

Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales  
Intensificación Mecánica-Máquinas

Diseño, fabricación, montaje y puesta a punto de un  
vehículo autónomo para la auscultación geométrica  
de una vía ferroviaria a escala

Autor: Rafael Álvarez Pariente

Tutor: José Luis Escalona Franco

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

Sevilla, 2019





Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

**Diseño, fabricación, montaje y puesta a punto de un  
vehículo autónomo para la auscultación geométrica  
de una vía ferroviaria a escala**

Autor:

Rafael Álvarez Pariente

Tutor:

José Luis Escalona Franco

Catedrático de Universidad

Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019



Trabajo Fin de Grado: Diseño, fabricación, montaje y puesta a punto de un vehículo autónomo para la auscultación geométrica de una vía ferroviaria a escala

Autor: Rafael Álvarez Pariente

Tutor: José Luis Escalona Franco

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal



*A mi familia*  
*A mis profesores*  
*A mis amigos*





# Agradecimientos

---

*A mi familia, por apoyarme durante todo este largo camino.*

*A mi tutor José Luis, por permitirme realizar este trabajo y transmitirme sus conocimientos.*

*A Pedro, por haberme ayudado y aconsejado siempre que lo he necesitado.*

*A mis amigos, por hacer menos difícil todos estos años.*

*Rafael Álvarez Pariente*

*Sevilla, 2019*



# Resumen

---

El alcance de este Trabajo comprende la realización del diseño y la fabricación de un vehículo autónomo que servirá para llevar a cabo ensayos de auscultación geométrica de una vía ferroviaria a escala. Este Trabajo se encuentra en el marco de un proyecto de investigación en curso sobre el desarrollo y la mejora del proceso de auscultación de vías.

Al comienzo de este Trabajo se contaba con la idea de los vehículos construidos en anteriores investigaciones, además de un prediseño de la parte delantera. A partir de ahí, se ha ido conformando poco a poco el prototipo completo que deberá permitir que este proyecto siga su curso.

Para el diseño de los componentes que lo forman y para la obtención de los planos correspondientes para la fabricación se ha utilizado el software CAD de SolidWorks®. Para los cálculos matemáticos y la generación de gráficas se ha utilizado el software Matlab®.

A lo largo de este documento se describe cómo determinar la geometría de una vía ferroviaria, se explica detalladamente el diseño de este vehículo, el régimen de funcionamiento esperado y los parámetros que influyen en él y por último se expone un análisis de uno de los componentes clave del vehículo.

Una vez que se realice el montaje y la puesta a punto se podrá saber con seguridad si el vehículo cumple con su función.



# Abstract

---

The scope of this Dissertation includes the realization of the design and the manufacturing of an autonomous vehicle that will serve to carry out geometric inspection tests of a railway track on scale. This Dissertation is part of an ongoing research project on the development and improvement of the process of railroad auscultation.

At the beginning of this Dissertation was expected the idea of vehicles built in previous investigations, in addition to a redesign of the front. From there, the entire prototype that will allow the project to continue its course has been gradually shaped.

The CAD software of SolidWorks® has been used for the design of its components and for obtaining the corresponding drawings for his manufacturing. Matlab® software has been used for mathematical calculations and graph generation.

This document describes how to determine the geometry of a railway track, explains in detail the design of this vehicle, the expected operating mode and the parameters that influences it. Finally an analysis of one of the key components of the vehicle is presented.

Once the assembly and set-up is carried out, it will be possible to know for sure whether the vehicle fulfils its function.



<b>Agradecimientos</b>	<b>ix</b>
<b>Resumen</b>	<b>xi</b>
<b>Abstract</b>	<b>xiii</b>
<b>Índice</b>	<b>xv</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>xvii</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>xix</b>
<b>Notación</b>	<b>xxiii</b>
<b>1 Motivación y objetivos</b>	<b>1</b>
<b>2 Geometría de una vía ferroviaria</b>	<b>5</b>
2.1. <i>Laterales</i>	5
2.1.1 Ancho de vía	5
2.1.2 Alineamiento	5
2.2. <i>Verticales</i>	6
2.2.1 Nivelación	6
2.2.2 Peralte	6
2.2.3 Geometría de la vía ferroviaria del Proyecto TRA2017	6
<b>3 Diseño del vehículo</b>	<b>11</b>
3.1. <i>Introducción</i>	11
3.2. <i>Proceso de diseño</i>	11
3.3. <i>Chasis</i>	12
3.4. <i>Propulsión</i>	13
3.5. <i>Transmisión</i>	14
3.6. <i>Tren trasero</i>	18
3.7. <i>Tren delantero</i>	19
3.8. <i>Instrumentación</i>	21
3.8.1. LVDT	21
3.8.2. Inclinómetro	22
3.8.3. Estación total	23
3.9. <i>Diseño CAD del vehículo</i>	24
<b>4 Régimen de funcionamiento</b>	<b>27</b>
4.1. <i>Transmisión y tren trasero</i>	27
4.2. <i>Tren delantero</i>	28
4.3. <i>Velocidad de avance</i>	29
4.4. <i>Posibles errores en el funcionamiento</i>	29
<b>5 Selección del muelle y la velocidad de auscultación</b>	<b>33</b>
5.1. <i>Modelo</i>	33
5.2. <i>Ecuaciones</i>	34
5.3. <i>Análisis del modelo</i>	37
5.3.1. Condiciones iniciales nulas	38
5.3.2. Condiciones iniciales no nulas	39

5.3.2.1	Muelle nº 1	39
5.3.2.2	Muelle nº 2	41
5.3.2.3	Muelle nº 3	43
5.3.2.4	Muelle nº 4	44
5.3.2.5	Muelle nº 5	46
<i>5.4. Conclusiones</i>		48
<b>Referencias</b>		<b>51</b>
<b>Anexo A Comandos de Matlab®</b>		<b>52</b>
<b>Anexo B Planos de las piezas</b>		<b>56</b>



# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 3-1. Características del vehículo	12
Tabla 5-1. Características de los muelles	38
Tabla 5-2. Resultados para el muelle nº 1	41
Tabla 5-3. Resultados para el muelle nº 2	42
Tabla 5-4. Resultados para el muelle nº 3	44
Tabla 5-5. Resultados para el muelle nº 4	46
Tabla 5-6. Resultados para el muelle nº 5	47
Tabla 5-7. Error cuadrático medio de la medición del ancho de vía (en metros)	48



# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1-1. Captador óptico	1
Figura 1-2. Equipamiento de ultrasonidos	1
Figura 1-3. Tren laboratorio Séneca	2
Figura 1-4. Carro de vía	3
Figura 2-1. Ancho	5
Figura 2-2. Alineamiento	5
Figura 2-3. Nivelación	6
Figura 2-4. Peralte	6
Figura 2-5. Proyección en planta de la vía	7
Figura 2-6. Sección del carril	7
Figura 2-7. Desplazamientos permitidos	7
Figura 2-8. Tramo de curvatura constante	8
Figura 2-9. Detalle de los raíles y mecanismos de la vía	8
Figura 2-10. Alzado de la estructura de la vía	8
Figura 2-11. Geometría horizontal de la vía	8
Figura 2-12. Geometría vertical de la vía	9
Figura 3-1. Chasis	12
Figura 3-2. Eje del chasis	12
Figura 3-3. Fijación chasis-tren delantero	13
Figura 3-4. Motor	13
Figura 3-5. Reductor	14
Figura 3-6. Soporte del motor	14
Figura 3-7. Eje de entrada	15
Figura 3-8. Eje de salida	15
Figura 3-9. Correa	15
Figura 3-10. Polea	16
Figura 3-11. Tensor de la correa	16
Figura 3-12. Piñón	16
Figura 3-13. Diferencial	16
Figura 3-14. Soporte de la transmisión	17
Figura 3-15. Soporte del eje de salida	17
Figura 3-16. Soporte del diferencial	17
Figura 3-17. Eje trasero	18
Figura 3-18. Rueda trasera	18

Figura 3-19. Soporte ejes traseros	18
Figura 3-20. Rigidizador de la guía	19
Figura 3-21. Rueda delantera vertical	19
Figura 3-22. Rueda delantera horizontal	19
Figura 3-23. Guía	20
Figura 3-24. Rodamiento lineal	20
Figura 3-25. Soporte derecho del tren delantero	20
Figura 3-26. Soporte izquierdo del tren delantero	20
Figura 3-27. Eje de las ruedas delanteras horizontales	21
Figura 3-28. LVDT	21
Figura 3-29. Soporte del LVDT	22
Figura 3-30. Montaje del LVDT	22
Figura 3-31. Inclinómetro	22
Figura 3-32. Montaje del inclinómetro	23
Figura 3-33. Ángulo $\alpha$	23
Figura 3-34. Estación total	24
Figura 3-35. Vista frontal	24
Figura 3-36. Vista lateral (izquierda)	25
Figura 3-37. Vista lateral (derecha)	25
Figura 3-38. Vista trasera	25
Figura 3-39. Vista superior	26
Figura 3-40. Vista inferior	26
Figura 3-41. Detalle del tren delantero	26
Figura 4-1. Diseño CAD de un muelle de extensión	28
Figura 4-2. Modelo de la transición horizontal-descendente	30
Figura 4-3. Evolución de la masa	30
Figura 5-1. Función $g(s)$	34
Figura 5-2. Modelo del bogie	34
Figura 5-3. Triángulo formado por el muelle, la dirección de avance y la dirección perpendicular a esta	35
Figura 5-4. Ángulo de guiñada respecto al tiempo (Muelle nº 1)	38
Figura 5-5. Ángulo de guiñada respecto al tiempo (Muelle nº 1)	38
Figura 5-6. Ángulo de guiñada respecto al tiempo (Muelle nº 3)	39
Figura 5-7. Ángulo de guiñada respecto al tiempo (Muelle nº 3)	39
Figura 5-8. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s	39
Figura 5-9. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s	39
Figura 5-10. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s	40
Figura 5-11. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s	40
Figura 5-12. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s	40
Figura 5-13. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s	40

Figura 5-14. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s	41
Figura 5-15. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s	41
Figura 5-16. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s	41
Figura 5-17. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s	42
Figura 5-18. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s	42
Figura 5-19. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s	42
Figura 5-20. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s	43
Figura 5-21. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s	43
Figura 5-22. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s	43
Figura 5-23. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s	43
Figura 5-24. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s	43
Figura 5-25. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s	44
Figura 5-26. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s	44
Figura 5-27. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s	44
Figura 5-28. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s	45
Figura 5-29. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s	45
Figura 5-30. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s	45
Figura 5-31. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s	45
Figura 5-32. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s	46
Figura 5-33. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s	46
Figura 5-34. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s	46
Figura 5-35. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s	47
Figura 5-36. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s	47
Figura 5-37. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s	47



CAD	Computer-Aided Design
ETSI	Escuela Técnica Superior de Ingeniería
ADIF	Administrador de Infraestructuras Ferroviarias
$\vec{r}_i$	Vector posición de un punto del raíl izquierdo
$\vec{r}_d$	Vector posición de un punto del raíl derecho
$y_i$	Coordenada y de un punto del raíl izquierdo
$y_d$	Coordenada y de un punto del raíl derecho
$z_i$	Coordenada z de un punto del raíl izquierdo
$z_d$	Coordenada z de un punto del raíl derecho
EC	Electronic Commutated
LVDT	Linear Variable Differential Transformer
$\alpha$	Ángulo de inclinación
L	Lagrangiano
q	Coordenada generalizada
F	Función de disipación de Rayleigh
Q	Fuerzas generalizadas
T	Energía cinética
U	Energía potencial
$m_L$	Masa del eje izquierdo del modelo
$m_R$	Masa del eje derecho del modelo
$v_G$	Velocidad de traslación
$I_G$	Momento de inercia másico respecto al centro de gravedad
$\omega$	Velocidad de rotación
$\psi$	Ángulo de guiñada
v	Velocidad de avance
$d_L$	Distancia del centro de gravedad del eje izquierdo al centro de gravedad del sistema
$d_R$	Distancia del centro de gravedad del eje derecho al centro de gravedad del sistema
k	Rigidez del muelle
l	Elongación del muelle
$l_0$	Longitud natural del muelle
s	Coordenada longitudinal
g	Variaciones del ancho de vía
$u_L$	Desplazamiento transversal del raíl izquierdo
$u_R$	Desplazamiento transversal del eje derecho
$l_n$	Longitud nominal del muelle
$\xi$	Coefficiente de amortiguamiento
c	Constante de amortiguamiento
$F_k$	Fuerza del muelle

$M_r$	Par a la salida del reductor
$M_n$	Par nominal del motor
$i$	Relación de reducción
$\eta_i$	Eficiencia de la reducción
$\eta_{motor}$	Eficiencia del motor
$M_p$	Par en el piñón
$\eta_{correa}$	Eficiencia de la correa
$\omega_i$	Velocidad angular del eje trasero izquierdo
$\omega_d$	Velocidad angular del eje trasero derecho
$\omega_c$	Velocidad angular de la corona
$M_c$	Par en la corona
$M_i$	Par en el eje trasero izquierdo
$M_d$	Par en el eje trasero derecho
$v_n$	Velocidad nominal de avance del vehículo
$R$	Radio de las ruedas traseras
$\omega_{ejes}$	Velocidad media de los ejes traseros
$\omega_p$	Velocidad angular del piñón
$\omega_n$	Velocidad nominal del motor
$Z_p$	Número de dientes del piñón
$Z_c$	Número de dientes de la corona
$v_{max}$	Velocidad de avance máxima del vehículo
$\omega_{ejes_{max}}$	Velocidad media máxima de los ejes traseros
$\omega_{p_{max}}$	Velocidad angular máxima del piñón
$\omega_{max}$	Velocidad angular máxima a la entrada del reductor
$x$	Coordenada horizontal
$y$	Coordenada vertical
$x_0$	Coordenada horizontal inicial
$y_0$	Coordenada vertical inicial
$v_x$	Componente horizontal de la velocidad
$v_y$	Componente vertical de la velocidad
$v_{0x}$	Velocidad horizontal inicial
$v_{0y}$	Velocidad vertical inicial
$g$	Aceleración de la gravedad
$t$	Tiempo
$\theta$	Ángulo de salida en el tiro parabólico
$\beta$	Ángulo del tramo descendente con la horizontal
ECM	Error cuadrático medio
$\hat{x}_i$	Valor de la medida en el punto $i$
$x_i$	Valor exacto en el punto $i$



# 1 MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS

Desde hace muchos años, el transporte ferroviario ha sido utilizado por millones de personas en todo el mundo. Hoy día sigue siendo un medio de transporte muy común, no solo para el desplazamiento de personas sino también para el de mercancías. Esto es debido a las ventajas que posee: es poco contaminante, presenta un consumo bajo con relación a la distancia recorrida, baja siniestralidad y capacidad para transportar gran cantidad de personas y mercancías. Además, puede cubrir tanto largas distancias (AVE) como trayectos dentro de ciudad (metro, tranvía).

Es por ello por lo que los avances tecnológicos no han dejado de lado a este sector. Desde las locomotoras de vapor hasta los recientes trenes de levitación magnética, pasando por los trenes de alta velocidad, el transporte ferroviario ha estado siempre en continua evolución. El desarrollo de nuevos estudios e investigaciones permite seguir con la innovación y conseguir que el ferrocarril sea cada vez más seguro y eficiente. Es aquí donde aparece la auscultación ferroviaria. Esta consiste en estudiar el estado de las infraestructuras ferroviarias con el objetivo de determinar si es necesario realizar alguna labor de reparación o mantenimiento. Existen dos tipos de auscultación ferroviaria, la de catenaria y la de vía. Esta última es objeto del presente documento.

Dentro de la auscultación de vías se suele diferenciar entre la geométrica y la dinámica. Como su propio nombre indica, mediante la auscultación geométrica se miden los parámetros o irregularidades geométricas de la vía (p.ej., ancho, nivelación). La auscultación dinámica sirve para conocer la respuesta dinámica que tiene el vehículo al interactuar con la vía. A través de esta respuesta se calculan los coeficientes de seguridad de la marcha.

Para realizar los ensayos de auscultación de vías ferroviarias se necesita en primer lugar lo que se conoce como vehículo auscultador o vehículo laboratorio. Este es el encargado de circular por la vía e ir midiendo las irregularidades con la ayuda los diferentes sensores y equipamientos [1] (láser, sensores inerciales, cámaras de vídeo, ultrasonidos...).

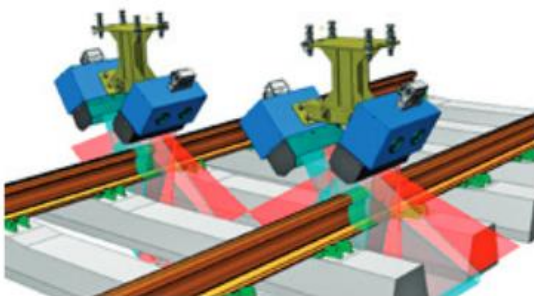


Figura 1-1. Captadores ópticos

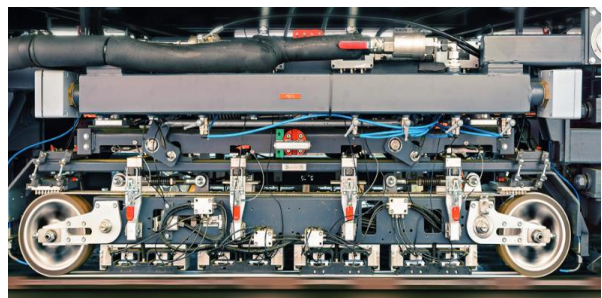


Figura 1-2. Equipamiento de ultrasonidos

En segundo lugar se necesita un sistema de adquisición de datos para el posterior análisis de estos, que se realiza con algoritmos y modelos matemáticos. Hasta el momento, las investigaciones en este campo se han basado fundamentalmente en la utilización del filtrado Bayesiano basado en modelo para la monitorización de irregularidades, siendo los modelos dinámicos o solo cinemáticos; en técnicas clásicas que no utilizan modelos matemáticos; o en otros modelos que consiguen ganar eficiencia computacional a costa de perder precisión de forma controlada mediante reducción paramétrica, linealización y/o eliminación de grados de libertad irrelevantes.

La búsqueda de nuevas técnicas de auscultación son objeto de numerosos proyectos de investigación llevados a cabo con el fin de mejorar este tipo de transporte en aspectos como seguridad, comodidad, eficiencia,

accesibilidad, rapidez...

El grupo de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Sevilla lleva varios años realizando investigaciones en la simulación dinámica computacional de vehículos ferroviarios. El alcance de estas comprendía fundamentalmente la estimación de fuerzas de contacto rueda-carril, métodos de cálculo de estabilidad o auscultación geométrica basada en simulación.

Actualmente, se está realizando junto con algunos docentes de la Universidad Pública de Navarra el proyecto TRA2017 [2], el cual es la continuación de los anteriores trabajos de investigación en esta área. Este proyecto tiene como objetivo principal el desarrollo de un sistema mecatrónico para determinar y analizar el comportamiento dinámico de vehículos ferroviarios en servicio. El sistema debe ser capaz de realizar tareas de auscultación, tanto geométrica como dinámica, para la posterior estimación y monitorización de la respuesta dinámica del vehículo en tiempo real. Con la ayuda de multitud de sensores se realizan las mediciones sobre la vía y el vehículo, y a través de modelos matemáticos computacionales se determina la respuesta dinámica (fuerza de contacto rueda-carril, desgaste, corrugación...). El proceso de medición de la geometría es realizado mientras el vehículo recorre la longitud total de la vía. Los datos recogidos sirven de entrada para la auscultación dinámica y el proceso de análisis posterior. Con el tratamiento de los datos se pueden evaluar las condiciones de seguridad y la calidad de la marcha.

Las técnicas actuales de auscultación en vías y vehículos en servicio son todavía muy costosas, por lo que no se pueden llevar a cabo con mucha frecuencia. Esto provoca que no se controle perfectamente el estado de las vías hasta que no se realizan nuevas tareas. Con la monitorización y estimación online de parámetros y fuerzas que se está desarrollando en [2] se pueden conocer los coeficientes de seguridad, el estado de la vía y el vehículo y predecir la evolución de defectos durante la marcha. Así, se podrán realizar las labores de mantenimiento y otras acciones necesarias a tiempo.

La idea es, por tanto, realizar experimentos y simulaciones que ayuden al desarrollo de este sistema. El proyecto TRA2017 comprende la elaboración de otras tareas o subproyectos. Uno de ellos ha sido la construcción de una vía ferroviaria a escala en la que se lleven a cabo los ensayos [3]. Esta vía está situada en la azotea de la ETSI y está diseñada de tal manera que se pueden introducir irregularidades verticales y laterales en los raíles, reproduciendo así las condiciones reales de una vía. El proyecto también incluye la selección de los sensores y el sistema de adquisición datos que se instalarán en el vehículo y el desarrollo de algoritmos computacionales para el tratamiento y el análisis de los datos.

Dado que se dispone de una vía ferroviaria a escala, la mejor manera de reproducir las condiciones reales de funcionamiento es realizar los ensayos con un vehículo también a escala. Lo ideal sería que hubiese en el mercado diferentes tipos de vehículos o máquinas capaces de realizar estos trabajos y que se ajustasen a las características de la vía en cuestión. Sin embargo, los vehículos laboratorio que existen son a escala real como los que posee ADIF (figura 1-3) y circulan por vías en servicio [4]. También existen otras máquinas denominadas carros de vía (figura 1-4), que a pesar de ser muy avanzadas, no tienen la propiedad de ser autopropulsadas y su coste es muy elevado [5].



Figura 1-3. Tren laboratorio Séneca



Figura 1-4. Carro de vía

El objetivo de este Trabajo Fin de Grado ha sido diseñar y fabricar un vehículo laboratorio que realice tareas de auscultación geométrica de forma autónoma en la vía ferroviaria a escala antes mencionada. El vehículo incorpora algunos sensores mediante los cuales se harán las mediciones y se determinará el estado de la vía. Su diseño ha debido cumplir los requisitos de: tener un sistema de autopropulsión, ser de un tamaño apropiado para que pueda circular por la vía a escala, incorporar los sensores necesarios para medir los parámetros de la vía que se quieren conocer y dado que debe circular de forma autónoma, poseer mecanismos para recorrer la vía sin ningún tipo de problema (p.ej.: pararse, descarrilar...).



## 2 GEOMETRÍA DE UNA VÍA FERROVIARIA

Para determinar el estado de una vía ferroviaria, primero se deben conocer cuáles son los parámetros geométricos que la caracterizan. Estos están recogidos en normas tanto a nivel nacional como internacional para que exista un acuerdo común entre los países a la hora de definir el estado de una vía ferroviaria. En este documento se exponen cuatro de estos parámetros, que son los que el vehículo tendrá que ser capaz de medir: alineamiento, ancho de vía, nivelación y peralte. Estos, a su vez, se pueden clasificar en laterales y verticales.

### 2.1 Laterales

#### 2.1.1 Ancho de vía

Es la menor distancia entre las líneas tangentes a las caras internas de los carriles de la vía. Debido al desgaste de estas, es muy común que no formen una superficie plana. Para estos casos, la Norma [6] especifica el lugar desde donde se debe medir la distancia en cada carril.

Si se toma un sistema de coordenadas de referencia como el de la figura 2-1 y se modelan los carriles como dos líneas en el espacio, el ancho de vía en un punto  $x$  correspondería a la operación  $y_i(x) - y_d(x)$  en ese punto. Se trata, por tanto, de una irregularidad relativa.

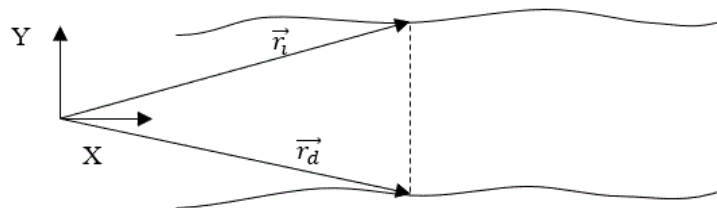


Figura 2-1. Ancho de vía

#### 2.1.2 Alineamiento

Es la línea media imaginaria que definen las posiciones horizontales de las caras internas de cada carril a lo largo de la vía. Si se toma el mismo sistema de referencia, este parámetro se calcula como  $[y_i(x) + y_d(x)]/2$ . Se trata, por tanto, de una irregularidad absoluta.

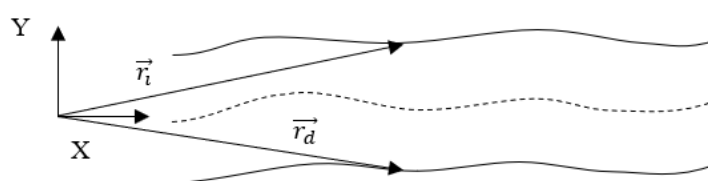


Figura 2-2. Alineamiento

## 2.2 Verticales

### 2.2.1 Nivelación

Es la diferencia de cota de las superficies de rodadura de los raíles. Según la figura 2-3 se puede calcular como  $z_i(x) - z_d(x)$ . Se trata, por tanto, de una irregularidad relativa.

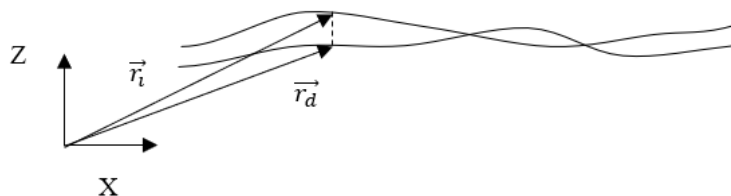


Figura 2-3. Nivelación

### 2.2.2 Peralte

Es la línea media imaginaria que definen las cotas de las superficies de rodadura de los raíles a lo largo de la vía. Siguiendo el mismo sistema de coordenadas se puede calcular como  $[z_i(x) + z_d(x)]/2$ . Es, por tanto, de una irregularidad absoluta.

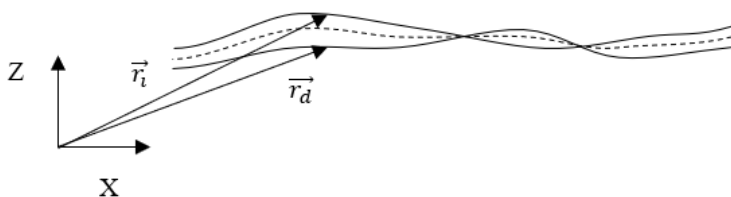


Figura 2-4. Peralte

### 2.2.3 Geometría de la vía ferroviaria del Proyecto TRA2017

Las características principales de la vía a escala que se ha fabricado en el subproyecto [3] son:

- Ancho nominal medido entre las caras internas de los carriles: 127 mm (5'').
- Longitud en planta: 88 m (figura 2-5).
- Anchura de los raíles: 8 mm.
- A lo largo del recorrido se pueden distinguir diferentes tipos de tramos. Concretamente, la vía consta de 3 tramos rectos, 2 tramos de curvatura constante (radios 24 y 6 m) y 4 tramos de transición (figura 2-5).
- Material: acero inoxidable.
- La cabeza del carril es una escala del perfil estándar UIC60 (figura 2-6).
- Está dotada de unos mecanismos que permiten modificar la desviación lateral y la cota de la sección de cada carril en  $\pm 8$  mm (figura 2-7).

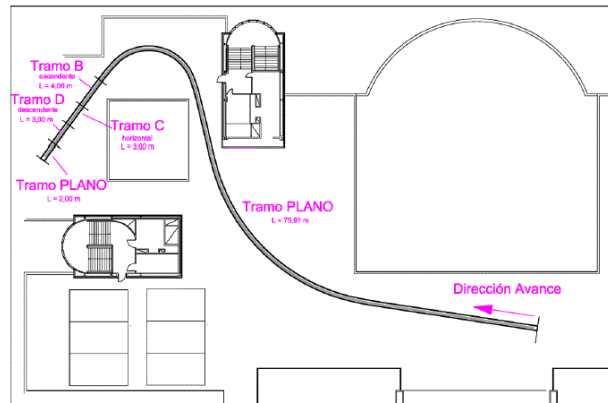


Figura 2-5. Proyección en planta de la vía

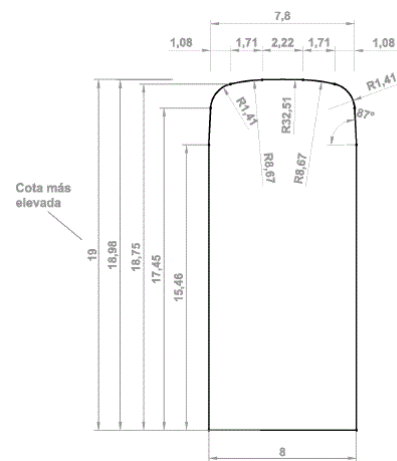


Figura 2-6. Sección del carril

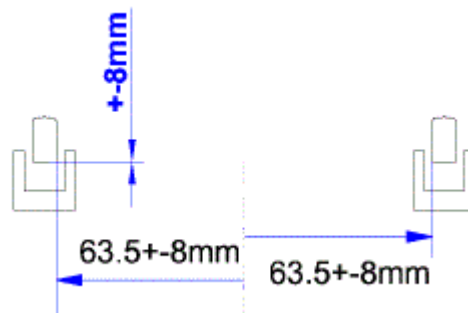


Figura 2-7. Desplazamientos permitidos

En la siguiente figura se muestra ver una imagen real del primer tramo de curvatura constante (radio de 24 m) de la vía.



Figura 2-8. Tramo de curvatura constante

En la figura 2-9 se puede observar un detalle de los raíles de la vía y los mecanismos que forman la estructura de la vía. En la figura 2-10 se observa el alzado de esta estructura.



Figura 2-9. Detalle de los raíles y mecanismos de la vía

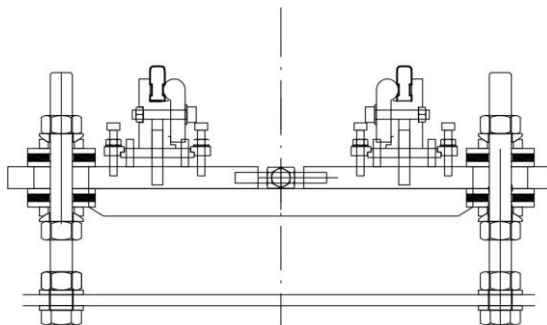


Figura 2-10. Alzado de la estructura de la vía

Con la ayuda de una estación total se han determinado los cuatro parámetros anteriormente descritos en la vía. Las medidas se han tomado en puntos de la vía separados 5 cm. En las siguientes gráficas se muestran la geometría vertical y horizontal.

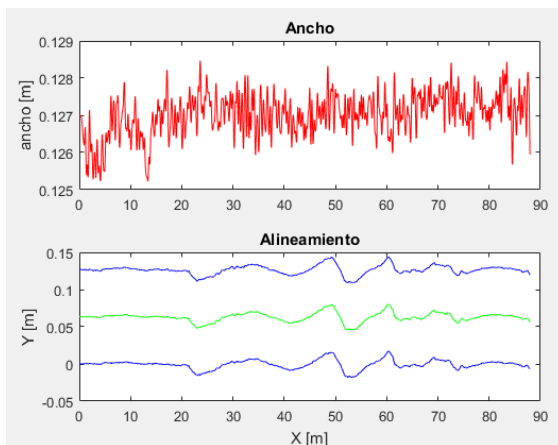


Figura 2-11. Geometría horizontal de la vía. Rojo: Ancho. Azul: Raíles. Verde: Alineamiento.



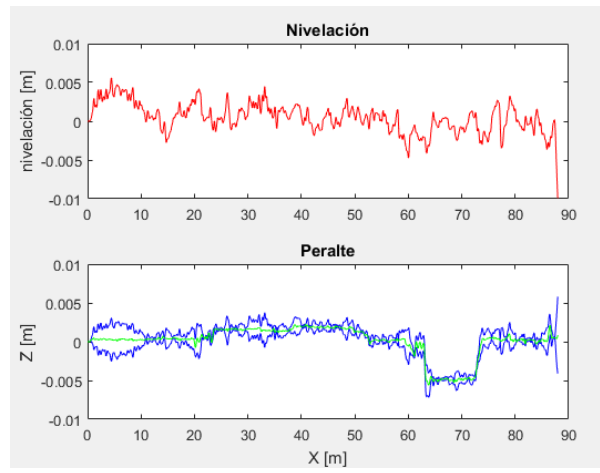


Figura 2-12. Geometría vertical de la vía. Rojo: Nivelación. Azul: Raíles. Verde: Peralte.



# 3 DISEÑO DEL VEHÍCULO

---

Este capítulo es el más importante del documento, ya que se explica detalladamente el diseño completo del vehículo, mencionando todos sus componentes y cómo se disponen entre sí. También se explica de forma general el método llevado a cabo para la elaboración del diseño. Al final del capítulo se muestran algunas imágenes del diseño CAD del vehículo.

## 3.1 Introducción

Antes de empezar a describir con detalle el vehículo, se expone de forma conceptual cómo se van a medir las cuatro irregularidades de la vía comentadas en el anterior capítulo.

En la figura 2-1 se puede observar que para que se pueda registrar el ancho de vía mientras avanza el vehículo, este o algunos de sus componentes deben adaptarse perfectamente a los cambios del ancho, es decir, se debe permitir que la distancia entre los mismos vaya variando a la vez que lo que haga el ancho. Por tanto, el sensor que se utilice para esta medición irá instalado en estos componentes y tendrá que ser capaz de detectar variaciones de desplazamientos. En el subcapítulo 3.8.1 se explica qué sensor se ha elegido y en los subcapítulos 3.8.1 y 4.2 se exponen cuáles son dichos componentes y cómo se estructuran.

De la figura 2-3 se puede deducir que cuando los raíles estén a distinta altura el vehículo formará un cierto ángulo con la horizontal. De nuevo, algunos de los componentes del vehículo deberán adaptarse a estos cambios para que el ángulo registrado en cada instante por el sensor incorporado sea el correcto. En el subcapítulo 3.8.2 se explica detalladamente el sensor elegido y en los subcapítulos 3.8.2 y 4.2 se explica cuáles son dichos componentes y cómo se disponen.

Para las irregularidades absolutas (alineamiento y peralte), dado que lo que se determina es la posición de un punto que va describiendo una curva en el espacio tridimensional, se necesita una referencia desde donde medir este punto del vehículo mientras recorre la vía. Por ello, el sensor utilizado en este caso no solo deberá encontrarse instalado en el vehículo sino también fuera de él. En el subcapítulo 3.8.3 se explica la solución elegida para ello.

## 3.2 Proceso de diseño

El vehículo está compuesto por dos tipos de piezas. Algunas de ellas han sido adquiridas a través de fabricantes y otras han sido diseñadas y posteriormente fabricadas en un taller de mecanizado. El diseño se ha llevado a cabo con el software CAD de SolidWorks®. Para ello, se han diseñado las piezas por separado y se han unido mediante la funcionalidad “Ensamblaje”.

Para comenzar, se realizó un diseño preliminar para determinar si la idea era viable. Tras su validación, se fue creando el diseño completo, para lo cual se han ido calculando las diferentes características de las piezas (dimensiones, redondeos, taladros, alojamientos...) en función de las dimensiones de la vía y de los componentes suministrados por fabricantes. Es decir, la elección de un fabricante u otro ha determinado la forma en la que se diseñaban las demás piezas. Este proceso ha sido posible gracias a que el software permite incorporar directamente en el ensamblaje las piezas de los fabricantes. A lo largo de la realización de este Trabajo se han consultado varios fabricantes y distribuidores, los cuales se encuentran referenciados al final del documento. El material seleccionado para las piezas mecanizadas ha sido aluminio debido a sus numerosas ventajas (baja densidad, buena resistencia a la corrosión y buena relación resistencia-peso).

En la siguiente tabla se recogen las características principales del vehículo auscultador.

Tabla 3-1. Características del vehículo

Tracción	Trasera
Propulsión	Motor eléctrico de 75 W
Transmisión	Correa síncrona, poleas dentadas y diferencial
Peso aproximado	7.6 kg

El vehículo se puede dividir en varias partes: chasis, propulsión, transmisión, tren trasero, tren delantero e instrumentación. Para una mejor comprensión se explica cada una de ellas por separado.

### 3.3 Chasis

El chasis (o bastidor) está formado por una placa de 15 mm de espesor (figura 3-1). Su función es servir de sustento para las demás partes del vehículo y aportarle rigidez. A él se atornillan los diferentes soportes y sujeciones del motor, la transmisión, el tren delantero y el tren trasero. Además, en la zona superior se colocarán diferentes dispositivos electrónicos (baterías, controladores, etc.).

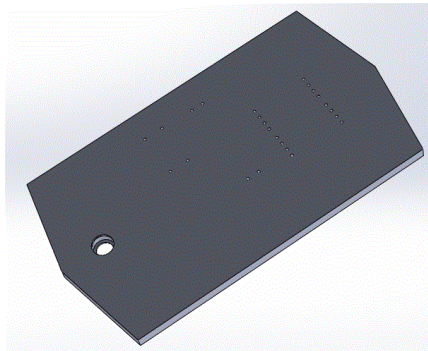


Figura 3-1. Chasis

En su parte delantera posee un agujero donde se coloca el eje de unión con del tren delantero (figura 3-2). Este eje está fijado al chasis mediante un rodamiento esférico, dos circlips y una pieza auxiliar (figura 3-3). El rodamiento debe permitir que el vehículo se adapte a los giros producidos por el cambio de nivelación. La pieza auxiliar está dispuesta de forma que atraviesa el eje y está atornillada al chasis.

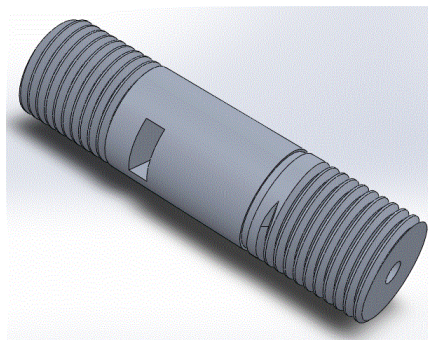


Figura 3-2. Eje del chasis

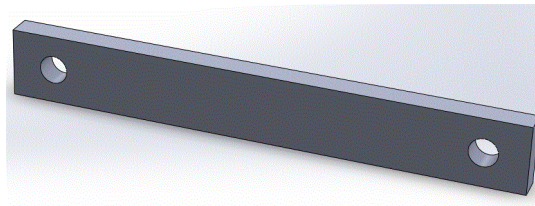


Figura 3-3. Fijación chasis-tren delantero

### 3.4 Propulsión

El vehículo es propulsado por un motor eléctrico de 75 W de potencia (figura 3-4). El fabricante es [7]. Algunas de sus características son:

- Tipo de motor: EC sin escobillas.
- Tensión nominal: 12 V.
- Velocidad nominal: 6760 rpm.
- Par nominal: 108 mNm.
- Velocidad máxima: 10000 rpm.
- Rendimiento máximo: 88 %.
- Peso: 242 g.
- Temperatura de trabajo: entre -40 °C y 100 °C.



Figura 3-4. Motor

El motor está alimentado por una batería de ion litio recargable [8] que presenta las siguientes características:

- Voltaje de salida: 12 V.
- Capacidad: 2600 mAh.
- Corriente de salida máxima: 10 A.
- Peso: 240 g.
- Dimensiones: 70x55x23 mm.
- Temperatura de trabajo: entre 0 °C y 45 °C.

A su vez, el motor está directamente conectado a un reductor planetario de cerámica (figura 3-5) del mismo fabricante que el motor y cuyas propiedades principales son:

- Relación de reducción: 23/4.
- Máximo rendimiento: 80 %.

- Peso: 110 g.
- Máximo par en continuo: 1 Nm.
- Máximo par admisible brevemente: 1.25 Nm.
- Máxima velocidad de entrada: 8000 rpm.
- Máxima potencia transmisible en continuo: 140 W.
- Máxima potencia transmisible brevemente: 180 W.
- Temperatura de trabajo: entre -40 °C y 100 °C.



Figura 3-5. Reductor

La sujeción de la propulsión está formada por una pieza que abraza al motor (figura 3-6). Mediante un tornillo se puede ajustar el juego entre estos dos componentes. Está diseñada para que sea posible desplazar el motor hacia delante o hacia atrás en caso necesario. El soporte irá atornillado a la parte inferior del chasis.

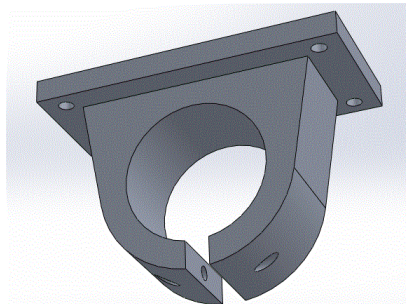


Figura 3-6. Soporte del motor

### 3.5 Transmisión

La transmisión del vehículo está formada por dos ejes de aluminio (figuras 3-7 y 3-8), una correa dentada de poliuretano (figura 3-9), dos poleas dentadas de aluminio (figura 3-10), un mecanismo tensor para la correa (figura 3-11) y un grupo diferencial de un coche de radiocontrol. Se ha optado por el uso de una correa y dos poleas dentadas frente a una cadena debido principalmente a las mayores vibraciones que introducen las cadenas. Por otro lado, se ha elegido la incorporación de un diferencial para permitir que las ruedas traseras puedan girar a distinta velocidad y no se produzca deslizamiento en las curvas.

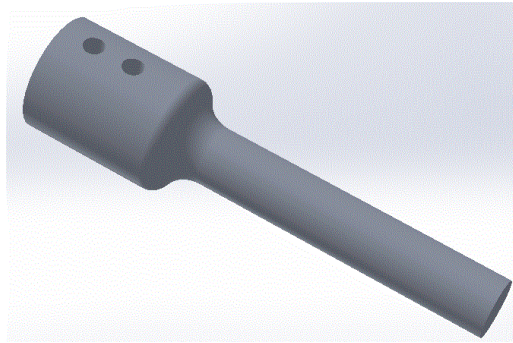


Figura 3-7. Eje de entrada

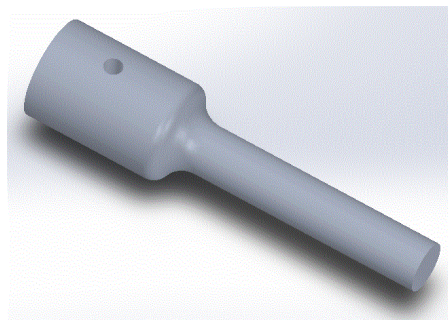


Figura 3-8. Eje de salida

Tanto el eje de entrada como el eje de salida de la transmisión son ejes escalonados y poseen una longitud de 65 mm. La correa posee las siguientes características:

- Tipo de correa: síncrona.
- Material: poliuretano.
- Longitud: 200 mm.
- Ancho: 10 mm.
- Número de dientes: 40.
- Velocidad máxima: 80 m/s.
- Temperatura de funcionamiento: entre  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  y  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Rendimiento: 98 %
- Paso: 5 mm.
- Potencia nominal: 5 kW.



Figura 3-9. Correa

Las poleas tienen un diámetro de salida de 24.05 mm, un ancho de 10 mm, un paso de 5 mm y 15 dientes. El distribuidor de la correa y de las poleas es [9]. El mecanismo tensor está formado por un tornillo M10, un

rodamiento de 12 mm de diámetro interior y 21 mm de diámetro exterior, dos circlips, dos tuercas y dos arandelas.



Figura 3-10. Polea

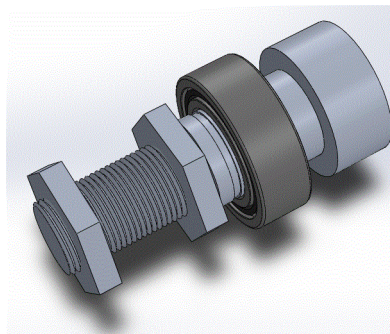


Figura 3-11. Tensor de la correa

El grupo diferencial lo forman un piñón cónico de 13 dientes (figura 3-12) que engrana con la corona (38 dientes) del engranaje diferencial (figura 3-13). Ambos se han adquirido en [10].



Figura 3-12. Piñón



Figura 3-13. Diferencial



Para el soporte de la transmisión se dispone de una estructura rectangular que posee dos alojamientos para los ejes y uno para el tensor (figura 3-14). En los alojamientos de los ejes irán colocados un rodamiento de 8 mm de diámetro interior y 22 mm de diámetro exterior en cada uno. El rodamiento del eje de entrada estará fijado axialmente por dos circlips de 1.1 mm de espesor. El rodamiento del eje de salida estará fijado axialmente solo por un circlip de 1.1 mm de espesor ya que el engrane entre el piñón y la corona impide el desplazamiento en el sentido contrario al de la marcha.

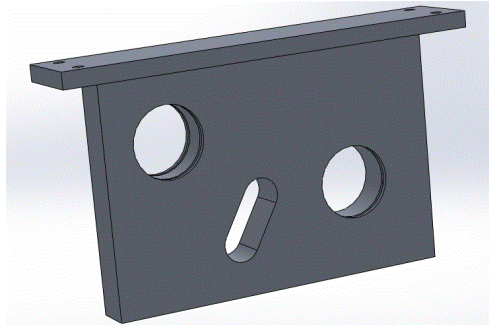


Figura 3-14. Soporte de la transmisión

Por otro lado, el eje de salida también estará sujetado en su otro extremo por otro soporte de menor tamaño (figura 3-15). Este soporte incluirá un rodamiento de 16 mm de diámetro interior y 21 mm de diámetro exterior y un circlip de 1.1 mm de espesor.

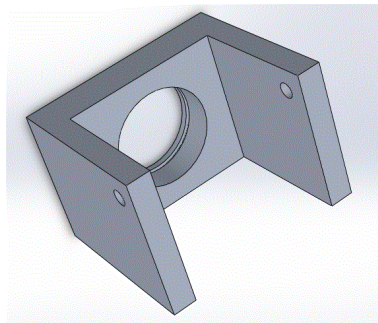


Figura 3-15. Soporte del eje de salida

El soporte estará atornillado a los soportes del diferencial (figura 3-16). Estos soportes están colocados a cada lado del diferencial y su misión es sujetar todo el conjunto. Para ello, se han diseñado con unos alojamientos para colocar un rodamiento y dos circlips que lo retengan. Los rodamientos son de 8 mm de diámetro interior y 15 mm de diámetro exterior. Los circlips son de 1 mm de espesor. Además, los soportes irán fijados a la parte inferior del chasis con cuatro tornillos cada uno.

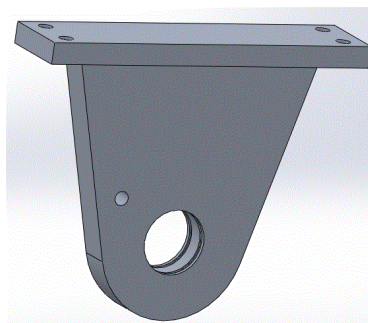


Figura 3-16. Soporte del diferencial

### 3.6 Tren trasero

El tren trasero (o bogie) lo forman dos ejes escalonados de aluminio (figura 3-17) y dos ruedas de goma elástica de 80 mm de diámetro y 34 mm de ancho de banda (figura 3-18), cuyo fabricante es [11]. Se han elegido de este material con el fin de tener un mejor agarre. Los ejes están introducidos a cada lado del diferencial. Para impedir la separación, se dispone de un par de tornillos pasadores que atraviesan la salida del diferencial y el eje correspondiente.

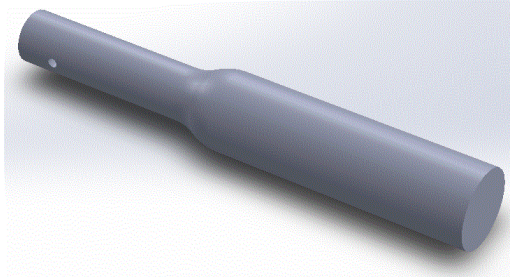


Figura 3-17. Eje trasero



Figura 3-18. Rueda trasera

Los ejes poseen una longitud de 75 mm. Para fijarlos, se dispone de dos soportes similares a los del diferencial (figura 3-19). De igual manera, poseen un rodamiento y dos circlips cada uno y están atornillados a la parte inferior del chasis.

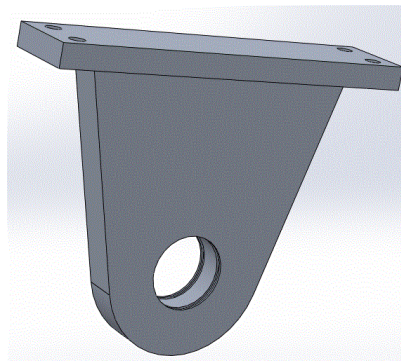


Figura 3-19. Soporte ejes traseros

### 3.7 Tren delantero

El tren delantero lo componen dos pares de ruedas, un sistema de guiado lineal, un elemento rigidizador (figura 3-20), dos soportes, un muelle de extensión, dos cáncamos y tres ejes, de los cuales uno de ellos ya se ha mencionado anteriormente (figura 3-2).

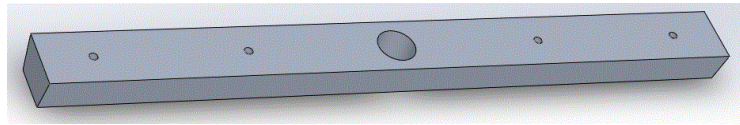


Figura 3-20. Rigidizador de la guía

Dos de las ruedas son de polipropileno, de 25 mm de diámetro, de 12 mm de ancho de banda y están colocadas en posición vertical (figura 3-21). Estas se han adquirido también del fabricante [11]. Las otras dos ruedas (figura 3-22) están formadas por un rodamiento de 16 mm de diámetro exterior, de 5 mm de ancho, cubierto de material de impresión 3D y giran en posición horizontal. El conjunto de la rueda tiene un diámetro exterior de 32 mm. El factor que condicionaba el diseño de las ruedas horizontales era la altura disponible para que estas pudiesen rodar sin que ningún mecanismo de apoyo de la vía interfiriese (apenas de unos 5 mm). Dado que no existen soluciones en los catálogos de los fabricantes, se ha optado por la solución explicada anteriormente. En cuanto a las ruedas verticales (tanto las delanteras como las traseras), se ha tenido en cuenta que el ancho de estas sea mayor que el del raíl para evitar que se salgan de este.



Figura 3-21. Rueda delantera vertical

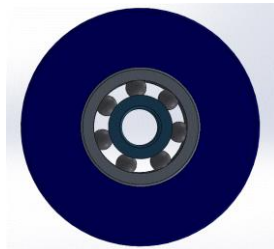


Figura 3-22. Rueda delantera horizontal

El sistema de guiado está formado por un raíl guía de aluminio de 280 mm de longitud (figura 3-23) y dos rodamientos lineales que deslizan sobre ella (figura 3-24). El distribuidor de estos componentes es [12]. El elemento rigidizador va atornillado a la guía y roscado al eje que une el tren delantero con el chasis.



Figura 3-23. Guía



Figura 3-24. Rodamiento lineal

Los dos soportes (figuras 3-25 y 3-26) sujetan a los carros y a las ruedas verticales mediante tornillos. Además, poseen un agujero para introducir los ejes de las ruedas horizontales (figura 3-27). Para fijar los ejes a cada soporte, se introduce un tornillo prisionero en un orificio cada uno. También se utiliza un circlip en cada eje para fijar los rodamientos que forman las ruedas.

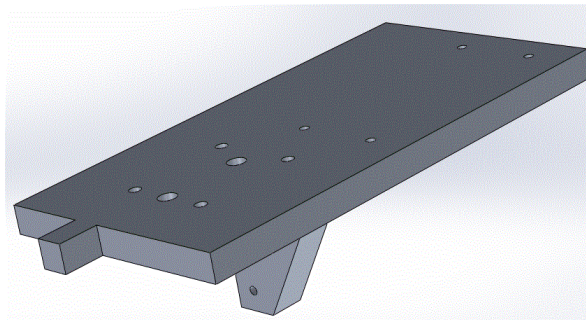


Figura 3-25. Soporte derecho del tren delantero

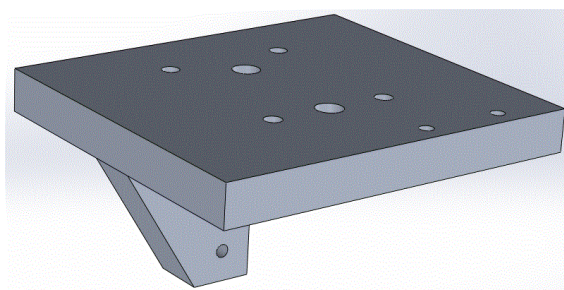


Figura 3-26. Soporte izquierdo del tren delantero

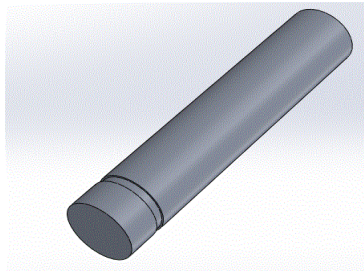


Figura 3-27. Eje de las ruedas delanteras horizontales

### 3.8 Instrumentación

Son muchos los sensores que se utilizan en los trabajos de auscultación: sensores de visión artificial, de ultrasonidos, acelerómetros, giróscopos, láser, GPS, de proximidad...

En este caso, la instrumentación del vehículo está compuesta por tres sensores distintos: un transductor de desplazamiento (o LVDT), un inclinómetro y una estación total.

#### 3.8.1 LVDT

Se trata de un sensor de desplazamiento electromecánico que transforma una medida de desplazamiento lineal en una medida eléctrica (figura 3-28). El sensor contiene en su interior un núcleo ferromagnético y una serie de bobinas. En uno de sus extremos posee un palpador, el cual al desplazarse provoca el movimiento del pistón que contiene el núcleo ferromagnético. Debido a esto, se induce un voltaje en las bobinas. Así, se obtiene una correlación entre la variación del voltaje y el desplazamiento. Sus siglas corresponden a Linear Variable Differential Transformer.

El fabricante de este sensor es [13]. El modelo seleccionado posee las siguientes características:

- Tipo de sensor: analógico
- Rango de medida: 12 mm.
- Exactitud:  $\leq \pm 0.5 \%$
- Materiales: aleación de Ni-Fe, polímero, latón, acero inoxidable y aluminio.
- Ancho de banda: hasta 1 kHz.
- Deriva térmica:  $\leq \pm 0.01 \%/^{\circ}C$
- Grado de protección: IP66.
- Rango de temperatura de trabajo: entre  $-20^{\circ}C$  y  $85^{\circ}C$ .



Figura 3-28. LVDT

Este sensor es el encargado de registrar las variaciones del ancho de la vía. En uno de los soportes del tren delantero está atornillada una pieza de aluminio que abraza a la base del sensor (figura 3-29). El palpador debe estar en contacto con alguna superficie para poder registrar el desplazamiento. En este caso, el soporte principal izquierdo del tren delantero posee un extra de material que realiza esta función (figura 3-25). A medida que el ancho de la vía varía, los soportes cambian la distancia entre sí y el palpador se desplazará hacia la izquierda o

hacia la derecha. En la posición inicial está precargado 6 mm, de modo que puede desplazarse 6 mm a la izquierda y 6 mm a la derecha (figura 3-30).

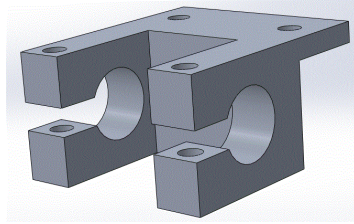


Figura 3-29. Soporte del LVDT

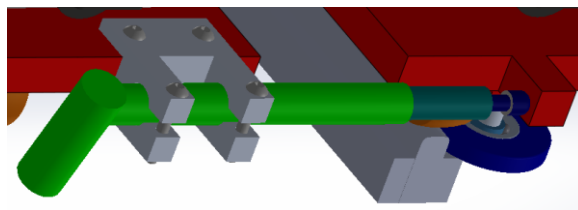


Figura 3-30. Montaje del LVDT

La elección de este sensor se debe a que presenta multitud de ventajas. Algunas de ellas son:

- Posee alta precisión, ya que el núcleo se mueve dentro de un espacio hueco, es decir, no hay pérdidas por fricción.
- Presenta baja histéresis, lo que favorece una alta repetibilidad.
- Presentan una vida útil larga.
- Su consumo de energía es bajo.
- Convierte el desplazamiento en señal eléctrica directamente, es decir, no se necesita la ayuda de otros dispositivos intermedios.
- Es robusto, resistente a la aceleración y de fácil instalación.

Por otro lado, también presenta la desventaja de ser sensible a los campos magnéticos dispersos.

### 3.8.2 Inclinómetro

Para la medida de la nivelación, se cuenta con un inclinómetro (figura 3-31). Como su propio nombre indica, transforma una medida de inclinación en una señal eléctrica.

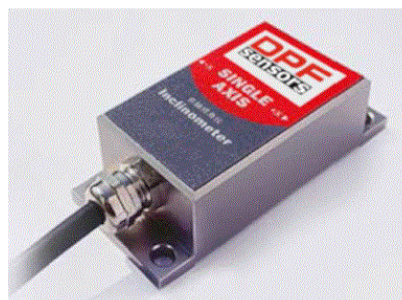


Figura 3-31. Inclinómetro

En su interior cuenta con un péndulo cargado eléctricamente y en los laterales con unos electrodos. Si no hay inclinación, el voltaje entre el péndulo y los electrodos es el mismo. Cuando el vehículo atraviesa un peralte, el péndulo se acerca a uno de estos electrodos, de modo que el voltaje es distinto. Según vaya variando el voltaje registrado se determina el ángulo de inclinación. Este sensor se encuentra directamente atornillado en el soporte izquierdo del tren delantero en la posición mostrada en la figura 3-32 (con una de sus caras laterales paralela a la del soporte).

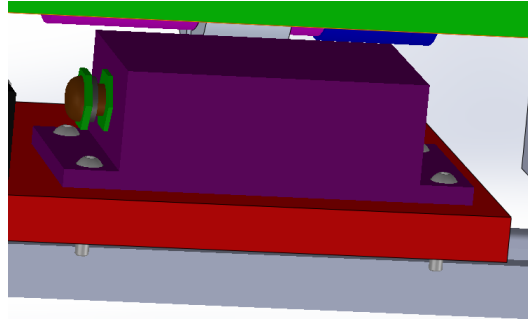


Figura 3-32. Montaje del inclinómetro

En la posición inicial, el péndulo del inclinómetro es perpendicular al plano horizontal. Cuando el vehículo empieza a recorrer la vía, en cada instante puede encontrarse que la cota de los carriles es distinta, es decir, una parte del bogie es más alta que la otra. En esta situación, el tren delantero está formando un ángulo  $\alpha$  con el plano horizontal. Este mismo ángulo será el que forme el péndulo del sensor con la vertical (figura 3-33). De esta manera, el inclinómetro va registrando una señal de tensión.

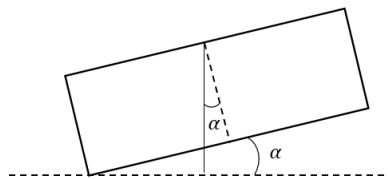


Figura 3-33. Ángulo  $\alpha$

El fabricante de este sensor es [14]. El modelo utilizado posee las siguientes características:

- Tipo de sensor: analógico.
- Rango de medida:  $\pm 30^\circ$ .
- Resolución:  $0.01^\circ$ .
- Exactitud absoluta:  $0.05^\circ$ .
- Tiempo de respuesta: 0.05 s.
- Rango de temperatura de funcionamiento: entre  $-40^\circ\text{C}$  y  $85^\circ\text{C}$ .
- Grado de protección: IP67.
- Peso: 90g sin cable.

Este tipo de sensor presenta varias ventajas. Por un lado es de fácil instalación, ya que solo necesita un atornillamiento simple. El grado de protección suele ser elevado. En comparación con el encóder óptico presenta gran resistencia a la temperatura, los golpes y las vibraciones. Además, no tienen piezas de desgaste mecánico y se pueden colocar fuera del eje de rotación.

### 3.8.3 Estación total

La estación total es un equipo electro-óptico que sirve para determinar la posición de un punto mediante la

triangulación de coordenadas. Para ello, emite ondas electromagnéticas que rebotan en un prisma, obteniendo el desfase de las ondas de ida y vuelta.

La función de este equipo es registrar la posición del vehículo mientras va recorriendo la vía. Así, se podrán relacionar las irregularidades de la vía con el lugar en el que se encuentran. En uno de los extremos del eje de la figura 3-2 se coloca el prisma con el que se realizarán las mediciones. Con este equipo también se registrarán el alineamiento y el peralte.

Las estaciones totales proporcionan una mayor precisión que los instrumentos topográficos convencionales. Los datos pueden guardarse y transferirse a un ordenador para ser procesados. También presentan las desventajas de tener un elevado precio y de exigir la existencia de una línea visual entre el aparato y el prisma.



Figura 3-34. Estación total

### 3.9 Diseño CAD del vehículo

Una vez visualizadas las piezas que componen el vehículo, se muestran a continuación algunas imágenes del diseño completo de este.

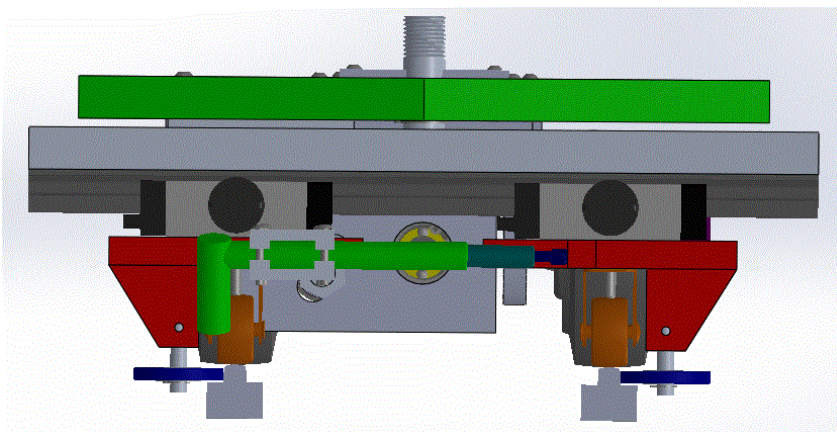


Figura 3-35. Vista frontal



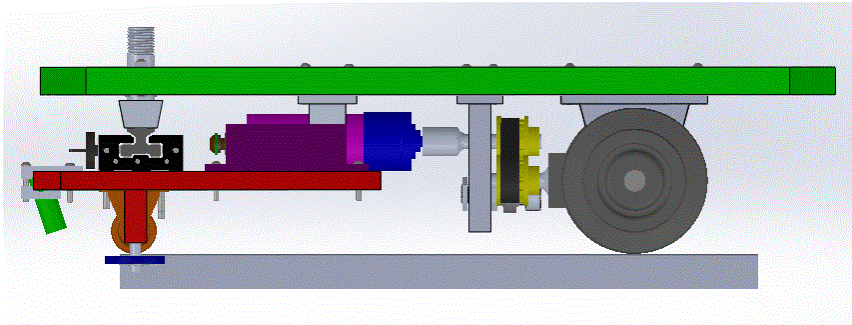


Figura 3-36. Vista lateral (izquierda)

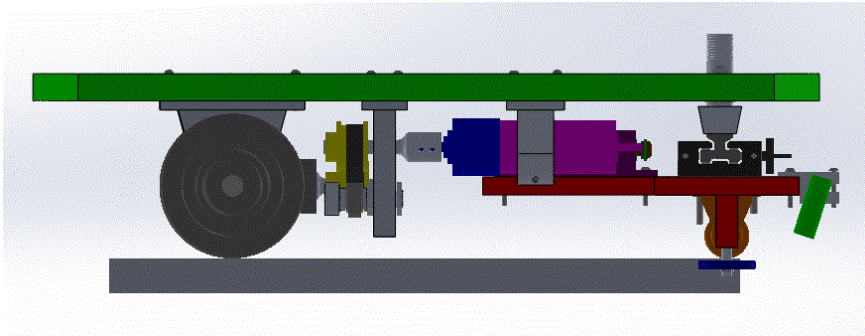


Figura 3-37. Vista lateral (derecha)

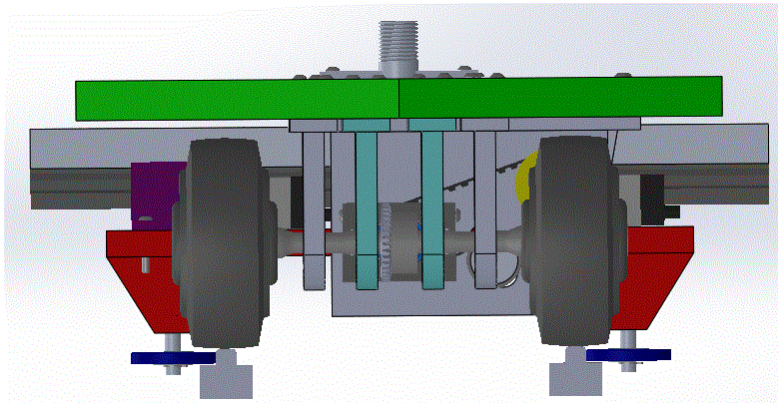


Figura 3-38. Vista trasera

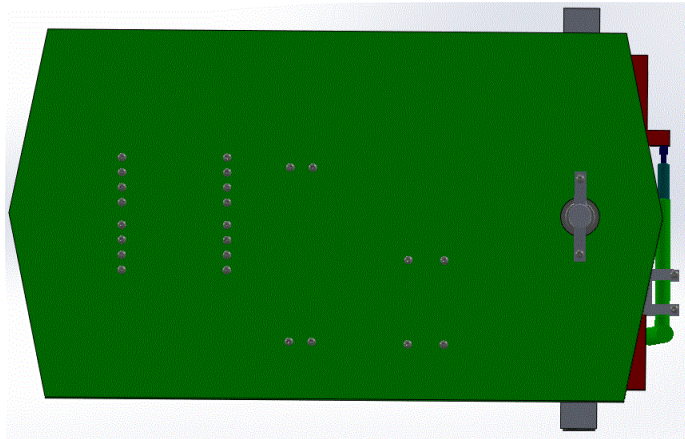


Figura 3-39. Vista superior

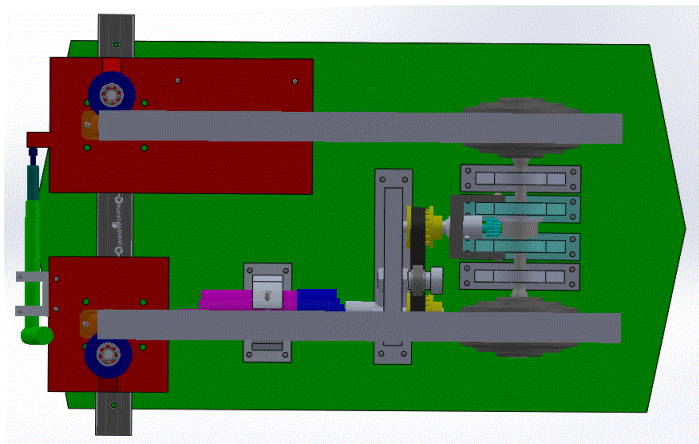


Figura 3-40. Vista inferior

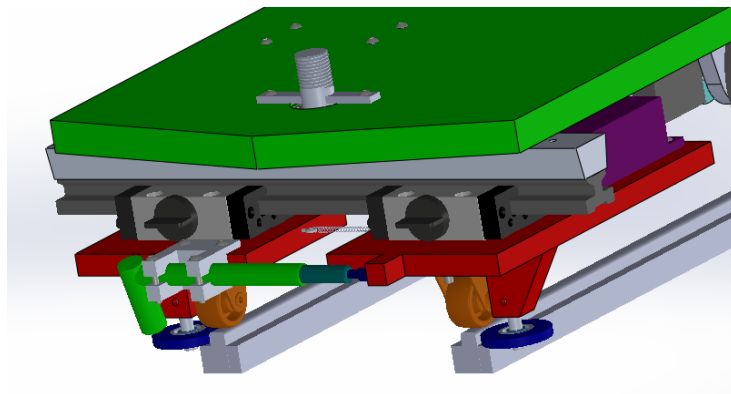


Figura 3-41. Detalle del tren delantero

## 4 RÉGIMEN DE FUNCIONAMIENTO

En este capítulo se explican algunos aspectos importantes del vehículo, como son la transmisión del par motoriz, cómo funciona el tren delantero, una estimación de la velocidad de avance y los posibles fallos de funcionamiento.

### 4.1 Transmisión y tren trasero

La transmisión del par motor para el movimiento del vehículo se realiza de la siguiente manera. El eje de salida del reductor, de diámetro 6 mm, es introducido en un eje mecanizado de 65 mm de longitud. Para evitar el giro relativo se utilizan dos tornillos prisioneros roscados en el eje fabricado. En su otro extremo, este eje se introduce en el agujero de una de las poleas mediante ajuste a presión. A su vez, la polea engrana con la correa y esta con la segunda polea. Con la ayuda del tensor se puede modificar la tensión de la correa en caso necesario. La disposición de este es tal que al ajustar el tornillo en una posición distinta, el rodamiento presiona más o menos a la correa. De nuevo, un segundo de eje, también de 65 mm de longitud, es introducido en el agujero de la segunda polea y en su otro extremo posee un alojamiento para introducir el piñón cónico. En este caso, se cuenta con un tornillo prisionero que evita el giro relativo entre estos dos componentes. Finalmente, el piñón engrana con la corona del diferencial, que transmite el par a los ejes traseros y estos a las ruedas.

Para tener una estimación del par con el que funciona el vehículo se pueden utilizar los valores característicos del motor, el reductor y la correa. El par a la salida del reductor  $M_r$  depende del par nominal del motor  $M_n$ , de la relación de reducción  $i$ , de la eficiencia de esta  $\eta_i$  y de la eficiencia del motor  $\eta_{motor}$ ,

$$M_r = M_n * i * \eta_i * \eta_{motor} \quad (4-1)$$

El par en el piñón  $M_p$  depende del par a la salida del reductor y de la eficiencia de la correa  $\eta_{correa}$ ,

$$M_p = M_r * \eta_{correa} \quad (4-2)$$

Mediante la ecuación de Willis,

$$\frac{\omega_i - \omega_c}{\omega_d - \omega_c} = -1 \quad (4-3)$$

Siendo  $\omega_i$  y  $\omega_d$  las velocidades angulares de los piñones de salida izquierdo y derecho del diferencial y  $\omega_c$  la velocidad angular de la corona del diferencial; y haciendo equilibrio de potencia y par en el diferencial (asumiendo el rendimiento de este igual a la unidad) se tiene que

$$M_c * \omega_c = M_i * \omega_i + M_d * \omega_d \quad (4-4)$$

$$M_c = M_i + M_d \quad (4-5)$$

Sustituyendo la ecuación 4-5 en la ecuación 4-4 y comparando con la ecuación 4-3 se obtiene que

$$M_i = M_d \quad (4-6)$$

Por último, sustituyendo la ecuación 4-6 en la ecuación 4-5 y los valores característicos del motor, el reductor y la correa se obtiene la estimación del par

$$M_i = M_d = \frac{M_c}{2} = 0.215 \text{ Nm} \quad (4-7)$$

## 4.2 Tren delantero

Para medir la nivelación, los componentes del tren delantero que intervienen en el proceso se conectan de esta manera: dado que el objetivo es que todo el bogie gire como un sólido rígido y el inclinómetro se instala en el soporte izquierdo, el sistema de guiado está atornillado a los soportes para que no haya desplazamiento vertical relativo entre ellos. Mediante el rodamiento esférico, se absorben las variaciones de la inclinación del bogie para desacoplarlas de las del tren trasero.

Para que se pueda medir el ancho de vía, todos los componentes del tren delantero cumplen una determinada función. A medida que el vehículo avanza, el ancho de la vía va cambiando, por lo que la distancia entre las ruedas delanteras también varía. Dado que las ruedas están atornilladas a los soportes del tren delantero (figuras 3-25 y 3-26), estos también se acercan y se alejan a lo largo del recorrido. Es aquí donde entra en juego el sistema de guiado lineal. Para permitir este desplazamiento, uno de los carros (figura 3-24) se fija manualmente a la guía mientras que el otro queda libre. Si el vehículo solo tuviese las ruedas verticales, sería muy probable que en algún momento del recorrido se saliesen de los raíles (por ejemplo en las curvas). Para evitar esto, se incorporan el muelle y las ruedas delanteras horizontales. El muelle debe ser de tracción, ya que su función es no permitir que se separen demasiado las ruedas verticales y con ellas los soportes. Por el contrario, las ruedas horizontales deben evitar que los soportes y las ruedas verticales se acerquen demasiado. De esta manera, existe un equilibrio entre todo el conjunto que permite el correcto funcionamiento del vehículo.

Los muelles de tracción (o de extensión) están diseñados para almacenar energía cuando se genera una fuerza que separa sus extremos. Estos resortes se caracterizan porque todas sus espirales se encuentran activas y permanecen unidas gracias a la tensión inicial que hay en ellos. La magnitud de esta tensión es igual a la carga necesaria para vencer la fuerza interna y poder iniciar la extensión. Esta es la principal diferencia con los muelles de compresión, ya que estos no presentan carga si no se les aplica una fuerza externa, es decir, si la deflexión no es distinta de cero. Además, los extremos de los resortes de extensión tienen forma de gancho (o similar) mientras que los de compresión no [15].

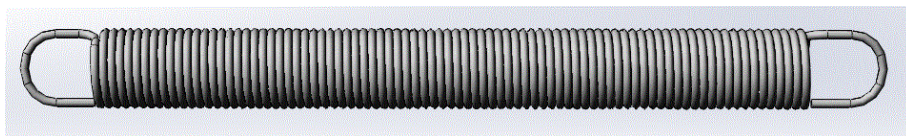


Figura 4-1. Diseño CAD de un muelle de extensión

El resorte juega un papel vital en el movimiento y en la estabilidad del vehículo. Por ello, la elección de este es fundamental. El parámetro más importante que define a un muelle es su rigidez. En este caso, debe ser tal que permita que las ruedas horizontales ejerzan presión sobre los raíles durante todo el recorrido y el vehículo no se caiga. Sin embargo, si la rigidez es demasiado alta, las ruedas ejercerían tanta presión que originaría una resistencia en contra del avance del vehículo. La combinación de la rigidez y la longitud natural del muelle debe ser tal que la fuerza nominal que ejerza este sea siempre de tracción y no muy grande. Por ello, se debe buscar un equilibrio para cumplir ambas cosas. En el siguiente capítulo se expone el análisis que se ha llevado a cabo para la selección del muelle.

### 4.3 Velocidad de avance

A continuación se estima la velocidad de avance a la que puede funcionar el vehículo. Para ello, se han tenido en cuenta las características del motor, del reductor, del engranaje diferencial y de las ruedas traseras.

La velocidad de avance nominal  $v_n$  depende de la velocidad angular de los ejes traseros  $\omega_{ejes}$  y del radio de las ruedas traseras  $R$ ,

$$v_n = \omega_{ejes} * R \quad (4-8)$$

La velocidad angular de los ejes dependerá, a su vez, del número de dientes del piñón  $Z_p$  y de la corona del diferencial  $Z_c$  y de la velocidad angular del piñón  $\omega_p$ ,

$$\omega_{ejes} = \omega_p * \frac{Z_p}{Z_c} \quad (4-9)$$

La velocidad angular del piñón dependerá de la velocidad nominal del motor  $\omega_n$ , de la relación de reducción  $i$  y de las eficiencias del motor, la correa y la reducción,

$$\omega_p = \frac{\omega_n}{i} * \frac{\eta_{motor} * \eta_{correa}}{\eta_i} \quad (4-10)$$

Sustituyendo los valores correspondientes se tiene

$$v_n = 1.82 \text{ m/s} \quad (4-11)$$

Para calcular la velocidad de avance máxima  $v_{max}$  se utilizan las mismas ecuaciones,

$$v_{max} = \omega_{ejes_{max}} * R \quad (4-12)$$

$$\omega_{ejes_{max}} = \omega_{p_{max}} * \frac{Z_p}{Z_c} \quad (4-13)$$

$$\omega_{p_{max}} = \frac{\omega_{max}}{i} * \frac{\eta_{motor} * \eta_{correa}}{\eta_i} \quad (4-14)$$

$$v_{max} = 2.16 \text{ m/s} \quad (4-15)$$

### 4.4 Posibles errores en el funcionamiento

Dado que el vehículo no es muy sofisticado, sino que se trata de un prototipo, es poco probable que este cumpla sus funciones al 100%. Para empezar, no se cuenta con un mecanismo de dirección. Lo único que asegura que las ruedas delanteras se adapten bien a las curvas es que el muelle se mantenga siempre traccionado para que las ruedas horizontales estén adheridas al lateral del raíl.

Por otro lado, para que las mediciones que realice el LVDT sean totalmente correctas, este se debe mantener perpendicular a los raíles en todo momento. Para ello, los dos soportes principales no deben tener un desplazamiento relativo en la dirección de la marcha. Gracias al diseño del tren delantero, esto se puede evitar en gran medida debido a que el rigidizador de la guía y el eje están roscados. Sin embargo, no se puede asegurar que no se produzca ningún error.

En el final del trayecto, la vía posee un tramo ascendente de 3,75 % de pendiente durante 4 metros seguido de un tramo horizontal de 2 metros y de un tramo descendente del 5% a lo largo de 3 metros. El desnivel, por tanto, es de 15 cm. A priori cabe la posibilidad de que las ruedas delanteras verticales puedan despegar de los raíles en

la transición horizontal-descendente. Para comprobarlo, se ha realizado un modelo simplificado de este fenómeno. Este consiste en simular el movimiento del vehículo en esa transición como un tiro parabólico de una masa. Al venir de un tramo horizontal, el ángulo de salida es  $0^\circ$ . Las ecuaciones del tiro parabólico genérico son

$$x = x_0 + v_x * t \quad (4-16)$$

$$v_x = v_{0x} = v_0 * \cos \theta \quad (4-17)$$

$$y = y_0 + v_{0y} * t - \frac{1}{2} * g * t^2 \quad (4-18)$$

$$v_y = v_{0y} - g * t \quad (4-19)$$

$$v_{0y} = v_0 * \sin \theta \quad (4-20)$$

Donde  $x_0$  e  $y_0$  son las posiciones iniciales,  $v_{0y}$  y  $v_{0x}$  las velocidades iniciales y  $v_x$  y  $v_y$  las velocidades en los respectivos ejes,  $g$  es la aceleración de la gravedad,  $v_0$  es la velocidad inicial de avance,  $v$  es la velocidad de avance y  $\theta$  es el ángulo de salida.

En este caso, se tiene que la transición se puede modelar de la siguiente manera.

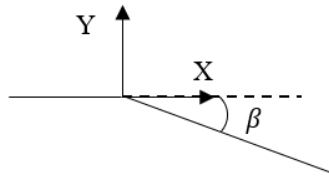


Figura 4-2. Modelo de la transición horizontal-descendente

La altura de un punto del raíl en el tramo descendente es entonces

$$y = -\frac{0.15}{3} * x \quad (4-21)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en las ecuaciones y resolviéndolas con el software Matlab® se obtienen los siguientes resultados.

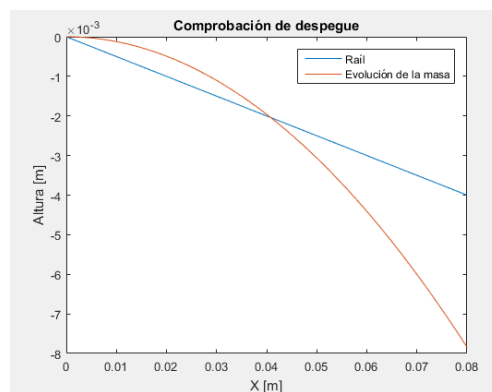


Figura 4-3. Evolución de la masa

En la figura 4-3 se compara la evolución que sigue la masa con la altura que tendría con respecto a la vía. Se puede comprobar que, según este modelo simplificado y a una velocidad de 2 m/s, el vehículo apenas recorrería 4 cm a una altura de 1 mm, lo cual no introduciría errores adicionales ya que la altura del perfil del raíl es 5 mm. Para poder asegurar mejor que no se produce el despegue se debería realizar un equilibrio de fuerzas al vehículo completo y evaluar si en algún momento la fuerza normal se hace igual a cero. Además, la transición tendría que modelarse con el radio de acuerdo real que posee la vía ya que el cambio de pendiente no se produce instantáneamente.





# 5 SELECCIÓN DEL MUELLE Y LA VELOCIDAD DE AUSCULTACIÓN

Como se ha comentado en el anterior capítulo, el muelle tiene una función muy importante en el funcionamiento del vehículo. Además, que este avance a una velocidad u otra puede influir bastante a la hora de cumplir sus objetivos. Por ello, para saber qué muelle debe ser el que se coloque en el vehículo y la velocidad a la que se ha de auscultar, se ha realizado un modelo del vehículo para estudiar el comportamiento de este en función de estos parámetros.

## 5.1 Modelo

Para obtener unos resultados lo más exactos posibles, se debería realizar el análisis matemático del vehículo completo. Sin embargo, la cantidad de variables y de ecuaciones que intervendrían en el problema sería tan grande que el coste computacional y la complejidad para montar el sistema de ecuaciones aumentarían demasiado. Por ello, se deben hacer algunas simplificaciones, debidamente razonadas, con el fin de agilizar el proceso de cálculo y análisis.

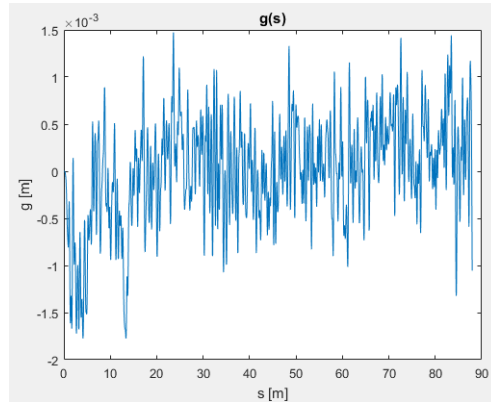
En primer lugar, cabe preguntarse en qué irregularidades de la vía influye más el hecho de colocar un resorte u otro. Teniendo en cuenta el papel que desempeña en el vehículo (subcapítulo 4.2), se puede decir que donde más influirá es en la medida del ancho de vía.

Siguiendo con este razonamiento y observando la figura 2-1, el siguiente paso para simplificar el modelo es considerar el vehículo como un sistema multicuerpo cuyo movimiento sea en un plano horizontal. De esta manera, se evalúan solo las variables correspondientes al plano que contiene al muelle. Además, dado que este irá colocado en el tren delantero y el vehículo incorpora un rodamiento esférico que desacopla el movimiento del bogie con el resto de componentes, se puede considerar utilizar en el modelo solo los sólidos que forman el tren delantero. Existen muchas maneras de definir un modelo para el tren delantero. Teniendo en cuenta el funcionamiento del bogie (subcapítulo 4.2), se puede asemejar a un conjunto de dos sólidos unidos por un muelle y una estructura que permite el desplazamiento relativo entre ellos. En este caso, se ha optado por que el modelo esté formado por: dos ruedas que simulan las ruedas horizontales; dos ejes, que representan las masas de los soportes, los carros, la guía, las ruedas delanteras, el elemento rigidizador, los sensores y el eje que une el chasis con el tren delantero; y un conjunto muelle-amortiguador que une estos dos ejes y representan el propio muelle que se quiere determinar, el amortiguamiento estructural del sistema y el rozamiento del sistema de guiado.

Llegados a este punto, se deben determinar las coordenadas que caracterizan el modelo y que aparecerán en el desarrollo de las ecuaciones de movimiento. A priori, se podrían elegir las mismas coordenadas que definen el ancho en la figura 2-1. Sin embargo, dado que el valor ancho de vía está definido por un ancho nominal  $a$  conocido más la variación de este, y además, esta variación no es más que la diferencia del desplazamiento transversal del raíl izquierdo  $u_L$ , menos el desplazamiento transversal del derecho  $u_R$ , se puede reducir el número de variables de la siguiente manera

$$u_L - u_R = g \quad (5-1)$$

A continuación se define una coordenada longitudinal  $s$  que recorra la vía de manera que quede determinado el punto donde se evalúa la variable  $g$ . Como se comentó en el capítulo 2, los parámetros de la vía se han medido con una estación total en puntos separados 5 cm, por lo que la evolución de  $g$  con  $s$  se conoce a priori (figura 5-1). Para el resto de puntos intermedios se ha realizado una interpolación cúbica.

Figura 5-1. Función  $g(s)$ 

Para terminar de definir la posición de los sólidos se debe tener en cuenta que es probable que el tren delantero forme un ángulo con la línea imaginaria perpendicular la vía. Este ángulo es conocido como de guiñada y se suele denotar por  $\psi$ . Así que esta será la última variable que caracterice el modelo matemático.

Por último, se supone que el contacto de las ruedas con los raíles es puntual, que las ruedas ruedan sin deslizar y como ya se planteó anteriormente el sistema se mueve en un plano horizontal. En la siguiente figura se muestran las características del modelo de forma gráfica.

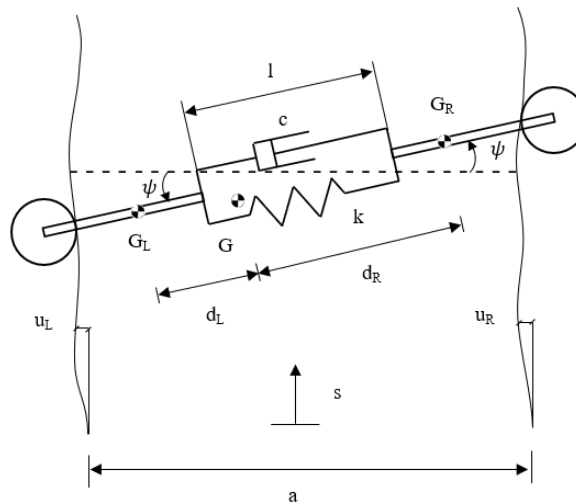


Figura 5-2. Modelo del vehículo

## 5.2 Ecuaciones

Una vez definido el modelo, el siguiente paso es calcular la ecuación de movimiento del sistema. Para ello, se aplica la ecuación de Lagrange,

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} + \frac{\partial F}{\partial \dot{q}} = Q \quad (5-2)$$

donde  $L$  representa el lagrangiano y se define como  $L=T-U$ , siendo  $T$  la energía cinética del sistema y  $U$  la energía potencial;  $F$  es la función de disipación de Rayleigh,  $q$  representa la coordenada generalizada y  $Q$  las

fuerzas generalizadas.

La energía cinética<sup>1</sup> viene definida por la masa, la velocidad de traslación, el momento de inercia másico y la velocidad de rotación. En este caso,

$$T = \frac{1}{2}m_L|v_{G_L}(t)|^2 + \frac{1}{2}m_R|v_{G_R}(t)|^2 + \frac{1}{2}I_G\omega(t)^2 \quad (5-3)$$

donde  $m_L$  es la masa del eje izquierdo,  $m_R$  la masa del eje derecho,  $v_G$  la velocidad de traslación de los centros de gravedad de cada eje e  $I_G$  el momento de inercia másico del sistema con respecto a su centro de gravedad. La velocidad de rotación  $\omega$  será la derivada temporal del ángulo  $\psi$ . Por tanto, la energía cinética de este sistema es

$$T = \frac{1}{2}(m_L(v(t) - d_L\dot{\psi}(t))^2 + m_R(v(t) - d_R\dot{\psi}(t))^2 + I_G\dot{\psi}^2(t)) \quad (5-4)$$

donde  $d_L$  y  $d_R$  son las distancias de los centros de gravedad de los ejes al centro de gravedad del sistema y  $v(t)$  es la velocidad de avance o  $\dot{s}$ . El cálculo de las masas, el momento de inercia másico y estas distancias, se ha realizado con el mismo software con el que ha hecho el diseño, SolidWorks®. Los valores obtenidos han sido  $m_L = 0.8735$  kg,  $m_R = 0.6481$  kg,  $I_G = 0.01076$  kgm<sup>2</sup>,  $d_L = 0.0584$  m y  $d_R = 0.0784$  m.

La energía potencial es la suma de la energía potencial elástica y la gravitatoria. Dado que el sistema se encuentra en un plano horizontal, solo interviene la energía elástica del muelle. Esta se define como

$$U = \frac{1}{2}k((l(t) - l_0))^2 \quad (5-5)$$

siendo  $k$  la rigidez,  $l_0$  la longitud natural y  $l(t)$  la elongación del muelle.

La elongación depende por un lado de las variaciones ancho de la vía. Cuando aumenta o disminuye este, aumentará o disminuirá la longitud  $l(t)$ . Por otro lado, cuando el ángulo de guiñada es distinto de cero, se introduce una elongación adicional en el muelle. Si se observa la mitad derecha del muelle en la figura 5-1, se tiene el siguiente triángulo rectángulo.

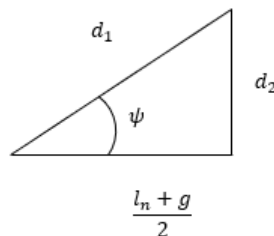


Figura 5-3. Triángulo formado por el muelle, la dirección de avance y la dirección perpendicular a esta

Mediante trigonometría y asumiendo la hipótesis de pequeños desplazamientos,

$$d_2 = \frac{(l_n + g)}{2} \tan \psi \approx \frac{(l_n + g)}{2} \psi \quad (5-6)$$

por el Teorema de Pitágoras,

$$d_1 = \sqrt{\left(\frac{(l_n + g)}{2}\right)^2 + \left(\frac{(l_n + g)\psi}{2}\right)^2} \quad (5-7)$$

<sup>1</sup> Se ha despreciado la energía cinética de las ruedas debido a que el momento de inercia de estas es mucho menor al momento de inercia del sistema.

se simplifica,

$$d_1 = \frac{(l_n + g)}{2} \sqrt{1 + \psi^2} \quad (5-8)$$

y utilizando el binomio de Newton,

$$\sqrt{1 + \psi^2} \approx 1 + \frac{\psi^2}{2} \quad (5-9)$$

finalmente se tiene que para la longitud total del muelle, la elongación es

$$(l_n + g) \left(1 + \frac{\psi^2}{2}\right) \quad (5-10)$$

La distancia nominal entre los soportes en los cuales se colocará el resorte es de unos 42 mm. Cada extremo del resorte es de tal manera que irá enganchado a un cáncamo cada uno, los cuales estarán introducidos en dichos soportes. Así, la elongación nominal  $l_n$  del muelle será de 34 mm aproximadamente, aunque dependerá de las dimensiones de los cáncamos. Por tanto, se tiene que

$$l(t) = (l_n + g(t)) \left(1 + \frac{\psi(t)^2}{2}\right) \quad (5-11)$$

Sustituyendo la ecuación 5-11 en la 5-5, la energía potencial queda finalmente

$$U = \frac{1}{2} k \left( (l_n + g(t)) \left(1 + \frac{\psi(t)^2}{2}\right) - l_0 \right)^2 \quad (5-12)$$

Para el término del amortiguamiento, a pesar de que el vehículo no tenga ningún amortiguador, se ha introducido en el modelo un factor de amortiguamiento  $\xi$  del 10 % para simular la disipación de energía por el rozamiento de los rodamientos lineales con la guía y el amortiguamiento estructural. A través de la relación

$$c = 2\xi\sqrt{km} \quad (5-13)$$

Se puede estimar un valor para la constante de amortiguamiento  $c$  que hay que introducir en la función de disipación de Rayleigh, que por definición es:

$$F = \frac{1}{2} c (\dot{l}(t))^2 \quad (5-14)$$

Por último, faltarían calcular las fuerzas externas, pero la única excitación del sistema son las irregularidades de la vía. Por tanto, sustituyendo cada variable en la ecuación 5-1, utilizando  $\psi$  como coordenada generalizada y simplificando se tiene que la ecuación de movimiento del sistema es

$$\begin{aligned} (m_L d_L^2 + m_R d_R^2 + I_G) \ddot{\psi}(t) + k(l_n + g(t)) \psi(t) \left( (l_n + g(t)) \left(1 + \frac{\psi(t)^2}{2}\right) - l_0 \right) + c((l_n \\ + g(t)) \psi(t)) ((l_n + g(t)) \psi(t) \dot{\psi}(t) + \dot{g}(t) + \dot{g}(t) \frac{\psi(t)^2}{2}) = 0 \end{aligned} \quad (5-15)$$

La dependencia de  $g$  con el tiempo es desconocida pero, dado que  $s = v(t) * t$  y la función  $g(s)$  sí lo es, se puede obtener esta dependencia. Ahora bien, el vehículo tendrá una cierta aceleración al comenzar y al finalizar el recorrido, en las curvas, y en el cambio de rasante, así que la función  $v(t)$  no es conocida. Además, como se indicó al principio del capítulo, es un parámetro del sistema que hay que determinar. Por tanto, no se puede hacer el cambio de variables sin más. De nuevo se debe realizar una nueva simplificación: se supone que la velocidad

$v(t)$  es constante y de valor  $v$ . Aunque esto no es del todo exacto, sí se puede decir que en la mayoría del recorrido el vehículo puede ir a velocidad constante sin problemas. De esta manera, la ecuación de movimiento sería,

$$(m_L d_L^2 + m_R d_R^2 + I_G) \ddot{\psi}(t) + k(l_n + g(vt)) \psi(t) \left( (l_n + g(vt)) \left( 1 + \frac{\psi(t)^2}{2} \right) - l_0 \right) + c((l_n + g(vt)) \psi(t)) \left( (l_n + g(vt)) \psi(t) \dot{\psi}(t) + \frac{dg(vt)}{dt} + \frac{dg(vt)}{dt} \frac{\psi(t)^2}{2} \right) = 0 \quad (5-16)$$

la cual se trata de una ecuación con excitación paramétrica, donde no hay fuerzas generalizadas. En este tipo de ecuaciones, la excitación es la variación temporal de un parámetro del sistema (en este caso, el término de rigidez y amortiguamiento). Por otro lado, dado que es una ecuación diferencial de segundo orden, hay que transformarla a una de primer orden para poder resolverla mediante métodos numéricos. Esto se consigue con el siguiente cambio de variables.

$$\psi(t) = \psi_1(t) \quad (5-17)$$

$$\dot{\psi}_1(t) = \psi_2(t) \quad (5-18)$$

$$\dot{\psi}_2(t) = -\left( k(l_n + g(vt)) \psi_1(t) \left( (l_n + g(vt)) \left( 1 + \frac{\psi_1(t)^2}{2} \right) - l_0 \right) + c \left( (l_n + g(vt)) \psi_1(t) \left( (l_n + g(vt)) \psi_1(t) \psi_2(t) + \dot{g}(vt) + \dot{g}(vt) \frac{\psi_1(t)^2}{2} \right) \right) / I_G \right) \quad (5-19)$$

De esta manera, se obtiene un sistema de dos ecuaciones de la forma

$$\frac{dY}{dt} = F(t, Y(t)) \quad (5-20)$$

que se puede resolver e integrar para un tiempo igual al tiempo que tarda el vehículo en recorrer la longitud total de la vía, con unas determinadas condiciones iniciales  $Y_0$  mediante alguna subrutina de Matlab®. En el anexo se encuentran los comandos utilizados.

### 5.3 Análisis del modelo

Los parámetros que intervienen en este análisis son la velocidad de avance del vehículo  $v$  y la rigidez  $k$  y longitud natural  $l_0$  del muelle. El primer objetivo del análisis es minimizar el ángulo de guiñada  $\psi(t)$  para no introducir mucho error en los sensores. El segundo es que el muelle siempre se mantenga traccionado, es decir,  $F_k(t) > 0$ , ya que si en algún momento esto no ocurre, es posible que las ruedas horizontales se despeguen de los raíles y el vehículo se descontrola.

En el capítulo 4 se calculó el orden de magnitud de la velocidad a la que puede operar el vehículo. La velocidad para el régimen de funcionamiento nominal del motor era de 1.82 m/s, mientras que la velocidad máxima es de 2.16 m/s. Para poder observar bien la influencia de este parámetro, se ha realizado el análisis con las siguientes velocidades: 0.5, 0.75, 1, 1.25, 1.5, 1.75 y 2 m/s. En cuanto a los otros dos parámetros, se han escogido 5 muelles del catálogo del fabricante [16] y de diferentes características para poder evaluar la influencia de cada uno en el comportamiento del sistema. En la siguiente tabla se recogen las propiedades de estos.

Tabla 5-1. Características de los muelles

Muelle	Rigidez (N/m)	Longitud natural (mm)	Fuerza máxima admisible (N)	Fuerza inicial (N)
1	40	25.40	2.22	0.18
2	60	19.05	2.22	0.18
3	150	22.35	4.15	0.37
4	500	22.35	9.64	0.74
5	950	28.45	19.64	1.85

### 5.3.1 Condiciones iniciales nulas

El último paso antes de resolver las ecuaciones y obtener los resultados es elegir las condiciones iniciales. A priori, se puede pensar que estas deben de ser nulas ( $\psi_{1_0} = 0$  rad,  $\psi_{2_0} = 0$  rad/s), ya que el coche es colocado sobre la vía manualmente y sería ilógico que se hiciese intencionadamente con el tren delantero formando un cierto ángulo con los carriles. Sin embargo, forzar a que  $\psi_{1_0}$  sea cero y estar totalmente seguro de ello no es tan fácil debido a que no se puede medir directamente. Por ello, las simulaciones en Matlab® se han realizado con  $\psi_{1_0} = 0.02$  rad ( $1.15^\circ$ ), que es un valor más o menos razonable según la suposición comentada. Para el caso de la velocidad inicial  $\psi_{2_0}$  sí se ha elegido igual a cero ya que el vehículo partirá del reposo. Además, si las condiciones iniciales fuesen nulas, cuando se ejecuta la subrutina de integración, las dos posiciones del vector  $F(t, Y(t))$  son también nulas, por lo que en el siguiente paso de integración, estas serán de nuevo cero y así sucesivamente. Es decir, tanto  $\psi_1(t)$  como  $\psi_2(t)$  son igual a cero para todo  $t$ . Como prueba de ello en las siguientes figuras se muestran unas simulaciones para varios casos con condiciones iniciales nulas.

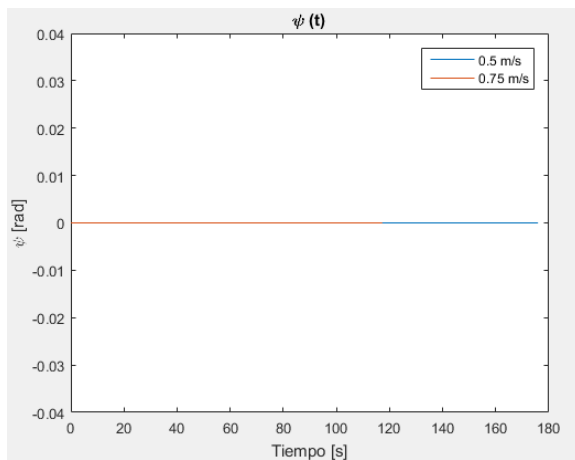


Figura 5-4. Ángulo de guiñada respecto al tiempo (Muelle n° 1)

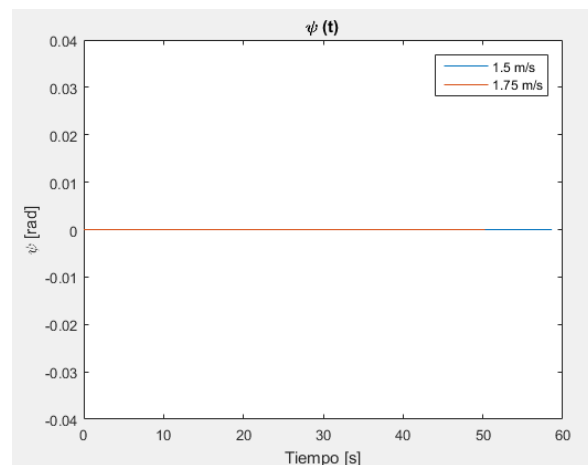


Figura 5-5. Ángulo de guiñada respecto al tiempo (Muelle n° 1)

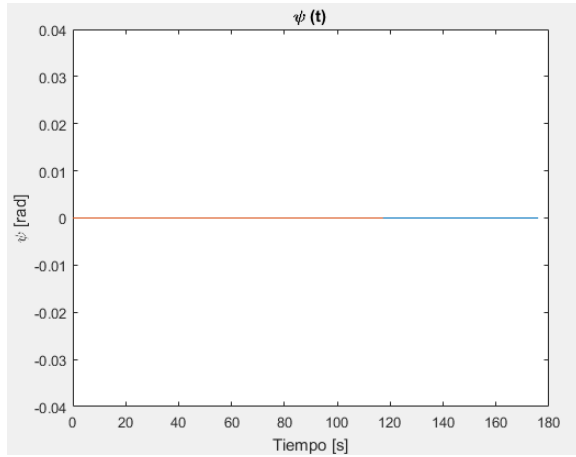


Figura 5-6. Ángulo de guiñada respecto al tiempo.  
(Muelle nº 3)

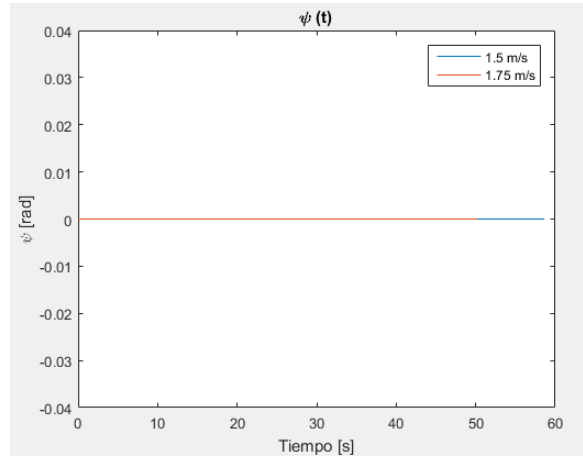


Figura 5-7. Ángulo de guiñada respecto al tiempo.  
(Muelle nº 3)

### 5.3.2 Condiciones iniciales no nulas

Como se ha comentado anteriormente, las simulaciones se han realizado imponiendo las condiciones iniciales  $\psi_{1_0} = 0.02$  rad y  $\psi_{2_0} = 0$  rad/s. Para poder comprobar la influencia de la rigidez, la longitud natural y la velocidad, se han simulado diferentes casos variando estos tres parámetros. A continuación se muestran los resultados obtenidos. Concretamente, se muestra las evoluciones de  $\psi(t)$  y  $F_k(t)$  en diferentes gráficas y los valores más importantes en tablas.

#### 5.3.2.1 Muelle nº 1

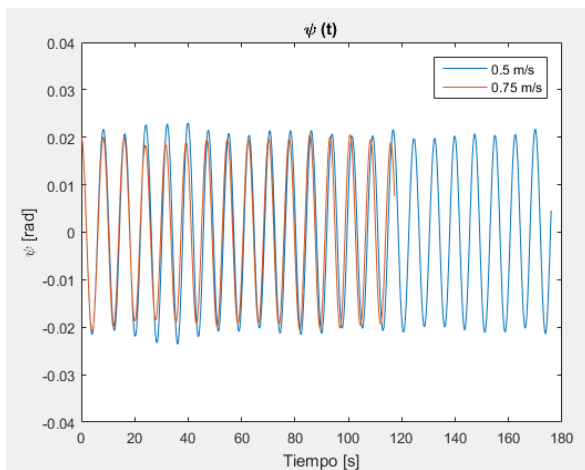


Figura 5-8. Ángulo de guiñada respecto al tiempo  
para 0.5 y 0.75 m/s

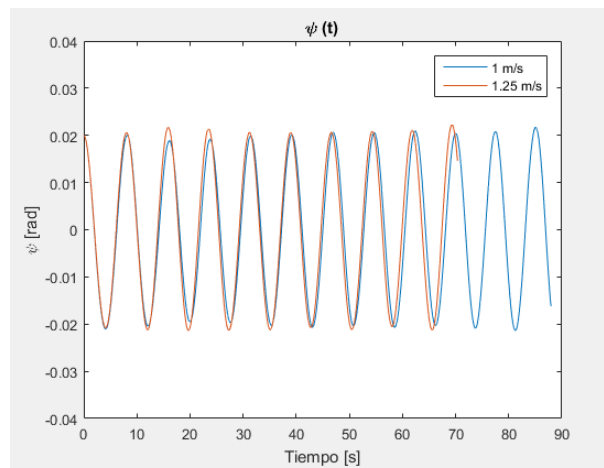


Figura 5-9. Ángulo de guiñada respecto al tiempo  
para 1 y 1.25 m/s

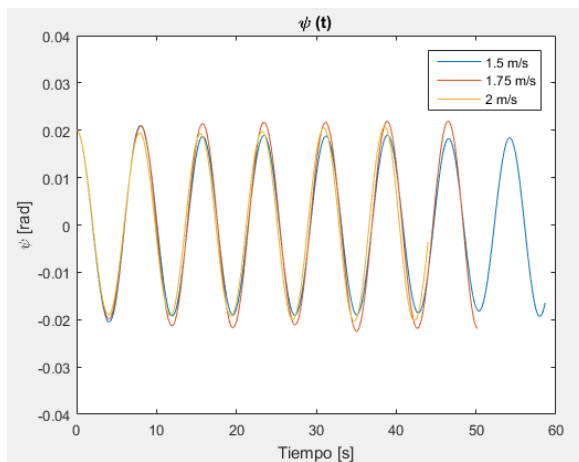


Figura 5-10. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s

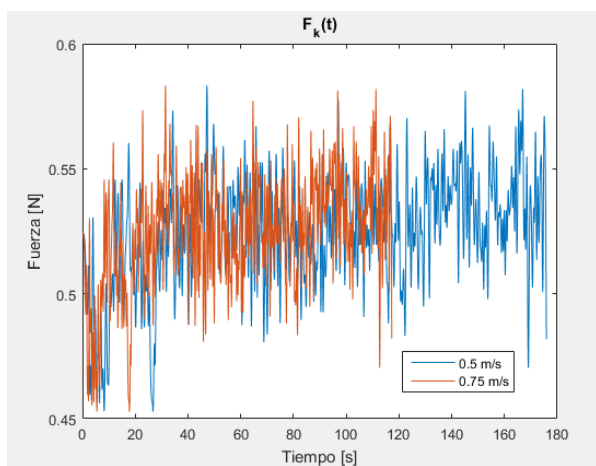


Figura 5-11. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s

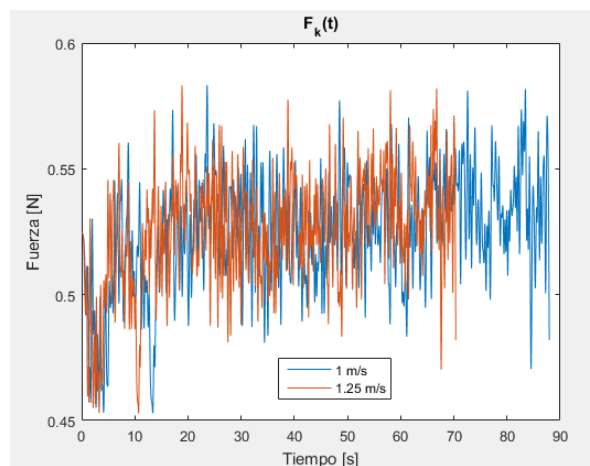


Figura 5-12. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s

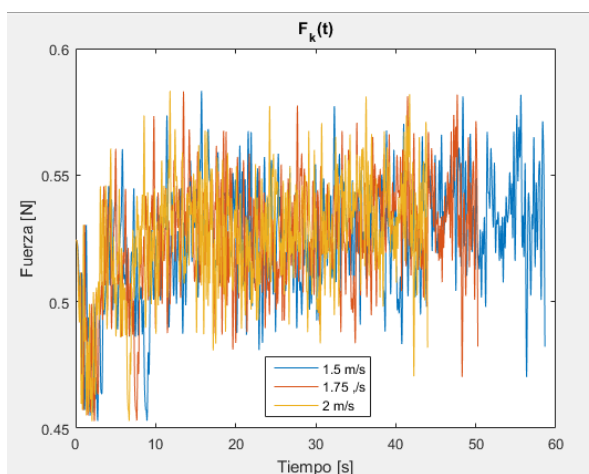


Figura 5-13. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s



Tabla 5-2. Resultados para el muelle n° 1

Velocidad (m/s)	$\psi$ máximo (rad)	$\psi$ medio (rad)	$F_k$ máximo (N)	$F_k$ mínimo (N)
0.5	0.0230	-1.4769e-4	0.5833	0.4528
0.75	0.0205	1.7212e-4	0.5832	0.4528
1	0.0217	2.6890e-5	0.5832	0.4529
1.25	0.0222	2.1418e-4	0.5832	0.4529
1.5	0.0210	-2.0836e-4	0.5832	0.4528
1.75	0.0219	2.1450e-5	0.5830	0.4528
2	0.0207	-3.4334e-4	0.5832	0.4528

### 5.3.2.2 Muelle n° 2

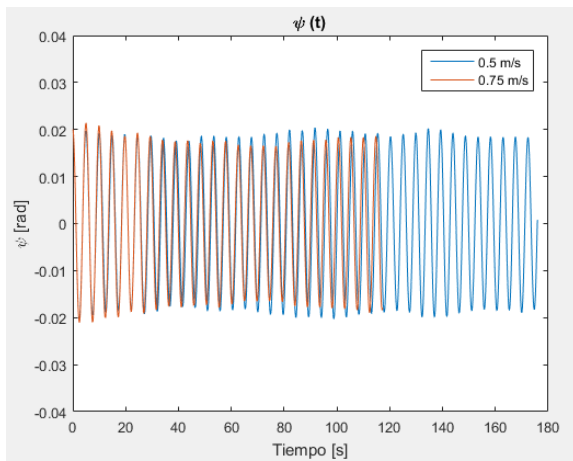


Figura 5-14. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s

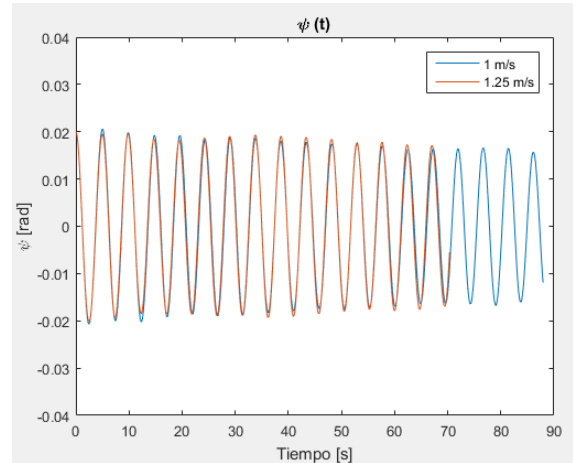


Figura 5-15. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s

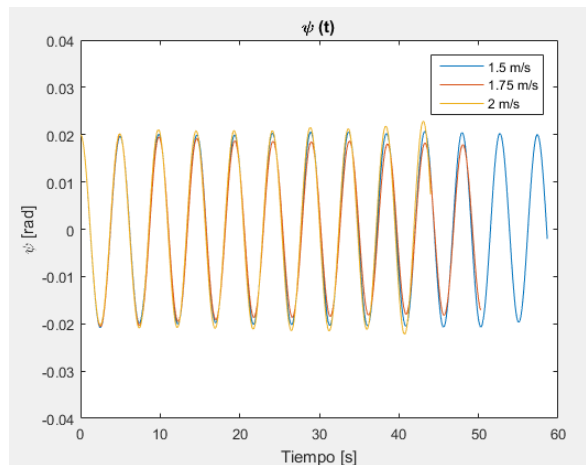


Figura 5-16. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s

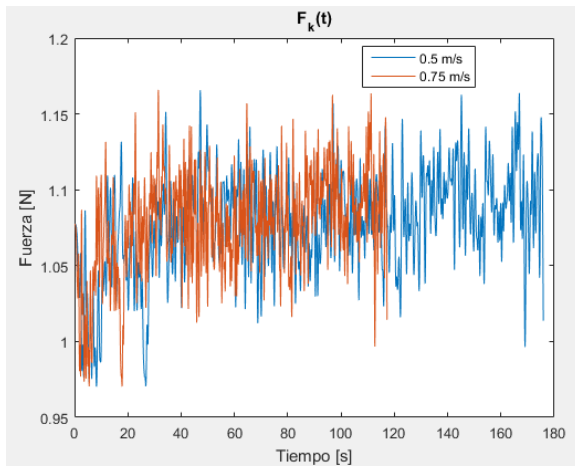


Figura 5-17. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s

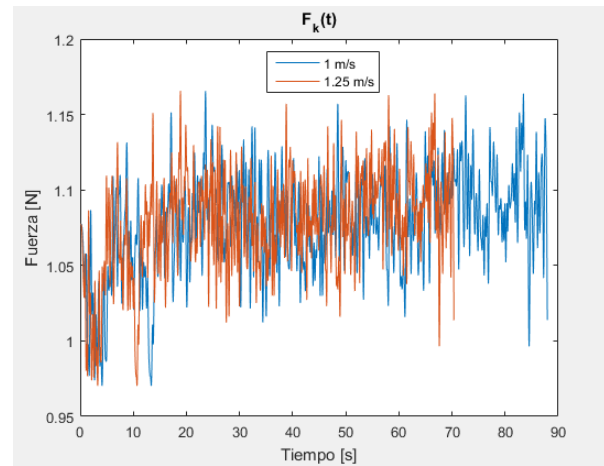


Figura 5-18. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s

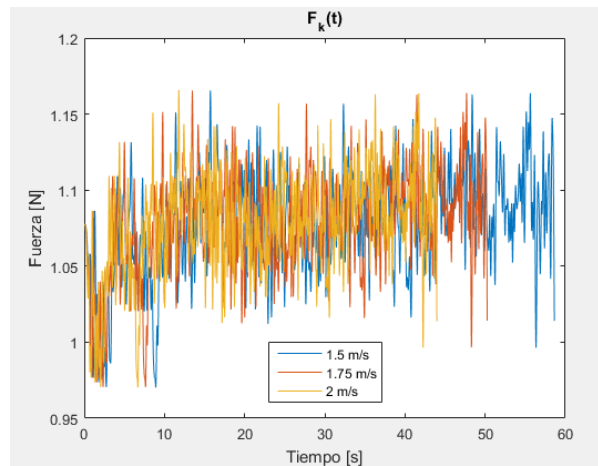


Figura 5-19. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s

Tabla 5-3. Resultados para el muelle n° 2

Velocidad (m/s)	$\psi$ máximo (rad)	$\psi$ medio (rad)	$F_k$ máximo (N)	$F_k$ mínimo (N)
0.5	0.0204	-9.6864e-5	1.1655	0.9703
0.75	0.0214	-5.2284e-5	1.1658	0.9704
1	0.0205	5.4977e-5	1.1656	0.9702
1.25	0.0200	-1.9422e-4	1.1657	0.9702
1.5	0.0207	2.2265e-4	1.1655	0.9702
1.75	0.0201	-3.2830e-5	1.1655	0.9705
2	0.0229	3.0693e-4	1.1658	0.9703

### 5.3.2.3 Muelle n° 3

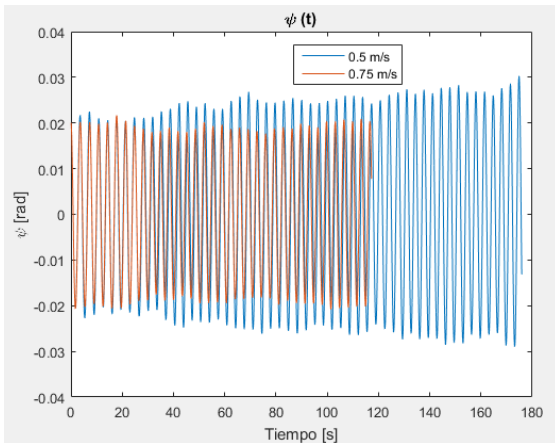


Figura 5-20. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s

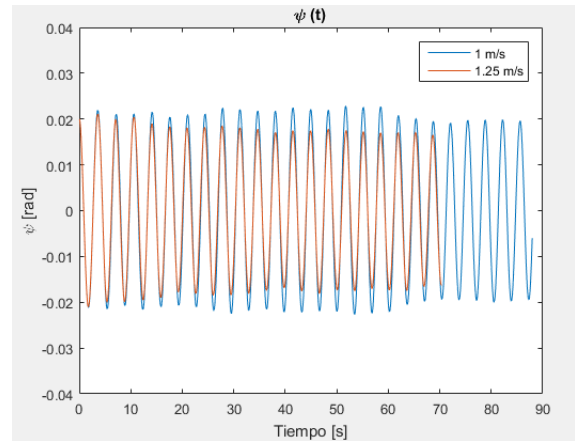


Figura 5-21. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s

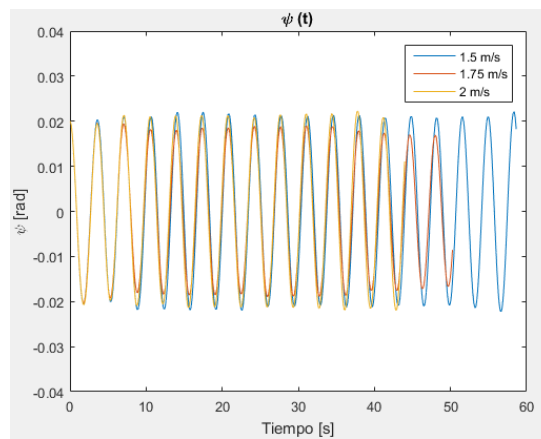


Figura 5-22. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s

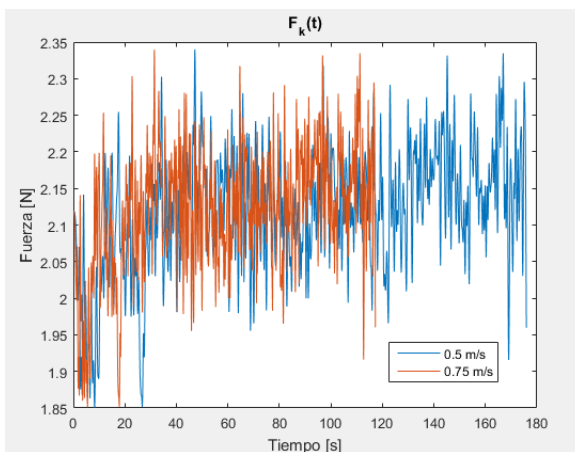


Figura 5-23. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s

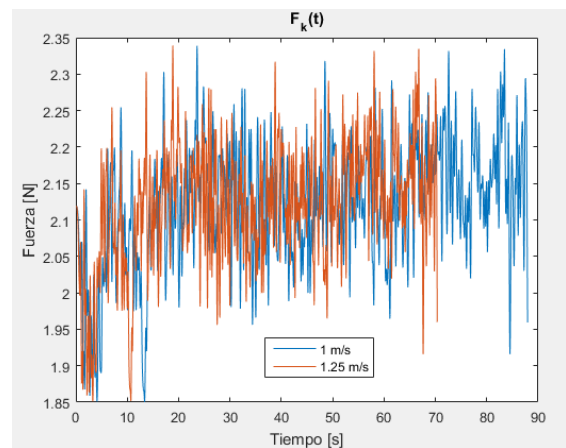


Figura 5-24. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s

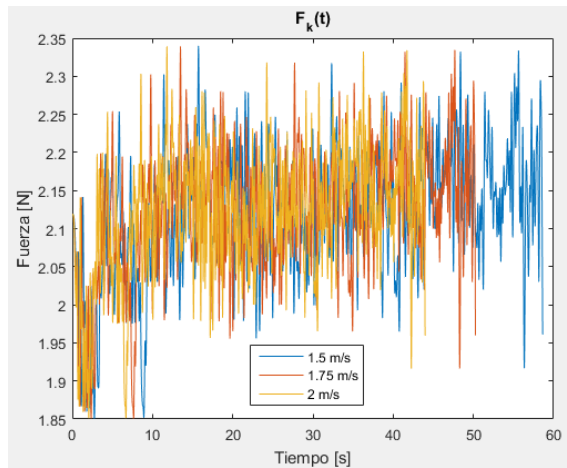


Figura 5-25. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s

Tabla 5-4. Resultados para el muelle nº 3

Velocidad (m/s)	$\psi$ máximo (rad)	$\psi$ medio (rad)	$F_k$ máximo (N)	$F_k$ mínimo (N)
0.5	0.0303	2.0784e-5	2.3400	1.8504
0.75	0.0217	9.4470e-5	2.3395	1.8514
1	0.0228	-1.1142e-4	2.3387	1.8505
1.25	0.0211	4.2925e-5	2.3392	1.8512
1.5	0.0221	2.8207e-5	2.3399	1.8504
1.75	0.0200	-2.0424e-4	2.3390	1.8507
2	0.0222	-2.4375e-4	2.3393	1.8511

5.3.2.4 Muelle nº 4

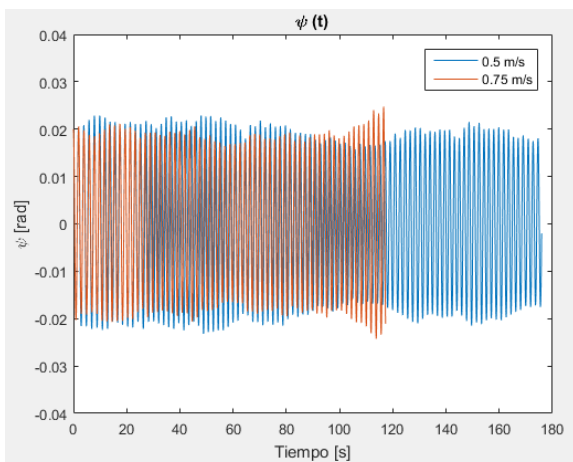


Figura 5-26. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s

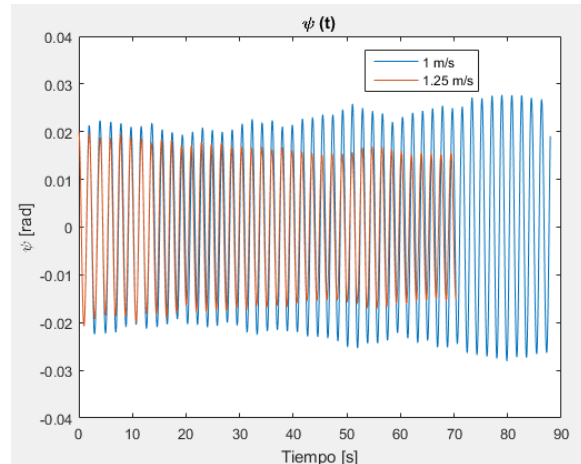


Figura 5-27. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s

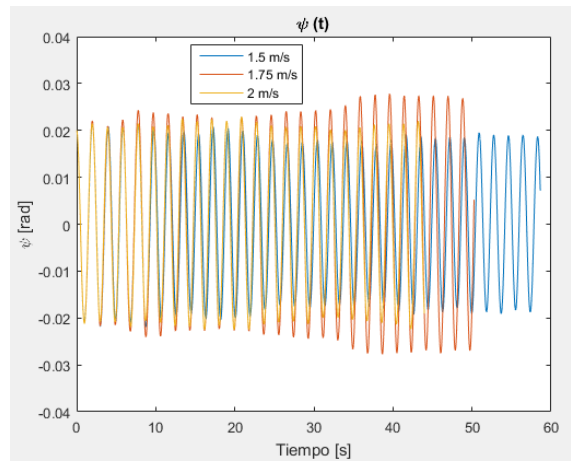


Figura 5-28. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s

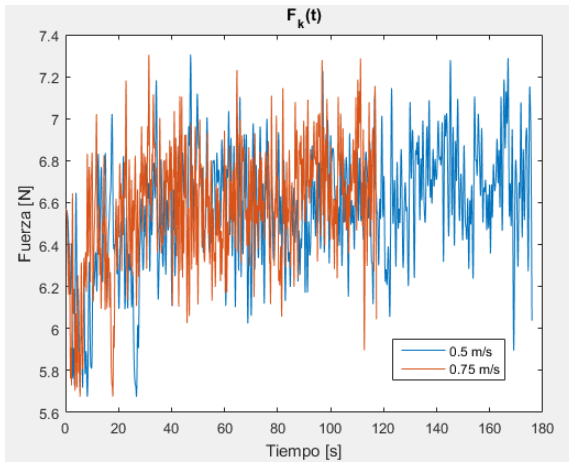


Figura 5-29. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s

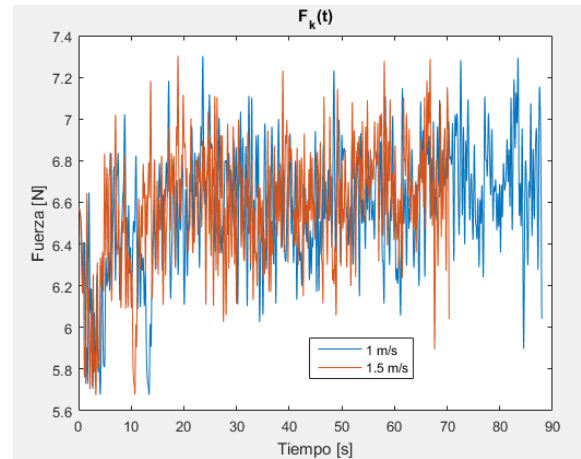


Figura 5-30. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s

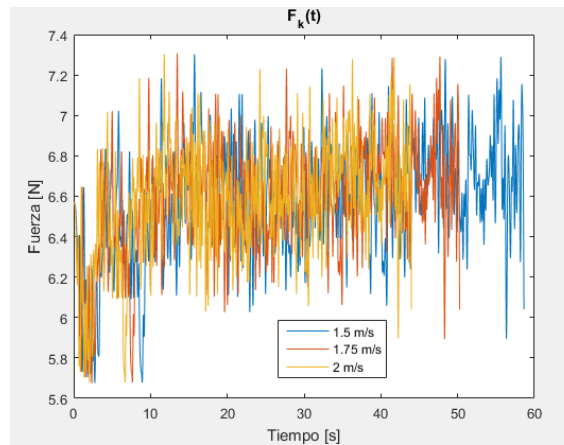


Figura 5-31. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s

Tabla 5-5. Resultados para el muelle nº 4

Velocidad (m/s)	$\psi$ máximo (rad)	$\psi$ medio (rad)	$F_k$ máximo (N)	$F_k$ mínimo (N)
0.5	0.0229	-4.8908e-5	7.3054	5.6747
0.75	0.0248	7.8845e-5	7.3044	5.6745
1	0.0277	-3.8150e-5	7.3025	5.6768
1.25	0.0200	-5.0365e-5	7.3032	5.6754
1.5	0.0214	-6.1532e-5	7.3031	5.6765
1.75	0.0278	-1.5033e-4	7.3066	5.6751
2	0.0229	7.0344e-5	7.3039	5.6781

### 5.3.2.5 Muelle nº 5

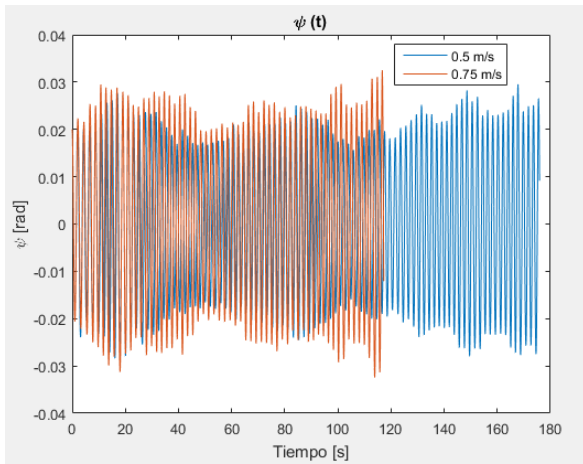


Figura 5-32. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s

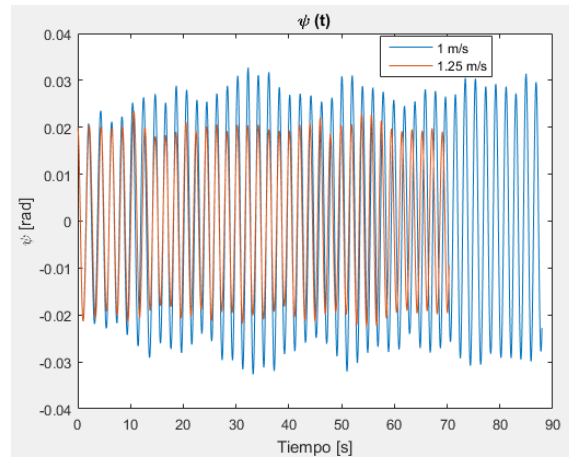


Figura 5-33. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s

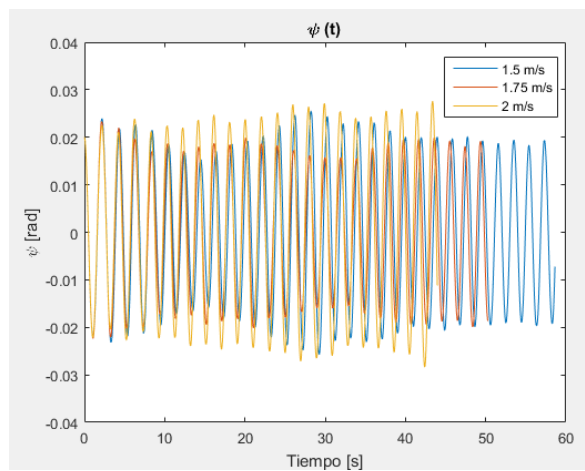


Figura 5-34. Ángulo de guiñada respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s

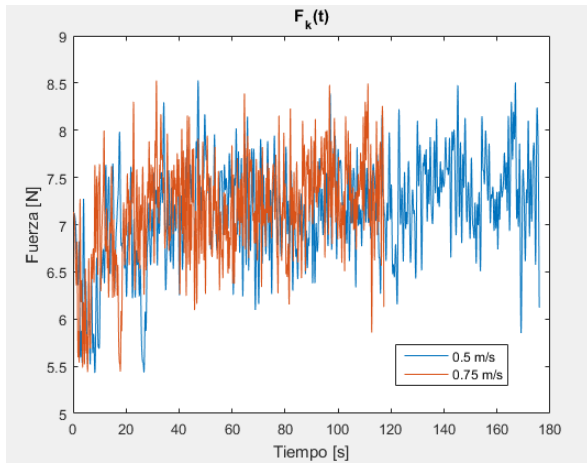


Figura 5-35. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 0.5 y 0.75 m/s

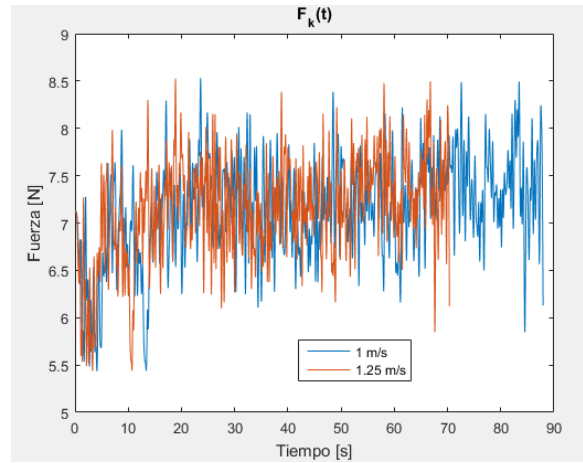


Figura 5-36. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1 y 1.25 m/s

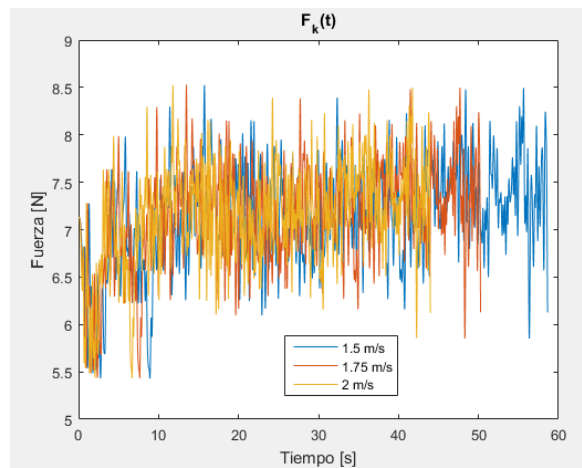


Figura 5-37. Fuerza del muelle respecto al tiempo para 1.5, 1.75 y 2 m/s

Tabla 5-6. Resultados para el muelle n° 5

Velocidad (m/s)	$\psi$ máximo (rad)	$\psi$ medio (rad)	$F_k$ máximo (N)	$F_k$ mínimo (N)
0.5	0.0295	-8.5523e-6	8.5278	5.4308
0.75	0.0325	1.5943e-4	8.5257	5.4391
1	0.0327	-1.0511e-4	8.5321	5.4366
1.25	0.0234	-8.0507e-5	8.5256	5.4374
1.5	0.0255	-1.2795e-4	8.5249	5.4306
1.75	0.0233	-4.3736e-5	8.5270	5.4335
2	0.0276	1.6151e-4	8.5236	5.4319

Una vez presentados los datos obtenidos del ángulo de guiñada para cada caso, se puede estimar el error que se estaría introduciendo en la medida del ancho de vía. Para ello, se hace uso de la expresión del error cuadrático medio,

$$ECM = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\hat{x}_i - x_i)^2}{n}} \quad (5-21)$$

El procedimiento consiste en discretizar la longitud de la vía en  $n$  puntos y evaluar  $\hat{x}_i$  y  $x_i$  en cada uno de ellos. El término  $\hat{x}_i$  representa al valor de la medida y  $x_i$  corresponde al exacto. En el caso de este modelo, lo ideal sería que el LVDT registrara la variación del ancho  $g$  en cada punto correspondiente, es decir,  $x_i$  es el valor de  $g$  en el punto  $i$ . Sin embargo, cuando el ángulo de guiñada es distinto de cero, el sensor registra una variación mayor. Siguiendo el razonamiento de las ecuaciones 5-6 a 5-10 y la figura 5-3, la medida que realmente está registrando será

$$(0.083^2 + g) \left(1 + \frac{\psi^2}{2}\right) - 0.083 = g + (0.083 + g) \left(\frac{\psi^2}{2}\right) \quad (5-22)$$

Y que corresponde con  $\hat{x}_i$  en cada punto  $i$ . Sustituyendo en la ecuación 5-21, se tiene que el error cuadrático medio en cada caso es

$$ECM = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left( (g + (0.083 + g) \left(\frac{\psi^2}{2}\right)) - g \right)^2}{n}} \quad (5-23)$$

Para cada caso de los estudiados anteriormente, según el muelle y la velocidad de avance, se obtienen unos valores del error cuadrático medio distintos, los cuales se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 5-7. Error cuadrático medio de la medición del ancho de vía (en metros)

Velocidad (m/s)	Muelle nº 1	Muelle nº 2	Muelle nº 3	Muelle nº 4	Muelle nº 5
0.5	1.1369e-5	9.2150e-6	1.6050e-5	1.0323e-5	1.2826e-5
0.75	9.8008e-6	8.5201e-6	9.6528e-6	9.5273e-6	1.6648e-5
1	1.0525e-5	8.2698e-6	1.1448e-5	1.4181e-5	1.9794e-5
1.25	1.1324e-5	8.8067e-6	8.4773e-6	7.4717e-6	1.0450e-5
1.5	9.3788e-6	1.0389e-5	1.1521e-5	9.4078e-6	1.1319e-5
1.75	1.1718e-5	9.0571e-6	8.6805e-6	1.5550e-5	9.0198e-6
2	9.9996e-6	1.1436e-5	1.1367e-5	1.1507e-5	1.5186e-5

## 5.4 Conclusiones

Para la selección del muelle que mejor se ajusta a las características del sistema y la velocidad de auscultación, se deben analizar los resultados desde diferentes perspectivas. En primer lugar, hay que decir que en todos los casos simulados el vehículo se mantiene estable durante todo el recorrido independientemente de la velocidad de avance y del resorte, es decir, no hay ningún momento para el cual el ángulo  $\psi$  (y con él  $F_k$ ) aumente de forma descontrolada. Esto nos indica que, teniendo en cuenta las simplificaciones que se han hecho en el modelo,

<sup>2</sup> Este valor corresponde a la distancia entre el palpador del sensor y su base en la posición inicial.



no existe una velocidad crítica, dentro de las que puede alcanzar el vehículo, para la que este sea inestable y no funcione correctamente. Por otro lado, tampoco hay una rigidez dentro del rango analizado para la que se produzca este hecho. Además, dentro de esta estabilidad los valores de  $\psi(t)$  se mantienen acotados entre los de  $\psi_{1_0}$  y  $-\psi_{1_0}$ , lo cual ayuda a que se cumpla el primer objetivo.

Si se observan de forma general los resultados según el muelle, se comprueba que con los dos de menor rigidez (nº 1 y nº 2) se obtienen los valores más bajos de  $\psi_{max}$ , y siendo estos muy similares. En este aspecto, el muelle nº 5 es el menos óptimo. Con respecto a los valores de  $\psi_{medio}$ , ocurre lo contrario. A medida que se aumenta la rigidez se registran mejores resultados. Si se fija la velocidad y se comparan los resultados entre todos los muelles se obtiene que el nº 2 se ajustaría mejor según el criterio de  $\psi_{max}$  y los muelles nº 4 según el criterio de  $\psi_{medio}$ . Aun así, las diferencias no son tan importantes en ninguno de los dos casos como para decantarse por uno de los muelles.

Para el segundo objetivo, se observa que se cumple la condición requerida de  $F_k(t) > 0$  en todos los casos. Como es lógico, los valores más grandes de esta fuerza se dan con los muelles de mayor rigidez (muelles nº 4 y nº 5), y los más pequeños con los de menor rigidez (muelles nº 1, nº 2 y nº 3). En la tabla 5-1 vienen recogidos los valores de fuerza máxima admisible por cada muelle. Con el muelle nº 4 se obtiene una fuerza de entre 5.68 y 7.3 N y con el muelle nº 5 se obtiene una fuerza de entre 5.43 y 8.53 N. Por otro lado, con los muelles nº 1, nº 2 y nº 3, se origina una fuerza en los intervalos (0.45, 0.58) N, (0.97, 1.17) N y (1.85, 2.34) N, respectivamente. Se comprueba que para todos los casos,  $F_k(t)$  es menor que el límite correspondiente por lo que no se puede descartar ningún muelle por este motivo. Sin embargo, dado que lo ideal es que esta fuerza no sea demasiado grande para no introducir resistencia a la rodadura, los resortes más rígidos no son los más idóneos. Entre los menos rígidos se debería descartar el nº 1, ya que al ser  $F_k(t)$  cercano a cero, podría ocurrir que el muelle dejara de hacer su función y las ruedas horizontales quedasen despegadas de los raíles. Por lo tanto, los muelles nº 2 y nº 3 son los más indicados para cumplir este objetivo.

En cuanto a la influencia de la velocidad de avance en el comportamiento del sistema, se observa que no hay ninguna relación evidente entre esta y el valor de  $\psi_{max}$  o  $\psi_{medio}$ . Es decir, no se aprecia una tendencia en la que a mayor/menor velocidad mayor/menor es el ángulo o cualquiera de las combinaciones. Por otro lado, para el criterio de  $\psi_{max}$ , sí se puede comprobar que con las velocidades de 1.25 y 1.75 m/s se obtienen los mejores resultados en casi todos los muelles; y para el criterio de  $\psi_{medio}$  no hay ninguna velocidad que se pueda determinar como la óptima. También se confirma que para cada muelle no hay apenas diferencias entre los valores de la fuerza al variar la velocidad.

Al observar la evolución de las gráficas de  $\psi(t)$ , se comprueba que a medida que aumenta la rigidez, la frecuencia de oscilación se va haciendo cada vez mayor, sobre todo en las velocidades más bajas. Si bien esto no desemboca en la pérdida de la estabilidad, no es un fenómeno que ayude al buen funcionamiento del vehículo y de los sensores.

En cuanto al criterio del error cuadrático medio, los valores de este oscilan entre la centésima y la milésima de milímetro (tabla 5-7), lo cual quiere decir que, según estos resultados teóricos obtenidos, las mediciones del LVDT no se verá apenas afectadas. Con respecto a la rigidez, se observa que con los muelles nº 1 y nº 2 se obtendría menos error para casi todas las velocidades. Por otro lado, si se fija la rigidez y se varía la velocidad, se comprueba que la velocidad óptima sería 1.25 m/s aunque en este caso los resultados no son tan evidentes como para la rigidez.

Una vez presentados y analizados todos los resultados, se puede llegar a la conclusión de que las características del muelle nº 2 y la velocidad de 1.25 m/s son los valores óptimos para el vehículo.



---

# REFERENCIAS

---

- [1] Matisa, 2019 [En línea] [http://www.matisa.ch/brochures\\_pdf/es/mesure\\_es.pdf](http://www.matisa.ch/brochures_pdf/es/mesure_es.pdf)
- [2] Memoria científico-técnica del proyecto de investigación TRA2017: Desarrollo de observadores en sistemas embarcados para la estimación de la respuesta dinámica de vehículos ferroviarios.
- [3] Pliego de condiciones técnicas del Proyecto UNSE15-CE-2863: Construcción de una vía a escala para estudios experimentales sobre dinámica ferroviaria.
- [4] Ferropedia, 2019 [En línea] [http://www.ferropedia.es/mediawiki/index.php/Adif\\_Serie\\_330](http://www.ferropedia.es/mediawiki/index.php/Adif_Serie_330)
- [5] Instop, 2019 [En línea] <https://www.instop.es/ferroviario/grp1000.php>
- [6] Norma Española UNE-EN 13848, "Aplicaciones Ferroviarias. Vía. Calidad de la Geometría de la Vía. Parte 1: Caracterización de la geometría de la vía". Aenor, 2009.
- [7] Maxon, 2018 [En línea] <https://www.maxongroup.es/maxon/view/content/index>
- [8] Batería de litio recargable, 2018 [En línea] <https://www.bateriadelitiorecargable.com/>
- [9] RS Components, 2018 [En línea] <https://es.rs-online.com/web/>
- [10] Model Expert RC, 2018 [En línea] <http://modelexpertrc.com/>
- [11] Ruedas Alex, 2018 [En línea] <https://www.alex.es/>
- [12] Igus, 2019 [En línea] <https://www.igus.es/>
- [13] DPF Sensors, 2018 [En línea] <http://www.dpfsensors.es/>
- [14] Schreiber Messtechnik, 2018 [En línea] <https://www.schreiber-messtechnik.de/english/index.html>
- [15] Rehis Resortes, 2019 [En línea] <https://rehisaresortes.mx/como-funcionan-los-resortes-de-extension/>
- [16] Muelles industriales, 2019 [En línea] <https://www.muelles-industriales.es/>

# ANEXO A

En este anexo se muestran los códigos de programación de Matlab® para los cálculos y la generación de gráficas nombradas en los capítulos 2, 4 y 5.

## A.1. Gráficas del capítulo 2

```
%%IRREGULARIDADES DE LA VÍA%%

close all, clear
%LECTURA DE DATOS
x=importdata('coordenada_s.txt'); %coordenada x (m)
G=importdata('ancho.txt'); %ancho de vía (m)
A=importdata('alineamiento.txt'); %alineamiento [m]
N=importdata('nivelacion.txt'); %nivelación [m]
P=importdata('peralte.txt'); %peralte [m]
x(1:40)=[];
A(1:40)=[];
G(1:40)=[];
N(1:40)=[];
P(1:40)=[];

%CÁLCULO
yd=A-G/2;
xi=yd+G;
D=yd;
I=0.127+xi;
zd=P-N/2;
zi=zd+N;

%REPRESENTACIÓN GRÁFICA
%Geometría horizontal
figure (1)
ax1=subplot(2,1,1);
ax2=subplot(2,1,2);
plot(ax1,x,G+0.127,'r')
xlabel('X [m]')
ylabel(ax1,'Y [m]')
title(ax1,'Ancho')
plot(ax2,x,D,'b',x,I,'b',x,A+(0.127/2),'g')
xlabel('X [m]')
ylabel(ax2,'Y [m]')
title(ax2,'Alineamiento')

%Geometría vertical
figure (2)
ax3=subplot(2,1,1);
ax4=subplot(2,1,2);
plot(ax3,x,N,'r')
xlabel('X [m]')
ylabel(ax3,'Z [m]')
title(ax3,'Nivelación')
plot(ax4,x,zd,'b',x,zi,'b',x,P,'g')
xlabel('X [m]')
ylabel(ax4,'Z [m]')
title(ax4,'Peralte')
```

## A.2. Cálculos y gráficas del capítulo 4

```
%%COMPROBACIÓN DE DESPEGUE%%

clear, close all
%INICIALIZACIÓN DE VARIABLES
x=0:0.001:0.08; %coordenada x [m]
alt_max=0; %altura máxima [m]
v=2; %velocidad del vehículo [m/s]

%CÁLCULO
a=0; %variable auxiliar
xc=100; %variable auxiliar
y1=-(0.15/3)*x; %rampa
y2=-0.5*9.8.*(x/v).^2; %parábola
for i=9:xc
    if a==0
        if abs(y2(i)-y1(i))<1e-4
            xc=i;a=1;
        end
    end
end
for j=1:xc
    altura(j)=y2(j)-y1(j);
end
alt_max=[alt_max max(altura)];

%REPRESENTACIÓN GRÁFICA
plot(x,y1,x,y2)
xlabel('X [m]')
ylabel('Altura [m]')
title('Comprobación de despegue')
```

## A.3. Cálculos y gráficas del capítulo 5

```
%%ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA%%

close all, clear
%LECTURA DE DATOS
s=importdata('coordenada_s.txt'); %Coordenada s [m]
g=importdata('ancho.txt'); %Función g(s) [m]

%PARÁMETROS
k=400; %Rigidez del muelle [N/m]
lo=0.0254; %Longitud natural del muelle [m]
v=[0.5 0.75 1 1.25 1.5 1.75 2]; %Velocidad de avance del vehículo [m/s]
F0=0.18; %Fuerza inicial del muelle [N]

%CONDICIONES INICIALES
psi0=0.02; dpsi0=0;

%DATOS DEL SISTEMA
ln=0.034; %Longitud nominal [m]
ml=0.8735; %Masa del eje izquierdo [kg]
mr=0.6481; %Masa del eje derecho [kg]
dl=0.0584; %Distancia de G_l a G [m]
dr=0.0784; %Distancia de G_r a G [m]
I_G=0.01076; %Momento de inercia másico [kgm2]
I=ml*dl^2+mr*dr^2+I_G; %Término de inercia total [kgm2]
```

```

c=0.2*sqrt(k*(ml+mr)); %Constante de amortiguamiento

%INICIALIZACIÓN DE VARIABLES A ESTUDIAR
maxF=0;maxPSI=0;minF=0;PSI_medio=0;ecm=0;

%GENERACIÓN DE g(t) Y dg/dt A PARTIR DE g(s)
for i=1:length(v)
    tiempo = s./v(i);
    tf=tiempo(end); %Tiempo total de auscultación
    tt = 0:.001:(tf);
    g_t= spline(tiempo,g,tt); %g(t) [m]
    dg=[];
for j=1:length(g_t)-1
    dg(j)=(g_t(j+1)-g_t(j))/0.001;
end
dg=[0 dg];

%INTEGRACIÓN ECUACIÓN DE MOVIMIENTO
[T,psi] = ode45(@ (t,x) ecuacion(t,x,tt,g_t,dg,k,lo,ln,c,I), [0:0.001:tf], [psi0
dpsi0]);

%OBTENCIÓN Y ANÁLISIS DE LOS DATOS Y GRÁFICAS
F=F0+k.*((ln+g_t').*(1+psi(:,1).^2./2)-lo); %F(t) del muelle (N)

figure(1)
plot(T,psi(:,1)); %psi(t) (rad)
ylim([-0.04 0.04])
xlabel('Tiempo [s]')
ylabel('\psi [rad]')
title('\psi (t)')
hold on

figure(2)
plot(T,F); %F_k(t) [N]
xlabel('Tiempo [s]')
ylabel('Fuerza [N]')
title('F_k(t)')
hold on

% VALORES MÁXIMOS Y MEDIOS DE psi(t) [rad]
maxPSI=[maxPSI max(psi(:,1))];
PSI_medio=[PSI_medio mean(psi(:,1))];

% VALORES MÁXIMOS Y MÍNIMOS DE F_k(t) [N]
maxF=[maxF max(F)];
minF=[minF min(F)];

%ERROR
error=((g_t'+(0.083+g_t').*(psi(:,1).^2/2)-(g_t')).^2; %variable auxiliar
suma=sum(error);%variable auxiliar
ecm=[ecm sqrt(suma/length(error))]; %Error cuadrático medio[m]
end

```

---

```
%%CAMBIO DE VARIABLES PARA OBTENER ECUACIÓN DE PRIMER ORDEN%%  
  
function f = ecuacion(t,x,tt,g,dg,k,lo,ln,c,I)  
  
%INTERPOLACIÓN PARA OBTENER g(t) Y dg/dt PARA UN TIEMPO t  
ancho=interp1(tt,g,t);  
dGdt=interp1(tt,dg,t);  
  
%SISTEMA DE ECUACIONES  
f=[x(2);-(k*(ln+ancho)*(1+x(1)^2/2)-  
lo)*(ln+ancho)*x(1)+c*(ln+ancho)*x(1)*((ln+ancho)*x(2)*x(1)+dGdt+dGdt*x(1).^2  
/2))/I];  
end
```

# ANEXO B

---

En este anexo se recogen los planos de las piezas que han sido mecanizadas. El orden es el siguiente:

1. Bastidor
2. Soporte motor
3. Soporte transmisión
4. Eje salida motor
5. Eje piñón
6. Tornillo
7. Soporte diferencial
8. Soporte piñón
9. Ejes traseros
10. Soportes ejes
11. Soporte LDVT
12. Ejes ruedas horizontales
13. Soporte izquierdo
14. Soporte derecho
15. Rigidizador guía
16. Eje chasis
17. Fijación eje-chasis