



**Universidad**  
Zaragoza

## Trabajo Fin de Grado

Análisis y diseño de un ascensor residencial de 8 personas  
y 7 plantas.

Analysis and design of a residential lift for 8 people and 7  
floors.

ANEXO A - Desarrollo del proceso de selección y diseño.

Autor

D. Ignacio Sánchez Francisco

Director

D. Javier Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y Arquitectura  
Año 2018





## INDICE GENERAL

<b>1. INTRODUCCIÓN</b> .....	6
<b>2. DESCRIPCIÓN DE LOS ASCENSORES</b> .....	6
<b>2.1. Tipos de uso</b> .....	6
<b>2.2. Clasificación en función del método de accionamiento</b> .....	6
2.2.1. Ascensores eléctricos:.....	7
2.2.2. Ascensores hidráulicos.....	9
<b>3. NORMATIVA APLICABLE</b> .....	11
<b>3.1.1. Disposiciones legislativas</b> .....	11
<b>3.1.2. Disposiciones normativas</b> .....	12
<b>4. DISEÑO DE CABINA Y CONTRAPESO</b> .....	13
<b>4.1. Dimensionado de la cabina</b> .....	13
<b>4.2. Dimensionado del contrapeso</b> .....	17
<b>5. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN</b> .....	19
<b>5.1. Selección del tipo de suspensión</b> .....	19
<b>5.2. Selección de los componentes del sistema de suspensión</b> .....	20
5.1.1. Evaluación de tracción.....	21
5.1.2. Evaluación de la adherencia.....	24
5.2.1.1. Condiciones de carga en cabina.....	25
5.2.1.2. Condición de frenado de emergencia.....	26
5.2.1.2.1. Cabina con carga nominal y en situación de descenso.....	27
5.2.1.2.2. Cabina vacía y en situación de ascenso.....	28
5.2.1.3. Condición de cabina/contrapeso retenidos.....	29
<b>5.3. Cálculo de masa de poleas</b> .....	30
5.3.1. Polea tractora.....	31
5.3.2. Poleas de chasis.....	31
5.3.3. Polea de contrapeso.....	32
<b>6. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRACCIÓN</b> .....	33
<b>6.1. Selección del motor de tracción</b> .....	33
6.1.1. Tipos de motores de tracción.....	33
6.1.2. Cálculo y selección del motor requerido.....	38
<b>6.2. Selección del sistema de freno</b> .....	43



<b>7. SELECCIÓN DE LIMITADOR DE VELOCIDAD Y PARACAÍDAS</b> .....	48
<b>7.1. Descripción del sistema</b> .....	48
7.1.1. Limitador de velocidad.....	48
7.1.1.1. Polea de enclavamiento.....	48
7.1.1.2. Cable del limitador.....	49
7.1.1.3. Polea tensora.....	49
7.1.2. Paracaídas.....	49
7.1.2.1. Timonería.....	50
7.1.2.2. Paracaídas.....	50
<b>7.2. Selección del limitador de velocidad</b> .....	51
<b>7.3. Selección del paracaídas</b> .....	53
<b>8. SELECCIÓN DE AMORTIGUADORES</b> .....	55
<b>8.1. Descripción de los amortiguadores</b> .....	55
8.1.1. Amortiguadores de acumulación de energía.....	55
8.1.1.1. Amortiguadores de resorte.....	55
8.1.1.2. Amortiguadores elásticos (Buffers).....	56
8.1.2. Amortiguadores de acumulación de energía con efecto amortiguado.....	56
8.1.3. Amortiguadores de disipación de energía.....	56
<b>8.2. Selección de amortiguadores</b> .....	58
8.2.1. Amortiguadores de cabina.....	58
8.2.3. Amortiguadores de contrapeso.....	59
<b>9. SELECCIÓN DE GUÍAS</b> .....	61
<b>9.1. Selección de guías de cabina</b> .....	63
9.1.1. Condición de carga: Actuación del paracaídas.....	66
9.1.2. Condición de carga: Utilización normal, en funcionamiento.....	66
9.1.3. Condición de carga: Utilización normal, cargando/descargando.....	67
<b>9.2. Selección de guías de contrapeso</b> .....	68
9.2.1. Actuación del paracaídas.....	70
9.2.2. Condición de carga: Funcionamiento normal.....	71
<b>10. DIMENSIONES DE HUECO</b> .....	72
<b>10.1. Distancias de hueco. Replanteo</b> .....	72
<b>10.2. Distancias de foso:</b> .....	73
<b>10.3. Distancias de huida</b> .....	75



<b>11. ANÁLISIS DE BASTIDOR.....</b>	<b>77</b>
<b>11.1. Fase 1: Tensiones máximas en cada uno de los componentes .....</b>	<b>80</b>
11.1.1. Esfuerzos sobre perfiles de cabina.....	82
11.1.2. Esfuerzos sobre puntos de suspensión.....	83
11.1.3. Tensiones perfiles de cabina.....	88
11.1.4. Perfil de suspensión.....	90
11.1.5. Travesaño inferior.....	92
11.1.6. Largueros verticales.....	95
<b>11.2. Fase 2: Diseño de perfiles .....</b>	<b>96</b>
11.2.1. Perfiles de cabina.....	97
11.2.2. Perfil de suspensión.....	100
11.2.3. Travesaño inferior.....	101
11.2.4. Largueros verticales.....	102
<b>11.3. Fase 3: Validación y optimización del diseño.....</b>	<b>104</b>
<b>11.4. Fase 4: Validez del diseño en impacto contra amortiguadores.....</b>	<b>112</b>



## 1. INTRODUCCIÓN

En el presente documento se presentan en mayor profundidad los cálculos y selecciones de componentes realizadas a lo largo del desarrollo del presente proyecto dedicado al diseño de un ascensor residencial. Así mismo, se incluye una descripción de los diferentes tipos de ascensores así como un desglose de las principales disposiciones legislativas y normativas aplicables al diseño de sistemas de elevación.

## 2. DESCRIPCIÓN DE LOS ASCENSORES

Este tipo de sistemas de elevación presenta diferentes configuraciones, medios de accionamientos así como destinos de uso. Con el propósito de exponer las múltiples opciones que existen en el mercado de la elevación, se va a realizar una clasificación de las diferentes configuraciones y tipos de ascensores existentes.

### 2.1. Tipos de uso.

Para personas: Son un tipo de ascensores cuyo uso está restringido al transporte vertical de personas. En él se tienen en cuenta aspectos estéticos y cinemáticos con el objetivo de proporcionar un trayecto óptimo y confortable para los pasajeros.

De personas y cargas: Este tipo de ascensores es similar al expuesto anteriormente, pero destinado principalmente al transporte de mercancías con un operario.

Montacargas: Un montacargas se define como un ascensor de grandes dimensiones empleado únicamente para el transporte de cargas; bajo ningún concepto, este tipo de elevadores puede ser destinado al transporte de personas.

Montacamillas: Este tipo de ascensores es empleado en edificios hospitalarios, cuya finalidad es la del transporte de camas y camillas junto con sus acompañantes, de forma que las dimensiones de este tipo de ascensores debe estar optimizada para ello. Existe normativa específica para estos ascensores.

Montacoches: La mayoría de ellos son de tipo hidráulico y están destinados al transporte de vehículos (generalmente turismos) junto con el conductor y pasajeros. Se emplean en garajes donde la construcción de rampas no es viable.

### 2.2. Clasificación en función del método de accionamiento.

Los ascensores se pueden clasificar principalmente entre los tipos de accionamiento que presenta, ya que sus componentes y dimensiones requeridas presentan diferencias considerables; de esta forma, podemos encontrar ascensores de accionamiento eléctrico y accionamiento hidráulico cuyas principales características se describen a continuación.



### 2.2.1. Ascensores eléctricos.

Se posiciona como el tipo de ascensor mas empleado actualmente, en el cual, su fuente de energía proviene de un motor eléctrico que, junto con sistema de poleas, cables y contrapeso, permiten el desplazamiento vertical de la cabina del ascensor.

Este tipo de ascensores está compuesto por diferentes componentes que se pueden organizar según los siguientes grupos.

-Grupo de tracción: Responsable del movimiento de la cabina; está compuesto por un motor eléctrico, un freno, un reductor en caso de ser necesario además de una polea de tracción.

-Grupo de suspensión: Está compuesto por la cabina, el contrapeso, el cableado y la cadena de compensación, la cual se emplea cuando el peso de la cadena no es despreciable.

-Grupo de seguridad: Se compone por un conjunto de dispositivos y sistemas que garantizan la seguridad del ascensor y de sus ocupantes o cargas para las que está destinado, como el limitador de velocidad, paracaídas y timonería o el sistema de enclavamiento de puertas.

-Grupo fijo: Constituido por las guías, amortiguadores, finales de recorrido y el cuarto de máquinas en caso de que el ascensor disponga de éste.



Figura 1: Elementos de un ascensor eléctrico. [1.4]



Los ascensores de tipo eléctrico engloban un conjunto de diferentes configuraciones con características que varían en función de los requerimientos necesarios para cada instalación, estas configuraciones las podemos clasificar según los siguientes criterios.

1. Tipo de accionamiento. Dentro de este criterio diferenciamos entre los ascensores con accionamiento directo o indirecto. El primer tipo consta de un motor eléctrico conectado directamente a la polea de tracción, en cambio, para un accionamiento indirecto es necesario instalar un reductor entre el motor y la polea de tracción. La selección de un tipo u otro está directamente relacionado con el tipo de motor empleado. De esta forma, los motores de corriente alterna llevan reductor a excepción de elevadas velocidades de cabina; los motores de imanes permanentes suponen un avance al no requerir reductor en ningún caso.
2. Tipo de motor. En el mercado existen tres tipos de motores, en primer lugar, los motores de corriente continua (DC) son de gran tamaño y requieren mantenimiento regular, por lo que actualmente se encuentran en desuso. En segundo lugar, los motores de corriente alterna asíncronos requieren un menor mantenimiento y son más económicos de forma que son los más empleados actualmente. En último lugar, los motores de imanes permanentes no requieren tanto mantenimiento al no llevar reductor y menos partes móviles que los anteriores además de presentar una mayor relación potencia/peso. Una descripción mas concisa se incluye en el apartado 6.1.1 del presente documento.
3. Tipo de suspensión. El primer tipo corresponde con una suspensión directa en la que la velocidad de la polea coincide con la velocidad de la cabina; en segundo lugar, las suspensiones diferenciales reducen la velocidad de la cabina respecto de la polea, este tipo de suspensión reduce la velocidad de la cabina y el par necesario para su desplazamiento, en cambio, aumenta las cargas aplicadas a la estructura, dentro de este tipo de suspensión, las principales configuraciones son 2:1, 3:1, 4:1.

La instalación de un tipo u otro de configuración depende de diferentes factores como la carga a elevar, el espacio disponible, la existencia de cuarto de máquinas, el tipo de instalación (edificio nuevo o existente, rehabilitación, etc.)

Este tipo de ascensores permite su instalación en cualquier tipo de edificio ya que no existe límite de altura, así mismo, suponen un menor gasto energético y económico ya que su mantenimiento y reparaciones son menos costosas. En cambio, los ascensores eléctricos presentan un mayor desgaste y genera mayores sobrecargas sobre la estructura que lo soporta.





### 2.2.2. Ascensores hidráulicos.

Los ascensores de tipo hidráulico se caracterizan por ser impulsados por un grupo hidráulico conectado directamente con la cabina del ascensor o a través de poleas y cables mecánicos, no disponen de contrapeso y la cabina está guiada en su recorrido de igual forma que para los ascensores de tipo eléctrico.

De forma similar al caso anterior, podemos distribuir los diferentes componentes de estos ascensores en diferentes grupos:

- Central hidráulica: Es la responsable del movimiento del ascensor, está compuesta por un motor eléctrico, cuya función es aportar la energía necesaria a una bomba que proporciona el caudal y presión de líquido hidráulico suficiente para permitir el movimiento de la cabina. Dispone de otros componentes como el depósito de aceite o las válvulas que controlan el flujo del líquido hidráulico.

- Sistema de suspensión: Compuesto por el cilindro-pistón y los cables de sustentación en el caso de suspensiones indirectas.

- Sistemas de seguridad: Los ascensores hidráulicos presentan un limitador de velocidad, una válvula para caídas en el cilindro-pistón, amortiguadores y finales de recorrido.

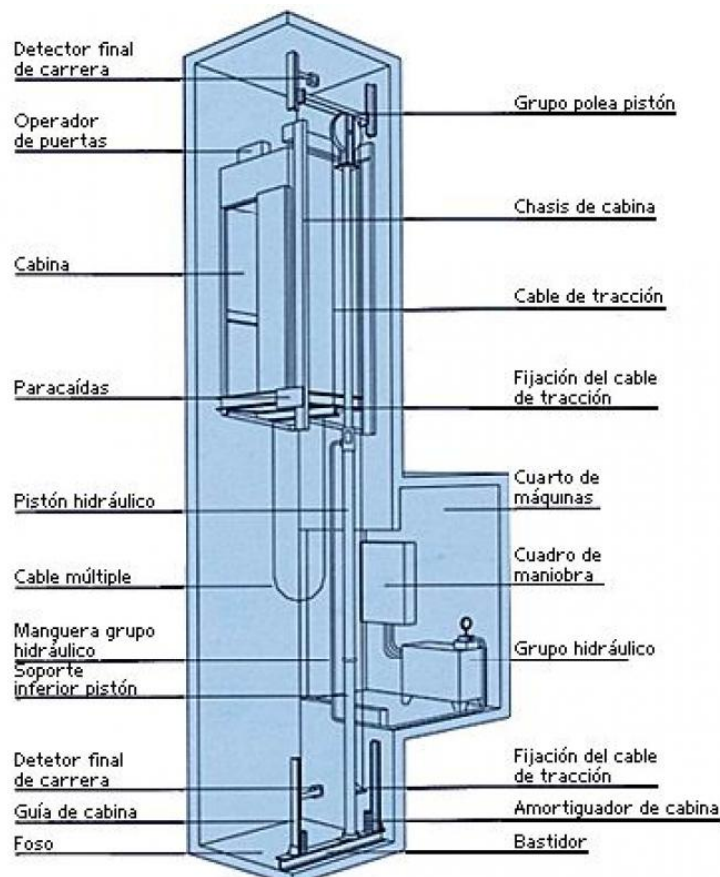


Figura 2: Componentes ascensor hidráulico.

[Fuente: <http://www.catalanaelevadors.com/es/ascensor-hidraulic-2-2/>]

De igual forma que en los ascensores eléctricos, existen diferentes configuraciones; para este caso, se distinguen dos tipos en función del tipo de tiro.

1. Acción directa. En este tipo de configuración, el cilindro tiene la misma longitud que la altura a recorrer por la cabina y se conecta directamente con la estructura que soporta la cabina, así mismo, el cilindro-pistón se introduce en su totalidad en el foso del hueco del ascensor, de forma que conforme se introduce líquido hidráulico en él, la cabina se eleva hasta la altura deseada. Dentro de este tipo de configuración, existen diferentes alternativas a la hora de ubicar el cilindro, las más comunes son directo central con cilindro enterrado en foso, directo lateral con cilindro sobre foso, doble directo lateral con cilindro sobre foso o cilindros telescópicos para permitir una mayor altura.

2. De acción indirecta. En este caso, los cilindros no están enterrados en el foso, y a diferencia de la configuración directa, el cilindro se conecta a un sistema de tracción basado en poleas y cuerdas que conectan el cilindro con la cabina. Este tipo de configuraciones permite incrementar su velocidad y recorrido. De igual forma que en el caso de ascensores eléctricos, existen diferentes configuraciones en función del número de poleas empleadas (1:2, 1:3, 1:4), el inconveniente de estas suspensiones es el incremento de la fuerza necesaria, de forma que se necesitan mayores caudales y presiones.

En cuanto a las ventajas de este tipo de ascensores, se puede destacar su seguridad frente a averías, trayectos con mayor suavidad, precisión, bajo desgaste, o la posibilidad de ubicar el cuarto de máquinas en cualquier piso. En cambio, estos ascensores están limitados a edificios de 5 o 6 plantas como máximo y velocidades inferiores a las de un ascensor eléctrico, además de un coste superior. A continuación se incluye una tabla resumen con la comparativa entre ascensores electromecánicos y ascensores hidráulicos.

Comparativa ascensores eléctricos e hidráulicos		
Objeto	Eléctrico	Hidráulico
Velocidad	1 m/s o más	Hasta 1 m/s
Recorrido	Cualquier recorrido	Hasta 5/6 metros
Ubicación del grupo motor	En el cuarto de máquinas; en el hueco o en la parte superior del ascensor	En el cuarto de maquinas; en el hueco; o en un armario situado en cualquier parte del edificio
Mantenimiento	Mayor mantenimiento por la sustitución de piezas por desgaste debido al rozamiento	Menor mantenimiento debido a que los componentes están sumergidos en fluido.
Seguridad del pasajero	Bajada por reductora del motor	Bajada por gravedad
Rehabilitaciones	Difícil adaptación	Óptimos para rehabilitaciones
Estructura del edificio	El motor provoca fuerzas y tensiones que son transmitidas al suelo a través de las paredes del hueco. Esta sobrecarga requiere reforzar la estructura del edificio.	Las fuerzas y tensiones provocadas por el pistón son transmitidas directamente al suelo sin sobrecargar la estructura del edificio.
Precio	Mayor coste debido a la adaptación del edificio y un mayor número de componentes.	Menor coste.

Tabla 1: Comparativa ascensores eléctricos e hidráulicos. [1.4]

### 3. NORMATIVA APLICABLE

Los sistemas de elevación y en concreto los sistemas de elevación a los que hace referencia el presente proyecto están sometidos a un conjunto de disposiciones legislativas y normativas que buscan garantizar la seguridad de los usuarios y la libre circulación de los productos en el mercado europeo.

Este conjunto de disposiciones se dividen en dos grupos en función de su carácter voluntario u obligatorio:

- Disposiciones de carácter obligatorio: Son disposiciones legislativas promovidas por administraciones públicas de ámbito europeo, nacional y regional. Estas disposiciones tal y como se ha comentado son de obligado cumplimiento por lo que todos los sistemas de elevación deben cumplir aquellas disposiciones que en ellas se mencionan. Su objetivo se basa en garantizar la seguridad de los usuarios e instaladores a través de condiciones mínimas impuestas en diferentes aspectos relacionados con los mencionados sistemas de elevación.
- Disposiciones de carácter voluntario: Son disposiciones normativas realizadas por organismos independientes de ámbito internacional (ISO, CEN), europeo y nacional (AENOR). Su objetivo se centra en facilitar el cumplimiento de las disposiciones legislativas comentadas anteriormente. Así mismo, este tipo de normas pueden incrementar las condiciones mínimas de seguridad planteadas en las disposiciones legislativas.

A continuación se van a desarrollar los aspectos más relevantes de las disposiciones legislativas y de carácter voluntario empleadas para la realización del presente proyecto.

#### 3.1.1. Disposiciones legislativas.

-Directiva 95/16/CE: Establece las Disposiciones de Derecho Nacional de los Estados miembros en lo que respecta a los ascensores y sus componentes de seguridad. Dicha directiva se aplica a aparatos instalados en edificios y cuyo funcionamiento se emplea entre niveles con una inclinación vertical inferior a 15 grados destinados al transporte de personas, objetos o ambos.

En su Anexo I se establecen los requisitos esenciales de seguridad y salud relativos al diseño y fabricación de los ascensores y sus componentes de seguridad. Así mismo, en su anexo IV se citan los diferentes componentes de seguridad que deben presentar estos sistemas, como por ejemplo los dispositivos de bloqueo de puertas, limitadores de velocidad, o los dispositivos electrónicos de seguridad. Además, la Directiva establece los pasos a seguir en cuanto a la puesta en mercado y la libre circulación de los ascensores, la figura siguiente resume dicho procedimiento.

Procedimiento puesta en mercado
1. Procedimiento de evaluación de la conformidad.
2. Conformidad con requisitos esenciales
3. Documentación técnica
4. Declaración de conformidad
5. Mercado CE

Tabla 2: Procedimiento puesta en mercado.[1.4]

-Directiva 2006/42/CE: La Directiva 2006/42/CE es una versión revisada de la Directiva relativa a las máquinas. Esta Directiva tiene un doble objetivo: armonizar los requisitos de salud y seguridad que se aplican a las máquinas sobre la base de un nivel elevado de protección de la salud y de la seguridad y, al mismo tiempo, garantizar la libre circulación de las máquinas en el mercado de la UE. Además, esta Directiva implica ciertas modificaciones sobre la Directiva 95/16/CE.

-Directiva 2014/33/UE: Esta directiva deroga la anterior Directiva 95/16/CE, adaptando sus disposiciones a lo que se ha denominado Nuevo Marco Legislativo, con el fin de facilitar la libre circulación de productos de la Unión Europea. Las principales modificaciones que plantea la Directiva 2014/33/UE se refieren a requisitos adicionales relativos al mercado CE y documentación necesaria de los componentes de seguridad.

### 3.1.2. Disposiciones normativas.

-UNE-EN 81-20:2017: Esta norma engloba las reglas de seguridad para construcción e instalación en relación con los ascensores para personas y personas y cargas con el fin de proteger a las personas y los bienes frente al riesgo de accidentes asociados al uso normal, el mantenimiento y las maniobras de emergencia de los ascensores.

Así mismo, la Norma incluye las reglas para ascensores a tracción por accionamiento eléctrico o hidráulicos en instalaciones permanentes de nueva instalación con una inclinación no superior a 15° sobre la vertical.

-UNE-EN 81-50:2017: Esta norma se debe usar en conjunción con la Norma EN 81-20 para personas y personas y cargas. Establece las reglas de diseño, cálculos, inspecciones y ensayos que se deben llevar a cabo en los diferentes componentes del ascensor cuyos requisitos se establecen en otras normas de la serie EN 81.

-UNE-EN 81-70:2004: Establece criterios adicionales de diseño en beneficio de personas con discapacidad y movilidad reducida a sistemas de transporte vertical.

-UNE-EN 12385-5: Especifica los materiales, requisitos de fabricación y ensayo para los diferentes cables de cordones destinados a las funciones de suspensión, compensación y regulación de ascensores cuyo funcionamiento se base en mecanismos de tracción o ascensores hidráulicos cuya suspensión no sea directa.



## 4. DISEÑO DE CABINA Y CONTRAPESO

### 4.1. Dimensionado de la cabina:

La cabina se define como el espacio cerrado destinado a alojar y transportar a pasajeros y cargas durante el trayecto. Este componente se sitúa encajado en un chasis o pórtico que soporta el peso de la cabina y permite el desplazamiento vertical de este a través de las poleas o cilindros en el caso de ascensores hidráulicos.

El chasis de la cabina está fabricado con acero estructural ya que se comporta como un elemento resistente del ascensor. Dado que se trata de un elemento fundamental tanto en funcionamiento como en seguridad, a pesar de no establecerse condiciones de diseño en la Normativa vigente, se diseña con un coeficiente superior a 3 con el fin de resistir las solicitaciones a las que se ve sometido en su normal funcionamiento. En cualquier caso, es recomendable el estudio de este elemento estructural bajo diferentes condiciones de carga como el frenado de emergencia, la actuación del sistema de paracaídas o el impacto contra los amortiguadores situados en el foso del hueco. El presente proyecto incluye el análisis del bastidor en el caso de frenado de emergencia mediante el impacto contra los amortiguadores. (Ver Apartado 11 del presente documento.)

Sobre este elemento estructural del ascensor se instalan diversos componentes.

- Punto de sustentación, poleas de reenvío, terminales de cables o la zona de sujeción del cilindro en caso de ascensores hidráulicos.
- Enganche del limitador de velocidad.
- Paracaídas y timonería.
- Apoyo de amortiguadores
- Pesacargas
- Deslizaderas
- Sujeción de cadena de compensación y manguera de maniobra
- Detectores de posición.

Existen diferentes tipos de chasis, principalmente se puede distinguir entre las cabinas tipo pórtico o tipo mochila.



Figura 3: Chasis cabina tipo pórtico (izquierda), tipo mochila (derecha).

En cuanto a la cabina, se trata de un elemento con un alto valor estético puesto que es percibido directamente por el usuario, de forma que existen múltiples opciones y configuraciones con el fin de adaptarse a las exigencias del cliente, como por ejemplo las cabinas panorámicas.

De forma similar al chasis comentado anteriormente, en la cabina se instalan múltiples componentes que permiten el correcto funcionamiento del ascensor, entre ellos podemos incluir el limitador de carga, la pisadera o el faldón de seguridad en el suelo de la cabina; en el techo se incluyen puertas de socorro, la iluminación, el operador de puertas o el cuadro de mando. Otros elementos que se incluyen en el interior de la cabina son, por ejemplo, la botonera, elementos decorativos, pasamanos o ventilación.

En cuanto a los requerimientos de cabina, la normativa establece que debe estar completamente cerrada, a excepción de las trampillas y puertas de emergencia, fabricada con materiales metálicos o de similares propiedades mecánicas además de ser inflamables y cumpliendo las exigencias de la Norma UNE 13501-1 referente al comportamiento frente al fuego de los productos de construcción y elementos para la edificación. Asimismo, las paredes y techo deben poder resistir una fuerza de 300 N aplicada sobre una superficie de 5 cm<sup>2</sup> sin sufrir una deformación elástica superior a 15mm. La altura mínima de cabina se establece en 2000mm. [art 5.4.1 Y 5.4.3 de EN 81-20]

En el caso de presentar paredes de cristal, estas deben cumplir especificaciones referidas tanto a sus dimensiones como a su resistencia.

Respecto a las dimensiones de la cabina, la Normativa establece un criterio con el fin de evitar la sobrecarga del ascensor, por ello, la superficie útil de la cabina está relacionada con la carga máxima admisible para la cual ha sido diseñado el ascensor, así mismo, puesto que el ascensor está destinado a un uso público en un edificio residencial, se va a tener en cuenta la Normativa referente a la accesibilidad de personas con movilidad reducida EN 81-70.

Tal y como se ha especificado, se va a diseñar un ascensor para un edificio residencial de forma que se debe permitir el acceso a personas con movilidad reducida con el propósito de facilitar el uso de este medio de transporte al mayor número de personas posible. Así mismo tal y como se menciona en la tabla a continuación, las sillas de clase C no están previstas para un uso en interiores, de forma que la cabina del ascensor en estudio, será de tipo 2, con el fin de permitir el uso del ascensor a personas con silla de ruedas tipo A y B junto con un acompañante de acuerdo a la Norma EN 81-70.

Tipo de ascensor	Dimensiones mínimas de cabina <sup>a</sup>	Nivel de accesibilidad	Comentarios
1	450 kg Ancho de cabina: 1 000 mm Profundidad de cabina: 1 250 mm	Esta cabina acomoda una silla de ruedas	El tipo 1 asegura la accesibilidad a personas utilizando una silla de ruedas manual descrita en la Norma EN 12183 o una silla de ruedas propulsada eléctricamente de la clase A descrita en la Norma EN 12184.
2	630 kg Ancho de cabina: 1 100 mm Profundidad de cabina: 1 400 mm	Esta cabina acomoda una silla de ruedas y un acompañante	El tipo 2 asegura la accesibilidad a personas utilizando una silla de ruedas manual descrita en la Norma EN 12183 o una silla de ruedas propulsada eléctricamente de las clases A o B descritas en la Norma EN 12184.  Las sillas de ruedas de Clase B están previstas para algunos entornos interiores y son capaces de salvar algunos obstáculos exteriores.
3	1 275 kg Ancho de cabina: 2 000 mm Profundidad de cabina: 1 400 mm	Esta cabina acomoda una silla de ruedas y otros usuarios. También permite girar la silla dentro de la cabina	El tipo 3 asegura la accesibilidad a personas utilizando una silla de ruedas manual descrita en la Norma EN 12183 o una silla de ruedas propulsada eléctricamente de las clases A, B o C descritas en la Norma EN 12184.  Las sillas de ruedas de clase C no están previstas necesariamente para uso en interiores, sino que son capaces de recorrer largas distancias y salvar obstáculos en exteriores.  El tipo 3 proporciona suficiente espacio de giro a personas que utilicen sillas de ruedas de clases A o B y ayudas para caminar (andadores, andadores con ruedas, etc.).

Tabla 3: Carga nominal y máxima superficie útil de la cabina. [Tabla 6, art 5.4.2.1.1 de EN 81-70]

Dado que no se han establecido todavía criterios previos referentes a la cabina, se establece la carga nominal de la tabla anterior como la definida para el presente diseño.

$$Q_n = 630 \text{ Kg}$$

Según estos criterios se va a diseñar un ascensor con una capacidad de 630 Kg de forma que permita el acceso a personas con sillas de ruedas de tipo A y B junto con un acompañante, y unas dimensiones mínimas de 1100 mm de ancho y 1400 mm de profundidad (1.54 m<sup>2</sup>). Según las especificaciones de la norma EN 80-20, las dimensiones máximas para carga nominal establecida son de 1.66 m<sup>2</sup> de acuerdo a la tabla a continuación.

Carga nominal, masa (kg)	Máxima superficie útil de la cabina (m <sup>2</sup> )	Carga nominal, masa (kg)	Máxima superficie útil de la cabina (m <sup>2</sup> )
100 <sup>a</sup>	0,37	900	2,20
180 <sup>b</sup>	0,58	975	2,35
225	0,70	1 000	2,40
300	0,90	1 050	2,50
375	1,10	1 125	2,65
400	1,17	1 200	2,80
450	1,30	1 250	2,90
525	1,45	1 275	2,95
600	1,60	1 350	3,10
630	1,66	1 425	3,25
675	1,75	1 500	3,40
750	1,90	1 600	3,56
800	2,00	2 000	4,20
825	2,05	2 500 <sup>c</sup>	5,00

Tabla 4: Carga nominal y máxima superficie útil de la cabina. [Tabla 6, art 5.4.2.1.1 de EN 81-20]

Así mismo, la Normativa de accesibilidad establece una anchura mínima de acceso (puertas de piso y cabina) en función del tipo de ascensor. 800 tipo 1, 900 tipo 2 y 1100 tipo 3. [ art 5.2.1 EN 81-70]

Según estos requerimientos, se establece que la cabina diseñada presentará una superficie de 1.65m<sup>2</sup> distribuidos en un área de 1100mm de ancho y 1500mm de fondo con una anchura de acceso de 900mm y una altura de 2200mm en acceso y cabina de forma que se cumplen todos los requisitos establecidos en la Normativa vigente.

La Norma específica también la capacidad del ascensor en función del número de personas que puede transportar en un mismo trayecto; para este cálculo, el número de personas que puede transportar es el mínimo obtenido de entre los dos siguientes. [art 5.4.2.3 de EN 81-20]

- 1) N° Personas = Carga nominal (Kg)/ 75 Kg. La Normativa establece en 75 Kg el peso promedio de una persona. [art 0.3.6 de EN 81-20]
- 2) El n° de personas obtenido de la siguiente tabla.

Número de pasajeros	Mínima superficie útil de la cabina (m <sup>2</sup> )	Número de pasajeros	Mínima superficie útil de la cabina (m <sup>2</sup> )
1	0,28	11	1,87
2	0,49	12	2,01
3	0,60	13	2,15
4	0,79	14	2,29
5	0,98	15	2,43
6	1,17	16	2,57
7	1,31	17	2,71
8	1,45	18	2,85
9	1,59	19	2,99
10	1,73	20	3,13

Tabla 4: Número de pasajeros y mínima superficie útil de la cabina.  
[Tabla 6, art 5.4.2.1.1 de EN 81-20]

De esta forma para el ascensor en estudio:

$$1) N^{\circ} \text{ Personas} = \frac{Q_n}{75 \text{ Kg/persona}} = \frac{630 \text{ Kg}}{75 \text{ Kg/persona}} = 8.4 \text{ Personas} \quad [\text{ec. 1}]$$

2) Para una superficie de 1.65 m<sup>2</sup> se debe aplicar el valor de 1.59 m<sup>2</sup> para el cual corresponde un valor de 9 personas.

De acuerdo a los resultados obtenidos el ascensor planteado tendrá una capacidad para 8 personas y 630 Kg.



En la tabla a continuación se resumen las características de la cabina del ascensor.

CARACTERÍSTICAS CABINA	
Capacidad	630 Kg
Nº Personas	8 Personas
Superficie útil	1.65 m <sup>2</sup>
Ancho	1100 mm
Fondo	1500 mm
Altura	2200 mm
Anchura puerta	900 mm

Tabla 5: Características cabina.

#### 4.2. Dimensionado del contrapeso.

Según la Normativa vigente, el contrapeso se define como un elemento del ascensor que asegura la tracción en ascensores de tipo eléctrico. Presenta un desplazamiento inverso al de la cabina, de forma que cuando esta se encuentra en el extremo inferior, el contrapeso se ubica en la máxima posición superior.

En base a la Normativa vigente, el contrapeso debe estar ubicado en el mismo hueco que la cabina del ascensor y guiado por dos guías rígidas de acero.[art 5.2.5.1.2, art 5.7.1.1 de EN 81-20] Además, éste debe estar provisto de un sistema de paracaídas de tipo progresivo o instantáneo dependiendo de la velocidad del ascensor siempre en los casos en los que existan espacios accesibles debajo del hueco [art 5.6.2.1.2.1, art 5.2.5.4 de EN 81-20]. Dicha selección se realiza en el Apartado 7 del presente documento.

De igual forma que para la cabina del ascensor, el sistema de contrapesos está constituido por diferentes componentes:

- Chasis
- Pesas
- Punto de sustentación o poleas
- Deslizaderas
- Paracaídas
- Timonería de paracaídas
- Enganche del limitador de velocidad
- Sujeción de cadena de compensación
- Apoyo de amortiguadores

Según la normativa y las características del sistema, se recomienda compensar el peso de los cables, en cambio es práctica habitual instalar dicho cable cuando el recorrido del ascensor es considerable, puesto que a partir de ciertas alturas, el peso de los cables de tracción no es despreciable y se debe equilibrar ya que estos no se tienen en cuenta a la hora de calcular la masa del contrapeso; se establece de forma habitual un recorrido límite de 50m a partir del cual, se instala este componente. Este cable está unido al chasis de cabina y contrapeso por sus partes inferiores. Dadas las características del ascensor en estudio presenta cuyo recorrido es de 21m, no será necesario disponer de una cadena de compensación en la instalación.

El contrapeso también sirve como un sistema de ahorro de energía, la práctica habitual se basa en establecer una masa de contrapeso equivalente al peso de la cabina más el 50% de la carga nominal admisible por el ascensor, de forma que se reduce la carga que debe elevar el grupo tractor, y en consecuencia, reducir la potencia necesaria en el motor, el consumo eléctrico, y el coste económico tanto de compra como de uso.

En consecuencia, para el ascensor en estudio, la masa del contrapeso debe ser:

$$Q_{\text{cabina}} = 950 \text{ Kg}$$

$$Q_{\text{nominal}} = 630 \text{ Kg}$$

$$P_{\text{contrapeso}} = Q_{\text{cabina}} + Q_{\text{nominal}}/2 = 1265 \text{ Kg} \quad [\text{ec. 2}]$$

Nota: El peso de la cabina corresponde al conjunto de la cabina junto con el bastidor que la soporta. Dicho valor se ha estimado en base a diferentes pedidos de la empresa MP Ascensores con unas características similares al ascensor en estudio.

Las dimensiones establecidas para el contrapeso se definen con el objetivo de ajustarlo al hueco del ascensor así como la configuración del sistema de suspensión. De esta forma en base a las características comentadas se busca una longitud lo más amplia posible con el objetivo de reducir costes de material. Las dimensiones del contrapeso se incluyen en el Plano 1 del Anexo B.

## 5. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

La adecuada selección de los componentes que conforman el sistema de suspensión debe realizarse cuidadosamente, puesto que supone el principal elemento de seguridad del ascenso. Tal y como se verá a continuación, este tipo de elementos deben cumplir una serie de estrictos requisitos con el fin de garantizar la seguridad del sistema.

El presente apartado se centra en el diseño del sistema de suspensión más adecuado, en el cual se incluye la selección del tipo de suspensión, la polea tractora, los cables de tracción y la instalación o no de un medio de compensación con el fin de equilibrar el peso de los cables de tracción.

### 5.1. Selección del tipo de suspensión.

En primer lugar, es preciso determinar el tipo de suspensión que presenta el sistema. Se puede diferenciar entre dos tipos de suspensiones:

- Directa (1:1): La velocidad de la cabina corresponde con la velocidad de la polea tractora y los esfuerzos son soportados totalmente por el eje del motor.
- Diferencial (2:1, 4:1): Este tipo de suspensiones presenta una velocidad de cabina inferior y proporcional al factor de la suspensión. Así mismo, los esfuerzos soportados por el eje del motor se reducen por el mismo factor, siendo la estructura del hueco u otros componentes los que deban soportar el esfuerzo restante.

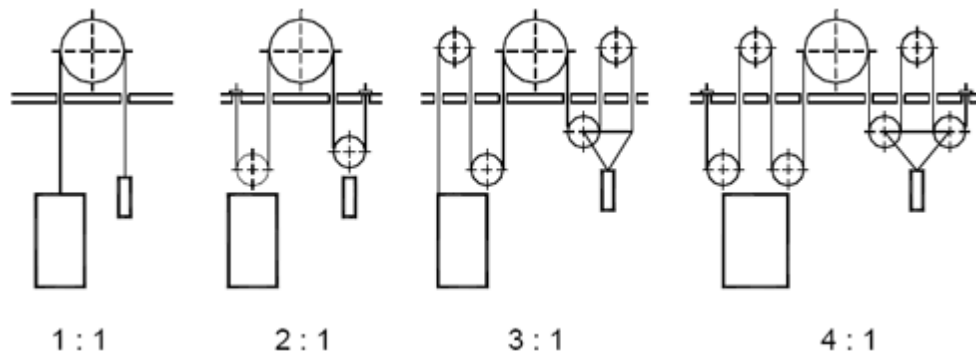


Figura 4: Tipos de suspensión [1.4]

El conjunto en diseño presentará una suspensión 2:1 puesto que de esta forma se reduce el tamaño y potencia necesaria en el motor.



## 5.2. Selección de los componentes del sistema de suspensión.

Una vez determinado el tipo de suspensión, se procede a la selección de los componentes necesarios; tal y como se observa en la figura anterior, será necesaria la determinación tanto de los cables de tracción como de las poleas tractora y de suspensión del sistema. Puesto que no se dispone todavía de información suficiente acerca del sistema para poder calcular de forma directa dichos componentes, es preciso acudir a la normativa vigente con el fin de recoger datos sobre los que establecer una base de diseño.

La normativa vigente establece una serie de condiciones y criterios tanto resistentes como de adherencia que el sistema debe cumplir:

- Los cables de tracción deben ser de acero o cadenas de acero [art 5.5.1.1 EN 81-20].
- El sistema debe estar compuesto como mínimo por dos cables o cadenas independientes. [art 5.5.1.3 y 5.5.1.4 EN 81-20].
- Los cables de tracción deben presentar un diámetro mínimo de 8 mm con unas características y resistencia a la tracción de acuerdo a la Norma EN 12385-5. [art 5.5.1.2]
- El diámetro primitivo de la polea de tracción debe ser 40 veces superior al diámetro de los cables de tracción. [art 5.5.2.1 EN 81-20]
- El coeficiente de seguridad a tracción de los cables debe ser igual o superior a 16 o 12 en el caso de estar compuesto por dos cables o un número igual o superior a 3 respectivamente. Así mismo, dicho coeficiente debe ser superior al valor obtenido según el cálculo de la Norma EN 81-50 apartado 5.12. [art 5.5.2.2 EN 81-20].
- Los cables de tracción deben cumplir una serie de características de adherencia según el apartado 5.5.3 de la Norma EN 81-20, los cuales se introducirán con mayor detalle en el apartado 5.2.2.
- El peso de los cables, se debe compensar de acuerdo al apartado 5.5.6 de la Norma EN 81-20. Es práctica habitual no considerar dicho peso hasta alcanzar recorridos de cabina de 50m, por lo que, en el sistema planteado no se instalarán medios de compensación.

Puesto que los únicos datos de los que se dispone en un primer análisis del sistema son los pesos y cargas del sistema junto con el tipo de suspensión, se debe realizar un proceso de cálculo iterativo hasta obtener un conjunto de componentes cuyas características permitan cumplir las especificaciones impuestas por la normativa.

En primer lugar, y siguiendo las condiciones de la normativa, se va a definir un cable de tracción de acero cuyo diámetro corresponde a 8mm, de forma que el diámetro de la polea tractora debe ascender hasta los 320 mm.

$$\varnothing_{cable} = 8mm \quad R_{motor} = 160 mm$$

A continuación, seleccionaremos un cable de tracción a partir de un catálogo de fabricante con el fin de obtener la carga mínima de rotura para obtener el coeficiente de seguridad a tracción del sistema. El cable seleccionado corresponde al modelo 250T incluido en el catálogo del fabricante DRAKO, el cual cumple las condiciones impuestas bajo la Norma 12385-5 y cuyas características técnicas se incluyen en la tabla a continuación. (Un mayor desarrollo de las características del cable seleccionado se exponen en el apartado 7 del Anexo C.

Nominal Rope diameter mm	Minimum breaking strength $F_{min}$ 1570 kN	Minimum breaking strength $F_{min}$ 1770 kN	Length mass approx. kg/100 m	Metallic cross-section approx. mm <sup>2</sup>
6*	–	26.8	16.4	18.5
6.5*	–	31.5	17.9	20.6
8*	43.3	46.6	27.3	31.6
9	54.8	–	34.3	40.0
10	67.7	72.7	42.3	49.4
11	81.9	–	51.2	59.7
12	97.4	–	61.0	71.1
13	114	–	71.5	83.4
14	133	–	82.9	96.7
16	173	–	108.3	126

Tabla 6: Tabla de características cable modelo 250T [3.6]

Una vez seleccionado el cable de tracción y sus características técnicas, se procede a realizar el proceso iterativo de cálculo de los coeficientes de seguridad comentados anteriormente hasta obtener una solución válida. A continuación se desarrolla el proceso de cálculo necesarios para finalmente, exponer la solución definitiva adoptada.

#### 5.1.1. Evaluación de tracción.

En primer lugar, se calcula el coeficiente de seguridad a tracción del sistema de suspensión. Dicho coeficiente se evalúa en su situación de parada más baja con su carga nominal tal y como se especifica en el artículo 5.5.2.2 de la Norma EN 81-20, de esta forma, la tensión máxima de los cables se produce en el lado de la cabina.

$$F_{conjunto} = \frac{Q_n + Q_c + m_{poleasc\ hasis} + m_{cables}}{2} \quad [ec. 3]$$

$$F_{cable} = \frac{F_{conjunto}}{N^{\circ}_{cables}} \quad [ec. 4]$$

Nota: Para la realización de los cálculos se considera la totalidad de la masa de los cables en el lado de cabina de forma que dicha masa también debe ser soportada por el sistema de tracción; siendo una aproximación válida desde el punto de vista de la seguridad al presentar una tensión mayor a la real. Así mismo, el cálculo de las dimensiones y masa de las poleas de chasis se especifican en el apartado 5.3 del presente documento.

Una vez obtenida la fuerza que soporta cada cable, se puede obtener el coeficiente de seguridad de forma directa:

$$C_s = \frac{F_{rotura}}{F_{cable}} \quad [\text{ec. 5}]$$

Así mismo, tal y como se especifica en el artículo 5.5.2.2 de la Norma EN 81-20 se requiere obtener un coeficiente de seguridad de acuerdo al apartado 5.12 de la Norma EN 81-50 con el fin de ratificar la validez de las características del sistema planteado. De acuerdo a dicho apartado, se especifica que las poleas de tracción deben estar fabricadas con acero o hierro fundido y los cables deben ser acordes a la Norma EN 12385-5.

Para el cálculo del coeficiente de seguridad es preciso determinar un valor correspondiente al número equivalente de poleas [art 5.12.2.1 EN 81-50], de esta forma:

$$N_{equiv} = N_{equiv(t)} + N_{equiv(p)} \quad [\text{ec. 6}]$$

Donde  $N_{equiv(t)}$  corresponde al número equivalente de poleas de tracción (ver Tabla 7) y  $N_{equiv(p)}$  al número equivalente de poleas de desvío de acuerdo al Anexo E de la Norma EN 81-50.

Número equivalente de poleas de tracción								
Garganta en V	Ángulo en V	35°	36°	38°	40°	42°	45°	60°
	$N_{equiv(t)}$	18.5	16	12	10	8	6.5	5
Garganta desfondada en U	Ángulo en U ( $\beta$ )	75°	80°	85°	90°	95°	100°	105°
	$N_{equiv(t)}$	2.5	3.0	3.8	5.0	6.7	10.0	15.2

Tabla 7: Número equivalente de poleas de tracción. [2.6]

En consecuencia, el número equivalente de poleas de tracción se obtiene a partir de la tabla a continuación, la cual depende de las características de la polea tractora cuyas dimensiones se establecen de acuerdo a la Tabla 7, siendo admisible su cambio en el caso de ser necesario. Dichas características se determinan a partir del catálogo de máquinas de imanes permanentes perteneciente a la empresa MP Ascensores. (Ver apartado 4 Anexo C)

Características garganta		
Tipo	U desfondada	
$\beta$	90°	1.57 rad
$\gamma$	25°	0.44 rad

Tabla 8: Características garganta.

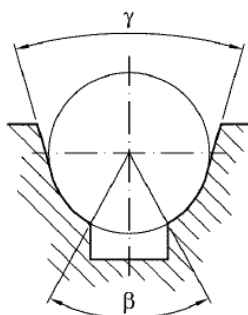


Figura 5: Ranura semi-circular desfondada.



Por otra parte, número equivalente de poleas de desvío se obtiene a partir de la siguiente relación

$$N_{equiv(p)} = Kp * (N_{ps} + 4 * N_{pr}) \quad [ec. 7]$$

Donde  $N_{ps}$  corresponde al número de poleas con flexiones simples y  $N_{pr}$  al número de poleas con flexiones invertidas el cual se obtiene a partir del anexo E de la Norma EN 81-50. El valor  $Kp$  corresponde a la relación entre diámetros de polea de tracción y poleas de chasis.

$$Kp = \left(\frac{\varnothing_{tractora}}{\varnothing_{chasis}}\right)^4 \quad [ec. 8]$$

Una vez conocidos todos los parámetros, se obtiene el valor del factor de seguridad a partir de la ecuación incluida en el apartado 5.12.3 de la Norma EN 81-50.

A continuación, tal y como se ha comentado anteriormente, se va a proceder a desarrollar los resultados definitivos tras realizar un proceso iterativo mediante tablas de cálculo en el programa Excel hasta obtener una solución óptima en la que se han variado los parámetros de número de cables y dimensiones de las poleas de suspensión del chasis de cabina; dicha modificación requiere también el ajuste de masas de acuerdo al apartado 5.3 del presente documento.

Los resultados definitivos incluyen 4 cables de tracción y unas poleas de chasis de diámetro 240 mm con una masa de 12Kg. Según estos parámetros, los valores anteriormente planteados quedan de la siguiente forma:

$$F_{conjunto} = \frac{630Kg + 950Kg + (2 * 12Kg) + (4 * 47m * \frac{0.273Kg}{m})}{2} * g = 8119.36 N$$

$$F_{cable} = \frac{8119.36 N}{4} = 2029.84N$$

$$C_s = \frac{43300N}{2029.84N} = 21.33$$

Nota: La longitud de los cables se aproxima a partir de la siguiente relación:

$L_{cable} = 2 * Recorrido + 5m = 47m$  donde el valor de 5m corresponde a una estimación de la longitud recorrida por el cable en poleas y entre poleas de desvío. Dicho valor está estimado al alza.

Por otra parte, el cálculo del factor de seguridad según el apartado 5.12 de la Norma EN 81-50 queda como sigue:

De acuerdo con los datos introducidos y la Tabla 7 el número equivalente de poleas de tracción asciende a 5.

$$N_{equiv(t)} = 5$$



El número de poleas de flexión simple es 2 y el valor del número de poleas con flexiones invertidas es nulo según el contenido del Anexo E de la Norma EN 81-50, de esta forma:

$$N_{equiv(p)} = \left(\frac{320}{240}\right)^4 * (2 + 4 * 0) = 6.32$$

$$N_{equiv} = 5 + 6.32 = 11.32$$

$$Sf = 19.54$$

Con los resultados obtenidos, podemos concluir que las características del sistema de suspensión empleado cumplen con los requisitos impuestos de acuerdo a la resistencia a tracción del sistema. A continuación es preciso realizar la comprobación de las condiciones de adherencia del sistema.

#### 5.1.2. Evaluación de la adherencia.

Tal y como se ha comentado, el sistema de suspensión del conjunto debe cumplir una serie de características de forma que asegure la adherencia de los cables bajo diferentes condiciones que se establecen en el apartado 5.5.3 de la Norma EN 81-20:

- Cabina en nivel de planta con su carga nominal mayorada en un 25%.
- Frenado de emergencia con una deceleración inferior a la impuesta por el sistema de amortiguadores o paracaídas.
- Cabina o contrapeso atascado en el hueco. Bajo esta condición, el sistema debe permitir el deslizamiento de los cables sobre la polea de tracción.

El cálculo de la adherencia se obtiene a partir de las pautas planteadas en el apartado 5.11 de la Norma EN 81-50, donde se establece el siguiente criterio:

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{f\alpha} \text{ Para las condiciones de carga en cabina y frenado de emergencia.}$$

$$\frac{T_1}{T_2} \geq e^{f\alpha} \text{ Para las condiciones de cabina o contrapeso retenidos en el hueco.}$$

Donde T1 y T2 corresponden a la tensión de los cables a cada lado de la polea tractora, f corresponde al coeficiente de rozamiento y  $\alpha$  al ángulo abrazado en radianes, que en este caso corresponde a  $180^\circ$  ( $\pi$ ) para cualquier condición de carga.



A continuación, con el fin de simplificar el desarrollo de cálculo se va exponer el proceso de cálculo generalizado para todos los casos planteados para finalmente representar los resultados obtenidos en cada una de dichas condiciones.

- Cálculo del coeficiente de rozamiento.

Puesto que la polea tractora presenta una garganta semi-circular desfondada, el cálculo del coeficiente de rozamiento se obtiene a partir de la ecuación planteada en el apartado 5.11.2.3.1.1 de la Norma EN 81-50.

$$f = \mu * \frac{4 * (\cos(\gamma/2) - \sin(\beta/2))}{\pi - \beta - \gamma - \sin(\beta) + \sin(\gamma)} \quad [\text{ec. 9}]$$

Donde los valores de los ángulos se expresan en radianes y el coeficiente de fricción varía en función de la condición de adherencia planteada.

$\mu = 0.1$  Para condición de carga ( $v=0$ )

$\mu = \frac{0.1}{1 + \frac{v}{10}}$  Para la condición de frenado de emergencia

$\mu = 0.2$  Para condición de contrapeso retenido.

- Cálculo de las tensiones en los cables.

Para el cálculo de las tensiones en cada uno de los ramales de los cables, se va a emplear el procedimiento seguido en el ejemplo práctico incluido en el apartado 5.11.3 junto con el Anexo D de la Norma EN 81-50.

Nota: Dadas las dimensiones de las ecuaciones planteadas en dicho ejemplo, no se incluyen las ecuaciones en el presente proyecto.

Una vez planteadas las ecuaciones necesarias para comprobar la adherencia del sistema, se procede a realizar el cálculo real a partir de las características del sistema planteado para cada una de las condiciones obteniendo los siguientes resultados

#### 5.2.1.1. Condiciones de carga en cabina.

Bajo esta condición, se establece que el cálculo debe realizarse para la situación más desfavorable de la posición de la cabina con una carga mayorada un 25%, de forma que se evaluará para la situación en la que la cabina se encuentra detenida en la planta inferior del hueco.

A continuación se incluye una tabla con todos los valores correspondientes a esta condición del sistema:

Condición de carga en cabina					
$\mu$	0.1	Coefficiente de fricción	Msrcar	11.466 Kg	Masa de cables de tracción en lado de cabina
$f$	0.19	Factor de rozamiento	Mcwt	1269 Kg	Masa de contrapeso incluyendo polea
a	0 m/s <sup>2</sup>	Aceleración	R	2	Factor de suspensión
P	950 Kg	Masa de cabina	T1	8835.23	Tensión en el lado de cabina (N)
Q	630 Kg	Carga nominal	T2	5506.82	Tensión en el lado de contrapeso(N)

Tabla 9: Evaluación de adherencia. Condición de carga en cabina.

Nota: Es preciso comentar que la masa de los cables de tracción se supone en su totalidad en el lado de cabina. Así mismo, su cálculo se obtiene a partir de la relación proporcionada por la Norma.

$$Msr_{car} = 0.5 * H * ns * m_{cable (lineal)} \quad [ec. 10]$$

$$11.466 \text{ Kg} = 0.5 * 21m(\text{recorrido}) * 4\text{cables} * 0.273\text{Kg/m}$$

Con los datos planteados en la tabla anterior, podemos concluir que el sistema cumple la condición de carga en cabina.

$$\frac{T1}{T2} \leq e^{fa} \rightarrow 1.39 \leq 1.84 \quad [ec. 11]$$

Nota: En este caso T1 corresponde a la tensión de los cables en el lado de cabina y T2 a la tensión en el lado de contrapeso.

#### 5.2.1.2. Condición de frenado de emergencia.

Esta condición plantea dos supuestos diferentes puesto que debe evaluarse para la condición de cabina con carga nominal y con cabina vacía, de forma que para el primer caso, se debe considerar que la cabina se encuentra en una situación de frenado de emergencia cuando está descendiendo, y para el segundo caso, sin carga nominal, cuando la cabina se encuentra ascendiendo.

Así mismo y puesto que no se conocen a priori los datos referentes a las deceleraciones, se van a plantear un proceso iterativo mediante tablas Excel a partir del cual se obtendrán las máximas deceleraciones que se pueden dar en cada caso, siendo posteriormente comprobadas con los datos obtenidos para el freno de motor, otros sistemas de emergencia y normativa.

5.2.1.2.1. Cabina con carga nominal y en situación de descenso.

Cabina con carga nominal y situación de descenso					
$\mu$	0.09	Coefficiente de fricción	Msrcar	11.466 Kg	Masa de cables de tracción en lado de cabina
$f$	0.18	Factor de rozamiento	Mpcar	48 Kg	Masa reducida de las poleas del lado de cabina
$a$	1.5 m/s <sup>2</sup>	Aceleración	lpcar	2	Nº poleas lado cabina
$P$	950 Kg	Masa de cabina	Mcwt	1269 Kg	Masa de contrapeso incluyendo polea
$Q$	630 Kg	Carga nominal	Mpcwt	8 Kg	Masa reducida de las poleas del lado de contrapeso
$R$	2	Factor de suspensión	lpcwt	1	Nº poleas lado contrapeso
$T1$	9153.08	Tensión en el lado de cabina (N)	$T2$	5266.70	Tensión en el lao de contrapeso(N)

Tabla 10: Evaluación de adherencia. Condición de cabina con carga nominal y situación de descenso.

Nota: Se considera, de igual forma que en el caso anterior, que la totalidad de la masa de los cables de tracción se encuentra en el lado de cabina. Así mismo, el cálculo de las masas reducidas de poleas en el caso de cabina y contrapeso se calculan a partir de la siguiente relación:

$$m_{pcar} = I_{poleascabina} * \left(\frac{v_{polea}}{v_n}\right)^2 / R_{poleachasis}^2 \quad [\text{ec. 12}]$$

$$48Kg = 0.17Kg \cdot m^2 * \left(\frac{\frac{2m}{s}}{\frac{1m}{s}}\right)^2 / (0.12m)^2$$

$$m_{pcwt} = I_{poleacpso} * \left(\frac{v_{polea}}{v_n}\right)^2 / R_{poleacpso}^2 \quad [\text{ec. 13}]$$

$$8Kg = 0.01Kg \cdot m^2 * \left(\frac{\frac{2m}{s}}{\frac{1m}{s}}\right)^2 / (0.06m)^2$$

A partir de los datos planteados, se establece que se cumple la adherencia del sistema con deceleraciones iguales o inferiores a 1.5m/s<sup>2</sup>.

$$\frac{T1}{T2} \leq e^{f\alpha} \rightarrow 1.738 \leq 1.74$$

Nota: En este caso, T1 corresponde a la tensión de los cables en el lado de la cabina y T2 a la tensión de los cables en el lado de contrapeso.

#### 5.2.1.2.2. Cabina vacía y en situación de ascenso.

Cabina vacía y en situación de ascenso					
$\mu$	0.09	Coefficiente de fricción	Msrcar	11.466 Kg	Masa de cables de tracción en lado de cabina
$f$	0.18	Factor de rozamiento	Mpcar	48 Kg	Masa reducida de las poleas del lado de cabina
$a$	1.13 m/s <sup>2</sup>	Aceleración	lpcar	2	Nº poleas lado cabina
P	950 Kg	Masa de cabina	Mcwt	1269 Kg	Masa de contrapeso incluyendo polea
Q	0 Kg	Carga nominal	Mpcwt	8 Kg	Masa reducida de las poleas del lado de contrapeso
R	2	Factor de suspensión	lpcwt	1	Nº poleas lado contrapeso
T1	7084.34	Tensión en el lado de contrapeso(N)	T2	4068.76	Tensión en el lado de cabina (N)

Tabla 11: Evaluación de adherencia. Condición de cabina vacía y en situación de ascenso.

A partir de los datos planteados, se establece que se cumple la adherencia del sistema con deceleraciones iguales o inferiores a 1.13m/s<sup>2</sup>.

$$\frac{T1}{T2} \leq e^{f\alpha} \rightarrow 1.74 \leq 1.74$$

Nota: En este caso, T1 corresponde a la tensión de los cables en el lado del contrapeso y T2 a la tensión de los cables en el lado de cabina.

De acuerdo con los resultados obtenidos se cumple la condición impuesta en el artículo 5.11.2.2.2 [EN 81-50], donde se establece que la deceleración considerada no debe ser menor a 0.5m/s<sup>2</sup>.

El valor obtenido en el presente apartado se establece como límite para el cual se debe configurar el freno del sistema de tracción del ascensor, de forma que bajo este criterio se cumplen las condiciones establecidas para el frenado de emergencia tanto para el sistema de tracción como de adherencia.

Así mismo, el sistema no supera dichos valores de deceleraciones de acuerdo a los cálculos realizados en el apartado 6.2 donde se establece que el frenado convencional del sistema presenta una deceleración de  $0.83\text{m/s}^2$ .

### 5.2.1.3. Condición de cabina/contrapeso retenidos.

De acuerdo estipulado en la Normativa, se debe evaluar para el caso de cabina vacía en las partes más alta y baja del recorrido [art 5.11.2.2.3 EN 81-50], siendo la más crítica en el caso de contrapeso en la parte inferior.

Condición de contrapeso retenido					
$\mu$	0.2	Coefficiente de fricción	R	2	Factor de suspensión
$f$	0.39	Factor de rozamiento	Msrcwt	11.466 Kg	Masa de cables de tracción en lado de contrapeso
$a$	$0\text{ m/s}^2$	Aceleración	T1	4659.75	Tensión en el lado de cabina (N)
P	950 Kg	Masa de cabina	T2	112.48	Tensión en el lao de contrapeso(N)
Q	0 Kg	Carga nominal			

Tabla 12: Evaluación de adherencia. Condición de contrapeso retenido.

Nota: Puesto que el contrapeso se encuentra retenido en la parte inferior, no se tiene en cuenta el peso del contrapeso. Así mismo, la masa de los cables de tracción se considera en su totalidad en el lado de contrapeso.

Con los datos planteados en la tabla anterior, podemos concluir que el sistema cumple la condición de carga en cabina.

$$\frac{T1}{T2} \geq e^{f\alpha} \rightarrow 41.43 \leq 3.37$$

En vista de los resultados obtenidos anteriormente, tanto en consideraciones de factor de seguridad como en adherencia, podemos concluir que la instalación de un sistema de suspensión 2:1 con 4 cables del modelo 250T de la empres DRAKO, junto con una polea tractora de 320 mm, poleas de chasis de 240 mm y contrapeso de 120 mm es válido para nuestro sistema de elevación.

Características sistema de suspensión	
Tipo de suspensión	2:1
Nº cables de tracción ( $\varnothing$ nominal)	4 cables ( $\varnothing 8\text{mm}$ )
$\varnothing$ Polea tractora (Kg)	320mm (19Kg)
$\varnothing$ Poleas chasis (Kg)	240mm (12Kg)
$\varnothing$ Polea contrapeso (Kg)	120mm (4Kg)

Tabla13: Características sistema de suspensión.

### 5.3. Cálculo de masa de poleas.

Para la realización de los cálculos anteriormente planteados es necesario calcular el valor de la masa tanto de poleas de suspensión de cabina y contrapeso como de la polea tractora asociada al motor de tracción.

Para ello, se va a emplear el programa SolidWorks, donde se dibujarán de forma aproximada dichas poleas con sus respectivas dimensiones así como la aplicación de material con el propósito de obtener su masa. Dichas dimensiones se realizarán de forma aproximada dado que estos componentes en un caso real se obtendrían de un catálogo comercial. De esta forma, el cálculo de dichas masas se obtiene como sigue.

En primer lugar y de acuerdo con las dimensiones planteadas en el catálogo de motores de tracción empleado en el presente proyecto así como las dimensiones requeridas para los cables de tracción se presentan las siguientes dimensiones de acuerdo a las ranuras de las poleas.

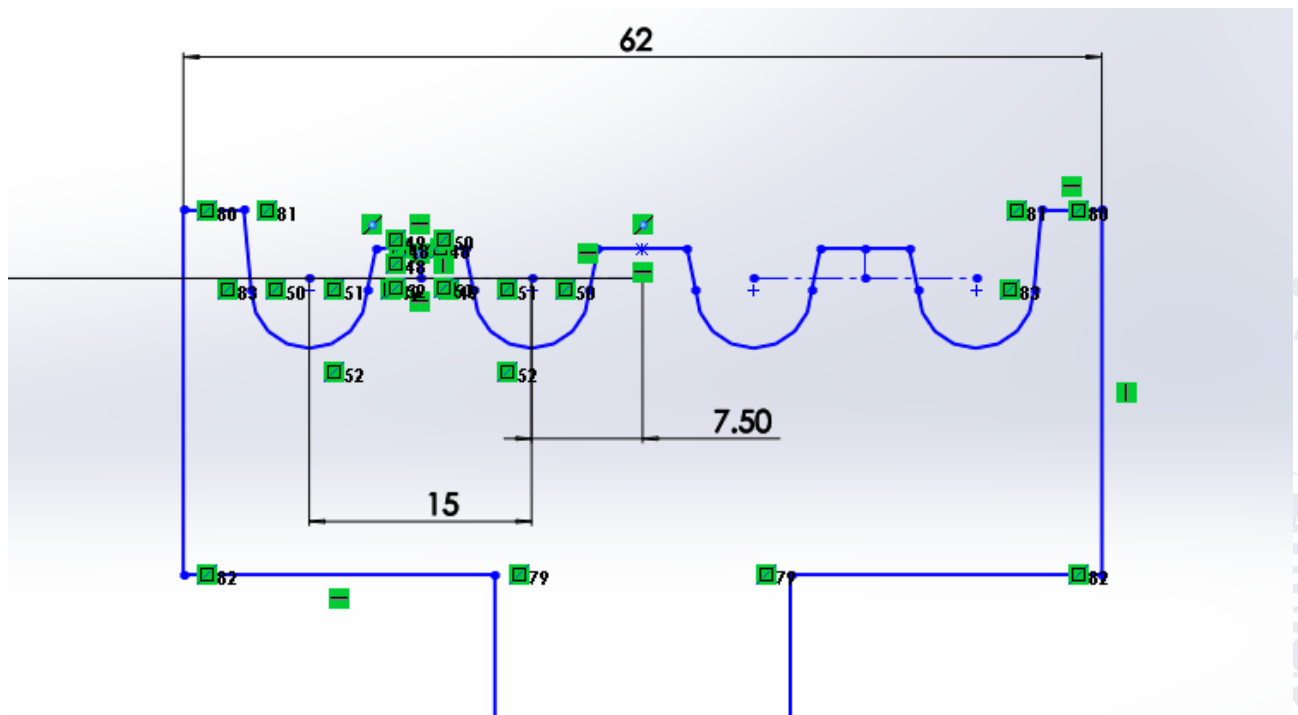


Figura 6: Ranuras de poleas.

A continuación, basta con modificar el diámetro de dichas poleas con el fin de obtener un diseño aproximado de cada una de ellas y estimar el valor de dichos componentes. Así mismo, para todas las poleas se aplica Fundición gris con una densidad de 7200 Kg/m<sup>3</sup> cumpliendo de esta forma el artículo 5.11.1 de la Norma EN 81-50.



### 5.3.1. Polea tractora.

Las dimensiones de la polea tractora se ha definido con un diámetro de 320mm, de esta forma, el modelo aproximado queda tal y como se representa en la figura a continuación.



Figura 7: Cálculo de masa polea tractora.

Los resultados obtenidos presentan una masa para la polea tractora de aproximadamente 19Kg; se establece este valor de masa en vista de la seguridad puesto que un modelo real incluiría un diseño más depurado con vaciados en la parte central para reducir el peso de la misma.

### 5.3.2. Poleas de chasis.

Tal y como se ha determinado anteriormente, el diámetro de estas poleas se establece en 240mm, de esta forma y aplicando los mismos criterios que en el caso anterior se obtienen los siguientes resultados.

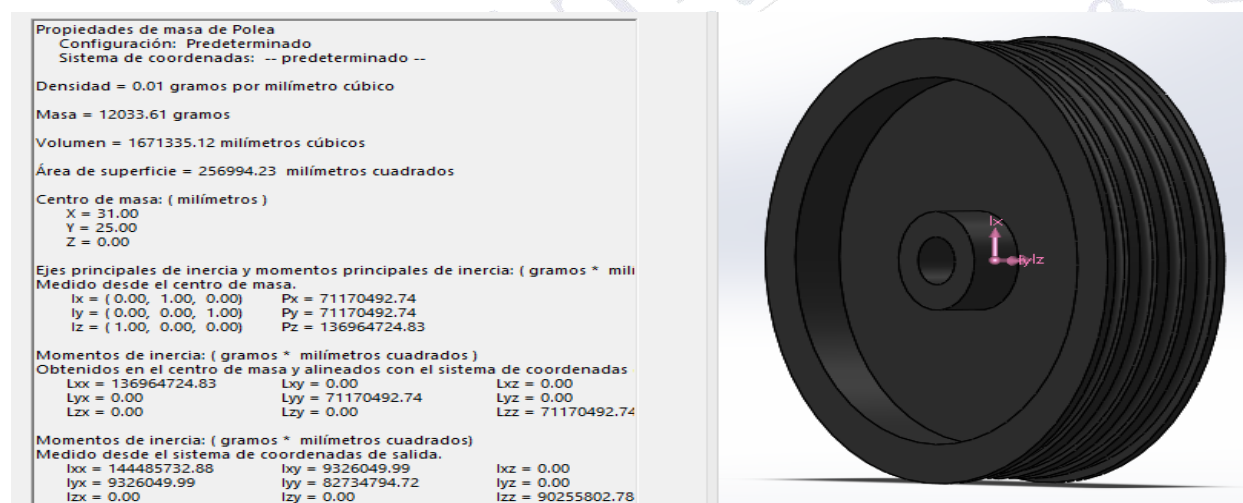


Figura 8: Cálculo de masa poleas chasis.

En vista de los resultados obtenidos, se estima una masa para las poleas de cabina de 12Kg.



### 5.3.3. Polea de contrapeso.

Operando de igual forma que en los casos anteriores y aplicando un diámetro de 120mm con el fin de permitir un correcto funcionamiento del sistema planteado, se obtienen los siguientes resultados.



Figura 9: Cálculo de masa poleas de contrapeso.

En vista de los resultados obtenidos, se estima el valor de la masa de contrapeso en 4kG.



## 6. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRACCIÓN

En el presente apartado se va a seleccionar de catálogo el motor eléctrico y sistema de freno más adecuados para el sistema de elevación planteado. Para la selección óptima de estos componentes es preciso tener en cuenta las características principales del ascensor así como el estudio previo realizado para el cálculo del sistema de suspensión (poleas y cables de tracción).

En la tabla a continuación se recogen los principales datos necesarios.

Datos cálculo sistema de tracción			
Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
Qn	630 Kg	m <sub>poleamotor</sub>	20Kg
Qc	950 Kg	R <sub>motor</sub>	0.16m
P	1265 Kg	Nºcables	4
m <sub>poleascabina</sub>	12 Kg	Lcables	47m
R <sub>poleascabina</sub>	0.12m	m <sub>cables</sub>	0.273 Kg/m
m <sub>poleacpso</sub>	4 Kg	V <sub>nominal</sub>	1 m/s
R <sub>poleacpso</sub>	0.06m	Suspensión	2:1

Tabla 14: Datos cálculo sistema de tracción.

### 6.1. Selección del motor de tracción.

#### 6.1.1. Tipos de motores de tracción.

El motor es el principal componente del sistema de tracción del ascensor, su cometido se centra en convertir energía eléctrica en energía mecánica que permite el desplazamiento vertical de la cabina y contrapeso.

Existen diferentes tipos de motores de tracción, los cuales se instalan de acuerdo a las características del sistema (velocidad nominal, carga, frecuencia de arranques, etc). Así mismo, estos motores han ido evolucionando a lo largo de los años mejorando sus prestaciones.

- Motores de corriente continua (DC)
- Motores de corriente alterna asíncronos (AC)
- Motores de imanes permanentes (PM)

Realizando un recorrido histórico a lo largo del desarrollo de los sistemas de elevación, no se produjeron avances hasta los años 70; época en la cual se empleaban los motores de corriente continua con y sin reductor en función de la velocidad de elevación. A pesar de ser una tecnología obsoleta, todavía es posible encontrar motores de corriente continua en algunos ascensores de elevado recorrido cuya modernización no es económicamente viable. A partir de dicha época, se desarrollaron los motores de corriente alterna asíncronos que presentaban un menor tamaño, menor consumo y mantenimiento, que junto con los avances en el control electrónico permitían un mayor control sobre el sistema.



A partir de los años 90, se desarrollaron los motores de corriente alterna de imanes permanentes, los cuales suponen en la actualidad el mayor avance en el ámbito del sistema de tracción, puesto que no requieren reductores permitiendo su instalación dentro del hueco, de forma que se reduce el espacio necesario considerablemente. Así mismo, requieren menos mantenimiento y menos consumo energético. Inicialmente, este tipo de motores se empleaba para configuraciones con elevadas velocidades y cargas, pero actualmente su uso se ha extendido a todo tipo de características debido a las ventajas que supone frente a los de tipo asíncrono.

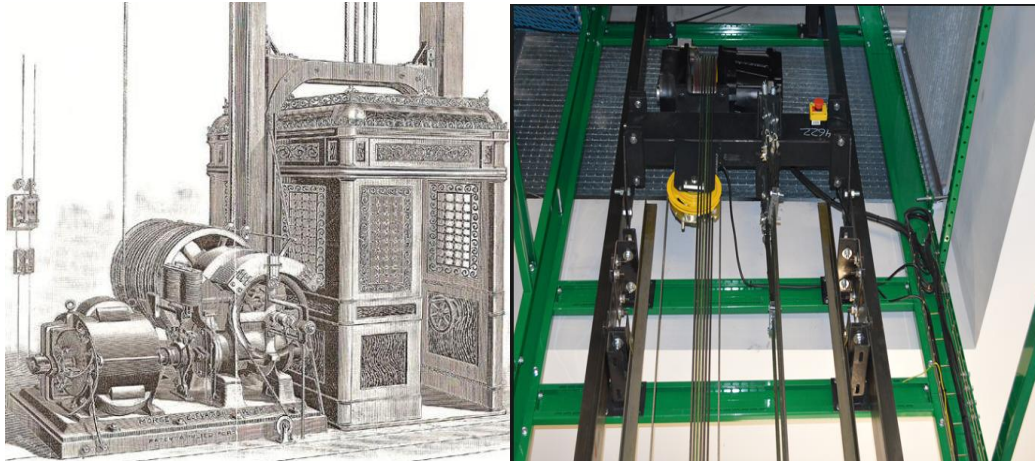


Figura 10: Motor DC (Izquierda) y motor PM (Derecha).

A continuación, se presenta una breve descripción de cada uno de los motores planteados, explicando su funcionamiento y principales ventajas y desventajas:

- Motores de corriente continua (DC).

Los motores de corriente continua fueron los primeros que se emplearon en el sector de la elevación, este tipo de motores se caracterizaban por trabajar con una fuente energética de corriente continua a través de la cual se producía el giro del rotor mediante fuerzas generadas por campos electromagnéticos.

El motor de corriente continua está compuesto principalmente por dos partes:

a) El estator: Supone la parte externa del motor, fabricado con materiales ferromagnéticos y que incluye un número par de polos dispuestos en forma radial hacia el interior. Estos polos están formados por devanados que generan un campo magnético al recibir corriente externa.

b) El rotor constituye la parte móvil del motor, el cual también está cubierto por unos devanados sobre los que circula la corriente eléctrica. Es importante mencionar que sobre el rotor existen unos colectores de delgas que permiten conectar el circuito eléctrico exterior con esta parte móvil del motor.

El funcionamiento de este tipo de motores se basa en la repulsión que se produce entre polos magnéticos. De esta forma, al hacer circular una corriente eléctrica sobre el estator, se generan unos campos magnéticos estacionarios en los polos anteriormente comentados según se establece

en la Ley de Faraday. Al hacer circular una corriente eléctrica sobre el rotor se genera una fuerza (Fuerza de Lorentz) sobre los devanados que produce su giro tal y como se puede observar en la figura a continuación.

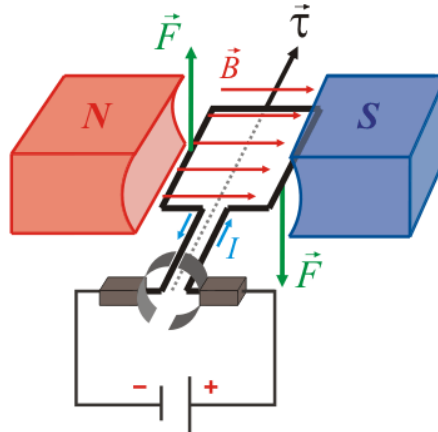


Figura 11: Funcionamiento de un motor de corriente continua.

Este tipo de motores puede presentar una configuración "gearless" o "geared" (con o sin reductor) en función de las necesidades de carga y velocidad nominal del ascensor. Se caracterizan por presentar un buen control de velocidad y un par de arranque elevado a través del control de la corriente del estator o del rotor, por lo que fue ampliamente empleado en el sector de la elevación.

En cambio, estos motores requerían un mantenimiento frecuente, con grandes dimensiones, bajo rendimiento y un consumo elevado sobre todo en el arranque, así como la necesidad de transformar la corriente alterna en corriente continua para su funcionamiento, de forma que fueron reemplazados por los motores de corriente alterna.

#### - Motores de corriente alterna asíncronos.

Este tipo de motores presenta el mismo principio de funcionamiento que los motores de corriente continua, a diferencia de que en este caso, como su nombre indica, trabaja con corrientes alternas de frecuencias de 50Hz o 60Hz.

De igual forma que en el caso anterior, están formados por un estator que contiene devanados desfasados 120° eléctricos, de forma que al circular una corriente eléctrica por este, se genera un campo magnético giratorio. El rotor también está formado por un devanado que en este caso no recibe una corriente externa, sino que se genera a través del campo magnético variable. A su vez, esta corriente eléctrica genera un par de fuerzas que permite el giro del rotor. Existen diferentes tipos, siendo el más empleado el de tipo jaula de ardilla.

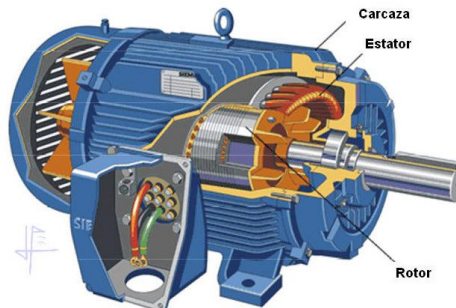


Figura 12: Representación motor corriente alterna.

Es importante mencionar que en este tipo de motores la velocidad del rotor es inferior a la del campo magnético giratorio generado en el estator; de no ser así el campo inductor dejaría de ser variable respecto al rotor (no existiría entre ellos un movimiento relativo) por lo que desaparecería la fuerza electromotriz inducida (f.e.m.), la corriente y con ella el par de giro. Puesto que en la situación de arranque no existe un movimiento relativo entre ambos componentes, es preciso establecer un sistema de arranque, los principales sistemas son los de estrella-triángulo, por resistencias estáticas o por autotransformador.

Este tipo de motores presenta las siguientes ventajas respecto de los motores de corriente continua:

- Mayor relación potencia/peso.
- Menor mantenimiento y tamaño.
- Supresión de la conversión AC/DC.

El principal inconveniente de este tipo de motores reside en el control de velocidad puesto que este depende únicamente del número de polos y la frecuencia de red, de forma que este tipo de motores presenta una única velocidad de trabajo. Para este tipo de aplicaciones, en los que suele ser necesario el funcionamiento a dos velocidades se precisa la instalación de un variador de frecuencia a través de un control electrónico.



Figura 13: Motor de corriente alterna.



### - Motores de imanes permanentes.

Este tipo de motores se caracteriza por su velocidad de giro del rotor, la cual es la misma que la del campo magnético giratorio del estator (proporcional a la frecuencia de la corriente de alimentación). Los motores síncronos presentan un rotor basado en electroimanes o imanes permanentes a diferencia de los motores de corriente alterna asíncronos o de corriente continua comentados anteriormente.

Existen principalmente dos tipos de motores de imanes permanentes en función de la fuerza electromotriz que se produce. En primer lugar, los motores Brushless DC, en los que la fuerza electromotriz es cuadrada, con una mayor corriente integrada y par máximo. En cambio, en el sector de la elevación se emplean los motores síncronos de imanes permanentes en los que se produce una fuerza electromotriz senoidal mediante la cual se obtiene un menor ruido y pulsaciones en el par.

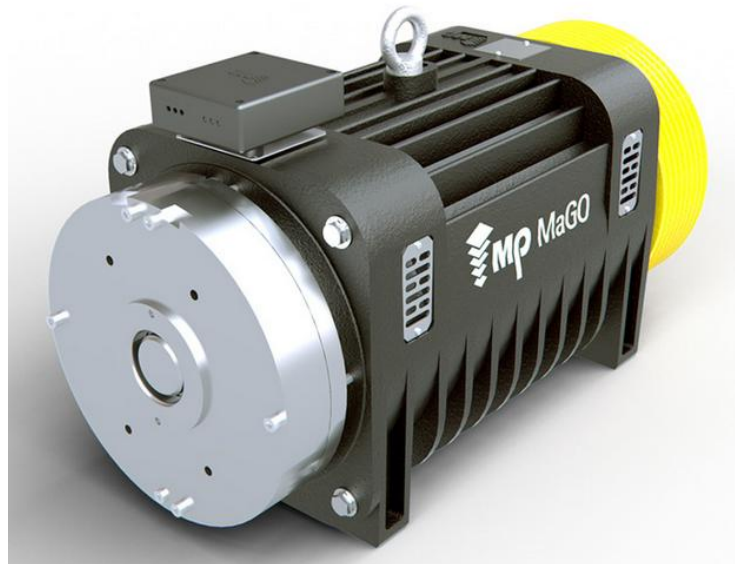


Figura 14: Motor de imanes permanentes.

Este tipo de motores presenta una mayor relación de potencia/peso, con un mayor par y un tamaño reducido que permite instalarlos en el interior del hueco del ascensor con una mayor facilidad. Así mismo, no requiere reductores, de forma que se reduce el tamaño tal y como se ha comentado y un menor número de partes móviles, de forma que se reduce el riesgo de averías y el mantenimiento necesario. En cambio, este tipo de motores requiere conocer la posición del rotor para poder aplicar el campo inductor en el estator, por lo que ha sido necesario el desarrollo de técnicas de control de posición y velocidad así como el empleo de variadores de frecuencia para poder emplear esta tecnología dentro del sector de la elevación. En la actualidad existen diferentes tipos de controladores como los sistemas ACV-AC.

Este tipo de motores inicialmente se empleaba para configuraciones con elevadas velocidades y cargas, pero en la actualidad su uso se ha extendido a todo tipo de sistemas de elevación debido a su abaratamiento y a las ventajas que presenta respecto a los motores de corriente alterna asíncronos.

### 6.1.2. Cálculo y selección del motor requerido.

A continuación es preciso definir el tipo de motor que se instalará en el ascensor en estudio. Tal y como se ha comentado anteriormente, existen tres tipos de motores cuyas prestaciones los hacen óptimos en función de las características de la instalación. En la tabla a continuación se recoge un criterio de selección en función de la carga y la velocidad.

Criterio selección de motor de tracción		
Tipo de instalación	Velocidad nominal (m/s)	Grupo tractor
Edificios de viviendas bajos	Hasta 0.7 m/s	Motor AC con reductor y 2 velocidades.
Edificios de viviendas altos y oficinas	Desde 0.7 m/s hasta 1 m/s	Motor AC con reductor y 2 velocidades.
Edificios de oficinas y comerciales, hospitales.	Desde 1 m/s a 2.5 m/s	Motor AC con reductor y variador de frecuencia. Motor PM sin reductor.
Edificios de oficinas y comerciales con tráfico intenso.	2.5 m/s o mayor.	Motor AC sin reductor. Motor PM sin reductor. Motor DC sin reductor.

Tabla 15: Criterio selección de motor de tracción. [1.4]

De acuerdo con la tabla anterior, según las características de la instalación en estudio se debería instalar un motor de corriente alterna, pero dadas las ventajas que presenta un motor de imanes permanentes, en especial el menor consumo energético y mantenimiento así como un menor espacio necesario debido a la ausencia de un sistema de reducción el fallo declina sobre un motor de imanes permanentes.

El motor seleccionado se va a escoger del catálogo de motores de imanes permanentes gearless del fabricante MP Ascensores, en cuya selección incluye el sistema de freno. (Catálogo incluido en el apartado 4 del Anexo C)

La Normativa vigente únicamente establece el criterio de maquinarias independientes para cada sistema de elevación [art 5.9.1.1 EN 81-20], de forma que el cálculo de dicho motor se realizara para su situación más desfavorable, la cual se constituye con la cabina en su posición inferior con el 100% de su carga nominal y en situación de arranque.

El catálogo proporcionado por el fabricante proporciona un valor de par nominal y un valor de potencia que se supondrá máximo, de forma que para la selección del motor más adecuado, en primer lugar se calculará el par y potencia nominal necesario en la instalación, con el fin de comprobar si este coincide con el proporcionado por el catálogo de acuerdo a carga y velocidad nominal.

Bajo esta condición, el motor deberá ser capaz de vencer el par resistente compuesto por las masas de cabina, contrapeso y cables de tracción, dichos valores se obtienen a partir de las ecuaciones a continuación:

$$M_{nominal} = \frac{M_e + M_i}{\eta_{inst}} \quad [\text{ec. 14}]$$

$$P_{nominal} = \frac{M_{nominal} * \omega}{\eta_{motor}} \quad [\text{ec. 15}]$$

El par nominal en este caso, puesto que se considera el sistema desplazándose a velocidad constante, no presenta momento resistente debido a inercias ( $M_i=0$  N.m). De esta forma, el par resistente únicamente se debe a las cargas que generan par. Así mismo, es preciso comentar que las pérdidas por rozamiento se tienen en cuenta en el rendimiento de la instalación, el cual se selecciona a partir de la tabla a continuación.

Rendimientos de instalación	
Mecanismo	$\eta$
Tornillo de potencia-rosca ACME	0.40
Tornillo de potencia-rosca cuadrada	0.50
Husillo de potencia a bolas	0.90
Engranajes	0.95
Tornillo sinfín-corona	0.6-0.8
Polea y correa	0.90
Polea y cable de acero	0.95
Bomba hidráulica	0.90

Tabla 16: Rendimientos de instalación. [1.3]

De esta forma, par resistente del sistema se obtiene a partir de la siguiente relación:

$$M_t = M_{ladocabina} - M_{ladocpso} \quad [\text{ec. 16}]$$

$$M_{ladocabina} = \frac{Q_n + Q_c + m_{poleascabina} + m_{cables}}{2} * g * R_{motor} \quad [\text{ec. 17}]$$

$$M_{ladocpso} = \frac{P - m_{polea}}{2} * g * R_{motor} \quad [\text{ec. 18}]$$

Es preciso comentar que ambos pares resistentes están reducidos a la mitad ya que se trata de una configuración 2:1, donde el resto de la carga es soportada por otros elementos ajenos al motor de tracción como por ejemplo la propia estructura del edificio. Así mismo, se va a suponer que la totalidad del peso de los cables reside en el lado de la cabina puesto que el error cometido es admisible al situarse la cabina en la posición de piso inferior tal y como se ha realizado para otros cálculos del presente proyecto. Aplicando los valores de la Tabla 14 a las ecuaciones anteriores.

$$M_{ladocpso} = \frac{1265Kg + 4Kg}{2} * g * 0.16m = 995.91 \text{ N.m}$$

$$M_{ladocabina} = \frac{630Kg + 950Kg + (2 * 12Kg) + (4 * 47m * \frac{0.273Kg}{m})}{2} * g * 0.16m = 1299.1 \text{ N.m}$$

$$M_t = 1299.01 \text{ N.m} - 995.91 \text{ N.m} = 303.19 \text{ N.m}$$

Una vez conocido el par resistente que debe vencer el motor a velocidad nominal se puede obtener el par nominal y la potencia nominal que debe presentar el motor a partir de las ecuaciones a continuación.

$$\omega = \frac{2 \cdot v_n}{R_{motor}} = \frac{2 \cdot 1 \text{ m/s}}{0.16 \text{ m}} = 12.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad [\text{ec. 19}]$$

$$M_{nominal} = \frac{303.19 \text{ N.m} + 0 \text{ N.m}}{0.95} = 319.15 \text{ N.m}$$

$$P_{nominal} = \frac{319.15 \text{ N.m} * 12.5 \text{ rad/s}}{0.85 * 1000} = 4.69 \text{ kW}$$

Nota: Es preciso aclarar la velocidad de la polea del motor, la cual corresponde al doble de la velocidad de cabina dada la configuración 2:1 de la instalación.

Una vez obtenidos los resultados de potencia y par nominal junto con el catálogo del fabricante, se puede concluir que el motor seleccionado para la instalación es el modelo maGO175.2.320 cuyas principales características se recogen en la siguiente tabla.

Características motor seleccionado	
Modelo	maGO175.2.320
Carga nominal	675 Kg
Par nominal	420 N.m
Intensidad nominal	15.3 A
Potencia máxima	5.3 kW
Tensión	400 V
Velocidad nominal	1 m/s
Peso	224 Kg

Tabla 17: Características motor.

Nota: Para obtener una información más detallada acerca de las características técnicas del motor, consultar el apartado 4 del Anexo C del presente proyecto.

A pesar de que el fabricante no presenta en su catálogo información relevante a tiempos de arranque, se considera que es un factor a tener en cuenta tanto para aspectos comerciales como técnicos, de forma que en el presente estudio se va a hacer un cálculo aproximado del tiempo de arranque del sistema.

De acuerdo con los datos proporcionados por el fabricante, la potencia que este facilita se considera máxima, de forma que es posible obtener el tiempo de arranque a partir del máximo par resistente admisible por el motor:

$$M'_{nominal} = \frac{M_t + M_i}{\eta_{inst}}$$

En este caso, el par resistente es el mismo que en el cálculo anterior, pero el par de inercias es distinto de cero puesto que el sistema se encuentra en un movimiento rectilíneo uniformemente acelerado ( $\alpha > 0 \text{ m/s}^2$ ).

$$M_i = \sum I_{equiv} * \alpha \quad [\text{ec. 20}]$$





Para el cálculo de inercias, se reducen todas ellas al eje del motor, de forma que el conjunto queda de la siguiente forma.

$$\sum I_{equiv} = I_{motor} + I_{cables} + I_{poleascabina} + I_{poleascpso} + I_{pesos} \quad [ec. 21]$$

Puesto que el fabricante no proporciona datos referentes a la inercia del motor, esta se supone únicamente como la inercia correspondiente a la polea tractora, así mismo, es preciso comentar que la inercia del peso de cabina se debe reducir al eje motor para poder cumplir la relación planteada. De esta forma el desarrollo de las inercias del sistema se obtiene como sigue.

$$I_{motor} = \frac{1}{2} * m_{polea} * R_{motor}^2 = \frac{1}{2} * 20Kg * 0.16m^2 = 0.26Kg * m^2 \quad [ec. 22]$$

0

$$I_{cables} = \frac{1}{2} * m_{cables} * R_{motor}^2 = \frac{1}{2} * \left( 4 * 47m * \frac{0.273Kg}{m} \right) * 0.16m^2 = 1.31Kg * m^2 \quad [ec. 23]$$

$$\begin{aligned} I_{poleascabina} &= \frac{1}{2} * m_{poleascabina} * R_{motor}^2 = \frac{1}{2} * (2 * 12Kg) * 0.16m^2 = \\ I_{poleascabina} &= 0.17Kg * m^2 \end{aligned} \quad [ec. 24]$$

$$I_{poleascpso} = \frac{1}{2} * m_{poleascpso} * R_{motor}^2 = \frac{1}{2} * 4Kg * 0.16m^2 = 0.01Kg * m^2 \quad [ec. 25]$$

$$\begin{aligned} I_{pesos} &= \frac{Q_n + Q_c + m_{poleascabina} + m_{cables} - P - m_{poleacpso}}{2^2} * R_{motor}^2 \\ &= \frac{630Kg + 950Kg + (2 * 12Kg) + \left( 4 * 47m * \frac{0.273Kg}{m} \right) - 1265Kg - 4Kg}{4} \\ &* 0.16m^2 = 2.14Kg * m^2 \end{aligned} \quad [ec. 26]$$

$$\begin{aligned} \sum I_{equiv} &= 1.31Kg * m^2 + 0.17Kg * m^2 + 0.01Kg * m^2 + 2.14Kg * m^2 \\ &= 3.89Kg * m^2 \end{aligned} \quad [ec. 27]$$

A partir de los valores obtenidos, se puede calcular el máximo par resistente que puede admitir el motor y por consiguiente la máxima aceleración angular que se puede obtener:

$$M'_{nominal} = \frac{P_{motor} * \eta_{motor} * \eta_{inst}}{\omega} = \frac{5.3kW * 0.85 * 0.95}{\frac{12.5rad}{s}} = 342.38 N.m$$

$$M_i = M'_{nominal} - M_t = 342.38N.m - 303.19 N.m = 39.19 N.m \quad [ec. 28]$$

$$\alpha = \frac{M_i}{\Sigma I_{equiv}} = \frac{39.19 N.m}{3.89 Kg*m^2} = 10.07 m/s^2 \quad [ec. 29]$$

$$t_{arranque} = \frac{\varpi}{\alpha} = \frac{12.5 rad / 2}{10.07 m/s^2} = 1.24 seg \quad [ec. 30]$$

A continuación se presenta una tabla resumen con los resultados obtenidos en el presente apartado tanto para funcionamiento normal como para situación de arranque.

Resultados selección de motor		
Valor	Funcionamiento normal	Situación de arranque
Mt	303.19 N.m	303.19 N.m
Mi	0 N.m	39.19 N.m
Mnom	319.15 N.m	342.38 N.m
Pnom	4.69 kW	5.3 kW
t <sub>arranque</sub>	-	1.24 seg

Tabla 18: Resultados selección de motor.

## 6.2. Selección del sistema de freno.

Según la normativa vigente, el sistema debe estar provisto de un freno electromecánico capaz de detener la máquina cuando se desplaza a velocidad nominal y con su carga nominal aumentada en un 25%. Así mismo, bajo esta condición, la deceleración producida no debe ser superior a la producida por la actuación de los sistemas de seguridad (paracaídas o el impacto de la cabina con los amortiguadores de foso). [art. 5.9.2.2.2.1 EN 81-20]

Así mismo, en el mencionado artículo de la normativa se establece que los componentes que intervienen en el frenado del sistema deben estar instalados por partida doble, de forma que el sistema, en caso de que uno de los conjuntos no funcione a causa de un fallo, el resto de conjuntos sea capaz de decelerar el sistema, detenerlo y mantenerlo estático bien en sentido descendente a velocidad nominal y carga nominal o en sentido ascendente sin carga nominal ( $Q_n=0\text{Kg}$ ).

De esta forma, es necesario calcular el par de frenado necesario para detener el sistema con el fin de comprobar que el freno incluido en la selección del motor de tracción del apartado 6.1 es válido para nuestro sistema de elevación.

Para el cálculo del par de freno se emplearán las ecuaciones de energías, de forma que el par de frenado aplicado sea capaz de absorber la energía cinética y potencial en un tiempo determinado.

$$\sum E_c + \sum E_p = T_{freno} * \theta_{freno} \quad [\text{ec. 31}]$$

$$E_c = \left[ \frac{1}{2} * I * \omega^2 \right] + \left[ \frac{1}{2} * m * v^2 \right] (J) \quad [\text{ec. 32}]$$

Nota: La primera componente corresponde a la componente cinética de rotación del sistema y la segunda a la componente de movimiento lineal.

$$E_p = m * g * h (J) \quad [\text{ec. 33}]$$

Es necesario evaluar el par de frenado en su situación más desfavorable, la cual se produce cuando el conjunto de energías es máximo. De acuerdo con las ecuaciones anteriores, la situación más desfavorable se produce cuando la cabina se encuentra descendiendo ya que en ese caso la componente de la energía potencial es positiva al presentar una mayor masa en el lado de cabina que en contrapeso. De esta forma, se procede a calcular el par de frenado necesario bajo estas condiciones.

Inicialmente, es preciso definir un tiempo de frenado del sistema desde la velocidad nominal hasta su detención. Puesto que no se tienen datos por parte del fabricante, se fija como primer valor un tiempo de frenada de 1.2 segundos pudiendo modificar dicho valor en caso de ser necesario durante el proceso de cálculo. Bajo esta condición, es posible calcular las deceleraciones y espacios recorridos por poleas y conjuntos lineales durante dicho proceso a través de las ecuaciones de movimiento rectilíneo uniformemente acelerado y sus equivalentes para los movimientos rotacionales.



- Deceleración y ángulo girado por la polea tractora:

$$\omega_f = \omega_0 + \alpha * t \quad [\text{ec. 34}]$$

$$\theta_f = \omega_0 * t + \frac{1}{2} * \alpha * t^2 \quad [\text{ec. 35}]$$

Aplicando los valores de velocidad angular y tiempo de frenada se obtiene la deceleración angular y el ángulo recorrido por el freno durante el proceso:

$$0 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = \frac{12.5 \text{rad}}{\text{s}} + \alpha * 1.2 \text{ seg} \rightarrow \alpha = -10.42 \text{ rad/seg}^2$$

$$\theta_f = 12.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * 1.2 \text{ seg} + \frac{1}{2} * \left(-10.42 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}\right) * (1.2 \text{ seg})^2 \rightarrow \theta_f = 7.5 \text{ rad}$$

- Deceleración y espacio recorrido por la cabina:

$$v_f = v_0 + a * t \quad [\text{ec. 36}]$$

$$x_f = v_0 * t + \frac{1}{2} * a * t^2 \quad [\text{ec. 37}]$$

Realizando el mismo proceso que en el caso anterior:

$$0 \frac{\text{m}}{\text{s}} = \frac{1 \text{m}}{\text{s}} + a * 1.2 \text{ seg} \rightarrow a = -0.83 \text{ m/seg}^2$$

$$x_f = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 1.2 \text{ seg} + \frac{1}{2} * \left(-0.83 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2}\right) * (1.2 \text{ seg})^2 \rightarrow x_f = 0.6 \text{ m}$$

Con los datos obtenidos se pueden calcular las energías cinéticas y potenciales de los diferentes componentes que conforman el conjunto del sistema de elevación:

- Motor: Este componente únicamente presenta una componente cinética de rotación, la cual es preciso comentar que, de igual forma que en el apartado 6.1, se considera la inercia del conjunto como la inercia de la polea de tracción al carecer de datos más precisos por parte del fabricante.

$$EC_{motor} = \frac{1}{2} * I_{motor} * \omega^2 \quad [\text{ec. 38}]$$

$$EC_{motor} = \frac{1}{2} * 0.26 \text{Kg} * \text{m}^2 * (12.5 \text{ rad/s})^2 = 20 \text{ J}$$

- Cables de tracción: La velocidad de los cables corresponde con la velocidad de la polea de tracción, la cual duplica la velocidad nominal de la cabina al presentar una configuración 2:1, de esta forma:

$$EC_{cables} = \frac{1}{2} * m_{cables} * v^2 \quad [\text{ec. 39}]$$



$$E_{cables} = \frac{1}{2} * \left( 4 * 47m * \frac{0.273Kg}{m} \right) * (2 m/s)^2 = 102.65 J$$

- Conjunto cabina: Para el cálculo de la energía cinética de este conjunto es preciso tener en cuenta el desplazamiento lineal de todo el conjunto formado por cabina y poleas, así como la componente rotacional de las poleas:

$$E_{cabina} = \left[ \frac{1}{2} * I_{poleascabina} * \omega^2 \right] + \left[ \frac{1}{2} * (1.25Q_n + Q_c + m_{poleascabina}) * v^2 \right] \quad [ec. 40]$$

$$E_{cabina} = \left[ \frac{1}{2} * 0.17Kg * m^2 * (12.5rad/s)^2 \right] + \left[ \frac{1}{2} * (1.25 * 630 Kg + 950 Kg + (2 * 12 Kg)) * (1m/s)^2 \right] = 894.25 J$$

$$E_{p_{cabina}} = (1.25Q_n + Q_c + m_{poleascabina}) * g * h \quad [ec. 41]$$

$$E_{p_{cabina}} = (1.25 * 630 Kg + 950 Kg + (2 * 12 Kg)) * g * 0.6m = 10368.19 J$$

- Conjunto contrapeso: La energía potencial de este conjunto presenta un valor negativo al ascender dada la situación planteada:

$$E_{c_{cpso}} = \left[ \frac{1}{2} * I_{poleacpso} * \omega^2 \right] + \left[ \frac{1}{2} * (P + m_{poleacpso}) * v^2 \right] \quad [ec. 42]$$

$$E_{c_{cpso}} = \left[ \frac{1}{2} * 0.01Kg * m^2 * (12.5rad/s)^2 \right] + \left[ \frac{1}{2} * (1265 Kg + 4Kg) * (1m/s)^2 \right] = 635.06 J$$

$$E_{p_{cabina}} = (P + m_{poleacpso}) * g * h \quad [ec. 43]$$

$$E_{p_{cabina}} = (1265 Kg + 4Kg) * g * -0.6m = -7469.33 J$$

Finalmente, el conjunto de energías que debe ser capaz de absorber el freno durante el proceso de detención asciende a 4550.82 J.

$$\sum E_c + \sum E_p = 20J + 102.65J + 894.25J + 10368.19J + 635.06 J - 7469.33J = 4550.82 J$$



Una vez determinadas las energías de cada conjunto y el ángulo girado durante el proceso es posible obtener de forma directa el par de frenado necesario a partir de la ecuación 31:

$$T_{freno} = \frac{\sum Ec + \sum Ep}{\theta_f} = \frac{4550.82 J}{7.55 rad} \rightarrow T_{freno} = 606.78 N.m$$

Los datos proporcionados por el fabricante referentes al sistema de frenado se recogen en la tabla a continuación.

Características freno seleccionado	
Modelo motor	maGO175.2.320
Par freno	2x480 N.m
Potencia	2x85 W
Tensión	207 V

Tabla 19: Características freno.

En vista de los resultados obtenidos y los datos proporcionados por el fabricante, podemos concluir que el sistema de frenado es capaz de detener la cabina en el tiempo especificado. Así mismo, la deceleración producida en el proceso de frenada no supera los valores obtenidos en los apartados 8.2 y 7.3 para los procesos de frenado de emergencia de impacto contra amortiguadores y para caídas, de forma que se cumple el criterio establecido en el artículo 5.9.2.2.2.1 EN 81-20.

$$a_{freno} \leq a_{paracaídas}$$

$$0.83 m/seg^2 < 3.35 m/s^2$$

Así mismo, de acuerdo a las condiciones impuestas en el apartado 5.1.2 referentes a la adherencia del sistema de suspensión, se establece que la máxima deceleración que se puede aplicar en el sistema bajo las condiciones de cabina vacía en situación de descenso asciende hasta los 1.13 m/s<sup>2</sup>. Con el fin de simplificar el sistema de control del freno, se opta por fijar dicho valor como límite para cualquier caso de frenado de emergencia, de forma que el par de frenado máximo que se aplica en el sistema así como el tiempo de frenado son los siguientes.

$$a_{frenomaximo} = 1.13 m/s^2$$

$$t_{frenomaximo} = 0.89 seg$$

$$T_{frenomaximo} = 683.5 N.m$$

De acuerdo con la normativa vigente y tal y como se ha especificado anteriormente en este apartado, se establece que en el caso de que uno de los dos sistemas de frenado instalados no funcione, el resto de componentes debe ser capaz de detener la cabina en sentido descendente a velocidad nominal y carga nominal o en sentido ascendente con la cabina vacía. [art. 5.9.2.2.2.1 EN 81-20]

De esta forma, se procede a calcular la viabilidad de estos supuestos bajo unas condiciones de frenada del 50% del par de frenada máximo proporcionado por el freno seleccionado (480N.m) así como los tiempos de frenada que se darían en cada caso.

Nota: Con el fin de simplificar los cálculos, los siguientes cálculos se van a realizar a través de una tabla Excel en la que se introduce el método de cálculo del apartado anterior, de forma que variando el tiempo de frenada y las condiciones de carga en función de cada caso se busca obtener el par de frenada deseado, siendo en este caso 480 N.m, a continuación se representan los resultados obtenidos.

- Caso 1: Sentido descendente a velocidad nominal y carga nominal:

Para éste caso, únicamente basta con suprimir la mayoración de la carga nominal ( $Q_n = 630\text{Kg}$ ) y aumentar el tiempo de frenada hasta obtener el par de frenada definido. Para este supuesto, se obtiene un tiempo de frenada de 1.16 seg y un espacio recorrido durante el proceso de 0.18 m.

- Caso 2: Sentido ascendente a velocidad nominal y sin carga:

Para este segundo caso, se debe suprimir la carga nominal ( $Q_n=0\text{Kg}$ ) y las energías potenciales de cabina y contrapeso cambian de signo.

Para este segundo caso, en aplicación del par máximo proporcionado por un único sistema de frenado, se produce una deceleración de  $1.13 \text{ m/s}^2$ , siendo un valor igual al límite establecido en el apartado 5.1.2 del presente documento, de esta forma, en caso de fallo de uno de los dos sistemas de frenado, se debe detener el sistema en aplicación del par máximo disponible por parte del freno restante cumpliendo de esta forma las condiciones establecidas por normativa.

A continuación se presenta una tabla resumen con todos los resultados obtenidos anteriormente con el fin de mostrar una visión clara de las diferentes situaciones planteadas.

Resultados cálculos freno mecánico				
Situación	$T_{\text{frenada}}$	Espacio recorrido	Par aplicado	Deceleración
Funcionamiento normal	1.2 seg	0.6 m	606.78 N.m	$0.83 \text{ m/s}^2$
Frenado de emergencia	0.89 seg	0.44 m	683.5 N.m	$1.13 \text{ m/s}^2$
1 freno (descendente con $Q_n$ )	1.16 seg	0.58 m	480 N.m	$0.86 \text{ m/s}^2$
1 freno (ascendente sin $Q_n$ )	0.89 seg	0.44 m	480 N.m	$1.13 \text{ m/s}^2$

Tabla 19: Resultados cálculos freno mecánico.



## 7. SELECCIÓN DE LIMITADOR DE VELOCIDAD Y PARACAÍDAS

### 7.1. Descripción del sistema.

El conjunto formado por el limitador de velocidad y el paracaídas conforman un sistema de seguridad del ascensor que detiene la cabina o el contrapeso en caso de exceso de velocidad del sistema.

Supone un elemento de seguridad intermedio entre la detención de la máquina por control electrónico (corte de corriente y actuación del freno del motor) y el impacto de la cabina o contrapeso contra los amortiguadores ubicados en el foso del hueco del ascensor.

Tal y como se ha comentado, está formado por dos componentes principales:

#### 7.1.1. Limitador de velocidad.

Su función se basa en el control de la velocidad del sistema, de forma que en caso de exceso de velocidad del conjunto ordena la parada de la máquina o si es necesario, la actuación del sistema de paracaídas. El limitador de velocidad está formado por los siguientes componentes.

##### 7.1.1.1. Polea de enclavamiento.

Su función se basa en el control de la velocidad, de forma que en caso de sobre velocidad, ordene la retención de la máquina o el accionamiento del paracaídas. Existen dos tipos de poleas de enclavamiento dependiendo de su sistema de funcionamiento:

- De tipo centrífugo, en el cual la polea lleva un sistema regulado por un muelle, de forma que cuando se sobrepasa la velocidad previamente definida el sistema se bloquea por efecto de la fuerza centrífuga. (Figura 15)
- De tipo oscilante, en el cual un gatillo oscila continuamente sobre una polea resaltada, de forma que cuando se sobrepasa la velocidad definida, el gatillo se engancha en la polea bloqueando el sistema.

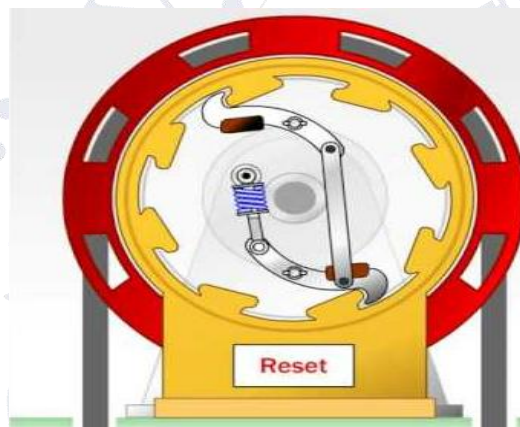


Figura 15: Polea de enclavamiento





#### 7.1.1.2. Cable del limitador.

Es un cable presente a lo largo de todo el recorrido que une la polea tensora con la polea del limitador y la cabina.

#### 7.1.1.3. Polea tensora.

Su función es mantener la tensión adecuada en el cable del limitador para el correcto funcionamiento del sistema.

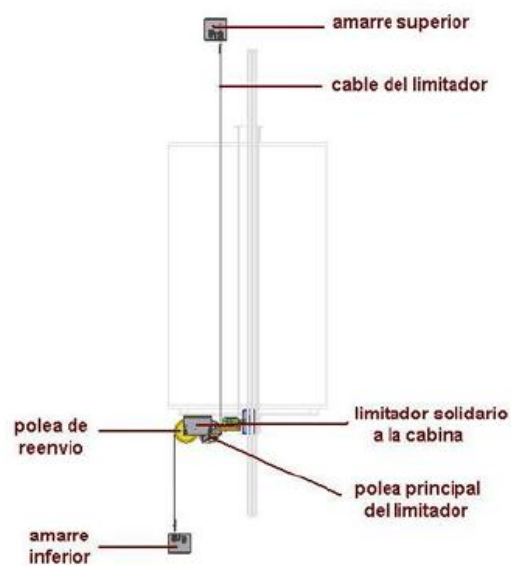


Figura 16: Esquema limitador de velocidad.

#### 7.1.2. Paracaídas.

Conforma el dispositivo mecánico de seguridad que detiene la cabina o el contrapeso del sistema en caso de sobre velocidad o rotura del sistema de suspensión.

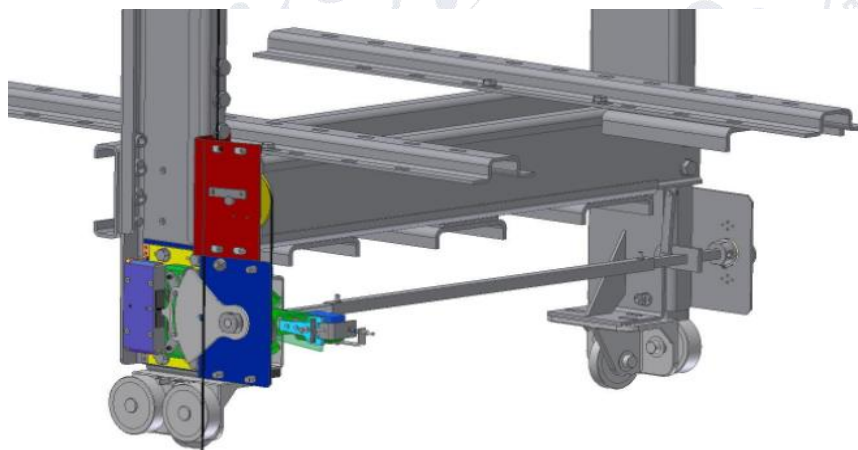


Figura 17: Sistema de paracaídas.



El sistema de paracaídas está compuesto por dos elementos principales.

#### 7.1.2.1. Timonería.

Este componente se encarga de activar el sistema de frenado de emergencia una vez activado el limitador de velocidad. Se compone de una barra que une el sistema del limitador con los actuadores sobre las guías de cabina o contrapeso respectivamente.

#### 7.1.2.2. Paracaídas.

Son los encargados de enclavar la cabina o contrapeso sobre sus respectivas guías; existen dos tipos de sistemas cuya selección se realiza a través de las características del ascensor según la Norma EN 81-20. Existen principalmente dos tipos.

- a) De acción instantánea: Este sistema detiene la cabina a través de cuñas o rodillos que provocan un frenado prácticamente instantáneo y en el que la fuerza de frenado se incrementa en función de la distancia recorrida. Así mismo, existe una variante que reduce el impacto a través de un amortiguamiento adicional.



Figura 18: Paracaídas de tipo instantáneo.

- b) Progresivos: Este tipo de paracaídas producen un frenado mucho más suave y gradual a través de elementos elásticos que producen una fricción constante sobre las guías. El inconveniente se centra en las mayores distancias de frenado, pero a cambio, produce unas deceleraciones mucho más suaves reduciendo el riesgo de posibles lesiones sobre los pasajeros.



Figura 19: Paracaídas de tipo progresivo.

Estos sistemas de seguridad del ascensor están regulados y normalizados de acuerdo a la normativa vigente, de forma que la selección de la velocidad de actuación del sistema, las características del cable del limitador y el tipo de paracaídas a instalar tanto en cabina como en contrapeso se regula a través de la Norma EN 81-20.

Así mismo, la Norma EN 81-50 establece los criterios y condiciones para la verificación y homologación tanto para el limitador de velocidad como para el paracaídas.

El sistema de bloqueo conformado por los componentes anteriormente comentados se va a seleccionar de los catálogos correspondientes a la empresa MP Ascensores.

## 7.2. Selección del limitador de velocidad.

La Norma EN 81-20 establece una serie de criterios en base a los cuales se debe seleccionar el componente. Así mismo, la Norma EN 81-50 establece las condiciones y criterios necesarios a la hora de realizar los ensayos y exámenes de tipo de este tipo de componentes con el fin de verificar su validez tanto en construcción como en funcionamiento.

De acuerdo con la normativa vigente, la velocidad de accionamiento del paracaídas debe estar comprendida entre el 115% de su velocidad nominal y 1.5m/s al presentar una velocidad nominal de 1m/s y la instalación de un paracaídas de tipo progresivo tal y como se justificará en el siguiente apartado 7.3. Así mismo, se establece que la velocidad de accionamiento del paracaídas se posicione lo más cercana posible a el límite inferior definido, por lo que, en cuanto a criterios de diseño se tomará como velocidad de accionamiento dicho valor. [art .5.6.2.2.1.1 EN 81-20]

$$1.15 * V_n \leq v_{lim} \leq 1.5m/s \quad [ec. 44]$$

$$1m/s \leq v_{lim} \leq 1.5m/s$$

$$v_{lim} = 1.5m/s$$

En cuanto al sistema de accionamiento del limitador, la Norma establece una serie de criterios referidos a los cables del limitador. Dichos cables deben presentar unas características resistentes y constructivas de acuerdo a la Norma 12385-5, así como un coeficiente de seguridad mínimo de 8 y una relación mínima entre el diámetro de la polea y el cable de 30. [5.6.2.2.1.3 EN 81-20].

La selección del limitador se va a realizar a través del catálogo de la empresa MP Ascensores. Dicha elección se realiza en base a las características que debe presentar el paracaídas, así como la velocidad nominal del sistema y de actuación del limitador calculada anteriormente.

Como primera instancia, se selecciona el catálogo de limitadores E90/200 cuyas características incluyen una polea del limitador de 200mm y un cable del limitador de diámetro 6mm de composición 6x19 de acuerdo a la Norma EN 12385-5. A continuación se incluye la tabla con los diferentes modelos de este tipo de limitadores.



MODELO	Vn (m/s)	Vd (m/s)	SOPORTE	CONTACTO SEGURIDAD	BOBINA	ENCLAVAMIENTO	PESO (Kg)
E902EMXX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Estándar	Rearme manual	No	Bidireccional	10
E902EMXU	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Estándar	Rearme manual	No	Unidireccional	10
E902EAXX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Estándar	Rearme automático	No	Bidireccional	10
E902RMXX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Reducido	Rearme manual	No	Bidireccional	10
E902RMXU	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Reducido	Rearme manual	No	Unidireccional	10
E902RAXX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Reducido	Rearme automático	No	Bidireccional	10
E902EASX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Estándar	Rearme automático	Sí (Sistema antideriva) <sup>5</sup>	Bidireccional	11
E902RASX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Reducido	Rearme automático	Sí (Sistema antideriva) <sup>5</sup>	Bidireccional	11
E902RAEX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Reducido	Rearme automático	Sí (Control remoto eléctrico) <sup>5</sup>	Bidireccional	11
E902RDEX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Reducido	Rearme a distancia	Sí (Control remoto eléctrico) <sup>5</sup>	Bidireccional	11
E902RDEU	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Reducido	Rearme a distancia	Sí (Control remoto eléctrico) <sup>5</sup>	Unidireccional	11

Tabla 19: Tabla de selección del limitador de velocidad. [3.4]

De acuerdo a las características planteadas anteriormente, entre las que se incluyen un paracaídas de tipo unidireccional y unas velocidades nominales y de accionamiento de 1m/s y 1.15m/s respectivamente, se selecciona el modelo M902EMXU con una polea tensora TP2SEU cuyas características se resumen en la tabla a continuación.

Características polea tensora	
Modelo	TP2SEU
Fijación	Foso
Versión	Estándar
Actuación mecánica	Unidireccional
Peso	12Kg

Tabla 20: Características polea tensora.

La Norma en su artículo 5.6.2.2.1.2 de EN 81-20 establece que la distancia máxima entre los puntos de accionamiento del limitador no deben exceder de 250mm de acuerdo al cálculo realizado en el artículo 5.3.2.3.1 de la Norma EN 81-50. Dicho cálculo se desarrolla a continuación.

$$h(m) = \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + 0.1 + 0.03 \quad [\text{ec. 45}]$$

Donde la velocidad corresponde con la velocidad de actuación del limitador de velocidad, que en este caso se considera 1.15m/s de acuerdo al artículo 5.6.2.2.1.1 de la Norma EN81-20. El valor de 0.1m corresponde con la distancia recorrida durante el tiempo de respuesta y 0.03m con la distancia correspondiente a la eliminación de las holguras entre paracaídas y guías.

$$h = 0.19m$$

En vista de los resultados obtenidos, podemos validar la selección del limitador de velocidad al cumplir los requisitos establecidos tanto en la Norma EN 81-20 como en la EN 81-50 tal y como se especifica en el catálogo de dicho limitador.

### 7.3. Selección del paracaídas.

De acuerdo a la Norma EN 81-20, el sistema de paracaídas debe ser capaz de actuar en sentido de descenso y detener la cabina con su carga nominal, o a un contrapeso a la velocidad de accionamiento del limitador o, por rotura de los medios de suspensión a través de la sujeción de estos a sus correspondientes guías. [art 5.6.2.1.1.1 EN 81-20]

Así mismo, se define el criterio de selección del tipo de paracaídas, de esta forma se establece que los paracaídas de cabina deben ser de tipo instantáneo siempre y cuando la velocidad nominal de la cabina no supere los 0.63 m/s, en caso contrario, deberán ser siempre de tipo progresivo. [art 5.6.2.1.2.1 EN 81-20]

Para el caso del sistema de contrapeso, se sigue el mismo criterio que en el caso anterior pero con una velocidad nominal de 1m/s. [art 5.6.2.1.2.3 EN 81-20]

De acuerdo con las características del sistema planteado en el presente proyecto, se instalarán paracaídas de tipo progresivo unidireccional tanto para cabina como contrapeso, cumpliendo de esta forma ambos criterios. Dicho componente se va a seleccionar del catálogo perteneciente a la empresa MP Ascensores. Según dicho catálogo, la selección del tipo de paracaídas depende del limitador de velocidad, de la velocidad máxima de actuación del limitador y de la carga máxima de cabina o contrapeso ( $Q_n + Q_c$ ).

Tal y como se ha definido en el apartado anterior, el limitador de velocidad instalado incluye un enclavamiento unidireccional con una velocidad de enclavamiento comprendida entre 1.15m/s y 1.5m/s de forma que la velocidad de actuación del paracaídas debe cumplir con dicho criterio.

$$v_{actuación} \geq 1.15m/s$$

La carga máxima que debe soportar el paracaídas de acuerdo al apartado 5.3.3.3 de la Norma EN 81-50 está compuesta por la carga nominal de la cabina junto con la masa de la cabina junto con los componentes soportados por esta, de esta forma:

$$Q_{paracaídas} = Q_n + Q_c + m_{poleasc\ hasis} + m_{cables} \quad [ec. 46]$$

$$Q_{paracaídas} = 630Kg + 950Kg + (2 * 12Kg) + 51.32Kg = 1655.32Kg$$

A partir de los datos obtenidos, se selecciona un paracaídas de tipo unidireccional de modelo MPS6U cuyas características se presentan en la tabla a continuación.

Paracaídas seleccionado	
Modelo	MPS6U
Velocidad máxima de actuación	2.16 m/s
Masa total admisible	651Kg - 1813 Kg
Tipo de guías	Calibradas
Espesor de guías	9mm - 16mm

Tabla 21: Datos paracaídas.

Tal y como se puede observar, la selección del tipo de paracaídas incluye una serie de datos referentes a las guías sobre las que actúa. En el caso en estudio, las guías sobre las que actúa el paracaídas son de tipo T89/A, calibradas y con un espesor de guía de 16mm por lo que la selección del paracaídas es correcta. (Ver apartado 9)

El modelo seleccionado esta certificado para diferentes masas de acuerdo a la Norma EN 81-50. El catálogo proporciona una tabla cargas nominales de reglaje en función de la carga máxima calculada anteriormente. La tabla mencionada se presenta a continuación.

VALOR NOMINAL REGLAJE (kg)	RANGO UTILIZACIÓN P+Q (kg)
651	603 ≤ P+Q < 670
700	670 ≤ P+Q < 740
800	740 ≤ P+Q < 835
900	835 ≤ P+Q < 930
1000	930 ≤ P+Q < 1025
1100	1025 ≤ P+Q < 1125
1200	1125 ≤ P+Q < 1225
1300	1225 ≤ P+Q < 1325
1400	1325 ≤ P+Q < 1425
1500	1425 ≤ P+Q < 1525
1600	1525 ≤ P+Q < 1625
1700	1625 ≤ P+Q < 1725
1800	1725 ≤ P+Q ≤ 1850

Tabla 22: Valores de reglaje modelo MP6SU. [3.5]

De acuerdo con la tabla anterior, el valor de reglaje para el sistema en estudio corresponde con 1700Kg. Por otra parte, es preciso calcular para el diseño de otros componentes del sistema la deceleración producida en el caso de activación del sistema de paracaídas. Para la obtención de dicho parámetro, se puede calcular la altura de caída libre de la cabina durante el proceso a partir de la relación especificada en el artículo 5.3.2.3.1 de la Norma EN 81-50.

$$h(m) = \frac{v_1^2}{2 * g} + 0.1 + 0.03$$

Donde la velocidad corresponde con la velocidad de actuación del limitador de velocidad, que en este caso se considera 1.15m/s de acuerdo al artículo 5.6.2.2.1.1 de la Norma EN 81-20. El valor de 0.1m corresponde con la distancia recorrida durante el tiempo de respuesta y 0.03m con la distancia correspondiente a la eliminación de las holguras entre paracaídas y guías.

$$h = 0.19m$$

De esta forma, a partir de las ecuaciones de movimiento rectilíneo uniformemente acelerado se puede determinar la deceleración producida durante el proceso de frenado de emergencia.

$$t_{frenoparacaídas} = 0.34 s$$

$$a_{paracaídas} = -3.35m/s^2$$

De acuerdo con el artículo 5.6.2.1.3 de la Norma EN 81-20 en el cual se establece que la deceleración media en paracaídas progresivos debe estar comprendida entre 0.2g y 1g se puede concluir que la selección del paracaídas es correcta.



## 8. SELECCIÓN DE AMORTIGUADORES

### 8.1. Descripción de los amortiguadores.

Los amortiguadores de los sistemas de elevación conforman un dispositivo de frenado de emergencia que detiene la cabina o el contrapeso en el caso de la no actuación del paracaídas cuando se encuentran más allá de su límite normal en la parte inferior del recorrido. Estos amortiguadores se sitúan en el foso del hueco.

Actúan como tope deformable que acumula, absorbe o disipa la energía cinética de cabina o contrapeso a través de un sistema de frenado por un material elástico, un muelle o un fluido. Dependiendo del sistema de acumulación de energía, podemos encontrar tres tipos diferentes de amortiguadores cuyas características se presentan a continuación.

#### 8.1.1. Amortiguadores de acumulación de energía.

Este tipo de sistemas acumulan la energía cinética de la cabina o contrapeso, la cual la convierten en energía potencial elástica para posteriormente transformarla de nuevo en energía cinética de retorno. Este tipo de amortiguadores se emplean en el caso de velocidades nominales no superiores a 1m/s. Existen dos tipos:

##### 8.1.1.1. Amortiguadores de resorte.

Suponen un tipo de amortiguadores fabricados en acero que presentan una forma cilíndrica helicoidal (muelle) soldada en la parte inferior a una placa base.



Figura 20: Amortiguador de resorte.



#### 8.1.1.2. Amortiguadores elásticos (Buffers).

Este tipo de amortiguadores están formados por un material elástico, por ejemplo poliuretano deformable. Presentan un tamaño muy reducido por lo que su uso está muy extendido.



Figura 21: Buffer.

#### 8.1.2. Amortiguadores de acumulación de energía con efecto amortiguado.

Presentan las mismas características que los de acumulación de energía, pero a diferencia de estos, presentan un retorno más progresivo tras el impacto. Se emplean para sistemas con velocidades de hasta 1.6 m/s.

#### 8.1.3. Amortiguadores de disipación de energía.

Son amortiguadores hidráulicos formados por un émbolo introducido en un cilindro con aceite en su interior, de forma que en el impacto, el émbolo impulsa el aceite hacia el exterior a través de unos orificios de sección regulable que permite el descenso del émbolo de forma controlada. El retorno se realiza a través de un muelle colocado en el exterior del émbolo. Este tipo de amortiguadores se emplea para todo tipo de velocidades, con el inconveniente de un mayor coste y mantenimiento.



Figura 22: Amortiguador hidráulico.



Este sistema de seguridad de los ascensores se regula a través de la Norma EN 81-20, donde se establecen las características que deben presentar dichos amortiguadores en función del comportamiento del dispositivo. Por otra parte, la norma EN 81-50 establece los criterios a seguir a la hora de realizar los exámenes de certificación de este tipo de componentes.

- Amortiguadores de acumulación de energía.

Según la Norma EN 81-20, se permite el empleo de este tipo de amortiguadores para sistemas cuya velocidad nominal no exceda 1m/s. Así mismo, se presentan diferentes características para cada uno de los dos tipos diferentes de amortiguadores de acumulación de energía: [art 5.8.1.5 EN 81-20]

- Características no lineales (Buffers): Este tipo de amortiguadores debe presentar una deceleración no superior a 6 veces el valor de la gravedad y menor o igual al valor de la gravedad ( $9.81\text{m/s}^2$ ) de acuerdo al apartado 5.5.3.2.6.1 a), y una deceleración no superior a 2.5 g durante un tiempo inferior a 0.04s. Así mismo, la velocidad de retorno no debe ser superior a 1m/s. Las características bajo las que se deben cumplir las condiciones anteriores implican una velocidad nominal incrementada en un 15% y la cabina con el 100% de su carga nominal. [art 5.8.2.1.2.1 EN 81-20].
- Características lineales: La carrera total posible de este tipo de amortiguadores debe ser como mínimo el doble de la distancia de parada por gravedad con una velocidad nominal incrementada en un 15% y siempre superior a 65mm. Así mismo, deben diseñarse de forma que cumplan dicha carrera con una carga estática entre 2.5 y 4 veces la suma de la carga nominal y el peso de la cabina.[art 5.8.2.1.1.1 y 5.8.2.1.1.2 EN 81-20].

- Amortiguadores de disipación de energía.

Los amortiguadores hidráulicos deben presentar una carrera igual o superior a  $0.0674 \cdot v^2$  (m) siendo "v" el valor de la velocidad nominal del ascensor.[art 5.8.2.2.1 EN 81-20]. Así mismo, la deceleración no debe superar 2.5 veces el valor de la gravedad durante un tiempo superior a 0.04s y no superar el valor de la gravedad en el instante de contacto con el amortiguador con la cabina cargada totalmente con una velocidad de descenso de  $1.15v$ . [art 5.8.2.2.3 EN 81-20]



## 8.2. Selección de amortiguadores.

De acuerdo a las características del sistema planteado, cuya velocidad nominal asciende a 1m/s, se puede instalar cualquiera de los amortiguadores planteados (lineal, no lineal y de acumulación de energía).

Tal y como se ha comentado anteriormente, los amortiguadores de tipo acumuladores de energía no lineales presentan las siguientes ventajas:

- Menor coste
- Menor mantenimiento
- Dimensiones reducidas que permiten la disminución del foso y huida necesarios.

De esta forma, se decide instalar en el sistema en estudio amortiguadores de tipo no lineal tanto para cabina como para contrapeso.

Se van a seleccionar amortiguadores pertenecientes al catálogo de la empresa ACLA - WERKE GMBH, en el cual se indica que dichos componentes cumplen la Normativa EN 81-20/50. Así mismo, este tipo de amortiguadores están autorizados para una velocidad nominal no superior a 1m/s, de forma que son aptos para el sistema de elevación planteado.

La selección de este tipo de componentes, tal y como se puede observar en su catálogo, se realiza a través de la masa que deben soportar, existiendo un rango de carga tanto para la Norma EN 81-20/50 como para la Normativa EN 81/1-2. (Derogada por el bloque de Normas EN 81-20/50 cuya aplicación se limita a los países en los cuales esta mencionada norma no es de aplicación).

### 8.2.1. Amortiguadores de cabina.

Los amortiguadores de cabina deben soportar una carga máxima correspondiente al conjunto del peso de la cabina, incluyendo masa de poleas y masa de cables de tracción, de forma que:

$$M_{cab} = Q_c + Q_n + m_{poleas\ hasis} + m_{cables} \quad [ec. 47]$$

$$1655.32Kg = 950Kg + 630Kg + (2 * 12Kg) + (4 * 47m * 0.273Kg)$$

Con el fin de repartir las cargas en caso de impacto para cálculos posteriores, se decide instalar dos amortiguadores bajo la cabina, de forma que la carga máxima que soporta cada amortiguador se reduce a la mitad.

$$M'_{cab} = 827.66 Kg$$

A partir de los datos proporcionados por el catálogo, se selecciona el Buffer cuyas dimensiones DxH (Diámetro - Altura) corresponden a 101 x 80mm, con una carrera máxima de acuerdo al artículo 5.8.2.1.2.2 de la Norma EN 81-20 de 72 mm.

$$Carrera_{cabina} = 0.9 * h = 0.9 * 80mm = 72mm$$

### 8.2.3. Amortiguadores de contrapeso.

Para el sistema de contrapeso, se instalarán dos amortiguadores cuyo rango de masas admisibles incluya la mitad de la carga total que compone el contrapeso, incluyendo la polea de desvío y la masa de los cables de tracción.

$$M_{cpso} = P + m_{poleacps} + m_{cables}$$

$$1320.32Kg = 1265Kg + 4Kg + (4 * 47m * 0.273Kg)$$

$$M'_{cpso} = 660.12 Kg$$

Dada la carga que debe soportar cada amortiguador de contrapeso, se instalará el mismo modelo empleado para el sistema de cabina, de forma que ambos presentarán la misma carrera. A continuación se incluye la tabla perteneciente al catálogo empleado y una tabla resumen con las características de los mismos.

Product range			Admissible range in [kg] for V = 1,0 m/s				sizes									
size D x H	type	art. no.	as per EN 81-20/50		as per EN 81/1-2 <sup>*)</sup>		D	d	d1	H	s	L	L1	d2		
			m <sub>min</sub>	m <sub>max</sub>	m <sub>min</sub>	m <sub>max</sub>										
80 x 81	A	300 400 A100	230	570	230	1400	80	35	17	81	5	100	80	11		
	C	300 400 A300													18	2
	D	300 400 A400														
101 x 80	A	300 401 A100	400	950	400	2600	101	35	17	80	5	130	100	14		
	C	300 401 A300													18	2
	D	300 401 A400														
128 x 82	A	300 402 A100	650	1600	650	4300	128	35	17	82	5	155	125	14		
	C	300 402 A300													18	2
	D	300 402 A400														
141 x 80 <sup>**)</sup>	A	300 419 A100	820	2000	820	5500	141	35	17	80	5	180	140	18		
	C	300 419 A300													18	2
	D	300 419 A400														
167 x 81	A	300 403 A100	1200	2600	1200	6900	167	35	17	81	5	205	165	18		
	C	300 403 A300													18	2
	D	300 403 A400														
223 x 83	A	300 404 A100	2300	4200	2300	9600	223	35	17	83	5	260	220	21		
	C	300 404 A300													18	2
	D	300 404 A400														
81 x 120	A	300 335 A100	230	900	230	900	81	35	17	120	5	100	80	11		
	C	300 335 A300													18	2
	D	300 335 A400														
101 x 163	A	300 405 A100	300	1600	300	4200	101	35	17	163	5	130	100	14		
	C	300 405 A300													18	2
	D	300 405 A400														
129 x 103	A	300 178 A100	600	2100	600	5600	129	35	17	103	5	155	125	14		
	C	300 178 A300													18	2
	D	300 178 A400														
142 x 101	A	300 183 A100	700	2200	700	6800	142	35	17	101	5	180	140	18		
	C	300 183 A300													18	2
	D	300 183 A400														

Tabla 22: Catálogo amortiguadores AUTAN HE.[3.1]

Características amortiguador		
	Cabina (2 Ud)	Contrapeso (2 Ud)
Modelo	101x80	101x80
Diámetro * Altura	101mm*80mm	101mm*80mm
Rango admisible	400-950 Kg	400-950 Kg
Masa real	827.66 Kg	660.12 Kg
Carrera	72mm	72mm

Tabla 23: Características amortiguadores.



Es preciso estimar el valor de la deceleración producida por el impacto de la cabina contra los amortiguadores para el cálculo de diversos componentes del sistema de elevación. De acuerdo con el artículo 5.8.2.1.2.1 de la Norma EN 81-20 y la Norma EN 81-50 bajo el cual se debe calcular la deceleración producida en el caso de impacto de la cabina cuando esta impacta contra los amortiguadores a una velocidad correspondiente al 115% de la velocidad nominal.

De esta forma, la detención de la cabina se debe realizar en un espacio de 72mm correspondientes a la carrera de los amortiguadores.

$$v_f = v_o + \alpha t$$
$$x_f = v_o * t + \frac{1}{2} * \alpha * t^2$$

A partir del sistema de ecuaciones anterior en el que se han planteado las ecuaciones de movimiento rectilíneo uniformemente acelerado, en las que la velocidad inicial corresponde a 1.15m/s y la posición final a la carrera de los amortiguadores instalados obtenemos los siguientes resultados.

$$\alpha_{amortiguador} = -9.18m/s^2$$

$$t = 0.12seg$$

En vista de los resultados obtenidos, se verifican las condiciones impuestas por Normativa.[art 5.8.2.1.2.1 a) EN 81-20, art 5.5.3.2.6.1 a) EN 81-50].

## 9. SELECCIÓN DE GUÍAS

Las guías del sistema de elevación se definen como elementos estructurales sujetos al hueco del ascensor y cuya función se centra en el guiado de la cabina y contrapeso a lo largo de su recorrido. Así mismo, también sirven como apoyo en caso de rotura de los cables de tracción a través del sistema de paracaídas.

Las guías están formadas por diversos tramos unidos entre sí con una sección preferiblemente en forma de "T" ya que de esta forma se favorece el agarre de las zapatas del paracaídas en caso de emergencia. Tal y como se especifica en la normativa, se deben instalar tanto para el sistema de cabina como de contrapeso [art 5.7.1.1 EN 81-20] fabricadas preferiblemente en acero estirado [art 5.7.1.2 EN 81-20].

El presente apartado se centra en la selección del modelo de guía más adecuado tanto para el sistema de cabina como de contrapeso, teniendo en cuenta la configuración planteada junto con las deformaciones y esfuerzos máximos admisibles por la Normativa vigente.

La configuración del sistema de elevación planteado presenta un ascensor sin cuarto de máquinas en el cual el sistema de tracción se ubica sobre las guías de contrapeso a través de un perfil transversal en su parte superior tal y como se puede observar en la imagen a continuación. Tal y como se especifica en el documento principal de este proyecto (Memoria), se opta por establecer esta configuración al reducir de esta forma el espacio necesario en el edificio para la instalación del completo sistema de elevación.

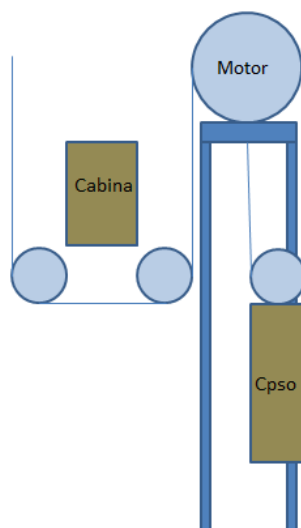


Figura 21: Esquema configuración guías contrapeso

De esta forma para el cálculo de las guías de contrapeso se deberá tener en cuenta la carga adicional correspondiente al peso del sistema de tracción y la correspondiente a la carga total del sistema de suspensión tal y como se puede observar en la imagen anterior.

La Norma EN 81-20 establece los casos de carga, fuerzas, coeficientes de seguridad y deflexiones máximas que se deben tener en cuenta a la hora de verificar la adecuación de las guías al sistema planteado. Dichos valores se deben evaluar para las situaciones de funcionamiento normal, situación de carga/descarga y actuación del sistema de frenado por paracaídas. [art 5.7.2.2 EN 81-20].

En cuanto a las fuerzas que se deben tener en cuenta a la hora del cálculo, se incluyen tanto fuerzas horizontales (masa de cabina, carga nominal, masa de contrapeso, etc) como fuerzas verticales (fuerzas de frenado, masas auxiliares, peso de guías, etc.) [art 5.7.2.3.1 EN 81-20]. Así mismo, se establecen una serie de consideraciones a tener en cuenta a la hora de ubicar las diferentes cargas del sistema. De esta forma, se establece que la carga nominal en los casos de carga en funcionamiento normal y actuación del paracaídas se debe ubicar de forma uniforme sobre las  $\frac{3}{4}$  partes de la cabina en su posición más desfavorable [art 5.7.2.3.4 EN 81-20]. En cuanto a la masa de contrapeso, esta se debe ubicar descentrada un 5% en anchura y un 10% en profundidad [art 5.7.2.3.3 EN 81-20]. (Ver Figuras 24 y 26)

Para el caso de carga en el que el sistema se encuentra en situación de carga/descarga, se debe tener en consideración una carga adicional aplicada sobre la pisadera de cabina mayorada en función del uso para el que ha sido instalado el ascensor. Para el caso en estudio se considerará que el ascensor se emplea tanto para personas como para cargas.

$$F_s = 0.6 * g * Q_n \quad [\text{ec. 48}]$$

Así mismo, la Norma 81-20 especifica en su apartado 5.7.4 tres factores de impacto que se tienen en cuenta a la hora de obtener las diferentes fuerzas en los distintos casos de cargas. La tabla a continuación especifica los valores de los diferentes factores de impacto.

Factores de impacto	
K1(actuación del paracaídas progresivo)	2
K2(para uso normal)	1.2
K3(Partes auxiliares fijadas a guía)	1

Tabla 22: Factores de impacto [2.5]

Nota: Puesto que se desconoce el factor de impacto K3 ya que tiene que ser proporcionado por el fabricante, se establece un valor unitario.

Los esfuerzos generados en las guías de cabina y contrapeso deben ser inferiores a la resistencia de la guía en un factor que depende tanto del caso de carga como del alargamiento de la guía (valor proporcionado por el fabricante). La tabla a continuación extraída de la Norma EN 81-20 incluye los diferentes coeficientes de seguridad.

Coeficientes de seguridad para guías		
Casos de carga	Alargamiento (As)	Coefficiente de seguridad
Uso normal y carga/descarga	As > 12%	2.25
	8% ≤ As ≤ 12%	3.75
Actuación del dispositivo de seguridad	As > 12%	1.8
	8% ≤ As ≤ 12%	3.0

Tabla 23: Coeficientes de seguridad para guías. [2.5]

Las deflexiones máximas admisibles tanto para las guías de cabina como de contrapeso ascienden a un máximo de 5mm de acuerdo al artículo 5.7.4.6 de la Norma EN 81-20 ya que para ambos sistemas se ha instalado un dispositivo de paracaídas tal y como se especifica en el apartado 7.3 del presente documento.

$$\delta_{max} = 5mm$$

Los cálculos correspondientes al presente apartado se van a realizar de acuerdo al apartado 5.10 y el Anexo C.2 de la Norma EN 81-50 tal y como se especifica en el artículo 5.7.4.7 de la Norma EN 81-20.

El proceso de selección del modelo más adecuado para cabina y contrapeso se realiza a través de un proceso iterativo en el programa Excel en el que se han incluido las ecuaciones del apartado anteriormente comentado y los datos pertenecientes al sistema en estudio. En el presente proyecto, únicamente se presentan los cálculos de los modelos de guías que finalmente se seleccionan para el sistema.

### 9.1. Selección de guías de cabina.

Para el sistema de cabina se van a emplear unas guías pertenecientes a la empresa SAVERA GROUP de modelo T89/A calibradas. A continuación se presenta el cálculo justificativo de las mismas.

En primer lugar, se incluyen dos tablas con todos los datos necesarios pertenecientes a las características del sistema de elevación y guías, así como un esquema representativo de la distribución de cargas en la cabina.

Características guías de cabina					
Modelo	T89/A	Tipo de guía	lyy	18.23mm	Radio de giro mínimo
Área	1577mm <sup>2</sup>	Área de la sección transversal de la guía	w	3.70	Valor de omega (ver cálculo)
E	210.000	Modulo de elasticidad (N/mm <sup>2</sup> )	Peso lineal	12.38Kg/m	Masa lineal de guías
ly	524100 cm <sup>4</sup>	Momento de inercia de la sección de guía en eje Y	b	17mm	Mitad del ancho de la deslizadera
Wxx	14350 cm <sup>3</sup>	Módulo de la superficie de la sección transversal en el eje X	f	11mm	Profundidad de la unión de la base con la pala
Wyy	11780 cm <sup>3</sup>	Módulo de la superficie de la sección transversal en el eje Y	h1	62mm	Altura de la guía

Tabla 24: Características guía de cabina.

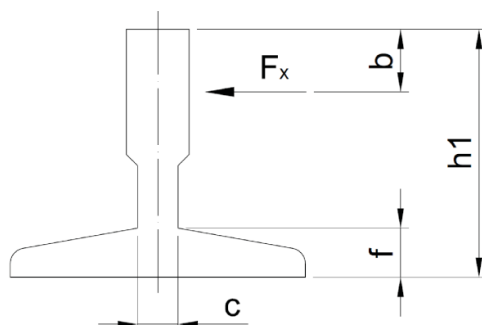


Figura 22: Dimensiones guía. [x]

El cálculo del valor de omega se obtiene a partir de las relaciones establecidas en el apartado 5.10.3 de la Norma EN 81-50. La resistencia a la tracción de la guía seleccionada de acuerdo a sus características se obtiene a partir de catálogo y presenta un valor de  $R_m=420 \text{ N/mm}^2$ . Así mismo, la longitud de pandeo corresponde con la distancia máxima entre fijaciones, la cual se establece en 2500mm, de esta forma:

$$\lambda = \frac{l_k}{i_{yy}} = \frac{2500 \text{ mm}}{18.23 \text{ mm}} = 137.13 \quad [\text{ec. 49}]$$

$$w_{370} = 0.00016887 * \lambda^2 = 3.17 \quad [\text{ec. 50}]$$

$$w_{520} = 0.00025330 * \lambda^2 = 4.76 \quad [\text{ec. 51}]$$

$$w = \left[ \frac{w_{520} - w_{370}}{520 - 370} * (R_m - 370) \right] + w_{370} = 3.70 \quad [\text{ec. 52}]$$

Datos cabina					
Mg	283.34 Kg	Masa total de guías	Q	630Kg	Carga nominal
Dx	1500mm	Profundidad de cabina	xc/yc	-220/0mm	Posición del centro de cabina
Dy	1100mm	Ancho de cabina	xp/yp	-220/0mm	Posición de masa de cabina
h	3000mm	Distancia entre rozaderas	xq/yq	-32.5/0mm	Posición de carga de cabina
l	2500mm	Distancia entre fijaciones de guía	xs/ys	-220/0mm	Posición del punto de suspensión
P	1025.32Kg	Masa de cabina	x1/y1	567/0mm	Posición de puerta de cabina

Tabla 25: Datos de cabina para el cálculo de guías.



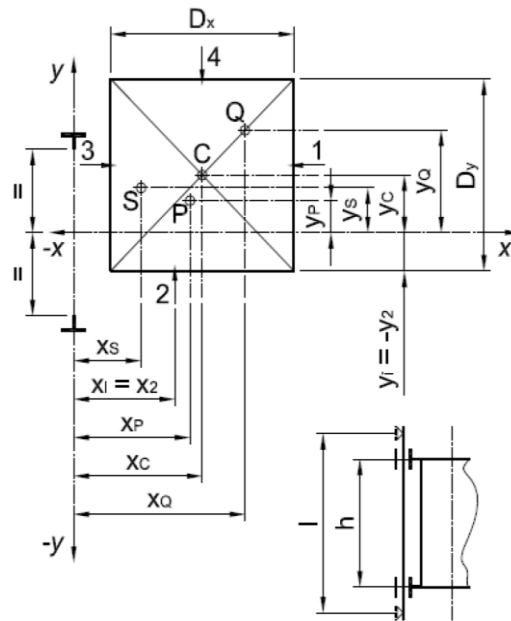


Figura 23: Cálculo guías. Dimensiones cabina.[2.6]

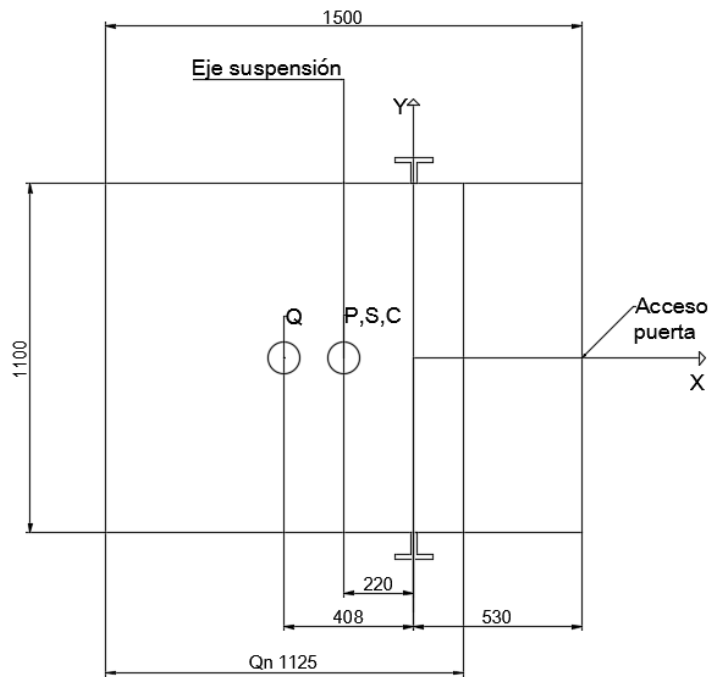


Figura 24: Esquema distancias a guía.

### 9.1.1. Condición de carga: Actuación del paracaídas.

Actuación del paracaídas					
Esfuerzo de flexión			Esfuerzo de pandeo		
Respecto eje Y			Fv	19018.25	N
Fx	-1577.11	N	σk	44.68	N/mm <sup>2</sup>
My	-739268.42	N.mm	Esfuerzos combinados		
σy	-62.76	N/mm <sup>2</sup>	σ	-62.76	≤σperm
Respecto de eje X			σ	74.82	≤σperm
Fy	0	N	σ	-101.16	≤σperm
Mx	0	N.mm	Torsión		
σx	0	N/mm <sup>2</sup>	σf	-13.29	≤σperm
Deflexiones					
			δx	-3.27	≤δperm
			δy	0	≤δperm

Tabla 26: Resultados caso actuación paracaídas en cabina.

Bajo este caso, y de acuerdo a la Tabla 15 de la Norma EN 81-20 (Ver Tabla 23), bajo la cual se establece un coeficiente de seguridad de 1.8 ya que la guía presenta un alargamiento al 12% así como una deflexión máxima de 5mm.

$$\sigma_{perm} = \frac{Rm}{Cs} = \frac{420 N/mm^2}{1.8} = 233.33 N/mm^2 \quad [ec. 53]$$

$$\delta_{perm} = 5mm$$

Con los resultados obtenidos se puede concluir que este tipo de guías son válidas bajo el caso de la actuación del paracaídas.

### 9.1.2. Condición de carga: Utilización normal, en funcionamiento.

Utilización normal, en funcionamiento					
Esfuerzo de flexión			Esfuerzo de pandeo		
Respecto eje Y			Fv	2779.5654	N
Fx	-231.76	N	σk	1.76256525	N/mm <sup>2</sup>
My	-108638.09	N.mm	Esfuerzos combinados		
σy	-9.22	N/mm <sup>2</sup>	σ	-9.22	≤σperm
Respecto de eje X			σ	-7.46	≤σperm
Fy	0.00	N	σ		≤σperm
Mx	0.00	N.mm	Torsión		
σx	0.00	N/mm <sup>2</sup>	σf	-1.95	≤σperm
Deflexiones					
			δx	-0.48	≤δperm
			δy	0	≤δperm

Tabla 27: Resultados caso funcionamiento normal en cabina.

Bajo este caso, y de acuerdo a la Tabla 15 de la Norma EN 81-20, bajo la cual se establece un coeficiente de seguridad de 2.25 ya que la guía presenta un alargamiento al 12% así como una deflexión máxima de 5mm.

$$\sigma_{perm} = \frac{Rm}{Cs} = \frac{420N/mm^2}{2.25} = 186.66 N/mm^2$$

$$\delta_{perm} = 5mm$$

Con los resultados obtenidos se puede concluir que este tipo de guías son válidas bajo el caso de funcionamiento normal.

### 9.1.3. Condición de carga: Utilización normal, cargando/descargando.

Utilización normal, cargando					
Esfuerzo de flexión			Esfuerzo de pandeo		
Respecto eje Y			Fv	2779.5654	N
Fx	486.39	N	σk	1.76256525	N/mm2
My	227995.13	N.mm	Esfuerzos combinados		
σy	19.35	N/mm2	σ	19.35	≤σperm
Respecto de eje X			σ	21.12	≤σperm
Fy	0	N	σ		≤σperm
Mx	0	N.mm	Torsión		
σx	0	N/mm2	σf	4.10014382	≤σperm
Deflexiones					
			δx	1.00699581	≤δperm
			δy	0	≤δperm

Tabla 28: Resultados caso carga/descarga en cabina.

Bajo este caso, y de acuerdo a la Tabla 15 de la Norma EN 81-20, bajo la cual se establece un coeficiente de seguridad de 2.25 ya que la guía presenta un alargamiento al 12% así como una deflexión máxima de 5mm.

$$\sigma_{perm} = \frac{Rm}{Cs} = \frac{420N/mm^2}{2.25} = 186.66 N/mm^2$$

$$\delta_{perm} = 5mm$$

Con los resultados obtenidos se puede concluir que este tipo de guías son válidas bajo el caso de carga/descarga.

En vista de los resultados obtenidos se puede concluir que la selección de la guía T89/A es válida para el sistema de cabina puesto que se cumplen las condiciones especificadas para cada caso de carga planteado.

## 9.2. Selección de guías de contrapeso.

De igual forma que en el caso anterior, se va a seleccionar un modelo de guías pertenecientes al catálogo del fabricante SAVERA. El modelo seleccionado corresponde a las guías T89/A, dicha selección se justifica a continuación.

En primer lugar, tal y como se ha comentado anteriormente, las guías de contrapeso deben soportar las cargas generadas tanto por el peso del sistema de tracción como por la componente que recae sobre la viga superior colocada sobre las guías de contrapeso del sistema de suspensión del ascensor. De esta forma, la masa debida a cargas auxiliares se obtiene a partir de la siguiente relación.

$$M_{aux} = m_{mot} + m_{poleamotor} + \frac{Q_c + Q_n + m_{poleasc} \cdot hasis}{2} + P + m_{poleacpso} + m_{cables} \quad [ec. 53]$$

$$M_{aux} = 224Kg + 20Kg + \frac{950Kg + 630Kg + 2 * 12Kg}{2} + 1265Kg + 4Kg + 51.32Kg \\ = 2366.62Kg$$

Nota: La componente de cabina corresponde a la mitad puesto que la otra parte es soportada por la estructura del edificio. La componente del contrapeso es soportada completamente por las guías de contrapeso ya que ambos ramales terminan sobre la viga superior de dichas guías.

A continuación, se incluyen dos tablas con todos los datos necesarios pertenecientes a las características del sistema de elevación y guías, así como un esquema representativo de la distribución de cargas en la cabina.

Características guías de contrapeso					
Modelo	T89/A	Tipo de guía	lyy	18.23mm	Radio de giro mínimo
Área	1577mm <sup>2</sup>	Área de la sección transversal de la guía	w	5.33	Valor de omega (ver cálculo)
E	210.000	Modulo de elasticidad (N/mm <sup>2</sup> )	Peso lineal	12.38Kg/m	Masa lineal de guías
ly	524100 cm <sup>4</sup>	Momento de inercia de la sección de guía en eje Y	b	17mm	Mitad del ancho de la deslizadera
Wxx	14350 cm <sup>3</sup>	Módulo de la superficie de la sección transversal en el eje X	f	11mm	Profundidad de la unión de la base con la pala
Wyy	11780 cm <sup>3</sup>	Módulo de la superficie de la sección transversal en el eje Y	h1	62mm	Altura de la guía

Tabla 29: Características guía de contrapeso.

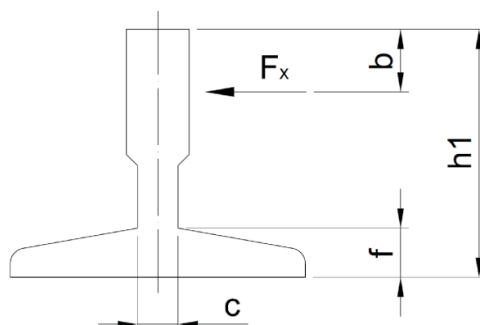


Figura 25: Dimensiones guía. [x]

El cálculo del valor de omega se obtiene a partir de las relaciones establecidas en el apartado 5.10.3 de la Norma EN 81-50. La resistencia a la tracción de la guía seleccionada de acuerdo a sus características se obtiene a partir de catálogo y presenta un valor de  $R_m=420 \text{ N/mm}^2$ . Así mismo, la longitud de pandeo corresponde con la distancia máxima entre fijaciones, la cual se establece en 3000mm, de esta forma:

$$\lambda = \frac{l_k}{i_{yy}} = \frac{3000 \text{ mm}}{18.23 \text{ mm}} = 164.56 \quad [\text{ec. 54}]$$

$$w_{370} = 0.00016887 * \lambda^2 = 4.57 \quad [\text{ec. 55}]$$

$$w_{520} = 0.00025330 * \lambda^2 = 6.85 \quad [\text{ec. 56}]$$

$$w = \left[ \frac{w_{520} - w_{370}}{520 - 370} * (R_m - 370) \right] + w_{370} = 5.33 \quad [\text{ec. 57}]$$

Datos contrapeso					
Mg Maux	283.34Kg 2366.32Kg	Masa total de guías Masa equipo auxiliar	Q	630Kg	Carga nominal
Dx	1500mm	Profundidad de cpso	Wcwt	1320.32	Masa de contrapeso y componentes
Dy	1100mm	Ancho de cpso	xc/yc	0/0mm	Posición del centro de contrapeso
h	3000mm	Distancia entre rozaderas	xp/yp	17.6/55mm	Posición de masa de contrapeso
l	3000mm	Distancia entre fijaciones de guía	xq/yq	0/0mm	Posición de carga de contrapeso
P	1025.32Kg	Masa de cabina	xs/ys	0/0mm	Posición del punto de suspensión

Tabla 30: Datos de contrapeso para el cálculo de guías.

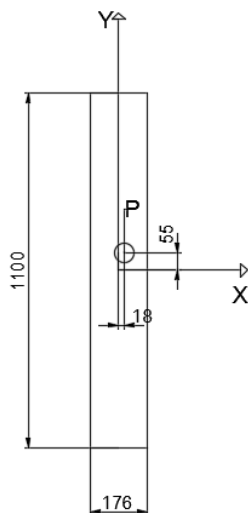


Figura 26: Esquema distancias contrapeso.

9.2.1. Actuación del paracaídas.

Actuación del paracaídas					
Esfuerzo de flexión			Esfuerzo de pandeo		
Respecto eje Y			Fv	15731.90	N
Fx	75.99	N	σk	131.63	N/mm2
My	42742.72	N.mm	Esfuerzos combinados		
σy	3.63	N/mm2	σ	22.24	≤σperm
Respecto de eje X			σ	46.94	≤σperm
Fy	474.919104	N	σ	151.65	≤σperm
Mx	267141.996	N.mm	Torsión		
σx	18.61616697	N/mm2	σf	0.64	≤σperm
			Deflexiones		
			δx	0.27	≤δperm
			δy	1.48833916	≤δperm

Tabla 31: Resultados caso actuación paracaídas en contrapeso.

Bajo este caso, y de acuerdo a la tabla 15 de la Norma EN 81-20, bajo la cual se establece un coeficiente de seguridad de 1.8 ya que la guía presenta un alargamiento al 12% así como una deflexión máxima de 5mm.

$$\sigma_{perm} = \frac{Rm}{Cs} = \frac{420N/mm^2}{1.8} = 233.33 N/mm^2$$

$$\delta_{perm} = 5mm$$

Con los resultados obtenidos se puede concluir que este tipo de guías son válidas bajo el caso de la actuación del paracaídas.

### 9.2.2. Condición de carga: Funcionamiento normal.


Utilización normal, en funcionamiento					
Esfuerzo de flexión			Esfuerzo de pandeo		
Respecto eje Y			Fv	2779.5654	N
Fx	45.59	N	σk	16.4826662	N/mm2
My	25645.63	N.mm	Esfuerzos combinados		
σy	2.18	N/mm2	σ	13.35	≤σperm
Respecto de eje X			σ	29.83	≤σperm
Fy	284.95	N	σ		
Mx	160285.20	N.mm	Torsión		
σx	11.17	N/mm2	σf	0.38	≤σperm
Deflexiones					
			δx	0.16	≤δperm
			δy	0.8930035	≤δperm

Tabla 32: Resultados caso funcionamiento normal en contrapeso.

Bajo este caso, y de acuerdo a la Tabla 15 de la Norma EN 81-20, bajo la cual se establece un coeficiente de seguridad de 2.25 ya que la guía presenta un alargamiento al 12% así como una deflexión máxima de 5mm.

$$\sigma_{perm} = \frac{Rm}{Cs} = \frac{420N/mm^2}{2.25} = 186.66 N/mm^2$$

$$\delta_{perm} = 5mm$$

Con los resultados obtenidos se puede concluir que este tipo de guías son válidas bajo el caso de funcionamiento normal.

En vista de los resultados obtenidos se puede concluir que la selección de la guía T89/A es válida para el sistema de contrapeso puesto que se cumplen las condiciones especificadas para cada caso de carga planteado.

## 10. DIMENSIONES DE HUECO

El presente apartado se centra en el posicionamiento del conjunto del sistema de elevación dentro del hueco habilitado en el edificio residencial para su instalación.

Tal y como se ha comentado en otros apartados del presente Anexo, el sistema de elevación diseñado presenta las siguientes características que afectan a las dimensiones del hueco necesario.

- Configuración sin cuarto de máquinas.
- Chasis con poleas inferiores.
- Amortiguadores tipo Buffer.
- Bancada de máquina y terminales de contrapeso sobre bancada de guías de contrapeso.

Es preciso comentar que en un primer acercamiento al diseño, se estableció una configuración en la que el sistema de tracción se ubicaba sobre una viga instalada sobre el hueco, siendo totalmente independiente del sistema de cabina y contrapeso.

A través de la modificación planteada en el conjunto, en la cual, se instala el motor de tracción sobre una viga horizontal ubicada sobre las guías de contrapeso y los terminales de los cables de tracción del lado de contrapeso sobre la parte inferior de dicha viga tal y como se puede observar en la Figura 21. se consigue reducir las dimensiones tanto de ancho y fondo de hueco como de huida, suponiendo de esta forma un diseño más reducido y con menor impacto estético, con el inconveniente de unas sollicitaciones mayores para las guías de contrapeso. Dichas sollicitaciones adicionales ya se han tenido en cuenta en el cálculo de las guías de contrapeso en el apartado 9.2.

A continuación, se van a presentar las diferentes condiciones normativas y de diseño a tener en cuenta a la hora de determinar las dimensiones necesarias del hueco del ascensor para la distribución planteada. El resultado final se puede consultar en el Anexo B donde se incluyen los planos representativos correspondientes.

Nota: Es preciso comentar que las distancias mínimas que debe presentar el hueco del ascensor están redondeadas con el fin de obtener unas dimensiones aproximadas y manejables en términos arquitectónicos.

### 10.1. Distancias de hueco. Replanteo.

La configuración planteada para el sistema de elevación presenta el contrapeso a un lado de la cabina, el cual consta de una serie de puentes de contrapeso ubicados cada 3000mm sobre los que se fijan las guías de dicho componente y una de las guías de cabina. De acuerdo a la Normativa vigente, se establece que la distancia mínima existente entre cabina y contrapeso asciende a 50mm [art. 5.2.5.5.1 h) EN 81-20] de forma que el diseño de los mencionados puentes, poleas de cabina y contrapeso debe ser tal que cumpla dicho requisito así como una distancia que permita la instalación del sistema de suspensión con un ángulo de abrazamiento de los cables sobre la polea tractora de 180° para asegurar el correcto funcionamiento del sistema.

Por otra parte, la distancia libre existente entre las diferentes partes móviles del sistema se establece en 50mm, la cual se debe tener en cuenta para las distancias a hueco y entre diferentes partes móviles del sistema como cabina y contrapeso.



Como requisito de diseño, se ha establecido una distancia mínima entre las guías de cabina y el hueco del ascensor de 50mm, los cuales son necesarios para ubicación de las placas de fijación de las guías.

En cuanto a las dimensiones de las puertas de piso y cabina, la normativa específica los siguientes criterios que se deben tener en cuenta a la hora de establecer las dimensiones del hueco.

- Distancia entre puerta de cabina y pared del hueco no superior a 150mm. [art. 5.2.5.3.1 EN 81-20]
- Distancia entre la pisadera de cabina y puerta de piso no superior a 35mm. [art. 5.3.4.1 EN 81-20]
- Distancia entre las puertas de piso y cabina no superior a 120mm [art. 5.3.4.2 EN 81-20]

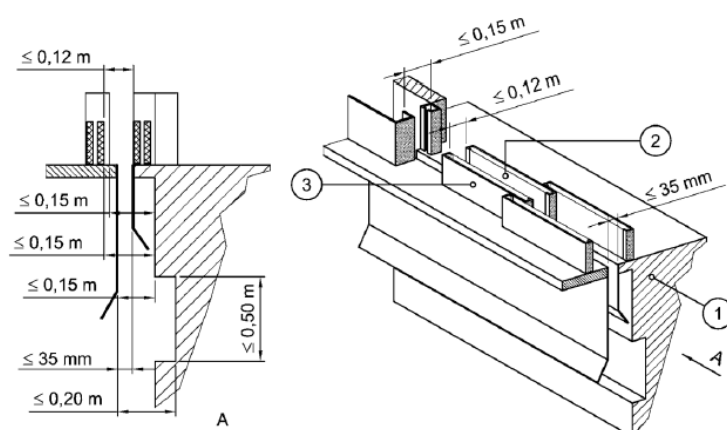


Figura 26: Distancias entre puertas de piso y cabina. [X]

La selección de las puertas de cabina y rellano se ha realizado de acuerdo a las dimensiones de cabina y la accesibilidad del ascensor para personas con movilidad reducida tal y como se especifica en el apartado 4.1.

## 10.2. Distancias de foso:

La distancia de foso se define como aquella que existe entre el acceso del primer piso y el suelo del hueco habilitado para la instalación del ascensor.

De acuerdo con la normativa, el foso del hueco debe disponer de un espacio despejado de refugio en caso de emergencia para los trabajos de inspección y mantenimiento cuando la cabina se encuentra en su posición más baja. Las dimensiones de dicho espacio se establecen en 0.5x0.7x1m de acuerdo a la Tabla 4 de la Norma EN 81-20, correspondientes al espacio de refugio en postura agachada.

Dimensiones espacios de refugio foso			
Tipo	Postura	Dimensiones horizontales	Altura
1	De pie	0.4x0.5m	2.00m
2	Agachado	0.5x0.7m	1.00m
3	Tendido	0.7x1.0m	0.5m

Tabla 33: Refugios de foso

La posición más baja de cabina se produce cuando la cabina se encuentra sobre los amortiguadores de foso completamente comprimidos. Dicha distancia se obtiene a partir de la siguiente relación:

$$X_{cabinafoso} = d_{espacio} + h_{amortiguador}$$

Donde  $d_{espacio}$  corresponde a la distancia que existe entre el amortiguador y la zona de impacto en cabina cuando esta se encuentra en la posición de piso inferior. Dicha distancia se establece en 100mm. Por otra parte  $h_{amortiguador}$  corresponde a la máxima compresión del amortiguador, la cual corresponde a 72mm de acuerdo al apartado 8.2.

$$172 \text{ mm} = 100\text{mm} + 72\text{mm}$$

Además de dicha condición de refugio, se establecen por normativa las siguientes condiciones adicionales cuando la cabina se encuentra en la posición más baja.

- La distancia entre el fondo del foso y la parte más baja de cabina no debe ser inferior a 500mm [art. 5.2.5.8.2 a) EN 81-20].
- La distancia entre la parte más baja del guardapiés y el fondo del foso debe ser superior a 100mm.[art. 5.2.5.8.2 a,1) EN 81-20].

Nota: Las dimensiones correspondientes al guardapiés de cabina se establecen por normativa, debiendo presentar una altura vertical de 750mm y una terminación inferior con un chaflán de 60° y una distancia horizontal de 20mm. [art. 5.4.5.2 y art. 5.2.5.1 EN 81-20]

### 10.3. Distancias de huida.

La distancia de huida corresponde a la existente entre el último piso y el techo del hueco del ascensor.

De igual forma que en el caso anterior, se debe establecer un espacio de refugio sobre el techo de cabina que no entre en contacto con ningún componente. Para este caso, se establece una posición para el operario de pie, correspondiendo de esta forma a un espacio de 0.4x0.5x1m de acuerdo a la Tabla 3 de la Norma EN 81-20.

Dimensiones espacios de refugio huida			
Tipo	Postura	Dimensiones horizontales	Altura
1	De pie	0.4x0.5m	2.00m
2	Agachado	0.5x0.7m	1.00m

Tabla 34: Refugios de huida.

Se establecen, de igual forma que para el foso del hueco, una serie de condiciones adicionales que se deben cumplir cuando la cabina se encuentra en su posición extrema superior, es decir cuando el contrapeso se encuentra sobre su amortiguador totalmente comprimido más la distancia correspondiente a su parada por gravedad al 115% de su velocidad nominal.

- La distancia entre la parte superior de la guía y el techo no debe ser inferior a 100mm [art 5.2.5.7.2 b9 EN 81-20]. La altura de las guías se debe aumentar en 100mm respecto del recorrido máximo de cabina y contrapeso. [art 5.2.5.6.2 EN 81-20].
- La distancia entre el techo del hueco o los componentes instalados sobre él y los componentes de mayor altura instalados sobre el techo de cabina debe ser superior a 500mm [5.2.5.7.2 EN 81-20].
- La distancia entre la parte superior del motor y el techo del hueco debe ser superior a 300mm [5.2.6.4.2.2 EN 81-20].
- La distancia entre la parte más alta de la barandilla en el caso de ser necesaria y el techo del hueco debe ser superior a 300mm [5.2.5.7.2c) EN 81-20].

Las condiciones normativas para la instalación de una barandilla sobre el techo requieren que la distancia existente entre el pasamanos y la pared del hueco debe ser superior a 300mm, en dicho caso, se instalará una barandilla de una altura no inferior a 700mm en caso de presentar una distancia no superior a 500mm, en caso de existir una distancia superior, será necesaria la instalación de una barandilla con altura no inferior a 1100mm. [art 5.4.7.4 EN81-20].

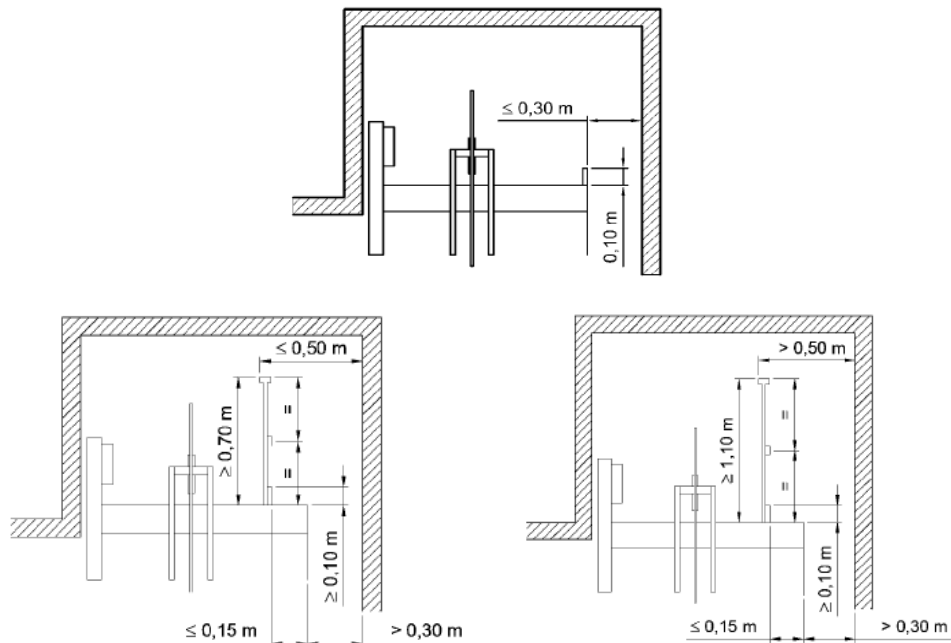


Figura 27: Distancias mínimas en instalación de barandillas.

Para el caso del sistema en diseño, es necesaria la instalación de una barandilla de 700mm en el lado de contrapeso al presentar una distancia entre hueco y cabina de 452mm.

Tal y como se ha comentado, la huida necesaria en el caso de ubicar el sistema de tracción sobre una viga independiente en el hueco es superior puesto que la distancia entre el punto inferior de dicha viga y la rodadera debe ser al menos de 100mm de acuerdo al artículo 5.2.5.7.2 EN 81-20, por lo que, tal y como se puede observar en los planos adjuntos en del anexo B, la huida aumenta en 500mm mediante esta configuración, por lo que finalmente se decide plantear la configuración con el sistema de tracción sobre las guías de contrapeso.



## 11. ANÁLISIS DE BASTIDOR

En el presente apartado se va a realizar el cálculo de los principales componentes del bastidor de cabina, los cuales son los encargados de soportar el peso de cabina, así como los esfuerzos procedentes del sistema de suspensión o las fuerzas que se originan durante la actuación de los diferentes dispositivos de emergencia.

La Normativa vigente no especifica ningún tipo de condición ni criterio de diseño de los diferentes componentes, de forma que es labor del propio diseñador la de asegurar el correcto funcionamiento de dicho chasis de cabina. En este caso, para los diferentes componentes del chasis de cabina que se van a diseñar se va a establecer un coeficiente de seguridad mínimo de 3 para la condición de carga en funcionamiento normal.

$$C_{s_{normal}} \geq 3$$

El diseño de los diferentes componentes se va a realizar a través de un proceso iterativo de prueba y error hasta obtener un diseño válido según el criterio anterior para cada uno de los casos de carga que se van a tener en cuenta, dichos casos de carga son los siguientes.

- Funcionamiento normal.
- Impacto contra amortiguadores.

El procedimiento de diseño seguido consta de las siguientes fases.

- Fase 1: Obtención de las tensiones máximas en cada uno de los componentes bajo la condición de carga de funcionamiento normal a través de diagramas de esfuerzos en cada uno de los componentes del diseño planteado.
- Fase 2: Diseño de los perfiles necesarios en cada uno de los componentes según la condición establecida anteriormente.
- Fase 3: Comprobación de resultados a través del programa SolidWorks y optimización del diseño.
- Fase 4: Comprobación de validez de dicho diseño bajo la condición de carga de la actuación de los amortiguadores a través del programa SolidWorks.

Es preciso comentar que el cálculo del presente bastidor se realiza de forma superficial, con el objetivo de conocer los esfuerzos a los que está sometido el chasis bajo los principales casos de carga de un sistema de elevación. De forma que el diseño planteado para el bastidor de cabina es superficial y no representa la apariencia real que presentaría el chasis de cabina definitivo que se instalaría en el sistema de elevación planteado.



De esta forma, el bastidor planteado está formado por los siguientes componentes:

- Largueros verticales: Uno a cada uno de los lados de la cabina, paralelos a las guías sobre los cuales se ubican las rozaderas en sus extremos superior e inferior.

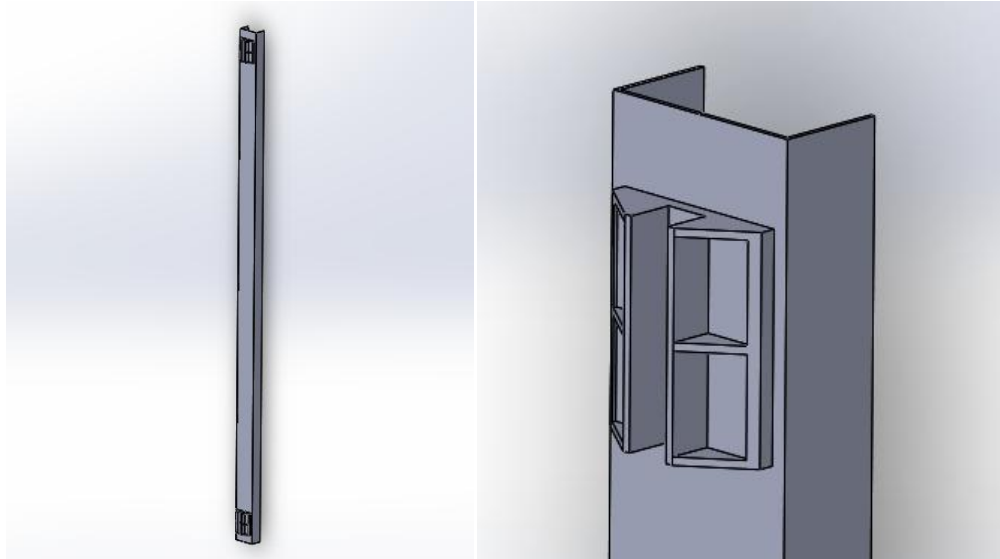


Figura X: Largueros verticales y detalle de rozadera.

- Travesaño inferior: Supone un travesaño inferior que une los largueros del bastidor sobre el que se apoyan los perfiles que soportan la cabina.

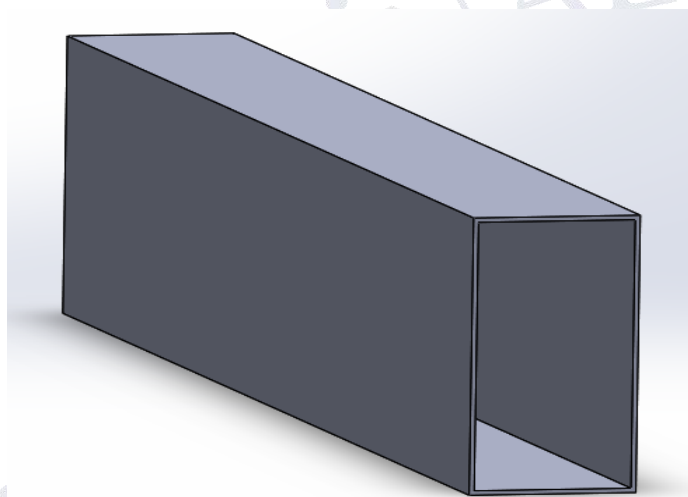


Figura X: Travesaño inferior.

- Perfil de suspensión: Perfil horizontal que contiene las poleas de la suspensión de cabina y sirve de apoyo adicional para los perfiles que soportan la cabina.

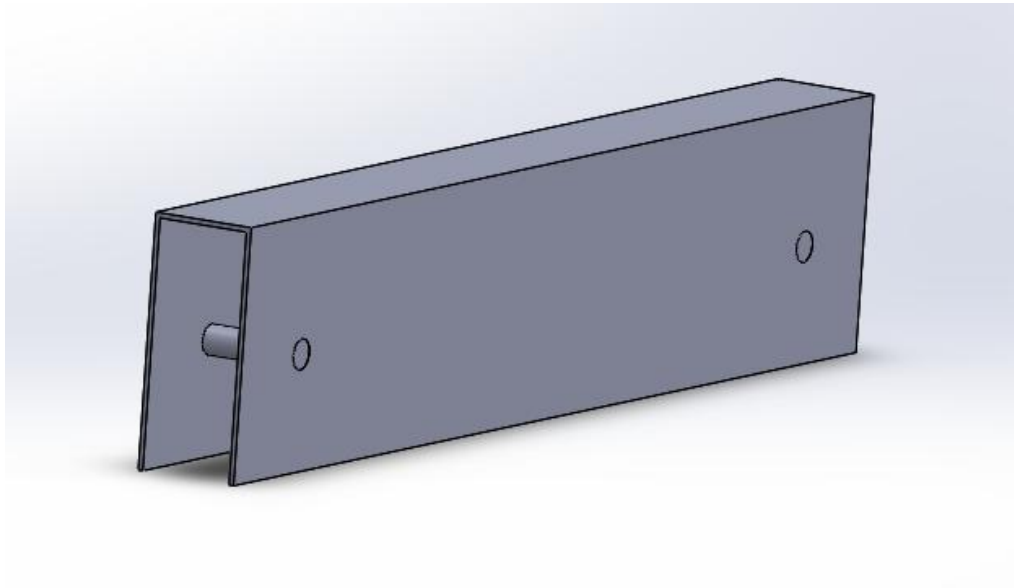


Figura X: Perfil de suspensión.

- Perfiles de cabina: Suponen dos perfiles de sección omega ubicadas bajo la cabina y cuya función es la de transmitir los esfuerzos de la mencionada cabina al perfil de suspensión y travesaño inferior.

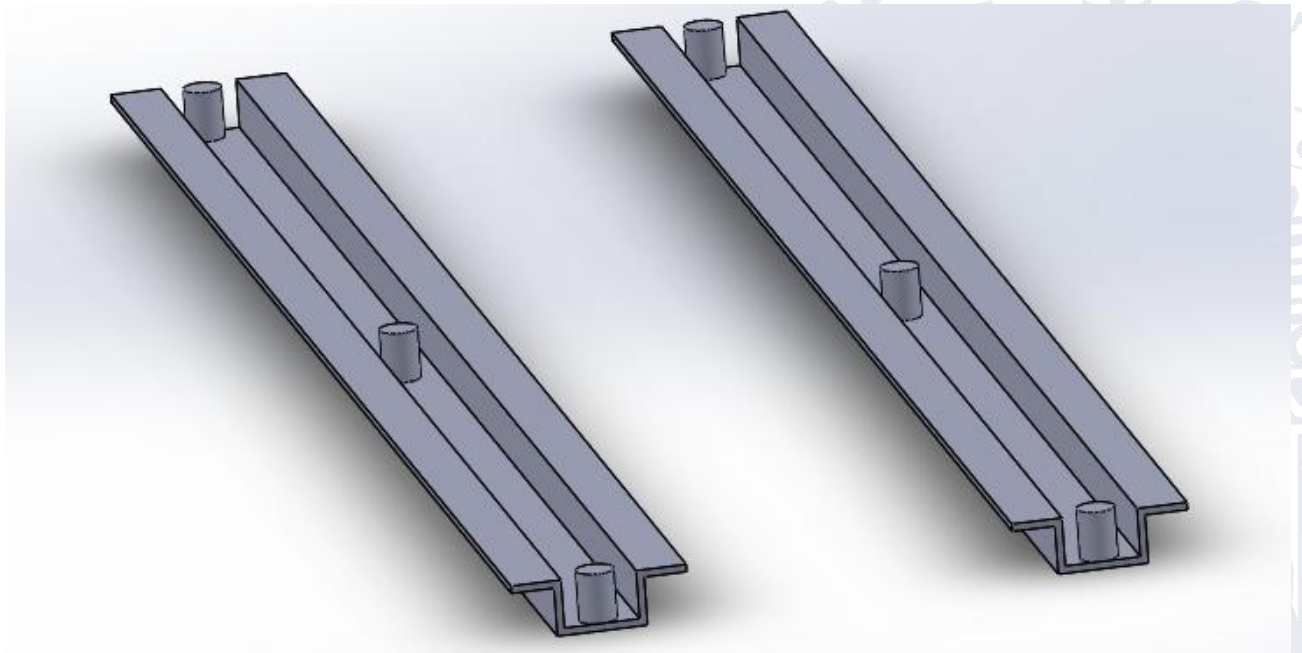


Figura X: Perfiles de cabina.

### 11.1. Fase 1: Tensiones máximas en cada uno de los componentes.

Dada la configuración del bastidor, la realización de esta primera fase del diseño se va a realizar a través del programa SolidWorks con su módulo Simulation de cálculo por elementos finitos.

En un primer acercamiento al cálculo, se inició realizando el cálculo de forma individual para cada elemento, pero puesto que la obtención de los esfuerzos de cada componente de forma individual incrementa considerablemente su complejidad, se optó por realizar dicho cálculo de forma conjunta a través del programa SolidWorks. Este programa permite obtener los esfuerzos y desplazamientos de cada uno de los componentes en cada uno de sus ejes principales.

Para la realización del presente cálculo, es preciso determinar los esfuerzos a los que va a estar sometido el bastidor. Tal y como se ha comentado anteriormente, se va a considerar en primer lugar el funcionamiento normal del sistema de elevación. Bajo este supuesto, se considera que la cabina se encuentra ubicada en la posición de planta inferior con la totalidad de su carga nominal.

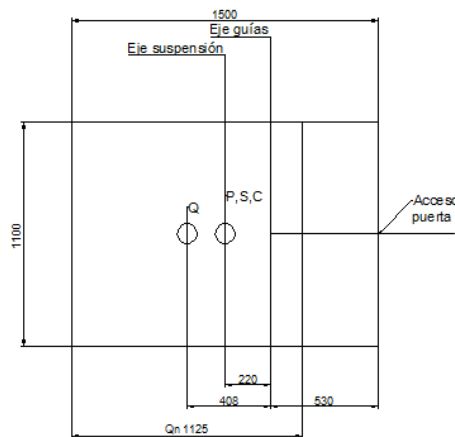


Figura 28: Situación de carga en cabina

Es preciso realizar una serie de comentarios referentes a la distribución de las cargas anteriores:

- La masa de los cables de tracción se considera en su totalidad en el lado de cabina al encontrarse en su posición de planta inferior.
- La masa de cabina ( $Q_{cab}=950\text{Kg}$ ) se reparte por igual entre la masa de chasis y la masa de la propia cabina de pasajeros, de forma que el reparto de dichas cargas recae sobre diferentes puntos del conjunto.
- La carga nominal de cabina se considera, de igual forma que en el apartado 9.1 referente al cálculo de guías de cabina que la carga nominal de cabina se reparte sobre las  $\frac{3}{4}$  partes de la superficie de cabina en su posición más desfavorable.





A continuación es necesario realizar el reparto de las mencionadas cargas sobre el sistema planteado:

- Se establecen tres puntos de apoyo de la cabina sobre los perfiles de cabina. Estos apoyos deben soportar los esfuerzos transmitidos por la carga nominal y la carga correspondiente a la masa de la cabina (450Kg).
- El sistema de suspensión recibe directamente el resto de esfuerzos: Entre los que se incluye la masa restante de cabina, masa de poleas y cables de tracción

Una vez establecidas las condiciones de cálculo, se procede a realizar el diseño del conjunto a través del programa de cálculo SolidWorks, en el cual se realiza un modelo tridimensional simplificado en el que aparecen los componentes anteriormente comentados con las dimensiones correspondientes.

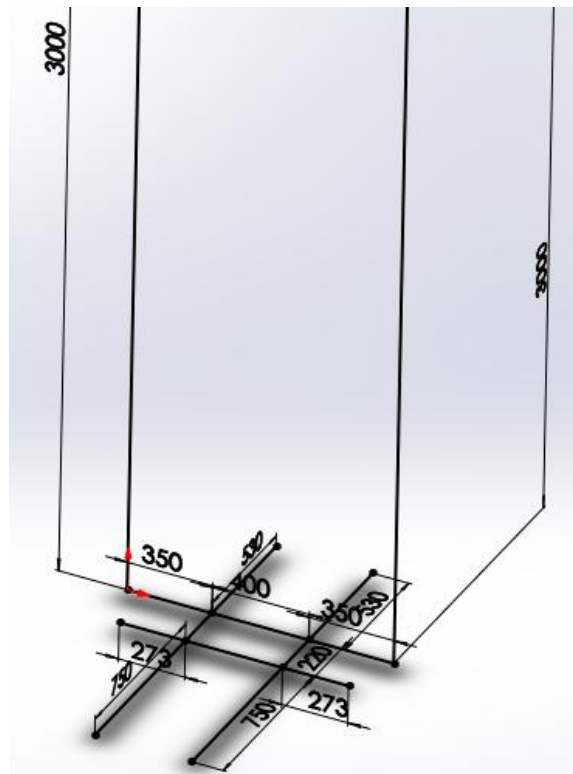


Figura 29: Modelo simplificado de bastidor.

SolidWorks permite obtener los diagramas de esfuerzos del modelo en cada una de sus tres direcciones principales a través de \*nombre módulo de vigas\*. Para ello, de igual forma que para un cálculo por elementos finitos, es preciso aplicar sobre el modelo los diferentes esfuerzos a los que está sometido así como imponer las condiciones de apoyo del sistema.

Tal y como se ha comentado anteriormente, los esfuerzos a los que está sometido el sistema presentan los siguientes valores:

#### 11.1.1. Esfuerzos sobre perfiles de cabina.

La cabina del ascensor se apoya directamente sobre dos perfiles de sección omega en tres puntos equidistantes donde se ubican tacos de caucho. Las fuerzas de cabina se distribuyen por igual entre ambos perfiles, sobre los que se ejerce el peso de la carga nominal de forma uniforme sobre las  $\frac{3}{4}$  partes de su extensión. El peso propio de la cabina se distribuye de forma uniforme a lo largo de toda la extensión de la viga tal y como se observa en la figura a continuación.

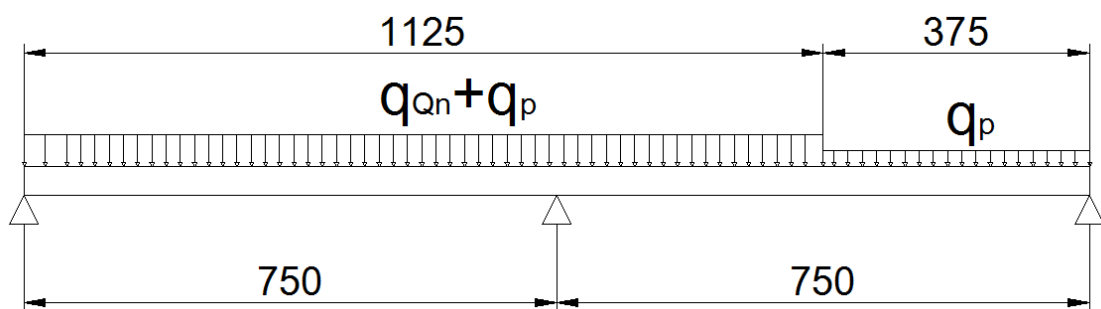


Figura 29: Distribución de carga perfiles de cabina

El valor de las diferentes cargas sobre cada perfil son los siguientes:

$$q_{Qn} = \frac{Q_n}{l' * 2} = \frac{630Kg}{1125mm * 2} = 0.28Kg/mm \quad [ec. 58]$$

Donde "l'" corresponde a la distancia de cabina sobre la que se extiende la carga nominal bajo el supuesto planteado.

$$q_p = \frac{Q_c * 0.5}{l * 2} = \frac{950Kg * 0.5}{1500mm * 2} = 0.158Kg/mm \quad [ec. 59]$$

En este caso, la longitud corresponde al fondo de cabina.

Puesto que se trata de un problema hiperestático, no se puede resolver de forma directa a través de las ecuaciones de equilibrio, sino que se necesitan las condiciones de deformación. Para ello se puede aplicar el método de la flexibilidad (desplazamientos compatibles con las restricciones de sus apoyos y las uniones de las barras, de forma que se consideran tanto las ecuaciones de compatibilidad y equilibrio. Esto se puede realizar a través de las ecuaciones de comportamiento o a través de las ecuaciones del teorema de los trabajos virtuales.

En este caso, se realizará a través del método de elementos finitos mediante el programa MEFI para simplificar los cálculos, obteniendo los siguientes resultados.

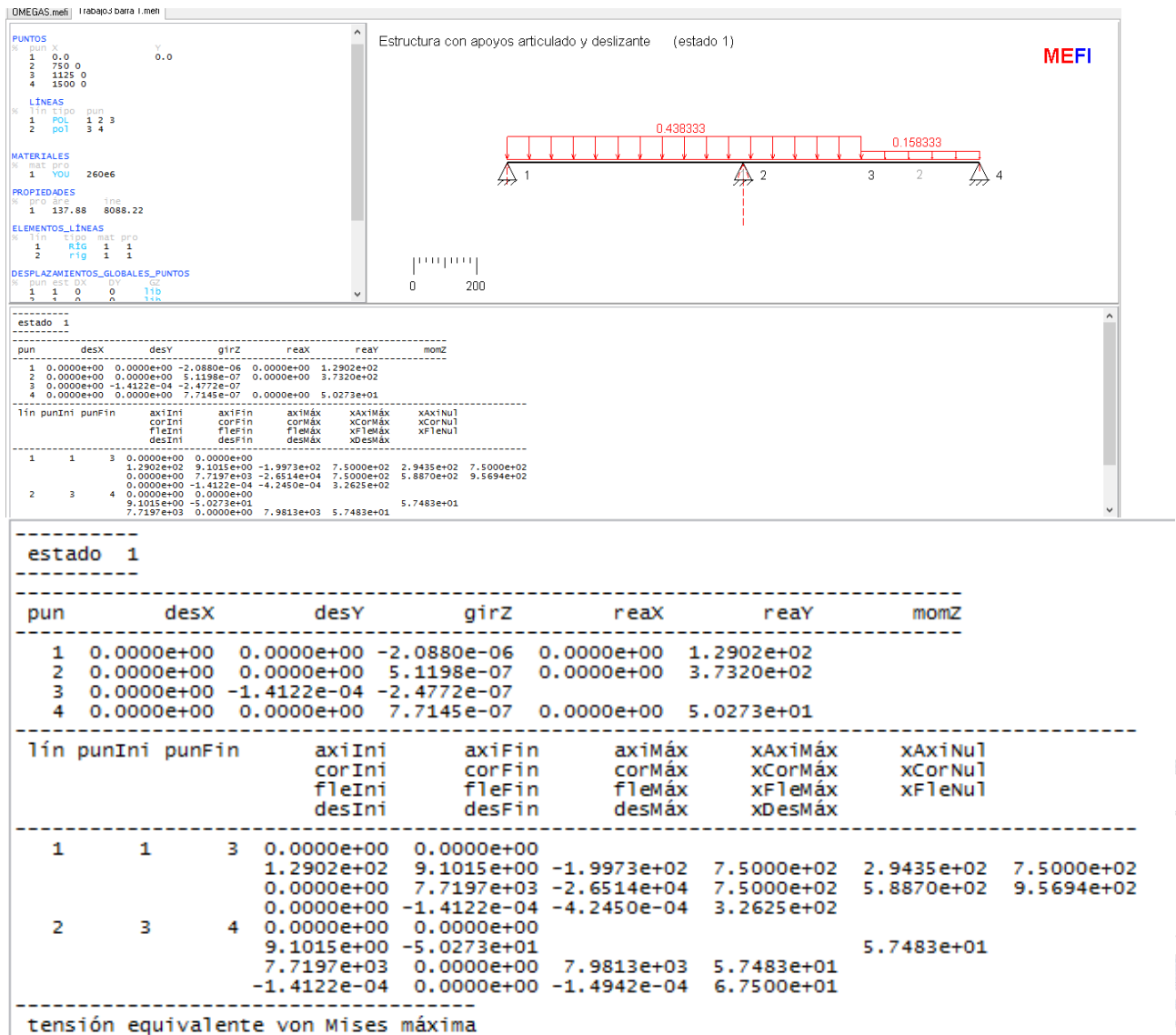


Figura 30: Resultados MEFI.

$$R_1 = 129.02Kg \quad R_2 = 373.20Kg \quad R_3 = 50.28Kg$$

### 11.1.2. Esfuerzos sobre puntos de suspensión.

Tal y como se ha comentado, los esfuerzos correspondientes al resto del peso del chasis de cabina, poleas y masa de cables de tracción se aplica de forma equitativa sobre los puntos de suspensión.

$$Q_{susp} = \frac{(Q_c * 0.5) + m_{poleas} + m_{cables}}{2} \quad [ec. 60]$$

$$275.16Kg = \frac{(950Kg * 0.5) + (2 * 12Kg) + 51.32Kg}{2}$$

Así mismo, es preciso aplicar una fuerza de compresión sobre cada uno de los puntos de suspensión con el propósito de representar la tensión que se produce debido a los cables de tracción entre las poleas de suspensión.



$$Q_{comp} = F_{conjunto}$$

$$F_{conjunto} = \frac{Q_n + Q_c + m_{poleasc\ hasis} + m_{cables}}{2}$$

$$F_{conjunto} = \frac{630Kg + 950Kg + (2 * 12Kg) + (4 * 47m * \frac{0.273Kg}{m})}{2} * g = 8119.36 N$$

Las condiciones de apoyo del modelo corresponden a una imposibilidad de desplazamiento horizontal sobre los apoyos de las vigas y un desplazamiento vertical impedido sobre los puntos de suspensión. A continuación se presentan dos figuras en las que se muestran tanto las condiciones de apoyo como los esfuerzos externos comentados anteriormente.

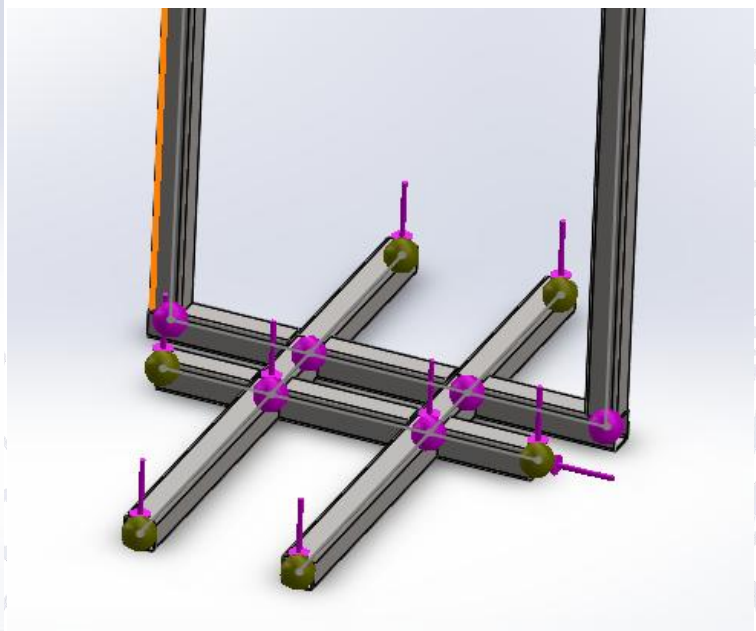
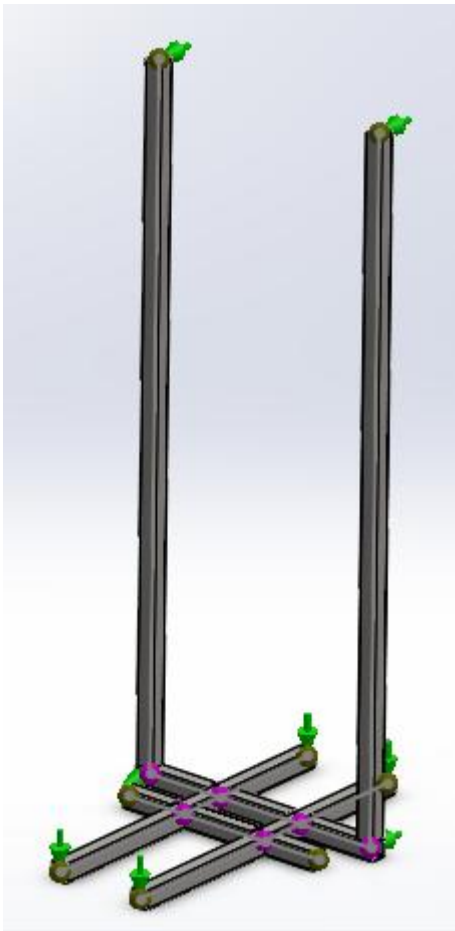


Figura 32: Condiciones de apoyo (izquierda) y fuerzas externas (derecha) cálculo de esfuerzos.

Así mismo, es preciso comentar que se ha necesitado aplicar condiciones de apoyo de tipo muelle así como desahogos inerciales con el fin de solucionar un desequilibrio presentado en las deformaciones de los largueros debido a inexactitudes producidas en el cálculo.

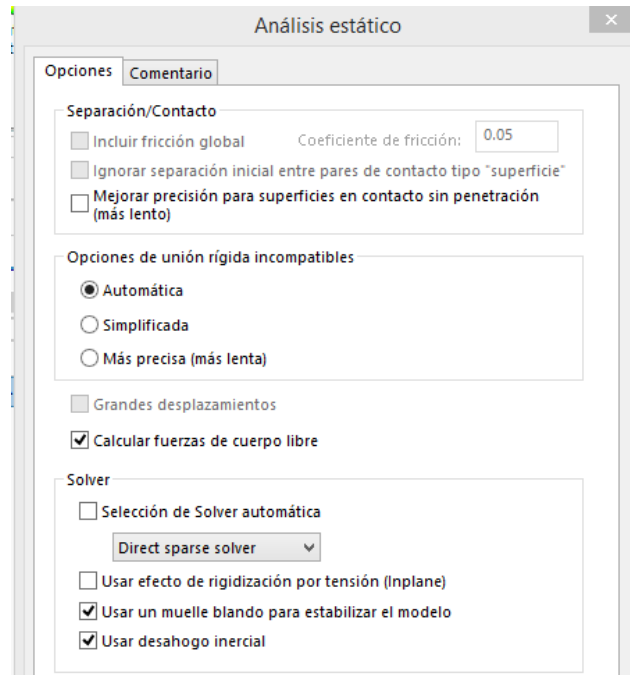


Figura 33: Características del cálculo de esfuerzos.

Es preciso comentar que la realización de este análisis a través del programa SolidWorks, se efectúa por medio de un cálculo de Elementos Finitos, por lo que es necesario aplicar un perfil a cada uno de los componentes así como el material de los mismos. En el presente caso se aplican perfiles estructurales 80x80x5 con un material S275JR. Los resultados referentes a tensiones y coeficientes de seguridad obtenidos en el resultado no coinciden con los que se producen en el modelo real dadas las características comentadas.

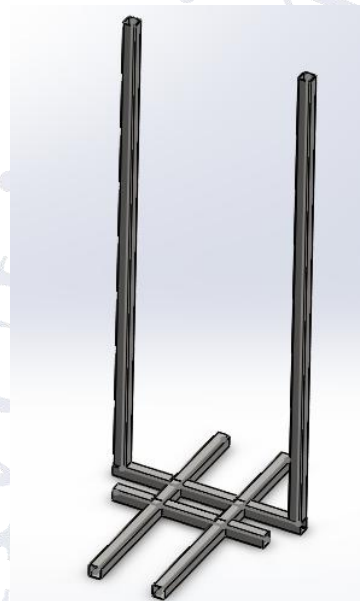


Figura 34: Modelo simplificado bastidor.

Una vez determinadas las cargas a las que está sometido el conjunto, se procede a la computación del cálculo y al análisis de los resultados obtenidos.

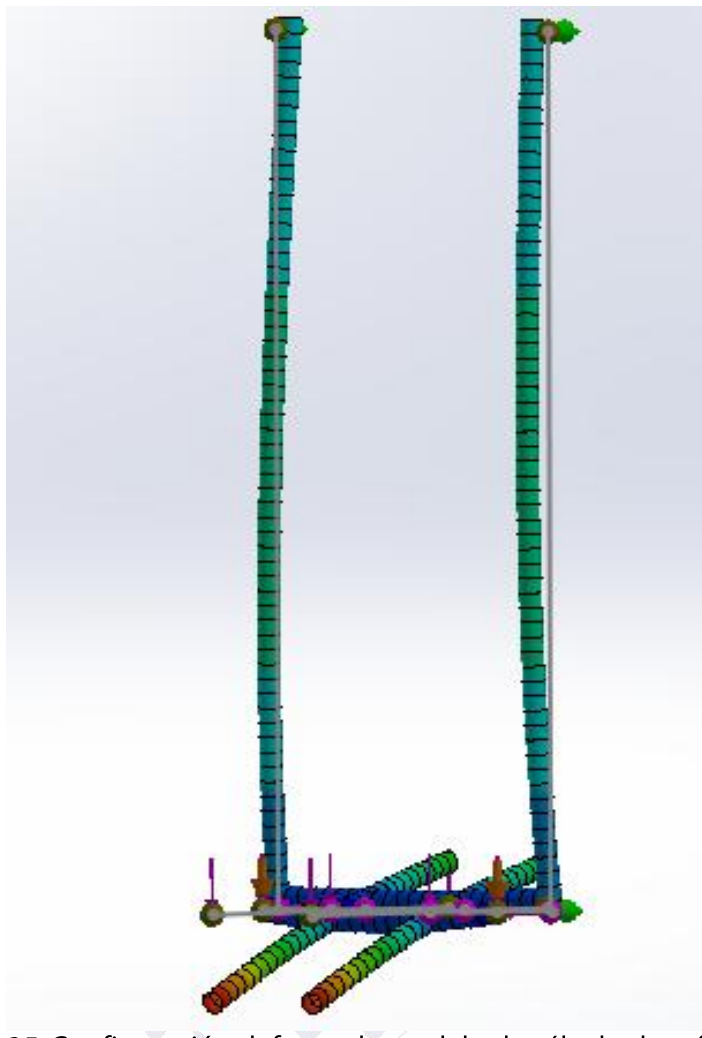


Figura 35: Configuración deformada modelo de cálculo de esfuerzos.

Los resultados obtenidos en referencia a reacciones en el modelo coinciden con las obtenidas en cálculos anteriores al obtenerse una reacción vertical sobre los puntos de suspensión de 8120.1 N, valor coincidente con el obtenido en el apartado 5.2.1 del presente documento. Así mismo, las reacciones sobre las guías de los largueros coinciden con las obtenidas en el apartado X. Estos valores no coinciden de forma directa puesto que el cálculo de guías requiere la aplicación de un coeficiente de seguridad de valor 1.2 de acuerdo con la Tabla 22 del presente documento y en el cálculo de bastidor no se aplican coeficientes de mayoración de fuerzas

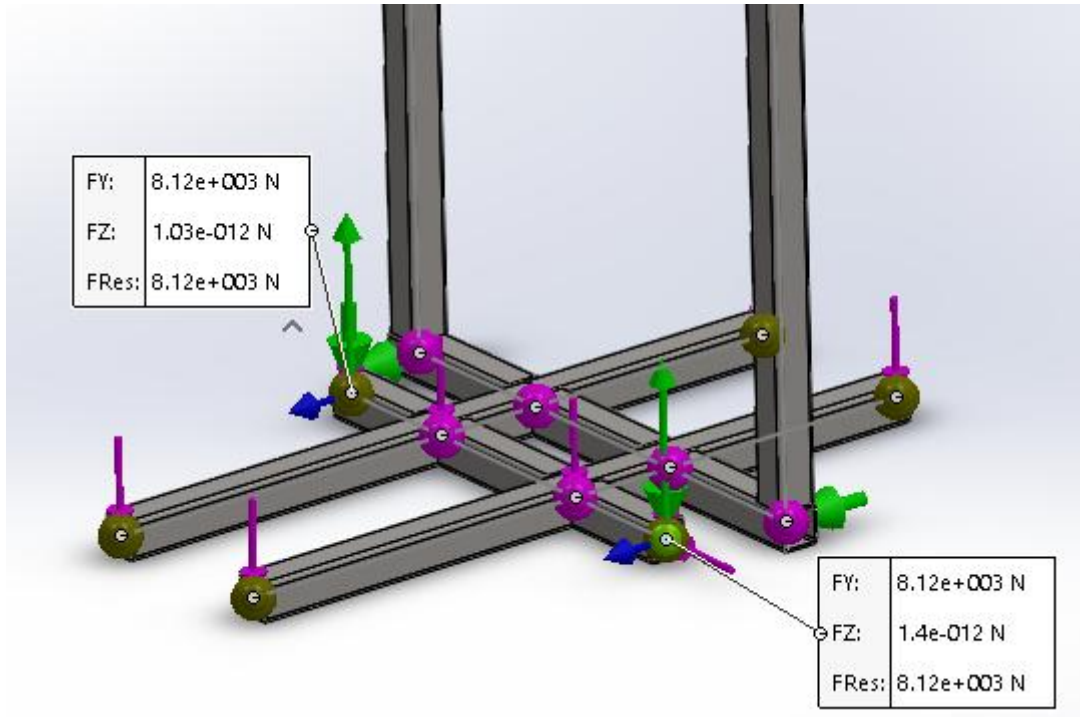


Figura 36: Reacciones sobre puntos de suspensión.

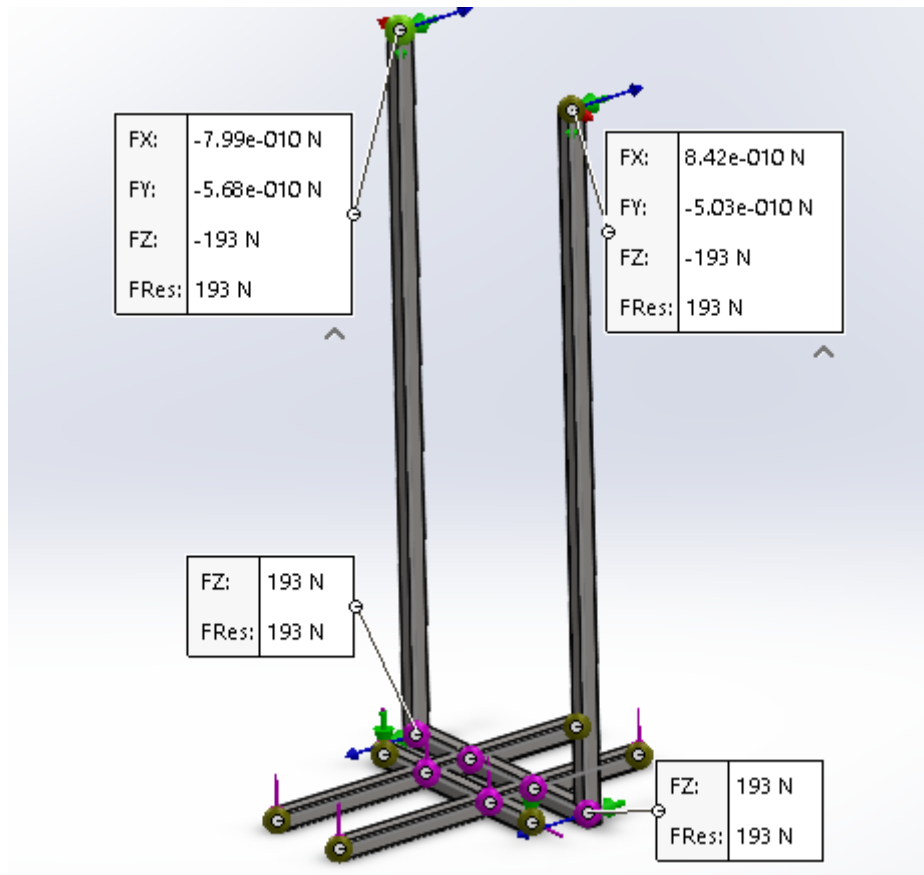


Figura 37: Reacciones sobre rozaderas de cabina.

### 11.1.3. Tensiones perfiles de cabina.

Puesto que se trata de un modelo simétrico, únicamente se evaluarán los esfuerzos sobre uno de los perfiles de cabina, siendo los resultados igualmente válidos para ambos componentes.

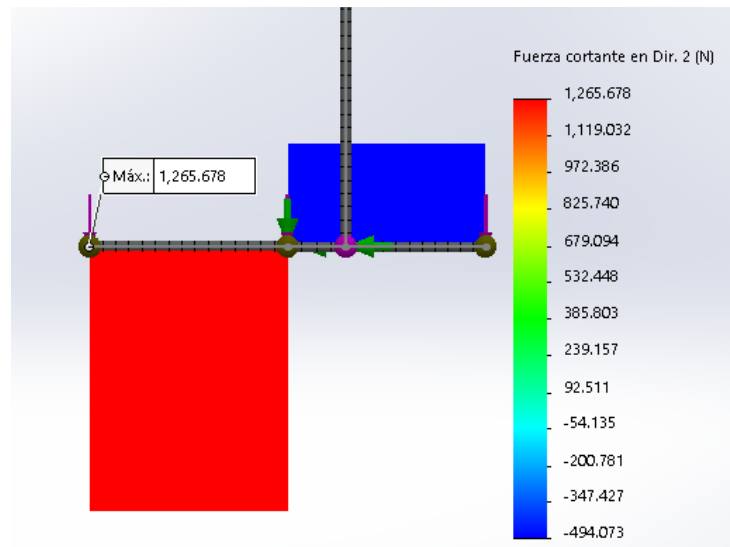


Figura 38: Esfuerzos cortantes perfil de cabina dirección Y.

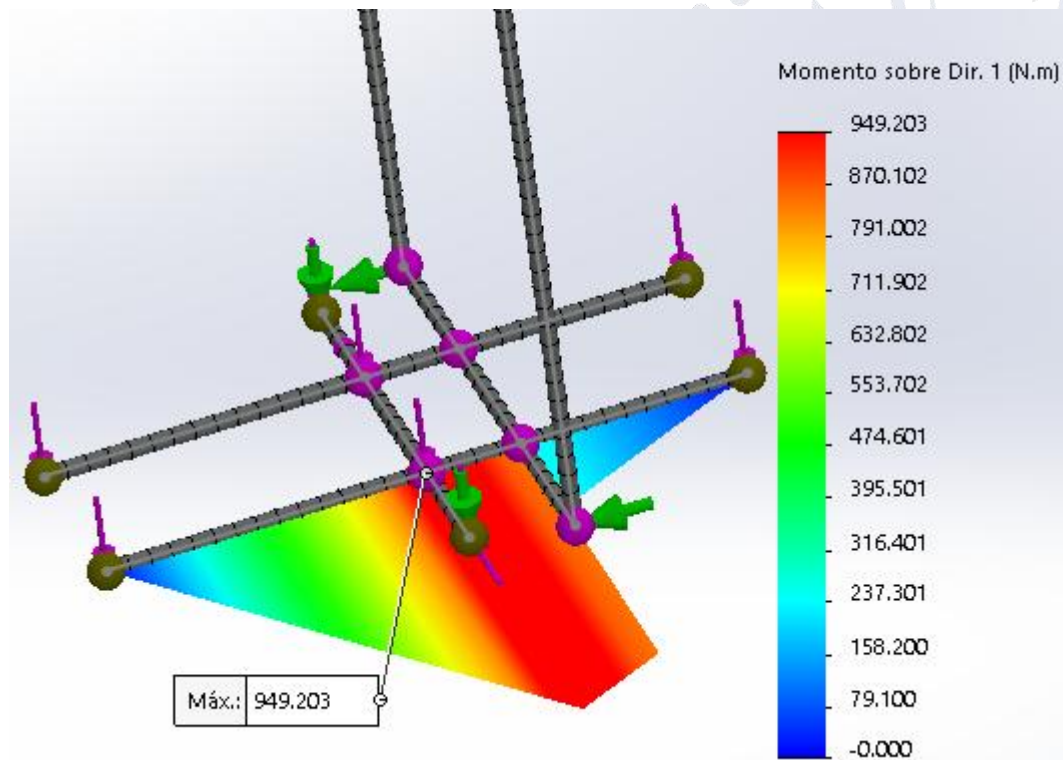


Figura 39: Momentos flectores dirección X perfil de cabina.



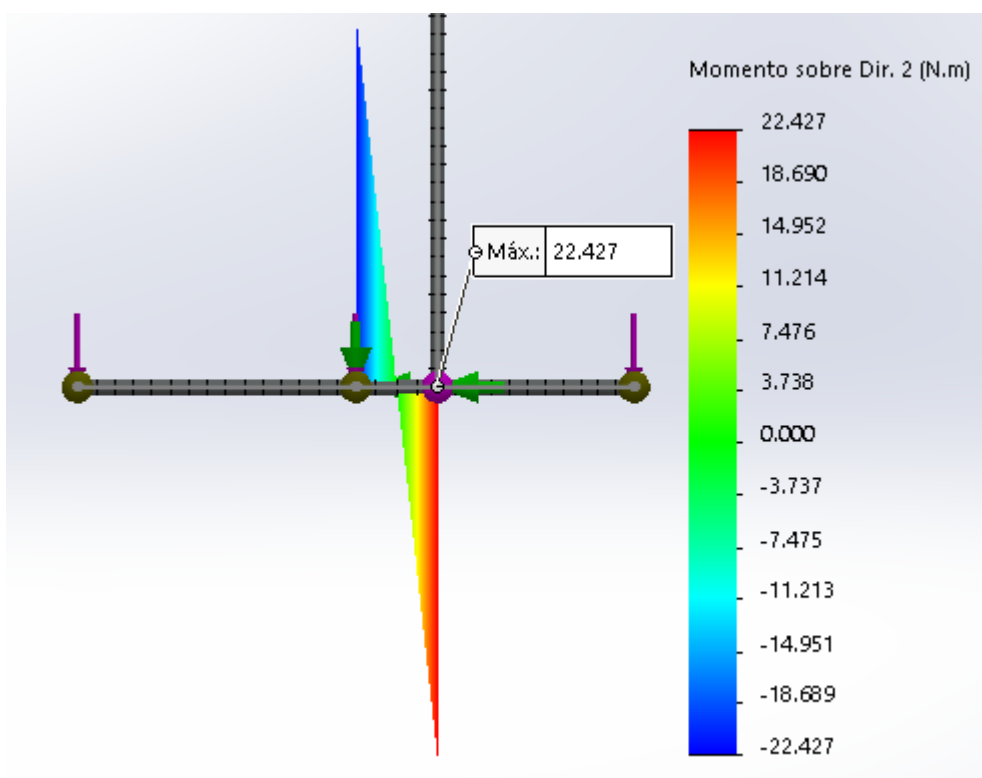


Figura 40: Momentos flectores dirección Y perfil de cabina.

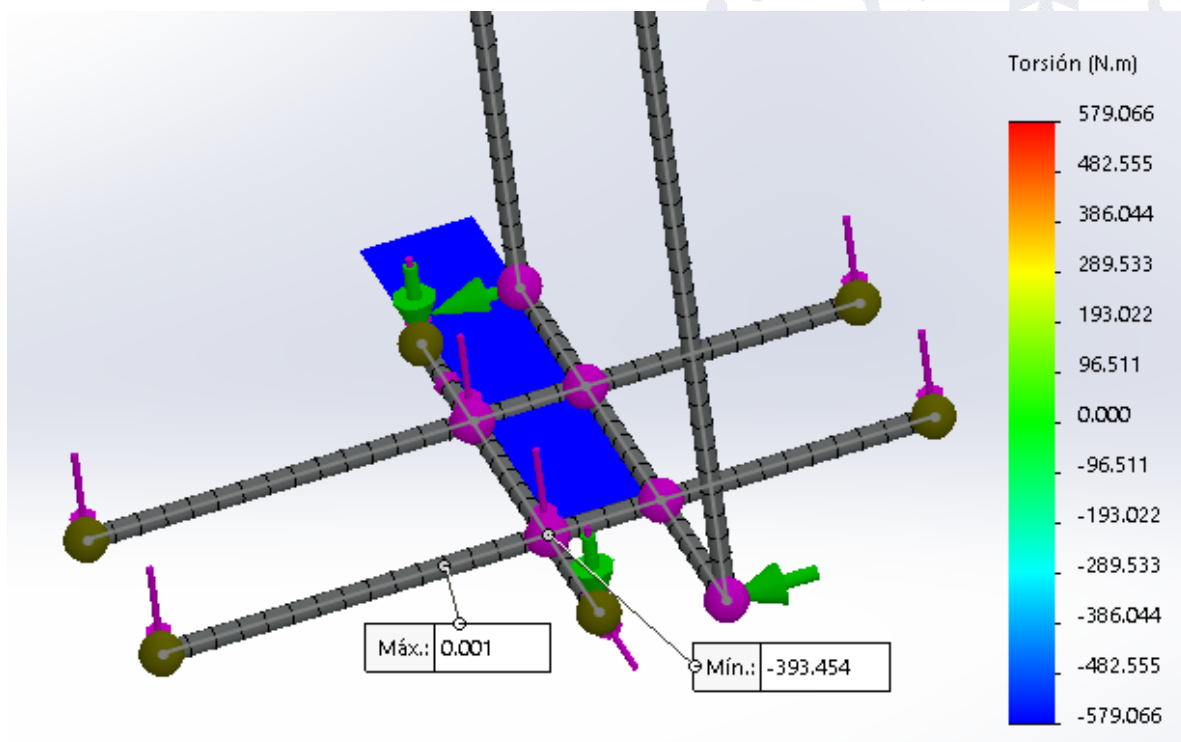


Figura 41: Momento torsor sobre perfil de cabina.

En vista de los resultados obtenidos, se puede concluir que la zona más solicitada de los perfiles de cabina corresponde con la unión de estos con el perfil de suspensión en su sección izquierda. La tabla a continuación resume los resultados obtenidos.

Esfuerzos máximos perfil de cabina	
Mx	949.265 N.m
My	0.2243 N.m
Mo	394.281 N.m

Tabla 35: Esfuerzos máximos perfil de cabina.

A continuación se desarrollan los resultados obtenidos para cada uno de los elementos que conforman el bastidor en diseño. Únicamente se incluyen las representaciones de esfuerzos en las direcciones en las que se obtienen valores superiores a cero.

#### 11.1.4. Perfil de suspensión.

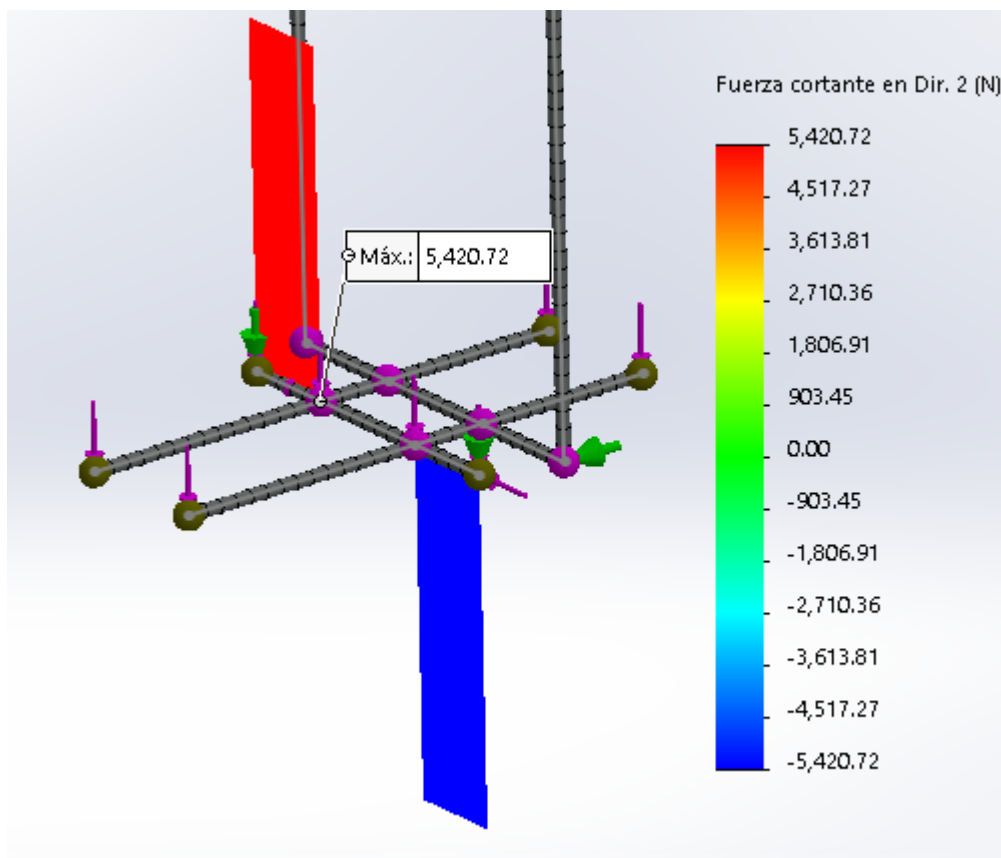


Figura 42: Esfuerzos cortantes dirección Y perfil de suspensión.

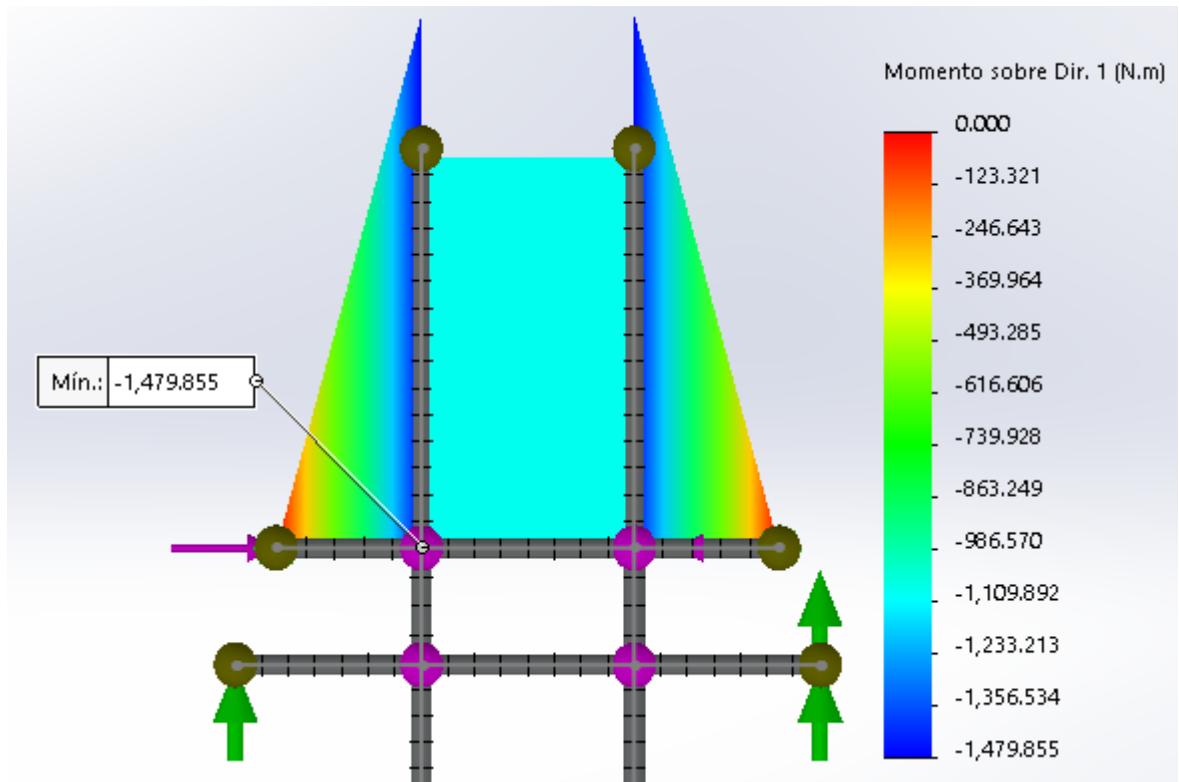


Figura 43: Momentos flectores en dirección X perfil de suspensión.

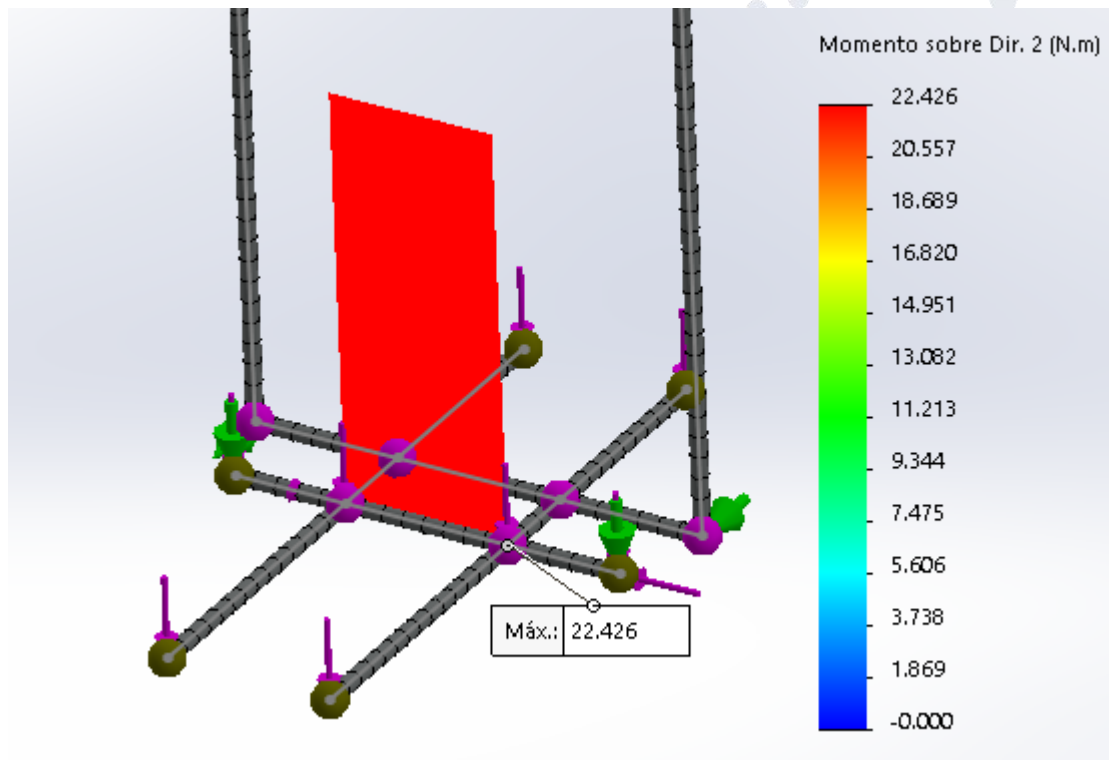


Figura 44: Momentos flectores dirección Y perfil de suspensión.



Sobre este perfil se produce una fuerza de compresión axial de valor  $F=8119.23\text{N}$  tal y como se ha definido anteriormente, de este modo, la zona más solicitada de este perfil se produce en la intersección con los perfiles de cabina en su sección exterior, dado que se obtiene un mayor momento flector; donde se obtienen los siguientes esfuerzos incluidos en la tabla a continuación.

Esfuerzos máximos perfil de suspensión	
N	8119.34 N
Mz	1497.855 N.m

Figura 36: Esfuerzos máximos perfil de suspensión.

#### 11.1.5. Travesaño inferior.

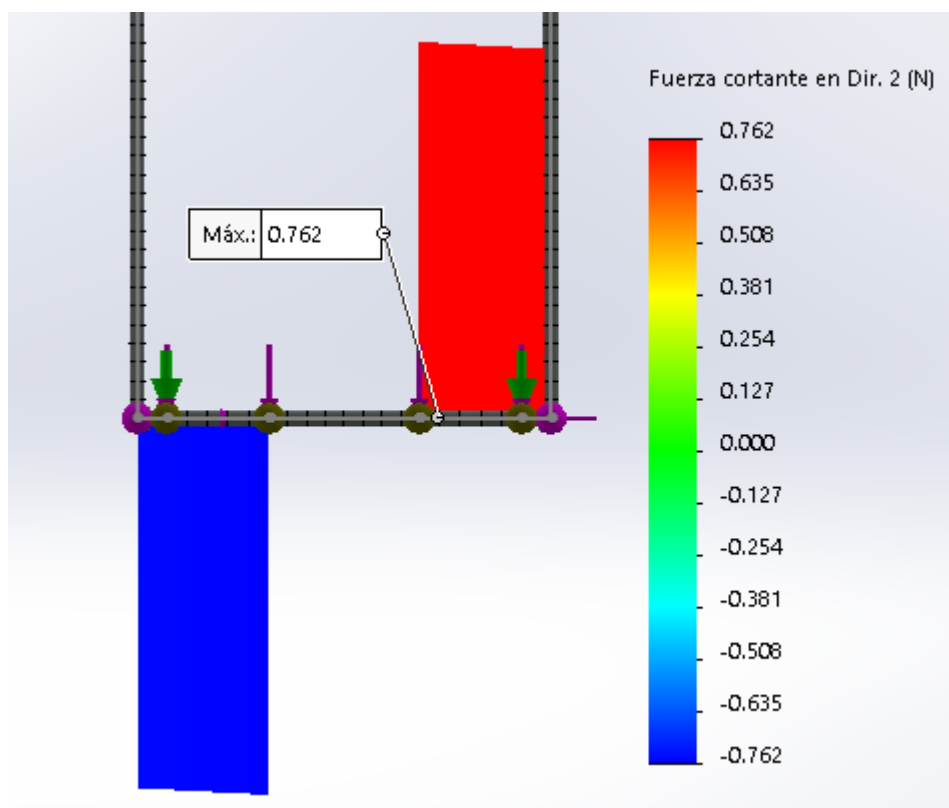


Figura 46: Esfuerzos cortantes dirección Y sobre travesaño inferior.

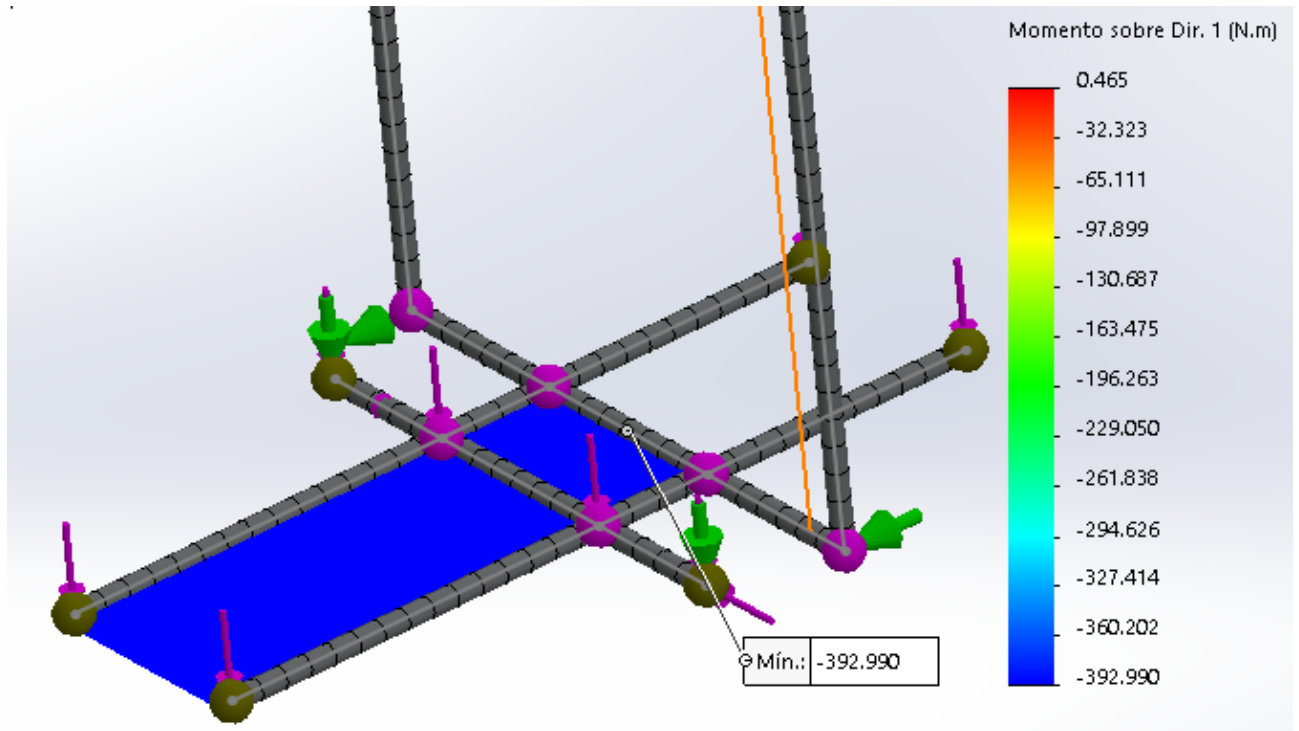


Figura 47: Momentos flectores dirección Z travesaño inferior.

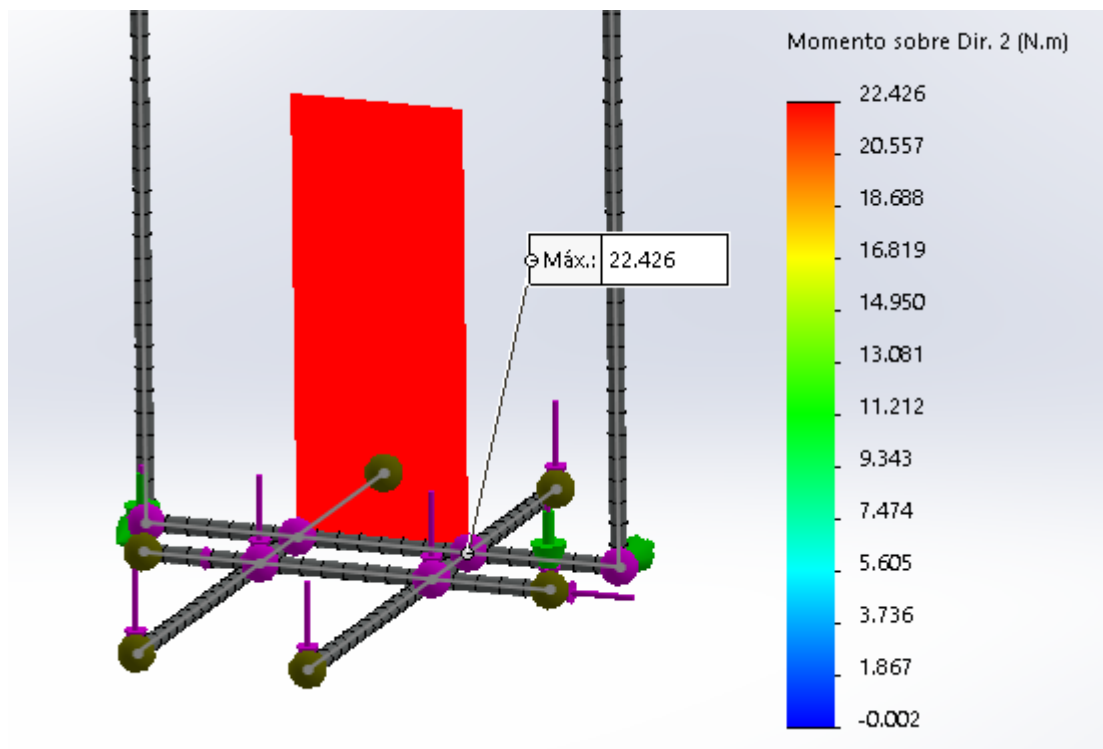


Figura 48: Momentos flectores dirección Y sobre travesaño inferior

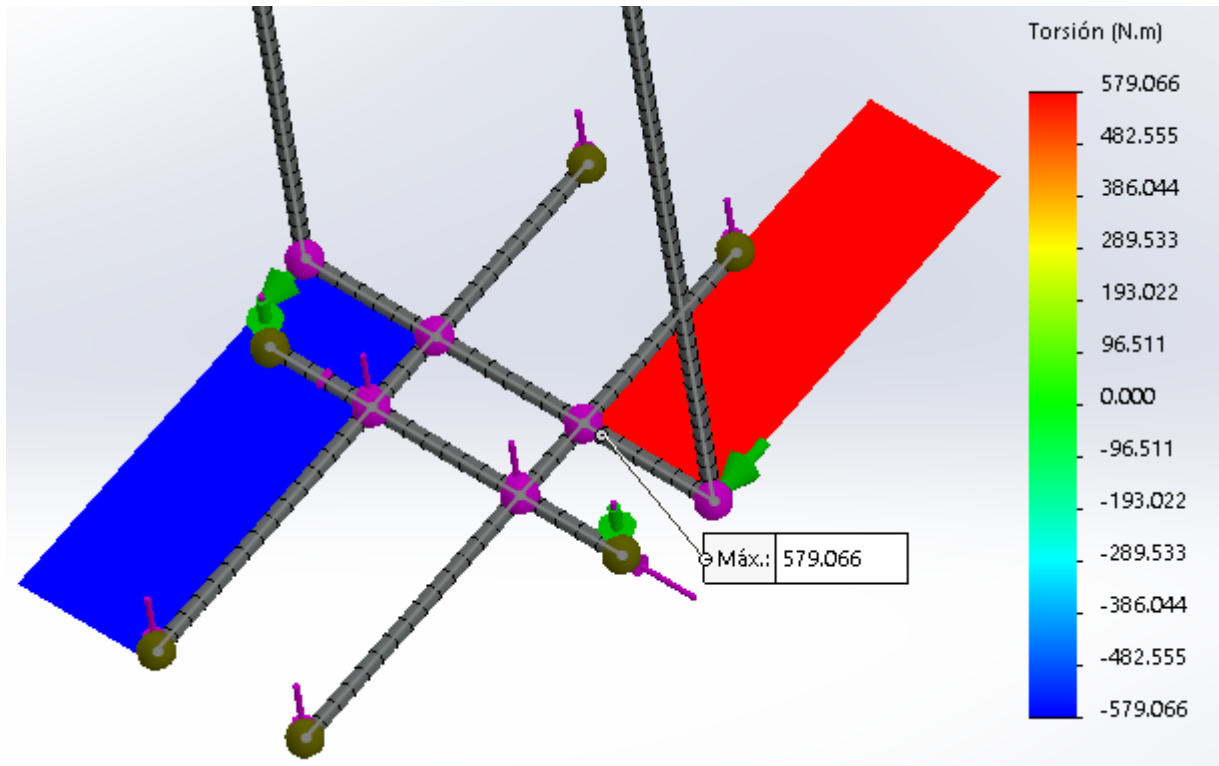


Figura 49: Esfuerzos de torsión travesaño inferior.

En vista de los resultados obtenidos no se conoce a priori la zona del componente más solicitada puesto que la unión entre los perfiles de cabina y el travesaño inferior presenta momentos flectores y torsionales diferentes a un lado y otro de dicho punto. Para ello se analiza cual de las dos secciones presenta una mayor tensión de Von Mises a partir de las ecuaciones a continuación planteadas. Para el cálculo se emplea la sección definida en el apartado 11.2.3 del presente documento. (Ver Tabla 47)

$$\sigma_x = \frac{N}{A} + \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \quad [\text{ec. X}]$$

$$\tau_{max} = \frac{M_o}{W_o} \quad [\text{ec. X}]$$

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{max}^2} \quad [\text{ec. X}]$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad [\text{ec. X}]$$



Aplicando las ecuaciones anteriores al caso en estudio se obtienen los siguientes resultados.

Esfuerzos máximos travesaño inferior	
Sección interior	
My	392990 N.mm
Mx	22246 N.mm
$\sigma_{vm}$	2.71 MPa
Sección exterior	
Mo	579006 N.mm
$\sigma_{vm}$	5.26MPa

Figura 37. Cálculo sección más desfavorable travesaño inferior

En vista de los resultados obtenidos podemos concluir que la sección más solicitada del travesaño inferior del bastidor corresponde a la parte exterior del perfil en la unión con los perfiles de cabina.

#### 11.1.6. Largueros verticales.

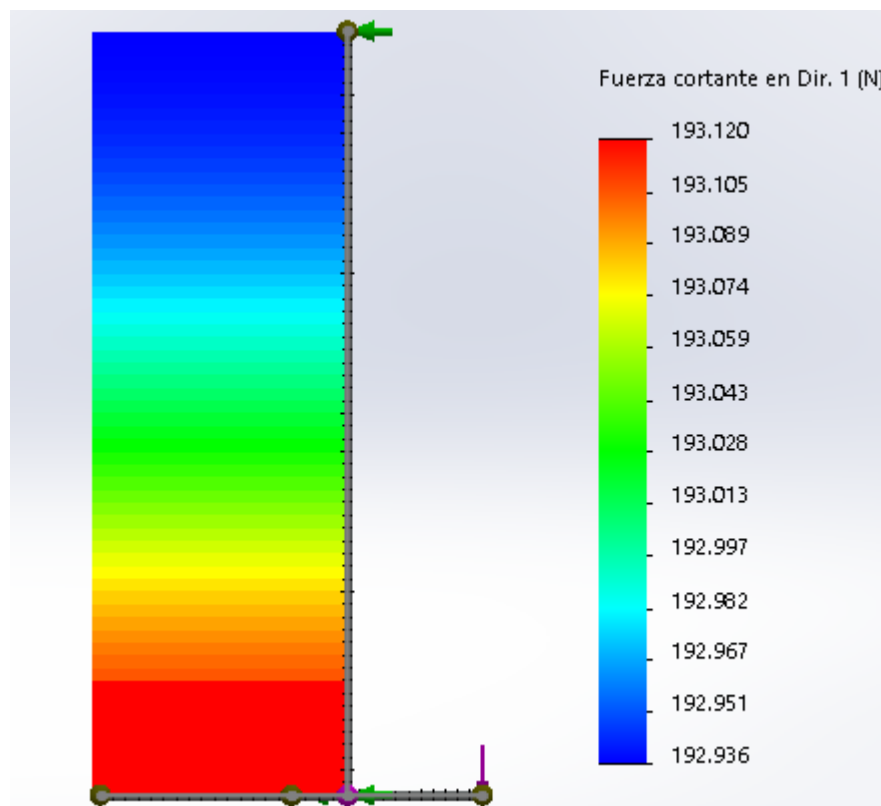


Figura 50. Fuerza cortante dirección Z largueros verticales.

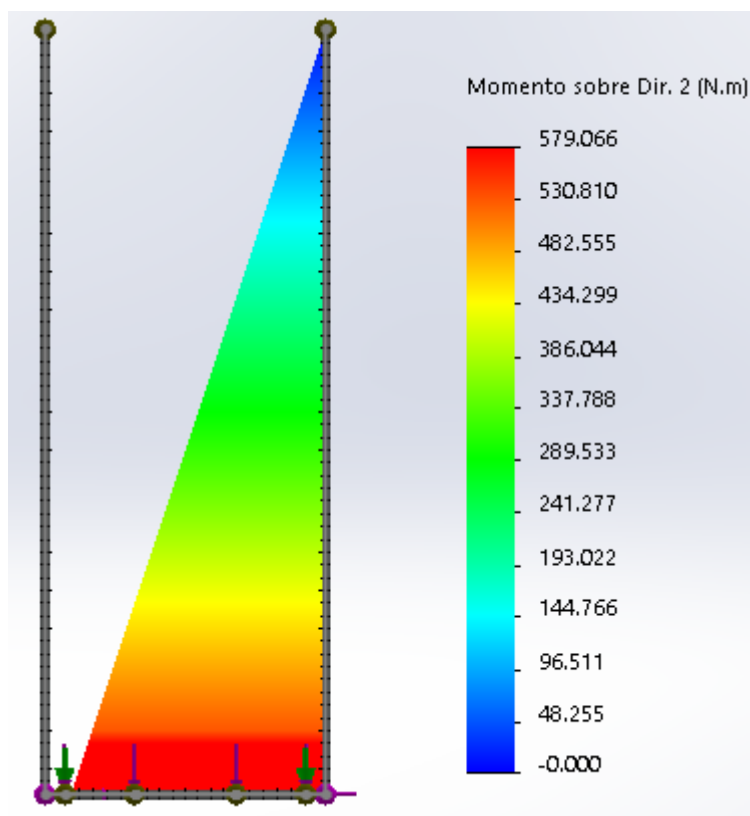


Figura 51: Momentos flectores dirección X largueros verticales.

En vista de los resultados obtenidos, la sección más solicitada de los largueros verticales corresponde a la parte inferior donde se obtienen los siguientes resultados.

Esfuerzos máximos largueros verticales		
Largueros verticales	Mx	579.066 N.m

Tabla 38: Esfuerzos máximos largueros verticales

## 11.2. Fase 2: Diseño de perfiles.

A partir de los resultados obtenidos anteriormente se puede realizar un diseño de los diferentes perfiles necesarios para cada uno de los componentes del bastidor planteado.

La realización de la presente fase se realiza de forma iterativa, modificando las dimensiones de los distintos perfiles hasta obtener un resultado acorde a las dimensiones necesarias y las características resistentes especificadas, siendo en este caso un coeficiente de seguridad superior a 3.

Es preciso mencionar el empleo para todos los componentes de acero estructural S275JR de acuerdo a la Norma UNE-EN 10027-1.

La tabla a continuación resume los esfuerzos a los que está sometido cada componente en su punto de máxima sollicitación.



Esfuerzos máximos		
Perfiles de cabina	Mx	949.265 N.m
	My	0.2243 N.m
	Mo	394.281 N.m
Perfil de suspensión	N	8119.34 N
	Mz	1497.667 N.m
Travesaño inferior	Mo	579.066 N.m
Largueros verticales	Mx	579.066 N.m

Tabla 39. Esfuerzos máximos en vigas.

### 11.2.1. Perfiles de cabina.

El diseño de los perfiles de cabina se realiza a través de acero S275JR de acuerdo a la Norma UNE-EN 10027-1 con una sección transversal tipo omega en la cual, tras diferentes pruebas se establece una sección con las dimensiones presentadas en la figura a continuación.

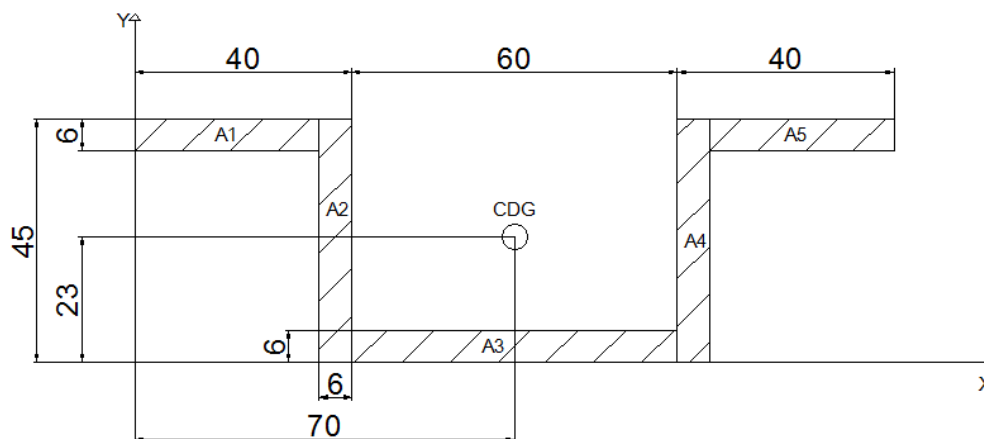


Figura 52: Dimensiones perfil de cabina.

Para conocer las tensiones que se producen bajo la sollicitación de carga establecida, es necesario conocer las inercias de la sección y sus módulos resistentes; para ello, se discretiza la sección y se obtienen los valores de las diferentes partes así como sus inercias globales a partir de las ecuaciones siguientes.

En primer lugar, es necesario obtener el centro de gravedad del conjunto.

$$x_g = \frac{\sum A_i \cdot x_i}{\sum A_i}; \quad y_g = \frac{\sum A_i \cdot y_i}{\sum A_i} \quad [\text{ec. 61}]$$

A continuación se obtienen las inercias de cada sección respecto a cada uno de los ejes.

$$I_x = b \cdot h^3; \quad I_y = h \cdot b^3; \quad I_o = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h \cdot (b^2 + h^2) \quad [\text{ec. 62}]$$

El siguiente paso consiste en obtener el valor de la inercia de cada sección respecto del centro de gravedad del conjunto obtenido anteriormente.

$$I_{xg} = I_x + (A * (y_g - y_i)^2) \quad [\text{ec. 63}]$$

$$I_{yg} = I_y + (A * (x_g - x_i)^2) \quad [\text{ec. 64}]$$

$$I_{og} = I_o + (A * (d)^2) \quad [\text{ex. 65}]$$

Nota: El valor de d corresponde a la distancia que existe entre el centro de gravedad global y el de cada una de las secciones.

Finalmente la inercia del perfil se obtiene como la suma de cada una de las inercias obtenidas anteriormente.

$$I_X = \sum I_{ixg} ; \quad I_Y = \sum I_{iyg} ; \quad I_o = \sum I_{iog} \quad [\text{ec. 66}]$$

Los diferentes módulos resistentes se obtienen al dividir la inercia por su máxima distancia desde el centro de gravedad.

$$W_x = \frac{I_X}{y_{max}} ; \quad W_y = \frac{I_Y}{x_{max}} ; \quad W_o = \frac{I_o}{d_{max}} \quad [\text{ec. 67}]$$

Realizando los cálculos anteriores para las dimensiones del perfil de cabina obtenemos los siguientes resultados.

Centro de gravedad	
Xg	70 mm
Yg	23.22 mm

Tabla 40: Centro de gravedad perfil de cabina.

Inercias y módulos resistentes perfil de cabina						
	lix	lxglobal	liy	lyglobal	loi	lglobal
A1	612	72594.1795	19652	592688	20264	665282.18
A2	45562.5	45700.7611	810	294840	46372.5	340540.761
A3	1080	148201.321	108000	108000	109080	256201.321
A4	45562.5	45700.7611	810	294840	46372.5	340540.761
A5	612	72594.1795	19652	592688	20264	665282.18
	I <sub>Xtotal</sub>	384791.202	I <sub>Ytotal</sub>	1883056	I <sub>Ototal</sub>	2267847.2
	W <sub>x</sub>	16574.6852	W <sub>y</sub>	26900.8	W <sub>o</sub>	30934.4446

Tabla 41: Inercias y módulos resistentes perfil de cabina.

Nota: Las unidades corresponden a mm<sup>4</sup> para inercias y mm<sup>3</sup> para módulos resistentes.

Una vez determinados estos valores, es posible obtener la tensión máxima de Von Mises así como el coeficiente de seguridad a partir del límite elástico del material a partir de las siguientes relaciones.

$$\sigma_x = \frac{N}{A} + \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \quad [\text{ec. 68}]$$

$$\tau_{max} = \frac{M_o}{W_o} \quad [\text{ec. 69}]$$

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{max}^2} \quad [\text{ec. 70}]$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad [\text{ec. 71}]$$

$$C_s = \frac{\sigma_{el}}{\sigma_{vm}} \quad [\text{ec. 72}]$$

Nota: Tal y como se ha comentado anteriormente, el límite elástico del material empleado (Acero S275) corresponde a 275 N/mm<sup>2</sup>.

Aplicando las ecuaciones anteriores obtenemos los siguientes resultados.

Coeficiente de seguridad perfil de cabina					
$\sigma_x$	57.27	$\sigma_1$	59.98	$\sigma_{vm}$	61.38
$\tau_{max}$	12.75	$\sigma_2$	-2.71	$C_s$	4.48

Tabla 42: Coeficiente de seguridad perfil de cabina.

En vista de los resultados obtenidos, se puede validar el diseño planteado al presentar un coeficiente de seguridad superior al establecido.

### 11.2.2. Perfil de suspensión.

Siguiendo el mismo procedimiento que en el caso anterior, se define una sección con el mismo material y espesor de 3mm. Para el dimensionamiento de la sección, se debe tener en cuenta el libre giro de las poleas de suspensión.

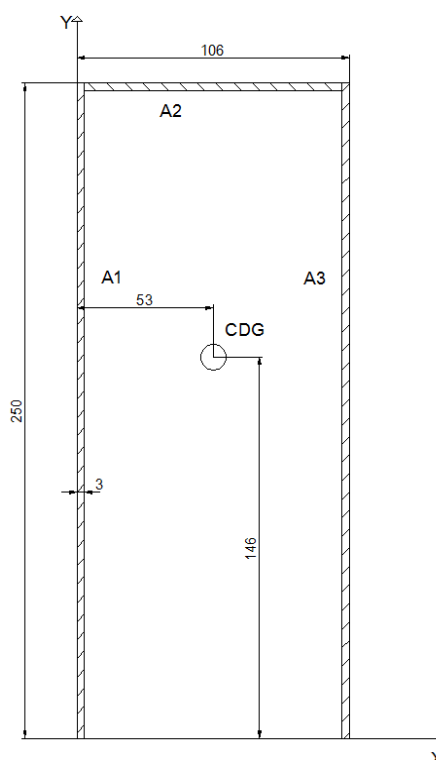


Figura 53: Dimensiones perfil de suspensión.

Las inercias y módulos resistentes correspondientes al perfil se presentan en la tabla siguiente:

Centro de gravedad	
Xg	53.00 mm
Yg	145.58 mm

Tabla 43: Centro de gravedad perfil de suspensión.

Inercias y módulos resistentes perfil de suspensión		
	lix	Ixglobal
A1	3906250	4224005.21
A2	225	3177777.08
A3	3906250	4224005.21
	Ixtotal	11625787.5
	Wx	79856.5827

Tabla 44: Inercias y módulos resistentes perfil de suspensión.

Las tensiones así como el coeficiente de seguridad se calculan de igual forma que para el caso anterior.

Coeficiente de seguridad perfil de suspensión	
$\sigma_x = \sigma_{vm}$	23.04
$C_s$	11.94

Tabla 45: Coeficiente de seguridad perfil de cabina.

Los resultados obtenidos validan el diseño planteado de acuerdo a los criterios establecidos.

### 11.2.3. Travesaño inferior.

El diseño del perfil del travesaño inferior debe tener en cuenta según criterios dimensionales la superficie de apoyo de los Buffers de cabina situados en el foso del hueco.

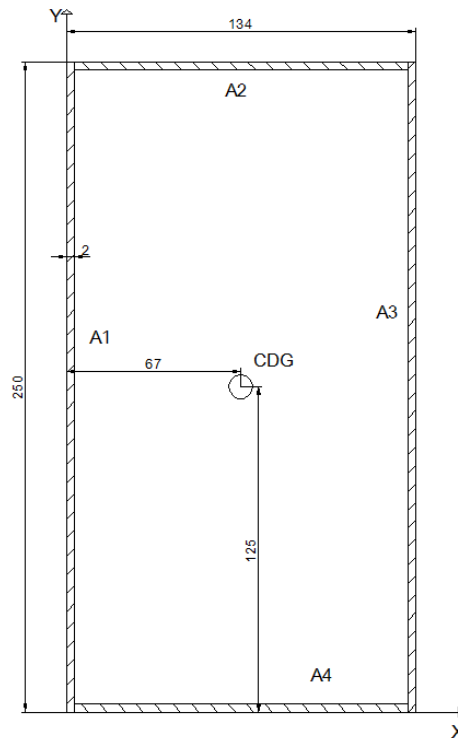


Figura 54: Dimensiones travesaño inferior.

Centro de gravedad	
$X_g$	67.00 mm
$Y_g$	125.00 mm

Tabla 46: Centro de gravedad travesaño inferior.

Inercias y módulos resistentes travesaño inferior						
	$I_{ix}$	$I_{xglobal}$	$I_{iy}$	$I_{yglobal}$	$I_{oi}$	$I_{global}$
A1	3906250	3906250	562.5	3218250	3906812.5	7124500
A2	288	5857152	524288	524288	524576	6381440
A3	3906250	3906250	562.5	3218250	3906812.5	7124500
A4	288	5857152	524288	524288	524576	6381440
	$I_{xtotal}$	19526804.0	$I_{ytotal}$	7485076.0	$I_{Ototal}$	27011880
	$W_x$	156214.432	$W_y$	111717.552	$W_o$	190460.793

Tabla 47: Inercias y módulos resistentes travesaño inferior.

Coeficiente de seguridad travesaño inferior					
$\sigma_x$	0	$\sigma_1$	3.04	$\sigma_{vm}$	5.26
$\tau_{max}$	3.04	$\sigma_2$	-3.04	$C_s$	52.23

Tabla 48: Coeficiente de seguridad travesaño inferior.

Los resultados obtenidos validan el diseño planteado al presentar un coeficiente de seguridad de 52.23.

#### 11.2.4. Largueros verticales.

Los largueros verticales deben permitir su encaje sobre el travesaño inferior para su amarre con 4 tornillos a cada lado de forma que se configure una unión rígida, así mismo, la anchura del perfil debe permitir la instalación de las rozaderas de cabina, las cuales tienen una anchura de 120 de acuerdo al modelo ASA.001 del catálogo comercial MACLA.

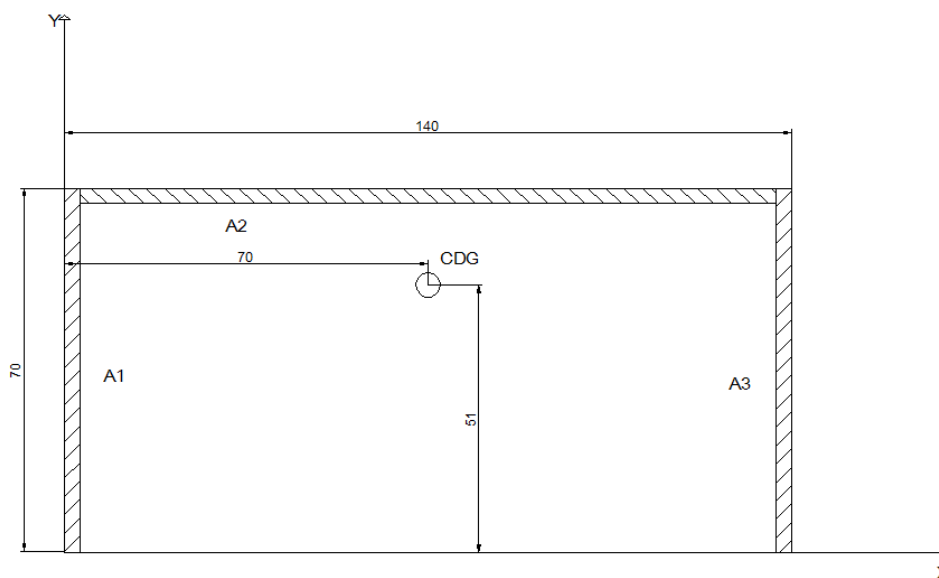


Figura 55: Dimensiones larguero vertical.

Centro de gravedad	
Xg	67.00 mm
Yg	125.00 mm

Tabla 49: Centro de gravedad larguero vertical.

Inercias y módulos resistentes perfil de suspensión		
	lix	lxglobal
A1	157.5	56523.5212
A2	601526	719305.746
A3	157.5	56523.5212
	$I_{xtotal}$	832352.788
	Wx	11890.7541

Tabla 50: Inercias y módulos resistentes larguero vertical.

Coeficiente de seguridad perfil de suspensión	
$\sigma_x = \sigma_{vm}$	48.69
$C_s$	5.65

Tabla 51: Coeficiente de seguridad larguero vertical.

En vista de los resultados obtenidos, los cuales se resumen en la tabla a continuación, podemos validar el diseño del bastidor de cabina al presentar cada uno de sus componentes un coeficiente de seguridad superior al establecido como límite inicialmente empleando para todos ellos acero S275JR cuyo límite elástico se establece en  $275\text{N/mm}^2$  de acuerdo a la Norma UNE-EN 10027-1.

Tensiones y coeficientes de seguridad bastidor		
Componente	$\sigma_{vm}(\text{max})$	$C_s$
Perfil de cabina	61.38 Mpa	4.48
Perfil de suspensión	23.04 Mpa	11.94
Travesaño inferior	5.83 Mpa	47.10
Largueros verticales	48.72 Mpa	5.64

Tabla 52: Tensiones y coeficientes de seguridad bastidor.



### 11.3. Fase 3: Validación y optimización del diseño.

El siguiente proceso en el diseño consiste en la comprobación de los resultados anteriores con el modelo tridimensional a través de un cálculo por elementos finitos del diseño planteado.

Tras realizar el diseño en CAD y la aplicación de las diferentes relaciones de posición el modelo tridimensional del bastidor en estudio presenta la siguiente apariencia:

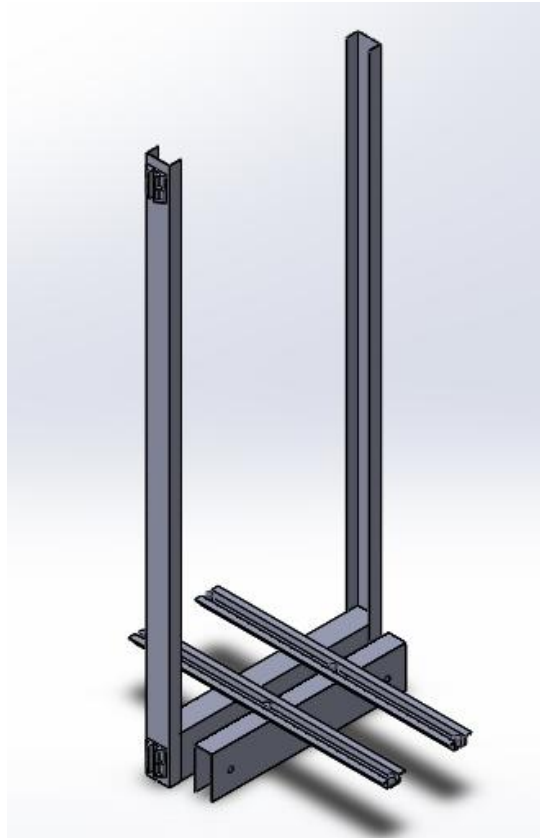


Figura 56: Modelo 3D para validación del bastidor.

Nota: Es preciso comentar la omisión de las poleas en el cálculo puesto que las fuerzas se consideran sobre el eje de las mismas, por lo que las poleas no reciben ningún tipo de esfuerzo y únicamente incrementan el tiempo computacional al requerirse un mallado más fino y un análisis de un mayor número de nodos.

El siguiente paso consiste en la aplicación de las diferentes cargas externas así como las condiciones de apoyo sobre el modelo:

- Condiciones de apoyo: Para el caso en estudio, se debe aplicar una restricción de movimiento vertical sobre los ejes de las poleas con el fin de simular la tensión de los cables de tracción. Sobre las guías se aplican restricciones de movimiento vertical sobre el lado que apoyan las guías para el caso de funcionamiento normal.



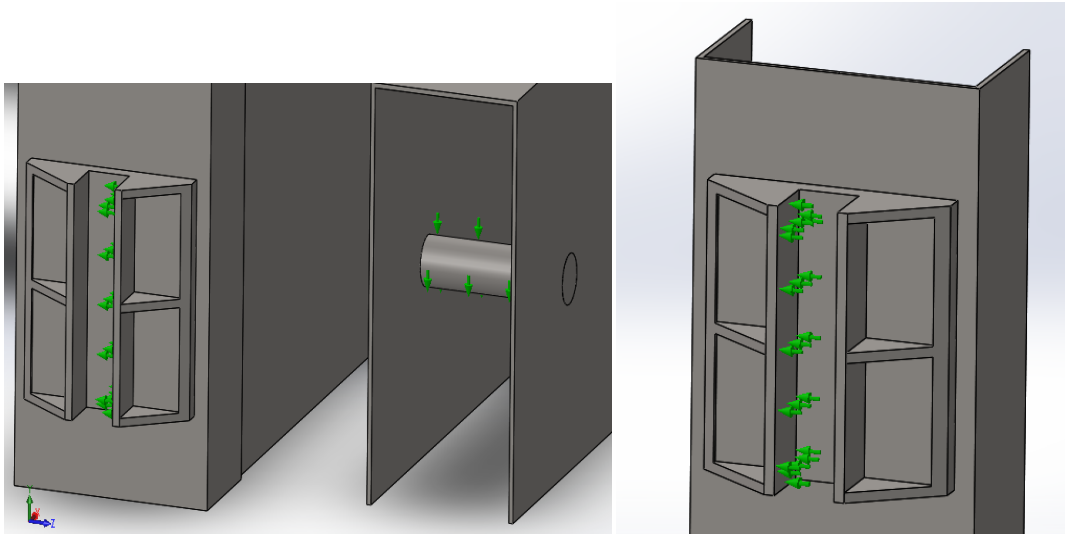


Figura 57: Condiciones de apoyo.

- Cargas externas: Las fuerzas externas se aplican sobre cada uno de los tres puntos de apoyo sobre los perfiles de cabina y sobre el eje de las poleas tal y como se puede observar en las figuras a continuación; siguiendo de esta forma el procedimiento planteado para las fases anteriores del estudio.

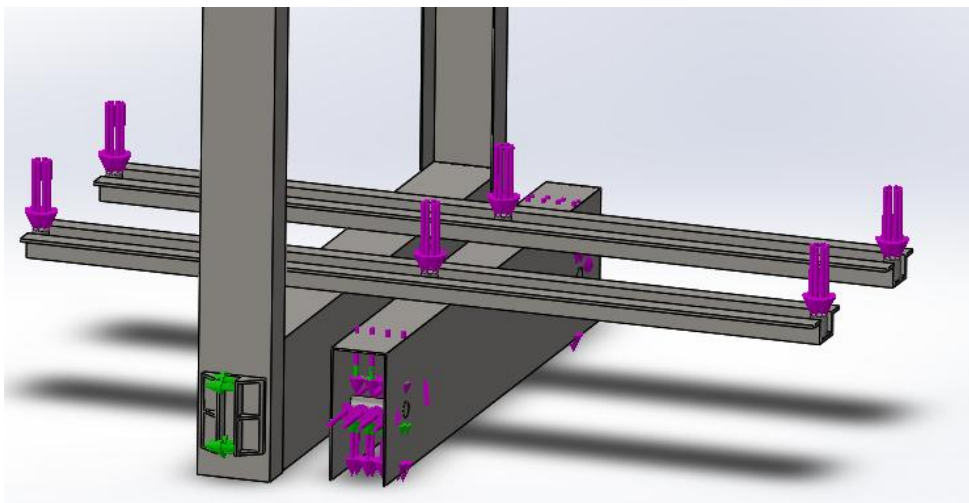


Figura 58: Esfuerzos externos.

Las condiciones del mallado del modelo se presentan en la figura a continuación.

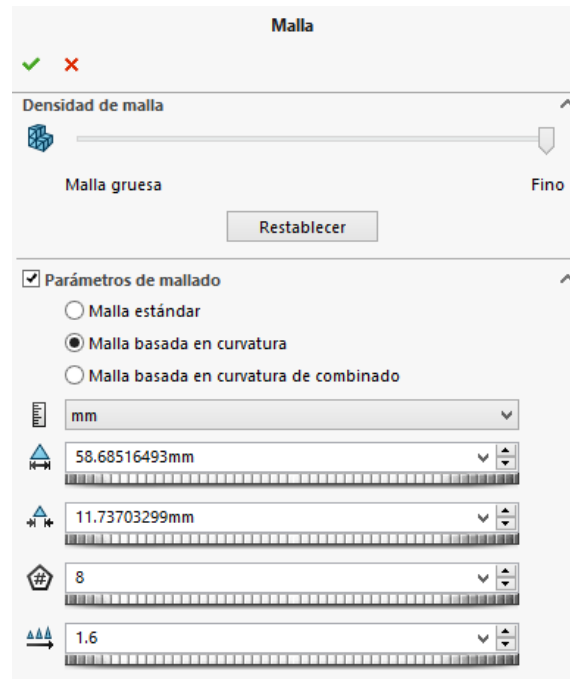


Figura 59: Condiciones de mallado.

Tras la aplicación de las fuerzas y apoyos, se procede al mallado del modelo y a la ejecución del estudio.

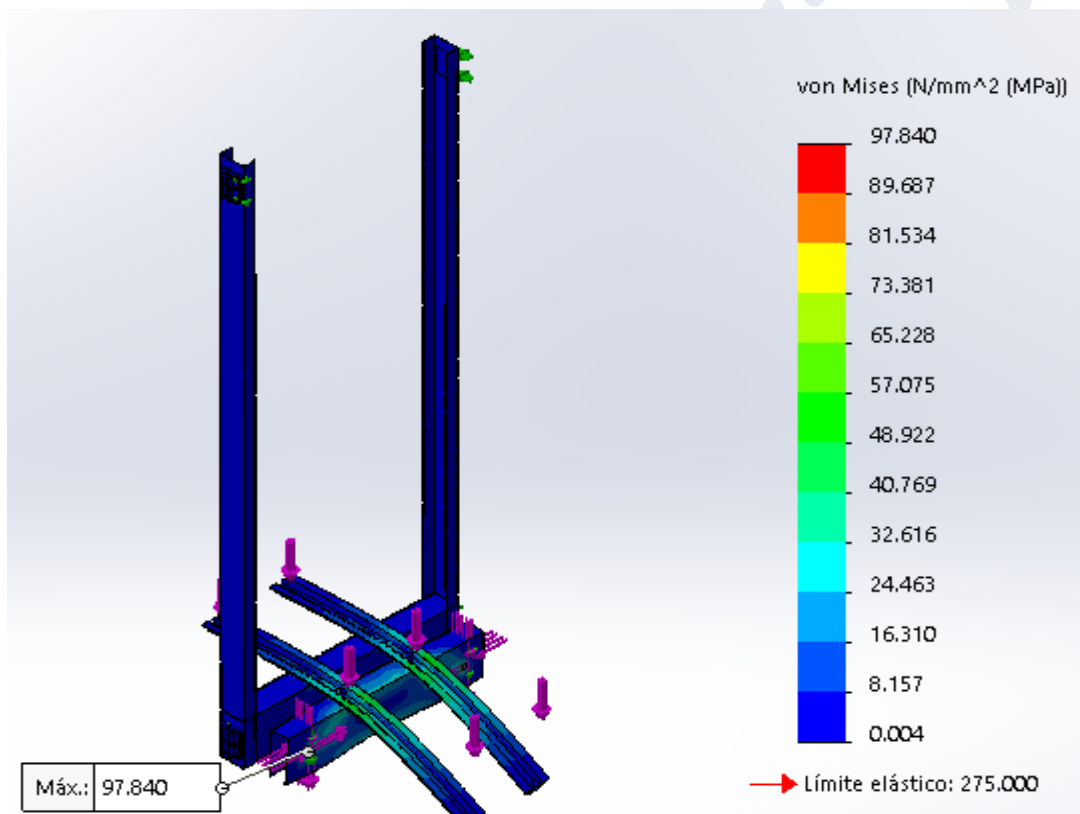


Figura 60: Tensiones máximas y configuración deformada inicial.

En vista de los resultados obtenidos a partir del modelo planteado, se produce una tensión máxima superior a la obtenida en el pre dimensionamiento anterior. Dicha tensión no era posible obtenerla dadas las características del estudio, puesto que en el caso anterior no se consideraba la unión entre el eje de las poleas de chasis y el perfil de suspensión; punto en el cual se produce un concentrador de tensión que eleva el valor hasta los 97 MPa, produciendo de esta forma un coeficiente de seguridad de 2.81 e invalidando el diseño de acuerdo a los criterios establecidos inicialmente.

En cualquier caso, los cálculos realizados se validan puesto que omitiendo el concentrador de tensión, la máxima tensión producida en el modelo tridimensional es similar a la obtenida en el pre dimensionamiento anterior.

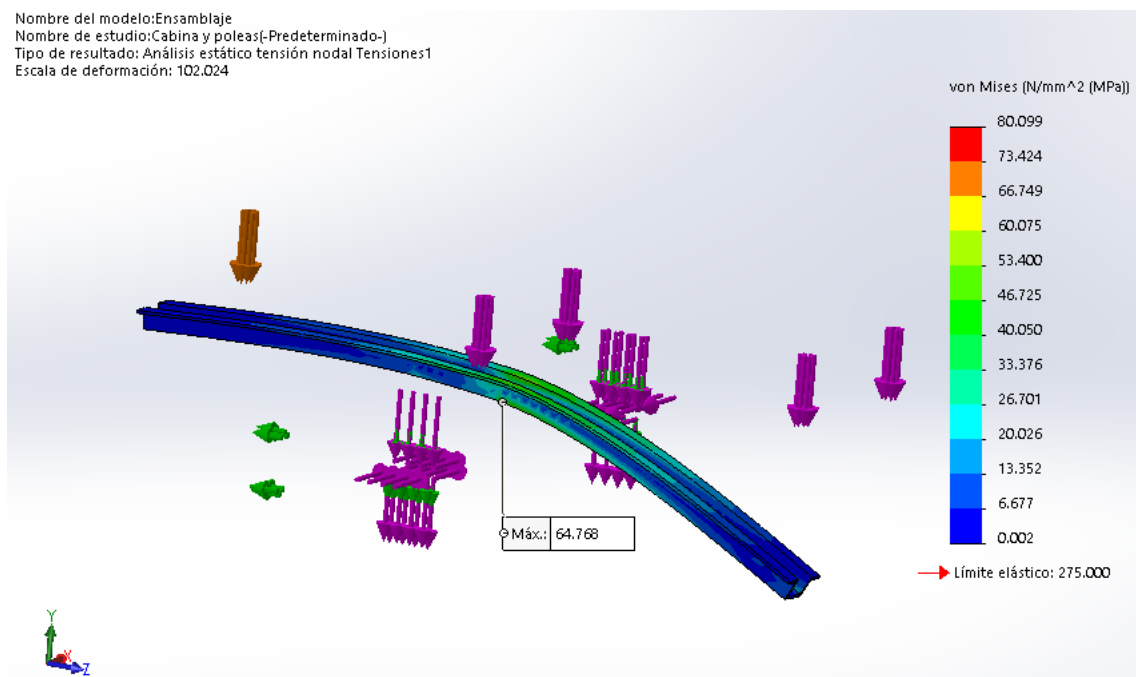


Figura 61: Validación de resultados tridimensionales.

A continuación se procede a realizar optimizaciones y mejoras en el diseño planteado con el propósito de reducir en primer lugar las tensiones producidas y cumplir de esta forma los criterios impuestos inicialmente, Así mismo, se evaluará desde una perspectiva global con el objetivo de evitar posibles problemas no contemplados en el modelo planteado.

De esta forma, tal y como se ha comentado, el punto crítico del modelo se centra en el perfil de suspensión, donde se produce una tensión superior a la establecida como límite a causa de un concentrador de tensión; de forma que será necesario aplicar modificaciones en el diseño de dicho perfil con el propósito de reducir dicha tensión.

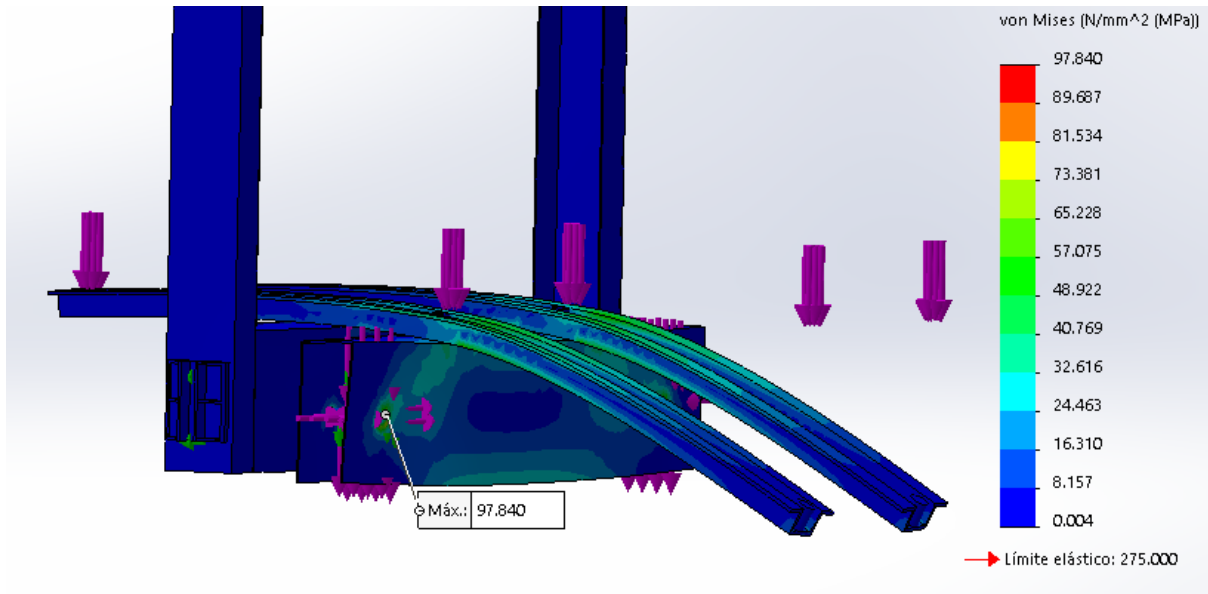


Figura 62: Tensión máxima modelo de bastidor inicial.

$$C_{S_{chasis}} = 2.81$$

Así mismo, la configuración de las deformaciones obtenidas en el perfil de suspensión se asemejan a las producidas en una situación de pandeo; dichas deformaciones no son excesivamente elevadas, pero en vista de la seguridad, se va a plantear una optimización del diseño.

Nombre del modelo: Ensamblaje base  
Nombre de estudio: Cabina y poleas (-Predeterminado-)  
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1  
Escala de deformación: 96.3801

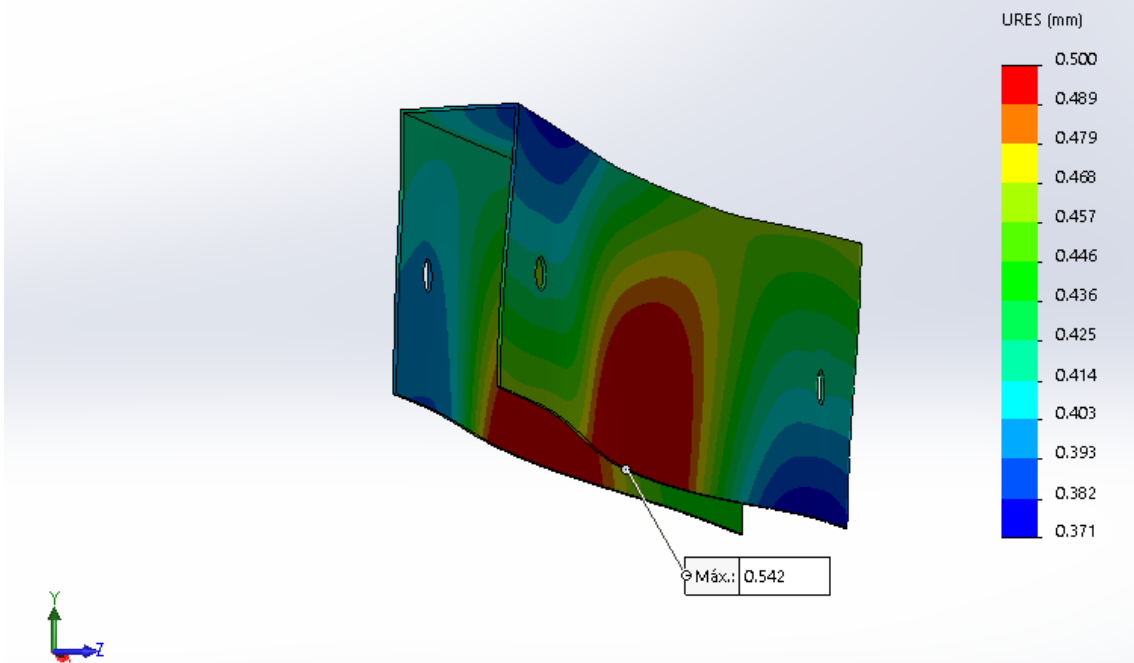


Figura 63: Deformaciones perfil de suspensión.



En vista de los resultados obtenidos, se va a plantear un incremento del espesor del perfil de suspensión hasta los 5mm con el propósito de reducir las tensiones máximas producidas. Así mismo, se va a incluir un refuerzo en la parte inferior del perfil con el objetivo de incrementar la rigidez del conjunto y reducir de esta forma las deformaciones producidas en el centro del perfil.

La mejora implantada se debe realizar de forma cuidadosa en vista de las dimensiones de foso del hueco, puesto que supone la parte crítica sobre la que debe existir una distancia no inferior a 500mm sobre el fondo del foso cuando la cabina se encuentra sobre los amortiguadores totalmente comprimidos. Así mismo, esta modificación no debe interferir sobre el libre recorrido de los cables y poleas en el sistema.

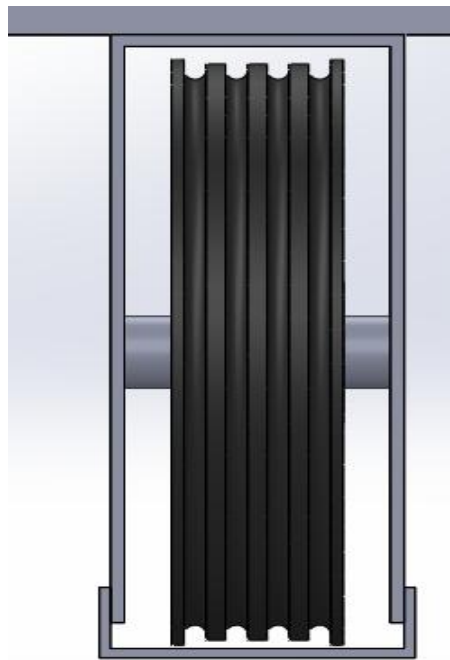


Figura 64: Optimización del diseño del perfil de suspensión.

Los resultados obtenidos tras implantar estas mejoras reducen tanto las tensiones máximas producidas como el desplazamiento máximo tal y como se puede observar en las figuras a continuación.

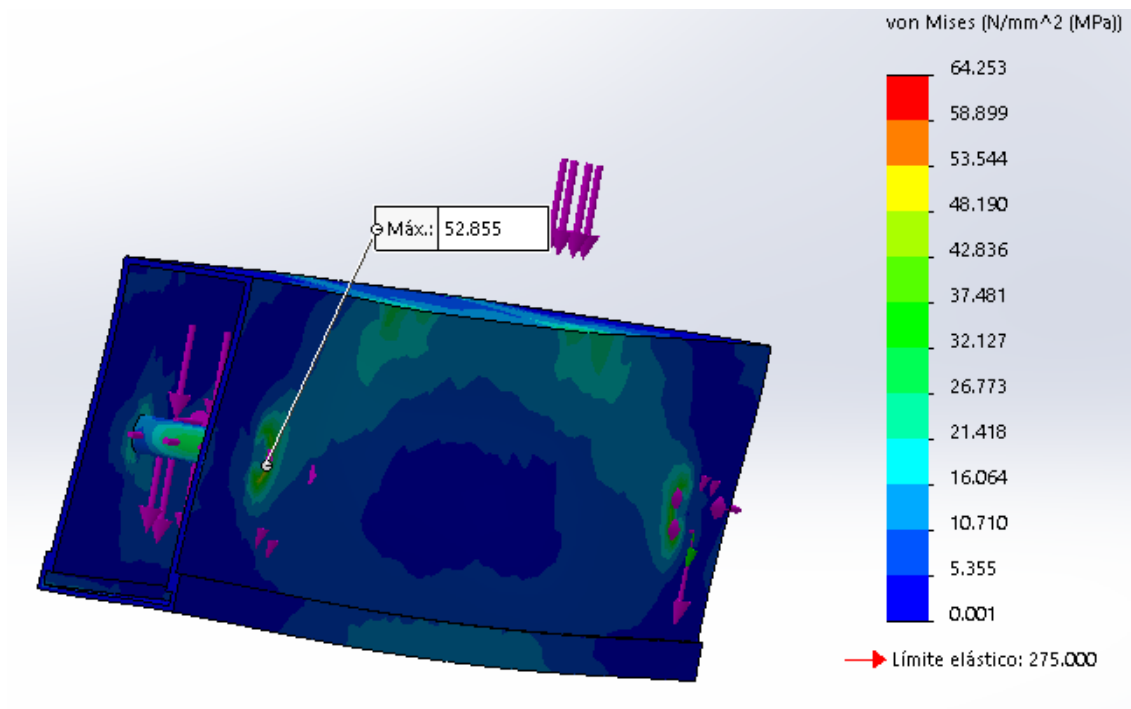


Figura 65: Tensiones perfil de suspensión modificado.

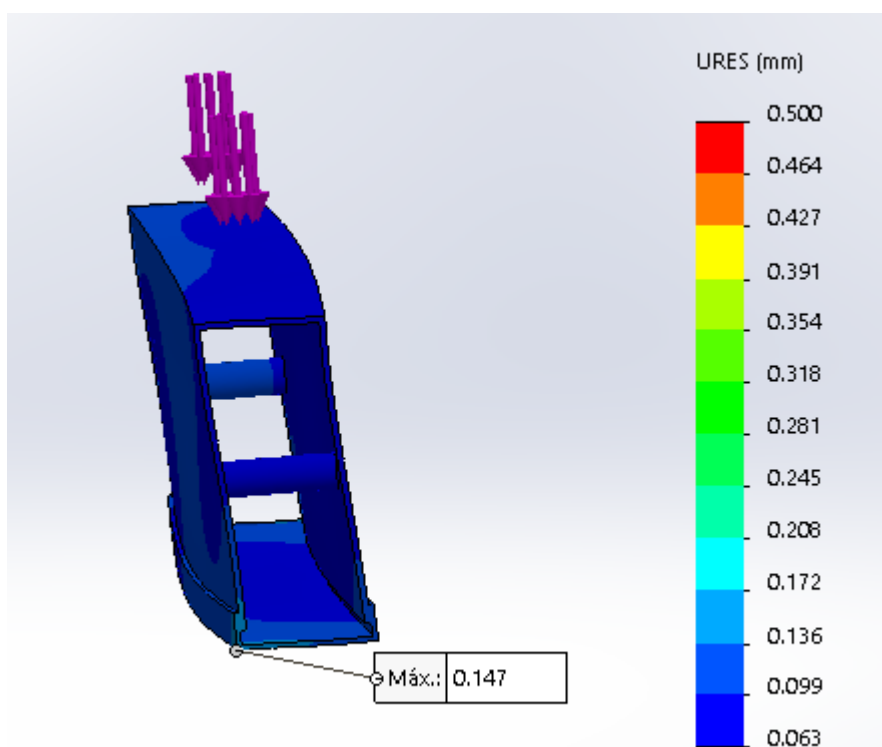


Figura 66: Deformaciones perfil de suspensión modificado.



Tras las modificaciones implantadas, podemos validar el diseño planteado bajo la condición de carga normal, al convertirse de nuevo la tensión máxima de los perfiles de cabina en la máxima del modelo, presentando de esta forma un coeficiente de seguridad de 4.27.

$$C_{s_{chasismodificado}} = 4.27$$

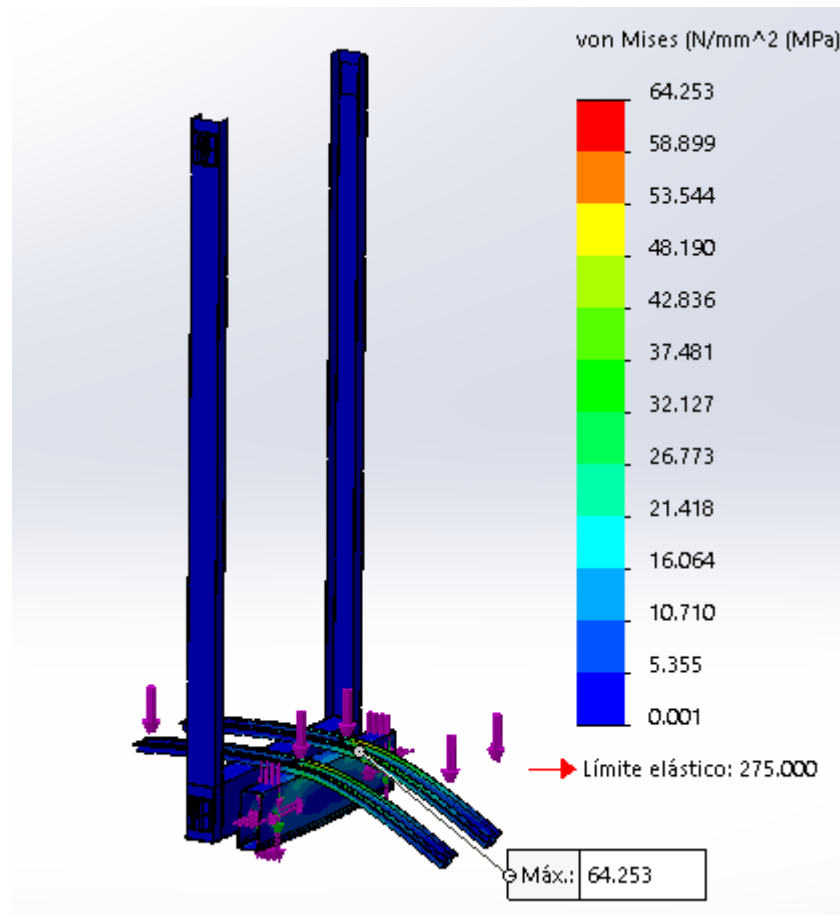


Figura 67: Tensiones modelo modificado.



#### 11.4. Fase 4: Validez del diseño en impacto contra amortiguadores.

Con el fin de evaluar el bastidor planteado bajo la condición de carga más desfavorable en funcionamiento normal, se van a calcular las tensiones producidas en el mismo bajo el caso de impacto contra los amortiguadores en una situación de frenado de emergencia. Dicha condición establece que el impacto se produce a una velocidad incrementada un 15% sobre su velocidad nominal. Así mismo, tal y como se ha establecido en el apartado 8 la carrera máxima de los amortiguadores se establece en 72mm.

A partir de estos datos se puede establecer la fuerza de impacto producida en el instante de contacto entre el bastidor y los amortiguadores de cabina.

$$\frac{1}{2} * (Q_c + Q_n + m_{poleasc\ hasis} + m_{cables}) * v_n^2 = F_{impacto} * h_{carrera} \quad [ec. 73]$$

$$\frac{1}{2} * (950Kg + 630Kg + (2 * 12Kg) + 51.32Kg) * (1m/s)^2 = F_{impacto} * 72mm$$
$$F_{impacto} = 15202.32N$$

Para el sistema de cabina se van a instalar dos amortiguadores separados 400mm entre sí, de forma que la fuerza de impacto se reparte por igual entre ellos.

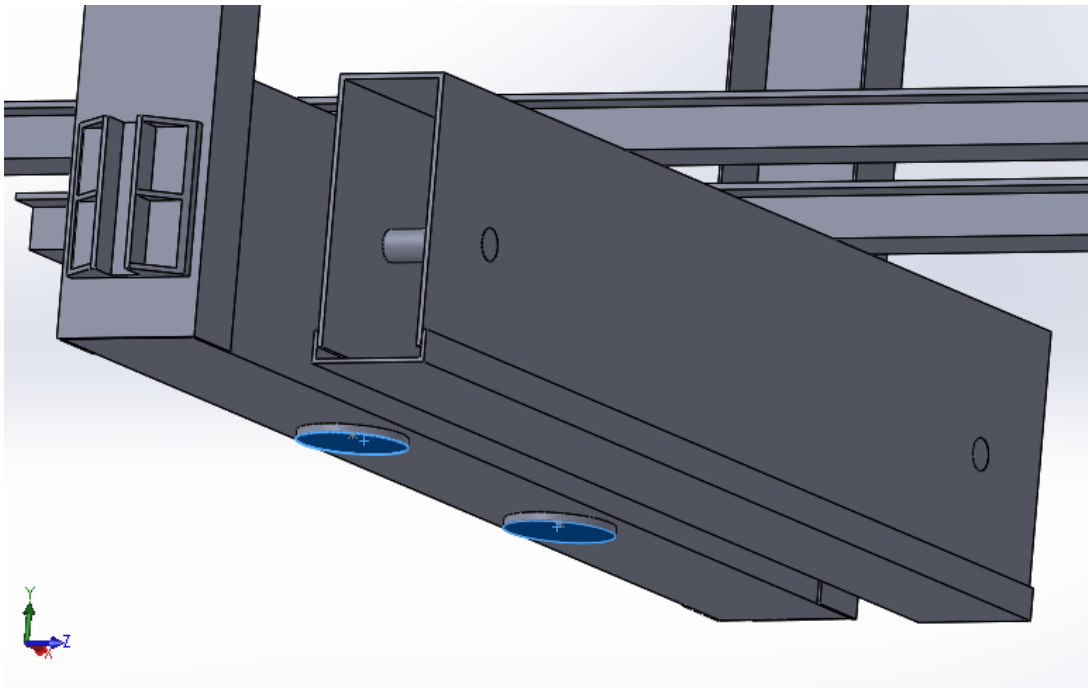


Figura 68: Ubicación amortiguadores de cabina.

El proceso de cálculo sigue los mismos pasos que para la condición de carga anterior; únicamente es necesario aplicar las fuerzas verticales sobre los amortiguadores. Los resultados obtenidos referentes a tensiones y deformaciones se presentan en las figuras a continuación. Así mismo, es preciso aplicar la condición de desahogo de inercias al producirse en el momento del impacto un desequilibrio del conjunto al no igualarse las cargas externas.



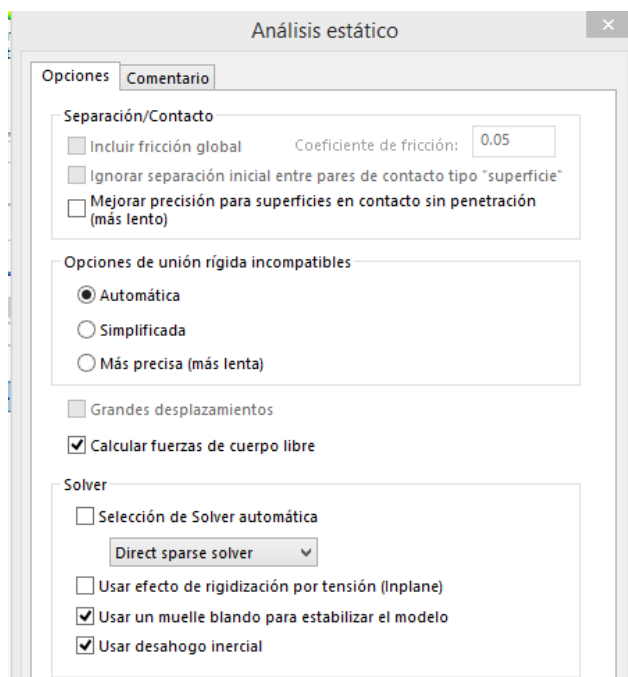


Figura 69: Características del cálculo de esfuerzos.

A continuación se presentan los resultados obtenidos bajo la condición de carga planteada.

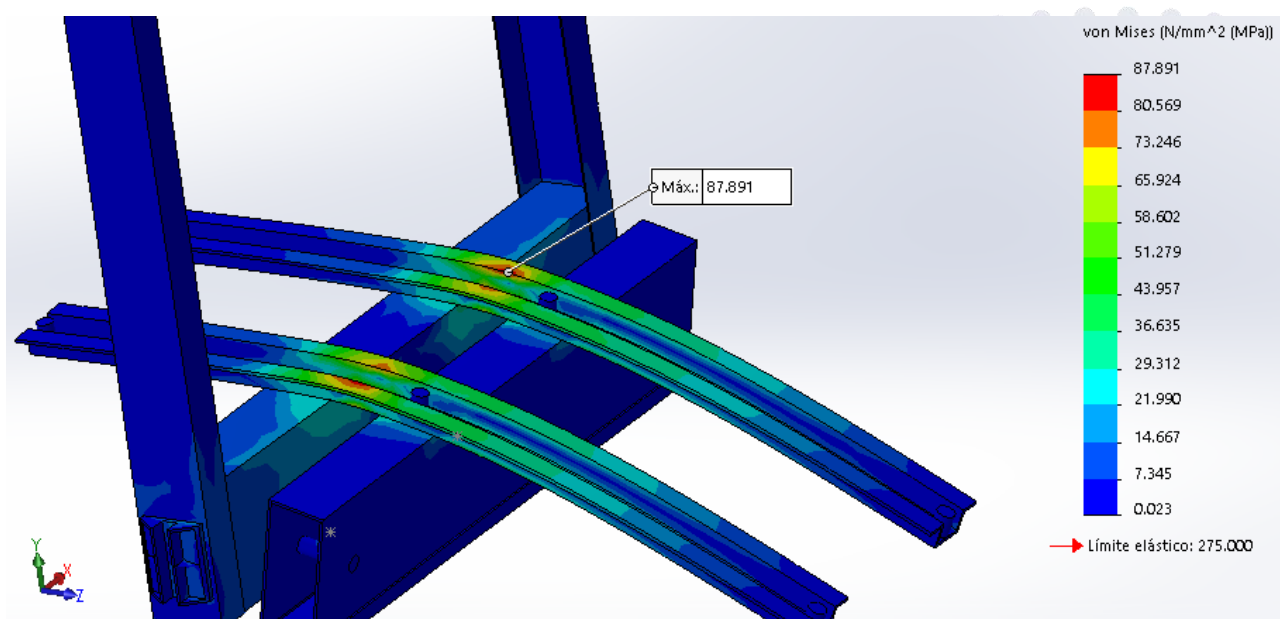


Figura 70: Tensiones en impacto contra amortiguadores.

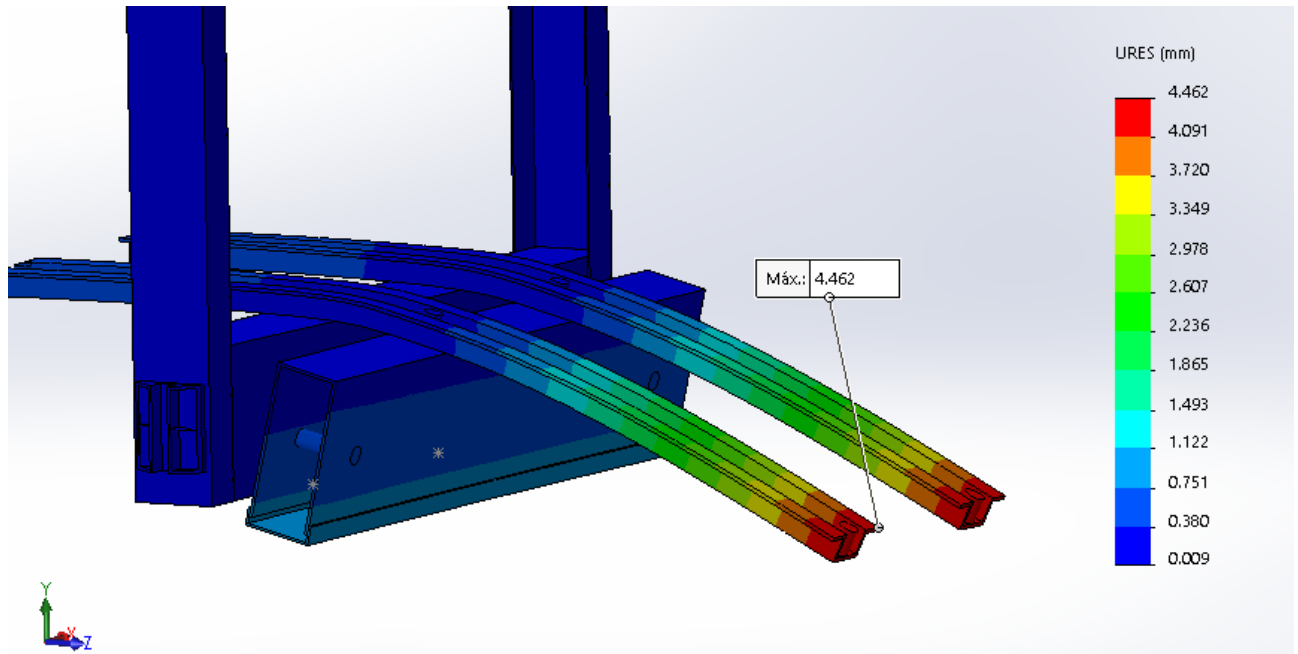


Figura 71: Deformaciones en impacto contra amortiguadores.

La tensión máxima se vuelve a producir sobre los perfiles de cabina pero en este caso dicha tensión se produce en el punto próximo al travesaño inferior, siendo un resultado válido dadas las cargas externas planteadas para esta condición de carga. Así mismo, las deformaciones máximas se producen sobre los perfiles de cabina de igual forma que para casos anteriores.

En vista de los resultados, podemos validar el diseño al presentar una tensión máxima no superior a la del límite elástico del material empleando así como unas deformaciones no excesivas para la condición de carga planteada.

Los resultados producen sobre el modelo un coeficiente de seguridad de 3.12 validando de esta forma el diseño planteado para el bastidor del ascensor en diseño.





**Universidad**  
Zaragoza

## Trabajo Fin de Grado

Análisis y diseño de un ascensor residencial de 8 personas  
y 7 plantas.

Analysis and design of a residential lift for 8 people and 7  
floors.

### ANEXO B - REPRESENTACIONES GRÁFICAS

Autor

D. Ignacio Sánchez Francisco

Director

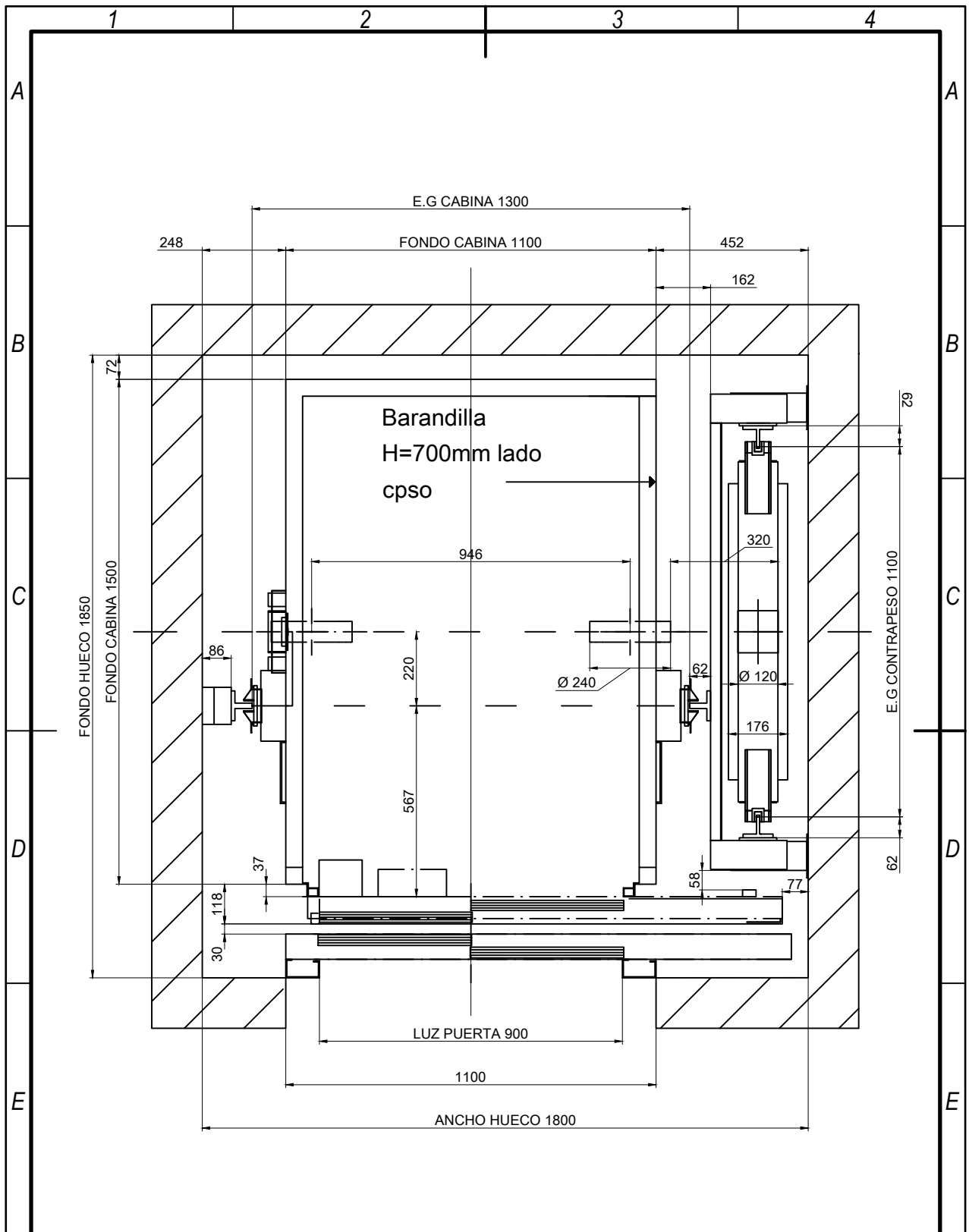
D. Javier Abad Blasco


Escuela de Ingeniería y Arquitectura  
Año 2018



## INDICE GENERAL

1. PLANO 1 - PLANTA.....	4
2. PLANO 2 - HUIDA 1º MODELO.....	5
3. PLANO 3 - HUIDA 2º MODELO CABINA .....	6
4. PLANO 4 - HUIDA 2º MODELO CONTRAPESO .....	7
5. PLANO 5 - FOSO CABINA Y CONTRAPESO .....	8



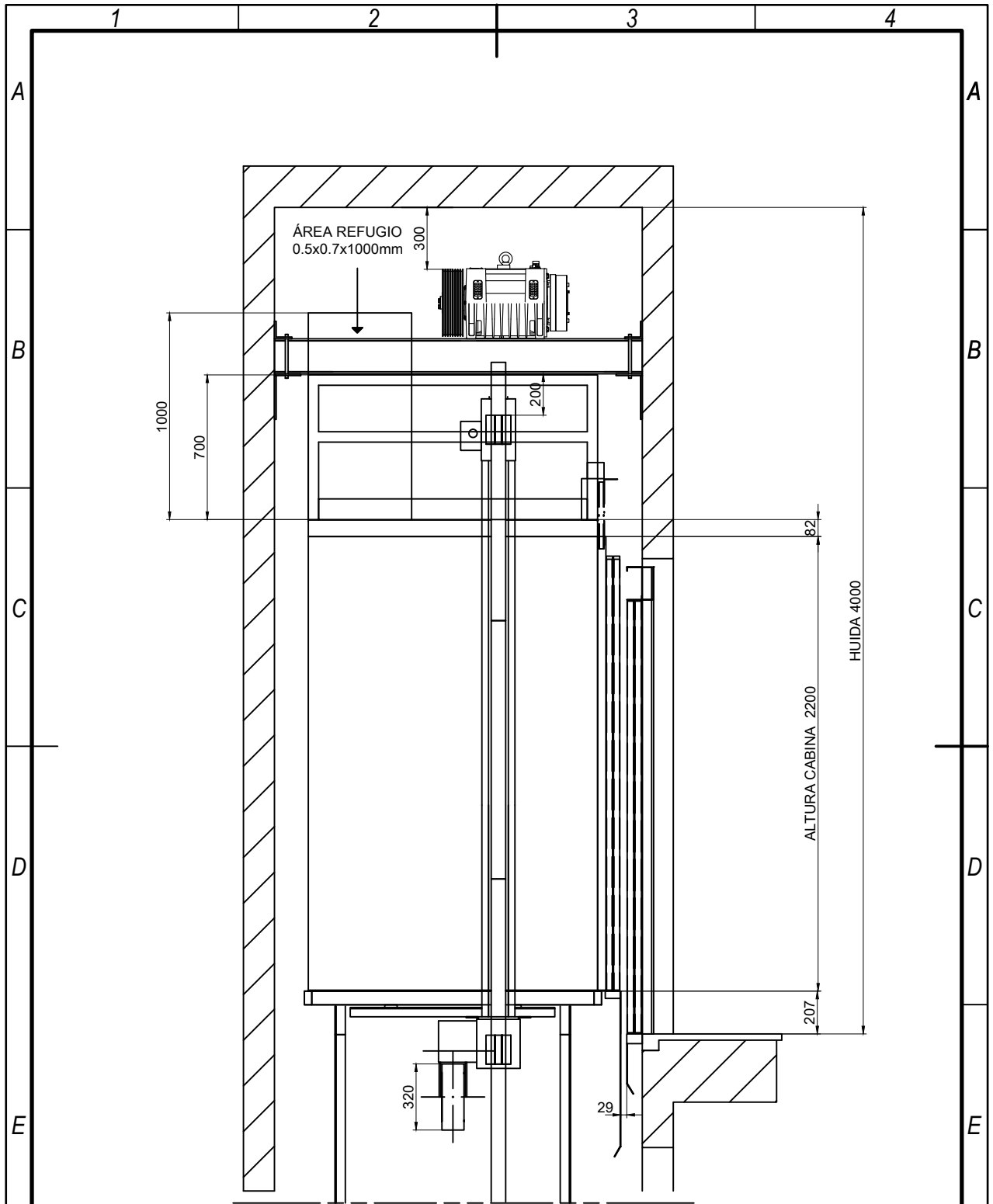
	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	<i>Firma:</i>	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura <b>Universidad Zaragoza</b>
<i>Dibujado</i>	30/01/2018	Ignacio Sánchez Francisco		
<i>Comprobado</i>				
<i>Escala</i>	<i>Título</i>	1 - PLANTA		Nº Alumno 680309
<b>1:15</b>				Curso Proyecto final de grado
				Plano Nº 1


1

2

3

A4



	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	<i>Firma:</i>	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza
<i>Dibujado</i>	30/01/2018	Ignacio Sánchez Francisco		
<i>Comprobado</i>				
<i>Escala</i>	<i>Título</i>	2 - HUIDA 1º MODELO		Nº Alumno 680309
<b>1:25</b>				Curso Proyecto final de grado
				Plano Nº 2

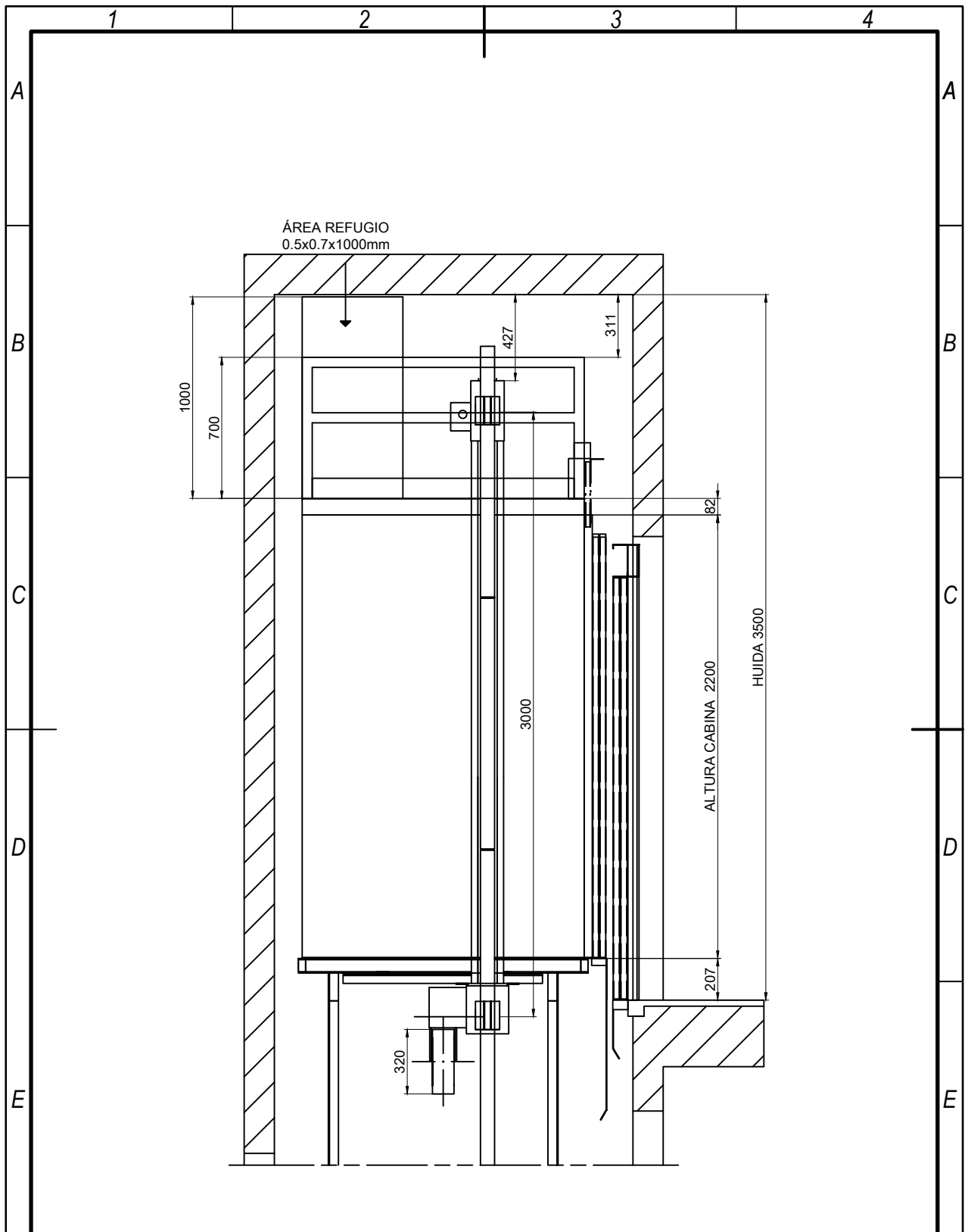
1


2

3

A4





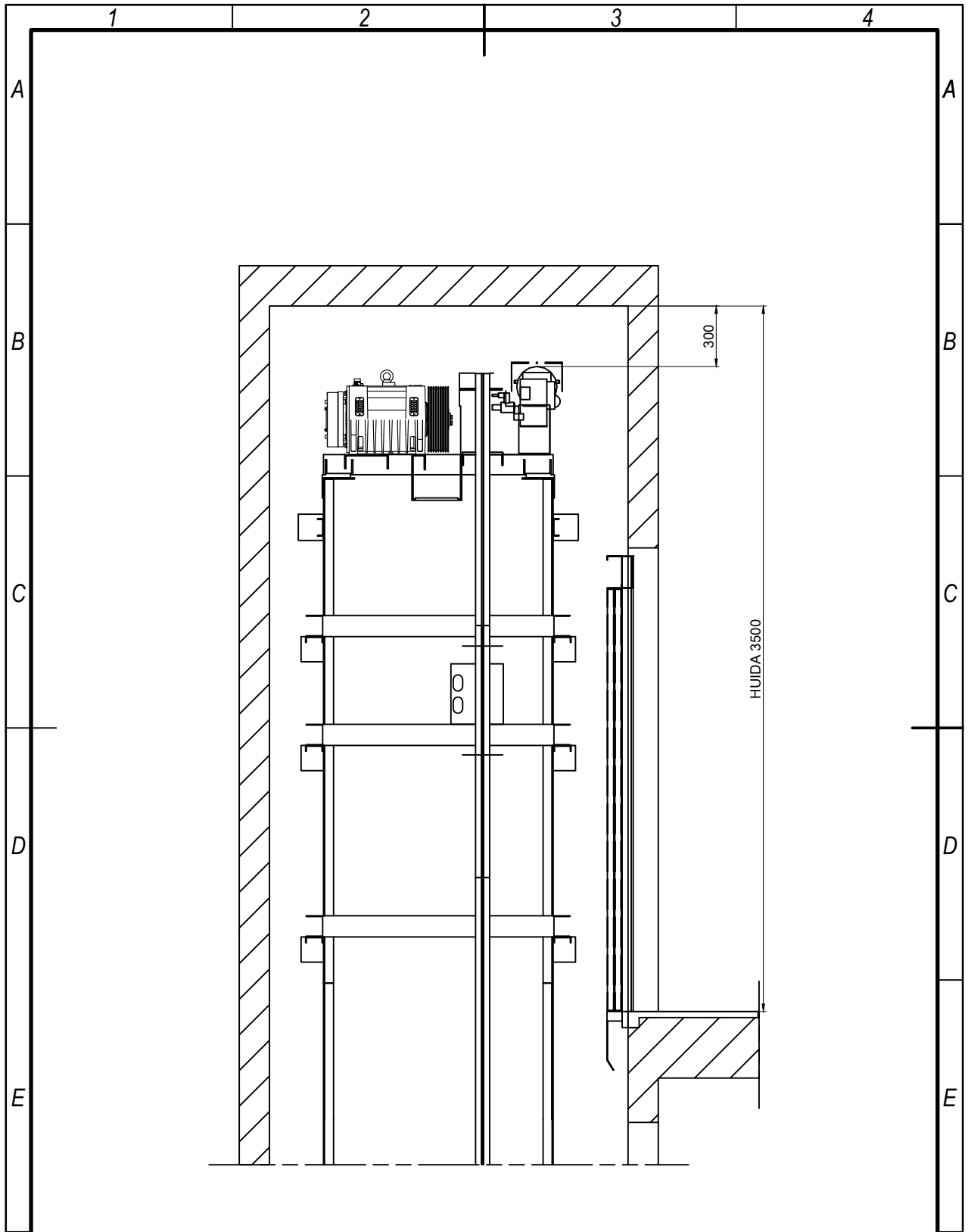
	Fecha	Nombre	Firma:	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura <b>Universidad Zaragoza</b> <small>1542</small>
Dibujado	30/01/2018	Ignacio Sánchez Francisco		
Comprobado				
F	Escala	Titulo		Nº Alumno 680309
	1:25	3.1 - HUIDA 2º MODELO CABINA		Curso Proyecto final de grado
				Plano Nº 3


1

2

3

A4



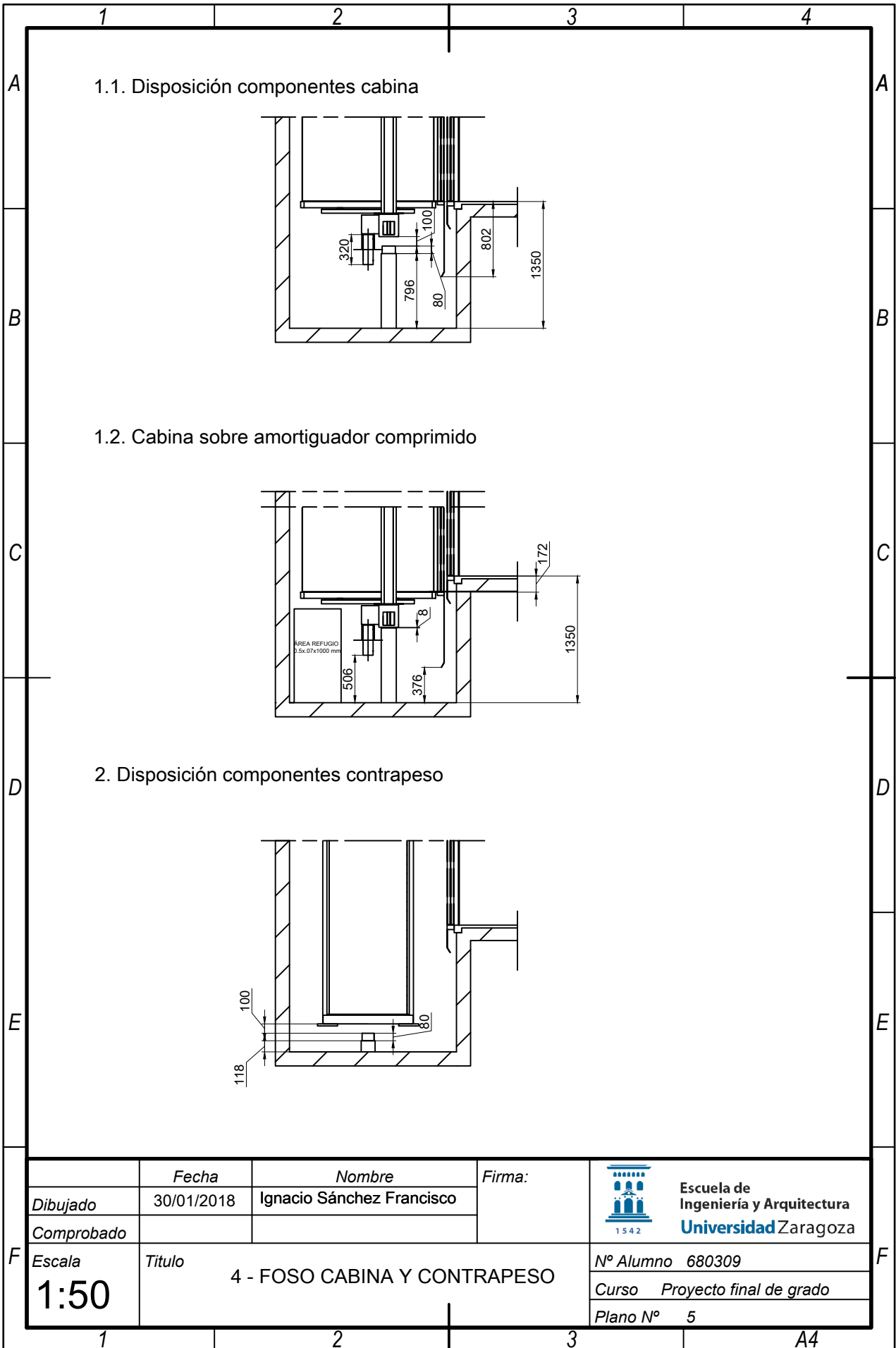
	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	<i>Firma:</i>	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura <b>Universidad Zaragoza</b>
<i>Dibujado</i>	30/01/2018	Ignacio Sánchez Francisco		
<i>Comprobado</i>				
<i>Escala</i>	<i>Título</i>	3.2 - HUIDA 2º MODELO CONTRAPESO		Nº Alumno 680309
<b>1:25</b>				Curso Proyecto final de grado
				Plano Nº 4

1

2

3

A4



	<i>Fecha</i>	<i>Nombre</i>	<i>Firma:</i>	 Escuela de Ingeniería y Arquitectura <b>Universidad Zaragoza</b>
<i>Dibujado</i>	30/01/2018	Ignacio Sánchez Francisco		
<i>Comprobado</i>				
<i>Escala</i>	<i>Título</i>			<i>Nº Alumno</i> 680309
<b>1:50</b>	<b>4 - FOSO CABINA Y CONTRAPESO</b>			<i>Curso</i> Proyecto final de grado
				<i>Plano Nº</i> 5





**Universidad**  
Zaragoza

## Trabajo Fin de Grado

Análisis y diseño de un ascensor residencial de 8 personas  
y 7 plantas.

Analysis and design of a residential lift for 8 people and 7  
floors.

### ANEXO C - CATÁLOGOS COMERCIALES

Autor

D. Ignacio Sánchez Francisco

Director

D. Javier Abad Blasco

Escuela de Ingeniería y Arquitectura  
Año 2018





## INDICE GENERAL

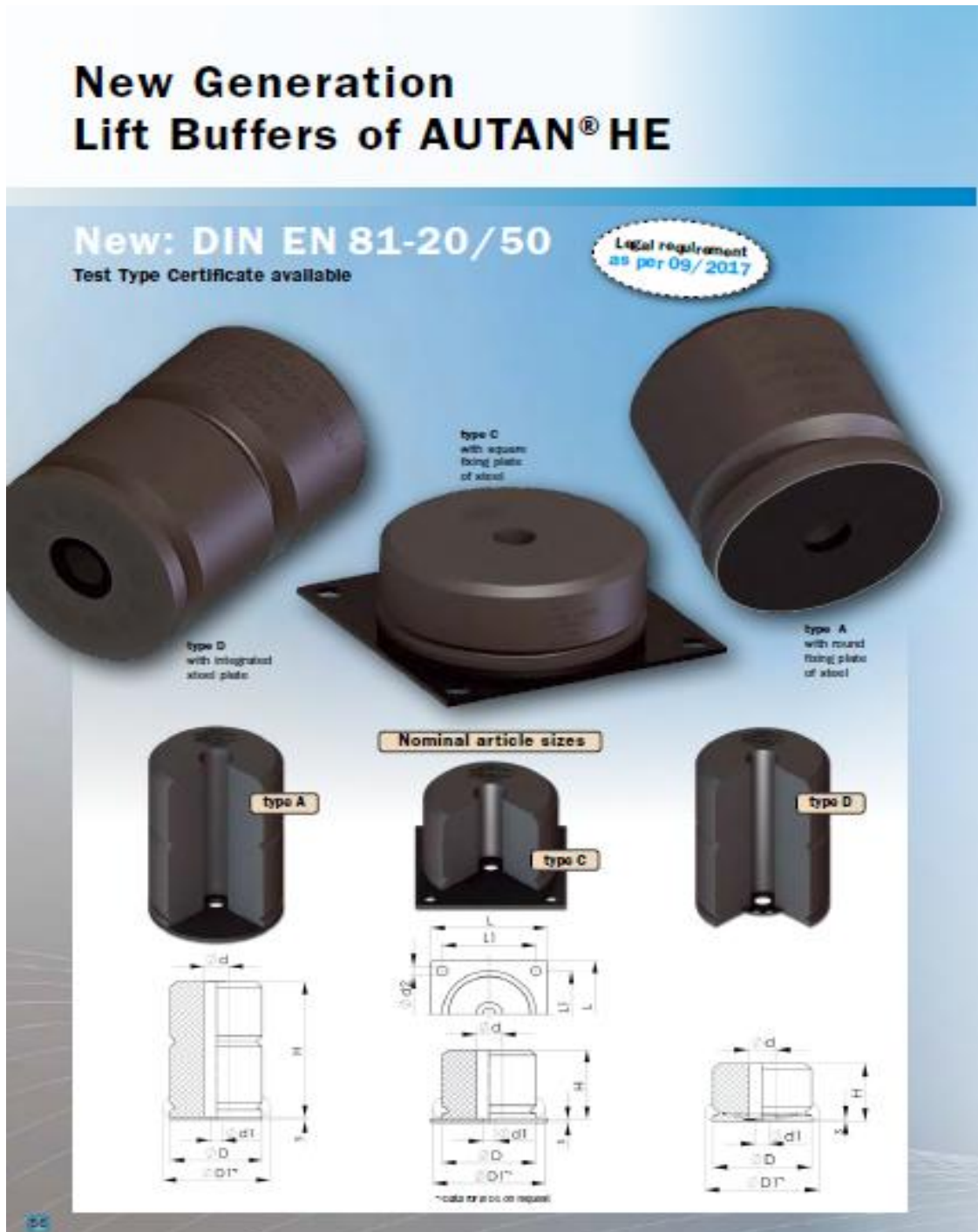
1. INTRODUCCIÓN.....	4
2. ACLA-WERKE GMBH. Catálogo de amortiguadores.....	4
3. MACLA. Catálogo de rozaderas.....	6
4. MP ASCENSORES. Catálogo de motores de imanes permanentes.....	9
5. MP ASCENSORES. Catálogo de limitadores de velocidad.....	13
6. MP ASCENSORES. Catálogo de paracaídas.....	15
7. PFEIFER DRAKO. Catálogo cables de tracción.....	17
8. SAVERA GROUP. Catálogo de guías.....	19



## 1. INTRODUCCIÓN.

El presente anexo incluye los catálogos comerciales empleados durante la realización del proyecto con el fin de completar la información relevante acerca de los diferentes componentes de los que se compone el ascensor en estudio.

## 2. ACLA-WERKE GMBH. Catálogo de amortiguadores.







## Lift Buffers of AUTAN® HE certified according DIN EN 81-20/50 and Lifts Directive 95/16/EC and its successors

The state-of-the-art security component ACTA-Works grants planning reliability now for EN 81-20/50 related future elevator constructions.

In the attached table you will find an overview of load - and application ranges.

Lift buffers type D will not be supported in the AUTAN HE portfolio.



Type Test Examination Certificates and Declarations of Conformity for buffers are available on demand.

### Product range and application range for Lift Buffers of AUTAN® HE as per DIN EN 81-20/50 and DIN EN 81/1-2 for nominal speed up to 1,0 m/s

Product range			Admissible range in [kg] for V ≤ 1,0 m/s				sizes							
size D x H	type	art. no.	as per EN 81-20/50		as per EN 81/1-2 <sup>1)</sup>		D	d	d1	H	s	L	L1	d2
			m <sub>max</sub>	m <sub>min</sub>	m <sub>max</sub>	m <sub>min</sub>								
80 x 81	A	200 400 A100	230	570	220	1400	80	26	17	81	5	100	80	11
	C	200 400 A200												
	D	200 400 A600												
101 x 80	A	200 401 A100	400	950	400	2600	101	26	17	80	5	130	100	14
	C	200 401 A200												
	D	200 401 A600												
128 x 82	A	200 402 A100	650	1800	650	4200	128	26	17	82	5	155	125	14
	C	200 402 A200												
	D	200 402 A600												
141 x 80 <sup>2)</sup>	A	200 403 A100	820	2000	820	5500	141	26	17	80	5	180	140	18
	C	200 403 A200												
	D	200 403 A600												
167 x 81	A	200 403 A100	1200	2600	1200	6600	167	26	17	81	5	205	165	18
	C	200 403 A200												
	D	200 403 A600												
223 x 83	A	200 404 A100	2300	4200	2200	9600	223	26	17	83	5	260	220	21
	C	200 404 A200												
	D	200 404 A600												
81 x 120	A	200 225 A100	230	900	220	900	81	26	17	120	5	100	80	11
	C	200 225 A200												
	D	200 225 A600												
101 x 163	A	200 405 A100	300	1800	300	4200	101	26	17	163	5	130	100	14
	C	200 405 A200												
	D	200 405 A600												
129 x 103	A	200 178 A100	600	2100	600	1600	129	26	17	103	5	155	125	14
	C	200 178 A200												
	D	200 178 A600												
142 x 101	A	200 183 A100	700	2200	700	6800	142	26	17	101	5	180	140	18
	C	200 183 A200												
	D	200 183 A600												

<sup>1)</sup> The comparative values for EN-81 1/2 show the load ranges of the identical buffer of AUTAN HE.

<sup>2)</sup> Proximal values

All above mentioned load ranges are certified by a Notified Body. Certificates will only bear speed (up to) 1,0 m/s.



### 3. MACLA. Catálogo de rozaderas

	<b><u>INDICE</u></b>	
	1 <b><u>Guarniciones.</u></b>	
	2 <b><u>Soportes de aluminio.</u></b>	
	3 <b><u>Engrasadores / Recogedores.</u></b>	
	4 <b><u>Puffers.</u></b>	
	5 <b><u>Ruedas.</u></b>	
	6 <b><u>Guias de rodillos.</u></b>	
	7 <b><u>Poleas.</u></b>	
	8 <b><u>Varios.</u></b>	



Telf. 937 412 900  
Fax 937 412 950  
E-Mail macla@macla.es  
Web www.macla.es



Hoja Técnica

ASC.005-A  
Hoja 1 de 1

## ASA Soportes de Aluminio para guías tipo FS

### MATERIAL

Aleación especial de aluminio inyectado

### CARACTERÍSTICAS

Soportes planos y en ángulo recto.  
Preparados para montar las guías  
standard tipo FS, así como los  
engrasadores tipo AK.

Nota: Los engrasadores tipo AK  
sólo pueden montarse con guanicio-  
nes de fijación por tetones.

Construcción funcional

Bajo peso

Gran estabilidad y resistencia

Ocupan poco espacio

Sin mantenimiento

Fácil montaje

Fácil montaje de las guarniciones, tanto de aletas como de tetones



ASA0001

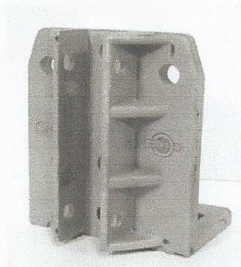


ASA0159

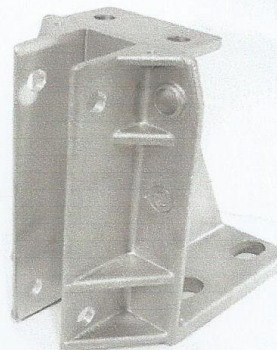
Solicite los planos de detalle de cada soporte



ASA0002



ASA0679



ASA0565

Código	Carga rotura	Tipo Soporte	Tipo Guarnición FS
ASA0001	35 KN	plano	8-9-10-12-14 y 16
ASA0002	12 KN	ángulo pequeño	5 y 6
ASA0679	30 KN	ángulo	8-9-10-12-14 y 16
ASA0565	30 KN	ángulo extra largo	16 L tetones
ASA0159	40 KN	plano extra largo	16 L tetones

11.04.2002



Telf. 937 412 900  
Fax 937 412 950  
E-Mail macla@macla.es  
Web www.macla.es

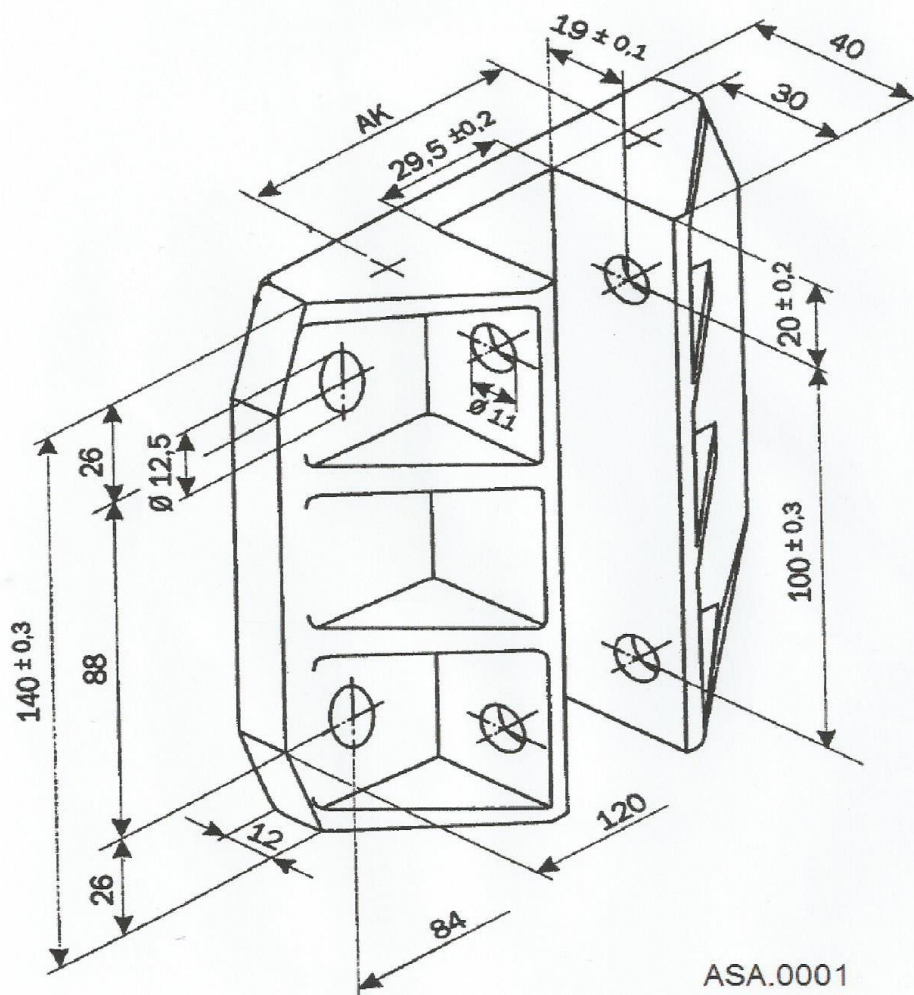


Hoja Técnica

ASC.020-A  
Hoja 1 de 2

## ASA.0001/ASA.0005 Soportes planos de Aluminio

Apto para guías tipo FS y FSUG- 8, 9, 10, 12, 14 y 16 con tetones o aletas  
Para montar los engrasadores tipo AK-10 deben equiparse las guarniciones con tetones.



El soporte ASA.0005 es idéntico en las dimensiones principales pero tiene además dos protuberancias para un montaje de toda la gama de engrasadores exceptuando el AK-10.

15.09.2008



#### 4. MP ASCENSORES. Catálogo de motores de imanes permanentes.



MÁQUINA GEARLESS  
maGO

we adapt  
to your  
space,  
naturally



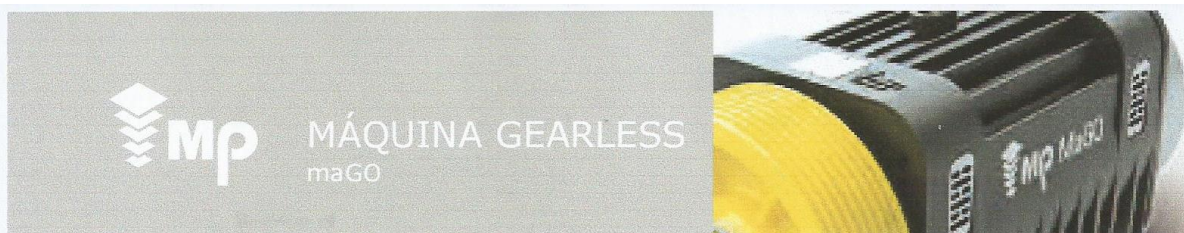
### CARACTERÍSTICAS GENERALES

- Diseño modular. Optimizando el tamaño para las necesidades de la instalación.
- Robustez y durabilidad.
- Solución compacta.
- Facilidad de montaje e instalación.
- Funcionamiento silencioso. Nivel de potencia sonora < 44 dBA.
- Freno válido como dispositivo de protección contra sobrelvelocidad de la cabina en subida conforme a EN 81-1 (Certificado CE de tipo).
- Conexión máquina, mediante manguera apantallada de 5 m (posibilidad de utilizar mangueras de 10, 15 y 20 m). Conectores enchufables que evitan la posibilidad de error de montaje.
- Encóder: EnDat - Heidenhain ECN 413 2048.
- Opción de apertura manual de freno.
- Opción de motor tropicalizado.



www.mpascensores.com

FTMECmaGO\_1300\_ES - 09/2015 1 / 5



## CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

### SUSPENSIÓN 2:1

MODELO	Carga Nom. (kg)	Par Nom. (Nm)	Int. Nom. (A)	Pot. (kW)	Carga Máx. eje (N)	Vn (m/s)	Ø Polea (mm)	(Hz)	Tensión (V)	Polos	rpm	A/h	Duty	FRENO			Peso (kg)
														M2n (Nm)	Potencia (W)	Tensión DC (V)	
maGO075.2.240	400	180	9.1	3.0	25000	1	240	18.6	400	14	159	120	40%	2x200	2x85	207	158
maGO100.2.240	525	240	11.2	4.0	25000	1	240	18.6	400	14	159	180	40%	2x300	2x85	207	170
maGO125.2.240	675	300	14.1	5.0	25000	1	240	18.6	400	14	159	180	40%	2x300	2x85	207	182
maGO125.2.240.16	675	300	22.8	8.0	25000	1.6	240	29.7	400	14	254	180	40%	2x300	2x85	207	182
maGO150.2.240	800	360	17.3	6.0	30000	1	240	18.6	400	14	159	180	40%	2x480	2x85	207	202
maGO175.2.240	1000	420	17.6	7.0	30000	1	240	18.6	400	14	159	180	40%	2x480	2x85	207	214
maGO200.2.240	1150	480	21.3	8.0	30000	1	240	18.6	400	14	159	180	40%	2x480	2x85	207	232
maGO200.2.240.16	1000	480	34.9	12.8	30000	1.6	240	29.7	400	14	254	180	40%	2x480	2x85	207	232
maGO250.2.240	1250	610	27.9	10.2	30000	1	240	18.6	400	14	159	180	40%	2x700	2x140	207	268
maGO275.2.240	1600	700	32.6	11.7	30000	1	240	18.6	400	14	159	180	40%	2x700	2x140	207	280
maGO275.2.270	1600	700	32.6	10.3	30000	1	270	16.5	400	14	141	180	40%	2x700	2x140	207	285
maGO150.2.320	600	360	14.3	4.5	30000	1	320	13.9	400	14	119	180	40%	2x480	2x85	207	212
maGO175.2.320	675	420	15.3	5.3	30000	1	320	13.9	400	14	119	180	40%	2x480	2x85	207	224
maGO200.2.320	800	480	18.1	6.0	30000	1	320	13.9	400	14	119	180	40%	2x480	2x85	207	242
maGO200.2.320.16	750	480	34.9	9.6	30000	1.6	320	22.2	400	14	191	180	40%	2x480	2x85	207	242
maGO225.2.320	900	550	20.3	6.9	30000	1	320	13.9	400	14	119	180	40%	2x700	2x140	207	264
maGO250.2.320	1000	610	23.1	7.7	30000	1	320	13.9	400	14	119	180	40%	2x700	2x140	207	276
maGO150.2.400	480	360	14.3	3.6	30000	1	400	11.2	400	14	96	180	40%	2x480	2x85	207	217
maGO150.2.400.16	480	360	17.3	5.8	30000	1.6	400	17.9	400	14	154	180	40%	2x480	2x85	207	217
maGO175.2.400	525	420	15.3	4.2	30000	1	400	11.2	400	14	96	180	40%	2x480	2x85	207	229
maGO175.2.400.16	525	420	17.6	6.8	30000	1.6	400	17.9	400	14	154	180	40%	2x480	2x85	207	229
maGO200.2.400	630	480	18.1	4.8	30000	1	400	11.2	400	14	96	180	40%	2x480	2x85	207	247
maGO200.2.400.16	630	480	21.3	7.7	30000	1.6	400	17.9	400	14	154	180	40%	2x480	2x85	207	247
maGO225.2.400	750	550	20.3	5.5	30000	1	400	11.2	400	14	96	180	40%	2x700	2x140	207	269
maGO250.2.400	800	610	23.1	6.1	30000	1	400	11.2	400	14	96	180	40%	2x700	2x140	207	281
maGO250.2.400.16	800	610	27.9	9.8	30000	1.6	400	17.9	400	14	154	180	40%	2x700	2x140	207	281

Datos válidos para: Rendimiento 85% / Recorrido 18 m.

Para maGO Vn < 1 m/s, tomar maGO para Vn = 1 m/s y regular frecuencia de alimentación.

Para maGO 1 m/s < Vn < 1.6 m/s, tomar maGO para Vn = 1.6 m/s y regular frecuencia de alimentación.

### maGO PARA INSTALACIÓN MONOFÁSICA

MODELO	Carga Nom. (kg)	Par Nom. (Nm)	Int. Nom. (A)	Pot. (kW)	Carga Máx. eje (N)	Vn (m/s)	Ø Polea (mm)	(Hz)	Tensión (V)	Polos	rpm	A/h	Duty	FRENO			Peso (kg)
														M2n (Nm)	Potencia (W)	Tensión DC (V)	
maGO100.2.240.T.50.M	450	207	10.2	1.7	25000	0.5	240	9.3	230	14	80	120	40%	2x300	2x85	207	170

Datos válidos para: Rendimiento 80% / Recorrido 18 m



MÁQUINA GEARLESS  
maGO

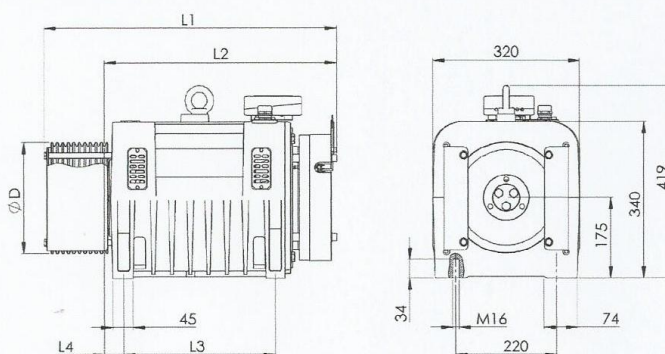


## NOMENCLATURA maGO

Ejemplo -> maGOxxx.2.240.T.63.M	maGOxxx	.2	.240	.T	.63	.M
MÁQUINA						
maGOxxx: Máquina Gearless MP						
SUSPENSIÓN						
.1: 1:1		.2: 2:1				
DIÁMETRO POLEA TRACTORA						
.240: Polea Ø 240 mm		.270: Polea Ø 270 mm		.320: Polea Ø 320 mm		.400: Polea Ø 400 mm
TENSIÓN						
No figurará ningún valor para: 400 V				.T: 230 V		
VELOCIDAD						
No figurará ningún valor para: 1 m/s		.63: 0.63 m/s		.80: 0.8 m/s		.16: 1.6 m/s
maGO PARA INSTALACIÓN MONOFÁSICA						
No figurará ningún valor para: Trifásica				.M: Monofásica		

## DIMENSIONES

TIPOS	Ø Poleas: Ø D (mm)	L1	L2	L3	L4
maGO075/100/125	240	544	427	250	43
maGO150/175/200	240	637	507	330	43
maGO225/250/275	240	727	596	410	43
maGO275	270	715	596	410	43
maGO075/100/125	320	567	437	250	53
maGO150/175/200	320	647	517	330	53
maGO225/250/275	320	737	606	410	53
maGO150/175/200	400	653	519	330	53
maGO225/250/275	400	742	606	410	53



## DIMENSIONES EMBALAJES (acorde a Normativa ISPM-15)

Caja cartón (Largo x Ancho x Alto)  
Caja Aglomerado (Largo x Ancho x Alto)

765 x 495 x 595 mm<sup>3</sup>  
810 x 465 x 680 mm<sup>3</sup>



MÁQUINA GEARLESS  
maGO



## CARACTERÍSTICAS POLEAS TRACTORAS

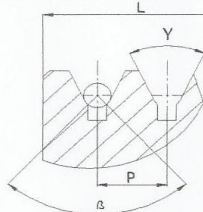
### Poleas

- Ø 240: Material UNE-EN 10083 C45 (acero)
- Ø 270: Material UNE-EN 10083 C45 (acero)
- Ø 320: Material fundición
- Ø 400: Material fundición

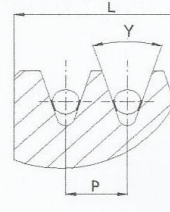
### Garganta de polea

- Garganta semicircular desfondada:  $\gamma = 25^\circ \div 45^\circ$ ,  $\beta = 75^\circ \div 105^\circ$  (para polea Ø 240, Ø 320 y Ø 400)
- Garganta trapecial en V endurecida:  $\gamma = 35^\circ \div 60^\circ$  (para polea Ø 240 y Ø 270)

Garganta semicircular desfondada



Garganta trapecial en V endurecida



Nº de cables y diámetro de cable, en función del diámetro de la polea, del ancho y del paso (Cota P)

POLEAS TRACTORAS					Nº máx. cables
Ø Polea (mm)	Ancho L (mm)	Ø Cable 6.5 mm	Ø Cable 8 mm	Ø Cable 9 y 10 mm	
		P = 12 mm	P = 15 mm	P = 15 mm	
240	100	8	-	-	
	124	10	-	-	
270	124	10	-	-	
	94	-	6	-	
320	124	-	8	-	
	87	-	5	5	

### Codificación poleas tractoras para la toma de pedido

Ejemplo	2	R	8	6	S	85	A
Ø POLEAS	2: Ø 240 0: Ø 270 3: Ø 320 4: Ø 400						
PASO P (mm)	R: 12 S: 15						
Nº CANALES	5: 5 Canales 6: 6 Canales 8: 8 Canales 0: 10 Canales						
Ø CABLES	6: Ø 6.5 8: Ø 8 9: Ø 9 0: Ø 10						
TIPO GARGANTA	S: Semicircular desfondada V: Trapecial en V endurecida						
ÁNGULO β	75: β=75° 76: β=76° 77: β=77° 78: β=78° 79: β=79° 80: β=80° 81: β=81° 82: β=82° 83: β=83° 84: β=84° 85: β=85° 86: β=86° 87: β=87° 88: β=88° 89: β=89° 90: β=90° 91: β=91° 92: β=92° 93: β=93° 94: β=94° 95: β=95° 96: β=96° 97: β=97° 98: β=98° 99: β=99° 00: β=100° 01: β=101° 02: β=102° 03: β=103° 04: β=104° 05: β=105° XX: Garganta trapecial en V endurecida						
ÁNGULO γ	A: γ=25° B: γ=26° C: γ=27° D: γ=28° E: γ=29° F: γ=30° G: γ=31° H: γ=32° I: γ=33° J: γ=34° K: γ=35° L: γ=36° M: γ=37° N: γ=38° O: γ=39° P: γ=40° R: γ=40° S: γ=41° T: γ=42° U: γ=43° V: γ=44° W: γ=45° X: γ=50° Y: γ=55° Z: γ=60°						

- Codificación polea estándar:
 

<b>Polea Ø 240</b>	<b>Polea Ø 270</b>	<b>Polea Ø 320</b>	<b>Polea Ø 400</b>
2R86S75A / 2R06S75A	0R06VXXW	3S68S85F	4S50S85F
2R86S85A / 2R06S85A		3S68S95F	4S50S95F
2R86S90A / 2R06S90A			
2R86S95A / 2R06S95A			
2R86VXXW / 2R06VXXW			





## 5. MP ASCENSORES. Catálogo de limitadores de velocidad.



### LIMITADOR DE VELOCIDAD E90/200

Nº CERTIFICADO EXAMEN CE TIPO: ATI/LV/005



### CARACTERÍSTICAS GENERALES

- Aplicable a paracaídas instantáneos y progresivos, unidireccionales y bidireccionales.
- Esfuerzo susceptible de ser transmitido por el cable del limitador mayor de 300N.
- Polea con diámetro primitivo de 200 mm, con canal de comprobación de diámetro primitivo 133 mm.
- Polea superior con garganta semicircular desfondada.
- Cable Ø 6 mm y Ø 6.5 mm, composición:
  - 6 x 19 (según EN 12385-5).
  - 8 x 19 (según EN 12385-5).
- Protección de salida de cables de serie, conforme a las normas EN 81-1/2 y EN 81-20/50.
- Protección en polea tensora de serie, conforme a las normas EN 81-1/2 y EN 81-20/50.
- Posibilidad de montar la protección total<sup>1</sup> en un limitador destinado a instalación CCM<sup>2</sup> y SCM<sup>3</sup>, conforme a las normas EN 81-1/2 y EN 81-20/50.
- Posibilidad de montar la protección integral<sup>4</sup> en un limitador destinado a instalación CCM, conforme a las normas EN 81-1/2 y EN 81-20/50.
- Posibilidad de fijación de la polea tensora a suelo del foso o a guía.
- Soporte fijación a guía regulable (polea tensora), permitiendo diferentes distancias entre el cable y la guía.
- Posibilidad de montaje de la parte inferior de ambas manos.
- Recorrido mínimo de cable para reinicio (puesta en funcionamiento normal): 14 mm.
- Conector enchufable (7 polos) para la conexión eléctrica de los modelos de limitador E902RAEX, E902RDEX, E902RDEU.
- Opción de limitador con sistema antideriva para los modelos E902EASX, E902RASX. En este caso, el limitador podría formar parte del dispositivo de parada, dentro del sistema de protección contra movimientos incontrolados de la cabina (UCM):
  - Válido solo para instalaciones donde Recorrido / Velocidad ≤ 45s.
  - Recorrido delimitado por el enclavamiento del limitador, como máximo: 180 mm / como mínimo: 35 mm.

<sup>1</sup> La protección total exige fijación al soporte del limitador

<sup>2</sup> CCM: Con Cuarto de Máquinas

<sup>3</sup> SCM: Sin Cuarto de Máquinas

<sup>4</sup> La protección integral va fijada al suelo del cuarto de máquinas



## LIMITADOR DE VELOCIDAD

E90/200



### CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

LIMITADOR							TABLA 1
MODELO	Vn (m/s)	Vd (m/s)	SOPORTE	CONTACTO SEGURIDAD	BOBINA	ENCLAVAMIENTO	PESO (Kg)
E902EMXX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Estándar	Rearme manual	No	Bidireccional	10
E902EMXU	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Estándar	Rearme manual	No	Unidireccional	10
E902EAXX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Estándar	Rearme automático	No	Bidireccional	10
E902RMXX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Reducido	Rearme manual	No	Bidireccional	10
E902RMXU	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Reducido	Rearme manual	No	Unidireccional	10
E902RAXX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Reducido	Rearme automático	No	Bidireccional	10
E902EASX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Estándar	Rearme automático	Sí (Sistema antideriva) <sup>5</sup>	Bidireccional	11
E902RASX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Reducido	Rearme automático	Sí (Sistema antideriva) <sup>5</sup>	Bidireccional	11
E902RAEX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Reducido	Rearme automático	Sí (Control remoto eléctrico) <sup>5</sup>	Bidireccional	11
E902RDEX	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Reducido	Rearme a distancia	Sí (Control remoto eléctrico) <sup>5</sup>	Bidireccional	11
E902RDEU	0.2 ÷ 1	0.8 ÷ 1.5	Reducido	Rearme a distancia	Sí (Control remoto eléctrico) <sup>5</sup>	Unidireccional	11

<sup>5</sup> Conexión bobina: 230 Vac.

POLEA TENSORA				TABLA 2
MODELO	FIJACIÓN	VERSIÓN	ACTUACIÓN MECÁNICA	PESO (Kg)
TP2GEB	A guía	Estándar	Bidireccional	19
TP2GEU			Unidireccional	12
TP2GRB		Reducida	Bidireccional	26
TP2GRU			Unidireccional	18
TP2SEB	A suelo foso	Estándar	Bidireccional	19
TP2SEU			Unidireccional	12
TP2SRB		Reducida	Bidireccional	26
TP2SRU			Unidireccional	18

Descripción de la Nomenclatura de los diferentes modelos:

- Ejemplo Limitador:

DENOMINACIÓN	E90	.2	.E	.M	.X	.X
Ø PRIMITIVO POLEA						
.2: Ø 200						
SOPORTE						
.E: Estándar						
.R: Reducido						
CONTACTO SEGURIDAD						
.M: Rearme Manual						
.A: Rearme Automático						
.D: Rearme a Distancia						
BOBINA						
.X: Sin Bobina						
.E: Control Remoto Eléctrico						
.S: Sistema Antideriva						
ENCLAVAMIENTO						
.X: Bidireccional						
.U: Unidireccional						

- Ejemplo Polea tensora:

DENOMINACIÓN	TP2	.G	.E	.B
FIJACIÓN				
.G: A guía				
.S: A suelo foso				
VERSIÓN				
.E: Estándar				
.R: Reducido				
ACTUACIÓN MECÁNICA				
.B: Bidireccional				
.U: Unidireccional				



## 6. MP ASCENSORES. Catálogo de paracaídas.



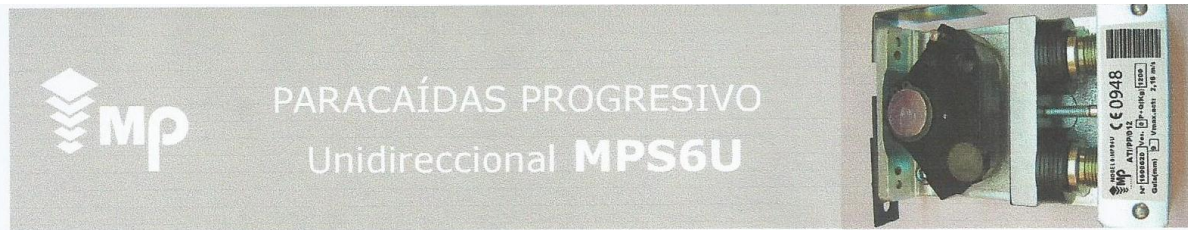
### PARACAÍDAS PROGRESIVO Unidireccional MPS6U

CERTIFICADO EXAMEN CE DE TIPO N° ATI/PP/012



### CARACTERÍSTICAS GENERALES

Masa Total Admisible (kg)	651 ÷ 1813
Espesor Guías (mm)	9 ÷ 16
Velocidad Máxima Actuación (m/s)	2,16



PESO PAREJA:

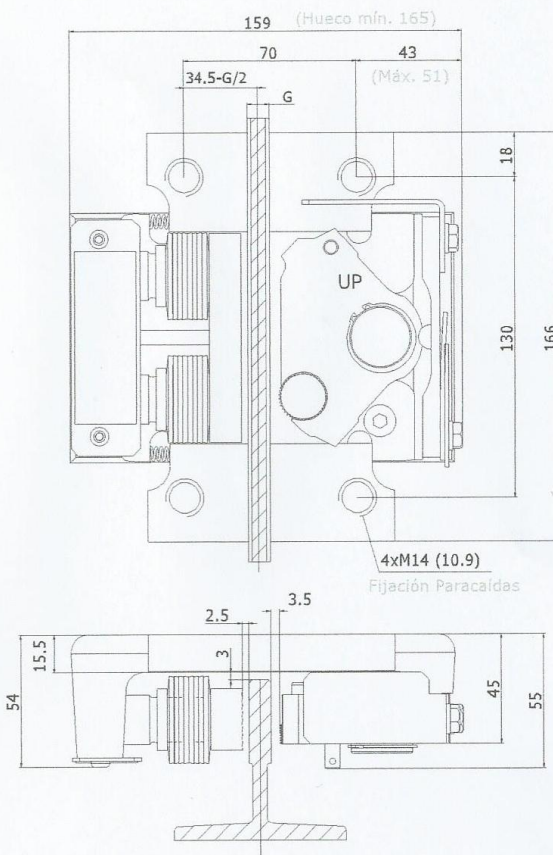
Peso	9 kg
------	------

ANCHURA MÍNIMA SUPERFICIE FRENADO:

Anchura	25 mm
---------	-------



DIMENSIONES:



GUÍAS:

Tipo	Calibrada
Lubricación	ISO VG 220

REQUERIMIENTOS LIMITADOR DE VELOCIDAD:

Tipo	Unidireccional
Fuerza mínima de tiro	300N

RANGO UTILIZACIÓN:

VALOR NOMINAL REGLAJE (kg)	RANGO UTILIZACIÓN P+Q (kg)
651	603 ≤ P+Q < 670
700	670 ≤ P+Q < 740
800	740 ≤ P+Q < 835
900	835 ≤ P+Q < 930
1000	930 ≤ P+Q < 1025
1100	1025 ≤ P+Q < 1125
1200	1125 ≤ P+Q < 1225
1300	1225 ≤ P+Q < 1325
1400	1325 ≤ P+Q < 1425
1500	1425 ≤ P+Q < 1525
1600	1525 ≤ P+Q < 1625
1700	1625 ≤ P+Q < 1725
1800	1725 ≤ P+Q ≤ 1850

www.mpascensores.com

FTYCMC MPS6U\_300\_ES - 06/2016 2 / 2

Ficha técnica original.  
Productos en constante desarrollo, pudiendo variar sus especificaciones sin previo aviso.



## 7. PFEIFER DRAKO. Catálogo cables de tracción.

**PFEIFER  
DRAKO**

ELEVATOR PRODUCTS

09/0213

**Elevator Products**

- ⊕ for standard and special installations
- ⊕ for mid- and high-rise
- ⊕ for low D/d-ratios
- ⊕ for compensation

**PFEIFER DRAKO**  
DRAHTSEILWERK GMBH & CO. KG

RHEINGASSE 19-23  
D-45478 MÜLHEIM AN DER RUHR  
PHONE +49 (0)208-429 01-0  
FAX +49 (0)208-429 01-21  
E-MAIL [elevator\\_products@drako.de](mailto:elevator_products@drako.de)  
INTERNET [www.drako.de/en](http://www.drako.de/en)



## Ropes for Traction Sheave Elevators Steel Core Ropes

TÜV Süd approved!



preformed, prestretched,  
bright, right hand,  
ordinary lay



1570 and 1570



≤ 0.12%



≤ 0.15%



see page 8

Elevator Ropes

### DRAKO 250 T 8-strand steel core rope

In million ways established steel core rope with 8 outer strands in Warrington design also with smaller rope diameters. By intense testing and verification of safety now approved for very low D/d ratio! Also for indirect hydraulic elevators according to EN 81-2.

#### NEW TÜV Süd Certificate KP067/2\*

- very low D/d ratio of up to 8 mm in diameter
  - required drive torque is greatly reduced
  - cost saving drives
  - space saving in indirect hydraulic elevators thanks to very small pulleys
- So customized elevator systems with an optimized cost benefit ratio are possible.



#### Advantages

- rounder than 6-strand rope
- flexible with good bending endurance
- low permanent and elastic elongation
- low rope diameter change under load, also over time
- high breaking strength in relation to diameter and
- durable round-rope form
- the perfect solution for a customized elevator

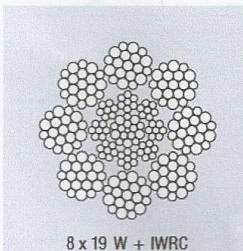
#### Field of Application

The customer-focussed and cost optimized solution for individually designed and more frequented elevators.

#### Attention

Special traction ropes acc. to EN 12385-5, EN 81-1. Except for D/d ≤ 40 or rope diameter < 8.0 mm\*.

D/d ≥ 18.5 \*



8 x 19 W + IWRC

Nominal Rope diameter mm	Minimum breaking strength $F_{min}$	Minimum breaking strength $F_{min}$	Length mass approx. kg/100 m	Metallic cross-section approx. mm <sup>2</sup>
	1570 kN	1770 kN		
6*	–	26.8	16.4	18.5
6.5*	–	31.5	17.9	20.6
8*	43.3	46.6	27.3	31.6
9	54.8	–	34.3	40.0
10	67.7	72.7	42.3	49.4
11	81.9	–	51.2	59.7
12	97.4	–	61.0	71.1
13	114	–	71.5	83.4
14	133	–	82.9	96.7
16	173	–	108.3	126



To make correct rope installation easier, especially on high rise installations, DRAKO steel core ropes are produced with a blue line along the rope. If the ropes have untwisted whilst being installed, the blue line enables, to correct it.

Elevator ropes will be supplied with servings on both ends, if not specified otherwise.

Accessories, such as fitting with thread and symmetric wedge socket, are available and can be inquired.

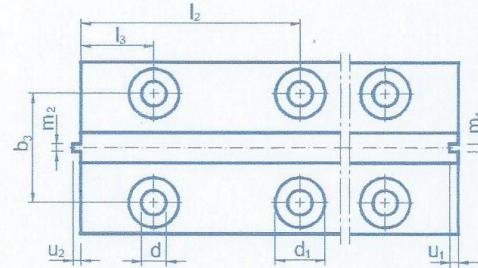
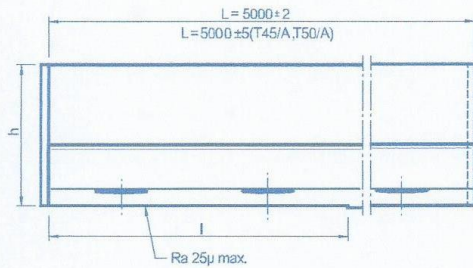
#### Please note:

The rope terminations must be secured against rotation.



## 8. SAVERA GROUP. Catálogo de guías.

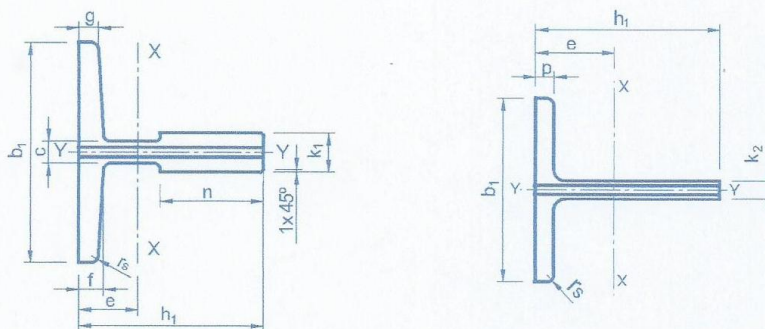




ISO 7465:2007

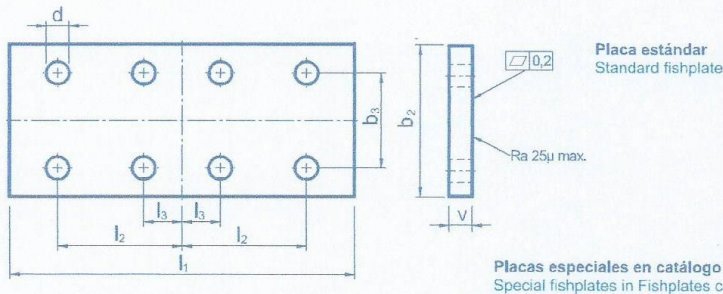
Dimensiones (mm) Dimensions (mm)		ISO 7465:2007																		
	b <sub>1</sub> ± 1	h <sub>1</sub> ± 0,20	k <sub>2</sub> ± 0,15										p ± 0,50	r <sub>s</sub>	m <sub>1</sub> <sup>+0,06</sup> <sub>-0</sub>	m <sub>2</sub> <sup>+0</sup> <sub>-0,06</sub>	u <sub>1</sub> ± 0,10	u <sub>2</sub> ± 0,10	Enderizado/Straightness	
			f <sub>5</sub> max. mm	f <sub>6</sub> max. mm																
T45/A	45	45	5										5	1	2	1,97	2,5	2	3,5	0,7
T50/A	50	50	5										5	1	2	1,97	2,5	2	3,5	0,7
	b <sub>1</sub> ± 1,50	A ± 0,10 B ± 0,75 h <sub>1</sub>	h ± 0,08	l <sup>+3</sup> <sub>-0</sub>	k <sub>1</sub> <sup>+0,10</sup> <sub>-0</sub>	k <sub>2</sub> <sup>+0,10</sup> <sub>-0</sub>	n <sup>+3</sup> <sub>-0</sub>	c	g ± 0,75	f ± 0,75	p ± 0,75	r <sub>s</sub>	m <sub>1</sub> <sup>+0,06</sup> <sub>-0</sub>	m <sub>2</sub> <sup>+0</sup> <sub>-0,06</sub>	u <sub>1</sub> ± 0,10	u <sub>2</sub> ± 0,10				
T65/A	65	54	·	·	7,9	·	20	5	4	5,8	·	3	2	1,97	2,5	2	3,5	0,7		
T70/A	70	65	·	·	9	·	34	6	6	8	·	1,5	3	2,97	3,5	3	2,5	0,5		
T70-70-9/A	70	70	·	·	9	·	35	7,9	8,5	8,5	·	3	3	2,97	3,5	3	2,5	0,5		
T75/A	75	62	·	·	10	·	30	8	7	9	·	1,5	3	2,97	3,5	3	2,5	0,5		
T80-80-9/A	80	80	·	·	·	9	·	·	·	·	9	3	3	2,97	3,5	3	2,5	0,5		
T82/A	82	68	·	·	9	·	34	7,5	6	8,25	·	3	3	2,97	3,5	3	2,5	0,5		
T89/A	89	62	·	·	16	·	34	10	8	11	·	3	6,4	6,37	7,14	6,35	2,5	0,5		
T90/A	90	75	·	·	16	·	42	10	8	10	·	4	6,4	6,37	7,14	6,35	2,5	0,5		
T125-L1/A	125	68	·	·	·	9	·	·	6	8,25	·	3	3	2,97	3,5	3	2,5	0,5		
T75/B	75	62	61	138	10	·	30	8	7	9	·	3	3	2,97	3,5	3	2	0,4		
T78/B	78	56	55	138	10	·	25	7	6	8,5	·	2,5	3	2,97	3,5	3	2	0,4		
T82/B	82	68	66,6	111	9	·	34	7,5	6	8,25	·	3	3	2,97	3,5	3	2	0,4		
T89/B	89	62	61	156	16	·	34	10	8	11	·	3	6,4	6,37	7,14	6,35	1,75	0,35		
T90/B	90	75	74	156	16	·	42	10	8	10	·	4	6,4	6,37	7,14	6,35	1,75	0,35		
T114/B	114	89	88	156	16	·	38	9,5	8	11	·	4	6,4	6,37	7,14	6,35	1,5	0,3		
T125/B	125	82	81	156	16	·	42	10	9	12	·	4	6,4	6,37	7,14	6,35	1,5	0,3		
T127-1/B	127	89	88	156	16	·	45	10	8	11	·	4	6,4	6,37	7,14	6,35	1,5	0,3		
T127-2/B	127	89	88	156	16	·	51	10	12,7	15,9	·	5	6,4	6,37	7,14	6,35	1,5	0,3		
T140-1/B	140	108	107	193	19	·	51	12,7	12,7	15,9	·	5	6,4	6,37	7,14	6,35	1,5	0,3		
T140-2/B	140	102	101	193	28,6	·	51	17,5	14,5	17,5	·	5	6,4	6,37	7,14	6,35	1,5	0,3		
T140-3/B	140	127	126	193	31,75	·	57	19	17,5	25,4	·	5	6,4	6,37	7,14	6,35	1,5	0,3		





Dimensiones y distancias entre agujeros, placas y tornillos / Dimensions and distance between holes, fishplates and bolts

		Distancia entre agujeros, placas y tornillos (mm) Distance between holes, fishplates and bolts (mm)									
		d		b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub> ± 0,20	l <sub>1</sub> <sup>+3</sup> / <sub>-0</sub>	l <sub>2</sub> ± 0,20	l <sub>3</sub> ± 0,20	V <sup>+3</sup> / <sub>-0</sub>	Tornillo Bolt	Arandela Washer
		Calibradas / Cold drawn	T45/A	9		50	25	160	65	15	8
T50A	9			50	30	200	75	25	8	M8X25	A-8
	d		d <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub> ± 0,20	l <sub>1</sub> <sup>+3</sup> / <sub>-0</sub>	l <sub>2</sub> ± 0,20	l <sub>3</sub> ± 0,20	V <sup>+3</sup> / <sub>-0</sub>	Tornillo Bolt	Arandela Washer
T65/A	10,5		·	65	40	160	65	15	8	M10X25	A-10
T70/A	13		26	70	42	250	105	25	10	M12x35	A-12
T70-70-9/A	13		·	70	42	250	105	25	10	M12x35	A-12
T75/A	13		26	70	42	250	105	25	10	M12x35	A-12
T80-80-9/A	13		·	80	42	250	105	25	10	M12x35	A-12
T82/A	13		26	80	50,8	216	81	27	10	M12x35	A-12
T89/A	13		26	90	57,2	305	114,3	38,1	13	M12x40	A-12
T90/A	13	26	90	57,2	305	114,3	38,1	13	M12x40	A-12	
T125-L1/A	17	33	130	79,4	305	114,3	38,1	18	M16x50	A-16	
Cepilladas / Machined	T75/B	13	26	70	42	250	105	25	10	M12x35	A-12
	T78/B	13	26	70	42	250	105	25	10	M12x35	A-12
	T82/B	13	26	80	50,8	216	81	27	10	M12x35	A-12
	T89/B	13	26	90	57,2	305	114,3	38,1	13	M12x40	A-12
	T90/B	13	26	90	57,2	305	114,3	38,1	13	M12x40	A-12
	T114/B	17	33	120	70	305	114,3	38,1	18	M16x50	A-16
	T125/B	17	33	130	79,4	305	114,3	38,1	18	M16x50	A-16
	T127-1/B	17	33	130	79,4	305	114,3	38,1	18	M16x50	A-16
	T127-2/B	17	33	130	79,4	305	114,3	38,1	18	M16x50	A-16
	T140-1/B	21	40	140	92,1	380	152,4	31,8	28	M20x70	A-20
T140-2/B	21	40	140	92,1	380	152,4	31,8	28	M20x70	A-20	
T140-3/B	21	40	140	92,1	380	152,4	31,8	38	M20x80	A-20	



ISO 7465:2007

Características Generales de las Guías  
General Characteristics of the Guide

Normas Standards	Características Mecánicas / Mechanical Characteristics			
	Carga de rotura Breaking point N/mm <sup>2</sup>	Límite elástico Yield point N/mm <sup>2</sup> min.	Alargamiento Elongation %	
ISO 7465				
UNI 7465				
ANSI A 17-1				
BS 5655				
DIN 15311				
JIS				
AFNOR NF P 82/251				
	Calibradas hongo >5mm ≤ 8mm Cold drawn blade >5mm ≤ 8mm (EN 10277-2)	470 - 840	355	≥ 8
	Calibradas hongo >8mm ≤ 10mm Cold drawn blade >8mm ≤ 10mm (EN 10277-2)	470 - 840	355	> 12
	Calibradas hongo >10mm ≤ 16mm Cold drawn blade >10mm ≤ 16mm (EN 10277-2)	420 - 710	300	> 12
	Cepilladas hongo ≤ 16mm Blade ≤ 16mm	410 - 520	275	≥ 22
	Cepilladas hongo >16mm Blade > 16mm	410 - 520	265	≥ 22

Protección Antioxidante (*) Anti-rust Protection (*)				Composición Química Chemical Composition						
Tipo Type	Espesor Thickness	Exterior meses Months outdoors	Interior meses Months indoors		C%	Mn%	P%	S%	Si%	
					Max.	Max.	Max.	Max.	Max.	
Tectyl 511 M (aceite / oil)	2 - 10 µ	.	1 - 3	Calibradas Cold drawn	0,17	1,4	0,045	0,045	0,4	
Tectyl 502 C (cera / wax)	20 - 30 µ	0 - 1	4 - 8							
Tectyl 506 WD (cera / wax)	Estándar Standard	20 - 30 µ	1 - 3	6 - 12	Cepilladas Machined	0,21	1,5	0,045	0,045	0,4
	Especial Special	40 - 50 µ	3 - 6	12 - 36						

(\*) Datos orientativos que variarán en función de la humedad y salinidad del ambiente.  
(\* All data are approximate and subject to atmospheric humidity and salinity conditions.

Pesos (kg) y Empaquetado / Weights (kg) and Packing							
	Código Code	Peso/guía Weight/guide	Peso/guía con embalaje Weight/packed guide	Peso/guía con accesorios y embalaje Weight/packed guide and accessories	Nº guías/paquete No. of guides per bundle	Nº guías por contenedor de 20 pies No. of guides per 20ft container	
						Con accesorios With accessories	Sin accesorios Without accessories
Calibradas / Cold drawn	T45/A	16,7	16,91	17,74	48	1200	1248
	T50/A	18,65	18,89	19,75	42	1092	1134
	T65/A	24,5	24,92	25,91	24	816	864
	T70/A	36,90	37,40	39,38	20	540	560
	T70-70-9/A	44,15	44,65	46,72	20	480	480
	T75/A	42,82	43,32	45,39	20	460	480
	T80-80-9/A	53,25	53,75	55,92	20	380	400
	T82/A	42,82	43,32	45,32	20	460	480
	T89/A	61,9	62,53	66,27	16	320	335
	T90/A	67,7	68,33	72,07	16	288	304
Cepilladas / Machined	T125-L1/A	56,45	57,45	64,73	10	330	370
	T75/B	42,82	43,32	45,39	20	460	480
	T78/B	38,85	39,15	41,22	20	520	540
	T82/B	42,82	43,32	45,32	20	460	480
	T89/B	61,9	62,53	66,27	16	320	335
	T90/B	67,7	68,33	72,07	16	288	304
	T114/B	82	83	89,8	10	240	260
	T125/B	89,55	90,55	97,83	10	220	230
	T127-1/B	89,25	90,25	97,53	10	220	240
	T127-2/B	112,75	113,75	121,03	10	170	190
T140-1/B	137,95	139,95	153,13	5	135	150	
T140-2/B	169,6	171,6	184,78	5	115	125	
T140-3/B	225,75	227,75	243,57	5	85	90	



		Características técnicas Technical Characteristics								
		Sección cm 2	Peso Weight kg/m	e cm	$I_{xx}$ cm 4	$W_{xx}$ cm 3	$I_{yy}$ cm 4	$W_{yy}$ cm 3	$I_{yy}$ cm	
Calibradas / Cold drawn	T45/A	4,25	3,34	1,31	8,08	2,53	1,38	3,84	1,71	0,95
	T50/A	4,75	3,73	1,43	11,24	3,15	1,54	5,25	2,1	1,05
	T65/A	6,24	4,9	1,71	20,09	5,44	1,79	10,92	3,36	1,32
	T70/A	9,4	7,379	2,034	40,95	9,169	2,087	18,86	5,389	1,417
	T70-70-9/A	11,25	8,83	2,11	52,81	10,79	2,16	24,62	7,02	1,48
	T75/A	10,91	8,564	1,861	40,29	9,286	1,921	26,47	7,06	1,557
	T80-80-9/A	13,56	10,65	2,32	80,2	14,21	2,44	38,83	9,7	1,69
	T82/A	10,91	8,564	1,998	49,31	10,27	2,126	30,17	7,358	1,663
	T89/A	15,77	12,38	2,032	59,83	14,35	1,948	52,41	11,78	1,823
	T90/A	17,25	13,54	2,612	102	20,86	2,431	52,48	11,66	1,744
	T125-L1/A	14,39	11,29	1,65	56,46	10,97	1,98	107,88	17,26	2,74
Cepilladas / Machined	T75/B	10,91	8,564	1,861	40,29	9,286	1,921	26,47	7,06	1,557
	T78/B	9,847	7,73	1,645	29,92	7,564	1,743	26,39	6,766	1,637
	T82/B	10,91	8,564	1,998	49,31	10,27	2,126	30,17	7,358	1,663
	T89/B	15,77	12,38	2,032	59,83	14,35	1,948	52,41	11,78	1,823
	T90/B	17,25	13,54	2,612	102	20,86	2,431	52,48	11,66	1,744
	T114/B	20,89	16,4	2,865	179,3	29,7	2,93	108,6	19,05	2,28
	T125/B	22,82	17,91	2,43	151	26,16	2,572	159,1	25,46	2,641
	T127-1/B	22,74	17,85	2,77	187,9	30,65	3,065	149,9	23,61	2,361
	T127-2/B	28,72	22,55	2,478	201,7	31,17	2,64	229,9	36,2	2,829
	T140-1/B	35,15	27,59	3,236	403,3	53,32	3,387	309,7	44,24	2,968
	T140-2/B	43,21	33,92	3,484	456,7	68,01	3,251	358,2	51,18	2,879
T140-3/B	57,52	45,15	4,418	947,5	114,4	4,059	466,7	66,67	2,848	

