pletinas

Estas son uno de los componentes sometidos a mayores fuerzas de todo el mecanismo, su función es la de sustentar la plataforma junto con el vehículo, dándole estabilidad al conjunto. Gracias a la acción de los pistones que aplican su fuerza a través de los pasadores y su posición en forma de tijera permitirán la elevación del mecanismo.

En este apartado hemos efectuado el cálculo del factor de seguridad de los componentes más comprometidos del conjunto de piezas que conforman el mecanismo de elevación.

Según podemos ver en los diagramas de esfuerzos ([ver anexo fig.4.1](#)) hay tres puntos de las pletinas 1 y 2 que son candidatos claros a ser las secciones críticas. En el caso de la pletina 1 corresponden a los puntos D y C y en el caso de la pletina 2 a los puntos H, D y F.

PLETINA 1:

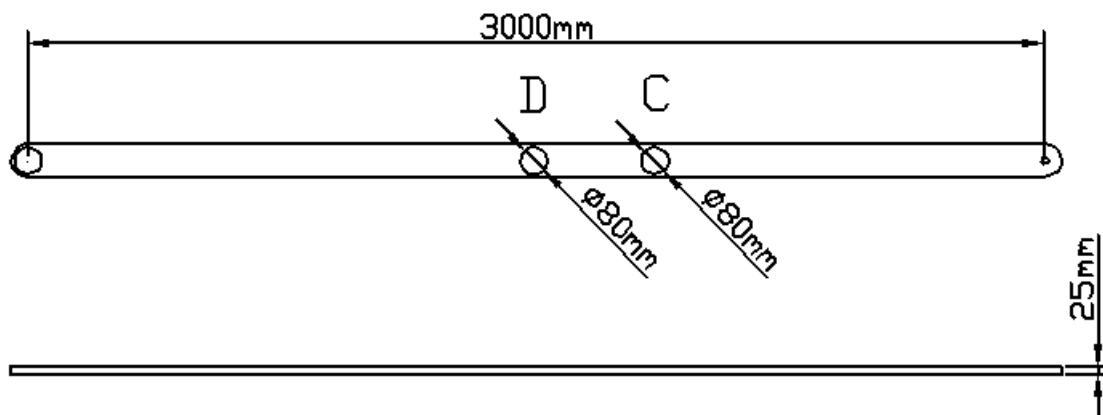


Figura 4.5.

PLETINA 2:

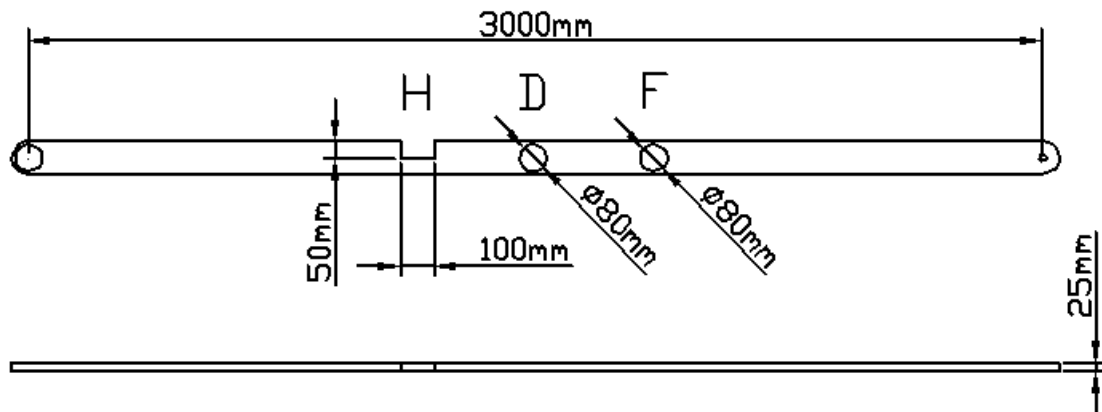


Figura 4.6.

Debido a que estos componentes están sometidos a una tensión fluctuante constante debemos de prever las posibles fallas por fatiga que pueden darse en los distintos puntos críticos de estas pletinas.

En la siguiente figura se muestra una aproximación del comportamiento fluctuante de las tensiones en nuestro caso particular. Como podemos ver las

pletinas en ningún momento se encuentran libres de tensión, ya que el estudio lo hemos realizado basándonos en la hipótesis de nuestro mecanismo debe de poder estar permanentemente en uso, además el peso de la propia estructura hace que la tensión nunca sea cero.

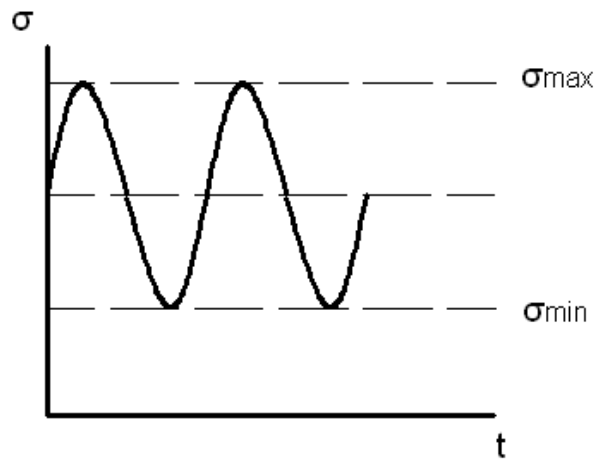


Figura 4.7.

El estudio de fatiga ha tenido en cuenta los siguientes pasos en cada una de las secciones críticas de la pletina:

Determinación de la amplitud de cargas fluctuantes y la carga media.

Un dimensionamiento previo al cálculo coherente con las cargas de trabajo.

Elección de un material tentativo que se ajuste a nuestras necesidades.

Determinación de los factores modificadores de la tensión de fatiga para el tipo carga, tamaño de pieza, superficie, temperatura de trabajo, etc.

Hallar las tensiones equivalentes debidas a fuerzas axiales y de flexión.

Definir cuál es resultado de nuestra tensión de fatiga corregida.

Debido a que nuestro objetivo era asegurar una vida infinita para este componente, nos hemos servido del diagrama Söderberg cerciorarnos de que esto era así.

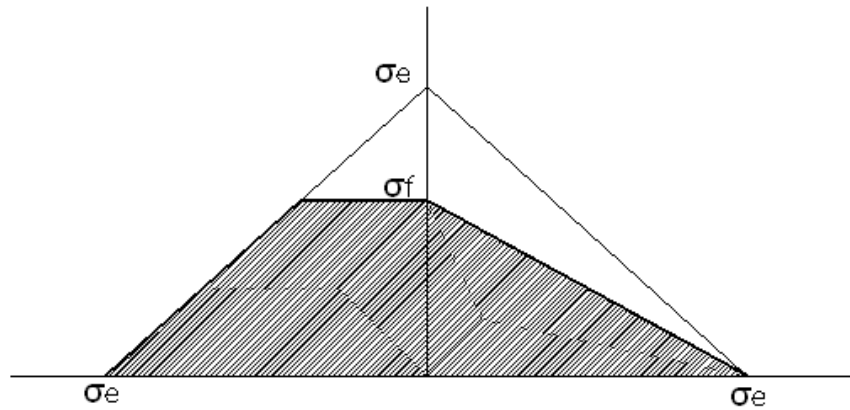


Figura 4.8.

4.3 Elementos de unión

Una estructura como la del estudio puede permitirse movimientos de traslación gracias a los pasadores, y puede garantizar la unión sin permitir movimiento entre elementos gracias a los tornillos. El conjunto, debido a sus dimensiones y movimientos dispone de dos tipos de elementos de unión; pasadores y tornillos.

Las características mecánicas de los aceros de usados en pasadores y tornillería vienen dadas según calidades en la siguiente tabla:

Taula 4.1. Datos obtenidos CTE NBE-EA-95

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

- Los pasadores:

Estos son junto con las pletinas los componentes que mayores cargas reciben de todo el conjunto de la estructura, su función es la de unir y asegurar la estabilidad de la estructura. Estos reciben toda la fuerza en dirección perpendicular a su eje, por lo que su trabajo se realiza casi exclusivamente a cortante. Estos se han dimensionado (por falta de conocimiento de un reglamento mejor) según la normativa del CTE, apartado de aceros NBE-EA-95, según dicha normativa el pasador se ha dimensionado siguiendo criterios de diseño tanto en esfuerzo a cortante, esfuerzo a momento flector máximo y el aplastamiento que puede efectuar este sobre el elemento estructural al que está unido. Debido a las dimensiones de nuestro conjunto no se han encontrado pasadores normalizados, con lo que se ha optado por mecanizarlos partiendo de un cilindro de acero, cuya calidad varía en función de las sollicitaciones de nuestro bulón. El acero empleado es 42MoCr4 según la norma UNE-EN 10083-1; los diámetros de los pasadores son de 80 mm, 35 mm y 30 mm usando acero de alta calidad para los pasadores. En cualquier caso, los pasadores se han dimensionado sabiendo que se ha de impedir el movimiento longitudinal, con lo que las hendiduras de los pasadores han sido dimensionadas para alojar anillos de retención normalizados.

1. Dimensionamiento de las uniones

Para el dimensionamiento de los pasadores y por falta de conocimiento de otro código, el estudio ha sido basado en el CTE aceros (NBE-EA-95), debido a la gran similitud que existe entre este código y las cargas o sollicitaciones a las que está sometida nuestra estructura. Este código dimensiona los pasadores teniendo en cuenta las siguientes condiciones:

2. Resistencia de cálculo

Se define resistencia de cálculo, f_{yd} , al cociente de la tensión de límite elástico y el coeficiente de seguridad del material:

$$f_{yd} = f_y / \gamma_M \quad (1)$$

siendo:

f_y : tensión del límite elástico del material base (tabla 4.1). No se considerará el efecto de

endurecimiento derivado del conformado en frío o de cualquier otra operación.

γ_M : coeficiente parcial de seguridad del material, de acuerdo al apartado 2.3.3,

En las comprobaciones de resistencia última del material o la sección, se adopta como resistencia de cálculo el valor

$$f_{ud} = f_u / \gamma_{M2} \quad (2)$$

siendo:

γ_{M2} coeficiente de seguridad para resistencia última.

El valor de dichos coeficientes viene determinado por la siguiente lista:

Para los coeficientes parciales para la resistencia se adoptarán, normalmente, los siguientes valores:

- a) $\gamma_{M0} = 1,05$ coeficiente parcial de seguridad relativo a la plastificación del material

b) $\gamma_{M1} = 1,05$ coeficiente parcial de seguridad relativo a los fenómenos de inestabilidad

c) $\gamma_{M2} = 1,25$ coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia última del material o sección, y a la resistencia de los medios de unión.

Las formulas usadas para el dimensionamiento de los pasadores son las siguientes:

3. Resistencia a cortante en la sección transversal:

$$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd} = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot \phi^2 \cdot f_{ub}}{4 \cdot \gamma_{M2}} \quad (3)$$

siendo:

ϕ : Diámetro bulón;

$\gamma_{M2} = 1,25$ en uniones con agujeros con medidas nominales

f_{ub} : resistencia última del acero del bulón;

Resistencia a flexión del pasador:

$$M_{Ed} \leq M_{Rd} = \frac{0,8 \cdot \pi \cdot \phi^3 \cdot f_{yb}}{32 \cdot \gamma_{M2}} \quad (4)$$

f_{yb} : resistencia tracción del acero del bulón;

$\gamma_{M2} = 1,25$ en uniones con agujeros con medidas nominales

4. Resistencia al esfuerzo combinado de cortante y flexión en el pasador:

$$\left(\frac{M_{Ed}}{M_{Rd}} \right)^2 + \left(\frac{F_{V,Ed}}{F_{V,Rd}} \right)^2 \leq 1 \quad (5)$$

M_{Ed} y $F_{V,Ed}$ son el momento y el esfuerzo cortante de cálculo de la sección considerada

5. Resistencia a aplastamiento de la chapa:

$$F_{b,Ed} \leq F_{b,Rd} = \frac{1,5 \cdot t \cdot d \cdot f_y}{\gamma_{M2}} \quad (6)$$

t: espesor chapa

d: diámetro agujero

f_y : resistencia tracción chapa

$\gamma_{M2} = 1,25$ en uniones con agujeros con medidas nominales

siendo:

F_b, E_d el esfuerzo transmitido por la chapa considerada al pasador.

- Los tornillos:

La función de estos es la de asegurar la unión entre dos o más elementos, impidiendo su movimiento; en la estructura se han usado tornillos normalizados. La morfología de la estructura solo da lugar al uso de tres tipos de tornillos estando solamente uno de ellos sometido a nuestro criterio y dimensionamiento, ya que los otros dos vienen determinados por especificaciones técnicas del fabricante del elemento que se opta por comprar.

En los patines se usan tornillos M16x30 calidad 8.8. mientras que en los raíles-guía se usan tornillos M16x50 calidad 8.8.

Los tornillos que unen la plataforma con la chapa en forma de U, han sido dimensionados siguiendo CTE aceros NBE-EA-95, dicha normativa tiene en cuenta el dimensionamiento de los tornillos según su esfuerzo a cortante, tracción y a aplastamiento o a arranque de chapa. Los tornillos seleccionados son M10x20 calidad 8.8.

- Dimensionamiento tornillería

Para el dimensionamiento de la tornillería que no ha sido directamente recomendada por el fabricante, se ha realizado en base al CTE NBE-EA-95. Dicho documento se ha escogido por la gran similitud que existe entre los esfuerzos a los que está sometida nuestra estructura y los cálculos solicitativos a los que está sometido un edificio siendo este mucho más exigente.

El cálculo de tornillería tiene en cuenta la resistencia a la estabilidad (estados límite últimos) y a los estados límite de servicio, para ellos se han de cumplir las siguientes condiciones, que son las que nos mostraran un correcto dimensionamiento de tornillería:

Los tornillos están dimensionados siguiendo una serie de factores de seguridad, que varían en función del estudio del esfuerzo de la unión.

Para los coeficientes parciales para la resistencia se adoptarán, normalmente, los siguientes valores:

- a) $\gamma_{M0} = 1,05$ coeficiente parcial de seguridad relativo a la plastificación del material
- b) $\gamma_{M1} = 1,05$ coeficiente parcial de seguridad relativo a los fenómenos de inestabilidad
- c) $\gamma_{M2} = 1,25$ coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia última del material o sección, y a la resistencia de los medios de unión

Para el correcto dimensionamiento además hay que cumplir unas disposiciones constructivas mínimas,

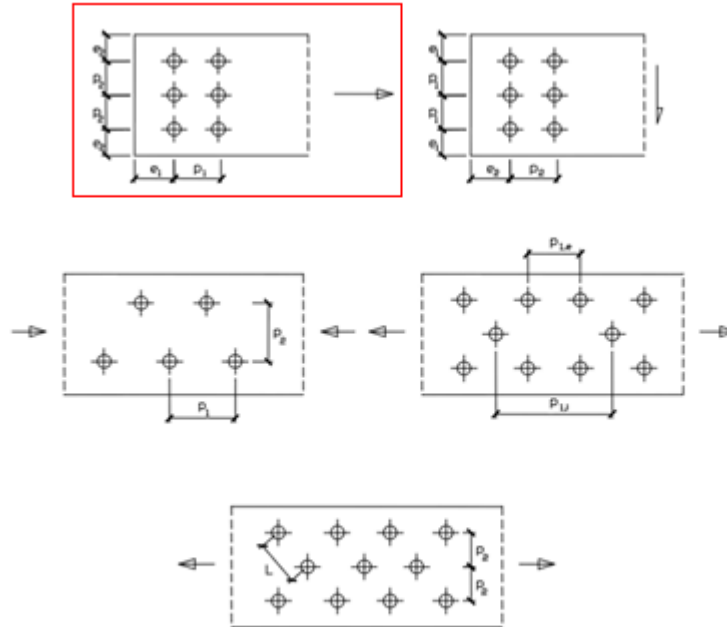


Figura 4.9.

Estas disposiciones vienen determinados por las siguientes condiciones :

4.3.1. Disposiciones constructivas

1. La situación de los tornillos en la unión debe contribuir a reducir la posibilidad de corrosión y pandeo local de las chapas, así como contemplar las necesidades de montaje e inspecciones futuras.

2. Los límites máximos y mínimos para las distancias entre ejes de agujeros o de éstos a los bordes de las piezas, son :

Distancias mínimas:

en la dirección de la fuerza que se transmite:

- $e_1 \geq 1,2 d_0$ del eje del agujero al borde de la pieza;
- $p_1 \geq 2,2 d_0$ entre ejes de agujeros;

en la dirección perpendicular a la fuerza que se transmite:

- $e_2 \geq 1,5 d_0$ del eje del agujero al borde de la pieza;
- $p_2 \geq 3,0 d_0$ entre ejes de agujeros;

siendo d_0 el diámetro del agujero.

Distancias máximas:

al borde de la pieza:

$$e_1 \text{ "y" } e_2 \quad \left\{ \begin{array}{l} \leq 40mm + 4t \\ \leq 12t \rightarrow 150mm \end{array} \right.$$

entre tornillos:

- en elementos a compresión será $p \leq 14 t$ y $p \leq 200 \text{ mm}$; siendo t el espesor en mm de la menor de las piezas que se unen;

- en elementos a tracción:

filas exteriores $p_e \leq 14 t$ y $p_e \leq 200 \text{ mm}$;

filas interiores $p_i \leq 28 t$ y $p_i \leq 400 \text{ mm}$.

Una vez se conocen las disposiciones constructivas procedemos al cálculo de la resistencia de la tornillería:

1. Resistencia a cortante en la sección transversal del tornillo:

$$F_{v,Rd} = n \cdot \frac{0,5 \cdot f_{ub} \cdot A}{\gamma_{M2}} \quad (7)$$

Siendo:

n número de planos de corte;

fub resistencia última del acero del tornillo;

A área de la caña del tornillo Ad o el área resistente del tornillo As, según se encuentren los planos de cortadura en el vástago o la parte roscada del tornillo respectivamente.

2. Resistencia a aplastamiento de la chapa que se une:

$$F_{t,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{\gamma_{M2}} \quad (8)$$

Siendo:

d: diámetro del vástago del tornillo;

t menor espesor de las chapas que se unen;

fu resistencia última del acero de las chapas que se unen;

α es el menor de:

$$\frac{e_1}{3d_0};$$

$$\frac{p_1}{3d_0} - \frac{1}{4};$$

$$\frac{f_{ub}}{f_u};$$

$$1,0$$

donde:

e1 distancia del eje del agujero al borde de la chapa en la dirección de la fuerza que se transmite;

p1 separación entre ejes de agujeros en la dirección de la fuerza que se transmite;

do diámetro del agujero;

3. Resistencia a tracción.

La resistencia de cálculo a tracción F_t, Rd , por tornillo será la menor de:

La resistencia a tracción del tornillo:

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{M2}} \quad (9)$$

Siendo:

A_s área resistente a tracción del tornillo.

La resistencia de cálculo a punzonamiento de la cabeza del tornillo o la tuerca, $F_{p,Rd}$, dada por:

$$F_{p,Rd} = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot d_m \cdot t_p \cdot f_u}{\gamma_{M2}} \quad (10)$$

Siendo:

t_p espesor de la placa que se encuentra bajo el tornillo o la tuerca;

d_m menor valor de la distancia media entre vértices y caras de la cabeza del tornillo o la tuerca.

4. Solicitación combinada:

Cuando un tornillo esté solicitado simultáneamente a tracción y a esfuerzo cortante, además de cumplir separadamente las condiciones para cortadura y tracción, debe verificar la condición de interacción siguiente:

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{1,4 \cdot F_{t,Rd}} \leq 1 \quad (11)$$

siendo

$F_{v,Ed}$ esfuerzo de cálculo perpendicular al eje del tornillo;

Ft.Ed esfuerzo axil de cálculo por tornillo al que en su caso se añadirán las tracciones debidas al efecto palanca;

Fv.Rd resistencia de cálculo frente a la cortadura del vástago;

Ft.Rd resistencia de cálculo en tracción.

Dichos cálculos se encuentran en los anexos (Pág. XXXXX).

4.3.4. Anillos de retención y pasadores

Los anillos desempeñan la función de asegurar la posición de los ejes de las articulaciones de las pletinas. Se han seleccionado anillos de retención DIN 471. Los anillos corresponderán a los pasadores de $\varnothing 30$ mm, $\varnothing 35$ mm y $\varnothing 80$ mm.

Estos van situados en las ranuras de los extremos de los ejes.

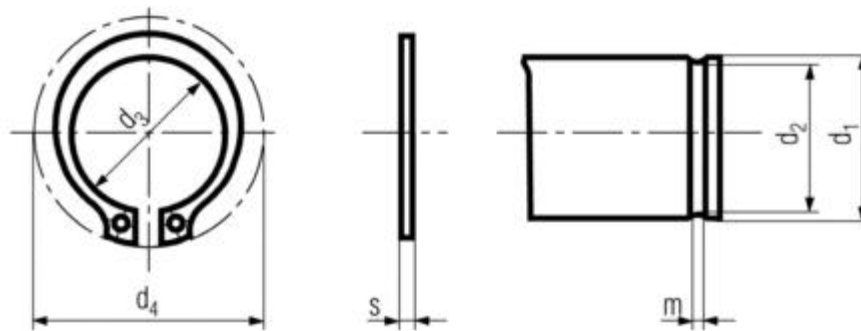


Figura 4.10.

También se ha utilizado pasadores de aleta DIN 94 en los pasadores de las rampillas que facilitan el acceso al mecanismo. Estos realizan la misma función que los anillos de retención.

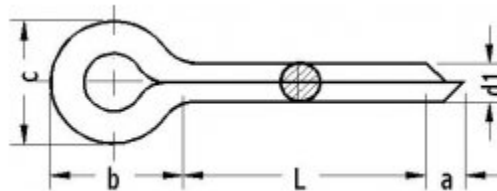


Figura 4.11.

4.3.5. Chapas en forma de U

Las chapas perfil en U de la estructura deben su morfología al diámetro de la camisa del cilindro hidráulico, esta es de 238 mm de diámetro con lo que la chapa inferior / superior de perfil U debe ser lo suficientemente ancha como para alojar los dos pares de pletinas. Debe de haber una separación suficiente entre pletinas como para no presentar problemas fricción, añadiendo mas distancia de manera que no se produzcan interferencias en el movimiento.

Además estos elementos tienen función de rotula (ver figura XX), con lo que sus extremos inferior derecho / superior derecho tienen una gran sollicitación y el acero ha de ser de gran resistencia.

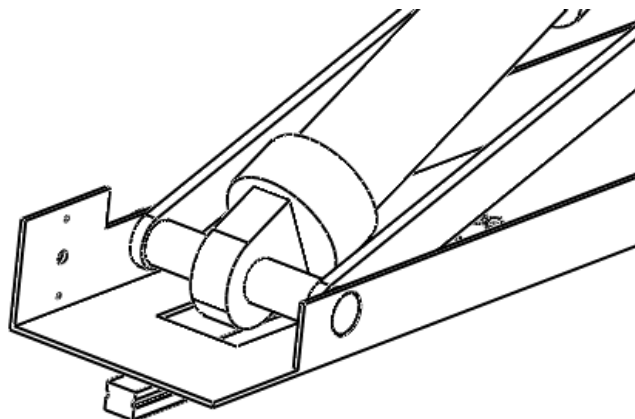


Figura 4.12.

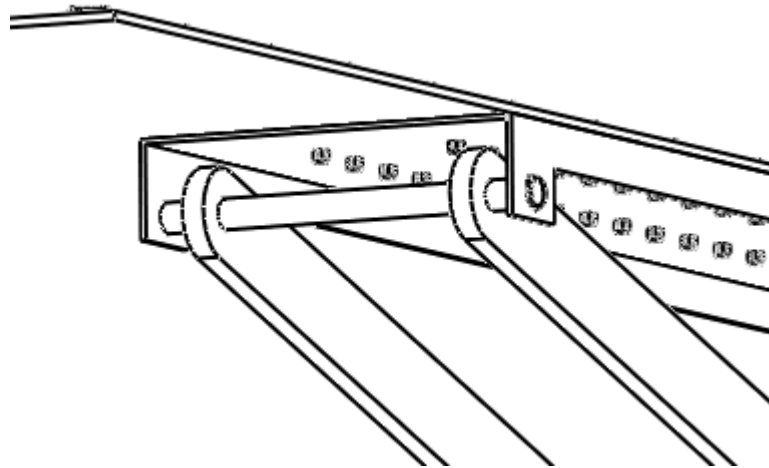


Figura 4.13.

Estas se han dimensionado y calculado con el programa CAE de análisis de elementos finitos del programa SolidWorks SimulationXpress, ya que el cálculo de la superficie de la chapa es muy complicado. Los agujeros donde va alojado el pasador se han dimensionado mediante cálculos basados en el CTE NBE-EA-95, dimensionándose estos para resistencia a aplastamiento.

Dichos cálculos se encuentran en los anexos .

4.3.6. Patines y Raíles-guía

Una de las características principales de esta estructura es su capacidad de traslación, esta se mueve sobre unos patines de la marca HIWIN **RGH65HA** y estos sobre unos raíles-guía fijando y evitando que haya desviaciones de trayectoria como las habría si esta se moviera únicamente sobre ruedas .

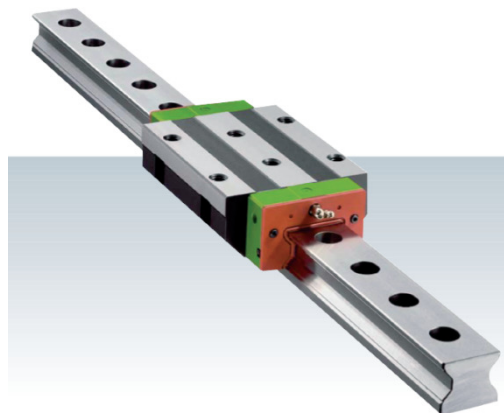


Figura 4.14.

Los patines se han dimensionado según su capacidad de absorber los momentos provocados por las cargas en movimiento de la estructura, y se ha elegido uno de los modelos más anchos para que esta se asiente bien sobre dichos patines confiriendo así sensación de seguridad en el desplazamiento minimizando las vibraciones debidas a dichas cargas en movimiento.

Dichos cálculos se encuentran en los anexos .

Los raíles son suministrados por el proveedor, así como los tornillos que son usados para mantener la unión entre raíl-suelo, siendo estos M16x50 y la unión patín-estructura, usando para este caso unos M16x30.

4.3.7. Ruedas y casquillos

4.7.1. Ruedas

En el mecanismo existen dos tipos de ruedas el primer tipo es el encargado de hacer deslizar la plataforma sobre ellos mismos, dando el deseado efecto patín que da estabilidad a la plataforma minimizando el rozamiento y los esfuerzos en dicho punto.

Estos han sido escogidos según un sencillo criterio, basándonos en el peso proporcional que verán los patines en el lado de la estructura, las cargas a las que estará sometido en su punto más desfavorable, y dividiendo dichas cargas entre la carga máxima admitida por los rodamientos, dándonos así el numero de ruedas mínimo que se necesitan para garantizar que el deslizamiento sea correcto.

Dichos cálculos se encuentran en los anexos .

En este caso se usara un solo tipo de rueda que formara el apoyo, ya que tiene un diámetro adecuado, teniendo en cuenta que los dos ejes que hay en cada chapa de perfil U, estén alineados para una máxima estabilidad en la estructura.

Las ruedas usadas para el apoyo-patín son de la marca TENTE MOP150x80-Ø35, cuyas especificaciones técnicas están reflejadas en la Tabla 4.2.:

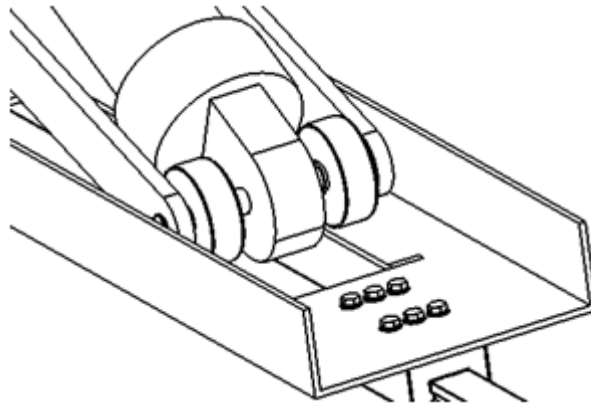


Figura 4.15.

Taula 4.2.

Datos técnicos	
Diámetro de la rueda	150 mm
Ancho de la rueda	80 mm
Diámetro del eje	35 mm
Longitud de cubo	90 mm
Dureza del bandaje	Shore D 75
Temperatura	- 40 / + 80 °C
Norma	EN 12533
Peso de la rueda	2.025 kg
Capacidad de carga	3000 kg
Cap. de carga estática	6000 kg
Rodamiento	6207 nr

La estructura tanto como para condiciones de estabilidad y sensación de seguridad trabajara con dos ruedas en cada patín.

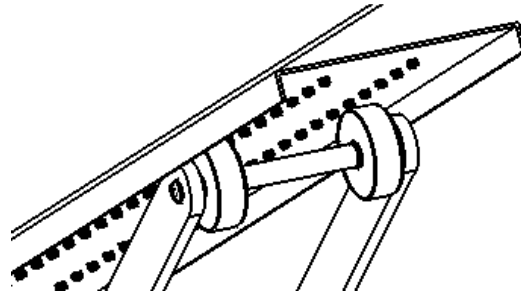


Figura 4.16.

El esquema de la rueda con sus dimensiones es el siguiente:

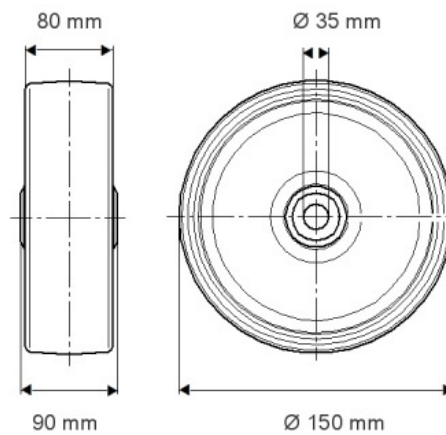


Figura 4.17.

El segundo tipo de rueda será de caucho para garantizar un mayor agarre al pavimento. Se usara 3 de ellas para realizar el desplazamiento de toda la estructura sobre los raíles gracias a la acción de un motor hidráulico que ser el que transmita el par necesario a dicha rueda.

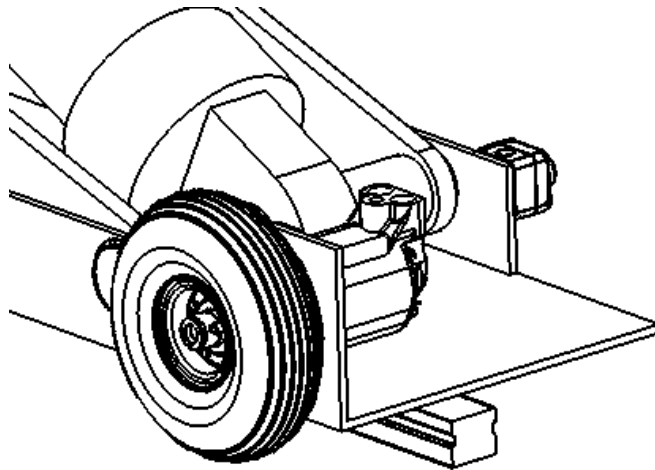


Figura 4.18.

La rueda USADA en este caso es el modelo BTH 254x127/165 de la marca blickle

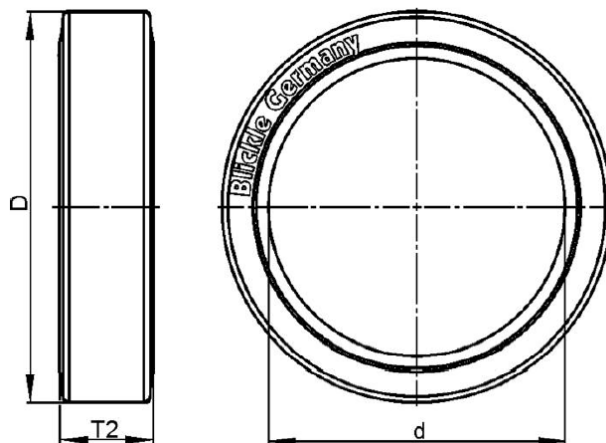


Figura 4.19.

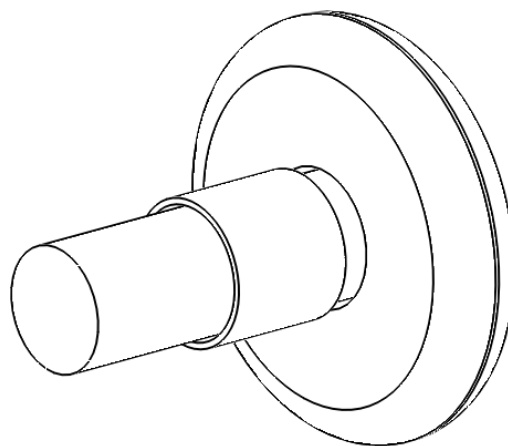
Tabla 4.3.

DATOS TECNICOS	
Ø rueda (D)	254 mm
Ancho (T2)	127 mm
Ø interior (d)	165.1 mm
Perfil	Perfil plano
Capacidad de carga	2330 kg
Tipo de eje	
Peso por unidad	7.66 kg
Resistente a temperaturas desde	-20 °C
Resistente a temperaturas hasta	90 °C
Dureza del bandaje	92° Shore A

4.3.8. Casquillos

Los casquillos son los elementos que fijan la posición de la ruedas impidiendo que estas puedan moverse longitudinalmente sobre el eje, lo que produciría inestabilidad en el apoyo. Estos elementos han sido usados en todos los apoyos patín.

Todos los diámetros de casquillo son de 35 mm. A continuación se muestra cual sería la posición y situación del casquillo.

**Figura 4.20.**

4.4. Plataforma y rampas

4.4.1 Plataforma

La plataforma es el elemento en el que reposa la carga. Esta se apoya y se une al resto de la estructura a través de dos chapas en forma de U.

Debido a su geometría y la situación de los apoyos es el componente más susceptible a flectar. Las dimensiones de esta se muestra en la **figura siguiente**.

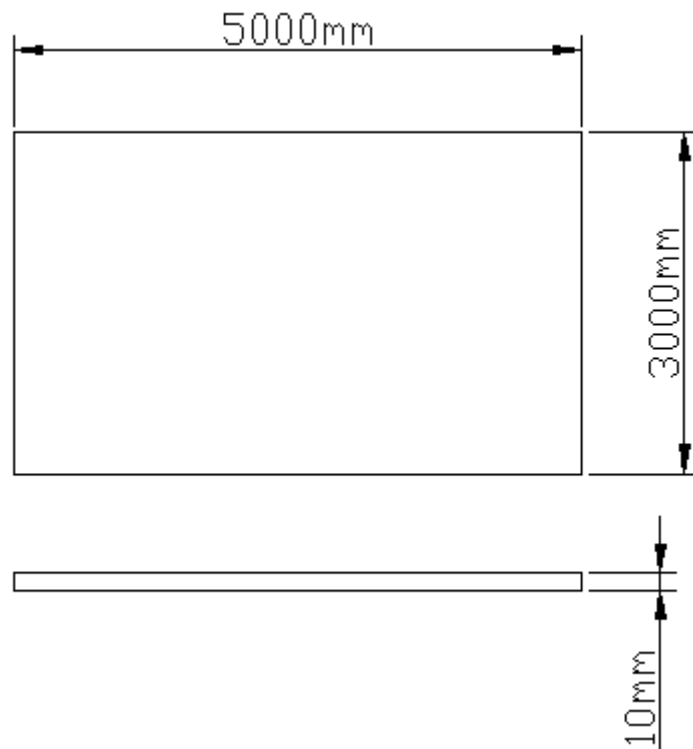


Figura 4.21.

Ya que existe un amplio mercado de chapas destinadas a este tipo de usos, Nos hemos adaptado a las dimensiones que nos ha ofrecido el proveedor escogido.

Debido a la gran importancia de la existencia de fricción en la superficie de la chapa a fin de asegurar una mayor adherencia de las ruedas del vehículo con la superficie de la plataforma, hemos contado para este elemento con una chapa antideslizante.

El relieve que se ha utilizado es el denominado "forma de lagrima" tal y como se muestra en la figura 4.22.

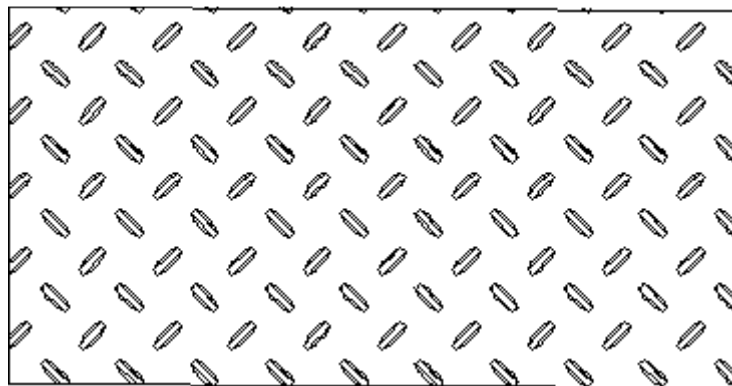


Figura 4.22.

El cálculo de comprobación de la plataforma básicamente evita la aparición de una flexión excesiva en los puntos de la placa en los que apoya el peso del vehículo, es decir, la superficie de contacto de los neumáticos con la superficie de la plataforma.

Este cálculo lo hemos realizado mediante el método de elementos finitos realizando esta aproximación con "Solidworks SimulationXpress". Se ha tenido en cuenta que la fabricación de la plataforma se ha realizado en acero C25K.

Ya que algunas de las dimensiones de la plataforma están totalmente condicionadas por las dimensiones que hemos creído necesarias para que sea posible la ubicación de un vehículo encima de esta, las únicas variables con las que hemos podido modificar el comportamiento de este elemento ante la presencia de cargas, son la calidad del material y el espesor.

4.4.2. Rampas

Su función es la de facilitar la subida y bajada del vehículo al mecanismo elevador. Esto se debe a que la altura mínima que alcanza la plataforma tal y como se muestra en la figura 4.23. son 402,5 mm.



Figura 4.23.

Cuando el mecanismo está elevado, las rampas, que están sujetas al extremo de la plataforma superior, cuelgan formando 90° con esta.

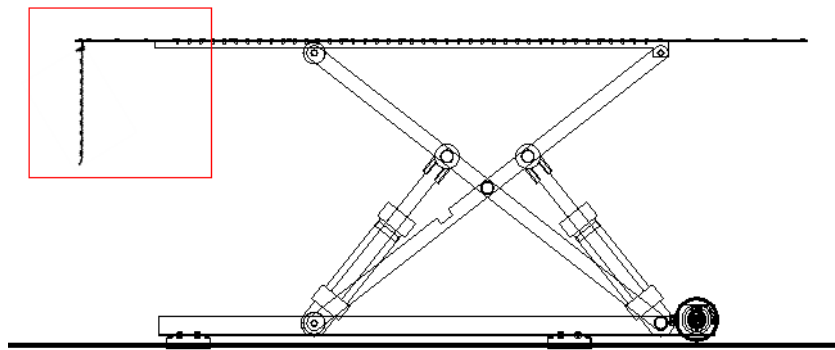


Figura 4.24.

Esto causa que cuando el mecanismo desciende las rampas toman contacto con el suelo con ese mismo ángulo. Para evitar que estas se doblen se les ha

realizado una curvatura en su extremo, lo que permite el deslizamiento en la dirección deseada.

El ángulo final que toma la rampa con el suelo son 30° , una inclinación suficiente para que un vehículo cualquiera pueda subir por ella.

Estas piezas han sido compradas y mecanizadas en frío posteriormente, para curvarlas en sus extremos. El material utilizado es el acero C25K.

Las rampas al igual que la plataforma tienen una superficie antideslizante lagrimada.

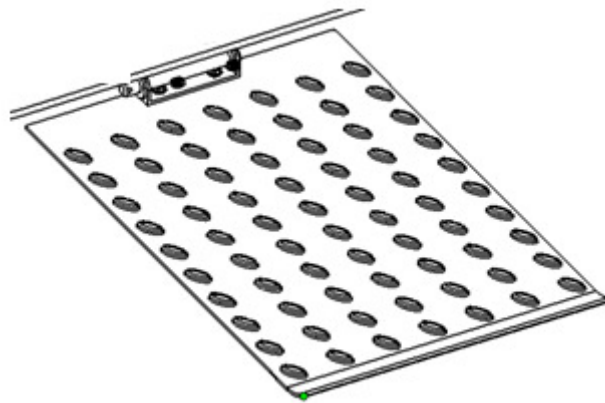


Figura 4.25.

4.4.3. Soportes Rampas

Su función es similar a la de unas bisagras, permitiendo una unión articulada, en la que daremos una cierta holgura, entre rampas y plataforma. Estos están unidos entre sí mediante un pasador normalizado M20x140 de calidad 6.8.

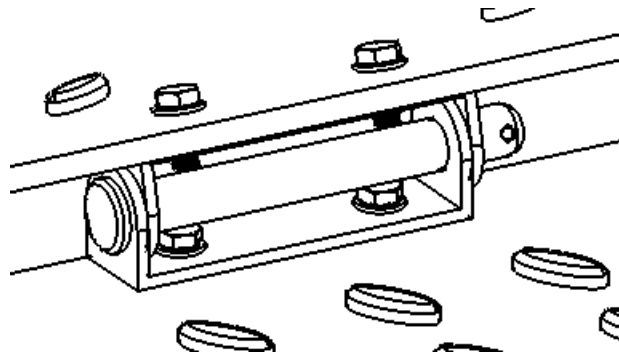


Figura 4.26.

El pasador utilizado DIN EN 22341 de calidad 6.8. el cual estará fijado mediante un pasador de aleta DIN 94.

El material utilizado es acero de construcción S235JR. Estas están dimensionadas en los anexos (pág. XXXX).

Para su dimensionamiento, además de cumplir los requisitos de resistencia, se debe cumplir que las chapas de la unión, se dispongan de forma que se eviten excentricidades y se produzcan las mínimas distorsiones en las líneas de fuerza. Sus características geométricas deben cumplir con las limitaciones establecidas en una de las versiones descritas en la figura 4.27., siendo:

Según espesor prefijado:

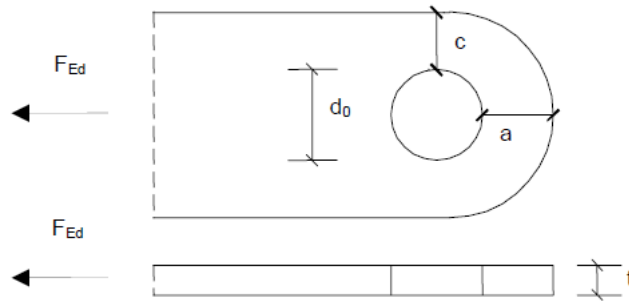


Figura 4.27.

$$a \geq \frac{F_{Ed}}{2 \cdot t \cdot f_{yd}} + \frac{2 \cdot d_0}{3} \quad (12)$$

$$c \geq \frac{F_{Ed}}{2 \cdot t \cdot f_{yd}} + \frac{d_0}{3} \quad (13)$$

donde:

t: menor espesor de las chapas que se unen;

d_0 : diámetro agujero

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

F_{Ed} : fuerza en dirección de la chapa

Se ha partido de un espesor inicial de 5 mm, con lo que las medidas son las siguientes:

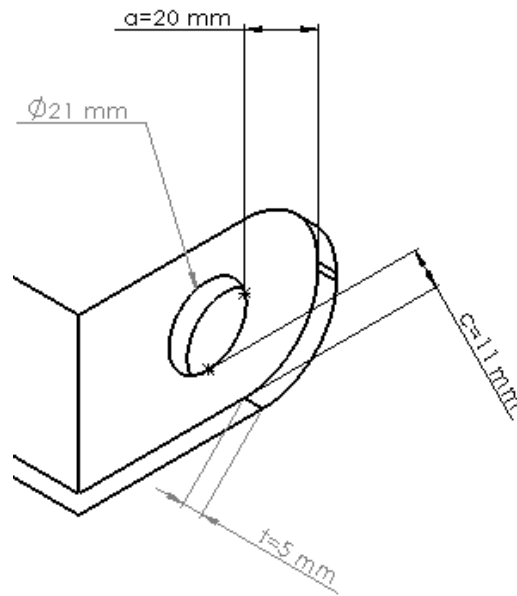


Figura 4.28.

4.4.4. Antivibratorios

Los antivibratorios han sido usados en la instalación del motor con la finalidad de evitar ruido excesivo, vibraciones causadas por este, y posibles daños o deterioros en las uniones del motor con la chapa.

El modelo escogido es una pastilla de goma rectangular TR-150 (50 Sh) de la casa Egaña.

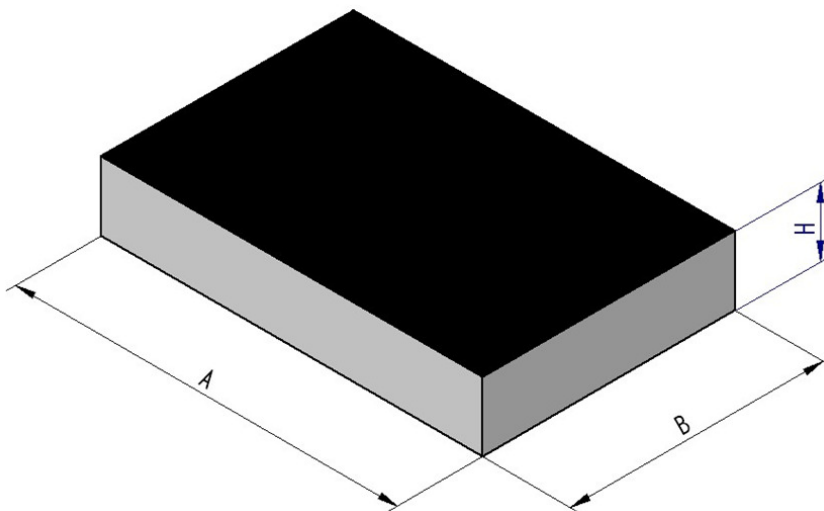


Figura 4.29.

4.4.5. Cilindros hidráulicos

Los cilindros hidráulicos son los elementos que dan a la estructura del mecanismo la capacidad de elevar la carga. Además los cilindros son los que limitan el movimiento de la estructura limitándolo de forma que el vehículo se eleve hasta alcanzar la altura deseada, al igual que también limitan la altura mínima.

Gracia al sistema hidráulico también conseguimos que todo este proceso se lleve a cabo a una velocidad adecuada para no dañar al mecanismo ni al vehículo.

La elección ha tenido en cuenta varios factores, tales como la fuerza que estos debían ejercer sobre las pletinas a fin de elevar a la plataforma sobre la cual está situado el vehículo, carrera del cilindro, conexiones del pistón con los demás elementos del mecanismo elevador, etc.

El pistón que se ha seleccionado lo fabrica la casa *Stern hydraulics S.A.*, el modelo es el *SK160* y es un tipo de cilindro de simple efecto que es capaz de trabajar a 160 bar.

- Área del pistón

Este área está directamente relacionada con la presión nominal de los cilindros y con la fuerza que debemos de realizar.

$$A_{piston} = \frac{F(N)}{P(Pa)} \quad (14)$$

$$A_{piston} = \frac{200597,38}{160 \times 10^5} = 0,0125m^2 = 125cm^2$$

Teniendo esta información podemos escoger el modelo *SK160*.

- Tipo de montaje

El montaje del cilindro es articulado ya que el cilindro va a pivotar en solo plano y por tanto las conexiones deben de ser articuladas a fin de permitir esta libertad de movimiento.

Por tanto usaremos un montaje simple articulado MP3.

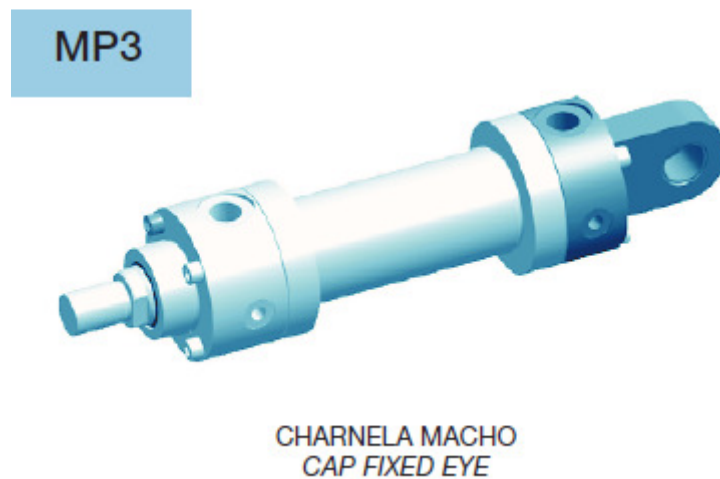


Figura 4.30.

Selección diámetro vástago (reparar calculo de grafico)

Dado a que la longitud entre el apoyo del cilindro y la punta del vástago en el cilindro es importante y además este trabaja a compresión, debe comprobarse a pandeo para evitar su deformación e incluso la rotura.

La longitud de pandeo se muestra en la siguiente figura.

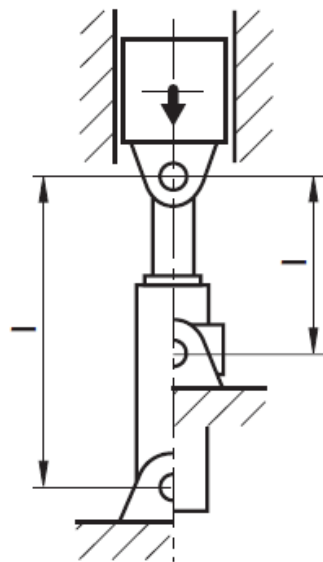


Figura 4.31.

La fuerza de compresión también ha de ser calculada tal y como aparece a continuación. Para nuestro caso en particular tal y como aparece en el catálogo del pistón, sabemos cuáles son los datos de la superficie del pistón y cuál es la presión de servicio.

$$F_{\text{compresión}} = \text{sup. pistón} \times P_{\text{servicio}} \quad (15)$$

$$F_{\text{compresión}} = 0,0314\text{m}^2 \cdot 160 \times 10^5 = 502400\text{N}$$

En el grafico siguiente podemos observar cuales son las longitudes de pandeo máximas en función de cuál sea nuestra fuerza de compresión.

Las curvas del grafico representan la máxima longitud de pandeo permitida en función de la carga de compresión con un factor de seguridad de 3,5.

Los diámetros de vástago cuyas líneas queden por encima del punto de intersección indican un correcto comportamiento en este sentido.

Como podemos ver con una carrera de 360 mm, lo que corresponde al caso que nos ocupa, un diámetro de 22 mm ya nos sería útil. Dado que el modelo que se adecua más a nuestras necesidades solo se fabrica con dos diámetros de vástago posibles cogeremos el más pequeño correspondiente a 90 mm.

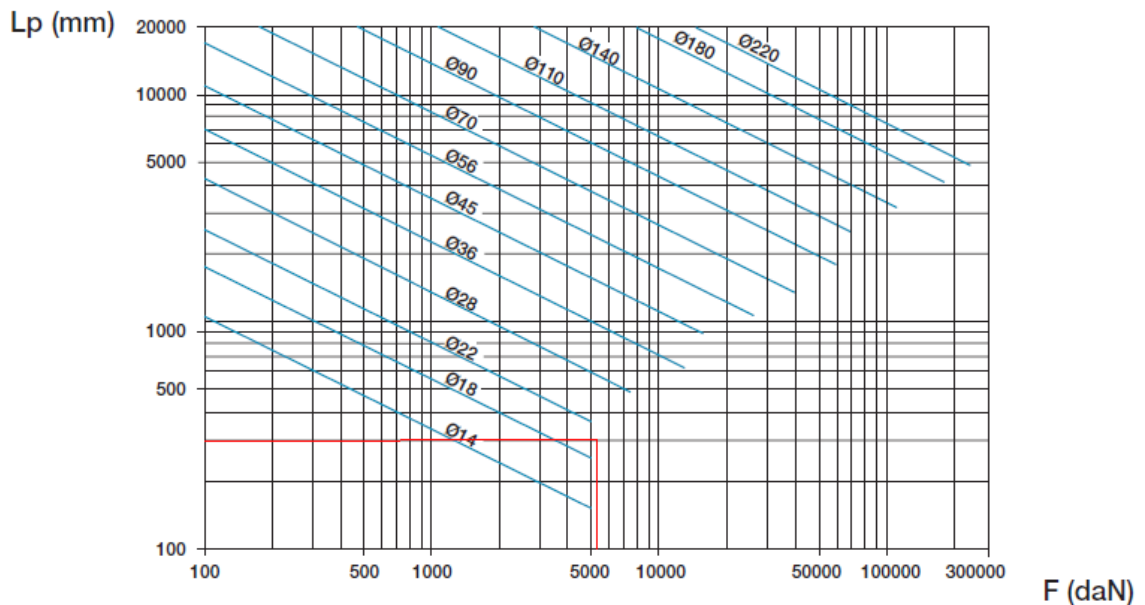


Figura 4.32.

Capacidad de amortiguación

La amortiguación se consigue básicamente estrangulando la salida final de aceite, con lo que se produce una contrapresión que actúa en sentido contrario al movimiento. Ello alarga la vida del cilindro y evita golpes indeseables.

Primeo Hallamos la energía que debe ser absorbida por la amortiguación según la disposición del cilindro; las fuerzas de rozamiento se consideran nulas.

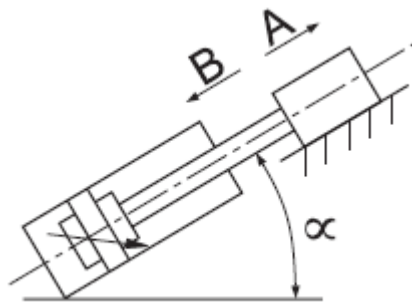


Figura 4.33.

$$\boxed{A} \rightarrow E = \frac{1}{2} m \cdot v^2 - m \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha \cdot 10^{-3} \quad (16)$$

$$\boxed{B} \rightarrow E = \frac{1}{2} m \cdot v^2 + m \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha \cdot 10^{-3} \quad (17)$$

Los valores de amortiguación I_a se pueden hallar mediante la tabla siguiente, que nos el propio catalogo.

Tabla 4.4.

Ø CAMISA / BORE Ø		25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320												
Ø VASTAGO / ROD Ø		14	18	18	22	22	28	28	36	36	45	45	56	56	70	70	90	90	110	110	140	140	180	180	220
I_a	TAPA / HEAD	20	20	24	28	30	35	36	42	42	45	45	50												
	CULATA / CAP	17	17	25	27	27	34	34	40	40	50	50	50												
m	Masa pistón más vástago con carrera 0 <i>Piston and rod mass with 0 stroke</i>	0,20	0,30	0,50	0,55	0,7	0,95	1,25	1,75	2,25	2,8	4,2	5,5	8,5	11	15	20	29	36	55	72	105	135	206	265
	Masa adicional por 50 mm de carrera <i>Additional mass per 50 mm stroke</i>	0,06	0,1	0,1	0,15	0,15	0,24	0,24	0,40	0,40	0,63	0,63	0,97	0,97	1,51	1,51	2,50	2,50	3,73	3,73	6,04	6,04	10,0	10,0	15

$$A \rightarrow E = \frac{1}{2} (20448,25 + 55 + \frac{3,73 \cdot 360}{50}) \cdot 0,1^2 - (20448,25 + 55 + \frac{3,73 \cdot 360}{50}) \cdot 9,81 \cdot 42 \cdot \sin 6,11 \times 10^{-3} = 1560J$$

$$B \rightarrow E = \frac{1}{2} (20448,25 + 55 + \frac{3,73 \cdot 360}{50}) \cdot 0,1^2 + (20448,25 + 55 + \frac{3,73 \cdot 360}{50}) \cdot 9,81 \cdot 40 \cdot \sin 54,97 \times 10^{-3} = 8561,2J$$

Si entramos en el gráfico correspondiente a través de E (energía) y P (presión de impulsión) obtenemos un punto de intersección.

Todo cilindro cuya curva quede por encima de dicho punto significa que puede absorber perfectamente toda la energía calculada anteriormente.

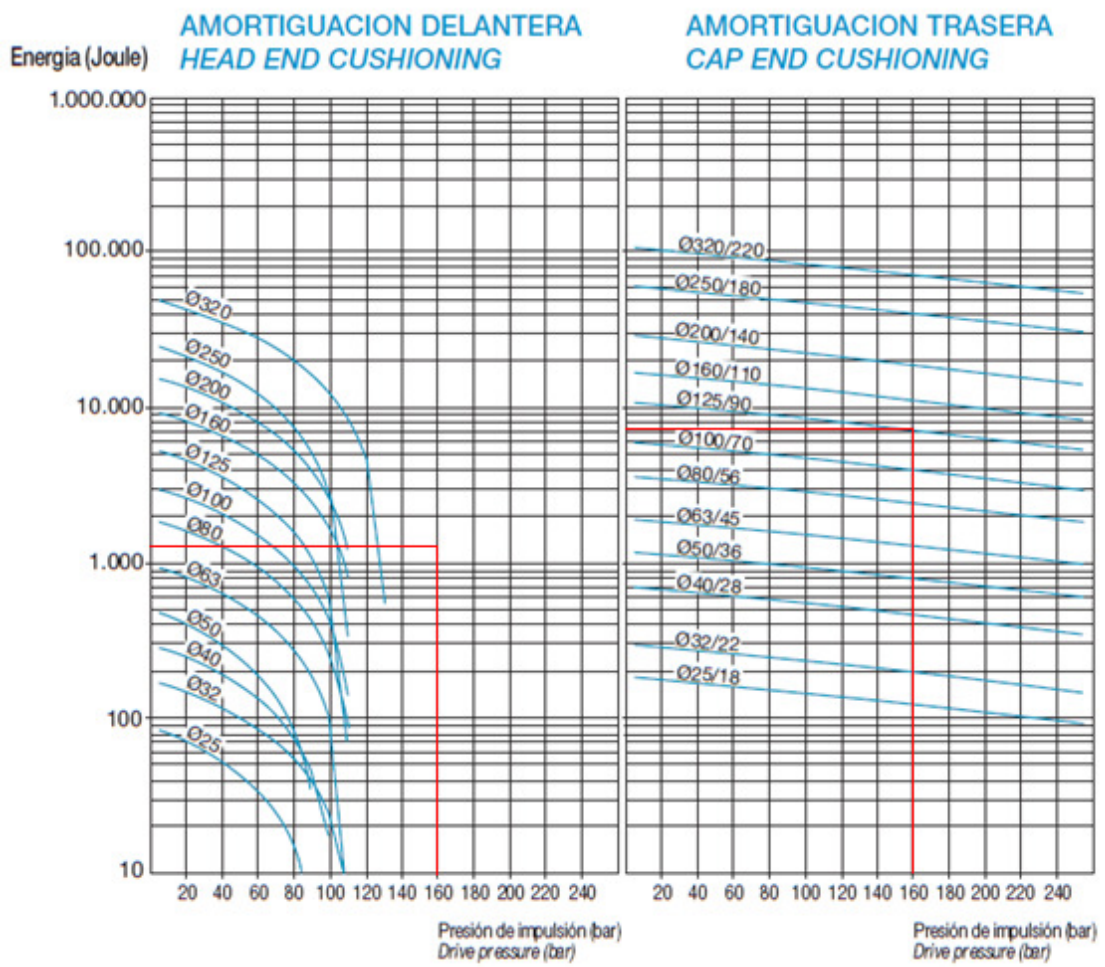


Figura 4.34.

Ya que la camisa de nuestro pistón es de 185 mm, podemos suplir perfectamente las necesidades de amortiguación que se requiere.

- Accesorios

Los accesorios que necesitamos para estos cilindros son las conexiones que permitirán que el vástago pueda unirse a las pletinas permitiendo la movilidad necesaria propia de una articulación.

Esto lo conseguiremos mediante un arrastrador que uniremos al extremo del vástago.

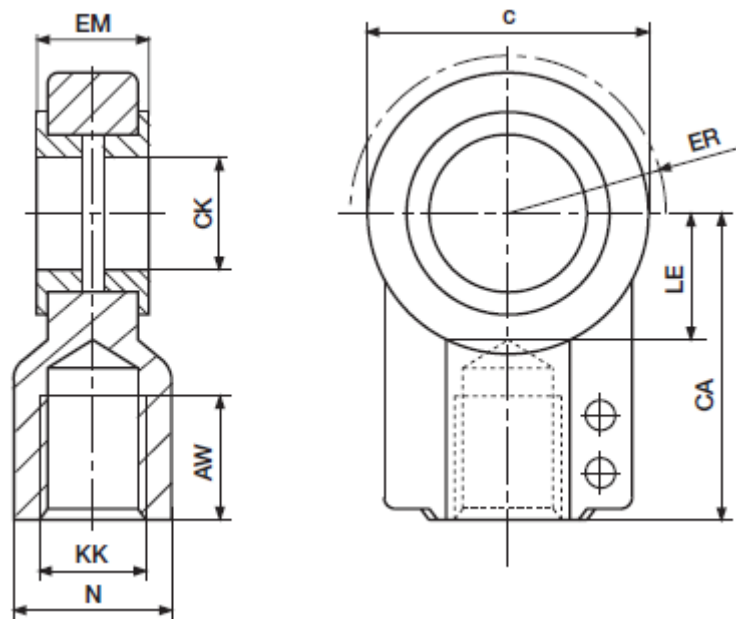


Figura 4.35.

La selección de este accesorio la hemos realizado mediante las tablas que ofrece el proveedor.

Tabla 4.5.

REFERENCIA REFERENCE	Fuerza Nominal Nominal Pressure N	KK	AW	N	c	CA js13	CK H9	EM h12	ER	LE	MASA MASS Kg
AK-8-12	8.000	M12 x 1,25	17	16	32	38	12	12	16,5	14	0,1
AK-8-16	12.500	M14 x 1,5	19	21	40	44	16	16	20,5	18	0,2
AK-8-20	20.000	M16 x 1,5	23	25	47	52	20	20	25	22	0,35
AK-8-25	32.000	M20 x 1,5	29	30	58	65	25	25	32	27	0,62
AK-8-32	50.000	M27 x 2	37	38	70	80	32	32	40	32	1,3
AK-8-40	80.000	M33 x 2	46	47	89	97	40	40	50	41	2,2
AK-8-50	125.000	M42 x 2	57	58	108	120	50	50	63	50	4,8
AK-8-63	200.000	M48 x 2	64	70	132	140	63	63	72,5	62	8,3
AK-8-80	320.000	M64 x 3	86	90	168	180	80	80	92	78	16,0
AK-8-100	500.000	M80 x 3	91	110	210	210	100	100	114	98	31,0
AK-8-125	800.000	M100 x 3	113	135	262	260	125	125	160	120	47,5
AK-8-160	1.250.000	M125 x 4	126	165	326	310	160	160	200	150	92,3
AK-8-200	2.000.000	M160 x 4	161	215	418	390	200	200	250	195	188,0

Otras características a tener en cuenta:

Puntera del vástago: *Reforzado.*

Conexiones: *BSP s/ISO 1179-1.*

Amortiguación: *amortiguación en ambos extremos.*

Distanciador: *No se necesita debido a que la carrera del cilindro es pequeña.*

Juntas: *Standard fricción intermedia*

Material vástago: *42CrMo4 Cromado*

FLUIDO s / ISO 6743/4 (1982): *Aceite mineral*

Posición conexiones: *Standard*

Posición purgas: *Standard*

Nº serie: 40

Designación del cilindro

SK - 185/ 90 / 360 - MP3 - 1R - 0C - 3A - 0D - 0J - 5V - 0F - 11C - 22P - 40

4.4.6. Motor hidráulico

La función del motor hidráulico es la de suministrar la fuerza para lograr el movimiento de traslación de todo el mecanismo a través de los raíles guía sobre los que reposa.

El motor estará alimentado por el mismo grupo hidráulico encargado de suministrar presión a los cilindros y del cual se habla en el punto 4.7.

La situación del motor se encuentra en la base del mecanismo...

La selección del motor está directamente relacionada con el par resistente que debe superar la rueda encargada del movimiento de traslación de todo el mecanismo. Mediante los cálculos realizados (*anexo*) hemos llegado a la conclusión de que la potencia útil debe de ser como mínimo de 10 KW.

El motor también debe de ser capaz de girar en ambos sentidos.

La empresa proveedora elegida para la adquisición del motor es TDZ hydraulics.

Selección del modelo adecuado

Como vemos el MD4C-024 es capaz de suministrar una potencia de salida mayor a 10 KW.

Tabla 4.6.

CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO (24 cSt)

Modelo	Desplazamiento volumétrico (Vi)	Caudal de entrada a n = 2000 RPM		Par T	Potencia de Salida
		Teórico	a 175 bar ?p	a n = 2000 RPM	a n = 2000 RPM
	cc/rev	l/min	l/min	a 175 bar ?p Nm	a 175 bar ?p kW
MD4C - 024	24.4	49.0	63.0	60.5	12.7
MD4C - 027	28.2	56.0	70.0	70.0	14.7
MD4C - 031	34.5	69.0	83.0	86.8	18.0
MD4C - 043	45.5	93.0	107.0	120.0	25.1
MD4C - 055	58.8	118.0	132.0	149.0	31.2
MD4C - 067	71.1	142.0	156.0	170.0	35.6
MD4C - 075	80.1	160.0	174.0	198.0	41.5
MD4C - 100	100.0	200	217.5	247.5	51.2

Vista desde el final del eje:

**Sentido agujas
reloj** A = entrada
 B = salida

**Sentido contrario
agujas reloj** A = salida
 B = entrada

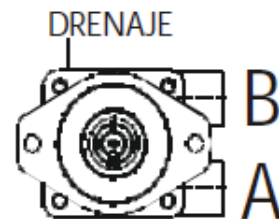
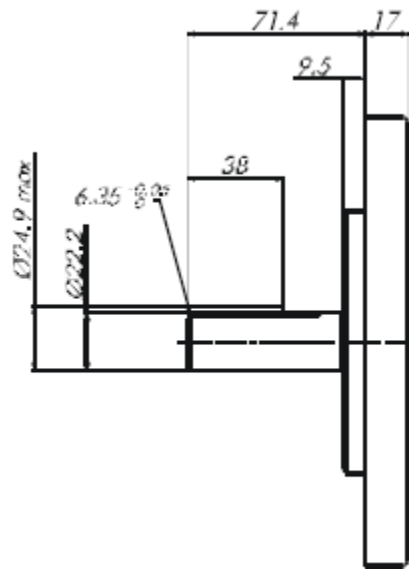


Figura 4.36.

- Tipos de eje

El eje tiene que ser el adecuado para que este tenga un buen ajuste con la rueda a la que va a transmitir el par motor necesario para la traslación de todo el mecanismo elevador. El tipo escogido es un eje enchavetado.



CODIGO DE EJE 1

Figura 4.37.

Designación motor

MD4C - 024 - 1 - N - 01 - C 1 01

4.4.7. Grupo hidráulico

Del dimensionamiento del grupo hidráulico se encargará el mismo proveedor que nos suministra los cilindros hidráulicos, y él será el encargado de proporcionarnos el que mejor se adapte a nuestras necesidades; igualmente al proveedor se le debe informar de las necesidades hidráulicas de la estructura, ya que sin estas características mínimas, no podrá aconsejarnos el modelo más adecuado.

Dichas características se presentan en función de consumos necesarios de cada elemento.

Tabla 4.7.

Elemento	Caudal	Unidades	Total
Cilindro hidráulico	10,2	4	40,8
Motor hidráulico	63	1	63

El grupo hidráulico ha de tener un caudal de 103,8 l/min a una presión de 175 bares como mínimo.

4.4.8. Cadena porta-cables

La cadena porta-cables es el elemento guía de los componentes hidráulicos de la instalación. Esta confina los cables en su interior para evitar así su interferencia con el resto de componentes de la estructura.

Los componentes que ha de retener, en este caso son los latiguillos de los cilindros, los del motor y cableado eléctrico de los interruptores que accionan la estructura; es por ello que se ha optado por separar dentro de la misma cadena porta-cables el apartado hidráulico del eléctrico, para así evitar posibles accidentes por fugas de ambos fluidos.

La cadena porta-cables es una IGUS serie 11.080 y ha sido elegida y recomendada por la propia empresa según el uso que le queremos dar.

Sus dimensiones son 26 cm de altura por 46 cm de ancho para alojar los conductos hidráulicos, mientras que para el cableado eléctrico sus dimensiones son de 32 cm de ancho por 28 cm de alto.

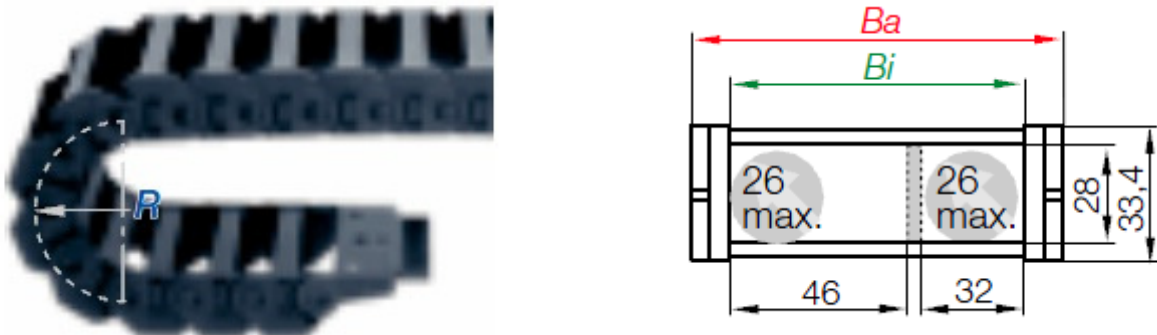


Figura 4.38.

4.4.9. Pulsadores de control

Los pulsadores son los elementos que permiten la comunicación hombre-máquina. El conjunto de pulsadores instalado en el mecanismo tiene que permitir al usuario cuatro instrucciones básicas.

El mecanismo situado en la posición inicial comienza el proceso de elevación y avance hasta llegar a la posición final en la que la plataforma está totalmente plegada.

El mecanismo situado en la posición final comienza el proceso de elevación y retroceso hasta llegar a la posición inicial en la que la plataforma está totalmente desplegada.

Parada inmediata del proceso.

Parada de emergencia.

La situación de los pulsadores se situara en la pared más próxima al mecanismo en la posición inicial y se situara también un segundo pulsador de emergencia en el pie de la estructura de la maquina. Los pulsadores de emergencia no estarán integrados en la misma caja que los demás, tendrán una caja individual.

La caja de pulsadores de accionamiento del movimiento seleccionada es el modelo XAL E325 de la casa SCHNEIDER.

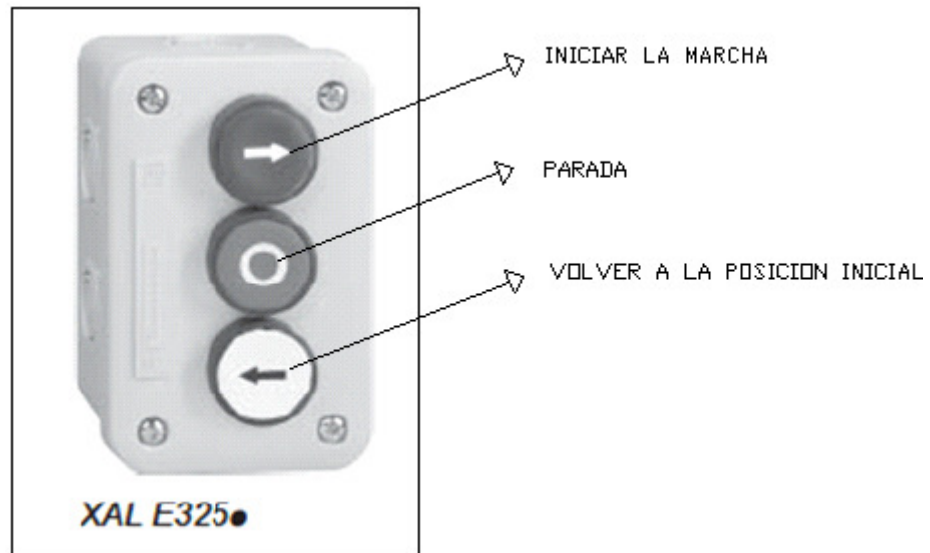


Figura 4.39.

Los pulsadores de emergencia son modelo XB7 ES542P de las casa SCHNEIDER.



Figura 4.40.

CAPÍTULO 5: MATERIALES UTILIZADOS Y TOLERANCIAS

5.1 Selección de materiales

Algunas de las partes del mecanismo tienen que hacerse especialmente para el proyecto ya que por su geometría o por los grandes esfuerzos que deben soportar, no podemos encontrar elementos que nos sirvan en el mercado.

Por ello el estudio de la pieza y en concreto la selección del material del cual va a estar hecha es de una gran importancia.

Los criterios de selección de materiales han variado según el componente, pero esta se ha hecho dentro de los grupos de aceros para componentes de máquinas (aceros de bonificación) y estructurales no aleados.

Aceros de bonificación (temple y revenido) (EN 10083-1:1996)

Los aceros a los que se refieren estas normas constituyen el núcleo básico de materiales para piezas de máquinas con gran responsabilidad mecánica.

El material seleccionado de esta norma ha sido el siguiente:

El 42CrMo4 (1.7225, EN 10083-1) es un acero de bonificación aleado especial de buena resistencia y tenacidad. Gracias a su buena templabilidad es un material muy usado en piezas sometidas a fuertes sollicitaciones.

Tabla 5.1. Selección de materiales en el diseño de máquinas. C. Riba

EN 10083-1/2		42CrMo4
Designación numérica EN 10027-2		1.7225
AISI/SAE		4140
Composición química		
Carbono C	%	0,38-0,45
Cromo Cr	%	0,90-1,20
Manganeso Mn	%	0,60-0,90
Molibdeno Mo	%	0,15-0,30
Propiedades mecánicas		
<i>Est. temple y revenido TQ</i>		
Resistencia $d \leq 16\text{mm}$	MPa	1100-1300
$16 \leq d \leq 40$	MPa	1000-

		1200
$40 \leq d \leq 100$	MPa	900-1100
$100 \leq d \leq 160$	MPa	800-950
$160 \leq d \leq 250$	MPa	750-900
Limite elástico $d \leq 16\text{mm}$	MPa	≥ 900
$16 \leq d \leq 40$	MPa	≥ 750
$40 \leq d \leq 100$	MPa	≥ 650
$100 \leq d \leq 160$	MPa	≥ 550
$160 \leq d \leq 250$	MPa	≥ 500
Alargamiento (A)	%	$\geq 10-14$
Flexión por choque (KV)	J	$\geq 30-35$
<i>Est. Reblandecimiento Ta</i>		
Dureza	HB	241
Propiedades tecnológicas		
Coste	€/kg	1,15
Maquinabilidad		65
Temperatura de temple	°C	820-860
Medio de temple	°C	aceite/agua
Temperatura de revenido	°C	540-680

Aceros estructurales (EN 10025-2)

Son aceros de bajo coste, destinados a toda clase de construcciones metálicas y piezas mecánicas de responsabilidad moderada además tienen buena aptitud para la deformación en frío.

Tabla 5.2. Selección de materiales en el diseño de maquinas. C. Riba

EN 10025-2		S235JR
Designación numérica EN 10027-2		1.0038
AISI/SAE		
Composición química		
Carbono C	%	≤0,19
Manganeso Mn	%	≤1,50
Fosforo P	%	≤0,045
Azufre S	%	≤0,045
Nitrógeno N	%	≤0,014
Cobre Cu	%	≤0,060
Níquel Ni	%	≤0,40
Propiedades mecánicas		
Resistencia a tracción $t \leq 3$	MPa	360-510
$3 < t \leq 100$	MPa	360-510
$100 < t \leq 250$	MPa	340-490
<i>Limite elástico</i> $t \leq 16$	MPa	≥235
$16 < t \leq 40$	MPa	≥225
$40 < t \leq 100$	MPa	≥215
$100 < t \leq 250$	MPa	≥175
Alargamiento rotura $t \leq 3$	%	≥17/15
$3 < t \leq 100$	%	≥24/22
Flexión choque KV 20° C	J	≥27
0°C	J	-
-20°C	J	-
Propiedades tecnológicas		
Coste	€/Kg.	0.670
Soldabilidad	1-5	5
C equivalente $t \leq 40$	%	≤0,35
$40 < t \leq 150$	%	≤0,38
$150 < t \leq 250$	%	≤0,40
Estado desoxidación	-	FN
Conf. Con rodillos $t \leq 4$	-	≥1t
$4 < t \leq 6$	-	≥1t
$6 < t \leq 8$	-	≥1,5t
Radio plegado $t \leq 3$	-	≥1t/1t
$3 < t \leq 6$	-	≥1,3t/1,5t
$6 < t \leq 12$	-	≥1,7t/2t
$12 < t \leq 30$	-	≥2t/2,3t
Resistencia corrosión	1-5	1


5.2. Tolerancia y calidades superficiales

Algunos de los componentes del mecanismo a causa de la función que desempeñan necesitan tener una buena calidad superficial. Estamos hablando de todos los ejes en los cuales debe de haber un ajuste deslizante.

Este grupo de componentes está formado por el pasador que une a las pletinas de la tijera en su punto medio, los pasadores que permiten la articulación de las pletinas en los puntos superior e inferior del mecanismo y finalmente los pasadores en los cuales están montadas las ruedas de los patines. (Poner imagen de la localización)

Para la selección de tolerancias y calidades superficiales nos hemos servido del prontuario de maquinas de N. Larburu, el cual está basado en normas ISO y nos da recomendaciones sobre el tema según sean nuestras necesidades.

Tabla 5.3. *Prontuario de máquinas. N. Larburu.*

Ajustes		AJUSTES RECOMENDADOS				TABLA 9 . 8	
ESPECIFICACION DE LOS ASIENTOS							
Grado del ajuste	Calidades superficiales	SISTEMA				ASIENTO	
		Agujero único		Eje único		Clase	Características
		Agujero	Eje	Eje	Agujero		
FIND		H 7	s 6	h 6	S 7	Forzado muy duro	Montaje por dilatación o contracción; no necesita seguro contra giro.
			r 6		R 7	Forzado muy duro	Montaje por dilatación o contracción; no necesita seguro contra giro.
			n 6		N 7	Forzado duro	Montado o desmontado a presión; necesita seguro contra giro.
			k 6		K 7	Forzado medio	Montado y desmontado con gran esfuerzo (mediante martillo de plomo); necesita seguro contra giro y deslizamiento.
			j 6		J 7	Forzado ligero	Montado y desmontado sin gran esfuerzo (mediante mazo de madera); necesita seguro contra giro y desplazamiento.
			h 6		H 7	Deslizante	En piezas lubricadas, deslizamiento a mano.
			g 6		G 7	Giratorio	En piezas lubricadas, su juego es apreciable.
			f 7		F 8	Holgado medio	En piezas lubricadas, su juego es más apreciable.
			e 8		E 8	Más holgado	En piezas lubricadas, el juego es muy apreciable.

Según las recomendaciones las calidades del eje y del agujero son h6 y H7 respectivamente.

A partir de estos datos podemos hallar las tolerancias superior e inferior de agujero y eje para cada uno de los diámetros de los pasadores.

Los diámetros concretos de los pasadores son 30 mm, 35 mm y 80 mm.

Tabla 5.4. Prontuario de máquinas. N. Larburu.

Tolerancias de medida		ZONAS DE TOLERANCIA RECOMENDADAS AGUJERO ÚNICO										TABLA 7, - 8
DESVIACIONES DEL AGUJERO EN MICRAS												
Tolerancia		Diámetros nominales en mm.										
Serie	Consig-nación	De 1 a 3	Más de 3 a 6	Más de 6 a 10	Más de 10 a 18	Más de 18 a 30	Más de 30 a 50	Más de 50 a 80	Más de 80 a 120	Más de 120 a 180	Más de 180 a 250	
IT - 7	E 7	+ 14 + 23	+ 20 + 32	+ 25 + 40	+ 32 + 50	+ 40 + 61	+ 50 + 75	+ 60 + 90	+ 72 + 107	+ 85 + 125	+ 100 + 146	
	F 7	+ 7 + 16	+ 10 + 22	+ 13 + 28	+ 16 + 34	+ 20 + 41	+ 25 + 50	+ 30 + 60	+ 36 + 71	+ 43 + 83	+ 50 + 96	
	G 7	+ 3 + 12	+ 4 + 16	+ 5 + 20	+ 6 + 24	+ 7 + 28	+ 9 + 34	+ 10 + 40	+ 12 + 47	+ 14 + 54	+ 15 + 61	
	H 7	0 + 9	0 + 12	0 + 15	0 + 18	0 + 21	0 + 25	0 + 30	0 + 35	0 + 40	0 + 46	
	J 7	- 6 + 3	- 7 + 5	- 7 + 8	- 8 + 10	- 9 + 12	- 11 + 14	- 12 + 18	- 13 + 22	- 14 + 26	- 16 + 30	
	K 7			- 10 + 5	- 12 + 6	- 15 + 6	- 18 + 7	- 21 + 9	- 25 + 10	- 28 + 12	- 33 + 13	
	M 7	- 9 0	12 0	- 15 0	- 18 0	- 21 0	- 25 0	- 30 0	- 35 0	- 40 0	- 46 0	
	N 7	- 13 - 4	- 16 - 4	- 19 - 4	- 23 - 5	- 28 - 7	- 33 - 8	- 39 - 9	- 45 - 10	- 52 - 12	- 60 - 14	
	P 7	- 16 - 7	- 20 - 8	- 24 - 9	- 29 - 11	- 35 - 14	- 42 - 17	- 51 - 21	- 59 - 24	- 68 - 28	- 79 - 33	

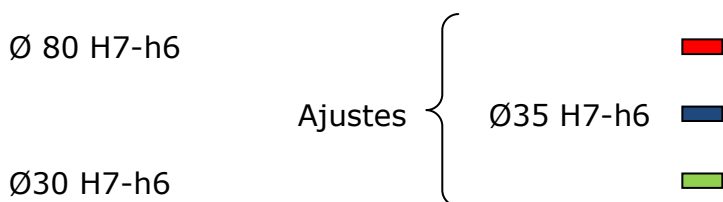
Tabla 5.5. Prontuario de máquinas. N. Larburu.

Tolerancias de medida		ZONAS DE TOLERANCIA RECOMENDADAS EJE ÚNICO										TABLA 8, . 8
DESVIACIONES DEL EJE EN MICRAS												
Tolerancia		Diámetros nominales, mm.										
Serie	Consig-nación	De 1 a 3	Más de 3 a 6	Más de 6 a 10	Más de 10 a 18	Más de 18 a 30	Más de 30 a 50	Más de 50 a 80	Más de 80 a 120	Más de 120 a 180	Más de 180 a 250	
IT - 6	g 6	- 3 - 10	- 4 - 12	- 5 - 14	- 6 - 17	- 7 - 20	- 9 - 25	- 10 - 29	- 12 - 34	- 14 - 39	- 15 - 44	
	h 6	0 - 7	0 - 8	0 - 9	0 - 11	0 - 13	0 - 16	0 - 19	0 - 22	0 - 25	0 - 29	
	j 6	+ 6 - 1	+ 7 - 1	+ 7 - 2	+ 8 - 3	+ 9 - 4	+ 11 - 5	+ 12 - 7	+ 13 - 9	+ 14 - 11	+ 16 - 13	
	k 6			+ 10 + 1	+ 12 + 1	+ 15 + 2	+ 18 + 2	+ 21 + 2	+ 25 + 3	+ 28 + 3	+ 33 + 4	
	m 6	+ 9 + 2	+ 12 + 4	+ 15 + 6	+ 18 + 7	+ 21 + 8	+ 25 + 9	+ 30 + 11	+ 35 + 13	+ 40 + 15	+ 46 + 17	
	n 6	+ 13 + 6	+ 16 + 8	+ 19 + 10	+ 23 + 12	+ 28 + 15	+ 33 + 17	+ 39 + 20	+ 45 + 23	+ 52 + 27	+ 60 + 31	
	p 6	+ 16 + 9	+ 20 + 12	+ 24 + 15	+ 29 + 18	+ 35 + 22	+ 42 + 26	+ 51 + 32	+ 59 + 37	+ 68 + 43	+ 79 + 50	

La consignación final del ajuste viene dada por la siguiente tabla.

Tabla 5.6. Prontuario de máquinas. N. Larburu.

Ajustes		AJUSTES RECOMENDADOS DESVIACIONES EN MICRAS										TABLA 10 . 8
VALORES DE LAS DESVIACIONES DE LOS AJUSTES RECOMENDADOS												
Tolerancia		Valores nominales, en mm; más de...										
Grado de ajuste	Ajuste	1,6 a 3	3 a 6	6 a 10	10 a 18	18 a 30	30 a 50	50 a 80	88 a 120	120 a 180	180 a 250	
FINO	H7-s6	- 6 - 22	- 7 - 27	- 8 - 32	- 10 - 39	- 14 - 48	- 18 - 59	- 23 - 78	- 36 -101	- 52 -133	- 76 -169	
	H7-r6	- 3 - 19	- 3 - 23	- 4 - 28	- 5 - 34	- 7 - 41	- 9 - 50	- 11 - 62	- 16 - 76	- 23 - 93	- 31 -113	
	H7-n6	+ 3 - 13	+ 4 - 16	+ 5 - 19	+ 6 - 23	+ 6 - 28	+ 8 - 33	+ 10 - 39	+ 12 - 46	+ 13 - 52	+ 15 - 60	
	H7-k6	-	-	+ 14 - 10	+ 17 - 12	+ 19 - 15	+ 23 - 18	+ 28 - 21	+ 32 - 25	+ 37 - 28	+ 42 - 33	
	H7-j6	+ 10 - 6	+ 13 - 7	+ 17 - 7	+ 21 - 8	+ 25 - 9	+ 30 - 11	+ 37 - 12	+ 44 - 13	+ 51 - 14	+ 59 - 16	
	H7-h6	+ 16 0	+ 20 0	+ 24 0	+ 29 0	+ 34 0	+ 41 0	+ 49 0	+ 57 0	+ 65 0	+ 75 0	
	H7-g6	+ 19 + 3	+ 24 + 4	+ 29 + 5	+ 35 + 6	+ 41 + 7	+ 50 + 9	+ 59 + 10	+ 69 + 12	+ 79 + 14	+ 90 + 15	
	H7-f7	+ 25 + 7	+ 34 + 10	+ 43 + 13	+ 52 + 16	+ 62 + 20	+ 75 + 25	+ 90 + 30	+ 106 + 36	+ 123 + 43	+ 142 + 50	
	F8-h6	+ 21 + 14	+ 36 + 18	+ 44 + 22	+ 54 + 27	+ 66 + 33	+ 80 + 41	+ 95 + 49	+ 112 + 58	+ 131 + 68	+ 151 + 79	
	H7-e8	+ 37 + 14	+ 50 + 20	+ 62 + 25	+ 77 + 32	+ 94 + 40	+ 114 + 50	+ 136 + 60	+ 161 + 72	+ 188 + 85	+ 218 + 100	
	E8-h6	+ 35 + 21	+ 46 + 28	+ 56 + 34	+ 70 + 43	+ 84 + 53	+ 105 + 66	+ 125 + 79	+ 148 + 94	+ 173 + 110	+ 201 + 129	



CAPÍTULO 6: FABRICACION Y MONTAJE

6.1. Fabricación

Como ya hemos mencionado anteriormente algunas de las piezas del mecanismo deben de ser fabricada a medida. La fabricación de estas será encargada a una empresa especializada a la que se le entregaran los planos de cada uno de los elementos en cuestión tal y como aparecen en los anexos.

También cabe decir que a algunas de las piezas se les aplicara una imprimación de pintura anticorrosiva azul a base de resinas alquídicas y fosfato de zinc.

A continuación se muestra una lista de las piezas que serán fabricadas especialmente y aquellas a las se les aplicara la imprimación de pintura anticorrosiva.

Se debe de tener especial cuidado de no pintar aquellas piezas o aquellas partes que estén mecanizadas a fin de obtener calidades especiales.

El nombre de estas piezas corresponde con los nombres usados en denominación de las piezas en los planos de los anexos.

Tabla 6.1..

FABRICACION BAJO PLANO	IMPRIMACION PINTURA AZUL
Pletina 1	Pletina 1
Pletinas 2	Pletinas 2
Pasadores Ø30, Ø35, Ø80	
Chapa U superior	Chapa U superior
Chapa U inferior	Chapa U inferior
Soportes rampa	Soportes rampa
	Plataforma
	Rampas

6.2. Montaje

El montaje será llevado a cabo por personal cualificado y se realizara en dos fases principales.

Montaje de los elementos estructurales. Se dispondrá de una grúa para elevar aquellos componentes que tengan un peso elevado.

Instalación de los elementos hidráulicos y eléctricos.

6.2.1. Montaje de los elementos estructurales

El primer paso consistirá en realizar un recuento y comprobación de todas las piezas, a fin de comprobar posibles defectos o falta de algún componente. Para la comprobación de piezas se usaran los planos de cada elemento incluidos en los anexos.

A continuación se detalla el orden de montaje de todos los elementos:

- Instalación de raíles en el pavimento en el que previamente se habrá realizado un surco de 80 mm de profundidad por 140 mm de ancho.
- Los raíles se instalaran dentro de este surco diseñado especialmente para que estos queden a nivel de suelo. La distancia en tres surcos será de 2544 mm respecto los ejes de simetría de cada uno de ellos. Posteriormente se montaran dos patines en cada raíl según las instrucciones del catalogo.
- Montaje de las chapas inferiores en forma de U, que irán atornilladas a los patines. En cada chapa se montaran dos patines.

- Montaje de las dos tijeras formadas cada una por dos parejas de pletinas. Cada tijera ira unida en su punto medio por un pasador de 80 mm el cual estará fijado mediante anillos de retención en cada uno de sus extremos.
- Montaje de las chapas superiores en forma de U a la plataforma, mediante tornillos.
- Con la ayuda de una grúa se fijaran las pletinas a las chapas inferiores en forma de U mediante los pasadores correspondientes, sin olvidar el montaje de las ruedas que estarán en contacto con dichas chapas. Las pletinas quedaran plegadas para facilitar el montaje de la plataforma
- Con la ayuda de una grúa se montara el conjunto montado en el punto 4 sobre las pletinas mediante los pasadores correspondientes.
- Montaje de las rampas mediante los soportes y pasadores.
- El montaje de anillos de retención y pasadores de aleta se irá haciendo a medida que los pasadores se instalen.
- Montar casquillos a fin de fijar las ruedas en la posición correcta.
- Lubricación de todos los ajustes deslizantes del mecanismo.

6.2.2. Instalación de los elementos hidráulicos y eléctricos

La instalación de los componentes hidráulicos la llevara a cabo la empresa proveedora Stern Hydraulics.

CAPÍTULO 7: ANÁLISIS DEL IMPACTO AMBIENTAL

Cada día mas el impacto ambiental es un factor a tener muy en cuenta en cualquier proceso tecnológico. Llevar a cabo este proyecto también conlleva un impacto ambiental, el cual puede dividirse en tres fases. La fase de construcción, la fase en la va a transcurrir la vida útil del mecanismo y finalmente el final de esta vida útil.

7.1. Fase construcción

Durante esta fase se genera material sobrante durante los procesos de fabricación de las diferentes piezas y componentes del mecanismo.

Este material sobrante, consiste principalmente en virutas y pequeños fragmentos de los diferentes materiales usados en la fabricación. La gestión de estos desechos será llevada a cabo por la empresa que fabrique dichas piezas.

Hoy en día hay empresas especializadas en el reciclaje del acero, que normalmente funden los desechos para mezclarlos con material no reciclado.

Además de los desechos de material, el propio proceso de fabricación requiere de un consumo de energía que conlleva en mayor o menor medida un impacto ambiental que también debe de considerarse.

Aunque recae sobre la empresa encargada de la fabricación la mayor parte de la responsabilidad; También el responsable de elección de esta debe de asegurarse que el proceso sea lo más respetuoso con el medio ambiente que sea posible.

Además del proceso de fabricación de piezas también se llevan a cabo otro proceso que no hay que olvidar, como el pintado de piezas y fabricación de elementos que no conllevan una generación de grandes cantidades de desechos como las partes construidas con materiales plásticos.

Algunos de estos materiales deben de ser tratados con especial cuidado debido a su naturaleza química.

7.2. VIDA UTIL

El grado de contaminación en esta fase es prácticamente nulo ya que el mecanismo se alimenta únicamente de energía eléctrica, con lo que no existe contaminación alguna.

Las operaciones de mantenimiento sí que pueden generar desechos.

Cabe destacar el aceite del sistema hidráulico que es un producto muy contaminante. El servicio técnico de la empresa proveedora será la encargad de gestionar estos residuos.

Aunque mucho menos importantes los productos lubricantes usados en las articulaciones del mecanismo también hay que tratarlos según las indicaciones del fabricante.

7.3. FIN DE VIDA UTIL

Una vez la máquina llegue al fin de su vida, deberá ser desmontada clasificando sus piezas en función del tipo y el material.

Los componentes que no puedan ser reutilizados puedan ser puestos a disposición de empresas especializadas en la gestión de residuos.

CAPÍTULO 8:

PRESUPUESTO FINAL

8.1. Coste de diseño

Los costes de ingeniería son aquellos relacionados con el diseño y realización teórica del proyecto, los costes de la realización y preparación de la documentación necesaria para la fabricación del mismo. También se incluirán los costes derivados de los distintos trámites administrativos que se realicen.

Tabla 8.1.

DESCRIPCION	HORAS	€/h	Importe total(€)
Ingeniero	200	40	8000
Administrativo	15	15	250
			8250

8.1. Compra de elementos

Tabla 8.2.

Descripción	Unidades	Ref. comercial	Marca	€/unidad	Importe total(€)
Hidráulica					
Cilindros hidráulicos	4	SK-185/90/360 MP3-1R-0C-3A-0D-0J-5V-0F-11C-22P-40	Stern	2000	8000
Motor hidráulico	1	MD4C-024-1-N-01-C 1 01	TDZ	1000	1000
Grupo hidráulico	1	-	Stern	3000	3000
Arrastrador	4	AK-8-80	Stern	300	1200
Ruedas					
Ruedas patín	8	MOP150x80-Ø35	Tente	20	160
Rueda motor	3	BTH 254x127/165	Blickle	25	75
Pulsadores					
Pulsador funcionamiento	1	XAL E325	Schneider	50	50
Pulsador emergencia	1	XB7 ES542P	Schneider	45	45
Tornillería					
Pasador $\phi_{=20}$	2	DIN EN 22341 M20x160		3	6
Tornillo	12	M16x30 DIN EN 24016		0,2	2,4
Tornillo	2	M10x50 DIN EN 24016		0,1	2
Tornillo	164	M10x30 DIN EN 24016		0,1	16,4
Tornillo	8	M10x25 DIN EN 24016		0,1	0,8
Arandela	174	M10 DIN 125		0,05	8,7
Tuerca	12	M16 Calidad A DIN EN 24034		0,05	0,6
Tuerca	164	M10 DIN EN 24034		0,05	8,2
Tuerca	10	M10 DIN EN 24034		0,05	0,5
Anillo retención $\phi_{=80}$	16	80X2,5 DIN 471		0,1	1,6

Oriol García Pons / Carlos Seijas Albir

Anillo retención $\phi = 35$	8	DIN 471 - 35 x 1.5		0,1	0,8
Anillo retención $\phi = 30$	47	DIN 471 - 30 x 1.5		0,1	4,7
Varios					
Silentblock	1	TR-150 (50 Sh)	Egaña	32	32
Cadena porta- cables	1	11.080	IGUS	95	95
Casquillos	20	SB		40	800
Patines y raíles-guía	4	RGH65HA	Hiwin	450	1800
					16309,7€

8.2. Componentes y mecanizado

Tabla 8.3.

Componente	Unidades	Importe Total
Pletina 1	4	600
Pletina 2	4	650
Chapa Superior U	2	200
Chapa Inferior U	2	340
Pasador 80	6	180
Pasador 35	4	160
Pasador 30	2	150
Plataforma	1	1500
Rampa	2	400
Soporte Pasador	2	50
		4230 €

8.3. Montaje

Tabla 8.4.

Tipo instalación	Horas	€ / h	Importe Total
Hidráulica	5	20	100
Montaje estructura	10	20	200
Instalación eléctrica	2	20	40
Obra pavimento	2	12	24
			364 €

8.4. Valoración económica total

COSTE TOTAL	
Coste compara elementos	16309,7€
componentes de mecanizado	4230€
Montaje	364€
Total	20903,7€

9. Conclusión

Se ha conseguido alcanzar el objetivo esperado, que ha consistido en el diseño de un mecanismo elevador para vehículos buscando una alternativa más o menos original y que se adapte a las necesidades de los coches actuales.

El poder haber trabajado con normativas oficiales, nos ha ayudado ya que entre otras cosas, aporta criterio e información de diseño, pudiendo usar dichas normativas como pautas a seguir para el correcto dimensionamiento del elemento a dimensionar. A pesar de todo, contamos con unos recursos limitados, por ello no hemos podido utilizar todas aquellas herramientas que hubiéramos deseado y que hubieran enriquecido nuestro trabajo.

Desde el inicio se han tenido en cuenta varias hipótesis, y como con cierto criterio se ha logrado discernir entre las hipótesis válidas la que más casos abarca, y por tanto la más crítica de todas, todo ello asegurando el buen funcionamiento de la maquina sin entrar en conflicto con el confort que la estructura ha de ser capaz satisfacer.

Para el desarrollo de la estructura, nos hemos apoyado en gran parte de los conocimientos adquiridos en la universidad, así como de otros recursos como los adquiridos en la literatura existente sobre el tema.

De la experiencia realizada extraemos una enriquecedora lección, tanto teórica como practica así como un acercamiento de lo que nos aguarda el mundo laboral.

10. Bibliografía

1.1. Referències bibliogràfiques

ROBERT L. NORTON , *Diseño maquinas.*

CARLES RIBAS ROMEVA , *Selección de materiales en el diseño de maquinas .*

N. LARBURU , *Prontuario de Máquinas.*

C. PRECIADO- F.J.MORAL, *Normalizacion del dibujo técnico.*

NIEMANN, F, *Elementos de máquinas.*

RIBA ROMEVA, CARLES, *Disseny de màquines IV*

RIBA ROMEVA, CARLES, *Mecanismos i màquines II.*