

UNIVERSIDAD DE ALMERIA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA

“DISEÑO Y CÁLCULO DE UN ELEVADOR DE
TIJERA PARA VEHÍCULOS”

Curso 2018/2019

Alumno/a:

Sandra Torres Martínez

Director/es:

Jose Luis Torres Moreno





DISEÑO Y CÁLCULO DE UN ELEVADOR DE TIJERA PARA VEHÍCULOS

Autora

Sandra Torres Martínez

Director

Jose Luis Torres Moreno

Almería, junio 2019

ÍNDICE GENERAL

DOCUMENTO 1: MEMORIA.....	5
DOCUMENTO 2: ANEXOS	49
DOCUMENTO 3: FASES DE REALIZACIÓN DEL TFG Y CRONOGRAMA	137
DOCUMENTO 4: PLANOS	141
DOCUMENTO 5: MEDICIONES Y PRESUPUESTO	144

DOCUMENTO 1

MEMORIA

ÍNDICE MEMORIA

1 INTERÉS	9
2 OBJETO	9
3 ANTECEDENTES	11
3.1 INTRODUCCIÓN.....	11
3.2 TIPOS DE ELEVADORES.....	11
3.3 PARTES DE UN ELEVADOR	16
4 ESPECIFICACIONES LEGALES	17
4.1 DOCUMENTACIÓN QUE DEBE DE ACOMPAÑAR AL ELEVADOR.....	17
4.2 PLACA DE IDENTIFICACIÓN	17
4.3 MARCADO DEL ELEVADOR.....	18
4.4 INSPECCIONES Y MANTENIMIENTO	18
4.5 FORMACIÓN DEL OPERARIO QUE LO UTILICE.....	19
4.6 DELIMITACIÓN DE LA ZONA DE TRABAJO Y SEGURIDAD	19
5 NORMATIVA APLICABLE	19
6 DISEÑO DEL ELEVADOR	20
6.1 REQUISITOS DE DISEÑO	20
6.2 MATERIAL	21
6.3 COEFICIENTE DE SEGURIDAD.....	22
6.4 COMPONENTES DEL ELEVADOR	23
6.4.1 Base superior e inferior.....	23
6.4.2 Barras	24
6.4.3 Cilindro hidráulico.....	25
6.4.5 Otros elementos	26
7 ANÁLISIS DE SOLUCIONES	27
7.1 ANÁLISIS CINEMÁTICO.....	27
7.2 ANÁLISIS DINÁMICO.....	30
7.2.1 Introducción a Simscape Multibody	30
7.2.2 Análisis dinámico del elevador	34
7.3 CÁLCULO ESTÁTICO.....	39
7.3.1 Análisis de posición.....	39
7.3.2 Análisis de cargas	39
8 VERIFICACIÓN DE RESULTADOS	40
9 RESULTADOS FINALES Y CONCLUSIÓN	41
9.1 CILINDRO HIDRÁULICO	42
9.2 BASES SUPERIOR E INFERIOR.....	42
9.3 PASADORES	43
9.4 EJE.....	43
9.5 BARRAS.....	44
9.6 MEJORAS	44
10 BIBLIOGRAFÍA	45

1 Interés

La idea de hacer este proyecto surgió durante mi periodo de prácticas en la ITV (Inspección Técnica de Vehículos) de Zamarula, donde tenían un elevador de tijera que utilizaban para vehículos accidentados. Es un hecho que cada vez más, la demanda de vehículos a nivel mundial, aumenta y éstos necesitan mantenimientos, verificaciones o reparaciones, por tanto, siempre van a existir lugares, como por ejemplo talleres, concesionarios o estaciones de inspección técnica de vehículos que utilicen plataformas elevadoras que ayuden a realizar el trabajo al operario de una manera más ergonómica.

También, este es un mecanismo, el cual, es de interés porque pueden levantar diferente tonelaje y estar compuesto por distintos materiales y con un minucioso análisis del mismo podríamos abaratar el precio del diseño con respecto a otros que ya estén en el mercado teniendo la misma calidad. Hay muchos tipos de plataformas elevadoras pero mi elección ha sido un elevador de doble tijera porque el diseño era mucho más complejo y, además, de accionamiento hidráulico porque es la manera más eficiente.

2 Objeto

El objetivo del presente trabajo de fin de grado es, como bien dice el título, el diseño, cálculo y dimensionado de los principales elementos que componen un elevador de doble tijera por accionamiento hidráulico incluyendo el presupuesto de este.

En primer lugar, estudié la normativa aplicada a este campo que se corresponde con la norma UNE-EN 1493:2011, sobre todo, para las dimensiones mínimas que debía tener de anchura, longitud y altura dependiendo de la cantidad de peso a elevar, la colocación de las cargas y la velocidad máxima permitida, entre otras.

Una vez hecho esto, para conseguir un modelo inicial mucho más real busque marcas que fabrican este tipo de elevadores. En mi caso elegí la marca RSF y el modelo en el cual me basé es el siguiente [1]:



Figura 1. Elevador de doble tijera XT-35

Después se realiza un estudio cinemático, de dos modos distintos verificando que no hay equivocación, para conocer las velocidades de cada nudo que lo compone, con esto podremos hacer cumplir la normativa y ayudar a elegir el cilindro, además de saber el tiempo que tardaría el elevador en subir o bajar completamente.

Tendiendo el modelo terminado a través de *Solidworks*, se exporta a *Simscape Multibody* para conocer la fuerza que debe de ejercer el cilindro hidráulico mediante un estudio dinámico, para su posterior selección.

Luego, se lleva a cabo un análisis estático en dos posiciones: en su posición más elevada y cuando empieza a elevarse, consiguiendo los esfuerzos que se reparten en la estructura en ambos casos. Conocidos los valores y eligiendo los más desfavorables, se pasa al dimensionado de cada uno de los elementos del mecanismo.

A continuación, se vuelve a realizar el modelo teniendo todos los elementos seleccionados de catálogos de marcas comerciales y para la comprobación de los mismos, se somete al ensamblaje a un estudio por elementos finitos a través de *Solidworks Simulation*.

Por último, cuando se validen todos los resultados obtenidos se pasa a realizar el presupuesto final de la plataforma.

3 Antecedentes

3.1 Introducción

Un elevador de vehículos está formado de dispositivos de carga guiados, destinado para transportar vehículos con o sin ocupante de manera vertical mediante un sistema que puede ser neumático, eléctrico o hidráulico. El diseño de este es robusto y sencillo teniendo que garantizar el soporte de las cargas aplicadas. De esta manera, cuando el elevador este en su posición más elevada el operario puede realizar la tarea de manera más sencilla y cómoda.

3.2 Tipos de elevadores

Existen muchos tipos y aún más subtipos de elevadores, pero este trabajo solo estará enfocado a los que se dediquen a elevar vehículos.

SEGÚN LA TAREA A DESEMPEÑAR [2]:

- **Grupo A:** son los elevadores utilizados en los talleres mecánicos convencionales dedicados a reparar y revisar cualquiera de las piezas que componen el vehículo.
- **Grupo B:** son los elevadores utilizados en talleres que realizan mantenimiento y revisión rápida del vehículo.
- **Grupo C:** son los elevadores diseñados especialmente para la alineación de un vehículo.

SEGÚN LA GEOMETRÍA [3]:

- **Simétricos:** las columnas en este están fijadas una frente a otra y los brazos son de igual grosor y longitud. El centro de gravedad del vehículo y del elevador están alineados, consiguiendo así igualar la carga en la columna, el carro y los cojinetes (figura 2).

La ventaja de este tipo de geometría es que el vehículo puede situarse en el elevador hacia adelante o hacia atrás, sobre todo, para lugares en los que el espacio sea reducido.

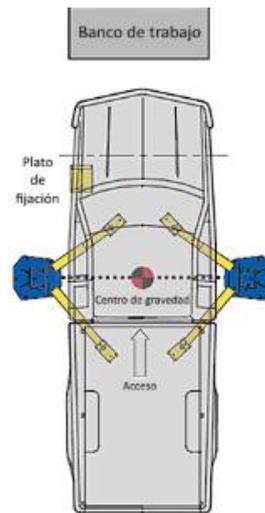


Figura 2. Geometría simétrica

• **Asimétricos:** las columnas disponen de rotación y los brazos son de distinta longitud, siendo los delanteros un poco más cortos, permitiendo la máxima apertura de la puerta y al acceso al interior del vehículo. El vehículo se debe de centrar en la parte trasera de las columnas dejando el centro de gravedad detrás. Gracias a la rotación de las columnas se puede hacer coincidir el centro de gravedad del elevador con el del vehículo (figura 3).

La ventaja de esta otra es que pueden trabajar de manera mucho más fácil si viniera algún vehículo con zonas de chasis únicas, vehículos con reparto de pesos distintos o vehículos que tienen una distancia corta entre rueda delantera y trasera gracias a las características comentadas anteriormente.

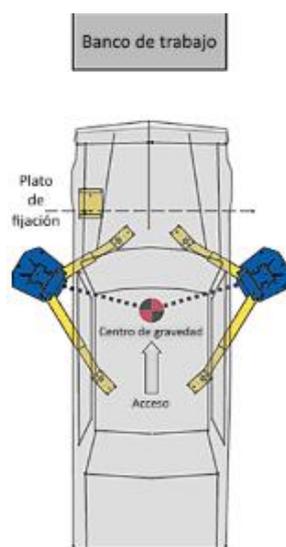


Figura 3. Geometría asimétrica

SEGÚN LA FORMA DE ACCIONAMIENTO:

• **Hidráulico:** el funcionamiento de este tipo de elevadores se basa en el principio de Pascal, estableciendo que la presión que se ejerce en un fluido se transmite con la misma intensidad y en todos los puntos del fluido, siempre que, se encuentre en un recipiente indeformable.

Esta presión se ejerce a través de una bomba acompañada por un motor eléctrico consiguiendo empujar el fluido por el cilindro para provocar el ascenso.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> - Consumos de corriente muy bajos - Grandes capacidades de peso - Estructuras muy robustas - Seguridad por bloqueos físicos - No requiere de consumo eléctrico para el descenso, ya que, lo hace por descarga de presión 	<ul style="list-style-type: none"> - Revisiones obligatorias de tornillería de sujeción

Tabla 1. Ventajas y desventajas del accionamiento hidráulico

• **Eléctrico:** los elevadores eléctricos o también llamados de tornillo disponen de dos partes, la primera cumple de guía para que todos los movimientos sean los adecuados y la segunda que es la que se encarga de ejercer el movimiento de ascenso o descenso a través de un motor eléctrico de gran potencia que acciona a un tornillo sin fin colocado solo en una columna, pero gracias a la existencia de dos piñones en su parte inferior y una cadena puede hacer que la otra columna repita el mismo movimiento de manera sincronizada.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> - Seguridad 	<ul style="list-style-type: none"> - Grandes consumos de corriente - Capacidad de carga máxima reducida - Vida limitada

Tabla 2. Ventajas y desventajas del accionamiento eléctrico

• **Neumático:** este tipo de elevadores aprovechan la energía que se genera a través de las diferencias de presiones de aire en un entorno vacío. Gracias al control que se tiene sobre esta presión es posible hacer que la plataforma suba o baje, convirtiéndose de este modo en un elemento energéticamente eficiente.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none">- No requiere lubricación- No requiere energía durante el descenso, ya que, utiliza la gravedad- El arranque y frenado son muy suaves- Tiene un peso pequeño	<ul style="list-style-type: none">- Capacidad de carga máxima reducida- Coste elevado

Tabla 3. Ventajas y desventajas del accionamiento neumático

SEGÚN LA ESTRUCTURA:

Los elevadores más comunes y los que están señalados por la norma son los siguientes:

• **Elevador de dos columnas:** cuenta con 2 fuertes puntos de apoyo, a los que se les llama columnas y 4 brazos donde se apoyan los estribos que son los encargados de mantener el vehículo estabilizado. No tiene limitaciones en cuanto a peso, lo que explica su amplio uso en talleres. Este tipo de elevador proporciona un fácil acceso a las ruedas y bajos del vehículo y, además, tiene una excelente fiabilidad aun usándolo con gran frecuencia (figura 4).

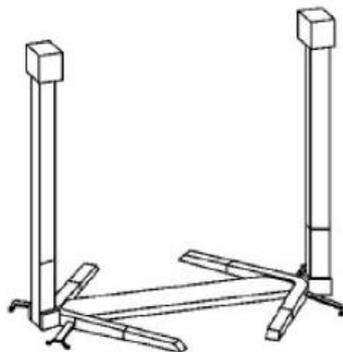


Figura 4. Elevador de dos columnas

• **Elevador de cuatro columnas:** como su propio nombre indica tiene 4 fuertes puntos de apoyo y por este motivo tiene una capacidad de soportar peso mayor que el anterior. Gracias a sus grandes plataformas agilizan en gran medida las operaciones de colocación del vehículo. Pero si lo que se pretende es dejar libres las ruedas del vehículo se necesitaría disponer de otro medio de elevación adicional (figura 5).

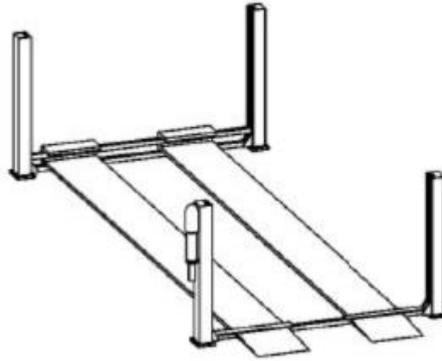


Figura 5. Elevador de cuatro columnas

• **Elevador de tijera:** este tipo de elevador tiene la ventaja de ocupar un menor espacio en el lugar donde se instale y no necesita un gran mantenimiento. Las posibilidades de accesibilidad los hacen muy funcionales en cualquier puesto de trabajo del lugar donde estén. Pueden encastrarse en el suelo para que en su posición retraída queden al ras del suelo y no entorpecer a cualquier otra tarea que pueda desarrollarse cuando no haga falta su uso. Podemos clasificarlos en función del tamaño de la plataforma encontrando pequeñas o grandes. Con las primeras, el vehículo es sujetado sobre sus estribos con ayuda de unos tacos de apoyo, siendo indispensables desde el punto de vista de la seguridad, dejando libres las ruedas y los componentes de la dirección. Con las segundas, los vehículos se apoyan directamente sobre sus ruedas pudiendo realizar cualquier tipo de mantenimiento, verificación o inspección de cualquiera de las piezas que lo compone (figura 6).

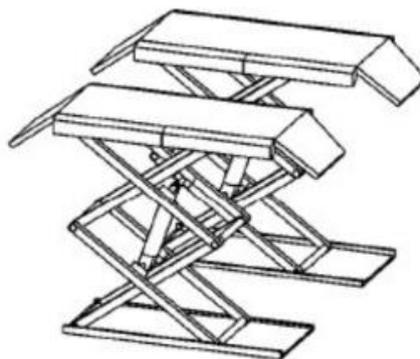


Figura 6. Elevador de tijera

• **Elevador de dos cilindros:** el sistema que emplean estos elevadores para su accionamiento es un pistón encastrado en el suelo. Su principal ventaja es que la mayor parte del sistema de elevación queda oculta a excepción del cilindro y los componentes en donde se apoya el vehículo. Admiten diferentes configuraciones, pudiendo instalar varios de ellos para elevar

vehículos de todas dimensiones y combinarse con sistemas de apoyo basados en brazos y plataformas (figura 7).

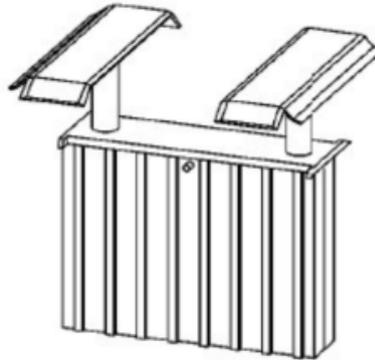


Figura 7. Elevador de dos cilindros

3.3 Partes de un elevador

Después de esta introducción tan general, en este apartado se tratarán las partes básicas de un elevador de doble tijera:

- **Base inferior:** es la que se encuentra apoyada sobre el suelo o encastrada en él. Sobre ella se montan los demás elementos que componen al mecanismo y, a los cuales aporta estabilidad.
- **Barras:** son 8 perfiles de sección rectangular huecos conectados entre sí permitiendo dar movimiento al mecanismo.
- **Pasadores, ejes, casquillos:** son de sección circular y sirven de nexos de unión entre barras.
- **Elemento de accionamiento:** es el elemento que le da al mecanismo el empuje necesario para poder elevarse y, como he comentado anteriormente, puede ser de 3 tipos: un cilindro hidráulico, un cilindro neumático o un motor eléctrico.
- **Base superior:** es la plataforma sobre la cual descansa el vehículo.
- **Sistema de seguridad:** es un trinquete que retiene a la plataforma en caso de fallo del elemento de accionamiento o de falta de energía en el elemento de elevación.

4 Especificaciones legales

La siguiente información estará basada según la ficha divulgativa FD – 128 del Instituto de Seguridad y Salud Laboral de la Región de Murcia [20] y de la NTP 1082 del Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo [19].

4.1 Documentación que debe de acompañar al elevador

Cuando se adquiriera un elevador de vehículos el fabricante entregará al comprador:

- Marcado CE.
- Declaración CE de conformidad.
- Manual de instrucciones: este debe contener como mínimo la siguiente información:
 - Tipos de utilización.
 - Normas de instalación y puesta en servicio.
 - Manejo en funcionamiento.
 - Control de los dispositivos de seguridad.
 - Normas de mantenimiento e inspección.

4.2 Placa de identificación

Debe fijarse de manera permanente una placa de identificación sobre el elevador de vehículos y sobre los elementos reemplazables y deben ser claramente legibles las informaciones siguientes:

- Razón social y dirección del fabricante, o de su representante autorizado.
- País de fabricación.
- Designación de la máquina.
- Designación de la serie o tipo.
- Número de serie.
- Año de construcción.

4.3 Mercado del elevador

La información siguiente debe ir fijada en un lugar visible del elevador:

- Carga nominal en kilogramos o toneladas.
- Distribución de cargas si de ello depende la carga nominal.
- La tara en kilogramos o en toneladas si es un elevador de vehículos desplazable o móvil.
- Señal de aviso “Está prohibido permanecer sobre los dispositivos soporte de carga en movimiento” si el elevador no se ha diseñado a este efecto.
- Información sobre la alimentación hidráulica si se utiliza una fuente hidráulica externa.
- Información sobre la alimentación neumática si se utiliza una fuente neumática externa.
- Información sobre la alimentación eléctrica si se utiliza una fuente eléctrica externa.
- Si el elevador está diseñado para utilizarse en el exterior, una información específica relativa a la utilización segura del elevador de vehículos cuando está expuesto a la acción del viento, en la que se da la exposición a una máxima velocidad autorizada del viento, para cada categoría de vehículo tipo.

4.4 Inspecciones y mantenimiento

En general las inspecciones deberán realizarse en los siguientes periodos y contenidos:

- Diariamente y antes del primer uso del elevador, el operario debe verificar visualmente:
 - Estado de las cadenas.
 - Estado de los cables de elevación.
 - Existencia de fugas en los latiguillos hidráulicos.
 - Tacos de apoyo sin desgates.
 - Correcto funcionamiento de los seguros de brazos.

- Mensualmente:
 - Correcta lubricación de todos los cables, cadenas, bulones, etc.
 - Los anclajes del suelo están correctamente apretados.
 - Correcta lubricación de husillos y tuercas de trabajo.

· Anualmente:

- Revisión completa de todos los componentes del elevador por parte de un servicio técnico especializado.

4.5 Formación del operario que lo utilice

El usuario que use los elevadores debe estar formado e informado de los riesgos y las medidas preventivas asociadas a su utilización y a su mantenimiento.

Para los trabajos de instalación, puesta a punto, traslado, revisión periódica y tareas de reparación, es recomendable que sean realizadas por personal capacitado y autorizado por la empresa fabricante del elevador.

4.6 Delimitación de la zona de trabajo y seguridad

Se debe delimitar o señalar la zona de movimiento del vehículo y de la plataforma que soporta la carga (figura 8). Además de que debe de estar iluminada adecuadamente.



Figura 8. Delimitación de la zona de trabajo

Para trabajos bajo el vehículo se recomienda la utilización de casco de protección para evitar golpes en la cabeza con los elementos del vehículo y caída de objetos.

5 Normativa aplicable

Las normas aplicadas para la elaboración, mantenimiento, uso y comercialización del elevador son las siguientes:

- **UNE-EN 1493:2011.** Elevadores de vehículos.

- **UNE-EN ISO 12100:2012.** Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo. AENOR.

- **UNE-EN ISO 13849-1:2008/AC:2009.** Seguridad de las máquinas. Partes de los sistemas de mando relativas a la seguridad. Parte 1: Principios generales para el diseño. AENOR.

- **UNE-EN 60204-1:2007/A1:2009.** Seguridad de las máquinas. Equipo eléctrico de las máquinas. Parte 1: Requisitos generales. AENOR.

- **UNE-EN ISO 13857:2008.** Seguridad de las máquinas. Distancias de seguridad para impedir que se alcancen zonas peligrosas con los miembros superiores e inferiores. AENOR.

- **Real Decreto 1644/2008,** sobre comercialización y puesta en servicio de máquinas.

- **Real Decreto 1215/1997,** de 18 de julio, sobre disposiciones mínimas en la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo.

- **Real Decreto 614/2001,** de 8 de junio, sobre disposiciones mínimas para la protección de la salud y seguridad de los trabajadores frente al riesgo eléctrico.

- **Real Decreto 1457/1986,** de 10 de enero, por el que se regulan la actividad industrial y la prestación de servicios en los talleres de reparación de vehículos automóviles de sus equipos y componentes.

6 Diseño del elevador

6.1 Requisitos de diseño

Los parámetros de diseño impuestos a este elevador han sido de acuerdo a las necesidades a satisfacer y también según los requisitos establecidos en la norma UNE-EN 1493:2011 [22].

- **Carga a soportar:** la carga que podrá soportar como máximo será de 3500 kg, que según la norma es adecuado para coches particulares y camionetas comerciales ligeras.
- **Altura de elevación:** el ascenso máximo del elevador llegará a los 2 m para que el operario pueda realizar la tarea sin ningún tipo de dificultad.
- **Velocidad máxima:** la velocidad de los movimientos de subida y descenso no debe ser superior de 0,15 m/s.
- **Distancia entre ejes:** el valor más restrictivo, en este caso, sería la distancia entre ejes mínima de un coche particular que es 2,5 m.
- **Ancho de vía mínimo:** buscando medidas estándar de un coche particular de pequeñas dimensiones el ancho de vía sería de 1,4 m.
- **Ancho de vía máximo:** buscando medidas estándar de una camioneta ligera de grandes dimensiones el ancho de vía sería de 1,8 m.

6.2 Material

La norma da a elegir entre 3 tipos de acero de construcción de uso general: S235, S275, S355. En principio, para todas las piezas que componen el elevador el acero que escogí fue el S275 que, de los 3, tiene unas características medias.

El acero es una aleación de hierro con pequeñas cantidades de carbono que le aportan gran dureza y resistencia. Las propiedades genéricas que interesan para el diseño son las siguientes [4]:

- Es un material muy tenaz, evita fracturas frágiles.
- Es relativamente dúctil.
- Es maleable, permite espesores muy pequeños.
- Se puede soldar con facilidad.
- Al final de su vida útil puede ser reciclado.

Las propiedades mecánicas son:

- Límite elástico = 275 N/mm².

- Carga de rotura = 470 N/mm².
- Módulo de elasticidad = 210.000 N/mm².
- Módulo de rigidez = 81.000 N/mm².
- Coeficiente de Poisson = 0,3.
- Coeficiente de dilatación térmica = $1,2 \cdot 10^{-5} \text{ (}^\circ\text{C)}^{-1}$.
- Densidad = 7.850 kg/m³.

Según el Documento Básico SE-A (Seguridad Estructural del Acero) del Código Técnico de la Edificación para garantizar el comportamiento dúctil del material, en estructuras no sometidas a cargas de impacto, los espesores de las chapas no deben ser superiores a los indicados en la siguiente tabla, en función de la temperatura mínima a que estarán sometidas:

Grado	Temperatura mínima								
	0 °C			-10 °C			-20 °C		
	JR	J0	J2	JR	J0	J2	JR	J0	J2
S235	50	75	105	40	60	90	35	50	75
S275	45	65	95	35	55	75	30	45	65
S355	35	50	75	25	40	60	20	35	50

Tabla 4. Espesor máximo (mm) de chapas

El grado hace referencia a su soldabilidad y sensibilidad a la rotura frágil. La ordenación de menor a mayor resistencia sería: JR, J0, J2 y K2 [21].

Si el elevador se comercializa en España y teniendo en cuenta que estaría dentro de un edificio o nave, no sobrepasaríamos los 0 °C. Seleccionando el grado más restrictivo que sería el JR, el espesor de cualquiera de los componentes del elevador no debería de tener un espesor mayor a 45 mm para garantizar su ductilidad.

6.3 Coeficiente de seguridad

El coeficiente de seguridad es el mismo para todos los componentes. Y según la normativa puede haber 3 tipos según la combinación de cargas a la que esté sometido el elevador:

- A: sin viento o fuerzas especiales 1,5
- B: con fuerza debida al viento 1,33
- C: con la actuación de los dispositivos de retención 1,25

En mi caso, el coeficiente elegido es de 1,5, ya que, el elevador se encuentra en el interior de un edificio o nave.

6.4 Componentes del elevador

Este apartado será breve debido a que este no será el diseño final, con lo cual, solo se citarán las características más representativas de cada elemento. Este modelo se realizó teniendo en cuenta lo descrito en los requisitos de diseño.

6.4.1 Base superior e inferior

Las medidas que tiene la plataforma del modelo inicial son una longitud de 1550 m, ya que, debe ser menor que la distancia entre ejes mínima para dejar liberadas las ruedas del vehículo, pero mayor de 1400 que es a la distancia a la que se deben distribuir las cargas.

Y para que puedan subir vehículos de ancho de vía entre 1,4 y 1,8 m la separación de los elevadores es la siguiente:

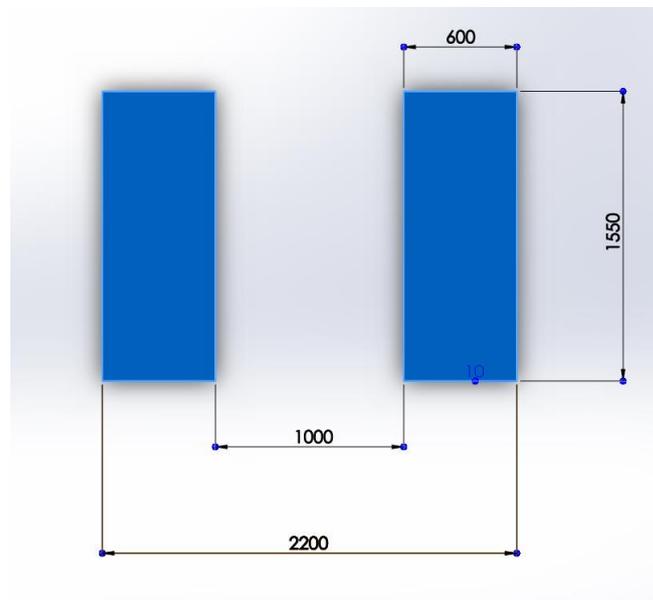


Figura 9. Disposición del conjunto de elevadores

Las bases se encuentran dotadas de sujeciones para las barras y de guías para el deslizamiento de la rueda sobre la misma. La única diferencia entre ellas es que la base inferior (figura 10) también tiene una sujeción en la parte central para el cilindro y la base superior (figura 11)

tiene unos faldones para que cuando el elevador este en su posición retraída quede cubierto y pueda proteger de suciedad, sobretodo, a los rodamientos.

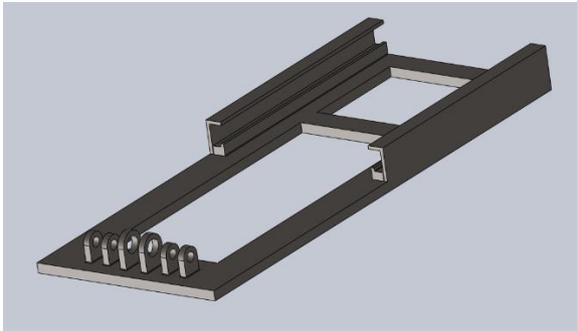


Figura 10. Base inferior

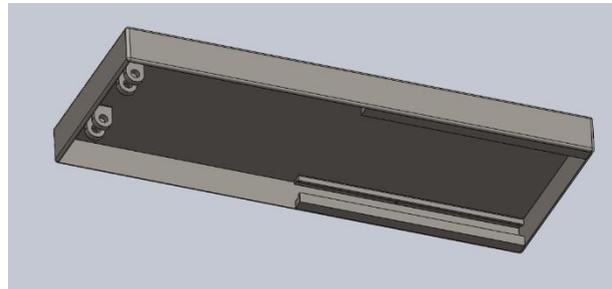


Figura 11. Base superior

Se puede destacar que la base tiene esos huecos en su parte central porque es material que no necesita y así se puede ahorrar en costes.

6.4.2 Barras

Las dos tijeras que componen al elevador serán simétricas, por tanto, también lo serán las barras. El primer requisito que tenían que cumplir es que tenían que medir menos de 1550 mm, ya que, es lo que mide la plataforma de largo y si superan este valor, las barras sobresaldrían de la base en la posición de descanso del elevador. El segundo requisito era que diesen la altura de dos metros sin que el ángulo de la barra con el suelo fuese muy grande para que las barras no quedasen verticales. Por tanto, la longitud de las barras que cumplían ambos requisitos era la de 1400 mm.

Aunque las barras de ambas tijeras son simétricas, en una misma estructura no lo son. Existen dos tipos de barras debido a que las terminaciones de uno de los lados de la barra son diferentes, esto es así porque con ese diseño ahorraríamos la mitad de espacio y además es más seguro.

Por último, cabe destacar la forma redondeada de todas las terminaciones y es para que en su posición retraída no interfiriesen ninguna de las barras entre sí.

A continuación, se muestra una imagen de cada una de las barras para diferenciar claramente la diferencia entre ellas:

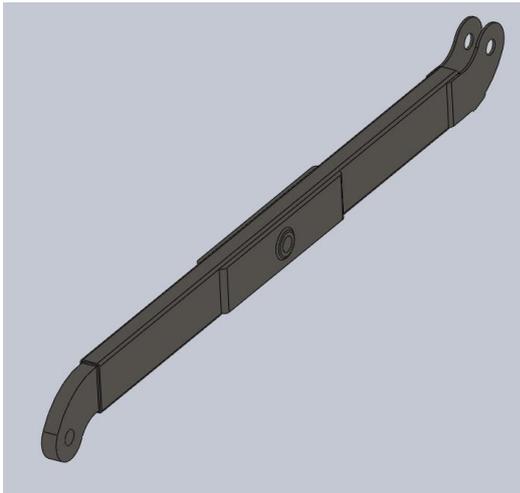


Figura 12. Barra inferior

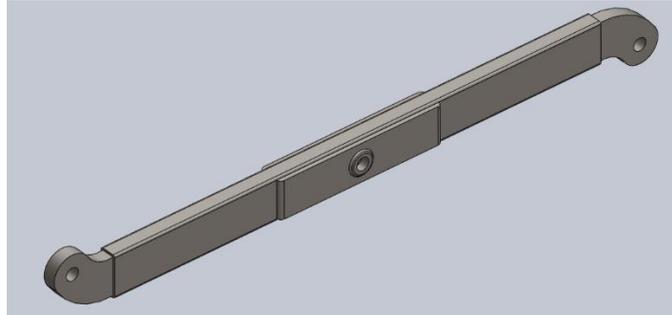


Figura 13. Barra superior

6.4.3 Cilindro hidráulico

En el primer modelo solo se dispuso de un cilindro hidráulico y para su diseño en *Solidworks* me basé en medidas de cilindros estándar que cumpliesen las medidas de carrera que yo necesitaba. El cilindro (figura 14) se encuentra colocado de manera que quede apoyado en la parte fija de la estructura y, por tanto, el vástago (figura 15) queda apoyado en la parte móvil.

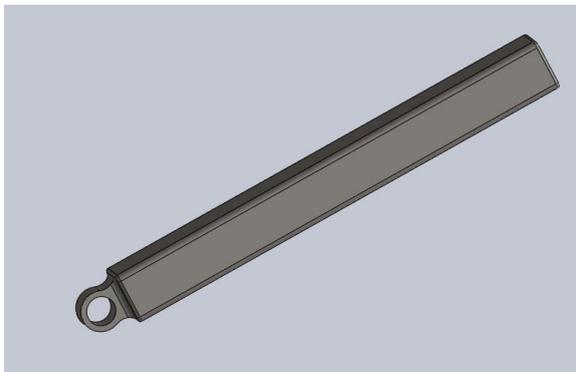


Figura 14. Cilindro

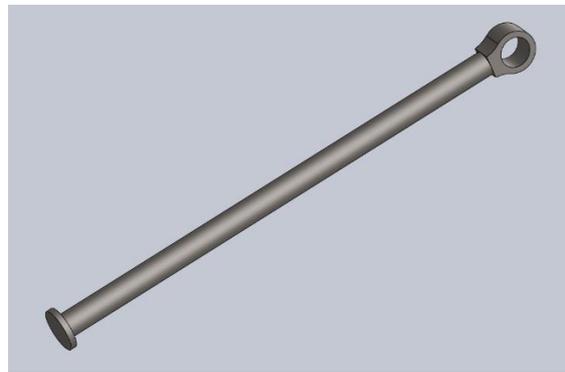


Figura 15. Vástago

Para unir el vástago al conjunto, se implementó una sujeción que debe ir soldada entre las barras superiores, concretamente, en la parte inferior de las mismas. Se adjunta la imagen que enseña a este elemento:

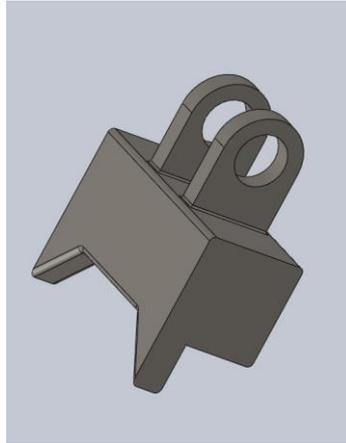


Figura 16. Sujeción del cilindro

6.4.5 Otros elementos

En cuanto a los pasadores, las ruedas y los ejes, no se entrará en detalle porque fueron diseñados en función de las medidas de los elementos que ya tenía concebidos, es decir, no requerían condiciones iniciales impuestas.

Una vez hecho el ensamble (figuras 17 y 18) y analizado el mecanismo se dimensionarán y seleccionarán de catálogos los siguientes elementos: base superior, barras, pasadores, ejes y rodamientos.

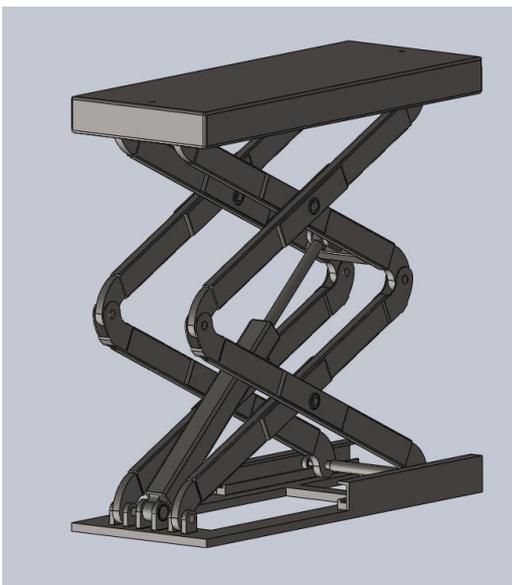


Figura 17. Ensamblaje elevador vista isométrica

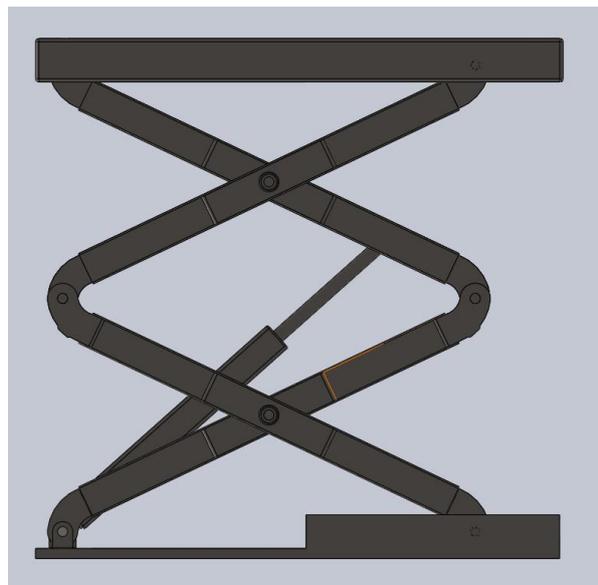


Figura 18. Ensamblaje elevador vista lateral

7 Análisis de soluciones

7.1 Análisis cinemático

El objetivo de este análisis es determinar las velocidades de todas las partes en movimiento de un mecanismo. Este análisis es importante de realizar por las siguientes razones:

- Para verificar que cumplimos la normativa y que el elevador no supere la velocidad máxima de 0,15 m/s.
- Para conocer la velocidad a la que sale el cilindro que después utilizaremos para realizar el análisis dinámico.

Este análisis se ha realizado por métodos numéricos y de manera analítica para comprobar que no ha habido errores en los cálculos [5]. La posición para la que ha sido calculado es a $25,53^\circ$ y se han hecho simplificaciones con respecto al modelo inicial: se ha supuesto que las barras son rectas y solo se ha hecho para una tijera suponiendo que el cilindro queda apoyado en las mismas barras que compone la tijera (figuras 19 y 20).

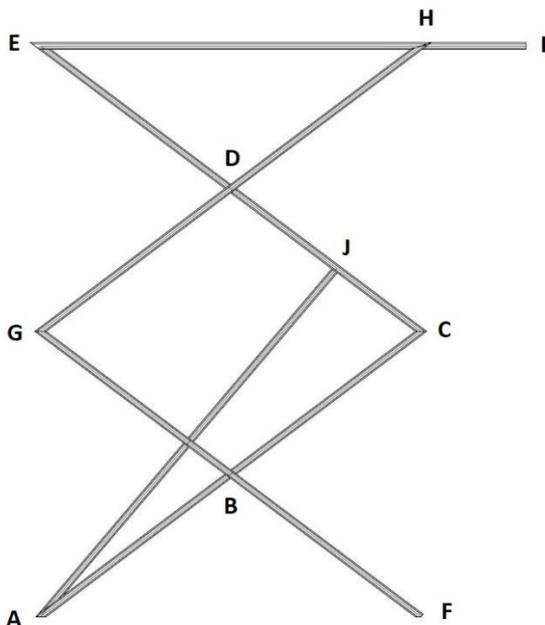


Figura 19. Nodos de la estructura

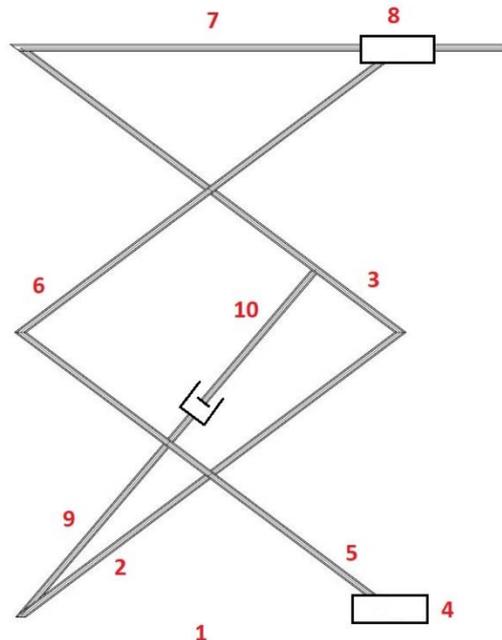


Figura 20. Sólidos de la estructura

También se podría haber optado por un análisis de movimiento al ensamblaje del elevador realizado desde *Solidworks Motion*, ya que, es una opción bastante rápida si se sabe manejar sin dificultad. Los pasos que se tendrían que seguir son los indicados en la figura 21:

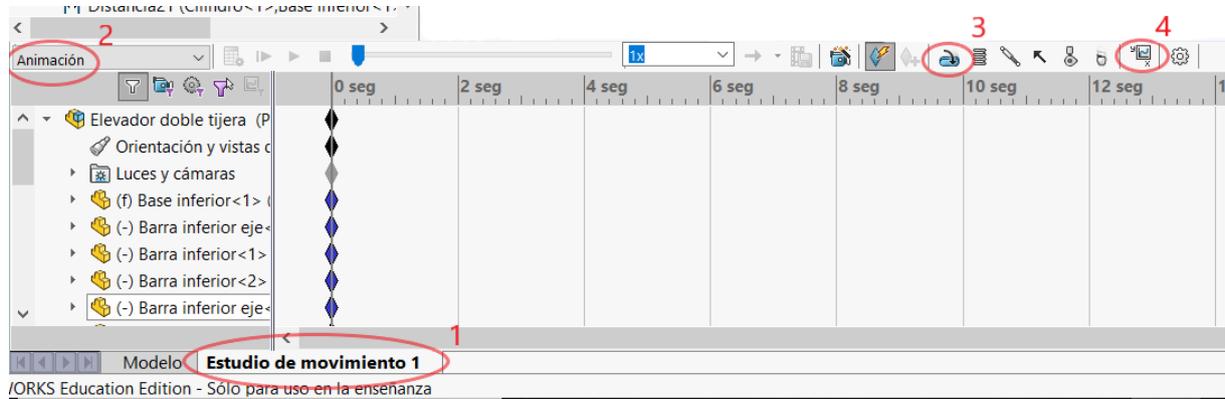


Figura 21

1. Se clicla en la pestaña de Estudio de movimiento para empezar con la simulación.
2. Se elige la opción de análisis de movimiento.
3. Se clicla en el icono de motor rotatorio y aparece la siguiente ventana:

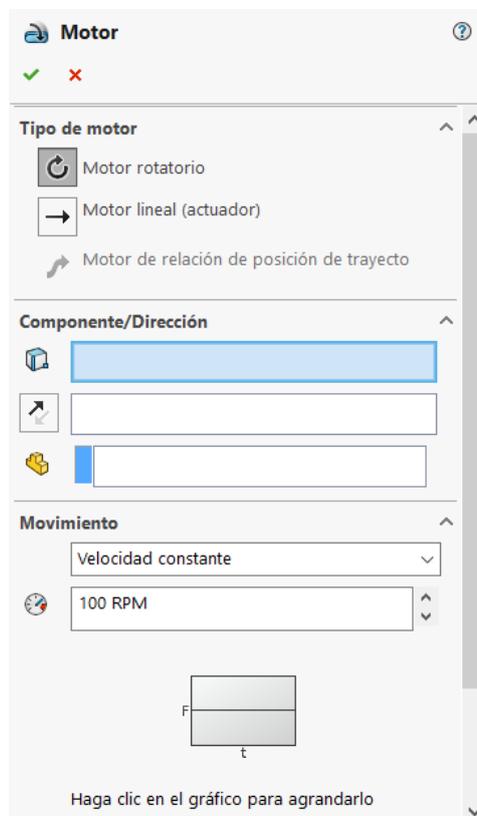


Figura 22

- a) En tipo de motor se elige motor lineal.
- b) Elegimos la dirección de la fuerza y en el lugar donde se ubica. En este caso sería en la base superior en el lado izquierdo, correspondiéndose con el nodo E de la figura 19.
- c) Y por último la velocidad a la que va dicho nodo, siendo esta 150 mm/s.

4. Por último, se ejecuta y desde este icono se pueden ver los resultados. Como el estudio se está centrando en velocidades, desde la siguiente ventana emergente se selecciona:

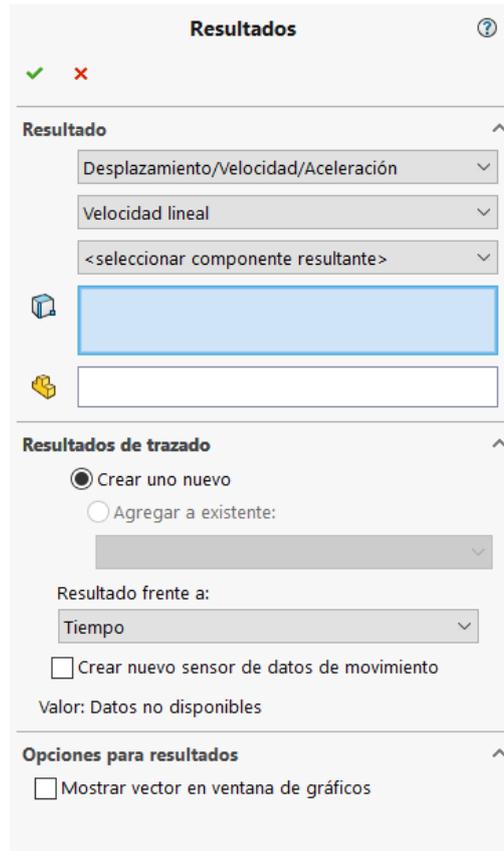


Figura 23

- a) Desplazamiento/ Velocidad / Aceleración, aunque también la simulación deja visualizar resultados de Fuerzas, Momento/ Energía/ Velocidad.
- b) Velocidad lineal, aunque también deja visualizar otras subcategorías como velocidad angular, aceleración lineal etc.
- c) La componente resultante X, Y o Z de la velocidad.
- d) Y por último el lugar donde la quieres comprobar.

Tras todo esto, aparece una gráfica mostrando los valores en base a las características que se acaban de elegir.

7.2 Análisis dinámico

Este análisis se hace a través de *Simscape Multibody* y se utiliza para obtener la fuerza que debe de ejercer del cilindro de la manera más real posible. En el cálculo estático, que se verá en el siguiente apartado, se calcula la fuerza que soporta el cilindro para mantener el elevador en una posición dada y con este, en cambio, obtenemos la fuerza que debe de ejercer para poder levantar el mecanismo y su carga correspondiente. La diferencia entre ambos es que el análisis dinámico tiene en cuenta todas las fuerzas de inercia que actúan en el mecanismo, ya que, se calcula cuando está en movimiento.

Una vez que tienes el ensamble en *Solidworks* se puede exportar directamente a *Simscape Multibody* instalando un complemento que enlaza ambos programas. La exportación desde *Solidworks* se hace de la manera que se indica en la figura 24:

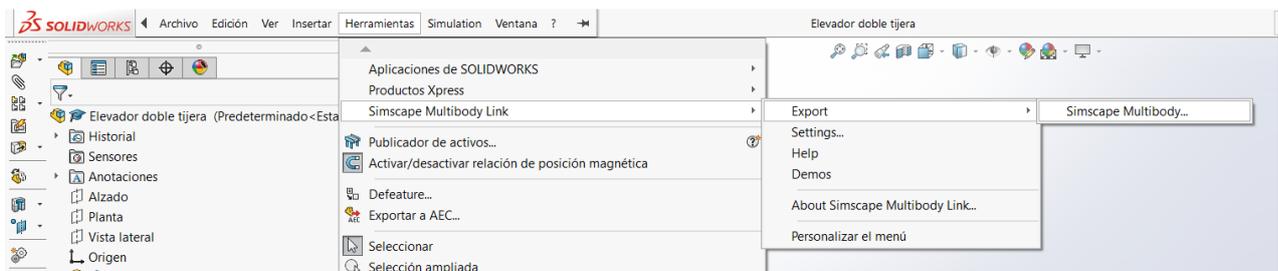


Figura 24

Esto genera un archivo .xml y el tipo de archivo que puede abrir *Simulink* es .slx para realizar la conversión desde *Matlab* se escribe lo siguiente:

```
Command Window
fx >> smimport('nombre del archivo.xml')
```

Figura 25

7.2.1 Introducción a Simscape Multibody

Este subprograma proporciona un entorno de simulación multicuerpo para sistemas mecánicos 3D. Puede modelar sistemas multicuerpo utilizando bloques que representan cuerpos, uniones, restricciones, elementos de fuerza y sensores. Formula y resuelve las ecuaciones de movimiento para el sistema mecánico completo. Puede importar ensamblajes CAD completos, incluidas todas las masas, inercias, uniones, restricciones y geometría 3D, en

su modelo. También ayuda a desarrollar sistemas de control y probar el rendimiento a nivel del sistema [6].

Para la construcción de cualquier sistema compuesto por una serie de sólidos puedes crearlo de dos maneras distintas, la primera diseñar el modelo en un software CAD e importarlo, como es este caso, o diseñarlo desde el mismo subprograma. Para hacerlo de la segunda manera, un principio clave a seguir es comenzar con una aproximación simple para que funcione el mecanismo básico. Después se le va añadiendo complejidad. Los pasos son los siguientes:

1. Identificar los cuerpos rígidos en el mecanismo.
2. Identificar como los cuerpos rígidos están conectados entre sí.
3. Construir una aproximación de cada cuerpo rígido y definir los marcos rígidamente unidos a él.
4. Ensamblar los cuerpos rígidos utilizando juntas.
5. Establecer las características para guiar el montaje a la configuración deseada.
6. Probar si el modelo funciona conectando un controlador.

Después de haber realizado los pasos 1 y 2, lo siguiente es comenzar con un archivo nuevo y lo primero que te aparece de forma predefinida es lo siguiente:

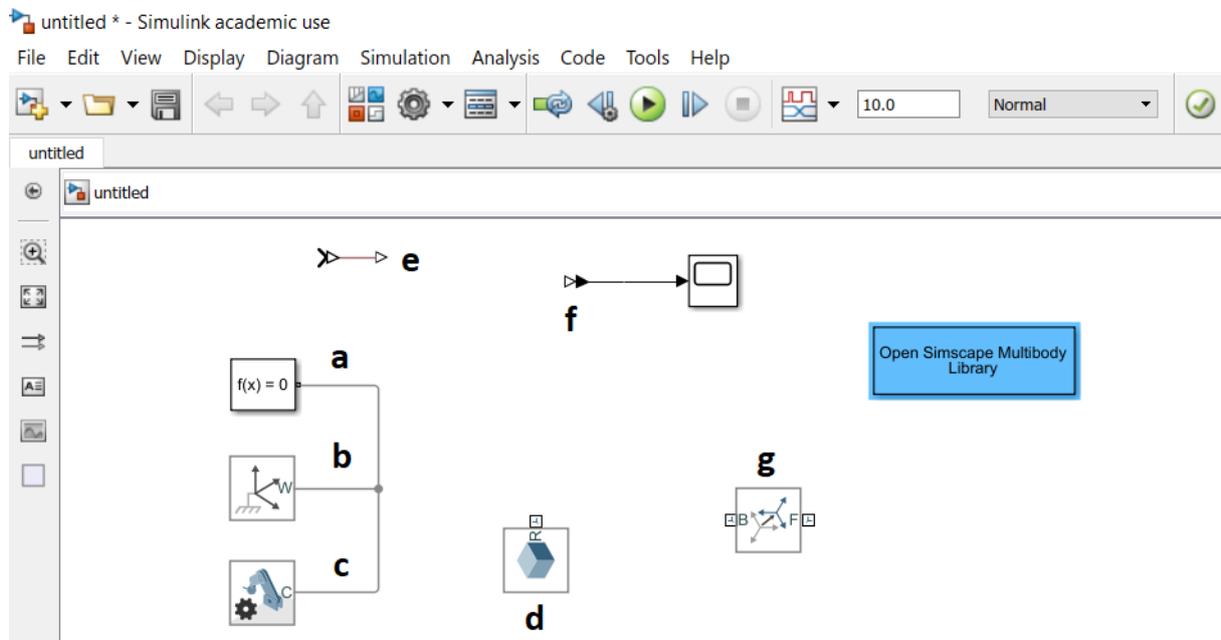


Figura 26

donde,

- a. *Solver Configuration*, es donde se define la configuración que se usa en la simulación.
- b. *World Frame*, que es la conexión a tierra, es decir, a un eje de coordenadas ortodoxo e inmóvil predefinido en cualquier modelo mecánico.
- c. *Mechanism Configuration*, establece los parámetros mecánicos y de simulación que se aplican a una máquina. Aquí se puede especificar la gravedad.
- d. *Solid*, representa un sólido que combina una geometría, inercia y masa. Es el bloque de construcción común de cuerpos rígidos.
- e. *Simulink-PS Converter*, convierte la señal de entrada de *Simulink* en una señal física.
- f. *PS-Simulink Converter*, convierte la señal física de entrada en una señal de salida *Simulink* sin unidades.
- g. *Rigid Transform*, define una transformación rígida tridimensional fija. Se puede combinar diferentes traslaciones o rotaciones entre dos componentes.

Tras haber creado los sólidos correspondientes con las características adecuadas se pasa al ensamble del mismo, para ello, se utilizan las juntas y las que se van a comentar son las básicas que se han implementado en este modelo:

• **Revolute Joint**

Representa una junta de revolución que actúa entre dos marcos. Esta articulación tiene un grado de libertad de rotación representado por una primitiva revoluta (figura 27).



Figura 27. Revolute Joint

• **Cylindrical Joint**

Representa una junta cilíndrica entre dos marcos. Esta junta tiene un grado de libertad de traslación y de rotación representado por una primitiva revoluta y una primitiva prismática (figura 28).



Figura 28. Cylindrical Joint

• **Prismatic Joint**

Representa una articulación prismática entre dos marcos. Esta articulación tiene un grado de libertad de traslación representado por una primitiva prismática (figura 29).



Figura 29. Prismatic Joint

• **Planar Joint**

Representa una articulación plana entre dos marcos. Esta junta tiene dos grados de libertad uno de traslación y otro de rotación representada por dos primitivas prismáticas y una primitiva de revolución (figura 30).



Figura 30. Planar Joint

• **Rectangular Joint**

Representa una junta rectangular entre dos marcos. Esta junta tiene dos grados de libertad de traslación representado por dos primitivas prismáticas (figura 31).



Figura 31. Rectangular Joint

Para finalizar, hay dos tipos de resolución a elegir en el subprograma para el problema que se le ha planteado en este proyecto:

- **Problema dinámico directo:** consiste en obtener el movimiento del sistema conocidas las fuerzas que actúan sobre él.
- **Problema dinámico inverso:** se trata de averiguar qué valor de las fuerzas es el que da lugar a un determinado movimiento.

7.2.2 Análisis dinámico del elevador

El esquema del sistema importado desde Solidworks es el que se observa a continuación:

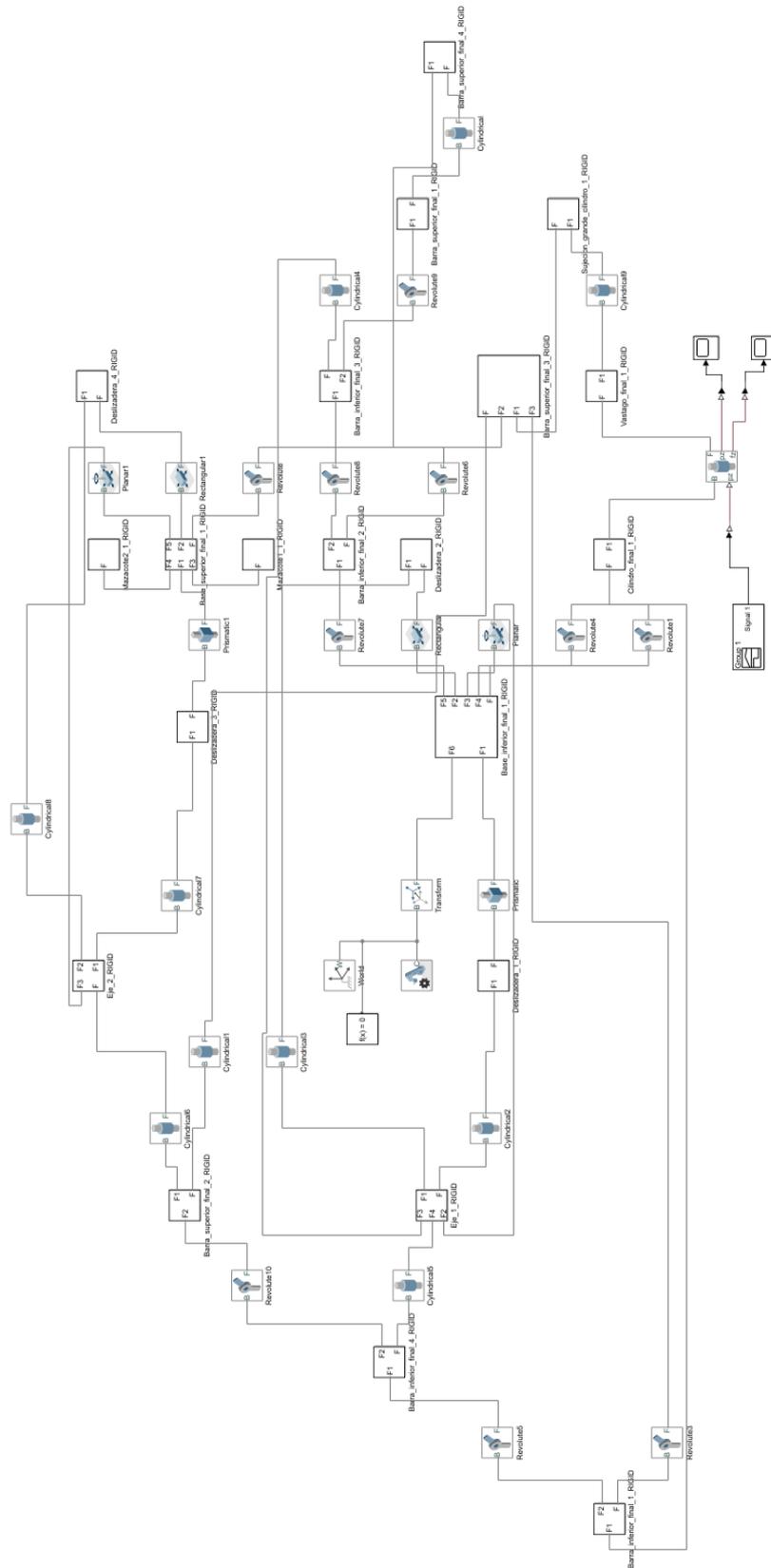


Figura 32

Para que el esquema fuese lo más reducido posible y poder detectar posibles errores con más facilidad, el ensamble en formato CAD estaba compuesto solamente por las piezas esenciales sin incluir todos los pasadores y rodamientos.

Lo primero que se realizó al tener dicho esquema fue ponerle la dirección de la gravedad en el eje Z desde el bloque *Mechanism configuration*:

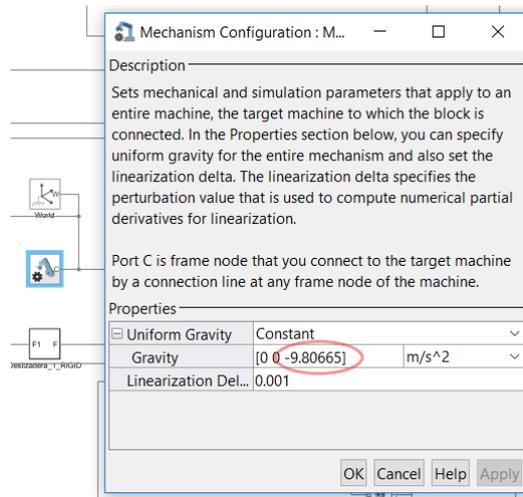


Figura 33

Tras esto, se comprobó si el modelo funcionaba, en mi caso no lo hizo, asique se tuvieron que subsanar los errores correspondientes, ya que, algunas restricciones impuestas desde el ensamble CAD, *Simulink* no las reconoce y hay que cambiarlas.

Una vez que funciona correctamente y habiendo elegido el método de resolución, siendo para este proyecto el problema dinámico inverso, se localiza la junta entre el cilindro y el vástago (figura 34) y a esta le colocamos una señal de entrada de movimiento y una de salida de fuerza:

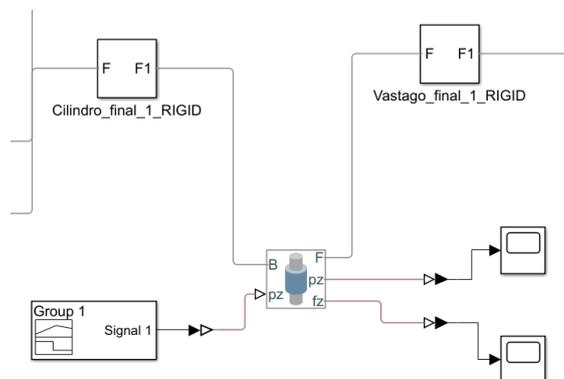


Figura 34

A la junta se le añaden las señales de entrada y salida de la siguiente manera:

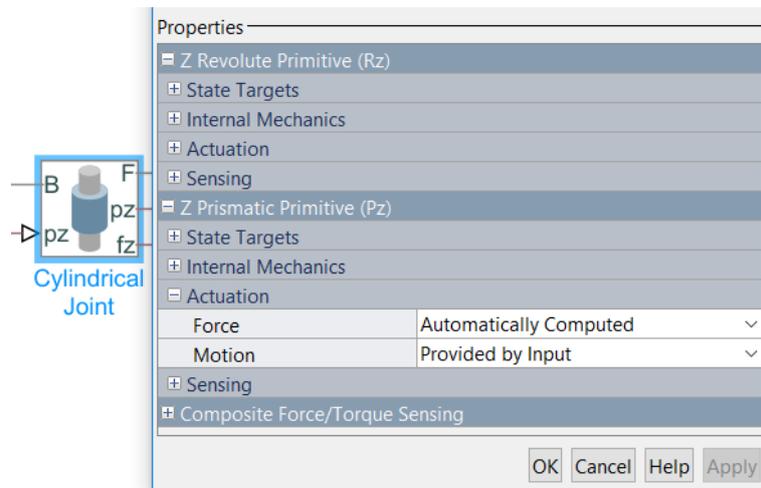


Figura 35

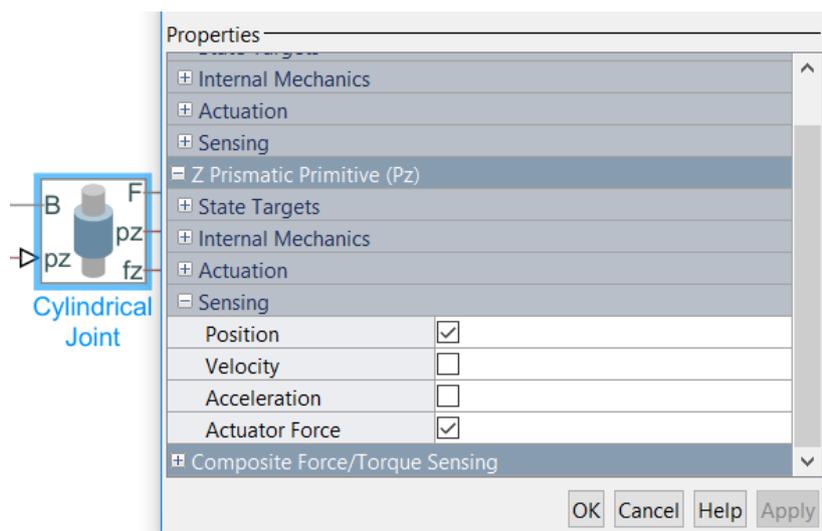


Figura 36

Podemos introducirse las tanto en *Revolute Primitive* como en *Prismatic Primitive* pero ahora se introducirá en *Prismatic Primitive*, ya que, se corresponde con el movimiento de traslación que se genera entre vástago y cilindro y es el que interesa. *Actuation* define la señal de entrada en la que implementamos el movimiento y *Sensing* define la de salida y marcamos la casilla de posición y fuerza. La posición debe de dar igual que la que se ha introducido, solo se marcó para corroborar que está bien.

A continuación, se utiliza el bloque de *Signal Builder* para introducir el movimiento (figura 37):

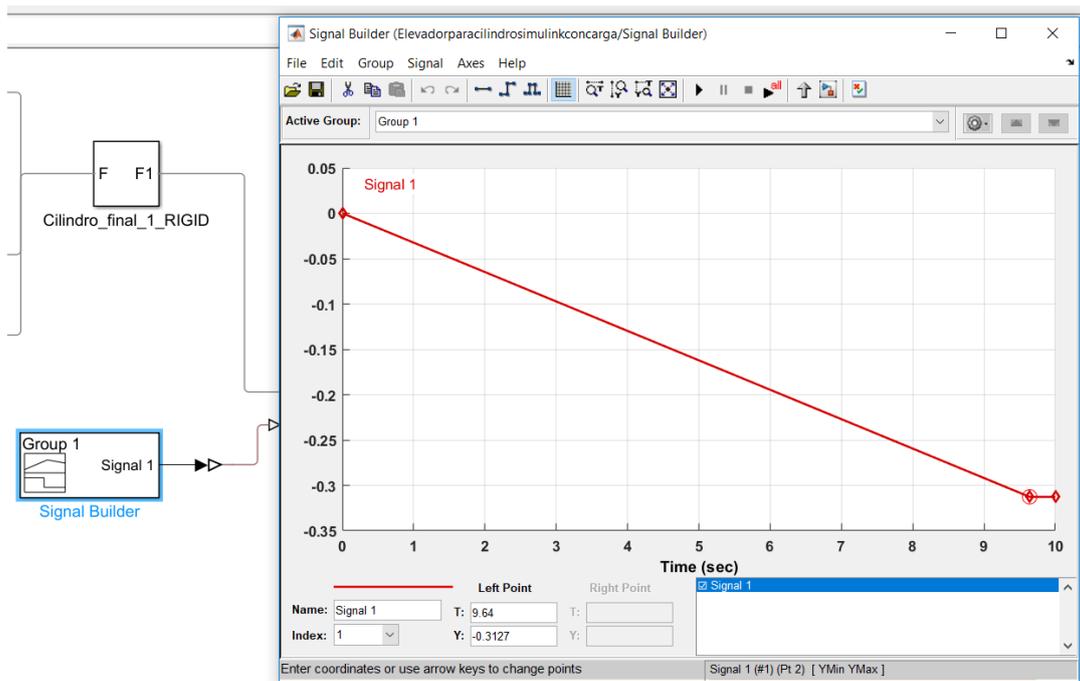


Figura 37

En la gráfica de esta imagen se encuentra representada la posición en el eje vertical y el tiempo en el eje horizontal. Habiendo calculado en el análisis cinemático la velocidad a la que sale el vástago y sabiendo la distancia que tiene que salir este para que el elevador vaya desde su posición retraída hasta su posición más elevada, se puede configurar la señal de entrada.

El elevador en su posición retraída mide = 360,86 mm, por lo que la distancia entre los dos puntos de anclaje del cilindro es de 1104,01 mm.

El elevador en su posición más elevada mide = 2009,31 mm, por lo que la distancia entre los dos puntos de anclaje del cilindro es de 1416,71 mm.

La diferencia entre estos dos valores da la carrera que realiza el vástago para que el elevador pueda alcanzar esa altura, la cual es de 312,69 mm.

Ese es el valor que se introduce en metros en la coordenada Y. El valor que se introduce en la coordenada T es:

$$t = \frac{e}{v} = \frac{312,69}{31,417} = 9,64 \text{ s}$$

siendo, e la carrera del vástago [mm] y v la velocidad de salida del vástago [mm/s] y t el tiempo que tarda el vástago en tomar la posición elevada desde 0 [s].

También se tienen implementados los dos tipos de convertidores explicados anteriormente con sus unidades correspondientes en cada caso:

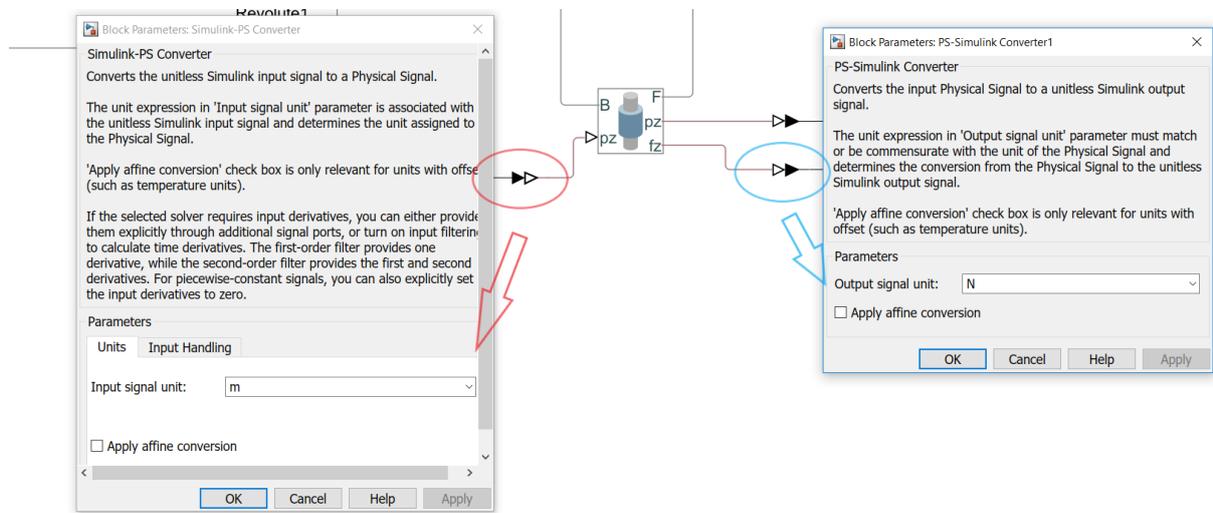


Figura 38

Además, se dispone de *Scope* que servirá para visualizar el valor que toma la fuerza en cada momento. La fuerza que ejerce el cilindro para levantar una carga de 35000 N más el propio peso del elevador es la siguiente:

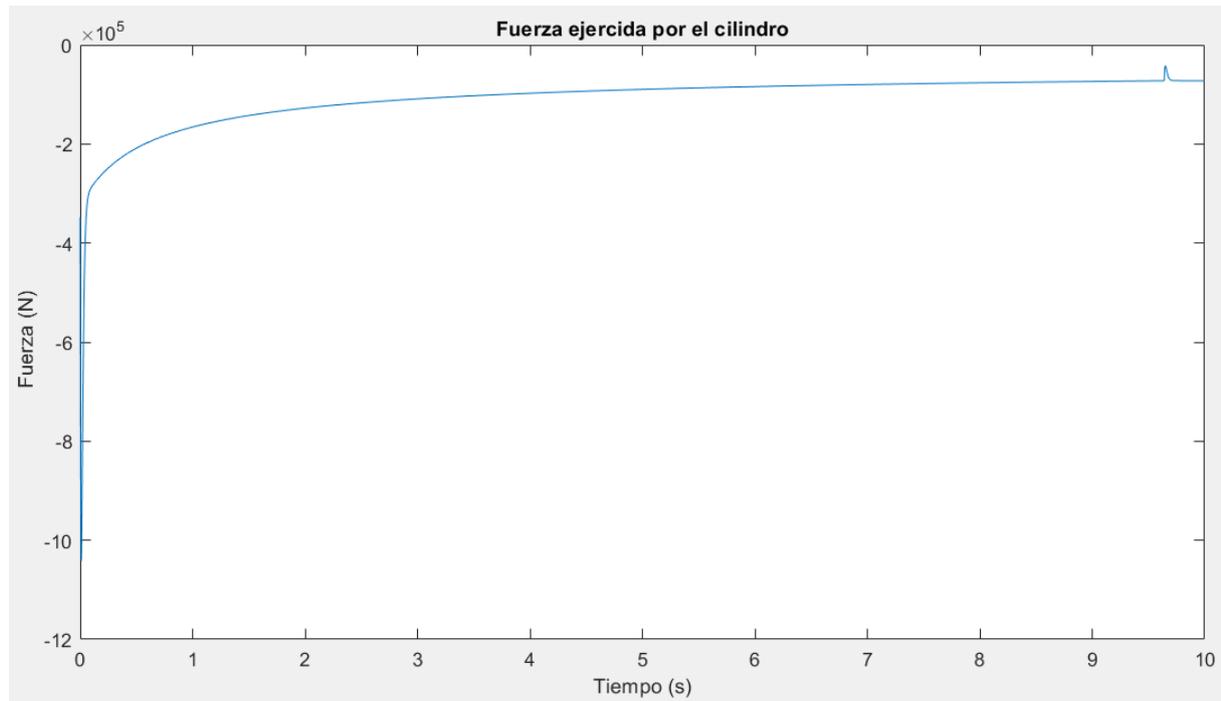


Figura 39. Fuerza ejercida por el cilindro hidráulico

En la gráfica se representa el tiempo en segundos en el eje X y la fuerza en Newton en el eje Y. El valor que se debe de escoger para la elección del cilindro es el valor máximo donde la consigna se empieza a estabilizar. Aún no se puede corroborar que este valor sea el definitivo porque se debe de comprobar que también será válido para el cálculo estático. El pico que se produce al principio es debido a que se parte de que no hay fuerza, pero existe la gravedad, entonces, durante un instante hay mucha fuerza descendente y el integrador numérico aún no ha calculado la consigna ascendente.

7.3 Cálculo estático

7.3.1 Análisis de posición

Con el fin de determinar los esfuerzos más desfavorables a los que podría estar sometido el elevador, lo analizamos en dos posiciones distintas:

- **Caso 1:** cuando se encuentra en su posición más elevada y forma un ángulo con la horizontal de $\alpha = 37,12^\circ$.
- **Caso 2:** cuando el elevador empieza a elevarse y forma un ángulo con la horizontal de $\alpha = 5,15^\circ$.

Una vez se hayan obtenido dichos esfuerzos se podrán dimensionar todos los componentes que necesitemos, ya que, una vez calculada la estructura para la peor situación de carga esta será válida para las demás situaciones.

7.3.2 Análisis de cargas

Según la norma UNE-EN 1493:2011 imponemos la disposición de las cargas en función del peso que puede elevar nuestro sistema, que es de 3500 kg. Las cargas se reparten de la siguiente manera (figura 40 y 41):

- El 60% del peso total estará en la parte izquierda.
- El 40% del peso total estará en la parte derecha.

La separación entre ambas cargas es de 1400 mm.

También debemos de incluirle los 1000 N para el caso 2, tal como se indica en el anexo 1 en documentación de partida.

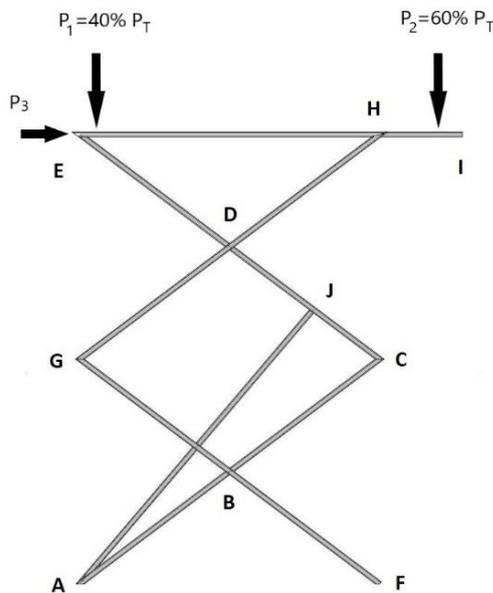


Figura 40. Distribución de cargas para el caso 1

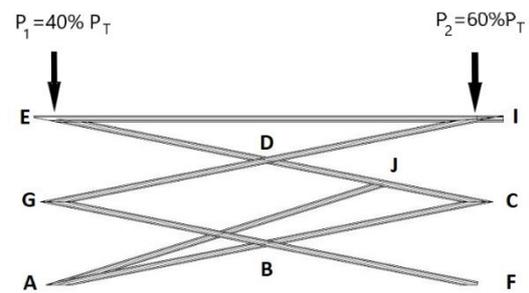


Figura 41. Distribución de cargas para el caso 2

8 Verificación de resultados

El objetivo de este apartado es corroborar de forma inequívoca que, los dimensionados elaborados en el anexo 1 en el caso donde el elemento, en cuestión, se encontraba más solicitado, están correctamente ejecutados.

Este estudio se ha realizado con *Solidworks Simulation*, el cual, realiza los cálculos basándose en el método de elementos finitos. Este método consiste en la subdivisión de las piezas, sometidas a cargas y restricciones, en partes más pequeñas que representan el dominio continuo del problema. Esto hace que el problema complejo, a su vez, se subdivida en problemas más simples consiguiendo así hacerlo más eficiente y fácil de calcular. A partir de este, se determinan las tensiones, deformaciones y desplazamientos a los que están sometidos los distintos elementos, así como el coeficiente de seguridad de cada uno de ellos [7].

Intenté hacer el análisis de todo el ensamblaje de diferentes formas, pero en todas ellas daban errores de mallado o simplemente no se terminaba de ejecutar, con lo cual, se acabó haciendo el análisis de pieza por pieza con sus simplificaciones correspondientes.

El estudio se mostrará en el anexo 2.

9 Resultados finales y conclusión

Este apartado hará hincapié en las modificaciones realizadas en todos los elementos que componen al elevador, ya que, las características principales se encuentran detalladas en el apartado 6.4. Los cambios que se han podido realizar son en base a los cálculos proporcionados en el anexo 1 y el anexo 2. Y todas las dimensiones que no se especifiquen se podrán ver en los planos o, en el caso del cilindro y el vástago, en el anexo de selección de componentes.

El conjunto de elevadores quedaría, al final, de la siguiente manera:



Figura 42. Conjunto de elevadores



Figura 43. Conjunto de elevadores

9.1 Cilindro hidráulico

En el diseño inicial solo se disponía de un cilindro, pero al final se le ha tenido que añadir otro debido a que la fuerza que tenía que ejercer para que el elevador ascendiera era muy grande. Las dimensiones y el material son totalmente distintos, ya que, este es un modelo real seleccionado de un catálogo.

A la sujeción del cilindro se le han añadido dos nervios a cada una de las pletinas y las dimensiones de estas son diferentes también, ya que, han sido dimensionadas. El material del que está compuesto es acero S355.

9.2 Bases superior e inferior

A ambas bases se le ha tenido que cambiar el ancho debido a la introducción de un nuevo cilindro, ahora el ancho es de 750 mm, por lo que, la disposición de los dos elevadores para que se cumplan las exigencias iniciales sería:

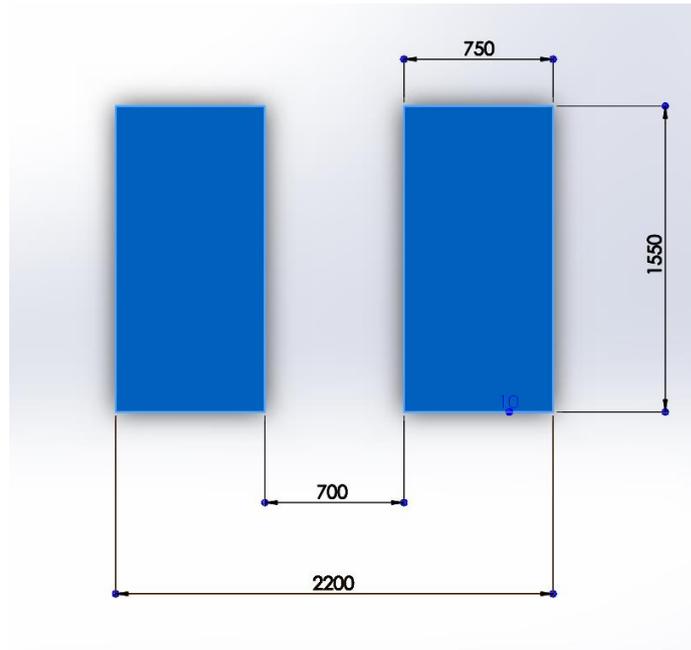


Figura 44. Disposición del conjunto de elevadores

Todas las sujeciones incluidas tienen dimensiones distintas al principio según el dimensionado.

El material de la base superior ha sido modificado a S235 debido al sobredimensionamiento que tenía.

9.3 Pasadores

Finalmente habrá 5 tipos distintos de pasadores fundamentalmente debido a las distintas longitudes que requiere el elevador. A cada uno de ellos se le ha realizado una entalla donde irán colocados anillos de seguridad. El material será acero de clase de propiedad 8.8.

9.4 Eje

El eje está compuesto por dos cambios de sección, el diámetro más grueso es de 55 mm y el más fino es de 35 mm. El material por el que estará compuesto será S235.

9.5 Barras

Antes se disponía de 2 tipos de barras, inferiores y superiores, ahora existen 4 debido a que una de las terminaciones de las barras inferior y superior, soldadas al eje, deben de tener un agujero de 55 mm, todos los demás son de 40 mm.

La sección rectangular de la barra es de (110x60) mm y con un espesor de 11 mm.

9.6 Mejoras

Al diseño final se le han implementado una serie de elementos que no incluía el primero:

- Se le ha dotado de casquillos que irán soldados a las barras para la reducción de fricción entre barra y sujeción.
- Anillos de seguridad, que como se ha comentado, se colocarían en la entalla de los pasadores para evitar el desplazamiento axial del mismo.
- Sistema de seguridad del cilindro hidráulico, que se explica detallado en el anexo 3.
- Barra de seguridad, que se ubica perpendicular a las barras entre las tijeras para evitar que las mismas sufran torsión.

A pesar de tantos cambios realizados, las distancias de los esquemas utilizados para hacer todos los cálculos se han mantenido, por este motivo no se han vuelto a realizar los análisis.

Finalmente se puede concluir que se ha obtenido un producto que se adecúa a todas las condicionantes impuestas inicialmente, ya que, todos los resultados han sido verificados mediante los ensayos CAE y con el coeficiente de seguridad que exigía la normativa pudiendo garantizar el seguro funcionamiento de la máquina.

10 Bibliografía

- [1] «RSF- EQUIPMENT,» [En línea]. Available: <https://www.rsf-maquinaria.com/es/elevadores/tijera/xt-35a>. [Último acceso: 18 02 2019].
- [2] P. lift, «Articulos gratis,» 7 11 2010. [En línea]. Available: <https://articulosgratis.com/otros-vehiculos/elevador-de-coche.html>. [Último acceso: 18 02 2019].
- [3] M. S. Martínez, «Rampas y elevadores automotrices,» [En línea]. Available: <http://rampas-y-elevadores-automotrices.blogspot.com/2015/03/elevadores-2-postes-simetrico-vs-asimetrico.html>. [Último acceso: 19 02 2019].
- [4] A. Santos, «Alacero,» [En línea]. Available: <https://www.alacero.org/es/page/el-acero/caracteristicas-del-acero>. [Último acceso: 19 02 2019].
- [5] A. A. Iturriagoitia, Teoría de Máquinas, Navarra: Universidad de Navarra, 2014.
- [6] M. Works, «Matlab,» [En línea]. Available: <https://es.mathworks.com/products/simmechanics.html>. [Último acceso: 18 03 2019].
- [7] G. Mirlisenna, «Esss,» 22 01 2016. [En línea]. Available: <https://www.esss.co/blog/es/metodo-de-los-elementos-finitos-que-es/>. [Último acceso: 21 04 2019].
- [8] «Web del profesor,» [En línea]. Available: <http://webdelprofesor.ula.ve/nucleotrujillo/americanab/05-elementosSolicitadosACompresion/5-4.html>. [Último acceso: 15 04 2019].
- [9] «SKF,» [En línea]. Available: https://www.skf.com/binary/86-121486/0901d19680416953-10000_2-ES---Rolling-bearings.pdf. [Último acceso: 11 04 2019].
- [10] «Mannisipre,» [En línea]. Available: http://www.mannisipre.com/wp-content/uploads/2015/05/T.S._MS_1_12_2013_ES.pdf. [Último acceso: 29 04 2019].
- [11] «Sanmetal,» [En línea]. Available: <http://www.sanmetal.es/docs/SANMETAL-CATALOGO%202011%20Casquillos%20autolubricados.pdf>. [Último acceso: 29 04 2019].
- [12] «Wasi,» [En línea]. Available: https://www.wasi.de/fileadmin/user_upload/Downloadbereich/kataloge/Catalogo_normalizado_2011.pdf. [Último acceso: 29 04 2019].
- [13] «SKF,» [En línea]. Available: <https://www.skfbearingsselect.com/#/type-arrangement/own-arrangement> . [Último acceso: 30 04 2019].
- [14] «Inol,» [En línea]. Available: https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/128349/Catalogo-general-Innovaciones-Hidraulicas.pdf. [Último acceso: 30 04 2019].
- [15] «Cilindros y cromados,» [En línea]. Available: <https://www.cicrosa.com/wp-content/uploads/cilindro-iso6020-2.pdf> . [Último acceso: 30 04 2019].

- [16] «Bernstein,» [En línea]. Available: <https://www.bernstein.eu/en/products/switch-systems/position-switches-and-safety-switches/type-ti2/>. [Último acceso: 30 04 2019].
- [17] «Diprax,» [En línea]. Available: http://www.diprax.es/down/B210_1%20grupos%20HIDRAULICOS.pdf. [Último acceso: 30 04 2019].
- [18] «Provectus,» [En línea]. Available: <https://www.provectus.es/es/distribuidores-hidraulicos/202-distribuidor-hidraulico-de-1-palanca-45-lts-min-210-bar.html>. [Último acceso: 30 04 2019].
- [19] *Elevadores de vehículos: seguridad*, Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo-2017.
- [20] *Elevadores de vehículos*, Instituto de Seguridad y Salud Laboral-2016.
- [21] *Código Técnico de la Edificación (CTE)*, Documento Básico de Seguridad estructural Acero (DB-SE). 2006.
- [22] *Elevadores de vehículos*, AENOR UNE-EN 1493:2011-2016.

DOCUMENTO 2

ANEXOS

ÍNDICE ANEXOS

ANEXO 1 CÁLCULOS	53
1 DOCUMENTACIÓN DE PARTIDA	55
2 CÁLCULOS	58
2.1 <i>Análisis cinemático</i>	58
2.1.1 Métodos numéricos	59
2.1.2 Método analítico	67
2.2 <i>Cálculo estático</i>	71
2.2.1 Datos relevantes para cada caso	71
2.2.2 Cálculo de esfuerzos	72
2.2.3 Dimensionado	84
ANEXO 2 ENSAYOS CAE	101
1 INTRODUCCIÓN SOLIDWORKS SIMULATION	103
2 ESTUDIO DE LA BARRA MÁS SOLICITADA	106
2.1 <i>Estudio 1 de la barra</i>	106
2.2 <i>Estudio 2 de la barra</i>	108
2.3 <i>Estudio 3 de la barra</i>	110
3 ESTUDIO DE LA SUJECIÓN DEL CILINDRO	112
4 ESTUDIO DE LA BASE SUPERIOR	115
5 ESTUDIO DEL EJE	117
6 ESTUDIO DE LAS SUJECIONES DE LA BASE INFERIOR	119
7 ESTUDIO DE LOS PASADORES	120
ANEXO 3 SELECCIÓN DE COMPONENTES	123
1 BARRAS	125
2 CASQUILLOS	126
3 ANILLOS DE SEGURIDAD	126
4. RODAMIENTOS	127
5. SISTEMA HIDRÁULICO	128
5.1 <i>Cilindro hidráulico</i>	128
5.2 <i>Sistema de seguridad</i>	131
5.3 <i>Sensores fin de carrera</i>	131
5.4 <i>Grupo hidráulico</i>	133
5.5 <i>Circuito hidráulico</i>	134

ANEXO 1

CÁLCULOS

1 Documentación de partida

Para realizar el análisis del mecanismo, como se ha dicho en la memoria reiteradas veces, se ha de tener en cuenta la normativa vigente de elevadores de vehículos: UNE-EN 1493:2011. Esta norma europea se aplica a los elevadores de vehículos fijos, móviles y desplazables que no están previstos para la elevación de personas, pero que están diseñados para elevar todo el vehículo con el fin de permitir los trabajos de verificación, mantenimiento y de reparación sobre o bajo el vehículo cuando está en la posición elevada.

No se considera el suministro de energía al elevador de vehículos mediante motores de combustión interna.

Se supone que el piso o suelo que soporta al elevador de vehículos en funcionamiento es horizontal.

Se aplica a elevadores de vehículos que se fabriquen medio año después de la fecha de su publicación como Norma EN.

- **Cargas de estructura:** las cargas debidas a los componentes se consideran como cargas estáticas de estructura.
- **Fuerzas manuales:** provienen de la acción del operador. Esta fuerza se debe considerar de 1000 N actuando horizontalmente en la posición alta del elemento de soporte.
- **Distribución de cargas:** los siguientes requisitos deben respetarse salvo petición particular especificada por el cliente (tabla 5).

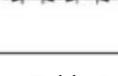
Apar-tado	Carga nominal t	Tipo de vehículo	Nº de ejes	Vehículo tipo	Pista WT m	Distancia entre ejes m			Relación de cargas por eje			Distancia mínima m	
						WB ₁	WB ₂	WB ₃	AL ₁ /P	AL ₂ /P	AL ₃ /P	X ₁	X ₂
a	$P \leq 2,5$	Coches particulares	2		1,5	2,5	–	–	0,40	0,60	–	0,3	0,3
b	$2,5 < P \leq 3,5$	Camionetas comerciales ligeras	2		1,6	3	–	–	0,40	0,60	–	0,3	0,3
c	$3,5 < P \leq 7,5$	Camionetas comerciales medias	2		1,7	3	–	–	0,33	0,66	–	0,3	0,3

Tabla 5. Distribución de cargas

Como la carga nominal es menor a 3,5 t debe distribuirse sobre las cuatro esquinas de un rectángulo de dimensiones 1700 mm de anchura y 1400 mm de largo.

• **Cálculos estructurales**

Los valores nominales de las características de los materiales concernientes a los aceros de uso general:

	Espesor nominal del elemento			
	t ≤ 40 mm		40 mm < t ≤ 80 mm	
	<i>f_y</i>	<i>f_u</i>	<i>f_y</i>	<i>f_u</i>
S 235	235	360	215	360
S 275	275	430	255	410
S 355	355	510	335	470

Tabla 6. Valores acero

siendo, *f_y* el límite elástico en N/mm², *f_u* la carga a rotura en N/mm² y *t* el espesor nominal en mm.

Para dimensionar los esfuerzos admisibles que se utilizan según el material escogido son los siguientes:

Combinación de cargas	A <i>s</i> = 1,5			B <i>s</i> = 1,33			C <i>s</i> = 1,25		
	S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355
Material base y junta a tope									
$\sigma_a = \sigma_0$	157	183	237	176	206	266	188	220	284
$\tau_a = \sigma_0 / \sqrt{3}$	90	106	137	102	119	154	109	127	164
Soldadura en ángulo									
$\sigma_a = \sigma_0$	157	183	237	176	206	266	188	220	284
$\tau_a = \sigma_0 / \sqrt{2}$	111	130	167	125	146	188	133	156	201

Tabla 7. Esfuerzos admisibles

Calculando $\sigma_a = f_y/s$ donde, *s* es el coeficiente de seguridad dependiendo de la combinación de cargas A, B o C.

Los esfuerzos indicados son válidos hasta un espesor de 40 mm.

• **Pernos o pasadores:** los esfuerzos admisibles (tabla 8) se derivan de X , que es el más pequeño de los dos valores entre f_y y $0,7 \times f_u$.

$$\sigma_a = X/s$$

$$\tau_a = \sigma_a/\sqrt{2}$$

Combinación de cargas	s	Clase	4.6	5.6	6.6	6.8	8.8	10.9
			f_y	300	360	480	640	900
			X	300	360	420	560	700
A	1,5	σ_a	160	200	240	280	373	467
		τ_a	113	141	170	198	264	330
B	1,33	σ_a	180	225	270	315	420	525
		τ_a	127	159	191	223	297	371
C	1,25	σ_a	192	240	288	336	448	560
		τ_a	136	170	204	238	317	396

Tabla 8. Esfuerzos admisibles pasadores

• **Pandeo**

El coeficiente de pandeo ω se define de la siguiente forma:

$$\lambda' = \frac{\lambda \cdot \sqrt{\frac{f_y}{E}}}{\pi} \quad (1)$$

Si $0 < \lambda' \leq 1,195$ $\omega = \frac{1}{(1 - 0,195 \cdot \lambda' - 0,185 \cdot \lambda'^{2,5})}$ (2)

Si $1,195 < \lambda' \leq 3$ $\omega = 1,465 \cdot \lambda'^2$ (3)

• **Ruido:** el ruido no se considera un peligro significativo para este tipo de maquinaria. Por lo tanto, no hay ningún método especial de ensayo para el ruido en esta norma. Esto no exime al fabricante de las máquinas de la responsabilidad de facilitar la información acerca de la emisión de ruido para aquellas que superen el criterio de la Directiva de Máquinas en la información para el uso de la máquina. Cualquier elevador que produzca una emisión de ruido superior a 70 dB medidos a 1 m de la mayor fuente de ruido debe tener especificado este valor en el manual. Si este valor no supera los 70 dB debería indicarse en el manual.

2 Cálculos

2.1 Análisis cinemático

Lo primero que se debe hacer es calcular los grados de libertad con el criterio de Gruebler, cuya expresión es:

$$G = 3(N - 1) - 2P_I - P_{II} \quad (4)$$

donde, N es el número de eslabones, P_I los pares cinemáticos de primer orden y P_{II} los pares cinemáticos de segundo orden.

Los P_I de este mecanismo son los siguientes:

SÓLIDOS	MOVIMIENTO
1 - 2	rotación
2 - 3	rotación
5 - 4	rotación
5 - 6	rotación
3 - 7	rotación
7 - 8	traslación
5 - 2	rotación
6 - 3	rotación
6 - 8	rotación
9 - 1	rotación
9 - 10	traslación
10 - 3	rotación
5 - 1	traslación

Tabla 9. Pares cinemáticos de primer orden

En total serían 13 pares cinemáticos de primer orden, en este mecanismo no hay pares de segundo orden.

$$G = 3(10 - 1) - 2 \cdot 13 - 0 = 1$$

Por lo que el mecanismo tiene 1 grado de libertad.

2.1.1 Métodos numéricos

Las coordenadas de la posición a $25,53^\circ$ del mecanismo son:

PUNTO	COORDENADA X [mm]	COORDENADA Y [mm]
A	0	0
B	631,65	301,69
C	1263,3	603,38
D	631,65	905,07
E	0	1206,75
F	1263,3	0
G	0	603,38
H	1263,3	1206,75
I	1523,15	1206,75
J	983,57	736,98

Tabla 10. Coordenadas nodos

LONGITUD [mm]
$s = 1229,05$
$L_{ca} = 1400$
$L_{ba} = 700$
$L_{ec} = 1400$
$L_{dc} = 700$
$L_{gf} = 1400$
$L_{bf} = 700$
$L_{hg} = 1400$
$L_{dg} = 700$
$L_{ie} = 1523,15$
$L_{jc} = 310$

Tabla 11. Longitudes

Por lo que el vector de coordenadas generalizadas en coordenadas dependientes mixtas sería:

$$q = \begin{bmatrix} x_b \\ y_b \\ x_c \\ y_c \\ x_d \\ y_d \\ x_e \\ x_f \\ x_g \\ y_g \\ x_h \\ y_h \\ x_i \\ y_i \\ x_j \\ y_j \\ s \\ y_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 631,65 \\ 301,69 \\ 1263,3 \\ 603,38 \\ 631,65 \\ 905,07 \\ 0 \\ 1263,3 \\ 0 \\ 603,38 \\ 1263,3 \\ 1206,75 \\ 1523,15 \\ 1206,75 \\ 1523,15 \\ 1206,75 \\ 1229,05 \\ 1206,75 \end{bmatrix}$$

Para conocer las ecuaciones de restricción que necesito se utiliza la siguiente expresión:

$$g = n - m \quad (5)$$

donde g son los grados de libertad, n el número de coordenadas generalizadas y m las ecuaciones de restricción.

Aplicando la fórmula (5):

$$1 = 18 - m$$

$$m = 17 \text{ ecuaciones}$$

Las restricciones cinemáticas (φ) quedarían:

$$\varphi = \begin{bmatrix} (x_c - x_a)^2 + (y_c - y_a)^2 - (L_{ca})^2 \\ (x_c - x_a) - \frac{L_{ca}}{L_{ba}} \cdot (x_b - x_a) \\ (y_c - y_a) - \frac{L_{ca}}{L_{ba}} \cdot (y_b - y_a) \\ (x_e - x_c)^2 + (y_e - y_c)^2 - (L_{ec})^2 \\ (x_e - x_c) - \frac{L_{ec}}{L_{dc}} \cdot (x_d - x_c) \\ (y_e - y_c) - \frac{L_{ec}}{L_{dc}} \cdot (y_d - y_c) \\ (x_g - x_f)^2 + (y_g - y_f)^2 - (L_{gf})^2 \\ (x_g - x_f) - \frac{L_{gf}}{L_{bf}} \cdot (x_b - x_f) \\ (y_g - y_f) - \frac{L_{gf}}{L_{bf}} \cdot (y_b - y_f) \\ (x_h - x_g)^2 + (y_h - y_g)^2 - (L_{hg})^2 \\ (x_h - x_g) - \frac{L_{hg}}{L_{dg}} \cdot (x_d - x_g) \\ (y_h - y_g) - \frac{L_{hg}}{L_{dg}} \cdot (y_d - y_g) \\ (x_i - x_e)^2 + (y_i - y_e)^2 - (L_{ie})^2 \\ (x_i - x_e) \cdot (y_h - y_e) - (x_h - x_e) \cdot (y_i - y_e) \\ (x_e - x_c) - \frac{L_{ec}}{L_{jc}} \cdot (x_j - x_c) \\ (y_e - y_c) - \frac{L_{ec}}{L_{jc}} \cdot (y_j - y_c) \\ (x_j - x_a)^2 + (y_j - y_a)^2 - (s)^2 \end{bmatrix}$$

Una vez modelado el mecanismo se pueden obtener las velocidades evaluando el jacobiano de φ en la posición de $25,53^\circ$, añadiendo una última fila para introducir el valor de la velocidad lineal del nodo E. A la matriz de la figura 45 se le llama φ_q .

Como lo que se quiere conseguir son las velocidades, se despeja \dot{q} de la siguiente expresión (eliminando φ_t , ya que no depende del tiempo) :

$$\frac{d\varphi(q, t)}{dt} = 0 \rightarrow \varphi_q \cdot \dot{q} + \varphi_t = 0 \quad (6)$$

$$\dot{q} = -\varphi_q \backslash \varphi_t \rightarrow \varphi_q \cdot \dot{q} = 0 \quad (7)$$

El resultado sería el siguiente sistema de ecuaciones lineales:

$$[\varphi_q] \cdot \begin{bmatrix} \dot{x}_b \\ \dot{y}_b \\ \dot{x}_c \\ \dot{y}_c \\ \dot{x}_d \\ \dot{y}_d \\ \dot{x}_e \\ \dot{x}_f \\ \dot{x}_g \\ \dot{y}_g \\ \dot{x}_h \\ \dot{y}_h \\ \dot{x}_i \\ \dot{y}_i \\ \dot{x}_j \\ \dot{y}_j \\ \dot{s} \\ \dot{y}_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 150 \end{bmatrix}$$

Se resuelve el sistema de ecuaciones con la ayuda de Matlab y los resultados son los siguientes:

$$q = \begin{bmatrix} \dot{x}_b \\ \dot{y}_b \\ \dot{x}_c \\ \dot{y}_c \\ \dot{x}_d \\ \dot{y}_d \\ \dot{x}_e \\ \dot{x}_f \\ \dot{x}_g \\ \dot{y}_g \\ \dot{x}_h \\ \dot{y}_h \\ \dot{x}_i \\ \dot{y}_i \\ \dot{x}_j \\ \dot{y}_j \\ \dot{s} \\ \dot{y}_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -17,9107 \\ 37,4997 \\ -35,8214 \\ 74,9994 \\ -17,9107 \\ 112,4997 \\ -0,0000 \\ -35,8214 \\ -0,0000 \\ 74,9994 \\ -35,8214 \\ 150,0000 \\ -0,0000 \\ 150,0000 \\ 5,2966 \\ 47,3169 \\ -32,6115 \\ 150 \end{bmatrix}$$

Script de Matlab

```
% ELEVADOR DE TIJERA %  
  
% Definimos parámetros del mecanismo %  
  
xa=0;  
ya=0;  
xb=631.65;  
yb=301.69;  
xc=1263.3;  
yc=603.38;  
xd=631.65;  
yd=905.07;  
xe=0;  
ye=1206.75;  
xf=1263.3;  
yf=0;  
xg=0;  
yg=603.38;  
xh=1263.3;  
yh=1206.75;  
xi=1523.15;  
yi=1206.75;  
xj=983.57;  
yj=736.98;  
s=1229.05;  
Lca=1400;  
Lba=700;  
Lec=1400;  
Ldc=700;  
Lgf=1400;  
Lbf=700;  
Lhg=1400;  
Ldg=700;  
Lie=1523.15;  
Ljc=310;
```

```

% Montamos el vector de coordenadas generalizadas %

q=[xb; yb; xc; yc; xd; yd; xe; xf; xg; yg; xh; yh; xi; yi; xj;
yj; s; ye];

% Definimos ecuaciones restricción %

phi=[(xc-xa)^2+(yc-ya)^2-Lca^2;
(xc-xa)-(Lca/Lba)*(xb-xa);
(yc-ya)-(Lca/Lba)*(yb-ya);
(xe-xc)^2+(ye-yc)^2-Lec^2;
(xe-xc)-(Lec/Ldc)*(xd-xc);
(ye-yc)-(Lec/Ldc)*(yd-yc);
(xg-xf)^2+(yg-yf)^2-Lgf^2;
(xg-xf)-(Lgf/Lbf)*(xb-xf);
(yg-yf)-(Lgf/Lbf)*(yb-yf);
(xh-xg)^2+(yh-yg)^2-Lhg^2;
(xh-xg)-(Lhg/Ldg)*(xd-xg);
(yh-yg)-(Lhg/Ldg)*(yd-yg);
(xi-xe)^2+(yi-ye)^2-Lie^2;
(xi-xe)*(yh-ye)-(xh-xe)*(yi-ye);
(xe-xc)-(Lec/Ljc)*(xj-xc);
(yc-yc)-(Lec/Ljc)*(yj-yc);
(xj-xa)^2+(yj-ya)^2-s^2];

% Obtenemos phiq con el jacobiano de phi%

phiq=[0 0 2*(xc-xa) 2*(yc-ya) 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
-Lca/Lba 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 -Lca/Lba 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 -2*(xe-xc) -2*(ye-yc) 0 0 2*(xe-xc) 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
2*(ye-yc);
0 0 (-1+Lec/Ldc) 0 -Lec/Ldc 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 (-1+Lec/Ldc) 0 -Lec/Ldc 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1;
0 0 0 0 0 0 -2*(xg-xf) 2*(xg-xf) 2*(yg-yf) 0 0 0 0 0 0 0 0;
-Lgf/Lbf 0 0 0 0 0 0 (-1+Lgf/Lbf) 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 -Lgf/Lbf 0 0 0 0 0 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 -2*(xh-xg) -2*(yh-yg) 2*(xh-xg) 2*(yh-yg) 0 0 0
0 0 0;

```


2.1.2 Método analítico

Antes de nada, tenemos que calcular los vectores de posición del mecanismo con el punto final e inicial de cada eslabón. Después analizaremos sólido por sólido para obtener las ecuaciones que nos darán los valores de velocidad en todos los puntos del mecanismo. Estas ecuaciones son del tipo:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{\omega} \times \vec{r}_{AB} \quad (8)$$

donde, \vec{V}_B y \vec{V}_A corresponden a la velocidad de los nodos que componen al sólido en cuestión [mm/s], $\vec{\omega}$ es la velocidad angular de dicho sólido [rad/s] y \vec{r}_{AB} es el vector que define su posición [mm].

El cilindro y la deslizadora que se encuentra en la parte superior del mecanismo se estudian de manera diferente. Estos dos casos son especiales porque, cada uno, presenta un nodo que corresponde a dos sólidos y, por tanto, se generan dos trayectorias distintas (figura 46).

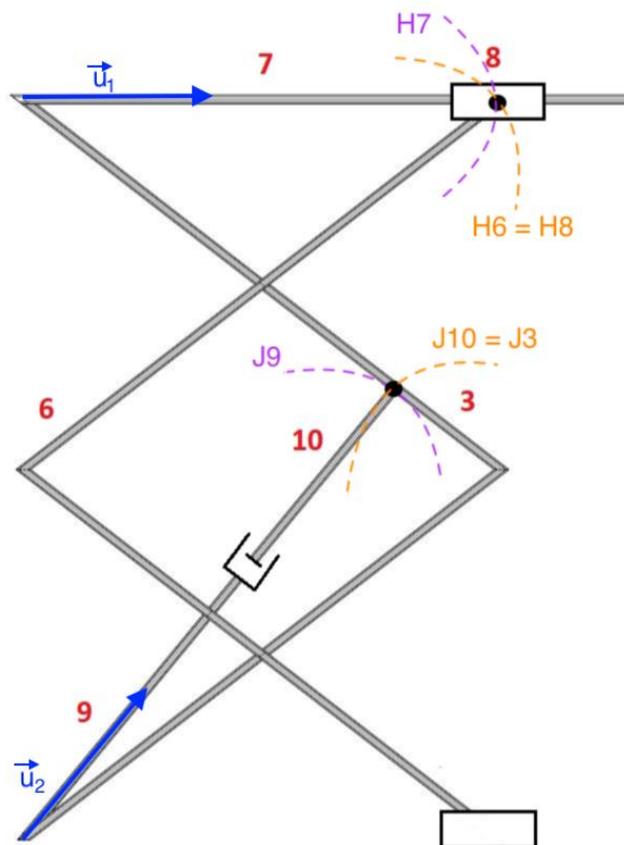


Figura 46. Trayectorias nodos J y H

Entonces, para el caso de la deslizadera tenemos la trayectoria H7, la cual, indica el movimiento que puede realizar la deslizadera debido al giro del sólido 7 y la trayectoria H6 o H8 que es debida al giro del sólido 6 o el desplazamiento de la deslizadera (sólido 8). Así mismo, el cilindro tiene su trayectoria J9, indicando el giro que se puede producir debido al sólido 9 y la trayectoria J10 o J3 debida a la salida o entrada del vástago (sólido 10) o al giro del sólido 3. Y \vec{u}_1 y \vec{u}_2 que sirven para caracterizar las velocidades relativas entre las dos trayectorias dichas para cada uno.

El dato conocido y del que parto, para realizar el cálculo de todas las velocidades, es la velocidad de elevación del nodo E:

$$\vec{V}_E = \vec{V}_{EJ} = 0,15 \frac{m}{s} = 150 \frac{mm}{s}$$

➤ **Sólido 3**

$$\begin{aligned}\vec{V}_E &= \vec{V}_C + \vec{\omega}_3 \times \vec{r}_{CE} \\ \vec{V}_{EJ} &= \vec{V}_{Ci} + \vec{V}_{Cj} + \vec{\omega}_{3k} \times (-1263,3 \vec{i} + 603,38 \vec{j}) \\ \vec{V}_{EJ} &= \vec{V}_{Ci} + \vec{V}_{Cj} - 1263,3 \omega_3 \vec{i} - 603,38 \omega_3 \vec{j}\end{aligned}$$

De ahí se obtienen dos ecuaciones (una para \vec{i} y otra para \vec{j}):

$$\begin{cases} V_{Cx} - 603,38 \omega_3 = 0 \\ V_{Cy} - 1263,3 \omega_3 = 150 \end{cases}$$

Como no se tienen los valores de velocidad del nodo C, se procede a calcular el siguiente sólido.

➤ **Sólido 2**

$$\begin{aligned}\vec{V}_C &= \vec{V}_A + \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_{AC} \\ \vec{V}_{Ci} + \vec{V}_{Cj} &= 1263,3 \omega_2 \vec{j} - 603,38 \omega_2 \vec{i} \\ \vec{i} &\rightarrow V_{Cx} = -603,38 \omega_2 \\ \vec{j} &\rightarrow V_{Cy} = 1263,3 \omega_2\end{aligned}$$

Haciendo un sistema de ecuaciones entre el sólido 2 y el 3 se obtienen los valores de ω_2 y ω_3 .

$$\begin{cases} -603,38 \omega_2 - 603,38 \omega_3 = 0 \\ 1263,3 \omega_2 - 1263,3 \omega_3 = 150 \end{cases}$$

$$\omega_2 = 0,059 \frac{rad}{s} \quad \omega_3 = -0,059 \frac{rad}{s}$$

Y, por lo tanto, también podemos obtener la velocidad del nodo C:

$$V_{Cx} = -35,599 \frac{mm}{s} \quad V_{Cy} = 74,53 \frac{mm}{s}$$

Una vez calculado esto se pueden seguir obteniendo velocidades de los sólidos 2 y 3.

➤ **Sólido 3**

$$\begin{aligned} \vec{V}_D &= \vec{V}_C + \vec{\omega}_3 \times \vec{r}_{CD} \\ \vec{V}_{Di} + \vec{V}_{Dj} &= \vec{V}_{Ci} + \vec{V}_{Cj} - 631,65 \omega_3 \vec{j} - 301,69 \omega_3 \vec{i} \\ \vec{i} \rightarrow V_{Dx} &= V_{Cx} - 301,69 \omega_3 = -17,799 \frac{mm}{s} \\ \vec{j} \rightarrow V_{Dy} &= V_{Cy} - 631,65 \omega_3 = 111,79 \frac{mm}{s} \end{aligned}$$

➤ **Sólido 2**

$$\begin{aligned} \vec{V}_B &= \vec{V}_A + \vec{\omega}_2 \times \vec{r}_{AB} \\ \vec{V}_{Bi} + \vec{V}_{Bj} &= 631,65 \omega_2 \vec{j} - 301,69 \omega_2 \vec{i} \\ \vec{i} \rightarrow V_{Bx} &= -301,69 \omega_2 = -17,799 \frac{mm}{s} \\ \vec{j} \rightarrow V_{By} &= 631,65 \omega_2 = 111,79 \frac{mm}{s} \end{aligned}$$

➤ **Sólido 4**

$$\begin{aligned} \vec{V}_F &= \vec{V}_B + \vec{\omega}_5 \times \vec{r}_{BF} \\ \vec{V}_{Fi} &= \vec{V}_{Bi} + \vec{V}_{Bj} + 631,65 \omega_5 \vec{j} + 301,69 \omega_5 \vec{i} \\ \vec{i} \rightarrow V_{Fx} &= V_{Bx} + 301,69 \omega_5 \\ \vec{j} \rightarrow 0 &= V_{By} + 631,65 \omega_5 \end{aligned}$$

V_{Fy} es 0 debido a que el sólido 4 se corresponde con la corredera y no tiene movimiento en el eje Y.

De la ecuación \vec{j} se puede obtener la velocidad angular ω_5 y con esta obtener V_{Fx} .

$$\omega_5 = -0,0589 \frac{rad}{s} \quad V_{Fx} = -35,568 \frac{mm}{s}$$

➤ **Sólido 5**

$$\begin{aligned}\vec{V}_G &= \vec{V}_F + \vec{\omega}_5 \times \vec{r}_{FG} \\ \vec{V}_{Gl} &= \vec{V}_{Bl} + \vec{V}_{Bj} + 631,65 \omega_5 \vec{j} + 301,69 \omega_5 \vec{i} \\ \vec{i} \rightarrow 0 &= V_{Fx} - 603,38 \omega_5 \\ \vec{j} \rightarrow V_{Gy} &= -1263,3 \omega_5 = 74,408 \frac{mm}{s}\end{aligned}$$

V_{Gx} es 0, al igual que V_{Ex} , porque pertenecen a la parte fija del mecanismo, y no se pueden desplazar en el eje X pero si en el Y.

Con la ecuación \vec{i} no obtenemos nada nuevo, pero si podemos comprobar que no nos hemos equivocado calculando ω_5 .

➤ **Sólido 7**

$$\begin{aligned}\vec{V}_I &= \vec{V}_E + \vec{\omega}_7 \times \vec{r}_{EI} \\ \vec{V}_{Il} + \vec{V}_{Ij} &= \vec{V}_{Ej} + 1523,15 \omega_7 \vec{j} \\ \vec{i} \rightarrow V_{Ix} &= 0 \\ \vec{j} \rightarrow V_{Iy} &= 150 + 1523,15 \omega_7\end{aligned}$$

Como no se dispone del valor de velocidad angular del sólido 7, se procede a calcular el siguiente sólido.

➤ **Deslizadera**

$$\begin{aligned}\vec{V}_{H7} &= \vec{V}_{H8} + \vec{V}_{H8H7}^{rel} \\ \vec{\omega}_7 \times \vec{EH} &= \vec{V}_{Gj} + \vec{\omega}_6 \times \vec{GH} + V_{H8H7}^{rel} \cdot \vec{u}_1 \\ \vec{\omega}_{7k} \times (1263,3 \vec{i} + 0 \vec{j}) &= 74,408 \vec{j} + 0,05889 \vec{k} \times (1263,3 \vec{i} + 603,38 \vec{j}) + V_{H8H7}^{rel} \cdot (\cos 0 \vec{i} + \sin 0 \vec{j}) \\ 1263,3 \omega_7 \vec{j} &= 74,408 \vec{j} - 74,395 \vec{j} + 35,53 \vec{i} + V_{H8H7}^{rel} \cdot \cos 0 \vec{i} + V_{H8H7}^{rel} \cdot \sin 0 \vec{j} \\ \vec{i} \rightarrow 0 &= +35,53 + V_{H8H7}^{rel} \cdot \cos 0 \\ \vec{j} \rightarrow 1263,3 \omega_7 &= 74,408 - 74,395\end{aligned}$$

$$V_{H8H7}^{rel} = -35,53 \frac{mm}{s} \quad \omega_7 \approx 0 \frac{rad}{s}$$

Teniendo el valor de $\omega_7 = 0$, se calcula $V_{Iy} = 150 \frac{mm}{s}$

➤ **Cilindro**

$$\begin{aligned}\vec{V}_{J9} &= \vec{V}_{J10} + \vec{V}_{J10J9}^{rel} \\ 983,57 \omega_9 \vec{j} - 736,98 \omega_9 \vec{i} &= 91,03 \vec{j} - 27,72 \vec{i} + V_{J10J9}^{rel} \cdot \cos 36,84 \vec{i} + V_{J10J9}^{rel} \cdot \sin 36,84 \vec{j} \\ \vec{i} \rightarrow 27,7 &= -736,98 \omega_9 + V_{J10J9}^{rel} \cdot \cos 36,84 \\ \vec{j} \rightarrow -91,03 &= -983,57 \omega_9 + V_{J10J9}^{rel} \cdot \sin 36,84 \\ V_{J10J9}^{rel} &= -32,417 \frac{mm}{s} \quad \omega_9 = 0.0727 \frac{rad}{s}\end{aligned}$$

2.2 Cálculo estático

2.2.1 Datos relevantes para cada caso

En las siguientes tablas se van a representar los datos que más interesan para realizar el cálculo de reacciones en cada uno de los casos expuestos. En cada uno de ellos he tenido en cuenta el peso de cada componente.

Para calcular las cargas a la que va estar sometido el elevador se plantea lo siguiente:

$$\begin{aligned}P_{total} &= 3500 \text{ kg} \\ P_{1elevador} &= \frac{3500}{2} = 1750 \text{ kg} \\ P_{1tijera} &= \frac{1750}{2} = 875 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$P_1 = 0,4 \cdot 875 = 350 \text{ kg} \quad P_2 = 0,6 \cdot 875 = 525 \text{ kg}$$

Esto es así debido a que se dispondrán de dos elevadores para la elevación de un vehículo y, a su vez, como las dos tijeras por las que está compuesta un elevador son simétricas se puede hacer esta simplificación. Esto quiere decir que la tijera que se va a calcular estará sometida a la cuarta parte del peso total.

CASO 1				
Cargas [kg]	Solicitaciones	P ₁	P ₂	P ₃
		350	525	100
	Peso	M		
		Base superior	Barras superiores	Barras inferiores
		267,9	25,14	22,65
Distancias [mm]	Altura deseada	2009,31	Distancia entre apoyos	1055,96
	α [°]	37,12	Longitud barras	1400

Tabla 12. Datos caso 1

CASO 2				
Cargas [kg]	Solicitaciones	P ₁	P ₂	P ₃
		350	525	0
	Peso	M		
		Base superior	Barras superiores	Barras inferiores
		267,9	25,14	22,65
Distancias [mm]	Altura deseada	605,59	Distancia entre apoyos	1394,35
	α [°]	5,15	Longitud barras	1400

Tabla 13. Datos caso 2

2.2.2 Cálculo de esfuerzos

Para llegar a la resolución del problema se plantean las siguientes ecuaciones en función del diagrama del sólido libre:

- Planteamiento de esfuerzos en la base superior (figura 47)

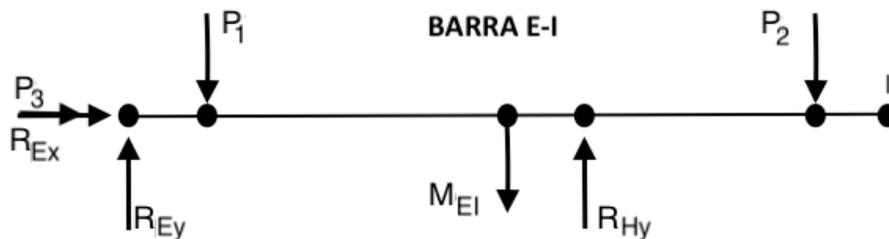


Figura 47. Barra E-I

○ CASO 1

- Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Ex} - P_3 = 0$$

- Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ey} + R_{Hy} - P_1 - P_2 - M_{E-I} = 0$$

- Sumatoria de momentos en el punto E:

$$\sum M_E = 0 \rightarrow P_1 \cdot 70 + R_{Hy} \cdot 1055,96 - M_{E-I} \cdot 790,48 - P_2 \cdot 1470 = 0$$

○ CASO 2

- Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Ex} - P_3 = 0$$

- Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ey} + R_{Hy} - P_1 - P_2 - M_{E-I} = 0$$

- Sumatoria de momentos en el punto E:

$$\sum M_E = 0 \rightarrow P_1 \cdot 70 + R_{Hy} \cdot 1394,35 - M_{E-I} \cdot 790,48 - P_2 \cdot 1470 = 0$$

- Planteamiento de esfuerzos en las barras superiores (figuras 48 y 49)

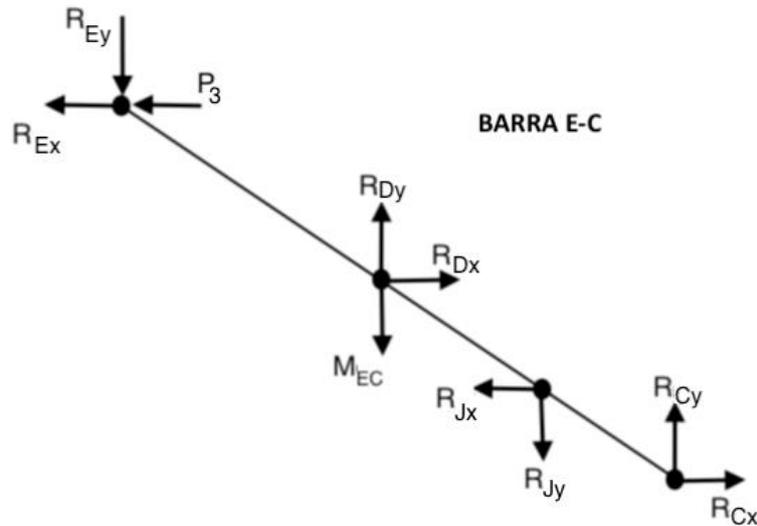


Figura 48. Barra EC

○ CASO 1

- Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{Ex} - P_3 + R_{Dx} - R_{Jx} + R_{Cx} = 0$$

- Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{Ey} + R_{Dy} - M_{E-C} - R_{Jy} + R_{Cy} = 0$$

- Sumatoria de momentos en el punto E:

$$\sum M_E = 0 \rightarrow R_{Dy} \cdot 558,16 - M_{E-C} \cdot 558,16 + R_{Dx} \cdot 422,44 - R_{Jx} \cdot 657,8 - R_{Jy} \cdot 869,14 + R_{Cy} \cdot 1116,32 + R_{Cx} \cdot 844,88 = 0$$

- Sumatoria de momentos en el punto C:

$$\sum M_C = 0 \rightarrow R_{Ex} \cdot 844,88 + P_3 \cdot 844,88 + R_{Ey} \cdot 1116,32 - R_{Dy} \cdot 558,16 - R_{Dx} \cdot 422,44 + M_{E-C} \cdot 558,16 + R_{Jy} \cdot 247,19 + R_{Jx} \cdot 187,08 = 0$$

o CASO 2

- Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{Ex} - P_3 + R_{Dx} - R_{Jx} + R_{Cx} = 0$$

- Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{Ey} + R_{Dy} - M_{E-C} - R_{Jy} + R_{Cy} = 0$$

- Sumatoria de momentos en el punto E:

$$\sum M_E = 0 \rightarrow R_{Dy} \cdot 697,17 - M_{E-C} \cdot 697,17 + R_{Dx} \cdot 62,83 - R_{Jx} \cdot 97,84 - R_{Jy} \cdot 1085,6 + R_{Cy} \cdot 1394,35 + R_{Cx} \cdot 125,67 = 0$$

- Sumatoria de momentos en el punto C:

$$\sum M_C = 0 \rightarrow R_{Ex} \cdot 125,67 + P_3 \cdot 1394,35 + R_{Ey} \cdot 1394,35 - R_{Dy} \cdot 697,17 - R_{Dx} \cdot 68,83 + M_{E-C} \cdot 697,17 + R_{Jy} \cdot 308,75 + R_{Jx} \cdot 27,83 = 0$$

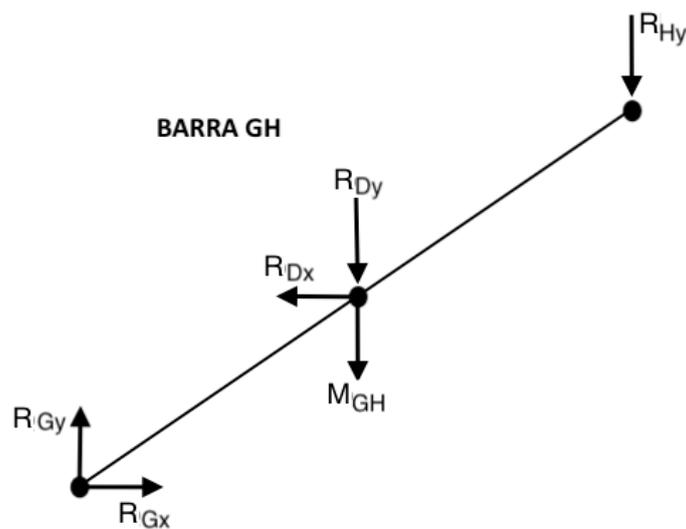


Figura 49. Barra GH

○ CASO 1

- Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Gx} - R_{Dx} = 0$$

- Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Gy} - R_{Dy} - R_{Hy} - M_{G-H} = 0$$

- Sumatoria de momentos en el punto G:

$$\sum M_G = 0 \rightarrow R_{Dx} \cdot 422,44 - R_{Dy} \cdot 558,16 - M_{G-H} \cdot 558,16 - R_{Hy} \cdot 1116,32 = 0$$

○ CASO 2

- Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Gx} - R_{Dx} = 0$$

- Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Gy} - R_{Dy} - R_{Hy} - M_{G-H} = 0$$

- Sumatoria de momentos en el punto G:

$$\sum M_G = 0 \rightarrow R_{Dx} \cdot 62,83 - R_{Dy} \cdot 697,17 - M_{G-H} \cdot 697,17 - R_{Hy} \cdot 1394,35 = 0$$

- Planteamiento de esfuerzos en las barras inferiores (figuras 50 y 51)

El peso en estas barras se encuentra desplazado porque la barra no es simétrica en sus terminaciones.

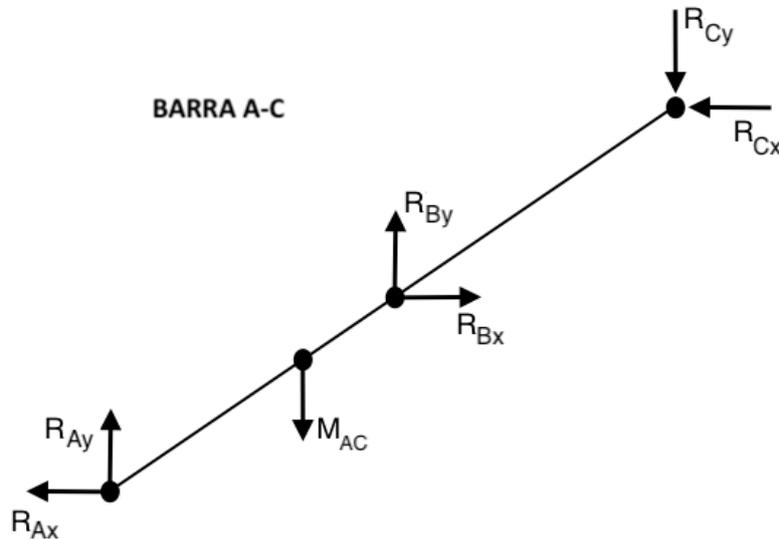


Figura 50. Barra AC

○ CASO 1

- Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{Ax} + R_{Bx} - R_{Cx} = 0$$

- Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay} - M_{A-C} + R_{By} - R_{Cy} = 0$$

- Sumatoria de momentos en el punto G:

$$\sum M_G = 0 \rightarrow -M_{A-C} \cdot 501,35 + R_{By} \cdot 558,16 - R_{Bx} \cdot 422,24 - R_{Cy} \cdot 1116,32 + R_{Cx} \cdot 844,88 = 0$$

○ CASO 2

- Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{Ax} + R_{Bx} - R_{Cx} = 0$$

- Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ay} - M_{A-C} + R_{By} - R_{Cy} = 0$$

- Sumatoria de momentos en el punto G:

$$\sum M_G = 0 \rightarrow -M_{A-C} \cdot 626,21 + R_{By} \cdot 697,17 - R_{Bx} \cdot 62,83 - R_{Cy} \cdot 1394,35 + R_{Cx} \cdot 125,67 = 0$$

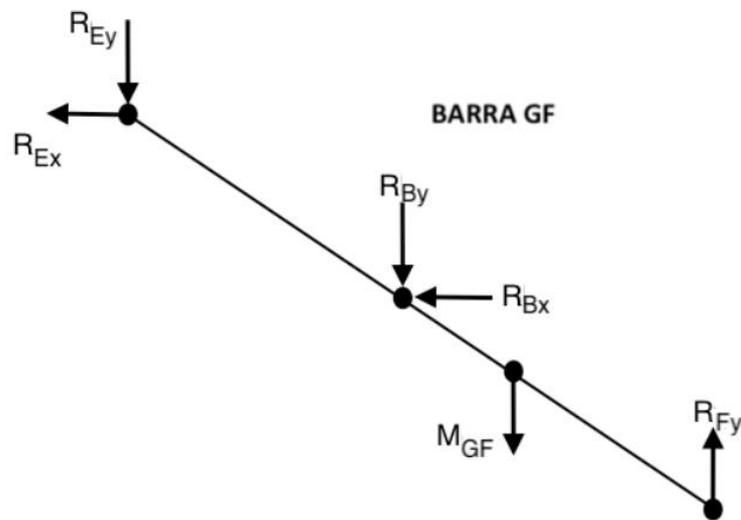


Figura 51. Barra GF

○ CASO 1

- Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{Gx} - R_{Bx} = 0$$

- Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{Gy} - R_{By} - R_{Fy} - M_{G-F} = 0$$

- Sumatoria de momentos en el punto G:

$$\sum M_G = 0 \rightarrow -R_{By} \cdot 558,16 - R_{Bx} \cdot 424,44 - M_{G-F} \cdot 614,97 + R_{Fy} \cdot 1116,32 = 0$$

- o CASO 2

- Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -R_{Gx} - R_{Bx} = 0$$

- Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow -R_{Gy} - R_{By} - R_{Fy} - M_{G-F} = 0$$

- Sumatoria de momentos en el punto G:

$$\sum M_G = 0 \rightarrow -R_{By} \cdot 697,17 - R_{Bx} \cdot 62,83 - M_{G-F} \cdot 768,14 + R_{Fy} \cdot 1394,35 = 0$$

Se resuelve el sistema ecuaciones con la ayuda de Matlab y los resultados son los siguientes:

REACCIONES	CASO 1 [N]	CASO 2 [N]
R _{Ex}	-980	0
R _{Ey}	1845,34	4116
R _{H_y}	9355,08	7085,4
R _{D_x}	24001,18	13455,4
R _{D_y}	-790,86	-13200,6

Tabla 14. Resultados del cálculo estático

REACCIONES	CASO 1 [N]	CASO 2 [N]
R_{Jx}	39901,68	-183691,2
R_{Jy}	142,1	-29664,6
R_{Cx}	15900,5	-197146,6
R_{Cy}	3025,26	-12093,2
R_{Gx}	24001,18	13455,4
R_{Gy}	8810,2	-5870,2
R_{Ax}	-39901,68	183691,2
R_{Ay}	39232,34	-22206,2
R_{Bx}	-24001,18	-13455,4
R_{By}	-35984,62	10329,2
R_{Fy}	-26952,94	4684,4

Tabla 14. Resultados del cálculo estático

Con estos resultados se puede observar que el caso más desfavorable sería el 2, cuando el elevador está empezando a elevarse, ya que, las fuerzas que se producen en este llegan a una mayor magnitud que en el primer caso.

Sabiendo el valor de las dos componentes del punto J podemos calcular la fuerza mínima que debe de generar el cilindro para mantener la estructura estable en ambos casos:

$$\text{CASO 1: } F = \sqrt{R_{Jx}^2 + R_{Jy}^2} = 39901,93 \text{ N}$$

$$\text{CASO 2: } F = \sqrt{R_{Jx}^2 + R_{Jy}^2} = 186071,076 \text{ N}$$

Estos datos nos vuelven a mostrar, por si quedaba duda alguna, de que la peor de las dos situaciones es cuando el elevador empieza a elevarse. Aunque esta todavía no sería la fuerza total que debe realizar el cilindro para mantener la estructura, sino que, hay que multiplicarla por dos, ya que, los cálculos solo estaban hechos para una sola tijera. Quedando entonces que la fuerza es la siguiente:

$$F = 372142,15 \text{ N}$$

Para saber que no hay equivocación en los cálculos que se acaban de realizar, este dato puede servir de comparación con la gráfica que se obtuvo en el análisis dinámico de la siguiente manera. La gráfica representa en el eje X la fuerza en Newton y en el eje Y el tiempo en s. Entonces, como se tiene la velocidad de cualquier punto y además se pueden medir distancias

desde el ensamble hecho en *Solidworks*, se podría medir la distancia que se mueve el punto F desde los 0° hasta los 5,15° y con esto y la velocidad de este punto se calcula el tiempo que tarda en ponerse en esta posición.

$$t = \frac{e}{v} = \frac{1391,84 - 1384,13}{35,568} = 0,21 \text{ s}$$

Si se vuelve a la gráfica de la figura 39 con este valor podemos obtener la fuerza que está generando el cilindro y compararla con la que se acaba de obtener:



Figura 52. Detalle fuerza ejercida por el cilindro

Aproximadamente la fuerza para 0,2 s es de la magnitud de 300.000 N, con lo que se corrobora que no ha habido errores en ninguno de los dos análisis. Las diferencias que puede haber entre un valor y otro son en que uno es un cálculo exacto desde un programa y el otro es un cálculo a mano en donde no se suelen tener en cuenta todos los decimales y, además, en el cálculo hecho a mano hay muchas simplificaciones que no tiene en cuenta el programa que lo ha hecho desde el conjunto. Pero lo más importante es que el resultado de la gráfica es en base al cálculo dinámico y este último es del cálculo estático.

Script de Matlab

```
% CASO 1%

% Definimos la matriz A con las ecuaciones planteadas
anteriormente%

A=[1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 1 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 1055.96 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
-1 0 0 1 0 -1 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 -1 0 0 1 0 -1 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 422.44 558.16 -657.8 -869.14 844.88 1116.32 0 0 0 0 0 0 0
0;
844.88 1116.32 0 -422.44 -558.16 187.08 247.19 0 0 0 0 0 0 0 0 0
0;
0 0 0 -1 0 0 0 0 0 1 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 -1 0 -1 0 0 0 0 0 1 0 0 0 0 0 0;
0 0 -1116.32 422.44 -558.16 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 -1 0 0 0 -1 0 1 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 -1 0 0 0 1 0 1 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 844.88 -1116.32 0 0 0 0 -422.44 558.16 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 -1 0 0 0 -1 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 -1 0 0 0 -1 1;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 -422.44 -558.16 1116.32];

% Definimos la matriz B con los términos independientes de
dichas ecuaciones%

B=[-100; 1142.9; 1008019.59; 100; 25.14; 14032.14; -98520; 0;
25.14; 14032.14; 0; 22.65; 11355; 0; 22.65; 13929.07];
% Resolvemos el sistema%

C=inv(A)*B
```

```
% CASO 2%
```

```
% Definimos la matriz A con las ecuaciones planteadas anteriormente%
```

```
D=[1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 1 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 1394.35 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
-1 0 0 1 0 -1 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 -1 0 0 1 0 -1 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 62.83 697.17 -97.84 -1085.6 125.67 1394.35 0 0 0 0 0 0 0 0  
0;  
125.67 1394.35 0 -62.83 -697.17 27.83 308.75 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0  
0;  
0 0 0 -1 0 0 0 0 0 1 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 -1 0 -1 0 0 0 0 0 1 0 0 0 0 0 0;  
0 0 -1394.35 62.83 -697.17 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 -1 0 0 0 -1 0 1 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 -1 0 0 0 1 0 1 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 125.67 -1394.35 0 0 0 0 -62.83 697.17 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 -1 0 0 0 -1 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 -1 0 0 0 -1 1 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 -62.83 -697.17 1394.35];
```

```
% Definimos la matriz B con los términos independientes de dichas ecuaciones%
```

```
E=[0; 1142.9; 1008019.59; 0; 25.14; 17526.85; -17526.85; 0;  
25.14; 17526.85; 0; 22.65; 14183.66; 0; 22.65; 17398.37];
```

```
% Resolvemos el sistema%
```

```
F=inv(D)*E
```

2.2.3 Dimensionado

➤ Dimensionamiento de la sección de las barras

Para el dimensionamiento de las barras, se realizará el estudio para la que se encuentre más solicitada que, en este caso, es la barra E-C (figura 53), asegurando de esta manera que todas las demás barras serán válidas.

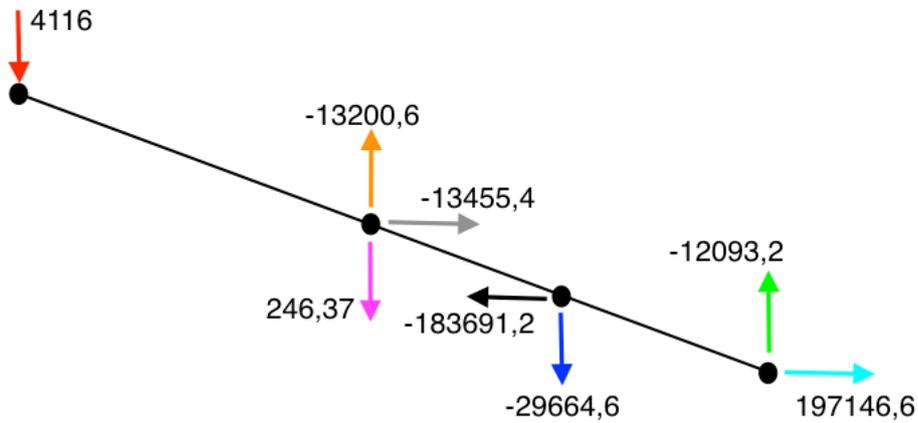


Figura 53. Barra más solicitada

Para simplificar el estudio lo primero que se realizará será colocar la barra de manera horizontal trasladando las reacciones horizontales y verticales que se han generado en la barra a $5,15^\circ$. Con lo cual, la barra quedaría:

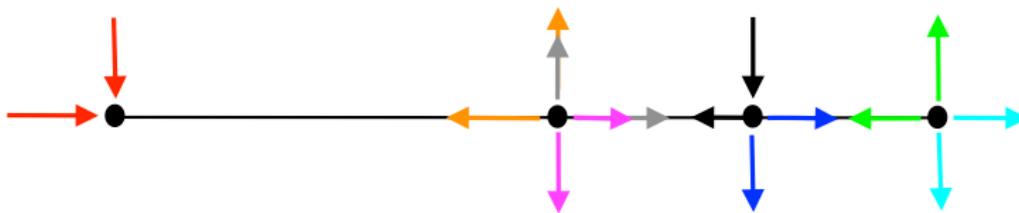


Figura 54. Barra más solicitada girada $5,15^\circ$

REACCIÓN	HORIZONTALES [N]	VERTICALES [N]
Roja	369,47	4099,38
Naranja	-1184,93	-13147,31
Gris	1207,8	13401,08
Rosa	22,12	245,38

Tabla 15. Resultados esfuerzos horizontales

REACCIÓN	HORIZONTALES [N]	VERTICALES [N]
Negra	-182949,66	-16488,76
Azul	-2662,797	-29544,85
Verde	-1085,53	-12044,38
Turquesa	-196350,74	-17696,56

Tabla 15. Resultados esfuerzos horizontales

Ahora se representará la barra con las reacciones que solo generan esfuerzo axial:

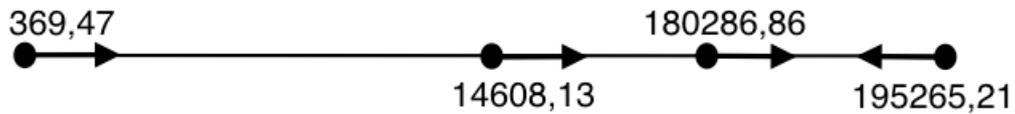


Figura 55. Esfuerzos que generan axil

Tras hacerle los cortes correspondientes a la barra y haber calculado los axiles que genera, el diagrama de esfuerzos axiales es:

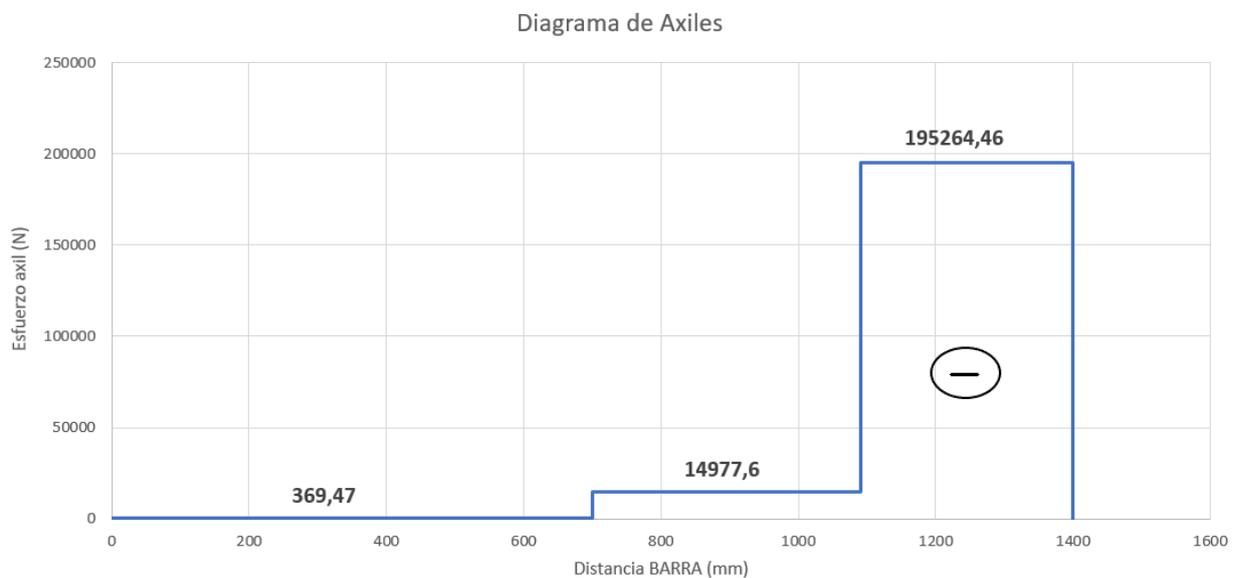


Figura 56. Diagrama axil barra

Ahora se representará la barra con las reacciones que solo generan momento flector:

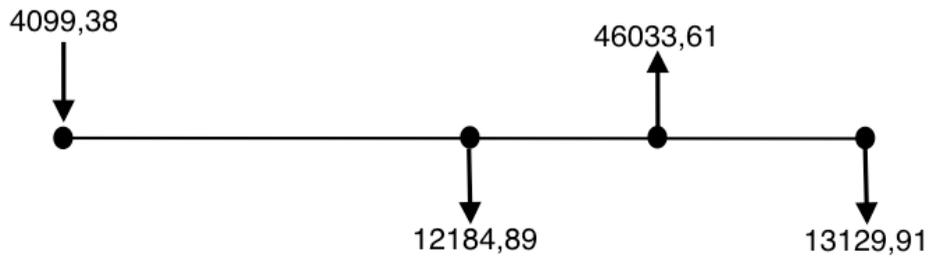


Figura 57. Esfuerzos que generan momento flector

Tras hacerle los cortes correspondientes a la barra y haber calculado los momentos que genera, el diagrama de esfuerzos de momentos flectores es:

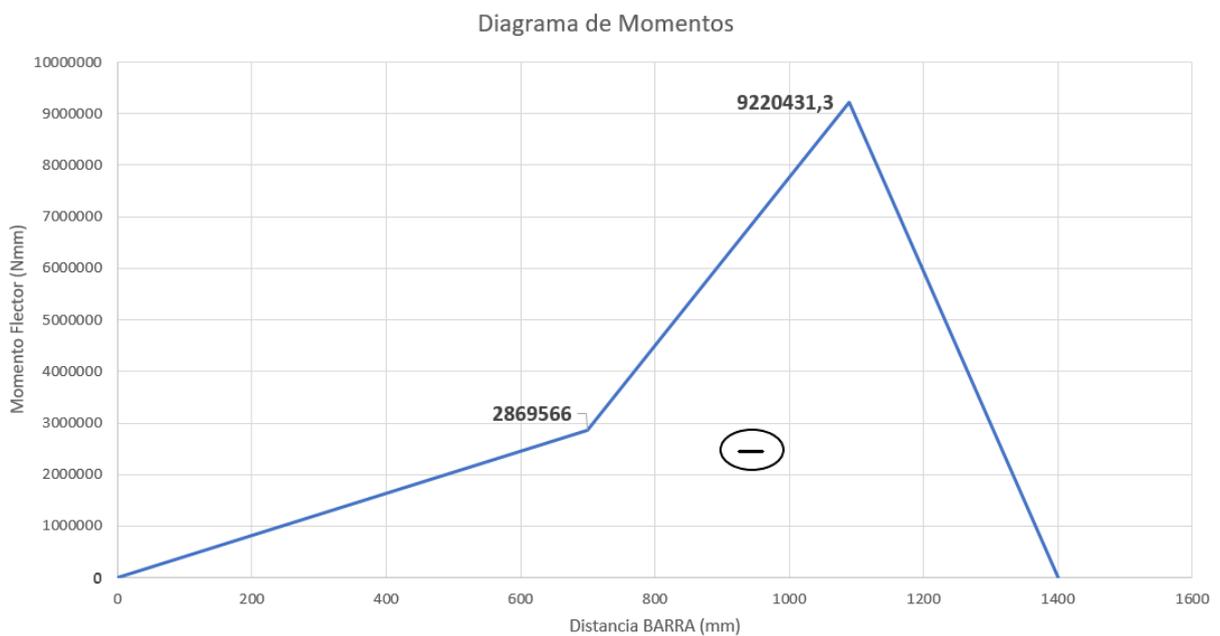


Figura 58. Diagrama momento flector barra

Se van a despreciar las tensiones tangenciales, ya que, en comparación con las normales son significativas.

Estos esfuerzos generan tensiones normales que se pueden calcular aplicando la ecuación de Navier:

$$\frac{\sigma_{adm}}{s} \geq \frac{N}{A} + \frac{M_f}{w} \quad (9)$$

donde, s es el coeficiente de seguridad y su valor será el que está estipulado por la normativa, N es el axil máximo calculado [N], A es el área de la sección de la barra [mm^2], M_f es el momento flector máximo calculado [$\text{N}\cdot\text{mm}$] y w el módulo resistente de la barra [mm^3].

Sustituyendo en la fórmula (9):

$$\frac{275}{1,5} \geq \frac{195264,46}{A} + \frac{-9220431,3}{w}$$

Para empezar la iteración y sea más fácil encontrar una solución, se puede despreciar el axil y despejamos el módulo resistente. Y a partir de este valor empezamos la iteración de la siguiente manera, elegimos un perfil y sustituimos el área y el módulo resistente, despejando el coeficiente de seguridad hasta que sea 1,5 o mayor.

Mi solución finalmente fue un perfil de sección rectangular de área (110 x 60) mm y de espesor 11 mm.

Se procede a hacer la comprobación de la barra a pandeo:

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{trabajo} \quad \frac{\sigma_{adm}}{s} \geq \frac{N}{A} \cdot w \quad (10)$$

donde, N es el axil máximo calculado [N], A es el área de la barra [mm^2] y w el coeficiente de pandeo.

El coeficiente de pandeo se ha calculado en función de lo estipulado en la normativa:

$$\lambda' = \frac{\lambda \cdot \sqrt{\frac{fy}{E}}}{\pi}$$

donde, λ es la esbeltez, fy es la tensión admisible y E es el módulo de Young.

Para poder aplicar la fórmula (10), calculamos la esbeltez:

$$\lambda = \frac{L_p}{i_{min}} = \frac{L_{real} \cdot \beta}{i_{min}} \quad (11)$$

donde, L_p es la longitud de pandeo, i_{min} es el radio mínimo [mm], L_{real} es la longitud de la barra [mm] y β es el factor de longitud efectiva.

El factor de longitud efectiva se elige en función de [8]:

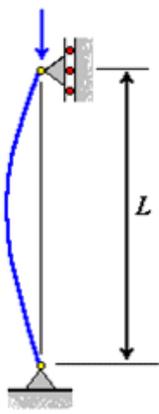
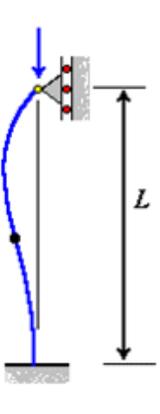
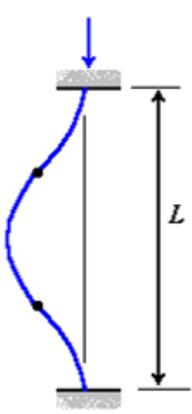
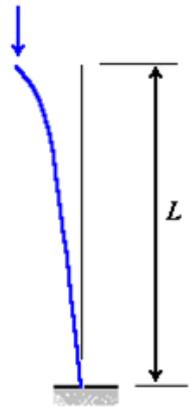
Columna articulada-articulada	Columna empotrada-articulada	Columna empotrada-empotrada	Columna empotrada-libre
			
$L_e = L$	$L_e = 0.699L$	$L_e = 0.5L$	$L_e = 2L$
$K = 1$	$K = 0.699$	$K = 0.5$	$K = 2$

Figura 59. Factor de longitud efectiva

Sustituyendo en la fórmula (11):

$$\lambda = \frac{1400 \cdot 1}{26,1} = 53,64$$

Aplicando la fórmula (1):

$$\lambda' = \frac{53,64 \cdot \sqrt{\frac{275}{2 \cdot 10^6}}}{\pi} = 0,2$$

Como $0 < \lambda' \leq 1,195$ aplicamos la siguiente fórmula y sustituyendo da:

$$w = \frac{1}{(1 - 0,195 \cdot \lambda' - 0,185 \cdot \lambda'^{2,5})} = 1,044$$

Para finalizar aplicamos la fórmula (10) expuesta:

$$\frac{275}{1,5} \geq \frac{195264,46}{3690} \cdot 1,044$$

$$183 > 55,25$$

Según los valores obtenidos, la barra para la carga aplicada no pandeará.

➤ **Dimensionamiento de los pasadores**

Con el objetivo de no tener varios tipos de pasadores para conseguir que el montaje y la selección de componentes sean más simples y se hagan rápidamente se van a analizar los esfuerzos y elegir la sección para el pasador más desfavorable. En función de la longitud hay 4 tipos de pasadores:

- Pasadores del cilindro que se corresponde con los nodos A y J.
- Pasadores medios que se corresponden con los nodos B y D.
- Pasadores de unión que se corresponden con los nodos G y C.
- Pasadores de las sujeciones que se corresponden con los los nodos E y A.

Se hace un inciso para aclarar que para hacer el cálculo estático se hizo la simplificación que se ha explicado anteriormente y se ha visto en la imagen proporcionada en ese apartado, pero en realidad el cilindro no está apoyado en el nodo A.

En este apartado no se dimensionará los pasadores del cilindro ni los de las sujeciones porque tendrán su apartado correspondiente, ya que, también se dimensionará las pletinas que los acompañan.

Se procede a mostrar los esfuerzos a los que está sometido cada tipo de pasador:

PASADOR	NODOS	ESFUERZO		
		X	Y	MÓDULO
Medio	B	-24001,18	-35984,62	43254,47
	D	24001,18	-790,86	24014,2
De unión	G	24001,18	8810,2	25567,09
	C	197146,6	12093,2	197517,15

Tabla 16. Esfuerzos de pasador medio y de unión

Después de haber elegido los valores de esfuerzos más desfavorables comparando el caso 1 y el 2 para cada nodo, se escogerán para cada pasador el nodo más crítico.

Teniendo todo esto en cuenta, se procede a dimensionar los pasadores a fallo por cortante y por aplastamiento.

· Fallo por cortante

$$\tau_{adm} \geq \tau_{trabajo} \quad \tau_{adm} = \frac{\tau_a}{S} \quad (12)$$

Sustituyendo:

$$\frac{\tau_a}{S} = \frac{P}{A} \quad (13)$$

Siendo el área:

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Sustituyendo el área en la fórmula (13) y despejando el diámetro quedaría:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot P \cdot S}{\tau_a \cdot \pi}}$$

· Fallo por aplastamiento

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{trabajo} \quad \sigma_{adm} = \frac{\sigma_a}{S} \quad (14)$$

Sustituyendo:

$$\frac{\sigma_a}{S} = \frac{P}{A} \quad (15)$$

Siendo el área:

$$A = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Sustituyendo el área en la fórmula (15) y despejando el diámetro quedaría:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot P \cdot s}{\sigma_a \cdot \pi}}$$

La tensión admisible elegida para los pasadores es escogida de la estipulada en la normativa:

σ_{adm} [N/mm ²]	373
τ_{adm} [N/mm ²]	264

Tabla 17. Tensión admisible

Finalmente, los diámetros de los pasadores serán los siguientes:

PASADOR	CARGA	DIÁMETRO MÍNIMO [mm]		DIÁMETRO ELEGIDO [mm]
		CORTANTE	APLASTAMIENTO	
Medio	43254,47	14,44	12,15	35
De unión	197517,15	30,86	25,96	35

Tabla 18. Diámetros finales pasador medio y de unión

➤ Dimensionamiento de la sujeción del cilindro

Para dimensionar el pasador realizamos la misma operación que en el apartado anterior, además de utilizar la misma tensión admisible.

PASADOR	NODOS	ESFUERZO		
		X	Y	MÓDULO
Cilindro	A	183691,2	-22206,8	185028,64
	J	-183691,2	-29664,6	186071,07

Tabla 19. Esfuerzos de pasador cilindro

El diámetro para los pasadores del cilindro será el siguiente:

PASADOR	CARGA	DIÁMETRO MÍNIMO [mm]		DIÁMETRO ELEGIDO [mm]
		CORTANTE	APLASTAMIENTO	
Cilindro	186071,07	29,95	25,2	40

Tabla 20. Diámetro final pasador cilindro

No se le ha puesto el diámetro de 35 mm como en el caso anterior debido a las características que tiene el cilindro seleccionado, que se verá en selección de componentes.

Ahora se va a calcular las chapas de unión con el pasador según el Documento Básico SE-A Seguridad estructural Acero. Se deben disponer de forma que se eviten excentricidades y se produzcan las mínimas distorsiones en las líneas de fuerza. Se puede dimensionar teniendo el espesor prefijado o la geometría prefijada (figura 60), en este caso, utilizaremos la segunda opción y así también se puede obtener el espesor.

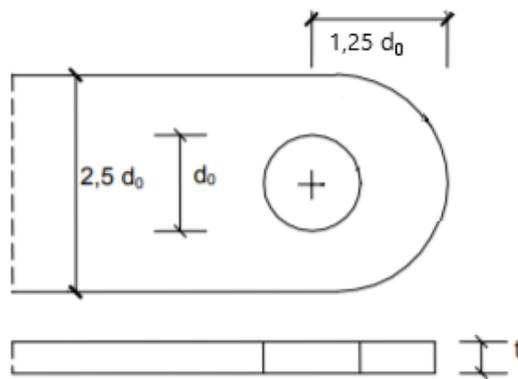


Figura 60. Geometría prefijada

Se parte de las siguientes fórmulas:

$$t \geq \sqrt{\frac{F_{Ed}}{f_{yd}}} = \sqrt{\frac{F_{Ed}}{\frac{f_y}{\gamma_M}}} \quad (16)$$

$$d_0 \leq 2,5 \cdot t \quad (17)$$

siendo, t el espesor de la chapa [mm], F_{Ed} es el valor de cálculo de la carga concentrada, f_y tensión del límite elástico del material base [N/mm²], γ_M es el coeficiente de seguridad del material y d_0 el diámetro del pasador [mm].

Sustituyendo, los valores que definen la geometría serán los siguientes:

ESPESOR [mm]		DIÁMETRO [mm]	
MÍNIMO	ELEGIDO	MÁXIMO	ELEGIDO
22,37	25	59,678	40
LONGITUD DE CHAPA [mm]		DISTANCIA DESDE EL CENTRO HACIA ARRIBA [mm]	
100		50	

Tabla 21. Resultados de geometría pletina del cilindro

➤ **Dimensionamiento de las sujeciones de las barras con la base**

Para dimensionar en este apartado se realiza lo mismo que en el apartado anterior por lo que solo se facilitarán los datos de partida y los resultados:

PASADOR	NODOS	ESFUERZO		
		X	Y	MÓDULO
Sujeciones	A	183691,2	-22206,8	185028,64
	E	0	4116	4116

Tabla 22. Esfuerzos de pasador sujeción

El diámetro de los pasadores de las sujeciones será:

PASADOR	CARGA	DIÁMETRO MÍNIMO [mm]		DIÁMETRO ELEGIDO [mm]
		CORTANTE	APLASTAMIENTO	
Sujeciones	186071,07	29,95	25,2	35

Tabla 23. Diámetro final pasador sujeción

Sustituyendo, los valores que definen la geometría serán los siguientes:

ESPESOR [mm]		DIÁMETRO [mm]	
MÍNIMO	ELEGIDO	MÁXIMO	ELEGIDO
22,23	25	55,59	35
LONGITUD DE CHAPA [mm]		DISTANCIA DESDE EL CENTRO HACIA ARRIBA [mm]	
75		37,5	

Tabla 24. Resultado de geometría pletina de la base

➤ **Dimensionamiento del eje de las ruedas**

El eje del que dispone el primer diseño tiene una longitud de 570 mm acorde a las necesidades que exigen las bases superior e inferior y para este realizar este dimensionado el eje se supone apoyado fijo en sus dos extremos (figura 61).

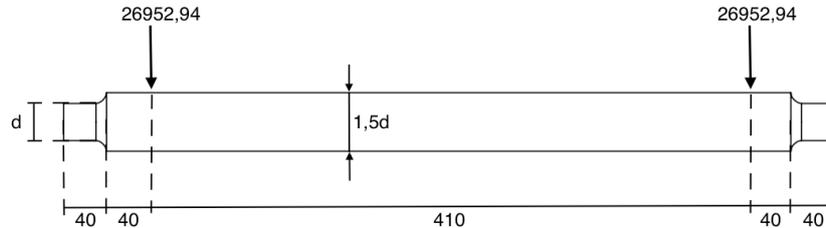


Figura 61. Distribución de cargas en eje

Las cargas representadas simulan la fuerza que ejerce la barra sobre el eje y se ha elegido la más crítica de los dos casos. Haciéndole los cortes necesarios se calcula el diagrama de momentos flectores, que es el siguiente:

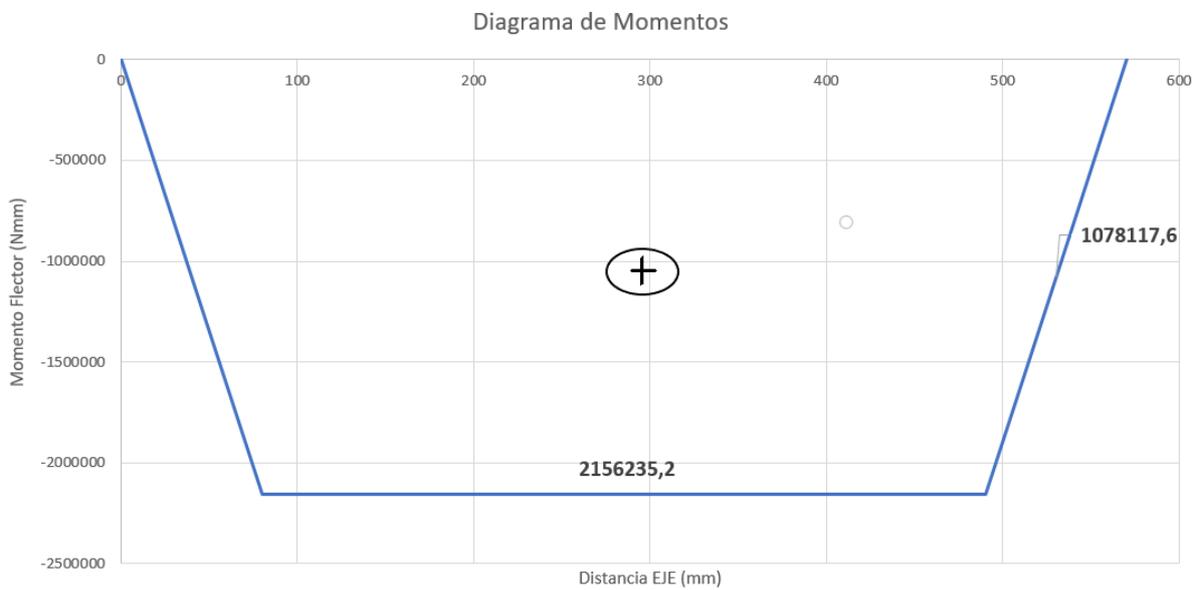


Figura 62. Diagrama momento flector eje

Ahora se procede a estudiar, con la ayuda de Navier, los puntos que pueden ser más desfavorables, que se encuentran:

- A 40 mm correspondiéndose con el cambio de sección. Cuando se aplique la fórmula el diámetro que se debe de introducir es d.
- A los 80 mm donde se encuentra el mayor momento flector. Cuando se aplique la fórmula el diámetro que se debe de introducir es 1,5d.

La fórmula que se va a utilizar:

$$\sigma_n = -\frac{M_f}{I} \cdot y \quad (18)$$

siendo, M_f el momento que corresponda para cada punto [N·mm], y es la distancia del extremo de la sección hasta la fibra neutra [mm] e I es la inercia de una sección circular [mm⁴].

· $x = 40 \text{ mm}$

$$\sigma_n = \frac{1078117,6}{\frac{\pi \cdot d^4}{64}} \cdot \frac{d}{2} = \frac{10981615,7}{d^3}$$

· $x = 80 \text{ mm}$

$$\sigma_n = \frac{2156235,2}{\frac{\pi \cdot 1,5 \cdot d^4}{64}} \cdot \frac{1,5 \cdot d}{2} = \frac{6507624,12}{d^3}$$

La de mayor valor es la que se produce a los 40 mm, por lo tanto, es esta la que se utilizará para el dimensionado.

Cuando hay un cambio de sección se pueden producir concentraciones de esfuerzos, pero utilizando un material dúctil, como lo es el acero, no los hay que tener en cuenta. Con esto y despreciando las tensiones tangenciales, se dimensiona despejando el diámetro:

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{trabajo} \quad \frac{355}{1,5} > \frac{10981615,7}{d^3} \quad d \geq 34,93 \text{ mm}$$

Con lo cual, se eligió para el diámetro de los extremos del eje $d=35 \text{ mm}$ y para la parte central un diámetro de $D=55 \text{ mm}$.

➤ **Dimensionamiento de los rodamientos**

Como los rodamientos se van a encontrar en los extremos de los ejes, se ha calculado la carga que soportan planteando la siguiente viga:



Figura 63. Distribución de cargas rodamientos

Al ser simétrica las reacciones R_a y R_b tienen el mismo valor y es 26952,94 N. Como es la misma carga, que era de esperar, ya que, la estructura es simétrica, se pueden poner el mismo tipo de rodamientos en ambos lados.

Una vez obtenida la carga, se procede a calcular la capacidad de cada rodamiento con la siguiente fórmula:

$$C = L_{10}^{\frac{1}{P}} \cdot R \quad (19)$$

siendo, C la capacidad de carga [N], L_{10} la vida estimada en millones de revoluciones [millones de rev], P que es un factor que depende de si es un rodamiento de bolas o de rodillos y R la carga aplicada [N].

Para poder calcular L_{10} primero se necesita saber la vida útil que debe tener el rodamiento para la aplicación que se le va a dar. Y esto lo obtenemos del catálogo de SKF [9] (figura 64).

Escogí un valor medio entre los valores que me proporcionaba el catálogo, la vida útil especificada será de 5000 h.

Tabla 9	
Valores orientativos de la vida útil especificada de los diferentes tipos de máquinas	
Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000

Figura 64. Vida útil del rodamiento

Sabiendo la velocidad del nodo F y el radio del eje que es donde se va a implantar el rodamiento, se calcula las revoluciones:

$$v = w \cdot r \quad w = \frac{v}{r} = \frac{35,8214}{17,5} = 2,046 \frac{rad}{s}$$

Y, ahora sí, se calcula la vida estimada en millones de revoluciones:

$$L_{10} = 5000 h \cdot \frac{60 \text{ min}}{h} \cdot \frac{2,046 \text{ rad}}{s} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \cdot \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \cdot \frac{1 \text{ millón rev}}{10^6 \text{ rev}} = 5,86 \text{ millones rev}$$

Como el rodamiento que se va a seleccionar será de rodillos el factor P será 10/3.

Y aplicando la fórmula (19) el resultado es:

$$C_a = C_b = 5,86^{\frac{1}{3}} \cdot 26952,94 = 45811,597 N$$

A partir de este valor, en el ANEXO 3, se elegirán los rodamientos.

➤ Dimensionamiento de la base superior

Para este caso no tenía claro cuál de los dos casos era el más desfavorable aun habiendo calculado las reacciones, por tanto, se calcularon los diagramas de esfuerzos para ambos.

○ CASO 1

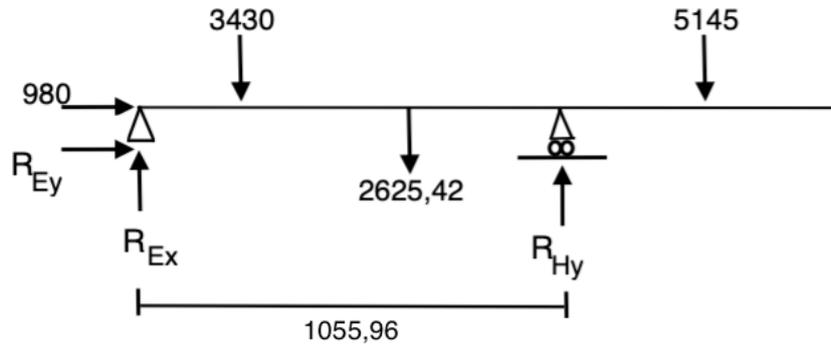


Figura 65. Base superior caso 1

Se realiza el cálculo de reacciones:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow R_{Ex} = -980$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_{Ey} + R_{Hy} = 3500 + 5250 + 2679$$

$$\sum M_E = 0 \rightarrow -3500 \cdot 70 + R_{Hy} \cdot 1055,96 - 2679 \cdot 790,48 - 5250 \cdot 1470 = 0$$

siendo las soluciones $R_{Ex} = -980 N$, $R_{Ey} = 1845,34 N$ y $R_{Hy} = 9355,08 N$, se procede al cálculo de momentos flectores despreciando las tensiones tangenciales y el diagrama sería:

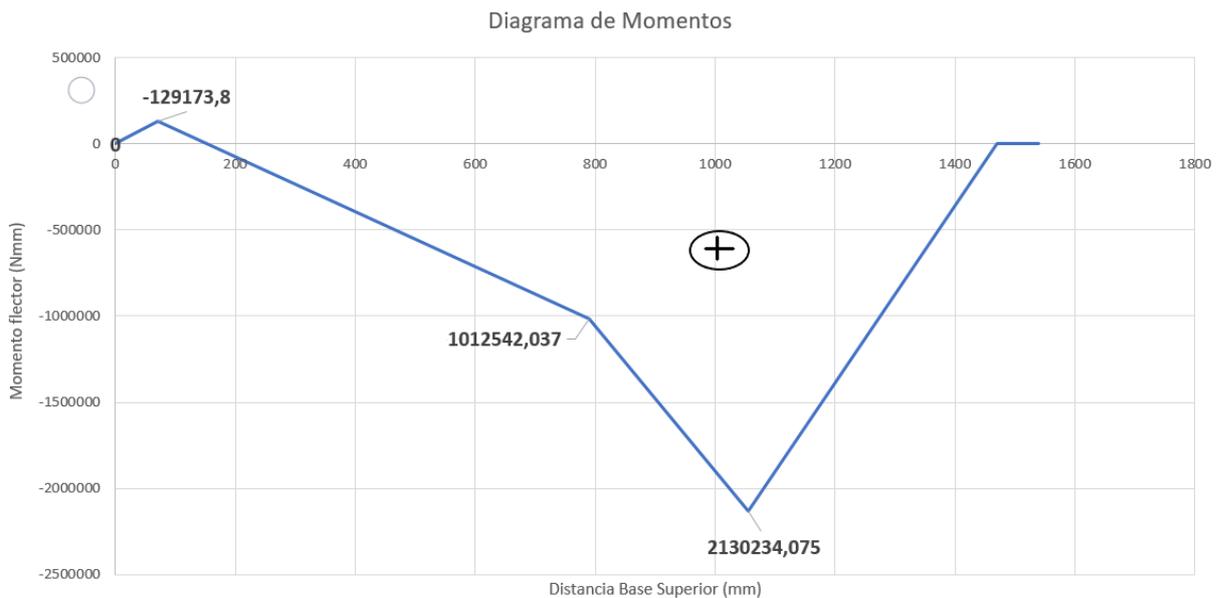


Figura 66. Diagrama de momento flector base superior caso 1

○ CASO 2

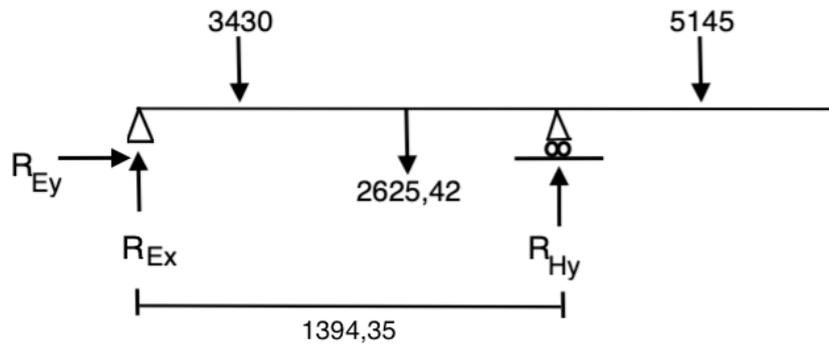


Figura 67. Base superior caso 2

Se realiza el cálculo de reacciones, de la misma manera y los resultados son $R_{Ex} = 0 \text{ N}$, $R_{Ey} = 4116 \text{ N}$ y $R_{Hy} = 7085,4 \text{ N}$. A continuación, se calculan los esfuerzos flectores siendo el diagrama:

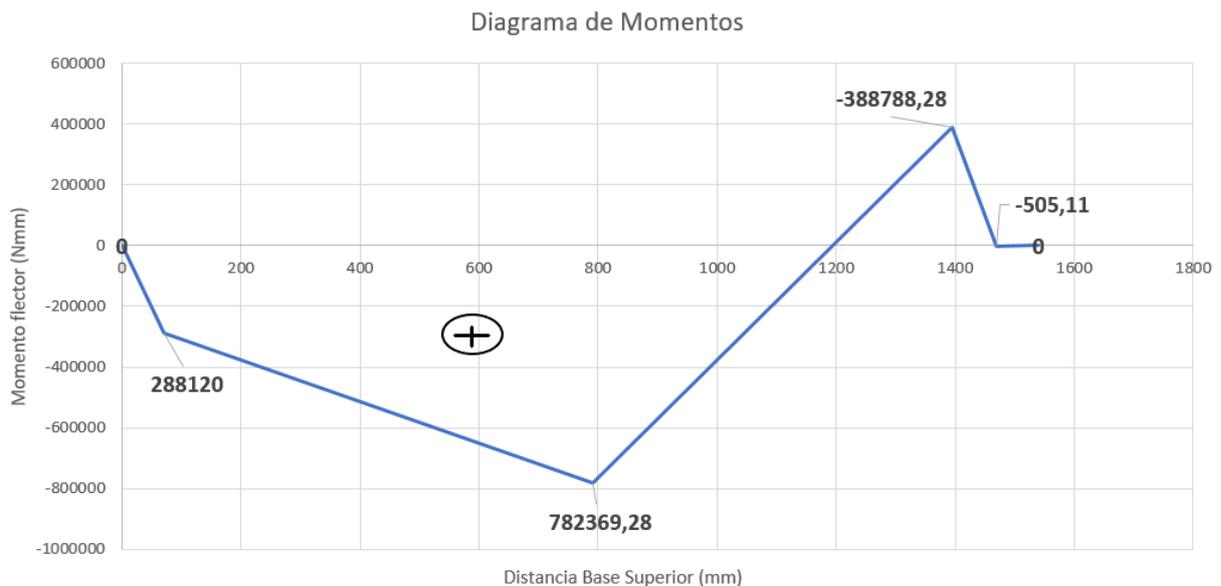


Figura 68. Diagrama de momento flector base caso 2

El valor más crítico se da en el nodo H del caso 1, por tanto, dimensionamos con estos datos y aplicando la fórmula de Navier, ya explicada en apartados anteriores. La única diferencia será la inercia, que esta será de una sección rectangular. La b será la longitud de la base y e el espesor.

Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículos

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_{trabajo} \quad \frac{275}{1,5} > \frac{2130234,075 \cdot e}{\frac{1}{12} \cdot b \cdot e^3} \cdot \frac{e}{2} \quad e \geq 7,77 \text{ mm}$$

Poniéndole un espesor a la base mayor de 7,77 mm cumplirá sin problema la carga a la que está sometida.

ANEXO 2

ENSAYOS CAE

1 Introducción Solidworks Simulation

Como el análisis está realizado sobre una pieza y no sobre un conjunto el procedimiento a seguir es muy sencillo y se explicará brevemente a continuación:

1. Lo primero que se debe hacer es abrir el análisis estático desde la pieza. Siguiendo la enumeración de la siguiente imagen:

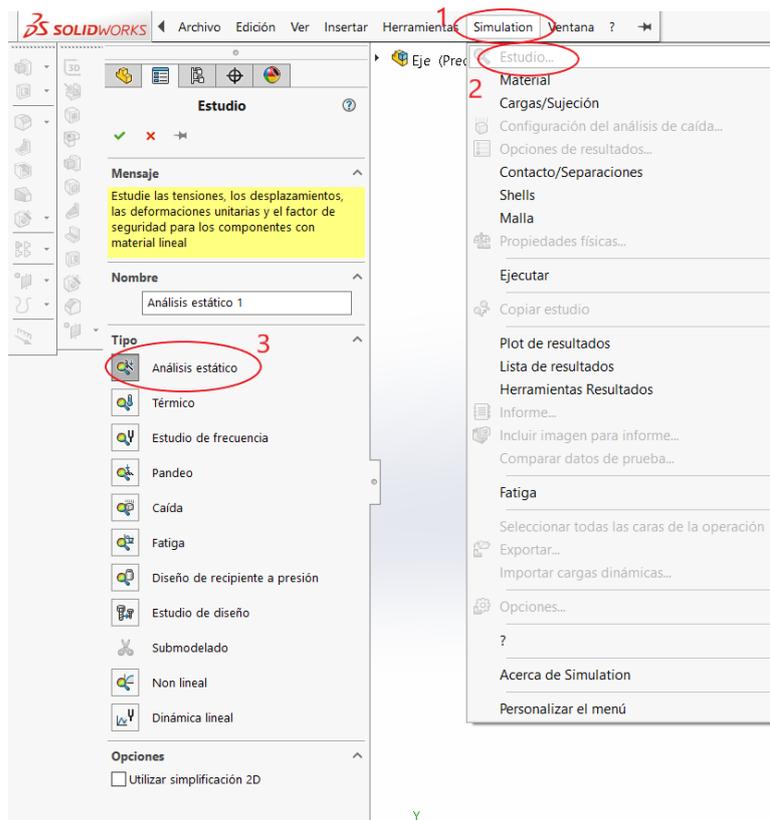


Figura 69

2. Una vez abierto, nos aparece la siguiente ventana:

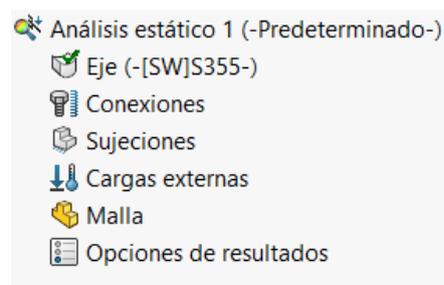


Figura 70

Por el orden que nos muestra la imagen procedemos a ir completando:

- a) Primero comprobamos que el material este implementado, si es así, nos vamos directamente a sujeciones, donde nos aparece lo siguiente:



Figura 71

Lo único que se tiene que hacer es elegir el tipo y la ubicación. En el desarrollo de los diferentes estudios se han utilizado los 3 tipos de geometría:

- Geometría fija: es inamovible, no permite movimiento.
- Rodillo: permite traslación y giro.
- Bisagra: permite giro, pero no traslación.

- b) Seguimos con las cargas externas que, en este caso, las únicas que utilizamos son fuerza y gravedad. En la ventana de fuerza se indica el valor con sus unidades correspondientes, la ubicación y la dirección. El único matiz es que si quieres ubicar

una fuerza en solo una parte de la cara hay que realizar una partición de croquis antes.

- c) Después, se crea la malla con la densidad más fina posible para que los resultados que se obtengan sean lo más exactos posibles.
- d) Por último, ejecutamos y analizamos los resultados.

Antes de empezar a estudiar cada componente del elevador, se proporciona una tabla resumen con los datos más relevantes utilizados para cada análisis:

ELEMENTO	MATERIAL	SITUACIÓN DE LA CARGA	ESFUERZOS [N]	
			X	Y
		NODOS		
BARRA SUPERIOR	S275	E	369,47	4099,38
		D	14608,13	12184,89
		J	180286,86	46033,61
		C	195265,21	13129,91
SUJECIÓN CILINDRO	S355	J	186691,2	29664,6
EJE	S355	F	0	26952,94
BASE INFERIOR	S275	A	183691,2	22206,2
		ZONA		
BASE SUPERIOR	S275	PRTE DELANTERA	0	3430
		PARTE TRASERA	0	5145
		LATERAL DELANTERO	980	0
	CLASE	TIPO		
PASADORES	8.8	Cilindro inferior	183691,2	29664,6
		Cilindro superior	183691,2	29664,6
		Medio	24001,18	35984,62
		De unión	197146,6	12093,2
		De sujeción	183691,2	- 22206,8

Tabla 25. Resumen datos relevantes

2 Estudio de la barra más solicitada

El problema que se planteó a la hora de realizar el análisis de la barra fue que, justo donde están aplicadas las cargas es donde también está sujeta, por lo tanto, para que el estudio se pareciera lo más posible a la realidad se hicieron 3 análisis distintos para la misma.

2.1 Estudio 1 de la barra

Esta barra se encuentra apoyada en los nodos D y C mediante bisagras. Colocamos las cargas horizontales y verticales del nodo E sin ningún problema, pero para las cargas que se encuentran aplicadas simulando la sujeción del cilindro, hubo que realizar una partición de croquis antes de situarlas.

Tras esto, se procedió a implementar el efecto de la gravedad simulando el peso propio de la barra y, por último, se creó el mallado:

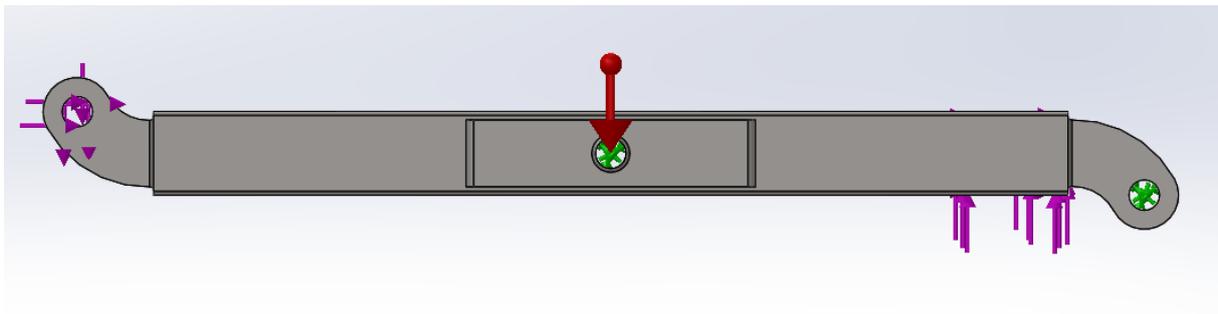


Figura 72. Estudio 1 de la barra

Una vez ejecutado el estudio para esta situación, se obtiene los siguientes resultados basados en el criterio de Von Mises (tabla 26 y figura 73):

TENSIÓN MÁXIMA [MPa]	FACTOR DE SEGURIDAD MÍNIMO
244,125	1,13

Tabla 26. Resultados estudio 1 de la barra

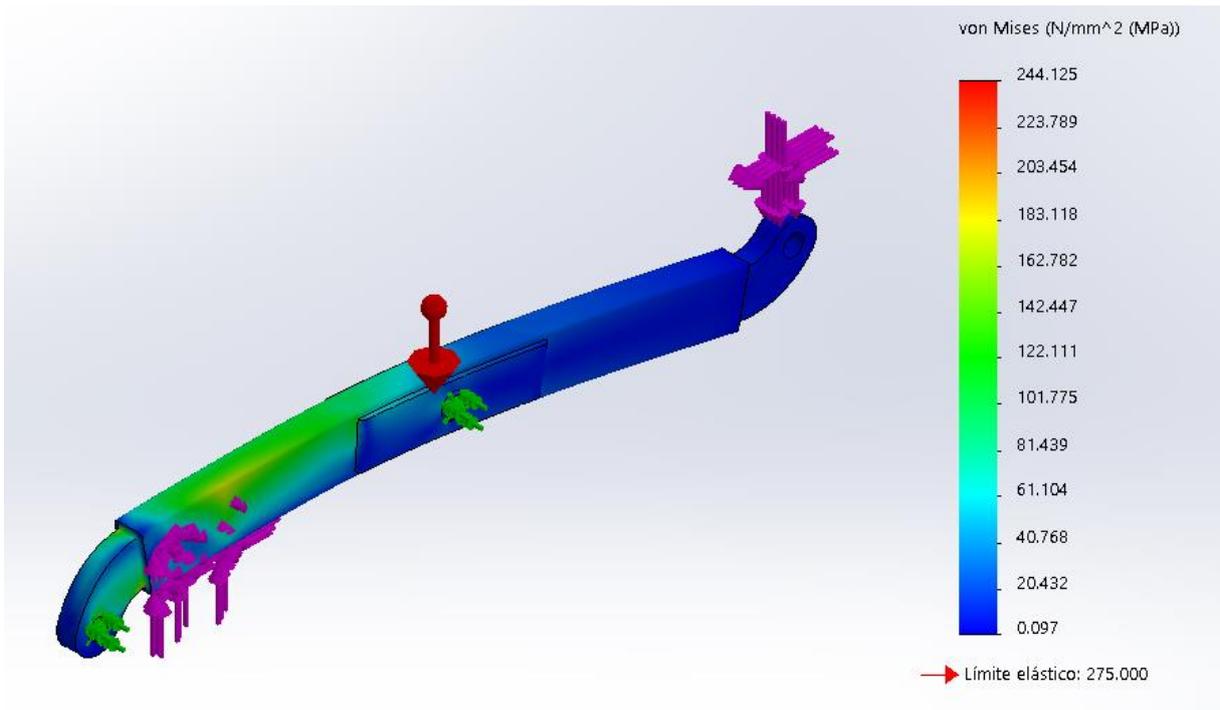


Figura 73. Resultados estudio 1 de la barra

La figura 74 muestra los círculos rojos representando las zonas donde se dan las tensiones máximas y el naranja, aunque no llega a la tensión máxima, es también un punto crítico de la barra en esta situación.

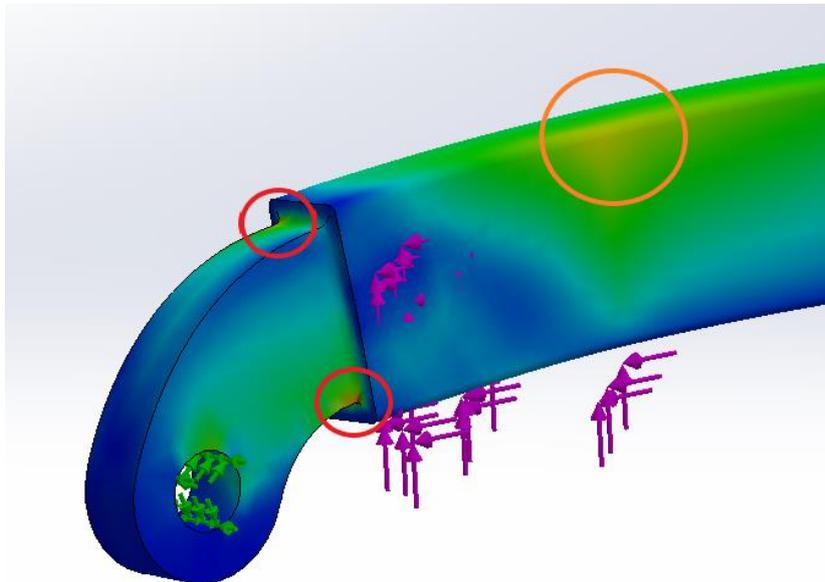


Figura 74. Zonas de tensión máxima

En el punto crítico citado, se da una tensión máxima de 176,3 MPa (figura 75), lo que resulta en un factor de seguridad de 1,56.

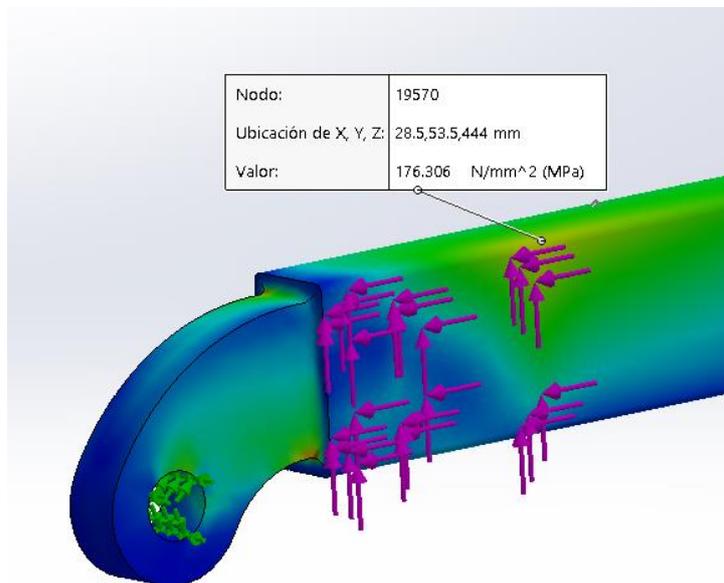


Figura 75. Tensión de uno de los puntos más críticos

2.2 Estudio 2 de la barra

Esta barra se encuentra apoyada en los nodos E y D mediante bisagras y tiene aplicadas las cargas en donde iría la sujeción del cilindro y en el nodo C (figura 76).

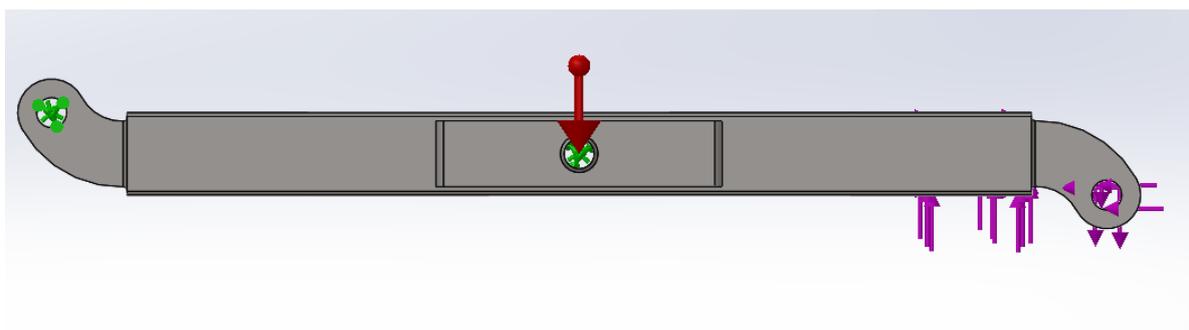


Figura 76. Estudio 2 de la barra

En este caso, se obtiene los valores de la tabla 27:

TENSIÓN MÁXIMA [MPa]	FACTOR DE SEGURIDAD MÍNIMO
556,10	0,5

Tabla 27. Resultados estudio 2 de la barra

En la figura 77 se aprecia una flecha roja en la parte intermedia de la escala de valores indicando que se sobrepasa al límite elástico.

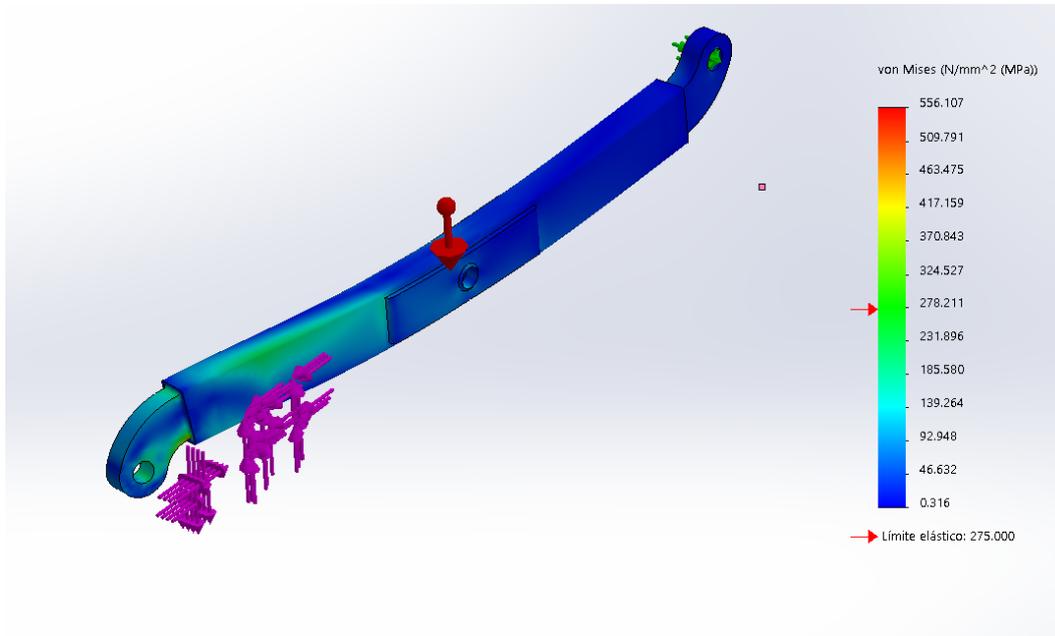


Figura 77. Resultados estudio 2 de la barra

Las tensiones máximas se vuelven a dar en el mismo lugar, al igual que uno de los puntos críticos que es el mismo que el mencionado anteriormente. En esta situación el valor de tensión en el punto crítico es:

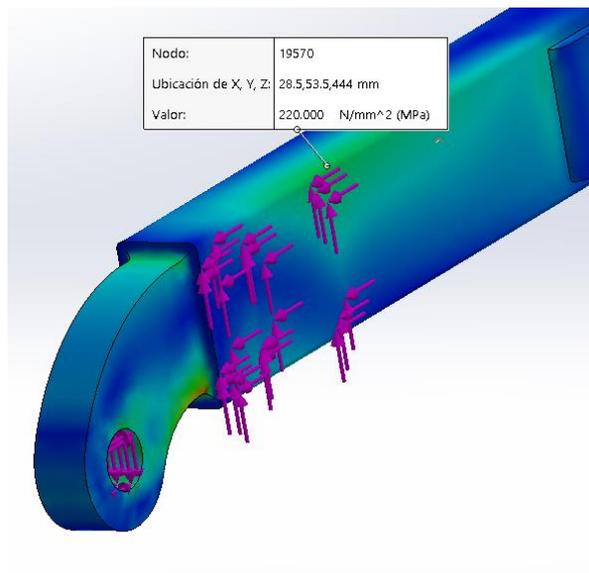


Figura 78. Tensión de uno de los puntos más críticos

Con lo que el factor de seguridad sería de 1,3.

2.3 Estudio 3 de la barra

Esta barra se encuentra apoyada en los nodos E y C mediante bisagras y tiene aplicadas las cargas en donde iría la sujeción del cilindro y en el nodo D (figura 79).

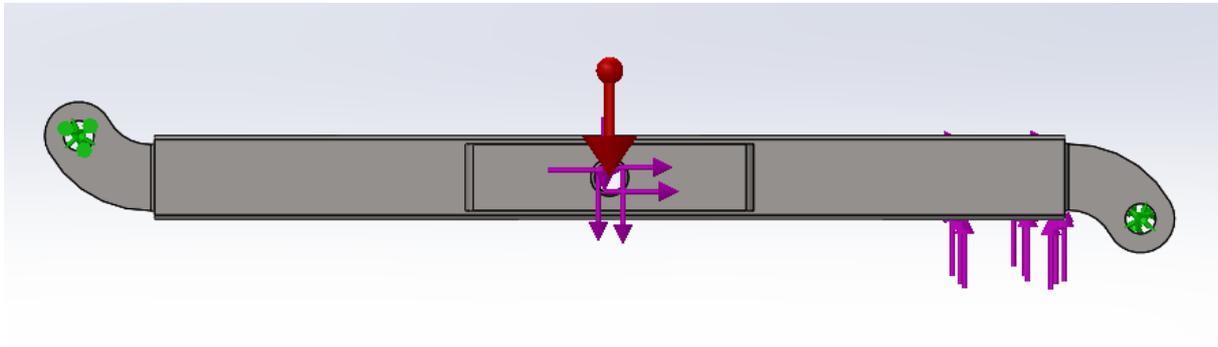


Figura 79. Estudio 3 de la barra

En esta simplificación, se ha obtenido lo representado en la tabla 28 y figura 80:

TENSIÓN MÁXIMA [MPa]	FACTOR DE SEGURIDAD MÍNIMO
521,09	0,53

Tabla 28. Resultados estudio 3 de la barra.

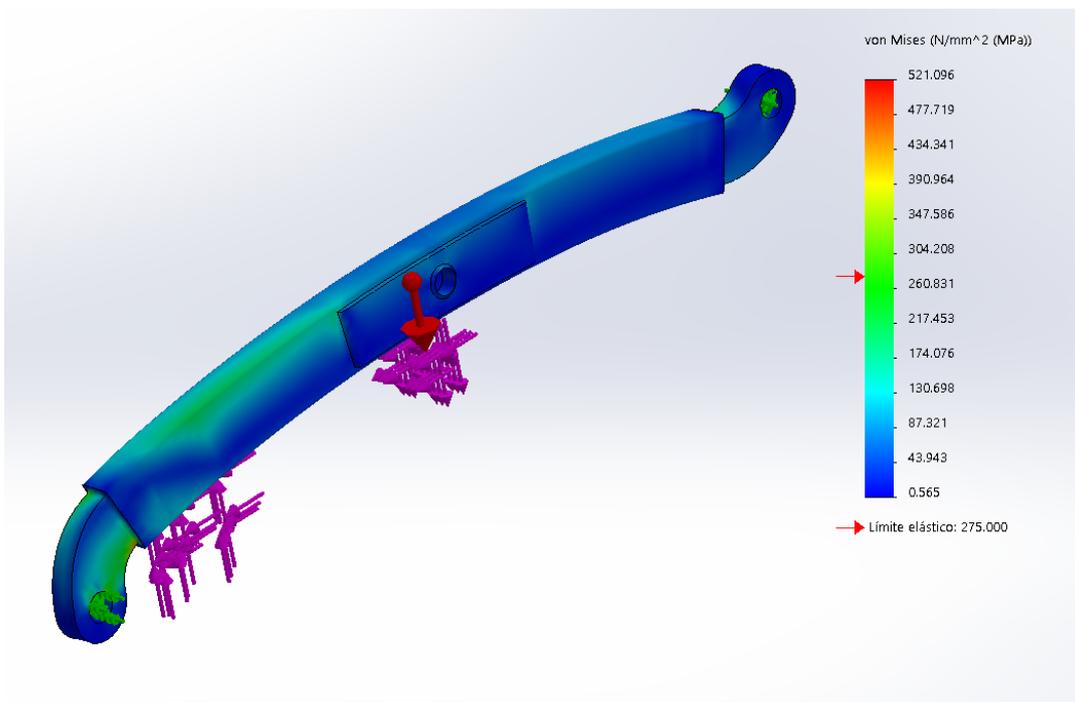


Figura 80. Resultados estudio 3 de la barra

Y una vez más, la tensión máxima y uno de los puntos más críticos es el mismo que en las otras dos situaciones. Siendo el valor de tensión de este último:

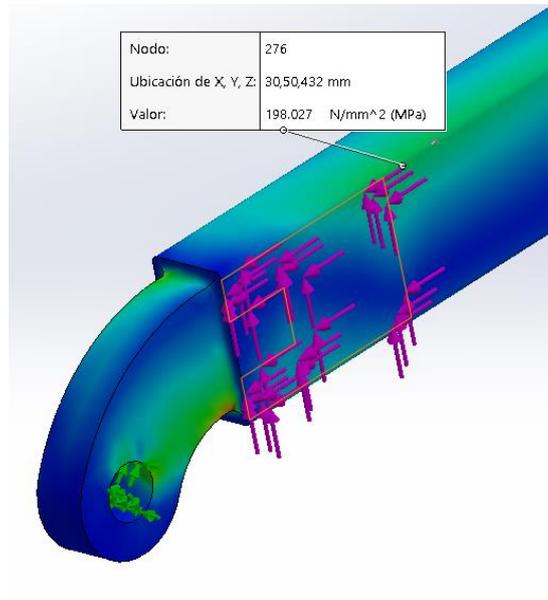


Figura 81. Tensión de uno de los puntos más críticos

Por lo tanto, el valor del factor de seguridad es 1,4.

Concluyendo, por lo que se ha podido observar en los estudios 2 y 3 la tensión máxima sobrepasa al límite elástico, lo que significa que la barra sufrirá deformación permanente. Esto no quiere decir que los cálculos estén mal hechos, ya que, las zonas donde se da la tensión máxima es en la terminación del nodo C, que es algo que no se ha dimensionado en el anexo de cálculo. La solución que se debería adoptar sería aumentar el grosor en esas zonas.

Por otro lado, la sección tubular de la barra, sí ha sido dimensionada, tiene una zona crítica donde se encuentra acoplado el cilindro, que resulta ser el punto donde se produce la mayor carga de toda la estructura. Aun así, en el peor de los casos, que sería el del estudio 2, el factor de seguridad mínimo es de 1,3 que no se diferencia tanto del que se consideró en el dimensionado (1,5). Se ha de tener en cuenta que el análisis es una simplificación y que los valores que nos proporciona van a ser una aproximación a la realidad. Pero si se queda del lado de la seguridad y se quisiera incrementar por encima de 1,5 ese valor, como se hizo antes, se reforzaría esa zona.

3 Estudio de la sujeción del cilindro

Las cargas están aplicadas en los huecos que tienen las pletinas, donde iría introducido el pasador acompañado por el vástago y se encuentra sujeto de manera fija en sus dos extremos planos, por donde está soldado a las barras (figura 82).

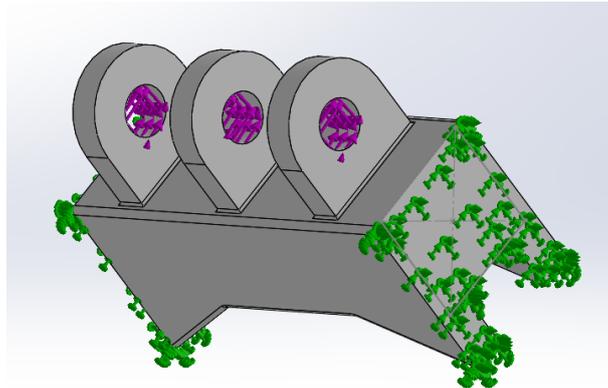


Figura 82. Estudio sujeción cilindro

Después de mallarlo y ejecutarlo los resultados son los siguientes (figura 83 y tabla 29):

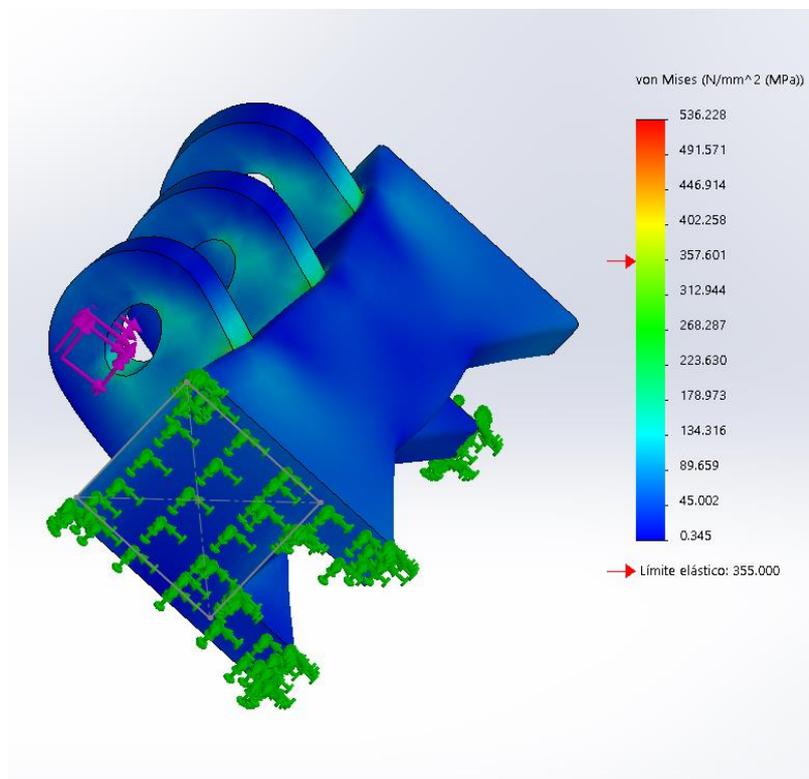


Figura 83. Resultados estudio sujeción del cilindro

TENSIÓN MÁXIMA [MPa]	FACTOR DE SEGURIDAD MÍNIMO
536,228	0,66

Tabla 29. Resultados estudio sujeción del cilindro

Como se puede observar, las tensiones que se producen en el elemento son mayores que la tensión admisible. Las zonas donde se sobrepasa es donde la pletina va soldada a lo que es en sí la sujeción como se muestra a continuación:

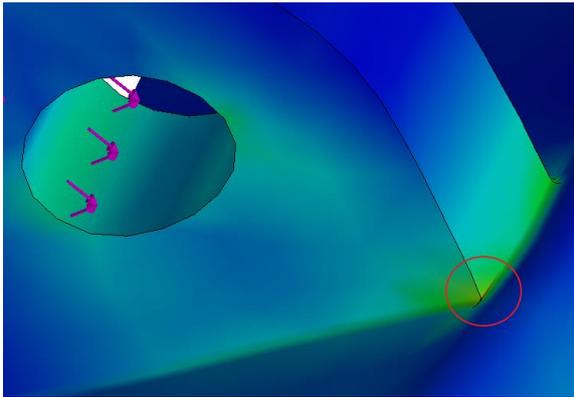


Figura 84. Tensión máxima en pletina 1

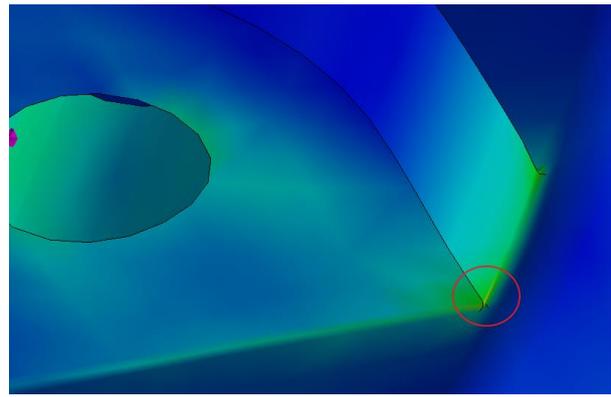


Figura 85. Tensión máxima en pletina 2

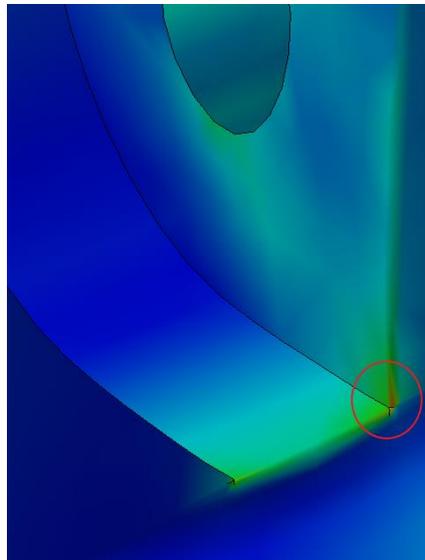


Figura 86. Tensión máxima en pletina 3

La solución por la que se optó fue reforzar la zona añadiendo un nervio a cada pletina como se mostrará en la siguiente imagen. Los nervios se le pusieron en ambos lados, aunque no se necesitara en uno de ellos, simplemente por motivos estéticos.

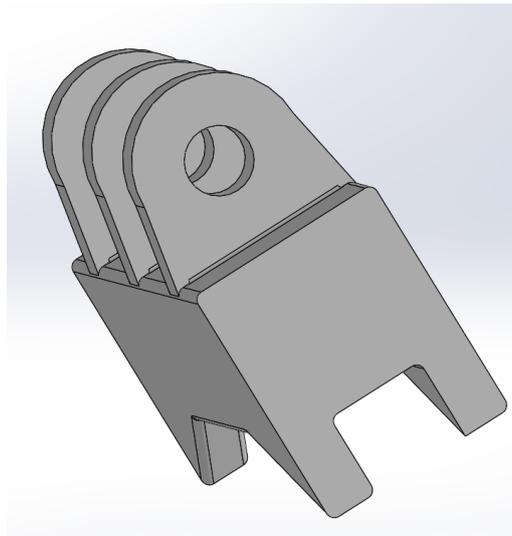


Figura 87. Sujeción del cilindro con nervios

Atribuyendo las mismas restricciones que en el estudio inicial los resultados de la mejora de la sujeción fueron los siguientes (figura 88, figura 89 y tabla 30):

• Tensión

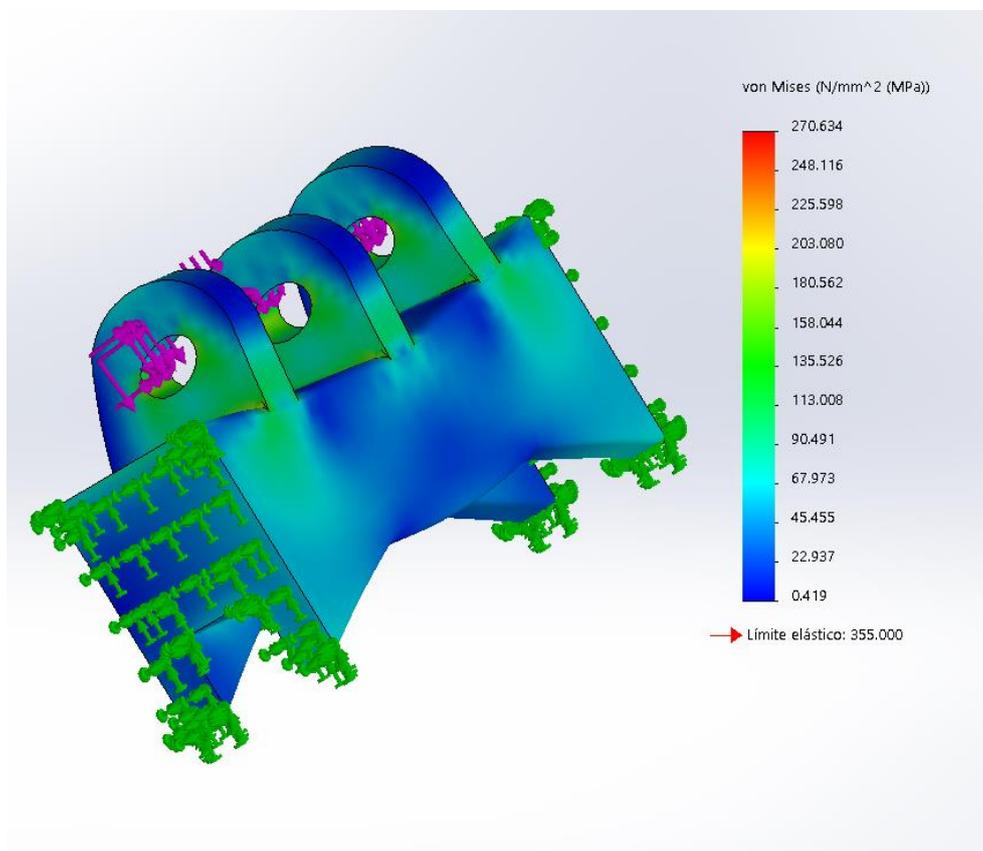


Figura 88. Tensión con nervios incluidos

• Deformación

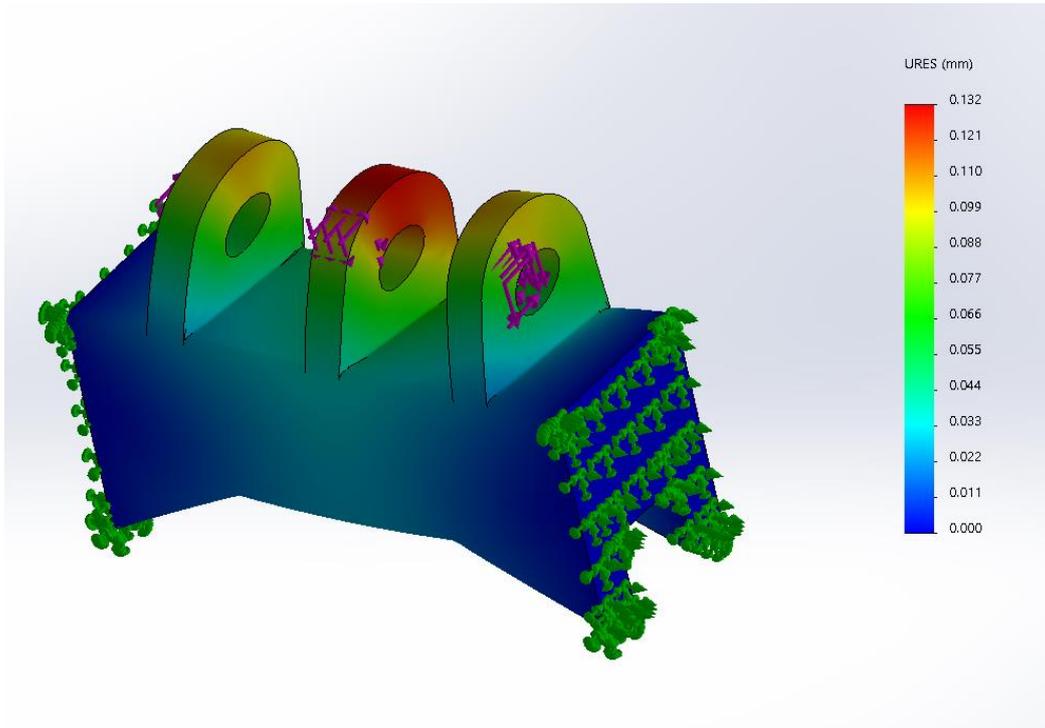


Figura 89. Deformaciones con nervios incluidos

TENSIÓN MÁXIMA [MPa]	DESPLAZAMIENTO MÁXIMO [mm]	FACTOR DE SEGURIDAD MÍNIMO
270,6	0,13	1,3

Tabla 30. Resultados estudio de sujeción del cilindro con nervios

Queda comprobado que el área tan pequeña donde estaban esas tensiones tan grandes era la problemática de este elemento. También se puede comentar que los desplazamientos máximos se producen en la parte superior de la pletina central y son inapreciables. Por lo tanto, se corrobora que el elemento está bien dimensionado para su aplicación.

4 Estudio de la base superior

Las cargas están aplicadas según lo indicado en la normativa y para el caso más desfavorable, es decir, aplicándole la carga horizontal realizada por el operario. Para su colocación se tuvo que volver a realizar una partición de croquis. Con respecto a las sujeciones, se impuso una tipo bisagra en el nodo E y una tipo deslizante en el nodo I (figura 90, 91 y 92).

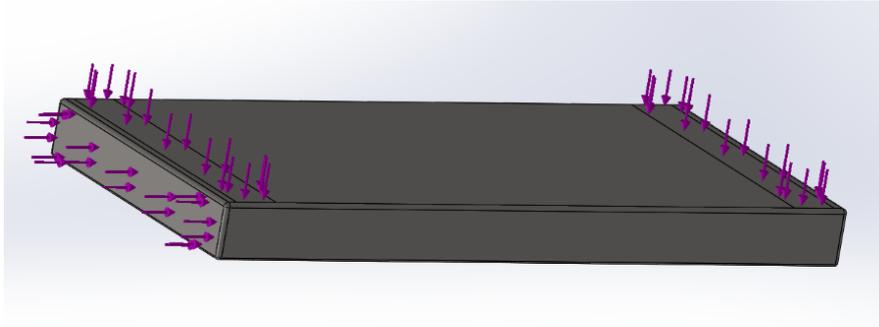


Figura 90. Estudio base superior

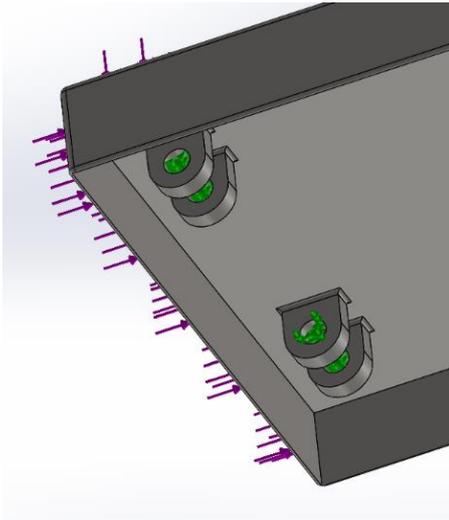


Figura 91. Estudio base superior

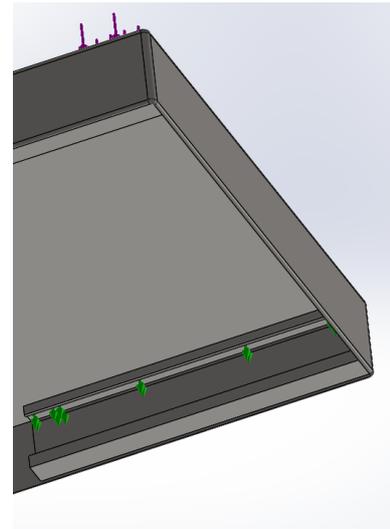


Figura 92. Estudio base superior

Después del mallado y la ejecución del mismo los resultados obtenidos son (tabla 31 y figura 93):

TENSIÓN MÁXIMA [MPa]	DESPLAZAMIENTO MÁXIMO [mm]	FACTOR DE SEGURIDAD MÍNIMO
84,611	0,088	3,33

Tabla 31. Resultados estudio base superior

Este componente en cambio, está sobredimensionado, ya que, en el dimensionamiento del mismo el espesor debía ser superior a 8 mm aproximadamente y la base tiene un espesor de 20 mm. La solución para esto podría ser hacerlo con un material de calidad inferior, en este caso, S235 así se ahorraría en costes de material. Una vez realizado el mismo análisis, pero con el material diferente, el factor de seguridad bajó a 2,8 lo que quiere decir que cumpliría y aunque se siga pudiendo bajar la calidad del material la normativa no te dejaría porque el S235 es el de menor calidad que se puede aplicar a este tipo de mecanismo.

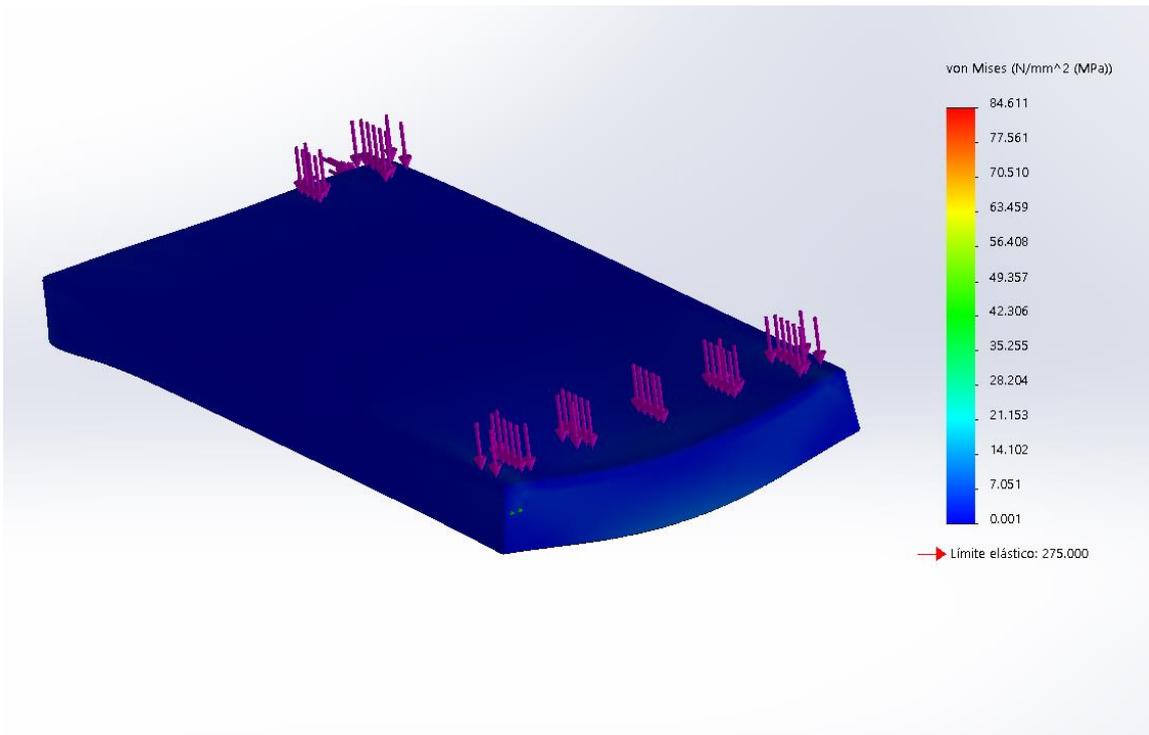


Figura 93. Resultados estudio base superior

Cabe destacar, que se han tenido que comprobar las tensiones en las sujeciones que tiene la base por debajo al cambiar el material y cumplen perfectamente. Antes de ese cambio no se han comprobado porque se le hace el estudio a las que tiene la base inferior que tienen las mismas dimensiones y las cargas son más desfavorables.

5 Estudio del eje

En este estudio las cargas se encuentran situadas en los extremos de la parte más gruesa del eje simulando la sujeción de las barras al mismo y está cogido con una sujeción fija al final de ambos lados (figura 94).

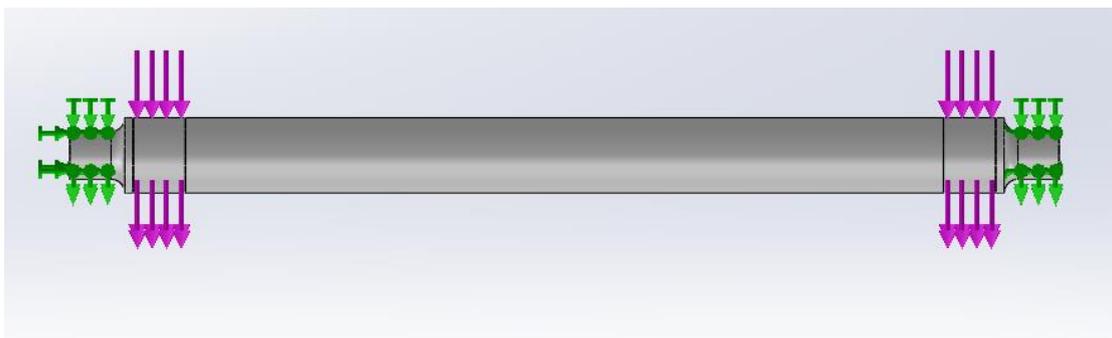


Figura 94. Estudio eje

Después de su correcta ejecución los resultados fueron:

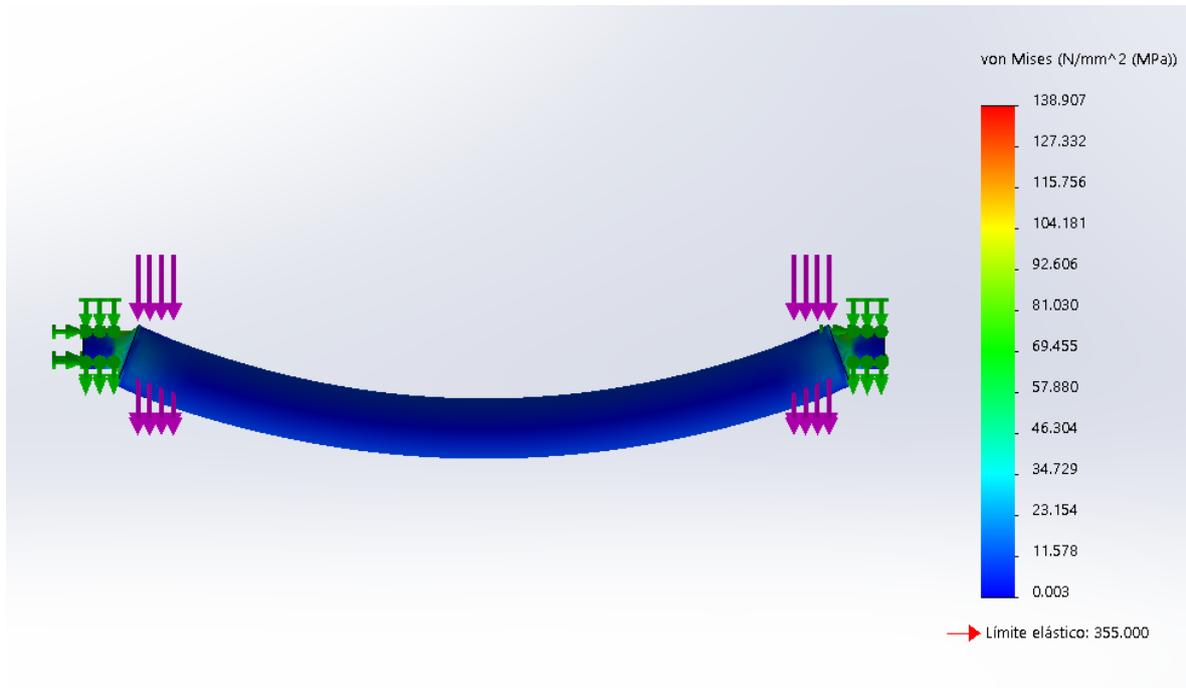


Figura 95. Resultados estudio eje

TENSIÓN MÁXIMA [MPa]	FACTOR DE SEGURIDAD MÍNIMO
138,9	2,6

Tabla 32. Resultados estudio eje

En la siguiente figura se muestran las zonas de tensión máxima:

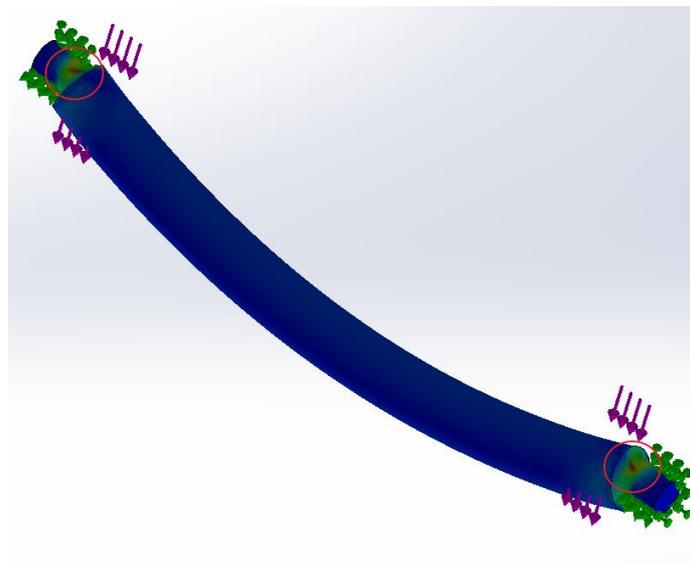


Figura 96. Zona de tensión máxima

Aunque en este caso no son de gran preocupación porque como se ha observado en los resultados de la tabla anterior el factor de seguridad es alto. Aquí también se probó con los materiales de calidad inferior para seguir con el abaratamiento del precio y con el S235 dio un factor de seguridad de 1,7.

6 Estudio de las sujeciones de la base inferior

Como para hacer todos los cálculos realizados sobre el mecanismo, la estructura del mismo se simplificó de modo que el cilindro estuviera apoyado en la misma sujeción que en la barra, en el estudio las cargas de las sujeciones del cilindro y las barras se comparten y se define sujeción fija en la parte inferior de la base (figura 97).

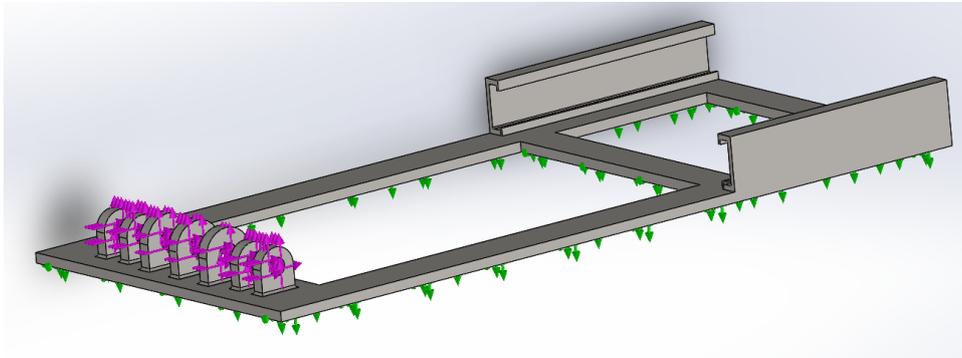


Figura 97. Estudio de las sujeciones de la base inferior

Los resultados que se obtuvieron son los mostrados a continuación (figura 98 y tabla 33):

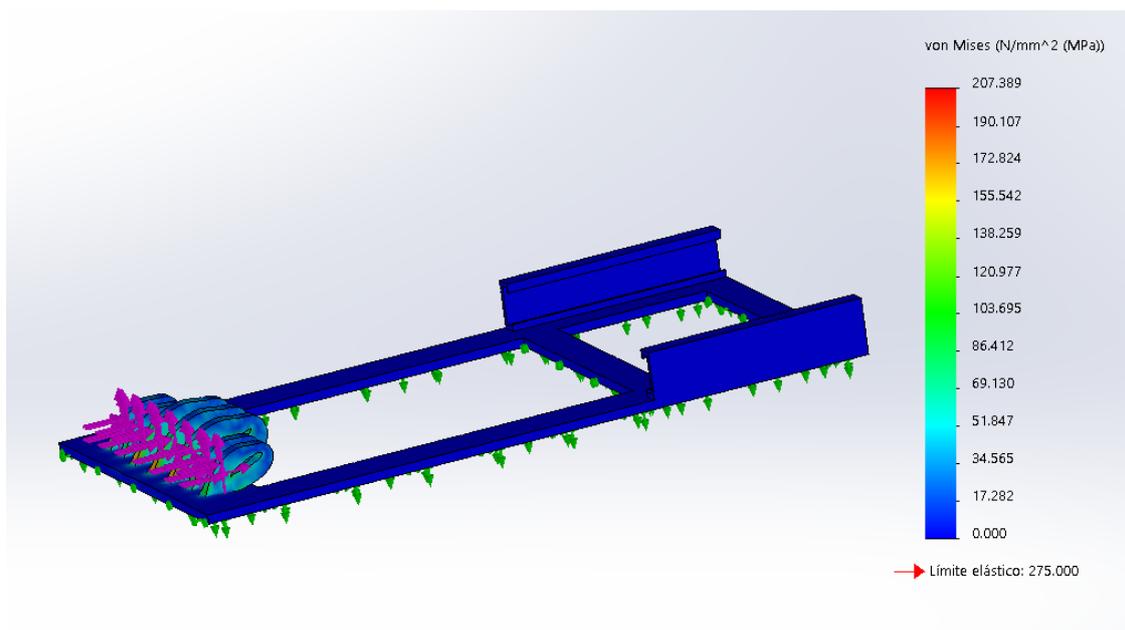


Figura 98. Resultados estudio sujeciones de la base inferior

TENSIÓN MÁXIMA [MPa]	DESPLAZAMIENTO MÁXIMO [mm]	FACTOR DE SEGURIDAD MÍNIMO
207,389	0,071	1,3

Tabla 33. Resultados estudio sujeciones de la base inferior

Como siempre, las zonas donde se dan las tensiones máximas son en la unión soldada de las pletinas con la base, pero el elemento cumple correctamente. Si se quisiera aumentar hasta más de 1,5 el coeficiente de seguridad, se haría lo mismo que se hizo para la sujeción del cilindro.

7 Estudio de los pasadores

Con el fin de no hacer el capítulo más largo y monótono, el estudio de los 5 tipos de pasadores se va a realizar de forma resumida en este mismo apartado. No he considerado conveniente hacer el estudio solo para uno porque aparte de que hay dos diámetros distintos entre los 5, cada uno de ellos tiene una longitud distinta y la fuerza y las sujeciones están aplicadas en sitios diferentes.

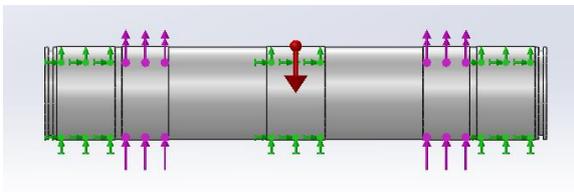


Figura 99. Estudio pasador cilindro inferior

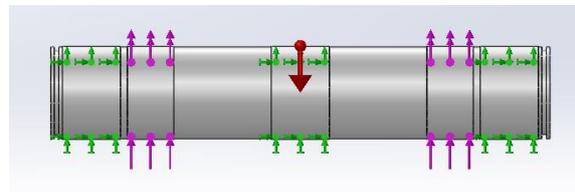


Figura 100. Estudio pasador cilindro superior

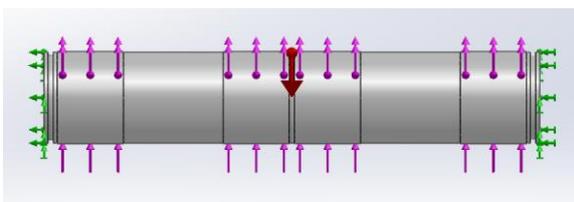


Figura 101. Estudio pasador medio

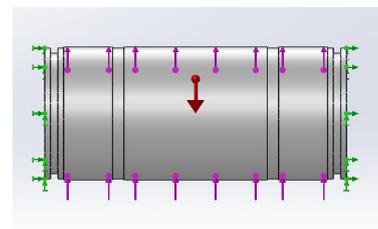


Figura 102. Estudio pasador unión

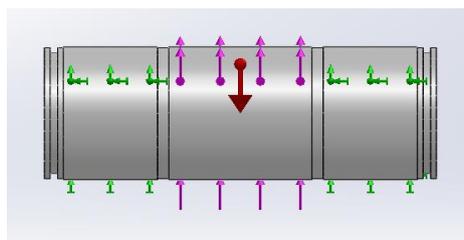


Figura 103. Estudio pasador sujeción

Se ha tenido que suponer que el pasador medio y el pasador de la unión están sujetos por los extremos porque, le pasa el mismo problema que pasó con las barras, en los sitios donde está sometida la carga es por donde a su vez están sujetos.

Ahora se añade una tabla con todos los resultados más representativos:

PASADOR	TENSIÓN MÁXIMA [MPa]	FACTOR DE SEGURIDAD MÍNIMO
De cilindro inferior	257,24	1,4
De cilindro superior	284,73	1,3
Medio	245,23	1,5
De unión	550,64	0,68
De sujeción	908,88	0,41

Tabla 34. Resultados estudio pasadores

El pasador del cilindro superior e inferior y el pasador medio dan valores muy próximos al valor del factor de seguridad con el que se dimensionó, la variación de decimales puede deberse a las suposiciones que se hacen con las sujeciones porque en realidad no está fijo y se generan más tensiones de las que debería.

Las tensiones máximas se dan en la zona de la entalla como se puede observar en la figura 104. El problema que ha surgido en el pasador de unión es que la carga a la que está sometido es muy grande y además está muy cerca de la entalla, la cual no se ha dimensionado. Las soluciones que se le podrían dar sería: o cambiar la clase del pasador a una superior de las señaladas en la normativa o hacer el pasador un poco más largo para que la carga no se encuentre tan cerca de la entalladura realizada en el mismo.

Con respecto al pasador de sujeción la tensión es tan alta debido a la simplificación ya comentada anteriormente en el apartado 6. Todo ese esfuerzo que le he impuesto que soporte en realidad no le pertenece, ya que, se repartiría con las sujeciones del cilindro. Se ha comprobado que si la carga se reduce a la mitad el factor de seguridad subiría hasta 1,3.

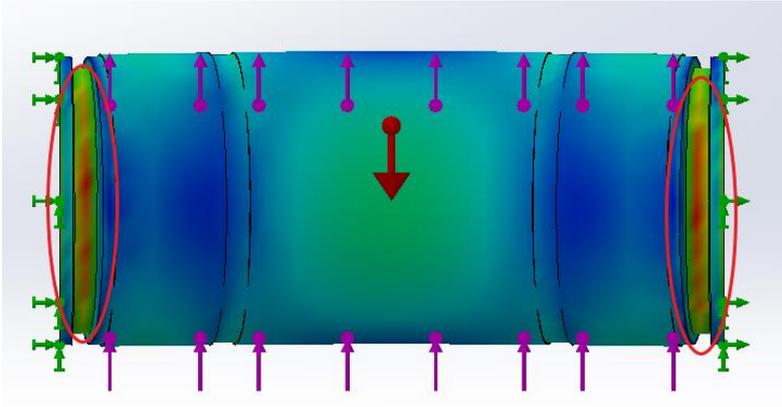


Figura 104. Zonas de tensión máxima

ANEXO 3

SELECCIÓN DE

COMPONENTES

1 Barras

Una vez se han dimensionado las barras del elevador, es hora de seleccionarlas de un catálogo, ya que, el encargo de barras no normalizadas incrementaría el precio de fabricación del producto. Por tanto, en base a los resultados obtenidos en el dimensionamiento se seleccionará el siguiente perfil rectangular normalizado:

TUBOS ESTRUCTURALES DE SECCIÓN RECTANGULAR LAMINADOS EN CALIENTE															
Dimensiones H x B mm	Espesor S mm	Masa M kg/m	Área de la sección A cm ²	Momento de inercia J		Radio de giro I		Módulo de flexión elástico W		Módulo de flexión plástico Wp		Constantes de torsión		Área superficial por metro lineal m ² /m	Largo (*)/ aprox. por t (m)
				x - x cm ⁴	y - y cm ⁴	x - x cm	y - y cm	x - x cm ³	y - y cm ³	x - x cm ³	y - y cm ³	Jv cm ⁴	Wv cm ³		
110x60	3,6	9,09	11,6	183	70,6	3,98	2,47	33,3	23,5	41,2	26,9	163	39,4	0,331	—
	4,0	10,0	12,8	200	76,8	3,96	2,45	36,4	25,6	45,3	29,5	178	42,9	0,330	—
	4,5	11,2	14,3	221	84,2	3,93	2,43	40,1	28,1	50,2	32,6	197	47,0	0,328	—
	5,0	12,3	15,7	240	91,2	3,91	2,41	43,7	30,4	55,0	35,6	214	50,9	0,327	—
	5,6	13,7	17,4	262	99,0	3,88	2,38	47,7	33,0	60,5	39,1	235	55,2	0,326	—
	6,3	15,2	19,4	287	107	3,84	2,35	52,1	35,8	66,6	42,9	257	59,9	0,324	—
	7,1	16,9	21,6	312	116	3,80	2,32	56,8	38,6	73,3	47,0	280	64,7	0,322	—
	8,0	18,8	24,0	338	124	3,76	2,28	61,5	41,4	80,3	51,2	305	69,4	0,319	—
	8,8	20,4	26,0	359	131	3,72	2,24	65,3	43,6	86,2	54,7	324	73,1	0,317	—
	10,0	22,7	28,9	387	139	3,66	2,19	70,3	46,3	94,2	59,4	349	77,7	0,314	—
	11,0	24,5	31,3	406	144	3,60	2,15	73,8	48,1	100	62,8	367	80,8	0,312	—
	12,5	27,1	34,6	429	150	3,52	2,08	78,1	50,0	108	67,2	389	84,3	0,308	—

Figura 105. Catálogo barras

El perfil seleccionado es de la marca Manni Sipre [10]. En la figura 105 se observan las dimensiones del perfil, el cual es de 110x60 mm con 11 mm de espesor. Este formará la estructura principal de la barra, a la que se añadirán en los extremos las terminaciones (figuras 106 y 107) precisas para que enganche con las demás barras y con las bases del elevador.

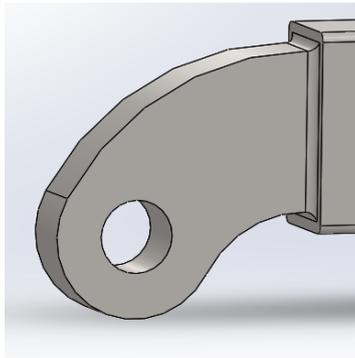


Figura 106. Terminación tipo 1

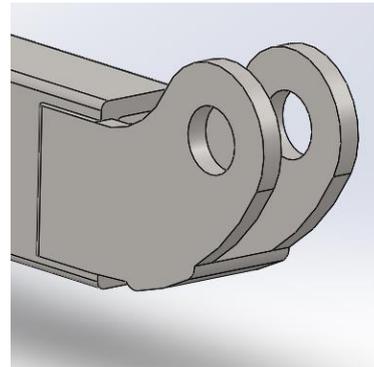


Figura 107. Terminación tipo 2

También se instalará una placa en la parte central, por ambos lados, para reforzar la zona y evitar que las barras se toquen cuando el elevador se pliegue, así como un taladro para introducir los pasadores.

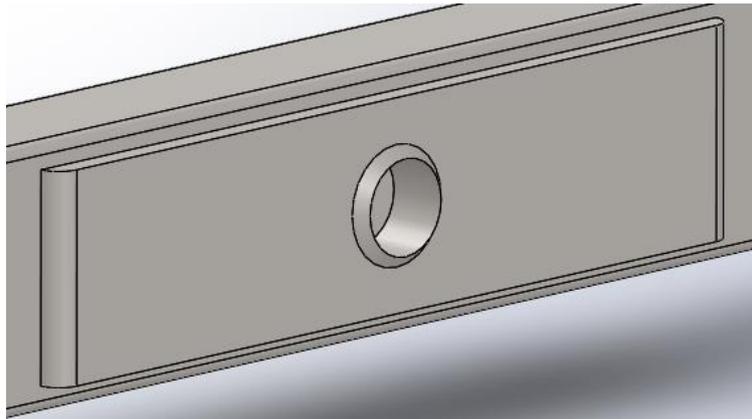


Figura 108. Detalle zona central

2 Casquillos

Para reducir la fricción entre las sujeciones y las barras, se han de interponer casquillos entre estos dos elementos.

Se seleccionarán casquillos sinterizados de bronce autolubricado [11], los cuales no necesitan mantenimiento, tienen una gran transmisión de calor, baja emisión sonora y gran resistencia a la corrosión, ya que puede ser que se manchen de aceite hidráulico perdido por el cilindro.

De esta manera, el casquillo seleccionado es el de la imagen:

Ref.	Diámetro Interior (d)	Diámetro Exterior (D)	Longitudes posibles (L)						
A	35	40	20	25	30	35	40	45	50

Figura 109. Catálogo casquillos

Se seleccionarán de las dos longitudes indicadas debido a los dos tipos de diámetros existentes en los pasadores.

3 Anillos de seguridad

Para evitar que se produzcan desplazamientos axiales en los pasadores, será necesario introducir anillos de seguridad que eviten estos desplazamientos. Estos anillos serán de 35 y 40 mm de diámetro interior, como el que se aprecia en la imagen inferior:

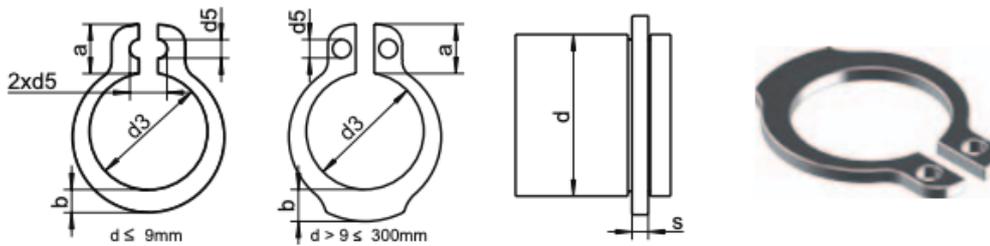


Figura 110. Anillo de seguridad

Siendo las características de los modelos elegidos las de la siguiente figura [12]:

d	d3	d5 min.	a max.	b~	s
35	32,2	2,5	5,6	3,9	1,50
36	33,2	2,5	5,6	4,0	1,75
38	35,2	2,5	5,8	4,2	1,75
39	36,0	2,5	5,9	4,3	1,75
40	36,5	2,5	6,0	4,4	1,75
42	38,5	2,5	6,5	4,5	1,75
45	41,5	2,5	6,7	4,7	1,75

Figura 111. Catálogo anillos de seguridad

Para su instalación se dispondrá de dos entallas en cada pasador, evitando así el desplazamiento mencionado.

4. Rodamientos

Se instalarán cuatro rodamientos en el elevador, uno para cada extremo de los dos ejes. Se decidió instalar rodamientos con el objetivo de reducir la resistencia que ofrece el elevador al movimiento en la parte inicial de la elevación. Una vez se han completado los cálculos de selección en el anexo correspondiente, se procede a elegir uno del catálogo de SKF en base a esos resultados [13]:

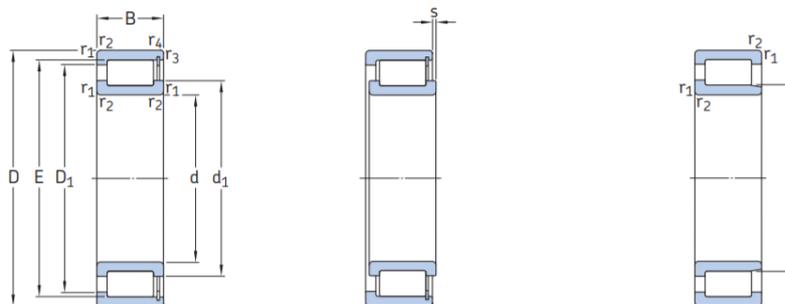


Figura 112. Especificación de medidas del rodamiento

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
20	42	16	28,1	28,5	3,1	8 500	10 000	0,11	NCF 3004 CV
	62	24	68,2	68	8,5	4 500	5 600	0,38	NJG 2305 VH
30	55	19	39,6	44	5	6 000	7 500	0,2	NCF 3006 CV
	72	27	84,2	86,5	11	4 000	4 800	0,56	NJG 2306 VH
35	62	20	48,4	56	6,55	5 300	6 700	0,26	NCF 3007 CV
	80	31	108	114	14,3	3 400	4 300	0,75	NJG 2307 VH

Figura 113. Catálogo de rodamientos

Se instalarán rodamientos de rodillos, ya que soportan bastante más carga que los de bolas, con un menor diámetro. Además, en este caso no se verán sometidos en ningún momento a cargas axiales, por lo que no se verán perjudicados.

5. Sistema hidráulico

5.1 Cilindro hidráulico

Al igual que con los demás componentes, se seleccionará un cilindro hidráulico teniendo en cuenta el valor de empuje que se obtuvo en el análisis dinámico en *Simscape Multibody* y el valor del análisis estático. El valor que superaba los antes mencionados es de 373000 N, por lo que se ha de buscar un cilindro que cumpla con esa especificación.

Al observar varios catálogos de fabricantes, ningún cilindro llega a valores tan altos, por lo que se instalarán dos cilindros para cumplir las especificaciones necesarias. Por tanto, los cilindros seleccionados han sido:

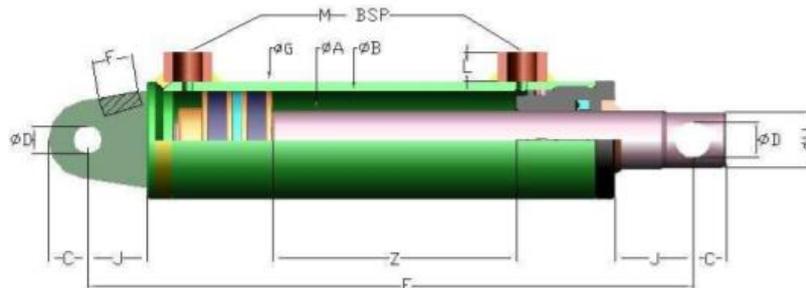


Figura 114. Cilindro hidráulico

La marca seleccionada es Innovaciones Hidráulicas S.A. [14], siendo las características de los cilindros las siguientes:

REF:	A	B	CARRERA -Z-	E	C	D	F	G	H	J	L	M	VOL (l).	PESO (Kg).
50165	65	110	700	963	40	40	50	125	64	60	17	1/2	6,64895	60

Figura 115. Catálogo cilindro hidráulico

· Materiales:

- Vástago: Acero F-1140 cromado con ajuste ISO f7.
- Cilindro (Tubo): Acero S-355.

· Características técnicas:

- Presión máxima: 200 bar.
- Velocidad de utilización máxima: 0,5 m/s.
- Aceite: Hidráulico mineral.
- Temperatura: -30/+90 °C.

Se observa que tiene una velocidad máxima de 0,5 m/s (500 mm/s), por lo que, cinemáticamente, es válido para el elevador.

Ambos cilindros se deberán conectar a un grupo hidráulico que suministre una presión de 200 bar, para la cual cada cilindro proporcionaría el siguiente empuje:

$$F = P \cdot A = 200 \frac{kp}{cm^2} \cdot \pi \cdot \frac{(11 \text{ cm})^2}{4} = 19006 \text{ kp}$$

$$F_{total} = 2 \cdot 19006 \text{ kp} = 38012 \text{ kp}$$

Este empuje es suficiente, ya que se asemeja al valor obtenido en *Simscape Multibody*.

Una vez se cumplen los requisitos de fuerza, el siguiente paso es determinar si el cilindro cumple con las longitudes máxima y mínima para que se acople al elevador correctamente, cuyos valores son 1099 mm y 1416,71 mm. Si se observa el catálogo, el valor de E representa

la longitud del cilindro cerrado, siendo esta de 963 mm, por lo que se cumple con la distancia mínima. En cuanto a la distancia máxima, se ha de comprobar que la del cilindro es mayor que la que se necesita, siendo el valor de esta (E+Z) de 1663 mm, por lo que también se cumple con la distancia máxima.

El siguiente paso es determinar si los cilindros tienen la posibilidad de pandear, para lo que se debe usar la siguiente gráfica [15]:

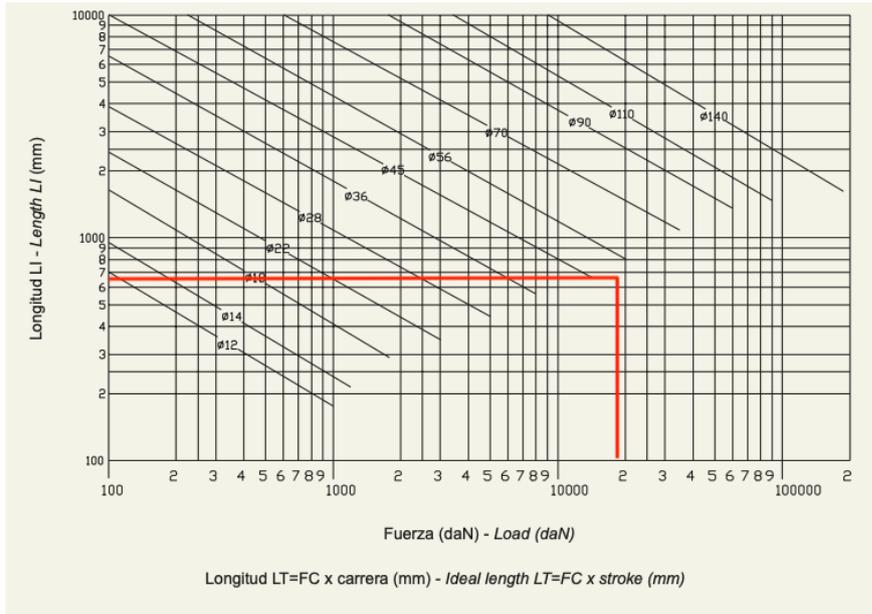


Figura 116. Gráfica pandeo

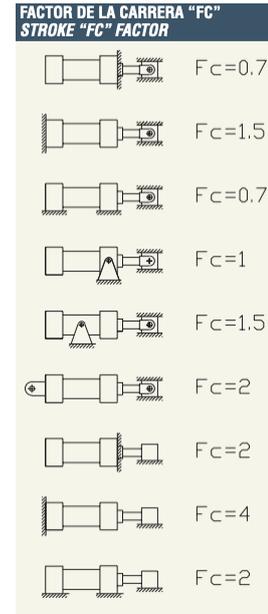


Figura 117. Factor de carrera

siendo, FC el factor de carrera de 2, por la forma en la que está sujeto el cilindro, se obtiene:

$$LT = FC \cdot Carrera = 2 \cdot 313 \text{ mm} = 626 \text{ mm}$$

$$Fuerza (daN)_{\text{por cilindro}} = 19006 \text{ daN}$$

De esta manera, se obtiene un diámetro mínimo del vástago de 56 mm lo que implica que, teniendo uno de 65 mm, no pandeará en ningún momento.

5.2 Sistema de seguridad

Una vez se instalen los cilindros, se ha de añadir algún elemento que impida la caída accidental del elevador ante un fallo hidráulico. Existen varios elementos para evitar la caída, pero en este caso se optará por un medio mecánico de enclavamiento, por su relativa sencillez y eficacia de funcionamiento. Este será similar al de las imágenes:



Figura 118. Sistema tipo enclavamiento



Figura 119. Sistema tipo enclavamiento

Se observa un pequeño actuador, el cual permite desenclavar el elevador en la operación de descenso sin la necesidad de hacerlo manualmente, evitando peligros innecesarios.

5.3 Sensores fin de carrera

También deberá ir provisto de dos sensores fin de carrera, ya sean magnéticos o de pulsador. En este caso se instalarán de pulsador por su sencillez de funcionamiento y economía, y se colocarán en la parte inferior, al igual que en las siguientes figuras:

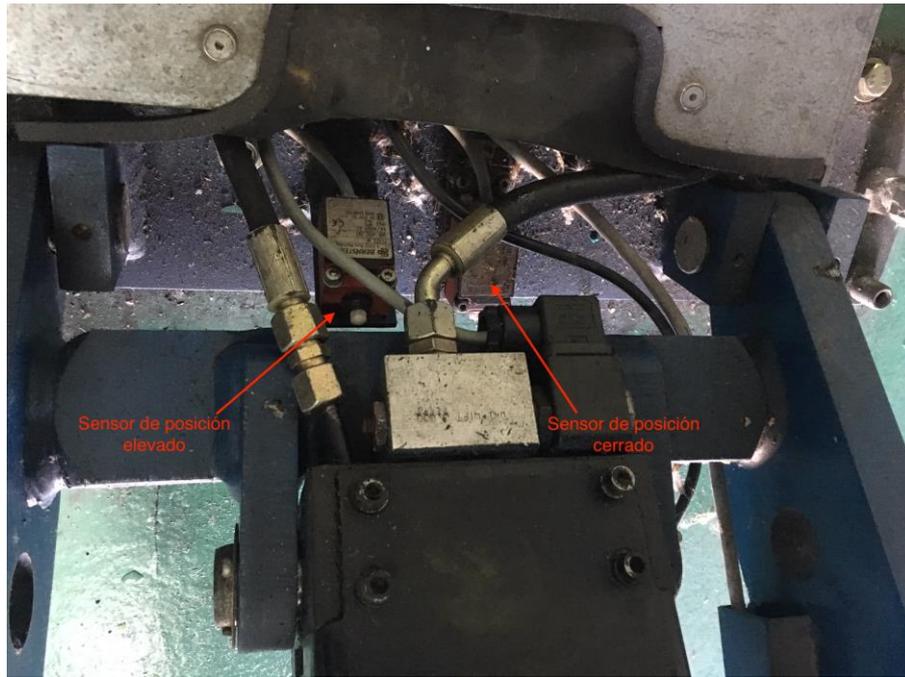


Figura 120. Sensores fin de carrera



Figura 121. Sensor de posición cerrado

Estos sensores serán de la marca Bernstein, modelo Type Ti2, similar al de la imagen inferior [16]:



Figura 122. Sensor elegido

5.4 Grupo hidráulico

Sabiendo que la velocidad de salida del cilindro es de 32,6 mm/s y la carrera de 313 mm, se obtiene un tiempo de subida de 9,6 segundos. Como se ha comentado, la instalación irá equipada con dos elevadores con dos cilindros cada uno, que deberán alimentarse de un grupo hidráulico, el cual deberá proporcionar el siguiente caudal:

$$Q = \frac{\text{Volumen}}{\text{tiempo}} = \frac{6,64 \frac{L}{cil} \cdot 4cil}{9,6 \text{ seg}} = 2,76 \text{ L/s}$$

Se necesitarán, a 200 bar, 2,76 L/s de aceite mineral para alimentar a los cuatro cilindros de los dos elevadores, así como un depósito de cómo mínimo 26,56 L. Por lo que en base a este dato se selecciona el siguiente grupo hidráulico del catálogo de la marca Diprax [17]:

IDE	- 55	- 22	- 5,5	- R	- NG61	-10
Serie	Capacidad de depósito (lts)	Cilindrada de bomba (cc/rev)	Potencia Motor (kW)	Filtro retorno	Placa base (Ver Tabla)	Nº Serie
IDE	16: 16 lts.	1,2: 1,2 cc/rev	0,55: 0,55 kW	R: Con filtro	VS: Vávula seguridad	10
		1,7: 1,7 cc/rev	0,75: 0,75 kW		N61: NG6 1 estación	
	2,5: 2,5 cc/rev	1,1: 1,1 kW	N62: NG6 2 estaciones			
	3,5: 3,5 cc/rev	1,5: 1,5 kW	N63: NG6 3 estaciones			
	4,3: 4,3 cc/rev	2,2: 2,2 kW	N64: NG6 4 estaciones			
	5,0: 5,0 cc/rev	3: 3 kW	N65: NG6 5 estaciones			
	6,5: 6,5 cc/rev	4: 4 kW	N66: NG6 6 estaciones			
	8,5: 8,5 cc/rev	5,5: 5,5 kW	N101: NG10 1 estación			
	11: 11 cc/rev	7,5: 7,5 kW	N102: NG10 2 estaciones			
	15: 15 cc/rev	9: 9 kW	N103: NG10 3 estaciones			
55: 55 lts.	19: 19 cc/rev	11: 11 kW	S: Sin filtro	N104: NG10 4 estaciones		
	22: 22 cc/rev	15: 15 kW		N105: NG10 5 estaciones		
75: 75 lts.	26: 26 cc/rev			N106: NG10 6 estaciones		
				BD25: Descenso 25 l/min		
100: 100 lts.				BD70: Descenso 75 l/min		

Figura 123. Catálogo grupo hidráulico

Este grupo proporciona un caudal de 3,5 cm³/rev que, traducido a L/s, son 7 L/s a 2000 rev/min. Además, tiene un depósito de más de 26,56 L y una potencia de 1,5 kW. A continuación, se muestra un esquema del mismo:

COMPONENTES ESTANDAR

- 1.- Depósito de acero de 16 a 100 lts.
 - 2.- Nivel Visual.
 - 3.- Filtro de aire.
 - 4.- Motor eléctrico trifásico de 0,55 a 15 kW.
 - 5.- Placa base estándar o especial
 - 6.- Válvula de seguridad.
 - 7,8.- Manómetro de glicerina con protector.
 - 9.- Electrovalvulas y modulares NG6 y 10 (opcional)
- Bomba de engranajes externo de 1,2 a 26 cc/rev.
Filtro de aspiración sumergido.

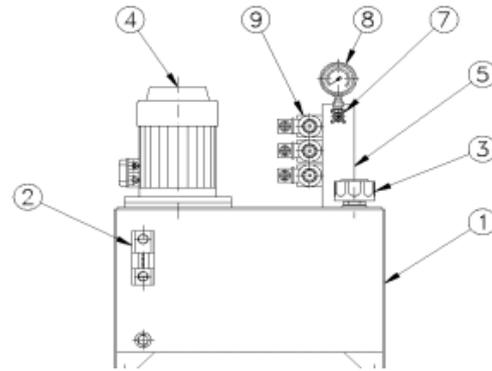


Figura 124. Esquema del grupo hidráulico

5.5 Circuito hidráulico

Una vez seleccionados los componentes hidráulicos, se han de conectar de manera que el elevador suba y baje cuando se accione el pulsador habilitado para ello. Por tanto, es necesario plantear la instalación de acuerdo al siguiente esquema:

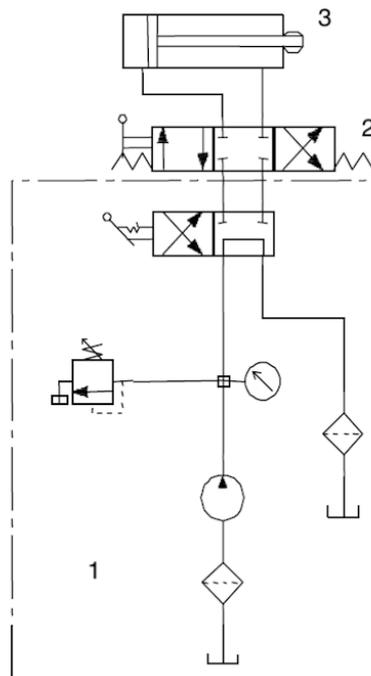


Figura 125. Esquema del circuito

En el cual, el elemento 1 se corresponde con el grupo hidráulico seleccionado, el elemento 2 con el distribuidor de aceite 4/3 y el 3 el cilindro hidráulico. En este primer esquema, el sistema estaría en reposo, ya que, el cilindro no recibe el fluido hidráulico. En este segundo esquema el elevador estaría subiendo (figura 126) y bajando (figura 127):

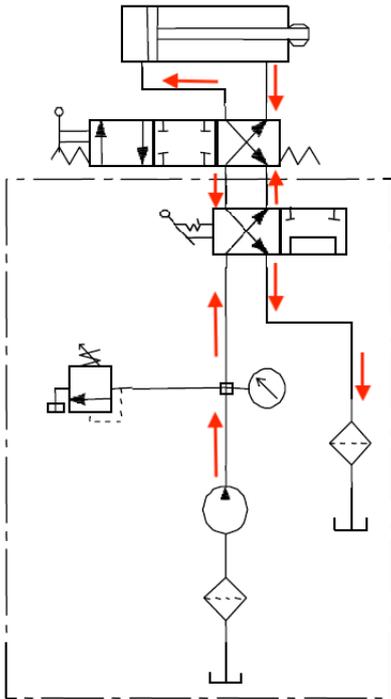


Figura 126. Circuito de subida del elevador

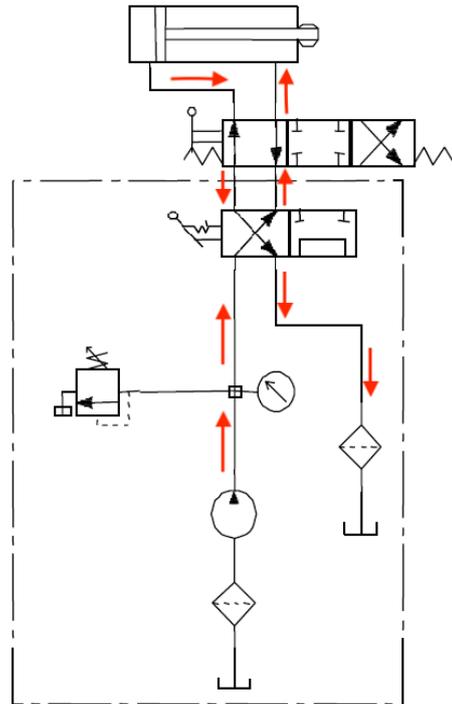


Figura 127. Circuito de bajada del elevador

Con este sistema, se consigue un control preciso en el desplazamiento del cilindro y, por tanto, en el control del elevador. De esta manera el elevador se pararía cada vez que se dejara de pulsar la palanca, y acto seguido actuaría el sistema de enclavamiento en esa posición para evitar que se quede parado sin asegurar y pueda ocasionar un accidente. Una vez se vuelva a accionar la palanca se desenclava y puede seguir subiendo o bajando.

Como se ha visto, es necesaria la instalación de un distribuidor 4/3, el cual se seleccionará del siguiente tipo, con accionamiento manual y retorno por muelle [18]:



Figura 128. Distribuidor 4/3

Este distribuidor tiene un caudal máximo de 45 L/s y una presión máxima de trabajo de 210 bares.

DOCUMENTO 3

FASES DE REALIZACIÓN DEL TFG Y CRONOGRAMA

La distribución y orden de tareas para la elaboración del proyecto es la representada a continuación a través del diagrama de Gantt. Durante los meses de febrero y marzo cada día echaba 3 horas aproximadamente, debido a que estaba con el desarrollo de las prácticas curriculares, y en los meses de abril y mayo podía estar con el proyecto unas 6 horas. Haciendo la cuenta, las horas totales que le he echado al TFG, acorde con los diagramas expuestos, son de 489 horas.

FASE	TAREA	FEBRERO																											
		SEMANA 1							SEMANA 2							SEMANA 3							SEMANA 4						
		L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D
1	Familiarización con el programa Simulink	■	■	■	■	■		■	■	■	■	■	■																
2	Búsqueda de información general																												
3	Estudio de la normativa aplicable																												
4	Elaboración diseño inicial en Solidworks																												

Tabla 35. Distribución y orden de febrero

FASE	TAREA	MARZO																																		
		SEMANA 5							SEMANA 6							SEMANA 7							SEMANA 8							SEMANA 9						
		L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D
4	Elaboración diseño inicial en Solidworks																																			
5	Realización análisis cinemático anltico																																			
6	Realización análisis cinemático numérico																																			
7	Realización análisis dinámico en Simulink																																			
8	Realización análisis estático																																			

Tabla 36. Distribución y orden de marzo

FASE	TAREA	ABRIL																																		
		SEMANA 10							SEMANA 11							SEMANA 12							SEMANA 13							SEMANA 14						
		L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D
8	Realización análisis estático	■	■	■	■																															
9	Dimensionado de cada pieza del elevador																																			
10	Estudio de cada pieza en Solidworks																																			
11	Elaboración diseño final en Solidworks																																			
12	Selección de componentes																																			

Tabla 37. Distribución y orden de abril

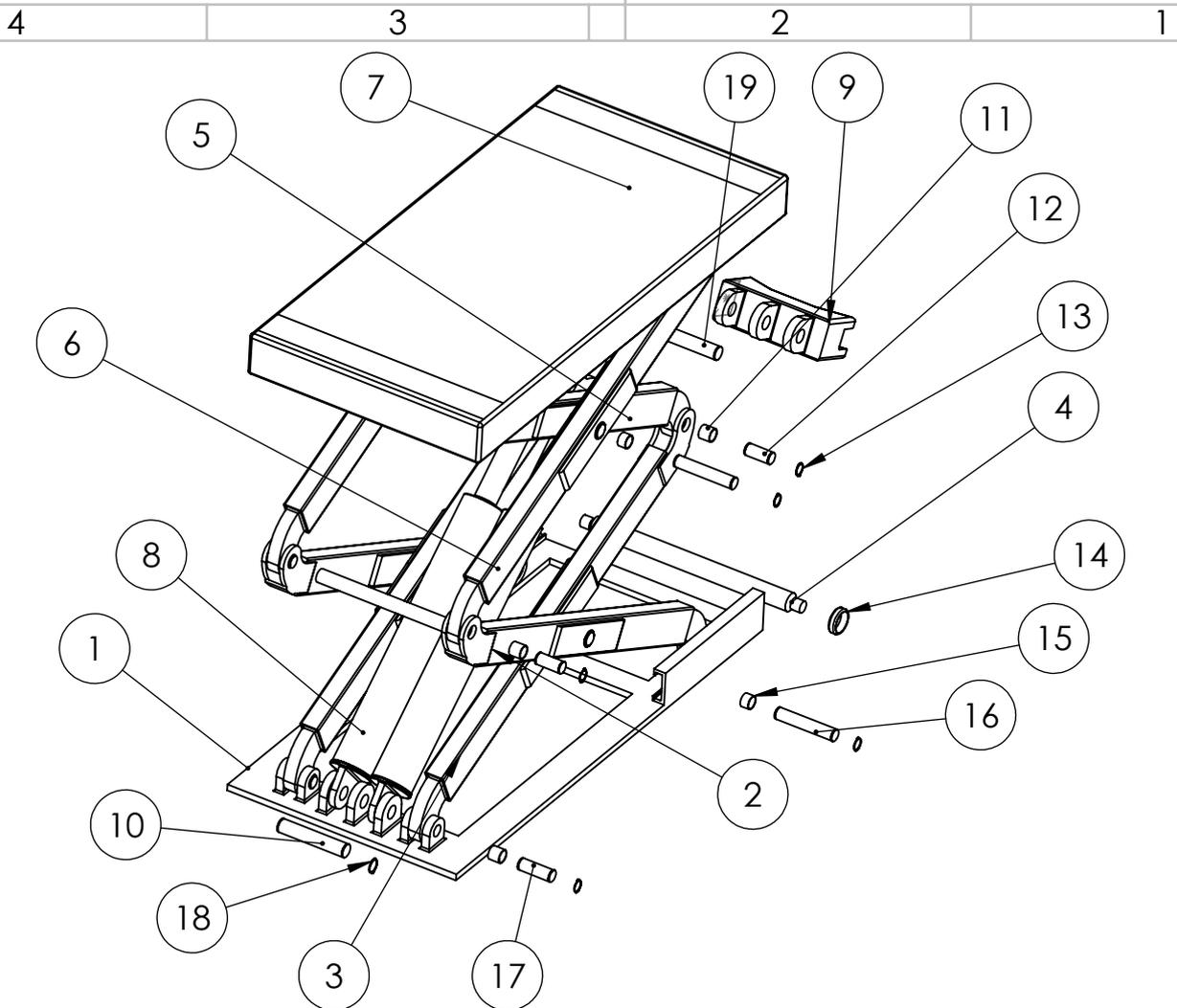
Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículos

FASE	TAREA	MAYO																																			
		SEMANA 15					SEMANA 16					SEMANA 17					SEMANA 18					SEMANA 19															
		L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D	L	M	X	J	V	S	D	
13	Elaboración de planos																																				
14	Realización de mediciones y presupuestos																																				
15	Creación de diagrama de Gantt																																				
16	Redacción de la memoria																																				

Tabla 38. Distribución y orden de mayo

DOCUMENTO 4

PLANOS



Nº Pieza	Descripción	Material	Nº Pieza	Descripción	Material
1	Base inferior	S-275	11	Casquillo 35 mm	Bronce sinterizado
2	Barra inferior eje	S-275	12	Pasador unión	Acero Clase 8.8
3	Barra inferior	S-275	13	Anillo 35 mm	Acero 1.4122
4	Eje	S-275	14	Rueda	S-275
5	Barra superior	S-275	15	Casquillo 25 mm	Bronce sinterizado
6	Barra superior eje	S-275	16	Pasador medio	Acero Clase 8.8
7	Base superior	S-275	17	Pasador unión	S-275
8	Cilindro	S-355	18	Anillo 40 mm	Acero 1.4122
9	Sujeción cilindro	S-275	19	Pasador cilindro superior	Acero Clase 8.8
10	Pasador cilindro inferior	Acero Clase 8.8			

	Título del proyecto: Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículos		
	Firma: 	Descripción: Elevador explosionado	Escala: 1:20
Autora: Sandra Torres Martínez		Fecha: Almería, mayo de 2019	Nº plano: 1



4

3

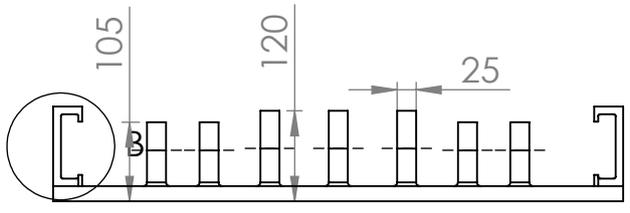
2

1

F

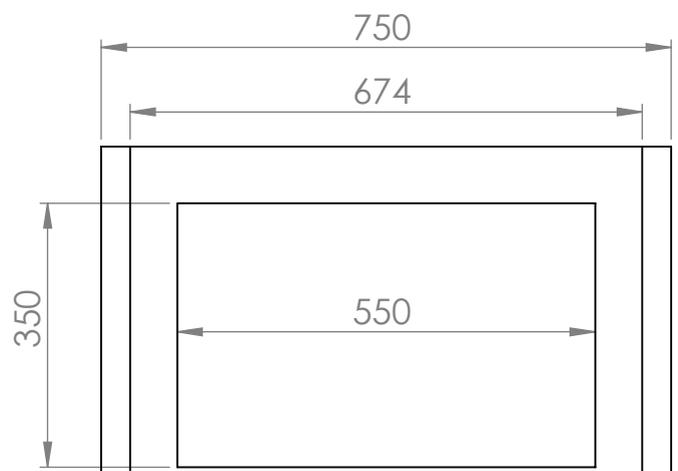
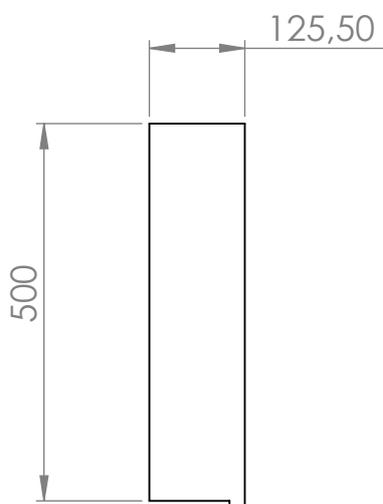
F

Cotas en mm



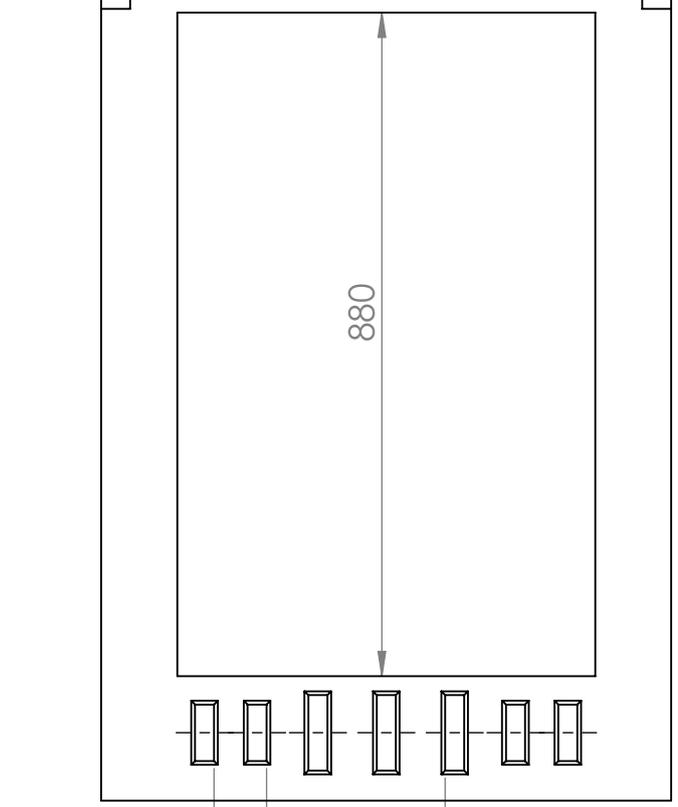
E

E



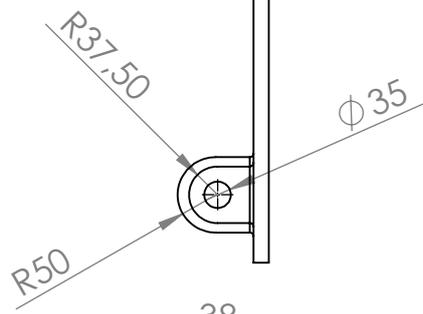
D

D



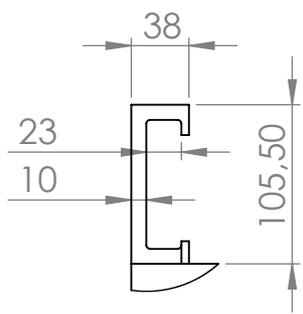
C

C



B

B



A

A

DETALLE B
ESCALA 1 : 5

	Título del proyecto: Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículos		
	Firma: 	Descripción: Base inferior	Escala: 1:10
Autora: Sandra Torres Martínez	Fecha: Almería, mayo de 2019	Nº plano: 2	

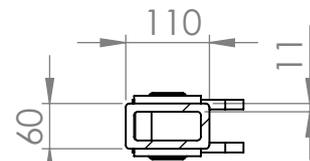
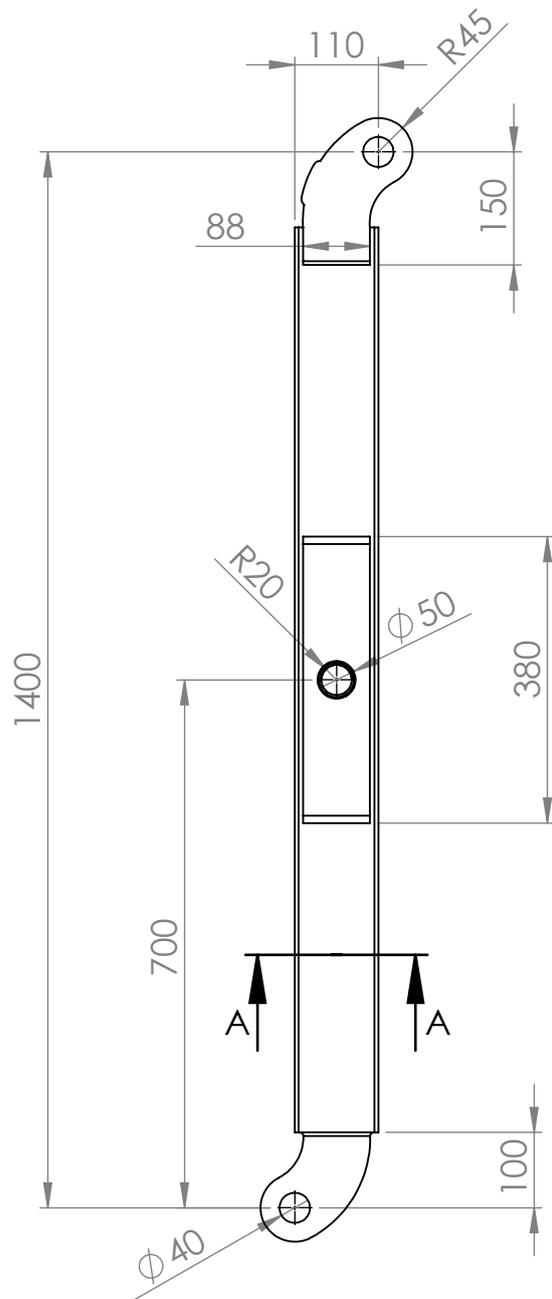
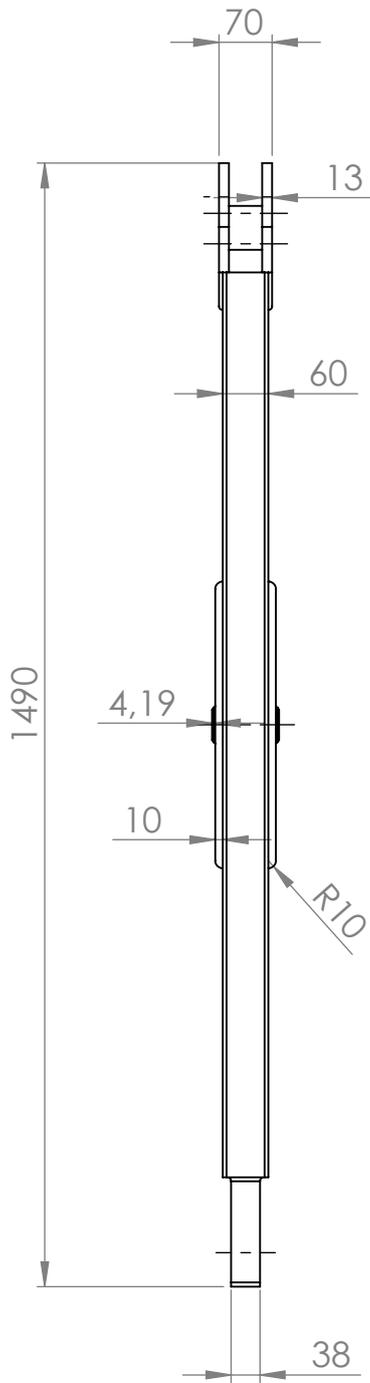


4

3

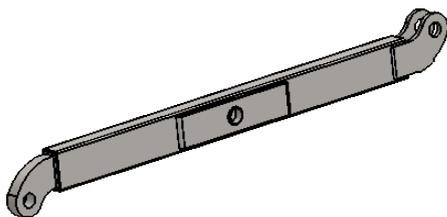
2

1



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

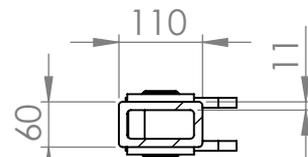
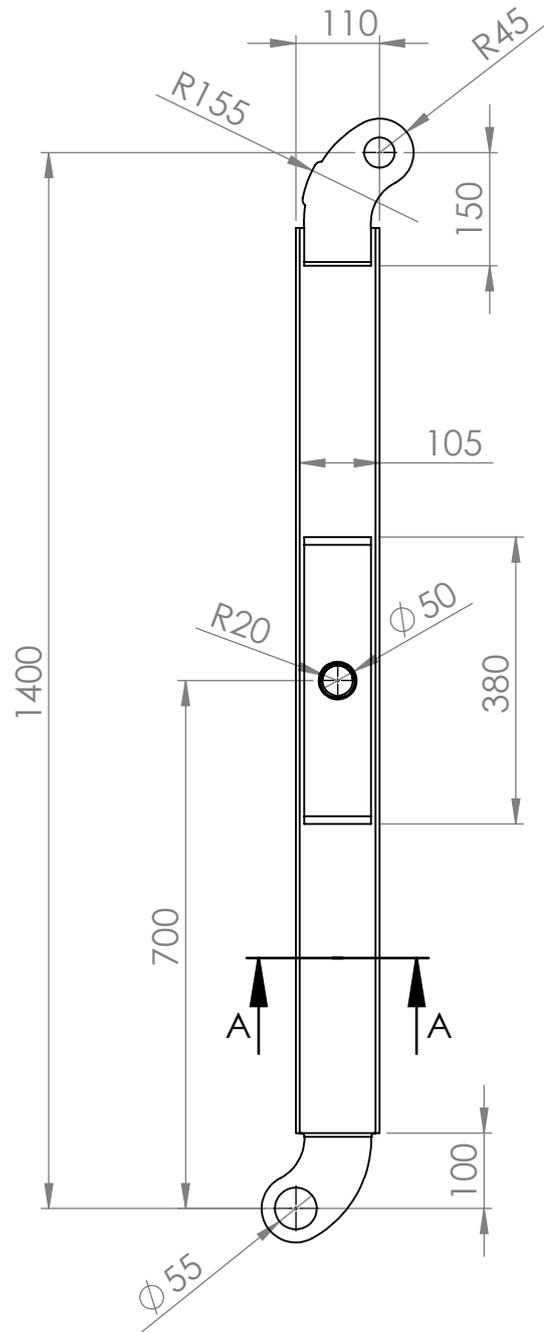
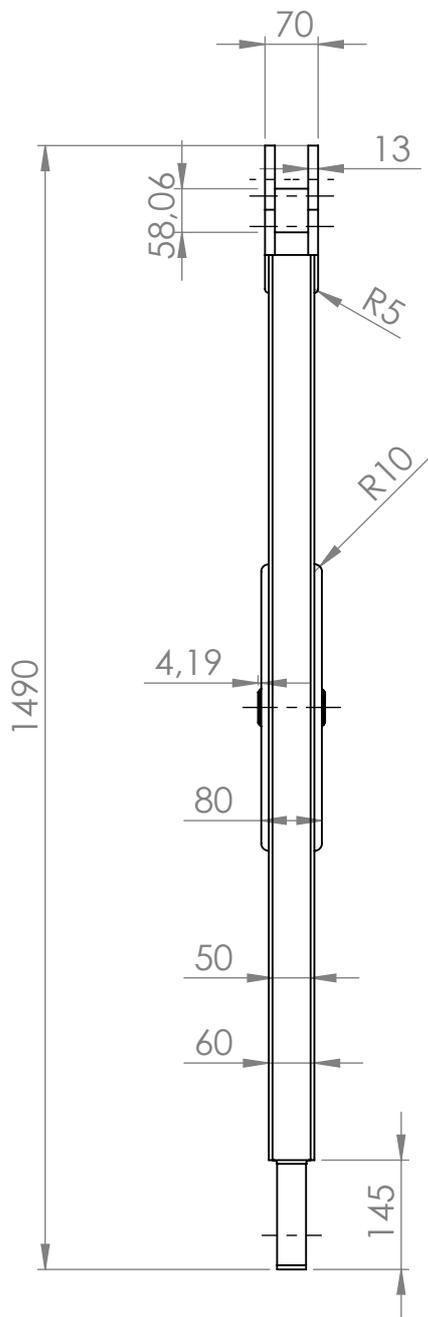
Cotas en mm



Vista isométrica
ESCALA 1:20

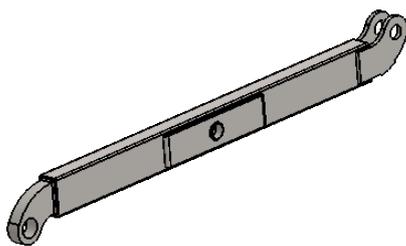
	Título del proyecto: Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículos	
	Firma: 	Descripción: Barra inferior
Autora: Sandra Torres Martínez	Fecha: Almería, mayo de 2019	Nº plano: 3





SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

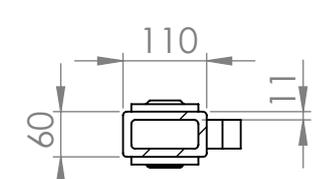
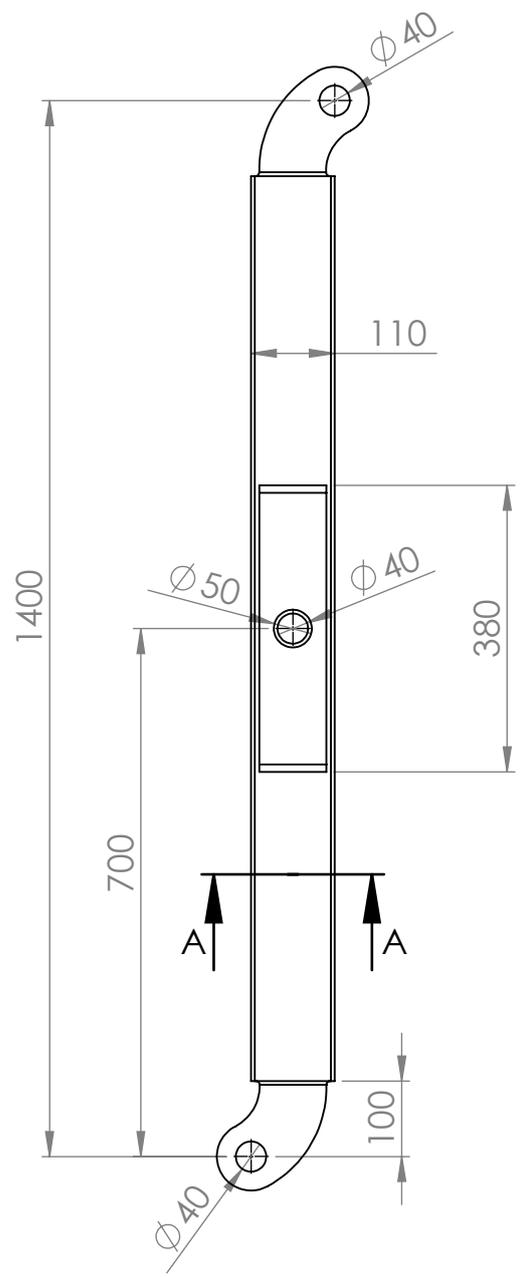
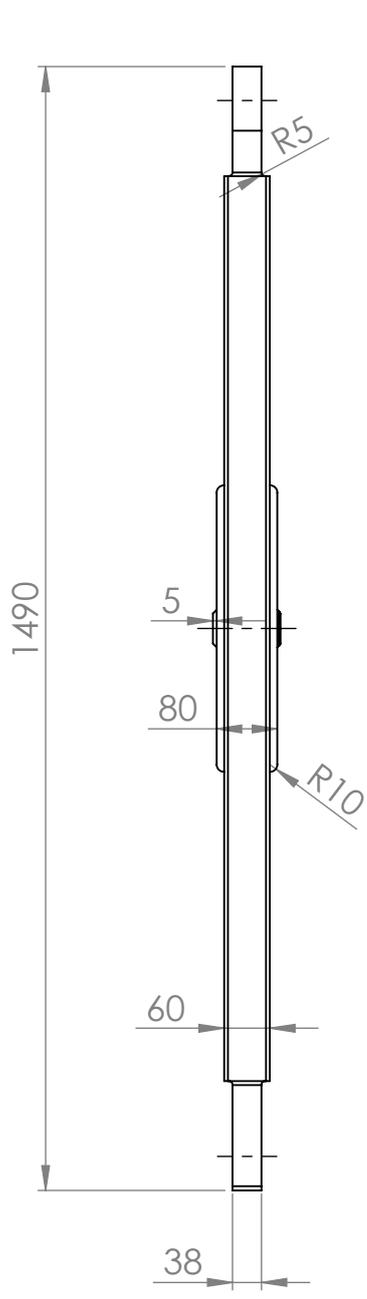
Cotas en mm



Vista isométrica
ESCALA 1:20

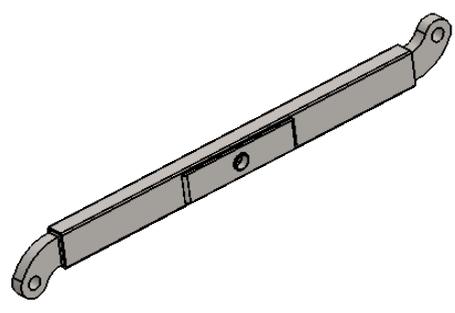
	Título del proyecto: Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículos	
	Firma: 	Descripción: Barra inferior eje
Autora: Sandra Torres Martínez	Fecha: Almería, mayo de 2019	Nº plano: 4





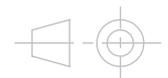
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

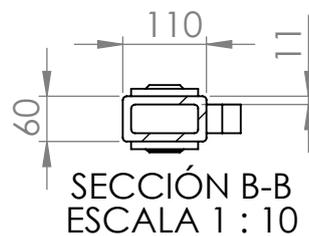
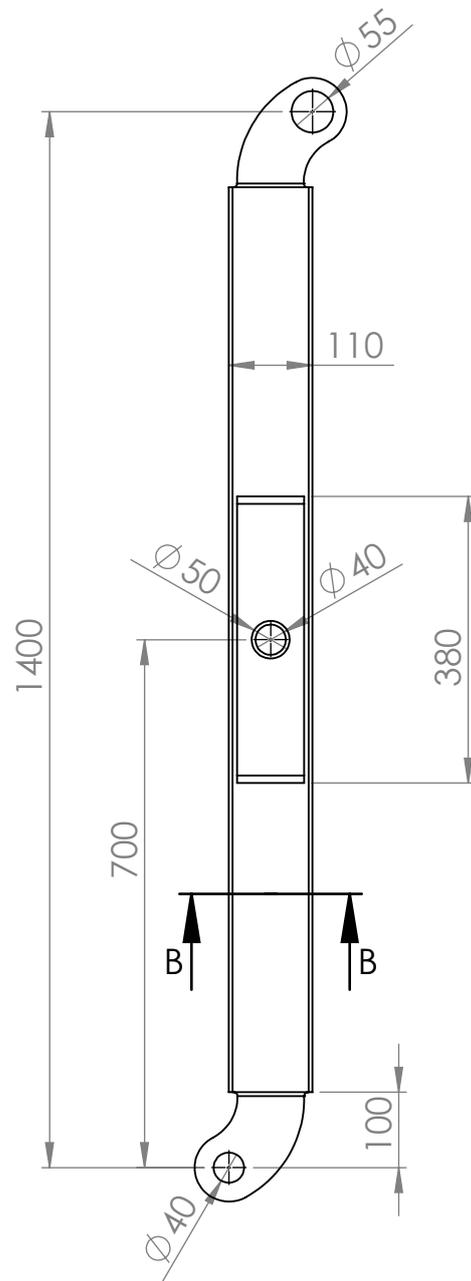
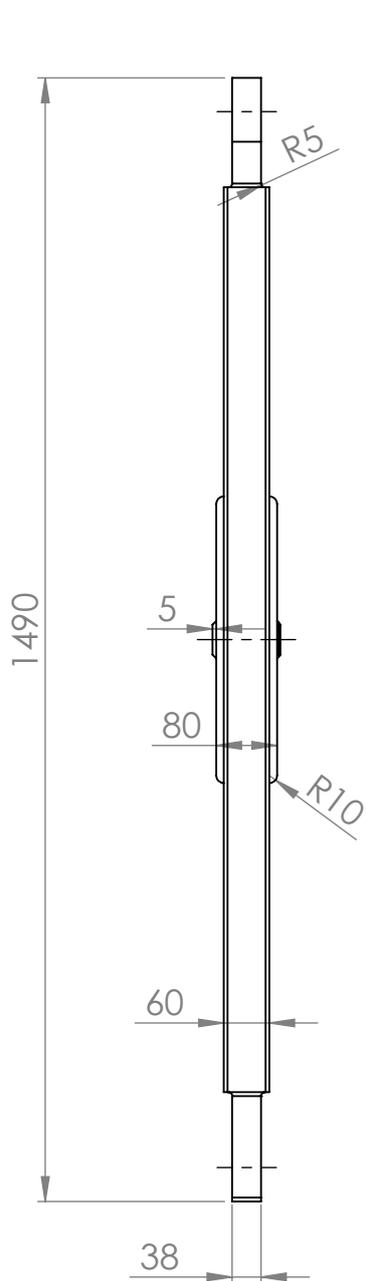
Cotas en mm



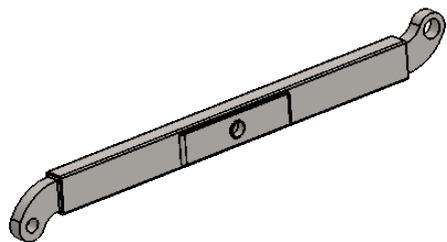
Vista isométrica
ESCALA 1:20

	Título del proyecto: Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículos	
	Firma: 	Descripción: Barra superior
Autora: Sandra Torres Martínez	Fecha: Almería, mayo de 2019	Nº plano: 5





Cotas en mm



Vista isométrica
ESCALA 1:20

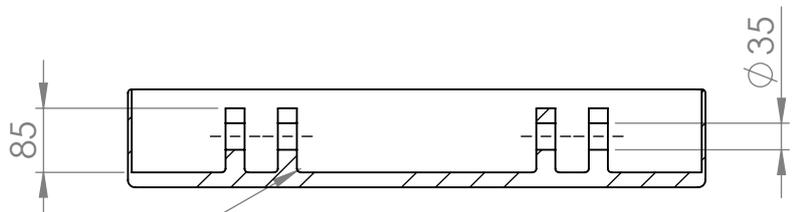
	Título del proyecto: Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículos	
	Firma: 	Descripción: Barra superior eje
Autora: Sandra Torres Martínez	Fecha: Almería, mayo de 2019	Nº plano: 6



4 3 2 1

F

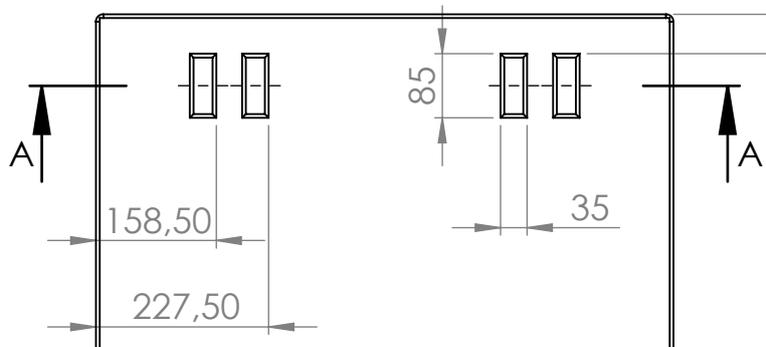
F



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

E

E

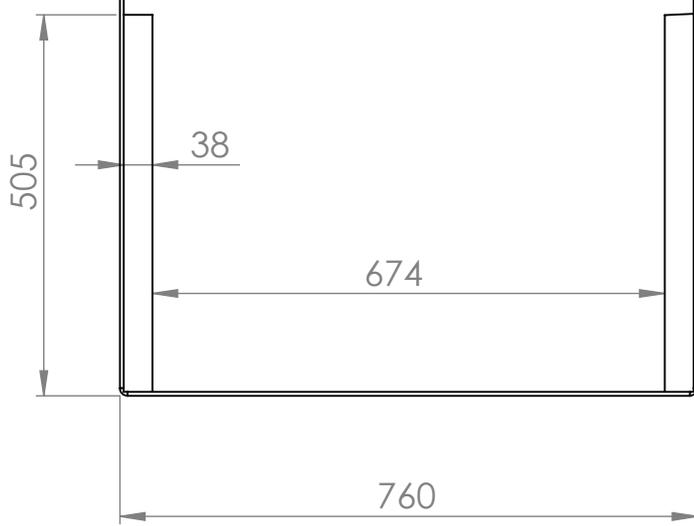


D

D

C

C



B

B

A

A

Cotas en mm



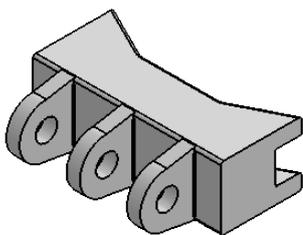
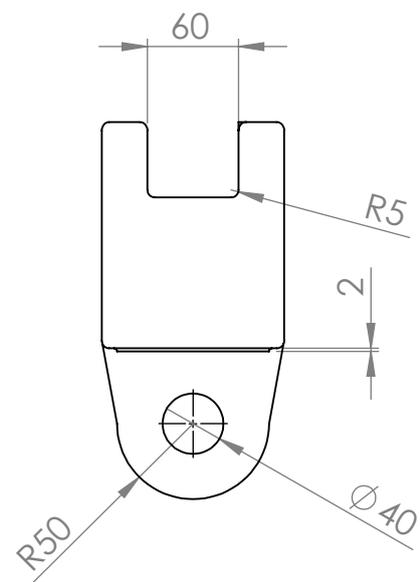
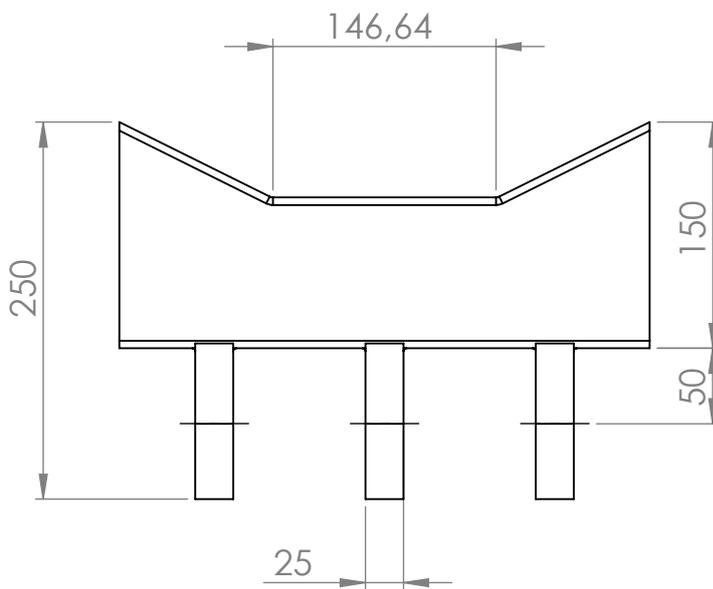
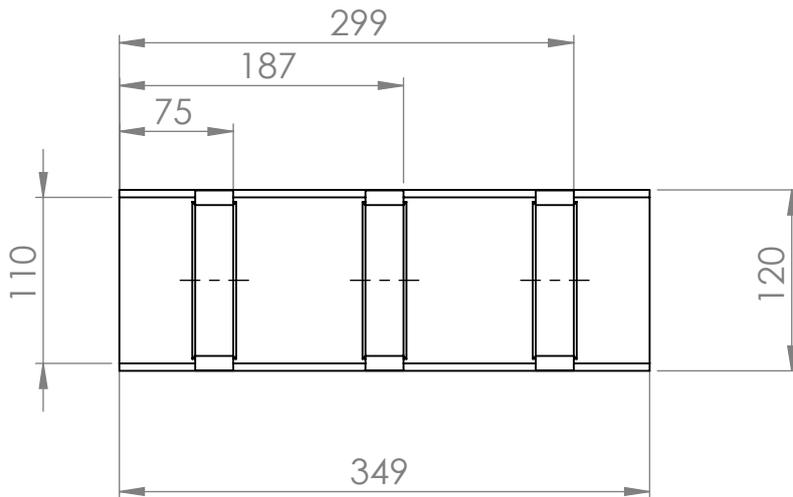
1560

R10

	Título del proyecto: Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículos		
	Firma: 	Descripción: Base superior	Escala: 1:10
Autora: Sandra Torres Martínez		Fecha: Almería, mayo de 2019	Nº plano: 7



4 3 2 1

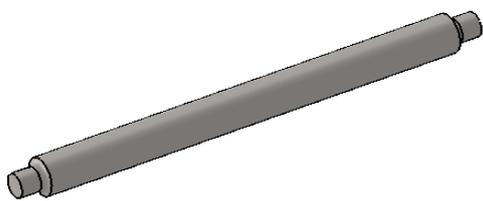
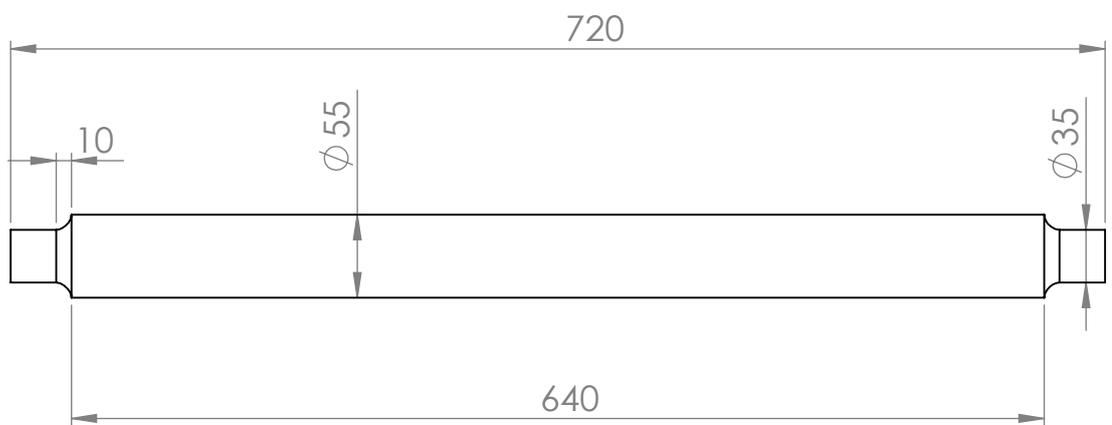


Vista isométrica
ESCALA 1:10

Cotas en mm

	Título del proyecto: Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículos	
	Firma: 	Descripción: Sujeción cilindro
Autora: Sandra Torres Martínez	Fecha: Almería, mayo de 2019	Nº plano: 8





Vista isométrica
ESCALA 1:10

Cotas en mm

	Título del proyecto: Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículos		
	Firma: 	Descripción: Eje	Escala: 1:5
Autora: Sandra Torres Martínez	Fecha: Almería, mayo de 2019	Nº plano: 9	



4

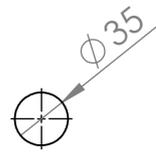
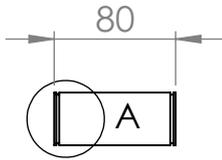
3

2

1

F

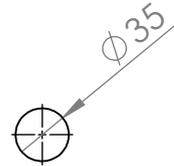
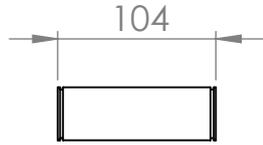
F



PASADOR UNION

E

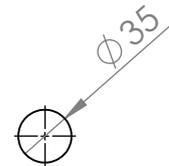
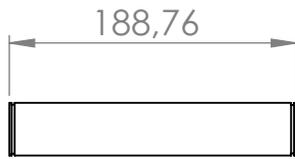
E



PASADOR SUJECION

D

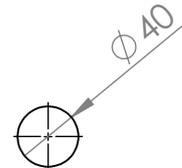
D



PASADOR MEDIO

C

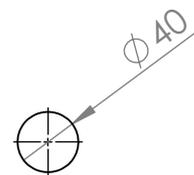
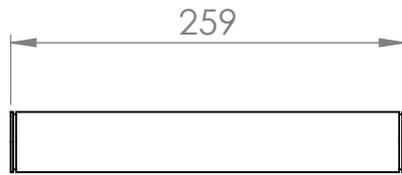
C



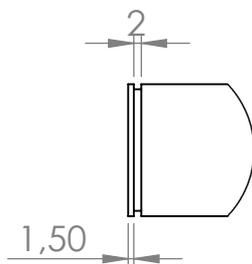
PASADOR CILINDRO INFERIOR

B

B



PASADOR CILINDRO SUPERIOR



DETALLE A
VÁLIDO PARA TODOS
LOS PASADORES
ESCALA 1 : 2

Cotas en mm

A

A

	Título del proyecto: Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículos	
	Firma: 	Descripción: Pasadores
Autora: Sandra Torres Martínez	Fecha: Almería, mayo de 2019	Nº plano: 10

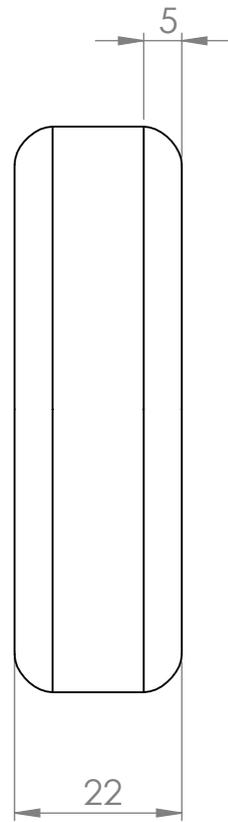
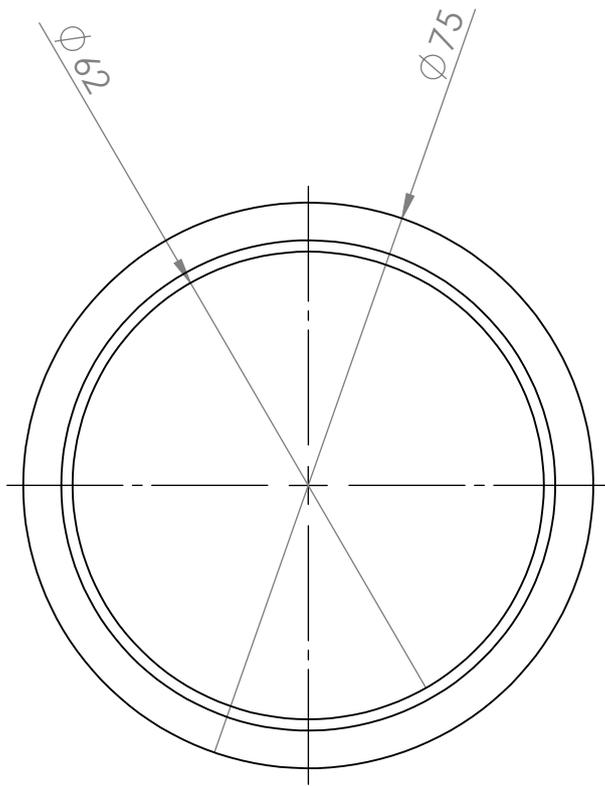


4

3

2

1



Vista isométrica
ESCALA 1:2

Cotas en mm

	Título del proyecto: Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículos		
	Firma: 	Descripción: Rueda	Escala: 1:1
Autora: Sandra Torres Martínez		Fecha: Almería, mayo de 2019	Nº plano: 11



DOCUMENTO 5 MEDICIONES Y PRESUPUESTO

Este documento se elabora con el fin de ayudar a tomar la decisión de si el proyecto se lleva a cabo o no, ya que, se ofrece una idea aproximada del importe total.

A continuación, se adjuntarán una serie de tablas resumen de lo que supone el coste de las piezas estándar obtenidas de algún proveedor externo, el coste de fabricación de cada pieza sabiendo el peso de cada una y el precio por kilos del material en cuestión y, por último, la mano de obra calculada a partir de los sueldos base medios según el tipo de tarea y trabajando en el proyecto 8 horas al día, 5 días a la semana.

La fabricación mencionada en la mano de obra incluye el mecanizado, corte y soldado de cada pieza que se deba hacer a medida (componentes fabricados) y la soldadura que se añade a parte es porque hay piezas que una vez hechas deben unirse en el montaje.

COMPONENTES COMERCIALES			
COMPONENTE	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO [€]	TOTAL PARCIAL [€]
Casquillo sinterizado de bronce. Longitud 25 mm	12	1,79	21,48
Casquillo sinterizado de bronce. Longitud 35 mm	8	1,93	15,44
Anillo de seguridad DIN 471. Diámetro interior 35 mm	22	0,85	18,7
Anillo de seguridad DIN 471. Diámetro interior 40 mm	4	0,97	3,88
Rodamiento SKF NCF 3007 CV	4	25,65	102,6
Sensores fin de carrera Bernsteins Type Ti2	2	28,22	56,44
Grupo hidráulico DIPRAX	1	595,36	595,36
Cilindro hidráulico INOL doble efecto T/CH serie	2	407,72	815,44
Distribuidor 4/3	1	76,38	76,38
TOTAL PARTIDA [€]			1705,72

Tabla 39. Componentes comerciales

Se debe aclarar que, aunque se disponga de 4 barras distintas, entre las 2 inferiores y las 2 superiores el peso apenas cambia, por eso solo se introducen 2 tipos de barras.

COMPONENTES FABRICADOS				
COMPONENTE	CANTIDAD	MATERIAL	PESO [kg]	TOTAL PARCIAL [€]
Barras superiores. Perfil rectangular hueco 110x60x11 mm. Incluye las terminaciones.	4	S275	43,36	49,4304
Barras superiores. Perfil rectangular hueco 110x60x11 mm. Incluye las terminaciones.	4	S275	45,35	51,699
Base superior	1	S235	220,74	222,9474
Base inferior	1	S275	97,35	110,979
Sujeción del cilindro	1	S355	39,69	47,2311
Eje	2	S235	12,51	12,6351
Pasador cilindro inferior	1	Acero Clase 8.8	2,11	11,8793
Pasador cilindro superior	1	Acero Clase 8.8	2,55	14,3565
Pasador medio	4	Acero Clase 8.8	1,42	7,9946
Pasador sujeción	4	Acero Clase 8.8	0,78	4,3914
Pasador unión	4	Acero Clase 8.8	0,6	3,378
Rueda	4	S275	0,217	0,24738
Sistema de seguridad	1	S355	61,53	73,2207
Barra de seguridad	1	S275	5,19	5,9166
TOTAL PARTIDA [€]				616,30648

Tabla 40. Componentes fabricados

MANO DE OBRA			
TAREAS	HORAS	PRECIO UNITARIO [€/h]	TOTAL PARCIAL
Fabricación	24	7,32	175,68
Montaje	12	7,32	87,84
Soldadura	12	10,96	131,52
Pintura	8	9,4	75,2
TOTAL PARTIDA [€]			470,24

Tabla 41. Mano de obra

Las horas que dedica el ingeniero para elaborar el proyecto con el importe correspondiente que esto conlleva he decidido introducirlo porque, obviamente, es algo que se debe de tener en cuenta, pero no se añaden al presupuesto general porque no sería el precio real del producto debido a que no solo se fabricará una unidad. Esto está pensado para la fabricación en serie traduciéndose en un abaratamiento del precio por unidad.

MANO DE OBRA			
TAREAS	HORAS	PRECIO UNITARIO [€/h]	TOTAL PARCIAL
Elaboración del proyecto	489	45	22005
TOTAL PARTIDA [€]			22005

Tabla 42. Mano de obra

El presupuesto general del proyecto con sus correspondientes impuestos sería:

PARTIDA	COSTE [€]
Componentes comerciales	1705,72
Componentes fabricados	616,3
Mano de obra	470,24
TOTAL PARCIAL	2792,26
15 % Gastos generales	418,839
6 % Beneficio Industrial	167,5356
21% IVA	586,3746
TOTAL POR ELEVADOR	3965,1

Tabla 43. Presupuesto general

Asciende el presente Presupuesto General de Ejecución del Proyecto a la expresada cantidad de TRES MIL NOVECIENTOS SESENTA Y CINCO EUROS con 1 CÉNTIMO (3965,1 €).



Este proyecto trata sobre el diseño y los cálculos que hay que realizar para la obtención de un prototipo de elevador de doble tijera para vehículos por accionamiento hidráulico. Todo ello se llevará a cabo teniendo siempre en cuenta la normativa aplicada a este campo. El diseño se ha hecho a través de un software CAD en 3D y tras esto se le realizan una serie de análisis. Una vez obtenidos los resultados, se validan mediante un estudio CAE y en función de estos se seleccionan los diferentes elementos por los que va a estar constituido y se estima el presupuesto.

This project it's about the design and calculations that have to be done to obtain a prototype of a double scissor lift for vehicles by hydraulic drive. All this will be done taking into account the regulations applied to this field of application. The design has been done through a 3D CAD software and after that some analyzes are carried out. Once the results are obtained, they are validated by means of a CAE study and according to these the different elements by which it will be constituted are selected and the budget is estimated.