



**Universidad de Valladolid**



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**

**ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES**

**Grado en Ingeniería Eléctrica**

# **Diseño y prototipado de unos Patines Eléctricos en línea o e-rollerblades**

**Autor:**

**Martínez Valverde, Luis**

**Tutor(es):**

**Duque Pérez, Oscar  
Departamento de Ingeniería  
Eléctrica**

**Valladolid, julio del 2023.**

## Agradecimientos

Elisa, mi sinergia, tu apoyo constante y la energía que has aportado a mi vida durante este proyecto te hacen tan parte de él cómo lo soy yo.

A mi madre, por ser la luz que guio mis primeros paso en este camino que llaman vida, por poner en mí la semilla de la curiosidad, la paciencia, la bondad y la esperanza. Gracias, mamá.

A mi padre, por dar respuesta a mis infinitas preguntas, por mostrarme tus errores y tus aciertos, y lograr con ello que hoy en día sea yo quien humildemente comparta contigo lo que aprendo. Gracias, papá.

A Ariel, mi amigo eterno, por todos los cachivaches llenos de magia, por los barcos de madera en el canal del pueblo, por las tardes infinitas jugando en el suelo del salón de la casa de los abuelos, por todo lo que has aportado a este proyecto, ideas, materiales, escucha. Gracias

A mis hermanos Eva y Sebastián, mis primeros amigos, compañeros de juegos, riñas, aprendizajes, malos y buenos momentos, por estar siempre ahí soy parte de vosotros y vosotros parte de esto. Gracias.

A mi abuelo Nemesio, sé que estés donde estés me estás viendo brillar, por ti mantendré esta luz encendida así que no dejes de mirar.

A mi abuelo Luis, el día menos pensado iré, y te enseñaré en que se ha convertido esa tortuga de coco y corcho.

A mi tío Luis, por tu incansable bondad, tus interminables ganas de ayudar, por todo tu apoyo en esta etapa.

A Miguel, por no poner pegas cuando convertí nuestro salón en todo un taller de prototipado, por la motivación que aportaste a este proyecto, con tus asombros ante cada una de mis locuras. Gracias

A Ismael, Adrián, Rebeca, Germán, Niko, Violeta, Riki, Laura, Marcos, Jorge, Víctor, Chipi, Sergio, Ania y demás amigos y familiares que habéis alimentado mi alma con buenos ratos y momentos felices durante estos años, dándome el empujón que necesitaba para seguir adelante. Gracias

A todos los aquellos profesores de la escuela que habéis sido capaces de cautivar mi atenta mirada y escucha, gracias por dar respuesta a mis incansables dudas y por todo lo que he aprendido de vosotros en esta etapa.

A Oscar, por tutorizar el desarrollo de la presente memoria, por tu tiempo, tus consejos y tu paciencia.

### **Resumen:**

A pesar de que en la actualidad se están implementando políticas que promueven una electrificación y descarbonización de los principales consumidores de energía fósil, el transporte y la industria pesada, el consumo energético de estos sectores continua en aumento.

El presente trabajo de fin de grado pretende demostrar la viabilidad de alternativas tecnológicas que persiguen la eficiencia frente al consumo, la micro-movilidad como antónimo al sobredimensionado sistema de transporte urbano actual. Además, trata de reflejar el potencial del movimiento “maker” y los conceptos “open-source”, junto a herramientas de diseño y prototipado 3D, permitiendo desarrollar pensamientos creativos y novedosos en la búsqueda de nuevas soluciones a problemas reales.

Centrado en el desarrollo de unos patines eléctricos en línea o e-rollerblades, esta memoria recoge el procedimiento, metodología de diseño y fabricación empleados, así como las conclusiones obtenidas durante el prototipado y las distintas fases de creación y optimización de componentes.

Empezando por la evolución de este deporte a lo largo de la historia y la anatomía y taxonomía de los patines, nos adentramos en el entorno actual de los VMP y las hibridaciones entre Vehículos de propulsión humana (VPH) y sistemas de propulsión eléctrica (SPE), para dar paso a la exposición de los objetivos, y las metodologías y procedimientos empleados para su cumplimiento hasta llegar la versión actual del prototipo, a partir del cual se definirán las líneas de futuro para esta nueva tecnología.

### **Palabras clave:**

Patines eléctricos en línea, E-Rollerblades, Propulsión eléctrica, vehículo eléctrico, micromovilidad, movilidad sostenible, Vehículos de Movilidad Personal (VPMs), ergonomía, diseño 3D, optimización topológica, impresión 3D, Modelado por deposición de material fundido, movimiento “maker”, open-source, creative commons, Fusion360, LiPo, Li-ion, Motor BLDC, VESC.

**Abstract:**

In a world where technological advancements focus on and provide the means to sustain the electrification of energy-intensive sectors such as transportation, many of us wonder if "more is better." This final degree project aims to demonstrate the feasibility of alternative means of transportation that pursue efficiency rather than consumption, micro-mobility as an antonym to the oversized current urban transportation system.

Furthermore, it aims to reflect the possibilities offered by the "maker" movement and the "open-source" concept, which, together with the proper use of tools such as 3D printing and 3D design, allow for the development of creative and innovative ideas in the search for solutions that wouldn't be found with the lens of the industrial environment.

Focusing on the development of a new technology in the field of personal electric mobility, this project aims to reflect the procedures and conclusions obtained through the design, prototyping, and optimization of a pair of electric inline skates, or e-rollerblades.

Starting with a contextualization of the evolution of this sport throughout history, the environment of Personal Mobility Vehicles (PMVs) and hybridizations between Human-Powered Vehicles (HPVs) and electric propulsion systems are explored. The project continues by showing the methods used and the development process of the prototypes until it reaches its conclusion.

**Keywords:**

Electric inline skates, E-Rollerblades, Electric propulsion, Electric vehicle, Micromobility, Sustainable mobility, Personal Mobility Vehicles (PMVs), Ergonomics, 3D modeling, Topological optimization, 3D printing, Fused Deposition Modeling, Maker movement, Open-source, creative commons, Lithium-ion, LiPo, BLDC Motor, VESC.



## Contenido

Contenido.....	5
Índice de Tablas .....	8
Índice de Ecuaciones .....	8
Índice de Ilustraciones.....	9
Capítulo 1: Introducción.....	15
1.1 Justificación del proyecto.....	15
1.2 Motivación personal .....	20
1.3 Objetivos generales .....	21
Capítulo 2: Contextualización .....	23
2.1 Los Patines.....	23
2.1.1 Evolución histórica .....	23
2.1.2 Anatomía del patín .....	28
2.1.3 Clasificación .....	33
2.2 Micro-movilidad eléctrica .....	38
2.2.1 Vehículos de Movilidad personal .....	38
2.2.2 Marco Regulatorio.....	40
2.2.3 E-Bikes y la “patinada” asistida .....	42
2.2.4 Estado del arte .....	42
Capítulo 3: Fundamento teórico.....	47
3.1 El Sistema de Propulsión Eléctrica.....	47
3.2 Clasificación de motores eléctricos, motor BLDC .....	48
3.2.1 ¿Qué es un motor eléctrico? .....	48
3.2.2 Clasificación .....	49
3.2.5 Tipos de motor BLDC .....	52
Capítulo 4: Metodología y objetivos del diseño.....	55
4.1 Metodología de diseño.....	55
4.2 Parámetros funcionales y objetivo .....	57
Capítulo 5: Maqueta inicial.....	59
5.1 Diseño inicial del sistema y elección de componentes .....	59
5.1.1 Elección del patín base.....	59
5.1.2 Generalidades del diseño.....	60
5.1.3 Morfología del Tren de Potencia .....	61



5.1.4	Batería.....	62
5.1.5	Motor y transmisión .....	63
5.1.6	Electrónica .....	66
5.1.7	Desacople VPH-SPE .....	68
5.1.8	Cálculo teórico de autonomía .....	75
5.1.9	Bocetos y diseño de la estructura.....	77
5.2	Fabricación y montaje .....	79
5.2.1	Desacople VPH-SPE .....	79
5.2.2	Raíl y ensamblaje general .....	80
5.3	Ensayos y conclusiones .....	81
5.3.1	Eléctrico: .....	81
5.3.2	Estructura: .....	81
5.3.3	Transmisión: .....	81
5.4	Conclusión:.....	82
Capítulo 6:	Prototipo Mk1.....	83
6.1	Rediseño inicial, Estructura y anclaje del motor:.....	83
6.2	Fabricación y montaje del prototipo.....	85
6.2.1	Fabricación .....	85
6.2.2	Montaje.....	87
6.3	Ensayos y modificaciones, fase 1 .....	90
6.3.1	Primera etapa de pruebas.....	90
6.3.2	Segunda etapa de pruebas .....	91
6.3.3	Conclusiones sobre los ensayos .....	93
6.3.4	Mejoras y optimización del diseño.....	94
6.4	Ensayos y modificaciones, fase 2 .....	99
6.4.1	Ensayos de autonomía y resiliencia.....	99
6.4.2	Mejoras y optimización del diseño.....	100
6.5	Ensayos y conclusiones del prototipado.....	102
Capítulo 7:	Prototipo, Mk2.....	105
7.1	Fase 1, optimización mecánica.....	106
7.1.1	Rediseño de la estructura .....	106
7.1.2	Fabricación de la estructura.....	113
7.1.3	Rediseño del sistema de tracción.....	117
7.2	Fase 2, Nuevos sistemas de control y almacenamiento.....	133



7.2.1	Controladora VESC.....	133
7.2.2	Batería de ion Litio .....	135
Capítulo 8: Conclusión .....		145
8.1	Cumplimiento de parámetros funcionales .....	145
8.2	Análisis técnico económico del proyecto .....	148
8.3	Cumplimiento de objetivos generales.....	150
8.4	Líneas de desarrollo .....	151
8.4.1	Motor BLDC Out-runner “Pancake” convertido a Hub-Motor... ..	151
8.4.2	Nuevo concepto del sistema de frenada.....	153
8.4.3	Optimización del sistema de control, piezo eléctricos y sistema de patinada asistida real.....	155
Referencias.....		157
Anexo 1: Cálculos .....		161
1.1	Cálculo de KT y Torquímetro, Freno de Prony .....	161
1.1.1	Cálculo teórico de la constante de par del motor N5065.....	161
1.1.2	Calculo experimental de la constante de par del motor N5065	162
1.2	Cálculo paramétrico del SPE, Hoja de Cálculo VESC Project. [39] .	166
1.2.1	Prototipo Mk1, Fase 1 .....	167
1.2.2	Prototipo Mk1, Fase 2 .....	171
1.2.3	Prototipo Mk2, fase 1 .....	175
1.2.4	Prototipo Mk2, fase 2 .....	179
Anexo 2: Herramientas de diseño y fabricación .....		184
2.1	Herramientas de diseño.....	184
2.2	TinkerCAD.....	184
2.3	AutoCAD .....	185
2.4	Inventor .....	185
2.5	Fusion360.....	186
2.6	Slicer, Ultimaker Cura .....	187
2.6.1	Parámetros comunes a los tres perfiles.....	188
2.6.2	Perfil PLA_Filex .....	189
2.6.3	Perfil PETG_SUNLU .....	190
Anexo 3: Ficheros estereolitográficos STL.....		191
Anexo 4: Planos..... Documento ZIP externo		

Anexo 5: Hojas de características.....Documento ZIP externo

## Índice de Tablas

Tabla 1. Sección 2 VMP para transporte de personas, ANEXO del Manual de características de los VMP [18] .....	41
Tabla 2. Tabla comparativa entre las dos opciones comerciales existentes ..	45
Tabla 3. Tabla comparativa entre motores Brushless DC y motores con escobillas.....	51
Tabla 4. Márgenes de diseño para la relación de transmisión.....	64
Tabla 5. Elección de la Constante de Velocidad o KV .....	65
Tabla 6. Resumen características Sistema Eléctrico .....	67
Tabla 7. Medidas y cálculos experimentales de la transmisión, maqueta inicial .....	82
Tabla 8. Cálculo de la nueva relación de transmisión y velocidad lineal máxima, prototipo Mk1.....	96
Tabla 9. Tabla comparativa entre prototipos del proyecto, Prototipo Mk1 ..	102
Tabla 10. Parametrización mecánica, prototipo Mk2 Fase 1.....	127
Tabla 11. Análisis técnico económico de las opciones comerciales de celdas de ion litio .....	137
Tabla 12. Comparativa de costes y parámetros entre prototipos y versiones comerciales existentes 06/07/2023.....	145
Tabla 13. Comparativa de características funcionales entre prototipos y y versiones comerciales existentes 06/07/2023.....	146
Tabla 14. Cuadro comparativo de costes por fase y prototipo .....	148
Tabla 15. Freno de Prony, mediciones de la báscula por cada 0,5 A.....	164
Tabla 16. Cálculo de experimental de la constante de par, KT.....	165
Tabla 17. Resumen de prestaciones mecánicas por fase y prototipo, par incluido.....	165

## Índice de Ecuaciones

(1) Conversión de la capacidad a Wh .....	76
(2) Cálculo el consumo energético en Wh/km.....	76
(3) Cálculo de la autonomía en km.....	76
(4) Cálculo del diámetro máximo para una inclinación de 45 ° .....	123
(5) De KV fase-fase a KV fase-neutro .....	161
(6) Conversión KV fase-neutro a KT.....	161
(7) Conversión de kg a Newtons .....	164
(8) Aplicación del brazo torsor.....	164

## Índice de Ilustraciones

Ilustración 1. Indicador global de electro - movilidad a nivel europeo [1] .....	15
Ilustración 2. Cuotas del transporte interior de viajeros (viajeros-km) por modos terrestres en España y principales países europeos. 2019 [2] .....	16
Ilustración 3. Estadística comparativa, Los medios de transporte más usados en España en 2020, El Statista [3] .....	16
Ilustración 4. Balance eléctrico Nacional en MWh, últimos 6 meses Fuente: REDData, Red Eléctrica de España [6].....	17
Ilustración 5. Balance eléctrico de Castilla y León en MWh del primer trimestre de 2023 .....	18
Ilustración 6. Patín de hielo primitivo [8] .....	23
Ilustración 7. Primer documento iconográfico sobre patines de ruedas [9] ...	24
Ilustración 8. Primeros patines bajo patente, Petibled 1819 [10].....	25
Ilustración 9. patent No. 4782 “Volito” [9] [10] .....	26
Ilustración 10. Corredor sobre Patín-Ciclos, Patente G.T. Bond (1896), “Roller Skate” de H.W. Libbey (1896) [9] .....	27
Ilustración 11. Esquema gráfico de los elementos de un patín [11] .....	28
Ilustración 12. Patines Freestyle [11] .....	33
Ilustración 13. Patines de larga distancia [28].....	34
Ilustración 14. Patines agresivos [40].....	35
Ilustración 15. Patines en paralelo [41].....	35
Ilustración 16. Patines de hockey [11].....	36
Ilustración 17. Patines velocidad [11].....	36
Ilustración 18. Patines de descenso [42] .....	36
Ilustración 19. Patines SUV, Off-road [11] .....	37
Ilustración 20. Patines Nórdicos, Off-road [11] .....	37
Ilustración 21. Flujo de energía en un patinete eléctrico [13] .....	38
Ilustración 22. Vehículo mono eje autoequilibrado o “Segway” [14].....	39
Ilustración 23. Vehículo de eje flexible autoequilibrado o "hoverboard" [15] .	39
Ilustración 24. Monociclo eléctrico con autoequilibrado [16] .....	39
Ilustración 25. E-Skate [17] .....	39
Ilustración 26. Esquema Comparativo VMP, Anexo 1 de la Instrucción 16/V-124 de la DGT .....	40
Ilustración 27. Patin eléctrico Thunderblade [21].....	43
Ilustración 28. Patines Eléctricos ESCEND [23] .....	44
Ilustración 29. Patines eléctricos AtmosGear [24].....	44
Ilustración 30. Taxonomía de los motores eléctricos.....	49
Ilustración 31. Montaje de sensores de efecto hall en un motor BLDC Outrunner [25].....	52
Ilustración 32. Técnica de control por diferencias de FCEM (a) diferencias de FCEM entre fases y sus correspondientes corrientes; (b) esquema del circuito	

ZCP (c) Simulación, formas de onda de tensión en los terminales de un motor BLDC y sus correspondientes diferencias en las FCEM [26].....	53
Ilustración 33. Esquema comparativo, motores BLDC outrunner e inrunner [27].....	54
Ilustración 34. Esquema de proximidad condicional .....	55
Ilustración 35. Esquema de condicionamiento funcional.....	56
Ilustración 36. Esquema arborescente de condicionantes al diseño .....	56
Ilustración 37. Patines Fila Houdini Pro de larga distancia [28] .....	60
Ilustración 38. Primeros bocetos del sistema de sistema de transmisión .....	61
Ilustración 39. Batería Zop Power 4S 8Ah 90C .....	62
Ilustración 40. Estándar N5065 motor BLDC [29].....	63
Ilustración 41. Rueda motriz HTD 3M 15T.....	65
Ilustración 42. Sistema RX/TX Prototipo V1 .....	66
Ilustración 43. Red Brick 125A 2-7S .....	67
Ilustración 44. Prediseño del sistema de embrague por rodillo.....	68
Ilustración 45. Detalle de funcionamiento de un trinquete [30].....	69
Ilustración 46. Rueda libre integrada en casete de bicicleta convencional [30] .....	69
Ilustración 47. “One way clutch bearing”, egholm_thomasis, .....	70
Ilustración 48. “One Way Clutch / Free Wheel / HTD 3M 75T”, vientos_project .....	70
Ilustración 49. Distintas iteraciones de diseño de la rueda libre .....	71
Ilustración 50. Rueda libre mono - velocidad .....	72
Ilustración 51. Diseño de piezas de ensamblaje y procesado adaptativo de la rueda libre compuesta V1 .....	72
Ilustración 52. Ensamblaje de la rueda libre compuesta V1.....	73
Ilustración 53. Diseño completo de rueda libre compuesta V1 .....	74
Ilustración 54. Ensamblaje final de la rueda libre compuesta sobre rueda de 110 mm .....	74
Ilustración 55. Esquema analítico dimensional, rail Mk1.....	77
Ilustración 56. Versión definitiva del rail Mk1 .....	78
Ilustración 57. Detalle de la geometría radial original empleada, rueda de 110 mm .....	79
Ilustración 58. Maqueta lista para los primeros ensayos .....	80
Ilustración 59. Tacómetro digital láser, DT-2234C+ .....	82
Ilustración 60. Diseño del raíl, versión Mk1 V2 .....	83
Ilustración 61. Cruceta de anclaje de aluminio para el motor N5065 .....	84
Ilustración 62. Una de las planchas de acero empleadas, con el diseño adherido y lista para mecanizar.....	85
Ilustración 63. Mecanizado de las planchas, corte perimetral finalizado .....	86
Ilustración 64. Soldadora Inverter [43] .....	86
Ilustración 65. Entorno de montaje y refinado del prototipo Mk1 tras su fabricación.....	87

Ilustración 66. Detalle del anclaje para el motor N5065 en la estructura del prototipo Mk1.....	87
Ilustración 67. Montaje del motor N5065 y detalle de la rueda motriz HTD 3M 15T.....	88
Ilustración 68. Ensamblaje completo de los componentes mecánicos del SPE, prototipo Mk1.....	88
Ilustración 69. Prototipo Mk1 completo.....	89
Ilustración 70. Raíl original de las botas Fila Houdini Pro, FSK, 248 mm, 3x110 mm.....	89
Ilustración 71. Detalle sobre los puntos de anclaje y la compensación entre sistemas FSK y UFS.....	90
Ilustración 72. Deterioro y rotura de la correa durante la primera fase de pruebas del prototipo Mk1.....	92
Ilustración 73. Calzos de metacrilato para adaptar el anclaje UFS del raíl al FSK de la bota.....	93
Ilustración 74. Descripción de la función "Exponential" de la emisora FS-GT3B según el manual de usuario.....	94
Ilustración 75. Gráfica comparativa, Rojo = 100% EXP, Azul = 0% EXP, Verde = -100% EXP, Cian = -60%.....	95
Ilustración 76. Rueda libre compuesta V3, prototipo Mk1, HTD 3M 60T.....	95
Ilustración 77. Alzado del diseño de rueda libre compuesta V3, prototipo Mk1.....	96
Ilustración 78. Perspectiva zona inferior, rueda libre V3, prototipo Mk1.....	97
Ilustración 79. Ensamblaje de la rueda libre compuesta V3 impresa en PETG y la rueda de 110mm.....	97
Ilustración 80. Perspectiva frontal, tapa protectora de la batería, prototipo Mk1.....	98
Ilustración 81. Perspectiva trasera, tapa protectora de la batería, prototipo Mk1.....	98
Ilustración 82. Red Brick 200A 2-7S.....	100
Ilustración 83. RedBrick 200A sin encapsulado, parte inferior.....	101
Ilustración 84. Protección de la batería y la ESC, con abertura para disipador.....	101
Ilustración 85. Pasos a seguir para la realización de un proceso de optimización topológica [44].....	106
Ilustración 86. Diseño base, estructura Mk2.....	107
Ilustración 87. Optimización topológica, restricciones, zonas y esfuerzos... ..	108
Ilustración 88. Malla considerada topológicamente óptima, 0.8 mm por elemento, xxx elementos.....	108
Ilustración 89. Boceto realizado mediante curvas "Spline" sobre el perfil de la malla óptima.....	109
Ilustración 90. Estructura final Mk2, 4 mm de grosor.....	110
Ilustración 91. FEA estructura Mk2, Tensión de Von Mises.....	110



Ilustración 92. FEA, estructura Mk2, Coeficiente de seguridad .....	111
Ilustración 93. FEA, estructura Mk2, Análisis de deformación.....	112
Ilustración 94. Detalle del plano de corte y líneas de plegado, raíl prototipo Mk2 .....	113
Ilustración 95. Detalle del plano generado para la corrección de las piezas	114
Ilustración 96. Intentos de soldadura sobre raíl de 3 mm, prototipo Mk2...	115
Ilustración 97. Unión de la estructura Mk2 mediante perfil de aluminio 10x10 mm .....	116
Ilustración 98. Comparativa de tamaño, ruedas de 145mm sobre el prototipo Mk1 Fase 2.....	117
Ilustración 99. Rueda de 145 mm, rodamientos ABEC 7, Prototipo Mk2 ....	118
Ilustración 100. Rueda de 145 mm "mesh" o malla resultante, fotogrametría .....	119
Ilustración 101. Rueda de 145 mm, diseño final por modelado de malla fotogramétrica.....	119
Ilustración 102. Diseño base, araña de anclaje, Prototipo Mk2.....	120
Ilustración 103. Pinza de freno original, Patinete Xiaomi M365.....	123
Ilustración 104. Inclinación máxima, disco de 3x100 mm.....	123
Ilustración 105. Pieza de acople entre el disco de freno y la rueda trasera, Prototipo Mk2.....	124
Ilustración 106. Detalle del sistema de frenada activa, prototipo Mk2 .....	124
Ilustración 107. Anclaje de la pinza de freno comercial al raíl sobre el eje trasero, Prototipo Mk2.....	125
Ilustración 108. Márgenes de diseño, sistema de frenada activa, prototipo Mk2 .....	125
Ilustración 109. Sistema de frenada activa completo, patín derecho del Prototipo Mk2.....	126
Ilustración 110. Comparativa entre dimensiones estándar HTD 3M y 5M para correa síncrona [33] .....	127
Ilustración 111. Rueda motriz HTD 5M 12T .....	128
Ilustración 112. Rueda libre comercial, Prototipo Mk2 .....	128
Ilustración 113. Sistema de acople de rueda libre - rueda conducida a la rueda trasera.....	129
Ilustración 114. Rueda conducida, Prototipo Mk2.....	130
Ilustración 115. Animación 3D de explosión, Componente rueda libre - rueda conducida y sistema de acople, Prototipo Mk2.....	130
Ilustración 116. Anclaje excéntrico del motor BLDC N5065 .....	131
Ilustración 117. Ensamblaje final del patín izquierdo, prototipo Mk2 .....	132
Ilustración 118. Renderizado global del prototipo Mk2.....	132
Ilustración 119. Dimensiones VESC FlipSky FSESC75100 Pro [29].....	134
Ilustración 120. PCB de aluminio FlipSky FSESC75100 Pro [29].....	134
Ilustración 121. Conexiones VESC FlipSky FSESC75100 Pro [29] .....	135
Ilustración 122. BMS, 6S 80A, YHZX-14560-6S.....	139



Ilustración 123. Diseño original, 21700 Li Ion Cell Holder wide, Vishal Bagade Grab CAD [34] .....	140
Ilustración 124. Estructura unitaria de ensamblaje para celdas Li-ion 21700, .....	140
Ilustración 125. Conexión superior .....	141
Ilustración 126. Conexión inferior .....	141
Ilustración 127. Conexiones paralelo .....	141
Ilustración 128. Conexiones serie .....	141
Ilustración 129. Soldador por puntos fabricado a partir de piezas recicladas .....	142
Ilustración 130. Renderizado frontal, batería 6S3P de celdas Li-ion 21700	143
Ilustración 131. Renderizado trasero, batería 6S3P de celdas Li-ion 21700 .....	143
Ilustración 132. Dimensiones tipo de motores de buje para e-bike y patinetes [35] [36].....	151
Ilustración 133. Motor de buje, desarrollado a partir de un motor N5065 para e-skates [36] .....	152
Ilustración 134. Motores BLDC Pancake de dimensiones óptimas [37] .....	152
Ilustración 135. Sensores piezoeléctricos .....	156
Ilustración 136. Esquema típico de Freno de Prony [38] .....	162
Ilustración 137. Montaje del ensayo, Freno de Prony para medida de KT en motor N5065.....	163
Ilustración 138. Entorno de diseño mecánico de la herramienta Tinkercad	184
Ilustración 139. Diseño de esquema eléctrico en AutoCAD a partir de diseños 3D importados desde Fusion 360 .....	185
Ilustración 140. Entorno de simulación FEM de Inventor.....	186
Ilustración 141. Edición in-situ de uno de los componentes del prototipo Mk3 en Fusion360 .....	187
Ilustración 142. Generación de código G para la última pieza impresa en TPU (Poliuretano Termoplástico) .....	188
Ilustración 143. Condiciones de uso de la licencia CC BY-NC-SA 4.0 [41]..	191



## Capítulo 1: Introducción

### 1.1 Justificación del proyecto

La principal intención detrás de este proyecto es aumentar el abanico de opciones en el ámbito de la movilidad urbana, fomentando la creación de sistemas de movilidad, sostenibles, eficaces, accesibles y universales.

Cada vez se hace más evidente la necesidad de adoptar sistemas de movilidad más sostenibles en nuestras ciudades.

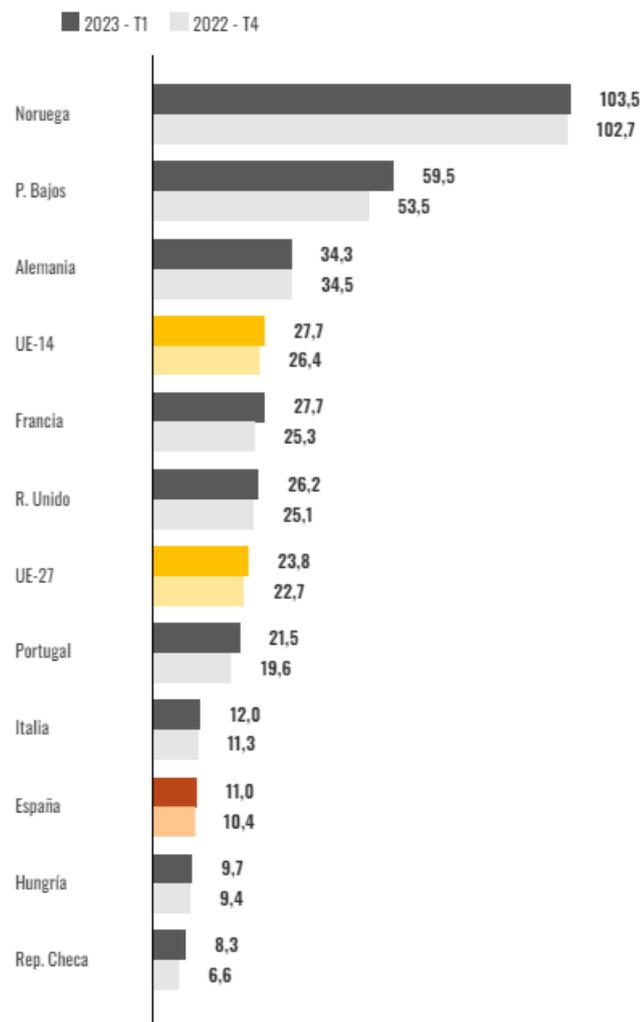


Ilustración 1. Indicador global de electro - movilidad a nivel europeo [1]

Según el barómetro anual de electro - movilidad de la Asociación Española de Fabricantes de Automóviles y Camiones (ANAFCA), España, con 11 puntos en el primer trimestre de 2023, es el tercer país de Europa por la cola en cuanto a electrificación de la flota de vehículos de transporte terrestre (eléctricos puros e híbridos no enchufables y enchufables), delante de Hungría y la República Checa.

Este dato resulta de especial interés en un país de la Unión Europea, teniendo en cuenta que dentro de la Unión el vehículo privado es el transporte más usado dentro de los modos terrestres, y España no es una excepción.

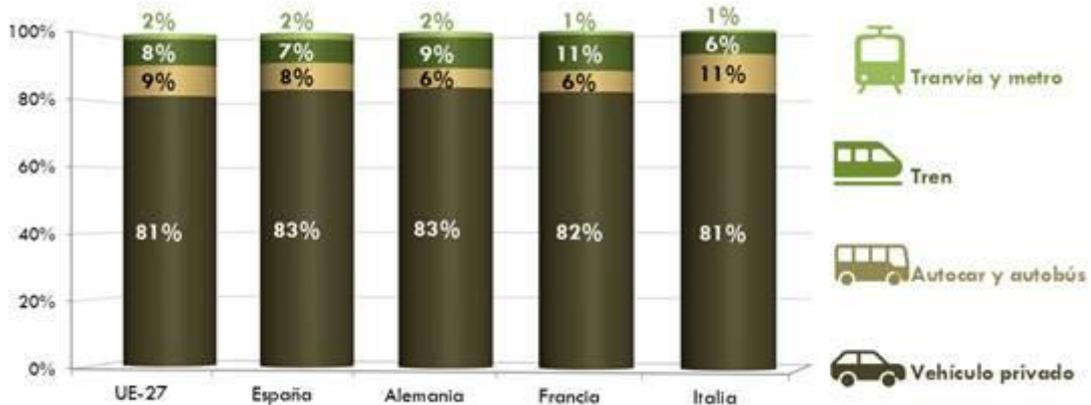


Ilustración 2. Cuotas del transporte interior de viajeros (viajeros-km) por modos terrestres en España y principales países europeos. 2019 [2]

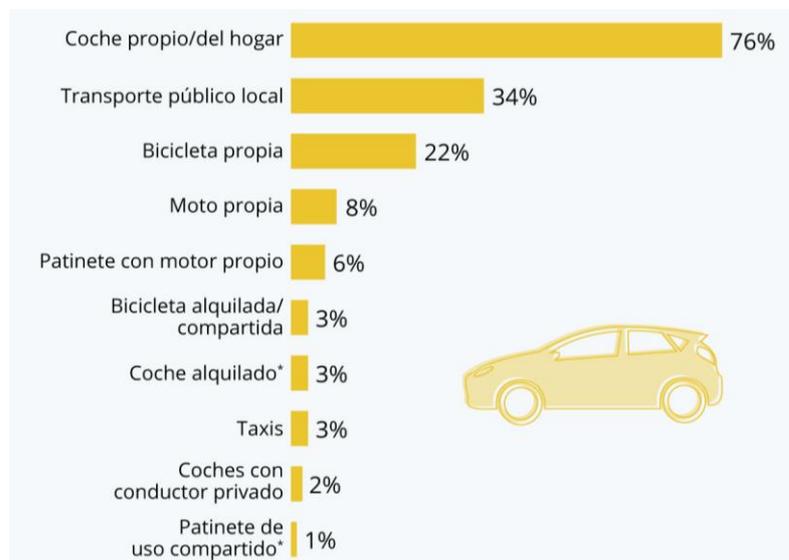


Ilustración 3. Estadística comparativa, Los medios de transporte más usados en España en 2020, El Statista [3]

En caso de que aún hubiese alguna duda sobre la importancia de la electrificación del transporte terrestre en nuestro país, España se encuentra en la cabeza de la Unión en términos de producción de energía eléctrica renovable y potencia instalada, incluso con previsión de aumento durante los próximos años. Energía que, debido a ser fruto de fuentes renovables, en muchas ocasiones generará valores excedentarios.

Cito la nota de prensa del informe de energías renovables de REE, año 2021:

*“España es el segundo país europeo que más energía eléctrica generó en 2021 a partir de eólica y solar (que incluye la fotovoltaica y la térmica), solo por detrás de Alemania según datos de ENTSO-E. El sol y el viento produjeron en España más de 86 TWh el año pasado, un tercio de toda la producción a nivel nacional”*

*“De esta manera, nuestro país cerró el año superando los 64 GW de estas tecnologías, lo que a 31 de diciembre representaba casi el 57 % del parque de generación nacional. Esta evolución positiva sitúa a España en el segundo puesto – detrás Alemania y por delante de Francia e Italia”*

*“Castilla y León ha revalidado su liderazgo renovable. Un año más, ha sido comunidad con mayor potencia instalada renovable en España, alcanzando un cómputo de casi 12 GW, lo que representa más del 95% de su parque de generación” [4]*

Misma fuente, cierre del año 2022:

*“Este año, España ha sumado 4,6 nuevos GW de renovables, en concreto 1,2 GW eólicos y 3,4 GW fotovoltaicos. La fotovoltaica es la tecnología que más ha aumentado y este año ya ha conseguido superar a la hidráulica, situándose en estos momentos como tercera en el ranking de fuentes con más potencia: ya supone casi el 16%. La capacidad de generación renovable asciende ya a más del 58% del total del parque” [5]*

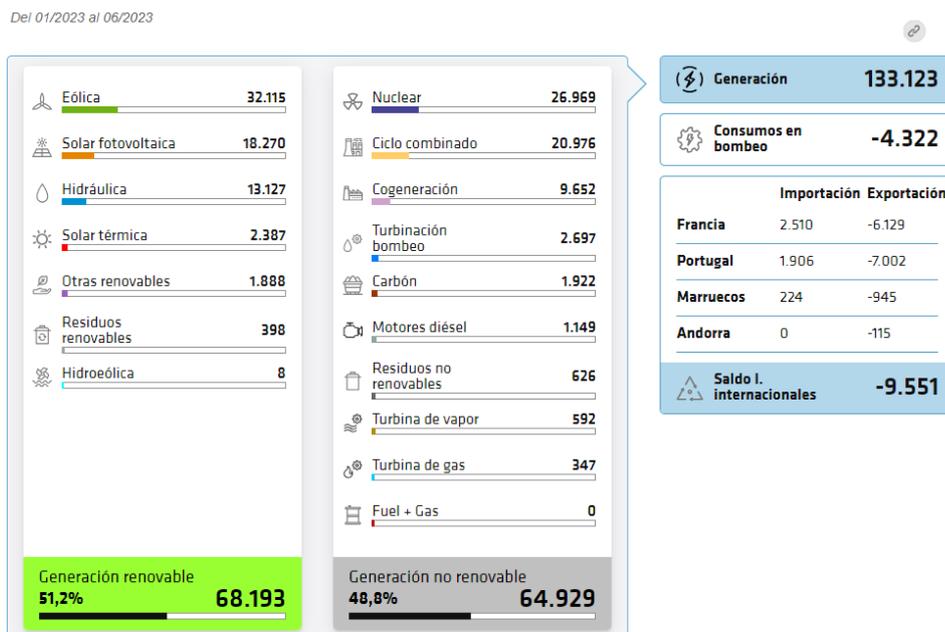


Ilustración 4. Balance eléctrico Nacional en MWh, últimos 6 meses

Fuente: REData, Red Eléctrica de España [6]

Del 01/2023 al 03/2023

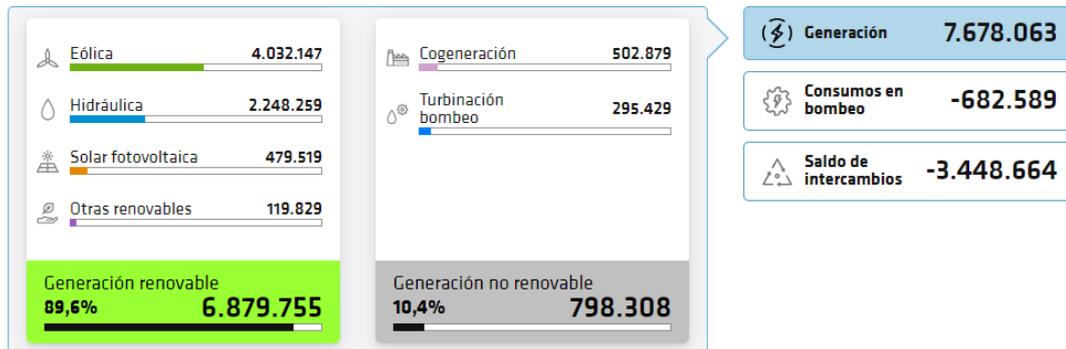


Ilustración 5. Balance eléctrico de Castilla y León en MWh del primer trimestre de 2023

Fuente: REData, Red Eléctrica de España [6]

Desde comienzos del año 2023, la creciente inversión renovable en nuestro país, y en concreto en nuestra región, junto con las condiciones climáticas ha propiciado que la generación renovable siga rompiendo récords, mientras el consumo de energía eléctrica no solo no aumenta, sino que ha disminuido entorno a un 2,4 % respecto al mismo periodo en 2022 [7].

La generación renovable en nuestra comunidad representa el 89,6 % del total, energía de la cual los castellano leoneses y castellano leonesas solo consumimos un 46,2 %, un 6,77 % se almacena mediante bombeo en nuestros embalses, y el 47 % restante se exporta y consume fuera de nuestra región.

A nivel nacional los números son similares, más del 51 % de la estructura de generación es de origen renovable, y de toda la generación, en España solo hemos consumido el 93%, lo cual supone más de un 7 % de energía exportada.

Las exportaciones generan PIB, no es energía perdida, pero generalmente ocurren en entornos excedentarios, lo cual reduce mucho el precio de dicha energía. Además, todo transporte de energía eléctrica lleva consigo las correspondientes pérdidas.

En resumen, en un marco nacional cada vez más renovable, y por consiguiente con una generación cada vez más irregular y excedentaria, una flota de vehículos electrificados enchufables, correctamente gestionados, pondría a disposición del sistema eléctrico español un almacenamiento distribuido cercano al consumo, y un aumento en el consumo de energía eléctrica en zonas horarias de picos de producción (una gran parte del transporte de pasajeros ocurre durante el día).

Resulta crucial desarrollar nuevos modelos de transporte urbano sostenibles, eficientes y accesibles para todos. Y el vehículo eléctrico resulta a día de hoy una fuerte baza a jugar en el camino hacia la sostenibilidad.

No obstante, en el ámbito de la movilidad urbana, existen opciones mucho más eficientes que los grandes y costosos SUVs eléctricos, los cuales a pesar de ser mucho más eficientes que los vehículos convencionales en entornos urbanos, en transportes unipersonales su potencia, tamaño y peso resultan ineficientes en comparación con los vehículos de movilidad personal (VMP).

La solución ante los excedentes antes descritos no es aumentar el consumo, sino aprovecharse de la situación actual y la riqueza que nuestra estructura de generación nos ofrece, sin que ello conlleve a un crecimiento descontrolado de la misma.

Los vehículos de movilidad personal (en adelante VMP) son una alternativa altamente eficiente en este tipo de desplazamientos de corta o media distancia unipersonales (al trabajo, a la compra, de ocio...), muy comunes en la movilidad urbana. Además, la reducción del volumen de tráfico en las ciudades, en el sentido más literal de la palabra, acortaría drásticamente los tiempos de desplazamiento.

Por otro lado, la versatilidad del concepto que rodea los VMP, permite que prácticamente cualquier Vehículo de Propulsión Humana pueda hibridarse con las tecnologías de propulsión eléctrica existentes, convirtiendo este tipo de vehículos, comúnmente encasillados en el ámbito del ocio o el entretenimiento, en una herramienta eficaz, eficiente, personalizada, saludable, barata, sostenible y sobre todo divertida.

Como yo, hay muchas personas que desean contribuir en este cambio hacia una movilidad más sostenible. Mi propuesta es la de diseñar y desarrollar unos patines eléctricos que cumplan con estos los requisitos de sostenibilidad y eficiencia, y que puedan ser utilizados como una opción viable para el transporte personal en las ciudades españolas.

## 1.2 Motivación personal

La decisión de desarrollar un trabajo de fin de grado más práctico y cercano a la fabricación y el diseño de un sistema innovador y funcional nace del deseo de asentar los conocimientos obtenidos en la escuela, profundizando en campos como la propulsión eléctrica, la electrónica de potencia, las teorías de control, las máquinas eléctricas o los sistemas de almacenamiento de energía eléctrica. Todo ello fundamentado el concepto más original de la ingeniería que para mí es la creatividad y la capacidad resolutiva.

Siendo, además, una oportunidad para poner en práctica, aprender y profundizar sobre la infinidad de materias y herramientas que, a pesar de no ser competencia directa del Grado, han despertado mi interés a lo largo de este período formativo.

La impresión 3D, el diseño mecánico, la electrónica y los sistemas de control, los nuevos sistemas de almacenamiento eléctrico, la movilidad eléctrica, los motores brushless, la comunidad Maker y los repositorios open-source. Son temas que entonces despertaban mi curiosidad, y el diseño y fabricación de unos patines eléctricos, prometía aunar todos ellos en un único proyecto.

Desde que se patinar y más en concreto durante los cuatro años de la carrera, el patinaje ha estado muy presente en mi día a día, no solo como medio de transporte, sino con un papel casi meditativo. Mi interés en el mundo del “Rollerblading”, el hambre de innovación y la incansable búsqueda de la eficiencia que es para mí la ingeniería, fueron la semilla que dio comienzo al proceso creativo, y la investigación sobre la existencia de este tipo de sistemas de propulsión eléctrica en el patinaje.

El hecho de no haber encontrado prácticamente información al comienzo del proyecto, mientras que otras hibridaciones sobre Vehículos de Propulsión Humana como la bicicleta o el monopatín llenaban de respuestas mis búsquedas, fue sin lugar a duda una de las principales motivaciones. Este hecho representó para mí la oportunidad de ser una de las primeras piedras en el camino y crear uno de los primeros prototipos de patines eléctricos.

### 1.3 *Objetivos generales*

A continuación, se presentan los objetivos y aprendizajes se espera conseguir con la resolución del presente trabajo de fin de grado:

1. Mediante el presente trabajo de fin de grado se pretende documentar de forma concisa y explicativa el proceso inherente al diseño y construcción de un nuevo sistema de micro-movilidad eléctrica. Se analizará el contexto actual o estado del arte, se desarrollarán conceptos, ideas y soluciones, y se construirán distintos prototipos y modelos sobre los que experimentar y desarrollar mejoras técnicas.
2. Se pretende demostrar que, mediante las herramientas disponibles hoy en día, los repositorios “open-source” y la disponibilidad de mercados internacionales de los distintos componentes, se pueden materializar ideas altamente creativas con un impacto real en nuestro día a día, generando un importante aprendizaje en el proceso.
3. Desarrollo de competencias transversales mediante el uso de herramientas como: impresión 3D mediante tecnología FDM (Fused Deposition Modeling o Modelado por deposición de material fundido), corte por láser, plegado de chapa, mecanizado y soldadura, herramientas de diseño CAD, repositorios open-source, fotogrametría y optimización topológica.
4. Obtención de un prototipo funcional de patines eléctricos en base a los parámetros funcionales descritos en el apartado 4.2 de la memoria “Parámetros funcionales y objetivo”



## Capítulo 2: Contextualización

### 2.1 Los Patines

#### 2.1.1 Evolución histórica

##### Los orígenes

Los primeros trazos en la historia del patinaje se remontan a la Holanda del siglo XIV, en escritos de la época ya se relataba como las gentes que habitaban zonas del norte de Europa en las cuales ríos, canales y lagos quedaban congelados durante las estaciones invernales, desarrollaron una herramienta similar a un patín de hielo. Unas simples botas de cuero atadas a un hueso o palo suficientemente rígido y afilado, les permitía cruzar las grandes masas de hielo deslizándose por la superficie.



*Ilustración 6. Patín de hielo primitivo [8]*

Con la profesionalización de la metalurgia aparecieron las primeras cuchillas de hierro entorno al año 1572, transformando esta práctica en un transporte eficaz que se fue extendiendo hacia otras zonas de Europa.

Tal fue la expansión e integración en los pueblos escandinavos que, veinte años después, se organizan las primeras carreras sobre hielo entre pueblos noruegos de las que se tiene constancia. Años más tarde, en torno a 1642 se fundó el primer club de patinaje del mundo en Edimburgo (Escocia). Ambos hechos marcan el comienzo de una época dorada para el patinaje en Europa, no solo como un medio de transporte, sino como un fenómeno social y deportivo.

## Primer patín sobre ruedas

### John Joseph Merlin (Bélgica-1760)

Hay dudas sobre quién fue su autor y cuando se crearon los primeros patines sobre ruedas de la historia, no obstante, la primera creación cuyo diseñador fue oficialmente reconocido data de 1760. Año en el cual el inventor y relojero belga John Joseph Merlin, apareció en una fiesta de máscaras tocando un violín que él mismo había fabricado, montado en su última creación unos patines de hielo modificados con dos ruedas por patín.

Aunque no era aún una práctica muy conocida, Merlin cautivó a muchos de los artistas e inventores de la época, quienes en las siguientes décadas serían espectadores del potencial de esta tecnología, capaz de extender el patinaje más allá de las fronteras del hielo.

## Primeros diseños y patentes

### Maximiliaan Lodewijk, Van Lede (Países Bajos-1789)

La creación de Van Lede se recoge en el primer documento iconográfico en el que se representan unos patines sobre ruedas conocido hasta la fecha.

El documento relata como un suizo patinó desde Scheveningen hasta La Haya, frente a miles de espectadores. La fecha de la impresión sugiere que el patinador está usando los patines inventados por van Lede un año antes.

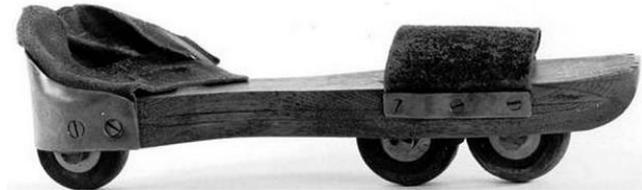
Mediante un diseño sencillo se muestra no solo el ensamblaje de los tres elementos básicos de los patines de Van Lede (unión, suela y ruedas) sino una representación muy clara de su uso.



Ilustración 7. Primer documento iconográfico sobre patines de ruedas [9]

### Charles Louis Marie Petibled (Francia-1819)

El siguiente hito que marcó una nueva etapa en la evolución de esta tecnología fue la patente de Petibled. Este diseñador mecánico parisino diseñó y patentó el primer patín de la historia, un diseño con tres ruedas en línea que ya revelaba avances técnicos notorios, como las uniones mediante tornillos metálicos, aumentando la reparabilidad y la aparición de sujeciones compuestas y suela más ergonómicas, que permitieron a estos patines aumentar el número de usuarios y generar un impacto en la historia.



*Ilustración 8. Primeros patines bajo patente, Petibled 1819 [10]*

### Líneas de evolución: Patines en línea o “Rollerblades”

La patente de Petibled, fue precursora de invenciones cada vez más creativas y alternativas, en persecución de esa distinción que permitiese a sus creadores producir sus patines bajo patentes compatibles con esta primera.

Así, dio comienzo una época dorada para las patentes y diseños del patinaje, en la cual se definen principalmente dos caminos o vertientes en el diseño. La mayoría de las patentes se centraron en patines más estables que fueran más sencillos de usar, aunque menos dinámicos, pensados para el patinaje “in-door” en los rings de patinaje que ya se dejaban ver por todo Europa. En resumen, patines centrados en el entretenimiento de la burocracia de la época, lo que hoy conocemos como patines “de 4 ruedas” o artísticos, en inglés “Rollerskates”.

En antonimia, se desarrollaron diversas patentes en torno a la necesidad que originó esta tecnología, como herramienta de transporte y, por tanto, más interesantes para el presente proyecto. Ideas que, a partir de la patente de Petibled, introdujeron mejoras como sistemas de frenada u optimizaciones en la dinámica del contacto con el suelo, conformando el camino hacia lo que conocemos hoy día como patines “en línea”, en inglés “inline-skates” o “Rollerblades” (por la semejanza con los patines de hielo originales y sus cuchillas, “blades”).

A continuación, se muestra un resumen de las patentes más relevantes de los últimos 200 años, y que definen el mundo contemporáneo del “rollerblading”. Comenzando por una patente que cumple este año su bicentenario.

Robert John Tyers (Gran Bretaña-1823)

Los “Volitos”, fueron descaradamente adelantados a su época en el dinamismo que presentaban, empleando por primera vez una tecnología que hoy se conoce como distribución “full rocker”. Empleada en patines de Hockey, Slalon y Alta Velocidad, la distribución logra un contacto extremadamente dinámico con el terreno, semejante al que presentan las cuchillas en los patines de hielo, generando un movimiento análogo al que desarrollan nuestros pies al correr. La disposición de ruedas de mayor radio en el centro e inferior hacia los extremos permite realizar giros rápidos y dotar de mayor aceleración al patinador. La desventaja de estos patines reside en la complejidad de su control.

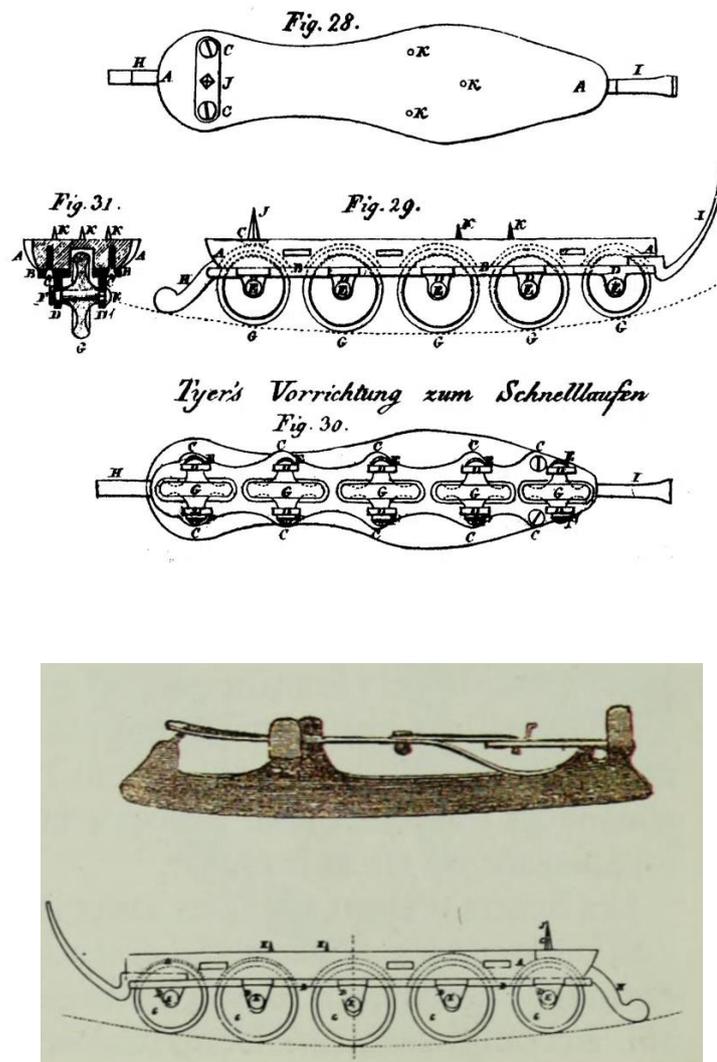
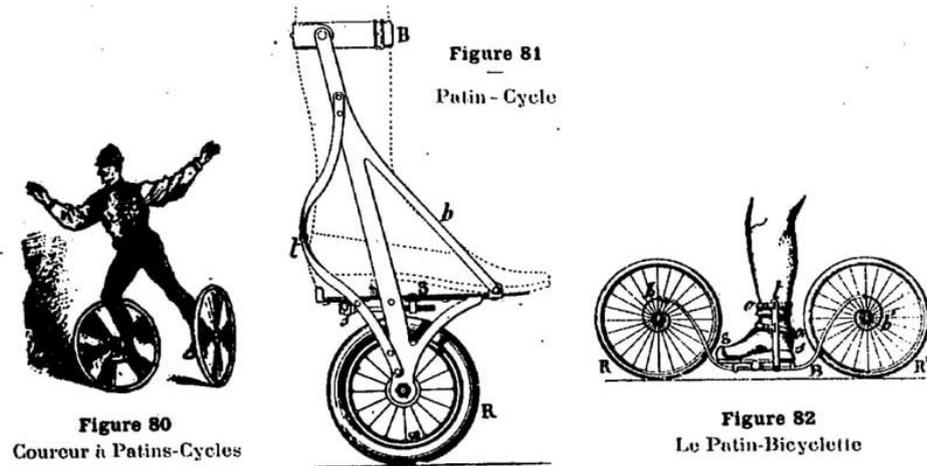


Ilustración 9. patent No. 4782 “Volito” [9] [10]

### Patin-bicicleta, “patin-biciclette” o “patincycles”

Aprovechando la ingeniería e industria existente en torno al ciclismo, tecnología con años de ventaja, surgió una nueva tendencia en el mundo del patinaje, que se sirvió de ello creando un nuevo concepto denominado en inglés “patincycles” que en español sería algo así como Patín-ciclos. Aplicando elementos como las llantas radiadas o las cubiertas neumáticas, que dotaron de la comodidad y absorción de irregularidades del terreno suficientes para hacer de los patines un sistema de transporte competente.



*Ilustración 10. Corredor sobre Patín-Ciclos, Patente G.T. Bond (1896), “Roller Skate” de H.W. Libbey (1896) [9]*

La conquista de nuevos espacios a través del patinaje tuvo muy buena acogida principalmente entre británicos y franceses, extendiéndose su uso como medio de transporte para corta y media distancia durante el siglo XIX.

Las creaciones a lo largo de este siglo tomaron principalmente dos formas:

Por un lado, aparecen diseños que, continuando con la línea evolutiva, acercan los patines a otros terrenos mediante la incorporación de dos ruedas radiadas neumáticas y una estructura metálica que las unía a la bota, muchas veces suspendidas mediante muelles radiales de hierro, más semejantes a los patines off-road actuales. Patentes como la de Nicolas Bresson (Francia, 1860), Hosea W. Libbey (Estados Unidos, 1896).

En paralelo, los primeros diseños de patines que con una sola rueda por pie. Desplazando las ruedas al interior del pie, se logra emplear ruedas de bici, equilibrando la falta de control provocada por la presencia de un único punto de contacto con el suelo, y permitiendo el rápido escalado de su fabricación gracias a la industria existente de la bici. Una plataforma metálica soportaba la suela del zapato y el eje de la rueda, se unía a una barra que distribuiría el peso sobre el gemelo y permitiría unirla con una cinta a la rodilla. Patentes como la de Charles Hauvel (1866) o George T. Bond (Estados Unidos, 1896)

### 2.1.2 Anatomía del patín

A fin de definir los distintos elementos a los que se harán alusión a lo largo de la presente memoria, se recoge a continuación una breve descripción de que función desempeñan, variantes más significativas o sistemas de estandarización aplicables a cada uno.

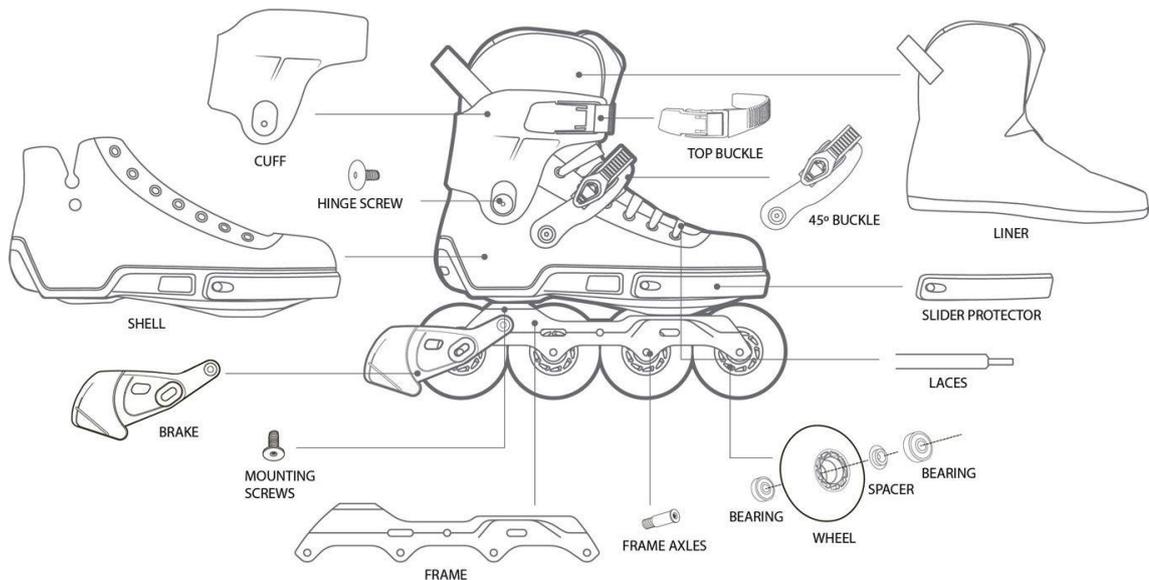


Ilustración 11. Esquema gráfico de los elementos de un patín [11]

#### Bota o carcasa (Shell)

Como elemento principal de unión entre la herramienta y el usuario, la bota se encarga de proteger el pie y tobillo frente a lesiones, a la vez que dota de ergonomía, soporte y estabilidad al patín. Fundamentalmente se fabrican en ABS, no obstante, algunas marcas emplean materiales compuestos con fibra de carbono o cuero sintético.

Las opciones comerciales varían en función de la altura y rigidez de la caña o “cuff” y la rigidez de la articulación “hinge”. Siendo más adecuado para largas distancias y movimientos menos dinámicos las botas de caña alta con mayor rigidez, mientras que, para deportes más dinámicos como el “freestyle” o el patinaje agresivo, se buscan configuraciones más flexibles. Además, en general la articulación de la bota es regulable en altura y rigidez, pudiendo ajustarse mediante un tornillo (hinge screw).

Todas las botas se valen de un forro (Liner) para dotarla de comodidad y absorción de impactos o vibraciones. Se trata de un revestimiento acolchado comúnmente compuesto de espuma recubierta de una tela resistente en el exterior y suave al interior evitando rozaduras.

Finalmente, las hebillas o cierres (buckles) permiten un ajuste robusto y rápido, que aplica la rigidez de la bota al pie limitando el movimiento del tobillo. Los cierres pueden ser de trinquete, de palanca o de otro tipo de sistema de cierre rápido. Por otro lado, los cordones se emplean para un ajuste más homogéneo y preciso del forro y la carcasa al pie.

### Guía o rail (Frame)

Se trata de una estructura metálica (Aluminio serie 5000 o superior) o plástica (ABS) que actúa de elemento de unión entre la bota y las ruedas. Se trata de una parte muy determinante en las características finales del patín, su diseño totalmente condicionado por el uso al que se destine, empleándose chasis más largos cuando se desea estabilidad, y más cortos si se persiguen movimientos dinámicos. Además, condicionará parámetros fundamentales como el número de ruedas, los diámetros de rueda o la distancia entre el pie y el suelo (factor determinante para la maniobrabilidad).

La longitud de las guías varía comúnmente entre los 230 y los 325mm, y la anchura entre los 30 y los 60mm. Suelen ser elementos ligeros con pesos de entre 150 y 300g.

Cabe añadir, que el diseño óptimo de este componente resulta esencial para asegurar el éxito en la hibridación de los patines con un sistema de propulsión eléctrica, objetivo principal de este proyecto.

### Sistemas de Anclaje Bota-Rail

La elección de este sistema define el tipo de guía a emplear, y por tanto es un factor fundamental a la hora de escoger la bota o el raíl que componen un patín. El sistema empleado viene definido por parámetros esenciales en el diseño estructural de un patín, como el número de puntos de contacto, su superficie, la distancia entre ellos o el diámetro de los tornillos o elementos de unión empleados.

La evolución del patinaje en línea ha llevado a este sistema hacia la estandarización, a fin de lograr la mayor versatilidad posible a la hora de llevar botas y railes al mercado, ampliando las posibilidades de los patinadores de cualquier disciplina, y facilitando el trabajo a la hora de encontrar recambios aumentando la vida útil de los patines.

Existen fundamentalmente tres sistemas estandarizados de anclaje:

**UFS:** El Universal Frame System (Sistema de Marco Universal) fue el primer sistema de estandarización empleado en botas y railes para patines en línea, creado por PowerSlide en el año 2000, tuvo una muy buena acogida en la industria del patinaje.



La unión dispone de dos puntos de anclaje, ubicado en las zonas de mayor presión en la pisada, uno cercano a la zona de los nudillos, en la parte frontal y otro a la altura del talón. La distancia más empleada entre los elementos de unión es de 165 mm, existiendo también una variante para marcos largos con una separación de 195 mm.

**FSK:** La denominación de este sistema coincide con aquella de la modalidad de patinaje para la que fue concebido. Los creadores del estándar FSK o FreeSkate trataron de encontrar un diseño más ergonómico y cómodo que el que permite el sistema UFS, destinado a entrenamientos más largos con los que masterizar el control y las maniobras requeridas en el “freeskating”.

Para lograr una posición más natural, se busca un diseño análogo a la suela de un zapato, la cual comúnmente eleva el talón respecto a la punta 1 o 2 cm.

En realidad, este sistema es considerado una variante del UFS, solo difiere en el desfase de 10 a 12 mm entre planos de unión, manteniendo la distancia entre anclajes a 165 o 195 mm.

**Trinity:** La última revolución en la estandarización de estos sistemas viene de nuevo de la mano de PowerSlide, quienes han empezado a implementarlo en sus últimos modelos. Su diseño logra ir un paso más allá en términos de estabilidad y maniobrabilidad, mediante un inteligente proceso de reingeniería.

Como su nombre indica, Trinity (“trinidad”) se caracteriza por la disposición triangular de los tres puntos de anclaje, rompiendo con el hasta entonces unánime doble punto de unión.

La disposición triangular de 3 puntos de unión consigue reducir la altura del centro de gravedad 10 o 12 mm, al permitir el paso de las ruedas a través del marco, reduciendo el margen de estas respecto a la bota.

La elección del sistema empleado y los parámetros de unión bota-guía serán un factor decisivo en el diseño de la guía. A pesar de que nuestros diseños se orientan hacia la cohesión con el resto de los elementos escogidos, se estudiarán parámetros de diseño que permitan mayor versatilidad en cuanto al tipo de bota o ruedas que el usuario final pueda combinar con nuestro sistema.

### Ruedas (Wheels)

Este componente define las características del contacto entre el patín y el suelo, siendo decisivas en parámetros como la velocidad, la adherencia, la maniobrabilidad o la frenada (frenadas en derrape)

Estos parámetros se pueden modificar variando el diámetro y perfil, o el material y dureza de la rueda escogida. Ruedas de mayor diámetro permiten alcanzar mayor velocidad y son menos sensibles a imperfecciones en el terreno, mientras que las más pequeñas mejoran la maniobrabilidad. Los diámetros más empleados en ruedas rígidas van desde los 55-60 mm en patines agresivos, a los 110 mm en patinaje de velocidad. Mientras que las ruedas neumáticas suelen llegar a diámetros mayores (140-150 mm).

Por otro lado, los perfiles más empleados son: perfil plano (estabilidad y control), perfil de borde redondeado (giros y transiciones) y perfil de borde afilado (mayor agarre y menor fricción)

La dureza de las ruedas, que depende directamente de la composición polimérica de la banda de rodadura, afecta a la adherencia y la capacidad de absorción de impactos. Se mide en durómetros (Escala A), y los valores más comunes se encuentran entre 74A (muy blandas) y acaban en 90A (muy duras). Además, la composición de las ruedas define el rebote de estas, pudiendo darse ruedas con misma dureza, pero rebotes distintos, clasificado generalmente en HR (High rebound) o SHR (Super high rebound).

### Rodamientos (Bearings)

Permiten realizar una unión dinámica entre las ruedas y el marco o rail. Condiciona por tanto la fricción dinámica con el suelo (par resistente a la rodadura) siendo un elemento determinante en la eficiencia de los patines como sistema de transporte.

Quedan clasificados bajo la norma ABEC (Annular Bearing Engineers' Committee), en función de su calidad y precisión de fabricación, siendo esta mayor cuanto mayor sea el nivel ABEC. Si se desea un rendimiento alto, lo más común es emplear rodamientos ABEC-7 o ABEC-9. Existen otros sistemas de clasificación, como el Swiss, empleado en rodamientos de alta gama.

### Freno (Brake)

La mayoría de los patines en línea emplean un sistema de frenada asistida, que consiste en una pastilla de goma o poliuretano ensamblada al rail a través de un acople en plástico (generalmente ABS) ubicada al frente o en el talón del patín, que al bascular hacia ella el peso del cuerpo, genera contra el suelo una fuerza de rozamiento suficiente para realizar la frenada.

A fin de simplificar el diseño y reducir peso, muchos patines carecen de este sistema. En su lugar se emplean técnicas de frenada autónomas, como la frenada en derrape o “powerslide” y la frenada en T, que aprovechan la adherencia de las ruedas de poliuretano y la característica lineal de la banda de rodadura del patín para efectuar la frenada. Como desventaja, la efectividad de estas técnicas depende del dominio de las mismas y la composición de las ruedas, además, aceleran el desgaste asimétrico de las ruedas.

Actualmente, existen sistemas alternativos más complejos, que permiten una frenada efectiva en prácticamente cualquier contexto. De nuevo, la marca PowerSlide ha desarrollado patentes como “Syncro Brake” o “Calf Brake” ambos sistemas que emplean la articulación de la bota o “hinge” y un anclaje a la caña para accionar un sistema de frenada que actúa directamente sobre las ruedas, reduciendo el desgaste, y aumentando a efectividad y repetibilidad de la frenada.

### Espaciador (Spacer)

En la mayoría de las ruedas, se emplea un espaciador a fin de mantener en el interior de estas los rodamientos alineados y separados entre sí a una distancia adecuada. Se trata de un sencillo elemento cilíndrico de aluminio o plástico, cuyo diámetro coincide con el del anillo interior de los rodamientos, teniendo en cuenta el estándar ABEC entorno a 8mm.

### Ejes (Frame Axles)

Los ejes son tornillos de aluminio lisos, con una rosca normalizada (M8) en la punta tan larga como grueso sea el perfil del marco o rail, con cabeza avellanada tipo Hallen. Los ejes tienen la función de soportar alinear y respecto las ruedas y rodamientos. Además, sirven para completar la estructura del chasis dotándolo de rigidez.

### 2.1.3 Clasificación

Dado que este proyecto se centra en la hibridación de unos patines con un SPE, y no tanto en el diseño en sí mismo de un patín convencional, se emplearán unos patines comerciales como base para el proyecto. Razón por la cual, resulta de interés definir los tipos de patines existentes y su afinidad o no ante los requisitos deseados. Para ello se analizarán parámetros como sus dimensiones, confort, estabilidad, maniobrabilidad, peso o contexto de uso.

Para lograr un análisis más visual, se emplearán gráficos radiales, acompañados de breves descripciones de cada modelo. Doy por justificada la evaluación realizada dado el conocimiento adquirido con la realización de carias de las disciplinas mencionadas, y la investigación realizada para el presente proyecto. No obstante, no resulta complicado encontrar comparativas similares en múltiples foros. [12]

#### Freestyle:

El Freestyle (del inglés “estilo libre”), también llamado Freeride, es una disciplina centrada en realizar movimientos creativos y fluidos sobre los patines, comúnmente en terrenos muy lisos y empleando conos o pequeñas rampas y desniveles. En este sentido, se puede considerar una disciplina similar al patinaje artístico, pero aplicada al entorno urbano. Los patines para Freestyle se diseñan pensando en la maniobrabilidad y la fluidez de los movimientos, empleando disposiciones de ruedas como la “Rocker” y sus variantes. El raíl empleado suele ser de 243 mm con 5 ruedas de hasta 80 mm. La bota suele ser muy rígida, a fin de reducir el riesgo de lesiones en la zona del tobillo.

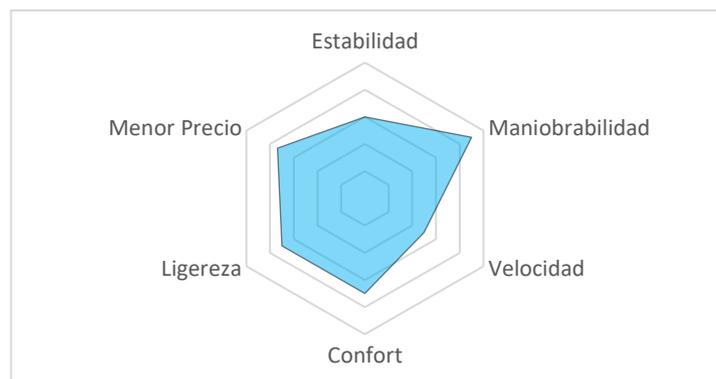


Ilustración 12. Patines Freestyle [11]

### Patines Fitness:

Son el tipo más común de patines, ideales para iniciarse en el mundo del patinaje en línea o darse un paseo por la ciudad, debido a su comodidad y estabilidad. No obstante, por esta misma razón no resultan de especial interés en ninguna disciplina. Como punto fuerte, se trata del modelo de patines más económico de la lista. El raíl tiene 243 mm desde el primer al último eje y 5 ruedas de hasta 80 mm.



Figura 1. Ejemplo de patines Fitness [11]

### Larga distancia:

Estos patines están pensados para lograr la máxima comodidad en desplazamientos de largas distancias, siendo el diseño más empleado como medio de transporte en entornos urbanos. Destacando características como la suavidad del forro (que evita la aparición de lesiones en la piel debidas a largas exposiciones a la fricción), la rigidez y estabilidad de la bota, la disposición de 3 ruedas de mayor tamaño (110 mm) y perfil afilado (menor fricción), más distanciadas (124mm entre ejes, 248 en total) logrando una mayor estabilidad. Por el contrario, son patines algo más pesados que los anteriores y con menor maniobrabilidad.



Ilustración 13. Patines de larga distancia [28]

### Patines agresivos:

El patinaje agresivo es una modalidad con gran similitud al “skateboarding” o monopatinaje. Originado en los años 80, consta de exhibiciones con desplazamientos a través de obstáculos (generalmente en skateparks o recintos similares) y trucos aéreos sobre patines en línea. Los patines muestran una alta resistencia a impactos en el raíl y la suela, alta estabilidad y maniobrabilidad, al reducir el tamaño de las ruedas (60-72mm) y la altura de la suela. El raíl dispone de varias zonas diseñadas para deslizarse sobre superficies (grindar).



Ilustración 14. Patines agresivos [42]

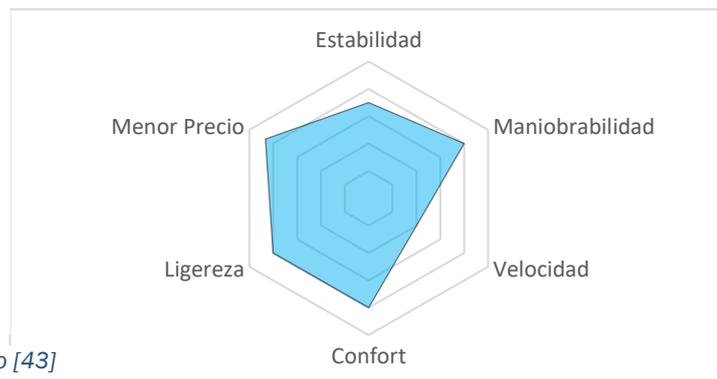


### Patines en paralelo o “quads”:

Los patines de ruedas paralelas 2 a 2 o patines “quads”, son comúnmente empleados para aprender a patinar, debido a la gran estabilidad que ofrecen. No obstante, resultan menos dinámicos en términos de velocidad. Se emplean fundamentalmente en patinaje artístico, y algunas modalidades del hockey sobre ruedas.



Ilustración 15. Patines en paralelo [43]



### Patines de hockey:

Diseñados específicamente para este deporte, los patines de hockey ofrecen una alta maniobrabilidad y aceleración a causa de su diseño compacto y ligero. Tanto la cubierta de la bota como los raíles de aluminio presentan una alta resistencia ante impactos. Railes UFS 243 mm entre ejes más lejanos, 4 ruedas de 80 mm máx.



Ilustración 16. Patines de hockey [11]

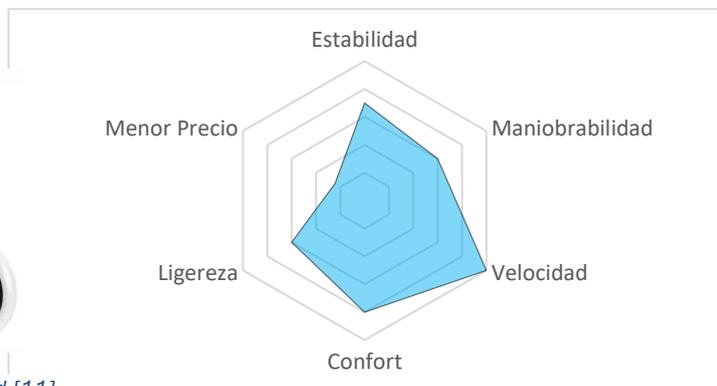


### Patines de velocidad:

Los patines de velocidad, como su nombre indica, son fruto de la búsqueda de un diseño altamente aerodinámico, ligero, y enfocado a alcanzar la mayor velocidad posible en el menor rango de tiempo y con el menor esfuerzo. Railes FSK o Trinity, distancia entre ejes más lejanos de 355 mm, 4 ruedas de 110 mm de diámetro.



Ilustración 17. Patines velocidad [11]



Los patines de descenso son una variante más estable de los patines de velocidad, solo que, en vez de buscar agilidad en los tobillos para acelerar con facilidad, se diseñan hacia una alta estabilidad que les permita alcanzar muy altas velocidades durante los descensos. Para ello se diseñan con botas más altas y rígidas. Railes FSK 388 mm con 5 ruedas de 80 mm.



Ilustración 18. Patines de descenso [44]

### Patines SUV:

A fin de llevar el patinaje más allá del entorno urbano, se crean los patines Off-Road, en concreto los modelos SUV del inglés “Sport Utility Vehicles”, buscan lograr un equilibrio entre el dinamismo que define el patinaje en línea y la robustez necesaria para llegar a terrenos menos homogéneos. Para ello, se emplean ruedas neumáticas, que favorecen la absorción de las irregularidades del terreno, difiriendo de los anteriores modelos de rueda rígida. Todo el patín se diseña para afrontar un entorno más hostil, lo cual lo convierte en un patín más durable y pesado.



Ilustración 19. Patines SUV, Off-road [11]

### Patines nórdicos:

Por último, los patines nórdicos o de marcha, también son patines off-road pensados para terrenos irregulares y tienen, por tanto, mucho en común con los anteriores. No obstante, se trata de unos patines con una maniobrabilidad muy reducida, mucho más estables y de mayor peso y tamaño. Ello hace que su uso sea distinto a todos los anteriores modelos, pues la propulsión no se origina desde los pies, sino con bastones, siendo una disciplina hermana del “Rollerski”.

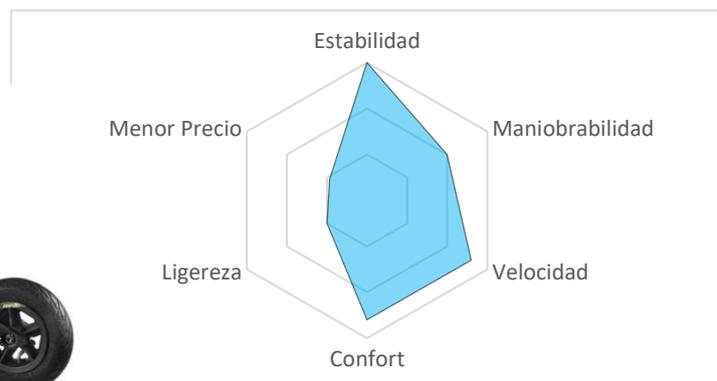


Ilustración 20. Patines Nórdicos, Off-road [11]

## 2.2 Micro-movilidad eléctrica

### 2.2.1 Vehículos de Movilidad personal

Los denominados Vehículos de Movilidad Personal resultan ya un elemento común en el contexto urbano, pues los ciudadanos y ciudadanas contemporáneos conviven con diversos vehículos de esta índole.

No obstante, aplicar este concepto de micro-movilidad eléctrica a los patines y construir un vehículo suficientemente compacto, ligero y ergonómico, para que la experiencia resultante sea similar a patinar, ha supuesto un reto desde que se comenzó a madurar esta idea.

Quizás, el sistema más conocido actualmente sea el “Patinete eléctrico”, pues su uso se ha extendido por todo el mundo como alternativa al vehículo privado de combustión interna, pudiendo ser clasificado como una solución a medio camino entre este y la bicicleta.



*Ilustración 21. Flujo de energía en un patinete eléctrico [13]*

Siendo la alternativa ideal para aquellos que buscan un transporte barato y sostenible más individualizado, los patinetes eléctricos han supuesto la mayor revolución en el mundo de la micro-movilidad hasta la fecha, llegando a superar el número de usuarios al de ciclistas en muchas ciudades del mundo.

No obstante, resulta interesante recalcar que, a pesar de ser un medio de transporte sostenible, con nula emisión de gases y escasa emisión de ruidos, son vehículos no activos. Esto los sitúa en inferioridad respecto a los Vehículos de Propulsión Humana convencionales como la bicicleta o los patines, en términos de movilidad saludable.

Existen otros sistemas quizás menos empleados, pero con productos comerciales competentes, que complementan el creciente abanico de sistemas de micro-movilidad. A continuación, se muestran algunos ejemplos de los sistemas más conocidos.



*Ilustración 22. Vehículo mono eje autoequilibrado o "Segway" [14]*



*Ilustración 23. Vehículo de eje flexible autoequilibrado o "hoverboard" [15]*



*Ilustración 24. Monociclo eléctrico con autoequilibrado [16]*



*Ilustración 25. E-Skate [17]*

### 2.2.2 Marco Regulatorio

El creciente uso de estos vehículos ha originado la necesidad de aplicar un marco regulatorio que restrinja su uso indebido, y marque unas pautas de fabricación, ensayos y calidad, así como condiciones de uso.

El primer procedimiento en establecer una clasificación legal ante este tipo de vehículos, y los denomina como Vehículos de movilidad personal, es la Instrucción 16/V-124 de la DGT de 3 de noviembre de 2016 de la Dirección General de Gestión de la Movilidad.

Características	A	B	C0	C1	C2
Velocidad máx.	20 km/h	30 km/h	45 km/h	45 km/h	45 km/h
Masa	≤ 25 kg	≤ 50 kg	≤ 300 kg	≤ 300 kg	≤ 300 kg
Capacidad máx. (pers.)	1	1	1	3	3
Ancho máx.	0,6 m	0,8 m	1,5 m	1,5 m	1,5 m
Radio giro máx.	1 m	2 m	2 m	2 m	2 m
Peligrosidad superficie frontal	1	3	3	3	3
Altura máx.	2,1 m	2,1 m	2,1 m	2,1 m	2,1 m
Longitud máx.	1 m	1,9 m	1,9 m	1,9 m	1,9 m
Tímbre	NO	SÍ	SÍ	SÍ	SÍ
Frenada	NO	SÍ	SÍ	SÍ	SÍ
DUM (distribución urbana mercancías)	NO	NO	NO	NO	SÍ
Transporte viajeros mediante pago de un precio	NO	NO	NO	SI	NO

Los VMP se clasifican en función de la altura y de los ángulos peligrosos que puedan provocar daños a una persona en un atropello. Se definen como ángulos peligrosos aquellos inferiores a 110° orientados en sentido de avance del VMP, o verso el conductor o pasajeros.



Ilustración 26. Esquema Comparativo VMP, Anexo 1 de la Instrucción 16/V-124 de la DGT

Según este primer marco regulatorio establecido por la DTG desde el año 2016, unos patines sen línea eléctricos quedarían incluidos en el subgrupo A, condicionados con una velocidad máxima de 20 km/h, no pudiendo superar los 25 kg y sin la obligación legal de disponer de un sistema de frenada activa.

No obstante, la normativa vigente corresponde a la Resolución del 12 de enero de 2022, de la Dirección General de Tráfico, por la que se aprueba el **Manual de características de los vehículos de movilidad personal**, que en su **Sección primera** define el concepto de VMP o Vehículo de Movilidad Personal como se cita a continuación.

*“Los Vehículos de Movilidad Personal, en adelante VMP, pueden tener diferentes usos, como por ejemplo el uso particular, alquiler o «sharing», servicios públicos, usos turísticos, etc., pero desde un punto de vista técnico, la única diferenciación que cabe hacer en cuanto a los requisitos a cumplir por los VMP, tal y como se recoge en la Sección 5, es la que se refiere a los siguientes tipos:*

- VMP para transporte personal.
- VMP para transporte de mercancías u otros servicios.”

En base a esta clasificación, recoge los aspectos técnicos requeridos y usos considerados para este tipo de vehículos, se muestran a continuación aquellos de interés en VMP para transporte de personas.

Tabla 1. Sección 2 VMP para transporte de personas, ANEXO del Manual de características de los VMP [18]

	VMP de transporte personal	
Velocidad máxima	Entre 6 y 25 km/h	
Potencia nominal <sup>(3)</sup> por vehículo.	Vehículos sin auto-equilibrado: ≤ 1.000 W	Vehículos con auto-equilibrado <sup>(4)</sup> : ≤ 2.500 W
Masa en orden de marcha <sup>(5)</sup> .	< 50 kg	
Longitud máxima.	2.000 mm	

<sup>(3)</sup> La potencia nominal deberá ser declarada por el fabricante del motor y medida según el apartado 4.2.14 de la norma EN 15194:2018, o alternativamente en el Reglamento n.º 85 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (UNECE) - Disposiciones uniformes relativas a la homologación de motores de combustión interna o de grupos motopropulsores eléctricos para la propulsión de vehículos de motor de las categorías M y N en lo que respecta a la medición de la potencia neta y la potencia máxima durante 30 minutos de los grupos motopropulsores eléctricos (DO L 323 de 7.11.2014, pág. 52).

<sup>(4)</sup> Al menos el 60% de esta potencia se debe dedicar al sistema de autoequilibrado.

<sup>(5)</sup> Masa en orden de marcha: masa del vehículo tal y como se define en el artículo 5 del Reglamento (UE) n.º 168/2013.

Altura máxima.	1.400 mm
Anchura máxima.	750 mm

Es decir, en base a lo establecido en la normativa vigente y el Manual de características de los VMP, los patines eléctricos en línea, por ser un vehículo sin auto-equilibrado, tendrían una limitación de 25 km/h de velocidad máxima, y de 1000 W de potencia nominal, siendo esta la declarada por el fabricante del motor. Definiéndose la potencia nominal de un motor como el valor de potencia máxima mantenida por el motor durante 30 minutos en cumplimiento de las condiciones descritas en el apartado 4.3.14 de la norma EN 15194:2018 o bien según el Reglamento n.º 85 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas.



### 2.2.3 E-Bikes y la “patinada” asistida

A pesar de que todas estas tecnologías pueden servir de inspiración y lo han hecho, el sistema de propulsión que se perseguido, plantea una hibridación con mayor sinergia hombre-máquina. Un buen ejemplo de ello sería la pedalada asistida en las bicicletas eléctricas o **e-bikes**. La mayoría de las investigaciones y desarrollo actual de esta tecnología centra sus esfuerzos en conseguir una simbiosis hombre-máquina lo más natural y ergonómica posible, de forma que continúe siendo un medio de transporte eficiente y saludable como lo es la bicicleta convencional, a la vez que se aumentan mediante la asistencia de un sistema electromecánico funcionalidades como alcance, la velocidad y accesibilidad a mayor público de cara a ser empleado como un medio de transporte cotidiano.

### 2.2.4 Estado del arte

Como se puede apreciar, en el anterior apartado no se recoge una tecnología idéntica a la que se pretende desarrollar. No obstante, los patines eléctricos, a pesar de ser una tecnología prácticamente inexplorada, existen.

En este apartado se realiza un análisis del estado del arte, describiendo cuales son las tecnologías exploradas bajo este concepto de patines eléctricos, tanto a día de hoy, como al momento de iniciar este proyecto.

#### Inicio del Proyecto, septiembre de 2021

Al comienzo de este proyecto, los prototipos eran escasos y difíciles de encontrar, y por consiguiente la información respecto a los métodos, diseños o tecnologías empleadas también. Se encontraron dos ideas similares:

- **E-flame** [19]: se trata de un proyecto iniciado en torno al año 2014, y el único en España del que se puede encontrar información en la red. En el momento de la consulta el sistema se basaba en una bota de patinaje agresivo con sistema UFS, un marco realizado en resina, un motor brushless outrunner (BLDC) para aeromodelismo, baterías de polímero de litio (LiPo), electrónica para modelismo RC, y un sistema de transmisión mediante cadena.

En 2021 cerró la página web [20] en la cual recogía algún detalle sobre el proyecto y a través de que el autor vendía alguno de los diseños para el rail, con idea de empezar a vender el kit completo.

El autor ha continuado desarrollando mejoras, y publicando actualizaciones en Youtube, la mayoría de las mejoras se centran en lograr un sistema con mayor autonomía, más compacto y fácil de fabricar. Además, en noviembre de 2021 hizo público un nuevo prototipo que incluiría: Control de Tracción, Frenada regenerativa y un concepto interesante sobre el que yo entonces estaba trabajando, el patinaje sin motor o **patinaje libre**.

- **Thunderblade:** Este proyecto, creado por Daniel Sauza, comienza en 2016 con la materialización de las primeras ideas tras las cuales el autor fue refinando sus prototipos hasta el año 2018. En mayo de este año se abrió paso en una plataforma de crowdfunding llamada Indiegogo [21]. Finalmente, y tras la recaudación y obtención de los correspondientes certificados, comienza a fabricar y enviar algunos prototipos a sus mecenas en abril de 2019.



*Ilustración 27. Patin eléctrico Thunderblade [21]*

Los patines emplean de nuevo el sistema UFS, ruedas de 110 mm y botas de Freestyle. Según la descripción realizada en Indiegogo y en su canal de Youtube [22], pueden alcanzar una velocidad de 40 km/h, superar pendientes de hasta el 20% y tienen hasta 7 millas (11,26 km) de autonomía en tan solo 2,27 kg de peso.

### Panorama actual, junio de 2023

En el tiempo en que se han desarrollado las ideas de este proyecto, realizado los prototipos pertinentes y conseguido una versión funcional competente, el contexto internacional también ha evolucionado. Por consiguiente, la información que se encuentra en internet al respecto ha crecido, nuevas versiones de los sistemas conocidos y nuevos proyectos aparecen en la escena.

El proyecto más conocido, con más de 300 usuarios activos de sus patines, es **ESCEND** [23], una marca británica fundada, cuando sus cofundadores Anton Larin y Rashid Mustafa, ambos con experiencia en el sector de la movilidad eléctrica, aunaron pasiones y desarrollaron los primeros prototipos.

El propósito principal de la marca es la versatilidad (ruedas neumáticas) y autonomía de los patines, un factor característico es la supresión del sistema de transmisión, mediante el desarrollo de sus propios motores BLDC lo suficientemente compactos para ubicarlos en el interior de las ruedas traseras



*Ilustración 28. Patines Eléctricos ESCEND [23]*

Otro proyecto por destacar es el desarrollado por la compañía francesa **AtmosGear**. De nuevo, se trata de un sistema basado en anclaje UFS, y ruedas de 110 mm similar a Thunderblade. Logran al igual que ESCEND compactar el motor brushless en el interior de las ruedas. Cabe destacar que, en este caso, al igual que se plantea en la versión final del presente proyecto, la batería y electrónica se ubica fuera del rail, en una riñonera diseñada para este uso y ubicada en la cintura.



*Ilustración 29. Patines eléctricos AtmosGear [24]*

Finalmente se muestra una tabla comparativa de las características principales de los modelos conocidos a fin de tomar perspectiva respecto al panorama actual. Esta tabla se empleará como referencia para contrastar la evolución de los prototipos a desarrollar en este proyecto.

Tabla 2. Tabla comparativa entre las dos opciones comerciales existentes

	Precio sistema completo	Precio SPE	Peso Total (g)	Peso En los pies (g)	Potencia (W)	Capacidad Batería (mAh)
Thunderblade	1.383 €	784	?	4536	?	2x2200 (?S)
Escend	869,00 €	799,00 €	?	7500	2x400	2x5200 (6S)
Atmos Gear	--	750,00 €	5056	3906	?	?

	Tamaño de Rueda (mm)	Tipo de Anclaje	Relación de Transmisión	Autonomía teórica (km)	Velocidad máx. (km/h)	Pendiente máx teórica 16 km/h < 60 A
Thunderblade	110-125	UFS	3-4	11	40	20%
Escend	105	UFS / FSK / Trinity	Directa	15	25	20%
Atmos Gear	110	UFS / FSK	Directa	20	25	20%

?
--

No se ha encontrado información al respecto

No hay opción a sistema completo

El precio SPE corresponde con el precio definido para el Sistema de Propulsión Eléctrica, es decir, sin incluir la bota.

Cabe destacar, que los datos recopilados respecto al proyecto Thubderblade, son orientativos, pues los patines no han llegado estar disponibles como producto más allá del “crowfounding”, y la única información que se conoce del prototipo es la existente en la página correspondiente de Indiegala, donde ya no se encuentran activos. No existe un producto comercial como tal que cumpla con esos parámetros.

Por otro lado, aunque hay varios parámetros de los que no se ha encontrado mayor información en las páginas web oficiales de los proyectos, o en sus páginas de “crowfounding” como Indiegala o Kickstarter, se tienen suficientes parámetros de los tres como para poder contrastar los parámetros de los prototipos que se desarrollen en el presente proyecto.



## Capítulo 3: Fundamento teórico

### 3.1 *El Sistema de Propulsión Eléctrica*

Un sistema de propulsión eléctrica (en adelante **SPE**) consta fundamentalmente de dos subsistemas o etapas: potencia y control.

#### Etapa de potencia:

La etapa de potencia o tren de potencia se encarga de almacenar y transformar energía potencial en energía cinética llevando al sistema desde el reposo hasta una velocidad determinada.

En los siguientes párrafos se desarrollan las fases de conversión de energía que ocurren a lo largo del tren de potencia de un SPE.

En la primera etapa se transforma la energía eléctrica (Wh) almacenada en una batería (Ni-Cd, Ni-MH, Li-Po, Li-FePO, Li-ion...) como potencial electroquímico, en potencia eléctrica en forma de corriente continua que fluye a través de los conductores a una determinada tensión:  $P(W)=V(V)\cdot I(A)$ .

Esta corriente continua es convertida, mediante un Variador o ESC (Electronic Speed Controller), a corriente pulsatoria trifásica que idealmente y dependiendo del sistema de control empleado (Trapezoidal, Sinusoidal o FOC) puede llegar a ser equivalente a alterna trifásica. Esta corriente pulsatoria, es en realidad corriente continua que sufre cambios de magnitud de manera regular, pero siempre partiendo de un valor nulo o constante.

La siguiente fase desarrolla la potencia eléctrica en forma de par electromagnético mediante lo que se denomina una máquina eléctrica de tracción o motor eléctrico, a través de una serie de fenómenos electromagnéticos generará un par mecánico sobre el rotor de la misma. Desarrollando tras superar el equilibrio de par haciendo frente al par resistente una determinada aceleración angular que al alcanzar un nuevo equilibrio mantendrá el rotor a una velocidad angular constante. Llegados a este punto ya podría considerarse que existe un desplazamiento (angular) y por tanto una energía cinética.

A continuación, la transmisión completa el proceso. Mediante la relación de transmisión, se establece una proporcionalidad constante entre par mecánico y velocidad angular que definirá en base a los parámetros del motor eléctrico escogido, las características del desplazamiento final. Dado que el sistema deseado es de propulsión lineal, el paso final para ser considerado funcional bajo esta consideración es el desarrollado en las bandas de rodadura, que transforman la velocidad angular en velocidad lineal aplicada al subsistema de potencia al completo, la relación entre ambas velocidades vendrá definida por el diámetro de la rueda tractora.

En conclusión, el tren de potencia de un sistema de propulsión eléctrica lo componen: batería electroquímica, conductores eléctricos, motor eléctrico, transmisión mecánica y ruedas.

#### Etapa de control:

Una etapa de potencia puede considerarse un proceso completo en sí mismo, no obstante, carece de aplicación al ser ensamblado tal y como se ha descrito en el anterior apartado, debido a la falta de interacción del usuario sobre la aceleración o velocidad lineales del sistema.

Para que una etapa de potencia resulte aplicable a un SPE, es necesario que todos sus elementos reciban una serie de consignas o señales de control. La coordinación y planificación de las consignas a fin de lograr que los parámetros físicos resultantes sean lo más semejantes posible al input deseado es la tarea del Etapa de control.

### 3.2 Clasificación de motores eléctricos, motor BLDC

#### 3.2.1 ¿Qué es un motor eléctrico?

Las denominadas máquinas eléctricas rotativas, son artefactos que emplean fenómenos electromagnéticos para transformar la energía eléctrica en energía mecánica o viceversa.

Existen máquinas diseñadas específicamente para ejecutar aplicar esta transformación en una de las dos direcciones, comúnmente se las denominará motores cuando hayan sido diseñadas para la conversión de energía eléctrica en mecánica, y generadores si su función es obtener energía eléctrica a partir de energía mecánica.

Las máquinas eléctricas implementadas en vehículos eléctricos lo hacen generalmente como actuadores, y por tanto se les suele denominar motores eléctricos. No obstante, es muy común el uso de la frenada regenerativa en vehículos eléctricos, tecnología en la cual el motor eléctrico pasa a ser empleado como generador. La energía eléctrica generada puede disiparse en forma de calor o ser de nuevo almacenada si el sistema de almacenamiento y la electrónica están preparados para ello.

Toda máquina eléctrica rotativa se compone fundamentalmente de dos elementos:

- **Rotor:** elemento suspendido sobre un eje capaz de generar o absorber energía mecánica en forma de par motor o resistente respectivamente. Para que pueda darse una conversión de energía en el estator es necesario que el rotor disponga de un campo magnético permanente (imán permanente o electroimán inducido o alimentado).

- Estator:** elemento estático dentro o entorno al cual el rotor presenta un desplazamiento comúnmente angular. En él, se genera un campo magnético variable, este interactúa con el campo magnético permanente en movimiento del rotor para producir la conversión de energía sobre los devanados del estator.

### 3.2.2 Clasificación

A continuación, se muestra un esquema taxonómico de las distintas tecnologías conocidas en el mundo de los motores eléctricos.

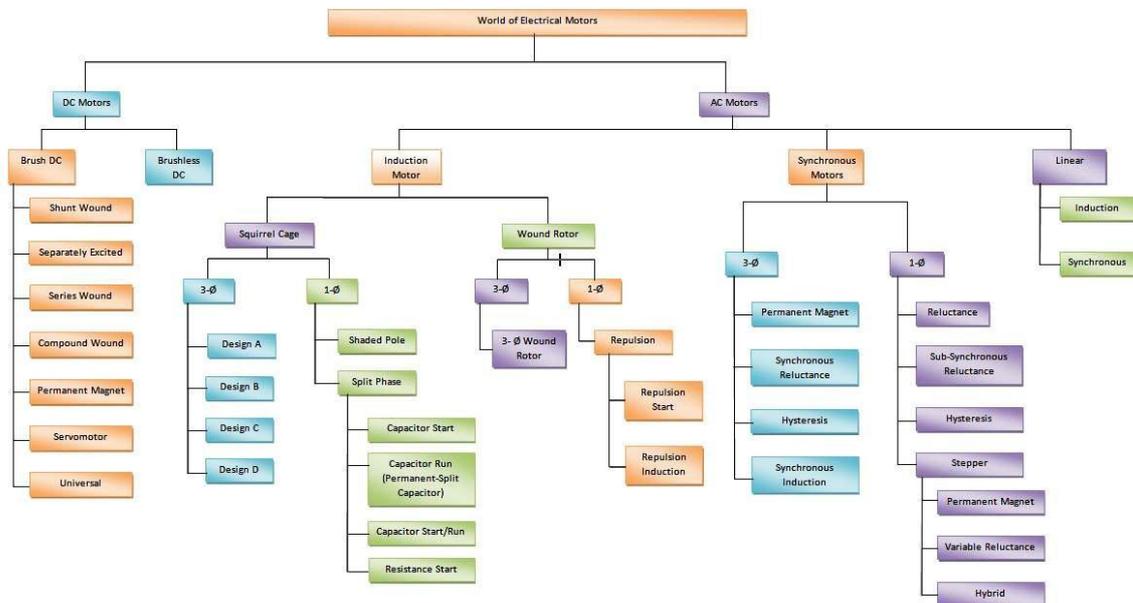


Ilustración 30. Taxonomía de los motores eléctricos

La primera categorización de motores eléctricos surge al analizar las características de la energía eléctrica que alimenta el estátor: **Motores de corriente continua (DC) y motores de corriente alterna (AC).**

### 3.2.3 Motores de corriente alterna

Los motores de **corriente alterna** se pueden subdividir en tres categorías en base a la tecnología mediante la que se produce el campo magnético del rotor:

- Motores de inducción:** el campo magnético del rotor se genera como fruto de la **inducción electromagnética entre los devanados** del estátor y la jaula de ardilla o devanado del rotor, dependiendo del tipo de motor. También suelen denominarse motore asíncronos, debido a que el campo rotatorio inducido en el rotor gira siguiendo al campo rotatorio del estator (que gira a la velocidad de sincronismo) con una velocidad angular inferior, esta diferencia de velocidades se denomina deslizamiento.



- **Motores síncronos:** se denominan así debido a que el rotor gira a la **velocidad de sincronismo** o velocidad angular del campo magnético giratorio generado por el estator. El funcionamiento de cada tipo de motor de esta categoría es muy diferente. En los más comunes, el campo magnético del rotor es generado imanes permanentes compuestos de tierras raras.
- **Motores lineales:** su funcionamiento es análogo al de los motores asíncronos o de inducción. De hecho, estos motores pueden entenderse como motores de inducción de **radio "infinito"**. El estator es comúnmente un rail en el que se ubican los devanados, y el rotor una plancha de aluminio o barras de aluminio cortocircuitadas cuya morfología permite el movimiento lineal de estas al interactuar con campo electromagnético del rotor.

Históricamente el uso de estos motores se ha visto **limitado** a aplicaciones estacionarias y con pocas variaciones en la velocidad, debido a que la **regulación de su velocidad** requiere sistemas electrónicos de potencia que regulen la frecuencia y tensión de la corriente trifásica que alimenta el rotor y su funcionamiento en general a bajas revoluciones es muy ineficiente.

Hoy en día su aplicación en vehículos eléctricos ha ido en aumento gracias a los avances en **electrónica de potencia**, que permiten aumentar la eficiencia global de los sistemas que emplean este tipo de motores, destacando el uso de los motores síncronos de imanes permanentes y reluctancia variable.

No obstante, la aplicación de estos motores a la movilidad eléctrica queda relegada a **sistemas más grandes y costosos**, en los cuales la implementación de un motor de estas características sea viable.

#### 3.2.4 Motores de corriente continua

Por otro lado, los motores de **corriente continua o DC** son motores muy fáciles de controlar, sobre todo los motores de conmutación mecánica o escobillas, ya que su velocidad es directamente proporcional a la tensión de la corriente continua aplicada. Además, su característica par-velocidad ha resultado de interés a lo largo de la historia en su aplicación a los vehículos eléctricos.

La base del funcionamiento de un **motor de corriente continua o DC** reside en la interacción de un campo magnético constante y un campo magnético conmutado o variable, encargado de generar una fuerza de atracción y repulsión entre polos magnéticos.

Existen dos formas de realizar la conmutación del campo magnético variable:

- mediante escobillas, **motores brushed.**
- mediante electrónica, **motores brushless.**

Tabla 3. Tabla comparativa entre motores Brushless DC y motores con escobillas

	Motor BLDC	Motor Brushed
Conmutación	Conmutación electrónica basada en sensores de posición o BEMF	Conmutación mecánica mediante escobillas
Mantenimiento	Bajo rozamiento, mantenimiento mínimo	Las escobillas requieren un mantenimiento periódico
Vida útil	Mayor que el motor brushed	Menor que un motor BLDC
Curva par / velocidad	Par inversamente proporcional a la velocidad, el arranque está muy condicionado al tipo de control y sensores de posición	Par decreciente con el aumento de las RPM siguiendo una función racional, $y=1/x$ debido al efecto del rozamiento de las escobillas
Eficiencia	Muy alta, no hay pérdidas por rozamiento	Moderada, condicionada a las pérdidas por rozamiento
Densidad de Potencia	Alta, debido a que son motores más compactos y con mejor disipación del calor. Además, el calor producido por el rozamiento de las escobillas desaparece.	Menor, la alta generación de calor por rozamiento y baja disipación térmica hacen necesario aumentar el tamaño del motor para mejorar la disipación térmica.
Inercia del rotor	Menor, dado que el rotor está compuesto de imanes permanentes	Mayor, el rotor lo compone un núcleo ferromagnético devanado
Rangos de velocidad	Muy amplio, buen funcionamiento a bajas revoluciones y limitación de velocidad por conmutación electrónica despreciable	Menor al que presenta un motor BLDC debido a limitaciones de velocidad causadas por la conmutación mecánica
Ruido eléctrico	Bajo, debido a la alta eficiencia y el bajo rozamiento	Se generan arcos eléctricos en la conmutación que producirán interferencias en los sistemas cercanos. Esto puede provocar problemas de comunicación en emisoras y receptores
Coste	Alto, debido a la necesidad de emplear imanes permanentes	Bajo debido a su simplicidad y el uso de materiales baratos
Control	Requiere de métodos de control más complejos que encarecen la electrónica empleada	Electrónica simple y barata

De la tabla anterior se puede concluir que el funcionamiento de un **motor BLDC** es mucho más interesante para el proyecto, ya que no solo presenta una **densidad de corriente** mucho mayor, reduciendo el peso final de los patines, sino que además la eficiencia, y por tanto la futura **autonomía** del vehículo es significativamente mayor.

El único inconveniente es la necesidad de una controladora de velocidad o ESC que encarecerá el coste final del prototipado. No obstante, el precio de los componentes electrónicos se ha reducido considerablemente durante los últimos años, reduciendo por tanto el peso del coste de la electrónica en decisión.

### 3.2.5 Tipos de motor BLDC

#### Sensored y Sensorless

Como ya se ha comentado, la conmutación de los motores BLDC se realiza mediante una electrónica denominada ESC, del inglés “Electronic Speed Controller” o variador, la cual para alimentar los devanados correspondientes a cada fase de conmutación necesita conocer la posición relativa, y por tanto velocidad, entre los polos del rotor y el estator.

El conocer esta posición, permite al variador realizar distintas estrategias de conmutación en función de la velocidad del rotor, logrando arranques desde velocidad 0. Que serán más o menos suaves dependiendo de la estrategia de control empleada (Escalares, como la trapezoidal o sinusoidal, o vectoriales como la FOC).

Hay dos formas de obtener esta posición: sensores de posición y BEMF.

#### Sensores de Posición

Existen fundamentalmente cuatro tipos de sensores de posición empleados en este tipo de motores:

- Encoders
- Sensores inductivos
- Resolvers
- Sensores de efecto hall

Los más empleados en motores BLDC debido a su fiabilidad, bajo coste y compacto diseño, son los sensores de efecto Hall o de campo magnético.

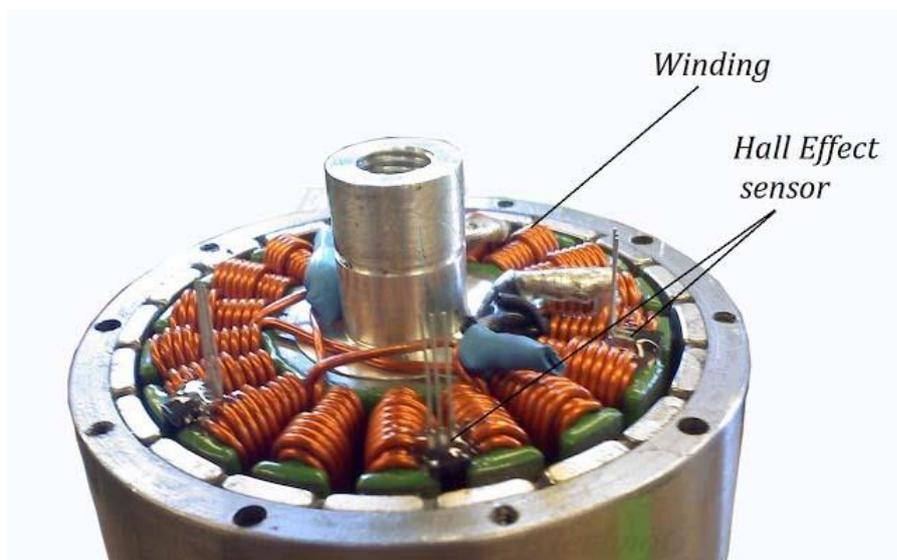


Ilustración 31. Montaje de sensores de efecto hall en un motor BLDC Outrunner [25]

### BEMF

La metodología de control mediante BEMF, del inglés “Back Electro Motive Force” o fuerza electromotriz de retorno, emplea el fenómeno BEMF como interpolación de la posición relativa de los imanes permanentes del rotor sobre el devanado del estátor en un motor BLDC.

Cuando se aplica un voltaje (una fuerza electromotriz) al inducido de un motor la corriente correspondiente fluye por sus devanados, creando una fuerza magnética que hace que el inducido gire. De igual manera, una fuerza contraria en forma de corrientes de Foucault se podría generar debido al giro del inducido en el interior del campo magnético del estator.

Esta fuerza contraria se denomina fuerza contra - electromotriz o FCEM (BEMF, por sus siglas en inglés). A mayor es la velocidad de giro del inducido, más FCEM se produce sobre los devanados. Esta FCEM puede medirse analizando la diferencia de FCEM aplicadas sobre cada uno de los devanados del motor.

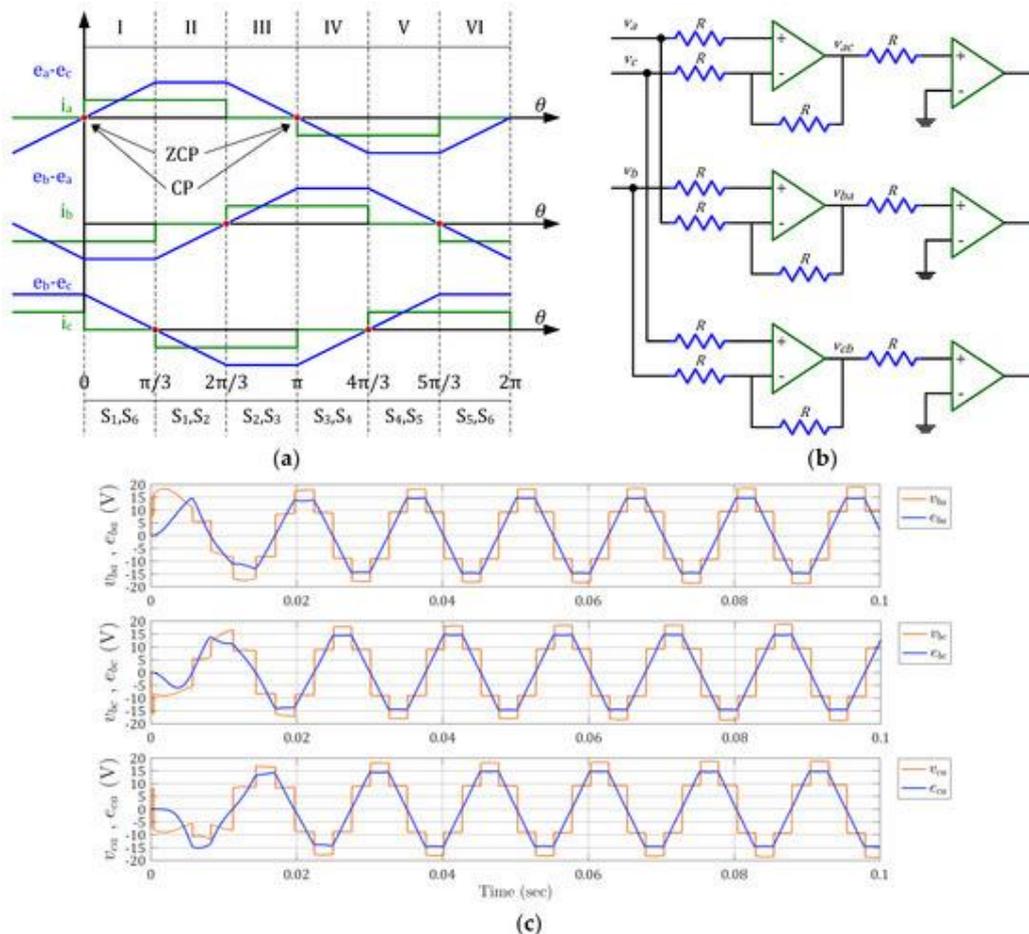


Ilustración 32. Técnica de control por diferencias de FCEM (a) diferencias de FCEM entre fases y sus correspondientes corrientes; (b) esquema del circuito ZCP (c) Simulación, formas de onda de tensión en los terminales de un motor BLDC y sus correspondientes diferencias en las FCEM [26]

### Inrunner y Outrunner

Otra diferenciación dentro de los motores BLDC, surge de la disposición rotor estator, dándose configuraciones inrunner o de rotor interno y outrunner o de rotor externo.

En las configuraciones inrunner, el rotor se compone de un eje interno sobre el cual se montan los imanes permanentes. Alrededor de este se encuentran los núcleos devanados del estátor, que va montado en el perímetro interno de la carcasa.

Mientras que las configuraciones outrunner, el rotor se monta directamente sobre la carcasa exterior, la cual gira solidaria al eje central. Entre el eje central y los imanes permanentes se encuentran los devanados del estátor.

Las diferencias son las siguientes:

- Mayor par en motores outrunner (el rotor perimetral ofrece un mayor brazo de aplicación del par electromagnético)
- Frecuencia de conmutación más alta en motores outrunner
- Velocidades (rpm) mayores en motores inrunner (menor inercia del rotor)
- Mismo número de fases, 3, pero mayor número de dientes por fase en motores outrunner.
- Mayor diámetro de los rodamientos en outrunner, pueden ser mucho más resistentes. En el caso de inrunner, los rodamientos están limitados por el tamaño del eje y el bobinado (estator)
- Los motores inrunner son más seguros respecto a posibles contactos directos, ya que solo gira el eje central y no toda la carcasa

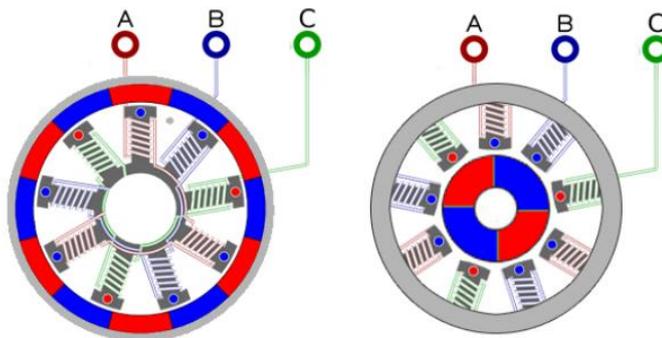


Ilustración 33. Esquema comparativo, motores BLDC outrunner e inrunner [27]

## Capítulo 4: Metodología y objetivos del diseño

### 4.1 Metodología de diseño

Debido al amplio rango de toma de decisiones y el entramado de restricciones que supone el desarrollo de un Sistema de Propulsión Eléctrico, se propone emplear un sistema o metodología a fin de facilitar y organizar este proceso.

Para ello, se emplea un método de Diseño Basado en Restricciones o en inglés "Constraint-Based Design" mediante un esquema de tipo arborescente. De esta forma, el desarrollo de los cálculos y diseños, así como la correspondiente la toma de decisiones, se estructura conforme a los flujos condicionales o restrictivos existentes entre cada elemento, subsistema y sistema.

Siguiendo esta metodología, el primer paso es analizar que Subsistemas y Elementos se necesitan diseñar para definir el sistema global, lo cual resulta sencillo en base a lo expuesto en los anteriores apartados. De cara a realizar el esquema los elementos y subsistemas se ubican en el plano acercando aquellos que presenten mayor número de condicionantes electromecánicos entre ellos, es decir aquellos que se encuentren más cerca en el esquema **eléctrico** o **mecánico** del Sistema, o bien queden condicionados por **formar parte de otro componente**.

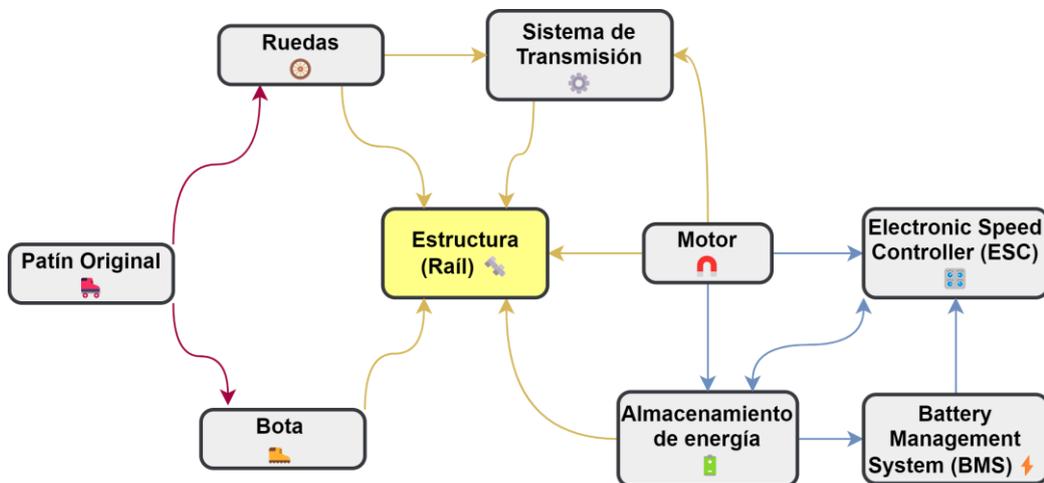


Ilustración 34. Esquema de proximidad condicional

El siguiente paso sería definir los primeros condicionantes de diseño. Lo más sencillo es empezar creando un nodo al que definimos como "Funcionalidades deseadas". Las **funcionalidades** esperadas en el producto final son la condición de partida o "input" para el diseño de algunos de los elementos que a su vez definirán muchos de los parámetros condicionantes para la elección y diseño del resto de elementos o subsistemas.





## 4.2 Parámetros funcionales y objetivo

Se recogen a continuación los valores objetivo para los distintos parámetros funcionales del sistema:

- Velocidad: Cumpliendo con el margen normativo para VMP de transporte personal, se define el primer hito de velocidad 5 km/h por debajo del límite normativo para circulación en carriles 30 para este tipo de vehículos, es decir, en **20 km/h**. No obstante se tendrá en cuenta la limitación normativa en todos los prototipos desarrollados.
- Par: Se pretende desplazar a una persona de **70kg** con facilidad en pendientes de hasta el **15%**, para lo cual, se calculará y dimensionará el motor y el sistema electromecánico de forma que desarrolle el par mecánico suficiente para este fin.
- Peso máximo de **3 kg por pie** o 6 kg totales, de forma que el SPE no aumente el peso original más de 1,5 kg por patín (3,1 kg es el peso total de los patines originales)
- Autonomía: en el primer prototipo, se define como objetivo alcanzar una autonomía de **8 km**. Tecnologías similares como los hoverboards o e-skates disponen de media unos 10 km de autonomía, considerando que los primeros son sistemas de menor potencia que no suelen superar los 15 km/h y los e-skates son tecnologías menos exigentes en cuanto a tamaño y peso del sistema de almacenamiento. Además, los trayectos más frecuentes en ciudades medianas como Valladolid se encuentran entre los 3 y los 5 km. No obstante, tras optimizar el sistema se espera alcanzar autonomías superiores a los **10 km** al finalizar el segundo proceso de prototipado.
- Precio: Se estableció un límite de costes de **250 euros** para el **primer prototipo** del SPE y entrono a **150 euros** para la compra del **patín base**. De forma que el primer análisis de viabilidad del proyecto no presentase un riesgo económico sustancial.

Tras la validación de una primera versión funcional, el presupuesto aumentará, se espera que la última versión o **prototipo óptimo del SPE** no supere los **450 euros**, definiendo un precio total en materiales del producto inferior a 600 euros.

- Uno de los conceptos distintivos que persigue este proyecto, es desarrollar un sistema híbrido entre un VPH y un SPE, de forma que el SPE asista al usuario. Es por ello por lo que una de las condiciones esenciales para los primeros prototipos es la existencia de un **sistema de desacople VPH-SPE**.



## Capítulo 5: Maqueta inicial

Para poner a prueba las ideas surgidas durante los primeros procesos creativos y lluvias de ideas, y contestar las incógnitas recopiladas tras la investigación inicial del proyecto, se plantea la realización de un primer modelo físico que sirva de sustrato para el desarrollo de ensayos y obtención de las primeras conclusiones.

Con ello, se busca validar la viabilidad técnica de los primeros cálculos y conceptos, y obtener conclusiones de cara a optimizar el diseño antes de realizar el primer prototipo funcional. Además, facilitaría el dimensionado de los elementos básicos de la transmisión y confirmaría la certeza de los componentes electromecánicos escogidos.

Esta primera iteración, posibilita realizar un diseño con ciertos márgenes de error sin que ello suponga un coste económico y de tiempo adicional. Para ello se emplearán materiales más baratos y fáciles de trabajar, no obstante, que sean capaces de soportar las cargas y torsiones generados por el sistema de propulsión, a fin de lograr ensayos concluyentes.

Previo a la construcción de la maqueta se realizará un análisis en base a la metodología de diseño expuesta, que definirá los parámetros fundamentales para la maquetación de la **estructura** y diseño del **tren de potencia**.

### 5.1 *Diseño inicial del sistema y elección de componentes*

Aplicando la metodología de diseño propuesta, en los siguientes párrafos se definirán y aplicarán los condicionantes de diseño correspondientes.

Dado que el objetivo de este apartado es la obtención de una maqueta que refleje las características electromecánicas de un futuro prototipo. Los parámetros funcionales perseguidos en este caso serán similares a los esperados en el diseño final, pero bajo la condición de tratarse de un maquetado experimental.

#### 5.1.1 *Elección del patín base*

En este primer subapartado se abordan las decisiones de diseño más generales y de carácter conceptual.

Como se indica en la figura 25 los **Patines originales**, quedan condicionados por el tipo de trayecto a realizar, y el terreno al que se destinan los patines eléctricos. En este ámbito, el proyecto se centra en desarrollar unos patines empleables como medio de transporte urbano y cotidiano, lo cual condiciona a los patines originales a ser favorables hacia entornos urbanos, terrenos homogéneos, y largas distancias (5 a 10 km).

Como protección de los elementos del sistema de tracción y control del vehículo será de interés que las dimensiones de la suela de las botas superen todos los posibles resaltes.

Para asegurar una ergonomía y comodidad aceptables de cara a largos periodos de uso, se buscará un modelo con alto nivel de confort. Además, la estabilidad será un factor clave, pues la aceleración causada por la asistencia del SPE así lo requiere.

Por último, es de interés considerar el factor económico, a lo largo de todo el proyecto se tratará de encontrar el equilibrio entre calidad y precio de los componentes, con el objetivo de obtener una solución final competente.

Todo esto sumado al análisis comparativo del apartado 3.1.3, justifica la elección de un patín para largas distancias como origen de diseño. En concreto se optó por la solución más equilibrada en relación calidad/precio a fecha de septiembre de 2021, los patines Fila Houdini Pro.



*Ilustración 37. Patines Fila Houdini Pro de larga distancia [28]*

### *5.1.2 Generalidades del diseño*

Se recogen a continuación varios parámetros generales del SPE concluidos como óptimos para lograr las funcionalidades esperadas y en coherencia con el patín base escogido.

- Dos ruedas por patín, alineadas bajo la punta y el talón de la bota.
- Ruedas de 110 mm de diámetro.
- Rail original de 248 mm y anclaje FSK, se empleará el sistema UFS para simplificar el diseño e incluirán placas acrílicas para adaptarlo.
- Motor, electrónica y batería centrados bajo la bota para reducir peso a los extremos del patín (menor Momento de inercia)
- Panel de metacrilato de 3mm de grosor para el modelo físico del raíl.
- Dimensiones del motor: 70 mm  $\varnothing$  x 70 mm, eje de 8 mm  $\varnothing$  20 mm.

### 5.1.3 Morfología del Tren de Potencia

La disposición del Tren de Potencia es un parámetro fundamental a tener en cuenta para diseñar la transmisión, que será condicionante primario del diseño del rail o estructura.

En inicio se plantearon cuatro posibles formas de llevar la energía mecánica desde el rotor del motor brushless hasta las ruedas del patín.

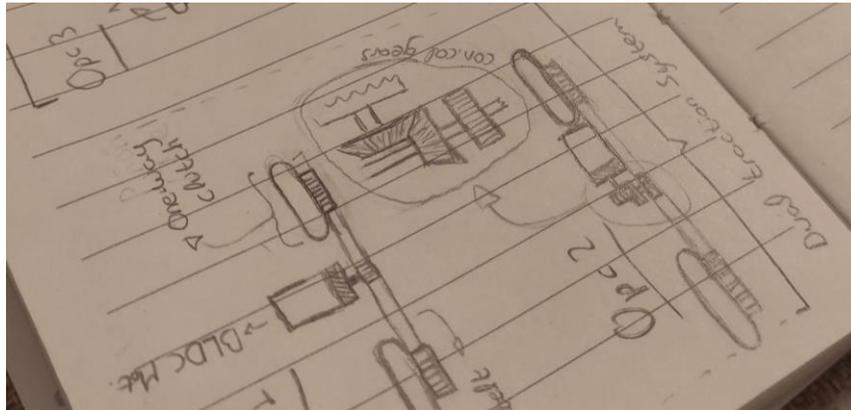


Ilustración 38. Primeros bocetos del sistema de sistema de transmisión

1. **Motor central**, transmisión por **correa/cadena**, **eje perpendicular** al rail y **tracción a ambas ruedas**. La tracción a ambas ruedas permitiría mejorar considerablemente la adherencia. No obstante, esta disposición requeriría de una correa o cadena más largas, y un sistema de tensores y poleas para asumir la diferencia diametral entre el piñón tractor y los traccionados.
2. **Motor central**, transmisión por **correa/cadena**, **eje perpendicular** al rail y **tracción a 1 rueda**. Es el diseño más sencillo para el tipo de motor escogido
3. **Motor central**, transmisión por **correa/cadena** y **piñones troncocónicos a 90°**, eje **paralelo al rail**, tracción a una o ambas ruedas. Similar a la anterior solución, en este caso también podría aplicarse con una o dos ruedas traccionadas. La principal diferencia es la orientación del motor en paralelo al raíl, que permitiría un diseño más compacto dada la morfología estándar de los motores BLDC.
4. Se planteó la opción de adaptar el diseño de un motor BLDC out-runner aprovechando su característica principal de rotor externo. Un rotor externo, gracias a que el brazo torsor sobre el que se aplica el par electromagnético en el perímetro del rotor es mucho mayor, eliminaría la transmisión. Esta solución requeriría un motor que encajase en el interior de una rueda de patín y cuyo par fuese suficiente por sí solo para hacer frente a la funcionalidad descrita al respecto.

La solución escogida para la realización del primer prototipo y, por tanto, de la maqueta inicial, fue la segunda. Desestimando por el momento la conversión de un motor BLDC Out-runner a motor en buje.

Su sencillez facilitaría el proceso de diseño, y debido al gran tamaño de las ruedas se consideró suficiente traccionar únicamente la rueda trasera. Además, cabe destacar, que la rueda trasera de un patín es el punto que mayor tiempo de contacto y mayor presión ejerce sobre el terreno al patinar.

#### 5.1.4 Batería

La tecnología de la batería escogida para este prototipo será la de Polímero de Litio o LiPo. La tensión por celda de este tipo de baterías es de 3,7 Voltios, pudiendo obtener tensiones superiores al conectar varias celdas en serie.

La batería fue el primer componente definido en esta fase de diseño. Se aprovecha una batería de modelismo RC dándole una segunda vida, reduciendo el coste y sostenibilidad del proceso de prototipado, y evitando desechar o deteriorar un componente nuevo, debido a un error de diseño.

En concreto se disponía de tres baterías de Polímero de Litio (LiPo) dos de 3S y de 2500 y 3000 mah respectivamente, y una tercera de 4S, 8000 mah y 90C. Las tres baterías se encontraban en perfecto, a tensión de almacenamiento y no habiendo recibido descargas profundas por debajo del 30% de su capacidad. Se escogió por tanto la tercera opción, por tener la mayor tensión de funcionamiento (menores corrientes para el mismo consumo) y la mayor capacidad (mayor autonomía).



*Ilustración 39. Batería Zop Power 4S 8Ah 90C*

La autonomía final en km del prototipo dependerá de la capacidad de la batería (8000mah), de la potencia consumida en su funcionamiento nominal y pico y del grado de desnivel del terreno, que condicionará el tiempo de funcionamiento entorno a consumos pico. Se calculará si esta batería cumple el objetivo de autonomía propuesto una vez definidos parámetros electromecánicos suficientes del prototipo, y se validará más adelante, en los apartados de ensayos del mismo.

### 5.1.5 Motor y transmisión

Como se concluye en el apartado 3.2.5, el tipo de motor considerado el más óptimo para esta aplicación es el Brushless out-runner o de rotor externo.

De entre las opciones comerciales existentes, se eligieron los motores N5065, que más que un modelo, son un estándar que define el diámetro máximo (50mm) y la longitud del motor (65mm) dimensiones que se adecúan a las descritas en el apartado de Generalidades del diseño. Estos motores eran de aplicación originalmente en aeromodelismo. No obstante, desde la aparición de los primeros e-Skates, han sido ampliamente usados en estos sistemas, lo que ha abaratado su coste y optimizado su diseño para este uso.

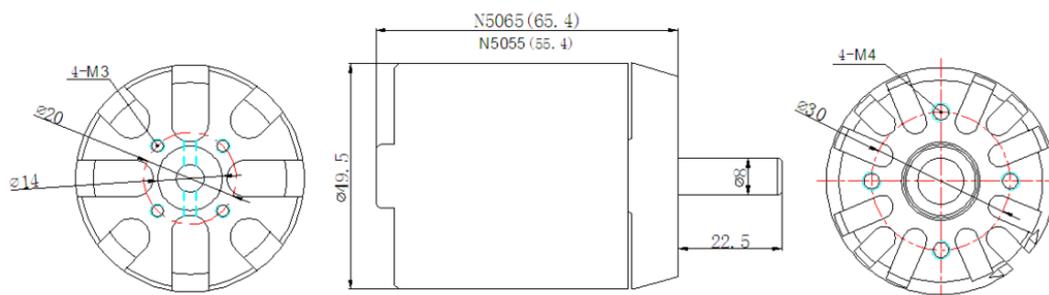


Ilustración 40. Estándar N5065 motor BLDC [29]

La mayoría de las opciones comerciales de motores N5065 presentan 12 polos electromagnéticos y 14 imanes permanentes en el rotor. Existen opciones con y sin sensores de posición, y variantes de devanado que conforman motores con distintas constantes de velocidad, en este caso 140, 270 o 320 KV (rpm/V).

La mayoría de las opciones comerciales del N5065 tienen un rango de funcionamiento de entre 11,1 y 29,6 V, o lo que es lo mismo, de 3S a 8S ("S" siendo el nº celdas para una batería de litio con 3,7V/celda). La Batería escogida tiene 4 celdas, con una tensión nominal de 14,8V, cumpliendo con este rango.

A fin de ahondar en la optimización global del diseño, los primeros prototipos montarán una electrónica sencilla, por lo cual, se tomó la decisión de emplear un **motor sensorless**, o sin sensores. De esta forma, no solo se abaratan los costes del prototipado, sino que el cálculo de la posición del rotor, aunque menos preciso, se realizará mediante el análisis BEMF (Back Electro Motive Force o fuerza electromotriz inducida en un conductor cuando se produce una variación de campo magnético en sus inmediaciones, Ley de Lenz), que requiere de menor capacidad de cálculo que la conversión y análisis de señales dedicadas.

Volviendo al análisis de la **constante de velocidad o KV**, ésta queda condicionada a la velocidad máxima a alcanzar o 20 km/h, la **relación de transmisión**, y la **tensión de funcionamiento** (14,8V).

Con lo cual la elección de la KV del motor queda directamente relacionada con la relación de transmisión. Habría que definir una de las dos variables para obtener como resultado la otra.

Para acotar la **relación de transmisión** se definió antes el tipo de transmisión a emplear y los diámetros máximos de ruedas motriz y conducida.

El sistema escogido para la transmisión fue una correa dentada HTD 3M de 10 mm de ancho (adecuado para el vástago del motor 5065, y para el diseño del sistema de desacople VPH-SPE), 408mm de longitud y 136 dientes.

El diámetro máximo de la rueda conducida se definió considerando una inclinación de en torno al 20% entre el patín y la perpendicular al terreno, aplicando un factor de corrección de 0,8 a los 110 mm de diámetro de la rueda de los patines Houdini Pro obteniendo un límite de 88mm. Por otro lado, existe una limitación mínima de diámetro, condicionada por la rueda libre (siguiente apartado) diseñada para el desacople del VPH y SPE, cuyo diámetro exterior con los piñones es de 77 mm, pudiendo ganar margen de hasta 20 mm al eliminar dichos dientes.

La rueda motriz queda limitada exteriormente por los puntos de anclaje del estátor, que distan del eje del rotor 30 mm siendo los tornillos empleados M4, cuya cabeza tiene un diámetro de 7,22 mm resulta en un diámetro máximo de la rueda motriz de 22,78 mm. Mientras que la rueda motriz comercial de menor diámetro encontrada para correas HTD 3M tiene un diámetro a la altura media del diente de 13,56 mm.

Mediante estos parámetros se pueden hallar los márgenes de diseño para las relaciones de transmisión, recogido en la siguiente tabla.

*Tabla 4. Márgenes de diseño para la relación de transmisión*

D.ext rueda libre (mm)	77	D anclajes estator (mm)	30
Margen hasta perímetro (mm)	20	D cabeza M4 (mm)	7,22
D.mín conducida (mm)	57	D.máx motriz (mm)	22,78
Rt mín teórica		2,50	
D rueda Patín (mm)	110	D.mín rueda motriz HTD 3M comercial (mm)	13,56
F. Reducc. Inclinación	0,7		
D.máx conducida (mm)	77		
Rt máx teórica		5,68	

A partir de los márgenes de diseño de la relación de transformación, se analizó para la tensión de funcionamiento de 14,8 V que constante de velocidad podría ser la más adecuada.

Tabla 5. Elección de la Constante de Velocidad o KV

Análisis previo, Relación de Transmisión para alcanzar 20 km/h				
V nominal (V)	KV (rpm/V)	RPM nominal	V.máx motriz (km/h)	Rt máxima
14,8	140	2072	42,96	2,15
D rueda (mm)	270	3996	82,86	4,14
110	320	4736	98,20	4,91

Para alcanzar los 20 km/h, la relación de transmisión máxima del motor de 140 KV es insuficiente para mantenerse dentro de los márgenes de diseño, aumentar la relación para entrar en los márgenes reduciría la velocidad lineal alcanzada hasta 17 km/h.

La duda se limita pues a los motores de 270 y 320 KV, ambos motores cumplirían los márgenes establecidos, no obstante, una mayor constante de velocidad, ofrece mayor margen de maniobra de cara a reducir la relación de transmisión en futuros prototipos y seguir dentro de los márgenes, razón que llevo a la elección del motor de constante 320 KV, con una relación de transmisión final de 5 a fin de simplificar el diseño de las ruedas conducida y motriz.

Definida la KV del motor y la relación de transmisión, se define una rueda motriz comercial que cumpla con los márgenes definidos, aplicando la  $r_t$ , la rueda conducida resultante cumplirá. La rueda escogida fue una HTD 3M 15T de 15 dientes de 10 mm de anchura. Lo cual define una rueda conducida con 75 dientes. Con estas ruedas, y la correa escogida (408 mm y 136 dientes), se realiza el cálculo de la distancia entre ejes llegando a un valor de 130 mm.

**Type:15-3M-10 CF**  
**Inner Bore:5/6/6.35/7/8mm**

Fit for belt width 10mm  
Pitch 3.00mm

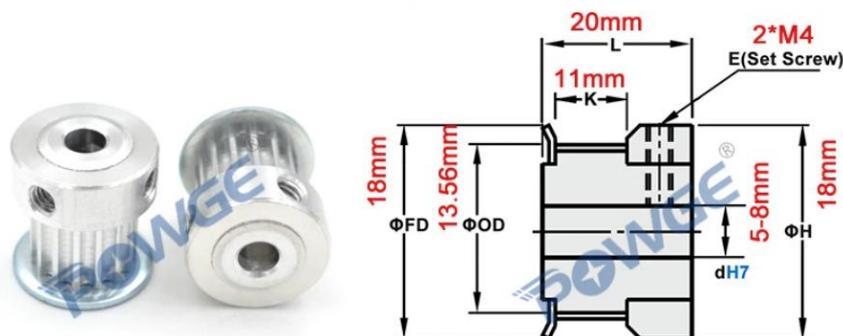


Ilustración 41. Rueda motriz HTD 3M 15T

### 5.1.6 Electrónica

Otro elemento que se aprovechó del modelismo RC, y del que ya se disponía, fue el sistema de emisor receptor o en sí mismo Radio Control. Consta de una emisora FlySky FS-GT3B de 3,4 GHz y un receptor FS-GR3 de 3 canales, 3 puertos de conexión CAN, comúnmente dedicados para (1) alimentación y control de motor, (2) control de servomotor y (3) otros usos, y un cuarto puerto de alimentación independiente.



Ilustración 42. Sistema RX/TX Prototipo V1

Con el resto de los componentes del sistema eléctrico y de control definidos, la elección del variador o ESC redunda a una búsqueda de la solución comercial más económica que cumple las condiciones definidas.

Los valores empleados como input para la elección de un variador son:

- Tensión nominal de funcionamiento: 14,8 V
- Tensión máxima de la alimentación: 16,8 V
- Corriente nominal y pico consumida por el motor: 60 A y 80 A
- Puerto CAN para la conexión al receptor
- Compacto
- Económico

La mejor solución encontrada fue el variador RedBrick de 125 A nominales, 140 A de corriente máxima soportada y un rango de tensiones de 2S a 7S (7,2-25,9V) según la hoja de características aportada por el vendedor.



Ilustración 43. Red Brick 125A 2-7S

Este tipo de variadores realizan técnicas de control trapezoidal, y emplean un sencillo chip que calcula el BEMF o Back Electromotive Force para inferir la posición del rotor, sobre todo de cara a lograr arranques suaves y efectivos del rotor. En esta etapa de modelado inicial se ha preferido una opción barata y sencilla de control, de cara a reducir el coste de la primera fase de prototipado.

A continuación, se muestra un resumen de los parámetros del sistema eléctrico.

Tabla 6. Resumen características Sistema Eléctrico

Parámetros de la Batería LiPo 4S 90C			
Capacidad	I máx. descarga nominal	I máx. descarga pico	Peso
8000 mAh	360 A	720 A	752,6 g
V mín	V nominal	V máx	Dimensiones
13,2 V	14,8 V	16,8 V	65*43*138mm

Parámetros de motor N5065 320KV				
V vacío	V nominal 4S	V máx. pico	Potencia para 4S	Peso
13,0 V	14,8 V	41,5 V	888,0 W	60 g
I vacío	I máx. nominal	I máx. pico		Dimensiones
1-3,3 A	60,0 A	80,0 A		50*65 mm

Parámetros de ESC Red Brick 125 A			
Celdas	V min	V máx.	Peso
2-7 S	6,6 V	29,4 V	100 g
BEC	I nominal	I pico	Dimensiones
No	125 A	140 A	78*38*20 mm

### 5.1.7 Desacople VPH-SPE

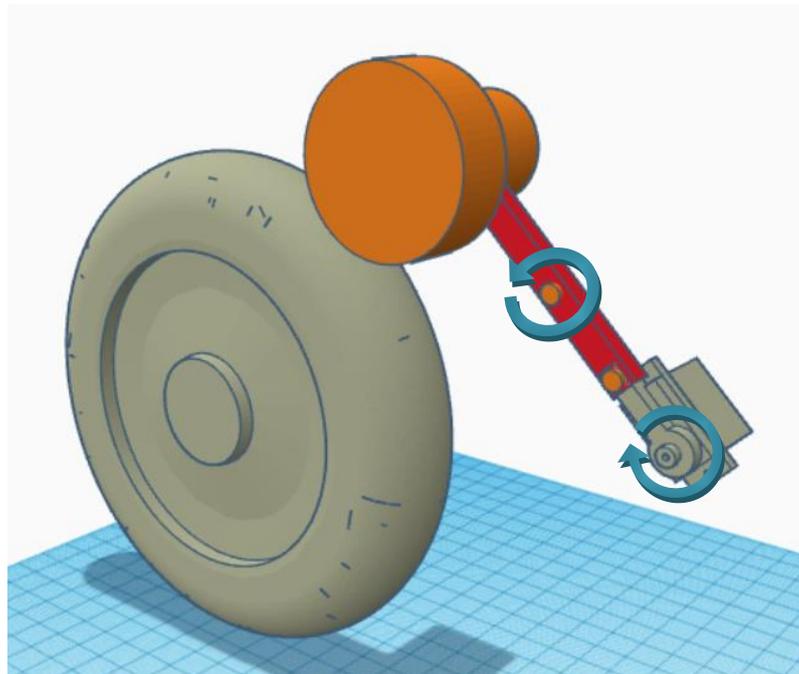
Uno de los mayores retos para este primer diseño fue el diseño de un sistema con el que desacoplar el Sistema de propulsión humana, la patinada, del sistema de propulsión eléctrica que estamos diseñando.

Esta separación permite adaptar el nivel de asistencia recibida por el SPE a las necesidades de cada contexto. De forma que, si no se acciona el motor BLDC, el usuario pueda continuar patinando con normalidad, sin arrastrar a cada paso la transmisión y el rotor del motor. Inicialmente se plantearon dos soluciones a fin de dar cumplimiento a esta necesidad.

#### Embrague de rodillo

la primera idea se centra en desarrollar un dispositivo capaz de embragar y desembragar dos componentes rotativos accionando un brazo que ponga en contacto sus superficies, o las separe.

El sistema estaría compuesto por un rodillo unido rígidamente a rueda conducida, anclado axialmente mediante un rodamiento a un brazo que, accionado por un servomotor, lo apoye sobre el perímetro de la rueda trasera.



*Ilustración 44. Prediseño del sistema de embrague por rodillo*

La complejidad de encontrar un servomotor suficientemente económico capaz de ejercer suficiente torsión sobre el brazo para que la fricción entre ambas superficies sea suficiente, y del compacto diseño mecánico requerido, llevo a discontinuar este diseño.

### Trinquete o rueda libre

Un trinquete es un sistema comúnmente compuesto por dos anillos concéntricos alineados, que, mediante varios cilindros dispuestos perimetralmente sobre una serie de muelles, permite acoplar ambos anillos cuando el movimiento relativo entre ambos tiene un sentido de giro, y permitir que giren libremente en el opuesto. También existen versiones construidas mediante dientes y uñetas.

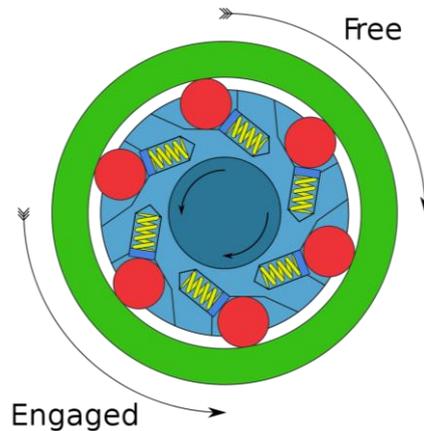


Ilustración 45. Detalle de funcionamiento de un trinquete [30]

Existen numerosos ejemplos de su aplicación en múltiples campos de la industria y el transporte. Quizás su aplicación más convencional y a su vez cercana a la aplicación deseada es el de las ruedas libres del buje trasero de una bicicleta convencional.



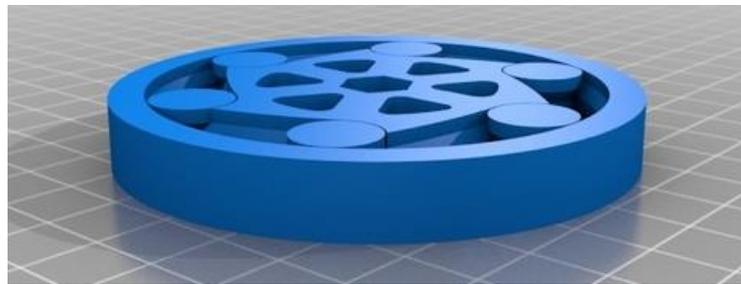
Ilustración 46. Rueda libre integrada en casete de bicicleta convencional [30]

Inicialmente se plantea la opción de diseñar y fabricar un sistema similar, a fin de adaptar el concepto de rueda libre a unas dimensiones y aplicación para la que no se tiene constancia de su uso. Para lo cual se planteó el uso de programas de diseño CAD e impresión 3D mediante filamento.

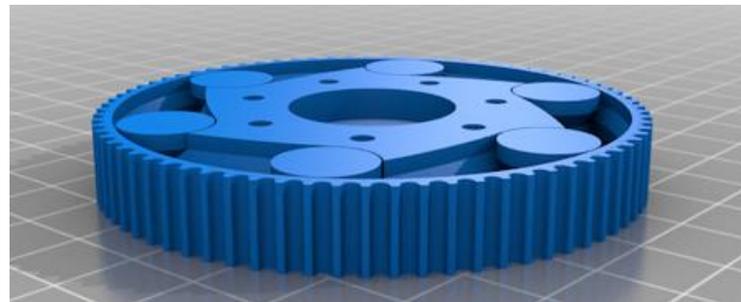
#### Primeras versiones

A fin de optimizar el proceso de ingeniería y ahorrar tiempo, se realizó una búsqueda en repositorios open-source de ruedas libres diseñadas específicamente para ser impresas, a fin de adaptar estos diseños a los parámetros definidos de la transmisión y la rueda trasera.

Se muestran a continuación el diseño escogido, y el rediseño realizado mediante la herramienta TinkerCAD.



*Ilustración 47. "One way clutch bearing", egholm\_thomasis,  
Creative Commons – Attribution license.*



*Ilustración 48. "One Way Clutch / Free Wheel / HTD 3M 75T", vientos\_project  
Creative Commons - Attribution - Non-Commercial - Share Alike license. [31]*

La razón por la cual se escogió este diseño reside en la capacidad de alinear ambos anillos sin un encapsulamiento externo, simplificando el diseño y pudiendo fabricar todo el componente en una sola impresión (diseño "Print in Place"). Para lograrlo se emplean rodamientos en forma de reloj de arena o doble tronco cónico.

Las modificaciones realizadas se centran en adaptar la rueda libre para su uso como rueda conducida HTD 3M 75T y su anclaje a la rueda del patín.

- Redimensionado para un  $\varnothing$ máx de 68,7 mm calculado para asentar la base de los 75 dientes HTD 3M para una rueda de  $\varnothing$ máx. = 71,62 mm
- Orificios de 4 mm para los tornillos de acople a la rueda de 110 mm.
- Espacio de  $\varnothing$ 22x7 mm para ubicar el rodamiento ABEC
- Orificio central cilíndrico de 8 mm para el eje.



*Ilustración 49. Distintas iteraciones de diseño de la rueda libre*

Tras analizar el comportamiento de la pieza, se concluye que, para obtener una fuerza de rozamiento suficiente en la dirección de acople o bloqueo, la impresión se debía realizar con un margen tan reducido, que el aplastamiento del extrusor de la impresora 3D sobre el filamento al depositarlo acabaría fusionando ambos sólidos inutilizando la pieza.

Por otro lado, la solución realizada enteramente mediante impresión 3D tendría un desgaste mucho mayor que una rueda libre comercial, resultando de utilidad para la obtención de un modelo físico enfocado a ensayos, pero no de cara a un prototipo funcional o una versión estable del proyecto.

Además, debido a errores imperceptibles en el diseño debido a las limitaciones de la herramienta de diseño empleada entonces, el margen de variabilidad en el acabado superficial de la impresión 3D y la sensibilidad de un estándar para correas tan preciso como el HTD 3M en un diámetro de 71,6 mm, provocaban saltos de diente cada 5 o 6 vueltas, originando desgastes en la correa y pérdidas momentáneas de par.

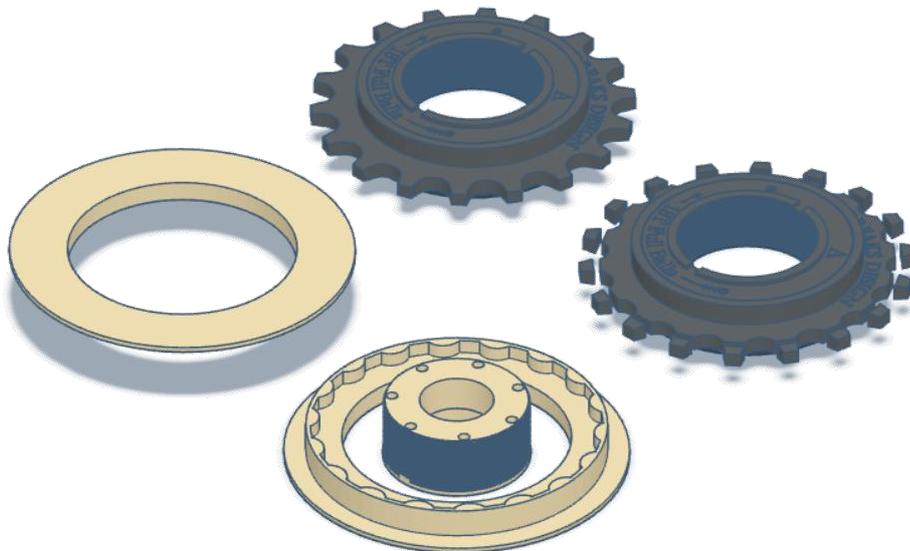
### Versión final

Finalmente surge la idea de combinar lo mejor de un producto comercial, resiliente, barato, fácil de encontrar y reemplazar, y de la fabricación FDM o mediante impresión 3D, que permite una rápida obtención del modelo físico de un diseño propio, fácil iteración y rediseñado de la pieza y creación de morfologías tan complejas como la imaginación sea capaz de confeccionar.



*Ilustración 50. Rueda libre mono - velocidad*

Se realizó el diseño de un elemento compuesto entre una rueda libre monovelocity de bicicleta reaprovechada y adaptada, y dos piezas de PLA que ensamblarían en armonía el diseño original del trinquete con la rueda del patín, la rueda conducida y el eje.



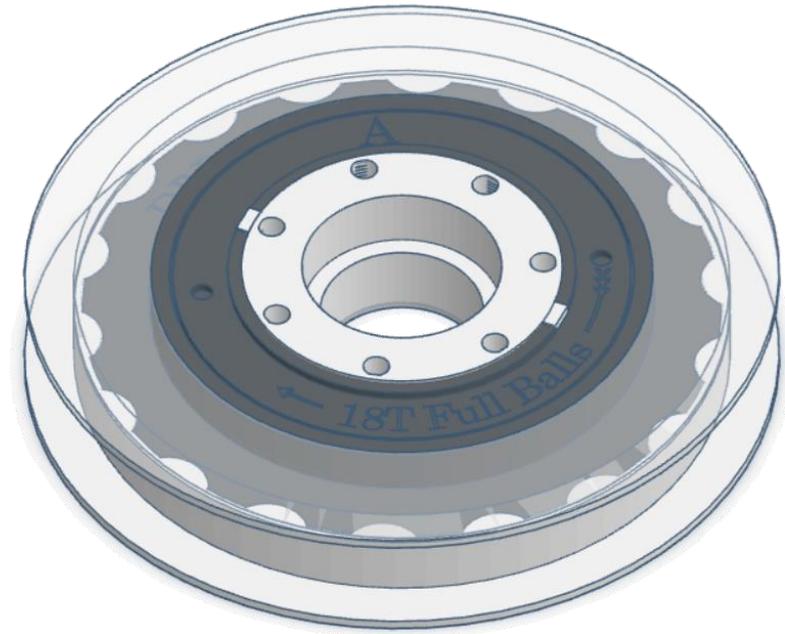
*Ilustración 51. Diseño de piezas de ensamblaje y procesado adaptativo de la rueda libre compuesta V1*

Las características más destacadas del diseño serían:

- Uso de librería **open-source** GrabCAD [32], para diseño de la “FreeWheel” 18T Comercial. Diseño original del usuario Rajeev Hemmady.
- Adaptación de la rueda libre al diámetro límite que asegura una separación rígida y homogénea de al menos 1 mm hasta la base en que asienta la rueda conducida.
- Reaprovechamiento de las formas nativas de la rueda libre para anclarla rígidamente a las piezas de acople. La pieza interior se ensambla aprovechando la rosca interna del trinquete y dos pequeñas chavetas ubicadas en opuestos diametrales del perímetro interno. Mientras que la pieza exterior aprovecha la geometría restante del corte realizado a los dientes externos de la rueda libre.
- Reaprovechamiento de parte de la correa deteriorada durante el ensayo de las anteriores versiones del diseño para conformar la superficie dentada de la rueda conducida de esta versión. Para ello se adhiere de la cara lisa de la correa a la base diametral exterior de la pieza de ensamblaje externa. La precisión del cálculo del diámetro necesario para cumplir con el diámetro medio y número de dientes fue primordial para un buen resultado.
- Dimensiones totales: **Ø82,6\*15 mm**



*Ilustración 52. Ensamblaje de la rueda libre compuesta V1*



*Ilustración 53. Diseño completo de rueda libre compuesta V1*



*Ilustración 54. Ensamblaje final de la rueda libre compuesta sobre rueda de 110 mm*



### 5.1.8 Cálculo teórico de autonomía

Tras definir todos los componentes que conformarán el Sistema de Propulsión Eléctrico del futuro prototipo, es posible llegar a un primer cálculo teórico de la autonomía esperada.

El cálculo preciso de la autonomía es un proceso complejo que requiere de parámetros muy concretos como la eficiencia de los componentes del sistema eléctrico, pendiente media y rugosidad del terreno, coeficientes de rozamiento (entre elementos mecánicos, entre la rueda y el suelo...), coeficiente aerodinámico del cuerpo del usuario, curva de eficiencia del motor, curvas de par frente a corriente y corriente frente a tensión, y otros parámetros de los que no se disponía en este un primer cálculo orientativo, por no haberse obtenido aún de forma experimental y carecer de hojas de características o “datasheets” específicos del motor o la electrónica que los defina.

Con lo cual se plantea un cálculo simplificado, en el que se despreciarán las pérdidas mecánicas y eléctricas, y se realizarán las siguientes consideraciones:

- **Corriente media consumida** por el motor de **20A**, se fija este valor tras hallar experimentalmente que es la corriente consumida máxima presentada ante la máxima exigencia de par soportada por el motor y el método de control empleado a bajas revoluciones (con mayor par el motor perdía sincronismo).
- **Tensión media** durante el trayecto igual a la tensión nominal de la batería, sin considerar caídas de tensión, es decir, **14,8 V**.
- Velocidad media de **15 km/h**, es decir, a un 70% de la velocidad máxima de diseño.
- Haciendo un ciclo completo de carga y descarga a la batería empleando un balanceador de baterías con vatímetro incluido se comprueba que la capacidad aportada hasta el fondo de descarga es de **8013 mah**.



En base a lo cual se procede al cálculo simplificado de la autonomía:

1. Conversión de la capacidad a Wh:

$$C_{Wh} = \frac{C_{mAh}}{1000} \cdot V_n \quad (1)$$

Donde:

$C_{Wh}$  = Capacidad disponible en  $W \cdot h$  de la batería

$C_{mAh}$  = 8013 mAh, Capacidad disponible en mA · h de la batería

$V_n$  = 14,8 V, Tensión nominal media de la batería durante el trayecto

$$C_{Wh} = \frac{8013}{1000} \cdot 14,8 = 118,6 \text{ Wh}$$

2. Cálculo el consumo energético en Wh/km.

$$E_{cons} = \frac{P_{mcons}}{v_m} = \frac{V_n \cdot I_{mcons}}{v_m} \quad (2)$$

Donde:

$E_{cons}$  = Energía consumida por kilómetro en W/km

$P_{mcons}$  =  $V_n \cdot I_{mcons}$ , Potencia media consumida

$V_n$  = Tensión nominal media de la batería durante el trayecto

$I_{mcons}$  = 20 A, Corriente media consumida

$$P_{mcons} = 14,8 \cdot 20 = 296 \text{ W}$$

$$E_{cons} = \frac{296}{15} = 19,73 \text{ Wh/km}$$

3. Cálculo de la autonomía en km.

Autonomía en km = Capacidad de la batería (en Wh) / Consumo energético del e-skate (en Wh/km)

$$D_{m\acute{a}x} = \frac{C_{Wh}}{E_{cons}} \quad (3)$$

Donde:

$D_{m\acute{a}x}$  = Autonomía en km

$$D_{m\acute{a}x} = \frac{118,6}{19,73} \approx 6,01 \text{ km}$$

### 5.1.9 Bocetos y diseño de la estructura

Tras definir todos los componentes que conforman sistema de hibridación, se realiza el diseño de una estructura capaz de soportar el peso de una persona en equilibrio con la torsión generada por los elementos del sistema de propulsión, construyendo a la vez un entorno adecuado para albergar los compactos sistemas de transmisión, potencia y control.

Imaginar los elementos inherentes a un vehículo de propulsión eléctrica, ensamblados bajo la bota Houdini Pro supuso un gran reto, razón por la que la definición previa de masas y dimensiones de todos los componentes fue fundamental.

A partir de estos valores, las dimensiones del sistema de anclaje UFS y las dimensiones de la suela de la bota, se realizó un esquema con la ubicación y zonas de ensamblaje óptimos para cada componente.

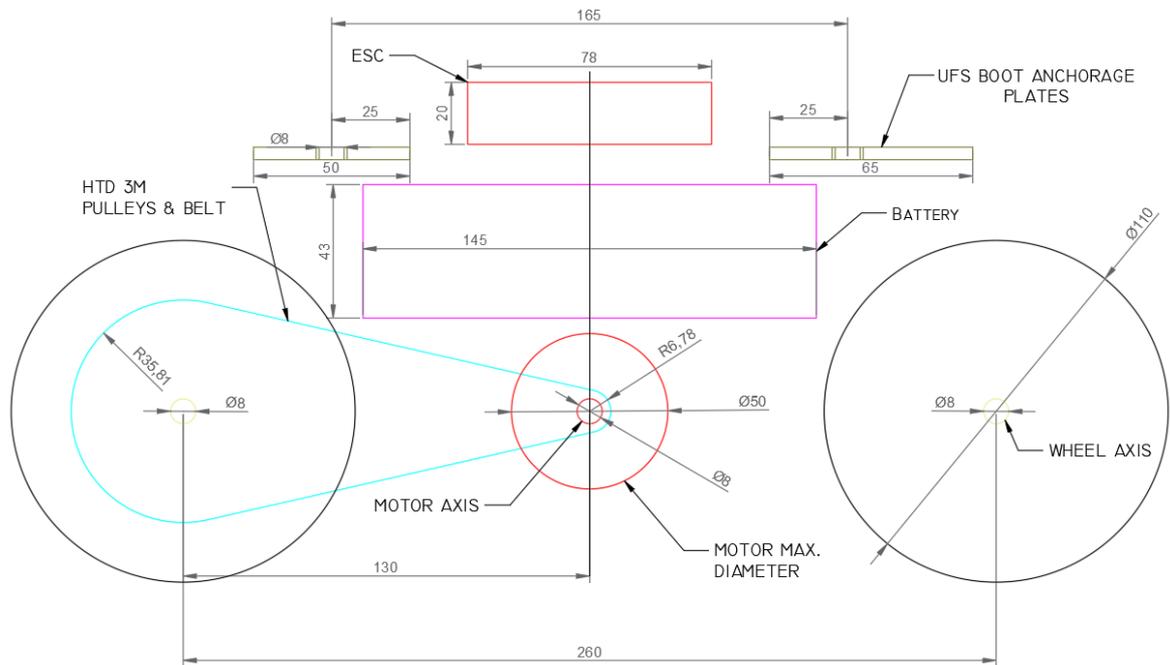
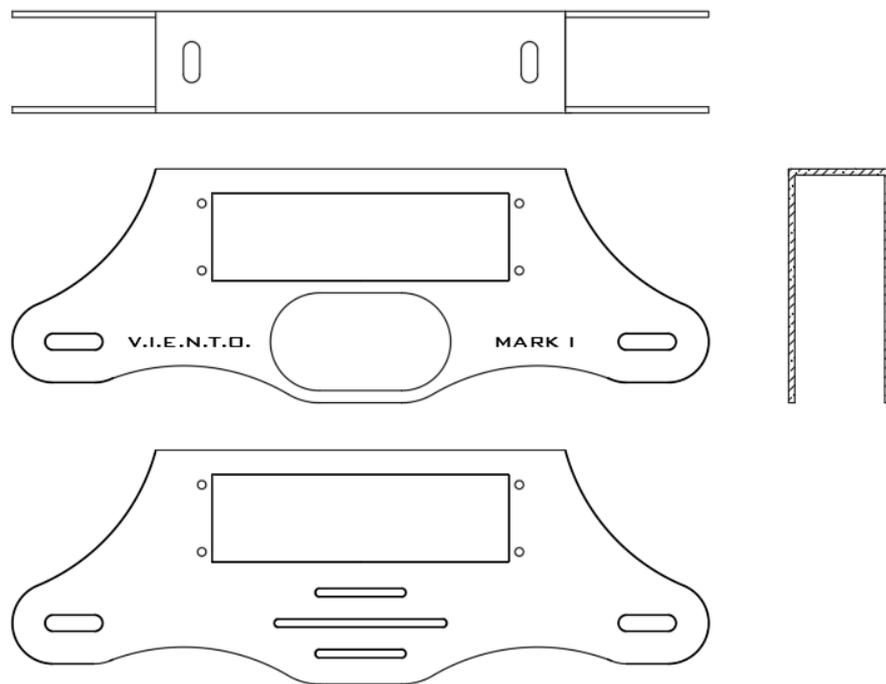


Ilustración 55. Esquema analítico dimensional, rail Mk1

A partir de este esquema, se realizan dos iteraciones de diseño, analizando y optimizando distintos parámetros estructurales, funcionales y estéticos. Se muestra en la siguiente ilustración un detalle del diseño definitivo de la versión Mk1 del raíl. Para mayor detalle y acotado dimensional consultar el documento de planos en los anexos.



*Ilustración 56. Versión definitiva del rail Mk1*

Características más relevantes del diseño:

- Diseño realizado mediante curvas tangentes y formas concéntricas, persiguiendo una estética fluida (analogía al viento).
- Ubicación de la batería (elemento de mayor masa) en la zona más cercana al tobillo del usuario, minimizando el momento de inercia respecto a este punto y maximizando la ergonomía y maniobrabilidad. 4 orificios para tornillos de métrica 4 para futura tapa protectora de la batería.
- El rotor del motor N5065 atraviesa el perfil, sobresaliendo una distancia de 25 mm desde la cara externa (65mm del motor + 20 mm del vástago - 50 mm del perfil).
- Establecimiento de un margen de variación total de 40 mm ( $\pm 20$ mm en eje conducido y  $\pm 20$  mm eje motriz) para la distancia entre eje motriz y eje conducido, facilitando el ajuste y tensionado de la correa, fundamental en este tipo de transmisiones. Lo cual supone en diseño la sustitución de orificios cilíndricos por ranuras, tanto para los tornillos M4 y M8 (ejes), como para el diámetro del rotor.
- Perfil en U, anchura interior de 44 mm (25mm rueda patín + 15 mm rueda libre + 2mm de margen a cada lado)

## 5.2 Fabricación y montaje

### 5.2.1 Desacople VPH-SPE

Primero se describirá el procedimiento empleado para la fabricación del sistema de desacople VPH-SPE

La impresión 3D es un método de fabricación que comúnmente requiere de un proceso previo de calibración, no solo de la máquina en sí, sino de adaptación del modelo diseñado a las tolerancias correspondientes. Esto es fundamental en piezas de menor tamaño o con mayor detalle. Esta calibración se realizó mediante iteraciones de diseño basadas en la impresión de piezas de ajuste por zonas, más sencillas y con menor coste de tiempo y material.

El corte de los 18 dientes de la rueda libre, a fin de ajustarlo al diámetro máximo definido para este componente, se realizó anclando la pieza en una mesa de trabajo, y empleando una amoladora con disco de corte. El acabado final se realizó mediante un disco de desbaste.

El montaje del sistema de desacople resulto sencillo, gracias a las iteraciones de diseño mencionadas las partes encajaron sin holguras.

Finalmente, el acople a la rueda de 110 mm se realiza aprovechando los radios de la geometría original tenidos en cuenta en el diseño, mediante tornillos M4 y tuercas autoblocantes.



*Ilustración 57. Detalle de la geometría radial original empleada, rueda de 110 mm*

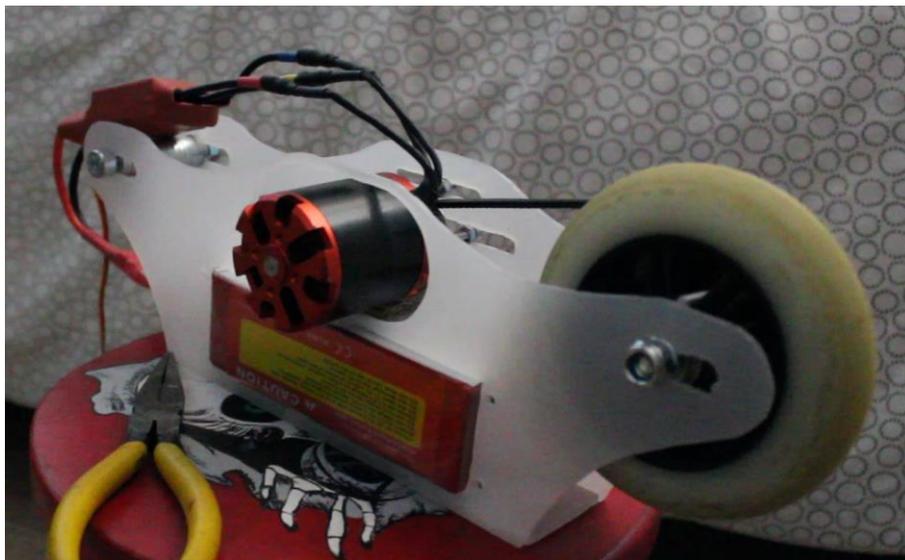
### 5.2.2 Raíl y ensamblaje general

Tras la obtención del diseño final del raíl, se realiza la impresión en A3 a escala 1:1 del plano de perfil del mismo, de cara a adherirlo sobre una plancha de metacrilato de 50x50 mm.

El mecanizado de las piezas de acrílico se realizó con una pequeña amoladora o Dremel. Empleándose un disco de corte para materiales plásticos, una lija y una broca de 4 mm.

El corte se realizó a bajas revoluciones para evitar que el material se fundiese.

Para el montaje de la estructura se empleó un adhesivo que junto con la rigidez aportada por los propios ejes del patín fue suficiente para mantener la estructura.



*Ilustración 58. Maqueta lista para los primeros ensayos*

Como se aprecia en la imagen, en este ensayo no se montó la rueda delantera, por no formar parte del SPE. Cabe destacar que tanto este primer modelo como los dos prototipos realizados, proponen un único SPE en el patín izquierdo, a fin de simplificar el proceso de prototipado, pudiendo extrapolar fácilmente las conclusiones obtenidas a un sistema con ambos pies motorizados.

El montaje completo se realizó tras los ensayos del SPE para validar el diseño y asegurarse de que los márgenes establecidos para ubicar la electrónica y evitar el contacto con las ruedas eran suficientes.

### 5.3 Ensayos y conclusiones

Fundamentalmente se realizaron tres ensayos de validación: eléctrico, estructural y de Transmisión y prestaciones mecánicas.

#### 5.3.1 Eléctrico:

Antes de comenzar con la fabricación de la maqueta se comprobó el correcto funcionamiento del sistema eléctrico y de control, no obstante, en este punto validaron los componentes en un entorno similar al uso real. Dándose por comprobado que presentaban un comportamiento adecuado, sin calentamiento excesivo de los componentes, incluso ante situaciones de alto par resistente y bloqueos del rotor.

#### 5.3.2 Estructura:

La validación del diseño de la estructura comienza con la fase de ensamblaje, donde se comprobó que las dimensiones de diseño, los márgenes y los entornos de acople de los distintos componentes fueron óptimas.

En este aspecto, se confirma que, la **distancia** entre rueda motriz y la conducida con la correa bajo la tensión adecuada era algo **superior a la esperada (135 mm** frente a los 130 teóricos) pero dentro de los 40 mm de margen. Además, las correas son un elemento que requiere recalibrados frecuentes de la tensión, tanto por dilatación y contracción ante cambios de temperatura como por desgaste.

Finalmente, se detectó **pandeo** en el **perfil** al que se ancla el motor, causado por tensión de la correa que tendía a desviar el eje del rotor hacia la rueda.

#### 5.3.3 Transmisión:

Se realizaron dos pruebas al sistema de transmisión.

La primera prueba consistió en mantener el motor a un ciclo de trabajo de entorno al 50%, mientras se aplicaba un par de frenada externo constante. Esta situación se prolongó durante varios minutos. Se pudo comprobar así que el sistema no tenía fallos críticos en cuanto a transmisión mecánica, la correa se mantuvo alineada, y el problema de salto de dientes presentado con la primera versión de la rueda libre había desaparecido.

Además, al final del ensayo los anclajes de la transmisión sobre las ranuras del rail se desplazaron perdiendo parte de la tensión sobre la correa.

El segundo ensayo consistió en realizar mediciones de la velocidad angular en revoluciones por minuto del rotor del motor BLDC y los valores correspondientes para la rueda conducida. Con este procedimiento logramos tres verificaciones: comprobación de la constante de velocidad del motor BLDC, la relación de transmisión y la velocidad lineal máxima de la rueda.

Para ello se empleó un tacómetro láser, y pegatinas reflectantes que se adhirieron a las superficies perimetrales del rotor y la rueda.



Ilustración 59. Tacómetro digital láser, DT-2234C+

Se recogen a continuación la media de los datos obtenidos y los cálculos realizados.

Tabla 7. Medidas y cálculos experimentales de la transmisión, maqueta inicial

Medidas y cálculos experimentales			
V nominal (V)	w media motor (rpm)	KV experimental (rpm/V)	Rt experimental
14,5	4735	326,55	
D rueda (mm)	w media rueda (rpm)	V máx. real en vacío (km/h)	4,98
110	951	19,71	

#### 5.4 Conclusión:

Como conclusión, los resultados obtenidos del análisis del modelo físico respecto a los diseños y componentes elegidos son en general favorables. Como condiciones a tener en cuenta para el prototipo funcional se tendrían:

- Pandeo en el perfil de anclaje del motor BLDC.
- Distancia real entre ejes de la transmisión de 135mm.
- Optimización de tolerancias entre la rueda libre y la rueda del patín.
- Nueva metodología para el tensado de la correa, evitando desplazamientos de los anclajes sobre las ranuras.

## Capítulo 6: Prototipo Mk1

### 6.1 Rediseño inicial, Estructura y anclaje del motor:

Teniendo en cuenta los resultados de los ensayos sobre el primer modelo físico, se realizaron las modificaciones pertinentes sobre el diseño del raíl.

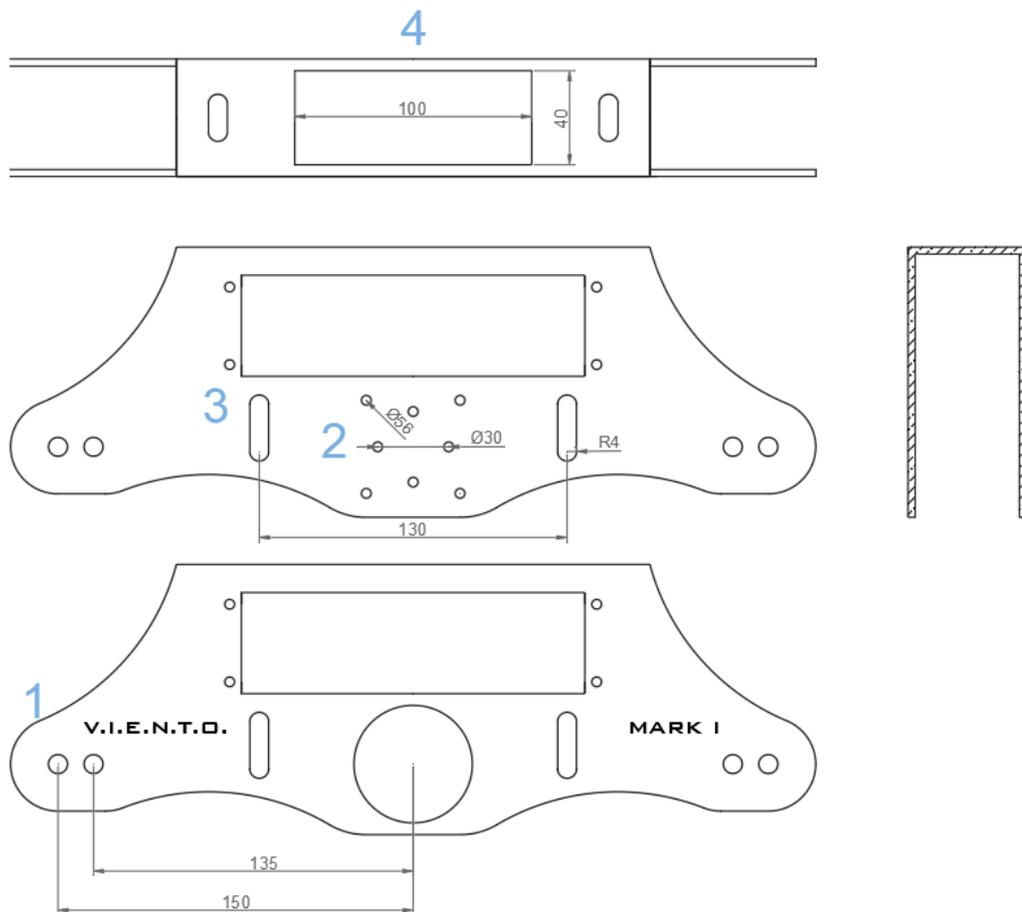


Ilustración 60. Diseño del raíl, versión Mk1 V2

Modificaciones realizadas respecto al anterior diseño (Mk1 V1)

1. Sustitución de las **ranuras** por **orificios fijos de 8 mm** en los ejes del patín, eliminando el posible deslizamiento por la ranura. Teniendo en cuenta la medida experimental de la distancia entre ejes de la transmisión (135 mm) realizada sobre la maqueta. Además, se añade un segundo orificio a 15 mm para aumentar el rango del sistema de tensión de la correa propuesto.



2. Se propone un nuevo diseño para el **anclaje del motor BLDC** empleando una **cruceta de aluminio** para realizar un anclaje más rígido sobre puntos más alejados del perfil

La cruceta se unirá al raíl mediante 4 orificios situados a 56 mm de diámetro del eje del motor, con un diámetro de 4 mm. Se añaden otros 4 orificios al diseño formando  $45^\circ$  con los anteriores, con una distancia al eje de 30 mm y también 4 mm de diámetro, a fin dar acceso a los 4 tornillos que unirán el motor a la cruceta de anclaje.



*Ilustración 61. Cruceta de anclaje de aluminio para el motor N5065*

3. Dado que se han eliminado las ranuras en base a las complicaciones presentadas al ensayar el modelo físico, es necesario desarrollar una **nueva metodología para el tensado de la correa**. Para ello se plantea en este diseño incorporar dos barras metálicas que cruzan de lado a lado la estructura portando un rodamiento que apoya directamente sobre la cara lisa de la correa.

La fuerza con la que el tensor ejercerá presión sobre la correa dependerá de la posición en la cual se ancle respecto al eje de simetría de esta, razón por la cual se realizan dos ranuras verticales entre el motor y el eje de la rueda.

Hay que destacar, que lo anterior se diseñó pensando en una doble función, ya que dichas barras mejorarían la rigidez estructural del raíl. Por lo cual, se disponen las ranuras de forma simétrica en la parte frontal y trasera del patín obteniendo una rigidez similar en toda la estructura.

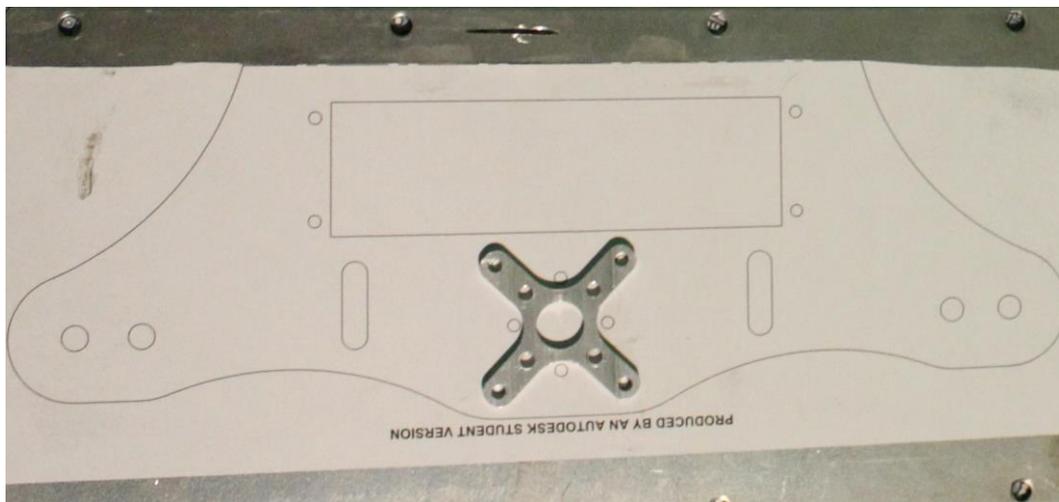
4. Por último, se añadió un **espacio** en la zona superior del marco para ubicar el **variador o ESC**, las dimensiones se han definido de forma que exista margen suficiente entre la batería, la bota y el raíl para ubicar dicho componente.

## 6.2 Fabricación y montaje del prototipo

### 6.2.1 Fabricación

Para la fabricación de este primer prototipo del raíl, se emplearon los siguientes materiales y herramientas:

- Chapas de acero de 2 mm reutilizadas a partir de dos paneles de restos industriales.
- Tornillería: 2xM8x60mm, 4xM4x40mm y 4xM4x15mm
- Varillas metálicas de 8 mm para reforzar las soldaduras.
- Amoladora y mini amoladora, discos de corte, devastado y lijado.
- Taladro vertical y brocas de metal de 4 y 8 mm
- Soldador Inverter y electrodos.
- Gafas de protección, mascarilla y guantes.



*Ilustración 62. Una de las planchas de acero empleadas, con el diseño adherido y lista para mecanizar*

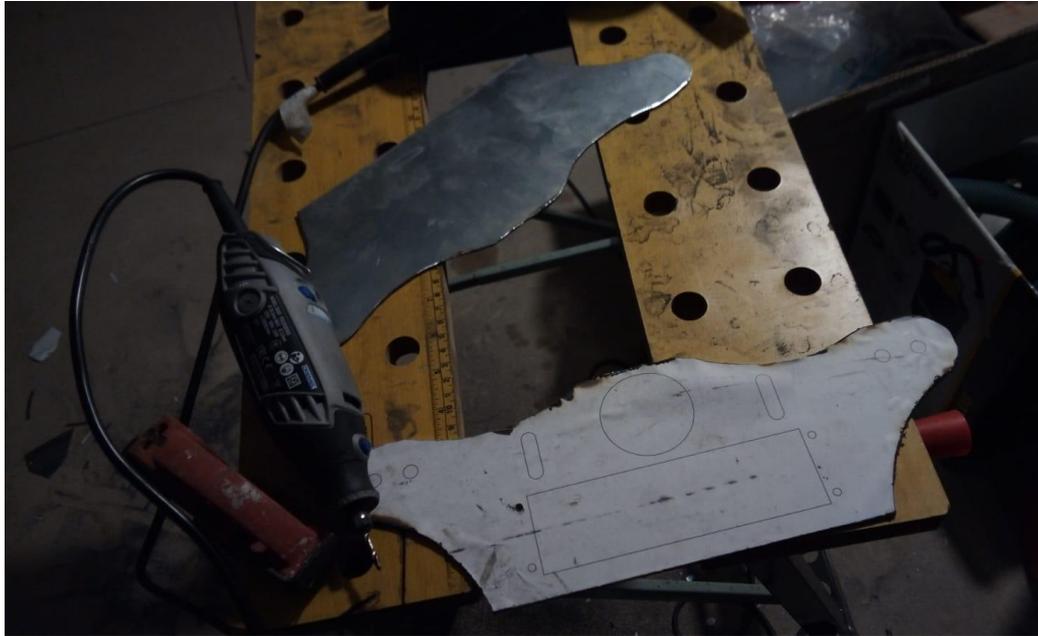
El procedimiento realizado para la obtención del raíl o marco en este primer prototipo es similar al empleado para la realización de la maqueta de acrílico.

Primero se adhiere el diseño impreso en A3 a la plancha de acero, tras lo cual se realizaron los cortes más toscos mediante una amoladora con disco de corte para metal.

Las curvas más complejas y el interior de las ranuras para el motor y la batería se realizaron aplicando múltiples cortes perpendiculares a la línea de corte, los cuales se completaron con el uso de la mini amoladora.

Para los agujeros de tornillos y ejes se emplea un taladro vertical y una mordaza o tornillo de banco.

Tras finalizar el mecanizado, se refina el acabado con una amoladora con disco de desbaste, una mini amoladora con una lija cilíndrica, y una lija de mano.



*Ilustración 63. Mecanizado de las planchas, corte perimetral finalizado*

Para unir ambas caras del raíl, con las superficies de anclaje se realizan cuatro hilos de soldadura de electrodo mediante una soldadora inverter de la marca Metal Works, con las siguientes características.

- **Peso neto:** 5,2 kg
- **Dimensiones:** 335 x 125 x 200 mm
- **Tecnología IGBT** (transistor bipolar de puesta aislada)
- **Campo de regulación:** 10 - 200 A
- **Tensión de red:** AC230V  $\pm$ 15%
- **Potencia máx. absorbida:** 7,52 kW
- **Clase de aislamiento:** F
- **Corriente máx. (A):** 60% 180 A
- **Ø electrodo:** 1,6 - 4 mm
- Equipada con protección térmica
- Clase de protección IP21



*Ilustración 64. Soldadora Inverter [45]*

Para fortalecer los hilos, se añade material a la unión con dos varillas de acero de 8 mm de diámetro.

## 6.2.2 Montaje



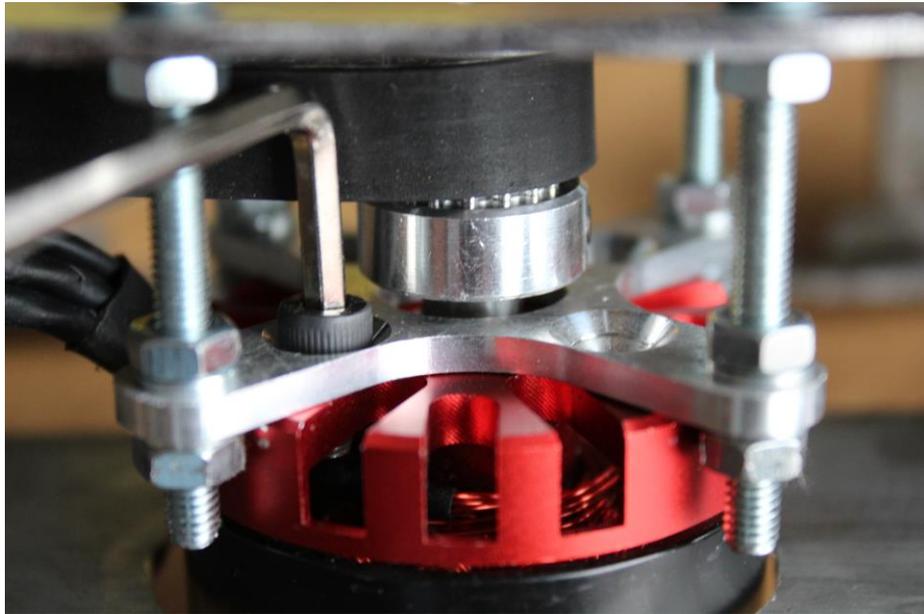
*Ilustración 65. Entorno de montaje y refinado del prototipo Mk1 tras su fabricación*

Tras el proceso de fabricación de la estructura, se realizó el montaje de los distintos componentes, lo que sacó a la luz pequeños errores dimensionales de fabricación, que fueron corregidos mediante la mini amoladora.

A continuación, se muestran imágenes descriptivas del proceso de montaje.



*Ilustración 66. Detalle del anclaje para el motor N5065 en la estructura del prototipo Mk1*



*Ilustración 67. Montaje del motor N5065 y detalle de la rueda motriz HTD 3M 15T*

Dado que se ajustó en el último diseño la distancia entre ejes de la transmisión a la medida en el primer modelo físico, la tensión de la correa fue prácticamente la deseada, realizando un tensionado fino mediante el ajuste de la distancia en cada uno de los cuatro puntos de apoyo de la cruceta de anclaje a los tornillos M4x50 del raíl.



*Ilustración 68. Ensamblaje completo de los componentes mecánicos del SPE, prototipo Mk1*

Finalmente, se procedió al ensamblaje completo del prototipo y conexionado de los componentes del sistema eléctrico.



*Ilustración 69. Prototipo Mk1 completo*

Dado que el primer prototipo estaba enfocado a ser modificado, reajustado y optimizado, la electrónica se ensambló en esta primera fase mediante bridas, y el cableado se realizó de forma que todas las conexiones quedasen fácilmente accesibles.

En este primer prototipo solo se realiza una estructura o raíl, en concreto destinada a su aplicación sobre el patín izquierdo. De forma que, el patín derecho mantuvo la estructura original.



*Ilustración 70. Raíl original de las botas Fila Houdini Pro, FSK, 248 mm, 3x110 mm*

## 6.3 Ensayos y modificaciones, fase 1

### 6.3.1 Primera etapa de pruebas

Esta primera etapa de ensayos del prototipo Mk1 se centra en el análisis de la estabilidad del sistema mecánico, desde la seguridad estructural hasta la verificación del sistema de transmisión. Para ello se realizaron distintos ensayos de corta distancia sobre un terreno ideal u óptimo (hormigón pulido):

- Prueba de aceleración y ergonomía, que consistió en realizar un arranque desde velocidad cero, totalmente asistido por el SPE, que en ocasiones derivó en saltos de dientes o la pérdida de estabilidad del usuario. Causados por picos de aceleración descontrolados, debido a una limitación en la sensibilidad en el gatillo de la emisora.

Para eliminar este efecto, se concluyó durante los ensayos, que hasta la modificación del diseño, el SPE se accionaría alcanzados 5 km/h.

- Se demostró que el SPE era capaz de alcanzar la velocidad límite objetivo de 20 km/h en un par de minutos sobre un terreno liso y sin pendientes. Esto resulta en una prueba de concepto fundamental para el proyecto, validando el sistema electromecánico escogido a efectos de parámetros de velocidad máxima y aceleración.
- Pruebas sobre la estructura, consistiendo en la realización, primero de giros bruscos, y luego de pequeños saltos y tramos en los que se apoyaba todo el peso del cuerpo únicamente sobre el patín modificado.

Es decir, se realizaron movimientos que exigiesen el máximo esfuerzo posible a la estructura, de forma gradual. La estructura se mantuvo firme, sin deterioros de los puntos de soldadura ni flexados o pandeos de ninguna de las caras del raíl.



Ilustración 71. Detalle sobre los puntos de anclaje y la compensación entre sistemas FSK y UFS

El único inconveniente encontrado fue un ligero pandeo en los tornillos de anclaje a la bota. Estos, debido a la diferencia de alturas de 12 mm entre puntos de anclaje de la bota (Sistema FSK) frente a las placas simétricas del sistema UFS del raíl, que fue compensada mediante arandelas metálicas en esta primera iteración del prototipo.

### 6.3.2 Segunda etapa de pruebas

Tras estos ensayos iniciales, se realizó una prueba de resiliencia, para ello, empleó el prototipo como medio de transporte en desplazamientos de casa a la universidad y viceversa (1,5 km por trayecto) a lo largo de una semana. Tras cada trayecto, se observaron caídas de tensión en la batería caía entorno a un 20% del total. Por lo que, se consumió aproximadamente un 20% de la capacidad de la batería cada kilómetro y medio, resultando necesario cargar la batería cada 2 días.

La intención de estos ensayos fue principalmente demostrar la viabilidad del proyecto, y el cumplimiento con la posibilidad de realizar transportes rutinarios dentro del entorno urbano a una velocidad de entre 15 y 20 km/h con un esfuerzo reducido de cara a mantener el equilibrio y control de los patines en maniobras y frenadas, así como patinar en los arranques hasta los 5 km/h.

Además, estos trayectos de media distancia sirvieron como toma de contacto, en la que realizar pruebas de resiliencia sobre el elemento de mayor complejidad dentro del sistema mecánico, la transmisión.

Durante los cinco días de pruebas se encontraron dos fallos críticos y reincidentes en la transmisión:

- **Desalineaciones** y heterogeneidad en la tensión de la correa causadas por cabeceos de la rueda libre sobre la rueda del patín. La alineación entre estos elementos se realiza por medio de los siete tornillos M4x40 y sus respectivas tuercas autoblocantes, resulta por tanto un proceso manual, que puede tener una cierta tolerancia. No obstante, incluso tras realizar una calibración precisa, tras unos minutos de uso el cabeceo vuelve a aparecer, debido al asentamiento de los tornillos en los radios de la rueda del patín y las vibraciones del terreno.
- **Rotura de la brida** de la rueda conducida, elemento diseñado para mantener alineada la correa. A pesar de que se consideró la limitación por inclinación del patín durante su uso en la primera fase de diseño de la rueda libre y la transmisión (tomando un margen de un 20% de inclinación sobre la perpendicular a la superficie), la brida recibió impactos con el terreno.

Durante la patinada natural, sin emplear el SPE, el patín toma en general inclinaciones de entre 30 y 45% hacia el interior y un 5% y 20% hacia el lado exterior, que es donde se ubicó el sistema de transmisión lógicamente.



A pesar de cumplir con el rango establecidos para una patinada estándar, si al tomar curvas se emplea el método de cruce o trenza, la zona exterior del patín hacia el que se toma la curva toma inclinaciones iguales o superiores a las del lado interno.

En resumen, tomando las curvas con este método, muy común de cara a aumentar la velocidad en los pasos por curva, se superó el margen de diseño establecido del 20% deteriorando la brida y provocando una desalineación de la correa que en algunas ocasiones llegó a descarrilar.

Ambos fallos terminan afectando a la integridad de la correa, teniendo que reemplazar la misma en dos ocasiones durante esta fase de pruebas.



*Ilustración 72. Deterioro y rotura de la correa durante la primera fase de pruebas del prototipo Mk1*

Además de estos fallos en la transmisión, el uso prolongado del prototipo provocó el desgaste de la envoltura que protege a las celdas de polímero de litio de la batería, debido a su contacto directo con el perfil del raíl.

### 6.3.3 Conclusiones sobre los ensayos

- Entre ambas etapas de ensayo se sustituyen las arandelas en los puntos de anclaje, por sencillos “calzos” fabricados con el metacrilato sobrante de la maqueta.



*Ilustración 73. Calzos de metacrilato para adaptar el anclaje UFS del raíl al FSK de la bota*

- Para reducir la brusquedad de la aceleración se planteó reconfigurar la rampa de aceleración y sensibilidad de la emisora.

Otra solución de cara a reducir el salto entre dientes en situaciones de alta exigencia de par fue rediseñar la rueda conducida volviendo a la opción de fabricar la rueda dentada mediante impresión 3D.

- Para evitar el contacto de la rueda libre compuesta con el terreno y el descarrilamiento de la correa, se planteó un rediseño de este componente, limitando el diámetro máximo del mismo, y diseñando una morfología que encauce la correa hacia los dientes de la rueda conducida en caso de presentarse esfuerzos laterales sobre la correa.
- El par mecánico ofrecido por el motor N5065, en las situaciones en que la transmisión se comporta adecuadamente, resultó suficiente para alcanzar la velocidad objetivo en pocos minutos. De hecho, para la relación de transmisión definida ( $r_t=5$ ), los picos de par observados durante arranque dificultaron el control de la estabilidad sobre los patines. Por consiguiente, se propone una reducción en la relación de transmisión, alcanzando velocidades cercanas al límite legal en vía pública (25 km/h) y reduciendo el pico de par en el arranque.
- Para eliminar el roce del borde metálico y afilado del raíl sobre la batería, y la exposición de esta ante impactos desde los laterales del prototipo, se diseñó un elemento que proporcionase protección mecánica a la batería.

### 6.3.4 Mejoras y optimización del diseño

Como conclusión a resultados obtenidos durante la fase de ensayos, se llevaron a cabo una serie de modificaciones en la configuración y diseño del prototipo.

#### Trimado de la emisora

A fin de optimizar la rampa de aceleración y sensibilidad del sistema de control del motor BLDC, se realiza un proceso de “trimming” o reajuste mediante a configuración de la emisora FlySky FS-GT3B.

12.09 EXP:



#### Function explanation:

This function is used to change the sensitivity of steering servo's 3 channels around the neutral position. In order to “soften” the response according to user's demand.

*Ilustración 74. Descripción de la función "Exponential" de la emisora FS-GT3B según el manual de usuario*

El parámetro que mayor repercusión tiene sobre la rampa de aceleración o la sensibilidad de la emisora es la exponencialidad “EXP”. Este parámetro puede variar en un rango de entre -100% y 100% para cada uno de los tres canales, y su valor estándar es 0%.

En 0% la rampa de aceleración será función lineal del desplazamiento del gatillo por ejemplo (canal 2), en el -100% la relación pasa a tomar una forma exponencial, y en el valor de 100% la función que los relaciona sería logarítmica.

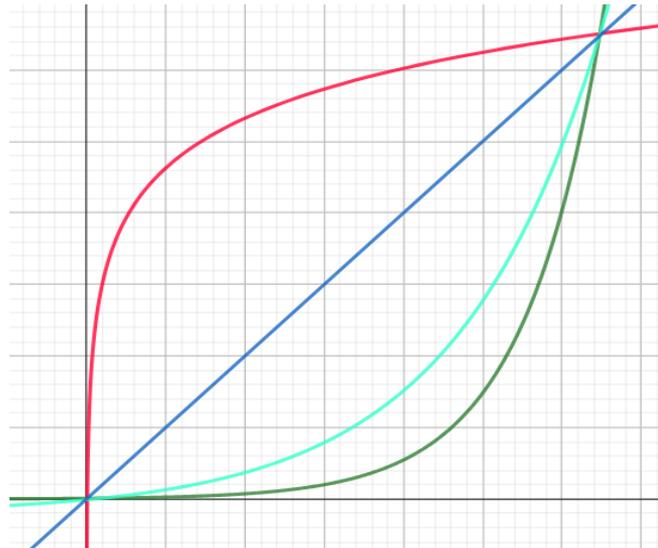


Ilustración 75. Gráfica comparativa, Rojo = 100% EXP, Azul = 0% EXP, Verde = - 100% EXP, Cian = -60%

En base a la experimentación se concluye que un valor de -60% dota al usuario de la sensibilidad suficiente para controlar el arranque con suavidad, sin que ello suponga una pérdida sustancial de respuesta en la aceleración.

#### Transmisión:

El conjunto rueda libre – rueda conducida es el componente con mayor repercusión y capacidad de rediseño dentro del sistema de transmisión. Por ello, se llevó a cabo un proceso de optimización sobre este componente, como solución única ante las modificaciones surgidas tras la primera fase de ensayos del prototipo.

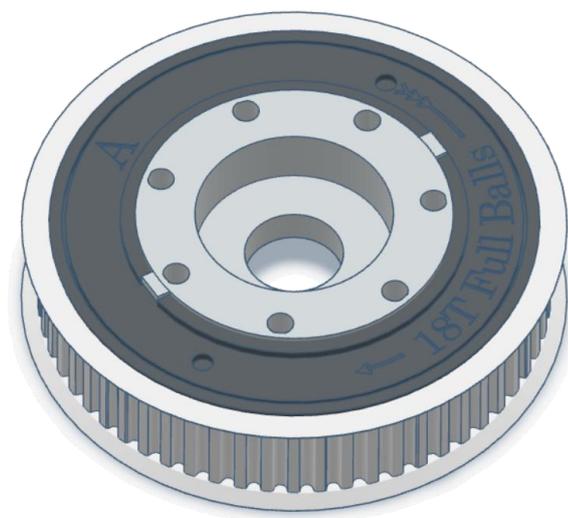


Ilustración 76. Rueda libre compuesta V3, prototipo Mk1, HTD 3M 60T

Para ello, se realizaron diferentes cambios sobre el último diseño de rueda libre, actuando así sobre el sistema de transmisión al completo:

#### Modificaciones a la rueda libre comercial

Se aplicó una reducción del diámetro máximo del trinquete comercial, hasta el mínimo definido en los cálculos iniciales de la transmisión en la *Tabla 4 (57 mm)*. Permitiendo así la reducción del diámetro máximo de la rueda conducida, y por consiguiente su número de dientes hasta 60T.

Con esta modificación se esperan obtener dos cambios sustanciales en el funcionamiento mecánico del prototipo. Primero, con la reducción del diámetro máximo de la rueda libre compuesta a 60 mm, se logra aumentar el ángulo máximo de inclinación a un 45,5%, superando en todo momento la inclinación máxima esperada durante su uso, según los ensayos realizados.

La reducción del número de dientes en la rueda conducida manteniendo la rueda motriz HTD 3M 15T, conlleva una reducción del 18,5% de la relación de transmisión.

*Tabla 8. Cálculo de la nueva relación de transmisión y velocidad lineal máxima, prototipo Mk1*

Nueva relación de transmisión y velocidad lineal máxima prototipo Mk1				
V nominal (V)	Nº Dientes Conducida	Nº Dientes Motriz	Nueva Rt	Variación %
14,8	60	15	4,00	
D rueda (mm)	RPM máx. a V nominal	RPM máx. Conducida	Nueva V lineal máx.	18,53
110	4736	1184,00	24,55	

De esta forma, la nueva relación de transmisión supondría una reducción del 18 %, con una reducción equivalente de la multiplicación de par en la rueda conducida respecto a la motriz, por consiguiente, un aumento en la misma proporción de la velocidad angular de la esta. La velocidad lineal máxima del sistema bajo estas condiciones junto con los cálculos pertinentes se muestra en la siguiente tabla.

#### Bridas o Guías de alineación

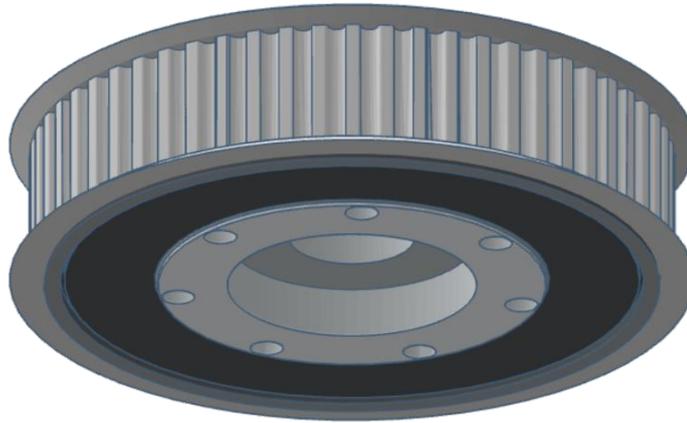
Guías laterales de la rueda conducida o bridas con chaflán a 20% para evitar desalineación o descarrilamiento de la correa.



*Ilustración 77. Alzado del diseño de rueda libre compuesta V3, prototipo Mk1*

### Optimización en el anclaje a la rueda trasera

Para ello se diseña una camisa para albergar el rodamiento de la rueda trasera del patín, a fin de evitar el contacto de la base de la rueda libre compuesta sobre el perfil exterior de este.



*Ilustración 78. Perspectiva zona inferior, rueda libre V3, prototipo Mk1*

Con lo que se espera que la superficie de asentamiento de la rueda libre compuesta sobre la rueda del patín sea únicamente la superficie interna de la rueda, lo que supondría un contacto con mayor en diámetro y de mayor homogeneidad superficial. Solución, que pretende reducir la desalineación entre ambos componentes durante el uso prolongado del prototipo y por consiguiente el cabeceo de la rueda conducida.



*Ilustración 79. Ensamblaje de la rueda libre compuesta V3 impresa en PETG y la rueda de 110mm*

*Prototipo Mk1*



#### Protección mecánica de la batería:

Esta protección ya fue considerada en el primer diseño de la estructura. No habiendo sido diseñada e implementada en el proyecto hasta esta fase dado que lo que primaba era la accesibilidad a la batería, por ser un componente con riesgo de combustión ante cortocircuitos o sobretensiones.

Mientras que, en esta fase, tras haber comprobado la estabilidad del sistema en el entorno y uso al que se destinará, resulta de utilidad para la protección de la batería ante impactos y deterioros como el observado.

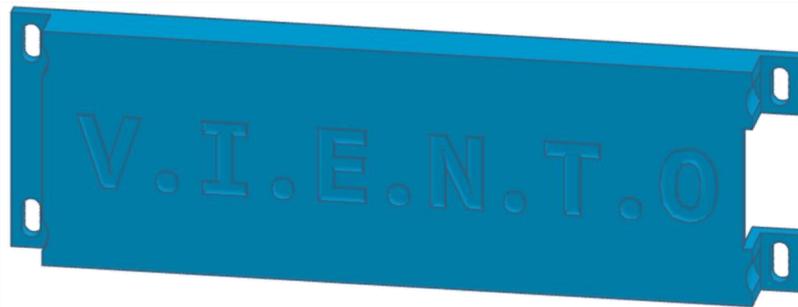


Ilustración 80. Perspectiva frontal, tapa protectora de la batería, prototipo Mk1

#### Detalles que destacar del diseño realizado:

- Ranuras de 4mm x 10 mm para dotar de margen a la altura de la batería respecto del raíl de hierro. Logrando la máxima distancia en todos los puntos a pesar de la heterogeneidad del raíl (hecho a mano) y de la batería que no es totalmente prismática
- Impresión realizada en PETG (Tereftalato de polietileno glicol), más flexible y resistente ante impactos que el PLA (Ácido poliáctico), además de tener mayor resistencia ante la corrosión, el sol, la lluvia y el frío.
- Camisa interna con las dimensiones exactas para encajar la batería, deducidas tras varias iteraciones de la zona de ajuste, evitando que se desplace en su interior con las vibraciones.

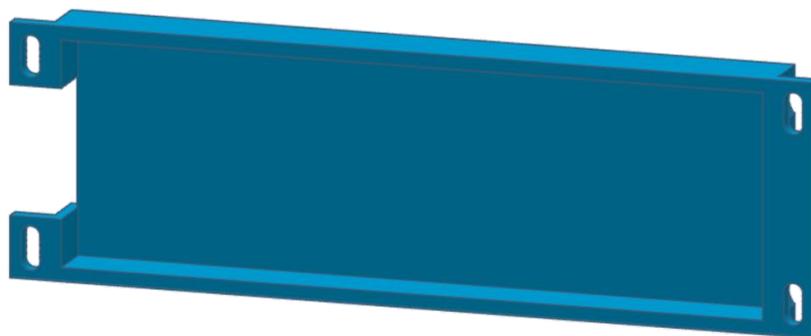


Ilustración 81. Perspectiva trasera, tapa protectora de la batería, prototipo Mk1

## 6.4 Ensayos y modificaciones, fase 2

Tras las modificaciones realizadas al prototipo Mk1, se procedió con una segunda fase de optimización del diseño, centrada en lograr la máxima autonomía y resiliencia que este prototipo pudiera brindar.

### 6.4.1 Ensayos de autonomía y resiliencia

En esta segunda fase, se llevaron a cabo **dos ensayos** con un recorrido de **8 km**, el **primer ensayo** se realizaría a una velocidad media aproximada de **15 km/h** con un nivel de **asistencia medio** del SPE, mientras que en el **segundo la asistencia** sería casi **total**, y **velocidad máxima**.

Durante el **primer ensayo**, todos los elementos del prototipo cumplieron su función adecuadamente y sin desgastes o deterioros apreciables, validando así las modificaciones de diseño aplicadas al sistema mecánico en el anterior apartado. Además, se comprobó que tal y como se analizó en el apartado *Cálculo teórico de autonomía*, la autonomía del sistema eléctrico, partiendo de un sistema mecánico suficientemente eficaz como para despreciar sus pérdidas, sería de entorno a **8km**, para un nivel de asistencia medio y **pendientes menores al 5%**. La batería de polímero de litio llegó al final del recorrido **sin haber alcanzado el fondo máximo de descarga** (3,4 V/celda de media frente al mínimo permisible de 3,3 V), justificando el cumplimiento del objetivo de autonomía inicial.

Debido al éxito de esta prueba, se procede a comprobar la **autonomía** del sistema en esta segunda fase de prototipado del modelo Mk1 **en situaciones de máximas exigencias** de par y velocidad. Para ello se realizó el mismo recorrido que en el anterior ensayo, pero esta vez manteniendo dentro de lo posible la velocidad máxima del sistema de 24,5 km/h, con asistencia humana prácticamente nula incluso en los arranques (momentos de máxima exigencia de par y consumo de corriente).

El sistema tuvo una respuesta adecuada llegando a los **4 km** del recorrido sin ningún problema, y cumpliendo las expectativas de par y velocidad. La celda con menor tensión en la batería, según el voltímetro, se encontraba 3,6 V, lo cual supone una **capacidad restante de entorno al 30%**.

Al inicio del quinto kilómetro, termina el ensayo, uno de los condensadores encargados de amortiguar las irregularidades de tensión de la batería en la entrada de la ESC estalló. La razón fue un **sobrecalentamiento excesivo de la controladora** por falta de ventilación, como se explica más adelante. Por suerte este hecho no afectó a ningún otro elemento del prototipo, a pesar de que si se produjo una combustión causada por parte del plástico termo retráctil, que fue rápidamente extinguida evitando el contacto directo de la llama sobre la batería de celdas LiPo.

### 6.4.2 Mejoras y optimización del diseño

Como se aprecia en la Ilustración 43, el diseño de la ESC RedBrick 125A, dispone de un radiador de aluminio que ocupa toda la superficie superior de la electrónica, unido térmicamente mediante pasta térmica a los transistores MOSFET, principal fuente de calor. Dicho radiador debe de ubicarse en un entorno en el cual el aire de alrededor pueda renovarse con facilidad, posibilitando la disipación de la energía térmica generada.

A pesar de que en el diseño se planteó la ubicación de la ESC bajo la suela de la distintos orificios de la estructura permitirían un flujo de aire suficiente. Los ensayos realizados y la destrucción del variador a causa de temperatura excesiva desvelan que este diseño fue inadecuado.

Para solucionar este defecto se proponen dos modificaciones al diseño del prototipo de la fase 1.

#### ESC:

Aprovechando la necesidad de adquirir una nueva electrónica de control para el motor, se plantea la adquisición de un modelo similar, en el que se aumente la corriente máxima soportada según fabricante.



Ilustración 82. Red Brick 200A 2-7S

Se decide emplear una ESC RedBrick 200A, pasando de 3 a 5 condensadores (principal limitante térmico) y aumentando número de transistores MOSFET por fase, sobredimensionando así la fase de conmutación, lo que reducirá el calor que genera en cada transistor y optimizará el flujo térmico hacia el exterior.

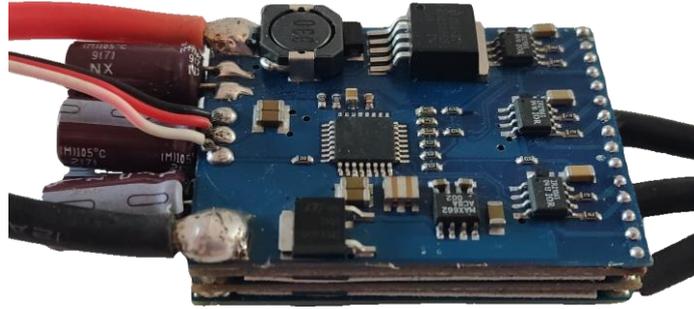


Ilustración 83. RedBrick 200A sin encapsulado, parte inferior

#### Protección mecánica de la batería y el variador:

La segunda medida a aplicar para reducir las posibilidades de sobrecalentamiento de la electrónica fue reubicar el variador a una zona del prototipo en la cual recibiese mayor flujo de aire, asegurando la correcta renovación de aire sobre el disipador

Para ello se decide rediseñar la tapa protectora de la batería, de forma que la ESC quede acoplada sobre el lateral externo del prototipo lugar que a pesar de exponer ante impactos externos el disipador, asegura un correcto funcionamiento del mismo.

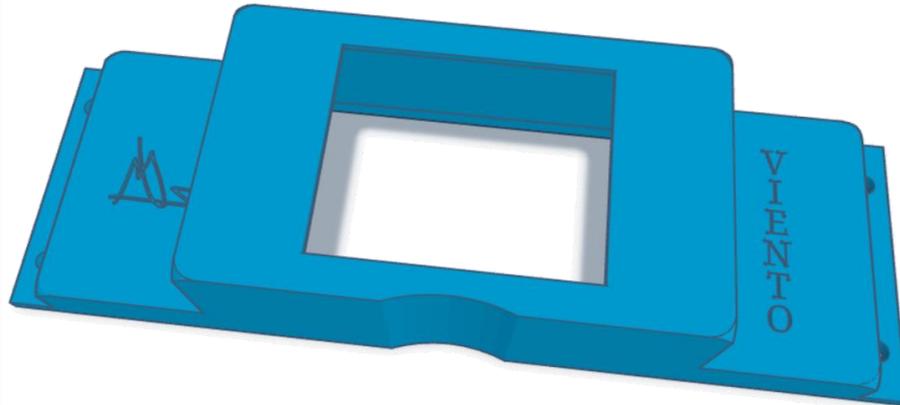


Ilustración 84. Protección de la batería y la ESC, con abertura para disipador

Se indican a continuación detalles de interés respecto al diseño:

- Se mantiene la estructura base del diseño anterior, sin modificar las dimensiones de encaje de la batería en su interior, no obstante, el perímetro de la pieza aumenta de cara a hacer frente a su nuevo uso.
- Respecto al diseño original, se sustituyen las ranuras de 4x8mm por orificios de 4 mm de diámetro ubicados en la posición adecuada para lograr la separación suficiente de la batería a los márgenes del marco de metal.



- Se diseña una camisa en base a las dimensiones del nuevo variador de 80x20x40 mm, con una apertura igual a la superficie del dissipador 38x46 mm. Estas dimensiones junto con un grosor mínimo de 2 mm en toda la pieza definen el aumento en las dimensiones externas de la pieza.
- Dado que la altura de la pieza se ha visto aumentada al dimensionarla en base a las necesidades del variador, resulta necesario incluir un recorte cilíndrico en la base, con el diámetro del motor N5065 (50 mm) de forma que se respete un margen en todo su perímetro de al menos 2 mm respecto del rotor.
- Impresa en Tereftalato de polietileno glicol o PETG.

### 6.5 Ensayos y conclusiones del prototipado

En este punto concluye el desarrollo del primer prototipo o Mk1, se analiza a continuación las especificaciones técnicas y características del mismo tras las últimas modificaciones realizadas, así como el cumplimiento o no de los objetivos propuestos al comienzo de su desarrollo.

Tabla 9. Tabla comparativa entre prototipos del proyecto, Prototipo Mk1

	Peso Total (g)	Peso SPE (g)	Potencia (W)	Capacidad Batería (mah)	Relación de Transmisión
Mk1 F1	5404	5154	714	8000 (4S)	4
Mk1 F2	5310	5060			5

- **Peso:** se han alcanzado ambos objetivos o limitaciones de peso. El SPE aumenta cada patín en un peso de **1366,5 kg** para la primera fase y **1319,5 kg** en la segunda. Ambas fases por debajo de los 1,5 kg extra por patín o 6kg totales del sistema.
- **Potencia:** Para una batería de ion-litio 4S, de 14,8 V de tensión nominal, y una corriente máxima limitada a 60 A, se obtiene una potencia de 714W inferior a los 1000 W máximos definidos.

Pendiente Cál. Auton.	Velocidad Cál. Auton. (km/h)	Autonomía teórica (km)	Autonomía Experimental (km)	Velocidad máx. (km/h)	Pendiente máx teórica 16 km/h < 60 A
2%	16	9,7	--	20	16%
2%	16	9,9	> 8	24,5	16%



- Velocidad: En la primera fase del prototipo se alcanzó el hito de velocidad máxima propuesta, la segunda fase pretendió llegar a los 25 km/h de velocidad máxima permitida por ley, disponiendo así de mayor margen de regulación, se alcanzó finalmente una velocidad máxima de **24,5 km/h**.
- Autonomía: en este primer prototipo, se propuso alcanzar una autonomía de **8 km**. El resultado experimental de los ensayos realizados nos muestra que se superaron con creces los 8 km del trayecto. Además, en base a las simulaciones de autonomía realizadas (Anexos 0 y 0) para una velocidad media de 16 km/h, una pendiente media del 2% basada en un trayecto estándar en Valladolid, y un usuario de 85 kg, se obtienen autonomías de 9,7 km en la primera fase y 9,9 km en la segunda fase del prototipo.
- Par: Se pretendía desplazar a una persona de 70kg con facilidad en pendientes de hasta el 15%. Como se puede apreciar en las simulaciones realizadas mediante la hoja de cálculos de Benjamin Vedder (Anexos 0), la primera fase del prototipo vence pendientes del **16%** sin superar la corriente límite de 60 A para un peso total de 90 kg, es decir, desplazando a un usuario de más de **84 kg**.
- En cuanto al Sistema de **Desacople entre SPE y VPH**, como se ha expuesto a lo largo de los ensayos de este primer prototipo, el sistema propuesto cumple con las expectativas, dotando al prototipo de la posibilidad de **desplazarse sin arrastrar el SPE** en caso de que se agote la batería. En función de la consigna de aceleración que se asigne mediante el sistema de control, y la aceleración que se aporte mediante la patinada natural, el usuario dispondrá de **distintos grados de asistencia**.
- Precio: Se estableció un límite de costes de **250 euros** para el **primer prototipo** del SPE y entrono a **150 euros** para la compra del **patín base**. El patín escogido terminó costando **154,99 euros**, superando en solo 5 euros el presupuesto estimado, por otro lado, el coste material total del SPE, sumando las dos fases de prototipado, ha sido de **205, 31 euros**, casi 45 euros por debajo del coste estimado de material.

Lo cual deja un balance total de 40 euros de margen respecto a los costes totales previstos para esta fase de prototipado.

Todos los costes se desglosan en el balance económico del proyecto.

En conclusión, los objetivos y parámetros funcionales esperados del sistema se han cumplido tras la ejecución del primer prototipo.





## Capítulo 7: Prototipo, Mk2

Tras el cumplimiento de los objetivos propuestos con el desarrollo del primer prototipo, en esta segunda parte del proyecto, se pretende continuar con la optimización del sistema mediante el desarrollo de un segundo prototipo, a fin de continuar mejorando el comportamiento del sistema, y sus características principales.

- Se perseguirá **aumentar la autonomía** superando los 10 km iniciales.
- Se realizará una **optimización sobre el peso** de los patines, mediante una reducción global de la masa del sistema, y una reubicación de la misma a fin de minimizar inercias y mejorar la movilidad y ergonomía.
- Se buscará mejorar la **repetibilidad del proceso de fabricación**, con metodologías como el corte por láser y plegado industrial.
- Aumentar la resiliencia global del SPE, focalizándose en aumentar la robustez y precisión del diseño de la transmisión.
- Se **mejorará el sistema de control** y la electrónica, abriendo nuevas vías hacia sistemas de control que pudiesen dotar a los patines de una asistencia casi imperceptible, y persiguiendo mayores eficiencias del sistema, que mejoren la autonomía y la vida de los componentes.
- Aumentar el **rango de velocidades** del sistema, optimizando el punto de trabajo entorno a la velocidad máxima permitida (25 km/h), limitando la velocidad a la legal en vías públicas. No obstante, permitiendo superar los 25 km/h si se desea realizar un uso ocioso de los patines en entornos específicos.
- Se mejorará la **estabilidad del sistema** aumentando la superficie de contacto, modificando la distancia entre ejes, y reduciendo la altura.
- Dado que se va a aumentar la potencia y velocidades máximas del sistema, resultará necesario realizar un proceso de ingeniería para la creación de un sistema de **frenada activa**.

Dado que la intención es aumentar el nivel de optimización del diseño, el desarrollo de los puntos de trabajo definidos se plantea mediante modificaciones aisladas consecutivas. De esta forma será más sencillo contrastar en qué medida su aplicación al sistema ha beneficiado al comportamiento global del mismo.

No obstante, de forma análoga al primer prototipo, su desarrollo se dividirá en dos fases. La primera perseguirá la optimización del sistema mecánico, mientras que la segunda buscará la optimización del sistema eléctrico y de control.

## 7.1 Fase 1, optimización mecánica

### 7.1.1 Rediseño de la estructura

Partiendo de lo aprendido en el primer prototipo, se plantea el desarrollo de una nueva estructura, que cumpla con todas las funciones del diseño anterior (exigencia estructural, dimensiones, altura o distancia entre ejes) aumentando su rigidez, reduciendo su peso, empleando menos material y mejorando la repetibilidad en la fabricación.

En resumen, un diseño más eficiente en cuanto al material empleado y las características mecánicas.

Para dar respuesta al reto planteado, resultó necesario modificar las herramientas de diseño empleadas. Hasta este momento, la mayoría de los diseños fueron creados mediante TinkerCAD y AutoCAD, ambas herramientas con mucho potencial, pero con ciertas limitaciones. [Anexo 0]

El entorno de diseño con el que más familiarizado estaba era Autodesk, y dado que este ofrece licencias gratuitas a estudiantes universitarios, se buscó una herramienta del mismo que posibilitase el desarrollo de diseños mecánicos más precisos y complejos. Dotando de un nuevo nivel de optimización al diseño, reduciendo márgenes, holguras y material empleado, y simplificando la fabricación.

La herramienta escogida fue Autodesk Inventor, más similar a SolidWorks de Dassault Systèmes. Por tanto, una herramienta más centrada en el diseño mecánico de partes, componentes y ensamblajes.

Quizás las utilidades más interesantes encontradas en Inventor sean las que brinda el método de análisis de elementos finitos (FEM o Finite Elements Method) en su utilidad NASTRAM, que puede emplearse para la optimización y validación de diseños mecánicos.

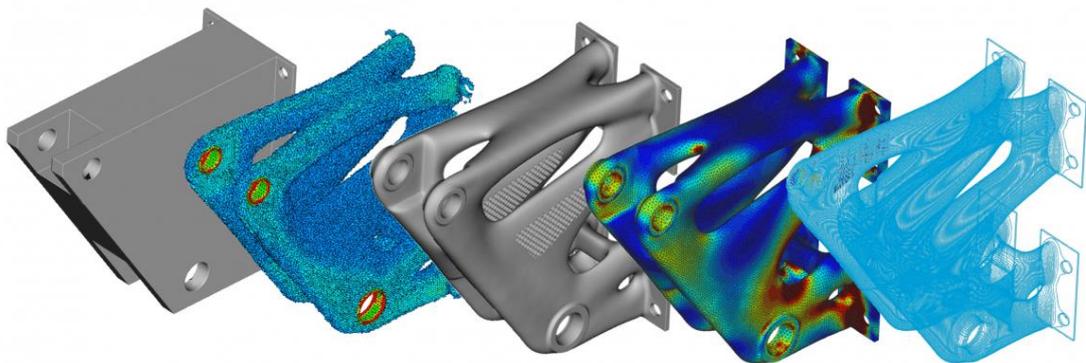
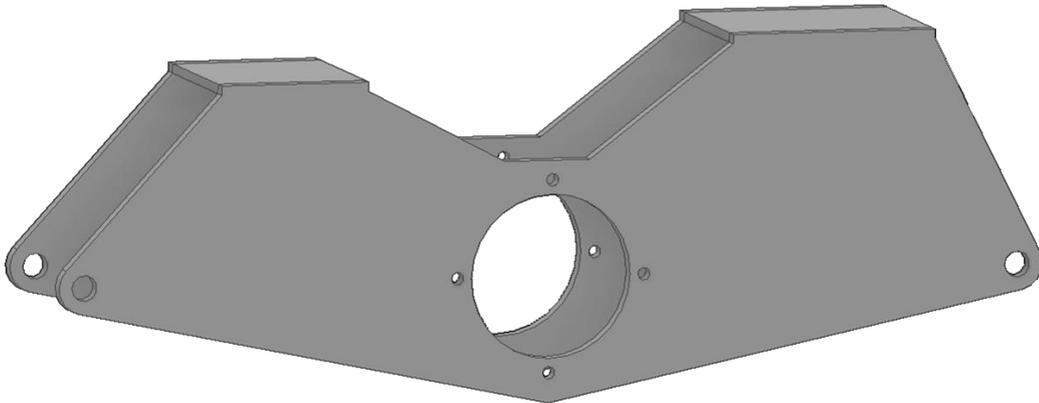


Ilustración 85. Pasos a seguir para la realización de un proceso de optimización topológica [46]

### Obtención del diseño base

En esta primera fase del procedimiento, se define el modelo físico a optimizar. Para ello, se realizó un sencillo diseño algo sobredimensionado del raíl, basado en los bocetos en formato .dwg del diseño final del prototipo Mk1, a partir del cual se desea obtener la malla o “mesh” forma topológicamente óptima.



*Ilustración 86. Diseño base, estructura Mk2*

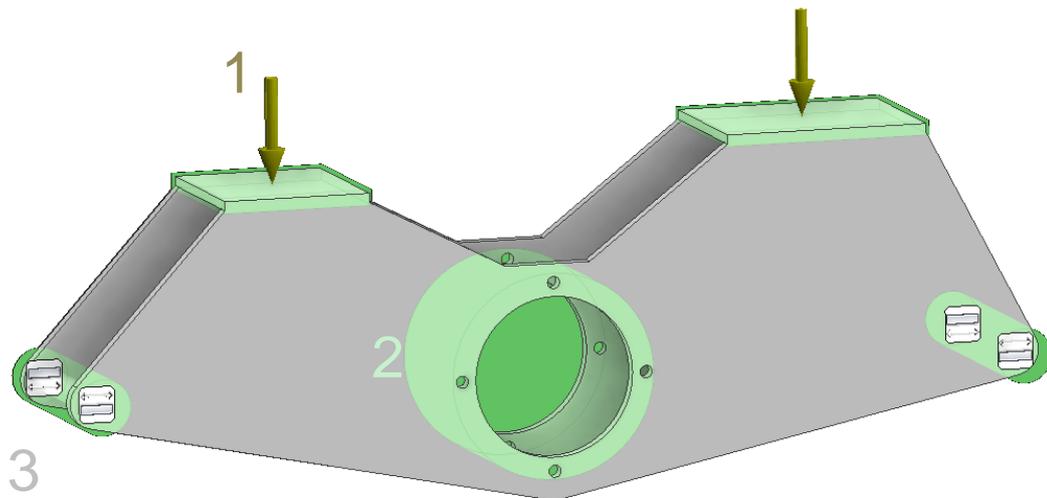
Cabe indicar respecto al diseño base, que la distancia entre ejes de las ruedas y la altura o distancia entre anclaje y eje de rueda han sido reajustadas para albergar ruedas de 145 mm, se razonará en el apartado correspondiente. Para mayor detalle sobre el diseño, consultar documento Anexo 4: Planos.

### Optimización topológica

La Optimización Topológica emplea la metodología FEM para realizar un análisis sobre las interacciones mecánicas entre cada elemento finito en base a las fuerzas y restricciones aplicadas a un modelo físico, a fin de definir las zonas de mayor densidad de tensiones o el flujo de las fuerzas dibujando los “camino” de estas a través de la estructura, alrededor de los cuales el tras parametrizar el modelo, se conforma una estructura en forma de malla triangulada.

Como inputs al estudio, se definen el volumen (modelo simplificado o diseño base), sus características físicas (material o composición), y los esfuerzos y contingencias aplicadas a este, obteniendo como resultado una reducción porcentual en su masa.

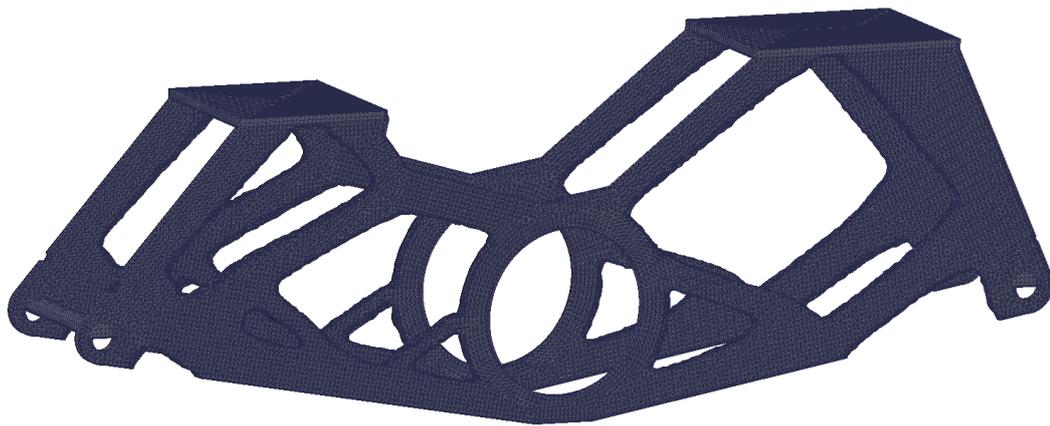
En la siguiente ilustración se aprecia la preparación realizada al diseño simplificado antes de ejecutar el estudio de optimización topológica.



*Ilustración 87. Optimización topológica, restricciones, zonas y esfuerzos*

A continuación, se define con mayor detalle los parámetros y restricciones empleados en el estudio:

1. Vectores de 210 N ( $210 \text{ N} \times 4 = 840 \text{ N} \approx 85 \text{ kg}$ ) de fuerza distribuida, aplicados sobre las dos superficies del anclaje FSK.
2. Zonas de protección o no reducción de material, con el fin de mantener intacta la estructura cercana a orificios y zonas de anclaje.
3. Restricciones sin fricción (movimiento libre) en el plano coincidente y rígida en la dirección perpendicular a la superficie aplicada, aplicados sobre los ejes de ambas ruedas.



*Ilustración 88. Malla considerada topológicamente óptima, 0.8 mm por elemento, xxx elementos*

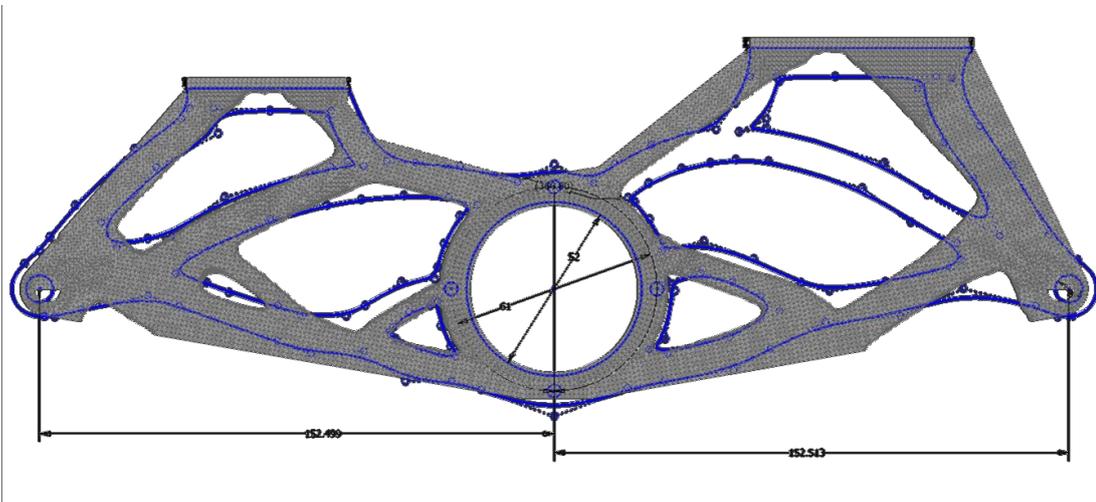
Tras realizar la optimización, la malla resultante representa el 40% de la masa original que, en base a la densidad del material empleado en el proceso, (Aluminio 6061 Soldado o Al-Mg-Si), tendría una masa de 325 g.

Para seleccionar esta malla como la óptima, previamente se realizó un proceso iterativo de optimización topológica y validación FEA de cada iteración, escogiéndose aquella con las mejores características mecánicas (menores deformaciones o una distribución de esfuerzos más óptima, por ejemplo) y el menor peso o porcentaje de masa respecto a la original.

#### Rediseño a partir de la malla óptima

Partiendo de la malla definitiva, y tras su validación mediante el análisis FEA, se realiza un diseño más preciso, y con mayor valor estético que la propia malla, mediante la superposición de un boceto o “Sketch” realizado fundamentalmente a partir de curvas “Spline” sobre el perfil de la malla.

Como se aprecia en la ilustración, se aprovechó la fase de rediseño para



*Ilustración 89. Boceto realizado mediante curvas "Spline" sobre el perfil de la malla óptima*

reajustar la distancia entre ejes, siendo esta de 152,5 mm entre motor y ejes según los cálculos realizados para las nuevas ruedas de 145 mm y las modificaciones al sistema de transmisión. Además, a fin de reubicar la masa suspendida de los pies a emplazamientos en los que genere menor momento de inercia, se ha eliminado el espacio reservado para batería y electrónica, que quedarán ubicadas en una mochila o riñonera.

El diseño persigue acercarse mediante el trazo de cada una de las curvas Spline a la esencia del viento, imitando la fluidez del mismo como modelo de eficiencia. Así, el diseño final armoniza la búsqueda incansable del trayecto óptimo, y la eficiencia, con los beneficios de la optimización topológica.

Con ello se obtiene un diseño que, en el cumplimiento de los parámetros técnicos de eficiencia y rigidez estructural, da cabida a una visión artística de la ingeniería, el arte de aplicar el análisis matemático y los modelos físicos para dotar de orden al caótico mundo real.



Ilustración 90. Estructura final Mk2, 4 mm de grosor

### Validación del diseño mediante FEA

Un Análisis de Elementos Finitos o FEA es un estudio que se realiza sobre una estructura cuya estabilidad se pretende validar.

Los parámetros intrínsecos al material escogido (Aluminio 6061) necesarios para la realización del análisis FEA, como son el módulo de elasticidad o de Young ( $9,993 \times 10^6$  psi o  $6,89 \times 10^4$  MPa), la relación de Poisson (0,33) y el límite elástico o “Yield Strength” ( $7,977 \times 10^3$  psi o 55 MPa) constan en una biblioteca interna del programa.

Partiendo de las mismas condiciones que en la fase de optimización topológica, se exponen los resultados más representativos del análisis.

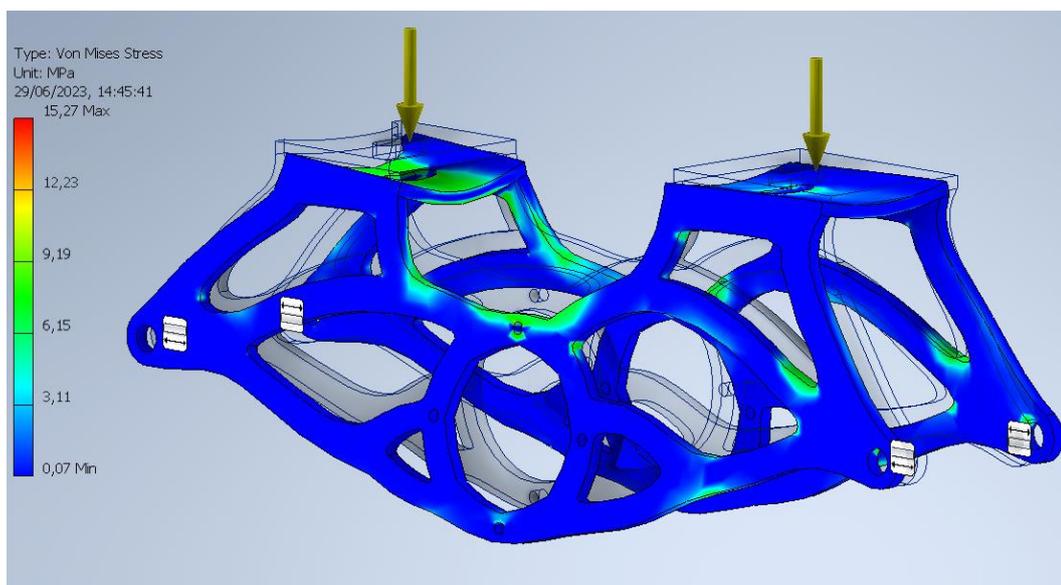


Ilustración 91. FEA estructura Mk2, Tensión de Von Mises

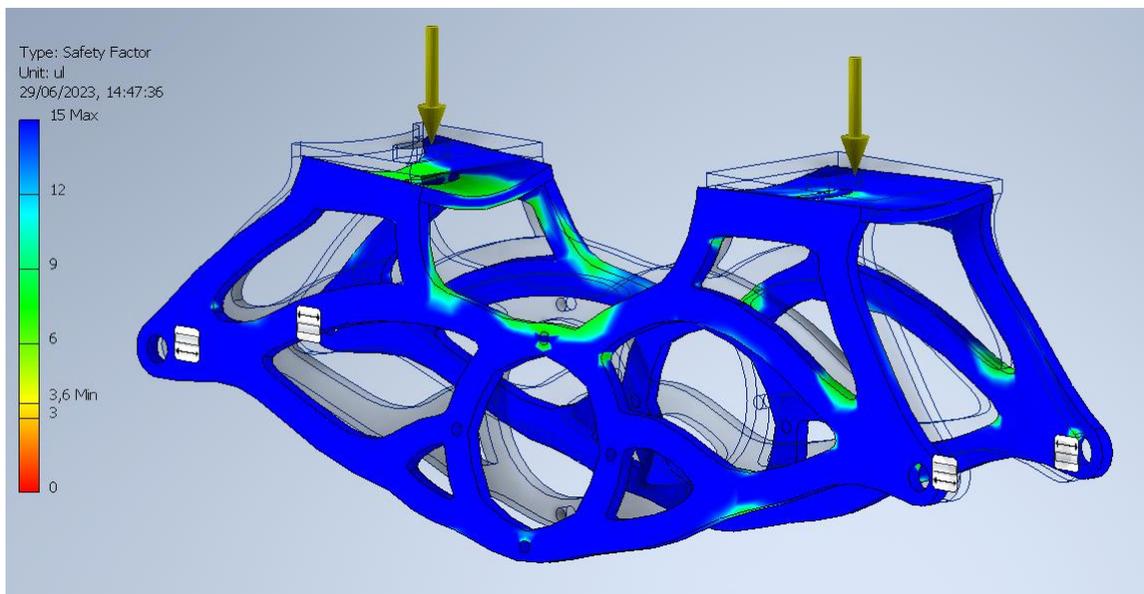
En base al análisis, se puede concretar que la esfuerzo máximo de Von-Mises alcanzada en la estructura es de 15,27 MPa, para interpretar este valor, es necesario relacionarlo con el límite elástico propio para el aluminio 6061 soldado, obteniendo lo que se conoce como Coeficiente de Seguridad (Safety Factor), que en la herramienta Nastran de Inventor, se considera en un rango del 0 a 15.

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma_1} = \frac{55 \text{ (MPa)}}{15,27 \text{ (MPa)}} = 3,602$$

$n_s$ : *Coeficiente de seguridad*

$S_y$ : *Límite elástico*

$\sigma_1$ : *Esfuerzo de Von – Mises*



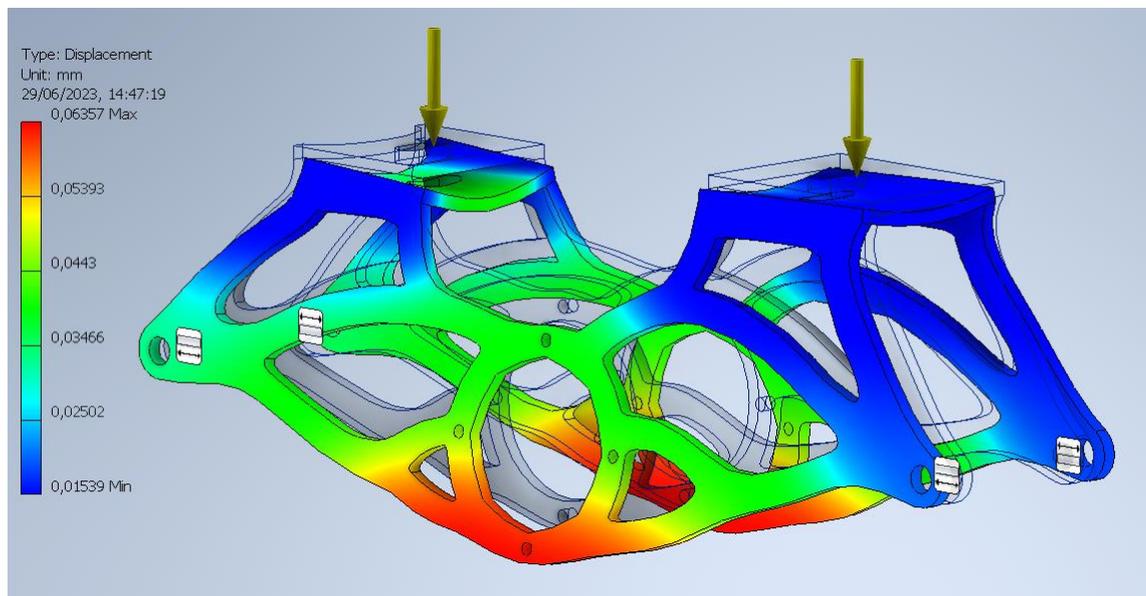
*Ilustración 92. FEA, estructura Mk2, Coeficiente de seguridad*

Un valor mínimo de 3,6 supone que elemento finito con mayor esfuerzo aplicado en este contexto (85 kg de carga sobre las dos pletinas de anclaje), se encuentra aproximadamente a un tercio de su carga máxima considerando está el límite elástico del aluminio, a partir de la cual el material pasaría a zona plástica presentando deformaciones.

No obstante, como se aprecia en la ilustración anterior, es difícil encontrar a simple vista zonas con un valor cromático como el que le corresponde al CS de 3,6 (Amarillo).

Prácticamente toda la estructura se encuentra en valores de CS de 15 o superior. Las zonas en las que se aprecia el mínimo CS visible (verdes y cian, CS de 9 a 6) son mínimas en la mayoría de la estructura, siendo más representativas en la zona del anclaje frontal.

Incluso si se presentasen en esta zona valores de CS inferiores a 6, debido al sistema de anclaje empleado, la superficie actuará en bloque junto con la zona de anclaje de la bota, homogeneizando los esfuerzos y limitando la deformación.



*Ilustración 93. FEA, estructura Mk2, Análisis de deformación*

El valor máximo de deformación se encuentra en la zona del ala central, presentando un valor máximo de tan solo 0'06357 mm, es decir, 63'6  $\mu\text{m}$ .

Con todo lo anterior, se da por validado el diseño para la fabricación de una estructura o raíl empleando planchas de 4 mm de Aluminio 6061, llegando a soportar, según el análisis estático, hasta tres veces el peso considerado de 85 kg sin presentar ninguna deformación.

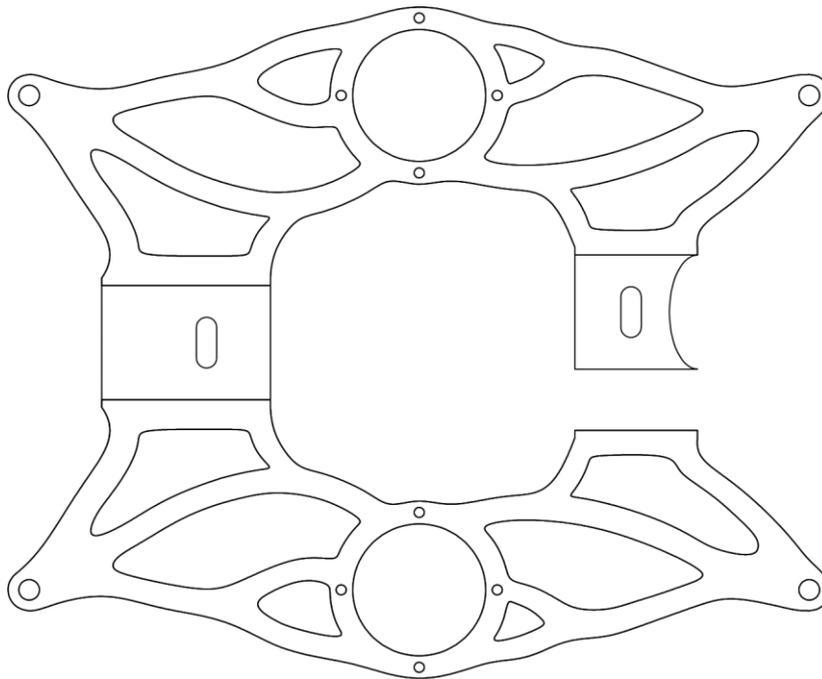
### 7.1.2 Fabricación de la estructura

Continuando con la principal intención detrás del prototipo Mk2, se escogió un proceso de fabricación para el raíl que ofreciese la precisión y acabados acordes a las exigencias de esta nueva fase del proyecto.

#### Corte por láser y plegado

Para ello, se confía en una empresa local especializada esta metodología, la cual, entre otros muchos materiales, ofrece la opción de realizar la pieza en Aluminio de la serie 5000 (5754 H111), es decir, una aleación de la familia del magnesio-aluminio forjado, con una concentración de magnesio de entorno al 3,5%.

El proceso de corte por láser es un sistema de mecanizado industrial en el que un potente haz de luz (100W aproximadamente para 3mm de Aluminio) se concentra a través de un tubo de CO2 incidiendo sobre una pequeña zona superficial del material a trabajar elevando su temperatura hasta vaporizarlo o fundirlo. El láser se monta sobre un cabezal que, dirigido mediante control numérico, recorre la superficie perforando y cortando la plancha metálica siguiendo la trayectoria deseada con precisiones de hasta  $\pm 0,1$  mm.



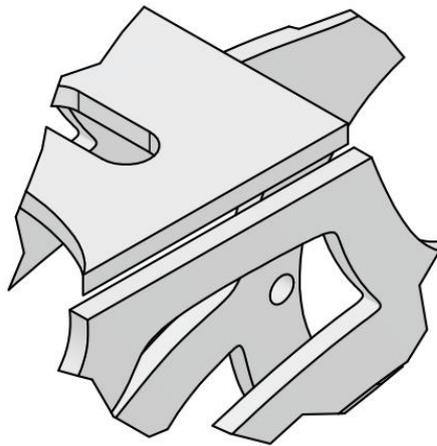
*Ilustración 94. Detalle del plano de corte y líneas de plegado, raíl prototipo Mk2*

Para que pudieran proceder con la realización de este trabajo, fue necesario hacerles entrega previamente de los planos y documentación requerida para el conformado de la estructura mediante corte por láser y posterior plegado. Se adjuntan los planos preparados para este fin en el Anexo Planos.

El proceso de fabricación del marco o raíl, presentó varias complicaciones.

Llegado el momento del plegado de la pieza, se concluye que con la matriz de plegado de la que disponían iba a resultar complicado plegar la pieza debido a que las “alas” eran demasiado largas. No obstante, tras hablar con el técnico encargado de este proceso, y a fin de evitar una modificación sustancial del diseño, se propuso aumentar el radio de las aristas de plegado (de 1 a 3 mm), lo que permitiría realizar el plegado en varias etapas evitando la limitación provocada por las dimensiones del ala.

Tras recibir la pieza, se detecta un error cometido durante la fase de corte, se muestra el detalle del mismo en la siguiente imagen.



DETAIL C  
SCALE 1.93 : 1

*Ilustración 95. Detalle del plano generado para la corrección de las piezas*

En concreto, el error se debió a una reducción excesiva del material sobrante en la arista izquierda del anclaje frontal. Para obtener una pieza a través de este proceso de fabricación, con los anclajes a dos alturas (12 mm de separación entre ellos, sistema FSK), era necesario eliminar 24 mm de material por la longitud de la arista.

La reducción de material fue de en torno a 27 mm, obteniendo una pletina de 48 mm, en lugar de los 50 esperados (45 + 3 + 2 mm), que permitían ubicar tras plegado la placa de anclaje montada 1 mm sobre el perfil izquierdo. Los 2 mm restantes serían espacio suficiente para realizar el cordón de la soldadura de unión.

Una segunda iteración resultó en la obtención de cuatro perfiles (2x3mm y 2x4mm) suficiente validez dimensional para continuar con el proceso.

### Soldadura y unión

Tras ensamblar todos los componentes, y comprobar el correcto diseño de la estructura, y antes de poner a prueba su consistencia estructural, se procedió a la unión de la arista izquierda de la placa de anclaje frontal.

Se realizaron varios intentos de soldadura sobre los perfiles de 3 mm con la ayuda de manos experimentadas, caldeando la pieza y empleando electrodos de baja temperatura para aluminio, resultando todas ellas en cordones inconsistentes o deformaciones en el perfil de aluminio.



*Ilustración 96. Intentos de soldadura sobre raíl de 3 mm, prototipo Mk2*

La razón, se descubrió al realizar un análisis más profundo sobre el tipo de aluminio empleado para la obtención de la pieza. La aleación Al-Mg3 5754 H111 fue empleada por ser la que disponía la empresa de corte por láser, y tras comprobar que los parámetros mecánicos eran muy similares al aluminio 6061 con el cual se realizó el análisis FEM.

- Módulo de elasticidad o de Young:  $7 \times 10^4$  MPa >  $6,89 \times 10^4$  MPa
- Coeficiente de Poisson: 0,33
- Límite elástico: 80 MPa > 55MPa

No obstante, la diferencia principal entre los aluminios de la serie 6000 frente a los de la 5000, es precisamente que se trata de aluminios tratables térmicamente, y por tanto ofrecen la posibilidad de realizar uniones mediante soldadura o procesos térmicos.

A partir de este momento, se plantean tres opciones:

- Realizar un diseño en el cual el corte de la arista descrita no fuese necesario (sistema de anclaje UFS)
- Emplear métodos de soldadura en frío específicos para aluminio
- Realizar un anclaje mediante perforaciones roscadas, tornillos y un perfil de aluminio.

La primera opción se desestimó, dado que aún se disponía de los perfiles de 4 mm para completar esta fase de prototipado, no obstante, se tendría en cuenta este aspecto de cara a futuros rediseños y prototipos.

La soldadura en frío es una metodología que, a pesar de su sencillez, la homogeneidad del resultado y su consistencia dependían demasiado de las condiciones del proceso y el producto escogido.

Con lo cual finalmente se optó por realizar cuatro perforaciones en cada raíl, dos en la placa de anclaje, dos en el perfil izquierdo, y las cuatro perforaciones correspondientes sobre el perfil de aluminio de 10x10x45 mm, mediante una broca de 2,5 mm. Posteriormente, se roscaron los 16 orificios empleando un machón de 3 mm.



*Ilustración 97. Unión de la estructura Mk2 mediante perfil de aluminio 10x10 mm*

Finalmente, tras el ensamblaje se procedió con el acabado superficial del conjunto empleando sierra de metal y lima.

### 7.1.3 Rediseño del sistema de tracción

#### Rueda de 145 mm

Para aumentar la estabilidad del sistema, una de las soluciones propuestas ha sido modificar la posición de los ejes motrices respecto al punto de anclaje de la bota, así como aumentar la distancia entre ejes, ofreciendo un patín más similar a los patines SUV, que a costa de reducir maniobrabilidad aumenta considerablemente la estabilidad.

Junto a la anterior modificación del diseño del raíl, se propuso sustituir las ruedas de 110 mm por unas ruedas poco comunes en el mundo del “rollerblading”, con un diámetro de 145 mm.



Ilustración 98. Comparativa de tamaño, ruedas de 145mm sobre el prototipo Mk1 Fase 2

Con este cambio, además de aumentar la adherencia y estabilidad del patín, se espera lograr una mejora en su comportamiento ante velocidades altas y reducir el efecto de las irregularidades del terreno.

Otro factor tenido en cuenta a la hora de aumentar el diámetro de las ruedas fue permitir un aumento en el diámetro máximo de la rueda conducida, de cara a aumentar la robustez de la transmisión modificando la correa a una de mayor paso (de HTD 3M a HTD 5M) y, por consiguiente, para una misma relación de transmisión, aumentando el diámetro de ambas ruedas (motriz y conducida).

Esta modificación facilitó considerablemente la obtención de un sistema de frenada activa compatible con el prototipo.

### Araña de acople

Una de las soluciones mecánicas más interesantes de este segundo prototipo es la araña de acople, y sus dos variantes empleadas para el nuevo sistema de frenada y el nuevo diseño del componente rueda libre – rueda conducida.

El concepto surge como solución al cabeceo aún del sistema de acople entre la rueda libre conducida y la rueda trasera del patín, y aprovecha la oportunidad brindada tras la sustitución de las ruedas.



*Ilustración 99. Rueda de 145 mm, rodamientos ABEC 7, Prototipo Mk2*

El diseño de la nueva rueda de 145 mm tiene una peculiaridad que resultó fundamental para el diseño de este sistema. Dispone de una superficie paralela al plano de rotación de la rueda y distribuida de forma regular entorno al eje de esta.

A fin de agilizar el proceso parametrización y dimensionamiento de los radios de la rueda en un diseño CAD 3D como origen para el diseño de la araña, se emplea una tecnología con creciente uso en el ámbito del diseño industrial, la fotogrametría. Mediante este procedimiento se obtuvo un primer diseño de la rueda que tras ser refinado en Fusion360 definió las superficies de anclaje de la pieza, que una vez validadas mediante calibre sirvieron como base para el diseño de la araña.



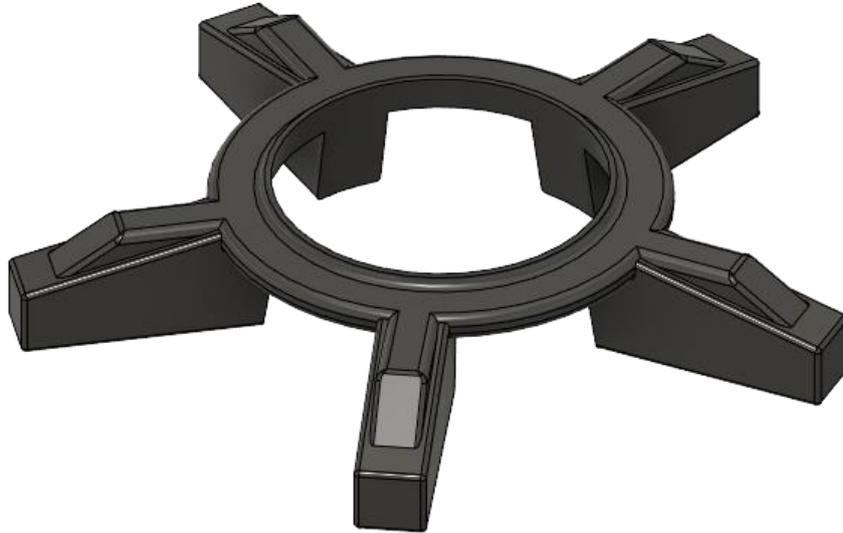
*Ilustración 100. Rueda de 145 mm "mesh" o malla resultante, fotogrametría*



*Ilustración 101. Rueda de 145 mm, diseño final por modelado de malla fotogramétrica*

*Prototipo Mk2*

Finalmente, se confecciona el resto del diseño, que servirá de base para el diseño y fabricación de los acoples del sistema de frenada y la rueda libre sobre cada rueda trasera del prototipo.



*Ilustración 102. Diseño base, araña de anclaje, Prototipo Mk2*

Características destacables del diseño:

- Refuerzo mediante nervios de 5 mm de grosor
- Anillo de 34x5x3 mm como unión entre las patas de la estructura, evitando el buje de la rueda.
- Obtención de superficie de apoyo totalmente coplanar obtenida a partir de un procedimiento de diseño - impresión - corrección - validación.



### Primer sistema de frenada activa

La mayoría de los Vehículos de Movilidad Personal, disponen de un sistema de frenada activa o de seguridad, capaz de detener al vehículo de manera independiente al estado de la electrónica o la batería. *Cap. 2 Apdo. 2.2.2*

A continuación, se realiza una breve descripción de los cinco principales tipos de sistemas de frenada existentes y aplicables a este tipo de vehículos.

- **De maza**

Se trata de sistemas que aplican la fuerza de frenada directamente sobre la maza o buje de la rueda, existen principalmente dos tipos.

- **De tambor:**

Su funcionamiento consiste en un par de zapatas contenidas en un cilindro o tambor sobre el que las zapatas aplican la fuerza de frenado.

La eficacia de la frenada no se ve afectada por las inclemencias del entorno, ni por la suciedad, lo cual conlleva un mantenimiento muy reducido y una frenada muy segura.

El encapsulado del sistema y la limitada superficie de frenada provocan una disipación menor del calor generado que otros sistemas. Además, es uno de los sistemas más pesados. Al aplicar el par de frenada sobre un brazo torsor menor que en frenos de aro o llanta, el par a aplicar es mayor, afectando a la sensibilidad de la frenada.

- **De disco:**

La fuerza de frenada se aplica sobre el buje mediante un disco comúnmente de aluminio (también puede ser cerámico), sobre el cual actúan dos pastillas de freno (una por cada lado del disco) que se anclan a la estructura mediante una pinza de freno.

La superficie de frenada no tiene un encapsulado como en el anterior caso, lo cual la expone ante la suciedad y humedad del entorno.

Por otro lado, este sistema tiene una frenada más eficaz en general que el de tambor, por disponer de mayor superficie de frenada y de mejor disipación del calor generado (el disco se perfora aumentando la superficie de disipación y reduciendo peso). Se trata de uno de los sistemas más compactos y ligeros.

Al igual que en el freno de tambor, la aplicación del par de frenada sobre un brazo torsor menor que en frenos de aro o llanta, provoca un par a aplicar mayor, generando frenadas más bruscas o descontroladas. Dicho brazo es comúnmente mayor en frenos de disco que en frenos de tambor.



- **De llanta o aro:**

Su uso se extiende principalmente al ámbito de las bicicletas.

El aprovechamiento del aro de la llanta para realizar la frenada y disipar el calor generado, lo convierte en un freno con diseño mecánico muy sencillo y de bajo coste, siendo el sistema más empleado en bicicletas de medio o bajo coste.

No obstante, la frenada se ve perjudicada por el efecto del agua, la suciedad en el aro. Además, el uso de este sistema desgastará tanto las zapatas de goma como el propio aro, pudiendo llegar tener que sustituir la llanta.

- **Sobre banda de rodadura:**

Consiste en una zapata que aplica la fuerza de frenado directamente sobre la banda de rodadura, lo cual brinda un sistema aún más sencillo que el de aro, y mucho más versátil al no necesitar que la rueda disponga de una zona lisa y homogénea en el perímetro de la llanta. Es un sistema muy común en patinetes (accionamiento con la suela del pie), con alguna solución existente en patines en línea.

El principal inconveniente de este sistema su dependencia respecto al estado de la banda de rodadura en cuanto a suciedad o desgaste, que dará por resultado una variación en la eficacia de la frenada.

Por otro lado, el par requerido para frenar es el mínimo, pues se aplica la fuerza sobre el brazo máximo posible en la rueda, lo cual reduce la brusquedad y mejora el control de la frenada.

- **Directos o sobre terreno:**

Es el sistema más común de frenada en patines, emplea una almohadilla ubicada en la parte trasera del patín, que apoya sobre el terreno levantar la punta de este.

La eficacia de la frenada depende mucho del terreno, siendo más eficaz en entornos urbanos (hormigón pulido o asfalto), y mucho menor en caminos o superficies irregulares. Además, se ve muy afectado por la humedad.

Es un sistema eficaz en patines ligeros, pero su uso se vuelve incómodo con patines más pesados o de mayor longitud entre ejes.

Como punto fuerte, se trata sin duda alguna del sistema más sencillo de la lista, pues no tiene ningún elemento móvil y tan solo requiere de la sustitución de la almohadilla como mantenimiento.

Finalmente se considera al sistema de frenada mediante disco el más adecuado para el prototipo a desarrollar por las siguientes razones:

- Equilibrio entre ligereza y eficacia de frenada.
- Desarrollo del que sería posiblemente el primer sistema de frenada mediante disco de aluminio perforado para patines en línea.
- Existencia de partes comerciales fáciles de adaptar gracias al uso de este tipo de sistemas de frenada en patinetes eléctricos.
- Es un sistema resiliente con poco muy mantenimiento.
- Se accionará desde las manos, aumentando el control sobre la frenada.

La pinza escogida debido a su tamaño y características de frenada aplicables a este prototipo, fue la original de los patinetes Xiaomi M365



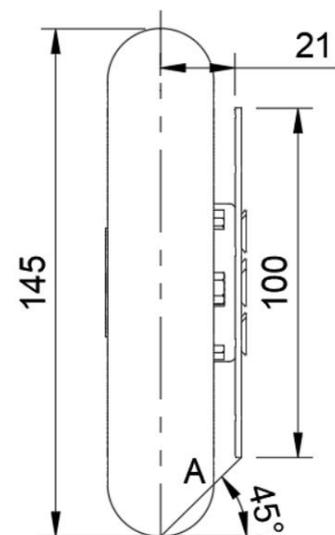
*Ilustración 103. Pinza de freno original, Patinete Xiaomi M365*

Para el disco de freno, se empleó una pieza comercial compatible con los márgenes de regulación entre pastillas de la pinza, que en este caso correspondía con discos de freno de 3 mm.

Por otro lado, se empleó un disco de 100mm de diámetro, inferior diámetro máximo que cumpliría con el margen de inclinación de 45° al terreno para una distancia de 21 mm desde el diámetro máximo de la rueda de 145 mm.

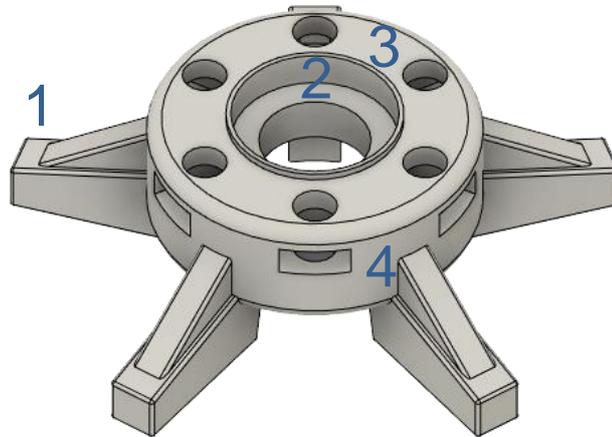
De aplicar el teorema de Pitágoras al trapecio isósceles formado por estos parámetros se obtiene:

$$D_{\text{máx}} = 145 - 2 \cdot \sqrt{21^2 - \left[\frac{\sin(45^\circ)}{8}\right]^2} = 103 \text{ mm (4)}$$



*Ilustración 104. Inclinación máxima, disco de 3x100 mm*

Para el diseño de la pieza de acople del disco de freno a la rueda al trabajo se aprovecha el trabajo realizado al diseñar la araña, simplificando el proceso.



*Ilustración 105. Pieza de acople entre el disco de freno y la rueda trasera, Prototipo Mk2*

Características destacables del diseño:

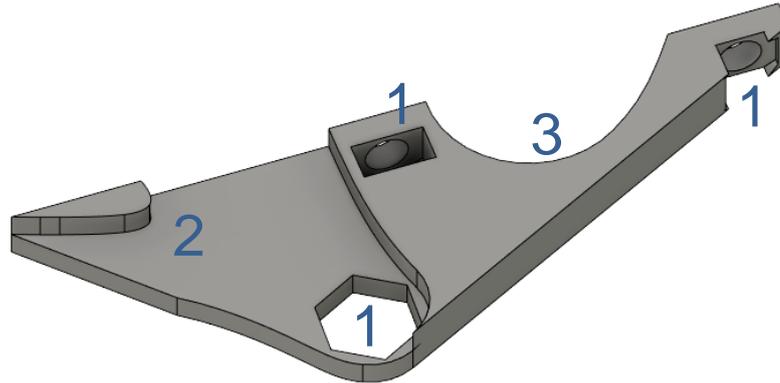
1. Nervios de 5mm de mayor altura para adaptarse a las distancias y márgenes del sistema de frenada.
2. Camisa para el rodamiento diseñada empleando dimensiones ya reajustadas para la impresión 3D en diseños anteriores.
3. Anillo de 24 mm diseñado para alinear el disco de freno antes del anclaje.
4. Bolsillos para tuercas y orificios para tornillos 5M.
5. Solevado interior para un encaje concéntrico con el buje de la rueda.



*Ilustración 106. Detalle del sistema de frenada activa, prototipo Mk2*

Como se aprecia en la anterior ilustración, se ha realizado un brazo para el anclaje de la pinza de freno al raíl, y la alineación de esta con el disco de freno y la rueda.

Debido a que los márgenes de diseño son muy pequeños ( $\pm 0,5$  mm en los 45 milímetros de espacio en el raíl) a causa de la compacidad del ensamblaje y la precisión requerida para la alineación del disco en el interior de la pinza (Ilustración 108) el diseño requería de un nivel de precisión y creatividad alto.



*Ilustración 107. Anclaje de la pinza de freno comercial al raíl sobre el eje trasero, Prototipo Mk2*

Características destacables del diseño:

1. Bolsillos compactos para tuercas M6 para el anclaje de la pinza.
2. Embebido de la forma del raíl en el entorno del eje trasero empleado como punto de alineación y limitación de giro respecto a dicho eje.
3. Superficie curva análoga al encapsulado de la pinza de freno.



*Ilustración 108. Márgenes de diseño, sistema de frenada activa, prototipo Mk2*

Antes de proceder al ensamblaje se alinearon correctamente las pastillas empleando los márgenes de regulación de los puntos de anclaje y el tornillo de ajuste de la pastilla exterior, centrando todo lo posible el disco de freno entre estas, como se muestra en la Ilustración 108.

El resto del sistema consta de un cable de acero y tubo flexible reforzado estándar para el uso en frenos de bicicleta, los correspondientes finales de carrera y una maneta de freno también de bici, adaptada para su accionamiento mediante una sola mano.

Se muestra a continuación una imagen del ensamblaje final del patín derecho.



*Ilustración 109. Sistema de frenada activa completo, patín derecho del Prototipo Mk2*

El cable de freno comercial se modifica pensando en la longitud más cómoda para su usuario final, entre la mano derecha y el punto de anclaje a la pinza de freno, con un margen extra de 15 mm para permitir el correcto tensado del cable y la versatilidad en la altura y longitud de brazo del usuario. Este discurrirá por el interior del pantalón, o en cuyo caso sujeto a la pierna mediante cintas de velcro, evitando enredos o tropiezos.

### Modificaciones al sistema de transmisión

Uno de los objetivos principales a cumplir en esta fase de rediseño de cara a la construcción de un segundo prototipo es lograr una transmisión superior en términos de robustez y precisión a la versión del prototipo Mk1 Fase 2.

Para ello se realizaron varias modificaciones sustanciales a sus componentes y diseños. Primero, en términos de relación de transmisión y dado que las limitaciones dimensionales que redujeron el D.máx. de la rueda libre – conducida desaparecen al aumentar el diámetro de la rueda vuelve una  $r_t = 5$ , mejorando el par de la rueda conducida y reduciendo su velocidad angular (efecto que se compensa con el aumento del diámetro a 145 mm).

El nuevo sistema presenta los siguientes parámetros mecánicos.

Tabla 10. Parametrización mecánica, prototipo Mk2 Fase 1

V nominal (V)		Nº Dientes Conducida	Nº Dientes Motriz	Rt	Nueva V lineal máx. (Km/h)
14,8		60	12	5,00	25,9
KV (RPM/V)	KT exp. (N·m/A)	RPM máx. a V nominal	RPM máx. Conducida	D rueda (mm)	Par máx. en rueda (N·m)
320	0,0242	4736	947,20	145	7,25

Una de las modificaciones a la transmisión mecánica del prototipo es la sustitución del estándar HTD 3M por el 5M, a fin de aumentar la resiliencia y solidez del diseño. Esto aplica tanto a las ruedas libre y conducida, como a la correa comercial, aumentando el paso de 3 a 5 mm, y por consiguiente la altura de diente y la superficie de contacto entre elementos durante el funcionamiento del sistema.

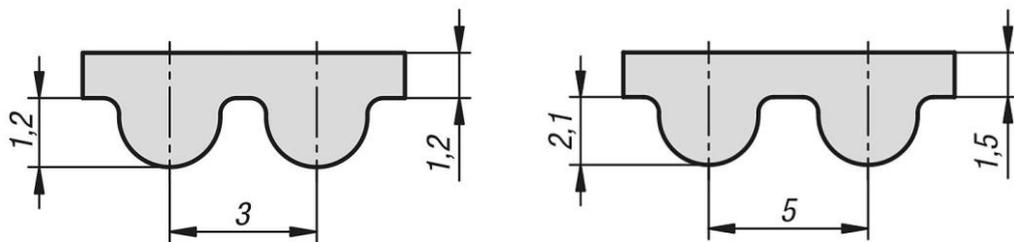
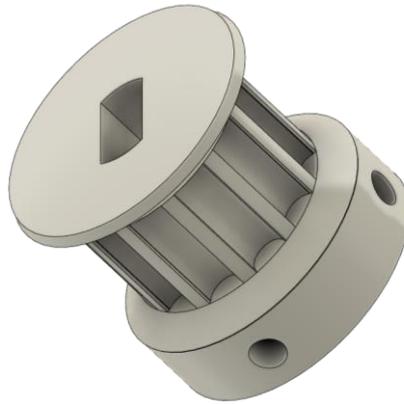


Ilustración 110. Comparativa entre dimensiones estándar HTD 3M y 5M para correa síncrona [33]

La correa escogida es una HTD 5M 97T 485 mm que bajo una tensión adecuada montada sobre una rueda conducida 60T y motriz 12T define una distancia entre ejes de 152,5 mm.

Bajo las condiciones presentadas se realiza el diseño de la rueda motriz, dado que el aumento del tamaño de diente y la superficie de contacto reduce las exigencias estructurales de la pieza, permitiendo su fabricación mediante impresión 3D en PETG.



*Ilustración 111. Rueda motriz HTD 5M 12T*

*Prototipo Mk2*

Características destacables del diseño:

1. Orificios de 2,5 mm para roscar 4 tornillos prisioneros.
2. Brida de alineación de la correa a 45 %.
3. Orificio de 8 mm para el eje con doble chaflan.

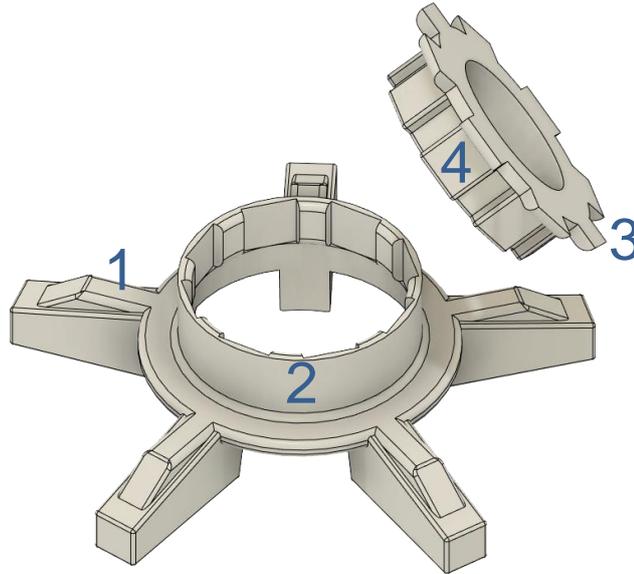
Respecto al diseño del componente rueda libre – rueda conducida, el diseño se optimiza considerablemente hacia una fabricación más sencilla y escalable. Para lo cual se realizó un proceso conjunto de diseño y búsqueda a fin de encontrar un componente comercial que sin ser modificado cumpliera con las condiciones de diseño ofreciendo un correcto punto de anclaje a la rueda conducida y al sistema de acople a la rueda trasera.



*Ilustración 112. Rueda libre comercial, Prototipo Mk2*

Esta rueda libre tiene especial interés, dado que el estriado en uno de los perfiles internos del anillo interior permite un anclaje firme a la rueda trasera sin depender de la rosca interna, sistema que hasta ahora había acabado por desgastar las piezas impresas en 3D tanto de PLA como de PETG.

A partir de este concepto se confecciona el sistema de acople entre la rueda libre - conducida y la rueda trasera del prototipo Mk2, para el cual se emplea el diseño ya optimizado de araña de acople adaptándolo para el sistema de rueda libre - conducida.



*Ilustración 113. Sistema de acople de rueda libre - rueda conducida a la rueda trasera*

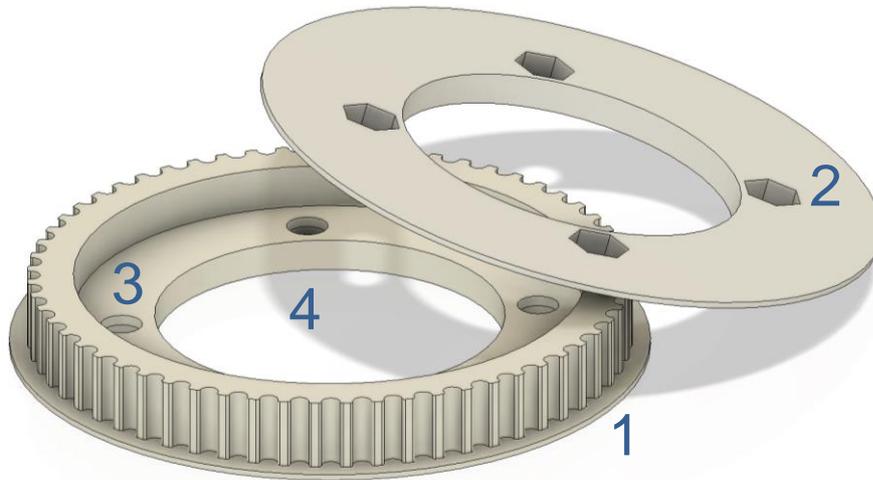
*Prototipo Mk2*

Características destacables del diseño:

4. Superficie de contacto para la rueda libre - conducida
5. Anillo ajustado al diámetro interior de la rueda libre
6. Sistema de giro solidario, desarrollado a partir del estriado original de la rueda libre comercial
7. Estriado de enlace entre los dos elementos del sistema.

Finalmente se realiza el diseño de la rueda libre conducida, que aprovecha el disco externo de la rueda libre obteniendo un montaje robusto y solidario. Como se ha definido, la rueda conducida será una HTD 5M 60T

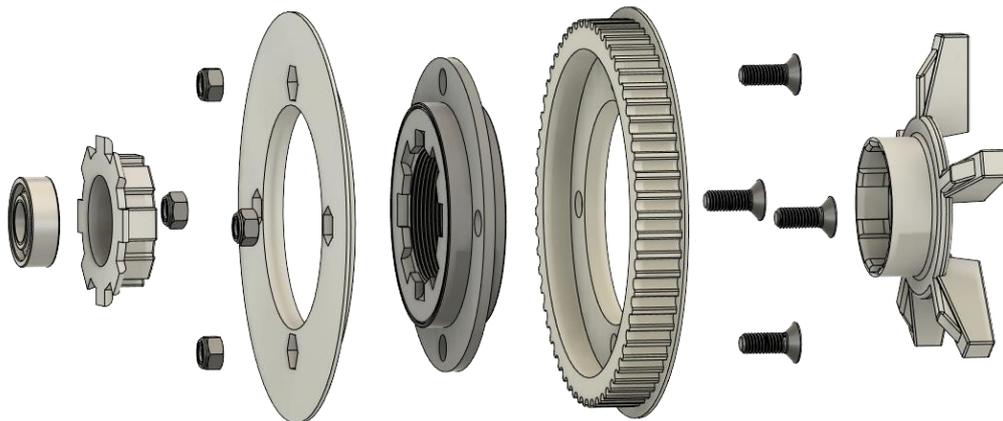
El componente consta de cuatro partes, araña de acople, pieza de bloqueo o fijación, rueda conducida dentada HTD 5M 60T y nueva rueda libre comercial.



*Ilustración 114. Rueda conducida, Prototipo Mk2*

Características destacables del diseño:

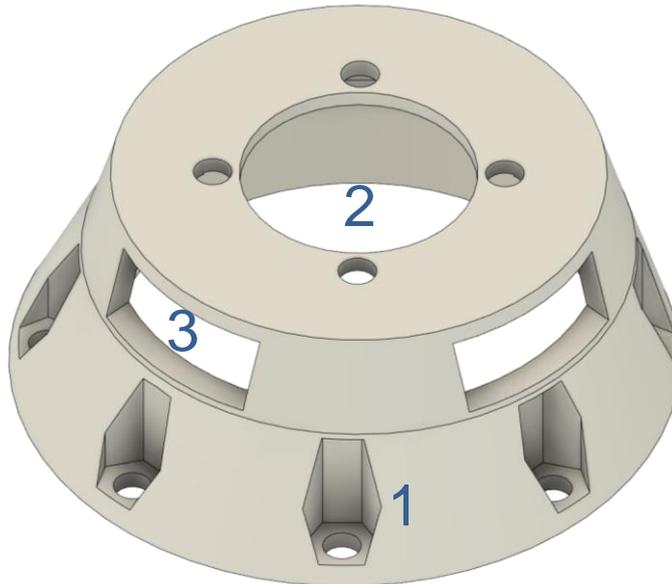
1. Brida recta de alineación de la correa
2. Bolsillos para tuercas autoblocantes de métrica 6
3. Orificios para tornillos de métrica 6 con avellanado
4. Bolsillo para la rueda libre, ajustado para cumplir con los márgenes de ensamblaje del componente.



*Ilustración 115. Animación 3D de explosión, Componente rueda libre - rueda conducida y sistema de acople, Prototipo Mk2*

Por último, diseña un sistema de anclaje excéntrico para el motor N5065.

El anclaje excéntrico diseñado no solo logra un acople robusto y sin holguras entre motor y raíl, sino que actúa como sistema de regulación para la tensión de la correa, que permitirá una variabilidad en la distancia entre ejes de la transmisión de  $\pm 2$  mm sobre los 152,5 totales.



*Ilustración 116. Anclaje excéntrico del motor BLDC N5065*

Características destacables del diseño:

1. 7 bolsillos para tuercas acabados en orificio pasante para tornillo de métrica 4 a fin de modificar la posición angular del anclaje en 8 saltos de  $45^\circ$ , lo que supone una variabilidad del 12,5 % del rango de tensión en cada salto (0,5 mm de desplazamiento lineal entre ejes).
2. 4 perforaciones para los tornillos de métrica 3 del anclaje al estator del motor y una perforación central que alberga la base de la rueda motriz optimizando el espacio.
3. 4 recortes rectangulares con margen suficiente para pasar los cables del motor N5065, con vistas a una posible implementación de sensores de efecto hall.

Se muestra a continuación una imagen del montaje correspondiente al patín izquierdo del prototipo Mk2, en el que se encuentra el SPE.



*Ilustración 117. Ensamblaje final del patín izquierdo, prototipo Mk2*

Finalmente, se realiza a modo de resumen de la fase de diseño del sistema mecánico de este prototipo Mk2 un renderizado del ensamblaje completo.



*Ilustración 118. Renderizado global del prototipo Mk2*

## 7.2 Fase 2, Nuevos sistemas de control y almacenamiento

### 7.2.1 Controladora VESC

VESC o Vedder Electronic Speed Controller, es un estándar de fabricación y programación para electrónica de control de velocidad de motores brushless, principalmente destinado a su uso en vehículos de movilidad eléctrica.

Benjamin Vedder, creó el primer sistema VESC en 2015, momento a partir del cual toda la información relativa a diseño, fabricación y programación de este sistema ha sido compartida como open-source, razón por la cual actualmente es el sistema de control más empleado en SPE para este y otros usos.

Las diferencias principales entre una controladora VESC y una ESC común son:

- Conectividad Bluetooth, para emisoras, dispositivos HMI (Human Machine Interface) y conexión con la utilidad VESC tool en smartphones (configuración y análisis de medidas en tiempo real durante el trayecto)
- Precisa medición en tiempo real de corriente y tensión en todas las fases del motor (3x conectores de fase)
- Sistemas de frenada regenerativa.
- Operación de motores con o sin sensores e incluso con opción a configuraciones híbridas. (Encoder, efecto Hall, HFI o VSS)
- El estándar VESC emplea comúnmente el método de control vectorial FOC, no obstante, permite emplear un control escalar trapezoidal o senoidal.
- Límites de funcionamiento configurables para temperatura, RPM, corriente, tensión y potencia.
- Detección automática de parámetros del motor ( )
- Diversas modalidades de input o señal de control: PPM, Analógica, NRF Nyko Kama Nunchuck
- Puertos de comunicación: USB, CAN, UART
- Rampas de aceleración configurables en exponencialidad y retardo para todos los inputs.
- Incomparable metodología de operación sobre cuatro cuadrantes
- Contador de revoluciones y consumos (Wh y Ah) del motor
- Posibilidad de análisis de datos en tiempo real por medio de los puertos de comunicación descritos

- Sistemas de protección ajustables sobre:
  - Sobretensiones y subtensiones
  - Consumo excesivo de corriente del motor (bloqueo del rotor)
  - Corrientes excesivas en la alimentación
  - Corriente de recuperación por frenada regenerativa excesiva (límites independientes de protección para batería y motor, entrada y salida)
  - Exceso de RPM (límites independientes en avance y reverso).
  - Sobrecalentamiento de los MOSFET o el motor (en caso de que disponga de sensor de temperatura)

La controladora VESC comercial escogida de VESC es la FSESC 75100 Pro de FlipSky. Especificaciones: permite mantener una corriente nominal máxima de 100 A y pico de 120 A y trabajar en un rango de tensiones de 4 a 20 S (14-84V). Soporta sensores de posición tipo ABI, HALL, AS5047 y AS5048A.



Ilustración 119. Dimensiones VESC FlipSky FSESC75100 Pro [29]

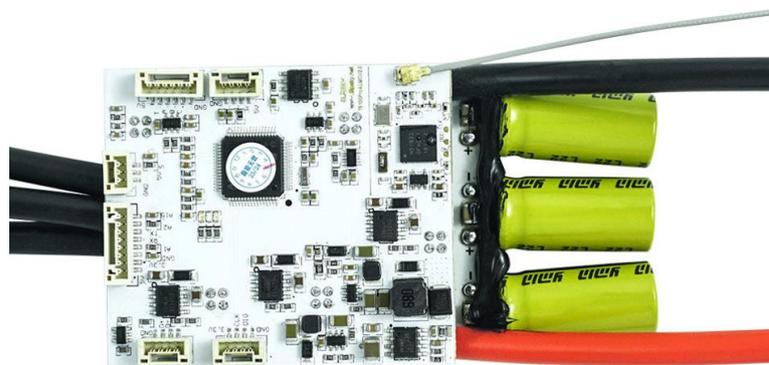


Ilustración 120. PCB de aluminio FlipSky FSESC75100 Pro [29]

A continuación, se muestra un esquema de las conexiones disponibles para el hardware elegido, de las cuales inicialmente solo se emplearán: batería, motor, puerto 3 (receptor PPM), puerto 5 (conexión USB, configuración y experimentación mediante la herramienta VESC tool).



Ilustración 121. Conexiones VESC FlipSky F8ESC75100 Pro [29]

### 7.2.2 Batería de ion Litio

Una vez optimizado el funcionamiento mecánico del sistema, el factor más determinante de la velocidad y autonomía de un vehículo eléctrico es su sistema de almacenamiento.

La tensión a la que es capaz de suministrar la energía consumida en el motor define la velocidad máxima del prototipo ( $KV = \text{rpm/V}$ ) además de la potencia máxima desarrollada para un mismo motor.

Mientras que capacidad es el principal factor en el cálculo de la autonomía del prototipo, además de definir junto con capacidad de descarga de las celdas la corriente máxima que es capaz de soportar en ciclos de carga y descarga.



La mejora del sistema de almacenamiento empleado hasta el momento supondrá un cambio muy sustancial en el comportamiento del prototipo Mk2.

Además, el diseño de una batería de celdas de ion litio, es un procedimiento sobre el cual se dispone de una gran cantidad de información en foros como Reddit o esk8. Y en concreto existe mucha información respecto al diseño y fabricación de este componente para el desarrollo de E-Skates, Onewheels o patinetes eléctricos, fácilmente extrapolable a nuestro proyecto.

#### Parámetros de diseño iniciales

Existen tres parámetros eléctricos fundamentales a la hora de escoger las celdas que conforman una batería:

- **Tensión nominal y celdas en serie:** las celdas de Li-ion tienen una tensión nominal de 3,6 V. Una forma de aumentar el rango de velocidad del prototipo acercando el punto de eficiencia del sistema actual a la velocidad máxima legal (25 km/h) sin reducir su par es aumentar la tensión nominal. Partiendo de una tensión nominal deseada de en torno a 20 V, se define una configuración con **6 celdas en serie**, y una tensión nominal de **22,2 V**
- **Capacidad y celdas en paralelo:** un aumento en la autonomía siempre es beneficioso para un vehículo eléctrico. No obstante, aumentar la capacidad de la batería trae consigo un aumento del coste y peso de la batería. Con lo cual se establece una meta de entre 10.000 y 15.000 mAh a fin de alcanzar autonomías cercanas a los 20 km.
- **Corrientes de carga y descarga:** el número de celdas en paralelo también condiciona a las corrientes máximas de carga y descarga, con lo cual este parámetro también será tenido en cuenta de cara al dimensionado de celdas en paralelo en el análisis de las distintas opciones comerciales. Se tratará de encontrar una solución comercial capaz de hacer frente a los 60 A máximos de corriente nominal que es capaz de soportar el motor.

Hay que tener en cuenta que seguimos en fase de prototipado, con lo cual es deseable sobredimensionar el sistema en términos de capacidad y corrientes de descarga, a fin de que pueda ser empleado en futuras versiones o prototipos.

## Análisis de celdas comerciales y dimensionamiento de la batería

Tabla 11. Análisis técnico económico de las opciones comerciales de celdas de ion litio

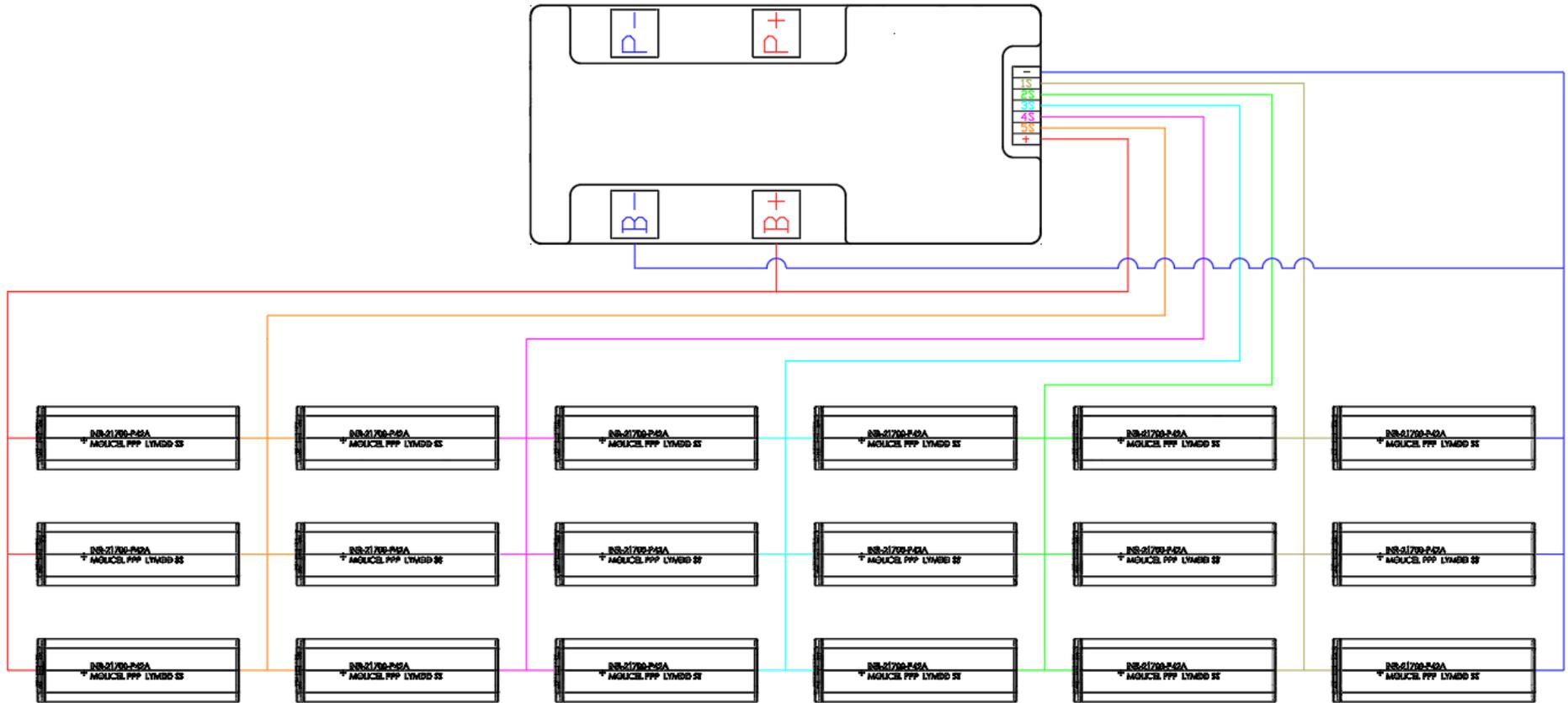
Marca	Modelo	Condición	Configuración				Tecnología	Diámetro (mm)	Altura (mm)	V Celda	V total	mAh Celda	mAh total	A desc. celda	A desc. Total	Peso celda (g)	Peso total (g)	mAh/g	Precio celda	Precio total	Precio envío	Precio final	mAh total	€/Ah	Mejor compra	
Batería Prototipado																										
ZopPower	--		4	S	2	P	LiPo	--	--	3,7	14,8	4000	8000	40	80	102	820	39,22	--	38,69	--	38,69	8000	4,84 €	8,11	
Opciones Comerciales																										
Sony	US18650VTC5		6		4		Li-ion	18	65	3,6	21,6	2600	10400	30	120	46	1104	56,52	4,76 €	114,24 €	0,00 €	114,24 €	10400	10,98 €	5,15	
Sony	US18650VTC5		6		4			18	65	3,6	21,6	2600	10400	30	120	46	1104	56,52	4,45 €	106,80 €	10,71 €	117,51 €	10400	11,30 €	5,00	
Sony	US18650VTC4		6		4			18	65	3,6	21,6	2100	8400	30	120	46	1104	45,65	3,45 €	82,80 €	10,71 €	93,51 €	8400	11,13 €	4,10	
Sony	US18650VTC6		6		4			18	65	3,6	21,6	3120	12480	30	120	48	1152	65,00	6,95 €	166,80 €	10,71 €	177,51 €	12480	14,22 €	4,57	
Sony	US18650VTC6	Restaurada	6		4			18	65	3,6	21,6	3120	12480	30	120	48	1152	65,00	3,89 €	93,36 €	10,71 €	104,07 €	12480	8,34 €	7,79	
Sony	US18650VTC5D		6		4			18	65	3,6	21,6	2800	11200	35	140	47	1128	59,57	5,65 €	135,60 €	10,71 €	146,31 €	11200	13,06 €	4,56	
Sony	US18650VTC5A		6		4			18	65	3,6	21,6	2600	10400	35	140	48	1152	54,17	4,25 €	102,00 €	10,71 €	112,71 €	10400	10,84 €	5,00	
Molicel	INR18650-P26A		6		4			18	65	3,6	21,6	2600	10400	35	140	45	1080	57,78	4,45 €	106,80 €	10,71 €	117,51 €	10400	11,30 €	5,11	
Sanyo	UR18650RX		6		4			18	65	3,6	21,6	1950	7800	30	120	46	1104	42,39	2,99 €	71,76 €	10,71 €	82,47 €	7800	10,57 €	4,01	
Samsung	INR18650-20R	Restaurada	6		4			18	65	3,6	21,6	2000	8000	22	88	43	1032	46,51	1,85 €	44,40 €	10,71 €	55,11 €	8000	6,89 €	6,75	
S																										
Samsung	INR21700-40T	Sin existencias	6		3			21	70	3,6	21,6	4000	12000	35	105	67	1206	59,70	3,75 €	67,50 €	10,71 €	78,21 €	12000	6,52 €	9,16	
Samsung	INR21700-30T		6		3			21	70	3,6	21,6	3000	9000	35	105	69	1242	43,48	2,99 €	53,82 €	10,71 €	64,53 €	9000	7,17 €	6,06	
Samsung	INR21700-30T	Restaurada	6		4			21	70	3,6	21,6	3000	12000	35	140	68	1632	44,12	2,45 €	58,80 €	10,71 €	69,51 €	12000	5,79 €	7,62	
Samsung	INR21700-40T	Restaurada	6		3			21	70	3,6	21,6	4000	12000	35	105	67	1206	59,70	3,75 €	67,50 €	10,71 €	78,21 €	12000	6,52 €	9,16	
Samsung	INR21700-50T	Sin existencias	6		3			21	70	3,6	21,6	5000	15000	35	105	72	1296	69,44	6,45 €	116,10 €	10,71 €	126,81 €	15000	8,45 €	8,21	
Molicel	INR21700-P42A		6		3			21	70	3,6	21,6	4200	12600	45	135	67	1206	62,69	4,95 €	89,10 €	10,71 €	99,81 €	12600	7,92 €	7,91	
Molicel	INR21700-P42A	Restaurada	6		3		21	70	3,6	21,6	4200	12600	45	135	67	1206	62,69	4,25 €	76,50 €	10,71 €	87,21 €	12600	6,92 €	9,06		
Tenpower	INR21700-40TG		6		3		21	70	3,6	21,6	4000	12000	45	135	67	1206	59,70	3,95 €	71,10 €	10,71 €	81,81 €	12000	6,82 €	8,76		
Sanyo	NCR2070C		6		3		21	70	3,6	21,6	3620	10860	30	90	60	1080	60,33	3,55 €	63,90 €	10,71 €	74,61 €	10860	6,87 €	8,78		

Primero se plantea un análisis técnico con las características comerciales, desarrollando una configuración que cumpla los requisitos.

Tras lo cual, se realiza un análisis comparativo de las especificaciones técnicas de cada una de las celdas comerciales disponibles, tanto en celdas 18650 como celdas 21700, generando parámetros de contraste como la relación precio – capacidad (€/Ah), o capacidad – peso (mAh/g) y obteniendo un parámetro definido como “Mejor compra” que del 1 al 10 valoraba las opciones propuestas.

Así, las opciones más destacables fueron las celdas INR21700-40T de Samsung y INR21700-P42A de Molicell, ambas celdas restauradas (recuperadas de lotes de soldaduras fallidas, con un estado idéntico a las especificaciones de fábrica comprobado mediante ensayos) de las cuales se escogió la segunda opción, dado que su parámetro mAh/g era significativamente mayor.

Esquema eléctrico



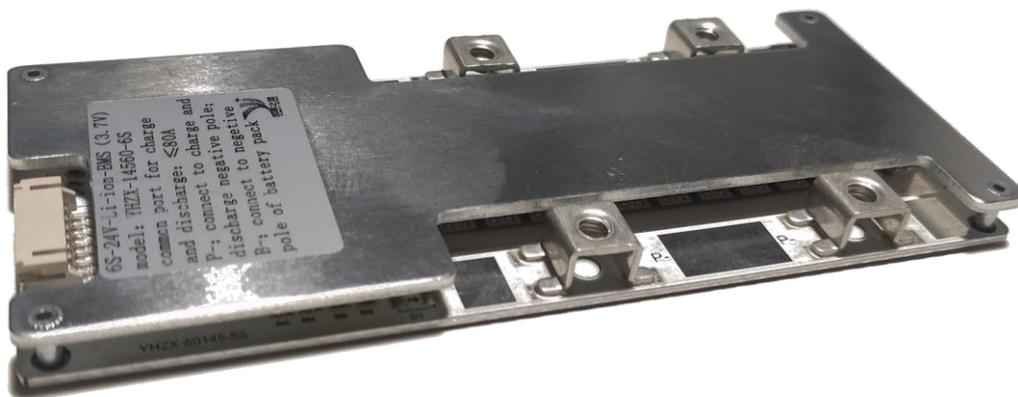
## BMS

Un BMS, o Battery Management System, es un componente electrónico capaz de balancear el consumo y la carga de cada una de las secciones o grupos de celdas en serie durante cada ciclo. De esta forma, se logra remediar las pequeñas diferencias de resistencia interna de las celdas, evitando que se desequilibren.

Un desequilibrio entre celdas podría provocar situaciones en las que una de las secciones se cargue o descargue más rápido que el resto durante varios ciclos, limitando la capacidad y potencias empleadas en cada ciclo, y por tanto el rendimiento de la batería.

Además disponen de sistemas de protección de las celdas ante sobretensiones, cortocircuitos y descargas profundas. Teniendo la opción de añadir sensores de temperatura a fin de limitar también este parámetro, tan perjudicial para este tipo de celdas.

Las características del BMS se definen directamente al elegir las celdas que compondrán la batería, y la configuración final de esta.



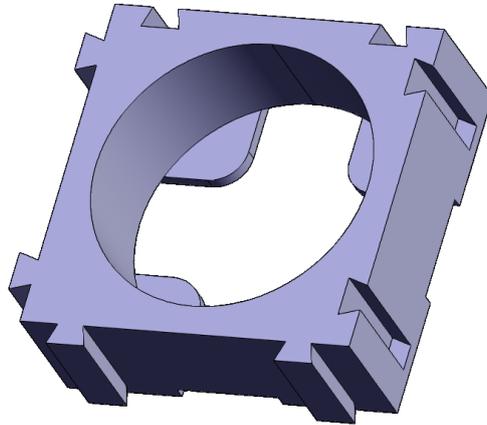
*Ilustración 122. BMS, 6S 80A, YHZX-14560-6S*

La mejor opción encontrada en el mercado fue un BMS de 6S (24V) con puerto común de carga y descarga con un límite de corriente nominal de 80 amperios, modelo YHZX-14560-6S de la marca YUNHUI STAR.

Este modelo de BMS permite **corrientes simétricas de carga y descarga**, lo cual permitiría realizar de forma segura, y gracias a la tecnología VESC, **frenada regenerativa**, recuperando parte de la energía consumida en la aceleración al emplear el motor como freno electromagnético. Con **80 A** de carga y descarga segura por parte del BMS, la limitación de la corriente de frenada la definirán las celdas INR21700-P42A, con una corriente de **carga y descarga máxima de 45 A**.

### Diseño de la estructura de unión

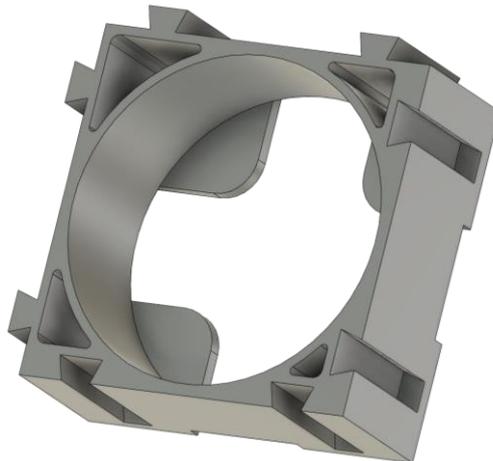
A fin de dotar de robustez a la batería, protegiéndola ante impactos y deterioro de las conexiones por esfuerzos mecánicos, la comunidad ha desarrollado un sencillo sistema que permite apilar celdas cilíndricas a partir de estructuras unitarias que encajan como si de un puzle se tratase.



*Ilustración 123. Diseño original, 21700 Li Ion Cell Holder wide, Vishal Bagade Grab CAD [34]*

Este diseño es muy interesante en fases de prototipado, dado que permite modificar el número de celdas en serie y paralelo de forma sencilla, sin tener que rediseñar la estructura, simplemente añadiendo o eliminando elementos.

Se ha buscado un diseño compatible con celdas 21700 y tiras de níquel de 5 mm.



*Ilustración 124. Estructura unitaria de ensamblaje para celdas Li-ion 21700, modificación al diseño de Vishal Bagade*

Se han realizado varias modificaciones a un diseño obtenido en la plataforma GrabCAD para celdas 21700. A fin de optimizar el gasto de material y mejorar la refrigeración natural por convección, se han realizado perforaciones verticales en los elementos de la estructura. También se ha reducido el grosor de las paredes de separación entre celdas, a fin de optimizar el volumen final de la batería.

Finalmente, se reajusta el diseño para su fabricación mediante impresión 3D aplicando un margen de ajuste de 0,4 mm sobre las colas de milano.

### Fabricación y montaje

Cada uno de los elementos de unión se imprimirá en PLA, con una altura de capa de 0,2 mm y un infill del 15%, dado que no se requiere una gran precisión en la pieza, ni va a recibir esfuerzos mecánicos descacables durante su uso.

Para realizar las uniones eléctricas entre celdas se emplean tiras de níquel de 5mm de grueso por 0,1 de espesor, para la conexión de celdas en paralelo se cortarán tiras de 60 mm mientras que para las uniones serie serán de 30 mm.

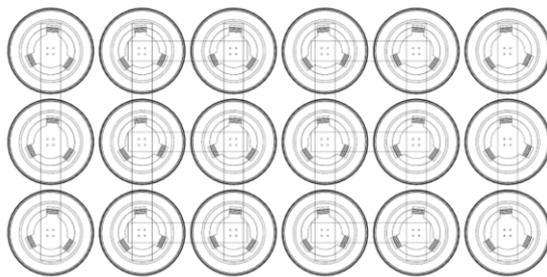


Ilustración 125. Conexión superior

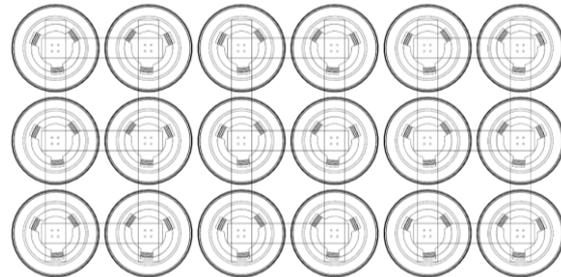


Ilustración 126. Conexión inferior



Ilustración 127. Conexiones paralelo

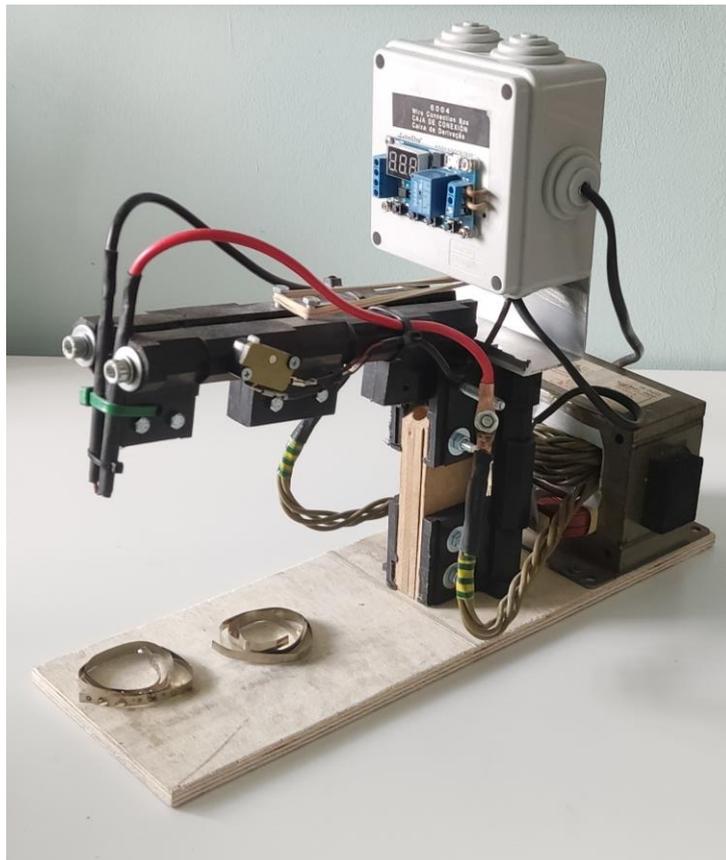


Ilustración 128. Conexiones serie

Para unir las tiras de níquel a las celdas de litio, se emplea una técnica denominada soldadura por puntos, empleada en vez de la soldadura convencional debido a la sensibilidad térmica que presenta el electrolito de este tipo de celdas y la rápida homogeneización de temperaturas alrededor de cada celda debido a su construcción.

La soldadura por puntos es una metodología muy empleada en soldaduras mecánicas industriales de chapa de aluminio en carrocerías, por ejemplo, y que resulta muy común en este tipo de aplicaciones.

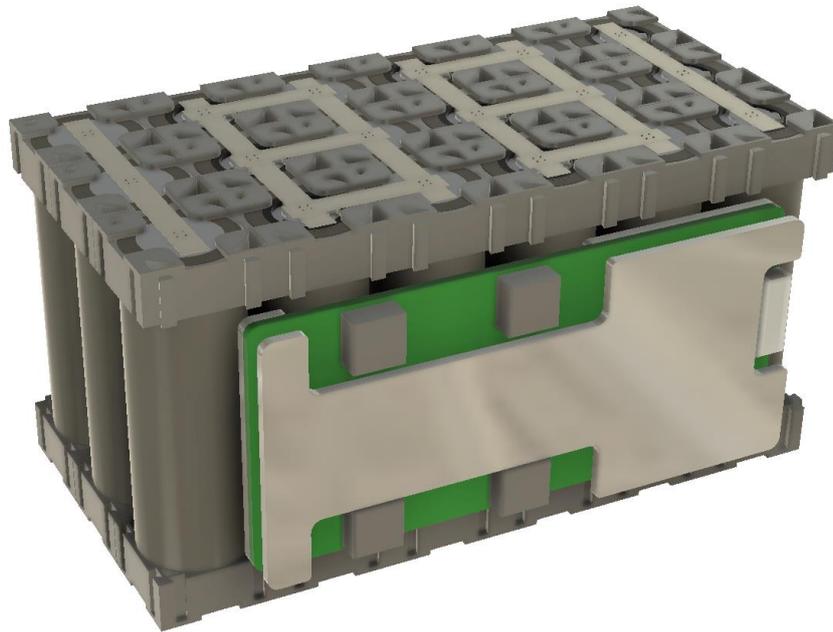
El soldador empleado es un soldador de puntos hecho a mano empleando un transformador de microondas, una electrónica de control para regular los ciclos de exposición en milisegundos mediante el accionamiento de un relé, y dos electrodos de cobre.



*Ilustración 129. Soldador por puntos fabricado a partir de piezas recicladas*

Finalmente, las soldadura de los 7 conductores 22 AWG del conector 6S de balanceo y los 2 conductores 8 AWG de potencia, tanto a sus respectivos conectores como a las tiras de níquel correspondientes, se realiza mediante un soldador de estaño convencional.

Finalmente se muestra un renderizado del aspecto final de la batería, sin incluir los conductores, debido al costoso diseño que supondría frente a la redundancia de su presencia en el renderizado.



*Ilustración 130. Renderizado frontal, batería 6S3P de celdas Li-ion 21700*



*Ilustración 131. Renderizado trasero, batería 6S3P de celdas Li-ion 21700*



## Capítulo 8: Conclusión

### 8.1 Cumplimiento de parámetros funcionales

Una vez finalizada la segunda fase de prototipado, se da por finalizado el desarrollo del proyecto VIENTO's dentro del marco de este Trabajo de Fin de Grado, dando paso al análisis del cumplimiento de los parámetros funcionales esperados para esta etapa del proyecto.

Para ello se actualizará la Tabla 9 con los datos del prototipo Mk2 y de las dos opciones comerciales existentes en este momento (desconocidas al comienzo de esta segunda fase de prototipado).

Tabla 12. Comparativa de costes y parámetros entre prototipos y versiones comerciales existentes  
06/07/2023

	Precio completo (€)	Precio SPE (€)	Peso Total (g)	Peso En los pies (g)	Potencia (W)	Capacidad Batería (mah)	Tamaño de Rueda (mm)	Relación de Transmisión
Mk1 F1	351,03	196,04	5404	5154	714	8000 (4S)	110	5 (HTD 3M)
Mk1 F2	327,88	209,82	5310	5060			110	4 (HTD 3M)
Mk2 F1	356,51	233,40	5231	4185		8000 (4S)	145	5 (HTD 5M)
Mk2 F2	586,47	431,48	5878	4185	1069	12600 (6S)	145	
Escend	869,00	799,00	?	7500	2x400	2x5200 (6S)	105	Directa
Atmos Gear	--	750,00	5056	3906	?	?	110	Directa

--

No hay opción de sistema completo

- Precio: Los precios mostrados en la comparativa corresponden únicamente al coste de los materiales inherentes a cada prototipo y fase, sin tener en cuenta las horas de ingeniería, la amortización de las herramientas empleadas ni los márgenes de beneficio empresarial.

De forma que esta comparativa entre los precios de las versiones comerciales existentes de patines eléctricos en línea con los prototipos desarrollados es únicamente orientativa. No obstante, resulta interesante apreciar, que siendo el prototipo Mk2 un sistema desarrollado con los medios de un estudiante de ingeniería, haya sido posible obtener unos parámetros funcionales considerablemente superiores (Tabla 13) con un coste de materiales de entorno al 54% del precio comercial, en el caso de los patines Escend.

- Peso: en el desarrollo de los patines eléctricos Mk2 se ha reducido sustancialmente la masa ubicada en los pies, mejorando la maniobrabilidad y ergonomía del sistema. El peso añadido del SPE es de tan solo 1 kg sobre los 3,2 kg de los patines Fila Houdini Pro, es decir, 500g por pie.

Esto ha sido posible gracias a la reubicación la batería sobre la cadera del usuario, dado que incluso tras el considerable aumento su densidad energética (ver *Tabla 11*), continúa siendo el componente más pesado de los patines con un 21% de la masa total.

- Potencia: Para una batería de ion-litio 6S, de 22,2 V de tensión nominal, y en condiciones de máxima exigencia del motor N5065 se obtiene una potencia máxima nominal de 1069 W (ver *Apartado 1.2.4 del Anexo 1*)
- Se ha logrado eliminar todo tipo de holguras y excentricidades, en concreto en el sistema de desacople VPH – SPE y en general en toda la transmisión, gracias al desarrollo de la araña de anclaje, y el uso de la brida de alineación a 45 % en la rueda motriz.

Se han eliminado por completo las limitaciones de par presentadas por el sistema mecánico, mejorando la regulación de la tensión de la correa y empleando un sistema de transmisión con mayor superficie de contacto y altura de dientes.

Se considera por tanto que el margen de optimización de la transmisión es muy reducido, lo que lleva a plantear una solución distinta en caso de querer continuar con la optimización mecánica del patín.

*Tabla 13. Comparativa de características funcionales entre prototipos y y versiones comerciales existentes*  
06/07/2023

	Pendiente Cálc. Auton.	Velocidad Cálc. Auton. (km/h)	Autonomía teórica (km)	Autonomía Experimental (km)	Velocidad máx. (km/h)	Pendiente máx teórica 16 km/h < 60 A
Mk1 F1	2%	16	9,7	--	20	16%
Mk1 F2	2%	16	9,9	> 8	24,5	16%
Mk2 F1	2%	15,5	10	> 12	25,9	18%
Mk2 F2	2%	15,5	22,1	¿	38,8	27%
Escend	?	?	15	--	25	20%
Atmos Gear	?	?	20	--	25	20%

?

¿

No se ha encontrado información al respecto

No se ha podido ensayar aún

- Velocidad: tras superar con éxito los hitos de velocidad propuestos en las anteriores fases de prototipado, esta etapa final trataba de aumentar el margen de regulación de velocidad, y por tanto la velocidad máxima teórica hasta los 38,8 km/h. Con ello se consigue una mejora en la respuesta del vehículo a las velocidades más comunes dado su uso como modo de transporte urbano, es decir entre 20 y 25 km/h.

Por otro lado, aumentando la tensión de la batería se abre la posibilidad de emplear motores con menores constantes de velocidad, y por consiguiente mejores relaciones de par/corriente, reduciendo los consumos, optimizando el sistema y posibilitando el desarrollo de una solución de motor en buje.

- Autonomía: La propuesta para la autonomía en base a los parámetros funcionales objetivo para el prototipo final era superar los 10 km, autonomía que se logra superar con un margen de casi 2 km tras la optimización mecánica del prototipo Mk2 según el ensayo de autonomía realizado.

No obstante, debido a la construcción de un nuevo sistema de almacenamiento, motivada por la intención de emplear este prototipo como medio de transporte durante el verano, realizando múltiples ensayos, obteniendo mediciones y continuando con la optimización del diseño; se construye una batería que, según el modelo de cálculo empleado será capaz de alcanzar una autonomía máxima de 22,1 km a una velocidad media de 15,5 km/h en trayectos con una pendiente media del 2%.

- Pendiente máxima: Se pretendía desplazar a una persona de 70kg con facilidad en pendientes de hasta el 15%. Tal y como se comenta en las conclusiones del primer prototipo (Apartado 6.5 del Capítulo 6) esta funcionalidad fue superada con creces al lograr un sistema capaz de superar pendientes del 16% con un peso total de 90kg y a una velocidad de 16 km/h.

Durante la primera fase de desarrollo del prototipo Mk2, y tras las modificaciones realizadas al sistema de transmisión, se aumenta la pendiente máxima teórica hasta un 18 % bajo condiciones prácticamente idénticas.

Tras la sustitución del sistema de almacenamiento, y por tanto una vez aumentada la potencia del sistema hasta los 1069 W el valor máximo teórico de pendiente para una velocidad de 15,5 km/h y sin superar los 60 A nominales es del 27%, muy superior a cualquier rampa encontrada en entornos urbanos de la península ibérica.

Calle	Localidad	Pendiente %
El Monroy	Santa Úrsula (Tenerife)	30
Sales y Ferrer	Barcelona	25
Enrique Gran	Santander	25
Pozo amargo	Toledo	22
Ffordd Pen Llech	Gales (Reino Unido)	37,45

- Finalmente, tras ensayar el **sistema de frenada** mediante disco de freno, se concluye que a pesar de cumplir con la eficacia de frenada deseada, el accionamiento planteado, y la brusquedad de la frenada, dificultan la coordinación mano – pie, resultando en una frenada menos ergonómica de lo esperado. No obstante, la realización de un sistema de frenada funcional único en el mundo del patinaje es sin duda un éxito a tener en cuenta.

## 8.2 Análisis técnico económico del proyecto

Tabla 14. Cuadro comparativo de costes por fase y prototipo

		Mk1 F1	Mk1 F2	Mk2 fase 1	Mk2 fase 2
Costes por material	Patín original	154,99 €	- €	- €	- €
	Estructura	5,00 €	- €	42,74 €	- €
	Impresión 3D	2,50 €	6,50 €	11,00 €	- €
	Tornillos turcas y arandelas	5,85 €	- €	2,35 €	- €
	Ruedas	- €	- €	30,31 €	- €
	Rueda Libre conducida	6,99 €	7,99 €	5,65 €	- €
	Rueda motriz	7,58 €	- €	0,30 €	- €
	Correa	12,56 €	- €	13,64 €	- €
	Motor	41,99 €	- €	- €	- €
	Batería	38,69 €	- €	- €	87,21 €
	Cableado y Conectores	2,95 €	- €	- €	4,50 €
	Spark Switch	- €	- €	- €	36,00 €
	BMS	- €	- €	- €	15,84 €
	ESC	36,93 €	28,93 €	- €	125,10 €
Mando	35,00 €	14,85 €	- €	- €	

Costes totales	Total SPE / fase	196,04 €	58,27 €	105,99 €	268,65 €
	Total SPE / prototipo	254,31 €		374,64 €	
	Total Patines / fase	351,03 €	58,27 €	105,99 €	268,65 €
	Total Patines / prototipo	409,30 €		374,64 €	
	Horas de Ingeniería	300 h	100 h	200 h	150 h
	Coste Ingeniería (11,41€/h)	3.423,00 €	1.141,00 €	2.282,00 €	1.711,50 €
		4.564,00 €		3.993,50 €	
	Costes totales /fase	3.774,03 €	1.468,88 €	2.638,51 €	2.297,97 €
	Costes totales /prototipo	5.242,91 €		4.936,48 €	
Coste total del proyecto	10.179,39 €				

Precios orientativos por versión sin computo de horas ni margen de beneficio				
SPE	196,04 €	169,94 €	233,40 €	431,48 €
Patines completos	351,03 €	327,88 €	356,51 €	586,47 €

Dado el trabajo de grado ha consistido fundamentalmente en el desarrollo y optimización de modelos físicos, se ha considerado de especial interés reflejar de forma organizada las inversiones de tiempo y economía al desarrollo de cada fase y prototipo. Así se pretende obtener un parámetro más para contrastar la forma de afrontar en este aspecto cada etapa del proyecto.

Primer se analiza la distribución de las inversiones de tiempo y dinero entre las distintas fases del proceso.

La **primera fase del prototipo Mk1 fue la más exigente del proyecto tanto en tiempo como en inversión de capital**. Los primeros procesos de “brainstorming” o lluvia de ideas y asentamiento de conceptos resultaron especialmente exigentes en horas de trabajo, centradas en su mayoría en la búsqueda de información y análisis de sistemas mecánicos similares, que junto con procesos de bocetado conformaron el concepto de viabilidad mecánica que llevó a la concepción del primer diseño.

Por otro lado, resulta esperable que **inversión económica inicial sea mayor** que en el resto de las fases de prototipado (el doble que la media de inversión por fase de desarrollo), dado que gran parte de los componentes y elementos adquiridos entonces, o bien se adaptaron o bien fueron empleados sin modificaciones, entre iteraciones de diseño del prototipo Mk1.

De hecho, este efecto se aprecia con claridad al analizar las **horas empleadas en la segunda fase** de desarrollo del prototipo Mk1, dado que tanto el tiempo empleado, como la inversión económica hasta obtener de nuevo un sistema funcional del que extraer conclusiones, fue **significativamente inferior**.

En el prototipo **Mk2 la distribución de los costes** de material y tiempo tuvo lugar de se distribuyeron de forma **inversa entre fases**, durante su **primera fase** de desarrollo se realizó **28% de la inversión económica** del prototipo. La razón es de nuevo evidente, la primera fase trataba de lograr la máxima optimización del sistema mecánico alcanzable con los conocimientos y herramientas disponibles. Lo cual llevó a un **proceso de ingeniería mucho más exhaustivo** que en la fase siguiente, con mayor número de horas empleadas, tanto en la toma de decisiones y proceso creativo, como en el proceso de aprendizaje constante en el uso de herramientas de diseño 3D y procesos de fabricación.

La **segunda fase** de este prototipo, por el contrario, requirió de **procesos** de ingeniería más **similares a los desarrollados en el grado**, aplicando conceptos de asignaturas del grado, como electrónica de potencia, electrometría, motores especiales, máquinas eléctricas, energías renovables o informática industrial. Facilitando el proceso de aprendizaje en entornos como VESC Tool o campos como el diseño y dimensionado de baterías mediante celdas electroquímicas.

### 8.3 *Cumplimiento de objetivos generales*

El primer objetivo del proyecto VIENTOs dentro de los márgenes de trabajo de este TFG era precisamente llegar hasta este punto de la memoria, habiendo hecho una correcta documentación de los prototipos desarrollados, explicando de forma concisa las fases de desarrollo, toma de decisiones, resultados y conclusiones y mejoras propuestas tras cada iteración de diseño.

Cuando empecé a escribir esta memoria, lo hice a partir de toda la documentación recopilada desde principios del curso 2021-2022, dos años de cálculos, diseños y conclusiones. Extraer la información esencial para conformar un documento legible, interesante y formativo, que sirva de inspiración para futuros alumnos con ideas y motivaciones similares, ha sido un proceso lleno de esfuerzo y pasión. Leyendo este documento, casi concluido, siento que tiene el potencial para aportar ideas poco convencionales y motivar hacia la realización de procesos de prototipado similares, tanto a nuevos lectores, como a mí mismo, quien, sin lugar a duda, hará buen uso de él, manteniendo viva la chispa de este proyecto.

Este proyecto no habría sido posible sin las innumerables herramientas y sistemas empleados, tanto para el diseño y cálculo de soluciones, como para la fabricación o adquisición de las mismas. Es por tanto, en sí mismo, una prueba viviente (aunque de momento inerte) de que hoy en día disponemos de una infinidad de herramientas con las que llevar a cabo prácticamente cualquier idea.

Internet nos ha abierto las puertas a la comunicación, la información y la formación comunitaria, uno de los mayores regalos del mundo contemporáneo. Tenemos a nuestra disposición una inmensidad de diseños y prototipos con los que inspirarse, incluso en el desarrollo de conceptos sobre los cuales prácticamente no existe información en la red, como han sido los patines eléctricos, disponemos de contenido formativo sobre prácticamente cualquier herramienta de diseño, software o componente electrónico; Y en caso de no existir, tenemos la posibilidad de crear esa información y compartirla. El concepto del aprovechamiento y aporte a contenido open-source y los creative commons ha sido sin lugar a duda uno de los aprendizajes más grandes obtenidos durante el desarrollo de este proyecto.

Finalmente, como no podía ser de otra forma, el tiempo dedicado a los métodos de fabricación 3D, el diseño mecánico, y el diseño de sistemas eléctricos y de control, me ha permitido asentar los conocimientos de los que disponía al inicio, abriendo nuevas vías de conocimiento que emplear en la continuación del proyecto VIENTO's y en los innumerables proyectos que me esperan en el mundo laboral.

## 8.4 Líneas de desarrollo

Los ensayos realizados sobre el prototipo Mk2, y la puesta en común lo concluido a lo largo de este trabajo de fin de grado, generan fundamentalmente tres vías de desarrollo, que se centran en el desarrollo de soluciones que, tal y como se presenta en el apartado 8.1 *Cumplimiento de parámetros funcionales, podrían lograr una optimización sustancial del prototipo, llevándolo a una posición muy competitiva frente al resto de opciones del mercado actual.*

### 8.4.1 Motor BLDC Out-runner “Pancake” convertido a Hub-Motor

Concluida la segunda etapa de prototipado, no cabe duda de que el sistema que más iteraciones de diseño y optimizaciones ha recibido ha sido el tren de potencia.

Mientras que a partir los conocimientos existentes sobre los conceptos eléctricos de un SPE aplicados en e-bikes, patinetes o e-skates pueden ser de aplicación al proyecto, la estructura, la transmisión, el motor y la disposición de los elementos del tren de potencia ha supuesto un reto continuo. Esto ha llevado al sistema de transmisión a un nivel de depurado que con los medios disponibles de diseño y fabricación, resulta difícilmente superable.

La vía de desarrollo que se ha encontrado como solución a este cuello de botella, es la aplicación de una solución que rompa con el esquema planteado.

Los patinetes Xiaomi, las bicicletas eléctricas con motor frontal o trasero, y muchos otros sistemas, emplean la característica más definitoria de los motores BLDC out-runner, su rotor externo, como llanta, evitando así el uso de un sistema de transmisión mecánica, y reduciendo pérdidas por fricción. A este componente se le denomina comúnmente “hub-motor” o en castellano motor de buje.

Este uso del motor BLDC es posible gracias al aumento de par que supone un rotor externo respecto a los motores in-runner, debido a un mayor del brazo de aplicación del par generado por la fuerza magnetomotriz del estator sobre el rotor.

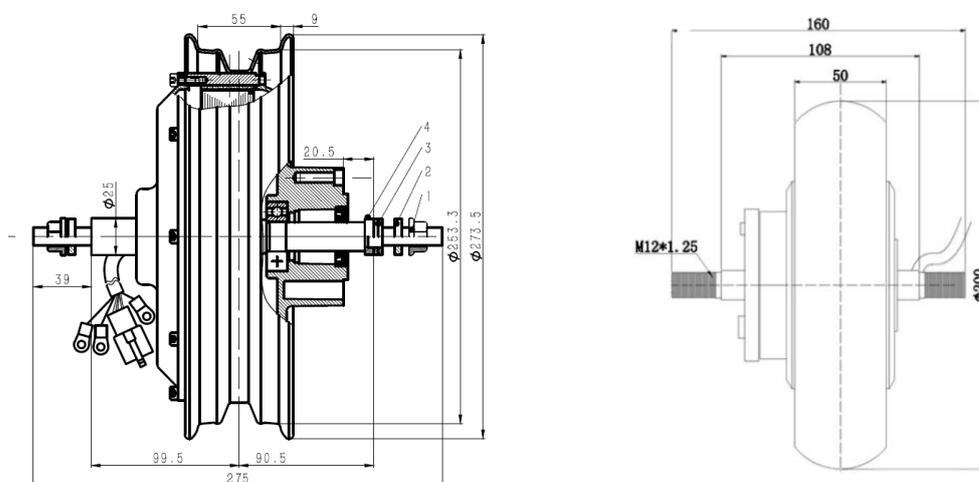


Ilustración 132. Dimensiones tipo de motores de buje para e-bike y patinetes [35] [36]



Ilustración 133. Motor de buje, desarrollado a partir de un motor N5065 para e-skates [36]

Dado que no existen opciones comerciales a la venta compatibles con las dimensiones requeridas por unos patines eléctricos, se plantea la opción de emplear motores de drones agrícolas también denominados motores “Pancake”, similares al N5065, pero como su nombre indica, más parecidos a una tarta que a un barril, y por consiguiente, con dimensiones análogas a las de una rueda de patín. Tras un proceso de investigación, se han encontrado dos posibles modelos de motor BLDC, uno aplicable a ruedas de perfil fino (32 mm) como las usadas en los prototipos Mk1 y Mk2, con mejor maniobrabilidad y más adecuada en entornos urbanos, y otro para perfiles gruesos (39 mm), similar al motor que montan los patines Escend.



Ilustración 134. Motores BLDC Pancake de dimensiones óptimas [37]

Ambos motores presentan una constante de velocidad de 120 rpm/V, un 37,5% de la KV del motor actual, lo cual junto con una reducción del tamaño de la rueda, dejaría una relación de km/h por voltio similar a la actual, presentando un par casi tres veces superior por amperio consumido.

#### 8.4.2 Nuevo concepto del sistema de frenada

Los problemas encontrados con el sistema de frenada actual mediante disco de freno y accionamiento manual son los siguientes:

- Brusquedad en la frenada a causa del alto coeficiente de adherencia de la pinza cerámica sobre el disco de aluminio. Esto produce un cambio violento del momento lineal del patinador aplicado directamente en los pies, generando un momento de inercia muy grande ya que el centro de masas de un ser humano se encuentra en la pelvis, a más de 1 metro de la planta de los pies. Este fenómeno provoca una pérdida de equilibrio al usuario, quien debe anteponerse a la frenada.
- Coordinación mano - pie en la frenada, para evitar la violencia del cambio de momento lineal en los pies, se debe coordinar el movimiento corporal y la presión ejercida sobre la maneta de freno, dando como resultado un sistema de frenada poco ergonómico.
- Compleja coordinación del sistema de propulsión y frenada un sistema en cada mano, produciendo una rampa de aprendizaje que dificulta la comodidad en los primeros usos.

Para solucionar los problemas antes mencionados, se propone una modificación completa del sistema de frenada, partiendo de nuevo desde el análisis de sistemas de frenada realizado en la primera elección de este sistema de seguridad (*Primer sistema de frenada activa, dentro del apartado 7.1.30*).

La brusquedad en la frenada es un parámetro inherente al tipo de freno.

Si ordenamos los sistemas de frenada descritos en el apartado 0 "*Primer sistema de frenada activa*" de mayor a menor sensibilidad de frenada se obtiene la siguiente lista:

- 1 De disco
- 2 De tambor
- 3 De llanta o aro
- 4 Sobre banda de rodadura
- 5 Directos o sobre terreno

El sistema de tambor queda descartado debido a su similitud en cuanto a punto de aplicación de la fuerza de frenada con el freno de disco, aún muy lejos del perímetro de la rueda. La primera opción que podría resultar en una suavidad suficiente que mejore la ergonomía del sistema sería el freno de aro.

Esta opción se desestima debido a las complicaciones que supondría la instalación de un sistema así sobre unos patines, con ruedas mucho menores en diámetro y cuyo aro sufriría un desgaste severo.

Finalmente, la opción más intuitiva sería escoger un sistema convencional de anclaje sobre terreno, muy común en patines. No obstante, el movimiento de la masa de un patín entorno a la rueda trasera, que aunque ha sido optimizada, es 500 g superior al original, podría no resultar cómoda. Además, los desequilibrios que este giro podría suponer en consonancia con el SPE y la excesiva suavidad de la frenada, que alargaría el tiempo de frenada, expondrían al usuario a mayores riesgos.

Concluyendo así que la mejor opción para el desarrollo de un nuevo sistema de frenada es el uso de la frenada sobre banda de rodadura.

Se plantean tres opciones como posibles vías de desarrollo:

- Accionamiento electrónico mediante servomotor: Requeriría realizar otra inversión en electrónica, a fin de encontrar un servomotor capaz de aplicar el par suficiente a través del brazo que aplicase la fuerza de frenada a la rueda. Además, el concepto principal de este sistema de frenada activa es precisamente desarrollar un sistema de frenada independiente de la batería y el sistema de control.
- Accionamiento mediante la caña de la bota: sería una opción muy interesante, de hecho existen sistemas comerciales usados en patines SUV que emplean este concepto.



*Figura 2. Detalle sistema comercial de frenada mediante caña [11]*

No obstante, este sistema supondría realizar modificaciones a la bota, ya que requiere de una caña con mayor recorrido angular entorno al anclaje del tobillo, lo cual limitaría la compatibilidad del sistema VIENTOS con la mayoría de las botas comerciales.

- Accionamiento mediante tobillera: de nuevo, es un sistema que ya presenta desarrollos comerciales, y sin lugar a duda sería el sistema más compatible con los objetivos del proyecto. Es un sistema simple, eficaz y con versiones comerciales que podrán adaptarse como solución, o servir de inspiración para la creación de un diseño propio.



Figura 3. Detalle de sistema comercial de frenada mediante tobillera [11]

#### 8.4.3 Optimización del sistema de control, piezoeléctricos y sistema de patinada asistida real.

Finalmente, se plantea la que será quizás la línea de desarrollo con mayor potencial de las presentadas, planteando un sistema que al igual que la frenada activa no se ha implementado aún en este tipo de vehículos.

A lo largo de la memoria, han sido varias las veces que se ha hablado de sistemas de asistencia al patinaje, y en concreto, el componente denominado rueda libre compuesta, o desacople VPH-SPE aplica a este concepto, logrando unos patines eléctricos que permiten distintos rangos de asistencia eléctrica.

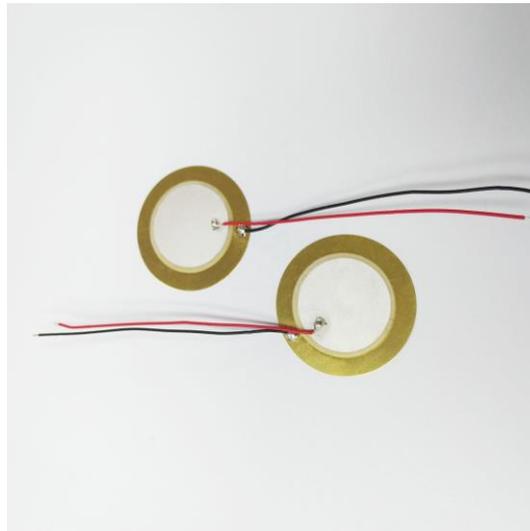
El objetivo que persigue esta vía de desarrollo es el de lograr unos patines eléctricos con los cuales el correcto acople o simbiosis entre el SPE y el accionamiento humano no sea fruto de la experiencia o maestría del usuario sobre el sistema, sino que sea el sistema el que logre adaptarse a los distintos perfiles de patinada con suavidad. De esta forma, en vez de tener que contrarrestar la aceleración del sistema reequilibrando el cuerpo sobre los patines, mientras se permanece con los pies alineados, el accionamiento del motor, su par y velocidad, acompañarían el movimiento y par generado por cada patinada del usuario.

Hasta ahora, el sistema propuesto ofrecía una asistencia basada en la velocidad, es decir el acople entre SPE y VPH ocurría cuando la velocidad del SPE era mayor a la del VPH, en base a lo cual, el usuario decidía hasta que velocidad avanzar por su propio pie, y en que velocidad accionar el sistema de propulsión eléctrica.

Lo que se propone en este apartado, es emplear los conocimientos sobre teoría de control, modelización de sistemas a controlar y control PID desarrollados en la escuela, para obtener un controlador que basado en el análisis de dos perfiles de movimiento, concluidos tras el estudio de viabilidad realizado ante esta opción, y tras las iteraciones de diseño o sintonización del control PID logre una simbiosis similar a la de muchos sistemas avanzados de pedalada asistida en e-bikes.

Hasta ahora se ha concluido las siguientes posibles características para este sistema:

- Sensores de presión piezoeléctricos como input al sistema



*Ilustración 135. Sensores piezoeléctricos*

- Posibilidad de combinarlos con un giroscopio, de forma similar a los VMP con auto equilibrado
- Dos perfiles de patinada, un primer perfil basado una relación cruzada de input - output entre patines, y un segundo perfil basado en un control independiente a cada pie.
- Cada perfil corresponderá a un perfil de velocidades del patinador, rango el cual se analizará mediante grabaciones de video en paralelo a ensayos con mediciones de la presión ejercida en cada momento sobre la suela de cada patín.

## Referencias

- [1] ANFAC, « Asociación Española de Fabricantes de Automóviles y Camiones,» [En línea]. Available: <https://anfac.com/barometro-de-electro-movilidad/#ige-europeo>. [Último acceso: 23 06 2023].
- [2] OTLE, «observatoriotransporte.mitma.es,» [En línea]. Available: <https://observatoriotransporte.mitma.es/inform/es/2021//2la-movilidad/27-reparto-modal/271cuotas-modales-del-transporte-de-viajeros>. [Último acceso: 15 06 2023].
- [3] G. Moreno, «Statista,» 28 Abril 2020. [En línea]. Available: <https://es.statista.com/grafico/21521/frecuencia-de-uso-de-medios-de-transporte-en-espana/>.
- [4] REE, «Sala de prensa, Red Eléctrica de España,» 30 06 2022. [En línea]. Available: <https://www.ree.es/es/sala-de-prensa/actualidad/nota-de-prensa/2022/06/espana-es-el-segundo-pais-europeo-que-mas-energia-electrica-genero-con-eolica-y-solar-en-2021>. [Último acceso: 30 06 2023].
- [5] REE, «Sala de prensa, Red Eléctrica de España,» 22 12 2022. [En línea]. Available: <https://www.ree.es/es/sala-de-prensa/actualidad/nota-de-prensa/2022/12/la-eolica-y-fotovoltaica-baten-record-de-generacion-electrica-en-espana-en-2022>. [Último acceso: 30 06 2023].
- [6] REE, «REData,» [En línea]. Available: <https://www.ree.es/es/datos/balance/balance-electrico>. [Último acceso: 30 06 2023].
- [7] REE, «Sala de prensa, Red Eléctrica de España,» [En línea]. Available: <https://www.ree.es/es/sala-de-prensa/actualidad/nota-de-prensa/2023/04/la-demanda-de-energia-electrica-en-espana-desciente-2-3-por-ciento-en-marzo#:~:text=En%20el%20acumulado%20del%20primer,un%203%25%20r-especto%20a%202022..> [Último acceso: 30 06 2023].
- [8] RACE, «Complejo deportivo RACE,» [En línea]. Available: <https://complejodeportivo.race.es/index.php/curiosidades-patinaje-artistico/>. [Último acceso: 04 05 2023].
- [9] A. Chartier, «Rollerenligne,» [En línea]. Available: <https://www.rollerenligne.com/dossier/maximiliaan-lodewijk-van-lede-linventeur-des-patins-a-terre/>. [Último acceso: 05 05 2023].
- [10] S. Nieswizski, de *Rollermania*, Paris, Gallimard, 1991.
- [11] POWERSLIDE SPORTARTIKELVERTRIEBS GMBH, «POWERSLIDE,» [En línea]. Available: <https://powerslide.com/pages/skate-guide>. [Último acceso: 02 05 2023].

- [12] ClubTres60 Madrid, «madrid.clubtres60,» [En línea]. Available: <http://madrid.clubtres60.com/tipos-de-patines-en-linea-y-sus-disciplinas/>. [Último acceso: 13 06 2023].
- [13] Xiaomi, «Xiaomi Electric Sooter 4 pro,» [En línea]. Available: <https://www.mi.com/es/product/xiaomi-electric-scooter-4-pro/>. [Último acceso: 02 05 2023].
- [14] Segway INC., «Segway,» [En línea]. Available: <https://es-es.segway.com/>. [Último acceso: 05 2023].
- [15] Smartbalance, «Smartbalance,» [En línea]. Available: <https://smartbalance.es/10-hoverboard>. [Último acceso: 05 2023].
- [16] SoloRueda, «SoloRueda,» [En línea]. Available: <https://solorueda.com/product/monociclo-electrico-gotway-msx-msuperpro/>. [Último acceso: 05 2023].
- [17] Evolve Skateboards USA, [En línea]. Available: <https://www.rideevolve.com/>. [Último acceso: 14 06 2023].
- [18] DGT, «Agencia Estatal, Boletín Oficial del Estado,» 21 01 2022. [En línea]. Available: [https://www.boe.es/diario\\_boe/txt.php?id=BOE-A-2022-987](https://www.boe.es/diario_boe/txt.php?id=BOE-A-2022-987). [Último acceso: 10 06 2023].
- [19] E-flame, «Youtube,» [En línea]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=qiWUrUdCxUII>. [Último acceso: Septiembre 2021].
- [20] e-blades, «diyelectricinlineskates,» [En línea]. Available: [diyelectricinlineskates.com](http://diyelectricinlineskates.com). [Último acceso: 09 2021].
- [21] Thunderblade, «Indiegogo,» [En línea]. Available: <https://www.indiegogo.com/projects/thundrblade#/>. [Último acceso: 09 2021].
- [22] Thundrblade, «Youtube,» [En línea]. Available: <https://www.youtube.com/@Thundrblade>.
- [23] E.-S. Ltd., «escendblades,» [En línea]. Available: <https://www.escendblades.com/>. [Último acceso: 10 06 2023].
- [24] AtmosGear, «AtmosGear,» [En línea]. Available: <https://www.atmosgear.com/>. [Último acceso: 14 06 2023].
- [25] Sontianmotor, «Sontianmotor Brushless DC motor,» [En línea]. Available: <https://sontianmotor.com/brushless-dc-motor/>. [Último acceso: 5 07 2023].
- [26] A. S. T. M. D. Yannis L. Karnavas, «Development and Implementation of a Low Cost  $\mu$ C- Based Brushless DC Motor Sensorless Controller: A Practical Analysis of Hardware and Software Aspects,» *Electronics*, vol. 12, nº 1456, p. 8, 2019.

- [27] N. Triviño, «MODULAR ELECTRIC LONGBOARD,» *University of Illinois Urbana-Champaign*, 2015.
- [28] FILA SKATES, «filaskates,» [En línea]. Available: <https://en.filaskates.com/>. [Último acceso: 02 05 2023].
- [29] FlipSky, «FlipSky,» [En línea]. Available: <https://flipsky.net/collections/e-skateboard/products/flipsky-electric-skateboard-motor-5065-270kv-1550w>. [Último acceso: 06 2023].
- [30] Wikipedia, [En línea]. Available: [https://es.wikipedia.org/wiki/Pi%C3%B1%C3%B3n\\_libre](https://es.wikipedia.org/wiki/Pi%C3%B1%C3%B3n_libre). [Último acceso: 15 06 2023].
- [31] L. M. Valverde, «Thingiverse,» [En línea]. Available: <https://www.thingiverse.com/thing:6081039>.
- [32] GrabCAD, «GrabCAD,» [En línea]. Available: <https://grabcad.com/>.
- [33] Norelem, [En línea]. Available: <https://www.norelem.com/us/es/Productos/Vista-general-de-producto/Sistemas-y-componentes-para-la-construcci%C3%B3n-de-plantas-y-m%C3%A1quinas/22000-Tecnolog%C3%ADa-de-accionamiento/Arandelas-de-las-correas-dentadas-%C3%A1rboles-dentados-correas-dentadas/2>. [Último acceso: 29 06 2023].
- [34] V. Bagade, «GrabCAD,» 15 02 2023. [En línea]. Available: <https://grabcad.com/library/21700-cell-holder-2>. [Último acceso: 01 07 2023].
- [35] Grinn Technologies, «Ebikes,» [En línea]. Available: <https://ebikes.ca/shop/electric-bicycle-parts/motors.html>. [Último acceso: 06 07 2023].
- [36] ShenZhen MiaoZheng Technology Co., Ltd, «Aliexpress,» [En línea]. Available: [https://es.aliexpress.com/item/1005002861879560.html?pdp\\_npi=2%40dis%21EUR%2141%2C67%E2%82%AC%2130%2C00%E2%82%AC%21%21%21%21%40211b801616887562812611060ebfe2%2112000022501705641%21btf&\\_t=pvid%3Ab233db22-bcbc-4432-864d-5b2dedee551a&afTraceInfo=100500286](https://es.aliexpress.com/item/1005002861879560.html?pdp_npi=2%40dis%21EUR%2141%2C67%E2%82%AC%2130%2C00%E2%82%AC%21%21%21%21%40211b801616887562812611060ebfe2%2112000022501705641%21btf&_t=pvid%3Ab233db22-bcbc-4432-864d-5b2dedee551a&afTraceInfo=100500286). [Último acceso: 06 07 2023].
- [37] Svissmotor, «Aliexpress,» [En línea]. Available: [https://es.aliexpress.com/item/33012440834.html?spm=a2g0o.productlist.main.5.51ba3a59F0D11X&algo\\_pvid=75fa4a38-4988-4b3b-bfa9-7880f782e194&aem\\_p4p\\_detail=202307071220493267025824482650006604742&algo\\_exp\\_id=75fa4a38-4988-4b3b-bfa9-7880f782e194-2&pdp\\_npi=3%](https://es.aliexpress.com/item/33012440834.html?spm=a2g0o.productlist.main.5.51ba3a59F0D11X&algo_pvid=75fa4a38-4988-4b3b-bfa9-7880f782e194&aem_p4p_detail=202307071220493267025824482650006604742&algo_exp_id=75fa4a38-4988-4b3b-bfa9-7880f782e194-2&pdp_npi=3%). [Último acceso: 07 07 2023].
- [38] Wikipedia, «Wikipedia,» [En línea]. Available: [https://es.wikipedia.org/wiki/Freno\\_Prony](https://es.wikipedia.org/wiki/Freno_Prony). [Último acceso: 25 06 2023].

- [39] B. Vedder, «VESC Project,» [En línea]. Available: <https://vesc-project.com/calculators>. [Último acceso: 20 06 2023].
- [40] L. M. Valverde, «Thingiverse,» [En línea]. Available: [https://www.thingiverse.com/vientos\\_project/designs](https://www.thingiverse.com/vientos_project/designs). [Último acceso: 06 07 2023].
- [41] Creative Commons, «Creativecommons.org,» [En línea]. Available: <https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>. [Último acceso: 06 07 2023].
- [42] Razors Skate Co., «Razorskate,» [En línea]. Available: <https://www.razorskate.com/products>. [Último acceso: 02 05 2023].
- [43] ROCES SRL, «Roces,» [En línea]. Available: <https://www.roces.com/es/pro-80-black.html>. [Último acceso: 02 05 2023].
- [44] A. Lebrun, «Rollerenligne,» [En línea]. Available: <https://www.rollerenligne.com/es/equipo-de-patinaje-sobre-ruedas/armar-un-par-de-patines-de-descenso-a-un-buen-precio/>. [Último acceso: 10 06 2023].
- [45] Escueladesoldadores, «Escueladesoldadores,» [En línea]. Available: <https://escueladesoldadores.com/producto/inverter-soldadura-premium-211/>. [Último acceso: 18 06 2023].
- [46] Formlabs, «Formlabs,» [En línea]. Available: <https://formlabs.com/es/blog/optimizacion-topologica/>. [Último acceso: 20 06 2023].

## Anexo 1: Cálculos

### 1.1 Cálculo de KT y Torquímetro, Freno de Prony

#### 1.1.1 Cálculo teórico de la constante de par del motor N5065

Además de la constante de velocidad o KV, los motores BLDC, disponen de un parámetro análogo al anterior que relaciona la corriente consumida por el motor con el par generado de forma lineal. Este parámetro se denomina constante de par o constante de “torque”, KT.

No es un valor que los fabricantes y vendedores ofrezcan, dado que en realidad guarda una relación directa con la constante de velocidad o KV que sí suele acompañar la descripción técnica de los motores BLDC.

Se muestra a continuación la explicación y el procedimiento para la obtención de la constante de par, KT (N·m/A) a partir de la constante de velocidad, KV (rpm/V) de un motor brushless.

1. De KV fase-fase a KV fase-neutro:

$$Kv_{fn} = 320 \cdot \frac{\text{revs}}{V_{ff} \cdot \text{min}} = \frac{320}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\text{revs}}{V_{fn} \cdot \text{min}} \quad (5)$$

Donde:

$V_{ff}$  = Tensión fase – fase

$V_{fn}$  = Tensión fase – neutro

2. Conversión KV fase-neutro a KT:

$$Kt = \frac{1}{Kv_{fn}} \cdot F = \frac{\sqrt{3}}{320} \cdot \frac{V_{fn} \cdot \text{min}}{\text{revs}} \cdot \frac{1 \cdot \text{revs}}{2\pi \cdot \text{rad}} \cdot \frac{60 \cdot \text{seg}}{1 \cdot \text{min}} \cdot \frac{1 \cdot V_{pap}}{2 \cdot V_{máx}} \cdot N_f \quad (6)$$

Donde:

$V_{pap}$  = Tensión pico a pico

$V_{máx}$  = Tensión pico o máxima

$N_f$  = Número de fases

$$Kt = \frac{\sqrt{3} \cdot 60 \cdot 3}{320 \cdot 2\pi \cdot 2} = 0,0258435 \cdot \frac{V \cdot \text{seg}}{\text{rad}}$$

3. Conversión Vseg/rad a N·m/A.

$$\text{Voltio} = \frac{\text{Julio}}{\text{Culombio}}$$

$$\frac{\text{Julio}}{\text{radian}} = \text{Newton} \cdot \text{metro}; \quad \text{Julio} = \frac{\text{Newton} \cdot \text{metro}}{\text{radian}}$$

$$\text{Culombio} = \text{Amperio} \cdot \text{segundo}; \quad \text{Amperio} = \frac{\text{Culombio}}{\text{segundo}}$$

$$Kt = 0,02584 \cdot \frac{N \cdot m}{A}$$

### 1.1.2 Cálculo experimental de la constante de par del motor N5065

Para obtener la relación par – corriente de forma experimental, se realiza un montaje denominado Freno de Prony, empleado en la medida del par motor desde su invención en el siglo XIX, a fin de obtener distintos valores de par motor mientras se monitorea la corriente mediante la herramienta de ensayos de VESC Tool.

Un Freno de Prony se compone de una abrazadera que se sujeta al rotor o eje del motor mediante una cincha o algún elemento que permita regular el rozamiento entre ambos elementos, un brazo, que definirá la distancia de aplicación de la fuerza sobre el elemento de medida, el cual comúnmente constaba de un sistema de contrapesos.

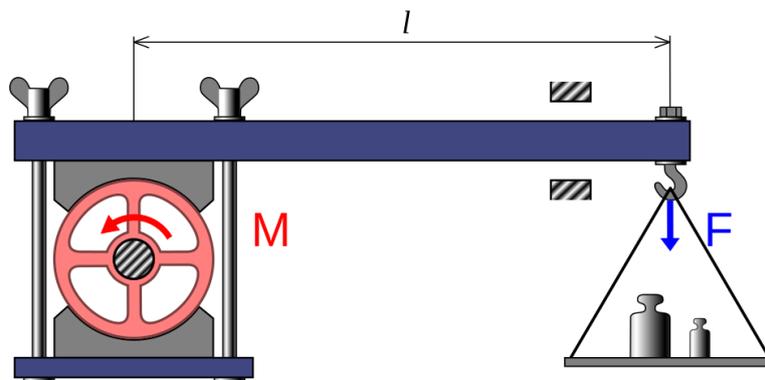


Ilustración 136. Esquema típico de Freno de Prony [38]

Para disponer de medidas del peso levantado o aplicado por el brazo torsor, se emplea una pequeña báscula con un máximo de medida de 3000 g y una división mínima de 1 g.

Se diseñaron los componentes mecánicos necesarios para aplicar este ensayo sobre un motor N5065, y tras imprimirlas en PLA se realizó el montaje del experimento tal como se muestra en la siguiente imagen.



*Ilustración 137. Montaje del ensayo, Freno de Prony para medida de  $K_T$  en motor N5065*

Como dato interesante, para regular el rozamiento se emplean dos tieras de fieltro sobre una abrazadera de diámetro regulable. El brazo de aplicación de la fuerza es de  $L = 110$  mm

Una vez configurados todos los parámetros inherentes al sistema y parametrizado el control FOC para el motor BLDC N5065 sensorless mediante la herramienta VESC Tool, se emplea una de sus funcionalidades, el apartado de experimentación, que permite registrar datos de parámetros eléctricos, así como RPMs, ciclos de trabajo y temperaturas durante la realización de cada ensayo.

El ensayo consistió en variar la corriente que alimenta el rotor en escalones de 0,5 A de 6 a 9,5 A, manteniendo durante 5 segundos un estacionario con cada corriente a fin de obtener un valor real sin arrastrar inercias a causa de los transitorios de velocidad.

Se muestran las corrientes resultantes para cada salto de corriente en la siguiente tabla.

Tabla 15. Freno de Prony, mediciones de la báscula por cada 0,5 A

Corriente (A)	Peso báscula (g)
6,5	115
7	120
8	126
8,5	130
9	135
9,5	143

Con este ensayo hemos obtenido por tanto un valor de fuerza aplicada sobre una báscula a una distancia de 110 mm del eje del rotor en forma de kg fuerza.

Dado que lo que se desea es un valor en N·m del par generado por el motor por cada salto de 0,5 A, se aplica el siguiente proceso de cálculo a todas las medidas.

1. Conversión de kg a Newtons:

$$F (N) = m (kg) \cdot g (m/s^2) \quad (7)$$

Donde:

$F$  = Fuerza perpendicular a la balanza en sentido descendiente

$g$  = Aceleración gravitatoria de la tierra =  $9,807 m/s^2$

$m$  = masa equivalente a la fuerza vertical desarrollada sobre la balanza

2. Aplicación del brazo torsor:

$$\tau = L \cdot F \quad (8)$$

Donde:

$\tau$  = Par motor

$L$  = Brazo torsor

Tabla 16. Cálculo de experimental de la constante de par,  $KT$

Corriente (A)	Peso báscula (g)	Fuerza aplicada (N)	Par motor (N·m)	$KT$ (N·m/A)
6,5	144	1,41	0,155	0,0239
7	159	1,56	0,172	0,0245
8	174	1,71	0,188	0,0235
8,5	188	1,84	0,202	0,0238
9	202	1,98	0,218	0,0242
9,5	221	2,17	0,238	0,0251

Lo que nos dejaría con una constante de par media de 0,0242 N·M/A frente a los 0,0258 N·M/A teóricos.

De forma que si tomamos como valor de  $KT$  para el cálculo de par en cada fase y prototipo obtendríamos:

Tabla 17. Resumen de prestaciones mecánicas por fase y prototipo, par incluido

	Relación de Transmisión	Corriente máx. (A)	Par máx. motriz (N·m)	Par máx. final (N·m)	Velocidad máx. (km/h)
Mk1 F1	5	60	1,450	7,25	20
Mk1 F2	4			5,80	24,5
Mk2 F1	5			7,25	25,9
Mk2 F2	5			7,25	38,8

## 1.2 Cálculo paramétrico del SPE, Hoja de Cálculo VESC Project. [39]

Todos los cálculos se realizarán con los siguientes parámetros de entorno:

- Pendiente media: para calcular la pendiente media a considerar en todo el recorrido, se ha simulado un trayecto tipo en Valladolid, hallando su perfil de elevación mediante la correspondiente herramienta en Google Earth Pro, obteniendo una pendiente media de en torno a 1,8 %.

Con lo cual se definirá una pendiente media del 2% a fin de realizar un análisis conservador.



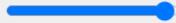
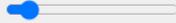
- Corriente máxima: 60 A
- Tiempo hasta alcanzar velocidad máxima: 4 segundos
- Corriente base de consumo: 0,5 A
- Rendimiento del sistema: 82 %
- Densidad del aire a 20°C: 1,2 kg/m<sup>3</sup>
- Coeficiente de rozamiento con el aire para un humano moviéndose a 45° con respecto a la dirección del aire: 0,78
- Superficie de un humano: 1 m<sup>2</sup>
- Coeficiente de rozamiento con el terreno: 0,1 para terrenos urbanos (0,01 para hormigón pulido, 0,5 para arena).

### 1.2.1 Prototipo Mk1, Fase 1

#### Parametrización

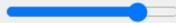
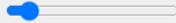
parameter	value	Unit	comments
<b>Parameters</b>			
tyre diameter	110	mm	tyre diameter (e.g. Trampa stickies 83x52mm)
motor pulley	15	teeth's	teeth on motor side
slave wheel	75	teeth's	teeth on wheel side
motor value	5065 270kv	Type	Motor selection
	Motor KV 320	KV	
	max cells 8	Cells	
	max current 60	A	
	power at max cells (S) 2200	W	
	battery chosen 550	W	
battery choise calculator	Purple 3D IMR 26650 4200 40A	Manufactur	type of battery, cell count, maximum voltage, peak current
	Serial cells 4	Serial Cells	
	Parallel cells 2	(S)	
	nominal voltage 14.8	Parallel cells (P)	
	charge cut-off voltage 16.8	V	
	discharge cut-off voltage 10.0	V	
	max current 80.0	V	
	capacity of battery pack 8.4	A(Peak)	
	energie of battery pack 124.3	Ah	
	Wh		

### Simulación 1: máxima velocidad, pendiente media del 2%

drive power		100 %	throttle
adversities			
weight setup	90	kg	weight of rider + board
pp hill climb		2 %	ascent in % Baldwin Street = 35% (world's steepest street!)
<b>Results</b>			
speed	19.6	Km/h	speed calculated
power	269	W	power usage from battery
current	18.7	A	current limited by I <sub>max</sub>
drive duration	27	minute	ride time
distance	8.8	Km	ride distance
additional energy	4,00	seconds	acceleration duration to reach V <sub>max</sub>
for acceleration	333.5	W	additional power needed for acceleration
	22.5	A	additional current at acceleration phase

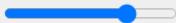
<b>Calculation</b>			F means force;
F flow resistance	14	N	resistance air
F sloping	16	N	F climbing
F roll resistance	9	N	force wheels
F overall	40	N	summ of all forces
P	220	W	motor power needed
RPM Motor	4736	RPM	RPM motor
RPM wheel	947	RPM	RPM wheel
gear ratio	0.20	1:x	gear ratio
torque	0.54	Nm	torque motor
torque	2.71	Nm	torque wheel
losses and voltage sag	0.0	W	
	13.2	W	
	0.7	V	

## Simulación 2: velocidad media (16,7 km/h), pendiente media del 2%

drive power		85 %	throttle
<b>adversities</b>			
weight setup	90	kg	weight of rider + board
pp hill climb		2 %	ascent in % Baldwin Street = 35% (world's steepest street!)
<b>Results</b>			
speed	16.7	Km/h	speed calculated
power	207	W	power usage from battery
current	14.5	A	current limited by I <sub>max</sub>
drive duration	35	minute	ride time
distance	9.7	Km	ride distance
<b>additional energy</b>	4,00	seconds	acceleration duration to reach V <sub>max</sub>
<b>for acceleration</b>	242.1	W	additional power needed for acceleration
	16.4	A	additional current at acceleration phase

<b>Calculation</b>			F means force;
F flow resistance	10	N	resistance air
F sloping	18	N	F climbing
F roll resistance	9	N	force wheels
F overall	37	N	summ of all forces
P	169	W	motor power needed
RPM Motor	4026	RPM	RPM motor
RPM wheel	805	RPM	RPM wheel
gear ratio	0.20	1:x	gear ratio
torque	0.49	Nm	torque motor
torque	2.45	Nm	torque wheel
<b>losses and voltage sag</b>	losses motor: 0.0	W	
	losses battery: 8.0	W	
	voltage sag battery: 0.5	V	

### Simulación 3: Máxima pendiente, limitación de corriente a 60 A, velocidad media (15,7 km/h)

drive power		80 %	throttle
<b>adversities</b>			
weight setup	90	kg	weight of rider + board
pp hill climb		16 %	ascent in % Baldwin Street = 35% (world's steepest street!)
<b>Results</b>			
speed	15.7	Km/h	speed calculated
power	837	W	power usage from battery
current	57.0	A	current limited by I <sub>max</sub>
drive duration	9	minute	ride time
distance	2.3	Km	ride distance
<b>additional energy for acceleration</b>			
	4,00	seconds	acceleration duration to reach V <sub>max</sub>
	214.0	W	additional power needed for acceleration
	14.5	A	additional current at acceleration phase

<b>Calculation</b>				F means force;
F flow resistance	9	N	resistance air	
F sloping	139	N	F climbing	
F roll resistance	9	N	force wheels	
F overall	157	N	summ of all forces	
P	686	W	motor power needed	
<b>RPM Motor</b>				
RPM Motor	3789	RPM	RPM motor	
RPM wheel	758	RPM	RPM wheel	
gear ratio	0.20	1:x	gear ratio	
torque	2.11	Nm	torque motor	
torque	10.55	Nm	torque wheel	
<b>losses and voltage sag</b>				
losses motor	0.0	W		
losses battery	123.7	W		
voltage sag battery	2.2	V		

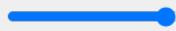
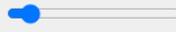


### 1.2.2 Prototipo Mk1, Fase 2

#### Parametrización:

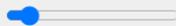
parameter	value	Unit	comments
<b>Parameters</b>			
tyre diameter	110	mm	tyre diameter (e.g. Trampa stickies 83x52mm)
motor pulley	15	teeth's	teeth on motor side
slave wheel	60	teeth's	teeth on wheel side
motor value	5065 270kv	Type	Motor selection
	Motor KV 320	KV	
	max cells 8	Cells	
	max current 60	A	
	power at max cells (S) 2200	W	
	battery chosen 550	W	
battery choise calculator	Purple 3D IMR 26650 4200 40A	Manufactur	type of battery, cell count, maximum voltage, peak current
	Serial cells 4	Serial Cells	
	Parallel cells 2	(S)	
	nominal voltage 14.8	Palrallel cells (P)	
	charge cut-off voltage 16.8	V	
	discharge cut-off voltage 10.0	V	
	max current 80.0	V	
	capacity of battery pack 8.4	A(Peak)	
	energie of battery pack 124.3	Ah	
	Wh		

## Simulación 1: Máxima Velocidad, pendiente media del 2%

drive power		100 %	throttle
<b>adversities</b>			
weight setup	90	kg	weight of rider + board
pp hill climb		2 %	ascent in % Baldwin Street = 35% (world's steepest street!)
<b>Results</b>			
speed	24.5	Km/h	speed calculated
power	401	W	power usage from battery
current	27.6	A	current limited by I <sub>max</sub>
drive duration	18	minute	ride time
distance	7.5	Km	ride distance

<b>Calculation</b>			F means force;
F flow resistance	22	N	resistance air
F sloping	18	N	F climbing
F roll resistance	9	N	force wheels
F overall	48	N	summ of all forces
P	329	W	motor power needed
RPM Motor	4736	RPM	RPM motor
RPM wheel	1184	RPM	RPM wheel
gear ratio	0.25	1:x	gear ratio
torque	0.81	Nm	torque motor
torque	3.24	Nm	torque wheel
losses and voltage sag	losses motor	0.0	W
	losses battery	29.0	W
	voltage sag battery	1.0	V

## Simulación 2: Velocidad media (16 km/h), pendiente media del 2%

drive power		65 %	throttle
<b>adversities</b>			
weight setup	90	kg	weight of rider + board
pp hill climb		2 %	ascent in % Baldwin Street = 35% (world's steepest street!)
<b>Results</b>			
speed	16.0	Km/h	speed calculated
power	193	W	power usage from battery
current	13.5	A	current limited by I <sub>max</sub>
drive duration	37	minute	ride time
distance	9.9	Km	ride distance
<b>additional energy for acceleration</b>			
	4,00	seconds	acceleration duration to reach V <sub>max</sub>
	222.2	W	additional power needed for acceleration
	15.0	A	additional current at acceleration phase

<b>Calculation</b>				F means force;
F flow resistance	9	N	resistance air	
F sloping	18	N	F climbing	
F roll resistance	9	N	force wheels	
F overall	36	N	summ of all forces	
P	158	W	motor power needed	
<b>RPM Motor</b>				
RPM Motor	3078	RPM	RPM motor	
RPM wheel	770	RPM	RPM wheel	
gear ratio	0.25	1:x	gear ratio	
torque	0.60	Nm	torque motor	
torque	2.39	Nm	torque wheel	
<b>losses and voltage sag</b>				
	losses motor	0.0	W	
	losses battery	7.0	W	
	voltage sag battery	0.5	V	

Simulación 3: Máxima pendiente para una velocidad media de 16 km/h y una corriente consumida menor a 60 A.

drive power		65 %	throttle
<b>adversities</b>			
weight setup	90	kg	weight of rider + board
pp hill climb		16 %	ascent in % Baldwin Street = 35% (world's steepest street!)
<b>Results</b>			
speed	16.0	Km/h	speed calculated
power	851	W	power usage from battery
current	58.0	A	current limited by I <sub>max</sub>
drive duration	9	minute	ride time
distance	2.3	Km	ride distance

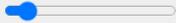
<b>Calculation</b>			F means force;
F flow resistance	9	N	resistance air
F sloping	139	N	F climbing
F roll resistance	9	N	force wheels
F overall	158	N	summ of all forces
P	698	W	motor power needed
RPM Motor	3078	RPM	RPM motor
RPM wheel	770	RPM	RPM wheel
gear ratio	0.25	1:x	gear ratio
torque	2.64	Nm	torque motor
torque	10.57	Nm	torque wheel
losses and voltage sag	losses motor	0.0	W
	losses battery	128.0	W
	voltage sag battery	2.2	V

### 1.2.3 Prototipo Mk2, fase 1

#### Parametrización

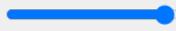
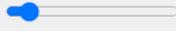
parameter	value	Unit	comments
<b>Parameters</b>			
tyre diameter	145	mm	tyre diameter (e.g. Trampa stickies 83x52mm)
motor pulley	12	teeth's	teeth on motor side
slave wheel	60	teeth's	teeth on wheel side
motor value	5065 270kv	Type	Motor selection
	Motor KV 320	KV	
	max cells 8	Cells	
	max current 60	A	
	power at max cells (S) 2200	W	
	battery chosen 550	W	
battery choise calculator	Purple 3D IMR 26650 4200 40A	Manufactur	type of battery, cell count, maximum voltage, peak current
	Serial cells 4	Serial Cells	
	Parallel cells 2	(S)	
	nominal voltage 14.8	Parallel cells (P)	
	charge cut-off voltage 16.8	V	
	discharge cut-off voltage 10.0	V	
	max current 80.0	V	
	capacity of battery pack 8.4	A(Peak)	
	energie of battery pack 124.3	Ah	
		Wh	

### Simulación 1: Velocidad media 15,5 km/h, pendiente media del 2%

drive power		60 %	throttle
<b>adversities</b>			
weight setup	90	kg	weight of rider + board
pp hill climb		2 %	ascent in % Baldwin Street = 35% (world's steepest street!)
<b>Results</b>			
speed	15.5	Km/h	speed calculated
power	185	W	power usage from battery
current	13.0	A	current limited by I <sub>max</sub>
drive duration	39	minute	ride time
distance	10.0	Km	ride distance
<b>additional energy</b>	4,00	seconds	acceleration duration to reach V <sub>max</sub>
<b>for acceleration</b>	208.6	W	additional power needed for acceleration
	14.1	A	additional current at acceleration phase

<b>Calculation</b>			F means force;
F flow resistance	9	N	resistance air
F sloping	16	N	F climbing
F roll resistance	9	N	force wheels
F overall	35	N	summ of all forces
P	152	W	motor power needed
RPM Motor	2842	RPM	RPM motor
RPM wheel	568	RPM	RPM wheel
gear ratio	0.20	1:x	gear ratio
torque	0.62	Nm	torque motor
torque	3.11	Nm	torque wheel
losses and voltage sag	losses motor 0.0	W	
	losses battery 6.4	W	
	voltage sag battery 0.5	V	

## Simulación 2: Velocidad máxima, pendiente media del 2%

drive power		100 %	throttle
<b>adversities</b>			
weight setup	90	kg	weight of rider + board
pp hill climb		2 %	ascent in % Baldwin Street = 35% (world's steepest street!)
<b>Results</b>			
speed	25.9	Km/h	speed calculated
power	445	W	power usage from battery
current	30.5	A	current limited by I <sub>max</sub>
drive duration	17	minute	ride time
distance	7.1	Km	ride distance
<b>additional energy</b>	4,00	seconds	acceleration duration to reach V <sub>max</sub>
<b>for acceleration</b>	582.3	W	additional power needed for acceleration
	39.3	A	additional current at acceleration phase

<b>Calculation</b>			F means force;
F flow resistance	24	N	resistance air
F sloping	18	N	F climbing
F roll resistance	9	N	force wheels
F overall	51	N	summ of all forces
P	364	W	motor power needed
RPM Motor	4736	RPM	RPM motor
RPM wheel	947	RPM	RPM wheel
gear ratio	0.20	1:x	gear ratio
torque	0.90	Nm	torque motor
torque	4.48	Nm	torque wheel
<b>losses and voltage sag</b>	losses motor	0.0	W
	losses battery	35.4	W
	voltage sag battery	1.2	V

Simulación 3: Máxima pendiente para una velocidad media de 16 km/h y una corriente consumida menor a 60 A

drive power		60 %	throttle
<b>adversities</b>			
weight setup	90	kg	weight of rider + board
pp hill climb		17 %	ascent in % Baldwin Street = 35% (world's steepest street!)
<b>Results</b>			
speed	15.5	Km/h	speed calculated
power	871	W	power usage from battery
current	59.3	A	current limited by Imax
drive duration	8	minute	ride time
distance	2.2	Km	ride distance
<b>additional energy for acceleration</b>			
	4,00	seconds	acceleration duration to reach Vmax
	208.6	W	additional power needed for acceleration
	14.1	A	additional current at acceleration phase

<b>Calculation</b>			
F flow resistance	9	N	F means force; resistance air
F sloping	148	N	F climbing
F roll resistance	9	N	force wheels
F overall	166	N	summ of all forces
P	714	W	motor power needed
<b>losses and voltage sag</b>			
	0.0	W	
	133.8	W	
	2.3	V	

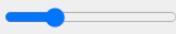
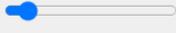


### 1.2.4 Prototipo Mk2, fase 2

Parametrización:

parameter	value	Unit	comments
<b>Parameters</b>			
tyre diameter	145	mm	tyre diameter (e.g. Trampa stickies 83x52mm)
motor pulley	12	teeth's	teeth on motor side
slave wheel	60	teeth's	teeth on wheel side
motor value	5065 270kv	Type	Motor selection
	Motor KV 320	KV	
	max cells 8	Cells	
	max current 60	A	
	power at max cells (S) 2200	W	
	battery chosen 1237	W	
	battery choise calculator	Purple 3D IMR 26650 4200 40A	
Serial cells 6		Serial Cells	
Parallel cells 3		(S)	
nominal voltage 22.2		Parallel cells (P)	
charge cut-off voltage 25.2		V	
discharge cut-off voltage 15.0		V	
max current 120.0		V	
capacity of battery pack 12.6		A(Peak)	
energie of battery pack 279.7		Ah	
		Wh	

Simulación 1: Velocidad media (15,5 km/h), pendiente media del 2%

drive power		40 %	throttle
<b>adversities</b>			
weight setup	90	kg	weight of rider + board
pp hill climb		2 %	ascent in % Baldwin Street = 35% (world's steepest street!)
<b>Results</b>			
speed	15.5	Km/h	speed calculated
power	185	W	power usage from battery
current	8.8	A	current limited by Imax
drive duration	85	minute	ride time
distance	22.1	Km	ride distance
<b>additional energy</b>	4,00	seconds	acceleration duration to reach Vmax
<b>for acceleration</b>	208.6	W	additional power needed for acceleration
	9.4	A	additional current at acceleration phase

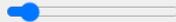
<b>Calculation</b>			F means force;
F flow resistance	9	N	resistance air
F sloping	18	N	F climbing
F roll resistance	9	N	force wheels
F overall	35	N	summ of all forces
P	152	W	motor power needed
RPM Motor	2842	RPM	RPM motor
RPM wheel	568	RPM	RPM wheel
gear ratio	0.20	1:x	gear ratio
torque	0.62	Nm	torque motor
torque	3.11	Nm	torque wheel
<b>losses and voltage sag</b>			
	losses motor	0.0	W
	losses battery	3.0	W
	voltage sag battery	0.3	V

## Simulación 2: Velocidad máxima con limitación (25,2 km/h), pendiente media del 2%.

drive power		65 %	throttle
<b>adversities</b>			
weight setup	90	kg	weight of rider + board
pp hill climb		2 %	ascent in % Baldwin Street = 35% (world's steepest street!)
<b>Results</b>			
speed	25.2	Km/h	speed calculated
power	423	W	power usage from battery
current	19.6	A	current limited by I <sub>max</sub>
drive duration	39	minute	ride time
distance	16.3	Km	ride distance
<b>additional energy</b>			
	4,00	seconds	acceleration duration to reach V <sub>max</sub>
<b>for acceleration</b>	551.3	W	additional power needed for acceleration
	24.8	A	additional current at acceleration phase

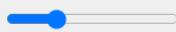
<b>Calculation</b>			
F flow resistance	23	N	F means force; resistance air
F sloping	18	N	F climbing
F roll resistance	9	N	force wheels
F overall	49	N	summ of all forces
P	347	W	motor power needed
RPM Motor	4618	RPM	RPM motor
RPM wheel	924	RPM	RPM wheel
gear ratio	0.20	1:x	gear ratio
torque	0.88	Nm	torque motor
torque	4.38	Nm	torque wheel
<b>losses and voltage sag</b>			
	losses motor	0.0	W
	losses battery	14.5	W
	voltage sag battery	0.7	V

Simulación 3: Velocidad máxima teórica sin limitación (38,8 km/h), pendiente media del 2%.

drive power		100 %	throttle
<b>adversities</b>			
weight setup	90	kg	weight of rider + board
pp hill climb		2 %	ascent in % Baldwin Street = 35% (world's steepest street!)
<b>Results</b>			
speed	38.8	Km/h	speed calculated
power	1065	W	power usage from battery
current	48.5	A	current limited by I <sub>max</sub>
drive duration	16	minute	ride time
distance	10.1	Km	ride distance
<b>additional energy for acceleration</b>			
	4,00	seconds	acceleration duration to reach V <sub>max</sub>
	1306.8	W	additional power needed for acceleration
	58.9	A	additional current at acceleration phase

<b>Calculation</b>				F means force;
F flow resistance	54	N	resistance air	
F sloping	18	N	F climbing	
F roll resistance	9	N	force wheels	
F overall	81	N	summ of all forces	
P	873	W	motor power needed	
<b>RPM Motor</b>				
RPM Motor	7104	RPM	RPM motor	
RPM wheel	1421	RPM	RPM wheel	
gear ratio	0.20	1:x	gear ratio	
torque	1.43	Nm	torque motor	
torque	7.16	Nm	torque wheel	
<b>losses and voltage sag</b>				
losses motor	0.0	W		
losses battery	89.2	W		
voltage sag battery	1.8	V		

Simulación 3: Máxima pendiente para una velocidad media de 16 km/h y una corriente consumida menor a 60 A

drive power		40 %	throttle
<b>adversities</b>			
weight setup	90	kg	weight of rider + board
pp hill climb		27 %	ascent in % Baldwin Street = 35% (world's steepest street!)
<b>Results</b>			
speed	15.5	Km/h	speed calculated
power	1303	W	power usage from battery
current	59.2	A	current limited by I <sub>max</sub>
drive duration	13	minute	ride time
distance	3.3	Km	ride distance
<b>additional energy for acceleration</b>			
	4,00	seconds	acceleration duration to reach V <sub>max</sub>
	208.6	W	additional power needed for acceleration
	9.4	A	additional current at acceleration phase

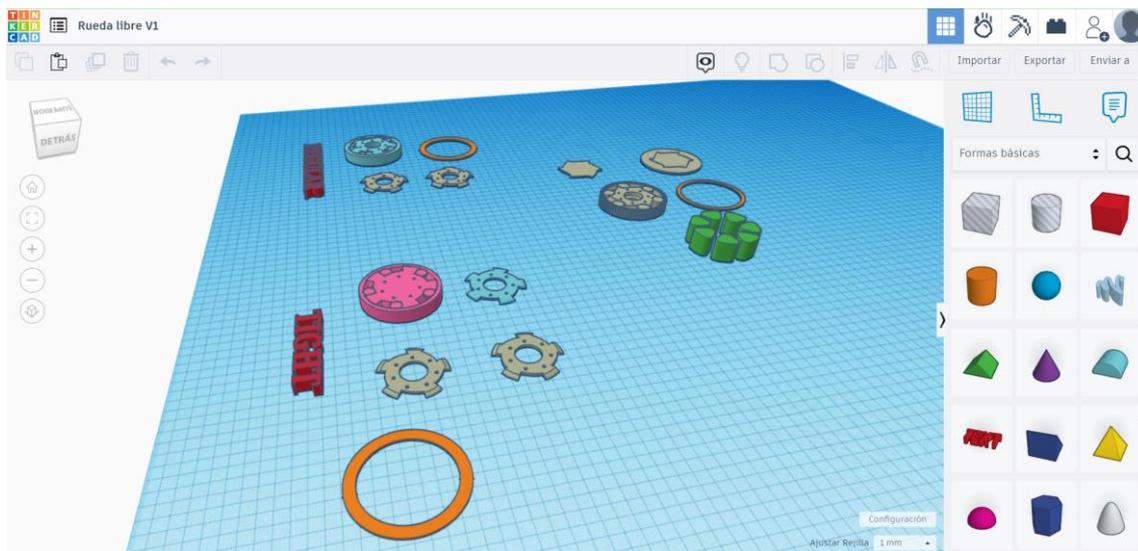
<b>Calculation</b>				F means force;
F flow resistance	9	N	resistance air	
F sloping	230	N	F climbing	
F roll resistance	9	N	force wheels	
F overall	248	N	summ of all forces	
P	1069	W	motor power needed	
<b>losses and voltage sag</b>				
	losses motor	0.0	W	
	losses battery	133.2	W	
	voltage sag battery	2.2	V	
RPM Motor	2842	RPM	RPM motor	
RPM wheel	568	RPM	RPM wheel	
gear ratio	0.20	1:x	gear ratio	
torque	4.38	Nm	torque motor	
torque	21.90	Nm	torque wheel	

## Anexo 2: Herramientas de diseño y fabricación

### 2.1 Herramientas de diseño

#### 2.2 TinkerCAD

TinkerCAD es una herramienta muy ágil para diseños sencillos, se trabaja directamente mediante formas primigenias (conos, esferas, cilindros, toroides, prismas u otros) que se redimensionan, parametrizan y reubican conformando la forma deseada. Esta metodología resulta muy intuitiva y fácil de usar, no obstante, ofrece limitaciones en cuanto a precisión capacidad a la hora de realizar diseños complejos.



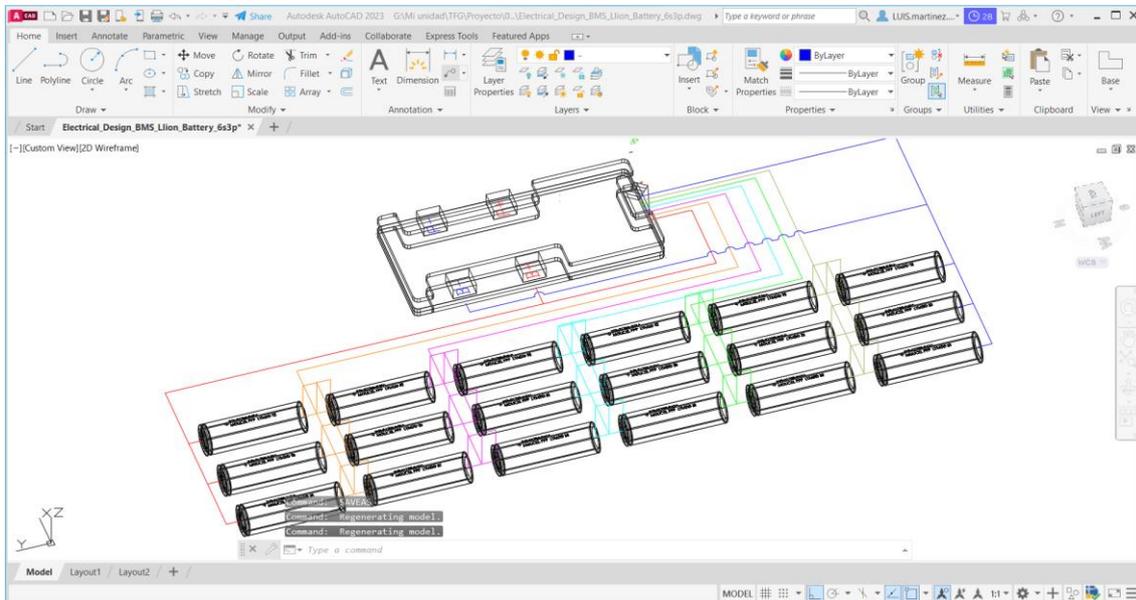
*Ilustración 138. Entorno de diseño mecánico de la herramienta Tinkercad*

Además del entorno de diseño mecánico, la herramienta dispone de entornos de simulación electrónica, programación por bloques y simulador de gravedad.

Esta metodología de diseño resultó de utilidad de cara a realizar los primeros diseños e iteraciones de piezas como las primeras versiones de rueda libre compuesta, o la protección de la batería y electrónica del prototipo Mk1. Diseños en los que la precisión aún no era importante, y prevalecía el poder obtener modelos físicos de las ideas propuestas rápidamente a fin de ir acotando la viabilidad de las mismas.

### 2.3 AutoCAD

AutoCAD, es una herramienta especializada en el desarrollo y modificación de planos, esquemas unifilares y otros diseños 2D. A pesar de que dispone de herramientas de diseño 3D, no es una herramienta especialmente interesante en este aspecto.



*Ilustración 139. Diseño de esquema eléctrico en AutoCAD a partir de diseños 3D importados desde Fusion 360*

Por consiguiente, fue empleada en el diseño de los primeros esquemas dimensionales para el diseño y fabricación de los raíles del primer modelo físico y el prototipo Mk1 y el diseño del esquema eléctrico de la batería de Ion Litio.

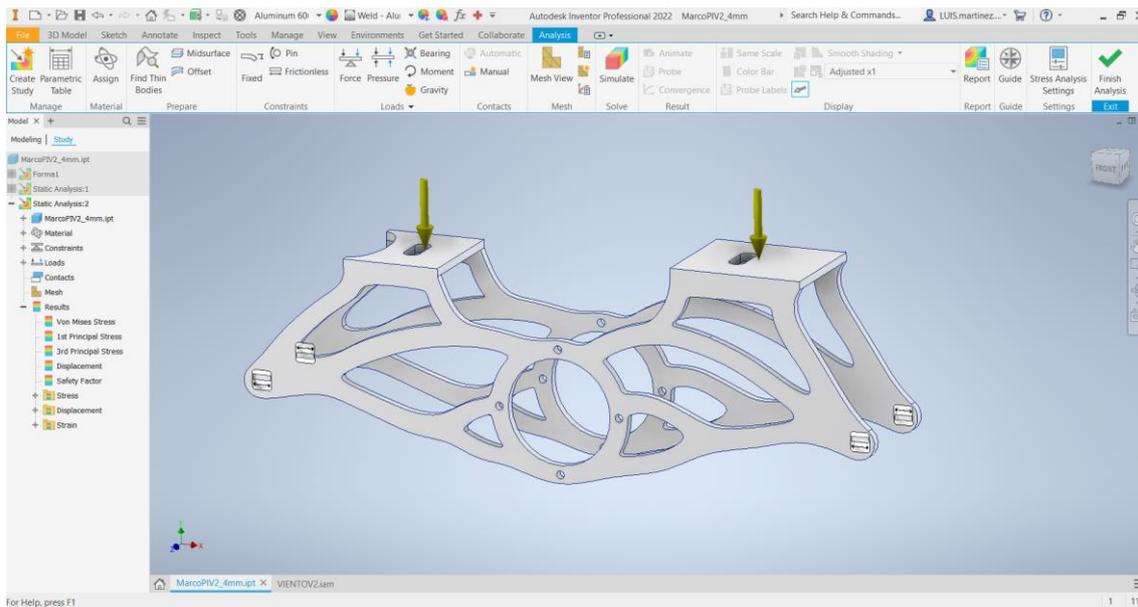
### 2.4 Inventor

Es una herramienta centrada en el diseño mecánico, permitiendo diseñar partes, componentes y ensamblajes a partir de bocetos, elementos de construcción y herramientas volumétricas (Barridos, Solevados, Extrusiones, Tuberías, Repujados, Chaflanes y Empalmes entre otros).

Fue la primera herramienta especializada en el diseño mecánico paramétrico que se usó en este proyecto. Fue empleada fundamentalmente para el diseño del raíl o estructura del prototipo Mk2, y diseños como la araña de anclaje o las primeras versiones del anclaje excéntrico del motor de este mismo prototipo.

Permite generar todo tipo de documentación técnica a partir de los diseños, Tabla de materiales, planos, renderizados y estudios.

Pudiendo realizar simulaciones mediante elementos finitos (FEM, o Finite Element Method) como la optimización topológica, o el análisis FEA de las características mecánicas para la validación de un diseño realizado.



*Ilustración 140. Entorno de simulación FEM de Inventor*

Además, dispone de herramientas y bibliotecas ya instaladas, que facilitan el diseño de piezas estandarizadas, como tornillos, tuercas o transmisiones mecánicas. Lo cual fue empleado para realizar un primer Assembly del prototipo Mk2 y varias iteraciones de diseño del sistema de transmisión (ruedas motriz y conducida, cadenas y correas).

## 2.5 Fusion360

Fusion360 es un programa muy similar a Inventor, con un entorno de diseño más amigable, y más centrado en la fabricación.

Dispone de entornos de diseño específicos para preparar las piezas de cara a su mecanizado, corte por láser, plegado o impresión 3D.

Se empieza a usar esta herramienta al enfocar todo el diseño mecánico a la fabricación de piezas mediante impresión 3D procesado de mesh o mallas obtenidas mediante fotogrametría.

Los beneficios respecto de inventor que llevaron a sustituirlo como herramienta principal de diseño a mitad del desarrollo del segundo prototipo fueron:

- Requiere de menos horas de uso o experiencia para alcanzar una fluidez de diseño aceptable
- Trabajo mediante línea temporal, facilita la modificación de los diseños y el diseño paramétrico
- Trabajo sobre ficheros online, diseño y referencias a componentes externos protegidos.

- Compatibilidad con STL, mesh o mallas, facilitando el diseño a partir de fotogrametría.
- Generación de documentación mucho más sencilla (planos, BOM...)
- Referencia a componentes externos y gestión de versiones mucho más eficaz.
- Más tutoriales e información sobre el uso de las herramientas, propia y en la red.
- Más actualizado.
- Herramienta de diseño de placas base.

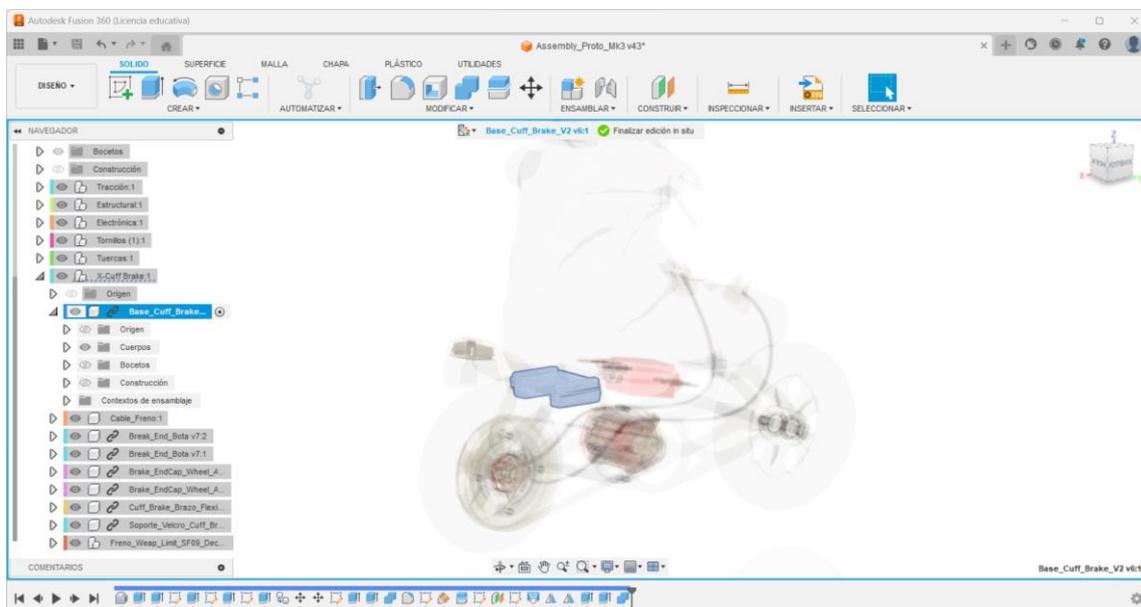


Ilustración 141. Edición in-situ de uno de los componentes del prototipo Mk3 en Fusion360

## 2.6 Slicer, Ultimaker Cura

Un slicer es un programa encargado de traducir los diseños 3D, importados como STL o estereolitografías, al lenguaje más extendido de control numérico computarizado, el código G, empleado por prácticamente todas las impresoras 3D.

Cura permite varios modos de parametrización para la impresión 3D, desde los más sencillos, en los que, con introducir la calidad deseada de la impresión, el uso o no de soportes y el material empleado, genera el código G o incluso lo envía directamente a tu impresora, hasta los más complejos en los que puedes jugar con parámetros y herramientas recién desarrollados o en fase de experimentación.

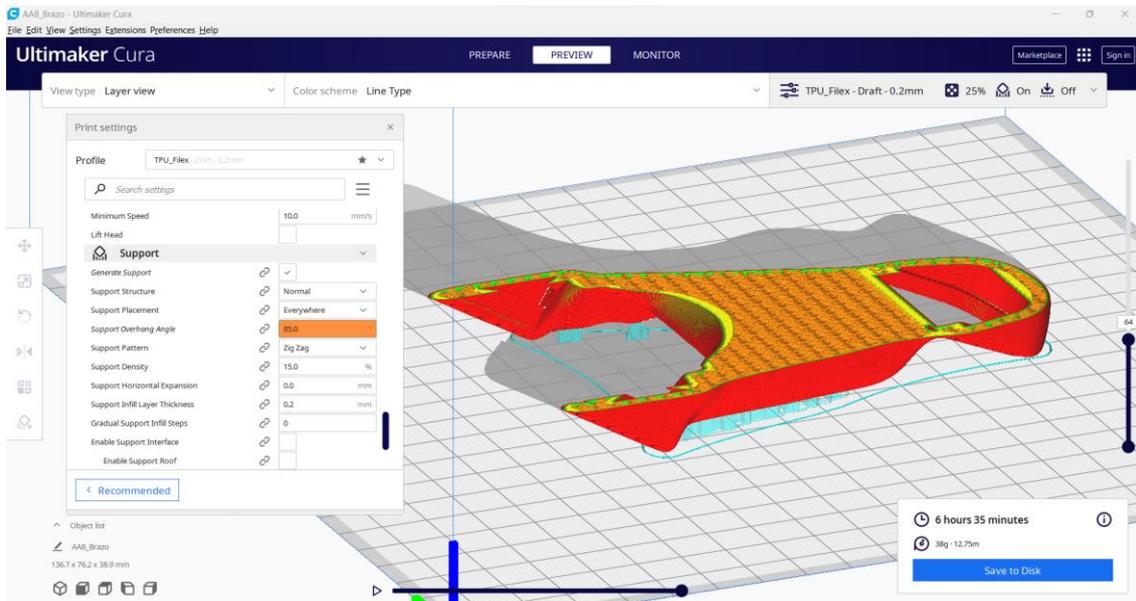


Ilustración 142. Generación de código G para la última pieza impresa en TPU (Poliuretano Termoplástico)

En impresoras 3D RepRap o autorreplicables, como las primeras Prusa o Anet, y en general en impresoras 3D más Diy, el proceso de obtener un perfil óptimo para un nuevo material es complejo, y requiere de una investigación previa y muchas iteraciones.

A continuación, se muestran capturas de los perfiles óptimos obtenidos para los materiales empleados en este proyecto, y una pieza tipo de prototipado mecánico con características mecánicas aceptables.

### 2.6.1 Parámetros comunes a los tres perfiles

Quality				Top/Bottom			
Layer Height		0.2	mm	Top/Bottom Thickness		0.9	mm
Initial Layer Height		0.3	mm	Top Thickness		0.9	mm
Line Width		0.4	mm	Top Layers		5	
Wall Line Width		0.4	mm	Bottom Thickness		0.9	mm
Outer Wall Line Width		0.4	mm	Bottom Layers		5	
Inner Wall(s) Line Width		0.4	mm	Monotonic Top/Bottom Order		<input type="checkbox"/>	
Top/Bottom Line Width		0.4	mm	Enable Ironing		<input type="checkbox"/>	
Infill Line Width		0.4	mm	Infill			
Initial Layer Line Width		100.0	%	Infill Density		25.0	%
Walls				Infill Line Distance		1.6	mm
Wall Thickness	$f_x$	1.0	mm	Infill Pattern	$f_x$	Gyroid	
Wall Line Count		2		Infill Line Multiplier		1	
Optimize Wall Printing Order		<input checked="" type="checkbox"/>		Infill Overlap Percentage		30.0	%
Fill Gaps Between Walls		Everywhere		Infill Layer Thickness		0.2	mm
Horizontal Expansion		0.0	mm	Gradual Infill Steps		0	

## 2.6.2 Perfil PLA\_Filex

Material	
Printing Temperature	200.0 °C
Printing Temperature Initial Layer	200.0 °C
Initial Printing Temperature	200.0 °C
Final Printing Temperature	200.0 °C
Build Plate Temperature	63.0 °C
Build Plate Temperature Initial Layer	63 °C

Speed	
Print Speed	50.0 mm/s
Infill Speed	100.0 mm/s
Wall Speed	25.0 mm/s
Outer Wall Speed	25.0 mm/s
Inner Wall Speed	25.0 mm/s
Top/Bottom Speed	25.0 mm/s
Support Speed	50.0 mm/s
Travel Speed	150.0 mm/s
Initial Layer Speed	25.0 mm/s
Skirt/Brim Speed	25.0 mm/s

Travel	
Enable Retraction	<input checked="" type="checkbox"/>
Retract at Layer Change	<input type="checkbox"/>
Retraction Distance	6.5 mm
Retraction Speed	25.0 mm/s
Combing Mode	Not in Skin
Avoid Printed Parts When Traveling	<input checked="" type="checkbox"/>
Avoid Supports When Traveling	<input checked="" type="checkbox"/>
Travel Avoid Distance	0.625 mm
Z Hop When Retracted	<input type="checkbox"/>

Cooling	
Enable Print Cooling	<input checked="" type="checkbox"/>
Fan Speed	100.0 %
Regular Fan Speed	100.0 %
Maximum Fan Speed	100.0 %
Regular/Maximum Fan Speed Threshold	10.0 s
Initial Fan Speed	0.0 %
Regular Fan Speed at Height	0.7 mm
Regular Fan Speed at Layer	3
Minimum Layer Time	10.0 s
Minimum Speed	10.0 mm/s
Lift Head	<input type="checkbox"/>

Support	
Generate Support	<input checked="" type="checkbox"/>
Support Structure	Normal
Support Placement	Everywhere
Support Overhang Angle	85.0 °
Support Pattern	Zig Zag
Support Density	15.0 %
Support Horizontal Expansion	0.0 mm
Support Infill Layer Thickness	0.2 mm
Gradual Support Infill Steps	0
Enable Support Interface	<input type="checkbox"/>
Enable Support Roof	<input type="checkbox"/>
Enable Support Floor	<input type="checkbox"/>

Build Plate Adhesion	
Build Plate Adhesion Type	Skirt
Skirt Line Count	1

Hay que destacar que el Support Overhang Angle a 85° se ha empleado en piezas cuyo diseño se centra en la reducción del uso de soportes. Y de forma que para una altura de capa de 0,2 mm la adhesión entre capas del material empleado resulte suficiente para la impresión completa de orificios cilíndricos horizontales, por ejemplo, sin la necesidad de soportes. Con ese valor se asegura la exclusión de soportes en las zonas donde no se necesite, manteniendo la aparición de estos en planos totalmente paralelos a la cama.

### 2.6.3 Perfil PETG\_SUNLU

Material		
Printing Temperature	$f_x$	235.0 °C
Printing Temperature Initial Layer		235.0 °C
Initial Printing Temperature		235.0 °C
Final Printing Temperature		235.0 °C
Build Plate Temperature		70.0 °C
Build Plate Temperature Initial Layer		70 °C

Speed		
Print Speed		50.0 mm/s
Infill Speed		84.0 mm/s
Wall Speed		25.0 mm/s
Outer Wall Speed		34.0 mm/s
Inner Wall Speed		67.0 mm/s
Top/Bottom Speed		25.0 mm/s
Support Speed		50.0 mm/s
Travel Speed		150.0 mm/s
Initial Layer Speed		25.0 mm/s
Skirt/Brim Speed		25.0 mm/s

Travel		
Enable Retraction		<input checked="" type="checkbox"/>
Retract at Layer Change		<input type="checkbox"/>
Retraction Distance		2.5 mm
Retraction Speed		25.0 mm/s
Combing Mode		Within Infill
Avoid Printed Parts When Traveling		<input checked="" type="checkbox"/>
Avoid Supports When Traveling		<input checked="" type="checkbox"/>
Travel Avoid Distance		0.625 mm
Z Hop When Retracted		<input type="checkbox"/>

Cooling		
Enable Print Cooling		<input checked="" type="checkbox"/>
Fan Speed	$f_x$	50.0 %
Regular Fan Speed		50.0 %
Maximum Fan Speed		50.0 %
Regular/Maximum Fan Speed Threshold		10.0 s
Initial Fan Speed		0.0 %
Regular Fan Speed at Height		0.7 mm
Regular Fan Speed at Layer		3
Minimum Layer Time		3.0 s
Minimum Speed		10.0 mm/s
Lift Head		<input type="checkbox"/>

Support		
Generate Support		<input checked="" type="checkbox"/>
Support Structure		Normal
Support Placement		Everywhere
Support Overhang Angle		50.0 °
Support Pattern		Zig Zag
Support Density		15.0 %
Support Horizontal Expansion		0.0 mm
Support Infill Layer Thickness		0.2 mm
Gradual Support Infill Steps		0
Enable Support Interface		<input type="checkbox"/>
Enable Support Roof		<input type="checkbox"/>
Enable Support Floor		<input type="checkbox"/>

Build Plate Adhesion		
Build Plate Adhesion Type		Brim
Brim Width		5.5 mm
Brim Line Count		14
Brim Only on Outside		<input checked="" type="checkbox"/>

El principal inconveniente de imprimir en PETG, es que es un material mucho más viscoso que el PLA, lo cual provoca un efecto denominado “Stringing”, que resulta en la aparición de hilos siempre que el extrusor retrae el filamento para “viajar” sobre la pieza, reduciendo la distancia de retracción a 2,5 mm y con una velocidad de 25 mm/s, aumentando la velocidad de “viaje” a 150 mm/s y limitando los viajes del extrusor a zonas de “infill” o relleno (Combing = Within infill) se logra reducir este efecto sin afectar a la calidad de la impresión.

No obstante, mediante un decapador o pistola de calor es relativamente sencillo deshacerse de esos molestos hilos.

### Anexo 3: Ficheros estereolitográficos STL

A fin de poner en disposición del lector todos los diseños desarrollados durante las fases de prototipado se facilitará un enlace a la plataforma de Thingiverse, en la cual podrán ser consultados, junto con la información de diseño correspondiente y parámetros de fabricación de los mismos mediante impresión 3D.

#### **Enlace en la referencia bibliográfica** [40]

Además, esta plataforma permite su descarga, para su uso y modificación limitado bajo la licencia Creative Commons de Reconocimiento-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional (CC BY-NC-SA 4.0)



**Reconocimiento** : debe otorgar [el crédito correspondiente](#) , proporcionar un enlace a la licencia e [indicar si se realizaron cambios](#) . Puede hacerlo de cualquier manera razonable, pero no de ninguna manera que sugiera que el licenciante lo respalda a usted o su uso.



**No comercial** : no puede utilizar el material con [fines comerciales](#) .



**ShareAlike** : si remezcla, transforma o construye a partir del material, debe distribuir sus contribuciones bajo la [misma licencia](#) que el original.

**Sin restricciones adicionales** : no puede aplicar términos legales o [medidas tecnológicas](#) que restrinjan legalmente a otros de hacer cualquier cosa que permita la licencia.

Ilustración 143. Condiciones de uso de la licencia CC BY-NC-SA 4.0 [41]