

Trabajo Fin de Grado

Estudio y diseño de un aparcacoches subterráneo
automático

Study and design of an automatic subway valet
parking system

Autor

Iván Sánchez Sangrós

Director

Javier Óscar Abad Blasco

Grado en Ingeniería Mecánica

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

2021

RESUMEN

El presente Trabajo de Fin de Grado se centra en el estudio y diseño de un aparcacoches automático. En dicho trabajo, estudiamos el dimensionamiento de la estructura y la selección de los componentes necesarios para la traslación y elevación del vehículo.

A día de hoy, uno de los mayores problemas en relación con el automóvil particular es el estacionamiento. Por cada vivienda, la media de vehículos particulares es de 2, y, en algunas ocasiones, esta cifra llegaría a 3. Esto provoca que en muchos lugares y para muchas familias sea muy complicado el estacionamiento de todos los vehículos que tiene la unidad familiar en un lugar relativamente cercano a la vivienda. Para solucionar este problema, desarrollamos este proyecto con el cual conseguiremos aumentar la capacidad para estacionar hasta 3 vehículos de forma subterránea, cómoda y cerca de la vivienda. Los problemas de estacionamiento, sobre todo, en vías urbanas e, incluso, con el avance de la ciudad y el aumento del parking móvil, en las vías interurbanas, añadiendo el hecho de que muchas calles céntricas se están peatonalizando, dificultan notablemente a los particulares el poder estacionar convenientemente su vehículo.

Por otro lado, el proyecto podría servir de ayuda en cuanto a la reducción de gases. Con esta facilidad en el aparcamiento de vehículos reduciríamos el movimiento de los vehículos a la hora de conseguir aparcamiento. Además, también vaciaríamos las vías de vehículos estacionados, los cuales se encontrarían en el subsuelo.

En aras de garantizar que este proyecto sea factible en cuanto a sus cálculos, hemos realizado un estudio a nivel particular. No obstante, podría valorarse la posibilidad de realización a gran escala de este modelo, no así como parking al uso que conocemos a día de hoy, sino como una instalación más en un proyecto de construcción de viviendas residenciales, enfocado, sobre todo, a viviendas unifamiliares con disposición privada de sus plazas de garaje.

En definitiva, este proyecto busca optimizar el espacio debido al incremento del parking móvil, que va en aumento, y con un enfoque práctico, teniendo presente en todo momento un punto de vista de cuidado del medio ambiente y de descongestión de los grandes núcleos urbanos.

ABSTRACT

The present work is based on the study and design of an automatic valet parking system. In this work, we will focus on the study of the sizing of the structure and the selection of the necessary components for the translation and lifting of the vehicle.

Nowadays, one of the biggest problems related to the private car is parking. For each dwelling, the average number of private vehicles is 2, and in some occasions, this figure could reach 3. This makes it very difficult for many families to park all the vehicles of the family unit in a place relatively close to the dwelling. To solve this problem, we developed this project with which we will be able to increase the capacity to park up to 3 vehicles subway and comfortably near the house.

The parking problems, especially in urban roads and even, with the advance of the city and the increase of mobile parking, in interurban roads, adding the fact that many downtown streets are being pedestrianized, make it very difficult for individuals to conveniently park their vehicles.

On the other hand, the project could help in terms of gas reduction. With this facility in the parking of vehicles we would reduce the movement of vehicles when it comes to parking, as well as emptying the roads of parked vehicles, which would be in the subsoil.

In order to ensure that this project is feasible in terms of its calculations, we have carried out a study at a particular level. However, the possibility of a large-scale implementation of this model could be considered, not as a parking lot as we know it today, but as another installation in a residential housing construction project, focused, above all, on single-family homes with private parking spaces.

In short, this project seeks to optimize the space due to the increase of mobile parking that is on the rise and with a practical approach, always bearing in mind a point of view of environmental care and decongestion of large urban centers.

Índice

1. Introducción.....	7
2. Vehículo modelo.	8
3. Tipos de configuraciones.	9
4. Conceptualización del modelo.....	11
5. Estructura	15
5.1. Trámex	15
5.2. Vigas transversales	18
5.3. Largueros	24
6. Sistemas de traslación	30
6.3. Selección de motor.....	38
6.4. Reductor coaxial	41
6.5. Cajas de reenvío.....	42
7. Sistemas de elevación.	44
7.1. Tornillos de potencia	44
7.2. Selección de motor.....	45
7.3. Cajas de reenvío.....	47
8. Análisis por elementos finitos de la plataforma con SolidWorks	49
8.1. Resultados con el vehículo totalmente centrado.....	49
8.2. Resultados con el vehículo descentrado frontalmente.....	52
8.3. Resultados con el vehículo descentrado lateralmente.....	54
9. Conclusiones	57
10. Bibliografía.....	59

ABREVIATURAS

CV: Caballos de vapor.

kg: Kilogramo.

kg/m²: Kilogramo por metro cuadrado.

kN: Kilonewton.

kW: Kilovatio.

L: Avance por vuelta.

mm: Milímetros.

mm/rev: Milímetros por revolución.

m/min: Metros por minuto.

m/rev: Metros por revolución.

m/s: Metros por segundo.

m/s²: Metros por segundo cuadrado.

MPa: Megapascuales.

N: Newton.

N.m: Newton por metro.

N.mm: Newton por milímetro.

rad/s: Radianes por segundo.

rad/s²: Radianes por segundo cuadrado.

1. Introducción.

En el presente estudio se ha desarrollado un trabajo de dimensionamiento de perfiles, selección de elementos de potencia y sistemas de transmisión del movimiento, en aras de un estudio completo de la mecánica del soporte, mecanismos de movimiento y sistemas motrices.

Para dicho estudio se ha acometido un análisis por medio de un software especializado, en este caso, el software de elementos finitos “*SolidWorks*” con la finalidad de comparar los resultados obtenidos mediante el cálculo manual con los cálculos que desprendía el programa. De esta forma, garantizamos la exactitud de los resultados obtenidos, dando veracidad y coherencia al estudio del proyecto del aparcamiento subterráneo y, con ello, acercando el proyecto a la realidad. Además, también hay que tener en cuenta que el cálculo numérico realizado con SolidWorks va a ser mucho más exacto y preciso que el cálculo analítico.

La metodología utilizada para el estudio de dicho proyecto incluye también el estudio de otros proyectos del estilo, como, por ejemplo, el caso del “Multiparking Iberia” situado en Madrid.

También me gustaría destacar el trabajo de mi tutor Javier Óscar Abad Blasco, quien me ha ayudado mucho en este trabajo tanto en las múltiples tutorías presenciales como telemáticas, al igual que a través del correo electrónico.

2. Vehículo modelo.

Para la realización de los cálculos en el presente proyecto, hemos escogido un vehículo como modelo. Este vehículo ha sido el SsangYong Rodius D22T 178 CV del año 2016-2018.

Se ha tomado este vehículo como referencia para nuestra estructura ya que es uno de los vehículos más voluminosos del mercado actualmente. Con esto, conseguiremos albergar en nuestro aparcacoches la práctica totalidad de los automóviles que se fabrican a día de hoy o que configuran el parque automovilístico en general. Debemos tener en cuenta que cada vehículo tiene unas condiciones y características diferentes, por lo que, para garantizar la adaptabilidad de cualquier modelo al proyecto objeto de análisis del presente trabajo, debemos tener en cuenta las características del modelo de automóvil más pesado y voluminoso. De esta forma eliminamos problemas de espacio y de capacidad de carga con el uso de otros vehículos diferentes al tomado en referencia para el estudio.

Las especificaciones técnicas más relevantes para nuestro estudio son las siguientes:

Dimensiones, peso, capacidades	
Tipo de Carrocería	Monovolumen
Número de puertas	5
Longitud	5.130 mm
Anchura	1.915 mm
Altura	1.815 mm
Batalla	3.000 mm
Vía delantera	1.610 mm
Vía trasera	1.620 mm
Peso	1.981 kg

Tabla 1. Especificaciones técnicas del vehículo.[7]

3. Tipos de configuraciones.

A la hora de plantear la configuración de nuestro aparcacoches, planteamos dos opciones diferentes para el estudio. Para ambas opciones numeramos las plazas de aparcamiento como 1, 2 y 3; siendo la número 1 y la número 3 las plazas que se situarían en ambos laterales y la 2 la que variaría su posición en función de la opción escogida. Ambas opciones las desarrollamos a continuación:

La opción uno, la cual consistiría en una configuración del aparcamiento en profundidad. En esta opción tendríamos una plaza a una mayor profundidad que las otras dos plazas destinadas a albergar los vehículos. Como desventaja de esta opción encontramos un coste adicional en el hecho de que para instalar el aparcamiento a una mayor profundidad el coste de excavación será mayor, repercutiendo de forma negativa a la rentabilidad económica del proyecto.

De esta forma, la representación de la vista principal de esta opción quedaría de la siguiente manera:

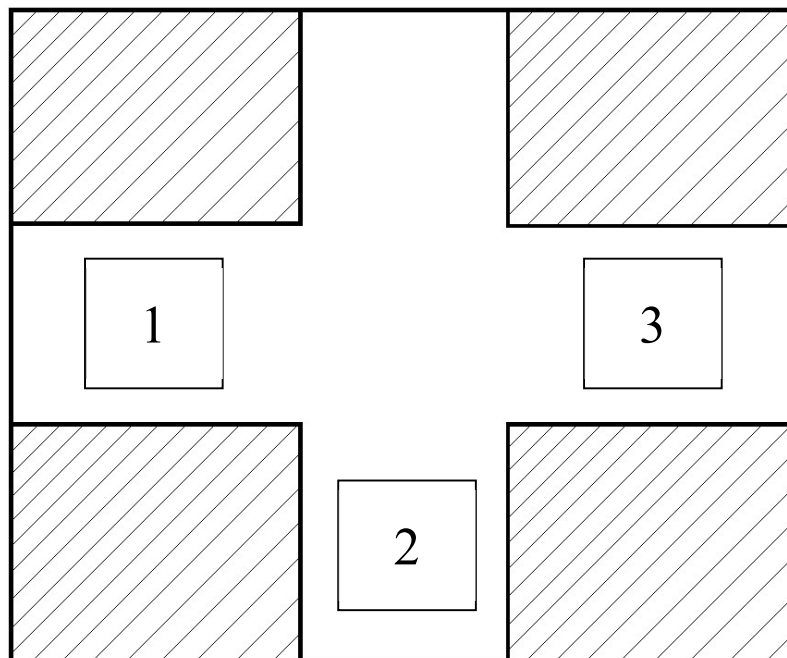


Ilustración 1. Vista principal de la opción 1.

La opción 2, por el contrario, consistiría en una configuración para la cual tendríamos las tres plazas al mismo nivel, pero con la plaza número dos, desplazada frontalmente. La vista principal y la vista en planta al respecto de esta segunda opción quedarían de la siguiente manera:

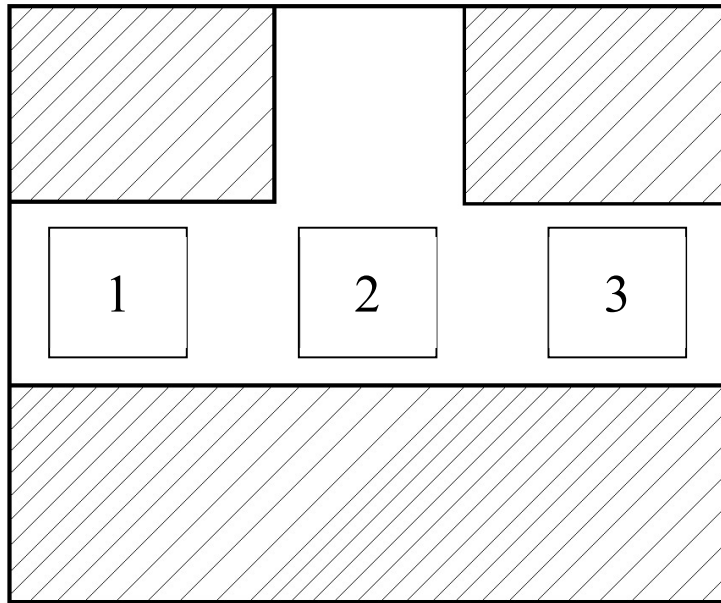


Ilustración 2. Vista principal de la opción 2.

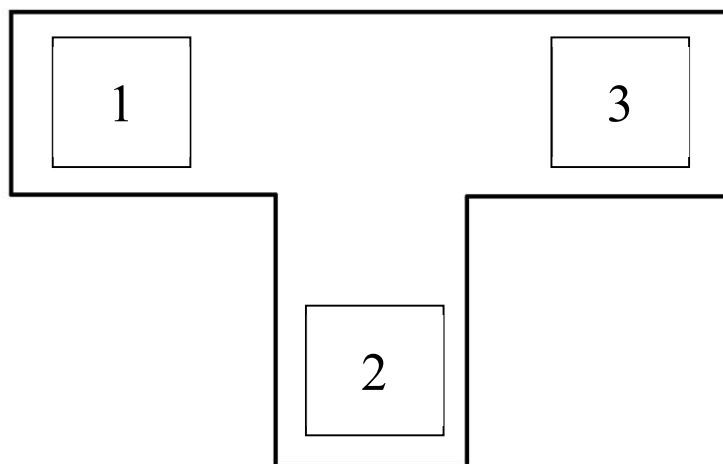


Ilustración 3. Vista en planta de la opción 2.

Vistas ambas opciones planteadas y tras el estudio de las mismas, consideramos más idónea la opción número dos, por cuanto entendemos que no merece la pena el gasto adicional que conllevaría la excavación del hueco en el que iría la plaza número dos.

4. Conceptualización del modelo.

Con la configuración escogida, pasamos a definir el funcionamiento y los distintos elementos necesarios.

El movimiento de la plataforma será de elevación y de traslación.

Para el movimiento de elevación necesitaremos 4 tornillos de potencia incorporados en las esquinas de la plataforma. Estos tornillos de potencia tendrán incorporadas unas ménsulas que actuarán como brazos mecánicos, los cuales se recogerán cuando la plataforma llegue al punto bajo del sistema, liberando así la plataforma para su movimiento traslacional.

Para el accionamiento de estos tornillos de potencia necesitaremos un motor y 7 cajas de reenvío. El esquema de dicha instalación se representa a continuación:

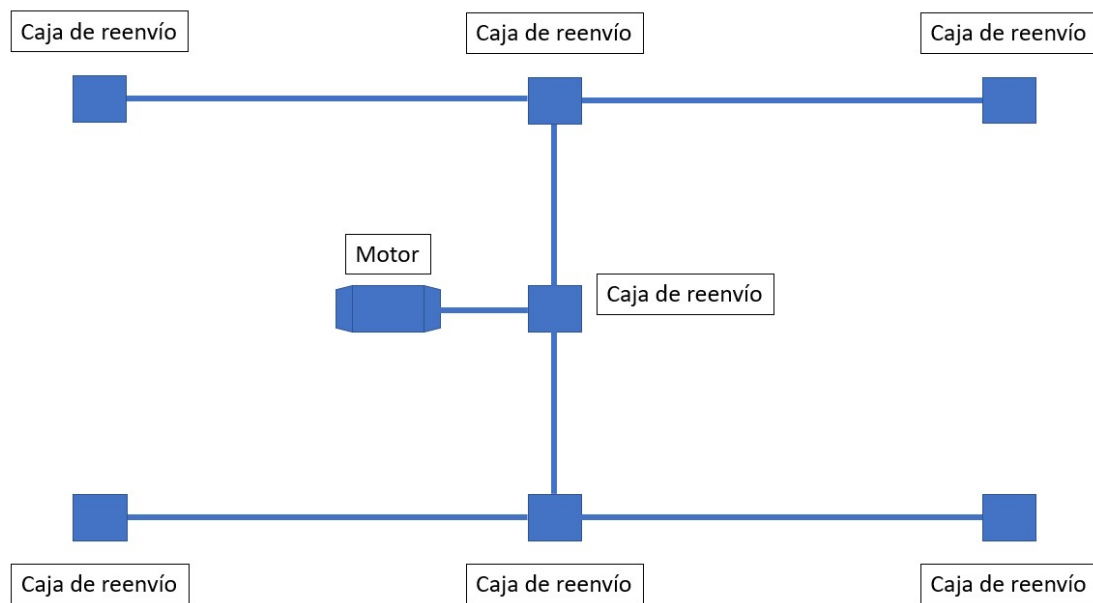


Ilustración 4. Esquema de la instalación del motor y cajas de reenvío de los tornillos de potencia

Para el movimiento de traslación necesitaremos 4 ruedas que circularán por las vigas carril, un motor, un reductor coaxial y 3 cajas de reenvío. El esquema de dicha instalación queda representado de la siguiente forma:

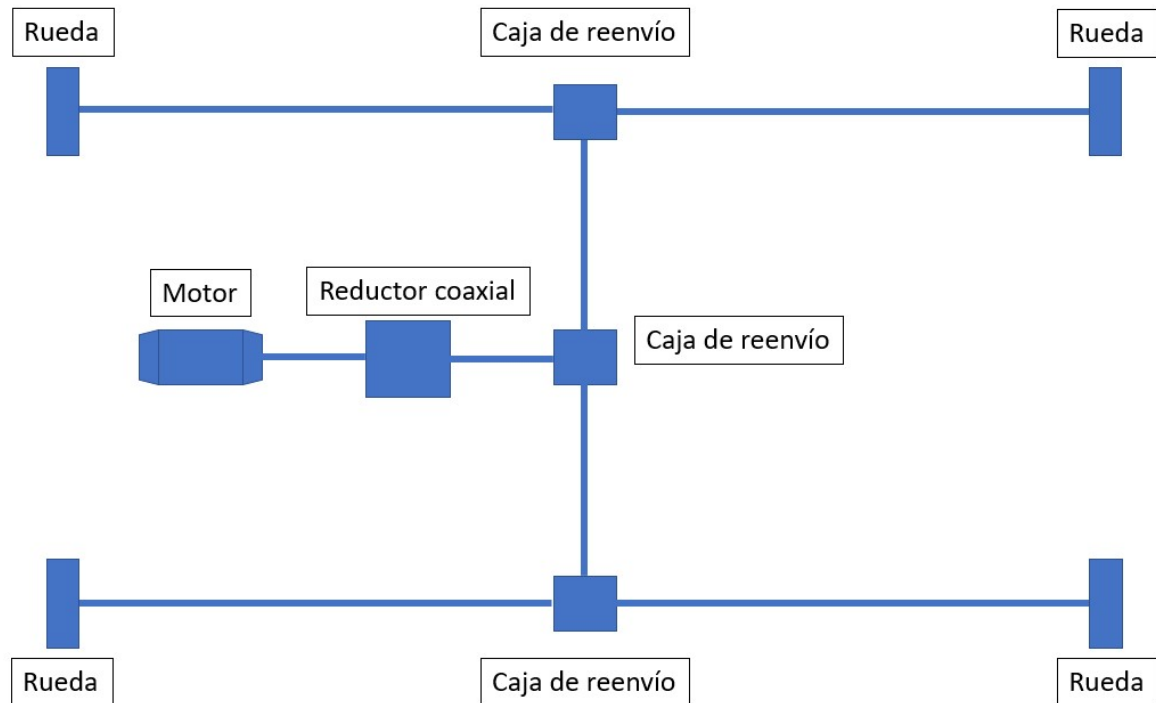


Ilustración 5. Esquema de la instalación del motor, reductor coaxial y cajas de reenvío de la plataforma.

En cuanto a la estructura, necesitaremos elementos tramex sobre los que irán apoyados nuestros vehículos y una serie de vigas para apoyar a su vez dichos tramex. También necesitaremos unas vigas de un perfil diferente a las anteriores y de una longitud mayor que ejerzan la función de largueros para apoyar dichas vigas.

Con todo ello, el sistema funcionará de la siguiente manera:



Ilustración 6. Sistema general con la plataforma en la parte superior

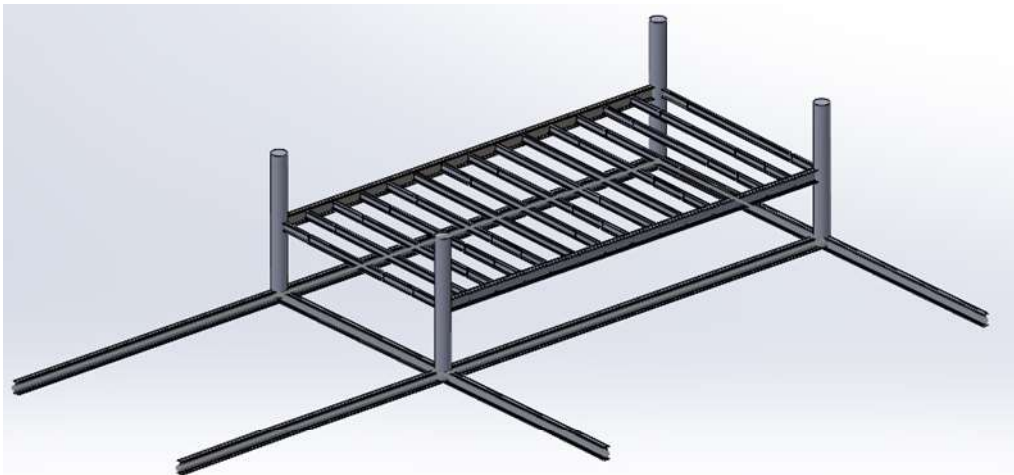


Ilustración 7. Sistema general con la plataforma bajando

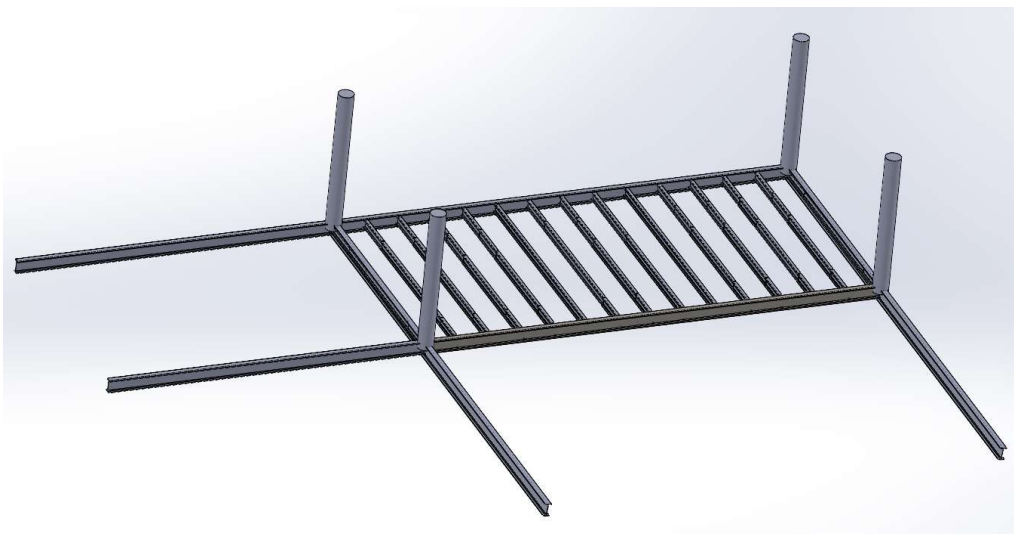


Ilustración 8. Sistema general con la plataforma abajo

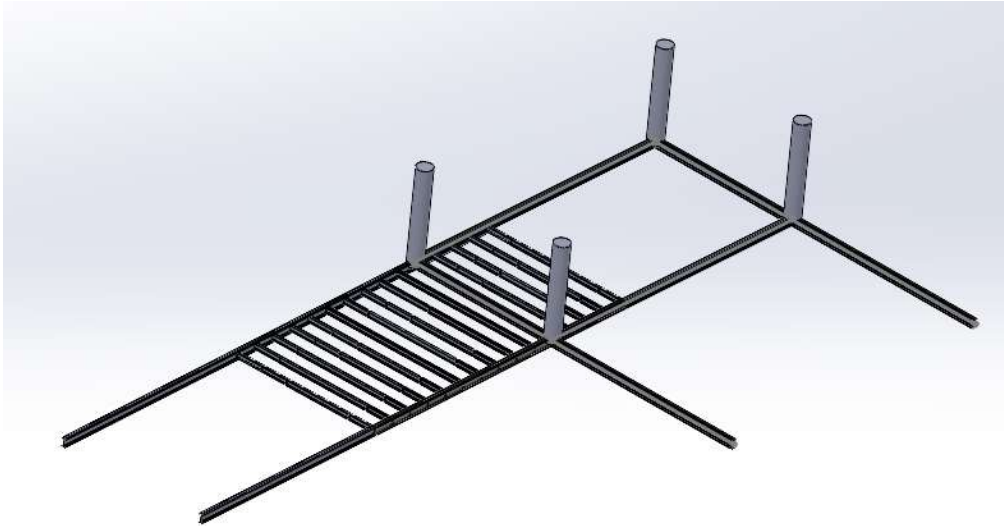


Ilustración 9. Plataforma desplazándose hacia la plaza número 2

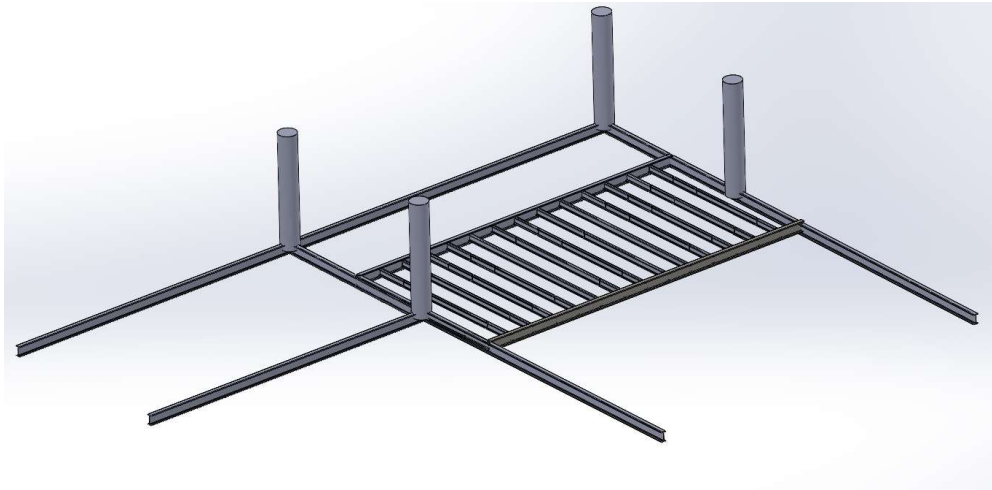


Ilustración 10. Plataforma desplazándose hacia la plaza número 1 o hacia la plaza número 3

En el presente Trabajo de Fin de Grado, hemos analizado y dimensionado: la plataforma con los elementos tramex; el sistema de traslación con las ruedas y vigas carril; y el sistema de elevación con los tornillos de potencia.

5. Estructura

5.1. Tramex

Para el apoyo del vehículo, hemos decidido colocar elementos tramex.

Para la selección de los tramex, hemos utilizado un catálogo de Grupo Relesa.

Lo primero que hemos realizado, ha sido el cálculo del peso que recae sobre cada rueda: Debido a que el vehículo tiene un peso de 1981 kg, hemos considerado que, sobre cada rueda, recaerá un peso de 495,25 kg. Por ello, el tramex recibirá una carga de 4858.4025 N.

Una vez hecho esto, pasamos a la selección del tipo de tramex que necesitamos. Para ello, nos basaremos en las tablas siguientes del catálogo:

TRÁFICO PESADO

ACERO S235 JR. NORMAS DE CÁLCULO: CTE/EC1/EC3

TABLA DE CARGAS TEÓRICAS PARA ACERO S235 JR (NORMA DE CÁLCULO: CTE/EC3) MALLA AxB(mm): 34x38 Y 34x76 (UNE 36750)							
GRANDES CARGAS		LUZ MÁXIMA RECOMENDADA (mm) PARA FLECHA ACTIVA $\leq L/200$ Y $\leq 5mm$					
DENOMINACIÓN DE MALLA		34X38		34X76			
CLASES DE VEHÍCULOS	HUELLAS	40x3	40x4	40x5	50x5	60x5	70x5
CLASE 2 (10KN) 	200x200	421	515	620	877	1166	1513
CLASE 3 (30KN) 	400x200	292	332	372	460	558	677
CLASE 4 (90KN) 	600x250	228	260	291	358	421	487

Tabla 2. Tabla de cargas teóricas para el acero S235JR [5]

REJILLA ELECTROSOLDADA. MALLA AxB (mm): 34x38 y 34x76* con PP8x8

ACERO S235 JR. NORMAS DE CÁLCULO: CTE/EC3

DIMENSIONES DE LA PLETINA PORTANTE EN mm hxe (Peso en Kg/m²)	LUZ RECOMENDADA PARA NORMAS	ESPACIO LIBRE ENTRE APOYOS EN MILÍMETROS																			
		400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300
20x2 (17,28)	(795) 564 [564]	U= 29,10 D _u = 1,18 P= 1,76 D _p = 1,00	18,57 1,83 1,32 1,52	12,85 2,63 1,05 2,14	9,40 3,57 0,87 2,86	7,16 4,64 0,74 3,67	5,62 5,83 0,65 4,58	4,53 7,16 0,57 5,57	3,71 8,60 0,51 6,65												
20x3 (22,35)	(910) 696 [696]	U= 43,68 D _u = 1,18 P= 2,74 D _p = 0,97	27,88 1,84 2,05 1,48	19,30 2,64 1,64 2,09	14,13 3,58 1,35 2,79	10,77 4,65 1,16 3,59	8,47 5,86 1,01 4,47	6,82 7,19 0,89 5,45	5,60 8,64 0,80 6,51												
25x2 (20,00)	(993) 772 [772]	U= 45,53 D _u = 0,94 P= 2,72 D _p = 0,81	29,08 1,47 2,04 1,23	20,14 2,11 1,63 1,74	14,75 2,87 1,35 2,32	11,25 3,73 1,15 2,89	8,85 4,70 0,89 3,73	7,13 5,78 0,80 4,54	5,86 8,22 0,72 6,39	4,90 9,59 0,66 7,41	4,15 11,05 0,60 8,50	3,55 12,58 0,55 9,65									
25x3 (26,35)	(1100) 902 [957]	U= 68,33 D _u = 0,94 P= 4,23 D _p = 0,79	43,65 1,47 3,17 1,20	30,24 2,11 2,53 1,69	22,15 2,87 2,10 2,26	16,91 3,74 1,80 2,91	13,31 4,71 1,57 3,64	10,73 5,79 1,39 4,43	8,83 6,98 1,24 5,30	7,38 8,26 1,12 6,24	6,25 9,64 1,02 7,25	5,36 11,11 0,94 8,32	4,64 12,67 0,87 9,45								
30x2 (22,70)	(1140) 933 [1007]	U= 65,62 D _u = 0,79 P= 3,92 D _p = 0,68	41,92 1,23 2,93 1,03	29,05 1,76 2,34 1,45	21,29 2,39 1,95 1,94	16,25 3,12 1,66 2,50	12,80 3,93 1,45 3,12	10,33 4,84 1,28 3,82	8,50 5,83 1,15 4,56	7,11 6,91 1,04 5,37	6,03 9,30 0,95 6,24	5,17 10,62 0,87 7,17	4,48 12,00 0,81 8,15	3,91 13,46 0,75 9,18	3,44 14,98 0,65 10,27	3,05 16,48 0,55 11,40					
30x3 (30,35)	(1263) 1070 [1235]	U= 98,47 D _u = 0,79 P= 5,93 D _p = 0,67	62,92 1,23 4,44 1,02	43,61 1,51 3,55 1,44	31,97 2,40 2,95 1,93	24,41 3,12 2,52 2,49	19,23 3,94 2,20 3,11	15,53 4,85 1,95 3,79	12,78 5,85 1,75 4,54	10,70 6,93 1,58 5,35	9,07 8,09 1,44 6,22	7,79 9,34 1,33 7,15	6,75 10,67 1,23 8,13	5,90 12,07 1,14 9,17	5,19 13,55 1,06 10,26	4,60 15,09 0,99 11,40					
35x2 (25,40)	(1280) 1089 [1267]	U= 89,37 D _u = 0,67 P= 5,36 D _p = 0,58	57,11 1,05 4,01 0,88	39,59 1,51 3,20 1,24	29,03 2,06 2,66 1,66	22,17 2,68 2,28 2,14	17,47 3,38 1,99 2,68	14,11 4,16 1,76 3,91	11,62 5,02 1,58 4,61	9,73 5,95 1,43 5,37	8,25 6,95 1,31 6,17	7,09 8,03 1,20 7,02	6,14 9,17 1,11 7,92	5,37 10,38 1,03 8,86	4,73 11,66 0,96 9,85	4,20 12,99 0,90 10,88	3,74 14,39 0,84 11,95	3,36 15,84 0,79 13,06	3,02 17,34 0,71 14,20	2,73 18,89 0,67 15,37	2,48
35x3 (34,35)	(1417) 1245 [1550]	U= 134,09 D _u = 0,68 P= 8,06 D _p = 0,58	85,70 1,05 6,03 0,88	59,42 1,52 4,82 1,24	43,58 2,06 4,01 1,66	33,29 2,68 3,43 2,14	26,24 3,39 2,99 2,68	21,19 4,17 2,65 3,27	17,46 5,03 2,38 4,62	14,62 5,96 2,16 5,37	12,41 6,97 1,97 6,18	10,66 8,06 1,81 7,03	9,25 9,21 1,67 7,94	8,09 10,43 1,56 8,89	7,13 11,71 1,45 9,89	6,33 13,06 1,36 10,93	5,65 14,48 1,28 12,01	5,07 15,94 1,13 13,13	4,57 17,47 1,07 14,29	4,13 19,05 1,02 15,48	3,76
40x2 (28,15)	(1415) 1225 [1514]	U= 116,77 D _u = 0,59 P= 6,71 D _p = 0,52	74,64 0,92 5,03 0,80	51,76 1,33 4,02 1,13	37,96 1,80 3,34 1,51	29,00 2,35 2,86 1,94	22,86 2,96 2,50 2,43	18,47 3,65 2,21 2,97	15,22 4,40 1,99 3,56	12,75 5,22 1,80 4,20	10,83 6,11 1,51 4,88	9,30 7,06 1,40 5,62	8,07 8,07 1,30 6,40	7,06 9,15 1,21 7,22	6,23 10,28 1,14 8,09	5,53 11,46 1,07 9,00	4,93 12,71 1,00 9,95	4,43 14,00 0,95 10,94	3,99 15,35 0,90 11,97	3,62 16,74 0,80 13,03	3,29
40x3 (38,35)	(1567) 1417 [1881]	U= 175,19 D _u = 0,59 P= 10,41 D _p = 0,51	112,00 0,92 7,80 0,78	77,67 1,33 6,23 1,10	56,97 1,80 4,43 1,47	43,54 2,35 4,43 1,89	34,33 2,97 3,43 2,37	27,74 3,66 3,08 2,89	22,87 4,41 3,08 3,47	19,16 5,23 2,79 4,09	16,27 6,12 2,55 4,76	13,98 7,08 2,37 5,48	12,14 8,10 2,17 6,24	10,63 9,18 2,02 7,05	9,37 10,31 1,89 7,90	8,32 11,51 1,77 8,80	7,43 12,77 1,66 9,73	6,68 14,07 1,57 10,70	6,02 15,44 1,48 11,71	5,46 16,85 1,40 12,76	4,96
45x3 (42,40)	(1710) 1584 [2225]	U= 221,78 D _u = 0,53 P= 12,96 D _p = 0,46	141,80 0,82 9,71 0,70	98,36 1,18 7,76 0,99	72,36 1,60 6,46 1,32	55,16 2,09 5,53 1,71	43,50 2,64 4,83 2,13	35,16 3,25 3,85 2,61	29,00 3,93 3,19 3,13	24,30 4,66 2,93 3,69	20,65 5,46 2,72 4,30	17,75 6,31 2,53 4,95	15,42 7,22 2,36 5,64	13,50 8,19 2,21 6,38	11,92 9,21 2,08 7,15	10,59 10,29 1,96 7,96	9,46 11,41 1,86 8,81	8,50 12,59 1,86 9,70	7,68 13,82 1,76 10,63	6,96 15,09 1,67 11,58	6,34
50x3 (43,60)	(1850) 1747 [2577]	U= 273,86 D _u = 0,47 P= 15,66 D _p = 0,42	175,12 0,74 11,74 0,64	121,48 1,06 9,38 0,91	89,14 1,44 7,81 1,21	68,15 1,88 6,68 1,57	53,76 2,38 5,84 1,96	43,47 2,93 5,18 2,40	35,85 3,54 4,65 2,87	30,06 4,20 4,22 3,39	25,55 4,92 3,86 3,95	21,97 5,69 4,55 4,55	19,09 6,52 3,29 5,19	16,72 7,39 3,06 5,87	14,77 8,32 2,86 6,58	13,13 9,30 2,68 7,33	11,74 10,32 2,52 8,12	10,55 11,29 2,38 8,94	9,53 12,51 2,25 9,80	8,65 13,67 2,14 10,69	7,88

Tabla 3. Tabla para la selección de la luz y dimensiones de las pletinas de los elementos tramex [5]

En nuestro caso, va a ser un aparcacoches, por lo que elegimos la fila de los automóviles. Consideramos que con una luz de 421 mm es más que suficiente, por lo que las pletinas de nuestros tramex tendrán unas dimensiones de 40x3 mm. Con todo ello, pasamos a la tabla siguiente, en la cual escogeremos el ancho de nuestro tramex en función de la carga máxima admisible.

Observamos que, para un ancho de 500 mm, tenemos una carga máxima admisible de 7.8 kN, por lo que con este ancho ya nos valdría para soportar la carga que transmitirían las ruedas al tramex.

Tras los cálculos analíticos realizados, teniendo en cuenta las dimensiones de nuestro vehículo modelo y que queremos contar con un amplio margen de maniobra, hemos entendido necesario establecer 6 filas de 14 tramex. Las pletinas de nuestros tramex deberán tener unas dimensiones de 40 mm de altura, 3 mm de espesor, 34 mm ancho y 38 mm de largo. Nuestros tramex tendrán unas dimensiones de 421 mm de largo y 500 mm de ancho.

Con todo ello, concluimos que nuestra plataforma tendrá unas dimensiones de 5.894 mm de largo y 3.000 mm de ancho. Además, debido a que tenemos que poner tantas vigas como sean necesarias para el apoyo de dichos tramex, sabemos que necesitaremos 15 vigas de 3000 mm de longitud y 2 vigas de 5894 mm de longitud.

La representación de la estructura formada por las vigas y, a su lado, el tipo de elemento tramex utilizado serán los siguientes:

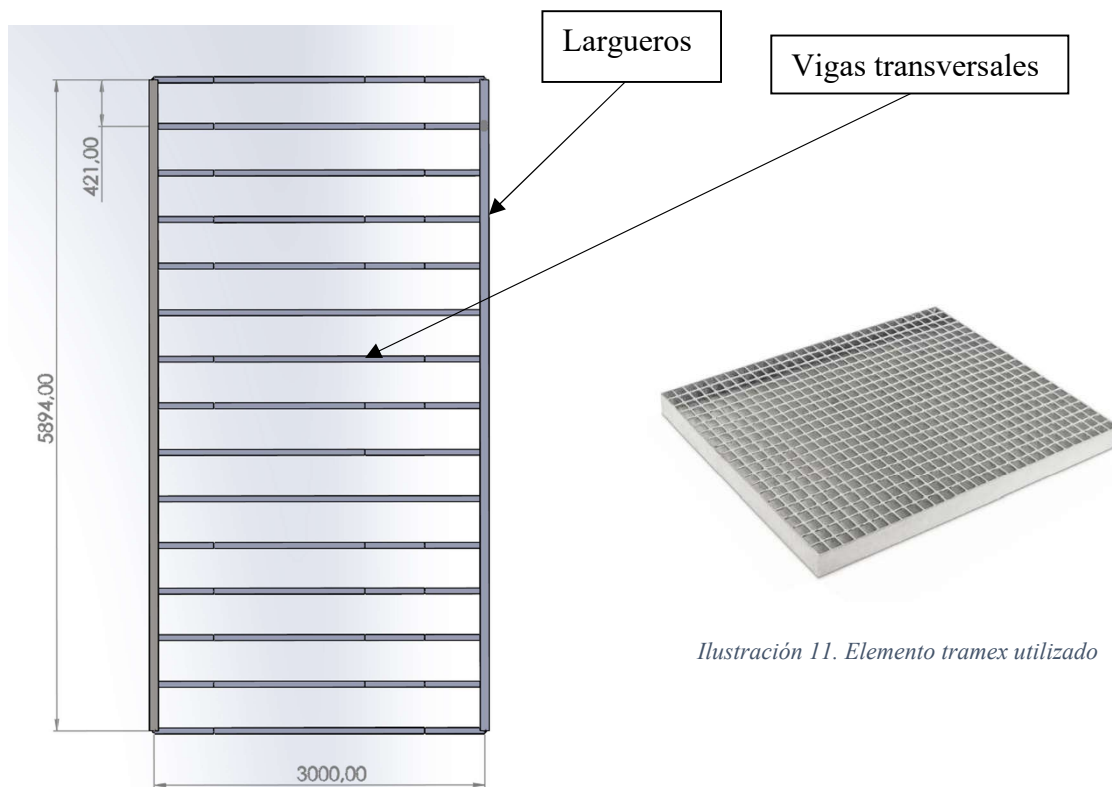


Ilustración 12. Vista en planta de la plataforma acotada

Ilustración 11. Elemento tramex utilizado

5.2. Vigas transversales

Una vez realizada la selección de los tramex y teniendo claras las dimensiones que tendrá nuestra plataforma, pasamos al dimensionamiento de las vigas sobre las que se apoyarán dichos tramex. La razón por la cual hemos decidido comenzar con estas vigas es porque van a ir apoyadas sobre los largueros y, al tratarse de quince vigas, será necesario tener en consideración el peso de las mismas sobre los largueros para el conseguir el correcto dimensionamiento de estos largueros.

Para el dimensionamiento de dichas vigas, plantearemos dos hipótesis de carga. En una de estas opciones, el vehículo estará centrado y, en la otra, el vehículo estará descentrado, probando así ambas opciones en el ensayo del proyecto.

Utilizaremos el programa MEFI para la correcta visualización de las cargas y de los diagramas de esfuerzos.

Vehículo centrado:



Ilustración 13. Vista en planta del vehículo centrado en la plataforma

En los cálculos siguientes, deberemos tener en cuenta la carga distribuida que generará el peso de nuestros tramex sobre las vigas:

$$q_{Tramex} = 38.35 \left[\frac{kg}{m^2} \right] \cdot 0.421[m] \cdot 3[m] \cdot 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3[m]} = 80.72 N / m$$

- Hipótesis de cargas:

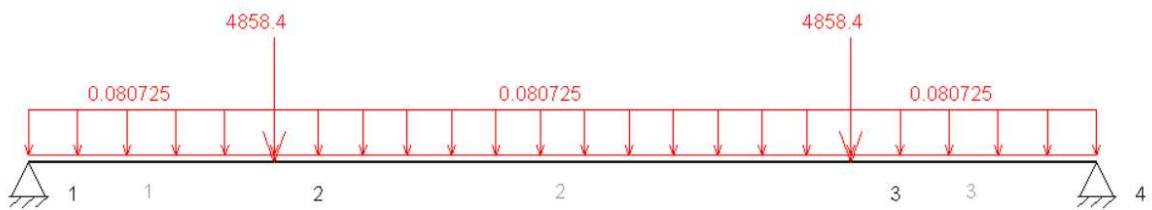


Ilustración 14. Hipótesis de cargas en las vigas transversales con el vehículo centrado

- Diagrama de cortantes:

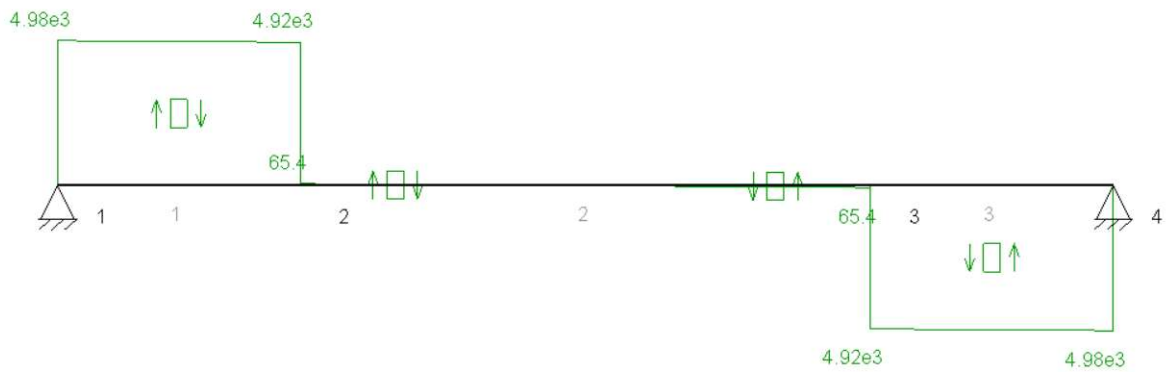


Ilustración 15. Diagrama de esfuerzos cortantes de las vigas transversales con el vehículo centrado

- Diagrama de momentos flectores:



Ilustración 16. Diagrama de momentos flectores de las vigas transversales con el vehículo centrado

Ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -q \cdot L - 2 \cdot Q_R + R_A + R_B = 0$$

$$\sum M_z = 0 \Rightarrow -q \cdot L \cdot \frac{L}{2} - Q_R \cdot 1.62 + R_B \cdot 3 = 0$$

$$R_B = 2742.33 N$$

$$R_A = 7212.06 N$$

Vehículo descentrado:



Ilustración 17. Vista en planta del vehículo descentrado en la plataforma

- Hipótesis de cargas:

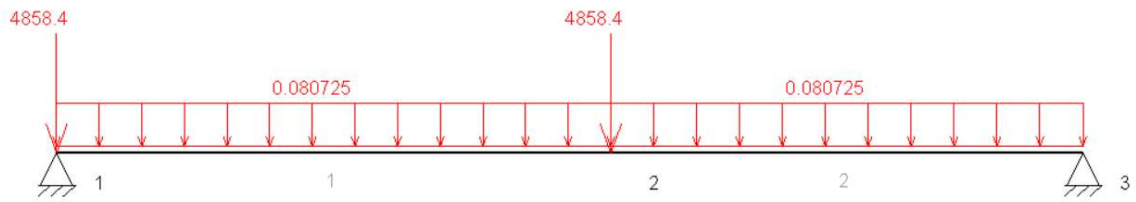


Ilustración 18. Hipótesis de cargas en las vigas transversales con el vehículo descentrado

- Diagrama de cortantes:

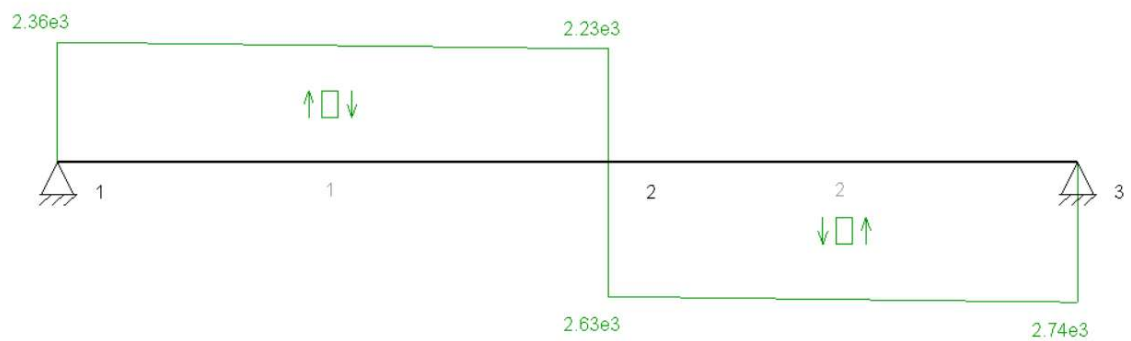


Ilustración 19. Diagrama de esfuerzos cortantes de las vigas transversales con el vehículo descentrado

- Diagrama de momentos flectores:

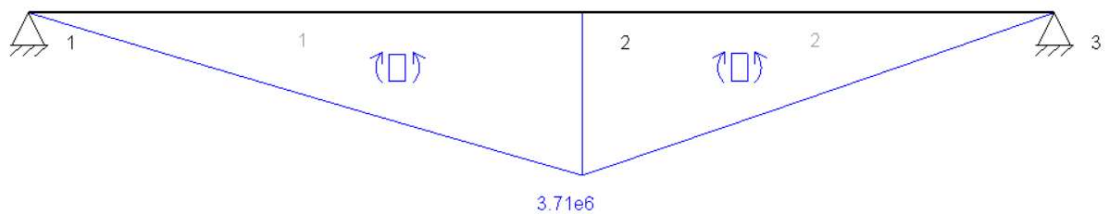


Ilustración 20. Diagrama de momentos flectores de las vigas transversales con el vehículo descentrado

Ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -q \cdot L - 2 \cdot Q_R + R_A + R_B = 0$$

$$\sum M_z = 0 \Rightarrow -q \cdot L \cdot \frac{L}{2} - Q_R \cdot 1.62 + R_B \cdot 3 = 0$$

$$R_B = 2742.33 \text{ N}$$

$$R_A = 7212.06 \text{ N}$$

Una vez realizados estos cálculos, escogemos la sección más desfavorable del caso más desfavorable para la selección de la viga.

Usaremos vigas IPE de acero S275JR y aplicaremos un coeficiente de seguridad de 2, por lo que nuestra tensión máxima admisible será de 137.5 MPa.

Cálculo del módulo resistente:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z} \Rightarrow 137.5[MPa] = \frac{3709000[N.mm]}{W_z} \Rightarrow W_z = 26974.56 mm^3$$

Perfil	Dimensiones								Términos de sección										Agujeros			Peso
	h mm	b mm	e mm	e ₁ mm	r ₁ mm	h ₁ mm	u mm	A cm ²	S _x cm ³	I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	I _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm	I _t cm ⁴	I _p cm ⁶	w mm	a mm	e ₂ mm	p kg/m	
IPE 80	80	46	3,8	5,2	5	60	328	7,64	11,6	80,1	20,0	3,24	8,49	3,69	1,05	0,721	118	—	—	3,8	6,00	
IPE 100	100	55	4,1	5,7	7	75	400	10,30	19,7	171,0	34,2	4,07	15,90	5,79	1,24	1,140	351	—	—	4,1	8,10	
IPE 120	120	64	4,4	6,3	7	93	475	13,20	30,4	318,0	53,0	4,90	27,70	8,65	1,45	1,770	890	35	—	4,4	10,40	
IPE 140	140	73	4,7	6,9	7	112	551	16,40	44,2	541,0	77,3	5,74	44,90	12,30	1,65	2,630	1.981	40	11	4,7	12,90	
IPE 160	160	82	5,0	7,4	9	127	623	20,10	61,9	869,0	109,0	6,58	68,30	16,70	1,84	3,640	3.959	44	13	5,0	15,80	
IPE 180	180	91	5,3	8,0	9	146	698	23,90	83,2	1.320,0	146,0	7,42	101,00	22,20	2,05	5,060	7.431	48	13	5,3	18,80	
IPE 200	200	100	5,6	8,5	12	159	788	28,50	110,0	1.940,0	194,0	8,26	142,00	28,50	2,24	6,670	12.990	52	13	5,6	22,40	
IPE 220	220	110	5,9	9,2	12	178	848	33,40	143	2.770	252	9,11	205	37,3	2,48	9,15	22.670	58	17	5,9	26,20	
IPE 240	240	120	6,2	9,8	15	190	922	39,10	183	3.890	324	9,97	284	47,3	2,69	12,00	37.390	65	17	6,2	30,70	
IPE 270	270	135	6,6	10,2	15	220	1.040	45,90	242	5.790	429	11,20	420	62,2	3,02	15,40	70.580	72	21	6,6	36,10	
IPE 300	300	150	7,1	10,7	15	249	1.160	53,80	314	8.360	557	12,50	604	80,5	3,35	20,10	125.900	80	23	7,1	42,20	
IPE 330	330	160	7,5	11,5	18	271	1.250	62,60	402	11.770	713	13,70	788	98,5	3,55	26,50	199.100	85	25	7,5	49,10	
IPE 360	360	170	8,0	12,7	18	299	1.350	72,70	510	16.270	904	15,00	1.040	123,0	3,79	37,30	313.600	90	25	8,0	57,10	
IPE 400	400	180	8,6	13,5	21	331	1.470	84,50	654	23.130	1.160	16,50	1.320	146,0	3,95	48,30	490.000	95	28	8,6	66,30	
IPE 450	450	190	9,4	14,6	21	379	1.610	98,80	851	33.740	1.500	18,50	1.680	176,0	4,12	65,90	791.000	100	28	9,4	77,60	
IPE 500	500	200	10,2	16,0	21	426	1.740	116,00	1.100	48.200	1.930	20,40	2.140	214,0	4,31	91,80	1.249.000	110	28	10,2	90,70	
IPE 550	550	210	11,1	17,2	24	468	1.880	134,00	1.390	67.120	2.440	22,30	2.670	254,0	4,45	122,00	1.884.000	115	28	11,1	106,00	
IPE 600	600	220	12,0	19,0	24	514	2.010	155,00	1.760	92.080	3.070	24,30	3.390	308,0	4,66	172,00	2.846.000	120	28	12,0	122,0	

Tabla 4. Catálogo de perfiles IPE. [9]

Consultando el catálogo, observamos que las vigas IPE 100 cumplen con ese módulo resistente.

Comprobamos que la tensión a la que está sometido este perfil, no supera nuestra tensión máxima admisible:

$$\sigma = \frac{M_z}{W_z} = \frac{3709000[N.mm]}{34200[mm^3]} = 108.45 MPa < 137.5 MPa \Rightarrow OK$$

Tras los cálculos analíticos realizados, podemos apreciar que la sección más desfavorable la encontramos en el caso del vehículo descentrado y que, en ese caso y tomando esta opción, nuestras vigas tendrán que ser de un perfil IPE 100 para poder soportar la sollicitación.

5.3. Largueros

Tras el estudio del dimensionamiento de las vigas transversales, vamos a proceder al dimensionamiento de los largueros, donde deberán ir apoyadas las mismas.

La carga distribuida a lo largo de los largueros no solamente será la generada debido al peso de los tramex, sino también la generada por el peso de las vigas IPE 100, ya que apoyarán sobre estos.

$$q_{Tramex} = 38.35 \left[\frac{kg}{m^2} \right] \cdot 5.894[m] \cdot 3[m] \cdot 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{5.894[m]} = 564.32 N / m$$

$$q_{Vigas} = 8.1 \left[\frac{kg}{m} \right] \cdot 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \cdot 3[m] \cdot 15 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{5.894[m]} = 303.34 N / m$$

$$q = q_{Tramex} + q_{Vigas} = 564.32 \left[\frac{N}{m} \right] + 303.34 \left[\frac{N}{m} \right] = 867.66 N / m$$

El procedimiento de cálculo para los largueros ha sido el mismo que para el caso de las vigas transversales. Para ello, hemos planteado dos hipótesis de carga, una en la cual el vehículo debe estar centrado y otra en la que el vehículo tiene que estar descentrado.

Vehículo centrado en los largueros:

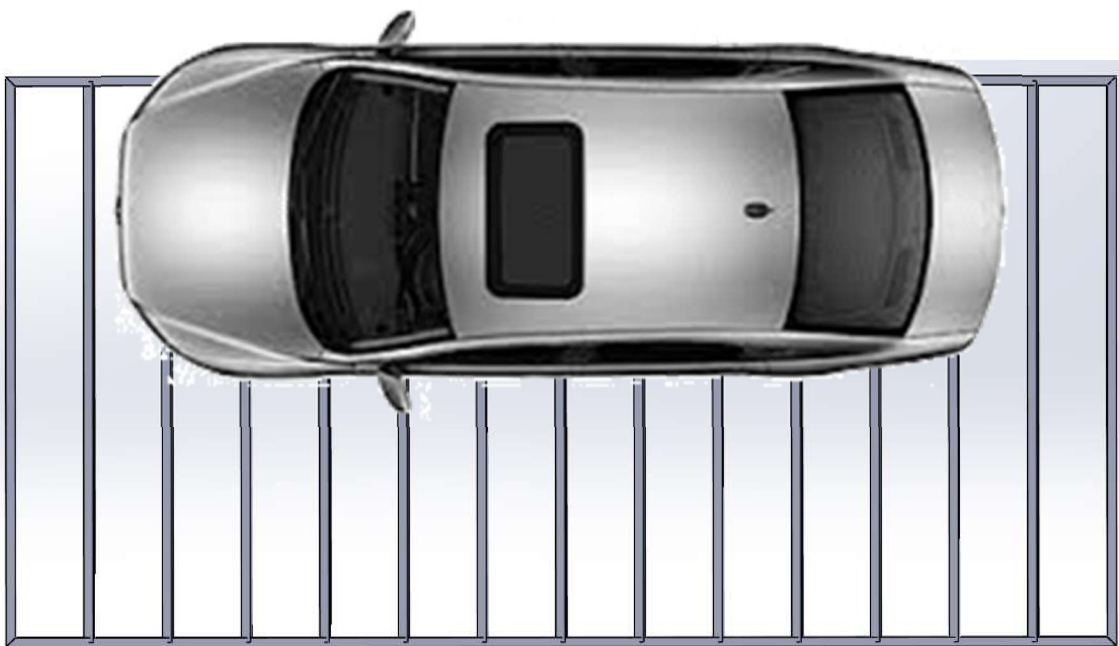


Ilustración 21. Vista en planta del vehículo centrado en los largueros

- Hipótesis de cargas:

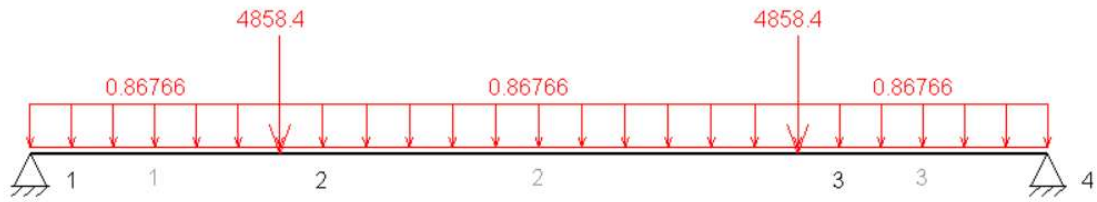


Ilustración 22. Hipótesis de cargas en los largueros con el vehículo centrado

- Diagrama de cortantes:

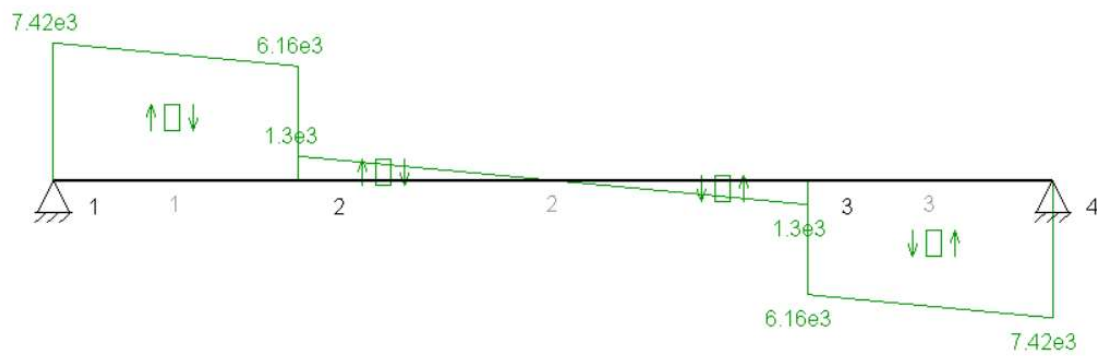


Ilustración 23. Diagrama de esfuerzos cortantes de los largueros con el vehículo centrado

- Diagrama de momentos flectores:

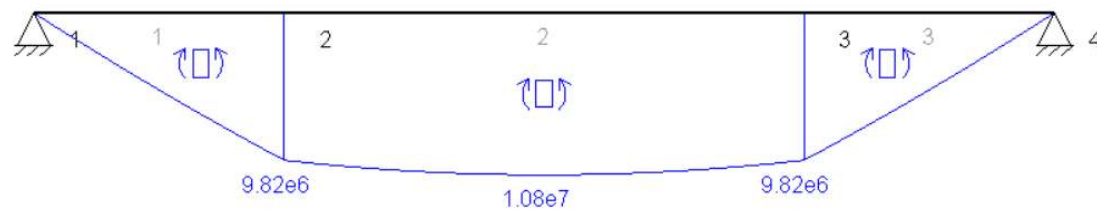


Ilustración 24. Diagrama de momentos flectores de los largueros con el vehículo centrado

Ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -q \cdot L - 2 \cdot Q_R + R_A + R_B = 0$$

$$\sum M_z = 0 \Rightarrow -q \cdot L \cdot \frac{L}{2} - Q_R \cdot 4.447 - Q_R \cdot 1.447 + R_B \cdot 5.894 = 0$$

$$R_B = 7415.4N$$

$$R_A = 7415.4N$$

Vehículo descentrado en los largueros:

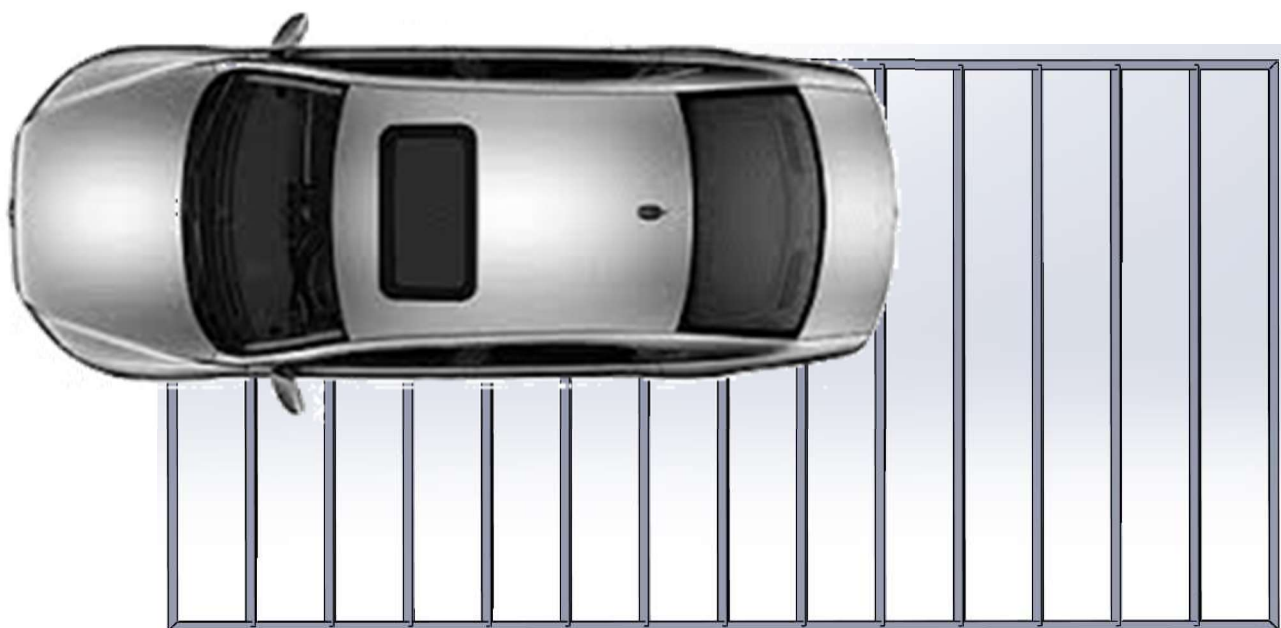


Ilustración 25. Vista en planta del vehículo descentrado en los largueros

- Hipótesis de cargas:

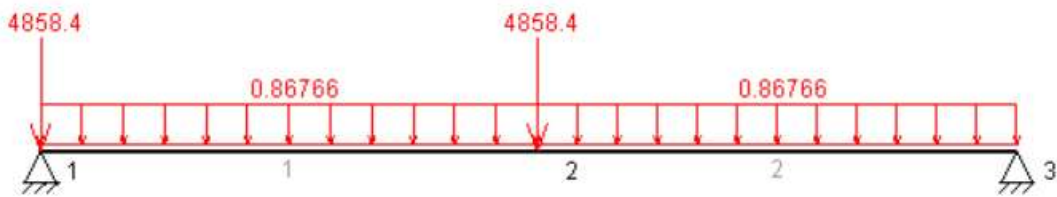


Ilustración 26. Hipótesis de cargas en los largueros con el vehículo descentrado

- Diagrama de cortantes:

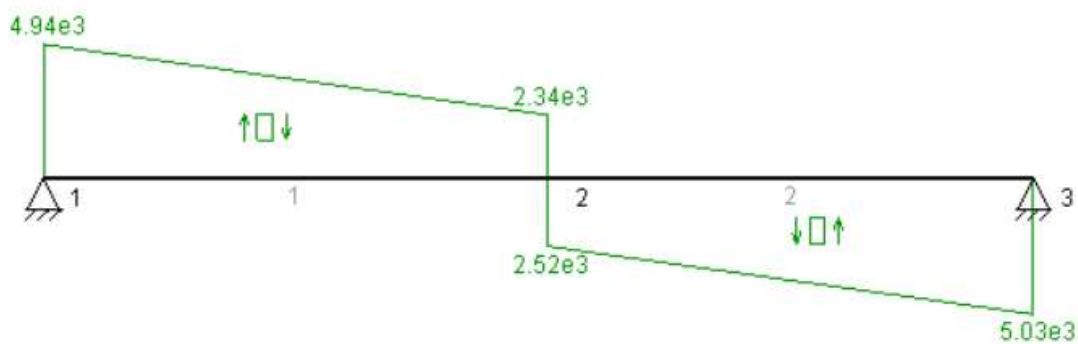


Ilustración 27. Diagrama de esfuerzos cortantes de los largueros con el vehículo descentrado

- Diagrama de momentos flectores:

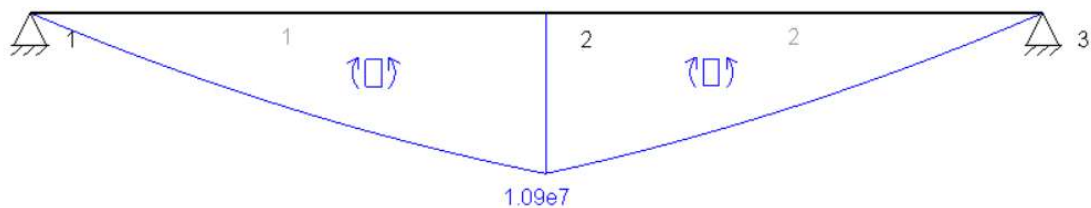


Ilustración 28. Diagrama de momentos flectores de los largueros con el vehículo descentrado

Ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -q \cdot L - 2 \cdot Q_R + R_A + R_B = 0$$

$$\sum M_z = 0 \Rightarrow -q \cdot L \cdot \frac{L}{2} - Q_R \cdot 3 + R_B \cdot 5.894 = 0$$

$$R_B = 5030 N$$

$$R_A = 9800.8 N$$

Una vez realizados estos cálculos, escogemos la sección más desfavorable del caso más desfavorable para la selección de la viga:

Usaremos vigas IPE de acero S275JR y aplicaremos un coeficiente de seguridad de 2, por lo que nuestra tensión máxima admisible será de 137.5 MPa.

Cálculo del módulo resistente:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z} \Rightarrow 137.5 [MPa] = \frac{10922720 [N.mm]}{W_z} \Rightarrow W_z = 79438 mm^3$$

Perfil	Dimensiones								Términos de sección									Agujeros			Peso
	h mm	b mm	e mm	e ₁ mm	r ₁ mm	h ₁ mm	u mm	A cm ²	S _x cm ³	I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	I _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm	I _z cm ⁴	I _z cm ⁶	w mm	a mm	e ₂ mm	p kg/m
IPE 80	80	46	3,8	5,2	5	60	328	7,64	11,6	80,1	20,0	3,24	8,49	3,69	1,05	0,721	118	—	—	3,8	6,00 C
IPE 100	100	55	4,1	5,7	7	75	400	10,30	19,7	171,0	34,2	4,07	15,90	5,79	1,24	1,140	351	—	—	4,1	8,10 C
IPE 120	120	64	4,4	6,3	7	93	475	13,20	30,4	318,0	53,0	4,90	27,70	8,65	1,45	1,770	890	35	—	4,4	10,40 C
IPE 140	140	73	4,7	6,9	7	112	551	16,40	44,2	541,0	77,3	5,74	44,90	12,30	1,65	2,630	1.981	40	11	4,7	12,90 C
IPE 160	160	82	5,0	7,4	9	127	623	20,10	61,9	869,0	109,0	6,58	68,30	16,70	1,84	3,640	3.959	44	13	5,0	15,80 P
IPE 180	180	91	5,3	8,0	9	146	698	23,90	83,2	1.320,0	146,0	7,42	101,00	22,20	2,05	5,060	7.431	48	13	5,3	18,80 P
IPE 200	200	100	5,6	8,5	12	159	788	28,50	110,0	1.940,0	194,0	8,26	142,00	28,50	2,24	6,670	12.990	52	13	5,6	22,40 P
IPE 220	220	110	5,9	9,2	12	178	848	33,40	143	2.770	252	9,11	205	37,3	2,48	9,15	22.670	58	17	5,9	26,20 P
IPE 240	240	120	6,2	9,8	15	190	922	39,10	183	3.890	324	9,97	284	47,3	2,69	12,00	37.390	65	17	6,2	30,70 P
IPE 270	270	135	6,6	10,2	15	220	1.040	45,90	242	5.790	429	11,20	420	62,2	3,02	15,40	70.580	72	21	6,6	36,10 P
IPE 300	300	150	7,1	10,7	15	249	1.160	53,80	314	8.360	557	12,50	604	80,5	3,35	20,10	125.900	80	23	7,1	42,20 P
IPE 330	330	160	7,5	11,5	18	271	1.250	62,60	402	11.770	713	13,70	788	98,5	3,55	26,50	199.100	85	25	7,5	49,10 P
IPE 360	360	170	8,0	12,7	18	299	1.350	72,70	510	16.270	904	15,00	1.040	123,0	3,79	37,30	313.600	90	25	8,0	57,10 P
IPE 400	400	180	8,6	13,5	21	331	1.470	84,50	654	23.130	1.160	16,50	1.320	146,0	3,95	48,30	490.000	95	28	8,6	66,30 P
IPE 450	450	190	9,4	14,6	21	379	1.610	98,80	851	33.740	1.500	18,50	1.680	176,0	4,12	65,90	791.000	100	28	9,4	77,60 P
IPE 500	500	200	10,2	16,0	21	426	1.740	116,00	1.100	48.200	1.930	20,40	2.140	214,0	4,31	91,80	1.249.000	110	28	10,2	90,70 P
IPE 550	550	210	11,1	17,2	24	468	1.880	134,00	1.390	67.120	2.440	22,30	2.670	254,0	4,45	122,00	1.884.000	115	28	11,1	106,00 C
IPE 600	600	220	12,0	19,0	24	514	2.010	155,00	1.760	92.080	3.070	24,30	3.390	308,0	4,66	172,00	2.846.000	120	28	12,0	122,0 C

Tabla 5. Catálogo de perfiles IPE [9]

Consultando el catálogo, observamos que las vigas IPE 160 cumplen con ese módulo resistente.

Comprobamos que la tensión a la que está sometido este perfil, no supera nuestra tensión máxima admisible:

$$\sigma = \frac{M_z}{W_z} = \frac{10922720 [N.mm]}{109000 [mm^3]} = 100.2 MPa < 137.5 MPa \Rightarrow OK$$

Tras los cálculos realizados, vemos que la sección más desfavorable, entre las dos opciones estudiadas, se encuentra en el caso descentrado y que, en este caso, nuestros largueros tendrán que ser del perfil IPE 160 para poder soportar la sollicitación.

6. Sistemas de traslación

6.1. Ruedas y vigas carril



Ilustración 29. Ruedas y vigas carril [10]

Para la selección de las ruedas sobre las que se trasladarán nuestras plataformas, nos ayudaremos del libro *Los transportes en la ingeniería industrial*¹. Para ello utilizaremos la tabla “B 7.6. Carga característica de la rueda.”

Tabla B 7.6. Carga característica de la rueda.

Diámetro de la rueda portadora d_1 mm	R_0 en N Para ruedas portadoras estrechas				R_0 en N Para ruedas portadoras anchas					R_0 en N Para ruedas portadoras sin pestaña	
	Para carriles de grúa				Para carriles de grúa					Para carriles de grúa	
	A 45	A 55	A 65	A 75	A 55	A 65	A 75	A 100	A 120	F 100	F 120
200	41000	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
250	52000	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
315	65000	--	--	--	79000	--	--	--	--	--	--
400	83000	101000	--	--	(101000)	119000	132000	--	--	202000	--
500	104000	126000	--	--	(126000)	148000	165000	--	--	252000	--
630	--	159000	187000	--	--	(187000)	208000	282000	--	318000	388000
710	--	--	211000	235000	--	--	(235000)	318000	398000	358000	437000
800	--	--	237000	264000	--	--	(264000)	358000	448000	403000	493000
900	--	--	267000	297000	--	--	(297000)	403000	504000	454000	554000
1000	--	--	297000	330000	--	--	(330000)	448000	560000	504000	616000
1120	--	--	--	--	--	--	--	502000	627000	--	--
1250	--	--	--	--	--	--	--	560000	700000	--	--

Prefiéranse los valores escritos en negrita, siendo los valores entre paréntesis sólo para ruedas portadoras con juego aumentado o reducido entre carril y pestaña.

Tabla 6. Carga característica de la rueda [3]

¹ Para más información al respecto, consultar en Castejón, L., Miravete de Marco, A., Larrodé, E., Cuartero, J., (2002), *Los transportes en la ingeniería industrial*, Universidad de Zaragoza.

Realmente, todas las ruedas soportarían ciertamente la solicitación a la que nosotros las vamos a someter, por lo que escogemos la primera de ellas que es la que menos carga soporta.

Diámetro de la rueda: 200 mm.

Carril: A45.

En la tabla “B 6.2. Dimensiones tipo Burbach”, encontramos las propiedades de nuestro carril.

Tabla B 6.2. Dimensiones tipo Burbach.

Abre- via- tura	Anchu- ra de la ca- beza · h	b ₁	b ₂	b ₃	f ₁	f ₂	f ₃	h ₁	h ₂	h ₃	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄	r ₅	Sec- ción cm ²	Peso kg/m	Momen- to de iner- cia J _x cm ⁴	Distan- cia al centro de gra- vedad e _x cm	Momen- to de resis- ten- cia W _x cm ³	Momen- to de iner- cia J _y cm ⁴	Momen- to de resis- ten- cia W _y cm ³
A 45	45	125	54	24	14,5	11	8	55±1	24	20	4	3	4	5	4	28,3	22,2	91	3,31	27,5	169	27,0
A 55	55	150	66	31	17,5	12,5	9	65±1	28,5	25	5	5	5	6	5	40,7	32,0	182	3,88	46,9	337	44,9
A 65	65	175	78	38	20	14	10	75±1	34	30	6	5	5	6	5	55,4	43,5	327	4,44	73,7	609	69,6
A 75	75	200	90	45	22	15,4	11	85±1	39,5	35	8	6	6	8	6	72,1	56,5	545	5,00	109	1010	101
A 100	100	200	100	60	23	16,5	12	95±1	45,5	40	10	6	6	8	6	95,6	75,2	888	5,21	170	1360	136
A 120	120	220	120	72	20	20	14	105±1	55,5	47,5	10	6	10	10	6	129,0	101,3	1420	5,70	249	2370	215

Tabla 7. Dimensiones tipo Burbach [3]

Para el caso de la viga carril, hemos desarrollado la línea de influencia del momento flector máximo ejercido sobre la misma en función de la distancia “x” recorrida por la plataforma. Esta viga carril irá apoyada sobre los pilares dimensionados en el “*apartado 6.2*” con una distancia entre ellos de 2 metros. Dicha línea de influencia quedaría de la siguiente forma:

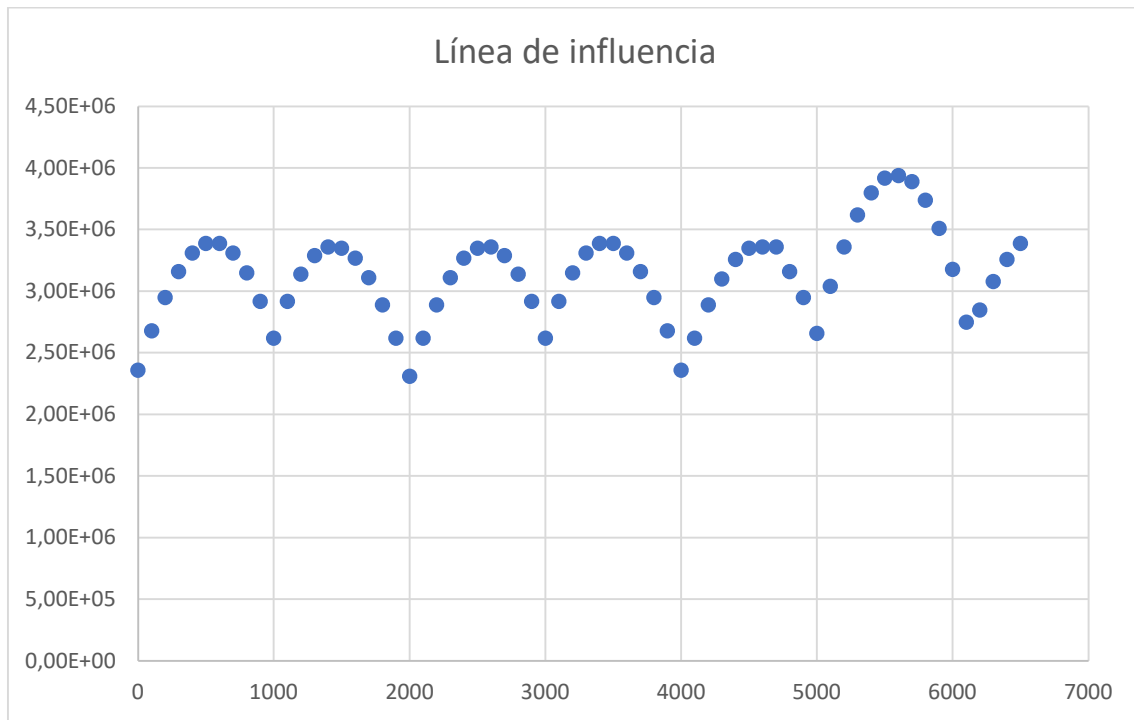


Ilustración 30. Línea de influencia

Como podemos observar, la línea de influencia queda totalmente simétrica a excepción del último tramo. Esto es lógico, ya que en el último tramo no tenemos más viga a la derecha (o a la izquierda si nos situamos en el lado opuesto) y, por tanto, soportaría ese tramo de viga un momento flector mayor.

Una vez obtenida la línea de influencia, comprobamos que el carril seleccionado cumple con la sollicitación exigida por el momento flector máximo:

$$\sigma = \frac{M_z}{W_z} = \frac{4000000[N.mm]}{27500[mm^3]} = 145.45MPa > 137.5MPa$$

Como podemos observar, el carril A45 no cumple con la sollicitación, por lo que pasamos al siguiente carril, en nuestro caso, el carril A55 y realizamos la misma comprobación:

$$\sigma = \frac{M_z}{W_z} = \frac{4000000[N.mm]}{46900[mm^3]} = 85.78MPa < 137.5MPa \Rightarrow OK$$

El carril A55 sí que cumple con dicha sollicitación.

Por lo tanto, volvemos a la tabla de las ruedas y escogemos la rueda que encaje con nuestro nuevo carril:

Tabla B 7.6. Carga característica de la rueda.

Diámetro de la rueda portadora d_1 mm	R_0 en N Para ruedas portadoras estrechas				R_0 en N Para ruedas portadoras anchas					R_0 en N Para ruedas portadoras sin pestaña	
	Para carriles de grúa				Para carriles de grúa					Para carriles de grúa	
	A 45	A 55	A 65	A 75	A 55	A 65	A 75	A 100	A 120	F 100	F 120
200	41000	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
250	52000	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
315	65000	--	--	--	79000	--	--	--	--	--	--
400	83000	101000	--	--	(101000)	119000	132000	--	--	202000	--
500	104000	126000	--	--	(126000)	148000	165000	--	--	252000	--
630	--	159000	187000	--	--	(187000)	208000	282000	--	318000	388000
710	--	--	211000	235000	--	--	(235000)	318000	398000	358000	437000
800	--	--	237000	264000	--	--	(264000)	358000	448000	403000	493000
900	--	--	267000	297000	--	--	(297000)	403000	504000	454000	554000
1000	--	--	297000	330000	--	--	(330000)	448000	560000	504000	616000
1120	--	--	--	--	--	--	--	502000	627000	--	--
1250	--	--	--	--	--	--	--	560000	700000	--	--

Prefiéranse los valores escritos en negrita, siendo los valores entre paréntesis sólo para ruedas portadoras con juego aumentado o reducido entre carril y pestaña.

Tabla 8. Carga característica de la rueda [3]

Diámetro de la rueda: 400 mm.

Carril: A55.

6.2. Pilares

Para el caso de los pilares, asumimos un axil de 9800.8N porque es la reacción más alta que hemos obtenido en las configuraciones que hemos estudiado en el “*apartado 5*”. Supondremos también una carga lateral que representará la fuerza de frenado y cuyo valor será la quinta parte de dicha carga de axil, es decir, 1960 N.

De esta forma tendremos un caso de flexión compuesta por lo que deberemos primero despreciar la parte correspondiente a la carga axil, ya que nos va a aportar un valor muy inferior al que nos aporta el momento flector generado por la carga lateral. Supondremos, como en los apartados anteriores, un coeficiente de seguridad de valor 2.

Como en el apartado anterior, utilizaremos el programa MEFI para la correcta visualización de la configuración de cargas y los diagramas de esfuerzos:

- Hipótesis de cargas:

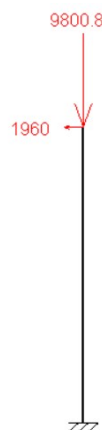


Ilustración 31. Hipótesis de cargas en los pilares

- Diagrama de esfuerzos axiles:

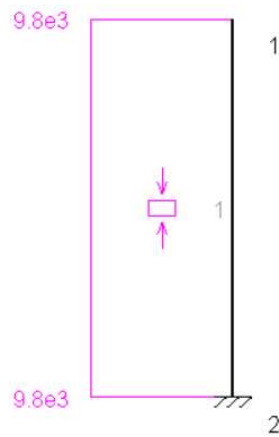


Ilustración 32. Diagrama de esfuerzos axiles en los pilares

- Diagrama de esfuerzos cortantes:

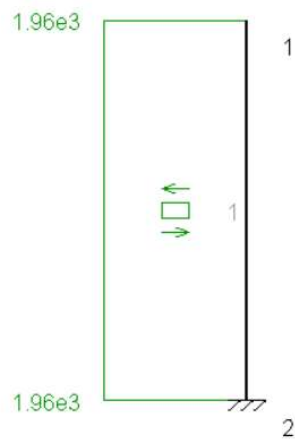


Ilustración 33. Diagrama de esfuerzos cortantes en los pilares

- Diagrama de momentos flectores:

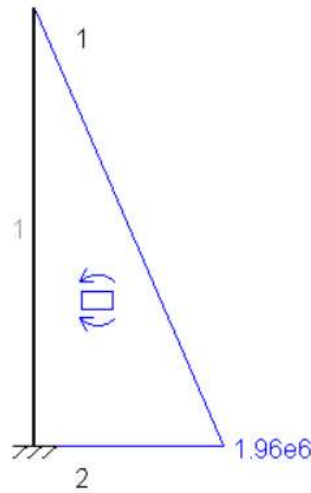


Ilustración 34. Diagrama de momentos flectores en los pilares

Una vez realizados los diagramas de esfuerzos, pasamos al cálculo del módulo resistente (W_z) que deberán tener como mínimo nuestros pilares:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z} \Rightarrow 137.5[MPa] = \frac{1960000[N.mm]}{W_z} \Rightarrow W_z = 14254.54 mm^3$$

En nuestro caso no será necesario utilizar perfiles tipo HEB, HEA, HEM, porque son perfiles que soportan una carga muy superior a la nuestra y sobredimensionaríamos el sistema.

Por ello, escogeremos un perfil rectangular del catálogo siguiente:

Perfil	Dimensiones						Términos de sección										Peso	
	a	b	e	r	u	A	S _x	I _x	W _x	i _x	S _y	I _y	W _y	i _y	I _t	p		
	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ³	cm ⁴	cm ³	cm	cm ³	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	kg/m		
× 60. 40.2	60	40	2	5	191	3,70	3,70	18,1	6,03	2,21	2,80	9,69	4,85	1,62	20,7	2,91	P	
× 60. 40.3	60	40	3	8	187	5,33	5,18	24,7	8,23	2,15	3,91	13,10	6,56	1,57	29,2	4,18	P	
× 60. 40.4	60	40	4	10	183	6,81	6,42	29,7	9,91	2,09	4,84	15,70	7,86	1,52	36,1	5,35	P	
× 70. 40.2	70	40	2	5	211	4,10	4,67	26,4	7,55	2,54	3,18	11,10	5,57	1,65	25,8	3,22	C	
× 70. 40.3	70	40	3	8	207	5,93	6,59	36,4	10,40	2,48	4,47	15,20	7,59	1,60	36,4	4,66	C	
× 70. 40.4	70	40	4	10	203	7,61	8,23	44,3	12,60	2,41	5,56	18,30	9,16	1,55	45,3	5,97	C	
× 70. 50.2	70	50	2	5	231	4,50	5,35	31,1	8,87	2,63	4,26	18,50	7,42	2,03	37,5	3,53	C	
× 70. 50.3	70	50	3	8	227	6,53	7,59	43,1	12,30	2,57	6,03	25,60	10,30	1,98	53,6	5,13	C	
× 70. 50.4	70	50	4	10	223	8,41	9,55	53,0	15,10	2,51	7,57	31,40	12,50	1,93	67,6	6,60	C	
× 80. 40.3	80	40	3	8	227	6,53	8,15	51,0	12,80	2,79	5,02	17,20	8,62	1,62	43,8	5,13	P	
× 80. 40.4	80	40	4	10	223	8,41	10,20	62,6	15,60	2,73	6,28	20,90	10,50	1,58	54,7	6,60	P	
× 80. 40.5	80	40	5	13	219	10,14	12,00	71,6	17,90	2,66	7,33	23,70	11,90	1,53	63,6	7,96	C	
× 80. 60.3	80	60	3	8	267	7,73	10,50	68,8	17,20	2,98	8,60	44,20	14,70	2,39	88,5	6,07	P	
× 80. 60.4	80	60	4	10	263	10,00	13,30	85,7	21,40	2,93	10,90	54,90	18,30	2,34	113,0	7,86	P	
× 80. 60.5	80	60	5	13	259	12,10	15,80	99,8	25,00	2,87	12,90	63,70	21,20	2,29	134,0	9,53	P	

Tabla 9. Catálogo de perfiles rectangulares huecos [9]

Comprobamos que el primer perfil válido sería el #70.40.4 pero, realizando una serie de cálculos, comprobamos que, al incluir la carga axil, la tensión supera nuestra tensión máxima admisible:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z} \Rightarrow \sigma = \frac{9800.8[N]}{841[mm^2]} + \frac{1960000[N.mm]}{15100[mm^3]} \Rightarrow \sigma = 141.45 MPa > 137.5 MPa \Rightarrow NO$$

Pasaremos entonces al perfil rectangular hueco siguiente, escogiendo el #80.40.4:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z} \Rightarrow \sigma = \frac{9800.8[N]}{841[mm^2]} + \frac{1960000[N.mm]}{15600[mm^3]} \Rightarrow \sigma = 137.3 MPa < 137.5 MPa \Rightarrow OK$$

Este perfil sí que cumple con la sollicitación.

6.3. Selección de motor

Para la selección del motor encargado del movimiento de traslación de nuestra plataforma utilizaremos el libro *Los transportes en la ingeniería industrial*², del cual extraeremos la información necesaria para el cálculo de la potencia que deberá tener nuestro motor. Utilizaremos para ello la “Ec. B 8.3”.

- **Movimientos de traslación:**

$$P_w = \frac{(G_1 + G_2) \cdot W \cdot v_{\text{tras}}}{4500000 \cdot \eta} \quad (\text{C V}) \quad (\text{Ec. B 8.3})$$

siendo:

G_1 = peso muerto (carro, puente, etc.) (daN)

v_{tras} = velocidad de traslación (m/min)

W = coeficiente de rozamiento:

7 para cojinete de rodamiento

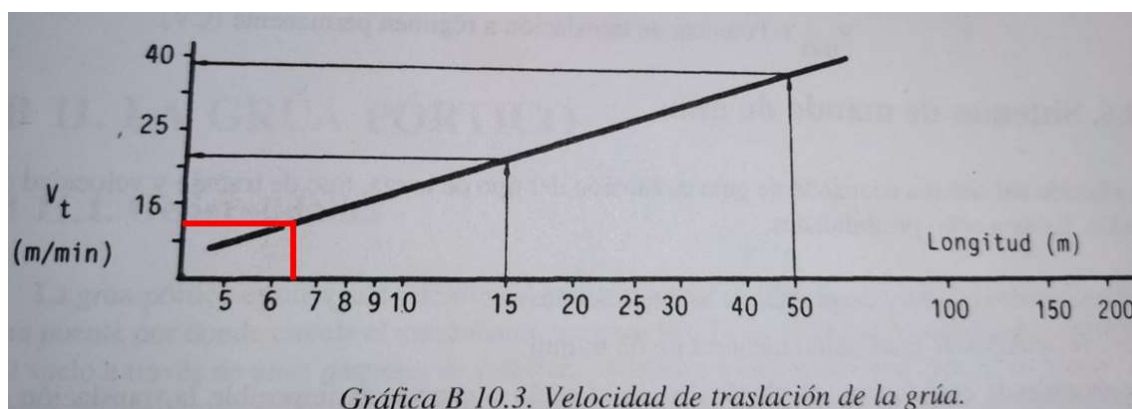
20 para cojinete de deslizamiento

Ecuación 1. Potencia del motor de traslación [3]

Como peso muerto ($G_1 + G_2$) escogemos la reacción máxima de los cálculos del “apartado 5” multiplicada por 4 debido a que tenemos 4 ruedas.

Nuestro coeficiente de rozamiento será el propio de un rodamiento, es decir, $W=7$.

La velocidad de traslación la escogeremos con ayuda de la gráfica “B10.3. Velocidad de traslación de la grúa”.



Gráfica B 10.3. Velocidad de traslación de la grúa.

Ilustración 35. Gráfica para la elección de la velocidad de traslación de la plataforma [3]

Nuestra plataforma tendrá una luz de recorrido de 6.5 metros, por lo que deberá tener una velocidad de traslación de aproximadamente 12 m/min.

² Ver en Castejón, L., Miravete de Marco, A., Larrodé, E., Cuartero, J., (2002), *Los transportes en...* (cit.).

Por último, suponemos el rendimiento de traslación del 85%, como en la mayoría de estos casos.

Con todo ello, calculamos la potencia de nuestro motor:

$$P_{\text{Traslación}} = \frac{4 \cdot (9800.8 \cdot 10^{-1}) [daN] \cdot 7 \cdot 12 \left[\frac{m}{\min} \right]}{4.5 \cdot 10^6 \cdot 0.85} = 0.086 CV = 0.064 kW$$

Una vez que hemos calculado la potencia necesaria, procedemos a seleccionar el motor con ayuda de las tablas de motores, incluidas en los materiales obtenidos durante la impartición de la asignatura “*Criterios y diseño de máquinas*”, dentro del plan del Grado de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Zaragoza, seleccionando el motor M2VA 63A.

IP 55, IC 411; Insulation class F, temperature rise class B

Output kW	Type designation	Product code	Speed r/min	Efficiency		Power factor cos φ 100 %	Current		Torque			Moment of inertia J=1/4 GD ² kgm ²	Weight kg	Sound pressure level LP dB(A)	
				Full load 100%	3/4 load 75%		I _N A	I _M A	T _N Nm	T _M Nm	T _{max} Nm				
4-poles = 1500 r/min				400 V 50 Hz				Basic design						EFF 2	
0.06	M2VA 56 A	3GVA 052 001-→A	1340	51.1	45.8	0.67	0.26	2.5	0.43	2.2	2.2	0.00017	3.2	36	
0.09	M2VA 56 B	3GVA 052 002-→A	1370	55.5	50.2	0.62	0.38	2.8	0.63	2.9	2.9	0.00018	3.4	36	
0.12	M2VA 63 A	3GVA 062 001-→C	1400	63.7	58.4	0.59	0.46	3.1	0.82	2.6	2.6	0.00019	4	40	
0.18	M2VA 63 B	3GVA 062 002-→C	1380	65.6	62.1	0.64	0.63	3.1	1.25	2.5	2.6	0.00026	4.5	40	
0.25	M2VA 71 A	3GVA 072 001-→C	1410	70.4	69.1	0.71	0.74	4.3	1.71	2.7	2.9	0.00066	5.5	45	
0.37	M2VA 71 B	3GVA 072 002-→C	1420	74.6	72.1	0.69	1.05	4.4	2.51	2.6	2.8	0.00089	6.5	45	
0.55	M2VA 80 A	3GVA 082 001-→B	1390	75.3	73.1	0.76	1.40	4.6	3.75	2.6	2.9	0.001257	9	50	
0.75	M2VA 80 B	3GVA 082 002-→B	1410	78.2	75.6	0.74	1.90	4.7	5.08	3.5	3.9	0.001565	10.5	50	
1.1	M2AA 90 S	3GAA 092 001-→E	1410	77.5	76.4	0.81	2.59	5.0	7.5	2.2	2.7	0.0032	13	50	
1.5	M2AA 90 L	3GAA 092 002-→E	1420	80.3	78.1	0.79	3.45	5.0	10	2.4	2.9	0.0043	16	50	
2.2	M2AA 100 LA	3GAA 102 001-→E	1430	83.0	82.7	0.81	4.80	5.5	15	2.4	2.9	0.0069	21	64	
3	M2AA 100 LB	3GAA 102 002-→E	1430	85.0	83.9	0.81	6.48	5.5	20	2.5	2.9	0.0082	24	66	
4	M2AA 112 M	3GAA 112 001-→A	1435	84.5	85.5	0.8	8.60	7.0	27	2.8	3.0	0.015	27	56	
5.5	M2AA 132 S	3GAA 132 001-→A	1450	87.0	87.0	0.83	11.10	6.9	36	2.2	3.0	0.031	40	59	
7.5	M2AA 132 M	3GAA 132 002-→A	1450	88.0	88.0	0.83	14.80	7.9	49	2.5	3.2	0.038	48	59	
11	M2AA 160 M	3GAA 162 111-→A	1460	89.1	89.8	0.81	22	6.5	72	2.7	2.7	0.067	75	62	
15	M2AA 160 L	3GAA 162 112-→A	1460	90.4	91.0	0.82	29	7.1	98	2.7	3.3	0.088	92	62	
18.5	M2AA 180 M	3GAA 182 111-→A	1460	91.1	91.5	0.81	37	7.6	121	3.1	3.5	0.102	110	64	
22	M2AA 180 L	3GAA 182 112-→A	1460	91.8	92.3	0.82	42	7.9	144	3.1	3.8	0.127	128	64	
30	M2AA 200 L	3GAA 202 011-→A	1470	92.0	92.1	0.8	59	7.8	195	3.0	3.4	0.225	177	67	
37	M2AA 225 S	3GAA 222 011-→A	1475	92.8	93.0	0.85	68	6.8	240	3.0	3.1	0.35	216	68	
45	M2AA 225 M	3GAA 222 012-→A	1475	93.0	93.1	0.84	84	8.1	291	3.5	3.2	0.41	237	68	
55	M2AA 250 M	3GAA 252 011-→A	1475	93.7	94.3	0.84	98	6.8	356	2.5	2.6	0.5	286	66	

Tabla 10. Catálogo de motores de 4 polos [1]

Posteriormente, utilizando también los materiales anteriormente mencionados de la asignatura “Criterios y diseño de máquinas”, comprobamos que el tiempo de arranque no excede del tiempo de arranque máximo de este motor:

$$\frac{T_S}{T_M} = 2.6 = \frac{M_{Arr}}{M_M} \Rightarrow M_{Arr} = 2.6 \cdot M_M = 2.6 \cdot 0.82 [N.m] = 2.132 N \cdot m$$

$$M_u = \frac{4 \cdot (9800.8 \cdot 10^{-1}) [daN] \cdot 7 \cdot 12 [\frac{m}{min}]}{4.5 \cdot 10^6 \cdot 1400 \cdot \frac{2\pi}{60} [\frac{rad}{s}]} = 0.0005 N \cdot m$$

$$M_{Arr} = \frac{M_i + M_u}{\eta} \Rightarrow M_i = (2.132 \cdot 0.85) [N.m] - 0.00025 [N.m] = 1.8117 N \cdot m$$

$$m_{Total} = 1981 [kg] + (38.35 [\frac{kg}{m^2}] \cdot 5.894 [m] \cdot 3 [m]) + (8.1 [\frac{kg}{m^2}] \cdot 3 [m] \cdot 15) + (15.8 [\frac{kg}{m}] \cdot 5.894 [m] \cdot 2) = 3209.8551 kg$$

$$I_{eq,v} = \frac{m_{Total} \cdot R^2}{i_T^2} = \frac{3209.8551 [kg] \cdot (100 \cdot 10^{-3})^2 [m^2]}{146.6^2} = 0.0015 kg \cdot m^2$$

$$\alpha = \frac{M_i}{I_{Motor} + I_{eq,v}} = \frac{1.8117 [N.m]}{0.00019 [kg.m^2] + 0.0015 [kg.m^2]} = 1072 rad / s^2$$

$$\alpha = \frac{\omega_m}{t_{Arr}} \Rightarrow t_{Arr} = \frac{1400 \cdot \frac{2\pi}{60} [\frac{rad}{s}]}{1072 [\frac{rad}{s^2}]} = 0.136 s < 40 s \Rightarrow OK$$

El tiempo de arranque de nuestro motor será inferior al tiempo de arranque límite de este, por lo tanto, concluimos que el motor M2VA 63A es válido.

6.4. Reductor coaxial

Para el cálculo del reductor coaxial y las cajas de reenvío, hemos considerado que lo adecuado para nuestro sistema es tener una relación de transmisión en el reductor coaxial de, aproximadamente, 6:1 y en las cajas de reenvío de 5:1.

Con esta consideración, pasamos a seleccionar el reductor coaxial. Para ello, utilizaremos el catálogo de reductores coaxiales de la empresa “Motovario”:

IHA32					
Mn ₂ [Nm]	i	Pn ₁ [kW]	n ₂ [rpm]	Fr1 [N]	Fr2 [N]
82	5,38	1,88	211,9	330	1174
82	6,52	1,55	174,9	409	1252
77	8,11	1,17	140,6	373	1346
92	10,94	1,04	104,2	441	1487
82	13,25	0,76	86,0	363	1586
82	16,49	0,61	69,1	398	1705
92	20,26	0,56	56,3	453	1827
87	24,55	0,44	46,4	386	1947
82	30,55	0,33	37,3	374	2000
92	35,44	0,32	32,2	480	2000
92	44,10	0,26	25,9	398	2000
82	48,75	0,21	23,4	398	2000
97	60,67	0,20	18,8	472	2000

Tabla 11. Catálogo de reductores IHA32 [6]

Escogeremos el reductor IHA32 con una relación de transmisión de 6.52:1.

6.5. Cajas de reenvío.

Por último, pasamos a seleccionar nuestras cajas de reenvío. Para ello, utilizaremos el catálogo de cajas de reenvío “PowerGear” de la empresa “Tecnopower”.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

POWER GEAR

PowerGear			Unidad	P54	P65	P75	P90	P110	P140	P170	P210	P240	P280	P360	P450
Par de salida	i=1:1	T _{2N}	Nm	15	25	45	78	150	360	585	1300	2150	3200	3750	6600
		T _{2B}	Nm	23	38	68	117	225	540	878	1950	3225	4800	5625	9900
		T _{2Nst}	Nm	30	50	90	156	300	720	1170	2600	4300	6400	7500	13200
	i=1,5:1	T _{2N}	Nm	15	25	45	78	150	360	585	1300	2150	3200	3550	7000
		T _{2B}	Nm	23	38	68	117	225	540	878	1950	3225	4800	5325	10500
		T _{2Nst}	Nm	30	50	90	156	300	720	1170	2600	4300	6400	7100	14000
	i=2:1	T _{2N}	Nm	12	24	42	68	150	330	544	1220	2010	3050	3500	7000
		T _{2B}	Nm	18	36	63	102	225	495	816	1830	3015	4575	5250	10500
		T _{2Nst}	Nm	24	48	84	136	300	660	1088	2440	4020	6100	7000	14000
	i=3:1	T _{2N}	Nm	12	18	33	54	120	270	450	1020	1650	2850	3350	7700
		T _{2B}	Nm	18	27	50	81	180	405	675	1530	2475	4275	5025	10500
		T _{2Nst}	Nm	24	36	66	108	240	540	900	2040	3300	5700	6700	14000
	i=4:1	T _{2N}	Nm	-	16	28	52	100	224	376	860	1410	2300	2900	6600
		T _{2B}	Nm	-	24	42	78	150	336	564	1290	2115	3450	4350	9900
		T _{2Nst}	Nm	-	32	56	104	200	448	752	1720	2820	4600	5800	13200
	i=5:1	T _{2N}	Nm	-	14	25	40	85	196	320	740	1210	2000	2600	6000
		T _{2B}	Nm	-	21	38	60	128	294	480	1110	1815	3000	3900	9000
		T _{2Nst}	Nm	-	28	50	80	170	392	640	1480	2420	4000	5200	12000
	i=1:1	n1	rpm	2500	2150	2000	1700	1400	1100	1000	800	700	650	650	550

Tabla 12. Catálogo de cajas de reenvío PowerGear [4]

Para seleccionar la caja de reenvío, calcularemos el par nominal de salida (T_{2N}) y el par de arranque de salida (T_{2B}) que deberá tener como mínimo.

- Par nominal de salida:

- Primera caja de reenvío

$$T_{2N} = 0.82[N.m] \cdot 6.52 \cdot 5 = 26.73 N \cdot m$$

- Segunda caja de reenvío

$$T_{2N} = 0.82[N.m] \cdot 6.52 \cdot 5 \cdot 5 = 133.66 N \cdot m$$

- Par de arranque de salida:

- Primera caja de reenvío

$$T_{2B} = 2.132[N.m] \cdot 6.52 \cdot 5 = 69.50 N \cdot m$$

- Segunda caja de reenvío

$$T_{2B} = 2.132[N.m] \cdot 6.52 \cdot 5 \cdot 5 = 347.52 N \cdot m$$

A la vista de los resultados obtenidos, vemos que es más restrictivo el par de arranque, por lo que nos basaremos en éste para seleccionar nuestra caja de reenvío. Con ello, nuestra primera caja de reenvío será la P110, con un par de arranque máximo de 128 N.m y nuestra segunda caja de reenvío será la P170, con un par de arranque máximo de 480 N.m.

7. Sistemas de elevación.

7.1. Tornillos de potencia

Para el dimensionamiento de los tornillos de potencia, debemos definir el tiempo y la distancia de subida:

- Tiempo de subida: 60 segundos
- Distancia de elevación: 1800 mm

Con ello, calculamos la velocidad de elevación:

$$x = v \cdot t \Rightarrow v = \frac{1800[mm]}{60[s]} = 30mm / s$$

Estimamos un avance de $L=6$ mm/rev y con ello, calculamos la velocidad angular:

$$\omega = \frac{v \cdot 2\pi}{L} = \frac{30.00[\frac{mm}{s}] \cdot 2\pi}{6.00[\frac{mm}{rev}]} = 31.41rad / s$$

Planteamos una relación de transmisión entre el motor y los tornillos de potencia de 5:1.

Por lo que nuestra velocidad angular del motor deberá ser de 157.08 rad/s.

Calculamos ahora el par útil del tornillo de potencia:

$$M_u = \frac{m \cdot g \cdot L}{2\pi} = \frac{3209.8551[kg] \cdot 9.81[\frac{m}{s^2}] \cdot 6 \cdot 10^{-3}[\frac{m}{rev}]}{2\pi} = 30.00N.m$$

Nuestros tornillos de potencia serán de rosca cuadrada, por lo que tendremos un rendimiento del 50%.

7.2. Selección de motor

Para la selección del motor encargado del giro de nuestros tornillos de potencia para la elevación de nuestra plataforma, utilizaremos los materiales de la asignatura “Criterios y diseño de máquinas”, del cual extraeremos la información necesaria para el cálculo del par útil que deberán tener nuestros tornillos de potencia, así como el par motor.

Hemos decidido que, entre el motor y los tornillos de potencia, exista una relación de transmisión de 5:1, por lo que el par útil del motor deberá tener un valor de 6 N.m.

$$M_{u,Motor} = \frac{M_{u,Tornillos}}{i_{M-T}} = \frac{30.00[N.m]}{5} = 6N.m$$

Como tenemos un rendimiento del 50%, nuestro par del motor será:

$$M_M = \frac{M_u}{\eta} = \frac{6.00[N.m]}{0.5} = 12N.m$$

Con la tabla de motores eléctricos de 2 polos recogida de los apuntes de la asignatura “Criterios de diseño de máquinas”.

IP 55, IC 411; Insulation class F, temperature rise class B

Output kW	Type designation	Product code	Speed r/min	Efficiency		Power factor cos φ 100 %	Current		Torque			Moment of inertia J=1/4 GD² kgm²	Weight kg	Sound pressure level LP dB(A)
				Full load 100%	3/4 load 75%		I _N A	I _Δ A	T _N Nm	T _Δ Nm	T _{max} Nm			
4-poles = 1500 r/min				400 V 50 Hz				Basic design					EFF 2	
0.06	M2VA 56 A	3GVA 052 001-→A	1340	51.1	45.8	0.67	0.26	2.5	0.43	2.2	2.2	0.00017	3.2	36
0.09	M2VA 56 B	3GVA 052 002-→A	1370	55.5	50.2	0.62	0.38	2.8	0.63	2.9	2.9	0.00018	3.4	36
0.12	M2VA 63 A	3GVA 062 001-→C	1400	63.7	58.4	0.59	0.46	3.1	0.82	2.6	2.6	0.00019	4	40
0.18	M2VA 63 B	3GVA 062 002-→C	1380	65.6	62.1	0.64	0.63	3.1	1.25	2.5	2.6	0.00026	4.5	40
0.25	M2VA 71 A	3GVA 072 001-→C	1410	70.4	69.1	0.71	0.74	4.3	1.71	2.7	2.9	0.00066	5.5	45
0.37	M2VA 71 B	3GVA 072 002-→C	1420	74.6	72.1	0.69	1.05	4.4	2.51	2.6	2.8	0.00089	6.5	45
0.55	M2VA 80 A	3GVA 082 001-→B	1390	75.3	73.1	0.76	1.40	4.6	3.75	2.6	2.9	0.001257	9	50
0.75	M2VA 80 B	3GVA 082 002-→B	1410	78.2	75.6	0.74	1.90	4.7	5.08	3.5	3.9	0.001565	10.5	50
1.1	M2AA 90 S	3GAA 092 001-→E	1410	77.5	76.4	0.81	2.59	5.0	7.5	2.2	2.7	0.0032	13	50
1.5	M2AA 90 L	3GAA 092 002-→E	1420	80.3	78.1	0.79	3.45	5.0	10	2.4	2.9	0.0043	16	50
2.2	M2AA 100 LA	3GAA 102 001-→E	1430	83.0	82.7	0.81	4.80	5.5	15	2.4	2.9	0.0069	21	64
3	M2AA 100 LB	3GAA 102 002-→E	1430	85.0	83.9	0.81	6.48	5.5	20	2.5	2.9	0.0082	24	66
4	M2AA 112 M	3GAA 112 001-→A	1435	84.5	85.5	0.8	8.60	7.0	27	2.8	3.0	0.015	27	56
5.5	M2AA 132 S	3GAA 132 001-→A	1450	87.0	87.0	0.83	11.10	6.9	36	2.2	3.0	0.031	40	59
7.5	M2AA 132 M	3GAA 132 002-→A	1450	88.0	88.0	0.83	14.80	7.9	49	2.5	3.2	0.038	48	59
11	M2AA 160 M	3GAA 162 111-→A	1460	89.1	89.8	0.81	22	6.5	72	2.7	2.7	0.067	75	62
15	M2AA 160 L	3GAA 162 112-→A	1460	90.4	91.0	0.82	29	7.1	98	2.7	3.3	0.088	92	62
18.5	M2AA 180 M	3GAA 182 111-→A	1460	91.1	91.5	0.81	37	7.6	121	3.1	3.5	0.102	110	64
22	M2AA 180 L	3GAA 182 112-→A	1460	91.8	92.3	0.82	42	7.9	144	3.1	3.8	0.127	128	64
30	M2AA 200 L	3GAA 202 011-→A	1470	92.0	92.1	0.8	59	7.8	195	3.0	3.4	0.225	177	67
37	M2AA 225 S	3GAA 222 011-→A	1475	92.8	93.0	0.85	68	6.8	240	3.0	3.1	0.35	216	68
45	M2AA 225 M	3GAA 222 012-→A	1475	93.0	93.1	0.84	84	8.1	291	3.5	3.2	0.41	237	68
55	M2AA 250 M	3GAA 252 011-→A	1475	93.7	94.3	0.84	98	6.8	356	2.5	2.6	0.5	286	66

Tabla 13. Catálogo de motores de 4 polos [1]

Con todo ello, seleccionamos el motor M2AA 100LA, con una potencia de 2.2 kW.

Posteriormente, utilizando también los materiales anteriormente mencionados de la asignatura “*Criterios y diseño de máquinas*”, comprobamos que el tiempo de arranque no excede del tiempo de arranque máximo de este motor:

$$\frac{T_S}{T_M} = 2.4 = \frac{M_{Arr}}{M_M} \Rightarrow M_{Arr} = 2.4 \cdot M_M = 2.4 \cdot 12[N.m] = 28.8 N \cdot m$$

$$M_{Arr} = \frac{M_i + M_u}{\eta} \Rightarrow M_i = (28.8 \cdot 0.5)[N.m] - 6.00[N.m] = 8.4 N \cdot m$$

$$m_{Total} = 1981[kg] + (38.35[\frac{kg}{m^2}] \cdot 5.894[m] \cdot 3[m]) + (8.10[\frac{kg}{m^2}] \cdot 3[m] \cdot 15) + (15.80[\frac{kg}{m}] \cdot 5.894[m] \cdot 2) = 3209.8551 kg$$

$$I_{eq,v} = \frac{m_{Total} \cdot L^2}{4\pi^2 \cdot i^2} = \frac{3209.8551[kg] \cdot (6 \cdot 10^{-3})^2[\frac{m^2}{rev}]}{4\pi^2 \cdot 5^2} = 0.000117 kg \cdot m^2$$

$$\alpha = \frac{M_i}{I_{Motor} + I_{eq,v}} = \frac{8.4[N.m]}{0.0032[kg.m^2] + 0.000117[kg.m^2]} = 2532.41 rad / s^2$$

$$\alpha = \frac{\omega_m}{t_{Arr}} \Rightarrow t_{Arr} = \frac{1430 \cdot \frac{2\pi}{60}[\frac{rad}{s}]}{2532.41[\frac{rad}{s^2}]} = 0.06 s < 15 s \Rightarrow OK$$

El tiempo de arranque de nuestro motor será inferior al tiempo de arranque límite de este, por lo tanto, el motor nos sirve.

7.3. Cajas de reenvío

Para llegar del motor a los tornillos de potencia, necesitaremos tres cajas de reenvío, por lo que hemos decidido que la primera caja de reenvío tenga una relación de transmisión de 5:1 y las otras dos la tengan de 1:1. Para ello, utilizaremos el catálogo de cajas de reenvío “PowerGear” de la empresa Tecnopower.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

POWER GEAR

PowerGear			Unidad	P54	P65	P75	P90	P110	P140	P170	P210	P240	P280	P360	P450
Par de salida	i=1:1	T _{2N}	Nm	15	25	45	78	150	360	585	1300	2150	3200	3750	6600
		T _{2B}	Nm	23	38	68	117	225	540	878	1950	3225	4800	5625	9900
		T _{2tot}	Nm	30	50	90	156	300	720	1170	2600	4300	6400	7500	13200
	i=1,5:1	T _{2N}	Nm	15	25	45	78	150	360	585	1300	2150	3200	3550	7000
		T _{2B}	Nm	23	38	68	117	225	540	878	1950	3225	4800	5325	10500
		T _{2tot}	Nm	30	50	90	156	300	720	1170	2600	4300	6400	7100	14000
	i=2:1	T _{2N}	Nm	12	24	42	68	150	330	544	1220	2010	3050	3500	7000
		T _{2B}	Nm	18	36	63	102	225	495	816	1830	3015	4575	5250	10500
		T _{2tot}	Nm	24	48	84	136	300	660	1088	2440	4020	6100	7000	14000
	i=3:1	T _{2N}	Nm	12	18	33	54	120	270	450	1020	1650	2850	3350	7700
		T _{2B}	Nm	18	27	50	81	180	405	675	1530	2475	4275	5025	10500
		T _{2tot}	Nm	24	36	66	108	240	540	900	2040	3300	5700	6700	14000
	i=4:1	T _{2N}	Nm	-	16	28	52	100	224	376	860	1410	2300	2900	6600
		T _{2B}	Nm	-	24	42	78	150	336	564	1290	2115	3450	4350	9900
		T _{2tot}	Nm	-	32	56	104	200	448	752	1720	2820	4600	5800	13200
	i=5:1	T _{2N}	Nm	-	14	25	40	85	196	320	740	1210	2000	2600	6000
		T _{2B}	Nm	-	21	38	60	128	294	480	1110	1815	3000	3900	9000
		T _{2tot}	Nm	-	28	50	80	170	392	640	1480	2420	4000	5200	12000
	i=1:1	n1	rpm	2500	2150	2000	1700	1400	1100	1000	800	700	650	650	550

Tabla 14. Catálogo de cajas de reenvío PowerGear [4]

De igual manera que con las cajas de reenvío para la plataforma, deberemos seleccionar las cajas de reenvío calculando el par nominal de salida (T_{2N}) y el par de arranque de salida (T_{2B}) que deberá tener como mínimo.

- Par nominal de salida:

- Primera caja de reenvío

$$T_{2N} = 7.42[N.m] \cdot 5 = 37.1N \cdot m$$

- Segunda caja de reenvío

$$T_{2N} = 7.42[N.m] \cdot 5 = 37.1N \cdot m$$

- Tercera caja de reenvío:

$$T_{2N} = 7.42[N.m] \cdot 5 = 37.1N \cdot m$$

- Par de arranque de salida:

○ Primera caja de reenvío:

$$T_{2B} = 16.32[N.m] \cdot 5 = 81.6N \cdot m$$

○ Segunda caja de reenvío:

$$T_{2B} = 16.32[N.m] \cdot 5 = 81.6N \cdot m$$

○ Tercera caja de reenvío:

$$T_{2B} = 16.32[N.m] \cdot 5 = 81.6N \cdot m$$

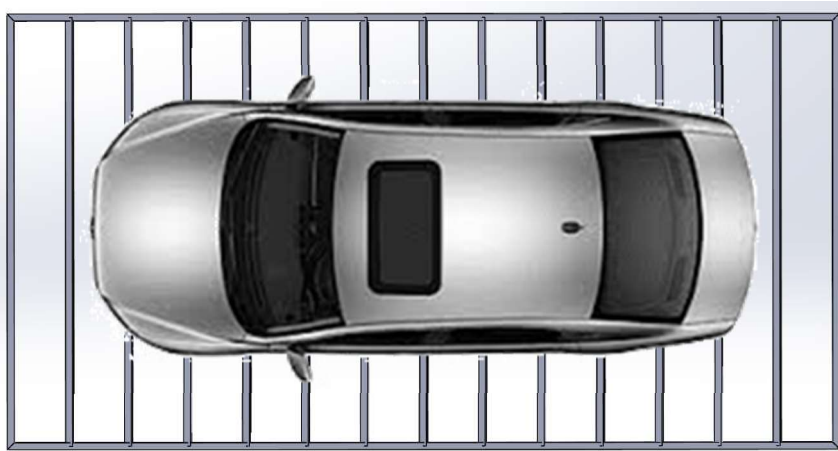
A la vista de los resultados obtenidos, podemos ver que es más restrictivo el par de arranque, por lo que, en vista de este resultado, nos basaremos en éste para seleccionar nuestra caja de reenvío. Con ello, nuestra primera caja de reenvío será la P110 con una relación de transmisión de 5:1, con un par de arranque máximo de 128 N.m y nuestra segunda y tercera caja de reenvío será la P90 con una relación de transmisión de 1:1, con un par de arranque máximo de 117 N.m.

8. Análisis por elementos finitos de la plataforma con SolidWorks

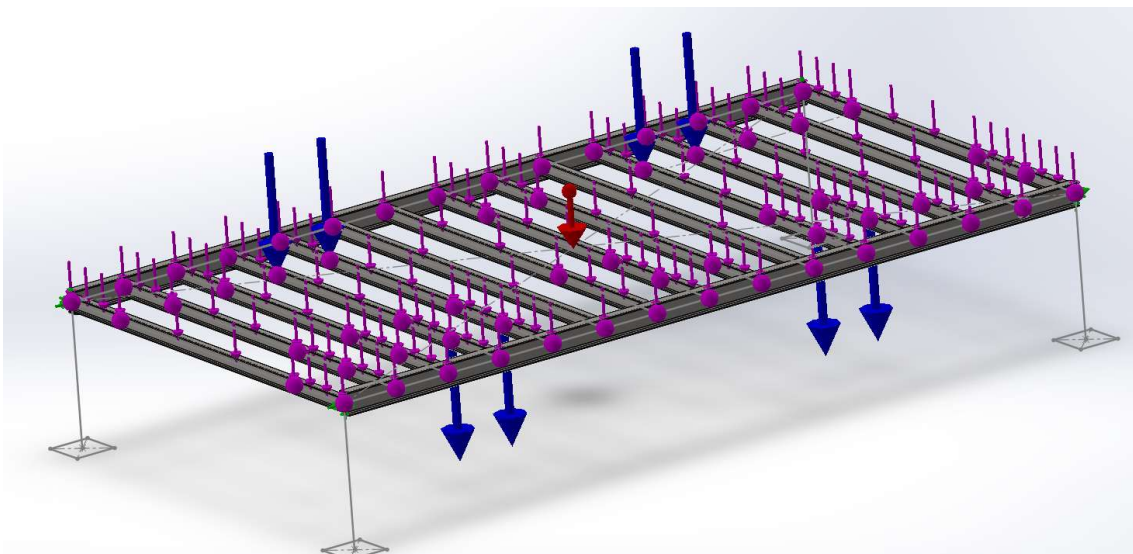
Para comparar los cálculos analíticos con una herramienta informática, hemos modelado nuestra plataforma en la herramienta SolidWorks para distintas configuraciones de carga:

8.1.Resultados con el vehículo totalmente centrado

Para comparar los cálculos analíticos con una herramienta informática, hemos modelado nuestra plataforma en la herramienta SolidWorks para distintas configuraciones de carga:



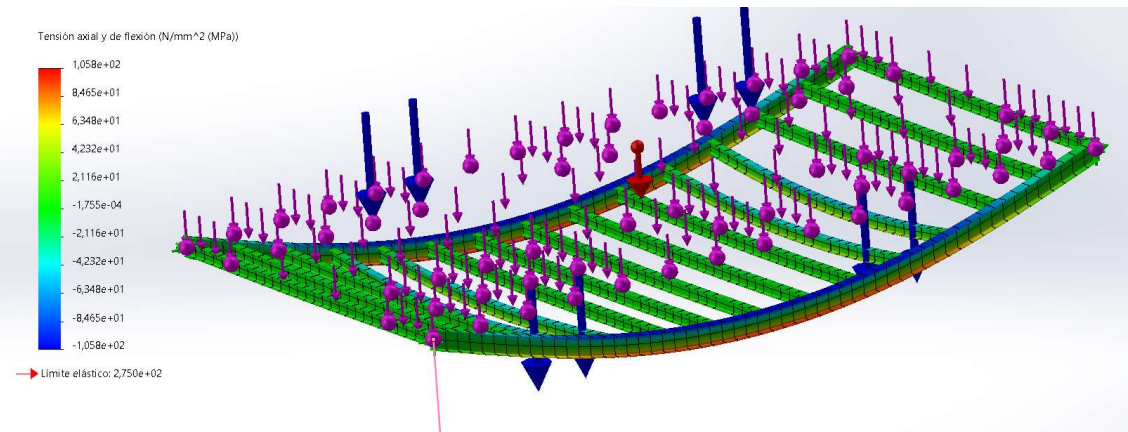
- Configuración de carga con el coche centrado:



Resultados:

○ Tensiones:

Para el caso de las tensiones, la tensión máxima en la estructura no debe superar los 137.5 MPa que hemos planteado como tensión máxima.

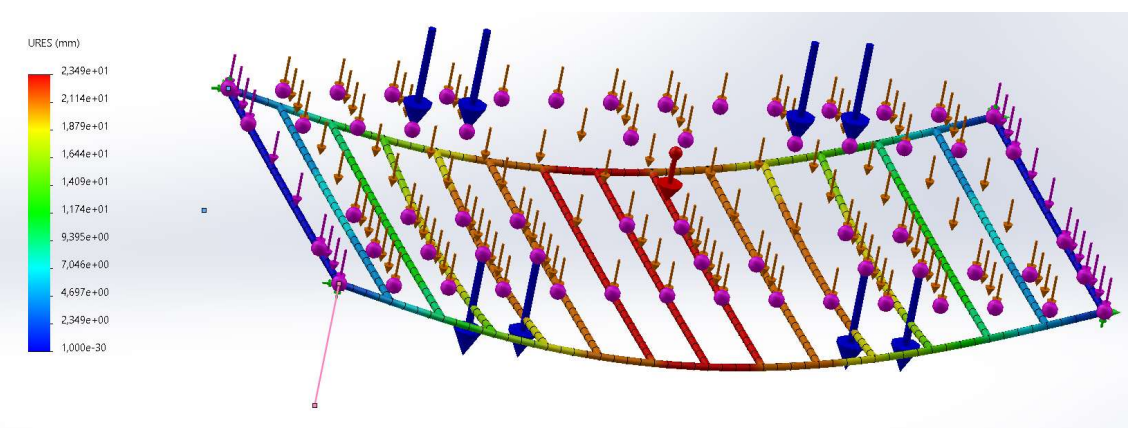


Como podemos comprobar, la tensión máxima de la estructura es inferior al valor máximo, ya que este es de 105.8 MPa.

Además, al compararlo con el resultado obtenido en los cálculos analíticos, podemos observar que ambos valores son muy similares, siendo más exacto el valor obtenido en el cálculo numérico realizado con SolidWorks.

○ Desplazamientos:

Para el caso de los desplazamientos, hemos decidido que no se debe superar un desplazamiento superior al valor resultante de la división de la longitud del perfil entre 250, es decir, no se debe superar un desplazamiento de 12 mm en el caso de las vigas transversales y no se debe superar un desplazamiento de 23.58 mm en el caso de los largueros.



Como podemos comprobar, el desplazamiento de los largueros entra dentro de los límites que hemos establecido, ya que el desplazamiento máximo de estos se situaría en los 23.49 mm.

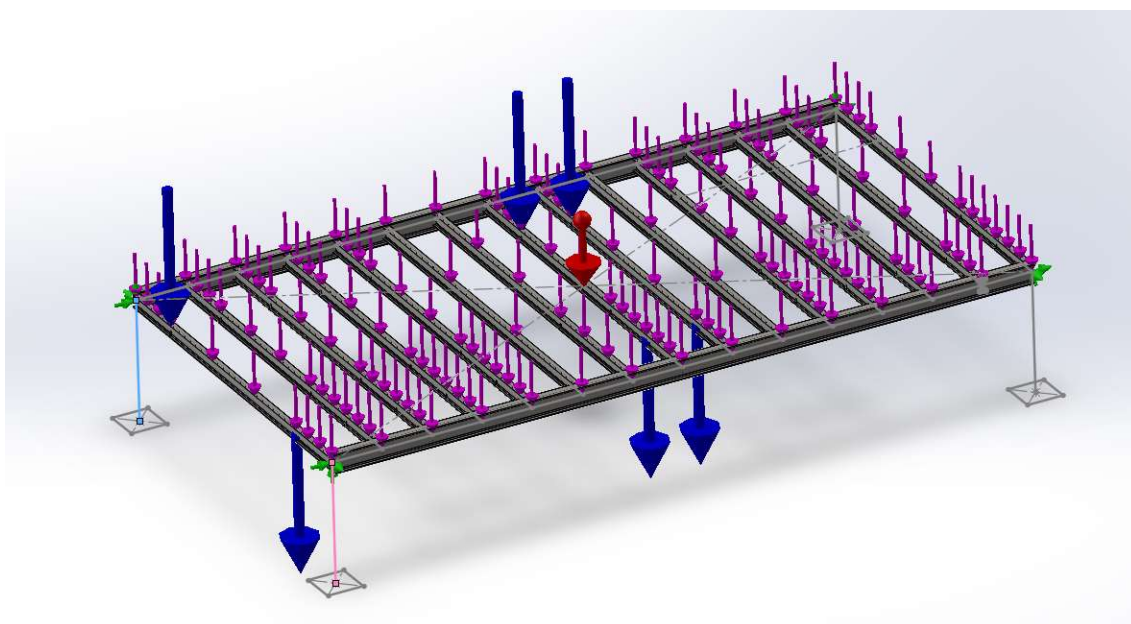
En el caso de las vigas transversales, hay que considerar únicamente las vigas que están sometidas a las cargas puntuales producidas por el peso del vehículo. También hay que tener en cuenta que SolidWorks suma el desplazamiento de las vigas transversales conforme vamos avanzando hacia el centro de la plataforma, es decir, la viga central realmente no se ha desplazado 23.49 mm, sino que realmente se ha desplazado esa cantidad menos la cantidad que se han desplazado el resto de las vigas.

Por lo tanto, llegamos a la conclusión de que las vigas que realmente sufren un desplazamiento debido a la carga del vehículo, se desplazan una cantidad mucho menor a la de 12 mm.

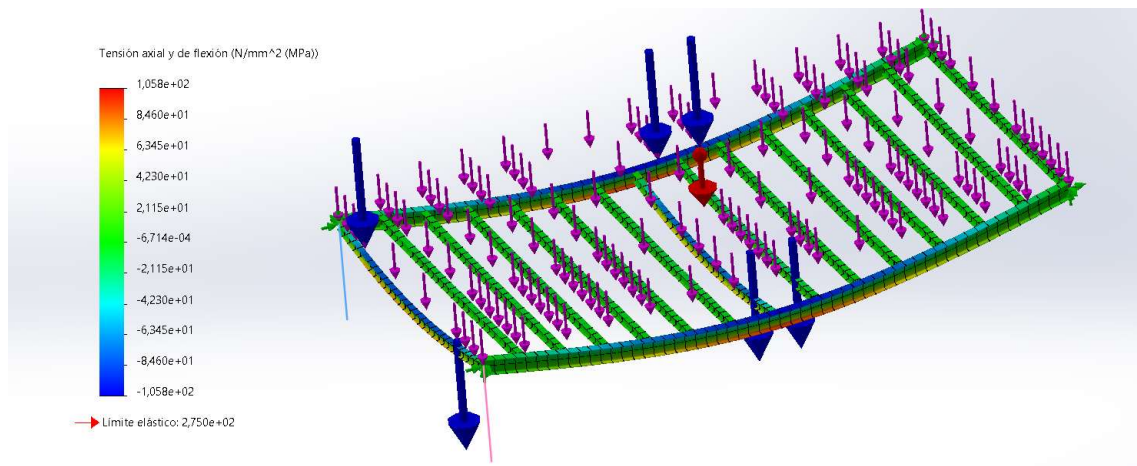
8.2.Resultados con el vehículo descentrado frontalmente



- Configuración de carga con el coche descentrado frontalmente:



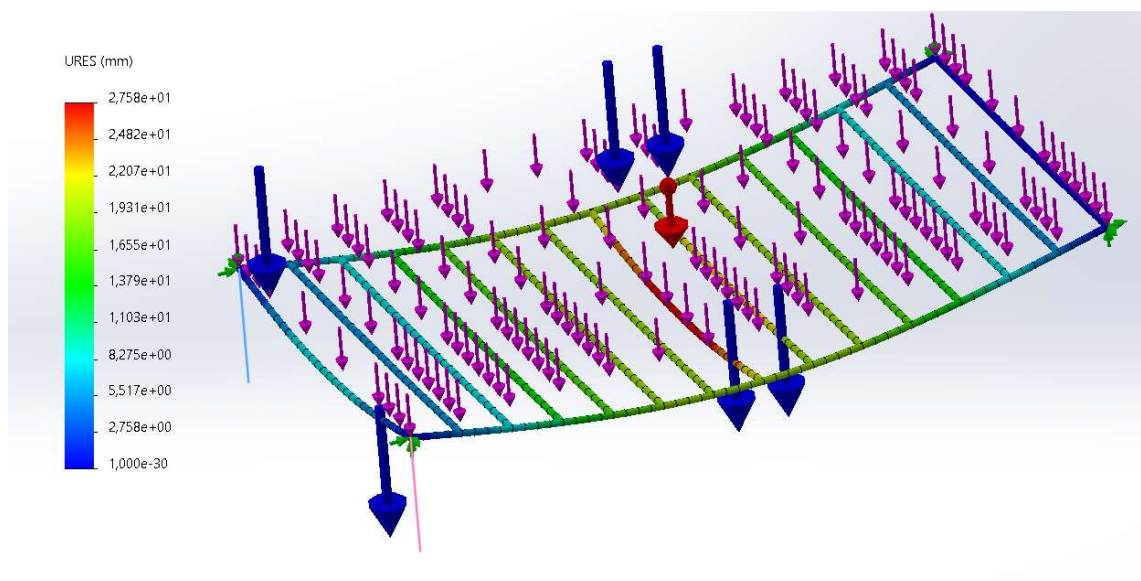
○ Tensiones



Como podemos comprobar, la tensión máxima de la estructura es inferior al valor máximo, ya que este es de 105.8 MPa.

Además, al compararlo con el resultado obtenido en los cálculos analíticos, podemos observar que ambos valores son muy similares, siendo más exacto el valor obtenido en el cálculo numérico realizado con SolidWorks.

○ Desplazamientos



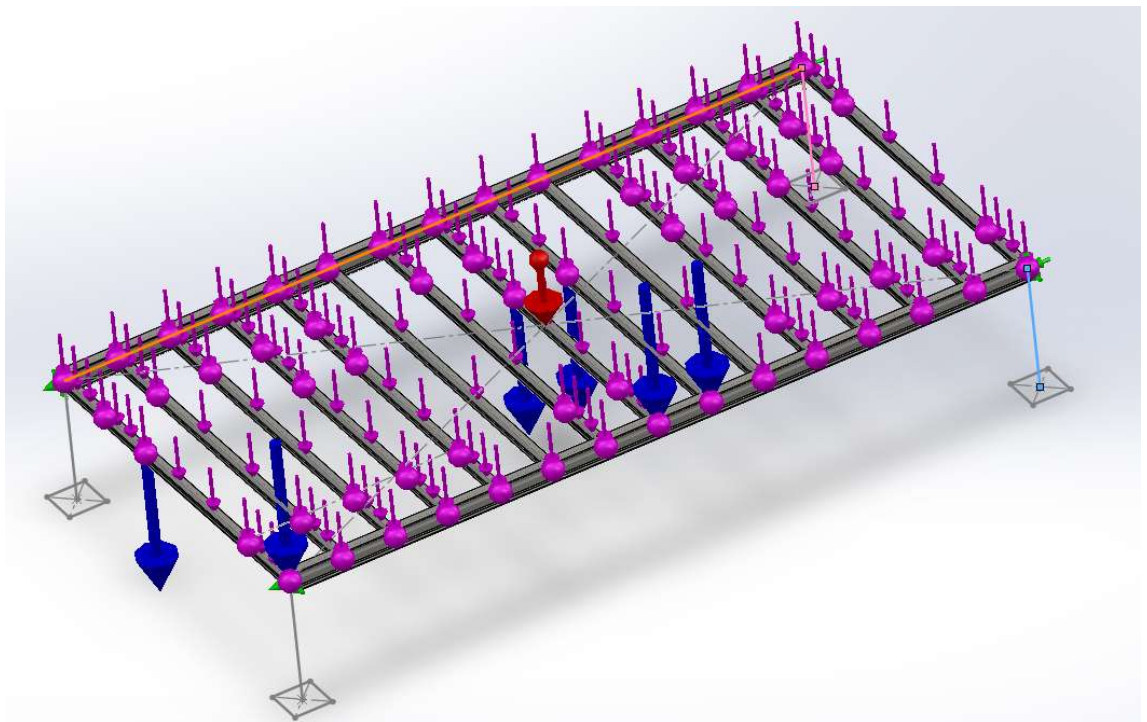
De igual forma que ocurría en el caso anterior, el desplazamiento que nos muestra SolidWorks es mayor al desplazamiento que producen las cargas puntuales del vehículo en las vigas, siendo el desplazamiento de la viga central el mayor, con un desplazamiento igual a la resta del desplazamiento que marca SolidWorks en la viga central menos el desplazamiento de su contigua:

$$x = 27.58 - 20.47 = 7.11 \text{ mm}$$

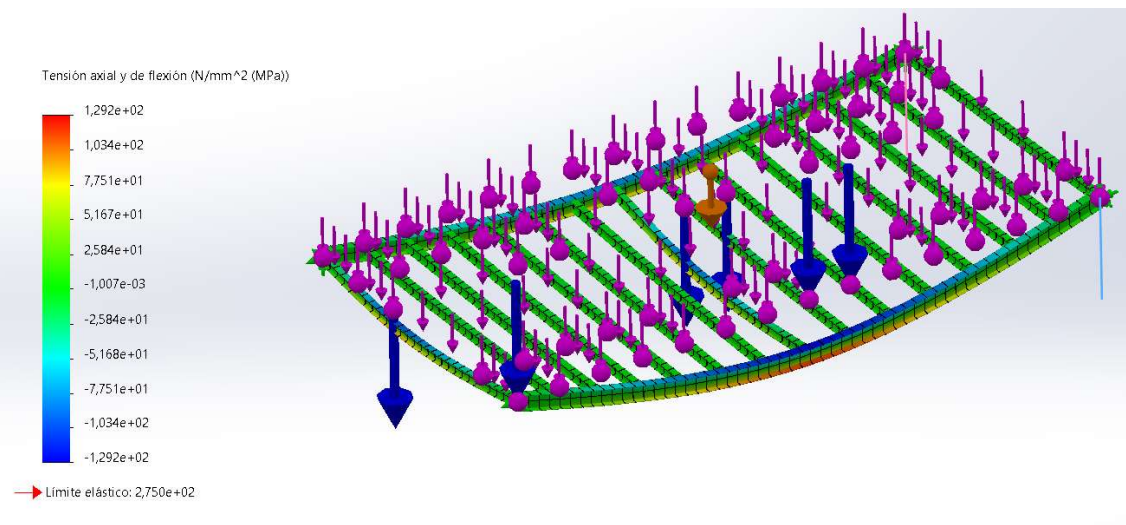
8.3.Resultados con el vehículo descentrado lateralmente



- Configuración de carga

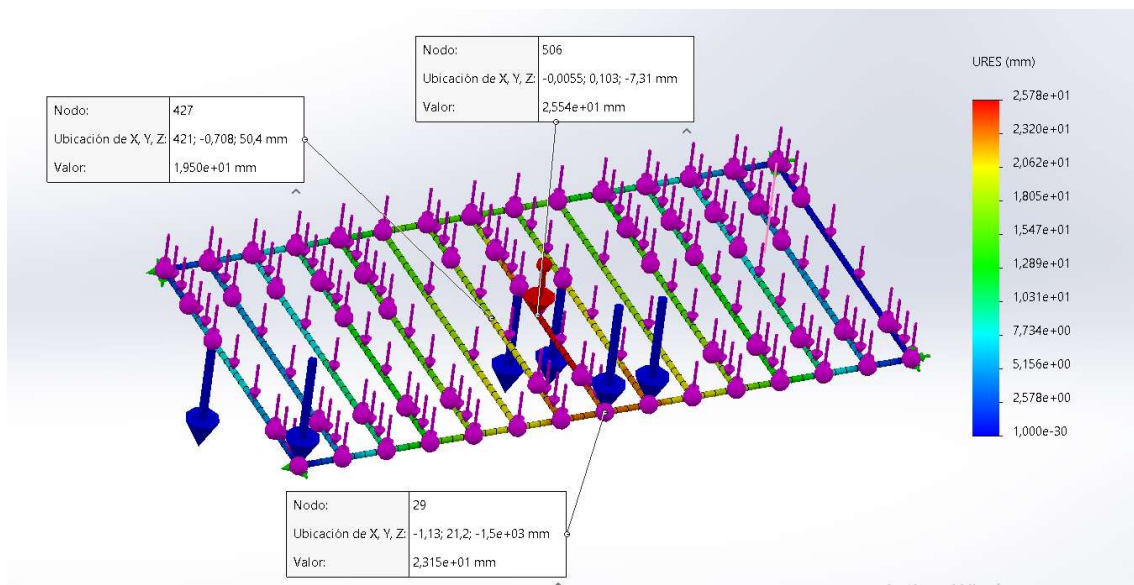


○ Tensiones



En este caso, vemos que hay una tensión mayor que en los casos de las dos configuraciones anteriores, pero tampoco superamos los 137.5 MPa establecidos como tensión máxima.

○ Desplazamientos:



De igual forma que ocurría en los dos casos anteriores, el desplazamiento que nos muestra SolidWorks en las vigas transversales es mayor al desplazamiento que producen las cargas puntuales del vehículo en las vigas, siendo el desplazamiento de la viga central el mayor, con un desplazamiento igual a la resta del desplazamiento que marca SolidWorks en la viga central menos el desplazamiento de su contigua:

$$x = 25.54 - 19.5 = 6.04 \text{ mm}$$

En el caso de los largueros, el desplazamiento es de 23.15 mm, por lo que sigue estando por debajo de los 23.49 mm que hemos planteado como desplazamiento máximo.

9. Conclusiones

Este proyecto es una excelente solución para el aparcamiento particular, ya que, de esta forma, evitaríamos posibles daños al vehículo que podríamos causar al introducir o extraer el vehículo de un garaje convencional o, incluso, daños provocados por terceros al estacionar sus vehículos.

También es una buena solución, como podemos ver, al problema del estacionamiento en vías urbanas, a causa de la congestión creciente de los núcleos urbanos y al aumento del parking de vehículos actual.

Este ahorro no solo se mide en tiempo, sino en carburante, lo que significa a su vez ahorro de dinero, y en emisión de gases de efecto invernadero a la atmósfera, al evitar trayectos innecesarios en busca de plazas disponibles para el aparcamiento del vehículo particular.

Debemos tener en cuenta que una de las medidas más demandadas es la completa descarbonización y las 0 emisiones de dióxido de carbono como objetivo global. Por ello, este proyecto podría contribuir a ese avance tan necesario en el restablecimiento y la liberalización de gases perjudiciales a la atmósfera.

Una vez estudiada su instalación y el procedimiento de acción del proyecto vemos una gran desventaja, que choca frontalmente con lo anteriormente comentado. Podemos apreciar, dados los cálculos obtenidos, que se necesita una cantidad más que considerable de energía en el momento de su accionamiento, de la misma forma que puede suceder con el arranque de un ascensor.

Esta desventaja supondría un encarecimiento del uso por un particular de este sistema, por cuanto supondría un incremento de gasto de energía en su vivienda y, por ende, un aumento del precio de la factura de la energía. Podría, por lo tanto, considerarse como un artículo de lujo, mientras el precio de la energía sea, como lo es a día de hoy, alto.

Podría plantearse la posibilidad de instalarse en viviendas con autoconsumo energético en las cuales esta desventaja sería menor, por cuanto el coste, de forma evidente, sería notablemente inferior. Sin embargo, hoy en día, incluso en las viviendas de nueva construcción, es complicado encontrar viviendas con autosuficiencia energética.

En la actualidad, el mercado de los coches eléctricos está en auge, provocado por temas políticos en los cuales no voy a entrar a valorar. Por esta razón, a modo de mejora del

proyecto, sería interesante la incorporación de puntos de recarga de baterías en cada una de las plazas. La idea sería establecer este punto de recarga por contacto, al igual que el modo de recarga que ya tienen hoy en día una serie de smartphones. Cabe destacar que en ese aspecto habría que investigar aún cómo implementar ese modo de recarga por contacto en los vehículos ya que, en la actualidad, todavía no se ha implementado esta posibilidad.

En cuanto a la rentabilidad económica del proyecto, es muy relativa debido a que depende de la situación de cada ubicación. En cuanto al consumo de combustible y en cuanto al confort que genera tener esta posibilidad en tu domicilio, es muy rentable, pero, hay que tener en consideración que el consumo de energía es elevado. Por lo tanto, habría que entrar a valorar si el ahorro de combustible sería el suficiente como para que las pérdidas producidas por el aumento del consumo energético no nos produjeran un gasto superior. En el caso de los mencionados coches eléctricos, habría que considerar, en lugar del ahorro de combustible, el ahorro de carga eléctrica que tendríamos.

Entrando a valorar la posibilidad de que existiera una empresa dedicada única y exclusivamente al desarrollo de este tipo de proyectos, considero que sería una opción viable a medio plazo, ya que creo que este tipo de solución está en auge, sobre todo en las grandes empresas que tienen en nómina a un gran número de empleados. Considero que va a ser un modelo de parking que cada día va a ser más común por lo comentado con anterioridad acerca de que el espacio para el estacionamiento hoy en día es muy reducido y considero que cada día va a ser inferior en muchos lugares.

10. Bibliografía.

- [1] Abad Blasco, J., Canalís Martínez, P., Material didáctico de la asignatura *Criterios y diseño de máquinas*.
- [2] Bel Cacho, D., Ruiz Vazquez, I., Tabuenca Cintora, V., Material didáctico de la asignatura *Teoría de Estructuras y Construcciones Industriales*.
- [3] Castejón, L., Miravete de Marco, A., Larrodé, E., Cuartero, J., (2002), *Los transportes en la ingeniería industrial*, Universidad de Zaragoza.
- [4] Catálogo de cajas de reenvío PowerGear:
https://www.tecnopower.es/sites/default/files/tecnopower-cajas-reenvio-angular-power-gear_.pdf
- [5] Catálogo de elementos tramex: <https://www.gruporelesa.com>
- [6] Catálogo de reductores coaxiales: <https://www.roydisa.es/wp-content/uploads/2019/10/Cat%C3%A1logo-Reductores-Coaxiales-H.pdf>
- [7] Especificaciones técnicas del vehículo SsangYong Rodius D22T:
<https://www.km77.com/coches/ssangyong/rodius/2013/estandar/line/rodius-d22t-line/datos>
- [8] Gere, James M., (2016), *TIMOSHENKO. Resistencia de Materiales*, Ed. Paraninfo.
- [9] Hamdy Doweidar, M., Alfaro Ruiz, I., Ruiz Vazquez, I., Material didáctico de la asignatura *Resistencia de materiales*.
- [10] Ruedas y vigas carril: <https://www.demagcranes.com/es/productos/sistema-tecnico-de-accionamiento/gama-de-ruedas/conjunto-de-ruedas-dws>

Índice de ilustraciones.

Ilustración 1. Vista principal de la opción 1.....	9
Ilustración 2. Vista principal de la opción 2.....	10
Ilustración 3. Vista en planta de la opción 2.....	10
Ilustración 4. Esquema de la instalación del motor y cajas de reenvío de los tornillos de potencia.....	11
Ilustración 5. Esquema de la instalación del motor, reductor coaxial y cajas de reenvío de la plataforma.	12
Ilustración 6. Sistema general con la plataforma en la parte superior.....	13
Ilustración 7. Sistema general con la plataforma bajando.....	13
Ilustración 8. Sistema general con la plataforma abajo.....	13
Ilustración 9. Plataforma desplazándose hacia la plaza número 2	14
Ilustración 10. Plataforma desplazándose hacia la plaza número 1 o hacia la plaza número 3.....	14
Ilustración 11. Elemento tramex utilizado.....	17
Ilustración 12. Vista en planta de la plataforma acotada.....	17
Ilustración 13. Vista en planta del vehículo centrado en la plataforma.....	18
Ilustración 14. Hipótesis de cargas en las vigas transversales con el vehículo centrado	19
Ilustración 15. Diagrama de esfuerzos cortantes de las vigas transversales con el vehículo centrado.....	19
Ilustración 16. Diagrama de momentos flectores de las vigas transversales con el vehículo centrado.....	19
Ilustración 17. Vista en planta del vehículo descentrado en la plataforma	21
Ilustración 18. Hipótesis de cargas en las vigas transversales con el vehículo descentrado	22
Ilustración 19. Diagrama de esfuerzos cortantes de las vigas transversales con el vehículo descentrado	22
Ilustración 20. Diagrama de momentos flectores de las vigas transversales con el vehículo descentrado	22
Ilustración 21. Vista en planta del vehículo centrado en los largueros	25
Ilustración 22. Hipótesis de cargas en los largueros con el vehículo centrado	26
Ilustración 23. Diagrama de esfuerzos cortantes de los largueros con el vehículo centrado	26
Ilustración 24. Diagrama de momentos flectores de los largueros con el vehículo centrado	26
Ilustración 25. Vista en planta del vehículo descentrado en los largueros.....	27
Ilustración 26. Hipótesis de cargas en los largueros con el vehículo descentrado	28
Ilustración 27. Diagrama de esfuerzos cortantes de los largueros con el vehículo descentrado	28
Ilustración 28. Diagrama de momentos flectores de los largueros con el vehículo descentrado	28
Ilustración 29. Ruedas y vigas carril [10].....	30
Ilustración 30. Línea de influencia	32
Ilustración 31. Hipótesis de cargas en los pilares.....	34
Ilustración 32. Diagrama de esfuerzos axiales en los pilares.....	35
Ilustración 33. Diagrama de esfuerzos cortantes en los pilares.....	35
Ilustración 34. Diagrama de momentos flectores en los pilares.....	36
Ilustración 35. Gráfica para la elección de la velocidad de traslación de la plataforma [3]	38

Índice de tablas

Tabla 1. Especificaciones técnicas del vehículo.[7]	8
Tabla 2. Tabla de cargas teóricas para el acero S235JR [5]	15
Tabla 3. Tabla para la selección de la luz y dimensiones de las pletinas de los elementos tramex [5]	16
Tabla 4. Catálogo de perfiles IPE. [9]	23
Tabla 5. Catálogo de perfiles IPE [9]	29
Tabla 6. Carga característica de la rueda [3]	30
Tabla 7. Dimensiones tipo Burbach [3]	31
Tabla 8. Carga característica de la rueda [3]	33
Tabla 9. Catálogo de perfiles rectangulares huecos [9]	36
Tabla 10. Catálogo de motores de 4 polos [1]	39
Tabla 11. Catálogo de reductores IHA32 [6]	41
Tabla 12. Catálogo de cajas de reenvío PowerGear [4]	42
Tabla 13. Catálogo de motores de 4 polos [1]	45
Tabla 14. Catálogo de cajas de reenvío PowerGear [4]	47