

Proyecto Fin de Grado Ingeniería Aeroespacial

Adaptación del IMechE Railway Challenge. Diseño de TPEUS.

Autor: José María Ramírez Ruiz

Tutora: Rosario Chamorro Moreno

**Dpto. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2020



Proyecto Fin de Grado
Ingeniería Aeroespacial

Adaptación del IMechE Railway Challenge. Diseño de TPEUS.

Autor:

José María Ramírez Ruiz

Tutora:

Rosario Chamorro Moreno
Profesora Contratada Doctora

Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2020

Proyecto Fin de Grado: Adaptación del IMechE Railway Challenge. Diseño de TPEUS.

Autor: José María Ramírez Ruiz

Tutora: Rosario Chamorro Moreno

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2020

El Secretario del Tribunal

Agradecimientos

Los agradecimientos se ponen al principio, pero yo los estoy escribiendo al final y la verdad es que tengo un torbellino de sentimientos mientras lo hago que me está retrasando poner el punto y final a esta etapa.

En este camino han pasado muchas personas en mi vida, algunas han estado menos tiempo y otras más, pero lo importante es que todas me han ayudado a seguir en el camino.

En primer lugar, gracias a mi familia por haberme educado desde pequeño y haberme apoyado en los momentos de flaqueza.

En segundo, gracias al Piso, a Diego, a Carlos y a Luis. Seguramente fueran los cuatro años más felices de mi vida los que pude compartir con vosotros. Aún estando separados, os sigo queriendo tela.

No puedo pasar por los agradecimientos tampoco sin mencionar a Lora con quien he compartido experiencias y batallitas tanto en la ETSI como pateando Europa.

Cris, gracias por estos años, por haber creído en mí cuando ni yo mismo lo hacía, por haberme sujetado en los momentos de bajón y después de todo seguir ahí. Gracias.

Y, por último, gracias a mi tutora D^a Rosario Chamorro por presentarme este proyecto y permitirme la oportunidad de llevarlo a cabo.

Pepe Ramírez

Sevilla, 2020

Resumen

En la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Sevilla los estudiantes son formados desde un punto de vista técnico y de laboratorio excelente. Actividades extracurriculares como ARUS, EUROAVIA y US Racing han permitido a los alumnos acercarse al sector industrial al que se unirán una vez finalicen sus estudios. En pos de seguir una línea educadora completa se propone el estudio de la competición de IMechE Railway Challenge para que se pueda adaptar a las condiciones de la ETSI, de forma que se desarrolle una alternativa más a las anteriores mencionadas.

Por un lado, se realiza una adaptación de la normativa utilizada por Institution of Mechanical Engineers en su concurso. Se estudian las necesidades de la vía que hay en la cubierta superior de la ETSI, así como los medios disponibles para llevar a cabo la celebración de un concurso.

Por otro, se presenta el desarrollo de un primer prototipo de Tren a Pequeña Escala de la Universidad de Sevilla (TPEUS). En primer lugar, se presentan las partes del vehículo en el capítulo 4 para que en el siguiente pueda seguirse la línea expositiva en el desarrollo del diseño técnico del TPEUS. Una vez que se tienen los diseños, se prosigue tanto con el método de fabricación como con los costes en los que se incurriría para saltar del diseño a la realidad.

Se concluye con ciertas recomendaciones a tener en cuenta en la celebración del ETSI Railway Challenge además de algunas propuestas de mejora para los equipos participantes.

Índice

Agradecimientos	i
Resumen	ii
Índice	iii
Índice de Tablas	vi
Índice de Figuras	vii
1 Introducción	1
1.1 <i>IMechE Railway Challenge</i>	1
1.2 <i>El estado del arte de los trenes a escala</i>	3
1.3 <i>La historia de las impresoras 3D</i>	5
2 Objetivos	7
2.1 <i>Adaptación del IMechE Railway Challenge</i>	7
2.2 <i>Diseño del prototipo base</i>	9
3 ETSI Railway Challenge	10
3.1 <i>Normativa general</i>	10
3.1.1 <i>Objetivos del Railway Challenge</i>	10
3.1.2 <i>Requisitos mínimos del diseño</i>	11
3.1.3 <i>Duración del ETSI Railway Challenge</i>	11
3.1.4 <i>Medios e instalaciones para la fabricación de los vehículos</i>	11
3.1.5 <i>Cobertura frente accidentes durante la competición</i>	11
3.1.6 <i>Resolución de dudas</i>	12
3.1.7 <i>Eligibilidad de los participantes</i>	12
3.1.8 <i>Derechos de imagen</i>	12
3.1.9 <i>Derecho de descalificación</i>	12
3.1.10 <i>Código de conducta</i>	13
3.2 <i>Método de puntuación de requisitos técnicos</i>	13
3.2.1 <i>Prueba de velocidad</i>	13
3.2.2 <i>Prueba de aceleración</i>	13
3.2.3 <i>Prueba de frenado</i>	14
3.2.4 <i>Control de vibraciones</i>	14
3.2.5 <i>Control del vehículo</i>	15
3.2.6 <i>Fiabilidad y autonomía global</i>	15
3.3 <i>Método de puntuación sobre los procesos de fabricación</i>	16
3.3.1 <i>Intercambiabilidad de piezas</i>	16
3.3.2 <i>Manufacturación</i>	16
3.3.3 <i>Costes de fabricación</i>	17
3.4 <i>Penalizaciones</i>	17
4 Partes del prototipo	18
4.1 <i>Partes de un tren</i>	18
4.1.1 <i>La locomotora</i>	18
4.1.2 <i>Los bogies</i>	20
4.1.3 <i>Los vagones</i>	21

4.2	<i>Justificación de diseño de un bogie</i>	21
4.3	<i>Empate</i>	22
4.4	<i>Sistema de amortiguación</i>	23
4.5	<i>Sistema planta motor</i>	25
4.6	<i>Sistema de frenado</i>	26
4.7	<i>Sistema de control</i>	27
4.8	<i>Carrocería</i>	28
5	Diseño del TPEUS	29
5.1	<i>Proceso iterativo entre sistemas</i>	29
5.2	<i>Vía de servicio</i>	30
5.3	<i>Ruedas, ejes principales y soportes</i>	31
5.4	<i>Planta motora</i>	33
5.4.1	Análisis de un motor. Ecuaciones	34
5.4.2	Elección del motor	36
5.4.3	Transmisión de potencia	38
5.4.4	Baterías. Autonomía	40
5.5	<i>Sistema de frenado</i>	41
5.5.1	Ecuaciones de frenado	41
5.5.2	Diseño de superficies	44
5.5.3	Elección del servomotor de frenado	45
5.5.4	Circuitos hidráulicos	45
5.5.5	Distancia de frenado	46
5.6	<i>Sistema de amortiguación</i>	47
5.6.1	Modelo del Sistema	47
5.6.2	Ecuaciones básicas de una vibración lineal	48
5.6.3	Hipótesis simplificadoras	49
5.6.4	Principio de superposición de problemas	49
5.7	<i>Sistema de control</i>	52
5.7.1	Elección placa Arduino Nano	52
5.7.2	Montajes	53
5.7.3	Código	54
5.8	<i>Carrocería</i>	56
6	Impresión 3D	57
6.1	<i>BQ Witbox 2</i>	57
6.2	<i>Parámetros de impresión</i>	58
6.3	<i>Impresión de piezas. Tiempos de impresión</i>	59
6.4	<i>Ahorro de peso</i>	60
7	Costes de Fabricación del TPEUS	61
7.1	<i>Costes asociados a los tiempos de impresión</i>	61
7.2	<i>Material de impresión</i>	62
7.3	<i>Componentes</i>	62
8	CONCLUSIONES	64
8.1	<i>Impresión del TPEUS</i>	64
8.2	<i>Análisis con Modelo de los Elementos Finitos</i>	64
8.3	<i>Mejora de la autonomía</i>	65
8.4	<i>Sobre el ETSI Railway Challenge</i>	65
	Referencias	66
I.	ANEXO A	68
	Carta de compromiso de Cumplimiento de normativa	68
II.	ANEXO B	69

Formulario de Inscripción	69
III. ANEXO C	73
Formulario de cesión de derechos de imágenes	73
IV. ANEXO D	74
Plantilla puntuación	74
V. ANEXO E	76
Especificaciones técnicas del GR30.1 24V	76
VI. ANEXO F	77
Especificaciones técnicas GR63X55	77
VII. ANEXO G	78
Geometría ruedas y eje	78
VIII. ANEXO H	79
Código funciones de MATLAB	79
IX. ANEXO I	90
Planos del TPEUS	90
X. ANEXO J	107
Especificaciones fuente de alimentación	107
XI. ANEXO K	108
Especificaciones del servomotor	108
XII. ANEXO L	111
Especificaciones del MOSFET IRLB8743PbF	111
XIII. ANEXO M	113
Impresión piezas 3D	113
XIV. ANEXO N	114
Costes de fabricación	114

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Tipos de escalas más comunes del modelismo ferroviario [2]	4
Tabla 2. Características rodamiento Yiming 6203-Z	33
Tabla 3. Características de impresión de las piezas	59

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ganadores IMechE Railway Challenge del año 2.018 (Ricardo Rail) [1]	2
Figura 2. Modelismo a gran escala en Ventas de Zafarraya (Granada) [3]	4
Figura 3. Bioimpresiones de órganos [6]	6
Figura 4. La ingeniería recurrente [9]	8
Figura 5. Partes de un tren [11]	18
Figura 6. Motor de tren sobre bogie [13]	19
Figura 7. Redes de electrificación en Europa [14]	20
Figura 8. Funcionalidad de los bogies [15]	20
Figura 9. Empate	22
Figura 10. Partes de un eje	23
Figura 11. Sistema de amortiguación vertical	24
Figura 12. Sistema de amortiguación control del giro	24
Figura 13. Sistema de amortiguación. Giro explicativo	25
Figura 14. Sistema planta motor	26
Figura 15. Ley de Pascal	27
Figura 16. Sistema de frenado	27
Figura 17. Carrocería	28
Figura 18. Parámetros a determinar de la rueda [ANEXO G]	31
Figura 19. Montaje eje-amortiguador axial	32
Figura 20. Comportamiento de la potencia (P) y el par motor (T) respecto al régimen de revoluciones (n) [17].	33
Figura 21. Fuerzas en oposición al movimiento	35
Figura 22. Adherencia al terreno	35
Figura 23. Características del motor G30.1 24V	36
Figura 24. Masa en función del ángulo máximo de subida para $v = 3$ m/s	37
Figura 25. Masa en función de la velocidad para $\alpha = 1.7899^\circ$	37
Figura 26. Masa (v) para múltiples α	38
Figura 27. Velocidad del TPEUS en función del ángulo de subida α	38
Figura 28. Relación de transmisión	39
Figura 29. Partes de un engranaje [18]	40
Figura 30. Problema de frenado	43
Figura 31. Depósito	44
Figura 32. Comportamiento de serie PQ12 v (F-v)	45
Figura 33. Tuberías del circuito hidráulico	46
Figura 34. Problema de amortiguación vertical	47

Figura 35. Modelización del problema	48
Figura 36. Modelo de giro sobre vía	48
Figura 37. Problema movimiento rectilíneo uniforme	50
Figura 38. Problema de frenada	51
Figura 39. Movimiento en curva	52
Figura 40. Arquitectura de pines de Arduino NANO	53
Figura 41. Montaje motor corriente continua	53
Figura 42. Montaje del servomotor	54
Figura 43. Montaje módulo HC-05	54
Figura 44. BQ Witbox 2	58
Figura 45. Impresión 3D con Ultimaker Cura	60
Figura 46. Distribución de costes	63

1 INTRODUCCIÓN

La felicidad consiste en unir el principio con el fin.

- Pitágoras -

• Qué es un ingeniero? La Real Academia Española (RAE) nos presenta como primera, y por ende, principal acepción, que un ingeniero es “Persona con una titulación universitaria superior que la capacita para ejercer la ingeniería en alguna de sus ramas”. Tenemos una definición clara y concisa de lo que acuña ese término. Si bien, después de estos años en la Escuela me planteé qué era un ingeniero para mí y sin duda alguna prefiero la definición secundaria “Persona que discurre con ingenio las trazas y modos de conseguir o ejecutar algo”.

La Escuela nos proporciona los conocimientos y herramientas necesarios para llevar a cabo nuestras soluciones, planes y diseños, pero éstos no exclusivos de cada rama de la Ingeniería, todos los ingenieros tenemos mucho en común, pero... ¿cuál es el punto más importante? Nuestro espíritu ingenieril. Un ingeniero no se hace, se forma y para ello acudimos a la Escuela. Uno puede empezar a ejercer profesionalmente una vez que obtiene el título, lo que no quita que no haya ejercido desde temprana edad: siempre recordaré cómo de un amasijo de piezas de lo que eran dos motos incompletas de Lego, terminé montando un coche.

Puede parecer que estoy empezando a escribir un ensayo filosófico, pero para nada es así. El proyecto que se desarrolla en esta memoria se me presentó como algo externo a lo que es mi rama, pero después de haberlo ejecutado puedo afirmar que no es así. De primeras, la adaptación del Challenge de la Institution of Mechanical Engineers (IMechE) junto con el diseño de un tren a pequeña escala me pareció que era un trabajo para un ingeniero mecánico o industrial más que para mí. Y aquí el nexo de unión con los primeros párrafos, aspiro a ser ingeniero aeroespacial, pero al igual que el nombre va a antes que el apellido, aspiro a ser ingeniero antes que serlo aeroespacial. Desde este punto de vista, pensé que mi TFG no tenía más objetivo que demostrar mi formación en la Escuela y cómo podía llegar a utilizar las herramientas y conocimientos adquiridos. El diseño del Tren a Pequeña Escala de la Universidad de Sevilla (TPEUS) no sería más que “La resolución de un problema a través del ingenio y aplicación de los conceptos aprendidos”. En definitiva, mi espíritu ingenieril me empujó a coger el proyecto y aquí está el resultado.

1.1 IMechE Railway Challenge

La Institution of Mechanical Engineers (IMechE) se trata de una de las asociaciones europeas de carácter ingenieril más importantes. Con sede en Londres, camino de sus 200 años de historia, año tras año promueve la promulgación de la ingeniería en todos los niveles, así como la formación y el desarrollo personal y profesional de sus integrantes. Actualmente supera los 120 000 miembros y consta con presencia en 140 países.

Dentro de los múltiples objetivos que tienen, destacan sus proyectos donde no solo involucran a los miembros titulados sino a aquellos estudiantes que han tenido la inquietud de dar un paso al frente y unirse a la asociación. Todos sus programas se rigen por la propulsi3n del conocido como STEM (Science Technology Engineering and Maths). De esta manera, nacen las ideas para hacer que los alumnos de Ingeniera tengan la oportunidad de desempeñar un papel en la ingeniera fuera de las aulas.

A raiz de dicha motivaci3n, naci3 el IMechE Railway Challenge en 2010. Este reto presenta una oportunidad 3nica en la que estudiantes organizados en equipos de hasta 15 miembros (siempre tutelados por un profesor de su Universidad) se enfrentaran al reto de diseñar, manufacturar y testear su tren a pequea escala. Para realizarlo no solo tienen a su tutor como gua, sino que IMechE propone unas normas y un itinerario de pruebas en las que los diferentes diseos seran evaluados. Es as3 como tanto los jueces pueden evaluar el desempeo de los trenes y los participantes son consciente de la importancia de los diferentes sistemas que conforman su vehculo al completo.

Este proceso tiene un periodo c3clico de un aao de duraci3n. Las inscripciones se abren al inicio del aao acad3mico en octubre y se concluye con la celebraci3n del evento en verano, normalmente a finales de junio o lo largo de julio, en Stapleford (Inglaterra). Durante la semana que duran las pruebas, los equipos conviven, superan los potenciales problemas que puedan aparecer y por encima de todo, aprenden divirti3ndose mientras aplican los conocimientos que les ha proporcionado su universidad.

No debemos desdeñar la relevancia que supone que un evento de estas magnitudes reuna a cientos de personas del sector de la industria del ferrocarril durante esa semana. Como se puede ver a continuaci3n, los modelos que se presentan son de grandes dimensiones, complejos y costosos:



Figura 1. Ganadores IMechE Railway Challenge del aao 2.018 (Ricardo Rail) [1]

Es por ello, que es aqu3 donde entran los patrocinadores, con los correspondientes acuerdos entre las Universidades y el sector privado. El caldo de cultivo que se crea en este ambiente es el ideal para que las empresas puedan encontrar potenciales trabajadores para sus proyectos, y es por ello que deciden invertir en pos de b3squeda de capital humano para el futuro a corto-medio plazo. Adem3s, el eje de colaboraci3n que se conforma entre el sector p3blico y el sector privado tambi3n tiene su relevancia puesto que en el mundo que vivimos actualmente gran parte de los proyectos privados del sector I+D+I, 3ntimamente relacionado con el desarrollo de la tecnolog3a usada por los ingenieros, son cofinanciados por ayudas p3blicas.

Este tipo de colaboraciones tienen amplitud de formatos seg3n los diferentes acuerdos que se lleguen a firmar. A la hora de manufacturar los modelos, los patrocinadores pueden aportar desde soporte econ3mico, instalaciones, acceso a maquinaria... hasta propia materia prima o componentes. IMechE al ser una asociaci3n cuyo objetivo no es obtener beneficios para despu3s separar dividendos y al ser la organizadora del evento se encarga de obtener patrocinadores comunes que se encasillan principalmente en las siguientes categor3as:

- Soporte financiero para la organización del evento.
- Webinars a cargo de especialistas de alguna materia en concreto.

En contraposición, además de los potenciales profesionales aún en formación que acudirán al evento. IMechE proporciona ciertos beneficios a las empresas que deciden patrocinar el evento:

- Acuerdos con los equipos y Universidades a nivel internacional.
- Presentaciones de su empresa y productos tanto en el evento de verano.
- Impacto en redes sociales con más de medio millón de seguidores.
- Invitaciones a la participación a actos y conferencias exclusivos para los equipos.
- Participación como parte de jurado durante el apartado del Business Challenge.
- Posibilidades de acuerdos externos entre los propios patrocinadores.

De esta manera, IMechE aun siendo una Organización No Gubernamental (ONG) ha conseguido que el Railway Challenge se haya podido celebrar durante 9 años de forma consecutiva. Este 2020, por desgracia debido al coronavirus, la celebración se ha quedado reducida a varias categorías que se pudieron evaluar de manera telemática como son: Diseño, Innovación, Propuesta de Negocio y Póster Técnico. IMechE ha considerado dar los galardones correspondientes a estas categorías, pero ha establecido que el ganador de la edición de 2020 quedara desierto. A pesar de la situación, ya están preparando la normativa para 2021 y en breves, más concretamente el 1 de octubre, se abren los plazos para la inscripción de la nueva edición.

1.2 El estado del arte de los trenes a escala

La fabricación de trenes a escala, también conocida como modelismo, es el arte de la construcción de modelos de trenes a menor tamaño que sus originales. Estos tamaños se rigen dentro de unos estándares que se rigen en Europa por la Normas Europeas del Modelismo (NEM) escritas por la Unión europea de modelistas ferroviarios y amigos del Ferrocarril (MOROP, del alemán Modellbahn EuROPa) y en EEUU por la National Model Railroad Association (NMRA).

Teniendo en cuenta que la asociación europea tiene 66 años de historia y la estadounidense 84, en todo este tiempo se han llegado a desarrollar hasta 60 escalas diferentes de trenes. Estas organizaciones intentan tener estrechas colaboraciones entre ambos lados del Atlántico de forma que piezas diseñadas en cualquier continente puedan tener aplicabilidad en todo el mundo.

Respecto a las escalas, se debe partir de la base de que el ancho tradicional que se usa son 1435mm (8ft 8.5 pulgadas), de forma que si hablamos de cualquier escala, se hace la conversión a partir de este ancho de vía. A día de hoy, podemos encontrar una variedad de escalas impresionante. Por un lado, tenemos que el modelismo a pequeña escala llega a la escala 1:480 con trenes de 3mm de ancho de vía también conocido como escala T. Este tipo de trenes son alimentados a través de la propia vía por la que circulan. Por el lado opuesto, tenemos el modelismo a gran escala 1:4. Estamos hablando de modelos muy grandes, con un ancho de vía de 10 pulgadas (e incluso superior) que tienen normalmente un uso comercial, ya puedan ser parques de atracciones o rutas por pueblos en el mismo tren. A pesar de que existen estos extremos, en el término medio está la virtud, es decir, ninguna de estas escalas son las más usadas, si no que lo es la escala H1 o 1:87, con un ancho de vía habitual 165 mm. Nótese que siempre se habla de escala y no de ancho de vía ya que aunque el ancho tradicional es 1435mm, no es el único y las normas se rigen estrictamente por el factor de escala. A continuación les dejo un pequeño cuadro resumen con las escalas más comunes y comentarios sobre las mismas:

Nombre	Escala	Ancho de vía (mm)	Comentarios
II	1:22.5	64	Escala que proviene de los orígenes del modelismo de trenes a principios del S. XX ligeramente modificada del 22.6 al 22.5.
I	1:32	45	Nace de forma similar a la anterior. Se caracteriza por el uso con trenes de vía estrecha y por su propulsión con motor de vapor.
0	1:48	32	Se encuentra en la frontera entre el modelismo ferroviario y el modelismo de juguetes.
H1	1:64	22.5	A pesar de ser una escala más pequeña, se sitúa igualmente en la frontera con 0 pues suele corresponderse a maquetas de trenes de vía estrecha.
H0	1:87	16.5	Las más popular del mundo. La mayor cantidad de fabricantes se situan esta escala o en cercanas.
TT	1:120	12	Cada vez más en desuso, aún mantiene su popularidad en los países de la antigua URSS
N	1:160	9	Debido a la gran popularidad de los trenes a escala en Japón y que este es la preferida de los nipones, se encuentra en segundo lugar como las más vendida detrás de la H1.

Tabla 1. Tipos de escalas más comunes del modelismo ferroviario [2]

Como cabe esperar, dependiendo del tipo de tren y de su escala, es decir, de su peso, podemos encontrar que tienen motores con tecnologías diferentes. Los de modelos de pequeña escala, puesto que su peso es infinitamente menor usan montajes con motores de corriente continua (CC) de entre 3 y 24V. Los trenes a escalas 1:12, 1:8 y 1:4 al estar capacitados para llevar varias decenas de personas y al tener un peso en vacío muy superior, llegan a utilizar motores de diesel. Algunos de los trenes a escala más grandes que podemos encontrar en España se encuentran en Ventas de Zafarraya (Granada) y en Manzanares (Madrid), ambos superando la tonelada de peso en vacío y con una capacidad para 30 y 50 personas, respectivamente. Lo que nos da una idea de que los motores deben ser capaces de propulsar varias toneladas.



Figura 2. Modelismo a gran escala en Ventas de Zafarraya (Granada) [3]

1.3 La historia de las impresoras 3D

La industria del mecanizado de piezas cambia y se desarrolla con el avance de las tecnologías. Poco a poco, máquinas que inicialmente no se hubieran pensado aplicables a nivel industrial se perfeccionan, se abren paso y van tomando su espacio en el mundo de la mecanización. En ocasiones por el tipo de piezas, en ocasiones por abaratar costes, la tecnología de impresión 3D ha entrado de lleno como una alternativa al mecanizado clásico. Posicionándose fuertemente incluso a nivel personal o semiprofesional a día de hoy es una opción muy competitiva en el desarrollo, mecanizado y fabricación de productos. Es por ello que la opción principal para la fabricación del TPEUS se base en estos métodos.

Es innegable el boom que ha habido con estas máquinas, se escucha hablar de ella con asiduidad. Antes de exponerse su situación actual y entender el motivo de este boom, es necesario que conozcamos un poco de su historia y que definamos ciertos conceptos relacionados con la impresión 3D.

En primer lugar, es necesario ponerle fecha de nacimiento a esta tecnología. Como ha ocurrido en la historia con tantos otros inventos, hablar de un solo inventor es un poco injusto. Si bien cuando se pregunta por quién inventó la bombilla o el teléfono, Thomas Alva Edison y Alexander Graham Bell son los primeros nombres que se vienen a la cabeza, no son más que los que los perfeccionaron y/o patentaron. A día de hoy, aún nombres como los de Joseph Sawn o Antonio Meucci siguen a la sombra de los primeros. Es por ello que se hablará de varias personas que aportaron ideas y diferentes diseños hasta llegar a la primera patente.

Oficialmente, Charles W. Hull (Clifton, Colorado, EEUU, 19 de mayo de 1.939, -) es el inventor de la impresión 3D. En el año 1983 conseguía imprimir la primera pieza en 3D mediante el uso de la estereolitografía: “Tecnología láser que emplea una resina líquida fotosensible a la franja ultravioleta (UV) con el fin de que se endurezca y capa a capa imprimir la pieza deseada”. Antes que él, el francés Jean Claude André y el japonés Hideo Kodama habían hecho pruebas y desarrollado sus propios modelos, de hecho, Hideo Kodama intentó exactamente el mismo método que Charles W. Hull terminó patentando. Finalmente, ambos por falta de financiación dejaron inconclusos sus proyectos. [4]

Charles W. Hull no se quedó solo en el desarrollo inicial de la impresión 3D, también patentó el formato digital con el que trabajan hasta día de hoy todas las impresoras, el STL (del inglés STereoLithography). Gracias a estas patentes Charles, fundó 3D Systems, una de las compañías a nivel mundial más importantes en cuanto a software de Diseño Asistido por Ordenador (CAD, del inglés Computer Assisted Design) se refiere. Para lo que este proyecto nos trae, debemos destacar SolidWorks, el equivalente americano del CATIA de Dassault Systemes (de origen francés). [5]

A pesar de que el primer método que se desarrolló para la impresión 3D fue la estereografía, otros métodos se sumaron este: el modelado por deposición fundida (FMD, del inglés Fused Deposition Modeling) y el sinterizado selectivo por láser (SLS, del inglés selective laser sintering). En la práctica, el FMD ha supuesto una revolución enorme en el mercado. Si estudiamos el mercado de particulares y pequeños vendedores, a pesar de que la tecnología FMD es la que proporciona los resultados peores calidades, también accede al mercado con un mayor arco de precios y utilidades que hacen que las impresoras 3D se han vuelto tan populares.

Dentro de estos miles de posibilidades, está una de las más innovadoras e interesantes a medio plazo resulta ser la impresión de órganos a partir de células madre. Al fin y al cabo, las células madre se pueden desarrollar y depositar siguiendo los patrones biológicos que se requieran siempre y cuando estén en unas condiciones adecuadas. A partir de esa idea nacen las biotintas donde se mantienen en una solución que permite la vida de la células madres mientras que microagujas las recogen para depositar siguiendo los patrones que se le hayan implementado a través del STL [6].

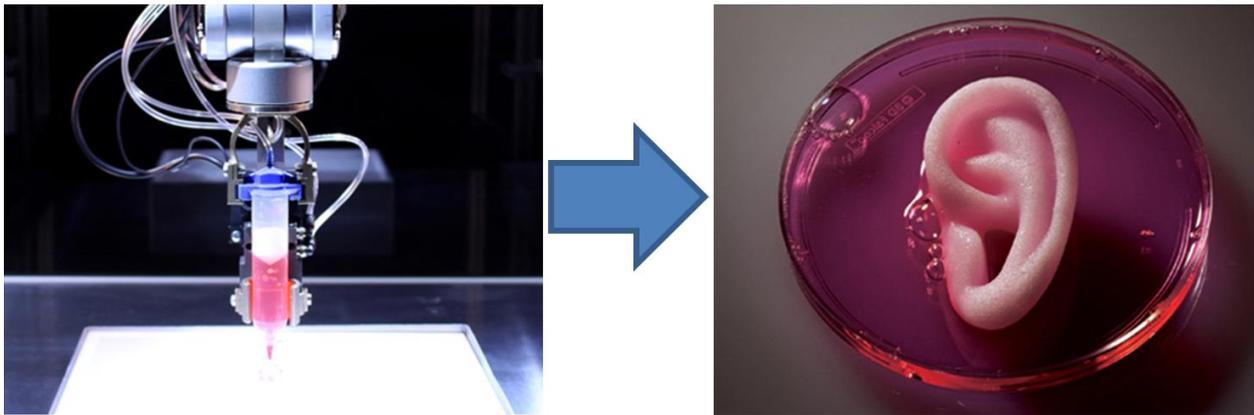


Figura 3. Bioimpresiones de órganos [6]

Pero está siendo durante la pandemia del Covid-19 cuando se ha visto la utilidad y la cercanía que ha llegado a tener esta tecnología. Grupos organizados bajo la iniciativa “Coronavirus Makers” e incluso Universidades Públicas como la Universidad de Sevilla, a través de su equipo de motociclismo US Racing, o la Universidad de Burgos (UBU) han utilizado sus impresoras de uso particular o semi-profesional para imprimir miles de pantallas protectoras, piezas para los respiradores o mascarillas para combatir el desabastecimiento que ha habido.

Esta situación se ha debido a que si se hace una búsqueda rápida en cualquier plataforma se pueden encontrar impresoras para el uso particular por unos 100 euros, lo cual permite que un amplio número de personas puedan acceder a ellas. Es más, sin alejarse en exceso de ese rango de precios, está la ELEGOO Mars 3D básica, como el modelo más vendido por Amazon entorno a 200 euros (precio variable según posibles ofertas), la cual consta de una resolución de 0.047mm en el eje Y. Estos precios de máquina, unidos a los 25€/kg de PLA han hecho que el mercado se haya abierto y se haya vuelto competitivo a pequeña escala.

Este tipo de competitividad no acaba aquí. Guillermo Martínez saltó a estar en todos los medios de comunicación durante el año 2017 por su iniciativa de imprimir prótesis de bajo coste para enviarlas a África. Los precios que daba para la fabricación de cada impresión no superaban los 35 euros, mientras que una prótesis de brazo completo actual supone varios miles de euros. Es evidente que las calidades y funcionalidades de ambos modelos no iban a ser iguales, pero se habla de que con una inversión inicial de un par de cientos de euros y con 35 euros por unidad, se pueden cubrir las necesidades básicas de muchas personas. En conclusión, los precios y oportunidades que ofrecen las impresoras 3D de deposición de resina son prácticamente infinitas, de ahí el boom que ha ocurrido. [7]

Por el contrario, si se buscan impresoras 3D de tecnología SLS, a pesar de tener unas precisiones mejores, volúmenes de trabajo y velocidad de impresión, los precios también se disparan. Si se miran, por ejemplo, la Fuse 1 de Formlabs o la KIT de Sintratec, dos de los modelos más conocidos y vendidos entre las impresoras SLS, salta a la vista que el mercado está en un rango muy superior, entre 5.000 y 10.000 euros. Es decir, esta tecnología sigue estando limitada al mercado de impresión profesional. [8]

Finalmente, en el término intermedio tenemos la tecnología primigenia SLA. Poco a poco, se abren paso en el mercado del comprador particular. Con rangos de precios situados entre 200 y 500 euros, permiten alcanzar mejores rangos de calidad que las FMD. ¿Por qué si tiene precios similares y mejores calidades aún no han desbancado a las FMD? Pues la respuesta es bien sencilla y la encontramos en lo que era la definición de estereolitografía: la resina se trata en estado líquido en vez de en rollos sólidos fáciles de transportar, comprar, instalar y manipular. Además, las piezas deben seguir un preproceso una vez se han impreso para que mantengan las calidades una vez impresas. Es por ello, que la tecnología SLA está llegando poco a poco al mercado, pero hasta la fecha, solo los experimentados se atreven con ellas.

2 OBJETIVOS

Definir tu propósito es el punto de partida de todo logro.

- W. Clemente Stone -

El proyecto nace en 2019 de la idea de poder reproducir el IMechE Railway Challenge en las vías que hay en la cubierta de la ETSI. El Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación tiene una impresora 3D modelo BQ Witbox 2 que puede utilizarse para la impresión de piezas de manera que se puedan diseñar vehículos de bajo coste para poder testarlos en dichas vías. Es así cómo el TFG se puede dividir en dos partes. En primer lugar, es necesario estudiar y entender el funcionamiento del Challenge del que surge la idea y en segundo, realizar un primer prototipo de vehículo que pueda funcionar en la cubierta de la ETSI.

2.1 Adaptación del IMechE Railway Challenge

Los proyectos que se llevan a cabo hoy en día en las Universidades van más allá de la mera formación teórica complementada con las prácticas de laboratorio. En un entorno industrial competitivo, los estudiantes de las universidades deben desarrollar sus habilidades en todos los campos posibles. Partiendo de esa base se han ido desarrollando competiciones estudiantiles como Formula Student, Moto Student, Air Cargo Challenge y el mismo evento que se pretende adaptar.

A día de hoy, la Universidad de Sevilla participa en Formula Student a través de ARUS (Andalucian Racing team of University of Sevilla) y en Motostudent es representada por su equipo US Racing. Es evidente que participar en un proyecto de ingeniería real a pesar de estar a nivel estudiantil es algo que otorga un plus cuando se acaban los estudios. No es lo mismo aquella persona que durante su vida estudiantil se ha dedicado de forma exclusiva a los estudios en las aulas, que aquella que ha sido capaz de ver la luz del mundo exterior a través de la rendija que le proporcionan estos retos.

La ingeniería está completamente en el polo opuesto de lo que significa un examen en la Escuela. A un examen uno se enfrenta solo, sin más herramientas que su memoria, sus conocimientos y con suerte, un prontuario y la calculadora. Un proyecto ingenieril se enfrenta en equipo, con manuales, con software de cálculo, de diseño... Es por ello que formar parte de un equipo para realizar un challenge acerca al alumno a su futuro laboral mucho más que lo que pudieran hacer las aulas.

En el el Railway Challenge de la ETSI los alumnos se enfrentarán a problemas de diseño dentro de un entorno controlado donde verán cómo funciona la ingeniería recurrente, la organización e incluso deberán tener en cuenta que los costes asociados a llevar a cabo sus soluciones. De esta manera, se crea una competición en la que se puede llegar a simular un mercado capitalista competitivo donde los equipos, tutelados por sus profesores, pondrán sobre la mesa diferentes productos.

En este ciclo de proyecto, será necesaria una planificación global del equipo. Empezando por la subdivisión

interna del equipo para poder diseñar los diferentes sistemas y pasando por plazos de entrega y puntos de no retorno. Los participantes vivirán una experiencia en la que deben ser capaces de autogestionarse y cumplir los hitos de entrega teniendo en cuenta que ciertas decisiones, llegados a un punto del desarrollo no tienen marcha atrás. Es así como asimilarán conceptos como:

- Ingeniería concurrente. En un proyecto complejo donde todo tiene relación, las decisiones tomadas desde el punto de vista de un sistema pueden resultar en la imposibilidad de satisfacer los requerimientos de otros. De la misma manera, cambios en diferentes soluciones de diseño, no solo producen los efectos deseados, sino que será necesario que se comprueben los impactos en el resto del tren.

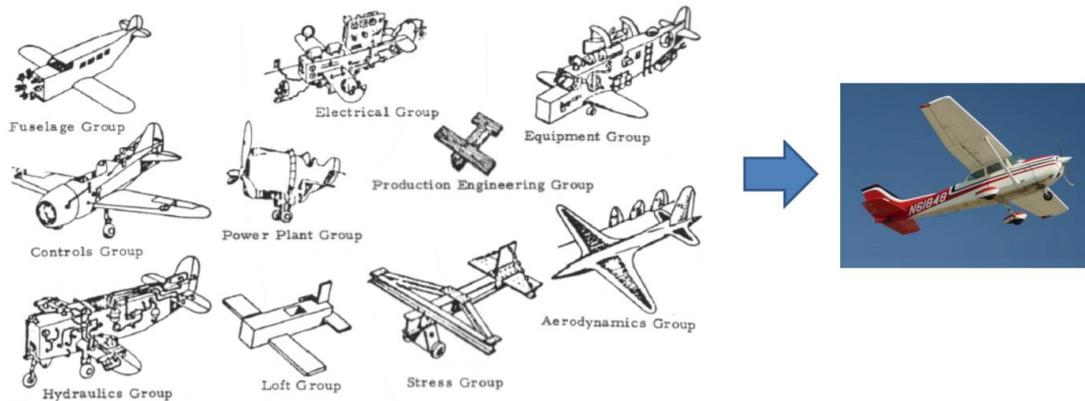


Figura 4. La ingeniería recurrente [9]

- Punto de no retorno. En la planificación de un proyecto ingenieril se marcan hitos importantes. Muchos de ellos suponen que una vez superada esa fecha y ese diseño, todo por detrás queda congelado. Se ha de ser consciente de la importancia que tiene cada cálculo y diseño pues si nos damos cuenta de un error garrafal, hasta tomando la decisión de volver hacia atrás y rediseñarlo podremos llegar a tiempo a nuestros objetivos.
- On Time Delivery (OTD; entrega a tiempo al cliente). Intimamente ligado a los puntos de no retorno, en ocasiones el cliente, en este caso el jurado de la competición, establecen puntos de entrega donde el equipo debe tener preparados unos ciertos entregables. De esta manera, el contratista puede saber cómo va el proyecto y en el caso de que lo considere oportuno debido a problemas de cualquier índole, cortar y darlo por concluido. En otras ocasiones, puede haber un contrato firmado que a pesar de que no se produzca la cancelación del proyecto, sí que exista cierta penalización económica al no cumplir ciertos objetivos de tiempo de entrega.

Además, los estudiantes desarrollarán las denominadas como “soft-skills” o habilidades transversales. Las habilidades transversales no son aquellas herramientas propias de cada persona que le permiten interactuar e integrarse con su entorno de forma exitosa. Por lo tanto, las presentaciones de sus diseños y las colaboraciones entre puntos diferentes de vista permitirán a los participantes ser capaces de enfrentarse a un público que potencialmente puede que no comparta sus ideas. Es más, deben de ser capaces de gestionar posibles contingencias y tensiones que se puedan llegar a generar dentro del equipo, manteniendo siempre un comportamiento profesional a la par que se liman asperezas y se solucionan los problemas internos por el bien del Challenge.

Finalmente, para poder realizar el proyecto y la adaptación es necesario entender a existencia de unos requisitos técnicos mínimos para el diseño. Al igual que IMechE separa en diferentes categorías los requisitos, partiendo de la base de que en la Escuela se debe realizar con impresoras 3D y procurando que los costes de los diseños sean reducidos, se realizará el desgranado de las especificaciones técnicas que Challenge original explota, de forma que podamos desarrollar un itinerario alternativo teniendo en cuenta el entorno de nuestro reto.

2.2 Diseño del prototipo base

La idea de la adaptación en base a documentos técnicos y fijar las bases legales y técnicas del concurso, está muy bien pero no es completa. Como parte de la adaptación del Railway Challenge, se diseña un primer prototipo de vehículo teniendo en cuenta las características de la adaptación. De esta manera, la idea queda fundamentada con la viabilidad desde un punto de vista técnico, económicos y de los medios a partir de los cuales se debería desarrollar la fabricación de un vehículo de pequeña escala.

Se debe tener en cuenta que durante el IMechE Railway Challenge se diseñan y se manufacturan trenes de grandes dimensiones y complejidad en equipos de hasta 15 personas a lo largo de un año. Al igual que la normativa y los requisitos técnicos se adaptan a la Escuela, el diseño del prototipo inicial también tendrá su correspondiente adaptación.

En los capítulos 4 y 5 se desarrollarán los conceptos teóricos de cómo está conformado un tren, el diseño del prototipo y las soluciones a las que se ha llegado. La mayor parte de los desarrollos técnico-matemáticos que se implementan son completamente válidos para un tren completo con todos sus sistemas y características completas. De esta manera, los cálculos que se puedan aplicar de forma análoga a un diseño de mayor calibre, llevan asociados funciones en Matlab que faciliten a los futuros equipos la resolución de los problemas. De esta manera, podrán centrarse en la innovación y el perfeccionamiento del comportamiento de su diseño.

En el siguiente capítulo, se puede encontrar el desglose de los tiempos de impresión 3D, así como las diferentes soluciones a la potencial impresión. Teniendo en cuenta que el volumen de impresión de la BQ Witbox 2 está limitado, es necesario llevar a cabo una optimización del uso de la maquinaria usada para la fabricación. De esta manera, se busca que el prototipo se posicione en un buen puesto desde el punto de vista de los costes y la manufacturabilidad, entre otros.

Siguiendo en la línea del cumplimiento de los requisitos no solo técnicos, sino de presentación de plan de negocio, será necesario que parte de la memoria vaya encaminada al cálculo de un presupuesto de fabricación del modelo. Dentro de estos cálculos se tendrán en cuenta costes que van más allá de la manufactura del vehículo, estamos hablando de los costes de los equipos o del capital humano.

3 ETSI RAILWAY CHALLENGE

Las cosas difíciles requieren un largo tiempo, las cosas imposibles un poco más

- André A. Jackson -

En este capítulo, se pretende dar forma a la normativa y documentos del Challenge para la ETSI. Se realiza el estudio y la reformulación de los archivos básicos para participación a partir de los de IMechE, siempre manteniendo en el horizonte las necesidades y particularidades de nuestra adaptación. Es por ello por lo que una lectura de este capítulo en castellano pudiera llegarse a interpretar como una primera toma de contacto para un equipo que quisiera dar el salto a IMechE Railway Challenge. De la misma manera, se puede llegar a considerar que una participación en el ETSI Railway Challenge puede ser beneficioso para entender los mecanismos básicos de un ferrocarril.

La deconstrucción de los documentos de IMechE y posterior adaptación para la Universidad de Sevilla, no es más que un modelo inicial de normativa que puede ser actualizado en cualquier momento. Es más, IMechE renueva cada año estos documentos, tanto los técnicos como los generales según los cambios ocurridos y el feedback recibido durante la anterior edición.

En el futuro existe la posibilidad de que la Universidad de Sevilla tome parte en la competición internacional. El ETSI Railway Challenge puede llegarse a usar como formación previa para los nuevos integrantes del equipo. Además, al tratarse de prototipados de menor tamaño y mayor facilidad de manufactura, ciertas pruebas del diseño que se quiera presentar en Stapleford, podrían testearse en la cubierta de la Escuela.

3.1 Normativa general

3.1.1 Objetivos del Railway Challenge

La Universidad de Sevilla a través del Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación situado en la Escuela Técnico Superior de Ingeniería (Avd. Camino de los Descubrimientos s/n, 41092, Sevilla (España)) lleva a cabo la celebración del Railway Challenge de la ETSI para estudiantes de la Universidad de Sevilla que durante el

Año Académico 2021/ 2022 estén cursando sus estudios, ya sean de Grado o de Máster.

Se establece que el fin último de la competición es el diseño y la manufactura de un vehículo que sea capaz de operar en la vía situada en la cubierta superior de la ETSI de acuerdo a la normativa técnica proporcionada en estos documentos.

Todo equipo que decida inscribirse en el reto, deberá presentar un profesor-tutor del proyecto a fin de que conste como responsable del equipo. Este profesor podrá aportar ideas y conocimientos teóricos pero en ningún momento ser el responsable directo de ninguna solución de ningún sistema que presente el equipo. En pos de que se cumplan estas directrices, tanto el profesor como los miembros del equipo deberán firmar un “Compromiso de Cumplimiento de Normativa” (ANEXO A).

3.1.2 Requisitos mínimos del diseño

El modelo debe desarrollarse para unas vías de escala con ancho de vía de 127 mm. El Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación proporcionará a quienes lo necesiten el manual de uso y características técnicas de la vía.

El diseño será evaluado en términos de requisitos técnicos respecto a control del vehículo, velocidad, fiabilidad, control de vibraciones, aceleraciones, autonomía global y frenado.

El diseño será evaluado en términos de requisitos de viabilidad económica respecto a costes de fabricación, intercambiabilidad de piezas y facilidad de manufacturación.

Cualquier método de control es válido para ponerse en contacto con el vehículo, ya sea radio, cable, bluetooth, control a través de aplicaciones de móvil, ordenador...

Todos los puntos anteriores serán juzgados durante su desempeño de pruebas e influirán de manera directa en la clasificación final de la competición.

3.1.3 Duración del ETSI Railway Challenge

El concurso comenzará con la apertura de inscripciones durante el mes de octubre. Se deberá entregar el formulario de inscripción del ANEXO B debidamente cumplimentado, bien en la Secretaría del Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación o bien a través de la extensión habilitada en el dominio web de la Escuela Técnico Superior de Ingeniería (www.etsi.us.es).

Durante las múltiples fases del concurso se impartirán clases magistrales en formato webinar y/o presencial sobre los diferentes sistemas que conforman un tren. Estas clases son de obligada asistencia por al menos un 80% del equipo, siempre siendo posible justificar la no asistencia por motivos debidamente justificados (véase la coincidencia con una Convocatoria oficial), en cuyo caso se estudiaría trasladar la fecha.

La fase final se celebrará en julio en la cubierta de la Escuela Técnico Superior de Ingenieros de Sevilla, una vez concluidas las Segundas Convocatorias correspondientes a las asignaturas del Primer Cuatrimestre.

La Universidad de Sevilla se reserva el derecho de invitación al evento final donde puedan asistir aquellas personas que determine la Organización del ETSI Railway Challenge, sin importar si el compromiso se debe a acuerdo de patrocinio o de cualquier otra índole.

3.1.4 Medios e instalaciones para la fabricación de los vehículos

Con el fin de una competencia justa, todos los equipos tendrán acceso a las instalaciones y maquinaria que les proporcione la Universidad de Sevilla mediante petición previa a través del profesor-tutor. Estos medios podrán ser propios de la Universidad o proporcionados por una o varias empresas que lleguen a un acuerdo de patrocinio con la US.

Se prohíbe explícitamente el uso de medios externos a los anteriormente mencionados.

3.1.5 Cobertura frente accidentes durante la competición

Con la correcta cumplimentación del

ANEXO **A** de “Compromiso de Cumplimiento de Normativa”, todos los miembros (profesor-tutor incluido) se comprometen a cumplir con las normas de seguridad relativas a cada máquina y/o material que manipulen de manera que están cubiertos con el Seguro Universitario que ya pagan como alumnos de la Universidad de Sevilla.

En el caso que se pueda asociar como causa probada del accidente el no cumplimiento de normativa de seguridad, la responsabilidad legal recaerá sobre el miembro que la haya incumplido.

3.1.6 Resolución de dudas

Cualquier duda o ambigüedad deberá ser siempre resuelta por la Organización del ETSI Railway Challenge, considerándose como falta de cumplimiento de la normativa cualquier diseño que se apoye en cualquier vacío legal que se encuentre en la documentación.

Cualquier duda que sea aplicable a la totalidad de los equipos, será respondida de manera pública por parte de la Organización. Esta respuesta adquiere el carácter de oficiabilidad equivalente a la presente normativa y será enviada tanto a la dirección de correo proporcionada por los equipos como subida a la extensión proporcionada por la ETSI (www.etsi.us.es).

3.1.7 Eligibilidad de los participantes

Todos los miembros del equipo deberán ser mayores de edad en el momento de cumplimentación de su inscripción.

Los participantes deberán ser estudiantes de la Universidad de Sevilla (ampliable a nivel estatal según se considere oportuno) durante todo el Curso Académico en el que participen. Los participantes que terminen sus estudios en la Convocatoria Extraordinaria de diciembre, deberán dejar de formar parte de sus equipos.

Los equipos estarán conformados por un máximo de quince (15) participantes.

Cada equipo deberá abonar una tasa de inscripción de ciento cincuenta (150) euros con el fin de cofinanciar el proyecto.

Cada equipo deberá determinar un portavoz que será, junto al profesor-tutor, el enlace de las comunicaciones entre organización y su equipo.

3.1.8 Derechos de imagen

Los participantes deberán rellenar el ANEXO C “Formulario de Cesión de Derechos de Imagen” de manera que la Universidad de Sevilla tenga derecho de libre difusión de cualquier imagen de los equipos mientras están diseñando, fabricando o testeando sus diseños, es decir, participando en el reto.

3.1.9 Derecho de descalificación

La Universidad de Sevilla a través de la Organización del ETSI Railway Challenge se reserva el derecho a descalificación del miembro y/o equipo que incumpla las normas sin posibilidad de reclamación ninguna.

El incumplimiento de las normas también puede resultar en la penalización sobre la puntuación final atendiendo a la severidad de la infracción:

- **Muy grave:** Cualquier infracción que ponga en riesgo la vida de alguna persona conlleva la descalificación directa de los culpables. En el caso que se produzca con conocimiento de todo el equipo supondrá la expulsión directa del equipo, siendo posible abrir acciones legales contra los actores.
- **Grave:** Infracciones sobre la competencia desleal. Aquellos equipos que desarrollen soluciones no propias o que utilicen medios no proporcionados por la Universidad de Sevilla incurre en riesgo de descalificación total. El equipo organizativo valorará el impacto de dichas infracciones para determinar si procede la expulsión o la penalización que se les impondrá.

- Medios: No seguir las directrices de desarrollo del Proyecto como pudiera ser la asistencia a las clases magistrales o el mal uso de la maquinaria, supondrá penalizaciones en el puntaje final en los ámbitos en los que se desarrollen.
- Leves: Cualquier otra que no ponga en riesgo a ninguna persona, el proyecto o a los medios cedidos para llevar a cabo la competición.

3.1.10 Código de conducta

La Universidad de Sevilla espera que todos los participantes se comporten de forma profesional y correcta tanto con sus compañeros de equipo como con su profesor-tutor y el equipo de organización. Las faltas de respeto y la falta de profesionalidad pueden incurrir, además de la expulsión directa en la apertura de un expediente disciplinario dentro de la Universidad.

El equipo de organización deberá ser informado de los problemas internos que pudieran aparecer dentro de un equipo si estos no se pudieran resolver internamente o por mediación del responsable del equipo. El portavoz del equipo o el profesor-tutor serán los encargados de ponerse en contacto con la organización el fin de evitar el “mobbing” dentro del Proyecto.

3.2 Método de puntuación de requisitos técnicos

Los diseños serán evaluados en múltiples pruebas técnicas con el fin de obtener un puntaje que vaya conformando una clasificación. Todas las pruebas tendrán su propia puntuación dándose la totalidad de puntos al equipo que desarrolle el mejor desempeño y reduciéndose ese valor de manera proporcional hasta el último. De manera complementaria, se ha de tener en cuenta que se pueden aplicar penalizaciones en cada prueba según las faltas que se realicen.

3.2.1 Prueba de velocidad

El objetivo principal de un tren es ir de un punto A a un punto B en el menor tiempo posible manteniendo siempre las condiciones de seguridad. Para evaluar la velocidad de cruce que alcanzan los prototipos, los equipos situarán sus diseños en la línea de salida y deberán recorrer tres (3) veces las vías con el fin de cronometrar el tiempo que requieren para realizarlo.

Dos (2) cronometradores supervisados por un (1) juez, se situarán en la línea de salida y apuntarán el tiempo que transcurre para realizar cada uno de los recorridos. El resultado final que servirá para la planilla de puntos del ANEXO D será la media de las mediciones de ambos cronometradores en la medición más rápida.

La distribución de los puntos se hará acorde a la siguiente formulación:

$$P_v = 100 * (1 - 0.1 * (t_e - t_{min}))$$

Donde:

- P_v = Puntaje de la prueba de velocidad
- t_e = Tiempo mínimo que ha realizado el equipo para el que se calcula el puntaje (en segundos)
- t_{min} =Tiempo mínimo que ha realizado el diseño más rápido (en segundos)

De esta manera, el equipo que obtenga el mejor desempeño tendrá una puntuación final de 100 puntos y cada segundo de desfase que tengan el resto de los equipos les será penalizado con un 10% de la puntuación global, es decir, con 10 puntos.

3.2.2 Prueba de aceleración

De la misma manera que se requiere ir de un punto A a un punto B, las aceleraciones que pueda llegar a desarrollar la planta motora también son relevantes. A pesar de que un tren se diseñe para ir a velocidad de cruce, los tramos por los que circula pueden estar limitados a diferentes velocidades por lo que tendrá múltiples tramos de aceleraciones para volver a su punto de diseño.

De manera análoga a la prueba anterior, dos (2) cronometradores volverán a tomar los tiempos de hasta tres (3) intentos del test. Se escoge un tramo recto y sin pendiente de las vías de diez (10) metros de longitud. Los trenes se sitúan al inicio del mismo y desde el reposo, aceleran hasta completarlo.

La puntuación final sigue un procedimiento similar a la velocidad. Tras tomar el mejor resultado, se otorgarán los puntos según:

$$P_a = 50 * (1 - 0.1 * (t_e - t_{min}))$$

Donde:

- P_a = Puntaje de la prueba de aceleración
- t_e = Tiempo mínimo que ha realizado el equipo para el que se calcula el puntaje (en segundos)
- t_{min} =Tiempo mínimo que ha realizado el diseño más rápido (en segundos)

Como se puede deducir de la anterior formula, la puntuación máxima que se otorga en esta prueba es menor. Esto se debe a que al fin y al cabo, los tramos de aceleraciones en un viaje de A a B, son mucho menores que el tiempo que se está a velocidad de diseño. De esta manera, al tener menos impacto en el desempeño real, se le asigna una puntuación menor.

3.2.3 Prueba de frenado

Dentro de las actuaciones básicas de cualquier vehículo, ya no solo de un tren, se tienen además de la velocidad y la aceleración, la capacidad de frenado.

Para evaluar dicha capacidad de frenado los equipos volverán a tener tres (3) intentos calificándose como el mejor de ellos como el resultado de final. La prueba consistirá en la medición de la distancia de frenado necesaria para que partiendo desde velocidad máxima, el tren se detenga por completo.

El vehículo se sitúa en el inicio de recorrido de forma que al llegar a la recta final haya alcanzado su velocidad de crucero sin ningún problema. Una vez que se llegue a la marca de punto de frenado, el equipo activará los frenos, obteniéndose como resultado un distancia de frenado. Para el correcto desempeño de la prueba, un juez supervirá los controles del tren de forma que los frenos se hayan activado cuando deben y el tren haya adquirido la velocidad deseada. Los equipos deberán explicar el funcionamiento de sus controles para la correcta supervisión del juez.

Debido a los factores de seguridad asociados a la correcta frenada, tanto la puntuación máxima de la prueba como la penalización entre el mejor resultado se incrementará a razón de:

$$P_f = 150 * (1 - 2 * (d_e - d_{min}))$$

Donde:

- P_f = Puntaje de la prueba de frenado
- d_e = Distancia mínima que ha realizado el equipo para el que se calcula el puntaje (en metros)
- d_{min} =Distancia mínima que ha realizado el diseño más eficaz (en metros)

De aquí se deduce que a partir de los cincuenta centímetros, se interpreta que no se demuestra un factor de seguridad suficiente dentro del mercado por lo que la puntuación debe ser nula.

3.2.4 Control de vibraciones

Durante las pruebas anteriores, los vehículos deberán llevar montados un acelerómetro controlado a través de Arduino con el fin de la adquisición de datos. El post procesamiento de los datos se volcarán de forma que [10]:

- En crucero: Aceleración máxima en plano vertical en:
 - Tramos llanos: Máximo de 5% de g, es decir, $0.05 * g = 0.4905 \text{ m/s}^2$.

- Frecuencia de las vibraciones: entre 1 y 2 Hz.
- Tramos con pendiente: Máximo de 10% de g, es decir, $0.10 * g = 0.98100 \text{ m/s}^2$.
- En tramos con aceleración: Aceleración máxima en el plano vertical en:
 - Frenada: Máximo de 20% de g, es decir, $0.2 * g = 1.9620 \text{ m/s}^2$.
 - Aceleración: Máximo de 20% de g, es decir, $0.2 * g = 1.9620 \text{ m/s}^2$.

Por un lado, el cumplimiento de los objetivos en cruceo supondrá un máximo de 50 puntos con una penalización de 20 puntos por resultado fallido. Por otro, las aceleraciones en tramos acelerados supondrán hasta 50 puntos también divididos de manera igualitaria entre ambas mediciones.

3.2.5 Control del vehículo

Debe tenerse en cuenta que el control de los trenes debe ser lo suficientemente sencillo para que en su potencial comercialización, cualquier persona debidamente formada deba ser capaz de controlarlo. De esta manera, para la realización de la prueba, el mismo juez para todos los equipos será instruido en los controles del modelo de forma que se pueda evaluar la capacidad de control sobre el mismo. Para ello:

- Se efectuará un trayecto completo en la vía.
- Durante ese recorrido ningún miembro del equipo podrá tomar los mandos ni dar más indicaciones que las dadas en la instrucción previa, bajo riesgo de descalificación.
- El juez realizará tres (3) aceleraciones y tres (3) deceleraciones (incluyendo el frenado final).
- En función de la velocidad de respuesta así como de la respuesta en sí misma, el jurado calificará como correcta o incorrecta cada una de estas.

Esta prueba podrá otorgar un máximo de 100 puntos, siendo descontados 50 puntos tras cada respuesta no satisfactoria, siendo la mínima puntuación posible 0.

3.2.6 Fiabilidad y autonomía global

Durante las pruebas anteriores solo se podrán realizar labores de mantenimiento de piezas y sistemas, las cuales incurrirán en penalizaciones de carácter leve. En ningún momento se podrá realizar un cambio de baterías o alteración en el sistema propulsor. A partir de aquí:

3.2.6.1 Fiabilidad

Como última prueba técnica, el modelo deberá recorrer diez (10) trayectos en las vías donde se celebrará el concurso. Los equipos tienen la flexibilidad de disminuir la velocidad media de recorrido hasta un 10% por debajo de los resultados obtenidos en el tren de velocidad.

Dos cronometradores supervisados por un juez darán la orden de salida y serán los encargados de comprobar que se completan los diez (10) trayectos a la velocidad requerida. De esta manera se otorgarán los 150 puntos de esta prueba sí:

- Se cumple con los requisitos de velocidad de la prueba:

$$\frac{T_1 + T_2}{2} \leq 0.9 * (10 * t_e)$$

donde T_1 y T_2 son los tiempos medidos por los cronometradores y t_e , es el tiempo de medición del apartado 3.2.1.

- Se realiza la prueba completa sin necesidad de ningún tipo de puesta a punto o interacción del equipo con el modelo más allá que a través de los sistemas de control, como su propia definición establece.

3.2.6.2 Autonomía global

De manera adicional, todos los equipos que no hayan sustituido las baterías y/o sistemas de suministro de energía a lo largo de la totalidad de las pruebas, recibirán 100 puntos más en concepto de autonomía.

En pos de que no se puedan sustituir estos sistemas, los modelos estarán siempre bajo supervisión de la Organización del ETSI Railway Challenge. Se podrá realizar cualquier tiempo de puesta a punto a lo largo de los tests previa solicitud concretando los motivos de misma. Esta manipulación se hará bajo la supervisión de un miembro de la organización. De esta manera, quedarán certificados y registrados todos los posibles cambios y alteraciones que se realicen en el modelo.

3.3 Método de puntuación sobre los procesos de fabricación

Un diseño no solo debe cumplir con las especificaciones técnicas que se le requiera, además de ello debe cumplir requisitos desde el punto de vista competitivo. Es por ello, que los participantes serán tratados como los representantes de su empresa. En ese sentido, se les exigirá que entreguen un portfolio profesional en el que justifiquen las decisiones de diseños efectuadas además de otros ámbitos como pudieran ser los costes de fabricación asociados.

Con el objetivo de que dichas decisiones queden documentadas, además de la memoria y justificación, los equipos realizarán una ponencia para presentar su tren. Esta ponencia será realizada por un máximo de tres miembros sustentada en una presentación estándar de PowerPoint. Se establece que cualquier otro medio que se pueda utilizar como soporte, animaciones 3D, vídeos... pueden ser utilizados de manera complementaria a la presentación principal.

3.3.1 Intercambiabilidad de piezas

El diseño de los trenes se establece bajo la premisa de que las piezas se desgastan, se rompen y son necesarias labores de mantenimiento que requieren su desmontaje. Los diseños de los equipos deben permitir la intercambiabilidad, al menos de las ruedas.

Para asegurar que estos requisitos se pueden llevar a la práctica, una vez terminadas todas las pruebas de requisitos técnicos, se procederá al desmontaje y sustitución de las ruedas. Para otorgar los puntos se volverá a proceder a cronometrar el tiempo necesario para llevar a cabo el procedimiento. De forma análoga a las pruebas anteriores, cada equipo tendrá un máximo de tres (3) intentos para llevar a cabo el cambio de ruedas. El puntaje será distribuido de forma que:

$$P_i = 100 * (1 - 0.1 * (t_e - t_{min}))$$

Donde:

- P_i = Puntaje de la prueba de intercambio de ruedas
- t_e = Tiempo mínimo que ha realizado el equipo para el que se calcula el puntaje (en segundos)
- t_{min} =Tiempo mínimo que ha realizado el equipo más eficaz (en segundos)

Una vez sustituidas las ruedas, el modelo será testeado en la recta de la prueba de aceleración para comprobar la correcta instalación de las nuevas piezas. En el caso de que se produjera algún problema, este intento constaría como nulo.

Además, en el documento expositivo, se deberá indicar cómo se realiza el intercambio de las ruedas, igual que se haría en las tareas típicas de un manual de mantenimiento que se entregase junto con el tren. El fácil intercambio de otros sistemas también será valorado positivamente de forma global con la presentación completa del diseño.

3.3.2 Manufacturación

Todos los diseños al realizarse con la misma maquinaria, tendrán soluciones limitadas a la par que parecidas. A pesar de ello, los equipos tendrán que tomar decisiones sobre cómo gestionan su tiempo de uso de las máquinas. Es por ello que los equipos tendrán que justificar las siguientes decisiones:

- Decisión de la densidad, grosor de paredes y otros parámetros característicos de la impresión de piezas

3D. Cálculos estructurales, uso de software de MEF o pruebas previas a la competición final, entre otros, pueden ser utilizados para su justificación.

- Compra de ciertos elementos. En el caso de que se vaya al mercado en busca de ciertas piezas fabricables con las máquinas proporcionadas, deberá justificarse la decisión. Para ello, se pueden tomar puntos de vistas estructurales, de costes y/o tiempo. Por ejemplo, un engranaje puede ser impreso con una impresora 3D, si se decide comprar puede ser debido a:
 - Precisión necesaria no alcanzable con la máquina que proporcionada.
 - Costes asociados a la impresión, superiores a lo que supone comprar la pieza.
 - El material plástico usado para la impresión de piezas 3D (PLA) no es lo suficientemente resistente según cálculos y/o pruebas previas.
 - Otros.

Todas estas decisiones pueden servir tanto de forma negativa como positiva en la valoración final del jurado, es decir, la decisión de adquirir piezas en el mercado debidamente justificada hace que el diseño y el plan de diseño y fabricación mejore. Si por el contrario, esta decisión no está justificada o la justificación no se corresponde con la realidad, pesará de forma negativa en la valoración final del jurado.

3.3.3 Costes de fabricación

Al fin y al cabo, en un mercado capitalista competitivo, el precio final del producto supone una variable decisoria a la hora de obtener cierta cuota de mercado o no ser capaz de tomar parte de él. Es por ello que dentro de la memoria que será necesario que los equipos realicen el cálculo de gastos asociados al vehículo completo, así como de los diferentes sistemas y piezas que lo conforman.

Para estandarizar los gastos que se deben tener en consideración, se puede acudir al Capítulo 7 para comprobar la información que se debe presentar.

3.4 Penalizaciones

Si bien, el 3.1.9 se presentaban la categorización de los tipos de faltas que se podían cometer, en este punto queda establecido que la penalización mediante puntos es la siguiente:

- Muy grave. No procede una penalización por puntos pues una falta de este tipo da lugar a la descalificación total o de quien la comete o del equipo completo si son conocedores de la misma
- Grave: En el caso que se determine que no procede la descalificación total si no una penalización en el resultado final, una falta de este tipo supondrá una disminución del 30% sobre el total de puntos obtenidos por el equipo.
- Medios: Dependiendo de la situación en la que ocurran:
 - Si se ocurren dentro la alguna prueba, el equipo perderá hasta 20 puntos en esa prueba, nunca pudiéndose tener puntuación negativo en ninguna de ellas.
 - Si sucede por faltas no justificadas a eventos, clases magistrales... el equipo perderá 20 puntos sobre el total de su puntuación.
- Leves: De manera análoga a las medias:
 - Si se ocurren dentro la alguna prueba, el equipo perderá hasta 10 puntos en esa prueba, nunca pudiéndose tener puntuación negative en ninguna de ellas.
 - Si sucede por faltas no justificadas a eventos, clases magistrales... el equipo perderá 10 puntos sobre el total de su puntuación.

4 PARTES DEL PROTOTIPO

No entiendes realmente algo a menos que seas capaz de explicárselo a tu abuela.

- Albert Einstein -

Un tren a gran escala está conformado a grandes rasgos por tres grandes partes como se puede comprobar en la siguiente figura: los bogies, el cuerpo y la locomotora. En este capítulo se explica el funcionamiento del tren al completo, se describen las partes del diseño de lo que técnicamente sería el bogie de un tren a escala real y se realiza la justificación de la toma de decisión sobre centrarse en un vehículo a pequeña escala basado en un bogie.

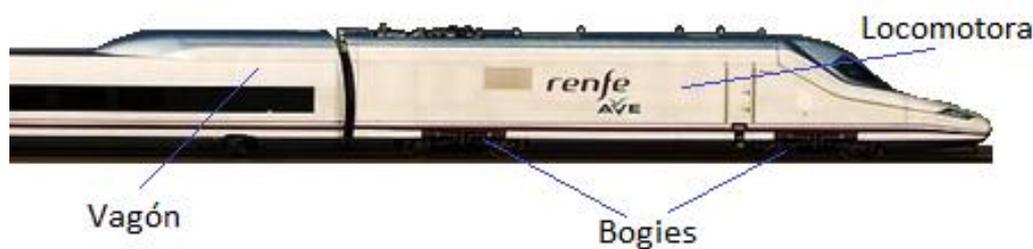


Figura 5. Partes de un tren [11]

4.1 Partes de un tren

Un tren es un vehículo que se desplaza sobre unos raíles de manera autónoma con el fin de transportar una carga de un punto A a un punto B. La distancia entre los lados de la vía se mantiene constante durante todo el recorrido. Las diferentes partes del tren que lo conforman tienen su propia función, de manera que, la locomotora, los vagones y los bogies de manera conjunta son capaces de conseguir el objetivo del diseño [12]

4.1.1 La locomotora

La locomotora es una parte fundamental de los trenes. En ella se sitúan los paneles de control y los mandos para

governar las maniobras del tren en su totalidad. Tradicionalmente, los motores de los trenes se situaban en la zona delantera de los trenes, es decir, en la zona de la locomotora. Con ello, en los trenes de vapor, el conductor del tren podía mantener visión de la vía mientras controlaba el carbón con el que se estaba alimentando la caldera. Esta práctica al estar cada vez en más desuso en los trenes modernos permite aumentar la seguridad de la cabina de mandos, evitando que todos los sistemas más peligrosos se concentren en una única zona. Por el contrario, los trenes actuales se mueven gracias a motores híbridos situados en los bogies. De esta manera, tienen la versatilidad de poder viajar tanto sobre vías electrificadas como sin electrificar, a la vez que reducen el consumo del combustible diesel

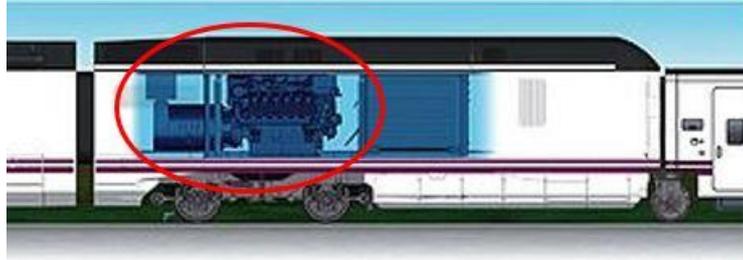


Figura 6. Motor de tren sobre bogie [13]

Dependiendo de las vías por las que circulen y el modelo del que se hable, se pueden encontrar híbridos de corriente alterna como de continua. Los de corriente alterna tienen la ventaja de que tienen:

- Mejor rango de rendimiento energético.
- Estructura robusta y sencilla lo cual confiere mayor fiabilidad.
- Facilidad de conversión a corriente continua para administrar energía a otros sistemas del tren, por ejemplo, la iluminación.
- Par de arranque mayor.

De manera complementaria, los de corriente continua también tienen ciertas ventajas:

- Son bastante más baratos.
- Menor peligrosidad; ahorro de costes de aislamiento. Si bien, ambas corrientes deben tratarse con cuidado, una descarga de corriente alterna sobre el cuerpo humano es más peligrosa; riesgo alto de infarto tras electrocución.

La industria del ferrocarril hace balance sobre ambas partes y se toma la decisión. Ésta no es única y por ello aparecen los problemas (además posibles discordancias en el ancho de vía) sobre las redes de electrificación en Europa. Para solventar estos problemas de compatibilidad, España, Francia, Italia, Bélgica y Países Bajos en sus vías de trenes de Alta Velocidad (el AVE en España, por ejemplo) mantienen una red de electrificación como de 25kV AC.

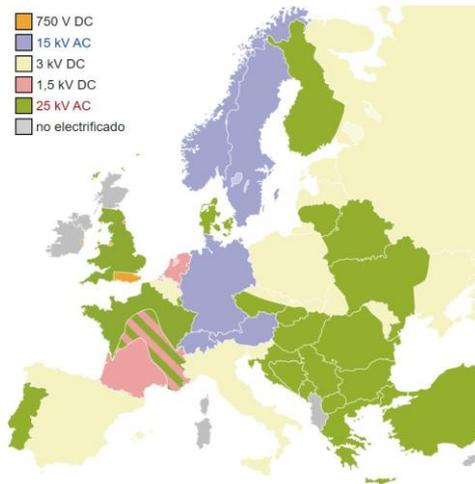


Figura 7. Redes de electrificación en Europa [14]

4.1.2 Los bogies

Un bogie es un conjunto de, al menos, dos pares de ruedas montadas sobre dos ejes paralelos. Estos ejes conforman una estructura solidaria que permite que sobre ellos se puedan situar los vagones o locomotoras del tren.

El objetivo principal de un bogie es absorber las vibraciones debidas a cambios en el terreno. De la misma manera, permite que los vagones tengan la esbeltez que les caracteriza para aumentar así el espacio útil. Esto se consigue teniendo una superficie con eje de giro libre en la vertical. El vagón descansa sobre un plato giratorio que permite que el giro de los ejes del bogie no se transmita de forma directa al vagón:

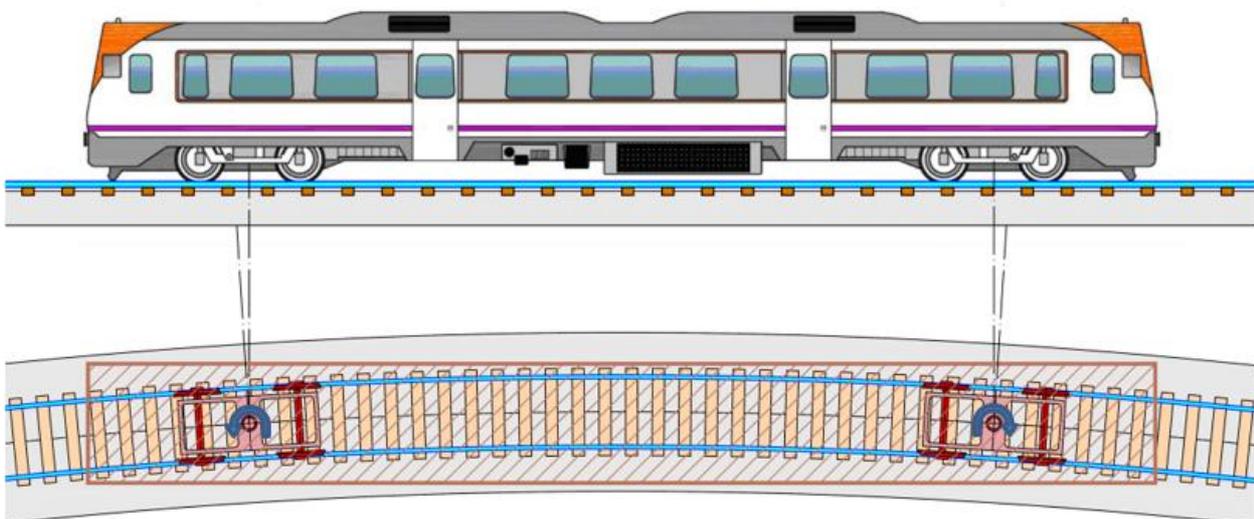


Figura 8. Funcionalidad de los bogies [15]

Los bogies se pueden dividir según las siguientes categorías:

- Número de ejes. Si bien, los bogies de doble eje son los más comunes, podemos encontrar de tres con relativa facilidad e incluso cuatro en los casos más puntuales.
- Tractores o no tractores. No todos los bogies llevan asociados un motor que les proporcione la capacidad tractora. En ocasiones resulta interesante diseñar bogies que se dejen llevar por la tracción de la locomotora y/o otros bogies tractores.
- Situación de los bogies en el tren. Podemos encontrar desde el clásico doble bogie por vagón ilustrado

anteriormente a otros menos convencionales como el Jakob, que se sitúa entre dos vagones con el fin de que se compartan.

- Número de bogies por vagón. Al igual que la posición da lugar a diseños diferentes, en ocasiones, es necesario colocar un tercer bogie para el mismo vagón. Esto se aplica a vagones extremadamente esbeltos con el fin de evitar cargar de flexión por peso propio de la estructura.

A pesar de los diferentes diseños que se puedan llegar a dar, todos tienen al menos las partes que se describen a lo largo de este capítulo.

4.1.3 Los vagones

Un vagón es un cubículo abierto o cerrado que se sitúa sobre los bogies de un tren con el fin del transporte de mercancía y/o pasajeros. Dependiendo de la carga que se decida llevar tener diferentes tipos de vagones:

- Mercancía o pasajeros. Si tiene fines comerciales de transporte de pasajeros, estos vagones constan de sistemas de luz, ventilación, aire acondicionado... buscan proporcionar un espacio cómodo donde los pasajeros puedan pasar el viaje. Si el fin es el transporte de mercancía, la complejidad para la comodidad de los pasajeros desaparece.
- Abiertos o cerrados. Los vagones para el transporte de mercancía atendiendo a las características de las cargas pueden tener la cubierta superior abierta al aire libre. A pesar de ello deberán cumplir con la normativa con el fin de que la mercancía no pueda salirse del vagón.
- Especiales. Por un lado, temenos cargas que conllevan cierta peligrosidad por lo que el vagón se diseña con el fin de contener esos factores de riesgo, por ejemplo, el transporte de un químico en vagones especiales. Por otro, se tienen carga con necesidades especiales que también deberá solucionar el diseño; estamos hablando de transporte de animales o mercancía refrigerada, entre otros

Como se puede comprobar en la división por categorías anterior, a pesar de lo diferente que pueden ser los objetivos, y por lo tanto, los tipos de vagones que se pueden encontrar, todos atienden a la definición inicial de lo que es un vagón.

4.2 Justificación de diseño de un bogie

En primer lugar, es necesario contextualizar el nacimiento de este proyecto. Antes de que empezara la pandemia debida al Covid-19, se estableció que el objetivo principal del Trabajo de Fin de Grado fuera la impresión final de un vehículo que pudiera rodar en la cubierta superior de la ETSI. Debido a estos problemas, el contenido global del proyecto ha tenido que ser modificado parcialmente, pero sin perder el horizonte de la impresión en 3D a bajo coste.

Partiendo de la base del espíritu con el que nace el proyecto, se han de tener ciertas limitaciones técnicas del proyecto. Si comprobamos la información de un tren cualquiera, como pudiera ser el Talgo de Renfe, podremos estimar el peso de nuestros modelos.

Al consultar la página oficial de Renfe, podemos comprobar que el Talgo Alvia tiene un peso de 388 toneladas distribuidas en su locomotora, 12 vagones y 14 bogies. Haciendo unos sencillos cálculos matemáticos podemos estimar el peso que tendría un vagón locomotor con sus 2 bogies. En primer lugar, se calcula el peso del conjunto vagón-bogie:

$$M_{\text{vagón+bogies}} \cong \frac{388}{13} Tn \cong 30Tn$$

Y teniendo en cuenta que el peso de los bogies actuales se sitúan en torno a las 2-2.5 Tn:

$$M_{\text{vagón}} = M_{\text{vagón+bogie}} - 2 * M_{\text{bogie}} \cong 25.5 Tn$$

Como se puede observar de los números anteriores, un bogie se corresponde con el 7.5% del peso total que supondría un tren de único vagón.

Para completar la justificación, nos adelantaremos ligeramente utilizando ciertos datos que se presentan en capítulos posteriores pero que nos permiten tratar con números más exactos en lugar de estimaciones. El peso

final del vehículo es de 1,718 kg y tiene una densidad total de relleno de impresión 3D del 37,66%. El aumento de peso, así como de fuerzas asociadas a la masa total en frenada, aceleración... nos obligarían a que el vehículo diseñado tuviera que duplicar sin ningún problema su masa. Este incremento de masa se vería reflejado tanto en las piezas impresas, como en un aumento de superficies de frenado, del motor, de las baterías... Es decir, el peso de cada bogie se situaría en unos 3,5kg. Con una simple regla de calculamos que:

$$\begin{cases} 3,5kg \rightarrow 7.5\% \\ m_{tuve} \rightarrow 100\% \end{cases} \rightarrow m_{tuve} \cong 46,7kg$$

donde m_{tuve} es la masa que tendría un tren de único vagón a escala.

Finalmente, conociendo que el motor escogido (consultar el punto 5.3.2) para el bogie diseñado (1,718kg) tiene una potencia de 6W:

$$\begin{cases} 1,718kg \rightarrow 6W \\ 46,7kg \rightarrow P_{tuve} \end{cases} \rightarrow P_{tuve} \cong 163W$$

A pesar de que el doble bogie, supondría doble motor y, por ende, la mitad de la potencia necesaria por motor, a continuación, podemos comprobar cómo el rango de precio hace que no sea factible. Hay que tener en cuenta que no solo hay que buscar motores entreguen 81.5W o superior, si no que también deben entregar un par motor adecuado. En línea de consonancia con el par, no debemos olvidar que el prototipo va a trasladarse a una velocidad máxima limitada por las características de la vía, de manera que, las revoluciones por minuto (rpm) tampoco deben tener valores extremadamente grandes.

Dentro de todos los motores que se han investigado, el GR63x55 de dunkermotoren, es posiblemente uno de los que serviría si se diseña el tren en toda su dimensión. Podemos encontrar sus especificaciones técnicas en el ANEXO F, inmediatamente detrás de las especificaciones técnicas del G30.1 24V de dunkermotoren en el ANEXO E, que es el motor que se decide utilizar. A forma de comparativa, diseñar el tren completo supondría pasar de 30€ que cuesta el G30.1 a 380€ que supondrían los 2 motores de 100 W.

En conclusión, se diseña un tren bajo el concepto teórico del funcionamiento de un único bogie de tren debido a razones económicas.

4.3 Empate

Un empate se conforma con el montaje de los ejes del bogie. Técnicamente se define como la distancia que existe entre los mismos. Se muestra a continuación un empate montado con los mínimos elementos para que se pueda ilustrar la distancia, es decir, las ruedas y los ejes:

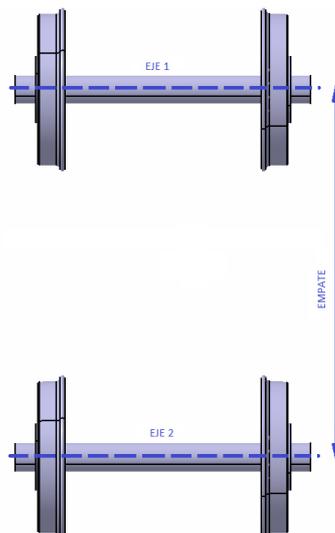


Figura 9. Empate

Con el objetivo de conformar un empate, será necesario mostrar cómo queda montado un eje al completo. Hemos de tener en cuenta que un eje estará formado por dos ruedas, dos rodamientos, el eje y los soportes sobre los cuales reposará el resto de la estructura. De esta manera, se pueden asociar la función de cada pieza a la definición de las mismas:

- Rueda. Pieza mecánica de geometría circular que gira libremente alrededor de un eje de manera que transforma una velocidad angular en velocidad lineal al ser apoyada en una superficie. Mantiene el contacto vehículo-vía siendo la pieza responsable de la tracción.
- Rodamientos. Pieza mecánica conformada por cilindros concéntricos separados por una corona de bolas que permite el libre giro entre un cilindro y el otro. Permite la libre rotación a gran velocidad del eje y de las ruedas a la vez que la masa sustentada sobre el empate se mantiene en horizontal.
- Eje. Pieza mecánica de forma tubular que permite la unión solidaria entre las ruedas. De manera complementaria, puede formar parte de la transmisión de potencia del motor hacia las ruedas transmitiendo el par motor hacia éstas.
- Soporte. Pieza mecánica de geometría variable que permite situar el cuerpo principal del vehículo sobre los ejes. Sobre ella se monta el sistema de amortiguación con el fin de que el contacto entre cuerpo y empate no se haga de forma directa y se absorban las vibraciones ocasionadas sobre el terreno.

Un ejemplo de posible configuración de los elementos es el que se ha utilizado en el diseño del TPEUS:

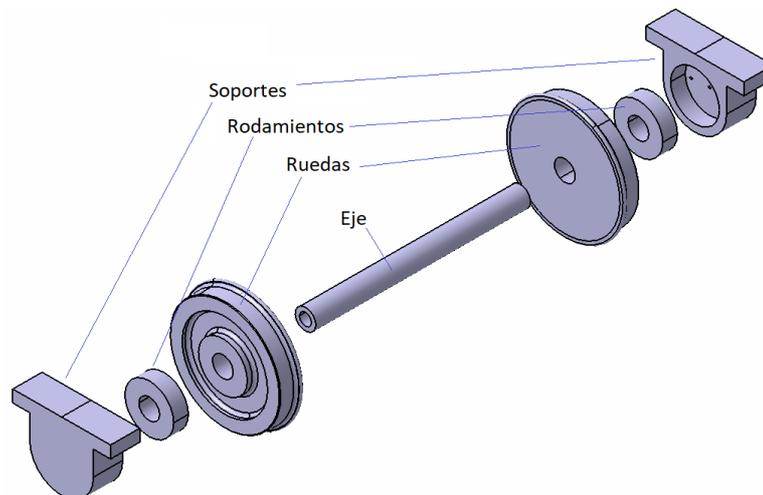


Figura 10. Partes de un eje

4.4 Sistema de amortiguación

El movimiento de todo vehículo sobre una superficie genera ciertas perturbaciones debido al terreno. Además, estas fuerzas no serán las únicas que deberá absorber el sistema de amortiguación. La naturaleza de un vehículo requiere que tenga la capacidad de pasar de estado de reposo a velocidad, disminución de la velocidad o detención total del mismo. Estas maniobras producen ciertas fuerzas que también deberán ser gestionadas por el sistema de amortiguación.

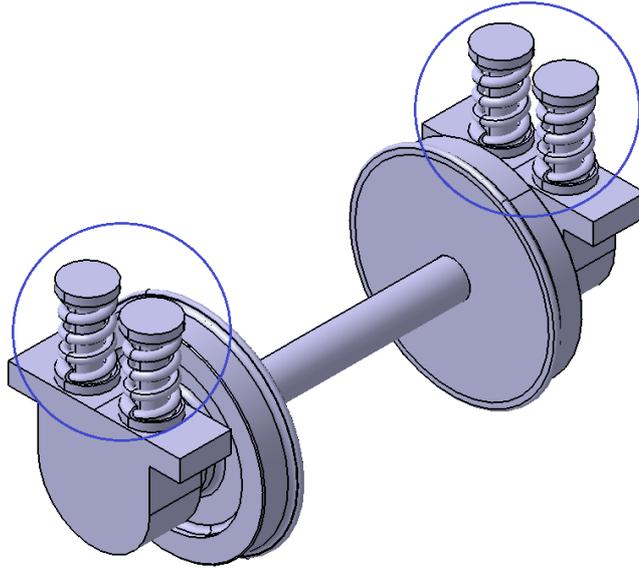


Figura 11. Sistema de amortiguación vertical

Por otro lado, debemos tener en cuenta que en los giros de la vía, el tren rotará parcialmente. Existen múltiples distribuciones de muelles para el control de giro con diferentes grados de complejidad: con o sin actuadores, cruzando los ejes, añadiendo más elemento a la conformación estructural del vehículo.... A modo teórico se presentan a continuación:

- Soportes axialmente elásticos. Los soportes no se fijan a la estructura, sino que se les fijan a través de unos muelles que les permiten rotar en el eje vertical. Hay que tener en cuenta que el plano giratorio sobre el que se sitúa el vagón debe permitir esa rotación. Para ello no solo es necesario el deslizamiento libre entre ambas partes.
- Ejes controlados por actuadores:
- Ejes cruzados con anclajes cruzados:

De esta manera, la distancia entre los extremos de los ejes no se mantendrá constante con el fin de que se gestione este giro se escoge una de las posibles soluciones para el control del giro

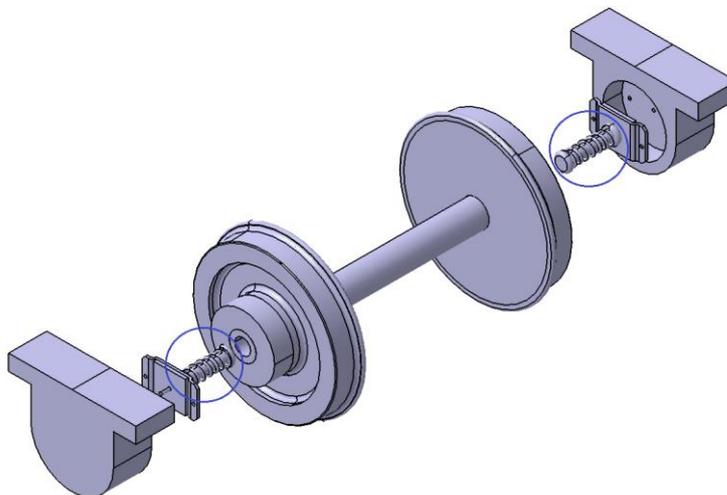


Figura 12. Sistema de amortiguación control del giro

Los amortiguadores introducidos de forma coaxial al eje permiten el movimiento en esa misma dirección debido

a la fuerza centrípeta que se ocasiona en los giros. Es así como el tren puede asumir los tramos con giro.

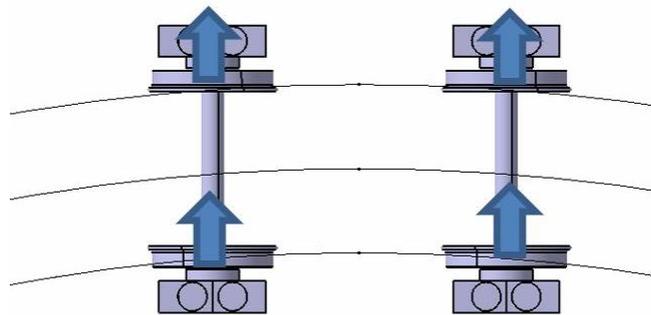


Figura 13. Sistema de amortiguación. Giro explicativo

4.5 Sistema planta motor

Sistema encargado de entregar la potencia necesaria a las ruedas con el fin último de la generación del movimiento. Está compuesto por varias partes:

- Motor. Elemento del sistema que transforma la energía eléctrica, fósil... en movimiento. Las características básicas de un motor son:
 - Tipo de energía que transforma. Los motores pueden ser tanto eléctrico como de combustión de alguna fuente de energía fósil (gasoil, gasolina, queroseno...)
 - En el caso de los eléctricos podemos separar entre motores de corriente alterna o continua.
 - Condiciones de funcionamiento. Ya sea un motor de CC o CA, estos trabajan a unas condiciones nominales de voltaje (V), amperaje (A) y frecuencia (Hz), este último solo en el caso del de alterna.
 - Rendimiento. Porcentaje de potencia que es capaz de transformar de energía eléctrica a energía cinética.
 - Potencia nominal (W). Potencia que es capaz de generar al régimen de revoluciones de rendimiento óptimo.
 - Revoluciones por minuto (rpm). Régimen de revoluciones al que trabaja con rendimiento óptimo.
 - Par motor ($N \cdot m$). Momento de rotación que actúa sobre el eje del motor.
- Combustible. No técnicamente tiene que ser un depósito como sería en el caso de un combustible fósil líquido. En el caso de los motores eléctricos las pilas y/o baterías son la fuente de alimentación del motor.
- Transmisión. Conjunto de engranajes y poleas que permiten la transmisión del movimiento rotatorio del eje del motor hacia el eje de las ruedas. De esta misma manera adecúan la velocidad de giro a la necesaria.

Con el fin de mantener el motor en su régimen nominal de revoluciones de manera que el rendimiento sea máximo. La transmisión pueden ir precedida de una caja de cambios, de manera que la relación de conversión entre velocidad angular del motor y la angular de las ruedas puedan tener diferentes valores según la velocidad que se le requiera al vehículo.

Por ejemplo, supóngase un motor con 5 000 rpm de régimen nominal con tres cambios de marcha a relación 1:10, 1:20 y 1:30. Mientras más rápido se le requiera ir al motor, menor será la relación de marcha requerida con el fin de que siempre esté girando en un punto de trabajo lo más cercano posible a su punto de diseño.

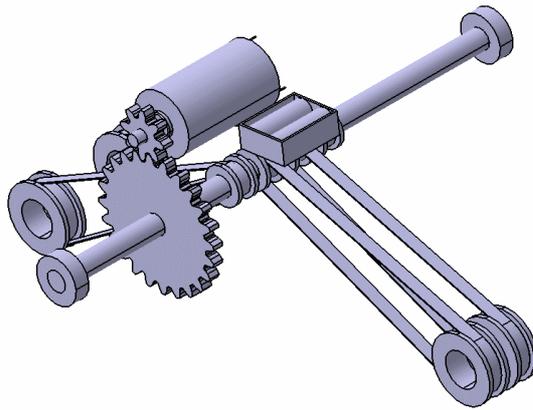


Figura 14. Sistema planta motor

Hay que tener en cuenta que todo este sistema lleva asociado un cierto sistema de control que indique al motor cómo debe comportarse en cada momento. Esto describe en un apartado futuro donde se introduce el sistema electrónico completo pues el motor del sistema propulsor, no será el único que tenga que gobernar.

4.6 Sistema de frenado

El sistema de frenado es el encargado de permitir a un vehículo que reduzca su velocidad o se detenga por completo. Esto se debe a la aparición de fuerzas de frenado sobre las ruedas que se ocasionan por fricción por contacto con las mismas. Para que se produzcan estas fuerzas, el sistema de frenado consta de diferentes mecanismos para producirlo.

El sistema de frenado está compuesto realmente hasta por tres frenos diferentes:

- Freno primario o de servicio. Freno principal que permite el control de la velocidad del tren mientras esté rodando. Este tipo de freno puede actuar sobre uno o varios ejes
- Freno de estacionamiento. Freno secundario que impide la movilidad total del vehículo que se activa cuando el tren no se va a mover hasta nueva orden. Especialmente útil cuando el estacionamiento no se realiza en vías completamente llanas que terminarían provocando el movimiento del vehículo.
- Freno de emergencia. Freno que actúa de manera independiente al principal y que solo se activa cuando es necesaria una parada y el de servicio no funciona.

Para transmitir estas órdenes de frenadas es necesario que se transmita la información. Si bien en un coche la pisada de un pedal crea el impulso electrónico de orden de frenada, en un tren el funcionamiento es idéntico en la sala de controles cuando se tira de una palanca o se pulsa el botón de frenada (según el modelo de tren). Al fin y al cabo, lo único que se necesita para que un vehículo decelere es que se genere la orden y el sistema de control electrónico la procese como tal.

Para la transmisión final de movimiento se ha de tener en cuenta que los sistemas de frenado se basan en circuitos de transmisión hidráulica. Esto se debe a la Ley de Pascal que establece que:

$$F_1 * S_1 = F_2 * S_2$$

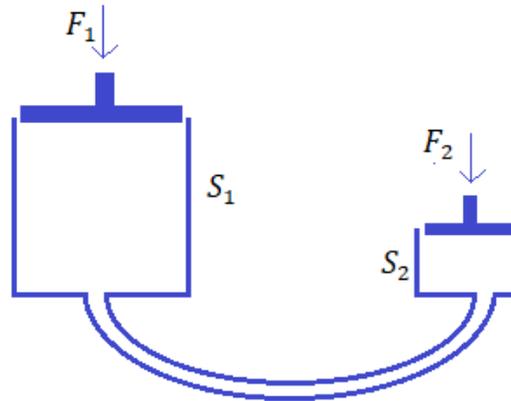


Figura 15. Ley de Pascal

Donde:

- F_i =fuerza aplicada sobre la superficie i.
- S_i =área de la superficie i.

Con montajes del tipo que nos precede se consiguen grandes fuerzas sobre las ruedas mientras que la fuerza inicial necesaria no debe ser excesivamente grande gracias a que estos circuitos se diseñan tales que $S_1/S_2 \gg 1$.

Por último, debemos tener en cuenta que la geometría de las superficies de contacto es variable pero la forma o el tamaño de las mismas son independientes de la fuerza de fricción que puedan crear sobre las ruedas, pues depende exclusivamente del coeficiente de fricción entre superficies y la fuerza que se le ejerza.

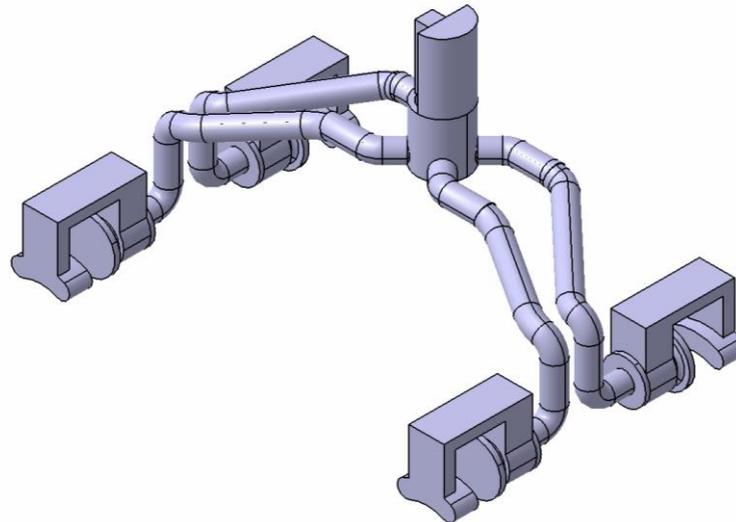


Figura 16. Sistema de frenado

4.7 Sistema de control

Todo vehículo debe estar gobernado por unos mandos que lo mantengan dentro de las condiciones deseadas de funcionamiento. Es pos de obtener dicho objetivo, los vehículos actualmente disponen de una cantidad importante de electrónica, circuitería, actuadores, mecanismos... todos controlados desde la cabina de mando.

Las condiciones deseadas se controlarán mediante circuitería que actúe sobre los sistemas que conforman el vehículo completo. En nuestro caso se utilizará Arduino para mantener el control de sobre el motor propulsor y el servomotor de frenado.

4.8 Carrocería

La carrocería de cualquier vehículo confiere una estructura sobre la que se montan todos los sistemas. De manera complementaria se utiliza con el objetivo de conferirle una estructura aerodinámica que reduzca la resistencia. En nuestro caso tenemos una estructura que simplemente nos confiere la capacidad de poder montar todos los sistemas en ella.

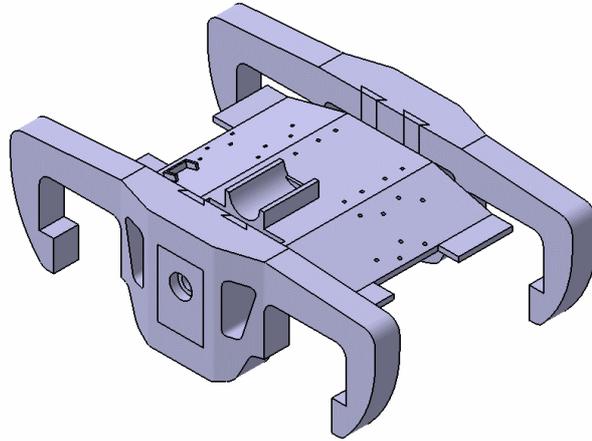


Figura 17. Carrocería

5 DISEÑO DEL TPEUS

Por un signo se te cae el avión

- Antonio Mayoral Masa -

El diseño de un tren a pequeña escala tiene su dificultad no solo en el propio diseño, si no en la correcta adecuación de los sistemas que inicialmente se piensan para grandes escalas pero que ahora se deben llevar a tamaños menores. Para facilitar este tipo de diseño se utilizarán softwares de Diseño y de Cálculo (CATIA y Matlab respectivamente) con el fin de aligerar la carga numérica sobre la persona y evitar posibles errores humanos.

El uso de este software permite además que la repetición del diseño, correcciones o extrapolaciones a otros se realicen en el futuro con mayor facilidad que aquellos problemas que se resuelven exclusivamente con papel, lápiz y calculadora.

A lo largo de los desarrollos técnico-matemáticos, se emplearán ecuaciones de la Mecánica Racional, así como la Mecánica de Vibraciones. El diseño estratégico del TPEUS en búsqueda de dos planos de simetría permite que el vehículo pueda ser tratado de manera simétrica asumiendo pequeños errores de redondeo que se justificarán en los puntos correspondientes.

Por último, se remarca que el diseño de TPEUS es un vehículo básico con capacidad de circulación sobre los raíles de la cubierta superior. Es por ello que, por ejemplo, si bien un tren a gran escala consta de hasta tres frenos diferentes, la funcionalidad y el diseño del TPEUS aboga por mantener simplemente el freno principal o de servicio.

5.1 Proceso iterativo entre sistemas

Cuando se realiza un sistema completo con múltiples sistemas que los conforman hay que ser conscientes de que todo está relacionado; el cambio de uno o varios parámetros de un sistema afectarán de forma indirecta a los demás. En el caso del TPEUS las variables que se verán afectadas entre ellas con mayor relación son:

- Potencia del motor. La potencia requerida para un vehículo es directamente proporcional a la masa del propio sistema. Cualquier cambio en los sistemas conlleva un incremento en la masa lo que produce un impacto directo en el motor. De manera cíclica, un cambio de motor produce variación en la propia masa total del TPEUS.

- Fuerza de frenada. De la misma manera que un cambio de masa produce un incremento de potencia necesaria, un aumento en la masa total del vehículo también desencadena que las fuerzas de inercias del TPEUS sean mayores y se precisen fuerzas de frenado superiores. Para solucionar estas necesidades, puede que sean necesarios servos mayores, más líquido hidráulico y/o superficies más pesadas, volviendo a tener un problema iterativo.
- Constante de proporcionalidad del sistema de amortiguación. Volvemos a incidir en que la masa y la distribución de la misma nos lo deja todo en función de la misma. La elección del sistema de amortiguación dependerá de estas variables. Si bien, a diferencia de los impactos de la fuerza de frenada, el cambio de un muelle por otro no produce cambios significativos que incurran en cambios en las otras variables.

Como se puede deducir de las líneas anteriores, al fin y al cabo todo está relacionado por cambios de geometría y de la masa. En el tipo de vehículo que se está diseñando esto nos produce estos problemas pero a la vez posibles soluciones sencillas de aplicar.

- Se tiene libertad de diseño y disposición de ciertos elementos del TPEUS. Partiendo de esa base, estos se sitúan de forma estratégica pero siempre susceptibles de posibles movimientos a fin de que el centro de gravedad (c.d.g) siempre esté situado en la recta creada en el corte de los planos de simetría OXZ y OYZ del empate.
- Se tiene libertad de diseño de geometría, especialmente, de los elementos de la carrocería que no tienen más impacto que dar forma y sustentar al resto de los sistemas.
- Se pueden imprimir las piezas a diferentes densidades, siempre manteniendo un mínimo por seguridad y funcionalidad. Si mediante otros medios se podrían llegar a utilizar piezas macizas, una de las ventajas que nos otorga la impresión 3D es obtener piezas con la resistencia necesaria variando las características de impresión a fin de disminuir masa y/o costes. Ya que ofrece esa posibilidad se considera casi de obligado cumplimiento utilizar sus ventajas.

Una vez conocido el proceso iterativo y las limitaciones de diseño se establece el orden del flujo de trabajo que se va a seguir. Este orden es el mismo que el que se presenta este capítulo.

5.2 Vía de servicio

La vía sobre la cual se rodará el TPEUS se sitúa en la cubierta superior de la Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla. Las características técnicas de la vía pueden ser consultadas al Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación, así como el TFG de Rocío Ballester “Análisis modal experimental de una vía ferroviaria a escala” [16]. A modo de resumen se deben destacar para el diseño:

- Ancho de vía. Se trata de una vía de 5 pulgadas de ancho (127 mm) lo que corresponde a una escala 1:12 dentro de la categoría de vapor vivo. Son los modelos más pequeños dentro los modelos ferroviarios con capacidad de transportar personas.
- Peso máximo. Los vehículos que circulen por la vía tendrán un máximo de 100kg y se prohíbe de forma explícite que una persona circule sobre ellos.
- Velocidad máxima. Los trenes no podrán superar los 3 m/s.
- El circuito tiene una longitud total de 90 m de longitud y se forma con mesas de vías de 2 m de longitud.
- Las máximas pendientes que se alcanzan tienen unos desniveles de 125 mm y se necesitan dos mesas para alcanzarlo. De esto se deduce que $\alpha = \arctg(125/4000) = 1.79^\circ$.

Por un lado, partiendo de los valores aquí presentes se estima oportuno poner el punto de diseño del TPEUS en la velocidad máxima permitida por la vía a modo de obtener una buena especificación técnica de velocidad. En segundo lugar, es evidente la importancia del ancho de vía para el diseño y disposición del empate. Además, se deberán tener en cuenta las pendientes, pues implican requerimientos de potencia superiores para superarlas

Por otro lado, el resto de valores a pesar de ser significativos para otros estudios y usos de la vía, carecen de relevancia a la hora del diseño de piezas y sistemas debido a la imposibilidad de que se superen valores tales como que el peso del TPEUS sea mayor a 100 kg. De hecho, mantener el peso lo más bajo posible ha sido uno de las tomas de decisiones en el proyecto como bien se podía leer en el 4.2.

5.3 Ruedas, ejes principales y soportes

En primer lugar se procede al diseño de los elementos del empate debido a que la normativa establece la geometría de los mismos en el ANEXO G. Este documento nos muestra que se deben cumplir los ciertos parámetros preestablecidos como pudieran ser la conicidad de la rueda. Los únicos que se dejan a libre elección son el diámetro de la rueda y el recrecimiento entorno al eje:

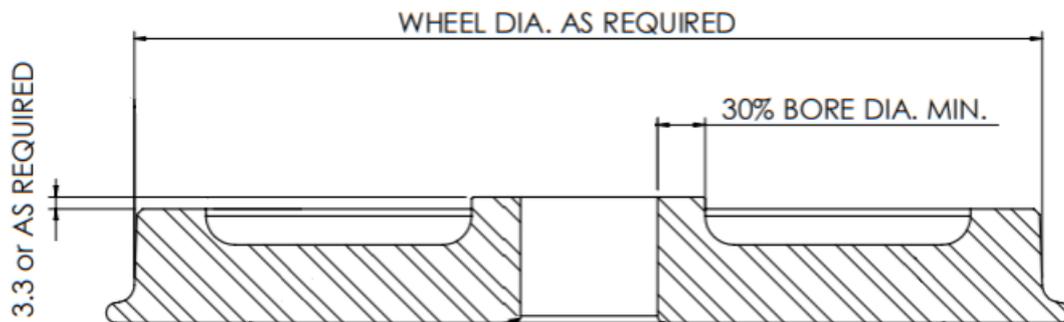


Figura 18. Parámetros a determinar de la rueda [ANEXO G]

En primer lugar, a modo de elección del diámetro de la rueda se decide consultar en el mercado de trenes a escala actual. Antes de recabar información sobre los propios trenes, se consulta SIM IMPEX. Se trata una compañía alemana de amplio espectro dentro del sector ingenieril y consta de un amplio catálogo de ruedas para trenes que van desde 600 a 1100 mm de diámetro interior de rueda para ancho de vía convencional. Es así como se tiene un primer acote de dimensiones técnicas para el diámetro de la rueda.

Posteriormente consultamos las características técnicas de algunas maquetas del mercado en plataformas virtuales como <https://www.matey.com> o <https://www.mecasub.com>. De esta manera podemos saber que algunos de los trenes que tienen a la venta para vías de 4.5 pulgadas tienen ruedas de 82 mm de diámetro. Haciendo una sencilla regla de tres:

$$\begin{cases} 5'' \rightarrow d_i \\ 4.5'' \rightarrow 82 \text{ mm} \end{cases} \rightarrow d_i = 91.11 \text{ mm}$$

donde d_i es el diámetro interno de la rueda.

Podemos deshacer el escalado de la rueda de forma que:

$$\begin{cases} a_{ve} = 127 \text{ mm} \rightarrow 91.11 \text{ mm} \\ a_{vr} = 1435 \text{ mm} \rightarrow X \end{cases} \rightarrow X \cong 1030 \text{ mm}$$

donde a_{ve} y a_{vr} son los anchos de vía a escala y real respectivamente.

De esta manera nos podemos asegurar que las proporciones de las ruedas para el escalado se encuentran dentro de los rangos de diámetros habituales.

En segundo, es necesario fijar el diámetro del eje de transmisión en 17 mm de diámetro según los planos proporcionados por IMechE. De esta manera, podremos comprobar si el recrecimiento entorno al eje es suficiente.

El diseño, al tratarse de un proceso iterativo, empieza a tener su primera relación con los siguientes apartados. Con el fin de que el sistema de amortiguación se pueda montar de una forma adecuada, es necesario escoger un cojinete de 40 mm de diámetro. De esta manera, el requerimiento de los recrecimientos del mínimo del 30% (Figura 18. Parámetros a determinar de la rueda [ANEXO G]) quedan cumplidos:

$$\begin{cases} d_{cojinete} - d_{eje} = 2 * s_{recrecimiento} \\ 0.30 * d_{eje} = 5.1 \text{ mm} \end{cases} \rightarrow s_{recrecimiento} = 11.5 \text{ mm} > 5.1 \text{ mm}$$

El diseño del eje tiene como principal interés indicar que existe un vaciado de 5 mm de radio y 28.5 mm de profundidad en cada extremo. Su función que acoger el sistema de amortiguación axial (de 37 mm de longitud total) que se desarrolla en el último punto de este capítulo:

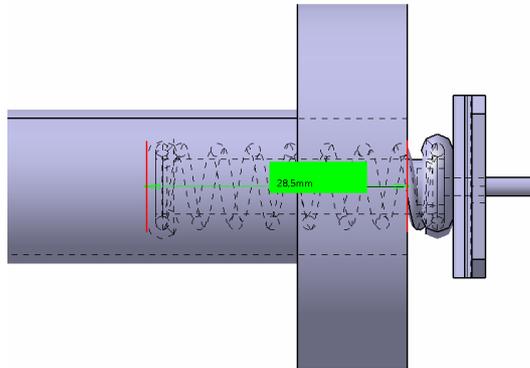


Figura 19. Montaje eje-amortiguador axial

De esta manera, quedan 5mm de lo que es estrictamente muelle fuera del eje, que es el rango de compresión máximo en la curva.

Por otro lado, será necesario establecer su longitud total como la sumatoria del ancho de las vías, la distancia entre el plano de rodaje de las vías y el plano más externo y el ancho de los rodamientos:

$$l_{eje} = a_{ve} + 2 * (a_{rueda} + l_{rodamiento}) = 127 + 2 * (12.446 + 12) = 175.892 \text{ mm}$$

Donde:

- l_{eje} = longitud del eje.
- a_{ve} = ancho de la vía a escala.
- a_{rueda} = ancho de la rueda.
- $l_{rodamiento}$ = longitud transversal del rodamiento.

Por otro lado, es necesario establecer la distancia entre ejes. De la literatura [12] conocemos que las distancias típicas entre ejes se sitúan en torno a los 2.5 m. De esta manera:

$$\begin{cases} 1435 \text{ mm} \rightarrow 2500 \text{ mm} \\ 127 \text{ mm} \rightarrow d_{eje-eje} \end{cases} \rightarrow d_{eje-eje} \cong 220 \text{ mm}$$

donde $d_{eje-eje}$ es la distancia entre los ejes.

Antes de ir con el diseño del soporte, ya que se ha introducido al rodamiento, se explica su elección. Se busca un rodamiento de alto rendimiento con un diámetro interno de 17 mm, otro externo de 40 mm y que permita un régimen de revoluciones acorde con la velocidad angular que tendrá el eje. Para calcularla sabemos que:

$$v = \omega * R \rightarrow \omega = \frac{v}{r_i} = \frac{3 \frac{m}{s}}{45.59 * 10^{-3} m} \cong 65.8 \frac{rad}{s} \cong 628 \text{ rpm}$$

Dentro del amplio catálogo que encontramos que el rodamiento de Yiming denominado 6203-Z, a pesar de que no soporta regímenes de revolución como otros, sí que es suficiente para nuestro diseño de forma holgada a la vez que tiene un peso menor (sus homólogos de SKF permiten hasta 24 000 rpm a cambio de un peso de 66g):

Yiming 6023 -Z	
d_e	40 mm
d_i	17 mm
l	12 mm
Revoluciones por minuto	6 000 rpm
masa	40 g

Tabla 2. Características rodamiento Yiming 6203-Z

Por último, es necesario el diseño del soporte que se realiza en T. Si bien, la única razón a la que atiende en su momento de diseño es que permita colocarse sobre el rodamiento de 40 mm de diámetro, hay que tener en cuenta que debe:

- Tener una T lo suficientemente robusta para que se pueda situar el sistema de amortiguación vertical sobre la parte superior.
- Tenga la superficie necesaria para poder situar los muelles sobre ella.

De esta manera, como se puede comprobar en el plano 1-1 la superficie superior de T tiene unas dimensiones de 80x24mm y un grosor de 10mm. Así se permite que se puedan situar sobre ella amortiguadores de hasta 24mm de diámetro y que las fuerzas en voladizo producidas por la acción de la amortiguación no se disparen.

5.4 Planta motora

El objetivo de la planta motora es poder entregar la suficiente potencia para mantener el movimiento del tren. Para su estudio y elección deberemos tener en cuenta las ecuaciones básicas del funcionamiento y transmisión de potencia. Para ello es necesario hacer que el punto de trabajo de nuestro motor escogido se sitúe lo más cerca posible de su punto óptimo con el fin de aprovecharlo al máximo.

Este punto depende de las especificaciones técnicas del motor pero a modo cualitativo se sabe que el comportamiento de la potencia y el par que entrega sigue un comportamiento similar al que se muestra en la siguiente figura:

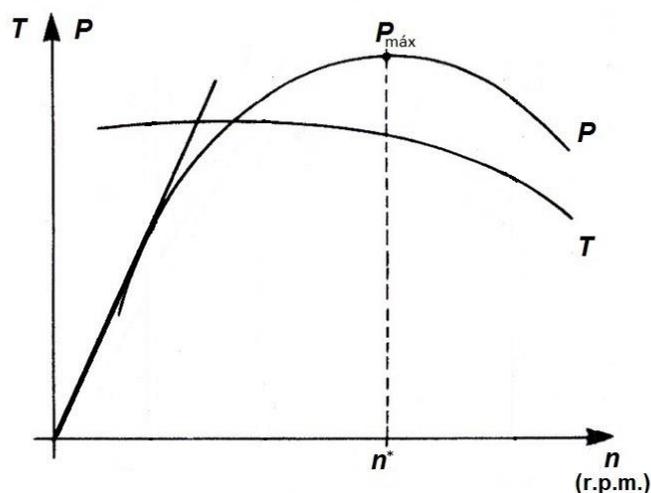


Figura 20. Comportamiento de la potencia (P) y el par motor (T) respecto al régimen de revoluciones (n) [17].

El comportamiento inicial del motor se puede estimar prácticamente lineal en los primeros tramos de la gráfica hasta llegar a un punto donde la pendiente disminuye. Finalmente se alcanza un punto de $P_{máx}$ a un régimen n^* determinado. Al igual que el crecimiento de la P tiene una conducta lineal, el par motor (T) se comporta prácticamente estable y comienza a decaer rápidamente en el entorno de n^* .

Esto no tiene que ser el comportamiento exacto de nuestro motor, pero sí que nos da una idea inicial de cómo

serán sus especificaciones y su comportamiento.

5.4.1 Análisis de un motor. Ecuaciones

En primer lugar, se sabe que las variables P y T están ligadas por la siguiente ecuación:

$$P_m = T_m * \omega = \frac{T_m * \pi * n_m}{30}$$

Donde:

- P_m =Potencia del motor (W)
- T_m =Par entregado por el motor (N·m)
- ω =Velocidad angular (rad/s)
- n_m =Revoluciones del motor (r.p.m)

Esta idea ya fue introducida en el punto 4.2. A la hora de buscar motores que pudieran satisfacer las condiciones de potencia, no debíamos olvidar que su régimen de revoluciones no debía ser excesivamente grande pues limitaría la capacidad tractora del par que entrega. De esta forma, se debía descartar motores que tuvieran una velocidad angular nominal que “destruyera” el par motor.

De manera progresiva, se tiene que la fuerza que se transmite para producir una aceleración es tal que:

$$F_m = \frac{\eta_{TR} P_m}{v_t} = \frac{\eta_{TR} * T_m * \pi * n_m}{30 * v_t}$$

Donde:

- η_{TR} =rendimiento de transmisión. Se suele situar entre el 80-90%
- v_t =velocidad del tren (m/s)

Por otro lados conocemos las relaciones de velocidad de las ruedas en contacto con el suelo:

$$v_t = \frac{\pi * D * n_r}{60}$$

Donde:

- D=diámetro de las ruedas (m)
- n_r =revoluciones de las ruedas (r.p.m)

Por lo que si finalmente añadimos la relación de transmisión motor-rueda y aplicamos el rendimiento de transmisión al par motor, tendremos completamente determinado nuestro sistema:

$$\left\{ \begin{array}{l} r_{rm} = \frac{n_r}{n_m} \\ T_r = \eta_{TR} * T_m = F_r * \frac{D}{2} \end{array} \right.$$

Donde por último lugar se tiene que:

- T_r =es el par que la rueda ejerce sobre la vía
- F_r =la fuerza que ejerce la rueda sobre la vía

Una vez son conocidas las ecuaciones que gobiernan el motor describamos las dos condiciones que debe cumplir nuestro vehículo.

5.4.1.1 Condición de potencia

Por un lado, tenemos que el motor debe entregar una potencia suficiente para superar las fuerzas que se oponen

al movimiento:

- Fuerza de rozamiento. Fuerza que va en contra del movimiento relativo entre dos superficies de contacto.
- Fuerza debido a pendiente. Fuerza ocasionado por la descomposición del vector peso cuando se sube una pendiente ocasionando una componente en contra de la dirección del movimiento. Nótese que solo se tiene en cuenta la subida puesto que en bajada esta fuerza tiene la dirección del movimiento y pasa de ser un limitante a aportar potencia al movimiento; se transforma energía potencial gravitatoria en cinética.
- Fuerza aerodinámica. Fuerza debida al impacto del aire sobre la superficie perpendicular al movimiento.

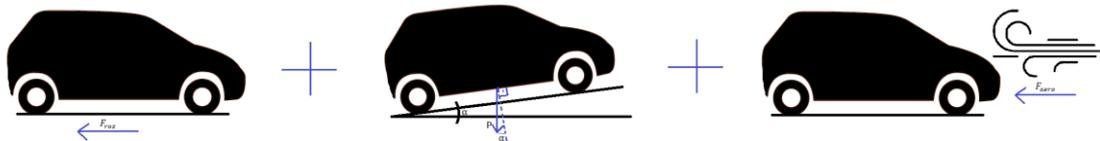


Figura 21. Fuerzas en oposición al movimiento

Aplicando sus expresiones matemáticas tenemos que (se sustituyen los valores de masa obtenidos tras las iteraciones necesarias con el fin de que el motor G30.1 cumpla con las especificaciones técnicas):

$$\begin{cases} F_{Roz} = \mu_{roz} * m_t * g = 0.1 * 1.718 * 9.81 \cong 1.685N \\ F_{\alpha} = \text{sen}(\alpha) * m_t * g = \text{sen}(1.7899^{\circ}) * 1.718 * 9.81 \cong 0.526N \\ F_a = C_a * S_t * v_t^2 = 0.05 * 3.577 * 10^{-2} * 3^2 \cong 0.016N \end{cases}$$

En las ecuaciones se aplican los valores de coeficiente de rozamiento entre rueda-vía de valor de 0.1 a modo de sobreestimación de la potencia necesaria, en la literatura podemos se suelen tener valores entre 0.02-0.05 [17] y como valor de coeficiente aerodinámico 0.05 al tratarse de un vehículo que no tiene depuración aerodinámica. De todas formas, podemos observar que $F_{Roz}, F_{\alpha} \gg F_a$ por lo que la componente de fuerza debida a la resistencia aerodinámica se considera despreciable.

De los números anteriores ya se puede obtener la potencia necesaria del motor:

$$P_m = \frac{P_r}{\eta_{TR}} = \frac{(F_{Roz} + F_{\alpha}) * v_t}{\eta_{TR}} = \frac{(1.685 + 0.526) * 3}{0.85} \cong 7.8W$$

Será necesario encontrar un motor tal que su potencia nominal se sitúe en torno a los 7.8W.

5.4.1.2 Condición de adherencia

Además de la condición de potencia. El par motor debe producir una fuerza que permita al TPEUS rodar sobre las vías y no deslizar. Se establece así condición de adherencia a la vía como:

$$F_r < F_{adh}$$

La expresión de la adherencia depende por un lado de coeficiente de adherencia μ_{adh} y por otro de la inclinación del terreno. Desde un punto de vista matemático queda determinado de forma que:



Figura 22. Adherencia al terreno

$$\begin{cases} F_{adh} = \mu_{adh} * m_t * g * \cos(\alpha) \\ F_r = \frac{2}{D} * T_r = \frac{2}{D} * \eta_{TR} * T_m \end{cases} \rightarrow F_{adh} > F_r$$

Los valores de adherencia típicos de superficies como neumático-carretera son del orden 0.9-1 pasando a valores de 0.2-0.3 cuando el terreno se encuentra mojado. Para el contacto rueda-vía, se decide tomar un valor conservador de 0.6 que nos permita comprobar la condición de adherencia.

5.4.2 Elección del motor

Conocidas las ecuaciones que determinan si un motor nos servirá y en qué condiciones lo hará, estudiamos el mercado de motores tomando como punto de referencia la potencia requerida. Por un lado tenemos el G30.1 a 24V con una potencia nominal de 6W de Dunkermotoren y por otro, el 1.13.049.202 (13W a 24V) de Bühler, ambas compañías alemanas.

Tomando como variables de decisión el peso y el precio de ambos se decide sacrificar la posibilidad de que el TPEUS pueda tomar las pendientes a $v_i=3$ m/s ya que, tenemos que el G30.1 nos ofrece un precio de 30€/unidad y un peso de 110g mientras que el de Bühler se dispara hasta los 134€/unidad y un peso de 270g.

Hágase notar, que el incremento de peso que supondría la elección del Bühler implicaría cambios en la potencia requerida por la variación de las fuerzas debidas a pendiente y rozamiento. A pesar de ello, no tendría un impacto directo sobre la elección del propio motor puesto que su potencia superior cubre de sobra este rendimiento. Por el contrario, este incremento de masa si que modificaría las fuerzas necesarias para la frenada y amortiguación. Además, al trabajar en un régimen diferente de r.p.m la transmisión tendría una relación diferente a la escogida.

Para facilitar las pruebas con diferentes motores será necesario obtener sus curvas de comportamiento. Las del G30.1 a 24V se pueden encontrar completas completas en el ANEXO E. Aquí se muestra la más relevante:

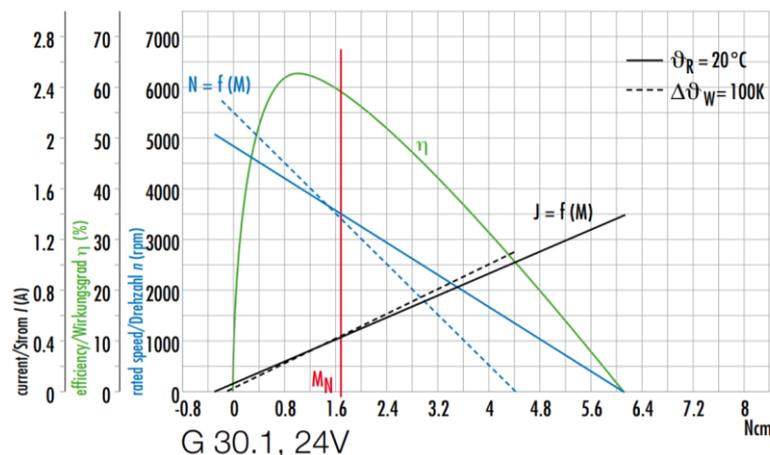


Figura 23. Características del motor G30.1 24V

De aquí podemos deducir que su régimen nominal se sitúa en unas 3 400 rpm. Si se recuerda que debido a la geometría de las ruedas se tenía que su velocidad angular de 628 rpm entonces:

$$r_{rm} = \frac{628}{3400} \cong 5.57$$

Esto nos genera una tesitura para escoger una relación de transmisión sencilla de implementar, o usamos $r_{rm}=1/5$ o $r_{rm}=1/6$. Estas relaciones de transmisión nos darían que el motor estaría en unas 3 100 o unas 3 700 rpm. De las gráficas podemos observar que para la segunda relación de transmisión se tiene un rendimiento superior por lo que se establece que $r_{rm}=1/6$. Una vez tomada la decisión se implementan las ecuaciones y los datos en Matlab del ANEXO H. De esta manera, cualquier motor, relación de transmisión... puede ser fácilmente modificado y será Matlab quien directamente nos resuelva los problemas:

- Motor_condiciones_generales.m. Nos devuelve por pantalla que el motor si será o no suficiente en todo momento. En nuestro caso con $m_t=1.718\text{kg}$, $\alpha=1.7889^\circ$, $\mu_{adh}=0.6$, $\mu_{Roz}=0.1$ y $\eta_{TR}=0.85$ obtenemos que la velocidad máxima a la que podrá realizar los tramos de subida es de 2.75 m/s mientras que no existen problemas en los tramos llanos o respecto a la condición de adherencia.

- **Motor_masa_segun_pendiente.m.** Podemos configurar la velocidad de subida que deseemos y el programa nos devuelve una gráfica que nos muestra la masa que podría tener el TPEUS para según qué pendiente. A continuación, se muestra el gráfico para la $v=3$ m/s obtenida en el anterior punto. Como cabe de esperar la masa de nuestro TPEUS se sitúa en 0° en la Figura 24.

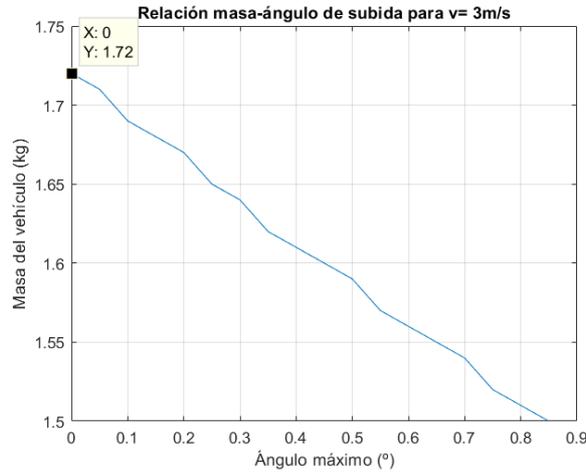


Figura 24. Masa en función del ángulo máximo de subida para $v = 3$ m/s

- **Motor_masa_segun_velocidad.m.** Nos devuelve la gráfica análoga a la anterior. Si bien antes fijábamos la velocidad requerida, ahora se quiere saber la masa máxima que es capaz de subir el motor por una pendiente delimitada a la mayor velocidad posible. De la misma forma que antes se obtenía el punto de diseño del TPEUS, ahora podemos encontrar un punto de $v=2.75$ m/s y $m=1.69$, prácticamente las condiciones de nuestro motor. Se puede consultar la Figura 24 para más información.

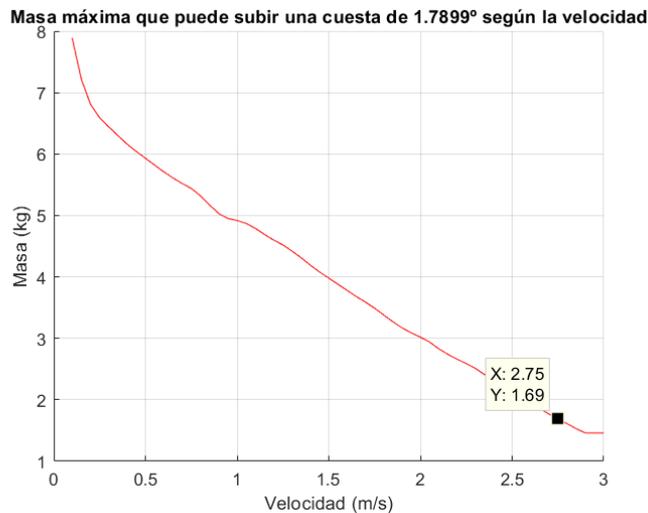


Figura 25. Masa en función de la velocidad para $\alpha = 1.7899^\circ$

- **Motor_masa_segun_pendiente_y_velocidad.m.** Permite obtener varias gráficas del punto anterior en un mismo gráfico. De esta manera, podemos observar en la Figura 25 que se obtiene, que mientras mayor es el ángulo, más se desplaza hacia abajo la correspondencia con la masa máxima.

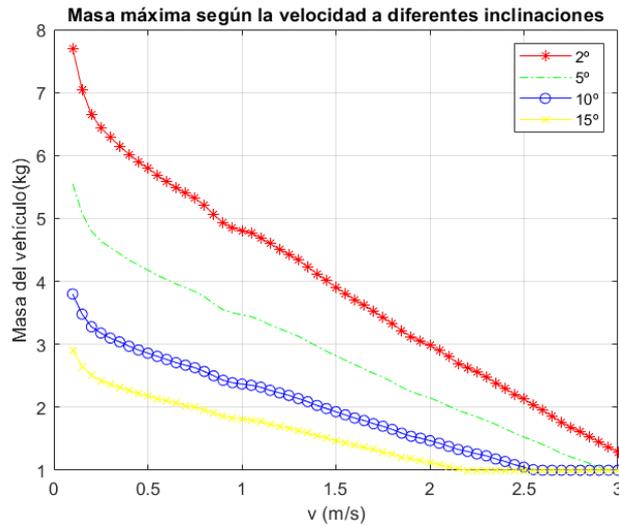


Figura 26. Masa (v) para múltiples α

- Velocidad_según_alpha_para_m_fijada.m. Permite darnos de vuelta la velocidad a la que debería bajar nuestro TPEUS (o cualquier vehículo con sus propias características). Como era de esperar, tenemos un punto en la gráfica que se corresponde a la operación sobre las vías de la cubierta superior, es decir, $v_i=2.75$ m/s mientras que $\alpha = 1.7899^\circ$.

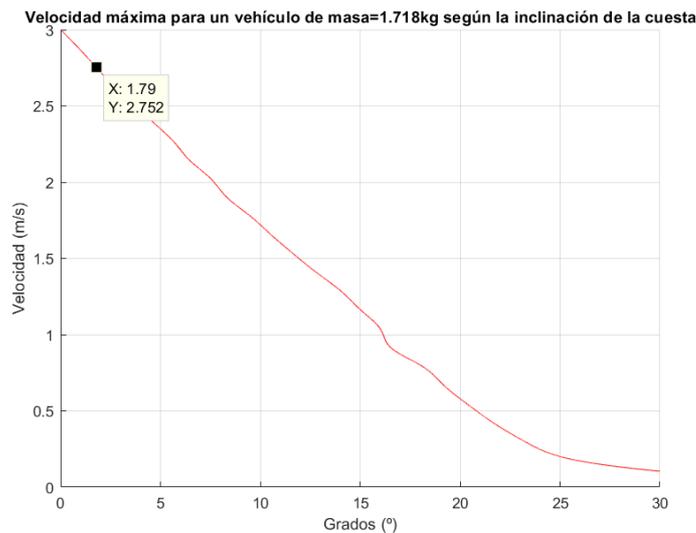


Figura 27. Velocidad del TPEUS en función del ángulo de subida α

5.4.3 Transmisión de potencia

Una vez queda determinada la relación $r_m=1/6$ la transmisión de potencia pasa a ser algo trivial. En nuestro caso la reducción de velocidad se realiza en dos tramos:

- Transmisión con relación 1:3 a través de engranajes.
- Transmisión con relación 1:2 mediante el uso de poleas.

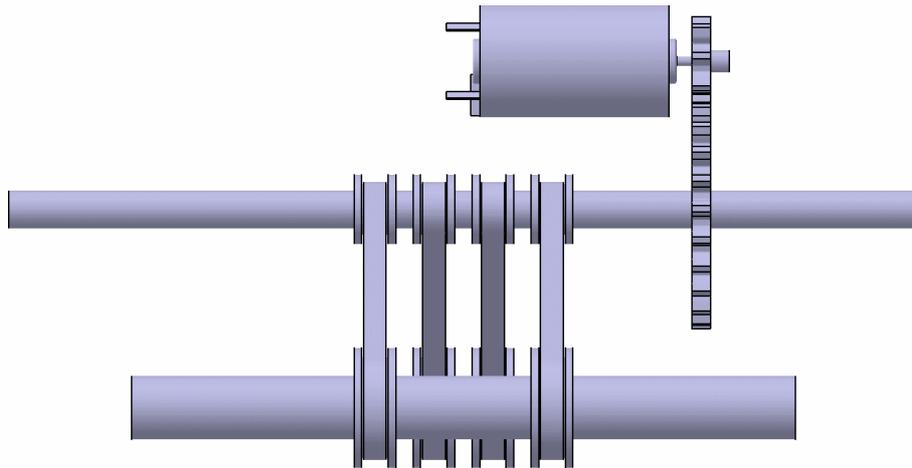


Figura 28. Relación de transmisión

5.4.3.1 Engranajes

Un conjunto de engranajes tiene como principal función en cualquier conjunto transmisor acomodar la velocidad angular al sistema. Se puede hablar de sistemas de engranajes que cambian la dirección de giro, como el conjunto “diente sin fin-engranaje” o conjuntos reductores. En nuestro diseño nos es necesario el segundo. De forma general para un sistema de engranajes de este tipo se cumple que:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{D_0}{z_0} = \frac{D_1}{z_1} = m \\ \frac{D_0}{D_1} = \frac{z_0}{z_1} = i \\ D_{01} = \frac{D_0 + D_1}{2} \end{array} \right.$$

Donde:

- D_i =diámetro del engranaje i .
- z_i =número de dientes del engranajes i .
- i =relación de transmisión. En nuestro caso $1/3$.
- m =módulo o parámetro característico del sistema de engranajes.
- D_{01} =distancia entre los ejes de los engranajes.

Atendiendo a las dimensiones de nuestro conjunto, se establece que $D_{01}=40$ mm. Si introducimos ese dato en la última ecuación y tenemos en cuenta que $i=1/3$. Se obtiene que los diámetros de nuestros engranajes son 20 y 60 mm. A partir de estos datos ya podemos determinar la geometría del engranaje.

$$\left\{ \begin{array}{l} e_d = \frac{19}{40} \pi * m ; e_v = \frac{21}{40} \pi * m \\ a = m ; b = 0.75 * m \end{array} \right.$$

Donde:

- e_d y e_v =los espacios de diente y de valle, respectivamente. El de diente se diseña ligeramente superior para que la rotación diente sobre diente no produzca demasiado golpeteo.
- a y b = cabeza y raíz del diente, respectivamente. Se determina que la cabeza debe ser menor para que el movimiento sea fluido sin colapso.

Teniendo en cuenta que el engranaje de menor tamaño mide 10mm de radio, es decir, 20π mm, se establece que debe tener al menos 8 dientes para su correcta impresión. Esto implica que el eje mayor tendrá 24 y por ende,

el modulo del movimiento o parámetro característico del mismo sea 2.5 mm

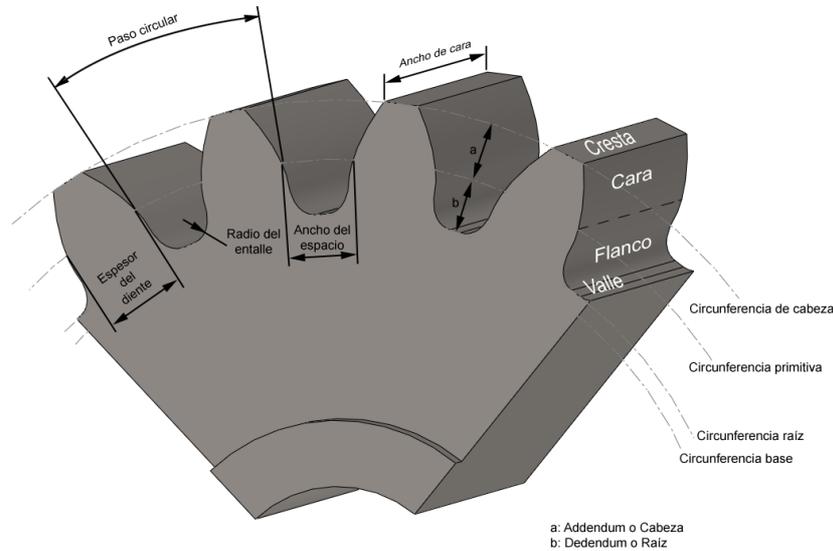


Figura 29. Partes de un engranaje [18]

En el caso de nuestro diente, sustituyendo en las fórmulas empleadas se tiene que:

$$\begin{cases} e_d = \frac{19}{40} \pi * m = 3.73mm \\ e_v = \frac{21}{40} \pi * m = 4.12 mm \\ a = m = 2.5 mm \\ b = 0.75 * m = 1.875 mm \end{cases}$$

Para cualquier otra consulta, se pueden consultar los planos 3-1 y 3-3 del ANEXO I con los detalles de ambos engranajes.

5.4.3.2 Poleas

Las poleas funcionan con la relación básica de que:

$$\omega_1 * D_1 = \omega_2 * D_2$$

Es fácilmente deducible que el diámetro del eje que comparte con el engranaje de salida del apartado anterior deberá ser la mitad del que va hacia los ejes de las ruedas. Dentro de la gran cantidad de poleas que se encuentran en el mercado, se escogen unas básicas de Polyester Fabrica modelo T75 de 6mm de anchura. Por otro lado, con la herramienta de medir de CATIA sabemos que la longitud total de cada una de las correas es de 302 mm.

Teniendo en cuenta la anchura de las correas que transmiten el movimiento entre ejes, se les incluyen unas poleas conductoras tales que $D_1=13.5mm$ y $D_2=6.75 mm$. Se pueden consultar la geometría completa de las poleas en los planos 3-5 y 3-6 del ANEXO I.

5.4.4 Baterías. Autonomía

Por último pero no por ello lo menos importante, tenemos el suministro de energía hacia la planta motora. Se escogen 2 pilas modelo 23A 12V que se conectan en paralelo para poder dar el voltaje necesario al motor de 24V. Esto se debe a que son baterías ligeras (7.4g por pila) y económicas (2.95€/u). Dentro del mercado se estudian otras baterías pero implican un peso total del orden 100g, por lo que por razones de potencia quedan totalmente descartadas.

Una vez escogidas las pilas, será necesario calcular la autonomía total del vehículo. En primer lugar, debemos tener en cuenta que el consumo máximo de nuestro motor se da para $v_t = 3 \text{ m/s}$, es decir, gira a 3768 rpm. Si se consulta el ANEXO F de sus características, más concretamente su gráfica de la intensidad, se obtiene que a ese régimen de revoluciones consume 0.3424A.

Si por otro lado se consulta el ANEXO J de las especificaciones técnicas de las pilas, se tiene que tienen una capacidad de 66mAh. Recuérdese que se colocan en paralelo por lo que $i_t = i_1 + i_2 = 2 * i_1 = 66 \text{mAh}$. De esta manera, teniendo en cuenta que en esta ocasión la regla de tres es inversamente proporcional (a mayor intensidad, menos dura la pila):

$$\begin{cases} 342.4 \text{ mA} \rightarrow x \text{ min} \\ 66 \text{ mA} \rightarrow 60 \text{ min} \end{cases} \rightarrow x = \frac{60 * 66}{342.4} = 11 \text{ min } 34 \text{ s}$$

En el caso que nos confiere, tal vez nos sea más útil tener el dato de la autonomía en vueltas que puede dar el TPEUS partiendo de la velocidad de diseño y la longitud de las vías:

$$\begin{cases} v_t = 3 \text{ m/s}; l = 90 \text{ m} \rightarrow t_v = 30 \text{ s} \\ t_{aut} = 11 \text{ min } 34 \text{ s} \end{cases} \rightarrow 23 \text{ vueltas}$$

De esta manera, queda claro que podrá superar las 18 vueltas totales que componen las pruebas y los tramos parciales de aceleraciones y deceleraciones, obteniéndose así la puntuación extra por autonomía global.

5.5 Sistema de frenado

El sistema de frenado no consiste en un conjunto de tuberías para llevar el líquido hidráulico que mueva los pistones que tenemos actuando sobre las ruedas y los propios actuadores. El diseño de los circuitos puede resultar trivial pues el diseño solo responde a la necesidad de llevar de un punto A a un punto B el líquido, de manera que se transmita la fuerza del servo sobre las ruedas. Por el contrario, el diseño de las superficies, confiere su estudio previo y sus ecuaciones.

5.5.1 Ecuaciones de frenado

Las fuerzas de frenado que se producen se deben a que las ruedas son frenadas mediante pistones. El procedimiento termodinámico se basa en disipar energía cinética en forma de calor mediante la fricción por rozamiento. Con el fin de que esta fricción sea mayor, se utilizan unos émbolos de jeringuillas recortados de manera que la superficie de contacto tenga rugosidades y por ende, coeficiente de rozamiento mayor.

Este diseño se ve claramente reflejado en la ecuación básica que gobierna el par de frenado que se genera entorno a la rueda:

$$\begin{cases} F_{fri} = \mu_{pr} * F_p \\ T_{fri} = F_{fri} * d_{ep} = \mu_p * F_p * d_{ep} = F_{fren} * \frac{D}{2} \end{cases}$$

Donde:

- F_{fri} = fuerza de fricción sobre la rueda.
- μ_{pr} = coeficiente de fricción piston-rueda.
- F_p = fuerza que ejerce el pistón.
- d_{ep} = distancia entre el eje de la rueda y el punto central de acción del pistón.
- T_{fri} = par de frenado sobre la rueda.
- F_{fren} = fuerza de frenado rueda-vía

Nótese que se asume que la fuerza que ejerce el pistón se supone uniforme sobre toda la superficie para así asumir el punto de acción como el punto central.

A pesar de que estas ecuaciones nos pueden hacer pensar que a mayor F_{fri} , mayor T_{fri} y que el TPEUS se frenará antes, esto no es estrictamente así. Es necesario tener en cuenta que la fuerza máxima de frenado que puede tener

un vehículo no puede superar la debida a la adherencia. Si esto pasara, se bloquearían las ruedas y se pasaría de frenar por adherencia a frenar por rozamiento, lo cual tiene un coeficiente mucho menor, y se recorrería una distancia mayor. Para evitar este problema, los coches tienen sistema ABS (Anti-Block System). En nuestro diseño, se configurarán los frenos de tal forma que que no se supere ese valor:

$$F_{adh} = \mu_{adh} * m_t * g$$

Si se utiliza un balance de energía podemos obtener las expresiones necesarias para determinar la frenada. Por un lado sabemos que tenemos una energía cinética que queremos disipar y por otro que la fuerza de frenado por la distancia es la encargada de disiparla. De esta forma:

$$\begin{cases} E_c = \frac{m_t * v_t^2}{2} \\ E_{fren} = F_{fren} * x_{fren} \end{cases} \rightarrow E_c = E_{fren} \rightarrow x_{fren} = \frac{v_t^2}{2 * g * \mu_{fren}} = \frac{v_t^2}{2 * g * \mu_{adh}}$$

Donde:

- E_c =energía cinética
- E_{fren} =energía de frenado
- x_{fren} =distancia total de frenado
- μ_{fren} =coeficiente de adherencia en el frenado

Con el fin de que la distancia de frenado sea minima, se fuerza que el coeficiente de frenado sea el mismo que el de adherencia.

Por otro lado, se puede calcular la deceleración que experimenta el TPEUS relacionando la ecuación de Newton y la definición de fuerza de frenado:

$$\begin{cases} F_{fren} = m_t * d \\ F_{fren} = \mu_{fren} * m_t * g = \mu_{adh} * m_t * g \end{cases} \rightarrow d = \mu_{adh} * g$$

Es necesario destacar que d se define como deceleración, desde un punto de vista vectorial una aceleración negativo, por ello no se usa la denominación "a". Una vez se tiene el valor de la deceleración, se puede obtener el tiempo necesario para el frenado del TPEUS desde que los pistones tocan la rueda hasta que se detiene por completo:

$$d = \frac{\Delta v_t}{t_{fren}} \rightarrow t_{fren} = \frac{\Delta v_t}{d} = \frac{v_0}{\mu_{adh} * g}$$

De forma aclaratoria, los actuadores tienen unos tiempos de acción que para cálculos posteriores incrementarán la distancia de frenado desde que se da la orden de detención hasta que se termina de ejecutar el frenado.

Finalmente, se resuelve el problema de la mecánica del frenado:

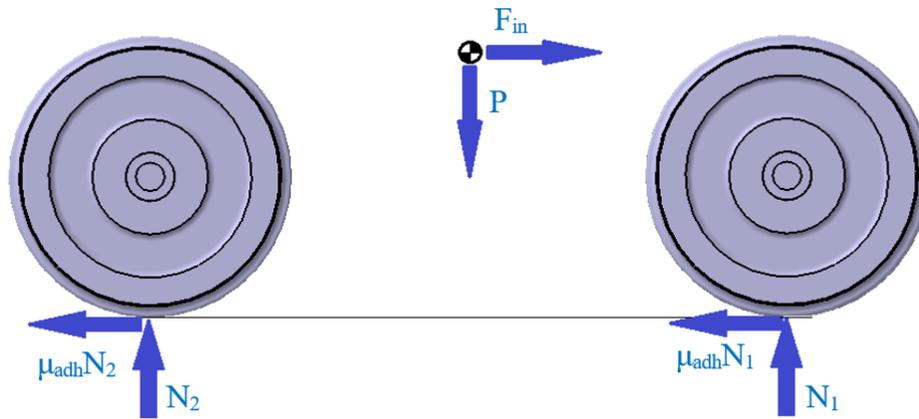


Figura 30. Problema de frenado

Aplicando equilibrio de fuerza vertical y de momentos sobre la rueda delantera:

$$\begin{cases} N_1 + N_2 = P = m_t * g \\ -N_2 * L - F_{in} * H + P * L_1 = 0 \end{cases}$$

Donde:

- N_i =fuerzas verticales producidas en el frenado
- L =distancia entre ejes (220mm)
- L_i =distancia en horizontal entre el eje i y el centro de gravedad ($L_1=109.691\text{mm}$ y $L_2=110.309\text{mm}$)
- H =distancia en vertical entre las vías y el centro de gravedad (88.509mm)
- F_{in} =fuerza de inercia ($m_t \cdot d$)

Sustituyendo los valores numéricos:

$$\begin{cases} N_1 + N_2 = 1.718 * 9.81 = 16.853 \text{ N} \\ -N_2 * L - F_{in} * H + P * L_1 = 0 \rightarrow -N_2 * 220 - 1.718 * \frac{3^2}{0.6 * 9.81} * 88.509 + 16.853 * 109.691 \rightarrow \end{cases}$$

Y simplificando ecuaciones:

$$\begin{cases} N_1 + N_2 = 16.853 \text{ N} \rightarrow N_1 = 9.507 \text{ N} \\ N_2 = 7.346 \text{ N} \end{cases}$$

Hemos de tener en cuenta que N_i es realmente la fuerza que soporta el eje completo, es decir, cada rueda tiene la mitad de esos valores. Teniendo en cuenta esto, podemos obtener las fuerzas de frenado en cada rueda:

$$\begin{cases} F_{fren1} = \mu_{adh} * \frac{N_1}{2} = 2.852 \text{ N} \\ F_{fren2} = \mu_{adh} * \frac{N_2}{2} = 2.204 \text{ N} \end{cases}$$

Si se vuelve a las ecuaciones originales que gobernaban la frenada tenemos que:

$$\mu_p * F_p * d_{ep} = F_{fren} * \frac{D}{2} \rightarrow \begin{cases} \mu_{p1} * F_p * d_{ep} = F_{fren1} * \frac{D}{2} \\ \mu_{p2} * F_p * d_{ep} = F_{fren2} * \frac{D}{2} \end{cases} \rightarrow \mu_{p2} = 0.7728 \mu_{p1}$$

Como la geometría es la misma para todas las ruedas y los pistones actúan con la misma fuerza al tratarse de un circuito único, se ajusta el sistema de manera que los coeficiente de fricción de los pistones sobre las ruedas sean diferentes cumpliendo la relación anterior. En conclusión, los pistones serán limados con el fin de mejorar ligeramente su coeficiente de fricción.

5.5.2 Diseño de superficies

El diseño de superficies atiende a la ley de Pascal de manera que, se hace equilibrio de $F \cdot S = \text{cte}$ entre las superficies y fuerzas del servomotor y los cuatro pistones. Por otro lado, sustituyendo y despejando las ecuaciones que se presentaron justo antes de este:

$$\begin{cases} F_{servo} * S_{servo} = 4 * F_p * S_p \\ \mu_{p1} * F_p = 4.706 \end{cases} \rightarrow F_{servo} * S_{servo} * \mu_{p1} = 4 * \pi * 10^2 * 4.706 = 5\,913.7 \text{ N} * \text{mm}^2$$

Donde:

- F_{servo} = fuerza del servomotor de frenado
- S_{servo} = superficie sobre la que actúa el servomotor

Asumiendo que superficies rugosas pueden producir valores de resistencia por fricción cercanos a la unidad y que los motores servo de pequeño tamaño tiene fuerzas del orden de entre 10 y 20 N:

$$15 * S_{servo} * 1 = 4 * \pi * 10^2 * 4.706 = 5\,913.7 \text{ N} * \text{mm}^2 \rightarrow S_{servo} = 394.24 \text{mm}^2$$

Resulta sencillo determinar que si nos encontramos con un depósito circular sobre el que actúa el servomotor, éste tendrá un radio de 11.20 mm.

En último lugar, queda por determinar cuánto debe ser el brazo del movimiento que ejecute el servomotor. Mediante conservación de volumen:

$$S_{servo} * d_{servo} = 4 * S_p * d_{pr}$$

Donde:

- d_{servo} = distancia del brazo de acción del servomotor
- d_{pr} = distancia entre el pistón y la rueda (2.87 mm)

Sustituyendo los valores anteriores y recordando que la superficie del pistón es un círculo de 10 mm de radio se obtiene que el servomotor escogido debe tener operatividad en un brazo de acción de 12.3mm.

De esta manera, quedan diseñadas no solo las superficies de frenado, si no el depósito sobre el que actúa el servomotor. En la figura 30 se puede comprobar como el depósito permite un recorrido teórico de $31.23 - 12 * 2 = 15.23$ mm. Hay que tener en cuenta que la superficie que sirve para presurizar el depósito tiene un espesor de 2mm, por lo que hay que tener en cuenta ese espesor tanto al frenar como al retraer el brazo del servomotor:

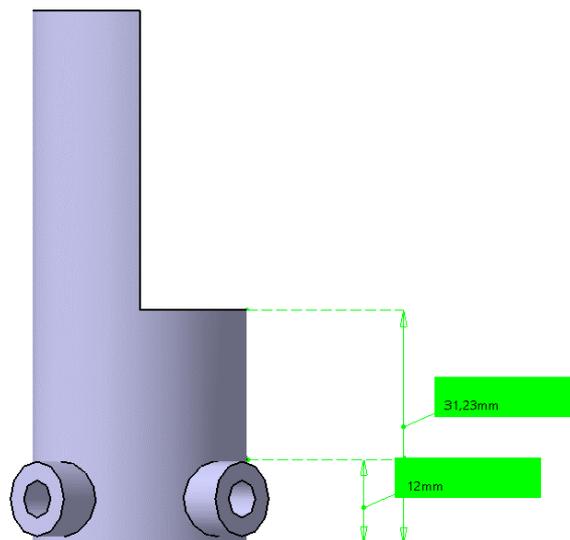


Figura 31. Depósito

5.5.3 Elección del servomotor de frenado

Una vez se han determinado los valores de brazo actuador y fuerza que debe ejercer el servomotor, se busca en los catálogos de servomotores de alguna marca como Actuonix. Se escoge esta compañía porque tiene una sección de motores de pequeño tamaño para control de alta precisión con Arduino.

En primer lugar, se determina que la serie de PQ12 ofrecen valores de fuerza y brazo actuador suficiente para lo que se necesita. Esto junto a su bajo peso de 19g, los convierte en candidatos ideales para nuestro objetivo.

Por otro lado, permiten el trabajo siendo alimentados directamente por Arduino, sin necesidad de otra fuente de alimentación. Si comprobamos la datasheet de la serie en el ANEXO K, podemos observar los valores específicos y el comportamiento de los diferentes modelos. En nuestro caso, se requiere que la respuesta sea lo más rápida posible y ello se consigue con el modelo PQ12-R de relación 1:30.

Destacamos la gráfica que nos determina la velocidad de respuesta:

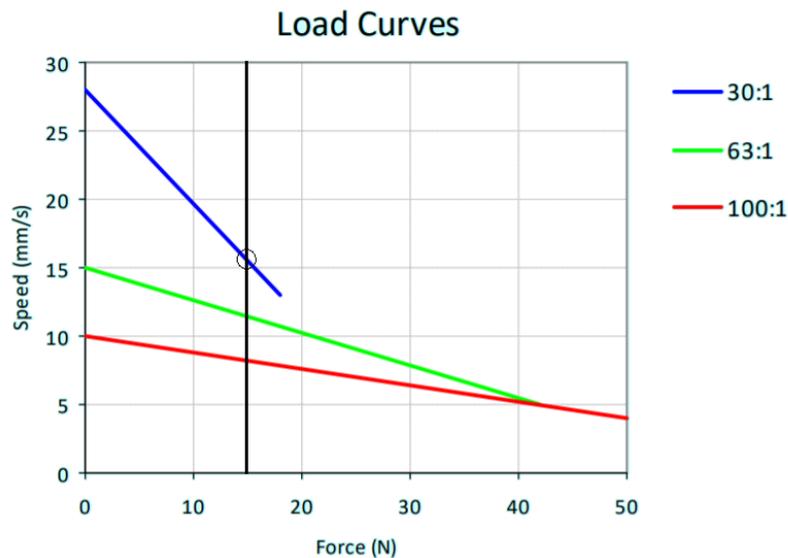


Figura 32. Comportamiento de serie PQ12 v (F-v)

Como se puede observar para una fuerza de 15N tiene una velocidad en el brazo actuador de 16 mm/s lo que nos da como resultado una respuesta de 769ms. De manera análoga, los otros dos modelos tardarían 1025 ms y 1538ms, que en términos de distancia recorrida a velocidad en el punto de diseño supondrían un incremento en la distancia total de frenado de 0.768m y 2.307 m respectivamente.

En conclusión, el PQ12-R trabaja al voltaje deseado, tiene un peso reducido, aporta las características técnicas necesarias y además ofrece la mayor velocidad de respuesta.

5.5.4 Circuitos hidráulicos

La función de los circuitos hidráulicos es la unión entre la superficie del servomotor y la del pistón con el fin de que se puede transmitir el movimiento y las fuerzas según la ley de Pascal:

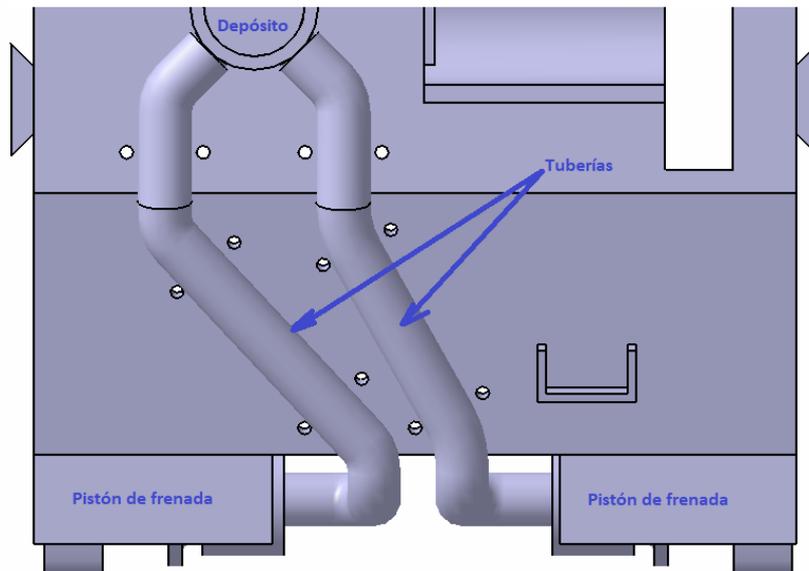


Figura 33. Tuberías del circuito hidráulico

Con el fin de que se puedan observar entradas de aire o pérdidas de líquido, se utilizan tuberías de PVC transparente y flexible con diámetro interior de 10mm, de forma que se adapte a las salidas y entradas de los pistones y el depósito, y 1 mm de espesor.

La disposición de las tuberías es simétrica para ambos pares de pistones y quedan fijadas con tres pequeñas bridas que se situarán en los orificios que se muestran en la Figura 32.

Por otro lado, accediendo a las propiedades de las tuberías en CATIA, vemos que el volumen las tuberías más largas (las de la izquierda de la Figura 32) es de 6.073 cm³, mientras que las otras dos tienen 5.694 cm³. Teniendo en cuenta las características de las tuberías:

$$\begin{cases} l_{tub1} = \frac{V_{tub1}}{S_{tub}} = \frac{6.073}{\pi(0.6^2 - 0.5^2)} = 17.57 \text{ cm} \\ l_{tub2} = \frac{V_{tub2}}{S_{tub}} = \frac{5.694}{\pi(0.6^2 - 0.5^2)} = 16.48 \text{ cm} \end{cases} \rightarrow L_{tub} = 2 * (l_{tub1} + l_{tub2}) = 68.10 \text{ cm}$$

Donde:

- l_{tubi} = longitud de la tubería i
- V_{tubi} = volumen de la tubería i determinado por CATIA
- S_{tub} = superficie de las tuberías
- L_{tub} = longitud total de las tuberías

De forma complementaria, se rellenan los circuitos hidráulicos en CATIA (tuberías, pistón y depósito) y se obtiene que el volumen total del líquido hidráulico es de 66.2 cm³, es decir, 66.2 mL.

5.5.5 Distancia de frenado

Una vez queda diseñado el sistema se pueden aplicar las ecuaciones de 5.5.1 para calcular la distancia que recorre el TPEUS. De esta forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} d = \mu_{adh} * g = 5.886 \frac{m}{s^2} \\ v_f = v_0 - d * t_{fre} \rightarrow t_{fre} = -v_0/d = 0.510 s \rightarrow s_{total} = 3.071m \\ s_{fre} = v_0 * t_{fre} - d * t_{fre}^2 / 2 = 0.764 m \\ s_{reac} = t_{reac} * v_0 = 2.307 m \end{array} \right.$$

Donde:

d=deceleración producida en el frenado

t_{fre}=tiempo durante el cuando se aplica la fuerza de frenado

v₀=velocidad inicial (3m/s)

s_{fre}=tiempo durante el que se aplica la fuerza de frenado

t_{reac}=tiempo de reacción del sistema de frenado

s_{reac}=espacio recorrido mientras actúa el sistema de frenado

5.6 Sistema de amortiguación

El sistema de amortiguación tiene como objetivo ser la union entre el empate y el cuerpo del vehículo manteniendo las vibraciones ocasionadas por el terreno o derivadas de las acciones del TPEUS con un bajo grado de impacto. Los muelles que se diseñen pueden encontrarse (o de forma muy cercana) en la plataforma virtual de <https://www.muellstock.com> en la sección de muelles de compresión.

5.6.1 Modelo del Sistema

El sistema de amortiguación del TPEUS consta de dos partes independientes. Por un lado tenemos unos muelles en vertical que absorben las aceleraciones y deceleraciones communes y por otro, los coaxiales con los ejes de las ruedas.

El modelo teórico del problema vertical tiene como modelo:

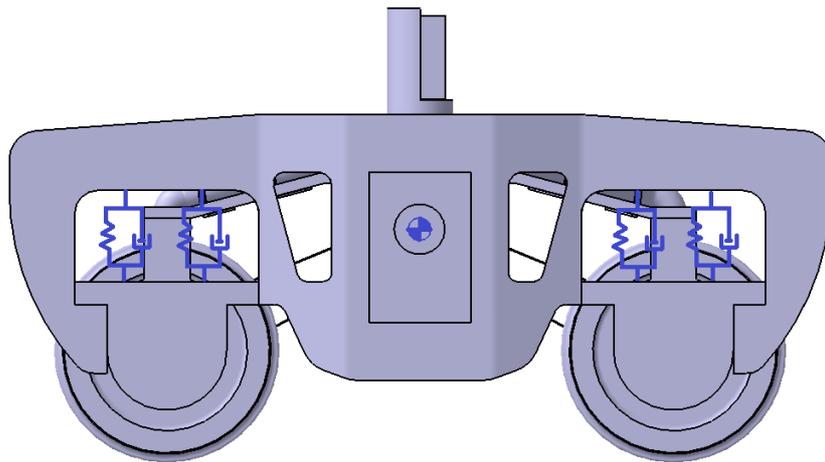


Figura 34. Problema de amortiguación vertical

Teniendo en cuenta que las ruedas se consideran rígidas tenemos un sistema del tipo:

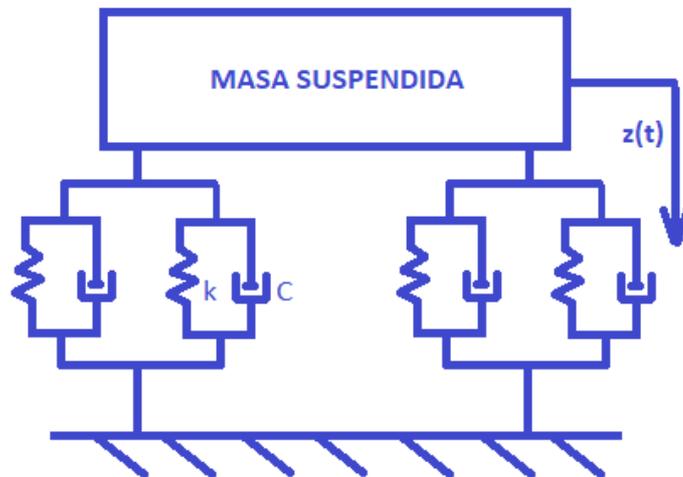


Figura 35. Modelización del problema

Se tienen un total de cuatro pares de vibroamortiguadores (uno por cada rueda).

En el modelo de sistema de amortiguación coaxial tenemos que:

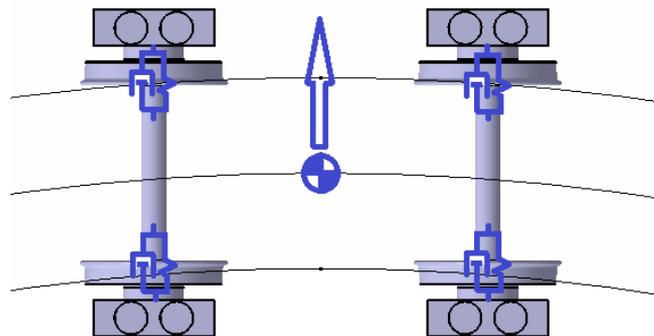


Figura 36. Modelo de giro sobre vía

Como se puede observar, dependiendo si el giro se efectúa a derechas o a izquierdas, los amortiguadores coaxiales serán los encargados de absorber las fuerzas centrífugas.

5.6.2 Ecuaciones básicas de una vibración lineal

La ecuación básica de una vibración lineal con un muelle y un amortiguador particularizada para el caso de la masa suspendida anterior es:

$$k_{eq} * z(t) + C_{eq} * \dot{z}(t) = m_{susp} * \ddot{z}(t)$$

Donde:

- k_{eq} = constante de proporcionalidad equivalente de la suma de todos los muelles
- C_{eq} = constante de amortiguamiento equivalente de la suma de todos los amortiguadores
- M_{susp} = toda aquella masa que se sitúa sobre los muelles y no sobre la vía

- $z(t)$ =posición relativa del centro de gravedad respecto a su punto inicial de estabilidad

Se debe tener en cuenta que el sistema de amortiguación se encuentra en paralelo desde todos sus puntos de vista, tanto dentro del conjunto de cada par de muelles como en el eje o el TPEUS completo. Es necesario conocer que:

$$\begin{cases} k_{eq} = k_1 + k_2 \\ C_{eq} = C_1 + C_2 \end{cases}$$

Mediante el uso de estas ecuaciones se podrá trabajar en cada eje de manera independiente, sabiendo que el resultado final de cada eje se puede aplicar en sus homónimos

5.6.3 Hipótesis simplificadorias

En primer lugar, es necesario introducir los tres tipos de problemas que debe solventar este sistema:

- Movimiento rectilíneo uniforme. La parte correspondiente al vertical absorbe el peso de la masa suspendida.
- Movimiento en curva. El sistema coaxial con los ejes de las ruedas, absorbe las fuerzas centrífugas.
- Movimiento acelerado. El sistema vertical absorbe las fuerzas que ejerce la vía sobre el sistema para variar su velocidad.

En segundo, en nuestro caso de modelo a pequeña escala tenemos que las velocidades relativas entre partes no son muy grandes por lo que asumimos que el sistema amortiguador está conformado básicamente por solamente muelles.

Además, se sabe que un movimiento de frenada en cualquier vehículo conlleva un movimiento de cabeceo y otro en el eje vertical. Estos movimientos pueden ser tanto dependientes como independientes. Esto se deberá a la posición del centro de gravedad. Si se tiene en cuenta la distancia al centro de gravedad entre ejes del TPEUS son 110.309 mm y 109.691 mm, se considera que asumir que la distancia es de 110 mm para ambos, es una simplificación de un error relativo del 0.28%, perfectamente asumible.

En último lugar, se debe destacar que la toma de decisión anterior también impacta sobre el problema en el giro puesto que, si los muelles en ambos ejes tienen el mismo valor, de forma automática se cumple el equilibrio de momento sobre el centro de gravedad.

5.6.4 Principio de superposición de problemas

El principio de superposición establece que en problemas lineales un sistema se puede descomponer en varios más pequeños y simplificados de manera que, la suma de las soluciones independiente de estos subproblemas es la solución del sistema inicial. Para ello, tendremos dos muelles diferentes en cada par de muelles del sistema vertical y un tercero en el coaxial.

5.6.4.1 Problema movimiento rectilíneo uniforme

El problema sigue una estructura tal que:

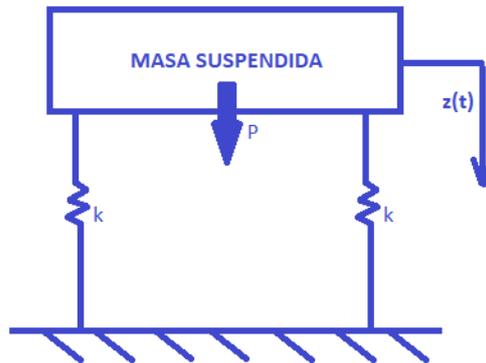


Figura 37. Problema movimiento rectilíneo uniforme

Y se tiene como condiciones de diseño que:

- La frecuencia natural debe situarse en torno a 1Hz, de manera que el TPEUS sea estable debido a vibraciones [19].
- La longitud que deben tener una vez se sitúa la masa suspendida sobre ellos es de 40 mm.

Al haber aplicado la hipótesis de que el centro de gravedad es simétrico geoméricamente, todos los muelles soportan la misma carga. A partir de ello, aplicando estas condiciones a las ecuaciones de los muelles:

$$\left\{ \omega_n = 2 * \pi * f = \sqrt{\frac{4 * k_{MRU}}{m_{susp}}} \rightarrow k_{MRU} = 10 \text{ N/m} \right.$$

Donde:

- ω_n = frecuencia natural del sistema
- k_{MRU} = constante de proporcionalidad de los muelles para el Movimiento Rectilíneo Uniforme
- m_{susp} = masa que se sitúa sobre los muelles (1.014kg)

Por otro lado es necesario determinar la longitud inicial de estos muelles:

$$F = k_{MRU} * z \rightarrow \frac{m_{susp}}{4} * g = k_{MRU} * z \rightarrow z = 2.48 \text{ cm}$$

Los muelles que amortiguan gestionan este tipo de movimiento deberán tener un longitud inicial de 64.8 mm.

5.6.4.2 Problema de movimiento rectilíneo acelerado

Dentro de todas las actuaciones del TPEUS, la frenada desde la velocidad máxima es el punto de diseño más exigente por lo que los muelles se diseñan de forma que sea produzca de forma adecuada.

Se tiene por condición geométrica que la frenada deberá conllevar un máximo de 6.52 mm, que es la distancia mínima entre ciertas partes de la geometría suspendida y el empate. De esta manera, el esquema de la frenada queda según la siguiente figura:

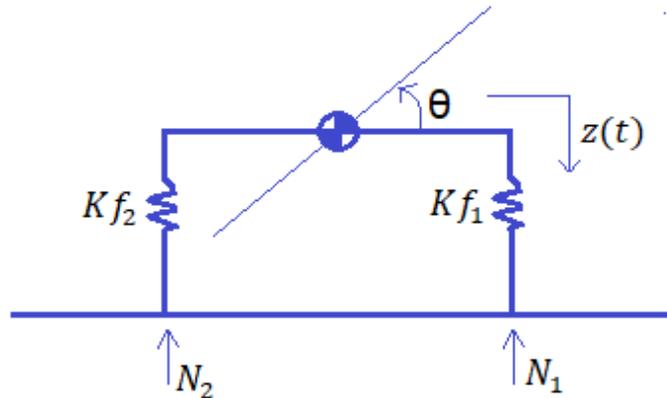


Figura 38. Problema de frenada

Donde:

- k_{f1} =valor de la constante de los muelles delanteros para el problema de frenada
- k_{f2} =valor de la constante de los muelles traseros para el problema de frenada
- θ =ángulo de cabeceo
- z = movimiento en el eje vertical de la masa suspendida
- N_i =fuerzas verticales que se generaban en la frenada

Sustituyendo valores numéricos en las siguientes ecuaciones:

$$\begin{cases} \frac{N_1}{2} = k_{f1} * z_{m\acute{a}x} \rightarrow k_{f1} = \frac{9.507}{2 * 6.52 * 10^{-3}} = 729.06 N/m \\ \frac{N_2}{2} = k_{f2} * z_{m\acute{a}x} \rightarrow k_{f2} = \frac{7.346}{2 * 6.52 * 10^{-3}} = 562 N/m \end{cases}$$

Ahora bien, al darse un ajuste de esta manera para las constante de los muelles, se tiene que el ángulo de cabeceo del TPEUS es nulo, debido a que ambos ejes se mueve la misma distancia.

Por otro lado, se pueden calcular las aceleraciones máximas que producen estos muelles teniendo en cuenta que las siguientes ecuaciones básicas del movimiento de vibración lineal:

$$\begin{cases} z(t) = z_{m\acute{a}x} * \text{sen}(\omega_n * t) \\ \dot{z}(t) = z_{m\acute{a}x} * \omega_n * \text{cos}(\omega_n * t) \\ \ddot{z}(t) = -z_{m\acute{a}x} * \omega_n^2 * \text{sen}(\omega_n * t) = -z(t) * \omega_n^2 \end{cases} \rightarrow \ddot{z}_{m\acute{a}x}(t) = z_{m\acute{a}x} * \omega_n^2$$

Sustituyendo la frecuencia natural por su correspondencia en de cada muelle:

$$\begin{cases} \ddot{z}_{m\acute{a}x1}(t) = 6.52 * 10^{-3} * \frac{\sqrt{\frac{729.06}{2 * 9.81}}}{\frac{9.507}{2 * 9.81}} = 0.2529 \frac{m}{s^2} \\ \ddot{z}_{m\acute{a}x2}(t) = 6.52 * 10^{-3} * \frac{\sqrt{\frac{562}{2 * 9.81}}}{\frac{7.346}{2 * 9.81}} = 0.2528 \frac{m}{s^2} \end{cases}$$

Como era de esperar, las aceleraciones salvo pequeños errores de redondeo en la calculadora, son iguales, lo que nos confirma de otra manera que la superficie horizontal se mantiene sin cabecera.

Por ultimo, hágase notar que ambas aceleraciones superarían las pruebas dispuestas para el control de las vibraciones.

5.6.4.3 Problema de giro

En esta ocasión, en vez de tener cuatro muelles actuando a la vez, serán dos los encargados de trabajar en paralelo de forma que la fuerza centrífuga permita el movimiento en el eje de las ruedas y el TPEUS se adapte a la vía.

Utilizando CATIA de manera auxiliar, se tiene que el radio mínimo de referencia para el que nuestro tren puede girar es de 1500 mm donde realiza un movimiento en el eje horizontal de 8.267 mm cuando el máximo permitido por la geometría del diseño es de 8.5mm (longitud inicial del muelle 33.5 mm)

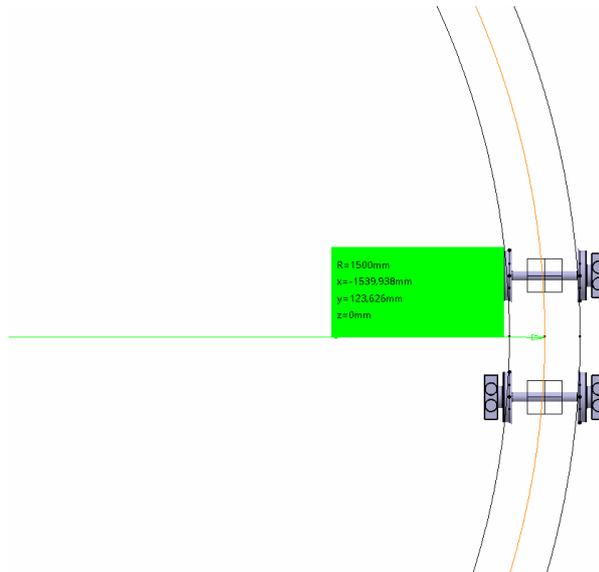


Figura 39. Movimiento en curva

Resulta trivial resolver que:

$$F_c = m_t * \frac{v_t^2}{r_m} = 2 * k_g * x_{m\acute{a}x} \rightarrow 1.718 * \frac{3^2}{1.5} = 2 * k_g * 8.267 * 10^{-3} \rightarrow k_g = 623.44 \text{ N/m}$$

5.7 Sistema de control

El control del TPEUS es sencillo, se trata simplemente de un vehículo con la capacidad de acelerar y frenar. Consta de dos motores; uno un servomotor actuador de frenado y el otro un motor de corriente continua que propulsa el movimiento. Este control se debe poder hacer a distancia por lo que incluiremos un modulo Bluetooth que nos permite comunicarnos entre la placa y nuestro ordenador.

5.7.1 Elección placa Arduino Nano

La elección de la placa de Arduino Nano se debe únicamente a necesidades de espacio y de peso. Comprobamos que tenemos los pines que se necesitarán para el montaje de ambos motores, es decir al menos dos pines de PWM. La librería de Arduino nos indica que para la placa de tamaño Nano, los pines que tiene como objetivo el comportamiento regulador o PWM son los pines 9, 10 y 11, situados en la zona de la izquierda de la placa.

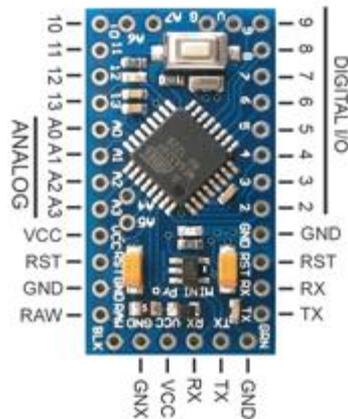


Figura 40. Arquitectura de pines de Arduino NANO

La alimentación de la placa se realiza de la forma tradicional con 6V en su puerto de alimentación a través de pilas.

5.7.2 Montajes

A continuación se muestran los montajes de los diferentes elementos del sistema de control del TPEUS. A pesar de que la placa que se utiliza a modo ilustrativo es una placa Arduino UNO, podemos ver como todos los pines utilizados los tiene también el modelo que se implementará en el vehículo.

5.7.2.1 Motor de corriente continua

Para la gobernabilidad del motor será necesario un transistor MOSFET modelo IRLB8743PbF, que permite trabajar hasta a 30 V. Un transistor MOSFET no es más una resistencia que tiene la capacidad de variar su valor en función de la corriente que reciba, por ello, un montaje en paralelo con el motor permite controlar la intensidad a la que trabaja el motor de corriente continua. Además, debe situarse el MOSFET en un pin PWM (el 9 en nuestro caso) de forma que se pueda usar esta peculiaridad a modo de control.

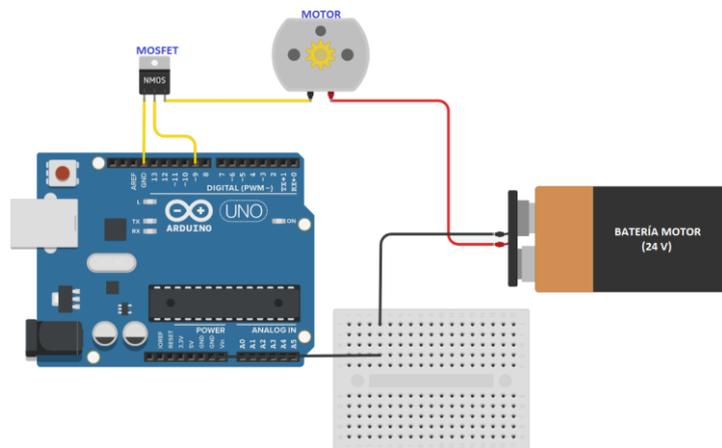


Figura 41. Montaje motor corriente continua

Si se requiere más información sobre el transistor, se puede encontrar su “datasheet” en el ANEXO L.

5.7.2.2 Servomotor PQ12-R

Tiene un funcionamiento similar a un transistor. Arduino debe gobernar el movimiento permitiéndole que tenga o deje de tener corriente por lo que será necesario instalarlo en otro pin PWM (en esta ocasión el número 10)

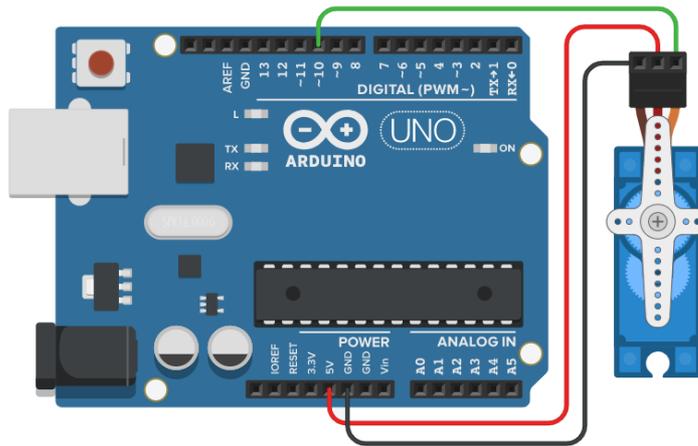


Figura 42. Montaje del servomotor

De la misma forma que en el ANEXO L se puede comprobar la información de los MOSFET, en el ANEXO K se tienen las especificaciones técnicas del servomotor.

5.7.2.3 Módulo Bluetooth HC-05

Finalmente, deberemos montar nuestro terminal de comunicación por Bluetooth, el HC-05. Ya que se trata de un dispositivo de comunicación debemos alimentarlo a través de la placa de Arduino y unir los pines de comunicación de forma cruzada, es decir, el pin de transmitir del modulo bluettoth se une al de recepción (RX-0) y se hace lo propio con el contrario. De esta manera:

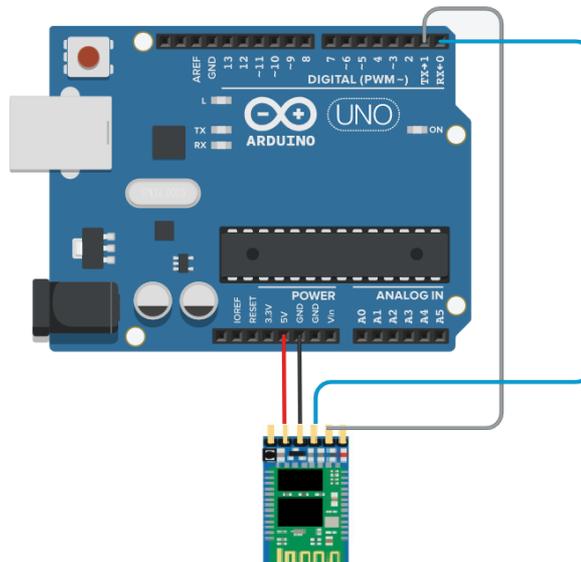


Figura 43. Montaje módulo HC-05

De izquierda a derecha tenemos los pines de VCC (pin de voltaje), GND (pin de tierra), TX (pin para transmitir información) y RX (pin para recibir información) en el módulo HC-05.

Para comunicarnos con la placa de Arduino solo es necesario instalar HyperTerminal (de licencia libre) y vincular el módulo HC-05 como cualquier otro dispositivo Bluetooth

5.7.3 Código

El código que cargaremos en Arduino se presenta en las siguientes líneas. Funciona de forma que:

- Cargamos la librería de servomotores de Arduino.
- Declaramos los puertos 9 y 10 (de PWM) como los que vamos a usar de acuerdo a los monatajes que se acaban de ver.
- Si pulsamos la letra “a”: El motor acelera y el servomotor no hace nada
- Si pulsamos la letra “d”: El motor decelera sin uso del freno, el servo no hace nada
- Si pulsamos la letra “s”: El motor se detiene y el servo actúa durante 769 ms (se indica en el apartado 5.3.3 el porqué de ese tiempo). El servo se mantiene en esa posición hasta que se le vuelva a pulsar la letra “s”, de forma que, se retraiga y libere la rueda.

En las siguientes líneas se pueden comprobar los comentarios del funcionamiento del código situados en sus líneas correspondientes:

```
#include <Servo.h>
Servo actuador; // llamada al servo para el código "actuador"
char x; // tecla pulsada, se corresponde a cualquiera de las 3
int velocidad=0; //velocidad del motor controlada por Voltaje
int PINMOTORCC=9; //pin de conexión del motor
int PINACTUADOR=10; //pin del servo
int flag=1;

void setup() {
  Serial.begin(9600);
  pinMode(PINMOTORCC,OUTPUT);
  actuador.attach(PINACTUADOR); // Pin actuador (PWM)
}

void loop() {
  analogWrite(PINMOTORCC,velocidad);
  if(Serial.available()){
    x=Serial.read();
    switch(x){
      case 'a':
        velocidad=velocidad+5;
        if (velocidad>=255){
          velocidad=255;
        }
        analogWrite(PINMOTORCC,velocidad);
      case 'd':
        velocidad=velocidad-5;
        if (velocidad<=0){
          velocidad=0;
        }
        analogWrite(PINMOTORCC,velocidad);
      case 's':
        if(flag==1){
          velocidad=0;
          analogWrite(PINMOTORCC,velocidad);
          actuador.writeMicroseconds(1000); // 1ms de pulso para extender
el brazo
          delay(769); // the actuador takes >0.769s para sacar el brazo a
15N y 15mm/s según la datasheet
https://actuonix.s3.amazonaws.com/Actuonix+PQ12+Datasheet.pdf
        }
        else if(flag==0){
```

```
        actuator.writeMicroseconds(1000); // retraer el brazo de la
misma forma
        delay(769);
    }

}
}
```

5.8 Carrocería

La carrocería no conlleva ningún cálculo matemático. En el proceso iterativo de diseño se ha utilizado de forma que variando su forma, generando huecos sobre ella... se pudieran instalar todos los sistemas de forma correcta y la condición de peso máximo que puede propulsar el motor escogido fuera suficiente.

Cualquier duda sobre la carrocería se pueden consultar los planos 4-1 y 4-2 del ANEXO I.

6 IMPRESIÓN 3D

For some people the sky is the limit, for us, it is just the begging.

- Jacqueline Cindea -

El objetivo de conseguir un modelo de TPEUS que permitiera ser imprimido en 3D ha sido parte fundamental del diseño. La variación de los parámetros de impresión se ha usado de manera que el TPEUS tuviera piezas más o menos resistentes en función de las cargas típicas que tendrían que soportar. En el siguiente enlace, se puede encontrar el código que se podría cargar en una impresora BQ Witbox 2, la impresora que hay en los laboratorios de la ETSI: <https://mega.nz/folder/MpVHDCLI#0Y0Y-tLcddI1W9Nk9kdGxQ>.

Nótese que la carpeta está subdividida según las partes del TPEUS y a su vez, el multiplicador que llevan los nombres indica el número de piezas que imprime ese código.

6.1 BQ Witbox 2

La impresora BQ Witbox 2 con su precio actual en 1 400€ se sitúa en el rango de las impresoras de alta calidad que aún se llegan a utilizar fuera de una gran industria, es por ello que se puede hablar sobre que una impresora de carácter semiprofesional.

Esta impresora destaca en el mercado de las semiprofesionales debido a que sus especificaciones son especialmente buenas a un precio muy competitivo. Si la comparamos con una de sus competidoras en el mercado en su momento de lanzamiento, la Makerbot Replicator 2 (1850€), sin lugar a dudas la impresora de la marca española BQ arrasa.

La BQ Witbox 2 nos ofrece una precisión en el eje vertical de 20 micras y un volumen de trabajo de 297x210x200 mm, mientras que la la Makerbot Replicator 2 nos confiere una precisión de 100 micras y un volumen de trabajo inferior 285x153x155 mm. En ningún caso tenemos cama caliente para la impresión y ambas trabajan con PLA de 1.75mm a 220°C que se extrusiona a 0.4mm.

Esto nos lleva a preguntarnos por qué si en las características principales la BQ simplemente es mejor, también tiene un precio más reducido. La explicación es bien sencilla, MakerBot es una empresa que no utiliza software libre de impresión de manera que al comprar una de sus impresoras, también pagas por el software de control. Además, la MakerBot Replicator 2 nos permite conectarla al ordenador que vaya a controlarla a través de tecnología WiFi. Por último, puede ser interesante grabar el comportamiento del extrusor y este plus también nos los da la impresora americana.

De todas formas, teniendo en cuenta que lo más relevante de una impresora es su calidad y capacidad de

impresión, la BQ Witbox 2 es una excelente opción. Para utilizarla solo será necesario incluir el código de impresión en formato GCODE en una tarjeta SD y escoger la pieza que queremos imprimir.

En un último lugar, no debemos olvidar su consumo así como la vida útil estimada en horas de impresión por el fabricante. Su potencia es de 150 W y se estima que puede llegar a imprimir unas 12 000 h (unos 4 años 8h al día) con sus correspondientes mantenimientos y reposición de las piezas.



Figura 44. BQ Witbox 2

6.2 Parámetros de impresión

Los parámetros que determinan la solidez de una piezas no son muchos pero sí que otorgan bastante juego desde un punto de vista estructural. Podemos conseguir piezas enormemente resistentes a pesar de tener espacios vacíos en su volumen. Estos parámetros son:

- **Altura de capa.** Determina la precisión en el eje Z. La impresora en cuestión se dedicará a ir depositando el material en capas separadas por esta distancia.
- **Grosor de pared.** Es el parámetro más importante en cuanto a resistencia estructural se refiere, especialmente en piezas pequeñas o que tengan una dimension mucho menor que las otros. Debe ser un múltiplo entero del extrusor de la impresora que utilicemos. Con pequeños incrementos en el grosor de capa se consiguen grandes incrementos de resistencia. Los valores comunes en piezas ligeras se sitúa en 1 mm y 1.5 mm, en función de la impresora.
- **Grosor de pared inferior y superior.** A efectos prácticos funcionan de la misma forma que el anterior parámetro. En piezas con un peso propio superiores o que vaya a soportar grandes cargas sobre ellas es recomendable que este parámetro se vea incrementando notoriamente respecto al grosor de pared común.
- **Densidad de relleno.** Junto al grosor de pared confiere estabilidad y rigidez. Tiene gran cantidad de valores comunes, podemos tener piezas libianas con una densidad de relleno del 5% o por el contrario piezas que se decidan extrusionar pero igualmente sean macizas al 100%. A la hora de diseñar el relleno se pueden seguir muchos patrones diferentes: cúbicos, triangulares, grid...
- **Temperatura de impresión.** A mayores temperaturas se consiguen resultados más precisos. A temperaturas elevadas, las capas se adhieren más fácilmente, se puede imprimir más rápido y el extrusor opera mejor (menos atascos). Esto es solo hasta cierto punto pues si se eleva demasiado la temperatura de impresión, es posible que la impresora no permita su funcionamiento o que incluso se carbonice el

plástico. Además, puede darse el fenómeno de corrimiento en piezas donde haya voladizos (los soportes pueden no ser suficientes).

- Velocidad de impresión. Es el parámetro más importante en cuanto a la precisión en el plano OXY sobre el que se deposita cada capa. Por un lado, es inversamente proporcional al tiempo que se tardará en imprimir la pieza pero por otro, velocidades excesivamente grandes disminuyen en exceso la calidad de impresión, pudiéndose dar el caso de hundimiento de material. El hundimiento de material se produce cuando la anterior capa de impresión aún no se ha solidificado lo suficiente y al pasar el extrusor sobre ella, estas nos se adhieren correctamente “perdiéndose” esa capa y deformándose el resultado final.

6.3 Impresión de piezas. Tiempos de impresión

Para llevar a cabo la impresión de las piezas, es necesario parametrizar los archivos .CADPart en el formato matemático que desarrolló Charles W. Hull en su método, el TSL. De esta manera podremos implementar la geometría en Ultimaker Cura, nuestro software de impresión. No se debe olvidar que esto se debe a que la BQ Witbox 2 permite el control con software libre.

Una vez que se cargan los modelos TSL podremos determinar cómo queremos imprimir cada pieza respecto a los anteriores parámetros. Además, es necesario que las piezas se dispongan de forma que tengan una primera capa que tenga la mayor superficie posible

A continuación se presenta una tabla de cómo se imprimen las piezas según los archivos en formato GCODE que se pueden descargar desde MEGA:

Pieza	Altura de capa (mm)	Grosor pared (mm)	Grosor pared superior e inferior (mm)	Densidad de relleno (%)	Patrón de relleno	Velocidad impresión (mm/s)	Masa (g)	Tiempo de impresión
Rueda	0.2	1.2	1.2	20	Triángulos	60	47.5	3h 33min
Eje	0.2	2	1.2	20	Triángulos	60	24	1h 32 min
Soporte	0.2	1.2	2	30	Triángulos	60	24	2h 7 min
Lateral	0.3	1.2	1.2	10	Triángulos	80	81	5h
Soporte motor	0.2	1.2	1.2	10	Triángulos	80	227	13h 56min
Depósito	0.2	1.2	1.2	20	Triángulos	60	18	1h 34 min
Tapadera depósito	0.2	1.2	1.2	20	Triángulos	60	1	8 min
Engranaje 1	0.2	1.2	1.2	20	Triángulos	60	1	7 min
Engranaje 2	0.2	1.2	1.2	20	Triángulos	60	11	58 min
Tapón	0.2	1.2	1.2	10	Triángulos	60	-	2 min
Eje transmisión	0.2	2	1.2	20	Triángulos	60	13	1h 3 min
Polea receptora	0.2	1.2	1.2	20	Triángulos	60	1.25	25 min
Polea conductora	0.2	1.2	1.2	20	Triángulos	60	5.25	10 min
Estructura motor	0.2	1.2	1.2	20	Triángulos	60	32.5	2h 23 min

Tabla 3. Características de impresión de las piezas

A modo de comentario es relevante remarcar que se busca gran precisión en las impresiones por lo que se escoge la altura de capa mínima posible de la BQ WitBox 2. Además se les confiere al menos con 3 capas de grosor a las paredes (1.2mm) exceptuando el soporte que soportará las cargas de frenado y a los ejes, que se les da 2 mm.

Además, las densidades dependerá de las cargas que soporten por lo que el soporte vuelve a ser la pieza con mayor densidad (30%) mientras que la carrocería tiene una densidad del 10%.

Por último, se ha de tener en cuenta que la pieza del lateral tiene dimensiones superiores a las que permite

imprimir la BQ Witbox 2, por lo que será impreso en dos partes. A modo ilustrativo de cómo sitán las piezas y para que se vea esta peculiaridad:

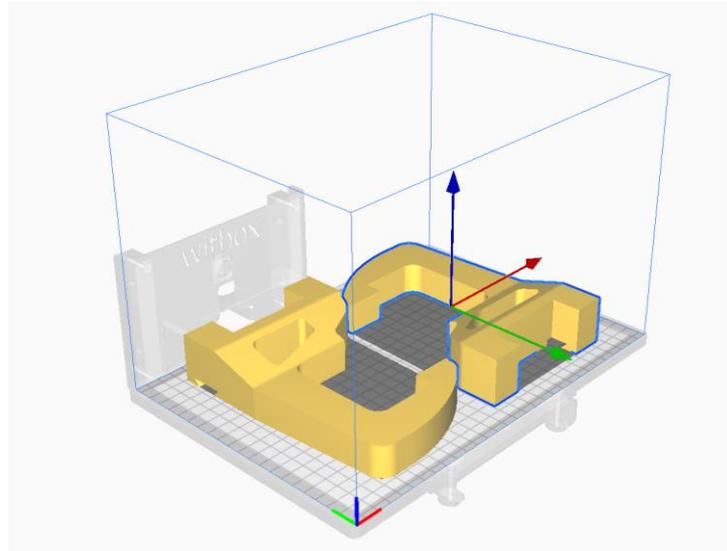


Figura 45. Impresión 3D con Ultimaker Cura

Se puede consultar el ANEXO M para consultar el total de los tiempos de impresión, así como, el peso total de las piezas y su distribución, pero el valor total del tiempo de impresión es de 79h 32 min y 38s.

6.4 Ahorro de peso

En el mismo ANEXO M se tiene la consideración de que el volumen total de las piezas es de 2 358.7 cm³. En el caso de que las piezas se hubieran impreso de forma maciza tendríamos una densidad de 1.24 g/cm³ pero esto no es así si no que:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{teórica} = 2\,358.7 * 1.24 = 2\,924.8\text{ g} \rightarrow \rho_{real} = 0.4669 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \rightarrow \\ m_{real} = 1101.4\text{ g} \\ Ahorro = \frac{1.24 - 0.4669}{1.24} * 100 = 62.34\% \end{array} \right.$$

7 COSTES DE FABRICACIÓN DEL TPEUS

Recuerda que el tiempo es dinero

- Benjamin Franklin -

Cuando se realiza un proyecto con tantos factores, a veces se pierde el norte y se olvida que hay que amortizar más gastos que aquellos que los que suponen los componentes o los materiales que se utilizan para fabricar el producto final. El objetivo de este capítulo es abarcar todos los gastos asociados para la fabricación de cada TPEUS si se fabricasen en masa. Dentro de los cálculos de los costes del tren no se tendrán en cuenta los asociados capital humano, puesto que el proyecto se desarrolla en un ámbito estudiantil que no lleva asociado ningún salario, ni tampoco los asociados software puesto que se han utilizado licencias para estudiantes, que no incurren en ningún gasto.

7.1 Costes asociados a los tiempos de impresión

Mientras una impresora está funcionando no solo lleva asociado el gasto de la electricidad que consume. Hay que tener en cuenta que toda maquinaria tiene una vida útil, unos costes de mantenimiento, costes de quien la manipula... Es por ello que los siguientes factores se deberán tener en cuenta:

- Coste de la electricidad. Durante el tiempo que esté funcionando la BQ Witbox 2 está consumiendo una potencia de 150 W. Cada pieza impresa lleva asociados unos costes de impresión que atienden a:

$$C_{\text{electricidad}} = t_{\text{impresión}} * P_{\text{BQW2}} * p_{\text{electricidad}}$$

Donde:

- $C_{\text{electricidad}}$ =coste de impresión de una pieza en euros asociado a la electricidad consumida.
 - $t_{\text{impresión}}$ = tiempo de impresión de la pieza en horas.
 - P_{BQW2} =potencia de la impresora en cuestión (150W).
 - $p_{\text{electricidad}}$ =precio de la electricidad (0,162714€/kWh).
- Coste de depreciación de la impresora. Como se introdujo antes, la máquina tiene una vida útil que se mide en h, mientras más se use menos valor tendrá porque menos horas de funcionamiento le restan. De esta forma podemos calcular los gastos de amortización de la impresora:

$$C_{depreciación} = \frac{p_{BQW2}}{t_{vida}} * t_{impresión}$$

Donde:

- $C_{depreciación}$ =coste de impresión de una pieza en euros asociado a la amortización de la impresora.
- t_{vida} = tiempo de vida útil de la impresora (12 000 h aproximadamente).
- p_{BQW2} =precio de compra de la BQ Witbox 2 (1 400€).
- Coste de mantenimiento. Cada cierto número de horas de impresión, el fabricante establece que ciertas reparaciones y/o cambios de piezas deben hacer para que la vida útil de la máquina sea lo mayor posible. Estos coste de mantenimiento también incurren en los costes del producto:

$$C_{mant} = \frac{p_{mant}}{t_{mant}} * t_{impresión}$$

Donde:

- C_{mant} =coste de impresión de una pieza en euros asociado al mantenimiento de la impresora
- t_{mant} = tiempo entre mantenimientos (en torno a 100h)
- p_{mant} =precio estimado de cada mantenimiento (unos 20€)

De esta manera se programan en Excel los costes asociados a estas variables. Se puede consultar el ANEXO N donde se muestran los datos de todos los costes del capítulo.

7.2 Material de impresión

El material de impresión es PLA de 1.75mm de grosor de filamento. El valor típico en el mercado se sitúa en torno a los 25€/kg. Se programa una columna en el ANEXO N donde se vean reflejado estos gastos.

7.3 Componentes

Es lógico que no todos los componentes se puedan imprimir en 3D por lo que habrá que recurrir al mercado para adquirir algunas piezas y componentes de nuestro TPEUS. Estamos hablando de componentes como muelles, pilas, componentes de Arduino o servomotores. Estos costes serán costes que no se pueden bajar a no ser que se consigan acuerdo por compras en grandes cantidades o se sustituyan componentes.

Hay que tener en cuenta que a pesar de los altos costes que tienen algunos componentes como puede ser el servomotor o el motor (en conjunto más de 100€) se trata de un proyecto estudiantil. Es por ello que este tipo de elementos podrían reutilizarse en otros trabajos. De esta manera, al igual que los costes por depreciación de la impresora sirve para amortizarla y no se incurre en un coste 1 400€, con este tipo de componentes pasaría exactamente lo mismo; reduciéndose los costes reales.

Consultando el ANEXO N se puede concluir que los costes asociados a los componentes suponen 279.93€ sobre un precio total de 338.22€. En otras palabras, los costes impresión suponen un 17.23% mientras que los de los componentes representan el 82.77% restante:

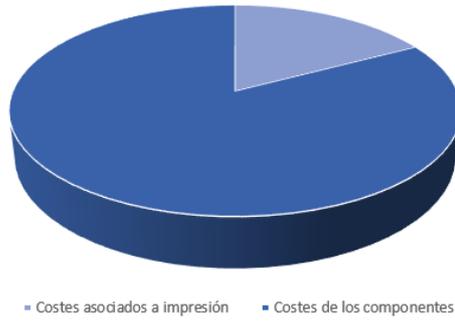


Figura 46. Distribución de costes

8 CONCLUSIONES

La felicidad consiste en unir el principio con el fin.

- Pitágoras -

El desarrollo de este Trabajo de Fin de Grado tiene como objetivo final y conjunto de ambas partes ser la primera piedra en un camino que, en unos años, con suerte, pueda llegar a ser el ETSI Railway Challenge. Es por ello que, a modo de conclusión y/o propuesta de mejoras se dejan los siguientes puntos a mejoras para aquellos que decidan seguir trabajando con el fin de que el concurso se pueda realizar en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Sevilla.

8.1 Impresión del TPEUS

Es evidente que la impresión y el montaje del TPEUS es una espinita que, a nivel personal, se me puede llegar a quedar clavada pero la situación producida por el Covid-19 ha impedido llevarlo a cabo. Dentro de una futura impresión del modelo, podría llegar a ser interesante que se estudiase de nuevo el mercado en búsqueda de otros componentes, como el servomotor, por si existieran nuevos a precios más reducidos.

En paralelo, si bien los valores numéricos no serían correctos para un tren que se mecanizara, el modelo 3D de CATIA y el procedimiento de análisis y diseño de sistemas se puede trasladar a un TPEUS fabricado por métodos tradicionales de mecanizado.

8.2 Análisis con Modelo de los Elementos Finitos

Además de los cálculos matemáticos sobre actuaciones y los ficheros de impresión 3D, podría resultar interesante utilizar los modelos de CATIA para importarlos a cualquier programa de MEF como pudiera ser Ansys a fin de que, antes de que se imprimiera, estar seguros de que el diseño procede y el TPEUS soporta las cargas típicas que va sufrir.

La importación a un software de este estilo también invitaría a diseñar una carrocería que además de cumplir los objetivos estructuras, tuviera cierta aerodinámica. De esta manera, además de estudiar las cargas de este TFG, podría llegar a hacer un estudio aerodinámico del que podríamos denominar como TPEUS+.

8.3 Mejora de la autonomía

Para cumplir con los requisitos de peso, ha sido necesario utilizar pilas que conferían al TPEUS una autonomía de 23 recorridos sobre la vía de la cubierta de la ETSI, poco más de 2km. Si se decide invertir en un motor de mayor potencia, sería interesante que al tener la capacidad de propulsar masas mayores, parte de esa masa extra se utilizara en pasar de pilas a baterías. Las baterías de 24V aunque tienen un peso del orden de varios cientos de gramos, también entregan una autonomía varias decenas superior.

8.4 Sobre el ETSI Railway Challenge

Tras haber estado trabajando en mi propio diseño y preparando la normativa sobre el posible concurso, he sacado algunas cosas en claro que creo que es importante que se debieran seguir en la celebración del mismo:

- Aunque no existe requisito de un número mínimo de participantes, considero que los equipos no deberían bajar de 10 personas. El concurso se da en el ámbito estudiantil y se debe ser consciente de que los participantes no estarán todo el tiempo 100% implicados en él por lo que menos de 10, puede llegar a suponer que tal vez no concluyan el proyecto.
- Según lo que he aprendido sobre impresoras 3D y sabiendo que el diseño del TPEUS conlleva unas 80h de impresión, lo que vienen siendo 10 jornadas laborales, sería necesario que la impresión de los modelos se empezara en el inicio del segundo cuatrimestre. Dentro de los objetivos del concurso está que se debe aprender que hay puntos de no retornos, por lo que para inicios de febrero los equipos deberían empezar a imprimir las piezas que tengan más claras (ruedas, ejes...)
- Sería conveniente por parte de los profesores que los tutorizaran que les propusieran una división interna por departamentos. Así cada uno se especializaría en un sistema a la vez que se adquiriera la idea de “ingeniería concurrente” al terminar teniendo que desembocar en un único diseño.
- Considero que realmente un profesor-tutor no necesitará dedicarle muchas horas a tutorizar a un equipo por lo que es posible que una misma persona supervise varios equipos. Recuérdese que el profesor nunca debe dar una solución al equipo, así que no debería existir problema. Esta idea realmente nace de recordar la asignatura de Cálculo de Aeronaves, donde un único profesor supervisa 7-8 diseños de aviones siendo un apoyo pero nunca la solución de los problemas

A modo de conclusión, se debe de ser consciente de que es un proyecto, que de llevarse a cabo supondría una inversión inicial por parte de la Escuela y/o Universidad importante. A pesar de ello, no debemos perder el objetivo primordial de éstas, dar una formación de calidad a sus estudiantes. Además, considero que un proyecto vistoso e innovador puede propiciar acuerdos entre los sectores públicos y privados siempre todo en pos de los estudiantes, siempre en pos de formar a grandes profesionales.

REFERENCIAS

- [1] IMechE, «IMechE,» 2018. [En línea]. Available: www.imeche.org.
- [2] Anónimo, «Wikipedia,» 2019. [En línea]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Modelismo_ferroviario.
- [3] A. Peláez, «www.diariosur.es,» 07 julio 2014. [En línea]. Available: <https://www.diariosur.es>.
- [4] B. García, «Think Big,» 06 agosto 2018. [En línea]. Available: <https://blogthinkbig.com/>.
- [5] 3D Systems, «www.3dsystems.com,» [En línea]. Available: www.3dsystems.com/our-story.
- [6] L. C. Howard, «3DNatives,» 07 noviembre 2019. [En línea]. Available: <https://www.3dnatives.com/es/bioimpresion-futuro-medicina-180520172/>.
- [7] Anónimo, «Ingeniero Industrial 40,» 16 octubre 2017. [En línea]. Available: <https://www.ingenioindustrial40.com/2017/10/16/guillermo-martinez-brazos-proteticos-3d/>.
- [8] L. C. Howard, «3D Natives,» 20 agosto 2020. [En línea]. Available: <https://www.3dnatives.com/es/impresoras-3d-sls-220320182/>.
- [9] S. E. y. F. Gavilán, *Presentación de la asignatura "Introducción a la Ingeniería Aeroespacial" de la ETSI*.
- [10] ADIF, *DETERMINACIÓN DE LAS VELOCIDADES MÁXIMAS ADMISIBLES POR TRAZADO. ANCHO NOMINAL 1668 mm Y VELOCIDADES HASTA 220 km/h*, 2003.
- [11] L. Rama, «ABC,» 29 enero 2019. [En línea]. Available: https://sevilla.abc.es/andalucia/granada/sevill-llegara-granada-junio-pese-dificultades-tecnicas-201901291555_noticia.html.
- [12] A. L. Pita, «Coches de viajeros,» de *Infraestructuras Ferroviarias*, Universidad Pública de Cataluña, 2006, pp. 65-72.
- [13] Y. Ortiz, «Tren Galicia,» 29 enero 2017. [En línea]. Available: <http://tren Galicia.blogspot.com/2017/01/la-serie-730-de-renfe.html>.
- [14] J. /. P. domain, «Commons Wikimedia,» 27 agosto 2015. [En línea]. Available: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Europe_rail_electrification.png.
- [15] W. LIC, «Commons Wikimedia,» [En línea]. Available: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=85511561>.
- [16] R. Ballester, *Análisis modal experimental de una vía ferroviaria a escala*, Sevilla: Universidad de Sevilla, 2019.

- [17] Anónimo, «Ingemecánica,» [En línea]. Available:
<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn63.html>.
- [18] Izantux, «Commons Wikimedia,» [En línea]. Available:
<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=6596735>.
- [19] V. C. Hernando, «El sistema de suspensión,» de *Diseño de una suspensión para un vehículo basada en amortiguadores magneto-reológicos*, Madrid, Universidad Carlos III Madrid, 2009, pp. 6-9.

I. ANEXO A

Carta de compromiso de Cumplimiento de normativa



CARTA COMPROMISO PARA EL CUMPLIMIENTO DEL REGLAMENTO DE ETSI RAILWAY CHALLENGE

_____, Sevilla, a _____ de _____ de 20__

Mediante la presente hago constar que he leído y entendido las normas presentadas en el Reglamento de la competición ETSI Railway Challenge, por lo que acepto de conformidad cumplir con lo establecido en el mismo, así como con los procedimientos, instrucciones y acuerdos que emitan las autoridades de la competición.

Así mismo, acepto las responsabilidades, derechos y obligaciones establecidos para las y los estudiantes en la normatividad interna y externa que rige a la competición.

Nombre
completo: _____

DNI: _____

ENTERADO

II. ANEXO B

Formulario de Inscripción



FORMULARIO DE INSCRIPCIÓN PARA LA COMPETICIÓN ETSI RAILWAY CHALLENGE

_____, Sevilla, a _____ de _____ de 20____

NOMBRE DEL EQUIPO:

NÚMERO DE MIEMBROS DEL EQUIPO:

DATOS DE CONTACTO:

- NOMBRE:
- CORREO:
- TIF:

TUTOR DEL EQUIPO:

- NOMBRE:
- FACULTAD:
- DEPARTAMENTO:

PARTICIPANTE 1:

NOMBRE COMPLETO:

DNI:

FECHA DE NACIMIENTO:

FACULTAD:

GRADO/MÁSTER:

CURSO:



PARTICIPANTE 2:

NOMBRE COMPLETO:

DNI:

FECHA DE NACIMIENTO:

FACULTAD:

GRADO/MÁSTER:

CURSO:

PARTICIPANTE 3:

NOMBRE COMPLETO:

DNI:

FECHA DE NACIMIENTO:

FACULTAD:

GRADO/MÁSTER:

CURSO:

PARTICIPANTE 4:

NOMBRE COMPLETO:

DNI:

FECHA DE NACIMIENTO:

FACULTAD:

GRADO/MÁSTER:

CURSO:

PARTICIPANTE 5:

NOMBRE COMPLETO:

DNI:

FECHA DE NACIMIENTO:

FACULTAD:

GRADO/MÁSTER:

CURSO:



PARTICIPANTE 6:

NOMBRE COMPLETO:

DNI:

FECHA DE NACIMIENTO:

FACULTAD:

GRADO/MÁSTER:

CURSO:

PARTICIPANTE 7:

NOMBRE COMPLETO:

DNI:

FECHA DE NACIMIENTO:

FACULTAD:

GRADO/MÁSTER:

CURSO:

PARTICIPANTE 9:

NOMBRE COMPLETO:

DNI:

FECHA DE NACIMIENTO:

FACULTAD:

GRADO/MÁSTER:

CURSO:

PARTICIPANTE 10:

NOMBRE COMPLETO:

DNI:

FECHA DE NACIMIENTO:

FACULTAD:

GRADO/MÁSTER:

CURSO:



PARTICIPANTE 12:

NOMBRE COMPLETO:

DNI:

FECHA DE NACIMIENTO:

FACULTAD:

GRADO/MÁSTER:

CURSO:

PARTICIPANTE 13:

NOMBRE COMPLETO

DNI:

FECHA DE NACIMIENTO:

FACULTAD:

GRADO/MÁSTER:

CURSO:

PARTICIPANTE 14:

NOMBRE COMPLETO:

DNI:

FECHA DE NACIMIENTO:

FACULTAD:

GRADO/MÁSTER:

CURSO:

PARTICIPANTE 15:

NOMBRE COMPLETO

DNI:

FECHA DE NACIMIENTO:

FACULTAD:

GRADO/MÁSTER:

CURSO:

III. ANEXO C

Formulario de cesión de derechos de imágenes



Yo _____, con DNI/NIF número _____, con domicilio en _____

AUTORIZO:

I.A la Universidad de Sevilla, con sede legal en Sevilla, para la captación, reproducción y difusión de las siguientes imágenes y/o videos sobre mi persona:

- Imágenes tomadas el día de la competición
- Imágenes incluidas en los informes y entregables de la misma.

II. La reproducción y difusión, a través de cualquier medio de comunicación, de las mencionadas imágenes y/o videos, o partes de las mismas, únicamente para los siguientes usos o finalidades:

- Promoción de las actividades de la Universidad de Sevilla.
- Difusión en redes sociales.
- Publicaciones en la página web oficial de la Universidad de Sevilla o del evento.

III. Esta autorización y cesión de utilización del contenido grabado y de mi imagen, de carácter gratuito, se hace al amparo de lo dispuesto en la Ley Orgánica 1/1982, de 5 de mayo, de Protección Civil del Derecho al Honor, a la Intimidad Personal y Familiar y a la Propia Imagen, y a la misma no está sometida a ningún plazo temporal, ni restringida al ámbito nacional de cualquier país.

Y para que así conste firmo la autorización en _____, a _____

Fdo.

IV. ANEXO D

Plantilla puntuación

EQUIPO:	
TUTOR:	

PRUEBAS TÉCNICAS								
1. Prueba de velocidad		Tiempos			Mejor tiempo del equipo	Mejor tiempo general	Puntuación	
		Tiempo 1	Tiempo 2	Tiempo 3				
Cronometrador 1:								
Cronometrador 2:								
Juez:								
2. Prueba de aceleración		Tiempos			Mejor tiempo del equipo	Mejor tiempo general	Puntuación	
		Tiempo 1	Tiempo 2	Tiempo 3				
Cronometrador 1:								
Cronometrador 2:								
Juez:								
3. Prueba de frenado		Distancias			Menor distancia del equipo	Menor distancia general	Puntuación	
		Distancia 1	Distancia 2	Distancia 3				
Medidor:								
Juez:								
4. Control de vibraciones		Movimiento Rectilíneo Uniforme			Movimiento acelerado		Puntuación	
		Llano	Subida	Frecuencia	Frenada	Aceleración		
Medidor:								
Juez:								
5. Control del vehículo		Aceleración			Deceleración			Puntuación
		1	2	3	1	2	3	
Juez:								
6.1. Prueba de fiabilidad		Tiempos			Mejor tiempo del equipo		Puntuación	
Cronometrador 1:								
Cronometrador 2:								
Juez:								
6.2 Autonomía global		¿Cambio de baterías en las siguientes pruebas?					Puntuación	
		1	2	3	4	5		6.1

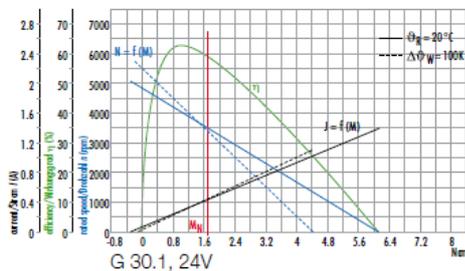
PRUEBAS SOBRE PROCESOS DE FABRICACIÓN							
1. Intercambiabilidad de ruedas		Tiempos			Mejor tiempo del equipo	Mejor tiempo general	Puntuación
		Tiempo 1	Tiempo 2	Tiempo 3			
Cronometrador 1:							
Cronometrador 2:							
Juez:							
2. Manufacturabilidad de las piezas		Puntuación las soluciones tomadas					Puntuación
		Impresión piezas	Acudir al mercado	Tiempo fabricación	Otros 1	Otros 2	
Juez 1:							
Juez 2:							
Juez 3:							
3. Costes del mercado		Posición global respecto a otros equipos					Puntuación

PENALIZACIONES					
MUY GRAVES					
	Autor	Fecha	Prueba	Breve explicación	Sanción
1)					
2)					
3)					
GRAVES					
	Autor	Fecha	Prueba	Breve explicación	Sanción
1)					
2)					
3)					
MEDIAS					
	Autor	Fecha	Prueba	Breve explicación	Sanción
1)					
2)					
3)					
LEVES					
	Autor	Fecha	Prueba	Breve explicación	Sanción
1)					
2)					
3)					

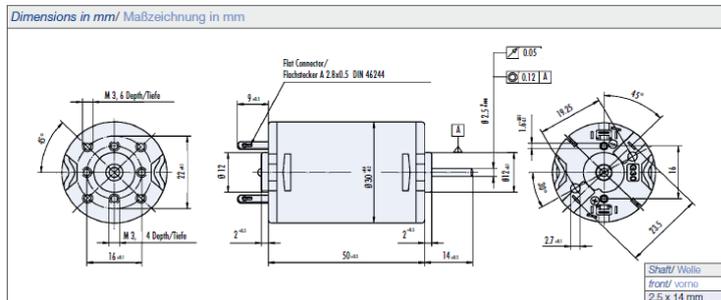
V. ANEXO E

Especificaciones técnicas del GR30.1 24V

Characteristic diagram/ Belastungskennlinien



Dimensions in mm/ Maßzeichnung in mm



Data/ Technische Daten		G 30.1		
Nominal voltage/ Nennspannung	VDC	12	24	40
Nominal current/ Nennstrom	A ¹⁾	0.9	0.45	0.28
Nominal torque/ Nennmoment	Nm ²⁾	0.0165	0.017	0.0175
Nominal speed/ Nennndrehzahl	rpm ³⁾	3300	3400	3600
Stall torque/ Anhaltenmoment	Nm ²⁾	0.064	0.067	0.069
Maximum torque/ Maximales Moment	Nm ²⁾	0.064	0.067	0.069
No load speed/ Leerlaufdrehzahl	rpm ³⁾	4750	4800	5300
Nominal output power/ Dauerabgabeleistung	W ⁴⁾	5.7	6.1	6.6
Maximum output power/ Maximale Abgabeleistung	W	7.95	8.4	9.5
Torque constant/ Drehmomentkonstante	Nm A ⁻¹⁾	0.0237	0.046	0.0702
Terminal Resistance/ Anschlusswiderstand	Ω	4.21	15.68	38.5
Terminal inductance/ Anschlussinduktivität	mH	3.64	14.2	33.5
Starting current/ Anlaufstrom	A ¹⁾	2.85	1.53	1.04
No load current/ Leerlaufstrom	A ¹⁾	0.175	0.09	0.064
Demagnetisation current/ Entmagnetisierungsstrom	A ¹⁾	0.0	0.0	0.0
Rotor inertia/ Rotor Trägheitsmoment	gcm ²⁾	18.5	19.5	18.5
Weight of motor/ Motorgewicht	kg	0.11	0.11	0.11

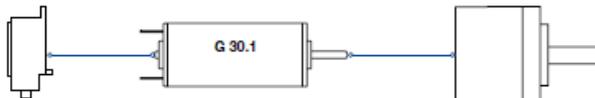
- » Mechanical commutation through multi bar commutator provides long lifetime
- » Operation in both directions of rotation
- » Sleeve bearing at motor shaft is standard
- » Optionally with ball bearing, custom shaft length and diameter, lead version on request



Modular System/ Modulares Baukastensystem

» Encoder/ Geber

- MG 2
- RE 22
- RE 30 (TI)



» Controller/ Regelelektroniken

- RS 200
- BGE 6005 A
- BGE 6010 A

» Planetary Gearboxes/ Planetengetriebe

- PLG 30
- PLG 30 H
- PLG 32
- PLG 32 H
- PLG 42 K
- PLG 42 S

You can individually configure your suitable product and download technical data and drawings for the combination at www.dunkermotoren.com/en/configuration/
 Unter www.dunkermotoren.de/konfigurator können Sie Ihr passendes Produkt individuell konfigurieren und technische Daten und Zeichnung für die Kombination herunterladen.

VI. ANEXO F

Especificaciones técnicas GR63X55

Motor Con Hierro

GR 63X55

dunkermotoren

Las Ventajas:

Motor para aplicaciones industriales,
Ideal para el funcionamiento en paro/marcha e inversión del sentido de giro,

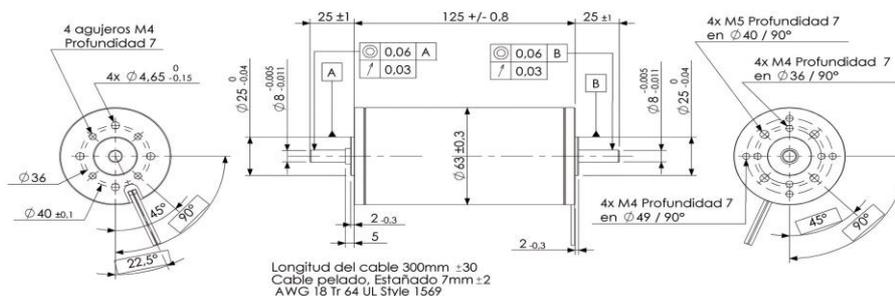
Productos asociados:

> Reductor	> Electrónica
Planetario (PLG 52)	Nano DC 1Q 30/3
	First DC 1Q 60/10
> Accesorio de control	First DC 4Q 50/5
HEDS / HEDL	MCDC 3006
Generador (GT5-25)	
> Accesorio de seguridad	> Fuentes de Alimentación
Freno (76131)	S-100F-24

102 W > 198 W

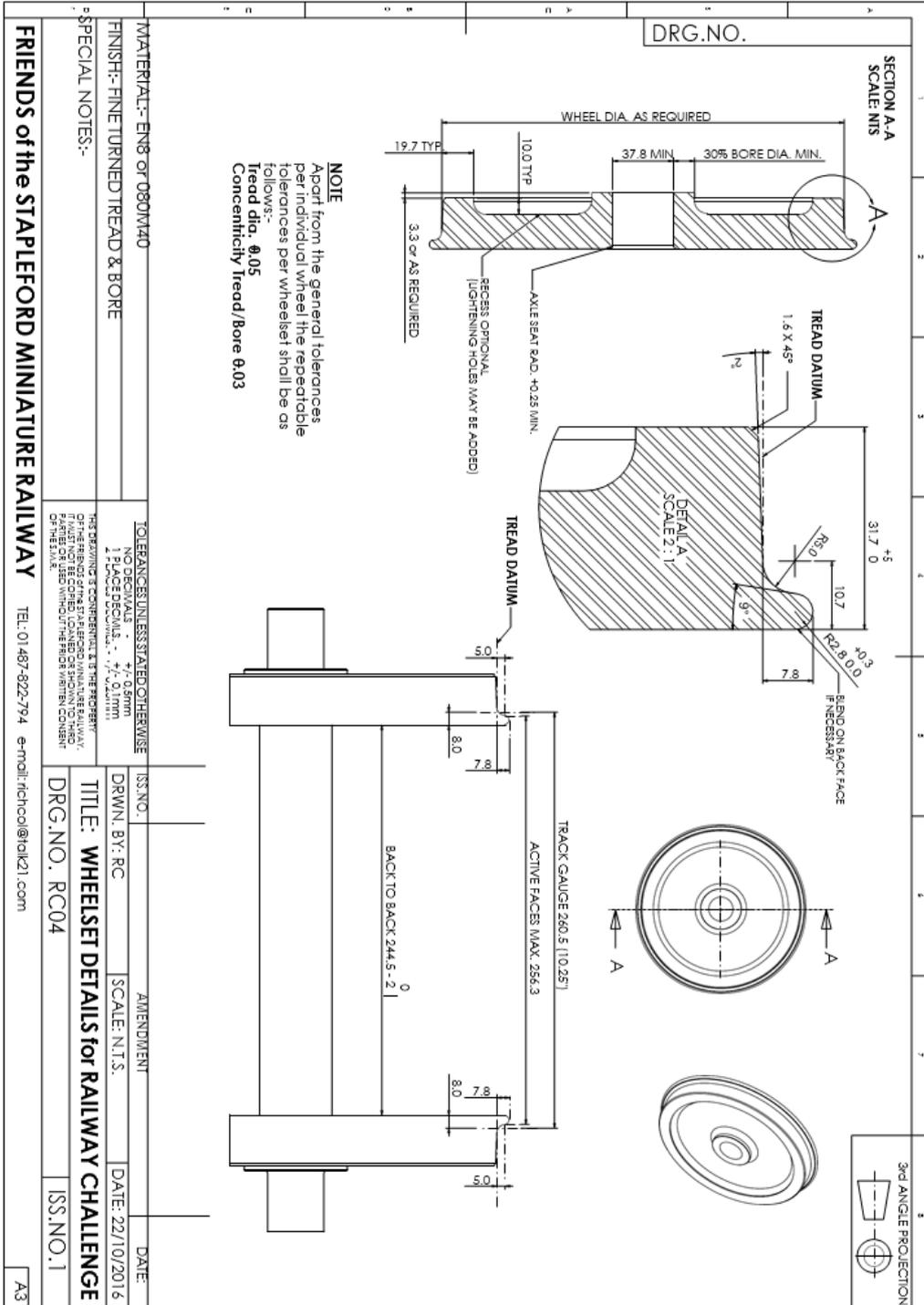
Tensión de alimentación (Ua)	V	24	Conmutación	Grafito
Velocidad a corriente In	rpm	3200	Número de delgas del colector	12
Par a corriente nominal In	mNm	315	Cojinetes	Rodamientos de bolas
Corriente permanente máxima (In)	mA	4900	Imanes	Ferrita
Velocidad en vacío a Ua +/-10%	rpm	3650	Carga axial máxima (dinámica)	150 N
Corriente en vacío a +/-50%	mA	400	Juego axial mínimo	0,15 mm
Par de arranque a Ua	mNm	2110	Juego axial máximo	0,15 mm
Corriente de arranque a Ua	mA	33000	Carga radial máxima	150 N
Constante de par	mNm/A	64	a una distancia de brida de:	20 mm
Constante de velocidad	rpm/V	152	Juego radial	0,015 mm
Pendiente velocidad/par	rpm/mNm	1,43	Fuerza máxima de inserción (estática)	200 N
Velocidad límite	rpm	6000	Temperatura ambiente mínima de funcionamiento	-20 °C
Potencia útil máxima a Ua	w	202	Temperatura ambiente máxima de funcionamiento	85 °C
Rendimiento máximo	%	85	Temperatura máxima del rotor	120 °C
Constante de tiempo electromecánica	ms	11	Peso	1700 g
Inercia	gmc ²	750		
Resistencia en Bornes	Ohm	0,6		
Inductancia	mH	1,5		
Resistencia térmica carcasa/ambiente	K/W	3		
Resistencia térmica rotor/carcasa	K/W	1,3		

PLANO 3D (IGES)



VII. ANEXO G

Geometría ruedas y eje



VIII. ANEXO H

Código funciones de MATLAB

motor_condiciones_generales.m

```
clear all
clc
%% FUNCIÓN ENCAMINADA A COMPROBAR SI UN MOTOR ES VÁLIDO PARA NUESTRO
TREN%%
    %En este caso se hace una prueba de configuración general para
1.5kg de
    %vehículo, 85% de rendimiento de transmisión, subida de 5°,
adherencia
    %de 0.6 y resistencia al movimiento de 0.025
%% DATOS DEL MOTOR%%
t=[0:0.2:1.6,1.7,1.8:0.2:6,6.1]; %PAR N*cm
w_motor=[51850/11:-1700/11:38250/11,3400,36550/11:-1700/11:0,0]; %rpm
motor
eta=[0 42 52.5 58 62 62.5 62 61 59 58 57.5 56 54 52 49 47 44 42 39.5
37 34.5 32 29,...
26 22.5 20 17 14 11 8 5 2 0]; %rendimiento en porcentaje
i=[0.0675:0.045:0.4275,0.45,0.4725:0.045:1.4625]; %intensidad
corriente A
V=24; %Voltaje de trabajo en V
p=V*i;p_real=p.*eta/100; %potencia del motor/ potencia entregada

%% Valores característicos de la velocidad del vehículo
m=1.5; %masa del vehículo en kg
g=9.81; %gravedad m/s^2
mu_rod=0.025; %resistencia al movimiento, valor característico
mu_adh=0.6; %coeficiente de adherencia
eta_tr=0.85; %rendimiento de la transmisión
alpha=5/180*pi; %pendiente
v=[0:0.1:3]; %velocidad en m/s
R=0.0455; %radio rueda en m
ratio_transmision=1/6; %w_rueda/w_motor
W_rueda=v/pi/R*30; %velocidad angular de la rueda en rad/s
W_motor=W_rueda/ratio_transmision;%velocidad del motor para la
velocidad
R_rod=m*g*mu_rod; %resistencia a la rodadura
R_pend=m*g*sin(alpha); %resistencia en pendiente

%% Comprobaciones de potencia de motor
P_nec_plano=R_rod*v; %potencia necesaria para mantener la velocidad
P_nec_alpha=(R_rod+R_pend)*v; %potencia necesaria en pendiente
P=spline(w_motor,p_real,W_motor); %potencia dada según la w del motor
Eta=spline(w_motor,eta,W_motor); %potencia dada según la w del motor
%Chequeo en plano
check_P_plano= P-P_nec_plano; %P<P dada?
contador1=0;
```

```

for i=1:length(check_P_plano)
    if check_P_plano(i)<0
        fprintf('El motor no es suficiente para %f m/s',v(i));
        contador1=1;
    elseif contador1==0&&i==length(check_P_plano)
        fprintf('El motor proporciona suficiente potencia para todos
los tramos de velocidad necesarios sobre superficie plana\n')
    end
end

end

%Chequeo en pendiente
check_P_alpha=P-P_nec_alpha; %P<P dada?
contador2=0;
for i=1:length(check_P_alpha)
    if check_P_alpha(i)<0
        fprintf('El motor no es suficiente para %f m/s en
pendiente',v(i))
        contador2=1;
    elseif contador2==0&&i==length(check_P_alpha)
        fprintf('El motor proporciona suficiente potencia para todos
los tramos de velocidad necesarios sobre superficie inclinada\n')
    end
end

end

%% Comprobaciones de condición de rodadura
T=spline(w_motor,t,W_motor); %par motor dado según la W del motor
T_rueda=T*eta_tr/ratio_transmision;
F_rueda=T_rueda*eta_tr/R/100;

% Chequeo adherencia plana
F_adh_plano=mu_adh*m*g;
check_F_adh_plano=F_adh_plano*ones(1,length(F_rueda))-F_rueda;
contador3=0;
for i=1:length(check_F_adh_plano)
    if check_F_adh_plano(i)<0
        fprintf('El motor no válido para %f m/s',v(i));
        contador3=1;
    elseif contador3==0&&i==length(check_F_adh_plano)
        fprintf('El motor proporciona la potencia necesaria para
mantener una correcta adherencia en todos los tramos de velocidad
plana\n')
    end
end

end

% Chequeo adherencia en pendiente
F_adh_alpha=mu_adh*m*g*cos(alpha);
check_F_adh_alpha=F_adh_alpha*ones(1,length(F_rueda))-F_rueda;
contador4=0;
for i=1:length(check_F_adh_alpha)
    if check_F_adh_alpha(i)<0
        fprintf('El motor no válido para %f m/s',v(i));

```

```

        contador4=1;
    elseif contador4==0&&i==length(check_F_adh_alpha)
        fprintf('El motor proporciona la potencia necesaria para
mantener una correcta adherencia en todos los tramos de velocidad en
pendiente\n')
    end

end

```

motor_masa_segun_pendiente.m

```

clear all
clc
%% FUNCIÓN ENCAMINADA A OBTENER LA VELOCIDAD QUE PUEDE ALCANZAR EL
VEHÍCULO SEGÚN LA INCLINACIÓN%%
%Se mantienen las condiciones de 85% de rendimiento de transmisión,
masa de 1.718kg, adherencia
%de 0.6 y resistencia al movimiento de 0.1. Todos valores son posibles
de
%ser modificados para su estudio
%% DATOS DEL MOTOR%%
t=[0:0.2:1.6,1.7,1.8:0.2:6,6.1]; %PAR N*cm
w_motor=[51850/11:-1700/11:38250/11,3400,36550/11:-1700/11:0,0]; %rpm
motor
eta=[0 42 52.5 58 62 62.5 62 61 59 58 57.5 56 54 52 49 47 44 42 39.5
37 34.5 32 29,...
26 22.5 20 17 14 11 8 5 2 0]; %rendimiento en porcentaje
i=[0.0675:0.045:0.4275,0.45,0.4725:0.045:1.4625]; %intensidad
corriente A
V=24; %Voltaje de trabajo en V
p=V*i;p_real=p.*eta/100; %potencia del motor/ potencia entregada

%% COMPROBACIÓN DE LA MASA MÁXIMA
k=1;contador5=0;
for x=0:0.05:30
    %% Valores característicos de la velocidad del vehículo
    %m=1.718; %masa del vehículo en kg que en este caso será variable
    g=9.81; %gravedad m/s^2
    mu_rod=0.1; %resistencia al movimiento, valor característico
    mu_adh=0.6; %coeficiente de adherencia
    eta_tr=0.85; %rendimiento de la transmisión
    alpha=x/180*pi; %pendiente
    v=[0:0.01:3]; %velocidad en m/s
    R=0.0455; %radio rueda en m
    ratio_transmision=1/6; %w_rueda/w_motor
    W_rueda=v/pi/R*30; %velocidad angular de la rueda en rad/s
    W_motor=W_rueda/ratio_transmision;%velocidad del motor para la
velocidad

    %% Comprobaciones de potencia de motor y adherencia según m

    % Tras múltiples pruebas, para optimizar rendimiento dado que
siempre

```

```

3      % se da el fallo en la potencia en pendiente, comentamos las otras
      % comprobaciones

      m=1.5;contador1=0;contador2=0;contador3=0;contador4=0;
      while
      contador1==0&&contador2==0&&contador3==0&&contador4==0&&contador5==0
      %Añadimos contador para m=<1.5kg
          R_rod=m*g*mu_rod; %resistencia a la rodadura
          R_pend=m*g*sin(alpha); %resistencia en
pendienteP_nec_plano=R_rod*v; %potencia necesaria para mantener la
velocidad
          P_nec_plano=R_rod*v;
          P_nec_alpha=(R_rod+R_pend)*v; %potencia necesaria en pendiente
          P=spline(w_motor,p_real,W_motor); %potencia dad según la w del
motor
          Eta=spline(w_motor,eta,W_motor); %potencia dad según la w del
motor

          %%%%%%%%%%%
          %%%%%%%%%%% POTENCIA %%%%%%%%%%%
          %%%%%%%%%%%

          %Chequeo en pendiente
          check_P_alpha=P-P_nec_alpha; %P<P dada?
          for i=1:length(check_P_alpha)
              if check_P_alpha(i)<0
                  fprintf('El motor no otorga suficiente potencia para
un vehículo de %f kg a %f m/s sobre superficie inclinada %f
grados\n',m,v(i),x)
                      contador2=1;

              end

          end

          %%%%%%%%%%%
          %%%%%%%%%%% ADHERENCIA %%%%%%%%%%%
          %%%%%%%%%%%

          T=spline(w_motor,t,W_motor); %par motor dado según la W del
motor
          T_rueda=T*eta_tr/ratio_transmision;
          F_rueda=T_rueda*eta_tr/R/100;

          % Chequeo adherencia en pendiente
          F_adh_alpha=mu_adh*m*g*cos(alpha);
          check_F_adh_alpha=F_adh_alpha*ones(1,length(F_rueda))-
F_rueda;
          contador4=0;
          for i=1:length(check_F_adh_alpha)
              if check_F_adh_alpha(i)<0

```

```

        fprintf('Se produce una condición de deslizamiento
para un vehículo de %f kg a %f m/s sobre una superficie inclinada %f
grados\n',m,v(i),x)
        contador4=1;
    end

    end
    m=m+0.01;
end
%Guardamos la masa de cada velocidad
m_vector(k)=m-0.01;
if abs(m_vector(k)-1.5)/1.5<0.001
    contador5=1;
    alphamax=alpha;
end
k=k+1;
end

%% SACAMOS LOS VECTORES Y LOS DIBUJAMOS
alphav=[0:0.05:alphamax*180/pi];

plot (alphav, m_vector(1:length(alphav))), grid, ylabel ('Masa del
vehículo (kg)'),xlabel('Ángulo máximo (°)'), title ('Relación masa-
ángulo de subida para v= 3m/s')

```

motor_masa_segun_velocidad.m

```

clear all
clc
%% FUNCIÓN ENCAMINADA A OBTENER LA VELOCIDAD QUE PUEDE ALCANZAR EL
VEHÍCULO SEGÚN EL PESO%%
%Se mantienen las condiciones de 85% de rendimiento de transmisión,
subida de 1.7899°, adherencia
%de 0.6 y resistencia al movimiento de 0.1. Todos valores son posibles
de
%ser modificados para su estudio
%% DATOS DEL MOTOR%%
t=[0:0.2:1.6,1.7,1.8:0.2:6,6.1]; %PAR N*cm
w_motor=[51850/11:-1700/11:38250/11,3400,36550/11:-1700/11:0,0]; %rpm
motor
eta=[0 42 52.5 58 62 62.5 62 61 59 58 57.5 56 54 52 49 47 44 42 39.5
37 34.5 32 29,...
26 22.5 20 17 14 11 8 5 2 0]; %rendimiento en porcentaje
i=[0.0675:0.045:0.4275,0.45,0.4725:0.045:1.4625]; %intensidad
corriente A
V=24; %Voltaje de trabajo en V
p=V*i;p_real=p.*eta/100; %potencia del motor/ potencia entregada

%% COMPROBACIÓN DE LA MASA MÁXIMA
k=1;
for x=0.1:0.05:3
    % Valores característicos de la velocidad del vehículo
    % m=1.5; %masa del vehículo en kg que en este caso será variable
    g=9.81; %gravedad m/s^2
    mu_rod=0.1; %resistencia al movimiento, valor característico

```

```

mu_adh=0.6; %coeficiente de adherencia
eta_tr=0.85; %rendimiento de la transmisión
alpha=1.7899/180*pi; %pendiente
v=[0:0.01:x]; %velocidad en m/s
R=0.0455; %radio rueda en m
ratio_transmision=1/6; %w_rueda/w_motor
W_rueda=v/pi/R*30; %velocidad angular de la rueda en rad/s
W_motor=W_rueda/ratio_transmision;%velocidad del motor para la
velocidad

%% Comprobaciones de potencia de motor y adherencia según m

% Tras múltiples pruebas, para optimizar rendimiento dado que
siempre
% se da el fallo en la potencia en pendiente, comentamos las otras
3
% comprobaciones

m=1.5;contador1=0;contador2=0;contador3=0;contador4=0;
while contador1==0&&contador2==0&&contador3==0&&contador4==0
    R_rod=m*g*mu_rod; %resistencia a la rodadura
    R_pend=m*g*sin(alpha); %resistencia en
pendienteP_nec_plano=R_rod*v; %potencia necesaria para mantener la
velocidad
    P_nec_plano=R_rod*v;
    P_nec_alpha=(R_rod+R_pend)*v; %potencia necesaria en pendiente
    P=spline(w_motor,p_real,W_motor); %potencia dad según la w del
motor
    Eta=spline(w_motor,eta,W_motor); %potencia dad según la w del
motor

    %Chequeo en pendiente
    check_P_alpha=P-P_nec_alpha; %P<P dada?
    for i=1:length(check_P_alpha)
        if check_P_alpha(i)<0
            %fprintf('El motor no otorga suficiente potencia para
un vehículo de %f kg a %f m/s sobre superficie inclinada\n',m,v(i))
            contador2=1;
        end
    end

end

m=m+0.01;
end
%Guardamos la masa de cada velocidad
m_vector(k)=m-0.05;
k=k+1;
end

%% SACAMOS LOS VECTORES Y LOS DIBUJAMOS
velocidad=[0.1:0.05:3];

hold on

```

```

figure (1)
plot (velocidad, m_vector, 'r-')
title ('Masa máxima que puede subir una cuesta de 1.7899° según la
velocidad'),
xlabel('Velocidad (m/s)'), ylabel ('Masa (kg)'), grid on

```

motor_masa_segun_velocidad_y_pendiente.m

```

clear all
clc
%% FUNCIÓN ENCAMINADA A OBTENER LA VELOCIDAD QUE PUEDE ALCANZAR EL
VEHÍCULO SEGÚN EL PESO%%
%Se mantienen las condiciones de 85% de rendimiento de transmisión,
subida
%variable vista en los gráficos, adherencia de 0.6 y resistencia al
movimiento
%de 0.1. Todos valores son posibles de ser modificados para su estudio.
%Se comprueba solo la condición de potencia a raíz de los datos
obtenidos
%de los estudios independientes de masa y velocidad.
%% DATOS DEL MOTOR%%
t=[0:0.2:1.6,1.7,1.8:0.2:6,6.1]; %PAR N*cm
w_motor=[51850/11:-1700/11:38250/11,3400,36550/11:-1700/11:0,0]; %rpm
motor
eta=[0 42 52.5 58 62 62.5 62 61 59 58 57.5 56 54 52 49 47 44 42 39.5
37 34.5 32 29,...
26 22.5 20 17 14 11 8 5 2 0]; %rendimiento en porcentaje
i=[0.0675:0.045:0.4275,0.45,0.4725:0.045:1.4625]; %intensidad
corriente A
V=24; %Voltaje de trabajo en V
p=V*i;p_real=p.*eta/100; %potencia del motor/ potencia entregada

%% COMPROBACIÓN DE LA MASA MÁXIMA
l=1;
for X=0:1:15 %bucle de la pendiente
k=1;
for x=0.1:0.05:3
%% Valores característicos de la velocidad del vehículo
% m=1.5; %masa del vehículo en kg que en este caso
g=9.81; %gravedad m/s^2
mu_rod=0.1; %resistencia al movimiento, valor característico
mu_adh=0.6; %coeficiente de adherencia
eta_tr=0.85; %rendimiento de la transmisión
alpha=X/180*pi; %pendiente
v=[0:0.01:x]; %velocidad en m/s
R=0.04559; %radio rueda en m
ratio_transmision=1/6; %w_rueda/w_motor
W_rueda=v/pi/R*30; %velocidad angular de la rueda en rad/s
W_motor=W_rueda/ratio_transmision;%velocidad del motor para la
velocidad

%% Comprobaciones de potencia de motor y adherencia según m

```



```

figure (1)
plot (velocidad,m_vector(:,3),'-r*',velocidad,m_vector(:,6),'g-
.',velocidad,m_vector(:,11),'b-o',velocidad,m_vector(:,16),'y-x')
title ('Masa máxima según la velocidad a diferentes inclinaciones'),
xlabel('v (m/s)'), ylabel ('Masa del vehículo(kg)'), grid on,
legend('2°','5°','10°','15°')

```

velocidad_segun_alpha_para_m_fijada.m

```

clear all
clc
%% FUNCIÓN CONDICIÓN DE SUBIDA PARA CADA MASA%%
%En esta ocasión se busca obtener la función de subida de un vehículo
con
%un peso específico en función de su peso, siendo v_max=3 m/s por las
%condiciones de la vía
%% DATOS DEL MOTOR%%
t=[0:0.2:1.6,1.7,1.8:0.2:6,6.1]; %PAR N*cm
w_motor=[51850/11:-1700/11:38250/11,3400,36550/11:-1700/11:0,0]; %rpm
motor
eta=[0 42 52.5 58 62 62.5 62 61 59 58 57.5 56 54 52 49 47 44 42 39.5
37 34.5 32 29,...
26 22.5 20 17 14 11 8 5 2 0]; %rendimiento en porcentaje
i=[0.0675:0.045:0.4275,0.45,0.4725:0.045:1.4625]; %intensidad
corriente A
V=24; %Voltaje de trabajo en V
p=V*i;p_real=p.*eta/100; %potencia del motor/ potencia entregada

%% Valores característicos de la velocidad del vehículo
m=1.718; %masa del vehículo en kg para la cual queremos obtener la
gráfica
g=9.81; %gravedad m/s^2
mu_rod=0.1; %resistencia al movimiento, valor característico
mu_adh=0.6; %coeficiente de adherencia
eta_tr=0.85; %rendimiento de la transmisión
v=[0:0.001:3]; %velocidad en m/s->menor salto, mayor precisión
R=0.0455; %radio rueda en m
ratio_transmision=1/6; %w_rueda/w_motor
W_rueda=v/pi/R*30; %velocidad angular de la rueda en rad/s
W_motor=W_rueda/ratio_transmision;%velocidad del motor para la
velocidad
R_rod=m*g*mu_rod; %resistencia a la rodadura
P=spline(w_motor,p_real,W_motor); %potencia dad según la w del motor
Eta=spline(w_motor,eta,W_motor); %potencia dad según la w del motor
%% BUCLE PARA IR BUSCANDO LAS VELOCIDADES RESPECTO AL ALPHA
%Este bucle se puede quitar para obtener los valores de una sola masa
%while m<3
l=1; %contador para ir guardando las velocidades según las
pendientes
for X=0:0.001:30
alpha=X/180*pi; %pendiente
contador1=0;contador2=0;contador3=0;contador4=0;
R_pend=m*g*sin(alpha); %resistencia en
pendienteP_nec_plano=R_rod*v;

```

```

        %P_nec_plano=R_rod*v; potencia necesaria para mantener la
velocidad
        P_nec_alpha=(R_rod+R_pend)*v; %potencia necesaria en pendiente

        %% Comprobaciones de potencia de motor y adherencia según m -
>Solo de potencia en pendiente dadas las circunstancias

        %Chequeo en pendiente
        check_P_alpha=P-P_nec_alpha; %P<P dada?
        contador2=0;
        i=1;
        while i<=length(check_P_alpha)&&contador2==0
            if check_P_alpha(i)<0
                fprintf('El motor no otorga suficiente potencia para
un vehículo de %f kg a %f m/s sobre superficie inclinada %f
grados\n',m,v(i),alpha)
                contador2=1;
                velocidad(l)=v(i);
                l=l+1;
            elseif contador2==0&&v(i)==3
                velocidad(l)=v(i);
                l=l+1;
            end
            i=i+1;
        end

    end

    %% PINTAMOS LA GRÁFICA OBTENIDA
    alphav=[0:0.001:30];
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% EL CÓDIGO DE DEBAJO PINTA UNA ÚNICA
GRÁFICA %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
    hold on
    figure (1)
    plot (alphav,velocidad,'r-')
    title ('Velocidad máxima para un vehículo de masa=1.718kg según la
inclinación de la cuesta'),
    xlabel('Grados (°)'), ylabel ('Velocidad (m/s)'), grid on

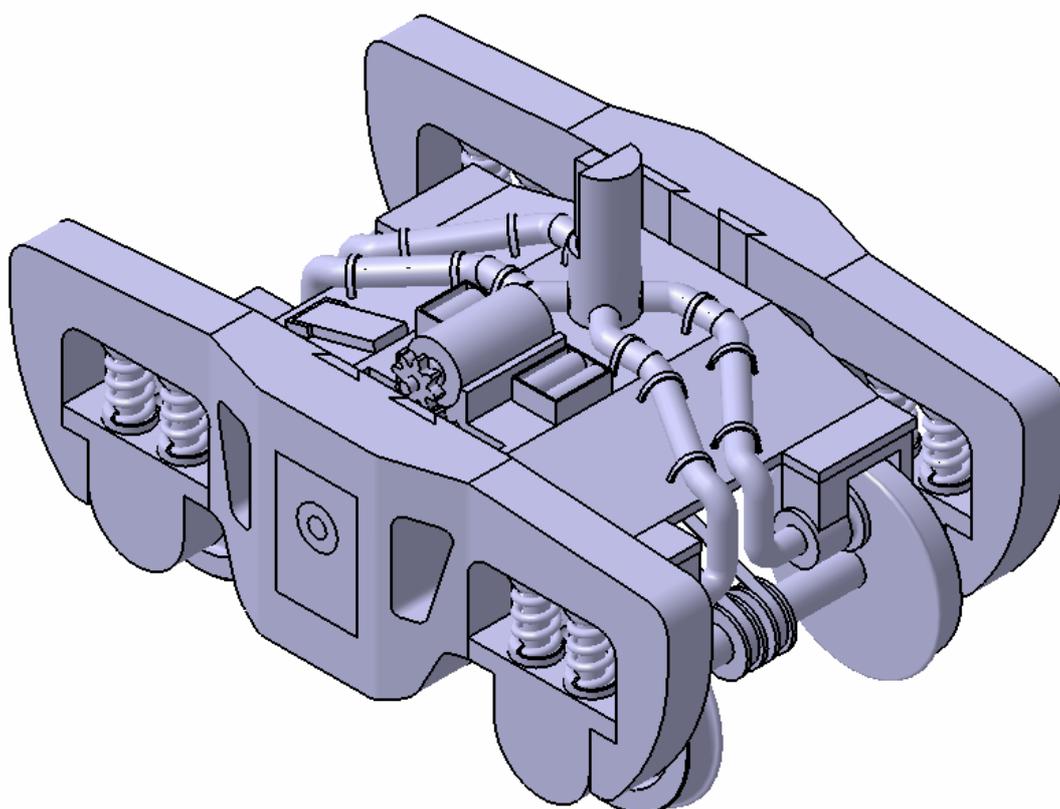
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% EL CÓDIGO DE DEBAJO PINTA MÚLTIPLES
GRÁFICAS%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
    %
    hold on
    %
    figure (1)
    %
    if m==1
    %
        plot (alphav,velocidad,'r-')

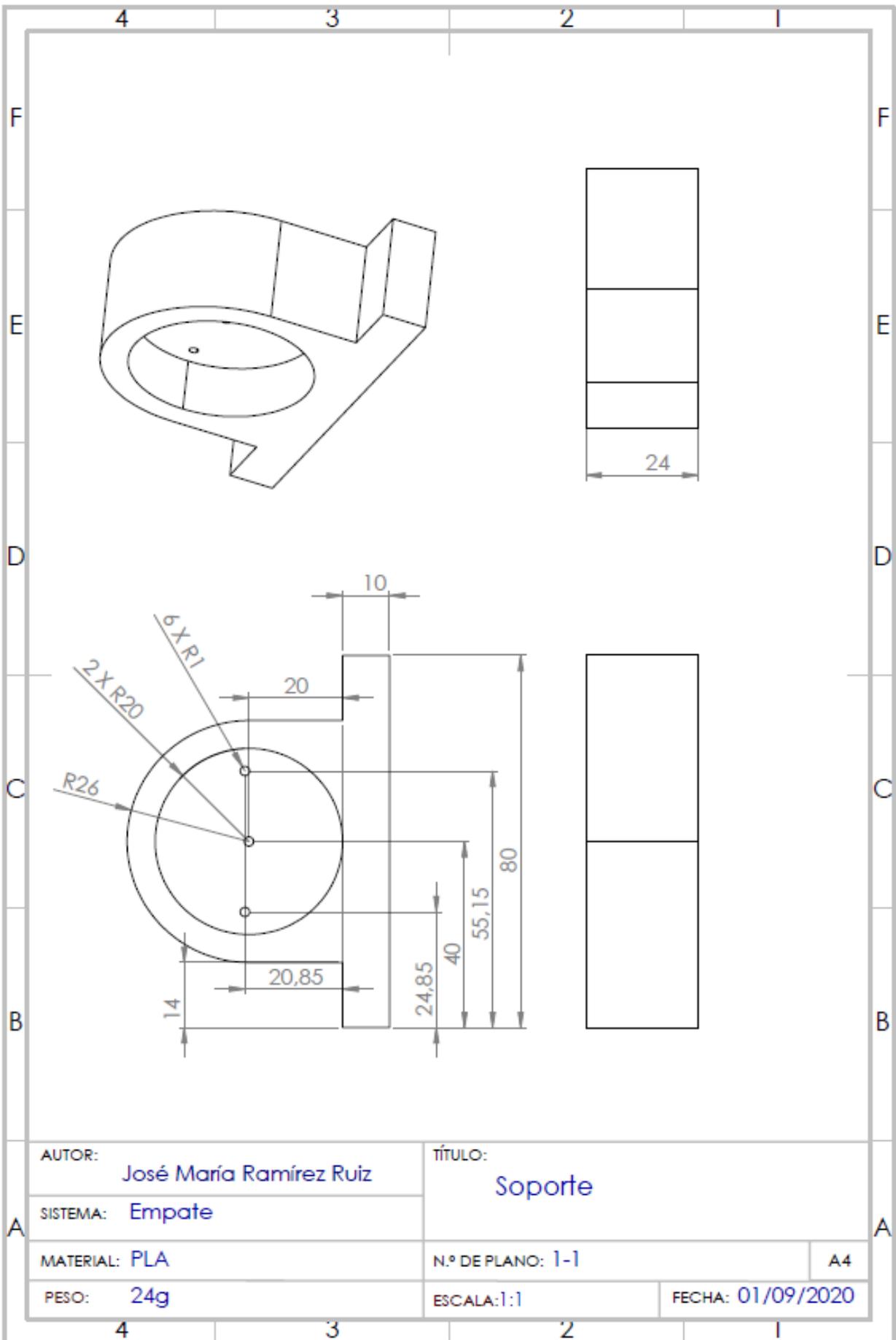
```

```
%         pause
%     elseif m==1.5
%         plot (alphav,velocidad,'g-')
%     elseif m==2
%         plot (alphav,velocidad,'b-')
%     elseif m==2.5
%         plot (alphav,velocidad,'y-')
%     end
%     title ('Velocidad máxima para un vehículo de masa determinada
según la inclinación de la cuesta'),
%         xlabel('Grados (°)'), ylabel ('Velocidad (m/s)'),
legend('1kg','1.5kg','2kg','2.5kg'), grid on
%     m=m+0.5; %para pintar varias gráficas de masas
%end correspondiente al while
```

IX. ANEXO I

Planos del TPEUS





AUTOR: José María Ramírez Ruiz

TÍTULO: Soporte

SISTEMA: Empate

MATERIAL: PLA

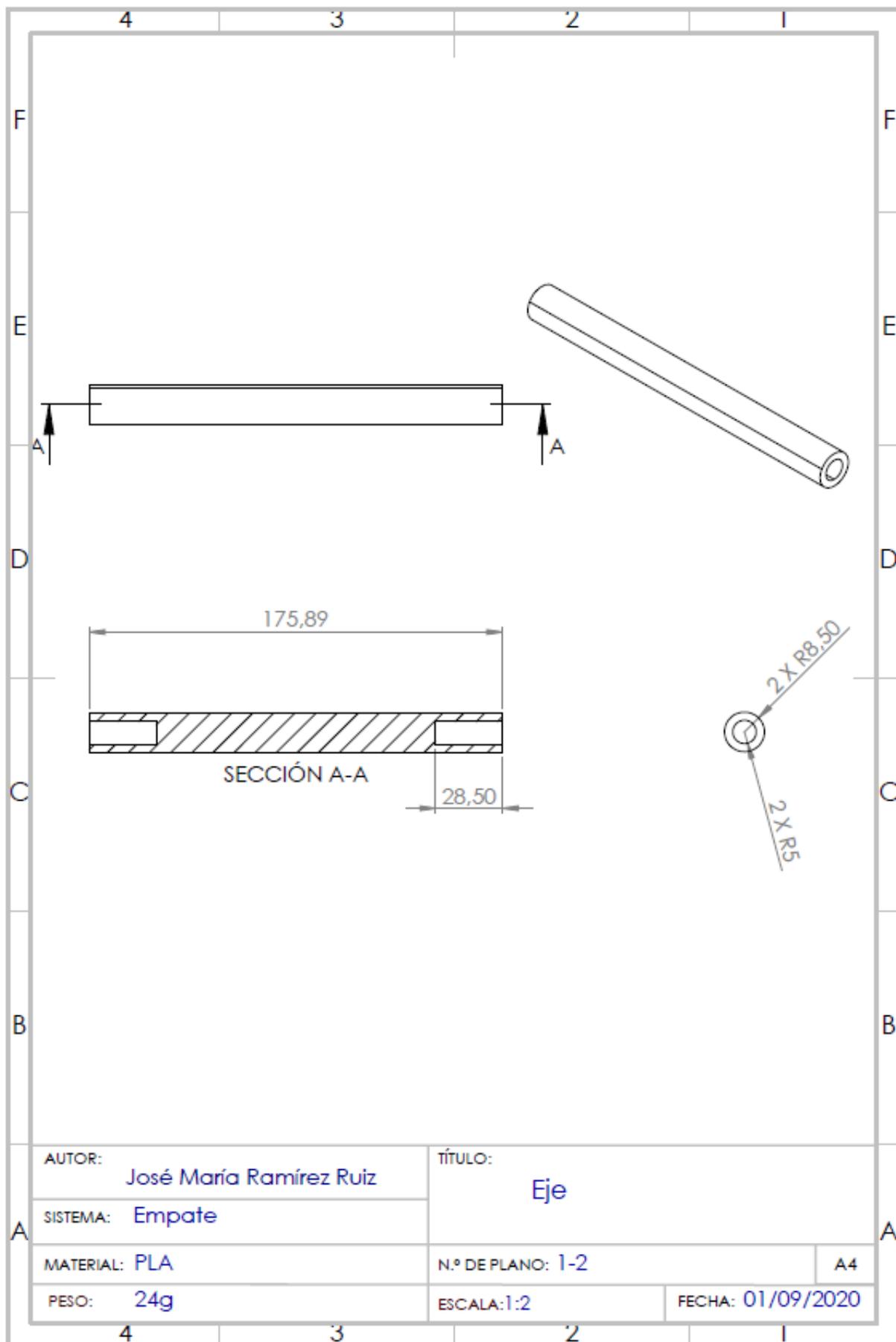
N.º DE PLANO: 1-1

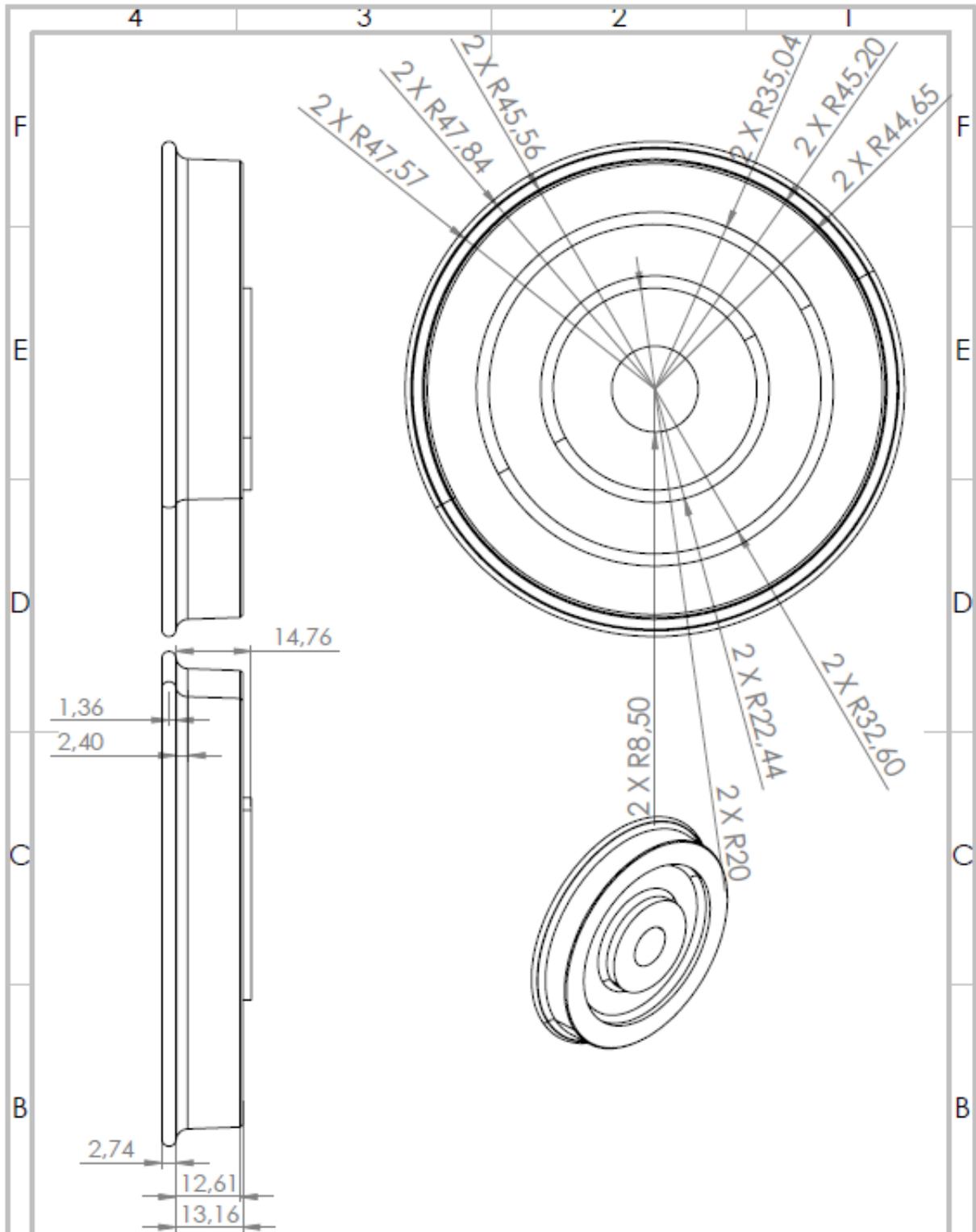
A4

PESO: 24g

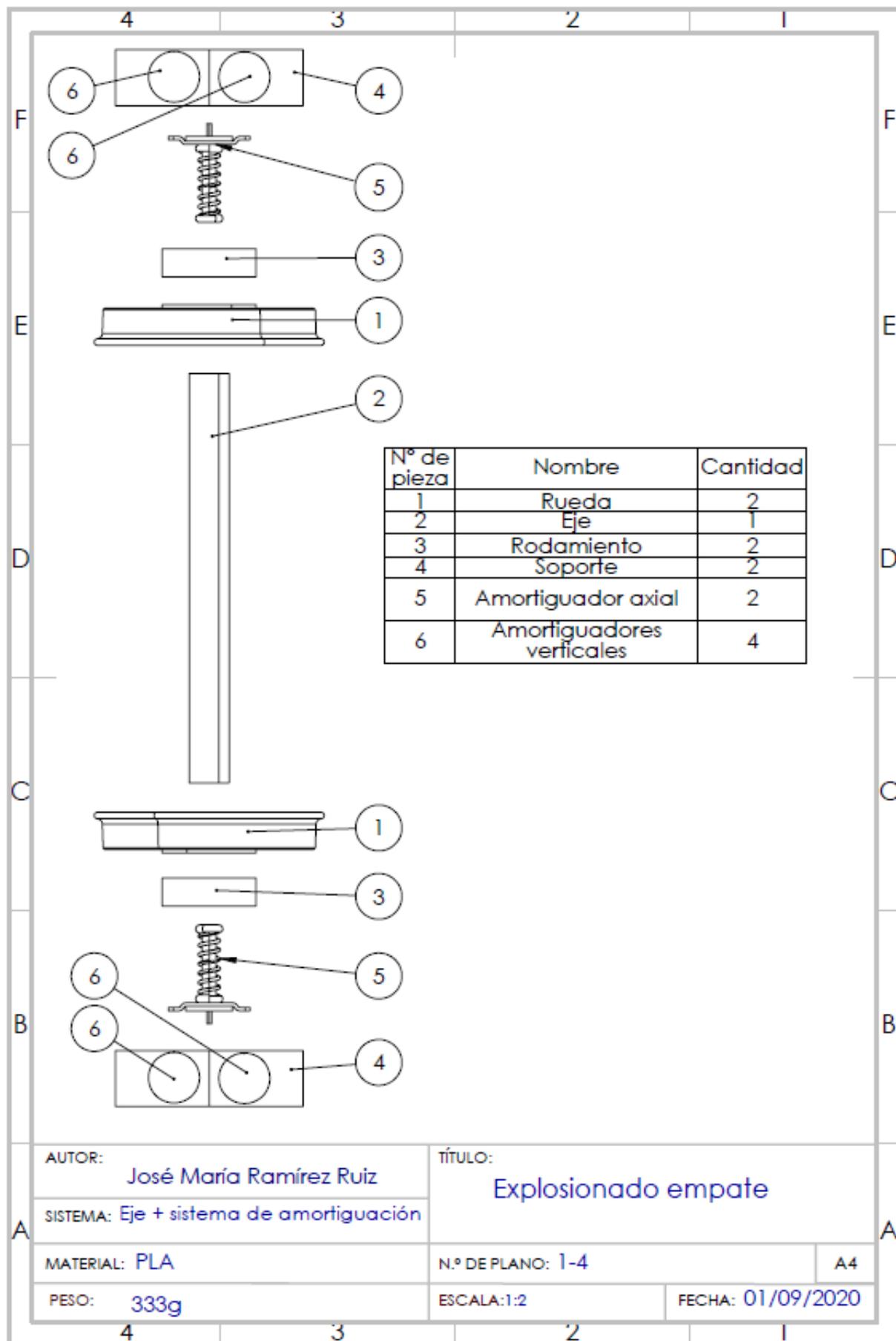
ESCALA: 1:1

FECHA: 01/09/2020





AUTOR: José María Ramírez Ruiz		TÍTULO: Rueda	
SISTEMA: Empate			
MATERIAL: PLA		N.º DE PLANO: 1-3	A4
PESO: 47,5g		ESCALA: 1:1	FECHA: 01/09/2020



Nº de pieza	Nombre	Cantidad
1	Rueda	2
2	Eje	1
3	Rodamiento	2
4	Soporte	2
5	Amortiguador axial	2
6	Amortiguadores verticales	4

AUTOR: José María Ramírez Ruiz
 SISTEMA: Eje + sistema de amortiguación

TÍTULO: Explosionado empate

MATERIAL: PLA

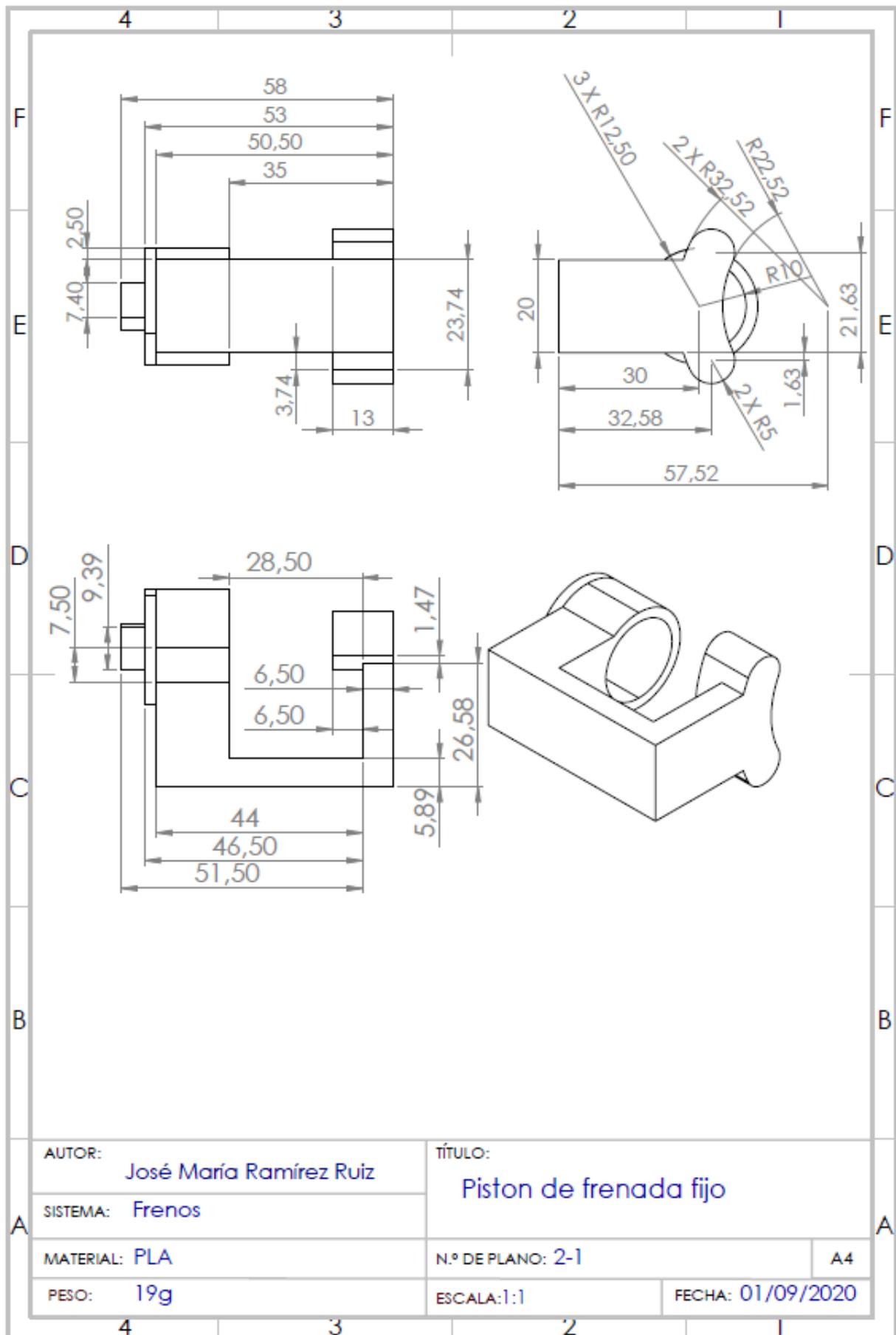
N.º DE PLANO: 1-4

A4

PESO: 333g

ESCALA: 1:2

FECHA: 01/09/2020



AUTOR: José María Ramírez Ruiz

TÍTULO: Piston de frenada fijo

SISTEMA: Frenos

MATERIAL: PLA

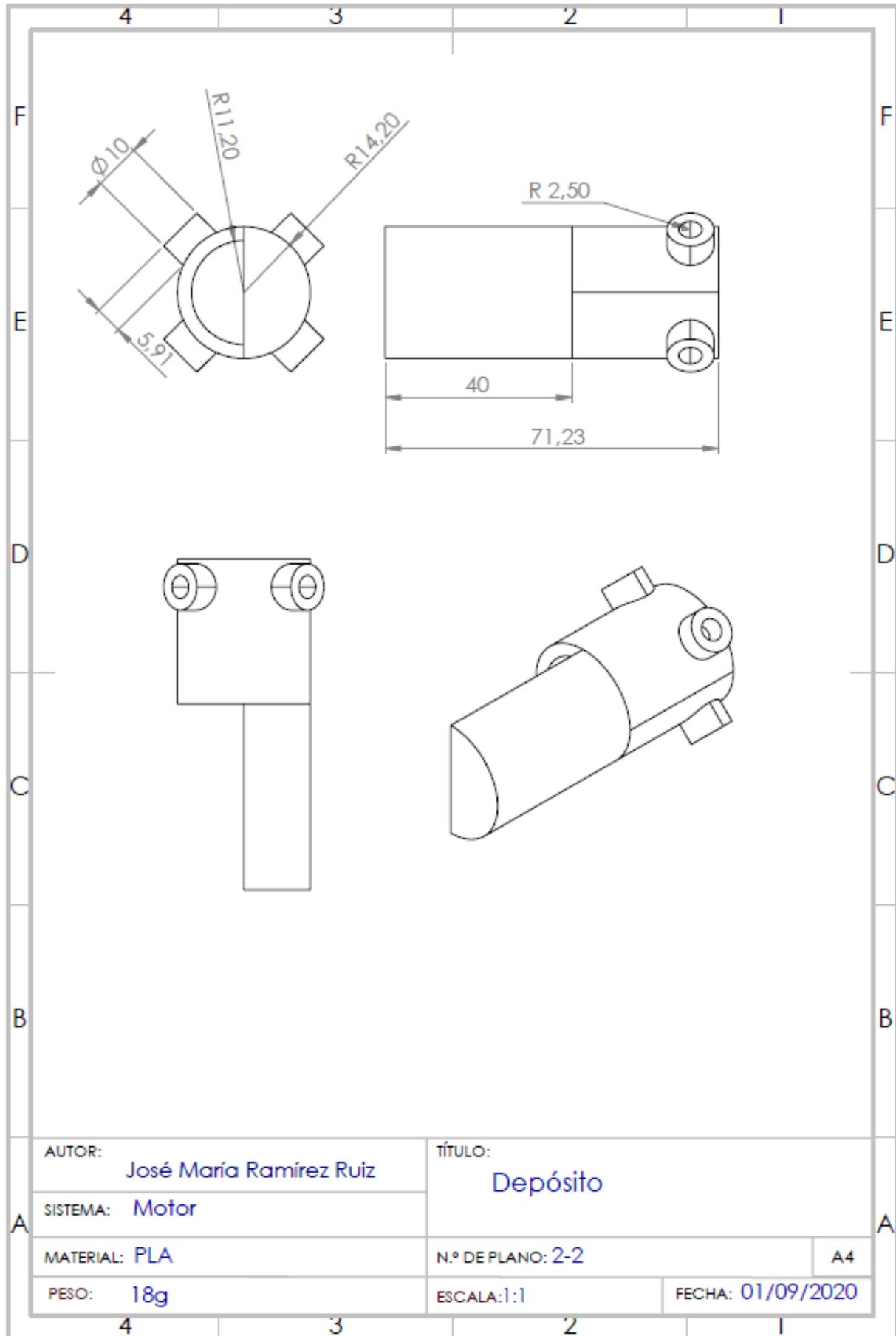
N.º DE PLANO: 2-1

A4

PESO: 19g

ESCALA: 1:1

FECHA: 01/09/2020



AUTOR: José María Ramírez Ruiz

TÍTULO: Depósito

SISTEMA: Motor

MATERIAL: PLA

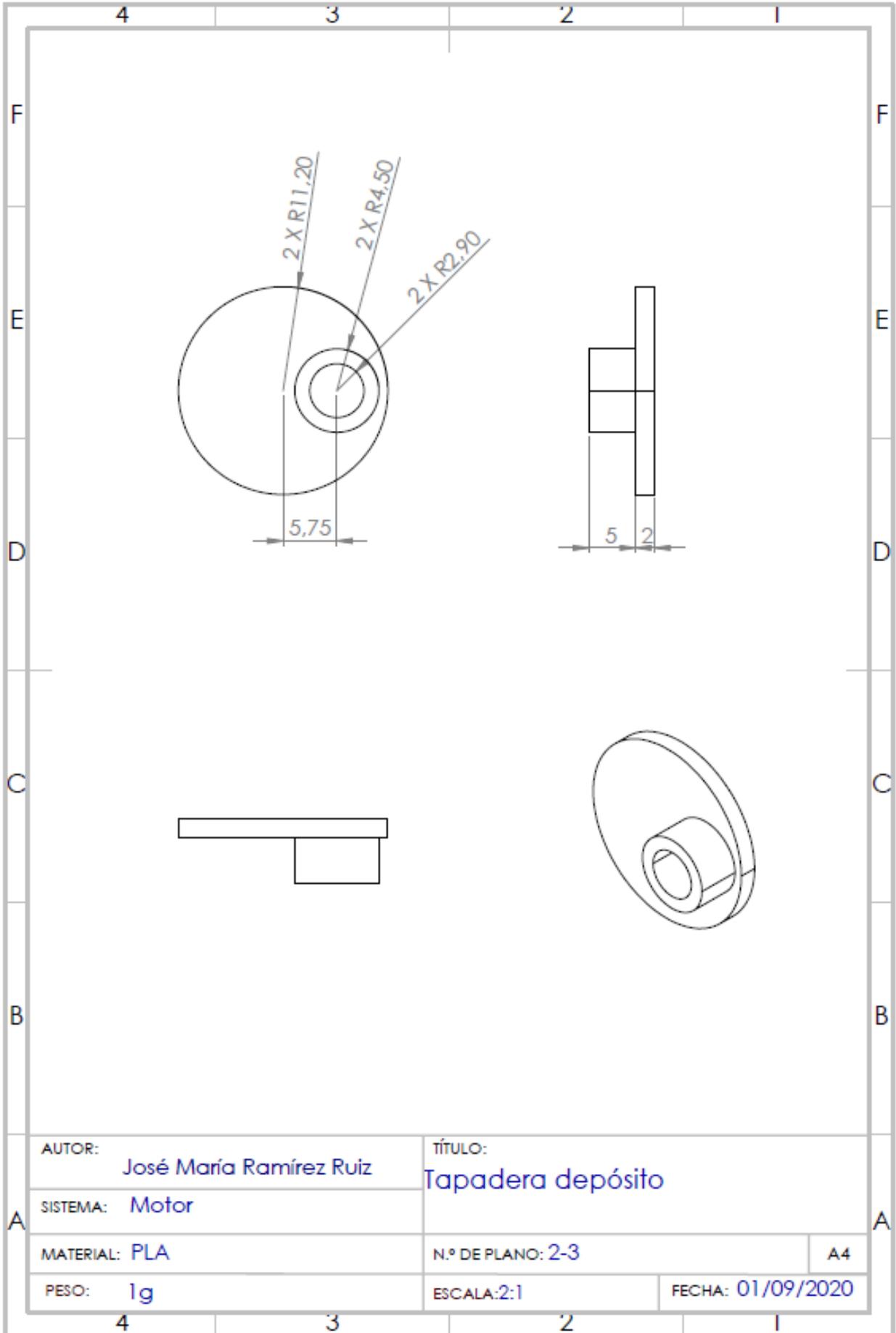
N.º DE PLANO: 2-2

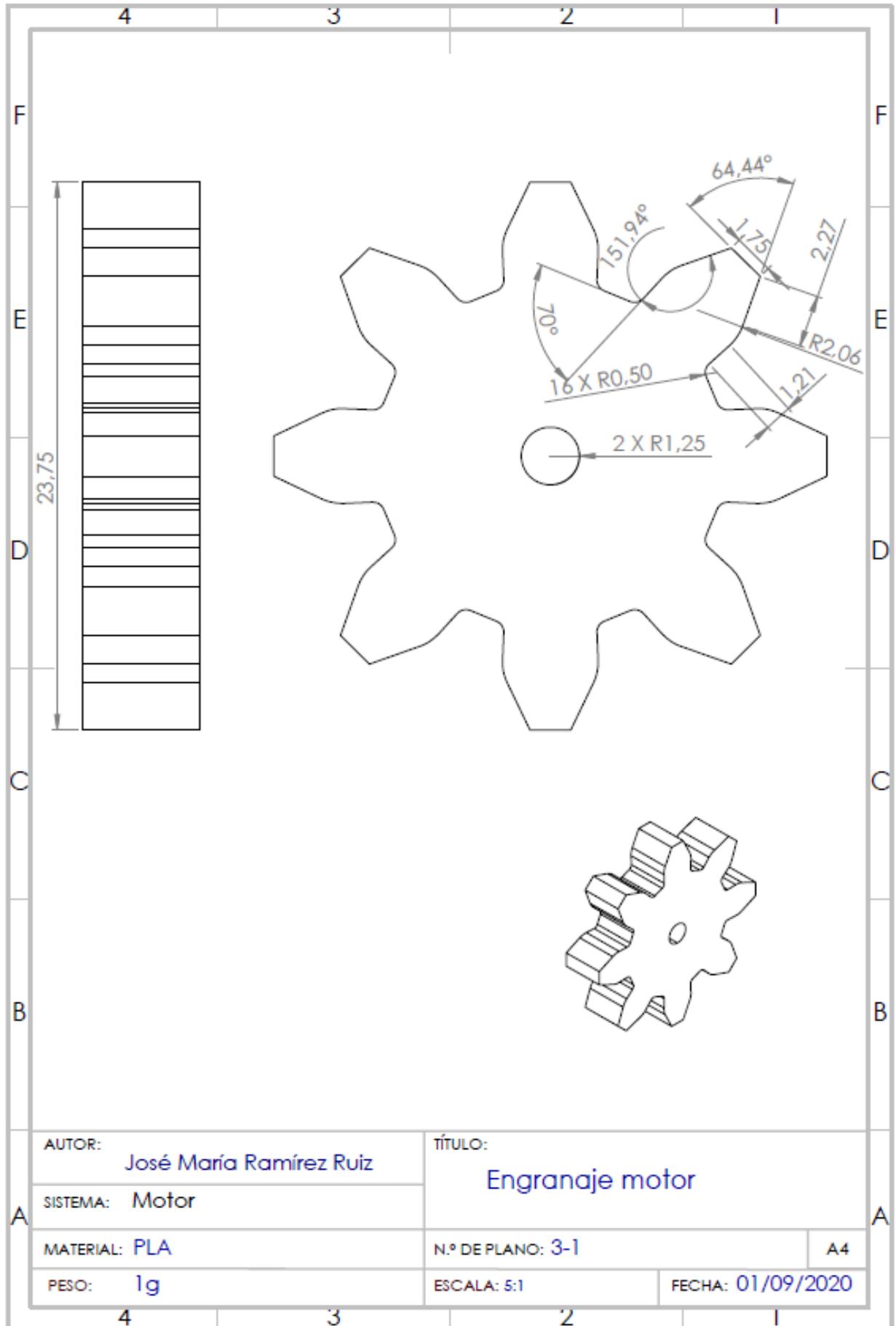
A4

PESO: 18g

ESCALA: 1:1

FECHA: 01/09/2020





AUTOR: José María Ramírez Ruiz

TÍTULO: Engranaje motor

SISTEMA: Motor

MATERIAL: PLA

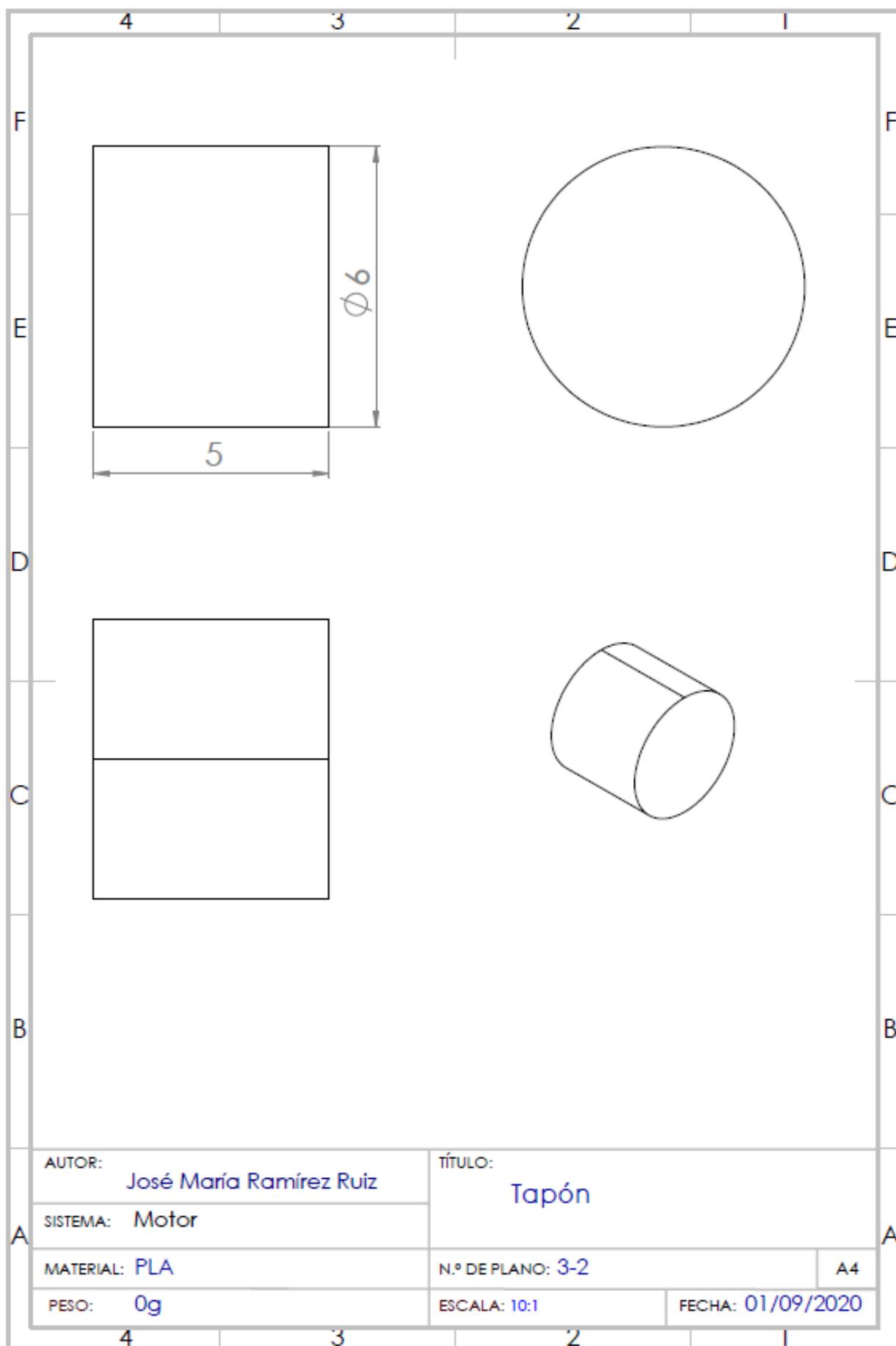
N.º DE PLANO: 3-1

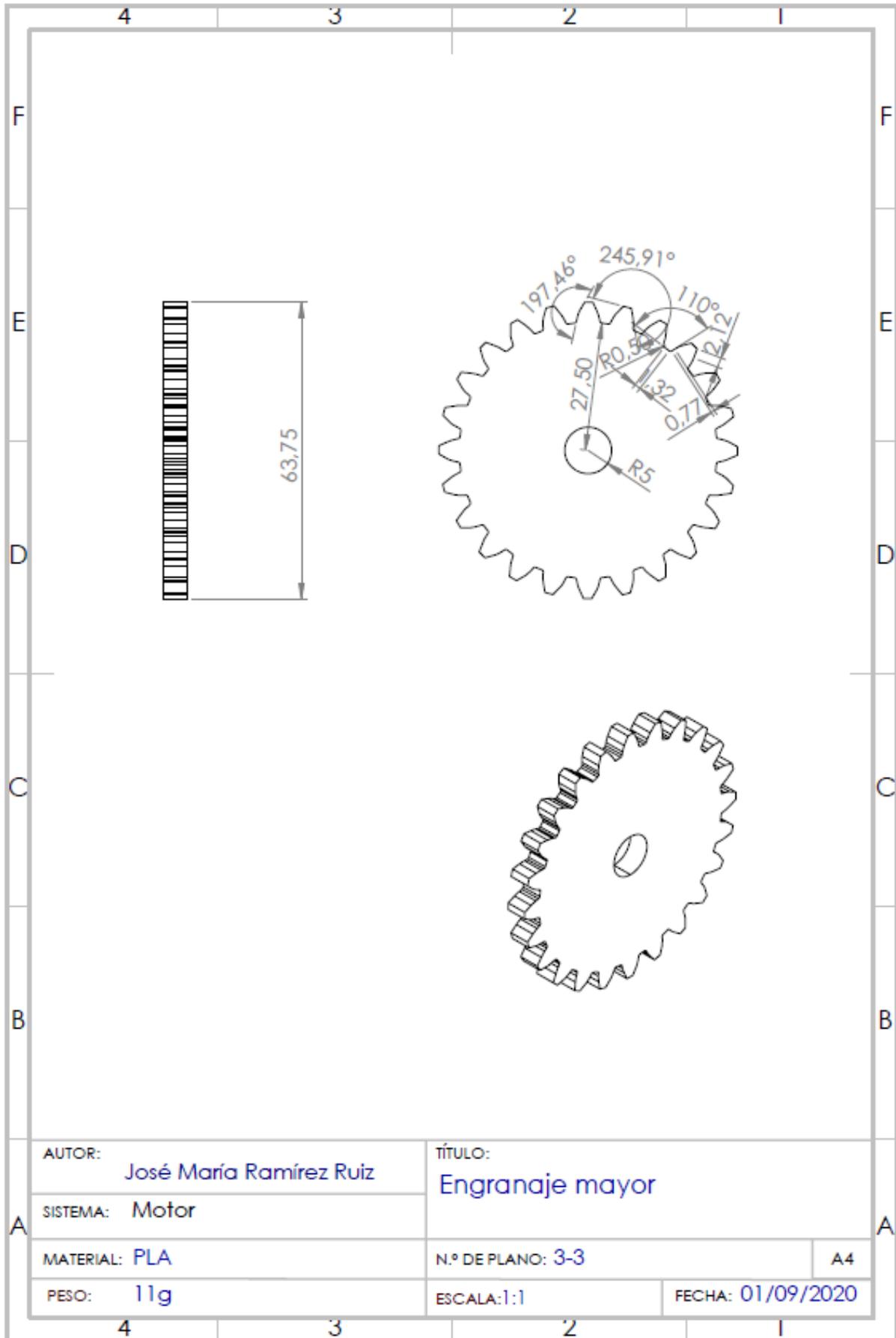
A4

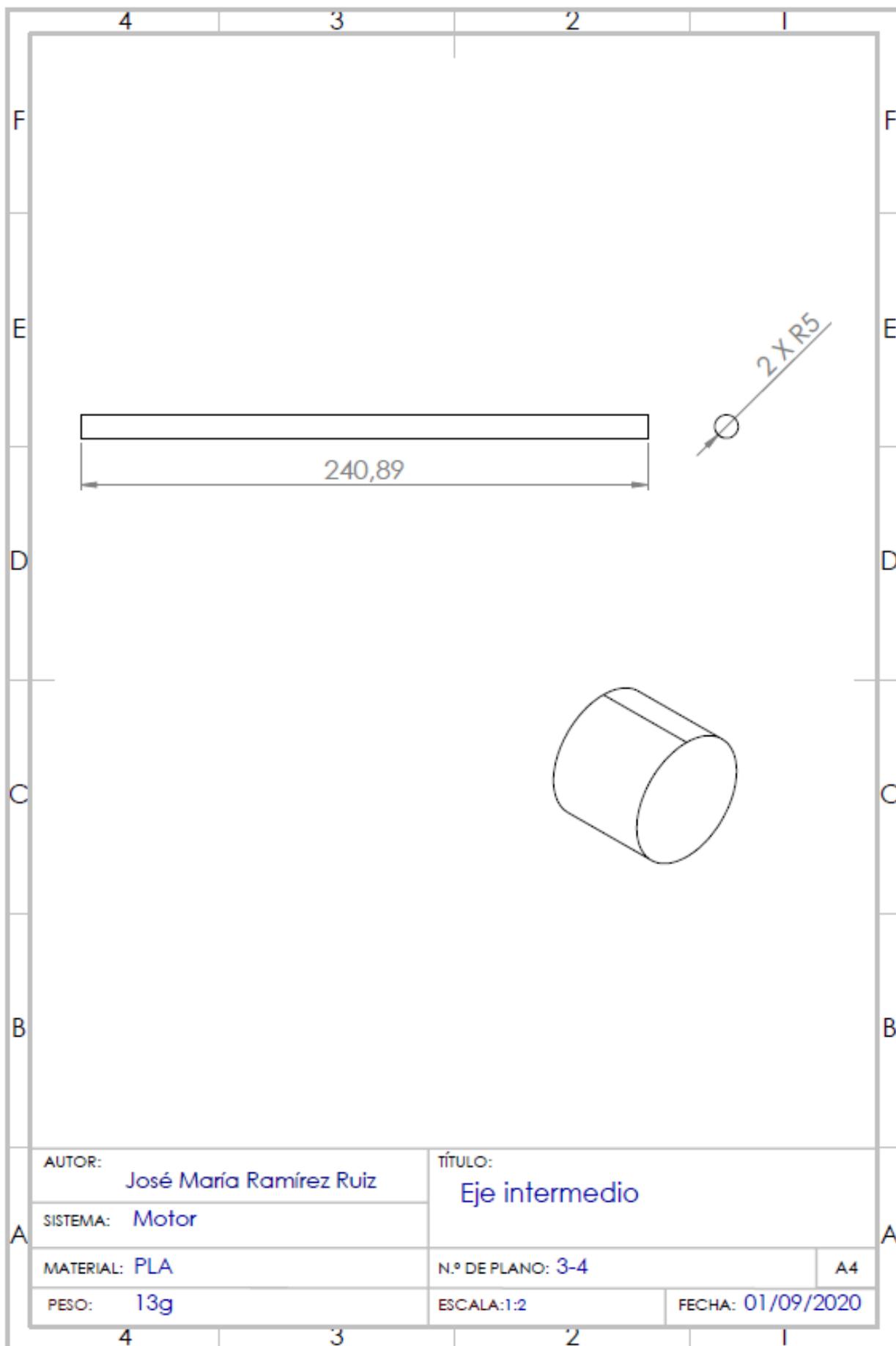
PESO: 1g

ESCALA: 5:1

FECHA: 01/09/2020







AUTOR: José María Ramírez Ruiz

TÍTULO: Eje intermedio

SISTEMA: Motor

MATERIAL: PLA

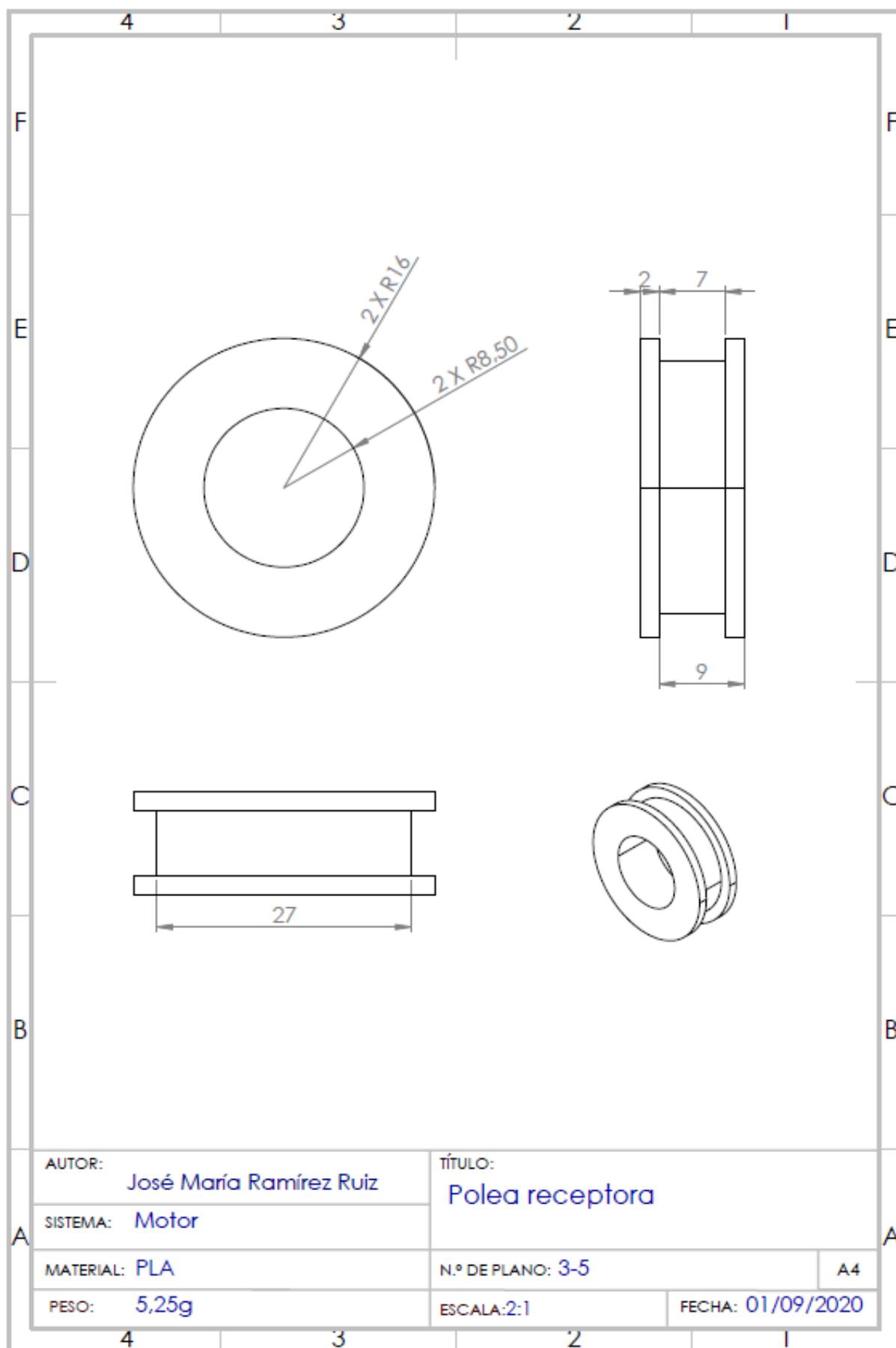
N.º DE PLANO: 3-4

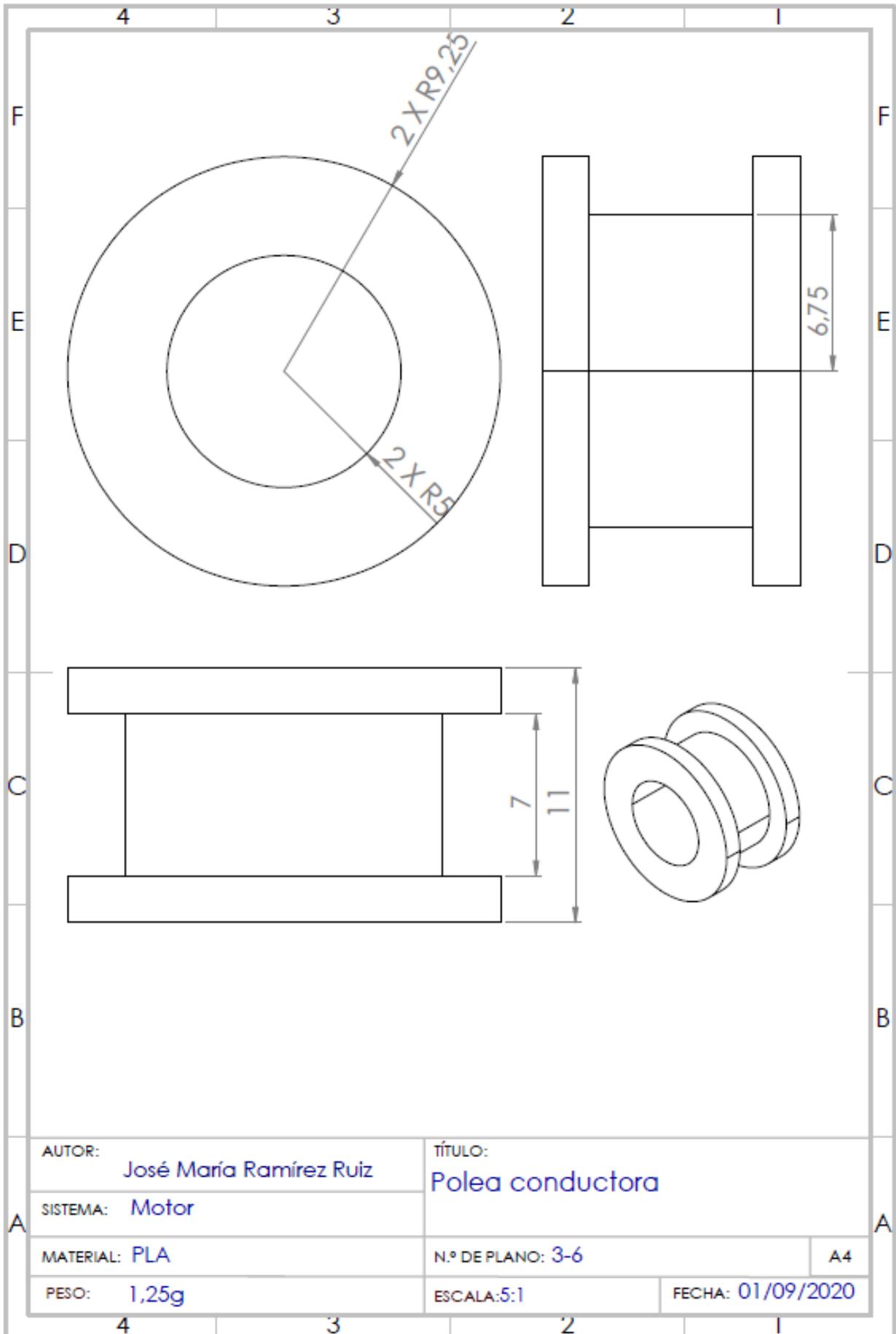
A4

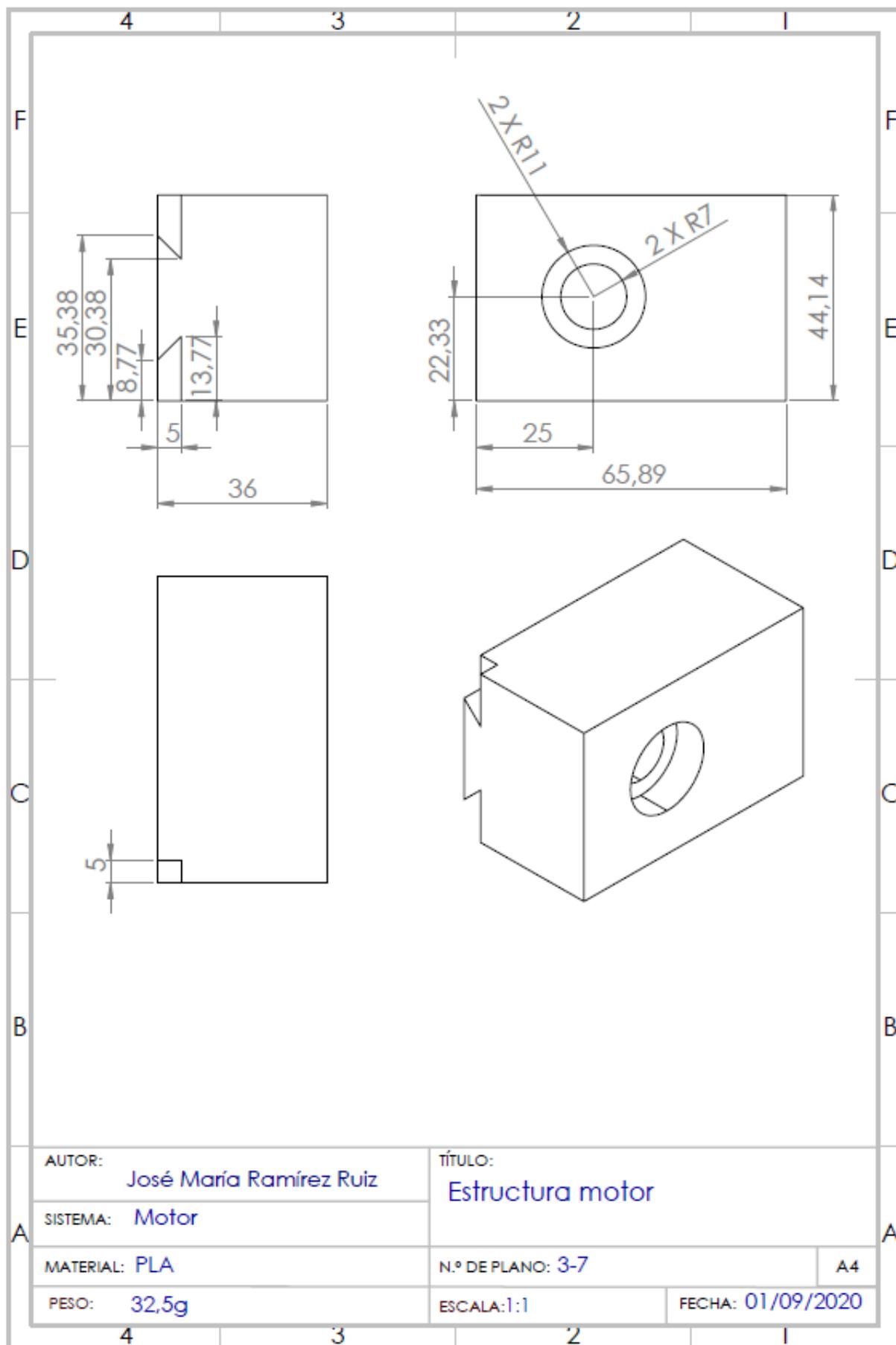
PESO: 13g

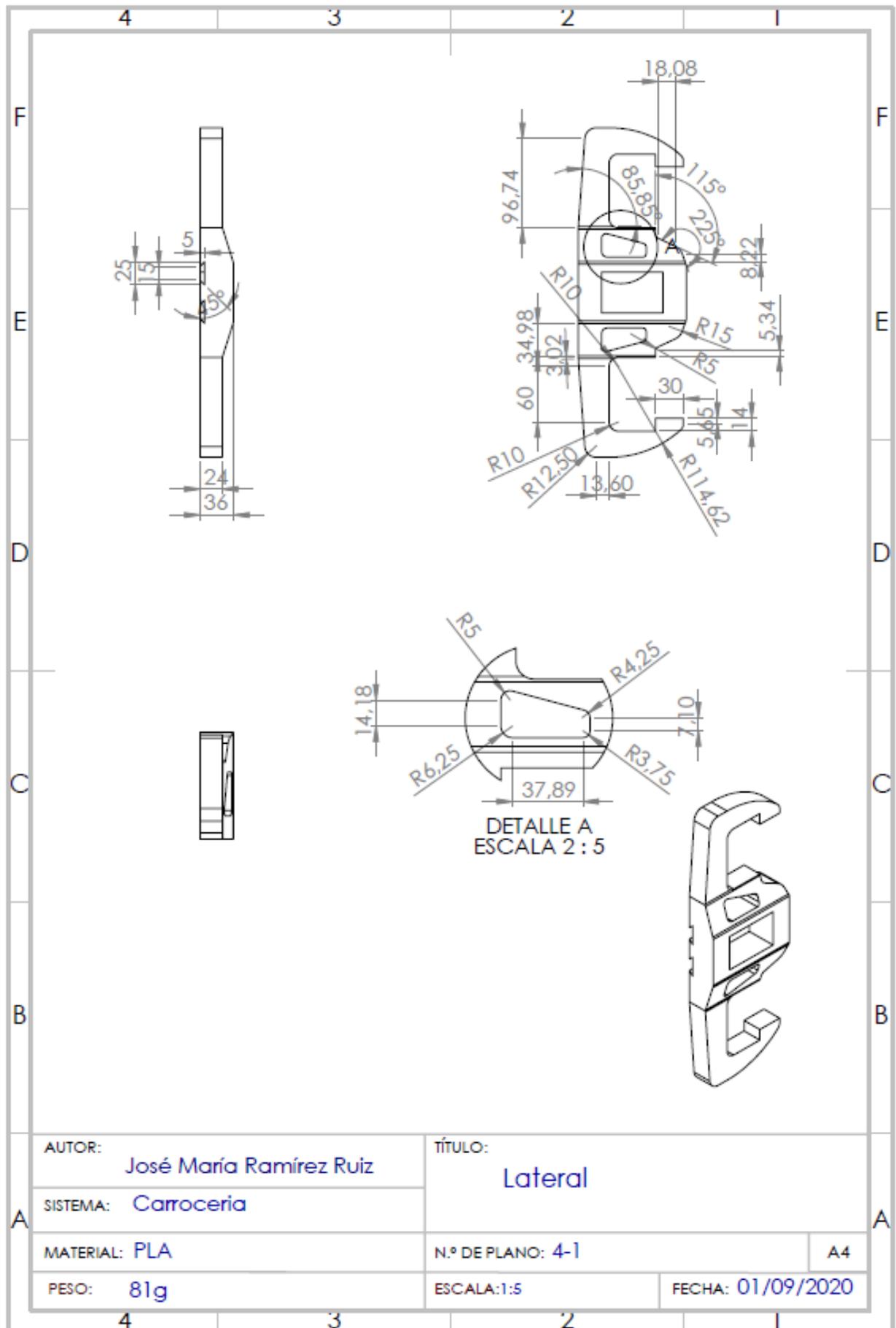
ESCALA: 1:2

FECHA: 01/09/2020









AUTOR: José María Ramírez Ruiz

TÍTULO: Lateral

SISTEMA: Carroceria

MATERIAL: PLA

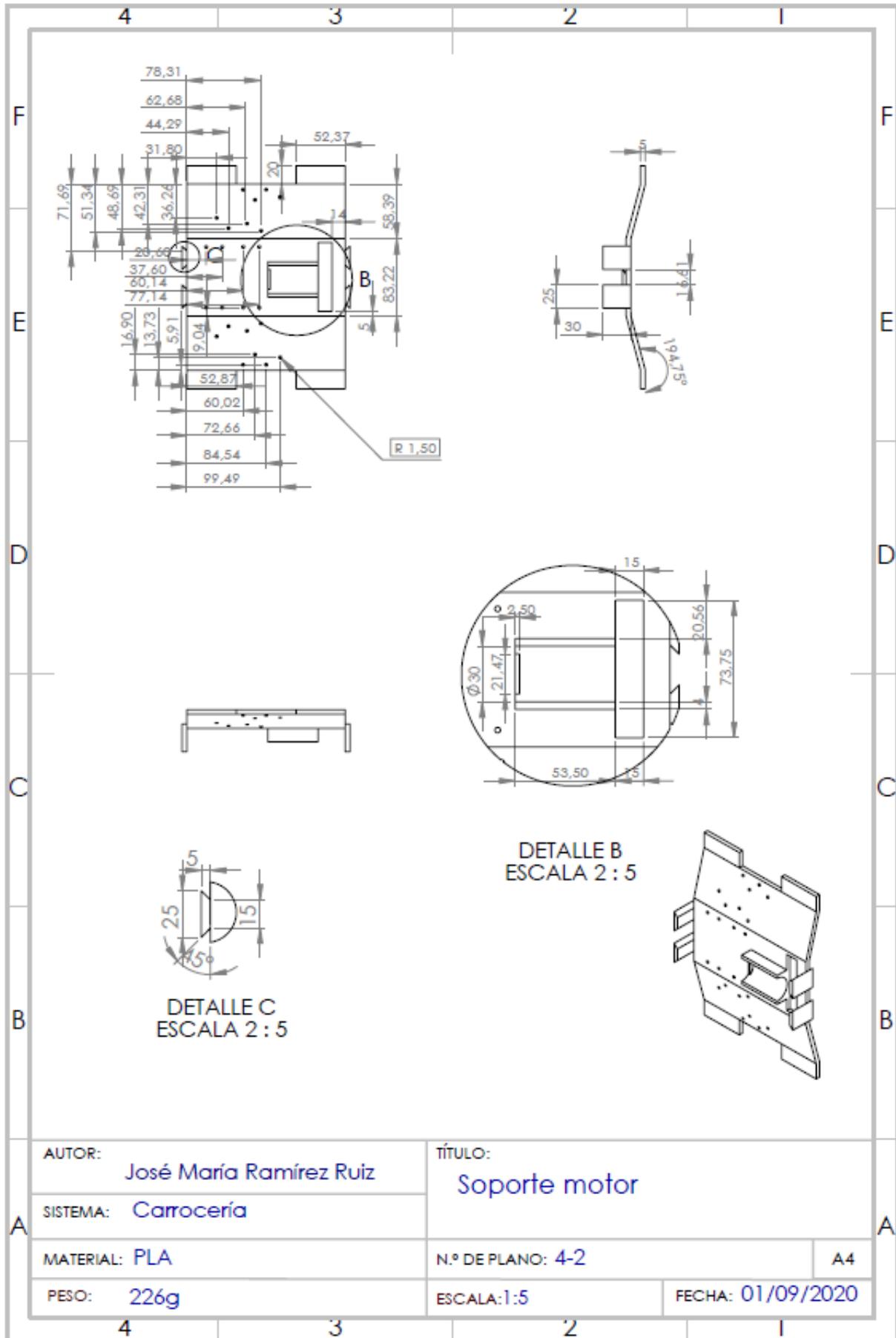
N.º DE PLANO: 4-1

A4

PESO: 81g

ESCALA: 1:5

FECHA: 01/09/2020



X. ANEXO J

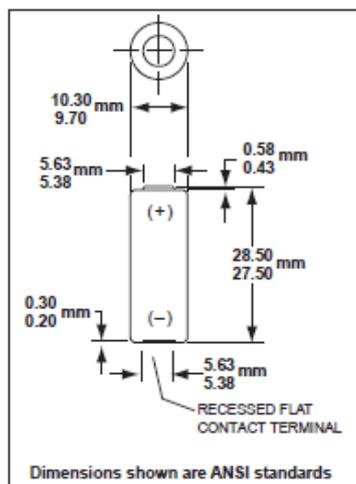
Especificaciones fuente de alimentación



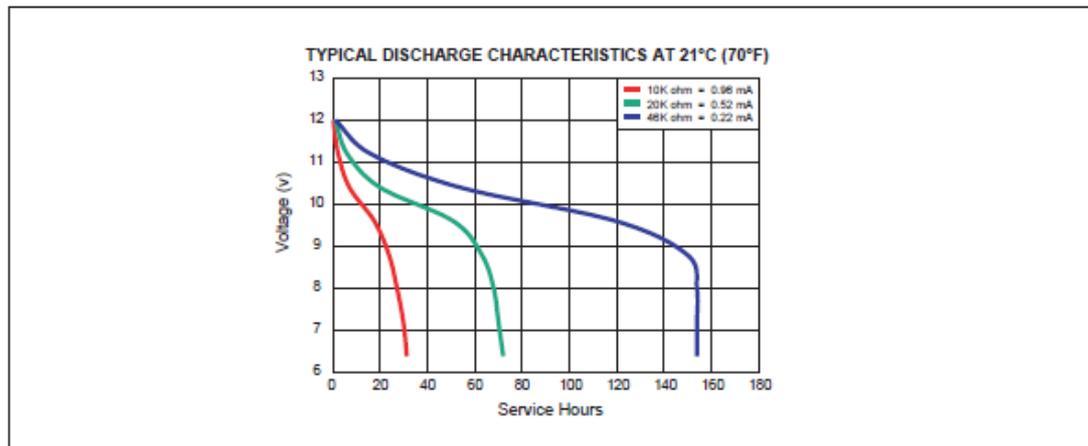
MN21

Size: 12V

Alkaline Manganese Dioxide Battery



Specifications	
Classification:	Cylindrical Alkaline
Chemical System:	Alkaline-Manganese Dioxide (Zn/MnO ₂)
Designation:	NEDEA- 1811A, IEC-3LR50
Nominal Voltage:	12V
Closed Circuit Voltage:	9.5V (min) (Load resistor 400Ω at 20°C for 0.1 s)
Operating Temp:	-20°C to 54°C (-4°F to 130°F)
Storage Temp:	5°C to 30°C
Typical Weight:	7.98 g
Typical Volume:	2.3 cubic centimeters (.14 cubic inch)
Typical Impedance:	22 ohm @ 1kHz
Freshness Guarantee:	5 years @ 20°C



DURACELL
BATTERIES

Berkshire Corporate Park
Bethel, CT 06801 U.S.A.
Telephone: Toll free 1.800.544.5454
Internet: www.duracell.com

*Delivered capacity is dependent on the applied load, intermittent usage, operating temperature and cut off voltage. Please refer to the charts and discharge data for examples of energy/service life that the battery will provide for various conditions.

Information and contents in this data sheet are for reference purposes only. They do not constitute any warranty and representation is subject to change without notice. For most current information and further details, please contact Duracell.

XI. ANEXO K

Especificaciones del servomotor



PQ12 Actual Size

Benefits

- Compact miniature size
- Precise position feedback
- Limit switches
- Simple control
- Low voltage
- Equal push/pull force
- Easy mounting

Applications

- Robotics
- Consumer appliances
- Toys
- RC vehicles
- Automotive
- Industrial Automation



Miniature Linear Motion Series · PQ12

Actuonix Motion Devices unique line of Miniature Linear Actuators enables a new generation of motion-enabled product designs, with capabilities that have never before been combined in a device of this size. These tiny linear actuators are a superior alternative to designing your own push/pull mechanisms. Their low cost and easy availability make them attractive to hobbyists and OEM designers alike.

The PQ12 actuators are complete, self contained linear motion devices with position feedback for sophisticated position control capabilities, or end of stroke limit switches for simple two position automation. Driving them couldn't be easier, simply apply a DC voltage to extend the actuator, and reverse the polarity to retract it. Several gear ratios and voltage options are available to give you varied speed/force configurations.

PQ12 Specifications

Gearing Option	30:1	63:1	100:1
Peak Power Point	15N@15mm/s	30N @ 8mm/s	40N @ 6mm/s
Peak Efficiency Point	8N @ 20mm/s	12N@12mm/s	20N @ 8mm/s
Max Speed (no load)	28mm/s	15mm/s	10mm/s
Max Force (lifted)	18N	45N	50N
Max Side Load	5N	10N	10N
Back Drive Force	9N	25N	35N
Stroke	20 mm		
Input Voltage	6 or 12 VDC		
Stall Current	550mA @ 6V, 210mA @ 12V		
Mass	19g (P,S) 21g (R)		
Operating Temperature	-10°C to +50°C		
Positional Repeatability	±0.1mm		
Mechanical Backlash	0.25 mm		
Audible Noise	55dB @ 45cm		
Ingress Protection	IP-54		
Feedback Potentiometer	5kΩ±50%		
Limit Switches	Max. Current Leakage: 8uA		
Maximum Duty Cycle	20%		

Basis of Operation

The PQ12 is designed to push or pull a load along its full stroke length. The speed of travel is determined by the load applied (see load curves). When power is removed the actuator will hold its position, unless the applied load exceeds the back drive force. Repeated stalling of the actuator against a fixed load will shorten the life of the actuator. Since application conditions (Environmental, loading, duty cycle, vibration, etc) vary so widely, we advise application specific testing to determine the expected life of the actuator.

Ordering

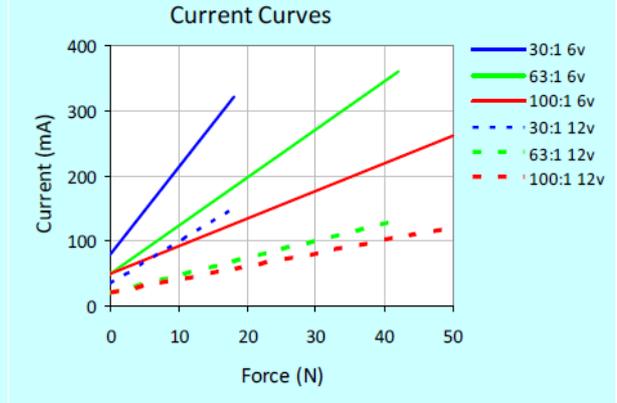
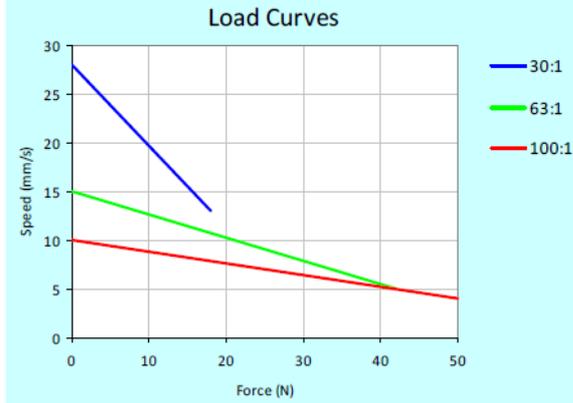
Small quantity orders can be placed directly online at www.Actuonix.com. Each actuator ships with two mounting brackets, M3 mounting hardware, and one FPC ribbon cable connector. To extend the length of the ribbon cable you can purchase one of our PQ12 cable adapters and extension cable, or solder wires directly to the ribbon cable. Contact sales@Actuonix.com for volume quotes and customization options for OEM's.



Actuonix Motion Devices Inc. 1 (206) 347-9684 Phone sales@actuonix.com
 Unit 201-1753 Sean Heights 1 (888) 225-9198 Toll Free www.actuonix.com
 Saanichton, BC Canada 1 (206) 347-9684 Fax
 V8M 0B3

Copyright 2016 © Actuonix Motion Devices Inc.

PQ12 Specifications



Model Selection

The PQ12 has 3 configuration choices: Gear Ratio, Voltage and Controller. PQ12 options are identified according to the following scheme:

PQ12-GG-VV-C

feature	options
GG: Gear reduction ratio (refer to load curves above)	30, 63, 100 (lower ratios are faster but push less force, and vice versa)
VV: Voltage	6, 12 (DC volts)
C: Controller	P Potentiometer Feedback S Limit Switches R RC Linear Servo (6V Only)

PQ12 Controller Options

Option S – End of Stroke Limit Switches

WIRING: (see next page for pin numbering)

- 1- Limit Switch Detection (Optional)
- 2- Actuator Motor Power
- 3- Actuator Motor Power
- 4- Not Connected
- 5- Not Connected

The –S actuators have limit switches that will turn off power to the motor when the actuator reaches within 1mm of the end of stroke. Internal diodes allow the actuator to reverse away from the limit switch. The limit switches cannot be moved. While voltage is applied to the motor power pins (2 & 3) the actuator extends. Reverse the polarity and the actuator retracts. This can be accomplished manually with a DPDT switch or relay, or using an H-Bridge circuit. The –S model cannot be used with the LAC control board. Pin #1 can be used to sense when the actuator has reached the end limits. See our FAQ page for a simple schematic to light an LED when the limits are reached.

All the information provided on this datasheet is for information purposes only and is subject to change. Purchase and use of all Actuonix Actuators is subject to acceptance of our Terms and Conditions of sale as posted here: <http://www.Actuonix.com/terms.asp>

Option P – Potentiometer Position Feedback

WIRING: (see next page for pin numbering)

- 1 – Feedback Potentiometer negative reference rail
- 2 – Actuator Motor Power
- 3 – Actuator Motor Power
- 4 – Feedback Potentiometer positive reference rail
- 5 – Feedback Potentiometer wiper

The –P actuators have no built in controller, but do provide analog position feedback. While voltage is applied to the motor power pins (2 & 3) the actuator extends. Reverse the polarity and the actuator retracts. Position of the actuator stroke can be monitored using the internal linear potentiometer. Provide any stable low and high reference voltage on pins 1 & 4, then read the position signal on pin 5. The voltage on pin 5 will vary linearly between the two reference voltages in proportion to the position of the actuator stroke. Connect to an LAC board for easy interface with any of the following control signals: Analog 0-5V or 4-20mA, or Digital 0-5V PWM, 1-2ms Standard RC, or USB.

Option R – RC Linear Servo

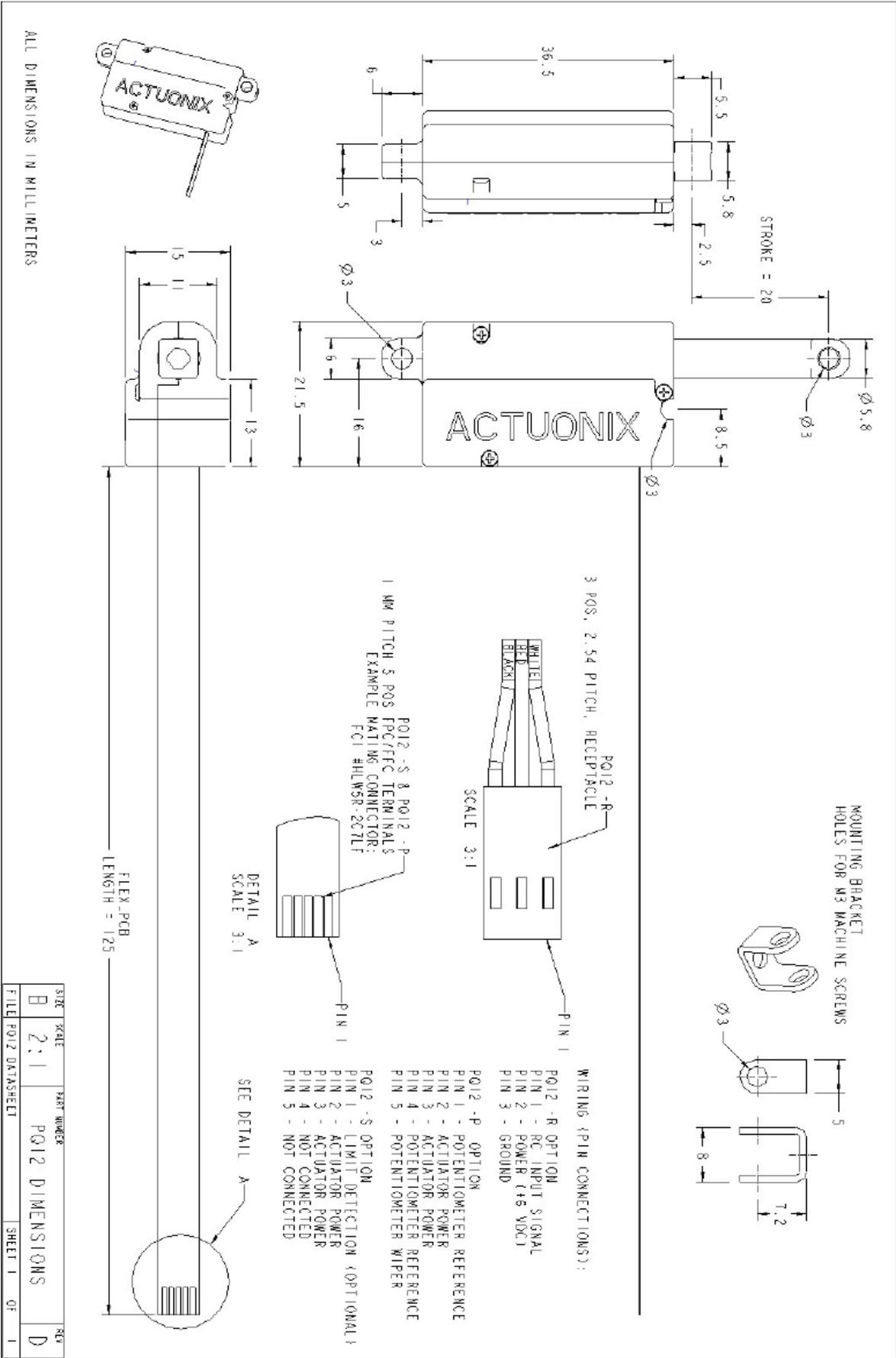
WIRING: (see last page for pin numbering)

- 1 - RC input signal (RC-servo compatible)
- 2 - Power (+6 VDC)
- 3 - Ground

Note: Reversing polarity on pins 2 and 3 may cause damage

–R actuators are ideally suited to use in robotics and radio control models. The –R actuators or ‘linear servos’ are a direct replacement for regular radio controlled hobby servos. The desired actuator position is input to the actuator on lead 1 as a positive 5 Volt pulse width signal. A 2.0 ms pulse commands the controller to fully retract the actuator, and a 1.0 ms pulse signals it to fully extend. If the motion of the actuator, or of other servos in your system, seems erratic, place a 1–4Ω resistor in series with the actuator’s red V+ lead wire. The PQ12–R Linear Servos are designed to work with typical RC receivers and battery packs. Consequently, they also are compatible with Arduino control boards, VEX Microcontrollers and many other similar boards designed for robotics.





XII. ANEXO L

Especificaciones del MOSFET IRLB8743PbF

International
IOR Rectifier

PD - 96232

IRLB8743PbF

HEXFET® Power MOSFET

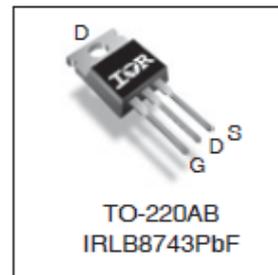
Applications

- Optimized for UPS/Inverter Applications
- High Frequency Synchronous Buck Converters for Computer Processor Power
- High Frequency Isolated DC-DC Converters with Synchronous Rectification for Telecom and Industrial use

Benefits

- Very Low RDS(on) at 4.5V V_{GS}
- Ultra-Low Gate Impedance
- Fully Characterized Avalanche Voltage and Current
- Lead-Free

V _{DSS}	R _{DS(on)} max	Qg
30V	3.2mΩ	36nC



G	D	S
Gate	Drain	Source

Absolute Maximum Ratings

	Parameter	Max.	Units
V _{DS}	Drain-to-Source Voltage	30	V
V _{GS}	Gate-to-Source Voltage	± 20	
I _D @ T _C = 25°C	Continuous Drain Current, V _{GS} @ 10V (Silicon Limited)	150 ^②	A
I _D @ T _C = 100°C	Continuous Drain Current, V _{GS} @ 10V (Silicon Limited)	110	
I _D @ T _C = 25°C	Continuous Drain Current, V _{GS} @ 10V (Package Limited)	78	
I _{DM}	Pulsed Drain Current ^①	620	
P _D @ T _C = 25°C	Maximum Power Dissipation ^③	140	W
P _D @ T _C = 100°C	Maximum Power Dissipation ^③	68	
	Linear Derating Factor	0.90	W/°C
T _J	Operating Junction and	-55 to + 175	°C
T _{STG}	Storage Temperature Range		
	Soldering Temperature, for 10 seconds	300 (1.6mm from case)	
	Mounting torque, 6-32 or M3 screw ^⑦	10lb•in (1.1N•m)	

Thermal Resistance

	Parameter	Typ.	Max.	Units
R _{θJC}	Junction-to-Case ^④	—	1.11	°C/W
R _{θCS}	Case-to-Sink, Flat Greased Surface	0.5	—	
R _{θJA}	Junction-to-Ambient ^⑤	—	62	

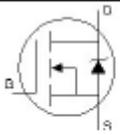
Static @ $T_J = 25^\circ\text{C}$ (unless otherwise specified)

	Parameter	Min.	Typ.	Max.	Units	Conditions
BV_{DSS}	Drain-to-Source Breakdown Voltage	30	—	—	V	$V_{GS} = 0V, I_D = 250\mu A$
$\Delta BV_{DSS}/\Delta T_J$	Breakdown Voltage Temp. Coefficient	—	17	—	mV/°C	Reference to $25^\circ\text{C}, I_D = 1\text{mA}$
$R_{DS(on)}$	Static Drain-to-Source On-Resistance	—	2.5	3.2	mΩ	$V_{GS} = 10V, I_D = 40A$ ③
		—	3.5	4.2		$V_{GS} = 4.5V, I_D = 32A$ ③
$V_{GS(th)}$	Gate Threshold Voltage	1.35	1.8	2.35	V	$V_{DS} = V_{GS}, I_D = 100\mu A$
$\Delta V_{GS(th)}/\Delta T_J$	Gate Threshold Voltage Coefficient	—	-7.7	—	mV/°C	
I_{DSS}	Drain-to-Source Leakage Current	—	—	1.0	μA	$V_{DS} = 24V, V_{GS} = 0V$
		—	—	100		$V_{DS} = 24V, V_{GS} = 0V, T_J = 125^\circ\text{C}$
I_{GSS}	Gate-to-Source Forward Leakage	—	—	100	nA	$V_{GS} = 20V$
	Gate-to-Source Reverse Leakage	—	—	-100		$V_{GS} = -20V$
g_{fs}	Forward Transconductance	190	—	—	S	$V_{DS} = 15V, I_D = 32A$
Q_g	Total Gate Charge	—	36	54	nC	$V_{DS} = 15V$ $V_{GS} = 4.5V$ $I_D = 32A$
Q_{gs1}	Pre-Vth Gate-to-Source Charge	—	9.1	—		
Q_{gs2}	Post-Vth Gate-to-Source Charge	—	4.2	—		
Q_{gd}	Gate-to-Drain Charge	—	13	—		
Q_{godr}	Gate Charge Overdrive	—	13	—		
Q_{sw}	Switch Charge ($Q_{gs2} + Q_{gd}$)	—	17.2	—	nC	$V_{DS} = 16V, V_{GS} = 0V$
Q_{oss}	Output Charge	—	21	—		
R_G	Gate Resistance	—	0.85	1.5	Ω	
$t_{d(on)}$	Turn-On Delay Time	—	23	—	ns	$V_{DD} = 15V, V_{GS} = 4.5V$ ③ $I_D = 32A$ $R_G = 1.8\Omega$
t_r	Rise Time	—	92	—		
$t_{d(off)}$	Turn-Off Delay Time	—	25	—		
t_f	Fall Time	—	36	—		
C_{iss}	Input Capacitance	—	5110	—	pF	$V_{GS} = 0V$ $V_{DS} = 15V$ $f = 1.0\text{MHz}$
C_{oss}	Output Capacitance	—	960	—		
C_{riss}	Reverse Transfer Capacitance	—	440	—		

Avalanche Characteristics

	Parameter	Typ.	Max.	Units
E_{AS}	Single Pulse Avalanche Energy ②	—	310	mJ
I_{AR}	Avalanche Current ①	—	32	A
E_{AR}	Repetitive Avalanche Energy ①	—	14	mJ

Diode Characteristics

	Parameter	Min.	Typ.	Max.	Units	Conditions
I_S	Continuous Source Current (Body Diode)	—	—	150 ④	A	MOSFET symbol showing the integral reverse p-n junction diode. 
I_{SM}	Pulsed Source Current (Body Diode) ①	—	—	620		
V_{SD}	Diode Forward Voltage	—	—	1.0	V	$T_J = 25^\circ\text{C}, I_S = 32A, V_{GS} = 0V$ ③
t_{rr}	Reverse Recovery Time	—	29	44	ns	$T_J = 25^\circ\text{C}, I_F = 32A, V_{DD} = 15V$
Q_{rr}	Reverse Recovery Charge	—	49	74	nC	$di/dt = 200A/\mu s$ ③
t_{on}	Forward Turn-On Time	Intrinsic turn-on time is negligible (turn-on is dominated by LS+LD)				

www.irf.com

XIII. ANEXO M

Impresión piezas 3D

	Altura del capa (mm)	Grosor en la pared (mm)	Grosor pared superior/ inferior (mm)	Densidad de relleno (%)	Patrón	Velocidad de Impresión (mm/s)	PLA (m)	PLA (g)	Volumen (cm³)	Densidad (kg/m³)	Tiempo		
											Horas	Minutos	Segundos
EMPAQUE							112,44	666	657,226		22	224	180
ELE MONTADO (x2)							56,22	333	328,613		11	112	90
Rueda (x2)	0,2	1,2	1,2	20	Triangles	60	15,9	47,5	92,052	516,01	3	33	0
Eje	0,2	2	1,2	20	Triangles	60	8,14	24	35,477	676,49	1	32	30
Soporte (x2)	0,2	1,2	2	30	Triangles	60	8,14	24	54,516	440,24	2	7	30
Cojinete (x2)								40					
Vibroamortiguador (x2)								9					
Vibroamortiguador ppal (x4)								17					
CARROCERIA							185,16	551	1346,122		33	36	0
Lateral (x4)	0,3	1,2	1,2	10	Triangles	80	27,3	81	284,857	284,35	5	0	0
Soporte motor	0,2	1,2	1,2	10	Triangles	80	75,96	227	206,694	1096,24	13	56	0
SISTEMA DE FRENOS COMPLETO							24,88	214,46	99,275		9	62	128
Sistema de frenos (x4)							6,22	21,5	20,924		2	7	30
Piston de frenada fijo	0,15	1,2	1,2	10	Triangles	60	6,22	19	20,924	906,05	2	7	30
Cilindro								2					
Gomilla								0,5					
Sistema hidráulico							7,11	128,46	15,579		1	34	8
Servomotor								16					
Depósito	0,2	1,2	1,2	20	Triangles	60	6,69	18	14,605	1232,45	1	34	0
Tapadera depósito	0,2	1,2	1,2	20	Triangles	60	0,42	1	0,974	1026,69	0	0	8
Bridas (x6)								0,25					
Tuberías								34,36					
Líquido hidráulico								57,6					
PLATAFORMA MOTORS							69,985	259,6	256,077		5	281	270
MOTOR								110					
Engranaje 1	0,2	1,2	1,2	20	Triangles	60	0,51	1	1,475	677,97	0	7	0
Tapón	0,2	1,2	1,2	10	Triangles	60	0,06	0,15	0,127	1181,10	0	2	0
Engranaje 2	0,2	1,2	1,2	20	Triangles	60	3,69	11	13,479	816,08	0	58	0
Eje intermedio	0,2	2	1,2	20	Triangles	60	4,52	13	18,92	687,10	1	3	0
Polea receptora (x4)	0,2	1,2	1,2	20	Triangles	60	1,725	5,25	4,728	1110,41	0	25	30
Polea conductora (x4)	0,2	1,2	1,2	20	Triangles	60	0,625	1,25	1,213	1030,50	0	10	30
Correa (x4)								1					
Rodamiento eje conductor (x2)								3					
Pilas motor (x2)								8,1					
Cajetilla pilas								2					
Estructura motor (x2)	0,2	1,2	1,2	20	Triangles	60	25,04	32,5	96,792	335,77	2	23	0
ARDUINO								21					
Arduino nano								5					
Pila 6V								14					
Cajetilla pila 6V								2					
							1712,06				69	623	578

Mass PLA (g)	1101,4
Volumen PLA (cm³)	2358,70
Densidad final (kg/m³)	466,95
Densidad PLA (kg/m³)	1240
Mass teórica PLA (g)	2924,788
Ahorro de masa	62,34%

79	32	38
----	----	----

XIV. ANEXO N

Costes de fabricación

	Masa (kg)	Horas	Tiempo			Tempo(h)	kWh	Costes de electricidad	Costes por depreciación	Costes por mantenimiento	Coste de los materiales	Coste del producto	COSTE TOTAL
			Minutos	Segundos									
EMPUJE	666	21	224	180	28,73	4,31 €	0,70 €	3,55 €	5,75 €	8,77 €	151,97 €		
EMMONTADO (x2)	333	11	112	90	14,57	2,16 €	0,35 €	1,68 €	2,67 €	4,31 €	75,96 €		
Rueda (x2)	47,5	3	33	0	3,55	0,59 €	0,09 €	0,41 €	0,71 €	1,25 €	2,46 €		
Eje	24	1	32	30	2,03	0,31 €	0,05 €	0,24 €	0,41 €	0,63 €	1,32 €		
Soporte (x2)	24	2	7	30	2,62	0,39 €	0,06 €	0,31 €	0,52 €	0,63 €	1,32 €		
Coilinet (x2)	40										9,59 €		
Vibroamortiguador (x2)	9										9,59 €		
Vibroamortiguador pinal (x4)	17										9,59 €		
CLABOCEREA	551	33	56	0	33,53	5,09 €	0,83 €	3,96 €	6,79 €	14,46 €	4,50 €		
Lateral (x4)	81	5	0	0	5,00	0,75 €	0,12 €	0,56 €	1,00 €	2,13 €	4,50 €		
Soporte motor	227	13	56	0	13,53	2,09 €	0,34 €	1,63 €	2,79 €	5,96 €	12,80 €		
SISTEMA DE FRENOS COMPLETO	214,46	9	62	128	12,17	1,83 €	0,30 €	1,42 €	2,49 €	2,49 €	67,83 €		
Sistema de frenos (x4)	21,5	2	7	30	2,62	0,39 €	0,06 €	0,31 €	0,52 €	0,50 €	1,92 €		
Pistón de frenada filo	19	2	7	30	2,62	0,39 €	0,06 €	0,31 €	0,52 €	0,50 €	1,79 €		
Cilindro	2										0,14 €		
Gornilla	0,5										€		
Sistema hidráulico	128,46	1	34	8	1,70	0,26 €	0,04 €	0,20 €	0,34 €	0,50 €	60,13 €		
Servomotor	16										70,00 €		
Depósito	18	1	34	0	1,57	0,24 €	0,04 €	0,18 €	0,31 €	0,47 €	1,24 €		
Tanque depósito	1	0	0	8	0,13	0,02 €	0,00 €	0,02 €	0,03 €	0,03 €	0,09 €		
Bridas (x4)	0,25										0,65 €		
Tuberías	34,36										2,50 €		
Líquido hidráulico	57,6										6,00 €		
PLANTA MOTOR	259,6	5	211	270	14,18	2,13 €	0,35 €	1,65 €	2,84 €	2,20 €	47,74 €		
Motor	110										34,00 €		
Engranaje Motor	1	0	7	0	0,12	0,02 €	0,00 €	0,01 €	0,02 €	0,03 €	0,07 €		
Tapon	0,15	0	2	0	0,03	0,01 €	0,00 €	0,00 €	0,01 €	0,00 €	0,02 €		
Engranaje mayor	11	0	58	0	0,97	0,15 €	0,02 €	0,11 €	0,19 €	0,29 €	0,62 €		
Eje intermedio	13	1	3	0	1,05	0,16 €	0,03 €	0,12 €	0,21 €	0,34 €	0,70 €		
Poles receptoras (x4)	5,25	0	25	30	0,92	0,14 €	0,02 €	0,11 €	0,18 €	0,14 €	0,45 €		
Poles conductoras (x4)	1,25	0	10	30	0,67	0,10 €	0,02 €	0,08 €	0,13 €	0,03 €	0,26 €		
Correa (x4)	1										0,23 €		
Fundamento eje conductor (x2)	3										3,00 €		
Pilas motor (x2)	8,1										1,00 €		
Cajetilla pilas	2										0,50 €		
Estructura motor (x2)	32,5	2	23	0	2,38	0,36 €	0,06 €	0,28 €	0,48 €	0,85 €	2,02 €		
ACQUILINO	21										18,00 €		
Acquilino rano	5										10,00 €		
Pila BV	14										1,05 €		
Cajetilla pila BV	2										0,50 €		
		69	623	578	89,02		2,17 €	10,39 €	17,80 €	27,92 €	279,93 €		
Datos a tener en cuenta												338,22 €	
Precio impresora 3D (€)	1.400												
Vida útil de la impresora 3D (h)	12.000												
Depreciación por desgaste (€/h)	0,116666667												
Precio de piezas a punto	30												
Horas hasta sustitución de piezas	150												
Precio de mantenimiento (€/h)	0,20												
Precio del material de impresión (€/kg)	35												
Porcentaje de materia desperdiciada	0,05												
Potencia de la BQ Witbox 2 (kW)	0,15												
Precio del kWh (€)	0,16 €												