



UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA



ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Departamento de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos

Área de Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño y Fabricación de un Módulo de Frenado de Emergencia para un Vehículo Eléctrico Guiado

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Jose Manuel Oyonarte Romero

Tutor: Javier Pérez Fernández

Cotutor: Juan Jesús Castillo Aguilar

MÁLAGA, junio de 2025

Diseño y Fabricación de un Módulo de Frenado de Emergencia
para un Vehículo Eléctrico Guiado

Jose Manuel Oyonarte Romero

Junio de 2025

RESUMEN

Este trabajo forma parte de un proyecto de investigación en curso, denominado “*Métodos de identificación del tipo de carretera basado en redes neuronales para vehículos eléctricos*”, llevado a cabo por el departamento de ingeniería mecánica, térmica y de fluidos en la Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Málaga. En dicho proyecto se desarrolla, diseña y fabrica un vehículo eléctrico autónomo no tripulado para la realización de pruebas y ensayos de neumáticos.

De manera que, para cumplir con las exigencias requeridas de seguridad, se pretende implementar, como parte de los sistemas de seguridad fundamentales del vehículo, un sistema de frenado de emergencia. Se complementará un módulo de frenado de emergencia tomando como base el módulo de freno existente. Se diseñará el mecanismo de actuación del freno que será uno de tipo gatillo o de liberación y se fabricará un nuevo módulo de freno realizando las modificaciones pertinentes.

Así pues, en este trabajo se realizará una revisión exhaustiva del diseño y funcionamiento del sistema de frenado que incorpora actualmente el vehículo en el que se trabajará identificando sus componentes más relevantes y su integración con el sistema eléctrico del vehículo y el análisis de posibles puntos de mejora o vulnerabilidades en el sistema de frenado existente.

Se llevará a cabo el diseño de un mecanismo de actuación ante un caso de pérdida de potencia. Se investigarán diferentes conceptos y tecnologías y se seleccionará el mejor enfoque considerando la eficacia, la simplicidad y la integración con el sistema actual, llevando a cabo modelos y esquemas de diseño para el mecanismo.

Mediante la utilización de software se realizará la simulación mecánica del actuador para modelar el comportamiento del mecanismo de actuación en las condiciones más exigentes de operación. Además, el dimensionamiento adecuado de los componentes del actuador para garantizar su resistencia y durabilidad. Se evaluará la respuesta del sistema de frenado de emergencia en situaciones críticas mediante simulaciones virtuales.

Por último, la fabricación de las piezas del modelo se llevará a cabo por parte de la Universidad en su taller de mecanizado situado en el Parque Tecnológico de Andalucía.

Palabras clave: Frenado de emergencia, módulo de freno, muelle, solenoide, mecanismo de disparo, bomba de freno, SolidWorks, método de elementos finitos, Simscape.

ABSTRACT

This project is part of an ongoing research project, called “Road Type Identification Methods Based on Neural Networks for Electric Vehicles”, carried out by the Department of Mechanical, Thermal and Fluids Engineering at the School of Industrial Engineering at the University of Malaga. In this project, an unmanned autonomous electric vehicle is developed, designed and manufactured for tyre testing and trials.

In order to comply with the necessary safety requirements, an emergency braking system is intended to implement, as part of the vehicle's fundamental safety systems. An emergency braking module will be developed as from the basis of the existing brake module. The brake actuation mechanism will be designed as a trigger or release mechanism and a new brake module will be manufactured by making the appropriate modifications on the basis module.

This work will therefore involve a thorough review of the design and operation of the braking system currently installed in the vehicle, identifying its main components and their integration with the vehicle electrical system, as well as analysing possible areas for improvement or weaknesses in the existing braking system.

The design of a mechanism to act in case of a power loss will be carried out. Different concepts and technologies will be investigated and the best approach will be selected considering efficiency, simplicity and integration with the current system, carrying out models and design schemes for the mechanism.

Using software, mechanical simulation of the actuator will be performed to model the behaviour of the actuation mechanism in the most challenging operating conditions. In addition, the appropriate sizing of the actuator components will be optimised to ensure their strength and durability. The response of the emergency braking system in critical situations will be evaluated by means of virtual simulations.

Finally, the manufacture of the model parts will be carried out by the University in its machining workshop located in the Technology Park of Andalucía.

Key words: Emergency braking, break module, spring, solenoid, trigger mechanism, breaking pump, SolidWorks, finite element method, Simscape.

Índice

1.	Introducción.....	18
1.1.	Antecedentes.....	18
1.2.	Objetivos y alcance.....	19
2.	Estado del arte	20
2.1.	Sistemas y tipos de freno	20
2.2.	Sistemas de frenado comerciales	22
2.2.1.	Freno de estacionamiento eléctrico	22
2.2.2.	Pulmón de freno	25
3.	Módulo de freno de servicio.....	28
3.1.	Dimensiones	29
3.2.	Fuerzas de frenado y presión hidráulica.....	29
3.3.	Sistema de transmisión	30
3.4.	Husillo	31
3.5.	Bomba de freno	32
3.6.	Circuito hidráulico.....	32
3.7.	Pinzas de freno	33
4.	Especificaciones del sistema de frenado de emergencia	34
4.1.	Componentes	36
4.2.	Cálculo y diseño	38
4.2.1.	Bomba de freno	39
4.2.2.	Muelle de compresión	40
4.2.3.	Mecanismo actuador.....	44
4.2.4.	Sistema de transmisión	49
4.2.5.	Solenoides	50
4.2.6.	Rodamiento.....	51
4.3.	Simulación por método de elementos finitos	52
4.4.	Simulación en Simscape-Multibody.....	55
5.	Modificaciones para la fabricación.....	60
5.1.	Análisis de fuerzas.....	63
5.2.	Simulación por método de elementos finitos	65
5.3.	Simulación en Simscape-Multibody.....	68
5.4.	Validación experimental del muelle	69
6.	Comparación.....	71

7.	Coste de componentes	73
8.	Conclusiones.....	75
8.1.	Líneas de trabajo futuras.....	75
9.	Bibliografía.....	77
10.	Anexos.....	80
1.	Solenoide RS PRO 177-0133	81
2.	Bomba de freno Wilwood 260-15088	82
3.	Rodamiento SKF 4200 ATN9.....	83
4.	Poleas síncronas Optibelt	84

Índice de figuras

Figura 1. Botón de estacionamiento eléctrico (izquierda) [7]. Palanca de freno de mano (derecha) [8]	20
Figura 2. Freno de disco (izquierda) [3]. Freno de tambor (derecha) [9].....	22
Figura 3. Estructura del freno de estacionamiento electromecánico [5]	23
Figura 4. Estructura de la unidad de accionamiento del freno de estacionamiento de bmw [5]	24
Figura 5. Pulmón de freno [11].....	25
Figura 6. Esquema de un pulmón de freno de acción simple. 1) freno desactivado. 2) freno activado [12].....	26
Figura 7. Pulmón de freno de doble acción modo directo [10].....	26
Figura 8. Pulmón de freno de doble acción [10]	27
Figura 9. Ensamblaje completo del módulo de freno [13]	28
Figura 10. Vista frontal y superior del módulo de freno.	29
Figura 11. Sistema de transmisión del módulo de freno [13].....	31
Figura 12. Husillo (izquierda). Tuerca del husillo (derecha) [13].....	31
Figura 13. Bomba de freno Wildwood 260-6579 [13]	32
Figura 14. Latiguillos de freno [13]	32
Figura 15. Vista frontal y trasera del módulo de frenado de emergencia (mitad)	35
Figura 16. Mecanismo en posición de armado (izquierda). Mecanismo liberado (derecha)	36
Figura 17. Polea síncrona Optibelt. [16].....	38
Figura 23. Bomba de freno Wildwood 260-15088 [20]	39
Figura 18. Longitud máxima disponible para alojar el muelle de compresión	40
Figura 19. Diagrama de fuerzas de la rosca del del husillo [17]	40
Figura 20. Programa de cálculo de muelles de compresion de Muellestock [18].....	42
Figura 21. Colocación del muelle.....	44
Figura 22. Diagrama de fuerzas del modelo original	45
Figura 24. Solenoide lineal de tracción RS PRO, 24 V dc, 177-0121 [21].....	50
Figura 25. Curvas de fuerza del solenoide 177-0121 [21]	51
Figura 26. Rodamiento 4201 ATN9 SKF [22].....	51
Figura 27. Simulación mef eslabón 1	53
Figura 28. Simulación mef eslabón 2	54
Figura 29. Simulación mef eslabón 3	54
Figura 30. Simulación mef mesa deslizante	55
Figura 31. Modelo 3D del sistema de frenado de emergencia en Simscape	56
Figura 32. Esquema de bloques del sistema de frenado de emergencia en Simscape....	56
Figura 33. Sistema deslizante Simscape.....	57
Figura 34. Mecanismo actuador Simscape	57
Figura 35. Subsistema solenoide Simscape.....	58
Figura 36. Mecanismo cerrado (izquierda). Mecanismo abierto (derecha).....	58
Figura 37. Fuerza y par actuantes del solenoide y husillo.....	58
Figura 38. Modelo modificado del sistema de frenado de emergencia	60
Figura 39. Mecanismo en posición de armado (izquierda). Mecanismo liberado (derecha)	61
Figura 40. Solenoide lineal de tracción RS PRO, 24 V dc, 177-0121 [23].....	61

Figura 41. Curvas de fuerza del solenoide 177-0121 [23]	62
Figura 44. Diagrama de fuerzas del modelo modificado.....	63
Figura 45. Simulación mef eslabón 1	65
Figura 46. Simulación mef eslabón 2	66
Figura 47. Simulación mef eslabón 3	66
Figura 48. Simulación mef mesa deslizante	67
Figura 49. Modelo modificado Simscape.....	68
Figura 50. Esquema del modelo modificado Simscape.....	68
Figura 51. Mecanismo cerrado (izquierda). Mecanismo abierto (derecha) (Simscape). 69	
Figura 52. Fuerza y par actuantes del solenoide y husillo.....	69
Figura 51. Ensayo de compresión.....	70
Figura 52. Medición experimental del muelle.....	70

Índice de tablas

Tabla 1. Características del muelle de compresión.....	42
Tabla 2. Características de los tornillos según la clase de acero (EN ISO 898-1:2013) [19]	46
Tabla 3. Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino. [1]	46
Tabla 4. Propiedades del acero aleado (SS).....	52
Tabla 5. Propiedades del aluminio 7075-T6.....	52
Tabla 6. Coeficientes de rozamiento estático y dinámico. Aluminio y Acero. [27]	57
Tabla 7. Ventajas y desventajas del modelo original	71
Tabla 8. Ventajas y desventajas del modelo final	71
Tabla 9. Comparación de ambos modelos	72
Tabla 10. Componentes y costes.....	73

1. Introducción

La seguridad en la movilidad es un aspecto fundamental en la producción de cualquier vehículo automóvil, por ello es primordial hacer hincapié en el diseño y desarrollo de los sistemas que mejoran y garantizan la seguridad de un vehículo para proteger y aumentar la probabilidad de supervivencia, tanto de los ocupantes como de las personas que pueda haber alrededor, así como la propia integridad del vehículo en caso de cualquier tipo de accidente. Este proyecto tratará sobre uno de los sistemas de seguridad activa más importantes, el sistema de frenado.

En la actualidad cada vez son más los sistemas de seguridad que se implementan en los medios de transporte, y en los que todas las marcas trabajan por buscar y plantear diferentes soluciones para mejorar la seguridad utilizando las últimas tecnologías, diseñando y fabricando los mejores componentes y empleando los materiales más tecnológicamente avanzados que reúnan las mejores características con el objetivo de alcanzar un futuro cada vez más seguro en la movilidad y los transportes.

Todos estos avances han sido gracias al desarrollo de diferentes softwares de modelado y simulación mecánica, que permiten trabajar y desarrollar modelos a gran velocidad, así como la realización de pruebas y comprobaciones del correcto funcionamiento, obteniendo resultados muy cercanos a la experimentación real.

1.1. Antecedentes

Este trabajo está impulsado por el proyecto de investigación titulado "*Métodos de identificación del tipo de carretera basado en redes neuronales para vehículos eléctricos*", realizado por el Departamento de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos en el Área de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Málaga. El objetivo del proyecto es diseñar y construir un modelo de coche eléctrico y autónomo equipado con un módulo central y una quinta rueda, que será controlado de manera remota, es decir, no será tripulado. El propósito es continuar con el desarrollo del sistema de frenado y los sistemas de seguridad de este vehículo eléctrico, diseñado específicamente para la realización de pruebas y ensayos de neumáticos.

Así pues, partiendo de un proyecto previo en el que se diseñó y caracterizó el sistema de frenado del vehículo surge la necesidad de implementar un sistema de frenado de emergencia. Dado que se trata de un vehículo no tripulado, es crucial considerar posibles escenarios de pérdida de conexión o de energía, fallo electrónico, apagado repentino o pérdida de potencia. En respuesta a estos riesgos, se propone diseñar un sistema de seguridad fundamental: un sistema de frenado de emergencia. Este sistema debe ser capaz de detener el vehículo mediante un mecanismo que accione los frenos con el menor esfuerzo posible.

Este sistema de emergencia consistirá en un módulo central, que actuará sobre uno de los ejes, completamente independiente de los módulos de freno de servicio situados en cada uno de los ejes, con un circuito hidráulico y unas pinzas de freno independientes. Con esto se pretende que el vehículo sea capaz de detenerse por sí mismo, por lo que el método de accionamiento será puramente mecánico.

1.2. Objetivos y alcance

En este proyecto se pretenden cumplir los siguientes objetivos con el fin de modelizar un sistema que funcione correctamente cumpliendo con los requerimientos de frenada y se adapte a las restricciones geométricas del espacio disponible en el módulo de freno para su realización.

- Conocer los datos de partida y requisitos de frenada establecidos.
- Dimensionamiento de un resorte o sistema de resortes de las dimensiones adecuadas para el espacio disponible y que sea capaz de dar la fuerza necesaria al final de la carrera del pistón de la bomba de freno.
- Diseño mecánico mediante SolidWorks
- Diseñar un mecanismo de retención capaz de soportar la fuerza de empuje del resorte durante el tiempo de servicio del vehículo y liberarlo cuando se interrumpa la alimentación eléctrica.
- Selección de los componentes.
- Simulación cinemática del modelo en Matlab Simulink Simscape-Multibody.
- Simulación estática en Solidworks por método de elementos finitos
- Fabricación del módulo de freno de emergencia
- Además, considerar posibles modificaciones en el módulo de freno original para adaptar el nuevo sistema de emergencia.

De manera que el alcance de este trabajo será el diseño del mecanismo actuador del sistema de frenado de emergencia, la elección de componentes necesarios y la simulación para garantizar su correcto funcionamiento. Y se establecerán las líneas de trabajo futuras para dar continuidad al proyecto, para la posterior integración del sistema diseñado en el vehículo.

2. Estado del arte

2.1. Sistemas y tipos de freno

Todo sistema de frenos de cualquier vehículo debe ser capaz de anular o disminuir la velocidad de este o mantenerlo inmovilizado cuando esté detenido. El principio de funcionamiento de un sistema de frenado se basa en la transformación de la energía cinética, la cual depende del peso y de la velocidad del vehículo, en energía calorífica. Con esta disipación de energía se consigue la reducción de la velocidad o desaceleración del vehículo.

Desde el punto de vista mecánico, el objetivo de un freno es generar un par resistente sobre un eje en sentido contrario al que está girando, disminuyendo así la velocidad angular del eje.

Tipos de sistemas de freno:

Los sistemas de freno existentes se pueden clasificar en diferentes tipos según su uso, sus características y aplicaciones y dependiendo, sobre todo, del tipo de vehículo al que van destinados.

Según su uso se pueden distinguir tres tipos:

- Freno de servicio

Es el freno que se usa en una situación normal de circulación y sirve para detener disminuir la marcha del vehículo o detenerlo por accionamiento del pedal de freno.

- Freno de estacionamiento

Se utiliza para inmovilizar el vehículo cuando se encuentra estacionado. Tradicionalmente se acciona mediante una palanca (freno de mano), aunque los modelos actuales en su mayoría incorporan un freno de estacionamiento eléctrico accionado por un botón.



Figura 1. Botón de estacionamiento eléctrico (izquierda) [7]. Palanca de freno de mano (derecha) [8]

- Freno de emergencia

Este es un sistema de frenos independiente del freno de servicio que funciona en situaciones de emergencia ante un fallo en el sistema de servicio o desconexión y asegurar que el vehículo se detiene con seguridad.

Según el método de accionamiento. Atendiendo a como se aplica la fuerza de frenado y el tipo de actuador, se pueden clasificar en:

- Mecánico

Transmiten la fuerza de frenado mediante elementos como cables, varillas o palancas.

- Hidráulico

Utilizan un fluido incompresible (líquido de frenos) para transmitir la fuerza desde el pedal hasta el mecanismo de freno. Es el sistema más común en vehículos ligeros.

- Neumático

Utilizados habitualmente en vehículos pesados e industriales, emplean aire comprimido para accionar los frenos.

- Eléctrico

Utilizan actuadores eléctricos para aplicar la fuerza de frenado. Son cada vez más habituales en los modelos actuales, tanto para freno de servicio como para frenos de estacionamiento.

Según el principio básico de operación, es decir, como se aplica el par resistente en el eje, estos pueden ser:

- Fricción

Utilizan el rozamiento como mecanismo de frenado, es decir, el par resistente es un par de rozamiento entre una pieza móvil solidaria al eje y una pieza fija.

Tipos más comunes:

- Freno de tambor: Una zapata presiona contra la superficie interna del tambor situado en el interior de la rueda.
- Freno de disco: Generalmente, dos pastillas de freno se presionan con un disco solidario al buje de la rueda. Este tipo de freno ofrecen mejor

disipación térmica y menor desgaste siendo el más común en los vehículos actuales.



Figura 2. Freno de disco (izquierda) [3]. Freno de tambor (derecha) [9]

- Eléctricos

Utilizan motores eléctricos para generar una fuerza contraria al movimiento, mediante técnicas como el frenado regenerativo. Este tipo es característico de vehículos eléctricos e híbridos, donde parte de la energía frenada se recupera y almacena en la batería.

- Magnéticos

Funcionan con la interacción de un campo magnético con materiales ferromagnéticos para generar fuerza de frenado sin contacto físico entre componentes. Este sistema es más utilizado en maquinaria que en vehículos.

2.2. Sistemas de frenado comerciales

En este apartado se estudiará y se realizará una breve descripción de las diferentes alternativas y sistemas de freno que incorporan los vehículos de calle actuales con el fin de contextualizar este proyecto en el entorno global del automóvil.

2.2.1. Freno de estacionamiento eléctrico

El freno de estacionamiento eléctrico (EMF) es un freno electromecánico y se conoce también como freno de mano eléctrico y sustituye al tradicional freno de mano mecánico. Tiene la función de asegurar el vehículo para que no se ponga en marcha inadvertidamente y cumple con la disposición legal de contar con un segundo sistema de frenos independiente.

Se destacan a continuación la estructura de dos sistemas diferentes de estacionamiento eléctrico de dos famosas marcas a modo de ejemplos.

- Freno de estacionamiento eléctrico de Audi:

El mecanismo del freno de estacionamiento eléctrico de un Audi va montado directamente en las pinzas de freno traseras y consta de un motor en corriente continua, una transmisión de plato oscilante y de un husillo. El motor acciona la transmisión de plato oscilante a través de una correa y transforma el movimiento giratorio en movimientos ascendentes del pistón de freno.

Cuando se acciona el freno, la tuerca del husillo se mueve hacia adelante por lo movimiento giratorio del husillo, de manera que el cilindro, junto con el pistón de freno, desplazan las pastillas de freno presionándolas contra el disco de freno. Cuando se libera el freno el husillo gira en sentido contrario desplazando la tuerca hacia atrás descargando el pistón de freno, que vuelve hacia atrás debido a la memoria elástica del anillo tórico del pistón. Todo controlado por un sistema de control electrónico.

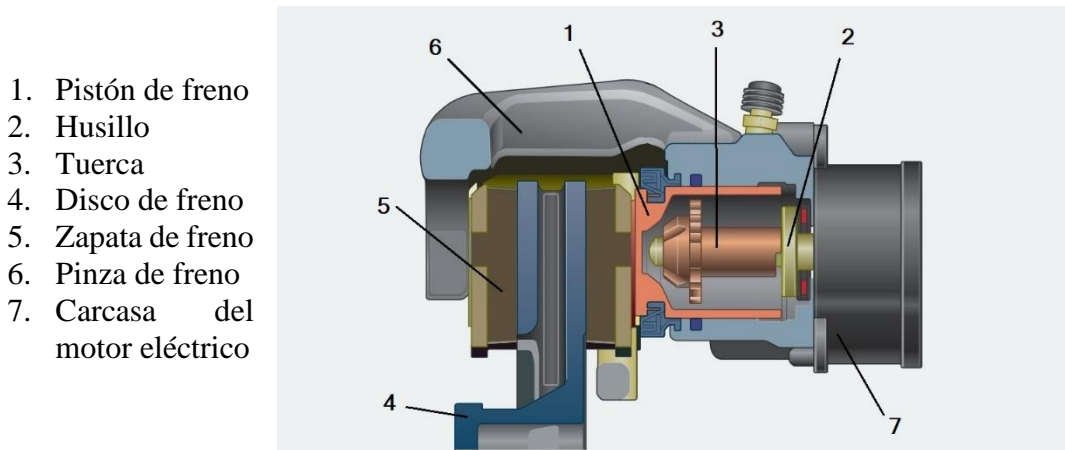


Figura 3. Estructura del freno de estacionamiento electromecánico [5]

Este sistema puede realizar una frenada de emergencia circulando a menos de 8 km/h cuando se acciona el interruptor. Para velocidades superiores interviene el ESP (control electrónico de estabilidad). Permite un arranque suave del coche en pendientes evitando que este se vaya hacia atrás. Puede activarse tanto con el vehículo encendido como apagado, pero para desactivarlo debe estar encendido.

Por tanto, este sistema realiza las funciones de freno de estacionamiento, la función dinámica de freno de emergencia, asistencia para el arranque progresivo y controla el desgaste de las pastillas de freno. [5]

- Freno de estacionamiento eléctrico de BMW:

En este caso, a diferencia del Audi, el mecanismo de accionamiento no actúa directamente sobre las pastillas de freno, sino que actúa sobre el freno de tambor Duo-servo, situado dentro de los discos de freno traseros.

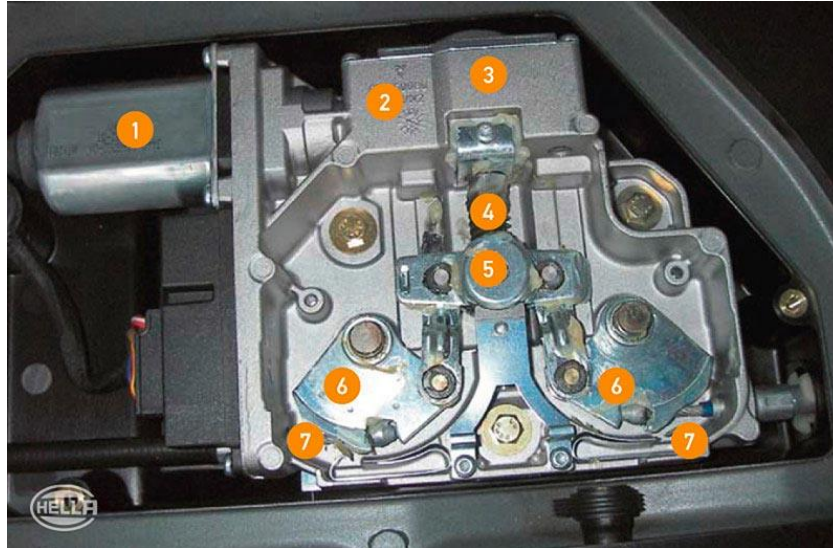


Figura 4. Estructura de la unidad de accionamiento del freno de estacionamiento de bmw [5]

1. Motor eléctrico
2. Ruedas dentadas de plástico
3. Abrazadera de muelle
4. Husillo
5. Barra de equilibrio
6. Polea de inversión
7. Cables de tracción

Al accionar el freno de estacionamiento el electromotor, a través de las ruedas dentadas de plástico, acciona el husillo que desplaza la barra de equilibrio, la cual se conecta a las poleas de los cables con una palanca unión. La barra de equilibrio gira a izquierda o derecha para tensar un cable u otro y se desplaza longitudinalmente sobre el husillo según se accione o no el freno. Al tensar los cables las poleas giran hacia adentro accionando el freno de tambor Duo-servo. Al desactivar el freno el husillo gira en sentido contrario desplazando la barra de equilibrio haciendo girar las poleas hacia afuera y se libera el freno de estacionamiento.

El sistema está diseñado de tal manera que la fuerza de retorno que ejerce el freno accionado no recaiga completamente sobre las ruedas dentadas de plástico, en su lugar la fuerza es absorbida por la abrazadera de muelle que va montada sobre el husillo. La abrazadera se expande contra la carcasa por la fuerza de giro resistente en el husillo provocada por los muelles del freno de tambor que tiende a girar el husillo en sentido opuesto, de manera que la abrazadera absorbe esta fuerza y mantiene el husillo fijo mientras está accionado el freno de estacionamiento. La abrazadera de muelle funciona como un mecanismo de retención pasivo. [5]

Estos sistemas de freno de estacionamiento eléctrico son muy avanzados ya que ofrecen diversas funcionalidades para contribuir a la seguridad del vehículo y cuentan con una alta automatización activando el freno cuando se detiene el vehículo

o cuando este se apaga y así mismo desactivándolo automáticamente al acelerar. De esta manera se evitan accidentes por olvido de inserción del freno.

La particularidad de estos sistemas es que siempre necesitan suministro eléctrico para el funcionamiento del freno tanto para su activación como para su desactivación y que el vehículo funcione en óptimas condiciones. Lo que se diferencia del sistema de frenos de emergencia que se realiza en el este proyecto que estará específicamente diseñado para actuar cuando el vehículo pierde totalmente la energía de manera inadvertida.

2.2.2. Pulmón de freno

Pulmón de freno es un sistema de frenos accionado por aire o de accionamiento neumático. Este sistema de freno es el que utilizan los vehículos pesados con frenos neumáticos como autobuses, camiones y remolques.



Figura 5. Pulmón de freno [11]

Este sistema consta de cámaras presurizadas con resortes y diafragmas o membranas en su interior, y válvulas que mantienen la presión de aire necesaria en cada cámara. La presurización o despresurización de las cámaras produce el desplazamiento de los resortes y el diafragma que están conectados a una varilla de empuje que actúa directamente sobre los frenos, según las necesidades de frenada.

Existen dos tipos de pulmones de freno, de acción simple y de doble acción.

- Pulmón de freno de acción simple:

Consta de una única cámara con un resorte de retorno y una membrana o diafragma. Este tipo de freno funciona como freno de servicio normal durante la marcha del vehículo.

Funciona de la siguiente manera. Al pisar el freno se envía aire comprimido, mediante un compresor o bomba de aire, desde el sistema neumático al interior de la cámara, la presión empuja el diafragma moviendo la varilla de empuje y comprimiendo el muelle de retorno (Figura 4. Derecha). Esta varilla acciona el mecanismo de freno, que puede ser de disco o de tambor. Para liberar el freno se libera la presión de aire de la cámara, el muelle de retorno empuja el

diafragma a su posición natural y la varilla de empuje retrocede liberando los frenos (Figura 4. Izquierda).

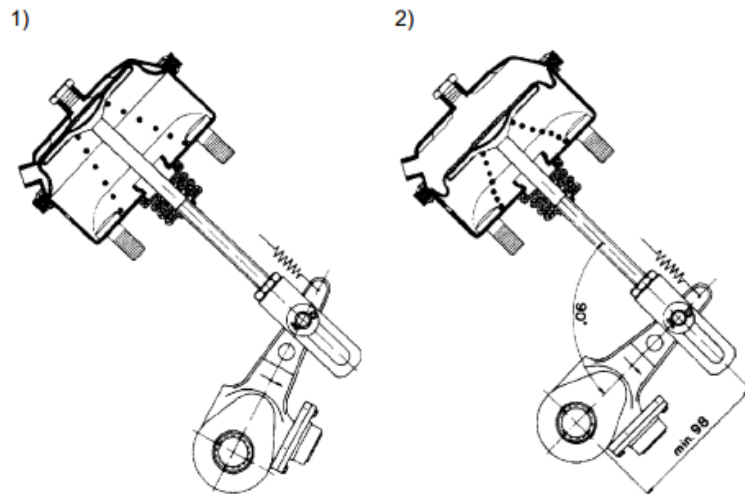


Figura 6. Esquema de un pulmón de freno de acción simple. 1) freno desactivado. 2) freno activado [12]

- Pulmón de freno de doble acción:

En este caso se tienen dos cámaras de aire separadas o doble pulmón, con sendas válvulas de inyección neumática. Una cámara hace funcionar el freno de servicio de la misma manera que un pulmón simple y la otra para el freno de seguridad o de emergencia. El pulmón de freno realiza una doble función, freno de servicio + freno de seguridad o de emergencia.

En el modo de funcionamiento del freno de servicio la cámara negativa se encuentra presurizada en todo momento manteniendo comprimido el muelle sin que este actúe sobre el vástago. Controlando la presión de entrada en la cámara directa se controla el freno de servicio o freno directo.

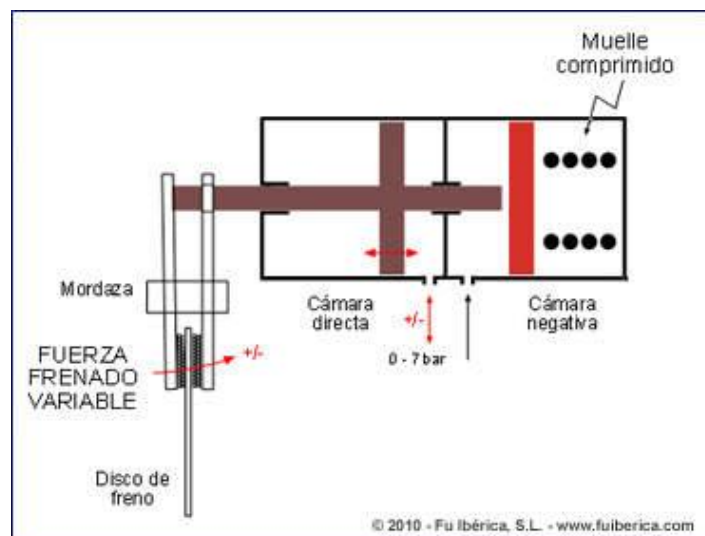


Figura 7. Pulmón de freno de doble acción modo directo [10]

Diseño y Fabricación de un Módulo de Frenado de Emergencia para un Vehículo Eléctrico Guiado

En el modo de freno de seguridad se activa cuando la cámara negativa se despresuriza de manera se descomprime el muelle y este empuja el vástago manteniendo el freno activado.

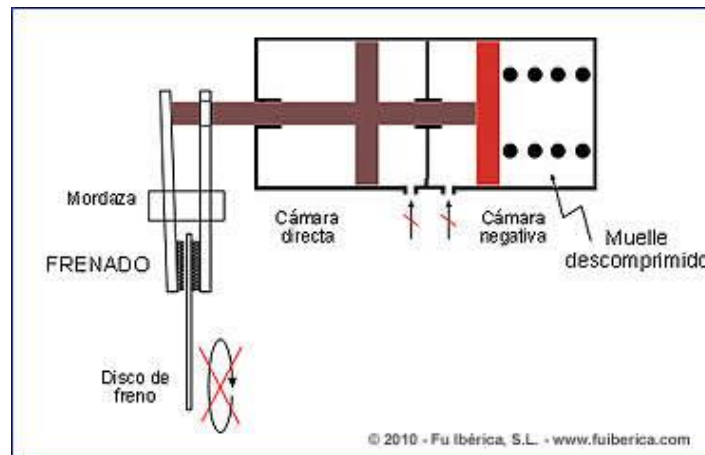


Figura 8. Pulmón de freno de doble acción [10]

Manteniendo presurizada la cámara negativa y la cámara directa despresurizada, el freno quedaría completamente liberado. [10]

En el caso del pulmón de doble acción, a diferencia del freno de estacionamiento eléctrico visto en el anterior apartado, sí permite una activación total del freno ante una posible situación de desconexión o fallo en el sistema neumático, ya que el propio muelle por sí mismo tiende a aplicar presión sobre los frenos sin depender de ninguna señal de activación.

3. Módulo de freno de servicio

En este apartado se realizará un estudio exhaustivo del sistema de frenos del vehículo que se realizó en un proyecto previo titulado “*Diseño, cálculo y análisis de sistema de freno accionado mediante actuador electromecánico para vehículo eléctrico guiado*” [13] para obtener todos los datos necesarios para el diseño del sistema de emergencia, en el que se conocerán todas las partes de este, así como su funcionamiento. El objetivo de este apartado será pues, conocer los componentes, el funcionamiento, las dimensiones y las fuerzas actuantes para poder implementar el sistema de frenado de emergencia y tratar de evitar modificar sustancialmente el módulo original.

El sistema de frenado del vehículo cuenta con dos módulos de freno, uno en cada eje. Consiste en un sistema de frenos de disco accionado mediante un circuito hidráulico y un actuador electromecánico encargado de accionar la bomba de freno y transmitir presión al sistema hidráulico.

El actuador del sistema de frenos es un módulo electromecánico accionado por motores eléctricos que transmiten la potencia a través de una transmisión de poleas con una correa que proporcionan una relación de transmisión determinada para poder accionar un husillo hasta un sistema de deslizaderas que funcionará a modo de empujador para accionar los émbolos de las bombas de freno que transmiten la presión al circuito hidráulico. El sistema está compuesto por las bombas de freno, los discos, las pastillas y las pinzas, el líquido de freno, los cables y latiguillos, el husillo o actuador y la mesa deslizante que ejercerá la fuerza sobre la bomba y que sustituye al tradicional pedal de freno.

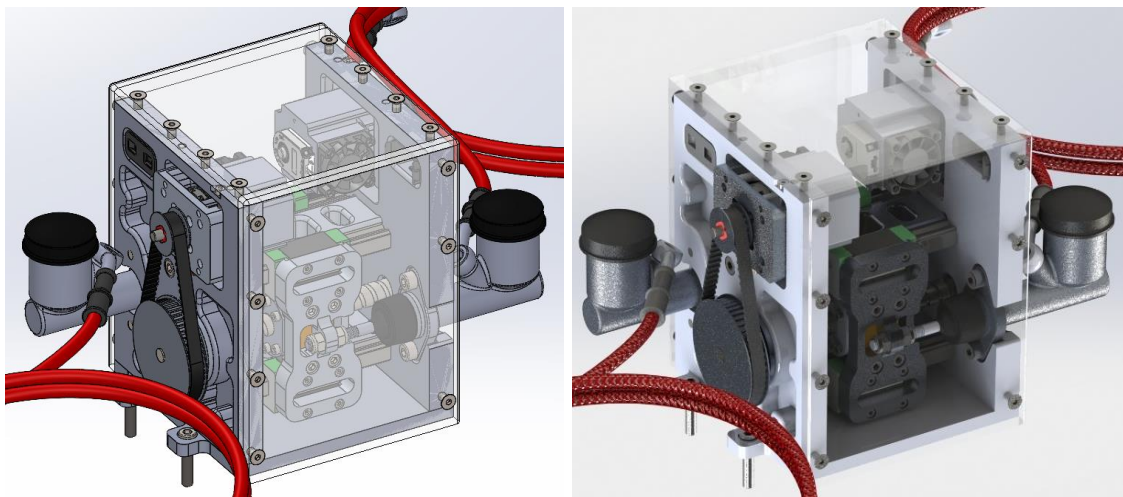


Figura 9. Ensamblaje completo del módulo de freno [13]

Todos los aspectos que se estudiarán en este apartado se tendrán en cuenta a la hora de diseñar el mecanismo de retención del sistema de frenado de emergencia.

Los parámetros o aspectos de interés del módulo de freno de cara al diseño del sistema de emergencia son los siguientes:

- Dimensiones

- Fuerzas de frenado y presión de la bomba
- Sistema de transmisión y motor eléctrico
- Mesa deslizante
- Bomba de freno
- Husillo

3.1. Dimensiones

Es primordial conocer cuál es el espacio útil del que dispone el módulo para integrar el sistema de emergencia. El espacio libre en el que iría alojado el mecanismo del sistema de emergencia tiene unas dimensiones de 210 mm de altura, 136 mm de anchura y 27,5 mm de profundidad. Como se ve, se dispone de un espacio considerablemente reducido por lo que diseñar un mecanismo de retención capaz de resistir las cargas supondrá un desafío. Aunque estas dimensiones están sujetas a posibles cambios según sea necesario modificar algunas partes del módulo original para la adaptación del sistema de emergencia, como se verá más adelante. Aunque el principal objetivo será conseguir diseñar e integrar el sistema mecánico de frenada de emergencia sin cambiar sustancialmente las dimensiones del módulo original y aplicando la menor cantidad de modificaciones posibles.

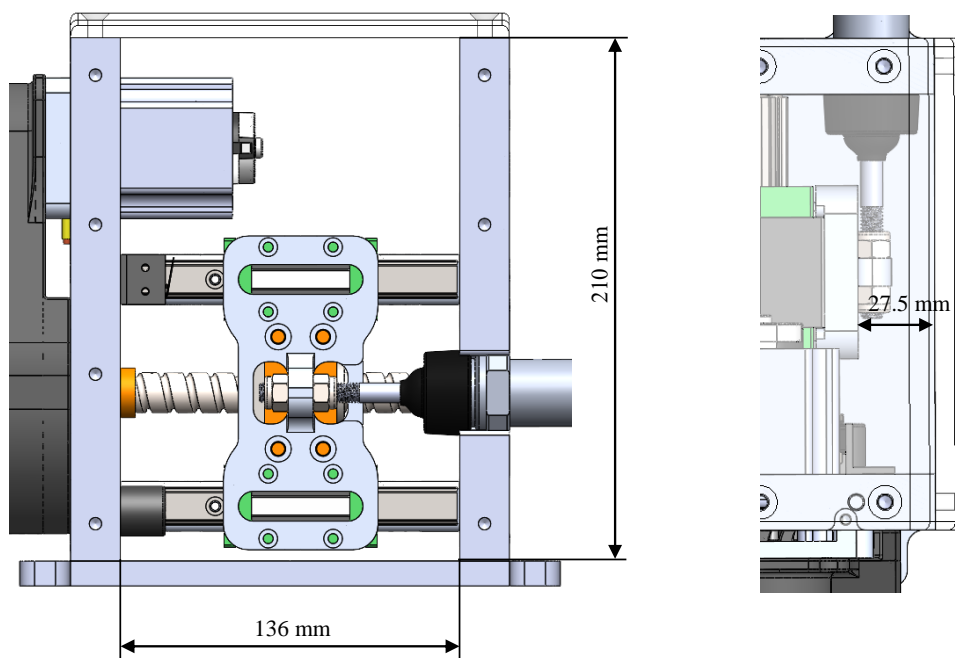


Figura 10. Vista frontal y superior del módulo de freno.

3.2. Fuerzas de frenado y presión hidráulica

Los cálculos realizados para obtener las fuerzas de frenado y la presión en el circuito hidráulico se hicieron en el trabajo titulado “*Diseño, cálculo y análisis de un sistema de freno accionado mediante actuador electromecánico para vehículo eléctrico*”

guiado”, donde se incluyen los cálculos de la distancia de frenado, las reacciones durante la frenada en cada eje, el par de frenada, la presión en el circuito hidráulico, la fuerza del pistón de la bomba de freno y la potencia del motor. Los cálculos fueron realizados bajo condiciones de máxima exigencia, con una velocidad de circulación del vehículo de 120 km/h y un peso máximo de 2000 kg.

Los datos de interés extraídos para el desarrollo del presente proyecto son los que se indican a continuación:

- Presión del circuito hidráulico

En el momento de máxima exigencia de frenada la bomba debe soportar una presión de 130 bares, es decir, 13 MPa.

- Fuerza del pistón de la bomba de freno

La fuerza que debe aplicar la bomba que incorpora el módulo de freno es de 3227.6 N. Esta fuerza es muy elevada, lo que complica el diseño del sistema de emergencia, por lo que se propondrá utilizar una bomba de menor diámetro del pistón con lo que se consigue aplicar la misma presión con menos fuerza. Esto permitirá diseñar un mecanismo más seguro y eficaz. Los cálculos para la nueva bomba de freno se detallarán más adelante.

3.3. Sistema de transmisión

El sistema de transmisión, compuesto por un motor eléctrico, dos poleas y una correa, es el encargado de suministrar girar el husillo con una relación de transmisión adecuada y generar la potencia de frenado necesaria a la bomba a través del sistema deslizante.

Está constituido por el motor eléctrico ODrive Dual Shaft Motor - D5065, de 270 kV, de 1,99 Nm de par, 8640 rpm y 1,8 kW y un sistema de dos poleas de aluminio de 16 y 48 dientes con una relación de transmisión reductora de 0.33.

Será necesario redimensionar el sistema de poleas debido a las nuevas fuerzas actuantes que intervienen en el sistema de emergencia. Se ha de tener en cuenta el par necesario que debe proporcionar el sistema de transmisión en el husillo para ser capaz de comprimir los muelles que constituyen el sistema de resortes, el cual se explicará más adelante, manteniendo el mismo motor eléctrico.

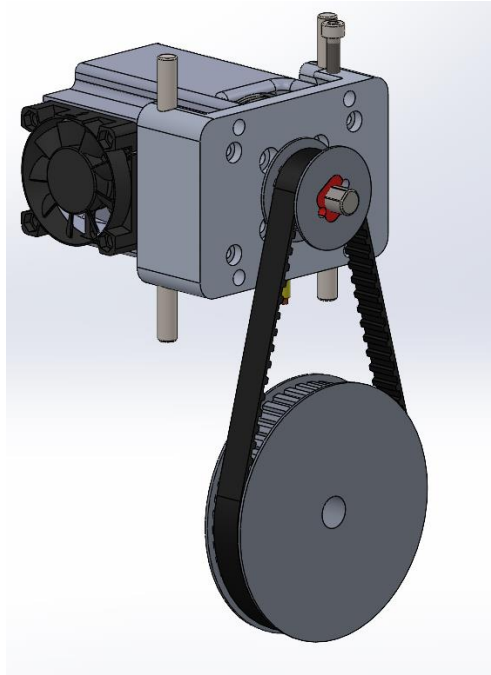


Figura 11. Sistema de transmisión del módulo de freno [13]

3.4. Husillo

El husillo se emplea para producir el desplazamiento lineal del sistema deslizante consistente en una mesa deslizante atornillada a los patines que deslizan sobre una guía lineal y a su vez la mesa está conectada con el émbolo de la bomba de freno.

La tuerca transforma el movimiento giratorio del husillo en movimiento lineal. La tuerca se encuentra atornillada a la mesa deslizante.

El husillo y la tuerca vienen definidos por los siguientes parámetros según el fabricante.

- | | |
|--|-----------------------|
| - Paso o avance del tornillo | $p = 10 \text{ mm}$ |
| - Diámetro medio de la rosca | $d_m = 16 \text{ mm}$ |
| - Coeficiente de rozamiento husillo-tuerca | $\mu = 0.01$ |



Figura 12. Husillo (izquierda). Tuerca del husillo (derecha) [13]

3.5. Bomba de freno

La bomba de freno o cilindro maestro es un componente fundamental ya que es el encargado de suministrar la presión al circuito hidráulico y accionar el mecanismo de los frenos. Consiste en un cilindro por cuyo interior se desplaza un pistón que con su movimiento aplica presión y desplaza el líquido de frenos por todo el circuito hidráulico.

La bomba de freno instalada en el módulo de freno es el modelo Wildwood 260-6579, una bomba compacta con depósito de líquido integrado con un diámetro del pistón de 0.7".



Figura 13. Bomba de freno Wildwood 260-6579 [13]

3.6. Circuito hidráulico

La forma de transmitir la fuerza de frenado a las ruedas desde el cilindro maestro es mediante la compresión del líquido de frenos a través del circuito hidráulico formado por los latiguillos de freno que son unos finos conductos encarados de conducir el líquido de frenos desde la bomba hasta las pinzas de freno de cada rueda.

Se emplean unos latiguillos de freno metálicos, con insertos de teflón y terminaciones tipo banjo en ángulo de 152° (Figura 14. Latiguillos de freno).



Figura 14. Latiguillos de freno [13]

El vehículo cuenta con un circuito hidráulico para cada módulo de frenado de servicio e incorporará un circuito hidráulico adicional e independiente del de servicio para el sistema de frenado de emergencia.

3.7. Pinzas de freno

Las pinzas de freno son los elementos encargados de accionar los frenos de disco mediante los pistones que empujan las pastillas de freno que son los elementos de fricción que aplican el par resistente de frenado por rozamiento en los discos de freno de la rueda.

El vehículo cuenta con 4 pinzas de freno de servicio, una en cada rueda, accionadas por los dos módulos de frenado de servicio situados en cada eje. Adicionalmente, el vehículo contará con una pinza más en cada rueda de uno de los ejes accionadas por el módulo de frenado de emergencia que se desarrolla en este proyecto.

4. Especificaciones del sistema de frenado de emergencia

El sistema de frenado de emergencia que incorporará el vehículo de pruebas estará integrado en un módulo central independiente de los módulos delantero y trasero de frenado. Consistirá en un mecanismo actuador de tipo gatillo, de disparo o liberación que, durante el funcionamiento del vehículo se encargará de retener la mesa deslizante en oposición a una fuerza que realizará un muelle, cuya misión es proporcionar la fuerza de frenado a la bomba de freno. El muelle aplicará sobre la tuerca de husillo la fuerza necesaria para desplazar la mesa deslizante y ejercer la fuerza suficiente en la bomba de freno para poder frenar el vehículo en las condiciones más exigentes en caso de emergencia ya sea por pérdida de conexión remota, pérdida de potencia, fallo o apagado inadvertido del vehículo.

Funcionamiento:

Cuando el vehículo está en funcionamiento, el motor eléctrico del módulo acciona el husillo a través del sistema de poleas desplazando la mesa deslizante y liberando la presión del sistema hidráulico de los frenos hasta alcanzar la posición de armado, donde el muelle estarán completamente comprimido ejerciendo la máxima fuerza y el mecanismo de retención deberá ser capaz de soportar esta fuerza.

Por su parte, el mecanismo de retención será accionado por un solenoide que se retrae llevando el mecanismo a la posición de armado y cuando deja de recibir alimentación se dispara y acciona el mecanismo liberando la retención de la mesa deslizante, esta se desplaza por acción de la fuerza de empuje del muelle y aplica presión sobre el sistema hidráulico a través del pistón de la bomba de freno.

Componentes principales del módulo de frenado de emergencia según la Figura 15. Vista frontal y trasera del módulo de frenado de emergencia (mitad)

- Mecanismo actuador o de disparo (1, 2, 3, 4)
- Solenoide (5)
- Bomba de freno (6)
- Muelle (7)
- Husillo (8)
- Tuerca del husillo (9)
- Sistema de transmisión (10)
- Mesa deslizante (11)

Diseño y Fabricación de un Módulo de Frenado de Emergencia para un Vehículo Eléctrico Guiado

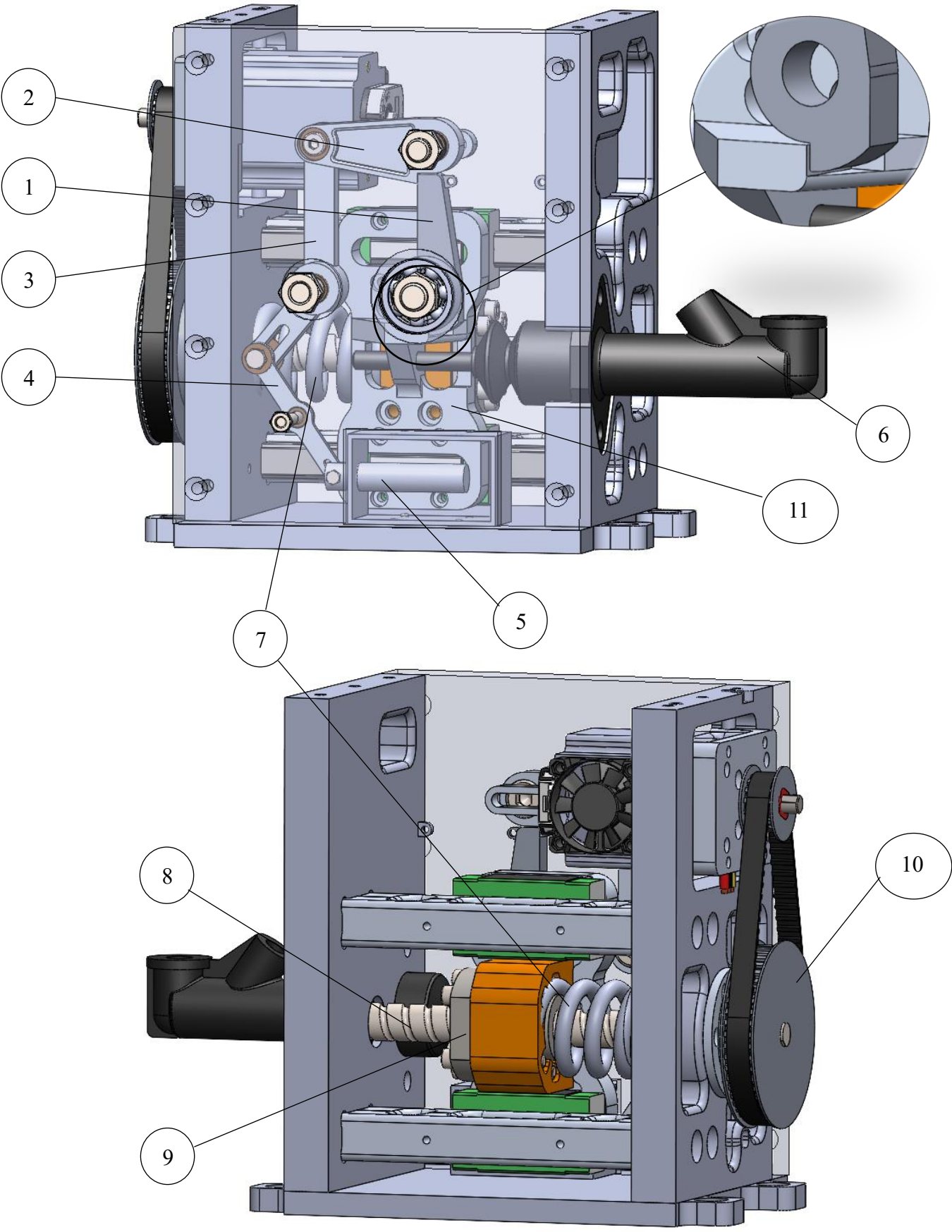


Figura 15. Vista frontal y trasera del módulo de frenado de emergencia (mitad)

4.1. Componentes

Mecanismo actuador o de disparo

El mecanismo actuador del sistema de frenado de emergencia que incorpora el módulo de freno central del vehículo será un mecanismo de tipo gatillo o de liberación.

El mecanismo de retención se encarga de mantener el freno liberado durante el funcionamiento del vehículo. El objetivo es diseñar un mecanismo lo más sencillo posible y capaz de aguantar una fuerza considerablemente alta dadas las reducidas dimensiones del módulo. Para ello aplica el principio de brazo de palanca en su planteamiento para obtener una ventaja mecánica que permita desmultiplicar la fuerza ejercida por el muelle.

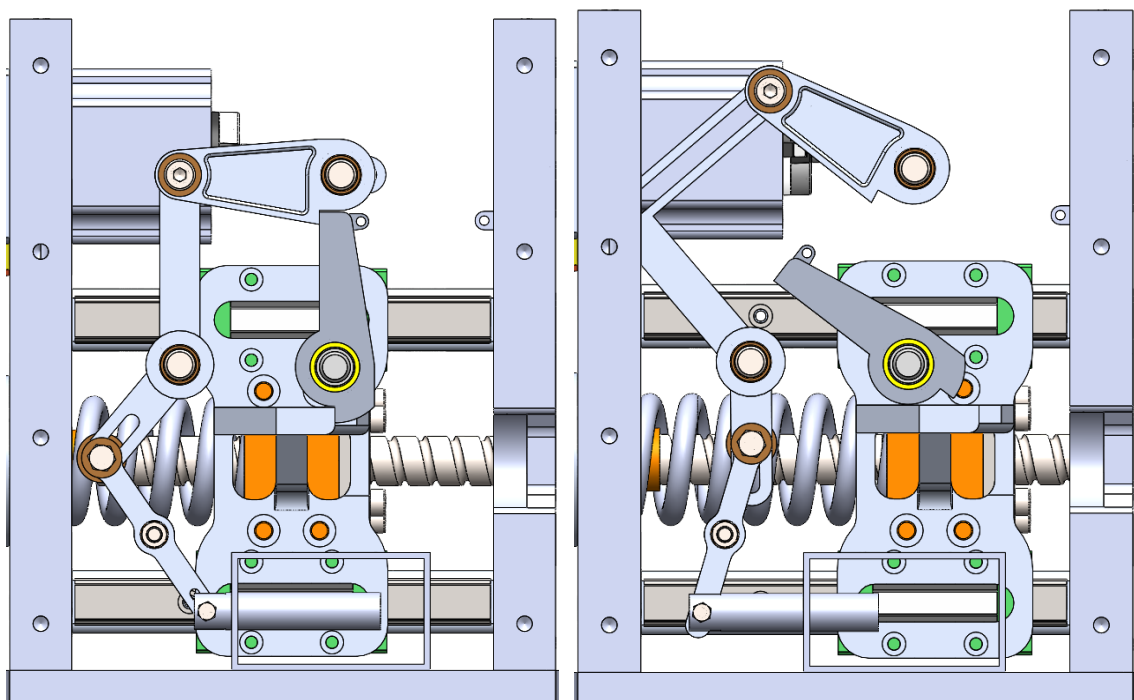


Figura 16. Mecanismo en posición de armado (izquierda). Mecanismo liberado (derecha)

En la Figura 16. Mecanismo en posición de armado (izquierda). Mecanismo liberado (derecha) se muestra el mecanismo actuador cerrado (posición de armado) y abierto (posición de liberación).

La primera situación se da durante el funcionamiento del vehículo, manteniéndose liberado el freno de emergencia. Mientras el vehículo esté encendido se mantendrá esta posición en todo momento.

La segunda situación se da cuando el vehículo se apaga completamente y el solenoide deja de recibir energía, lo que provoca que este se dispare y abra el mecanismo liberando el eslabón 1 que estaba siendo sujetado por el eslabón 2. Quedando libre el eslabón 1 que gira al ser empujado por la mesa deslizante que se desplaza hacia a la

derecha según la imagen por acción del muelle. En su parte media, la mesa deslizante está atornillada al pistón de la bomba de freno.

Un muelle de torsión colocado en la unión giratoria del eslabón 1 será el encargado de forzar a este a recuperar su posición vertical en cada armado y desarmado del mecanismo.

Solenoides

Un solenoide es un dispositivo electromagnético que convierte energía eléctrica en energía mecánica. Consiste en una bobina de alambre enrollada alrededor de un núcleo de hierro o acero, en el que se crea un campo magnético al paso de una corriente por la bobina, moviendo un émbolo o pistón dentro de la bobina. Este movimiento del émbolo puede ser lineal, rotativo u oscilante, lo que les confiere una gran versatilidad para numerosas aplicaciones y realizar diversas funciones.

La fuerza magnética que es capaz de generar un solenoide viene dada en función de la intensidad del campo magnético generado alrededor de la bobina, de la intensidad de corriente, la longitud de la bobina y de la permeabilidad magnética del espacio libre.

Estos dispositivos son muy utilizados en la industria en una amplia gama de aplicaciones, desde dispositivos domésticos hasta maquinaria industrial. Se usan comúnmente en, por ejemplo, válvulas de control de flujo de líquidos y gases, interruptores eléctricos, cerraduras electromagnéticas, sistemas de inyección de combustible, sistemas de seguridad y en aplicaciones médicas. [14]

Este dispositivo será el encargado de accionar el mecanismo de retención. Mientras el solenoide esté recibiendo corriente permanecerá retraído manteniendo cerrado el mecanismo y en el momento en el que se pierda la alimentación se dispara accionando el mecanismo y liberando el pistón de la bomba de freno.

Para la selección de un solenoide adecuado se han de tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Fuerza de accionamiento
- Tamaño y forma
- Tensión y corriente de funcionamiento
- Requisitos de montaje
- Ciclo de trabajo

Muelle de compresión

El módulo de frenado de emergencia estará provisto de un resorte lineal de compresión situado alrededor del husillo y apoyado por un extremo en la pared lateral del módulo y por el otro en la tuerza del husillo, que será el encargado de aplicar la fuerza de frenado. El muelle deberá vencer las fuerzas de rozamiento entre el husillo y la tuerca del husillo para hacerlo girar, desplazar la mesa deslizante, mover el pistón de la bomba de freno y proporcionar la fuerza necesaria para la frenada.

Se precisa un muelle de una rigidez elevada que proporcionen una fuerza elevada. Atendiendo, además, a que cuanto más rígido sea un muelle menos cantidad de deformación admite, por lo que se buscan muelles lo suficientemente rígidos y que admitan la deformación necesaria. Se busca también que la fuerza del muelle cuando esté totalmente comprimido en la posición de armado del mecanismo de retención no sea excesivamente alta para que el mecanismo pueda retenerlo.

Sistema de transmisión

En el sistema de transmisión del módulo se emplean poleas con una relación de transmisión adecuada para poder transmitir desde el motor, el par suficiente al husillo para poder comprimir el muelle. Esta relación de transmisión es reductora, es decir, que en la salida el par del motor se multiplica, esto se consigue con una polea de salida con mayor diámetro que la de entrada.



Figura 17. Polea síncrona Optibelt. [15]

Rodamientos y cojinetes

Para tratar de reducir al máximo las pérdidas por fricción en las uniones giratorias del mecanismo y conseguir una vida útil mayor, menor desgaste y movimientos más suaves, precisos y eficientes se ha utilizado un rodamiento rígido de bolas de alta resistencia radial y alta capacidad de velocidad para la unión giratoria del eslabón 1, el cual es el más solicitado en cuanto a esfuerzos y a velocidades de giro. En el resto de las uniones giratorias del mecanismo se utilizan cojinetes de bronce autolubricados que serán de fabricación propia.

4.2. Cálculo y diseño

En este apartado se realiza el dimensionamiento y la selección de los componentes que forman el sistema de frenado de emergencia. Para ello se calcula la fuerza que debe hacer el pistón de la nueva bomba de freno en el circuito hidráulico para generar una presión hidráulica de 13 MPa. También se calcula la fuerza que debe ejercer el muelle para ser capaz de hacer girar el husillo empujando la mesa deslizante y desplazar el

émbolo de la bomba con la fuerza necesaria, en base a la cual se dimensionará el mecanismo actuador.

4.2.1. Bomba de freno

Para módulo de frenado de emergencia se ha escogido la bomba de freno Wildwood 260-15088. Es una bomba compacta y remota, es decir, el depósito del líquido de freno no se encuentra integrado en el cuerpo de la bomba.

Se ha elegido esta bomba por tener un diámetro del pistón de 0.5'' a diferencia de la bomba anterior que contaba con un diámetro de 0.7''. Un diámetro del pistón menor permite obtener la misma presión de frenado en el sistema hidráulico aplicando una fuerza menor. Esto ha permitido reducir la fuerza que debe aplicar el muelle, por tanto, diseñar un mecanismo más seguro y eficiente.



Figura 18. Bomba de freno Wildwood 260-15088 [19]

Conociendo la presión hidráulica (13 MPa), se calcula la fuerza que debe ejercer el pistón de la bomba como:

$$F_{\text{piston}}[\text{N}] = P_{\text{hidraulica}} \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \cdot A_{\text{piston}}[\text{mm}^2]$$

Sabiendo que 1"=25.4 mm \rightarrow 0.5" = 12.7 mm

$$A_{\text{piston}} = \frac{\pi}{4} \cdot \phi_{\text{piston}}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 12.7^2 = 126.67 \text{ mm}^2$$

$$F_{\text{piston}} = 13 \cdot 126.67 = 1646.8 \text{ N}$$

Esta es la fuerza que hay que aplicar sobre el pistón de la bomba de freno para ejercer una presión de 13 MPa en el circuito hidráulico.

4.2.2. Muelle de compresión

Para la elección del muelle se tendrán en cuenta las siguientes restricciones geométricas dadas por las dimensiones del módulo y sus componentes.

- Diámetro exterior máximo: 46 mm
- Diámetro interior mínimo: 28 mm
- Longitud máxima: 88.56 mm

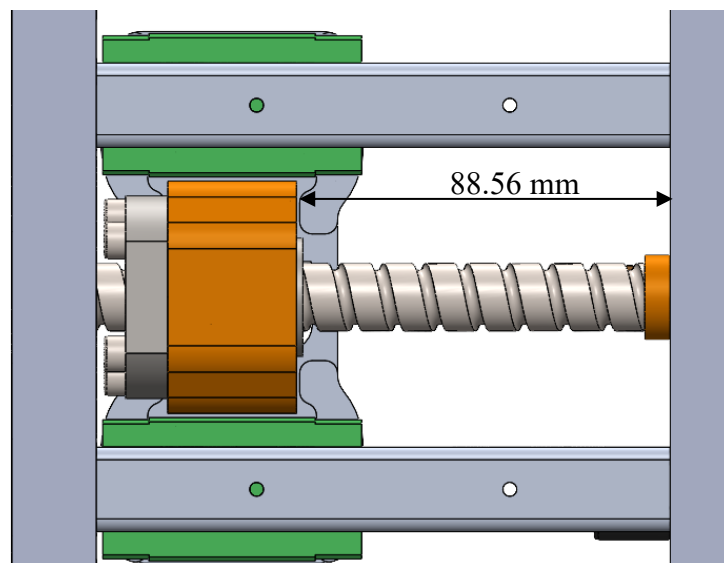


Figura 19. Longitud máxima disponible para alojar el muelle de compresión

A continuación, se calcula la fuerza que debe ejercer el muelle para hacer girar el husillo, desplazar el pistón de la bomba y proporcionar los 1646.8 N al pistón de la bomba.

Para ello se plantean las ecuaciones que definen el funcionamiento de un tornillo de potencia o husillo. [16]

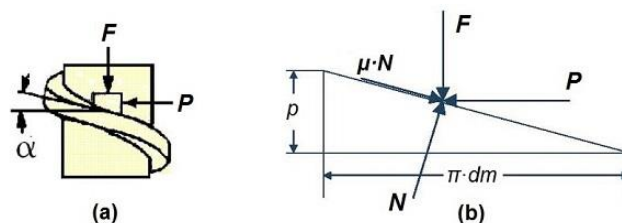


Figura 20. Diagrama de fuerzas de la rosca del del husillo [16]

$$\left. \begin{aligned} P - N \cdot \text{Sen}\alpha - \mu \cdot N \cdot \text{Cos}\alpha &= 0 \\ F + \mu \cdot N \cdot \text{Sen}\alpha - N \cdot \text{Cos}\alpha &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Donde

- P es la fuerza necesaria a aplicar al tornillo para vencer la fuerza de rozamiento y hacer ascender o descender la carga por el plano inclinado de la rosca del tornillo
- F es la suma de las fuerzas axiales que actúan sobre el tornillo. Representa la carga a desplazar (1646.8 N).
- N es la fuerza normal al plano de la hélice del tornillo.
- μ es el coeficiente de fricción husillo-tuerca (0.01).
- α es el ángulo de hélice (11,25°).

$$N = \frac{F}{\cos\alpha - \mu \cdot \sin\alpha} = 1682.41 \text{ N}$$

$$P = N \cdot \sin\alpha + \mu \cdot N \cdot \cos\alpha = 344.7 \text{ N}$$

P es la fuerza perpendicular al eje axial del husillo que genera el par necesario para desplazar la carga. En este caso se quiere conocer cuál es la fuerza axial equivalente para desplazar la carga a lo largo del husillo (F_{empuje}). En una vuelta completa del husillo la fuerza P realiza un trabajo a lo largo de una distancia igual al perímetro del husillo. Este trabajo es igual al que realiza la fuerza de empuje según la dirección axial en una distancia igual al paso de la hélice del husillo, que es el recorrido longitudinal de la tuerca en una revolución completa, expresándolo de esta manera:

$$F_{\text{muelle}} \cdot \text{paso} = P \cdot 2\pi r$$

$$F_{\text{muelle}} = \frac{P \cdot 2\pi r}{\text{paso}} = \frac{344.7 \cdot 2\pi \cdot 8}{10} = 1732.76 \text{ N}$$

Así pues, esta fuerza es la fuerza axial equivalente al par torsional necesario para desplazar la carga a lo largo del husillo.

Sabiendo la fuerza mínima que debe aportar el muelle y las restricciones dimensionales de este, ya se puede elegir un muelle.

Para la elección del muelle se ha hecho uso de la calculadora de muelles de compresión del fabricante “*Muellestock*” disponible en su página web [17].

Diseño y Fabricación de un Módulo de Frenado de Emergencia para un Vehículo Eléctrico Guiado

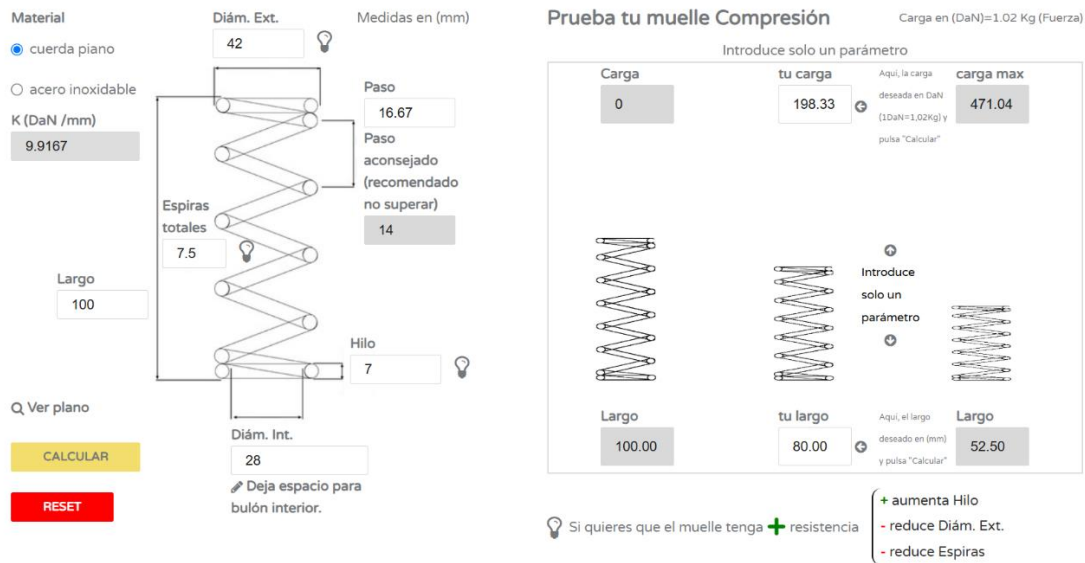


Figura 21. Programa de cálculo de muelles de compresion de Muellestock [17]

Se ha escogido un muelle con las siguientes características:

Tabla 1. Características del muelle de compresión

Material	Alambre de acero en 10270-1 sh-ph (din 17223/84-c)
Longitud libre	100 mm
Hilo	7 mm
Espiras útiles	7.5 mm
Diámetro exterior	42 mm
Diámetro interior	28 mm
Paso	16.67 mm
Constante elástica k	99.167 N/mm

Se calcula la fuerza que ejerce el muelle en las dos posiciones extremas de la mesa deslizante, es decir al principio y al final de la carrera del pistón de la bomba de freno, de acuerdo con la ley de elasticidad de Hooke, que establece que la deformación que sufre un cuerpo elástico es directamente proporcional a la fuerza aplicada sobre el mismo.

$$F = k \cdot \delta$$

Donde

F Fuerza ejercida por el resorte [N]

K Constante elástica del resorte [N/mm]

δ Elongación o variación de longitud [mm]

Para una compresión inicial del muelle de 20 mm se tiene una fuerza F_1 de:

$$F_1 = 99.167 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 20 \text{ mm} = 1983.34 \text{ N}$$

Esta es la fuerza que ejerce el muelle cuando se aplica presión en los frenos y como es mayor que la fuerza mínima requerida calculada anteriormente (1732.76 N) se verifica que el muelle es válido y capaz de proporcionar la suficiente fuerza. Esta sería la posición del mecanismo de retención liberado.

Ahora se estudia el comportamiento del muelle en la posición de armado del mecanismo de retención.

Para ello se tiene que el desplazamiento del pistón de la bomba de freno es de 25 mm con el sistema hidráulico correctamente purgado y sin pérdidas. Con lo que la deformación total del muelle será de 20 mm de la compresión inicial más 25 mm del desplazamiento del pistón para liberar la presión en el freno, en total 45 mm. Con esto se calcula la fuerza F_2 del muelle en la posición de armado del mecanismo de retención.

$$F_2 = 99.167 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 45 \text{ mm} = 4462.515 \text{ N}$$

La fuerza que tendrá que soportar el mecanismo de retención será esta menos la fuerza opuesta que tiene que vencer el muelle para desplazar la mesa deslizante, es decir

$$F_{\text{retención}} = 4462.515 - 1732.76 = 2729.755 \text{ N}$$

Aplicando un coeficiente de seguridad de 1.5

$$\mathbf{F_{\text{retención}} = 4094.63 \text{ N}}$$

Por lo tanto, esta es la fuerza que deberá ser capaz de soportar el mecanismo y en base a la cual se realizará su diseño y dimensionamiento.

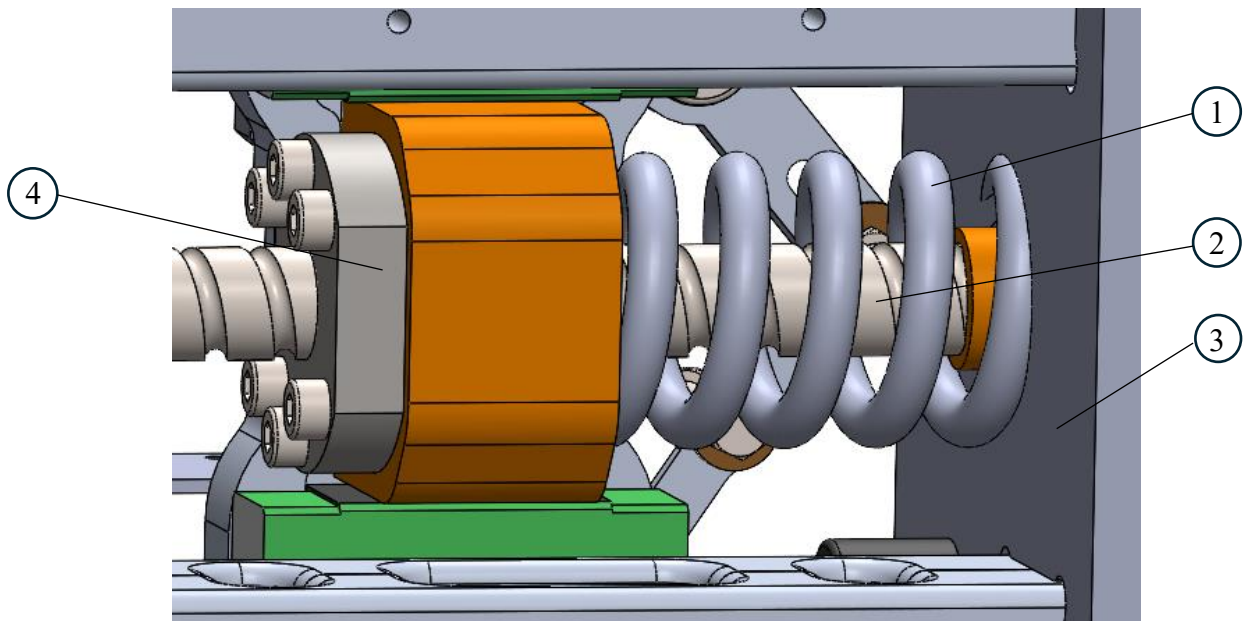


Figura 22. Colocación del muelle

1. Muelle de compresión
2. Husillo
3. Pared lateral
4. Tuerca del husillo

El muelle se coloca en el módulo como se muestra en la Figura 22. Colocación del muelle

4.2.3. Mecanismo actuador

En este apartado se realiza el cálculo y dimensionamiento del mecanismo de disparo atendiendo al análisis estático de fuerzas del mecanismo y se demostrará su capacidad para aguantar las sollicitaciones a las que está sometido. Se calcula la resistencia a esfuerzo cortante de las uniones atornilladas de los eslabones del mecanismo y la capacidad del mecanismo de soportar la fuerza aplicada en el punto 1 según el esquema de la figura 18.

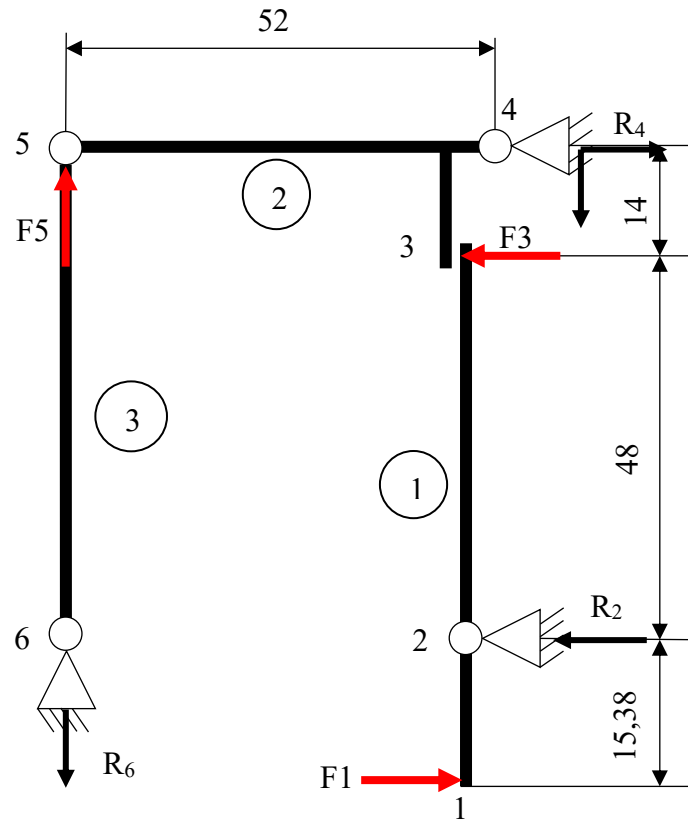


Figura 23. Diagrama de fuerzas del modelo original

Cotas en mm

En la figura 24 se representa el esquema del mecanismo indicando las cotas más significativas y fuerzas actuantes. Este mecanismo se basa en el principio de aplicación de brazos de palanca para tratar de reducir todo lo posible la fuerza que debe soportar el mecanismo, que como se calculó anteriormente es de 4094.63 N (F_1), que recae sobre el eslabón 1.

Resistencia a cortadura de los tornillos

La resistencia de un tornillo a los esfuerzos de cortadura simple viene dada por la siguiente expresión. [25]

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 \cdot f_{ub} \cdot A_r}{\gamma_{Mb}}$$

Donde

- $F_{v,Rd}$ Resistencia a cortante
- f_{ub} Resistencia a tracción última
- A_r Área resistente a tracción

Diseño y Fabricación de un Módulo de Frenado de Emergencia para un Vehículo Eléctrico Guiado

γ_{Mb} Coeficiente de seguridad (1.25)

En las tablas 1 y 2 se recogen los valores de f_{ub} y A_r .

Tabla 2. Características de los tornillos según la clase de acero (EN ISO 898-1:2013) [18]

Características	Clase de resistencia										
		4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8 d≤16mm	8.8 d>16mm	9.8	10.9	12.9
Resistencia a la tracción R_m (MPa)	nom	400	400	500	500	600	800	800	900	1000	1200
	min	400	420	500	520	600	800	830	900	1040	1220
Resistencia a la tracción R_m (MPa) R_{eL} hasta 6.8 - $R_{p0.2}$ desde 8.8	nom	240	-	300	-	-	640	640	720	900	1080
	min	240	-	300	-	-	640	660	720	940	1100
Alargamiento después de la rotura, A%	min	22	-	20	-	-	12	12	10	9	8
Estricción Z%							52	52	48	48	44
Dureza Vickers (HV) $F \geq 98N$	min	120	130	155	160	190	250	255	290	320	385
	máx	220	220	220	220	250	320	335	360	380	435
Dureza Brinell (HB) $F=30D^2$	min	114	124	147	152	181	238	242	276	304	314
	máx	209	209	209	209	238	304	318	342	361	414
Dureza Rockwell HRB hasta 6.8 - HRC desde 8.8	min	67	71	79	82	89	22	23	28	32	39
	máx	95	95	95	95	99,5	32	34	37	39	44
Resiliencia KV (J) - 20°C ⁽¹⁾	min	-	-	27	-	-	27	27	27	27	27

Tabla 3. Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino. [1]

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_r , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_r , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

Las ecuaciones y los datos utilizados para elaborar esta tabla se obtuvieron de la norma ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978.

Se calcula la reacción de cada apoyo, puntos 2, 4, 6 y 5, y la resistencia a cortadura de cada tornillo.

Todos los tornillos serán de clase 8.8, por lo que la resistencia a tracción última es:

$$f_{ub} = 800 \text{ N/mm}^2$$

Eslabón 1

$$F_1 = 4094.63 \text{ N}$$

$$F_3 = F_1 \cdot \frac{15.38}{48} = 4094.63 \cdot \frac{15.38}{48} = 1310 \text{ N}$$

Haciendo equilibrio de momentos en el punto 3 se obtiene R_2

$$\sum M_3 = 0; F_1 \cdot (15.38 + 48) = R_2 \cdot 48$$

$$R_2 = 4094.63 \cdot \frac{15.38 + 48}{48} = \mathbf{5406.62 \text{ N}}$$

Resistencia a cortadura:

$$\text{Tornillo M12} \rightarrow A_r = 84.3 \text{ mm}^2$$

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 \cdot f_{ub} \cdot A_r}{\gamma_{Mb}} = \frac{0.6 \cdot 800 \cdot 84.3}{1.25} = 32.371 \text{ kN}$$

$$\text{Coeficiente de seguridad: } cs = \frac{F_{v,Rd}}{R_2} = \frac{32371}{5406.62} = 6$$

Eslabón 2

Viga simple apoyada con momento puntual intermedio y esfuerzo axial.

$$\text{Momento: } M = F_3 \cdot 14 \text{ mm} = 1310 \cdot 14 = 18340 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{Axil: } F_3 = 1310 \text{ N}$$

Reacciones:

- Verticales:

$$R_{y5} = R_{y4} = \frac{M}{L} = \frac{18340 \text{ N} \cdot \text{mm}}{52 \text{ mm}} = 352.7 \text{ N}$$

- Horizontales:

$$R_{x5} = 0; R_{x4} = F_3 = 1310 \text{ N}$$

$$R_4 = \sqrt{1310^2 + 352.7^2} = 1356.6 \text{ N}$$

$$R_5 = 352.7 \text{ N}$$

Resistencia a cortadura:

- Punto 4: Tornillo M10 $\rightarrow A_r = 58 \text{ mm}^2$

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 \cdot f_{ub} \cdot A_r}{\gamma_{Mb}} = \frac{0.6 \cdot 800 \cdot 58}{1.25} = 22.272 \text{ kN}$$

$$\text{Coeficiente de seguridad: } cs = \frac{F_{v,Rd}}{R_4} = \frac{22272}{1356.6} = 16.4$$

- Punto 5: Tornillo M6 $\rightarrow A_r = 20.1 \text{ mm}^2$

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 \cdot f_{ub} \cdot A_r}{\gamma_{Mb}} = \frac{0.6 \cdot 800 \cdot 20.1}{1.25} = 7.718 \text{ kN}$$

$$\text{Coeficiente de seguridad: } cs = \frac{F_{v,Rd}}{R_5} = \frac{7718 \text{ N}}{352.7 \text{ N}} = 21.8$$

Eslabón 3

Viga simple apoyada sometida a un esfuerzo axial.

$$F_5 = F_3 \cdot \frac{14}{52} = 1310 \cdot \frac{14}{52} = 352.7 \text{ N}$$

La reacción en el apoyo 6 es igual a la fuerza en el punto 5, $F_5 = R_6 = 352.7 \text{ N}$

Resistencia a cortadura:

Tornillo M10 $\rightarrow F_{v,Rd} = 22.272 \text{ kN}$

$$\text{Coeficiente de seguridad: } cs = \frac{F_{v,Rd}}{R_6} = \frac{22272 \text{ N}}{352.7 \text{ N}} = 63$$

Se ha comprobado entonces que todas las uniones atornilladas son perfectamente válidas para soportar las cargas con altos coeficientes de seguridad.

En cuanto al análisis de fuerzas del mecanismo, el coeficiente de seguridad en viene dado por el tornillo del punto 2 que ofrece un coeficiente de seguridad de 6, siendo este el punto más crítico.

4.2.4. Sistema de transmisión

Es necesario rediseñar el sistema de poleas de la transmisión para que, manteniendo el mismo motor eléctrico del módulo de freno, tenga la fuerza necesaria para comprimir el muelle. Esto se consigue variando la relación de transmisión.

Para saber la relación de transmisión necesaria se tiene que conocer la fuerza máxima del muelle cuando está comprimido al máximo, esta es:

$$F_{\text{máx,muelle}} = k \cdot \delta_{\text{máx}} = 99.167 \cdot 47.5 = 4710.43 \text{ N}$$

Utilizando de nuevo las ecuaciones del husillo se calcula las fuerzas N y P necesarias para comprimir el muelle.

$$P - N \cdot \text{Sen}\alpha - \mu \cdot N \cdot \text{Cos}\alpha = 0$$

$$F + \mu \cdot N \cdot \text{Sen}\alpha - N \cdot \text{Cos}\alpha = 0$$

Resolviendo se tiene:

$$N = 4812.25 \text{ N}$$

$$P = 986 \text{ N}$$

Por tanto, el par que hay que aplicar en el husillo es:

$$T_{\text{husillo}} = P \cdot \frac{d_m}{2} = 986 \cdot \frac{16 \cdot 10^{-3}}{2} = 7.9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Siendo d_m el diámetro medio del husillo.

Sabiendo que el motor tiene un par de 1.99 N·m, se necesita una relación de transmisión de:

$$i = \frac{T_{\text{motor}}}{T_{\text{husillo}}} = \frac{1.99}{7.9} = 0.25$$

La relación de transmisión actual es de 0.33, por lo que no es suficiente. Se propone sustituir las poleas actuales de 16 y 48 dientes por poleas de 12 dientes para la p Polea conductora y de 60 dientes para la p Polea conducida, con lo que se tiene una relación de:

$$i = \frac{12}{60} = 0.2$$

Haciendo los cálculos en sentido inverso se calcula la fuerza axial máxima que puede hacer el husillo para comprimir el muelle con una relación de transmisión de 0.2.

$$T_{\text{husillo}} = \frac{T_{\text{motor}}}{i} = \frac{1.99}{0.2} = 9.95 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$P = T_{\text{husillo}} \cdot \frac{2}{d_m} = 9.95 \cdot \frac{2}{16 \cdot 10^{-3}} = 1243.75 \text{ N}$$

$$N = \frac{P}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} = \frac{1243.75}{\sin 11.25 + \mu \cos 11.25} = 6070 \text{ N}$$

$$F = N \cdot (\cos \alpha - \mu \sin \alpha) = 6070 \cdot (\cos 11.25 - \mu \sin 11.25) = \mathbf{5941.6 \text{ N}}$$

Se escogen las siguientes poleas de la marca Optibelt:

- Optibelt 21 T5 / 12-2 [23]
- Optibelt 21 T5 / 60-0 [24]

4.2.5. Solenoide

Se ha escogido el solenoide lineal de la marca “RS PRO” de tipo tracción de 24 VCC el modelo 177-0121, con un peso de 128 g, una longitud de 64 mm, una profundidad de 38 mm y una anchura de 30 mm. Este modelo se adapta perfectamente, por sus dimensiones, al espacio disponible del módulo de freno sin necesidad de sobredimensionarlo.



Figura 24. Solenoide lineal de tracción RS PRO, 24 V dc, 177-0121 [20]

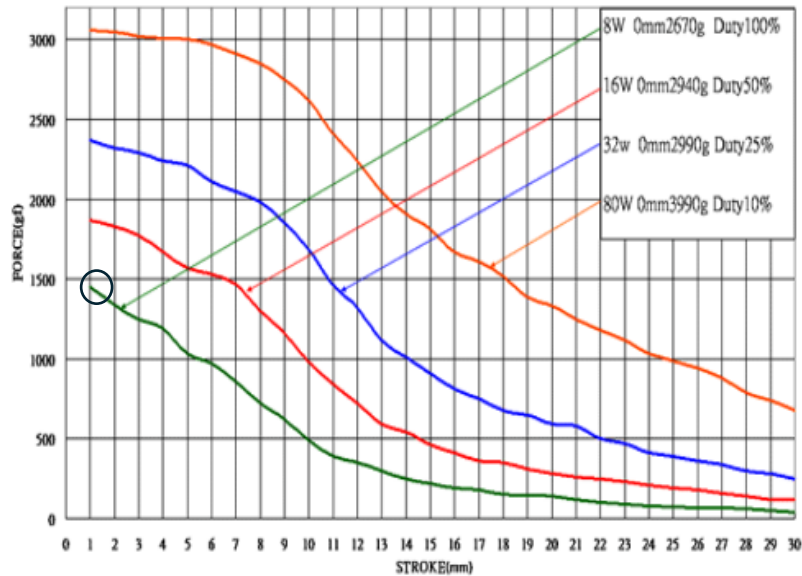


Figura 25. Curvas de fuerza del solenoide 177-0121 [20]

En la gráfica de la Figura 25. Curvas de fuerza del solenoide 177-0121 [20] se puede ver la curva de fuerza a lo largo de la carrera del pistón para cada ciclo de trabajo. El ciclo de trabajo o “duty” representa el porcentaje de tiempo durante el cual, el solenoide está activo, es decir, el campo electromagnético está siendo energizado y se encuentra retraído aplicando la máxima fuerza electromagnética. Para la aplicación en la que se va a usar, se requiere que funcione con un ciclo de trabajo del 100% (curva verde), ya que, durante todo el tiempo de funcionamiento del vehículo, debe mantenerse en la misma posición para mantener el mecanismo actuador cerrado, haciendo una fuerza máxima de unos 26.166 N, indicado en la parte superior derecha de la gráfica.

4.2.6. Rodamiento

Se utiliza el rodamiento rígido de doble hilera de bolas del fabricante SKF modelo 4201 ATN9. Tiene un funcionamiento robusto, requieren poco mantenimiento, pueden funcionar a altas velocidades y soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos.



Figura 26. Rodamiento 4201 ATN9 SKF [21]

- Capacidad de carga estática básica 6.2 kN

4.3. Simulación por método de elementos finitos

Se realiza un estudio aplicando el método de los elementos finitos mediante el software de simulación Solidworks Simulation del comportamiento de las piezas ante tensiones para comprobar la resistencia de cada una y verificar su correcto dimensionamiento.

Las piezas que se estudian son los eslabones 1, 2, 3 y la mesa deslizante por ser las más solicitadas en cuanto a esfuerzos tensionales. Los materiales empleados son aluminio 7075-T6 para los eslabones 2, 3 y la mesa deslizante, y acero aleado (SS) para el eslabón 1. Se han configurado las condiciones de contorno de cada eslabón para recrear las condiciones reales de funcionamiento. Al ser un análisis únicamente de esfuerzo estático, permite estudiar cada eslabón por separado aplicando las condiciones de contorno adecuadas.

Propiedades del acero aleado (SS)

Tabla 4. Propiedades del acero aleado (SS)

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	2.100000005e+11	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.28	N/D
Módulo cortante	7.899999806e+10	N/m ²
Densidad de masa	7700.000118	kg/m ³
Límite de tracción	723825617	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	620421997.8	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica	1.3e-05	/K
Conductividad térmica	50	W/(m·K)
Calor específico	460	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Propiedades del aluminio 7075-T6

Tabla 5. Propiedades del aluminio 7075-T6

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	7.2e+10	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.33	N/D
Módulo cortante	2.69e+10	N/m ²
Densidad de masa	2810	kg/m ³
Límite de tracción	570000000	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	505000000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica	2.36e-05	/K
Conductividad térmica	130	W/(m·K)
Calor específico	960	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Mallado

Para el mallado de cada eslabón se ha realizado un análisis de sensibilidad de malla atendiendo a la convergencia de los resultados de desplazamiento máximo según se disminuye el tamaño de la malla. Una vez que los resultados de desplazamiento coinciden para tamaños de malla diferentes se toma como modelo óptimo de malla el tamaño inmediatamente mayor correspondiente al resultado de desplazamiento en el que converge el análisis. Para ello se han probado diferentes tipos de malla y disposiciones. Se ha tomado una malla basada en curvatura de combinado y de 16 puntos Jacobianos.

- **Eslabón 1**

- Esfuerzo: 4094.63 N

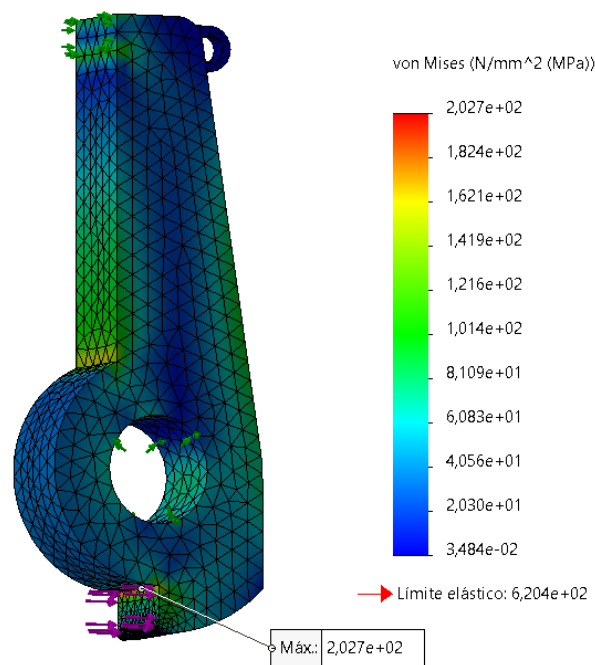


Figura 27. Simulación mef eslabón 1

Tensión máxima: 202.7 MPa; coef. Seguridad: 3.06

- **Eslabón 2**

- Esfuerzo: 1310 N

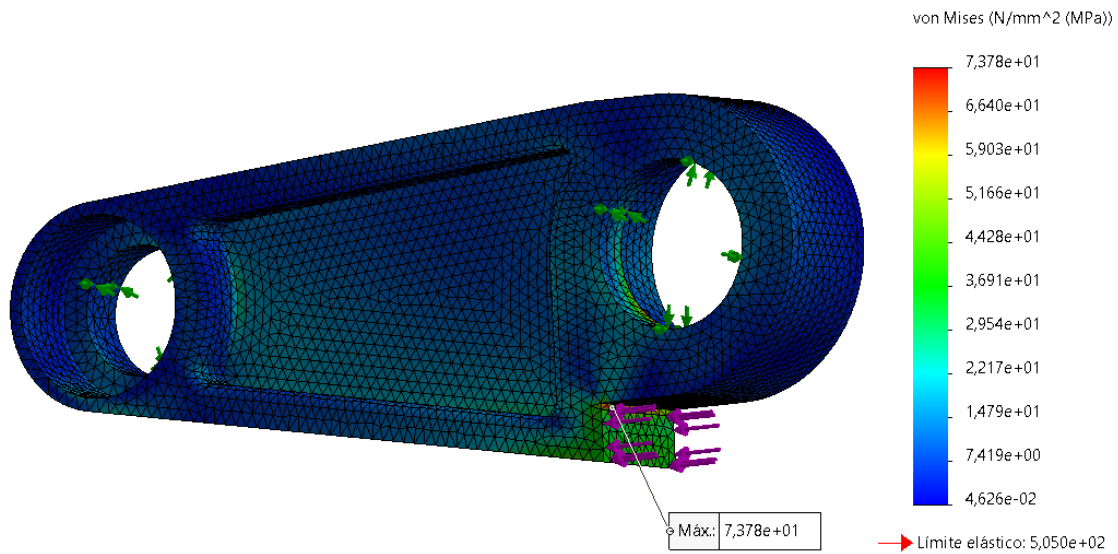


Figura 28. Simulación mef eslabón 2

Tensión máxima: 73.78 MPa; coef. Seguridad: 6.8

- **Eslabón 3**

- Esfuerzo 353.77 N

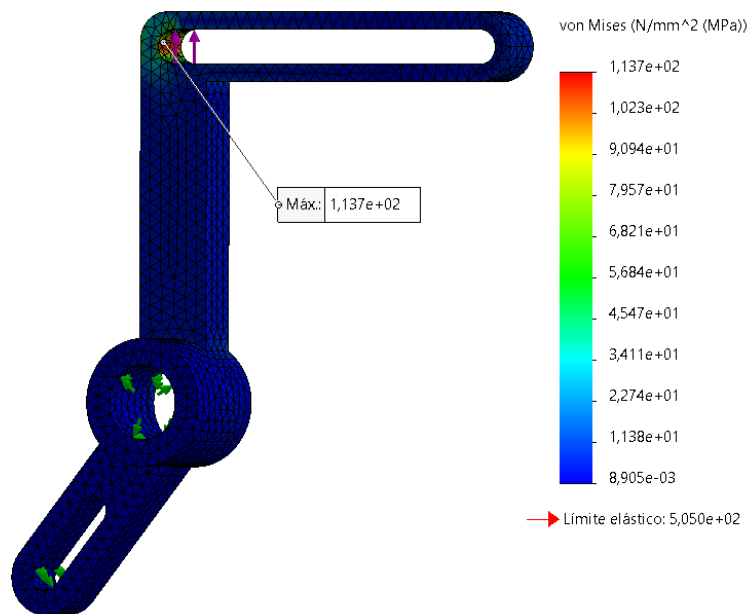


Figura 29. Simulación mef eslabón 3

Tensión máxima: 113.7 MPa; coef. Seguridad: 4.44

- **Mesa deslizante**

- Esfuerzo: 4094.63 N

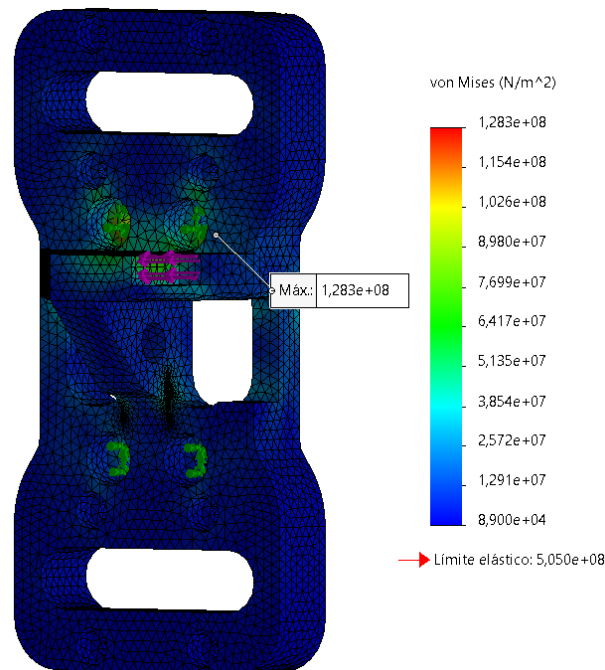


Figura 30. Simulación mef mesa deslizante

Tensión máxima: 128.3 MPa; coef. Seguridad: 3.9

El coeficiente global de seguridad de tensiones es de 3.06, dado por el eslabón 1 que es el más solicitado.

4.4. Simulación en Simscape-Multibody

Simscape Multibody es un entorno de simulación que permite modelar y simular sistemas multicuerpo en 3D perteneciente a Matlab-Simulink. Se pueden representar cuerpos rígidos, juntas, articulaciones, sensores, restricciones, fuerzas externas y diferentes dinámicas mediante bloques. Esta herramienta permite, además, importar modelos CAD desde SolidWorks y visualizar la dinámica del sistema mediante una animación 3D.

En este apartado se realizará una simulación de un modelo simplificado del módulo de frenado de emergencia en 3D y se analizará en comportamiento estático y el movimiento para verificar su correcto funcionamiento del mecanismo actuador. Para ello se exporta desde Solidworks el modelo CAD, mediante el plugin “Simscape Multibody Link”.

Para la simulación se ha utilizado el modelo simplificado del módulo de frenado de emergencia que se muestra en la Figura 31. Modelo 3D del sistema de frenado de emergencia en Simscape, con el que se pretende únicamente mostrar una visualización

Diseño y Fabricación de un Módulo de Frenado de Emergencia para un Vehículo Eléctrico Guiado

del movimiento del mecanismo actuador aplicando las restricciones y condiciones de funcionamiento para aproximar la simulación a las condiciones reales de funcionamiento.

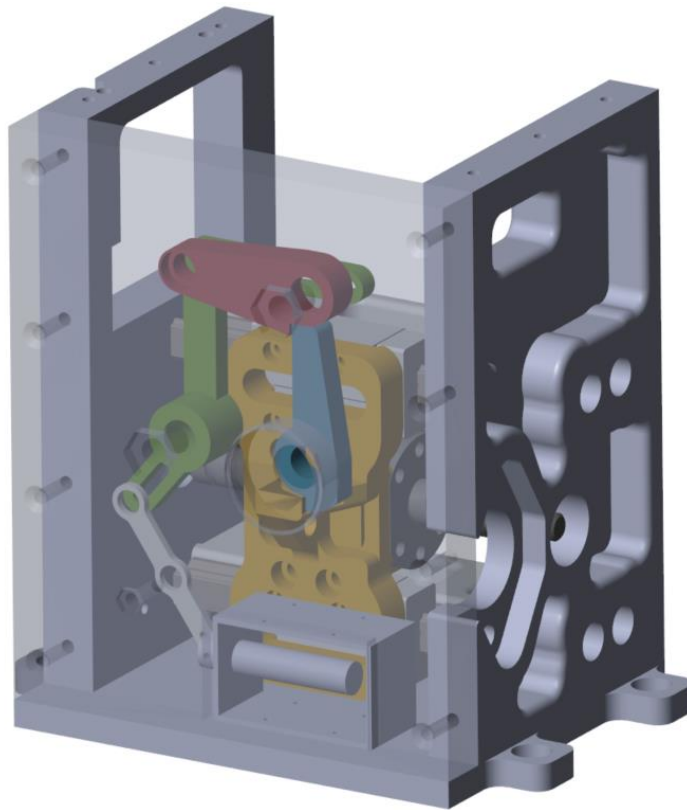


Figura 31. Modelo 3D del sistema de frenado de emergencia en Simscape

Se describe la simulación según el esquema de la Figura 32. Esquema de bloques del sistema de frenado de emergencia en Simscape en el que se muestran los tres subsistemas principales del sistema de frenado de emergencia.

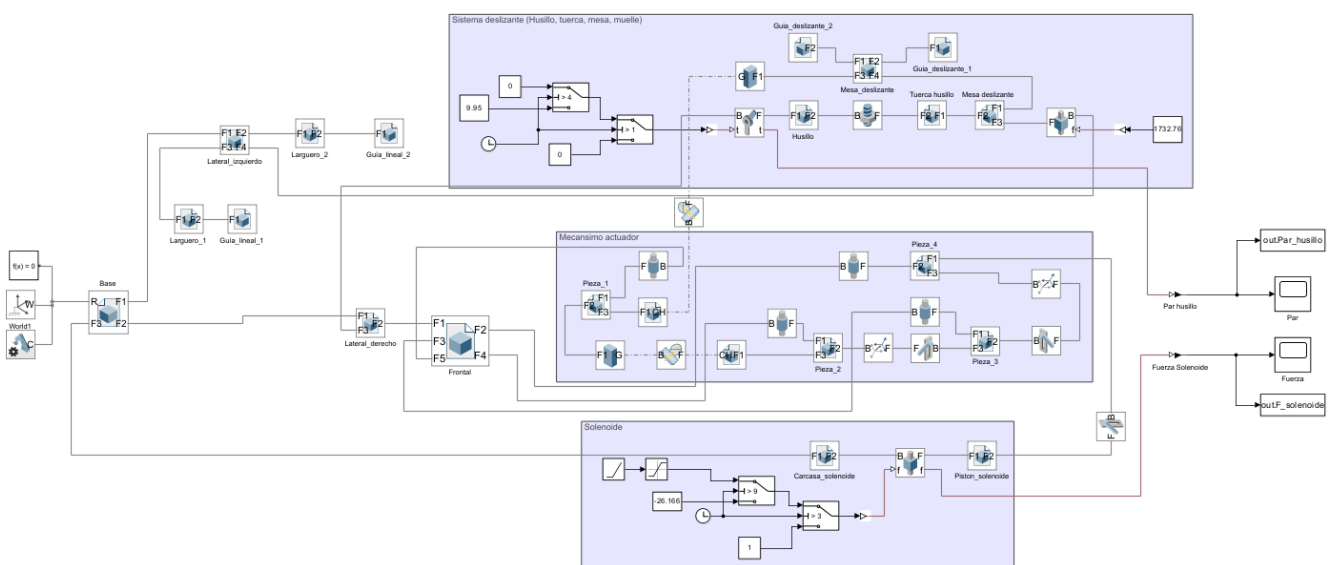


Figura 32. Esquema de bloques del sistema de frenado de emergencia en Simscape

Diseño y Fabricación de un Módulo de Frenado de Emergencia para un Vehículo Eléctrico Guiado

- Sistema deslizante

Formado por el husillo, la tuerca del husillo y la mesa deslizante. Se introduce la rigidez de 99167 N/m del muelle de compresión para simular la acción de empuje de este. Se aplica una fuerza en sentido contrario de 1732.76 N sobre la mesa deslizante que es la fuerza de resistencia que ofrece el sistema hidráulico. Se introduce el par motor de entrada de 9.95 N·m en el husillo. Y se ha configurado la unión entre el husillo y la tuerca del husillo con un bloque “Lead Screw Joint” definiendo el paso o avance del tornillo de 10 mm/revolución.

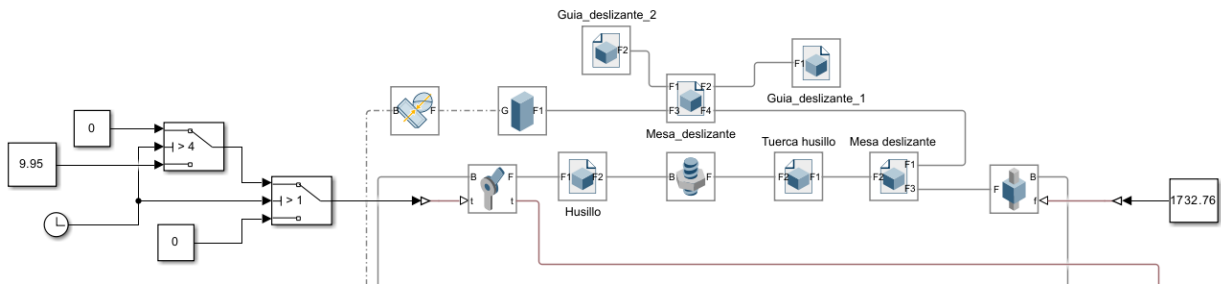


Figura 33. Sistema deslizante Simscape

- Mecanismo actuador

Formado por las piezas 1, 2, 3 y 4 que forman el mecanismo de disparo. Se ha modelado el contacto físico entre las correspondientes piezas mediante el bloque “Spatial Contact Force”, en el que se definen los coeficientes de rozamiento estático y dinámico.

Tabla 6. Coeficientes de rozamiento estático y dinámico. Aluminio y Acero. [26]

Material	μ_s	μ_d
Aluminio sobre acero	0.61	0.47

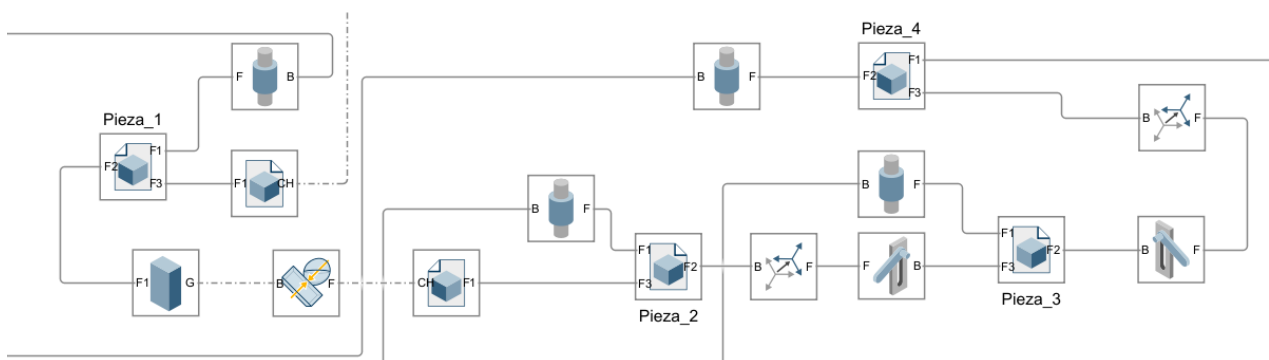


Figura 34. Mecanismo actuador Simscape

- Conjunto Solenoide

Formado por el pistón y la carcasa del solenoide. Se aplica la fuerza actuadora del solenoide.

Diseño y Fabricación de un Módulo de Frenado de Emergencia para un Vehículo Eléctrico Guiado

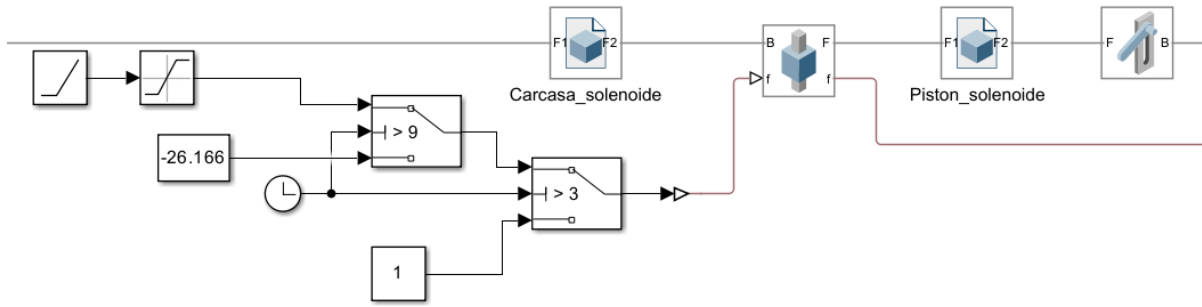


Figura 35. Subsistema solenoide Simscape

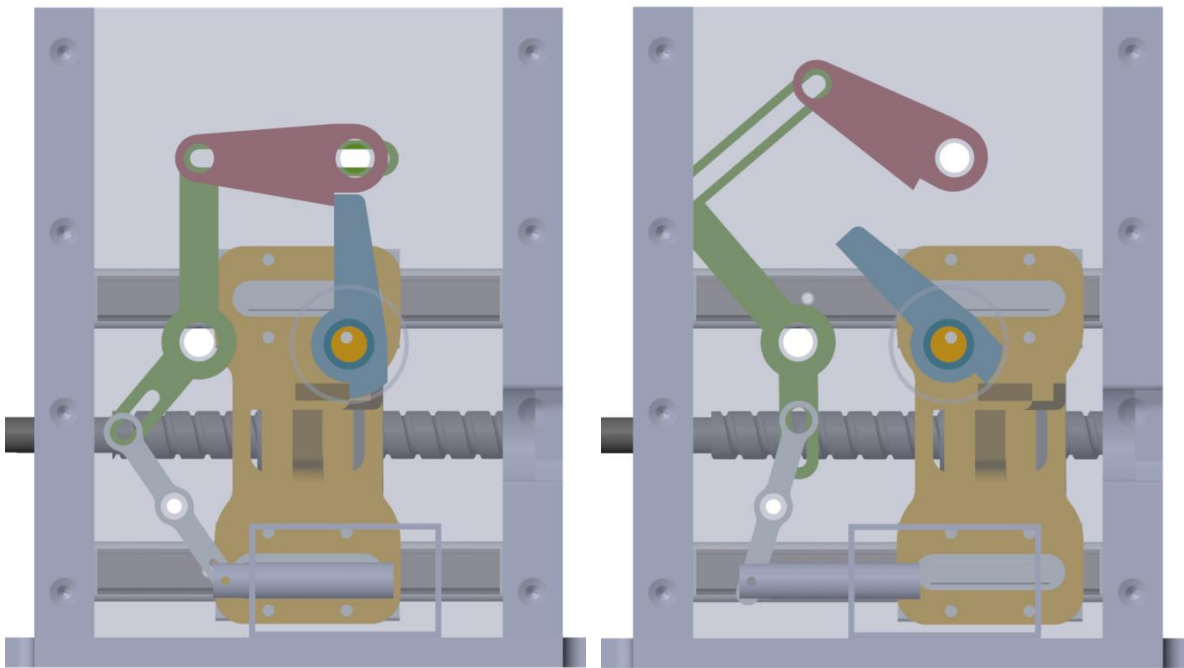


Figura 36. Mecanismo cerrado (izquierda). Mecanismo abierto (derecha)

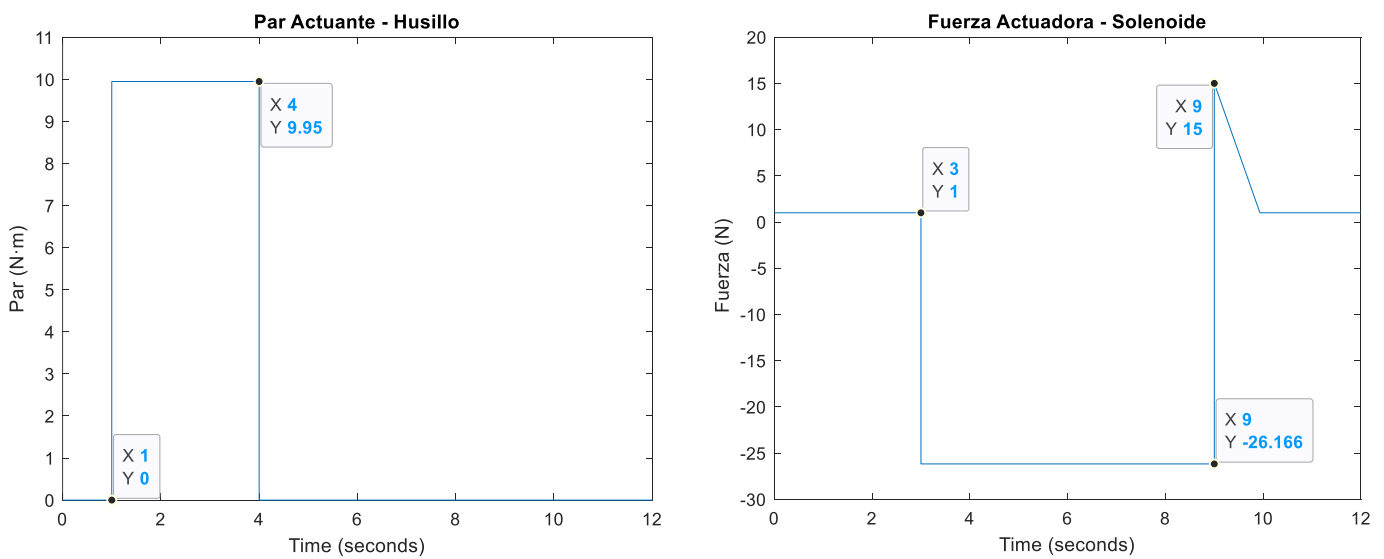


Figura 37. Fuerza y par actuantes del solenoide y husillo

Diseño y Fabricación de un Módulo de Frenado de Emergencia para un Vehículo Eléctrico Guiado

En la Figura 37. Fuerza y par actuantes del solenoide y husillo se muestra la fuerza actuante del solenoide y el par actuante en el husillo, transmitido por el motor eléctrico a través del sistema de transmisión. El motor eléctrico se activa en el segundo uno y transmite par al husillo durante 3 segundos hasta desplazar la mesa deslizante completamente hacia la izquierda, en la posición de liberación del freno. El motor eléctrico solo funcionará durante los primeros segundos del arranque del vehículo, el resto del tiempo permanecerá apagado. Cuando la mesa alcanza esta posición, el solenoide se activa ejerciendo una fuerza de retracción de 26.166 N cerrando el mecanismo y permanece así durante todo el funcionamiento del vehículo (hasta el segundo 9 en la simulación realizada).

5. Modificaciones para la fabricación

Tras la realización de un primer diseño del mecanismo, con el objetivo de adaptarlo para una fabricación óptima se realiza una revisión bajo las propuestas de diseño por parte de fabricación, se aplican una serie de modificaciones manteniendo el mismo concepto de mecanismo con el objetivo de realizar un sistema más viable para la fabricación y menos complejo. Dando como resultado, tras una serie de modificaciones y revisiones, el siguiente modelo.

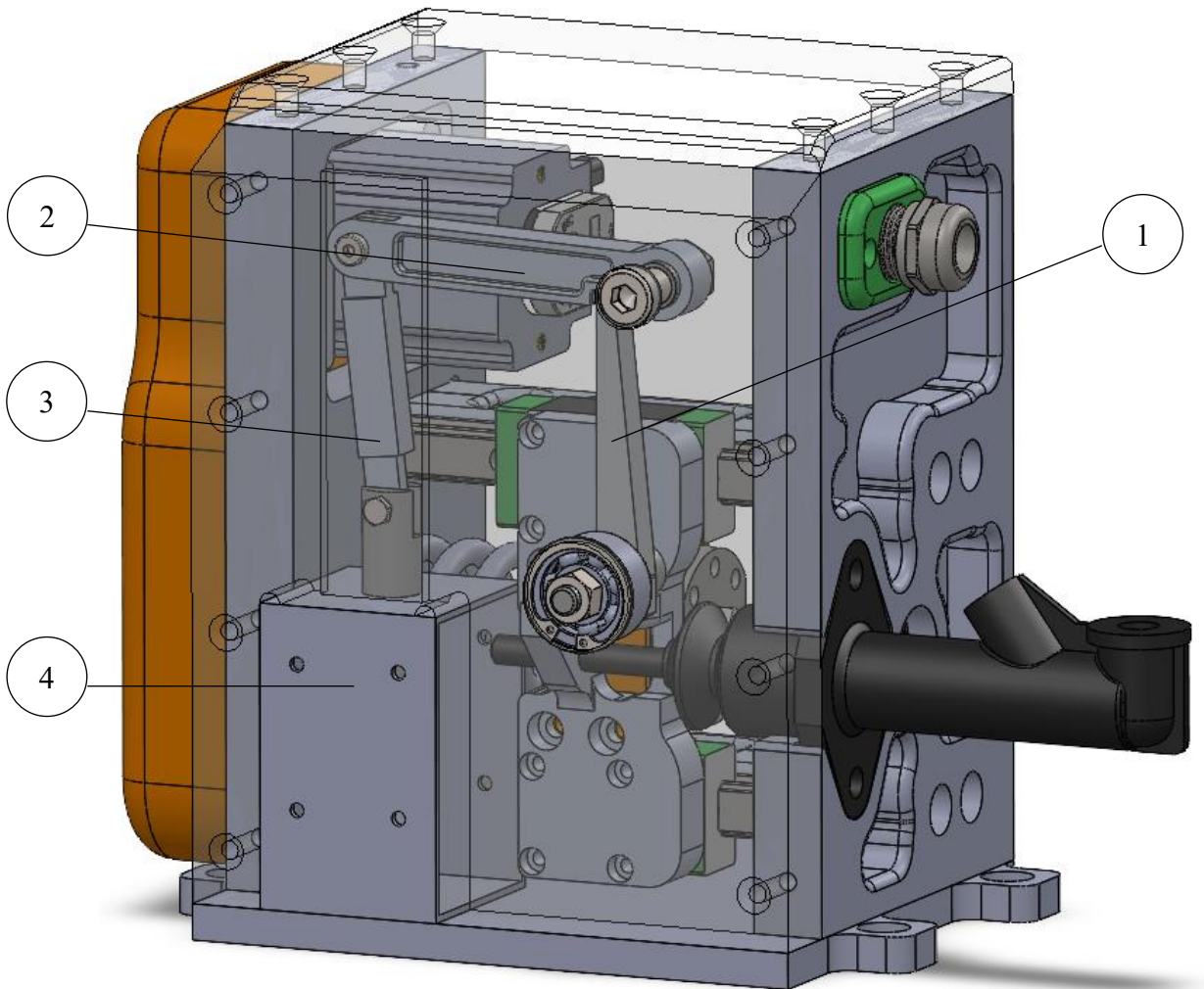


Figura 38. Modelo modificado del sistema de frenado de emergencia

- Mecanismo actuador (1, 2, 3)
- Solenoide (4)

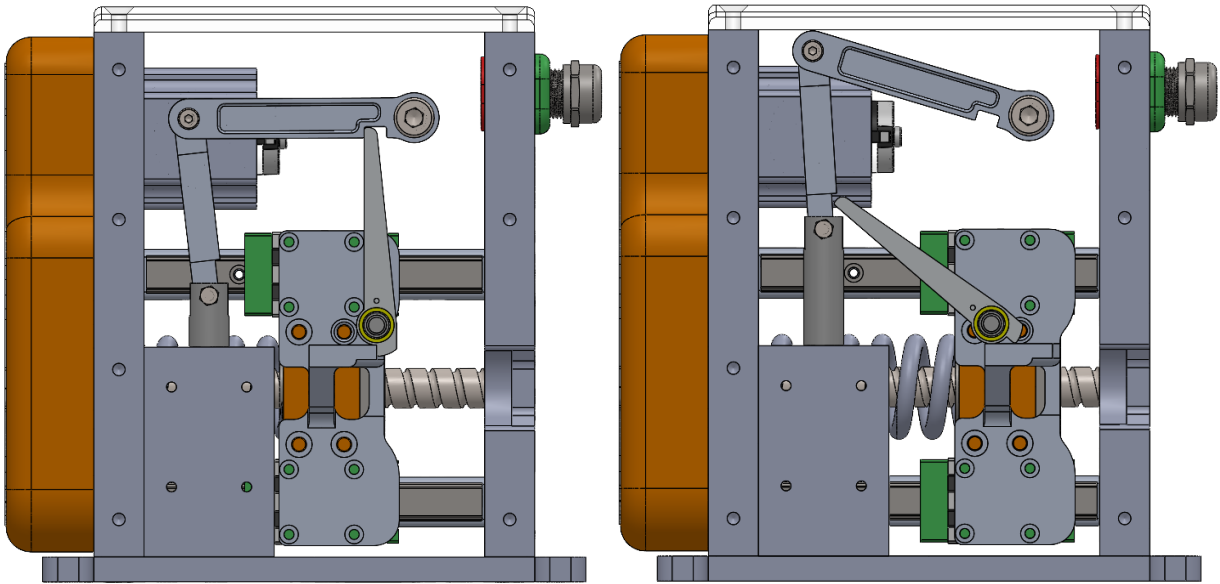


Figura 39. Mecanismo en posición de armado (izquierda). Mecanismo liberado (derecha)

Este diseño presenta algunas diferencias notables respecto al anterior. Es un mecanismo más sencillo, cuenta con un menor número de piezas con una geometría más simple y más fáciles de fabricar mediante mecanizado.

En este diseño consigue una mayor desmultiplicación de la fuerza ejercida por el muelle, aplicando brazos de palanca de mayor longitud que en el caso anterior.

Solenoide

Se ha sustituido el solenoide por un modelo de mayor tamaño y capaz de ejercer mayor fuerza electromagnética. Se ha escogido para este caso el solenoide lineal de tracción RS PRO, 24 V dc modelo 177-0133 con un peso de 485 g, una longitud de 84 mm, una profundidad de 52 mm y una anchura de 58 mm.



Figura 40. Solenoide lineal de tracción RS PRO, 24 V dc, 177-0121 [22]

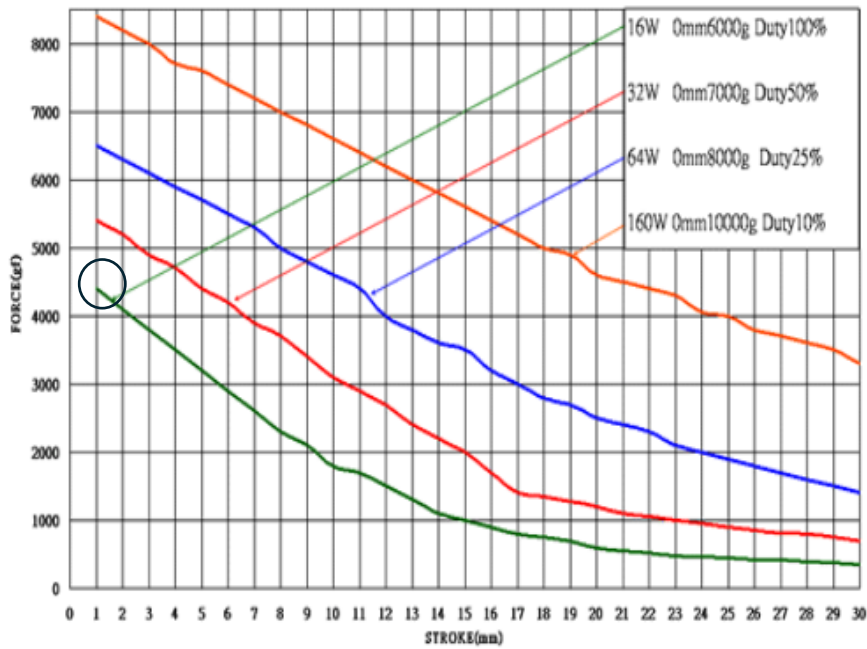


Figura 41. Curvas de fuerza del solenoide 177-0121 [22]

Según la gráfica proporcionada por el fabricante, la fuerza máxima de tracción que puede ejercer el solenoide bajo un ciclo de trabajo del 100% (curva verde) es de 6000 g, es decir, 58.8 N.

El motivo de usar un solenoide más potente es porque en esta propuesta de diseño, el solenoide participa de manera activa en la función de retención del mecanismo, es decir, que el propio solenoide está soportando parte de la fuerza que tiene que retener el mecanismo. Por este motivo se precisa una mayor desmultiplicación de la fuerza aplicando brazos de palanca de mayor longitud.

Rodamiento

Además, ha sido necesario cambiar el rodamiento a uno de menor diámetro interno ya que se ha sustituido el tornillo de métrica 12 por uno de métrica 10 con el fin de reducir la distancia entre los puntos uno y dos según la Figura 42. Diagrama de fuerzas del modelo para aumentar la desmultiplicación de fuerza.

En este caso se emplea el rodamiento rígido de doble hilera de bolas del fabricante SKF modelo 4200 ATN9 con una carga estática básica de 5.2 kN [28].

5.1. Análisis de fuerzas

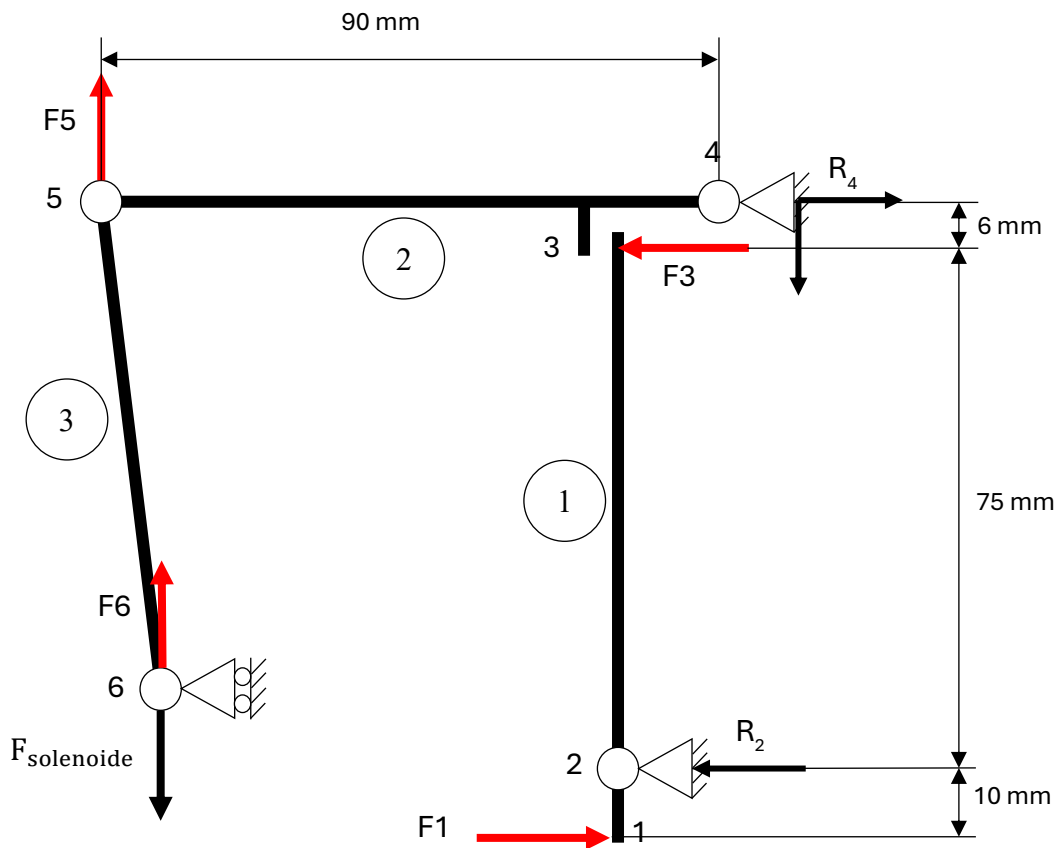


Figura 42. Diagrama de fuerzas del modelo modificado

Para que el mecanismo sea estable la fuerza del solenoide debe ser mayor que \$F_6\$.

Eslabón 1

$$F_1 = 4094.63 \text{ N}$$

$$F_3 = F_1 \cdot \frac{10}{75} = 4094.63 \cdot \frac{10}{75} = 545.95 \text{ N}$$

$$R_2 = 4094.63 \cdot \frac{10 + 75}{75} = 4640.6 \text{ N}$$

Resistencia a cortadura:

$$\text{Tornillo M10} \rightarrow A_r = 58 \text{ mm}^2$$

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 \cdot f_{ub} \cdot A_r}{\gamma_{Mb}} = \frac{0.6 \cdot 800 \cdot 58}{1.25} = 22.272 \text{ kN}$$

Coefficiente de seguridad: $cs = \frac{22272}{4640.6} = 4.8$

Eslabón 2

Viga simple apoyada con momento puntual intermedio y esfuerzo axial.

- Momento: $M = F_3 \cdot 6 \text{ mm} = 545.95 \text{ N} \cdot 6 \text{ mm} = 3275.7 \text{ N} \cdot \text{mm}$
- Axil: $F_3 = 545.95 \text{ N}$

Reacciones:

- Verticales:

$$R_{y5} = R_{y4} = \frac{M}{L} = \frac{3275.7 \text{ N} \cdot \text{mm}}{90 \text{ mm}} = 36.4 \text{ N}$$

- Horizontales:

$$R_{x5} = 0; R_{x4} = F_3 = 545.95 \text{ N}$$

$$R_4 = \sqrt{545.95^2 + 36.4^2} = 547 \text{ N}$$

$$R_5 = 36.4 \text{ N}$$

Resistencia a cortadura:

- Punto 4: Tornillo M10 $\rightarrow F_{v,Rd} = 22.272 \text{ kN}$

$$\text{Coeficiente de seguridad: } cs = \frac{F_{v,Rd}}{R_4} = \frac{22272}{547} = 40.7$$

- Punto 5: Tornillo M5 $\rightarrow A_r = 14.2 \text{ mm}^2$

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 \cdot f_{ub} \cdot A_r}{\gamma_{Mb}} = \frac{0.6 \cdot 800 \cdot 14.2}{1.25} = 5.4528 \text{ kN}$$

$$\text{Coeficiente de seguridad: } cs = \frac{5452.8 \text{ N}}{36.4 \text{ N}} = 150$$

Eslabón 3

Viga simple apoyada sometida a un esfuerzo axial.

$$F_5 = F_3 \cdot \frac{6}{90} = 36.4 \text{ N}$$

La reacción en el apoyo 6 es igual a la fuerza en el punto 5, $F_5 = F_6 = 36.4 \text{ N}$

Resistencia a cortadura:

Tornillo M4 $\rightarrow A_r = 8.78 \text{ mm}^2$

$$F_{v,Rd} = \frac{0.6 \cdot f_{ub} \cdot A_r}{\gamma_{Mb}} = \frac{0.6 \cdot 800 \cdot 8.78}{1.25} = 3371.52 \text{ kN}$$

$$\text{Coeficiente de seguridad: } cs = \frac{F_{v,Rd}}{R_6} = \frac{3371.52 \text{ N}}{36.4 \text{ N}} = 92.6$$

Siendo $F_6 = 36.4 \text{ N}$, y $F_{\text{solenoides}} = 60 \text{ N}$, se tiene un coeficiente global de seguridad del mecanismo, en cuanto al análisis de fuerzas de:

$$cs = \frac{60}{36.4} = 1.6$$

5.2. Simulación por método de elementos finitos

Se estudian las piezas 1, 2, 3 y la mesa deslizante.

Los materiales empleados son aluminio 7075-T6 para las piezas 2, 3 y la mesa deslizante, y acero aleado (SS) para el eslabón 1.

- **Eslabón 1** Esfuerzo: 4094.63 N

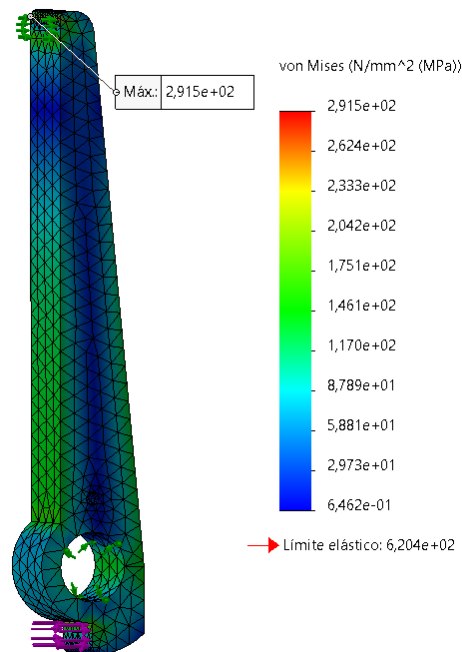


Figura 43. Simulación mef eslabón 1

$$\text{Tensión máxima: } 291.5 \text{ MPa; } cs = \frac{620.4}{291.6} = 2.1$$

- **Eslabón 2** Esfuerzo: 545.95 N

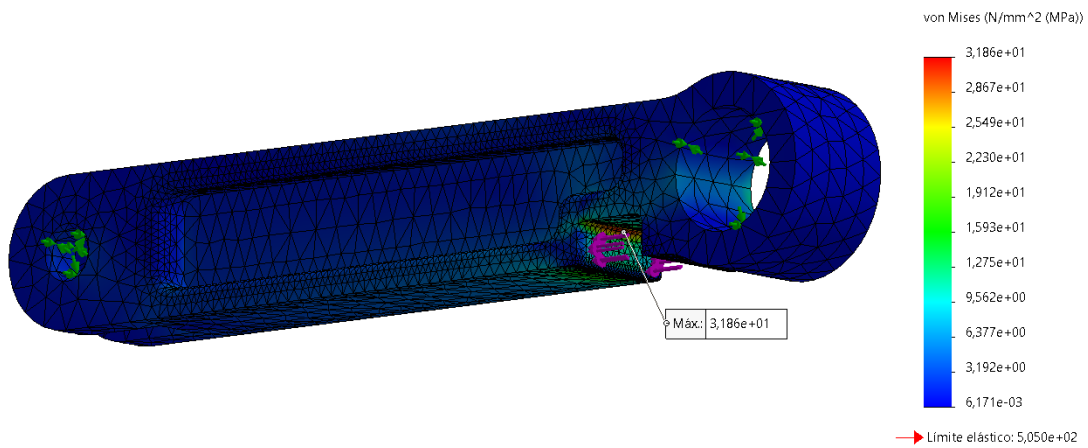


Figura 44. Simulación mef eslabón 2

Tensión máxima: 31.86 MPa; $cs = \frac{505}{31.86} = 15.85$

- **Eslabón 3** Esfuerzo: 36.15 N

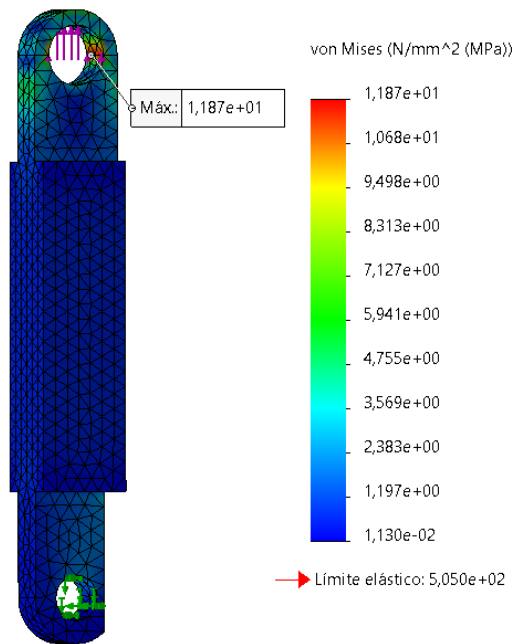


Figura 45. Simulación mef eslabón 3

Tensión máxima: 11.87 MPa; $cs = \frac{505}{11.87} = 42.5$

- **Mesa deslizante** Esfuerzo: 4094.63 N

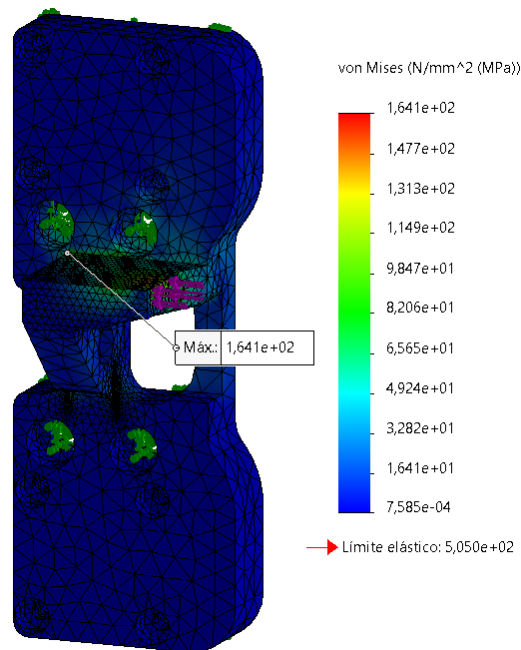


Figura 46. Simulación mef mesa deslizante

Tensión máxima: 164.1 MPa; $cs = \frac{505}{164.1} = 3$

Tras realizar la simulación por el método de elementos finitos de cada una de las piezas del mecanismo, se comprueba la adecuada resistencia ante el esfuerzo y se establece un coeficiente de seguridad de tensiones dado por el eslabón 1, que es el más solicitado, de 2.1.

5.3. Simulación en Simscape-Multibody

Se ha seguido la misma estructura que en el caso anterior y se han aplicado las mismas condiciones y restricciones.

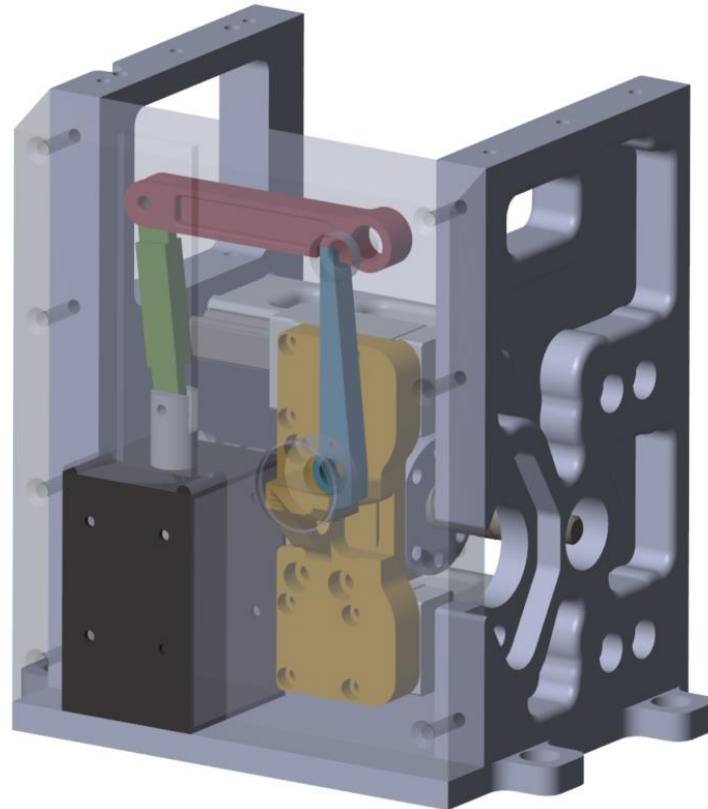


Figura 47. Modelo modificado Simscape

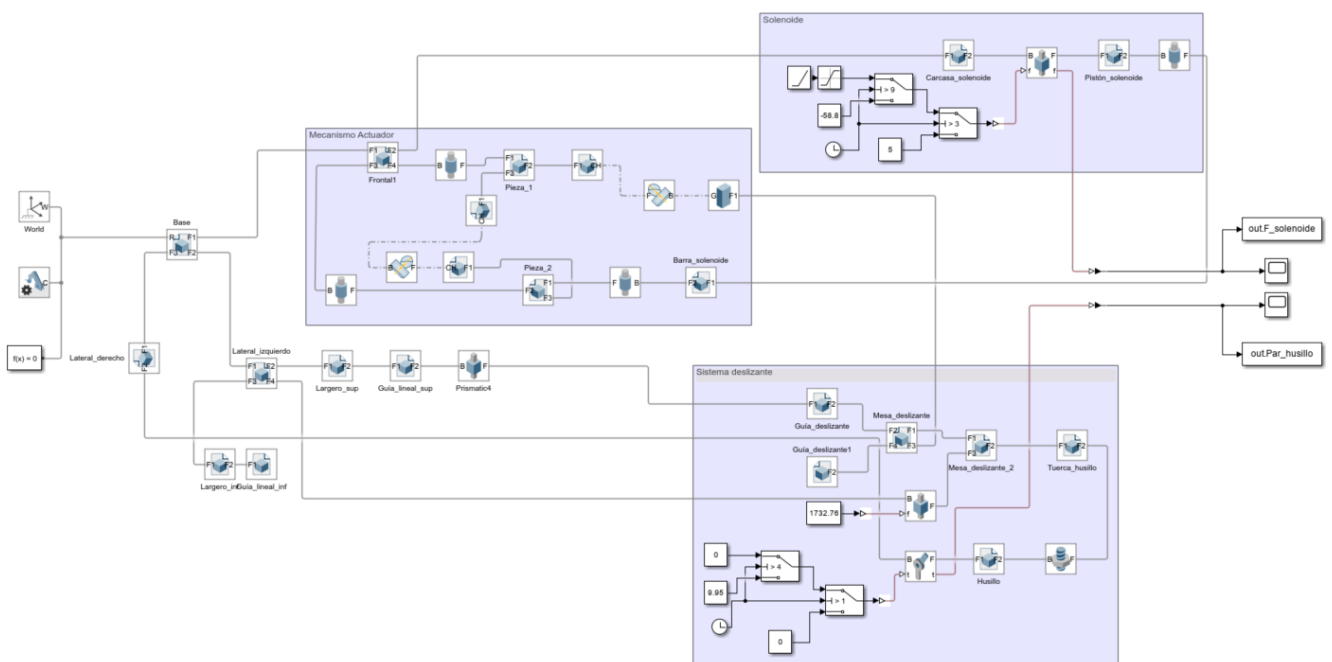


Figura 48. Esquema del modelo modificado Simscape

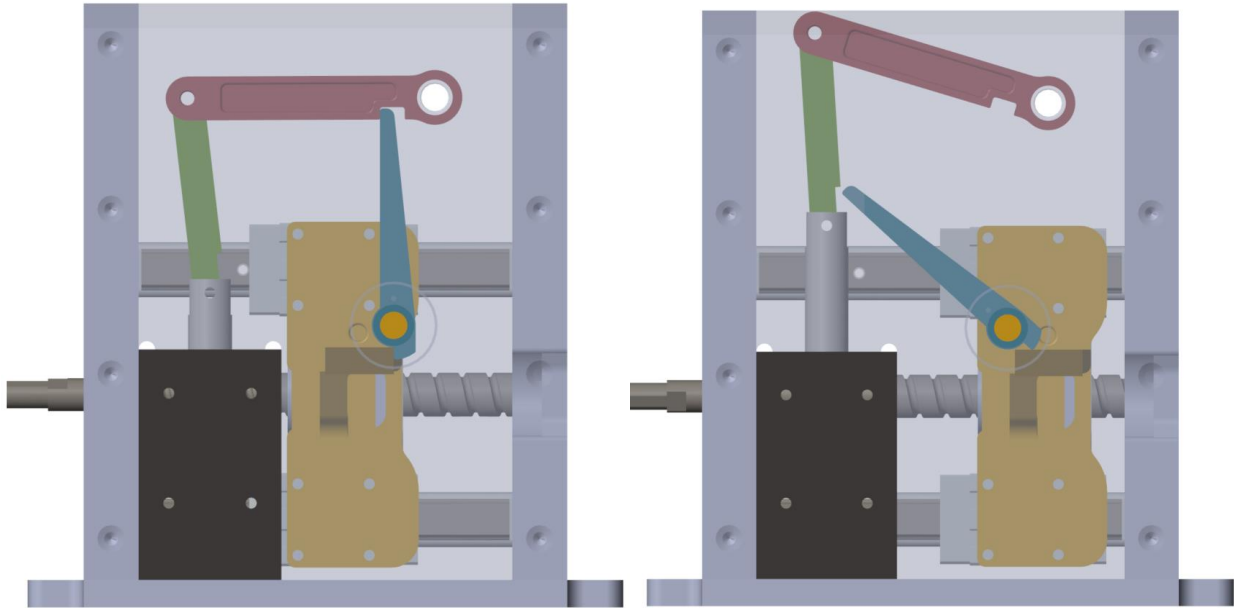


Figura 49. Mecanismo cerrado (izquierda). Mecanismo abierto (derecha) (Simscape)

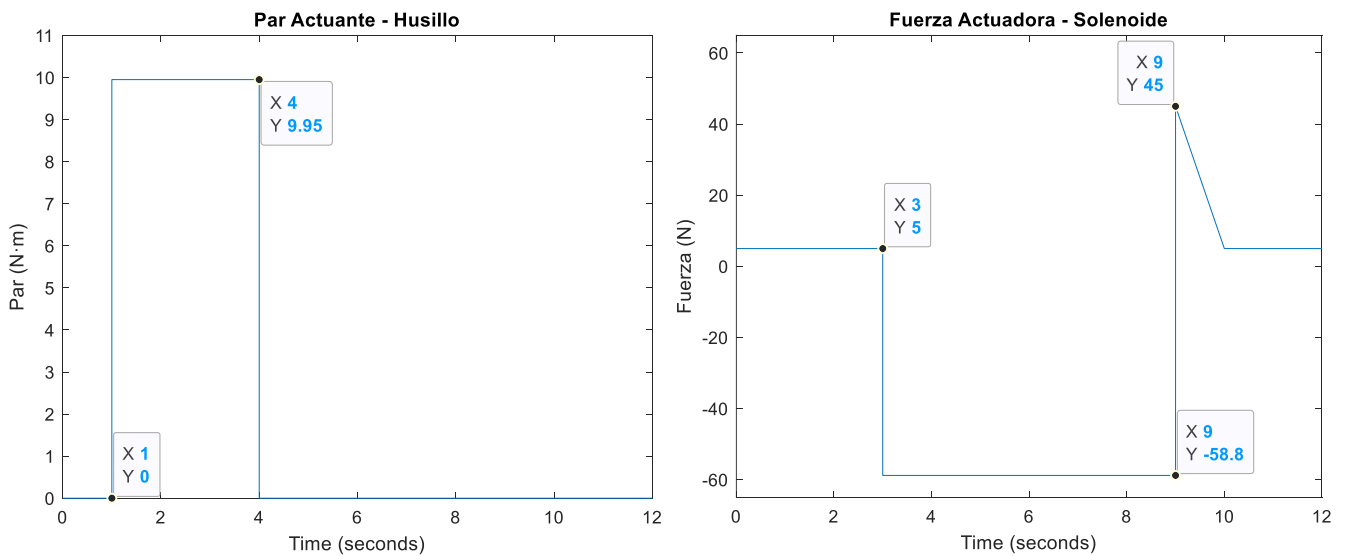


Figura 50. Fuerza y par actuantes del solenoide y husillo

5.4. Validación experimental del muelle

Una vez adquirido el muelle proporcionado por el fabricante “Muellestock” se ha realizado un ensayo de compresión para la caracterización del muelle y medir experimentalmente su constante de rigidez elástica. De este modo se compara la rigidez real del muelle con la teórica y se comprobará que el muelle sea válido.



Figura 51. Ensayo de compresión

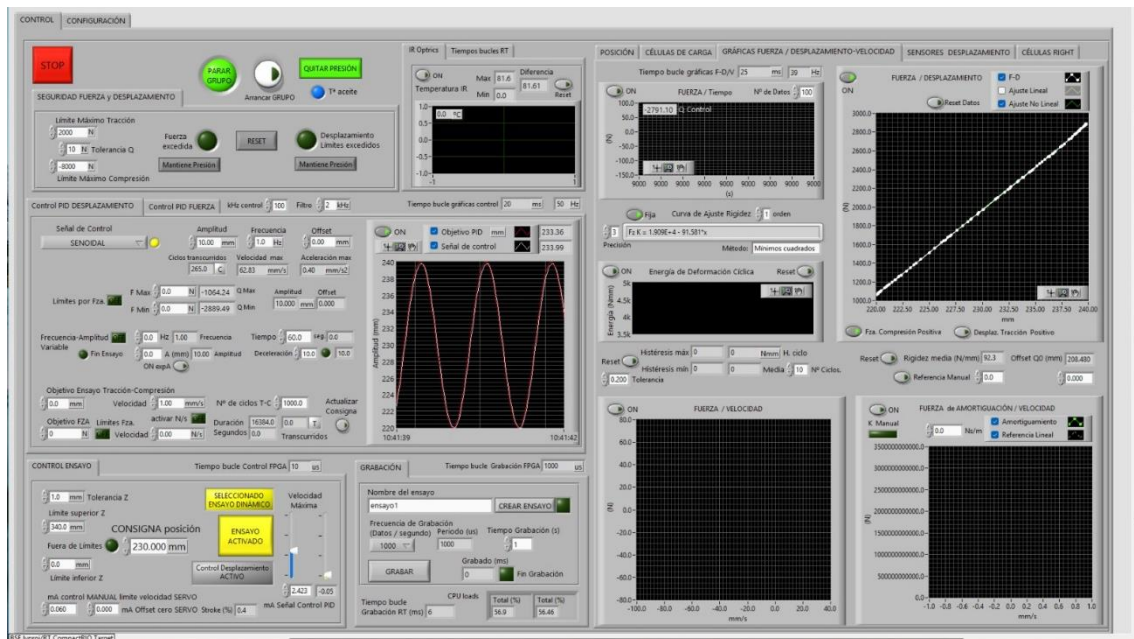


Figura 52. Medición experimental del muelle

Del ensayo se obtiene una rigidez media de 92.3 N/mm, siendo la rigidez teórica de 99.167. Para que el muelle sea válido, este debe ser capaz de proporcionar la fuerza necesaria para el frenado, calculada anteriormente, de 1732.76 N.

$$92.3 \frac{N}{mm} \cdot 20 \text{ mm} = 1846 \text{ N} > 1732.76 \text{ N}$$

La fuerza proporcionada por el muelle adquirido es mayor que la fuerza necesaria para el frenado por lo que se puede verificar su validez.

6. Comparación

Analizando los dos modelos presentados del mecanismo de retención se exponen sus diferencias y las ventajas de uno respecto al otro.

En el primer caso, la principal ventaja del modelo original es que la fuerza que debe soportar el mecanismo no recae en el solenoide lo que permite emplear un solenoide de menor tamaño y más económico que no necesita generar demasiada fuerza, únicamente la necesaria para abrir y cerrar el mecanismo, ya que el mecanismo es capaz, por sí mismo, de mantenerse cerrado en la posición de armado ya que no genera fuerzas ni momentos que actúen sobre el solenoide. Por otro lado, presenta el inconveniente de tener una mayor complejidad y mayor número de piezas, lo que complica su fabricación y posterior ensamblaje. Este modelo es más eficiente en cuanto al análisis de fuerzas ofreciendo un coeficiente de seguridad de 6, estando limitado por el análisis de tensiones dando un coeficiente de 3.06, en ambos casos mayores que en el modelo final.

En cuanto al modelo final, es un mecanismo más simple, lo que supone una opción más viable para la fabricación y el montaje, ya que tiene una menor complejidad geométrica y menor número de piezas. Presentando como principal inconveniente el uso de un solenoide de tamaño considerablemente mayor que en el caso anterior y de mayor coste económico, debido a que, en este caso, parte de la fuerza que ha de soportar el mecanismo recae sobre este, lo que precisa un solenoide de mayor potencia, fuerza, peso y dimensiones. El coeficiente de seguridad que ofrece este modelo en cuanto a análisis de fuerzas viene limitado por el solenoide y es de 1.6. En cuanto al análisis de tensiones ofrece un coeficiente de 2.1.

En conclusión a la comparación de los dos modelos, la elección del modelo final viene dada principalmente por su simplicidad y por su mayor viabilidad de fabricación.

Tabla 7. Ventajas y desventajas del modelo original

Diseño original	
Ventajas	Desventajas
Solenoide más pequeño y económico	Complejidad geométrica
Mayor capacidad para soportar esfuerzos	Difícil fabricación y montaje
Mayor coeficiente de seguridad	Mayor número de piezas

Tabla 8. Ventajas y desventajas del modelo final

Diseño modificado	
Ventajas	Desventajas
Simplicidad	Solenoide más grande y costoso
Menor número de piezas	Capacidad para soportar esfuerzos más limitada
Viabilidad de fabricación	Menor coeficiente de seguridad

Diseño y Fabricación de un Módulo de Frenado de Emergencia para un Vehículo Eléctrico Guiado

Tabla 9. Comparación de ambos modelos

	Modelo original	Modelo final
Coef, Seguridad de fuerzas	6	1.6
Coef. Seguridad de tensiones	3.06	2.1
Complejidad geométrica	Mayor	Menor
Fabricabilidad	Menor	Mayor
Solenoides	Menor coste y tamaño reducido	Mayor coste y gran tamaño

7. Coste de componentes

Tabla 10. Componentes y costes

Concepto	Cantidad	Unidad	€/unidad	Precio (€)
Chapa de aluminio 7075-T6 Largueros 320 x 50 x 20 mm	1	ud	13,00	13,00
Chapa de aluminio 7075-T6 Laterales 460 x 180 x 20 mm	1	ud	55,00	55,00
Chapa de aluminio 7075-T6 Base 230 x 230 x 10 mm	1	ud	20,00	20,00
Chapa de Aluminio 7075-T6 Frontal 230 x 360 x 22 mm	1	ud	25,00	25,00
Chapa de aluminio 7075-T6 Base motores - Enclosure Forced Air 200 x 60 x 30 mm	1	ud	13,00	13,00
Chapa de aluminio 7075-T6 Soporte mesa deslizante 140 x 50 x 30 mm	1	ud	9,00	9,00
Chapa de aluminio 7075-T6 Mesa deslizante 300 x 70 x 30 mm	1	ud	25,00	25,00
Chapa de Aluminio 7075-T6 Eslabones 2, 3 115 x 140 x 13 mm	1	ud	8,00	8,00
Chapa de Acero aleado (SS) Eslabón 1 100 x 40 x 10 mm	1	ud	2,00	2,00
Panel de policarbonato Superior 176 x 175 x 10 mm	1	ud	5,55	5,55
Rodamiento SKF 3201 A 2ZTN9 MT33	2	ud	36,00	72,00
Rodamiento SKF 6000 Z	2	ud	5,40	10,80
Circlips DIN 471 tamaño 10 (20% descuento)	2	ud	0,06	0,09
Polea síncrona de aluminio de 12 dientes Optibelt 21 T5 / 12-2	2	ud	3,94	7,88
Polea síncrona de aluminio de 60 dientes Optibelt 21 T5 / 60-0	2	ud	25,58	51,16

Diseño y Fabricación de un Módulo de Frenado de Emergencia para un Vehículo
Eléctrico Guiado

Correa síncrona Optibelt 10 T5 / 365	2	ud	11,98	23,96
Encoder radial AMT102-V	2	ud	39,00	78,00
Ventilador Axial RS PRO de 40 x 40 x 10 mm	2	ud	8,87	17,74
Motores ODrive Dual Shaft Motor - D5065 270KV	2	ud	79,00	158,00
Bomba de freno Wildwood 260- 15088	2	ud	77.41	154.82
Husillo de bolas Sucarmo 1610 (200 mm)	2	ud	6,70	13,40
Mecanizados husillos	2	ud	20,00	40,00
Tuerca de bolas SFS-1610-2.8	2	ud	33,50	67,00
Guía prismática CNR15R (1000 mm)	2	ud	36,50	73,00
Patín compatible HIWIN CNH15CA	4	ud	17,00	68,00
Solenoid RS PRO 177-0133	1	ud	135.83	271,66
Muelle Compresión C.8 (Hilo x Ext x Largo) 8x50x100 Paso 16.6	2	ud	97,20	194,4
Muelle Maneta Izquierda Hilo 1.5 Exterior 21	2	ud	1,89	1,89
Rodamiento SKF 4200 ATN9	2	ud	28.49	56,98
Circlip DIN 472 – 30 x 1.2	2	ud	0,13	0,26
			Total	1381.77
			Total + IVA	1671.94

8. Conclusiones

Tras el desarrollo de este proyecto, cuyo objetivo principal era diseñar un sistema de frenado de emergencia para el vehículo de pruebas que está siendo desarrollado por la universidad, se han llegado a las siguientes conclusiones y se han cumplido los siguientes objetivos de los que se planteaban al principio del proyecto.

- Se ha diseñado un sistema de frenado de emergencia capaz de inmovilizar el vehículo en las condiciones extremas de marcha, como elemento crucial en los sistemas de seguridad del vehículo.
- Ha sido posible diseñar un sistema puramente mecánico capaz de accionarse ante un caso de pérdida de corriente.
- Se ha realizado la búsqueda y selección de los componentes y materiales necesarios y que cumplen con las exigencias requeridas.
- Se han aplicado las modificaciones oportunas al módulo de frenado original para adaptar el sistema de frenado de emergencia sin modificar sustancialmente la geometría y las dimensiones de este.
- Se ha realizado todos los cálculos de necesarios de fuerzas de frenado y de fuerza de transmisión del husillo para un dimensionamiento adecuado del mecanismo de retención y para la selección de los componentes.
- Se ha seleccionado un muelle de compresión adecuado para proporcionar la fuerza necesaria de frenado y a su vez dimensionar el sistema de transmisión del husillo para ser capaz de comprimir al máximo el muelle.
- Se ha seleccionado un cilindro maestro de diámetro reducido que ha permitido disminuir las fuerzas de frenado y, por tanto, diseñar un sistema más estable, seguro y eficaz.
- Se ha comprobado la resistencia adecuada de las uniones atornilladas.
- Se ha realizado el diseño mecánico y la simulación por método de elementos finitos mediante el software SolidWorks para garantizar la resistencia de las piezas que componen el mecanismo.
- Se ha realizado una simulación del movimiento con la herramienta Simscape-Multibody de Simulink-Matlab, recreando las condiciones reales de funcionamiento del mecanismo ante las cargas a las que estará sometido y comprobar su correcto funcionamiento.
- Se ha adaptado el diseño del sistema contemplado desde el punto de vista de fabricación buscando la mayor simplicidad para su mecanización y ensamblaje.

8.1. Líneas de trabajo futuras

Como trabajos futuros para dar continuidad a este proyecto se establecen las siguientes líneas de trabajo:

- Montaje, integración y ensamblaje del módulo de frenado de emergencia en el vehículo de pruebas.

Diseño y Fabricación de un Módulo de Frenado de Emergencia para un Vehículo Eléctrico Guiado

- Realización de ensayos y pruebas reales en carretera para garantizar y comprobar la fiabilidad del sistema diseñado y aplicar si fuera necesario posibles mejoras o modificaciones.
- Realizar la programación de control y gestión electrónica del módulo.

9. Bibliografía

- [1] Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (8.ª ed.). McGraw-Hill/Interamericana Editores.
- [2] Robert Bosch (2003). *Sistemas de freno convencionales y electrónicos*. Técnica del automóvil. 3ª Edición.
- [3] Borja, J. C., Fenoll, J., & Seco de Herrera, J. (s.f.). *Sistemas de transmisión y frenado: Grado Medio. Electromecánica de vehículos. Mantenimiento de vehículos autopropulsados*. Revista de Electromecánica.
- [4] Heisler, H. (2002). *Advanced vehicle technology* (2nd ed.). Butterworth-Heinemann.
- [5] *Freno eléctrico de estacionamiento*. (2018, October 9). HELLA. <https://www.hella.com/techworld/es/Informacion-Tecnica/Frenos/Freno-de-estacionamiento-electrico-211/>
- [6] Головач, Ю. (2025, March 6). Тормозная система автомобиля: как работает, назначение, устройство, виды. *DRIVER.RU*. Retrieved from <https://driver.ru>
- [7] Mateos-Aparicio, J. P. (2020, November 3). *¿Qué tipos de freno de estacionamiento eléctrico existen?* Autofacil.es. <https://www.autofacil.es/tecnica/tipos-frenos-estacionamiento-electricos/186323.html>
- [8] Agm, T., & Agm, T. (2024, November 12). *Cómo funciona un freno de mano o estacionamiento*. Talleres AGM. <https://www.talleresagm.com/como-funciona-un-freno-de-mano-o-estacionamiento/>
- [9] Fersainz, R., & Fersainz, R. (2022, August 30). Frenos de tambor: por qué pueden tener una segunda juventud y qué debes vigilar. *Auto Bild España*. <https://www.autobild.es/noticias/frenos-tambor-pueden-temer-segunda-juventud-debes-vigilar-1116671>
- [10] *Frenos de doble pulmón - FU Ibérica*. (2022, April 12). FU Ibérica. <https://www.fuiberica.com/frenos-de-doble-pulmon/>
- [11] Truck Service. (2024, March 7). *pulmón freno 24/24 M16 - Truck Service*. <https://truck-service.es/producto/pulmon-freno-24-24-m16/>
- [12] WABCO. (s.f.). *Equipamientos de frenos neumáticos para remolques* (Catálogo n.º 8150400343, Ed. 4).
- [13] García Troya, M. (2022). *Diseño, cálculo y análisis de sistema de freno accionado mediante actuador electromecánico para vehículo eléctrico guiado* (Trabajo Fin de Máster, Universidad de Málaga).

- [14] Vidiella, M. (2024, July 29). *¿Qué es un solenoide? ¿Para qué sirve?* <https://www.haascnc.com/es/Community/Blog/que-es-solenoide.html>
- [15] *Timing Belt Pulleys*. (n.d.). <https://web.optibelt.com/en/all-products/metal/timing-belt-pulleys>
- [16] *Tornillos de potencia*. (n.d.). <https://ingemecanica.com/tutoriales/tornillos-de-potencia.html>
- [17] *Calculo de Muelles Compresión Online*. (n.d.). <https://www.muellstock.com/es/producto/search?tipo=Compresi%C3%B3n>
- [18] *Normas y tablas*. (n.d.). FRI-WEB Oggiono (LC) - www.fri-web.it. <https://www.rodacciai.es/normeetabelle.php?pid=38>
- [19] *Wilwood Disc Brakes - Master Cylinders Description*. (n.d.). Copyright © 2021 Wilwood Engineering, Inc. - All Rights Reserved. <https://www.wilwood.com/MasterCylinders/MasterCylinderProd?itemno=260-15088>
- [20] *Solenoide lineal de tirar RS PRO, 24 V dc | RS*. (n.d.). <https://es.rs-online.com/web/p/solenoides-lineales/1770121>
- [21] *4201 ATN9 - Rodamientos rígidos de bolas | SKF*. (n.d.). <https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-4201%20ATN9>
- [22] *Solenoide lineal de tirar RS PRO, 24 V dc | RS*. (n.d.). <https://es.rs-online.com/web/p/solenoides-lineales/1770133>
- [23] *12-221T5 | Polea síncrona Aluminio 12 dientes , 5mm espaciado , 6mm calibre , para adaptar la anchura de la correa 10mm | RS*. (n.d.). <https://es.rs-online.com/web/p/poleas-para-correas/2365384?gb=a>
- [24] *60-021T5 | Polea síncrona Aluminio 60 dientes , 5mm espaciado , 35mm calibre , para adaptar la anchura de la correa 10mm | RS*. (n.d.). <https://es.rs-online.com/web/p/poleas-para-correas/2365735?searchId=5b5e3785-7bf5-49ac-8e93-d2a935888bb0&gb=s>
- [25] *Cálculo de Uniones Atornilladas*. (n.d.). <https://ingemecanica.com/tutoriales/calculo-de-las-uniones-atornilladas.html>
- [26] Serway R. A.. *Física*. Editorial McGraw-Hill. (1992)
- [27] Universidad de Alicante. (s.f.). *Prontuario básico de estructuras simples: UA – Caminos, 4º: Obras de Hormigón*.

- [28] *4200 ATN9 - Rodamientos rígidos de bolas | SKF.* (n.d.).
<https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-4200%20ATN9>

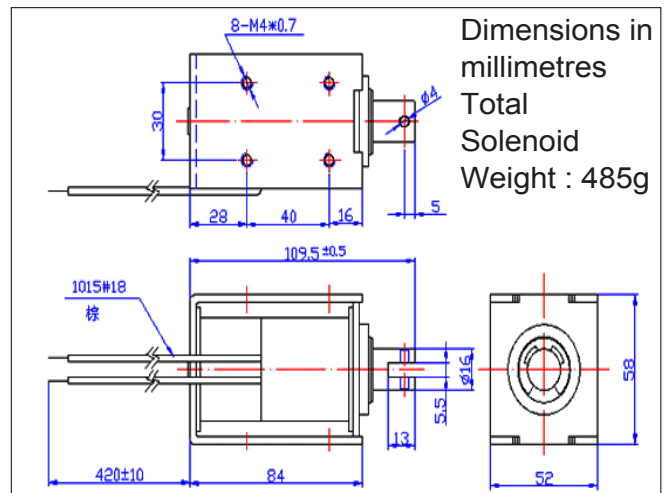
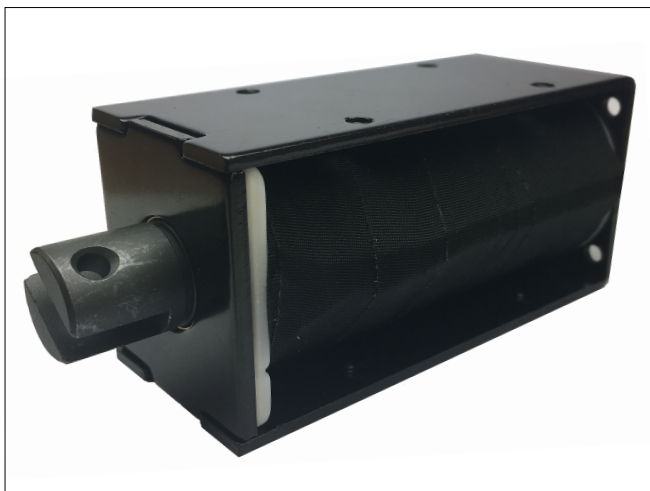
10. Anexos

1. Solenoide RS PRO 177-0133

Datasheet

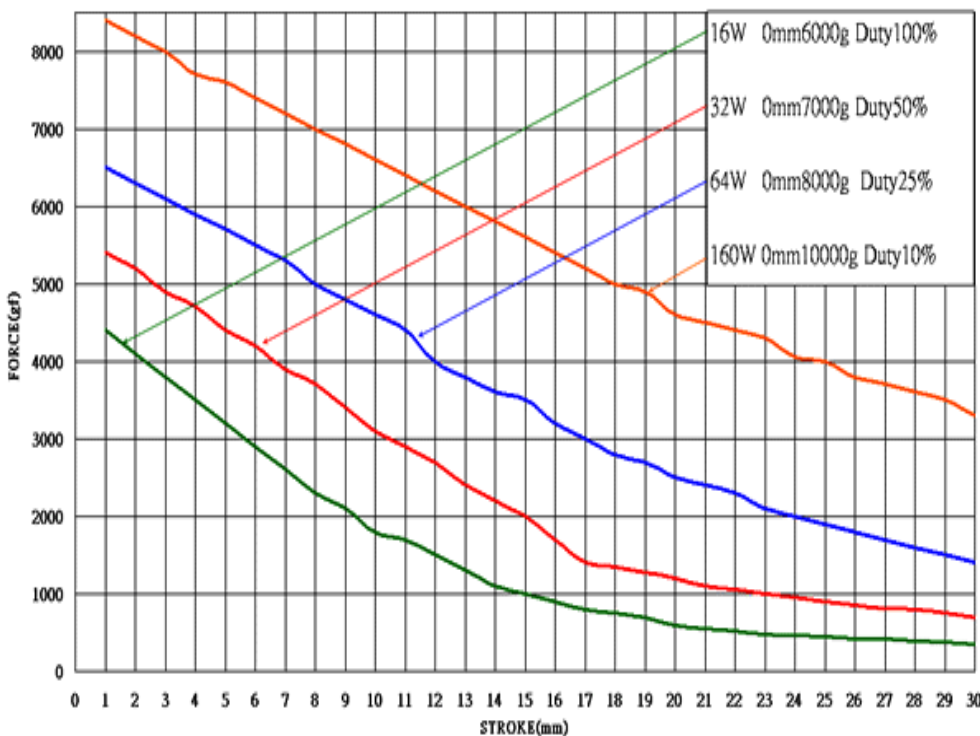
RS Article: 177 - 0133

DC – D Frame Solenoid 24V



Specifications:

Features:



- Pull type
- Flying leads
- Corrosion resistant plated parts

2. Bomba de freno Wilwood 260-15088

INSTALLATION INSTRUCTIONS

FOR

GS COMPACT REMOTE RESERVOIR* MASTER CYLINDER

*Remote Reservoirs not included

PART NUMBER(S)

**260-15088, 260-15089, 260-15090,
260-15091, 260-15092**

AND

GS COMPACT INTEGRAL RESERVOIR MASTER CYLINDER

PART NUMBER(S)

260-15096, 260-15097, 260-15098

WARNING

IT IS THE RESPONSIBILITY OF THE PERSON INSTALLING ANY BRAKE COMPONENT OR KIT TO DETERMINE THE SUITABILITY OF THE COMPONENT OR KIT FOR THAT PARTICULAR APPLICATION. IF YOU ARE NOT SURE HOW TO SAFELY USE THIS BRAKE COMPONENT OR KIT, YOU SHOULD NOT INSTALL OR USE IT. DO NOT ASSUME ANYTHING. IMPROPERLY INSTALLED OR MAINTAINED BRAKES ARE DANGEROUS. IF YOU ARE NOT SURE, GET HELP OR RETURN THE PRODUCT. YOU MAY OBTAIN ADDITIONAL INFORMATION AND TECHNICAL SUPPORT BY CALLING WILWOOD AT (805) 388-1188, OR VISIT OUR WEB SITE AT WWW.WILWOOD.COM. USE OF WILWOOD TECHNICAL SUPPORT DOES NOT GUARANTEE PROPER INSTALLATION. YOU, OR THE PERSON WHO DOES THE INSTALLATION MUST KNOW HOW TO PROPERLY USE THIS PRODUCT. IT IS NOT POSSIBLE OVER THE PHONE TO UNDERSTAND OR FORESEE ALL THE ISSUES THAT MIGHT ARISE IN YOUR INSTALLATION.

RACING EQUIPMENT AND BRAKES MUST BE MAINTAINED AND SHOULD BE CHECKED REGULARLY FOR FATIGUE, DAMAGE, AND WEAR.



Photographic Tip

Important and highly recommended: Take photos of brake system before disassembly and during the disassembly process. In the event, trouble-shooting photos can be life savers. Many vehicles have undocumented variations, photos will make it much simpler for Wilwood to assist you if you have a problem.

General Information and Installation Instructions

*Installation of this kit should **ONLY** be performed by persons experienced in the installation and proper operation of disc brake systems.* Before installing the Wilwood GS Compact master cylinder, read the following instructions carefully and refer to Wilwood's web site at www.wilwood.com for physical dimensional characteristics of the master cylinders as needed to ensure a trouble-free installation.

Mounting Location:

Master cylinders should be firmly mounted to appropriate pedal assemblies and kept away from heat sources. Use tie straps, or small hose clamps to secure hose when connecting to the remote reservoir. Check to verify that the full stroke of pushrod is unimpeded when depressing brake pedal and that pushrod is allowed to fully retract when brake pedal is released.

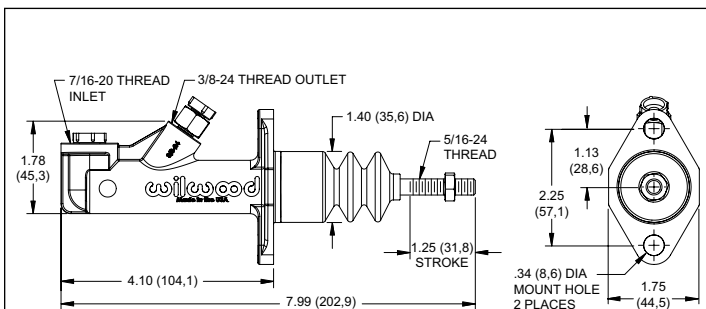


Figure 1. GS Compact Remote Master Cylinder, Physical Characteristics

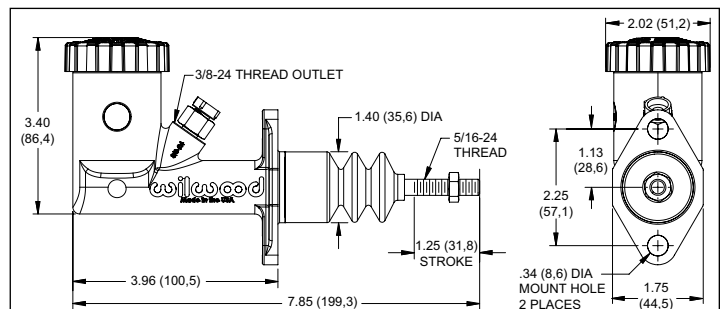


Figure 2. GS Compact Integral Master Cylinder, Physical Characteristics

NOTE: Some cleaners may stain or remove the finish on brake system components. Test the cleaner on a hidden portion of the component before general use.

General Information and Installation Instructions (Continued)

Residual Pressure Valves:

Use of an external residual pressure valve should be utilized when the master cylinder is mounted below the horizontal plane of the brake calipers (or drum wheel cylinders). See associated components on the last page for ordering information.

Bench Bleeding Instructions:

- Bolt the cylinder to a pedal bracket or gently hold it in a vise. Remove the reservoir cap. Fill the reservoir approximately 2/3 full with Wilwood Hi-Temp° 570 brake fluid (P/N 290-0632), or for severe braking or sustained high heat operation, use Wilwood EXP 600 Plus Racing Brake Fluid (P/N 290-6209). **WARNING: Do not use DOT 5 silicone brake fluid for racing or performance driving, use only DOT 3, DOT 4 or DOT 5.1 brake fluid.** Firmly push the cylinder rod all the way down and place a finger over the outlet fitting. Let the rod return all the way before removing the finger from the outlet hole. Repeat the process until all the fluid coming from the outlet is bubble free. Be sure to watch the fluid level in the reservoir. If the reservoir is less than 1/3 full, add fluid before further bleeding. Temporarily plug the outlet fitting and install the reservoir cap.

Alternative Bench Bleeding Method:

- **Alternative bench bleeding method:** Temporarily install a plastic male thread to tubing fitting and clear plastic return line (not supplied) back to the reservoir. Slowly pump and return master cylinder piston throughout its full stroke until no bubbles return to the reservoir. Disconnect tubing and fitting while temporarily plugging the outlet fitting, then install reservoir cap.
- Install the master cylinder in the chassis. Connect the brake line being careful not to let air into the outlet fitting. Thread the push rod into the pedal clevis. Remove the reservoir cap and bleed the brake system as normal. Be sure to refill the reservoir if the fluid level falls below 1/3 full. If a power bleeder is used, follow the manufacturer's instructions.

Bleed The System:

- To properly bleed the brake system, begin with the caliper farthest from the master cylinder. Bleed the outboard bleed screw first, then the inboard. Repeat the procedure until all calipers in the system are bled, ending with the caliper closest to the master cylinder.
- A dual master cylinder application will require three people for bleeding, one pushing the brake pedal and one each on the front and rear of the car. Be sure to bench bleed and fill master cylinder with fluid, then install on the chassis. Elevate the right side of the car and bleed both front wheel and rear wheel outboard bleed screws simultaneously. Repeat the procedure for the inboard bleed screws. Lower the right side and elevate the left side of the car. Simultaneously bleed the left side front and rear outboard screws first, then the inboard. If the brake pedal does not feel firm when applying pressure, repeat this procedure starting with the right side of the car.
- If the master cylinder is mounted lower than the disc brake calipers, some fluid flowback to the master cylinder reservoir may occur, thus creating a vacuum effect that retracts the caliper pistons into the housing. This will cause the pedal to go to the floor on the first stroke until it has "pumped up" and has moved all the pistons out against the pad again. A Wilwood in-line two pound residual pressure valve, installed near the master cylinder will stop the fluid flowback and keep the pedal firm and responsive.
- After the system is bled, fill the reservoir to the max line of the top and replace the cap. Adjust the push rod for proper pedal position and tighten the jam nut against the pedal clevis. Make sure that the pedal allows the push rod to return completely.
- Inspect for leaks at all pressure connections. Use a Wilwood Pressure Gauge (P/N 260-0966) to verify line pressure at each caliper and to pre-adjust the balance bar, if used.

Maintenance:

Master cylinder rebuild kits are available for all bore sizes (see ordering information below) and should be rebuilt periodically. Always inspect master cylinders before and after every race for damage or leakage. When rebuilding master cylinders, take care not to damage piston seals. Test master cylinder before usage. Use Wilwood Hi-Temp° 570 or EXP 600 Plus brake fluid as a lubricant when assembling.

Ordering Information, Remote Reservoir Master Cylinder:

.50" Bore Remote GS Compact Master Cylinder	260-15088
.62" Bore Remote GS Compact Master Cylinder	260-15089
.70" Bore Remote GS Compact Master Cylinder	260-15090
.75" Bore Remote GS Compact Master Cylinder	260-15091
.81" Bore Remote GS Compact Master Cylinder	260-15092

Rebuild Kit:

.50" Bore Rebuild Kit	260-14116
.62" Bore Rebuild Kit	260-14117
.70" Bore Rebuild Kit	260-14118
.75" Bore Rebuild Kit	260-14119
.81" Bore Rebuild Kit	260-14120

Ordering Information, Integral Reservoir Master Cylinder:

.62" Bore Integral GS Compact Master Cylinder	260-15096
.70" Bore Integral GS Compact Master Cylinder	260-15097
.75" Bore Integral GS Compact Master Cylinder	260-15098

Rebuild Kit:

.62" Bore Rebuild Kit	260-14117
.70" Bore Rebuild Kit	260-14118
.75" Bore Rebuild Kit	260-14119

Associated Components for GS Master Cylinders:

<u>Part Number</u>	<u>Description</u>	<u>Part Number</u>	<u>Description</u>
220-14204	Fitting, Inlet -3 to 7/16-20, Steel w/Washer	260-7577	4 oz Remote Reservoir Kit, with Fittings and Hose
220-7537	Fitting, Inlet -6 to 7/16-20, Aluminum	260-8742	10.7 oz Remote Reservoir Kit, with Fittings and Hose
240-7538	Washer, Crush 7/16 OD, Aluminum	260-12697	4 oz Remote Mount Aluminum Reservoir Kit
330-15080	Cap, M/C, Wilwood, Nylon, w/Diaphragm	330-15081	Cap, M/C, Wilwood, Nylon, w/Baffle

If after following the instructions, you still have difficulty in installing or bleeding your Wilwood master cylinder, consult your local chassis builder, or retailer where the kit was purchased for further assistance.

3. Rodamiento SKF 4200 ATN9



4200 ATN9

Deep groove ball bearings

Bearing data

[Tolerances,](#)

Normal (metric), P6, P5, Normal (inch),

[Radial internal clearance,](#)

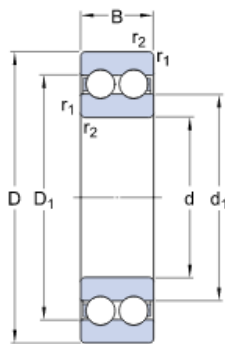
Matched bearing pairs, Stainless steel
d < 10 mm, Other bearings

Bearing interfaces

[Seat tolerances for standard conditions,](#)

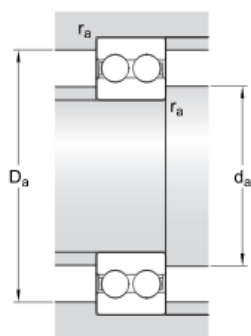
[Tolerances and resultant fits](#)

Technical specification



DIMENSIONS

d	10 mm
D	30 mm
B	14 mm
d ₁	≈ 16.7 mm
D ₁	≈ 23.3 mm
r _{1,2}	min. 0.6 mm



ABUTMENT DIMENSIONS

d _a	min. 14.2 mm
D _a	max. 25.8 mm
r _a	max. 0.6 mm

CALCULATION DATA

Basic dynamic load rating	C	9.23 kN
Basic static load rating	C_0	5.2 kN
Fatigue load limit	P_u	0.224 kN
Reference speed		40000 r/min
Limiting speed		22000 r/min
Calculation factor	k_f	0.05
Calculation factor	f_0	12.1

MASS

Mass bearing		0.049 kg
--------------	--	----------

More information

Product details	Engineering information	Tools
Single row deep groove ball bearings	Principles of rolling bearing selection	Bearing Select
Stainless steel deep groove ball bearings	General bearing knowledge	SimPro Quick
Single row deep groove ball bearings with filling slots	Bearing selection process	Engineering Calculator
Double row deep groove ball bearings	Bearing interfaces	LubeSelect for SKF greases
Bearing data	Seat tolerances for standard conditions	Heater selection tool
Loads	Selecting internal clearance	Rolling bearings mounting and dismounting instructions
Temperature limits	Lubrication	
Permissible speed	Sealing, mounting and dismounting	
Designation system	Bearing failure and how to prevent it	

Terms and conditions

By accessing and using this website / app of SKF Group, meaning AB SKF and / or any of its affiliates ("SKF"), you agree to the following terms and conditions:

Warranty Disclaimer and Limitation of Liability

Although every care has been taken to assure the accuracy of the information on this website / app, SKF provides this information "AS IS" and DISCLAIMS ALL WARRANTIES, EXPRESS OR IMPLIED, INCLUDING, BUT NOT LIMITED TO, IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY AND FITNESS FOR A PARTICULAR PURPOSE. You acknowledge that your use of this website / app is at your sole risk, that you assume full responsibility for all costs associated with use of this website / app, and that SKF shall not be liable for any direct, incidental, consequential, or indirect damages of any kind arising out of your access to, or use of the information or software made available on this website / app. Any warranties and representations in this website / app for SKF products or services that you purchase or use will be subject to the agreed upon terms and conditions in the contract for such product or service. Further, for non-SKF websites / apps that are referenced in our website / app or where a hyperlink appears, SKF makes no warranties concerning the accuracy or reliability of the information in these websites / apps and assumes no responsibility for material created or published by third parties contained therein. In addition, SKF does not warrant that this website / app or these other linked websites / apps are free from viruses or other harmful elements.

Copyright

Copyright in this website / app copyright of the information and software made available on this website / app rest with SKF or its licensors. All rights are reserved. All licensed material will reference the licensor that has granted SKF the right to use the material. The information and software made available on this website / app may not be reproduced, duplicated, copied, transferred, distributed, stored, modified, downloaded or otherwise exploited for any commercial use without the prior written approval of SKF. However, it may be reproduced, stored and downloaded for use by individuals without prior written approval of SKF. Under no circumstances may this information or software be supplied to third parties.

This website / app includes certain images used under license from Shutterstock, Inc.

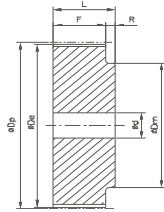
Trademarks and Patents

All trademarks, brand names, and corporate logos displayed on the website / app are the property of SKF or its licensors, and may not be used in any way without prior written approval by SKF. All licensed trademarks published on this website / app reference the licensor that has granted SKF the right to use the trademark. Access to this website / app does not grant to the user any license under any patents owned by or licensed to SKF.

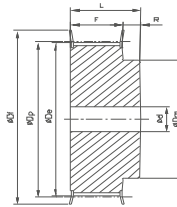
Changes

SKF reserves the right to make changes or additions to this website / app at any time.

4. Poleas síncronas Optibelt



Ausf. 6



Ausf. 6F

Description	Number of teeth	Type	Material	D _p (mm)	D _e (mm)	D _f (mm)	F (mm)	L (mm)	D _m (mm)	Pilot bore d (mm)	Finished bore hole d _{max} (mm)	Weight (=kg)
T5 - Pitch 5 mm for belt width 10 mm												
21 T5 / 10-2	10	6F	AL	15.92	15.05	19.5	15	21	8	-	5	0.012
21 T5 / 12-2	12	6F	AL	19.10	18.25	23	15	21	11	-	6	0.016
21 T5 / 14-2	14	6F	AL	22.29	21.45	25	15	21	13	-	8	0.019
21 T5 / 15-2	15	6F	AL	23.88	23.05	28	15	21	16	-	10	0.021
21 T5 / 16-2	16	6F	AL	25.47	24.60	32	15	21	18	-	11	0.025
21 T5 / 18-2	18	6F	AL	28.65	27.80	32	15	21	20	-	12	0.031
21 T5 / 19-2	19	6F	AL	30.25	29.40	36	15	21	20	-	12	0.036
21 T5 / 20-2	20	6F	AL	31.83	31.00	36	15	21	22	-	14	0.038
21 T5 / 22-2	22	6F	AL	35.12	34.25	38	15	21	23	-	15	0.046
21 T5 / 24-2	24	6F	AL	38.21	37.40	42	15	21	24	-	15	0.054
21 T5 / 25-2	25	6F	AL	39.80	39.00	44	15	21	26	-	15	0.058
21 T5 / 26-2	26	6F	AL	41.39	40.60	44	15	21	26	-	16	0.062
21 T5 / 27-2	27	6F	AL	42.98	42.20	48	15	21	30	8	18	0.064
21 T5 / 28-2	28	6F	AL	44.58	43.75	48	15	21	32	8	18	0.071
21 T5 / 30-2	30	6F	AL	47.76	46.95	51	15	21	34	8	18	0.075
21 T5 / 32-2	32	6F	AL	50.94	50.10	54	15	21	38	8	22	0.088
21 T5 / 36-2	36	6F	AL	57.31	56.45	64	15	21	38	8	22	0.114
21 T5 / 40-2	40	6F	AL	63.66	62.85	66.5	15	21	40	8	23	0.138
21 T5 / 42-2	42	6F	AL	66.87	66.00	70	15	21	40	8	24	0.180
21 T5 / 44-0	44	6	AL	70.07	69.20	-	15	21	45	8	26	0.185
21 T5 / 48-0	48	6	AL	76.42	75.55	-	15	21	50	8	28	0.200
21 T5 / 60-0	60	6	AL	95.52	94.65	-	15	21	65	8	35	0.307
T5 - Pitch 5 mm for belt width 16 mm												
27 T5 / 10-2	10	6F	AL	15.92	15.05	19.5	21	27	8	-	5	0.016
27 T5 / 12-2	12	6F	AL	19.01	18.25	23	21	27	11	-	6	0.022
27 T5 / 14-2	14	6F	AL	22.29	21.45	25	21	27	13	-	8	0.026
27 T5 / 15-2	15	6F	AL	23.88	23.05	28	21	27	16	-	10	0.029
27 T5 / 16-2	16	6F	AL	25.47	24.60	32	21	27	18	-	11	0.035
27 T5 / 18-2	18	6F	AL	28.65	27.80	32	21	27	20	-	12	0.043
27 T5 / 19-2	19	6F	AL	30.25	29.40	36	21	27	20	-	12	0.049
27 T5 / 20-2	20	6F	AL	31.83	31.00	36	21	27	22	-	14	0.053
27 T5 / 22-2	22	6F	AL	35.12	34.25	38	21	27	23	-	15	0.054
27 T5 / 24-2	24	6F	AL	38.21	37.40	42	21	27	24	-	15	0.076
27 T5 / 25-2	25	6F	AL	39.80	39.00	44	21	27	26	-	15	0.081
27 T5 / 26-2	26	6F	AL	41.47	40.60	44	21	27	26	-	16	0.085
27 T5 / 27-2	27	6F	AL	42.98	42.20	48	21	27	30	8	18	0.090
27 T5 / 28-2	28	6F	AL	44.62	43.75	48	21	27	32	8	18	0.092
27 T5 / 30-2	30	6F	AL	47.76	46.95	51	21	27	34	8	18	0.105
27 T5 / 32-2	32	6F	AL	50.94	50.10	54	21	27	38	8	22	0.123
27 T5 / 36-2	36	6F	AL	57.31	56.45	64	21	27	38	8	22	0.160
27 T5 / 40-2	40	6F	AL	63.66	62.85	66.5	21	27	40	8	23	0.193
27 T5 / 42-2	42	6F	AL	66.87	66.00	70	21	27	40	8	24	0.205
27 T5 / 44-0	44	6	AL	70.07	69.20	-	21	27	45	8	26	0.228