

E.T.S. de Ingeniería Industrial,  
Informática y de Telecomunicación

# Sensorización, medición en tiempo real y evaluación dinámica de un sistema dinámico tipo roller rig



Grado en Ingeniería  
en Tecnologías Industriales

Trabajo Fin de Grado

AUTOR: Juan Gutiérrez Sáenz

DIRECTOR: Aitor Plaza Puértolas

Pamplona, junio 2017











## RESUMEN

---

El proyecto consiste en la implementación de un sistema de extracción de datos en tiempo real en un sistema dinámico tipo *roller rig*, un banco de ensayos para un *bogie* de tren a escala realizado por D. Herreros [1]. En primer lugar, se realiza una revisión teórica de los aspectos fundamentales que caracterizan el comportamiento dinámico y cinemático de un vehículo ferroviario. Posteriormente, se profundiza en el funcionamiento de los sensores empleados, así como en el conexionado eléctrico de los mismos con las tarjetas de control y el ordenador. La lectura de las señales en tiempo real se realiza a través del lenguaje de programación *HAL*, en el entorno de *LinuxCNC*, un *software* empleado en sistemas de control numérico. Finalmente, se llevan a cabo una serie de ensayos para validar el modelo y comprobar, a grandes rasgos, los movimientos teóricos. Las señales obtenidas en tiempo real no son lo suficientemente consistentes, por lo que son tratadas y filtradas con posterioridad para facilitar la extracción de conclusiones.

**Palabras clave:** *Roller Rig, tiempo real, HAL, dinámica de vehículos ferroviarios, hunting.*

## ABSTRACT

---

The current project involves the implementation of a real-time data acquisition system in a roller-rig type dynamic system, which is a scaled prototype for the purpose of examining the dynamic performance of railway vehicles developed by D. Herreros [1]. First of all, fundamental aspects that define dynamic and kinematic response of railway vehicles are presented and discussed. Afterwards, the installed sensors operating principles are exposed, as well as the electrical connections with the electronic boards and the computer are coupled. Real-time signal readout is carried out through *HAL* software, within the *LinuxCNC* environment, i.e. a software system which implements numerical control capability. Finally, some tests are performed to test and validate the model, thus theoretical kinematic movements such as hunting are checked. Directly measured real-time data is not consistent and clear enough, hence signal processing is needed in order to derive more comparable and precise conclusions.

**Key words:** *Roller Rig, real-time, HAL, railway dynamics, hunting.*



## ÍNDICE

---

<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>15</b>
1.1. MOTIVACIÓN	15
1.2. OBJETIVOS	16
1.3. ANTECEDENTES	17
<b>2. COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LOS VEHÍCULOS FERROVIARIOS</b>	<b>19</b>
2.1. CONCEPTOS BÁSICOS	19
2.1.1. Conicidad	20
2.1.2. Movimiento característico: oscilación de <i>hunting</i>	21
2.2. EL CONTACTO RUEDA-CARRIL	22
2.2.1. Condiciones de rodadura	22
2.2.2. Esfuerzos en el contacto rueda-carril	24
2.3. ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO	28
2.3.1. Estabilidad lateral. <i>Hunting</i>	28
2.3.2. Análisis cinemático simplificado	33
2.3.3. Equilibrio de fuerzas inerciales y de contacto	35
2.4. ROLLER RIGS	37
2.4.1. Particularidades de los <i>Roller Rigs</i>	39
2.4.2. Banco de ensayos empleado	42
<b>3. INSTRUMENTACIÓN</b>	<b>45</b>
3.1. CONCEPTOS BÁSICOS	45
3.2. SENSORES RESISTIVOS	47
3.2.1. Puente de Wheatstone	48
3.2.2. Galgas extensiométricas	51
3.2.3. Células de carga	55
3.2.3.1. Célula de carga <i>Utilcell 104-0.6</i>	56
3.3. ENCÓDERES	57
3.3.1. Incrementales	57
3.3.1.1. Encoder rotativo <i>ACCU-CODER FV00264</i>	59
3.3.1.2. Encoder lineal <i>Fagor EXA-TA+L2RX</i>	59
3.3.2. Absolutos	60
<b>4. SOFTWARE</b>	<b>63</b>
4.1. LINUXCNC	63
4.1.1. Conceptos básicos	63
4.1.2. Tarjeta electrónica <i>Motenc-Lite</i>	64
4.2. PROGRAMACIÓN	65
4.2.1. Obtención de datos brutos	65
4.2.2. Tratamiento de datos con <i>Matlab</i>	69
4.2.2.1. Filtro paso bajo	70
4.2.2.2. Operaciones con datos filtrados. Deslizamiento	76
4.2.2.3. Espectro de frecuencias	78

<b>5. MONTAJE</b>	<b>79</b>
5.1. MODIFICACIONES EN EL BANCO DE ENSAYOS Y CALIBRACIÓN	79
5.2. CONEXIONES Y ESQUEMAS	81
<b>6. ENSAYOS</b>	<b>87</b>
6.1. COMPROBACIONES DE FUNCIONAMIENTO	87
6.1.1. Validación de las células de carga	87
6.1.2. Primera puesta en marcha. Ajuste de encoder	89
6.2. COMPROBACIONES TEÓRICAS	94
6.2.1. Deslizamiento	94
6.2.2. <i>Hunting</i> . Longitud de onda de Klingel. Conicidad equivalente	100
6.2.3. Oscilación longitudinal	108
6.3. ENSAYOS GENERALES	114
6.3.1. Múltiples aceleraciones	114
6.3.2. Velocidad muy alta	118
<b>7. CONCLUSIONES</b>	<b>121</b>
<b>PLANIFICACIÓN</b>	<b>123</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>125</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

### 1. INTRODUCCIÓN

Figura 1.1. Sistema dinámico tipo <i>roller rig</i> .	15
---	----

### 2. COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LOS VEHÍCULOS FERROVIARIOS

Figura 2.1. <i>Wheelset</i> de eje rígido sobre carriles y <i>bogie</i> de tren sobre carriles.	19
Figura 2.2. Zonas de contacto simétricas (arriba) y asimétricas (abajo).	20
Figura 2.3. Zonas de contacto rueda-carril en condiciones normales y con desgaste.	21
Figura 2.4. Movimiento de un <i>wheelset</i> .	21
Figura 2.5. Irregularidades en la vía.	22
Figura 2.6. Rodadura con deslizamiento.	23
Figura 2.7. Fuerzas de reacción normales en la zona de contacto.	25
Figura 2.8. Zonas de adherencia y deslizamiento (elipses) a velocidad constante.	26
Figura 2.9. Límites de estabilidad e inestabilidad del desplazamiento lateral ( <i>tracking error</i> ) en función de la velocidad de avance del vehículo.	29
Figura 2.10. Velocidades críticas en función de la conicidad y la amortiguación.	30
Figura 2.11. Sustitución de carril por rueda.	38
Figura 2.12. Comparativa carriles y rodillos.	39
Figura 2.13. Velocidad crítica.	39
Figura 2.14. Diámetro de los rodillos.	40
Figura 2.15. Dependencia de la velocidad crítica con diferentes parámetros.	41
Figura 2.16. <i>Roller Rig</i> completo en el Centrol Aeroespacial Alemán (DLR).	42
Figura 2.17. Vista inferior del <i>bogie</i> . Estructura, armario, motor y ejes-vía.	43
Figura 2.18. Sensores. Motor eléctrico y sistema de transmisión.	44

### 3. INSTRUMENTACIÓN

Figura 3.1. Distribución normal generalizada.	46
Figura 3.2. Curva de histéresis.	47
Figura 3.3. Tensión de salida frente a resistencia variable (I).	47
Figura 3.4. Tensión de salida frente a resistencia variable (II).	48
Figura 3.5. Puente de <i>Wheatstone</i> .	48
Figura 3.6. Sensibilidad en función de la deformación.	49
Figura 3.7. Sensibilidad en función de la relación de resistencias.	49
Figura 3.8. Tensión de salida y error de linealidad de diferentes configuraciones del puente de <i>Wheatstone</i> con alimentación mediante fuente de tensión constante.	50
Figura 3.9. Tensión de salida real y linealizada.	50
Figura 3.10. Tensión de salida y error de linealidad de diferentes configuraciones del puente de <i>Wheatstone</i> con alimentación mediante fuente de corriente constante.	51
Figura 3.11. Linealizaciones del puente de <i>Wheatstone</i> .	51
Figura 3.12. Curva tensión-deformación típica de un material sólido.	52
Figura 3.13. Galga de hilo y galga foto-impresa.	53
Figura 3.14. Deformaciones por efecto de la temperatura en galgas con y sin compensación.	55
Figura 3.15. Configuración de 3 hilos del puente de <i>Wheatstone</i> .	55
Figura 3.16. Modo de trabajo de las galgas extensiométricas.	56

Figura 3.17. Colocación de las galgas en una célula de carga.	56
Figura 3.18. Células de carga “Utilcell 0.6”.	57
Figura 3.19. Encoder rotativo incremental: sistema y disco.	58
Figura 3.20. Señales incrementales A, B, Z.	58
Figura 3.21. Encoder angular “ACCU-CODER FV00264”.	59
Figura 3.22. Encoder lineal “Fagor EXA-TA+L2RX” y conector DB15 VGA.	60
Figura 3.23. Encoder rotativo absoluto: sistema y disco.	61
<b>4. SOFTWARE</b>	
Figura 4.1. Tarjetas electrónicas “Motenc Lite pn 7541” y “Termination Board pn 7525”.	65
Figura 4.2. Datos célula de carga y encoder rotativo.	68
Figura 4.3. Visualización instantánea de la herramienta <i>Halscope</i> .	69
Figura 4.4. Sumas parciales de <i>Fourier</i> en torno a la función $f(t)$ .	71
Figura 4.5. Filtro paso bajo de primer orden.	72
Figura 4.6. Señales original, filtrada e ideal.	72
Figura 4.7. Diagramas de Bode: filtro FIR y filtro IIR.	74
Figura 4.8. Diagrama de Boda: filtro IIR <i>Butterworth</i> paso bajo de orden 5.	75
Figura 4.9. Señales original y filtrada.	75
Figura 4.10. Retraso individual (en muestras).	76
Figura 4.11. Señales original, filtrada y filtrada corregida.	76
Figura 4.12. Velocidad en el punto de contacto.	77
Figura 4.13. Deslizamiento a partir de velocidades filtradas.	78
<b>5. MONTAJE</b>	
Figura 5.1. Instalación de las células de carga (antes y después).	79
Figura 5.2. Calibración del banco de ensayos.	80
Figura 5.3. Calibración de las células de carga y alineación vertical de los ejes.	80
Figura 5.4. Numeración de sensores.	81
Figura 5.5. Conector RJ-45. Configuración RJ-45 TIA-568B. Tipos de cables <i>Ethernet</i> .	82
Figura 5.6. Conector VGA DB15 y conector RJ-45 H-H.	82
Figura 5.7. Conexión soldada de los cables de las células de carga.	83
Figura 5.8. Conexión entre los cables de las células de carga y los pines ACD y DAC.	84
Figura 5.9. Esquema de conexionado Tarjeta 1.	85
Figura 5.10. Esquema de conexionado Tarjeta 2.	86
<b>6. ENSAYOS</b>	
Figura 6.1. Validación de célula de carga.	88
Figura 6.2. Validación de célula de carga (ampliación).	88
Figura 6.3. Datos brutos (eje trasero).	89
Figura 6.4. Datos brutos (eje delantero).	90
Figura 6.5. Datos brutos (giro de <i>yaw</i> y desplazamiento lateral).	91
Figura 6.6. Deslizamiento en el eje trasero.	91
Figura 6.7. Deslizamiento en el eje delantero.	92
Figura 6.8. Giro de <i>yaw</i> y desplazamiento lateral.	92
Figura 6.9. Tensión de las células de carga.	93
Figura 6.10. Tensión de las células de carga (ampliación del traqueteo).	94
Figura 6.11. Perfiles de vía y <i>wheelset</i> en el punto de contacto nominal.	95
Figura 6.12. Deslizamiento en el eje trasero (1°).	96

Figura 6.13. Deslizamiento en el eje delantero (1°).	97
Figura 6.14. Deslizamiento en el eje trasero (2°).	97
Figura 6.15. Deslizamiento en el eje delantero (2°).	98
Figura 6.16. Deslizamiento en el eje trasero (3°).	99
Figura 6.17. Deslizamiento en el eje delantero (3°).	100
Figura 6.18. Giro de <i>yaw</i> y desplazamiento lateral (1°).	101
Figura 6.19. Giro de <i>yaw</i> y desplazamiento lateral (2°).	103
Figura 6.20. Giro de <i>yaw</i> y desplazamiento lateral (3°).	104
Figura 6.21. Espectro de frecuencias ( <i>hunting</i> ) (3°).	104
Figura 6.22. Giro de <i>yaw</i> y desplazamiento lateral (4°).	105
Figura 6.23. Espectro de frecuencias ( <i>hunting</i> ) (4°).	105
Figura 6.24. Giro de <i>yaw</i> y desplazamiento lateral (5°).	106
Figura 6.25. Espectro de frecuencias ( <i>hunting</i> ) (5°).	107
Figura 6.26. Tensión en las células de carga (1°).	109
Figura 6.27. Tensión en las células de carga (2°).	110
Figura 6.28. Espectro de frecuencias (2°).	111
Figura 6.29. Tensión en las células de carga (3°).	112
Figura 6.30. Espectro de frecuencias (3°).	112
Figura 6.31. Tensión en las células de carga (4°).	113
Figura 6.32. Espectro de frecuencias (4°).	113
Figura 6.33. Deslizamiento (múltiples aceleraciones).	116
Figura 6.34. Giro de <i>yaw</i> y desplazamiento lateral (múltiples aceleraciones).	116
Figura 6.35. Células de carga (múltiples aceleraciones).	117
Figura 6.36. Espectro de frecuencias (células de carga) (múltiples aceleraciones).	117
Figura 6.37. Deslizamiento (velocidad muy alta).	119
Figura 6.38. Giro de <i>yaw</i> y desplazamiento lateral (velocidad muy alta).	119
Figura 6.39. Células de carga (velocidad muy alta).	120





## ÍNDICE DE TABLAS

---

### 2. COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LOS VEHÍCULOS FERROVIARIOS

Tabla 2.1. Características banco de ensayos.	44
--	----

### 3. INSTRUMENTACIÓN

Tabla 3.1. Galga de hilo y galga foto-impresa.	53
Tabla 3.2. Características generales de galgas extensiométricas.	53
Tabla 3.3. Sistemas decimal, binario y <i>Gray</i> .	61

### 4. SOFTWARE

Tabla 4.1. Especificaciones Filtro IIR <i>Butterworth</i> .	74
---	----

### 5. MONTAJE

Tabla 5.1. Sensores.	81
Tabla 5.2. Correspondencia cables-pines (encoder rotativo).	82
Tabla 5.3. Correspondencia cables-pines (encoder lineal).	83
Tabla 5.4. Correspondencia cables (células de carga).	83
Tabla 5.5. Correspondencia cables-pines (células de carga).	84

### PLANIFICACIÓN

Tabla I. Recopilación de actividades realizadas.	125
Tabla II. Planificación del proyecto (diagrama de <i>Gantt</i> ).	126



## 1. INTRODUCCIÓN

---

Este proyecto se desarrolla durante la primavera de 2017 como Trabajo de Fin de Grado del Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales de la E.T.S.I.I.T. de la Universidad Pública de Navarra.

El objetivo principal de este Trabajo de Fin de Grado es la implementación de sensores en un banco de ensayos para un *roller rig* de tren a escala y la parametrización de las variables más importantes, obtenidas a través de los mismos.

Se desarrolla un sistema de adquisición de datos en tiempo real (Figura 1.1.) y se realizan una serie de ensayos para comprobar la adecuación teórico-práctica del modelo. Con los datos obtenidos se efectúan, posteriormente, los cálculos y análisis pertinentes.

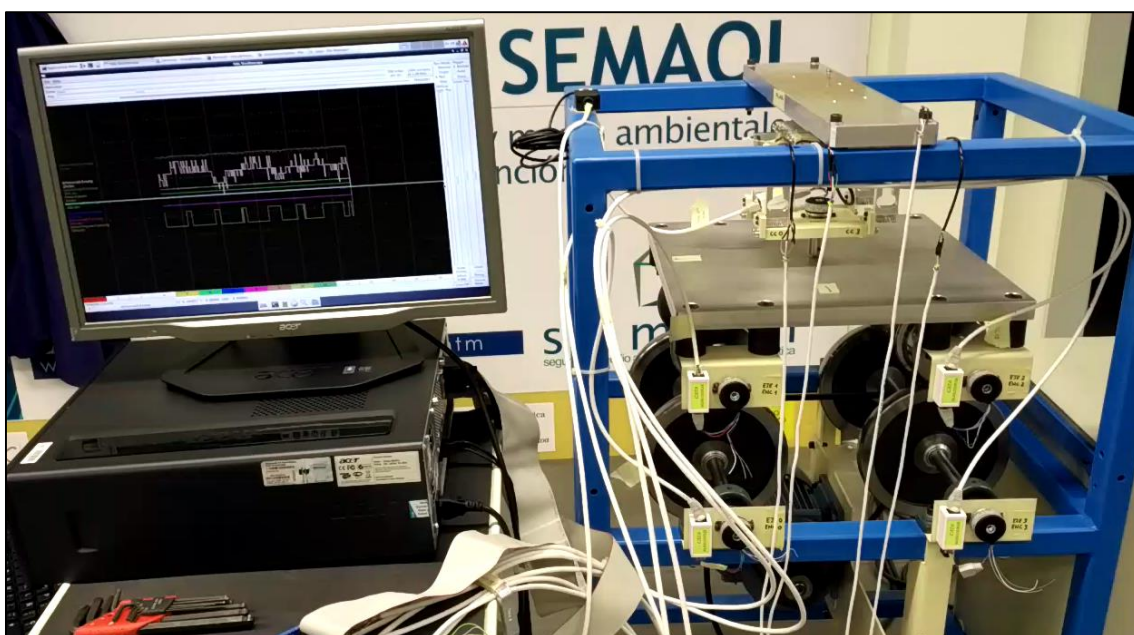


Figura 1.1. Sistema dinámico tipo *roller rig*. Fotografía.

### 1.1. MOTIVACIÓN

---

El transporte, en general, y el ferroviario en particular, es un medio fundamental para el desarrollo económico y tecnológico de una sociedad y ha demostrado ser un medio altamente fiable tanto para el transporte de personas como de mercancías.

Los recursos naturales, los medios de producción y los núcleos de población se encuentran muy alejados entre sí, y es el transporte lo que permite interconectar estos agentes. Una red ferroviaria mallada, que permita un intercambio a nivel local, nacional e internacional de mercancías y personas, contribuye a un desarrollo económico paritario de la sociedad en conjunto. En las últimas décadas, la aparición de redes de alta velocidad ha supuesto un gran impacto sobre la globalización, en tanto que facilita un flujo continuo, rápido y eficiente de personas, facilitando las transacciones comerciales entre distintas regiones.

El estudio del comportamiento dinámico de los vehículos ferroviarios continúa siendo, a día de hoy, uno de los pilares en la evolución de la red de transporte. La mejora en los materiales y

en los diseños, la proliferación de los sistemas de automatización y control, o el aumento de velocidad en los programas de cálculo y procesamiento de datos, constituyen avances tecnológicos que permiten mejorar la estabilidad, el confort de la marcha y aumentar la velocidad, la capacidad de carga y, sobretodo, la seguridad.

Desde la universidad, la experimentación y estudio con maquetas o bancos de ensayo permite contribuir a la mejora de los sistemas ferroviarios y abrir nuevas vías de comunicación, integrando los últimos avances tecnológicos en todas las áreas: mecánica, materiales, automatización, control o telecomunicaciones.

### 1.2. OBJETIVOS

---

En este proyecto se analiza el comportamiento de un *bogie* de tren a escala en un banco de ensayos. Dividiendo el trabajo en etapas, se desarrollan las siguientes actividades, que constituyen en sí mismas objetivos parciales.

- Estudio del funcionamiento de los **sensores** y las señales que generan para poder actuar en consecuencia cuando aparecen problemas.
- Instalación de sensores (encoderes y células de carga), cuyas señales serán extraídas en un ordenador. Conexión y cableado de los sensores y las tarjetas electrónicas.
- Introducción al **lenguaje de programación HAL**, mediante el cual se controlan las señales de las tarjetas electrónicas.
- Creación de programas y *scripts* de prueba para verificar progresivamente las señales y la respuesta de los sensores. Avance en la programación para hacer más sencillo el programa.
- Estudio básico del funcionamiento y **comportamiento de un bogie**. Análisis de las posibilidades del banco de ensayos para realizar las pruebas de comportamiento dinámico.
- **Modificación de piezas** del banco de ensayos. Instalación de nuevas células de carga.
- **Procesamiento de los datos** con *Matlab/Octave*. Filtrado de señales. Espectro de frecuencias.
- Ajuste del banco de ensayos: **calibración y validación** de las células de carga.
- Realización de **ensayos**. Focalización en las diferentes cuestiones teóricas. Ensayos generales.
- Presentación de resultados: comprobaciones teóricas. Conclusiones.

En la redacción de esta memoria se han clasificado los capítulos siguiendo un orden lógico de presentación de los conceptos y las tareas realizadas. Se introduce una visión global del conjunto, seguida por la profundización en las distintas partes que lo componen. Posteriormente, se llevan a cabo una serie de ensayos y sus subsecuentes análisis. Para finalizar, se comparan los resultados experimentales con las proposiciones teóricas y se extraen conclusiones acerca de los mismos y del trabajo realizado en conjunto.

### 1.3. ANTECEDENTES

---

Anteriormente a la realización del presente trabajo se diseñó y construyó un banco de ensayos para un *bogie* de tren a escala (*roller rig*), que supuso el Proyecto de Fin de Carrera de un alumno de la Universidad Pública de Navarra. [1]

Dicho prototipo, con el que se realiza el trabajo, se encuentra en la Sala IMAC, siglas del grupo de investigación Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional, perteneciente al Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales de la Universidad Pública de Navarra. En consecuencia, dadas las necesidades tecnológicas, la mayor parte de las labores se han llevado a cabo en dicho lugar.

Este Trabajo de Fin de Grado se desarrolla en el marco del Programa INNPACTO, dentro del Proyecto EUROCVIS, trabajo que continúa realizando a día de hoy el grupo de investigación IMAC de la Universidad Pública de Navarra. En líneas generales, dicho programa está basado en el desarrollo de un modelo multicuerpo para monitorizar diferentes parámetros de un tren. En particular, cabe destacar la importancia de identificar y estudiar las fuerzas del contacto rueda-carril.

Las características del *roller rig* se presentan, con más detalle, en el apartado 2.4.2. Este es el punto de partida y lo que delimita, en parte, las posibilidades del trabajo a realizar.



## 2. COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LOS VEHÍCULOS FERROVIARIOS

En este capítulo se describe el comportamiento dinámico de los vehículos ferroviarios y su adaptación en el banco de ensayos. Posteriormente, se recogen las características principales que comparten los bancos de ensayos en la industria ferroviaria, así como las particularidades del banco utilizado para la realización de este trabajo.

### 2.1. CONCEPTOS BÁSICOS

Existen muchas variables para modelar y determinar el movimiento real de un *bogie* y de un vehículo ferroviario. En este trabajo se van a analizar algunas de ellas, las más directas y sencillas de obtener, dadas las limitaciones que supone la forma de medirlas o debido a las características del banco de ensayos disponible. Se definen a continuación algunos conceptos básicos para la posterior comprensión del texto, así como nomenclatura específica del argot ferroviario.

- **Rueda:** disco asimétrico de perfil troncocónico o cuasitroncocónico que rueda sobre los carriles. Consta de una pestaña de mayor diámetro que evita el descarrilamiento al rozar con la cara interna de los carriles.
- **Carril:** pieza metálica, generalmente de acero, que guía los vehículos ferroviarios. El perfil de la cabeza del carril es redondeado para optimizar las condiciones de rodadura.
- **Eje calado (*wheelset*):** conjunto formado por un par de ruedas acopladas a un eje. Existen diferentes tipos de *wheelsets*, siendo el más utilizado el de eje rígido, es decir, las ruedas y el eje son un mismo sólido; en consecuencia, la velocidad angular de las ruedas es la misma. Se define su anchura nominal,  $d$ , como la distancia entre los puntos de contacto de las ruedas.
- ***Bogie*:** estructura situada por debajo del vehículo ferroviario que aloja dos o más *wheelsets*. En general, está formado por un bastidor sobre el que se montan todos los componentes. Por ejemplo, las suspensiones, que son elementos cruciales para la estabilidad y seguridad de la marcha. El vehículo se acopla al bastidor mediante un pivote vertical que permite el giro relativo de los dos conjuntos, para facilitar el giro en el paso por curva. En vehículos pequeños, los *wheelsets* se acoplan directamente a la estructura del vehículo.



Figura 2.1. *Wheelset* de eje rígido sobre carriles (izquierda). *Bogie* de tren sobre carriles (derecha). [2] [3]

### 2.1.1. Conicidad

En tracción ferroviaria, se define la **conicidad** ( $k$ ) como la variabilidad en el radio de contacto de las ruedas con el carril, es decir, la inclinación del perfil de la rueda en la zona de posible contacto. También puede expresarse como la tangente del ángulo que forma la superficie tangente al contacto con la horizontal ( $k = \tan \alpha$ ). Para lograr que los vehículos ferroviarios circulen sobre los carriles sin descarrilar, el perfil de las ruedas es troncocónico o cuasitroncocónico.

La velocidad lineal de las ruedas en el punto de contacto con el carril puede, por tanto, variar. En el paso por curva, en condiciones de rodadura ideales, la velocidad lineal de la rueda interior a la curva debe ser menor que la de la rueda exterior; de otro modo el vehículo no seguiría el trazado de la vía. Sin embargo, la velocidad angular es la misma para ambas ruedas, al compartir el mismo eje. Se deduce que, cuanto menor sea el radio de curvatura de la trayectoria de la vía, más acentuada debe ser la conicidad.

En una vía recta y en comportamiento ideal, el vehículo sigue un movimiento rectilíneo, y los radios de rodadura de las ruedas son idénticos. Al encarar una curva, por ejemplo, a izquierdas, el *wheelset* continúa, inicialmente, la trayectoria rectilínea. Debido a la conicidad de las ruedas, la rueda interior se mueve con una velocidad lineal menor que a la que lo hace la rueda exterior.

El movimiento del vehículo queda restringido por el rozamiento lateral existente entre la rueda y el carril. Durante el paso por curva, aparecen fuerzas de rozamiento tangenciales en los puntos de contacto. Las fuerzas y momentos de inercia asociados a los elementos giratorios en general, y al vehículo ferroviario en particular, son equilibrados por las fuerzas de reacción (normales, de adherencia y de deslizamiento) que aparecen en el punto de contacto rueda-carril.

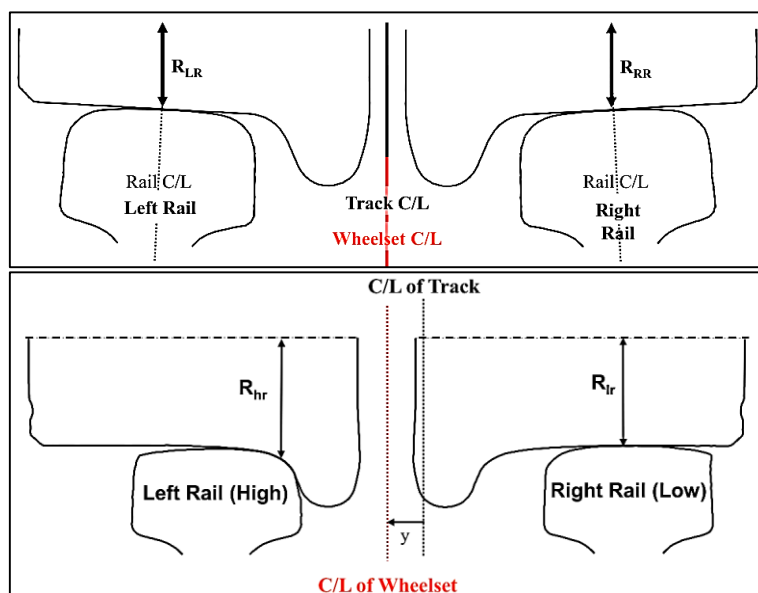


Figura 2.2. Zonas de contacto simétricas (arriba) y asimétricas (abajo). [4]

Las ruedas y carriles sufren un **desgaste** con el uso y las condiciones de contacto varían. La zona de contacto aumenta y el perfil de la rueda deja de ser troncocónico. Las condiciones de rodadura no son idóneas y es necesario cambiar las ruedas o los carriles. (Figura 2.3).

Aquí radica la importancia de modelar las fuerzas de contacto.



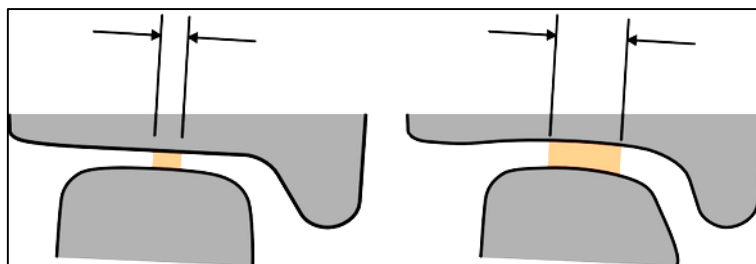


Figura 2.3. Zonas de contacto rueda-carril en condiciones normales (izquierda) y con desgaste (derecha). [5]

El perfil de las ruedas y de los carriles ha evolucionado de forma paralela a las diferentes teorías que modelizan el contacto rueda-carril. El radio de contacto continúa, evidentemente, siendo decreciente hacia el exterior de la rueda, pero la conicidad óptima ha dejado de lineal.

### 2.1.2. Movimiento característico: oscilación de *hunting*

Considerando los carriles como cuerpos rígidos, un *wheelset* tiene dos grados de libertad que definen el movimiento particular de los vehículos ferroviarios [5]:

- **Desplazamiento lateral (*tracking error*)**, denotado por  $y$
- **Giro acimutal o desviación angular (*yaw*)**, denotado por  $\theta$

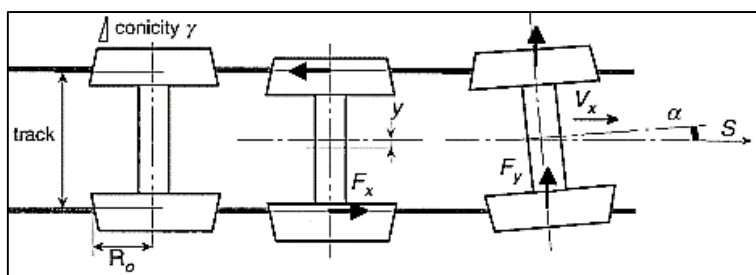


Figura 2.4. Movimiento de un *wheelset*. [5]

En el movimiento ideal de un vehículo sobre una vía recta no se generan desplazamientos laterales ni giros. En esta situación, los ejes de la vía y el vehículo están alineados y las ruedas tienen la misma velocidad lineal en sus puntos de contacto.

No obstante, en vías rectas, el *wheelset* oscila, en un movimiento natural, en torno al eje central de las vías. La oscilación se intensifica debido a irregularidades en la geometría de las ruedas (desgaste) y los carriles, los cuales no son absolutamente lisos ni simétricos. (Figura 2.5.). Además, también pueden influir las **fuerzas inerciales** del vehículo, de magnitud no despreciable a velocidades elevadas [6, cap. 3].

- **Ancho de vía (*gauge o gage*)**: distancia horizontal entre los carriles, medida entre los puntos interiores a la cabeza de los carriles.
- **Eje de alineación de vía (*alignment*)**: distancia media de las posiciones laterales de dos carriles. También se nombra como línea central.
- **Nivelación transversal (*cross level*)**: diferencia entre las elevaciones de los carriles con respecto al plano horizontal
- **Superficie de perfil vertical (*vertical surface profile*)**: elevación media de los dos carriles con respecto al plano horizontal.

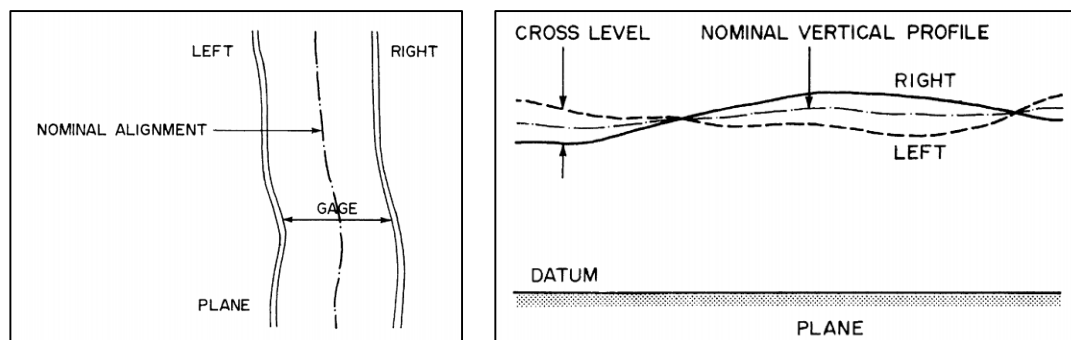


Figura 2.5. Irregularidades en la vía. [6]

Las variaciones de la alineación de la vía y de la nivelación transversal representan las principales causas de vibración lateral en vehículos ferroviarios en régimen de funcionamiento estable, mientras que el perfil vertical apenas influye en la dinámica del movimiento. El ancho de vía sí juega un papel crítico en los **análisis de estabilidad**.

Esta oscilación, característica de los vehículos ferroviarios, es estable para un rango considerable de velocidades. La capacidad del *wheelset* para alcanzar el equilibrio, esto es, **auto-centrarse**, surge del perfil troncocónico (o cuasitroncocónico) de la rueda. La combinación dinámica del desplazamiento lateral con el giro acimutal genera un movimiento denominado **hunting**, el cual se estudia en subsecuentes apartados.

Sin embargo, conforme aumenta la velocidad, y si la conicidad de la rueda es elevada, tanto el movimiento lateral del *wheelset* como el movimiento asociado del *bogie* y el vehículo pueden provocar oscilaciones de gran amplitud, con una longitud de onda bien definida. La velocidad de avance del vehículo a partir de la cual tiene lugar este fenómeno se denomina **velocidad crítica de hunting**.

En resumen, la caracterización de los movimientos del *wheelset* según sus dos grados de libertad permite determinar la velocidad crítica de *hunting*, la cual depende, principalmente, de la geometría y grado de conicidad de la rueda.

## 2.2. EL CONTACTO RUEDA-CARRIL

### 2.2.1. Condiciones de rodadura

La mecánica clásica permite caracterizar el movimiento relativo entre dos cuerpos en contacto según las siguientes condiciones de contorno.

- **Sin deslizamiento (ideal)**

Un sólido de revolución que únicamente desliza sobre una superficie, se está trasladando y todas sus partículas tienen la misma velocidad de traslación; se trata de un movimiento de deslizamiento puro. En esta situación, la fuerza tangencial existente es inferior al límite de fricción, a partir del cual comienza a haber rodadura.

Un sólido de geometría 'rodante', por ejemplo, un disco, rueda sobre una superficie sin deslizar. Las partículas de la superficie del disco entran en contacto con el suelo de forma sucesiva. En el momento de contacto, estas partículas tienen la misma velocidad que el suelo. Por lo tanto, las partículas pasan por un momento instantáneo de reposo respecto al

suelo en el momento del contacto, y el desplazamiento global del centro de masas del disco se corresponde con la trayectoria descrita por esas partículas. Estas condiciones se denominan ‘condiciones de rodadura’.

Desde otro punto de vista, si el disco rueda sobre el plano con velocidad  $v = \omega R$  sin deslizamiento, el disco gira en torno a un eje que pasa por el punto de contacto, que se encuentra instantáneamente en reposo. La rodadura se produce gracias al rozamiento estático que ejerce el suelo sobre el disco y no hay existe disipación de energía mecánica, por lo que, en esta situación, la energía mecánica se conserva.

▪ **Con deslizamiento**

La combinación de rotación y traslación del disco se trata de rodadura con deslizamiento: el rozamiento con el suelo es ahora cinético. Por ejemplo, un disco que rueda sobre una superficie con deslizamiento con una velocidad inicial  $v$  y sin la aplicación de fuerzas ni pares de giro externos (por ejemplo, desde un motor), ve reducida la velocidad lineal de su centro de masas debido al rozamiento cinético hasta alcanzar una velocidad constante, momento en el que se habrán alcanzado las condiciones de rodadura.

EJEMPLO: Rodadura con deslizamiento.

Un disco gira respecto de su eje con una velocidad angular  $\omega_0$  y también se traslada en el plano horizontal con una velocidad  $v_0$ . Inicialmente, parte de una superficie sin deslizamiento (punto O). A partir del punto P, la superficie tiene un rozamiento cinético asociado  $\mu_k$  y a partir del punto Q comienza a rodar sin deslizamiento. El momento de inercia del disco es  $\overline{I}_{cm}$ .

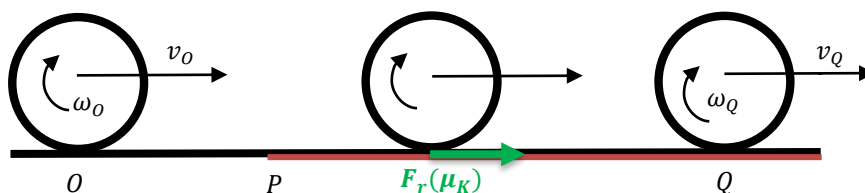


Figura 2.6. Rodadura con deslizamiento. Elaboración propia.

Por conservación del momento angular,  $H_0 = H_Q$  :

$$H_0 = \mathbf{r}_{cm} \wedge m \cdot \mathbf{v}_{cm,0} + H_{cm,0} = (Rmv_0 - I_{cm}\omega_0) \cdot \mathbf{k}$$

$$H_Q = \mathbf{r}_{cm} \wedge m \cdot \mathbf{v}_{cm,Q} + H_{cm,Q} = (Rmv_Q + I_{cm}\omega_Q) \cdot \mathbf{k}$$

de donde se obtiene

$$v_Q = \frac{mRv_0 - \frac{1}{2}mR^2\omega_0}{\frac{3}{2}mR}$$

El trabajo realizado corresponde con únicamente al rozamiento a partir de P, y es no conservativo. Se obtiene como diferencia de energías inicial y final, siendo cinética al no haber diferencia de alturas. Entre O y P no se realiza trabajo al no haber fuerzas externas que frenen el disco.

$$W_{nc} = \Delta E_c = E_{c_Q} - E_{c_O} = -F \cdot dx = -\mu_k mg \Delta x$$

$$\Delta x = \frac{\frac{3}{4}mv_Q^2 - \frac{1}{2}mv_0^2 - \frac{1}{4}mR^2\omega_Q^2}{\mu_k mg \Delta x}$$

La velocidad angular del disco es lo suficientemente elevada en comparación con la velocidad de su centro de masas como para que se den las condiciones de rodadura con deslizamiento. Por un lado,

la fuerza de rozamiento (en oposición al desplazamiento lineal) trata de acelerar linealmente el disco, pero también disminuye su velocidad angular al aplicar un par en sentido contrario a su rotación.

Entre los puntos P y Q el disco ha rodado y ha deslizado. En la rodadura de vehículos ferroviarios existen zonas de adherencia pura y de deslizamiento puro, como se verá más adelante. El trabajo realizado entre P y Q puede entenderse como el trabajo que debe suministrar la tracción ferroviaria para mantener una velocidad de avance del vehículo constante.

---

En el caso de los vehículos ferroviarios se tiene control sobre la velocidad de giro de las ruedas; considerando la rodadura con deslizamiento, la zona de contacto rueda-carril puede dividirse en una zona de adherencia (que permite la rodadura) y otra de deslizamiento. El límite de fricción que determina la aparición de cierto deslizamiento depende de las fuerzas inerciales y de rozamiento. Este deslizamiento (también denominado *pseudodeslizamiento* o *creep*) se define como la diferencia de velocidades relativas con respecto a la velocidad nominal, y tiene su componente expresada en términos de los ejes ortogonales de referencia tangentes al punto de contacto.

*Pseudodeslizamiento* longitudinal:

$$\xi_x = \frac{\text{vel longitudinal real} - \text{vel longitudinal de rodadura pura}}{\text{vel longitudinal global}} \quad (2.1)$$

*Pseudodeslizamiento* lateral:

$$\xi_y = \frac{\text{vel lateral real} - \text{vel lateral de rodadura pura}}{\text{velocidad lateral global}} \quad (2.2)$$

*Pseudodeslizamiento* de rotación:

$$\xi_{sp} = \frac{\text{velocidad de giro (sólido 1)} - \text{velocidad de giro (sólido 2)}}{\text{velocidad nominal de rotación}} \quad (2.3)$$

En la realidad, la mayoría de los cuerpos son, en cierto modo, elásticos, de manera que el contacto entre dos cuerpos tendrá asociado algún *pseudodeslizamiento*.

### 2.2.2. Esfuerzos en el contacto rueda-carril

El sistema de rodadura del transporte ferroviario es guiado, es decir, el desplazamiento de las ruedas queda restringido por la situación de los carriles. Se diseñan los perfiles de los carriles y las ruedas para que el vehículo pueda girar en las curvas causando el menor perjuicio posible a las piezas y los materiales, y favoreciendo la seguridad y el confort de la marcha.

El contacto entre la rueda y el carril provoca tensiones y deformaciones muy variables en ambos cuerpos, debidos al estrés generado en las superficies. Las fuerzas de reacción normal debido a la circulación del vehículo sobre el carril son variables debido a la geometría de la rueda. (Figura 2.7.).

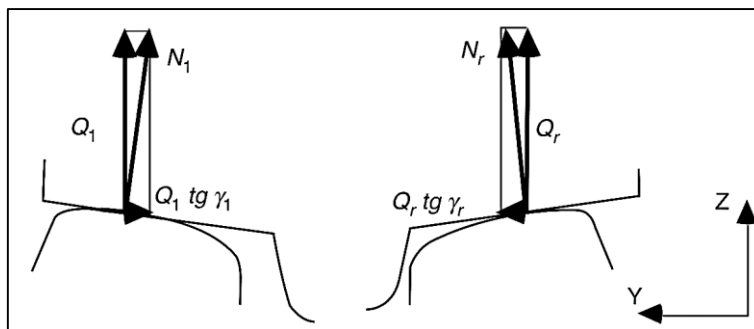


Figura 2.7. Fuerzas de reacción normales en la zona de contacto. [5]

El estudio del contacto rueda-carril es complejo al tratarse de un punto de elevada concentración de tensiones:

- El ‘*patch*’ que produce la rueda en el carril es objeto de estudio y existen diferentes teorías que modelan las fuerzas normales y tangenciales que aparecen en la rodadura.
- El perfil cónico de las ruedas resulta ser un amplificador mecánico de los efectos adversos que suceden sobre un *wheelset*, además de permitir cierto deslizamiento lateral.
- Las superficies de contacto son similares a las que se pueden encontrar en rodamientos de bolas o cilindros, pero con el problema adicional de que no existe ninguna protección contra el polvo, lluvia o piedras de mayor o menor tamaño.

El primer paso en el análisis del contacto rueda-carril es establecer la zona, tamaño y forma de la ‘*patch*’ de contacto. En vías rectas, el movimiento ideal del vehículo es rectilíneo, y el contacto entre las pestañas de las ruedas y los carriles ocurre, en todo caso, en el paso por curva. La interacción rueda-carril está formada por una elevada distribución de presiones sobre una superficie horizontal muy reducida. En la zona de contacto existen fuerzas normales y fuerzas tangenciales de reacción que equilibran los momentos y fuerzas de inercia globales del vehículo.

A continuación, se presentan someramente dos teorías que han marcado el desarrollo de los vehículos ferroviarios: la teoría de Hertz, que modela la distribución de presiones normales en la zona de contacto, y la teoría de Kalker, que describe las acciones tangenciales. [5, cap. 4] [6, cap. 4] [7, cap. 2] [8]

#### ▪ El contacto Normal

La teoría clásica que describe las condiciones de rodadura fue desarrollada por Hertz hacia 1882. Proporciona herramientas para un cálculo aproximado de la distribución de presiones, no demasiado alejado de la realidad.

Hertz demostró que, si dos cuerpos de revolución no infinitamente rígidos, con radios de curvatura elevados (en comparación con la superficie de contacto) y constantes, se encuentran presionados entre sí, entonces el contacto entre ellos es una huella elíptica, puede considerarse una superficie plana, y la distribución de presiones queda definida por medio elipsoide.

Estableció un método para el cálculo de los semiejes de dicha elipse y la distribución de presiones a lo largo y ancho de la zona de contacto. La teoría de Hertz queda estrictamente restringida a superficies sin rozamiento y a sólidos perfectamente elásticos.

Aun así, proporciona un importante punto de partida para la mayoría de problemas de contacto.

El proceso de cálculo de la distribución de presiones en la elipse es iterativo, a partir de una carga normal sobre el punto de contacto, y finalmente halla la distribución de carga adecuada. Si, durante la rodadura, el radio de curvatura varía lentamente con la posición, entonces la huella de contacto es muy similar a una elipse. Sin embargo, si los radios de curvatura son muy variables, como sucede con el particular movimiento de *hunting*, la huella que produce el contacto no es lo suficientemente elíptica como para que el método de Hertz produzca buenos resultados. Cualquier contacto no elíptico ni cuasi-elíptico se denomina, en general, contacto *no-Hertziano*.

▪ **El contacto Tangencial – teoría lineal de Kalker**

El centro de la superficie de contacto es el punto sobre el que se aplican las fuerzas tangenciales, que pueden ser longitudinales (de tracción o frenado,  $F_x$ ) y laterales (de dirección o parásitas,  $F_y$ ). Definir la distribución de estas fuerzas es el importante para comprender y actuar consecuentemente sobre la estabilidad y el comportamiento dinámico característico de un *wheelset*.

El primer modelo teórico que describía el contacto tangencial fue desarrollado por *Carter* en Estados Unidos. Posteriormente, *Johnson y Vermeulen*, en el Reino Unido y *Kalker* en Holanda sentaron las bases de un modelo más exacto. La teoría de *Johnson y Vermeulen* explica el contacto rueda-carril como zonas elípticas de adherencia y de *pseudodeslizamiento*, pero no considera el deslizamiento de rotación.

En 1967, *Kalker* desarrolla la **teoría lineal de Kalker**, basada en la hipótesis de que, para *pseudodeslizamientos* ( $\xi_x, \xi_y, \xi_{sp}$ ) muy pequeños, el área efectiva de deslizamiento es despreciable frente al área de contacto total. Por lo tanto, es posible considerar que la zona de adherencia abarca toda el área de contacto.

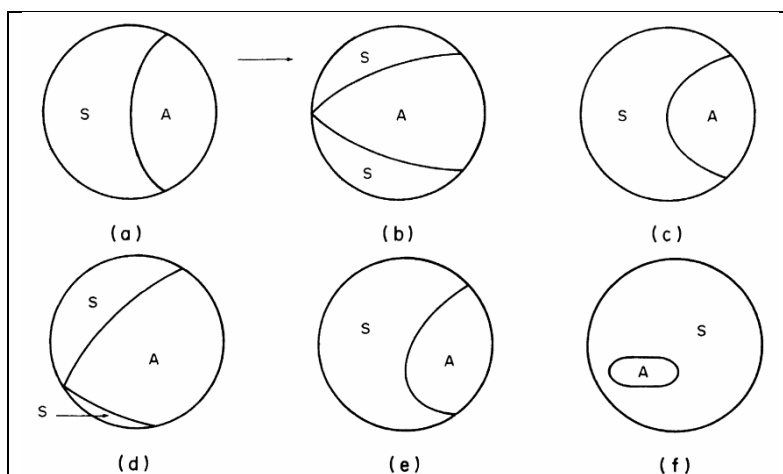


Figura 2.8. Zonas de adherencia y deslizamiento (elipses) a velocidad constante.

- (a) deslizamiento puro:  $\xi_{sp} = 0$ ; (b) rotación pura:  $\xi_x = \xi_y = 0$ ;
- (c) deslizam. lateral con rotación:  $\xi_x = 0$ ; (d) deslizam. longitudinal con rotación:  $\xi_y = 0$ ;
- (e) caso general: elipse distorsionada; (f) rotación pura (valor muy grande). [5]

El comportamiento elástico de las partículas implicadas en el contacto rueda-carril es muy particular. Suponiendo el avance del vehículo con velocidad constante y con condiciones de contorno invariables, se obtiene una huella de contacto constante. Desde el

punto de vista de un observador situado en dicha huella, cuando las partículas (de ambos sólidos) entran en el área de contacto, lo hacen por el borde de ataque. En este instante inicial, no existe adherencia. En el siguiente instante, las partículas ya se encuentran en la zona de adherencia y, mientras se encuentran en esta área, tiene lugar la rodadura pura. Después, las partículas salen de la zona de adherencia y entran en la zona de deslizamiento; así, deslizan en este intervalo porque las fuerzas son inferiores al límite de fricción. Finalmente, las partículas salen de la zona de deslizamiento. Desde otro punto de vista, las partículas implicadas en el contacto traccionan el vehículo mientras discurren por la zona de adherencia; y deslizan, a pesar del contacto, mientras discurren por la zona de deslizamiento.

La teoría establece la siguiente relación lineal entre las fuerzas tangenciales, momento acimutal y los *pseudodeslizamientos*:

$$F_x = -f_{33}\xi_x \quad (2.4)$$

$$F_y = -f_{11}\xi_y - f_{12}\xi_{sp} \quad (2.5)$$

$$M_z = f_{12}\xi_y - f_{22}\xi_{sp} \quad (2.6)$$

donde  $\xi_x$ ,  $\xi_y$  y  $\xi_{sp}$  : *pseudodeslizamientos* presentados en el apartado 2.2.1,  
 $F_x$ ,  $F_y$  y  $M_z$  : las fuerzas y momento asociados a los *pseudodeslizamientos*  
 $f_{11}$ ,  $f_{12}$ ,  $f_{22}$ ,  $f_{33}$ : coeficientes de *pseudodeslizamiento* definidos por Kalker

Los coeficientes de *pseudodeslizamiento*:

$$f_{11} = (a \cdot b) \cdot G \cdot C_{22} \quad (2.7)$$

$$f_{12} = (a \cdot b)^{3/2} \cdot G \cdot C_{23} \quad (2.8)$$

$$f_{22} = (a \cdot b)^2 \cdot G \cdot C_{33} \quad (2.9)$$

$$f_{33} = (a \cdot b) \cdot G \cdot C_{11} \quad (2.10)$$

donde  $a$  y  $b$  : semiejes de la elipse de contacto,  
 $C_{11}$ ,  $C_{22}$ ,  $C_{23}$ ,  $C_{33}$  : coeficientes de deslizamiento y de rotación, valores tabulados dependientes del módulo de rigidez combinado (o transversal)  $G$  y del coeficiente de Poisson combinado  $\nu$  para los materiales que intervienen en el contacto rueda-carril.

El módulo de rigidez combinado  $G$  y el coeficiente de Poisson combinado  $\sigma$  son, a su vez, función de

$G_w$  : módulo de rigidez del material de contacto de la rueda,  
 $G_R$  : módulo de rigidez del material de contacto del carril,  
 $\sigma_w$  : coeficiente de Poisson del material de contacto de la rueda,  
 $\sigma_R$  : coeficiente de Poisson del material de contacto del carril.

$$G = \frac{2G_w + G_R}{G_w + G_R} \quad (2.11)$$

$$\sigma = \frac{G \cdot (G_w \cdot \sigma_R + G_R \cdot \sigma_w)}{2 \cdot G_w \cdot G_R} \quad (2.12)$$

### ▪ El contacto Tangencial – teoría simplificada (no lineal) de Kalker

Cuando los *pseudodeslizamientos* no sean despreciables, en cuyo caso no es posible aplicar la teoría lineal, el análisis del contacto rueda-carril requiere de la resolución numérica asistida por ordenador, con un coste computacional muy elevado.

Los efectos del *pseudodeslizamiento* de rotación  $\xi_{sp}$  son muy significativos cuando entran en contacto la pestaña de la rueda y el carril. Kalker desarrolló dos teorías para incorporar estos efectos: la teoría exacta y la teoría simplificada, basada en la primera.

La teoría simplificada de Kalker despreja los efectos del deslizamiento de rotación  $\xi_{sp}$ , y obtiene la distribución de fuerzas a partir de la carga efectiva normal en el punto de contacto. La rueda y el carril son considerados cuerpos rígidos, y la interacción entre ellos se modela a partir de uniones elásticas (muelles) en distintos puntos de la elipse. A pesar de estas simplificaciones, se obtienen unos resultados similares a los obtenidos mediante la teoría exacta, pero el tiempo de computación requerido es del orden de 100 veces menor.

Una vez establecidas las bases teóricas del contacto rueda-carril es posible realizar un análisis completo del comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario. Los análisis de estabilidad de un *bogie* de dos *wheelsets* y del *hunting* se acometieron en un primer momento como un problema lineal y, posteriormente, como un problema no lineal. El avance en programación y software específico permitió finalmente resolver el problema real considerando tanto las linealidades como las no linealidades.

## 2.3. ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO

---

### 2.3.1. Estabilidad lateral. *Hunting*

La expresión *hunting* ('cazar') surgió para describir cómo un sistema trata de alcanzar el equilibrio por sí solo. El *hunting* comenzó a estudiarse a finales del siglo XIX, cuando las velocidades eran lo suficientemente elevadas como para que aparecieran **oscilaciones inestables**. No fue hasta la década de 1960 cuando proliferaron investigaciones acerca de trenes de levitación magnética para alcanzar mayores velocidades. Al mismo tiempo, se introdujeron mejoras en los sistemas de suspensión, lo cual permitió alcanzar mayores velocidades. Como resultado de estas investigaciones, la mayoría de trenes de alta velocidad todavía utilizan ruedas de acero, en lugar de tecnologías más avanzadas.

Recordando la definición del movimiento de *hunting*, es la oscilación propia del *wheelset* alrededor de su posición de equilibrio. Este balanceo es característico de los vehículos ferroviarios por la conicidad de las ruedas, de la cual depende la estabilidad direccional del vehículo sobre la vía. **El *hunting* surge de la interacción entre las fuerzas de adherencia (y deslizamiento) y las fuerzas inerciales.**

A causa de las fuerzas tangenciales descritas en la sección anterior (de adherencia y deslizamiento o *creep forces*), presentes en el contacto rueda-carril, el vehículo ferroviario puede estar sujeto a oscilaciones auto-excitadas. Este fenómeno se presenta cuando el vehículo se mueve sobre la vía, y sus características dependen de la velocidad de avance. [5, cap. 12]

A velocidades bajas predominan las fuerzas de adherencia; conforme aumenta la velocidad de avance, las fuerzas de inercia son equiparables a las de rozamiento. Las oscilaciones



aparecen debido a pequeñas perturbaciones, y tienden a desaparecer o a permanecer con una amplitud muy pequeña, en cuyo caso la energía es disipada por los amortiguadores.

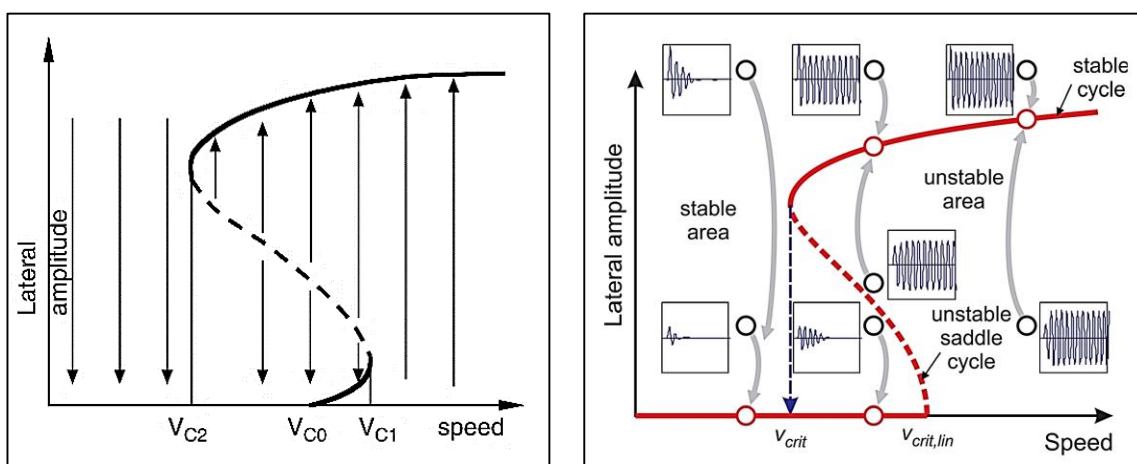
A cierta velocidad, denominada **velocidad crítica de hunting**, una perturbación similar a las anteriores da lugar a una oscilación sostenida (críticamente inestable). Por encima de esa velocidad, el movimiento se amplifica y puede llegar a ser violento, dañar el vehículo y las ruedas y provocar el descarrilamiento. Las oscilaciones son de amplitud creciente y limitadas por el choque entre las pestañas de las ruedas y la cara interna de los carriles. El movimiento es entonces totalmente inestable. Desde un punto de vista dinámico, las fuerzas de inercia “vencen” a las fuerzas de adherencia, estas no pueden equilibrarlas en el contacto rueda-carril.

En definitiva, el movimiento de *hunting* puede ser caracterizado a partir de los grados de libertad del *wheelset*, de manera que existe una frecuencia de oscilación y una amplitud asociadas a este movimiento particular, que, grosso modo, y sin realizar un análisis más exhaustivo, puede considerarse **sinusoidal**.

A continuación, se describen los efectos del peculiar movimiento de *hunting* sobre la velocidad de avance del vehículo y distintas estrategias para mejorar la **respuesta dinámica** ante las perturbaciones externas que lo provocan. [5, cap. 14]

▪ **Desplazamiento lateral (*tracking error*) y velocidad crítica de hunting**

El desplazamiento lateral es un movimiento estable o inestable en función de la velocidad. Independientemente del resto de factores, la amplitud de este desplazamiento tiene una dependencia de la velocidad muy particular. (Figura 2.9.)



**Figura 2.9.** Límites de estabilidad (línea continua) e inestabilidad (línea discontinua) del desplazamiento lateral (*tracking error*) en función de la velocidad de avance del vehículo. [5] [9]

Cuando la velocidad es inferior a  $V_{C2}$ , el sistema es siempre estable ante perturbaciones externas. Para velocidades entre  $V_{C2}$  y  $V_{C0}$ , la posición de equilibrio del sistema es estable ante perturbaciones leves e inestable ante perturbaciones fuertes, en cuyo caso tiene lugar una oscilación límite. Para velocidades entre  $V_{C0}$  y  $V_{C1}$ , la posición de equilibrio del sistema es inestable; aparecen oscilaciones proporcionales a la perturbación. Finalmente, si la velocidad es superior a  $V_{C1}$ , el sistema reacciona con oscilaciones de gran amplitud ante cualquier perturbación, caso en el que puede producirse el contacto entre las pestañas de las ruedas y los carriles.

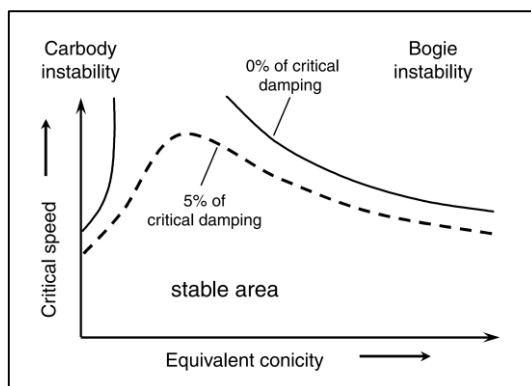
Por lo tanto,  $V_{C0}$  puede considerarse como la velocidad crítica lineal, y  $V_{C1}$  y  $V_{C2}$ , velocidades críticas no lineales. La velocidad crítica no lineal  $V_{C2}$ , a la cual aparece la primera oscilación estable, es generalmente inferior a la velocidad crítica lineal  $V_{C0}$ . En consecuencia,  $V_{C2}$  debe suponer la velocidad límite de operación de los vehículos ferroviarios.

### ▪ Influencia de los amortiguadores

La **estabilidad** del movimiento es uno de los factores más importantes del comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario. El objetivo más importante de llevar a cabo un test de estabilidad es identificar la velocidad crítica de *hunting* del vehículo.

Como se ha descrito, el movimiento de un *wheelset* y un *bogie* auto-excitados se hace inestable a partir de una cierta velocidad. La frecuencia del movimiento sinusoidal del *wheelset* y del *bogie* está relacionada con la geometría del contacto rueda-carril. Si únicamente son los *wheelsets* y *bogies* los implicados en el movimiento inestable, se denomina *hunting* del *bogie*. Si las condiciones del contacto rueda-carril generan bajas frecuencias, el vehículo puede empezar a moverse con los *bogies*. En tal caso, se denomina *hunting* del vehículo. Las inercias de cada elemento juegan un papel importante a la hora de caracterizar cada uno de los movimientos, y las **fuerzas recuperadoras** (elásticas) de los amortiguadores determinan el límite entre el *hunting* del *bogie* y el *hunting* del vehículo.

En general, existen dos zonas (en función de la conicidad) en las que la velocidad crítica de aparición del *hunting* (en el vehículo y en el *bogie*) es relativamente baja. (Figura 2.10.). El vehículo es inestable para cualquier velocidad superior a la velocidad crítica del *bogie*. Aunque intervienen muchos otros parámetros, sí existe una zona limitada por la estabilidad del *bogie* y, en la mayoría de los casos, una zona limitada por los sistemas de baja amortiguación de los vehículos. [5, cap. 12]



**Figura 2.10.** Velocidades críticas en función de la conicidad y la amortiguación. [5]

Como la estabilidad del *bogie* disminuye con el aumento de la conicidad, la estabilidad debe ser estudiada principalmente para rangos de conicidad superiores a los de operación. Por esta razón, es importante, al diseñar los perfiles de la rueda y el carril, asegurarse de que, para un vehículo/*bogie* determinado, la velocidad crítica de *hunting* supera la **velocidad de operación**.

### ▪ **Prevención del descarrilamiento**

La elevada fuerza lateral inducida por el *hunting* puede provocar alguno de los siguientes efectos, o una combinación de ellos:

- elevación de la pestaña sobre el carril;
- deformación permanente de los carriles, aumentando el ancho de vía;
- “vuelco” de los carriles,
- desplazamiento de los paneles de sujeción transversales de los carriles.

Por lo tanto, en algún momento el vehículo puede **descarrilar**. La seguridad referida a este tipo de descarrilamientos, que suceden generalmente a elevadas velocidades, hace de la estabilidad lateral una importante área de estudio.

Se enumeran algunas de las decisiones a considerar para reducir el riesgo de descarrilamiento. [5, cap. 8]

1. Aumento del ángulo máximo de pestaña, generalmente por encima de los 70°, teniendo en consideración los límites de alineación de la rueda y el chirrido de los carriles.
2. Recambio de ruedas melladas y desgastadas. Reducen el riesgo de ensanchamiento de la vía por el *hunting*; la disminución del radio efectivo de rodadura empeora los pasos por curva y la estabilidad en vías rectas.
3. Restricción del movimiento lateral por instalación de un carril adicional que genera una fricción muy elevada en las caras internas de las ruedas. Se instala principalmente en curvas cerradas.
4. Mejora en el diseño de la suspensión del *bogie*, facilitando la conducción.
5. Aumento de la rigidez en el giro azimutal (*yaw*). Al restringir este grado de libertad, la amplitud del movimiento de *hunting* se ve muy reducida.

### ▪ **Control de estabilidad lateral**

En los sistemas ferroviarios se utiliza el *wheelset* de eje rígido y de ruedas troncocónicas dada su capacidad natural para girar y alcanzar un régimen de funcionamiento estable (auto-centrado). Sin embargo, teniendo en cuenta todo el desarrollo teórico anterior, en un régimen de funcionamiento sin restricciones suficientes (ya sean fuerzas de adherencia o inerciales) puede producirse una oscilación sostenida o creciente en el plano lateral (*hunting*). Para paliar los efectos y mejorar la calidad de la marcha existen dos técnicas de control que se acercan mucho al funcionamiento ideal, esto es, inexistencia de *hunting* ante perturbaciones externas. [5, cap. 11]

1. Amortiguamiento activo del giro acimutal (*yaw*): un accionamiento genera un par de giro proporcional a la velocidad de desplazamiento lateral del *wheelset*.
2. Amortiguamiento activo lateral: un accionamiento aplica una fuerza puramente lateral proporcional a la velocidad de giro de *yaw* (rad/s).

Las dos técnicas son relativamente modernas, al resultar difíciles de implementar utilizando componentes mecánicos pasivos convencionales. Actualmente, es posible realizar un **control activo** gracias al creciente desarrollo del control automático, la electrónica de potencia y los accionamientos eléctricos.

▪ **Control de la dirección en paso por curva**

En vías rectas, el control de estabilidad permite eliminar el *hunting* y alcanzar unas condiciones de rodadura casi perfectas. En los pasos por curva, los *bogies* de ejes paralelos no pueden rodar siguiendo la trayectoria tangente, que se alcanzaría si girasen en torno al mismo centro de curvatura. Por lo tanto, deslizan, generando una fricción muy elevada y esfuerzos considerables en las ruedas y los carriles.

El control de estabilidad activo logra un reparto igualitario de las fuerzas de deslizamiento laterales y del deslizamiento longitudinal en todas las ruedas del *bogie*. Así, ningún *wheelset* se mueve en condiciones de rodadura perfecta (radio de giro igual al de curvatura de la vía). Para lograr estas condiciones, debe generarse una fuerza lateral que compense, en cada *wheelset*, las fuerzas centrífugas ocasionadas por la **insuficiencia de peralte**. [5, cap. 11]

La insuficiencia de peralte hace referencia a lo siguiente. Las vías se diseñan para que los vehículos encaren las curvas en un rango determinado de velocidades. La masa y velocidad del vehículo generan unas fuerzas de inercia que deben ser compensadas por el contacto rueda-carril en los pasos por curva y en el particular movimiento de *hunting*. Por esta razón se ‘peraltan’ las curvas, es decir, se eleva el carril exterior y se giran los carriles.

Los esfuerzos en el contacto rueda-carril pueden reducirse, en los pasos por curva, modificando el ángulo de giro acimutal (*yaw*) con un accionamiento eléctrico. En el caso de un *bogie* de dos ejes paralelos, la conducción que minimiza los esfuerzos es aquella en la que se iguala el ángulo de ataque de los dos *wheelsets*, así como la posición angular radial, y se alinea el centro del *bogie* con la alineación de la vía. El actuador correspondiente debe forzar al vehículo a formar el ángulo adecuado con respecto al *bogie*.

Este ángulo  $\theta$  es función del radio de curvatura de la vía ( $R$ ), la insuficiencia de peralte (que determina la fuerza lateral necesaria  $F_c$  para cada *wheelset*), el coeficiente de *pseudodeslizamiento* lateral ( $f_{22}$ ), y la distancia entre ejes ( $d$ ).

$$\theta_{wheelset_{delantero}} = \arcsin\left(\frac{F_y}{2f_{22}}\right) - \arcsin\left(\frac{d}{2R}\right) \approx \frac{F_y}{2f_{22}} - \frac{d}{2R} \quad (2.13)$$

$$\theta_{wheelset_{trasero}} = \arcsin\left(\frac{F_y}{2f_{22}}\right) + \arcsin\left(\frac{d}{2R}\right) \approx \frac{F_y}{2f_{22}} + \frac{d}{2R} \quad (2.14)$$

Para concluir este apartado, cabe señalar que el movimiento de *hunting* ocurre principalmente en vehículos vacíos o ligeros. La velocidad crítica de *hunting* es un parámetro muy importante que depende en gran medida de las características del vehículo y de la vía. Considerando la geometría de la rueda y el carril y la saturación de la fuerza de creep (deslizamiento), el sistema vehículo/vía, bajo condiciones de *hunting*, debe ser tratado como **no lineal**, y el contacto rueda-carril es *no-Hertziano*. Investigar la velocidad crítica de un sistema con no-linealidades implica examinar la respuesta dinámica ante una perturbación empleando una solución numérica de las **ecuaciones de movimiento**.

Los modelos de simulación por ordenador, que incluyen los procedimientos para solucionar las ecuaciones de movimiento, son habitualmente utilizados para predecir la frecuencia de *hunting*. Los test de vía también se realizan para validar la frecuencia de *hunting* predicha en el modelo y asegurar que la velocidad de operación es inferior a la cual comienza a aparecer el *hunting*.

### 2.3.2. Análisis cinemático simplificado

La descripción cualitativa acerca del movimiento del *hunting*, proporcionada en los apartados precedentes, sienta las bases teóricas para el seguimiento del siguiente desarrollo matemático de la dinámica del vehículo ferroviario.

Un análisis cinemático considera la geometría de los elementos del contacto rueda-carril, pero no señala las fuerzas que generan los movimientos. Así, el análisis comienza describiendo las características particulares de un *wheelset* rodando sobre una vía recta y sin oscilaciones debido a perturbaciones ni *hunting*. Caracterizando la posición, velocidad y, en último término, aceleración de los diferentes componentes a través de ecuaciones cinemáticas, es posible hallar las fuerzas actuantes sobre un *wheelset*. Esto se consigue a través de la Segunda Ley de Newton, que relaciona las fuerzas interactuantes sobre los sólidos a través de su masa ( $\sum \mathbf{F}_i + \mathcal{F} = \mathbf{0}$ ). Las fuerzas que generan los movimientos alteran el modelo cinemático, por lo que los resultados son aproximados.

#### ▪ Consideraciones

Como se ha mencionado, un análisis cinemático no tiene en cuenta las fuerzas. Se asume que la resistencia al avance del vehículo es nula; es decir, las condiciones de rodadura son ideales y el *wheelset* se mueve con velocidad constante sobre una vía recta y nivelada. De esta manera, el *wheelset* comienza a rodar indefinidamente y no se frena, al no existir fuerzas externas aparte de la fuerza de rozamiento que permite la rodadura perfecta de la rueda (sin deslizamiento) sobre el carril.

Se considera que el *wheelset* se mueve siguiendo un movimiento rectilíneo indefinido, para lo cual debe estar perfectamente centrado sobre la vía. Si no es así, como los radios de rodadura de las ruedas no son idénticos, se establece una analogía entre el movimiento del *wheelset* con respecto al suelo y **la rodadura de un cono**. En esta situación, aparece un problema desde un razonamiento cinemático para describir la trayectoria del *wheelset* proyectada sobre el plano horizontal.

Un *wheelset* consta de dos grados de libertad, el desplazamiento lateral (*tracking error*) y el giro acimutal (*yaw*). El siguiente análisis analiza por separado cada uno de ellos, componiendo la oscilación global en el plano horizontal como superposición de ambos movimientos.

#### ▪ Desplazamiento lateral (*tracking error*), y

Sitúese el *wheelset* sobre una vía recta, perpendicular a la misma (esto es, con un giro acimutal nulo) y desplazado lateralmente una distancia  $y$  (*tracking error*). En este punto, el *wheelset* comienza a rodar. El radio de giro de las ruedas no es el mismo, y la velocidad angular es la misma para las dos ruedas, en tanto que se encuentran unidas rígidamente. El *wheelset* se mueve alrededor de un centro de curvatura definido por el vértice del cono que generan las circunferencias de contacto de las ruedas. [5, cap. 2] [8, cap. 1] [10] [11] [12] [13] [14]

Se obtiene la siguiente igualdad (**fórmula de Redtenbacher**),

$$\frac{R}{r} = \frac{2R + d}{2r + 2ky} \Rightarrow \frac{1}{R} = \frac{2ky}{rd} \quad (2.15)$$

donde  $d$  : anchura nominal del *wheelset*,  
 $r$  : radio de contacto de las ruedas en movimiento rectilíneo (estable),  
 $k$  : inclinación de la rodadura en dirección horizontal y perpendicular a la vía  
(conicidad del *wheelset*).

El movimiento lateral del *wheelset* puede expresarse en función de la distancia recorrida a lo largo de la vía,  $x$ .

$$\textit{tracking error} \equiv y(x)$$

Una vez definido el sentido de avance del vehículo, más o menos paralelo a los carriles, el radio de curvatura del *wheelset* durante las oscilaciones laterales ( $R$ ) se relaciona con la derivada segunda de la función *tracking error* respecto de la distancia recorrida  $x$ .

$$\left| \frac{d^2y}{dx^2} \right| \approx \frac{1}{R} \quad (2.16)$$

$\frac{d^2y}{dx^2} < 0$  si  $y(x) > 0$ , y viceversa. La ecuación (2.15) no es cierta para  $y < 0$ , ya que el radio de curvatura  $R$  no puede ser negativo. Al combinar las dos ecuaciones, la ecuación resultante es correcta tanto para  $y > 0$  como para  $y < 0$ .

Se deduce, entonces, que el movimiento a lo ancho de la vía queda definido por la siguiente ecuación, que es la ecuación general de un **movimiento armónico simple (m. a. s.)**, con **longitud de onda  $\lambda$** .

$$\frac{d^2y}{dx^2} = - \left( \frac{2k}{rd} \right) y \quad (2.17)$$

Este m. a. s. tiene una longitud de onda característica que depende de los parámetros anteriores. La expresión fue desarrollada por Klingel hacia 1883. En general, se define la **oscilación de Klingel** como el movimiento estable de un sistema en torno a su posición de equilibrio. Con lo cual, encaja dentro del movimiento particular de los vehículos ferroviarios.

$$\lambda = 2\pi \sqrt{\frac{rd}{2k}} \quad (2.18)$$

La frecuencia de oscilación del m. a. s. depende de la longitud de onda y de la velocidad de avance del vehículo (velocidad de desplazamiento en  $x$ ).

$$f = \frac{V_x}{\lambda} \quad (2.19)$$

En realidad, el m. a. s. que sigue el desplazamiento lateral no es sostenido, sino que las oscilaciones se amortiguan por debajo de la velocidad crítica de *hunting* y la marcha del vehículo es estable. Las fuerzas (inerciales y de rozamiento) que intervienen en el *hunting* no se han tenido en cuenta, para lo cual hay que considerar la rodadura con deslizamiento y las teorías del contacto rueda-carril.

Como se ha explicado anteriormente, el comportamiento no lineal del sistema impide cuantificar y modelizar de forma sencilla las fuerzas implicadas en los deslizamientos, al aparecer distorsiones en el contacto elástico entre la rueda y el carril.

▪ **Giro acimutal (yaw),  $\theta$**

Por otro lado, considerando únicamente la desviación angular del *wheelset*, es decir, a partir de una situación en la que el vehículo está perfectamente centrado y alineado con la vía, el ángulo  $\theta$  se expresa como función de  $y(x)$  y de  $x$ .

$$\theta = \frac{dy}{dx} \tag{2.20}$$

Su relación con la ecuación (2.17),

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{d^2y}{dx^2} = -\left(\frac{2k}{rd}\right)y \tag{2.21}$$

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} = -\left(\frac{2k}{rd}\right) \cdot \frac{dy}{dx} = -\left(\frac{2k}{rd}\right)\theta \tag{2.22}$$

Por lo tanto, el movimiento de giro acimutal también se rige por un **movimiento armónico simple (m. a. s.)**, cuya longitud de onda también es la ecuación (2.18).

Este m. a. s. **está retrasado** con respecto al m. a. s. del desplazamiento lateral un cuarto de período, y sus amplitudes son menos pronunciadas.

En muchos sistemas caracterizados por movimientos oscilatorios, como es el caso, el retraso de un cuarto de período dota al sistema de la capacidad de extraer energía del movimiento de avance. La solución cinemática obtenida describe fielmente el movimiento del conjunto a la velocidad crítica de *hunting*, cuando las oscilaciones son mantenidas. En este punto, se equiparan las fuerzas inerciales y las de adherencia; en cierto modo, se anulan y el movimiento compuesto por los dos m. a. s. es más fiel a la realidad.

En la práctica, por debajo de la velocidad crítica de *hunting*, el retraso entre los m. a. s. es ligeramente inferior a un cuarto de período, de forma que el movimiento es amortiguado (tanto o más cuanto mayor sea la diferencia entre la velocidad instantánea y la crítica). Por el contrario, por encima de la velocidad crítica, el retraso es superior a un cuarto de período, de manera que el movimiento se ve amplificado.

### 2.3.3. Equilibrio de fuerzas inerciales y de contacto

Un cálculo sencillo de las fuerzas inerciales, propias del movimiento del vehículo, se realiza a partir de las aceleraciones generalizadas. Las ecuaciones cinemáticas de los m. a. s. son dependientes de la posición, y se trasladan al espacio temporal a través de la velocidad de avance  $V_x$ . Para obtener aceleraciones, es necesario expresar las derivadas en función del tiempo.

---

EJEMPLO: *Ecuación del transporte. Operador espacio-tiempo* [15] [16]

---

Considérese un fluido que circula idealmente con velocidad  $V$  constante por el interior de un tubo recto, de sección transversal  $S$ , y que contiene un único contaminante. En el punto  $x$  y en el instante  $t$ , la concentración del contaminante tiene un valor  $u(x, t)$ . La cantidad de contaminante entre los puntos  $x_1$  y  $x_2$ , para un instante  $t$ :

$$\int_{x_1}^{x_2} S \cdot u(x, t) dx$$

Tomando un plano de referencia fijo, perpendicular al tubo, la cantidad de contaminante que atraviesa el plano en un intervalo  $\Delta t = t_2 - t_1$ :

$$\int_{t_1}^{t_2} S \cdot V \cdot u(x, t) dx$$

Las cantidades de contaminante en el intervalo temporal y en el espacial se igualan:

$$\int_{x_1}^{x_2} S \cdot u(x, t_2) dx - \int_{x_1}^{x_2} S \cdot u(x, t_1) dx = \int_{t_1}^{t_2} S \cdot V \cdot u(x_1, t) dx - \int_{t_1}^{t_2} S \cdot V \cdot u(x_2, t) dx$$

De donde se obtiene, aplicando el Teorema Fundamental del Cálculo:

$$\int_{x_1}^{x_2} S \cdot u(x, t_2) dx - \int_{x_1}^{x_2} S \cdot u(x, t_1) dx = \int_{t_1}^{t_2} \int_{x_1}^{x_2} S \cdot \frac{du(x, t)}{dt} dx dt$$

$$\int_{t_1}^{t_2} S \cdot V \cdot u(x_1, t) dx - \int_{t_1}^{t_2} S \cdot V \cdot u(x_2, t) dx = - \int_{x_1}^{x_2} \int_{t_1}^{t_2} S \cdot V \cdot \frac{du(x, t)}{dx} dt dx$$

Finalmente, suponiendo que las derivadas parciales son continuas, se obtiene la expresión general de la Ecuación del Transporte, que es una Ecuación en Derivadas Parciales (EDP) lineal y de primer orden.

$$\frac{du(x, t)}{dt} + V \frac{du(x, t)}{dx} = 0$$

Se extrae de la Ecuación del Transporte el siguiente operador, y se adapta al problema, teniendo en cuenta las simplificaciones en la demostración.

$$\frac{d}{dt} = V_x \frac{d}{dx} \quad (2.23)$$

A partir de la ecuación (2.22), se obtiene la aceleración angular de *yaw* en función de la velocidad de avance,

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = -V_x^2 \left( \frac{2k}{rd} \right) \theta \quad (2.24)$$

Mientras exista contacto, y en régimen de funcionamiento estable, el momento de inercia del vehículo, expresado como el momento de inercia de D’Alambert ( $\mathcal{M} = -\frac{dH}{dt_{RI}} = I_w \cdot \ddot{\theta}$ ), y despreciando efectos giroscópicos, debe ser compensado por las fuerzas de rozamiento del contacto rueda-carril.

$$F_y d = I_w \ddot{\theta} = I_w \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (2.25)$$

donde  $I_w$  es el momento de inercia del *wheelset*,

$F_y$  es la fuerza de rozamiento tangencial rueda-carril en dirección lateral y

Unificando las ecuaciones (2.16) y (2.17),

$$F_y = -I_w V_x^2 \left( \frac{2k}{rd^2} \right) \theta \quad (2.26)$$

En la situación límite, en la que el vehículo se mueve a la velocidad crítica de *hunting*, la fuerza de rozamiento tangencial rueda-carril en dirección lateral es muy superior a la fuerza de rozamiento que permite la rodadura en dirección *x*. En consecuencia, se puede considerar que la fuerza de rozamiento lateral en una rueda es la fuerza de rozamiento total,

$$F_y = \mu \frac{M_w}{2} \quad (2.27)$$

donde  $M_w$  es la carga efectiva sobre el *wheelset* y  $\mu$  el coeficiente de rozamiento.

Por lo tanto, el rozamiento lateral resulta de una combinación de velocidad y desviación angular (*yaw*),

$$\theta V_x^2 = \mu M_w \frac{rd^2}{4I_w k} \quad (2.28)$$

Este desarrollo proporciona una sobreestimación de la velocidad crítica de *hunting*, pero sirve para ilustrar la razón física de por qué tiene lugar el movimiento de *hunting*.



Como se ha expuesto anteriormente, las fuerzas inerciales son equiparables (del mismo orden de magnitud) a las fuerzas de contacto por encima de cierta velocidad. Al despreciarlas en el análisis cinemático, no se tiene en cuenta el efecto adicional de adherencia del vehículo a la vía y la velocidad crítica de *hunting* real es superior.

Se ha asumido que la rodadura es ideal y solamente puede existir deslizamiento lateral. En la realidad también existe deslizamiento longitudinal que, aunque es muy reducido, afecta a la oscilación del vehículo, descrito como una composición de movimientos armónicos simples.

Las fuerzas tangenciales en el contacto rueda-carril surgen de la distorsión de la huella elíptica como consecuencia del comportamiento elástico de los materiales. El deslizamiento no es puro, sino que, como se ha explicado en la sección 2.2, existen zonas de adherencia y de deslizamiento. Para obtener una velocidad crítica de *hunting* más precisa deben emplearse las teorías de rodadura y contacto no lineales y diseccionar las fuerzas inerciales de cada componente del vehículo.

#### ▪ Conclusiones generales

El análisis facilita la comprensión del fenómeno de *hunting*. Conforme aumenta la velocidad, las fuerzas de inercia son equiparables a las fuerzas de adherencia. Por encima del límite, el contacto rueda-carril no las compensa, perdiendo la estabilidad. De aquí, que la velocidad crítica de *hunting* dependa de la relación entre la carga sobre un eje (que define las fuerzas de adherencia) y la propia masa del *wheelset* (que define las fuerzas de inercia).

A velocidades bajas, la energía extraída del movimiento de avance es insuficiente para compensar la pérdida de energía en el desplazamiento vertical, de manera que el movimiento de *hunting* es amortiguado, y el avance del vehículo requiere de tracción mecánica. Por encima de esa misma velocidad, la energía extraída es mayor que la pérdida de energía potencial; entonces, el movimiento es inestable y la amplitud se amplifica en cada ciclo.

La instalación de suspensiones en el *bogie*, esto es, restricciones elásticas sobre el movimiento de *yaw*, ‘aumenta’ la energía potencial disponible en el momento de mayor ángulo acimutal. En realidad, traslada la energía de unos puntos a otros para que la pérdida energética en el desplazamiento vertical sea mayor y se retrase la oscilación crítica de *hunting*. Al introducir fuerzas elásticas (recuperadoras) en las ecuaciones, el diseño de los sistemas de suspensión es mucho más sencillo, al verse ahora limitado únicamente por un deslizamiento bruto, en vez de por el movimiento de *hunting*.

## 2.4. ROLLER RIGS

---

Un vehículo ferroviario debe cumplir todas las exigencias de seguridad y funcionamiento recogidas en la legislación antes de poder entrar en el sistema ferroviario. Existen vías y trenes especiales dedicados exclusivamente a la realización de ensayos para su posterior inclusión en las vías en funcionamiento. En general, resulta costoso llevar a cabo estas actividades y pueden poner en riesgo la seguridad de aquellos que estén ejecutando el ensayo. No obstante, siempre se realizan simulaciones con trenes y vías reales.

Para mitigar estos inconvenientes se utilizan bancos de ensayos, tanto a escala natural como a escala reducida, que, con mayor o menor complejidad, se asemejan al empleado en el presente proyecto. En la literatura, se hace referencia a estos bancos de ensayos como *roller rigs*.

Los *roller rigs* son muy utilizados para probar equipamiento ferroviario y realizar ensayos de seguridad, facilitando el desarrollo de nuevos diseños y soluciones técnicas que mejoren la calidad de funcionamiento. La característica más llamativa es la sustitución de los carriles por ruedas cuyo perfil reproduce las condiciones de contacto de las ruedas del tren con la vía (Figura 2.11.). En consecuencia, se traslada el movimiento longitudinal del vehículo al movimiento giratorio de las ruedas-vía. [7] [17] [18]

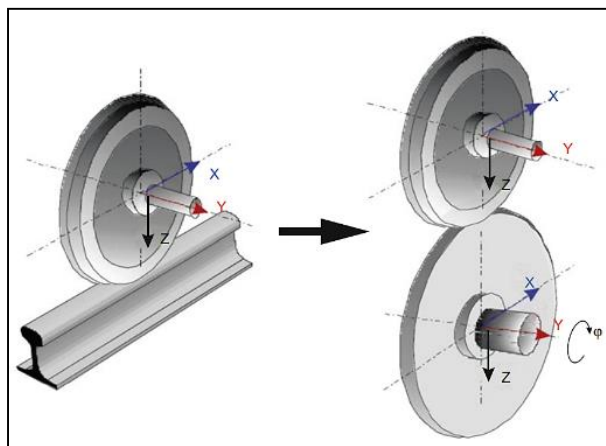


Figura 2.11. Sustitución de carril por rueda. [7]

### ▪ Contexto histórico [5, cap. 14]

1904, Great Western Railway (Londres, Reino Unido). Los rodillos (a modo de carriles) podían ajustarse para que el centro de cada rueda motriz estuviera exactamente sobre el centro de cada rodillo. Se alcanzaban grandes velocidades mientras el motor permanecía inmóvil, y unos frenos dispuestos en los rodillos medían la potencia de tracción entregada por la locomotora a diferentes velocidades.

1957, Railway Technical Research Institute (Japón). Se construyó un *roller rig* de dos ejes a tamaño natural, que utilizaba rodillos excéntricos para crear una excitación sinusoidal. Hacia 1960 comenzaron los primeros tests con *bogies* reales, y durante 30 años se empleó en estudios de prevención y predicción del descarrilamiento, y frenado regenerativo, entre otros. En 1987 se construyó un nuevo *roller rig* de cuatro ejes que permitía provocar y medir perturbaciones laterales y verticales, características del estudio de ferrocarriles de alta velocidad.

1964, CAFL Company (Vitry, Francia). Este *roller rig* permitía, por medio de controles hidráulicos, el movimiento lateral y vertical de los rodillos de cada eje, y, por lo tanto, caracterizar las frecuencias, amplitudes y resonancias de los movimientos laterales, verticales y de *yaw*.

1977, Deutsche Bahn AG (Múnich, Alemania). Los rodillos tienen cuatro grados de libertad: movimiento vertical, lateral, inclinación y rotación. El sistema de control de excitación servohidráulica simula de manera precisa las condiciones de vía para la simulación dinámica de un vehículo operando sobre vías reales. Este *roller rig* se utiliza, principalmente, para medir el comportamiento dinámico de los vehículos y determinar el

efecto que generan las modificaciones en el vehículo sobre el comportamiento global del sistema. Desde su construcción, ha jugado un papel importante en el desarrollo de trenes de alta velocidad.

1995, State Key Laboratory of Traction Power (Chengdu, China). El *roller rig* de cuatro ejes fue construido para optimizar el diseño y el rendimiento de los nuevos vehículos ferroviarios. Cada rodillo puede vibrar lateral y verticalmente. En 2002, se añadieron dos nuevos ejes, formando un sistema de seis ejes, permitiendo el ensayo a locomotoras completas.

### 2.4.1. Particularidades de los *Roller Rigs*

Al trabajar en estático, un *roller rig* debe ser capaz de modificar la posición de sus elementos para simular las condiciones de circulación en vías reales. (Figura 2.12.).

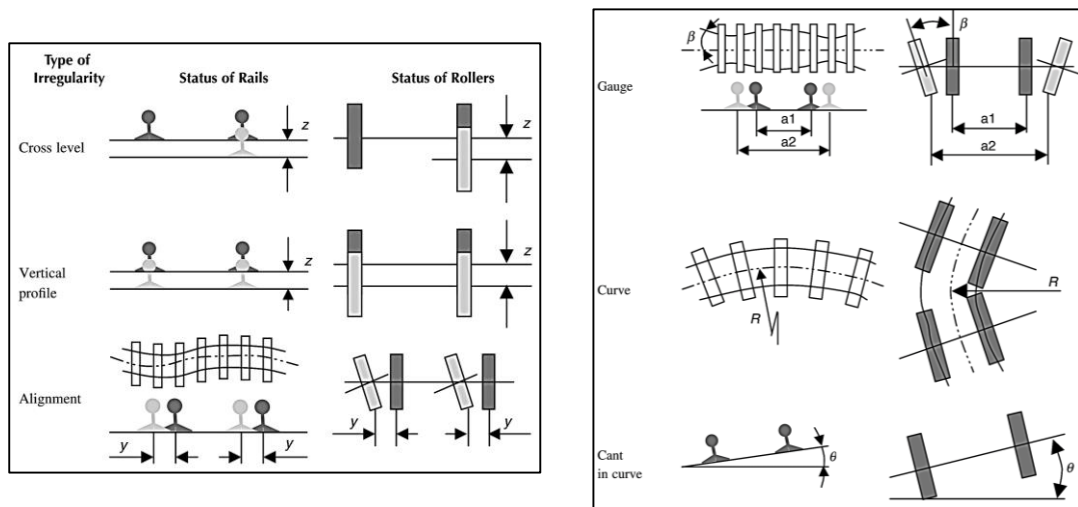


Figura 2.12. Comparativa carriles y rodillos. [7]

Las diferencias entre la estabilidad de un vehículo sobre un *roller rig* o sobre carriles son claras. A continuación, se presentan las diferencias más significativas. [5, cap. 14]

1. La velocidad crítica alcanzable sobre un *roller rig* es significativamente inferior a la velocidad crítica sobre carriles. Esta diferencia es particular de cada vehículo y depende de otros muchos parámetros. (Figura 2.13.)

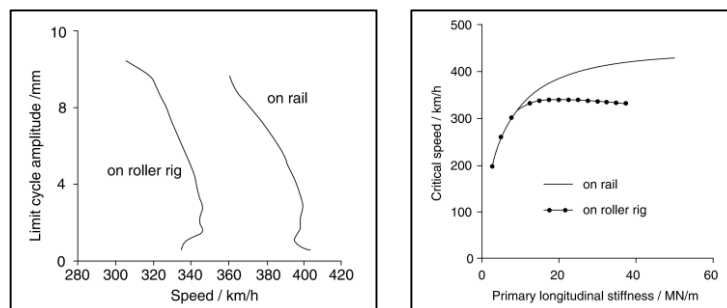


Figura 2.13. Velocidad crítica. [5, cap. 14]

2. Simulación del paso por curva. Dada la dificultad de imitar el paso por curva en un *roller rig*, las simulaciones se limitan a curvas de radio constante. La inclinación de un rodillo se emplea para generar un desequilibrio en la fuerza centrífuga neta. El ángulo de inclinación

equivalente de un rodillo es función de la velocidad de avance ( $v$ ), el radio de curvatura de la curva ( $R$ ), la elevación de un extremo del rodillo ( $h$ ), y la anchura nominal ( $d$ ).

$$\theta_d = \frac{v^2}{gR} - \frac{h}{d} \quad (2.29)$$

- Diámetro de los rodillos. Conforme disminuye el radio de los rodillos, aumenta la rigidez angular, y se reduce, en consecuencia, la velocidad crítica de *hunting*. (Figura 2.14.).

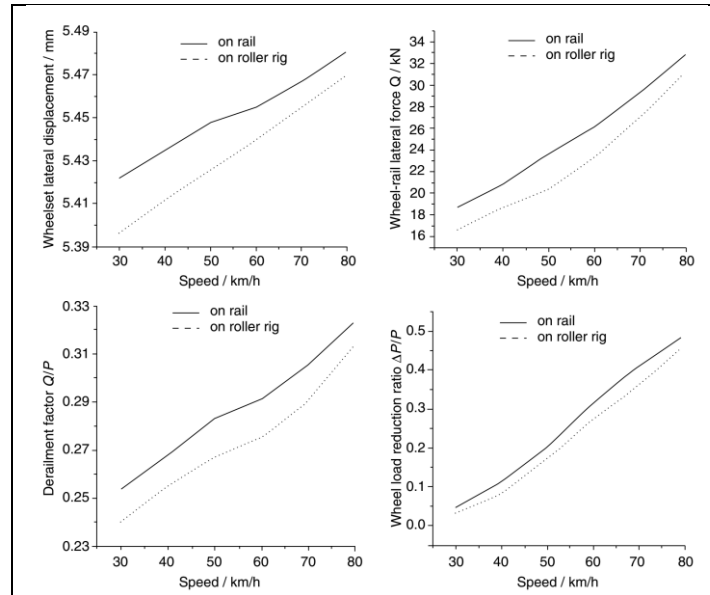


Figura 2.14. Diámetro de los rodillos. [5, cap. 14]

- Ancho de vía. Cuanto mayor es el ancho de vía, mayor es la velocidad crítica. La influencia de esta variación es más importante sobre ruedas de perfil gastado que sobre ruedas de perfil cónico. (Figura 2.15a.).
- Inclinación de los rodillos. Inicialmente, los carriles se instalaban perpendiculares al suelo; más tarde, con una inclinación de 1/20; actualmente, lo más común es una inclinación de 1/40. Como se aprecia en la Figura 2.15b, una ligera inclinación aumenta considerablemente la velocidad crítica, y una inclinación mayor no mejora sustancialmente el rango de operación.
- Coefficiente de rozamiento. El ensuciamiento de las superficies de contacto modifica el coeficiente de rozamiento entre las ruedas y los rodillos y, por tanto, la disminución del rango de operación. (Figura 2.15c).
- Posición del vehículo sobre el rodillo. Resulta complicado alinear con precisión los ejes de los *wheelsets* y los rodillos debido a imprecisiones en las distancias. Los errores afectan a la velocidad crítica. (Figura 2.15d, 2.15e).

El movimiento del *bogie* en el banco de ensayos se produce ‘en estático’ al sustituir los carriles por discos. En consecuencia, aparece un movimiento adicional de oscilación longitudinal que no se aprecia en un vehículo sobre vías.

La oscilación longitudinal es el movimiento del *bogie* respecto de los ejes-vía en la dirección de avance del vehículo. En régimen permanente y con un comportamiento ideal, un *wheelset*, un eje-vía y sus correspondientes puntos de contacto se encuentran situados

en un mismo plano del espacio, perpendicular al plano horizontal. Cuando se produce una oscilación longitudinal, el punto de contacto rueda-vía es variable desde el punto de vista de un observador situado en los ejes-vía. Teniendo en cuenta el comportamiento del sistema descrito en la primera sección de este capítulo, queda claro que esta oscilación amplifica el efecto del deslizamiento.

En el banco de ensayos, los ejes motrices son los ejes-vía; cuando disminuye la velocidad del motor, se produce una diferencia de velocidades lineales en el punto de contacto de las ruedas que aumenta el deslizamiento. Como consecuencia, las células de carga que sostienen el *bogie* en equilibrio sobre los ejes-vía sufren una deformación para la cual no están preparadas.

Los efectos sobre las galgas extensiométricas se explican en el próximo capítulo. Asimismo, en el Capítulo 5: Montaje se describen las acciones realizadas para tratar de reducir este efecto indeseable.

8. Ángulo azimutal (*yaw*). Idealmente, los ejes de los *wheelsets* deben ser perfectamente paralelos a los ejes de los rodillos. En la realidad, existe un ángulo entre los ejes que genera oscilaciones laterales (*hunting*) e incluso el contacto de las pestañas de las ruedas, similar a lo que sucede en el movimiento de *hunting* sobre carriles. Cuanto mayor es el ángulo de *yaw* previo al arranque, las oscilaciones hasta alcanzar un ángulo nulo, debido al autocentrado, son mayores. (Figura 2.15f).

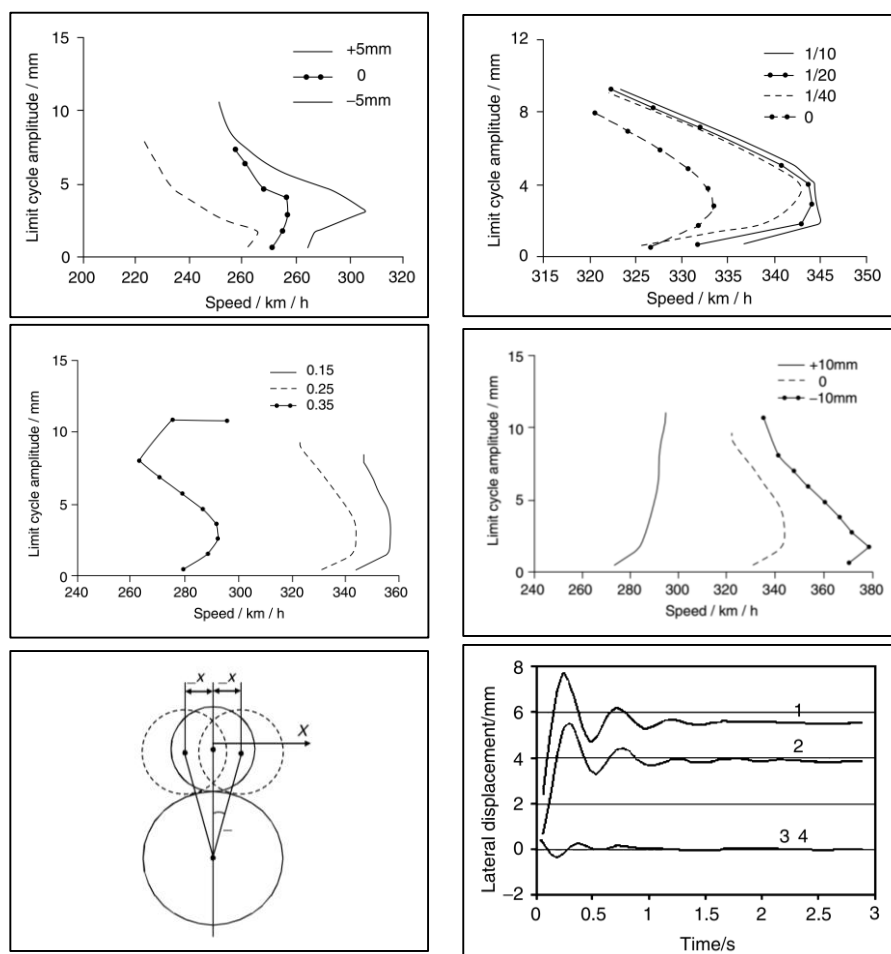


Figura 2.15. De izquierda a derecha y de arriba abajo: a,b,c,d,e,f. [5, cap. 14]

En definitiva, las simulaciones en los *roller rigs* no imitan perfectamente los ensayos de campo; se infiere de ello la imposibilidad de sustituir los ensayos sobre vías reales por ensayos en *roller rigs*. Los errores inherentes al contacto rueda-carril deben considerarse siempre, habida cuenta de que afectan directamente a los resultados de ensayos tales como la velocidad crítica de *hunting*, la respuesta vibratoria o los esfuerzos rueda-carril en el paso por curva. Las técnicas de simulación por ordenador han evolucionado relegando los tradicionales y costosos equipos a escala a un segundo plano, si bien continúan complementando el desarrollo de trenes de alta velocidad.

### ▪ **Roller Rig DLR**

El Centro Aeroespacial Alemán (*DLR: Deutsches Zentrum für Luft- and Raumfahrt e. V.*) [Dirección web], además de investigar sobre aeronáutica o ingeniería aeroespacial, realiza estudios de aplicación para la industria de la automoción (vehículos automóviles y ferrocarriles).

La particularidad de su *Roller Rig* radica en el cambio del *wheelset* tradicional por un acoplamiento individual de cada rueda con el eje, de forma que las velocidades angulares de las ruedas del mismo eje son distintas. Permite un control y seguimiento preciso de los parámetros y reduce los efectos particulares típicos de los vehículos ferroviarios, incrementando la seguridad y el confort. [FolletoDLR]



**Figura 2.16.** *Roller Rig* completo empleado en el Centro Aeroespacial Alemán. *DLR: Deutsches Zentrum für Luft- and Raumfahrt e. V.* [7]

### 2.4.2. Banco de ensayos empleado

En adelante, se hará referencia al prototipo utilizado como banco de ensayos en lugar de como *roller rig*. El banco de ensayos está formado por los siguientes elementos:

- armazón metálico a modo de estructura fija,
- motor asíncrono,
- armario metálico con un convertidor electrónico de potencia conectado al estator del motor que permite controlar su velocidad de giro,
- un par de ejes paralelos con discos idénticos a modo de carriles,
- un par de ejes paralelos con discos troncocónicos a modo de ruedas (*wheelsets*), unidos a un bastidor mediante rodamientos. Este conjunto compone el *bogie*.



El motor, el armario (con el convertidor) y los ejes-vía (estos últimos mediante rodamientos) están fijados al armazón metálico. (Figura 2.17.). Los *wheelsets* y el bastidor se apoyan sobre los ejes-vía, sin estar fijados a la estructura, si bien se sostienen mediante dos células de carga verticales que permiten medir las tensiones en la dirección de avance del *bogie*. Los cuatro ejes permiten el acoplamiento de sensores de posición rotativos. (Figura 2.18.). Situado bajo la traviesa fijada a la estructura metálica se encuentra un sensor de desplazamiento lineal, que mide desplazamientos en dirección transversal. Asimismo, un sensor de posición rotativo mide el giro del bastidor con respecto a la estructura fija.

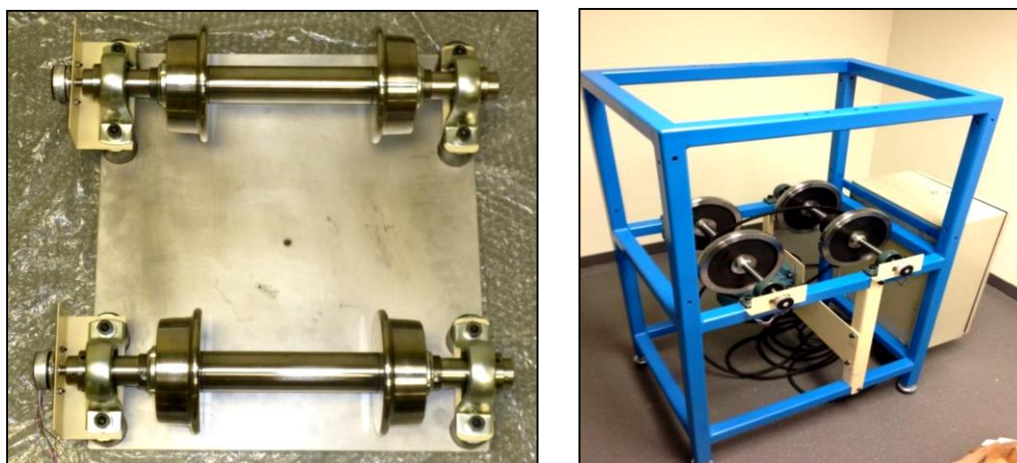


Figura 2.17. Vista inferior del *bogie* (bastidor y *wheelset*) (izquierda). Estructura, armario, motor y ejes-vía (derecha). TFG D. Herreros. [1]

El giro del motor se traslada a los ejes-vía a través de una correa de transmisión. No existe deslizamiento apreciable entre la correa y los discos de transmisión. La velocidad de giro del motor se indica en la pantalla del armario que contiene el convertidor electrónico. (Figura 2.18.).



Figura 2.18. Sensores (izquierda). Motor eléctrico y sistema de transmisión (derecha). Fotografía.

Las juntas, uniones y rodamientos no son ideales; las ruedas no son perfectamente troncocónicas en la zona de rodadura y los centros de masas de los diferentes cuerpos no permanecen invariables durante la marcha. Las inercias asociadas a estos provocan vibraciones

indeseables. Por lo tanto, resulta inevitable el movimiento vibratorio de la estructura en conjunto durante el funcionamiento del sistema en régimen permanente (giro del motor con velocidad constante). Estas oscilaciones son captadas por los sensores en función de su precisión, generando señales con rizado debido al ruido.

La estructura fija metálica consta de cuatro patas de altura variable que permiten modificar la inclinación de todo el conjunto. Como el suelo no es perfectamente horizontal, es necesario equilibrar y calibrar para definir adecuadamente las condiciones de contorno. (Sección 5.1.). Las características físicas y geométricas del banco de ensayos se resumen en la siguiente tabla.

Elemento	Valor
Conjunto ruedas-vía delantero	$m_{RailF} = 10'3745 \text{ kg}$
Conjunto ruedas-vía trasero	$m_{RailB} = 10'3745 \text{ kg}$
Chasis	$m_{Ch} = 13'6105 \text{ kg}$
Wheelset delantero	$m_{WhsF} = 9'2693 \text{ kg}$
Wheelset trasero	$m_{WhsB} = 9'2693 \text{ kg}$
Rueda <i>wheelset</i>	$r_{contactoNominal} = 0'05312 \text{ m}$
Rueda-vía (rodillo)	$r_{contactoNominal} = 0'10625 \text{ m}$

**Tabla 2.1.** Características banco de ensayos. [19]



### 3. INSTRUMENTACIÓN

El propósito de este capítulo es establecer unas bases teóricas acerca de los dispositivos que se van a utilizar para obtener datos. Se describen, en primer lugar, los conceptos teóricos que definen los equipos de instrumentación electrónica (sensores y cableado) y, en segundo lugar, el funcionamiento y características internas de los mismos. También se incluyen los sensores utilizados en el banco de ensayos y su forma de trabajo, explicando qué parámetros se pretenden medir.

#### 3.1. CONCEPTOS BÁSICOS

- **Curva de transferencia:** relación entre un estímulo (su variación) y la variable de salida del sistema. Normalmente se busca que esta relación sea lineal.
- **Fondo de escala (*Full Scale*):** máximo valor medible por el aparato/sensor.
- **Rango:** conjunto de valores de entrada que puede medir el sensor.  $X_{min} \rightarrow X_{max}$  Se indica por los dos valores extremos de la variable de medida dentro de los cuales se encontrarán las medidas.
- **Span:** diferencia entre el límite de operación superior y el inferior del sensor.  $X_{min} \leftrightarrow X_{max}$  Un sensor de presión muy común es capaz de proporcionar una salida en corriente entre 4 mA y 20 mA. Si 4 mA se corresponden con 2 bar y 20 mA con 10 bar, el rango de medida del sensor es de 2 a 10 bar, mientras que el span es 8 bar.
- **Sensibilidad:** pendiente de la curva de transferencia. Si la curva de transferencia no es lineal, en cada punto se tendrá una sensibilidad diferente. Si la sensibilidad es muy grande, el sensor puede saturarse rápidamente y haber pocos valores de entrada que permitan obtener una señal de salida.

$$S_{X_0} = \left. \frac{\partial Y}{\partial X} \right|_{X=X_0} \quad (3.1)$$

- **Linealidad:** lo que se ajusta la curva de transferencia a una recta. Se define el error de linealidad como la diferencia entre el valor de entrada que mide el sensor y el que mediría si fuese completamente lineal.

$$|X_{cc} - X_{ideal}| \quad (3.2)$$

Según el fabricante, la definición de linealidad varía, y también puede encontrarse en otra bibliografía según la diferencia entre el valor de salida que da el sensor y el que mediría si fuese completamente lineal.

$$|Y_{cc} - Y_{ideal}| \quad (3.3)$$

- **Resolución:** mínimo cambio incremental en la variable de entrada que produce un cambio incremental perceptible en la salida. Un sensor digital con rango de 8 bar a 40 bar y de 8 bits de resolución, tendría un ‘paso’ de  $\frac{40-8}{2^8} = 0'125 \text{ bar}$ .
- **Repetibilidad:** diferencia entre varias medidas realizadas sobre el mismo valor de entrada (estímulo) con el mismo instrumento de medida y en las mismas condiciones, en tiempos próximos y realizadas por el mismo operador.

- **Reproducibilidad:** diferencia entre varias medidas realizadas sobre el mismo estímulo, con otro instrumento de medida (mismo modelo de instrumento) y bajo distintas condiciones, en tiempos no próximos y realizadas por un operador distinto.
- **Precisión:** concordancia o consistencia entre los valores tomados para el mismo valor de entrada cuantificable mediante repetibilidad, reproducibilidad o ambas.
- **Exactitud o incertidumbre ('accuracy')**: desviación mayor entre el valor medido por el sensor y el valor real. Representando un conjunto suficiente de valores se obtiene una distribución gaussiana.

Error absoluto: diferencia entre el valor medido y el valor real.

$$\varepsilon = |X_{medida} - X_{real}| \quad (3.4)$$

Error relativo: cociente entre el error absoluto y el valor real. Proporciona una noción más real del valor del error que el error absoluto.

$$\varepsilon_r = \frac{|X_{medida} - X_{real}|}{X_{real}} \quad (3.5)$$

Los errores sistemáticos se pueden corregir si se conoce la desviación que provocan respecto del conjunto de medidas.

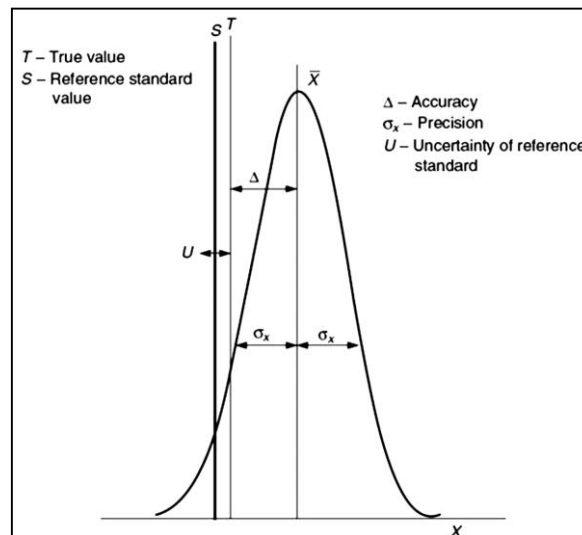


Figura 3.1. Distribución normal generalizada.

- **Derivas:** la curva de transferencia se ve afectada por la sensibilidad cruzada; un sensor preparado para medir una variable se ve afectado por otra variable diferente. Este efecto es típico de sensores químicos.

$$\frac{\partial y}{\partial T} \equiv \text{deriva térmica}; \quad \frac{\partial y}{\partial t} \equiv \text{deriva temporal} \quad \left[ \left( \frac{\partial y}{\partial t} \right)_{x_0=0} \equiv \text{deriva de cero} \right] \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial y}{\partial \xi} \equiv \text{deriva con } \xi \text{ (humedad, altitud, vibración, ...)} \quad (3.7)$$

- **Histéresis:** la curva de transferencia no es única. Hay un espacio infinito de valores que puede tomar la salida en función de los valores de entrada. Se construye progresivamente aumentando el valor de entrada hasta la saturación superior, y disminuyendo el valor de entrada hasta la saturación inferior. (Figura 3.2.).

Máxima histéresis de entrada: máximo valor de  $X_{ent}$  para el cual la salida es nula.

Máxima histéresis de salida: máximo valor de salida  $Y_{sal}$  para el que la entrada es nula.

Espacio muerto: conjunto de valores de entrada para los que la salida vale cero.

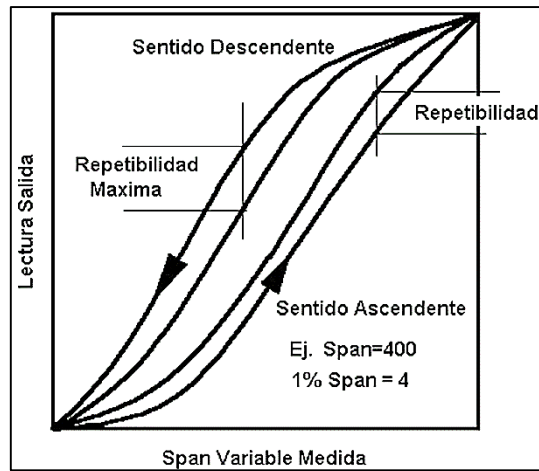


Figura 3.2. Curva de histéresis.

### 3.2. SENSORES RESISTIVOS

Por norma general, resulta más complicado generar y medir corrientes que tensiones (tanto para producirlas como para detectarlas con precisión y estabilidad). Se utilizan sistemas de medición de tensión. [20]

- **Divisor de tensión:** es la base de los sensores resistivos. El estímulo externo modifica la resistencia variable, provocando que la tensión de salida varíe. La resistencia variable puede ser de varios tipos, entre los que destacan  $R_t = R_0 \cdot x$  y  $R_t = R_0 \cdot (1 + x)$ . En el segundo caso, la tensión de salida tiene *offset*: cuando  $x = 0$ , la tensión de salida no es nula. A continuación, se muestra la dependencia de la tensión en bornes de las resistencias variables con la variación de las mismas. (Figuras 3.3. y 3.4.).

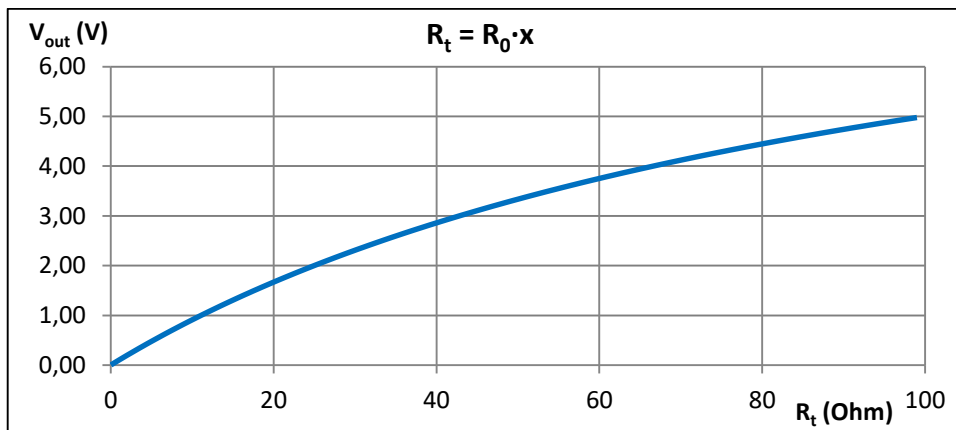


Figura 3.3. Tensión de salida frente a resistencia variable. *Elaboración propia.*

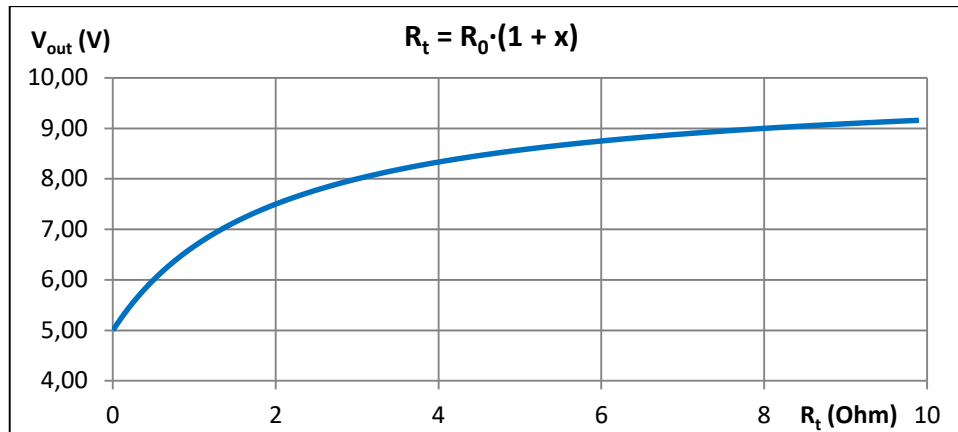


Figura 3.4. Tensión de salida frente a resistencia variable. *Elaboración propia.*

En estos casos, la tensión de salida  $v_0$  depende de la alimentación  $V_i$ , por lo que si la tensión de entrada  $V_i$  no es estable, se cometerán errores e imprecisiones a la salida. La función es logarítmica y, conforme aumenta el valor de  $R$  la curva es aproximadamente asintótica. Se aprovecha un pequeño intervalo de valores de  $R_t$  donde la curva es muy lineal. En los siguientes apartados, la estabilidad de la fuente de alimentación es igualmente determinante en la fiabilidad de la tensión de salida.

### 3.2.1. Puente de Wheatstone

Un puente de Wheatstone es un divisor de tensión de resistencia variable referido a un divisor de tensión constante. La tensión de salida es la diferencia de potencial entre los puntos medios de las dos ramas. La corriente entre estos dos puntos debe ser nula y para ello la relación de resistencias  $k$  entre las dos ramas debe ser idéntica. En este punto se dice que el puente de Wheatstone está *equilibrado*, y la tensión de salida es, en consecuencia, nula. Cuando la resistencia o resistencias varían, modificando esta relación  $k$ , la tensión de salida también se ve afectada. El puente de Wheatstone que se muestra a continuación tiene una resistencia variable en una de sus ramas.

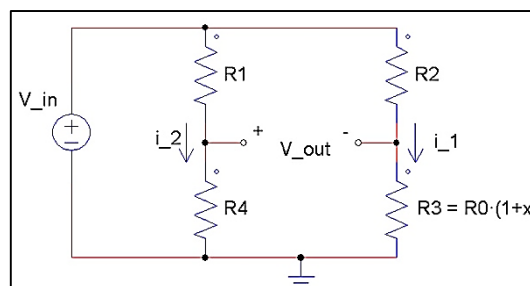


Figura 3.5. Puente de Wheatstone. *Elaboración propia.*

Siendo la relación de resistencias:

$$k = \frac{R_1}{R_4} = \frac{R_2}{R_0} \tag{3.8}$$

Para esta configuración, la expresión de la tensión de salida en función de  $k$ :

$$V_0 = V_i \cdot \frac{k \cdot x}{(k+1)(k+x+1)} \tag{3.9}$$

La expresión de la sensibilidad (pendiente de la curva  $V_0$  frente a  $x$ ):

$$S = \frac{\partial V_0}{\partial x} = V_i \cdot \frac{k}{(1+x+k)^2} \quad (3.10)$$

Interesa que la sensibilidad sea elevada para que la salida tenga un mayor rango de valores. Cuando la variable  $x$  es muy pequeña (como realmente sucede), el punto de máxima sensibilidad se obtiene para  $k = 1$ .

$$\frac{\partial S}{\partial k} = V_i \cdot \frac{(x+1)^2 - k^2}{(1+x+k)^4} \quad (3.11)$$

Sin embargo, al fijar  $k$  y representar  $S$  en función de  $x$ , se observa cómo la sensibilidad es muy variable según  $k$ . (Figura 3.6.). Interesa que la sensibilidad permanezca constante para todo el rango de actuación de  $x$ , y se aprecia cómo para  $k = 1$  no es así. (Figura 3.7.). No obstante, la mayor sensibilidad se obtiene para  $k = 1$ , y la variación de  $x$  siempre va a ser muy pequeña con respecto a 1 [ $R_t = R_0 \cdot (1 + x)$ ]. En esta zona de la gráfica (cercana al eje de ordenadas), la curva puede aproximarse por una recta.

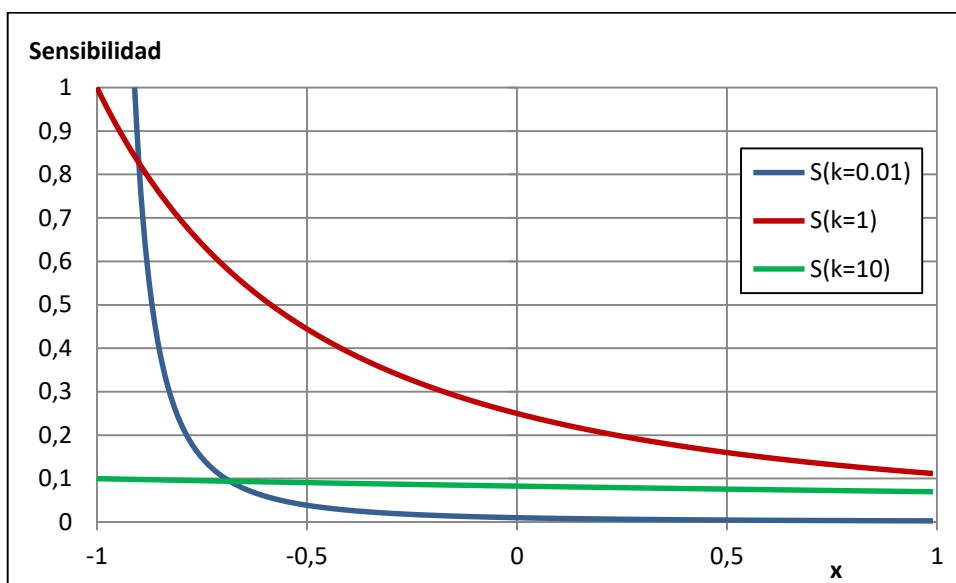


Figura 3.6. Sensibilidad frente a  $x$ . *Elaboración propia.*

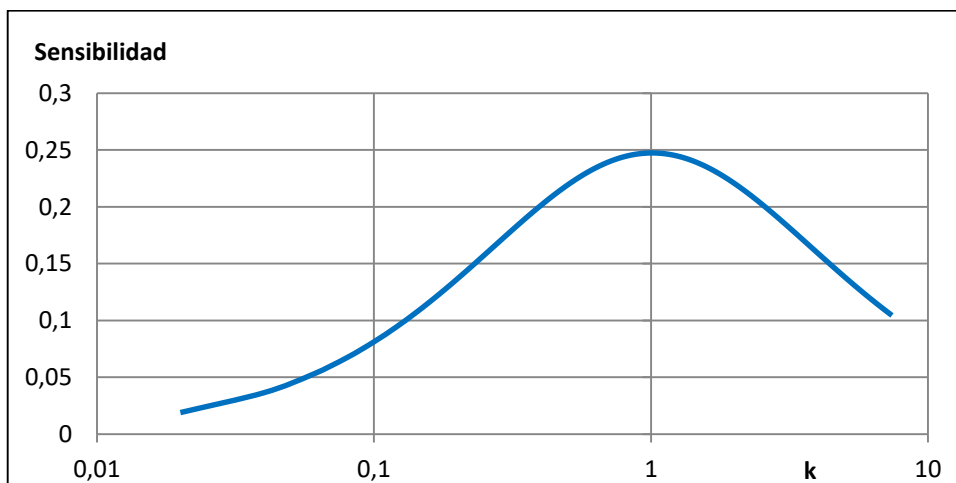


Figura 3.7. Sensibilidad frente a  $k$  ( $x = 0.01$ ). *Elaboración propia.*

▪ **Configuraciones del Puente de Wheatstone**

La resistencia variable puede ubicarse en cualquier posición del puente, por parejas o que todos los elementos sean variables. La curva de la tensión de salida no es en todos los

casos una función lineal; se comete un *error de linealidad*. El incremento de la resistencia respecto a su valor en reposo es prácticamente despreciable, de forma que la aproximación lineal en esta zona es buena.

**Error de linealidad:** error que aparece al aproximar la tensión de salida a una función lineal, respecto de la función real. Se expresa en % / %, es decir, el incremento en el error por cada incremento de error en la medida, debido a la aproximación.

$$E_L = \left| \frac{V_L - V_R}{V_R} \right| \quad (3.12)$$

En las siguientes Figuras 3.8. y 3.9. se muestra la dependencia de la tensión de salida con la resistencia variable, así como el error de linealidad cometido si se realiza la aproximación.

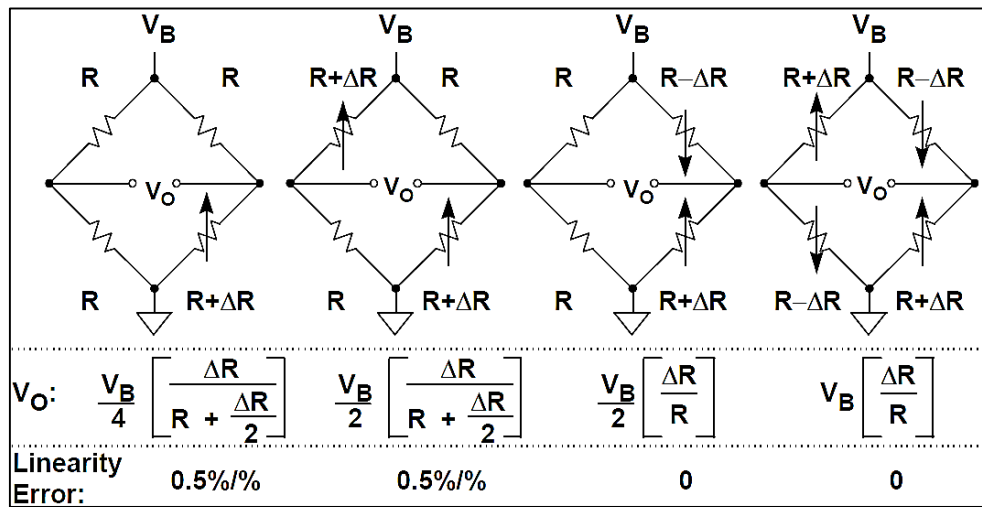


Figura 3.8. Tensión de salida y error de linealidad de diferentes configuraciones del Puento de Wheatstone con alimentación mediante fuente de tensión constante. *Analog Devices* [21]

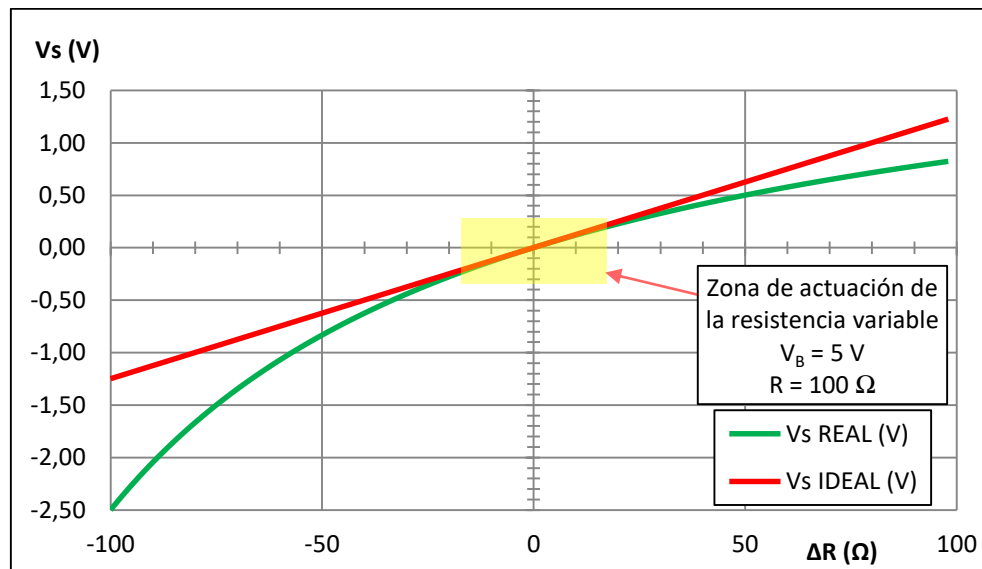


Figura 3.9. Tensión de salida real (primera configuración de la Figura 3.8.) y tensión linealizada. *Elaboración propia.*

La alimentación del Puento de Wheatstone también puede realizarse a partir de una fuente de corriente, como se muestra en la Figura 3.10.

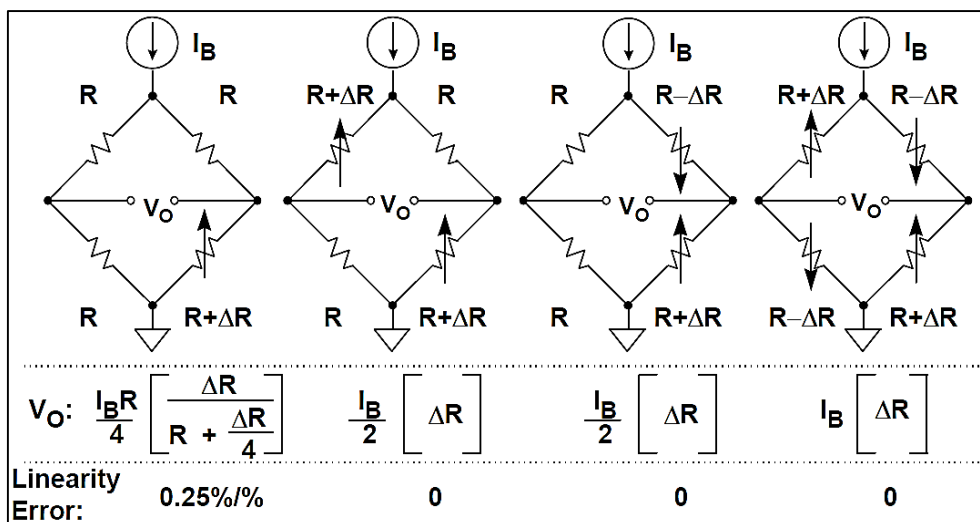


Figura 3.10. Tensión de salida y error de linealidad de diferentes configuraciones del Puento de Wheatstone con alimentación mediante fuente de corriente constante. *Analog Devices* [21]

▪ **Linealización del Puento de Wheatstone**

Es posible obtener una función lineal de la tensión de salida a partir de una configuración del puente de Wheatstone que, en principio, no lo es, gracias a la inclusión de amplificadores operacionales en los diferentes terminales del puente. En la Figura 3.11. se muestran dos posibles configuraciones y la expresión de la tensión de salida, directamente proporcional a la variación de la resistencia.

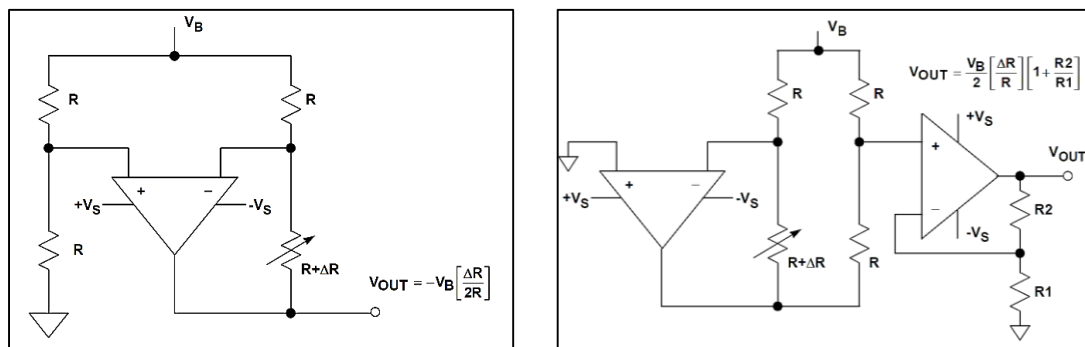


Figura 3.11. Linealización del Puento de Wheatstone con una resistencia variable, con alimentación mediante fuente de tensión constante. *Analog Devices* [21]

Existen otras configuraciones para mayor número de resistencias variables. No se profundiza en ello ya que, como se describe en los siguientes apartados, en este proyecto se utilizan células de carga cuya configuración de puente de Wheatstone consta de **cuatro resistencias variables**. (Figura 3.8.)

**3.2.2. Galgas extensiométricas**

Las galgas extensiométricas son resistencias variables por deformación que se utilizan principalmente para medir tensión mecánica. En general, se fabrican de tal manera que son muy sensibles a la deformación en una dirección (eje activo), mientras que, en la dirección transversal, la deformación es prácticamente inapreciable.

La resistencia eléctrica es, por definición, la oposición que presenta un conductor al paso de la corriente eléctrica. Es función de una característica intrínseca del material (resistividad,  $\rho$ ) y de la geometría del conductor (longitud y sección).

$$R = \rho \cdot l/A \quad (3.13)$$

Por lo tanto, modificando la geometría de la galga (estirando o contrayendo) se obtiene una variación en su resistencia.

**K**: factor de galga. Indica la sensibilidad de la galga; se define como la variación unitaria de resistencia con respecto a la variación unitaria de deformación. En conductores metálicos,  $K \cong 2$ .

$$K = \frac{\Delta R/R}{\Delta l/l} \quad (3.14)$$

Al aplicar una tensión sobre un material, este sufre una deformación física, pudiendo recuperar su forma inicial si dicha tensión no sobrepasa el denominado límite elástico. El comportamiento de los materiales al aplicarles una tensión se puede extraer de su gráfica tensión-deformación. (Figura 3.12.). El material debe trabajar en la zona elástica para que sus propiedades no se vean modificadas al eliminar la carga externa aplicada. La zona elástica se rige por la *ley de Hooke*:

$$\sigma = \frac{F}{A} = E \cdot \varepsilon \quad (3.15)$$

donde  $\sigma$ : tensión mecánica

$F$ : fuerza

$A$ : superficie sobre la que se aplica la fuerza

$E$ : módulo de elasticidad (módulo de Young)

$\varepsilon$ : deformación unitaria. Indica la deformación relativa del material; se mide en microdeformaciones ( $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ ;  $1 \mu\varepsilon = 10^{-6} \frac{m}{m}$ )

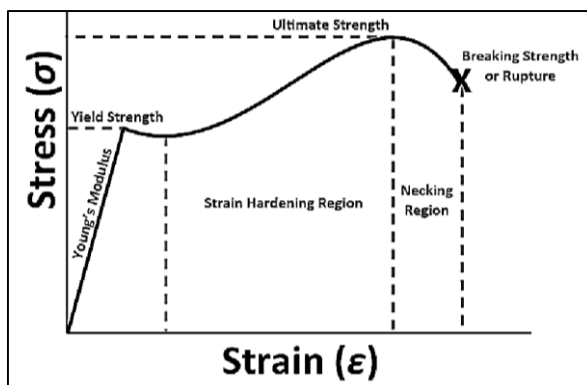


Figura 3.12. Curva tensión-deformación típica de un material sólido.  
Mechanical conditioning of cell layers for tissue [22]

$$R_g = R_0 \cdot (1 + x) \quad (3.16)$$

$$x = \frac{\Delta R}{R} = K \cdot \varepsilon \quad (3.17)$$

El diseño de las galgas está optimizado para obtener una gran deformación en un espacio muy reducido. Consisten en un conductor en forma de serpiente y pueden fabricarse de dos formas: mediante un hilo adhesivado o mediante la técnica de foto-impresión. (Figura 3.13., Tabla 3.1.).



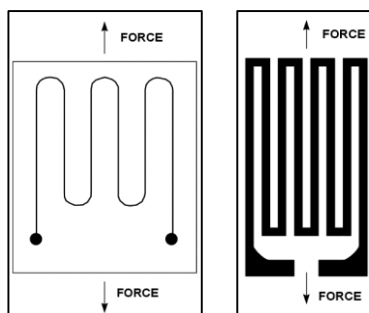


Figura 3.13. Galga de hilo (izquierda) y galga foto-impresa (derecha). *Analog Devices* [21]

Galga de hilo	Galga foto-impresa
Superficie muy reducida	Superficie mayor
Pérdidas reducidas	Estable a temperaturas elevadas
Elevado aislamiento	Buena disipación de calor
-	Grosor muy fino

Tabla 3.1. Galga de hilo (izquierda) y galga foto-impresa (derecha). *Analog Devices* [21]

Las galgas se fabrican en materiales metálicos y en semiconductores, principalmente. Los materiales proporcionan versatilidad y funcionalidad según las necesidades de la aplicación. En la Tabla 3.2. se resumen las diferentes características de las galgas extensiométricas.

Parámetro	Galgas metálicas	Galgas de semiconductor
Margen de medida (resolución)	0'1 – 40000 ( $\mu\epsilon$ )	0'001 – 3000 ( $\mu\epsilon$ )
Factor de galga K	1'8 – 2'35	50 – 200
Resistencia ( $\Omega$ )	120, 350, 600, ..., 5000	1000 – 5000
Tolerancia en la resistencia	0'1 – 0'2%	1 – 2%
Tamaño (mm)	0'4 – 150 (standard 4, 6)	1 – 5

Tabla 3.2. Características generales de galgas extensiométricas. *Analog Devices* [21]

En semiconductores es muy significativo el *efecto piezorresistivo*: cuando se aplica tensión mecánica sobre un semiconductor, su resistividad eléctrica ( $\rho$ ) varía. El *efecto piezorresistivo* solamente provoca un cambio en la resistencia eléctrica, y no en el potencial eléctrico, como sucede en el *efecto piezoeléctrico*. La variación de la resistencia de un semiconductor depende del tipo de dopado. El semiconductor (Si, Ge) es una estructura cristalina; al sustituir algunos de sus átomos por otros de distinto grupo se crean regiones con exceso o defecto de electrones, favoreciendo el flujo de electrones en distintas direcciones y permitiendo el control de la corriente.

**Dopado tipo N:** se añaden al sustrato semiconductor átomos del grupo 15 (P, As, Sb), los cuales sustituyen algunos átomos de la estructura cristalina. Forman enlaces covalentes y queda un electrón libre (no enlazado).

$$\frac{dR}{R_0} = -110 \cdot \epsilon + 10 \cdot \epsilon^2 \quad (3.18)$$

**Dopado tipo P:** se añaden al sustrato semiconductor átomos del grupo 13 (B, Al, Ga), los cuales sustituyen algunos átomos de la estructura cristalina. Se forman tres enlaces covalentes y un hueco que puede atraer un electrón libre.

$$\frac{dR}{R_0} = 119'5 \cdot \varepsilon + 4 \cdot \varepsilon^2 \quad (3.19)$$

Como se ha mencionado, la resistencia eléctrica es función de la resistividad, la longitud y la sección del conductor. A la variación de la resistencia afectan el efecto piezorresistivo, la ley de Hooke y la ley de Poisson:

$$R = \rho \cdot l/A \quad (3.20)$$

$$dR = \frac{l}{A} d\rho + \frac{\rho}{A} dl - \frac{\rho l}{A^2} dA \quad (3.21)$$

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dl}{l} - \frac{dA}{A} \quad (3.22)$$

▪ **Limitaciones, ventajas y desventajas**

El esfuerzo mecánico debe ser transmitido totalmente a la galga, y ésta no debe sobrepasar el límite elástico. La galga puede tener sensibilidad a deformaciones en otras direcciones a la deseada, y la dilatación del material puede falsear la medida (hasta  $50\mu\varepsilon/^{\circ}\text{C}$ ). Para ello, es importante escoger una galga cuyo coeficiente de dilatación térmica sea similar al del material al que se va a adherir. La sujeción de la galga también limita la vida útil de la misma, así como la corriente máxima admisible para cumplir con las tolerancias. Las galgas tienen una frecuencia de resonancia propia a la cual dan problemas al medir.

Como ventajas, cabe mencionar su respuesta lineal, la posibilidad de medir puntos concretos (galgas de menos de  $1 \text{ mm}^2$ ), repetitividad y estabilidad frente a transitorios, bajo coste y la respuesta a vibraciones (hasta 100 kHz).

▪ **Influencia de la temperatura y cableado**

La temperatura es un factor crítico para la fiabilidad de las medidas, afectando tanto a las galgas como al cableado y a la estructura a la que éstas se adhieren. A la ecuación de la variación de resistencia se suma un término de deriva térmica.

$$R_t = R_0 \cdot [1 + \alpha \cdot (T - T_0)] \quad (3.23)$$

$$\frac{\Delta R}{R} = K\varepsilon + [K \cdot (\alpha_1 - \alpha_2) + \beta] \cdot \Delta T \quad (3.24)$$

$\alpha$ : coeficiente térmico de resistividad.

$\alpha_1$ : coeficiente de dilatación térmico de la galga.

$\alpha_2$ : coeficiente de dilatación térmico de la estructura.

$\beta$ : coeficiente de temperatura de la resistencia.

Es posible elegir galgas con compensación de temperatura, *self-temperature compensation gages*, específicas para el material sobre el que se van a colocar (Figura 3.14.). De esta forma se logra minimizar el efecto indeseable de la deformación debido a la temperatura.

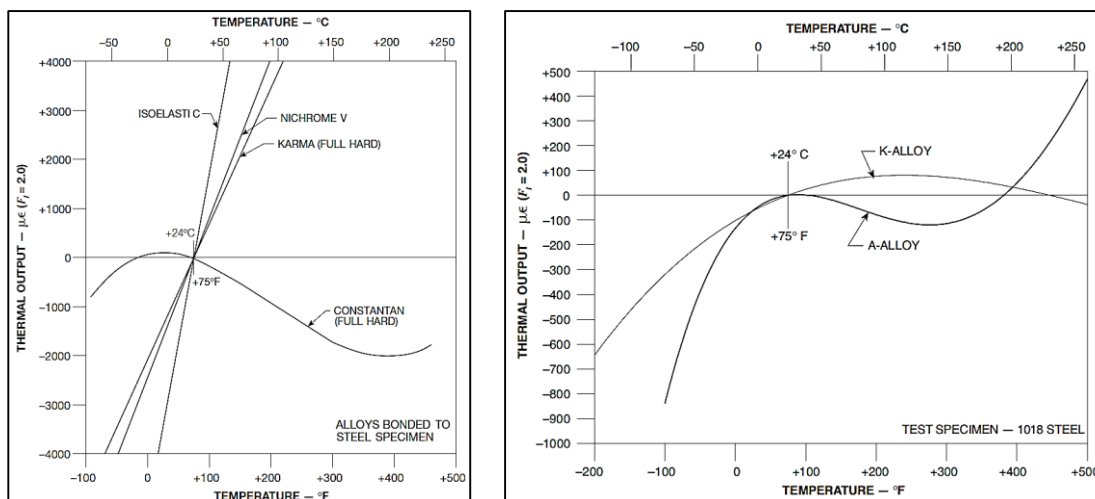


Figura 3.14. Deformaciones por efecto de la temperatura en galgas sin compensación (izquierda) y con compensación (derecha). Vishay Precision Group [23]

Los cables necesarios para las conexiones de las galgas y la formación del puente de Wheatstone introducen ruido y pueden estar a diferente temperatura que el equipo de medida y las galgas, y también tener diferentes coeficientes de dilatación.

La configuración de dos hilos añade a la resistencia de la galga la variación debida a la temperatura de los cables, provocando microdeformaciones ( $\mu\epsilon$ ) adicionales que falsean las medidas y se alejan del valor real.

Para eliminar ese efecto indeseable, se utiliza la configuración de tres hilos. Figura 3.15. Por el hilo ‘extra’ no circula corriente, por lo que la contribución de la temperatura de este cable compensa la del resto, por los que sí circula corriente.

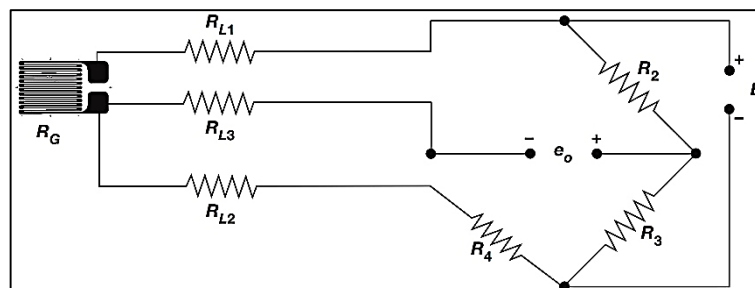


Figura 3.15. Puente de Wheatstone. Configuración de 3 hilos. Vishay Precision Group [24]

### 3.2.3. Células de carga

Una célula de carga es un instrumento preparado para medir deformaciones en direcciones muy determinadas. Las galgas están correctamente adhesivadas y protegidas, y el puente de Wheatstone está montado de forma que se tiene acceso a los terminales de alimentación y de la tensión de salida. Existen infinidad de células de carga para medir esfuerzos mecánicos en diferentes direcciones

En este proyecto se emplean células de carga que trabajan a flexión. Sirvan las Figuras 3.16. y 3.17. como esquema de colocación de las galgas en la célula de carga y el tipo de puente de Wheatstone que conforman.

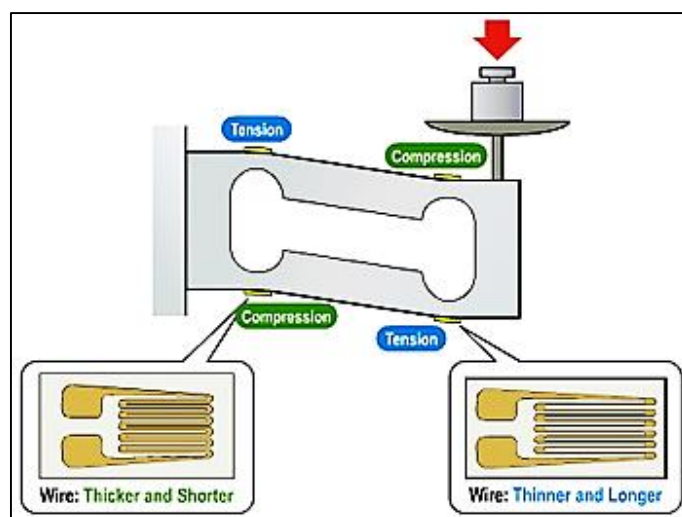


Figura 3.16. Ejemplo de aplicación. Modo de trabajo de las galgas. *Ishida* [25]

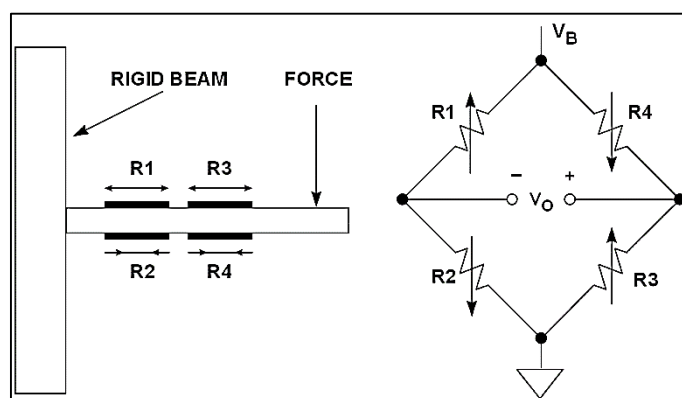


Figura 3.17. Colocación de las galgas en una célula de carga. *Analog Devices* [21]

### 3.2.3.1. Célula de carga *Utilcell 104-0.6*

Esta célula de carga admite hasta 0'6 kg. Dicho valor es una limitación por parte del fabricante; realmente, se permite aplicar cargas superiores, pero el fabricante no garantiza en estos casos la linealidad de la tensión de salida ni la recuperación elástica de las galgas.

La característica más importante y crítica de una célula de carga para cualquier aplicación es la sensibilidad. Esta célula tiene una sensibilidad de 0'9 mV/V, lo cual indica que, por cada voltio de alimentación, la salida abarca un rango de 0'9 mV. Por ejemplo, si se alimenta con 10 V, la célula de carga proporcionará un rango de salida lineal de 0 mV a 9 mV. Si la alimentación no es estable, la curva de transferencia no será la misma en cada momento.

La alimentación de las células de carga para su aplicación en este proyecto se lleva a cabo de manera digital, desde el ordenador y a través de las tarjetas electrónicas, con un valor de 5 V. Por lo tanto, cuando la carga aplicada sea de 0'6 kg, la tensión de salida del puente de Wheatstone será de 4'5 mV. Evidentemente, si esa carga se efectúa en sentido contrario, la salida del puente de Wheatstone será de -4'5 mV.

La resolución de la tensión de salida del puente de Wheatstone la determina la tarjeta electrónica utilizada para escribir los datos en el ordenador. En este caso, los 14 bit del convertidor ADC ( $2^{14} = 16384$  'escalones' de tensión entre -4'5 mV y +4'5 mV).

Las células de carga se utilizan en este proyecto para estudiar el balanceo del *bogie* respecto de su posición de equilibrio en la dirección de avance. Una parte de la célula se atornilla a la guía-patín de la traviesa y la otra al bastidor del *bogie*. (Figura 3.18.).

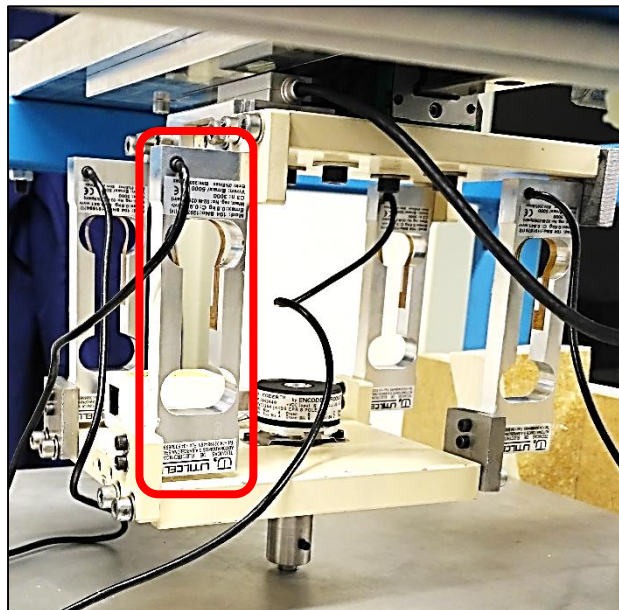


Figura 3.18. Células de carga 'Utilcell 0.6'. Fotografía.

### 3.3. ENCÓDERES

---

Un *encoder* o decodificador es un transductor que convierte un movimiento mecánico (lineal o rotativo) en pulsos digitales o analógicos. Dependiendo de las características, los encoders pueden clasificarse en diferentes grupos, pudiendo compartir diferentes cualidades. Según la tecnología empleada pueden ser ópticos o electromagnéticos; según la forma de generación de las señales, analógicos o digitales; según el tipo de movimiento, lineales o angulares. Sin embargo, la distinción más característica es la división entre encoders incrementales y encoders absolutos, los cuales se analizarán con mayor detalle en este apartado.

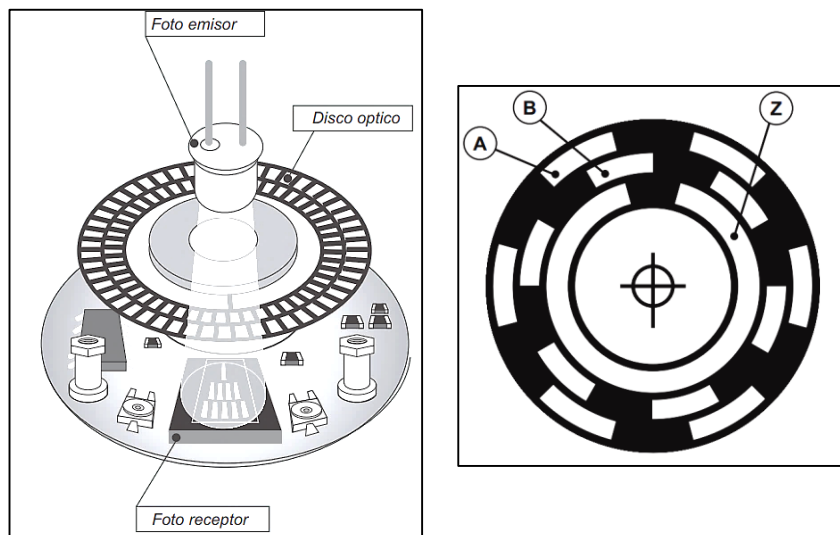
#### 3.3.1. Incrementales

En los encoders rotativos, el sistema está formado por un disco acoplado al eje en el que se han alternado espacios opacos con espacios transparentes o, directamente, ranurado. Existen tres anillos de estas ranuras que describen el funcionamiento del encoder. En un lado del disco se ubican tres fotoemisores que emiten haces de luz de forma continua; en el lado opuesto se ubican, colocados perpendicularmente al haz de luz, tres fotorreceptores. (Figura 3.19.). La interacción entre cada emisor y receptor genera una señal pulsante con el giro del disco; por lo tanto, se generan 3 señales. (Figura 3.20.).

El anillo ranurado más interno consta únicamente de una ranura, que determina el número de vueltas que ha realizado el disco. Esta característica del encoder incremental hace que en giros de menos de  $360^\circ$  pueda haber imprecisiones en las medidas, al no corregir el giro con la ubicación de otras ranuras.

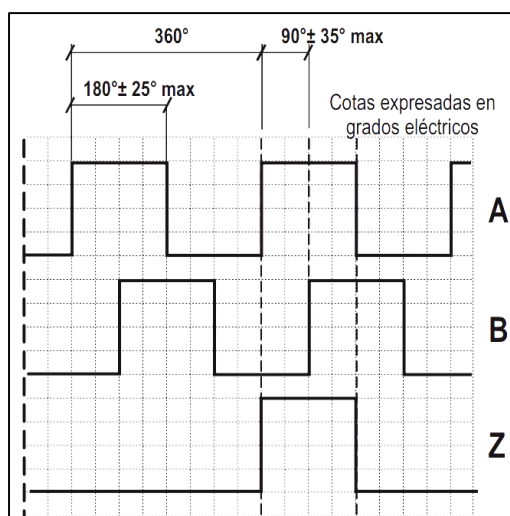
La resolución del encoder viene determinada por el número de ranuras de los dos anillos más externos. Así, un encoder incremental de 8 bit constará de  $2^8 = 256$  pasos por vuelta y 256 ranuras en cada anillo.

Las ranuras de estos anillos se encuentran desfasadas entre sí para poder determinar el sentido de rotación en función del desfase entre las señales.



**Figura 3.19.** Encoder rotativo incremental: sistema tipo (izquierda) y disco de 12 pasos (derecha). *Eltra S.p.a. Unipersonale* [26]

La transmisión de la señal se realiza de forma diferencial, esto es, comparando señales prácticamente iguales pero desfasadas  $180^\circ$  eléctricos entre sí. La señal de salida es la diferencia de estas dos señales, de forma que se elimina casi por completo toda interferencia de ‘modo común’, ruido electromagnético que se introduce en las señales por vibraciones de los circuitos o provenientes de fuentes externas. Los cables deben juntarse para favorecer que estas interferencias afecten por igual a las dos señales y que la diferencia entre las señales sea lo más nítida posible. De esta forma, existen dos cables por anillo ranurado, siendo común nombrarlos como  $A^+, A^-$  y  $B^+, B^-$  para las señales de los anillos externos y  $Z^+, Z^-$  para la señal del anillo interno.



**Figura 3.20.** Señales incrementales A, B, Z. *Eltra S.p.a. Unipersonale* [26]



Es necesario alimentar los fotoemisores y fotorreceptores, por lo que también se incluye un cable de alimentación (tensión de señal, en torno a 5V) y otro de referencia (masa), que irá a la tierra del resto del circuito. Por lo tanto, independientemente de la resolución del encoder, éste constará de 8 cables.

### 3.3.1.1. Encoder rotativo ACCU-CODER FV00264

El banco de ensayos se ha diseñado de tal manera que permite incorporar a los ejes del *bogie* un encoder rotativo. La parte móvil encaja en el eje y el rozamiento es suficiente para moverlo, ya que el par resistente que puede realizar es ínfimo en comparación con el del *bogie*. La parte fija se atornilla a la estructura y se facilita el acceso a los hilos. (Figura 3.21.)

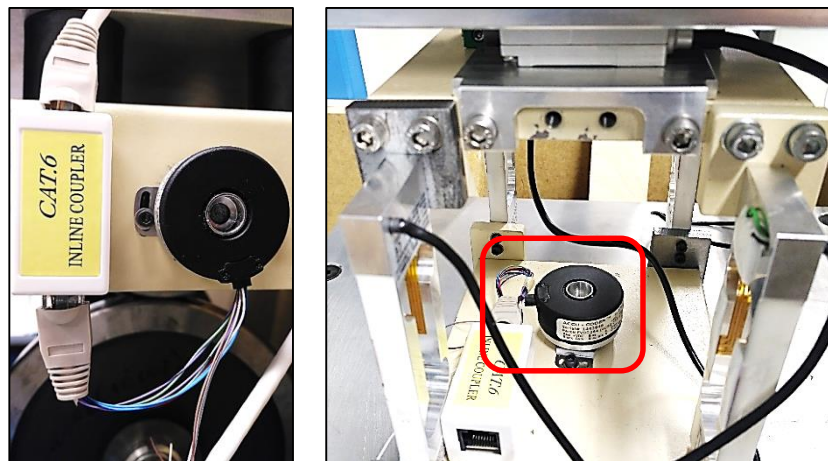


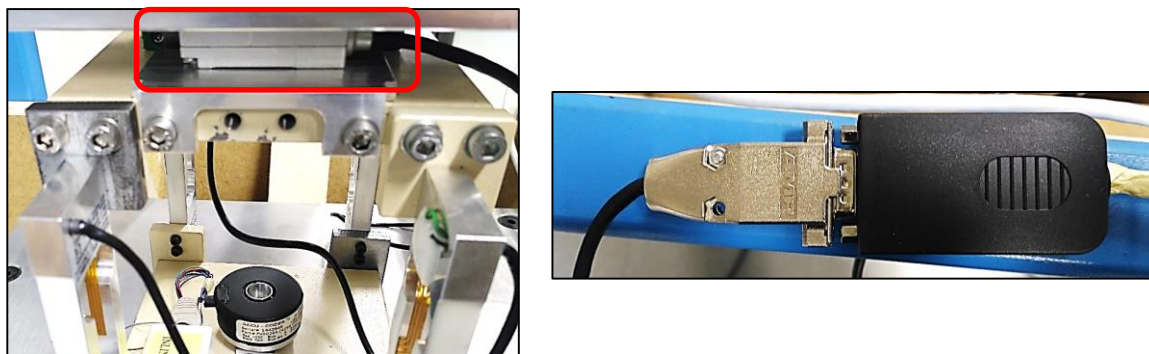
Figura 3.21. Encoder angular 'ACCU-CODER FV00264'. Fotografía.

Este encoder incremental tiene once hilos en total, ya que tiene otras funcionalidades, pero solamente se utilizan ocho hilos para este trabajo. La señal global que se obtiene directamente del encoder representa la posición angular. En el Capítulo 4: Software se implementarán funciones para obtener más variables a partir de la posición.

La resolución real es de 14 bit, es decir,  $2^{14} = 16384$  pasos por vuelta (parámetro *PPR*: *pulses per revolution*), y depende de la construcción física del encoder. En la etiqueta del encoder se indica el parámetro  $CPR = 2^{12} = 4096$ , que indica el número de pasos que puede proporcionar el encoder por sí solo. Sin embargo, es posible ajustar más la resolución si se emplean contadores que duplican o cuadruplican el número de pasos por vuelta totales a partir de las señales que reciben de los encoders (consideran los flancos de subida y bajada). El software y hardware complementario a los encoders será lo que determine este aumento de resolución (de *CPR* a *PPR*). El modo de adquisición de datos de la tarjeta electrónica incorpora contadores 'cuádruples', de forma que se consigue obtener la resolución física y máxima por construcción de los encoders ( $2^{14} = 16384$ ). [27]

### 3.3.1.2. Encoder lineal Fagor EXA-TA+L2RX

Un encoder lineal consta de un elemento fijo, que normalmente se une al sistema de referencia, y de un elemento móvil. El funcionamiento interno de un encoder incremental lineal es similar al rotativo; el disco es en este caso una tira longitudinal. Los fabricantes utilizan diferentes topologías para determinar la posición del elemento móvil respecto del fijo.



**Figura 3.22.** Encoder lineal *Fagor EXA-TA+L2RX* (izquierda) y conector DB15 VGA (derecha). *Fotografía.*

La conexión de este encoder se realiza a través de un conector DB15 (*D-subminiature type B, 15 pin*) para VGA (*Video Graphics Array*), formado por 15 pines distribuidos en 3 filas de 5 pines cada una. Al igual que el encoder angular, consta de más señales de las necesarias; se conectarán 8 pines. La señal global que se obtiene directamente del encoder representa la posición. En el Capítulo 4: Software se implementarán funciones para obtener más variables a partir de la posición.

En el Anexo se adjunta la hoja de características del '*Fagor EXA-TA+L2RX*' con toda la información detallada proporcionada por el fabricante.

#### 3.3.2. Absolutos

A pesar de que en este proyecto no se emplean encoders de este tipo, se explican para mostrar la diferencia con los incrementales; de manera que si, en trabajos futuros, se valora mejorar la instrumentación o implementar nuevos sensores, se tengan en cuenta sus características particulares.

El funcionamiento interno de los encoders rotativos absolutos es muy similar al de los incrementales, pues también consta de un disco ranurado que gira y un conjunto de fotoemisores y fotorreceptores. La principal modificación radica en la forma de determinar la posición, se efectúa leyendo el código de salida, y existe un único código de salida para cada 'paso' del encoder. Esto implica que no hay errores en la posición como puede haberlos en un incremental, ya que no es necesario el giro completo para verificar la posición. Asimismo, no precisa de posicionamiento de una referencia, siempre obtiene la posición exacta.

El disco se fabrica siguiendo un patrón de anillos. La resolución del encoder (pasos por vuelta) está determinada por el número de anillos. La explicación se halla en que estos se ranuran siguiendo el código Gray, un código similar al binario en el que en números consecutivos solamente varía un bit (Tabla 3.3.). De esta manera, solamente se produce una transición encendido-apagado o viceversa de los fotorreceptores, asegurando que la señal de salida se corresponde con el paso adecuado. Si se utilizase el código binario, dado que las transiciones encendido-apagado no suceden todas al mismo tiempo, la salida podría ser falsa.



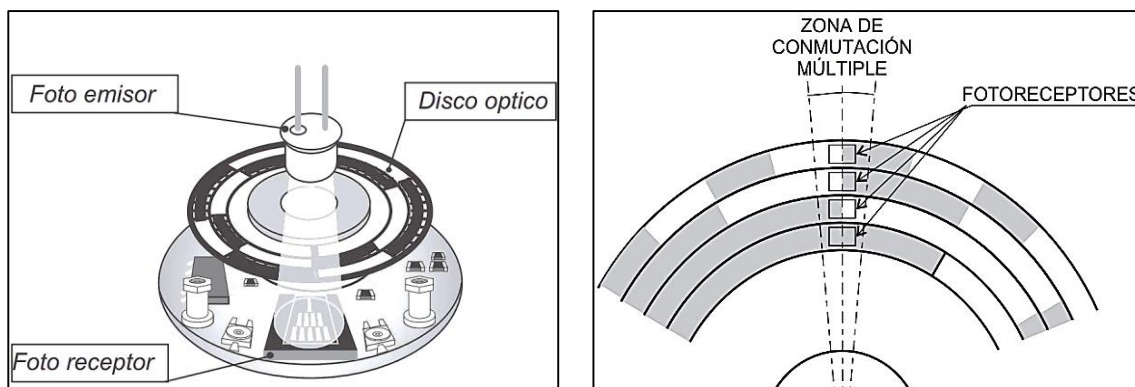


Figura 3.23. Encoder rotativo absoluto: sistema tipo y disco. Eltra S.p.a. Unipersonale [26]

DECIMAL	BINARIO	GRAY
0	000	000
1	001	001
2	010	011
3	011	010
4	100	110
5	101	111
6	110	101
7	111	100

Tabla 3.3. Sistemas decimal, binario y Gray (3 bit).  
Elaboración propia.

La transmisión se realiza, igualmente, en modo diferencial. Habrá dos hilos por cada señal (fotorreceptor). Es necesario un hilo para la alimentación y otro para la referencia a tierra. Por lo tanto, cuanto mayor sea la resolución del encoder, más cables tendrá. Por ejemplo, un encoder con una resolución de 8 bit, es decir,  $2^8 = 256$  pasos por vuelta, constará de 18 cables.

La principal desventaja es la gestión de tanto cableado en resoluciones elevadas. Sin embargo, se obtiene una gran precisión en movimientos de menos de  $360^\circ$ .



## 4. SOFTWARE

---

Hasta este momento se han descrito conceptos teóricos sobre elementos de tracción ferroviaria y sobre aparatos de instrumentación electrónica. Este capítulo explica la forma en la que son adquiridos los datos y se muestran en el ordenador. Paralelamente, se muestra la parte fundamental del código informático desarrollado. Por último, se introducen unas nociones básicas sobre procesamiento de señales y un ejemplo de aplicación.

Todo el código se encuentra adjunto en el Anexo.

### 4.1. LINUXCNC

---

Anteriormente denominado *EMC (Enhanced Machine Controller Architecture)* es un software de código abierto (*open-source*) que permite la implementación de sistemas de control numérico utilizando ordenadores ‘estándar’ (de propósito general). Es desarrollado libremente y actualizado continuamente en la web [www.linuxcnc.org](http://www.linuxcnc.org). Se instala en el ordenador como una versión modificada de Debian-Linux que proporciona el *real-time kernel* (núcleo en tiempo real).

#### 4.1.1. Conceptos básicos

A continuación, se resumen algunos conceptos generales sobre LinuxCNC y el sistema implementado en este proyecto para comprender el funcionamiento del sistema de extracción y procesamiento de datos. Los conceptos son más complejos de lo que aquí se presenta, pero se considera que la visión proporcionada es suficiente para establecer los límites del entorno. [28]

- **Open-source software (OSS):** es el software cuyo código fuente y otros derechos que normalmente son exclusivos de su autor, forman parte del dominio público. Esto permite acceder al software de manera gratuita y modificar la fuente del programa sin restricciones de licencia (utilización, cambio, mejora y redistribución del software).
- **Kernel (núcleo):** se trata de un término empleado como sinónimo de ‘sistema operativo’, en cuanto al software central que gestiona y distribuye los medios del ordenador (CPU, RAM o dispositivos). Existen ordenadores que no lo emplean, pero la presencia del *kernel* simplifica enormemente la escritura y uso de otros programas, e incrementa la potencia y flexibilidad de la que disponen los programadores. El *kernel* proporciona una capa de software para gestionar los recursos limitados del ordenador.
- **Realtime:** un sistema de tiempo real es un sistema informático que interacciona con su entorno físico y responde a los estímulos del entorno dentro de un plazo de tiempo. Este sistema recoge los datos de entrada, los procesa y los emite como datos de salida siempre a la misma velocidad. La reacción de un sistema ante eventos externos (entradas) se produce durante la evolución temporal de los mismos. Por lo tanto, el tiempo de procesamiento y el tiempo de toma de datos deben ser del mismo orden. No pueden producirse retrasos con respecto al tiempo de emisión de datos; de otro modo, el sistema habrá fallado. Es necesario que el sistema sea predecible, esto es, determinista, para

garantizar que funcione adecuadamente (la salida siempre será la misma a partir de las mismas condiciones de partida).

Los sistemas de tiempo real están íntimamente relacionados con el *kernel*, ya que utilizan los relojes y contadores del núcleo del procesador para la toma de datos. Normalmente se utiliza un software a nivel de aplicación para monitorizar y controlar el sistema: *embedded systems*.

- **Terminal:** también denominado consola (en inglés, *Shell*), es un programa informático donde interactúa el usuario con el sistema operativo a través de una ventana de comandos que recibe órdenes escritas por el usuario. No proporciona un entorno gráfico intuitivo como el de una aplicación, pero permite un mayor grado de funciones y configuraciones.
- **HAL**, siglas de *Hardware Abstraction Layer*, es una vía de comunicación de alto nivel que permite cargar e interconectar bloques independientes para construir un sistema complejo. [29]. En un principio, HAL se diseñó para facilitar la configuración de LinuxCNC y poder conectar dispositivos muy diferentes. Muchos de los bloques son *drivers* en sí mismos, esto es, pequeños programas de comunicación entre dispositivos y el ordenador. Sin embargo, la potencia de HAL permite realizar funciones mucho más complejas.

En este trabajo se emplea HAL eminentemente como *driver* de los sensores, de forma que se realiza un ‘volcado’ de los datos en ficheros en tiempo real. No obstante, también se realizan pequeñas operaciones que modifican la señal obtenida. Para acceder a las señales de los pines de la *Termination Board* se utilizan las funcionalidades de HAL directamente sobre la terminal.

El código implementado para la extracción de datos se basa, fundamentalmente, en la comunicación entre los pines de la tarjeta electrónica. Además de los pines físicos a los que se conectan los sensores, hay multitud de pines ‘ficticios’, que son utilizados para la programación.

#### 4.1.2. Tarjeta electrónica *Motenc-Lite*

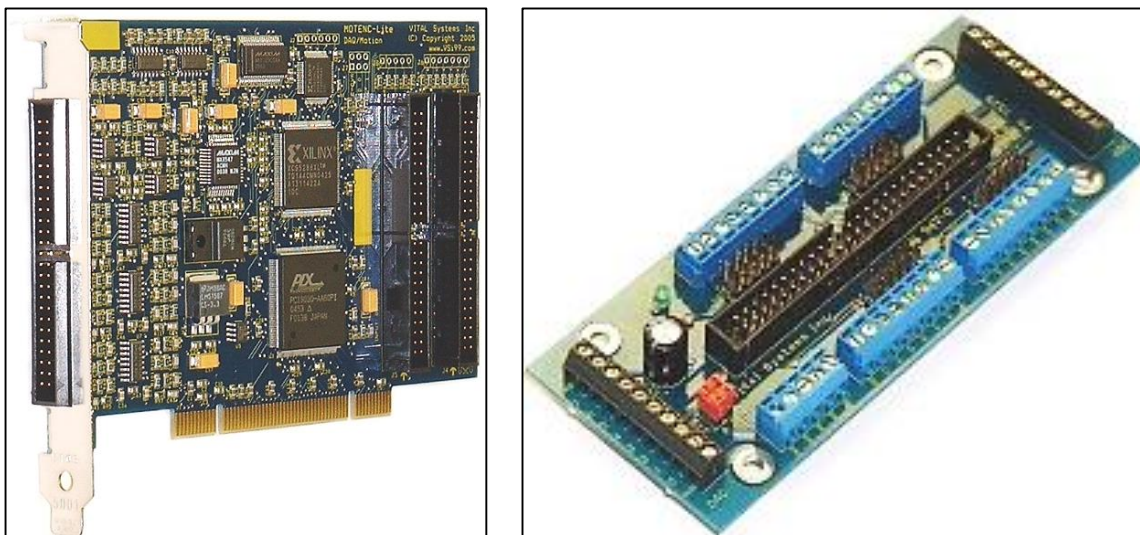
La tarjeta electrónica *MOTENC-Lite PCI [pn 7541]*, fabricada y distribuida por *Vital Systems Inc.* es una placa diseñada para controlar máquinas que requieren un control preciso de movimientos mediante sistemas de tiempo real y desde un ordenador ‘estándar’ (PC). Esto incluye máquinas de CNC, Routers, máquinas P&P (*pick and place*) o sencillos robots. [30]. (Figura 4.1.). Se conecta directamente a la placa base del ordenador, en una de las entradas PCI. El ordenador utilizado en este trabajo permite la instalación de dos tarjetas, tantos como huecos disponibles hay en la placa base.

La tarjeta consta de todos los componentes necesarios para implementar un sistema de control digital con realimentación (*feed-back*). Tiene múltiples entradas y salidas analógicas y digitales para conectar otros periféricos. Permite la comunicación directa con los encoders y las señales analógicas de las células de carga, pero es necesario instalar una tarjeta electrónica a modo de periférico intermediario: *Termination Board pn 7525*.

La comunicación entre la *Motenc-Lite* y la *Termination Board* se realiza a través de un bus de datos de 32 bit. El tiempo de establecimiento de las tensiones de las salidas analógicas es inferior a 5  $\mu$ s, y los tiempos de lectura-escritura del procesador se encuentran en torno a los 500 ns. El controlador PID interno permite gestionar los datos de ida y vuelta con una frecuencia superior a los 20 kHz. Otros pines y entradas permiten crear un sistema de control personalizado que no es necesario para el propósito de este proyecto.

▪ **Termination Board pn 7525**

Para establecer la comunicación entre las señales analógicas de los encoders y las células de carga hace falta otra placa auxiliar, la cual es el intermediario entre la tarjeta Motenc y los sensores. Esta placa se denomina *Termination Board pn 7525*, y dispone de pines para señales analógicas, grupos de ocho pines para cuatro encoders incrementales por transmisión diferencial, y pines tanto para entradas como para salidas de convertidores DAC y ADC. (Figura 4.1.). La comunicación entre la *Termination Board* y la *Motenc Lite* se realiza a través de un bus de datos (banda). Se adjunta la hoja de características en el Anexo.



**Figura 4.1.** Tarjeta electrónica *Motenc Lite pn 7541* (izquierda) y tarjeta electrónica auxiliar *Termination Board pn 7525* (derecha). *Vital Systems Inc.* [30]

En realidad, esta tarjeta electrónica es pasiva, la circuitería analógica y digital que permite interpretar las señales recibidas de los encoders y enviarlas al ordenador es la *MOTENC-Lite*.

La alimentación de los encoders puede realizarse externamente o desde el propio ordenador. Existen ‘puentes’ para elegirlo. Desde el ordenador, la tensión proporcionada es de 5 V, y suministra una corriente de hasta 1 A.

Mediante la programación con HAL (sección 4.2.) se controlan las señales de entrada y salida de los pines de la tarjeta. Los valores de tensión para las alimentaciones de los diferentes sensores son estables, comprobados con un voltímetro en varias fases de la toma de datos.

## 4.2. PROGRAMACIÓN

### 4.2.1. Obtención de datos brutos

Dada la extensión de HAL, se ha optado por explicar directamente el código desarrollado. Se busca así facilitar la comprensión del trabajo realizado en lugar de describir las funciones utilizadas por separado, disponibles en el manual. [29].

El programa que permite la toma de datos y la visualización en tiempo real de las señales está formado por procedimientos independientes, que imponen tensiones o realizan operaciones en tiempo real con los datos de entrada. Las operaciones realizadas son sencillas, requieren un tiempo de procesamiento muy inferior al período del ‘volcado’ de datos en tiempo real.

- **Inicio del programa: toma de datos en tiempo real**

Para iniciar la toma de datos, deben escribirse las siguientes líneas en la ventana de comandos del escritorio de *Debian*, tras insertar las credenciales de usuario correspondientes.

<code>cd DIRECTORIO</code>	Acceso a la carpeta donde están los archivos
<code>sudo halrun -I -f sensorescompleto.hal</code>	Cargar el programa completo. Comunicación del núcleo con las tarjetas electrónicas
<code>start</code>	Iniciar la escritura de datos en tiempo real
<code>exit</code>	Finalizar la comunicación y escritura de datos

Se recomienda realizar los ensayos sin esperas. Los archivos de datos ocupan mucha memoria, y el tratamiento de datos posterior consume recursos en proporción. Los archivos ocupan en torno a 5 MB cada uno para un ensayo de 1 minuto de duración.

- **Archivos .comp**

Los denominados ‘componentes’ suponen trozos de código que constan de entradas y salidas definidas y una serie de operaciones sencillas entre ellas. Crear un componente resulta muy complicado, pues implica conocer muy a fondo el lenguaje de HAL, especialmente en las labores de compilación y corrección de errores.

Al utilizar los archivos con extensión *.comp*, ese código adicional es escrito automáticamente, por lo que el código resulta más intuitivo y sencillo. Se muestran a continuación los componentes creados.

**diferencia.comp** : calcula la diferencia entre las señales de los pines que se indican. En este proyecto se utiliza para obtener la tensión de salida del puente de Wheatstone de las células de carga. El valor de esa tensión es la resta de los potenciales de los puntos medios del puente.

<code>component diferencia;</code>	Crear componente ‘diferencia’
<code>pin out float resta;</code>	Crear pin de salida ‘resta’, de tipo flotante
<code>pin in float entrada1;</code>	Crear pin de entrada ‘entrada1’, de tipo flotante
<code>pin in float entrada2;</code>	Crear pin de entrada ‘entrada2’, de tipo flotante
<code>function_;</code>	Crear función en C#
<code>license "GPL";</code>	Indicar versión de la licencia
<code>;;</code>	
<code>#include &lt;rtapi_math.h&gt;</code>	Incluir librería math
<code>FUNCTION( ) { resta=entrada1-entrada2; }</code>	Operación con las variables creadas

**aliment.comp** : impone una tensión constante de 5 V en un pin de salida analógica de la Termination Board, que supone la alimentación de las células de carga.

**ground.comp** : impone una tensión constante de 0 V en un pin de salida analógica de la Termination Board, que supone la alimentación de las células de carga.

**posvelang.comp** : escala el valor de los pasos por vuelta del encoder rotativo (14 bits de resolución,  $2^{14} = 16384$  pasos) a  $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ . Asigna el valor de la posición a una variable interna del programa. Además, obtiene la velocidad, calculando la derivada (diferencia entre dos valores consecutivos entre el tiempo de toma de datos), y la asigna a otra variable.

<code>component posvelang0;</code>	Crear componente ‘posvelang’
<code>pin in float posin;</code>	Crear pin de entrada ‘posin’, de tipo flotante
<code>pin out float posang;</code>	Crear pin de salida ‘posang’, de tipo flotante

pin out float omega;	Crear pin de salida 'entrada2', de tipo flotante
variable float old;	Crear variable interna 'old', de tipo flotante
function_;	Crear función en C#
license "GPL";	Indicar versión de la licencia
;;	
#include <rtapi_math.h>	Incluir librería math
FUNCTION(_)	
{	Iniciar función
float twopi = 2.0*M_PI;	Variable interna C# 'twopi', de tipo flotante
float gain =	Variable interna 'gain' a la resolución 2 <sup>14</sup>
twopi/16384.0;	
posang = posin*gain;	Posición angular 'posang', en rad·s <sup>-1</sup>
float tmp=posang;	Variable interna C# 'tmp'
omega=(tmp-old)/(fperiod);	Aproximación a la derivada. 'fperiod': periodo de muestreo
old=tmp;	Actualizar 'old' con el valor anterior de 'tmp'
}	Finalizar función

**lineal.comp** : escala el valor de la resolución del encoder lineal (1 µm) a unidades del S.I. (m). Obtiene la posición y la velocidad, análogamente al encoder rotativo.

#### ▪ Archivos .hal

El programa general tiene la extensión *.hal*. Es un *script* en el que se escriben todos los componentes anteriores. Es suficiente con cargar este archivo en la Terminal para ejecutar todo el código. Se muestra a continuación un extracto. Para más información, consultar el manual [29].

```
loadrt hal_motenc          Cargar componente específico para trabajar con placas Motenc
loadrt threads name1=slow period1=1000000
                          Crear "hilos". Permiten el funcionamiento del sistema en tiempo real. Periodo realtime en ns
loadrt sampler depth=1000,1000,1000, (...) cfg=ff,ff,ff,ff,ff,ffff
                          Cargar el muestreador. Señalar en 'depth' el período de muestreo del canal (ns)
                          Indicar tantos canales como sensores
#ENCODERES
# Tarjeta 0: ENC_0 = rodillo trasero; ENC_1 = wheelset trasero;
#           ENC_2 = wheelset delantero; ENC_3 = rodillo delantero;
# Tarjeta 1: yaw = giro azimutal (yaw); lineal = desplaz. lateral
loadrt posvelang0          Cargar componente creado 'posvelang0'
net GANANCIA0 motenc.0.enc-00-position => posvelang.0.posin
                          Conectar internamente la señal de posición que da el encoder con el pin creado en 'posvelang'
                          Se necesita definir una función nexio (GANANCIA0) para establecer la conexión
addf motenc.0.encoder-read slow          Añadir la función 'lectura' del encoder al "hilo"
addf posvelang0.0 slow                  Añadir la función del componente 'posvelang' al "hilo"
addf sampler.0 slow                    Añadir el canal 0 del muestreador al "hilo"
loadusr halsampler -t ENC_0             Crear fichero 'ENC_0' en el que se escriben los datos
net ENC00 posvelang0.0.posang => sampler.0.pin.0
                          Conectar internamente el pin que da la posición angular escalada en 'posvelang' con el pin 0 del canal 0 del
                          muestreador. Se define la función nexio (DATOS000) para establecer la conexión
net ENC01 posvelang0.0.omega => sampler.0.pin.1
                          Conectar internamente el pin que da la velocidad angular calculada en 'posvelang' con el pin 1 del canal 0 del
                          muestreador. Se define la función nexio (DATOS001) para establecer la conexión
# CÉLULAS DE CARGA
loadrt aliment              Cargar componente 'aliment'
loadrt ground              Cargar componente 'ground'
addf motenc.1.dac-write slow  Añadir la función 'escritura' del convertidor DAC al "hilo"
addf aliment.0 slow        Añadir la función 'constant' al "hilo"
setp aliment.0.value 5     Establecer el valor de la función 'constant' igual a 5. Representa 5V
net ALIMENTACION constant.0.out => motenc.1.dac-01-value
                          Conectar el pin físico de las salidas DAC con el pin ficticio del componente 'aliment'
```



```

    Se define la función nexco (ALIMENTACIÓN) para establecer la conexión. Se imponen 5V en un pin físico.
addf motenc.1.adc-read slow                               Añadir la función 'lectura' del convertidor DAC al "hilo"
loadrt diferencia0                                       Cargar componente 'diferencia0'
addf diferencia0.0 slow                                   Añadir la función diferencia0 al "hilo"
net V01 motenc.1.adc-01-value => diferencia0.0.entrada1
    Conectar un pin físico de las entradas ADC con el pin 'entrada1' creado en 'diferencia0'
    Se define la función nexco (V01) para establecer la conexión. Se lee la tensión en ese pin
net V02 motenc.1.adc-00-value => diferencia0.0.entrada2
    Conectar un pin físico de las entradas ADC con el pin 'entrada2' creado en 'diferencia'
    Se define la función nexco (V02) para establecer la conexión. Se lee la tensión en ese pin
addf sampler.6 slow                                       Añadir el canal 6 del muestreador al "hilo"
loadusr halsampler -c 6 -t CELCARGA                      Crear fichero 'CELCARGA' en que se escriben los datos
net GALGAS0 diferencia0.0.resta => sampler.6.pin.0
    Conectar internamente el pin 'resta' con el pin 0 del canal 4 del muestreador. Se define la función nexco (GALGAS0)
    para establecer la conexión. Se copia la señal para escribirla en el fichero.

```

#### ▪ Ficheros de datos

Los ficheros en los que se escriben los datos no tienen una extensión definida que permita abrirlos con un programa específico. Pueden ser tratados como archivos *.txt*; al abrirlos, se muestran los datos separados por espacios, como si fueran columnas, facilitando la 'carga' de los datos en otros programas como *Excel* o *Matlab/Octave*. Los valores instantáneos de las señales son escritos en los ficheros a la velocidad del "hilo" determinado en el código. Cada milisegundo (período de 'volcado' de datos) se escriben en una fila: el 'milisegundo' actual y los datos medidos y/o procesados en tiempo real (si los hubiera).

En el caso de las células de carga, en la primera 'columna' se escribe el tiempo (en milisegundos); en las siguientes, la tensión de salida del puente de Wheatstone de cada célula. Para los encoders hay tres columnas: en la primera, el tiempo (en milisegundos); en la segunda, la posición angular (escalada a *rad/s*); en la tercera, la velocidad angular (derivada discreta de la posición angular y escalada a *rad/s*). En la Figura 4.2. se muestra un ejemplo del 'volcado' de datos en los ficheros.

54974	54973	0.001221	-0.007935	0.002441	-0.006104	54974	54973	-1411.311835	-81.795780
54975	54974	0.001221	-0.007935	0.001831	-0.006104	54975	54974	-1411.394286	-82.406196
54976	54975	0.001221	-0.007324	0.001831	-0.006104	54976	54975	-1411.476738	-82.406196
54977	54976	0.001221	-0.007324	0.003052	-0.006714	54977	54976	-1411.559573	-82.894529
54978	54977	0.000610	-0.007324	0.003052	-0.006714	54978	54977	-1411.642791	-83.260779
54979	54978	0.000610	-0.007324	0.001831	-0.006714	54979	54978	-1411.726010	-83.138696
54980	54979	0.001221	-0.007324	0.001831	-0.006714	54980	54979	-1411.809612	-83.627029
54981	54980	0.001221	-0.007324	0.002441	-0.007324	54981	54980	-1411.892830	-83.260779
54982	54981	0.001221	-0.006104	0.002441	-0.007324	54982	54981	-1411.976432	-83.627029
54983	54982	0.001221	-0.006104	0.004272	-0.006104	54983	54982	-1412.059651	-83.260779
54984	54983	0.001221	-0.007324	0.004272	-0.006104	54984	54983	-1412.143253	-83.627029
54985	54984	0.001221	-0.007324	0.001831	-0.006714	54985	54984	-1412.226471	-83.138696
54986	54985	0.001221	-0.006104	0.001831	-0.006714	54986	54985	-1412.309306	-82.894529
54987	54986	0.001221	-0.006104	0.002441	-0.005493	54987	54986	-1412.391374	-82.039946
54988	54987	0.001221	-0.007935	0.002441	-0.005493	54988	54987	-1412.473442	-82.039946
54989	54988	0.001221	-0.007935	0.003052	-0.006104	54989	54988	-1412.554743	-81.307447
54990	54989	0.001221	-0.007324	0.003052	-0.006104	54990	54989	-1412.637578	-82.894529
54991	54990	0.001221	-0.007324	0.003052	-0.005493	54991	54990	-1412.720796	-83.260779
54992	54991	0.001221	-0.006104	0.003052	-0.005493	54992	54991	-1412.804398	-83.627029
54993	54992	0.001221	-0.006104	0.001831	-0.006714	54993	54992	-1412.887233	-82.772446
54994	54993	0.001221	-0.006714	0.001831	-0.006714	54994	54993	-1412.969301	-82.162029
54995	54994	0.001221	-0.006714	0.002441	-0.004883	54995	54994	-1413.050986	-81.673696
54996	54995	0.001831	-0.007324	0.002441	-0.004883	54996	54995	-1413.133054	-82.039946
54997	54996	0.001831	-0.007324	0.002441	-0.005493	54997	54996	-1413.215122	-82.039946
54998	54997	0.001221	-0.006104	0.002441	-0.005493	54998	54997	-1413.296423	-81.307447
54999	54998	0.001221	-0.006104	0.003052	-0.005493	54999	54998	-1413.378107	-81.673696
55000	54999	0.001831	-0.006104	0.003052	-0.005493	55000	54999	-1413.460175	-82.162029

Figura 4.2. Datos célula de carga (izquierda) y encoder rotativo (derecha). *Elaboración propia.*

#### ▪ Herramienta *Halscope*

Los datos recogidos se pueden tratar posteriormente con otros programas, por ejemplo, *Matlab/Octave*. La herramienta *halscope* permite, además, visualizar las señales de los



pinces creados en tiempo real, es decir, las representa gráficamente en función del tiempo. El eje de abscisas (eje temporal) es móvil; se pueden seleccionar la velocidad y las escalas de los ejes. Para más información, consultar el manual [29].

En la Figura 4.3. se muestra una imagen del *Halscope* durante un instante de funcionamiento del sistema completo.

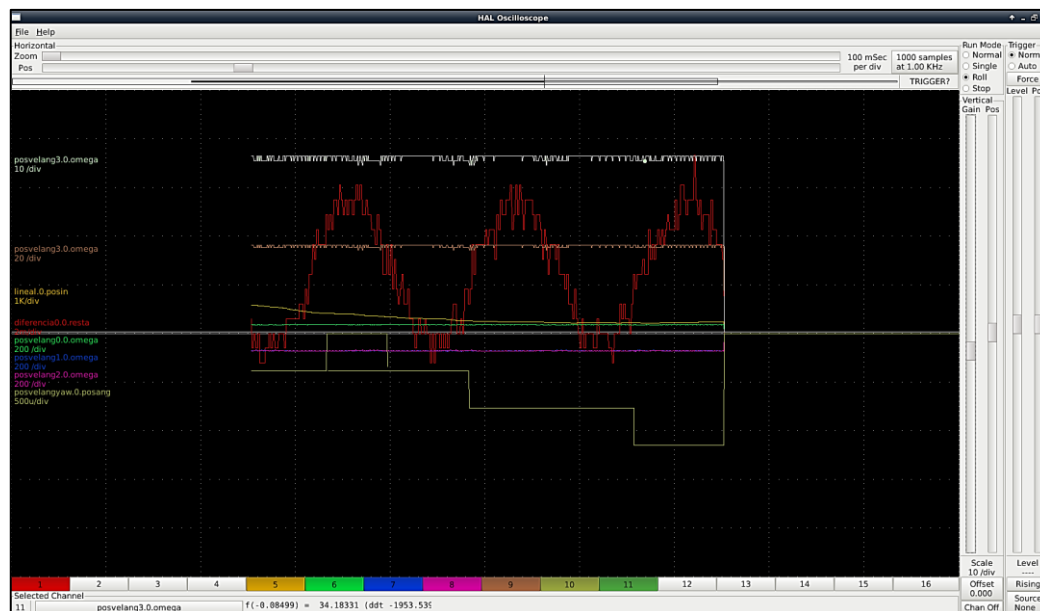


Figura 4.3. Visualización instantánea con la herramienta *Halscope*. *Elaboración propia.*

#### 4.2.2. Tratamiento de datos con *Matlab*

La precisión de las señales recogidas en los ficheros de datos depende, principalmente, de la resolución del sensor y del ruido electromagnético que pueda ‘colarse’ en la señal. El ruido es aleatorio y de alta frecuencia; pueden reducirse sus efectos empleando cables trenzados, coaxiales y apantallados o, también, disminuyendo la longitud de los mismos. Los sensores más avanzados incorporan filtros EMI (*Electromagnetic interferences*) y determinadas configuraciones para aumentar su inmunidad.

Las señales obtenidas directamente de los sensores tienen, en efecto, una señal de ruido superpuesta a la que realmente interesa provocada por las vibraciones mecánicas del banco de ensayos y por interferencias electromagnéticas. Los sensores se encuentran lo suficientemente alejados del ordenador, el motor de inducción y el variador de frecuencia como para percibir las señales electromagnéticas que estos puedan emitir. Sin embargo, la rodadura con deslizamiento de los discos durante la marcha genera una acumulación de cargas electrostáticas en los mismos. La unión de los encoders rotativos a los ejes también es metálica (y, por tanto, conductora), de forma que es razonable señalar que puede introducirse una señal indeseable por este motivo.

Queda justificada la necesidad de filtrar los datos brutos medidos. Se emplea el software *Matlab*<sup>®</sup>/*Octave*, un programa de gran potencia orientado a resolver problemas con gran número de datos y múltiples variables. En este proyecto se utiliza para filtrar los datos brutos y generar gráficas que permitan ver la evolución de las variables medidas y establecer su relación con los movimientos característicos de un *bogie*.

Los datos almacenados en las medidas son tratados con posterioridad porque la programación de un filtro paso bajo en tiempo real para su visualización ‘en directo’ con la herramienta *Halscope* requiere de muchos recursos y supone tener que ralentizar el período de escritura de datos del *realtime*.

#### 4.2.2.1. Filtro paso bajo

Una señal puede descomponerse en infinitas ondas sinusoidales de diferentes amplitudes y frecuencias. Filtrar una señal supone la eliminación o atenuación de algunas de estas sinusoidales, y la señal resultante cambia de forma. Se introducen a continuación algunos conceptos básicos sobre el tema.

##### ▪ Series de Fourier trigonométricas [31]

Sea  $L > 0$ ,  $I = [-L, L]$ ,  $\omega = \frac{\pi}{L}$ , y la sucesión  $(\phi_n)_{n \in \mathbb{N}_0}$  dada por

$$\phi_0(t) = \frac{1}{\sqrt{2L}}, \quad \phi_{2n-1}(t) = \frac{1}{\sqrt{L}} \cos(n\omega t), \quad \phi_{2n}(t) = \frac{1}{\sqrt{L}} \sin(n\omega t), \quad n \in \mathbb{N}$$

Se llama *serie de Fourier trigonométrica* de una función  $f \in L^2(I)$  en el intervalo  $I$  a la serie de Fourier de  $f$  asociada a la base  $(\phi_n)_{n \in \mathbb{N}_0}$ .

En principio, la serie de Fourier trigonométrica de  $f$  es  $\sum_{n=0}^{+\infty} \langle f, \phi_n \rangle \phi_n$ , donde

$$\langle f, \phi_n \rangle = \int_{-L}^L f(t) \phi_n dt$$

No obstante, como  $\langle f, \phi_n \rangle = \frac{1}{\sqrt{L}} \langle f, 1 \rangle$  y, para cada  $n \in \mathbb{N}$ ,

$$\langle f, \phi_{2n-1} \rangle = \frac{1}{\sqrt{L}} \langle f, \cos(n\omega t) \rangle, \quad \langle f, \phi_{2n} \rangle = \frac{1}{\sqrt{L}} \langle f, \sin(n\omega t) \rangle,$$

es preferible escribir como sigue la serie de Fourier:

$$a_0 + \sum_{n=1}^{+\infty} (a_n \cos(n\omega t) + b_n \sin(n\omega t)),$$

con

$$\begin{aligned} a_0 &:= \frac{1}{\sqrt{2L}} \langle f, \phi_0 \rangle = \frac{1}{2L} \int_{-L}^L f(t) dt, \\ a_n &:= \frac{1}{\sqrt{L}} \langle f, \phi_{2n-1} \rangle = \frac{1}{L} \int_{-L}^L f(t) \cos(n\omega t) dt, \\ b_n &:= \frac{1}{\sqrt{L}} \langle f, \phi_{2n} \rangle = \frac{1}{L} \int_{-L}^L f(t) \sin(n\omega t) dt, \end{aligned}$$

Las constantes  $a_n$  y  $b_n$  reciben el nombre de *coeficientes de Fourier*.

EJEMPLO: Obtención de diferentes series de Fourier para una función dada. [31]

$$f(t) = \begin{cases} -1, & \text{si } -L \leq t < 0, \\ 0, & \text{si } t = 0, \\ 1, & \text{si } 0 < t \leq L. \end{cases}$$

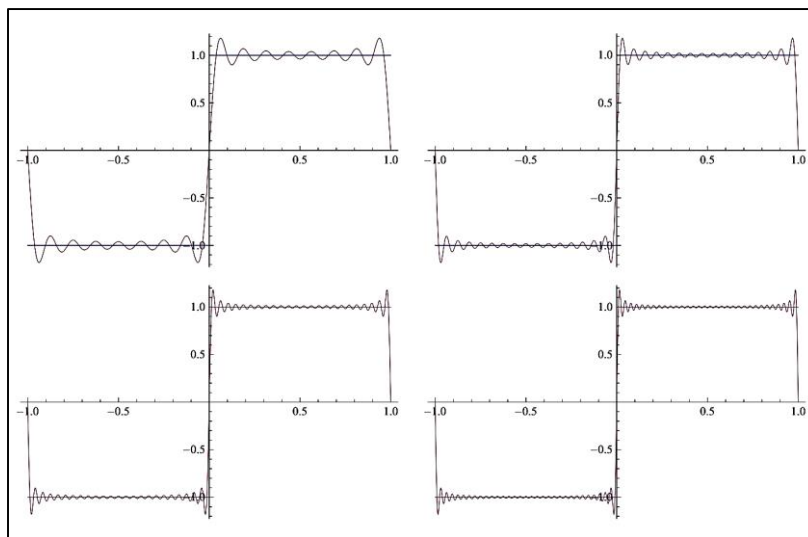
Al tratarse de una función impar, cualquier coeficiente  $a_n$  es nulo y  $b_n$  se simplifica:

$$b_n = \frac{2}{L} \int_0^L f(t) \sin(n\omega t) dt = \frac{2}{L} \int_0^L \sin(n\omega t) dt = \frac{2(1 - (-1)^n)}{n\pi}.$$

Generalizando la integral como serie de infinitos términos:

$$\frac{4}{\pi} \sum_{k=1}^{+\infty} \frac{1}{2k+1} \sin((2k-1)\omega t).$$

Conforme aumenta el número de términos de la serie, esta se ‘acerca’ más a la función real. (Figura 4.4.).



**Figura 4.4.** Sumas parciales  $S_{15}f$ ,  $S_{31}f$ ,  $S_{47}f$ ,  $S_{63}f$  en torno a la función  $f(t)$ .

Tomando infinitos términos, la serie de Fourier tiende a la función  $f(t)$  en el intervalo dado.

Por lo tanto, queda probado que una función puede construirse a partir de infinitas señales sinusoidales y cosenoidales de diferentes frecuencias. El objetivo de los filtros es eliminar algunos de los términos de la serie de Fourier.

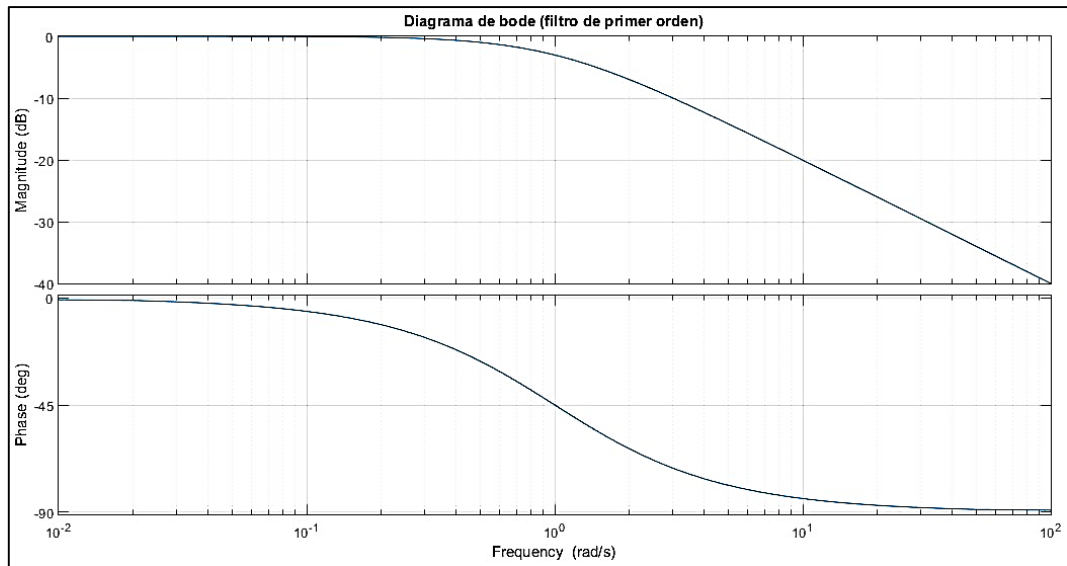
Un filtro paso bajo ideal es aquel que elimina las señales cuya frecuencia es superior a la denominada frecuencia de corte y mantiene inalterables las de frecuencia inferior. Sin embargo, no es posible aplicarlo matemáticamente: la frecuencia de corte no puede suponer un salto infinito antes del cual se mantengan las señales y a partir del cual se eliminen por completo. [32] [33] [34]

La eliminación de señales de alta frecuencia no es tal, y se convierte en una atenuación que es, en general, tanto mayor cuanto más elevada sea la frecuencia. Análogamente, las señales de baja frecuencia (inferiores a la frecuencia de corte), no se mantienen inalterables, sino que pueden ver modificada su amplitud. El orden de un filtro determina la banda del cambio en la atenuación de frecuencias.

Otra característica de los filtros paso bajo, y de los filtros en general, es el desfase que introducen en la señal filtrada. Las ondas sinusoidales en que se descompone la señal de partida, además de ver modificada su amplitud, ven modificada su fase.

Los filtros son funciones matemáticas expresadas en el dominio de la frecuencia (dominio de Laplace) y se representan mediante diagramas de Bode. Por un lado, se tiene la ganancia (o atenuación) en función de la frecuencia y, por otro, la fase, también en función de la frecuencia. Diferentes puntos del diagrama de Bode definen las características del filtro.

En la Figura 4.5. se muestra el diagrama de Bode de un filtro de primer orden cuya función de transferencia es  $H(s) = \frac{1}{s+1}$ , es decir, tiene ganancia unitaria  $k = 1$ , frecuencia de corte  $\omega_c = 1 \frac{rad}{s}$ ;  $f_c = \frac{\omega_c}{2\pi} = \frac{1}{2\pi \cdot \tau} = \frac{1}{2\pi} \text{ Hz}$ .



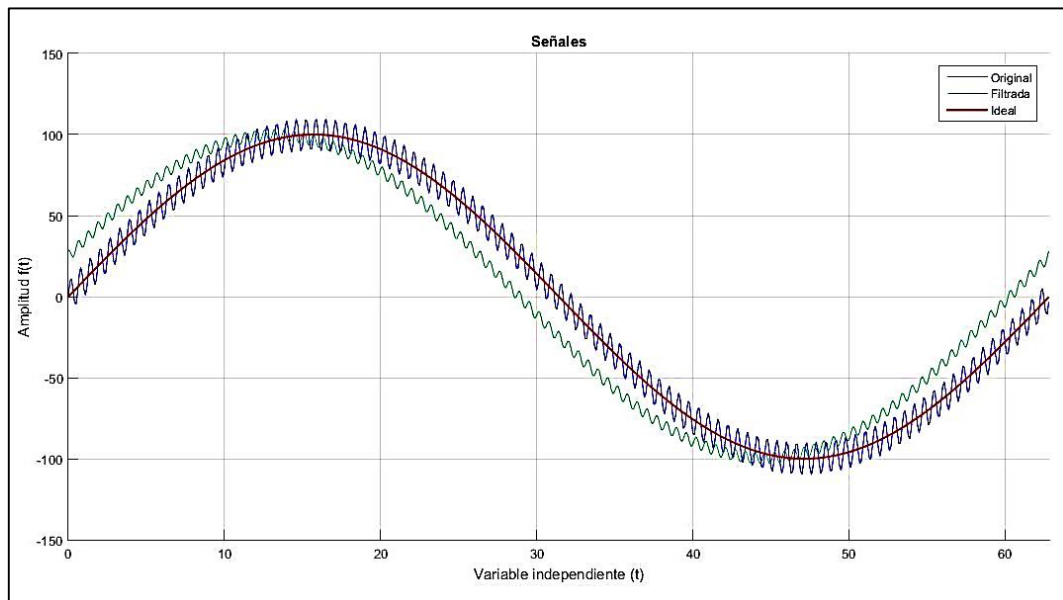
**Figura 4.5.** Filtro paso bajo de primer orden. *Elaboración propia.*

Con el anterior filtro paso bajo de primer orden, una señal formada por señales de frecuencias inferiores y superiores a la de corte sufrirá un retraso con respecto a la original. (Figura 4.6.). A partir del diagrama de Bode se puede determinar la forma de la señal filtrada.

$$\text{Señal original: } y_{orig}(t) = 100 \cdot \sin\left(\frac{t}{10}\right) + 10 \cdot \sin(10 \cdot t)$$

$$\text{Señal filtrada: } y_{filt}(t) = 99'5 \cdot \sin\left(\frac{t}{10} + 14'5 \frac{2\pi}{360}\right) + 3'679 \cdot \sin(10 \cdot t + 84'5 \frac{2\pi}{360})$$

$$\text{Señal deseada: } y_{ideal}(t) = 100 \cdot \sin\left(\frac{t}{10}\right)$$



**Figura 4.6.** Señales original, filtrada e ideal. *Elaboración propia.*

La señal filtrada se asemeja a la ideal más que la original, es el objetivo del filtrado. No obstante, este filtrado no es adecuado. Existen filtros de características muy diferentes, que se adaptan a cada aplicación. La teoría inherente al diseño de filtros digitales es muy extensa y requiere gran dedicación para ajustar razonadamente los parámetros de un filtro a la aplicación de este proyecto. *Matlab/Octave* contiene funciones que permiten seleccionar los parámetros

de diferentes tipos de filtros. Dada la complejidad de las señales obtenidas en este proyecto, se han probado varios de ellos y, finalmente, se ha optado por utilizar un filtro IIR creado con la herramienta de diseño de filtros de *Matlab*.

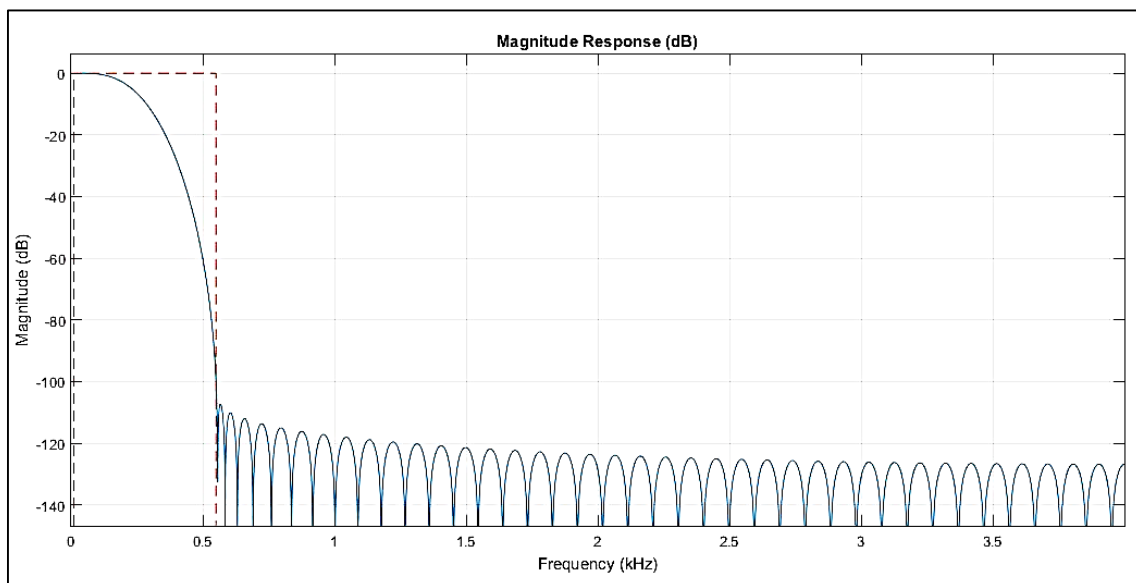
▪ **Filtros IIR (Respuesta Infinita al Impulso)**

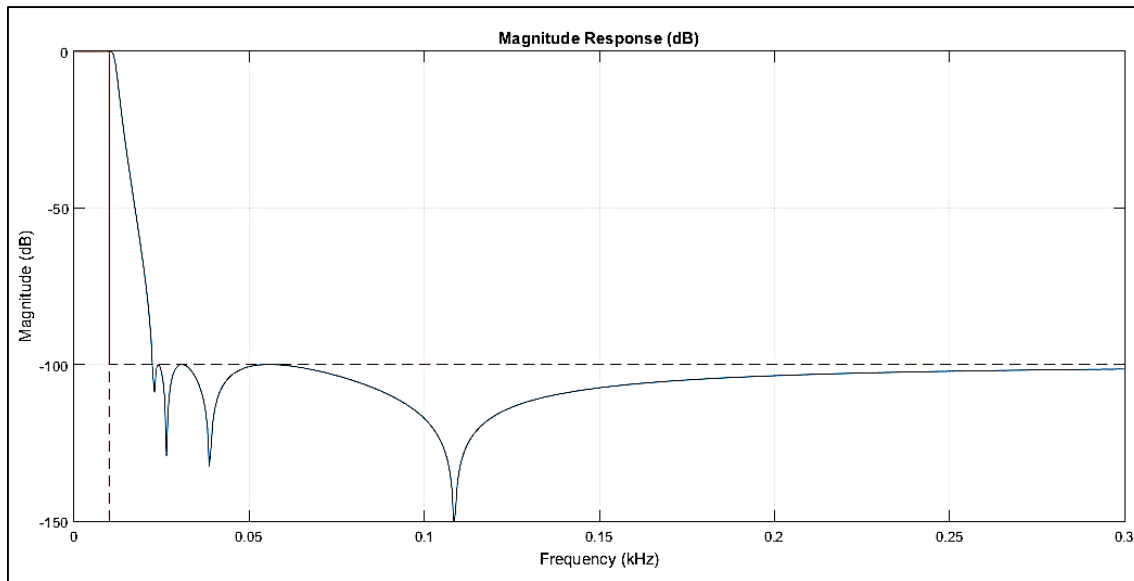
Los datos extraídos de los sensores de este proyecto son discretos; esto es, la variable de salida toma un único valor cada período de muestreo, determinado por el período de ‘volcado’ de los datos. De esta manera, las señales de salida se representan como una nube de puntos.

El tratamiento de señales con *Matlab* requiere la representación de las variables como si fueran continuas. Así, se representan los datos como un valor constante en cada período de muestreo. Si se produce un cambio en la variable medida en el siguiente período, se produce un salto de pendiente muy elevada. Aparece, entonces, un problema derivado de la forma de adquirir los datos. Las operaciones que se hagan después con los datos brutos arrastran y amplifican estos efectos, pudiendo observarse ‘saltos infinitos’ de las variables secundarias.

Se define un impulso unitario como un ‘salto’ instantáneo, o de pendiente infinita. Los filtros IIR (*infinite impulse-response*) están contruidos mediante mecanismo de realimentación que pueden mantener indefinidamente un impulso. Esto es, si la entrada al filtro es un impulso, la salida nunca se extinguirá. Se considera que este tipo de filtro es el más adecuado para tratar los datos adquiridos.

En contraposición con los filtros IIR se encuentran los filtros FIR (*finite impulse-response*) que amortiguan hasta la extinción su señal de salida ante una entrada escalón. En general, para unas especificaciones de frecuencias (de corte, bandas...), los filtros IIR requieren ordenes menores. Cuanto más alto es el orden del filtro, mayor es el tiempo de procesamiento requerido. En la Figura 4.7. se observan las diferencias entre un filtro FIR de orden 80 y un filtro IIR de orden 8 para las mismas especificaciones de frecuencias. El filtro IIR es más ideal en cuanto al salto entre las frecuencias de paso y las de rechazo. Permite un filtrado más preciso de las señales de bajas frecuencias, pudiendo ser muy selectivo.





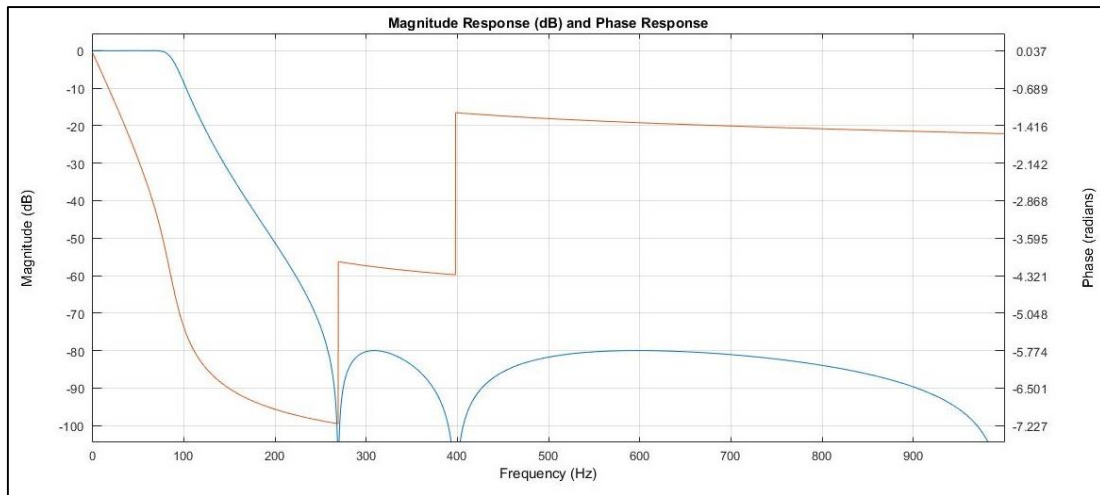
**Figura 4.7.** Diagramas de Bode (ganancia). Filtro FIR (arriba) y filtro IIR (abajo). *Elaboración propia.*

Normalmente, el diseño de los filtros parte de la suposición de una forma particular de la función de transferencia. Esto es, se modeliza un sistema determinado y se supone válido para dimensionar el filtro. [33]. En este proyecto no es posible modelizar a este nivel, de forma que tampoco es posible definir matemáticamente un filtro acorde a sus características. Por lo tanto, se decide probar el filtro IIR con distintos parámetros hasta lograr una señal válida.

A continuación, se muestra un ejemplo de aplicación de un filtro IIR a los datos medidos durante un ensayo. Los parámetros del filtro se resumen en la Tabla 4.1. y su diagrama de Bode en la Figura 4.8.

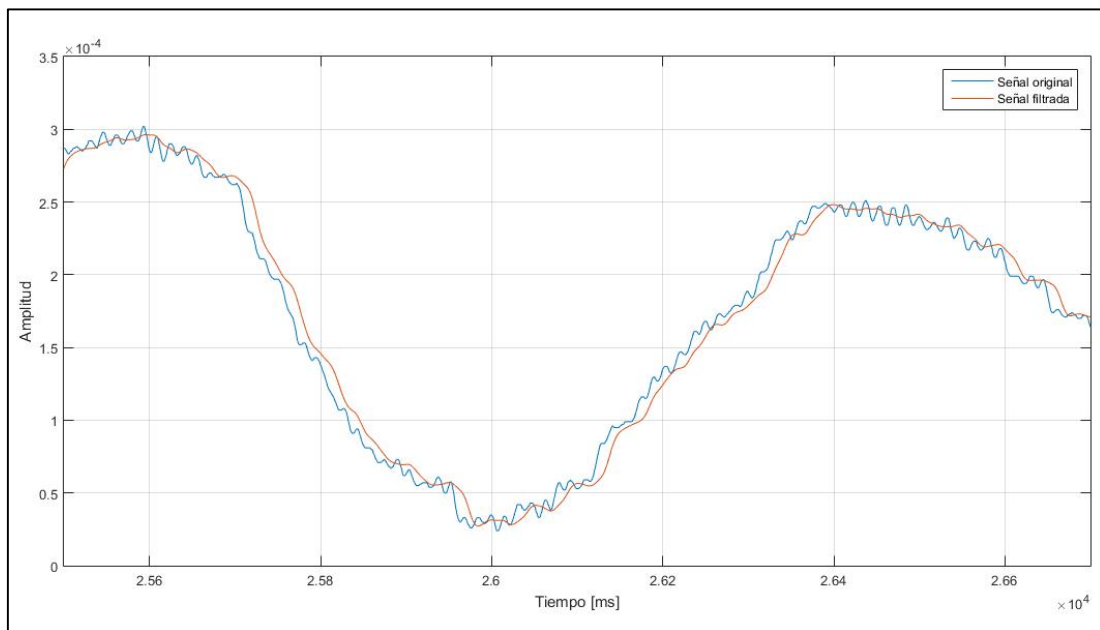
Especificación	Valor
Método de diseño	<i>Butterworth</i>
Orden	5
Ancho de banda (frecuencia de corte) (Hz)	70
Onda de paso (dB)	0.01
Atenuación de las frecuencias altas (dB)	80
Frecuencia de muestreo de los datos (Hz)	2000

**Tabla 4.1.** Especificaciones Filtro IIR Butterworth. *Elaboración propia.*



**Figura 4.8.** Diagrama de Bode: Filtro IIR Butterworth paso bajo de orden 5. *Elaboración propia.*

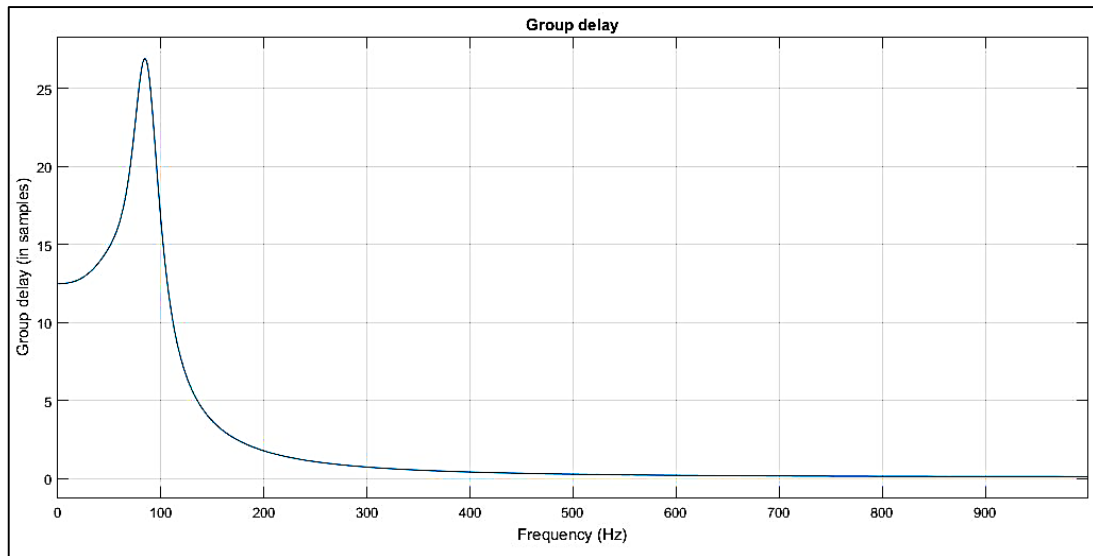
En la Figura 4.9. se muestra una señal obtenida con el encoder lineal durante un ensayo aleatorio. Se observa el rizado sobre la oscilación principal. Al aplicar el filtro anterior, se obtiene la señal filtrada superpuesta. Aparece un retardo en la señal filtrada (de acuerdo con el filtro anterior) que debe ser corregido.



**Figura 4.9.** Señales original y filtrada. *Elaboración propia.*

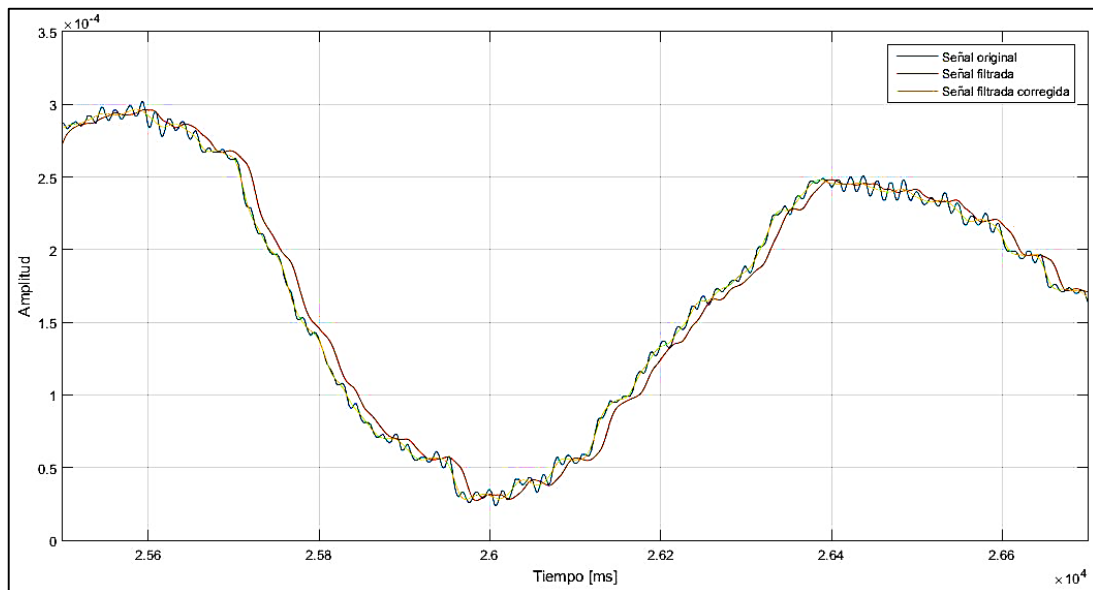
▪ **Compensación de retraso**

Como se ha descrito, para cada frecuencia existe un desfase respecto de la señal original. Los datos medidos están formados por múltiples señales de diferentes frecuencias, de forma que la señal filtrada en conjunto no está desplazada un ángulo concreto, sino que cada una de los términos que componen la señal original sufre un retraso determinado, de acuerdo con las características del filtro en su diagrama de Bode. *Matlab* proporciona el retraso en muestras, es decir, para cada frecuencia, la señal correspondiente a esa frecuencia se ve retrasada tantos períodos de muestreo; en este caso, tantos milisegundos. (Figura 4.10.).



**Figura 4.10.** Retraso individual (en muestras). *Elaboración propia.*

Desde *Matlab* es posible compensar individualmente el retraso de cada término que forma la señal. La compensación consiste en aplicar un nuevo filtro de ganancia unitaria y desfase selectivo. Como es previsible, se cometen imprecisiones que son asumibles para lo que se busca en este proyecto. Se observa la buena calidad de la señal filtrada corregida, en superposición con la señal original. (Figura 4.11.)



**Figura 4.11.** Señales original, filtrada y filtrada corregida. *Elaboración propia.*

#### 4.2.2.2. Operaciones con datos filtrados. Deslizamiento

El ruido que contienen los datos brutos medidos impide ver con claridad la señal deseada y analizar el comportamiento del *bogie* en el banco de ensayos. Las operaciones que puedan realizarse a partir de los mismos verán amplificado el efecto del ruido. Por lo tanto, se propone realizar un filtrado de aquellas señales que vayan a utilizarse para deducir otros parámetros del banco de ensayos.



EJEMPLO: Datos brutos medidos por un encoder rotativo.

Tal y como se describe en el apartado 4.2.1. de este capítulo, los encoders miden la posición angular y calculan la velocidad de giro. Cuando la velocidad de giro es constante, se aprecia una cantidad considerable de ruido en la señal de la velocidad.

La velocidad lineal del exterior de una rueda del tren es función del radio:

$$u(r) = \omega \cdot r$$

y, al representar esta velocidad lineal en función del tiempo, el ruido impide ver con claridad el valor medio, que es el buscado. Por lo tanto, es necesario filtrar. (Figura 4.12.)

El deslizamiento es la diferencia de velocidades lineales de las ruedas en el punto de contacto:

$$u_{slip} = \omega_{wheelset} \cdot r_{wheelset} + \omega_{rueda} \cdot r_{rueda}$$

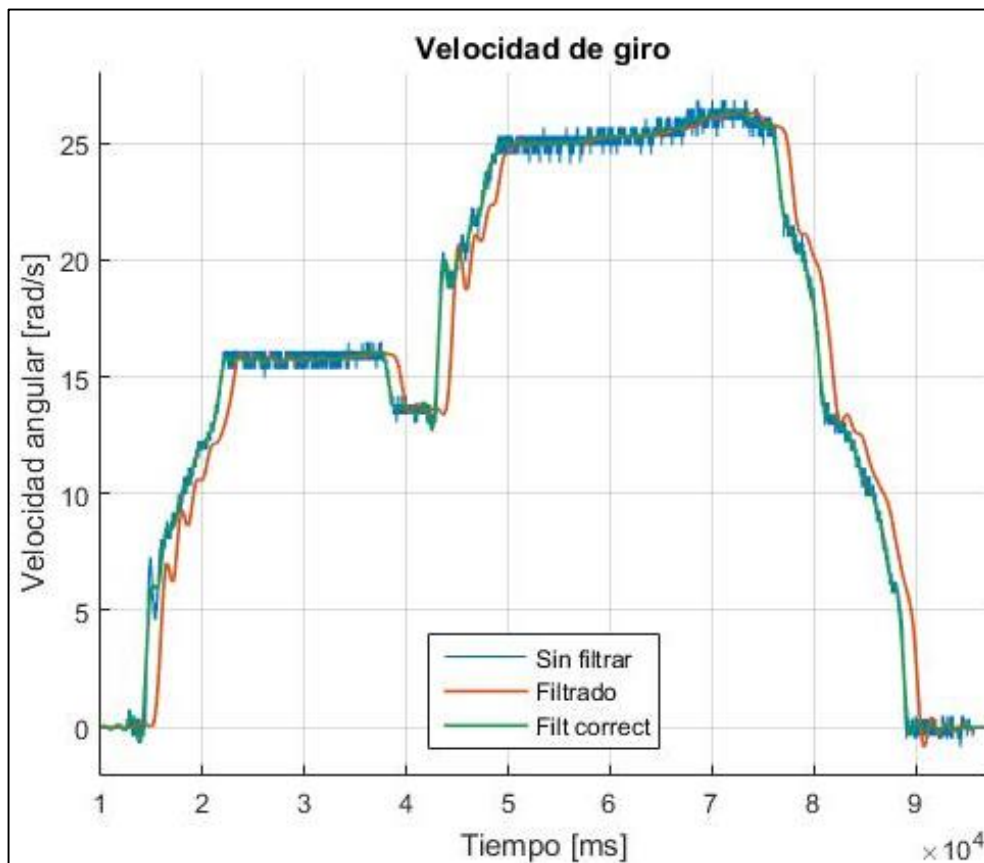


Figura 4.12. Velocidad en el punto de contacto (*wheelset*). Señales original, filtrada y filtrada corregida. *Elaboración propia.*

Se ha supuesto que el valor de la velocidad lineal en el punto de contacto solamente depende de la velocidad. Sin embargo, esto no es cierto, ya que, debido a la conicidad de las ruedas, el radio no es constante y depende de la oscilación lateral ligada al movimiento de *hunting* explicado en el apartado 2.1.2. Para este ejemplo no es crítica esa depreciación; solamente quiere mostrarse la necesidad del filtrado de una señal tan ‘sucia’.

Otra forma de obtener el deslizamiento es realizar la operación a partir de los datos de velocidad filtrados. Se realiza un muestreo de puntos de la señal filtrada (más ‘suave’) y las operaciones correspondientes punto a punto. El resultado es una señal libre de ruido. (Figura 4.13.)

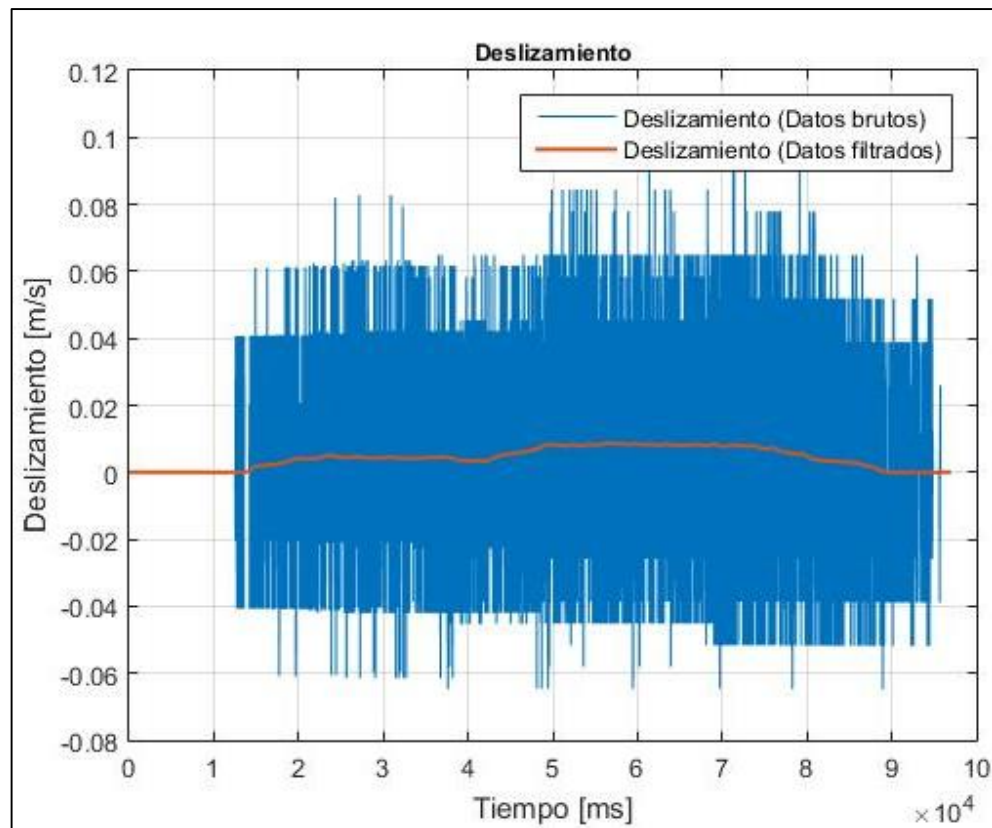


Figura 4.13. Deslizamiento a partir de velocidades filtradas. *Elaboración propia.*

#### 4.2.2.3. Espectro de frecuencias

Para medir de forma analítica la frecuencia de las oscilaciones de las señales, se emplea el siguiente código de *Matlab*, de acceso libre en la propia web del programa. Al representar *frec* frente a *espectro* se obtiene la gráfica de densidad espectral. Cuanto mayor sea la densidad espectral, más significativa es la frecuencia de la oscilación.

```
h = DATOS(246500:281400);      %Seleccionar ventana del espectro
N = length(h);                %Longitud de h
df = 10000/N;                 %Intervalo de frecuencias
g = fft(h(1:N));
g = 2*abs(g).^2/(N^2*df);
espectro = g_Ydel(1:N/2);
frec = (0:N/2-1)*df;
```

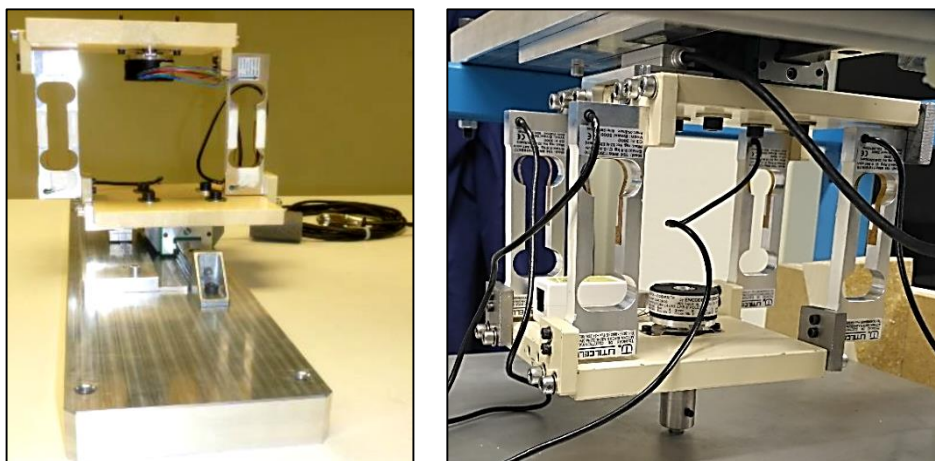
## 5. MONTAJE

En este capítulo se describen, por una parte, las modificaciones realizadas en el banco de ensayos y, por otra, las conexiones entre los sensores y las tarjetas electrónicas, realizadas por el proyectando. Se señalan las aplicaciones comunes de los elementos utilizados y su adaptación para su uso en este proyecto. Las Figuras 5.9. y 5.10., en la última sección del capítulo, ilustran claramente todas las conexiones realizadas.

### 5.1. MODIFICACIONES EN EL BANCO DE ENSAYOS Y CALIBRACIÓN

El bastidor del banco de ensayos se sostiene a la estructura gracias a las células de carga. Están instaladas de tal forma que trabajan a flexión uniaxial, en la dirección de avance. El giro acimutal fuerza a las células a trabajar en una dirección indeseable, pudiendo estropearlas y falsear las medidas.

Para reducir estos efectos y aumentar la rigidez del modelo, se instala un nuevo par de galgas en paralelo con las ya existentes. Es necesario desmontar el conjunto y realizar taladros y roscados en las piezas. (Figura 5.1.).



**Figura 5.1.** Instalación de las células de carga antes (izquierda). TFG D. Herreros. [1]  
Modificación en la instalación de las células de carga (derecha). Fotografía.

Las condiciones de referencia del banco de ensayos deben acercarse lo máximo posible a las condiciones de funcionamiento ideal. Por una parte, que las “vías” (ruedas-vía) se encuentren perfectamente niveladas con la horizontal, de forma que los ejes-vía formen un plano perpendicular a la dirección de la aceleración de la gravedad. Por otra, que el *bogie* y los *wheelset* se encuentren centrados sobre la vía y paralelos a los ejes-vía. En definitiva, buscar unas condiciones iniciales en las que el ángulo de *yaw* y el movimiento lateral (*tracking error*) sean nulos.

Para ello, se emplea un instrumento de medición muy empleado en construcción; se trata de un láser de plomada. Emite rayos láser en direcciones paralelas y perpendiculares a la dirección de la aceleración de la gravedad con una precisión muy elevada. Variando la altura de las patas del banco de ensayos se consigue alinear las aristas de referencia (ejes-vía, *wheelsets* y *bogie*) con el láser de plomada. (Figura 5.2.)

La traviesa longitudinal que aloja la parte superior del *bogie* y que sirve de guía al encoder lineal también ha sido nivelada, incluyendo una chapa de acero de **2 mm** entre la misma y la estructura. (Figura 5.2.). Al no producirse un movimiento lateral del *bogie* muy amplio, existía holgura suficiente para el libre desplazamiento del sensor lineal. De esta manera, la medida es más precisa al mantener constante la distancia entre la banda magnética y la cabeza lectora.

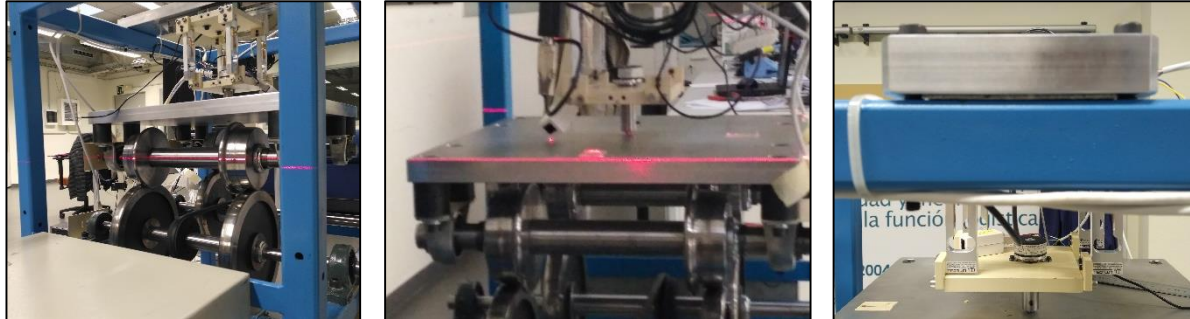


Figura 5.2. Calibración del banco de ensayos. Fotografía.

Las células de carga se han ajustado con un calibre y el láser de plomada, manteniéndolas paralelas dos a dos. (Figura 5.3.). Se comprueba en los ensayos cómo el *bias* de las células delanteras es aproximadamente la mitad que el de las traseras (Capítulo 6: Ensayos). Se comprueba la alineación en vertical de los ejes de los *wheelsets* con los ejes-vía.

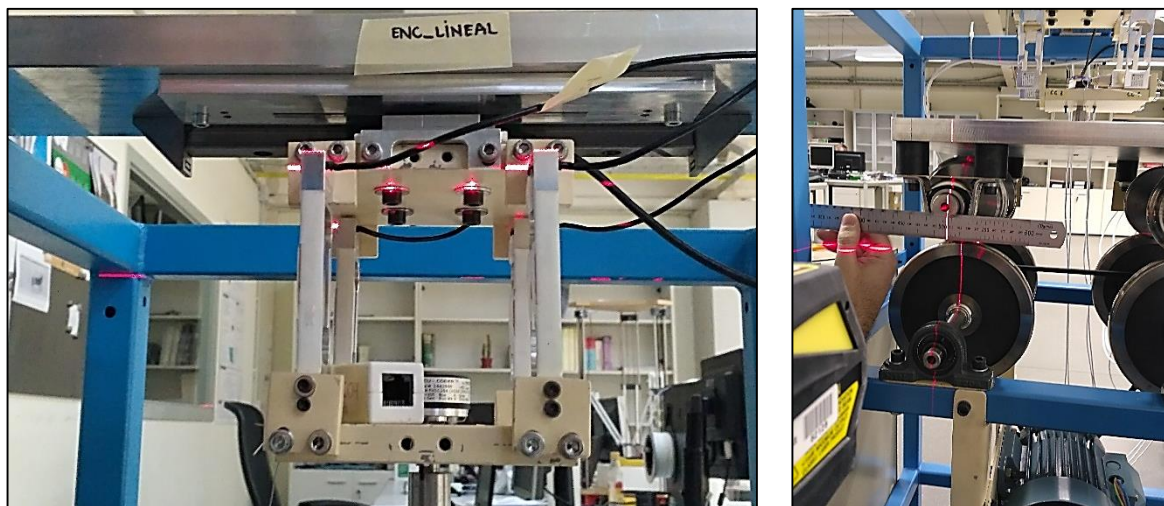


Figura 5.3. Calibración de las células de carga (izquierda) y alineación vertical de los ejes (derecha). Fotografía.

Finalmente, se alinea el *bogie* sobre los ejes-vía para minimizar la oscilación natural del vehículo (Capítulo 2: Comportamiento dinámico) y definir las **condiciones iniciales de contorno**.



## 5.2. CONEXIONES Y ESQUEMAS

Los sensores implementados en el banco de ensayos, así como los diferentes ejes, se han numerado para facilitar la elaboración del código. (Tabla 5.1. y Figura 5.4.)

Sensor	Función (elemento anexo)	Cantidad
Célula de carga <i>Utilcell 104-0.6</i>	Sujeción del <i>bogie</i> a la estructura (bastidor-traviesa)	4
Encoder rotativo <i>ACCU-CODER FV00264</i>	Medidas en cada uno de los cuatro ejes (2 <i>wheelsets</i> y 2 ejes-vía)	4
Encoder rotativo <i>ACCU-CODER FV00264</i>	Medida del giro acimutal (bastidor-traviesa)	1
Encoder lineal <i>Fagor EXA-TA+L2RX</i>	Medida del desplazamiento lateral (bastidor-estructura)	1

Tabla 5.1. Sensores. Elaboración propia.

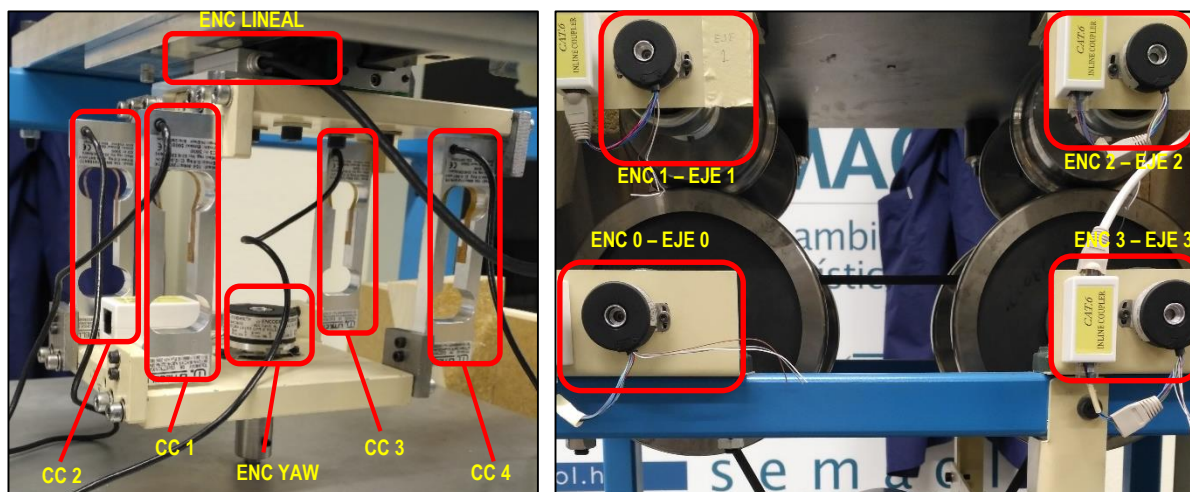
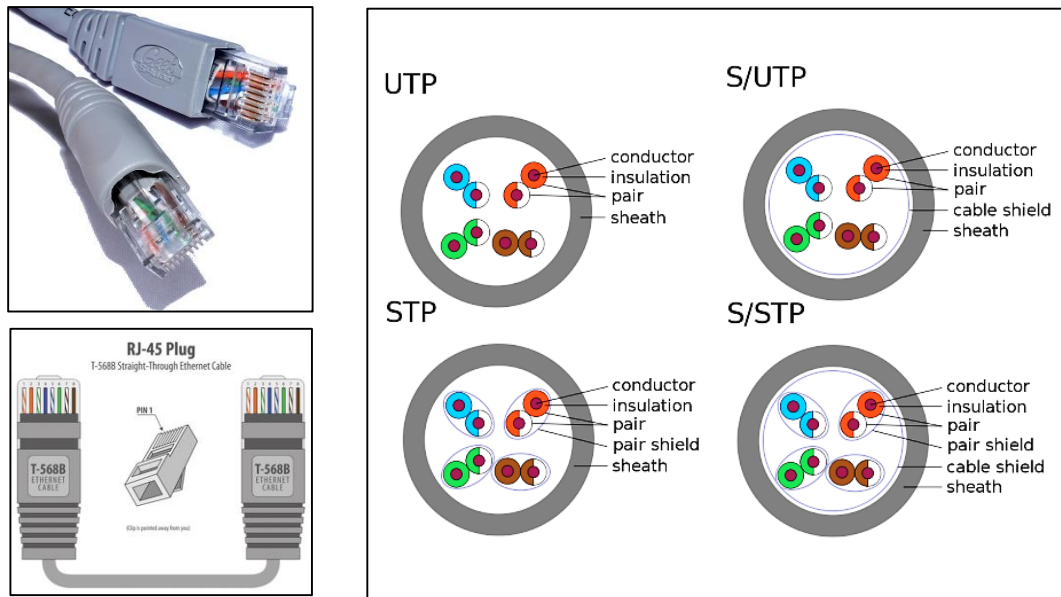


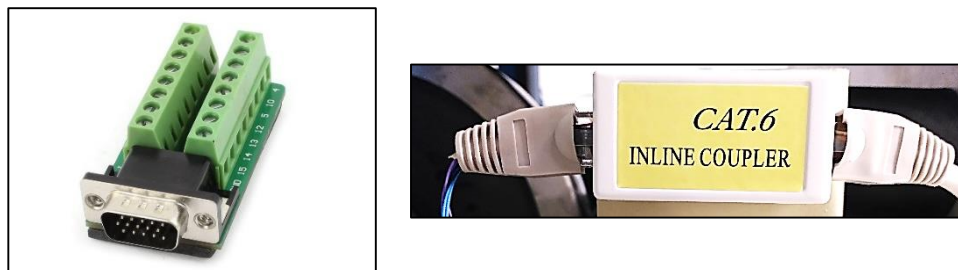
Figura 5.4. Numeración de sensores. Elaboración propia.

- La conexión entre los sensores y los pines de la *Termination Board* no puede ser inmediata, dada la distancia al ordenador y el corto cableado de los propios sensores. La solución adoptada es utilizar **cable de red**, que consta de los ocho cables necesarios para obtener datos de los encoders incrementales. El cable de red es muy empleado en comunicaciones para la transmisión de información entre dispositivos. También se denomina cable *Ethernet*. Se trata de una agrupación de pares de cables trenzados, de menor sección y con recubrimiento individual, que se disponen en un único recubrimiento conjunto. El empleado en este trabajo es de Categoría 6 con recubrimiento UTP (*Unshielded Twisted Pair*), es decir, no existe apantallamiento individual ni conjunto. (Figura 5.5.)
- Conector RJ-45:** está específicamente diseñado para la conexión de redes *Ethernet* (Figura 5.5.). Es muy sencillo de instalar y se emplea para conectar los cinco encoders rotativos: unión del encoder con el cable de red mediante un conector RJ-45 H-H (Figura 5.5.). Existen normas que determinan qué cable interno del cable de red se conecta a cada *pin* del RJ-45. La configuración más utilizada es la RJ-45 TIA-568B; el resto cambia la asignación de los cables con los pines.



**Figura 5.5.** Conector RJ-45 (izquierda-arriba) [35], Configuración RJ-45 TIA-568B (izquierda-abajo) [36], Tipos de cables *Ethernet* (derecha). [37]

Al diferenciarse claramente por colores, se ha asignado un pin de la *Termination Board* a cada cable. La correspondencia es la misma para los seis encoders instalados. No es necesario utilizar la asignación de pines normalizada en el conector RJ-45 porque la ‘red’ que se ha creado es propia y puede ser configurada de cualquier forma. Sí es condición necesaria la correspondencia entre las señales de los encoders y los pines de la *Termination Board*. (Tablas 5.2. y 5.3.).



**Figura 5.6.** Conector VGA DB15 hembra con acceso a pines (izquierda) y conector RJ-45 hembra-hembra (derecha). *Fotografía.*

<b><i>Term. Board</i></b> <b>(pin)</b>	<b><i>Cable Ethernet</i></b> <b>(color)</b>	<b><i>Señal encoder</i></b> <b>rotativo (color)</b>
PWR	Marrón	+V <sub>dc</sub> (rojo)
A <sup>+</sup>	Azul	A <sup>+</sup> (azul)
A <sup>-</sup>	Azul – blanco	A <sup>-</sup> (azul - negro)
B <sup>+</sup>	Verde	B <sup>+</sup> (verde)
B <sup>-</sup>	Verde – blanco	B <sup>-</sup> (verde - negro)
X <sup>+</sup>	Naranja	Z <sup>+</sup> (violeta)
X <sup>-</sup>	Naranja - blanco	Z <sup>-</sup> (violeta - negro)
GND	Marrón - blanco	Com (negro)

**Tabla 5.2.** Correspondencia cables-pines (encoder rotativo).  
*Elaboración propia.*

El encoder lineal dispone de un **conector VGA DB15**. Para no perder la garantía del sensor, no se corta el cable para acceder a los cables internos. La conexión se realiza mediante un conector VGA DB15 hembra con acceso a los pines (Figura 5.6.) y posterior conexionado con cable de red hasta la tarjeta electrónica. (Tabla 5.3.).

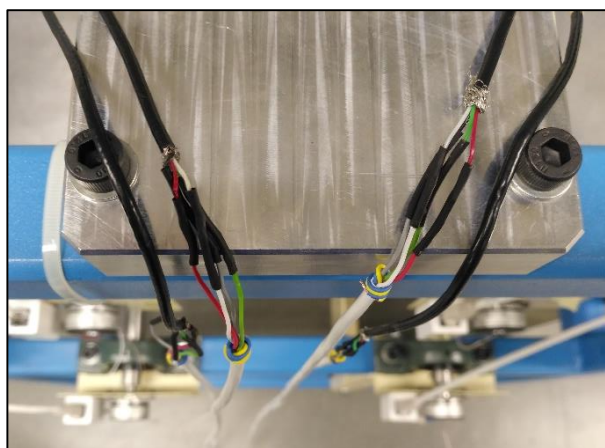
<b>Term. Board (pin)</b>	<b>Cable Ethernet (color)</b>	<b>Señal encoder lineal (pin)</b>
PWR	Marrón	+5 V (9)
A <sup>+</sup>	Azul	A (1)
A <sup>-</sup>	Azul – blanco	/A (2)
B <sup>+</sup>	Verde	B (3)
B <sup>-</sup>	Verde – blanco	/B (4)
X <sup>+</sup>	Naranja	I <sub>0</sub> (5)
X <sup>-</sup>	Naranja - blanco	/I <sub>0</sub> (6)
GND	Marrón - blanco	0 V (11)

**Tabla 5.3.** Correspondencia cables-pines (encoder lineal).  
*Elaboración propia.*

Las células de carga constan de cuatro cables, correspondientes a los terminales del puente de Wheatstone. Dos de ellos son de alimentación (*input*) y los otros dos proporcionan la tensión de salida proporcional a la deformación mecánica de las galgas (*output*). La conexión entre los cables de las células de carga y los terminales de la *Termination Board* se ha realizado a través de un tipo de **cable flexible de seis hilos**, que permite una sencilla unión por soldadura con estaño. Se recubre con funda termo-retráctil para proteger la unión. Los extremos conectados a los pines de la tarjeta también se han estañado. (Tabla 5.4. y Figura 5.7.).

<b>Cable flexible (color)</b>	<b>Señal célula de carga (color)</b>
Verde	in <sup>+</sup> (verde)
Gris	in <sup>-</sup> (negro)
Rojo	out <sup>+</sup> (rojo)
Blanco	out <sup>-</sup> (blanco)

**Tabla 5.4.** Correspondencia cables (células de carga).  
*Elaboración propia.*



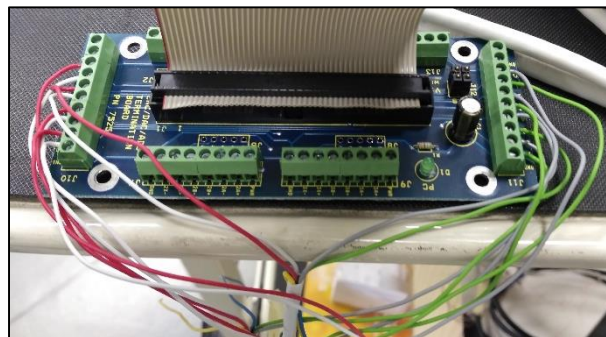
**Figura 5.7.** Conexión soldada de los cables de las células de carga. *Fotografía.*

Desde el ordenador se imponen tensiones (0 y 5 V) y señales en los pines de salida de la *Termination Board*. Esta señal es digital y se convierte en analógica a través de un convertidor digital-analógico (en inglés, DAC). Asimismo, la tarjeta lee las señales analógicas de entrada y las procesa digitalmente. Para ello, las señales analógicas se convierten en digitales a través de un convertidor analógico-digital (en inglés, ADC).

Por lo tanto, las señales de alimentación se conectan a las salidas analógicas (DAC) de la tarjeta electrónica, y las señales de medida se conectan a las entradas analógicas (ADC). (Tabla 5.5. y Figura 5.8.). La elección de los primeros pines responde a la intención de llevar un orden en el conexionado, aunque bien podría haberse conectado a cualquier otra salida o entrada analógica.

DAC	Señal – color	Célula de carga	Señal – color	ADC
0	in (-) Negro	CC_0	out (-) Blanco	0
1	in (+) Verde		out (+) Rojo	1
2	in (-) Negro	CC_1	out (-) Blanco	2
3	in (+) Verde		out (+) Rojo	3
4	in (-) Negro	CC_2	out (-) Blanco	4
5	in (+) Verde		out (+) Rojo	5
6	in (-) Negro	CC_3	out (-) Blanco	6
7	in (+) Verde		out (+) Rojo	7

**Tabla 5.5.** Correspondencia cables-pines (células de carga). *Elaboración propia.*



**Figura 5.8.** Conexión entre los cables de las células de carga y los pines ACD y DAC. *Fotografía.*





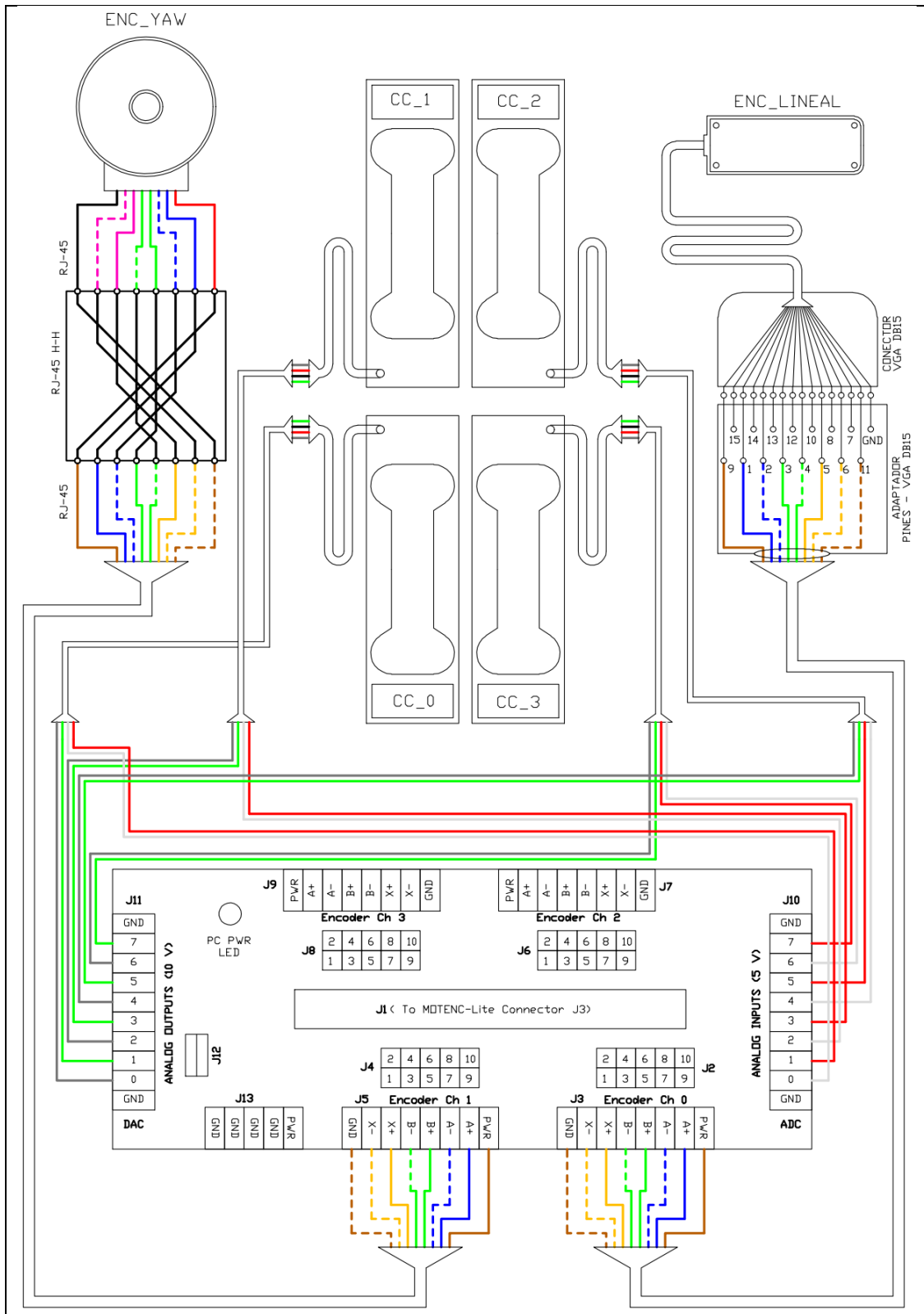


Figura 5.10. Esquema de conexionado Tarjeta 2. *Elaboración propia.*

## 6. ENSAYOS

---

El trabajo desarrollado en los capítulos anteriores, desde el estudio del funcionamiento de los vehículos ferroviarios, pasando por la programación para la extracción de datos en tiempo real, hasta el montaje y calibración final, queda plasmado en las siguientes páginas. Los ensayos buscan estudiar el comportamiento del banco de ensayos en diferentes regímenes de funcionamiento. Primero, se comparan los resultados de ensayos particulares, ligando las conclusiones al Capítulo 2. Finalmente, se comenta la respuesta del sistema en conjunto en otros ensayos.

### 6.1. COMPROBACIONES DE FUNCIONAMIENTO

---

Antes de proceder con los ensayos de comportamiento dinámico, se realizan las comprobaciones finales de funcionamiento.

#### 6.1.1. Validación de las células de carga

Se verifica la fiabilidad de la señal de salida proporcionada por las células de carga. Existían dudas en cuanto a la consistencia de la tensión, ya que se aprecia claramente la deformación de las células de carga durante los ensayos, y parecía que las fuerzas superaban el fondo de escala. Por ello, se realiza una comprobación con un instrumento de precisión (de *National Instruments*) empleado para medir deformaciones en el tren de potencia de un aerogenerador. En el momento en que este instrumento comienza a tomar medidas, realiza una calibración previa. La tensión que pudiera medir la toma como referencia.

En este trabajo, al no utilizar ningún aparato de instrumentación intermedio entre las células de carga y las tarjetas electrónicas, los datos que se obtienen en el ordenador representan la tensión de salida del puente de Wheatstone. Como el *bogie* se sostiene sobre los *wheelsets* gracias, en parte, a las células de carga, se obtiene una tensión (asociada a dicho esfuerzo) cuando no existe movimiento del *bogie*. Dicha tensión se denomina *bias* y es la que corrige previamente el sensor de *National Instruments*. Esta circunstancia es inevitable y se debe a los defectos de tolerancias de las piezas y a la imposibilidad de realizar una calibración más precisa.

Se considera que **el valor de *bias* es constante** para el conjunto de pruebas que se lleven a cabo. De esta manera, es preciso corregir las señales de las células de carga según ese valor. Se muestran las señales obtenidas de las dos maneras, escalando los ejes a las mismas unidades para apreciar las diferencias. (Figuras 6.1. y 6.2.)

La resolución del convertidor analógico-digital de la tarjeta electrónica *Motenc-Lite* es de 14-bit, con un rango total entre  $-8192$  y  $+8191$  pasos. Así, al alimentar las células de carga con  $5\text{ V}$ , la división de tensión mínima que puede obtenerse a través del ordenador es de  $0'6103\text{ mV}$ , lo cual se traduce en  $0'0732\text{ kg}$ . Esta situación, junto con el ruido adicional existente, se traduce en una muy baja precisión en las medidas de poca amplitud. (Figura 6.2.)

Resulta evidente la gran precisión de los datos medidos a través del sensor. No obstante, en las oscilaciones de mayor amplitud, los datos obtenidos directamente son más que aceptables.

Realizando un filtrado adecuado es posible recomponer la señal y conseguir que se “parezca” a la obtenida a través del sensor. El *bias* de los datos medidos directamente es de **0'35 kg**

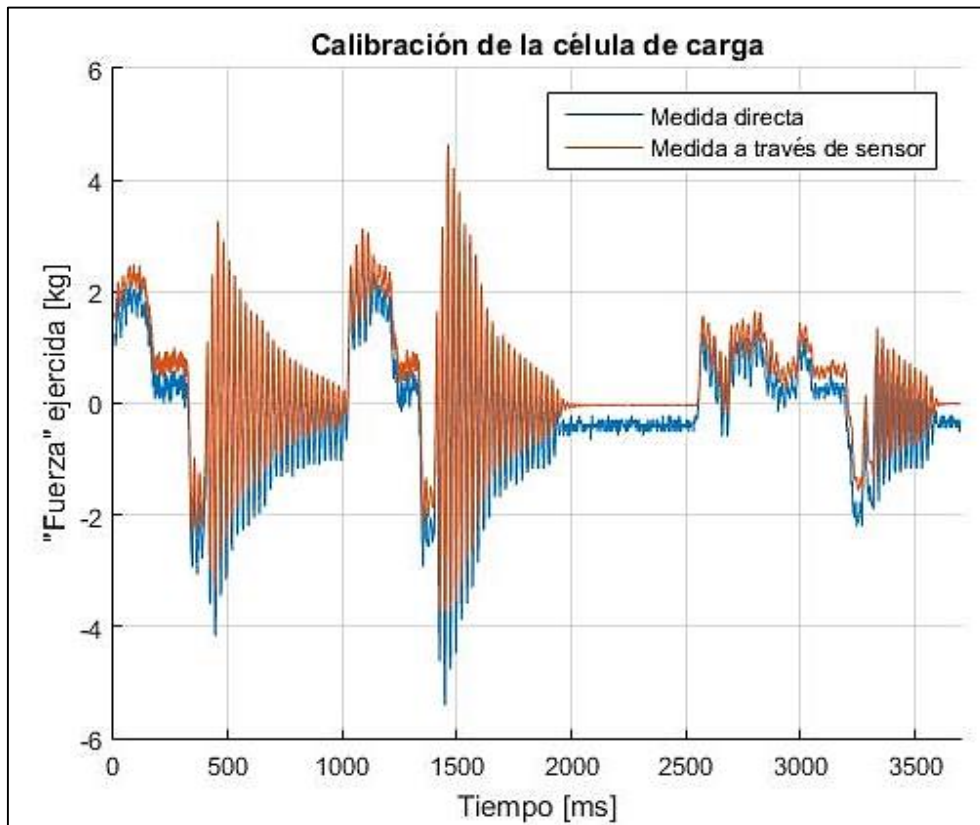


Figura 6.1. Validación de célula de carga. *Elaboración propia.*

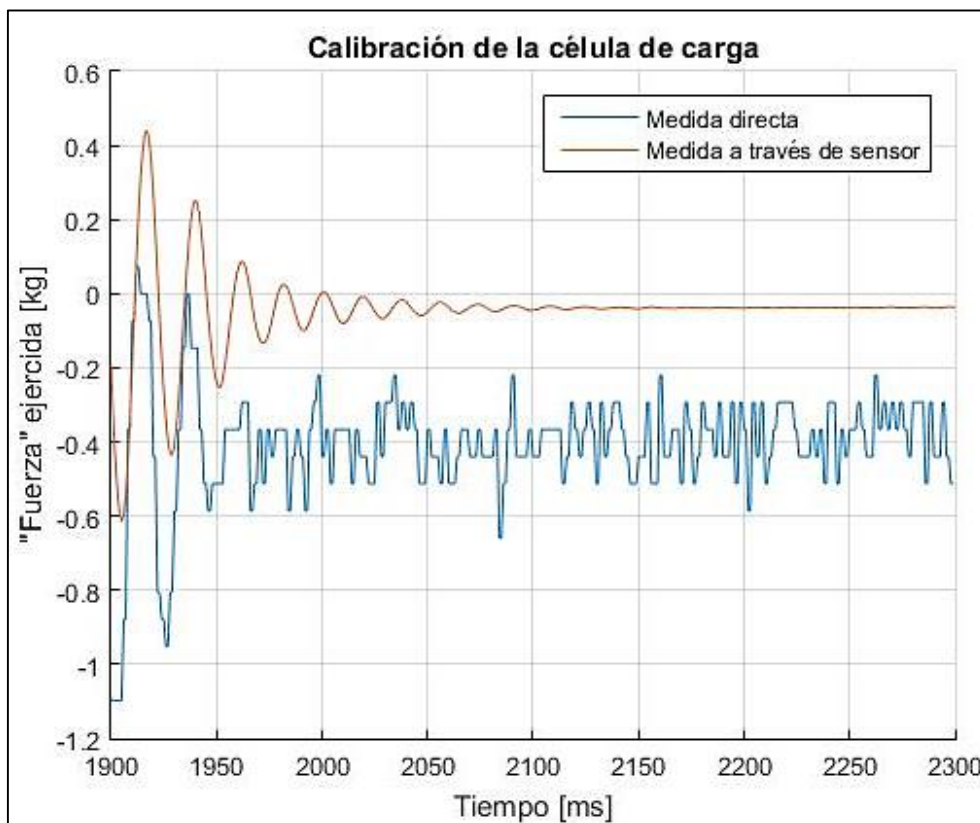


Figura 6.2. Validación de célula de carga (ampliación). *Elaboración propia.*

### 6.1.2. Primera puesta en marcha. Ajuste de encoder

La primera puesta en marcha recoge medidas de todos los sensores y sin ruido adicional. Se escucha un ruido de traqueteo en uno de los ejes que es proporcional a la velocidad de giro. Este ruido desaparece al aumentar la velocidad. Al representar las señales se observa una anomalía en el encoder ENC\_3. Efectivamente, no estaba perfectamente acoplado al eje, sino que deslizaba y golpeaba el apoyo. Se retiran todos los encoders rotativos y se vuelven a instalar aplicando silicona en la unión. Los ensayos posteriores no presentan ningún problema. Se muestran, en las siguientes Figuras, las gráficas de las diferentes señales medidas directamente, y de las variables secundarias, filtradas.

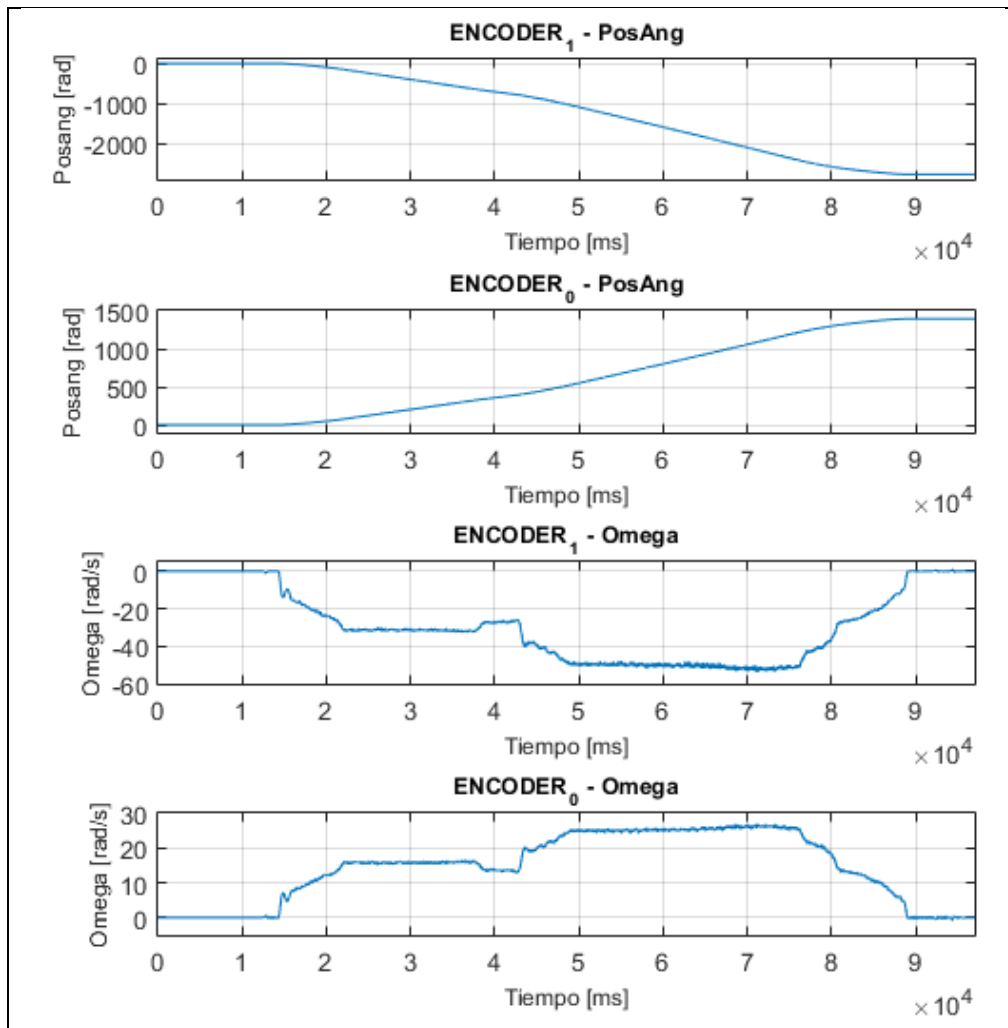
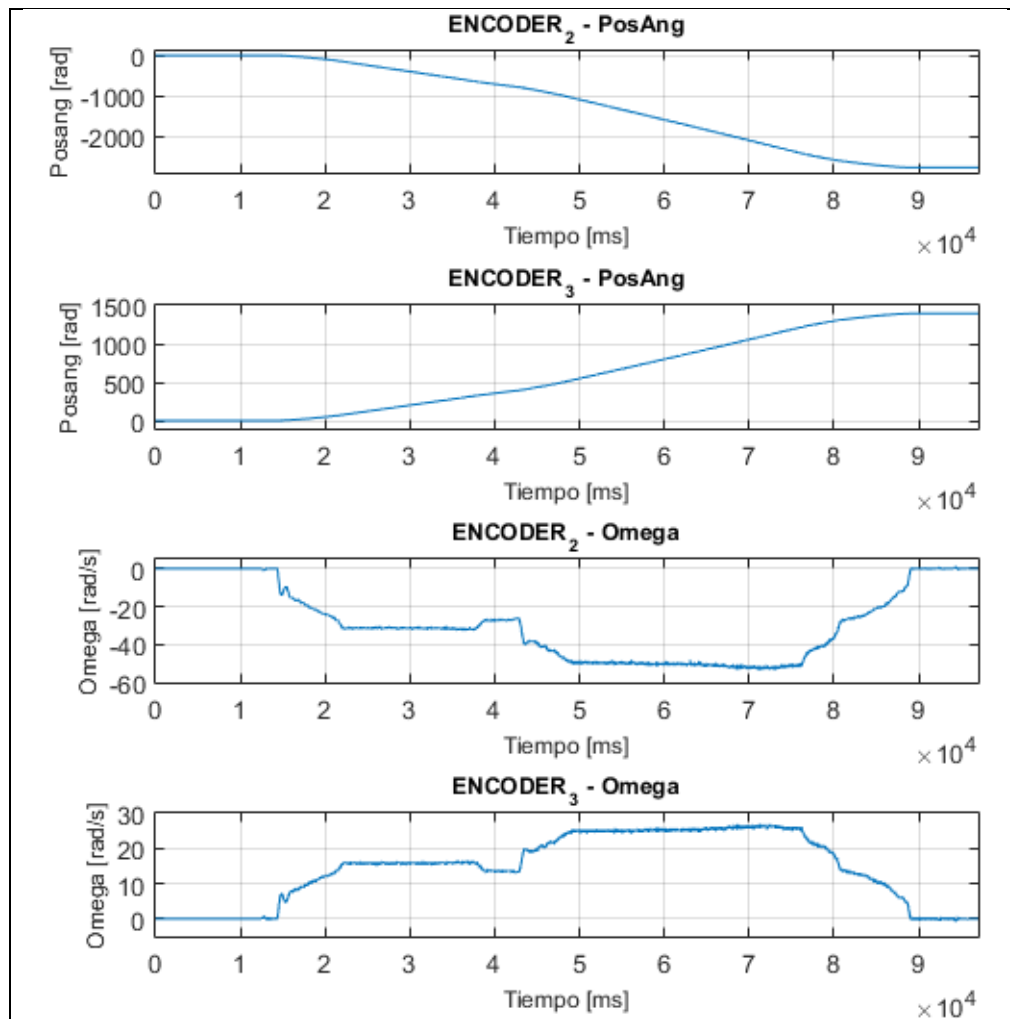


Figura 6.3. Datos brutos (eje trasero). *Elaboración propia.*



**Figura 6.4.** Datos brutos (eje delantero). *Elaboración propia.*

Los ejes de tiempo, de posición y velocidad impiden ver a simple vista el ruido existente y la calidad de las señales. En secciones posteriores se detallan todas las cuestiones necesarias.

La señal más problemática es la de posición del giro de *yaw*, ya que es una variable importante para caracterizar el movimiento de *hunting*, y solamente se disponen de unos pocos puntos para reconstruir la oscilación, a pesar de la elevada resolución de los encoders rotativos (14 bit) (Figura 6.5.). También se muestra la velocidad, calculada en tiempo real, del encoder de *yaw* y el lineal. No es una variable que se vaya a utilizar en este proyecto, pero puede servir para futuros trabajos. No obstante, la señal es de muy mala calidad debido a la forma de calcular la derivada.

La tensión de las células de carga tiene asociado un ruido de alta frecuencia que “ensucia” mucho la gráfica. Por eso, se muestra directamente la señal ya filtrada.

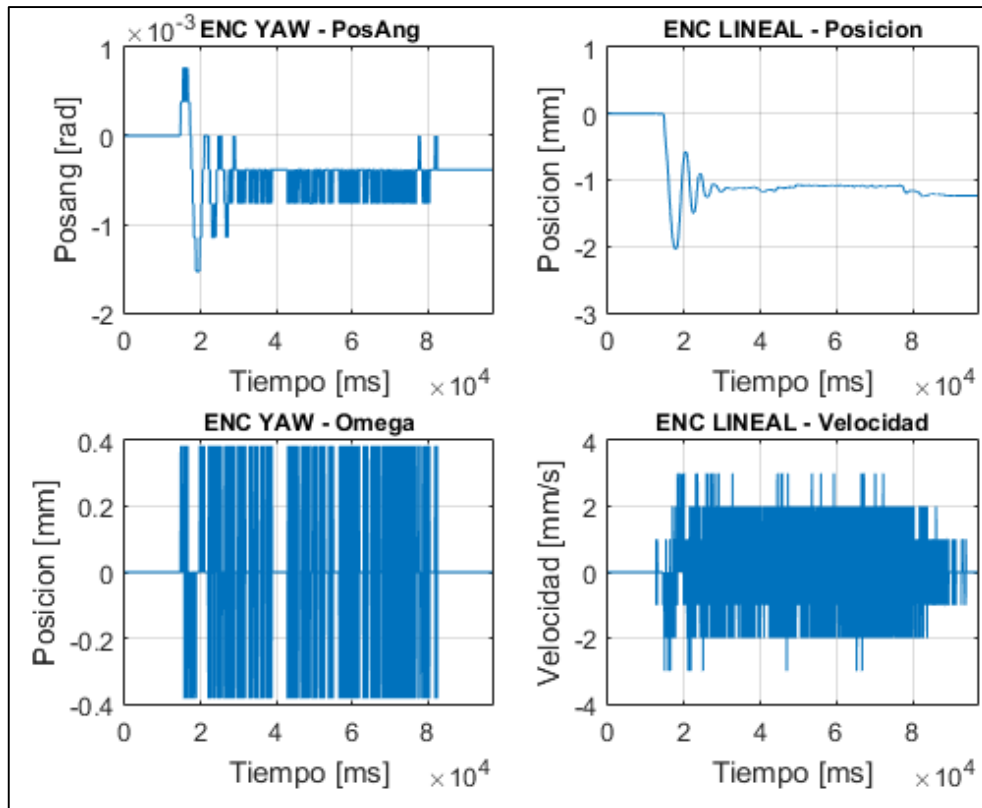


Figura 6.5. Datos brutos (giro de yaw y desplazamiento lateral). *Elaboración propia.*

Las siguientes Figuras muestran las variables primarias y secundarias filtradas ya procesadas, a partir de las cuales se va a estudiar el comportamiento del banco de ensayos.

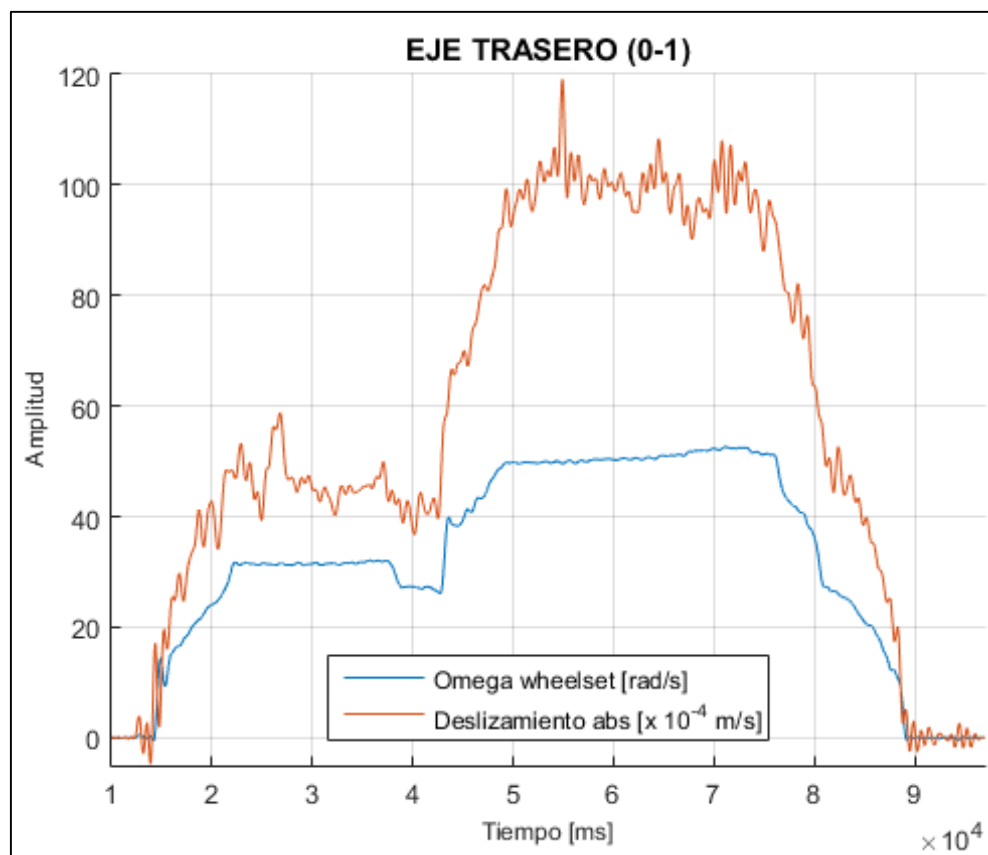


Figura 6.6. Deslizamiento en el eje trasero. *Elaboración propia.*

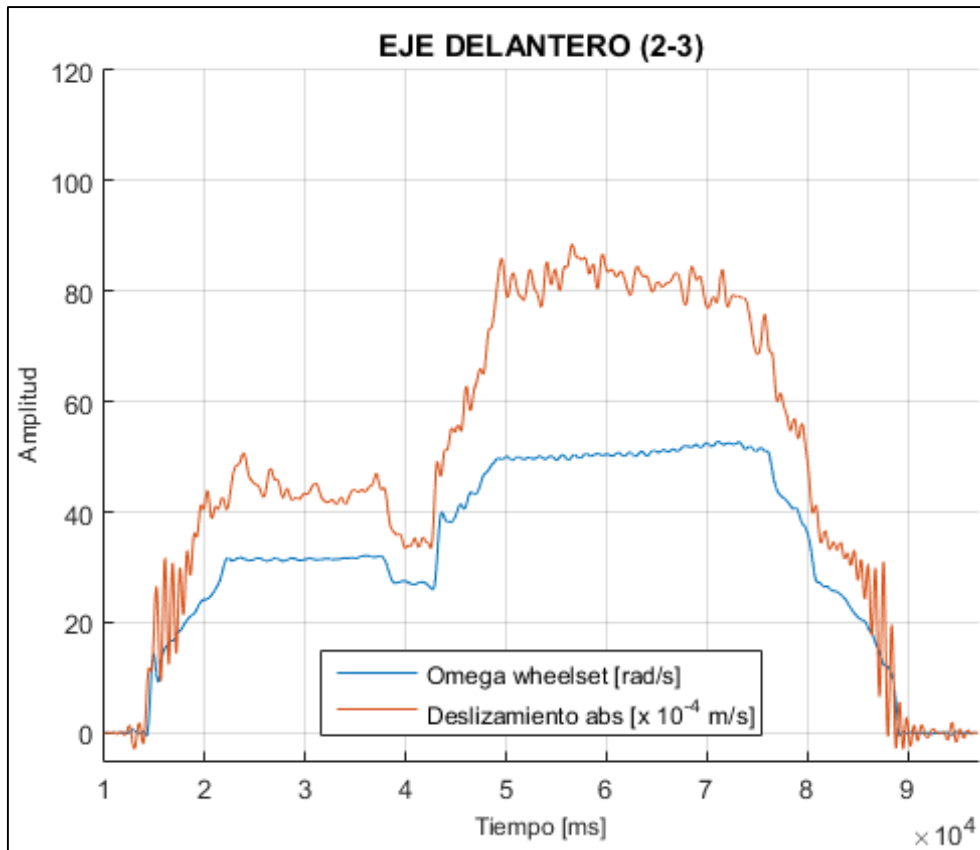


Figura 6.7. Deslizamiento en el eje delantero. *Elaboración propia.*

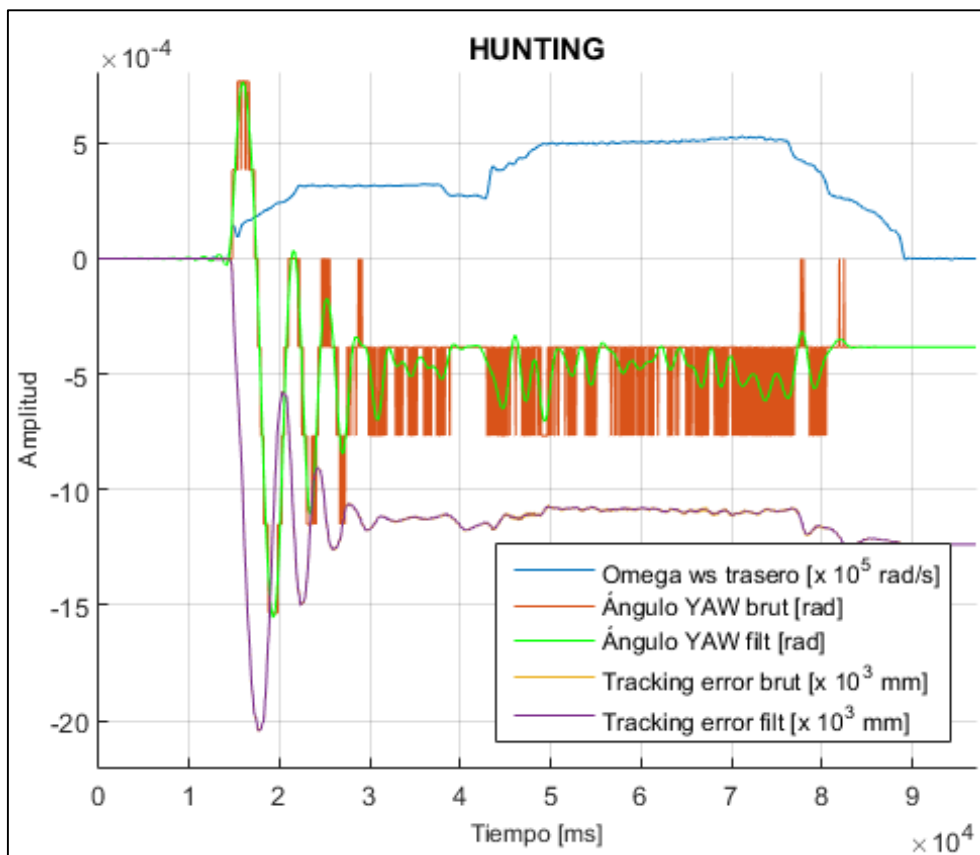


Figura 6.8. Giro de yaw y desplazamiento lateral (*tracking error*). *Elaboración propia.*



El giro de *yaw* es tan pequeño que solo se disponen de unos pocos valores de tensión para reconstruir la señal. Modificando convenientemente los filtros es posible obtener una señal más suave que realmente se parezca más a la original. En particular, se busca reconstruir la señal en los instantes en que tenga lugar la oscilación de *hunting*. La señal solo será “creíble” en estos instantes, ya que el filtro modifica toda la señal al completo.

En cuanto a las gráficas de las células de carga, se han escalado los ejes (de *mV* a *kg*). La carga nominal de las células de carga es de  $0'6 \text{ kg}$ , pero el fabricante garantiza la fiabilidad de la tensión con una carga del 200%, es decir,  $1'2 \text{ kg}$ . A pesar de que el *bias* inicial puede superar incluso la carga nominal, durante la marcha no se sobrepasa ese límite de seguridad de  $1'2 \text{ kg}$ . Las oscilaciones más amplias se registran en aceleraciones y frenadas bruscas.

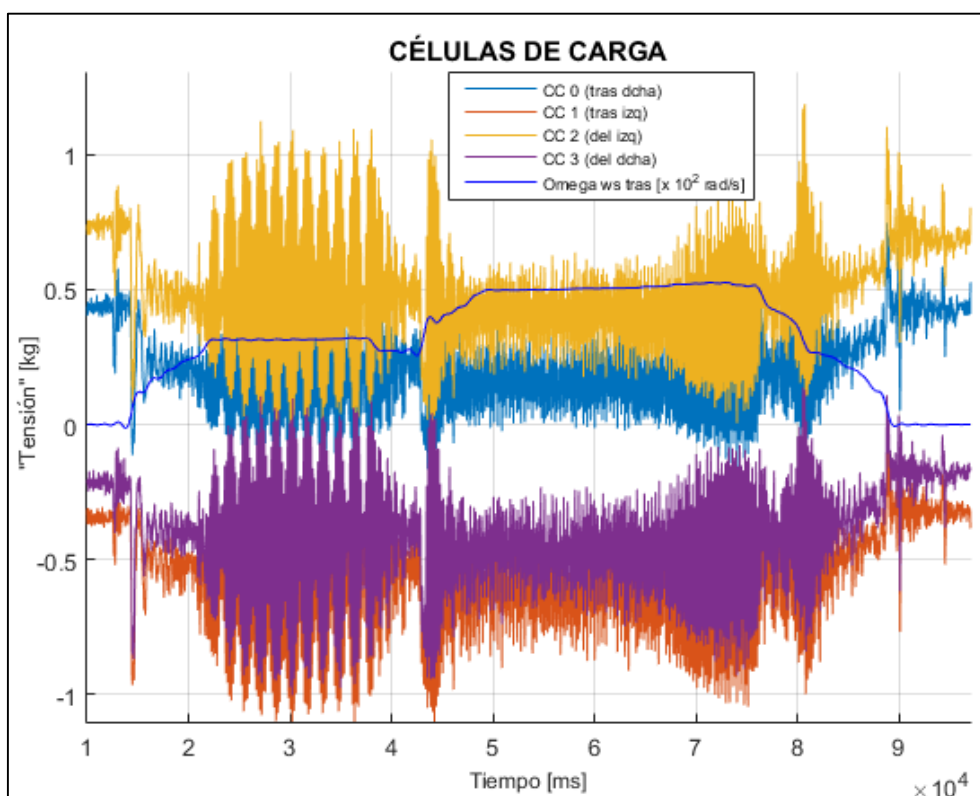


Figura 6.9. Tensión de las células de carga. *Elaboración propia.*

La incorporación de un par de células de carga adicional (Sección 5.1.) en el banco de ensayos ha surtido el efecto buscado. La tensión se reparte entre las células, reduciendo el esfuerzo individual. El traqueteo audible, anteriormente mencionado, queda reflejado en la deformación de las células de carga ( $22 < t(s) < 45$ ).

Además de la frecuencia asociada al traqueteo, existe otra oscilación de menor frecuencia (8 ó 9 veces menor), que amortigua y amplifica la deformación de las células, como una señal de amplitud modulada. (Figuras 6.9. y 6.10.). La combinación de ambas señales transmite impulsos vibratorios a todos los elementos del banco de ensayos. El martilleo repetitivo puede dar lugar a la aparición de resonancias que desgasten prematuramente las uniones y anclajes. En vehículos ferroviarios reales, existen fenómenos como la denominada “danza de traviesas”, la “onda de levante” y otras vibraciones asociadas a elementos de la vía y del propio tren.

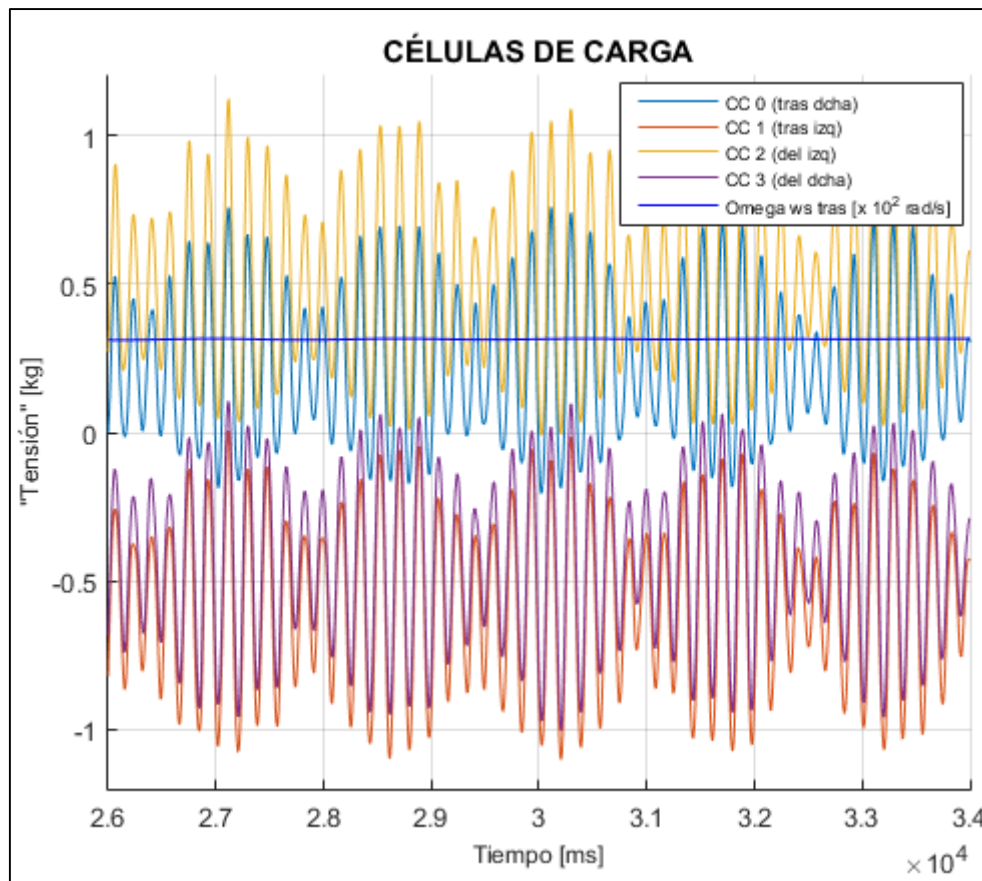


Figura 6.10. Tensión de las células de carga (ampliación traqueteo). *Elaboración propia.*

## 6.2. COMPROBACIONES TEÓRICAS

A continuación, se comentan las similitudes y diferencias entre los resultados experimentales obtenidos y las consideraciones teóricas introducidas en la sección 2.3. Las gráficas que se presentan han sido filtradas para suavizar los defectos de la obtención de datos brutos y facilitar la extracción de conclusiones. En la mayoría de Figuras se presenta la variable a estudio y la velocidad angular de un eje, para establecer una referencia con la evolución de dicha variable.

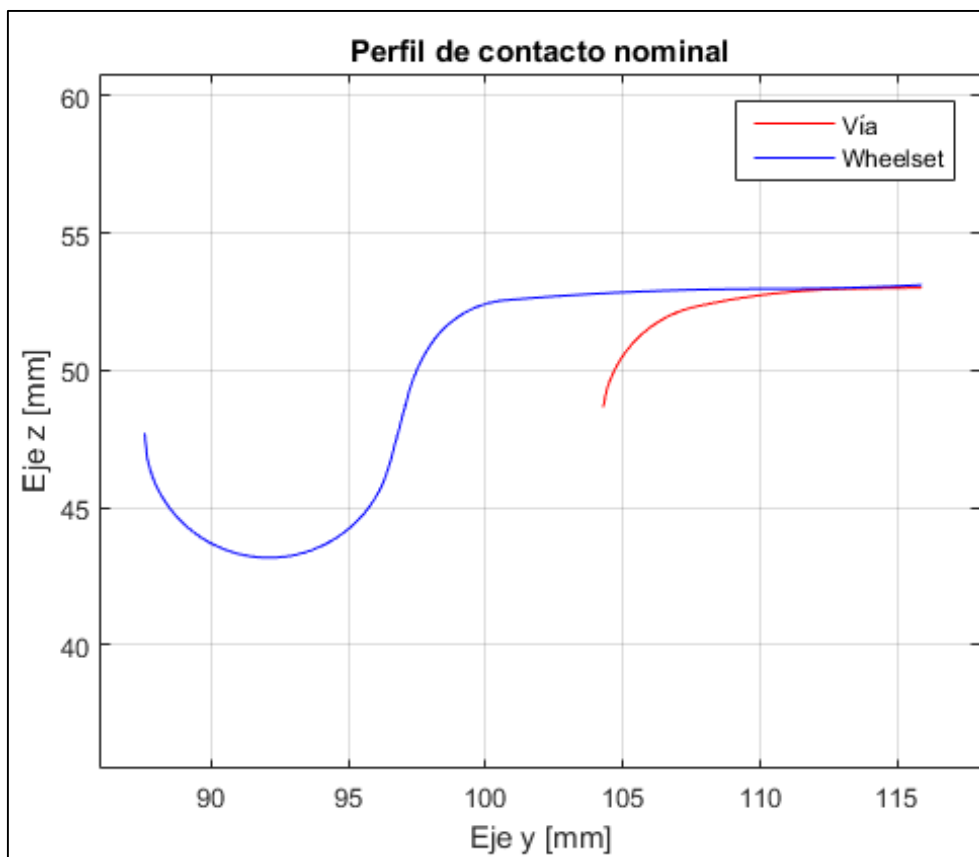
### 6.2.1. Deslizamiento

El concepto de deslizamiento debe adaptarse a un *roller rig* (apartado 2.4.1). Así, el deslizamiento se define como diferencia de velocidades lineales de los discos en el punto de contacto. Con el montaje actual y los sensores instalados no es posible determinar cada uno de los deslizamientos: longitudinal, transversal y de giro (apartado 2.2.1).

El deslizamiento que se puede obtener es únicamente el longitudinal  $\xi_x$ , que es el más interesante para evaluar el comportamiento en régimen permanente del sistema. Los otros deslizamientos solamente son significativos cuando se produce la característica oscilación de *hunting*. En tal situación, el deslizamiento obtenido es una combinación de los tres deslizamientos, ya que el *bogie* gira y se traslada, modificando las condiciones de rodadura.

$$\xi_x = \Omega_{\text{eje-vía}} \cdot r_{\text{contacto,eje-vía}} + \Omega_{\text{wheelset}} \cdot r_{\text{contacto,wheelset}}$$

En régimen permanente (velocidad de avance constante), el vehículo avanza sin producirse un movimiento de *hunting* significativo, pero sí existen vibraciones debidas a las irregularidades naturales en las uniones, anclajes y perfiles, muy difíciles de corregir. Los perfiles de la rueda y el carril obligan a calcular, para cada desplazamiento lateral del *wheelset*, la situación teórica del punto de contacto. El punto teórico de contacto ha sido estudiado en [1] y de ahí se obtiene el punto de contacto nominal. (Figura 6.11.).



**Figura 6.11.** Perfiles de vía y *wheelset* en el punto de contacto nominal. Obtenido a partir de funciones de [1].

Tomando como referencia la intersección entre el plano de simetría de la vía, el plano vertical definido por el eje-vía y su *wheelset*, y el plano horizontal equivalente al suelo en una vía recta real, las coordenadas del punto de contacto ( $y_{nom}, z_{nom}$ ) son [1]:

$$y_{nom} = 113'2181 \text{ mm}$$

$$z_{nom} = 52'9636 \text{ mm}$$

A partir de estas coordenadas y de los sistemas de referencia descritos en [1] es posible conocer el radio de ambas ruedas en el punto de contacto. Se han ajustado las curvas de los perfiles de rueda y de vía mediante una función polinómica de orden 10. Los radios de contacto obtenidos son:

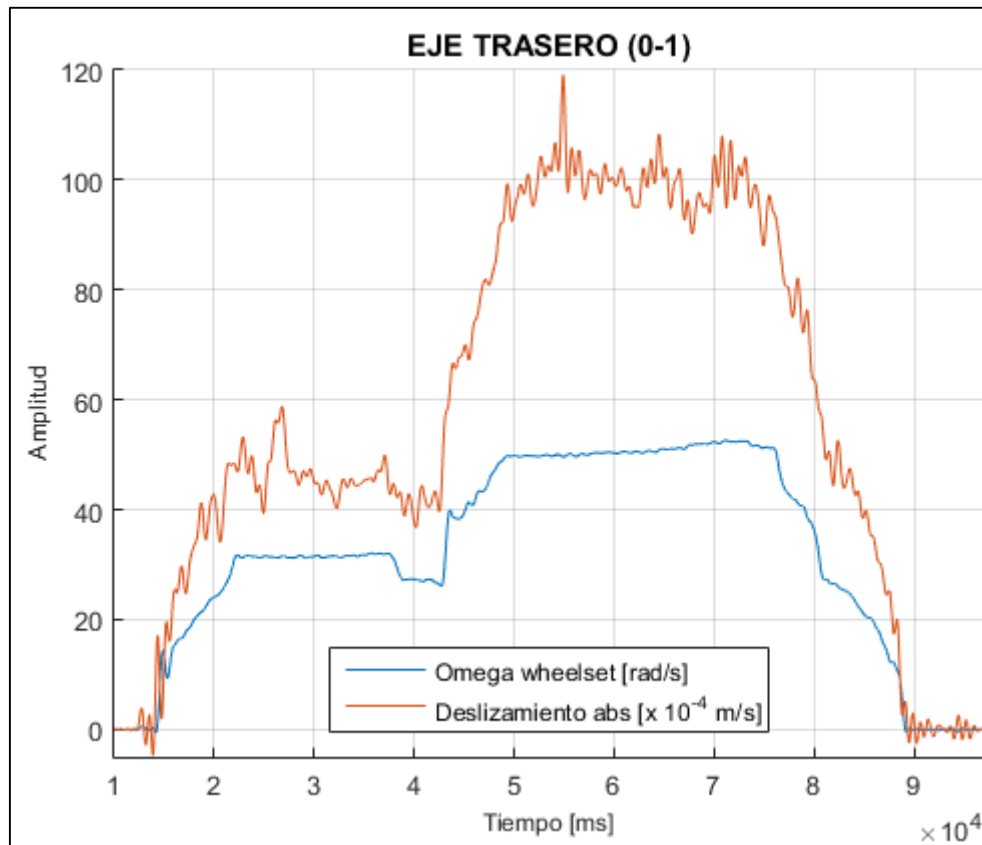
$$R_{\text{contacto,eje-vía}} = 106'177 \text{ mm}$$

$$R_{\text{contacto,wheelset}} = 53'085 \text{ mm}$$

Con estos valores, se construye el deslizamiento del modo explicado en el apartado 4.2.2, y se consideran en todo momento estos valores. Su evolución en función de la velocidad se representa en las próximas Figuras.

Evidentemente, el radio de contacto es variable para ambos discos, por lo que el valor más preciso se obtiene a velocidad constante, y cuando no aparece una oscilación de *hunting* significativa. No obstante, dada la forma en que se ha calculado el deslizamiento, es muy complicado proporcionar una relación de proporcionalidad empírica con la velocidad de giro.

▪ **Ensayo 1º: deslizamiento para dos velocidades (media/baja)**



**Figura 6.12.** Deslizamiento en el eje trasero (1º). *Elaboración propia.*

La dificultad en el cálculo del deslizamiento radica en el procesamiento de las señales. El deslizamiento es un valor muy pequeño, en comparación con la velocidad lineal del punto de contacto. Al ser una variable no medida directamente (no es posible), es de esperar que los resultados no sean muy consistentes. En la Figura 6.12. se observa cómo el deslizamiento en el arranque y la frenada es muy oscilante y de mayor frecuencia que cuando  $\Omega_{ws} = cte$ . El deslizamiento real no es así, por lo que en estos instantes no puede extraerse ninguna conclusión firme. En este primer ensayo, el deslizamiento oscila en torno a un valor medio cuando  $\Omega_{ws} = cte$ . En general, se observa una tendencia lineal en el deslizamiento con respecto a la velocidad de giro del *wheelset*.

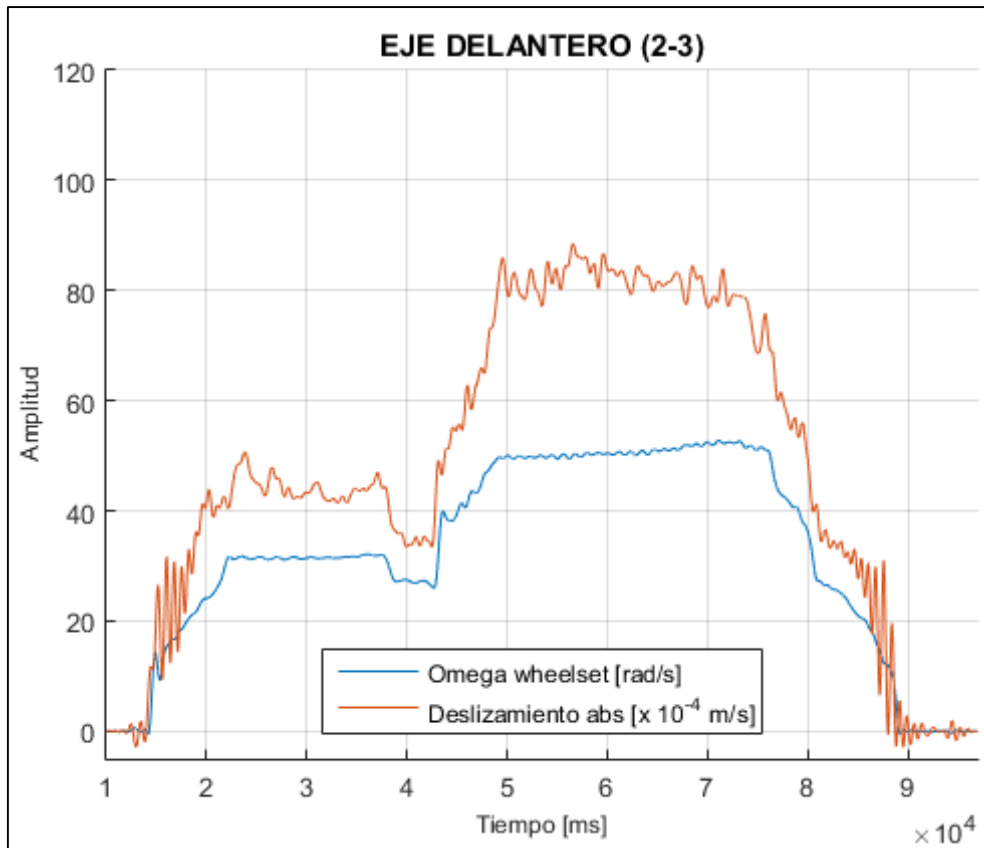


Figura 6.13. Deslizamiento en el eje delantero (1°). *Elaboración propia.*

▪ **Ensayo 2°: deslizamiento para velocidad media**

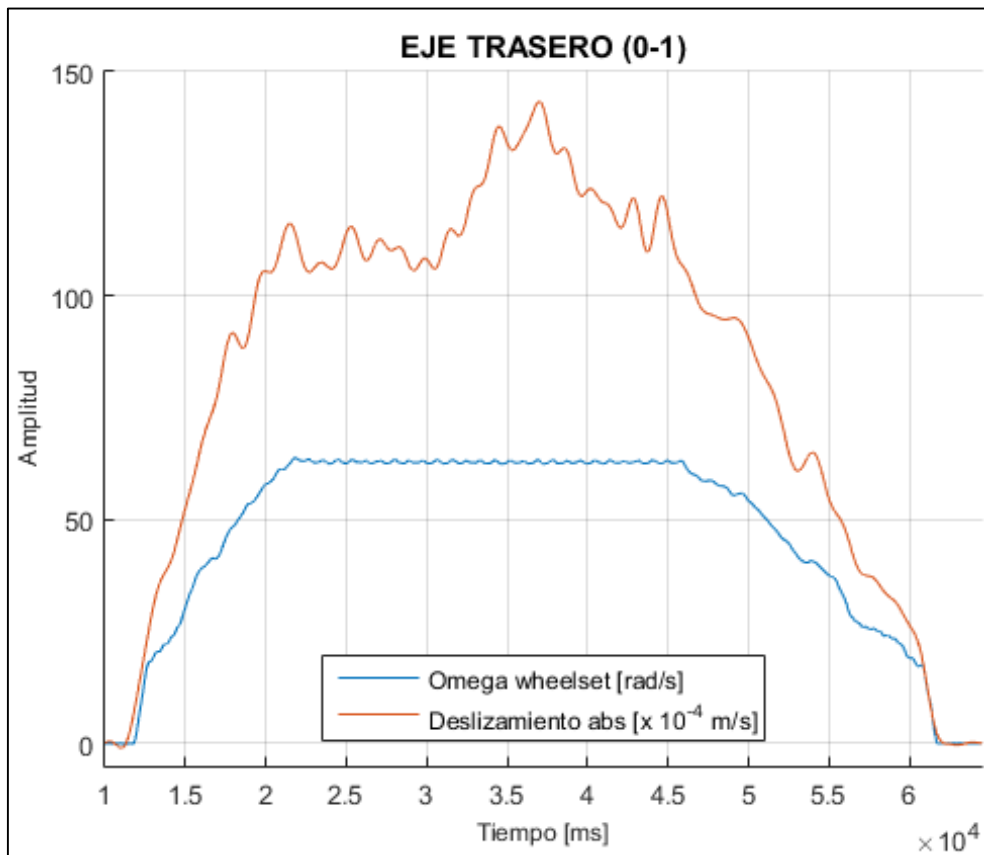


Figura 6.14. Deslizamiento en el eje trasero (2°). *Elaboración propia.*

En las Figuras 6.14. y 6.15. se observa el deslizamiento a velocidades medias. Al modificar los filtros para adecuar las señales filtradas a las experimentales, el deslizamiento sigue una dinámica diferente al del Ensayo 1°. Cuando  $\Omega_{ws} = cte$ , el deslizamiento no se mantiene en torno a un valor medio. En el eje trasero, el deslizamiento aumenta en torno a un 20% sin que varíe  $\Omega_{ws}$  (hacia  $t = 33$  s). En el eje delantero, mientras  $\Omega_{ws} = cte$ , el deslizamiento es ligeramente creciente hasta alcanzar un máximo y decrece posteriormente.

En términos generales, el deslizamiento en el eje delantero es considerablemente inferior al delantero, tal y como sucedía en el ensayo anterior. Además, se mantiene la relación de proporcionalidad entre el deslizamiento y la velocidad de giro. Cuanto mayor es  $\Omega_{ws}$ , mayor es el deslizamiento.

La modificación de los filtros ha permitido, en este caso, obtener un deslizamiento “más limpio” en el arranque y en la frenada. Se observa claramente cómo en el arranque, el deslizamiento crece antes que  $\Omega_{ws}$ . El control de la velocidad de giro se realiza a través de un convertidor electrónico de potencia. En los primeros grados de giro de los ejes-vía, el *wheelset* gira en condiciones de rodadura casi perfectas, ya que, el coeficiente de rozamiento estático es, superior al dinámico y la velocidad angular es muy pequeña. Sin embargo, el control de velocidad a bajas velocidades no es muy preciso, y en los arranques se produce un golpe de par en el motor, causante de un deslizamiento muy elevado en comparación con la  $\Omega_{ws}$  en esos instantes. La correa de transmisión también puede afectar al giro de los ejes-vía al no ser infinitamente rígida.

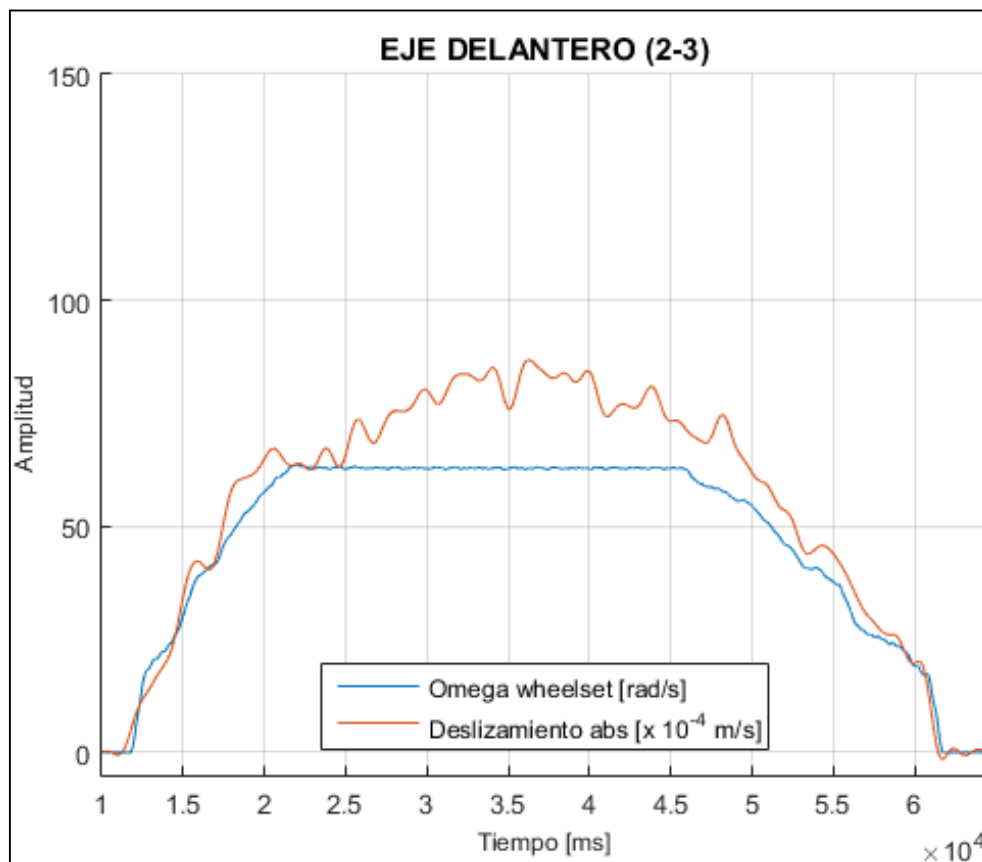


Figura 6.15. Deslizamiento en el eje delantero (2°). Elaboración propia.

▪ **Ensayo 3º: deslizamiento para velocidades altas**

En las Figuras 6.16. y 6.17. se muestra el deslizamiento de un ensayo a altas velocidades. Se confirma la dependencia creciente del deslizamiento con la velocidad. En este caso, se alcanzan valores de entre 0'03 y 0'04 m/s. Al contrario que en los ensayos anteriores, ahora el deslizamiento alcanza valores similares en los dos ejes, lo cual permite concluir que la relación entre el deslizamiento y la velocidad no es la misma en ambos.

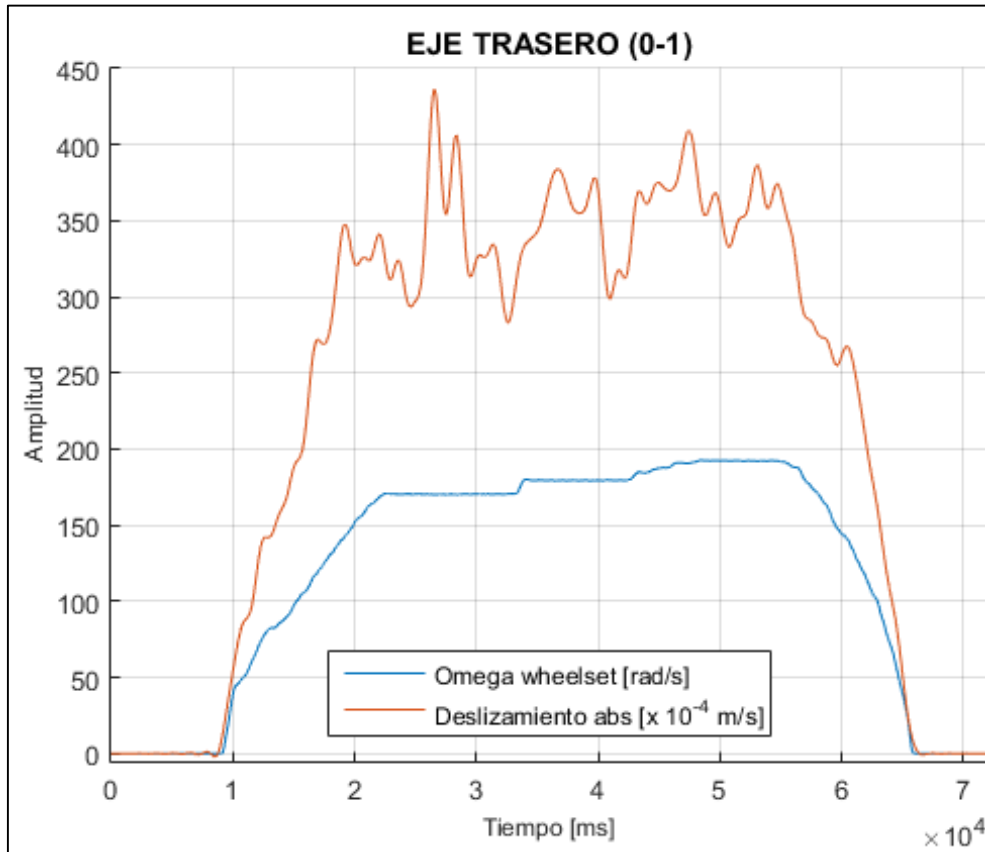


Figura 6.16. Deslizamiento en el eje trasero (3º). Elaboración propia.

El deslizamiento en el eje delantero parece menos oscilante, incluso en los ensayos anteriores. No obstante, la forma de obtener el deslizamiento impide concluir firmemente si esta constancia es debida a las características del banco de ensayos (construcción y montaje de los ejes) o a la forma de filtrar y reconstruir la señal.

En las transiciones entre intervalos de  $\Omega_{ws} = cte$  aparece la oscilación de *hunting*. Los vectores  $\Omega_{eje-vía}$  y  $\Omega_{wheelset}$  dejan de estar alineados y el deslizamiento obtenido comprende en estos instantes el deslizamiento longitudinal, transversal y de giro. El valor de  $\xi_y$  y  $\xi_{sp}$  es pequeño, pero no es despreciable frente a  $\xi_x$ . La precisión de  $\xi_x$  no es buena.

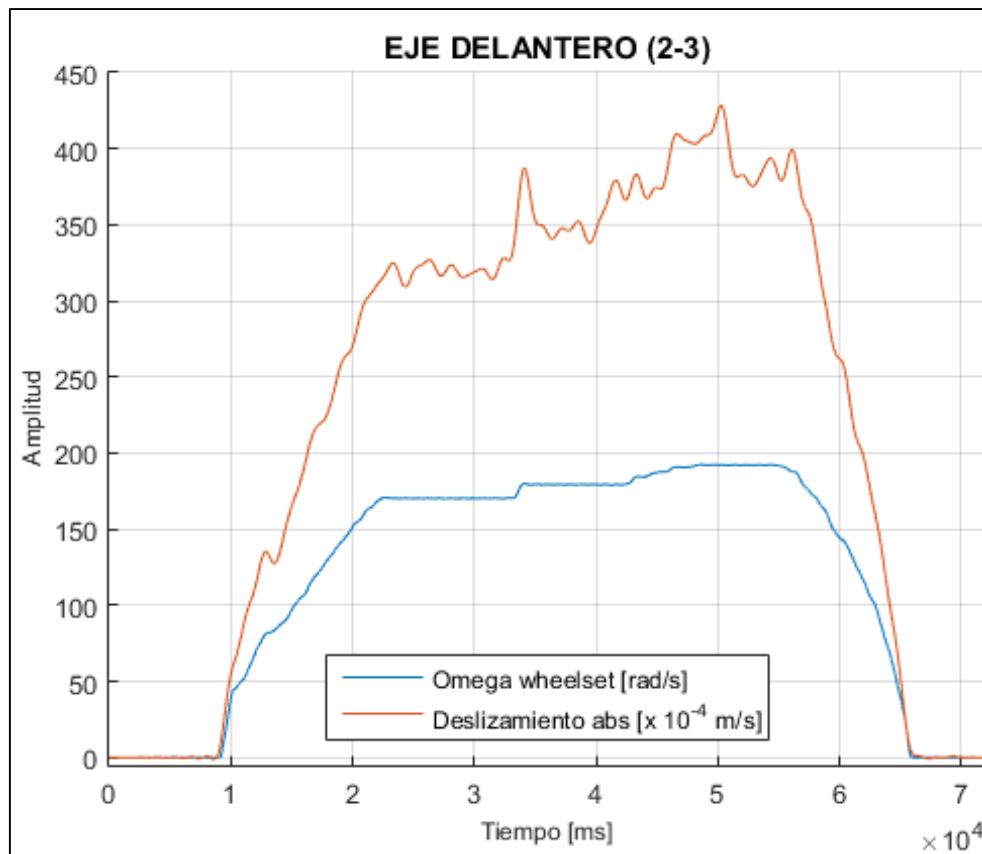


Figura 6.17. Deslizamiento en el eje delantero (3°). *Elaboración propia.*

Extrapolando estos resultados al deslizamiento que tiene lugar en un vehículo real sobre vías rectas, se concluye que los efectos que tienen lugar en los diferentes ensayos coinciden con lo estudiado en la literatura, a pesar de la poca exactitud en la forma de obtener el deslizamiento.

### 6.2.2. *Hunting*. Longitud de onda de Klingel. Conicidad equivalente

El convertidor electrónico de potencia (variador de velocidad) permite modificar manualmente la velocidad de giro mediante un potenciómetro integrado en el armario metálico. Conseguir una aceleración constante o un escalón de velocidad es complicado, dada la sensibilidad del potenciómetro. Se desconoce cuál es la relación entre la tensión del potenciómetro y la velocidad de giro del motor. Se propone mejorar el control de la velocidad de giro en futuros trabajos, visualizando y modificando la tensión del potenciómetro desde el ordenador que registra los datos en tiempo real.

La oscilación de *hunting*, característica de los vehículos ferroviarios, tiene una frecuencia asociada que depende de la velocidad de avance del vehículo. Cuando un vehículo ferroviario se detiene, tras haber funcionado indefinidamente a velocidad constante, la posición final no tiene por qué estar alineada con la vía. En régimen permanente, el vehículo sigue un movimiento de autocentrado y estable. Al frenar muy lentamente hasta parar, la posición final es casi la “alineada”. Sin embargo, si la frenada es un tanto brusca, el movimiento estable de autocentrado se amplifica para estabilizarse de nuevo, y los puntos de contacto finales puede quedar muy alejados del contacto nominal.

Cuando el vehículo vuelve a ponerse en marcha, se produce una oscilación de *hunting*, cuya amplitud depende de lo desviado que se encontrara el vehículo cuando estaba quieto. Las



oscilaciones de *hunting* más “limpias”, esto es, más senoidales, se logran a aceleración constante (rampeado de velocidad). La frecuencia de la oscilación varía de forma proporcional a la velocidad. Los cambios bruscos de velocidad desequilibran el *bogie* y distorsionan las señales del giro de *yaw* y el desplazamiento lateral (*tracking error*).

La oscilación de Klingel, descrita en el apartado 2.3.2., tiene asociada una longitud de onda en función de las características de la rueda (ecuación 2.18). Esta longitud de onda es la que define los movimientos armónicos simples del giro de *yaw* y el *tracking error*; y solamente tiene sentido para velocidades de avance constantes. Permite obtener la longitud de onda de la oscilación de autocentrado en régimen permanente, y estimar la velocidad crítica de *hunting*.

Las oscilaciones en que se muestran en las siguientes Figuras corresponden a variaciones de velocidad, y también se definen como *hunting*, pero no tiene sentido realizar un análisis espectral, al no producirse estas oscilaciones con velocidad de avance constante.

▪ **Ensayo 1º: *hunting* en aceleración lenta**

Conseguir una aceleración sostenida manualmente es complicado. Los variadores de frecuencia como el empleado no están preparados para trabajar con precisión a velocidades bajas. Se intuye una aceleración elevada en el arranque ( $12 < t(s) < 13$ ), y más suave posteriormente, hasta alcanzar  $\Omega_{ws} = cte$  ( $13 < t(s) < 22$ ). (Figura 6.18.)

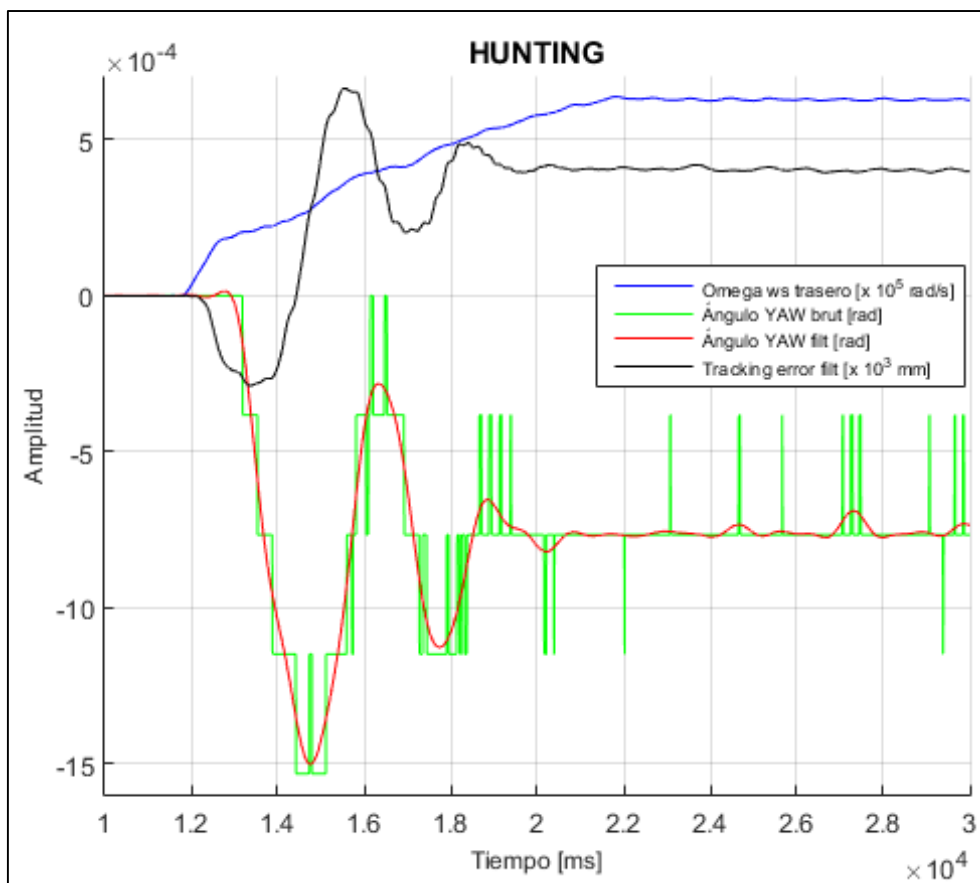


Figura 6.18. Giro de *yaw* y desplazamiento lateral (*tracking error*) (1º). Elaboración propia.

Tanto el desplazamiento lateral (*tracking error*) como el giro de *yaw* son valores muy pequeños, pero el encoder lineal registra hasta  $1 \mu m$ , por lo que la señal es muy consistente. La señal del encoder rotativo apenas cuenta con cinco valores de tensión en este ensayo, y

es necesario ajustar convenientemente los filtros para reconstruir la señal. Por tanto, es una señal aproximada, pero permite extraer conclusiones claves.

Las señales no son puramente senoidales en el intervalo de aceleración. En el *tracking error* se debe a la vibración del banco de ensayos en conjunto y, en el caso del giro de *yaw*, a la dificultad en la reconstrucción de la señal.

La posición de equilibrio del *bogie* se alcanza a partir de ( $t(s) > 22$ ), es decir, cuando  $\Omega_{ws} = cte$ . Esta posición difiere de la inicial ( $\Omega_{ws} = \mathbf{0}$ ), confirmando lo anteriormente expuesto en cuanto a situaciones de marcha y parada. El tren comienza a rodar partiendo de una posición desplazada. En este Ensayo 1º, comienza primero el *tracking error*; antes de alcanzar el primer máximo de amplitud, comienza el giro de *yaw*. No tiene por qué suceder siempre en este orden; depende de la posición de partida del vehículo.

Se observa claramente cómo los dos movimientos se encuentran desfasados, aproximadamente un cuarto de período de oscilación. Como el período es variable porque  $\Omega_{ws} \neq cte$ , no es posible estimar con precisión cuánto vale dicho desfase. Según la teoría, cuando la oscilación de *hunting* no es sostenida, es decir, la velocidad de avance es inferior a la velocidad crítica de *hunting*, el sistema se amortigua y el desfase entre los dos movimientos armónicos simples es ligeramente inferior a un cuarto de período.

La amplitud de ambos movimientos depende de la desviación entre la situación inicial y final y de la aceleración del *bogie*.

Por último, destacar que tanto el giro de *yaw* como el *tracking error* corresponden al movimiento del *bogie* en conjunto, tomando como referencia el centro geométrico del mismo. El movimiento asociado a cada *wheelset*, a través del cual se explica el comportamiento dinámico en el Capítulo 2, difiere solamente en una mayor amplitud de las oscilaciones, y puede calcularse a partir de las señales obtenidas para el *bogie*.

### ▪ Ensayo 2º: *hunting* en aceleración variable

Este ensayo es consecuencia de un error en el potenciómetro del variador de frecuencia. Se trataba de acelerar suavemente hasta una velocidad media-alta; se produjo una fuerte aceleración inicial y una posterior regulación manual hasta el funcionamiento en régimen permanente. La Figura 6.19. muestra oscilaciones de amplitud variable durante varios ciclos debido a las variaciones bruscas de velocidad.

En este caso, es el giro de *yaw* el movimiento que comienza primero, pero su oscilación sigue estando retrasada algo menos de un cuarto de período con respecto a la oscilación del *tracking error*. A pesar de las fuertes aceleraciones, la posición final (régimen permanente) del *bogie* es mucho más parecida a la inicial que en el Ensayo 1º; se confirma que no tiene que ver lo que suceda entre estos instantes.

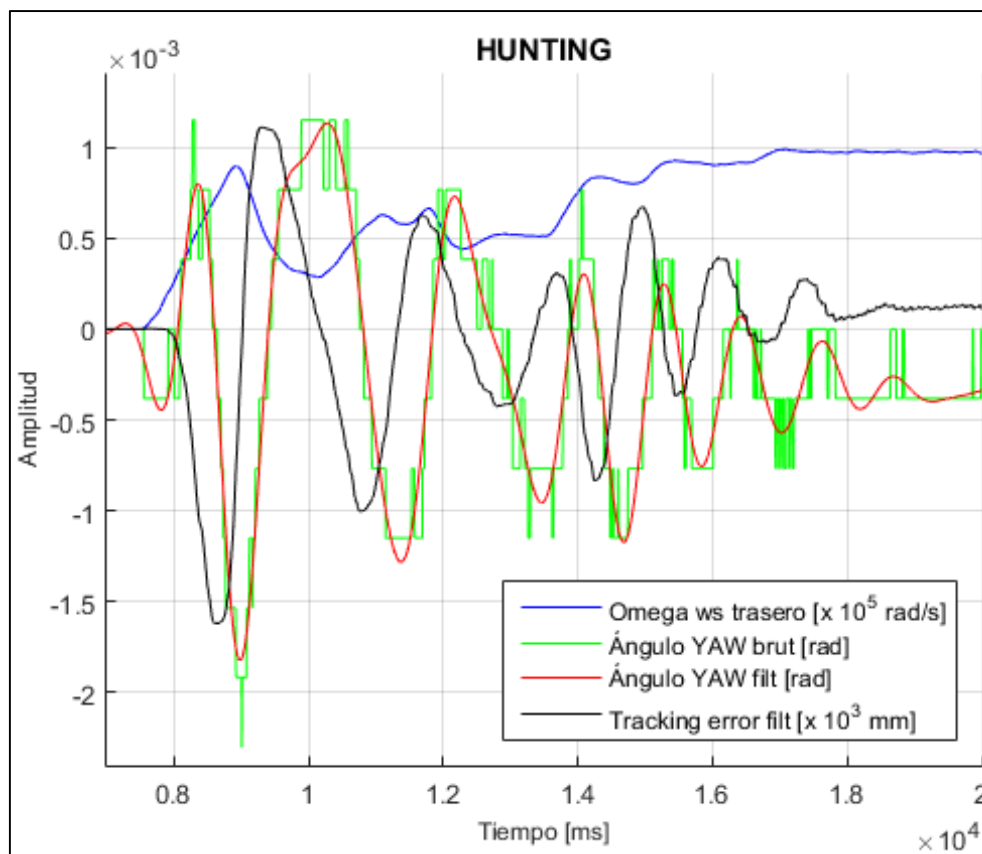


Figura 6.19. Giro de yaw y desplazamiento lateral (*tracking error*) (2°). Elaboración propia.

▪ **Ensayo 3°: *hunting* a velocidad constante baja (perturbación externa)**

Alcanzado el régimen permanente, se empuja en la dirección de los ejes de los *wheelsets*: primero, en el *wheelset* delantero; una vez estabilizado, se empuja en el *wheelset* trasero. El movimiento de *hunting* tiene lugar a velocidad de avance constante, de forma que sí es posible extraer una frecuencia asociada a los movimientos armónicos simples. Dicha frecuencia se relaciona con la oscilación de Klingel, y permite obtener una longitud de onda. La velocidad media de giro del *wheelset* trasero es de **54 rad/s**.

La amplitud de las oscilaciones es variable porque no se puede controlar la fuerza con que se empuja el *bogie*. Si la perturbación externa es lo suficientemente “fuerte”, puede desplazar el *bogie* distorsionando las condiciones de rodadura. Si es “suave”, mientras se ejerce la fuerza comienza a producirse el movimiento de *hunting*.

Para obtener analíticamente la frecuencia de los m. a. s., se realiza el espectro de frecuencias seleccionando convenientemente la ventana. Para evitar (minimizar) obtener un espectro “sucio” a bajas frecuencias, se selecciona un intervalo de tiempo que contenga, aproximadamente, un número entero de períodos. El espectro de frecuencias muestra un gran pico en torno a **0'5 Hz** y muestra suficientes evidencias de que esa frecuencia es constante para una velocidad de giro constante. Se confirma que los m. a. s. tienen la misma frecuencia. A pesar de la dificultad en el procesamiento de las señales y en la elección de la ventana para el cálculo del espectro, los resultados son consistentes. (Figuras 6.20. y 6.21.)

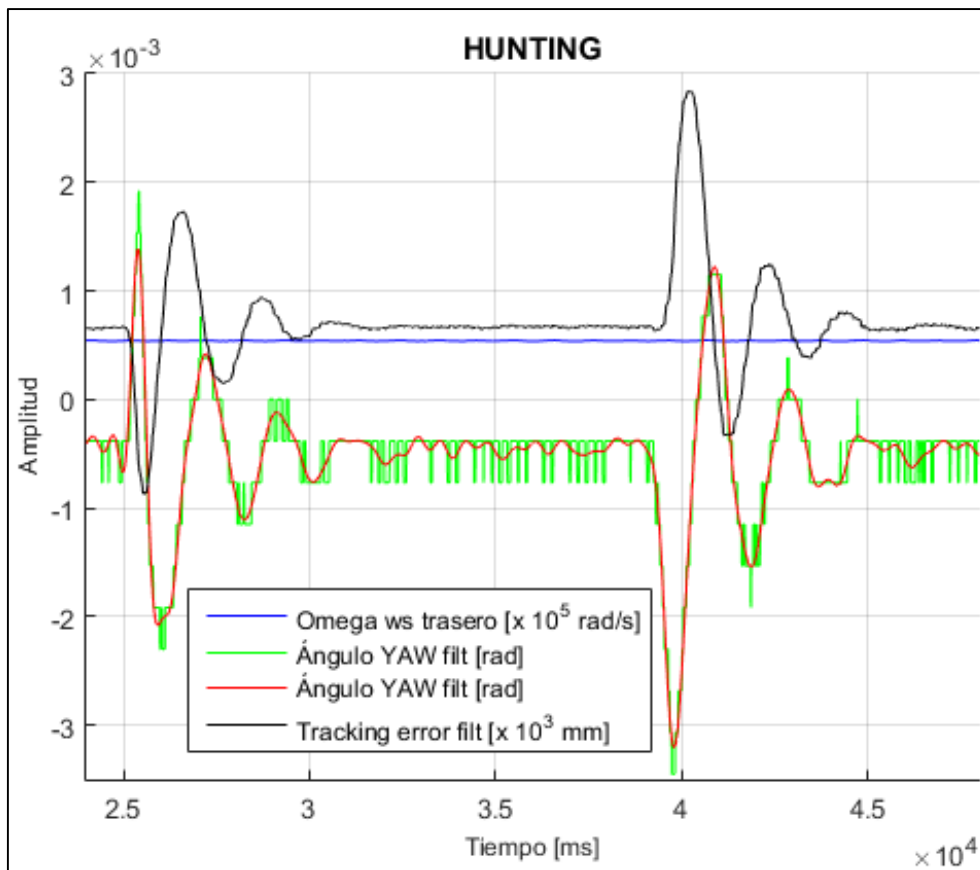


Figura 6.20. Giro de yaw y desplazamiento lateral (*tracking error*) ( $3^\circ$ ). *Elaboración propia.*

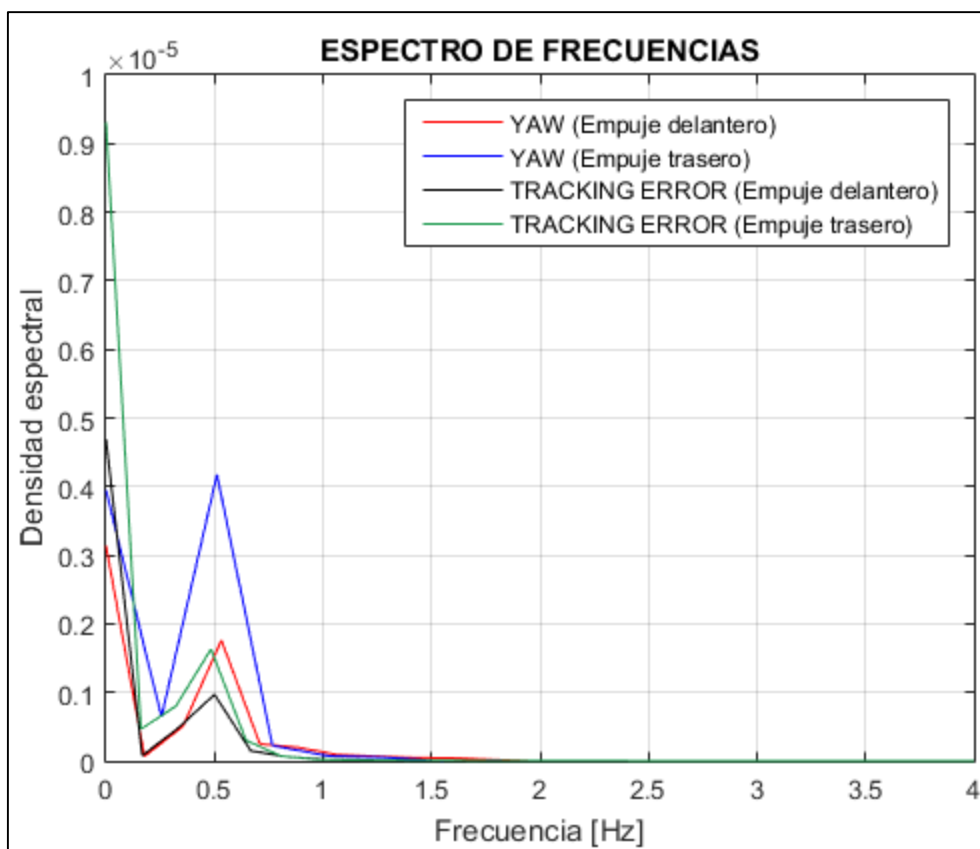


Figura 6.21. Espectro de frecuencias (*hunting*). *Elaboración propia.*

▪ **Ensayo 4º: hunting a velocidad constante alta (perturbación externa)**

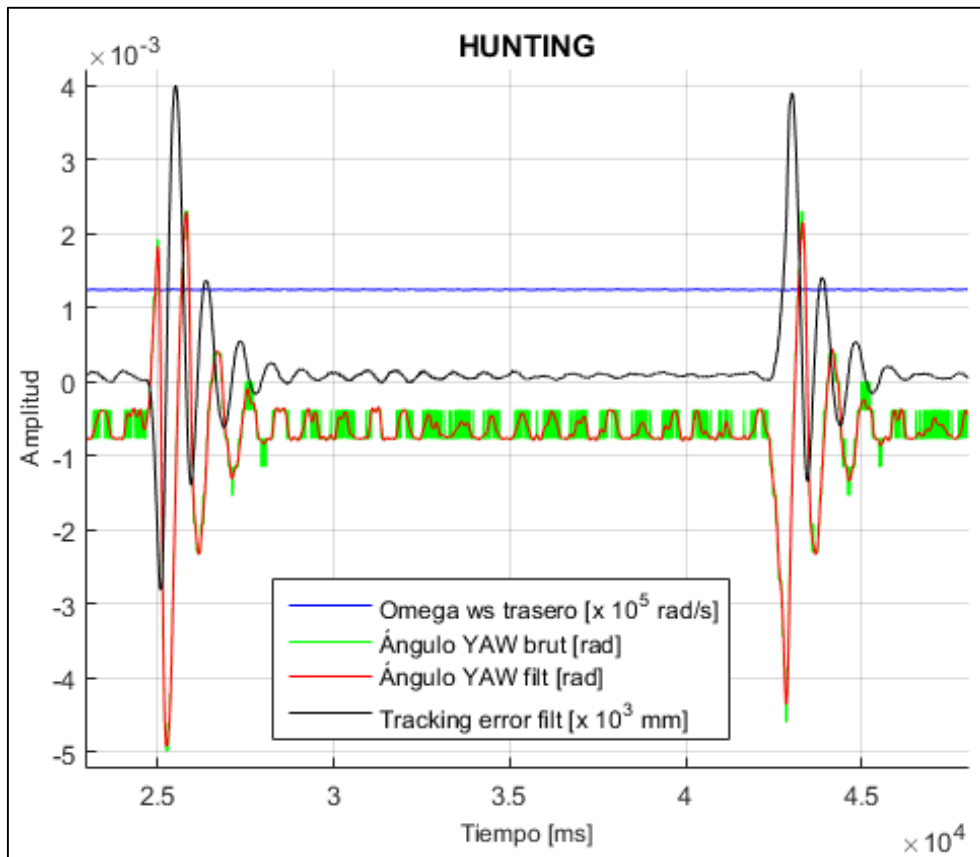


Figura 6.22. Giro de yaw y desplazamiento lateral (*tracking error*) (4º). *Elaboración propia.*

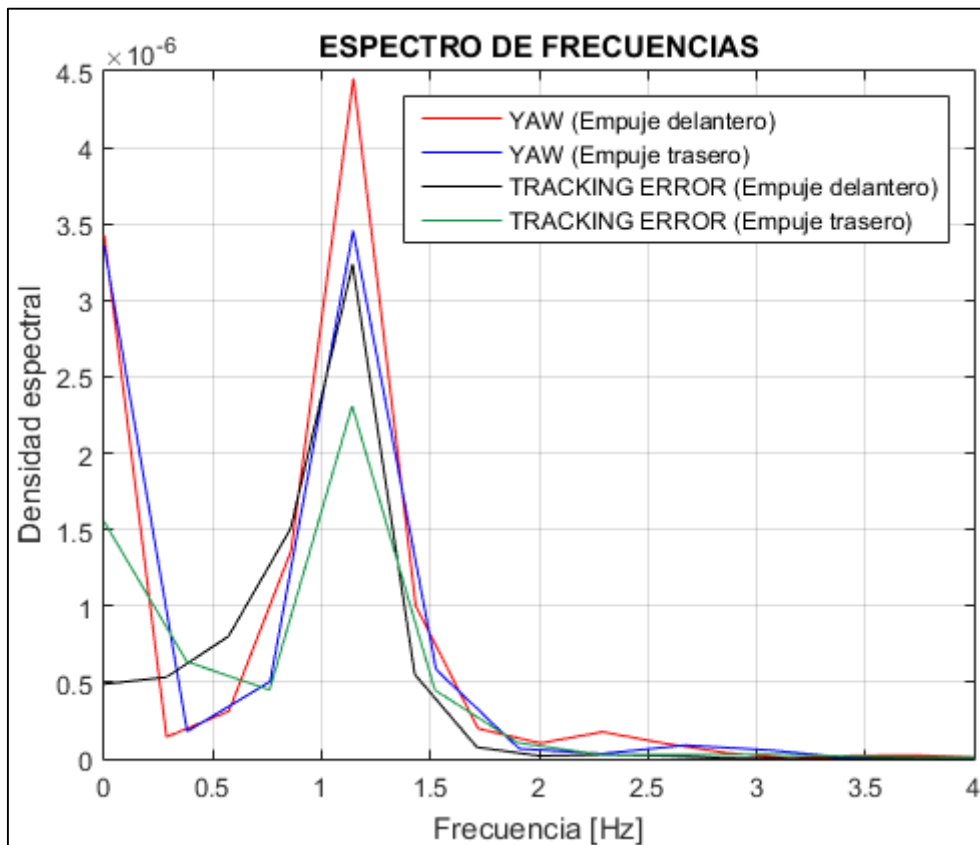


Figura 6.23. Espectro de frecuencias (*hunting*) (4º). *Elaboración propia.*

Se repite la misma dinámica que en el Ensayo 3°; en este caso, se perturba el *bogie* a una velocidad de giro superior. La velocidad media de giro del *wheelset* trasero es de  $124 \text{ rad/s}$ , aproximadamente el doble que en el Ensayo 3°. Dado que la longitud de onda asociada a la oscilación de Klingel debe ser constante, se espera que el análisis espectral concluya en que la frecuencia de *hunting* en los instantes estudiados aumente en la misma proporción, es decir, sea aproximadamente el doble que en el Ensayo 3° (2'3 veces, en torno a  $1'15 \text{ Hz}$ ). Efectivamente, el pico de frecuencia se encuentra en torno a  $1'15 \text{ Hz}$ .

▪ **Ensayo 5°: *hunting* a velocidad constante alta (sin perturbación)**

La oscilación auto-excitada del vehículo ferroviario, así como su natural movimiento de auto-centrado, son más acusados cuanto mayor sea la velocidad de avance. En los apartados anteriores se ha visto que el encoder rotativo que mide el giro de *yaw* no tiene una resolución suficiente para poder reconstruir una señal creíble.

La velocidad media de giro del *wheelset* trasero es de  $170 \text{ rad/s}$ . A pesar de la elevada velocidad, la señal del giro de *yaw* reconstruida es muy imprecisa. Sí se intuye que existe una oscilación de frecuencia constante en ambos movimientos. En el espectro de frecuencias de la Figura 6.25., la densidad espectral debida a la componente de continua es mucho más significativa que la que corresponde a la frecuencia de oscilación, por lo que se ha acortado el eje de frecuencias. El giro de *yaw* y el tracking error siguen un m. a. s. con una frecuencia en torno a  $1'64 \text{ Hz}$ .

Tomando como referencia las velocidades y frecuencias de los ensayos anteriores, la frecuencia debería ser de unos  $1'57 \text{ Hz}$ . El resultado obtenido es bastante acertado, teniendo en cuenta que, visualmente, la oscilación no es clara. (Figura 6.24.)

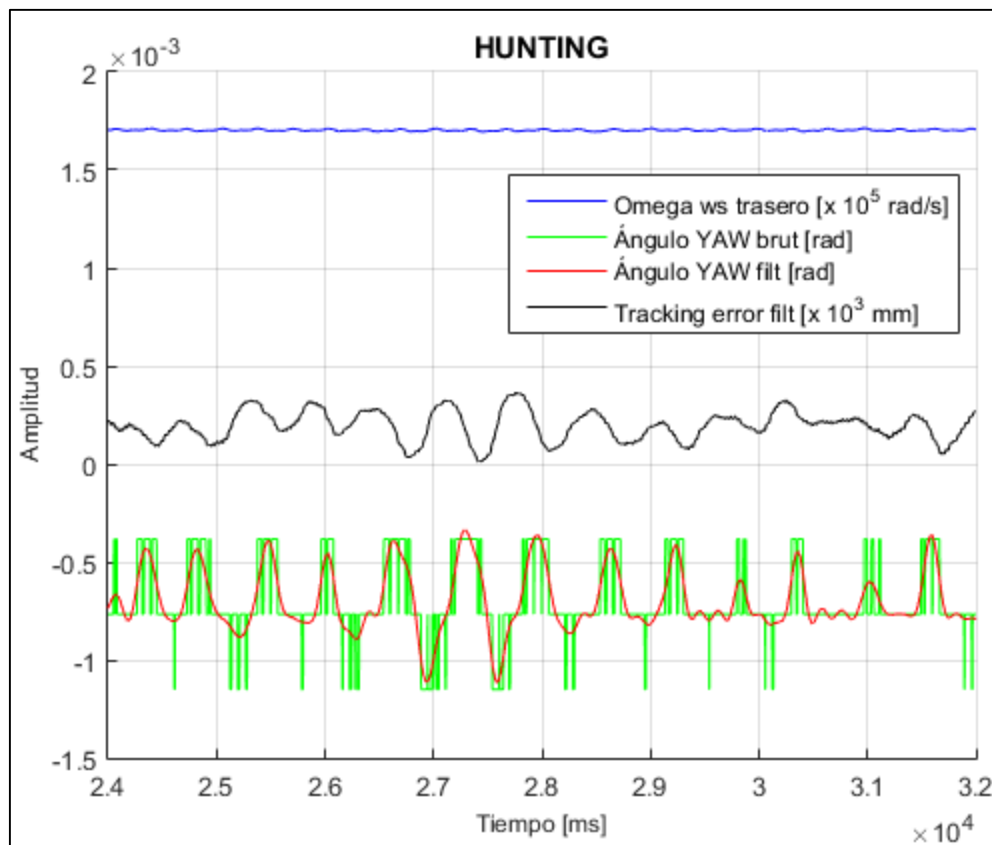


Figura 6.24. Giro de *yaw* y desplazamiento lateral (*tracking error*) (5°). Elaboración propia.

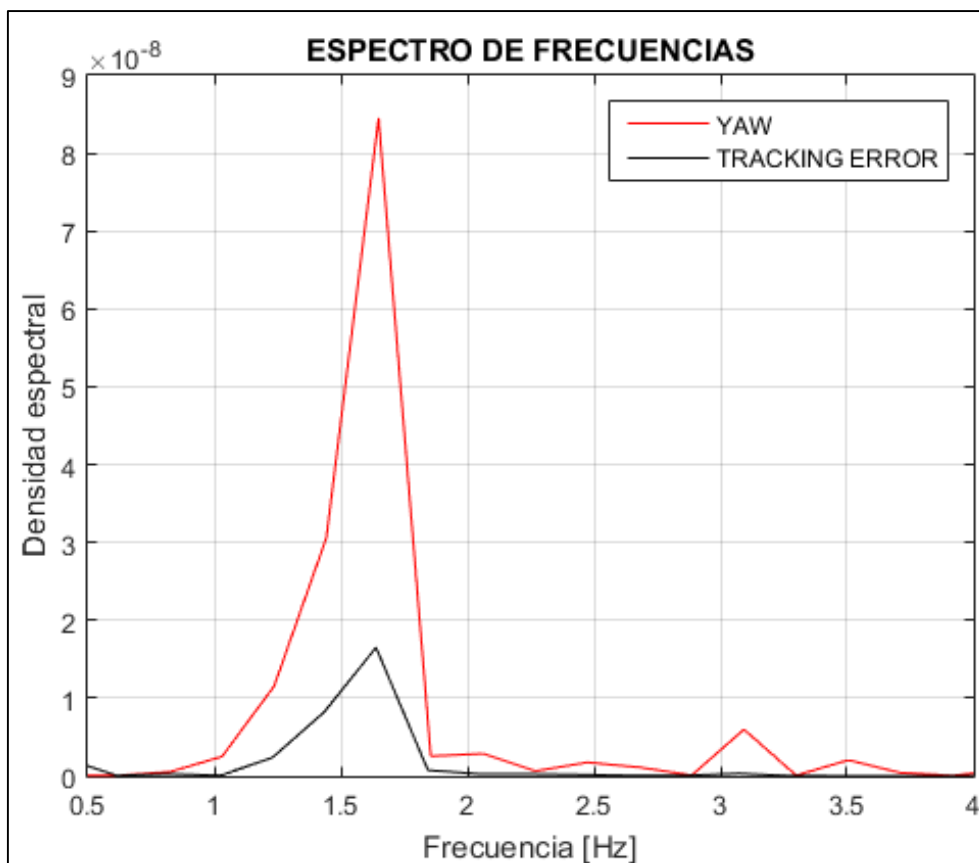


Figura 6.25. Espectro de frecuencias (*hunting*) (5°). Elaboración propia.

#### ▪ Longitud de onda de Klingel

A partir de las frecuencias de *hunting* y las velocidades medias de giro obtenidas en los Ensayos 3°, 4° y 5°, se despeja la longitud de onda de la ecuación 2.19, aproximando la velocidad de avance  $V_x$  como la velocidad lineal de las ruedas del *wheelset* en el punto de contacto nominal ( $R_{contacto,wheelset} = 53'085 \text{ mm}$ )

$$V_x = \frac{1}{2} (\Omega_{ws,del} \cdot R_{ws,del} + \Omega_{ws,tras} \cdot R_{ws,tras})$$

$$f = \frac{V_x}{\lambda} \Rightarrow \lambda = \frac{V_x}{f}$$

La **longitud de onda de Klingel**, obtenida como la media de los cálculos anteriores, es:

$$\lambda_{Klingel} \approx 5'72 \text{ m}$$

En conclusión, para cualquier velocidad de avance (constante) del *bogie*, cuando se produzcan perturbaciones externas que generen *hunting*, el movimiento global del vehículo, en función de su posición a lo largo de la vía, será una combinación de dos movimientos armónicos simples con una longitud de onda en torno a  $\lambda_{Klingel} = 5'72 \text{ m}$

#### ▪ Conicidad equivalente

El perfil de las ruedas de los *wheelset* no es perfectamente cónico, sino que está definido por curvas de diferentes radios en diferentes tramos. Asimismo, el carril tiene una cabeza

redondeada, y el punto de contacto es variable según la posición del *wheelset* sobre el mismo.

La expresión de la longitud de onda de Klingel considera una conicidad  $k$ , como si el perfil de la rueda fuese perfectamente cónico. Además, el modelo teórico es válido si el punto de contacto del carril es siempre el mismo, es decir, el carril es infinitesimalmente estrecho.

En consecuencia, la oscilación de Klingel, generada en este caso por el movimiento *hunting* (combinación de dos m. a. s.), no es del todo exacta. No obstante, se ha demostrado que sí existe una  $\lambda_{Klingel}$ , por lo que se puede despejar de la ecuación 2.18 la **conicidad equivalente**.

$$\lambda_{Klingel} = 2\pi \sqrt{\frac{rd}{2k_{eq}}} \Rightarrow k_{eq} = \frac{2\pi^2 rd}{\lambda_{Klingel}^2}$$

Con  $r = R_{contacto,wheelset} = 53'085 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ ;  $d = 2 \cdot y_{nom} = 226'4362 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ ;  $\lambda_{Klingel} = 5'72 \text{ m}$ , se obtiene un valor  $k_{eq} = 7'25 \cdot 10^{-3}$ . Este valor puede emplearse en futuros estudios que se realicen con el banco de ensayos.

Este valor de conicidad equivalente  $k_{eq} = 7'25 \cdot 10^{-3}$  se encuentra alejado de los valores que se obtienen en *wheelsets* de tamaño real, que oscilan entre  $\frac{1}{40} < k_{eq} < \frac{1}{20}$ . El **efecto de escalado** del banco de ensayos (1:8 para todo el *bogie*, excepto 1:3 para la anchura de las ruedas), puede influir en este valor. La extrapolación de los resultados obtenidos en este trabajo a un *bogie* a escala natural, con las mismas características, no entra los objetivos de partida de este proyecto.

### 6.2.3. Oscilación longitudinal

Como se ha descrito en el apartado 2.4.1., el *bogie* del banco de ensayos permanece estático con respecto al suelo. Solamente deberían girar las ruedas debido al rozamiento con los discos de los ejes-vía. Sin embargo, el rozamiento y las condiciones de rodadura son variables, las vibraciones externas, el movimiento de *hunting* y la propia inercia del *bogie* y los *wheelsets* contribuyen a desequilibrar el sistema. Las células de carga impiden que el *bogie* caiga.

La deformación visible de las células de carga es muy pequeña y difícil de determinar. El desplazamiento de un extremo de la célula con respecto al otro (esfuerzo a flexión pura) no es lineal, y el fabricante no es preciso al señalar el desplazamiento en este punto. Por lo tanto, se enfoca este apartado desde el punto de vista de la tensión soportada por las células de carga, escalado a [kg] para una interpretación más visual.

#### ▪ Ensayo 1º: Arranque

Se ha comentado anteriormente que, en un arranque suave, como el coeficiente de rozamiento estático es superior al dinámico y la velocidad es baja, las condiciones de rodadura son casi perfectas. La desviación del *wheelset* respecto del plano vertical perpendicular al suelo y que pasa por su eje-vía es prácticamente nula. No obstante, debido a las características del convertidor y del motor, en los arranques se produce un golpe de par que provoca un deslizamiento elevado. En los primeros instantes, existe un rozamiento elevado; enseguida se



alcanza una velocidad suficiente como para deslizar. Visto de otra forma, la rueda-vía “empuja” la rueda del *wheelset* en la dirección y sentido de avance del vehículo. (Figura 6.26.)

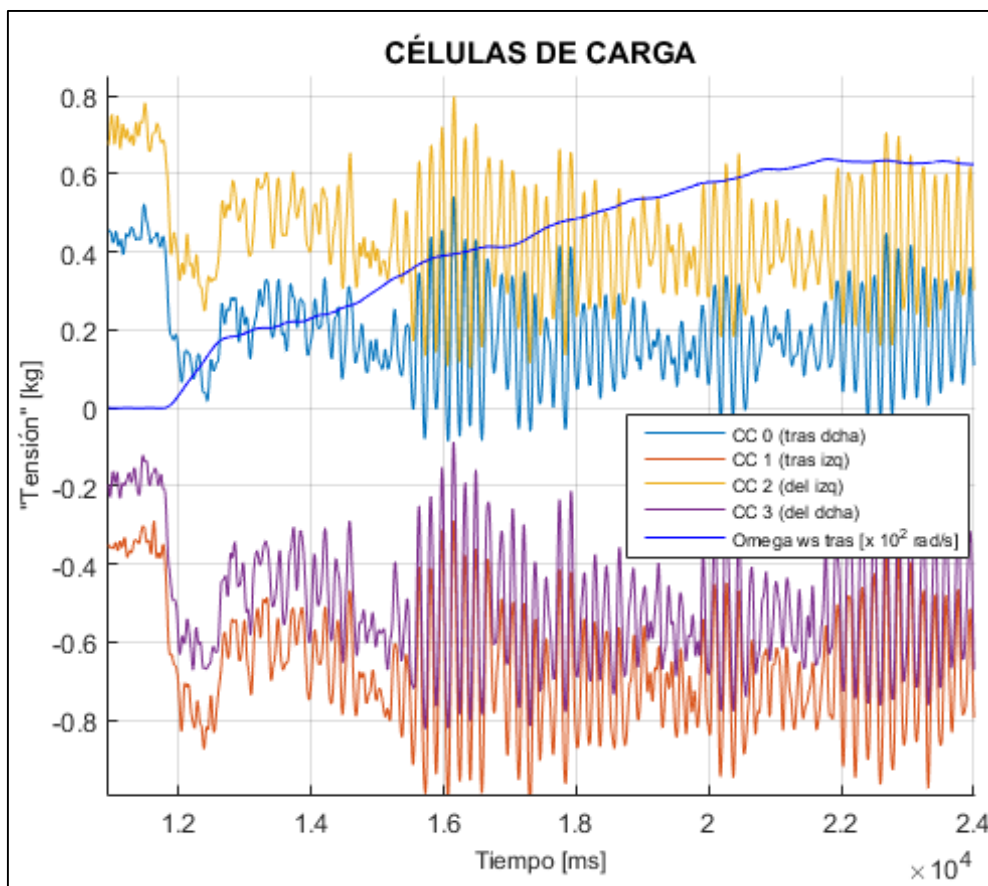


Figura 6.26. Tensión en las células de carga (1°). Elaboración propia.

La condición elástica de las células de carga devuelve al *bogie* hacia su posición de equilibrio sobre los ejes-vía, generándose una oscilación en torno a dicha posición de equilibrio. El movimiento oscilatorio asociado es amortiguado, en tanto se alcanza una velocidad de giro constante. Las condiciones de rodadura varían en función del desplazamiento del *wheelset* sobre el eje-vía; por eso, el análisis del deslizamiento del apartado 6.2.1. no es preciso en estos instantes.

La tensión inicial es el *bias*, y no se corresponde con la tensión en la posición de equilibrio debido al rozamiento estático y a la elevada inercia del *bogie*, que impide el movimiento. El arranque ( $12 < t(s) < 13$ ) provoca una tensión de unos 0'4 kg. Aceleraciones posteriores no provocan una deformación en las células tan importante como el primer arranque.

▪ **Ensayo 2°: Parada**

El razonamiento es análogo al del Ensayo 1° en cuanto a los coeficientes de rozamiento, pero ahora es el *wheelset* el que continúa girando debido a su inercia cuando el eje-vía ya ha parado. El control del convertidor permite realizar frenadas mucho más fuertes que las aceleraciones positivas. La deformación de las células puede superar los límites de carga estipulados por el fabricante. (Figura 6.27.)

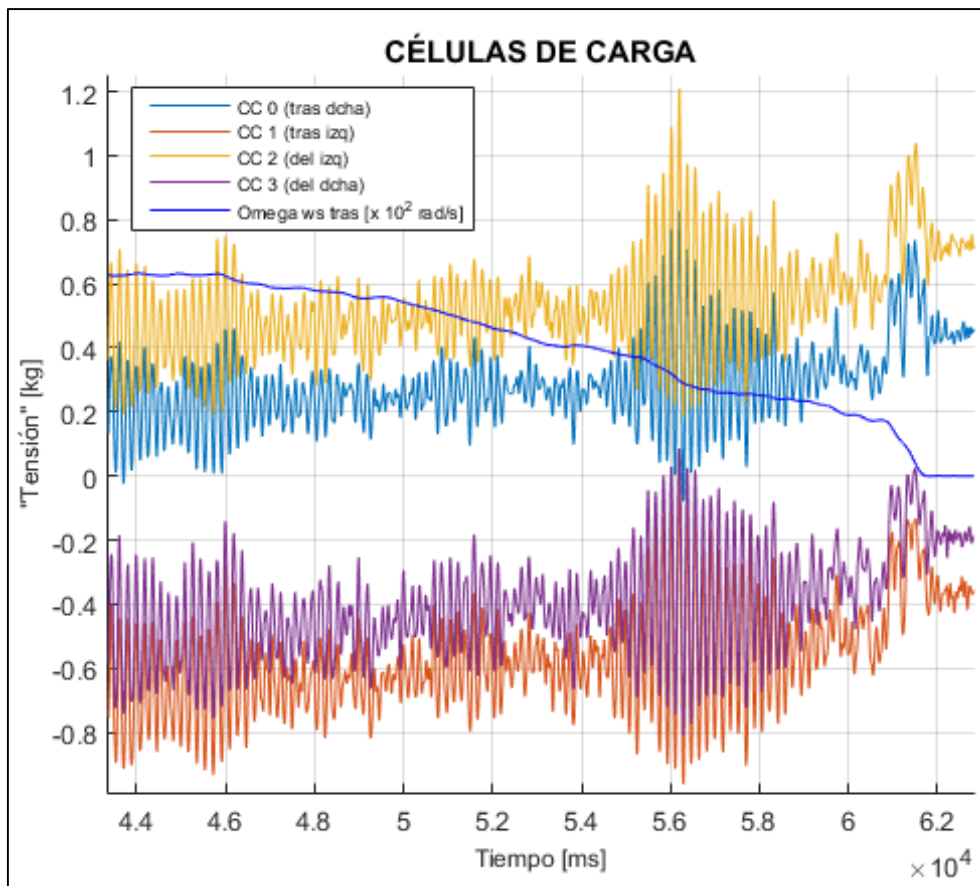


Figura 6.27. Tensión en las células de carga (2°). *Elaboración propia.*

Hacia  $t(s) = 55$ , se produce una aceleración negativa algo brusca, a bajas velocidades. La sobreoscilación en la tensión de las células de carga es muy elevada, de unos 0'7 kg con respecto a la situación de equilibrio, que también registra tensión. Puede superar los 1'2 kg máximos recomendados, pero la oscilación debida a la frenada es menor. En la parada definitiva ( $61 < t(s) < 62$ ), existe una deformación similar a la del arranque del Ensayo 1°. A pesar de ser mucho más pronunciada, la deformación es de unos 0'4 kg.

En la Figura 6.28. se muestra el espectro de frecuencias de las cuatro células de carga en el momento de la desaceleración hacia  $t(s) = 55$  e instantes posteriores. La densidad espectral se encuentra en torno a **5'69 Hz**. No es posible asociar esta frecuencia con las características del banco de ensayos porque no se conoce cuál es la influencia de las fuerzas de inercia del *bogie* y la amortiguación de los *silent-blocks* [1].

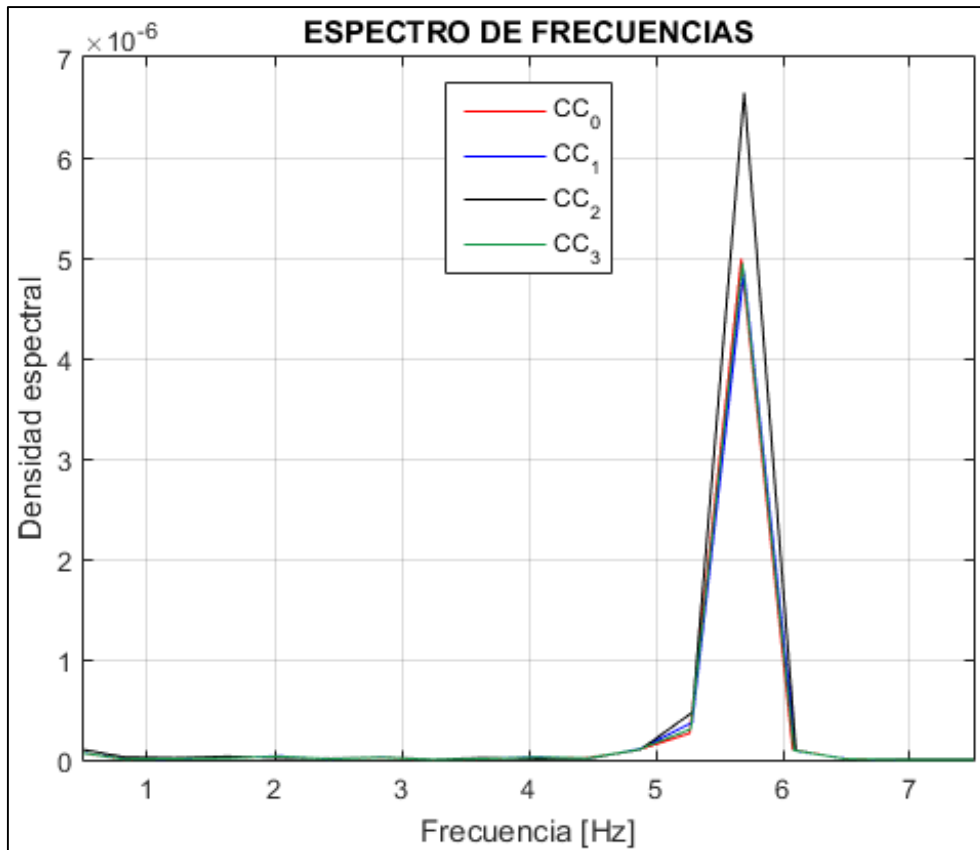


Figura 6.28. Espectro de frecuencias (aceleración negativa ( $55 < t(s) < 58$ )) (2°). *Elaboración propia.*

▪ **Ensayo 3°: Velocidad constante (baja)**

Las oscilaciones registradas en régimen permanente son importantes, de una amplitud considerable. Esto indica que las condiciones de rodadura son muy variables y, en consecuencia, el deslizamiento también.

La Figura 6.30. muestra que la frecuencia de oscilación en régimen permanente es menor que la registrada en el Ensayo 2° durante la aceleración negativa. La frecuencia se encuentra en torno a **5'43 Hz**. También se registra un pico en torno a **5 Hz**; onda que no se aprecia a simple vista y que en el Ensayo 2° no se registraba con claridad. Esta frecuencia (**5 Hz**) puede corresponder con una frecuencia de resonancia del banco de ensayos a una velocidad media de giro de **62'8 rad/s**.

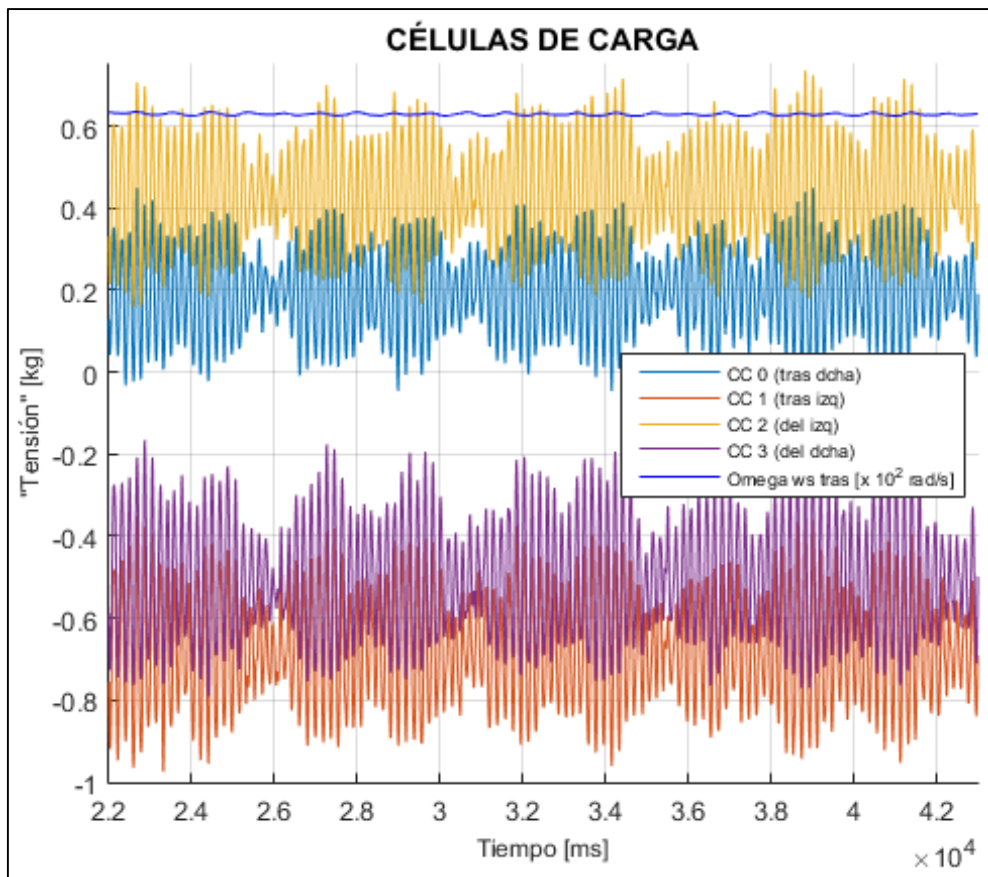


Figura 6.29. Tensión en las células de carga (3°). Elaboración propia.

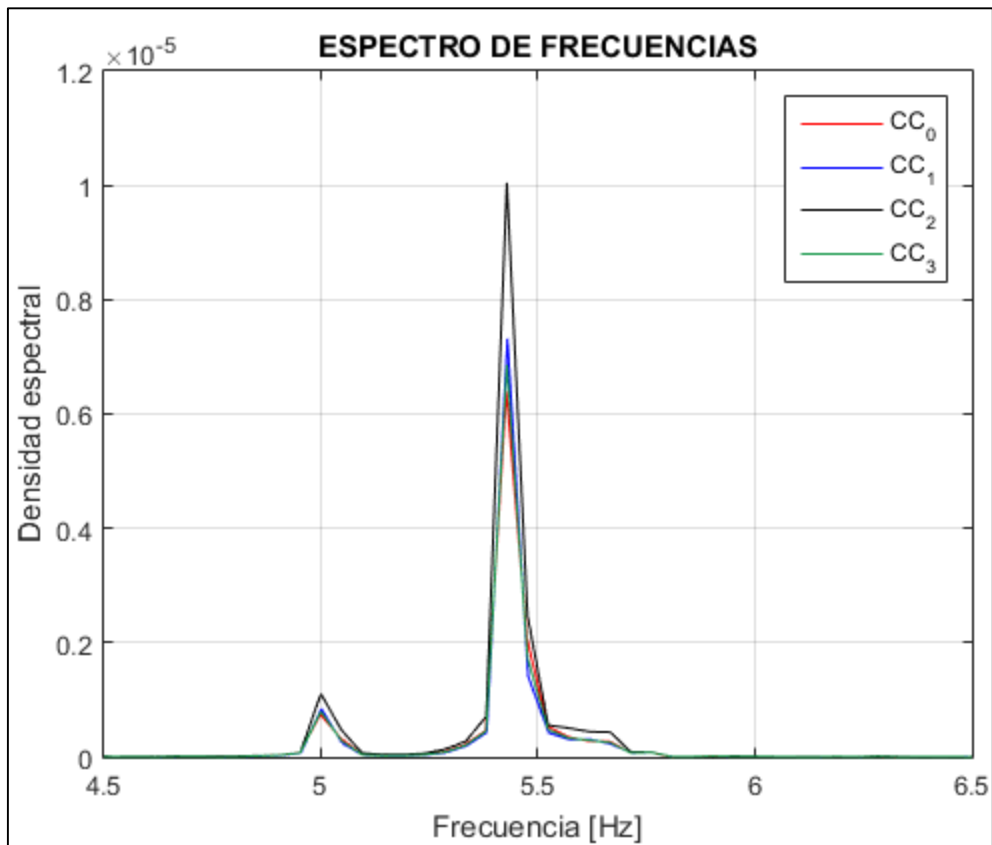


Figura 6.30. Espectro de frecuencias (3°). Elaboración propia.

▪ **Ensayo 4º: Velocidad constante (media)**

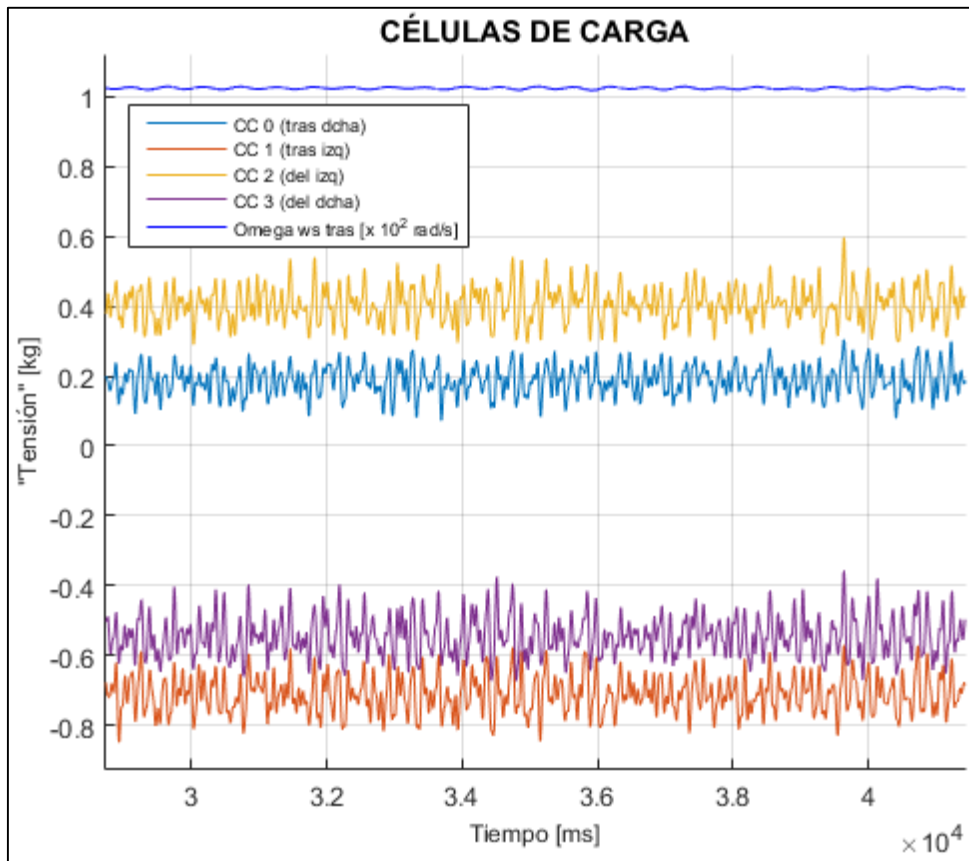


Figura 6.31. Tensión en las células de carga (4º). *Elaboración propia.*

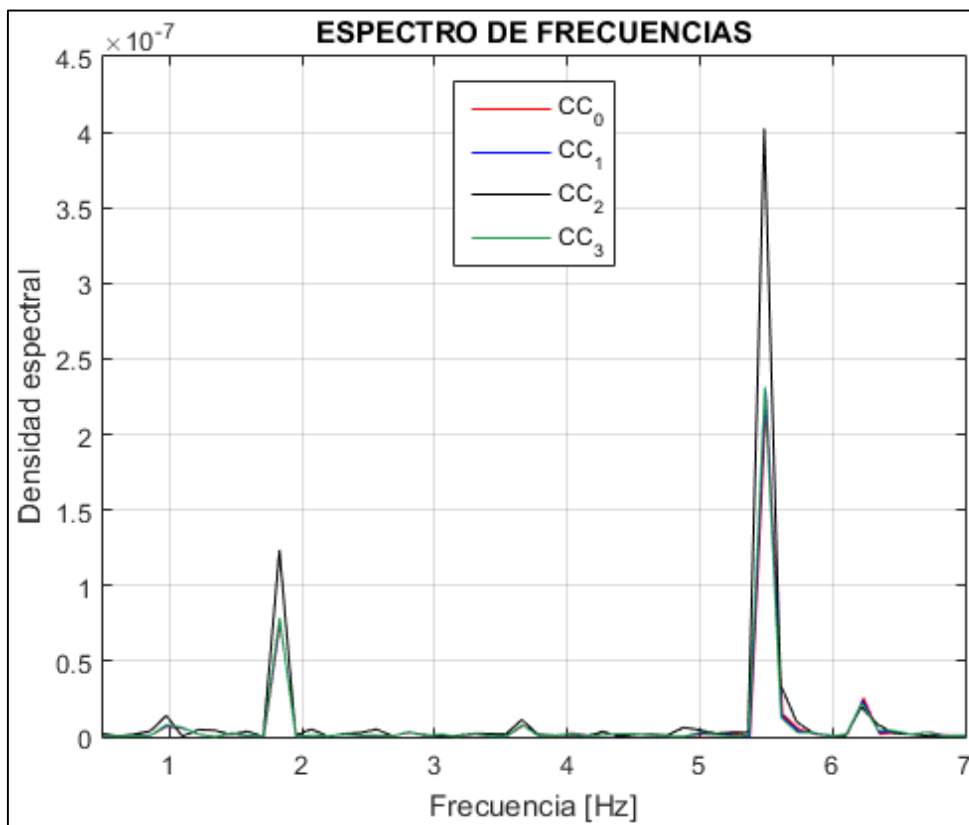


Figura 6.32. Espectro de frecuencias (4º). *Elaboración propia.*

Se obtiene el espectro de frecuencias para una velocidad constante igual a  $102'4 \text{ rad/s}$ . La frecuencia más significativa se encuentra en torno a  $5'49 \text{ Hz}$ , un valor muy similar al obtenido en el Ensayo 3°. Sin embargo, la amplitud de las oscilaciones es mucho menor.

### 6.3. ENSAYOS GENERALES

---

En los siguientes ensayos se evalúa el comportamiento dinámico del *bogie* desde el reposo, pasando por estados intermedios transitorios y estables, hasta finalizar de nuevo en el reposo. Se exponen las conclusiones globales, ligadas a las gráficas correspondientes, al final de cada apartado.

#### 6.3.1. Múltiples aceleraciones

Se ha intentado imponer diferentes escalones de velocidad de referencia, que suponen situaciones límites y transitorias.

- **Deslizamiento y rodadura (Figura 6.33.)**

En cuanto al deslizamiento, se confirma que éste es superior en el eje trasero que en el delantero, especialmente a velocidades elevadas. El propio control del convertidor electrónico genera una sobreoscilación en la velocidad cuando la referencia, ajustada desde el potenciómetro, es muy brusca. El deslizamiento sigue esta misma tendencia: sobreoscila en los instantes iniciales en los que  $\Omega_{ws} = cte$  hasta estabilizarse en torno a un valor medio.

En el arranque, como se ha comentado en los apartados anteriores, los ejes-vía deben superar la fuerza de rozamiento estática del contacto rueda-carril. El golpe de par del motor hace que los ejes-vía comiencen a girar unos instantes antes que el *wheelset*. Si se amplía la Figura 6.33. en los escalones positivos de velocidad, se aprecia una pequeña diferencia entre las velocidades de los *wheelset* delantero (en azul) y trasero (en verde). La posición del *bogie* sobre los ejes-vía, fundamentalmente, así como la inercia asociada a los cambios de velocidad, hacen que exista un rozamiento mayor en el eje delantero. De esta manera, el eje trasero alcanza antes la referencia, con lo que la sobreoscilación es menor.

Se concluye que la fuerza de rozamiento es mayor en el eje delantero que en el trasero, ya que el deslizamiento asociado, en régimen permanente ( $\Omega_{ws} = cte$ ) es ligeramente superior (en valor medio). Una fuerza de rozamiento elevada puede repercutir en un desgaste prematuro de los perfiles de rodadura. En este caso, puede estimarse que las ruedas del *wheelset* delantero se desgastarán primero.

- **Yaw y tracking error (Figura 6.34.)**

La dependencia de la frecuencia de oscilación de ambos movimientos (*yaw* y *tracking error*) con la velocidad de giro se aprecia en todos los escalones de velocidad. Cuanto mayor es la velocidad, más rápidas son las oscilaciones. Ya se ha demostrado que la longitud de onda de Klingel asociada al movimiento global se mantiene constante. La amplitud de las oscilaciones depende del signo y amplitud del escalón de velocidad (aceleración o frenada).

Se aprecia cómo las oscilaciones son más importantes en las aceleraciones bruscas. El deslizamiento es en estos casos mayor, y las fuerzas que restringen el movimiento del *bogie* en

los puntos de contacto de la rodadura disminuyen, de forma que la oscilación de *hunting* es más acusada.

En los instantes en los que  $\Omega_{ws} = cte$ , el ángulo de *yaw* debería ser prácticamente constante y no debería producirse desplazamiento lateral, más allá de unas oscilaciones mínimas debidas al auto-centrado del *bogie*. El ruido en el *yaw* es debido, fundamentalmente, a las dificultades en el filtrado. También se aprecia cómo el valor medio del *tracking error* y el *yaw* no es el mismo para las diferentes velocidades. Conforme aumenta la velocidad, las fuerzas inerciales son cada vez más significativas. Las condiciones de contorno iniciales no son absolutamente perfectas, por lo que las fuerzas inerciales del *bogie* y los efectos giroscópicos de las ruedas pueden desviar ligeramente el *bogie* respecto de su posición de equilibrio a bajas velocidades.

▪ **Oscilación longitudinal (Figura 6.35.)**

El “cabeceo” del *bogie* es evidente en los escalones de velocidad. Cuanto mayor es la velocidad en régimen permanente ( $\Omega_{ws} = cte$ ), la oscilación longitudinal es menor. Cuando  $\Omega_{ws} \approx 85 \text{ rad/s}$ , la tensión registrada es variable, pero admisible dentro de los límites. Cuando  $\Omega_{ws} \approx 70 \text{ rad/s}$ , la oscilación longitudinal no es estable y se amplifica indefinidamente. En estos instantes, el movimiento del *bogie* es muy claro visualmente; queda registrado en la deformación de las células de carga, no así en los encoders. En el momento de realizar el ensayo, se decidió parar el sistema para evitar la rotura de las células de carga.

En ensayos anteriores no se han registrado grandes oscilaciones a velocidades inferiores a las de este ensayo. Se deduce que existe una **frecuencia de resonancia** del banco de ensayos en torno a  $\Omega_{ws} \approx 70 \text{ rad/s}$ , por lo que no es recomendable trabajar a estas velocidades. De la Figura 6.36. se obtiene el valor de dicha frecuencia a esa velocidad:  **$f_{res} \approx 5'63 \text{ Hz}$** .

Los escalones de velocidad pueden llegar a estropear las células de carga, por lo que tampoco son recomendables. No obstante, la respuesta del banco de ensayos es aceptable.

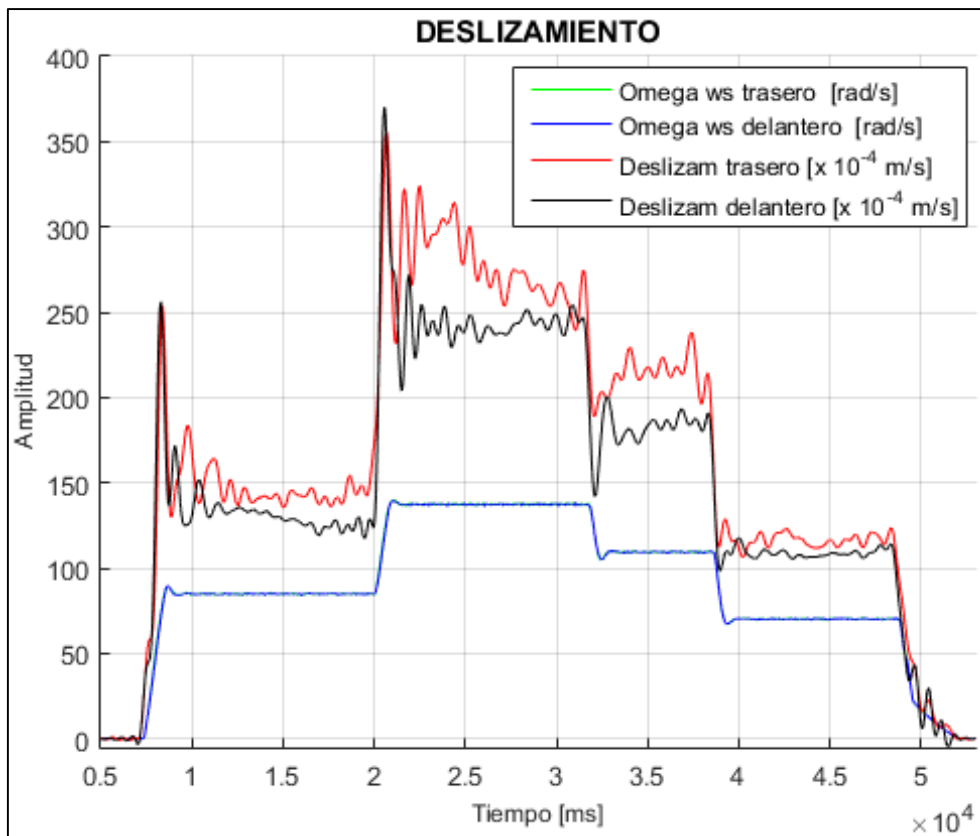


Figura 6.33. Deslizamiento. *Elaboración propia.*

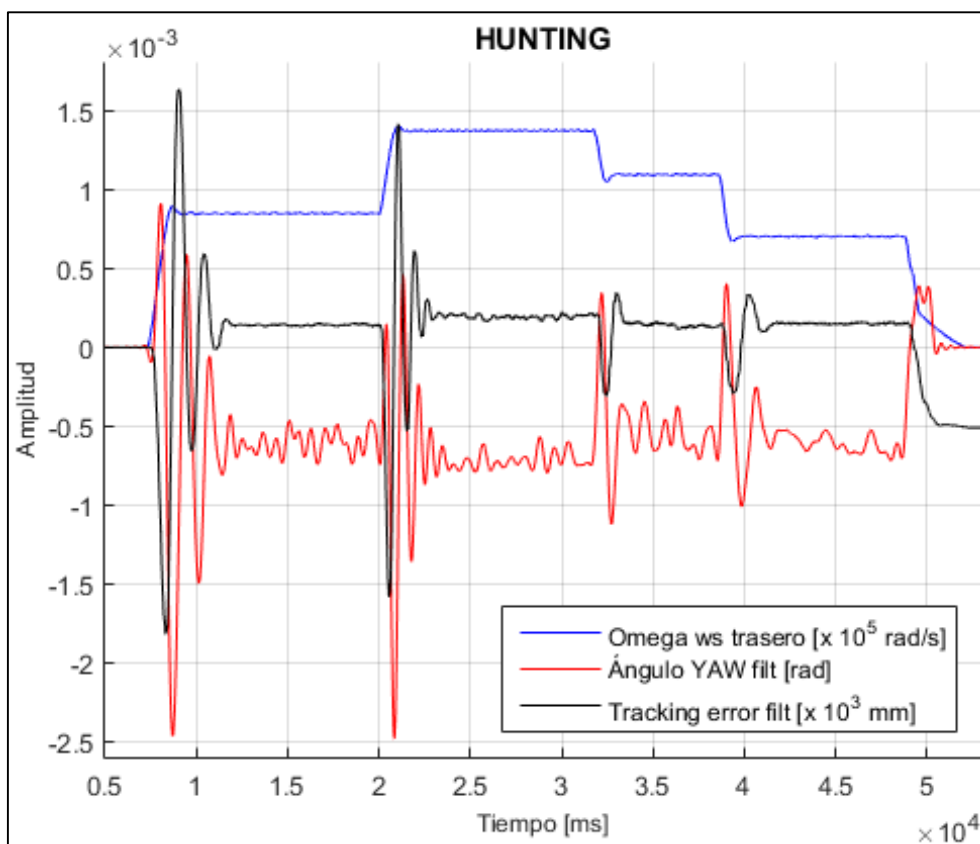


Figura 6.34. Giro de yaw y desplazamiento lateral. *Elaboración propia.*



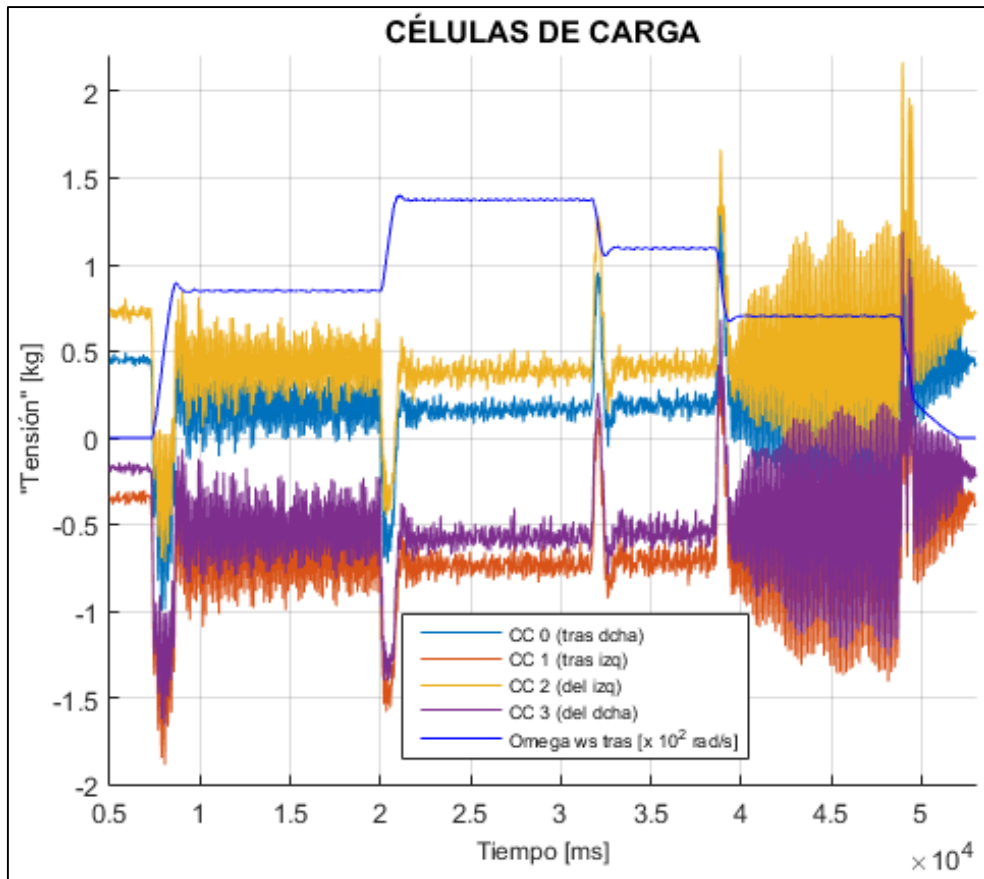


Figura 6.35. Células de carga. *Elaboración propia.*

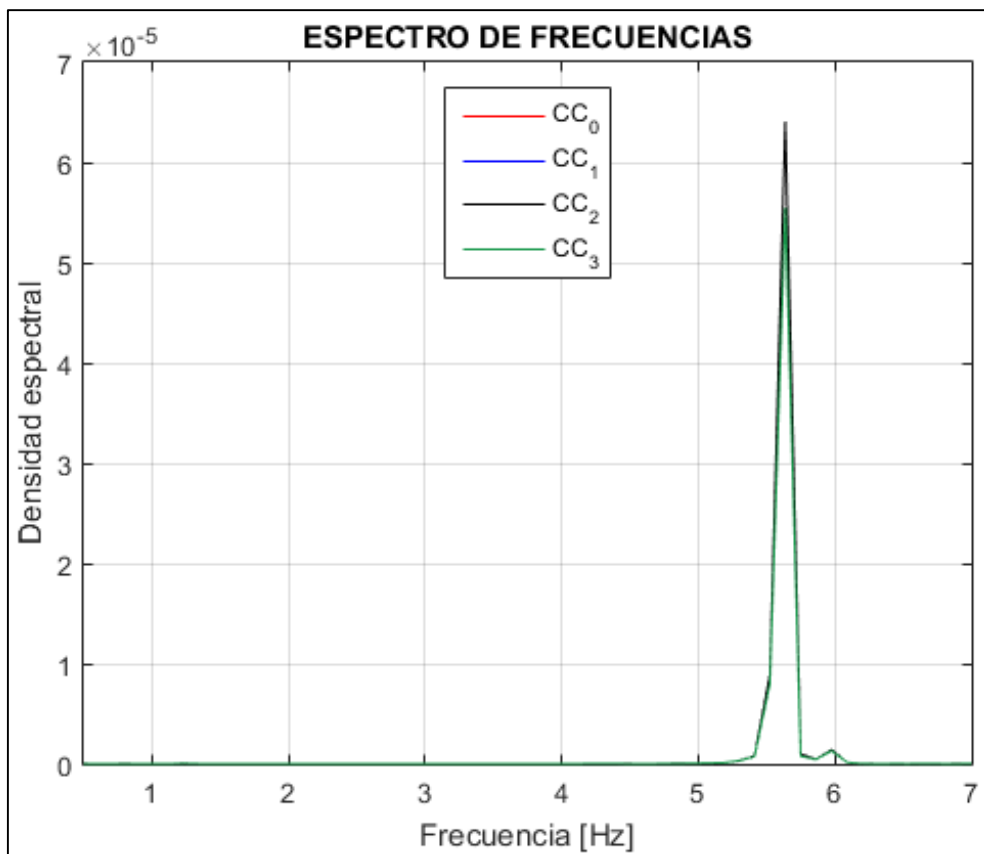


Figura 6.36. Espectro de frecuencias (células de carga). *Elaboración propia.*

### 6.3.2. Velocidad muy alta

En este ensayo se ha elevado la velocidad angular por encima de  $\Omega_{ws} = 250 \text{ rad/s}$ , sin variaciones bruscas de velocidad, buscando un comportamiento más cercano al de un vehículo ferroviario real. A velocidad constante, se ha impulsado lateralmente el *bogie*, tratando de simular una perturbación externa.

- **Deslizamiento y rodadura (Figura 6.37.)**

Se intuye que, a velocidades muy elevadas, el deslizamiento es superior en el eje trasero que en el delantero; pero hasta  $t(s) \approx 40$ , es similar en ambos ejes. Las dificultades en el filtrado de las señales para calcular el deslizamiento es notable a partir de  $t(s) \approx 40$ , ya que éste es muy variable cuando no existen perturbaciones externas.

- **Yaw y tracking error (Figura 6.38.)**

El ruido en las señales aumenta con la velocidad. En el intervalo  $63 < t(s) < 67$ , se han realizado tres “empujes”. Resalta la rápida amortiguación de las oscilaciones. Hacia  $t(s) \approx 72$ , se ha ejercido un nuevo “empuje”, esta vez de mayor magnitud. Las oscilaciones no son tan amplias como en los ensayos del apartado 6.2.2.; el *bogie* se estabiliza rápidamente. La fuerza necesaria para perturbar el sistema es superior a velocidades elevadas.

La vibración del sistema también es mayor, lo cual daría lugar, en un vehículo real, a una eventual disminución del confort de la marcha. La frecuencia fundamental de estas vibraciones se encuentra en torno a **2'3 Hz** cuando  $\Omega_{ws} \approx 240 \text{ rad/s}$ .

- **Oscilación longitudinal (Figura 6.39.)**

Globalmente, se observa cómo en las aceleraciones se produce una variación negativa de la tensión en las células de carga. Análogamente, en las frenadas, esta variación es positiva. Se aprecia claramente, en estos instantes, el efecto de la inercia del *bogie* porque la variación de velocidad en este ensayo es “suave”.

Cuando  $\Omega_{ws} = \text{cte}$ , la tensión oscila en torno a un valor medio, que se corresponde con la alineación del eje del *wheelset* con el de su eje-vía. Si las células de carga estuvieran perfectamente ajustadas, esto es, el *bias* fuese nulo, este valor medio sería también cero.

Se observa una breve amplificación de la amplitud de las oscilaciones en la primera aceleración, cuando la velocidad se encuentra en torno a  $\Omega_{ws} = 70 \text{ rad/s}$ . La resonancia observada en el ensayo del apartado anterior también tiene lugar en este. Como no se mantiene la velocidad, sino que sigue aumentando, disminuye la amplitud de las oscilaciones de la tensión.

La tensión supera los límites recomendados en la frenada final (hasta reposo), porque la variación de velocidad es brusca. No se ha podido controlar adecuadamente en el ensayo debido a las características del control de velocidad del convertidor.

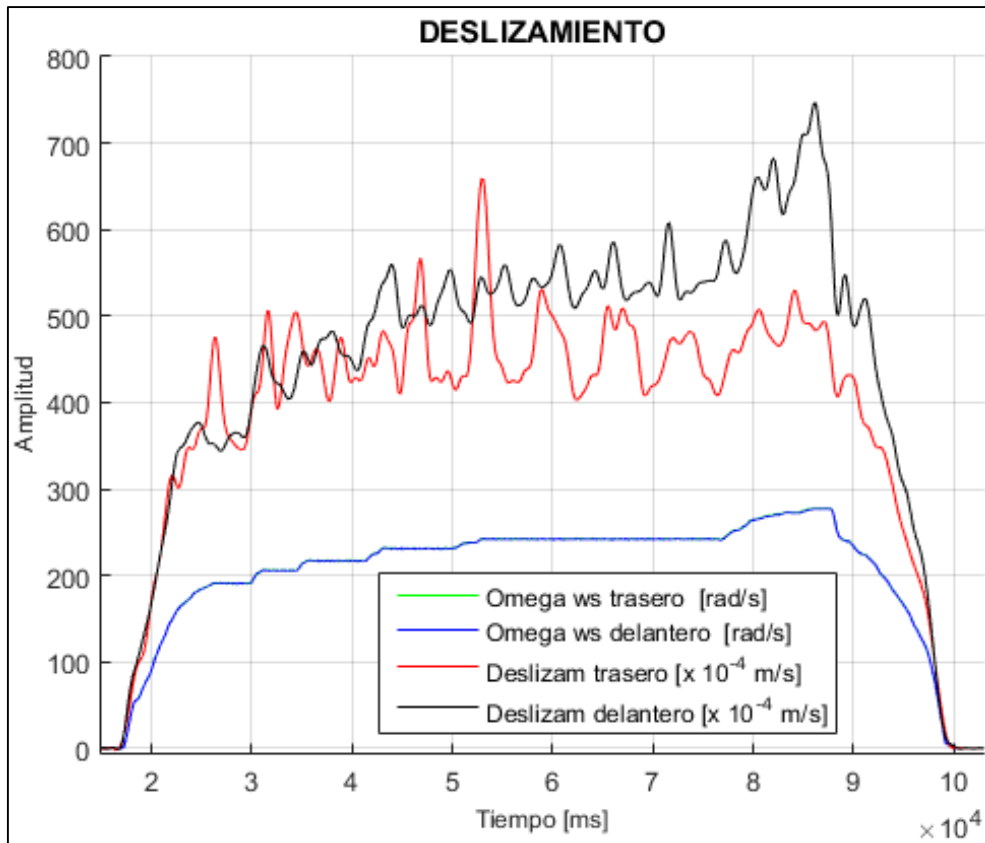


Figura 6.37. Deslizamiento. *Elaboración propia.*

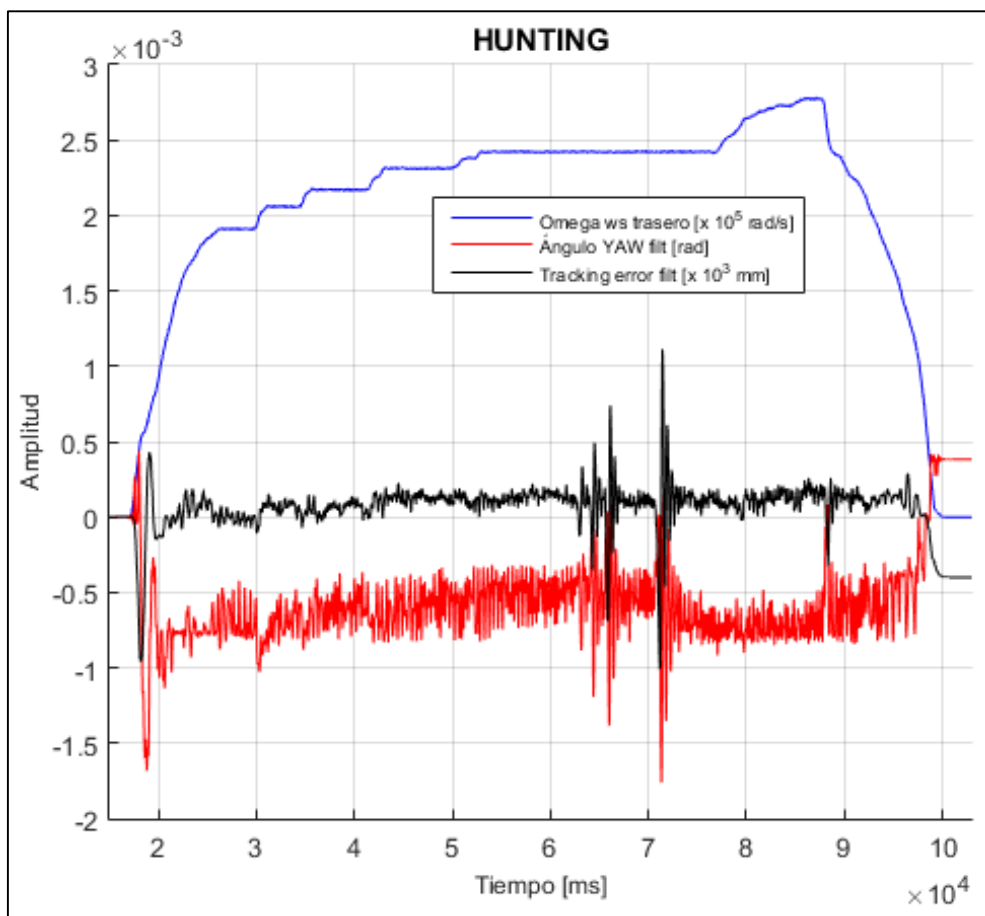


Figura 6.38. Giro de yaw y desplazamiento lateral. *Elaboración propia.*

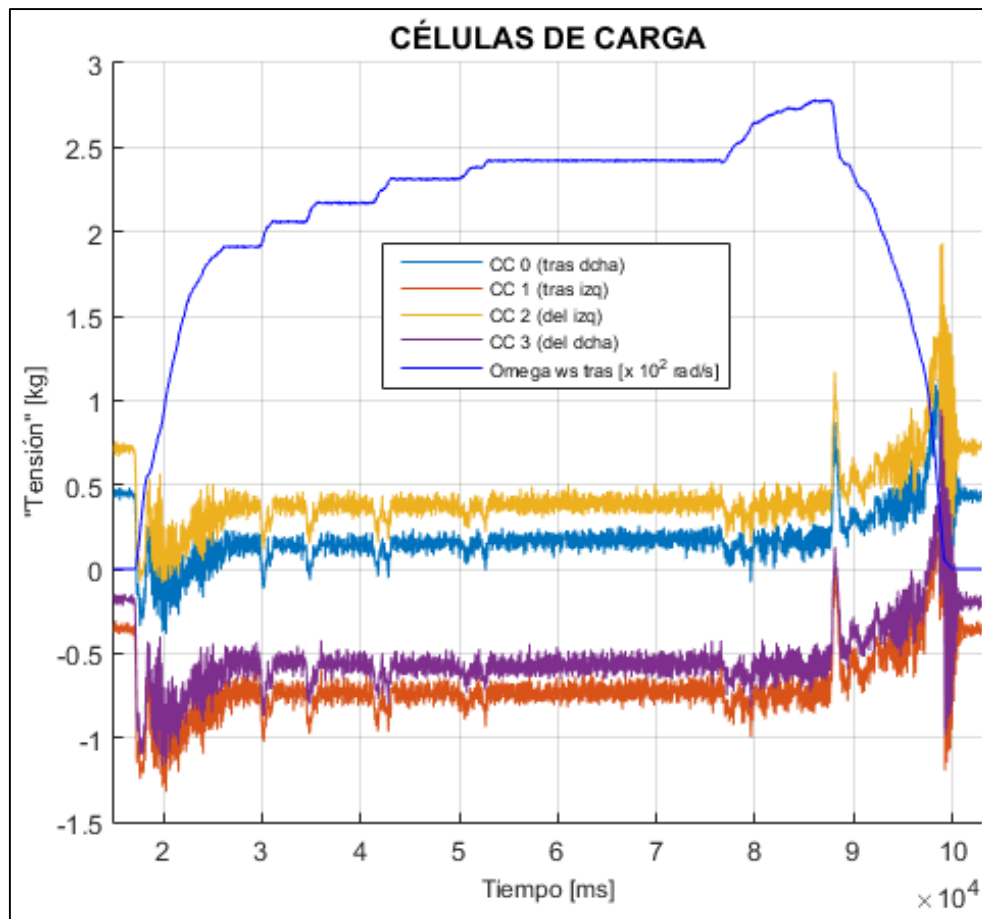


Figura 6.39. Células de carga. *Elaboración propia.*

## 7. CONCLUSIONES

---

Los **objetivos** planteados al inicio del proyecto han sido resueltos de forma satisfactoria. Las dificultades teóricas y prácticas que han aparecido en cada capítulo se han solventado de forma más o menos rápida, sin retrasar los plazos previstos en el desarrollo del trabajo.

La mayor incertidumbre se encontró en el momento de analizar el comportamiento dinámico del banco de ensayos y compararlo con lo que debía ser, según el análisis teórico. Afortunadamente, los **resultados son consistentes**, indicando que la toma de datos en tiempo real y la posterior reconstrucción de las señales discretas es adecuada.

Los **encoders** han mostrado ser muy fiables en la medida. Sin embargo, el encoder que mide el *yaw* no es adecuado para este trabajo. Es necesario un encoder de mayor resolución o modificar el eje para medir el giro de forma pasiva y registrar más niveles de tensión que los obtenidos en los ensayos. El encoder lineal tiene una resolución tan elevada que no se ha aprovechado todo su potencial. Las oscilaciones de alta y muy alta frecuencia que éste registra y que no son ruido se han filtrado, sin analizarlas en profundidad.

En cuanto a las **células de carga**, se desprende de los ensayos que no se está obteniendo toda la resolución que permiten medir, ya que el CAD de la tarjeta electrónica no tiene la resolución suficiente. Esto debería haber sido previsto y solventado conforme avanzaba el proyecto, ya que la solución es sencilla: intercalar un amplificador de instrumentación entre las células de carga y la tarjeta electrónica. Además, en algunos ensayos se supera el límite de carga a partir del cual el fabricante no garantiza la fiabilidad de la medida. Sería adecuado cambiar las células de carga por otras de mayor fondo de escala (al menos el doble).

Se intuye la existencia de una **frecuencia de resonancia** del *roller rig* en torno a  $70 \text{ rad/s}$  (apartado 6.3.2.), que obliga a trabajar a las células de carga por encima de los límites recomendados.

El valor de la **conicidad equivalente** (se ha estimado  $k_{eq} = 7'25 \cdot 10^{-3}$ ), calculado a partir de la longitud de onda de Klingel (apartado 6.2.2.), es pequeño en comparación con lo que se puede encontrar en la bibliografía especializada para un vehículos ferroviarios a escala natural. El escalado distinto de los ejes en la construcción del banco de ensayos es un factor determinante en este sentido.

### Líneas futuras

La duración estipulada para el desarrollo de este proyecto, así como las dificultades que han surgido a lo largo del mismo han imposibilitado el desarrollo y mejora de otros elementos. A continuación, se proponen algunos de los temas que mejorarían el sistema.

- **Sustitución de cables y células de carga:** el cable de red *Ethernet* es poco flexible y las conexiones con las tarjetas electrónicas son endebles. A lo largo del proyecto se han partido los hilos internos varias veces. Se propone sustituir este cable por uno similar al empleado en las células de carga, e instalar células de carga de mayor fondo de escala, por las razones anteriormente mencionadas.
- **Mejora del sistema *realtime*:** la adquisición de datos en tiempo real exige de la coordinación del núcleo del ordenador para volcar los datos periódicamente en los ficheros.

Un aumento de la frecuencia de muestreo proporcionaría más datos, facilitando las tareas de reconstrucción de señales discretas, para lo cual es necesario un procesador de mayor frecuencia.

- **Mejora en el tratamiento de señales:** la reconstrucción de las señales se ha considerado válida. Se propone estudiar diferentes técnicas de análisis de datos discretos. Asimismo, se propone obtener nuevas formas de calcular las velocidades, aceleraciones y deslizamientos.
- **Control automático:** la velocidad de referencia se modifica manualmente mediante un potenciómetro, y la dinámica de la velocidad depende del control que implementa el convertidor del motor de inducción. Este control es muy bueno, y modificarlo resultaría complicado, al no haber sido fabricado en la universidad. No obstante, sí parece sencillo controlar la tensión del potenciómetro a través del ordenador.

El *software* HAL permite realizar interfaces de control virtuales, en lenguaje *Python* (*Python Virtual Control Panels*), de forma que, en principio, bastaría con conectar a las tarjetas electrónicas los terminales del potenciómetro, siempre que no se superen los límites de tensión y corriente predeterminados.

- **Implementación de sensores:** la medida de nuevos parámetros y variables aumentaría el grado de conocimiento del banco de ensayos. Se propone instalar acelerómetros (disponibles en el Departamento) a través de *Arduino* para la lectura de datos en tiempo real. La sincronización entre los sistemas de *LinuxCNC* y *Arduino* parece ser el principal reto. La estimación de las fuerzas del contacto rueda-carril precisa de la monitorización de cuantas más variables posibles.
- **Nuevos ensayos:** repetir muchas veces un mismo ensayo, controlando las condiciones de contorno, reduce la incertidumbre de los resultados. Asimismo, se propone realizar otras pruebas de comportamiento general, como aceleraciones progresivas o la inclinación del banco de ensayos.
- **Ensayos de comportamiento límite:** tomando las medidas de seguridad adecuadas, se propone evaluar el comportamiento del banco de ensayos actual hasta el límite de velocidad permitido por el convertidor, o antes, si se alcanza el límite de estabilidad de *hunting*.
- **Rediseño del banco de ensayos:** el diseño actual solamente permite evaluar el comportamiento en una trayectoria de la vía rectilínea, nivelado con la horizontal. Se propone implementar accionamientos (manuales o eléctricos) que permitan controlar el ángulo entre los ejes-vía trasero y delantero (simulación de los pasos por curva), o la inclinación del banco de ensayos (peralte lateral, pendientes en el sentido de la marcha).

Otra idea puede ser sustituir los *wheelsets* de eje rígido actuales por otros de ruedas independientes. Este tipo de configuración es, actualmente, objeto de investigación por parte de universidades e institutos tecnológicos en todo el mundo. [7, cap. 3]

Rediseñar las ruedas del *bogie* y el perfil de contacto para mantener la misma escala en todos los ejes puede ser otra forma de modificar la respuesta dinámica del sistema.

- **Filtro de Kalman:** implementación de un filtrado recursivo (filtro de Kalman) en *LinuxCNC*, de manera que se realice un tratamiento de las señales en tiempo real y evitar analizar cada señal individualmente a posteriori.

## PLANIFICACIÓN

Este Trabajo de Fin de Grado tiene asignados 12 ECTS, según el plan de estudios, que equivalen a 300 horas de trabajo. En la Tabla I se desglosan las actividades principales que se han desarrollado y el número de horas dedicadas orientativo. En la Tabla II se muestra un diagrama de *Gantt* con la evolución temporal del proyecto.

ACTIVIDAD	Total (horas)
<b>1. Estudio del funcionamiento de sensores</b>	<b>25</b>
2. Encoders	12
3. Células de carga	7
4. Cables y conectores	6
<b>5. Instalación de sensores. Conexionado y cableado</b>	<b>32</b>
6. Encoders (5) y células de carga (2)	22
7. Modificación banco de ensayos. Instalación de células de carga (2)	10
<b>8. Programación con HAL (<i>LinuxCNC</i>)</b>	<b>35</b>
9. Pruebas	21
10. Archivos definitivos	14
<b>11. Ensayos de verificación</b>	<b>19</b>
12. Encoders y células de carga	7
13. Funcionamiento general y calibración del banco de ensayos	12
<b>14. Estudio de los vehículos ferroviarios</b>	<b>43</b>
15. El contacto rueda-carril	13
16. Análisis cinemático y dinámico	21
17. Oscilación de <i>hunting</i>	9
<b>18. Tratamiento de datos con MATLAB</b>	<b>63</b>
19. Filtrado de señal	23
20. Análisis de datos y obtención de gráficas	40
<b>21. Ensayos definitivos</b>	<b>10</b>
22. Específicos	6
23. Generales	4
<b>24. Análisis de resultados</b>	<b>29</b>
<b>25. Elaboración de documentación técnica</b>	<b>34</b>
<b>26. Elaboración de la presentación final</b>	<b>16</b>
<b>TOTAL</b>	<b>306</b>

Tabla I. Recopilación de actividades realizadas. *Elaboración propia.*

ACTIVIDAD	Duración (h)	Inicio	Final	Gantt Chart Timeline											
				23-Jan-17	30-Jan-17	6-Feb-17	13-Feb-17	20-Feb-17	27-Feb-17	6-Mar-17	13-Mar-17	20-Mar-17	27-Mar-17	3-Apr-17	
<b>Estudio de sensores</b>	<b>25</b>	<b>01/24/17</b>	<b>02/10/17</b>												
Encoders	12	01/24/17	02/03/17												
Células de carga	7	01/29/17	02/03/17												
Cables y convertidores	6	02/06/17	02/10/17												
<b>Instalación de sensores</b>	<b>32</b>	<b>02/13/17</b>	<b>03/14/17</b>												
Encoders (5) y CC (2)	22	02/13/17	03/01/17												
Modificación banco de ensayos. Nuevas CC (2)	10	03/01/17	03/11/17												
<b>Programación HAL</b>	<b>35</b>	<b>02/18/17</b>	<b>03/15/17</b>												
Pruebas	21	02/18/17	03/10/17												
Archivos definitivos	14	03/03/17	03/15/17												
<b>Ensayos de verificación</b>	<b>13</b>	<b>03/10/17</b>	<b>03/17/17</b>												
Encoders y células de carga	7	03/10/17	03/14/17												
Funcionamiento general y calibración definitiva	6	03/14/17	03/17/17												
<b>Estudio de vehículos ferroviarios</b>	<b>43</b>	<b>03/18/17</b>	<b>04/04/17</b>												
Contacto rueda-carri	13	03/18/17	03/22/17												
Análisis cinemático y dinámico	21	03/23/17	03/30/17												
Hunting	9	03/30/17	04/04/17												
<b>Documentación técnica</b>	<b>34</b>	<b>02/06/17</b>	<b>04/04/17</b>												
<b>Tratamiento de datos: MATLAB</b>	<b>63</b>	<b>04/04/17</b>	<b>05/08/17</b>												
Filtrado de señal	23	04/04/17	04/21/17												
Análisis de datos gráficos	40	04/16/17	05/08/17												
<b>Ensayos definitivos</b>	<b>10</b>	<b>04/27/17</b>	<b>05/03/17</b>												
Específicos	6	04/27/17	05/01/17												
Generales	4	05/01/17	05/03/17												
<b>Análisis de resultados</b>	<b>29</b>	<b>05/03/17</b>	<b>05/19/17</b>												
<b>Documentación técnica</b>	<b>34</b>	<b>04/11/17</b>	<b>06/14/17</b>												
<b>Presentación</b>	<b>16</b>	<b>06/07/17</b>	<b>06/20/17</b>												

Tabla II. Planificación del proyecto (Diagrama de Gantt). *Elaboración propia.*



## BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] D. Herreros Soto, “Diseño y construcción de un banco de ensayos para un bogie de tren a escala”, trabajo de fin de grado, Universidad Pública de Navarra, 2014.
- [2] David, “Global rail Wheel market 2016 – NSSMC, Interpipe, Evraz NTMK, VSW, BVV, Lucchini RS”, 2016. [Online]. [Accessed: 13/03/2017; available in: [www.longshortreport.com/2016/12/27/global-rail-wheel-market-2016-2021](http://www.longshortreport.com/2016/12/27/global-rail-wheel-market-2016-2021)]
- [3] “Railroad Tools and Solutions (LLC)”, [Online]. [Accessed: 13/03/2017; available in: <http://www.rrtoolsnsolutions.com/miscproducts/WheelsnAxles.asp>]
- [4] S. Marich, “Wheel and rail profiles”, in *Wheel/Rail Interface Forum*, Brisbane, 2014, [Online]. [Accessed: 15/03/2017; available in: [drstephenmarich-module4-140520002109-phpapp02.pdf](http://drstephenmarich-module4-140520002109-phpapp02.pdf)]
- [5] S. Iwnicki *et al.*, *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, Boca Ratón, USA: Taylor & Francis Group, 2006.
- [6] V. K. Garg, R. V. Dukkipati, *Dynamics of Railway Vehicle Systems*, Ontario, Canada: Academic Press Canada, 1984.
- [7] N. Bosso *et al.*, *Mechatronic modelling of real-time wheel-rail contact*, Berlin, Germany: Springer–Verlag, 2013.
- [8] A. H. Wickens, *Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics: guidance and stability*, Lisse, The Netherlands: Swets & Zeitlinger B. V., 2003.
- [9] O. Polach, I. Kaiser, “Comparison of methods analysing bifurcation and hunting of complex rail vehicle models”, *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, ASME, 2012.
- [10] F. W. Carter, “On the Stability of Running of Locomotives”, *Proceedings of the Royal Society of London, MIEE*, 1928, pp. 585–610.
- [11] A. H. Wickens, “The Dynamics of Railway Vehicles on Straight Track: Fundamental Considerations of Lateral Stability”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1965.
- [12] G. Shen, R. M. Goodall, “Active yaw relaxation for improved bogie performance,” in *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis Group, International Association for Vehicle System Dynamics: 1997, vol. 28: pp. 273–289.
- [13] R. Chamorro Moreno, “Simulación dinámica del movimiento de vehículos ferroviarios en vías deformables”, tesis doctoral, Universidad de Sevilla, 2011.
- [14] J. Carballeira Morado, “Modelado y simulación del comportamiento dinámico a baja frecuencia de trenes articulados”, tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2012.
- [15] L. A. Fernández, “Introducción a las ecuaciones en derivadas parciales”, apuntes de Matemáticas, Universidad de Cantabria, 2016.
- [16] “Ecuaciones en derivadas parciales y análisis funcional”, apuntes de Matemáticas, Universidad de Sevilla.

- [17] S. Iwnicki, A. H. Wickens, “Validation of a MATLAB railway vehicle simulation using a scale roller rig,” in *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis Group, International Association for Vehicle System Dynamics: 1998, vol 30: pp. 257–270.
- [18] A. Jaschinski, *et al.*, “The application of roller rigs to railway vehicle dynamics,” in *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis Group, International Association for Vehicle System Dynamics: 1999, vol. 31: pp. 345–392.
- [19] J. D. Fuentes Lárez, “Modelado computacional de un banco de ensayos para un bogie de tren a escala del laboratorio IMAC”, trabajo de fin de máster, Universidad Pública de Navarra, 2016.
- [20] F. J. Arregui, “Sensores resistivos”, apuntes de Instrumentación Aplicada, Universidad Pública de Navarra, 2016.
- [21] “Practical design techniques for sensor signal conditioning”, Analog Devices, Prentice-Hall, 1999.
- [22] E. L. Lee, “Mechanical conditioning of cell layers for tissue engineering”, Ph. D. dissertation, Case Western Reserve University, Cleveland, USA, 2012.
- [23] VPG Micro-measurements, “Strain gage thermal output and gage factor variation with temperature”, in *Strain Gages and Instruments*, Tech Note TN-504-1.
- [24] VPG Micro-measurements, “The three-wire quarter-bridge circuit”, in *Strain Gages and Instruments*, Tech Tip TT-612.
- [25] “Load cell”, Ishida India [Online]. [Accessed: 02/02/2017; available in: <http://www.ishidaindia.com/index.php/technologies/weighing-sensor/load-cell/html-version>]
- [26] “Encoder-pedia: glosario técnico”, Eltra SPA Unipersonale. [Online]. [Accedido: 04/02/2017; disponible en: <http://www.eltra.it/encoderpedia-glosario-tecnico-es-es/>]
- [27] “Encoder resolution: PPR and CPR”, Precision Microdrives, 2016. [Online]. [Accessed: 22/02/2017; available in: <https://www.precisionmicrodrives.com/tech-blog/2016/09/21/encoder-resolution-ppr-and-cpr>]
- [28] M. Kerrisk, *The Linux programming interface*, No Starch Press, 2010.
- [29] “HAL Manual”, LinuxCNC [Online]. [Accessed: 03/02/2017; available in: [http://linuxcnc.org/docs/2.6/pdf/LinuxCNC\\_HAL\\_Manual.pdf](http://linuxcnc.org/docs/2.6/pdf/LinuxCNC_HAL_Manual.pdf)]
- [30] “Motion Control Products”, Vital Systems Inc. [Online]. [Accessed: 13/02/2017; available in: <http://www.vitalsystem.com/web/motion/motionLite.php>]
- [31] J. Palacián, “Series de Fourier”, apuntes de Matemáticas III, Universidad Pública de Navarra, 2015.
- [32] A. Williams, F. Taylor, *Electronic Filter Design Handbook*, 4<sup>th</sup> ed. New York, USA: McGraw-Hill, 2006.
- [33] A. V. Oppenheim, R. W. Schaffer, *Tratamiento de señales en tiempo discreto*, 3<sup>a</sup> ed. Madrid, España: Pearson Education, Prentice-Hall, 2012.
- [34] S. Villanueva Martínez, “Diseño de un sistema de captura y procesamiento de señales”, trabajo de fin de grado, Universidad Politécnica de Valencia, 2015.
- [35] Kenable UK [Online]. [Accessed: 20/02/2017; available in: <https://www.kenable.co.uk>]

- [36] “RJ45 Color & Wiring Guide Diagrams”, Cables Plus USA [Online]. [Accessed: 20/02/2017; available in: <http://store.cablesplususa.com/rj45-utp-guide.html>]
- [37] “¿Qué cable de red Ethernet debo utilizar?”, RedesZone [Online]. [Accessed: 20/02/2017; available in: <https://www.redeszone.net/redes/que-cable-de-red-ethernet-debo-utilizar-guia-de-eleccion-para-categoria-5-5e-6-y-6a/>]



# **ANEXO**

---



## ÍNDICE

---

<b>A.1. ARCHIVOS DE PROGRAMACIÓN</b>	<b>5</b>
1.1. FICHEROS HAL	5
1.1.1. aliment.comp	5
1.1.2. ground.comp	5
1.1.3. diferencia0.comp	5
1.1.4. diferencia1.comp	5
1.1.5. diferencia2.comp	6
1.1.6. diferencia3.comp	6
1.1.7. posvelang0.comp	6
1.1.8. posvelang1.comp	6
1.1.9. posvelang2.comp	7
1.1.10. posvelang3.comp	7
1.1.11. lineal.comp	8
1.1.12. posvelangyaw.comp	8
1.1.13. sensorescompleto.hal	8
1.2. FICHEROS MATLAB	11
1.2.1. Filtrado de señales	11
1.2.2. Gráficas de las señales filtradas y calculadas	13
1.2.3. Espectro de frecuencias ( <i>yaw</i> y <i>tracking error</i> )	14
1.2.4. Espectro de frecuencias (células de carga)	15
<b>A.2. HOJAS DE CARACTERÍSTICAS</b>	<b>17</b>
2.1. CÉLULA DE CARGA <i>LOAD CELL 0.6</i>	17
2.2. ENCODER LINEAL <i>FAGOR EXA TA-L2RX</i>	19
2.3. TARJETA ELECTRÓNICA <i>PN7525 FOR MOTENC-LITE</i>	21





## A.1. ARCHIVOS DE PROGRAMACIÓN

---

### 1.1. FICHEROS HAL

---

#### 1.1.1. aliment.comp

```
component aliment;
pin out float out;
param r float value = 5.0;
function_ ;
license "GPL";
;;
FUNCTION(_ ) {out=value;}
```

#### 1.1.2. ground.comp

```
component ground;
pin out float out;
param r float value = 0.0;
function_ ;
license "GPL";
;;
FUNCTION(_ ) {out=value;}
```

#### 1.1.3. diferencia0.comp

```
component diferencia0; // nombre del componente
    pin out float resta; // variables y pines internos
    pin in float entrada1;
    pin in float entrada2;
function_ ; // funcion en C++
license "GPL";
;;

#include <rtapi_math.h>
FUNCTION(_ ) { resta=entrada1-entrada2; }
```

#### 1.1.4. diferencia1.comp

```
component diferencial; // nombre del componente
    pin out float resta; // variables y pines internos
    pin in float entrada1;
    pin in float entrada2;
function_ ; // funcion en C++
license "GPL";
;;

#include <rtapi_math.h>
FUNCTION(_ ) { resta=entrada1-entrada2; }
```

### 1.1.5. diferencia2.comp

```
component diferencia2; // nombre del componente
    pin out float resta; // variables y pines internos
    pin in float entrada1;
    pin in float entrada2;
function_; // funcion en C++
license "GPL";
;;

#include <rtapi_math.h>
FUNCTION(_) { resta=entrada1-entrada2; }
```

### 1.1.6. diferencia3.comp

```
component diferencia3; // nombre del componente
    pin out float resta; // variables y pines internos
    pin in float entrada1;
    pin in float entrada2;
function_; // funcion en C++
license "GPL";
;;

#include <rtapi_math.h>
FUNCTION(_) { resta=entrada1-entrada2; }
```

### 1.1.7. posvelang0.comp

```
component posvelang0; // nombre del componente

    pin in float posin; // variables y pines internos
    pin out float posang;
    pin out float omega;
    variable float old;
function_; // funcion en C++
license "GPL"; // indicates GPL v2 or later
;;
#include <rtapi_math.h>
FUNCTION(_)
{
    float twopi = 2.0*M_PI; // vuelta 2pi 6.2831853072;
    float gain = twopi/16384.0;
    posang = posin*gain;
    float tmp=posang;
    omega=(tmp-old) / (fperiod);
    old=tmp;
}
```

### 1.1.8. posvelang1.comp

```
component posvelang1; // nombre del componente

    pin in float posin; // variables y pines internos
    pin out float posang;
    pin out float omega;
    variable float old;
function_; // funcion en C++
```

```
license "GPL"; // indicates GPL v2 or later
;;
#include <rtapi_math.h>
FUNCTION(_)
{
    float twopi = 2.0*M_PI;          // vuelta 2pi 6.2831853072;
    float gain = twopi/16384.0;
    posang = posin*gain;
    float tmp=posang;
    omega=(tmp-old) / (fperiod);
    old=tmp;
}
```

### **1.1.9. posvelang2.comp**

```
component posvelang2; // nombre del componente

    pin in float posin; // variables y pines internos
    pin out float posang;
    pin out float omega;
    variable float old;
function_ ; // funcion en C++
license "GPL"; // indicates GPL v2 or later
;;
#include <rtapi_math.h>
FUNCTION(_)
{
    float twopi = 2.0*M_PI;          // vuelta 2pi 6.2831853072;
    float gain = twopi/16384.0;
    posang = posin*gain;
    float tmp=posang;
    omega=(tmp-old) / (fperiod);
    old=tmp;
}
```

### **1.1.10. posvelang3.comp**

```
component posvelang3; // nombre del componente

    pin in float posin; // variables y pines internos
    pin out float posang;
    pin out float omega;
    variable float old;
function_ ; // funcion en C++
license "GPL"; // indicates GPL v2 or later
;;
#include <rtapi_math.h>
FUNCTION(_)
{
    float twopi = 2.0*M_PI;          // vuelta 2pi 6.2831853072;
    float gain = twopi/16384.0;
    posang = posin*gain;
    float tmp=posang;
    omega=(tmp-old) / (fperiod);
    old=tmp;
}
```

### 1.1.11. lineal.comp

```
component lineal; // nombre del componente
    pin in float posin; // variables y pines internos
    pin out float posicion;
    pin out float velocidad;
    variable float old;
function _; // funcion en C++
license "GPL"; // indicates GPL v2 or later
;;
#include <rtapi_math.h>
FUNCTION(_)
{
    float gain = 1;
    posicion = posin*gain;
    float tmp=posicion;
    velocidad=(tmp-old) / (fperiod);
    old=tmp;
}
```

### 1.1.12. posvelangyaw.comp

```
component posvelangyaw; // nombre del componente

    pin in float posin; // variables y pines internos
    pin out float posang;
    pin out float omega;
    variable float old;
function _; // funcion en C++
license "GPL"; // indicates GPL v2 or later
;;
#include <rtapi_math.h>
FUNCTION(_)
{
    float twopi = 2.0*M_PI; // vuelta 2pi 6.2831853072;
    float gain = twopi/16384.0;
    posang = posin*gain;
    float tmp=posang;
    omega=(tmp-old) / (fperiod);
    old=tmp;
}
```

### 1.1.13. sensorescompleto.hal

```
# sensorescompleto.hal

loadrt hal_motenc # cargar driver tarjeta motenc-100 para HAL

# anadir thread realtime a 1000000 nanosegundos
loadrt threads name1=slow period1=1000000

# cargar escritor de ficheros
loadrt sampler depth=1000,1000,1000,1000,1000,1000,1000
    cfg=ff,ff,ff,ff,ff,ff,ffff

# ENCODERES
# Tarjeta 0: ENC_0 = rodillo trasero; ENC_1 = wheelset trasero;
# ENC_2 = wheelset delantero; ENC_3 = rodillo delantero;
```

```
# Tarjeta 1: yaw = giro azimutal (yaw); lineal = desplaz. lateral
(tracking error)

# cargar componentes posicion angular (rad), vel. angular (rad/s),
# posicion (m), vel. lineal (m/s)
    loadrt posvelang0
    loadrt posvelang1
    loadrt posvelang2
    loadrt posvelang3
    loadrt lineal
    loadrt posvelangyaw

# asignar pines fisicos a pines internos (lectura de datos)
net GANANCIA0 motenc.0.enc-00-position => posvelang0.0.posin
net GANANCIA1 motenc.0.enc-01-position => posvelang1.0.posin
net GANANCIA2 motenc.0.enc-02-position => posvelang2.0.posin
net GANANCIA3 motenc.0.enc-03-position => posvelang3.0.posin
net GANANCIAYAW motenc.1.enc-01-position => posvelangyaw.0.posin
net GANANCIALINEAL motenc.1.enc-00-position => lineal.0.posin

# anadir los pines al thread realtime
addf motenc.0.encoder-read slow
addf motenc.1.encoder-read slow
addf posvelang0.0 slow
addf posvelang1.0 slow
addf posvelang2.0 slow
addf posvelang3.0 slow
addf lineal.0 slow
addf posvelangyaw.0 slow

# lectura de los pines (en el mismo orden)
addf sampler.0 slow
addf sampler.1 slow
addf sampler.2 slow
addf sampler.3 slow
addf sampler.4 slow
addf sampler.5 slow

# creacion de ficheros (solo nombre)
loadusr halsampler -t ENC_0
loadusr halsampler -c 1 -t ENC_1
loadusr halsampler -c 2 -t ENC_2
loadusr halsampler -c 3 -t ENC_3
loadusr halsampler -c 4 -t ENC_LINEAL
loadusr halsampler -c 5 -t ENC_YAW

# asignar pines internos a pines del escritor. Escritura en ficheros
net ENC00 posvelang0.0.posang => sampler.0.pin.0
net ENC01 posvelang0.0.omega => sampler.0.pin.1

net ENC10 posvelang1.0.posang => sampler.1.pin.0
net ENC11 posvelang1.0.omega => sampler.1.pin.1

net ENC20 posvelang2.0.posang => sampler.2.pin.0
net ENC21 posvelang2.0.omega => sampler.2.pin.1

net ENC30 posvelang3.0.posang => sampler.3.pin.0
net ENC31 posvelang3.0.omega => sampler.3.pin.1

net LINEAL40 lineal.0.posicion => sampler.4.pin.0
net LINEAL41 lineal.0.velocidad => sampler.4.pin.1
```

```
net YAW50 posvelangyaw.0.posang => sampler.5.pin.0
net YAW51 posvelangyaw.0.omega => sampler.5.pin.1

# CELULAS DE CARGA
# Tarjeta 1: CC_0 = trasera derecha; CC_1 = trasera izquierda;
#           CC_2 = delantera izquierda; CC_3 = delantera derecha;

# alimentacion de las celulas de carga
loadrt aliment          # cargar componente aliment y ground
loadrt ground

# anadir escritura de salida analogica al thread realtime
addf motenc.1.dac-write slow
addf aliment.0 slow      # anadir funcion constant al thread realtime

#setp aliment.0.value 5 # definir valor de la funcion (5 Voltios)
addf ground.0 slow      # anadir funcion constant al thread realtime

#setp ground.0.value 0 # definir valor de la funcion (5 Voltios)

# asignar pines internos a pines fisicos (salidas analogicas)
net ALIMENTACION aliment.0.out => motenc.1.dac-01-value
net ALIMENTACION aliment.0.out => motenc.1.dac-03-value
net ALIMENTACION aliment.0.out => motenc.1.dac-05-value
net ALIMENTACION aliment.0.out => motenc.1.dac-07-value
net GROUND ground.0.out => motenc.1.dac-00-value
net GROUND ground.0.out => motenc.1.dac-02-value
net GROUND ground.0.out => motenc.1.dac-04-value
net GROUND ground.0.out => motenc.1.dac-06-value
start

# tension de salida del Puente de Wheatstone
# anadir lectura de entrada analogica al thread realtime
addf motenc.1.adc-read slow

# cargar componente diferencia
loadrt diferencia0
loadrt diferencia1
loadrt diferencia2
loadrt diferencia3

# asignar pines fisicos a pines internos (lectura de datos)
net V01 motenc.1.adc-01-value => diferencia0.0.entrada1
net V02 motenc.1.adc-00-value => diferencia0.0.entrada2

net V11 motenc.1.adc-03-value => diferencia1.0.entrada1
net V12 motenc.1.adc-02-value => diferencia1.0.entrada2

net V21 motenc.1.adc-05-value => diferencia2.0.entrada1
net V22 motenc.1.adc-04-value => diferencia2.0.entrada2

net V31 motenc.1.adc-07-value => diferencia3.0.entrada1
net V32 motenc.1.adc-06-value => diferencia3.0.entrada2

# anadir funcion diferencia al thread realtime
addf diferencia0.0 slow
addf diferencia1.0 slow
addf diferencia2.0 slow
addf diferencia3.0 slow
```

```
# lectura de los pines (en el mismo orden)
addf sampler.6 slow

# creacion de ficheros (solo nombre)
loadusr halsampler -c 6 -t CELCARGA

# asignar pines internos a pines del escritor. Escritura en ficheros
net GALGAS0 diferencia0.0.resta => sampler.6.pin.0
net GALGAS1 diferencia1.0.resta => sampler.6.pin.1
net GALGAS2 diferencia2.0.resta => sampler.6.pin.2
net GALGAS3 diferencia3.0.resta => sampler.6.pin.3
```

## 1.2. FICHEROS MATLAB

---

### 1.2.1. Filtrado de señales

```
%% FILTRADO Y REMUESTREO DE SEÑALES
close all;
clear all;
% Cargar ficheros de datos obtenidos de HAL
load ENC_0; load ENC_1; load ENC_2; load ENC_3;
load ENC_YAW; load ENC_LINEAL;
load CELCARGA;

% Radios de contacto en el punto nominal
R_r = 53.085/1000; % Rueda wheelset [m]
R_v = 106.177/1000; % Rueda-vía [m]
% Igualar tamaño de los vectores (la adquisición de datos en tiempo real
% no finaliza en todos los sensores al unisono)
temp = 74000;
t = (0:1:temp-1)'; % Vector milisegundos
TIME = (0:0.1:temp-0.01)'; % Vector tiempo para remuestreo (10 veces más
puntos)
ENC_0aux = zeros(temp,3);
ENC_1aux = zeros(temp,3);
ENC_2aux = zeros(temp,3);
ENC_3aux = zeros(temp,3);
ENC_YAWaux = zeros(temp,3);
ENC_LINEALaux = zeros(temp,3);
CELCARGAaux = zeros(temp,5);
for i=1:temp
    for j=1:3
        ENC_0aux(i,j) = ENC_0(i,j);
        ENC_1aux(i,j) = ENC_1(i,j);
        ENC_2aux(i,j) = ENC_2(i,j);
        ENC_3aux(i,j) = ENC_3(i,j);
        ENC_YAWaux(i,j) = ENC_YAW(i,j);
        ENC_LINEALaux(i,j) = ENC_LINEAL(i,j);
    end
    for j=1:5
        CELCARGAaux(i,j) = CELCARGA(i,j);
    end
end

%% FILTRADO DE POSICION, VELOCIDAD Y CELULAS DE CARGA
% Ajustar parametros del filtro hasta conseguir una senal creible y fiable
```

```
% Filtro para posicion y velocidad de los wheelset y ejes-via
filt_pv =
designfilt('lowpassiir','FilterOrder',8,'PassbandFrequency',50,...
    'PassbandRipple',0.0001,'StopbandAttenuation',100,'SampleRate',8000);

% Filtro para el deslizamiento calculado
filt_des =
designfilt('lowpassiir','FilterOrder',8,'PassbandFrequency',1,...
    'PassbandRipple',0.0001,'StopbandAttenuation',100,'SampleRate',16000);
% Filtro para el encoder de YAW
filt_yaw =
designfilt('lowpassiir','FilterOrder',10,'PassbandFrequency',40,...
    'PassbandRipple',0.0001,'StopbandAttenuation',100,'SampleRate',8000);

% Filtro para el encoder LINEAL
filt_lin =
designfilt('lowpassiir','FilterOrder',8,'PassbandFrequency',180,...
    'PassbandRipple',0.0001,'StopbandAttenuation',100,'SampleRate',8000);

% Filtro para las CELULAS DE CARGA (mismo filtro para todas)
filt_cc =
designfilt('lowpassiir','FilterOrder',8,'PassbandFrequency',100,...
    'PassbandRipple',0.0001,'StopbandAttenuation',100,'SampleRate',8000);

%fvtool(filt_hun);          % Diagrama Bode del filtro (descomentar para ver)
%grpdelay(slipfil,1000,500); % Visualizacion del desfase del filtro

Pos0f = filter(filt_pv,ENC_0aux(:,2));          % Filtrar posición
Pos1f = filter(filt_pv,ENC_1aux(:,2));
Pos2f = filter(filt_pv,ENC_2aux(:,2));
Pos3f = filter(filt_pv,ENC_3aux(:,2));
PosYf = filter(filt_yaw,ENC_YAWaux(:,2));
PosLf = filter(filt_lin,ENC_LINEALaux(:,2));

Pos0fd = filtfilt(filt_pv,ENC_0aux(:,2)); % Compensar desfase filtro
Pos1fd = filtfilt(filt_pv,ENC_1aux(:,2));
Pos2fd = filtfilt(filt_pv,ENC_2aux(:,2));
Pos3fd = filtfilt(filt_pv,ENC_3aux(:,2));
PosYfd = filtfilt(filt_yaw,ENC_YAWaux(:,2));
PosLfd = filtfilt(filt_lin,ENC_LINEALaux(:,2));

Omega0f = filter(filt_pv,ENC_0aux(:,3));      % Filtrar velocidades
Omega1f = filter(filt_pv,ENC_1aux(:,3));
Omega2f = filter(filt_pv,ENC_2aux(:,3));
Omega3f = filter(filt_pv,ENC_3aux(:,3));
OmegaYf = filter(filt_yaw,ENC_YAWaux(:,3));
OmegaLf = filter(filt_lin,ENC_LINEALaux(:,3));

Omega0fd = filtfilt(filt_pv,ENC_0aux(:,3)); % Compensar desfase filtro
Omega1fd = filtfilt(filt_pv,ENC_1aux(:,3));
Omega2fd = filtfilt(filt_pv,ENC_2aux(:,3));
Omega3fd = filtfilt(filt_pv,ENC_3aux(:,3));
OmegaYfd = filtfilt(filt_yaw,ENC_YAWaux(:,3));
OmegaLfd = filtfilt(filt_lin,ENC_LINEALaux(:,3));

CC_0fd = filtfilt(filt_cc,CELCARGAaux(:,2)); % Filtrado y compensación
CC_1fd = filtfilt(filt_cc,CELCARGAaux(:,3));
CC_2fd = filtfilt(filt_cc,CELCARGAaux(:,4));
CC_3fd = filtfilt(filt_cc,CELCARGAaux(:,5));
```



```

% REMUESTREO DE LAS SEÑALES FILTRADAS (con mas puntos)
Pos0re = resample(Pos0fd,10,1);
Pos1re = resample(Pos1fd,10,1);
Pos2re = resample(Pos2fd,10,1);
Pos3re = resample(Pos3fd,10,1);
PosYre = resample(PosYfd,10,1);
PosLre = resample(PosLfd,10,1);

Omega0re = resample(Omega0fd,10,1);
Omega1re = resample(Omega1fd,10,1);
Omega2re = resample(Omega2fd,10,1);
Omega3re = resample(Omega3fd,10,1);
OmegaYre = resample(OmegaYfd,10,1);
OmegaLre = resample(OmegaLfd,10,1);

%% CALCULO DEL DESLIZAMIENTO
slip01 = Omega0re*R_v + Omega1re*R_r;
slip32 = Omega3re*R_v + Omega2re*R_r;
slip01f = filter(filt_des,slip01); % Filtrar deslizamiento
slip32f = filter(filt_des,slip32);
slip01fd = filtfilt(filt_des,slip01); % Compensación retardo
slip32fd = filtfilt(filt_des,slip32);

```

### 1.2.2. Gráficas de las señales filtradas y calculadas

```

%% DESLIZAMIENTO EJE TRASERO
figure; hold on; grid on;
plot(t,-Omega1fd); % Velocidad angular wheelset trasero
%plot(t,-ENC_laux(:,3)); % Descomentar para comparar con datos brutos
plot(TIME, 10000*slip01fd);
title('EJE TRASERO (0-1)', 'FontSize',11);
legend('Omega wheelset [rad/s]',...
'Deslizamiento abs [x 10^-^4 m/s]','location','south',...
'orientation','vertical','FontSize',6);
xlabel('Tiempo [ms]','FontSize',9), ylabel('Amplitud','FontSize',9);
xlim([5000 70000]); ylim([-5 300]); % Ajustar limites de ejes

%% DESLIZAMIENTO EJE DELANTERO
figure; hold on; grid on;
plot(t,-Omega2fd); % Velocidad angular wheelset delantero
plot(TIME, 10000*slip32fd);
title('EJE DELANTERO (2-3)', 'FontSize',11);
legend('Omega wheelset [rad/s]',...
'Deslizamiento abs [x 10^-^4 m/s]','location','south',...
'orientation','vertical','FontSize',6);
xlabel('Tiempo [ms]','FontSize',9), ylabel('Amplitud','FontSize',9);
xlim([5000 70000]); ylim([-5 410]); % Ajustar limites de ejes

%% YAW Y TRACKING ERROR
figure; hold on; grid on;
plot(t,-Omega1fd/100000,'b'); % Velocidad angular trasero
plot(t,ENC_YAWaux(:,2),'g');
plot(t,PosYfd,'r');
%plot(t,ENC_LINEALaux(:,2)); % Descomentar para comparar con datos brutos
plot(t,PosLfd,'k');
title('HUNTING','FontSize',11);
legend('Omega ws trasero [x 10^5 rad/s]','Ángulo YAW brut [rad]',...
'Ángulo YAW filt [rad]','Tracking error filt [x 10^3 mm]',...

```

```

    'location','southeast','orientation','vertical','FontSize',6);
xlabel('Tiempo [ms]','FontSize',9), ylabel('Amplitud','FontSize',9);
xlim([23000 48000]); ylim([-0.0052 0.0042]); % Ajustar limites de ejes

%% CÉLULAS DE CARGA
escala = 0.6*1000/4.5;          % Escalado de mV a kg
figure; hold on; grid on;
%plot(t,escala*CELCARGAaux(:,2));
plot(t,escala*CC_0fd);
plot(t,escala*CC_1fd);
plot(t,escala*CC_2fd);
plot(t,escala*CC_3fd);
plot(t,-Omegalfd/100,'b');      % Velocidad angular wheelset trasero
title('CELULAS DE CARGA','FontSize',11);
legend('CC 0 (tras dcha)','CC 1 (tras izq)','CC 2 (del izq)',...
'CC 3 (del dcha)','Omega ws tras [x 10^4 rad/s]',...
'location','southeast',
'orientation','vertical','FontSize',7);
xlabel('Tiempo [ms]','FontSize',9), ylabel('"Tensión" [kg]','FontSize',9);
xlim([10000 temp]); ylim([-1.1 1.3]); % Ajustar limites de ejes

```

### 1.2.3. Espectro de frecuencias (*yaw* y *tracking error*)

```

%% ESPECTRO DE FRECUENCIAS YAW - TRACKING ERROR
% Ajustar la ventana de visualizacion de la senal (tratar de escoger
% oscilaciones completas para un espectro mas preciso)

%% YAW Empuje delantero
h_Ydel = PosYre(246500:281400);
N_Ydel = length(h_Ydel); %Longitud de h
df_Ydel = 10000/N_Ydel; %Intervalo de frecuencias
g_Ydel = fft(h_Ydel(1:N_Ydel));
g_Ydel = 2*abs(g_Ydel).^2/(N_Ydel^2*df_Ydel);
espectro_Ydel = g_Ydel(1:N_Ydel/2);
frec_Ydel = (0:N_Ydel/2-1)*df_Ydel;

%% YAW Empuje trasero
h_Ytras = PosYre(427000:453200);
N_Ytras = length(h_Ytras); %Longitud de h
df_Ytras = 10000/N_Ytras; %Intervalo de frecuencias
g_Ytras = fft(h_Ytras(1:N_Ytras));
g_Ytras = 2*abs(g_Ytras).^2/(N_Ytras^2*df_Ytras);
espectro_Ytras = g_Ytras(1:N_Ytras/2);
frec_Ytras = (0:N_Ytras/2-1)*df_Ytras;

%% TRACKING ERROR Empuje delantero
h_Ldel = PosLre(247000:282000);
N_Ldel = length(h_Ldel); %Longitud de h
df_Ldel = 10000/N_Ldel; %Intervalo de frecuencias
g_Ldel = fft(h_Ldel(1:N_Ldel));
g_Ldel = 2*abs(g_Ldel).^2/(N_Ldel^2*df_Ldel);
espectro_Ldel = g_Ldel(1:N_Ldel/2);
frec_Ldel = (0:N_Ldel/2-1)*df_Ldel;

%% TRACKING ERROR Empuje trasero
h_Ltras = PosLre(428700:455000);
N_Ltras = length(h_Ltras); %Longitud de h
df_Ltras = 10000/N_Ltras; %Intervalo de frecuencias
g_Ltras = fft(h_Ltras(1:N_Ltras));

```

```
g_Ltras = 2*abs(g_Ltras).^2/(N_Ltras^2*df_Ltras);
espectro_Ltras = g_Ltras(1:N_Ltras/2);
frec_Ltras = (0:N_Ltras/2-1)*df_Ltras;

%% GRAFICA ESPECTRO DE FRECUENCIAS
figure;
plot(frec_Ydel,espectro_Ydel, 'r'); grid on; hold on;
plot(frec_Ytras,espectro_Ytras, 'b');
plot(frec_Ldel,espectro_Ldel, 'k');
plot(frec_Ltras,espectro_Ltras, 'color',[0.1 0.6 0.3]);
xlabel('Frecuencia [Hz]'); ylabel('Densidad espectral')
title('ESPECTRO DE FRECUENCIAS');
legend('YAW (Empuje delantero)','YAW (Empuje trasero)',...
       'TRACKING ERROR (Empuje delantero)','TRACKING ERROR (Empuje trasero)');
xlim([0,4]); % Ajustar limites de eje
```

### 1.2.4. Espectro de frecuencias (células de carga)

```
%% ESPECTRO DE FRECUENCIAS CELULAS DE CARGA
% Ajustar la ventana de visualizacion de la senal (tratar de escoger
% oscilaciones completas para un espectro mas preciso)

%% CC_0: trasera derecha
h_CC_0 = CC_0fd(16600:29000);
N_CC_0 = length(h_CC_0); %Longitud de h
df_CC_0 = 1000/N_CC_0; %Intervalo de frecuencias
g_CC_0 = fft(h_CC_0(1:N_CC_0));
g_CC_0 = 2*abs(g_CC_0).^2/(N_CC_0^2*df_CC_0);
espectro_CC_0 = g_CC_0(1:N_CC_0/2);
frec_CC_0 = (0:N_CC_0/2-1)*df_CC_0;

%% CC_1: trasera izquierda
h_CC_1 = CC_0fd(16600:29000);
N_CC_1 = length(h_CC_1); %Longitud de h
df_CC_1 = 1000/N_CC_1; %Intervalo de frecuencias
g_CC_1 = fft(h_CC_1(1:N_CC_1));
g_CC_1 = 2*abs(g_CC_1).^2/(N_CC_1^2*df_CC_1);
espectro_CC_1 = g_CC_1(1:N_CC_1/2);
frec_CC_1 = (0:N_CC_1/2-1)*df_CC_1;

%% CC_2: delantera izquierda
h_CC_2 = CC_2fd(16600:29000);
N_CC_2 = length(h_CC_2); %Longitud de h
df_CC_2 = 1000/N_CC_2; %Intervalo de frecuencias
g_CC_2 = fft(h_CC_2(1:N_CC_2));
g_CC_2 = 2*abs(g_CC_2).^2/(N_CC_2^2*df_CC_2);
espectro_CC_2 = g_CC_2(1:N_CC_2/2);
frec_CC_2 = (0:N_CC_2/2-1)*df_CC_2;

%% CC_3: trasera derecha
h_CC_3 = CC_0fd(16600:29000);
N_CC_3 = length(h_CC_3); %Longitud de h
df_CC_3 = 1000/N_CC_3; %Intervalo de frecuencias
g_CC_3 = fft(h_CC_3(1:N_CC_3));
g_CC_3 = 2*abs(g_CC_3).^2/(N_CC_3^2*df_CC_3);
espectro_CC_3 = g_CC_3(1:N_CC_3/2);
frec_CC_3 = (0:N_CC_3/2-1)*df_CC_3;

%% GRAFICA ESPECTRO DE FRECUENCIAS
```

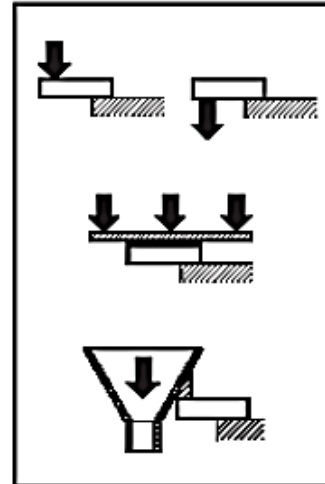
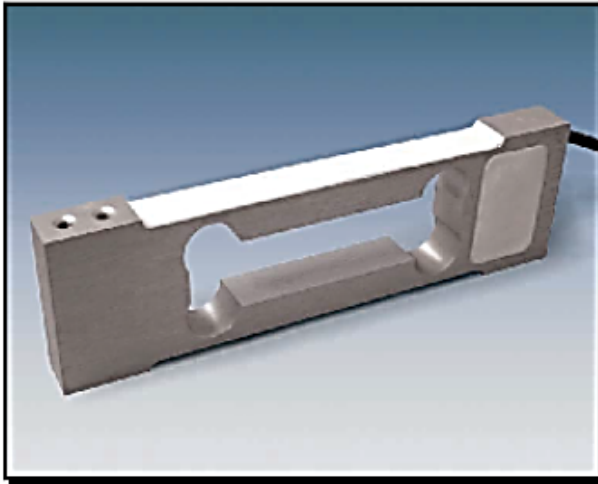
```
figure;
plot(frec_CC_0,espectro_CC_0, 'r'); grid on; hold on;
plot(frec_CC_1,espectro_CC_1, 'b');
plot(frec_CC_2,espectro_CC_2, 'k');
plot(frec_CC_3,espectro_CC_3, 'color',[0.1 0.6 0.3]);
xlabel('Frecuencia [Hz]'); ylabel('Densidad espectral')
title('ESPECTRO DE FRECUENCIAS');
legend('CC_0','CC_1','CC_2','CC_3','location','northeast');
xlim([0.5,7]); % Ajustar límites de eje
```

## A.2. HOJAS DE CARACTERÍSTICAS

### 2.1. CÉLULA DE CARGA *LOAD CELL 0.6*

**UTILCELL**  
CELULAS DE CARGA - LOAD CELLS

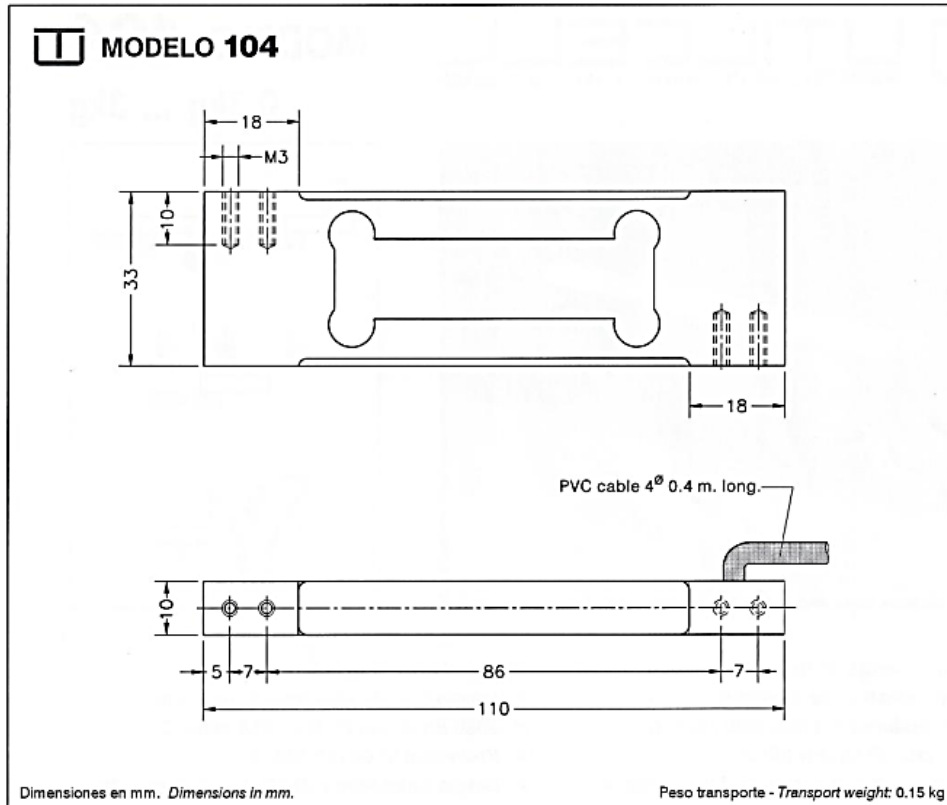
**MODELO 104**  
0.3kg ... 3kg



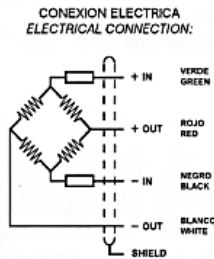
- Célula de carga de flexión
- Soporte elástico de aluminio
- 3000 divisiones O.I.M.L. R60 clase C
- Protección IP 66 (EN 60529)
- Gran precisión con cargas descentradas
- Aplicaciones:
  - Plataformas monocélula hasta 200 x 200 mm
  - Maquinaria envasado

- Double bending beam load cell
- Measuring element from aluminium
- 3000 divisions O.I.M.L. R60 class C
- Protected IP 66 (EN 60529)
- Single point load cell. High accuracy with off-center loads
- Applications:
  - Direct platform up to 200 x 200 mm
  - Filling scales

Modelo Model	Carga nominal Nominal capacity Ln	Clase de precisión Accuracy class n. OIML	División mínima Minimum division vmin	Carga de servicio Service load 150 % Ln	Plataforma Platform A x B mm	Precisión Accuracy 1/3 Ln
104 0.3 kg	0.3 kg	3000	0.08 g	0.45 kg	200 x 200	3000 v
104 0.6 kg	0.6 kg	3000	0.12 g	0.9 kg	200 x 200	3000 v
104 1.2 kg	1.2 kg	3000	0.24 g	1.8 kg	200 x 200	3000 v
104 3 kg	3 kg	3000	0.6 g	4.5 kg	200 x 200	3000 v



ESPECIFICACIONES			SPECIFICATIONS
Cargas nominales (Ln)	0.3-0.6-1.2-3	kg	Nominal capacities (Ln)
Clase de precisión	3000	n. OIML	Accuracy class
Carga mínima	0	%Ln	Minimum dead load
Carga de servicio	150	%Ln (1)	Service load
Cargas límite	200	%Ln (1)	Safe load limit
Error combinado	< ±0.017	%Sn (2)	Total error
Error repetibilidad	< ±0.01	%Sn	Repeatability error
Efecto de la temperatura: en el cero en la sensibilidad	< ±0.01 < ±0.006	%Sn/5°K %Sn/5°K	Temperature effect: on zero on sensitivity
Error de fluencia (30 minutos)	< ±0.016	%Sn	Creep error (30 minutes)
Compensación de temperatura	-10...+40	°C	Temperature compensation
Límites de temperatura	-20...+70	°C	Temperature limits
Sensibilidad nominal (Sn)	0.9±0.2	mV/V	Nominal sensitivity (Sn)
Tensión de alimentación nominal	10	V	Nominal input voltage
Tensión de alimentación máxima	15	V	Maximum input voltage
Resistencia de entrada	400 ±20	Ω	Input impedance
Resistencia de salida	350 ±3	Ω	Output impedance
Desequilibrio inicial	< ±2	%Sn	No load output
Resistencia de aislamiento	> 5000	MΩ	Insulation resistance
Deformación máxima (a Ln)	0.3-0.5	mm	Maximum deflection (at Ln)
(1) En carga centrada sobre la célula. No para cargas excéntricas Only central loads on the load cell. Not for off-center loads (2) Error combinado: No Linealidad e Histéresis / Total error: Non Linearity and Hysteresis			



0742

2.2. ENCODER LINEAL FAGOR EXA TA-L2RX



Encoder lineal abierto sin contacto para aplicaciones de alta precisión y velocidad.

Consta de cabeza lectora compacta con toda la electrónica y óptica integrada en un cuerpo único con opciones de montaje lateral o superior.

Incorpora un LED de ayuda al montaje e incluye 1 ó 3 metros de cable con conector terminal, un fleje reflectivo adhesivado de acero inoxidable de 6 mm de ancho con alta resistencia contra disolventes e I<sub>0</sub> sincronizado en línea.

**Cursos de medición en mm**

Disponible a partir de 70 mm hasta 16.020 mm en incrementos de 50 mm.

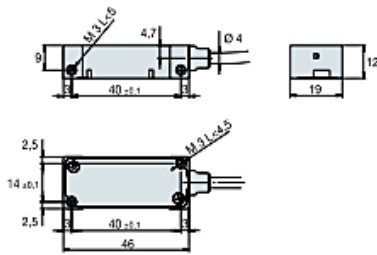
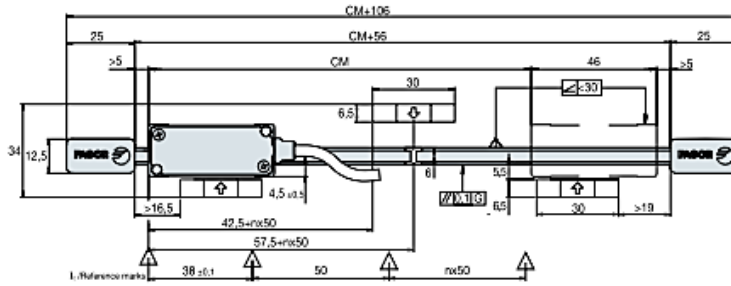
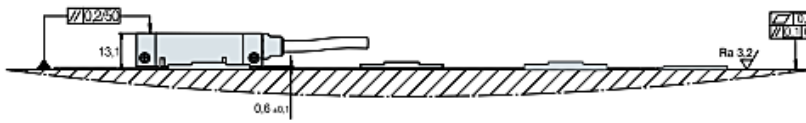
**Descripción de modelos**

TA + L2R: encoder lineal abierto sin contacto con cabeza lectora incremental, con I<sub>0</sub> incremental (cada 50 mm) y fleje incremental adhesivado.

TA + L2S: encoder lineal abierto sin contacto con cabeza lectora incremental, con I<sub>0</sub> seleccionable mediante imán y fleje incremental adhesivado.

Características					
	TA + L2RTD	TA + L2RX	TA + L2RY	TA + L2RW	TA + L2RP
Medición	Incremental: mediante regla de acero graduado de 20 µm de paso de rayado				
Coefficiente de expansión térmica del acero	C <sub>exp</sub> = 11 ppm/K.				
Resolución de la medición	5 µm	1 µm	0,5 µm	0,1 µm	Hasta 0,1 µm
Señales de salida	□ TTL diferencial	□ TTL diferencial	□ TTL diferencial	□ TTL diferencial	~ 1 Vpp
Período de la señal incremental	20 µm	4 µm	2 µm	0,4 µm	20 µm
Frecuencia límite	200 kHz	1 MHz	1 Mhz	1,5 Mhz	400 Khz
Velocidad máxima	240 m/min	240 m/min	120 m/min	36 m/min	480 m/min
Distancia mínima entre flancos	1,2 µs	0,2 µs	0,2 µs	0,2 µs	-
Marcas de referencia I <sub>0</sub>	L2RTD, L2RX, L2RY, L2RW, L2RP: cada 50 mm L2STD, L2SX, L2SY, L2SW, L2SP: I <sub>0</sub> seleccionable mediante imán				
Límites	Colector abierto, activo bajo. Activación mediante imanes				
Longitud de cable permitida	50 m	50 m	50 m	50 m	150 m
Tensión de alimentación	5V ±5%, 150 mA (sin carga)				
Cabeza lectora	Cable 1 ó 3 metros con conector terminal				
Protección cabeza lectora	IP 40				
Precisión	± 10 µm /m				
Vibración máxima	200 m/s <sup>2</sup> (55 ... 2000 Hz) IEC 60068-2-6				
Impacto máximo	1000 m/s <sup>2</sup> (11 ms) IEC 60068-2-27				
Temperatura ambiente de trabajo	0°C ... 50°C				
Temperatura de almacenamiento	-20°C ... 70°C				
Peso	0,17 kg + 0,025 kg/m				
Humedad relativa	20 ... 80%				

Dimensiones en mm



Identificación para pedidos				
Ejemplo Encoder Lineal sin contacto: TA-62 + L2RX-3C1				
<b>Fleje</b>				
TA			62	
Fleje grabado incremental para modelo adhesivado			Curso de medición en cm: En el ejemplo 62 = 620 mm	
<b>Cabeza lectora</b>				
L2	R	X	3	C1
Cabeza lectora cuerpo único con LED	Tipo de marca de referencia I <sub>0</sub> : R: incremental cada 50 mm S: seleccionable mediante imán	Tipo de señal: D: TTL diferencial de resolución 5 µm X: TTL diferencial de resolución 1 µm Y: TTL diferencial de resolución 0,5 µm W: TTL diferencial de resolución 0,1 µm P: Senoidal de 1 Vpp	Longitud en metros del cable incorporado: 1: 1 metro 3: 3 metros	Conector terminal: D: Fagor H2: Yaskawa C1: conector circular 12 pines rosca M-H C5: conector circular 12 pines rosca M-M



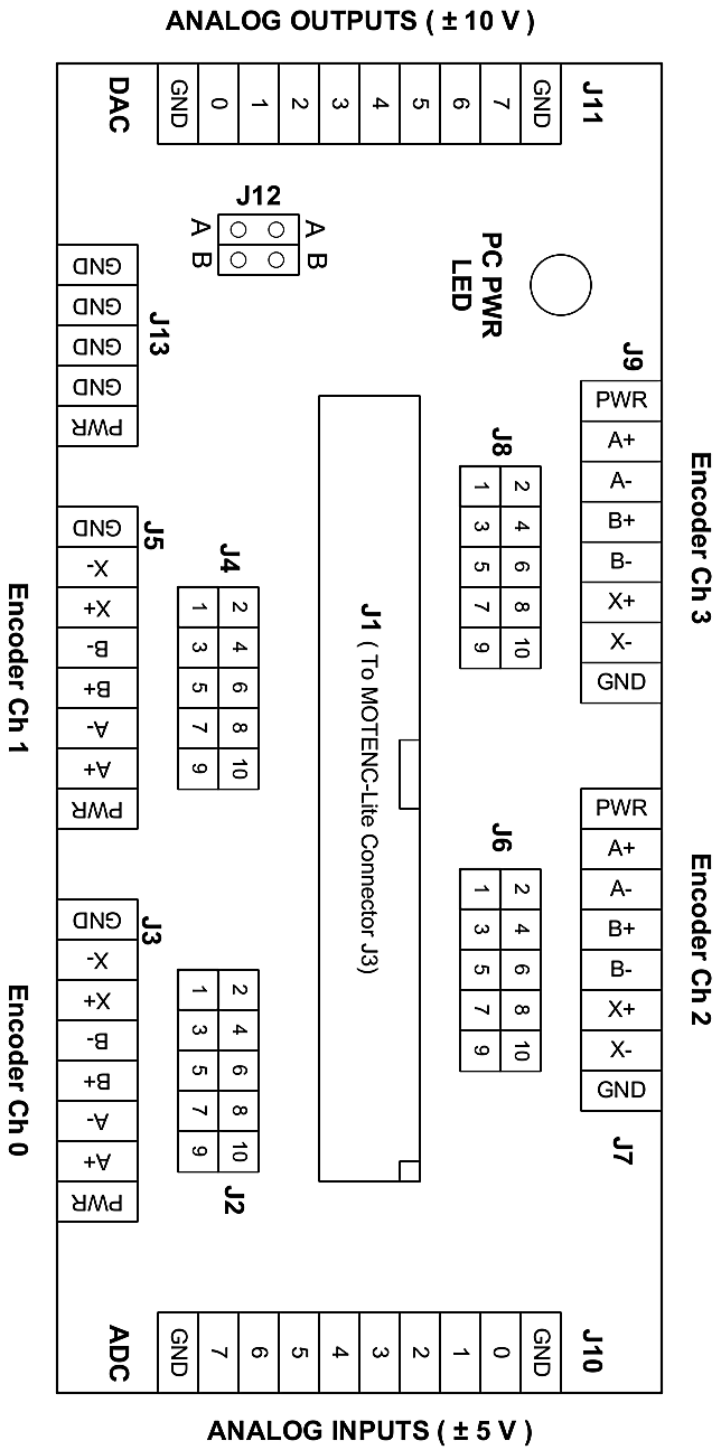
2.3. TARJETA ELECTRÓNICA PN7525 FOR MOTENC-LITE

**Termination Board pn 7525  
For MotEnc-Lite**

**VITAL Systems Inc USA**  
www.VSI99.com  
sales@VSI99.com

\* GND is common with PC ground  
\* PC PWR = 5Volts from PC  
\* PC PWR IS USED TO POWER THE ENCODERS IF JUMPERS J12 are INSTALLED. To use more that 5 Volts to power the Encoders, remove J12 to disconnect PWR from PC 5 Volts. Then apply maximum 12 Volts to PWR and GND to power Encoders.

**Encoder Ribbon  
Connector IDC Pinouts:**  
(J2, J4, J6, J8)  
1: GND            2: PWR  
3: A-            4: A+  
5: B-            6: B+  
7: X-            8: X+  
9: NC            10: NC



ANALOG OUTPUTS ( ± 10 V )

ANALOG INPUTS ( ± 5 V )