



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

DISEÑO DE CARROZADOS O COMPONENTES DE VEHÍCULOS

Alumno: Daniel Cañada Navarro

Tutor: Luis Antonio Felipe Sese

Depto.: Dpto. Ingeniería Mecánica y Minera

Noviembre, 2016

CONTENIDO

1	Introducción	3
1.1	Motivación.....	3
1.2	Estructura	5
2	Memoria	6
2.1	Objeto	6
2.2	Antecedentes	7
2.2.1	Historia de las caravanas	7
2.2.2	Antecedentes de las caravanas y autocaravanas	8
2.2.3	Construcción industrial de caravanas y autocaravanas.....	10
2.2.4	Autocaravanas en España	10
2.2.5	Tipos de autocaravanas.....	11
2.2.6	Bastidor.....	14
2.2.7	Bastidores en vehículos industriales	15
2.2.8	Vehículo base	21
2.3	Disposiciones legales y normas aplicadas	22
2.3.1	Preceptos legales de circulación	22
2.4	Software utilizado.....	25
2.5	Bibliografía.....	26
2.6	Definiciones y abreviaturas	27
2.7	Análisis de soluciones.....	28
2.7.1	Consideraciones previas	28
2.7.2	Elección de componentes de las estructuras fija y móvil.....	28
2.7.3	Estudio de elección de materiales estructurales.....	31
2.7.4	Estudio de elección de materiales no estructurales.....	32
2.7.5	Estudio de elección del sistema de apertura	36
2.7.6	Elección del sistema de control de apertura.....	39
2.7.7	Sellado de estructuras móviles	41
2.7.8	Sistema de centrado en vehículo	43

2.7.9	Sistema de deslizamiento de los compartimentos laterales.....	44
2.7.10	Sistema de anclaje a vehículo.....	46
2.7.11	Sistema de posado en tierra	48
2.7.12	Selección de baterías.....	50
2.7.13	Elección de rodamientos	53
2.7.14	Técnicas de unión.....	56
2.8	Resultados finales.....	56
2.9	Orden de prioridad de los documentos.....	60
3	Anexos	61
3.1	Cálculos justificativos	61
3.1.1	Cálculos analíticos del autobastidor	61
3.1.2	Cálculos de sujeciones de estructura - vehículo.....	74
3.1.3	Análisis numérico de la estructura portada fija	86
3.1.4	Análisis de patas de estructura	¡Error! Marcador no definido.
3.1.5	Análisis numérico de la estructura móvil	93
3.1.6	Análisis numérico de la pieza “tubo con rodamientos”	102
3.1.7	Cálculo de uniones atornilladas	109
3.1.8	Cálculo de estabilidad del vehículo	111
3.1.9	Documentación	115
4	Planos.....	118
5	Pliego de condiciones	119
5.1	Especificaciones de los materiales.....	119
5.2	Características de los aceros	121
5.3	Características mecánicas	121
5.4	Características químicas.....	122
5.5	Garantía de las características del acero	123
5.6	Condiciones de suministro y recepción de perfiles y placas	123
5.7	Componentes adquiridos	123
5.8	Fabricación de la caravana	123

6	Presupuesto.....	132
6.1	Presupuesto parcial	132
6.2	Presupuesto total	135
7	Conclusiones y trabajos futuros	137

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Motivación

El turismo de caravana o turismo itinerante es uno de los tipos de turismo que más libertad y autonomía ofrece. Este tipo de turismo pretende conciliar las vacaciones en familia y la comodidad del hogar.

El presente proyecto surge de la idea de poder transformar un vehículo comercial para transporte de mercancías en una gran vivienda sobre ruedas con todo lujo de detalles como las que se usan en el mundo del motor para alojar a los pilotos.

El diseño de esta caravana busca alcanzar un gran espacio disponible en modo vivienda, sin reparar en gastos, intentando lograr la mayor comodidad y autonomía a la vez que permite conjugar el transporte cómodo por carretera.

Una de las principales ventajas del diseño de esta caravana es la posibilidad de establecer un comercio mediante el alquiler de módulos vivienda que pueden ser transportados y depositados en el lugar de destino.

El vehículo original sobre el que se desarrollara este proyecto es un VOLVO FH12R62 que se usaba como camión portacontenedores y ya que esto es así, mantendremos la denominación de vehículo portacontenedores a la vez que los módulos vivienda serán tratados como contenedores con capacidad de abrirse y expandirse.



Figura 1 – Volvo FH12R

El punto de partida del diseño será este vehículo, teniendo en el momento de la compra del vehículo éste ya no disponía de la caja de carga, ya que esta era totalmente desmontable y aprovechable por el anterior dueño del camión.

Una vez estudiada la viabilidad de uso de este camión para el presente proyecto y dado que se buscaba un mayor espacio del que nos ofrece la caja fija de mayor tamaño que se pudiera instalar legalmente sobre el mismo, se decidió dotar a la estructura de movilidad, con el objeto de que su apertura y desplazamiento otorgara un mayor espacio útil que el que proyecta el vehículo base.

Aunque este proyecto está destinado a satisfacer las necesidades particulares y personales del demandante del proyecto, dadas sus características se convierte en una fuente de negocios cuando decidimos usarla de modo comercial como una vivienda autónoma y alquilable para eventos.

La flexibilidad en el diseño de este vehículo permite dotarlo de gran sostenibilidad, al poder ser equipado con elementos como placas solares que lo hacen mucho más autónomo y reducen su dependencia de recursos como los combustibles derivados del petróleo o la conexión a la red eléctrica.

Desde el punto de vista de vivienda sobre ruedas de lujo, contará con todos los electrodomésticos que podemos encontrar en una vivienda corriente, tales como, refrigerador, televisión, placa vitro-cerámica, microondas, horno y todo lo disponible en una cocina normal.

Además estará equipada con un sistema de climatización de frío y calor mediante un Split de techo conectado a una bomba de calor.

En cuanto al sistema sanitario dispone de un cuarto de baño con WC, ducha y lavabo, así como un fregadero en la zona de la cocina.

El agua caliente sanitaria la obtendremos de un termo eléctrico que será suministrado por agua de la red local de donde esté situado el vehículo, aunque tendremos la posibilidad por espacio de equipar el vehículo con un depósito de agua limpia y otro de aguas fecales lo suficientemente grande para usarlos durante los desplazamientos hasta el punto de destino final.

Para funcionar al 100% de sus capacidades y cumplir su cometido el vehículo vivienda precisa de conexión a la red eléctrica de abastecimiento aunque dispone también de una batería propia en el vehículo tractor así como dos baterías extra para la vivienda que se cargarán mediante el alternador del vehículo, de modo que nos permita disponer de la energía necesaria hasta disponer de conexión a la red eléctrica.

1.2 Estructura

Los contenidos incluidos en la memoria se clasificaran en apartados:

- Introducción: En este apartado se introduce el proyecto y se habla del uso final que se le dará al resultado obtenido tras la conclusión del proyecto.
- Antecedentes en el mundo de las caravanas: Se hace una introducción del mundo de las caravanas desde su origen, evolución y actualidad.
- Bastidor: Trata de los tipos de bastidores actualmente en el mercado y relata su importancia en el actual proyecto.
- Vehículo base: Describe brevemente el vehículo que se usará en el proyecto y detalla sus características.
- Elección de los componentes: Hace una extensa recopilación de todas las partes susceptibles a ser seleccionadas y explica el porqué de cada elección de ciertos componentes.
- Disposiciones legales y normas aplicadas: normas a cumplir basadas en el código de circulación de la Dirección General de Tráfico y la normativa de homologación de vehículos.
- Programas de cálculo: Hace una descripción del programa de diseño utilizado, así como su aplicación para el cálculo y el análisis de la estructura.
- Bibliografía: Lista de documentos de referencia para la redacción y el cálculo de todo lo necesario en el proyecto.
- Resultados finales: Resumen del resultado obtenido tras aplicar todas las características antes enunciadas.
- Orden de prioridad de documentos: Detalla el orden de prioridad que se ha de seguir para la consecución del proyecto.

2 MEMORIA

2.1 Objeto

Con motivo de realizar el Trabajo Fin de Grado de Ingeniería Mecánica, según la Normativa sobre trabajos de fin de grado de la Escuela Politécnica superior de Linares [1] se fijan los siguientes objetivos:

El objetivo principal de este proyecto es el diseño de una estructura móvil compacta en modo vehículo y capaz de aumentar su tamaño para ofrecer gran comodidad y habitabilidad. El diseño tiene que cumplir con una serie de requisitos:

- Diseño de un sistema móvil que ofrezca un aumento de la superficie habitable en relación a su posición compacta
- Que mantengas sus medidas exteriores dentro de los criterios legales para la circulación vial.
- Dispondrá de dos habitaciones separadas, una de matrimonio y otra con camas individuales, un salón abierto y comunicado con la cocina y una habitación separada que podrá ser usada como cuarto para guardar alguna bicicleta o motocicleta.
- Estructura que no comporte ningún riesgo para las personas que albergará.
- Sistemas de apertura sin riesgo o con el menor riesgo para las personas que le darán uso.
- Sistema de apertura de fácil manejo, mediante uno o dos mandos centralizados y conectados a electro-válvulas hidráulicas y al motor hidráulico.
- Peso de la estructura y del conjunto que no superare las especificaciones técnicas del vehículo ni la Masa Máxima Admisible (MMA).
- Estabilidad del vehículo igual o superior al de un vehículo de las mismas características de caja simple cerrada.
- El reparto de cargas por eje no superará en ningún caso el máximo admisible por cada eje.
- La estructura debe estar en equilibrio en modo vivienda y en el proceso de apertura.
- El abastecimiento eléctrico será suministrado mediante la conexión directa a la red de forma general, aunque dispondrá de dos baterías de gran capacidad para casos donde no se disponga temporalmente de red eléctrica. No es objeto del proyecto el desarrollo del sistema eléctrico.
- El suministro hidráulico se hará mediante la conexión directa a la red de abastecimiento local, aunque dispondrá de un depósito de agua limpia y otro para almacenamiento temporal de aguas fecales. No es objeto de este proyecto el desarrollo específico de la instalación hidráulica.
- Disponibilidad de ventanas laterales para aireación de la vivienda y para aprovechar la luz solar.
- Diseño que cumpla la normativa vigente sobre reformas de importancia y códigos técnicos.

2.2 Antecedentes

2.2.1 Historia de las caravanas

Han pasado ya más de cien años desde que se creó la autocaravana. Una autocaravana es un vehículo con motor, clasificado por el código de circulación como un automóvil, e incluye en su interior un mobiliario básico a modo de casa u hogar y está homologado para ser usado como vivienda durante los viajes.

Algunos, modelos tienen unos niveles de confort y habitabilidad muy altos.

En algunos países en los que una parte importante de la población cambia con frecuencia de trabajo y lugar de residencia como, por ejemplo, Estados Unidos, la autocaravana es usada desde un comienzo por muchas familias como residencia habitual.

Con el tiempo el uso turístico de la autocaravana se ha extendido por todas partes, principalmente por Europa.

La autocaravana, al estar provista de generador eléctrico, calefacción y sistema de drenaje, es autosuficiente incluso en zonas no equipadas. Al mismo tiempo tiene la posibilidad de usar las conexiones eléctricas que se hallan en las zonas de acampada y potencialmente en los campings.

Según el diccionario de la Real Academia de la lengua Española, la palabra caravana puede definirse de la siguiente manera [2]:

- Grupo o comitiva de personas que, en cabalgaduras o vehículos, viajan o se desplazan unos tras otros.
- Grupo de animales herbívoros que se desplazan formando fila.
- Hilera o conjunto de hileras de vehículos que, por dificultades en la carretera, avanzan lentamente y a veces con frecuentes retenciones.
- Vehículo acondicionado para hacer vida en él, remolcado por un automóvil.

No tendría sentido hablar de caravanas o autocaravanas sin hacer una breve mención a uno de los elementos principales que la componen.

Uno de ellos es la rueda, nadie sabe quién la inventó. El torno de alfarero fue uno de los primeros ejemplos de su uso y del movimiento rotativo, y el carro con ruedas ya era conocido por los sumerios hacía 3500 a. de C. Recientemente, unos arqueólogos eslovenos han hallado a unos 20 Km. de Liubliana la que sería la rueda más antigua del mundo. Construida en madera maciza, tiene 70 cm de radio, 5 cm de grosor y está acompañada de un eje de 120 cm. Su antigüedad: entre 5.100 y 5.350 años.

A partir de la rueda, surgió uno de los antecesores de nuestras caravanas actuales: el carro.

Según la mitología griega de la unión de la diosa de la agricultura Deméter con Lasionte nació Filomeleo, el inventor del carro, del arado y de las yuntas. La mitología parece corroborar la idea de que el origen del carro aparece vinculado a la agricultura y a la domesticación de animales, actividades que la humanidad comienza a desarrollar en el Próximo Oriente durante el Neolítico hacia el 6000 a.C. Miniaturas de bronce, relieves y mosaicos confirman el uso de ruedas y carros entre los pueblos asentados en el Creciente Fértil que fueron capaces de domesticar las primeras especies animales, los impulsores de las primeras formas de agricultura, de cerámica y de comercio.

Las civilizaciones que se desarrollan en el Mediterráneo Oriental, como la egipcia o la micénica, conocerán los avances en el transporte a mediados del II milenio a.C. y los etruscos, al Norte de Italia, hacia el I milenio a.C.

Los pueblos indoeuropeos asentados en el centro de Europa, habilidosos constructores de carros, serían los encargados de dar a conocer las nuevas técnicas de trabajo agrícola por toda Europa: grabados rupestres en Suecia, fragmentos de rueda maciza encontrados en Holanda, los vestigios de la localidad italiana de Mercurago... corroboran el conocimiento y el uso del carro desde muy antiguo en Europa.

En contacto con civilizaciones tan diversas y, al mismo tiempo, paralelas, el carro no podía dejar de evolucionar a medida que transcurría el tiempo; en efecto, es precisamente en este período cuando adquiere sus líneas fundamentales. Con unas pocas variaciones importantes se le transforma en un medio de transporte relativamente cómodo para las personas, volviéndolo más ligero y alzando los bordes anteriores.

Muy pronto comenzaron a comprenderse las extraordinarias ventajas derivadas de la adopción del carro como instrumento bélico; los flancos y los cubos de las ruedas se armaron con cuchillos afilados, y así el carro se transformó en una de las más temibles máquinas de guerra de la antigüedad prerromana. [3]

2.2.2 Antecedentes de las caravanas y autocaravanas

Las carretas de la pradera fue el vehículo utilizado en el siglo XIX en Estados Unidos para cruzar las praderas y montañas del oeste hacia los asentamientos fronterizos. Fueron apodadas goletas de la pradera a causa de la característica lona blanca que cubría las carretas, parecida a las velas de los barcos.

Los carros-vivienda de los gitanos fueron los pioneros y los que marcaron la pauta durante años; a ellos les siguió el carromato para artistas de los circos y de todo ello se derivó lo que después se denominaría caravana, roulotte, caraván, etc. y adquirieran un uso marcadamente turístico.



Figura 2 – Carromato gitano [18]

La primera caravana de ocio fue la Wanderer, elaborada por la Bristol Wagon Works Company en 1885, para el Dr. William Gordon Stables quien una vez retirado de su profesión se dedicó a escribir e investigar las caravanas de los gitanos. Acabaría construyéndose una para utilizarla como oficina itinerante para escribir.

En el año 1907 se fundaría el primer club caravanista británico teniendo como presidente del club al Dr. William Gordon.

Ya en el año 1.919 serían los fabricantes quienes decidieran fabricar un vehículo tractor para remolcar la caravana, pero tan solo las personas de una economía elevada podían acceder a ellas.



Figura 3 – The Wanderer

En los años 40 se extendería en Estados Unidos, para los americanos fue encontrar un medio de transporte económico que les permitía pasar las vacaciones en la playa utilizando como vivienda las caravanas. [4]

2.2.3 Construcción industrial de caravanas y autocaravanas

La construcción industrial de caravanas comienza en Inglaterra (1912) con Eccles en Birmingham. En 1919 se construyen 50 unidades. Era una rudimentaria cabina con ruedas, de madera, con línea cuadrada y con cubierta de lona. Años después se introduce un techo con claraboya, lo que permite la entrada de luz.

Otro pionero inglés fue Fleming Williams, piloto de la I Guerra Mundial; en 1920 construye la primera caravana con líneas aerodinámicas, inspirada por la industria del aeroplano. Bertran Hutchings construyó caravanas desde 1912 hasta 1920. Piggots, fabricante de tiendas, produjo alguna caravana con lonas y paneles rígidos. Ambos fueron los primeros en mostrar sus caravanas en la Exposición del Motor en 1920.

En esta época se fueron incorporando cada vez más características costosas a las caravanas: como claraboyas, baño, arcones, sistema de agua caliente (a gas) y fría,... En 1930 se introdujo definitivamente la forma aerodinámica, desapareciendo el carácter y el encanto de las caravanas de los años 20. Bertram Hutchings presentó sus diseños aerodinámicos en la Exposición del Motor de 1930. A partir de aquí se construyeron muy pocas caravanas cuadradas. En estos años 30, HYMER inicia la producción de caravanas.

Arist Dethleff fabrica en 1931 su propia vivienda rodante para poder llevar consigo a su familia en sus numerosos viajes de negocios.

Las caravanas se fueron haciendo cada vez más grandes y pesadas. Los caravanistas eran muy pocos ya que la compra de un coche no estaba a la altura económica de la mayoría de los ciudadanos. En esta época se hicieron algunas caravanas con formas extrañas: una de ellas se podía comparar a un pez enorme (unos 7 metros).

Cuando se inicia la II Guerra Mundial, la producción de caravanas paró casi por completo. Muchas compañías se dedicaron a la conversión, reparación y modificación de vehículos para adaptarlos a las necesidades de guerra.

2.2.4 Autocaravanas en España

La construcción industrial de caravanas comienza en Inglaterra (1912) con Eccles en Birmingham. En 1919 se construyen 50 unidades. Era una rudimentaria cabina con ruedas, de madera, con línea cuadrada y con cubierta de lona. Años después se introduce un techo con claraboya, lo que permite la entrada de luz.

Otro pionero inglés fue Fleming Williams, piloto de la I Guerra Mundial; en 1920 construye la primera caravana con líneas aerodinámicas, inspirada por la industria del aeroplano. Bertran Hutchings construyó caravanas desde 1912 hasta 1920. Piggots,

fabricante de tiendas, produjo alguna caravana con lonas y paneles rígidos. Ambos fueron los primeros en mostrar sus caravanas en la Exposición del Motor en 1920.

En esta época se fueron incorporando cada vez más características costosas a las caravanas: como claraboyas, baño, arcones, sistema de agua caliente (a gas) y fría,... En 1930 se introdujo definitivamente la forma aerodinámica, desapareciendo el carácter y el encanto de las caravanas de los años 20. Bertram Hutchings presentó sus diseños aerodinámicos en la Exposición del Motor de 1930. A partir de aquí se construyeron muy pocas caravanas cuadradas. En estos años 30, HYMER inicia la producción de caravanas.

Arist Dethleff fabrica en 1931 su propia vivienda rodante para poder llevar consigo a su familia en sus numerosos viajes de negocios.

Las caravanas se fueron haciendo cada vez más grandes y pesadas. Los caravanistas eran muy pocos ya que la compra de un coche no estaba a la altura económica de la mayoría de los ciudadanos. En esta época se hicieron algunas caravanas con formas extrañas: una de ellas se podía comparar a un pez enorme (unos 7 metros).

Cuando se inicia la II Guerra Mundial, la producción de caravanas paró casi por completo. Muchas compañías se dedicaron a la conversión, reparación y modificación de vehículos para adaptarlos a las necesidades de guerra.

2.2.5 Tipos de autocaravanas

Según su diseño exterior, las autocaravanas se clasifican en tres segmentos: capuchinas, perfiladas e integrales, ocupa un lugar a parte las denominadas campers y los mobil-homes. [5]

2.2.5.1 Capuchinas

Son aquellas que alargan la estructura de la célula por encima de la cabina, configurando un espacio ideal para instalar (en la denominada "capuchina") una amplia cama doble. Normalmente los fabricantes suelen diseñar una o dos ventanas, en el frontal o en los laterales de la buhardilla, con la finalidad de dotar estética, luminosidad y aireación al aposento.

Esta peculiaridad proporciona a este tipo de autocaravanas una mayor capacidad de pernoctación que a modelos pertenecientes a otros segmentos. Suelen tener desde cuatro hasta seis-siete plazas (incluidas literas) de pernoctación, según las dimensiones de la célula (hay muchos modelos y tamaños). Este tipo de autocaravana es, por tanto, el más indicado para familias numerosas, grupos de amigos, alquiler, etc.



Figura 4 – Caravana capuchina[19]

2.2.5.2 Perfiladas

También conocidas como “semiintegrales” o “profilés” (denominación francesa), son aquellas que no incorporan capuchina o buhardilla, pero que sus perfiles exteriores delimitan perfectamente célula y cabina.

En su distribución interior suelen contar con cama doble fija en la zona posterior y salón-comedor convertible en cama doble. Generalmente su capacidad de pernoctación es de dos-cuatro plazas. Este tipo de autocaravanas, más aerodinámicas y por tanto con menor coeficiente de rozamiento del viento que las capuchinas ya que tienen menor superficie frontal exterior, se han puesto muy de moda en España y en toda Europa en los últimos años por su idoneidad para uso de parejas (jóvenes, adultos o jubilados, en muchos casos) y familias con uno o dos hijos.

2.2.5.3 Integrales

Son las más sofisticadas, las que ofrecen mayor visibilidad frontal y lateral... y también, por razones obvias de construcción, las más caras. Una de las razones estriba en que los fabricantes no utilizan la cabina original del chasis-motor (como en los segmentos capuchino y perfilado), sino que cortan y montan, mediante moldes especiales, la cabina integrada con la célula (de ahí su denominación de integrales). Las características citadas les permiten no tener perfiles ni prominencias entre cabina y célula y, por tanto, consiguen la máxima aerodinámica y estética.

Dependiendo de sus dimensiones, pueden tener gran capacidad de pernoctación (desde dos hasta seis plazas).

Normalmente instalan una cama doble abatible sobre la cabina de conducción (manuales o, en la actualidad, eléctricas, según marca y modelo) y suelen tener también una cama doble fija en la zona posterior. Es decir, la elección de modelo lo va ligada a las

necesidades de pernoctación de sus potenciales clientes... y, obviamente, a las comodidades, equipamiento y confort que se quieran disfrutar en su interior.

2.2.5.4 Campers

La denominación “camper” se aplicó a las furgonetas transformadas en pequeñas autocaravanas.

En Europa tuvo su origen fundamentalmente en Alemania, donde su uso brotó de manera espectacular y se trasladó a todo el Viejo Continente e islas Británicas.

Hoy el camper se erige como una alternativa—más reducida— a la autocaravana.

Una muestra es la proliferación de modelos en los catálogos de los principales fabricantes de autocaravanas. Aparte de las originarias furgonetas transformadas, y de las más modernas y clásicas Volkswagen California o Mercedes Vito, ya hay en el mercado campers fabricados en serie por marcas de reconocido prestigio en el mundo del caravaning, como Adria, Bürstner, Knaus (BoxStar), Sea, Hymer, Weinsberg, Dethleffs (Globecar), etc.

2.2.5.5 Módulos o mobil-homes

Su origen es inglés, de ahí su denominación “mobil-home” (casa móvil). Por sus características externas e internas el módulo o mobil-home se asemeja a otros elementos de camping-caravaning como la caravana, puesto que los materiales utilizados en su fabricación son similares tanto en paredes como en el mobiliaje interior; pero dimensiones y peso son muy superiores. De hecho, su traslado precisa de un transporte especial, que facilitan al usuario el propio fabricante y/o el distribuidor.

El módulo es un habitáculo comúnmente de forma rectangular, fabricado en aluminio, canxel, vinilo o acero, estuco, etc., y que reúne en su interior un equipamiento completo, similar al de una casa o apartamento convencionales. Las medidas más estándares se sitúan entre los 6-10 m de longitud, aunque los hay de todas las dimensiones: desde 4-5 m (los más pequeños) hasta los 11-12 m (los más grandes). En cuanto a su anchura, las medidas habituales se sitúan entre los 2,5-6 m (los de forma más cuadrada). La altura oscila entre 2 y 2,8 m.

Una característica común a todos los módulos es su voluminosidad. Debido a su peso y dimensiones, y también porque el chasis no está preparado para tales funciones, un mobil-home no puede ser arrastrado por un turismo, sino que como se ha apuntado necesita de un transporte especial para trasladarlo hasta el lugar elegido para su instalación.

2.2.5.6 Extensibles

Disponen de módulos laterales que se extienden para ganar anchura interior y ofrecer mucha más amplitud.



Figura 5 - Ejemplo de mobil-home [20]

2.2.6 Bastidor

2.2.6.1 Definición de bastidor

El bastidor de un vehículo es una estructura sólida y rígida donde se fijan, mediante múltiples formas, véase soldadura o atornillado, tanto el carrozado como todo el resto de elementos y grupos mecánicos que forman un vehículo (transmisión, suspensión, motor, depósito de combustible, cabina, caja de carga, etc.).

Además de aguantar el peso de todos los componentes propios del vehículo, el bastidor, también soporta las acciones de sobrecarga debidas al peso de la carga, al peso de los ocupantes, las cargas inerciales derivadas de las distintas partes que lo componen, además de los esfuerzos dinámicos debidos al propio movimiento del vehículo.

De forma más genérica, como podemos ver en la figura, un bastidor, suele estar constituido por dos elementos longitudinales simétricos respecto del eje central del vehículo, los cuales llamamos largueros, y estos a su vez están unidos entre sí mediante otras estructuras más cortas que denominamos travesaños.

Si nos centramos en los travesaños, no todos son iguales, el que tiene el mayor momento de inercia y mayor resistencia suele situarse en la parte más adelantada del bastidor, con motivo de aguantar tanto el peso del motor como la suspensión delantera.

La geometría de bastidores más típica en automoción suele presentar longitudes más estrechas en la parte delantera, para mantener la misma rodada, y más ancha en la parte trasera para dar estabilidad al vehículo, repartir mejor la carga y otorgar mayor resistencia a impactos laterales.

2.2.7 Bastidores en vehículos industriales

2.2.7.1 Generalidades

La función principal de los vehículos industriales como camiones es el transporte de cargas pesadas y/o voluminosas, Este es el principal condicionante para el diseño de un bastidor que cumpla con las características técnicas y constructivas requeridas.

Así, es de vital importancia que estos vehículos dispongan de un elemento estructural, el bastidor, que presente suficiente rigidez como para poder soportar con garantías las elevadas solicitaciones de carga sin sufrir deformaciones permanentes ni roturas de material.

El proceso de fabricación del bastidor de un vehículo industrial es un compromiso entre diversos factores como la resistencia, la rigidez, el peso y el coste final de fabricación. Además, debe considerarse la estabilidad de los miembros estructurales, la capacidad de carga de las uniones, la fabricación y el montaje final en el vehículo. No obstante, a priori, parece que el factor más determinante en el diseño del bastidor en un vehículo industrial es probablemente la rigidez y resistencia del mismo.

Existen multitud de tipos de bastidores, tanto como fabricantes y modelos de vehículos hay en el mercado. El empleo de uno u otro tipo de bastidor en los vehículos industriales va a estar condicionado por múltiple factores, como pueden ser las dimensiones del vehículo y de la carga a transportar, la rigidez que se desee del vehículo en orden de marcha, masa a transportar, proceso de fabricación o el uso para el que se emplee el vehículo, entre otros.

De los diferentes tipos de bastidores, los sistemas de bastidor autoportantes y los de largueros longitudinales son los que más se utilizan en las aplicaciones industriales, siendo sobre todo éste último, el bastidor de largueros longitudinales, el tipo de bastidor más utilizado en camiones y demás vehículos industriales para el transporte de carga, debido a su alta rigidez estructural y sencillez de fabricación. [6]

2.2.7.2 Bastidor de largueros longitudinales

Estos tipos de bastidores están compuestos por dos largueros longitudinales o perfiles metálicos fabricados en chapa laminada con perfil en “U” o en “C” que a su vez están unidos entre sí por travesaños dispuestos perpendicularmente a los largueros principales. Estos tipos de bastidores, llegan a ser muy estables y rígidos, por lo que son ideales para el transporte de cargas pesadas.

La realidad es que existen muchos tipos de bastidores de este tipo, diferenciados por su geometría, el tipo de perfil, y sus dimensiones dependiendo del trabajo final que realizará ese vehículo.

Además, cada constructor o carrocerero saca al mercado sus propios tipos de bastidores, dependiendo del proceso de fabricación de sus componentes, cada uno con dimensiones específicas distintas.

A continuación se procederá a hacer una breve descripción de los bastidores industriales más utilizados en vehículos industriales y camiones.

2.2.7.2.1 Bastidor en "U"

Estos se encuentran principalmente en camiones rígidos, autobuses y remolques y son los más utilizados.

Sus características mecánicas y formas con paredes exteriores planas los hacen ideales para situar sobre ellos superestructuras y bastidores auxiliares que añaden mayor resistencia a la estructura portante en el proceso de carrozado de camiones.

Este tipo de perfil abierto permite la flexión en los largueros, sin que se exponga el material a tensiones innecesarias y proporciona a los travesaños una resistencia suficiente para absorber las fuerzas laterales.

Las dimensiones de los perfiles en U cambian según el fabricante, y son estos los que los adaptan a las dimensiones del camión y a la Masa Máxima Autorizada del vehículo. Las dimensiones de estos perfiles varían desde los poco más de 4 metros de longitud, 150mm de altura y 5mm de espesor en pequeños camiones hasta los 12 metros de longitud, 330mm de altura y 10mm de espesor en camiones rígidos de grandes dimensiones.

El acero es el material más utilizado para la construcción de este tipo de perfil, usándose acero aleado de alto límite elástico (desde los 380N/mm² hasta los 600N/mm²). [7]



Figura 6 - Camión de largueros en U [21]

2.2.7.2.2 Bastidor de perfil reforzado.

Los bastidores de perfil reforzado se utilizan en vehículos industriales destinados a transportar grandes cargas y que estén sometidos a esfuerzos importantes causados por sus condiciones particulares de uso (camiones porta-contenedores, camiones grúa, etc.).

Hay varios métodos de reforzar los bastidores de vehículos, por ejemplo, reforzar un perfil tipo "U" predefinido mediante otro perfil "U" interior, que se ajusta perfectamente al perfil "U" original de los largueros del autobastidor.

Otro método bastante usado también, es el refuerzo del bastidor mediante platabandas colocadas en las alas del perfil "U" usado, creando un mayor momento de inercia, y mayor resistencia.

Normalmente, el refuerzo de los perfiles no se coloca a lo largo de todo el bastidor, sino en las zonas con mayor sollicitación de esfuerzos debido a la carga a soportar.

La zona más solicitada de un bastidor está normalmente comprendida entre el eje delantero y el primer eje trasero, esta zona normalmente coincide con el centro de gravedad de la carga, además de ser el tramo de mayor luz.

Sin embargo, esta forma de reforzar el autobastidor cada vez más es sustituida mediante el empleo de bastidores auxiliares.

Los bastidores auxiliares o sobrebastidores se colocan sobre el autobastidor del vehículo para conseguir mayor sección resistente. Este método de reforzar el bastidor permite dotar de más rigidez y resistencia a la estructura del vehículo sin un incremento excesivo del peso añadido, es el método más empleado.

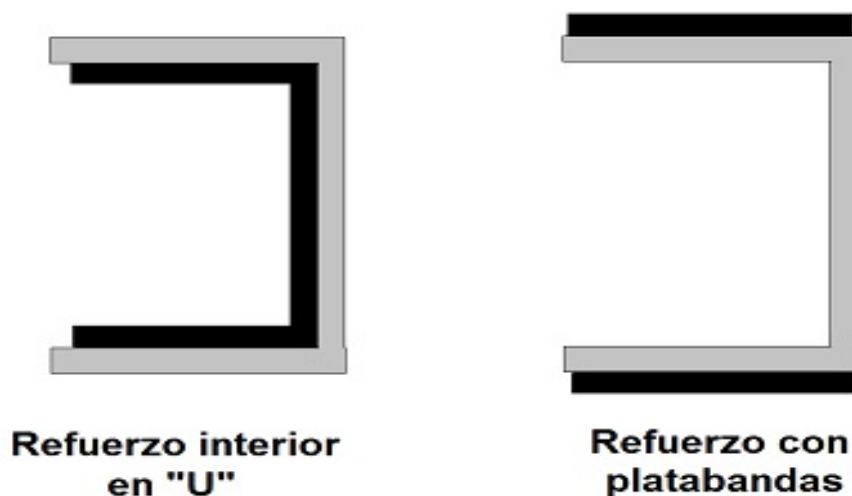


Figura 7 - Tipos de refuerzos en el autobastidor

2.2.7.2.3 Bastidores con perfil en doble T

Los bastidores fabricados mediante perfiles doble T se utilizan solo en la construcción de semirremolques y algunos tipos de remolques.

La principal característica de este tipo de bastidores es la posibilidad de fabricar un larguero de sección variable, permitiendo variar la altura del alma a lo largo de su sección.

Esta característica permite adaptar muy bien el autobastidor a una distribución de esfuerzos no uniforme debida a la carga variable, además de permitir la fabricación de semirremolques con plataformas de carga de tamaños y formas complejas.

Los semirremolques tipo góndola son los que más utilizan este tipo de perfiles ya que suelen estar destinados para el transporte de cargas especiales.



Figura 8 – Semirremolque tipo góndola con perfil doble T [22]

2.2.7.3 Bastidor auxiliar

El principal objetivo de un falso bastidor, sobre-bastidor o bastidor auxiliar es el de conseguir una distribución uniforme de las cargas sobre el autobastidor y conseguir la mejor unión posible entre el bastidor del vehículo y la carrocería.

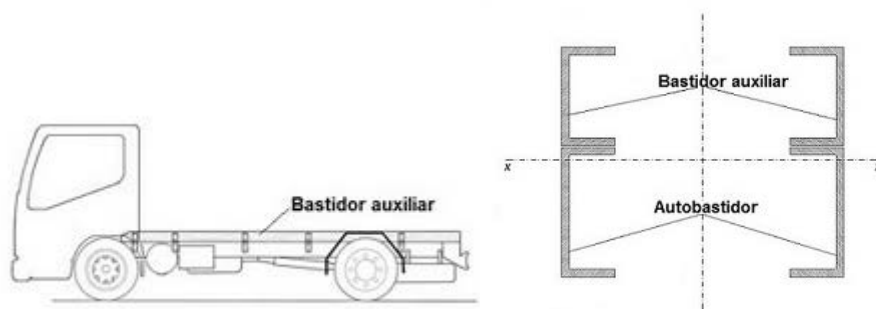


Figura 9 – Bastidor auxiliar [21]

2.2.7.4 Montaje de un bastidor auxiliar en vehículos industriales

2.2.7.4.1 Generalidades

El principal objetivo del falso bastidor es el de garantizar una distribución uniforme de las cargas sobre el autobastidor, para ello, los largueros se han de ajustar perfectamente sobre los del bastidor original en toda su longitud.

2.2.7.4.2 Materiales para la fabricación del bastidor auxiliar

Por norma general, para el falso bastidor siempre se emplearan materiales de las mismas características o superiores a las del bastidor original.

De hecho, en los casos donde hay grandes solicitaciones y con el objeto de dotar al conjunto de una mayor capacidad resistente se optará por el uso de materiales con características superiores al material del bastidor original.

Teniendo en cuenta todo esto, el material que se emplea en la construcción de autobastidores y falsos bastidores tiene que cumplir con una serie de requisitos:

- Buena ductilidad
- Alto módulo de elasticidad
- Buena soldabilidad
- Bajo coste
- Facilidad de suministro

El material que mejor cumple todas estas características es el acero.

En el mercado existen muchos y variados tipos de aceros. De entre ellos, son los aceros estructurales los que mejor se adaptan para aplicaciones para la fabricación de carrocerías y superestructuras en vehículos industriales.

La siguiente tabla muestra los tipos de aceros estructurales usados habitualmente con los valores mínimos nominales del límite elástico (f_y), los valores de resistencias últimas a la tracción (f_u) y los alargamientos a la rotura.

Los tipos de aceros corresponden a los perfiles estructurales laminados en caliente así como para los conformados en frío. Las designaciones de los tipos de acero que se muestran en la tabla se ajustan a la EN 10025.

tipo de acero	límite elástico mínimo f_y (N/mm ²)	resistencia a la tracción f_u (N/mm ²)	porcentaje mínimo de alargamiento $L_0 = 5,65 \sqrt{S_0}$	
			longitudinal	transversal
S 235	235	340 ... 470	26	24
S 275	275	410 ... 560	22	20
S 355	355	490 ... 630	22	20
S 460*	460	550 ... 720	17	15

Figura 10 – Tipos de acero comunes

Generalmente, para los trabajos de carrozado de camiones se suele emplear un tipo de acero que presente un equilibrio razonable entre las propiedades mecánicas que ofrezca el acero y su coste de compra. Dicho equilibrio lo encontramos en el acero S 275 JR.

En la siguiente figura se puede ver las propiedades físicas recomendadas, válidas para todos los aceros estructurales. [6]

módulo de elasticidad :	$E = 210\,000 \text{ N/mm}^2$
módulo de elasticidad transversal :	$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} = 81\,000 \text{ N/mm}^2$
coeficiente de Poisson :	$\nu = 0,3$
coeficiente de dilatación lineal :	$\alpha = 12 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{C}$
densidad :	$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

Figura 11 – Propiedades físicas de los aceros estructurales

2.2.7.4.3 Travesaños

Ambos largueros longitudinales que conforman el falso bastidor o bastidor auxiliar deberán unirse entre sí mediante travesaños, con objeto de dotar de mayor rigidez al conjunto.

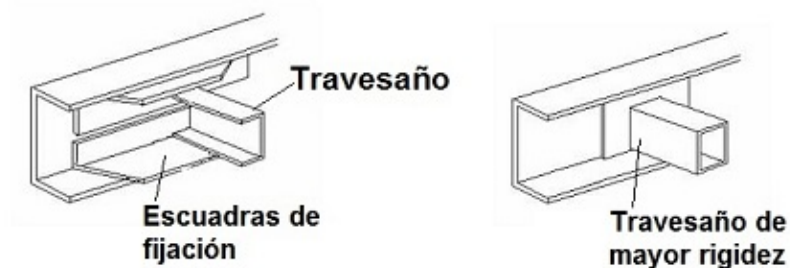


Figura 12 – Travesaños del bastidor auxiliar [21]

El número de travesaños necesarios a instalar entre los largueros se determinará en función del tipo de carrozado o del equipamiento previsto que se vaya a montar en el vehículo.

En todo caso, los travesaños que se monten serán dispuestos, a ser posible, coincidiendo con los del bastidor del vehículo que viene de fábrica.

En general, los travesaños que se monten se unirán a los largueros del bastidor auxiliar mediante escuadras que garanticen la resistencia y rigidez necesaria para su fijación.

En casos de mayores requerimientos de rigidez en la fijación del travesaño al larguero, podrán emplearse fijaciones con elementos auxiliares del tipo indicado en la figura anterior.

2.2.8 Vehículo base

En el mercado actual existen multitud de modelos de vehículos comerciales con características y dimensiones diferentes. En este proyecto se montará la caja-vivienda sobre un vehículo comprado para dicho fin y que antes se usaba para el transporte de contenedores marítimos.

El vehículo del que disponemos es un VOLVO FH12R62 y el diseño de la caja-vivienda que se montará será una mezcla de las características de una mobil-home y de una caravana extensible ya que nuestra caravana será fácilmente desmontable del vehículo para ser depositada en un terreno, a la vez que también podremos usarla montada sobre el vehículo

El diseño de la parte vivienda, ya que en modo cerrado será a efectos prácticos un módulo contenedor como los que el vehículo acostumbraba a transportar, tiene que cumplir con las normativas básicas que impone la dirección general de tráfico, la normativa de circulación vial y las normativas del ministerio de Industria.

Se han tomado las medidas homologadas previamente para este camión y en caso diferente se han tomado medidas menores para seguir cumpliendo con las características técnicas.

Estas son las características técnicas del vehículo sobre el que desarrollaremos todo el presente proyecto basadas en la ficha técnica del vehículo, presento en el anexo "Documentos":

Vehículo	
N ° Bastidor	--
Marca Tipo Variantes	VOLVO
Tipo	FH12R62
Variante	--
Modelo	FH12R62
Nº Ruedas	8
Dimensiones de neumáticos	315/60R22,5
Tara (Kg)	9680
Masa Máxima Autorizada	25500
Masa Máxima Autorizada 1º eje	7100
Masa Máxima Autorizada 2º eje	11500
Masa Máxima Autorizada 3 º eje	7100
Altura total (mm)	--
Anchura total (mm)	2550
Altura C.D.G Vehículo (mm)	--
Vía anterior (mm)	2030
Vía posterior (mm)	1830
Vía posterior (mm)	2000
Longitud total (mm)	11650

Voladizo posterior (mm)	2900
Distancia entre ejes 1º/2º (mm)	6000
Distancia entre ejes 2º/3º (mm)	1350
Nº Plazas	2+2LITERAS
Tipo de vehículo	Portacontenedores
Dimensiones de la caja	
Largo (mm)	8284
Ancho (mm)	2540
Alto (mm)	3050
Superficie en planta (m2)	21
Volumen (m3)	63

Tabla 1 – Características del vehículo VOLVO FH12R62

2.3 Disposiciones legales y normas aplicadas

En este apartado serán listadas las condiciones en cuanto a longitud, pesos y elementos de seguridad etc. que han de ser cumplidas para que el vehículo pueda circular de forma legal en España y por ende en la CE.

2.3.1 Preceptos legales de circulación

La normativa de circulación vial en España requiere a todos los vehículos cumplir con una serie de condiciones en cuanto a masa y dimensiones según su carrocería.

2.3.1.1 Normativas en lo referente a masas máximas

El Reglamento General de Vehículos de 1999 [9] define los siguientes conceptos:

Tara: masa del vehículo, con su equipo fijo autorizado, sin personal de servicio, pasajeros ni carga, y con su dotación completa de agua, lubricante, combustible, repuestos, herramientas y accesorios necesarios.

Masa Máxima Autorizada (MMA): La masa máxima para la utilización de un vehículo con carga en circulación por las vías públicas.

La suma de la masa total de la carga y la Tara del vehículo es igual a la MMA.

El resto de preceptos legales se detallan en el documento “Reglamentación sobre vehículos pesados, prioritarios, especiales, de transporte de personas y mercancías y tramitación administrativa” [10].

En el anterior citado se define:

Camión: Automóvil de cuatro ruedas o más, concebido y construido para el transporte de mercancías, cuya cabina no está integrada en el resto de la carrocería, y con un máximo de 9 plazas, incluida la del conductor. Para ser considerado vehículo pesado, el camión deberá tener una M.M.A. superior a 3.500 kilogramos.

La Masa Máxima Autorizada para vehículos de 3 ejes como es el caso del estudiado:

Vehículo motor de tres ejes, cuando el eje motor vaya equipado con neumáticos dobles y suspensión neumática o reconocida como equivalente a escala comunitaria, o cuando cada eje motor esté equipado de neumáticos dobles y la masa máxima de cada eje no exceda de las 9,5 toneladas: **26 toneladas**.

2.3.1.2 Dimensiones máximas autorizadas

El documento anteriormente citado [10] detalla también las dimensiones máximas autorizadas a los vehículos para poder circular, incluida la carga.

2.3.1.2.1 Longitud máxima

El citado reglamento fija en 12.00 metros la longitud máxima de vehículos de motor, excepto de autobuses, medido de forma paralela al eje longitudinal del conjunto de vehículo entre los puntos más extremos.

Para otro tipo de vehículos, como autobuses rígidos, articulados, trenes de carretera etc. las longitudes máximas podrán ser mayores.

2.3.1.2.2 Anchura máxima

Se entiende por anchura máxima la longitud máxima en el eje transversal a la dirección de avance el vehículo, sin incluir las luces de gálibo o los espejos retrovisores.

Como regla general para camiones no destinados a transporte de mercancía de modo especial, la anchura máxima será de 2.55 metros.

2.3.1.2.3 Altura máxima

Como norma general la altura máxima no sobrepasará los 4,00 metros.

Como excepción, que viene al caso del presente vehículo, los vehículos destinados al transporte de contenedores cerrados la altura máxima será de 4.50 metros.

2.3.1.3 Normativa de señalización e iluminación

Descripción:	Todo automóvil, con excepción de los reseñados en las tablas siguientes			
Tipo de luz	Número	Color	Situación ⁽⁹⁾	Obligatorio o no
Luz de cruce	2	BLANCO	Delante. En los bordes exteriores ⁽¹⁾	Obligatorio
Luz de carretera	Un número par ⁽¹⁾	BLANCO	Delante. En los bordes exteriores ⁽¹⁾	Obligatorio
Luz de marcha atrás	1 ó 2	BLANCO	Detrás ⁽¹⁾	Obligatorio
Luces indicadoras de dirección	Un número par mayor de dos ⁽¹⁾	AMARILLO AUTO	Bordes exteriores y lateral ⁽¹⁾	Obligatorio
Señal de emergencia	Igual nº que los indicadores de dirección	AMARILLO AUTO	Igual nº que los indicadores de dirección ⁽¹⁾	Obligatorio
Luz de frenado	2	ROJO	Detrás. En los bordes exteriores ⁽¹⁾	Obligatorio
Tercera luz de freno	1 ⁽¹⁾	ROJO	Detrás. Sobreelevada ⁽¹⁾	Opcional
Luz de la placa de matrícula trasera	1	BLANCO	La necesaria para iluminar la placa	Obligatorio
Luz de posición delantera	2	BLANCO	Delante. En los bordes exteriores ⁽¹⁾	Obligatorio
Luz de posición trasera	2	ROJO	Detrás. En los bordes exteriores ⁽¹⁾	Obligatorio
Luz de estacionamiento	2 ó 4 ⁽²⁾	BLANCO delante ROJO detrás AMARILLO AUTO lateral	En los bordes exteriores ⁽¹⁾	Opcional ⁽³⁾
Luz antiniebla trasera	1 ó 2	ROJO	Si es una, a la izquierda o en el centro. Si son dos, en los bordes exteriores ⁽¹⁾	Obligatorio
Luz antiniebla delantera	2	BLANCO o AMARILLO SELECTIVO	Delante ⁽¹⁾	Opcional

Luz de galibo	2 visibles por delante y 2 visibles por detrás	BLANCO delante ROJO detrás	Lo más alto que permita el vehículo ⁽¹⁾	Obligatoria ⁽⁴⁾
Catadióptricos delanteros no triangulares	2	BLANCO	Delante ⁽¹⁾	Opcional
Catadióptricos traseros no triangulares	2	ROJO	Detrás. En los bordes exteriores	Obligatorio
Catadióptricos laterales no triangulares	Mínimo 2, máximo en función de la longitud del vehículo ⁽¹⁾	AMARILLO AUTO ⁽⁵⁾	En el lateral uniformemente distribuidas	Opcional ⁽⁶⁾
Luz de posición lateral	Mínimo 2, máximo en función de la longitud del vehículo ⁽¹⁾	AMARILLO AUTO ⁽⁵⁾	En el lateral uniformemente distribuidas	Opcional ⁽⁷⁾
Alumbrado interior del habitáculo				Opcional ⁽⁸⁾
Dispositivos luminosos o reflectantes de señalización de apertura de puertas				Opcional

Imagen 1 – Clasificación de señalización e iluminación según el tipo de vehículo.

En España, la normativa sobre señalización e iluminación está regida por el Reglamento general de vehículos [9] en su anexo X, en él se detallan los elementos obligatorios y opcionales de los que deberá ir provisto cualquier vehículo para poder circular por las carreteras del estado.

Teniendo en cuenta la [Imagen 1] el vehículo del citado proyecto dispondrá de todos los dispositivos obligatorios que regula el anexo 10 además de algunos de los opcionales, todos ellos se detallan a continuación:

- Luz de cruce
- Luz de carretera
- Luz de marcha atrás
- Luces indicadoras de dirección
- Señal de emergencia
- Luz de frenado
- Luz de placa de matrícula trasera
- Luz de posición delantera
- Luz de posición trasera
- Luz antiniebla trasera
- Luz antiniebla delantera (opcional)
- Luz de gálibo delantera y trasera, blanco y rojo respectivamente, en el punto más alto que permita el vehículo
- Catadióptricos traseros no triangulares
- Catadióptricos laterales no triangulares por ser un vehículo de más de 6 m de longitud.
- Luz de posición lateral por ser un vehículo de más de 6 m de longitud.

2.3.1.4 Otros preceptos legales

En el presente proyecto no se contemplarán el resto de preceptos legales, ya que estos son referidos al vehículo, el cual, en nuestro caso, ya cumplía para su anterior uso con las disposiciones legales correspondientes.

2.4 Software utilizado

- Para el diseño completo de la estructura se ha utilizado el software “Solidworks”.

A través del módulo piezas soldadas de Solidworks se ha creado la mayor parte de la estructura de vigas, además para el diseño del resto de

elementos se usará el mismo software pero en modo creación de sólidos común.

- El cálculo analítico de las estructuras se ha realizado utilizando como programa de cálculo Excel y con las formulas del prontuario de vigas y pórticos [11], además del desarrollo desde teoremas básicos estudiados.
- Se completa y se comprueba el cálculo analítico mediante el programa XVigas, el cual nos ofrece los diagramas de momentos y fuerzas vistos.
- El cálculo numérico de toda la estructura se realizará mediante el módulo “Simulations” de Solidworks, la estructura principal se simuló utilizando elementos viga, y otras estructuras utilizando elementos sólido debido a la complejidad de la geometría.
- Cálculos adicionales: También se calcularon los límites de estabilidad del vehículo completo usando como software calculadora “Excel”.

2.5 Bibliografía

- 1 Normativa sobre Trabajos Fin de Grado en la Escuela Politécnica de Linares, aprobada por la Junta de la escuela en sesión nº 90, de 23 de Julio de 2013. <http://www10.ujaen.es/sites/default/files/users/epsl/NORMATIVA%20TRABAJO%20FIN%20DE%20GRADO%2020140606.pdf>
- 2 Diccionario de la Real Academia de la lengua Española – Definición de caravana
- 3 La rueda y los carros primitivos - <http://historiaybiografias.com/carros/>
- 4 Caravaning - <http://www.autocaravanasycampings.com/caravaning/>
- 5 La historia del caravaning en España – campingsalon - www.campingsalon.com/d.php?file=disfrutalo-a-tu-aire_99_9.pdf
- 6 Diseño de bastidores para vehículos industriales - <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn69.html#seccion31>
- 7 Tipos de bastidores en los vehículos industriales - <http://www.escueladeltrabajo.net/bastcamion.pdf>
- 8 UNE EN 10027-1
- 9 Reglamento General de Vehículos
- 10 Reglamentación sobre vehículos pesados, prioritarios, especiales, de transporte de personas y mercancías y tramitación administrativa
- 11 Perfiles y barras comerciales de Arcelor Mittal - http://sections.arcelormittal.com/fileadmin/redaction/4-Library/1-Sales_programme_Brochures/Sales_programme/Sections_MB-ArcelorMittal_ES_EN_IT-V2016-2.pdf
- 12 Muñoz Gracia Francisco: “Vehículo industrial y automóvil”
- 13 Características Volvo FH12 6x2 - http://productinfo.vtc.volvo.se/files/pdf/fh62rb2lh_global_engvt.pdf

- 14 Apuntes de Elasticidad y Resistencia de Materiales II – Juan de Dios Carazo, Daniel Carazo.
- 15 Ortiz Berrocal, L., Resistencia de materiales, McGraw-Hill, 2002
- 16 Código técnico de la Edificación - <http://www.codigotecnico.org/>
- 17 Catálogo de rodamientos de la marca SKF
- 18 <http://www.lavanguardia.com/>
- 19 <https://luxecaravanning.com/blog/las-10-tipicas-preguntas-sobre-autocaravanas/>
- 20 <http://mundomobilhome.com/>
- 21 <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn69.html>
- 22 <http://www.solostocks.com>
- 23 <http://san-martin-ss.all.biz/perfiles-angulares-g4389#.WJuU2vK50> 4
- 24 www.aki.es
- 25 <http://www.hierrosetxebarria.com>
- 26 <http://www.tableroshuertas.es/>
- 27 <http://www.liderkit.com/work/liderwood/>
- 28 https://www.ecured.cu/Lana_de_vidrio
- 29 <https://www.roydisa.es/productos/690/>
- 30 http://es.slideshare.net/sevilla_carlos2004/sistemas-neumaticos
- 31 http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica22.htm
- 32 <http://tienda.eguiasl.es/Perfiles/Perfiles-en-L>

2.6 Definiciones y abreviaturas

MMA: Masa Maxima Autorizada

m: Metro

mm: Milímetro

N: Newton

Nm: Newton metro

Kg: Kilogramo

Tm: Tonelada métrica

α : Ángulo

F: Fuerza

σ : Tensión

M_y : Momento flector

V_z : Esfuerzo cortante

I: Inercia

L: longitud

S: momento estático de media sección.

y_{max} : flecha producida

F_t : fuerza de tracción-compresión en tornillos

Fc: fuerza producida por cortante

2.7 Análisis de soluciones

2.7.1 Consideraciones previas

Desde el principio, el diseño de la “caja” está enfocado en obtener una estructura móvil con la capacidad de desplazarse lateralmente de forma rápida, cómoda y segura. Para alcanzar este objetivo se pondrán en estudio diferentes sistemas que nos permitan aumentar la superficie útil.

Se partirá de una serie de premisas que condicionaran la toma de decisiones a la hora de elegir uno u otro elemento para llegar a la consecución del objetivo. A continuación se muestran esas premisas:

- Será de especial valor el uso de componentes estandarizados, por encima de componentes diseñados especialmente para un destino (la mayor parte de las vigas y perfiles constructivos serán estandarizados)
- Se tendrá en cuenta la disponibilidad de los componentes, así como su rápida y efectiva entrega por parte de los proveedores, para evitar con esto el retraso en la entrega del producto final. Éste proyecto no trata de un producto serie, sino de un producto encargado para uso particular.
- Se valorará la solución más económica y más resistente positivamente por encima de otros aspectos tales como el peso.
- El principal condicionante es la resistencia estructural, por lo que no tendremos una restricción demasiado severa en el peso, ya que el vehículo base, se trata de un camión de alto tonelaje.

2.7.2 Elección de componentes de las estructuras fija y móvil

La estructura fija de nuestro producto será la que se acoplará directamente sobre el bastidor de nuestro camión y sobre la que descansarán la mayor parte de las cargas, tanto de personas, como del resto de componentes estructurales, además de soportar los esfuerzos del resto de estructuras móviles que irán ancladas a la primera.

Esta estructura debe proporcionar una buena estabilidad tanto en modo vehículo como en modo de posado en tierra.

El resto de partes tales como, mobiliario, personas, cargas móviles, paneles externos, equipos de climatización, instalación de agua e instalación hidráulica y sobre todo las 3 estructuras móviles de las que dispondrá irán ancladas a la estructura fija a través de distintos sistemas y métodos de unión.

2.7.2.1 Alternativas posibles

A) Perfiles angulares tipo “L”

Los perfiles angulares o tipo “L” se utilizan mucho en la fabricación de cajas de furgones que no están sometidos a muchos esfuerzos ni mucha carga. Por las características de nuestra caja-vivienda y sus cargas y solicitaciones este tipo de perfil no cumple adecuadamente su función por lo que lo descartaremos para la estructura principal.



Figura 13 – Perfiles angulares [23]

B) Perfiles de tubo redondo

Este tipo de perfiles se utilizan sobre todo en la construcción de chasis ligeros para vehículos que no requieren soportar cargas y también como columnas, pero para nuestro diseño lo descartaremos por no ser lo suficiente resistente.

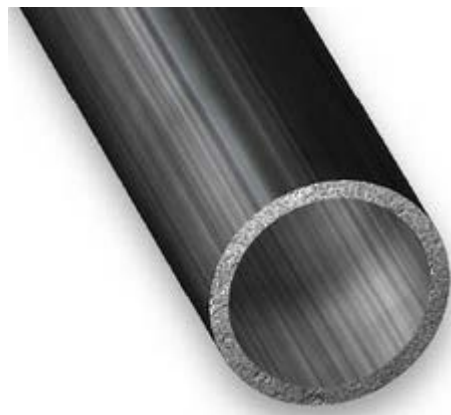


Figura 14 – Perfil de tubo redondo [24]

C) Perfiles tipo “IPE”

Tiene muy buena inercia respecto x y muy pequeña respecto a y. Su uso es muy recomendable.

Se usarán principalmente para los travesaños de la base y del techo por sus buenas características resistentes y su relativo bajo peso.

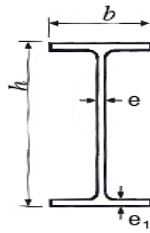


Figura 15 – Perfil IPE

D) Perfiles tipo “UPN”

Un perfil UPN es un tipo de producto laminado cuya sección tiene forma de U. Este tipo de perfiles ofrecen gran resistencia y como el resto de perfiles de tipo “U” son muy usados en los largueros de los autobastidores y bastidores auxiliares de camiones y vehículos pesados

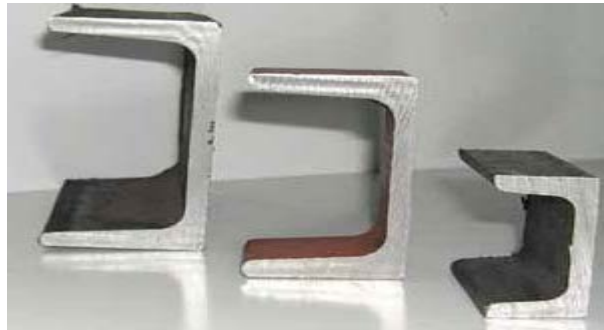


Figura 16 – Perfiles UPN [25]

E) Perfiles de tubo cuadrado y rectangular

Este tipo de perfil es uno de los más usados en construcción estructural, dadas sus buenas características en ambos ejes, además de su versatilidad y facilidad para unir otras piezas al mismo.



Figura 17 – Perfil de tubo cuadrado [24]

2.7.2.2 Resolución

Debido a las características de la estructura y sus solicitaciones se tendrá que descartar desde un primer momento algunas de las alternativas citadas:

- Perfiles de tubo redondo.
- Perfiles angulares tipo “L”.

Este tipo de perfiles y sobre todo el tipo “L” se reservarán para los remates finales de la estructura y las uniones entre paneles laterales y las estructuras móviles. El resto de perfiles se usarán en la medida en que las solicitudes lo requieran, se tendrá en cuenta la preferencia por el uso de perfiles de la misma dimensión.

2.7.3 Estudio de elección de materiales estructurales

Si se toma en consideración la tecnología usada en el mercado actual de construcción de carrocerías y estructuras, los dos materiales por excelencia usados actualmente son: el aluminio y el acero.

Aunque el aluminio nos ofrece una gran relación resistencia, peso y su uso aumenta cada día más en el mundo de la automoción y del vehículo en general, la no fabricación en serie de este producto, dificulta la realización de esta estructura en aluminio.

Los motivos principales que llevan a descartar el aluminio en favor del acero, en todas sus versiones, acero al bajo carbono principalmente y acero inoxidable para revestimientos exteriores, es su alto coste, tanto de la materia prima en sí misma como de los derivados de usar aluminio, como son soldaduras más caras y dificultosas.

No obstante, no se descarta totalmente el uso de aluminio en elementos interiores como soportes y estructuras internas y de mobiliario.

El acero que se va a usar mayoritariamente será acero al carbono denominación S275 JR por varios factores determinantes:

- Su disponibilidad en la mayor parte de los proveedores locales y provinciales.
- Su relación precio – peso.
- Sus buenas características resistentes.
- La pequeña o nula limitación que dispone nuestro vehículo base sobre el peso.
- La facilidad para ser soldado y ensamblado.
- La gran variedad de perfiles y tubos.

2.7.3.1 Introducción general sobre aceros

El nombre que se da a las aleaciones de hierro (Fe) y carbono (C), en las que el conjunto de ambos minerales no sobrepasa el 5% es ACERO. Éste también contiene otros minerales en menor proporción, como fósforo (P), azufre (S) y nitrógeno (N). Los aceros aleados contienen además otros elementos como manganeso (Mn), silicio (Si), cromo (Cr), níquel (Ni) y molibdeno (Mo).

Se considera que una aleación de hierro es acero si contiene menos de un 2% de carbono. El contenido de carbono tiene un efecto fundamental en las propiedades del acero. A medida que crece el contenido de carbono, aumenta la dureza y la resistencia del acero, pero también aumenta su fragilidad y disminuye la

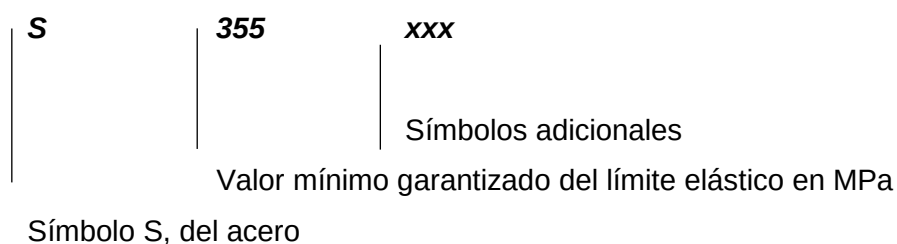
ductilidad. A menor contenido de carbono, el acero presenta mejor soldabilidad. El acero es un material dúctil, maleable, forjable y soldable.

Clasificación de los aceros en función del contenido de carbono:

- Acero no aleado, el contenido de carbono es inferior al 0,2%
- Acero de baja aleación, contiene carbono en cantidad superior al 0,2% y una cantidad total de otros elementos no superior al 5%.
- Acero de alta aleación, contiene una cantidad total de otros elementos superior al 5%. En este grupo se encuentran los aceros inoxidables, que contienen un mínimo del 10,5% de cromo y un máximo del 1,2% de carbono.

La norma UNE EN 10027-1 [8] establece las reglas para la designación simbólica de los aceros mediante símbolos numéricos y letras que expresan ciertas características básicas, por ejemplo, mecánicas, químicas, físicas, de aplicación, necesarias para establecer una designación abreviada de los aceros.

Así a los aceros para construcción metálica se les designa con una S (Steel, acero en inglés) seguida de un número que indica el valor mínimo especificado del límite elástico en MPa (1 MPa= 1 N/mm²), para el menor intervalo de espesor.



La clasificación de los grados del acero es la siguiente:

- Grado JR: se aplica en la construcción ordinaria.
- Grado J0: se aplica en la construcción con altas exigencias de soldabilidad.
- Grado J2: se aplica en construcción con exigencias especiales de resistencia, resiliencia y soldabilidad.

2.7.4 Estudio de elección de materiales no estructurales

En el siguiente apartado del proyecto trataremos sobre la elección de los materiales que no conformarán la estructura principal, pero que son igualmente importantes en la consecución del proyecto. Las consideraciones a tener en cuenta en la elección de un material u otro estarán basadas principalmente en las características de ese material y en su idoneidad en conjunto con el resto de elementos y materiales.

- **Maderas:**

El principal uso que le daremos a un material como es la madera será para la construcción del mobiliario interior de la caravana, así como para el suelo.

La mayor parte del mobiliario se fabricara externamente en una carpintería a través de las demandas del cliente y del espacio útil de la estructura.

El material que se usará será la madera conglomerada debido a sus características fijas, bien definidas e uniformes.

Esta irá fijada a nuestra estructura mediante adhesivos y además ira reforzada mediante la tornillería adecuada a las características de los materiales a unir.



Figura 18 – Paneles de madera aglomerada. [26]

Existe una gran variedad de acabados y de propiedades añadidas con las que se pueden fabricar paneles de aglomerado. Estas pueden ser enchapadas, melaminizadas, pintadas, y decoradas para múltiples aplicaciones. Una característica interesante y que se demandará en los paneles que se usarán es la capacidad de evitar que se pueda mojar o que pueda absorber humedad, por ello los toda la madera que se use será hidrófuga.

Características técnicas	
Densidad (kg/m3)	620 +/-25
Flexión (N/mm2)	29+/-5
Tracción (N/mm2)	0,8+/-0,15
Humedad (%)	8+/-3

Tabla 2 – Propiedades de madera usada

- **Materiales compuestos:**

Para el recubrimiento de toda la estructura, tanto de la parte fija como de la parte móvil, es decir, para las paredes y el techo se usarán materiales compuestos.

En este caso el material a utilizar es el panel de plywood, constituido por dos elementos principales: piel de poliéster y madera, unidos por adhesivo bicomponente poliuretánico.

Estos paneles de plywood están elaborados con dos planchas de poliéster de un grosor medio de 1.6 mm y con un núcleo de madera fenólica entre ambas planchas.

Estas tres capas son pegadas posteriormente mediante un adhesivo poliuretánico.

Su cara exterior e interior están reforzadas con fibra de vidrio.

Esta serie de compuestos aportan al producto unas propiedades especiales en cuanto a resistencia y durabilidad. Además los paneles son resistentes a la radiación ultravioleta y poseen una resistencia al fuego de grado M2.

A diferencia de otros paneles plywood el mayor grosor de su piel de poliéster le otorga robustez y una resistencia superior contra impactos, así como mayor límite elástico.

Las partes que componen el panel plywood son las siguientes:

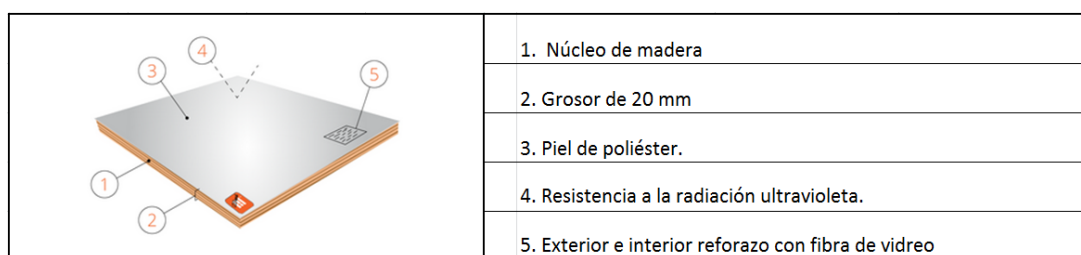


Figura 19 – Partes del panel plywood [27]

- **Material aislante:**

Considerando el uso final que se le va a dar a la caja vivienda, es esencial disponer de un aislamiento térmico y acústico suficiente para cumplir con las premisas de calidad y confort deseadas.

Para ello se usarán diversos elementos aislantes dependiendo de su posición y sus características.

Los principales elementos que se usarán serán:

- Lana de vidrio
- Espuma de poliuretano

La lana de vidrio es un producto de origen natural, mineral, inorgánico, compuesto por un entrelazado de filamentos de vidrio aglutinados mediante una resina ignífuga.

La lana de vidrio no retiene el agua, posee una estructura de fibras cruzadas desordenadamente y gracias a la porosidad abierta, la lana mineral de vidrio permite que el aire quede ocluido en el interior de sus poros, ofreciendo una escasa conductividad,

con la consiguiente capacidad como aislamiento térmico y acústico. Aportando además una total garantía de seguridad frente al fuego.

Se suministra en forma de mantas y paneles, con diferentes recubrimientos o sin ellos, lo que permite todo tipo de usos específicos en edificación residencial e industrial.



Figura 20 – Manta de lana de vidrio [28]

En cuanto a la espuma de poliuretano se trata de un material sintético y duroplástico y se obtiene mediante la mezcla de dos componentes generados químicamente a partir del azúcar y del petróleo: el Polioliol y el Isocianato.

Además de ser un aislante térmico y acústico muy bueno es también un impermeabilizante. Por lo que se usará en las partes de unión de elementos y que estén sometidas a los agentes climáticos externos.

A diferencia de los aislantes como la lana de vidrio, la espuma de poliuretano se aplica proyectada mediante aplicadores profesionales.

Algunas ventajas de este producto son:

- La rapidez de aplicación.
- La eficiencia del producto (mejor aislante para menor espesor de material en comparación con otros)
- Material impermeabilizante



Figura 21 – Instalación de espuma de poliuretano aislante mediante proyección.

2.7.5 Estudio de elección del sistema de apertura

Una de las partes más importantes de este proyecto y lo que lo distingue del resto es la capacidad de operar en modo vehículo y en modo vivienda.

Para ello disponemos de una estructura fija central y de tres estructuras móviles que se desplazarán hacia fuera del vehículo proporcionándonos mayor amplitud y espacio.

Todo esto no sería posible sin un sistema de apertura adecuado a las características técnicas, cargas y acciones requeridas y presentes en la estructura.

Antes de hacer la elección definitiva del sistema de apertura se estudiaron otras igualmente válidas para finalmente decantarnos por una de ellas.

2.7.5.1 Alternativas para el sistema de apertura

2.7.5.1.1 Sistema de husillo trapezoidal

Al igual que en los gatos mecánicos para levantar el coche en caso de tener que cambiar una rueda, este mecanismo de husillo trapezoidal proporciona un movimiento de avance en el eje que se desee mediante un movimiento giratorio en un eje perpendicular al de avance.

Los componentes principales de un mecanismo de husillo trapezoidal son:

- El husillo trapezoidal, que no es más que una varilla roscada con un filete trapezoidal.
- La corona, esta es la que rota concéntricamente al husillo y hace que este avance.
- El tornillo sin fin, con este tornillo se transmite el movimiento, manual o mecánico mediante un motor, de giro que hará girar la corona y esta a su vez desplazará el husillo.



Figura 22 – Componentes de husillo trapezoidal [29]

Para ilustrar mejor el funcionamiento de este sistema, a continuación se explicará de manera más rudimentaria.

Si se tiene una varilla roscada y una tuerca, se comprueba que cuando la tuerca gira sobre la varilla, esta avanza en un sentido si es apriete y en el otro sentido en caso opuesto.

Si esa tuerca que gira se hace girar pero obligando a mantener estática su posición, en lugar de avanzar la tuerca, será la propia varilla la que se moverá en un sentido u otro.

La corona hace la vez de la tuerca de este ejemplo y un tornillo sinfín hace la vez de la llave fija que se usaría con la tuerca.

Como se ha dicho este sistema se usa mucho en los gatos mecánicos para elevar coches, así como en las patas delanteras de desacoplamiento de semirremolques.

Sus principales desventajas para descartar esta opción son:

- Precio elevado
- Problemas de flexión del husillo si flexiona la viga de la estructura móvil
- Necesidad de gran precisión en el montaje
- Necesidad de gran potencia

2.7.5.1.2 Sistema de actuadores neumáticos

El sistema de actuadores neumáticos está ampliamente desarrollado en la actualidad y se basa en el uso del aire a presión para mover un cilindro o embolo y desplazar un eje hacia un sentido o el contrario.

A priori sería un sistema fácil de instalar, barato y que no requiere elementos fluidos peligrosos.

Para este sistema nos bastaría con un sistema de compresor de aire, un deshumidificador, filtros y unos cilindros bidireccionales.

El problema de este sistema radica en que para mover grandes cargas se necesitarían unos cilindros muy grandes además de las fugas inevitables de aire que estos sistemas tienen.

El siguiente problema que se plantea con el uso de estos sistemas es el espacio. Puesto que necesitamos un compresor lo suficientemente potente, un sistema de deshumidificadores y filtros con el consiguiente espacio que ocupan.

Sería un sistema viable para el presente proyecto en caso de querer usarlo únicamente para mover las estructuras móviles, ya que las cargas a mover no son muy grandes y que se dispusiese de espacio suficiente, pero como se verá más adelante se busca un sistema centralizado que además de desplazar las estructuras móviles permita levantar toda la estructura mediante 4 patas situadas en cada esquina, por lo que esas cargas ya si serían considerables y el sistema neumático insuficiente.

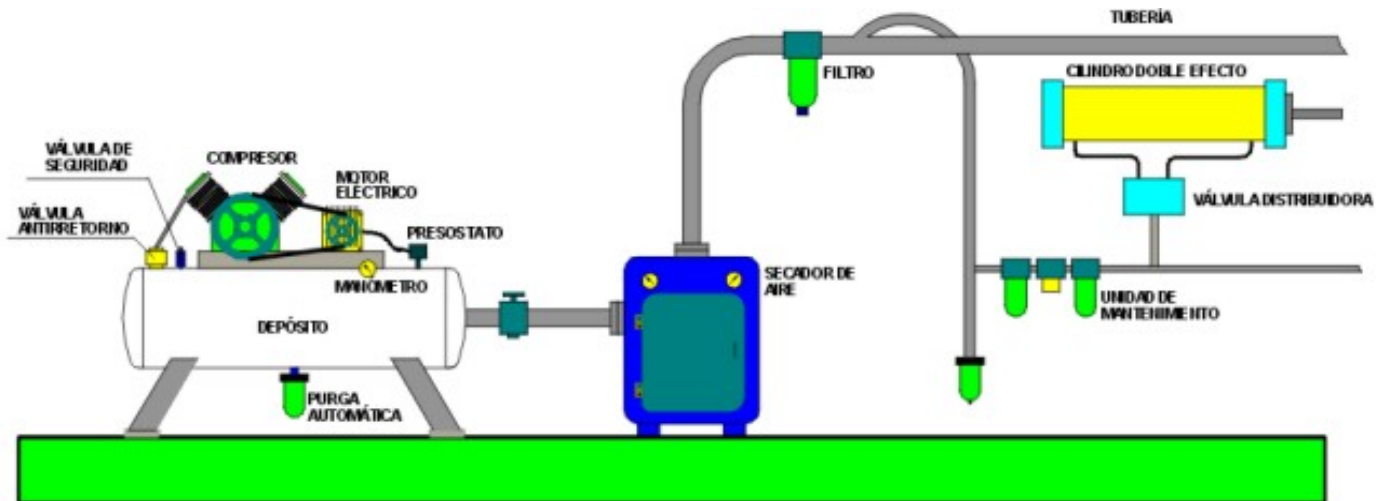


Figura 23 – Sistema de actuador neumático bidireccional [30]

2.7.5.1.3 Sistema de actuadores hidráulicos

El sistema de actuadores hidráulicos tienen un funcionamiento muy simple, un fluido (el aceite) empuja los cilindros de doble efecto consiguiendo el movimiento bidireccional.

Los elementos necesarios para la instalación hidráulica son un motor que empuje el fluido, actuadores hidráulicos que son los cilindros, la canalización, y elementos de control como son electroválvulas, antirretornos, etc.

Este tipo de instalación presenta varias ventajas:

- Precisión importante de control
- Instalación y regulación relativamente sencilla
- Posibilidad de válvulas pilotadas remotamente mediante cable u otros sistemas inalámbricos.
- Gran potencia para levantar cargas pesadas
- Espacio reducido (el mayor volumen lo constituyen los actuadores y son inevitable en cualquier tipo de instalación)

Mediante este sistema se puede centralizar en unos mandos todo el conjunto de movimientos que la estructura puede hacer.

Para cada estructura móvil de la vivienda se usarán dos actuadores hidráulicos de doble efecto, con la longitud y la apertura suficientes para realizar la apertura completa y el cierre completo de las estructuras contra la estructura fija.

Además en cada esquina, dentro de las patas, irá otro actuador de doble efecto de modo que la estructura completa podrá elevarse por encima del el bastidor y podrá descender hasta el suelo de forma autónoma.

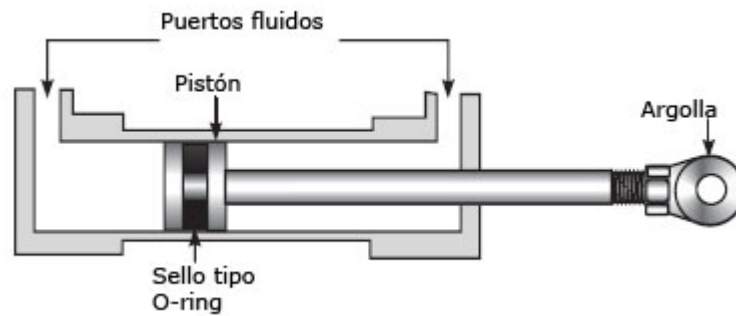


Figura 24 – Esquema de cilindro de doble efecto [31]

2.7.5.2 Conclusión del sistema de apertura.

Finalmente y tras analizar cada una de las alternativas a utilizar se decide emplear el conjunto de actuadores hidráulicos, principalmente para no aumentar la complejidad del sistema introduciendo diferentes tipos de aperturas, además de por la potencia que pueden llegar a desarrollar este tipo de actuadores, lo cual permiten ser instalados también en las patas de la estructura.

Este tipo de sistema no requiere de elementos de seguridad opcionales, puesto que es un movimiento lento y controlado.

Es regulable individualmente para cada cilindro y permite la selección individual de cada movimiento, esto es muy útil en el movimiento de las patas para adaptarse a las irregularidades del terreno, ya que otros sistemas ante una determinada flexión podrían perder eficacia o funcionalidad (husillo).

2.7.6 Elección del sistema de control de apertura

La elección del sistema de control en la apertura de las estructuras móviles tiene que cumplir dos condiciones:

- Que resista bien las condiciones climáticas externas.
- Funcionamiento robusto

Se dispone 9 elementos móviles en esta estructura, 3 son las petacas móviles que salen de la estructura fija, las otras 4 son las patas de cada esquina más 2 que son el despliegue lateral de las patas delanteras. Todo ello hace un total de 12 cilindros de doble efecto, 2 en cada petaca, 2 para el despliegue lateral y 1 para cada pata.

En el caso que nos ocupa solo se controlarán 10 de los 12 cilindros, los correspondientes a la apertura y cierre de las estructuras móviles laterales y los correspondientes al elevado de la estructura mediante las patas.

Para todos estos casos se utilizarán sensores final de carrera, preparados para su uso en exterior, conectados a las electroválvulas.



Figura 25 – Sensor final de carrera eléctrico estanco para uso exterior [22]

En modo apertura, cuando se cumplan estas tres condiciones:

- Botón de marcha del motor pulsado
- Sensor final de carrera de apertura libre
- Electroválvula en modo apertura

El cilindro hidráulico se desplegará y continuara desplegándose siempre que esas tres condiciones sigan activas.

En el momento en que la estructura móvil llega al final de su recorrido y el sensor final de carrera se activa, el motor se desconecta y deja de mandar aceite, por lo que el movimiento cesa.

Los sensores se ajustarán de manera que el movimiento pare al primer contacto, pero se contará con una inercia de movimiento a favor que será absorbida por el sello estanco de las estructuras, el cual será comentado más adelante.

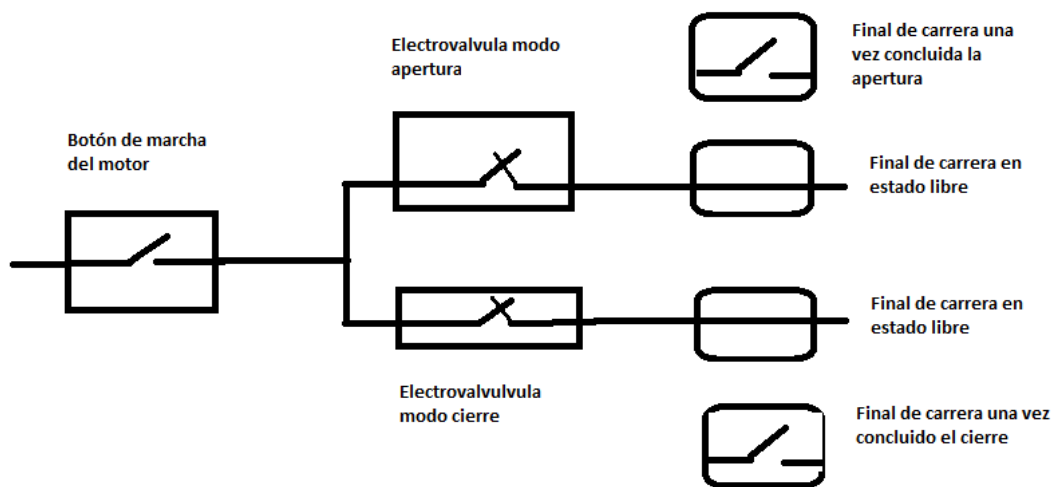


Figura 26- Esquema del sistema de control de apertura.

Para el modo cierre se tendrán que cumplir las condiciones opuestas:

- Botón de marcha del motor pulsado
- Sensor final de carrera de cierre libre
- Electroválvula en modo cierre

En modo cierre el sistema no tendrá en cuenta el estado del sensor de fin de carrera de la apertura, únicamente se tendrá en cuenta el sensor final de carrera correspondiente a cada modo.

2.7.7 Sellado de estructuras móviles

Para mantener el confort deseado, evitar entradas de agua del exterior y una buena temperatura interior tanto en invierno como en verano es muy importante que el frío o el calor, y ya no digamos el viento, no penetre al interior de la vivienda.

Para ello a parte del aislamiento de lana de vidrio y espuma de poliuretano sellante que se vio anteriormente en los materiales no estructurales, se deberán de tener medidas de contención entre estructuras.

Las medidas que se proponen para este proyecto están diseñadas específicamente para el mismo y constan de dos elementos principales:

- Pletinas metálicas
- Perfil de caucho extruido con forma D



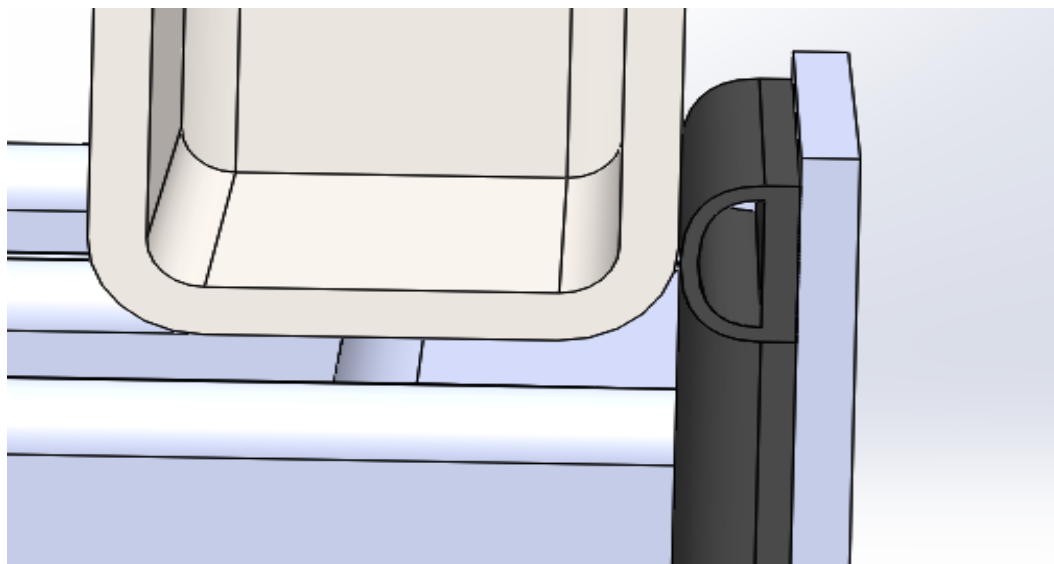


Figura 27 – Diseño de los perfiles de sellado

Tal y como se puede ver en las imágenes, una pletina de 5 mm de espesor, suficiente para resistir la presión que ejercerá contra la estructura fija, ira soldada a la estructura móvil en todo su contorno lateral y superior.

Sobre esta pletina ira colocado un perfil de caucho con forma de “D”, unido mediante adhesivo y reforzado mediante remachado.

Con esto se consigue un sello estanco en todo el contorno expuesto a los agentes climáticos.

Para la parte del suelo se dispondrá otro tipo de perfil en lugar del perfil en “D”. Este no sellara por completo la estructura pero si cerrará el paso de polvo, agua proyectada y el viento del exterior.



Figura 28 – Perfil tipo L de caucho [32]

Un perfil tipo “L” en caucho como el de la imagen y remachado o atornillado a la parte inferior de la viga de la estructura móvil de modo que uno de los extremos de la L quede colgando y arrastre por el suelo será suficiente para su cometido.

2.7.8 Sistema de centrado en vehículo

Puesto que nuestra caja-vivienda será totalmente separable y autónoma por sí sola respecto al vehículo de transporte se requiere de unos elementos de ayuda para posicionar correctamente la caja sobre el chasis del vehículo.

La mayor parte del proceso de acoplamiento será manual y requerirá de experiencia del conductor del camión en enganche de semirremolques puesto que es un sistema similar.

En el este diseño se dispondrá de 4 elementos de ayuda al centraje en el eje “y” o eje perpendicular a la dirección del movimiento (el eje sobre el que medimos la anchura del vehículo), además de dos elementos centradores que actuarán sobre todo el plano horizontal del vehículo.

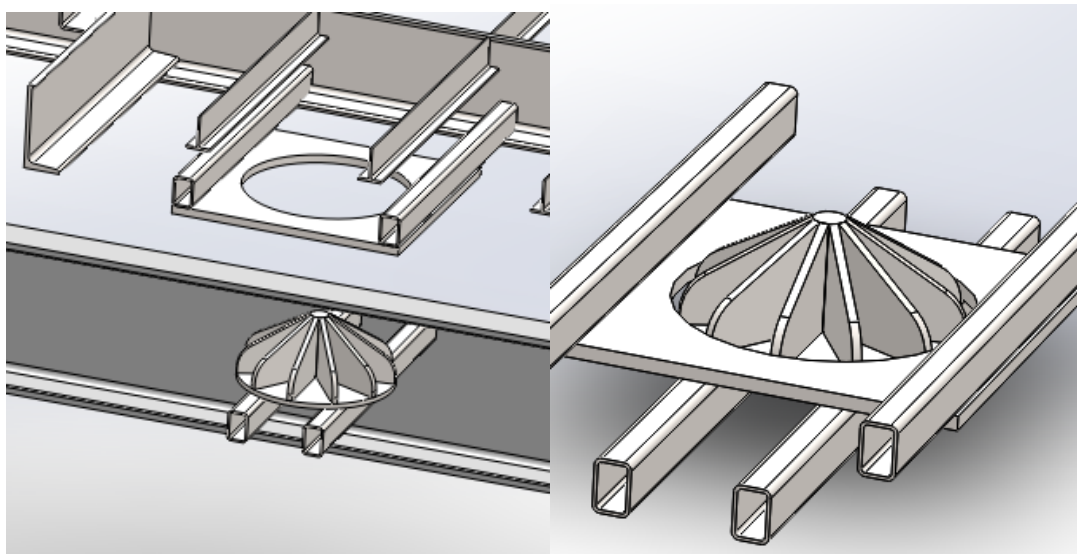


Figura 29 – Centraores del plano horizontal

Estos centradores de fabricación propia [Figura 30] tienen un principio de funcionamiento muy simple, la parte inferior simula una superficie cónica y la parte superior un agujero circular, de modo que cuando la caja-vivienda empieza a descender para acoplarse al vehículo el cono guía la caja a su correcta posición.

Se dispondrá de dos centradores como éste repartidos cada uno a aproximadamente 1/3 de los extremos.

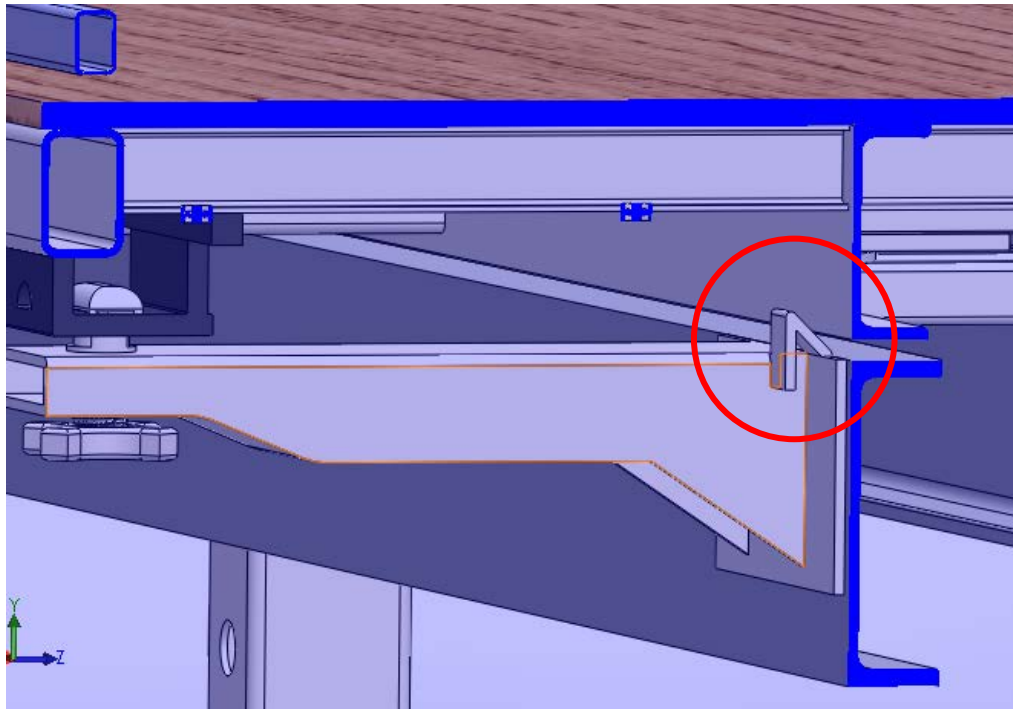


Figura 30 – Centrades situados en los brazos de los twist-lock

En la figura [31] se observa el otro tipo de centradores de los que dispone la estructura, son simples pletinas formando un triángulo, de modo que la viga de la caja-vivienda deslice por ellas cuando baja a la posición de acoplamiento y finalice su desplazamiento en la posición óptima.

Se dispondrá de 4 centradores de este tipo, uno por cada brazo del twist-lock y situados uno en cada lado de la parte delantera y uno a cada lado de la parte trasera.

2.7.9 Sistema de deslizamiento de los compartimentos laterales

Para un correcto funcionamiento del sistema de apertura, es necesario un buen deslizamiento entre la estructura principal y las estructuras móviles.

Las estructuras móviles tendrán 2 o más tubos cuadrados de grosos superior al común, los cuales deslizarán a través del interior de otros tubos conectados directamente al sobrebastidor de la estructura principal.

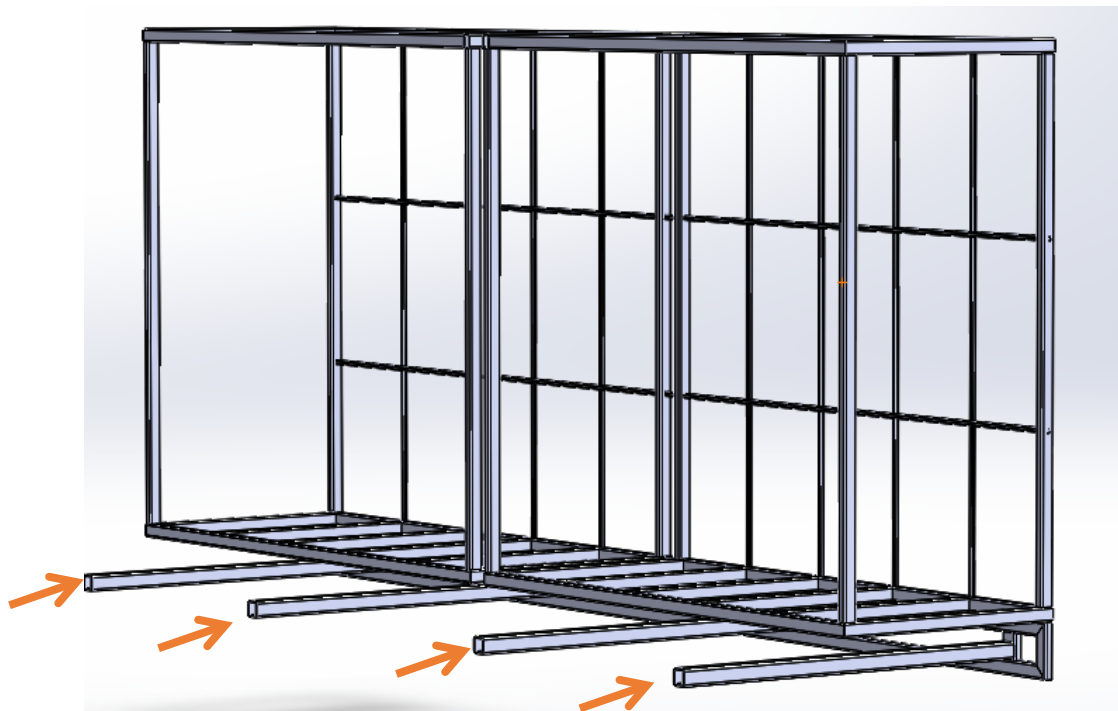


Figura 31 – Estructura móvil de mayor longitud

Los tubos marcados con las flechas rojas son los que deslizarán por el interior de los tubos de guiado.

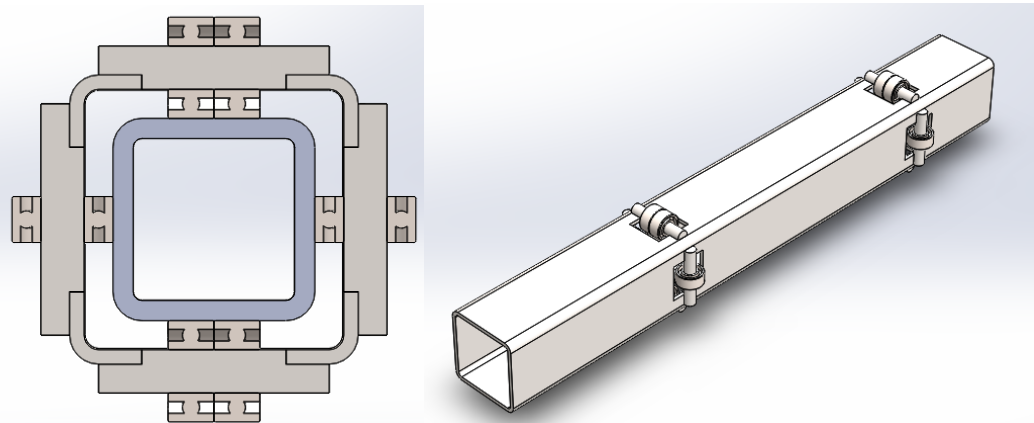


Figura 32 – Tubo con rodamientos de guiado

En la [Figura 33] se observan los tubos con rodamientos que sirven de guía para los tubos fijos de las estructuras móviles.

Como se puede observar está compuesto por dos zonas con rodamientos iguales, de manera que cuando la estructura móvil esté desplegada quede apoyada en la viga interior de manera biapoyada por los rodamientos.

Los rodamientos se disponen de tal manera que queden dos en la parte superior e inferior de cada zona, debido a la mayor sollicitación de carga, los laterales disponen solo

de uno, ya que apenas tienen que soportar carga y servirán principalmente para el guiado y el inmovilizado lateral.

2.7.10 Sistema de anclaje a vehículo

En una primera fase del proyecto, se plantea el montaje de la caja-vivienda sobre el bastidor del camión de forma fija, para ello se considera la aplicación de tornillería y pletinas de soporte entre el autobastidor y el sobrebastidor, así como unión por soldadura.

En fases más tardías del proyecto y debido al cambio del planteamiento original, se crea la necesidad de hacer una caja-vivienda desmontable y con posibilidad de ser posada en tierra y usarse independientemente del vehículo de transporte.

Todo ello unido a las condiciones iniciales propias del camión, el cual en vida anterior era usado como vehículo portacontenedores, justifican el uso del sistema elegido.

Debido al uso al que estaba destinado antes de ser adquirido para el presente propósito, el camión disponía de cuatro brazos de anclaje de los contenedores marítimos al bastidor del mismo.

Con el objeto de reducir costes y aprovechar las homologaciones existentes en el vehículo, se usará el mismo sistema de anclaje.

El número de anclajes a vehículo será de cuatro, uno a cada esquina, desplazados de su posición original para ser llevados a la posición más adecuada para su nuevo uso.

El sistema de bloqueo será un sistema twist-lock del fabricante “Schneider” cuyas características están en el anexo “documentos” y que ya viene definido en geometría y funciones desde su adquisición.

Estos twist-lock irán soldados a cada uno de los cuatro brazos de forma que la unión resultante sea igual o más resistente que si se tratara de una sola pieza.

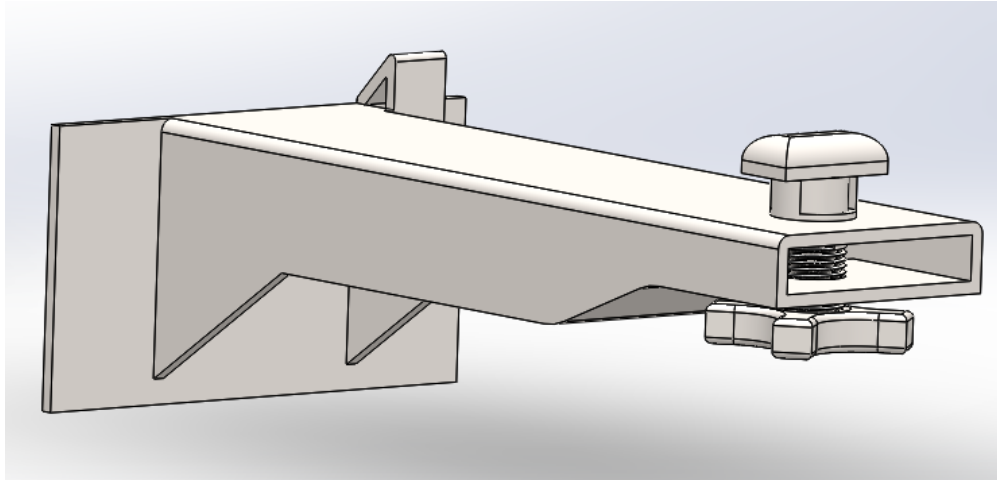


Figura 33 – Brazo de anclaje con dispositivo twist-lock

La contraparte de este brazo y del dispositivo twist-lock [Figura 35] será otra pieza que ira unida mediante soldadura a la base de la estructura fija, a las patas traseras y a los travesaños de la base para maximizar su solidaridad con la estructura completa.

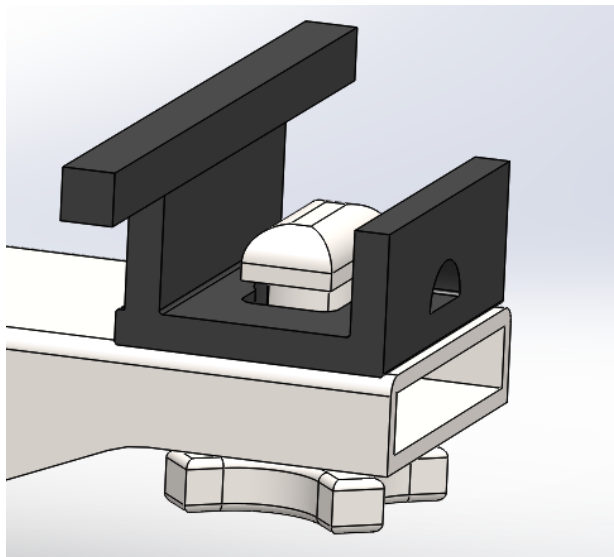


Figura 34 – Contraparte del dispositivo Twist-Lock

Para el correcto anclaje y fijación de la estructura sobre el vehículo los cuatro dispositivos twist-lock deben estar bloqueados. Para su bloqueo, basta con girar el tornillo acabado en cabeza de martillo de forma perpendicular a la ranura de la contraparte de modo que impida la salida, después se apretará la tuerca de seguridad, y se colocará un pasador de seguridad que impide el desenroscado de la tuerca.

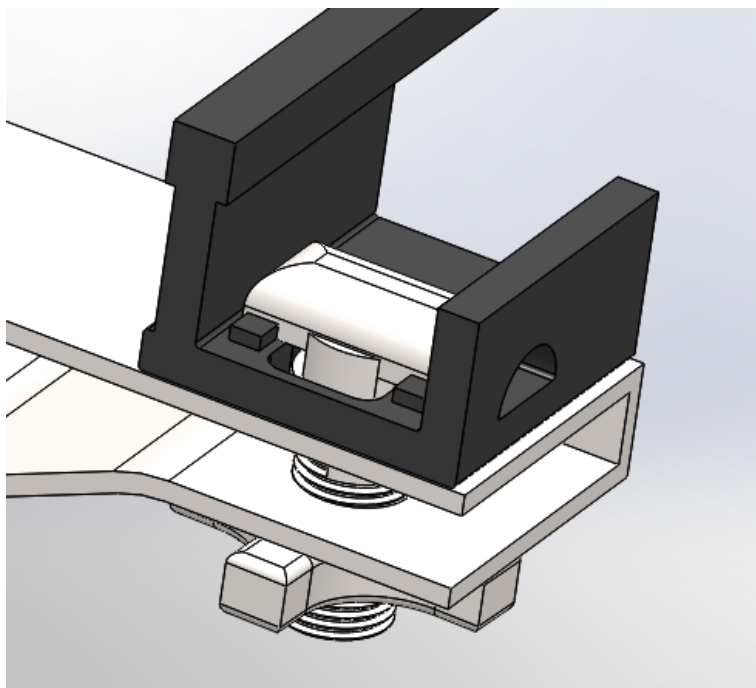


Figura 35 – Sección del twist-lock en posición bloqueo

2.7.11 Sistema de posado en tierra

Como se pretende que la caja-vivienda sea totalmente autónoma e independiente del vehículo, se necesita un sistema capaz de levantar toda la estructura del vehículo, mantenerla en ese estado mientras el vehículo se separa y luego bajar de forma firme y estable hasta posarse en tierra.

A su vez, se pretende que el mismo sistema sea capaz de nivelar la estructura para sortear los desniveles del terreno, esto es, ser capaz de permanecer estática sin que la base de la estructura esté totalmente apoyada sobre el suelo.

Después de revisar otras alternativas y con el objeto de aprovechar el sistema hidráulico para la mayor parte de los movimientos, se instalan cuatro patas cuadradas con movimiento mediante un cilindro hidráulico instalado en su interior.

Las cuatro patas traseras constan de un tubo cuadrado guía de (200x200x8) y de otro tubo cuadrado interior cuyo lado exterior es 4 mm más pequeño que el interior del tubo guía.



Figura 36 – Pata de apoyo en tierra

Las dos patas delanteras no irán directamente a unidas a la estructura, si no que irán unidas a una viga horizontal que será a su vez interior a otra viga guía que si irá unida al sobrebastidor mediante soldadura. [Figura 38]

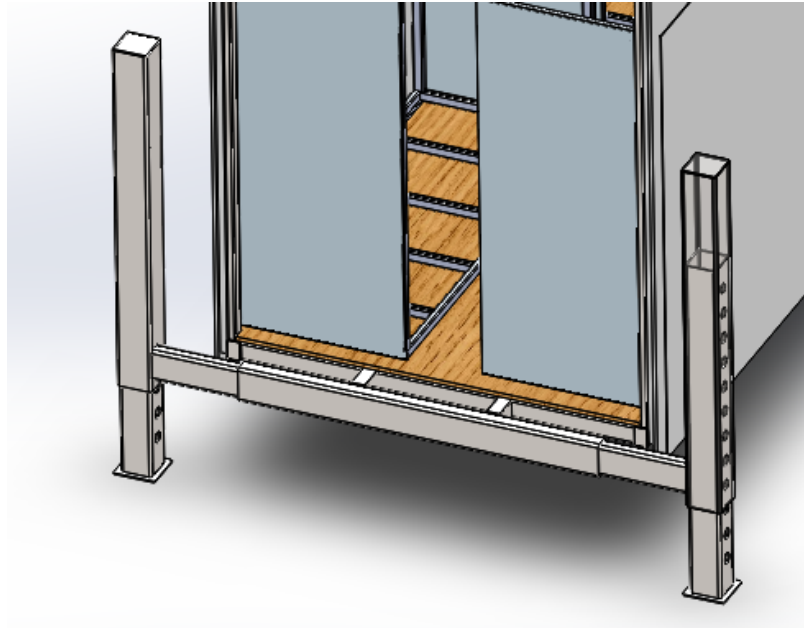


Figura 37 – Patas delanteras con sistema de apertura lateral

Mediante este sistema las patas delanteras son capaces de separarse lateralmente, mediante dos actuadores hidráulicos, de la estructura para ganar estabilidad y permitir la salida del vehículo de una forma más holgada.

Las dos patas traseras no tendrán esta función e irán soldadas directamente una a cada esquina trasera de la estructura de modo que la unión sea lo más sólida posible.

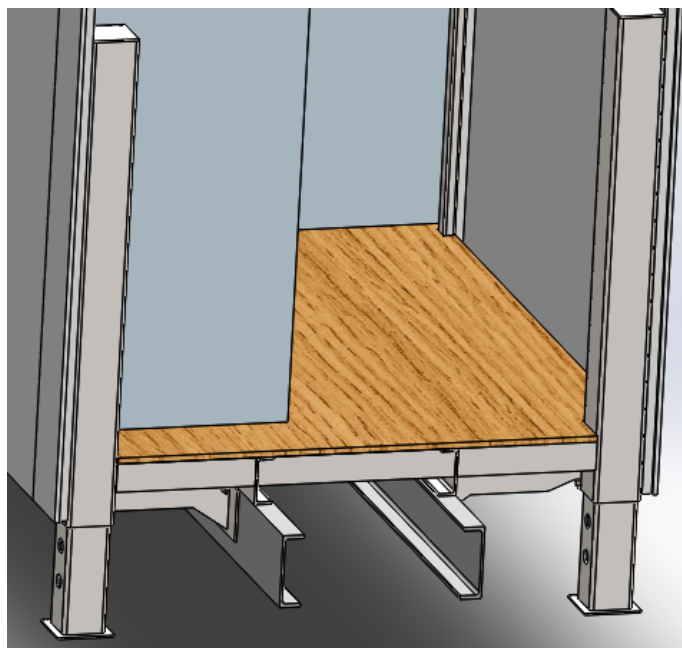


Figura 38 – Patas traseras unidas a la estructura principal

2.7.12 Selección de baterías

La peculiaridad de esta estructura es su capacidad de aumentar su superficie habitable, para ello se utilizará una bomba eléctrica (monofásica a 24 V), y con el objeto de poder desplegar las estructuras móviles en cualquier lugar, éste funcionará mediante baterías.

El objeto principal el uso de baterías es dar capacidad autosuficiente a la caja-vivienda para poder realizar las tareas básicas como son apertura, cierre y posado en tierra de forma autónoma, sin necesidad de conectar a la red eléctrica.

No obstante la capacidad de las baterías será suficiente como para permitir la iluminación básica y el funcionamiento de electrodomésticos como el refrigerador y el congelador para permitir su funcionamiento durante los desplazamientos.

Las características de las baterías serán determinantes en su elección, las más importantes son:

- **Capacidad de carga:** La capacidad de carga o capacidad del acumulador es la carga que puede almacenar el elemento. Se mide en amperios-hora (Ah) y es el segundo parámetro a considerar. En las baterías de baja capacidad de carga, suele expresarse en miliamperios-hora (mAh).

Una capacidad de carga de 1 amperio-hora significa que la batería puede suministrar una intensidad de corriente de 1 A durante 1 hora antes de agotarse.

- **Vida útil:** Las baterías son dispositivos electroquímicos que almacenan energía de forma química. Con el tiempo y el uso estos elementos químicos que están en

el interior de las baterías se degradan y dejan de cumplir sus funciones, este proceso es irreversible y cuando ocurre, requiere la sustitución de la batería.

Finalmente la elección de baterías tendrá en cuenta esos parámetros explicados y su relación calidad/precio.

2.7.12.1 Alternativas comerciales:

a) Batería de celdas húmedas:

Son el tipo de batería más común y son ampliamente usadas en los automóviles comunes. Están compuestas de placas recubiertas de plomo y sumergidas en una solución de ácido sulfúrico. Son perfectas para baterías de arranque, ya que suministran una gran corriente. No requieren mantenimiento y están completamente selladas.

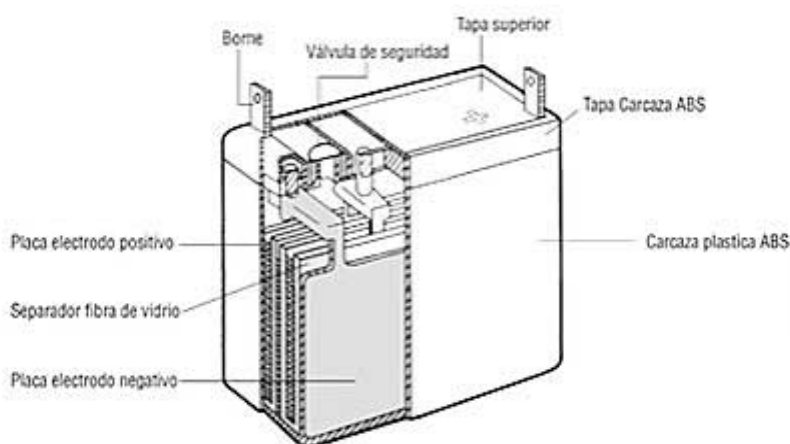


Figura 39 – Batería de celdas húmedas

Las principales ventajas e inconvenientes son mostrados en la tabla siguiente:

Ventajas	Inconvenientes
Bajo precio	Altamente contaminante
Gran cantidad de corriente	Carga lenta entre 8 y 16 h
Tecnología ampliamente conocida	Número limitado de ciclos completos
	No puede ser almacenada en un estado de baja carga

Tabla 3 - Batería de celdas húmedas - Pros y contras

Batería de calcio:

Estas baterías tienen las placas hechas de una aleación de calcio. Este calcio reduce la cantidad de fluido que pierde la batería, lo que provoca que el ratio de auto descarga sea mucho más lento. La gran desventaja que tienen es que puedes dañar definitivamente la batería si la sobrecargas. Las burbujas que fluyen dentro del líquido

son importantes, ya que ellas son las responsables de mezclar las diferentes densidades de los ácidos.



Figura 40 – Batería de calcio típica.

Ventajas	Inconvenientes
Bajo precio	No se pueden sobrecargar
Evita la pérdida de un 80% menos de fluido	Carga lenta entre 8 y 16 h
Vida útil más larga que las de celda húmeda	Número limitado de ciclos completos
No contaminantes	

Tabla 4 – Evaluación de baterías de calcio

b) Baterías VRLA (Gel y AGM):

Las siglas significan: “Valve regulated lead acid”, Este nombre describe las válvulas de seguridad que se encuentran en la caja de la batería, estas válvulas están presurizadas. En su interior la caja contiene un gas en estado líquido al estar presurizado, así que se pierde cualquier posibilidad de pérdida de fluidos. Hay 2 diseños básicos para las baterías VRLA: Gel o AGM. Las baterías de gel usan silicona para hacer el ácido más sólido tal como si fuera un gel. Las baterías AGM en vez de usar agua o un gel, utilizan un separador de fibra de vidrio para mantener el electrolito en su lugar, lo que provoca que la resistencia interna sea muy baja. Se trata de una batería perfecta para el arranque del motor, ya que permite suministrar mucha potencia de una batería muy pequeña.

Ventajas	Inconvenientes
Alta potencia específica	Mayores costes de fabricación
Tiempo de carga 5 veces más rápido	Sensible a sobrecargas
Retención de agua	Menor energía específica

Permiten descargas profundas de hasta un 80%	Deben almacenarse cargadas
Retención de agua	Número limitado de ciclos completos

Tabla 5 – Ventajas y desventajas de las baterías VRLA

c) Baterías de ciclo profundo:

Las baterías de ciclo profundo proveen de energía durante un largo tiempo. Se usan habitualmente en los barcos pequeños, los carritos de golf, o los coches eléctricos. También las encontraras en la industria de la energía solar y las turbinas eólicas para almacenar energía. Estas baterías tienen unas placas más gruesas ya que esto aumenta su capacidad de carga. Normalmente no se utilizan en los coches ya que tienen un alto ratio de descarga, esto significa que la batería se descargaría muy rápidamente.

d) Baterías de Iones de Litio:

Algunos vehículos de alta gama o de edición limitada ofrecen esta tipología de baterías. Normalmente se utilizan para la alimentación de los coches eléctricos, ya que son mucho más ligeras y esto da mayor autonomía a los vehículos. Son las baterías más caras, y su precio comienza desde los 800 euros hasta mucho más.

2.7.12.2 Conclusión

Evaluadas las alternativas y tenidas en cuenta todas las ventajas y desventajas se considera el uso de las baterías VRLA, concretamente las baterías AGM las más adecuadas para el vehículo vivienda independiente y el uso de baterías de celda húmeda, concretamente de plomo-ácido para el vehículo.

También se instalará un cargador inteligente para evitar las sobretensiones de carga y los posibles daños a la batería. Dicho sistema será posible conectarlo a la red eléctrica para su funcionamiento y también se podrá conectar a la batería de arranque del vehículo o al propio alternador, con el objeto de aprovechar los desplazamientos para las cargas.

El sistema instalado tendrá en cuenta la posible instalación en el futuro de un sistema de placas solares capaces de recargar las baterías para una mayor autosuficiencia del vehículo.

No es objeto del presente proyecto el diseño específico del sistema eléctrico.

2.7.13 Elección de rodamientos

El desplazamiento lateral de las estructuras móviles, se realizará mediante unas barras cuadradas de acero pertenecientes a la propia estructura móvil, que deslizarán en

el interior de otros tubos con rodamientos en cada una de las caras para mejorar el deslizamiento y evitar rozamientos.

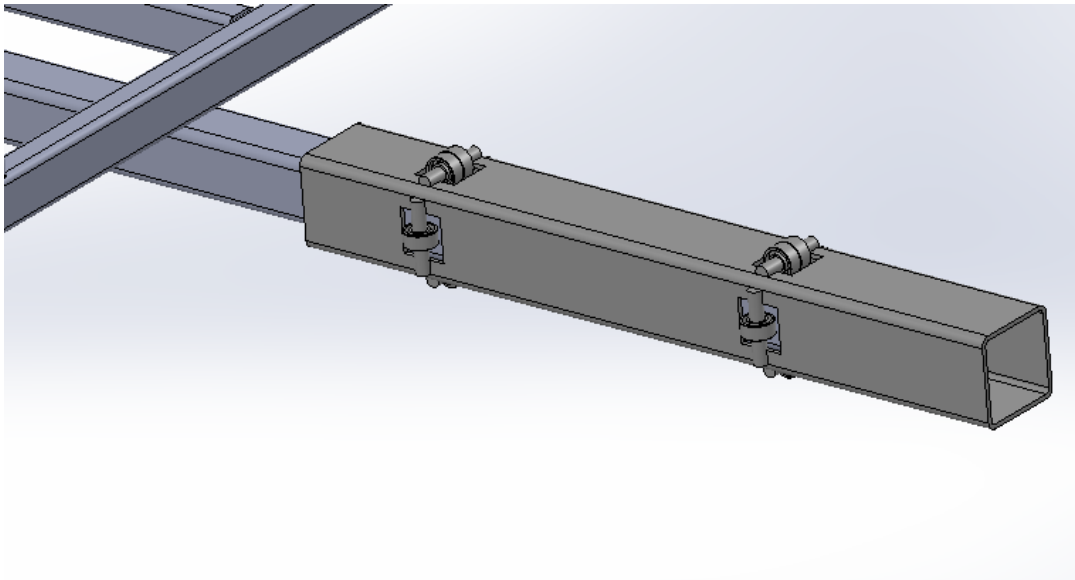


Figura 41 – Tubo con rodamientos montado sobre estructura móvil

Una vez calculadas las solicitaciones, pesos y cargas de la estructura, se decide poner dos pares de rodamientos en las caras superior e inferior, y dos rodamientos en las caras laterales, por ser su solicitación muy inferior a las demás, y con el propósito de establecer un guiado de la viga interior lo más recto posible.

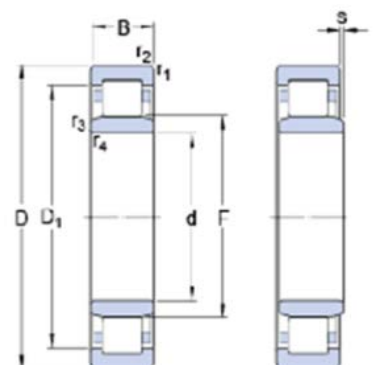
Para la elección de los rodamientos se usará el catalogo online de rodamientos de la marca SKF [17], de entre todos los posibles rodamientos a elegir, las restricciones son un diámetro interior de 15 mm y un diámetro exterior de 35 mm.

Se han elegido estos valores por ser los designados desde el diseño de la estructura para que el escalón interior no sea desmesuradamente grande.

En el citado catálogo online, podemos dar las restricciones mencionadas y nos mostrará según el tipo de rodamiento elegido (de bolas, de rodillos, de una hilera o varias hileras) los tamaños en anchura disponibles, así como características esenciales como son la carga que soportan en movimiento y también de forma estática.

Con todos estos valores finalmente nos decantaremos por tres tipos cuyas características se resumen en las siguientes tablas.

Rodamiento UN 202 ECP	
d (mm)	15
D (mm)	35

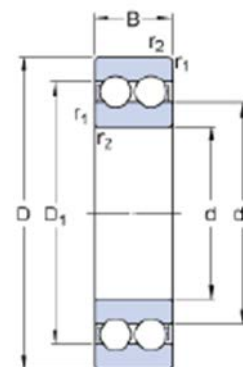


B (mm)	11
C: Capacidad de carga dinámica básica (kN)	12,5
C0: Capacidad de carga estática básica (kN)	10,2
Velocidad de referencia (r/min)	22000

Tabla 6 – Rodamiento UN 202 ECP

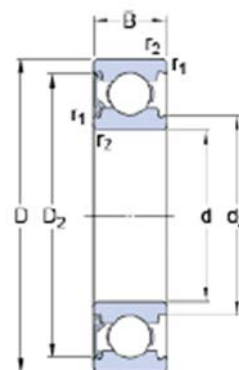
Rodamiento 4202 ATN9	
d (mm)	15
D (mm)	35
B (mm)	14
C: Capacidad de carga dinámica básica (kN)	11,9
C0: Capacidad de carga estática básica (kN)	7,5
Velocidad de referencia (r/min)	32000

Tabla 7 – Rodamiento 4202 ATN9



Rodamiento 6202-RSH	
d (mm)	15
D (mm)	35
B (mm)	11
C: Capacidad de carga dinámica básica (kN)	8
C0: Capacidad de carga estática básica (kN)	3,7
Velocidad de referencia (r/min)	13000

Tabla 8 - Rodamiento 6202-RSH



De entre los tres rodamientos elegidos, el elegido será el rodamiento de bolas simple de una hilera por los siguientes motivos:

- La estructura móvil se desplazará a velocidades muy lentas, luego la velocidad de referencia del rodamiento nunca será un factor determinante. El rodamiento 6202-RSH tiene la velocidad menor de referencia.
- Las cargas estáticas simuladas para la estructura móvil serán de 5 kN, valor al cual nunca se llegará en el funcionamiento real de la estructura. Con dos pares de rodamientos en la cara más crítica se cubrirá perfectamente las solicitaciones estáticas requeridas.

- Los demás datos y dimensiones a parte de los diámetros interior y exterior de los rodamientos no son determinantes para nuestro diseño.
- El precio del rodamiento simple de bolas es normalmente mucho menor al precio de los rodamientos de rodillos y doble hilera.

2.7.14 Técnicas de unión

La unión de los distintos componentes del diseño se llevará a cabo mediante diversas técnicas. Los métodos que se utilizarán para unir elementos son la soldadura, el remachado, el atornillado y el pegado mediante adhesivos industriales. Cada uno de esos métodos se usará teniendo en cuenta el tipo de material y sus solicitaciones.

Para los elementos metálicos que constituyen las estructuras fijas y móviles, se usará el método de unión por soldadura debido a:

- El tiempo de preparación es menor que el de las uniones atornilladas.
- Las uniones no se deforman y son estancas.
- Las uniones son más sencillas y tienen mejor apariencia.

Para los elementos como paneles laterales y techo se utilizará adhesivo polimérico para aumentar la estanqueidad de la caja-vivienda y además se reforzará mediante tornillos en las partes críticas y de mayor solicitación.

El tipo de tornillería a utilizar será de tornillos autoroscantes y autoperforantes debido a la rapidez en su colocación y a que atraviesan el material por si mismos sin necesidad de hacer operaciones previas.

Para los elementos colgantes del bastidor del vehículo se utilizarán tornillos hexagonales de gran diámetro y tuercas con contratueras para mayor seguridad, esto es para otorgar la posibilidad de reutilizar el vehículo para otros cometidos una vez que se deje de usar como vehículo porta-contenedores.

Los componentes y cerramientos irán sellados mediante silicona para asegurar la estanqueidad del compartimento.

2.8 Resultados finales

Aplicadas todas las condiciones, técnicas y tecnologías vistas en el desarrollo de la memoria desembocarán en la transformación de un chasis-cabina simple de 3 ejes en una vivienda totalmente utilizable tanto montada sobre el vehículo como posada en tierra.

La tara total del vehículo, teniendo en cuenta la estructura terminada y con todos sus accesorios se estima en unos 15000 Kg.

Sus dimensiones serán de 2,54 m de anchura, 12 m de longitud del camión en su totalidad y 4, 02 m de altura con la suspensión bajada.

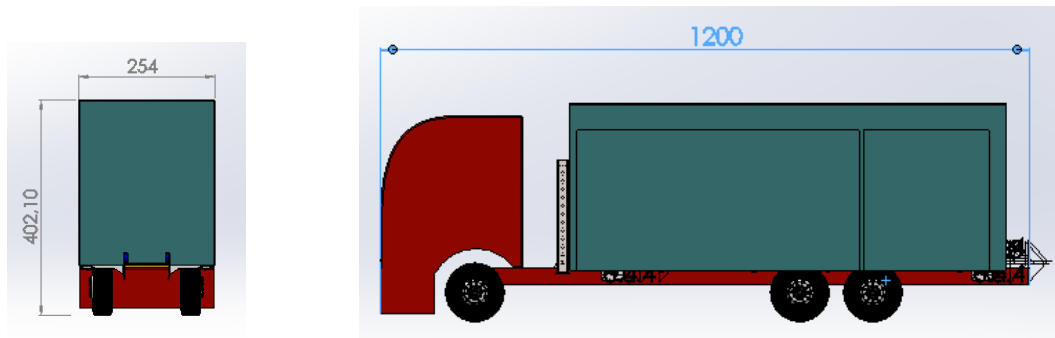


Figura 42 – Dimensiones generales del conjunto vehículo

Centrándose exclusivamente en la estructura portada, la caja cerrada tendrá unas dimensiones de 8.04 m de largo por 2.54 m de ancho y una altura de 3.11 m, con estas dimensiones el área proyectada de la estructura cerrada es de 20.42 m²

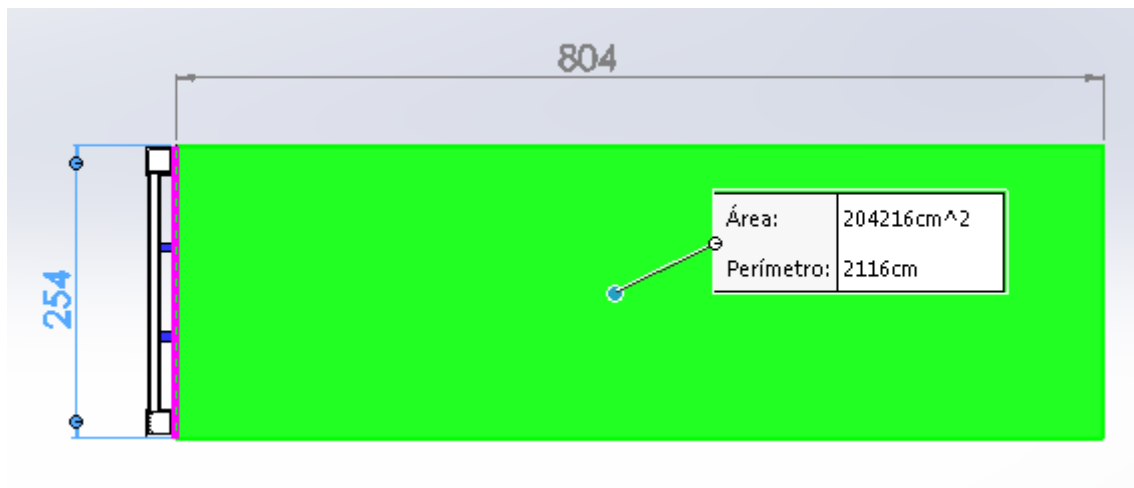


Figura 43 – Dimensiones generales de la caja vivienda

Una vez la estructura está completamente abierta es capaz de alcanzar los 32 m².

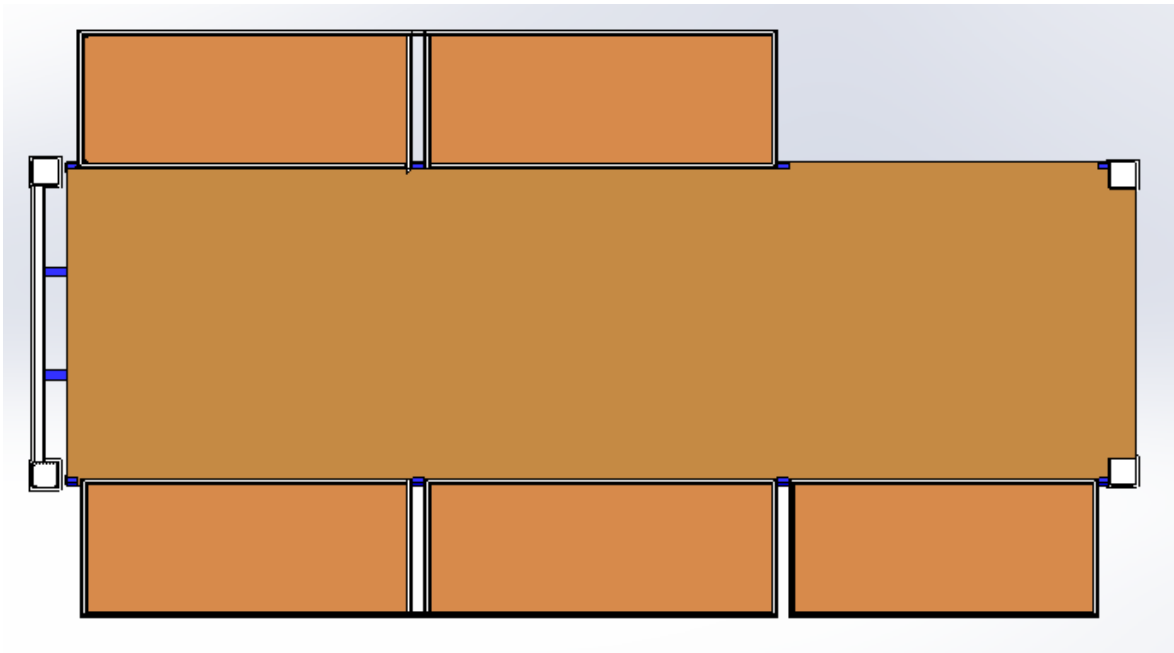


Figura 44 - Caja vivienda desplegada

La estructura metálica estará construida con acero S275 en su totalidad, siendo ésta constituida por tubos rectangulares de acero de mayor o menor espesor dependiendo del requerimiento individual de cada uno. Las dimensiones de cada uno de los elementos se detallarán en los planos.

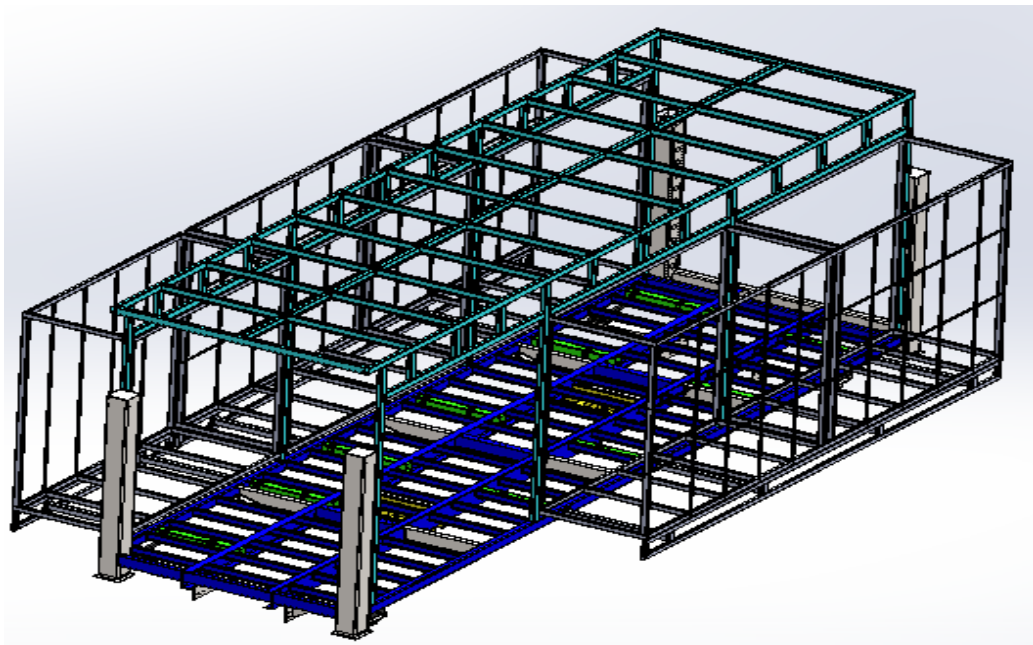


Figura 45 – Esqueleto de la estructura vivienda

Además la estructura contará con 4 patas hidráulicas capaces de hacerla elevarse 84,7 cm por encima de la plataforma del camión y alrededor de 170 cm del suelo. Con esto se permite el desacoplamiento autónomo del vehículo para ser depositada en cualquier localización, además de permitir la intercambiabilidad de módulos vivienda.

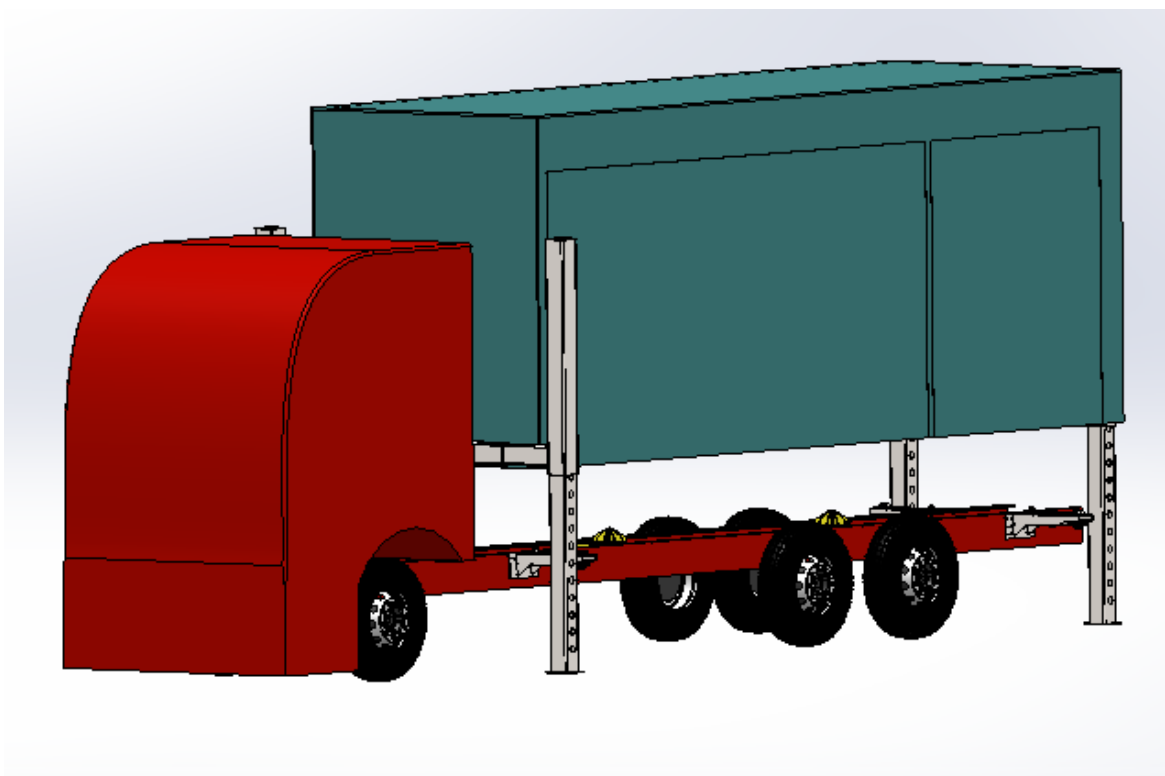


Figura 46 - Vivienda en posición de desacoplamiento máximo

Todas las paredes laterales y el techo se fabricaran en panel de contrachapado recubierto con poliéster reforzado con fibra de vidrio de la marca "LiderKits" de 20 mm, los paneles tendrán una resistencia al fuego de factor M2, además las uniones usarán un sistema de perfilería de aluminio de gran resistencia y tornillería autoperforante.

Para el suelo se usará tablero contrachapado con acabado resistente a la intemperie para la parte exterior, unido al chasis de la estructura mediante tornillos autoperforantes avellanados de forma que no sobresalga la cabeza, sobre el suelo irá un vinilo decorativo, de forma que los tornillos quedarán ocultos.

Las estructuras móviles se desplazarán hacia afuera lateralmente, todo ello impulsado con unos actuadores hidráulicos situados entre la estructura fija y la móvil, cada una de las estructuras dispondrá de dos actuadores hidráulicos, uno en cada extremo.

Todos los actuadores serán impulsados por una bomba de aceite la cual funcionará a 24 V y de potencia por determinar.

Los movimientos de la estructura serán impulsados mediante dos baterías situadas debajo del chasis de la estructura en la parte delantera, para facilitar la conexión con las baterías del vehículo y su recarga.

La estructura dispondrá además de conexión eléctrica a la red y conexión de suministro de agua corriente.

El cableado eléctrico irá preferentemente por el interior del techo de la estructura reservando el espacio justo debajo del chasis para el circuito hidráulico de desplazamientos, además de los circuitos de agua sanitaria y desagüe.

2.9 Orden de prioridad de los documentos

El orden de prioridad de los documentos es el siguiente:

1º Planos

2º Anexos

3º Pliego de condiciones

4º Presupuesto

3 ANEXOS

3.1 Cálculos justificativos

El anexo de cálculos comprende la justificación de cada una de las soluciones utilizadas para la fabricación de la caja-vivienda, así como cálculos de estabilidad del vehículo y cálculos de algunos elementos críticos integrados.

La mayor parte de los cálculos aquí expuestos tendrán 2 partes, el cálculo analítico y el cálculo numérico.

3.1.1 Cálculos analíticos del autobastidor

Para el cálculo analítico del chasis se tendrán en cuenta una serie de hipótesis estudiadas en el libro “Vehículo industrial y automóvil” [12]:

- El eje tándem, que es un conjunto formado por dos ejes cuya separación no exceda 2.4 m, tendrá instalado de serie suspensión neumática regulada mediante centralita. Esto significa que la suspensión reparte el peso por igual entre los dos ejes. Esta aproximación es válida y muy cercana al caso real por eso será usada para los cálculos como primera aproximación.

3.1.1.1 Cálculo del autobastidor.

El vehículo base es un camión con una MMA de 25500 Kg, esto incluye la Tara que será de 9680 Kg según la ficha técnica del vehículo incluida en el anexo “Documentación”.

El peso estimado que el programa de diseño proporciona acerca de la estructura instalada es de 6855 Kg y su centro de gravedad se encuentra centrado respecto a la caja vivienda.

Con respecto al final del autobastidor el centro de gravedad de la caja se encuentra a 4754.5 mm, esto es a 504.5 mm por delante del 2ºEje del vehículo. Transversalmente consideraremos que el centro de gravedad se encuentra en el eje que divide el camión en dos.

Con todo ello y para simplificar el cálculo se tomará una Tara de 9680 Kg y un se estimará un peso aproximado de la estructura de 10000 Kg, con ello garantizaremos un coeficiente de seguridad suficiente para el cálculo.

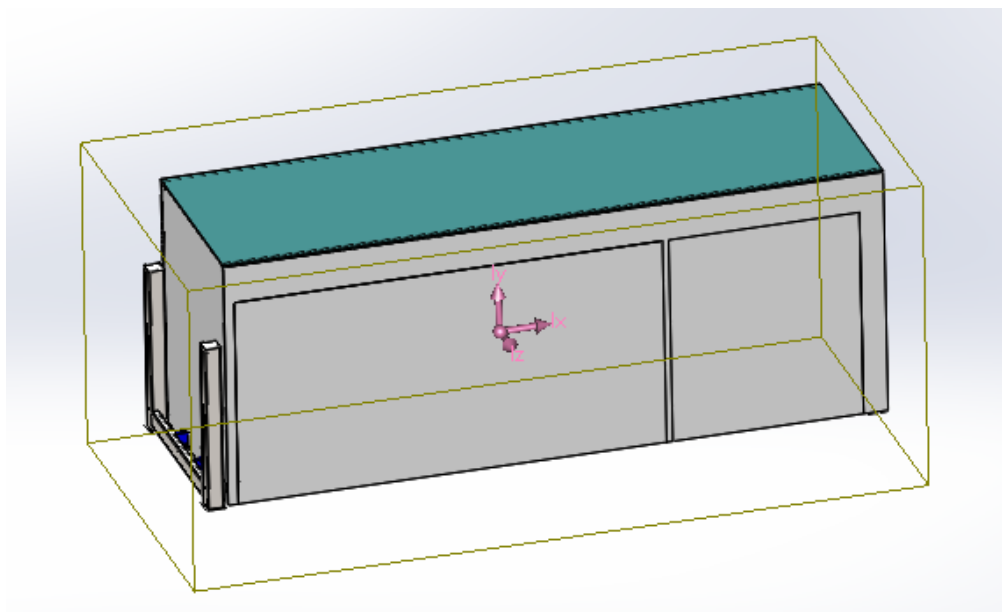


Figura 47 - Posición del CDG de la caja-vivienda

3.1.1.2 Límites de carga en cada eje

En la ficha técnica del vehículo, incluida en el anexo “Documentación”, vienen especificados los límites de peso que no se deben sobrepasar para cada eje por sus características técnicas:

	Masa (Kg)	Peso (N)
MMA 1º eje	7100	69651
MMA 2º eje	11500	112815
MMA 3º eje	7100	69651

Tabla 9 – Masas máximas autorizadas por eje

Estos pesos no deben ser superados en ningún caso ya que incurriríamos en un delito por superar la masa máxima autorizada para dicho vehículo, pudiendo ser el mismo inmovilizado, además de poner en riesgo la capacidad estructural de los elementos.

A efectos de cálculo se considera que la carga está repartida tanto longitudinalmente a lo largo del autobastidor como transversalmente respecto al plano de simetría del vehículo.

3.1.1.3 Reparto de carga debido al peso propio

Antes de realizar el análisis de los esfuerzos que actúan sobre la estructura portante del vehículo, es necesario conocer cómo se distribuye el peso de la Tara más el peso de la estructura portada sobre cada eje del vehículo.

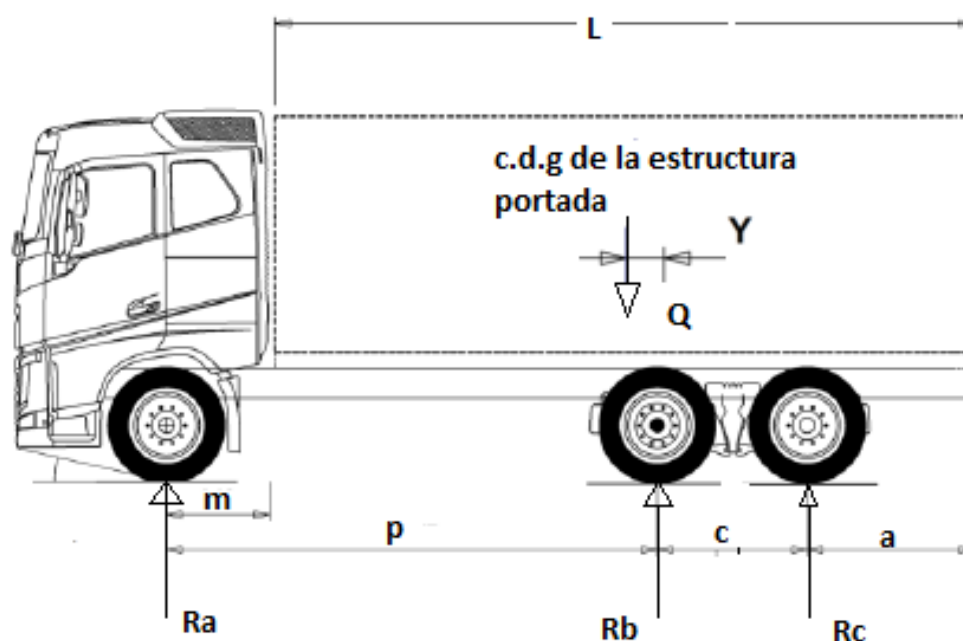


Figura 48 – Esquema 1 de distancias y reacciones.

La mayor parte de las longitudes citadas en la figura anterior pueden ser extraídas de la [Tabla 1], no obstante para recopilarlas en este anexo se volverán a citar en la siguiente tabla.

Dimensiones de la figura 48	
L (mm)	8284
p (mm)	6000
m (mm)	1520
c (mm)	1350
a (mm)	2900
y (mm)	504.5

Tabla 10 – Dimensiones para el cálculo del reparto de cargas.

La carga debida únicamente al peso del camión en chasis-cabina específica del vehículo que estamos considerando corresponde a la TARA de la ficha técnica incluida en el anexo “Documentos”.

Para calcular el reparto de carga por ejes a vehículo sin carga, se hará una primera aproximación bastante acertada tomando los pesos en cada eje de un vehículo de la misma marca y modelo.

Para ello se contemplarán los pesos por eje de un VOLVO FH12 6x2 [13], los cuales se agrupan en la siguiente tabla, en ella también se caracterizarán de forma porcentual el reparto de carga:

Peso del chasis VOLVO FH13 6x2 WB:6000		
	Peso (kg)	%
Eje delantero	4940	60.91
Bogie trasero	3170	39.08
Tara	8110	100

Tabla 11 – Pesos de un vehículo de las mismas características.

Partiendo del reparto de cargas del camión caracterizado en la [Tabla 11] se puede considerar que el peso que recae sobre el primer eje apenas variará para el camión estudiado y la diferencia entre las taras de uno y otro tenderá a repartirse sobre el eje tándem por ser éstas debidas a refuerzos y accesorios instalados en el autobastidor.

Para el camión estudiado en el presente proyecto el reparto del peso propio por ejes quedará así:

Peso del chasis vehículo estudiado	
	Peso (kg)
Eje delantero	4940
Bogie trasero	4740
Tara	9680

Tabla 12 – Reparto de cargas debido al peso propio del chasis-cabina.

3.1.1.4 Reparto de carga debido exclusivamente a la estructura (caso simplificado)

Por simplicidad en el estudio, además de por disponer de suspensión neumática en el eje tándem trasero, se puede considerar que los pesos se repartirán al 50% entre los dos ejes y por tanto solo necesitaremos calcular la reacción vertical en un punto situado en mitad de los dos, y después dividirlo entre los dos ejes por igual.

Como se dijo en apartados anteriores la carga Q (N) se considera uniformemente repartida por toda la base de la estructura y con un valor de 10000 N por simplicidad de cálculo y para obtener un resultado con un factor de seguridad suficiente.

$$Q = M \times g \quad (1)$$

$$Q = 10000 \text{ Kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 98100 \text{ N}$$

Q = Carga debida al peso de la estructura portada. (N)

M = Masa de la estructura portada (Kg)

g = Aceleración de la gravedad en la tierra (m/s²)

Para conseguir la mayor estabilidad en el vehículo se considera que la carga está uniformemente repartida en toda la caja vivienda, sin embargo una carga continua a lo largo de la longitud de aplicación y que empiece donde empieza la carga real no tiene el

centro de gravedad en la posición real, por no ser ésta última una distribución de carga continua pero por simplicidad se tomará una carga continua constante, desplazada hacia la izquierda lo suficiente para que los centros de gravedad teóricos y reales estén en la misma posición, por tanto la carga a lo largo de la longitud de aplicación quedará como:

$$Q_{\text{distribuido}} = Q/L \quad (2)$$

$$Q_{\text{distribuido}} = 98100 \text{ N} / 8.284 \text{ m} = 11842.10 \text{ N/m}$$

P = peso (N)

L = longitud de carga (m)

Las longitudes necesarias para el cálculo no corresponden a las longitudes reales por ser éste un caso simplificado a una carga continua, por tanto las nuevas medidas serán:

Dimensiones teóricas de calculo	
L (mm)	8284
p (mm)	6000
m (mm)	1353,5
c (mm)	1350
a (mm)	2900
y (mm)	504,5

Tabla 13 – Dimensiones para cálculo de reacciones

Para hallar las cargas en cada eje se hace en primer lugar una sumatoria de momentos en el 1º Eje (3), teniendo en cuenta que la carga en el 2º Eje y el 3º Eje se reparten igualitariamente, por tanto se usará un punto situado en el punto medio entre los dos ejes(Rm):

$$\sum M1Eje = (Qcdg \times (P - Y)) - (Rb \times P) - (Rc \times (P + c)) = 0 \quad (3)$$

$$Rb = Rc = Rm/2 \quad (4)$$

$$\sum M1Eje = (98100 \times (6000 - 504.5)) - (Rm \times (6000 + 1350/2)) = 0$$

$$Rm = 80765 \text{ N} \quad Rm/2 = Rb = Rc = 40382 \text{ N}$$

Para calcular la reacción en el 1º Eje se hará una sumatoria de fuerzas verticales (5):

$$\sum F_v = Qcdg - R_a - R_b - R_c = 0 \quad (5)$$

$$\sum F_v = Qcdg - R_a - R_b - R_c = 98100 - R_a - 40382 - 40382 = 0$$

$$R_a = 17334.67 \text{ N}$$

3.1.1.5 Reparto de carga debido exclusivamente a la estructura (caso hiperestático)

Para un estudio más detallado y complejo del reparto de cargas debido a la estructura portada y con el fin de tener una base más real para los cálculos de capacidad de la viga, así como momentos flectores, cortantes y flechas se realizará un estudio no simplificado del caso hiperestático.

Tomando como referencia el libro de apuntes de Elasticidad y Resistencia de Materiales II [14], mediante la descomposición en vigas isostáticas sencillas y el teorema de los 3 momentos se procederá a calcular una viga apoyada mediante 3 apoyos (no se tendrá en cuenta el desplazamiento horizontal).

Para la resolución del problema de forma hiperestática, nos valdremos de la carga continua usada en el caso anterior y en su misma posición.

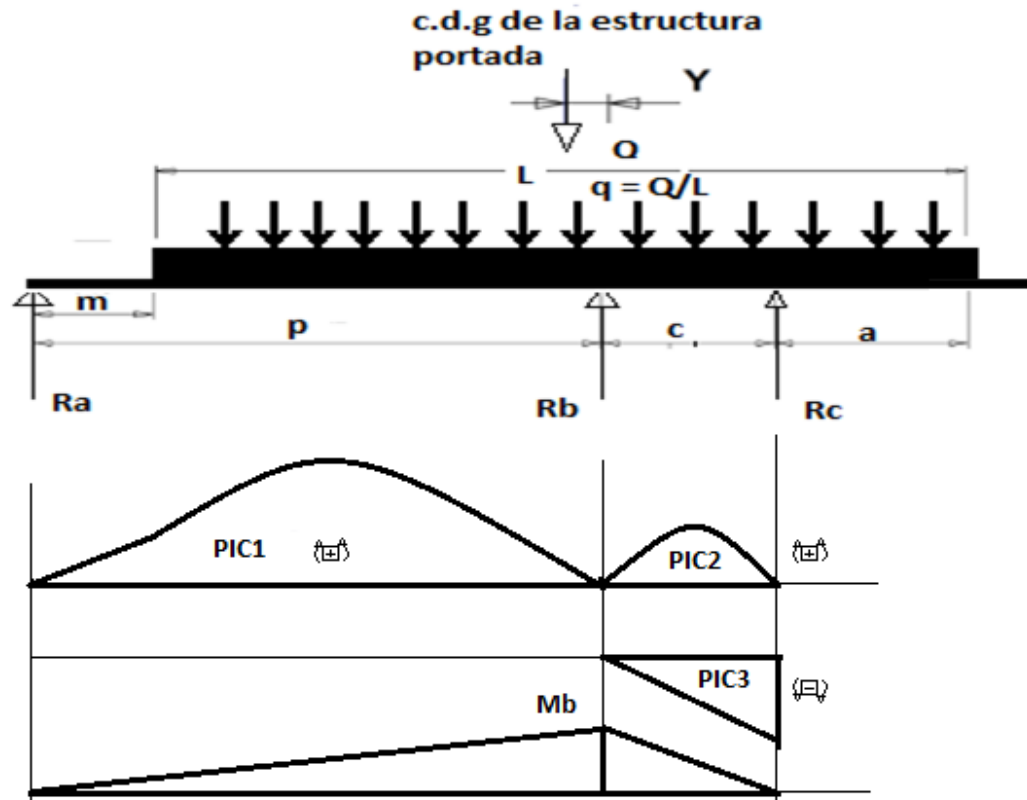


Figura 49 – Descomposición en problemas isostáticos simples

Según el teorema de los 3 momentos, dada una viga continua de material elástico lineal sobre varios apoyos simples, los momentos flectores en tres apoyos consecutivos satisfacen la relación [15]:

$$M_{k-1}L_k + 2M_K(L_k + L_{k+1}) + M_{k+1}L_{k+1} = -6\left(\frac{\Omega_k D_k}{D_k} + \frac{\Omega_{k+1} D_{k+1}}{D_{k+1}}\right) \quad (6)$$

Dónde:

M_K , momento flector en el apoyo central, apoyo k-ésimo.

M_{K-1} , momento flector en el apoyo a la izquierda, apoyo (k-1)-ésimo.

M_{K+1} , momento flector en el apoyo a la derecha, apoyo (k+1)-ésimo.

L_K , longitud del tramo de viga entre el apoyo (k-1)-ésimo y el apoyo k-ésimo.

L_{k+1} , longitud del tramo de viga entre el apoyo (k)-ésimo y el apoyo (k+1)-ésimo.

Ω_k, Ω_{k+1} , área de los momentos flectores isostáticos en los tramos L_K y L_{K+1}

D_k, d_k , son las distancias de los centroides de los diagramas de momentos flectores desde el apoyo a la derecha y a la izquierda, el producto de estos por las áreas respectivas se puede calcular integralmente o mediante tablas establecidas para según el tipo de carga y su posición.

Áreas y distancias del diagrama de momentos flectores			
	Área (m2)	Di (m)	di (m)
PIC1	185510,24	3,1052	2,8948
PIC2	2428	0,675	0,675
PIC3	20904,26	0,9	0,45

Teniendo en cuenta que el momento flector en el apoyo de la izquierda es 0, la ecuación (6) queda como sigue:

$$2M_K(6 + 1.350) - 30969.27 * 1.350 = -6\left(\frac{185510.24 * 3.1052}{6} + \frac{2428 * 0.675}{1.350}\right)$$

$$M_K = M_B = -36838.22 \text{ N*m}$$

Para hallar el resto de incógnitas, se hará una sumatoria de momentos a la izquierda y a la derecha del momento ya hallado y una sumatoria de fuerzas verticales.

En primer lugar por la izquierda:

$$\sum M_k^- = 6 * Ra - 11842.10 * \left(\frac{6 - 1,353}{2} \right)^2 = -36838.22$$

$$Ra = 15166.17 \text{ N}$$

$$\sum M_k^+ = Rc * 1.350 - 11842.10 * \left(\frac{3.637}{2} \right)^2 = -36838.22$$

$$Rc = 30728,93 \text{ N}$$

$$\sum F_v = 11842.10 * 8284 - 15166.17 - 30728.93 - Rb = 0$$

$$Rb = 52204,9 \text{ N}$$

3.1.1.6 Discusión sobre el reparto de carga del vehículo

Resumiendo los resultados anteriores y recopilando las cargas de peso propio y peso de la estructura, se tiene un total de peso en cada eje tal que así:

Caso simplificado de reparto de carga en el vehículo (N)			
	1º Eje	2º Eje	3º Eje
Peso propio	48412	23226	23226
Peso de la estructura	17334,67	40382,66	40382,66
Total	65746.67	63608.66	63608.66
Reparto de carga en el vehículo (N) - Caso hiperestático			
	1º Eje	2º Eje	3º Eje
Peso propio	48412	23226	23226
Peso de la estructura	15166,17	52204,9	30728,93
Total	63578.17	75430.9	53954.93

Tabla 14 – Reparto de cargas en cada eje.

La siguiente tabla resume los límites máximos de carga de los ejes según la homologación del vehículo, debemos considerar que el peso de la estructura se ha mayorado para suponer un caso extremo y trabajar en condiciones de seguridad.

También se ha de considerar que los límites homologados de carga máxima de los ejes están minorados por las mismas circunstancias.

	Masa (Kg)	Peso (N)
MMA 1° eje	7100	69651
MMA 2° eje	11500	112815
MMA 3° eje	7100	69651

Tabla 15 – Limites de carga / eje homologados

Como podemos comprobar, tanto en el caso simplificado como en el caso hiperestático, en ningún momento sobrepasamos las cargas homologadas de cada eje, por lo que podemos decir que el reparto de cargas del vehículo es adecuado y cumple con las condiciones normales de funcionamiento y de seguridad.

3.1.1.7 Cálculo de sollicitación por momentos flectores

Mediante el uso de la bibliografía recomendada durante el periodo académico [14] y estableciendo ecuaciones de equilibrio entre momentos se podrá realizar el cálculo de la distribución de momentos flectores a lo largo de la estructura que conforma el autobastidor.

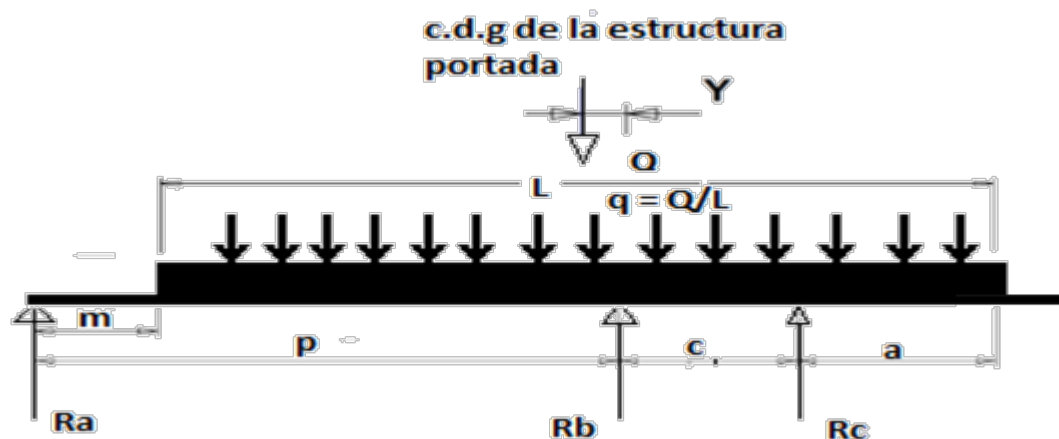


Figura 50 – Viga autobastidor simplificada

- Diagrama de momentos flectores considerando las dos vigas (en KN y m) (7)

$$M_y = 15.16 x$$

Para $0 < X < 1.35$

$$M_y = 15.16 x - 11.84 \left(\frac{x-1.35}{2} \right)^2$$

Para $1.35 < X < 6$

$$M_y = 15.16 x - 11.84 \left(\frac{x-1.35}{2} \right)^2 + 52.20 (x - 6)$$

Para $6 < X < 7.35$

$$M_y = 15.16 x - 11.84 \left(\frac{x-1.35}{2} \right)^2 + 52.20 (x - 6) + 30.73 (x - 7.35)$$

Para

$7.35 < X < 9.63$

$$M_y = 0$$

Para $9.63 < X < 10.25$

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES

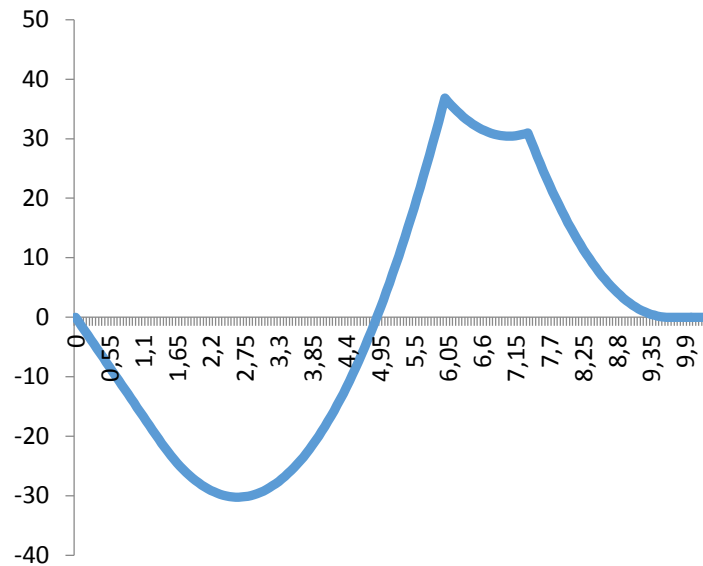


Figura 51 – Diagrama de momentos flectores

El momento flector máximo se obtiene en el apoyo central, para la posición $X=6$ y tiene un valor de: **36,8382 KN*m**

3.1.1.8 Cálculo de esfuerzos cortantes

Derivando las ecuaciones de momentos flectores se pueden hallar las ecuaciones de esfuerzos cortantes, éstos, han de ser tenidos en cuenta a la hora de dimensionar el perfil que soportará las cargas:

- Diagrama de esfuerzos cortantes considerando las dos vigas (en KN y m)
(8)

$$V_z = -15.16 \quad \text{Para } 0 < X < 1.35$$

$$V_z = -15.16 + 11.84 (x - 1.35) \quad \text{Para } 1.35 < X < 6$$

$$V_z = -15.16 + 11.84 (x - 1.35) - 52.20 \quad \text{Para } 6 < X < 7.35$$

$$V_z = -15.16 + 11.84 (x - 1.35) - 52.20 - 30.73 \quad \text{Para } 7.35 < X < 9.63$$

$$V_z = 0$$

Para $9.63 < X < 10.25$

DIAGRAMA DE ESFUERZOS CORTANTES

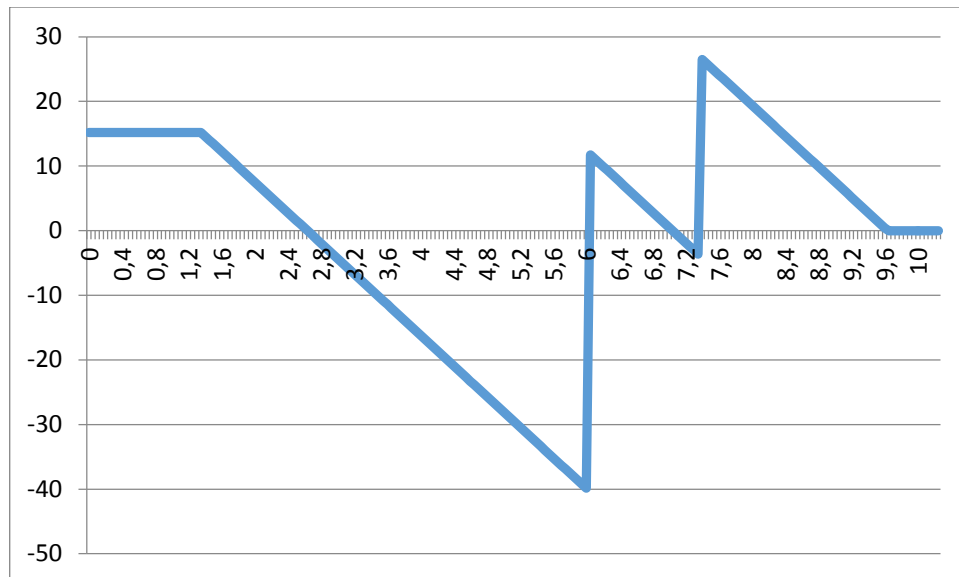


Figura 52- Diagrama de esfuerzos cortantes

El máximo esfuerzo cortantes se obtiene al igual que el flector en el segundo apoyo, $x=6$, y su valor es: **-39.86 KN**.

3.1.1.9 Comprobación dimensional del perfil

Puesto que el diseño se basa en un camión portacontenedores ya existente, se omitirá el paso de dimensionar un perfil que cumpla con los requerimientos de esfuerzos y directamente se comprobará si el perfil existente cumple las características necesarias para soportar los esfuerzos calculados anteriormente.

El autobastidor ya existente del vehículo se diseñó a partir de dos vigas UPE 300, este perfil lo podemos encontrar en multitud de prontuarios de perfiles, en el caso que nos atiende usaremos el de "Perfiles y Barras comerciales de ArcelorMittal" [11].

Con respecto al acero, las calidades más usadas para este tipo de aplicaciones y su respectivo límite elástico están en la siguiente tabla:

Calidad	Límite elástico (fy)
S235	235 Mpa
S275	275 Mpa
S355	355 Mpa
S450	450 Mpa

Figura 53 – Calidad de los aceros

La calidad del acero que tiene el bastidor del estudio será de 275.

- **Comprobación a flexión pura:**

Para que el perfil cumpla a flexión pura, la tensión equivalente, $\sigma_{x\ max}$, tiene que ser menor o igual a la tensión admisible, σ_{adm} .

$$\sigma_{x\ max} = \frac{M_y}{W_{el,y}} \leq \frac{F_y}{C} \quad (9)$$

Dónde:

M_y : Momento flector máximo.

$W_{el,y}$: Módulo elástico.

F_y : Limite elástico.

C : Coeficiente de seguridad.

En el caso estudiado el momento flector máximo se vio que se obtenía en el apoyo central, para la posición $X=6$ y tenía un valor de $-36838.22\ N\cdot m$ que afectaba a las dos vigas que componen el bastidor, para el dimensionado del perfil se usará la parte correspondiente a una sola viga, esto es, dividiendo entre dos el valor anterior: $-18419.11\ N\cdot m$.

Por otro lado el $W_{el,y}$ podrá ser obtenido del prontuario de perfiles ya citado [11], y su valor corresponde a $522000\ mm^3$.

El límite elástico para las vigas de acero S275 es de 275 Mpa (N/mm²)

El coeficiente de seguridad debido a las cargas dinámicas, se considerará un valor de 3, factor considerado de "Vehículo industrial y automóvil" de Muñoz Gracia [12], por lo que se considera como límite elástico un tercio del límite elástico real.

Teniendo en cuenta esto y según la ecuación [9]:

$$\sigma_{x\ max} = \frac{-18419.11 * 10^3}{522000} \leq \frac{275}{3}$$

$$\sigma_{x\ max} = |35.28| Mpa \leq 91.66 Mpa$$

Por lo tanto el perfil cumple perfectamente y sobradamente las solicitaciones para flexión pura.

- **Comprobación a flexión + cortante**

Para comprobar correctamente y en su totalidad la viga del bastidor hay que hacer una comprobación a un esfuerzo combinado de flexión + cortante.

Para ello primero se calcula la tensión máxima a cortante:

$$\tau_{xz \max} = \frac{V_z S_y}{b I_y} \quad (10)$$

Dónde:

V_z : Esfuerzo cortante máximo

S_y : Momento estático de media sección respecto al eje y

b : Espesor del alma de la sección de la viga calculada

I_y : Momento de inercia de la sección de la viga.

El esfuerzo cortante máximo se obtiene al igual que el flector en el segundo apoyo, $x=6$, y su valor es: -39.86 KN para dos vigas, al igual que antes, para una sola viga, el esfuerzo máximo es la mitad el resto de datos necesarios están en el prontuario de perfiles [11], pero además se debe tener en cuenta que:

$$S_y = \frac{W_{pl,y}}{2} \quad (11)$$

Dónde:

$W_{pl,y}$: Es el módulo plástico de la sección.

Una vez obtenidos los datos y volviendo a la ecuación [10]:

$$\tau_{xz \max} = \frac{V_z S_y}{b I_y} = \frac{19.93 * 10^3 * 306500}{9.5 * 78200000} = 8.22 \text{ Mpa}$$

Finalmente la tensión equivalente de Von-Mises para el caso de flexión simple es:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt[3]{\sigma_x^2 + 3\tau_{xz}^2} \quad (12)$$

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt[2]{35.28^2 + 3 * 8.22^2} = 38.04 \text{ Mpa}$$

$$38.04 \text{ Mpa} \leq 91.66 \text{ Mpa}$$

Con estos resultados se puede decir que el perfil del que ya disponía el autobastidor cumple perfectamente con todas las solicitaciones requeridas.

Además se puede calcular el factor de seguridad (FDS) total que el bastidor proporciona según su límite elástico y sus solicitaciones.

$$FDS = \frac{38.04}{275} \sim 7$$

3.1.2 Cálculos de sujeciones de estructura - vehículo

La viga sobre la que montamos el sistema twist-lock será la encargada de resistir parte de los esfuerzos de la estructura, sobre todo, es la encargada de evitar los movimientos en el plano horizontal de la estructura portada, así como su posible desacoplamiento.

Estas sujeciones son una de las partes vitales de la estructura puesto que permiten un acoplamiento fácil y rápido, además de seguro.

Es por este motivo por el que para este elemento, se hará un cálculo completo de manera analítica y numérica con el fin de comprobar tanto su resistencia como su deformación ante las solicitaciones.

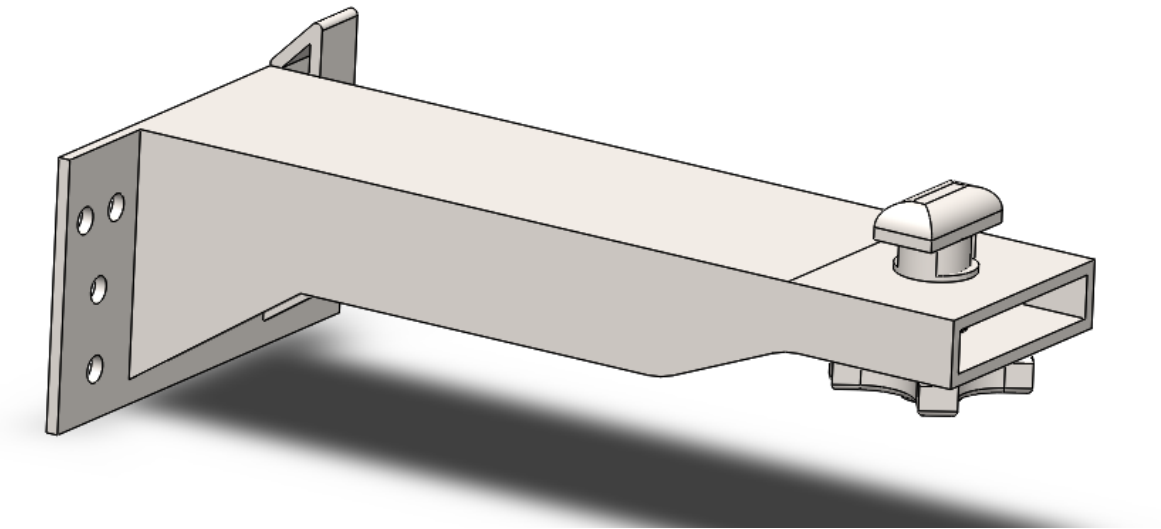


Figura 54 – Brazo de sujeción de la estructura con sistema twist lock

3.1.2.1 Área de reparto de pesos de la estructura portada.

En primer lugar y con el objeto de conocer la magnitud de las cargas que soporta el elemento estudiado, se procederá a calcular el área total que la estructura apoya sobre el vehículo.

Una vez diseñado el modelo por ordenador, es de notar que las áreas de apoyo son de 3 tipos.

- El primer tipo de apoyo, coincide con la base de las vigas de los largueros principales de la estructura portada.

Se tiene por tanto dos vigas, cada una con un área de apoyo de 6120 cm^2 .

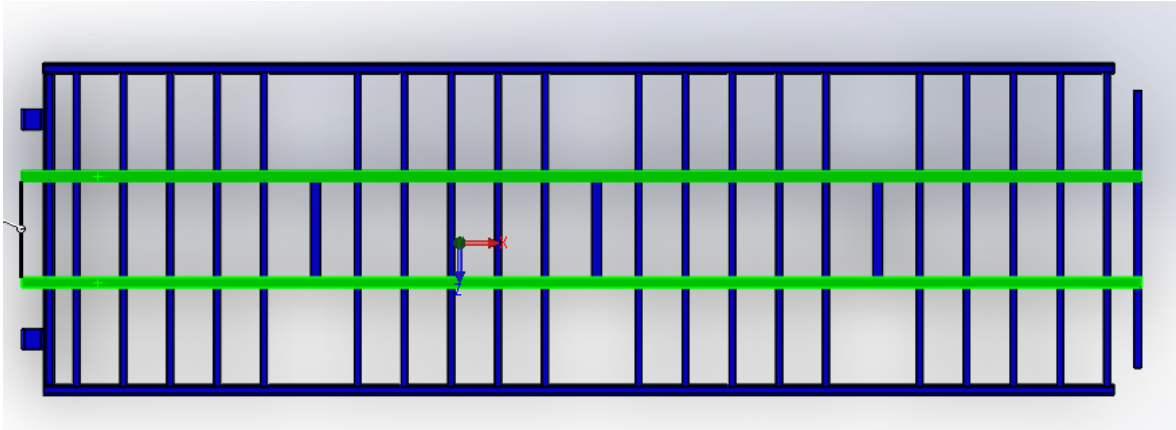


Figura 55 – Áreas de apoyo en el chasis

Área total de apoyo en los largueros: 12240 cm²

% del total del área apoyada: 91.47%

- El segundo tipo de apoyo corresponde al área donde la estructura apoya sobre los brazos con sistema twist-lock y es la cual nos atañe en este estudio.

Tendremos cuatro apoyos de este tipo, cada uno con un área de 244,73 cm²

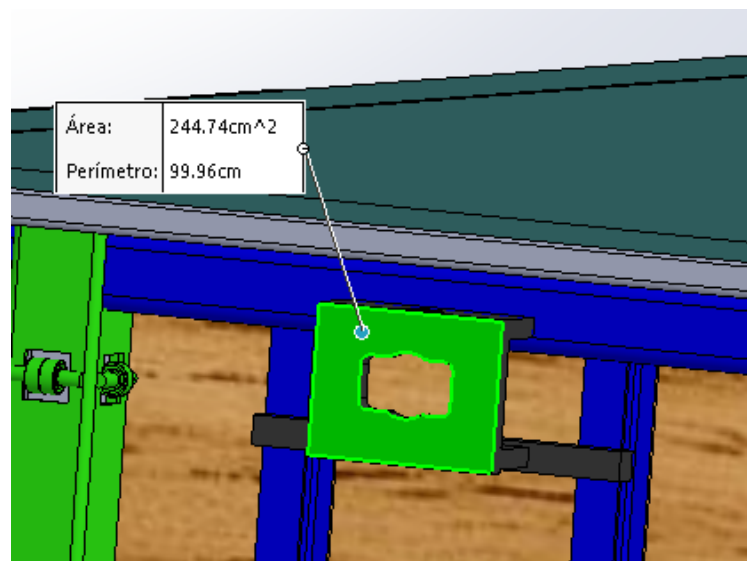


Figura 56 – Área de apoyo en el amarre del twist-lock

Área total de apoyo en los amarres twist-lock: 978.96 cm²

% del total del área apoyada: 07.31 %

- El último tipo de apoyo y el más insignificante en cuanto a área de apoyo viene dado por el elemento de centraje del chasis portado con el bastidor. Cada uno de estos elementos hace apoyar 4 pequeñas áreas, en total 8, con una superficie de 20.13 cm².

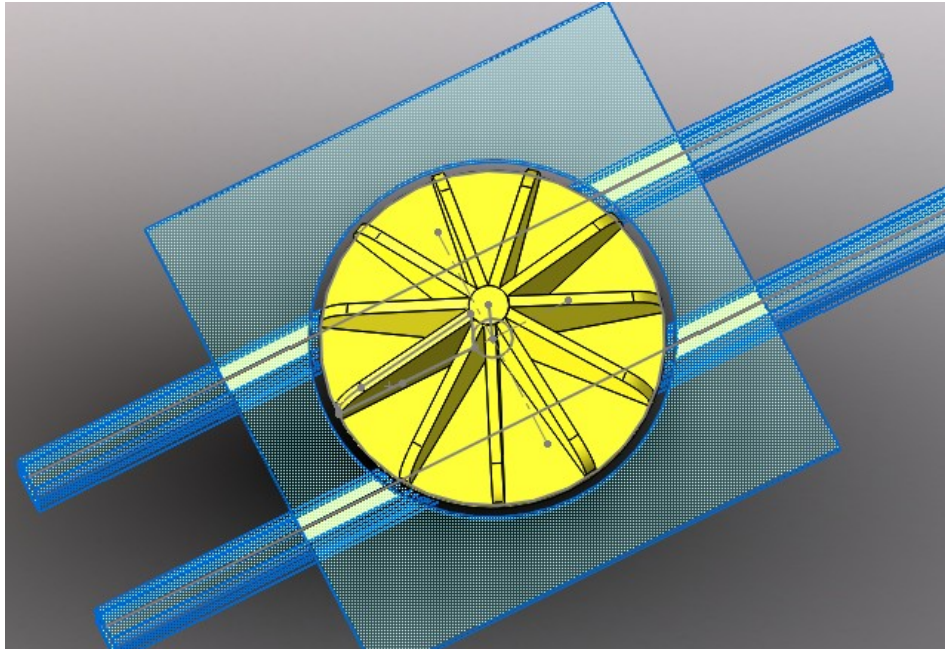


Figura 57 – Área de amarre en los apoyos de los centradores

Área total de apoyo en los centradores: 161.04 cm²

% del total del área apoyada: 1.20 %

Con estos resultados obtenidos se considera para un análisis más estricto, que en lugar de recaer sobre los brazos twist-lock un 7,31%, sobre ellos recaerá un 10% del peso total de la estructura.

Esto es, un 2,5% del peso total de la estructura sobre cada uno de los brazos.

Para cálculos anteriores, se estimó, mayorando en gran medida el valor, que el peso de la estructura portada era de 10000 Kg, o lo que es lo mismo, 98100 N.

Es decir, sobre cada uno de los brazos twistlock recaen 250,25 Kg o 2452.5 N.

Teniendo todos estos datos, se procede a calcular el brazo a flexión, cortante y flecha.

3.1.2.2 Cálculo de momentos flectores en el brazo soporte.

La viga está sometida principalmente a un esfuerzo de flexión debido a que el empotramiento sucede en el principio de la misma y tenemos una carga al final.

Esta situación de carga hace flectar la viga en el eje “y” por lo que será necesario realizar una comprobación analítica para ver la resistencia del perfil usado.



Figura 58 – Brazo twistlock sometido a carga

- Cálculo de las reacciones:

Haciendo una sumatoria de fuerzas verticales, se podrá calcular la reacción vertical del empotramiento.

$$\sum F_v = P * d - R_v = 0 \quad (13)$$

Dónde:

P: Valor de la carga distribuida por unidad de longitud.

d: Longitud de aplicación de la carga distribuida.

R_v: Reacción vertical en el empotramiento.

P, será igual a la carga que soporta el área del twist-lock dividida entre la longitud de aplicación:

$$P = Q/d = 2454.5/150 = 16350 \text{ N/m}$$

$$P * d = R_v = 2452.5 \text{ N}$$

Mediante una sumatoria de momentos desde el punto situado en el empotramiento, se deducirá el valor del momento aplicado en el mismo.

$$\sum M = P * d * a \quad (14)$$

Siendo “a” la distancia desde el empotramiento hasta el centro de la carga continua.

$$M = P * d * a = 2452.5 * 0.661 = 1621.10 \text{ Nm}$$

- Cálculo de las ecuaciones de momentos flectores.

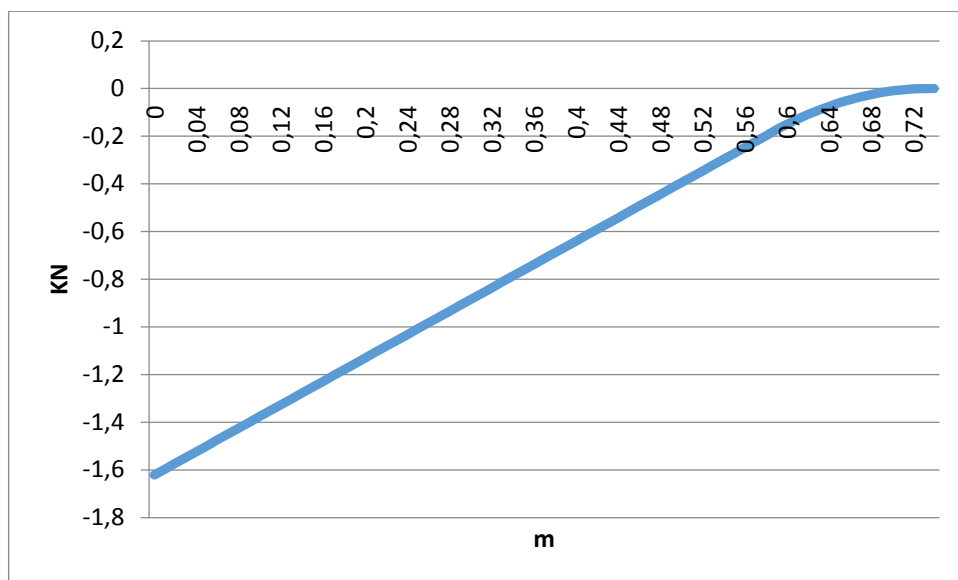
Calculando las ecuaciones de flectores de la manera estudiada en la bibliografía [14], y situando el “0” de la viga en la parte derecha de la misma, resulta en KN y m:

(15)

$$M_y = -16.35 \left(\frac{x}{2}\right)^2 \quad \text{Para } 0 < X < 0.150$$

$$M_y = -16.35 * 0.150 * \left(x - \frac{d}{2}\right) \quad \text{Para } 0.150 < X < 0.736$$

DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES



El momento flector máximo se obtiene en el empotramiento y tiene el mismo valor de la reacción, para la posición $X=L$, esto es el punto más cercano a la unión con el atuboastidor, tiene un valor de: **-1621.10 N*m**

3.1.2.3 Cálculo del esfuerzo cortante en el brazo soporte

Derivando las ecuaciones de momentos flectores es posible hallar las ecuaciones de esfuerzos cortantes, éstos, han de ser tenidos en cuenta a la hora de dimensionar el perfil que soportará las cargas:

- Diagrama de esfuerzos cortantes considerando las dos vigas (en KN y m)

(16)

$$V_z = 16.35 x$$

Para $0 < X < 0.150$

$$V_z = 2452.5$$

Para $0.150 < X < 0.736$

DIAGRAMA DE ESFUERZOS CORTANTES

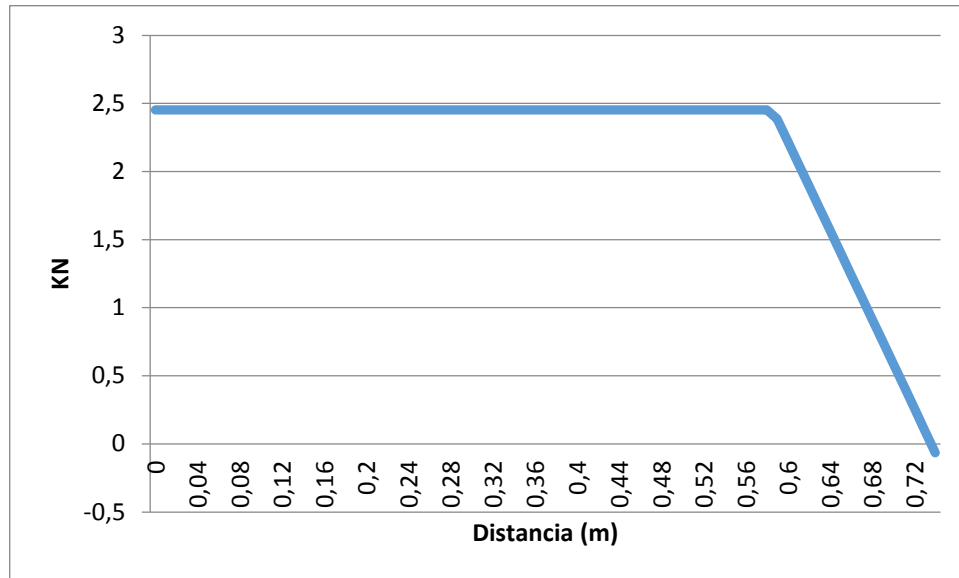


Figura 59- Diagrama de esfuerzos cortantes

El máximo esfuerzo cortantes se obtiene en el segundo tramo con un valor constante de: 2452.5 N.

3.1.2.4 Comprobación del perfil a resistencia

Ya que las mayores solicitaciones en este tipo de vigas y problemas ocurren a flexión se dimensionará o se hará la comprobación únicamente a flexión.

Se considera que la viga está hecha de acero S275 y que la sección en su zona de mayor solicitación, es decir al principio de la misma es tal que así:

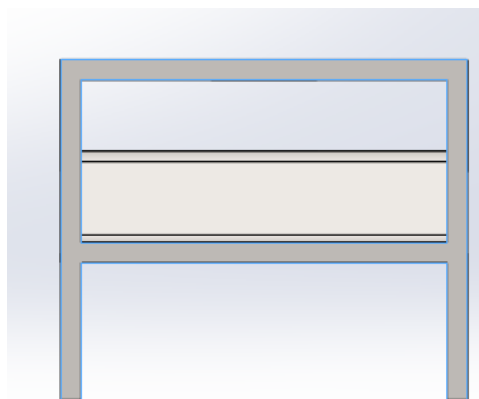


Figura 60 – Sección más solicitada a flexión

Para calcular los valores necesarios de la sección se recurre al software SOLIDWORKS el cual arroja los siguientes valores:

- Momento de inercia en el eje “y” : $2518.69 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$
- Z_{max} : 123,2 mm
- El modulo elástico de la sección se calcula como :

$$W_{el,y} = \frac{I_y}{Z_{max}} = \frac{2518.69 \cdot 10^4 \text{ mm}^4}{123.2 \text{ mm}} = 204.4 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (17)$$

Según la ecuación [9] que usamos anteriormente:

$$\sigma_{x \max} = \frac{M_y}{W_{el,y}} \leq \frac{F_y}{C} \quad (9)$$

$$\sigma_{x \max} = \frac{2452.5 \cdot 0.661 \cdot 10^3}{204.4 \cdot 10^3} = 7.9310 \leq \frac{275}{3} = 91.66$$

De la anterior ecuación se puede sacar en claro que la viga cumple muy sobradamente a la sollicitación de flexión.

Un valor útil que nos puede indicar información sobre la resistencia teórica que tendría esta sección ante sollicitaciones del mismo tipo y mayor magnitud es el factor de seguridad.

Para la comprobación, se ha usado un factor de 3 puesto que es lo que se indica en la bibliografía [12], pero el valor real es mucho más alto.

$$FDS = \frac{275}{7.9310} = 34$$

Este valor del FDS nos da una idea de lo solicitada que está la carga, mientras más alto, significa que teóricamente, la viga podría aguantar mucho más.

3.1.2.5 *Calculo de desplazamientos en el brazo soporte*

Un cálculo que aporta un valor adicional es el cálculo de la flecha que sufre la pieza una vez está sometida a las sollicitaciones.

Para el cálculo de la flecha nos valdremos del segundo teorema de Mohr:

$$y_{\max} = -\frac{1}{E I_y} \int_{x_c}^{x_d} (x - x_c) M_y dx \quad (18)$$

El teorema se enuncia así:

La longitud del segmento δcd entre un punto de la elástica “c” y el punto “d” resultante de la intersección de la tangente a la elástica desde otro punto “d” y la vertical

trazada desde “c” es igual al momento estático del área del diagrama de momentos flectores entre “c” y “d” respecto al punto “c” dividido por la rigidez a flexión siempre y cuando esta sea constante [14].

En este caso en concreto la rigidez a flexión no es constante, pero para simplificar los cálculos se hará una media aritmética de la rigidez a flexión de cada una de las secciones a lo largo del brazo.

Este valor será una estimación del valor real, que será analizado numéricamente mediante simulación por elementos finitos en los siguientes apartados.

Simplificando la ecuación [18] nos quedaría algo como:

$$\delta_{cd} = \frac{1}{E I_y} [A1 * d1 + A2 * d2 + A3 * d3]$$

Dónde:

$A1*d1$ es el área triangular del diagrama de momentos flectores en el segundo tramo, multiplicada por su distancia hasta el extremo de la viga.

$A2*d2$ es el área rectangular del diagrama de momentos flectores en el segundo tramo, multiplicada por su distancia hasta el extremo de la viga.

$A3*d3$ es el área triangular de arista parabólica del diagrama de momentos flectores en el primer tramo de la viga, multiplicado por su distancia al extremo.

$$\delta_{cd} = \frac{1}{E I_y} [2.27 * 10^{11} + 4.7749 * 10^{10} + 1.034 * 10^9]$$

El momento de inercia medio a lo largo de longitud de la viga, es la media entre los momentos calculados en las tres distintas secciones mediante métodos computarizados es igual a $1210.11 * 10^4 \text{ mm}^4$.

El módulo de Young del acero es $2.1 * 10^5 \text{ N/mm}^2$

Por tanto la flecha obtenida tiene un valor de:

$$\delta_{cd} = 0.108 \text{ mm}$$

Lo que supone un desplazamiento vertical de un 0.01 % del total de la longitud.

Esto era de esperar, dado la baja sollicitación de la viga y sus capacidades resistentes.

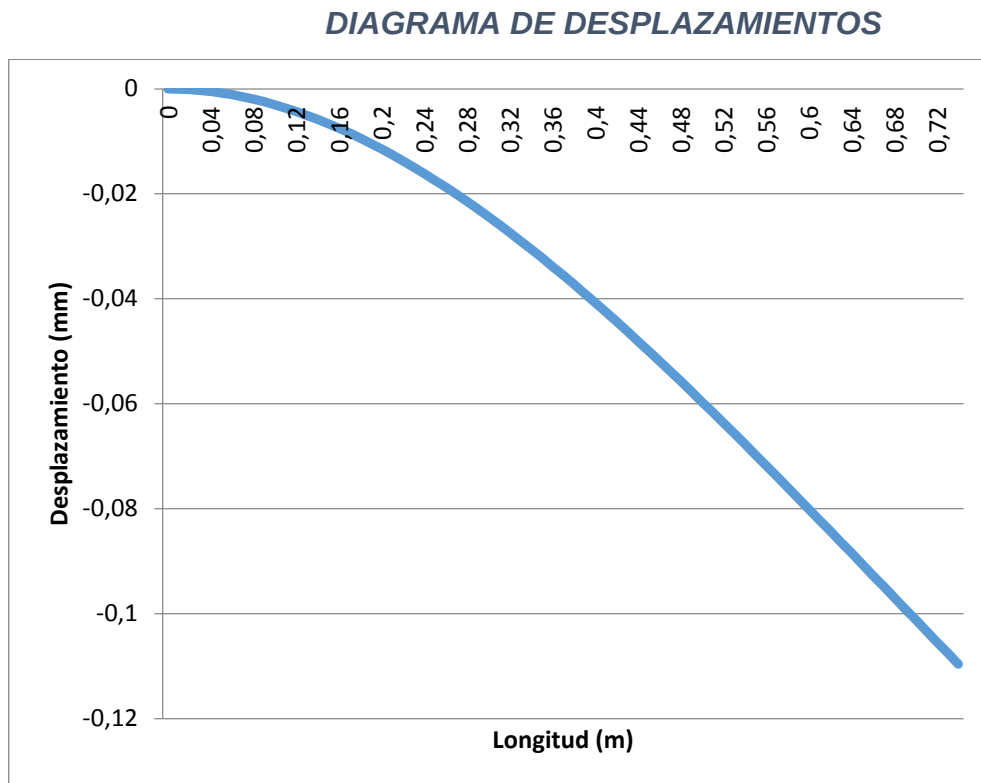


Figura 61 – Diagrama de desplazamientos de viga twist-lock

3.1.2.6 Cálculo mediante simulaciones numéricas

Ya que esta pieza es de vital importancia en el diseño de la estructura, y soportará las cargas de la estructura una vez se desplace por carretera, se hará una simulación numérica complementaria, la cual estará en concordancia con los cálculos analíticos.

Una vez diseñada la viga en el programa SOLIDWORKS, se hará un análisis estático teniendo como apoyos los 9 tornillos situados en la placa plana del inicio de la viga.

Se define en primera instancia el material del que estará fabricada la viga, recurriendo a la base de datos de SOLIDWORKS escogeremos Acero S275JR.

Situaremos las cargas en el extremo de la viga sobre el que apoya la contraparte del twist-lock, esto es la parte que irá unida a la estructura y el área de apoyo sobre el brazo soporte.

Se define una fuerza de 2452.5 N distribuida en el área cuadrada del final de la viga. Además se define también la aceleración de la gravedad como 9,81 m/s² para un análisis más realista.

Se ejecuta el análisis y el programa procede al mallado de la pieza y a la simulación ante esfuerzos.

3.1.2.6.1 Cálculo numérico de la tensión de Von Mises (Mpa)

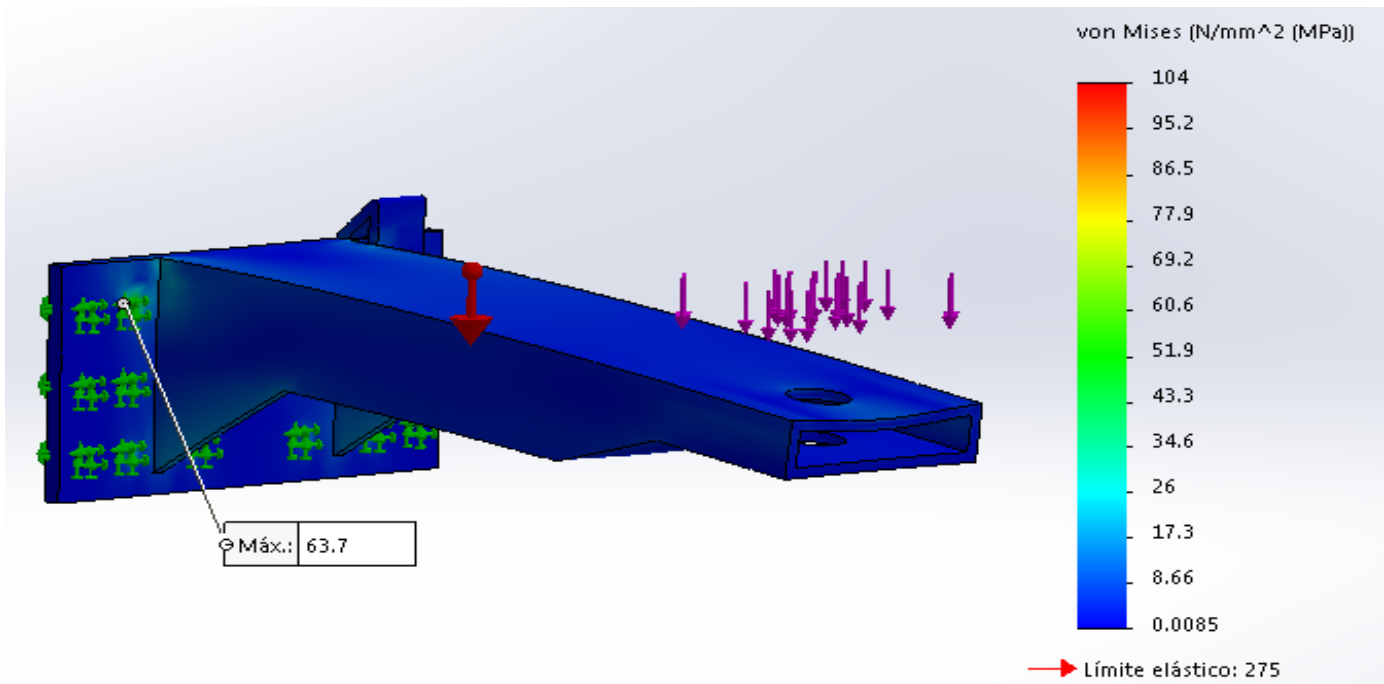


Figura 62 – Cálculo de la tensión de VON MISES (SOLIDWORKS)

De la imagen anterior se puede concluir que la tensión a lo largo de la viga es mínima, alrededor de los 8 Mpa que resultó la máxima del cálculo analítico.

Los puntos de tensión máxima se sitúan alrededor de los tornillos hexagonales que sujetan la pieza al bastidor siendo la máxima de 63.7 MPa, situada en los tornillos superiores interiores por ser una pieza simétrica.

No obstante en ningún momento se supera el límite elástico del material de 275 Mpa.

3.1.2.6.2 Cálculo de FDS de forma numérica

Al igual que se hizo de manera analítica y por ser de manera numérica un método con el que es bastante visual de ver la magnitud de las cargas de la viga y su capacidad para soportarlas, se realiza también un análisis de factor de seguridad mediante ordenador:

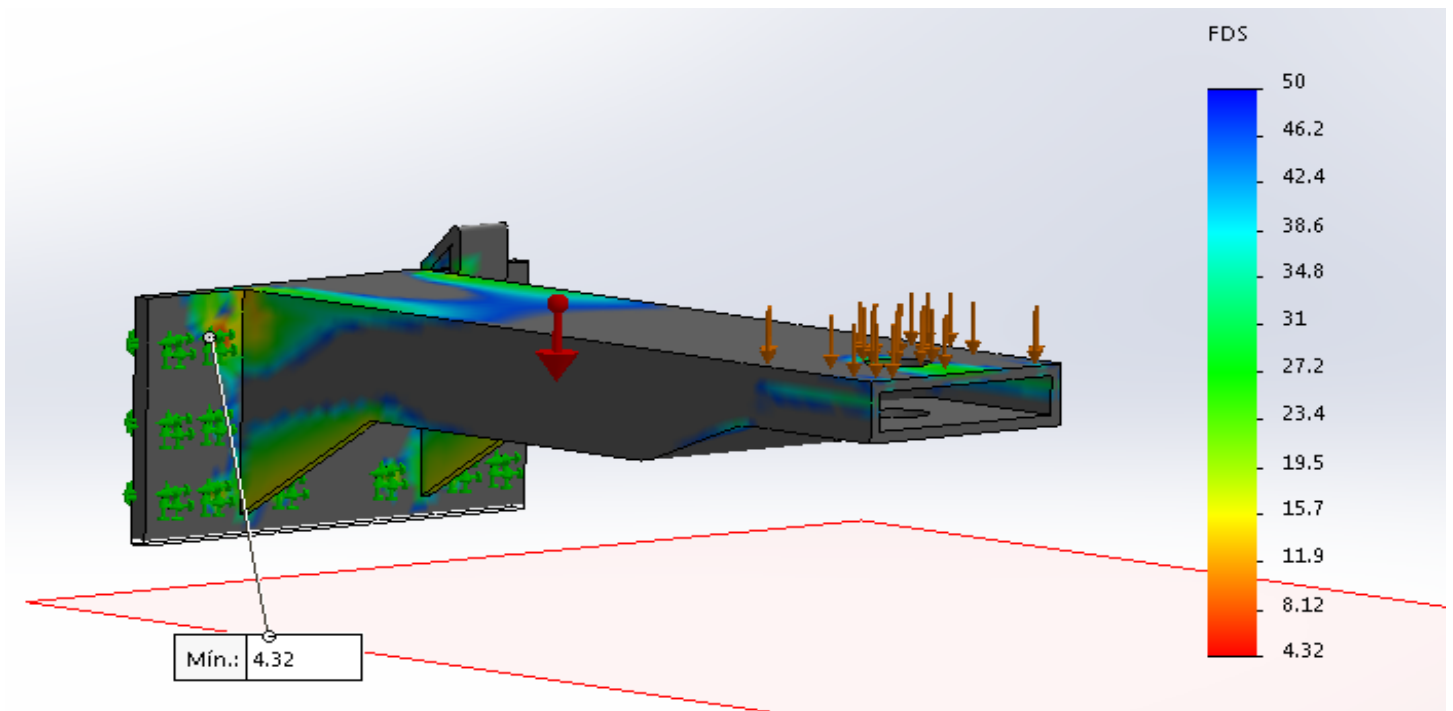


Figura 63 – Análisis de FDS de la viga twist-lock

En este análisis se ha configurado la elección de los colores de manera que los grises representan un FDS por encima de 50, de esta forma podremos acotar los factores de seguridad más críticos de manera más visual.

Se puede ver que los puntos donde el factor de seguridad es amarillo o rojo, son los puntos donde el factor de seguridad es menor y por tanto los puntos más críticos de la pieza.

El valor mínimo de FDS se encuentra al igual que las máximas tensiones alrededor de los agujeros de los tornillos superiores interiores y tiene un mínimo de 4.32, valor suficiente para la aplicación que cumple la pieza.

3.1.2.6.3 Desplazamientos URES

El último cálculo numérico que se aplicará a la pieza estudiada y uno de los más importantes tanto a nivel visual como a nivel funcional es el cálculo de los desplazamientos, es decir, lo que se desplaza la pieza en sus distintas zonas una vez sometida a carga.

Para ello se realiza un análisis de desplazamientos URES con el software solidworks.

La escala de colores indica con el color rojo las zonas donde los desplazamientos son mayores.

Como cabría esperar esta zona corresponde al extremo libre de la viga, donde recaen la mayor parte de las cargas.

El desplazamiento o flecha máxima es de 0.3 mm cuyo orden de magnitud está en concordancia con lo calculado analíticamente.

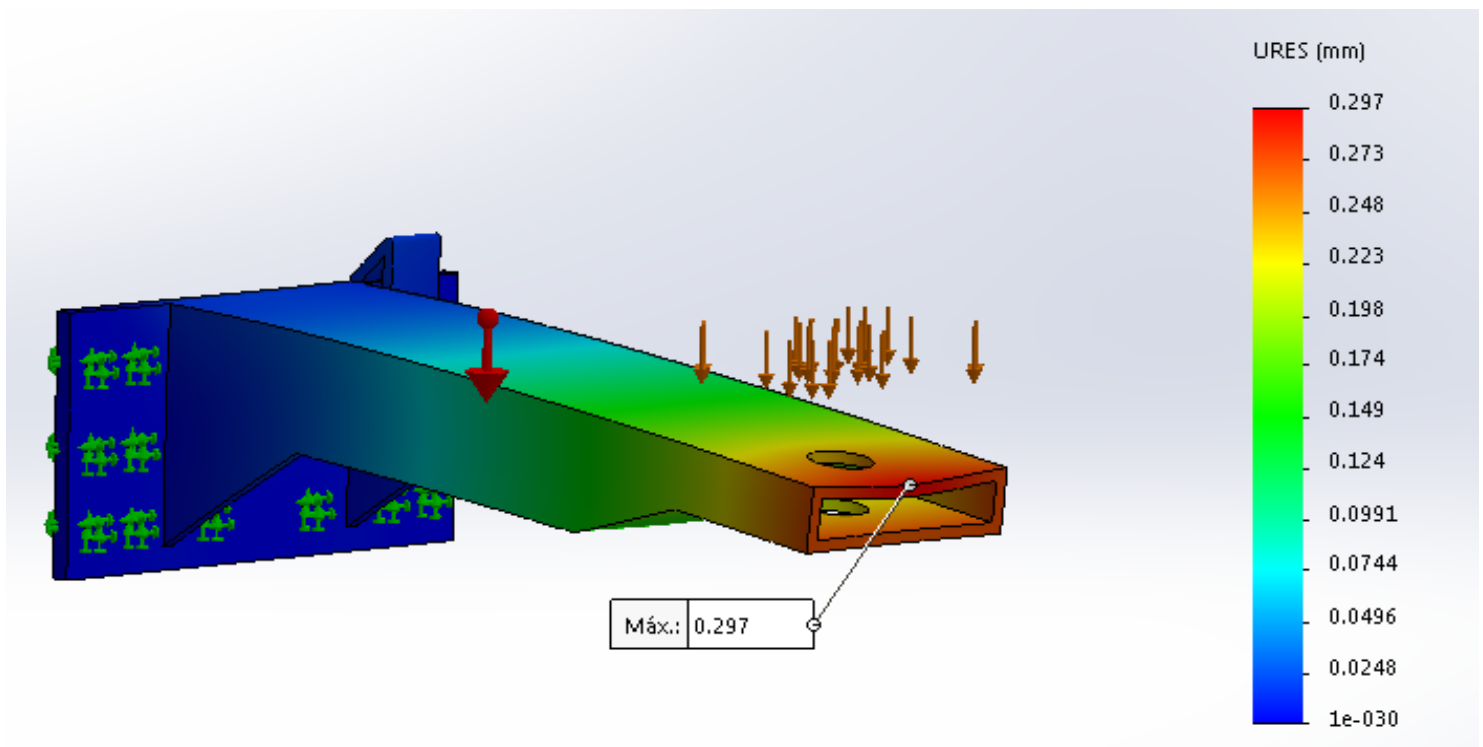


Figura 64 – Desplazamientos URES en viga twist – lock

3.1.2.6.4 Comparación de resultados

Como se ha visto a lo largo de los cálculos los valores calculados de manera analítica y de manera numérica están en consonancia.

- Los valores de tensión de Von Mises tienen valores entre 7 Mpa y 10 Mpa a lo largo de la mayor parte de la viga, de forma analítica el valor máximo se situaba en 7.93 Mpa.
- Los valores máximos de tensión no coinciden porque de manera analítica se calcula una viga empotrada en el extremo y no se tiene en cuenta que su unión es atornillada.
- Los valores de FDS medio coinciden de forma analítica y numérica en la zona estudiada analíticamente.
- Los valores de desplazamientos coinciden tanto en la zona resultante como en la magnitud del valor.

Los valores de desplazamientos de manera analítica tienen un valor de 0.108 mm y de manera numérica un valor de 0.297 mm. Esta diferencia de valores es debida a la simplificación que se comete de forma analítica al suponer la rigidez a flexión como la media entre la rigidez de los perfiles, además de suponerla constante.

3.1.3 Análisis numérico de la estructura portada fija

La estructura portada objeto principal de este estudio, se compone de varias partes fácilmente distinguibles:

- Una estructura fija, compuesta de los dos largueros principales, los travesaños, y los pórticos que sostienen el techo y las paredes.
- Estructura móvil, compuesta por 3 subestructuras que irán ancladas a la estructura fija de la manera vista en la memoria del proyecto.
- Patas de apoyo, formadas por vigas cuadradas que sostienen cada una de las 4 esquinas que conforman la estructura fija, en el caso de las delanteras serán desplazables transversalmente a la longitud del camión para permitir la salida del mismo.

En esta parte del anexo, se analizará mediante métodos numéricos la estructura fija, con el objeto de ver sus tensiones, desplazamientos y su factor de seguridad.

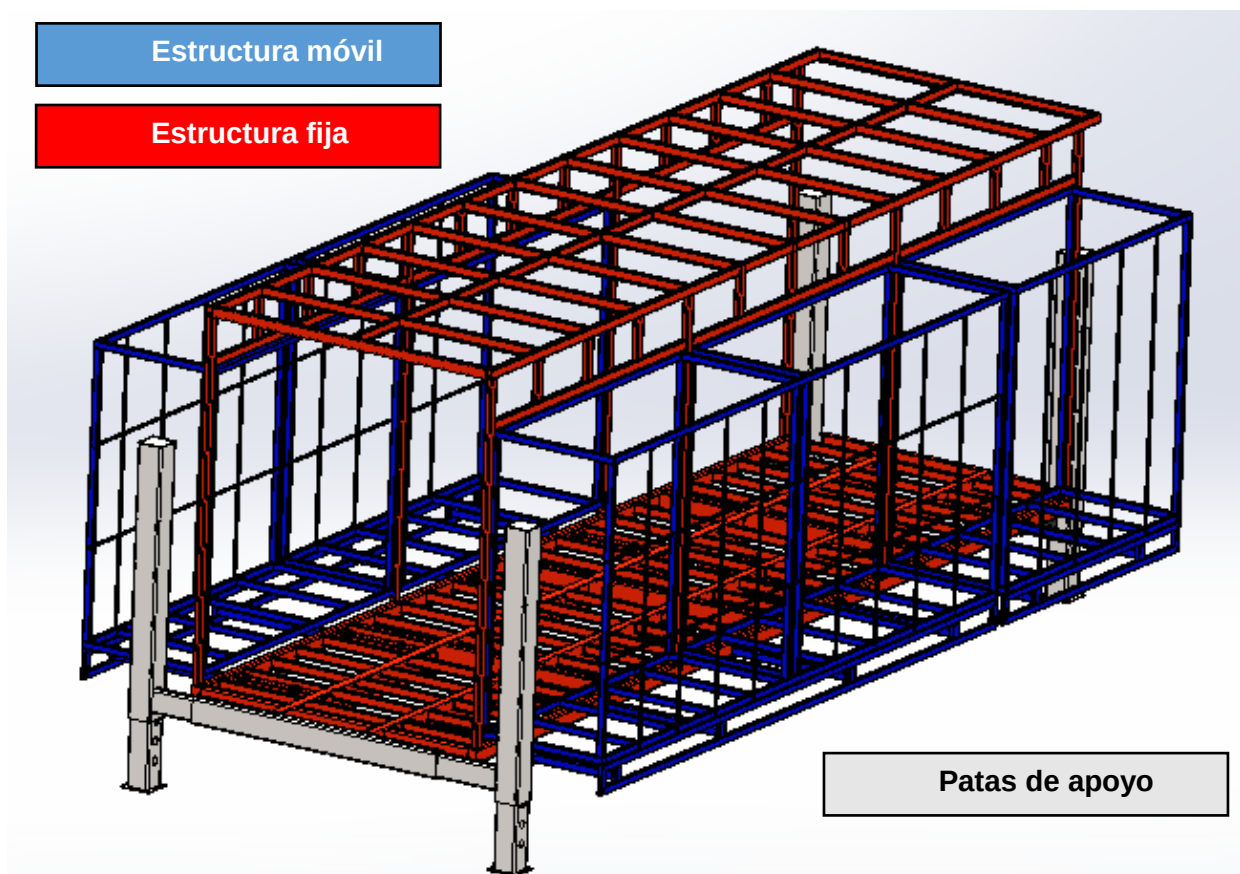


Figura 65 – Partes de la estructura portada

3.1.3.1 Análisis de la estructura fija no desplegada

La estructura fija es la base y soporte de todas las demás estructuras cuando la estructura no está apoyada al suelo.

Una vez la estructura sea apoyada sobre una superficie firme los riesgos por grandes tensiones o grandes desplazamientos se minimizan hasta hacerse casi nulos.

Sin embargo, la estructura está diseñada tanto para ser usada encima del camión portante como para ser usada suspendida en el aire y simplemente apoyada con sus patas.

Es en este último caso cuando las solicitaciones que se le requieren son más críticas, por tanto, garantizando que la estructura satisface este estado de carga, se podrá garantizar que el resto de situaciones son a su vez seguras.

3.1.3.2 Configuración de cargas y sujeciones

Para el análisis de la estructura fija se supondrá un estado de carga:

- El centro de gravedad de las tres subestructuras móviles recae dentro de la estructura fija y varía en muy pequeña medida el c.d.g total de la estructura completa.
- Una carga de 5000 N aplicada a lo largo de cada uno de los dos largueros longitudinales del techo, las cuales simularán el peso tanto del propio techo, como de las paredes que irán atornilladas de ellos.

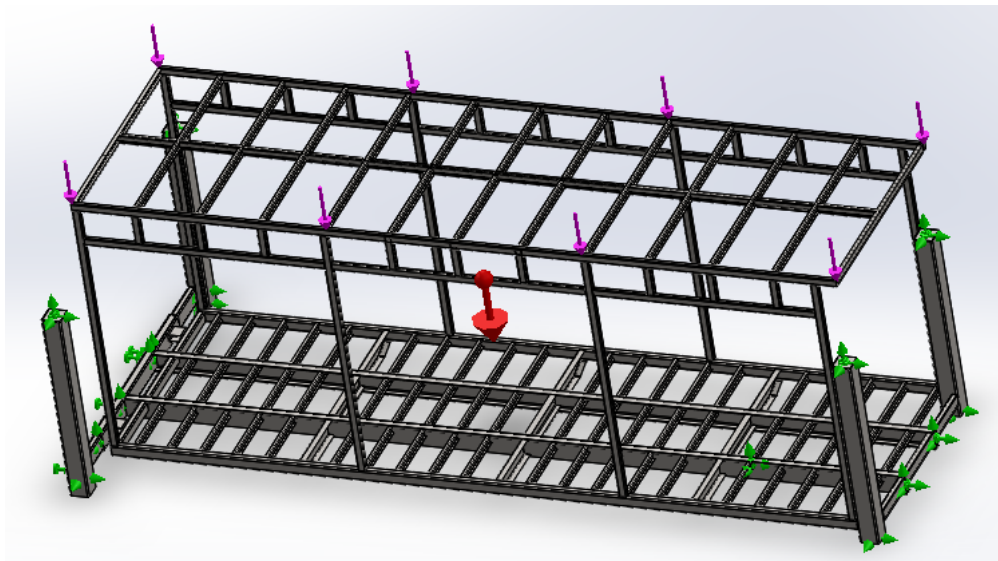


Figura 66 – Estado de carga de la estructura fija (1)

- Una carga de 2500 N aplicada a lo largo de cada uno de las barras inicial y final de la estructura del techo, que simulará el peso de la pared delantera y trasera, además de una carga repartida de 2000 N a lo largo del resto de travesaños del techo.

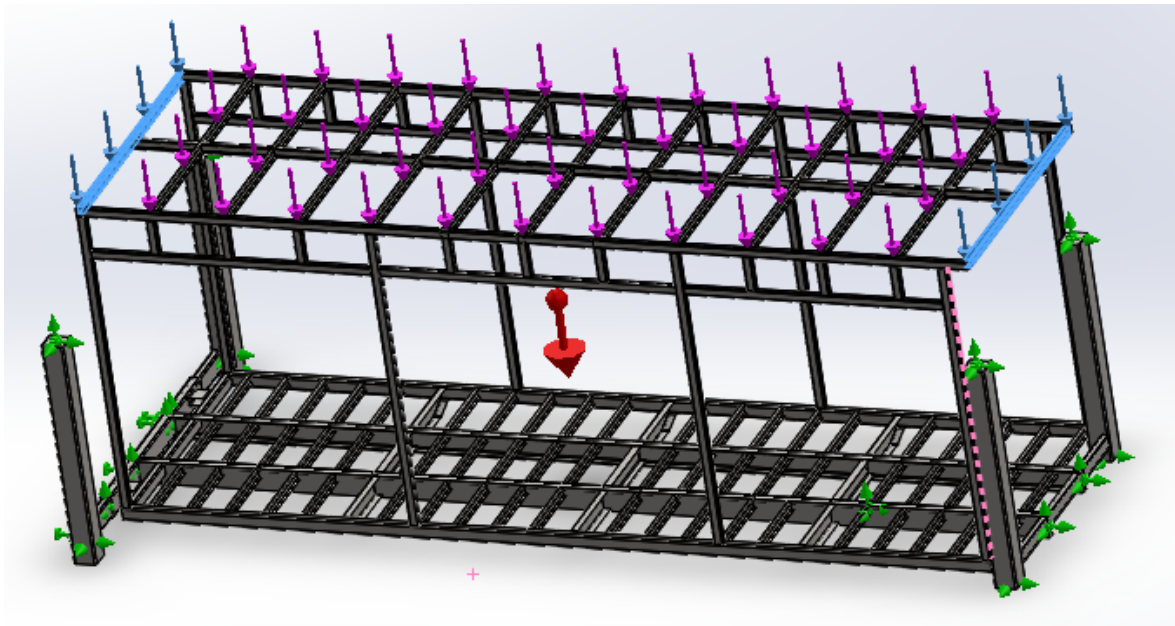


Figura 67 – Estado de carga de la estructura fija (2)

- Una carga de 853 N sobre cada uno de los travesaños que constituyen la base de la estructura fija, esto hace un total de 69 travesaños y lo que es lo mismo una carga distribuida de 60000 N.

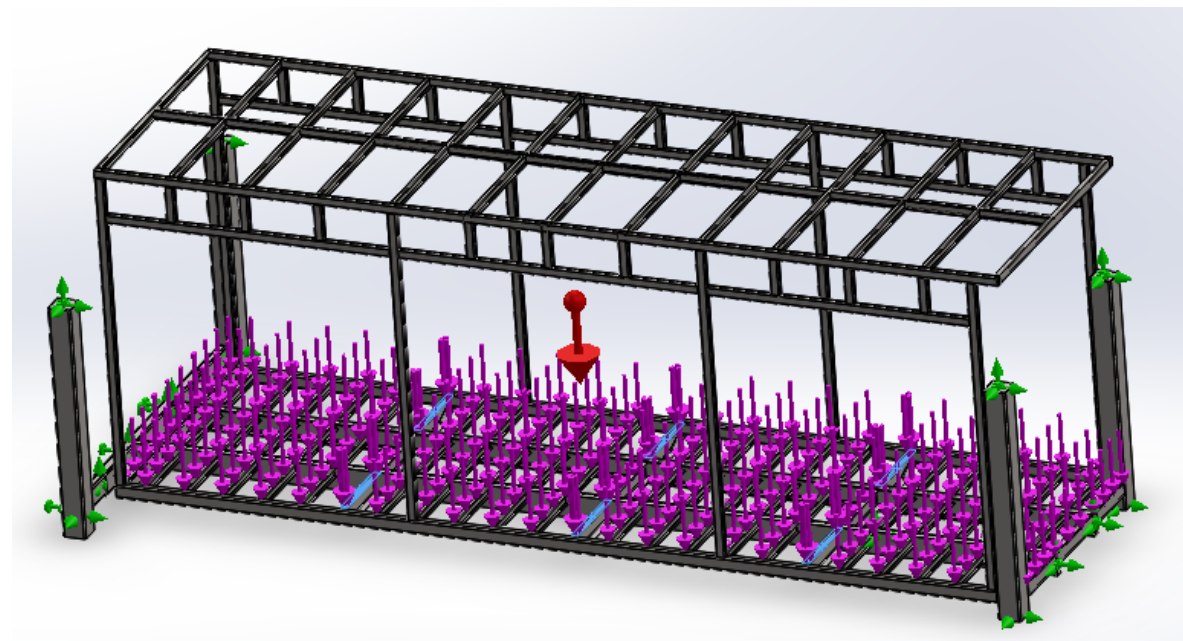


Figura 68 – Estado de carga de la estructura fija (3)

- Además de la aceleración de la gravedad : 9.81 m/s²

- Para este análisis se supondrá el momento en el cual la estructura está en un punto por encima del autobastidor del camión, suspendida en el aire y parada, puesto que será un cálculo estático. Las sujeciones del modelo 3D son:
- Las 4 patas de soporte serán fijas y se supondrán inmóviles.
- Los dos extremos de la viga delantera que une las patas será restringida como simplificación para evitar errores del análisis y porque no es objeto de este análisis la resistencia de la estructura de patas delanteras.

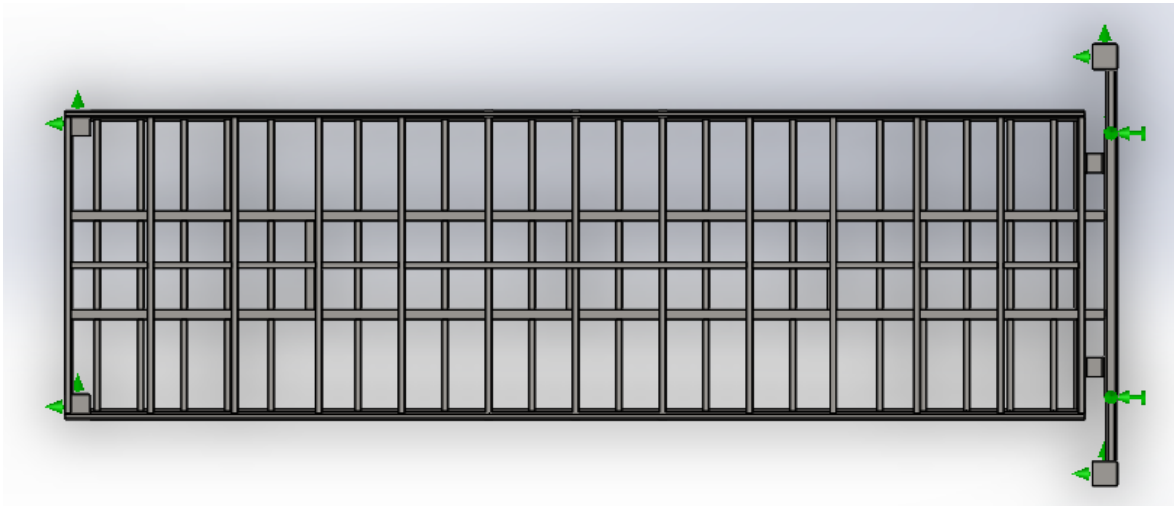


Figura 69 – Apoyos y restricciones de la estructura fija

3.1.3.3 Análisis de tensiones de estructura fija en posición elevada

Según visto en el apartado anterior, se aplicarán cargas y sujeciones, y se ejecutará el análisis, una vez mallado y resuelto se tienen los siguientes resultados:

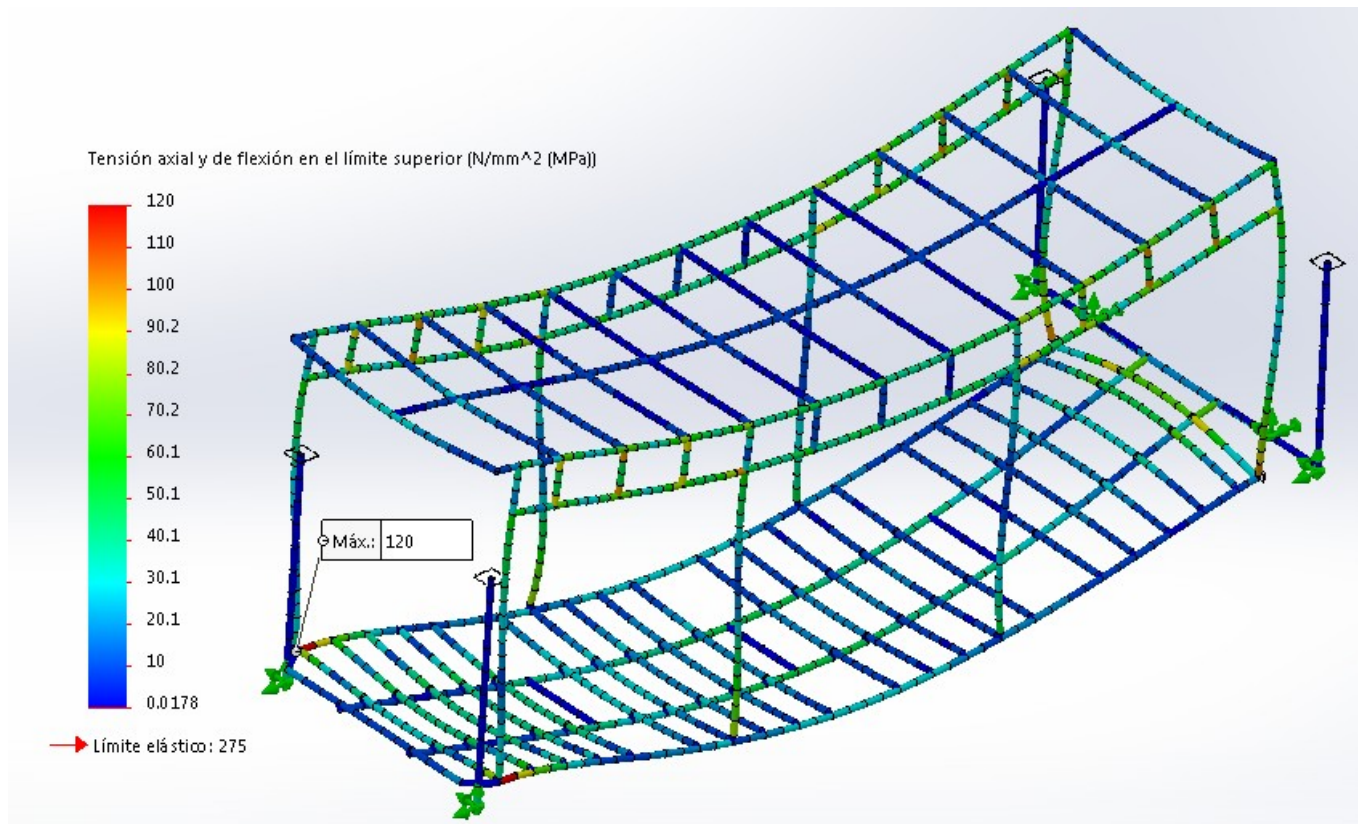


Figura 70 – Tensiones de flexión y axil en el límite último de la estructura fija

Del análisis numérico podemos extraer varias conclusiones:

- El modelo en ningún momento llega al límite plástico, se mantiene siempre por debajo del elástico, luego se puede predecir que la estructura nunca fallará por flexión en alguna de sus vigas.
- La tensión máxima que se alcanza en la estructura ocurre en las uniones de la base con las patas traseras fijas, alcanzando el valor de 120, lo que supone una tensión 2 veces menor de la permitida en esa viga.
- Las tensiones se reparten equilibradamente y de forma simétrica respecto al eje longitudinal y los máximos valores se encuentran como cabía esperar cerca de los apoyos.

3.1.3.4 Factor de seguridad de la estructura

El análisis de factor de seguridad FDS de la estructura muestra los siguientes resultados:

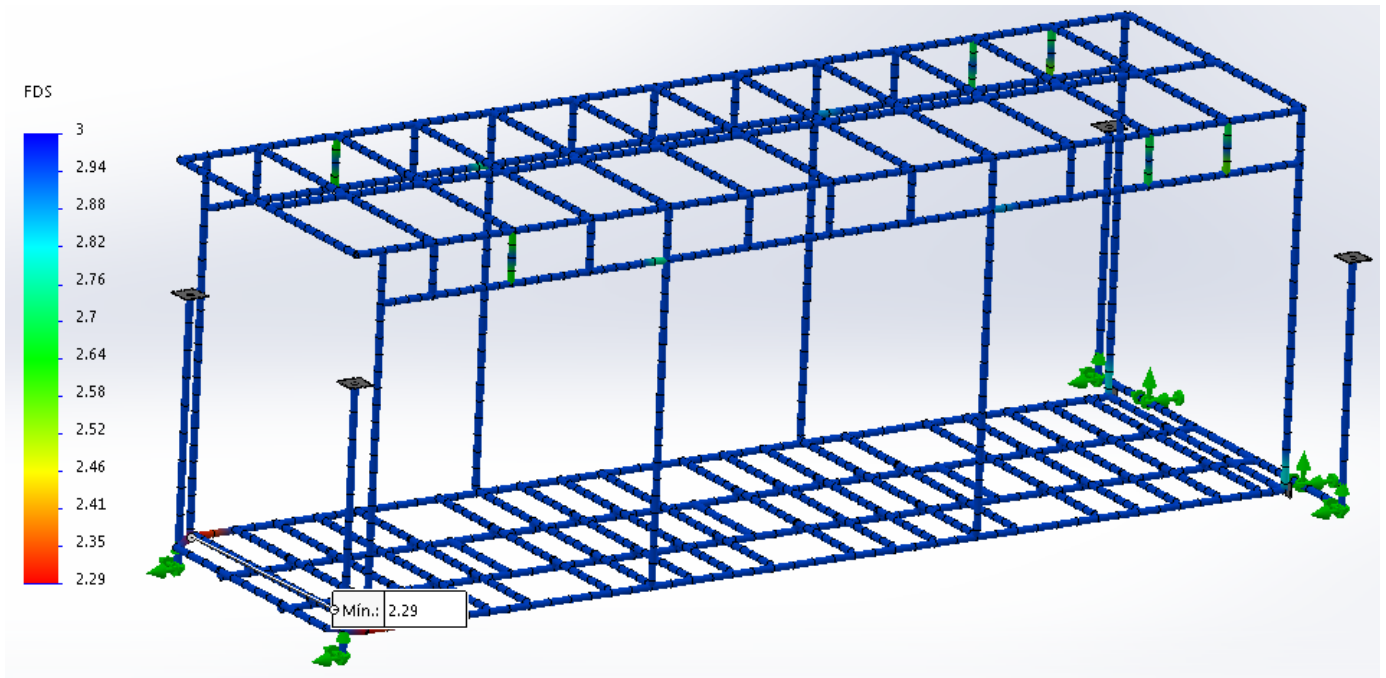


Figura 71 – FDS de la estructura fija no desplegada

- En primer lugar, se configuran los resultados para mostrar un límite superior del FDS de 3, es decir todo lo que esté por encima de 3 se mostrara igualmente como si fuera de valor 3.
- Del análisis se concluye que la mayor parte de la estructura tendrá un FDS por encima de 3, en algunos casos un valor mucho mayor.
- El valor mínimo se encuentra al igual que la tensión máxima, puesto que son equivalentes en la unión de la pata trasera con la estructura.
- El valor mínimo es de 2.29 un valor más que aceptable para éste tipo de estructura y sus solicitaciones.
- Se pueden ver algunas vigas de refuerzo de los pórticos longitudinales con un FDS rondando valores de 2.7, en estos casos podemos ver que esas zonas de la estructura sufren una mayor tensión, no obstante los valores arrojados son suficientes.

3.1.3.5 Desplazamientos de la estructura fija no desplegada.

Del análisis de desplazamientos URES se pueden extraer los siguientes resultados:

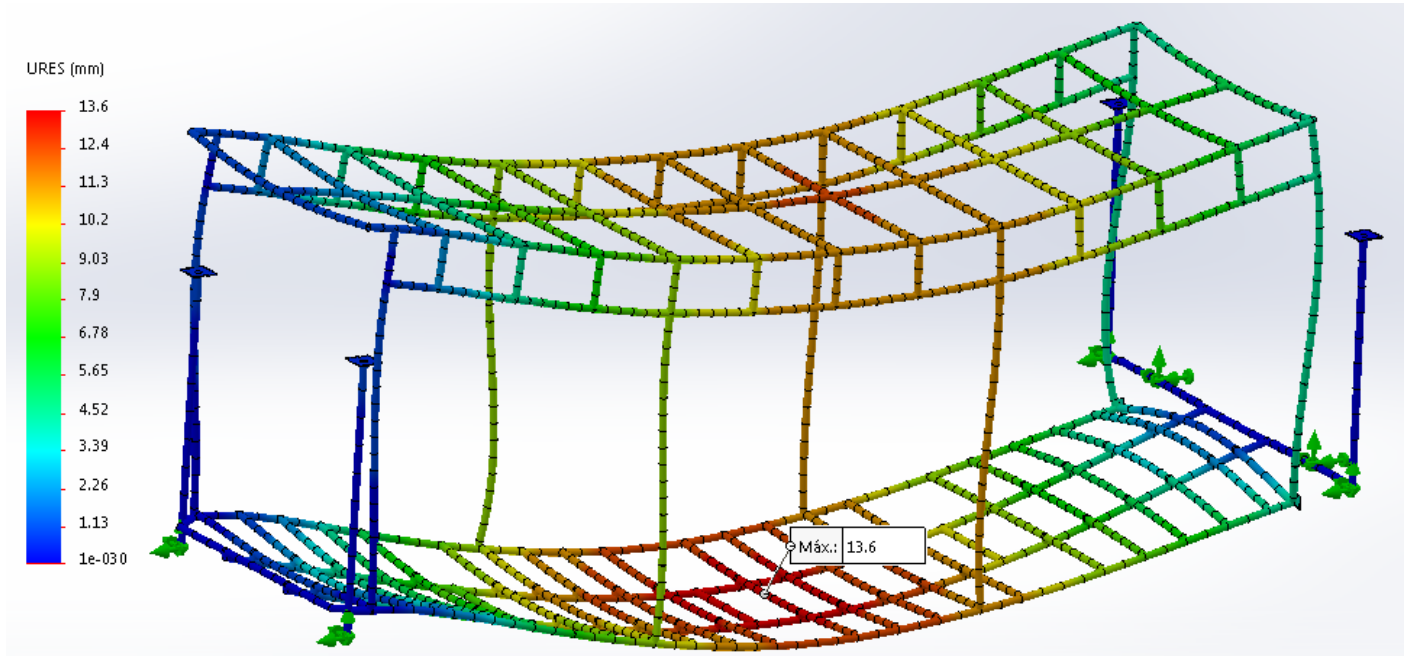


Figura 72 – Análisis de desplazamientos de la estructura fija

Del análisis de desplazamientos posiblemente sea del que más información valiosa acerca de la estructura podemos extraer, a continuación las conclusiones acerca de los desplazamientos:

- Como podíamos prever la estructura se deforma de manera simétrica respecto al centro de la estructura, alcanzando el punto máximo de deformación en el centro geométrico de la misma.
- El valor de máxima deformación es de 13.6 mm, esto a priori puede parecer un gran desplazamiento, pero si se tiene en cuenta las longitudes con las que se trata, se puede comprobar que la deformación es menor a 1/500 de la longitud total de los largueros del sobrebastidor. Además, en una longitud tan grande este desplazamiento es apenas perceptible, teniendo en cuenta que se están suponiendo cargas sobredimensionadas, los perfiles elegidos cumplen perfectamente los requerimientos a flecha.
- El carrozado del suelo con madera de una sola pieza atornillada a la base absorberá eficientemente esta deformación.
- La deformación se comporta también de manera simétrica respecto a su eje longitudinal, deformándose ligeramente más en los laterales que en el centro.

3.1.4 *Análisis numérico de la estructura móvil*

Como se dijo en capítulos anteriores, la estructura móvil es la segunda de las partes a analizar.

El objetivo de estas 3 estructuras es el de conseguir el máximo espacio habitable disponible pero pudiendo ser recogido para finalmente ser una caja sólida en modo transporte.

Como se vio, las estructuras móviles son 3, dos de ellas iguales y de mayor tamaño y una de ellas algo más pequeña.

Estas estructuras irán directamente ancladas a las dos vigas longitudinales mediante unos tubos cuadrados de gran sección los cuales incorporan rodamientos. A través de estos últimos deslizarán los tubos principales de las estructuras móviles, de manera que se logrará el desplazamiento lateral. Además de estos tubos, las estructuras apoyarán directamente en el suelo de la estructura fija, por el que deslizarán mediante unas pequeñas ruedas de plástico.

Una vez desplegada totalmente la estructura quedará sellada con la estructura fija como se describió en la memoria, unas pletinas metálicas y unos perfiles de caucho harán el sello.

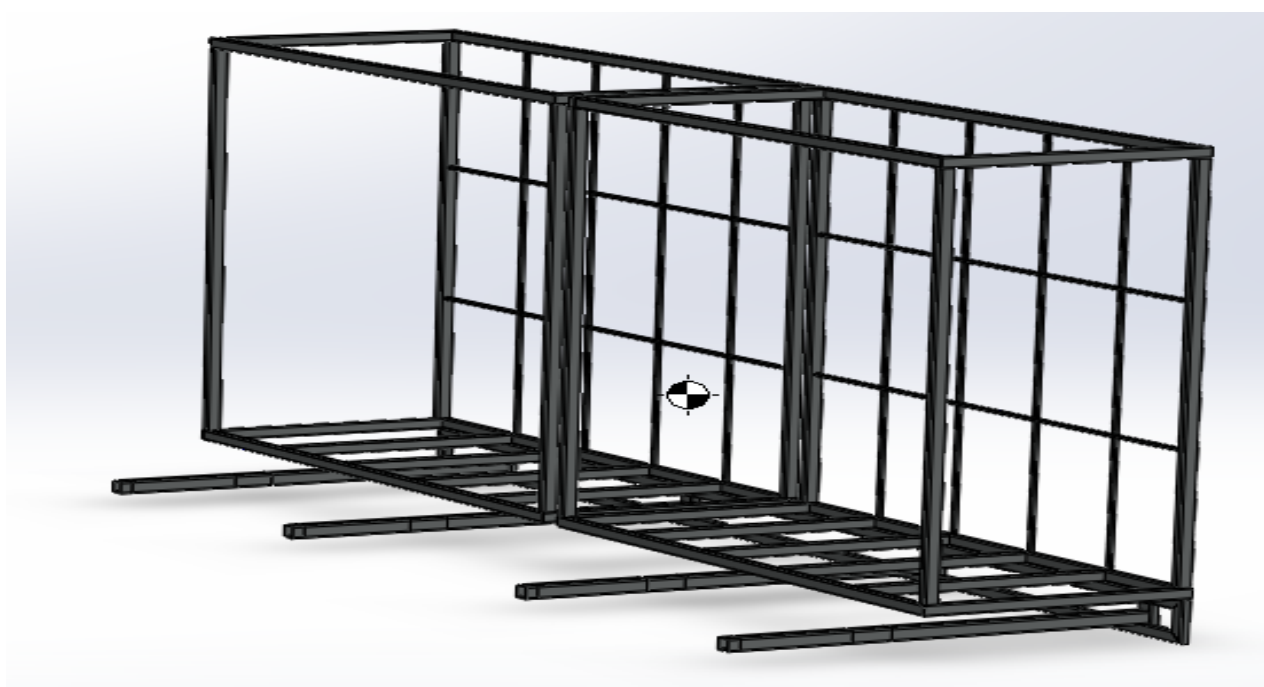


Figura 73 – Estructura móvil larga

3.1.4.1 Configuración de cargas y sujeciones

Los supuestos estados de carga para la estructura fija serán los siguientes:

- Una fuerza de 1500 N aplicada a lo largo de la longitud de la viga que simulara de manera sobreestimada el peso que supone la pared que irá atornillada a esa viga.

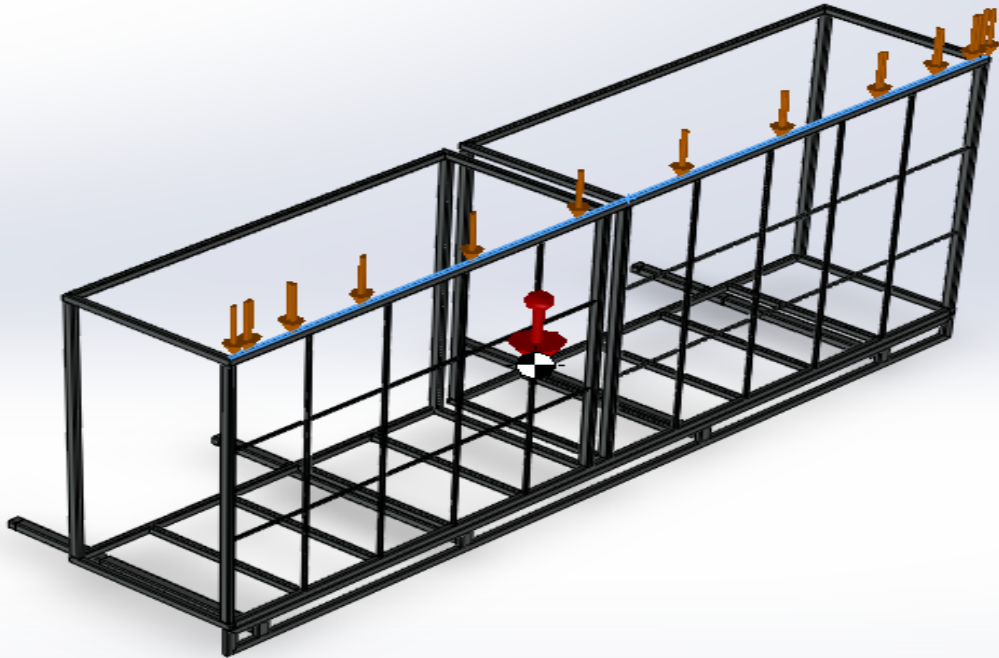


Figura 74 – Fuerza que ejerce la pared sobre la estructura móvil

- Un peso de 600 Kg repartido en toda la superficie del suelo de la estructura, lo que hace una fuerza de 5886 N

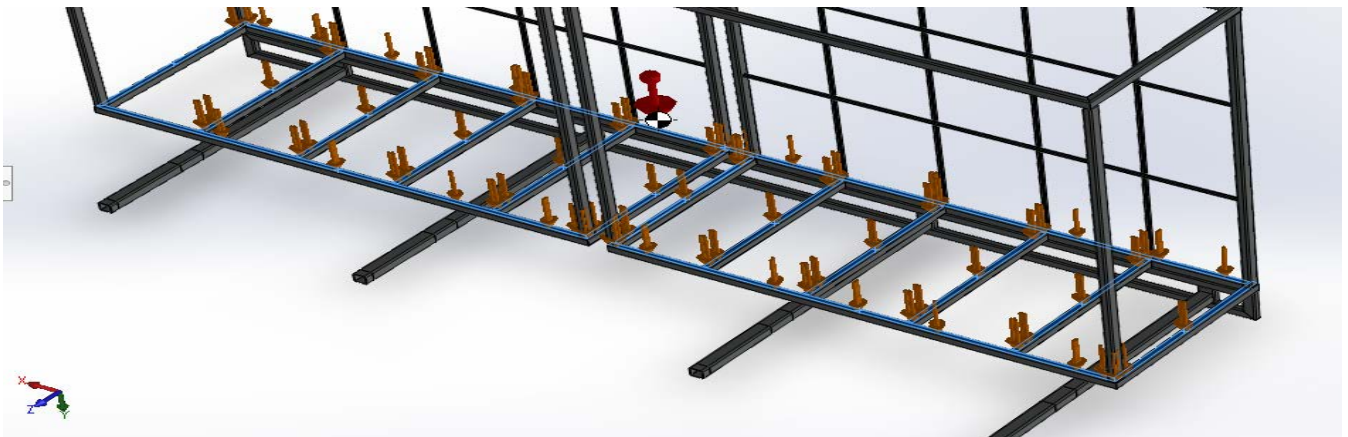


Figura 75 – Peso distribuido en la base de la estructura móvil

- Una fuerza de 1000 N repartida sobre la superficie donde apoya el techo, para asegurar su resistencia a éste, además del posible efecto de cargas climáticas o de mantenimiento.

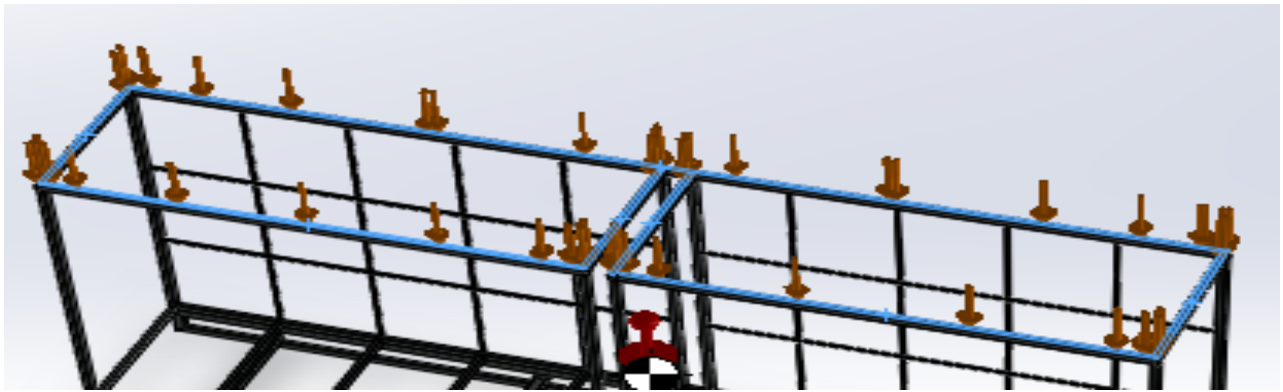


Figura 76 – Carga sobre el techo de la estructura móvil

- Por el último el peso propio de la estructura debido a la aceleración de la gravedad: 9,81 m/s²
- Las sujeciones de la estructura se configuran de la siguiente manera:
 - Fijaciones de tipo rodillo en las vigas que conectan la estructura móvil con la fija, de modo que permite deslizar en la dirección de apertura pero no hacia arriba o abajo. Esto es así para simular la sujeción que ejercen los rodamientos sobre los tubos.

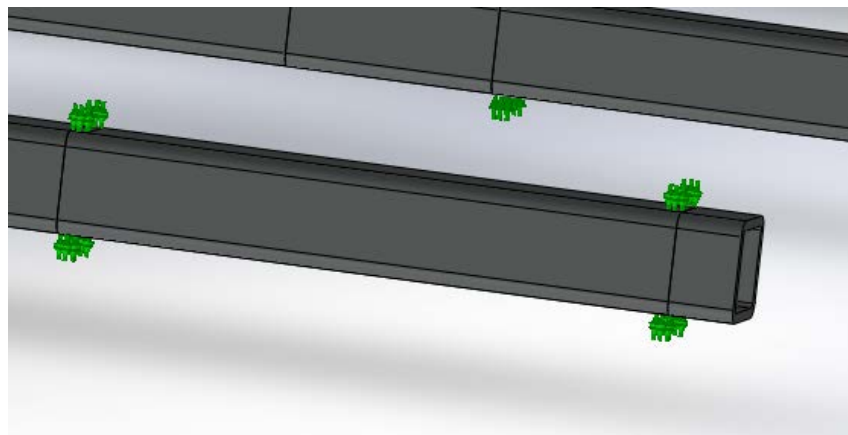


Figura 77 – Fijación sobre tubos

- Fijación de tipo rodillo sobre la viga que desliza sobre el suelo de la estructura fija de modo que es capaz de desplazarse sobre el plano del suelo pero no hacia arriba o abajo.

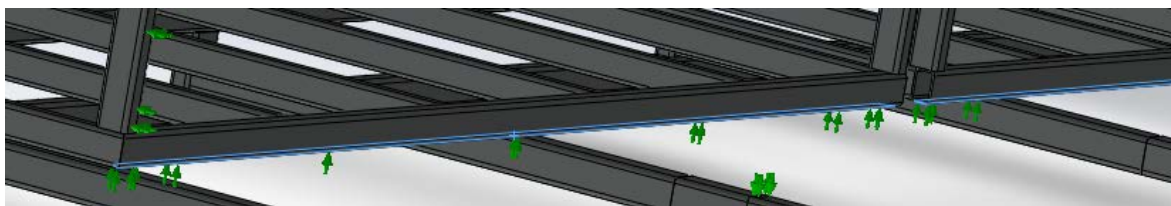


Figura 78 – Fijación sobre el la viga inferior

- Fijación sobre las vigas que sujetarán las pletinas de sellado de la estructura tanto laterales como superior, de modo que permite moverse en el plano de esas pletinas pero impedirá que la estructura móvil avance más y se salga.

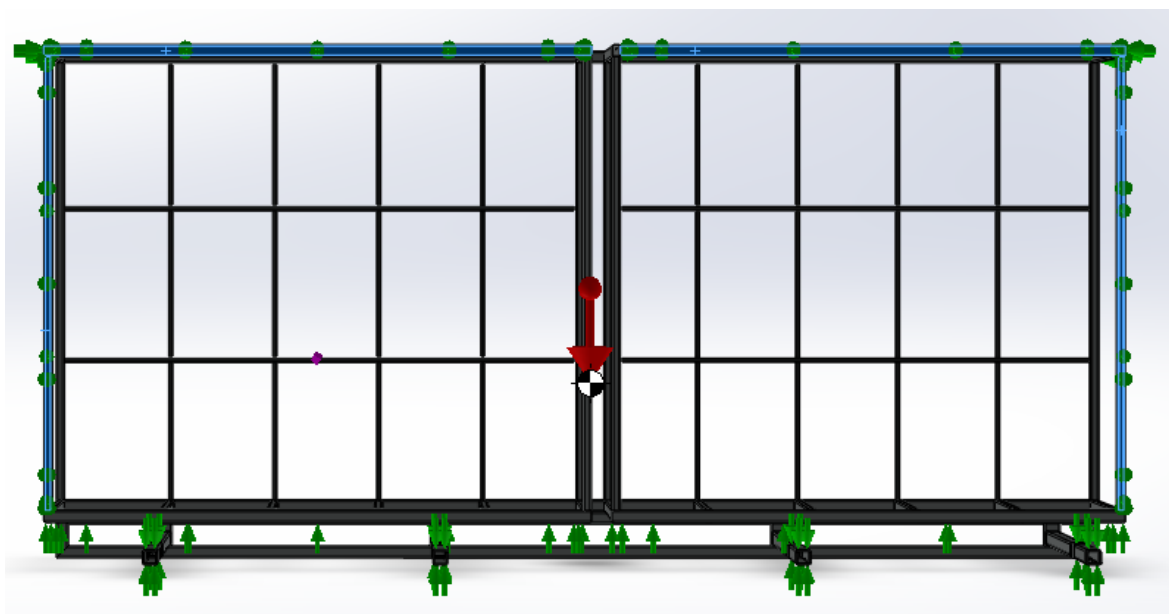


Figura 79 – Fijación que impide que se salga la estructura

3.1.4.2 Análisis de la tensión de Von-Mises para la estructura móvil

Debido a la complejidad de la estructura móvil y a sus múltiples conexiones de unas vigas con otras, un análisis del tipo que se le realizan a piezas tratadas como vigas, arroja resultados no concluyentes y desplazamientos no reales.

Para solucionar este problema, en este análisis se trataran todas las vigas como si se tratarasen de sólidos, este tipo de análisis introduce menos simplificaciones que el análisis para vigas, ya que tiene en cuenta todas las zonas de cada barra.

Teniendo en cuenta todo esto, habrá de ser precavidos con la interpretación de los resultados para no caer en el error de suponer que la estructura no alcanza la resistencia requerida.

Del análisis de tensiones de Von-Mises podemos extraer la siguiente información:

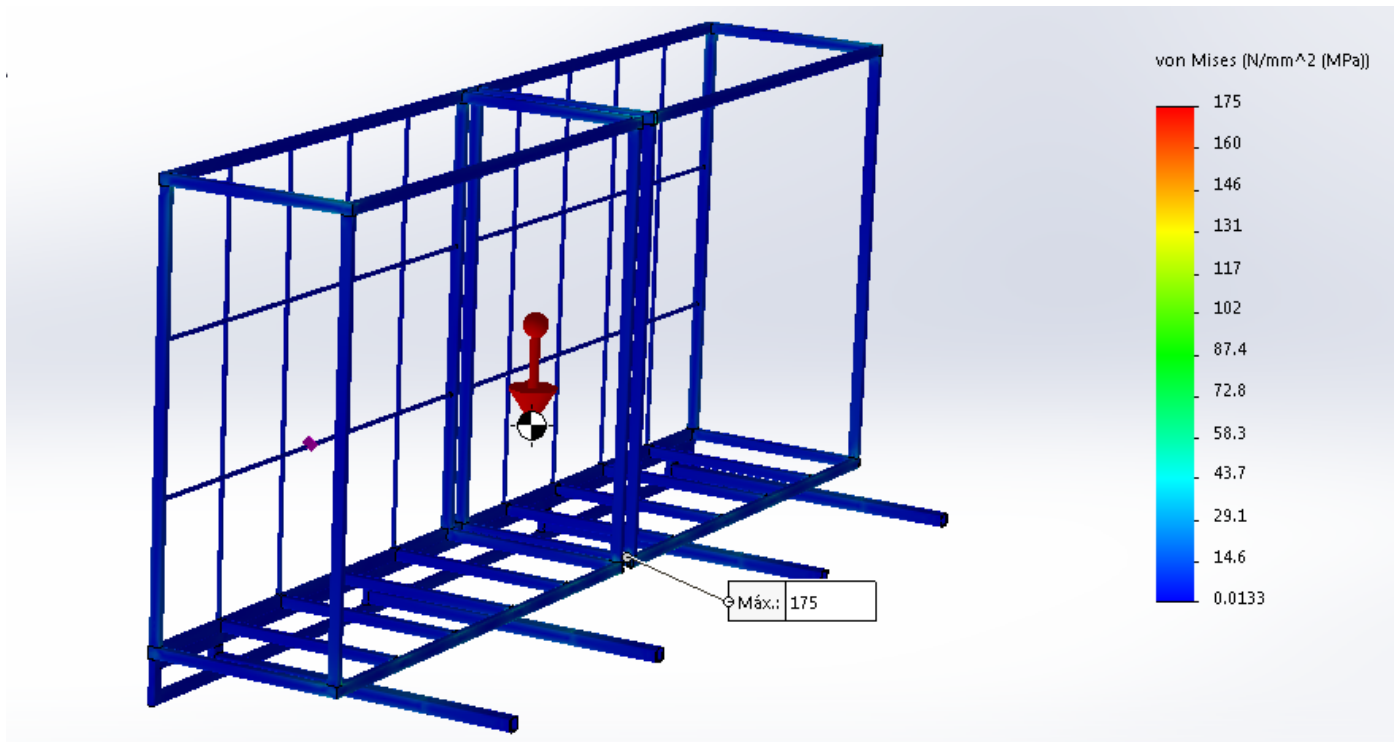


Figura 80 – Análisis de tensiones en la estructura móvil

De la [Figura 80] se concluye que en la mayor parte de la estructura la tensión que soportan sus barras es mínima y nunca llega al límite elástico.

También se ve, como cabría esperar, que las máximas tensiones ocurren en las zonas de apoyo, donde se restringe el movimiento. Esto es, en las barras que deslizan para extraer la estructura, en las barras que apoyarán en el suelo de la estructura fija y en las barras que soportan la estructura del techo y paredes.

No obstante la tensión máxima se encuentra en una zona que combina dos de esas situaciones, es una zona que apoya sobre la estructura fija, además de que sobre la misma recae una de las barras que soportan la estructura superior y el techo.

En ese punto máximo la tensión se sitúa en el valor de 175 Mpa, pero como dijimos antes, esto no ocurre en toda la barra, si no que la mayor parte de ella se mantiene a valores más bajos, y una zona de la esquina aumenta sus valores.

Aun con ello, para esa zona el valor de carga es un 66% del que podría aguantar su límite elástico.

3.1.4.3 Análisis del FDS de la estructura móvil

El análisis de FDS correlativo al análisis de tensiones muestra lo sobrecargada o no que está la estructura. En la siguiente imagen se puede comprobar que:

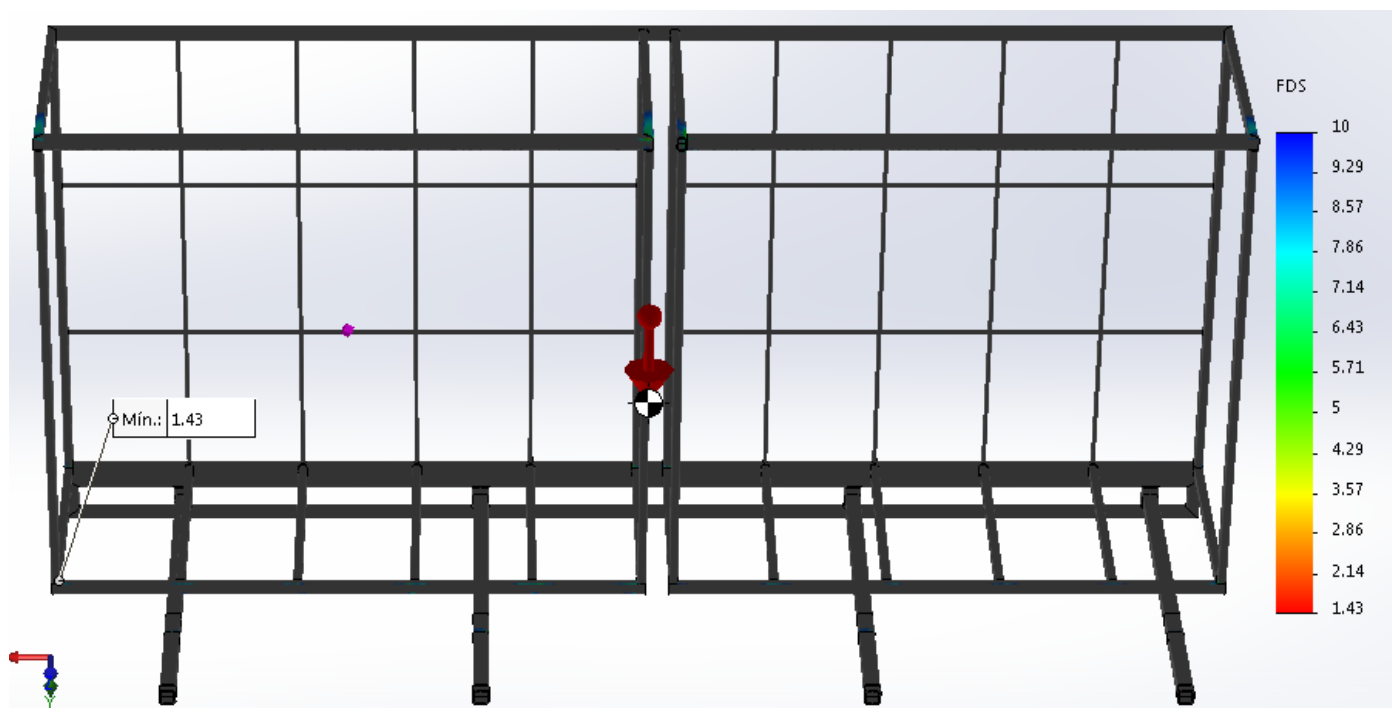


Figura 81 – FDS de la estructura móvil

En todo momento toda la estructura o gran parte de ella mantiene un valor de FDS mayor de 10, esto lo podemos ver, teniendo en cuenta que para valores superiores a 10 se ha configurado para mostrar la estructura en color gris.

Se puede ver también, que los puntos con un FDS menor de 10 corresponden a zonas de apoyo de la estructura y sujeciones, además de uniones de unas vigas con otras.

Aún con esto, para esta simulación, todas las vigas se sustituirán por sólidos, por tanto en las uniones de unas vigas con otras, ese solido completo tendrá uniones con aristas vivas, las cuales son propensas a acumular tensiones.

En la estructura real, esas uniones serán soldadas, por lo que tendrán mejor resistencia que en las simulaciones.

El valor mínimo de FDS se encuentra al igual que la tensión máxima en un punto donde concurren apoyos y uniones de vigas, y tiene un valor de 1.43.

Se concluye que la mayor parte de la estructura tiene un FDS suficiente para resistir las solicitaciones del estado de cargas que se detalla, por tanto su configuración es válida.

Seguidamente para completar el estudio, se realiza un análisis de FDS sobre una de las vigas, ésta es la viga que conecta la estructura móvil con la estructura fija, la cual es vital para evitar el desplome de la estructura móvil.

Concretamente se tomará una de las dos vigas centrales, por ser las más solicitadas:

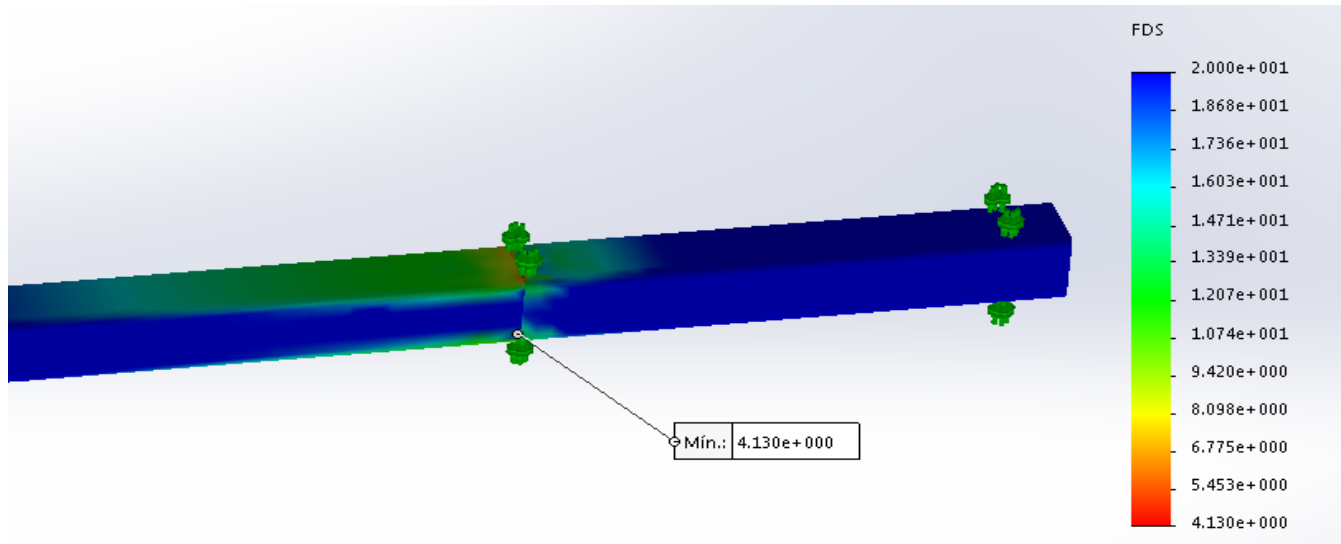


Figura 82 – FDS de viga estructura móvil

Como se puede ver la zona más solicitada y por tanto con un factor de seguridad menor corresponde con la zona en el que su movimiento está restringido por los rodamientos del tubo con rodamientos.

El valor mínimo es de 4 por tanto esta viga cumple con seguridad su cometido y está dimensionada acorde con sus solicitaciones.

3.1.4.4 Análisis de desplazamientos de la estructura móvil

El análisis a desplazamientos en esta estructura es de vital importancia por motivos funcionales y estéticos, puesto que no es admisible que la estructura sea vista desde fuera deformada, además que desde el punto de vista técnico, si algunas medidas de deformación se vuelven demasiado grandes, es posible que los mecanismos para desplegar y cerrar la estructura no funcionen correctamente.

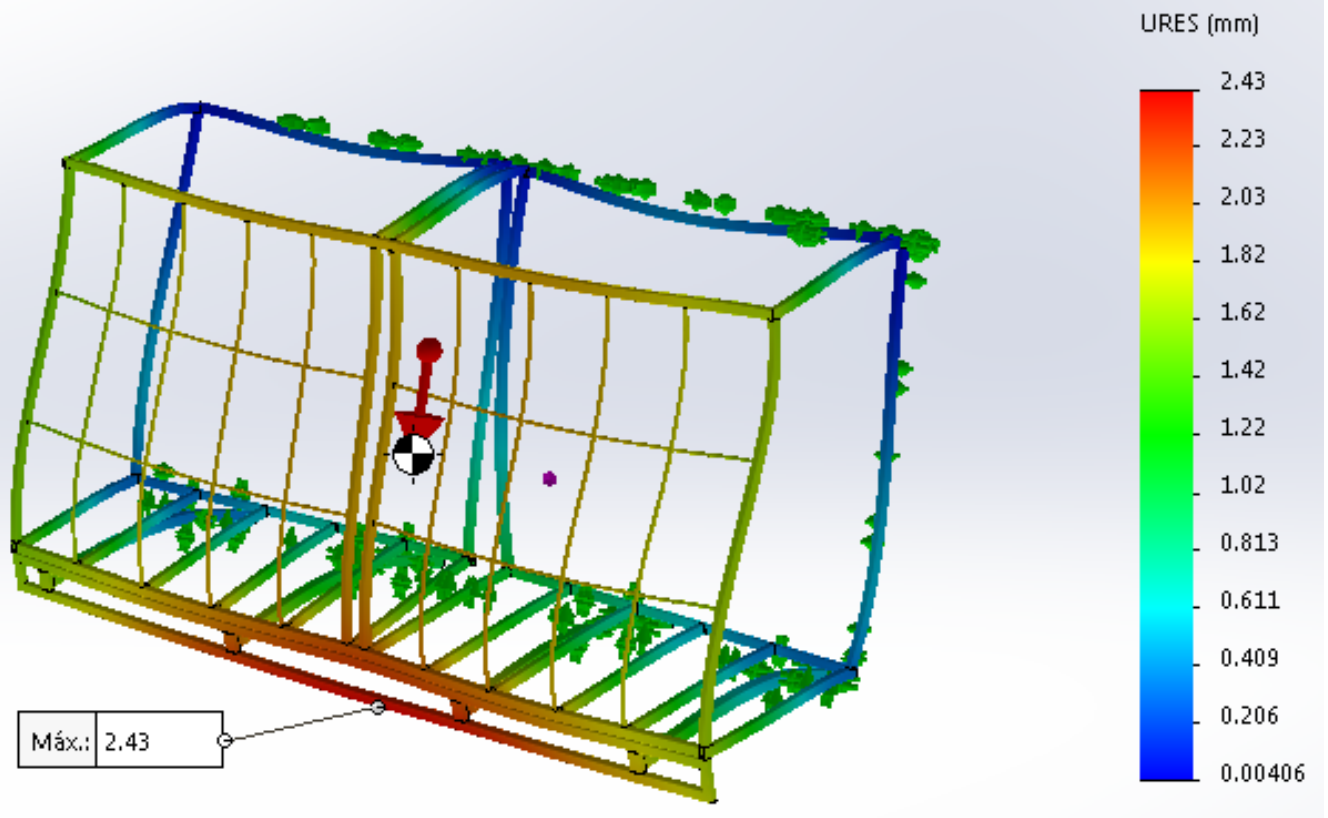


Figura 83 – Desplazamientos de la estructura móvil

Del análisis sale a relucir que la estructura sufre una deformación principalmente en el plano más alejado de la estructura fija, esto era de esperar puesto que es el punto más alejado del apoyo.

Las barras que sostienen la estructura mediante los tubos de rodamientos al sobrebastidor se comporta como se predecía, como se comportaría una simple viga empotrada y encuentran su mayor deformación en su extremo.

Estas vigas se analizarán más en detalle por su criticidad, ya que son las encargadas de deslizar a través del tubo con rodamientos para el despliegue y repliegue de la estructura, por ello es de gran importancia que debido a la deformación, éstas no friccionen con otros componentes y puedan bloquear el mecanismo.

Se puede ver también que el punto de mayor deformación corresponde al plano más alejado en su punto más bajo y central, esto es debido a que en el centro la estructura no tiene restringido su movimiento en la dirección de desplegado y la estructura tiende a doblarse.

El valor máximo es de 2.43 mm lo que supone si consideramos la longitud de la viga que sostiene la estructura esto supone una flecha menor a $1/600$ la longitud, es decir, cumple con lo reflejado en el CTE para elementos estructurales, el cual establece una flecha máxima de $1/300$ [16].

Adicionalmente se debe analizar la viga de sujeción de la estructura móvil que irá insertada en la pieza “tubo con rodamientos” anclada en la estructura fija, para comprobar que no hay interferencia con otras piezas una vez la estructura móvil esté desplegada.

Con ese objeto, se analizará una de las dos vigas centrales, por ser las que mayor sollicitación tienen y las que mayor deformación alcanzan.

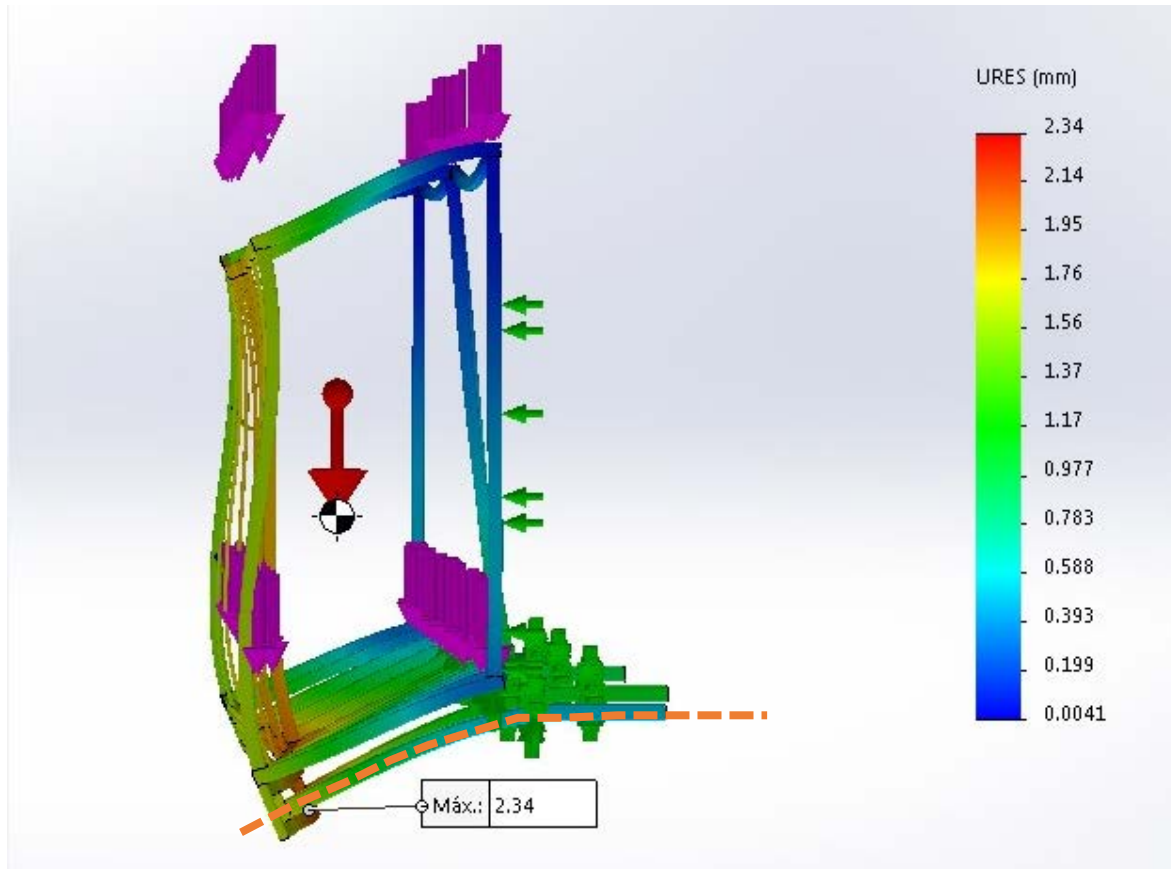


Figura 84 – Deformación de la viga de sujeción (estructura móvil)

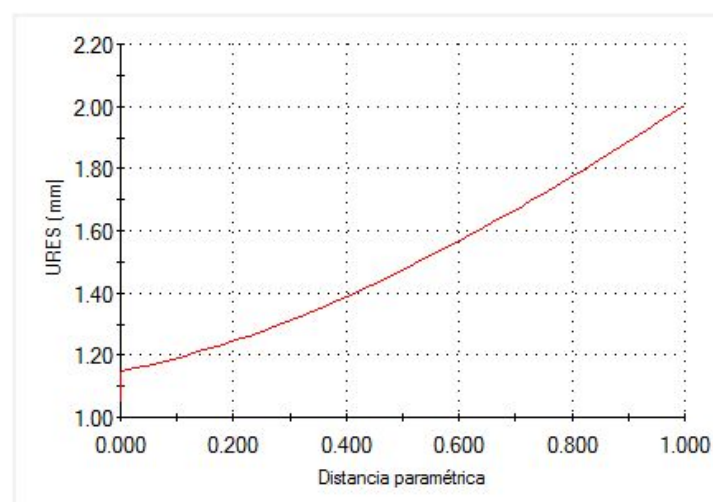


Figura 85 – Desplazamiento de la viga [Figura 84]

Midiendo las distancias límite donde hay mayor probabilidad de choque entre la estructura móvil y los tubos con rodamientos vemos que esta zona crítica es el borde del tubo y está situada a 13.25 cm por delante del rodamiento más exterior y la máxima flecha permitida a esa distancia es de 1 cm.

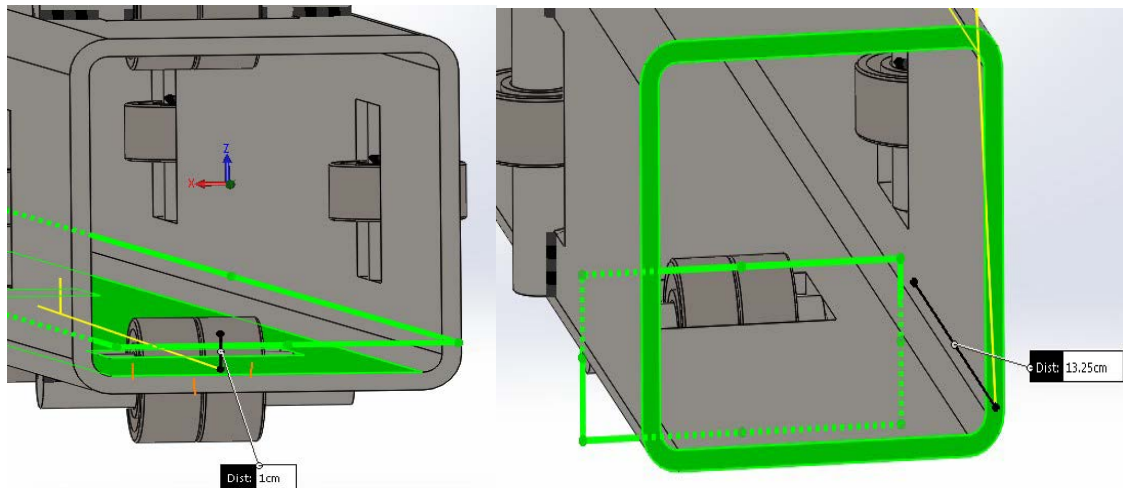


Figura 86 – Distancia crítica de choque en tubo con rodamientos

Como es evidente del análisis, la flecha máxima al final de la viga de la estructura fija es de 2 mm, se tiene la seguridad de que al final del tubo con rodamientos la viga nunca se deformará más de lo que lo hace al final, y por tanto nunca llegará a tocarse permitiendo el funcionamiento óptimo del mecanismo de despliegue y repliegue.

3.1.5 Análisis numérico de la pieza “tubo con rodamientos”

En este capítulo se analizará la pieza que permite el desplazamiento lateral de las estructuras móviles respecto de la estructura fija.

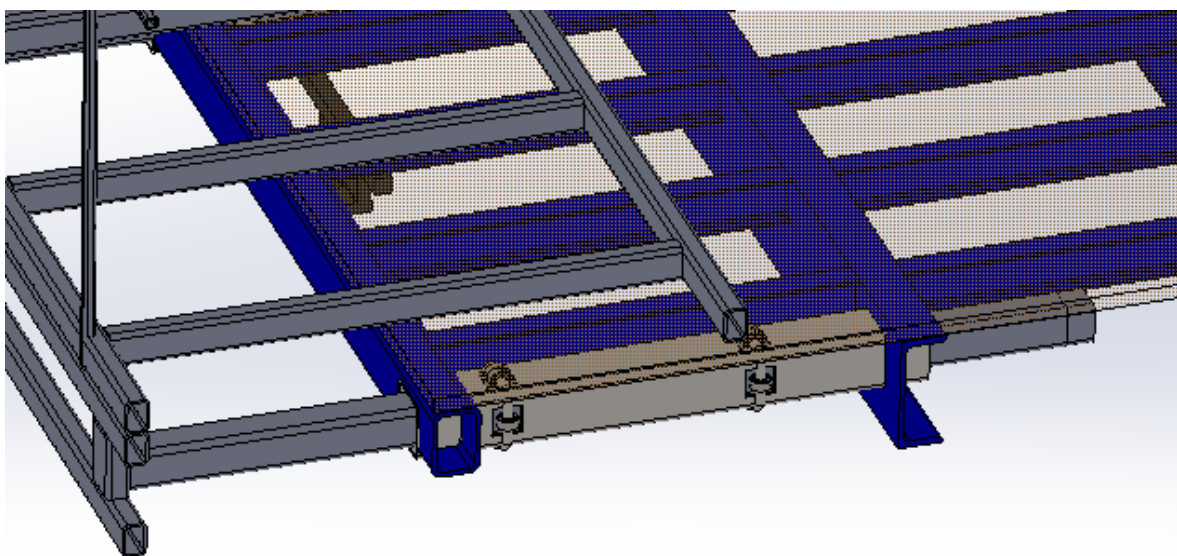


Figura 87 – Tubos con rodamientos

La función principal de estos tubos con 4 rodamientos en la cara superior, 4 en la cara inferior y 2 en cada cara lateral es la de ejercer de apoyo deslizante para las estructuras móviles.

Los tubos irán anclados mediante soldadura al sobrebastidor de la estructura portada, además de a los largueros laterales, quedando una unión biempotrada de forma muy sólida.

La distancia entre empotramientos es de 70,5 cm y las transferencias de las cargas, harán que las mayores solicitaciones sean absorbidas por los rodamientos además de por los empotramientos.

Con estas conclusiones, el análisis numérico estará centrado en la resistencia de la unión de los rodamientos al tubo, y la resistencia de los rodamientos, así como su elección.

El análisis de desplazamientos o deformaciones carece de sentido en este caso, puesto que se considera una unión fija entre el tubo con rodamientos y la estructura principal, además el conjunto con rodamientos tiene magnitudes de dimensión tan pequeños que los desplazamientos serían del orden de 3 centésimas de milímetro.

3.1.5.1 Configuración de cargas y sujeciones

Al tratarse de un tubo de 5 mm de grosor y empotrado por sus dos extremos con una distancia entre empotramientos de 70,5 cm se considerará que el tubo que soporta los rodamientos se mantendrá estático en sus caras laterales y superior por ser las que menos carga soportan.

Se supondrá este caso de sujeciones para simplificar en el análisis, puesto que lo que en este caso prioriza estudiar es la deformación que sufre la cara inferior y el conjunto con rodamientos montados.

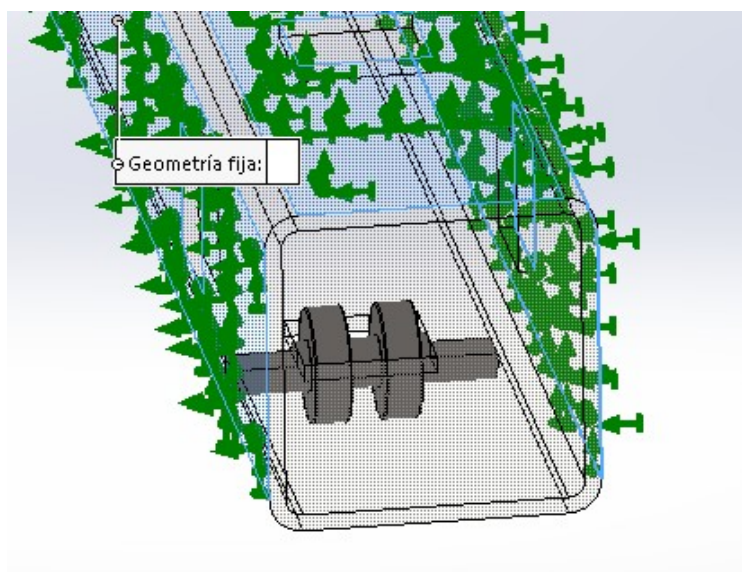


Figura 88 – Sujeción tubo con rodamientos

El conjunto de rodamientos que más carga soportará es el que está situado más al extremo como ya se pudo comprobar en el análisis de la estructura móvil.

Por tanto para éste análisis se omitirán el resto de rodamientos y se centrará en el del extremo.

Si se pone interés en las cargas, el peso de la estructura móvil más pesada no alcanza los 500 kg, los cuales se reparten en 4 tubos con rodamientos a lo largo de su longitud, además de en otros apoyos ya explicados.

Por tanto, se considera suficiente simular la pieza con un peso de 500 Kg o 5000 N sobre los rodamientos que vamos a estudiar en la dirección de normal al suelo.

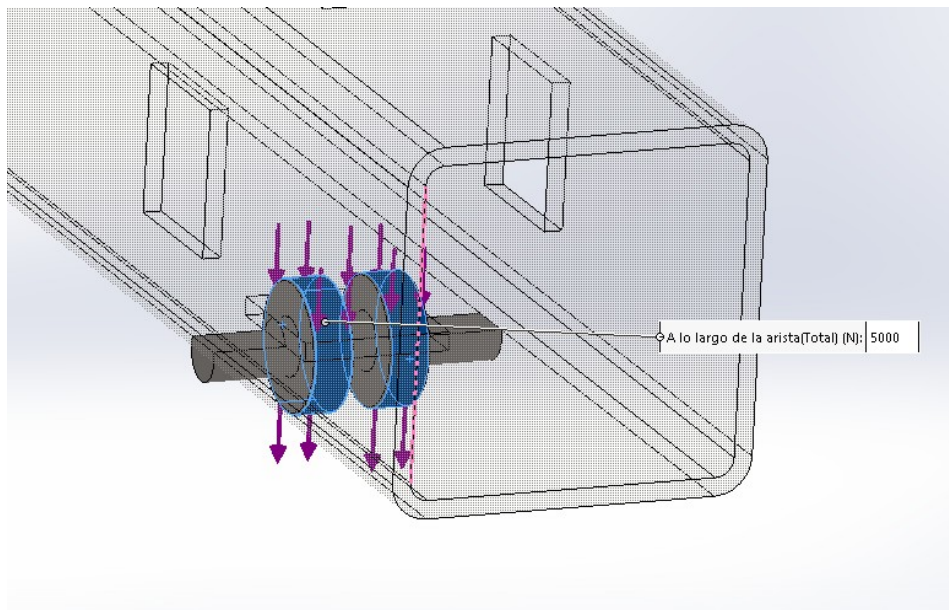


Figura 89 – Carga sobre los rodamientos extremos.

3.1.5.2 Análisis de la tensión de Von-Mises

Una vez mallada la pieza y simulada con la configuración de sujeciones y cargas anterior los resultados que arrojan son:

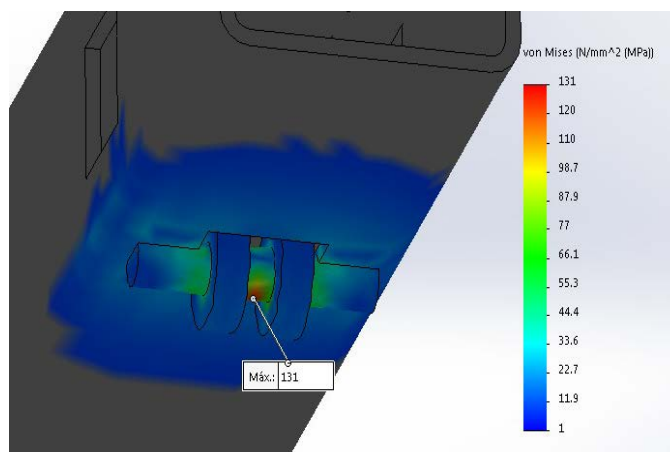


Figura 90 – Tensión de Von-Mises sobre la pieza “tubo con rodamientos”

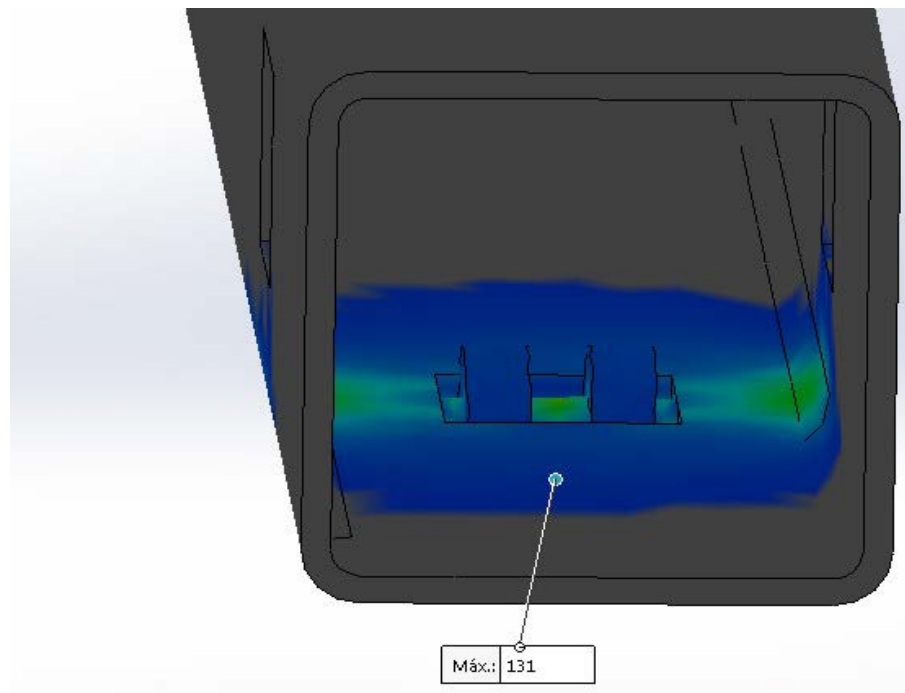


Figura 91 – Tensión de Von-Mises sobre la pieza “tubo con rodamientos” (2)

Como se puede extraer de las imágenes que ofrece el análisis, la tensión máxima se produce en el redondo de acero que conecta ambos rodamientos y estos al tubo.

Se puede observar también que las tensiones que sufre el tubo en sí mismo están siempre por debajo de los 50 Mpa lo que nos ofrece un índice de seguridad mayor de 3 en cualquier caso, por estar fabricado el tubo con acero S275.

Con estas condiciones se puede concluir que el tubo satisfará todos los requerimientos de cargas y sollicitaciones que se produzcan a lo largo de su vida útil con un FDS mayor a 3.

Las cargas que sufre este elemento serán casi estáticas por su baja velocidad de desplazamiento, por tanto no se considera el fallo por fatiga.

3.1.5.3 Discusión sobre factor de seguridad del conjunto de rodamientos más redondo de acero

Para comprobar los límites de seguridad que el conjunto de rodamientos más el redondo que ofrece, se realizará un cálculo de forma numérica acerca del factor de seguridad, o lo que es lo mismo, el valor que indica por cuanto se podría multiplicar la carga realizada sin que la pieza sufriera una deformación permanente.

Del análisis de FDS se pondrá especial atención en el factor de seguridad del conjunto de rodamientos con su redondo de acero que los unirá con el tubo.

De los resultados de la simulación se concluye que el mínimo FDS se encuentra en el centro de ese redondo, entre los dos rodamientos y alcanza un valor de mínimo de 2 para acero S275.

Por tanto y por tratarse de una pieza pequeña, de bajo peso y un precio relativamente bajo, se recurrirá a usar acero de mejores prestaciones, S355 JR lo cual aumentará el FDS por encima de 3.

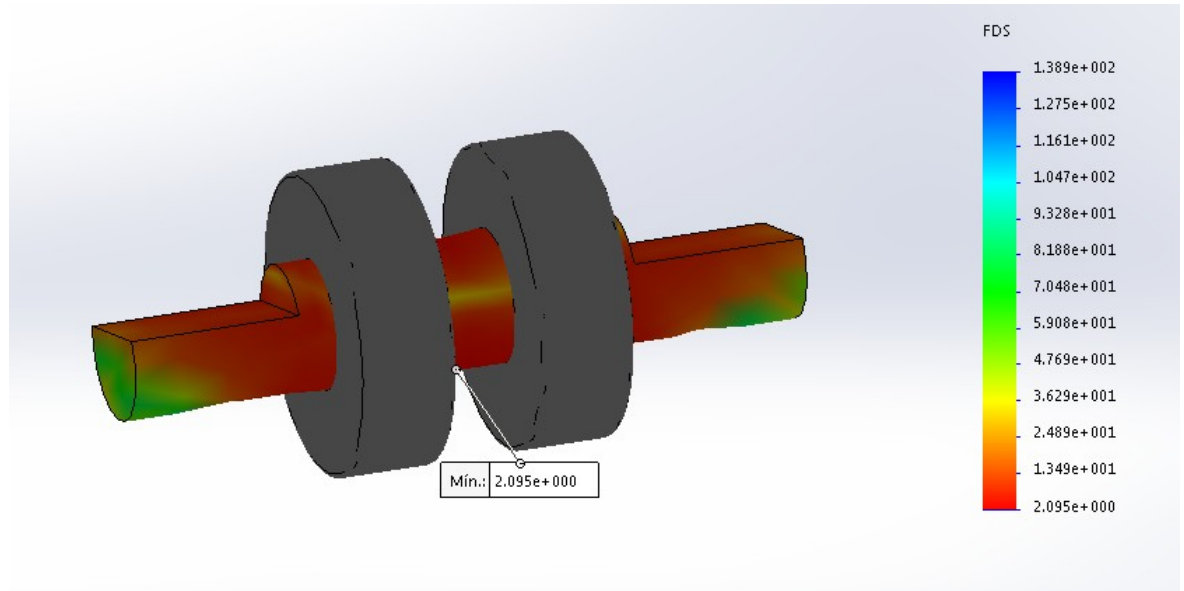


Figura 92 – FDS de conjunto de rodamientos para acero S275JR

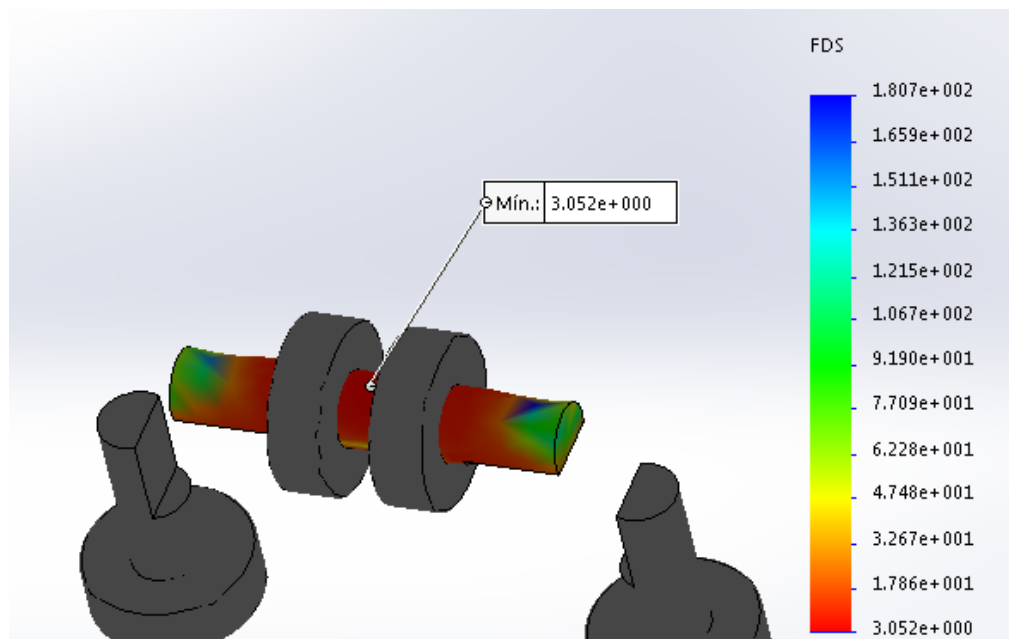


Figura 93 – FDS de conjunto de rodamientos para acero S355JR

3.1.5.4 Justificación de rodamientos

En la siguiente figura están reflejados los datos básicos del rodamiento elegido.

Teniendo en cuenta que para el rodamiento simulado se aplica una carga estática de 5 kN, el rodamiento elegido deberá tener una capacidad de carga estática básica superior a ese valor de simulación.

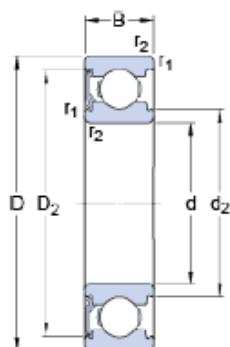
En el caso elegido se puede observar que el valor de capacidad de carga estática básica para el rodamiento es de 3.7 kN, no obstante debemos de tener en cuenta que la simulación se lleva a cabo como en el diseño con dos rodamientos.

La capacidad de carga estática de los dos rodamientos a la vez alcanza el valor de 7.4 kN lo cual da un valor superior al de la carga simulada con un FDS de 1.48 que será suficiente para este elemento, puesto que no requiere condiciones extra de seguridad y es un mero elemento pasivo para eliminar la fricción y mejorar el deslizamiento.

6202-RSH

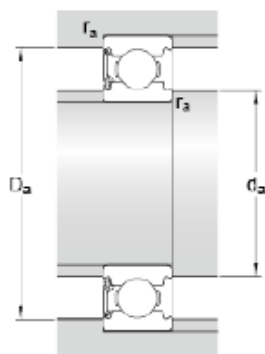
SKF Explorer

Dimensiones



d	15	mm
D	35	mm
B	11	mm
d ₂	≈ 18.6	mm
D ₂	≈ 30.35	mm
r _{1,2}	min. 0.6	mm

Dimensiones de los resaltes



d _a	min. 19.2	mm
d _a	max. 19.4	mm
D _a	max. 30.8	mm
r _a	max. 0.6	mm

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	8	kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	3.7	kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.16	kN
Velocidad límite		13000	r/min
Factor de cálculo	k _r	0.025	
Factor de cálculo	f ₀	13	

Masa

Rodamiento de masa	0.0446	kg
--------------------	--------	----

Figura 94 – Datasheet del rodamiento elegido

3.1.6 Cálculo de uniones atornilladas

La mayor parte de la estructura o esqueleto de la estructura está formada por elementos de acero, con lo cual las uniones serán prácticamente soldadas en la mayoría de los casos.

Como excepción se dispone de elementos que no serán fabricados en acero, tales como las paredes laterales, frontales, puertas, ventanas, techo y suelo.

Para este tipo de elementos se dispondrá de uniones atornilladas dada su facilidad de instalación y sus ventajas de desmontaje a la hora de sustituir cualquiera de ellos.

Además y para dotar al vehículo de mayor flexibilidad a la hora de portar viviendas con diferentes configuraciones de sujeción, los brazos twist-lock irán unidos al bastidor principal mediante tornillos, lo que permitirá su desplazamiento para ser usado en otros menesteres.

3.1.6.1 Cálculo de uniones atornilladas de cerramientos

Los paneles laterales más largos y los paneles de las estructuras móviles serán los que mayor peso tengan y por tanto el cálculo lo se hará sobre estos y por simplicidad se dispondrán los tornillos de la misma forma en el resto, con el objeto de asegurar que los menos pesados cumplen perfectamente.

Los paneles irán suspendidos de los marcos longitudinales y transversales tanto de la estructura fija como de las estructuras móviles y unidos por tornillos autoperforantes para facilitar su montaje. Estos tornillos estarán sometidos a esfuerzos de cortante, ya que sufren una fuerza peso, la de la pared que soportan, en dirección perpendicular a su eje.

Límite elástico f_{yb} y resistencia a tracción última f_{ub} de tornillos							
Calidad del tornillo	4,6	4,8	5,6	5,8	6,8	8,8	10,9
f_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

Tabla 16 – Valores tabulados de calidad de tornillo

El coeficiente de seguridad γ_{Mb} para tornillos es de 1.25.

Para las paredes se utilizarán tornillos autoperforantes DIN 7504 K con junta de estanqueidad de diámetro 4,8 y calidad 4.8, el cual soportará como máximo una fuerza de tracción: Fuerza a cortante

Para tornillos de grado 4.8 la formula a utilizar será: d

$$F_c = \frac{0.5 * f_{ub} * A_s}{\gamma_{Mb}} \quad (20)$$

$$F_c = \frac{0.5 * 400 * \frac{\pi * 4.8^2}{4}}{1.25}$$

$$F_c = \frac{0.5 * 400 * \frac{\pi * 4.8^2}{4}}{1.25} = 2895.29 \text{ N}$$

El panel más pesado de la estructura tiene un peso estimado de 150 Kg, o lo que es lo mismo, 1470 N, luego los tornillos elegidos son lo suficientemente resistentes para soportar tanto el panel más pesado como por ende los más ligeros, además se tendrá en cuenta que los paneles irán también pegados mediante adhesivo de poliuretano a la estructura, lo cual conferirá un extra de resistencia.

Se colocarán un tornillo DIN 7504 K con arandela estanca con diferentes longitudes según la aplicación, cada metro del perímetro de las estructuras, además de algunos extras en zonas centrales de los paneles más largos. El techo se atornillará también con los mismos tornillos.

Además se atornillará también el suelo de la estructura fija así como el suelo y las chapas laterales y superiores de las estructuras móviles mediante tornillos del tipo DIN 7504 P.

Se estima una cantidad de tornillos aproximadamente de 350 tornillos de 2 tipos diferentes y 4 longitudes diferentes.

3.1.6.2 *Calculo de uniones atornilladas de brazos soporte*

Las vigas twist-lock que soportan parte del peso de la estructura y lo transfieren al vehículo estarán unidas mediante tornillos de cabeza hexagonal M16x60 DIN 933, y calidad 8.8, con un montante de 14 tornillos por cada una de las vigas que irán unidos mediante tuerca y contratuerca DIN 934 con el autobastidor del vehículo.

- Fuerza a cortante

$$F_c = \frac{0.6 * f_{ub} * A_s}{\gamma_{Mb}} \quad (20)$$

$$F_c = \frac{0.6 * 800 * \frac{\pi * 16^2}{4}}{1.25}$$

$$F_c = 77207 \text{ N}$$

Cada uno de los brazos soporta un peso máximo de 2500 N de forma teórica, suponiendo el caso más desfavorable en el que la mayor parte del peso de la estructura se situara sobre uno de los brazos en particular, los tornillos seguirían resistiendo, ya que son capaces de aguantar el 100% del peso teórico de la estructura completa.

Para suplir las exigencias del diseño serán necesarios 56 tornillos y 112 tuercas.

3.1.7 Cálculo de estabilidad del vehículo

Cuando un vehículo transporta una carga, su centro de gravedad varía en función del reparto de pesos, así como de la geometría de la carga.

Por tanto, cuando diseñamos una caja que será transportada hemos de realizar los pertinentes cálculos de estabilidad, tanto transversal como longitudinal para asegurarnos que el vehículo no tiene un grave peligro al vuelco o una pérdida de tracción en una pendiente inclinada.

3.1.7.1 Estabilidad transversal

En primer lugar calcularemos la estabilidad transversal, por ser la más crítica en cuanto a la seguridad del vehículo y sus ocupantes.

En la siguiente tabla figuran los datos relativos al centro de gravedad del conjunto, calculado mediante el software SOLIDWORKS, el cual realiza un análisis teniendo en cuenta el peso y los centros de gravedad de cada uno de los elementos constituyentes.

El centro de gravedad del camión se ha introducido manualmente acorde con los C.D.G típicos para camiones sin carga del mismo tamaño y su tara se ha escogido la que figura en la documentación del vehículo.

Coordenadas del centro de gravedad del conjunto	
Ztotal	1400 mm
Ytotal	≈ 0 mm

Tabla 17 – Centro de gravedad transversal

Mediante una sumatoria de momentos respecto al neumático que está en el vértice de la pendiente, podremos deducir el máximo ángulo α para el que el vehículo se mantendrá estable.

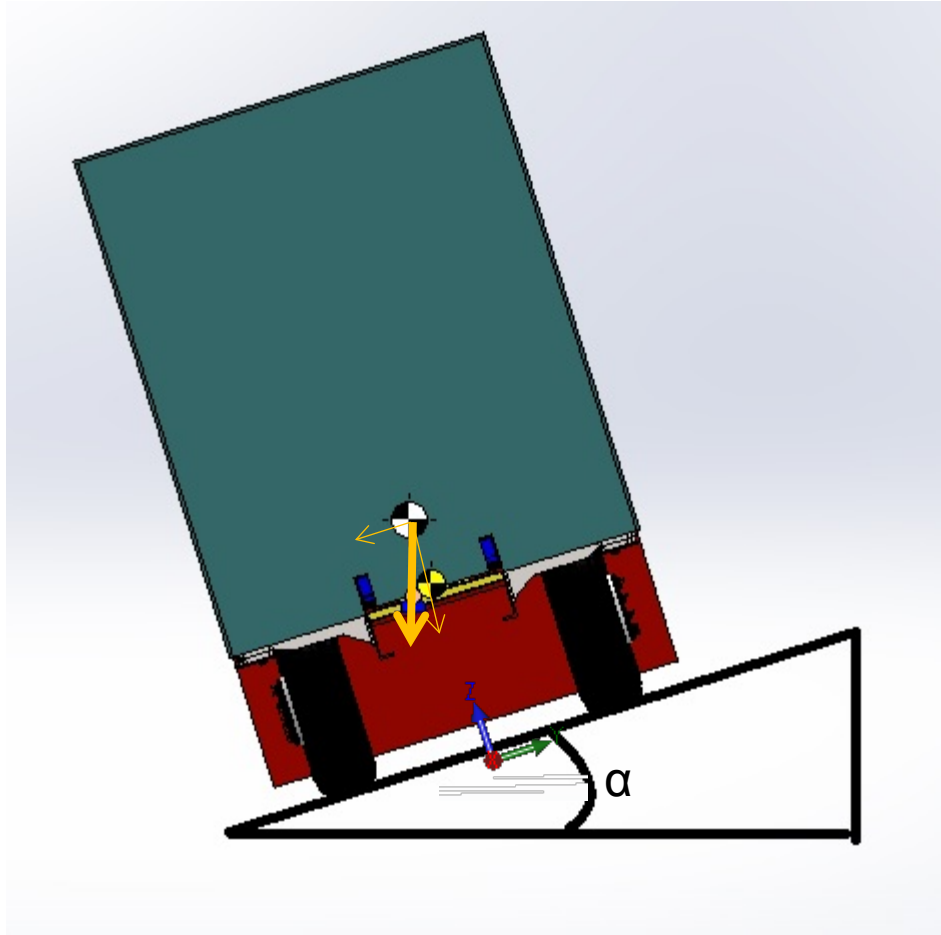


Figura 95 – Diagrama de fuerzas de vehículo completo con inclinación

$$\sum M_{iz} = -P * \text{sen } \alpha * h + P * \cos \alpha * \frac{d}{2} = 0 \quad (21)$$

Dónde:

P: Es el peso total del vehículo con la carga.

α: Es la inclinación del vehículo transversalmente.

d: Es la distancia entre ejes.

h: Es la altura del centro de gravedad desde el suelo.

Simplificando la ecuación resulta en:

$$\alpha = \text{Arcotangente} \left(\frac{d}{2 * h} \right)$$

Tomando como distancia entre ejes la menor posible, 1830 mm y la altura del centro de gravedad, 1400 mm.

$$\alpha = \text{Arcotangente} \left(\frac{1830}{2 * 1400} \right) = 33.16^\circ$$

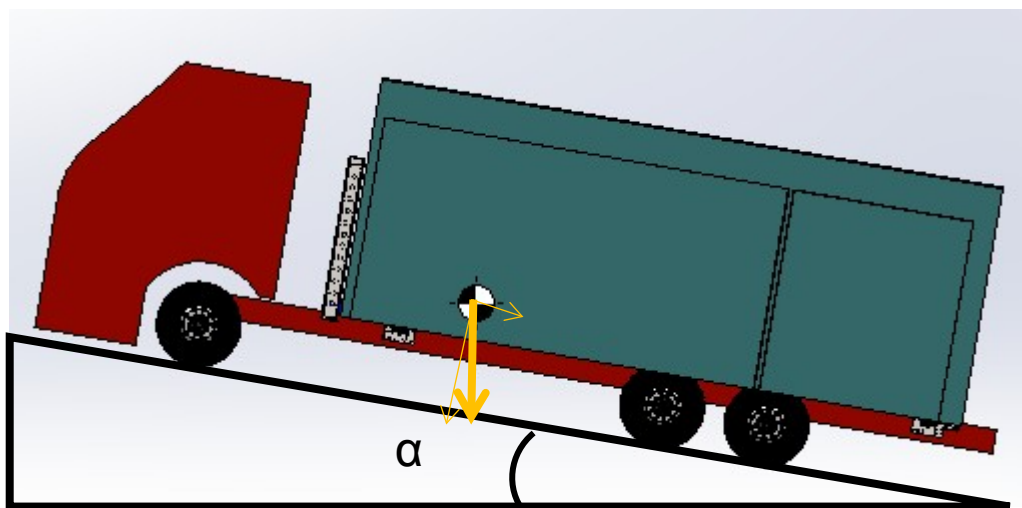
Los valores típicos de inclinación transversal máxima suelen estar comprendidos entre 22° y 28°, aunque en este caso y debido a su baja altura del centro de gravedad la inclinación máxima es mayor. Por debajo de ese valor no tendremos problemas de posibles vuelcos.

3.1.7.2 Estabilidad longitudinal

Para la estabilidad longitudinal tomaremos los valores del centro de gravedad en el eje X y en el eje Z a través del diseño en el programa de CAD.

Coordenadas del centro de gravedad del conjunto	
Ztotal (desde el suelo)	1400 mm
Xtotal (desde el extremo trasero)	6811.7 mm

Tabla 18 – Centro de gravedad transversal



Para el cálculo consideraremos el vehículo como un elemento biapoyado, donde uno de los apoyos será el punto medio entre los dos ejes traseros y otro apoyo será el eje delantero.

Consideraremos la pérdida de estabilidad en el momento en el que el eje delantero pierda adherencia y no produzca reacción alguna.

Realizando una sumatoria de momentos desde el apoyo más cercano al vértice y considerando que la reacción en el otro apoyo es 0, calcularemos el ángulo máximo de la pendiente que puede ascender el vehículo.

$$\sum Mdch = P * \cos \alpha * d - P * \sin \alpha * h = 0 \quad (22)$$

Dónde:

P: Es el peso total del vehículo con la carga.

α : Es la inclinación del vehículo longitudinalmente.

d: La distancia entre el apoyo y el c.d.g medido en "x".

h: Es la altura del centro de gravedad desde el suelo.

Teniendo en cuenta que $d = 6811.7 - 2900 - \frac{1350}{2} = 3236.7$, y que el peso de la estructura se simplifica de la ecuación, es destacable anunciar que el calculo de estabilidad solo depende de la geometría del vehiculo y del centro de gravedad del conjunto.

$$\cos \alpha * d - \sin \alpha * h = 0$$

$$\cos \alpha * d = \sin \alpha * h$$

$$\frac{d}{h} = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \tan \alpha$$

$$\alpha = \text{ArcoTangente}\left(\frac{d}{h}\right) = \text{Arcotangente}\left(\frac{3236.7}{1400}\right) = 66.60^\circ$$

Por tanto podemos concluir que el vehículo con esta configuración de carga podría subir una pendiente menor o igual a 66.60° sin llegar a perder toda la adherencia del neumático delantero.

A priori este dato puede hacer pensar que estamos ante un error, pero simplemente nos indica que la geometría del vehículo permitiría afrontar esa pendiente, no obstante, no solo de la geometría depende la capacidad de un vehículo para subir una pendiente, sino también de los desarrollos de la caja de cambios, el esfuerzo de tracción que permite el vehículo y la adherencia de los neumáticos.

Se puede comprobar que la máxima pendiente afrontable es de 45° o una pendiente del 100%.

3.1.8 *Análisis de patas de la estructura*

Estos elementos son los encargados de soportar todo el peso de la estructura a medida que esta se eleva para desengancharse del camión.

Por tanto los esfuerzos a los que estarán sometidas las vigas cuadradas de las patas serán esfuerzos tanto de compresión como posibilidad de ocurrir el fenómeno del pandeo.

Los cilindros hidráulicos que van en el interior de las patas serán los encargados de soportar los esfuerzos de compresión, por tanto estarán dimensionados de acuerdo a tablas para ser lo suficientemente resistentes.

3.1.8.1 *Análisis de pata de la estructura a pandeo*

Para descartar en primer lugar el fenómeno de pandeo, se calculará la carga crítica de Pandeo o carga crítica de Euler, según la bibliografía acerca de este tema [14], la carga crítica de pandeo o carga crítica de Euler para una viga biarticulada es igual a :

$$F_{crit} = \pi^2 \frac{EI_{min}}{L^2} \quad (23)$$

Para las patas de la estructura diseñadas, la viga que finalmente aguantará toda la carga será la viga interna, mientras que la viga externa será una mera guía.

El momento de inercia mínimo de la viga interna, según el programa SOLIDWORKS será igual a $2590 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$.

El módulo de Young (E) para el acero es de 210000 Mpa.

La longitud de pandeo en este caso es igual a la máxima distancia que la estructura es capaz de levantarse del suelo, es decir, 1200 mm .

$$F_{crit} = \pi^2 \frac{210000 * 2590 * 10^4}{1200^2} = 37278 \text{ KN}$$

Las patas de la estructura soportan cada una un máximo de 2500 Kg o lo que es lo mismo 24.5 KN, por tanto, se comprueba que no se producirá el fenómeno de pandeo en las patas.

3.1.9 *Documentación*

En esta parte del anexo incluiremos la ficha técnica del vehículo.

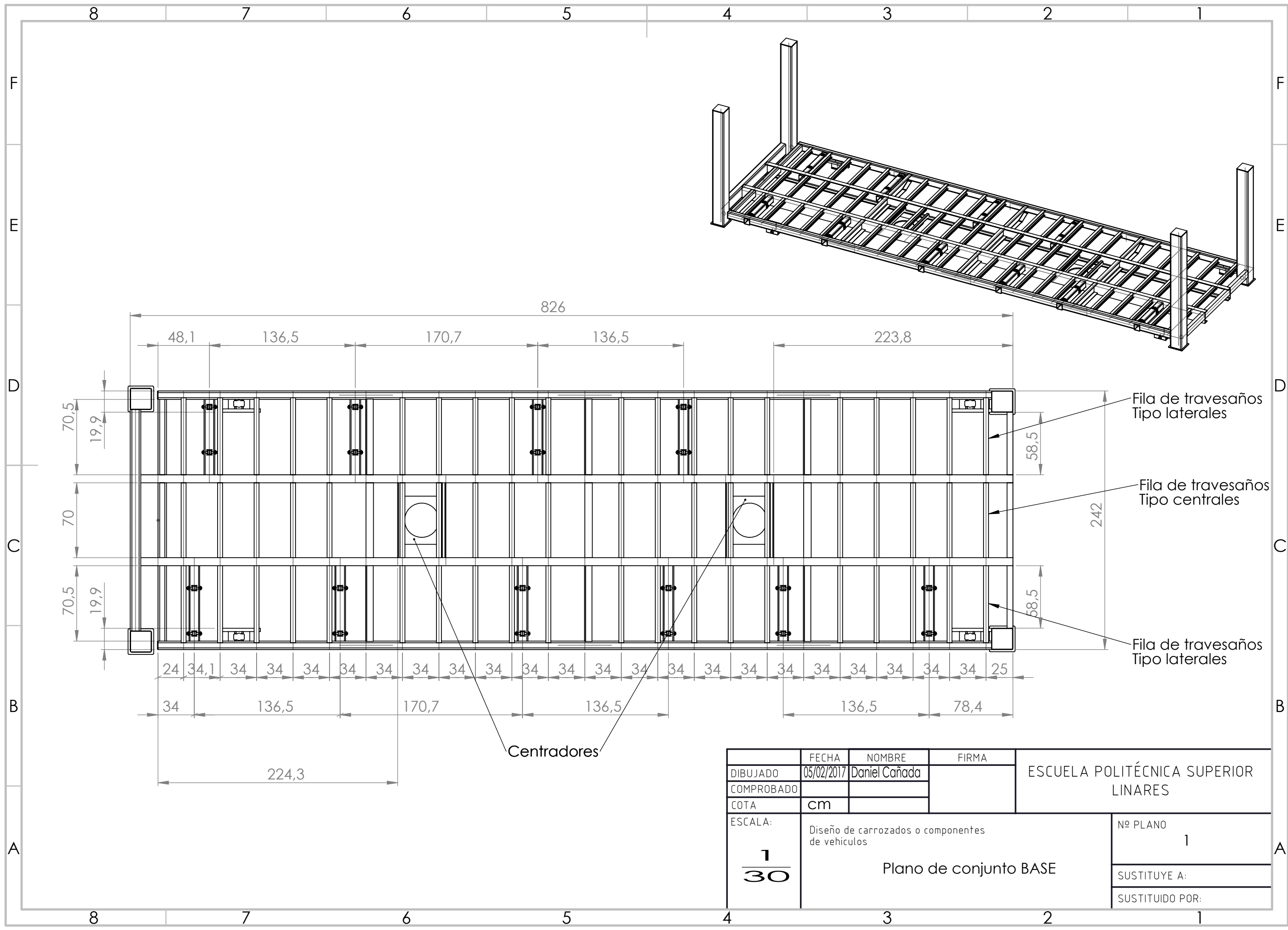
Nº SERIE 1735643		A	
 COMUNIDAD AUTÓNOMA DE LA REGIÓN DE MURCIA CONSEJERÍA DE UNIVERSIDADES, EMPRESA E INVESTIGACIÓN Dirección General de Industria, Energía y Minas ESTACIÓN Nº 3001		MATRÍCULA  1336GXX 7863	
Número de identificación #YV2A4CEC14B357863#			
Clasificación del vehículo:		N.º CERTIFICADO	
2 2 1 2 CAMIÓN PORTACONTENEDORES. -		2154 -	
Marca: VOLVO. - Tipo: FH 12R62. - Variante: ---. - Denominación comercial: FH 12. - Tara (Kg): 9680. - MTMA/MMA (Kg): 25500. - MTMA/MMA 1.º E (Kg): 7100. - MTMA/MMA 2.º E (Kg): 11500. - MTMA/MMA 3.º E (Kg): 7100. - MTMA/MMA 4.º E (Kg): ---. - MMR S/F, C/F (Kg): 750/18000. - Neumáticos: 8.315/60R22,5. - N.º de asientos: 2+2 LITERAS. - Volumen de bodega: ---. -		Clase: ---. - Altura total (mm): ---. - Anchura total (mm): 2550. - Via anterior/posterior (mm): 2030/1830/2000. - Longitud total (mm): 11650. - Voladizo posterior (mm): 2900. - Distancia eje 1.º/2.º (mm): 6000. - Distancia eje 2.º/3.º (mm): 1350. - Distancia eje 3.º/4.º (mm): ---. - Distancia 5.ª rueda/últ. (mm): ---. - Motor: Marca: VOLVO. - Tipo: D-12D460ECPT4. - N.º Cilindros/Cilindrada (cm³): 6/12130. - Potencia fiscal/real (C. V. F./KW): 46,20/338. -	
El vehículo cuyas características se reseñan cumple en esta fecha la reglamentación vigente.			
Por el Organismo Inspector,			
			
Fecha: 30-05-06. -		Valedera por: 30-05-07. -	
Observaciones y reformas autorizadas: VEHICULO YA MATRICULADO EN LA U.E. (ITALIA). FECHA DE LA 1ª MATRICULACIÓN SEGÚN CONSTA EN LA DOCUMENTACIÓN: 09-01-2004. EL N.º DE BASTIDOR ES EL TOMADO DIRECTAMENTE DEL VEHICULO DURANTE LA INSPECCIÓN. -A.B.S. -CAMBIO AUTOMÁTICO. -SUSPENSIÓN NEUMÁTICA INTEGRAL. -ENGRASE CENTRALIZADO. -VOITH RETARDER. MONTA ENGANCHE DE REMOLQUE MARCA: RINGFEDER, MOD. 92/CX Nº DE FABRICACIÓN: 11277. 25/02/2013: Solo uso ferias recreativas ambulantes. ITV 2311.			

Para el resto, al tratarse de documentos ajenos al trabajo, serán incluidos en el anexo "documentación".

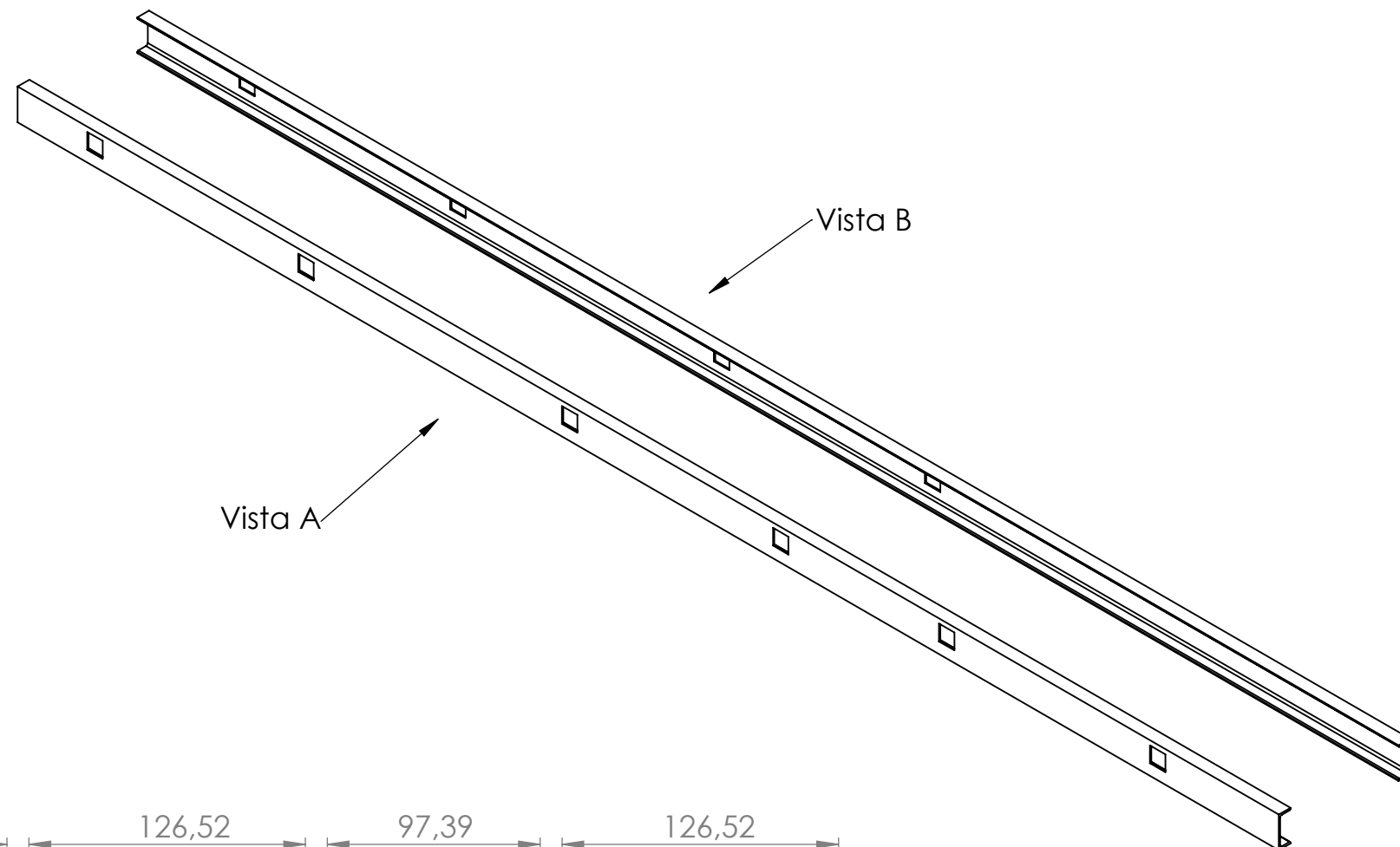
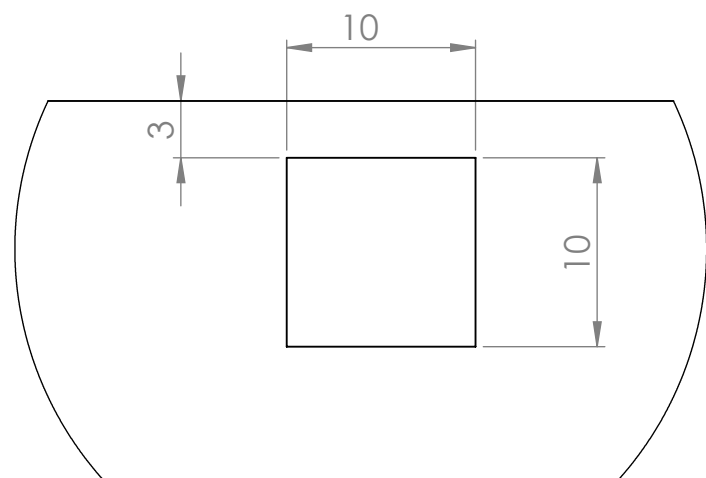
- Rodamientos SKF – 6202- RSH
- Würth - Tornillos autoperforantes con cabeza hexagonal
- Würth - Tornillos autoperforantes

- Wurth - Tornillos métricos hexagonales
- Eguía – Perfiles en Caucho
- Schneider - Twist lock rigid version
- LiderKit Group – Modelo 343. Kit de plywood de 20 mm
- Acelormittal – Perfiles y barras comerciales.

4 PLANOS

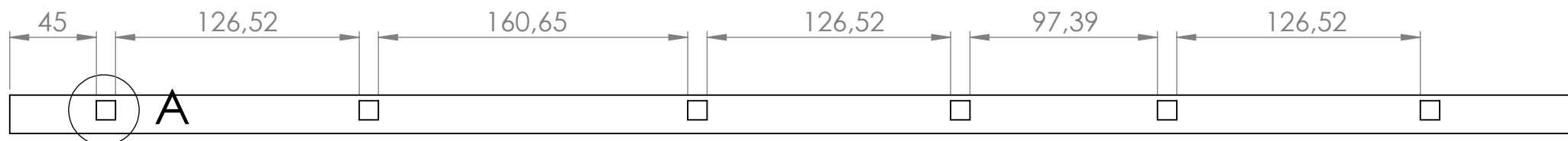


	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	05/02/2017	Daniel Cañada			
COMPROBADO					
COTA	cm				
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos			Nº PLANO	
$\frac{1}{30}$				1	
				SUSTITUYE A:	
	Plano de conjunto BASE			SUSTITUIDO POR:	

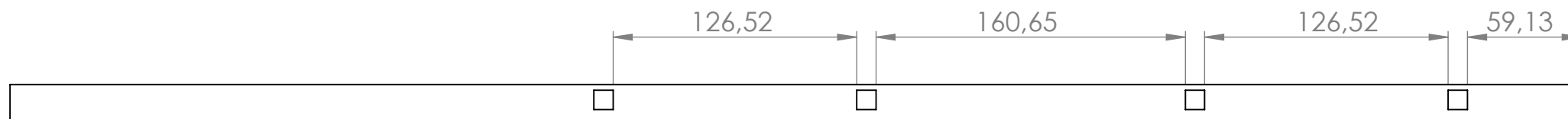


DETALLE A
ESCALA 1 : 4

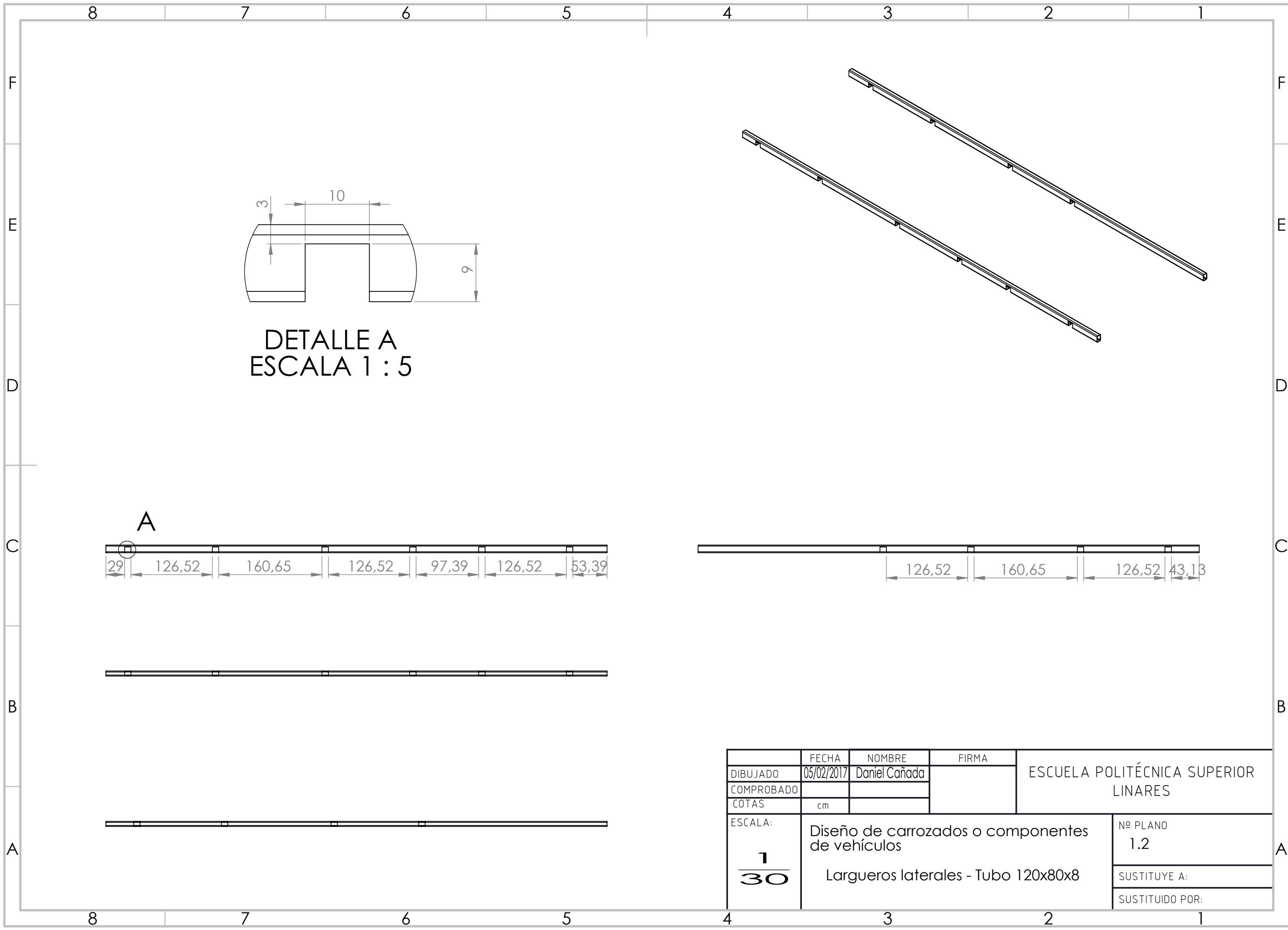
Vista A

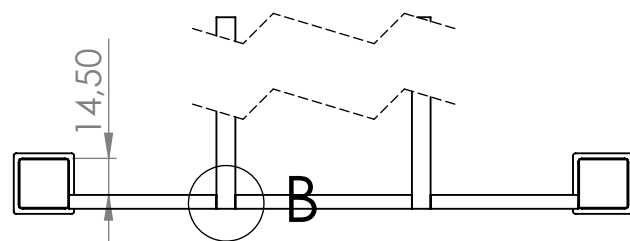
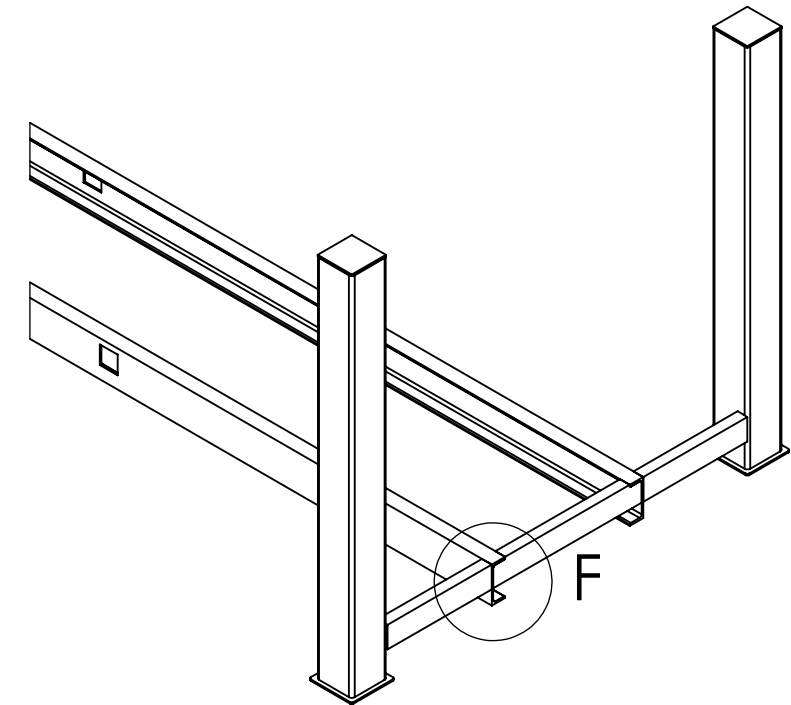
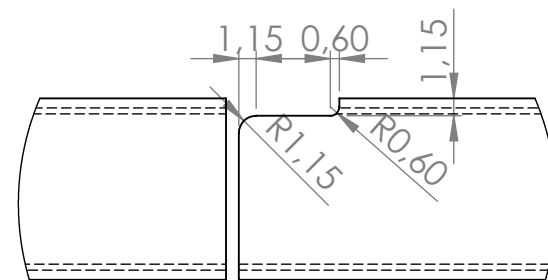
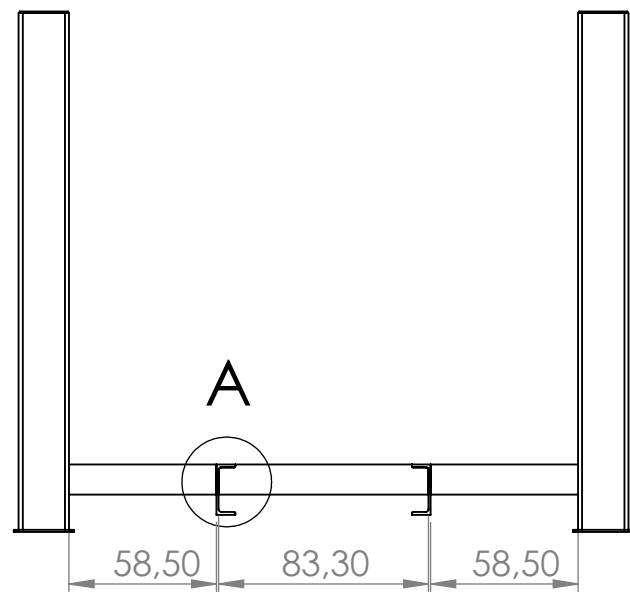


Vista B

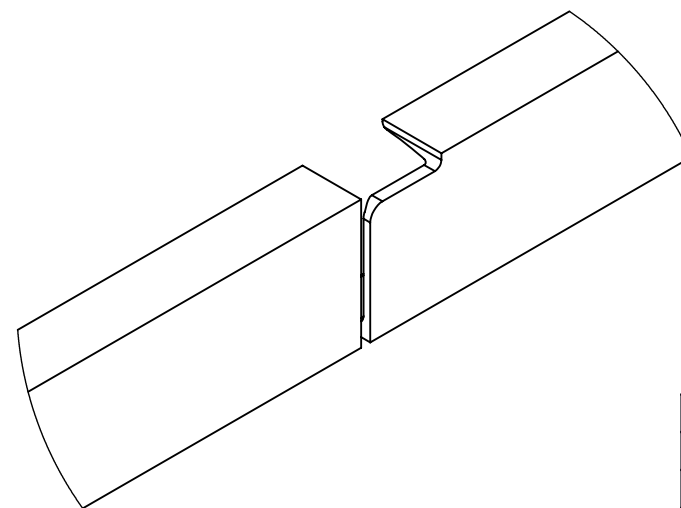
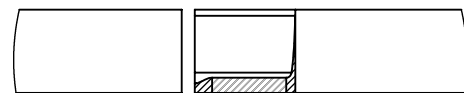


	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	05/02/2017	Daniel Cañada			
COMPROBADO					
COTA	cm				
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos Largueros principales - UPN200			Nº PLANO 1.1	
1 30				SUSTITUYE A:	
				SUSTITUIDO POR:	





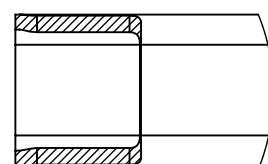
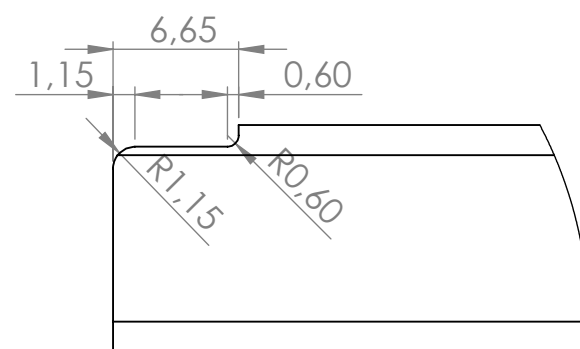
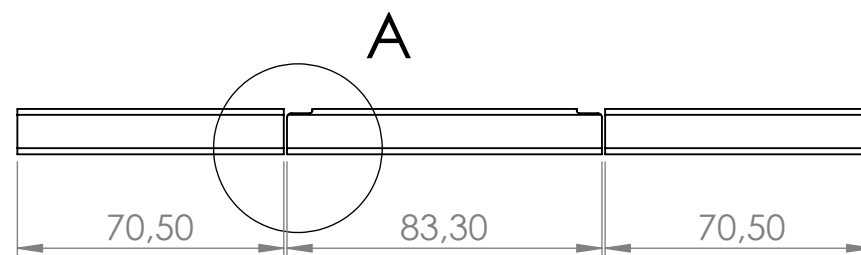
DETALLE A
ESCALA 1 : 5



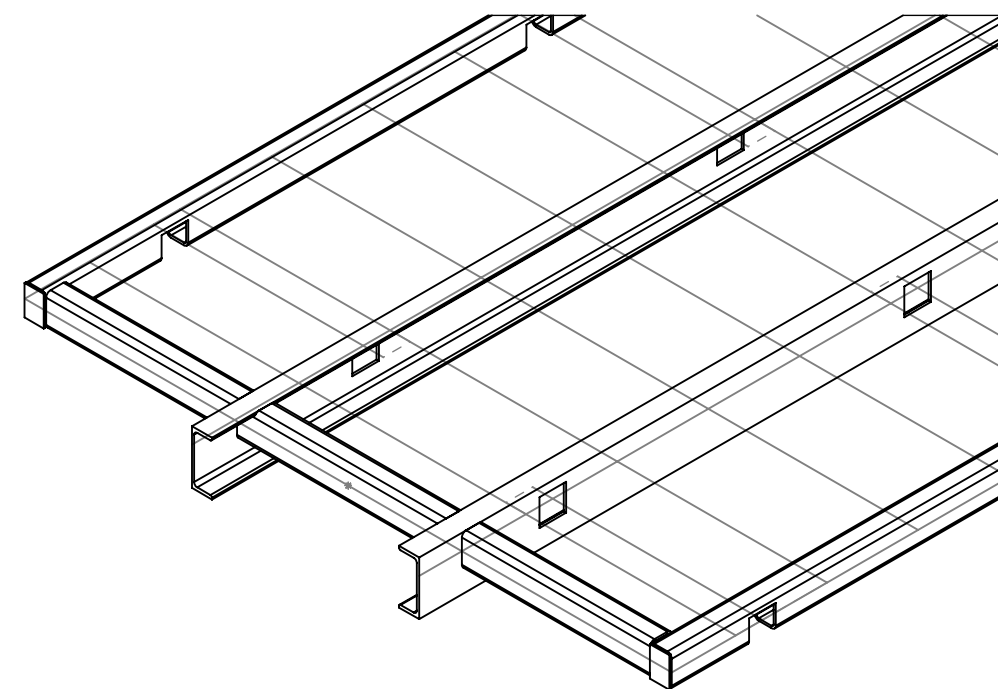
DETALLE B
ESCALA 1 : 5

DETALLE F
ESCALA 1 : 5

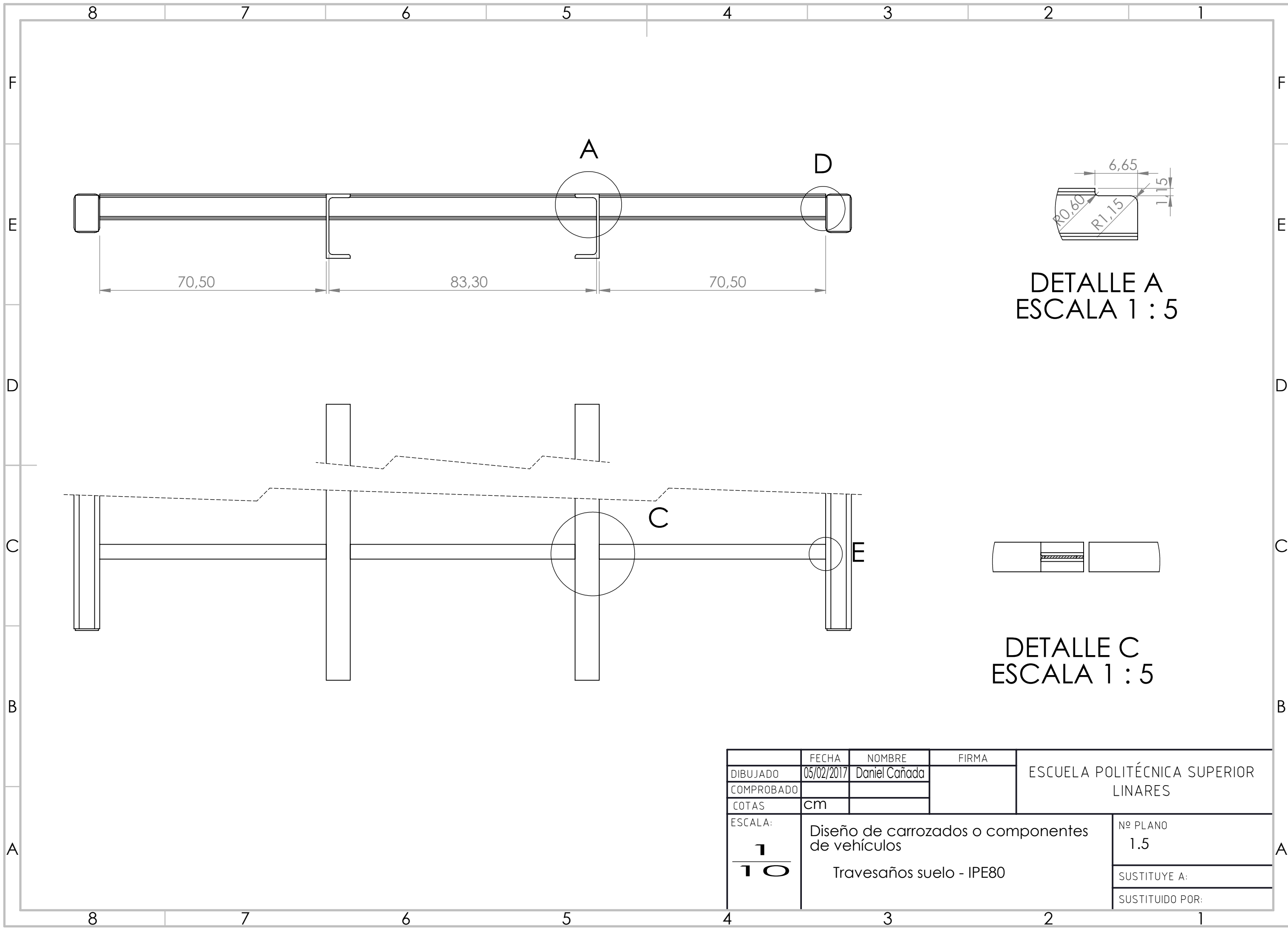
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	05/02/2017	Daniel Cañada			
COMPROBADO					
COTAS	cm				
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos			Nº PLANO 1.4	
1 30				SUSTITUYE A:	
				SUSTITUIDO POR:	
	Travesañ final - UPN 120				



DETALLES A
ESCALA 1 : 4



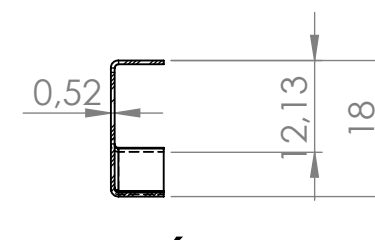
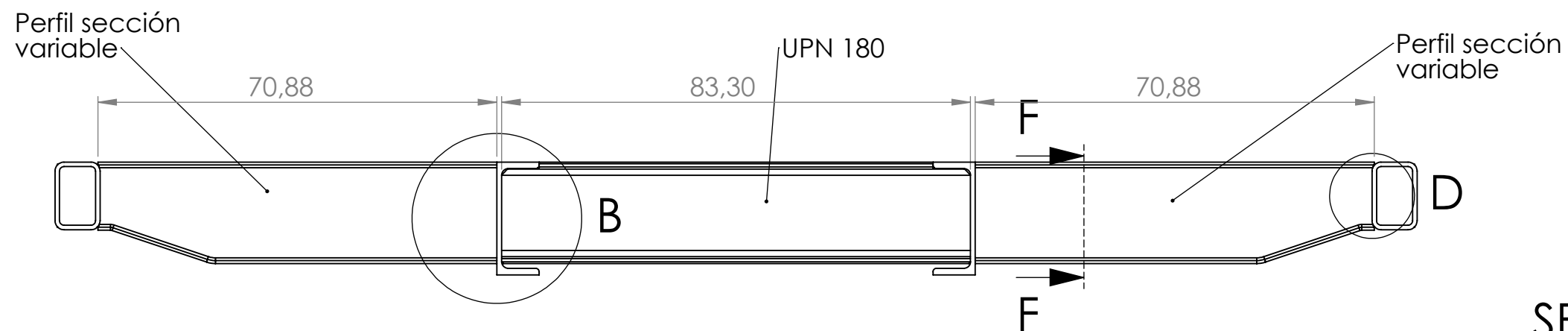
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	05/02/2017	Daniel Cañada			
COMPROBADO					
COTAS	cm				
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos Travesaño frontal - Tubo 120x80x8			Nº PLANO 1.3	
1 20				SUSTITUYE A:	
				SUSTITUIDO POR:	



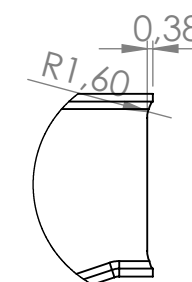
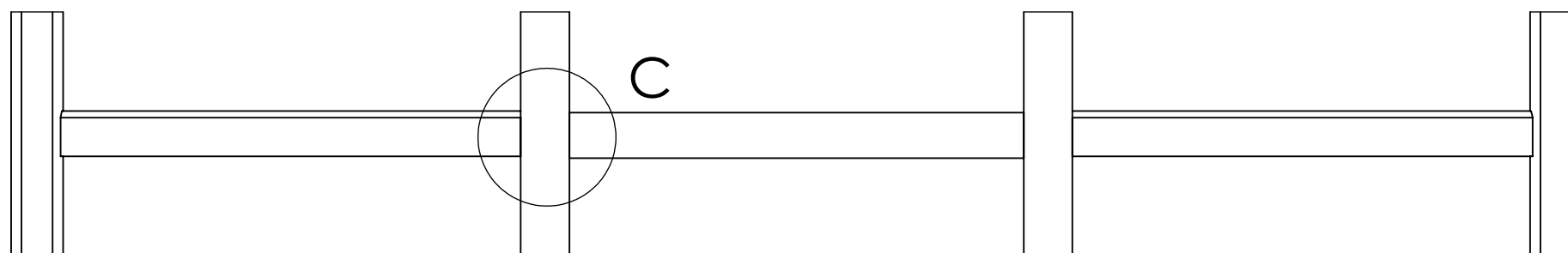
DETALLE A
ESCALA 1 : 5

DETALLE C
ESCALA 1 : 5

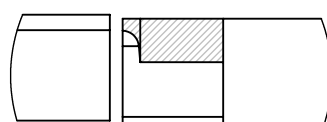
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	05/02/2017	Daniel Cañada			
COMPROBADO					
COTAS	cm				
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos			Nº PLANO 1.5	
1 10				SUSTITUYE A:	
	Travesaños suelo - IPE80			SUSTITUIDO POR:	



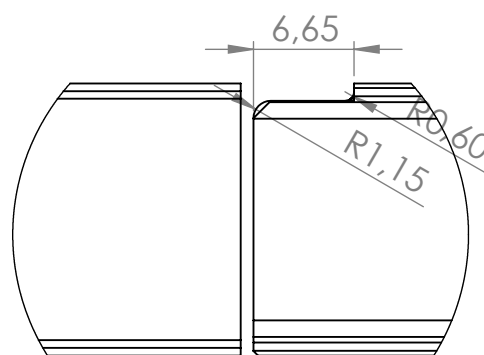
SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 10



DETALLE D
ESCALA 1 : 5

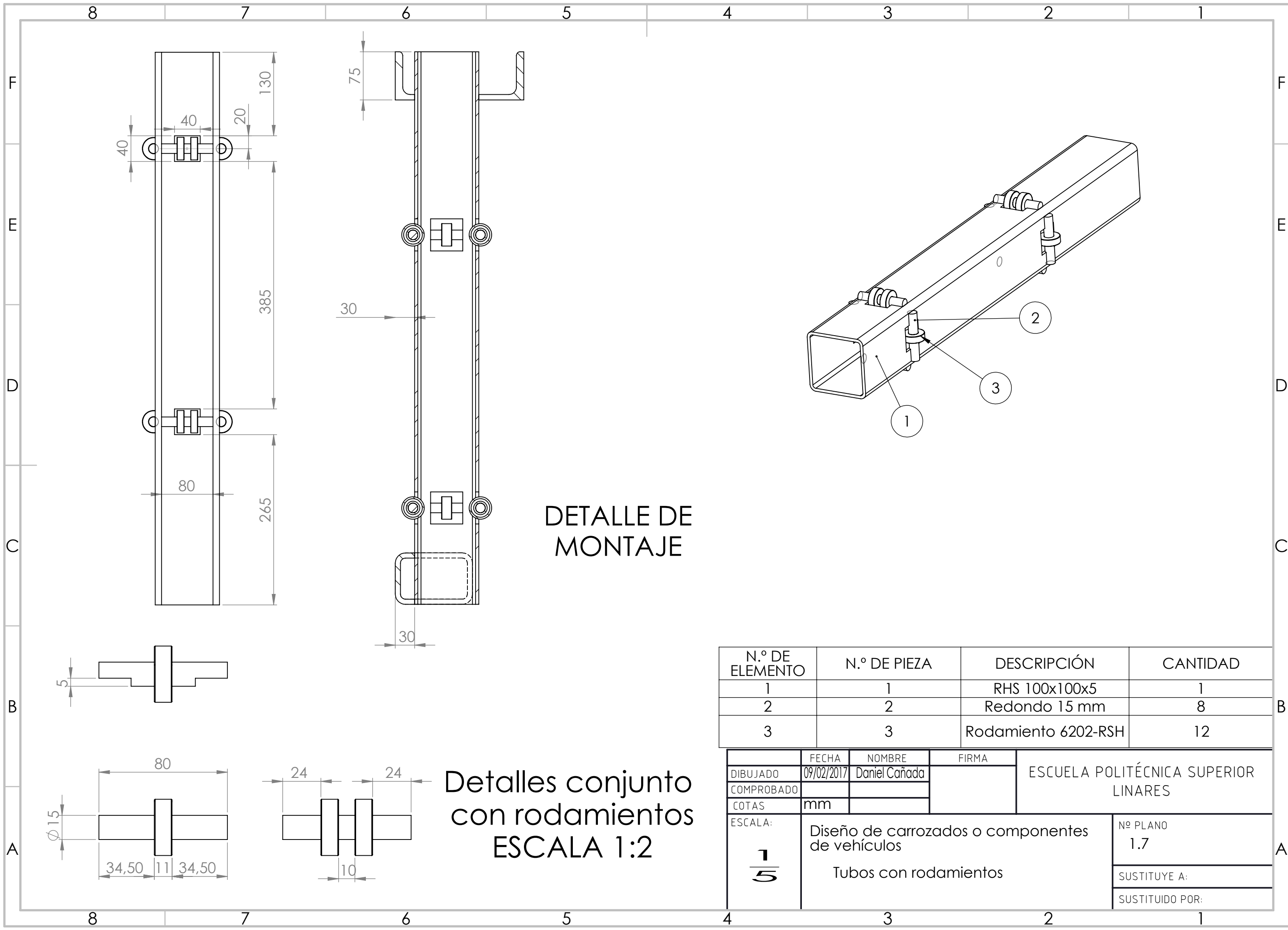


DETALLE C
ESCALA 1 : 5



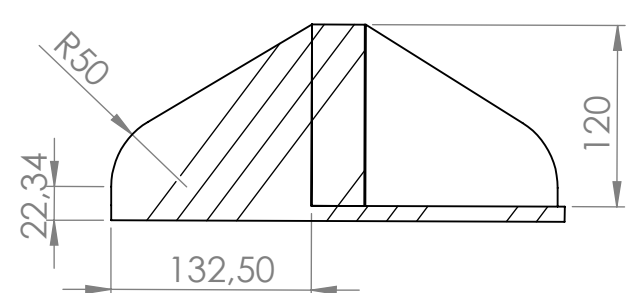
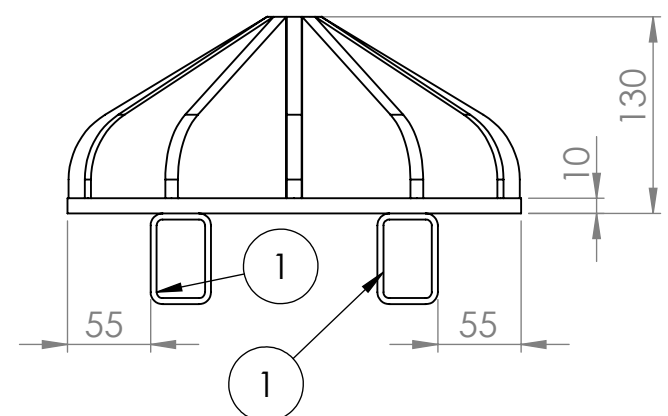
DETALLE B
ESCALA 1 : 5

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	05/02/2017	Daniel Cañada		
COMPROBADO				
COTAS	cm			
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos Travesaños sección variable y UPN 180			Nº PLANO 1.6
1 10				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

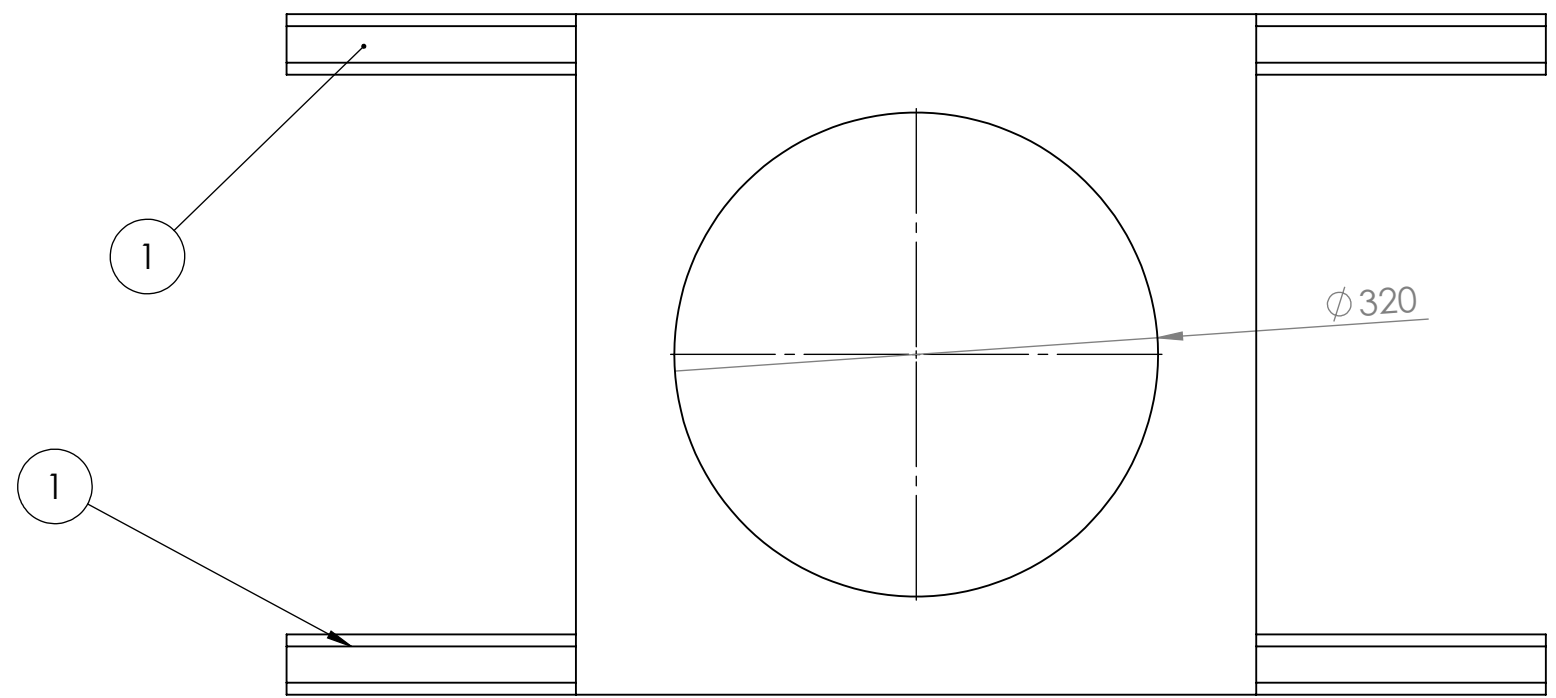
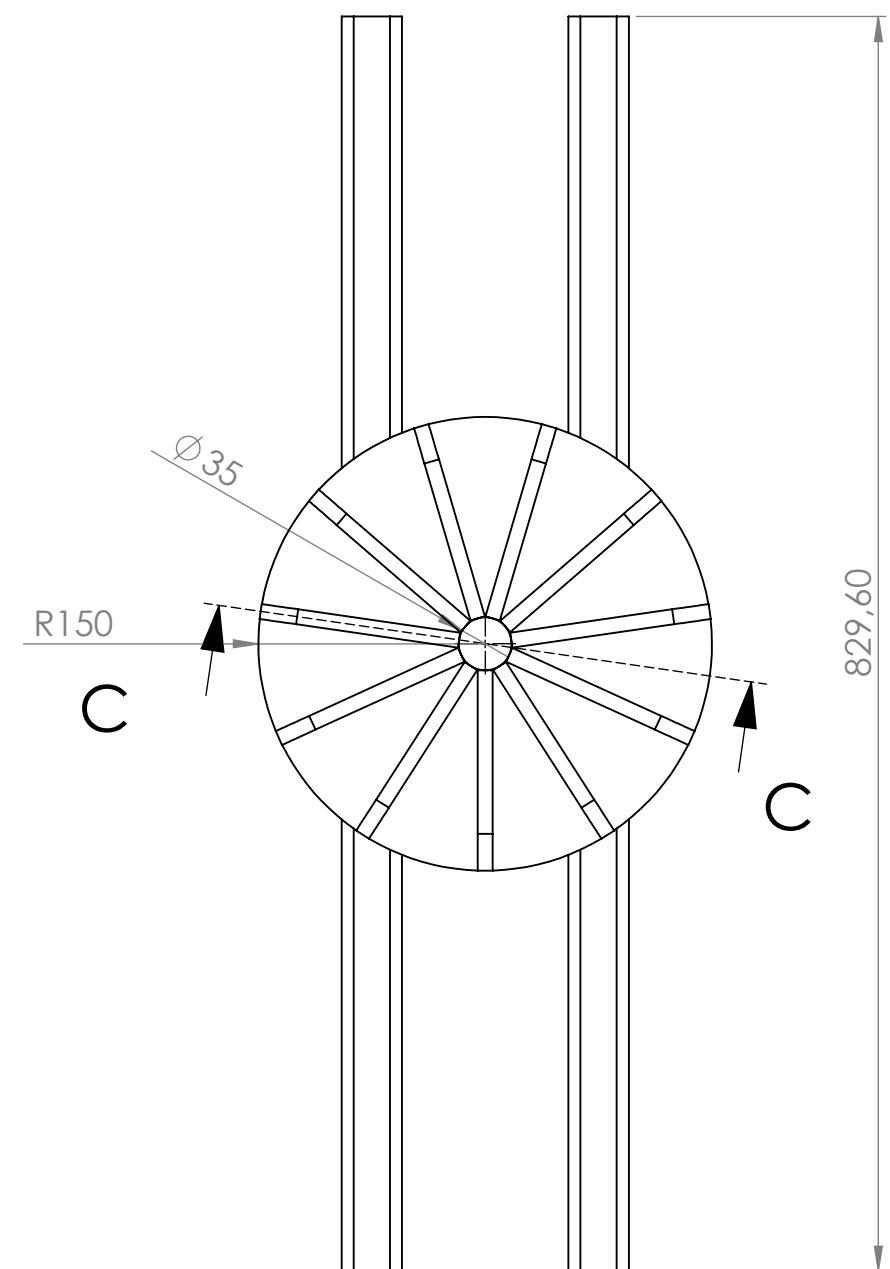


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	1	RHS 100x100x5	1
2	2	Redondo 15 mm	8
3	3	Rodamiento 6202-RSH	12

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	09/02/2017	Daniel Cañada		
COMPROBADO				
COTAS	mm			
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos			Nº PLANO 1.7
	Tubos con rodamientos			SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

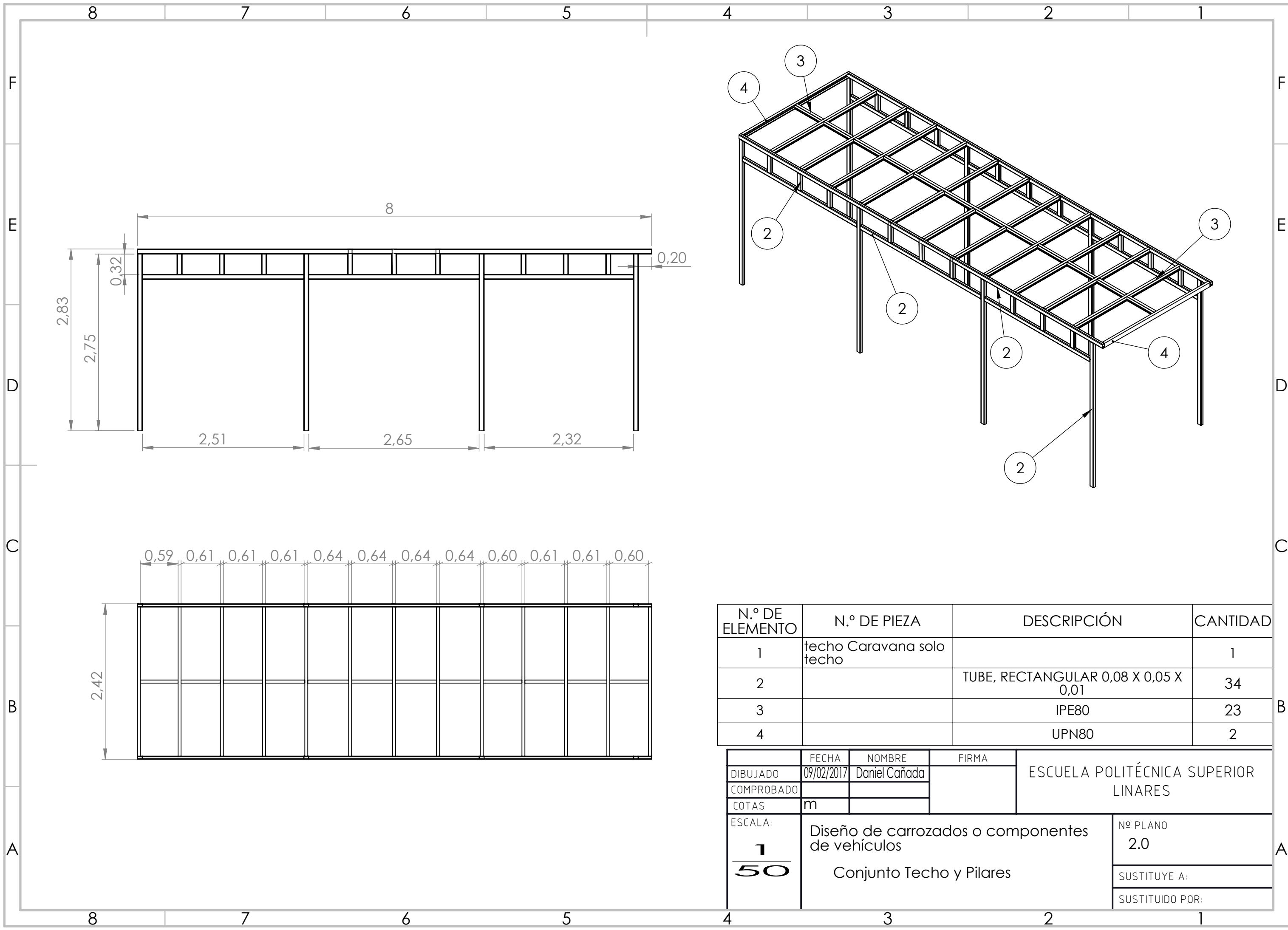


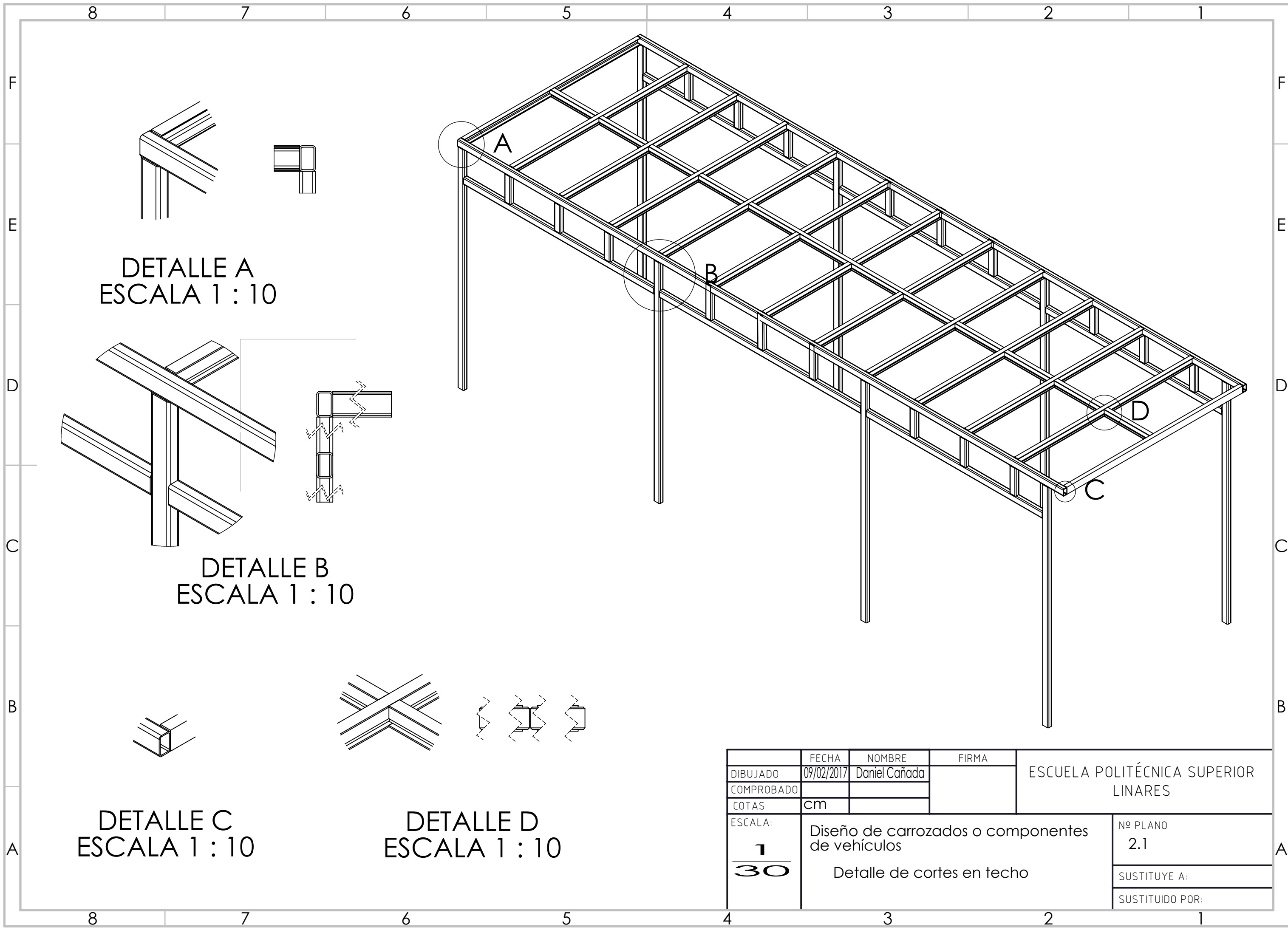
SECCIÓN C-C



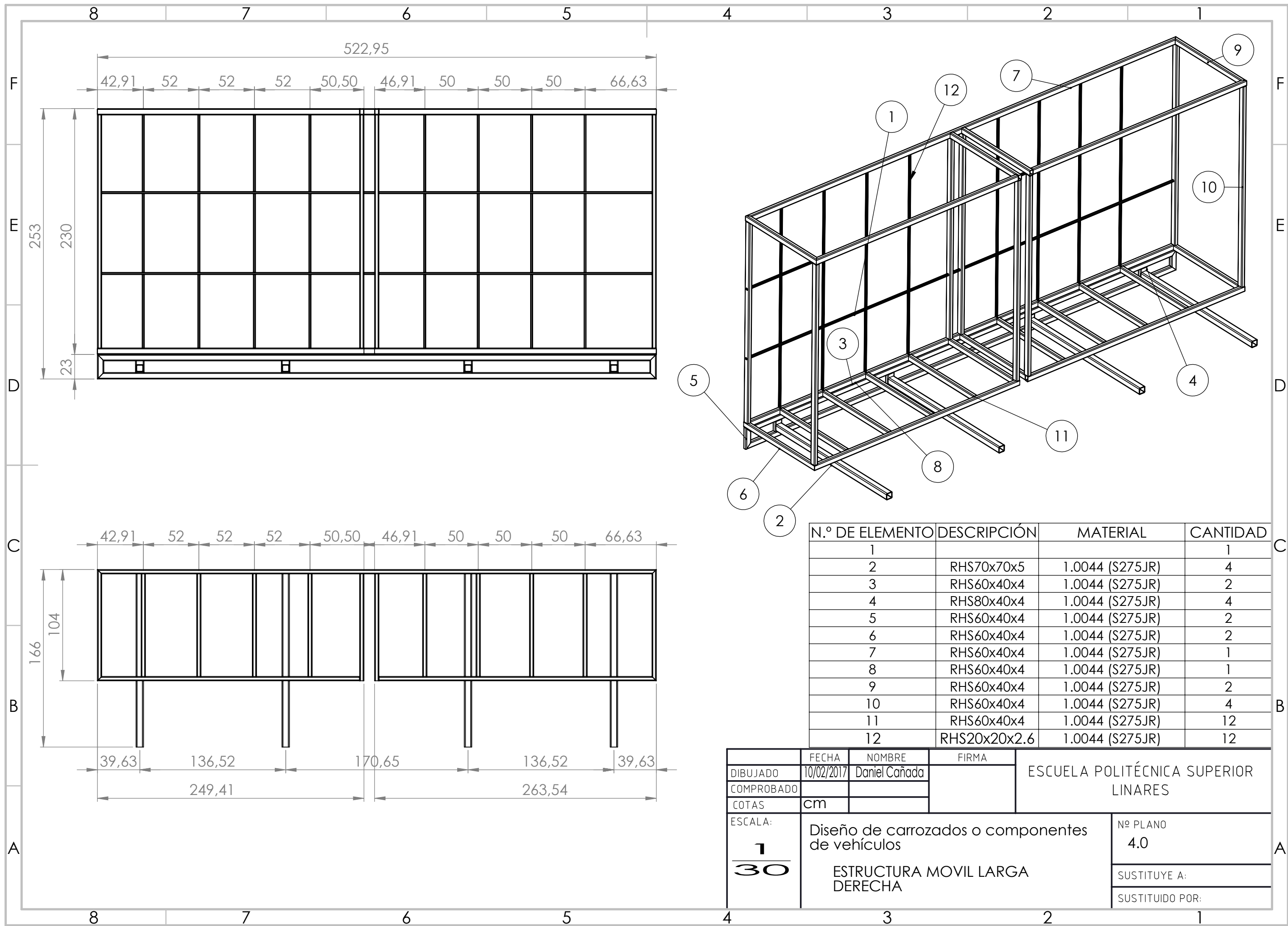
1. TUBO RHS 60*40*4

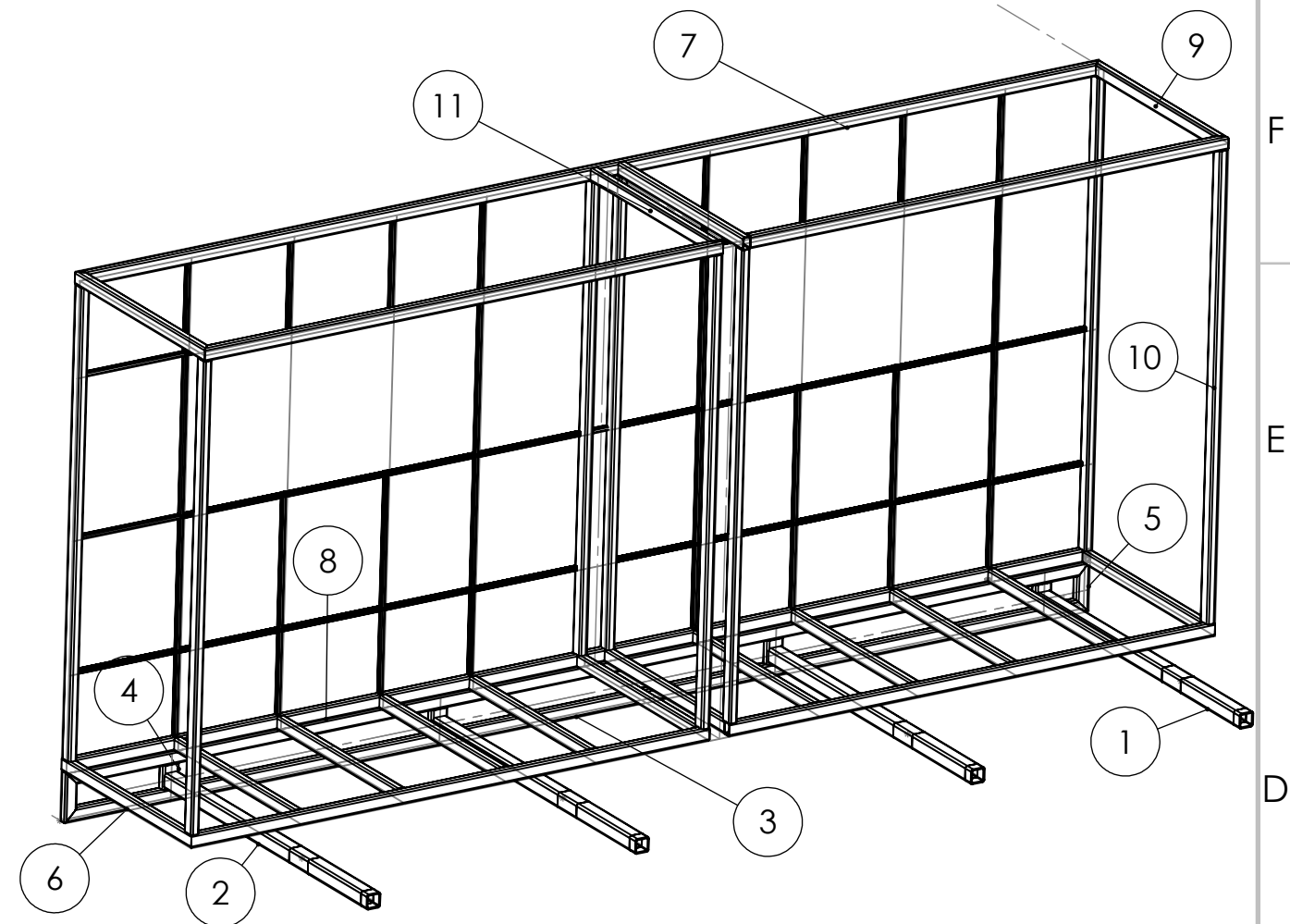
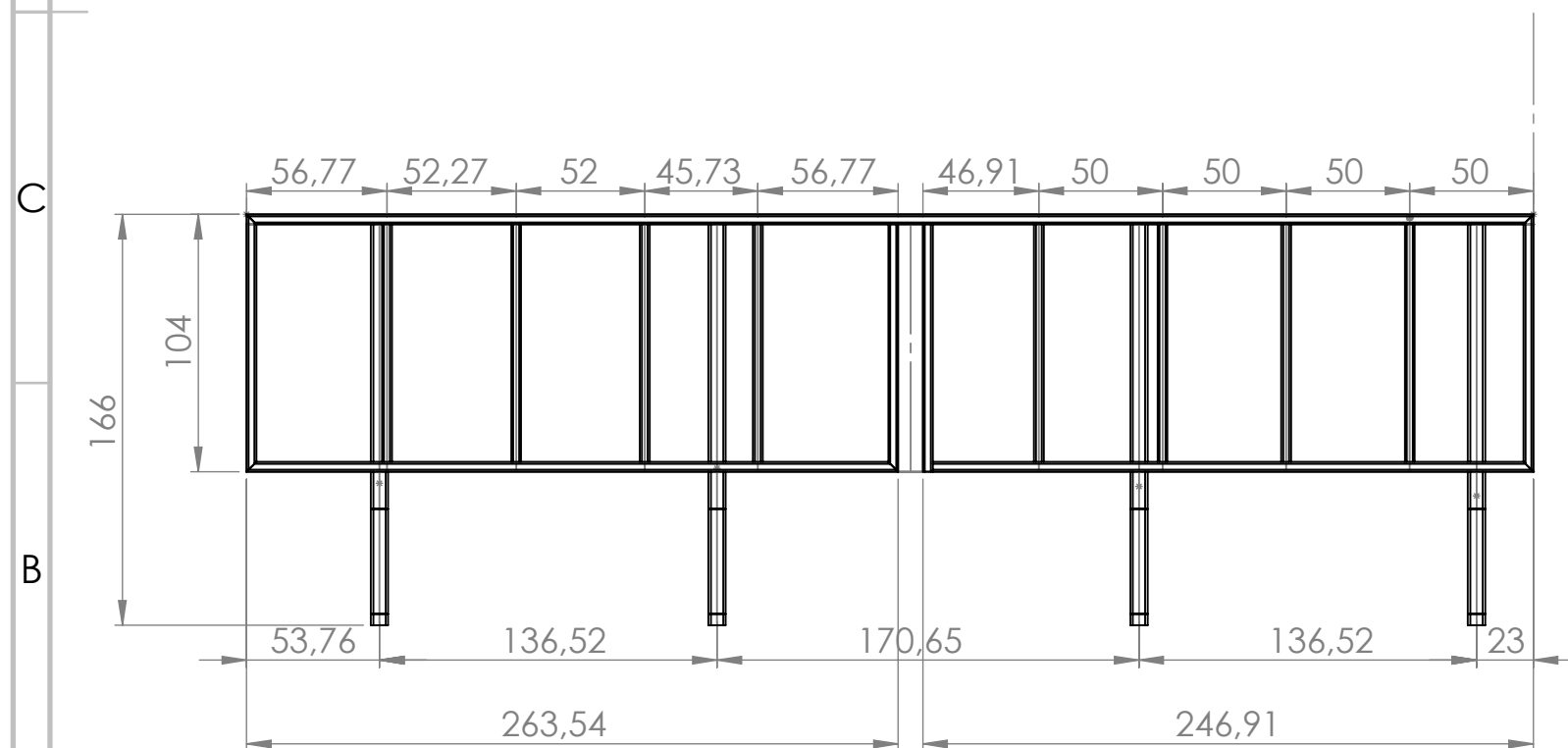
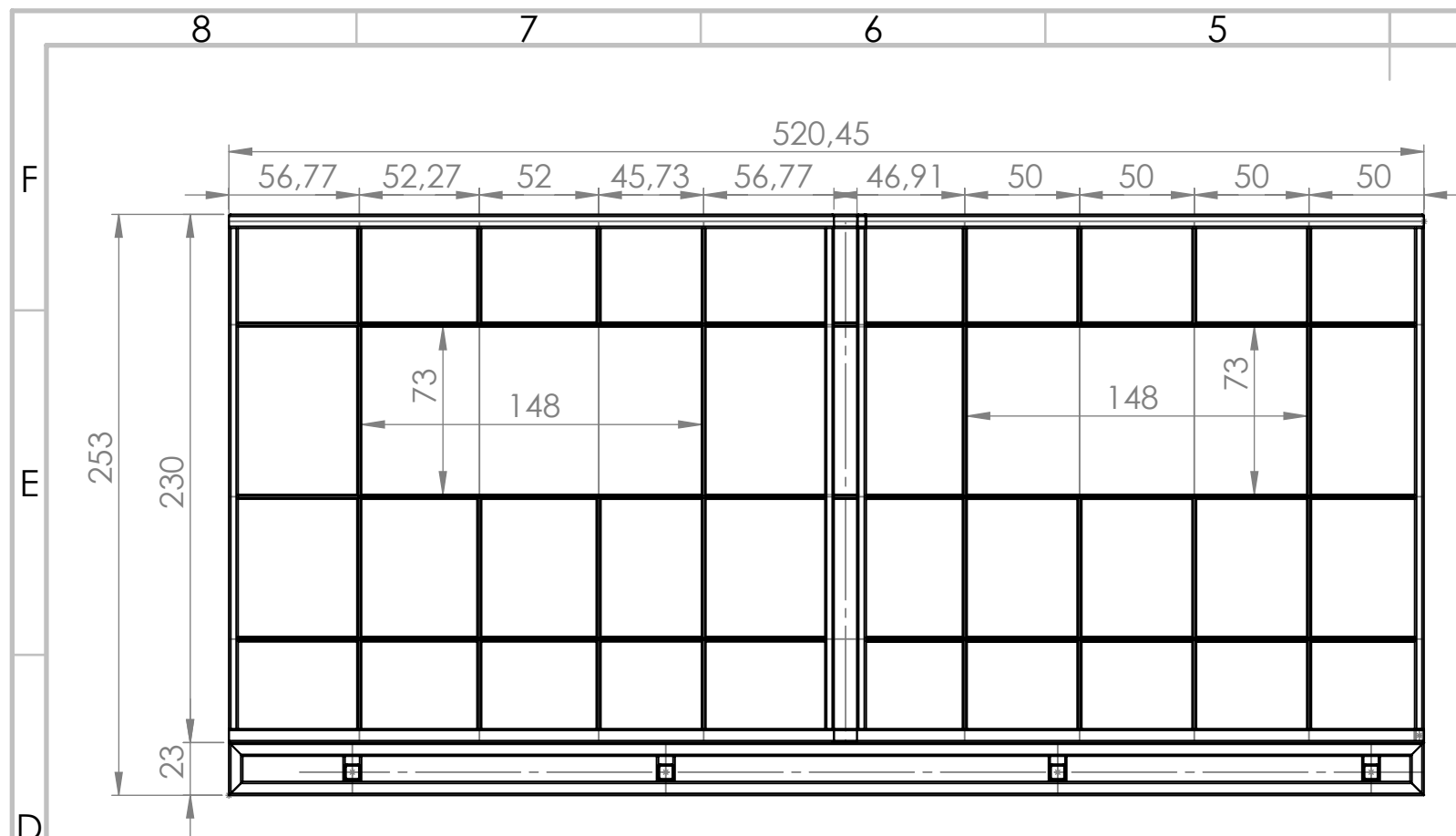
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	09/02/2017	Daniel Cañada		
COMPROBADO				
COTAS	mm			
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos			Nº PLANO 1.8
	Plano centradores			SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:





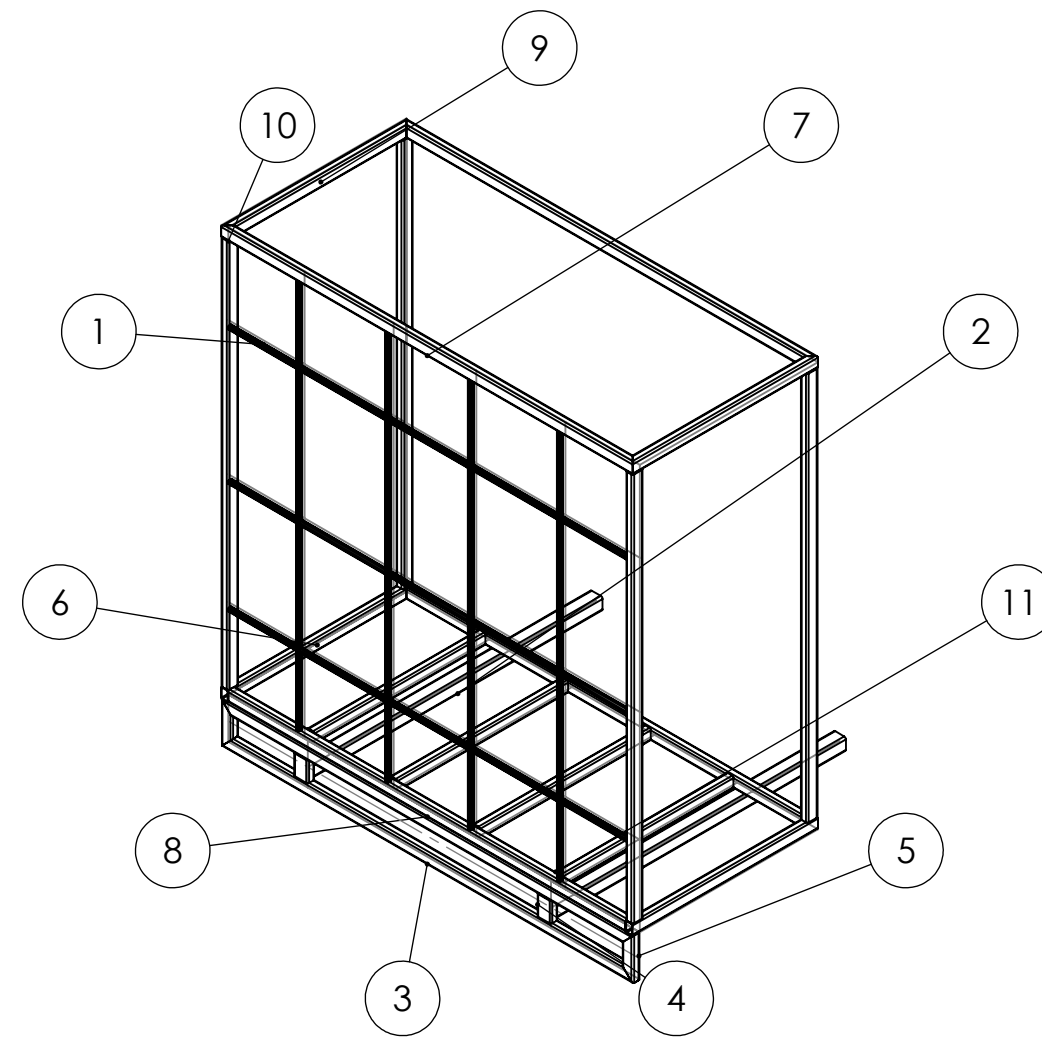
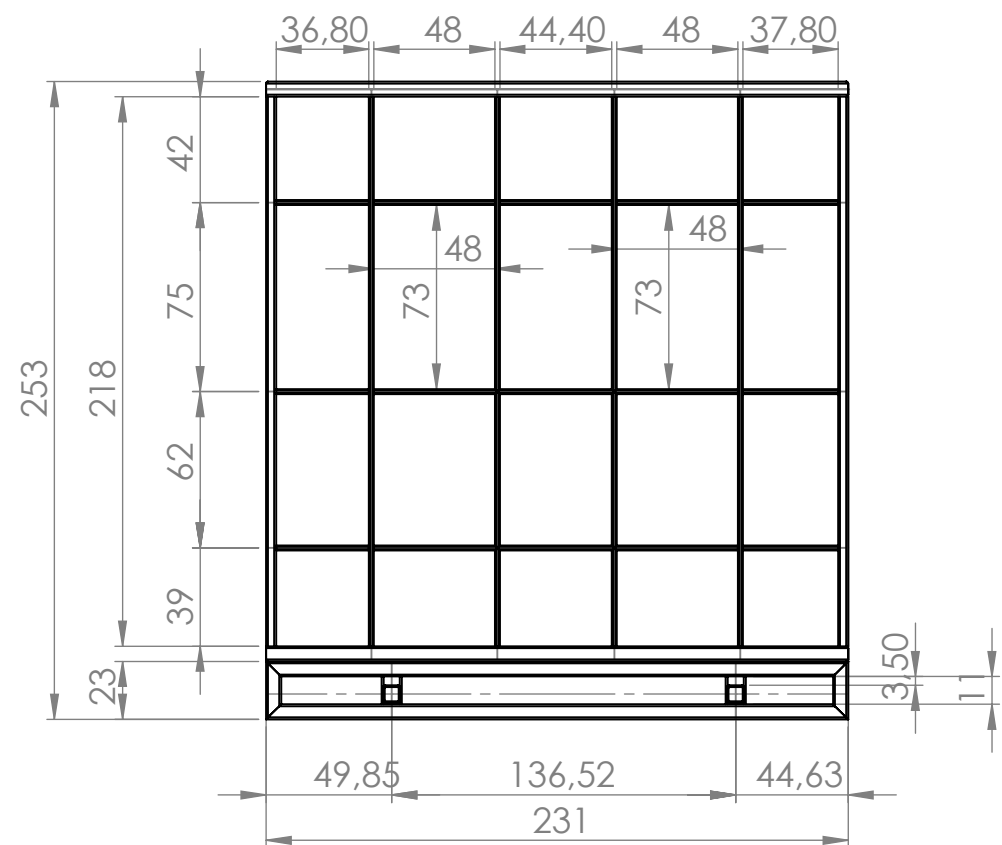
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	09/02/2017	Daniel Cañada		
COMPROBADO				
COTAS	cm			
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos			Nº PLANO 2.1
1 30				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:





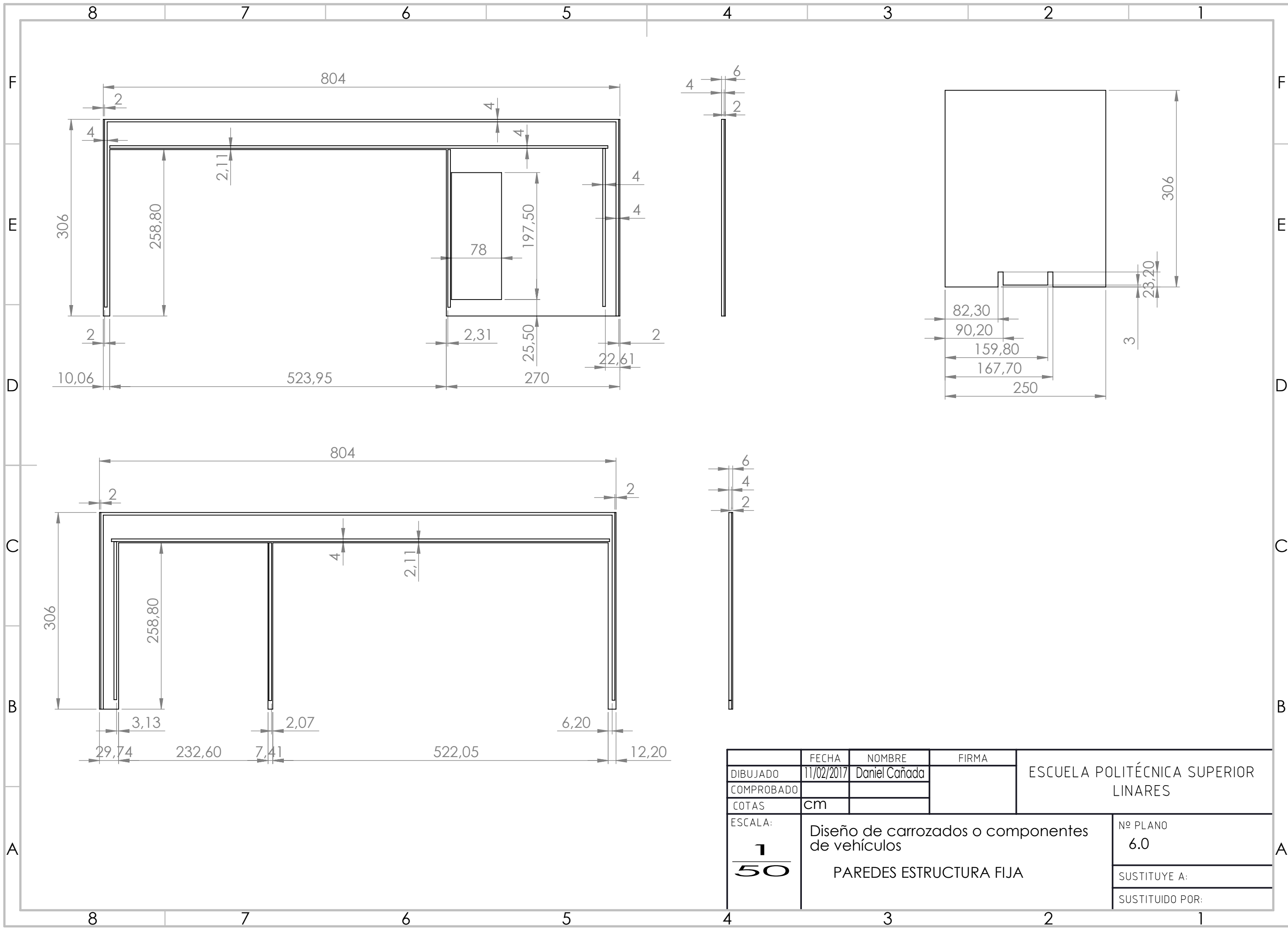
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Petaca larga		1
2		RHS70x70x5	4
3		RHS60x40x4	2
4		RHS80x40x4	4
5		RHS60x40x4	2
6		RHS60x40x4	2
7		RHS60x40x4	1
8		RHS60x40x4	1
9		RHS60x40x4	2
10		RHS60x40x4	4
11		RHS60x40x4	12

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	11/02/2017	Daniel Cañada		
COMPROBADO				
COTAS	cm			
ESCALA: 1 30	Diseño de carrozados o componentes de vehículos Estructura movil larga izquierda			Nº PLANO 3.0
				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

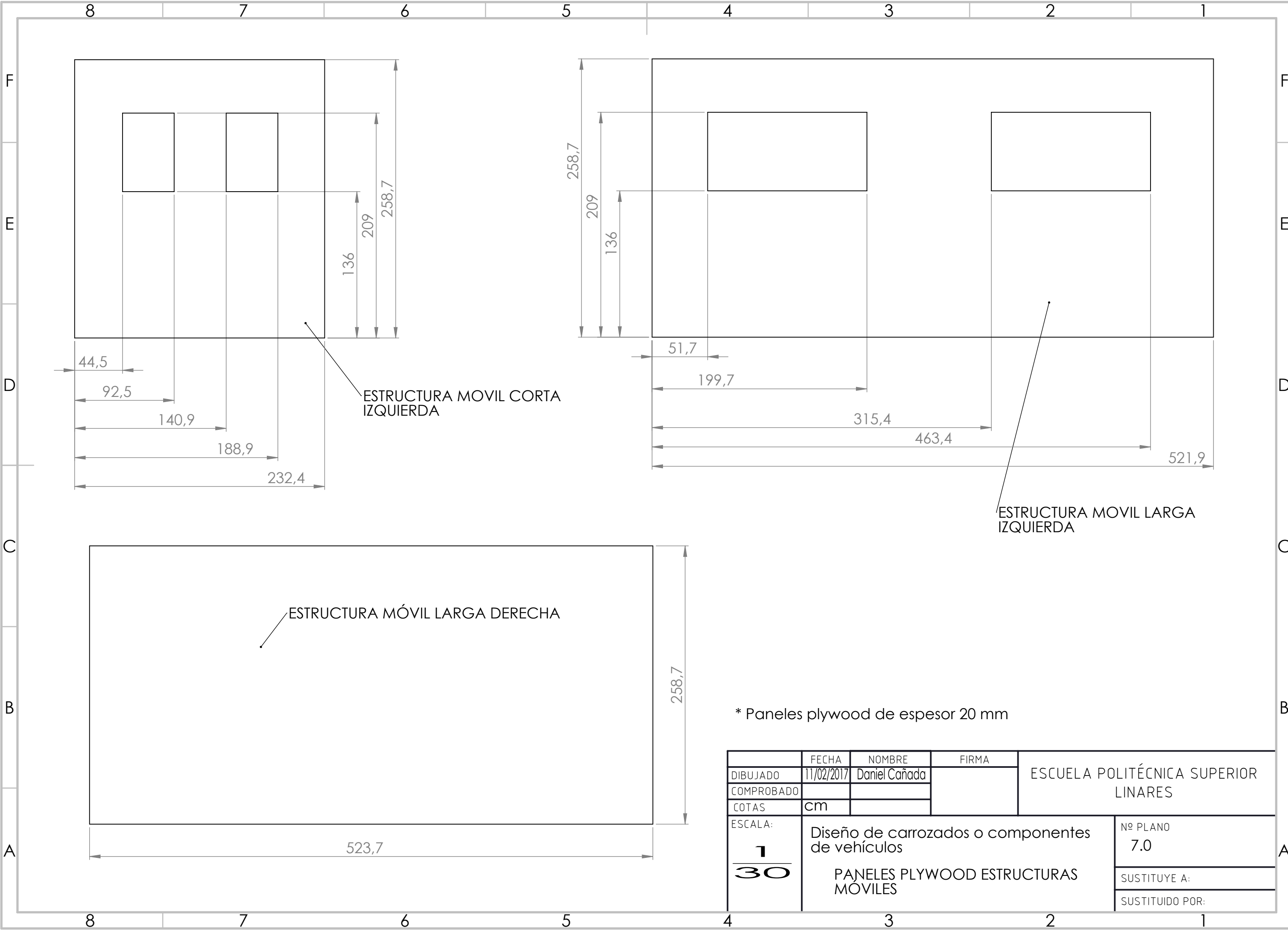


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD
1	Petaca corta			1
2		RHS70x70x5	1.0044 (S275JR)	2
3		RHS60x40x4	1.0044 (S275JR)	2
4		RHS80x40x4	1.0044 (S275JR)	2
5		RHS60x40x4	1.0044 (S275JR)	2
6		RHS60x40x4	1.0044 (S275JR)	2
7		RHS60x40x4	1.0044 (S275JR)	3
8		RHS60x40x4	1.0044 (S275JR)	1
9		RHS60x40x4	1.0044 (S275JR)	2
10		RHS60x40x4	1.0044 (S275JR)	4
11		RHS60x40x4	1.0044 (S275JR)	4
12		RHS20x20x2.6	1.0044 (S275JR)	

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	11/02/2017	Daniel Cañada		
COMPROBADO				
COTAS	cm			
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos ESTRUCTURA MOVIL CORTA			Nº PLANO 5.0
1 30				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

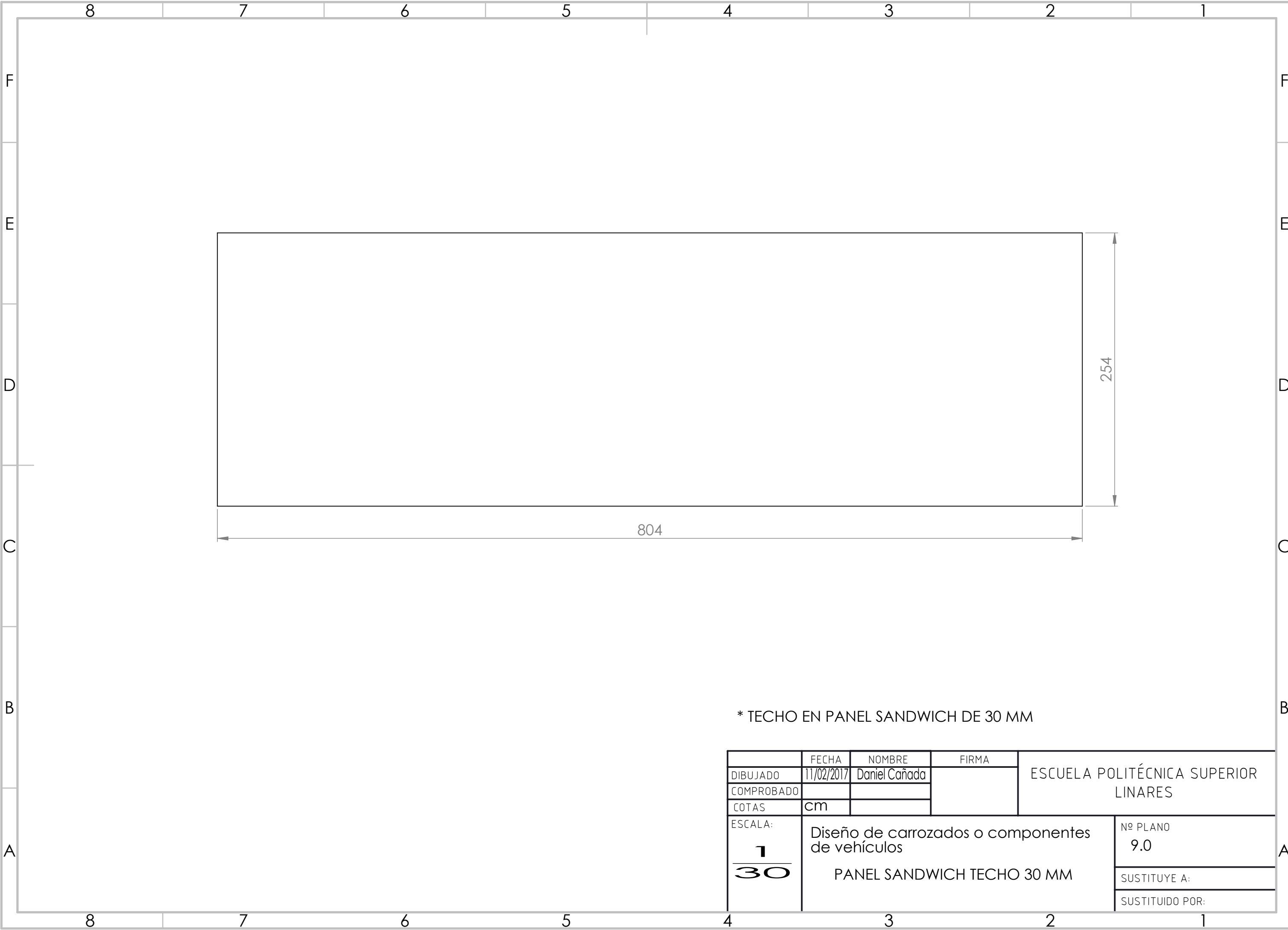


	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	11/02/2017	Daniel Cañada		
COMPROBADO				
COTAS	cm			
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos PAREDES ESTRUCTURA FIJA			Nº PLANO 6.0
1 50				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:



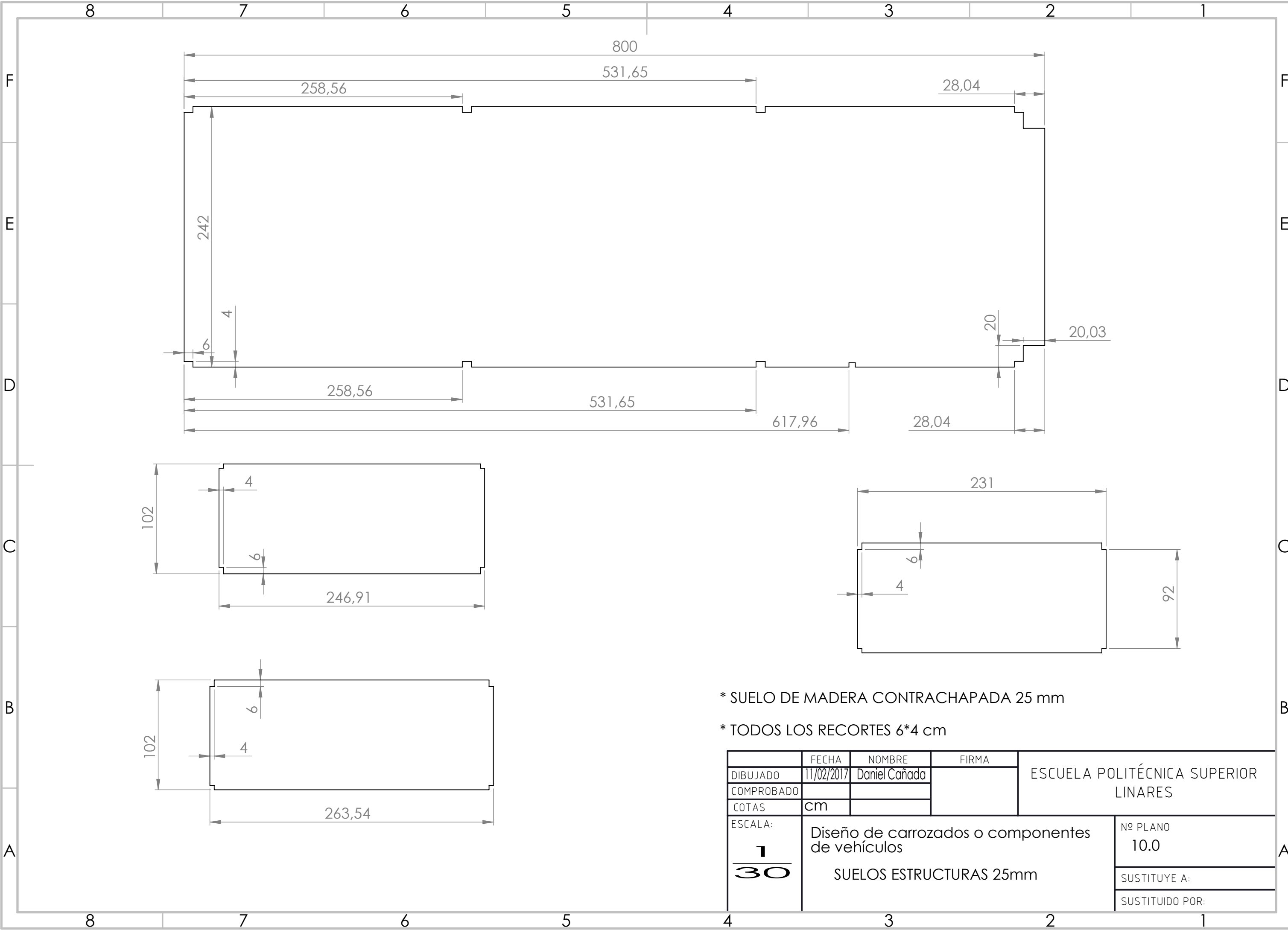
* Paneles plywood de espesor 20 mm

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	11/02/2017	Daniel Cañada			
COMPROBADO					
COTAS	cm				
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos				Nº PLANO 7.0
1 30					SUSTITUYE A:
	PANELES PLYWOOD ESTRUCTURAS MÓVILES				SUSTITUIDO POR:



* TECHO EN PANEL SANDWICH DE 30 MM

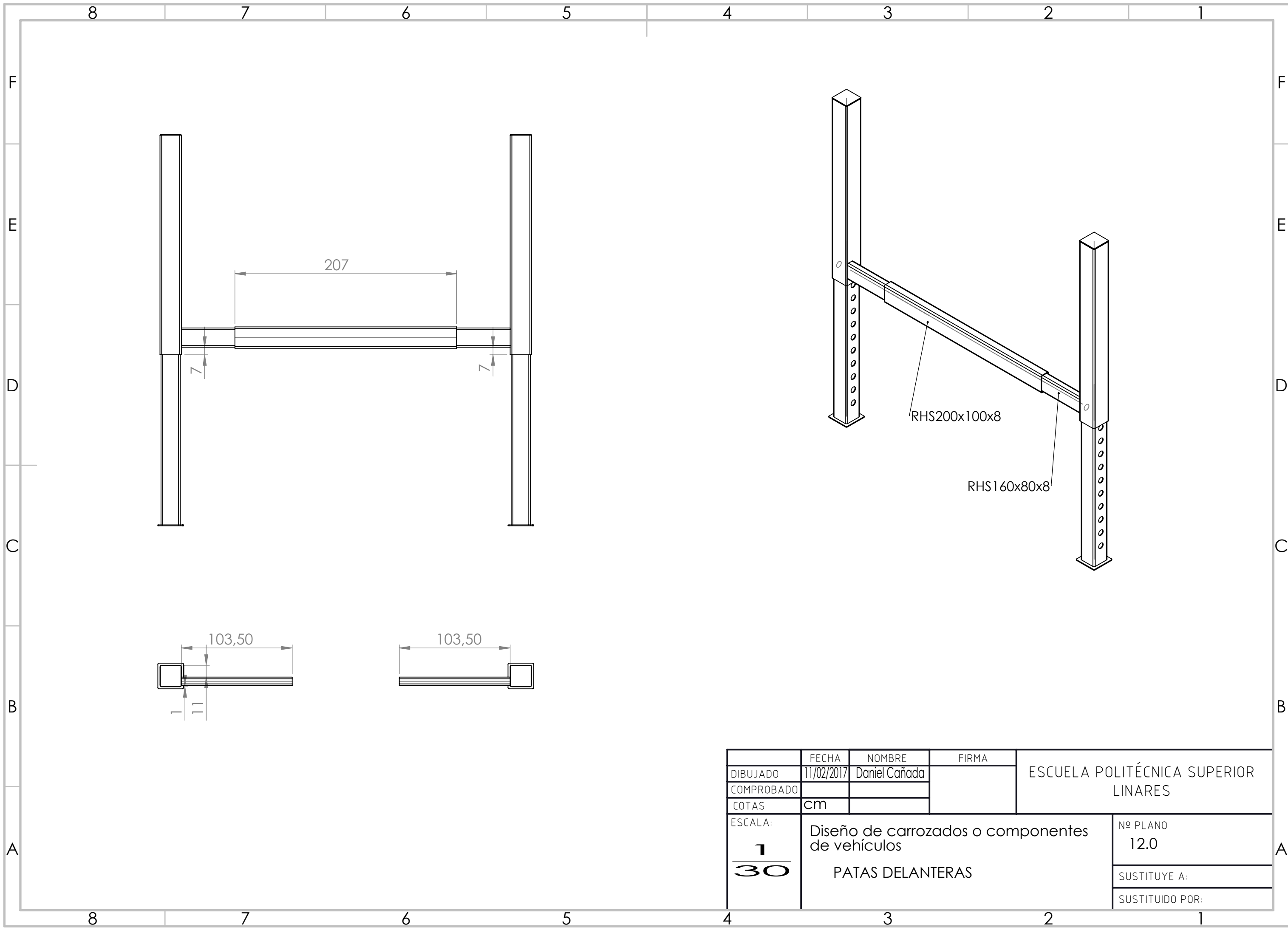
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	11/02/2017	Daniel Cañada			
COMPROBADO					
COTAS	cm				
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos PANEL SANDWICH TECHO 30 MM			Nº PLANO 9.0	
1 30				SUSTITUYE A:	
				SUSTITUIDO POR:	



* SUELO DE MADERA CONTRACHAPADA 25 mm

* TODOS LOS RECORTES 6*4 cm

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES	
DIBUJADO	11/02/2017	Daniel Cañada			
COMPROBADO					
COTAS	cm				
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos SUELOS ESTRUCTURAS 25mm			Nº PLANO 10.0	
1 30				SUSTITUYE A:	
				SUSTITUIDO POR:	



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR LINARES
DIBUJADO	11/02/2017	Daniel Cañada		
COMPROBADO				
COTAS	cm			
ESCALA:	Diseño de carrozados o componentes de vehículos PATAS DELANTERAS			Nº PLANO 12.0
1 30				SUSTITUYE A:
				SUSTITUIDO POR:

5 PLIEGO DE CONDICIONES

5.1 Especificaciones de los materiales

EL tipo de acero que se utiliza para los distintos perfiles, vigas y barras que componen el conjunto de estructuras ensambladas se utilizará acero S275, excepto para los elementos con mayor sollicitación en cuyo caso se utilizará acero S355:

DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD
CHASIS BASE CARAVANA		
TUBE, RECTANGULAR 12 X 8 X 0,80	1.0044 (S275JR)	5
UPN200	1.0044 (S275JR)	2
IPE80	1.0044 (S275JR)	60
C CHANNEL 12 X 12	1.0044 (S275JR)	3
UPN180	1.0044 (S275JR)	3
VARIABLE C CHANNEL	1.0044 (S275JR)	6
TUBOS CON RODAMIENTOS (10 PIEZAS)		
RHS100x100x5	1.0044 (S275JR)	10
REDONDO 15 MM EJE RODAMIENTOS	1.0045 (S355JR)	80
RODAMIENTOS SKF 6202-RSH		120
AMARRES TWISTLOCK (4 PIEZAS)		
CUADRADO DE ACERO 30X30	1.0044 (S275JR)	4
PLETINA ACERO 200X70X20	1.0044 (S275JR)	4
PLETINA ACERO 200 X 155 X 20	1.0044 (S275JR)	4
PLETINA ACERO 200X80X20	1.0044 (S275JR)	4
CENTRADORES SOBRECHASIS (2 PIEZAS)		
RHS60x40x4	1.0044 (S275JR)	4
PANEL ACERO AGUJERO CIRCULAR 450X450X16	1.0044 (S275JR)	2
CENTRADORES BASTIDOR (2 PIEZAS)		
RHS60x40x4	1.0044 (S275JR)	4
PLETINA CIRCULAR DIAMETRO 300 X 10	1.0044 (S275JR)	2
PLETINA TRIANGULO RECTANGULO 120X132,4	1.0044 (S275JR)	20
REDONDO 35 MM X 120	1.0044 (S275JR)	2
PATAS VERTICALES (4 PIEZAS)		

PATA EXTERNA RHS 200X200X8	1.0044 (S275JR)	4
PATA INTERNA RHS 180X180X8	1.0044 (S275JR)	4
TAPA SUPERIOR 200X200X7	1.0044 (S275JR)	4
BASE INFERIOR 240X240X8	1.0044 (S275JR)	4
PATAS HORIZONTALES DELANTERAS		
TUBO EXTERNO RHS 200X100X8	1.0044 (S275JR)	1
TUBO INTERNO RHS 160X80X8	1.0044 (S275JR)	2
TECHO Y PILARES		
PILARES TUBE 70X40X5	1.0044 (S275JR)	8
TUBOS HORIZONTALES TUBE 70X40X5	1.0044 (S275JR)	8
TUBOS VERTICALES TUBE 70X40X5	1.0044 (S275JR)	18
IPE80	1.0044 (S275JR)	11
UPN80	1.0044 (S275JR)	2
ESTRUCTURA MOVIL LARGA IZQUIERDA		
RHS70x70x5	1.0044 (S275JR)	4
RHS60x40x4	1.0044 (S275JR)	26
RHS80x40x4	1.0044 (S275JR)	4
ESTRUCTURA MOVIL LARGA DERECHA		
RHS70x70x5	1.0044 (S275JR)	4
RHS60x40x4	1.0044 (S275JR)	26
RHS80x40x4	1.0044 (S275JR)	4
ESTRUCTURA MOVIL CORTA IZQUIERDA		
RHS70x70x5	1.0044 (S275JR)	2
RHS60x40x4	1.0044 (S275JR)	20
RHS80x40x4	1.0044 (S275JR)	2
BRAZOS CON TWIST-LOCK (4 PIEZAS)		
PLETINA 15 MM	1.0044 (S275JR)	4
BRAZO PERFIL VARIABLE	1.0044 (S275JR)	4
TWIST-LCOCK SCHNEIDER	S275/S355	4

Tabla 19 – Calidad y cantidades de componentes

Y para los materiales no metálicos:

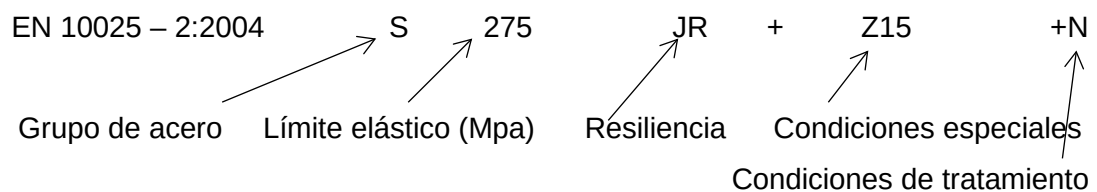
MATERIALES NO METALES		
FRONTALES CERRADOS EN PLYWOOD 20MM	PLYWOOD CON POLIESTER	2
LATERALES CERRADOS EN PLYWOOD 20 MM	PLYWOOD CON POLIESTER	2
TECHO SANDWICH 30 MM	PANEL SANDWICH	1
PERFILES ALUMINIO	ALUMINIO	-
SUELO	MADERA CONTRACHAPADA	6
LATERALES ESTRUCTURAS MOVILES 3,5MM	PANEL ALUMINIO	10
TECHO ESTRUCTURAS MOVILES 3,5 MM	PANEL ALUMINIO	5

Tabla 20 – Material y componentes no metálicos

5.2 Características de los aceros

La caravana está compuesta principalmente por vigas y perfiles de acero laminado, todos ellos deben ser congruentes con la norma UNE EN10025. Los productos provenientes de la CE, deberán seguir la reglamentación del Real Decreto 1630/1992, que dicta las disposiciones para la circulación de este tipo de productos.

Según la norma UNE EN 10027-1:2005, los aceros estructurales se pueden designar tal que:



5.3 Características mecánicas

El fabricante debe proporcionar unas características mecánicas que serán cumplidas por sus aceros y son:

Norma Standard Norma	Calidades Grades Tipi	Limite elástico mínimo R_{eH} Minimum yield strength R_{eH} Limite elastico minimo R_{eH} MPa						Resistencia a la tracción R_m Tensile strength R_m Resistenza alla trazione R_m MPa		Alargamiento mínimo A Minimum elongation A Allungamento minimo A $L_0 = 5,65 \sqrt{S_0}$ %				Ensayo de flexión por choque Notch impact test Prova di resilienza	
		Espesor nominal (mm) Nominal thickness (mm) Spessore nominale (mm)						Espesor nominal (mm) Nominal thickness (mm) Spessore nominale (mm)		Espesor nominal (mm) Nominal thickness (mm) Spessore nominale (mm)				Temperatura Temperature Temperatura	Energía mín. absorbida ¹⁾ Min. absorbed energy ¹⁾ Energia min. assorbita ¹⁾
		≤16	>16 ≤40	>40 ≤63	>63 ≤80	>80 ≤100	>100 ≤140	≥3 ≤100	>100 ≤140	≥3 ≤40	>40 ≤63	>63 ≤100	>100 ≤140	°C	J
EN 10025-2: 2004	S235JR S235JO S235J2*	235	225	215			195	360-510	350-500	26	25	24	22	+20 0 -20	27 27 27
	S275JR S275JO S275J2*	275	265	255	245	235	225	410-560	400-540	23	22	21	19	+20 0 -20	27 27 27
	S355JR S355JO S355J2 S355K2	355	345	335	325	315	295	470-630	450-600	22	21	20	18	+20 0 -20 -20	27 27 27 40
	S450JO	450	430	410	390	380	380	550-720	530-700	17				0	27
	E295* E335*	295 335	285 325	275 315	265 305	255 295	245 275	470-610 570-710	450-610 550-710	20 16	19 15	18 14	16 12		

Figura 96 – Características mecánicas de los aceros ArcelorMittal [11]

5.4 Características químicas

Al igual que características mecánicas el fabricante también proporciona una serie de características químicas:

Norma Standard Norma	Calidades Grades Tipi	Análisis de colada Ladle analysis Analisi di colata												
		C max. %			Mn max. %	Si ⁽⁶⁾ max. %	P max. %	S max. %	N ⁽²⁾ max. %	Cu max. %	Otros ⁽⁷⁾ Other ⁽⁷⁾ Altri ⁽⁷⁾ max. %	CEV ⁽⁴⁾ max. %		
		Espesor nominal (mm) Nominal thickness (mm) Spessore nominale (mm)										Espesor nominal (mm) Nominal thickness (mm) Spessore nominale (mm)		
		≤ 16	>16 ≤40	>40 ⁽³⁾								≤30	>30 ≤40	>40 ≤140
EN 10025-2: 2004	S235JR	0,17	0,17	0,20	1,40	-	0,040 ⁽⁶⁾	0,040	0,012	0,55	-	0,35	0,35	0,38
	S235JO	0,17	0,17	0,17	1,40	-	0,035	0,035	0,012	0,55	-	0,35	0,35	0,38
	S235J2* ⁽⁵⁾	0,17	0,17	0,17	1,40	-	0,030	0,030	-	0,55	-	0,35	0,35	0,38
	S275JR	0,21	0,21	0,22	1,50	-	0,040 ⁽⁶⁾	0,040	0,012	0,55	-	0,40	0,40	0,42
	S275JO	0,18	0,18	0,18	1,50	-	0,035	0,035	0,012	0,55	-	0,40	0,40	0,42
	S275J2* ⁽⁵⁾	0,18	0,18	0,18	1,50	-	0,030	0,030	-	0,55	-	0,40	0,40	0,42
	S355JR	0,24	0,24	0,24	1,60	0,55	0,040 ⁽⁶⁾	0,040	0,012	0,55	-	0,45	0,47	0,47
	S355JO	0,20	0,20 ⁽¹⁾	0,22	1,60	0,55	0,035	0,035	0,012	0,55	-	0,45	0,47	0,47
	S355J2 ⁽⁵⁾	0,20	0,20 ⁽¹⁾	0,22	1,60	0,55	0,030	0,030	-	0,55	-	0,45	0,47	0,47
	S355K2 ⁽⁵⁾	0,20	0,20 ⁽¹⁾	0,22	1,60	0,55	0,030	0,030	-	0,55	-	0,45	0,47	0,47
	S450JO ⁽⁵⁾	0,20	0,20 ⁽¹⁾	0,22	1,70	0,55	0,035	0,035	0,025	0,55	⁽⁸⁾	0,47	0,49	0,49
	E295*						0,045	0,045	0,012					
	E335*						0,045	0,045	0,012					
	E360*						0,045	0,045	0,012					

Figura 97 – Características químicas de aceros ArcelorMittal [11]

5.5 Garantía de las características del acero

Los fabricantes deben garantizar las características mecánicas y la composición química de los productos suministrados. Las empresas fabricantes tendrán el certificado 9001.

5.6 Condiciones de suministro y recepción de perfiles y placas

Salvo excepción, las condiciones generales de suministro cumplen las especificaciones de la norma EN 10021:2008.

5.7 Componentes adquiridos

Los componentes comprados externamente que se utilicen se entregarán embalados de fábricas y con todos sus certificados pertinentes. Los componentes han de cumplir con las especificaciones mostradas en el catálogo y con las normativas vigentes.

Los sistemas twist-lock vendrán en su embalaje original con todos sus documentos de homologación y garantías.

Los rodamientos vendrán en cajas individuales o por paquetes, debidamente protegidos y con su certificado de calidad

Las batería vendrán debidamente embaladas y con sus certificados de garantía.

Los cilindros hidráulicos deben venir embalados y protegidos, además incorporarán sus certificados de garantía, y de conformidad, así como su hoja de características.

El motor hidráulico vendrá en su caja original, con todos sus accesorios y certificados. Además incluirá su hoja de datos técnicos y el manual de instalación.

Las paredes laterales y el techo serán fabricados y montados por la empresa LIDERKIT.SL, los documentos respectivos a sus características además de la hoja de garantía serán entregados al cliente.

5.8 Fabricación de la caravana

Para el corte se utilizará la técnica disponible que asegure más precisión y calidad.

Para la unión de componentes usaremos soldadura MIGMAG o de tipo arco eléctrico por electrodo.

El proceso de fabricación comenzará con el ensamblaje de la base de la caravana, para ello, partiremos de los dos largueros principales UPN 200 a los que les realizaremos los cortes cuadrados de dimensiones y posición especificados en plano.

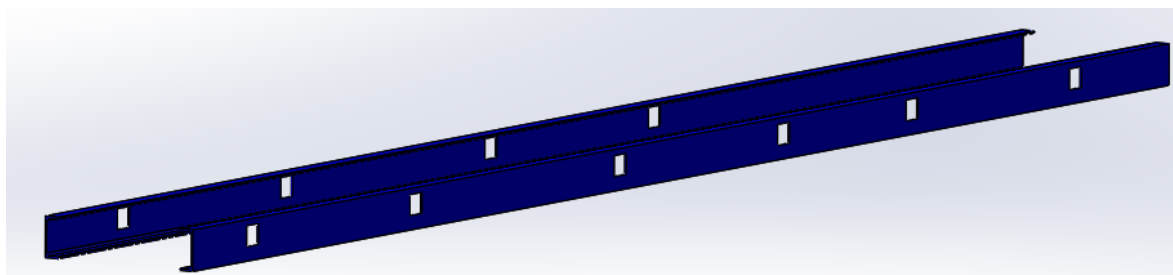


Figura 98 – Vigas principales de la base de la estructura

Una vez realizados los cortes se unirán estos dos perfiles mediante tres vigas UPN 180 que harán la vez de cartelas, previamente cortados los extremos para encajar perfectamente en el interior de los largueros.

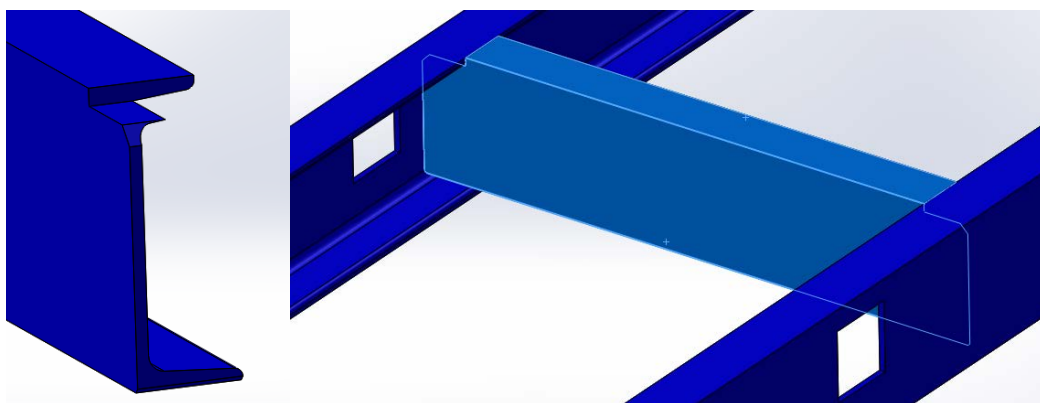


Figura 99 – Cartelas del sobrebastidor y detalle de corte

El siguiente paso en la fabricación será la unión de los travesaños IPE previamente cortados en sus extremos, de forma que la superficie superior coincida con la superficie superior de los largueros centrales para formar una cara plana.

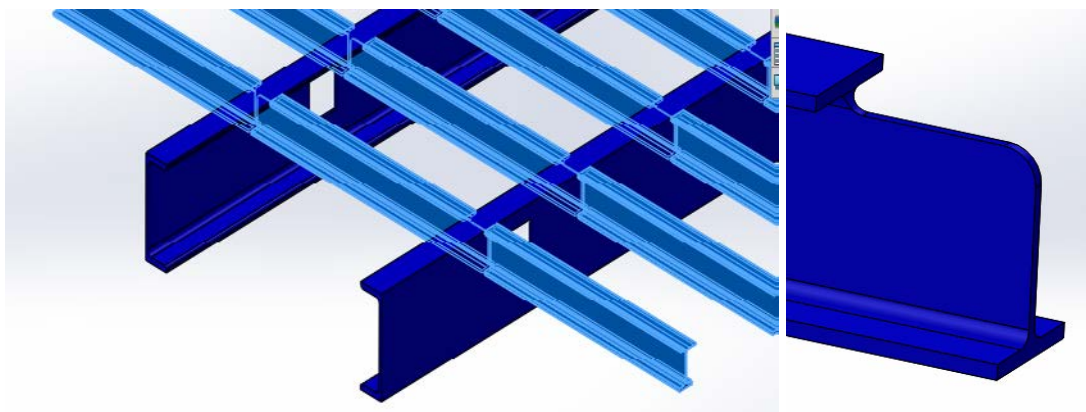


Figura 100 – Travesaños de la base y detalle de corte

Como últimos pasos en la construcción de la base, se montarán los 3 canales C de la parte de la cola, los 6 perfiles de sección variable, los 2 largueros laterales de 120x80x8 y otro más que unirá la parte delantera.

El resultado será una base sólida y firme sobre la que seguidamente empezara a crecer la estructura hacia arriba.

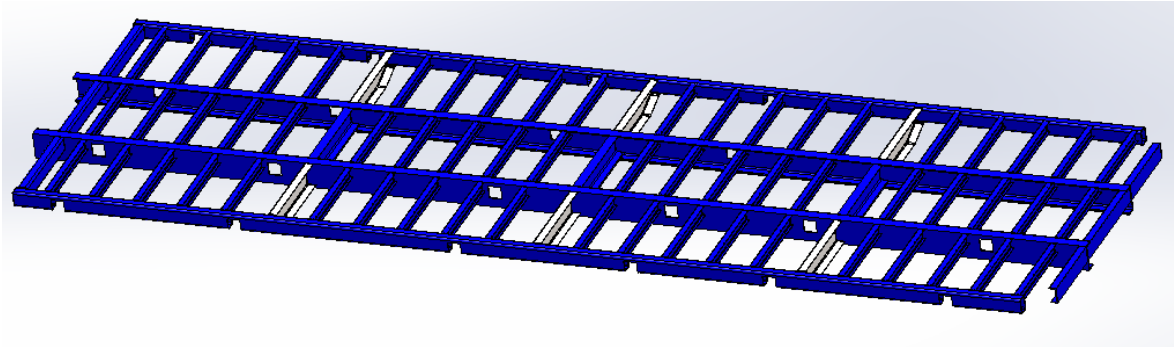


Figura 101 – Base con todos los travesaños

Seguidamente a la construcción de la base, se podrán construir los 10 tubos con rodamientos para ensamblarlos en la primera.

Para ello se cortarán los 10 tubos de tamaño 100x100x5 a medida y se le practicarán 8 agujeros rectangulares como se indica en el plano quedando un tubo así:

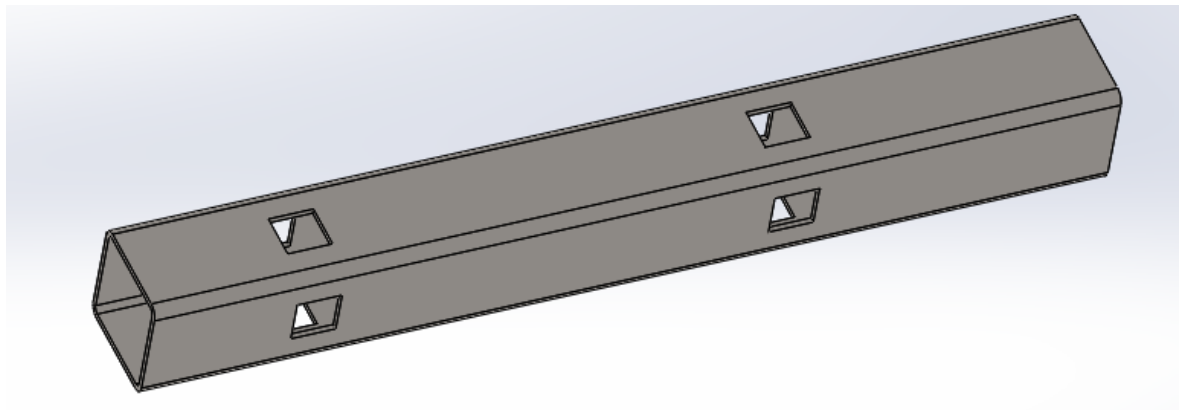


Figura 102 – Tubo 100x5 para elemento con rodamientos

Sobre este tubo se soldarán los redondos de 15 mm previamente cortados a medida con los rodamientos ya insertados para tener finalmente el sistema completo.

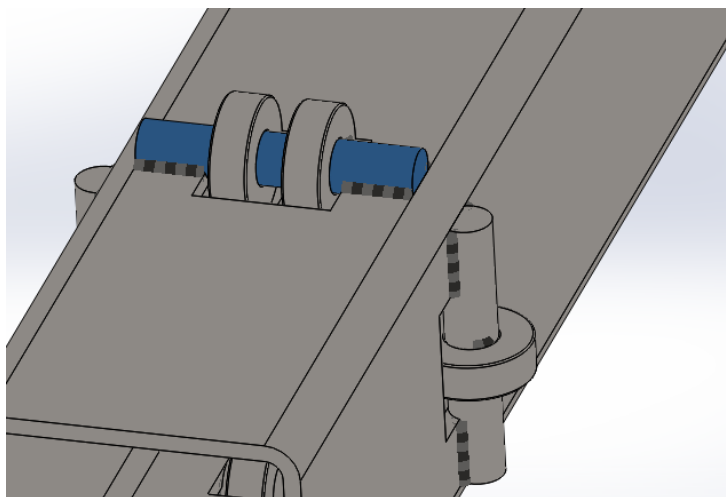


Figura 103 – Detalle de conjunto de rodamientos soldados sobre tubo de 100

Una vez fabricados y terminados pueden ser instalados en la estructura de la base.

En paralelo, se podrán ir fabricando tanto los amarres twistlock, cuyos detalles para fabricación se encuentran en su correspondiente plano, así como las placas para el centrado sobre vehículo.

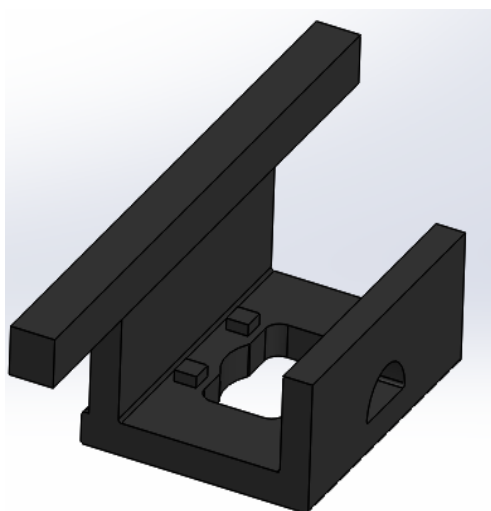


Figura 104 – Contraparte de brazos soporte

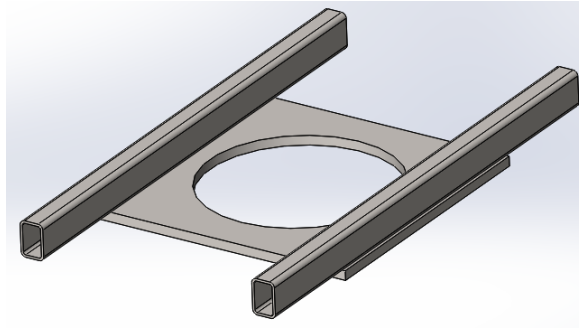


Figura 105 – Detalle de centrador con bastidor

En cuanto sean fabricadas podrán irse montando sobre la base en la posición que indican los planos.

Para la fabricación de las patas primero se realizará los pertinentes trabajos sobre la viga externa para permitir la entrada de la tubería de aceite y la salida de la misma.

Posteriormente se introducirá el cilindro hidráulico sobre la viga de mayor tamaño y se fijará en uno de sus extremos además de asegurar las conexiones de entrada y salida de aceite hacia el exterior de la pata.

Acto seguido se introducirá la pata interior taladrada con los agujeros quedando el cilindro en el interior de la misma.

Se soldará el otro extremo del cilindro hidráulico a la base que apoya con el suelo, para después esta última ser soldada con la pata interior quedando el conjunto terminado.

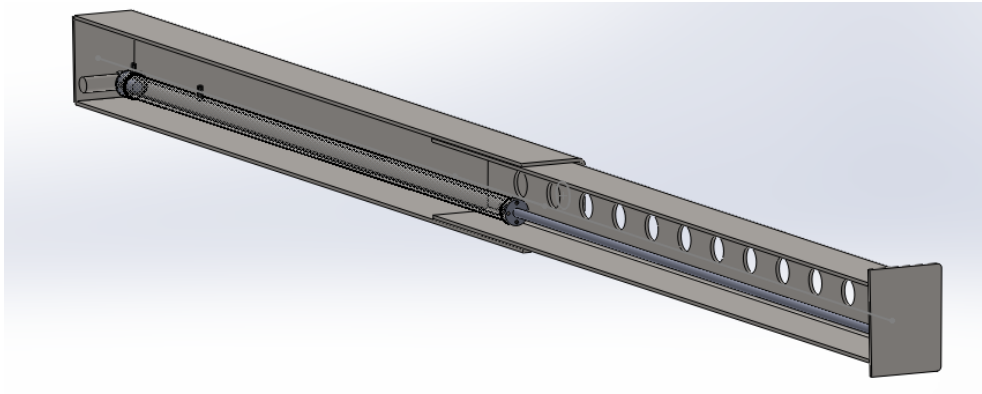


Figura 106 – Sección longitudinal de pata trasera

El siguiente paso es fabricar el resto de la estructura fija, para terminar de montar el esqueleto de la estructura.

Por tanto se fabricará la estructura del techo mediante vigas UPE, IPN y tubos rectangulares a la que añadiremos los pilares de tubos rectangulares, siempre siguiendo las distancias y recortando las vigas según indican los planos.

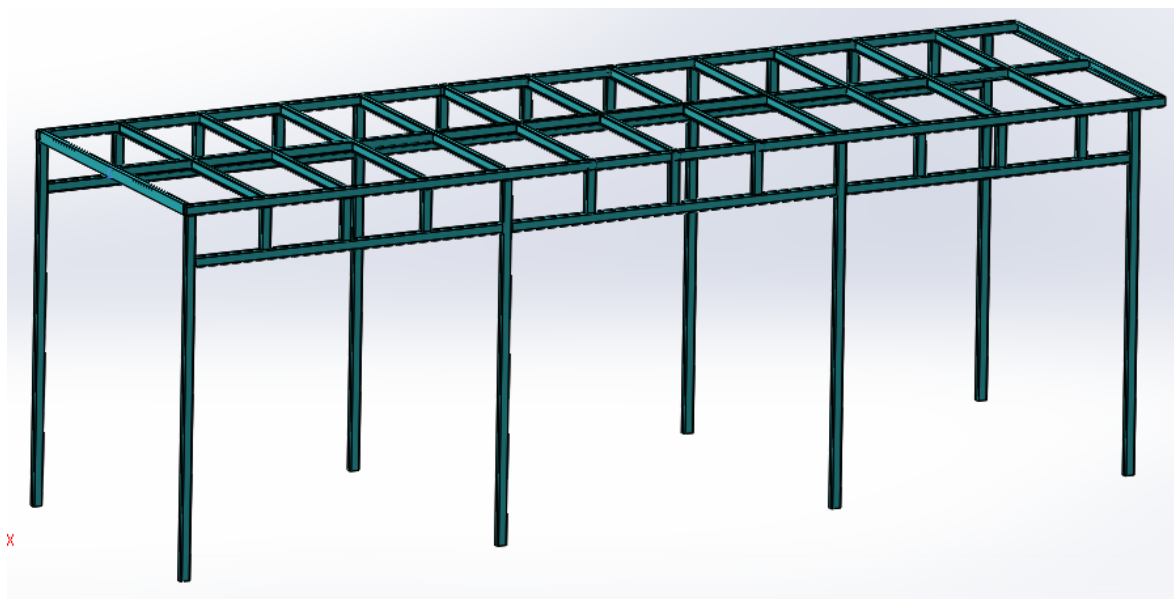


Figura 107 – Estructura de techo y pilares

Una vez unidos todos los componentes se podrá llevar sobre la estructura de la base y ser soldado para tener el siguiente resultado.

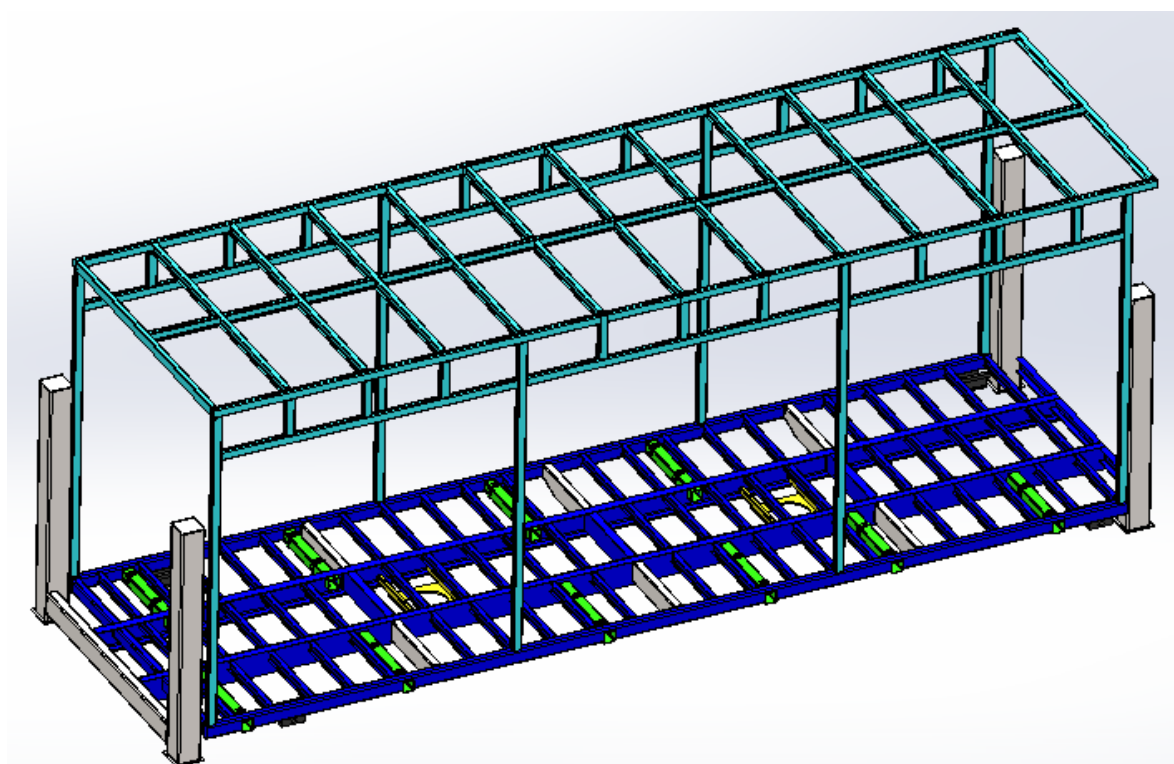


Figura 108 - Estructura fija completa

Una vez la estructura fija está terminada, se colocará el suelo, por ser más sencillo en este momento antes de incorporar más elementos.

Acto seguido se procede a fabricar las estructuras móviles, para ello se mostrará aquí la construcción de una de las grandes, el resto de estructuras siguen el mismo procedimiento y son prácticamente iguales a excepción del tamaño.

En primer lugar se construirá la base mediante tubos rectangulares, siguiendo las longitudes en los planos quedará algo así:

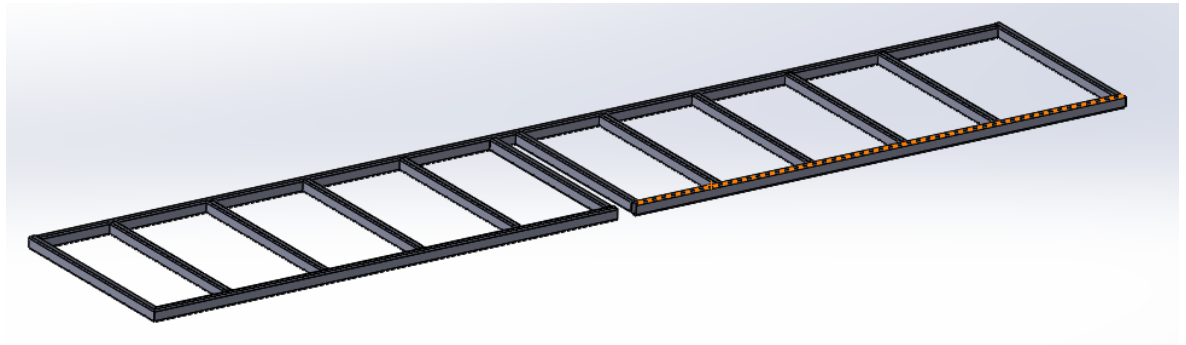


Figura 109 – Base de estructura móvil larga

Una vez se tiene una base sólida se empezará a construir desde ella hacia arriba para crear el compartimento de la estructura móvil.



Figura 110 – Compartimento de estructura móvil

Consiguientemente sobre el compartimento móvil irá soldado el sistema que permite su desplazamiento, esto es, las 4 vigas de mayor resistencia y grosor que empujarán la estructura.

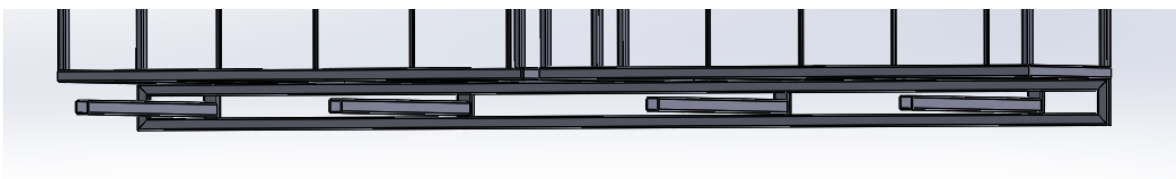


Figura 111 – Vigas soporte de estructura móvil

Antes de ser instaladas las estructuras móviles sobre la estructura fija se procederá a colocar el piso o suelo, para favorecer su colocación, además de crear una estructura sobre la que poder seguir trabajando.

Como último paso y mediante la ayuda de varias personas o de un pequeño puente grúa se colocarán las estructuras móviles sobre la estructura fija de forma que la estructura metálica quedaría finalizada.

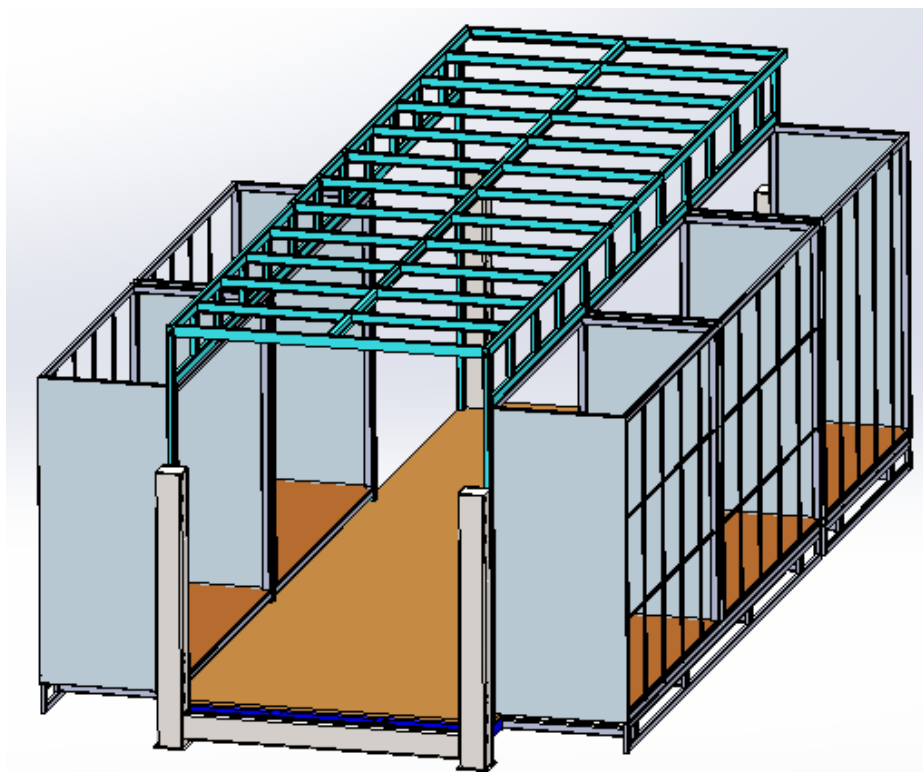


Figura 112 – Ensamble de estructuras móviles y fijas

Para acabar de instalar las estructuras metálicas, se soldará sobre las estructuras móviles las pletinas que impiden el sobredesplazamiento de las estructuras y que hacen el sellado.

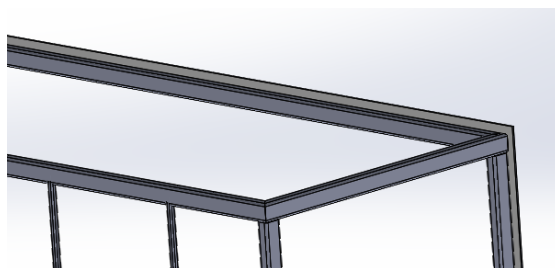


Figura 113 – Detalle de pletina sello sobre estructura móvil

Sobre estas últimas irán pegados los perfiles de goma que crean el sello estanco.

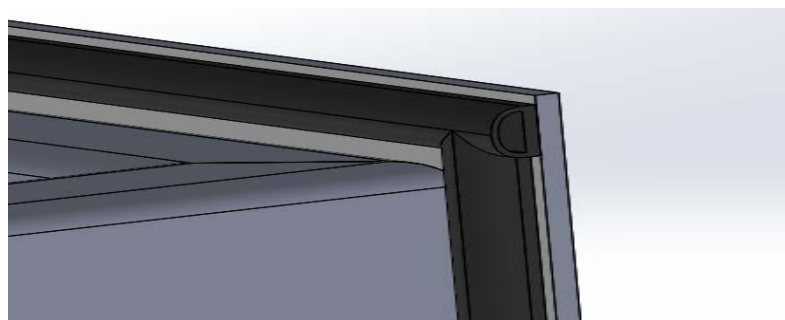


Figura 114 – Detalle de perfil de goma sellante

En el estado actual de la estructura se procederá a hacer las terminaciones.

Es el momento de instalar los cilindros hidráulicos de las estructuras móviles. Para ello nos ayudaremos de la capacidad que la estructura tiene de ser elevada por encima de 170 cm, entonces, con la estructura completamente elevada, se construirá la instalación de agua sanitaria y la red de distribución de tuberías de los cilindros hidráulicos, motor y válvulas de control.

Una vez la parte mecánica y estructural está terminada se procede a la instalación de todos el mobiliario y conjunto de electrodomésticos que irán dentro de la estructura, por estar en este momento aún abierta y ser fácilmente instalables.

Se montará toda la instalación eléctrica y de agua sanitaria de la caravana, seguidamente el aislamiento térmico y acústico y como parte final se procederá a la colocación de las paredes y el techo previamente cortados según los planos por el fabricante del kit de carrocería.

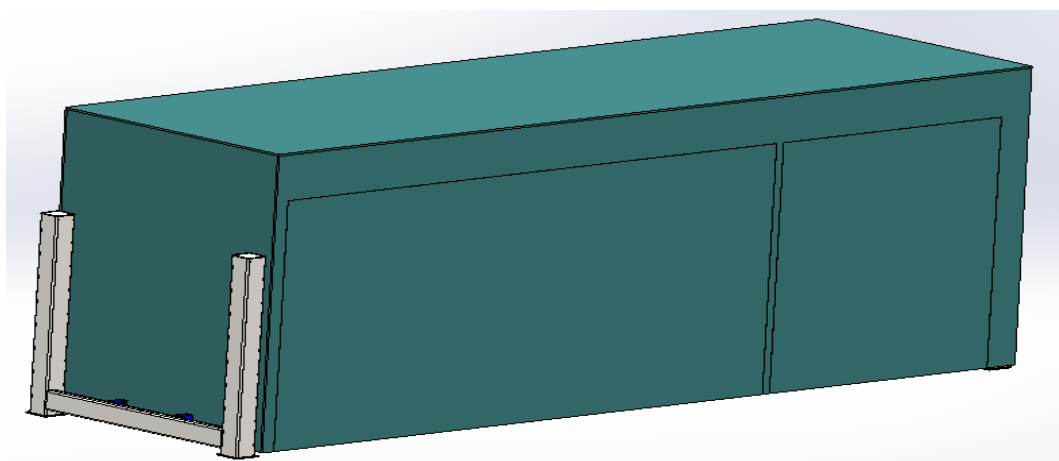


Figura 115 - Estructura con cerramientos

6 PRESUPUESTO

6.1 Presupuesto parcial

Las partidas se han ordenado según el material empleado:

Acero					
Designación	Ud.	Kg o (m)	Total Kg o (m)	€/Kg o (m)	Total €
Componentes de la base estructura fija					
Larguero principal - UPN 200	2	210	420	0,71047619	298,40 €
Largueros laterales - Tubo 120*80*8	2	160	320	1,986	635,52 €
Travesaño frontal - Tubo 120*80*8	3	15,28	45,84	1,97098604	90,35 €
Travesaños - IPE80	60	4,22	253,2	1,23870458	313,64 €
Travesaños - UPN180	9	17,39	156,51	0,84262986	131,88 €
Travesaño final - UPN120	3	7,3	21,9	1,49863014	32,82 €
Componentes del techo y pilares					
Pilares verticales - Tubo 70*40*5	8	24,4	195,2	1,52	296,70 €
Largueros laterales techo - Tubo 70*40*5	2	70,9	141,8	1,52	215,54 €
Refuerzos entre pilares - Tubo 70*40*5	6	20,6	123,6	1,52	187,87 €
Refuerzos verticales - Tubo 70*40*5	18	2,79	50,22	1,52	76,33 €
Travesaños transversales - IPE80	11	13,8	151,8	1,238	187,93 €
Travesaños longitudinales - IPE80	12	3,75	45	1,238	55,71 €
Petaca larga izquierda					
Tubos soporte - Tubo 70x70*5	4	21,3	85,2	0,8556	72,90 €
Estructura compartimento - Tubo 60*40*4	12	5,2	62,4	2,13	132,91 €
Pilares verticales - Tubo 60*40*4	8	11,8	94,4	2,13	201,07 €
Tubos longitudinales - Tubo 60*40*4	4	13,1	52,4	2,13	111,61 €
Tubos transversales - Tubo 60*40*4	4	5,42	21,68	2,13	46,18 €
Refuerzos longitudinales - Tubo 20*20*2,6	2	12,1	24,2	2,5	60,50 €
Refuerzos verticales - Tubo 20*20*2,6	8	2,86	22,88	2,5	57,20 €
Tubos longitudinales expulsor - Tubo 60*40*4	2	27,9	55,8	2,13	118,85 €
Tubos verticales expulsor - Tubo 60*40*4	2	1	2	2,13	4,26 €
Tubos verticales refuerzo - Tubo 80*4*4	4	0,73	2,92		15,95 €
Pletina sello 60*5	6	2,60 (m)	15,6 (m)		178,46 €
Petaca larga derecha					
Tubos soporte - Tubo 70x70*5	4	21,3	85,2	0,8556	72,90 €
Estructura compartimento - Tubo 60*40*4	12	5,2	62,4	2,13	132,91 €
Pilares verticales - Tubo 60*40*4	8	11,8	94,4	2,13	201,07 €

Tubos longitudinales - Tubo 60*40*4	4	13,1	52,4	2,13	111,61 €
Tubos transversales - Tubo 60*40*4	4	5,42	21,68	2,13	46,18 €
Refuerzos longitudinales - Tubo 20*20*2,6	2	12,1	24,2	2,5	60,50 €
Refuerzos verticales - Tubo 20*20*2,6	8	2,86	22,88	2,5	57,20 €
Tubos longitudinales expulsor - Tubo 60*40*4	2	27,9	55,8	2,13	118,85 €
Tubos verticales expulsor - Tubo 60*40*4	2	1	2	2,13	4,26 €
Tubos verticales refuerzo - Tubo 80*4*4	4	0,73	2,92		15,95 €
Pletina sello 60*5	6	2,60 (m)	15,6 (m)		178,46 €
Petaca corta izquierda					
Tubos soporte - Tubo 70x70*5	2	21,3	42,6	0,8556	36,45 €
Estructura compartimento - Tubo 60*40*4	6	5,2	31,2	2,13	66,46 €
Pilares verticales - Tubo 60*40*4	4	11,8	47,2	2,13	100,54 €
Tubos longitudinales - Tubo 60*40*4	2	13,1	26,2	2,13	55,81 €
Tubos transversales - Tubo 60*40*4	2	5,42	10,84	2,13	23,09 €
Refuerzos longitudinales - Tubo 20*20*2,6	2	6,1	12,2	2,5	30,50 €
Refuerzos verticales - Tubo 20*20*2,6	4	2,86	11,44	2,5	28,60 €
Tubos longitudinales expulsor - Tubo 60*40*4	2	13,9	27,8	2,13	59,21 €
Tubos verticales expulsor - Tubo 60*40*4	2	1	2	2,13	4,26 €
Tubos verticales refuerzo - Tubo 80*4*4	4	0,73	2,92	-	15,95 €
Pletina sello 60*5	3	2,60 (m)	15,6 (m)	-	178,46 €
Patatas traseras					
Tubo externo - Tubo 200*200*8	4	2,05 (m)	8,2 (m)	45,78 / (m)	375,40 €
Tubo interno - Tubo 180*180*8	4	2,0 (m)	8 (m)	48,26 / (m)	386,08 €
Base - Pletina 250*250*10	4	0,25 (m)	1 (m)	92,70 / (m)	92,70 €
Tapa para tubo externo -Pletina 200*200*7	4	0,2 (m)	0,8 (m)	-	44,84 €
Tubo horizontal externo - Tubo 200*100*8	1	2,07 (m)	2,07 (m)	105,15 / (m)	217,66 €
Tubo horizontal interno - Tubo 160*80*8	2	1,04 (m)	2,08 (m)	38,55/ (m)	80,18 €
Centradores					
Tubos soporte - Tubo 60*40*4	8	4,51	36,08	2,13	76,85 €
Pletinas para fabricar forma compleja a base de pletina 300*10	-				120,00 €
Tubos con rodamientos					
Tubo para rodamientos - Tubo 100*100*5	10	0,86 (m)	8,6 (m)	13,71/ (m)	117,91 €
Brazos twistlock					
Pletina 15 mm x 220 para fabricación	4	0,4 (m)	1,6 (m)	-	149,84 €
Pletina 10 mm x 200 para fabricación	4	2,40(m)	9,60(m)	-	612,29 €
Amarres twistlock					

Cuadrado macizo	4	0,4 (m)	1,6 (m)	-	49,98 €
Pletina de 200 ancho x 20 de espesor	4	0,4 (m)	1,6 (m)	-	198,98 €
TOTAL					7.644,52 €

Tabla 21 – Medidas y precios de componentes de acero

Tornillos, rodamientos y elementos			
Designación	Ud.	€/Ud.	Total €
Tornillo cabeza avellanada DIN 7504-P ϕ 4,8x32	200	0,03	6,00 €
Tornillo M16*60 DIN 933	56	0,68	38,08 €
Tuerca M16 DIN934	112	0,41	45,92 €
Tornillo autoperforante con cabeza hexagonal y arandela estanca ϕ 4,8x120	150	0,26	39,00 €
Rodamientos de bolas - 6202-RSH	120	4,96	595,20 €
TOTAL			724,20 €

Tabla 22 – Medidas y precios de accesorios de montaje

Cerramientos y suelos					
Designación	Ud.	m2	Total m2	€/m2	Total €
Componentes de la base estructura fija					
Kit cerramientos plywood 20 mm con perfilería en aluminio lacada en blanco: 2 frontales cerrados plywood 20 mm 2 laterales cerrados plywood 20 mm 1 techo en sándwich de 30 mm	1	-	-		5.950,00 €
Suelo contrachapado 25*7890*2460	1	19,4094	19,4094	12	232,91 €
Suelo contrachapado 25*2635*1020	2	2,6877	5,3754	12	64,50 €
Suelo contrachapado 25*2469*1020	2	2,51838	5,03676	12	60,44 €
Suelo contrachapado 25*2310*1020	1	2,3562	2,3562	12	28,27 €
Cerramientos de petacas de aluminio 1040*2300*3	9	2,392	21,528	30	645,84 €
Techos de petacas de aluminio 3*2635*1040	2	2,7404	5,4808	30	164,42 €
Techos de petacas de aluminio 3*2469*1040	2	2,56776	5,13552	30	154,07 €
Techos de petacas de aluminio 3*2310*1040	1	2,4024	2,4024	30	72,07 €
TOTAL					7.372,53 €

Tabla 23 – Medidas y precios de cerramientos y suelos

Componentes instalación hidráulica			
Designación	Ud.	€/Ud.	Total €
Cilindro doble efecto 50/70/1200 (patas)	4	196,5	786,00 €
Cilindro dobel efecto 30/60/1000 (estr. Moviles)	6	125,6	753,60 €
Cilindro doble efecto 25/40/400 (patas delanteras)	2	74,35	148,70 €
Valvula retención en cilindro	12	18	216,00 €
Tubo acero DIN2391 - 12*1,5	4,45	10	44,50 €
Divisor RV-0S/0,45 x 4 cuerpos	1	647,6	647,60 €
Valvula equilibrado regulada a 140 bar Dispuesto para unica entrada y drenaje interno	1	842,5	842,50 €
Motobomba 1,6 cc/rev. Caudal aprox. 5l/min Motor ventilado 24 v. 3000 W con rele marcha	1	451,15	451,15 €
Accesorios para instalación	-	-	400,00 €
Diseño de instalación y montaje	1		1.709,95 €
TOTAL			6.000,00 €

Tabla 24 – Medidas y precios de instalación hidráulica de presión

Operaciones	horas	€/ horas	Total €
Soldadura	200	25	5.000,00 €
Corte de perfiles metálicos	60	17	1.020,00 €
Corte de madera y paneles plásticos	7	17	119,00 €
Montaje de carrocería	20	20	400,00 €
Montaje mecánico	30	24	720,00 €
Sistema neumático	15	21	315,00 €
Electricidad	15	20	300,00 €
Supervisión	5	27	135,00 €
		TOTAL	8.009,00 €

Tabla 25 – Operaciones horas y precio

6.2 Presupuesto total

Partidas del presupuesto parcial	Total €	%
Acero	7.644,52 €	25,70
Tornillos, rodamientos y elementos	724,20 €	2,43
Cerramientos y suelos	7.372,53 €	24,78
Componentes comprados		0,00
Sistema hidráulico	6.000,00 €	20,17
Operaciones	8.009,00 €	26,92
TOTAL PROYECTO	29.750,25 €	

Tabla 26 – Partidas de presupuesto parcial

TOTAL CONSTRUCCIÓN	29750.25 €
BENEFICIO INDUSTRIAL 12%	3750 €
AMORTIZACIÓN MAQUINARIA 7%	2082.5 €
IMPUTACIÓN INGENIERIA 3%	892.5 €

IMPORTE BRUTO	36475.25 €
IVA 21%	7659.80 €
PRECIO FINAL	44135.05 €

El coste total del proyecto no incluye el mobiliario, electrodomésticos así como la instalación de climatización, instalación eléctrica, agua caliente sanitaria y baño. Lo citado se instalará de forma ajena y será parte de otro estudio y presupuesto distinto.

7 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Se puede observar que los cálculos analíticos y numéricos son muy aproximados, esto es debido a que para el cálculo analítico se han considerado pocas simplificaciones y que no repercuten a gran escala en el comportamiento de la estructura.

En todo momento se ha primado por encima del precio el uso de perfiles resistentes y fáciles de encontrar. Esto es, porque en gran parte de los casos, seleccionar un perfil resistente exacto al que resulta de los cálculos teóricos se convierte en una tarea difícil.

No obstante el comportamiento de la estructura dependerá siempre del correcto montaje y calidad de uniones. Una correcta soldadura entre las piezas garantiza la correcta funcionalidad y da valor a los cálculos numéricos y analíticos realizados.

En cuanto al diseño se ha intentado en todo momento conseguir la simpleza en los componentes de la estructura, con el objeto de facilitar el corte de las vigas y su montaje. También se ha tratado de utilizar elementos normalizados para la construcción de la caravana.

Desde el diseño se ha buscado la funcionalidad de la caravana, intentado conseguir el máximo espacio habitable reductible al tamaño estándar legal de camiones del tipo usado.

Se ha intentado dotar a la caravana de elementos que la harán autónoma, como son las patas hidráulicas y las baterías, además de la comodidad de desplegar todas las estructuras sin esfuerzo mediante mecanismos hidráulicos que eliminan el trabajo.

El diseño de la caravana se pensó inicialmente para poder implementar trabajos futuros que ya de por sí pueden constituir un proyecto técnico completo como son:

- Generación autónoma eléctrica mediante placas solares situadas en el techo.
- Generación autónoma de agua caliente mediante placas térmicas.