



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Cálculo y análisis de una plataforma elevadora en
automóvil para personas con movilidad reducida

Calculation and analysis of a car platform lift for
persons with reduced mobility

Autor

Albert Giménez Casanova

Directora

Paula María Canalís Martínez

Grado en Ingeniería Mecánica

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

2021

RESUMEN

El objetivo principal de este Trabajo Fin de Grado es el diseño integral de una plataforma elevadora en vehículo para personas con movilidad reducida, analizando las situaciones que puedan resultar más desfavorables con el fin de realizar un proyecto con componentes que estén adaptados a las necesidades de las situaciones propuestas.

En primer lugar, se ha realizado una búsqueda de información y documentación técnica acerca de los elevadores existentes para que, tras la pertinente valoración, se realice la elección del tipo de elevador que mejor se ajuste a la finalidad de este trabajo.

Tras la elección del tipo de elevador que va a desarrollarse, se estudian las condiciones en las que va a trabajar el equipo, qué tamaños y masas va a tener que soportar, pudiendo así determinar las dimensiones que debe tener el equipo.

A partir de este primer pre diseño, realizamos un análisis de fuerzas que nos permitirá dimensionar de forma certera todos los elementos que constituyen el sistema, pudiendo así concluir que elementos comerciales serán necesarios y válidos para nuestro proyecto. Además de la elección de elementos comerciales, también quedarán definidos los materiales que componen cada una de las piezas de nuestro sistema.

Por último, verificaremos que todo lo calculado y seleccionado anteriormente va a proporcionarnos un correcto funcionamiento, soportando todas las cargas especificadas en el pre diseño. Esta verificación se llevará a cabo mediante un análisis estructural mediante simulación 3D con el programa "Solidworks".

ÍNDICE

RESUMEN	2
MEMORIA	6
1. INTRODUCCIÓN	6
1.1 ANTECEDENTES Y MOTIVACIÓN	6
1.2 OBJETIVO Y ALCANCE DEL PROYECTO.....	6
2. PLATAFORMAS PARA PERSONAS CON MOVILIDAD REDUCIDA	7
2.1 CARACTERÍSTICAS	7
2.2 TIPOS.....	8
3. NORMATIVA	12
4. DEFINICIÓN DE LA MÁQUINA	13
4.1 TIPO DE ELVADOR	13
4.2 CARGA A TRANSPORTAR	13
4.3 DIMENSIONES Y CAPACIDAD DE CARGAS MÍNIMAS	15
4.4 PREDISEÑO INICIAL	16
5. CÁLCULO ANALÍTICO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS	17
5.1 CÁLCULO FUERZAS DISEÑO	17
5.2 SELECCIÓN CILINDRO.....	20
5.3 CÁLCULO DE LOS PASADORES	23
5.4 CÁLCULO DE LA SECCIÓN DE LAS BARRAS.....	24
5.5 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA PLATAFORMA DE UNIÓN.....	24
5.6 CÁLCULO DE LA SOLDADURA DE UNIÓN AL CHASIS.....	25
5.7 CÁLCULO DE LA UNIÓN ROSCADA AL CHASIS	26
5.8 SELECCIÓN ELEMENTOS COMERCIALES	27

6.	DISEÑO TRIDIMENSIONAL.....	29
6.1	ESTUDIO DE LA PLATAFORMA	30
6.2	ESTUDIO DE LAS BARRAS.....	34
6.3	RESULTADOS SIMULACIÓN.....	43
7.	CONCLUSIONES	45
	ANEXO I: CÁLCULOS.....	47
	CÁLCULO FUERZAS DISEÑO	48
	CÁLCULO CILINDROS HIDRAULICOS	54
	CÁLCULO PASADORES	59
	CÁLCULO SECCIÓN DE LAS BARRAS	65
	CÁLCULO PLATAFORMA DE UNIÓN	72
	CÁLCULO SOLDADURA	80
	CÁLCULO UNIÓN ROSCADA	84
	ANEXO II: FICHA TÉCNICA ACTUADOR ELÉCTRICO	88
	ANEXO III: PRONTUARIO PERFILES	90
	PRONTUARIO PERFILES HUECOS RECTANGULARES	91
	PRONTUARIO PERFILES UPN.....	92
	ANEXO IV: DOCUMENTACIÓN ELEMENTOS COMERCIALES	93
	BOTONERA HARMONY XACA2714.....	94
	PASADOR DE SUJECCIÓN	96
	CASQUILLO SELFOIL.....	97
	BIBLIOGRAFÍA.....	98



MEMORIA

Cálculo y análisis de una plataforma
elevadora en automóvil para
personas con movilidad reducida

1. INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES Y MOTIVACIÓN

Este proyecto surge a partir del interés en profundizar en la asignatura “Criterios de diseño de Máquinas” y “Mecánica de sólidos deformables”, para conocer cómo es posible trasladar los conocimientos adquiridos en estas materias a la vida real.

Con esta consigna, se inicia la búsqueda de una máquina con un uso extendido y que además pueda adaptarse a los conocimientos adquiridos en dichas asignaturas.

De este modo, y tras valorar las diferentes opciones disponibles, optamos por el cálculo y estudio de una plataforma para vehículos dirigida a personas con movilidad reducida, puesto que reúne las exigencias impuestas y está formada por distintos elementos que pueden ser estudiados tanto de forma teórica como simulada.

1.2 OBJETIVO Y ALCANCE DEL PROYECTO

El objeto principal del proyecto se basa en la creación de una plataforma elevadora que pueda adaptarse al chasis de una furgoneta convencional.

Se opta, para ello, por diseñar la plataforma elevadora a medida que se adecue a las necesidades de una furgoneta siguiendo los siguientes pasos:

- Recogida de información y documentación técnica
- Análisis de la estructura propuesta, probando las distintas posiciones con el fin de conocer los momentos y zonas más desfavorables a tener en cuenta
- Dimensionamiento de los elementos para las situaciones críticas
- Elección de los elementos comerciales necesarios a partir de los cálculos realizados anteriormente
- Analizar a partir de una simulación 3D la estructura propuesta

Durante el desarrollo del proyecto además de asegurar que los materiales resistan las cargas se buscará su durabilidad frente a posibles agentes externos.

2. PLATAFORMAS PARA PERSONAS CON MOVILIDAD REDUCIDA

“Ayudar a alguien a atravesar la dificultad es el punto de partida de la civilización”.

La civilización es una ayuda comunitaria.

El uso de la tecnología actual para mejorar la calidad de vida de las personas con movilidad reducida, facilitando su integración, normalizando sus relaciones con el entorno y la sociedad a la que pertenecen, es uno de los signos que demuestran nuestra madurez como civilización.

La necesidad de utilizar aparatos que ayudaran a personas o cosas a subir o bajar se remonta a la edad antigua. Existen referencias históricas de que ya en el año 80 d.C. el emperador romano Tito hizo construir un elevador para incorporarlo en el Coliseo e incluso otros sostienen que Arquímedes en el S II a.C. ya construyó el primero.

Los sistemas utilizados han ido evolucionando desde cuerdas y poleas, sistemas de tracción con la base del actual mecanismo de la grúa, transmisión a tornillo, hasta elevadores a vapor, elevadores hidráulicos y finalmente los ascensores eléctricos.

La construcción de edificaciones más altas, debido al incremento del precio del suelo, provocó la implantación de este tipo de aparatos, pero hasta el Siglo XIX no se inventó el primer freno de seguridad para ascensores que permitiría un uso más seguro de los mismos y la rápida difusión de este tipo de instalaciones para la movilización de personas.

Casi a la par de estos avances, se patentó en 1886 el primer automóvil con motor de combustión.

Ha sido en las últimas décadas cuando ambos elementos se han coordinado posibilitando una vida más autónoma e independiente, posibilitando al usuario entrar en el vehículo y viajar con su propia silla.

Ascensores y plataformas eléctricas en sus diversas modalidades (rampas de acceso que pueden ser telescópicas o plegables), permiten mejorar la accesibilidad para aquellas personas que tienen alguna minusvalía, eliminando barreras, constituyendo un elemento de integración.

2.1 CARACTERÍSTICAS

A continuación, se muestran las principales características que las plataformas elevadoras para personas con movilidad reducida deben tener:

- *Seguridad:*

Ante todo, y como todas las máquinas que se fabriquen deben ser seguras y prevenir accidentes tanto para las personas que la utilizan como para las personas que transportan. Además de un buen diseño en este ámbito es básico el mantenimiento de los equipos, previniendo así su posible rotura o fallo, lo que podría derivar en accidentes.

- *Accesibilidad:*

Se debe tener en cuenta, y más en nuestro caso, que el diseño debe estar adaptado para personas con movilidad reducida. Por lo tanto, debe evitarse las posibles barreras que dificulten el uso de nuestro equipo a cualquier persona.

- *Fácil manejo:*

El equipo debe estar dotado de unos mandos de intuitivo y fácil manejo, ayudando a la persona encargada de elevar la plataforma a no equivocarse o realizar alguna acción que pueda resultar nociva tanto para la persona que va encima como para los elementos del equipo.

- *Compacto:*

La plataforma debe ser guardada al completo dentro del vehículo, por lo que debe dotarse a la misma de un diseño de forma que, en el momento que no esté en uso, ocupe el mínimo espacio posible y así no restar de espacio útil al vehículo en el que se haya colocado.

- *Capacidad de levantar grandes pesos:*

La plataforma elevadora por construcción debe ser capaz de levantar tanto el peso de la persona que está subida en ella, como el de la silla (ya sea eléctrica o mecánica) que le acompaña. Además, es posible que en alguna ocasión deba levantar una segunda persona a la vez, por lo que debe estar capacitada para resistir y elevar todo ese peso.

2.2 TIPOS

Existen varias de formas de clasificar las plataformas elevadoras, siendo una de las más habituales separarlas por el tipo de plato de elevación que presentan. En este tipo de distinción, encontramos cuatro tipos de plato: Elevadores de plato estándar elevadores con plataforma retráctil, elevadores de plato replegable y elevadores con plato dividido vertical. A continuación, se presentan una pequeña descripción de cada uno de los tipos:

- Elevadores de plato estándar

Este tipo de elevadores son los más sencillos en cuanto a composición. Están formados por dos brazos retráctiles que elevan una plataforma formada por una sola pieza.



Figura 1. Elevador plato estándar.

Como puede apreciarse en la siguiente imagen, al realizar la elevación total de la plataforma, esta queda totalmente vertical, permitiendo así el correcto cierre de las puertas traseras del vehículo sin necesidad de ninguna modificación extra.



Figura 2. Elevador plato estándar.

- Elevadores con plataforma retráctil

Estas plataformas se caracterizan por la expansión de la plataforma. En posición retraída, la plataforma queda guardada en la zona inferior del vehículo, como podemos ver en la *Figura 3* y *Figura 4* dejando así libre la parte posterior del mismo.



Figura 3. Elevador con plataforma retráctil.



Figura 4. Elevador con plataforma retráctil.

- Elevadores de plato replegable

Los elevadores de este tipo son prácticamente iguales a los elevadores de plato estándar. La diferencia entre ellos es que en este caso la plataforma viene dividida de forma transversal en dos secciones que se doblan, ocupando así la mitad de altura a la hora de plegarse.



Figura 5. Elevador de plato replegable.

Como puede apreciarse en la *Figura 6*, al realizar la elevación total, la plataforma queda dividida por la mitad, permitiendo así liberar la parte superior. Su instalación está pensada para dar el mismo servicio que los elevadores de plato estándar para vehículos que dispongan de menos altura.



Figura 6. Elevador de plato replegable.

- Elevadores con plato dividido vertical

En este caso, la plataforma de elevación viene dividida de forma transversal. En el momento de elevación máxima, la plataforma queda plegada hacia dentro, liberando así el espacio central de la parte posterior del vehículo, como puede apreciarse en la *Figura 8*.



Figura 7. Elevador de plato dividido.



Figura 8. Elevador de plato dividido.

3. NORMATIVA

A continuación, se presenta una recopilación de gran parte de la legislación y normativa aplicable a los elevadores genéricos y a los elevadores para vehículos:

- **Real Decreto 1428/2003**, de 21 de noviembre, por el que se aprueba el Reglamento General de Circulación para la aplicación y desarrollo del texto articulado de la Ley sobre tráfico, circulación de vehículos a motor y seguridad vial, aprobado por el Real Decreto Legislativo 339/1990, de 2 de marzo
- **Real decreto 866/2010**, de 2 de julio, por el que se regula la tramitación de las reformas de vehículos.
- **Real Decreto 2822/1998**, de 23 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento General de Vehículos: Anexo IX
- **Real Decreto 2291/1985**: Reglamento aparatos de elevación y manutención de los mismos.
- **Norma UNE 26494:2014**: Vehículos de carretera. Vehículos para el transporte de personas con movilidad reducida. Capacidad igual o menor a nueve plazas, incluido el conductor.
- **Orden CTE/3191/2002**, por la que se tipifican nuevas reformas de importancia y se modifican los anexos I y II del Real Decreto 736/1988 de 8 de julio, por el que se regula la tramitación de reformas de importancia de vehículos de carretera y se modifica el artículo 252 del Código de la Circulación.
- **89/392/CEE**: Condiciones de seguridad y salud que deben cumplir las máquinas para su libre circulación
- **98/14/CEE**: Homologación de tipo europea aplicable a vehículos automóviles de la categoría M1.
- **Certificación Accesibilidad Universal UNE 17001**: Garantiza el acceso y servicios universalmente accesibles a todos los usuarios
- **Real decreto 1544/2007**, de 23 de noviembre, por el que se regulan las condiciones básicas de accesibilidad y no discriminación para el acceso y utilización de los modos de transporte para personas con discapacidad y sus actualizaciones.
- **Ley 51/2003, de 2 de diciembre**, de igualdad de oportunidades, no discriminación y accesibilidad universal de las personas con discapacidad.
- **2001/85/CE**: Disposiciones aplicables a los vehículos utilizados para el transporte de viajeros con más de ocho plazas. Requisitos que permiten la accesibilidad de las personas con movilidad reducida.
- **UNE-EN 81-41:2011**: Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores. Plataformas elevadoras verticales para el uso por personas con movilidad reducida.

4. DEFINICIÓN DE LA MÁQUINA

4.1 TIPO DE ELVADOR

El elevador seleccionado para el estudio es una plataforma interior para furgoneta con plato estándar de modelo compacto con dos cilindros. Para la elección del tipo de elevador se ha tenido en cuenta, dentro de las opciones propuestas, cuál de ellas ofrece mayor capacidad de cálculos de elementos que se pueden encontrar (barras, cilindros, pasadores...)

Este tipo de elevador para personas con movilidad reducida en automóviles es uno de los más utilizados, además de ser uno de los modelos más seguros y que mayor carga pueden soportar.

4.2 CARGA A TRANSPORTAR

El principal objetivo de la plataforma elevadora será la ascensión de personas (principalmente en silla de ruedas eléctrica o mecánica). Por ello, tendremos que plantear los casos más desfavorables en los que tengamos que realizar la elevación de mayor peso, teniendo en cuenta las dimensiones e influencia tanto de la silla como de la persona que vaya encima, pudiendo así dimensionar la plataforma elevadora.

En el mercado encontramos gran cantidad de sillas de ruedas, tanto mecánicas como eléctricas, por lo que para el estudio elegiremos una silla de cada tipo.

Tras analizar varios modelos de sillas, optamos por la elección para el estudio unas de las sillas más grandes y pesadas del mercado, ya que así nos aseguramos que podremos realizar la elevación de cualquier modelo de silla.

A continuación, se muestran tablas con el dimensionamiento y el peso de los modelos escogidos:

- Silla eléctrica:
Modelo: Invacare TDX SP2



Figura 9. Silla eléctrica Invacare TDX SP2.

Tabla 1. Dimensiones y peso silla eléctrica Invacare TDX SP2.

<i>Altura</i>	<i>1010 mm</i>
<i>Anchura</i>	<i>650 mm</i>
<i>Longitud</i>	<i>1160 mm</i>
<i>Peso</i>	<i>154 kg</i>

- Silla mecánica:
Modelo: Silla Alcázar Mobiclinic



Figura 10. Silla mecánica Alcázar Mobiclinic.

Tabla 2. Dimensiones y peso silla mecánica Alcázar Mobiclinic.

<i>Altura</i>	<i>860 mm</i>
<i>Anchura</i>	<i>640 mm</i>
<i>Longitud</i>	<i>985 mm</i>
<i>Peso</i>	<i>16,5 kg</i>

4.3 DIMENSIONES Y CAPACIDAD DE CARGAS MÍNIMAS

Una vez conocidos los tipos de silla que pueden resultar más conflictivos ya sea por sus dimensiones o por su peso, trabajaremos con estos valores para conseguir que nuestro diseño no colapse para ningún usuario, además de proporcionarnos un coeficiente de seguridad.

En cuanto a la altura, no dispondremos de ninguna restricción, ya que esta dimensión viene acotada por la altura del vehículo en el que se decida implementarse esta solución de elevación, por lo que antes de la colocación del diseño propuesto debería comprobarse que la altura es lo suficiente holgada como para el paso de una persona sentada.

A partir de estas especificaciones, fijaremos la longitud de nuestra plataforma en 1180 mm, permitiéndonos salvar los 1160 mm de la silla eléctrica, mientras que la anchura la fijaremos en 700 mm, ya que deben entrar sillas de 650 mm. Además, con estas dimensiones nos adecuamos a la norma *UNE 26494:2014*, en la que se indican las dimensiones mínimas para una silla de ruedas.

En cuanto a la capacidad de carga, debemos tener en consideración que además del peso propio de la silla debemos añadir el peso de la persona situada encima. Tomando como referencia la silla eléctrica, ya que su peso es mayor, y poniendo un caso extremo en el que la persona que utilice la silla necesite el apoyo de otra persona. Considerando el peso de cada una de las personas de unos 100 kg más el peso de la silla, la plataforma elevadora debe ser capaz de levantar 350 kg.

El recorrido de elevación de la plataforma debe ser de altura de suelo hasta la altura de nuestra furgoneta. Esta altura la fijaremos en 500 mm.

En la siguiente tabla se muestran los requisitos que deben ser cumplidos por la plataforma elevadora:

Tabla 3. Requisitos iniciales para el diseño del elevador.

<i>Longitud mínima</i>	<i>1180 mm</i>
<i>Anchura mínima</i>	<i>700 mm</i>
<i>Altura a salvar</i>	<i>500 mm</i>
<i>Capacidad de carga mínima</i>	<i>350 kg</i>

4.4 PREDISEÑO INICIAL

Tras realizar una valoración de las posibles soluciones para solventar el problema propuesto, se decide tomar la línea de diseño similar a los elevadores que existen actualmente en el mercado. Las características principales que tendrá el diseño serán:

- El elevador constará de dos brazos articulados unidos por una plataforma de suelo metálico antideslizante
- Estos brazos serán de perfil UPN para permitir la inclusión de elementos en su interior, además de tener mayor facilidad de encontrar estos elementos en el mercado por estar normalizados.
- El método de elevación elegido es mediante dos actuadores eléctricos, neumáticos o hidráulicos, que ejercerán la fuerza necesaria directamente sobre los brazos articulados.
- La unión de todos los elementos, tanto barras como actuadores se realizará mediante pasadores cilíndricos, designando cada uno de sus espesores tras un estudio de fuerzas.
- La estructura general vendrá anclada por cuatro placas de metal que irán soldadas a una plataforma metálica colocada en la parte posterior del vehículo.

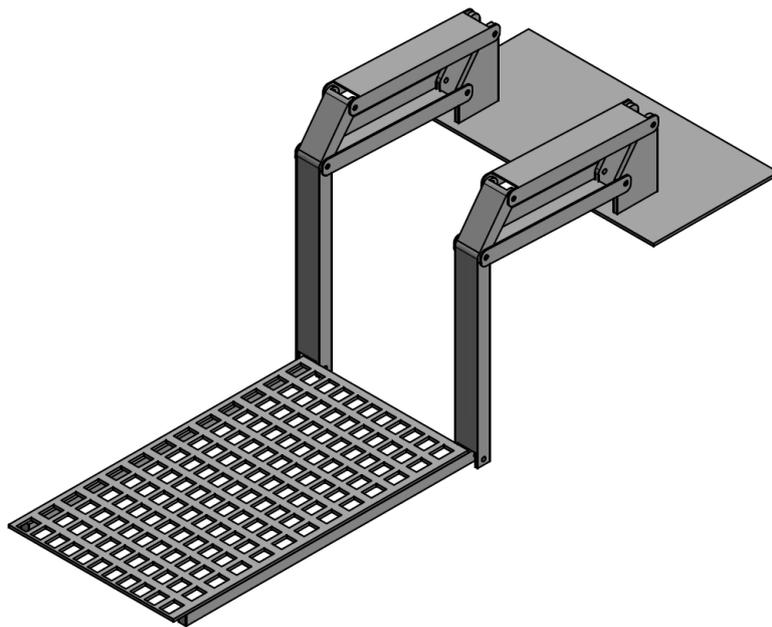


Figura 11. Pre diseño inicial.

5. CÁLCULO ANALÍTICO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS

A continuación, se realizan los cálculos a partir de los cuales se va a realizar el pre diseño inicial, así como la elección de los elementos necesarios para la obtención del diseño final. En primer lugar, nombraremos todas las barras de la máquina para poder realizar una correcta distinción entre ellas a la hora de realizar cálculos:

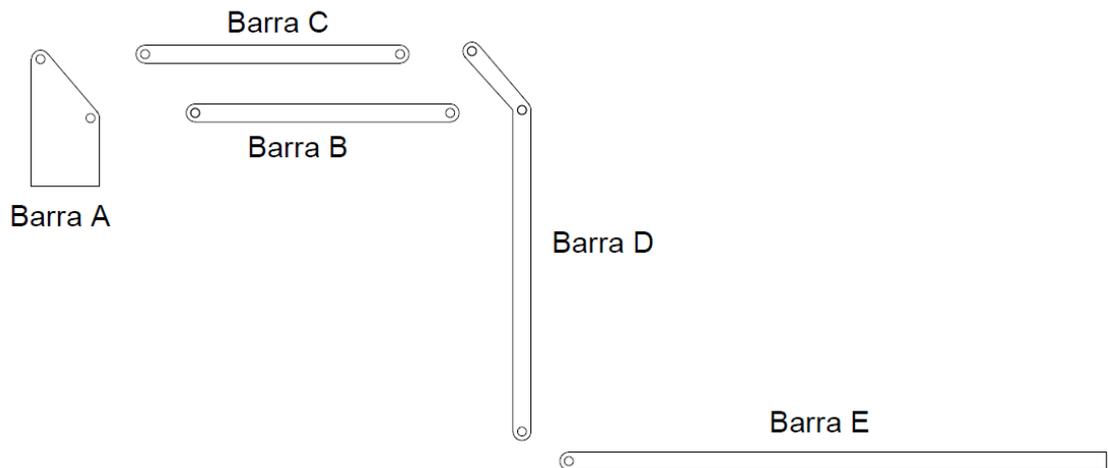


Figura 12. Denominación barras.

5.1 CÁLCULO FUERZAS DISEÑO

Iniciaremos los cálculos fijando tres posiciones con las que se cubre todo el recorrido que puede realizar nuestra máquina. Puesto que el sistema está formado por dos brazos simétricos unidos por la plataforma, realizaremos los cálculos de uno de los dos brazos ya que el otro es análogo.

Las posiciones quedan definidas en las siguientes figuras:

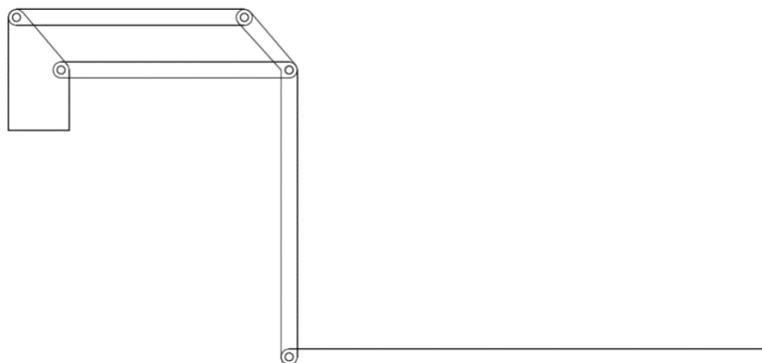


Figura 13. Posición de trabajo 1.

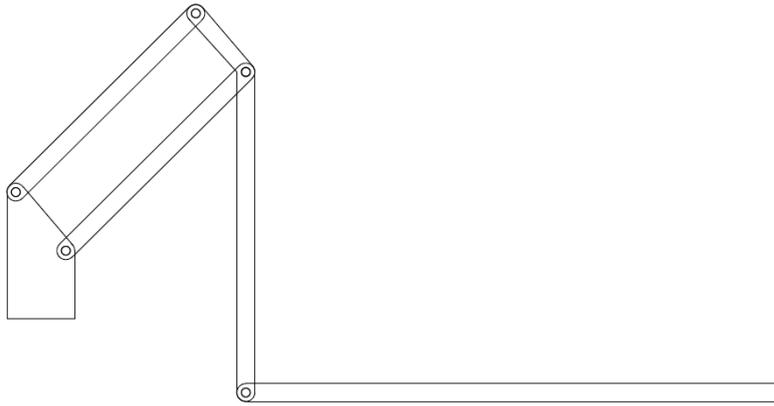


Figura 14. Posición de trabajo 2.

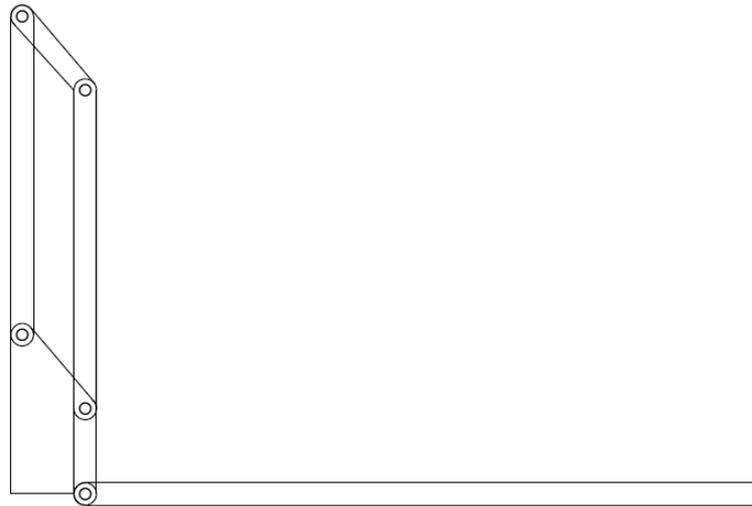


Figura 15. Posición de trabajo 3.

Establecidas las tres posiciones, procedemos a denominar las fuerzas actuantes en cada punto de nuestro modelo. De esta forma, calcularemos la fuerza del cilindro necesaria para cada una de las posiciones, conociendo qué puntos e instantes van a ser los más desfavorables para cada uno de los elementos. Estos cálculos vienen reflejados en el **ANEXO I: CÁLCULOS. Cálculos fuerzas de diseño**. La asignación, numeración y dirección de las fuerzas para la elevación se refleja en la *Figura 16*. Para las tres posiciones de trabajo se mantendrá el mismo nombre para las fuerzas.

Como resultado de estos cálculos obtenemos:

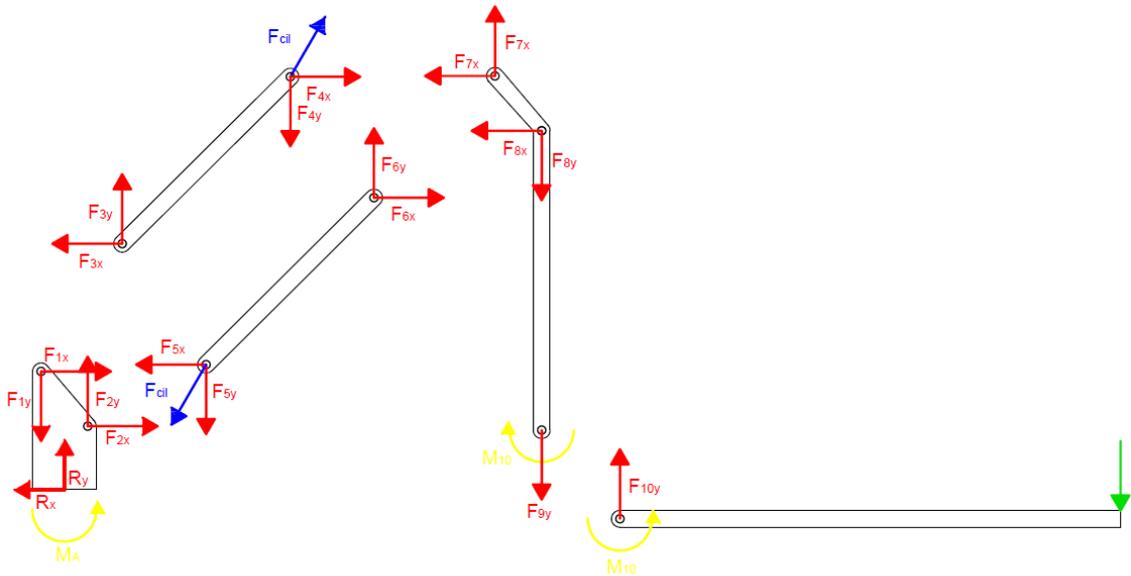


Figura 16. Asignación de numeración de fuerzas y direcciones.

Para la posición 1:

$F_{1x} = 21.149$	$F_{1y} = 1.712$	$F_{2x} = -21.149$
$F_{2y} = -3$	$F_{3x} = 21.149$	$F_{3y} = -4.55 E - 12$
$F_{4x} = 14.749$	$F_{4y} = 1.715$	$F_{5x} = -21.149$
$F_{5y} = -1.715$	$F_{6x} = -14.749$	$F_{6y} = -1,34 E - 15$
$F_{7x} = 14.749$	$F_{7y} = 1.715$	$F_{8x} = -14.749$
$F_{8y} = -1,34 E - 15$	$F_{9x} = 0$	$F_{9y} = 1.715$
$F_{10x} = 0$	$F_{10y} = 1.715$	$M_{10} = 2,024 E + 06$
$M_A = 3,078 E + 06$	$R_x = 0$	$R_y = 1.715$

$F_{CILINDRO} = 6.626$

Para la posición 2:

$F_{1x} = 10.852$	$F_{1y} = -12.330$	$F_{2x} = -10.852$
$F_{2y} = -14.045$	$F_{3x} = 10.852$	$F_{3y} = -10.852$
$F_{4x} = 8.509$	$F_{4y} = -6.794$	$F_{5x} = -10.852$
$F_{5y} = -12.567$	$F_{6x} = -8.509$	$F_{6y} = -8.509$
$F_{7x} = 8.509$	$F_{7y} = -6.794$	$F_{8x} = -8.509$
$F_{8y} = -8.509$	$F_{9x} = 0$	$F_{9y} = 1.715$
$F_{10x} = 0$	$F_{10y} = 1.715$	$M_{10} = 2,024 E + 06$
$M_A = 3,078 e + 06$	$R_x = 0$	$R_y = 1.715$

$F_{CIL} = 4.685$

Para posición 3:

$$\begin{array}{lll}
 F_{1x} = 0 & F_{1y} = -27.128 & F_{2x} = 0 \\
 F_{2y} = -28.843 & F_{3x} = 0 & F_{3y} = -18.397 \\
 F_{4x} = 0 & F_{4y} = -18.397 & F_{5x} = 0 \\
 F_{5y} = -20.112 & F_{6x} = 0 & F_{6y} = -20.112 \\
 F_{7x} = 0 & F_{7y} = -18.397 & F_{8x} = 0 \\
 F_{8y} = -20.112 & F_{9x} = 0 & F_{9y} = 1.715 \\
 F_{10x} = 0 & F_{10y} = 1.715 & M_{10} = 2,024E + 06 \\
 M_A = 3,07E + 06 & R_x = 0 & R_y = 1.715 \\
 & F_{CIL} = 0 &
 \end{array}$$

Fuerzas y reacciones en N
Momentos en Nmm

Estos resultados son análogos tanto para el ascenso como para el descenso de la plataforma, ya que la función del cilindro dentro del sistema es conseguir el equilibrio del mismo, haciendo que nuestro sistema no se venza para ninguna de las dos direcciones. Por ello, en el momento de la selección del cilindro deberemos tener en cuenta que los movimientos que realice sean precisos y suaves en todo momento, además de tener la suficiente capacidad de fuerza de 6.626 N calculada en la posición 1 (Posición más desfavorable)

5.2 SELECCIÓN CILINDRO

Resueltos todos los sistemas de ecuaciones, se puede comprobar que la situación en la que el cilindro estará sometido a más esfuerzo será en el inicio de la elevación de la plataforma (*Posición 1*). Esta fuerza máxima será igual a 6.626 N.

La carrera necesaria para el actuador viene dada por la posición en la que el cilindro esté más retraído y la posición que esté más extendido. Estas posiciones son la *Posición 1* de trabajo y la *Posición 3* de trabajo respectivamente.

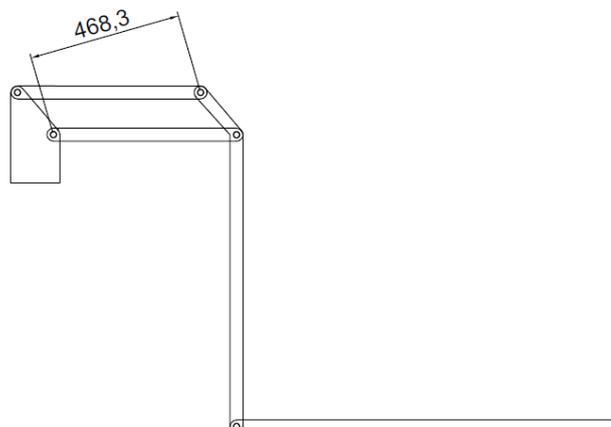


Figura 17. Posición más retraída del cilindro (Posición 1).

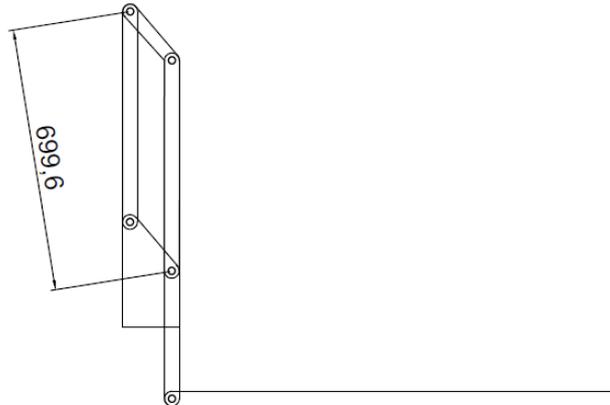


Figura 18. Posición más extendida del cilindro (Posición 3).

Conocidas estas dos cotas es posible calcular la carrera necesaria para nuestro cilindro, ya que simplemente será la resta entre ambos valores.

$$\text{Carrera del cilindro mínima} = 699,6 \text{ mm} - 468,3 \text{ mm} = 231,3 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el cilindro elegido deberá tener una fuerza mínima de 6.626 N y una carrera mínima de 232 mm.

A partir de estos valores, seleccionamos el cilindro, además del tipo del mismo. Las posibilidades existentes son cilindro eléctrico, cilindro neumático o cilindro hidráulico.

La instalación del cilindro neumático requiere disponer de un compresor y un almacenamiento de aire comprimido. También debe tenerse en cuenta que puede dar problemas en el funcionamiento al tratarse de un fluido compresible, por lo que desechamos esta idea.

En el caso de la instalación de un cilindro hidráulico, deberemos conocer en primera instancia el diámetro del pistón. Una vez conocido este diámetro, seleccionaremos el diámetro del vástago necesario a partir del coeficiente de pandeo, la fuerza necesaria y la carrera. Con estos datos, calcularemos tanto la velocidad de avance, como el caudal de la bomba necesaria para proporcionar el movimiento deseado al sistema, como la potencia del motor. Una vez dispongamos de todo lo anterior, se formulará la hipótesis de pared delgada para corroborar que el espesor del cilindro seleccionado será el correcto. Todos estos cálculos vienen en el **ANEXO I: CÁLCULOS. Cálculo cilindros hidráulicos**. Para poder instalar un actuador de este tipo será necesario colocar en el vehículo un depósito de aceite y una bomba para el accionamiento del sistema. Pueden darse también problemas de regulación durante el funcionamiento en este tipo de actuadores, por lo que desecharemos esta opción, ya que es más rentable y práctica la instalación de actuadores eléctricos que vayan conectados directamente al circuito eléctrico del vehículo.

Además, escogiendo un cilindro eléctrico nos aseguramos que la fuerza proporcionada en ambas direcciones de trabajo será la misma, cumpliendo así una de las condiciones impuestas en el *Apartado 5.1: Cálculos fuerzas de diseño*. El funcionamiento de los cilindros eléctricos viene dado por el uso de una extensión de vástago de pistón. La varilla está regulada por un sistema con un husillo de bolas de recirculación. Tiene una

tira guía para disminuir el juego con el cañón y la vibración, mientras que el tornillo de bola gira. En la *figura 19* podemos ver el interior de este tipo de actuadores. En resumen, estamos ante un tornillo sin fin que nos permite controlar la posición de nuestro pistón con gran precisión, además de otorgar movimientos suaves a nuestro sistema, dos características muy importantes necesarias para nuestro equipo.

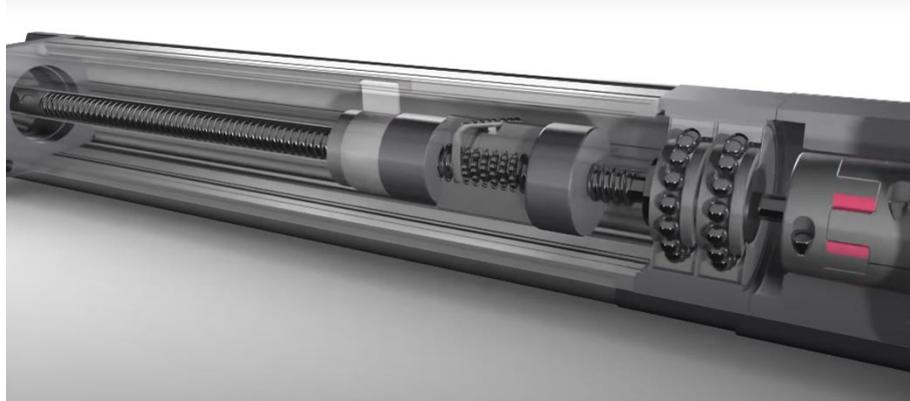


Figura 19. Interior actuador eléctrico.

Así, la elección final será la instalación de un cilindro comercial eléctrico con una fuerza mínima de 6.626 N y una carrera mínima de 232 mm.

El actuador escogido será del modelo de actuadores lineales DMA 12. Dentro de las opciones que nos ofrece este modelo, seleccionaremos las especificaciones que satisfagan nuestras necesidades. Para ello, en la sección de máxima carga, escogeremos el de mayor fuerza (7000 N).

Max. dynamic load (N)	2600	3500	4500	6000	7000
Max. static load (N)	13600	13600	13600	13600	13600

Figura 20. Extracto ficha técnica actuador eléctrico modelo DMA 12V.

En la selección de la carrera, tomamos 305 mm ya que cumple holgadamente los 232 mm requeridos.

Stroke length and version B (mm)	102	153	203	305	457	610
----------------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Figura 21. Extracto ficha técnica actuador eléctrico modelo DMA 12V.

Por lo tanto, siguiendo la nomenclatura dictada por el fabricante, el cilindro seleccionado es un DMA-12-40-B-305-IP65, con fuerza máxima de 7000 N, una carrera de 305 mm y un peso de 5,4 kg. Este actuador eléctrico viene con una alta protección frente a polvo y agua, asegurando una mayor durabilidad del mismo. Todas las especificaciones de este actuador eléctrico vienen dadas en **ANEXO II: FICHA TÉCNICA ACTUADOR ELÉCTRICO**.



Figura 22. Cilindro DMA-12-40-B-305-IP65.

5.3 CÁLCULO DE LOS PASADORES

En el cálculo de los pasadores se van a tomar unas características comunes en todos ellos a fin de homogeneizar el diseño. Además, se realizará el cálculo del espesor mínimo que deben tener las barras para poder evitar el fallo por aplastamiento. Las propiedades generales de los pasadores serán:

- Pasadores de acero E500, con resistencia a fluencia del material igual a 500 MPa ($\sigma_F = 500 \text{ MPa}$)
- En todos los cálculos se aplicará un coeficiente de seguridad igual o mayor que tres para asegurar que el sistema no colapse ($C_s \geq 3$)
- El cálculo se realizará en la posición en que la resultante de fuerzas sea mayor, asegurando así que no colapsa en ningún momento.
- La fuerza total de cada punto será igual a la resultante de las fuerzas ejercidas en x e y.

En el **ANEXO I: CÁLCULOS. Cálculo de los pasadores** encontramos todos los cálculos realizados para el dimensionamiento de los pasadores del sistema, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 4. Dimensiones de los pasadores y las barras sobre las que apoyan.

PASADOR	DIÁMETRO PASADOR	ESPESOR BARRA
Punto 1-3	15	7
Punto 2-5	15	7
Punto 4-7	12	6
Punto 6-8	13	6
Punto 9-10	4	2

Diámetros y espesores en mm.

5.4 CÁLCULO DE LA SECCIÓN DE LAS BARRAS

En el cálculo de los pasadores tomaremos también características comunes en todas las barras con el fin de homogeneizar el diseño. Las propiedades generales de las barras serán:

- Barras de acero E450, con resistencia a fluencia del material igual a 450 MPa ($\sigma_F = 450 \text{ MPa}$)
- Las barras B, C y D tendrán perfil UPN normalizado (**ANEXO III: PRONTUARIOS DE PERFILES**)
- La barra A será una pieza hecha a medida, por lo que no tendrá perfil normalizado
- La barra E será un perfil hueco rectangular normalizado (**ANEXO III: PRONTUARIOS DE PERFILES**)
- En todos los cálculos se aplicará un coeficiente de seguridad igual o mayor que tres para asegurar que el sistema no colapse ($C_s \geq 3$)
- El cálculo se realizará en la posición y sección en que la resultante de fuerzas sea mayor, asegurando así que no colapsa en ningún momento

Las barras B, C y D serán calculadas en **ANEXO I: CÁLCULOS. Cálculo de la sección de las barras**, mientras que la barra E será calculada en **ANEXO I: CÁLCULOS. Cálculo de la plataforma de unión**. Realizados estos cálculos llegamos a la conclusión que los perfiles de las barras seleccionados deben ser (datos geométricos de los perfiles en **ANEXO III: PRONTUARIOS DE PERFILES**):

Tabla 5. Perfiles de las barras del sistema.

BARRA	PERFIL
A	Corte chapa 9 mm
B	UPN 120
C	UPN 120
D	UPN 180
E	Hueco rectangular 70x50.4

5.5 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA PLATAFORMA DE UNIÓN

Para la unión de los dos brazos de elevación se creará una plataforma que constará de un suelo metálico apoyado sobre cuatro barras de sección rectangular hueca de perfil normalizado (**ANEXO III: PRONTUARIOS DE PERFILES**). Además, estas barras transversales serán del mismo acero que las otras barras del diseño (E450).

Al tener que soportar en todo momento el mismo peso durante toda la elevación, el cálculo tanto de la soldadura como del perfil de las barras se realizará en la posición 1 de trabajo, pudiéndose realizar en cualquiera de las tres posiciones y obteniendo resultados semejantes. Todos los cálculos relacionados con las barras E y las barras transversales vienen reflejados en **ANEXO I: CÁLCULOS. Cálculo de la plataforma de unión**.

Por lo tanto, y tras los pertinentes cálculos, la elección para las barras horizontales será de perfiles rectangulares huecos 60x40,2 (datos geométricos de los perfiles en **ANEXO III: PRONTUARIOS DE PERFILES**), mientras que la barra E será un perfil hueco rectangular 70x50.4 (datos geométricos de los perfiles en **ANEXO III: PRONTUARIOS DE PERFILES**).

Para el suelo de la plataforma, se utilizará chapa lagrimada laminada en caliente de 5 mm de espesor, asegurando así el correcto funcionamiento y la fiabilidad que buscamos en una de las partes más delicadas del diseño, ya que es la que estará en contacto directo con las personas.



Figura 23. Chapa lagrimada.

Esta chapa tendrá unas dimensiones de 930mm x 1180mm y será unida al soporte mediante un hilo de soldadura por la parte inferior de la misma.

5.6 CÁLCULO DE LA SOLDADURA DE UNIÓN AL CHASIS

La estructura general vendrá unida a través de la *Barra A* a una chapa instalada en el chasis del vehículo. Realizamos el cálculo del cordón de soldadura que une dichas barras. Este cordón debe ser capaz de conceder seguridad y estabilidad a todo el sistema.

El cálculo lo realizamos para la posición 1 de trabajo, ya que es el momento que las fuerzas son mayores sobre la *barra A*. Las dimensiones del cordón de soldadura serán:

- $A = 7 \text{ mm}$
- $h = 150 \text{ mm}$

Los cálculos de la soldadura se encuentran en **ANEXO I: CÁLCULOS. Cálculo de la soldadura.**

Tras el pertinente estudio, el cordón de soldadura será realizado mediante soldadura MIG y tendrá un coeficiente de seguridad igual a 3,17.

5.7 CÁLCULO DE LA UNIÓN ROSCADA AL CHASIS

La chapa calculada en la sección anterior vendrá anclada al chasis del vehículo mediante una unión roscada. El cálculo de la unión viene expresado en el **ANEXO I: CÁLCULOS. Cálculo de la unión roscada** y tiene las siguientes características principales:

- Se instalarán dos hileras de cuatro tornillos cada una, haciendo un total de 8 tornillos
- Los tornillos serán de métrica 18
- El paso de los tornillos será igual a 2.5, viene definido en la tabla de **ANEXO I: CÁLCULOS. Cálculo de la unión roscada**
- La σ_F será igual a 450 MPa, ya que viene definida por el acero de la barra A
- F_i (Precarga) será igual a $0,75 \cdot F_{LIM}$

La distribución de los tornillos en la placa base será de la siguiente forma:

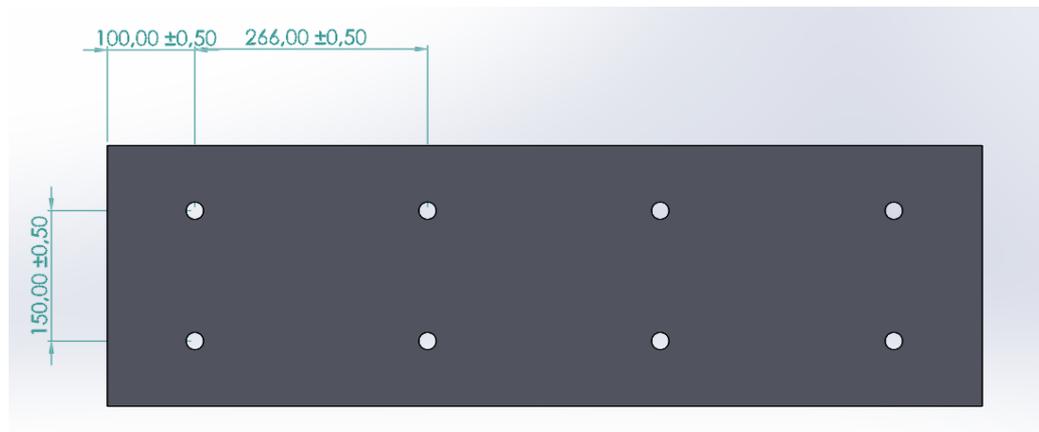


Figura 24. Distribución de los tornillos en placa base.

Tras los cálculos realizados, se ha determinado que la unión roscada tendrá un coeficiente de seguridad igual a **1,31**.

5.8 SELECCIÓN ELEMENTOS COMERCIALES

Además de la selección de los perfiles y pasadores normalizados, se completará la configuración añadiendo productos comerciales necesarios para el correcto funcionamiento de nuestro equipo.

En primer lugar, se ha seleccionado la botonera Harmony XACA 2714 de la marca Schneider para el control de nuestros actuadores eléctricos. Como puede apreciarse en la imagen, este elemento tiene unos controles muy intuitivos que nos permitirán tener un control total sobre los movimientos del equipo, siendo posible realizar un paro de emergencia en caso que fuera necesario. Las especificaciones técnicas de este elemento vienen detalladas en el **ANEXO IV: DOCUMENTACIÓN ELEMENTOS COMERCIALES:1.**



Figura 25. Botonera Harmony XACA 2714.

En cuanto a la seguridad de los pasadores, utilizaremos pasadores de anilla de sujeción para garantizar que los pasadores del sistema no puedan salir de su agujero y provocar un accidente. El pasador seleccionado es el pasador de anillo de sujeción tipo D. Las dimensiones y material vienen determinados en **ANEXO IV: DOCUMENTACIÓN ELEMENTOS COMERCIALES: 2.**



Figura 26. Pasador de anilla de sujeción.

Para completar la configuración final de los pasadores, se añadirán casquillos de bronce entre los elementos que forman las articulaciones para afianzar su posición y evitar movimientos no deseados que puedan desencadenar en un fallo de la máquina. Los casquillos que se pondrán serán cojinetes Selfoil tipo A cilíndrico cuyas especificaciones vienen desarrolladas en **ANEXO IV: DOCUMENTACIÓN ELEMENTOS COMERCIALES: 3**. El diámetro dependerá de cada uno de los pasadores buscando un ajuste holgado, mientras que la longitud será de 15 mm para todos.



Figura 27. Casquillo de bronce Selfoil.

6. DISEÑO TRIDIMENSIONAL

Tras el cálculo de todos los elementos de forma analítica, pasamos a trasladar el modelo al programa de simulación 3D "Solidworks 2019", con el que se van a realizar varias simulaciones para la verificación de los resultados obtenidos.

Las simulaciones que se llevarán a cabo serán de cada una de las barras por separado en su posición de trabajo más restrictiva, comprobando así que los perfiles escogidos son capaces de soportar las cargas.

Asimismo, se realizará también la simulación del conjunto de la plataforma donde se ubica la persona que se va a elevar.

En el desarrollo del estudio, se simularán cada una de las piezas en el programa, introduciendo más tarde el material escogido (Acero E450) y las cargas calculadas para cada una de las posiciones.

Los resultados vendrán dados por una imagen del sistema coloreada junto a una leyenda que nos ayudará a localizar las zonas más desfavorables.

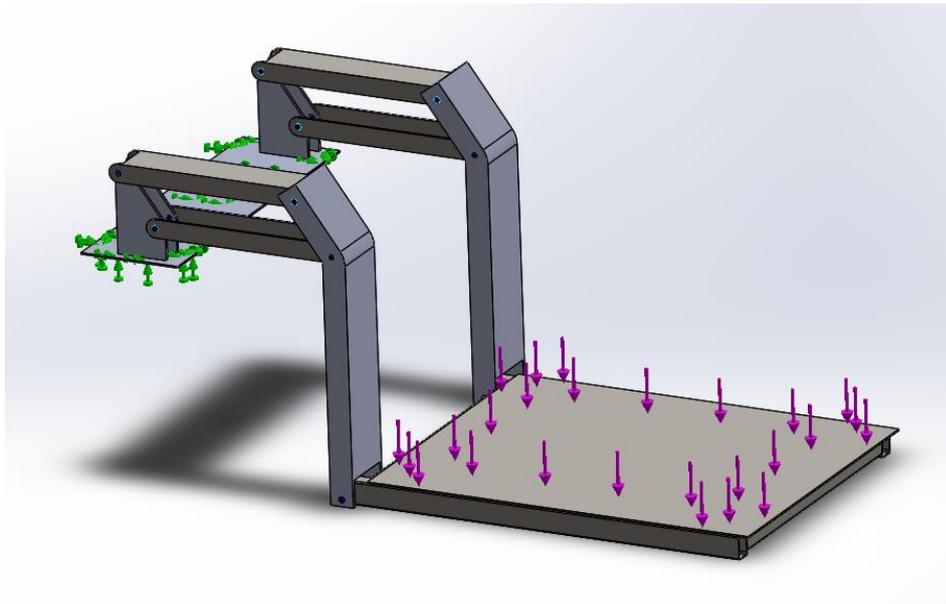


Figura 28. Elevador modelado en Solidworks 2019.

6.1 ESTUDIO DE LA PLATAFORMA

Para el estudio de la plataforma se utilizará solamente las barras E, las barras transversales que unen los dos brazos del sistema y la plancha de acero lagrimada que sirve de apoyo para la persona que se eleva.

Tensiones

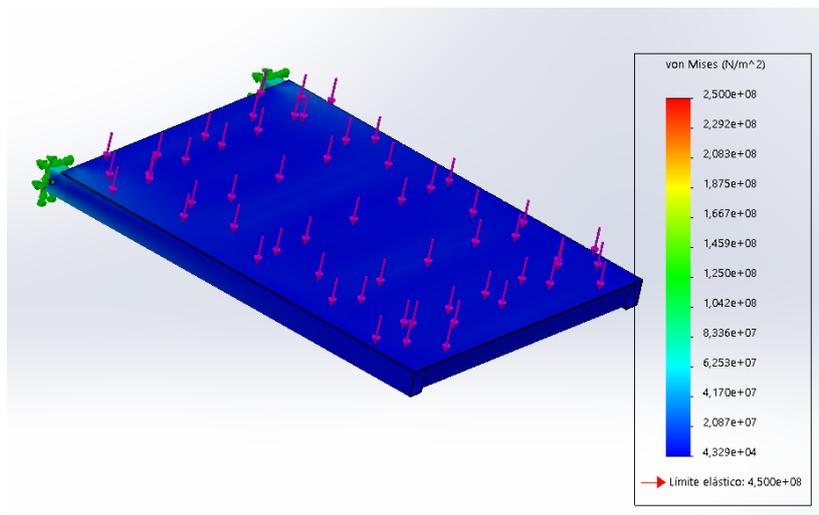


Figura 29. Tensiones en plataforma (Estudio 3D).

Como puede apreciarse en la Figura 29, la plataforma resiste holgadamente las tensiones a la que está sometido, solamente hay concentración de tensiones en el extremo, siendo estas menores que el límite elástico de las barras.

Desplazamientos

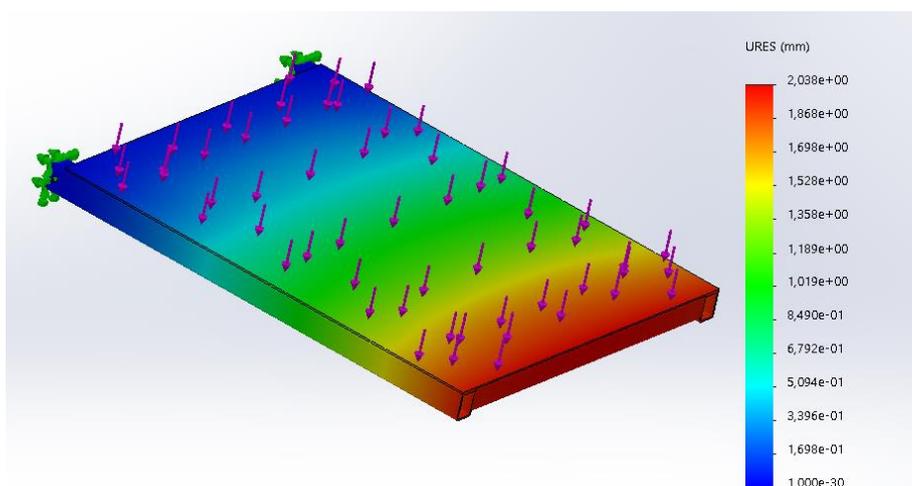


Figura 30. Desplazamientos en plataforma (Estudio 3D).

Los desplazamientos en la plataforma son mínimos. El punto con mayor desplazamiento tiene únicamente 2 mm. Esto nos lleva a concluir que durante todo momento de uso la plataforma va a permanecer prácticamente con la misma forma.

Mejoras

Tras obtener los resultados de la simulación y viendo que los cálculos analíticos son correctos, pueden proponerse algunas mejoras para optimizar la plataforma sin que se vean muy alterados los resultados de la simulación.

Siendo que la concentración de tensiones se da en la zona de contacto entre la barra E y que el resto del sistema y los desplazamientos son prácticamente nulos, se van a eliminar las barras que unen los dos brazos del sistema a fin de comprobar si la plataforma sola es capaz de soportar el peso propuesto y así ahorrar el uso de cuatro barras en el sistema.

Tensiones

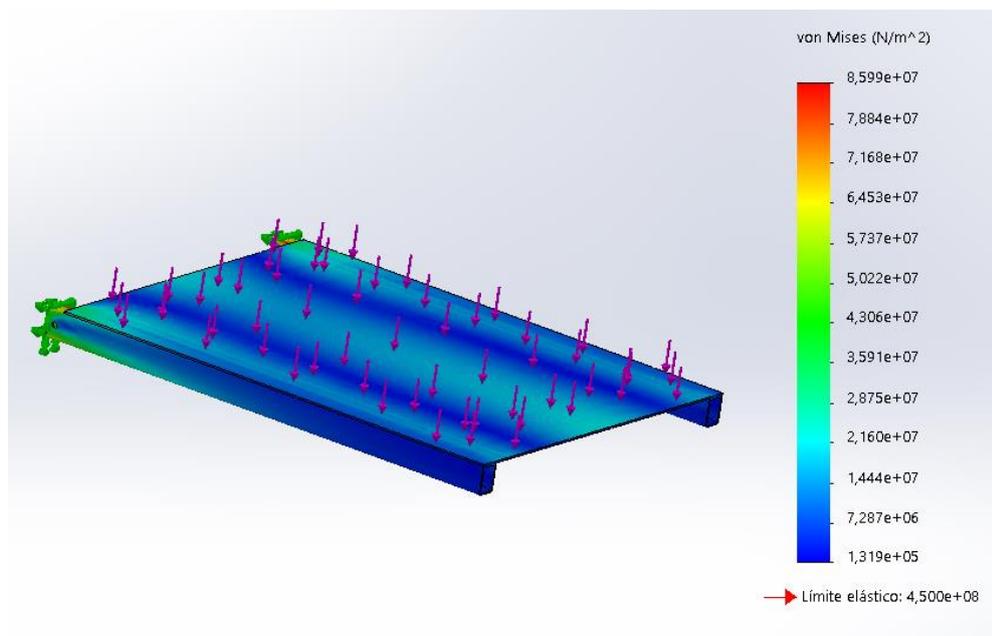


Figura 31. Tensiones en plataforma (Estudio 3D).

Tal y como apreciamos en la *Figura 31*, la concentración de tensiones sigue estando en la zona de contacto entre las barras E y el resto del sistema, pero esta sigue sin superar el límite elástico.

Desplazamientos

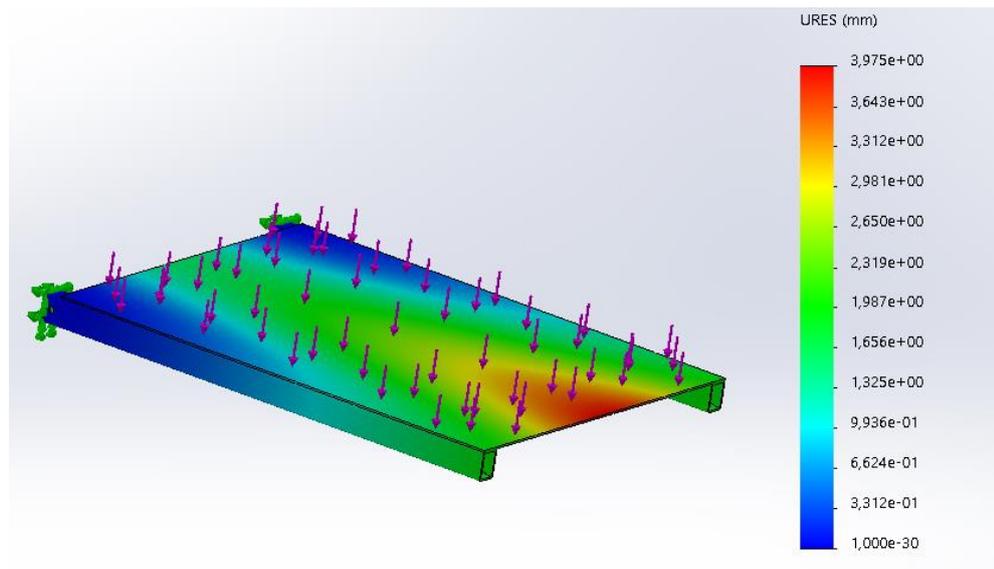


Figura 32. Desplazamientos en plataforma (Estudio 3D).

En este caso, los desplazamientos en la parte más exterior de la plataforma se ven bastante afectados. Aumentan prácticamente al doble que con las barras inferiores colocadas. Aun así, este valor de desplazamiento es de 4 mm, por lo que puede considerarse que es un resultado favorable.

A pesar de esto, se intenta disminuir estos desplazamientos colocando una pletina de dimensiones 830 x 50 mm en la parte inferior de la chapa con el fin de mejorar la rigidez de la plataforma en su zona más crítica.

Tensiones

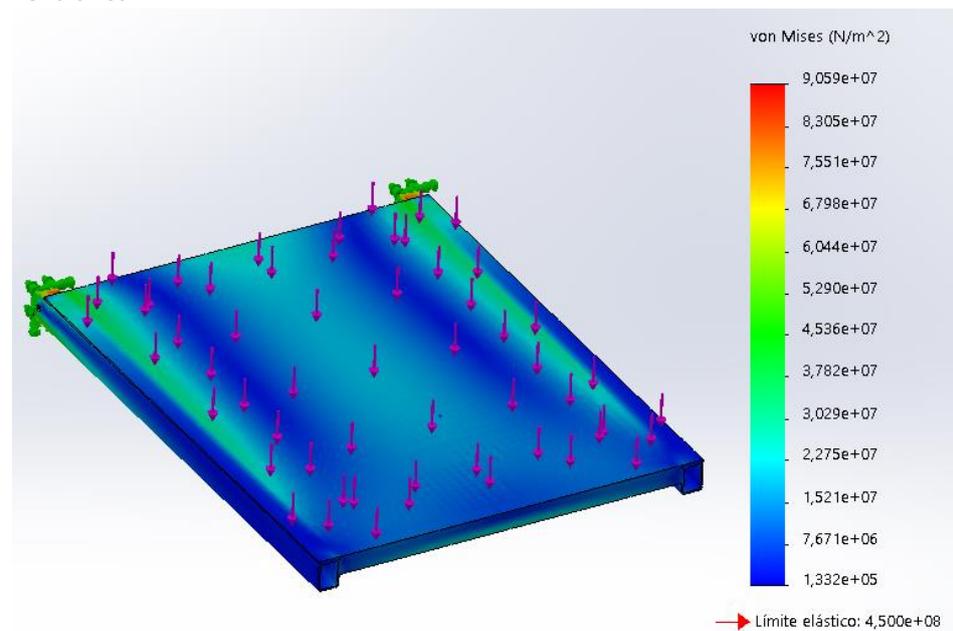


Figura 33. Tensiones en plataforma con pletina (Estudio 3D).

Desplazamientos

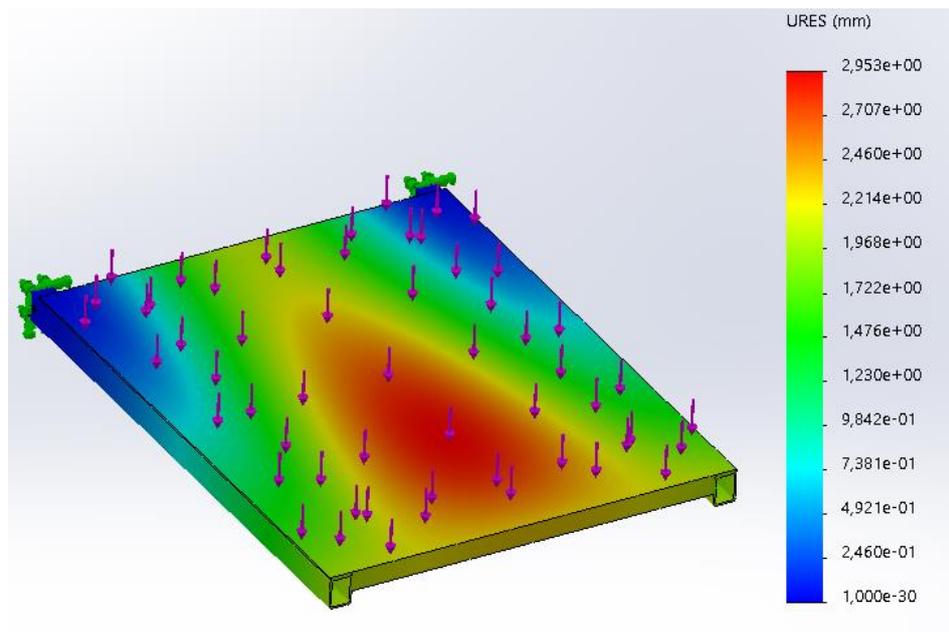


Figura 34. Desplazamientos en plataforma con pletina (Estudio 3D).

Como puede apreciarse en la *Figura 33*, las tensiones no se ven prácticamente afectadas por la adición de esta pletina, mientras que en la *Figura 34* se observa que con este cambio se reducen los desplazamientos prácticamente 1 mm, por lo que tomaremos la plataforma con estos elementos como diseño final.

Estas modificaciones permiten ahorrar la colocación de 4 barras, disminuyendo el peso del sistema en 12 kg.

6.2 ESTUDIO DE LAS BARRAS

En este apartado se estudiarán las cuatro barras restantes que no pertenecen a la plataforma (Barra A, barra B, barra C y barra D).

Barra A

Se ha considerado que la base de la barra A está empotrada en el suelo, puesto que en el sistema viene soldada a la base y se han añadido las fuerzas en los puntos 1 y 2, respetando en todo momento el valor y sentido de las mismas. Con el objetivo de comprobar que la barra A soporta todos los movimientos correctamente, se han realizado dos simulaciones, una para la posición de trabajo 1 y otra para la posición de trabajo 3, ya que eran las que presentaban mayores fuerzas.

Tensiones

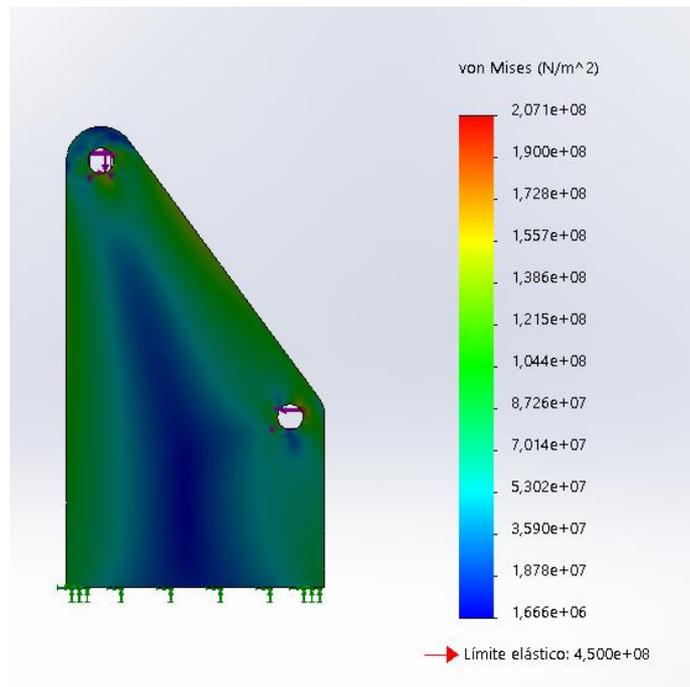


Figura 35. Tensiones Barra A en Posición 1 (Estudio 3D).

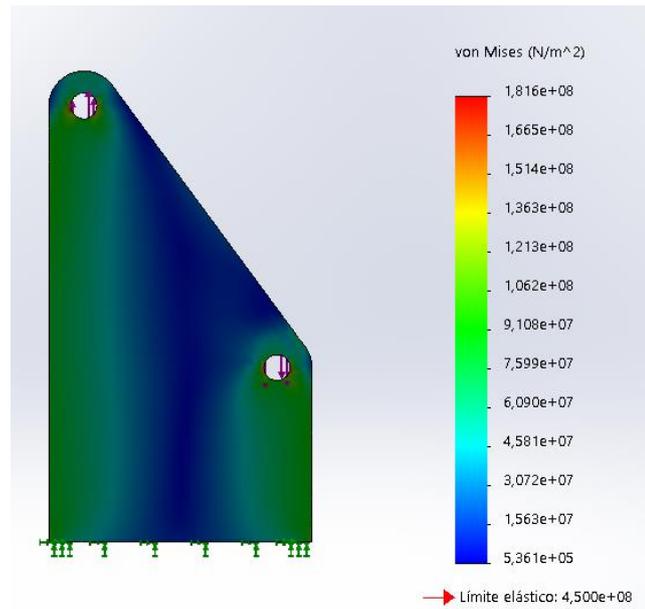


Figura 36. Tensiones Barra A en Posición 3 (Estudio 3D).

Puede comprobarse en la figura 33 y figura 34, que la barra A soporta todos los esfuerzos a los que está sometida ya que está lejos de llegar a su límite elástico. Las mayores tensiones se encuentran en las zonas de contacto con los pasadores para ambas posiciones, pero no será necesario aumentar la sección o las dimensiones de la barra.

Desplazamientos

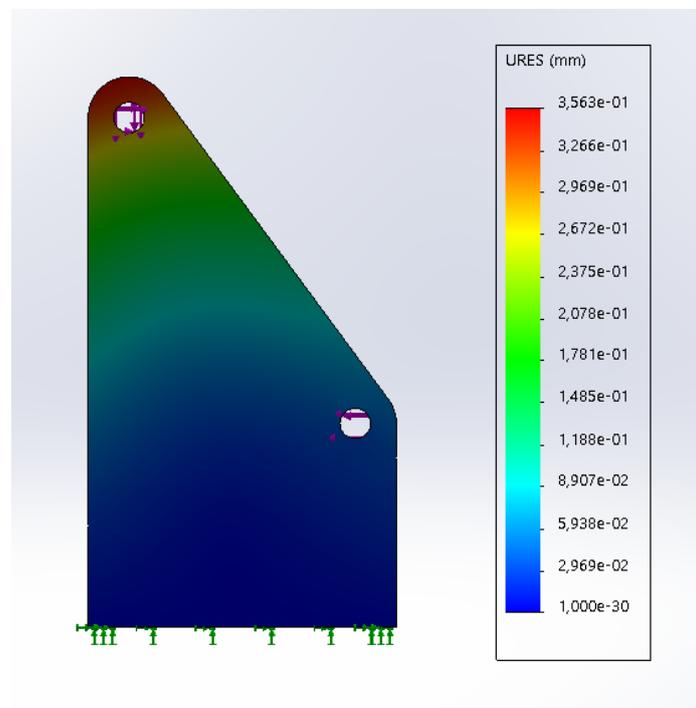


Figura 37. Desplazamientos Barra A en Posición 1 (Estudio 3D)

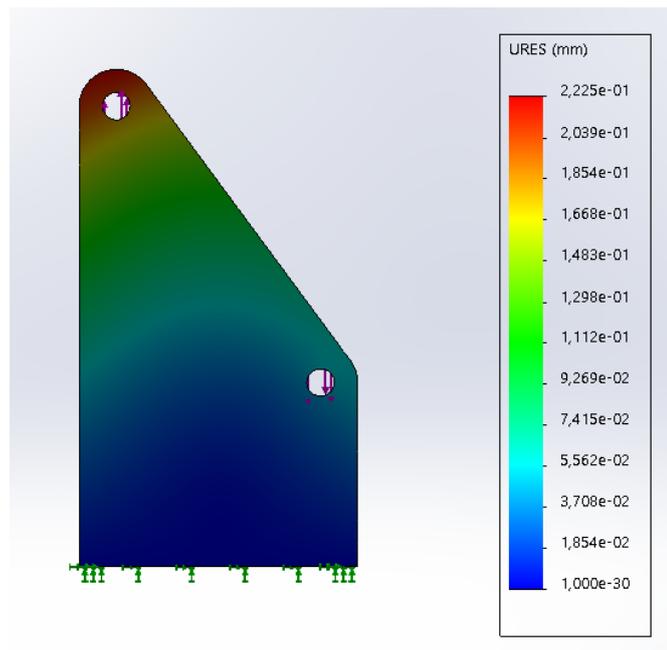


Figura 38. Desplazamientos Barra A en Posición 3 (Estudio 3D).

En el caso de los desplazamientos, podemos observar que en ninguna de las posiciones propuestas el mayor desplazamiento es superior a un milímetro, por ello podemos considerar que los desplazamientos son prácticamente nulos.

Tras las dos simulaciones, determinamos que el dimensionamiento y los cálculos analíticos referentes a la barra A han sido correctos.

Mejoras

A la vista de que tanto las tensiones como los desplazamientos en esta barra están muy por debajo de sus límites, se propone la mejora de esta barra vaciando la parte interior de la misma, con el objetivo de disminuir el peso de la barra y, en consecuencia, el del equipo.

Realizaremos de nuevo las simulaciones en ambas posiciones de trabajo para comprobar que no se sobrepasa en ninguna zona el límite elástico y los desplazamientos siguen siendo insignificantes.

Tensiones

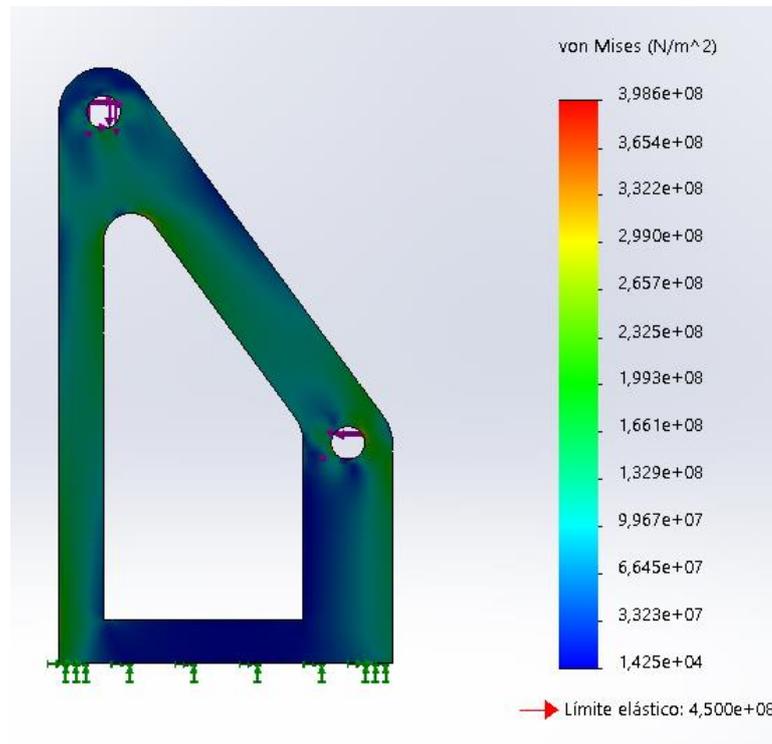


Figura 39. Tensiones Barra A en Posición 1 tras propuesta de mejora (Estudio 3D)

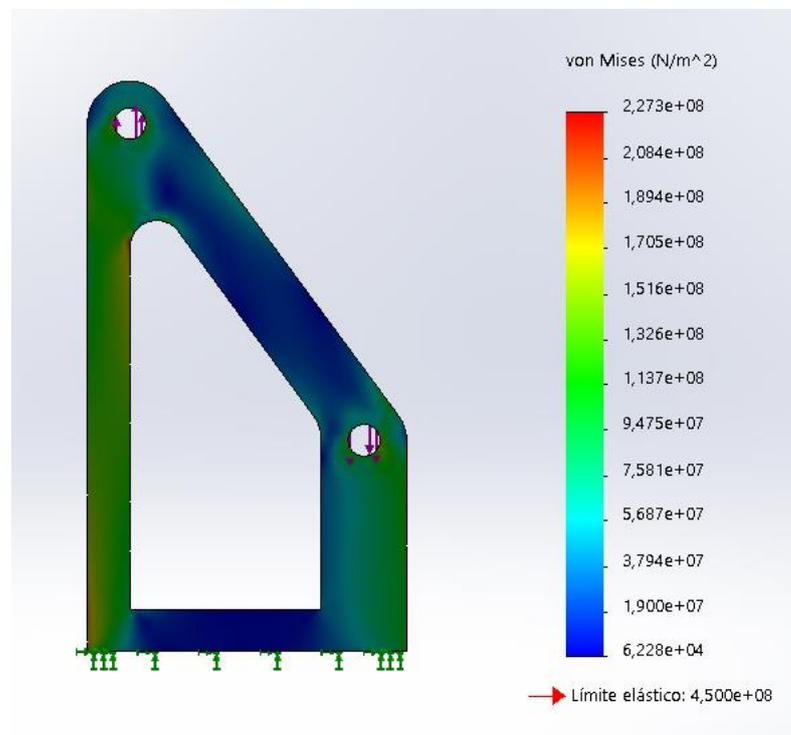


Figura 40. Tensiones Barra A en Posición 3 tras propuesta de mejora (Estudio 3D)

Como se puede apreciar tanto en la *Figura 34* como en la *Figura 35*, en ninguna de las dos situaciones críticas se ve afectado el comportamiento de la pieza.

Desplazamientos

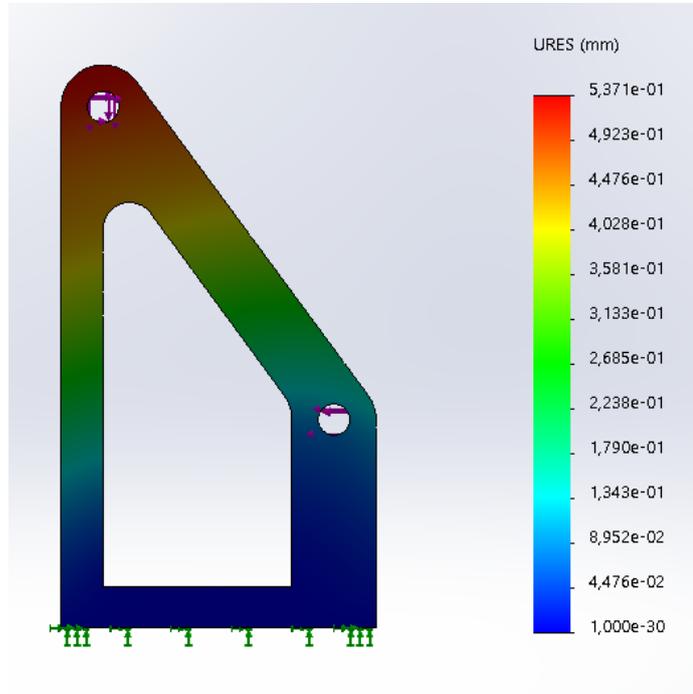


Figura 41. Desplazamientos Barra A en Posición 1 tras propuesta de mejora (Estudio 3D)

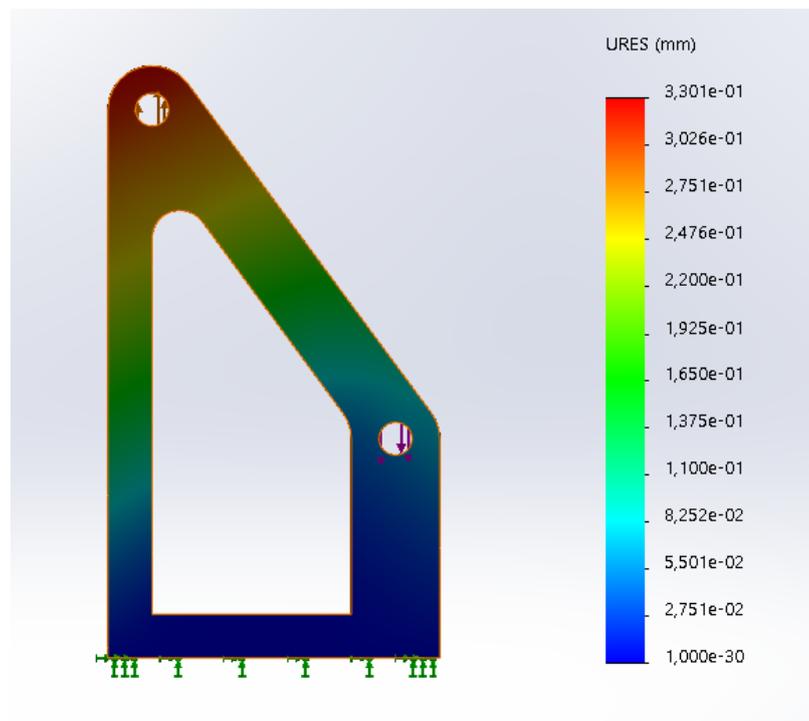


Figura 42. Desplazamientos Barra A en Posición 3 tras propuesta de mejora (Estudio 3D)

En cuanto a los desplazamientos, se ven ligeramente aumentados en ambos casos, siendo este aumento de una décima de milímetro, por lo que se estima no afectará al comportamiento de esta barra en el sistema.

Una vez realizadas las simulaciones para la propuesta de mejora, tomamos la mejora como óptima, ya que se ha logrado mantener las prestaciones de la barra bajando el peso de cada una de las barras de 2,14 kg a 1,22 kg, lo que supone una notable mejora.

Barras B y C

Para la simulación de estas barras se ha utilizado la posición 3, ya que es la que en ambas barras existen más esfuerzos.

La simulación se ha llevado a cabo utilizando el deshago inercial, que nos permitirá simular las barras sin necesidad de estar unidas al resto del sistema.

Tensiones

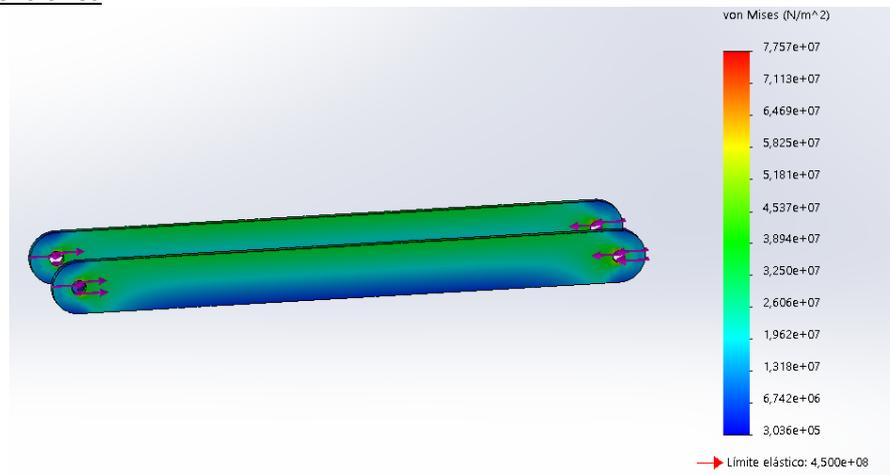


Figura 43. Tensiones en Barra B (Estudio 3D).

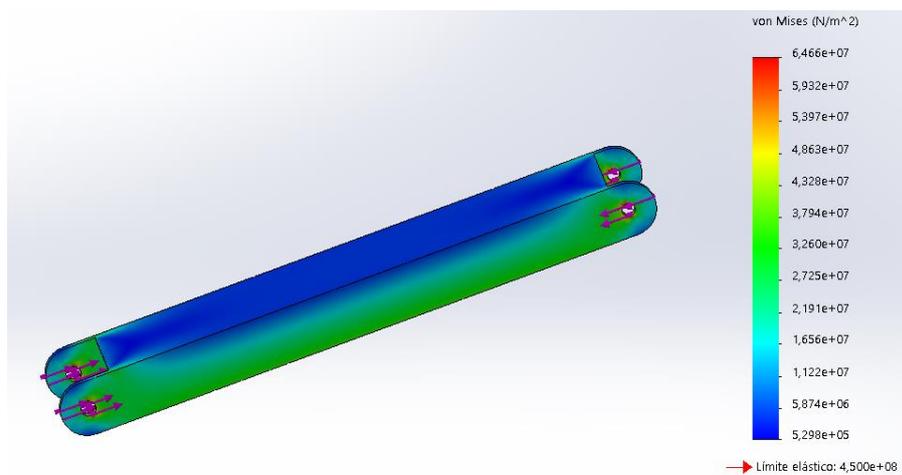


Figura 44. Tensiones en Barra C (Estudio 3D).

En ambas barras obtenemos un comportamiento prácticamente idéntico. Las zonas con más tensiones son las aletas de los perfiles UPN y las zonas en que la barra está en contacto con los pasadores. Además, puede apreciarse como la zona de las aletas las tensiones son mayores que en la parte superior. Esta parte de la barra está sometida a compresión, mientras la parte superior está sometida a tracción. En ninguna de las dos barras estas tensiones son lo suficientemente grandes como para provocar el colapso en las mismas.

Desplazamientos

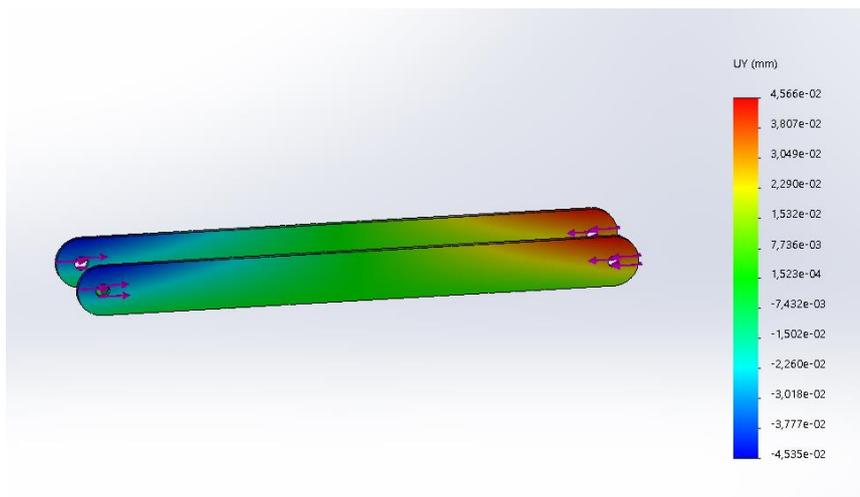


Figura 45. Desplazamientos en Barra B en dirección longitudinal (Estudio 3D).

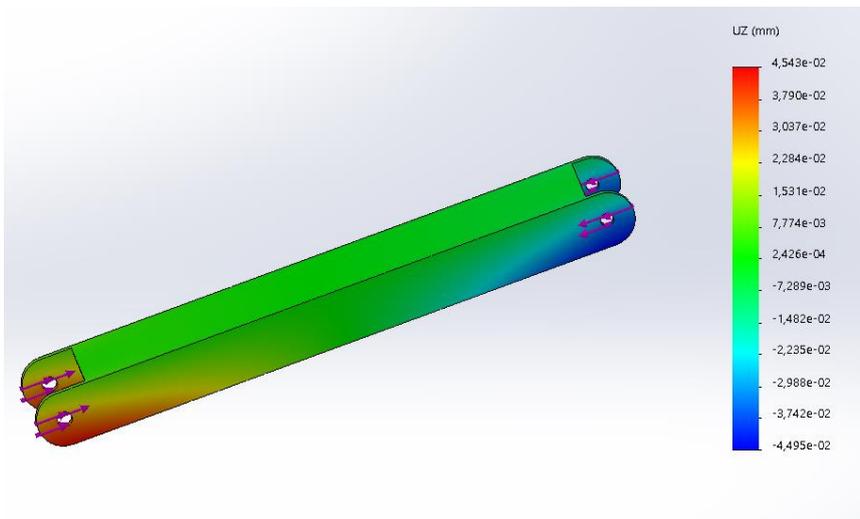


Figura 46. Desplazamientos en Barra C en dirección longitudinal (Estudio 3D).

Los desplazamientos de estas barras vienen condicionados por las secciones de las mismas. La parte superior es más rígida, por lo que prácticamente no tendremos desplazamientos, mientras que, en la parte inferior, al ser una sección más débil, se centraran prácticamente todos los desplazamientos. Ambas barras tienen en sus extremos los mayores desplazamientos, siendo estos de décimas de milímetro, considerándolos por tanto como nulos.

Después de las simulaciones de las barras B y C se puede asegurar que desde el punto de vista de la rigidez el diseño era correcto, por tanto, ambas barras tendrán un óptimo funcionamiento dentro del sistema.

Barra D

En la simulación de esta barra, al igual que en la anterior simulación, también se ha utilizado el desahogo inercial.

Se ha simulado la posición de trabajo 3, siendo esta la que presenta mayores esfuerzos para esta barra.

Tensiones

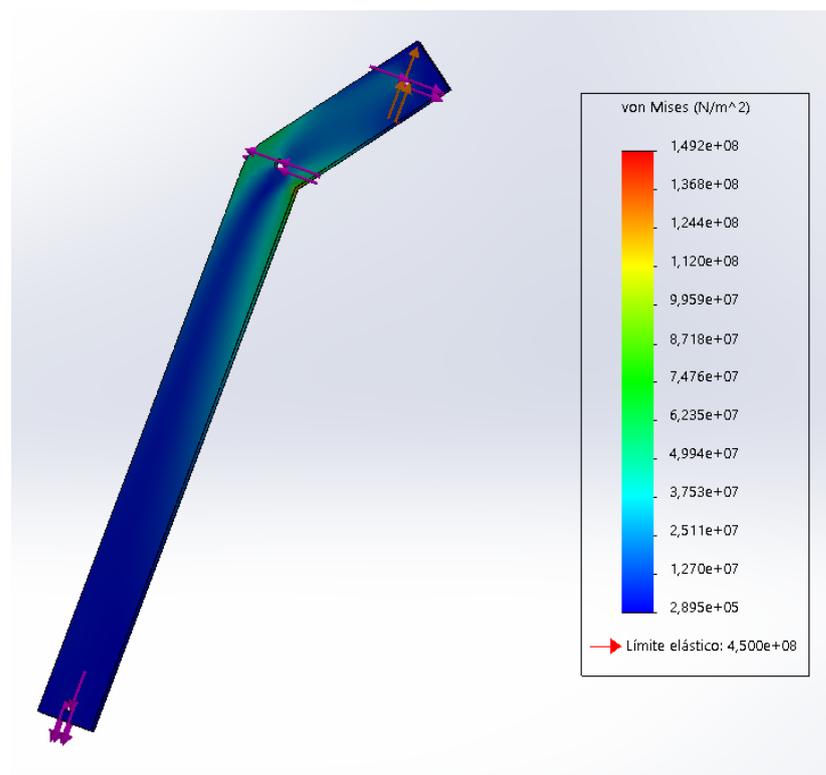


Figura 47. Tensiones en Barra D (Estudio 3D).

En ninguno de los puntos más conflictivos (agujeros donde se ubican los pasadores) se llega al límite elástico, por tanto, el dimensionamiento en cuanto a tensiones es correcto.

Desplazamientos

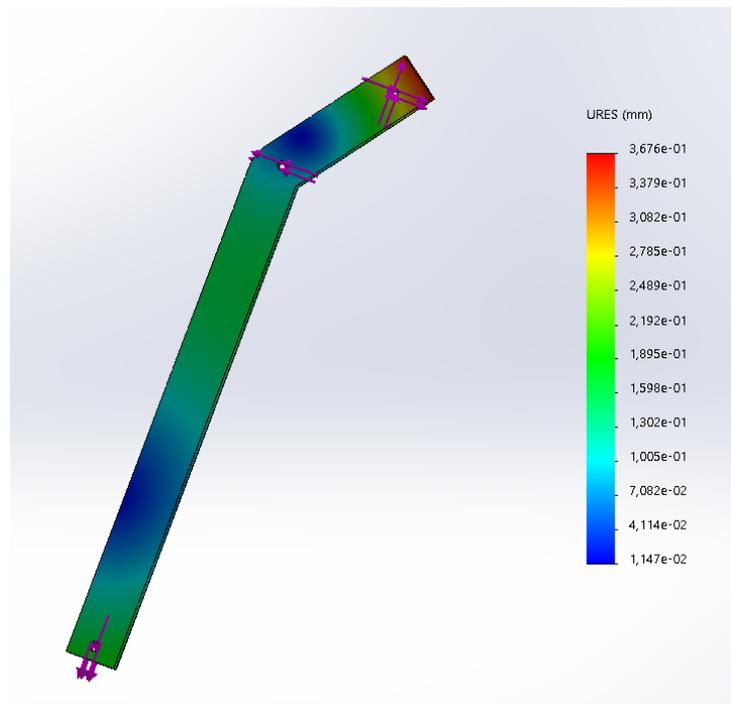


Figura 48. Desplazamientos en Barra D (Estudio 3D).

Los desplazamientos más notables se dan en la parte superior de la barra, siendo estos menores a un milímetro, lo que los hace insignificantes.

Tras la simulación y el análisis de los resultados, se llega a la conclusión de que, desde el punto de vista de la rigidez la barra E estaba correctamente diseñada, siendo capaz de soportar los esfuerzos a los que será sometida.

6.3 RESULTADOS SIMULACIÓN

Con todas las barras y la plataforma simuladas, y tras analizar los resultados obtenidos, hemos podido comprobar un buen comportamiento desde el punto de rigidez, además de mejorar el pre diseño inicial y tomar decisiones respecto al cambio de barras. En dos de las barras del sistema se han propuesto mejoras que hemos tomado como óptimas, puesto que, tras su propia simulación, los resultados obtenidos han sido complacientes, consiguiendo un comportamiento prácticamente análogo al anterior reduciendo el peso del equipo en más de un 10%.

Así pues, pasamos del pre diseño inicial al diseño de la *Figura 47*, adquiriendo el equipo un aspecto que puede parecer más débil, pero que resulta igual de funcional.

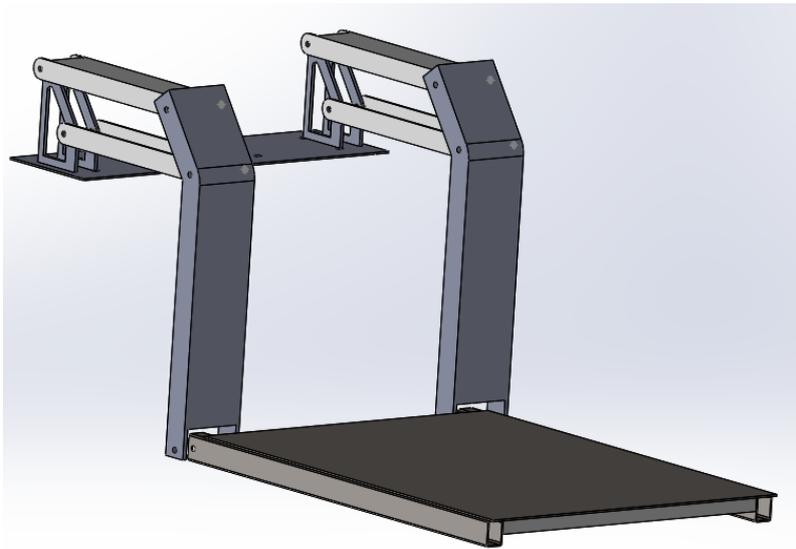


Figura 49. Diseño final en posición de trabajo 1.

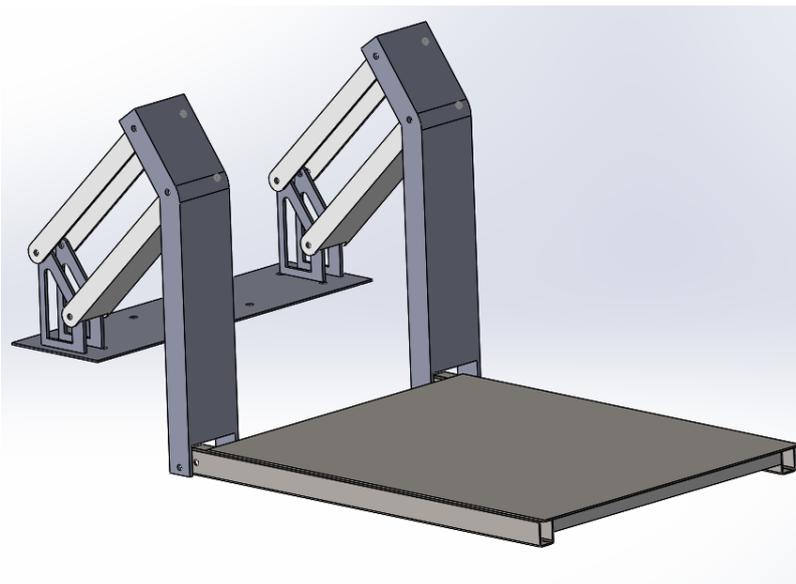


Figura 50. Diseño final en posición de trabajo 2.

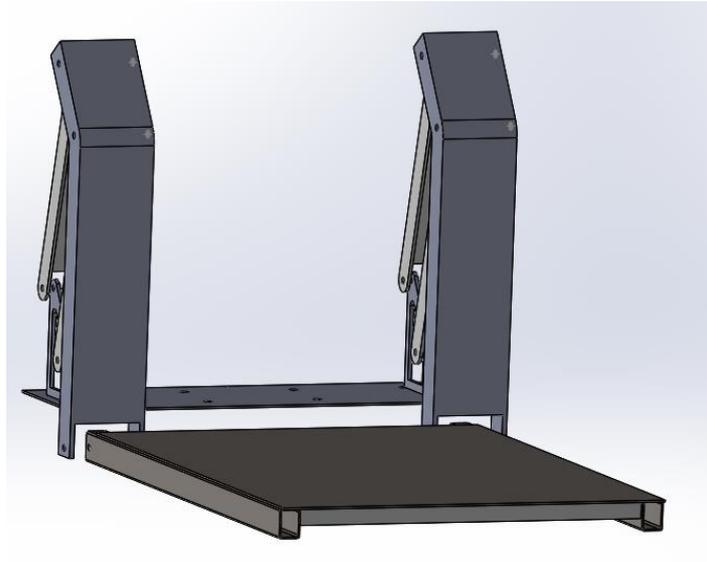


Figura 51. Diseño final en posición de trabajo 3.

7. CONCLUSIONES

La realización de este proyecto surgió como un reto para poder aplicar el máximo de conocimientos adquiridos durante todos estos años y poner de manifiesto que tenemos en nuestras manos la capacidad de mejorar la calidad de vida de muchas personas.

Se ha trabajado en todo momento tratando de crear un equipo que fuera capaz de solventar el problema que se planteó en primera instancia de la manera más efectiva posible, utilizando materiales y elementos que tuvieran las características apropiadas para soportar los esfuerzos y tensiones propuestas. En primer lugar, con este fin, se ha realizado un estudio analítico para poder dimensionar todos los elementos del sistema.

Apoyados en estos cálculos y tomando perfiles normalizados que cumplieran las especificaciones, se han diseñado, además de la plataforma de unión, todas las barras del equipo. Otro elemento dimensionado han sido los pasadores de conexión entre dichas barras, componentes que nos han restringido el diseño de la máquina ya que estos, al ser los puntos de contacto del sistema, son los más críticos. Además de barras y pasadores, se ha dimensionado la unión del sistema con su anclaje, formado por una soldadura y una unión roscada, calculando tanto el cordón de soldadura como los tornillos necesarios para asegurar la estabilidad del conjunto.

Se han seleccionado, por otro lado, elementos comerciales fundamentales para el funcionamiento de nuestro equipo como pueden ser el cilindro actuador, la botonera que controla el movimiento del actuador o pasadores de seguridad. En el caso del cilindro, se ha llevado a cabo un estudio propio previo a la selección del mismo, buscando la opción que mejor se ajustara a la actividad del equipo dentro de las posibilidades que nos ofrecía el mercado.

Una vez dimensionado el equipo de forma analítica, apoyados en el software de simulación 3D "Solidworks 2019" se ha comprobado que desde el punto de vista de la rigidez el primer estudio analítico era correcto.

Tras simular los elementos, ha podido verificarse que las tensiones y deformaciones que sufre nuestro sistema, en muchas ocasiones, están muy por debajo tanto del límite elástico de los materiales como de un desplazamiento significativo. Esto es debido a que siempre hay que trabajar en las zonas y situaciones más desfavorables, por lo tanto, pese a que en algunos lugares nuestras barras están sobredimensionadas, la misma barra tiene zonas que deben soportar altas tensiones. En nuestro diseño, ante todo prima la seguridad, por ello serán estas zonas de altas tensiones las que nos marquen el camino a seguir.

A pesar de tener este hándicap, tras el estudio y análisis de los resultados de la simulación se ha conseguido disminuir el peso del equipo eliminando cuatro barras que estaban en el pre diseño inicial y que, tras comprobar los resultados obtenidos seguían aportando un correcto funcionamiento al equipo. Se ha logrado también la reducción de peso de la Barra A vaciando el interior de la pieza, consiguiendo mantener las mismas prestaciones que en el diseño inicial.

Además del análisis de estos resultados, en el diseño del equipo se han tenido que considerar las características para las que estaba creado el sistema, a partir de las dimensiones mínimas estimadas para el transporte de personas con movilidad reducida y teniendo en cuenta las particularidades de este tipo de equipos.

Respecto al significado de este proyecto a nivel personal, ha sido la culminación de un largo y duro, pero también estimulante camino. Aplicar los conocimientos adquiridos durante esta etapa y ser consciente de que todo tiene sentido y utilidad, genera una sensación de complacencia. La realización de un proyecto de esta índole al final de esta etapa formativa, tras estos años de esfuerzo, da sentido a lo pasado, además de llenarme de una gran satisfacción personal.

ANEXO I:

CÁLCULOS

Cálculo y análisis de una plataforma
elevadora en automóvil para
personas con movilidad reducida



1. Cálculo fuerzas de diseño

Para la realización del cálculo de las fuerzas del sistema se propone un equilibrio estático de cada una de las barras, incluyendo en este equilibrio las fuerzas que realiza en cilindro, pudiendo así conocer cuál será la fuerza que se requerirá a la hora de seleccionar el cilindro encargado de la elevación del sistema.

Se mantendrá la misma denominación de fuerzas y puntos para las tres posiciones de trabajo que se van a estudiar, facilitando así la comparación entre los distintos puntos y situaciones de trabajo.

En primer lugar, se proyectarán todas las fuerzas en las barras para después proponer todas las ecuaciones de equilibrio de cada una de las barras del sistema. Una vez tenemos todas las ecuaciones planteadas, se introducen en el programa de cálculo **EES (Engineering Equation Solver)** para agilizar la resolución de las mismas.

Es de suma importancia introducir las mismas unidades en todas las barras para obtener unos resultados con sentido. En nuestro caso, la unidad de longitud será *milímetros*, mientras que para la fuerza utilizaremos *Newtons*.

POSICIÓN 1 ELEVACIÓN

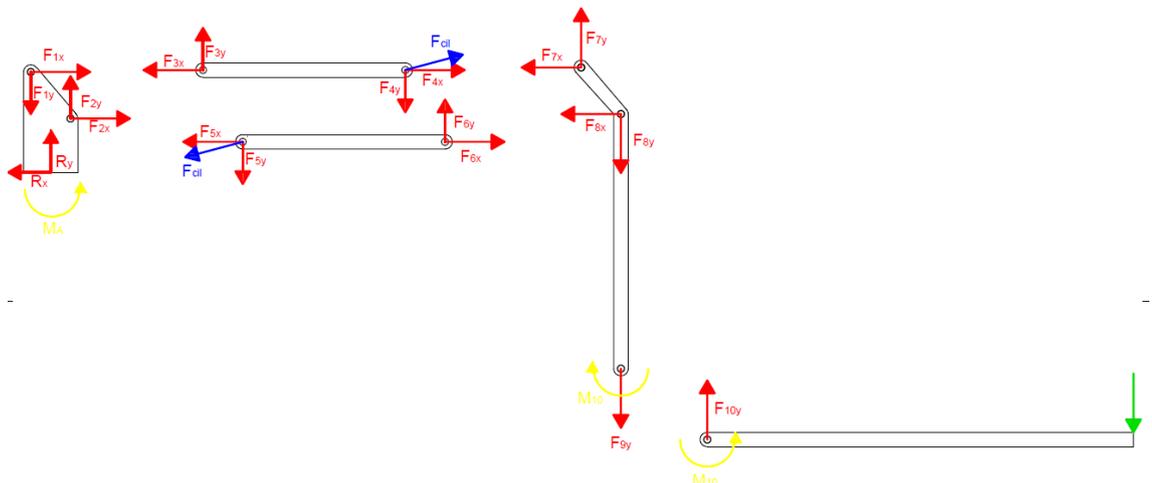


Figura 1. Designación fuerzas en posición 1.

- Barra E:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0 \rightarrow 0 \\ \Sigma F_y &= 0 \rightarrow F_{10y} - \frac{P}{2} = 0 \\ \Sigma M_{10} &= 0 \rightarrow M_{10} - \left(\frac{P}{2} \cdot 1180\right) = 0\end{aligned}$$

- Barra D:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0 \rightarrow -F_{7x} - F_{8x} = 0 \\ \Sigma F_y &= 0 \rightarrow F_{7y} - F_{8y} - F_{9y} = 0 \\ \Sigma M_z &= 0 \rightarrow -M_{10} + (F_{8x} \cdot 710) + (F_{7x} \cdot 860) - (F_{7y} \cdot 110) = 0\end{aligned}$$

- Barra C:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0 &\rightarrow F_{cil} \cdot \cos(15^\circ) + F_{4x} - F_{3x} = 0 \\ \Sigma F_y = 0 &\rightarrow F_{cil} \cdot \text{sen}(15^\circ) + F_{3y} - F_{4y} = 0 \\ \Sigma M_z = 0 &\rightarrow (F_{cil} \cdot \text{sen}(15^\circ) \cdot 560) - (F_{4y} \cdot 560) = 0\end{aligned}$$

- Barra B:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0 &\rightarrow F_{6x} - F_{cil} \cdot \cos(15^\circ) - F_{5x} = 0 \\ \Sigma F_y = 0 &\rightarrow F_{6y} - F_{cil} \cdot \text{sen}(15^\circ) - F_{5y} = 0 \\ \Sigma M_z = 0 &\rightarrow (F_{cil} \cdot \text{sen}(15^\circ) \cdot 560) - (F_{5y} \cdot 560) = 0\end{aligned}$$

- Barra A:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0 &\rightarrow F_{1x} - F_{2x} - R_x = 0 \\ \Sigma F_y = 0 &\rightarrow F_{2y} - F_{1y} + R_y = 0 \\ \Sigma M_z = 0 &\rightarrow M_A + \left(F_{2y} \cdot \frac{110}{2}\right) - \left(F_{1y} \cdot \frac{110}{2}\right) - (F_{2x} \cdot 200) - (F_{1x} \cdot 350) = 0\end{aligned}$$

Resultados:

$F_{1x} = 21.149$	$F_{1y} = 1.712$	$F_{2x} = -21.149$
$F_{2y} = -3$	$F_{3x} = 21.149$	$F_{3y} = -4.55 E - 12$
$F_{4x} = 14.749$	$F_{4y} = 1.715$	$F_{5x} = -21.149$
$F_{5y} = -1.715$	$F_{6x} = -14.749$	$F_{6y} = -1,34 E - 15$
$F_{7x} = 14.749$	$F_{7y} = 1.715$	$F_{8x} = -14.749$
$F_{8y} = -1,34 E - 15$	$F_{9x} = 0$	$F_{9y} = 1.715$
$F_{10x} = 0$	$F_{10y} = 1.715$	$M_{10} = 2,024 E + 06$
$M_A = 3,078 E + 06$	$R_x = 0$	$R_y = 1.715$
	$F_{CILINDRO} = 6.626$	

Fuerzas y reacciones en N
Momentos en Nmm

POSICIÓN 2 ELEVACIÓN

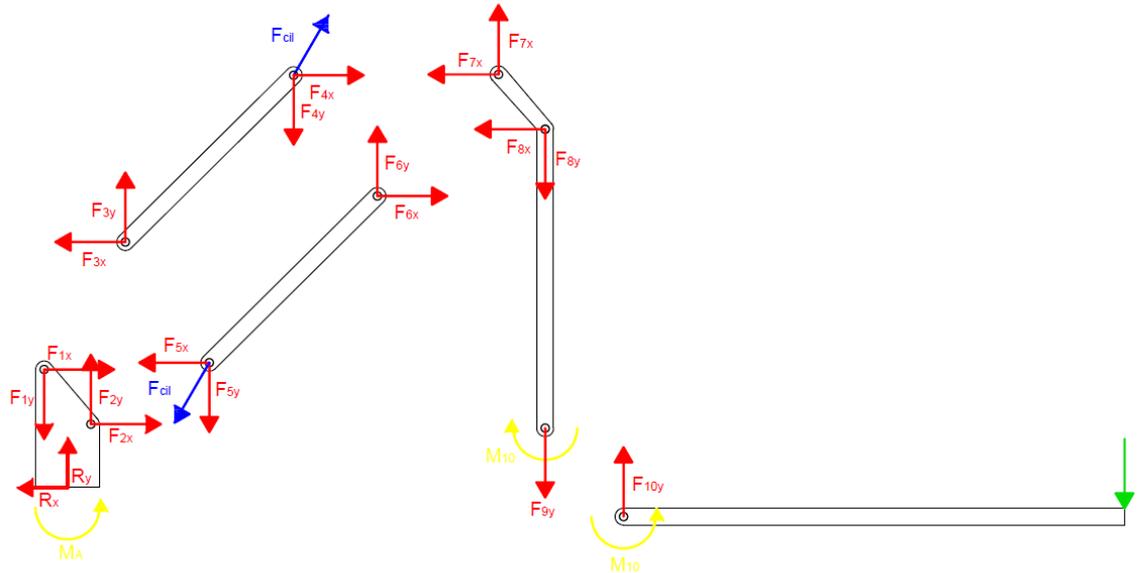


Figura 2. Designación fuerzas en posición 2.

- Barra E:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0 \rightarrow 0 \\ \Sigma F_y &= 0 \rightarrow F_{10y} - \frac{P}{2} = 0 \\ \Sigma M_{10} &= 0 \rightarrow M_{10} - \left(\frac{P}{2} \cdot 1180\right) = 0\end{aligned}$$

- Barra D:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0 \rightarrow -F_{7x} - F_{8x} = 0 \\ \Sigma F_y &= 0 \rightarrow F_{7y} - F_{8y} - F_{9y} = 0 \\ \Sigma M_z &= 0 \rightarrow -M_{10} + (F_{8x} \cdot 710) + (F_{7x} \cdot 860) - (F_{7y} \cdot 110) = 0\end{aligned}$$

- Barra C:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0 \rightarrow F_{cil} \cdot \cos(60^\circ) + F_{4x} - F_{3x} = 0 \\ \Sigma F_y &= 0 \rightarrow F_{cil} \cdot \sen(60^\circ) + F_{3y} - F_{4y} = 0 \\ \Sigma M_z &= 0 \rightarrow (F_{cil} \cdot \sen(60^\circ) \cdot 560 \cdot \sen(45^\circ)) - (F_{4y} \cdot 560 \cdot \sen(45^\circ)) \\ &\quad - (F_{4x} \cdot \sen(45^\circ) \cdot 560) - (F_{cil} \cdot \cos(60^\circ) \cdot 560 \cdot \sen(45^\circ)) = 0\end{aligned}$$

- Barra B:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0 \rightarrow F_{6x} - F_{cil} \cdot \sen(30^\circ) - F_{5x} = 0 \\ \Sigma F_y &= 0 \rightarrow F_{6y} - F_{cil} \cdot \cos(30^\circ) - F_{5y} = 0 \\ \Sigma M_z &= 0 \rightarrow (F_{cil} \cdot \cos(30^\circ) \cdot 560 \cdot \sen(45^\circ)) + (F_{5y} \cdot 560 \cdot \sen(45^\circ)) \\ &\quad - (F_{5x} \cdot 560 \cdot \sen(45^\circ)) - (F_{cil} \cdot \sen(30^\circ) \cdot 560 \cdot \sen(45^\circ)) = 0\end{aligned}$$

- Barra A:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0 &\rightarrow F_{1x} - F_{2x} - R_x = 0 \\ \Sigma F_y = 0 &\rightarrow F_{2y} - F_{1y} + R_y = 0 \\ \Sigma M_z = 0 &\rightarrow M_A + \left(F_{2y} \cdot \frac{110}{2}\right) - \left(F_{1y} \cdot \frac{110}{2}\right) - (F_{2x} \cdot 200) - (F_{1x} \cdot 350) = 0 \end{aligned}$$

Resultados:

$F_{1x} = 10.852$	$F_{1y} = -12.330$	$F_{2x} = -10.852$
$F_{2y} = -14.045$	$F_{3x} = 10.852$	$F_{3y} = -10.852$
$F_{4x} = 8.509$	$F_{4y} = -6.794$	$F_{5x} = -10.852$
$F_{5y} = -12.567$	$F_{6x} = -8.509$	$F_{6y} = -8.509$
$F_{7x} = 8.509$	$F_{7y} = -6.794$	$F_{8x} = -8.509$
$F_{8y} = -8.509$	$F_{9x} = 0$	$F_{9y} = 1.715$
$F_{10x} = 0$	$F_{10y} = 1.715$	$M_{10} = 2,024E + 06$
$M_A = 3,078e + 06$	$R_x = 0$	$R_y = 1.715$
	$F_{CIL} = 4.685$	

Fuerzas y reacciones en N
Momentos en Nmm

POSICIÓN 3 ELEVACIÓN

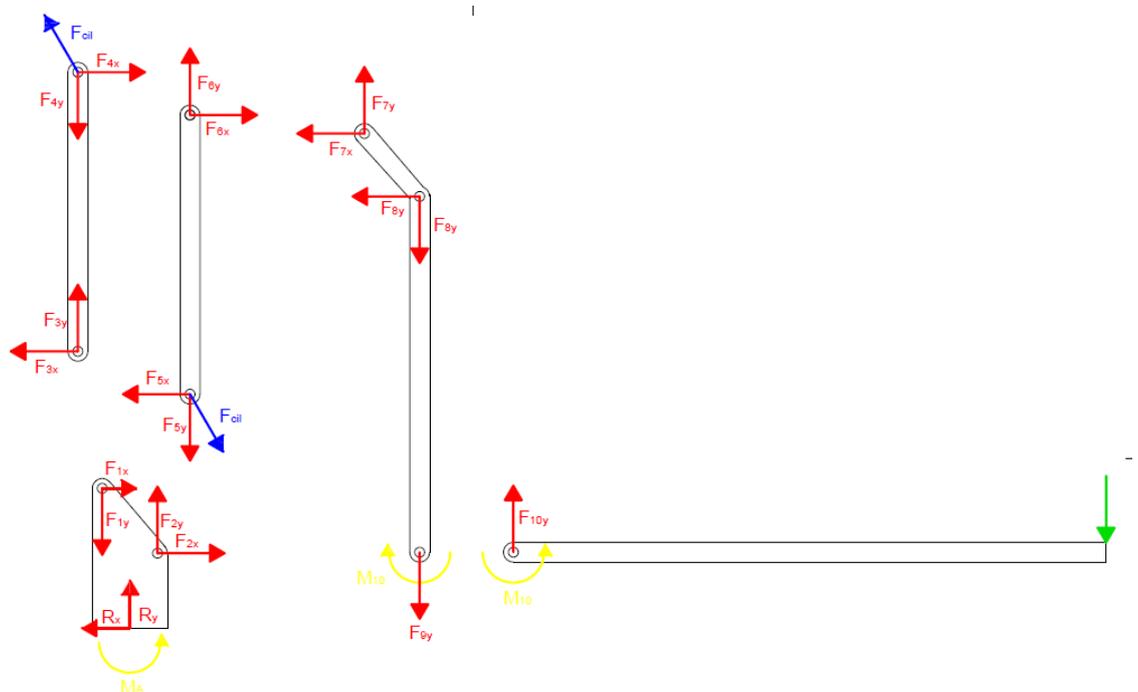


Figura 3. Designación fuerzas en posición 3.

- Barra E:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0 \rightarrow 0 \\ \Sigma F_y &= 0 \rightarrow F_{10y} - \frac{P}{2} = 0 \\ \Sigma M_{10} &= 0 \rightarrow M_{10} - \left(\frac{P}{2} \cdot 1180\right) = 0\end{aligned}$$

- Barra D:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0 \rightarrow -F_{7x} - F_{8x} = 0 \\ \Sigma F_y &= 0 \rightarrow F_{7y} - F_{8y} - F_{9y} = 0 \\ \Sigma M_z &= 0 \rightarrow -M_{10} + (F_{8x} \cdot 710) + (F_{7x} \cdot 860) - (F_{7y} \cdot 110) = 0\end{aligned}$$

- Barra C:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0 \rightarrow -F_{cil} \cdot \text{sen}(15^\circ) + F_{4x} - F_{3x} = 0 \\ \Sigma F_y &= 0 \rightarrow F_{cil} \cdot \text{cos}(15^\circ) + F_{3y} - F_{4y} = 0 \\ \Sigma M_z &= 0 \rightarrow (F_{cil} \cdot \text{sen}(15^\circ) \cdot 560) - (F_{4x} \cdot 560) = 0\end{aligned}$$

- Barra B:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0 \rightarrow F_{6x} + F_{cil} \cdot \text{sen}(15^\circ) - F_{5x} = 0 \\ \Sigma F_y &= 0 \rightarrow F_{6y} - F_{cil} \cdot \text{cos}(15^\circ) - F_{5y} = 0 \\ \Sigma M_z &= 0 \rightarrow (F_{cil} \cdot \text{sen}(15^\circ) \cdot 560) - (F_{5x} \cdot 560) = 0\end{aligned}$$

- Barra A:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0 \rightarrow F_{1x} - F_{2x} - R_x = 0 \\ \Sigma F_y &= 0 \rightarrow F_{2y} - F_{1y} + R_y = 0 \\ \Sigma M_z &= 0 \rightarrow M_A + \left(F_{2y} \cdot \frac{110}{2}\right) - \left(F_{1y} \cdot \frac{110}{2}\right) - (F_{2x} \cdot 200) - (F_{1x} \cdot 350) = 0\end{aligned}$$

Resultados:

$F_{1x} = 0$	$F_{1y} = -27.128$	$F_{2x} = 0$
$F_{2y} = -28.843$	$F_{3x} = 0$	$F_{3y} = -18.397$
$F_{4x} = 0$	$F_{4y} = -18.397$	$F_{5x} = 0$
$F_{5y} = -20.112$	$F_{6x} = 0$	$F_{6y} = -20.112$
$F_{7x} = 0$	$F_{7y} = -18.397$	$F_{8x} = 0$
$F_{8y} = -20.112$	$F_{9x} = 0$	$F_{9y} = 1.715$
$F_{10x} = 0$	$F_{10y} = 1.715$	$M_{10} = 2,024E + 06$
$M_A = 3,07E + 06$	$R_x = 0$	$R_y = 1.715$
	$F_{CIL} = 0$	

Fuerzas y reacciones en N
Momentos en Nmm



2. Cálculo cilindros hidráulicos

• **DIÁMETRO DEL PISTÓN**

CONDICIONES INICIALES

$$P_{TRABAJO} = 100 \text{ bar (10 Mpa)}$$

$$F_{CILINDRO} = 6626 \text{ N}$$

$$P = \frac{F_{CILINDRO}}{A_{PISTON}} = \frac{F_{CILINDRO}}{\frac{\pi \cdot D_{PISTON}^2}{4}}$$

$$A_{PISTON} = \frac{\pi \cdot D_{PISTON}^2}{4}$$

$$A_{PISTON} = \frac{F_{CILINDRO}}{P} = \frac{6626 \text{ N}}{10 \text{ N/mm}^2} = 662,6 \text{ mm}^2$$

$$D_{PISTON} = \sqrt{\frac{A_{PISTON} \cdot 4}{\pi}} = 29,04 \text{ mm}$$

Seleccionamos el diámetro comercial más cercano:

Diámetro del pistón (D = mm)	Area Pistón (mm ²)	Diámetro del vástago (d = mm)	Area vástago (mm ²)
25	491	12	113
32	804	14	154
40	1257	18	254
50	1963	22	380
63	3117	28	616
80	5027	36	1018
100	7854	45	1590
125	12272	56	2463
160	20106	70	3848
200	31416	90	6362
		110	9503
		140	15394

Figura 1. Tablas normalizadas vástago-pistón.

$$\text{Area pistón} \rightarrow 804 \text{ mm}^2 \rightarrow D = 32 \text{ mm}$$

$$F_{EMPUJE} \rightarrow 8,2 \text{ kN}$$

Cumplimos todos los requisitos

Recalculamos presión de trabajo:

$$P = \frac{F_{CILINDRO}}{A_{PISTON}} = \frac{6626 \text{ N}}{804 \text{ mm}^2} = 8,24 \text{ Mpa} = 82,4 \text{ bar}$$

- **DIÁMETRO DEL VÁSTAGO**

$$L_{PANDEO} = Carrera \cdot \beta$$

$$Carrera = 305 \text{ mm}$$

$$\beta = \text{Coeficiente de pandeo} = 2$$

$$L_{PANDEO} = 305 \cdot 2 = 610$$

$$F_{CILINDRO} = 6.626 \text{ N} = 6,62 \text{ kN}$$

Buscamos en las tablas:

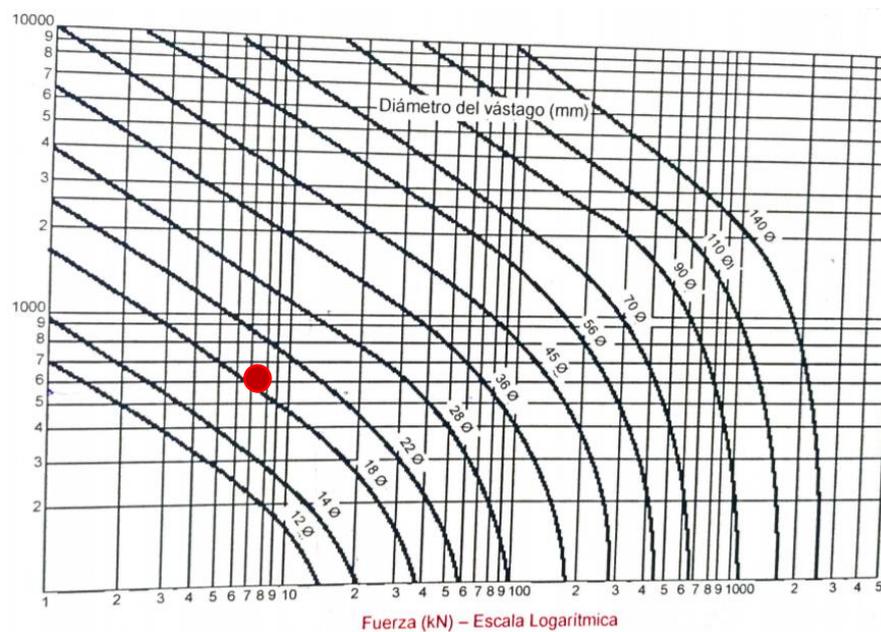


Figura 2. Tablas normalizadas selección de diámetro vástago.

El diámetro 18 será excesivamente justo, por lo que elegimos **D = 22 mm**.



- **VELOCIDAD DE AVANCE, CAUDAL DE LA BOMBA Y POTENCIA DEL MOTOR DE ACCIONAMIENTO**

La velocidad de avance requerida será de **0,05 m/s**, por lo tanto, el caudal de la bomba necesario será:

$$Q_{BOMBA} = V_{AVANCE} \cdot A_{PISTON} = 0,05 \cdot 10^3 \cdot 662,6 = 33.130 \frac{mm^3}{s} = 1,98 \frac{l}{s}$$

Conocida la presión y el caudal, calculamos la potencia:

$$N [kW] = \frac{P [bar] \cdot Q [\frac{l}{min}]}{620 \cdot \eta}$$

Tomamos el menor rendimiento posible, asegurando así la elección:

$$N [kW] = \frac{82,4 \text{ bar} \cdot 118,8 \frac{l}{min}}{620 \cdot 0,8} = 19,73 \text{ kW}$$

- **ESPESOR DE LA PARED DEL CILINDRO**

$$C_{SF} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{MAX}}$$

$$\tau_{MAX} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_{SF}} = \frac{500}{2 \cdot 3} = 83,33 \text{ MPa}$$

Realizamos los cálculos suponiendo pared delgada:

$$\sigma_r = 0$$

$$\sigma_\theta = \frac{P \cdot d}{2 \cdot e} = \frac{8,24 \text{ MPa} \cdot 32 \text{ mm}}{2 \cdot e} = \frac{106}{e} \text{ MPa}$$

$$\sigma_z = \frac{P \cdot d}{4 \cdot e} = \frac{8,24 \text{ MPa} \cdot 32 \text{ mm}}{4 \cdot e} = \frac{53}{e} \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \sigma_{III}$$

$$\sigma_\theta = \sigma_I$$

$$\sigma_z = \sigma_{II}$$

Tensión cortante máxima:

$$\tau_{MAX} = \frac{\sigma_I - \sigma_{III}}{2} = \frac{\sigma_\theta}{e} = \frac{53}{e} \text{ MPa}$$

$$\tau_{MAX} \leq \tau_{MAX,adm}$$

$$\frac{53}{e} \text{ MPa} = 83,33 \rightarrow e = 0,63$$



Aplicamos hipótesis de pared delgada:

$$\frac{d}{e} = \frac{32 \text{ mm}}{0,63 \text{ mm}} = 50,79 > 40$$

La hipótesis es correcta, por lo que el espesor del cilindro será de **0,63 mm**



3. Cálculo de los pasadores

En este anexo se realizará el cálculo del diámetro de los pasadores del sistema.

En primer lugar, seleccionamos la posición en la que cada pasador estará sometido a mayores fuerzas, ya que será la situación más desfavorable y de esta forma aseguramos su correcto funcionamiento en todas. Una vez tenemos la fuerza total en ese punto y momento, se analizará tanto el fallo por doble cortadura como el fallo por aplastamiento.

Analizados estos dos fallos, obtenemos el diámetro mínimo que debe tener cada uno de los pasadores además del espesor de las barras en las que apoya para poder soportar las cargas a las que estará sometido.

PASADOR 1-3

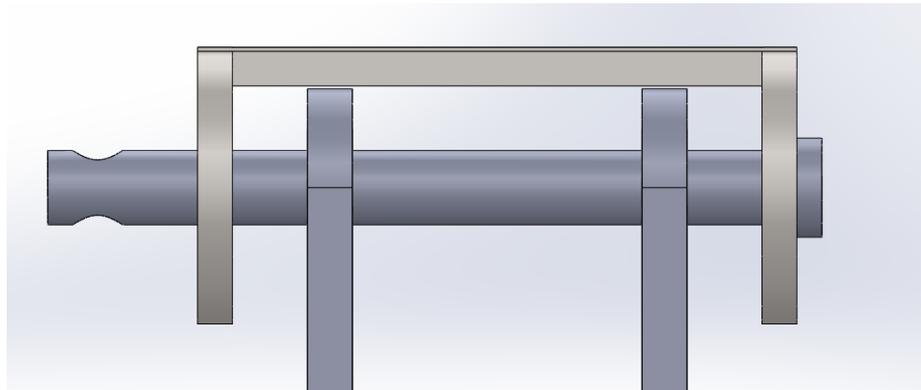


Figura 1. Unión 1-3 en modelo tridimensional

Cálculo realizado en la posición 3 de trabajo.

$$F_T^2 = F_{1x}^2 + F_{1y}^2 \rightarrow F_T = \sqrt{0^2 + 27.128^2} = 27.128 \text{ N}$$

- Analizamos el fallo por doble cortadura

$$\tau_c = \frac{\frac{F_T}{2}}{A_C} = \frac{13.564}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{17.270,22}{D^2}$$

$$\tau_c = \tau_{MAX} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_{S_F}} \rightarrow \frac{17.270,22}{D^2} = \frac{500}{2 \cdot 3} \rightarrow D = 14,39 \text{ mm} \rightarrow$$

$$\mathbf{D = 15 \text{ mm}}$$

- Analizamos el fallo por aplastamiento

$$\sigma_a = \frac{\frac{F_T}{2}}{A_a} = \frac{27.128}{2 \cdot D \cdot e} = \frac{904,26}{e}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_a}{2} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_{S_f}} \rightarrow \frac{904,26}{e} = \frac{450}{3} \rightarrow e = 6,02 \text{ mm} \rightarrow$$

$$\mathbf{e = 7 \text{ mm}}$$

PASADOR 2-5

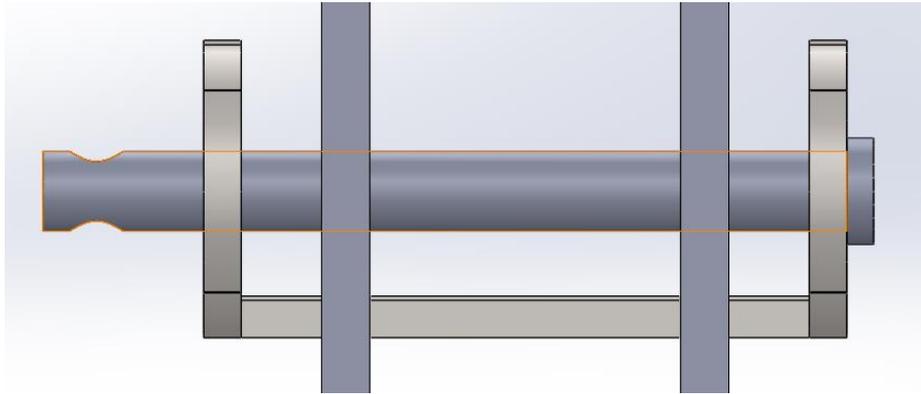


Figura 2. Unión 2-5 en modelo tridimensional

Cálculo realizado en la posición 3 de trabajo.

- Analizamos el fallo por doble cortadura con barra C

$$F_T^2 = F_{2x}^2 + F_{2y}^2 \rightarrow F_T = \sqrt{0^2 + 28.843^2} = 28.843 \text{ N}$$

$$\tau_c = \frac{\frac{F_T}{2}}{A_C} = \frac{28.843/2}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{18.362,02}{D^2}$$

$$\tau_c = \tau_{MAX} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_{S_F}} \rightarrow \frac{18.362,02}{D^2} = \frac{500}{2 \cdot 3} \rightarrow D = 14,84 \text{ mm} \rightarrow$$

$$\mathbf{D = 15 \text{ mm}}$$

- Analizamos el fallo por aplastamiento

$$F_T^2 = F_{7x}^2 + F_{7y}^2 \rightarrow F_T = \sqrt{0^2 + 28.843^2} = 28.843 \text{ N}$$

$$\sigma_a = \frac{\frac{F_T}{2}}{A_a} = \frac{28.843}{2 \cdot D \cdot e} = \frac{961,4}{e}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_a}{2} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_{S_f}} \rightarrow \frac{961,4}{e} = \frac{450}{3} \rightarrow e = 6,4 \text{ mm} \rightarrow$$

$$\mathbf{e = 7 \text{ mm}}$$

La posición 3 es la más restrictiva ya que el pasador está sometido a unas fuerzas mayores que en las otras dos posiciones, por lo que tomaremos las medidas calculadas para esta posición.

PASADOR 4-7

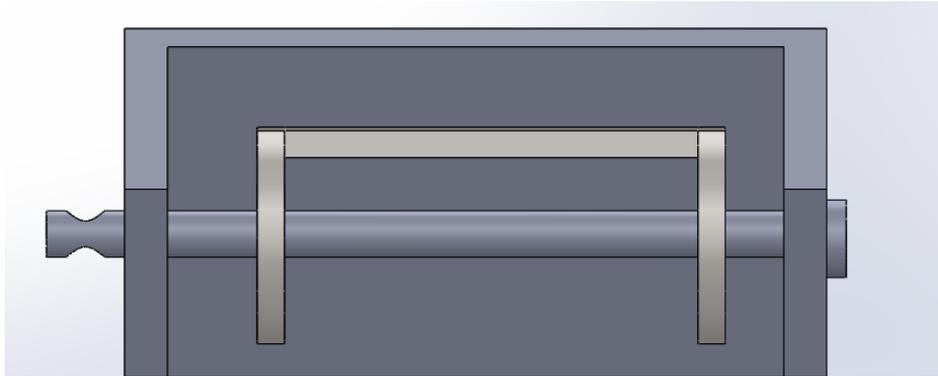


Figura 3. Unión 4-7 en modelo tridimensional

Cálculo realizado en la posición 3 de trabajo.

- Analizamos el fallo por doble cortadura con barra C

$$F_T^2 = F_{4x}^2 + F_{4y}^2 \rightarrow F_T = \sqrt{0^2 + 18.397^2} = 18.397 \text{ N}$$

$$\tau_c = \frac{\frac{F_T}{2}}{A_C} = \frac{18.397/2}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{11.711,89}{D^2}$$

$$\tau_c = \tau_{MAX} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_{SF}} \rightarrow \frac{11.711,89}{D^2} = \frac{500}{2 \cdot 3} \rightarrow D = 11,85 \text{ mm} \rightarrow$$

D = 12 mm

- Analizamos el fallo por aplastamiento

$$F_T^2 = F_{7x}^2 + F_{7y}^2 \rightarrow F_T = \sqrt{0^2 + 18.397^2} = 18.397 \text{ N}$$

$$\sigma_a = \frac{\frac{F_T}{2}}{A_a} = \frac{18.397}{2} = \frac{766,54}{e}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_a}{2} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_{Sf}} \rightarrow \frac{766,54}{e} = \frac{450}{3} \rightarrow e = 5,11 \text{ mm} \rightarrow$$

e = 6 mm

PASADOR 6-8



Figura 4. Unión 6-8 en modelo tridimensional

Cálculo realizado en la posición 3 de trabajo.

$$F_T^2 = F_{6x}^2 + F_{6y}^2 \rightarrow F_T = \sqrt{0^2 + 20.112^2} = 20.112 \text{ N}$$

- Analizamos el fallo por doble cortadura

$$\tau_c = \frac{\frac{F_T}{2}}{A_c} = \frac{10.056}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{12.803,69}{D^2}$$

$$\tau_c = \tau_{MAX} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_{SF}} \rightarrow \frac{12.803,69}{D^2} = \frac{500}{2 \cdot 3} \rightarrow D = 12,39 \text{ mm} \rightarrow$$

$$\mathbf{D = 13 \text{ mm}}$$

- Analizamos el fallo por aplastamiento

$$\sigma_a = \frac{\frac{F_T}{2}}{A_a} = \frac{20.112}{2} = \frac{773,53}{e}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_a}{2} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_{Sf}} \rightarrow \frac{773,53}{e} = \frac{450}{3} \rightarrow e = 5,15 \text{ mm} \rightarrow$$

$$\mathbf{e = 6 \text{ mm}}$$

PASADOR 9-10

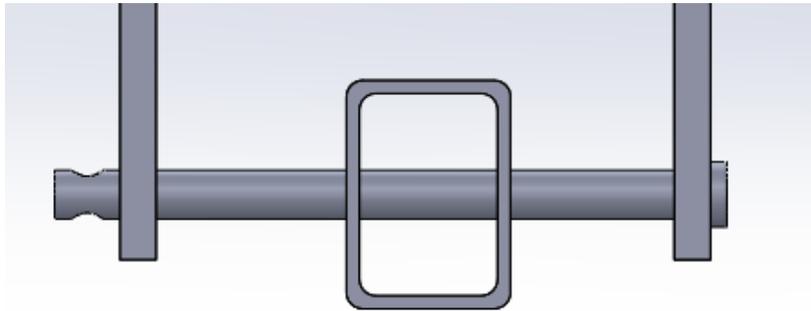


Figura 5. Unión 9-10 en modelo tridimensional

Cálculo común para todas las posiciones de trabajo.

$$F_T^2 = F_{9x}^2 + F_{9y}^2 \rightarrow F_T = \sqrt{0^2 + 1.715^2} = 1.715 \text{ N}$$

$$C_s = \frac{\sigma_F}{2 \cdot \tau_{MAX,Admin}} \rightarrow \tau_{MAX,Admin} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} = \frac{500}{2 \cdot 3} = 83,33 \text{ Mpa}$$

$$\tau = \frac{F}{A_p} \rightarrow A_p = \frac{F}{\tau} = \frac{1.715}{83,33} = 10,29 \text{ mm}^2$$

$$A_p = \pi \cdot r^2 \rightarrow r = 1,8 \text{ mm} \rightarrow D = 3,6 \text{ mm} \rightarrow \mathbf{D = 4 \text{ mm}}$$

- Analizamos el fallo por aplastamiento

$$\sigma_a = \frac{F_T}{A_a} = \frac{1.715}{D \cdot e} = \frac{214,37}{e}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_a}{2} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_{s_f}} \rightarrow \frac{214,37}{e} = \frac{450}{3} \rightarrow e = 1,42 \text{ mm} \rightarrow$$

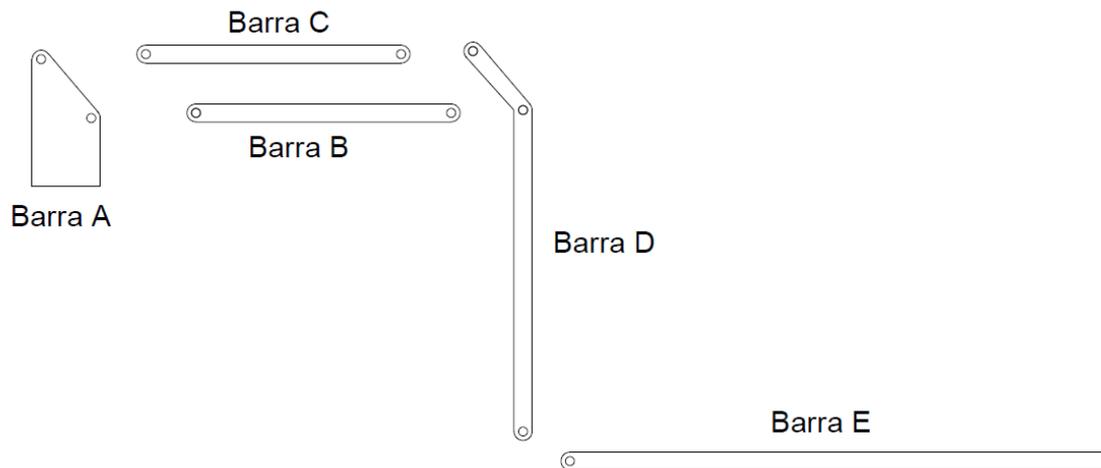
$$\mathbf{e = 2 \text{ mm}}$$

Este pasador únicamente soportará el peso vertical existente en este punto, ya que para soportar el momento se dotará de una pletina colocada en la parte posterior de la barra D, permitiendo el movimiento libre de la plataforma en sentido anti horario (fijando la vista en el perfil izquierdo), haciendo así que sea posible la compactación del equipo una vez no esté en uso.



4. Cálculo de la sección de las barras

En este anexo se realizará el cálculo de las secciones de las barras, a excepción de la barra E, que será dimensionada en el **Anexo I: Cálculos. Cálculo plataforma de unión**, seleccionando entre los perfiles normalizados disponibles el modelo que satisfaga nuestras necesidades de carga. La denominación de las barras seguirá siendo la indicada en la *Figura 12* de la memoria.

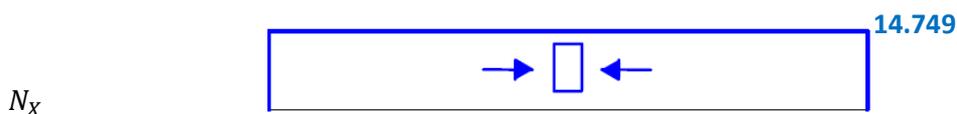


BARRA A

Para el cálculo de la sección de esta barra nos apoyaremos en los cálculos realizados en el **ANEXO I: CÁLCULOS. Cálculos fuerzas de diseño** en el que se realiza el cálculo del espesor necesario para soportar el aplastamiento que sufre esta barra. Por lo tanto, la barra A será una pieza que se obtenga mediante corte (plasma, corte por agua, corte por láser...) de espesor igual a 9 mm.

BARRA B

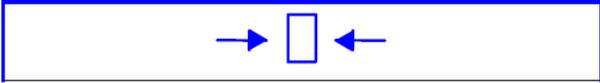
Posición 1



V_y

M_z

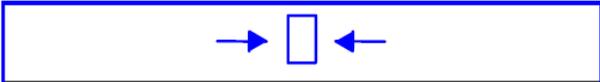
Posición 2

N_x  **12.033,54**

V_y _____

M_z _____

Posición 3

N_x  **20.112**

V_y _____

M_z _____

Al estar sometida únicamente a esfuerzo axial en las tres posiciones de trabajo, realizamos el estudio en la *Posición 3*, ya que es la posición en que el esfuerzo es mayor.

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_Z}{W_Z} = \frac{20.112}{A}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_{SF}} \rightarrow \frac{20.112}{A} = \frac{450}{3}$$

$$A = 134,08 \text{ mm}^2 = 1,34 \text{ cm}^2$$

Buscamos perfil que más se ajuste:

$$A \geq 1,34 \text{ cm}^2$$

Todos los perfiles cumplen esta especificación, por lo que escogemos el perfil que además del área cumpla el espesor calculado en el dimensionamiento de los pasadores. En este caso, el espesor marcado por el cálculo de los pasadores es $e=7 \text{ mm}$, por lo que deberemos tomar un perfil con:

$$A \geq 1,34 \text{ cm}^2$$

$$e \geq 7 \text{ mm}$$

El perfil seleccionado es UPN120 $\rightarrow A = 17 \text{ cm}^2, e = 7 \text{ mm}$

Recalculamos $\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_Z}{W_Z} = \frac{20.112}{1.700} = 11,83 \text{ MPa}$

$$11,83 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, la barra calculada soportará los esfuerzos requeridos.

BARRA C

Posición 1



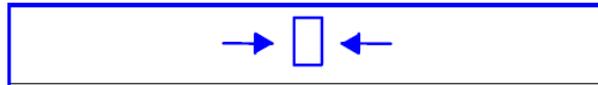
N_X

V_Y

M_Z

Posición 2

N_x



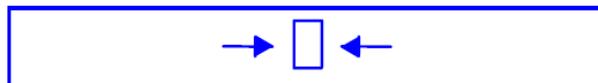
15.347

V_y

M_z

Posición 3

N_x



18.397

V_y

M_z

Al estar sometida únicamente a esfuerzo axial en las tres posiciones de trabajo, realizamos el estudio en la *Posición 1*, ya que es la posición en que el esfuerzo es mayor.

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_Z}{W_Z} = \frac{21.200}{A}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot C_{SF}} \rightarrow \frac{21.200}{A} = \frac{450}{3}$$

$$A = 141,33 \text{ mm}^2 = 1,41 \text{ cm}^2$$

Buscamos perfil que más se ajuste

$$A \geq 1,41 \text{ cm}^2$$

Todos los perfiles cumplen esta especificación, por lo que escogemos el perfil que además del área cumpla el espesor calculado en el dimensionamiento de los pasadores. En este caso, el espesor marcado por el cálculo de los pasadores es $e=7 \text{ mm}$, por lo que deberemos tomar un perfil con:

$$A \geq 1,41 \text{ cm}^2$$

$$e \geq 7 \text{ mm}$$

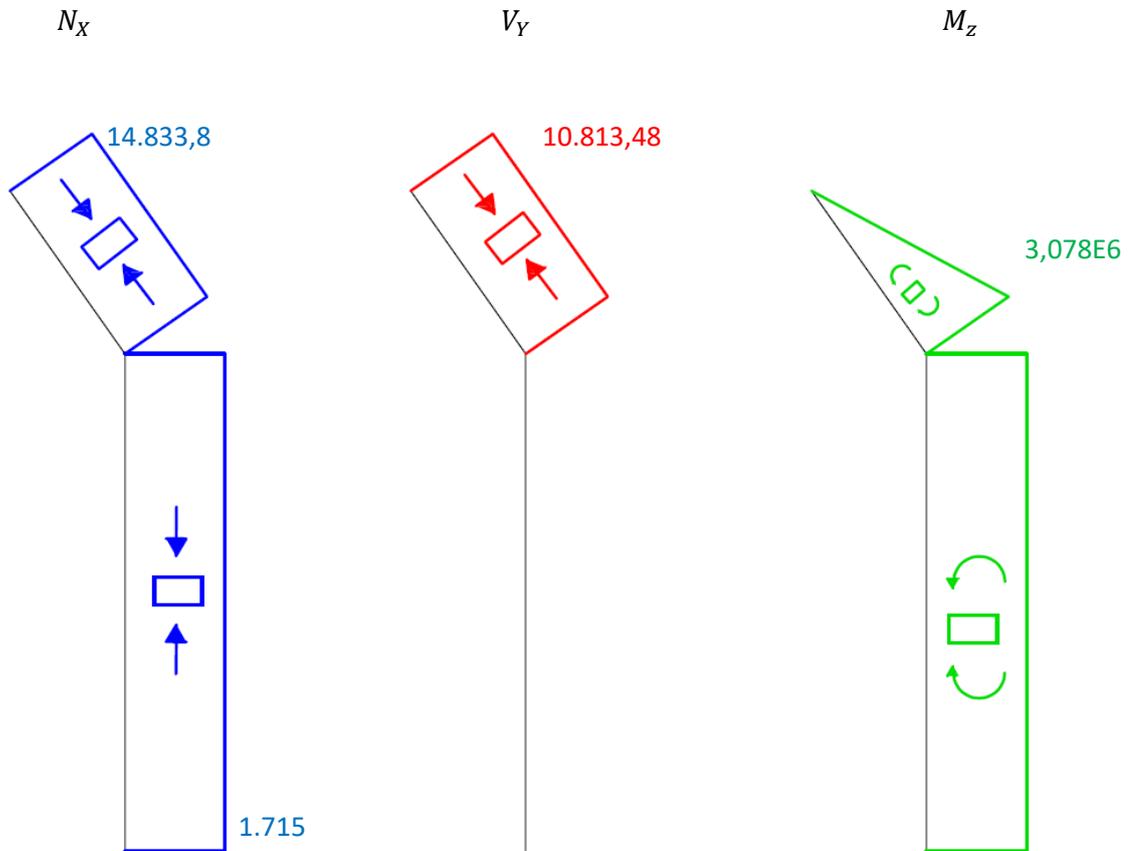
El perfil seleccionado es UPN120 $\rightarrow A = 17 \text{ cm}^2, e = 7 \text{ mm}$

Recalculamos $\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_Z}{W_Z} = \frac{21.200}{1.700} = 12,47 \text{ MPa}$

$$12,47 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, la barra calculada soportará los esfuerzos requeridos

BARRA D



$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z} = \frac{3,078E6}{W_z}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_s} \rightarrow \frac{3,078E6}{W_z} = \frac{450}{3}$$

$$W_z = 20.520 \text{ mm}^3 = 20,52 \text{ cm}^3$$

Buscamos perfil que más se ajuste

$$W_x > 20,52 \text{ cm}^3 \rightarrow \text{Elegimos UPN 180 (22,40 cm}^3\text{)}$$

$$\text{Recalculamos } \sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z} = \frac{14.883,8}{2.800} + \frac{3,078E6}{22.400} = 142,7 \text{ MPa}$$

$$142,7 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, la barra calculada soportará los esfuerzos requeridos.



5. Cálculo de la plataforma de unión

En este anexo realizaremos el cálculo íntegro de la plataforma que se encarga de la unión de los dos brazos del sistema además de lugar donde será ubicada la persona que se vaya a elevar.

En primer lugar, calcularemos las barras E.

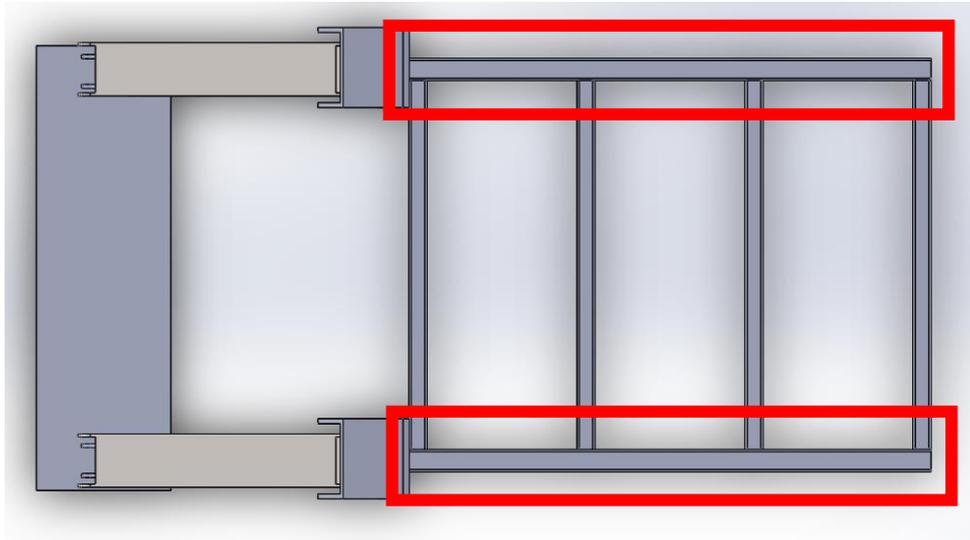
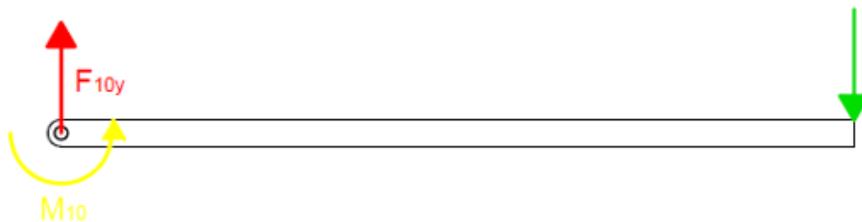


Figura 1. Vista superior del conjunto con barras E marcadas.

Tomaremos como hipótesis las cargas con las que se han calculado las fuerzas del sistema, es decir, el peso se sitúa en la parte final de la barra, haciendo que esta sea la situación más desfavorable. Dimensionando para este peso en esta ubicación nos aseguraremos que en el caso que se utilice de manera incorrecta el sistema, estas barras no plastificaran.



Como tenemos el mismo esfuerzo para las tres posiciones, solamente será necesario realizar los cálculos para una posición. Tomamos la *Posición 1*.

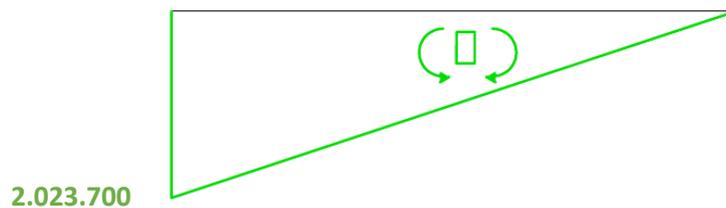
N_x



V_y



M_z



$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z} = \frac{2.023.700}{W_z}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_S} \rightarrow \frac{2.023.700}{W_z} = \frac{450}{3}$$

$$W_z = 13.491,33 \text{ mm}^3 = 13,49 \text{ cm}^3$$

Buscamos perfil que más se ajuste

$$W_x > 13,49 \text{ cm}^3 \rightarrow \text{Elegimos } 70 \times 50,4 \text{ (15,1)}$$

$$\text{Recalculamos } \sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z} = \frac{2.023.700}{15.100} = 134,01 \text{ MPa}$$

$$134,01 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, la barra calculada soportará los esfuerzos requeridos.

Una vez dimensionados los largueros, supondremos que la plataforma trabaja en su régimen habitual, teniendo el peso de elevación repartido por toda la superficie de la plataforma.

Con esta hipótesis, se calcularán las cuatro barras que van a servir de soporte para la plataforma de elevación además de unir los dos brazos del sistema. Estas barras vienen colocadas en la parte inferior de la plataforma de unión, estando unidas a las barras E en sus extremos. En la siguiente imagen se puede observar la disposición de dichas barras.

Estas barras tendrán que soportar el peso de la carga distribuida de la persona que se vaya a elevar, por lo que este peso será repartido entre las 4 barras existentes.

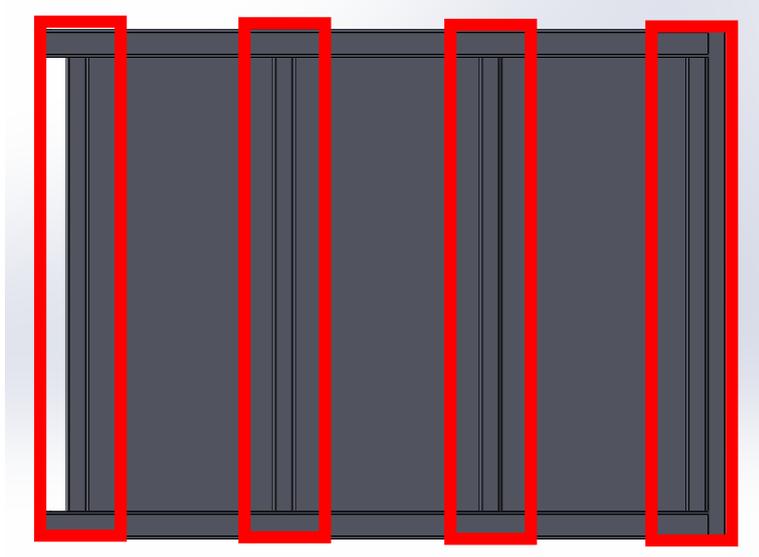


Figura 2. Vista desde la parte inferior de las cuatro barras

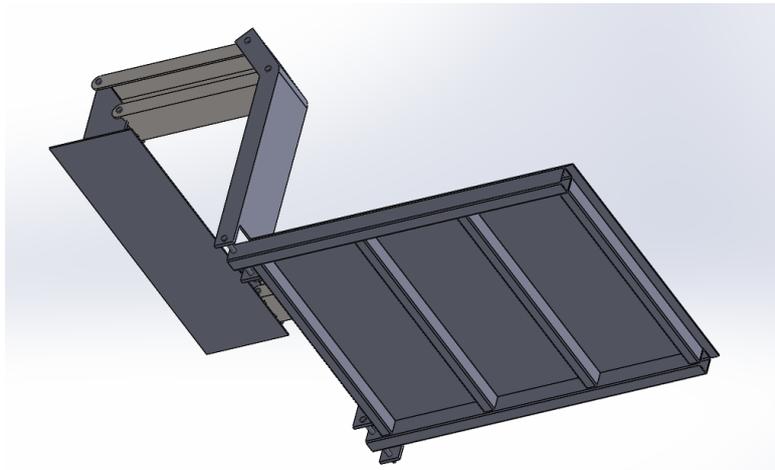


Figura 3. Vista desde la parte inferior de los cuatro barras y el conjunto

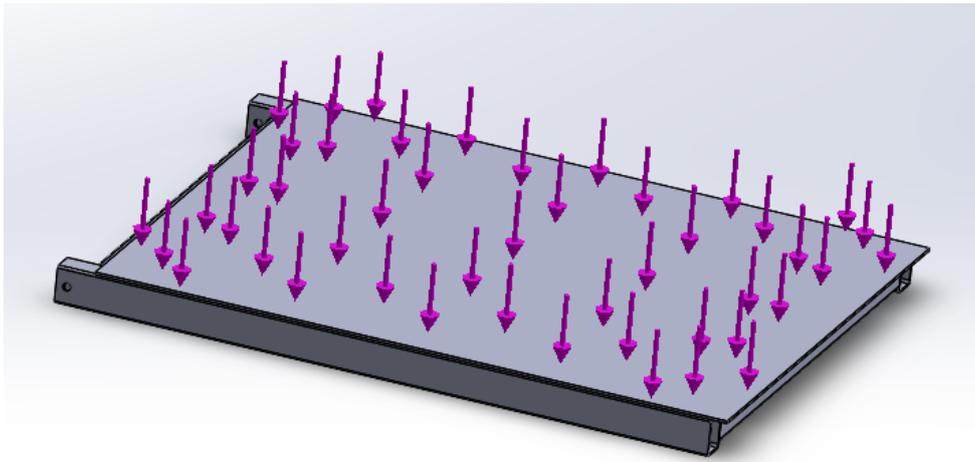
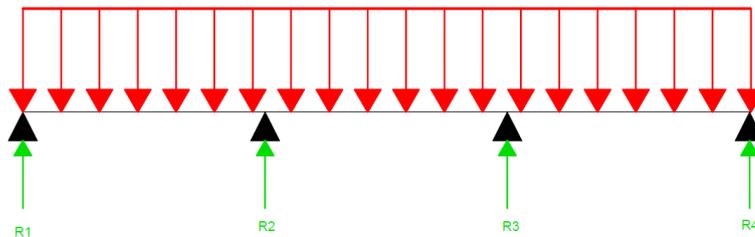


Figura 4. Distribución de la fuerza en la plataforma.

En primer lugar, analizamos el peso que deberá soportar cada barra para poder elegir el perfil hueco correcto. Para el estudio de las barras, tomaremos la carga de la plataforma como una fuerza distribuida a lo largo de toda la plataforma. Calculamos cuanto peso tendrá que soportar cada una de las cuatro barras:

2.9 N/mm



$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_1 + R_2 + R_3 + R_4 - (2,9 \cdot 1180) = 0$$

$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow (R_2 \cdot 394) + (R_3 \cdot 788) + (R_4 \cdot 1180) - (3442 \cdot 590) = 0$$

$$\Sigma M_4 = 0 \rightarrow -(R_1 \cdot 1180) - (R_2 \cdot 788) - (R_3 \cdot 394) + (3442 \cdot 590) = 0$$

$$\Sigma M_2 = 0 \rightarrow -(R_1 \cdot 394) + (1143 \cdot 197) + (R_3 \cdot 394) + (R_4 \cdot 788) - (2285 \cdot 394) = 0$$

$$R_1 = 570,3 \text{ N}$$

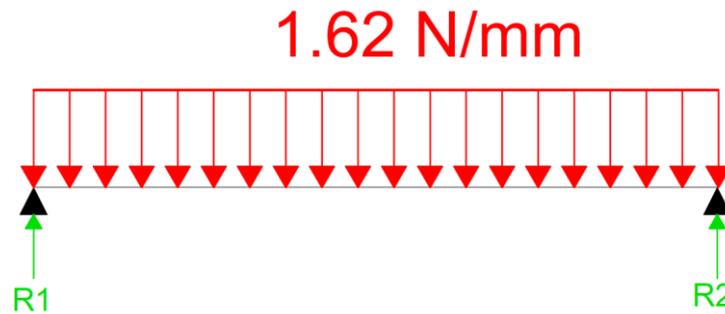
$$R_2 = 1140,6 \text{ N}$$

$$R_3 = 1140,6 \text{ N}$$

$$R_4 = 570,3 \text{ N}$$

Como las barras que más peso soportarán serán la 2 y la 3, realizaremos el cálculo sobre ellas.

La carga calculada se repartirá a su vez entre los 700 mm de longitud de la barra. Por lo tanto:



$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow 0$$

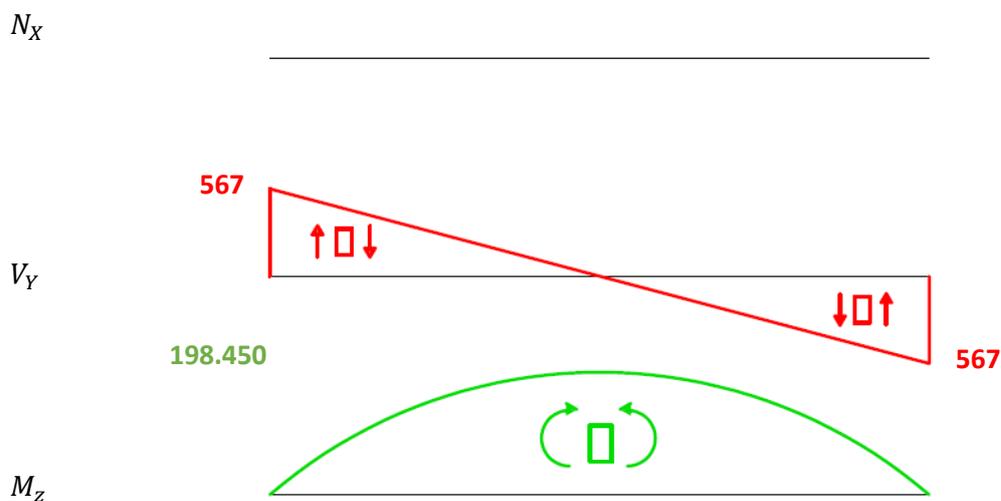
$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_1 + R_2 - (1,62 \cdot 700) = 0$$

$$\Sigma M_1 = 0 \rightarrow (R_2 \cdot 700) - (1,62 \cdot 700 \cdot 350) = 0$$

$$R_1 = 567 \text{ N}$$

$$R_2 = 567 \text{ N}$$

Por lo tanto, los diagramas de fuerzas de las barras 2 y 3 será:



$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_Z}{W_Z} = \frac{198.480}{W_Z}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_S} \rightarrow \frac{198.480}{W_Z} = \frac{450}{3}$$

$$W_Z = 1.323,42 \text{ mm}^3 = 1,32 \text{ cm}^3$$

Buscamos perfil que más se ajuste

$$W_x > 1,32 \text{ cm}^3 \rightarrow \text{Elegimos } 60 \times 40,2 \text{ (6,03)}$$

$$\text{Recalculamos } \sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_Z}{W_Z} = \frac{198.480}{6.030} = 32,91 \text{ MPa}$$

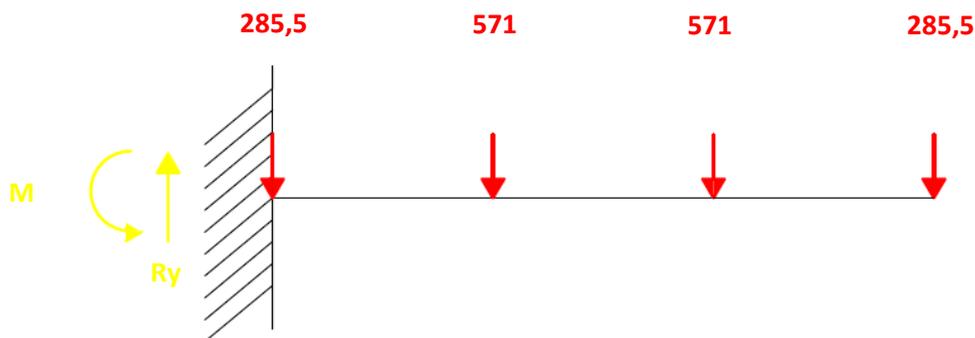
$$32,91 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa}$$

Este perfil está claramente sobredimensionado, pero siguiendo el prontuario de perfiles (**ANEXO III: PRONTUARIOS DE PERFILES**), es el más pequeño existente. Otra opción sería cambiar el perfil por una pletina u otro tipo de perfil que pudiera realizar la misma función. A pesar de esto, y conocido el problema existente, se quiere unificar el diseño utilizando este prontuario, por lo cual seleccionará este perfil a pesar de la sobredimensión.

Las cuatro barras de la plataforma serán de perfil **60x40,2**

Con este nuevo reparto de fuerzas debemos volver a comprobar que la barra E propuesta anteriormente no se ve afectada en cuanto a comportamiento, ya que pasamos de tener una fuerza puntual, a tener cuatro fuerzas puntales a lo largo de la barra.

Estas 4 fuerzas tendrán la siguiente distribución:



Realizamos el equilibrio de la barra

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_y - 285,5 - 571 - 571 - 285,5 = 0$$

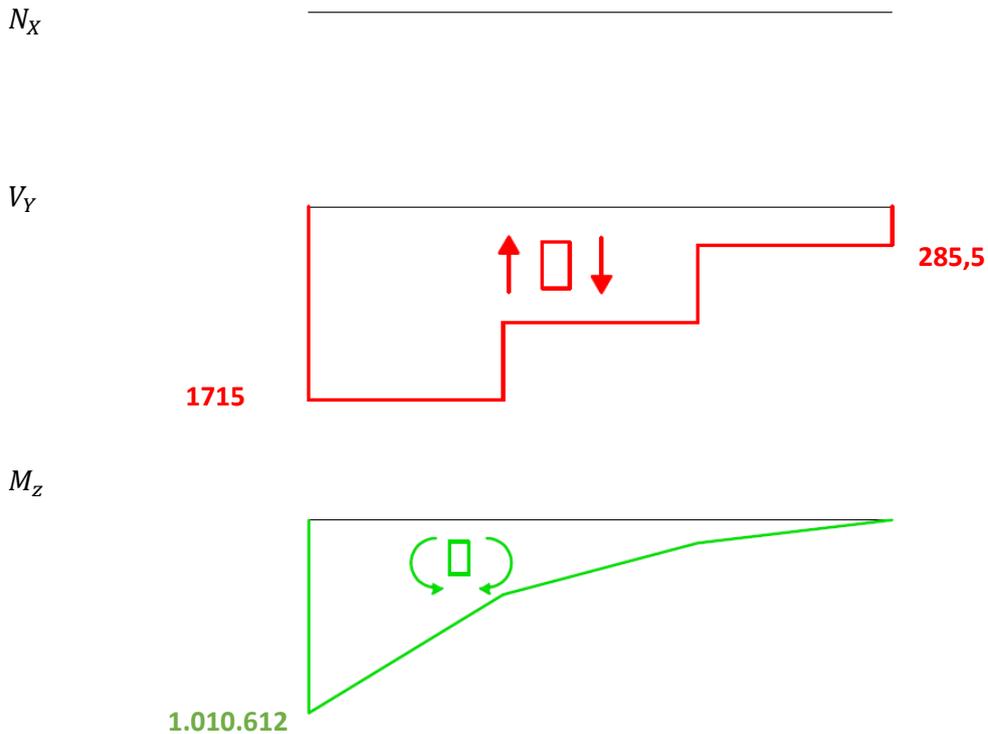
$$\Sigma M_{10} = 0 \rightarrow M - (285,5 \cdot 1180) - (571 \cdot 393,3) - (571 \cdot 786,6) = 0$$

Obtenemos

$$R_y = 1715 \text{ N}$$

$$M = 1.010.612 \text{ Nmm}$$

Una vez conocidas las fuerzas y reacciones, dibujamos los diagramas de esfuerzos



Calculamos el módulo resistente necesario para soportar los esfuerzos

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z} = \frac{1.010.612}{W_z}$$

$$\tau_{max} = \frac{\sigma}{2} = \frac{\sigma_F}{2 \cdot C_S} \rightarrow \frac{1.010.612}{W_z} = \frac{450}{3}$$

$$W_z = 6.737,41 \text{ mm}^3 = 6,73 \text{ cm}^3$$

Como el módulo resistente es menos restrictivo que el calculado anteriormente, seleccionaremos el perfil 70x50.4 (15,1), asegurando así el correcto funcionamiento de nuestra barra.

Dimensionada en primer momento la barra E para la situación más desfavorable, las barras transversales de la plataforma para el funcionamiento usual de la misma y tras realizar la comprobación de la barra E para esa situación también, se llega a la conclusión de que los perfiles requeridos son:

Barras E → 70x50.4
Barras transversales → 60x40,2

6. Cálculo de la soldadura

En primer lugar, realizamos el diagrama de sólido libre de la barra A para conocer las fuerzas a la que estará sometida nuestra soldadura:

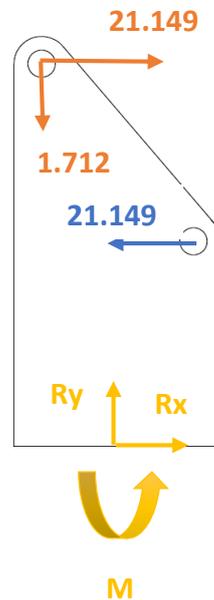


Figura 1. Fuerzas barra A.

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0 &\rightarrow 21.149 - 21.149 + R_x = 0 \\ &R_x = 0 \text{ N} \\ \Sigma F_y = 0 &\rightarrow -1.715 - R_y = 0 \\ &R_y = 1.715 \text{ N} \\ \Sigma M = 0 &\rightarrow M - (21.149 \cdot 350) - (21.149 \cdot 200) = 0 \\ &M = 3.172.350 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

Tensiones de la soldadura en sección abatida:

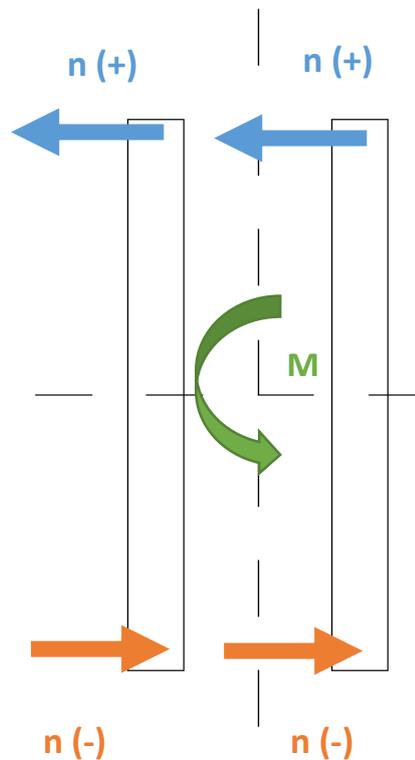


Figura 2. Sección soldadura abatida.

$$\begin{aligned}
 n_t &= n_m + n_v \\
 n_m &= \frac{M}{W_f} \\
 W_f &= \frac{I_z}{y_{max}} = \frac{2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot a \cdot h^3\right)}{h/2} = \frac{2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot 7 \cdot 150^3\right)}{150/2} = 52.500 \text{ mm}^3 \\
 n_m &= \frac{3.172.350}{52.500} = 60,42 \text{ MPa} \\
 n_v &= \frac{F_V}{A} = \frac{1712}{2 \cdot 150 \cdot 7} = 0,81 \text{ MPa} \\
 n_t &= 60,42 + 0,81 = 61,23 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Tensiones en sección garganta:

$$\begin{aligned}
 \sigma &= \frac{n_t}{\sqrt{2}} = \frac{61,23}{\sqrt{2}} = 43,29 \text{ MPa} \\
 \tau_1 &= \frac{-n_t}{\sqrt{2}} = -43,29 \text{ MPa} \\
 \tau_2 &= -t_2 = 0 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$



Coefficientes de seguridad:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot (\tau_1^2 + \tau_2^2)} = \sqrt{43,29^2 + 3 \cdot (43,29^2)} = 86,58 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_{eq}} = \frac{275}{86,58} = 3,17$$



7. Cálculo de la unión roscada

En este anexo se calculará el coeficiente de seguridad de la unión roscada con la chapa en base a las características nombradas en la memoria (5.7 *Cálculo de la unión roscada al chasis*):

- Se instalarán dos hileras de cuatro tornillos cada una, haciendo un total de 8 tornillos
 - Los tornillos serán de métrica 18
 - El paso de los tornillos será igual a 2.5
 - La σ_F será igual a 450 MPa, ya que viene definida por el acero de la barra A
 - F_i (Precarga) será igual a 0,75

El paso de los tornillos de métrica 18 viene dado por la siguiente tabla:

Rosca Métrica		
Diámetro nominal en mm.	Normal	Fina
	Paso en mm.	Paso en mm.
4	0,7	0,5
5	0,8	0,5
6	1	0,75
8	1,25	1
10	1,5	1
12	1,75	1,5
14	2	1,5
16	2	1,5
18	2,5	1,5
20	2,5	1,5
22	2,5	1,5
24	3	2
27	3	2
30	3,5	2

Figura 1. Tabla rosca métrica.

Las fuerzas del sistema serán:

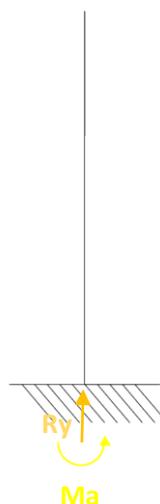


Figura 2. Fuerzas unión roscada.

$$M = 6.344.700 \text{ Nmm}$$

$$R_y = 1.715 \text{ N}$$

Únicamente realizaremos el cálculo de uno de los brazos del sistema, ya que el otro es análogo. Por lo tanto, dimensionaremos cuatro de los ocho tornillos existentes. El sistema quedará de la siguiente forma:

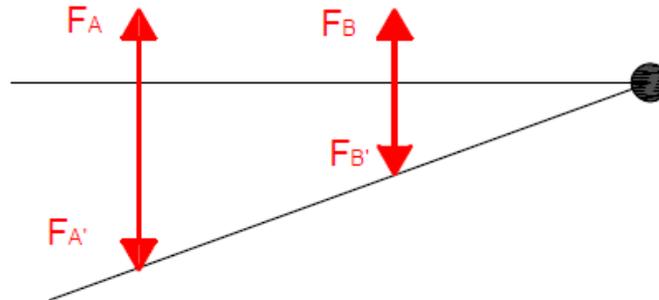


Figura 3. Fuerzas unión roscada.

Calculamos fuerzas de tracción por tornillo debidas a la fuerza R_y :

$$F_A = \frac{F}{n}$$

$$F_B = \frac{F}{n}$$

Siendo $F = 1.715 \text{ N}$ y $n = n^\circ \text{ de tornillos} = 4$

$$F_A = F_B = 428,75 \text{ N}$$

Calculamos, las fuerzas que deberá soportar cada tornillo debidas al momento:

$$(n_A \cdot F_A \cdot R_A) + (n_B \cdot F_B \cdot R_B) = M$$

$$\frac{F_A'}{r_A} = \frac{F_B'}{r_B}$$

Conocidos los valores:

$$n_A = n^\circ \text{ de tornillos en hilera A} = 2$$

$$n_B = n^\circ \text{ de tornillos en hilera B} = 2$$

$$R_A = 225 \text{ N}$$

$$R_B = 75 \text{ N}$$

$$M = 3.070.000 \text{ Nmm}$$

E introduciendo todas las ecuaciones en el programa de resolución **EES (Engineering equation solver)**, obtenemos:

$$F_A' = 6.140 \text{ N}$$

$$F_B' = 2.047 \text{ N}$$

Por lo tanto

$$F_{A,RESULTANTE} = F_i + C \cdot F_{A,TOTAL}$$

$$F_{A,TOTAL} = F'_A - F_A = 6.140 - 428,75 = 5.711,25 \text{ N}$$

$$F_i = 0,75 \cdot \sigma_F \cdot A_R = 0,75 \cdot 450 \cdot 192,47 = 64.958 \text{ N}$$

$$A_R = \pi \cdot \left(\frac{D - 0,9381 \cdot P}{2} \right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{18 - 0,9381 \cdot 2,5}{2} \right)^2 = 192,47 \text{ mm}^2$$

$$F_{A,RESULTANTE} = 64.958 + 0,2 \cdot 5.711,25 = 66.100,25 \text{ N}$$

$$F_{B,RESULTANTE} = F_i + C \cdot F_{B,TOTAL}$$

$$F_{B,TOTAL} = F'_B - F_B = 2.047 - 428,75 = 1.618,25 \text{ N}$$

$$F_i = 0,75 \cdot \sigma_F \cdot A_R = 0,75 \cdot 450 \cdot 192,47 = 64.958 \text{ N}$$

$$A_R = \pi \cdot \left(\frac{D - 0,9381 \cdot P}{2} \right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{18 - 0,9381 \cdot 2,5}{2} \right)^2 = 192,47 \text{ mm}^2$$

$$F_{B,RESULTANTE} = 64.958,625 + 0,2 \cdot 1.618,25 = 65.282,275 \text{ N}$$

Calculamos los coeficientes de seguridad de ambas hileras de tornillos:

Tornillos hilera A:

$$\sigma = \frac{F_{A,RESULTANTE}}{A_R} = \frac{66.100,25}{192,47} = 343,43$$

$$\tau_{MAX} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = 171,71 \text{ MPa}$$

$$CS_A = \frac{\frac{1}{2} \cdot 450}{171,71} = \mathbf{1,31}$$

Tornillos hilera B:

$$\sigma = \frac{F_{B,RESULTANTE}}{A_R} = \frac{65.282,275}{192,47} = 339,18$$

$$\tau_{MAX} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = 169,59 \text{ MPa}$$

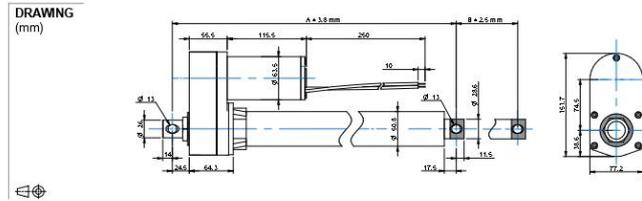
$$CS_B = \frac{\frac{1}{2} \cdot 450}{169,59} = \mathbf{1,32}$$

ANEXO II:

FICHA TÉCNICA ACTUADOR ELÉCTRICO

Cálculo y análisis de una plataforma
elevadora en automóvil para
personas con movilidad reducida

DMA Series / ball screw / 102 - 610mm / 7000N

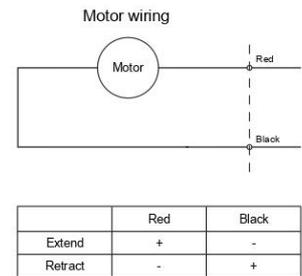


MODEL NO. DESIGNATION
 DMA - VOLTAGE - REDUCTION - B - STROKE - IP65
 Example: DMA-12-20-B-305-IP65

ACTUATOR DATA						
Reduction	5	10	20	30	40	
Voltage (VDC)	12/24	12/24	12/24	12/24	12/24	
Current at max. dynamic load (A)	28/14	18/9	13/7	13/7	11/5.5	
Max. dynamic load (N)	2600	3500	4500	6000	7000	
Max. static load (N)	13600	13600	13600	13600	13600	
Speed at max. dynamic load (mm/s)	47.2	26.7	14.3	9.8	7.4	
Speed at no load (mm/s)	67.1	33.5	16.8	11.2	8.4	

ACTUATOR STROKE DATA						
Stroke length and version B (mm)	102	153	203	305	457	610
Retracted length A (mm)	302	353	404	506	735	888
Life time number single strokes	39.000	26.000	20.000	13.000	8.700	6.500
Weight (kg)	4.3	4.6	4.9	5.4	6.2	7.8

ACTUATOR FEATURES AND STANDARD DATA		
	STANDARD	CUSTOMIZATION OPTIONS
Type	Electric linear actuator	
Motor type	Brush PM DC motor	
Cable	Flying wire 250 mm	Length, type and connector
Voltage	12 or 24 VDC	36 or 48 VDC
Screw type	Ball screw	
Noise level	≤ 70 dB (A)	
Life time	4 million mm total stroke	
Limit switches	N/A	
Overload protection	By clutch	
Direction movement	By reversing voltage polarity	
Stroke tolerance	±2.5 mm	
Duty cycle	25%	
Max. duty operational time	2 min. max. dynamic load	
Protection class	IP65	
Insulation class	F	
Max. motor winding temp.	155 °C	
EMC	EN55014 IEC61000	
Gear box	Metal spur gears	
Gear box material	Aluminum alloy	
Rod and house material	Steel 12L14 STKM11A	
Feedback options	Potentiometer	
Operating and storage temperature	-26°C~+65°C	-50°C~+65°C
Manufacturing quality standards	ISO 9001:2008	
RoHS	Yes	
CE label	Yes	



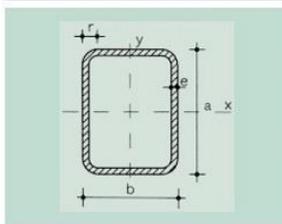
ANEXO III:

PRONTUARIO DE PERFILES

Cálculo y análisis de una plataforma
elevadora en automóvil para
personas con movilidad reducida



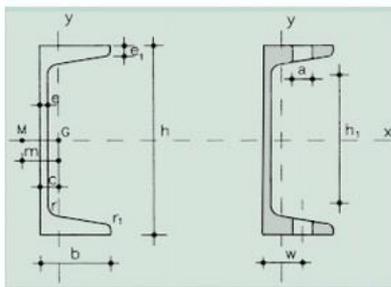
PERFILES HUECOS RECTANGulares



- r = Radio exterior de redondeo
- u = Perímetro
- A = Área de la sección
- S_x = Momento estático de media sección, respecto al eje X
- I_x = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X
- $W_x = 2I_x / a$: a. Módulo resistente de la sección, respecto al eje Y
- $i_x = \sqrt{I_x / A}$: A Radio de giro de la sección, respecto al eje X
- S_y = Momento estático de media sección, respecto al eje Y
- I_y = Momento de inercia de la sección, respecto al eje Y
- $W_y = 2I_y / b$: b. Módulo resistente de la sección, respecto al eje Y
- $i_y = \sqrt{I_y / A}$: A Radio de giro de la sección, respecto al eje Y
- I_t = Módulo de torsión de la sección

Perfil	Dimensiones					Términos de sección										Peso		
	a mm	b mm	e mm	r mm	u mm	A cm ²	S_x cm ³	I_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	S_y cm ³	I_y cm ⁴	W_y cm ³	i_y cm	I_t cm ⁴	p kg/m		
× 60. 40.2	60	40	2	5	191	3,70	3,70	18,1	6,03	2,21	2,80	9,69	4,85	1,62	20,7	2,91	P	
× 60. 40.3	60	40	3	8	187	5,33	5,18	24,7	8,23	2,15	3,91	13,10	6,56	1,57	29,2	4,18	P	
× 60. 40.4	60	40	4	10	183	6,81	6,42	29,7	9,91	2,09	4,84	15,70	7,86	1,52	36,1	5,35	P	
× 70. 40.2	70	40	2	5	211	4,10	4,67	26,4	7,55	2,54	3,18	11,10	5,57	1,65	25,8	3,22	C	
× 70. 40.3	70	40	3	8	207	5,93	6,59	36,4	10,40	2,48	4,47	15,20	7,59	1,60	36,4	4,66	C	
× 70. 40.4	70	40	4	10	203	7,61	8,23	44,3	12,60	2,41	5,56	18,30	9,16	1,55	45,3	5,97	C	
× 70. 50.2	70	50	2	5	231	4,50	5,35	31,1	8,87	2,63	4,26	18,50	7,42	2,03	37,5	5,33	C	
× 70. 50.3	70	50	3	8	227	6,53	7,59	43,1	12,30	2,57	6,03	25,60	10,30	1,98	53,6	5,13	C	
× 70. 50.4	70	50	4	10	223	8,41	9,55	53,0	15,10	2,51	7,57	31,40	12,50	1,93	67,6	6,60	C	
× 80. 40.3	80	40	3	8	227	6,53	8,15	51,0	12,80	2,79	5,02	17,20	8,62	1,62	43,8	5,13	P	
× 80. 40.4	80	40	4	10	223	8,41	10,20	62,6	15,60	2,73	6,28	20,90	10,50	1,58	54,7	6,60	P	
× 80. 40.5	80	40	5	13	219	10,14	12,00	71,6	17,90	2,66	7,33	23,70	11,90	1,53	63,6	7,96	C	
× 80. 60.3	80	60	3	8	267	7,73	10,50	68,8	17,20	2,98	8,60	44,20	14,70	2,39	88,5	6,07	P	
× 80. 60.4	80	60	4	10	263	10,00	13,30	85,7	21,40	2,93	10,90	54,90	18,30	2,34	113,0	7,86	P	
× 80. 60.5	80	60	5	13	259	12,10	15,80	99,8	25,00	2,87	12,90	63,70	21,20	2,29	134,0	9,53	P	
×100. 50.3	100	50	3	8	287	8,33	13,10	105,0	20,90	3,54	8,13	35,60	14,20	2,07	88,6	6,54	P	
×100. 50.4	100	50	4	10	283	10,80	16,80	131,0	26,10	3,48	10,30	44,10	17,60	2,02	113,0	8,49	P	
×100. 50.5	100	50	5	13	279	13,10	20,00	153,0	30,60	3,41	12,20	51,10	20,40	1,97	134,0	10,31	P	
×100. 50.6	100	50	6	15	274	15,30	22,90	171,0	34,20	3,34	13,90	56,70	22,70	1,92	151,0	12,03	C	
×100. 60.4	100	60	4	10	303	11,60	18,70	149,0	29,80	3,58	13,10	67,40	22,50	2,41	156,0	9,11	P	
×100. 60.5	100	60	5	13	299	14,10	22,40	175,0	35,10	3,52	15,70	78,90	26,30	2,36	187,0	11,10	C	
×100. 60.6	100	60	6	15	294	16,50	25,70	197,0	39,50	3,46	17,90	88,40	29,50	2,31	214,0	12,97	C	
×100. 80.4	100	80	4	10	343	13,20	22,60	186,0	37,20	3,75	19,40	132,00	33,00	3,16	254,0	10,37	P	
×100. 80.5	100	80	5	13	339	16,10	27,10	221,0	44,10	3,70	23,30	156,00	39,00	3,11	307,0	12,67	P	
×100. 80.6	100	80	6	15	334	18,90	31,30	251,0	50,10	3,64	26,90	177,00	44,30	3,06	355,0	14,85	P	
×120. 60.4	120	60	4	10	343	13,20	24,90	236,0	39,30	4,22	15,40	80,00	26,70	2,46	201,0	10,37	P	
×120. 60.5	120	60	5	13	339	16,10	30,00	279,0	46,50	4,16	18,40	94,00	31,40	2,41	241,0	12,67	P	
×120. 60.6	120	60	6	15	334	18,90	34,60	317,0	52,80	4,09	21,20	106,00	35,30	2,37	277,0	14,85	P	
×120. 80.4	120	80	4	10	383	14,80	29,60	290,0	48,30	4,42	22,40	155,00	38,80	3,24	332,0	11,63	C	
×120. 80.5	120	80	5	13	379	18,10	35,70	345,0	57,60	4,36	27,00	184,00	46,10	3,19	402,0	14,24	P	
×120. 80.6	120	80	6	15	374	21,30	41,40	395,0	65,80	4,30	31,30	210,00	52,50	3,14	467,0	16,74	P	
×120. 100.4	120	100	4	10	423	16,40	34,20	343,0	57,20	4,57	30,20	260,00	57,00	3,98	479,0	12,88	P	
×120. 100.5	120	100	5	13	419	20,10	41,50	412,0	68,60	4,52	36,60	311,00	62,20	3,93	583,0	15,81	C	
×120. 100.6	120	100	6	15	414	23,70	48,30	473,0	78,80	4,46	42,60	357,00	71,40	3,88	681,0	18,62	C	
×140. 60.4	140	60	4	10	383	14,80	32,00	349,0	49,80	4,85	17,60	92,60	30,90	2,50	247,0	11,63	C	
×140. 60.5	140	60	5	13	379	18,10	38,60	415,0	59,30	4,78	21,20	109,00	36,40	2,45	297,0	14,24	C	
×140. 60.6	140	60	6	15	374	21,30	44,70	474,0	67,70	4,71	24,40	124,00	41,20	2,41	342,0	16,74	C	
×140. 80.4	140	80	4	10	423	16,40	37,40	423,0	60,40	5,08	25,40	178,00	44,60	3,30	412,0	12,88	P	
×140. 80.5	140	80	5	13	419	20,10	45,30	506,0	72,40	5,01	30,80	212,00	53,10	3,25	500,0	15,81	P	
×140. 80.6	140	80	6	15	414	23,70	52,70	582,0	83,10	4,95	35,70	243,00	60,70	3,20	582,0	18,62	P	
×140. 100.4	140	100	4	10	463	18,00	42,80	497,0	71,00	5,25	34,10	297,00	59,30	4,06	601,0	14,14	P	
×140. 100.5	140	100	5	13	459	22,10	52,10	598,0	85,40	5,20	41,40	356,00	71,20	4,01	733,0	17,38	P	
×140. 100.6	140	100	6	15	454	26,10	60,80	690,0	98,50	5,14	48,20	410,00	82,00	3,96	858,0	20,51	C	
×160. 80.4	160	80	4	10	463	18,00	46,00	589,0	73,60	5,72	28,50	201,00	50,30	3,34	495,0	14,14	C	
×160. 80.5	160	80	5	13	459	22,10	55,90	708,0	88,50	5,65	34,50	241,00	60,20	3,30	601,0	17,38	P	
×160. 80.6	160	80	6	15	454	26,10	65,20	816,0	102,00	5,59	40,20	276,00	69,00	3,25	700,0	20,51	C	
×160. 120.5	160	120	5	13	539	26,10	71,40	948,0	119,00	6,02	58,70	610,00	102,00	4,83	1.200,0	20,52	P	
×160. 120.6	160	120	6	15	534	30,90	83,70	1.100,0	138,00	5,97	68,80	707,00	118,00	4,78	1.420,0	24,27	P	
×160. 120.8	160	120	8	20	526	40,00	106,00	1.370,0	171,00	5,85	87,20	878,00	146,00	4,68	1.810,0	31,43	C	
×180. 100.5	180	100	5	13	539	26,10	76,30	1.110,0	123,00	6,51	50,90	446,00	89,30	4,13	1.050,0	20,52	P	
×180. 100.6	180	100	6	15	534	30,90	89,40	1.280,0	143,00	6,44	59,50	516,00	103,00	4,09	1.230,0	24,27	P	
×180. 100.8	180	100	8	20	526	40,00	113,00	1.600,0	178,00	6,32	75,30	637,00	127,00	3,99	1.560,0	31,43	P	
×180. 140.5	180	140	5	13	619	30,10	93,80	1.410,0	157,00	6,85	79,10	962,00	137,00	5,65	1.840,0	23,66	C	
×180. 140.6	180	140	6	15	614	35,70	110,00	1.650,0	183,00	6,79	92,90	1.120,00	160,00	5,60	2.170,0	28,04	C	
×180. 140.8	180	140	8	20	606	46,40	141,00	2.070,0	230,00	6,68	119,00	1.410,00	201,00	5,50	2.790,0	36,45	C	
×200. 80.5	200	80	5	13	539	26,10	80,10	1.250,0	125,00	6,91	42,00	297,00	74,20	3,37	810,0	20,52	P	
×200. 80.6	200	80	6	15	534	30,90	93,80	1.450,0	145,00	6,84	49,10	342,00	85,40	3,32	943,0	24,27	P	
×200. 80.8	200	80	8	20	526	40,00	119,00	1.800,0	180,00	6,70	61,70	418,00	105,00	3,23	1.180,0	31,43	P	
×200. 120.5	200	120	5	13	619	30,10	99,60	1.630,0	163,00	7,35	70,20	742,00	124,00	4,96	1.660,0	23,66	P	
×200. 120.6	200	120	6	15	614	35,70	117,00	1.900,0	190,00	7,29	82,50	863,00	144,00	4,92	1.950,0	28,04	C	
×200. 120.8	200	120	8	20	606	46,40	150,00	2.390,0	239,00	7,17	105,00	1.080,00	180,00	4,82	2.500,0	36,45	P	
×200. 150.5	200	150	5	13	679	33,10	114,00	1.910,0	191,00	7,60	94,00	1.230,00	164,00	6,10	2.400,0	26,01	C	
×200. 150.6	200	150	6	15	674	39,30	135,00	2.240,0	224,00	7,54	111,00	1.440,00	192,00	6,05	2.830,0	30,87	C	
×200. 150.8	200	150	8	20	666	51,20	173,00	2.880,0	283,00	7,43	142,00	1.820,00	242,00	5,95	3.650,0	40,22	P	

PERFILES UPN



- A = Área de la sección
- S_x = Momento estático de media sección, respecto a X
- I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X
- $W_x = 2I_x : h$: Módulo resistente de la sección, respecto a X
- $i_x = \sqrt{I_x : A}$: Radio de giro de la sección, respecto a X
- I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a Y
- $W_y = I_y : (b - c)$: Mínimo módulo resistente de la sección, respecto a Y
- $i_y = \sqrt{I_y : A}$: Radio de giro de la sección, respecto a Y
- I_z = Módulo de torsión de la sección
- c = Posición del eje Y
- m = Distancia al centro de esfuerzos cortantes
- a = Diámetro del agujero del roblón normal
- w = Gramil, distancia entre ejes de agujeros
- h_1 = Altura de la parte plana del alma
- p = Peso por m
- u = Perímetro

Perfil	Dimensiones								Términos de sección								Agujeros		Peso			
	h mm	b mm	e mm	$e_1=r$ mm	r_1 mm	h_1 mm	u mm	A cm ²	S_x cm ³	I_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	I_y cm ⁴	W_y cm ³	i_y cm	I_z cm ⁴	c cm	m cm	w mm	a mm	p kp/m	
UPN 80	80	45	6,0	8,0	4,0	46	312	11,0	15,9	106	26,5	3,10	19,4	6,36	1,33	2,24	1,45	2,67	25	13	8,64	C
UPN 100	100	50	6,0	8,5	4,5	64	372	13,5	24,5	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	2,96	1,55	2,93	30	13	10,60	P
UPN 120	120	55	7,0	9,0	4,5	82	434	17,0	36,3	364	60,7	4,62	43,2	11,10	1,59	4,30	1,60	3,03	30	17	13,40	P
UPN 140	140	60	7,0	10,0	5,0	98	489	20,4	51,4	605	86,4	5,45	52,7	14,80	1,75	6,02	1,75	3,37	35	17	16,00	P
UPN 160	160	65	7,5	10,5	5,5	115	546	24,0	68,8	925	116,0	6,21	85,3	18,30	1,89	7,81	1,84	3,56	35	21	18,80	P
UPN 180	180	70	8,0	11,0	5,5	133	611	28,0	89,6	1350	150,0	6,95	114,0	22,40	2,02	9,98	1,92	3,75	40	21	22,00	P
UPN 200	200	75	8,5	11,5	6,0	151	661	32,2	114,0	1910	191,0	7,70	148,0	27,00	2,14	12,60	2,01	3,94	40	23	25,30	P
UPN 220	220	80	9,0	12,5	6,5	167	718	37,4	146,0	2690	245,0	8,48	197,0	33,60	2,30	17,00	2,14	4,20	45	23	29,40	P
UPN 240	240	85	9,5	13,0	6,5	184	775	42,3	179,0	3600	300,0	9,22	248,0	39,60	2,42	20,80	2,23	4,39	45	25	33,20	P
UPN 260	260	90	10,0	14,0	7,0	200	834	48,3	221,0	4820	371,0	9,99	317,0	47,70	2,56	23,70	2,36	4,66	50	25	37,90	P
UPN 280	280	95	10,0	15,0	7,5	216	890	53,3	266,0	6280	448,0	10,90	399,0	57,20	2,74	33,20	2,53	5,02	50	25	41,80	P
UPN 300	300	100	10,0	16,0	8,0	232	950	58,8	316,0	8030	535,0	11,70	495,0	67,80	2,90	40,60	2,70	5,41	55	25	46,20	P

ANEXO IV:

DOCUMENTACIÓN ELEMENTOS COMERCIALES

Cálculo y análisis de una plataforma
elevadora en automóvil para
personas con movilidad reducida

1. BOTONERA HARMONY XACA2714

Hoja de características del producto

Características

XACA2714
Estación de control colgante xac-a - 2 pulsadores
1 parada de emergencia



Principal

Gama de producto	Harmony XAC
Tipo de producto o componente	Estación de control colgante
Nombre corto del dispositivo	XACA

Complementario

Tipo de estación de control	Con doble aislamiento
Material del envoltente	Polipropileno
Tipo de circuito eléctrico	Circuito de control
Tipo de envoltente	Preparado para uso
Aplicación de cajas	Control de motor elevador de una velocidad
Compos. estación control	2 pulsadores +1 parada emergencia
Tipo de botón de control	Pulsador prim 1 NA raise, slow Pulsador segundo 1 NA lower, slow Pulsador de parada emergencia 30 mm Ø 1 NC Acción de trigger
Compatibilidad del producto	ZB2BE101 + ZB2BE201 p/ cada dirección ZB2BE102 p/ parada de emergencia
Enclavamiento mecánico	Con enclavamiento mecánico
Color de estación de control	Amarillo
Conexiones - terminales	Bornas tornillo, 1 x 0.5...1 x 2.5 mm ² sin terminal Bornas tornillo, 1 x 0.5...2 x 1.5 mm ² con terminal
Normas	EN/IEC 60947-5-1 UL 508 EN/ISO 13850: 2006 EN/IEC 60204-32 EN/IEC 60947-5-5 CSA C22.2 No 14
Certificaciones de producto	GOST CCC
Tratamiento de protección	TH

Aviso Legal: Esta documentación no pretende sustituir ni debe utilizarse para determinar la adecuación o la fiabilidad de estos productos para aplicaciones específicas de los usuarios



Temperatura ambiente de funcionamiento	-25...70 °C
Temperatura ambiente de almacenamiento	-40...70 °C
Resistencia a las vibraciones	15 gn (f = 10...500 Hz) acorde a IEC 60068-2-6
Resistencia a los choques	100 gn acorde a IEC 60068-2-27
Categoría de sobretensión	Clase II acorde a IEC 61140
Grado de protección IP	IP65 conforming to IEC 60529
Grado de protección IK	IK08 acorde a H
Durabilidad mecánica	1000000 ciclos
Entrada de cable	Maneta de caucho con entrada escalada 8...26 mm
Código designación de los contactos	A600 AC-15, Ue = 240 V, Ie = 3 A acorde a IEC 60947-5-1 appendix A A600 AC-15, Ue = 600 V, Ie = 1,2 A acorde a IEC 60947-5-1 appendix A Q600 DC-13, Ue = 250 V, Ie = 0,27 A acorde a IEC 60947-5-1 appendix A Q600 DC-13, Ue = 600 V, Ie = 0,1 A acorde a IEC 60947-5-1 appendix A
Corriente térmica nominal	10 A
[U] Tensión nominal de aislamiento	600 V (pollution degree 3)
[UImp] Resistencia a picos de tensión	6 kV acorde a En> 40 A
Funcionamiento de contacto	Ruptura lenta
Maximum resistance across terminals	25 MOhm
Fuerza de funcionamiento	10 N pulsador 8 N parada de emergencia
Protección contra cortocircuito	10 A protección con fusible por cartucho fusi tipo gG
Potencia nominal de funcionamiento en W	40 W DC-13 para 1000000 ciclos, ritmo funcion <60 ciclos/mn en 120 V, factor de carga = 0,5 - tipo de cable: inductivo carga) acorde a IEC 60947-5-1 anexo C 48 W DC-13 para 1000000 ciclos, ritmo funcion <60 ciclos/mn en 48 V, factor de carga = 0,5 - tipo de cable: inductivo carga) acorde a IEC 60947-5-1 anexo C 65 W DC-13 para 1000000 ciclos, ritmo funcion <60 ciclos/mn en 24 V, factor de carga = 0,5 - tipo de cable: inductivo carga) acorde a IEC 60947-5-1 anexo C
Descripción terminales iso nº1	(13-14)NO
Descripción terminales ISO nº2	(11-12)NC
Identificador de terminal	(13-14) NA (11-12) NC
Peso del producto	0,575 kg

Packing Units

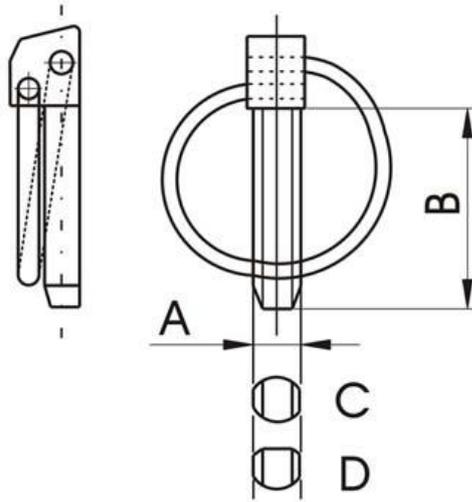
Tipo de unidad del paquete 1	PCE
Número de unidades en empaque	1
Peso del empaque (Lbs)	632 g
Paquete 1 Altura	10 cm
Paquete 1 ancho	11,2 cm
Paquete 1 Longitud	51,6 cm

Offer Sustainability

Estado de oferta sostenible	Producto Green Premium
Reglamento REACH	Declaración de REACH
Conforme con REACH sin SVHC	Sí
Directiva RoHS UE	Cumplimiento proactivo (producto fuera del alcance de la normativa RoHS UE) Declaración RoHS UE
Sin metales pesados tóxicos	Sí
Sin mercurio	Sí
Información sobre exenciones de RoHS	Sí
Normativa de RoHS China	Declaración RoHS China
Comunicación ambiental	Perfil ambiental del producto
RAEE	En el mercado de la Unión Europea, el producto debe desecharse de acuerdo con un sistema de recolección de residuos específico y nunca terminar en un contenedor de basura.

2. PASADOR DE ANILLA DE SUJECCIÓN

Material: Acero galvanizado



A	4.5	6	7	8	9	10	11
B	40	40	40	40	40	40	40
TIPO	C	C	D	D	D	D	D

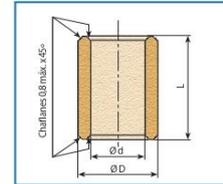
(Todas la medidas estan expresadas en mm.)



3. CASQUILLO SELFOIL



COJINETES SELFOIL®: MEDIDAS ESTÁNDAR EN BRONCE



Tipo A Cilíndrico			
Diámetro antes de montar (mm)		L = Longitudes (mm) Tolerancia js13	Piezas p/bolsa
d = Ø interior Tolerancia G7	D = Ø exterior Tolerancia s7		
2 +12 / -2	5 +31 / -19	2 - 3	25
3 +12 / -2	6 +31 / -19	4 - 5 - 6 - 10	25
4 +16 / -4	6 +31 / -19	5 - 8 - 10	25
4 +16 / -4	7 +23 / -23	4 - 8 - 12	25
4 +16 / -4	8 +38 / -23	4 - 5 - 6 - 8 - 10 - 12	25
5 +16 / -4	8 +38 / -23	5 - 8 - 10 - 12 - 15 - 16	25
5 +16 / -4	9 +38 / -23	4 - 5 - 8	25
5 +16 / -4	10 +38 / -23	5 - 6 - 8 - 10 - 12 - 15	25
6 +16 / -4	9 +38 / -23	4 - 6 - 10 - 12 - 16	25
6 +16 / -4	10 +38 / -23	4 - 5 - 6 - 10 - 12 - 15 - 16	25
6 +16 / -4	12 +46 / -28	5 - 6 - 8 - 10 - 12 - 15 - 16	25
7 +20 / -5	10 +38 / -23	5 - 8 - 10	25
8 +20 / -5	10 +38 / -23	6 - 10 - 15	25
8 +20 / -5	11 +46 / -28	6 - 8 - 12 - 16 - 20	25
8 +20 / -5	12 +46 / -28	6 - 8 - 10 - 12 - 15 - 16 - 20	25
8 +20 / -5	14 +46 / -28	8 - 10 - 12 - 15 - 16 - 20	25
9 +20 / -5	12 +46 / -28	6 - 10 - 14	25
9 +20 / -5	14 +46 / -28	10 - 12 - 15 - 20	25
10 +20 / -5	13 +46 / -28	10 - 12 - 15 - 16 - 20 - 25	25
10 +20 / -5	14 +46 / -28	8 - 10 - 16 - 20 - 25	25
10 +20 / -5	15 +46 / -28	10 - 12 - 15 - 16 - 20 - 25	10
10 +20 / -5	16 +46 / -28	8 - 10 - 12 - 15 - 16 - 20 - 25	10
10 +20 / -5	18 +46 / -28	10 - 12 - 15 - 20 - 25	10
12 +24 / -6	14 +46 / -28	10 - 12 - 15 - 20	10
12 +24 / -6	15 +46 / -28	10 - 12 - 15 - 16 - 20 - 25	10
12 +24 / -6	16 +46 / -28	8 - 10 - 12 - 15 - 16 - 20 - 25	10
12 +24 / -6	17 +46 / -28	12 - 15 - 16 - 20 - 25	10
12 +24 / -6	18 +46 / -28	8 - 10 - 12 - 15 - 16 - 20 - 25 - 30	10
12 +24 / -6	20 +56 / -35	12 - 15 - 20 - 25 - 30	10
14 +24 / -6	18 +46 / -28	10 - 14 - 15 - 18 - 20 - 22 - 25 - 28	10
14 +24 / -6	20 +56 / -35	10 - 12 - 14 - 15 - 18 - 20 - 22 - 25 - 28 - 30	10
14 +24 / -6	22 +56 / -35	15 - 20 - 25 - 30	10
15 +24 / -6	18 +46 / -28	15 - 20 - 25 - 30	10
15 +24 / -6	19 +56 / -35	10 - 15 - 16 - 20 - 25 - 32	10
15 +24 / -6	20 +56 / -35	10 - 12 - 15 - 20 - 25 - 30	10
15 +24 / -6	21 +56 / -35	10 - 15 - 16 - 20 - 25 - 32	10
15 +24 / -6	22 +56 / -35	15 - 16 - 20 - 25 - 30	10
16 +24 / -6	20 +56 / -35	12 - 15 - 16 - 20 - 25 - 30 - 32	10
16 +24 / -6	22 +56 / -35	12 - 15 - 16 - 20 - 25 - 30 - 32 - 35	10
17 +24 / -6	22 +56 / -35	15 - 20 - 25 - 30 - 35	10
18 +24 / -6	22 +56 / -35	12 - 15 - 18 - 20 - 22 - 25 - 28 - 30 - 36	10
18 +24 / -6	24 +56 / -35	12 - 18 - 22 - 28 - 30 - 36	10
18 +24 / -6	25 +56 / -35	16 - 18 - 20 - 22 - 25 - 28 - 30 - 35 - 36	10

Tolerancias en µm
Excentricidad: IT-9 para D≤ 50 e IT-10 para D>50

BIBLIOGRAFÍA

Cálculo y análisis de una plataforma
elevadora en automóvil para
personas con movilidad reducida



DOCUMENTACIÓN SOBRE ELEVADORES

<https://www.karmamobility.es/2020/10/mejores-vehiculos-personas-movilidad-reducida/>

<https://www.adaptacionvehiculos.com/es/adaptaciones/>

<https://moovintecmovilidad.es/plataformas-elevadoras-vehiculos-discapitados/>

<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn97.html>

NORMATIVA Y REGLAMENTO

https://www.researchgate.net/publication/265824386_La_Seguridad_Vial_y_las_Personas_de_Movilidad_Reducida

<https://www.aenor.com/certificacion/responsabilidad-social/gestion-accesibilidad-universal>

<https://www.boe.es/buscar/act.php?id=BOE-A-1999-1826#anix>

<https://www.boe.es/buscar/act.php?id=BOE-A-1999-1826>

<https://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-1985-25787>

<https://www.une.org/encuentra-tu-norma/busca-tu-norma/norma/?c=N0053408>

<https://www.boe.es/boe/dias/2002/12/17/pdfs/A44033-44047.pdf>

<https://www.boe.es/buscar/act.php?id=BOE-A-2007-20785>

<https://www.boe.es/buscar/act.php?id=BOE-A-2003-22066>

DEFINICIÓN DE LA MÁQUINA

- Características de los vehículos a transportar

<https://www.ortopediamimas.com/movilidad/sillas-de-ruedas-electricas/5065-silla-de-ruedas-electrica-tdx-sp2.html>

<https://www.queralto.com/22006-silla-de-ruedas-plegable-ruedas-grandes-ligera-ortopedica-azul-alcazar-mobiclinic.html>

- Tipos elevadores

https://www.transgruas.com/es/equipos.htm?fcats_15=935

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS

- Actuador eléctrico

<https://www.transmotec.es/product-category/actuadores-lineales/?AttributeForce=7000,00>



- Chapa lagrimada

<http://www.ferrospuig.com/index.php/es/catalogo/producto/ferros/chapas/chapa-lagrimada-laminada-en-caliente/105000015>

- Perfiles

<https://ingemecanica.com/tutoriales/prontuariodeperfiles.html>

- Funcionamiento actuador eléctrico

https://www.youtube.com/watch?v=4ZfDQ4M6O1Y&ab_channel=ACfluid

<http://www.ecuatorianaindustrial.com/index.php/productos/neumatica/cilindro-el%C3%A9ctrico-versi%C3%B3n-en-l%C3%ADnea-detail#.YUg-2bgzZPY>

ELEMENTOS COMERCIALES

- Botonera

<https://www.se.com/es/es/product/XACA2714/estaci%C3%B3n-de-control-colgante-xac-a---2-pulsadores-1-parada-de-emergencia/>

- Pasador de anilla de sujeción

<https://www.rationalstock.es/catalogo/producto/materiales/calibrados-y-mecanizables/chavetas--pasadores-y-fijacion/pasador-de-anilla--de-sujecion-y-seguridad-/30052000014>

- Casquillos bronce

<https://www.selfoil.com/media/wysiwyg/pdfs/medidas-disponibles.pdf>