



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA

PROYECTO FIN DE CARRERA

ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE UN VEHÍCULO FERROVIARIO EN DIFERENTES CONDICIONES DE VÍA

Autor: Adrián Rodríguez Nieto

Tutor: Higinio Rubio Alonso

Leganés, Marzo de 2013



Título: Análisis del comportamiento de un vehículo ferroviario en diferentes condiciones de vía.

Autor: Adrián Rodríguez Nieto

Director: Higinio Rubio Alonso

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día XXXXXXXXXXXX en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE





AGRADECIMIENTOS

Quiero dedicar este proyecto fin de carrera a toda la gente que me ha apoyado desde que comencé la carrera.

En especial, me gustaría dar las gracias a toda mi familia que siempre me ha animado a continuar año tras año, más aun en los momentos difíciles que a lo largo de este tiempo ha habido. En especial, quiero dar las gracias a mi padre José Antonio, a mi madre Gregoria, y a mi hermano Daniel, y también a mis tíos Javier y Susana, por la confianza depositada en mí y motivarme a seguir año a año hasta llegar aquí. Este proyecto se lo dedico a ellos.

Quiero agradecer a mis amigos de siempre, y también a los que han surgido en el camino desde el inicio de mis estudios universitarios, por todo su apoyo y confianza en los buenos y malos momentos. Gracias por entender esos momentos que, pese a tener muchas ganas de compartir ratos de ocio con ellos, no ha podido ser posible por las obligaciones que la carrera de Ingeniería Técnica Industrial de Mecánica suponen.

No puedo olvidarme de mis compañeros de facultad, que desde el primer año coincidimos y seguimos manteniendo el contacto, con los que he pasado muy buenos momentos con ellos, tanto dentro de la Universidad como fuera de ella.

Agradecer también su comprensión a mis jefes y compañeros de trabajo, que desde el comienzo me han proporcionado muchas facilidades en cuanto a horarios de la jornada laboral para poder asistir a las tutorías y tener más tiempo para la realización de este proyecto.

Por último me gustaría dar las gracias a mi tutor del proyecto, Higinio Rubio, por facilitarme el desarrollo de este proyecto con su asesoramiento, proporcionándome su tiempo durante muchas tardes de tutorías.





RESUMEN

El presente proyecto Fin de Carrera trata sobre el comportamiento dinámico de un modelo ferroviario utilizando uno de los software más útiles para este fin, el programa Adams Rail, creado por la empresa MSC Software Corporation.

En su comienzo, se desarrollan diferentes temas teóricos relacionados con la ingeniería ferroviaria, con una mayor importancia y detenimiento a la parte mecánica de los ferrocarriles. Dentro de esta parte, se destaca el estudio sobre los diferentes tipos de defectos en vías, y la caja de grasa, elemento importante que aloja en su interior los rodamientos, que en la realidad son analizados con precisión para mantener el buen comportamiento de los ferrocarriles.

De esta forma, se intenta estudiar el comportamiento de la zona de rodamientos del ferrocarril, partiendo de un diseño del tren tipo Avant S-104 de Renfe e implementado en Adams Rail.

Partiendo del diseño mencionado anteriormente, se realiza una modificación en el bogie trasero del conjunto respecto al modelo primario anteriormente simulado en otro proyecto, debido a la normativa de planimetría, y después se crea un análisis de precarga, otro lineal, y varios análisis dinámicos en un rango de velocidades diferentes, hasta la máxima que permite el software empleado. Dichas velocidades se simulan en diferentes tramos de vías, tanto en trazados rectos como curvos y con irregularidades, que han sido modificados partiendo de los archivos primarios de la base de datos que contiene el software.

Tras la modificación, se comparan los resultados del presente modelo con el primario. Además, se realiza una serie de gráficas en el punto más cercano a la caja de grasa y los rodamientos, con el propósito de establecer y estudiar los esfuerzos sufridos en dicho punto a diferentes velocidades y en los diferentes trazados creados. Para este propósito se utiliza el programa Adams PostProcessor.

Pese a querer obtener un estudio de dichos elementos lo más detallado posible, hay que destacar que tanto el modelado del conjunto, como el manejo no profesional del programa, pueden dar lugar a resultados que varíen respecto a un análisis real, además de la dificultad de obtener resultados de casos reales para comparar, ya que la mayoría de estos estudios son de carácter privado y raramente se publican.

Palabras clave: Análisis del comportamiento de un vehículo ferroviario en diferentes condiciones de vía.





ABSTRACT

This Final Degree Project is about the dynamic performance of a railway model using one of the most useful software for this purpose, Adams Rail, created by MSC Software Corporation.

At the beginning, it has been explained some lessons about railway engineering, with an especial attention at the railway's mechanical parts. Inside of this, it emphasizes the study of the different flaws on the rails and the axle box too, an important part which host inside of it the bearings; elements that in the real life are analyzed with a lot of precision to save the correct behaviour of the railways.

In that way, it has been tried to study the behaviour of the railway mechanical parts with a railway vehicle type Avant series S-104, of Renfe, and simulated with Adams Rail.

It has been made a change in the model's construction. It has been changed the rear bogie due to the plan. Then it has been created different analysis, also some dynamics analysis in a velocity range until the maximum that the program allows to simulate correctly. This velocities have been simulated in different tracks, straight and also curved with irregularities in the rails, that have been modified in the track property files that the software include in the database.

After the change, it has been compared the results between a previous model and the actual modified model. Also, it has been made some graphics at the closest point of the bearings of the axlebox, with the purpose to study the resistances at that point in the different tracks and velocities. For this, it has been used Adams Postprocessor.

Despite of the desire of achieve a detailed study of the model, it has to emphasize that the construction of the model and the level of use of the software could show results that change with respect to a real analysis. In addition, there are no possibilities to get results of a real study of this railway model to compare with the simulations. These studies are private and rarely are published.

Keywords: Analysis of railway behaviour in different track conditions.





Índice general

1.	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1.	MOTIVACIÓN DEL PROYECTO	1
1.2.	OBJETIVOS	2
1.3.	FASES DE DESARROLLO	3
1.4.	MEDIOS EMPLEADOS	5
1.5.	ESTRUCTURA DE LA MEMORIA	6
2.	EL FERROCARRIL	9
2.1.	INTRODUCCIÓN.....	9
2.2.	ELEMENTOS DE INFRAESTRUCTURA FERROVIARIA	10
2.3.	TEORÍA DEL MOVIMIENTO EN FERROCARRILES.....	15
2.4.	ESFUERZOS DE TRACCIÓN, FRENO Y RESISTENCIAS.....	17
3.	LA FRACTURA MECÁNICA EN EL FERROCARRIL.....	19
3.1.	FENÓMENO DE LA FATIGA	19
3.1.1.	PRUEBAS DE FATIGA EN LABORATORIO	19
3.1.2.	ESTADOS DE UNA FRACTURA POR FATIGA	20
3.2.	FRACTURAS MECÁNICAS EN COMPONENTES FERROVIARIOS	24
3.2.1.	RUEDAS DE FERROCARRIL.....	24
3.2.2.	VÍAS DE FERROCARRIL.....	26
3.2.3.	CARGA EN VÍAS.....	26
3.3.	TIPOS DE DEFECTOS EN VÍAS.....	28
4.	MECÁNICA DEL FERROCARRIL. EL BOGIE Y SUS ELEMENTOS	33
4.1.	INTRODUCCIÓN.....	33
4.2.	EL TREN DE RODADURA. EL BOGIE Y SUS ELEMENTOS.....	34
4.2.1.	JUEGO DE RUEDAS	35
4.2.2.	CAJAS DE GRASA	38
4.2.3.	RUEDAS.....	38
4.2.4.	SUSPENSIÓN	39
4.2.5.	ELEMENTOS ELÁSTICOS (RESORTES).....	40
4.2.6.	AMORTIGUADORES	43
4.2.7.	LIMITADORES Y “TOPES DE IMPACTO”.....	43



5.	LA CAJA DE GRASA	49
5.1.	CRITERIOS DE ACEPTACIÓN EN CAJAS DE GRASA	49
5.2.	PRINCIPIOS DE DISEÑO	50
5.3.	RODAMIENTOS EN CAJAS DE GRASA.	53
5.4.	PROBLEMAS EN LAS CAJAS DE GRASA Y SOLUCIONES DE CONTROL.	55
6.	CÁLCULO Y PROCESADO DE INFORMACIÓN CON MSC ADAMS	59
6.1.	INTRODUCCIÓN.....	59
6.2.	MODOS DE TRABAJO	59
6.3.	MODOS DE USUARIO.....	59
6.4.	BASE DE DATOS.....	60
6.5.	PROCESO DE DISEÑO Y SIMULACIÓN.....	60
6.6.	CÁLCULO DE PRECARGA	61
6.7.	CÁLCULO LINEAL	65
6.8.	CÁLCULO DINÁMICO.....	68
6.9.	ARCHIVOS DE PROPIEDADES.....	69
6.9.1.	INTRODUCCIÓN.....	69
6.9.2.	CÓMO CONFIGURAR EL TRAZADO DE UNA VÍA	70
6.9.3.	IRREGULARIDADES DE LA VÍA.....	72
6.10.	ADAMS POSTPROCESSOR.....	73
6.10.1.	INTRODUCCIÓN.....	73
6.10.2.	MENÚS DEL PROGRAMA	74
6.10.3.	CÓMO IMPORTAR LOS RESULTADOS OBTENIDOS	75
6.10.4.	CÓMO VISUALIZAR UN ARCHIVO DE DEMANDA	77
6.10.5.	CÓMO VISUALIZAR UN ARCHIVO DE GRÁFICOS.....	86
7.	LANZADERA AVANT S-104	89
7.1.	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	89
7.2.	FABRICANTE	93
7.3.	SERVICIOS	93
8.	METODOLOGÍA DE TRABAJO EN ADAMS RAIL	95
8.1.	INTRODUCCIÓN.....	95
8.2.	DESARROLLO DEL MODELO FERROVIARIO EN ADAMS RAIL	96
8.3.	ELABORACIÓN DE ARCHIVOS DE ADAMS PARA CREAR NUEVOS TRAZADOS DE VÍAS.	97
8.3.1.	DEFINICIÓN DE PARÁMETROS EN ARCHIVOS DE VÍAS	97
□	Recta sin irregularidad.....	97



<input type="checkbox"/>	Recta con irregularidad vertical.....	98
<input type="checkbox"/>	Curva con irregularidad vertical.....	99
<input type="checkbox"/>	Cambio de curvatura de una vía	99
9.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	101
9.1.	COMPARATIVA DE RESULTADOS ENTRE MODELO ACTUAL Y MODELO PRIMARIO.....	101
9.2.	RESULTADOS DEL VEHÍCULO FERROVIARIO EN DIFERENTES SIMULACIONES DINÁMICAS.	117
9.2.1.	TRAMO DE RECTA SIN IRREGULARIDAD.....	117
9.2.2.	TRAMO DE RECTA CON IRREGULARIDAD VERTICAL.....	124
9.2.3.	TRAMO DE CURVA CON IRREGULARIDAD VERTICAL	129
9.2.4.	COMPARATIVA DE UN TRAMO DE CURVA MODIFICANDO SU CURVATURA	138
10.	PRESUPUESTO	147
11.	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	149
12.	REFERENCIAS.....	153



Índice de figuras

Figura 0: Trenes tipo Avant S-104 de Renfe	1
Figura 1: Partes del perfil de un raíl.	10
Figura 2: Componentes de un desvío	12
Figura 3: Componentes de una travesía	12
Figura 4: Componentes de un cambio de vía.....	13
Figura 5: Componentes de un cruzamiento	14
Figura 6: Esfuerzos de tracción y freno en un tren de alta velocidad.	17
Figura 7: Diagrama S-N de una viga rotatoria de metal ferroso	19
Figura 8: Iniciación de grieta en tramo recto sobre la superficie.....	20
Figura 9: Iniciación de grieta desde el interior de la sección en tramo recto.....	21
Figura 10: Iniciación de grieta en tramo curvo sobre la superficie.....	21
Figura 11: Iniciación de grieta desde el interior de la sección en tramo curvo.	22
Figura 12: Propagación de la grieta en tramo recto.....	22
Figura 13: Propagación de la grieta en tramo curvo.....	23
Figura 14: Gráfica “Temperatura vs. Tiempo” para ruedas sometidas a cargas térmicas intermitentes.	24
Figura 15: Efecto de carga mixta sobre la rueda y cómo varía el desgaste con el número de ciclos.	26
Figura 16: Cargas producidas en el contacto de la rueda con un tramo de vía.	27
Figura 17: Distribución de tensiones sobre la sección de la cabeza de vía.	28
Figura 18: “Shelling” con motas alargadas irregulares.	28
Figura 19: “Shelling” con agrietamiento en la superficie.	29
Figura 20: “Head checks” con calidad 900A.....	29
Figura 21: “Squat” común en raíl.....	30
Figura 22: “Sliding point” con forma ovalada.....	30
Figura 23: “Sliding point” con extensión de lado.....	30
Figura 24: Rodaje de una rueda sobre una superficie agrietada.	31
Figura 25: Tren modelo 9000 de Metro.	33
Figura 26: Diferentes configuraciones de trenes en función de la cantidad de coches.	33
Figura 27: Configuración de bogies motores y remolques.....	34
Figura 28: Juego de ruedas en revisión en banco de ensayo.....	36
Figura 29: “Tape Circle”: Punto de contacto central rueda-vía.	36
Figura 30: Modelo de caja de grasa seccionada.	38
Figura 31: Suspensiones en bogie simulado en 3D	40
Figura 32: Resorte de torsión.....	41
Figura 33: Diferentes resortes de metal-goma.	42
Figura 34: Mecanismo de eslabón oscilante.	42
Figura 35: Ejemplo de fricción seca.	43
Figura 36: Sistema de ballestas montadas en un bogie.	44
Figura 37: Conexión entre caja de grasa y estructura del bogie usando guías cilíndricas.	45
Figura 38: Unión entre la caja de grasa y la estructura del bogie mediante barras. ...	45
Figura 39: Uniones radiales posicionadas a distintas alturas.	46
Figura 40: Detalle de brazo de arrastre en bogie Y32	47
Figura 41: Modelo de caja de grasa de SKF.	49
Figura 42: Caja de grasa utilizada en vagones de carga.....	51
Figura 43: Modelos de cajas de grasa de una pieza	52
Figura 44: Modelos de cajas de grasa de dos piezas.....	52
Figura 45: Modelo caja de grasa de tres piezas.....	53
Figura 46: Despiece simple de caja de grasa	53
Figura 47: Sistema modular de detección.	56



Figura 48: Sistema de medición sobre la vía.	56
Figura 49: Sistema de Control y Monitorización de datos.	57
Figura 50: Detalle de segmentos de medida en rodamiento e interior del sistema <i>Phoenix MB</i>	58
Figura 51: Nomenclatura de las suspensiones en bogie delantero del modelo lanzadera Avant S104.	62
Figura 52: Resultados de precarga de suspensiones en Adams Rail tras el análisis del modelo.	63
Figura 53: Resultados de precarga de bushings en Adams Rail tras el análisis del modelo.	64
Figura 54: Resultados de los modos de vibración en Adams Rail del modelo.	67
Figura 55: Sistema de referencia en ruedas y ejes en Adams. Vista trasera y en planta	69
Figura 56: Representación del perfil del raíl con Curve Manager.	72
Figura 57: Parámetros que definen la irregularidad de una vía.	73
Figura 58: Ventana de trabajo Adams Postprocessor.	75
Figura 59: Menú para importar archivo.	75
Figura 60: Representación de un archivo de demanda.	76
Figura 61: Representación de un archivo gráfico.	77
Figura 62: Menú de opciones de un archivo de demanda.	78
Figura 63: Menú para generar el cálculo de estabilidad.	85
Figura 64: Menú de opciones de un archivo gráfico.	86
Figura 65: Simulación de un archivo gráfico.	87
Figura 66: Tren de alta velocidad Avant serie S-104 de Renfe.	89
Figura 67: Bogie que equipa el tren Avant serie S-104.	90
Figura 68: Modelo modificado de lanzadera en Adams Rail.	95
Figura 69: Lanzadera AVE con amortiguador anti-desvío modificado.	97
Figura 70a: Planta de trazado por defecto (trazado azul) y planta de trazado modificado (trazado rojo)	100
Figura 70b: Ángulos de desvío de trazados por defecto (azul) y modificado (rojo) en función del tiempo.	101
Figura 71: Aceleración del conjunto en un tramo de recta, modelo primario.	102
Figura 72: Aceleración del conjunto en un tramo de recta, modelo modificado.	102
Figura 73: Aceleración en curva, modelo con bogie invertido.	105
Figura 74: Comparativa entre velocidades del desplazamiento lateral en tramo de recta , con modelo modificado.	107
Figura 75: Comparativa del desplazamiento lateral en tramo de curva a diferentes velocidades en modelo modificado.	109
Figura 76: Desplazamiento vertical en recta, modelo modificado.	111
Figura 77: Desplazamiento vertical en curva, modelo modificado.	113
Figura 78: Fuerza longitudinal sobre rueda derecha en tramo de recta, modelo modificado.	115
Figura 79: Fuerza longitudinal en curva, modelo modificado.	117
Figura 80: Irregularidades en vía recta de 100m.	119
Figura 81: Desplazamiento lateral de rueda izquierda en vía recta.	119
Figura 82: Desplazamiento lateral de rueda derecha en vía recta.	120
Figura 83: Desplazamiento vertical de rueda derecha.	120
Figura 84: Desplazamiento vertical de la rueda izquierda.	121
Figura 85: Fuerza lateral equivalente de la rueda derecha.	121
Figura 86: Fuerza lateral equivalente de la rueda izquierda.	122
Figura 87: Fuerza vertical equivalente de la rueda derecha.	122
Figura 88: Fuerza vertical equivalente de la rueda izquierda.	123
Figura 89: Irregularidades en el trazado.	124



Figura 90: Desplazamiento lateral de rueda derecha en recta con irreg. vertical.	125
Figura 91: Desplazamiento lateral de rueda izquierda en recta con irreg.vertical.....	125
Figura 92: Desplazamiento vertical de rueda derecha delantera en recta con irregularidad vertical.....	126
Figura 93: Desplazamiento vertical de rueda izquierda delantera en recta con irregularidad vertical.....	126
Figura 94: Fuerza lateral de rueda derecha delantera en recta con irregularidad vertical.....	128
Figura 95: Fuerza lateral de rueda izquierda delantera en recta con irregularidad vertical.....	128
Figura 96: Fuerza vertical de rueda derecha delantera en recta con irregularidad vertical.....	129
Figura 97: Fuerza vertical de rueda izquierda delantera en recta con irregularidad vertical.....	129
Figura 98: Irregularidad vertical en el trazado curvo de 100 metros.....	130
Figura 99: Desplazamiento lateral rueda derecha en curva con irregularidad vertical.....	131
Figura 100: Desplazamiento lateral rueda izquierda en curva con irreg, vertical.	131
Figura 101: Desplazamiento vertical de rueda derecha en curva de 100 metros.	132
Figura 102: Evolución del desplazamiento vertical máximo de la rueda derecha de un bogie circulando en un tramo de curva con irregularidad vertical, a diferentes velocidades.....	133
Figura103: Desplazamiento vertical en curva de rueda derecha entre 5m/s y 15m/s, con irregularidad vertical.....	134
Figura 104: Desplazamiento vertical en curva de rueda derecha entre 20m/s y 30m/s, con irregularidad vertical.....	134
Figura 105: Desplazamiento vertical de rueda izquierda en curva de 100 metros con irregularidad.....	135
Figura 106: Evolución del desplazamiento vertical máximo de la rueda izquierda de un bogie circulando en un tramo de curva con irregularidad vertical, a diferentes velocidades.....	136
Figura 107: Fuerza lateral de rueda derecha en curva con irregularidad vertical.....	136
Figura 108: Fuerza lateral de rueda izquierda en curva con irregularidad vertical....	137
Figura 109: Fuerza vertical de rueda derecha en curva de 100 metros con irregularidad vertical.....	138
Figura 110: Fuerza vertical de rueda izquierda en curva de 100 metros con irregularidad vertical.....	138
Figura 111: Desplazamiento lateral de rueda derecha en curva de radio 320m.....	140
Figura 112: Desplazamiento lateral de rueda derecha en curva de radio 200m.....	140
Figura 113: Desplazamiento lateral de rueda izquierda en curva de radio 320m.....	140
Figura 114: Desplazamiento lateral rueda izquierda en curva de radio 200m.....	141
Figura 115: Desplazamiento vertical de rueda derecha en curva de radio 320m.....	142
Figura 116: Desplazamiento vertical de rueda derecha en curva de radio 200m.....	142
Figura 117: Desplazamiento vertical de rueda izquierda en curva de radio 320m....	142
Figura 118: Desplazamiento vertical de rueda izquierda en curva de radio 200m....	143
Figura 119: Fuerza lateral rueda derecha en curva de radio 320m.....	144
Figura 120: Fuerza lateral rueda derecha en curva de radio 200m.....	144
Figura 121: Fuerza lateral de rueda izquierda en curva de radio 320m.....	145
Figura 122: Fuerza lateral de rueda izquierda en curva de radio 200m.....	145
Figura 123: Fuerza vertical de rueda derecha en curva de radio 320m.....	146
Figura 124: Fuerza vertical de rueda derecha en curva de radio 200m.....	146
Figura 125: Fuerza vertical de rueda izquierda en curva de radio 320m.....	147
Figura 126: Fuerza vertical rueda de izquierda en curva de radio 200m.....	147



Índice de tablas

Tabla 1: Opciones de representación de parámetros 1	79
Tabla 2: Opciones de representación de parámetros 2	80
Tabla 3: Opciones de representación de parámetros 3	81
Tabla 4: Opciones de representación de parámetros 4	82
Tabla 5: Opciones de representación de parámetros 5	83
Tabla 6: Opciones de representación de parámetros 6	84
Tabla 7: Características generales del tren Avant serie S-104	91
Tabla 8: Características técnicas del tren Avant serie S-104.....	92
Tabla 9: Comparativa de aceleración en tramo de curva entre modelo primario y modificado	103
Tabla 10: Comparativa de desplazamiento lateral en tramo de recta entre modelo primario y modificado	105
Tabla 11: Comparativa de desplazamiento lateral en tramo de curva entre modelo primario y modificado	107
Tabla 12: Comparativa de desplazamiento vertical en tramo de recta entre modelo primario y modificado	109
Tabla 13: Comparativa de desplazamiento vertical en tramo de curva entre modelo primario y modificado	111
Tabla 14: Comparativa de fuerza longitudinal en tramo de recta entre modelo primario y modificado.....	113
Tabla 15: Comparativa de fuerza longitudinal en tramo de curva entre modelo primario y modificado.....	115
Tabla 16: Resumen de las características de las simulaciones	117
Tabla 17: Datos desplazamiento vertical de rueda derecha diferentes velocidades en tramo de curva	131
Tabla 18: Datos de desplazamiento vertical de rueda izquierda a diferentes velocidades en tramo de curva	134
Tabla 19: Desglose del presupuesto del proyecto	147



1. INTRODUCCIÓN

1.1. MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

El ferrocarril es un medio de transporte con gran importancia actualmente en el mundo. El consumo de combustible, el impacto ambiental que provoca en la instalación, o la gran cantidad de usuarios que se transportan a diario en el, son algunas de las ventajas que le diferencian de otros medios de transporte terrestres.

El avance de la tecnología y la ingeniería han hecho que el ferrocarril sea un transporte altamente seguro, confortable y rápido. La dinámica del ferrocarril es uno de los factores con mayor importancia en el funcionamiento, y por ello, se estudian los diferentes esfuerzos que se producen en los componentes mecánicos de los vehículos, en el contacto entre la rueda y el carril, y las fuerzas a las que se someten las diferentes suspensiones del conjunto ferroviario.

Para el estudio de la dinámica de un vehículo ferroviario existen diferentes programas de simulación que permiten modelar un caso real. Estos programas incluyen una aplicación de post procesado para recoger datos de los diferentes esfuerzos producidos en la simulación, ya sea en gráficos o en tablas. Uno de los software más utilizados para este uso en vehículos ferroviarios es el conocido Adams Rail, de la empresa MSC.Software.



Figura 0: Trenes tipo Avant S-104 de Renfe

Adams Rail es un programa de simulación numérica basado en la dinámica de sistemas multicuerpo, permitiendo simular bajo diferentes hipótesis de cálculo un modelo virtual creado por el usuario, o bien usando diferentes modelos que proporciona el propio software.

El presente proyecto trata de analizar un modelo virtual de un tren de alta velocidad tipo Avant serie S-104 en diferentes condiciones de vías, algunas de ellas modificadas por el autor del proyecto partiendo de los archivos de la base de datos del software.



1.2. OBJETIVOS

El objetivo principal del presente proyecto Fin de Carrera es profundizar en el análisis dinámico de un modelo virtual de un vehículo ferroviario, implementado en el software MSC.Adams Rail, en diferentes condiciones de vía. A partir de este modelo inicial de vehículo ferroviario, se ha trabajado sobre él para determinar con más profundidad su comportamiento dinámico a alta velocidad y en diferentes tramos de vías.

Para obtener el objetivo principal marcado, se deben alcanzar otros objetivos intermedios o sub-objetivos para llegar al objetivo final. Desde el inicio, y cronológicamente, los objetivos intermedios a cumplir son los que se detallan a continuación:

- Se analizará y detallará el funcionamiento de un vehículo ferroviario, concretamente la parte más mecánica. Documentación sobre el funcionamiento del comportamiento de un bogie y el efecto que producen los componentes de rodadura en la vía.
- Se estudiarán los esfuerzos que se producen en el movimiento de un vehículo ferroviario, así como los efectos y defectos que produce éste en la vía.
- Se analizarán en profundidad uno de los elementos principales del bogie: la caja de grasa. Se estudiarán los diferentes modelos, principios de diseño de las mismas y los componentes que se encuentran en su interior, los rodamientos.
- Se estudiarán y detallarán los conceptos fundamentales del software MSC.Adams Rail y una breve descripción de los diferentes tipos de cálculos que permite realizar a la hora de simular un vehículo ferroviario.
- Se analizarán modelos virtuales previos de vehículos ferroviarios desarrollados sobre el software de simulación MSC.Adams Rail, así como crear modificaciones del modelo anterior y de los diferentes archivos de propiedades de vías como entrenamiento para la simulación de los modelos particulares a desarrollar en este proyecto.
- Se detallarán las posibilidades del programa MSC.Adams Postprocessor, a partir de los conceptos fundamentales y el manejo del mismo y que, posteriormente se utilizará para generar los documentos y gráficas resultado de los cálculos obtenidos de las simulaciones.
- Se simulará en MSC.Adams Rail el funcionamiento de un modelo original de vehículo ferroviario (similar a un vagón del Avant S-104) en diversos tramos de vía: recta y curva; en diferentes condiciones de funcionamiento: a diferentes velocidades de circulación y con presencia de irregularidades en la vía; además de comparar un mismo trazado curvo con diferentes radios de curvatura.
- Se realizarán comparativas entre el modelo original presentado y modelos anteriores para esclarecer si las diferencias en la configuración del bogie de los modelos influye en el comportamiento dinámico del vehículo ferroviario.
- Se seleccionarán diferentes parámetros del modelo modificado para el análisis del comportamiento de un determinado punto del bogie en diferentes condiciones de vía y obtener unos resultados en forma de gráficas.

Para la realización de los modelos de vehículos ferroviarios se partirá de la geometría de un vagón del Avant S-104, de RENFE. Los modelos, como se ha comentado, se diseñarán y simularán con el software MSC.Adams Rail y los resultados se procesarán con los programas MSC.Adams Postprocessor y Microsoft Excel.



1.3. FASES DE DESARROLLO

La metodología a seguir, en el desarrollo del presente proyecto, se describe en los siguientes pasos según su cronología:

PASO 1

El primer paso consistió en estudiar el funcionamiento de un ferrocarril y las diferentes partes que lo componen, poniendo mayor atención a la parte del bogie y los elementos que contiene. También se analizaron los esfuerzos que intervienen en el movimiento de un vehículo ferroviario. Para ello se ha empleado diferente bibliografía de diversos proyectos y documentos de Internet, que se reflejan en el apartado correspondiente.

PASO 2

Posteriormente se estudiaron las diversas causas de rotura por fatiga en componentes ferroviarios para conocer que defectos se pueden producir tanto en la parte del bogie como en la vía, con el fin de intentar simular más tarde alguno de estos defectos reales.

PASO 3

El siguiente paso consistió en familiarizarse con el programa de simulación MSC.Adams Rail. Para conseguir un correcto funcionamiento del software se utilizó el tutorial que incluye. Aún así, dicho programa es poco intuitivo y complicado a la hora de realizar modificaciones de los archivos que vienen por defecto. Se empleó mucha dedicación en este paso para alcanzar un adecuado conocimiento del software para poder trabajar con él.

PASO 4

Después se tuvo que realizar el mismo proceso con la guía correspondiente del otro programa que serviría para realizar las gráficas de los resultados, MSC.Adams PostProcessor. Además de comprender el funcionamiento del software en general, se estudió qué parámetros del bogie permitía graficar el programa a partir de la simulación, para ver qué resultados se podían mostrar

PASO 5

Posteriormente se cambiaron diversos trazados de vía utilizando los archivos de propiedades que incluye la base de datos del programa. Se crearon tramos de recta y tramos de curva con defectos en la vía, e intentar así asemejar en la simulación un caso parecido a una situación real de comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario, que en este caso se trata de un modelo virtual del tren tipo Avant de la serie S-104 de Renfe, modelado en MSC.Adams Rail.



PASO 6

Una vez que los archivos se pudieron integrar correctamente en la mayoría de simulaciones propuestas, se establecieron las diferentes hipótesis de cálculo para los diferentes casos de simulación.

Se dedicó mucho tiempo a probar los diferentes archivos de vías en diversas simulaciones, ya que el programa mostraba muchos errores dependiendo de los parámetros de cálculo que se querían introducir.

PASO 7

Después de finalizar los casos simulados, y estudiados los componentes que MSC.Adams PostProcessor permitía mostrar en gráficas, se particularizó el estudio para la zona más cercana posible al emplazamiento de los rodamientos de la caja de grasa, ya que ésta no permite graficarla.

PASO 8

Se procedió a interpretar los resultados obtenidos en las diferentes simulaciones con el fin de observar las posibles similitudes que pudieran tener las simulaciones con un hipotético caso real, ya que no disponíamos de información de un caso dinámico para este modelo de tren en las mismas condiciones dinámicas de funcionamiento.

PASO 9

Tras realizar todos los pasos anteriores, se redactó la memoria del presente proyecto y el presupuesto con toda la información obtenida a lo largo del tiempo de duración de la misma.



1.4. MEDIOS EMPLEADOS

Como se ha comentado en los objetivos, en la realización del presente proyecto se utilizarán principalmente dos herramientas del paquete Adams de MSC Software, el programa Adams Rail, y Adams PostProcessor.

El primero de ellos se empleará para realizar las modificaciones oportunas en función de la planimetría del modelo y se probarán las múltiples simulaciones con diferentes vías y velocidades.

MSC.Adams PostProcessor se utilizará para la interpretación y análisis de los resultados de las simulaciones, mostrando los resultados de los parámetros de interés en forma de gráficas.

Para estudiar la evolución de una simulación a medida que se aumenta la velocidad, se empleará el programa Microsoft Excel para realizar el gráfico a partir de los datos recogidos en MSC.Adams PostProcessor.

Para redactar la documentación de la memoria se utilizará el programa Microsoft Word, y para la realización de las diapositivas utilizadas en la presentación se empleará el programa Microsoft PowerPoint. Así mismo, se ha utilizará el programa Microsoft Excel para realizar gráficos de los resultados obtenidos.

La información para el estudio y comprensión del funcionamiento de un vehículo ferroviario y sus diferentes componentes, al igual que el funcionamiento del software de simulación utilizado, se recogerá de diferentes páginas web de Internet y documentación de proyectos Fin de Carrera e investigación.



1.5. ESTRUCTURA DE LA MEMORIA

Para facilitar la lectura de la memoria, a continuación se incluye un breve resumen de cada capítulo:

1. INTRODUCCIÓN

Se introducen las principales motivaciones que han inspirado el presente proyecto, los objetivos a alcanzar, las fases de desarrollo para llevar a cabo dichos objetivos y los medios con los que se ha contado para desarrollar el presente proyecto.

2. EL FERROCARRIL

Se introduce una breve introducción histórica del ferrocarril desde su origen a su implantación en España y se describe a su vez los elementos principales de la infraestructura ferroviaria.

Se resume la teoría de movimiento de un ferrocarril en fuerzas de aceleración y frenada partiendo del principio fundamental de la dinámica o segunda ley de Newton.

Se estudia que esfuerzos existen en el comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario con un esquema de las diferentes curvas.

3. LA FRACTURA MECÁNICA EN EL FERROCARRIL

Se describe de forma general la fatiga mecánica y los estados de fractura por este fenómeno. A continuación se particulariza la fractura por fatiga en diferentes elementos ferroviarios, como las ruedas y las vías, y se estudian los diferentes defectos en vías que se producen por el paso del ferrocarril.

4. MECÁNICA DEL FERROCARRIL. EL BOGIE Y SUS ELEMENTOS.

Se describe el conjunto ferroviario y la configuración de los bogies en función del número de vagones en la introducción. Después se explica cada elemento mecánico que compone el bogie y su función en el conjunto.

5. LA CAJA DE GRASA

Se describen los criterios de aceptación y los principios de diseño de las cajas de grasa, así como los diferentes tipos que existen para aplicaciones ferroviarias. Se incluye qué rodamientos aparecen en las cajas de grasa y los problemas y soluciones de control que se llevan a cabo para el mantenimiento de las mismas.

6. CÁLCULO Y PROCESADO DE INFORMACIÓN CON MSC ADAMS

Incluye la información relacionada con el manejo de Adams Rail y los pasos para realizar diferentes cálculos de un modelo y cómo interpretar los archivos de propiedades de vía que incluye el software. También se describe cómo se puede realizar un análisis de resultados con Adams PostProcessor.

7. LANZADERA AVANT S-104

Este capítulo incluye las características técnicas del tren tipo Avant S-104 de Renfe, así como los datos del fabricante y los servicios que ofrece.



8. METODOLOGÍA DE TRABAJO EN ADAMS RAIL

Se describe el proceso de trabajo que se ha seguido a través del software Adams Rail hasta llegar a los resultados finales que se muestran en el capítulo correspondiente.

9. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este capítulo se muestra una comparativa entre los resultados de un modelo anterior, que denominaremos primario, y el modelo que se ha modificado por razones de planimetría para ver qué repercusión en los esfuerzos existe.

Se presentan los cálculos obtenidos y las gráficas más representativas del cálculo realizado y obtenidas mediante Adams Postprocessor.

10. PRESUPUESTO

Se realiza un detallado esquema sobre las fases temporales del proyecto y posteriormente se realiza un estudio de costes directos e indirectos.

11. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Se presentan las conclusiones obtenidas tras los resultados obtenidos durante el desarrollo del presente proyecto, y se incluyen algunas ideas sobre los posibles trabajos futuros siguiendo la misma línea de trabajo.

12. REFERENCIAS

Se indican las fuentes que se han tenido en cuenta a la hora de desarrollar el presente proyecto.





2. EL FERROCARRIL

2.1. INTRODUCCIÓN

El origen del ferrocarril se podría remontar a la civilización egipcia y época grecorromana, pero sería en el siglo XVI cuando los mineros alemanes por medio del transporte subterráneo realizado con vagones que se apoyaban sobre dos series de maderas planas los que empezaron a dar forma al nacimiento del ferrocarril como tal.

En el siglo XVIII se sustituyeron los maderos por lingotes largos de hierro, al mismo tiempo que se introdujo la rueda con llanta o cerco metálico.

Después del descubrimiento de la máquina de vapor por parte de Watt en 1770 se construye la primera locomotora de vapor por medio de Richard Trevithick el 13 de Abril de 1771 en Inglaterra, cuyo cometido fue el del transporte de viajeros (por primera vez en el mundo) a una velocidad superior al paso del hombre.

El 21 de Febrero de 1804 se consigue por primera vez el arrastre de cinco vagones por medio de una locomotora de vapor durante 15.5 Km y a una velocidad de 8 Km/h.

EL 25 de Septiembre de 1825 el inglés George Stephenson construye una potente locomotora de vapor que fue capaz de arrastrar seis vagones, cargados de hierro y carbón, junto con 35 diligencias y 20 carrozas ocupadas por 400 viajeros provistos de sus correspondientes billetes; es la primera vez en la historia del ferrocarril que una compañía establece tarifas comerciales, horarios y un trayecto convencional.

La primera línea de ferrocarril del mundo se inaugura el 15 de Abril de 1830 en Inglaterra, uniendo las ciudades de Liverpool con Manchester. En dicha línea ferroviaria la locomotora utilizada para realizar el transporte era capaz de llegar a la velocidad de 16 Km/h. Será con esta locomotora cuando se empiecen a asentar las bases de la tracción de vapor hasta nuestros días.

Se puede decir que es a partir de 1830 cuando comienza la era moderna del ferrocarril en el mundo, con la correspondiente incidencia en la economía de los países. El tráfico de viajeros se intensificó de manera sorprendente. La velocidad de 20 millas/h parecía abolir el tiempo y el espacio. El carbón y otras mercancías se transportaban de una estación a otra mucho más rápido que por transporte fluvial y los ingresos rindieron un firme dividendo, pese al capital invertido y el excesivo deterioro de las primeras máquinas.

Rápidamente se comenzó a implantar líneas ferroviarias en otros países tales como E.E.U.U., Francia, Bélgica, Canadá, Italia o Alemania.

En España no será hasta 1848, con la línea Barcelona-Mataró cuando se instaure la primera línea ferroviaria peninsular, habiéndose realizado con anterioridad en Cuba la primera línea ferroviaria española [1].

2.2. ELEMENTOS DE INFRAESTRUCTURA FERROVIARIA

- Infraestructura

LA VIA

Las partes de la vía son las siguientes:

- 1) El carril: Es el elemento que sirve de guiado del tren, puede llevar además señales eléctricas. Su forma y elementos que lo componen son los siguientes:



Figura 1: Partes del perfil de un raíl.

1.1-La cabeza es la superficie de rodadura. Es la parte del carril que sufre el desgaste.

1.2-El alma une el patín con la cabeza y tiene espesor uniforme (del orden del 25% de la anchura de la cabeza), es más ancha en la base.

1.3-El patín es el ala inferior del perfil; debe tener la anchura suficiente para que la superficie de apoyo sobre la traviesa sea grande y haya un mejor reparto de presiones.

- 2) Las traviesas: Es el elemento que une el carril con el balasto. Van posicionadas transversalmente al eje de la vía y sobre ellas van los carriles. Tienen dos misiones específicas:
 - Repartir sobre el balasto las cargas transmitidas por el carril de la manera más uniforme posible.
 - Mantener el ancho de vía de la manera más constante posible, dentro de unos márgenes admisibles.

Por su forma pueden ser:

- Semitraviesas.
- Traviesas de dos bloques.
- Traviesas de dos rótulas.
- Traviesas monobloc.



Por el material del que están construidas pueden ser:

- Traviesas de madera:

El tipo de madera que se suele utilizar es la del roble, haya o pino. Su principal inconveniente es la degradación y envejecimiento, por lo que previamente se trata con algún material para darle más resistencia. La longitud de las traviesas de madera en la vía internacional es de 2.6 m y su peso medio es de 80 Kg.

- Traviesas metálicas:

Son de acero o de fundición. Su forma sólo es de dos maneras de los cuatro tipos de forma de las traviesas anteriormente comentados:

- traviesas de dos bloques.
- traviesas de monobloc.

- Traviesas de hormigón:

Ventajas de las traviesas de hormigón:

- Gran duración, debido a su mínima dependencia de la acción de los agentes atmosféricos.
- Gran facilidad de diseño y reparación.
- Gastos de conservación pequeños.

Inconvenientes de las traviesas de hormigón:

- Gran peso y coste.
- Dificultad para aislar los carriles eléctricamente.

La longitud de las traviesas de hormigón es de 2.6 metros, aplicando para las líneas de alta velocidad una longitud de 2.8 metros.

- 3) El balasto: Es la capa de materiales tales como granito, cuarcita, caliza, etc., situada por debajo de las traviesas, cuyos objetivos son los siguientes:

- 1- Repartir sobre la plataforma las cargas que le transmiten las traviesas.
- 2- Proporcionar un asiento firme a las traviesas, mediante una estabilización longitudinal y lateral de la vía.

Se comenzó a utilizar a raíz de hundirse las traviesas sobre la plataforma, al sufrir la vía grandes cargas. El espesor de la capa de balasto será mayor cuanto más grande sea la velocidad de los trenes, su peso, la intensidad del tráfico o más débil sea la plataforma; este espesor en ningún caso debe ser inferior a los 30 cm.

- 4) La plataforma: Es el elemento de la vía que soporta los esfuerzos transmitidos por ella a través del balasto. Se encuentra por debajo del balasto y por encima del terreno por donde transcurre la vía. Sus funciones son las siguientes:

- Servir de apoyo a la estructura de la vía.
- Evitar las deformaciones de la vía.

El material del que suele estar compuesta la plataforma es la roca o arena. Los factores que influyen en la plataforma son:

- Agentes externos tales como los flujos de agua superficiales y subterráneos.
- Un diseño inadecuado de la vía.

Se denominan aparatos de vía a los aparatos que permiten la continuidad y el cruce de los itinerarios del ferrocarril. Los diferentes aparatos de vía se dividen en dos tipos:

- Los desvíos, que permiten a un itinerario ramificarse en dos o más vías siendo los ejes de las dos vías tangentes entre sí.
- Las travesías, que permiten la intersección de dos itinerarios. Ahora los ejes de las vías se cortan.

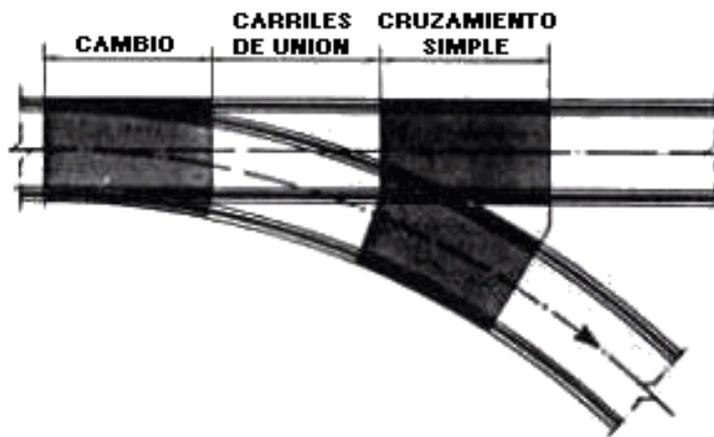


Figura 2: Componentes de un desvío.

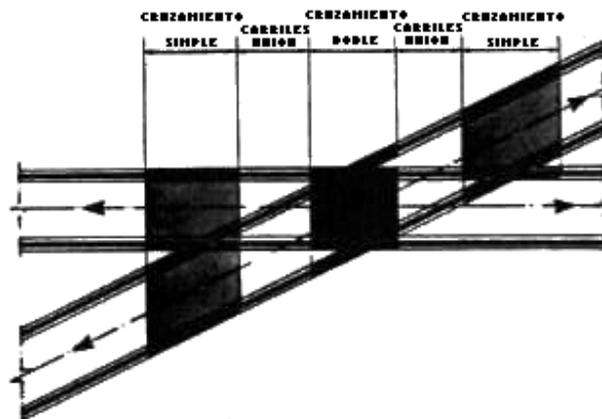


Figura 3: Componentes de una travesía.

Cada una de estas dos tipologías puede estar compuesta, a su vez, por:

1) Cambios:

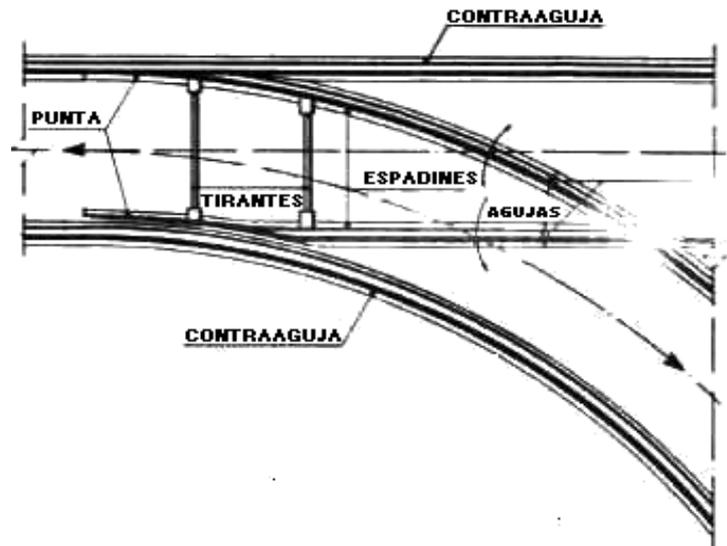


Figura 4: Componentes de un cambio de vía

Permiten el desvío de la circulación hacia un determinado carril. Los elementos de los que se componen son:

- Las agujas o espadines: son las piezas interiores del cambio, son móviles y giran respecto a uno de sus extremos.
- Las contraagujas: son las dos piezas fijas exteriores del cambio.
- Tirantes: son las piezas que unen las agujas, con el fin de solidarizar sus movimientos.
- Cerrojos de agujas: mantienen inmóviles la unión de aguja y contraaguja, evitando que se separen al paso de los trenes.

2) Cruzamientos:

Permiten realizar las intersecciones de carriles. Sus elementos son:

- La laguna: zona de discontinuidad de los carriles en la que el centro de la llanta no tiene punto de apoyo.
- Las patas de liebre: zona del cruzamiento en que se apoyan los extremos de las llantas de las ruedas del tren al llegar a la zona de la laguna. Sus extremos son abiertos, con el fin de evitar choques con las pestañas de las ruedas.
- Contracarriles: sirven de guía a las ruedas exteriores al cruzamiento cuando las otras ruedas pasan por la laguna. Tienen una longitud entre 3 y 5 metros y su altura es de 20mm, ligeramente superior a la de las vías. Sus extremos son abiertos, con el fin de evitar choques con las pestañas de las ruedas.
- Punta de corazón: es el punto de intersección de los dos carriles.
- Angulo de cruzamiento: dibujado en la figura con el valor "a". El valor de su tangente está comprendido entre 0.13 y 0.07.

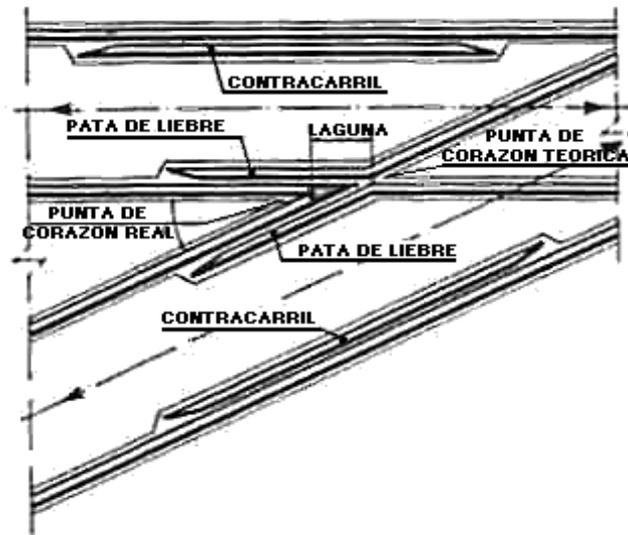


Figura 5: Componentes de un cruceamiento

3) Carriles de unión: Son los tramos que unen entre sí un cambio con un cruceamiento o dos cruceamientos [2].



2.3. TEORÍA DEL MOVIMIENTO EN FERROCARRILES.

Cuando hay una fuerza neta longitudinal F (resultante de la resistencia al avance, de la fuerza gravitatoria y de las fuerzas de tracción y frenado) sobre un tren (cuya masa es M) el tren cambia su velocidad, y lo hace de acuerdo con la segunda ley de Newton o principio fundamental de la dinámica:

$$F = M \cdot a$$

Si F se expresa en daN, m en toneladas y a en m/s^2 (unidades habituales en el estudio de la dinámica ferroviaria), la ecuación se convierte en:

$$F = M \cdot a \cdot 10^{-2}$$

Si la fuerza neta sobre el tren es positiva, entonces el tren aumenta su velocidad, pues la aceleración resulta mayor que 0; mientras que si la fuerza neta es negativa (porque la tracción es menor que la resistencia al avance o porque la fuerza del freno es mayor que la fuerza de la gravedad en la bajada) entonces la aceleración es negativa y el tren disminuye su velocidad.

Debe observarse que aunque el tren disminuya su velocidad, ello no significa que esté frenando, tan solo que las fuerzas retardadoras (entre las que el freno es sólo una más) son mayores que las fuerzas aceleradoras. Por ejemplo, puede estar subiendo una rampa fuerte traccionando, pero va perdiendo velocidad porque la rampa es muy fuerte. Cuando el tren aumenta (o disminuye) su velocidad, no sólo es preciso aumentar su velocidad de traslación en el sentido longitudinal de la vía, sino que además es necesario aumentar la velocidad de rotación de diversas masas que giran, y que lo hacen más deprisa cuando el tren circula a mayor velocidad. Entre estas masas giratorias están, por ejemplo, las ruedas, los ejes y los discos de freno.

Estas masas tienen que girar más deprisa cuando el tren se traslada más deprisa (y viceversa), por lo que es preciso dedicar parte de la fuerza neta disponible a acelerar (o frenar) angularmente estas masas giratorias. Como la relación entre la aceleración de traslación a , y la de rotación α de las masas rotatorias es:

$$\alpha = a / R$$

Considerando que el par motor (P_m) que se precisa para acelerar angularmente la masa giratoria, siendo R (m) el radio exterior de las ruedas motoras es:

$$P_m = F_{tg} \cdot R = I_p \cdot \alpha$$

Y como el momento de inercia polar de un eje es:

$$I_p = (1000 \cdot m_g \cdot r^2) / g$$

Se tiene que:

$$F_{tg} = (1000 \cdot m_g \cdot r^2 \cdot a) / R^2$$

Donde:

- I_p es el momento de inercia polar del conjunto giratorio, en $kg \cdot m^2$
- M_g es la masa del conjunto giratorio, en t



- r es el radio de inercia polar del conjunto, en m
- R es el radio de las ruedas motrices, en m.

Por tanto, teniendo en cuenta el efecto de la inercia de las masas giratorias, cuando se aplica sobre el tren una determinada fuerza neta en sentido longitudinal (resultante de los esfuerzos de tracción o de freno, de la resistencia al avance y de las fuerzas gravitatorias), se produce una aceleración:

$$a = \frac{F}{\left(M + \sum \left(M_{gi} \cdot x \cdot \frac{r_i^2}{R_i^2} \right) \right)}$$

Puede, por ello, concluirse señalando que a los efectos del cálculo de la aceleración o frenado del tren, la masa que debe considerarse es la masa real del tren (incluyendo su carga), M , más una masa adicional que es la suma de cada una de las masas giratorias (Mg) multiplicada por el coeficiente entre los cuadrados del radio de inercia polar y el radio de giro. Como este valor es fijo para cada tren o cada vehículo, en muchas ocasiones se convierte en un *coeficiente de masas giratorias* (cmg) que multiplica la masa real del tren. Son habituales valores de cmg del orden 1,045 a 1,07.

Sin embargo, debe observarse que si se pretende hacer los cálculos con detalle, si el tren va más cargado, la masa del tren aumenta, pero no por ello aumenta la masa giratoria equivalente, lo que es especialmente relevante en los trenes de mercancías, en los que la relación entre la masa en vacío y cargado es importante como para requerir que, en los cálculos, se emplee la masa del tren cargado.

Por ello, la forma correcta de realizar los cálculos (cuando ello sea pertinente) es sumar la masa giratoria equivalente del tren en lugar de multiplicar por el coeficiente asociado. Si no se conoce la masa giratoria equivalente, puede deducirse del valor del coeficiente dado por el fabricante que estará en relación con la masa nominal del vehículo (es importante conocer con claridad si la masa a la que se ha referido es masa en vacío o la masa a plena carga).

2.4. ESFUERZOS DE TRACCIÓN, FRENO Y RESISTENCIAS.

Casi todas las fuerzas longitudinales que actúan sobre un tren varían con la velocidad, por lo que es muy frecuente representar en un gráfico todas estas fuerzas en función de la velocidad. Cada tren se puede asociar a un gráfico en el que se representan:

- **Las curvas de tracción (esfuerzo de tracción-velocidad)**

Que suelen tener dos tramos: uno aproximadamente horizontal (con el esfuerzo limitado por la adherencia) y otro descendente (limitado por la potencia). Un mismo tren, según los grupos motores que tenga en funcionamiento, puede tener diferentes curvas de tracción.

- **Curvas de freno dinámico (o eléctrico) (esfuerzo de frenado de servicio velocidad)**

Que están también limitadas por la adherencia, existiendo diferentes curvas para las diferentes potencias de freno de un mismo tren.

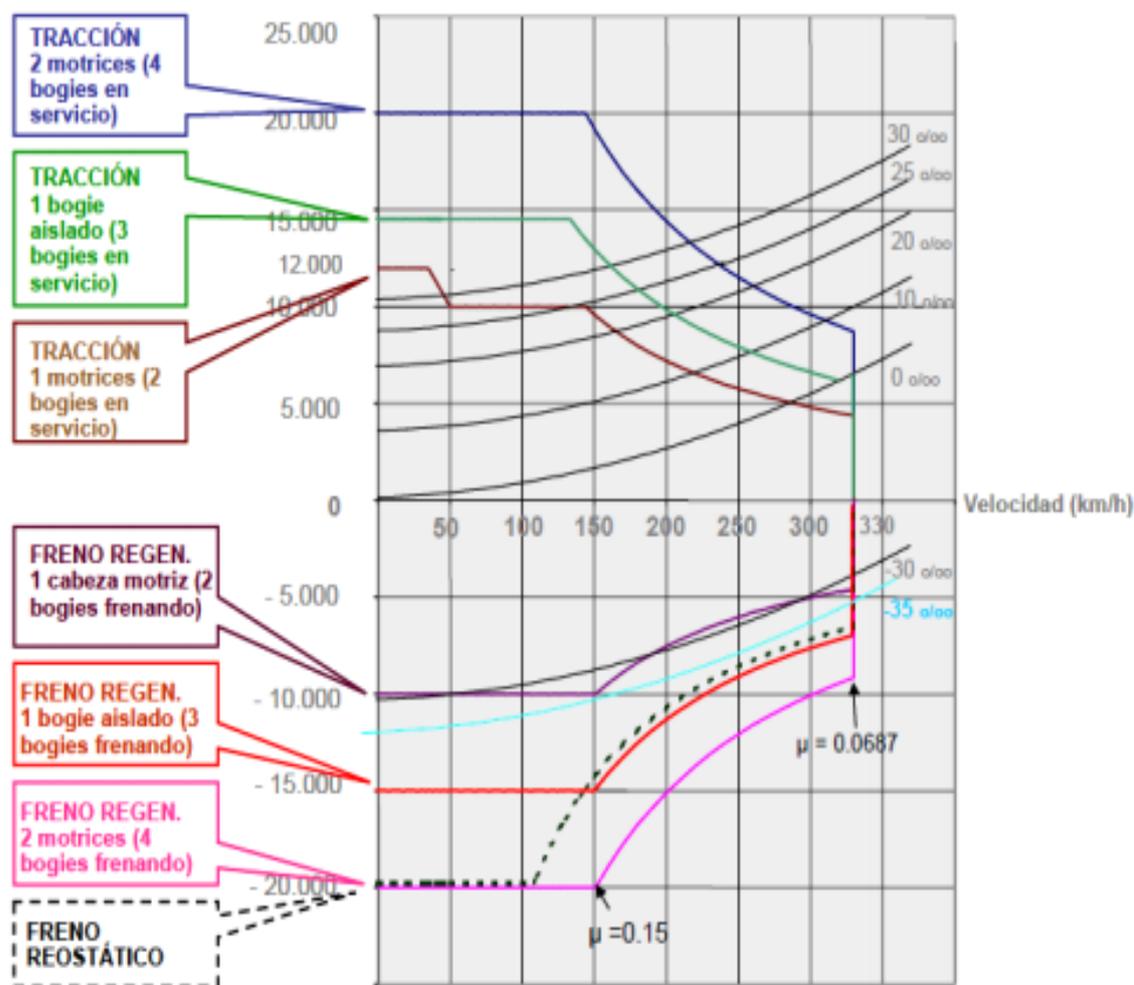


Figura 6: Esfuerzos de tracción y freno en un tren de alta velocidad.



• **Curvas de resistencia al avance**

Que son una familia de curvas paralelas, cada una de las cuales corresponde a una pendiente o rampa. Como quiera que la fuerza de la gravedad es proporcional a la masa y al valor de la pendiente, siendo la masa constante para un mismo tren, las distancias verticales en el gráfico, además de fuerzas, pueden representar pendientes, de forma que cada una de las curvas de resistencia al avance correspondiente a una pendiente está separada de otra (paralela correspondiente a otra pendiente) una cantidad fija que es proporcional a la diferencia de pendientes. Estas curvas se representan con valores negativos para facilitar la resolución gráfica de la ecuación del movimiento (es decir, la resistencia al avance es siempre negativa, pues se opone al movimiento del tren y su valor está representado en el eje de abscisas como si fuera positivo).

Cuando el tren está en tracción, la distancia vertical entre la curva de esfuerzo de tracción (que puede ser cualquier curva por debajo de la que representa el esfuerzo máximo) y la curva de la resistencia al avance (correspondiente a la pendiente o rampa en la que se encuentra) es la fuerza aceleradora del tren.

Por lo tanto, la velocidad máxima a la que puede circular el tren está gráficamente determinada por la intersección entre la curva del esfuerzo tractor máximo y la resistencia al avance en la rampa en que se encuentre.

3. LA FRACTURA MECÁNICA EN EL FERROCARRIL.

3.1. FENÓMENO DE LA FATIGA

Las fallas por fatiga son generalmente consideradas los tipos de fracturas más serias en partes de maquinaria simplemente debido a que las fracturas por fatiga pueden y efectivamente ocurren en servicio normal, sin sobrecargas excesivas, y bajo condiciones normales de operación. Las fallas por fatiga son serias porque ellas son pueden ocurrir sin avisar que algo está mal. Obviamente, si el servicio es anormal como resultado de sobrecarga excesiva, ambientes corrosivos, u otras condiciones, la posibilidad de fractura por fatiga se incrementa.

Considerar la definición de fatiga que es comúnmente aceptada: El fenómeno que conduce a la fractura bajo esfuerzos repetitivos o fluctuantes que tienen un valor máximo menor que la resistencia a la tensión del material. Las fracturas por fatiga son progresivas, iniciando en grietas diminutas que crecen bajo la acción de esfuerzos fluctuantes.

Esta definición se refiere a la fractura “bajo esfuerzos repetitivos o fluctuantes que tienen un valor máximo menor que la resistencia del material.” Esta es una de los aspectos más interesantes – y confusos – de la fractura por fatiga. Muchos cambios submicroscópicos tienen lugar en la estructura cristalina del metal bajo la acción de aplicaciones de cargas de bajo nivel, repetitivas. Estos cambios minúsculos en la estructura, como se sugiere en la segunda parte de la definición, puede progresar gradualmente para formar pequeñas grietas que pueden crecer hasta resultar en grandes grietas bajo cargas continuas cíclicas y que pueden conducir a la fractura de la parte o estructura. Una vez se inician, la fractura por fatiga puede propagarse por esfuerzos elevados y bajos ciclos o por bajos esfuerzos y elevados ciclos. La ruptura final puede tener características de modos de fractura frágil y/o dúctil, dependiendo del metal involucrado y las circunstancias de esfuerzo y medio ambiente.

3.1.1. PRUEBAS DE FATIGA EN LABORATORIO

La figura siguiente muestra un diagrama de fatiga (S-N) típico de pruebas de fatiga en un laboratorio de una viga rotatoria de metal ferroso de resistencia media.

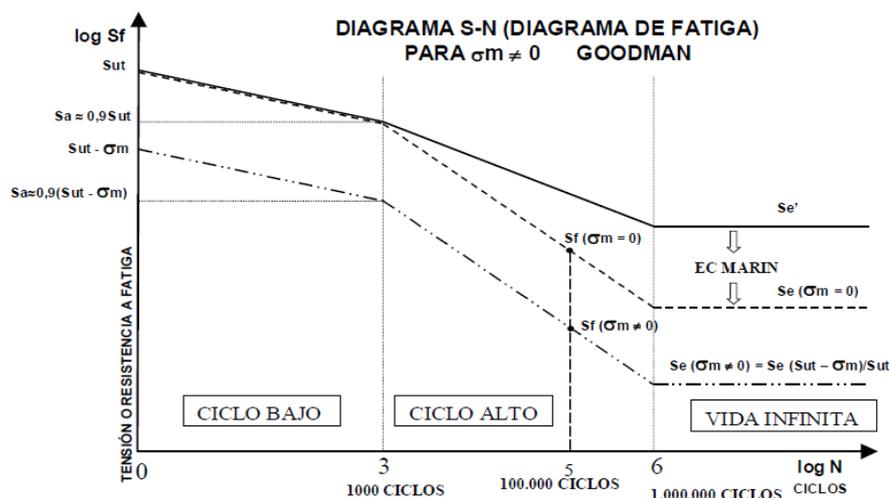


Figura 7: Diagrama S-N de una viga rotatoria de metal ferroso.

El eje horizontal consiste del número de ciclos de aplicación de la carga para causar fractura. Debido a los grandes números encontrados, esta escala es logarítmica, iniciando con uno a la izquierda y va hasta cinco, diez millones, ó aún mayores, dependiendo del metal

involucrado y el propósito de la prueba. Este tipo de diagrama es usualmente llamado un diagrama S-N (por Stress-Number), con la curva resultante la curva S-N.

La región bajo la porción inferior de la curva S-N es llamada la región de vida infinita, porque los elementos que son probados con esfuerzos bajo la curva deberían trabajar infinitamente; esto es, ellos deben tener vida infinita. La nivelación de la curva S-N es el límite de fatiga, característico de los metales ferrosos pero no para la mayoría de los metales no ferrosos. Sin embargo, la región a la izquierda de la curva S-N es llamada región de vida finita, debido a los elevados niveles de esfuerzos, los especímenes de prueba o partes eventualmente se fracturarán por fatiga. No debe permitirse que las grietas por fatiga en crecimiento excedan el tamaño crítico característico del metal y del estado de esfuerzo. Este es el propósito de la mecánica de fracturas: predecir el máximo tamaño de un defecto (grieta) que pueda ser tolerada en un metal dado sin causar fractura completa.

3.1.2. ESTADOS DE UNA FRACTURA POR FATIGA

La discusión anterior sugiere que existen tres etapas de la fractura por fatiga: iniciación, propagación y ruptura final. En realidad, esta es la manera que la mayoría de los autores se refieren a la fractura por fatiga, debido a que esta ayuda a simplificar un tema que puede llegar a ser excesivamente complejo.

Etapa 1: Iniciación.

Iniciación es la etapa más compleja de la fractura por fatiga y es la etapa más rigurosamente estudiada por los investigadores. Obviamente, si esta etapa puede ser prevenida, no habrá fractura por fatiga. Los cambios submicroscópicos referidos previamente son difíciles de visualizar, difíciles de describir y difíciles de comprender.

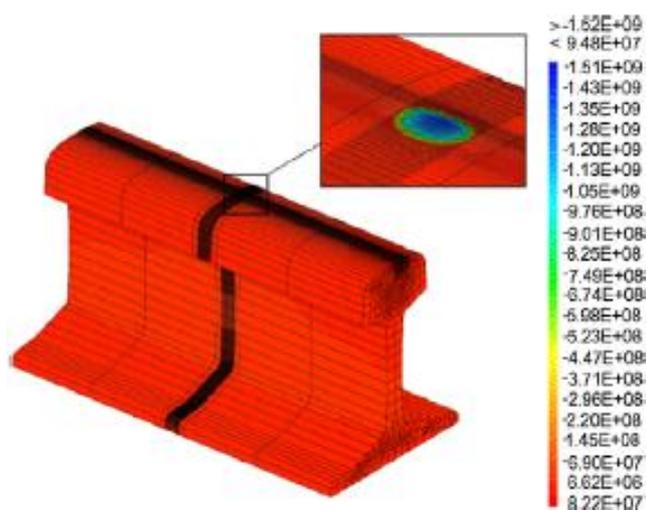


Figura 8: Iniciación de grieta en tramo recto sobre la superficie.

El factor más significativo sobre la etapa de iniciación de la fractura por fatiga es que los cambios irreversibles en el metal son causados por los esfuerzos cortantes repetitivos. La aplicación de una sola carga produce poco cambio, pero el efecto acumulativo de miles o millones de aplicaciones de carga produce muchos cambios microscópicos. Aunque cada uno es insignificante por sí mismo, el acumulado causa alteraciones muy significativas en unos pocos o muchos cristales que puede conducir a fractura por fatiga. En realidad, la acumulación de micro cambios sobre un gran número de aplicaciones de carga, llamado “daño acumulativo”, ha sido objeto de estudio por muchos años.

El sitio de iniciación de una fractura por fatiga dada es muy pequeño, nunca extendiéndose por más de dos a cinco granos alrededor del origen. En la ubicación de una severa concentración

de esfuerzo, el sitio de iniciación puede ser extremadamente pequeño y difícil de diferenciar de la subsiguiente etapa de propagación, o crecimiento de la grieta. Debe también reconocerse que puede existir cualquier número de sitios de iniciación. El número depende de la geometría de la parte así como del medio ambiente, esfuerzos, metalurgia y condiciones de resistencia. Algunos ejemplos simulados se exponen a continuación:

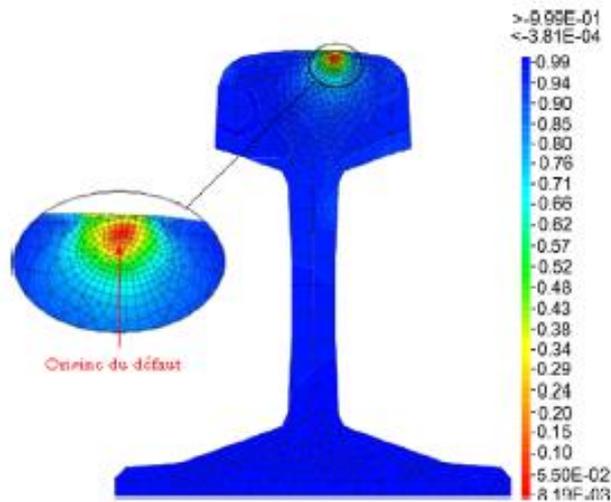


Figura 9: Iniciación de grieta desde el interior de la sección en tramo recto.

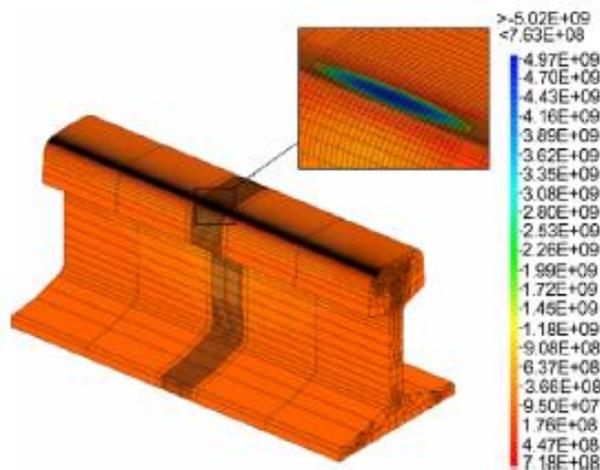


Figura 10: Iniciación de grieta en tramo curvo sobre la superficie.

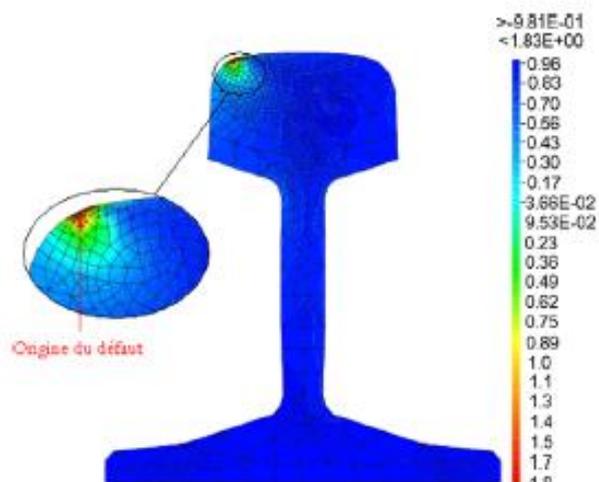


Figura 11: Iniciación de grieta desde el interior de la sección en tramo curvo.

Etapa 2: Propagación.

A medida que continúa la carga repetitiva, la dirección de las pequeñas grietas cambia de paralela a la dirección del esfuerzo cortante a la dirección perpendicular al esfuerzo de tensión.

Revisando, notaremos que el comportamiento dúctil es causado por componentes de esfuerzo cortante, mientras que el comportamiento frágil es causado por componentes de esfuerzo de tensión del sistema de esfuerzo

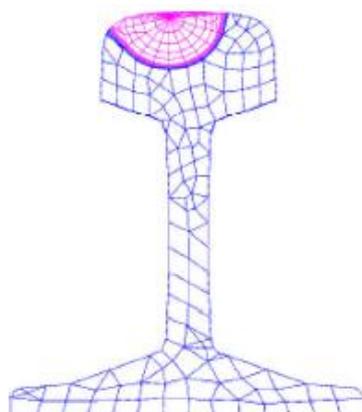


Figura 12: Propagación de la grieta en tramo recto.

La etapa de la propagación de la fatiga es usualmente el área más identificada de una fractura por fatiga. Después que la grieta original se forma, ésta se convierte en una concentración de esfuerzo extremadamente aguda que tiende a conducir la grieta aún más profunda en el metal con cada aplicación de esfuerzo de tensión, asumiendo que el máximo esfuerzo cíclico es de una magnitud suficientemente elevada para propagar la grieta. El esfuerzo local en la punta de la grieta es extremadamente elevado debido a la muesca aguda, y con cada apertura de la grieta, la profundidad de la misma avanza por una estriación bajo muchas (pero no todas) circunstancias. Las estriaciones son muy pequeñas, protuberancias con espacios pequeños entre ellas que identifican la punta de la grieta en algún instante en el

tiempo. Las estriaciones son normalmente visibles solamente a alta magnificación con la ayuda de un microscopio electrónico.

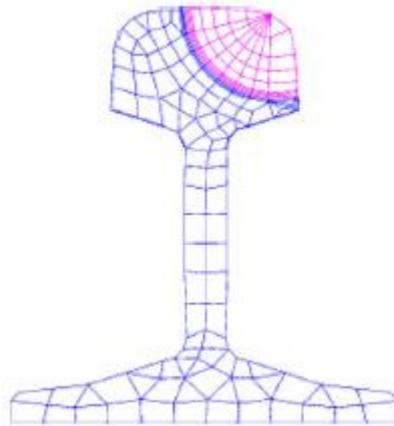


Figura 13: Propagación de la grieta en tramo curvo.

Etapas 3: Ruptura Final.

A medida que continúa la propagación de la grieta por fatiga, gradualmente reduciendo el área de la sección transversal de la parte de prueba, ésta eventualmente debilita dicha parte tanto que al final, la fractura completa puede ocurrir con solamente una sola aplicación de carga adicional. Esta es la etapa 3, fractura. Desde un punto de vista técnico, esta es la etapa de la fractura más fácil de comprender. Actualmente, la etapa 3 no es fatiga debido a que el modo de fractura puede ser dúctil o frágil (con apertura, o quizás intergranular, fractura superficial) o cualquier combinación, dependiendo del material involucrado, el nivel de esfuerzo y el medio ambiente. Sin embargo, el analista de falla debe prestar una atención cuidadosa al tamaño, forma y ubicación del área de fractura final debido a que ésta puede ser determinante en la comprensión de la relación entre los esfuerzos sobre la zona y la resistencia de la zona a estudio; ésta también puede indicar esfuerzos no uniformes.

A continuación se muestra la visión general sobre la fractura mecánica de los componentes más relevantes dentro de un ferrocarril. En dicho apartado se abarcan componentes esenciales que deben ser estudiados a conciencia para la seguridad de los viajeros, como son los ejes, las ruedas y los raíles [3].

3.2. FRACTURAS MECÁNICAS EN COMPONENTES FERROVIARIOS

3.2.1. RUEDAS DE FERROCARRIL

El crecimiento de la grieta a fatiga en ruedas nos puede llevar a la pérdida de una parte de la rueda (“spalling”), o una extensión de la grieta radialmente con la consecuencia de la pérdida de presión entre rueda y eje.

El resultado puede dañar raíles y traviesas u otros componentes del vehículo, hasta un fatídico descarrilamiento. Con respecto al inicio de grieta a fatiga hay que distinguir entre ruedas con autoblocante, y ruedas con freno de disco.

Ruedas con autoblocante: El inicio de la grieta superficial en estas ruedas es debido a cargas térmicas cíclicas, las cuales surgen durante la frenada. La frenada de dichas ruedas está sujeta a un calor periódico debido a la fricción con las zapatas y la correspondiente refrigeración. Un ejemplo de este tipo de cargas térmicas se muestra en la siguiente figura, donde se puede ver el calor y refrigeración en este tipo de ruedas.

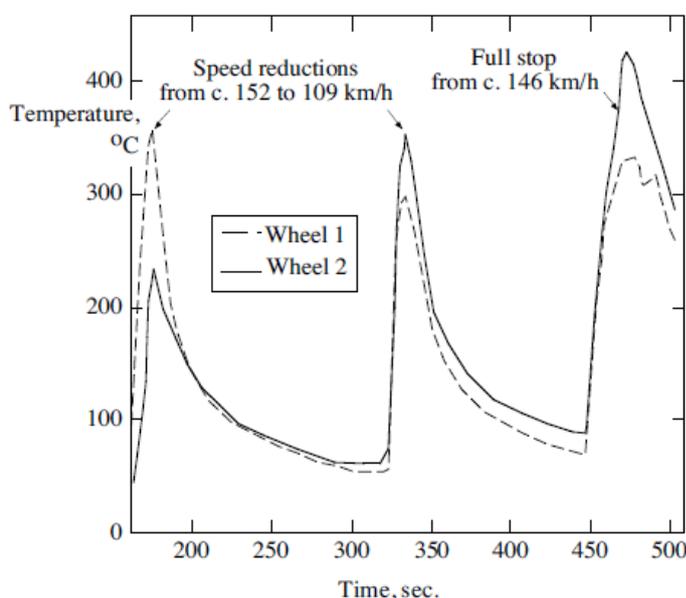


Figura 14: Gráfica “Temperatura vs. Tiempo” para ruedas sometidas a cargas térmicas intermitentes.

Notar, que tanto el calor como la refrigeración ocurren de forma no uniforme a lo largo de una circunferencia, concentrándose en las llamadas zonas calientes. En estos puntos la temperatura se puede incrementar del orden de 540°C.

Las consecuencias de estos episodios de calor son tensiones térmicas de valores de alrededor de 465MPa, transformación local de micro estructura perlítica a martensítica asociada con la expansión térmica y las tensiones residuales en la llanta.

Las grietas a fatiga se originan predominantemente en sitios de a los estados de tensiones residuales, las cuales surgen en el bisel, en la banda de rodamiento y en las fijaciones de la llanta. Hay, sin embargo, casos donde las grietas fueron observadas desde otras localizaciones como el flanco de la rueda o en ramas secundarias. A veces estas grietas crecen algunos mm dentro del material de la rueda antes de desviarse a la superficie, causando de esta forma la pérdida de una parte de la banda de rodadura. También pueden, sin



embargo, propagarse en dirección radial, dañando la sección completa de la rueda en cuyo caso, y de forma extrema, puede causar la catastrófica rotura de la rueda.

Ruedas con freno de disco: En las ruedas de este tipo las grietas superficiales se desarrollan debido a fuerzas elevadas de tracción, un fenómeno que es, sin embargo, muy restrictivo a altas velocidades de operación. En la zona de contacto se desarrollan deformaciones plásticas combinadas con generación de tensiones residuales y endurecimiento de material. A niveles altos de carga, no hay registrado un comportamiento elástico. En cambio, cada nuevo ciclo de carga incrementa la plasticidad y eventualmente la deformación acumulada excede la ductilidad del material, fenómeno conocido como “ratcheting” (sonido de traqueteo en el componente).

Las grietas internas se inician bajo la banda de rodadura en imperfecciones de material como inclusiones no metálicas o por roturas de la micro estructura perlítica, normalmente entre 3 y 5 mm bajo la superficie rodante, coincidente con la región de tensión más elevada de un análisis elástico. El inicio de grietas internas requiere niveles de carga elevados, introducidas por ejemplo por impactos debido a irregularidades del terreno o juntas de vías. Como las grietas superficiales, las internas inducidas se pueden propagar en paralelo, o en un ángulo inclinado a la superficie de la rueda. En cierto punto pueden, sin embargo, bifurcarse hacia la superficie y/o en dirección radial. La segunda alternativa incluye el peligro de fallo catastrófico. Los fallos internos son potencialmente más peligrosos que los producidos en la superficie de forma inducida por una extensión de la grieta longitudinalmente antes del desprendimiento.

Toda forma de fallo de metal asociado con ciclos repetitivos de carga se conoce normalmente como **fatiga de contacto en rodaje** o **RCF** (por Rolling Contact Fatigue) [7], como abreviaremos a este fenómeno de ahora en adelante y del que hablaremos más en profundidad posteriormente. Mucho se ha trabajado acerca de este tema, refiriéndose principalmente a la fase de inicio de grieta como el intervalo dominante para un diseño de durabilidad. La aplicación de fractura a RCF de ruedas es encontrarse con problemas que son más que un cálculo común de tolerancia de daños. *Ekberg* provee una serie de problemas. Entre ellos se destacan los siguientes:

- La carga causa estados de tensión multiaxial con la principal dirección de tensión en un punto fijo del material rotando durante el ciclo de carga.
- Las componentes tensionales están desfasadas.
- Debido a la limitación de tensiones bajo el contacto, las zonas de grietas se propagan principalmente en estados II y III.
- La fricción entre caras opuestas de la grieta es típico de un modo mixto de propagación y juega un papel importante en la extensión de la grieta, la cual es difícil de cuantificar.
- La extensión de la grieta ocurre bajo cargas de compresión predominantemente, mientras que los métodos de predicción basados en la **Ley de Paris** han sido desarrollados y validados para una tensión de carga.
- Las sobrecargas ocasionales pueden acelerar la extensión de la grieta.
- Por las altas cargas de rotura iniciales, el incremento de efectos de plastificación en la punta de la grieta no puede ser despreciado, lo que significa que la aplicación del factor común de intensidad de tensión es cuestionable.

Con respecto al crecimiento de la grieta a fatiga hay siempre una influencia de lubricantes, como puede ser el agua. En una rueda giratoria la grieta se abre justo antes de que la carga de contacto alcance la punta de grieta. La grieta está rodeada con el líquido existente en su entorno por acción de capilaridad. Cuando la carga de contacto va a más, el fluido se mete dentro de la grieta a causa del cierre de la punta de ésta. No queda claro cuál es el efecto tras el lubricante. Una posible explicación es que se forma un “mecanismo de presión hidráulica”, es decir, el fluido dificulta a la grieta alargarse completamente. Otro punto de vista puede ser que la grieta con las caras lubricadas puede propagarse más fácilmente en modo II por la reducción de fricción de dichas caras.

Un breve resumen de la aplicación de fractura a los dos tipos de ruedas se puede ver gráficamente en la siguiente figura, donde aparece el efecto de carga mixta en vida residual en la sección de la rueda.

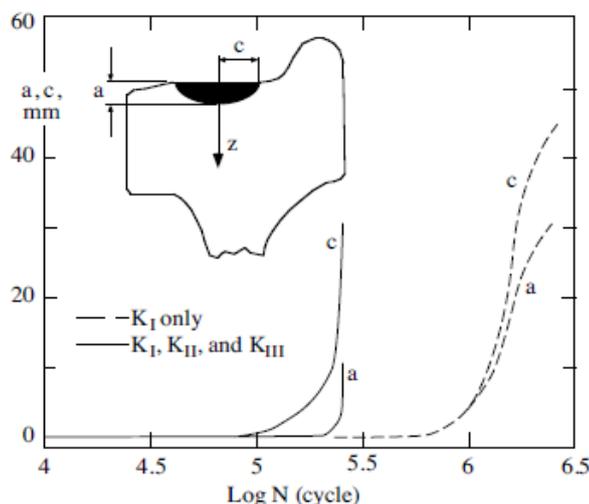


Figura 15: Efecto de carga mixta sobre la rueda y cómo varía el desgaste con el número de ciclos.

3.2.2. VÍAS DE FERROCARRIL

La fractura y fatiga de vías es una cuestión más compleja. Se debe distinguir entre raíles de tramos rectos y tramos en curva, tramos que raíles que operan en un sentido de marcha o en ambos, extremos soldados (juntas), cambios de vía, etc. Diferentes aspectos como las complejas altas cargas variables, tensiones secundarias y cambios de estaciones meteorológicas se han tenido que someter a estudio. Se explicarán los defectos producidos en esta zona más adelante.

3.2.3. CARGA EN VÍAS

Los raíles están sujetos a componentes de tensión primaria y secundaria. La siguiente ilustración muestra una configuración primaria típica. La carga debida a la rueda es aplicada a la vía como una tensión de flexión (σ_b), una tensión axial (σ_m) y una presión Hertziana (p), por el contacto al rodar. La flexión surge de la carga estática y su magnificación dinámica por el tren en movimiento. La total magnitud también depende de la calidad del terreno. Normalmente, diferentes tipos de vehículos con cargas distintas en el eje operan en una vía.

Los defectos en la superficie de contacto con la rueda como pueden ser juntas, descensos del perfil y giros e irregularidades de la propia rueda como picos en llanta o ausencia de redondez pueden jugar un papel fundamental. Las tensiones axiales surgen de irregularidades estructurales del terreno y pos las aceleraciones y deceleraciones del tren durante la marcha y paro. La carga debido al contacto de rodadura es similar a lo estipulado para ruedas y juegan un papel más importante en la fase inicial de la propagación de la grieta. Hay que recordar que existe una carga adicional en dirección lateral especialmente en tramos de curva y en cruces. Estas fuerzas también se magnifican dinámicamente con el incremento de la velocidad del tren. Para trenes equipados con tecnología de inclinación, las irregularidades locales del terreno, en particular las curvas de radio pequeño, toman mayor importancia respecto de la carga lateral incrementándose en la vía y en el bogie. La principal carga para los cambios de vía es la flexión lateral horizontal.

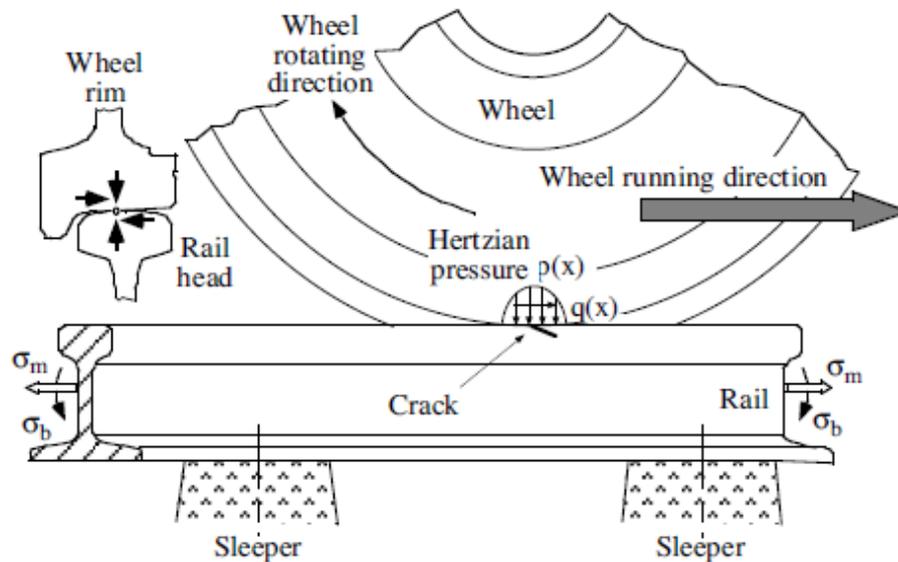


Figura 16: Cargas producidas en el contacto de la rueda con un tramo de vía.

Las cargas primarias están superpuestas con las secundarias, las cuales por naturaleza, son tensiones residuales y térmicas. Un tramo de vía se instala en una determinada temperatura ambiental, por ejemplo primavera u otoño. Ya que los raíles fijos o empotrados no pueden elongarse o contraerse con los incrementos y reducciones de temperatura, las diferencias de temperatura ambiental producirán esas tensiones térmicas axiales. Estos estados tensionales aparecen con tensiones bajas de compresión y temperaturas elevadas. Las tensiones residuales en las vías se introducen por diferentes mecanismos. Primeramente provienen de un proceso de fabricación, con tratamientos térmicos y laminación. La máxima tensión axial, alrededor de 200MPa, ha sido medida en línea vertical desde el centro bajo la superficie de rodadura del raíl y en el apoyo del raíl, mientras que en otras regiones de la sección del raíl se caracterizan por tensiones residuales de compresión. La distribución de la tensión residual en la cabeza del raíl se ilustra en la figura siguiente:

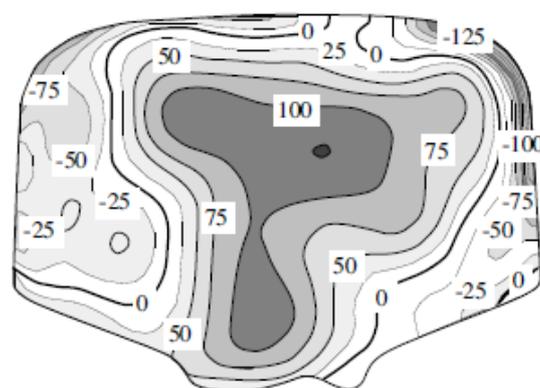


Figura 17: Distribución de tensiones sobre la sección de la cabeza de vía.

En servicio, el contacto raíl-rueda causa plegado en una fina capa en la superficie de contacto. Las medidas de micro dureza muestran que la cabeza del raíl se hunde una profundidad de 2,5mm. Por este motivo las tensiones residuales se redistribuyen. Los picos

originales del estado de tensión en el caso de la superficie rodante se minimizan significativamente e incluso se reemplazan por tensiones residuales de compresión en la misma superficie. Un caso especial de tensiones residuales se da en las juntas soldadas de vías. Hay que anotar que los perfiles de tensiones residuales en los procesos de fabricación pueden ser alterados totalmente mediante los recubrimientos.

Desde que se vio que las condiciones de carga en la banda de rodadura de la rueda y la superficie del raíl tienen características comunes la apariencia de las grietas es también similar. Las grietas pueden ser inducidas en la superficie o bajo ella. Se inician debido a fuerzas altas de tracción en vías de alta velocidad y se propagan bajo la influencia de un lubricante en un ángulo inclinado al sentido de movimiento de la carga aplicada para raíles que trabajan en un sentido. Los ramales transversales conducirán a la completa fractura del raíl. Las grietas internas a la superficie se dice que se inician bajo una esquina a 10 o 15 mm de la superficie de rodadura. Se ha visto como los lubricantes como el agua también son necesarios en la propagación de grietas por RCF. El efecto es similar para lo descrito en ruedas.

3.3. TIPOS DE DEFECTOS EN VÍAS

Existen tipos de defectos importantes como “shellings”, “head checks”, “squats”, “sliding points” (por lo general son grietas superficiales con formas diferentes de propagación y formación). Errores de superficie como “squats”, “headchecks” y “shellings” normalmente son el resultado de desprendimiento de pequeños fragmentos de material en la superficie de la vía. A continuación se muestra un ejemplo ilustrado de los defectos más comunes [25].

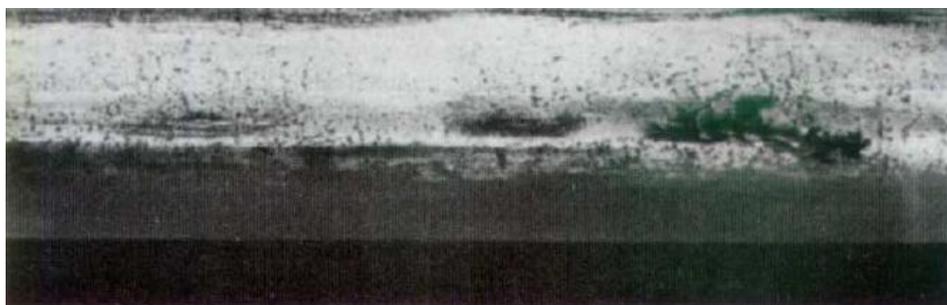


Figura 18: “Shelling” con motas alargadas irregulares.



Figura 19: "Shelling" con agrietamiento en la superficie.



Figura 20: "Head checks" con calidad 900A.



Figura 21: "Squat" común en raíl.



Figura 22: "Sliding point" con forma ovalada.



Figura 23: “Sliding point” con extensión de lado.

También pueden, sin embargo, desarrollarse en grietas transversales las cuales en su propagación causan la fractura total de una vía. Las grietas transversales en cambios de vía tienen su origen en la superficie del raíl, pero no en la cabeza de éste, sino en la esquina del apoyo. Los puntos iniciales son huecos de corrosión o reparaciones del terreno. Estas grietas cercanas a la superficie son un nuevo y serio problema mezclado con las altas velocidades de operación. Para cubrir las demandas en aumento de mayores cargas axiales y dinámicas los aceros de vías presentan mucha más resistencia con la desventaja que la capa de superficie no es lo suficientemente larga para impedir pequeñas grietas que se extienden en el interior.

Modelizar grietas superficiales es algo complicado debido a factores como modos mixtos de carga bajo *RCF-Fatiga por Contacto de Rodaje*- la fricción de las caras de la grieta, incitación del fluido, cargas multiaxiales y otros factores. Las grietas muy pequeñas pueden ser modelizadas sólo por facturas mecánicas elásticas/plásticas y/o daños mecánicos.

Pero también respecto a grietas más grandes siguen los problemas. Uno de esos es que las condiciones de carga de la vía no son proporcionales y van en desfase. El estado de tensión estático resultante de tensiones térmicas y residuales se superpone por tensiones transitorias al pasaje consecutivo de las ruedas del tren.

Como secuencia ilustrada nos fijaremos en la siguiente figura. Notar que el modo I de carga es demasiado pequeño para responsabilizarse de una propagación de la grieta. En cambio, el modo II de factor de intensidad de tensión muestra una magnitud significativa, por lo que debemos controlar la fatiga a este nivel [4,9].

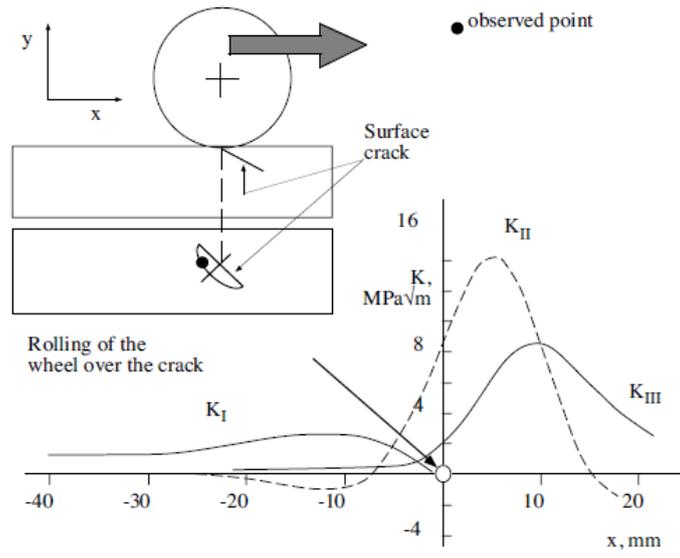


Figura 24: Rodaje de una rueda sobre una superficie agrietada.



4. MECÁNICA DEL FERROCARRIL. EL BOGIE Y SUS ELEMENTOS

4.1. INTRODUCCIÓN

La principal diferencia entre un vehículo sobre raíles y otros tipos de vehículos con ruedas es el guiado del mismo sobre la vía. La superficie de los raíles no solo soporta las ruedas, sino también las guía en dirección lateral. Los raíles y desvíos hacen cambiar la dirección de las ruedas y esto determinará la dirección de desplazamiento del tren.



Figura 25: Tren modelo 9000 de Metro.

En cuanto a la cantidad de vagones y tamaño del tren, éste puede variar en función de la utilización y servicios que proporciona. La configuración base consta de una unión de cuatro vagones, con la posibilidad de añadir o quitar coches intermedios. En la siguiente figura se aprecia las diferentes configuraciones posibles que se pueden encontrar.

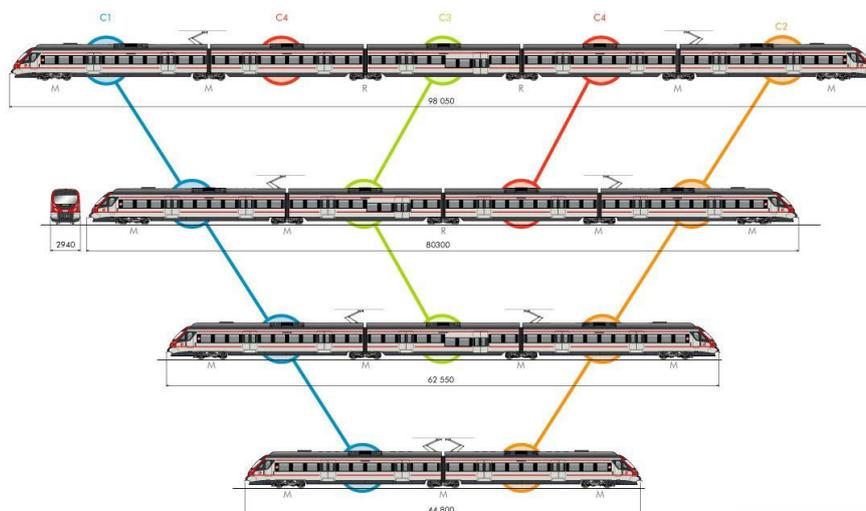


Figura 26: Diferentes configuraciones de trenes en función de la cantidad de coches.

En función de cuántos vagones contenga un modelo de tren, se distribuirán los bogies (elementos del tren que se encargan de mover el conjunto sobre las vías, como se explicará posteriormente) de tal forma que unos serán componentes motores, y otros de remolque. Su configuración respecto a esta cualidad es de la siguiente forma [12].

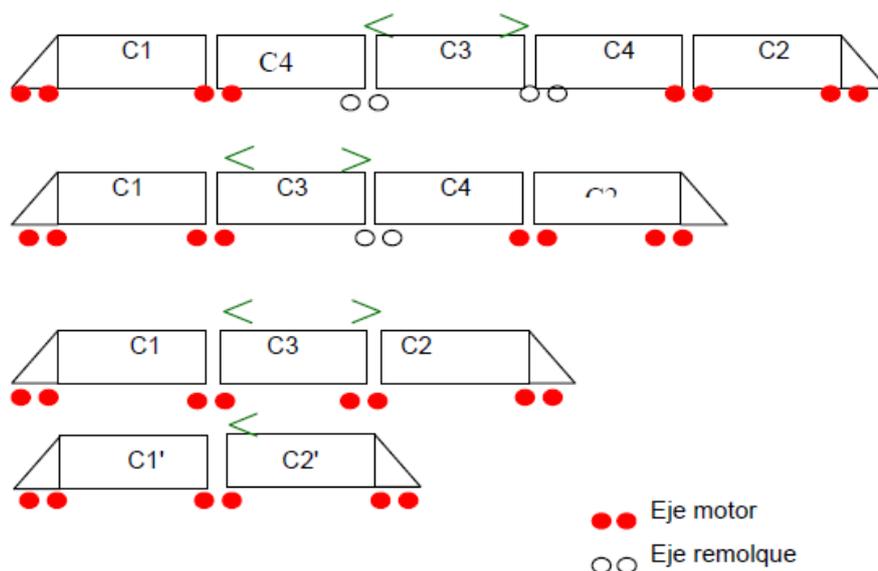


Figura 27: Configuración de bogies motores y remolques.

4.2. EL TREN DE RODADURA. EL BOGIE Y SUS ELEMENTOS.

El tren de rodadura es el sistema que proporciona un movimiento seguro del vehículo a lo largo de la vía. El tren de rodadura incluye componentes como juegos de rueda con cajas de grasa, suspensión elástica, frenos, y el mecanismo encargado de transmitir fuerzas de tracción y frenada al vagón. Sus principales funciones son:

- Transmisión y equalización de la carga vertical desde las ruedas del vehículo a los raíles.
- Guiado del vehículo a lo largo de la vía.
- Control de las fuerzas dinámicas debidas al movimiento sobre irregularidades en la vía, en curvas, desvíos y después de impactos entre trenes.
- Absorción eficiente de oscilaciones excitadas.
- Aplicación de fuerzas de tracción y freno.

Dependiendo del tren de rodadura, los vehículos pueden ser descritos como trenes de mercancías o de pasajeros. En vehículos destinados a mercancía, la suspensión, los frenos, y el equipamiento de tracción son montados sobre la estructura del vagón. Las fuerzas de tracción y frenada son transmitidas a través de barras estabilizadoras de tracción o por las guías de la caja de grasa. Convencionalmente los vehículos de dos ejes generarán mayores fuerzas en curvas cerradas que su vehículo con bogie equivalente; además su longitud es limitada.



Los trenes de rodadura montados en una estructura separada que permita el movimiento relativo al cuerpo del vehículo es lo que se conoce como bogie. El número de juegos de ruedas que se unan clasifican los bogies. El tipo más común es el bogie de dos ejes, aunque también se encuentran muchos de tres y cuatro ejes, éstos últimos en locomotoras.

Anteriormente, los bogies simplemente permitían al tren de rodadura moverse en un plano horizontal relativo al cuerpo del vehículo, lo que posibilitaba que los juegos de ruedas tuvieran ángulos de ataque menores en curva. En los bogies modernos, la estructura del bogie transmite todas las fuerzas longitudinales, verticales y laterales entre los vagones y los juegos de rueda. La estructura monta también equipamiento de frenada, mecanismos de tracción, suspensiones y amortiguadores. Pueden incluir también dispositivos de inclinación, mecanismos de lubricación para el contacto rueda-vía y mecanismos que satisfacen el posicionamiento radial de los juegos de rueda en curvas.

Los vehículos con bogies normalmente son más pesados que los demás vehículos con dos ejes. Sin embargo, el diseño de los trenes con bogies es a menudo más sencillo que los demás vehículos de dos ejes y proporciona más fiabilidad y beneficios de mantenimiento.

Estudiemos más en profundidad los elementos que componen un bogie en los siguientes apartados:

4.2.1. JUEGO DE RUEDAS

Un juego de ruedas se compone de dos ruedas conectadas rígidamente por un eje común. El juego de ruedas es soportado por los rodamientos montados en cojinetes.

El juego de ruedas proporciona:

- La distancia necesaria entre el vehículo y la vía.
- La orientación que determina el movimiento sobre los raíles, incluyendo curvas y desvíos.
- El medio de transmisión de fuerzas de tracción y frenada a los raíles para acelerar y decelerar el vehículo.

El diseño del juego de ruedas depende de:

- El tipo de vehículo, pudiendo ser tractor o de arrastre.
- El tipo de sistema de frenada usado (discos de zapata, de disco en el eje, o de disco en la rueda).
- La construcción del centro de la rueda y el posicionamiento de los rodamientos en el eje (interiores o exteriores).
- El deseo de limitar las fuerzas de vibración elevadas usando elementos elásticos entre el centro de la rueda y la zona rodante.

A pesar de la variedad de los diseños, todos ellos poseen dos características comunes: la conexión rígida de las ruedas sobre el eje y el perfil de rueda.



Figura 28. Juego de ruedas en revisión en banco de ensayo.

En las curvas, el raíl exterior tendrá mayor radio que el interior. Esto significa que una rueda cilíndrica realizará mayor recorrido que una rueda que vaya por el interior. Como el movimiento de las ruedas exteriores e interiores tienen que tener el mismo número de rotaciones por unidad de tiempo, dicho movimiento no puede darse con una rodadura pura. Para hacer que las distancias recorridas por las dos ruedas sean iguales, una de ellas o ambas podrían “deslizar”, a pesar de que incrementa la resistencia a rodadura y causa desgaste de ruedas y vías. La solución es mecanizar la superficie rodante de las ruedas en un perfil cónico con un ángulo de inclinación δ hacia el eje del juego de ruedas.

La posición del punto de contacto cuando el juego de ruedas está en una posición central en las vías determina el llamado “tape circle”, donde se mide el diámetro de la rueda. En el lado interno de la rueda, el perfil cónico tiene un flanco que previene de descarrilamientos.

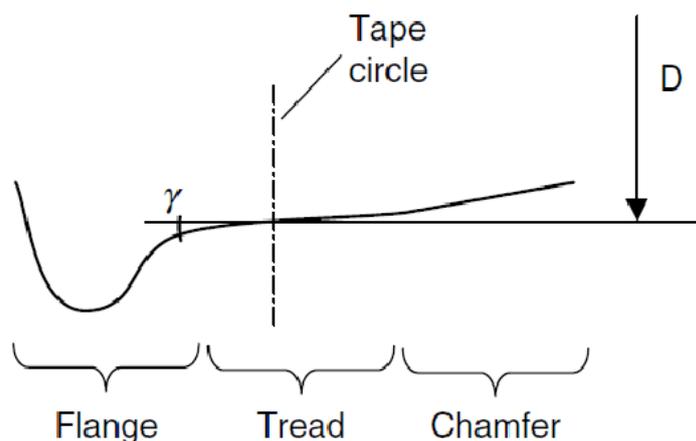


Figura 29: “Tape Circle”: Punto de contacto central rueda-vía.

Un juego de ruedas con perfiles cónicos se moverá lateralmente en una curva de forma que la rueda exterior ruede en un radio mayor que la rueda interior. Hay que decir que para cada radio de curva solamente existe un valor de conicidad que elimine el deslizamiento. Las



administraciones de ferrocarriles normalmente especifican los perfiles de rueda permisibles para sus infraestructuras y el grado de desgaste límite para proceder a su sustitución.

A pesar de la variedad de perfiles de rueda, tienen algunas características en común. El ancho del perfil oscila normalmente entre 125-135 mm y la altura del flanco para los vehículos está entre 28-30 mm. El ángulo de inclinación del flanco se encuentra normalmente entre 65 y 70 grados. En las inmediaciones del “tape circle” la conicidad es 1:10 o 1:20 en rodajes estandarizados. Para rodajes de alta velocidad, la conicidad disminuye sobre 1:40 o 1:50 para evitar lo que se conoce como “hunting”, oscilación producida durante el movimiento del vehículo causado por la conicidad, de la cual depende la estabilidad del tren. Dicho fenómeno surge por la interacción de fuerzas de adhesión y de inercia. A velocidades bajas, se favorece la adhesión pero, a medida que la velocidad se incrementa, las fuerzas de adhesión y de inercia llegan a ser semejantes en magnitud y la oscilación aparece a velocidad crítica. En esta velocidad cuando el movimiento puede llegar a ser violento y dañar vías y ruedas, lo que puede provocar en algunos casos descarrilamiento.

Para perfiles cuya forma no es puramente cónica (ya sea por diseño o por desgaste sufrido en servicio), se aplica el término de conicidad equivalente. Dicha conicidad se calcula como la variación de los radios de rodaje entre dos veces el desplazamiento del juego de ruedas.

$$y_{eq} = \Delta R / 2y$$

Es importante comentar que la diferencia de los radios de rodaje es una función dependiente de la rueda y la forma de la vía, y por tanto el perfil de rueda por sí mismo no puede ser descrito como un elemento con conicidad equivalente.

Como el desgaste de ruedas, la forma del perfil puede variar significativamente dependiendo de un gran número de factores. Dentro de estos se incluye el perfil de curvatura de la ruta, el diseño de suspensión, el nivel de fuerzas de aceleración y frenada aplicadas, la medida del perfil de vía y el régimen de lubricación. El desgaste de la zona de rodaje incrementará la altura del flanco y eventualmente podría causar defectos. Si el desgaste de esta zona provoca que el perfil se vuelva excesivamente cóncavo los fallos por estrés podrían presentarse en la zona externa de la rueda y la vía lo que se conoce como un fallo de falso flanco. El desgaste del flanco llevaría a un incremento del ángulo de flanco y una reducción del grosor del mismo. En condiciones extremas estos fallos pueden provocar un riesgo de descarrilamiento. Los perfiles de rueda son generalmente restaurados a su forma original mediante un torno específico para ruedas. Normalmente se suele llevar a cabo sin la necesidad de retirar el juego de ruedas entero del vehículo.

Así también, las condiciones de contacto pueden llegar a variar considerablemente dependiendo de la forma de la rueda y los perfiles de vía. Se suelen dar tres casos, con un punto de contacto, con dos puntos de contacto, o con superficie en contacto. El primer caso se desarrolla entre la conicidad del perfil de las ruedas y la zona redondeada del perfil de la vía. Las ruedas se desgastan rápidamente obteniendo la forma de la vía. Si el caso que aparece es con dos puntos de contacto, la rueda toca adicionalmente la vía con su flanco. En este caso, el rodaje tiene dos puntos en contacto con radios diferentes lo que provoca un desplazamiento intenso y rápido desgaste del flanco. El tercer y último caso se manifiesta cuando el perfil de rueda y el lado ancho de la cabeza del raíl se desgastan hasta tal punto que el radio en los alrededores de la zona de contacto llega a ser muy similar.

4.2.2. CAJAS DE GRASA

La caja de grasa es el mecanismo que permite al juego de ruedas rotar montando en ella el alojamiento para los rodamientos y también el montaje de la suspensión primaria para fijar el juego de ruedas al bogie o a la estructura del vehículo.

La caja de grasa transmite fuerzas longitudinales, laterales y verticales desde el juego de ruedas al resto de elementos del bogie. Están clasificadas acordes a:

- La posición en el eje dependiendo si el montaje es exterior o interior.
- El tipo de cojinete usado, pudiendo ser planos, cónicos, esféricos.

La forma externa de la caja de grasa está determinada por el método de conexión entre la caja y la estructura del bogie con intención de lograr que la distribución de fuerzas sea uniforme en el cojinete. La construcción interna de la caja de grasa está determinada por el cojinete y su método de sellado.

El principal factor que determina la construcción de una caja de grasa es la forma en la que se experimentan las fuerzas axiales y la distribución de carga entre los rodamientos.

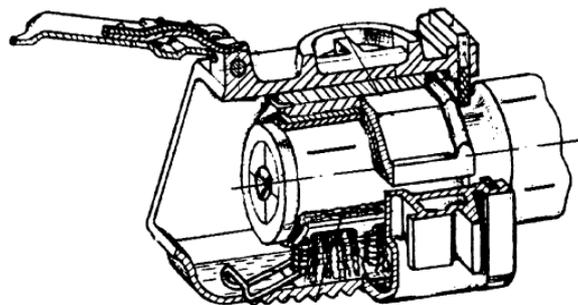


Figura 30: Modelo de caja de grasa seccionada.

En el capítulo siguiente se profundizará más acerca de las cajas de grasa para trenes, diferentes tipos según su uso y carga, tipo de rodamientos utilizados, etc.

4.2.3. RUEDAS

Las ruedas y los ejes son las partes más críticas de un tren de rodaje. Un fallo mecánico o un exceso en las dimensiones del diseño pueden causar un descarrilamiento. Las ruedas se clasifican en sólidas, de neumático y tipos de ensamblados como muestra la figura siguiente.

Las ruedas sólidas tiene tres elementos muy importantes: la llanta, el disco y el cubo, diferenciándose en su mayoría en la forma del disco.

Las ruedas neumáticas tienen un neumático encajado al disco de la rueda que puede ser retirado y reemplazado cuando llega a su límite de uso.



Las ruedas pueden tener discos lisos, cónicos, en forma de S, de radio o corrugados si se visualizan desde su sección. Un disco liso reduce el peso de la construcción y puede elegir la forma de tal forma que el grosor del metal corresponda con el nivel de esfuerzos locales. Los discos cónicos y en forma de S ofrecen mayor flexibilidad a la rueda, y reducen las fuerzas de interacción entre las ruedas y las vías. Los discos corrugados presentan mejor resistencia a la flexión lateral.

El deseo de reducir las fuerzas de interacción entre la rueda y la vía reduciendo la masa no suspendida ha dado paso al desarrollo de ruedas elásticas que incorpora una capa de material con un módulo de elasticidad bajo (caucho, poliuretano). Dicho material ayuda a atenuar las fuerzas de frecuencias altas actuando en la superficie rueda-vía.

La mejora en la fiabilidad de los rodamientos suscita interés en la rotación de ruedas con independencia del eje, debido a que se eliminaría masa no suspendida del vehículo. Por desvinculación de las ruedas, la independencia de rotación del juego de ruedas inevitablemente elimina la mayoría de fuerzas de dirección. Este tipo de juego de ruedas ha encontrado su aplicación para la medición de rodajes variables con transiciones rápidas de un ancho a otro de vía, o en transportes urbanos por vías donde el nivel al suelo debe ser bajo.

4.2.4. SUSPENSIÓN

La suspensión es el conjunto de elementos elásticos, amortiguadores y componentes asociados que conectan los juegos de ruedas al vagón.

Si el bogie tiene una estructura rígida, la suspensión normalmente consiste en dos etapas: una suspensión primaria que conecta los juegos de rueda a la estructura del bogie y una secundaria entre la estructura del bogie y una barra perpendicular de carga, o entre el bogie y el vagón. En el caso de bogies que no son fijos, solamente disponen de una suspensión. La zona donde se encuentra la suspensión primaria se conoce como “suspensión de caja de grasa”. La zona donde encontramos la suspensión secundaria se define como “suspensión central”.

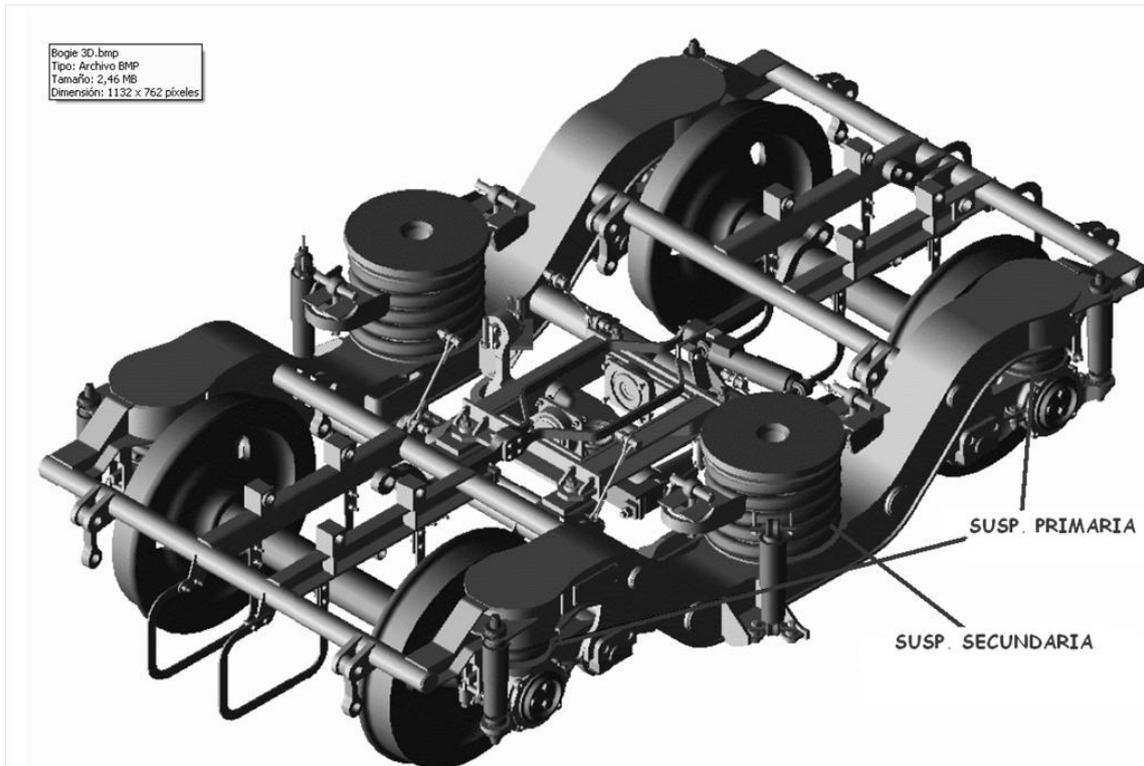


Figura 31: Suspensiones en bogie simulado en 3D

La suspensión primaria es utilizada para satisfacer los requerimientos de orientación del eje, estabilidad y dirección. El conjunto de suspensión primaria de un bogie estándar lo forma un resorte helicoidal, amortiguador vertical y un buje elástico, elemento intermedio que conecta por un lado un brazo de arrastre con la estructura del bogie.

El conjunto de suspensión secundaria consiste en dos resortes paralelos y flexibles con dos tapas elásticas en la parte superior e inferior, y también se compone de un amortiguador vertical y otro lateral. El conjunto de suspensión secundaria posibilita los desplazamientos laterales y verticales y la rotación del bogie con respecto al cuerpo del vagón cuando viaja por tramos curvos. El confort de los pasajeros es muy factible gracias a la amortiguación secundaria.

4.2.5. ELEMENTOS ELÁSTICOS (RESORTES)

Los elementos elásticos conocidos como muelles son componentes que vuelven a su posición original cuando las fuerzas que causan su modificación dejan de actuar. Los elementos elásticos:

- Igualan las cargas verticales entre las ruedas (descargar cualquier rueda puede ser peligroso ya que causa una reducción o pérdida de las fuerzas de dirección)
- Estabilizan el movimiento de los vehículos en el trayecto (oscilaciones laterales auto inducidas, como puede ser el efecto de hunting descrito anteriormente, ya que para el juego de ruedas resulta peligroso)

- Reducen las fuerzas dinámicas y aceleraciones debido a las irregularidades del terreno.

La capacidad de estos elementos elásticos de cumplir estas funciones está determinado por su fuerza, la cual es la dependencia entre la fuerza que actúa en el elemento elástico P , y su desviación z [$P=P(z)$].

Las características de la fuerza pueden ser lineales o no lineales. Dentro de las características lineales, el desvío es proporcional a la fuerza. Para las no lineales el desvío se incrementa (o decrece, aunque no es común en aplicaciones ferroviarias) con el aumento de la fuerza, pero no de forma proporcional.

Existen gran variedad de resortes en el mercado, con diferentes objetivos y aplicables en multitud de mecanismos. En el caso de aplicaciones ferroviarias, podemos destacar los siguientes:

- Resortes de torsión: Consiste en la barra de torsión (1), estando unida con el rodamiento (2) en su primer final y a su vez con el brazo (3), su segundo final, conectado éste sobre el elemento (4). La fuerza P causa torsión elástica el elemento 1.

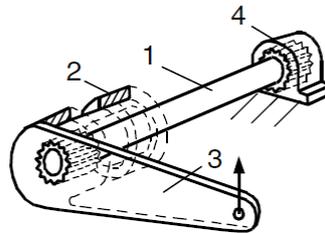


Figura 32: Resorte de torsión.

La aplicación más común de este tipo de muelles en ferrocarriles es la atenuación de vibraciones e impactos en una dirección. Ofrece una serie de ventajas, como es obtener largas deflexiones y tener poca masa y dimensiones. Aunque también presenta desventajas: producción complicada, desplazamientos longitudinales producidos por los desplazamientos verticales.

- Resortes de metal-goma. Formados por bloques de goma intercalados o reforzados por láminas de acero. Este tipo de resortes generalmente se usa en los trenes de rodaje de pasajeros, particularmente en la suspensión primaria lo que permite la absorción de vibraciones a altas frecuencias y se reducen los costes de mantenimiento debido a la eliminación del desgaste producido por los componentes de fricción. Algunos ejemplos de este tipo de resortes aparecen en la figura siguiente.

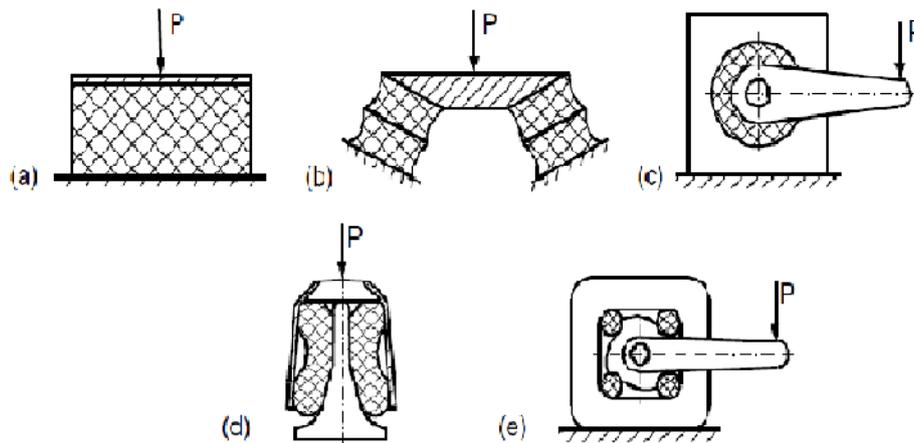


Figura 33: Diferentes resortes de metal-goma.

Las propiedades elásticas de la goma pueden ser explotadas para fabricar resortes que soporten cargas de compresión y cizalladura (ejemplos “d” y “e” de la figura 33). Hay que tener en cuenta también los posibles problemas que tienen el envejecimiento de la goma o la incapacidad de variar las características en operación.

- Resortes de aire. Consiste en un soporte con un cordón elástico de goma sujeto y comprimido con un gas (normalmente aire). Este tipo de elementos elásticos se caracteriza por su baja masa, excelente ruido y el aislamiento de vibración, con la correspondiente capacidad de mantener la altura durante el rodaje con diferentes condiciones de carga del vehículo. Los resortes de aire suelen estar acompañados normalmente con un resorte intercalado para asegurar la amortiguación de la suspensión en caso de que la cámara de aire fallara. Dicho resorte nos ofrece una gran capacidad para variar la rigidez, pero por el contrario es muy complicado sustituir el sistema de aire, así como su mantenimiento.

En los vehículos ferroviarios a menudo se utilizan mecanismos cuya rigidez sea derivada de fuerzas gravitacionales, como por ejemplo el eslabón que oscila en la imagen. Rodillos en planos inclinados y sistemas de palancas tienen también aplicaciones en los mecanismos de suspensión de vehículos.

- El eslabón oscilante como suspensión es la aplicación más común de los listados anteriormente. Consiste en la unión de dichos eslabones con el elemento (2) y conectado con la viga (3). El conjunto actúa como un péndulo y usualmente se utiliza en suspensiones secundarias para proporcionar frecuencia lateral constante.

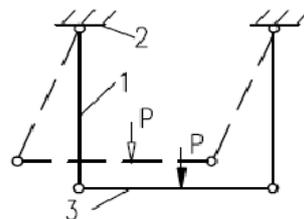


Figura 34: Mecanismo de eslabón oscilante.

4.2.6. AMORTIGUADORES

La amortiguación en un vehículo ferroviario es posible gracias a los mecanismos viscosos o de fricción.

La fricción seca resulta del desplazamiento relativo entre dos cuerpos rígidos en contacto. La fuerza de fricción puede ser constante o dependiente de la masa del cuerpo del vehículo, pero siempre actúa para resistir el movimiento relativo. La fuerza de fricción es proporcional al coeficiente de fricción μ , la presión entre las superficies y el área de contacto de las superficies.

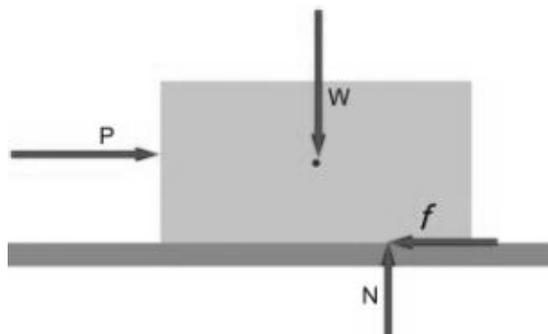


Figura 35: Ejemplo de fricción seca.

La amortiguación de forma viscosa se desarrolla entre dos elementos separados entre sí por medio de un líquido, conocido como lubricante. O como habitualmente se conocen, amortiguadores hidráulicos, donde el líquido viscoso fluye a través de un orificio y disipa la energía. La fuerza de amortiguación en un caso viscoso es proporcional a la velocidad.

Los gases también pueden considerarse viscosos. Además, conducir el gas a través de una válvula (como puede ser un orificio en el amortiguador) puede producir suficiente fuerza para amortiguar las oscilaciones de los vehículos ferroviarios.

La amortiguación intermolecular, o lo que se conoce como histéresis, se origina principalmente en elementos de goma o poliuretano. En estos casos, la fuerza de amortiguación es proporcional a la velocidad de oscilación e inversamente proporcional a la frecuencia.

Los amortiguadores de fricción son elementos que transforman la energía de las oscilaciones en calor por fricción seca. Son principalmente usados en suspensiones de vehículos de mercancías debido a su simplicidad y bajo coste. Pueden clasificarse en cuatro tipos: integrados con un elemento elástico, integrados en la suspensión, telescópicos, y de palanca.

4.2.7. LIMITADORES Y “TOPES DE IMPACTO”

Los limitadores son mecanismos que impiden el desplazamiento relativo de elementos del bogie en dirección longitudinal y lateral.

- Ballestas

El diseño de una suspensión primaria simple usa guías de ballesta para limitar el movimiento de la caja de grasa.

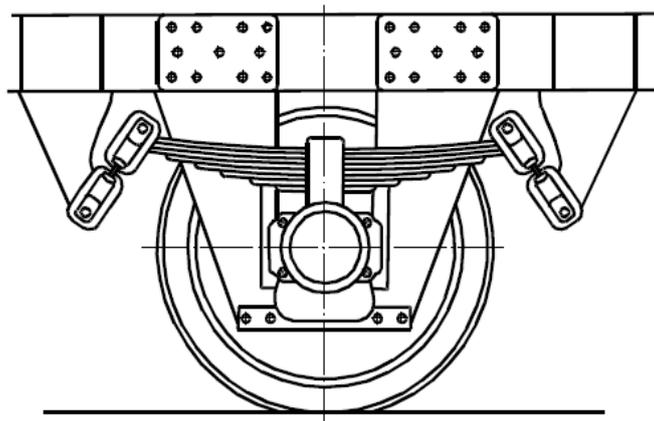


Figura 36: Sistema de ballestas montadas en un bogie.

Este diseño tiene desventajas severas, incluyendo un rápido desgaste de las superficies de fricción que fomenta un incremento de holgura, carece de características elásticas longitudinales y laterales, produce un incremento de la fuerza de fricción en dirección vertical en movimientos de aceleración y frenada, cuando la caja de grasa está presionada en sus extremos. El diseño de estas guías podría servir para la aplicación de materiales anti-fricción que no requieren lubricación y presentan alta resistencia al desgaste.

- Limitadores cilíndricos

Consta de dos guías verticales y dos arandelas a lo largo de las guías. Normalmente las guías verticales están ancladas a la estructura del bogie y las arandelas a la caja de grasa como muestra la figura.

Estas arandelas están ancladas a la caja de grasa a través de unos cojinetes coaxiales de goma y además presentan cierta flexibilidad entre el juego de ruedas y la estructura del bogie en dirección longitudinal y lateral. Debido a la simetría axial de los cojinetes, la rigidez en dirección longitudinal y lateral es la misma, lo que limita la provisión de unas características de suspensión óptimas.

Las cajas de grasa con guías cilíndricas, donde el desplazamiento de la caja a lo largo de las guías se produce por deformación del bloque metal-goma multicapa, están libres de las desventajas de las construcciones clásicas. Este tipo de diseños de caja de grasa se utilizan en los bogies Y2-30 del tren de alta velocidad francés TGV. Con el fin de obtener la óptima relación de rigidez vertical y horizontal este bloque consiste en dos secciones orientadas longitudinalmente.

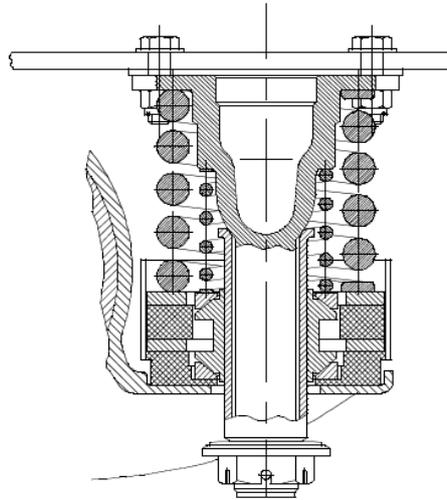


Figura 37: Conexión entre caja de grasa y estructura del bogie usando guías cilíndricas.

- Limitadores de barra

El deseo de evitar el desgaste llevó al desarrollo de uniones en barras elásticas delgadas que sujetasen el juego de ruedas en dirección longitudinal.

Cuando la suspensión primaria sufre deflexión, la barra flexa, mientras que en aceleración o frenada experimenta tensión o compresión. Para proveer de flexibilidad vertical en este tipo de construcciones es necesario que al menos una de las uniones tenga flexibilidad longitudinal. Esto se consigue anclando la barra longitudinalmente a un soporte flexible (conocido como Minden Deutz) o anclándolos a la estructura a través de juntas elásticas (usados en suspensiones primarias de trenes japoneses).

La principal desventaja de este tipo de diseños es la alta tensión que se desarrolla alrededor de las juntas en el final de cualquier barra.

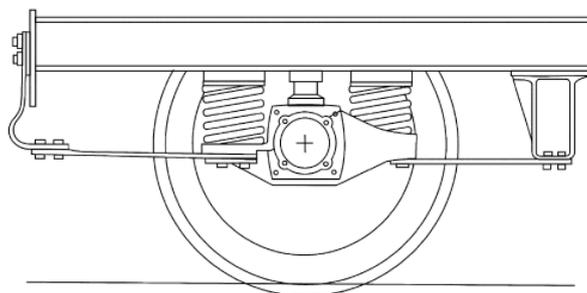


Figura 38: Unión entre la caja de grasa y la estructura del bogie mediante barras.

- Limitadores usando uniones radiales

El uso de cojinetes de goma-metal evita fricción en la superficie y el correspondiente desgaste. El principal problema de un mecanismo con uniones radiales es obtener un movimiento lineal de las cajas de grasa durante la rotación de la unión.

La empresa *Alstom* diseñó un tipo de solución donde las uniones estaban posicionadas en diferentes alturas en una configuración anti-paralelogramo y se obtuvo una gran aplicación.

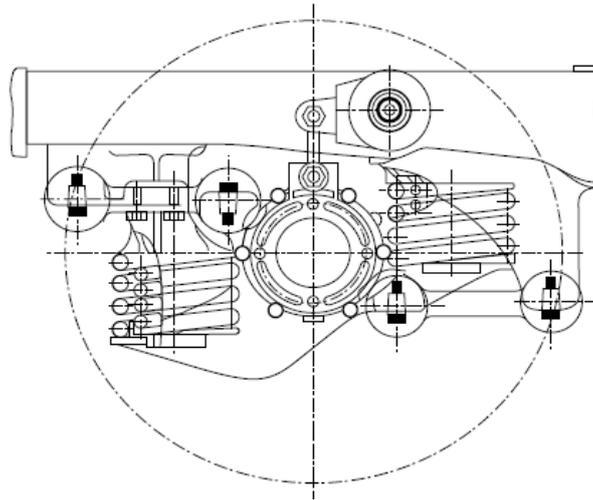


Figura 39: Uniones radiales posicionadas a distintas alturas.

Las uniones que conectan la caja de grasa a la estructura están provistas de desplazamiento lineal de su centro. Mediante una cuidadosa elección del tamaño y del material de los elementos elásticos es posible obtener la rigidez requerida en diferentes direcciones. Debido a la posición de las uniones, los desplazamientos laterales no causan desalineación de la caja de grasa. Por otra parte, mantienen los rodamientos en óptimas condiciones.

Las desventajas de este diseño incluye la rigidez vertical de la conexión debido a la de torsión de los cojinetes. Incrementando la longitud entre las palancas decrecerá la rigidez vertical, pero estará obviamente limitado por el espacio disponible en la estructura del bogie.

- Limitadores usando brazos de arrastre

Las suspensiones con brazos de arrastre permiten el diseño de estructuras de bogies más cortas y ligeras. Este tipo de diseños son muy usados ahora en suspensiones primarias de vehículos, como en el bogie Y32 de la figura, donde se aprecia el brazo claramente desde la caja de grasa unida a la estructura de dicho bogie.

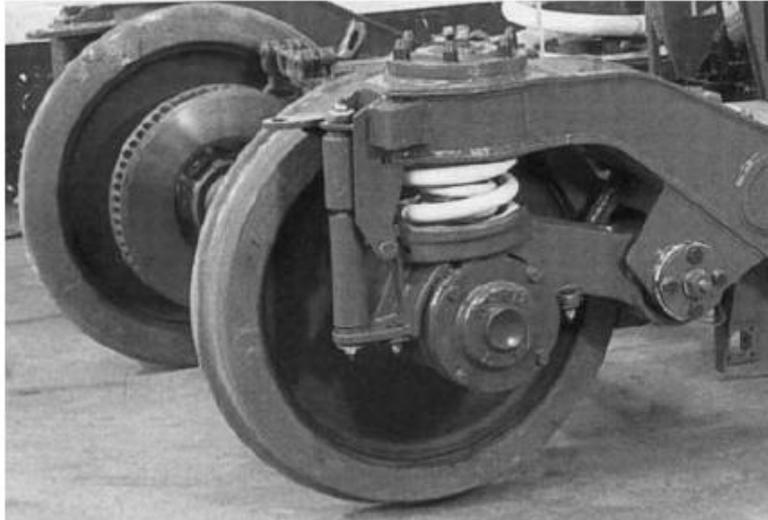


Figura 40: Detalle de brazo de arrastre en bogie Y32

Las desventajas de este diseño incluye el desplazamiento longitudinal de las cajas de grasa causadas por el desplazamiento vertical de la suspensión y el par aplicado a la estructura del bogie debido a desplazamientos laterales del juego de ruedas.

- Barras de tracción

Normalmente son usadas para transmitir fuerzas longitudinales (tracción o frenada) tanto en suspensiones primarias como secundarias. Se componen habitualmente de una barra con un cojinete en forma de “rosquilla” en cada extremo. Se pueden ajustar longitudinalmente para mantener las dimensiones lineales en ruedas o el desgaste en componentes de suspensión [5, 6, 18,19].



5. LA CAJA DE GRASA

Partiendo de la introducción anterior sobre la caja de grasa, ahora entraremos a profundizar sobre este elemento, ya que durante el estudio en Adams Rail centraremos nuestra atención en elementos próximos a ella, ya que está sometida a diferentes cargas y desplazamientos.

5.1. CRITERIOS DE ACEPTACIÓN EN CAJAS DE GRASA

La siguiente información acerca de estos criterios está bajo normativa EN15827 y prEN 13479:2008. El factor de seguridad incorporado en el proceso de diseño y validación cubre las incertidumbres en el diseño, en fabricación y procesos de validación, incluyendo dentro de estos las tolerancias dimensionales (los cálculos normalmente se realizan con las dimensiones nominales del elemento) y la exactitud analítica.



Figura 41: Modelo de caja de grasa de SKF.

Factor de seguridad

Como cualquier proceso industrial, se trabajará con un factor de seguridad. Para determinar el factor de seguridad, debemos tener en cuenta:

- Posibles consecuencias de fallo.
- Excesos en comportamiento.
- Accesibilidad para inspección.
- Tener una frecuencia y nivel de controles de calidad.
- Posibilidad de detectar un fallo de componente.
- Intervalos de mantenimiento.

El coeficiente de seguridad ($\geq 1,0$) debe ser consistente con el método de evaluación que se usa. Cuando se usan métodos de análisis con los que se ha obtenido anteriormente productos seguros y fiables, el coeficiente de seguridad puede basarse en esa experiencia pasada. Si usamos métodos conservadores, entonces el factor de seguridad será una parte inherente del método y se tomará como 1 su valor.



Fuerza estática

Los test y/o cálculos son usados para asegurarse que ninguna deformación permanente, inestabilidad o fractura tanto de un componente como de la estructura completa, ocurrirá bajo una carga de diseño excepcional. Se elegirá un criterio de fallo apropiado para la determinación de la tensión dependiendo de los materiales a estudiar. Por ejemplo, para materiales dúctiles se suele usar el criterio de Von Misses. En casos donde aparezca plasticidad, se deberá demostrar que la funcionalidad y durabilidad de la estructura no se siente perjudicada bajo cargas excepcionales. Si el análisis incorpora concentraciones de tensiones locales, teóricamente se permite que la tensión pueda exceder un 0,2% de la fuerza básica del material.

Las áreas con deformaciones plásticas locales asociadas con concentraciones de tensión deben ser lo suficientemente pequeñas para que no causen deformaciones permanentes cuando la carga se elimina. Evitar deformaciones permanentes significativas pueden demostrarse con las pruebas y métodos apropiados para ello.

La fatiga

La tensión y número de ciclos que aguanta un componente se puede calcular con diferentes métodos. Por ejemplo, podemos usar curvas de S-N, conocidas como curvas de Wöhler. Este método nos asegura una probabilidad de supervivencia del elemento de al menos el 95%.

Límite de resistencia

Este criterio puede usarse para aquellas áreas donde las tensiones dinámicas permanecen bajo el límite de resistencia del material. Donde el material no tenga un límite de resistencia definido o algunos ciclos de tensión excedan el límite, el daño acumulado se debe seguir con precaución. Existen unos estándares comunes para los límites de resistencia de los materiales, todos bajo normativa.

La fuerza requerida para que aparezca la fatiga está demostrado que proviene de las tensiones, calculadas a partir de todas las combinaciones posibles de carga y resultados medidos, que permanecen bajo el límite de durabilidad. Está permitido para los ciclos de tensión, debido a cargas excepcionales, exceder el límite de resistencia mientras no ocurra dicho fenómeno de forma muy frecuente como para afectar a la durabilidad del elemento.

Rigidez

Los criterios de rigidez se centran sobre todo en dos áreas:

- Los desvíos bajo carga se tienen que dar a niveles que no afecten a la funcionalidad del elemento.
- Asegurarse que la rigidez de los componentes estructurales del bogie y su equipamiento no sufran casos de resonancia inaceptables.

5.2. PRINCIPIOS DE DISEÑO

En este apartado, se describirán brevemente cuales son las cajas de grasa más utilizadas en el ámbito ferroviario. Sin embargo, en la industria ferroviaria existen multitud de modelos y se personalizan en función del cliente desde hace muchos años, ya que las configuraciones de los bogies varían también y deben ir en concordancia a éstos.

Con los avances en tecnología, una nueva configuración de bogie requerirá variaciones en el diseño o soluciones para una caja de grasa completamente nueva. Entre los diferentes modelos podemos encontrar:

- Cajas de grasa utilizadas en vagones de carga

Estas cajas de grasa son utilizadas en los trenes de mercancías, que son ampliamente utilizadas en los trenes europeos destinados a estas funciones. Fuera de Europa también podremos encontrar este tipo de diseño de otros fabricantes.

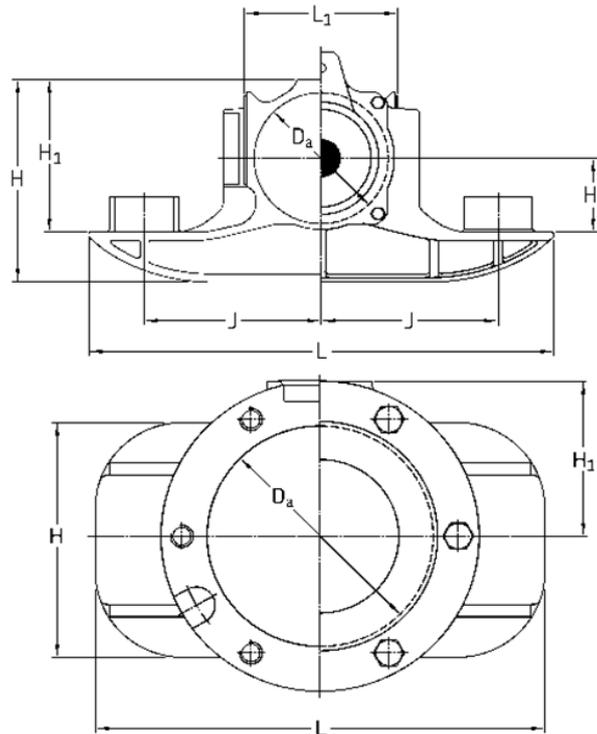


Figura 42: Caja de grasa utilizada en vagones de carga

- Cajas de grasa utilizadas en locomotoras y vehículos de pasajeros

Existen básicamente tres tipos de diseño destinadas a este uso, dependiendo de los sistemas de guía y suspensión que lleven.

- De una pieza, en la cual debe ir montada el juego de ruedas axialmente con la unidad de rodamientos en su interior.

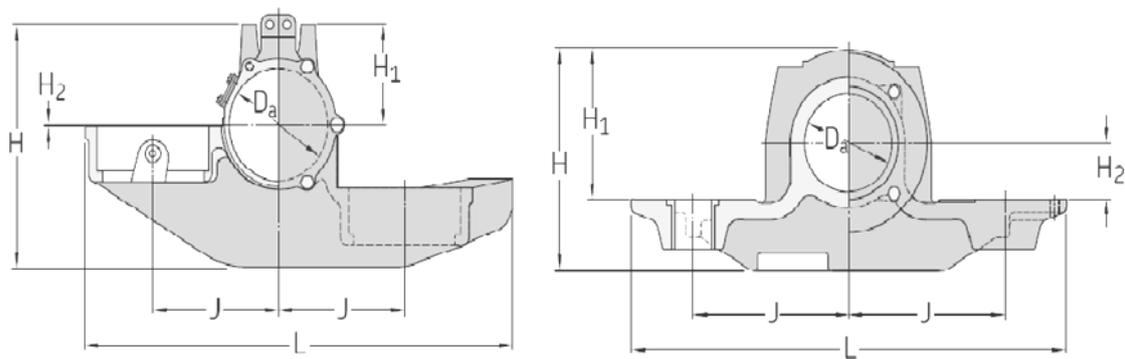


Figura 43: Modelos de cajas de grasa de una pieza

- De dos piezas, con diseños diferenciados entre las partes. Esto permite un montaje radial de la caja de grasa. La principal ventaja es la facilidad que proporciona para desmontar el juego de ruedas completo, desatornillando y quitando la parte superior de la caja. De esta forma el intercambio del juego de ruedas en el taller se realiza de forma más sencilla.

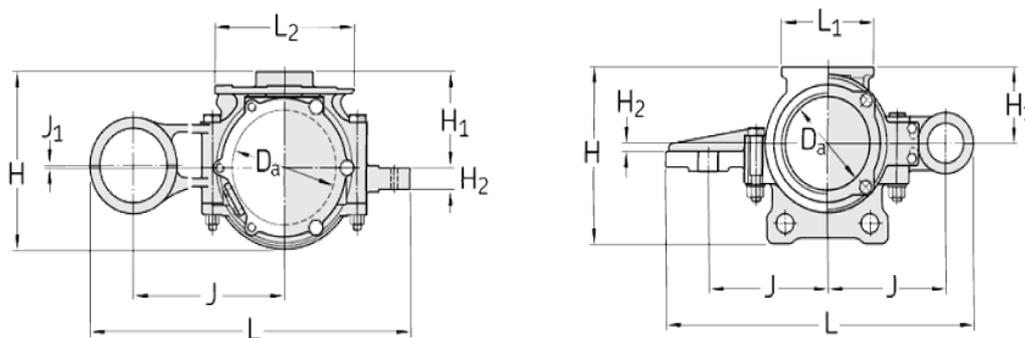


Figura 44: Modelos de cajas de grasa de dos piezas

- De tres piezas, diseñado como el anterior pero incluye un alojamiento independiente para proteger el sistema de rodamientos en su conjunto.

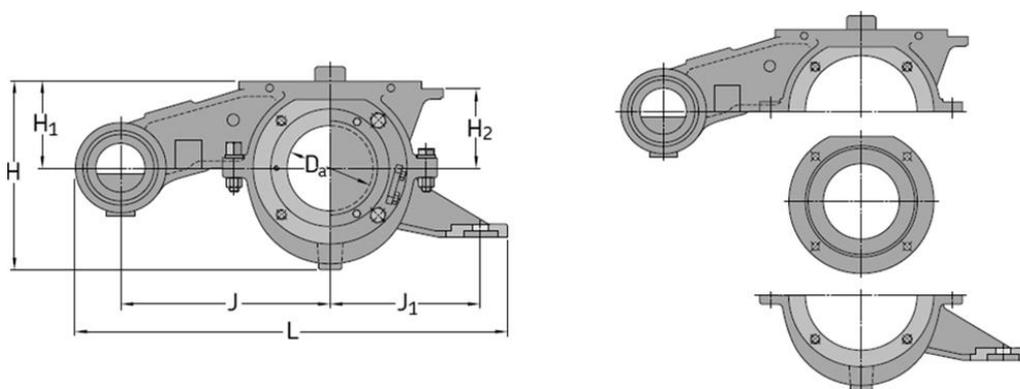


Figura 45: Modelo caja de grasa de tres piezas

Cabe destacar también como un elemento importante el habitáculo que protege a los rodamientos. Conocido como “Axlebox bearing housing”, dicho elemento se encuentra como un nexo de unión entre la estructura del bogie y el juego de ruedas. Su misión es transferir las cargas de forma segura. El material que se utiliza en la fabricación de los mismos suele ser fundición de hierro, fundición de acero o fundición de metales ligeros.

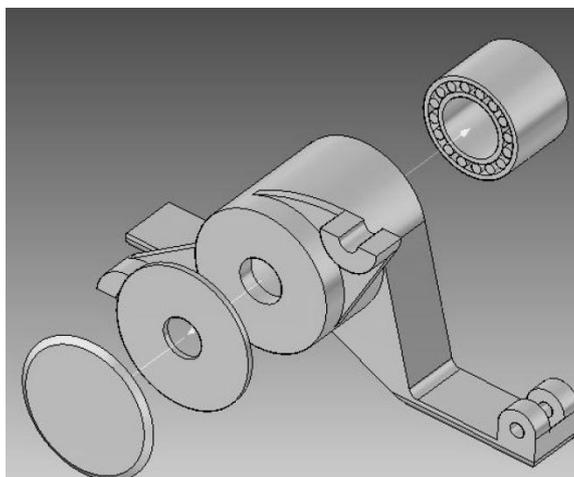


Figura 46: Despiece simple de caja de grasa

El diseño depende en cómo las fuerzas son introducidas al habitáculo. La forma correcta garantiza una distribución óptima de la presión en los rodamientos de forma que la carga específica se reduce y los picos de tensión en la superficie de contacto del rodamiento se evitan.

La optimización de este diseño se garantiza mediante estudios por cálculos de elementos finitos mediante programas de simulación y/o matemáticos. El método de elementos finitos no sólo describe las complejas geometrías, sino también cómo fluye la progresión de la fuerza a través del habitáculo con bastante precisión [20].

5.3. RODAMIENTOS EN CAJAS DE GRASA.

Como anteriormente se ha descrito, en la mayoría de trenes nos podemos encontrar cajas de grasa con cojinetes planos o de rodillos.

Las cajas de grasa con cojinetes planos consisten en una carcasa, el propio cojinete, que suele ser de aleación con bajo coeficiente de rozamiento, la funda del cojinete, que transmite las fuerzas desde la carcasa de la caja de grasa al cojinete y un alojamiento para la lubricación. Juntas de sellado delanteras y traseras para evitar que cuerpos sucios ajenos a la caja de grasa entren. La junta delantera puede retirarse para visualizar el estado del cojinete y añadir lubricante.

Las fuerzas verticales y longitudinales son transmitidas a través de la superficie interna del cojinete y las fuerzas laterales lo hacen sobre sus caras.



Las cajas de grasa de cojinetes planos han quedado obsoletas en la actualidad por sus severas desventajas:

- Alto coeficiente de fricción cuando hay movimiento desde parado.
- Pobre fiabilidad.
- Gran trabajo en tareas de mantenimiento.
- Muy agresivo con el medioambiente.

Sin embargo, desde el punto de vista de comportamiento dinámico del vehículo, las cajas de grasa con cojinete plano tenían características positivas. En los últimos años, las cajas de grasa con cojinete plano que no requería lubricación han sido reintroducidas en algunos trenes de rodaje, pese a que su uso es muy poco común.

Las cajas de grasa con cojinetes de rodillos se clasifican acordes a:

- El tipo de rodamiento (cilíndrico, cónico o esférico)
- El método de ajuste (a presión, contracción, elementos elásticos)

Los rodamientos cilíndricos tienen gran capacidad dinámica en dirección radial, pero no para transmitir fuerzas axiales. La experiencia durante el funcionamiento del rodaje del tren muestra que las superficies de los rodamientos no pueden resistir fuerzas laterales. Sin embargo, para realizar esto satisfactoriamente es necesario no sólo regular el diámetro, sino también la longitud de los rodamientos, y la holgura tanto radial como axialmente. Normalmente se diseñan con una construcción interna especial y se usan cajas de poliamida por tener mejores propiedades que las de acero.

Los rodamientos cónicos transmiten fuerzas axiales a través de la superficie cilíndrica debido a su inclinación hacia el eje de rotación. Esto provoca que sea necesario mantener las tolerancias en los diámetros y holguras en magnitudes mucho más ajustadas que para los rodamientos cilíndricos. Además, los rodamientos cónicos presentan coeficientes de fricción más altos comparados con los rodamientos radiales y generan mucho más calor. Estos fenómenos no solo incrementan el consumo de tracción, sino también crea dificultades para hacer diagnósticos de las partes de la caja de grasa durante el movimiento.

Los rodamientos esféricos no han sido muy usados debido a su alto coste y su baja capacidad a soportar pesos elevados, aunque han conseguido obtener una significativa ventaja proporcionando una mejor distribución de la carga entre las filas frontal y trasera en casos de flexión del eje. Los rodamientos de bolas son, sin embargo, frecuentemente combinados con rodamientos cilíndricos en aplicaciones de ferrocarriles para transmitir fuerzas axiales.

Los trenes de rodaje de alta velocidad suelen tener tres rodamientos en su caja de grasa: dos que se encargan de transmitir fuerzas radiales y uno (normalmente de bolas) que trabaja axialmente. Actualmente las tendencias son claras: el deseo de aplicar sistemas de control y monitorización para crecer y mejorar en el transporte de pasajeros vía raíles. Al mismo tiempo, la inteligencia de los sistemas de transporte de mercancías está creciendo. La demanda de seguridad requiere una continua monitorización durante las operaciones de trabajo en los diferentes componentes de los sistemas.

Debido a estos condicionantes, se están instalando sistemas de rodamientos en las cajas de grasa con generadores y sensores integrados.



Sistema de rodamientos de cajas de grasa con generadores integrados

Si se requiere electricidad en el transporte ferroviario, introducir generadores en el interior del sistema de rodamientos es una gran solución. Los imanes en la cubierta del eje rotan cuando el juego de ruedas rota debido al movimiento, mientras que las bobinas en la cubierta del habitáculo o "housing" permanecen estáticas actuando como estator. La electricidad producida se almacena en un acumulador y está también disponible incluso cuando el vehículo está parado. Esto significa, por ejemplo, que es posible que los sistemas de transmisión de datos con funciones adicionales (como diagnóstico del estado de los rodamientos o materiales peligrosos) se monitoricen en intervalos de tiempo más cortos gracias al suplemento continuo de electricidad.

Sistema de rodamientos de cajas de grasa con sensores integrados

El grupo de ingenieros industriales *Schaeffler* han desarrollado una caja de grasa con sensores integrados (rodamientos con sensores y housing) y los han optimizado obedeciendo con los requerimientos de las aplicaciones ferroviarias. Los sensores transmiten de forma fiable la información sobre la velocidad de deslizamiento de la rueda y sistemas de frenado, indicadores de velocidad, y mecanismos de cierre automático de puertas.

Las mediciones constantes de temperatura se usan para monitorizar las condiciones de los rodamientos. Esto posibilita de forma rápida poder identificar cualquier problema y subsanarlo cuanto antes [10,13].

5.4. PROBLEMAS EN LAS CAJAS DE GRASA Y SOLUCIONES DE CONTROL.

Ya hemos visto anteriormente que el sistema de suspensión primaria de un vehículo sobre raíles como un conjunto de elementos unidos en diferentes puntos, de los cuales cada uno de ellos se encarga de una misión.

Problemas

El sobrecalentamiento de las cajas de grasa y el bloqueo de frenos son la principal causa de consecuencias peligrosas en operaciones ferroviarias. Una caja sobrecalentada produce que en su interior se puedan romper piezas y podría provocar un descarrilamiento del tren.

El bloqueo de frenos también representa serios problemas en servicio; por ejemplo, el sobrecalentamiento provoca daños en la llanta de la rueda o rompe los discos. También puede desencadenar incendios que harían reventar la zona neumática de las ruedas.

Sistemas de detección.

Un cúmulo de factores como velocidades cada vez más altas, cargas en el eje elevadas, y un amplio rango de tipos de bogies en el mercado, ha hecho que se desarrollen sistemas de monitorización. Un buen ejemplo de cómo monitorizar estos problemas (y anticiparse a ellos) es el sistema *Phoenix MB*. Es capaz de identificar todos los tipos de rodamientos y sistemas de frenado en ferrocarriles internacionales con velocidades superiores a 500 km/h y detectar situaciones peligrosas. La ventaja de estos sistemas es que son modulares, lo que conlleva costes bajos de mantenimiento.

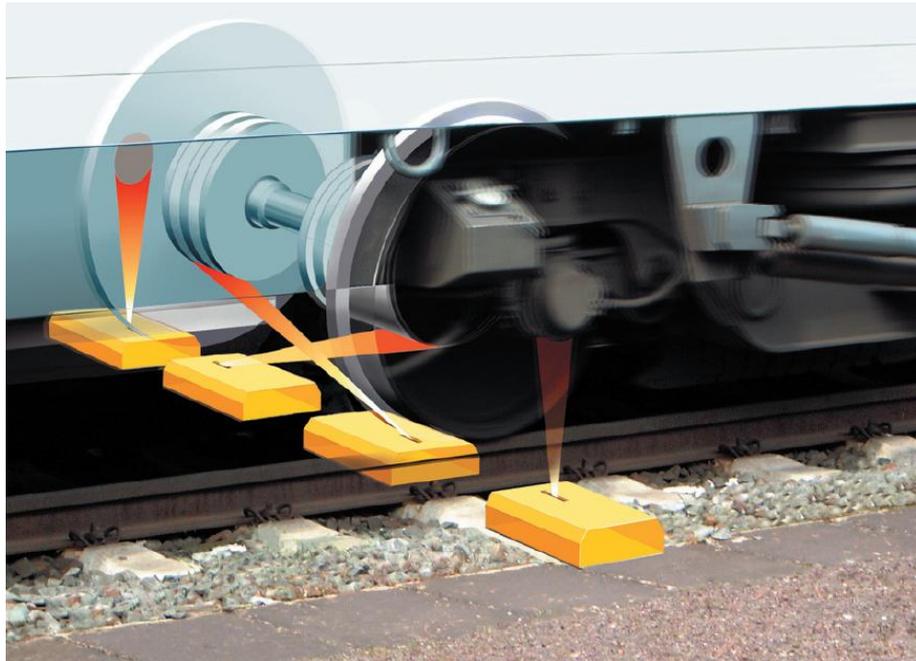


Figura 47: Sistema modular de detección.

La clave de este sistema está en sensor óptico infrarrojo que realiza múltiples escáneres del bogie con anchuras superiores a 120mm. El sistema tiene un procesador de señales integrado para volcar los resultados con precisión y rapidez.

El sistema de medición consiste básicamente en:

1. Contacto electrónico en la vía.

El contacto está pensado principalmente para controlar la medición mientras el tren está pasando por encima del tramo de medición. El sistema genera una señal de activación cuando detecta el paso del tren y se procede a la medición y recogida de datos. Una vez ha pasado, se desactiva el sistema volviendo a un modo de reposo.

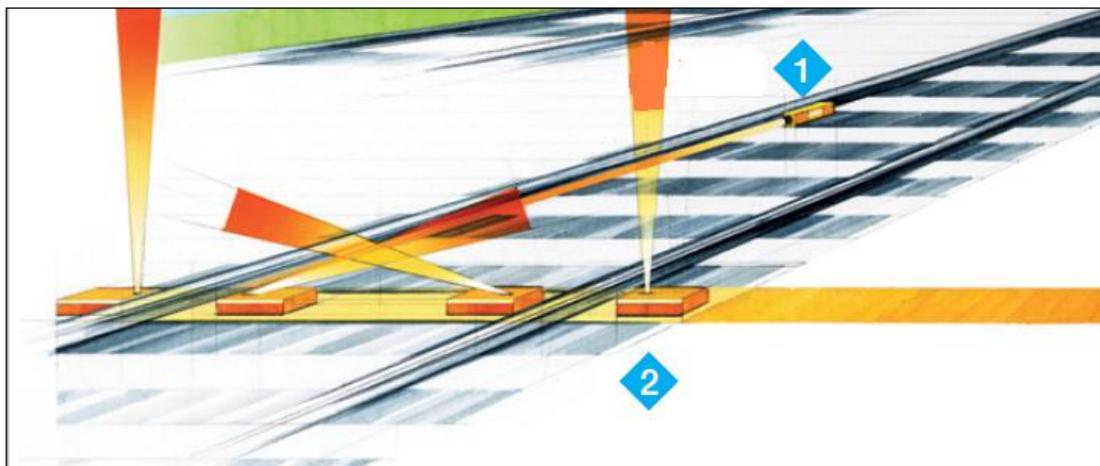


Figura 48: Sistema de medición sobre la vía.



2. Módulos de sensor

Los sensores infrarrojos están diseñados como módulos enchufados, integrados en huecos de las traviesas bajo las vías e incluyen todos los componentes electrónicos necesarios para procesar los valores medidos. Son posicionados con precisión y pueden reemplazarse por completo sin distorsionar la geometría de medida. Los valores de medida son procesados y enviados por una línea de transmisión de datos a una estación de comunicación.

3. Estación de comunicación

El principal componente de la estación es un procesador, el cual se diseña para condiciones medioambientales severas. Todo el servicio y funciones de testeo de los sensores infrarrojos son conducidos a través de la estación de comunicación. Los valores de medida son automáticamente archivados.

4. Sistema Central de Control y Monitorización

Este sistema es una unidad opcional que puede ser usada para monitorizar los resultados. El sistema ha sido diseñado para integrarse fácilmente en diferentes protocolos y topologías de red.

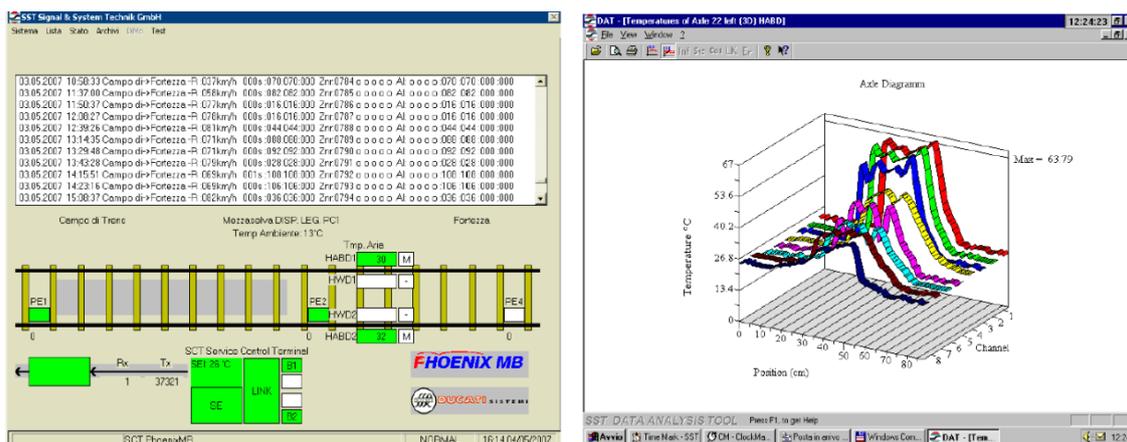


Figura 49: Sistema de Control y Monitorización de datos.

5. Terminal de Servicio Remoto

El mantenimiento y las funciones de testeo del sistema puede ser ejecutadas en remoto desde cualquier parte del mundo. Esta posibilidad se traduce en una disminución en costes operativos.

En el exterior, una cubierta electromagnética protege las unidades de suciedad y agentes externos. Todos los tipos de rodamientos en ejes con una anchura máxima de 120mm se pueden escanear y estudiar usando ocho puntos de medida. Esta tecnología ofrece una flexibilidad extraordinaria para futuros desarrollos en el diseño de ejes. Los múltiples segmentos de medida (ocho diferentes como se puede observar en la siguiente figura) ofrecen un alto índice de prevención contra fallos en operación [11].

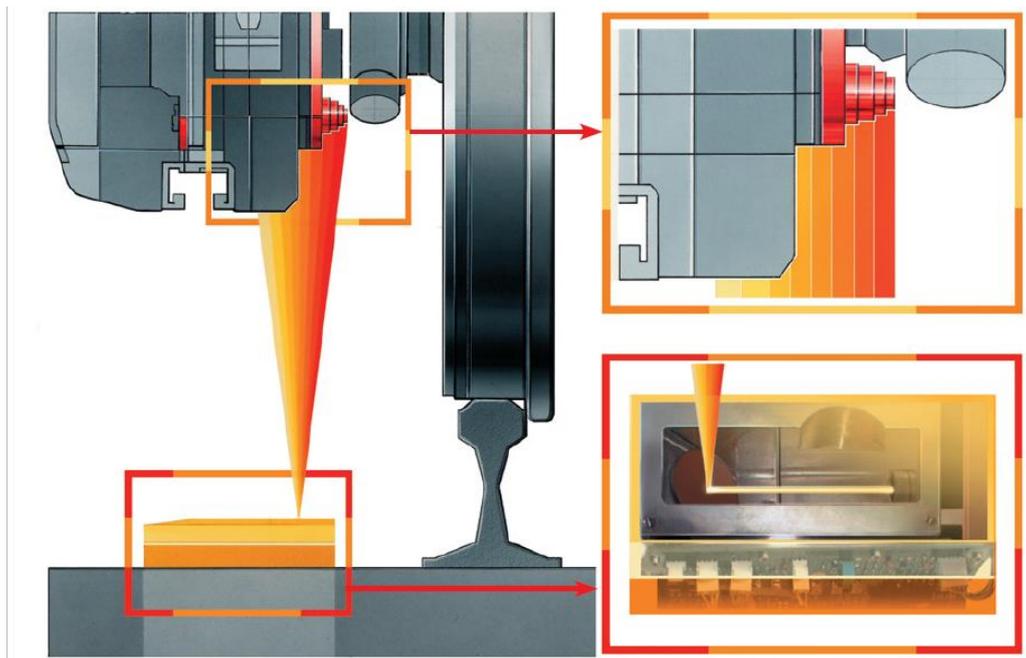


Figura 50: Detalle de segmentos de medida en rodamiento e interior del sistema *Phoenix MB*.



6. CÁLCULO Y PROCESADO DE INFORMACIÓN CON MSC ADAMS

6.1. INTRODUCCIÓN

Adams Rail es el módulo de simulación dinámica específico para vehículos ferroviarios diseñado por la empresa MSC Software Corporation. Este programa de simulación numérica se basa en la dinámica de sistemas multicuerpo y permite crear, analizar y catalogar un prototipo virtual de un vehículo completo.

El presente proyecto se ha realizado con la versión Adams Rail 2005. En la actualidad, este software está comercializado por la empresa VI-Grade en forma de plugin bajo el nombre VI-Rail.

En el siguiente apartado se describirá el funcionamiento del programa Adams Rail, explicando su estructura y las características más destacadas.

6.2. MODOS DE TRABAJO

Los dos modos con los que se puede trabajar con Adams Rail son los siguientes:

⇒ **Generador de Plantillas (*Template Builder*)**

Se usa para crear nuevas plantillas (*templates*), que posteriormente van a ser utilizados en el Interfaz Estándar cuando se las requiera. Las plantillas se pueden obtener a partir de los componentes estándar almacenados en la librería de Adams Rail.

⇒ **Interfaz Estándar (*Standard Interface*)**

Se usa para trabajar con plantillas ya existentes y utilizarlas para crear los subsistemas necesarios para crear un ensamblaje de tren completo, para posteriormente poder realizar las simulaciones oportunas

6.3. MODOS DE USUARIO

En Adams Rail existen dos modos de usuario, que son:

⇒ **Usuario Estándar (*Standard User*)**

Con el modo de usuario estándar sólo se tiene acceso al Interfaz Estándar, donde el usuario no va a poder crear nuevas plantillas; operando sólo al nivel de subsistemas, siendo sólo posible variar algunos parámetros de diseño y las entradas para el análisis.

⇒ **Usuario Experto (*Expert User*)**

Con este modo, además de poder acceder al Interfaz Estándar, se va a tener también acceso al Generador de Plantillas, mediante el cual se van a poder abrir las plantillas existentes y modificar su información topológica, o crear nuevas plantillas.



6.4. BASE DE DATOS

Existen dos bases de datos disponibles en Adams Rail:

⇒ **Base de datos principal o compartida:**

Es una carpeta que crea automáticamente Adams Rail llamada *shared_rail_database.cdb*, donde están almacenados archivos con contenido de distinto tipo, como por ejemplo el modelado de un vehículo estándar, archivos de propiedades de la vía, etc.

Uno de los archivos que se puede encontrar en la base de datos es un prototipo de tren denominado por Adams como *ERRI WAGON*. El término ERRI viene de las iniciales del Instituto Europeo de Investigación Ferroviaria (*European Rail Research Institute*). Este centro de investigación se creó a partir de la UIC (Unión Internacional de Ferrocarriles), con motivo del desarrollo de un proyecto con el cual se pretendía la unificación en los sistemas de control, señalización y comunicación en todas las redes de ferrocarriles en Europa. En la actualidad este organismo ha cesado su trabajo. Este instituto creó un prototipo virtual de vehículo moderno de pasajeros para que se realizaran análisis mediante ordenadores y programas de simulación. Cada vagón del *ERRI WAGON* está compuesto por un bogie delantero, un bogie trasero y un cuerpo o caja situado sobre dichos bogies.

⇒ **Base de datos particular:**

Es la carpeta donde se almacenan todos los archivos que se necesita crear para realizar una simulación, cuyo nombre es *private.cdb*. Está vacía al principio y está estructurada de la misma forma que la base de datos principal. Se puede partir del contenido de la base principal para crear, a partir de ellos, parte de la base de datos particular.

6.5. PROCESO DE DISEÑO Y SIMULACIÓN

Para crear un modelo en Adams Rail, se debe definir los diferentes componentes que lo constituyen, es decir, los bogies (compuestos a su vez por el conjunto de ruedas, las suspensiones, amortiguadores, etc.) y los vagones del ferrocarril. Dicho modelo puede ser creado por el propio usuario, usando el modo de creación de plantillas, o se pueden utilizar las plantillas predefinidas por el programa, facilitando de esta manera el uso de este software.

Los pasos que se debe seguir en Adams Rail para realizar el correcto modelado de un vehículo ferroviario y la posterior simulación son los siguientes:

PASO 1:

Empleando el Generador de Plantillas se crearán las plantillas (*templates*) de los diferentes componentes que constituyen el modelo, introduciendo los parámetros requeridos y referenciando los archivo de propiedades (*property file*) que lo definen. Se crearán:

- **Plantilla bogie:** se creará un bogie introduciendo cada uno de los componentes que lo definen, es decir, eje calado, bastidor, sistema de suspensión, etc.
- **Plantilla carrocería:** se creará el chasis del vagón

PASO 2:



Empleando el Interfaz Estándar se crearán los subsistemas (*subsystem*), empleando como referencia los archivos creados y almacenados como plantillas. A nivel de un subsistema, se van a poder aún modificar algunos parámetros e introducir archivos de propiedades. Se crearán:

- **Subsistema bogie frontal:** toma como referencia la plantilla del bogie creado.
- **Subsistema bogie trasero:** toma como referencia la plantilla del bogie creado. Se modificarán ciertos parámetros a nivel de subsistema para ser adaptada a la parte trasera del vagón.
- **Subsistema carrocería:** toma como referencia la plantilla de la carrocería.

PASO 3:

Empleando el Interfaz Estándar se hará el montaje (*assembly*) enlazando los subsistemas anteriormente creados. Para realizar el ensamblaje será necesario un banco de pruebas (*test rig*) que contiene los elementos de accionamiento que proporcionan los movimientos o fuerzas que excitan el ensamblaje. Una vez obtenido el ensamblado, se podrán realizar los análisis dinámico, precarga, lineal, estabilidad, etc. en multitud de simulaciones diferentes. Los archivos de propiedades de la vía y de contacto rueda-raíl se introducirán una vez realizado el ensamblado, para realizar la simulación deseada.

6.6. CÁLCULO DE PRECARGA

El cálculo de precarga es el estudio de valores que Adams/Rail genera de los diferentes elementos de suspensión del conjunto en una situación estática. Este análisis se debe realizar antes de comenzar con la simulación dinámica, para comprobar que la distribución previa de cargas se realiza de forma correcta.

Aunque los elementos elásticos creados para la lanzadera Avant S-104 son simétricos respecto a los lados derecho e izquierdo del bogie, Adams/Rail realiza un cálculo de precarga asumiendo una asimetría leve por defecto, presuponiendo que en un análisis real de un bogie siempre aparecerán pequeñas diferencias entre los distintos elementos del conjunto, pese a que sus propiedades sean iguales. De esta forma, después de realizar el análisis de precarga, se verá como los valores de los elementos elásticos de la parte derecha del elemento son muy próximos a los de la parte izquierda en su misma posición, asumiendo que el análisis se ha realizado con éxito.

Los valores de los elementos elásticos que se podrán contrastar después del cálculo de precarga serán:

- Amortiguadores de la suspensión primaria:

La rigidez equivalente del muelle es calculada y asignada al elemento, que es creado a partir de las herramientas que proporciona ADAMS/Rail para simular un resorte. De forma parecida, el elemento elástico entre el brazo de arrastre y la estructura del bogie (*bushing*) es creado asignándole los seis valores de rigidez del elemento, es decir, tres traslacionales y tres rotacionales. Para crear el amortiguador vertical primario, el coeficiente de rigidez usado se elige entre los valores proporcionados por el programa, ya sea cero o distinto de cero.

Como se ha explicado antes, los bushings son los elementos elásticos que unen el brazo de arrastre que proviene de la caja de grasa con la estructura rígida del bogie, es decir, el bastidor. En estos elementos se aprecian durante el cálculo de precarga como están sometidos a desplazamientos laterales y verticales, y fuerzas en ambos sentidos.

- Amortiguadores de la suspensión secundaria.

ADAMS/Rail nos ayuda considerablemente a optimizar las características de la suspensión secundaria. Los resortes son sujetos a un desvío en los tres planos de movimiento por asignación de rigideces tridimensionales. El conjunto de todos ellos controla los movimientos verticales y laterales del vagón relativos a la estructura del bogie.

A continuación se muestra cómo Adams/Rail clasifica los muelles en el bogie en el cálculo de precarga:

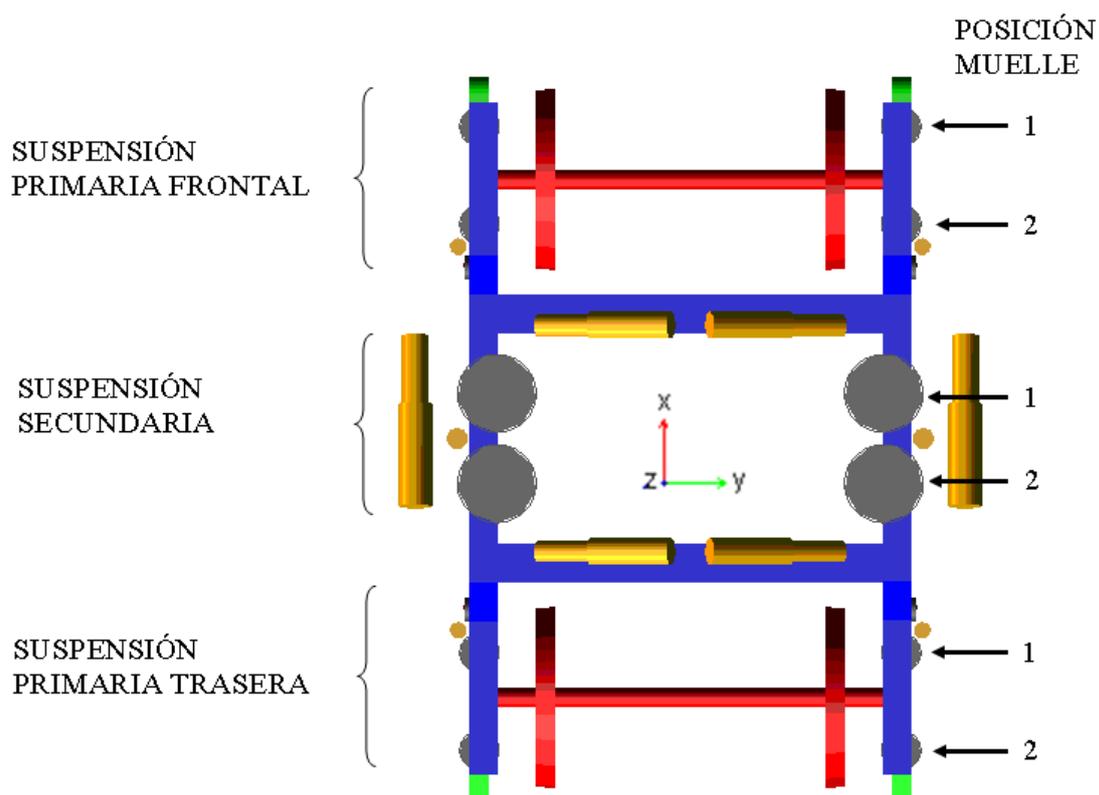


Figura 51: Nomenclatura de las suspensiones en bogie delantero del modelo lanzadera Avant S104.

De esta forma, en el cálculo aparecen 24 valores de los muelles de la lanzadera, 8 en el bogie delantero entre suspensión primaria y secundaria, y otros 8 en el bogie trasero. Se puede visualizar en la imagen siguiente los valores de precarga en los muelles:

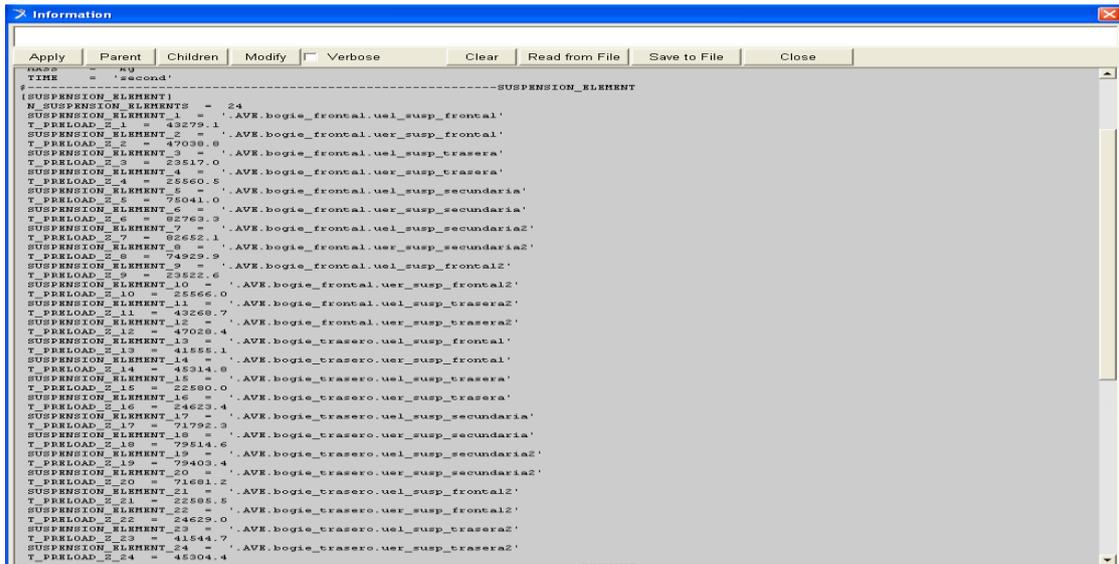


Figura 52: Resultados de precarga de suspensiones en Adams Rail tras el análisis del modelo.

Los bushings, por su parte, están clasificados con la siguiente notación:

Bgl_fronal: bushing delantero izquierdo (la letra “l” indica que se encuentra en la zona izquierda “left” del bogie.

Bgr_fronal: bushing delantero derecho (la letra “r” indica que se encuentra en la zona derecha “right” del bogie.

Bgl ó Bgr_trasero: bushings situados en la zona trasera del bogie.

En este caso hay 8 valores de precarga en bushings, 4 en cada bogie (1 por cada rueda)

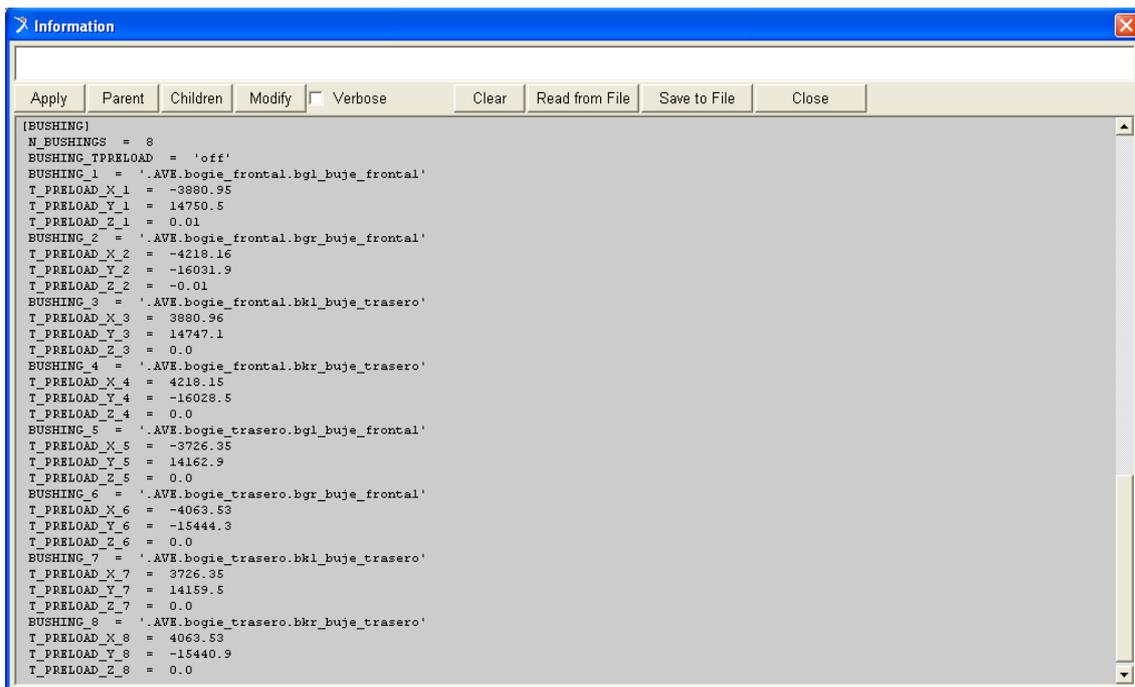


Figura 53: Resultados de precarga de bushings en Adams Rail tras el análisis del modelo.



Durante la ejecución de la simulación del modelo creado se ha comprobado que el reparto de cargas mantiene prácticamente la simetría, con un error máximo de 4,32 % en la suspensión primaria, y un error máximo de 5,11% en el caso de suspensión secundaria.

Cabe destacar que la asimetría por defecto generada por el programa, establece más valor en el lado derecho de suspensiones primarias. En base a estos resultados obtenidos, se considera que el conjunto está correctamente construido.



6.7. CÁLCULO LINEAL

El siguiente paso a realizar antes de empezar con un análisis dinámico en Adams/Rail, es un cálculo lineal del conjunto.

Un elemento con masa y rigidez puede vibrar, y es mediante un análisis lineal como se puede obtener un cálculo modal del conjunto, es decir, obtener autovalores, modos de vibración y frecuencias naturales que se produzcan, pese a que el estudio dinámico no refleje valores totalmente lineales. El método que realiza Adams/Rail para obtener resultados lineales consiste en fijar a tierra las ruedas y ejes del conjunto restringiendo su movimiento en todas las direcciones.

Para saber interpretar los valores que Adams/Rail muestra, es necesario conocer las expresiones dinámicas del movimiento. De forma general se puede representar:

$$f(X, X', X'') = U(t)$$

A partir de esta expresión se representa cómo el vector de excitaciones exteriores $U(t)$ depende del vector fuerza, el cual está definido en función del desplazamiento, velocidad y aceleración asociados a los grados de libertad del vehículo.

Si se consideran la existencia de pequeños desplazamientos con respecto a la posición de equilibrio la ecuación queda:

$$f(X_0, X'_0, X''_0) + \frac{\partial f}{\partial X} \Delta X + \frac{\partial f}{\partial X'} \Delta X' + \frac{\partial f}{\partial X''} \Delta X'' = U_0 + \Delta U(t)$$

Teniendo en cuenta que el subíndice "o" representa la posición de equilibrio, y que ésta corresponde con la posición de referencia, la ecuación anterior queda:

$$\frac{\partial f}{\partial X} \Delta X + \frac{\partial f}{\partial X'} \Delta X' + \frac{\partial f}{\partial X''} \Delta X'' = \Delta U(t)$$

Si se considera:

$$x = \Delta X \quad u = \Delta U \quad M = \frac{\partial f}{\partial X''} \quad C = \frac{\partial f}{\partial X'} \quad K = \frac{\partial f}{\partial X}$$

Se llega a la ecuación linealizada del movimiento:

$$[M] \cdot \{x''\} + [C] \cdot \{x'\} + [K] \cdot \{x\} = \{u(t)\}$$

En donde:

[M]= Matriz de masa.

[C]= Matriz de amortiguamiento.

[K]= Matriz de rigidez.



Para obtener la nueva base de las matrices, formada por autovectores del sistema amortiguado, se calculan los autovectores y autovalores de la ecuación del movimiento linealizada para una vibración libre amortiguada. Esta ecuación es la siguiente:

$$[M] \cdot \{x''\} + [C] \cdot \{x'\} + [K] \cdot \{x\} = 0$$

Empleando el siguiente vector definido como:

$$\{y\} = \begin{Bmatrix} \{x'\} \\ \{x\} \end{Bmatrix}$$

Y reescribiendo la ecuación linealizada del movimiento de la siguiente manera:

$$\begin{bmatrix} [0] & [M] \\ [M] & [C] \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{x''\} \\ \{x'\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} -[M] & [0] \\ [0] & [k] \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{x'\} \\ \{x\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{0\} \\ \{0\} \end{Bmatrix}$$

Se escribe la ecuación anterior como:

$$[A] \cdot \{y'\} + [B] \cdot \{y\} = \{0\}$$

Si se multiplica ambos términos por la inversa de "A":

$$\{y'\} - [H] \cdot \{y\} = \{0\}$$

Donde:

$$[H] = -[A]^{-1} \cdot [B]$$

Buscando soluciones para la ecuación de la forma:

$$\{y\} = \{\varphi\} \cdot e^{\gamma \cdot t}$$

Donde γ es un número complejo y " φ " es el vector modal constituido por elementos complejos. Sustituyendo en la ecuación 25, se obtiene:

$$|\gamma \cdot [I] - [H]| \cdot \{\varphi\} = \{0\}$$

Siendo:

[I] = matriz identidad.

Por lo tanto la ecuación característica del sistema es:

$$|\gamma \cdot [I] - [H]| = \{0\}$$

Si se soluciona la ecuación característica, se obtienen las raíces " γ_i ", las cuales, representan " $2n$ " autovalores complejos conjugados. Sustituyendo las raíces obtenidas en la ecuación, se obtiene sus correspondientes autovectores complejos conjugados.



Por consiguiente, cuando uno ó más autovalores tomen el valor cero, el autovector se corresponde a un modo de vibración de un cuerpo rígido. Es decir, se comporta como un sólido rígido sin que exista deformación de los componentes elásticos.

Para poder comprobar estos valores en Adams/Rail, se utiliza la opción Control Lineal de Modos (Linear Mode Controls). Según la explicación anterior de la ecuación lineal de movimiento, la parte imaginaria corresponde a comportamientos oscilatorios de cada modo de vibración estudiado, y la parte real representa su amortiguamiento característico (siempre distinto de cero). Por tanto, los valores útiles y que ofrecen resultados satisfactorios para el estudio serán aquellos modos de vibración que su parte imaginaria no sea igual a cero. Se considerará que un modo de vibración es estable cuando su parte real no sea positiva; en caso contrario, se considera inestable y no servirá. Los modos de vibración que se tendrán en cuenta del cálculo se pueden apreciar en la siguiente imagen [24].

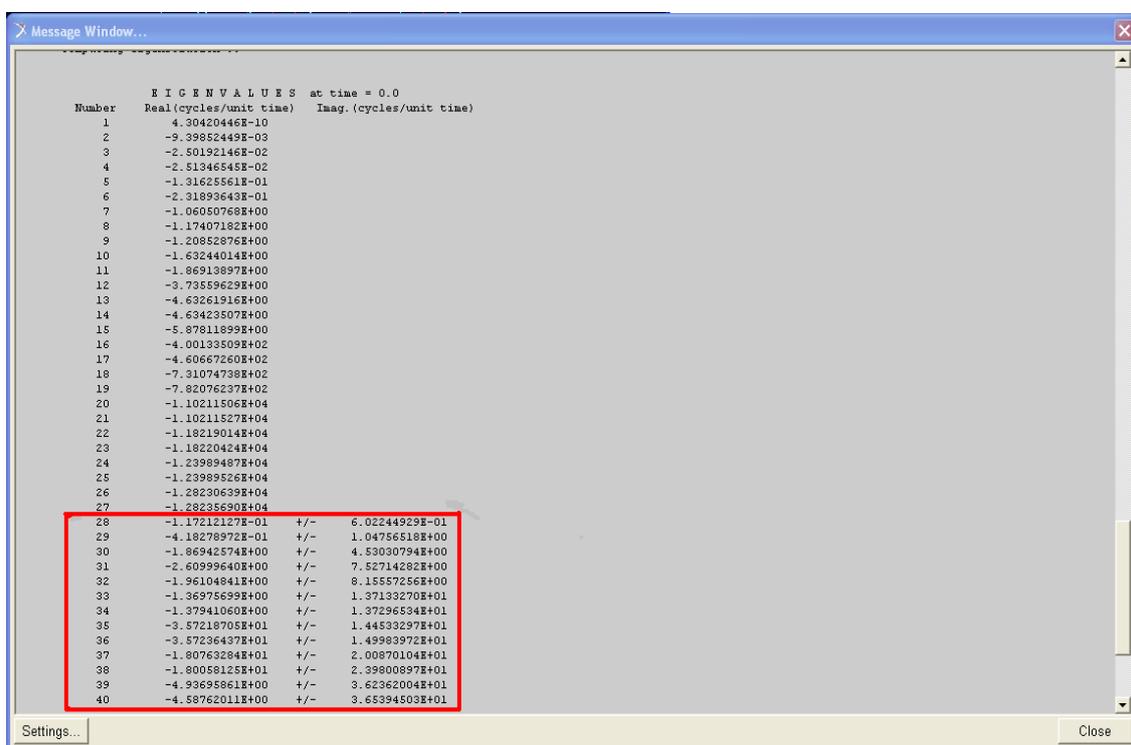


Figura 54: Resultados de los modos de vibración en Adams Rail del modelo.



6.8. CÁLCULO DINÁMICO

El cálculo dinámico se realiza para observar cuál es el comportamiento del conjunto en movimiento. *Adams/Rail* ofrece muchas posibilidades de estudio acerca del comportamiento de los diferentes elementos del conjunto, del trazado de la vía, el perfil de rueda, estudios de estabilidad y descarrilamiento, etc.

Para poder contrastar los diferentes comportamientos del conjunto, *Adams/Rail* cuenta con una base de datos con plantillas creadas por defecto de vías rectas, curvas, con irregularidades de distintos tipos algunas de las cuales simulan situaciones muy comunes a la realidad, como puede ser el efecto *Hunting*, por el cual los juegos de ruedas oscilan en dirección transversal a la dirección de avance del conjunto.

Todas las simulaciones creadas en *Adams/Rail* se guardan en un archivo específico que posteriormente será utilizado en *Adams/PostProcessor* para poder visualizar gráficamente el comportamiento de todos los parámetros de control que se desee. Los archivos de análisis dinámicos que se pueden usar para realizar estudios en *Adams/PostProcessor* incluyen la extensión “.dyn” cuando se guardan en el equipo.

A lo largo del capítulo se expondrá y se comentará las diferentes gráficas que han resultado de cada simulación, con los parámetros de control estudiados y las magnitudes que intervienen en cada una de ellas. En cada caso particular, y de haberse creído conveniente, se grafica el estado más desfavorable del elemento, para así comprobar las condiciones límite del mismo que sean fiables y próximos a un estudio real.

En cada caso de estudio, se han extraído datos de la zona de las ruedas en su centro de rotación, ya que coincide longitudinalmente en la dirección del eje con la caja de grasa, punto dónde, en estudios reales de recogida de datos, es muy común que se instalen acelerómetros o sensores de vibración para el control del estado de rodamientos. Por tanto, y ya que *Adams/PostProcessor* permite que estos puntos sean los más cercanos para sacar resultados de las simulaciones, se han obtenido gráficas de estos parámetros de control.

Para comprender los valores dados en las gráficas por *Adams*, hay que tener en cuenta el sistema de referencia tomado por el programa. En la siguiente imagen, se establece el sistema de coordenadas desde una vista trasera y una vista en planta de las ruedas y los raíles:

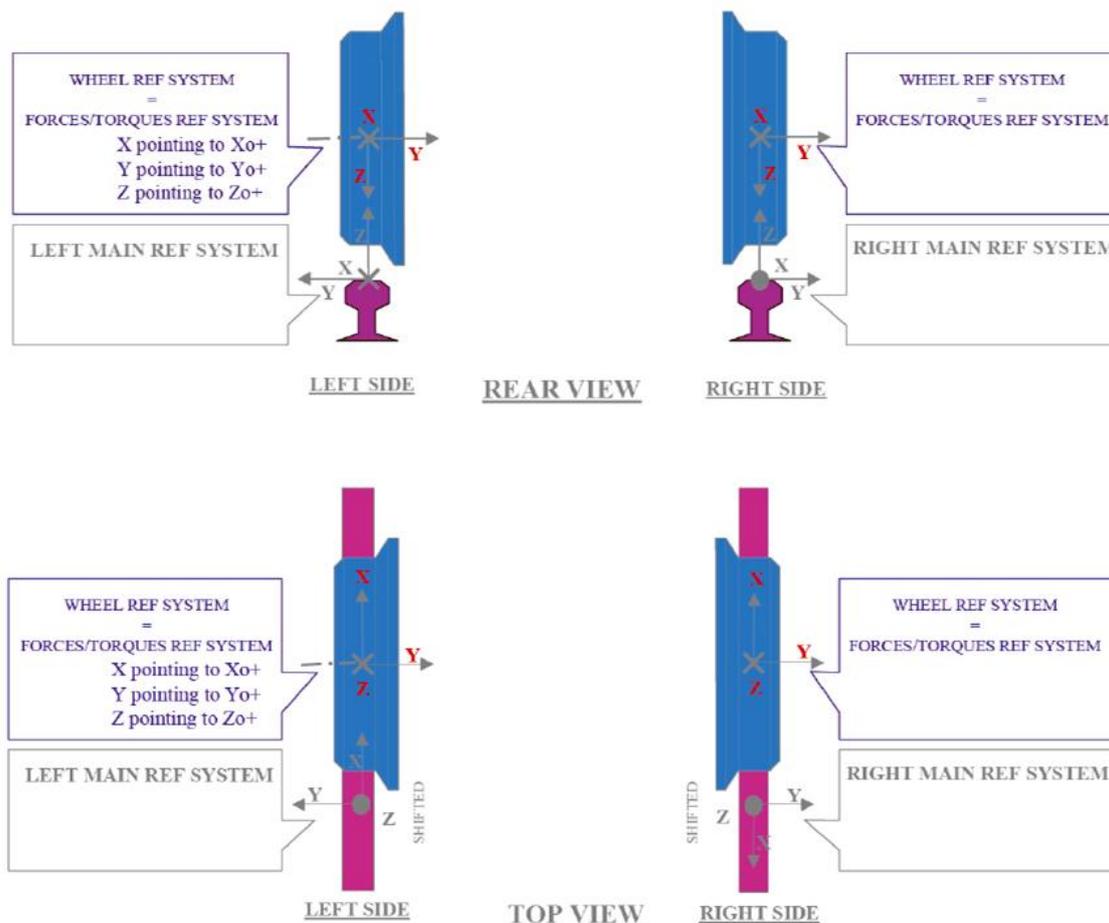


Figura 55: Sistema de referencia en ruedas y ejes en Adams. Vista trasera y en planta

6.9. ARCHIVOS DE PROPIEDADES

6.9.1. INTRODUCCIÓN

Para definir las características de la vía, los contactos rueda-raíl, las suspensiones, los amortiguadores, etc., Adams Rail hace referencia a archivos de propiedades (*property files*) donde vienen definidas las características necesarias para una correcta simulación.

Los archivos de propiedades se basan en ASCII y pueden ser creado y modificados mediante cualquier editor de texto, y se utilizan para:

- Aplicar las mismas características o parámetros para muchos componentes dentro de una plantilla o subsistema.
- Compartir un componente entre diferentes plantillas y subsistemas.

Es necesario conocer con qué parámetros podemos jugar para realizar una correcta simulación. A continuación se describirán algunas de estos archivos para profundizar más en el tema.



6.9.2. CÓMO CONFIGURAR EL TRAZADO DE UNA VÍA

En Adams Rail las características de la vía se van a definir mediante los archivos de propiedades de la vía (*track property file*). Estos archivos definirán parámetros de la vía como por ejemplo: la longitud, el ancho, la curvatura, las irregularidades, etc. Cada vez que se quiera realizar un análisis dinámico del modelo, debe especificarse un archivo de propiedades de la vía.

Van a poder ser obtenidos de una forma directa, abriendo los que ya hay almacenados en la librería de Adams Rail mediante un editor de texto y modificando o sobrescribiendo la información contenida en ellos. Todos los archivos de propiedades de la vía que se generen, se van a almacenar en la base de datos *private.cdb* dentro de la carpeta *tracks.tbl* y con la extensión (*.trk*).

Los bloques en los que se estructura, de manera general, un archivo de propiedades de la vía son los siguientes [12]:

MDI_HEADER: información genérica sobre el archivo de propiedades de la vía.

UNITS: unidades usadas para los parámetros de la vía (sólo unidades del Sistema Internacional).

MODEL: modelo y formato usado para la descripción de la vía.

GLOBAL: Parámetros generales de descripción de la vía, donde aparecen estos datos:

- **TOTAL_LENGTH:** especifica la longitud total de la vía. Cuando se excede la longitud de la vía durante el análisis dinámico, la simulación se para.
- **CANT_MODE:** especifica de qué manera se aplica un cierto ángulo de inclinación o peralte a la vía.
- **IRREGULARITIES:** especifica si la vía contiene irregularidades o no. (YES/NO). Si hay algún tipo de irregularidades, hay que introducir otro bloque en el que se describan éstas mediante sus correspondientes parámetros, que será explicado en el apartado correspondiente.

PLAN_PATH: descripción analítica de la vía en el plano horizontal, especificando para cada tramo de la vía la abscisa inicial y final, y la curvatura inicial y final.

VERTICAL_PATH: descripción analítica de la vía en el plano vertical, especificando para cada tramo de la vía la abscisa inicial y final, y la altura inicial y final.

CANT_ANGLE_PATH: descripción analítica de la inclinación o peralte de la vía. Se describe la disposición de la vía en cuanto a su inclinación (*roll*), especificando para cada tramo de la vía, la abscisa inicial y final, y el ángulo de inclinación o peralte inicial y final, en radianes.

RAILS CONFIGURATION: Descripción de la disposición de los raíles a lo largo de la vía. Para cada tramo de la vía se especifican los siguientes parámetros:

- **Track_s:** abscisa de la vía.
- **Gauge:** distancia nominal entre los raíles.



- **Vertical distance gauge (Vdg):** distancia vertical desde lo alto o cima del perfil al punto en el que la distancia nominal entre raíles (*gauge*) va a ser medida. *Vdg* y *gauge* juntos van a especificar la distancia real entre raíles.
- **Inc[rad]:** inclinación del perfil del raíl con respecto a la vía.
- **Rail_id:** identificador del perfil del raíl.

RAIL_nL_PROPERTIES: inclinación del perfil para la sección 'n' del raíl izquierdo.

RAIL_nR_PROPERTIES: inclinación del perfil para la sección 'n' del raíl derecho.

RAIL_nL_MATERIAL: propiedades del material para la sección 'n' del raíl izquierdo.

RAIL_nR_MATERIAL: propiedades del material para la sección 'n' del raíl derecho.

RAIL_nL_PROFILE_XC1C2, RAIL_nL_PROFILE_C3C4: descripción del perfil del raíl izquierdo para la sección n-ésima.

RAIL_nR_PROFILE_XC1C2, RAIL_nR_PROFILE_C3C4: descripción del perfil del raíl derecho para la sección n-ésima.

Donde *X* es la coordenada lateral del perfil del raíl, *C1C2* son los dos primeros coeficientes del spline del perfil y *C3C4* son los dos últimos coeficientes del spline del perfil.

Se puede abrir el archivo de propiedades de la vía seleccionando en la barra de menú los comandos *Tools, Curve Manager*. Se abrirá entonces la ventana de *Curve Manager*, donde se va a poder observar como quedan fijados los parámetros que definen la vía. En la figura siguiente se muestra el perfil del raíl con la herramienta descrita:

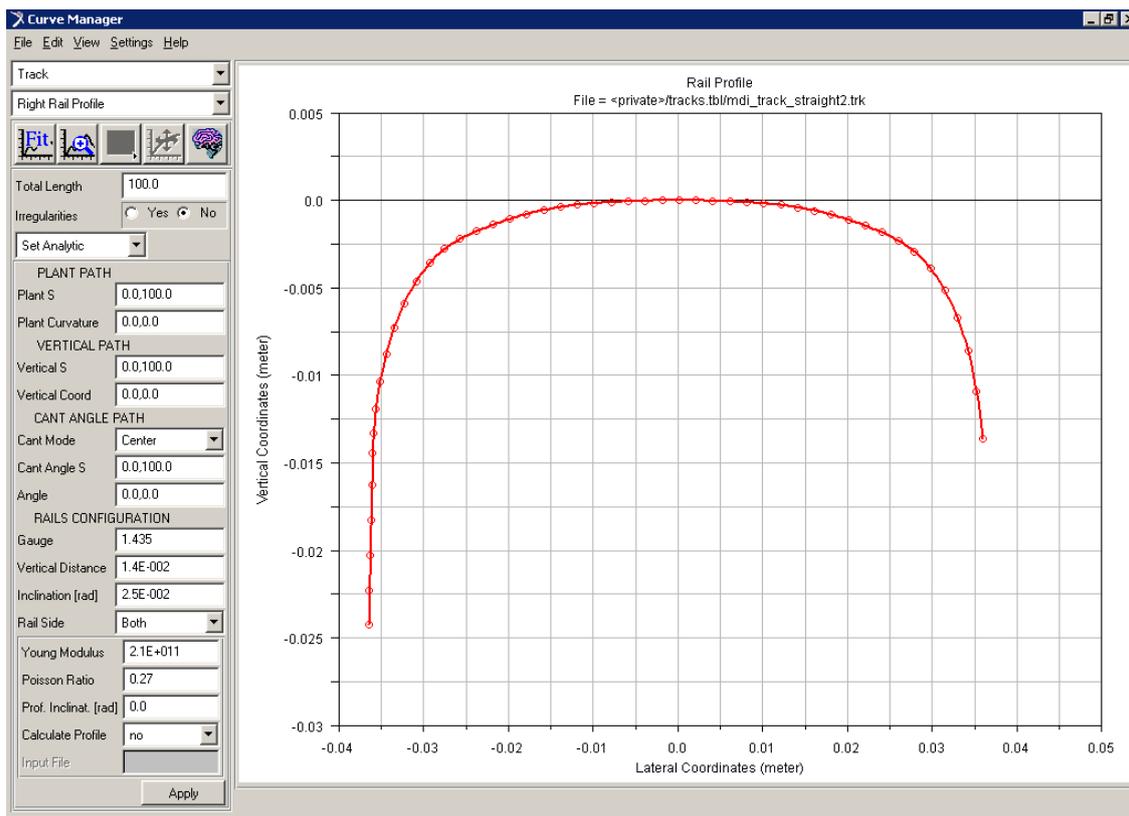


Figura 56: Representación del perfil del raíl con Curve Manager.

6.9.3. IRREGULARIDADES DE LA VÍA

Adams Rail permite el modelado de raíles de vías defectuosos mediante la entrada de un cierto tipo de irregularidades de varios tipos que tratan de reproducir dichos defectos.

Como ejemplo, la irregularidad que se va a proceder a explicar va a ser analítica con forma senoidal. El bloque de irregularidades de tipo seno que ha de introducirse en el archivo de propiedades de la vía, está estructurado de la siguiente forma:

TYPE: especifica el tipo de modelo usado para las irregularidades, que en este caso debe ser *ANALYTIC_SINUS*.

FORMAT: sólo *ANA_1* es el formato disponible para este modelo de irregularidades.

DIRECTION: Se especifica en qué dirección va a ser aplicada la irregularidad:

- **LATERAL:** irregularidades aplicadas en la dirección lateral.
- **VERTICAL:** irregularidades aplicadas en la dirección vertical.

CANT o ROLL: irregularidades aplicadas por deficiencia de la vía en forma de giro o vuelco (ángulo de *roll*).

GAUGE: variación del *Gauge* o distancia nominal entre raíles.

RAIL_SIDE: especifica en qué raíl las irregularidades van a ser aplicadas. Puede ser *left / right* ó *both*. Si la irregularidad se va a aplicar sobre el *gauge*, estará siempre fijado a *both*.

SHIFT: usado para fijar el seno del raíl izquierdo contra el del raíl derecho (válido sólo para *RAIL_SIDE=both* y *DIRECTION=VERTICAL/LATERAL*).

STARTING_S: posición o abscisa de la vía donde comienzan las irregularidades (*S0*).

AMPLITUDE: amplitud de la irregularidad senoidal (*A*). La amplitud representará un valor angular cuando *DIRECTION = ROLL*.

WAVE_LENGTH: longitud de onda de la irregularidad senoidal (*WL*).

CYCLES: Número de ciclos.

En la figura se indican los parámetros que hay que considerar para introducir las irregularidades de forma senoidal en la vía que definirán el desplazamiento lateral de la misma [14,15,17].

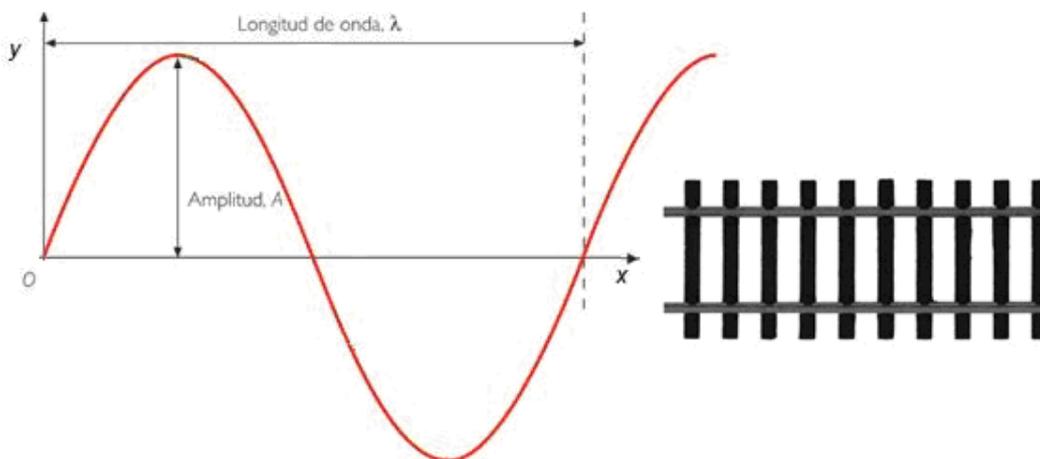


Figura 57: Parámetros que definen la irregularidad de una vía.

6.10. ADAMS POSTPROCESSOR

6.10.1. INTRODUCCIÓN

Adams PostProcessor es una herramienta que permite al usuario realizar diferentes estudios acerca del modelo creado en cualquiera de los programas del paquete MSC Adams. Dicho programa sirve para:



- ⇒ Ver los informes.
- ⇒ Reproducir una animación de los resultados obtenidos.
- ⇒ Mostrar los resultados en forma de gráficas y en tablas.
- ⇒ Ver animaciones y gráficos simultáneamente.

De esta forma, Adams Postprocessor permite:

Depuración: depurar el modelo, permitiendo ver el prototipo en marcha, o las deformaciones del mismo en el caso del uso de elementos flexibles.

Validación: se pueden validar los resultados, ya que permite realizar operaciones matemáticas sobre ellos, así como diferentes análisis estadísticos.

Mejora: permite comparar gráficamente las soluciones de dos o más simulaciones, facilitando la mejora del modelo estudiado.

Presentación de resultados: se trata de una herramienta adecuada para la elaboración de los informes oportunos, e incluso permite realizar películas de las animaciones del prototipo virtual.

6.10.2. MENÚ DEL PROGRAMA

Los elementos que se muestran en la ventana del Adams Postprocessor son los siguientes:

Barra de menús (*menu bar*): contiene los títulos de cada menú.

Barra de herramientas principal (*main toolbar*): permite trabajar con animaciones, gráficos o informes, variando la barra de herramientas según la opción.

Vista de árbol (*treeview*): muestra una lista jerárquica de los modelos y las páginas. El árbol es especialmente útil para la selección e identificación de objetos.

Editor de las propiedades (*property editor*): le permite cambiar las propiedades de los objetos seleccionados.

Barra de estado (*status toolbar*): muestra los mensajes de información mientras trabaja.

Página (*page*): muestra la página actual. Cada página puede mostrar hasta seis áreas rectangulares o ventanas en el que puede colocar animaciones y gráficos.

Ventana (*viewports*): áreas rectangulares que muestran distintos puntos de vista de las gráficas, animaciones, o informes.

Panel de control (*dashboard*): proporciona funciones para el control de animaciones o graficar los resultados.

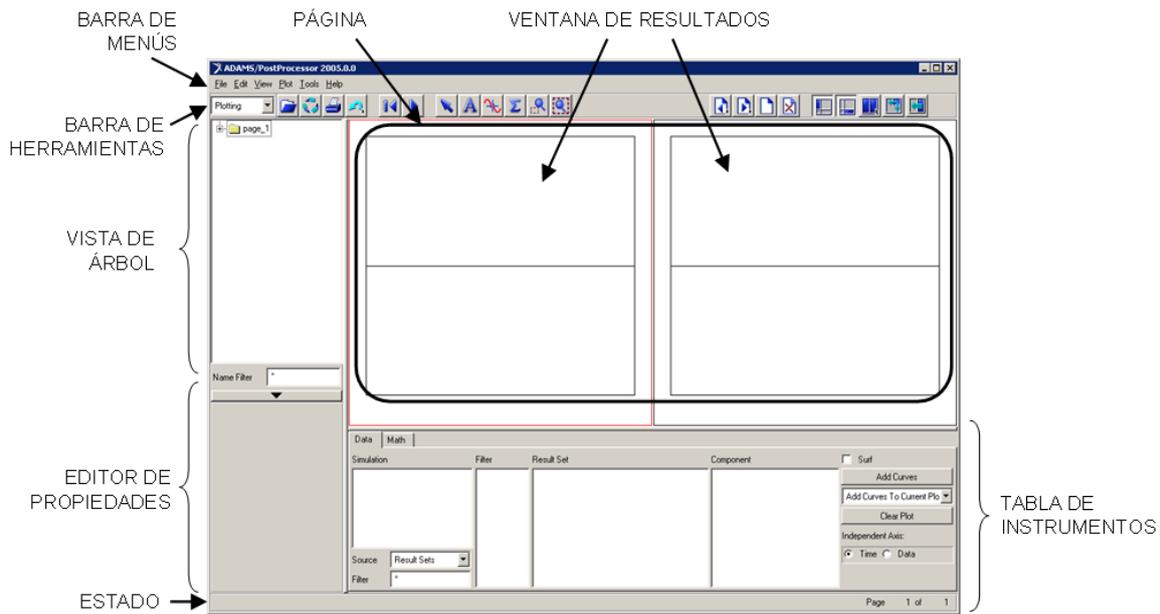


Figura 58: Ventana de trabajo Adams Postprocessor.

6.10.3. CÓMO IMPORTAR LOS RESULTADOS OBTENIDOS

Adams Postprocessor permite la posibilidad de crear gráficos o tablas a partir de las simulaciones creadas en algún programa del paquete MSC Adams. Para abrir los resultados obtenidos de la simulación se selecciona en la barra de menú los comandos *File, Import*, y en el cuadro emergente se introduce:

Type: permite elegir el tipo de archivo entre una lista. En el presente capítulo se explicaran los archivos *Request File* y *Graphics File*.

File Name: se busca el archivo deseado.

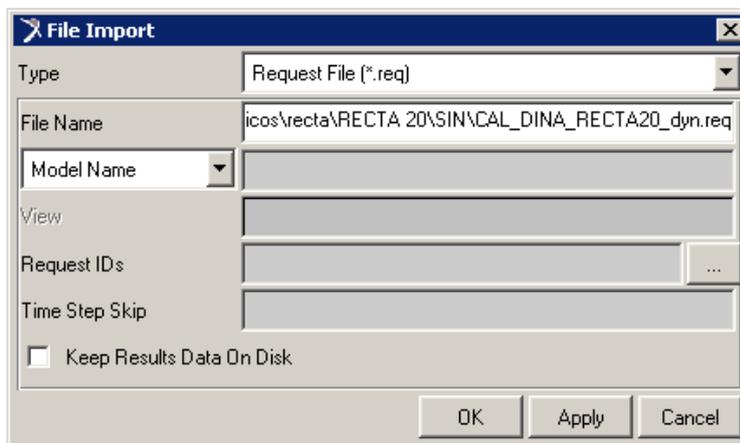


Figura 59: Menú para importar archivo.

Para nuestro estudio, y particularizando en Adams Rail, se van a utilizar mayoritariamente dos tipos de archivo, denominados Archivo de Demanda y Archivo de Gráficos.

Archivo de demanda (Request File):

Permite crear gráficos de los resultados a partir de la simulación que se ha creado anteriormente en el programa Adams Rail. Una vez abierto el archivo de simulación, Adams PostProcessor permite realizar diversos gráficos, con parámetros de tiempo u otros datos de interés.

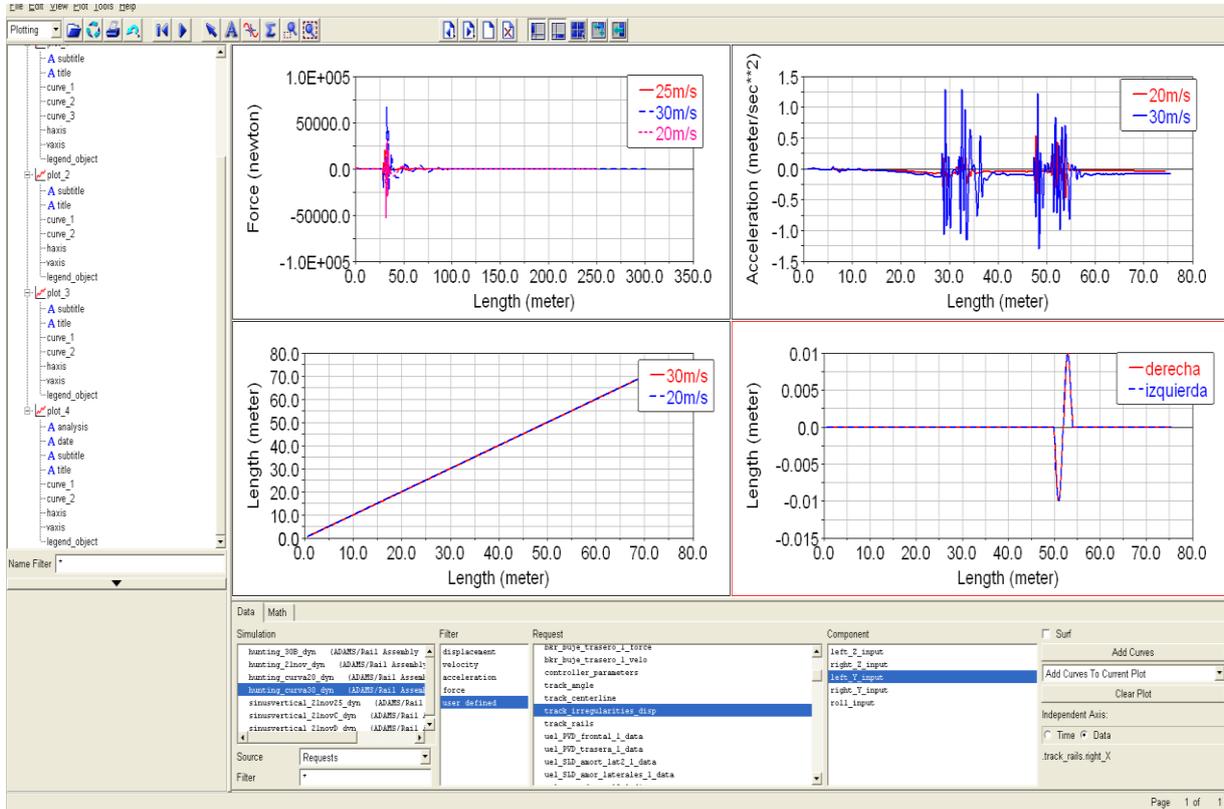


Figura 60: Representación de un archivo de demanda.

Archivo de gráficos (Graphics File):

Permite crear una animación de la simulación calculada dependiente del tiempo, permitiendo variar la posición, la velocidad de simulación, orientación etc. A continuación se muestra la imagen de la ventana en cuestión.

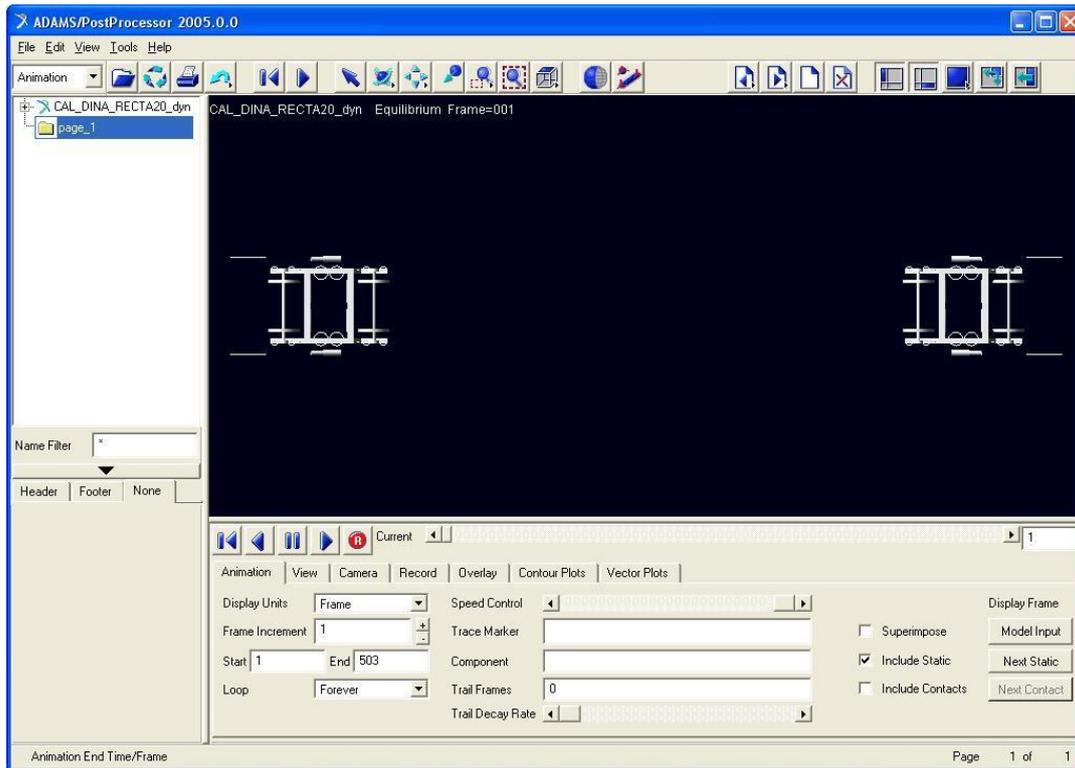


Figura 61: Representación de un archivo gráfico.

Así mismo, Adams Postprocessor dispone de cuatro modos que cambian automáticamente en función del contenido de la ventana activa:

Animation: modo de animación visible en el *Graphics File*.

Plotting: modo de gráfica visible en *Request File*.

Report: informes.

Plot 3D: el trazado en 3D.

6.10.4. CÓMO VISUALIZAR UN ARCHIVO DE DEMANDA

- **Cómo realizar gráficas de un cálculo dinámico.**

Teniendo en cuenta el trabajo que nos ocupa, la simulación dinámica de un bogie, las opciones que se permite graficar empleando el archivo *Request File* son las siguientes:

Simulation: se selecciona el modelo a simular. Se puede abrir simultáneamente multitud de archivos de cálculo para comparar los parámetros entre ellos. Por ejemplo se puede comparar de esta forma las gráficas de la simulación a diferentes velocidades, o diferentes trazados de vía para ver las diferencias existentes entre ambas.



Filter: la única opción disponible en el cálculo realizado es *defined*. Las demás opciones son para diferentes procesos que dispone el Adams Postprocessor.

Request: donde se selecciona que tipo de parámetro y sobre qué elemento del bogie se quiere obtener los resultados. Adams Postprocessor establece un listado con los nombres de los componentes que incluye el modelo simulado. Además, incluye diferentes parámetros para estudiar efectos sobre el trazado, como en este caso ocurre con parámetros relacionados con las vías.

Component: dependiendo de la opción elegida para *request* el programa permite graficar diferentes componentes.

Se puede realizar la gráfica con respecto al tiempo, o con respecto a cualquier magnitud con la que cuente el programa, incluso con ella misma, por lo que se pueden hacer infinidad de gráficas [16,17].

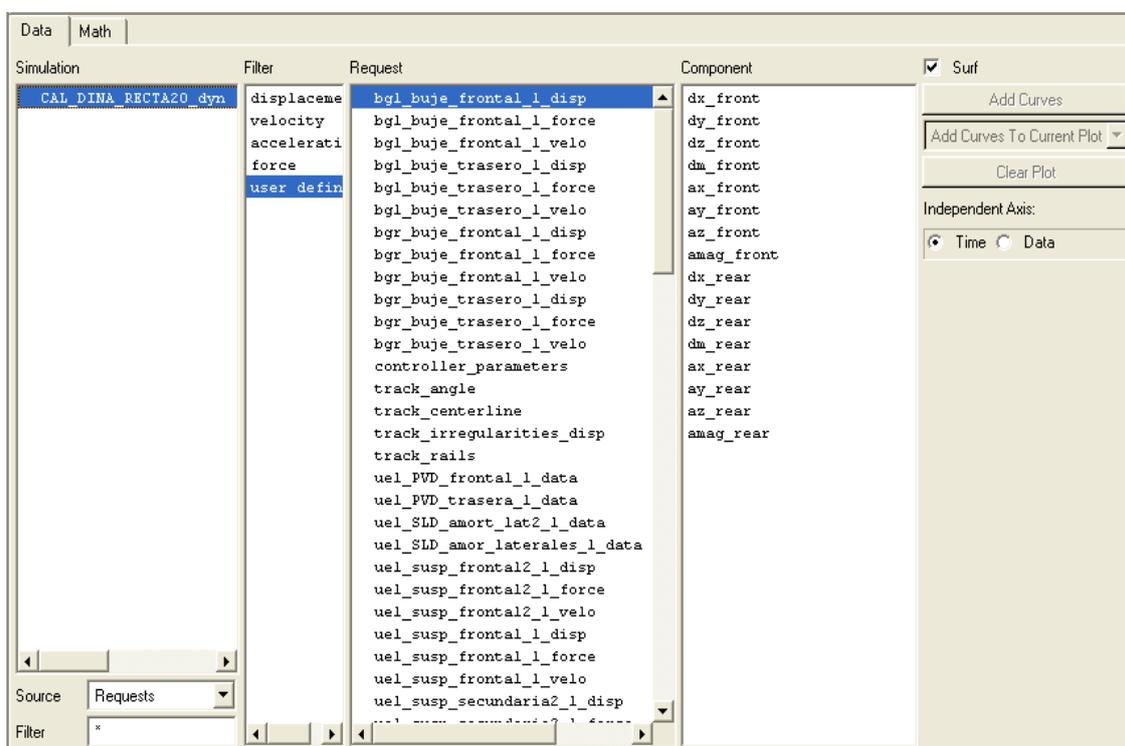


Figura 62: Menú de opciones de un archivo de demanda.

Para el modelo del presente proyecto, las opciones disponibles de todos los parámetros del diseño que se pueden mostrar en gráficas se detallan en las tablas siguientes:



Tabla 1: Opciones de representación de parámetros 1

	PARÁMETRO (REQUEST)		COMPONENTE (COMPONENT)
	IZQUIERDO (LEFT)	DERECHO (RIGHT)	
COJINETES	bgl_buje_frontal_1_disp bgl_buje_trasero_1_disp	bgr_buje_frontal_1_disp bgr_buje_trasero_1_disp	dx_(front/rear) dy_(front/rear) dz_(front/rear) dm_(front/rear) ax_(front/rear) ay_(front/rear) az_(front/rear) amag_(front/rear)
	bgl_buje_frontal_1_force bgl_buje_trasero_1_force	bgr_buje_frontal_1_force bgr_buje_trasero_1_force	fx_(front/rear) fy_(front/rear) fz_(front/rear) fm_(front/rear) tx_(front/rear) ty_(front/rear) tz_(front/rear) tm_(front/rear)
	bgl_buje_frontal_1_velo bgl_buje_trasero_1_velo	bgr_buje_frontal_1_velo bgr_buje_trasero_1_velo	vx_(front/rear) vy_(front/rear) vz_(front/rear) tm_(front/rear) tx_(front/rear) ty_(front/rear) tz_(front/rear) tm_(front/rear)



Tabla 2: Opciones de representación de parámetros 2

	PARÁMETRO (REQUEST)		COMPONENTE (COMPONENT)
	IZQUIERDO (LEFT)	DERECHO (RIGHT)	
AMORTIG.	uel_PVD_frontal_1_data uel_PVD_trasera_1_data uel_SLD_amort_lat2_1_data uel_SLD_amor_laterales_1_data uel_SVD_amort_vertc_sec_1_data uel_SYD_anti_desvio_1_data	uer_PVD_frontal_1_data uer_PVD_trasera_1_data uer_SLD_amort_lat2_1_data uer_SLD_amor_laterales_1_data uer_SVD_amort_vertc_sec_1_data uer_SYD_anti_desvio_1_data	displacement_(front/rear) velocity_(front/rear) force_(front/rear)
SUSPENSIONES	uel_susp_frontal2_1_disp uel_susp_frontal_1_disp uel_susp_trasera2_1_disp uel_susp_trasera_1_disp uel_susp_secundaria2_1_disp uel_susp_secundaria_1_disp	uer_susp_frontal2_1_disp uer_susp_frontal_1_disp uer_susp_trasera2_1_disp uer_susp_trasera_1_disp uer_susp_secundaria2_1_disp uer_susp_secundaria_1_disp	dx_(front/rear) dy_(front/rear) dz_(front/rear) dm_(front/rear) ax_(front/rear) ay_(front/rear) az_(front/rear) amag_(front/rear)
	uel_susp_frontal2_1_force uel_susp_frontal_1_force uel_susp_trasera2_1_force uel_susp_trasera_1_force uel_susp_secundaria2_1_force uel_susp_secundaria_1_force	uer_susp_frontal2_1_force uer_susp_frontal_1_force uer_susp_trasera2_1_force uer_susp_trasera_1_force uer_susp_secundaria2_1_force uer_susp_secundaria_1_force	fx_(front/rear) fy_(front/rear) fz_(front/rear) fm_(front/rear) tx_(front/rear) ty_(front/rear) tz_(front/rear) tm_(front/rear)
	uel_susp_frontal2_1_velo uel_susp_frontal_1_velo uel_susp_trasera2_1_velo uel_susp_trasera_1_velo uel_susp_secundaria2_1_velo uel_susp_secundaria_1_velo	uer_susp_frontal2_1_velo uer_susp_frontal_1_velo uer_susp_trasera2_1_velo uer_susp_trasera_1_velo uer_susp_secundaria2_1_velo uer_susp_secundaria_1_velo	vx_(front/rear) vy_(front/rear) vz_(front/rear) tm_(front/rear) tx_(front/rear) ty_(front/rear) tz_(front/rear) tm_(front/rear)



Tabla 3: Opciones de representación de parámetros 3

		PARÁMETRO (REQUEST)		COMPONENTE (COMPONENT)
		IZQUIERDO (LEFT)	DERECHO (RIGHT)	
CONJUNTO DE RUEDAS eje 1 = w1 eje 2 = w2		ues_doble_rueda_1_(w1/ w2l)_add_parameters_1	ues_doble_rueda_1_(w1r/ w2r)_add_parameters_1	derailment_quotient_(front/rear) wheel_unloading_(front/rear) long_creepage_(front/rear) lateral_creepage_(front/rear) spin_creepage_(front/rear) wear_number_(front/rear)
		ues_doble_rueda_1_(w1/ w2l)_contact_force	ues_doble_rueda_1_(w1r/ w2r)_contact_force	long_creep_force_(front/rear) lat_creep_force_(front/rear) normal_force_(front/rear) lateral_force_(front/rear) vertical_force_(front/rear) friction_coeff_(front/rear)
		ues_doble_rueda_1_(w1/ w2l)_contact_geometry	ues_doble_rueda_1_(w1r/ w2r)_contact_geometry	wpf_contact_point_(front/rear) rpf_contact_point_(front/rear) contact_angle_(front/rear) contact_ellipse_a_(front/rear) contact_ellipse_b_(front/rear) contact_elipse_area_(front/rear) rolling_radius_(front/rear)
		ues_doble_rueda_1_(w1/ w2l)_displacement	ues_doble_rueda_1_(w1r/ w2r)_displacement	angle_of_attack_(front/rear) rolling_angle_(front/rear) lateral_disp_(front/rear) vertical_disp_(front/rear) wheel_lift_(front/rear)



Tabla 4: Opciones de representación de parámetros 4

		PARÁMETRO (REQUEST)		COMPONENTE (COMPONENT)
		IZQUIERDO (LEFT)	DERECHO (RIGHT)	
CONJUNTO DE RUEDAS eje 1 = w1 eje 2 = w2		ues_doble_rueda_1_(w1/ w2l)_equivalent_force	ues_doble_rueda_1_(w1r/ w2r)_equivalent_force	fx_(front/rear) fy_(front/rear) fz_(front/rear) fm_(front/rear) tx_(front/rear) ty_(front/rear) tz_(front/rear)
		ues_doble_rueda_1_(w1l/ w2l)_special parameters	ues_doble_rueda_1_(w1r/ w2r)_special parameters	derail_warning_(front/rear) track_distance_(front/rear) cp_number_(front/rear)
		ues_doble_rueda_1_(w1l/ w2l)_track_irregularity	ues_doble_rueda_1_(w1r/ w2r)_track_irregularity	track_distance_(front/rear) y_irregularity_(front/rear) z_irregularity_(front/rear) roll_irregularity_(front/rear)
		ues_doble_rueda_1_(w1l/ w2l)_velocity	ues_doble_rueda_1_(w1r/ w2r)_velocity	longitudinal_vel_(front/rear) lateral_vel_(front/rear) vertical_vel_(front/rear) rotacional_vel_(front/rear) ref_body_velocity_(front/rear)



Tabla 5: Opciones de representación de parámetros 5

	PARÁMETRO (REQUEST)		COMPONENTE (COMPONENT)
	IZQUIERDO (LEFT)	DERECHO (RIGHT)	
PARÁMETRO DE CONTROL	controller_parameters		travelled_distance long_velocity long_acceleration traction_force
ÁNGULO DE LA VÍA	track_angle		roll_angle yaw_angle pitch_angle roll_angle_1st_derivate
LÍNEA CENTRAL DE LA VÍA	track_centerline		alpha_tot alpha_plant track_base track_centerline_x track_centerline_y track_centerline_z
IRREGULARIDAD DE LA VÍA	track_irregularities_disp		(left/right)_z_input (left/right)_y_input roll_input



Tabla 6: Opciones de representación de parámetros 6

	PARÁMETRO (REQUEST)		COMPONENTE (COMPONENT)
	IZQUIERDO (LEFT)	DERECHO (RIGHT)	
RAÍLES DE LA VÍA	track_rails		(left/right)_x (left/right)_y (left/right)_z
CONJUNTO DE RUEDAS • EJE 1 = WST1 • EJE 2= WST2	Ues_doble_rueda_1__(wst1/ wst2)_wheelset_disp		track_distance_(front/rear) lateral_(front/rear) vertical_(front/rear) angle_of_attack_(front/rear)
	ues_doble_rueda_1__(wst1/ wst2)_wheelset_force		longitudinal_(front/rear) lateral_(front/rear) vertical_(front/rear)

- **Cómo realizar gráficos de un cálculo de estabilidad.**

Para representar las gráficas del cálculo de estabilidad que permitan obtener la velocidad crítica, en la barra de menú se selecciona los comandos *PostProcessing*, *Stability Toolkit* y en el cuadro emergente que aparece se introduce:

Al cargar el archivo de demanda de un cálculo de estabilidad hay que indicar qué es lo que se quiere representar. Para representar las gráficas que permitan obtener la velocidad crítica, en la barra de menú se selecciona los comandos *PostProcessing*, *Stability Toolkit* y en el cuadro emergente que aparece se introduce:

Analysis Name: se elige el nombre del análisis de estabilidad realizado, en este caso [calculado_estabilidad](#).

Plot Subtitle: se le asigna un nombre a la gráfica. En este caso se le va a llamar [velocidad_crítica](#).

Plot Type: es el tipo de gráfico que se desea generar. Especificar si se desea trazar *undamped frequency vs damping ratio* (frecuencia amortiguada contra el factor de amortiguamiento expresado en %) o *real part vs imaginary part* (parte imaginaria de los modos propios contra su parte real). Se marca en este caso [undamped frequency vs damping ratio](#).

Min Frequency: es la frecuencia mínima. De esta forma se introduce un rango de frecuencias para excluir los modos sobreamortiguado y los modos de alta frecuencia. En este caso se introduce [0](#).

Max Frequency: es la frecuencia máxima. En este caso [50](#).

En la figura 63 se muestra el menú emergente que aparece en Adams Postprocessor para generar un cálculo de estabilidad.

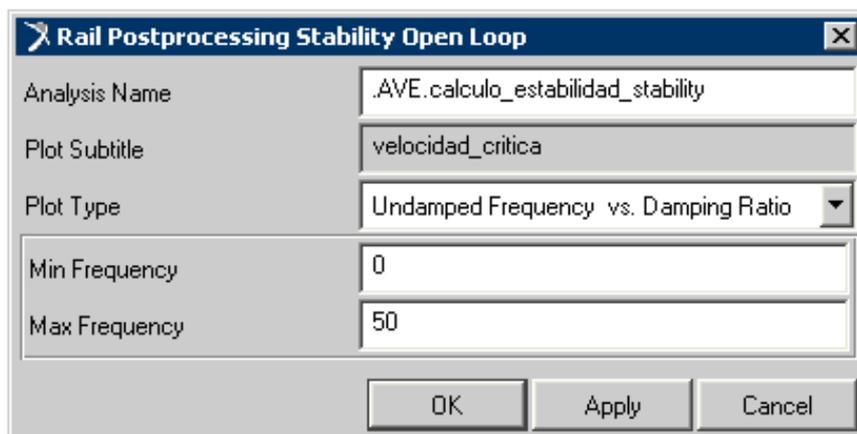


Figura 63: Menú para generar el cálculo de estabilidad.

En el menú de vista en árbol se puede seleccionar los diferentes gráficos que genera el programa automáticamente tras realizar este paso.

6.10.5. CÓMO VISUALIZAR UN ARCHIVO DE GRÁFICOS

Adams Postprocessor permite crear una animación de la simulación calculada dependiente del tiempo, permitiendo variar la posición, la velocidad de simulación, orientación etc. Además se permite grabar dicha simulación. Al abrir el archivo *Graphics Files*, aparece una ventana de comandos con múltiples opciones de simulación, destacándose las siguientes:

Animation: indica diferentes opciones de simulación como la velocidad, el número de pasos, etc.

View: para ver el modelo de una forma visual diferente. Permite dar brillo, efectos de sombras, etc.

Camera: permite diferentes opciones de cámara donde se desea enfocar.

Record: para grabar el vídeo en diferentes formatos y posibilidades.

Overlay: permite abrir diferentes archivos de simulación y animarlos a la vez.

Contour plots: para insertar una leyenda con los componentes de las fuerzas entre otras posibilidades.

Vector plots: vectores de dibujo.

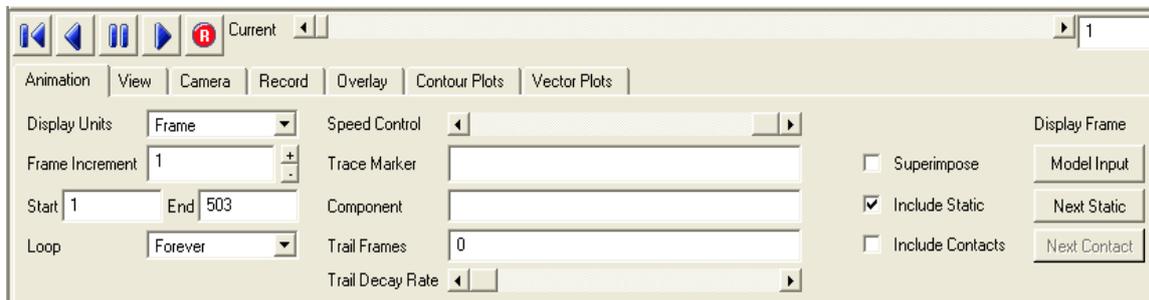


Figura 64: Menú de opciones de un archivo gráfico

Por tanto, con Adams Postprocessor se puede recrear el movimiento del vehículo (solo se visualizan los bogies, no el conjunto entero con el cuerpo del vagón) y comprobar cómo van variando los parámetros que se requieran. En la siguiente se muestra una imagen del entorno gráfico de esta herramienta [16,17].

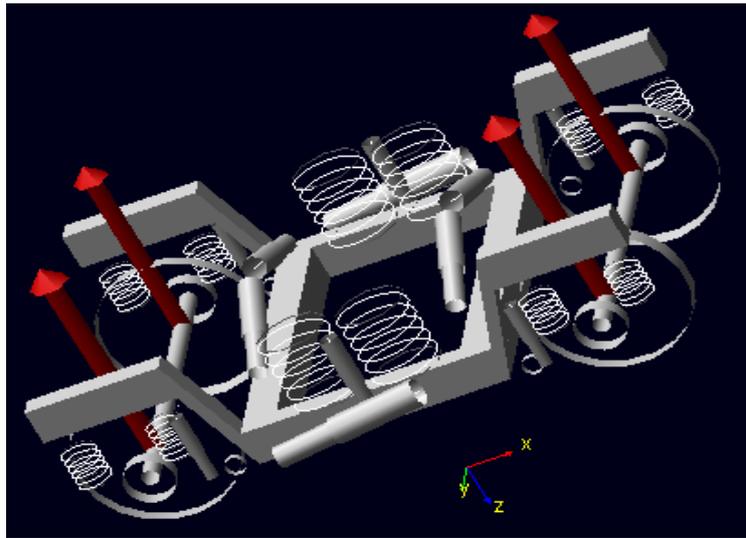


Figura 65: Simulación de un archivo gráfico.



7. LANZADERA AVANT S-104

7.1. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Los trenes de alta velocidad modelo S-104 de Renfe son una serie de trenes adquiridos para ofrecer el servicio Renfe Avant ó lo que es lo mismo, servicios de alta velocidad de media distancia o regionales, que antes se denominaban Lanzaderas Ave. Estos trenes están específicamente diseñados para viajes cortos, a diferencia del servicio Ave. Al ser diseñados para ofrecer servicios de menos de una hora y media de viaje, no existe la clase club y el número de plazas de clase preferente es muy bajo, 31 plazas frente a 205 de clase turista. Únicamente el primer vagón, donde está la cafetería, es de clase preferente.

Pertenecen a la familia de trenes Pendolino desarrollados por la italiana Fiat Ferroviaria que sería posteriormente absorbida por Alstom, y por tanto tienen similitudes con los trenes de la serie S-490. Estos trenes han sido fabricados entre Alstom y CAF, solicitándose un pedido de 20 unidades que se empezó a entregar en 2003 y se terminó en 2005[21].

En la figura 22 se muestra una imagen del tren de alta velocidad Avant serie S-104 de la empresa Renfe, cuyo modelo se ha simulado en este proyecto.



Figura 66: Tren de alta velocidad Avant serie S-104 de Renfe.

Son trenes con la tracción distribuida: cada vagón cuenta con un convertidor de 1 Mw y está motorizado con 2 motores asíncronos de 550 Kw y dispone de 8 bogies cada uno de los cuales tienen tracción en uno de sus ejes. Además el sistema permite que, en caso de avería de alguno de los motores, el tren siga funcionando al 75% de su capacidad.

Están constituidos por 4 coches. Los coches extremos disponen de una cabina de conducción en su extremo libre. En uno de estos coches lleva el bar-cafetería.

Los ocho bogies motores disponen de un eje motor y un eje portador. El reductor está montado sobre el cuerpo de eje, accionado por un motor montado en la caja, a través de un árbol cardan. La suspensión primaria y secundaria está realizada con muelles helicoidales [22].

En la figura siguiente muestra la imagen del bogie que equipa el tren Avant S-104, donde se pueden apreciar sus componentes.

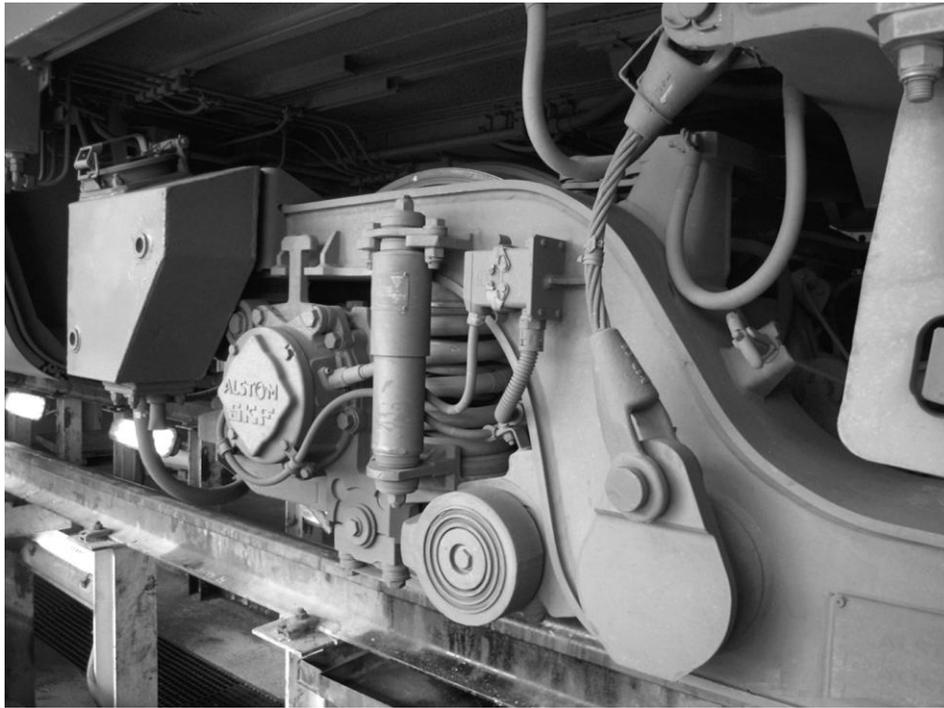


Figura 67: Bogie que equipa el tren Avant serie S-104.

En la tabla 7 se muestran las características generales del tren de alta velocidad Avant serie S-104 de Renfe:

**Tabla 7:** Características generales del tren Avant serie S-104

CARACTERÍSTICAS GENERALES			
Tipo de vehículo	Tren de alta velocidad	Velocidad máxima	250 [km/h]
Fabricante	Alstom, CAF	Aceleración de 0-100 Km/h	0,72 [m/s ²]
Nº de unidades	20	Deceleración media a 120 Km/h	0,40 [m/s ²]
Año de recepción	2003-2005, primer servicio comercial el 29-12-2004.	Deceleración media a 250 Km/h	0,50 [m/s ²]
Estructura de caja	Aluminio	Potencia	4.400 [Kw], 18 [Kw/t]
Disposición ejes (UIC)	(1Ao) (Ao1) (1Ao) (Ao1) (1Ao) (Ao1) (1Ao) (Ao1)	Ancho de vía	1,435 [m]
Distancia entre topes	107,10 [m]	Tensión (CA)	25 [KV] y 50 [Hz]
Anchura máxima	2,92 [m]	Número de motores	8 motores asíncronos de 550 [Kw]
Altura máxima	4,123 [m]	Sistemas de seguridad	ASFA, LZB, ERTMS
Longitud entre testeros	25,90 [m]	Mando múltiple	4
Paso libre puertas	0,80 [m]	Número de plazas	237
Peso en servicio	242 [toneladas] (carga nominal considerando 100 Kg por pasajero)	Costo de compra	13,22 [M€] y 55.767 [€/plaza]

Aparte de las características generales antes mencionadas, se requieren otros datos más técnicos a la hora de realizar la simulación. Esta información se muestra en la tabla 8.

Hay que mencionar que se ha podido contar con algunos planos técnicos de dicho modelo gracias a Alstom, cuya información se puede consultar en el proyecto dedicado al diseño del modelo de lanzadera Avant S-104.



Tabla 8: Características técnicas del tren Avant serie S-104

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
Ruedas	Material: acero R8T-VR. Masa: 311 [Kg].
Caja de grasa	Dispone de tres tipos diferentes de caja de grasa, aunque mecánicamente son iguales, están diferenciadas debido a los equipos de captación que incorpora cada una de ellas.
Muelles	<p><u>Suspensión primaria</u> Muelle externo: - Rigidez axial = 40,06 [daN/mm]. - Rigidez lateral = 41,00 [daN/mm].</p> <p>Muelle interno: - Rigidez axial = 24,28 [daN/mm]. - Rigidez lateral = 10,10 [daN/mm].</p> <p><u>Suspensión secundaria</u> Muelle externo: - Rigidez axial = 12,30 [daN/mm]. - Rigidez lateral = 10,50 [daN/mm].</p> <p>Muelle intermedio: - Rigidez axial = 7,75 [daN/mm]. - Rigidez lateral = 2,90 [daN/mm].</p> <p>Muelle interior: - Rigidez axial = 4,96 [daN/mm]. - Rigidez lateral = 0 [daN/mm].</p>
Amortiguadores	<p><u>Suspensión primaria:</u> - Amortiguador vertical: Extensión = 313,70 [daNs/mm]. Compresión = 313,30 [daNs/mm].</p> <p><u>Suspensión secundaria:</u> - Amortiguador vertical = 316,00 [daNs/mm]. - Amortiguador horizontal = 2,45 [daNs/mm]. - Amortiguador antilazo = 34,30 [daNs/mm].</p>



7.2. FABRICANTE

Como se ha descrito, el *Avant* es un tren fabricado por CAF y Alstom en Santa Perpetua de Mogo da, en Barcelona. Deriva directamente del Alares español.

Alstom es una corporación francesa, con sede en Levallois-Perret, a las afueras de París. Es el primer constructor mundial de sistemas de generación de electricidad, y el segundo constructor ferroviario, tras Bombardier Transportation.

Por otra parte, Construcciones y Auxiliar de Ferrocarriles S.A. (CAF) es una empresa española con sede en Beasain (Guipúzcoa) que lleva décadas construyendo trenes y material ferroviario para las redes de ferrocarril metropolitano, suburbano, de largo recorrido y alta velocidad más importantes del mundo. Es uno de los líderes internacionales en el diseño, fabricación, mantenimiento y suministro de equipos y componentes para sistemas ferroviarios].

7.3. SERVICIOS

La serie 104 efectúa servicios "Avant" de alta velocidad regional (servicios que se denominaron en su inicio Lanzadera Ave). Los servicios Avant efectuados por la serie 104 son los siguientes [23]:

- ⇒ Córdoba - Sevilla desde el 29 de diciembre de 2004, alargado hasta Málaga el 20 de febrero de 2008.
- ⇒ Madrid - Ciudad Real - Puertollano, desde el 4 de enero de 2005.
- ⇒ Madrid - Toledo, desde el 15 de noviembre de 2005.
- ⇒ Barcelona-Camp de Tarragona - Lleida desde el 28 de abril de 2008.
- ⇒ Zaragoza-Calatayud y Zaragoza-Huesca desde el 28 de abril de 2008.



8. METODOLOGÍA DE TRABAJO EN ADAMS RAIL

8.1. INTRODUCCIÓN

A continuación se explican y se desarrollan los diferentes casos que se han simulado en MSC.Adams Rail a partir de una lanzadera de tren tipo Avant S-104 de Renfe.

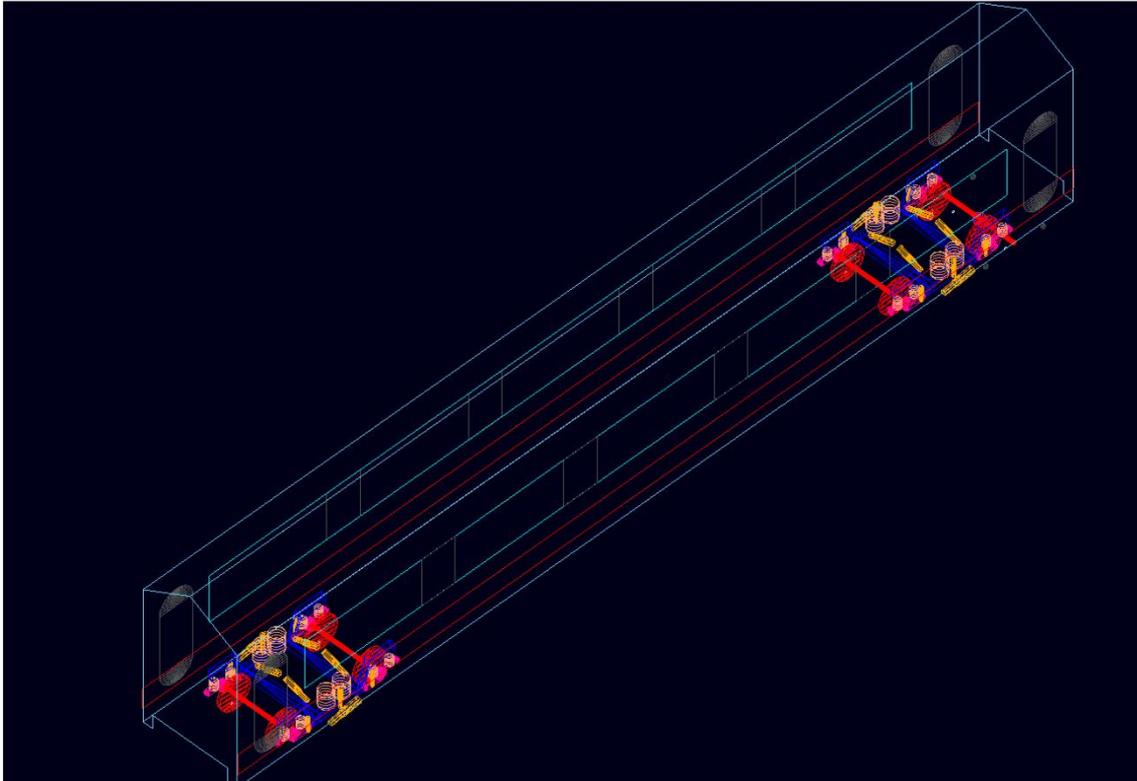


Figura 68: Modelo modificado de lanzadera en MSC.Adams Rail.

Se ha modelado un vagón con el software MSC.Adams Rail, disponiendo de planimetría y de datos proporcionados por la empresa Alstom. Este modelo ferroviario virtual original presenta diferencias con respecto a un modelo anterior creado con el mismo software por razones de planimetría [17].

Posteriormente, se ha realizado diferentes simulaciones dinámicas para conocer el comportamiento de dicha lanzadera a diversas velocidades y en diferentes vías con defectos, explicando cómo se han realizado, valores que se han utilizado para éstas, y resultados que ofrece la aplicación del paquete *Adams* llamada *Adams/PostProcessor*, ya que permite graficar múltiples parámetros extraídos de los estudios dinámicos. Los resultados de este modelo ferroviario se han comparado con los resultados de un modelo anterior del mismo tipo de tren simulado, en las mismas condiciones de estudio, por si las condiciones variasen de forma significativa en los casos dinámicos debido a las diferencias existentes entre ambos.

8.2. DESARROLLO DEL MODELO FERROVIARIO EN ADAMS RAIL

Después de observar la planimetría del vehículo ferroviario de estudio, se realiza un modelo con MSC.Adams Rail. El desarrollo de creación de los componentes y subsistemas que los conforman se realiza de la misma forma que en el documento referenciado [17].

Durante la creación del vehículo ferroviario, se pueden observar ciertas diferencias respecto al anterior modelo de lanzadera Avant S-104. Dichas diferencias se encuentran en la zona del bogie trasero del vagón. En concreto, el elemento que se corrige es el amortiguador anti-desvío. Servirá para poder explicar cómo varían los esfuerzos con esta diferencia.

Se procede a explicar la creación del bogie trasero una vez las plantillas ya están construidas en el Interfaz de Plantillas, donde se modelan los componentes del conjunto ferroviario, tanto de la carrocería como de los elementos que componen el bogie.

Dentro del Interfaz Estándar, seleccionaremos la pestaña en el menú *File, New* y posteriormente *Subsystem*. Hay que completar el cuadro emergente. En el nombre del subsistema, llamaremos al nuevo subsistema con el nombre “*bogie_trasero*”,

El cuadro se debe rellenar con los siguientes valores:

-*Subsystem name*: nombre del subsistema trasero **bogie_trasero**.

- *Minor role*: **rear**.

- *Fore translate*: El valor de desplazamiento es **2**.

La explicación del desplazamiento del bogie trasero se debe a que el programa establece diferentes sistemas de referencia:

- Bogie trasero: el centro de referencia donde *Adams* sitúa el bogie trasero es a 1,45 m desde el extremo del vagón. Al desplazarlo 2m (valor que se introduce en el cuadro), el bogie queda posicionado a 3,45m del extremo del vagón que es la distancia a la que se sitúa también el bogie delantero desde el extremo delantero.
- Bogie delantero: Se establece 9,5m porque en este caso *Adams* toma la referencia desde el centro de gravedad del vehículo, (teniendo éste una medida de 25,9), y de esta manera el bogie queda a 3,45 m desde el extremo del vagón.

Se guardará el subsistema creado, y para comprobar que se ha realizado correctamente, se abre el ensamblaje que se ha llamado *AVE.asy*. El aspecto final del conjunto ferroviario se muestra en la siguiente imagen (nótese que la posición de los amortiguadores anti-desvío (entre las ruedas y en color amarillo) están ambos orientados en la misma posición):

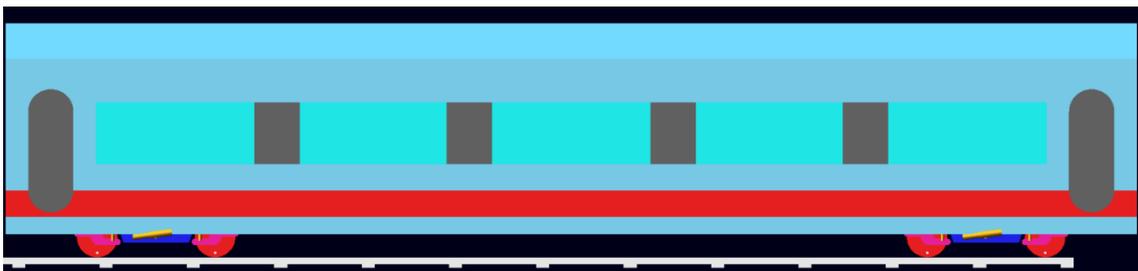


Figura 69: Lanzadera AVE con amortiguador anti-desvío modificado.



Una vez que los análisis previos salgan de forma correcta en MSC.Adams Rail, tanto de precarga como lineales, se analiza el conjunto dinámicamente por si muestra algún error. Al comprobar que todo lo anterior esta correcto, se realiza, utilizando *Adams/PostProcessor* para graficar los resultados, una comparativa con el modelo anterior que dispone el amortiguador anti-desvío en otra posición, en las mismas condiciones de trazado, velocidad y parámetros de control. En el capítulo de análisis de resultados se comprueba en qué medida las diferencias constructivas entre modelos se ven reflejadas en los desplazamientos y en las fuerzas del elemento analizado.

8.3. ELABORACIÓN DE ARCHIVOS DE ADAMS PARA CREAR NUEVOS TRAZADOS DE VÍAS.

Con la finalidad de conocer más a fondo el comportamiento del conjunto ferroviario modelado, se crean los archivos de propiedades de vías a partir de la base de datos privada de Adams, de tal forma que se puedan tener más casos de estudio en simulaciones dinámicas.

Este capítulo describe la elaboración de dichos archivos a raíz de los ya existentes, ya que éstos nuevos se convierten en trazados diferentes a los que vienen en el programa. Posteriormente se utilizan estos nuevos archivos en las simulaciones dinámicas que se muestran en la parte de análisis de resultados de esta memoria.

Los archivos correspondientes modificados se adjuntan en el CD con el resto de documentación del proyecto.

8.3.1. DEFINICIÓN DE PARÁMETROS EN ARCHIVOS DE VÍAS

A continuación se desarrollará el proceso de creación de las diferentes vías que han sido utilizadas posteriormente en los análisis dinámicos de este proyecto.

Se explica en este apartado desde qué archivos originales procedentes de la base de datos de Adams se ha partido, qué magnitudes han variado respecto al original, y el nombre final de dichos archivos nuevos que se utilizan en los posteriores análisis dinámicos.

Se desarrollarán los casos de trazados rectos sin irregularidad y los que incluyen algún tipo de irregularidad. De la misma forma se incluyen los casos de tramos curvos. El orden se corresponde con los análisis de resultados de esta memoria, mostrados en el capítulo correspondiente.

- **Recta sin irregularidad**

El primer caso de resultados es una simulación dinámica sobre un tramo recto sin irregularidad. Esta vía ha sido modificada a partir de su archivo que incluye el paquete *Adams/Rail*. Los archivos que contienen las vías y sus propiedades se incluyen dentro de la carpeta *"tracks.tbl"*.

Dentro de esta carpeta hay dos tipos generalizados de vías según su nombre. Si éstas son tramos rectos el nombre por defecto comenzará por *"mdi_track_straight_"*, mientras que si es un tramo de curva, el nombre del archivo será *"mdi_track_curve_"*. Esto es genérico para todos, e incluyen otras palabras dependiendo si incluye alguna irregularidad o peculiaridad en la vía.



En este caso, para una simulación dinámica en una vía de tramo recto sin irregularidad de ningún tipo, se utiliza el archivo llamado "mdi_track_straight". Este archivo se puede visualizar con cualquier tipo de bloc de notas que incluya nuestro equipo.

Una vez abierto, se visualizarán los diferentes parámetros de la vía, y valores que se establecen. Las propiedades básicas de este tramo son:

Longitud total: 1000.0 metros

Inclinación/peralte: 'CENTER'

Irregularidades: 'no'

Curvatura: 0.0 (tanto en inicio como en final de vía, ya que es tramo recto)

Dicho archivo incluye muchos más datos como antes se ha explicado en el apartado correspondiente, pero con estos cuatro datos se tiene una idea clara de cómo es el trazado y lo que hay en él.

La vía es un tramo recto de 1000 metros de longitud, sin ninguna inclinación ni peralte y sin ningún tipo de irregularidad.

- **Recta con irregularidad vertical**

Puesto que un caso real de un trazado de vía las condiciones de ésta no serán ideales, se hace muy útil poder simular diferentes defectos que son comunes en las vías, para así estudiar el comportamiento del tren al paso sobre éstos.

Adams/Rail proporciona en su base de datos diferentes trazados con alguna irregularidad para simular dinámicamente. Los defectos verticales en las vías es un problema muy común que los servicios de mantenimiento de vías deben solventar. Por otro lado, es importante conocer el impacto de este tipo de defectos en el conjunto ferroviario.

Para las simulaciones de este proyecto, se modifica un archivo de propiedades que ya existe por defecto en la base de datos, llamado "mdi_track_straight_sinus_irr". Al abrir el archivo original, se especifican las características del trazado al completo, según los parámetros antes comentados en el correspondiente apartado.

Se trata de una vía de 1000 metros de longitud, y se encuentra un tipo de irregularidad senoidal, en dirección vertical y en ambos raíles, con el comienzo de la misma a 2 metros del comienzo del trazado. La característica senoidal del defecto se especifica a continuación, con una amplitud de 0.005 metros y 1 metro de longitud de onda. La onda tiene 3 ciclos.

Esta vía por defecto posee características interesantes para simular, pero era necesario variar ciertos parámetros para que los resultados fueran más visibles y claros para interpretar. Por lo tanto, se decide modificar dicho trazado para crear uno nuevo que se denomina "mdi_track_straight_sinus_irre2", como continuación al nombre de su vía original.

Los parámetros que se modifican a ser:

Longitud total: 500 metros

Lado de la irregularidad: 'BOTH'



Comienzo de la irregularidad: 50 metros

La tipología de la irregularidad sigue siendo igual, no se ha variado ningún parámetro. El comienzo de la irregularidad se sitúa a 50 metros del comienzo, ya que el vagón del conjunto mide 20 metros, por lo que la distancia anterior de comienzo de irregularidad (2 metros) no era útil para nuestro modelo. Con esta modificación se podrá ver gráficamente los efectos al paso del bogie delantero por el paso del defecto.

Por otro lado, nos interesa conocer el efecto producido tanto en el lado derecho como izquierdo del conjunto y para eso, hay que cambiar el parámetro anterior "RIGHT" a "BOTH", para que el defecto se sitúe sobre ambos raíles.

- **Curva con irregularidad vertical**

El siguiente trazado modificado para simular es un tramo curvo de 100 metros de longitud. Dentro de esta longitud, los primeros 35 metros el tramo es recto. Como en el tramo anterior, se ha establecido una irregularidad vertical senoidal en ambos raíles a 50 metros del inicio del trazado.

Longitud total: 100 metros

Comienzo de trazado curvo: 35 metros

Lado de la irregularidad: BOTH

Comienzo de la irregularidad: 50 metros.

Este trazado se ha modificado partiendo de la vía por defecto que aparece en la base de datos de Adams/Rail, cuyo nombre es "mdi_track_curve_irre2". En este caso y en el actual proyecto, se ha modificado el esfuerzo lateral que aparecía, y se ha estipulado un esfuerzo vertical en ambos lados, recibiendo el nombre dicho trazado de: "mdi_track_curve_irre2_vertical_100"

El objetivo de simular el conjunto sobre este trazado es conocer los esfuerzos que se producen en los elementos de estudio del conjunto ante un caso con defectos en la vía con el añadido de que éstos se encuentran en un tramo curvo, y ver sus diferencias respecto al caso anterior de una vía recta con la misma irregularidad.

- **Cambio de curvatura de una vía**

Como última modificación en los archivos de propiedades, se ha variado el radio de un tramo de curva por defecto. De esta forma, posteriormente se podrá realizar una comparativa de una misma curva, con la diferencia de que el nuevo trazado presenta un radio más cerrado que el tramo por defecto.

El archivo base sobre el que se ha trabajado para crear el nuevo trazado es la curva simple que presenta Adams en su base de datos, denominada "mdi_track_curve". Los parámetros generales de esta vía, y que permanecen constantes respecto a la nueva son los siguientes:

Longitud total: 400 metros

Irregularidades: no



Peralte: 0,1 radianes (comienzo a 100 metros hasta el final)

Manteniendo estas características se realiza la citada modificación. Se va a modificar el campo denominado “curvature” que se encuentra dentro del apartado “plan_path”, llamando al nuevo trazado “mdi_track_curve_modificada”. La curvatura se define como la inversa del radio de curva, por lo que a medida que éste valor aumente, el radio de la curva será menor.

- MDI_TRACK_CURVE: 0.003125 R=320m (trazado azul).
- MDI_TRACK_CURVE_MODIFICADA: 0.005000 R=200m (trazado rojo).

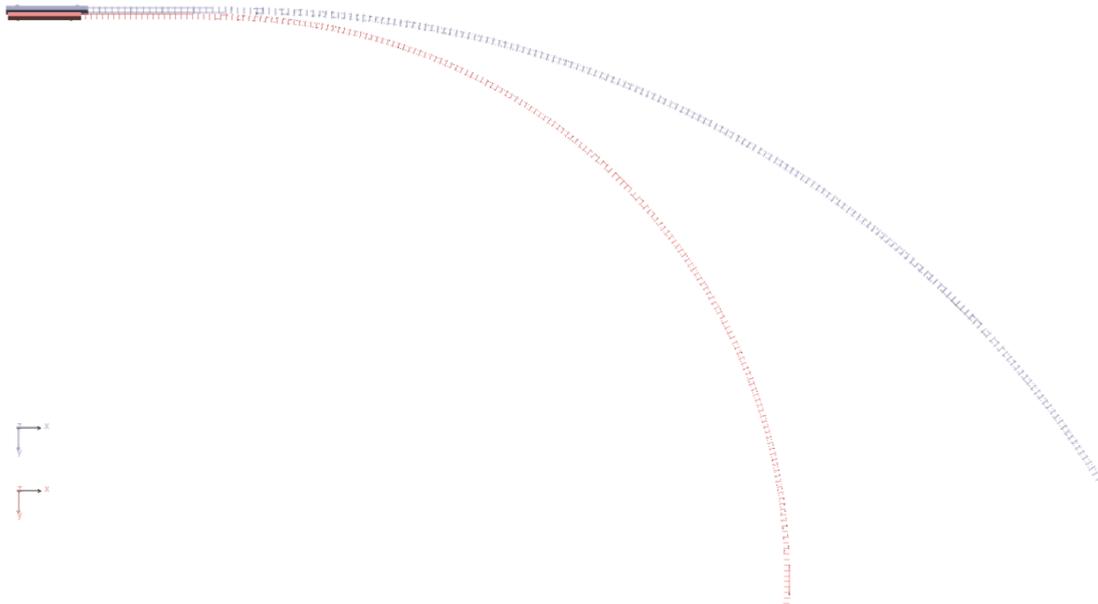


Figura 70a: Planta de trazado por defecto (trazado azul) y planta de trazado modificado (trazado rojo)

La diferencia en el ángulo de desvío entre los trazados a 20m/s se puede apreciar en la siguiente figura:

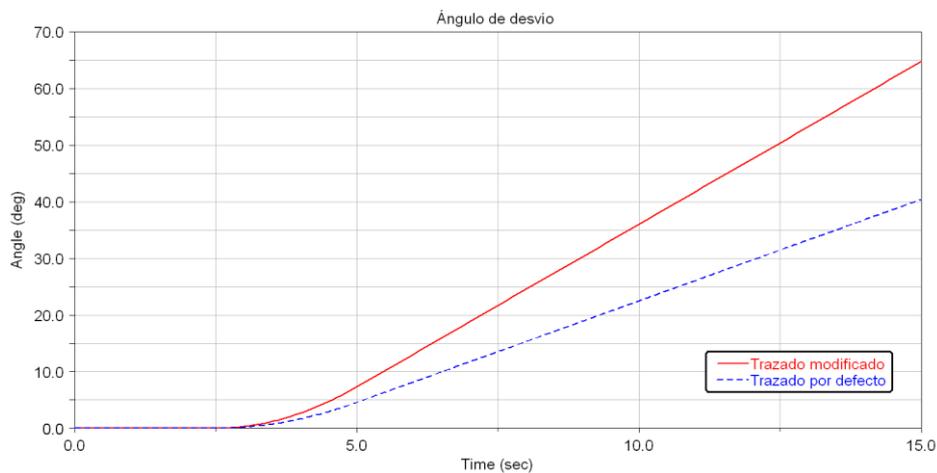


Figura 70b: Ángulos de desvío de trazados por defecto (azul) y modificado (rojo) en función del tiempo.



9. ANÁLISIS DE RESULTADOS

9.1. **COMPARATIVA DE RESULTADOS ENTRE MODELO ACTUAL Y MODELO PRIMARIO.**

Antes de realizar simulaciones con nuevos trazados o vías modificadas, hay que comparar desde el punto de vista dinámico los resultados con el amortiguador anti-desvío invertido. Las simulaciones realizadas se basan en los mismos parámetros, vías, y condiciones que los utilizados en [17].

Con nuestro modelo, se comprobará si el comportamiento de éste varía de forma muy significativa a lo largo del trazado, o por el contrario no afecta mucho la disposición del amortiguador anti-desvío, ya que el resto de elementos del bogie trasero están en la misma posición que el bogie del modelo anterior. Para ello, se utilizarán las gráficas de dicho proyecto y las nuevas para poder comparar fácilmente tanto los valores numéricos como la forma de las diferentes curvas.

En la comparativa de resultados, se ha simulado un tramo de recta y un tramo de curva de 100 metros de longitud, con una irregularidad lateral senoidal, que simula el efecto Hunting antes descrito. En ambos trazados, se muestra los resultados de la aceleración del conjunto, el desplazamiento lateral, y la fuerza equivalente. El parámetro de control del eje independiente utilizado es el eje X (sentido de avance) del rail correspondiente.

- Aceleración

Las gráficas de las figuras 71 y 72 corresponden a la aceleración del conjunto a velocidades de 20m/s y 30m/s, en colores azul y rojo respectivamente en un tramo de recta. En el caso del tramo de curva, tal como muestra la Tabla 9, en rojo aparecen las gráficas del modelo primario a ambas velocidades, y debajo de éstas y en azul, las correspondientes al modelo modificado.

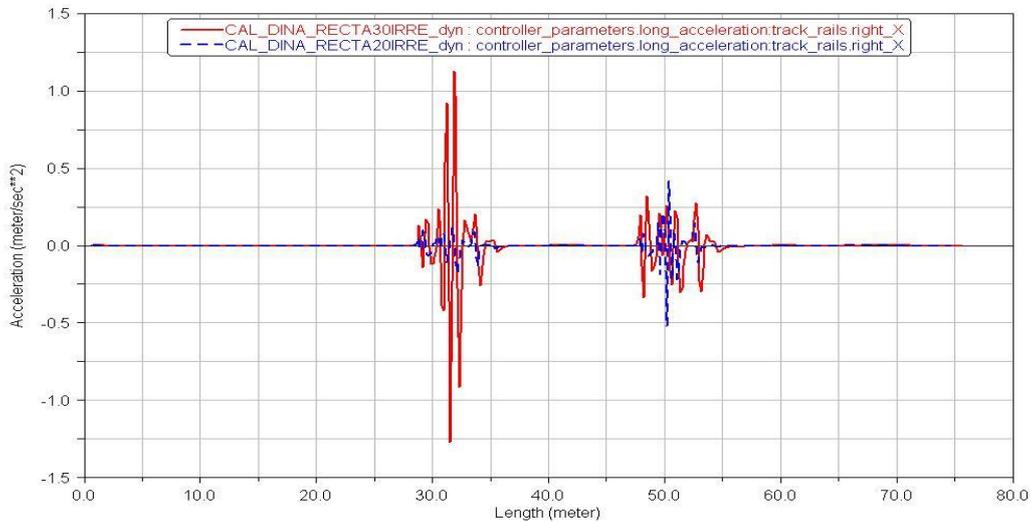


Figura 71: Aceleración del conjunto en un tramo de recta, modelo primario.

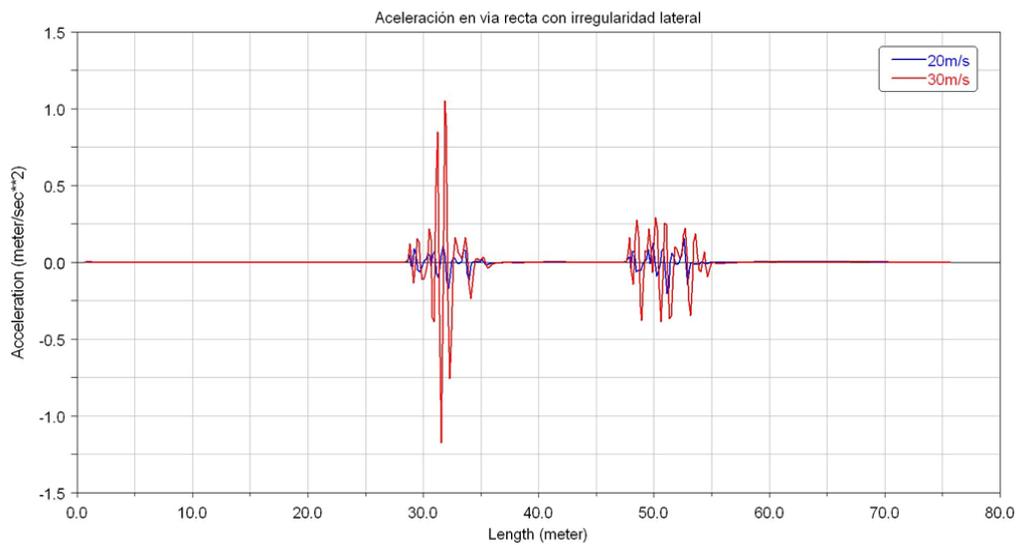
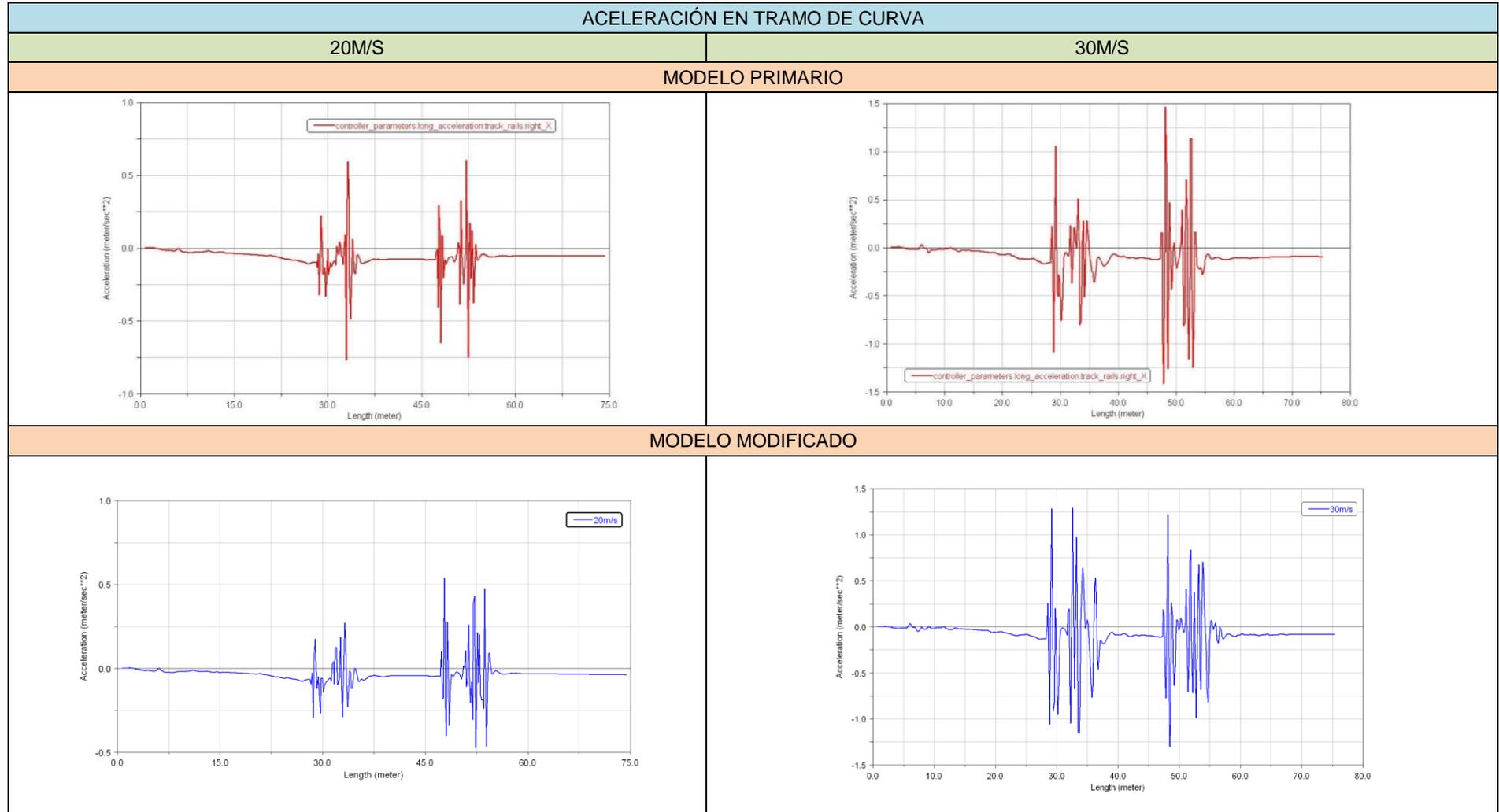


Figura 72: Aceleración del conjunto en un tramo de recta, modelo modificado.

En la vía recta con irregularidad lateral, se comprueba que en el modelo actual, los valores de la aceleración en el paso del bogie delantero (en la posición de 30 metros) varía respecto al modelo primario, siendo menor que el modelo primario. Al paso del bogie trasero (50 metros), donde se encuentra la modificación del amortiguador, se aprecia claramente cómo disminuyen los efectos a 20m/s respecto al modelo primario.



Tabla 9: Comparativa de aceleración en tramo de curva entre modelo primario y modificado



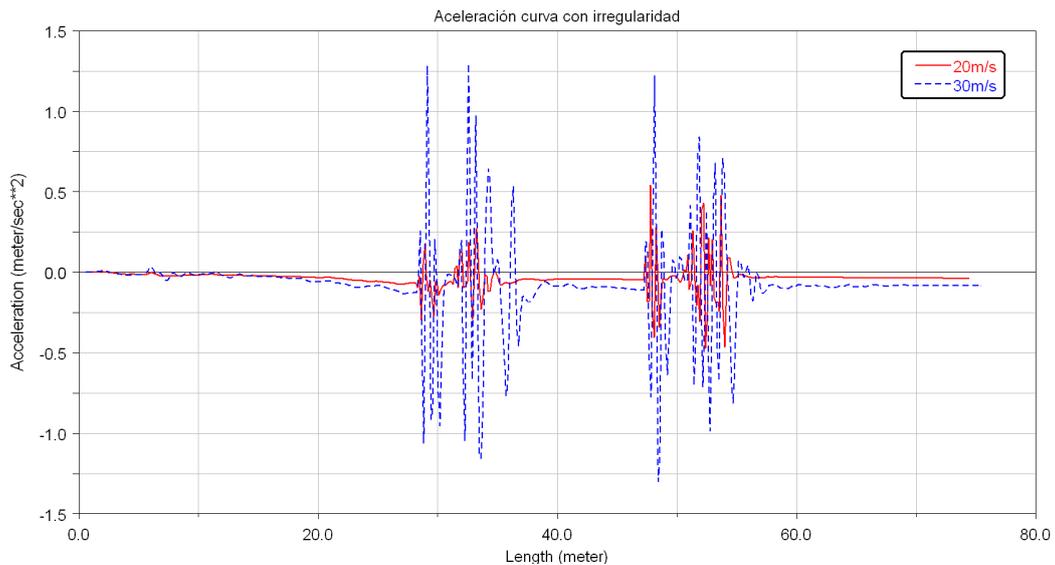


Figura 73: Aceleración en curva, modelo modificado.

En la aceleración en curva, como se puede ver en la Tabla 9, los valores con el modelo modificado son menores al paso del bogie delantero a 20m/s, mientras que a 30m/s son más elevados.

Respecto al bogie trasero, a 20m/s los valores se asemejan bastante a los del modelo primario, excepto en valores negativos de la aceleración, dónde disminuye en menor medida en el segundo caso. En la velocidad mayor, se aprecia la disminución respecto al modelo primario.

En la figura 73 se observa la diferencia de aceleración de los bogies entre una velocidad y otra al paso por la irregularidad lateral, con un incremento de hasta 1m/s^2 en la zona delantera y $0,7\text{m/s}^2$ en la zona trasera.

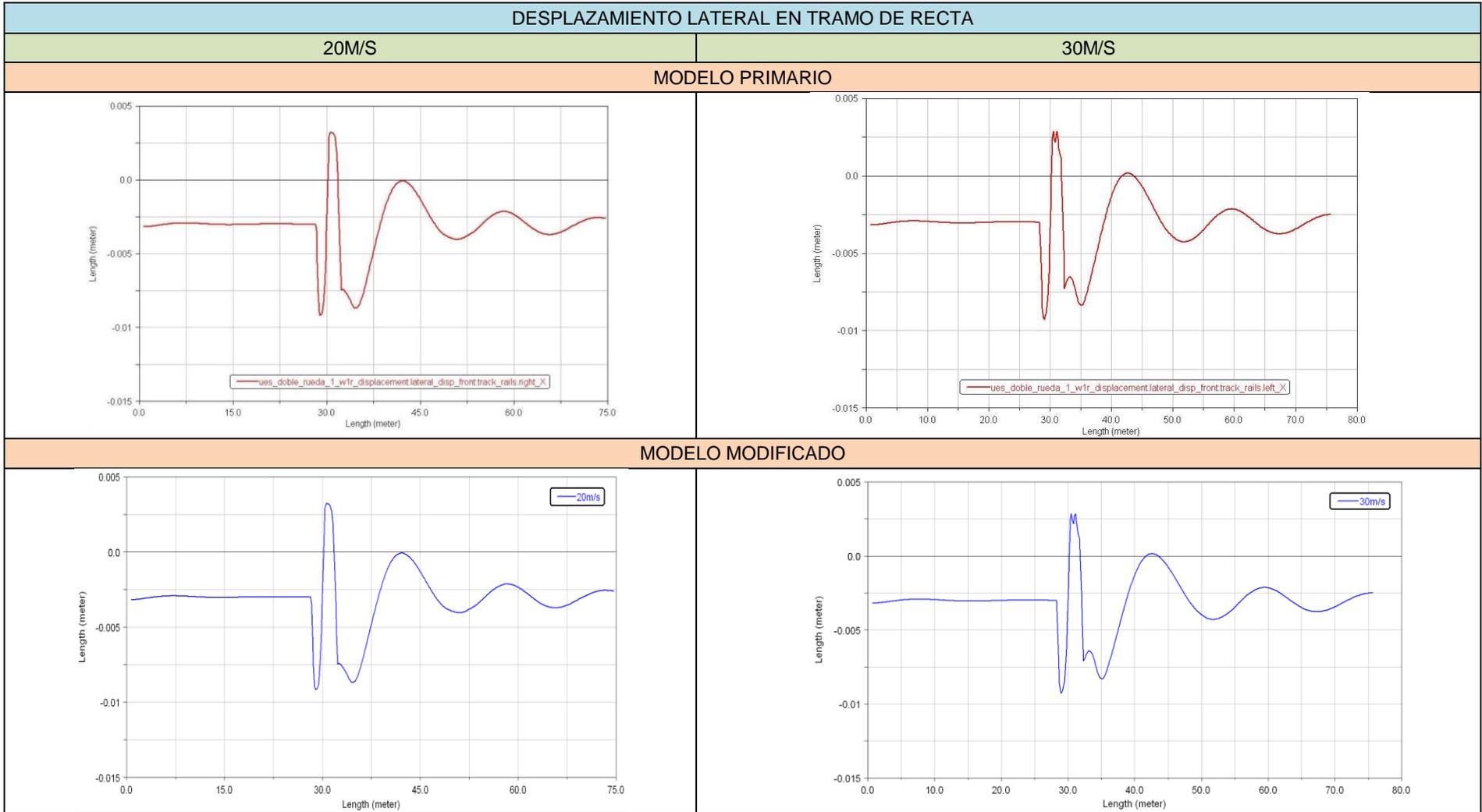
- Desplazamiento lateral

De la misma forma se analiza la comparativa del desplazamiento lateral en un tramo de recta (Tabla 10), y en un tramo de curva (Tabla 11), entre el modelo al que se ha denominado primario y el modelo modificado.

Además, en la Figura 74 y Figura 75 se analiza la comparativa del esfuerzo a 20m/s y 30m/s con el modelo modificado, para ver cuánto varía a lo largo del trazado.



Tabla 10: Comparativa de desplazamiento lateral en tramo de recta entre modelo primario y modificado



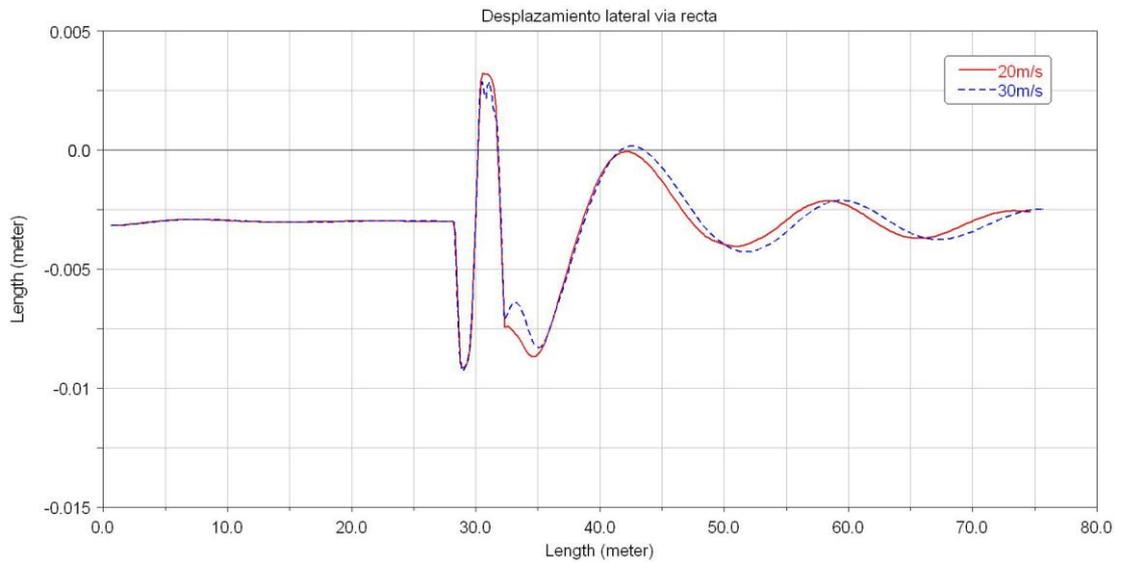
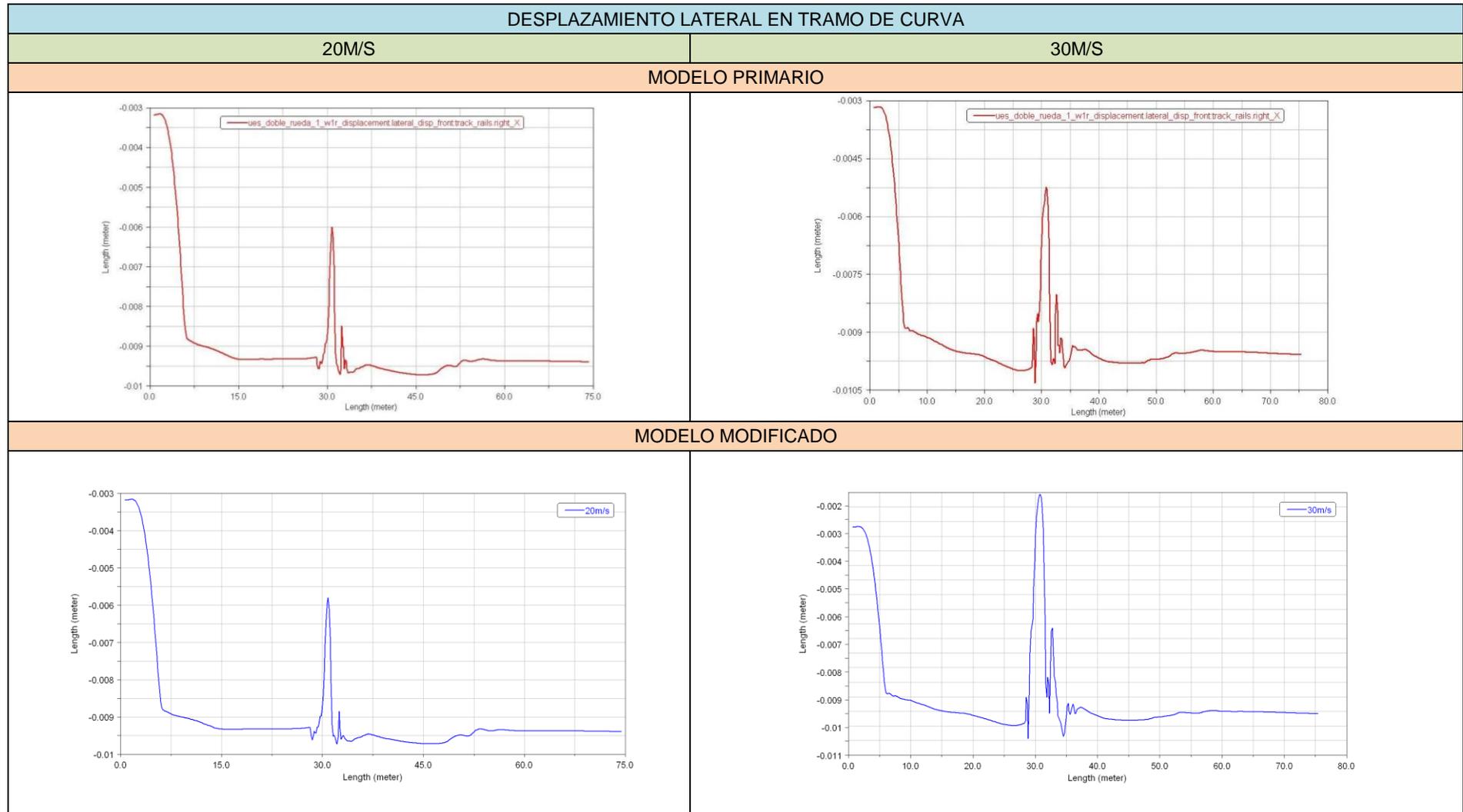


Figura 74: Comparativa entre velocidades del desplazamiento lateral en tramo de recta, con modelo modificado.

El desplazamiento lateral en el tramo de recta no se ve afectado por la modificación del modelo, dando los mismos valores y las mismas formas en las curvas que el modelo anterior. Por otra parte, se puede observar que al comparar los esfuerzos entre velocidades del mismo modelo, tampoco existen diferencias significativas de forma ni de magnitud que resaltar.



Tabla 11: Comparativa de desplazamiento lateral en tramo de curva entre modelo primario y modificado



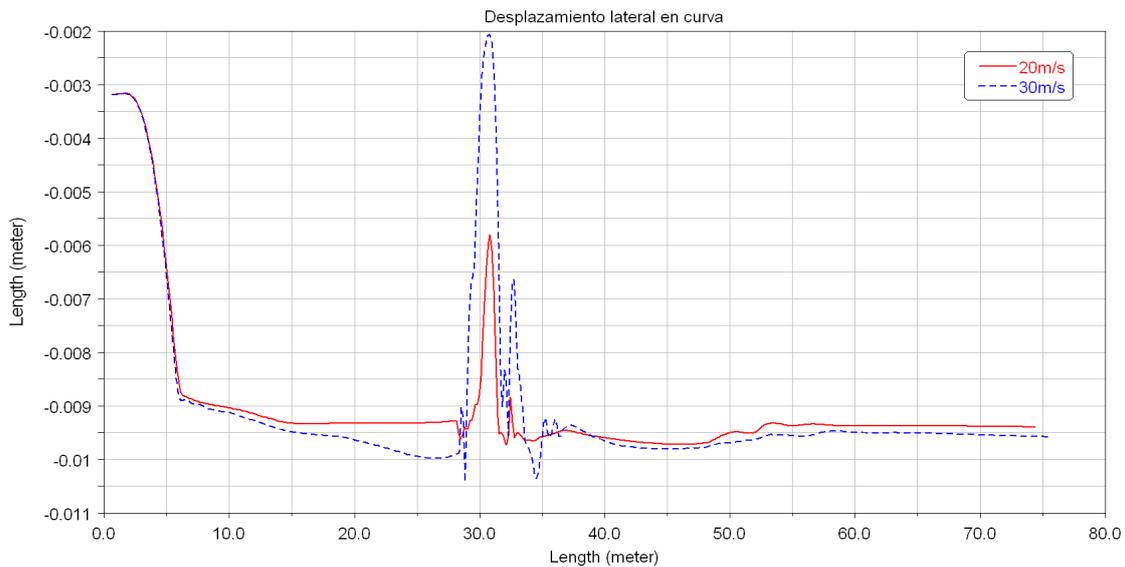


Figura 75: Comparativa del desplazamiento lateral en tramo de curva a diferentes velocidades en modelo modificado.

El desplazamiento lateral en curva, muestra en este caso cómo el modelo modificado sufre un aumento respecto a los resultados del modelo primario, sobre todo en 30m/s, donde existe un aumento del desplazamiento de 3mm. En cuanto a la forma de las curvas, el modelo modificado mantiene la forma de las gráficas del modelo primario.

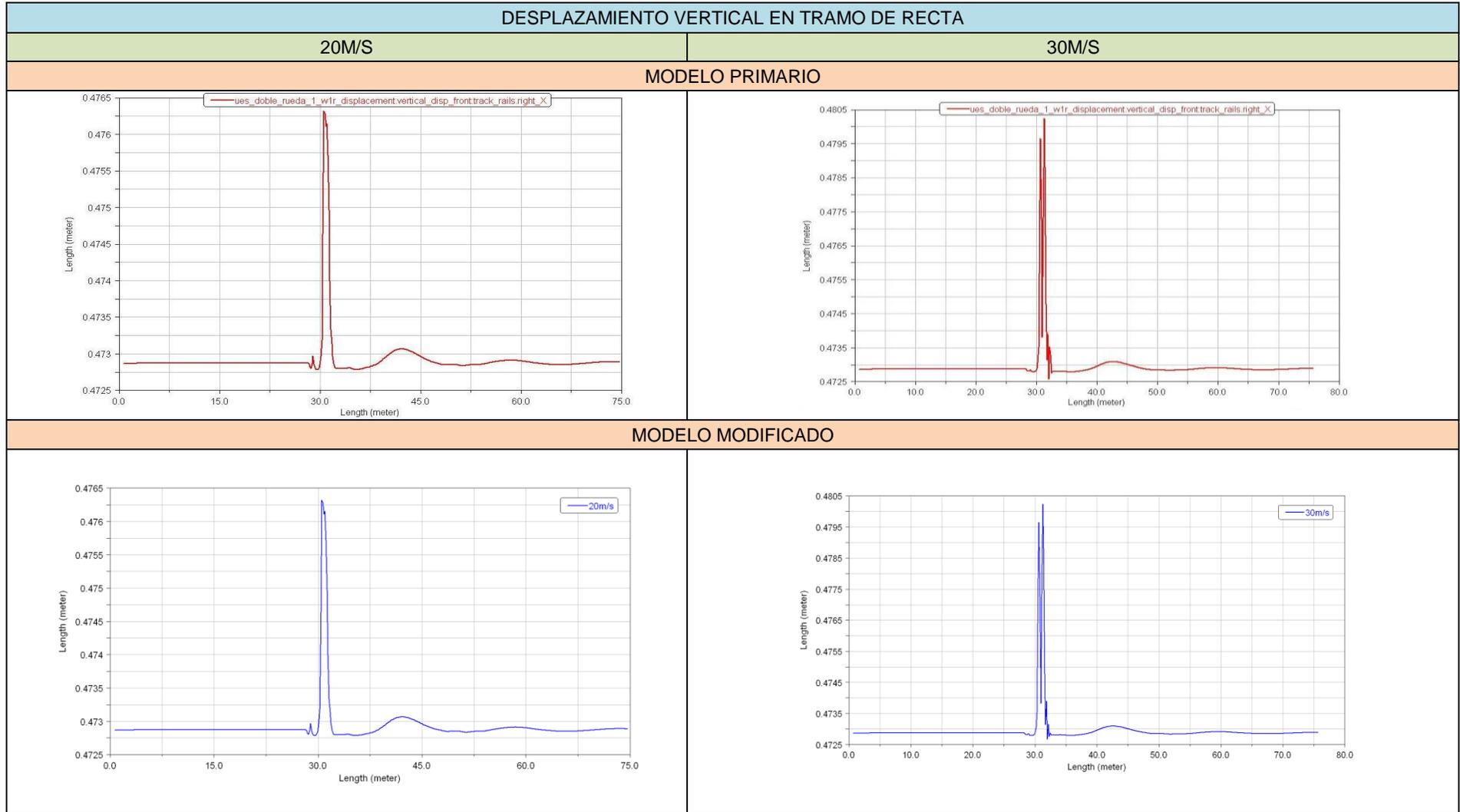
Si se atiende a la comparativa entre velocidades según la Figura 75, se observa que en el paso por la irregularidad a 30m/s el desplazamiento lateral se incrementa 4mm respecto al desplazamiento sufrido a 20m/s.

- Desplazamiento vertical

De la misma forma que se ha graficado los resultados del desplazamiento lateral, se comprueba con los mismos parámetros el desplazamiento vertical del centro de gravedad de la rueda derecha delantera respecto al eje de avance. Los resultados comparados se muestran en la Tabla 12 para el caso de un tramo de recta, y en la Tabla 13 en caso de un tramo de curva.



Tabla 12: Comparativa de desplazamiento vertical en tramo de recta entre modelo primario y modificado



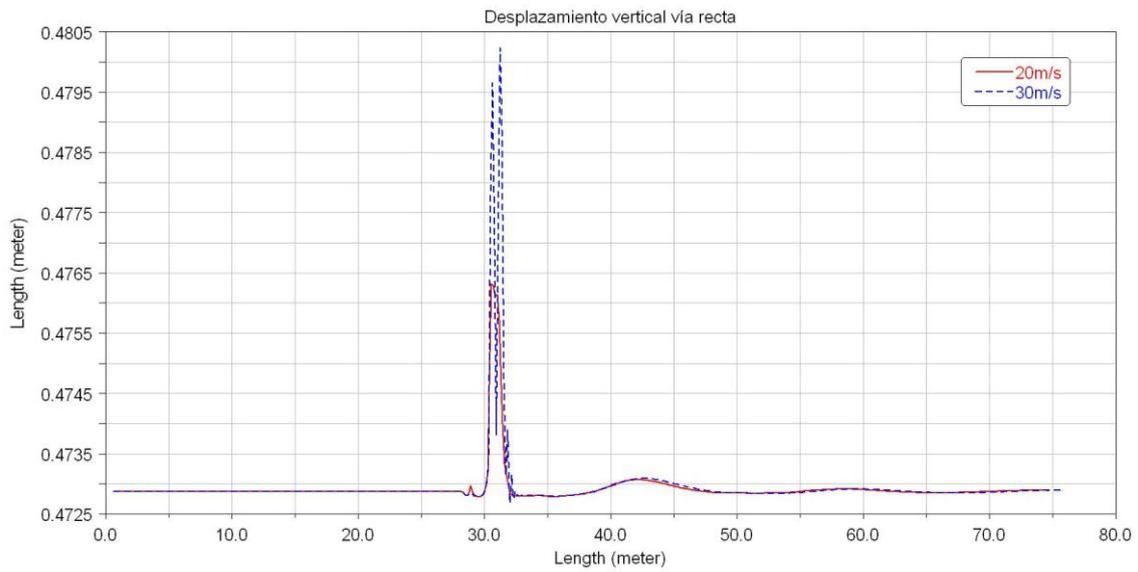
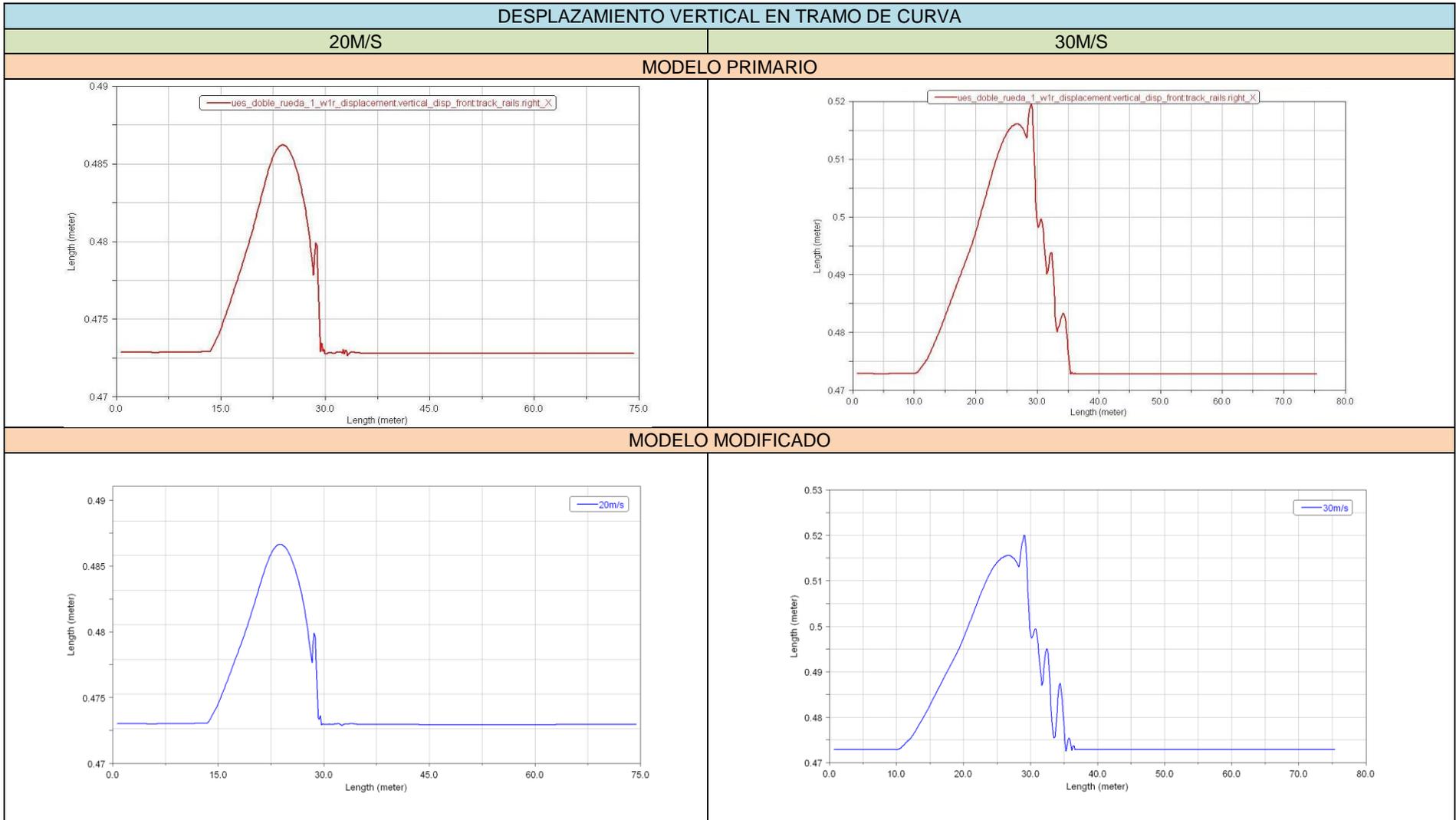


Figura 76: Desplazamiento vertical en recta, modelo modificado.

Se verifica que la modificación del modelo no altera en este caso la forma ni la magnitud de la curva de desplazamiento vertical en el trazado de vía recta. Las diferencias entre velocidades existentes en el mismo modelo, como se puede observar en la Figura 76, muestra un desplazamiento de 3mm y 7mm, a 20m/s y 30m/s respectivamente desde la posición inicial.



Tabla 13: Comparativa de desplazamiento vertical en tramo de curva entre modelo primario y modificado



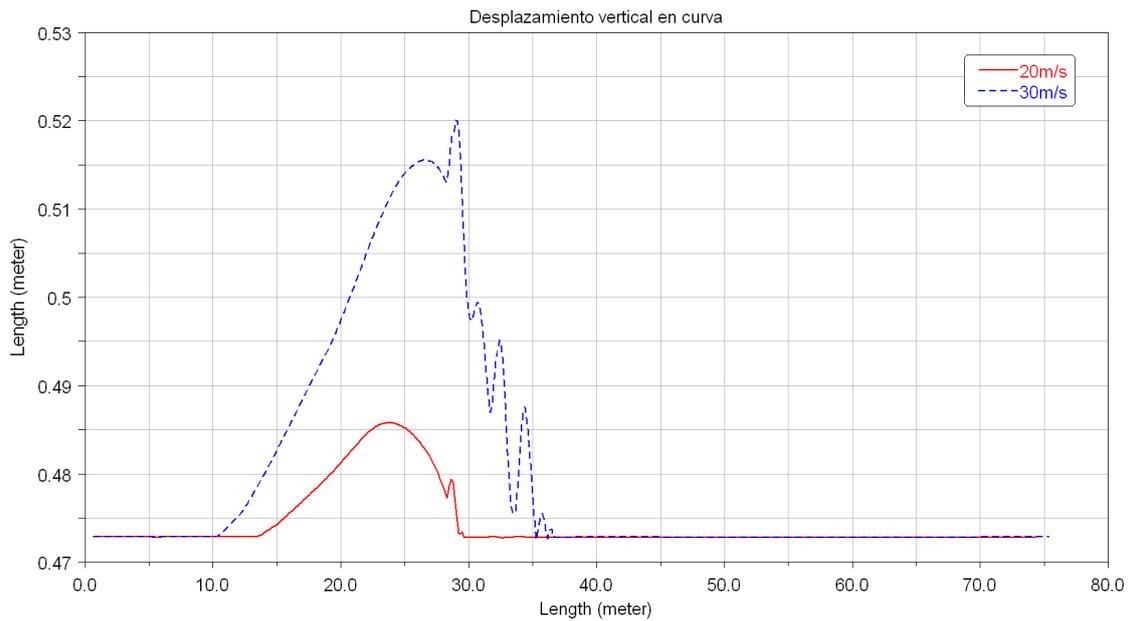


Figura 77: Desplazamiento vertical en curva, modelo modificado.

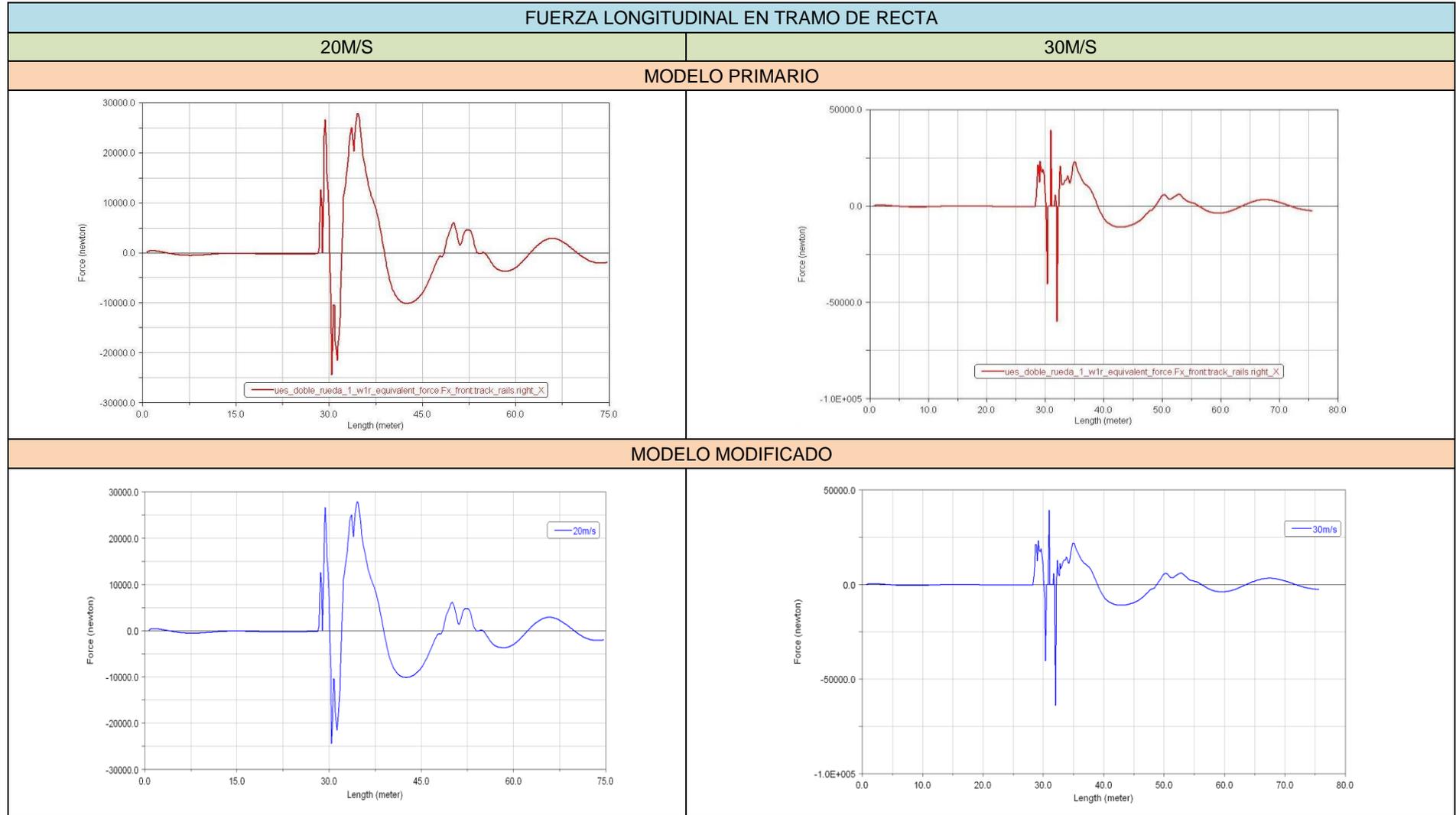
Al igual que en el caso del tramo de recta, no se aprecian cambios significativos ni en forma ni en magnitud en ninguna de las velocidades entre el modelo primario y el modificado. En la situación del modelo modificado, se observa un desplazamiento vertical máximo de 1mm en el caso de 20m/s, y de 4,5mm aproximadamente a 30m/s.

- Fuerza longitudinal equivalente

Por último, se ha comprobado el efecto que provoca el cambio en el modelo primario en la fuerza longitudinal que sufre la rueda derecha delantera del bogie delantero. Como en los apartados anteriores, se muestra el resultado en un tramo de recta (Tabla 14) y en un tramo de curva (Tabla 15).



Tabla 14: Comparativa de fuerza longitudinal en tramo de recta entre modelo primario y modificado





La fuerza longitudinal sobre la rueda derecha a lo largo del trazado es igual en ambos modelos. Se verifica que a 20m/s hay en la rueda una fuerza máxima de 28000N, mientras que a 30m/s el valor aumenta hasta unos 35000N.

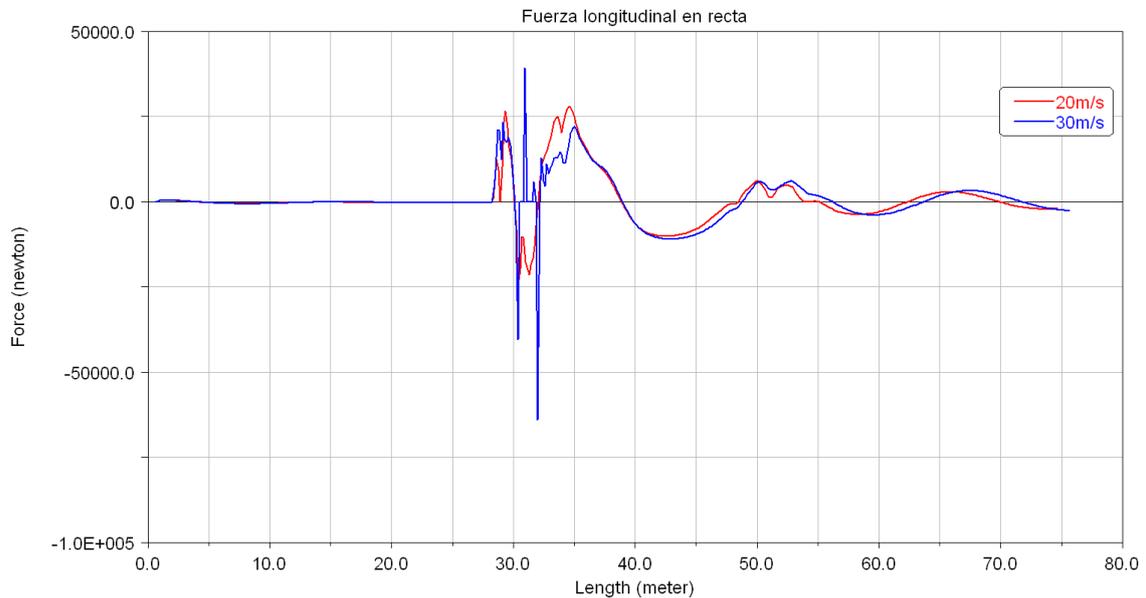
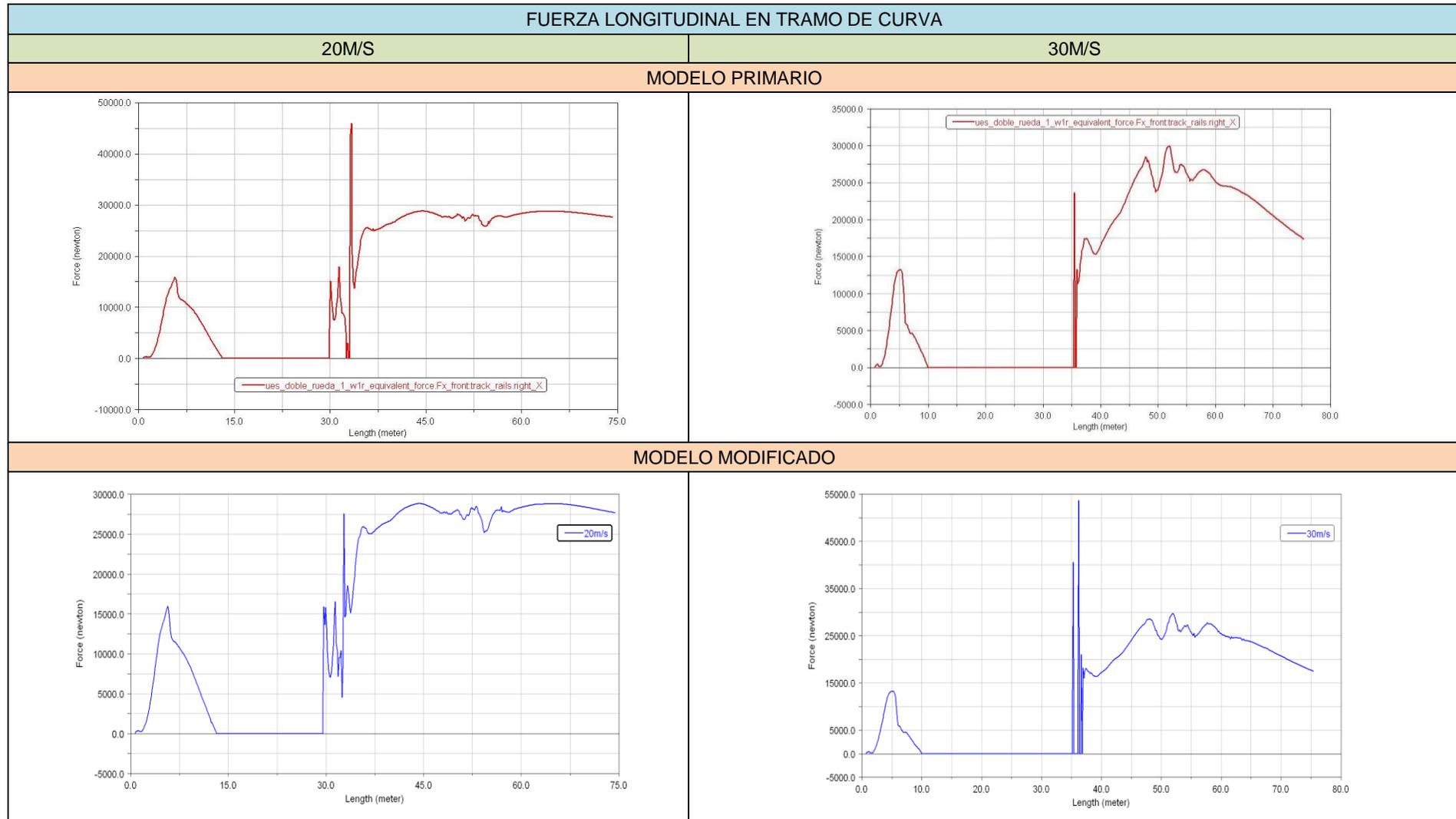


Figura78: Fuerza longitudinal sobre rueda derecha en tramo de recta, modelo modificado.

Para el caso del modelo modificado, si se observa la diferencia entre ambas velocidades, a 20m/s se obtiene un valor pico a pico máxima de 50000N aproximadamente, mientras que a 30m/s es de 90000N.



Tabla 15: Comparativa de fuerza longitudinal en tramo de curva entre modelo primario y modificado



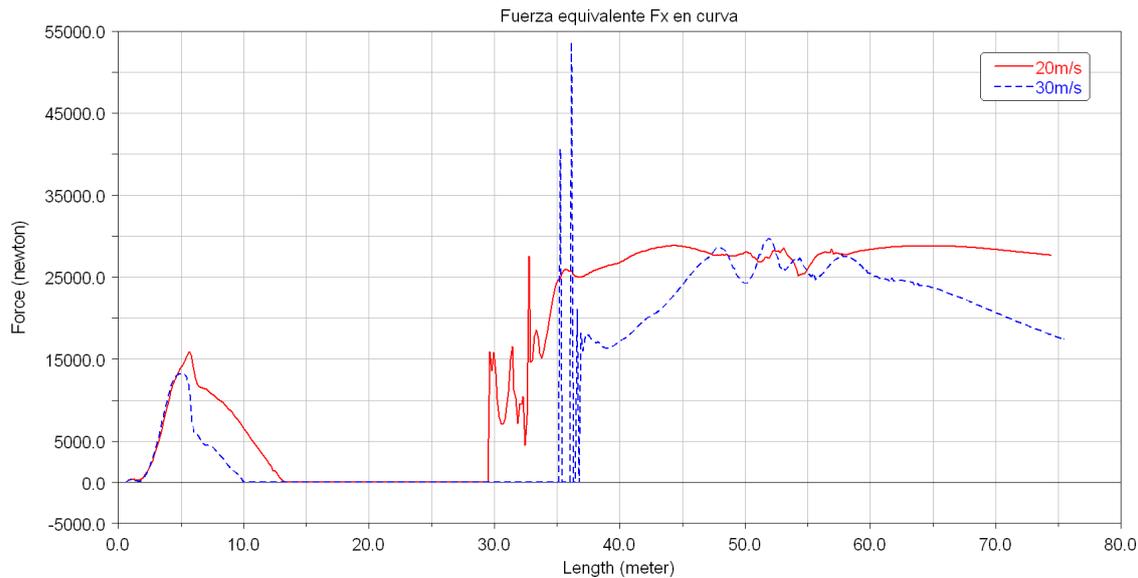


Figura 79: Fuerza longitudinal en curva, modelo modificado.

El conjunto modificado a 20m/s experimenta una variación significativa respecto al modelo anterior. Con el nuevo conjunto, la fuerza longitudinal sobre la rueda derecha es de 29000N, mientras que anteriormente el máximo valor a la misma velocidad era de 45000N.

En cambio, a 30m/s la fuerza sobre la rueda derecha establece el esfuerzo máximo en 54000N, mientras que con el modelo anterior sufría una fuerza de 30000N, aumentando dicho esfuerzo justo en el paso por la irregularidad.

Después de realizar estas comparaciones entre los modelos, se puede concluir que el comportamiento del conjunto modificado no varía de forma significativa respecto al modelo anteriormente diseñado. En la totalidad de simulaciones, se aprecia que la forma de las curvas es igual entre ambos diseños, aún cambiando los valores de magnitud en algunas de las gráficas, siendo éstos similares.

En los parámetros estudiados, la modificación del bogie trasero no influye de forma significativa respecto al modelo primario bajo una irregularidad lateral en la vía. Dicha modificación será de utilidad para absorber otros esfuerzos que aparezcan a lo largo de un trazado.

Para intentar conseguir más resultados sobre el comportamiento del modelo modificado, en el siguiente capítulo se realizan simulaciones dinámicas sobre diferentes tramos de rectas y curvas con diferentes modificaciones e irregularidades a lo largo del trazado.



9.2. RESULTADOS DEL VEHÍCULO FERROVIARIO EN DIFERENTES SIMULACIONES DINÁMICAS.

En este capítulo se muestran los diferentes casos que han sido simulados en AdamsRail, con una breve descripción del trazado que se utiliza en cada caso. Además, se incluyen las diferentes gráficas de los esfuerzos que se han seleccionado para analizar el comportamiento dinámico del conjunto. En la siguiente tabla se resume brevemente los diferentes casos con sus características:

Tabla 16: Resumen de las características de las simulaciones

TRAZADO	LONGITUD[m]	IRREGULARIDAD	VELOCIDADES[m/s]	ESFUERZOS
Recta	100	No	10,15,20,25,30,35,60	Desplazamientos Fuerzas
Recta	500	Sí (vertical)	5,10,15,20,25,30	Desplazamientos Fuerzas
Curva	100	Sí (vertical)	5,10,15,20,25,30(*)	Desplazamientos Fuerzas
Curva por defecto	400	No	5,10,15,20,25,27	Desplazamientos Fuerzas
Curva con radio modificado	400	No	5,10,15,20,25,27	Desplazamientos Fuerzas

(*) En esta simulación se incluyen algunas velocidades adicionales en una gráfica para aclarar la tendencia de los resultados de un parámetro estudiado.

En todos los casos de estudio, hay que tener en cuenta que el origen de coordenadas se encuentra en el punto de contacto entre la rueda y el carril. El punto dónde se realiza el estudio de desplazamientos y fuerzas es el centro de las ruedas, situadas a 0,473m del origen anteriormente citado. En cuanto a la fuerza vertical que sufrirá el conjunto, hay que comentar que la masa tenida en cuenta es el vagón (63000Kg) más dos bogies (8920Kg ambos). Esto da lugar a 80840Kg repartidos en 8 ruedas que componen el vehículo ferroviario. Cada rueda estará sometida inicialmente a 99100N aproximadamente.

Los ejes a su vez, tienen su referencia de tal forma que el eje Z es vertical y hacia abajo en sentido positivo, y el eje X va en dirección y sentido de la marcha del vehículo ferroviario. El eje lateral Y se compone de la consecuencia de la dirección de los ejes X y Z.

9.2.1. TRAMO DE RECTA SIN IRREGULARIDAD

El primer caso, a priori el más sencillo, es la simulación del conjunto sobre una vía recta de 100 metros de longitud y sin ningún tipo de irregularidad. Dado que dicha simulación no entraña muchos problemas a la hora de que el programa realice iteraciones y simule correctamente, permite al usuario introducir mayores velocidades de simulación, a diferencia de ser un caso de un tramo curvo, que se traduce en error a partir de ciertos valores de velocidad.

La vía usada en este caso se encuentra en la base de datos privada del programa, pero se ha modificado el parámetro de longitud de vía. De esta forma la longitud de vía pasa a ser de 100 metros. Se ha nombrado la vía con el nombre de "mdi_track_straight2"



Para confirmar que la simulación se realiza sobre una vía sin irregularidades de ningún tipo, *Adams/PostProcessor* permite verlo gráficamente mediante el parámetro de control “Track irregularities”. La referencia tomada son las ruedas delanteras, tanto la derecha como la izquierda y en dirección vertical y lateral. Se comprueba mediante la gráfica que estamos ante una vía recta sin anomalías:

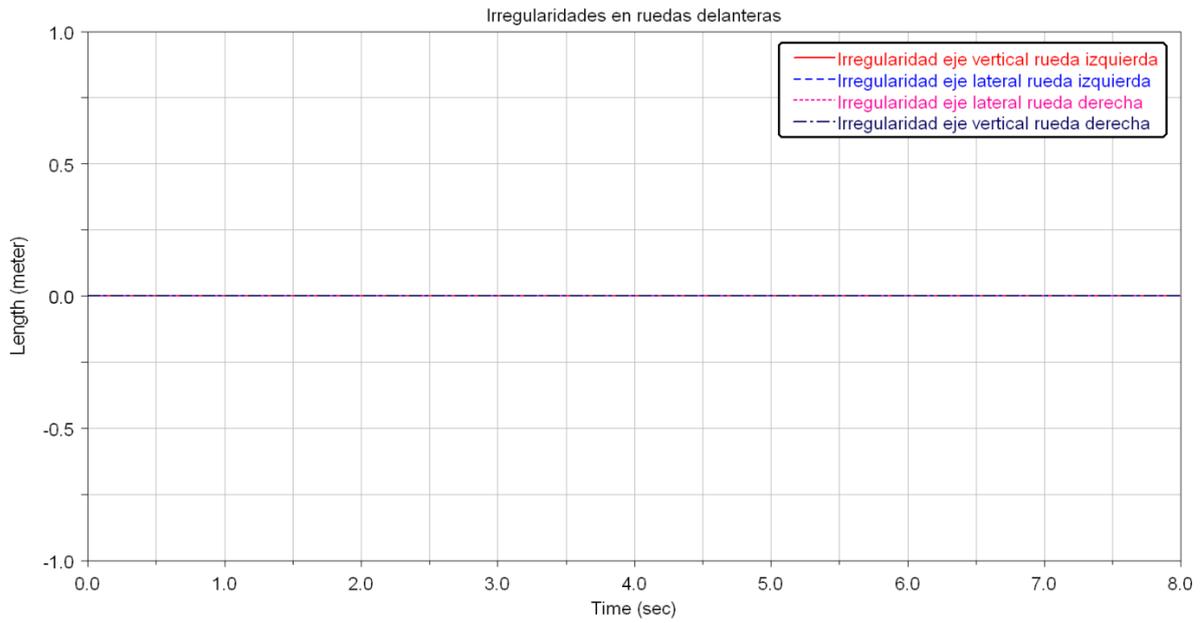


Figura 80: Irregularidades en vía recta de 100m

Como se puede observar, no existe desplazamiento en ningún eje, tanto vertical como lateralmente.

Una vez se ha comprobado la vía, se opta por estudiar el modelo a diferentes velocidades, con un rango de velocidades entre 10m/s la mínima, y 60m/s la velocidad máxima. Primero se comprueba los desplazamientos laterales y verticales de las ruedas delanteras.

Los desplazamientos laterales en ambas ruedas se reflejan en las siguientes gráficas:

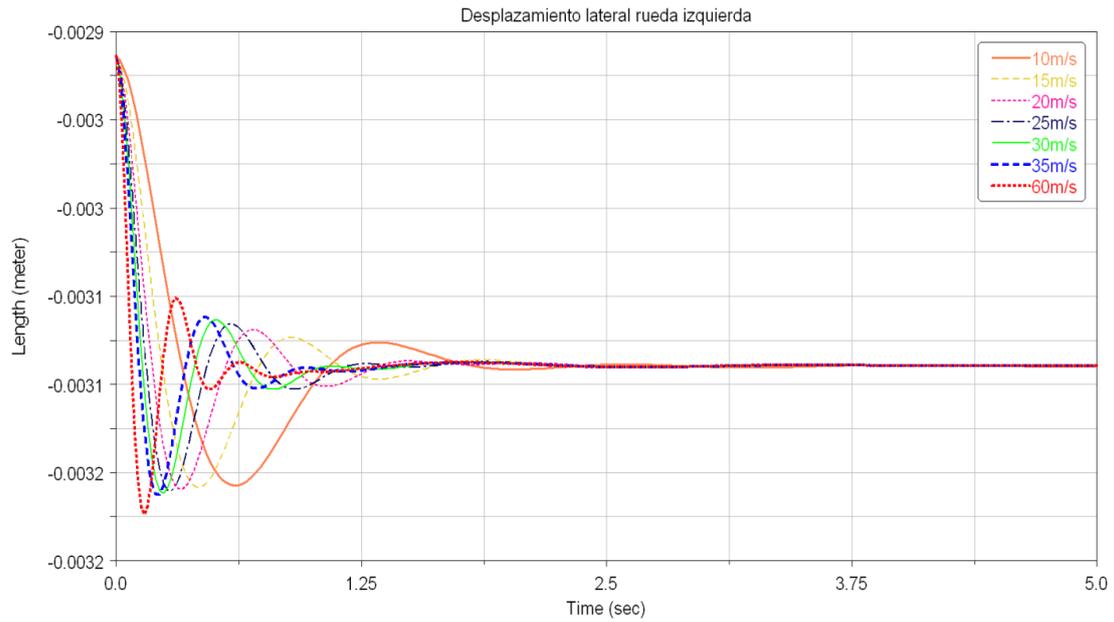


Figura 81: Desplazamiento lateral de rueda izquierda en vía recta.

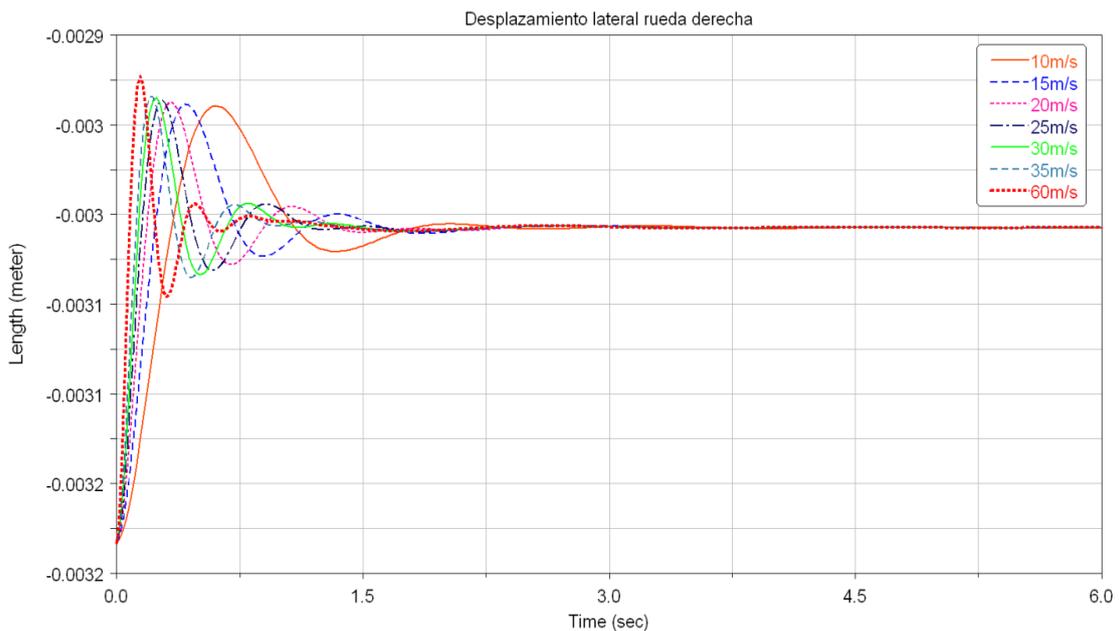


Figura 82: Desplazamiento lateral de rueda derecha en vía recta.

Se observa cómo los resultados tardan aproximadamente 2 segundos en alcanzar una linealidad, debido a la aceleración provocada en el arranque desde parado del conjunto. En este caso, el desplazamiento lateral en las ruedas está en 3mm, y la comparación entre ambas curvas sostiene que en un mismo instante de la simulación los esfuerzos se compensan entre el lado derecho e izquierdo.

Si se comprueba el desplazamiento vertical de las ruedas durante la simulación se obtiene lo siguiente:

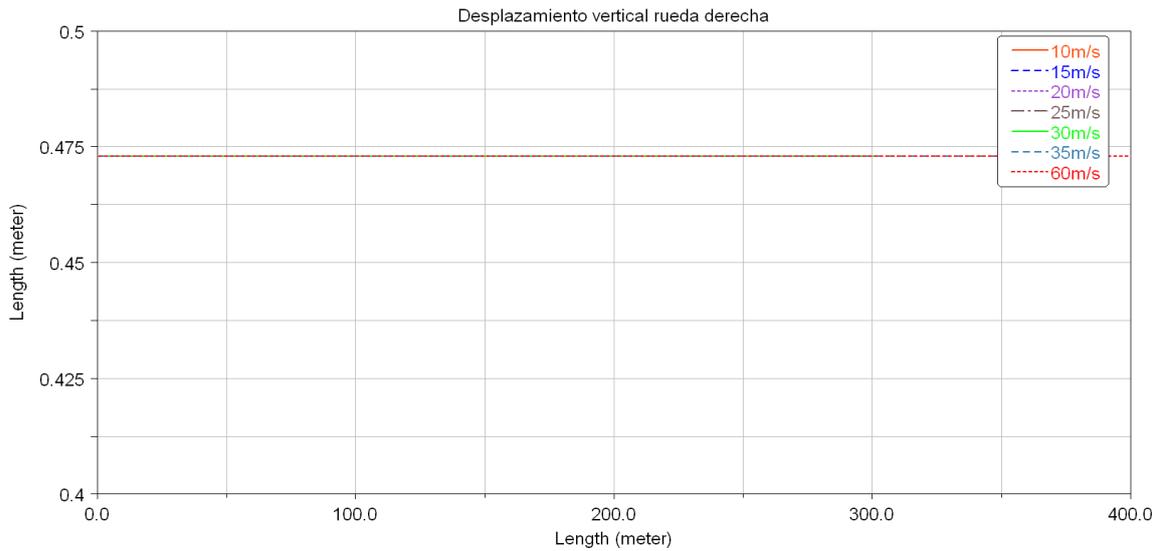


Figura 83: Desplazamiento vertical de rueda derecha



Figura 84: Desplazamiento vertical de la rueda izquierda.

Se mantiene constante el desplazamiento de las ruedas, con un valor que coincide con la distancia existente entre el origen de coordenadas y el centro de la rueda, 0,473m. Se verifica que la vía en la que se simula está libre de irregularidades, comprobándose que no hay desplazamiento vertical de las ruedas.

A continuación se estudia qué fuerza equivalente sufren las ruedas en el punto designado, tanto en dirección vertical como lateral. Primero se exponen los resultados de la fuerza lateral equivalente.

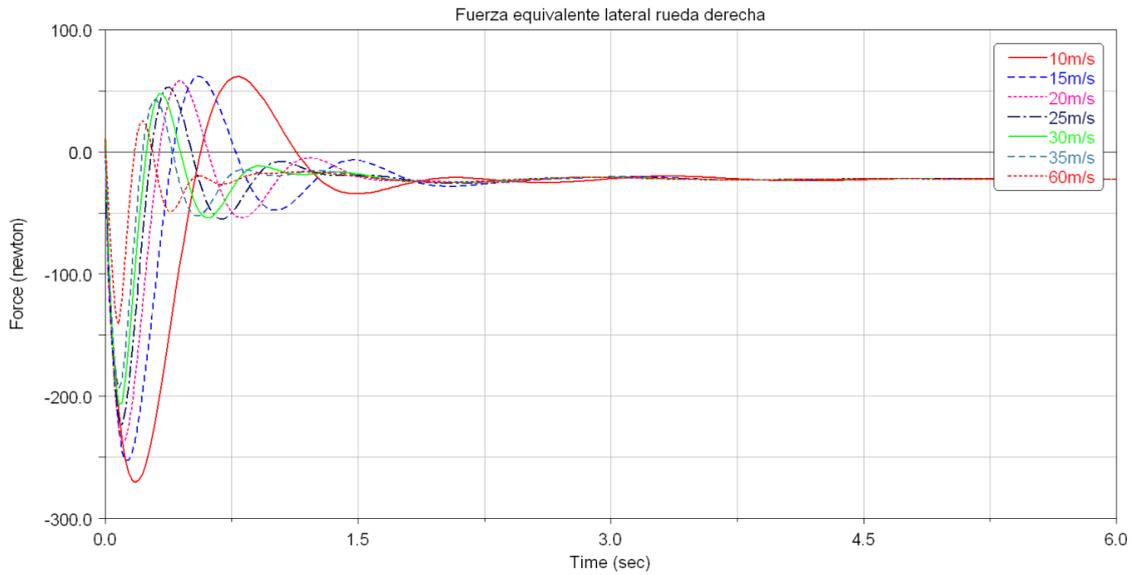


Figura 85: Fuerza lateral equivalente de la rueda derecha

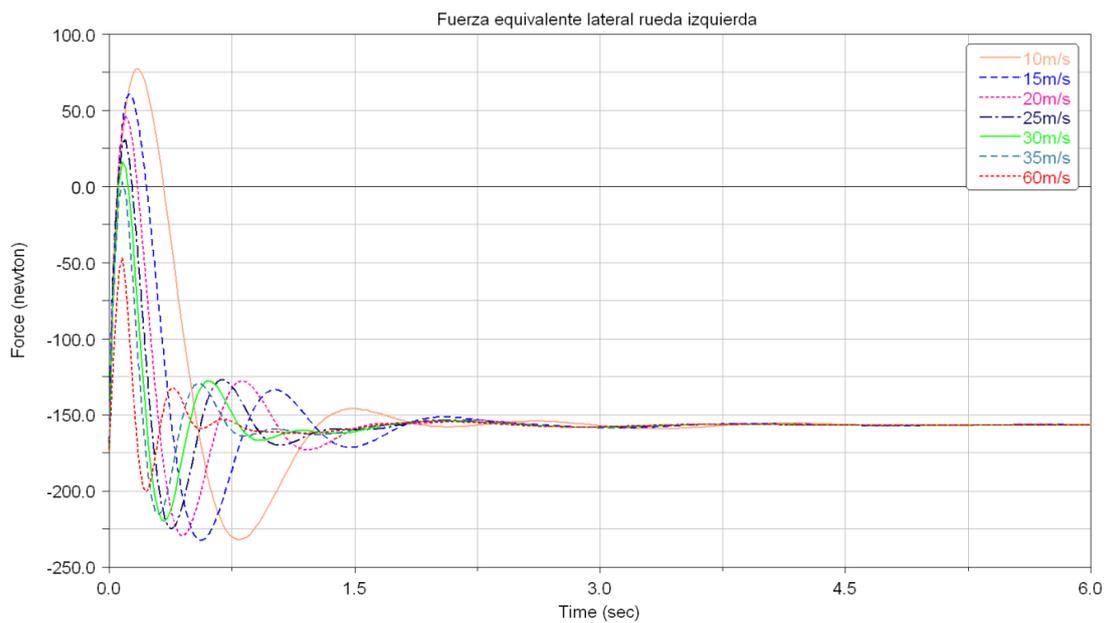


Figura 86: Fuerza lateral equivalente de la rueda izquierda.

Por ser una vía recta y sin ningún tipo de irregularidad, se comprueba que las fuerzas laterales se compensan en sentidos opuestos en un mismo instante de tiempo. La velocidad que provoca mayor fuerza lateral en las ruedas es cuando el conjunto se mueve a 10m/s. Hay que notar, que a mayor velocidad del conjunto la fuerza lateral equivalente que experimenta el punto central de las ruedas es menor, como se puede apreciar en las gráficas.

De la misma forma, se analiza los valores de fuerza, en este caso en dirección vertical, que sufren las ruedas delanteras en su punto central.

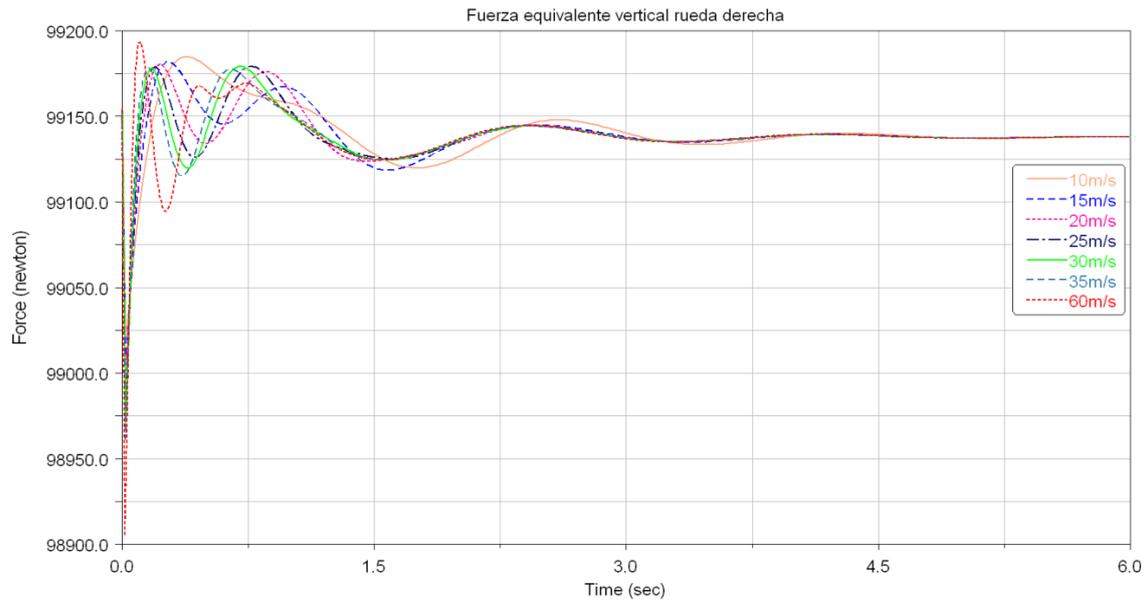


Figura 87: Fuerza vertical equivalente de la rueda derecha.

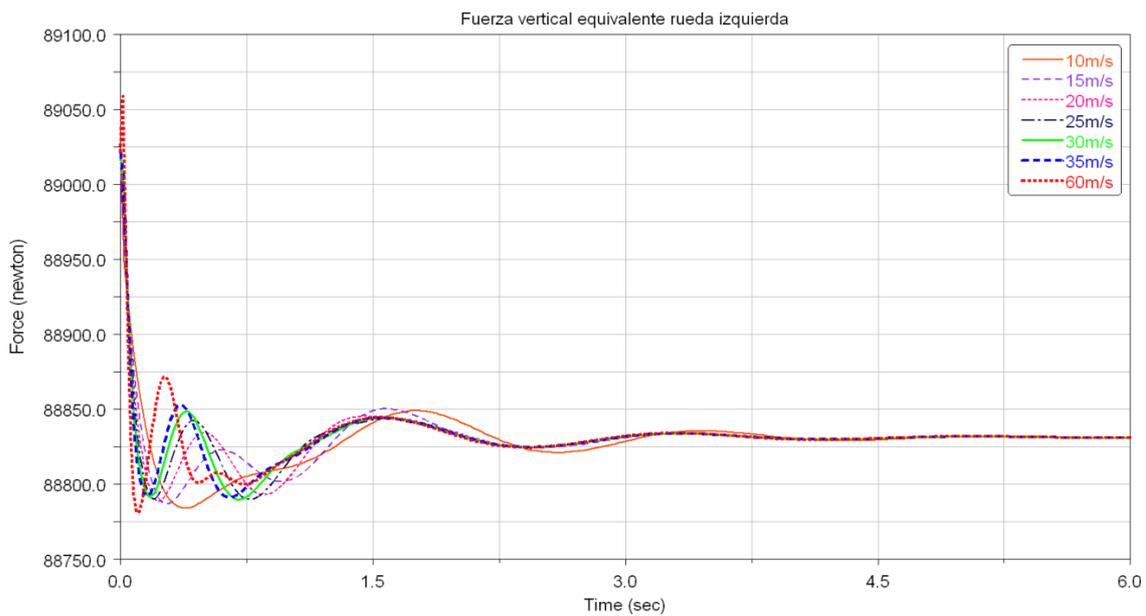


Figura 88: Fuerza vertical equivalente de la rueda izquierda.

Al igual que en el caso anterior, las fuerzas en ambas ruedas se compensan en sentido en un mismo instante de tiempo, consiguiendo que el movimiento del conjunto vaya equilibrado. En este caso, hay que notar que aparece una diferencia importante en cuanto al valor máximo entre una rueda y otra. El valor máximo en la rueda derecha está cercano a 99200N, y con un valor en el punto de linealidad de la gráfica de 99125N, valor de origen de la fuerza calculada en cada rueda, mientras que en la rueda izquierda el valor de linealidad es de 88825N.

Puesto que la vía no sufre irregularidades, esta diferencia de magnitudes entre las ruedas se debe a que en el estudio de precarga, explicado anteriormente, el programa establece, por defecto, más carga vertical a los elementos de suspensión primaria en el lado derecho. La



diferencia en la precarga de valores entre los lados derecho e izquierdo oscila entre 2000N y 4000N, de tal forma que dicha diferencia se ve incrementada en el estudio dinámico, ya que el conjunto está en movimiento y no en estático como ocurre en cálculo de precarga.

Por otro lado, se verifica que los valores son en teoría correctos durante la simulación ya que, si se realiza un reparto de carga del peso del tren entre las ruedas como se ha comentado antes, debe darse un valor aproximado al mostrado en las gráficas.

9.2.2. TRAMO DE RECTA CON IRREGULARIDAD VERTICAL

El caso que se analiza a continuación es la simulación dinámica de la lanzadera Avant-S104 sobre una vía recta modificada por el autor del proyecto, partiendo de la vía por defecto que está en la base de datos del programa.

Este trazado finalmente es de forma recta de 500 metros de longitud, con una irregularidad vertical de tipo senoidal (amplitud 0,005 metros y 3 ciclos) situada a 50 metros del inicio de la vía y que afecta a ambos raíles por igual. El nombre del trazado que se encuentra en el CD adjunto a la memoria se llama "*mdi_track_straight_sinus_irre2*". A continuación se incluye una gráfica de las irregularidades del trazado hecha en *Adams/PostProcessor*, con la que se corrobora que nuestro conjunto va a rodar a través del trazado con las condiciones establecidas.

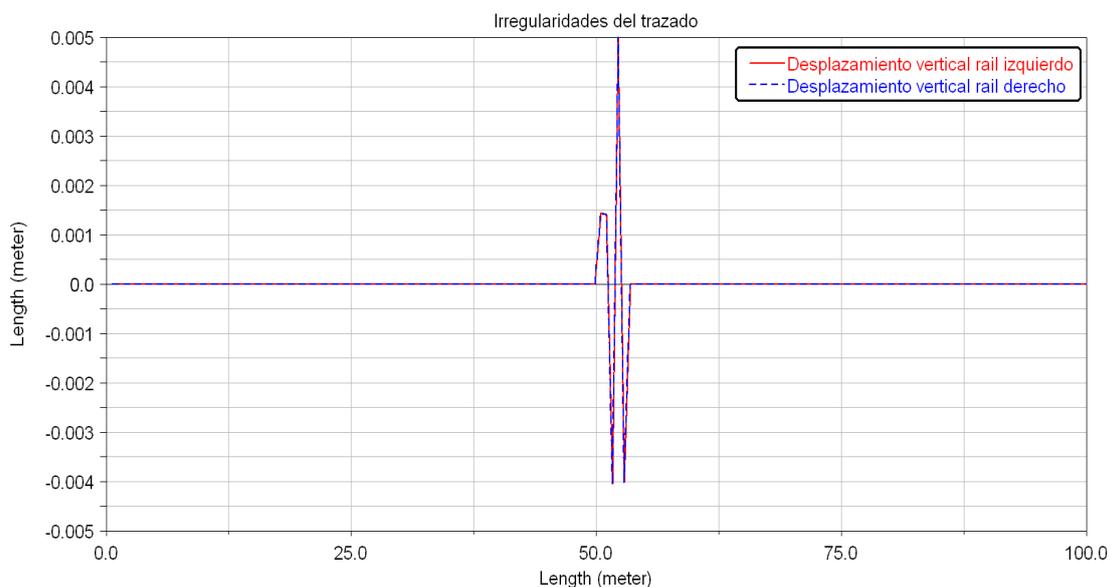


Figura 89: Irregularidades en el trazado

La gráfica muestra 100 metros de longitud (o 200m en su defecto) ya que con el programa se ha escalado el eje (se quitan los metros restantes que no varían), ya que el tramo que interesa apreciar con más claridad es el punto de la irregularidad. De esta forma se visualiza con nitidez los 3 ciclos de la irregularidad, la amplitud de 0.005 metros, y el comienzo del defecto a los 50 metros del comienzo de la vía.

A continuación, se analizan los diferentes parámetros que se han estudiado en otros apartados anteriores, para ver el efecto de la irregularidad sobre el conjunto modificado. Al igual que la vía recta sin irregularidad, se ha simulado un rango de velocidades que varía entre 5m/s la mínima velocidad y 30m/s la máxima, con un total de 6 velocidades distintas en el mismo tramo. A diferencia del caso anterior, en la vía modificada la simulación a partir de 30m/s produce un error cuando el programa realiza las iteraciones y los cálculos oportunos.

Ya que la irregularidad que presenta la simulación es en dirección vertical, y afecta a ambos lados del bogie, se presentan los resultados de desplazamientos y fuerzas verticales tanto en la rueda derecha como en la izquierda respecto al eje X del rail correspondiente, es decir, en las gráficas para la rueda izquierda se grafica respecto al eje X izquierdo, y respecto al eje X



derecho si se analiza la zona derecha del conjunto. Se incluye también los esfuerzos en dirección lateral para conocer su efecto tanto en tramo recto, como posteriormente en tramos

- Desplazamientos.

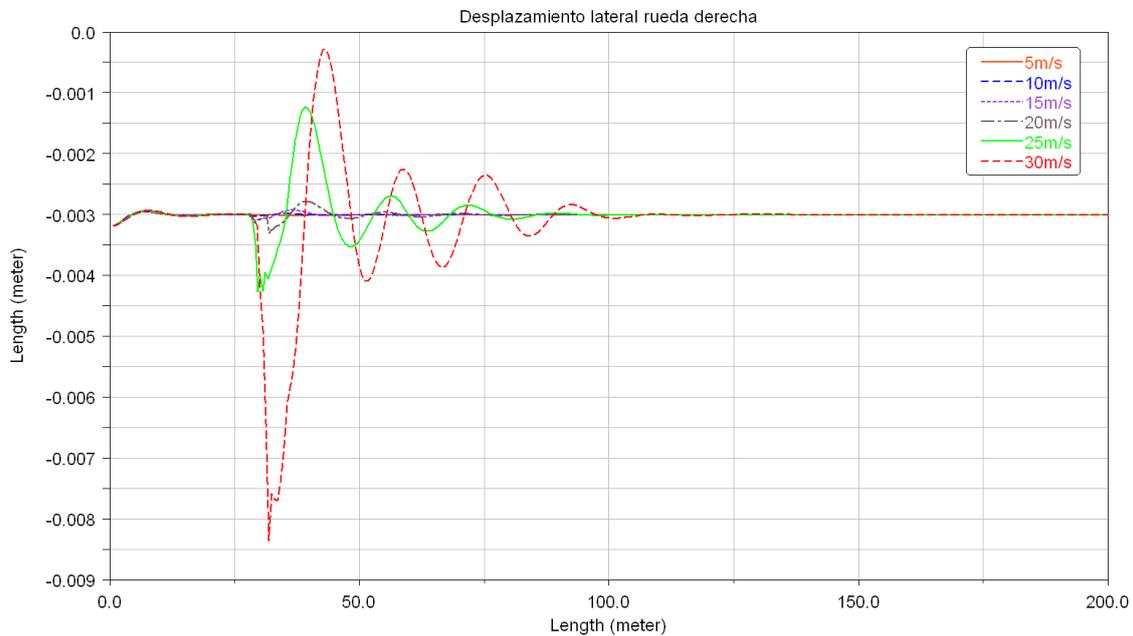


Figura 90: Desplazamiento lateral de rueda derecha en tramo de recta con irregularidad vertical.

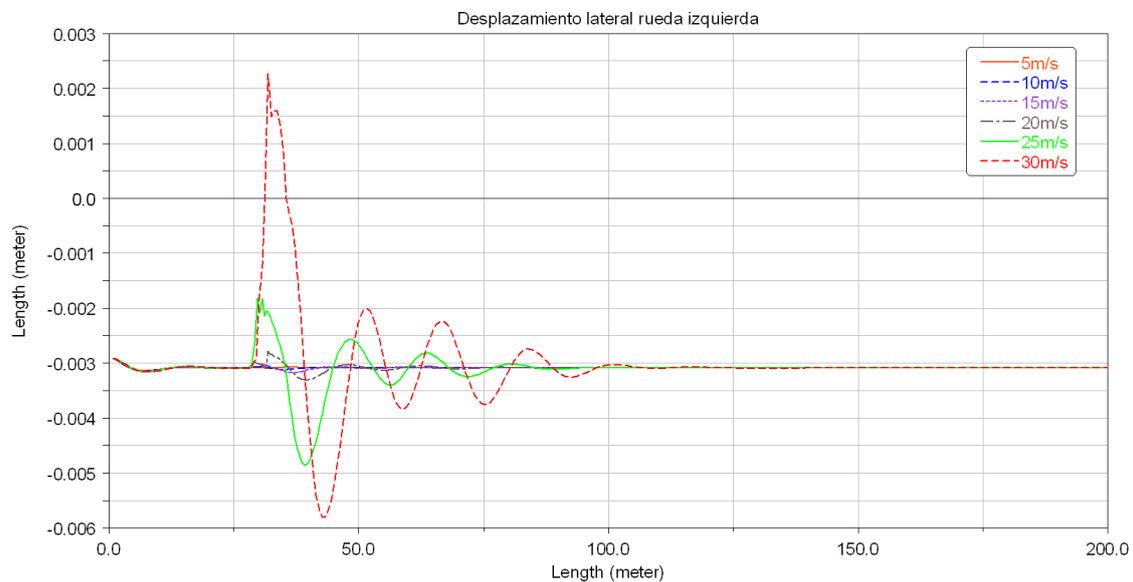


Figura 91: Desplazamiento lateral de rueda izquierda en tramo de recta con irregularidad vertical.

En ambas ruedas, se aprecia el punto de irregularidad del trazado, con las oscilaciones que el defecto senoidal produce. En cuanto a magnitudes, en las dos ruedas se puede apreciar en su punto máximo de esfuerzo que el desplazamiento máximo total llega a 8mm, resultado muy inferior si se tiene en cuenta los efectos verticales en el mismo punto, estudiados a continuación.

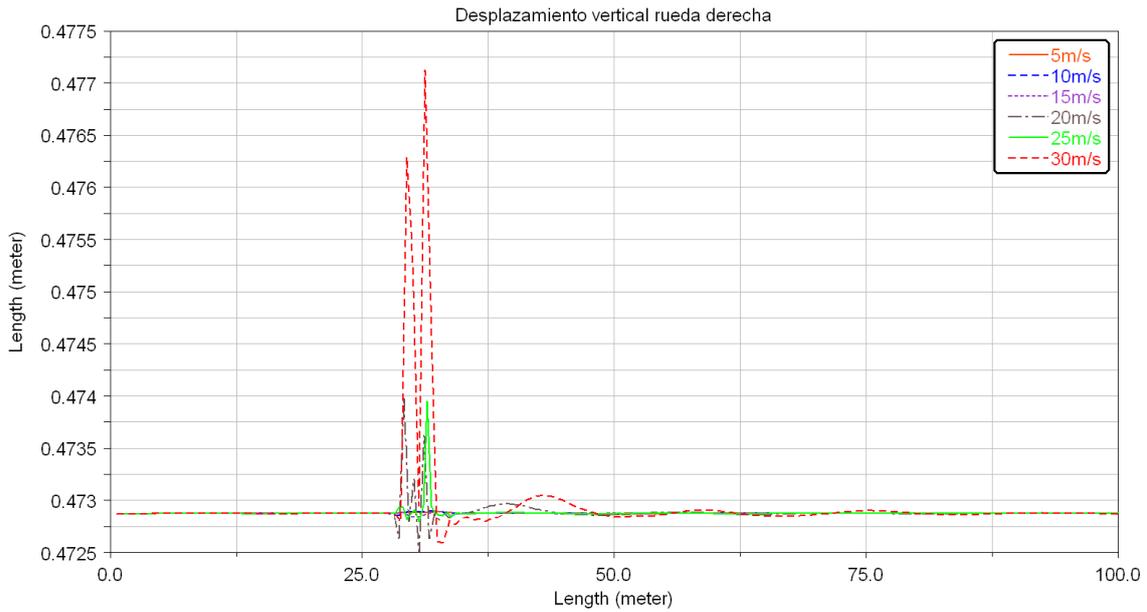


Figura 92: Desplazamiento vertical de rueda derecha delantera en recta con irregularidad vertical.

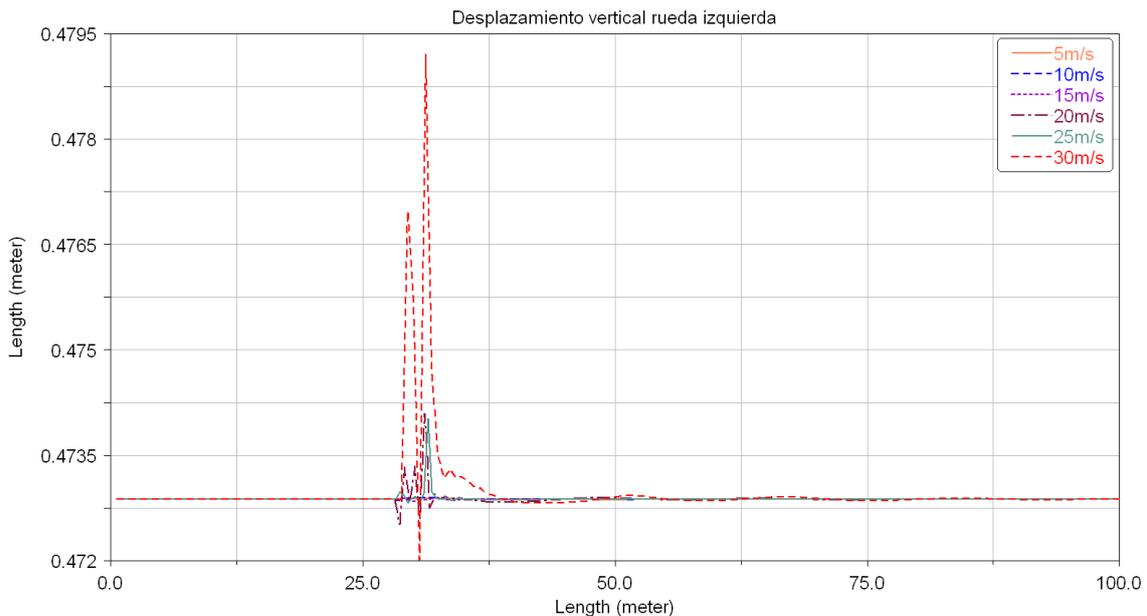


Figura 93: Desplazamiento vertical de rueda izquierda delantera en recta con irregularidad vertical.

Como resultado de ambos parámetros, se muestra como el conjunto a la velocidad máxima produce mayor desplazamiento sobre ambas ruedas. Pese a que la irregularidad se muestra idéntica en ambos raíles, al paso del conjunto sobre el defecto, se comprueba que el lado izquierdo genera mínimamente un desplazamiento mayor (~0.4795 metros) que el derecho (~0.4772 metros), aunque en velocidades menores el esfuerzo vertical en el lado derecho es superior al izquierdo. Se estabiliza en 0.473m, punto que coincide con la distancia del centro de la rueda al origen de coordenadas.



- Fuerzas

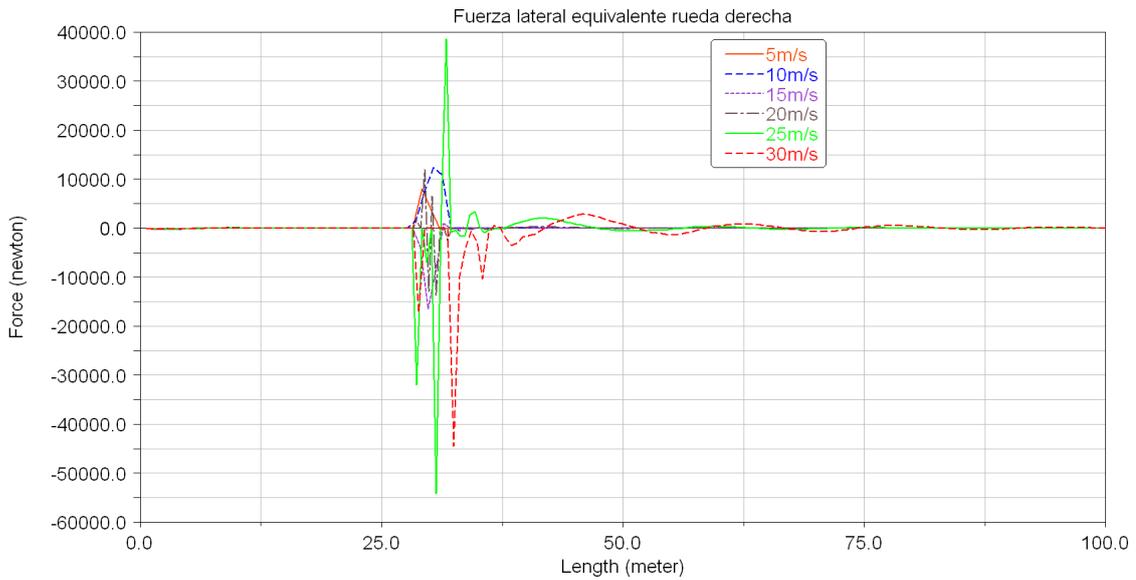


Figura 94: Fuerza lateral de rueda derecha delantera en recta con irregularidad vertical.

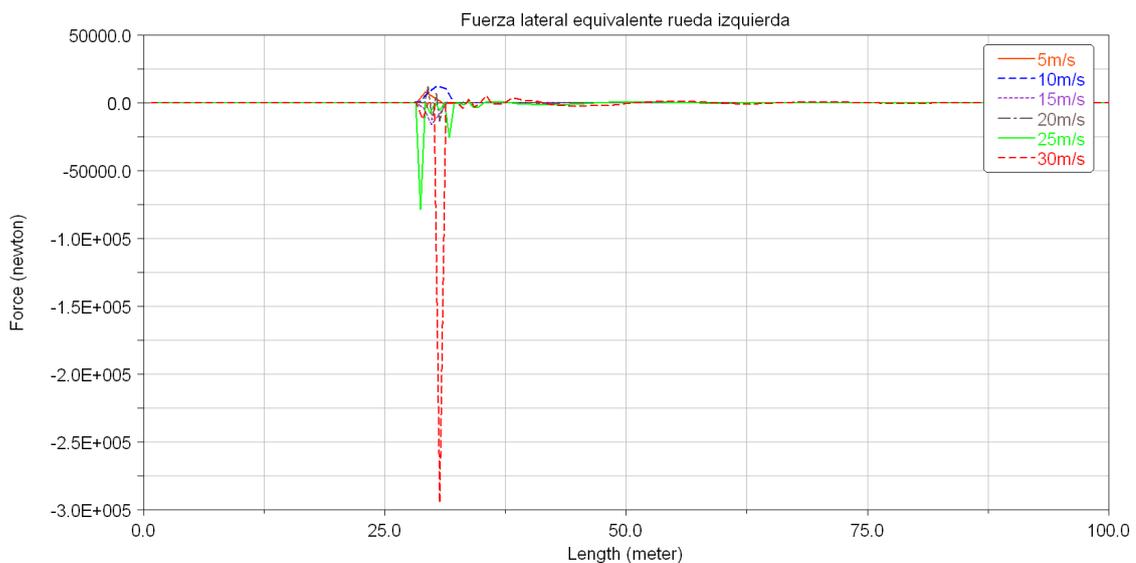


Figura 95: Fuerza lateral de rueda izquierda delantera en recta con irregularidad vertical.

En este caso, la fuerza a 30m/s resulta muy diferente en ambas ruedas, debido a que, como se ha comentado, el programa a esta velocidad en algunos casos vuelca resultados que pueden resultar erróneos debido a estar utilizando valores críticos para utilizarlos en el cálculo dinámico. En cambio, a 25m/s se aprecia como ambas ruedas están sometidas a un esfuerzo lateral durante el trazado de unos -50000N, dato a tener en cuenta para la seguridad de los componentes, pese a ser mucho menores que los esfuerzos verticales. Ante un comportamiento más homogéneo entre ambos lados, se presupone que hasta 25m/s en este caso el programa muestra resultados correctos, no siendo así cuando se simula a una velocidad límite para el programa en un trazado que ha sido modificado respecto al original de la base de datos.

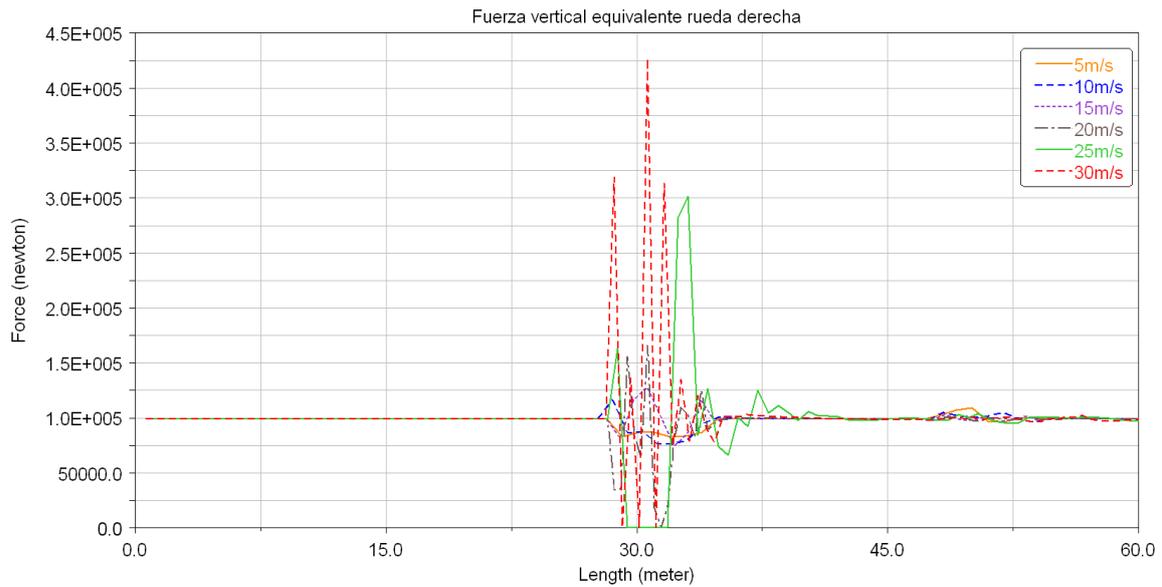


Figura 96: Fuerza vertical de rueda derecha delantera en recta con irregularidad vertical.

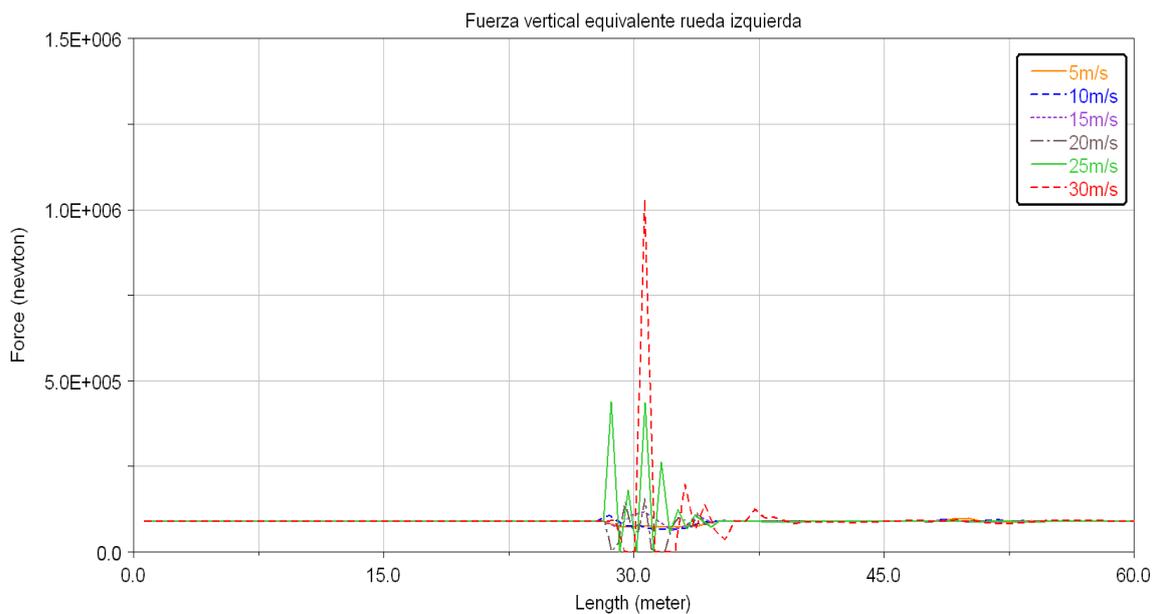


Figura 97: Fuerza vertical de rueda izquierda delantera en recta con irregularidad vertical.

La fuerza que soporta cada punto en dirección vertical en este caso varía en mayor medida si se trata del lado derecho o el lado izquierdo. Ambas fuerzas son positivas, es decir, oscilan en valores positivos del eje Z según el eje de referencia citado anteriormente.

En cuanto a los valores de las simulaciones, se obtiene que los máximos una vez más se establezcan a velocidades máximas válidas, es decir, a 25m/s. Ahora en cambio, en la rueda izquierda aparece el mayor esfuerzo soportado, con un valor de 480000N, mientras que la rueda del lado derecho soporta en su centro de gravedad menos carga que en el izquierdo, aproximadamente 300000N.

9.2.3. TRAMO DE CURVA CON IRREGULARIDAD VERTICAL

Anteriormente se ha analizado cómo se comporta el conjunto de lanzadera Avant-S104 sobre trazados rectos, ya sea con la vía en condiciones ideales o con ciertas irregularidades. Pero durante el trayecto de un tren, ya sea de pasajeros o de mercancías, es inviable que todo el trayecto se realice en línea recta, y es necesario construir tramos curvos bajo unas condiciones en las que el conjunto ferroviario se desplace sin peligro y con un comportamiento propicio para el confort de los pasajeros, o mantener la carga que lleve (en caso de mercancías) en buen estado.

El siguiente caso a analizar en el comportamiento del modelo de lanzadera es la simulación dinámica del conjunto por un tramo de 100 metros de longitud, que incluye un trazado curvo que comienza a los 35 metros, con un radio de curvatura desde éste punto que se mantiene constante hasta el final de dicho tramo. Es un tramo con una curvatura muy suave, pero suficiente para apreciar diferencias en el comportamiento respecto a un tramo recto.

Además, el tramo incluye la misma irregularidad que en el caso anterior de “recta con irregularidad vertical”, con la diferencia respecto a la anterior vía que este defecto se repite durante un ciclo, y no tres como en el caso de la recta. Las demás características de vía de esta simulación se detallan en el apartado correspondiente al apartado de propiedades de vías de esta memoria. El trazado de esta simulación se ha definido como “*mdi_track_curve_irre2_vertical_100*”. Para visualizar gráficamente la forma de este defecto, como se realiza en anteriores casos, utilizamos el paquete de *Adams/PostProcessor*, con el siguiente resultado que aparece en la imagen (mostrando los 80 primeros metros para visualizarla mejor).

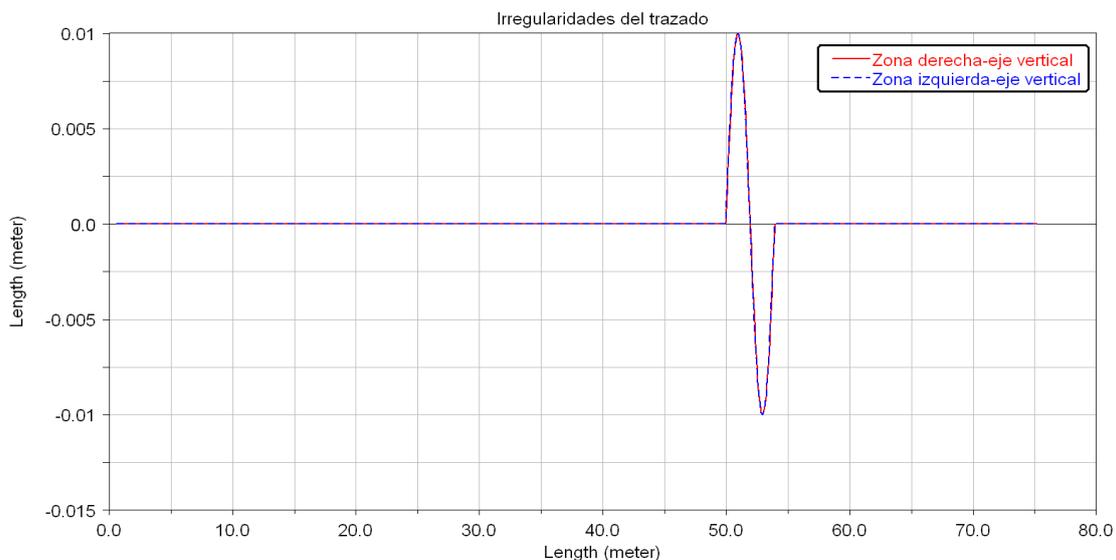


Figura 98: Irregularidad vertical en el trazado curvo de 100 metros

Al igual que en casos anteriores, se analizan los mismos parámetros para notar las diferencias entre los tramos rectos y curvos. Se muestran desplazamientos y fuerzas verticales y laterales medidas en el centro de gravedad de las ruedas delanteras respecto al eje de avance del conjunto, según el sistema de referencia que aplica *Adams* en las simulaciones.

Como se simula un tramo curvo, es importante notar las diferencias existentes entre la zona derecha del bogie respecto al desplazamiento del conjunto, ya que es el lado interno de la curvatura, y el lado izquierdo ó exterior de la curva.



- Desplazamientos

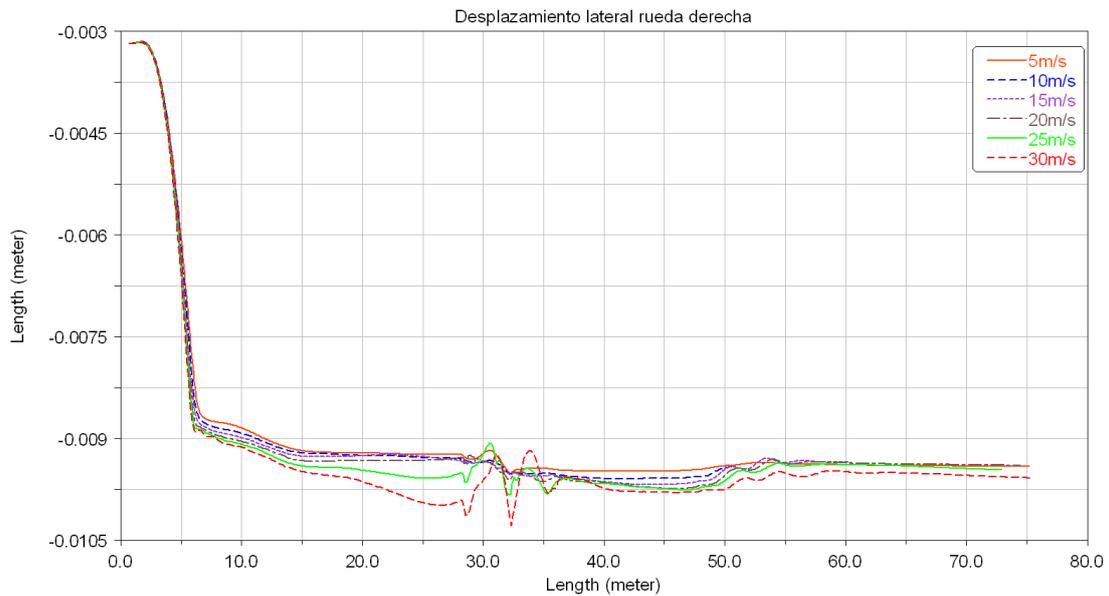


Figura 99: Desplazamiento lateral rueda derecha en curva con irregularidad vertical.

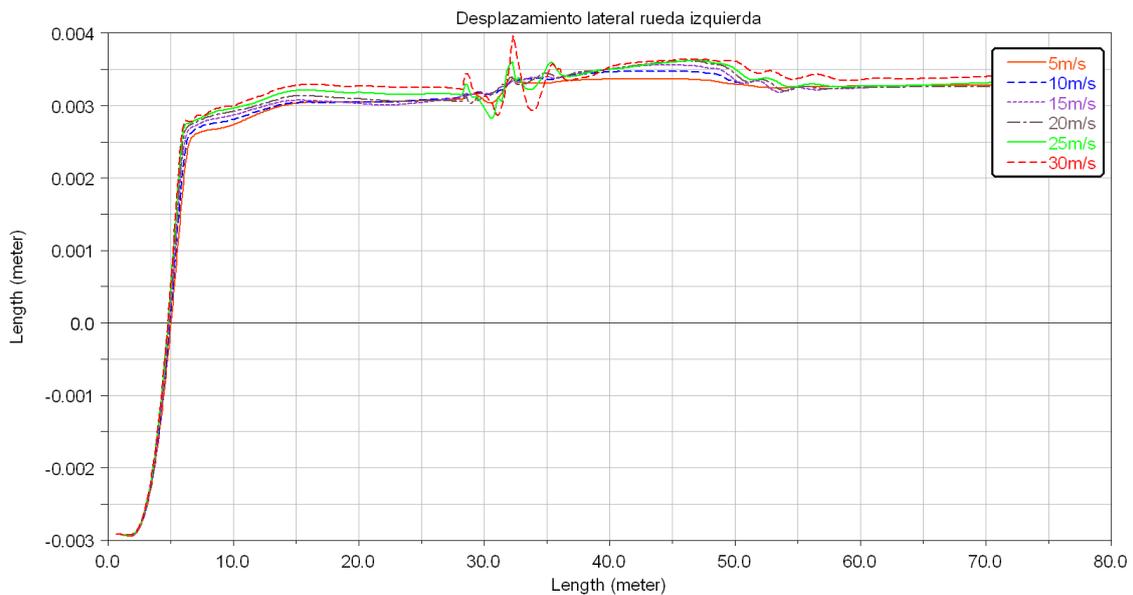


Figura 100: Desplazamiento lateral rueda izquierda en curva con irregularidad vertical.

Se comprueba como los desplazamientos laterales en el punto de cálculo se compensan, ya que en ambas ruedas la variación de la posición respecto a su origen es de 7mm. Como consecuencia de la curvatura del tramo, ambos sentidos se compensan para mantener el equilibrio. El efecto por el paso de la irregularidad vertical a los 30 metros de trazado son visibles pese a que los esfuerzos calculados sean en dirección perpendicular al defecto.

Cabe esperar que estos esfuerzos sean mucho menores en magnitud que los verticales a continuación expuestos.



Para observar el desplazamiento vertical en la rueda derecha del conjunto, se tuvo que simular el conjunto con cuatro velocidades más (entre 16m/s y 19m/s, ambas inclusive) adicionales que no aparecen en las demás gráficas. El motivo de esta variación se debe a que, como se puede observar, se produce un cambio brusco de linealidad entre velocidades dentro de la gráfica. Se visualiza claramente cómo, a priori, a 15m/s la tendencia es recta, sin apenas variación en el desplazamiento vertical, en el punto de origen a 0,473m. Posteriormente se incluyen dos gráficas con dos tramos de velocidades, una hasta 15m/s (gráfica A) y otra a partir de 20m/s (gráfica B). A partir de 16m/s (línea marrón del gráfico), y en las sucesivas velocidades, la gráfica establece una tendencia de comportamiento del conjunto muy similar, aumentándose el desplazamiento vertical a medida que se incrementan éstas, llegando a un valor máximo de 0,515m a una velocidad de 30m/s, como se aprecia en la figura 101:

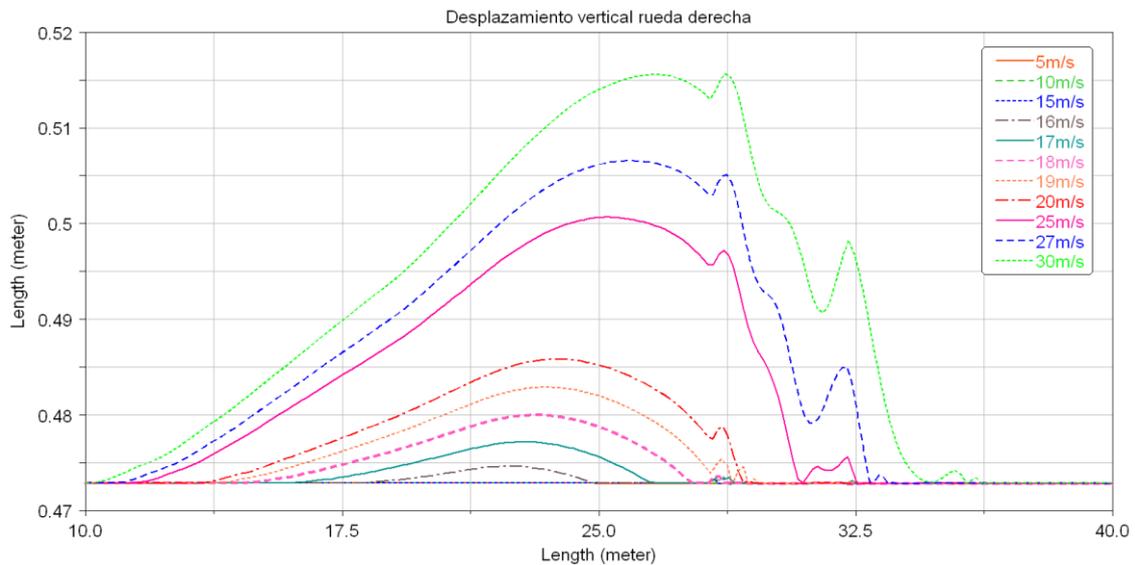


Figura 101: Desplazamiento vertical de rueda derecha en curva de 100 metros.

Tabla 17: Datos desplazamiento vertical de rueda derecha diferentes velocidades en tramo de curva

TRAMO DE CURVA 100 m. CON IRREGULARIDAD VERTICAL	
VELOCIDAD [m/s]	Desplazamiento vertical [m]
5	0,47283
10	0,47285
15	0,47338
16	0,47468
17	0,4772
18	0,48
19	0,483
20	0,4859
25	0,5001
27	0,5067
30	0,5158

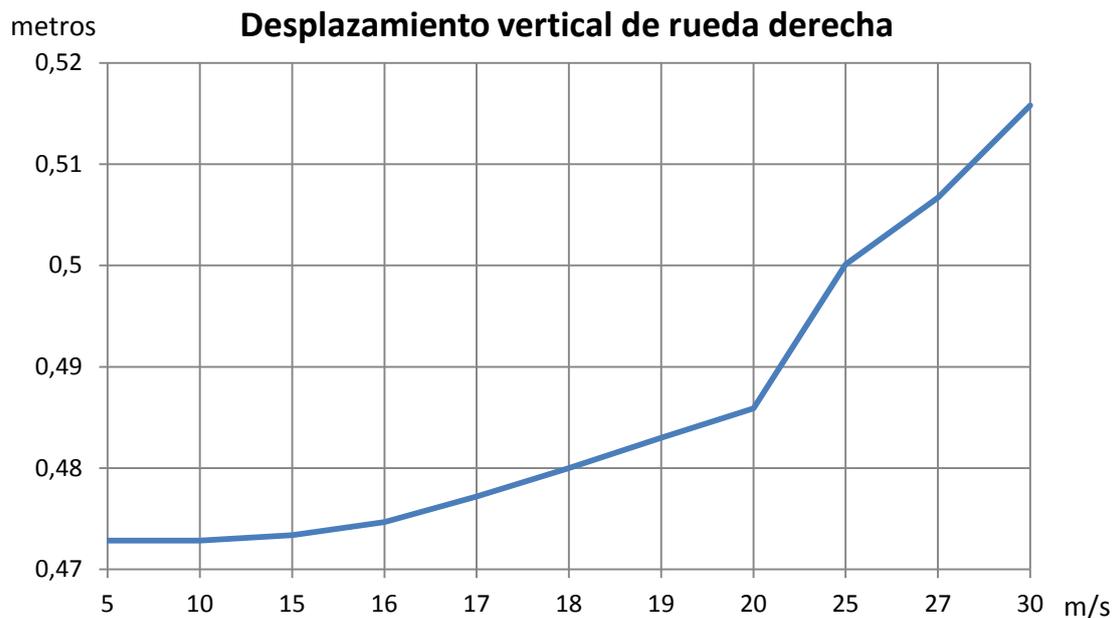


Figura 102: Evolución del desplazamiento vertical máximo de la rueda derecha de un bogie circulando en un tramo de curva con irregularidad vertical, a diferentes velocidades.

Como cabía esperar, a los 30 metros de trazado las ruedas delanteras pasan por la irregularidad, ya que ésta se encuentra a 50 metros, pero hay que considerar que entre el comienzo de la vía y el bogie delantero hay 20 metros. Es en este punto donde encontramos que la linealidad varía respecto a los anteriores. El comienzo de la curvatura está situado a 35 metros del comienzo, por lo que se justifica que a los 15 metros (visible en las gráficas) haya un incremento de los esfuerzos. En la siguiente gráfica se visualiza la evolución del punto máximo de desplazamiento a diferentes velocidades.

Según se ha comentado antes, hasta que el conjunto no pasa los 15m/s, el comportamiento parece no variar desde el punto origen, pero a continuación se muestran dos gráficas separándose en tramos de velocidades, dónde se aprecia un cambio de comportamiento:

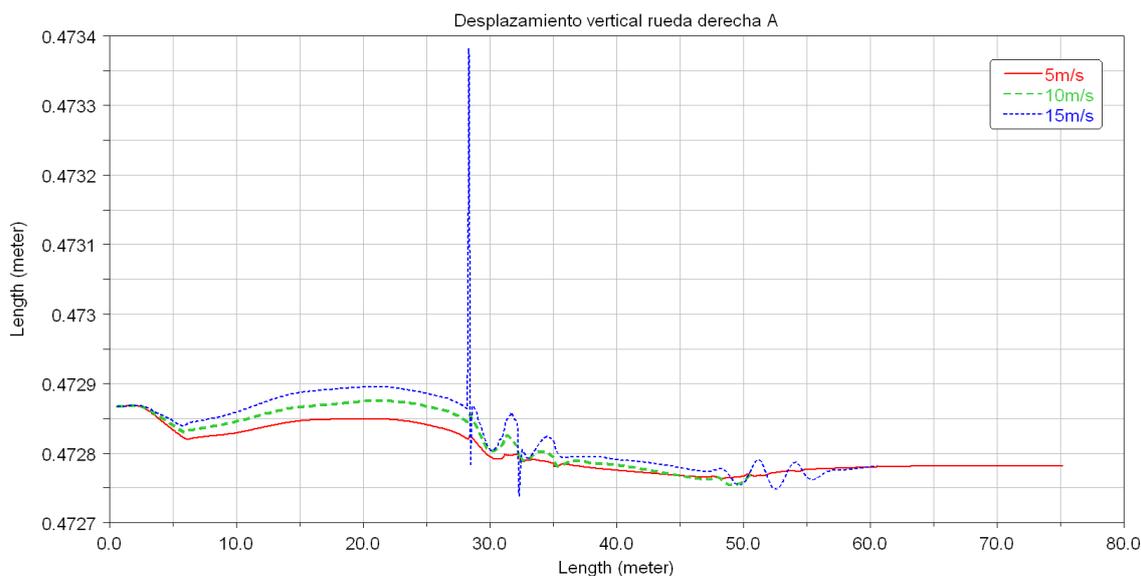


Figura103: Desplazamiento vertical en curva de rueda derecha entre 5m/s y 15m/s, con irregularidad vertical.

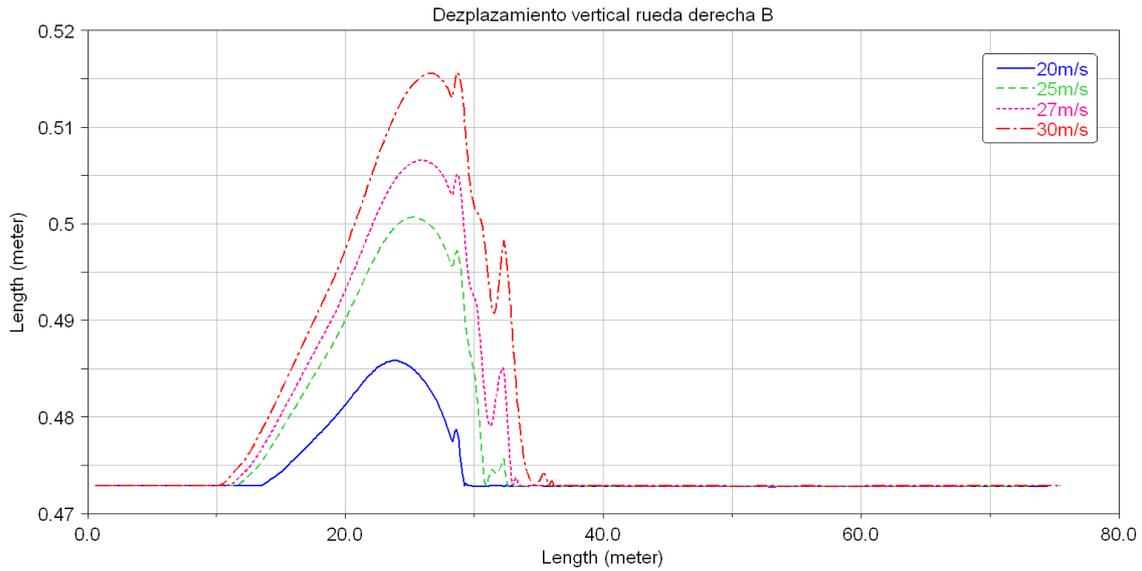


Figura 104: Desplazamiento vertical en curva de rueda derecha entre 20m/s y 30m/s, con irregularidad vertical.

Analizadas las dos figuras anteriores, se observa claramente el cambio de comportamiento del vehículo ferroviario en este trazado dependiendo de las velocidades que se utilicen en la simulación. En este caso en particular, se observa un cambio severo en el comportamiento del desplazamiento vertical, si comparamos la tendencia de la rueda derecha con la rueda izquierda que se muestra a continuación:

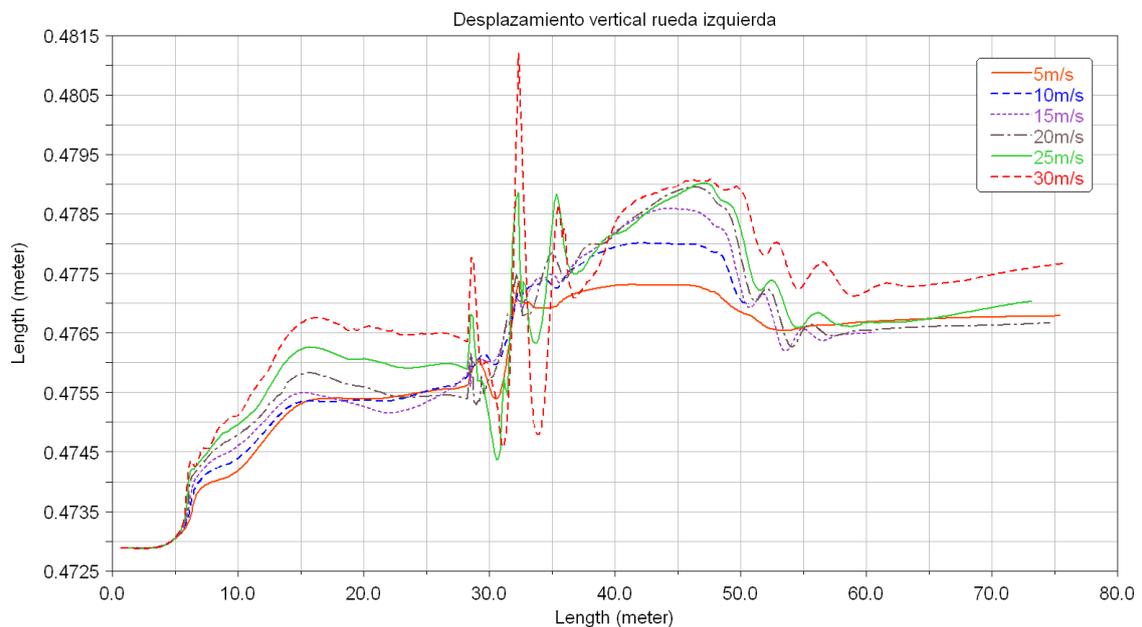


Figura 105: Desplazamiento vertical de rueda izquierda en curva de 100 metros con irregularidad vertical.

En el análisis de la rueda izquierda, se observa cómo las curvas se mantienen con una forma muy similar independientemente de la velocidad, salvo los casos de velocidad máxima.

A la máxima velocidad de la simulación, el desplazamiento que sufre la rueda izquierda es menor (0,481m) que en la rueda derecha (0,515m), pese a que cuando el conjunto comienza el tramo curvo de la vía, y después de pasar por la irregularidad, el esfuerzo en la rueda izquierda es mayor que en la rueda derecha, como se puede apreciar de forma gráfica.

La evolución de desplazamiento vertical en la rueda izquierda se representa en la siguiente gráfica, realizada con los datos obtenidos en la simulación y que se recogen en la tabla 18:

Tabla 18: Datos de desplazamiento vertical de rueda izquierda a diferentes velocidades en tramo de curva

TRAMO DE CURVA 100 m. CON IRREGULARIDAD VERTICAL	
VELOCIDAD [m/s]	Desplazamiento vertical [m]
5	0,4775
10	0,4780
15	0,4785
16	0,4786
17	0,4787
18	0,4788
19	0,4789
20	0,4790
25	0,4791
27	0,4806
30	0,4811

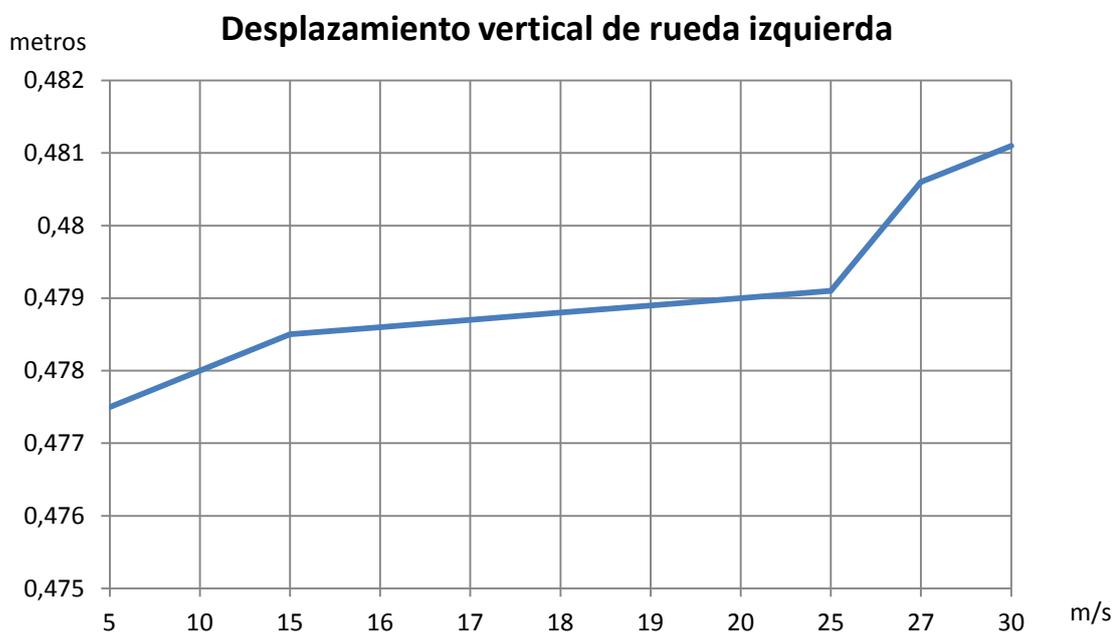


Figura 106: Evolución del desplazamiento vertical máximo de la rueda izquierda de un bogie circulando en un tramo de curva con irregularidad vertical, a diferentes velocidades

- Fuerzas

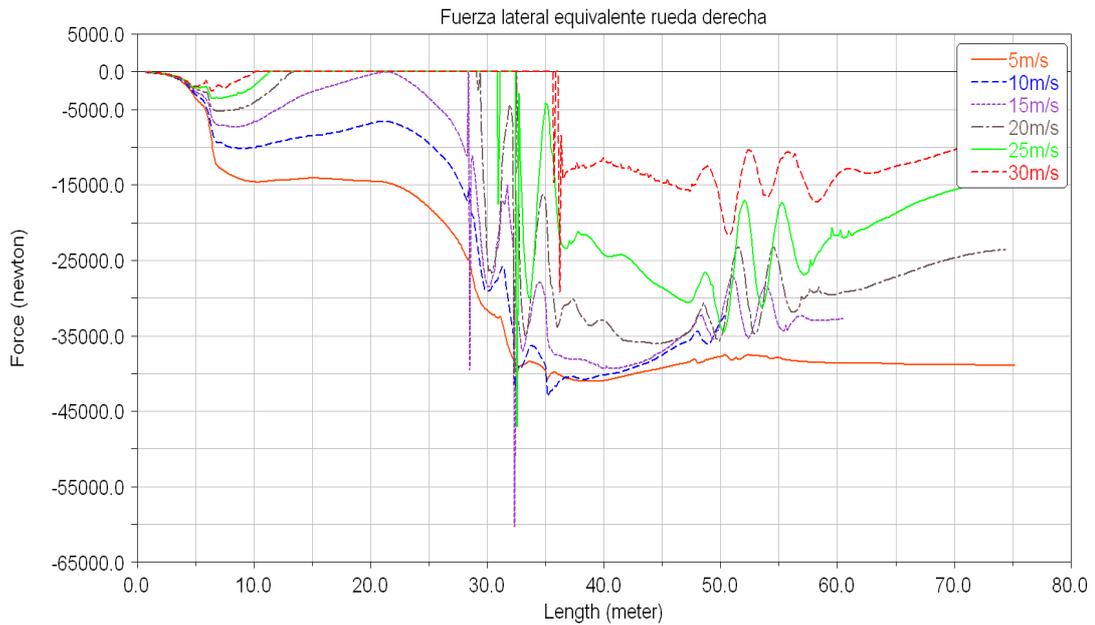


Figura 107: Fuerza lateral de rueda derecha en curva con irregularidad vertical

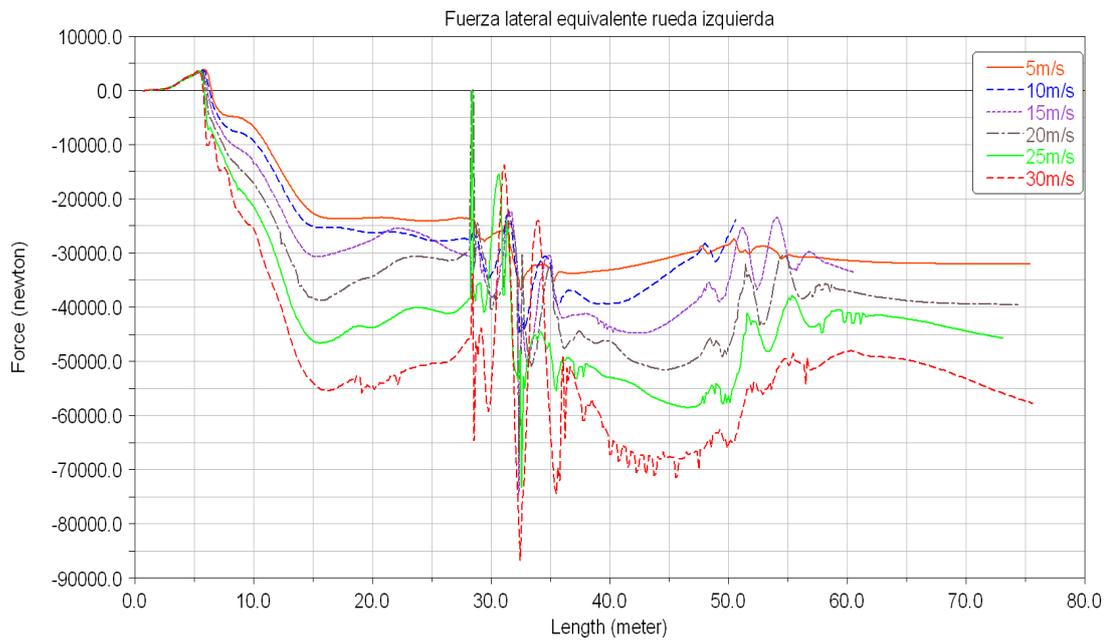


Figura 108: Fuerza lateral de rueda izquierda en curva con irregularidad vertical.

Las fuerzas laterales en ambos lados del conjunto se compensan a lo largo del trazado, con valores más característicos en el lado externo de la curva (el lado izquierdo), alcanzando un valor máximo de 85000N, a los 35 metros coincidiendo con el paso de la irregularidad. También se aprecian efectos menores al paso del bogie trasero por dicho punto en ambas ruedas.



El signo negativo de dichas fuerzas es debido a que el conjunto, realizando un paso de curva a derechas, por inercia éste se desplazará hacia la izquierda según el sentido de avance, provocando así que los esfuerzos salgan opuestos al sentido positivo del sistema de referencia estipulado (descrito en el apartado correspondiente).

Como se ha comentado antes, ésta simulación resulta complicada realizarla en el programa, ya que combina diferentes parámetros y a diferentes velocidades. Como consecuencia de ello, se aprecia cómo a velocidad máxima la linealidad de dicha curva (línea roja de 30m/s) se pierde si se compara con velocidades inferiores, que mantienen un comportamiento más controlado.

Hay que destacar también que en el lado derecho se libera carga a medida que la velocidad aumenta, llegando a estar a cero antes del paso por la irregularidad, mientras que en el izquierdo ocurre lo contrario.

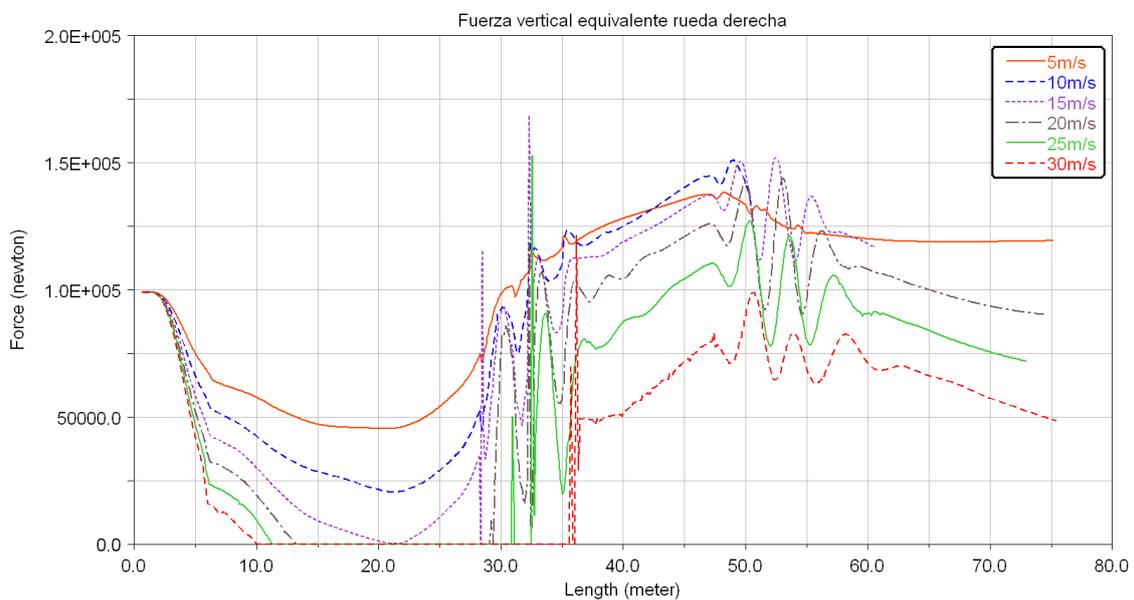


Figura 109: Fuerza vertical de rueda derecha en curva de 100 metros con irregularidad vertical.

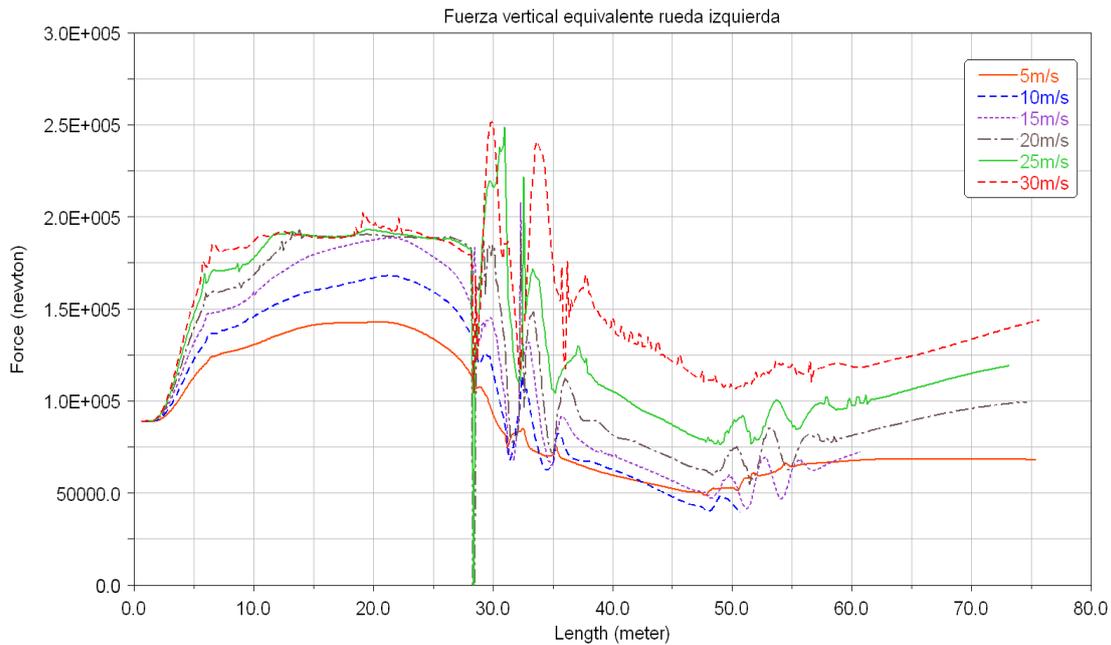


Figura 110: Fuerza vertical de rueda izquierda en curva de 100 metros con irregularidad vertical

Se aprecia en las gráficas de ambas ruedas que las fuerzas verticales entre los lados derecho e izquierdo se compensan a lo largo de todo el trazado de la curva de 100 metros. Mientras que en la rueda derecha la fuerza vertical disminuye en el comienzo de la parte curva del trazado, la rueda correspondiente al carril externo aumenta su esfuerzo vertical en la misma proporción que la rueda interna. Entre ambos lados se observa un incremento en 100000N aproximadamente desde el punto inicial, como muestran las gráficas.

Al paso de la irregularidad del vagón, aparecen en ambas ruedas los esfuerzos máximos, apareciendo éstos alrededor de los 35 metros de avance del conjunto sobre la vía. En este caso, y a diferencia de las gráficas anteriores de los desplazamientos que no mostraban este efecto de forma tan nítida, se comprueba que las ruedas delanteras (parámetro de estudio en las gráficas) notan el efecto del paso del bogie trasero del conjunto por la irregularidad, como se aprecia a los 50 metros del comienzo del rodaje del vagón a través de la vía.

9.2.4. COMPARATIVA DE UN TRAMO DE CURVA MODIFICANDO SU CURVATURA

Como último caso de estudio con dicho programa, se decide comprobar qué variaciones se producen al paso del conjunto sobre un tramo curvo con diferentes curvaturas.

Se decide realizar una comparativa entre una curva con un radio de curvatura por defecto que se encuentra en la base de datos del programa, y ese mismo archivo modificando su radio de curvatura. El archivo por defecto utilizado recibe el nombre de “mdi_track_curve.trk”, mientras que el archivo nuevo se denomina “mdi_track_curve_modificada.trk”. Los detalles de cada trazado y las modificaciones se detallan en el apartado correspondiente sobre archivos de propiedades de vías. Dicha comparativa se realiza entre dos trazados sin irregularidades.

Como en el resto de casos simulados, se contrastan resultados de desplazamientos y fuerzas tanto en la rueda derecha como la rueda izquierda, ambas situadas en la parte delantera del bogie delantero.

- Desplazamientos

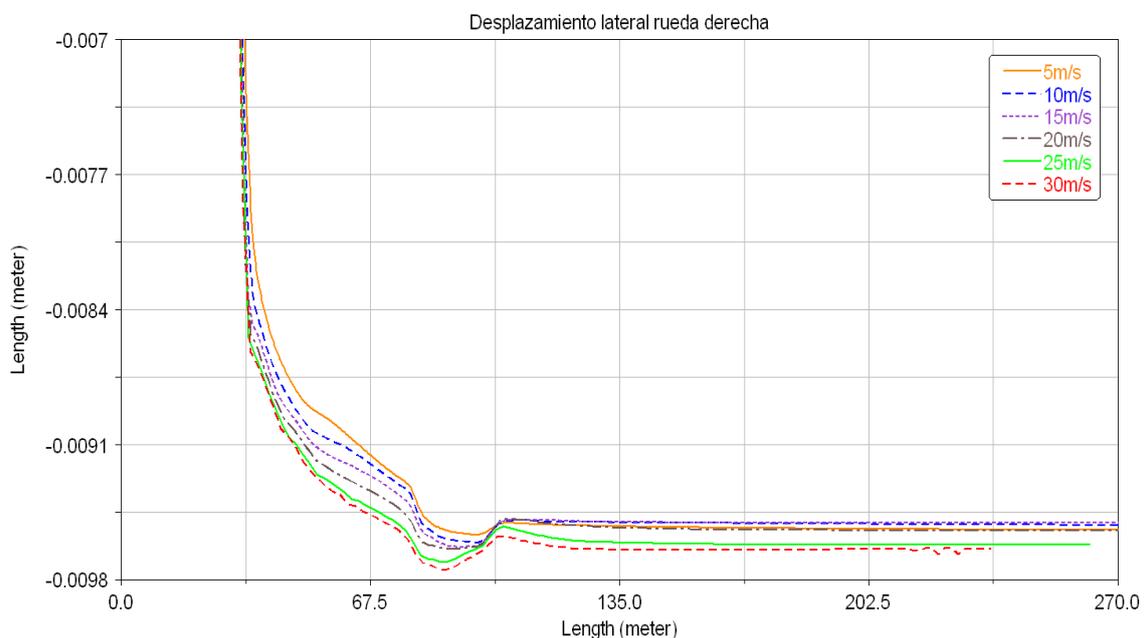


Figura 111: Desplazamiento lateral de rueda derecha en curva de radio 320m.

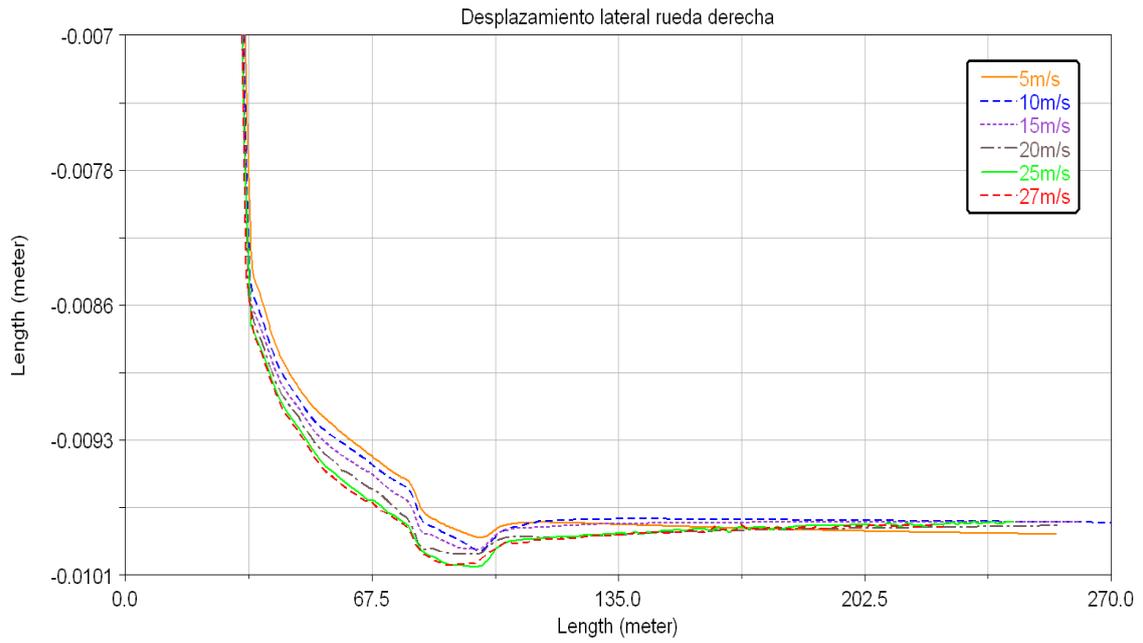


Figura 112: Desplazamiento lateral de rueda derecha en curva de radio 200m.

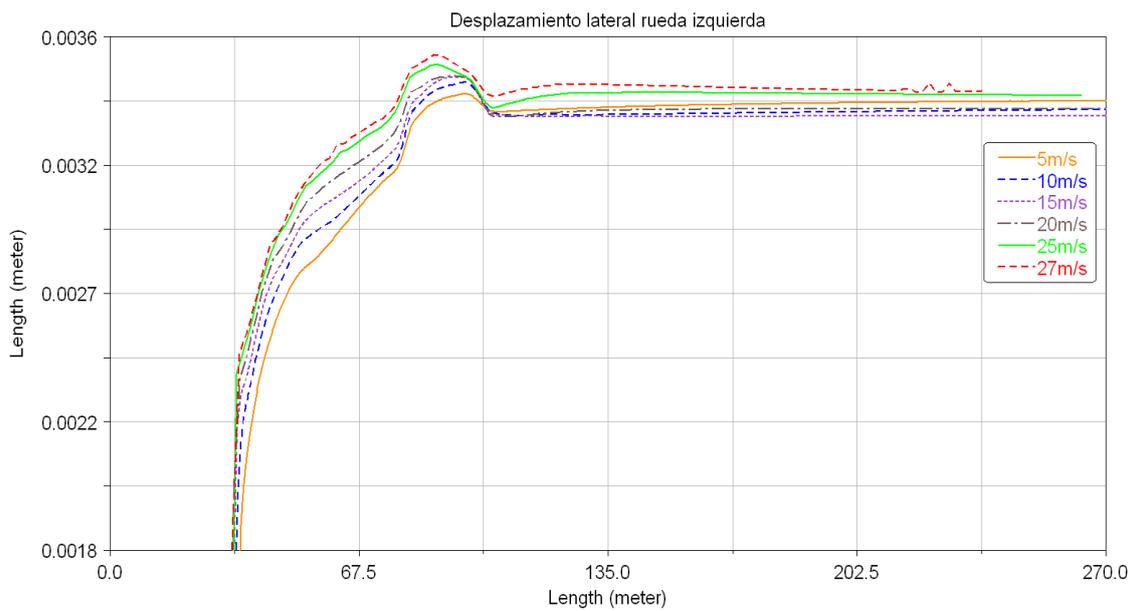


Figura 113: Desplazamiento lateral de rueda izquierda en curva de radio 320m.

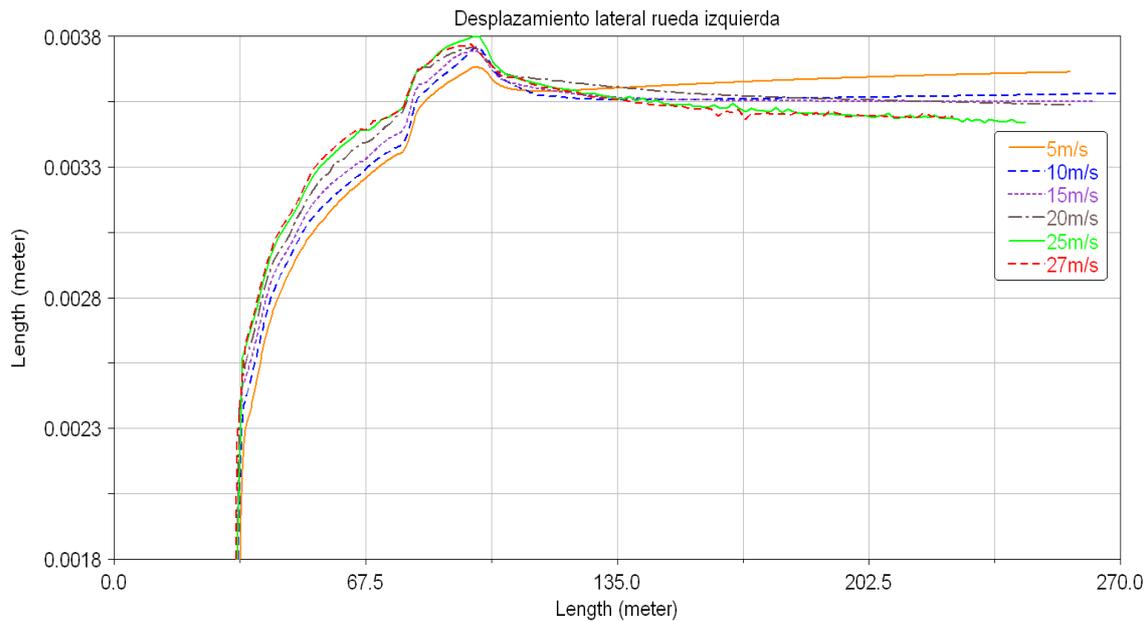


Figura 114: Desplazamiento lateral rueda izquierda en curva de radio 200m.

A la vista de los resultados, se puede apreciar que en cuanto a desplazamientos laterales se refiere, la comparativa muestra resultados casi idénticos, ya que en el caso de la rueda izquierda sobre la curva modificada el desplazamiento está más cercano a 4mm que en la curva por defecto, aún así las diferencias son casi inapreciables entre uno y otro caso en ambas ruedas.

Ambos desplazamientos entre el lado derecho e izquierdo se compensan, habiendo una diferencia en ambas ruedas entre su punto máximo y mínimo de desplazamiento de 7mm aproximadamente.

A continuación, se estudia el efecto de los desplazamientos en dirección vertical en función de la dirección de avance del conjunto ferroviario.

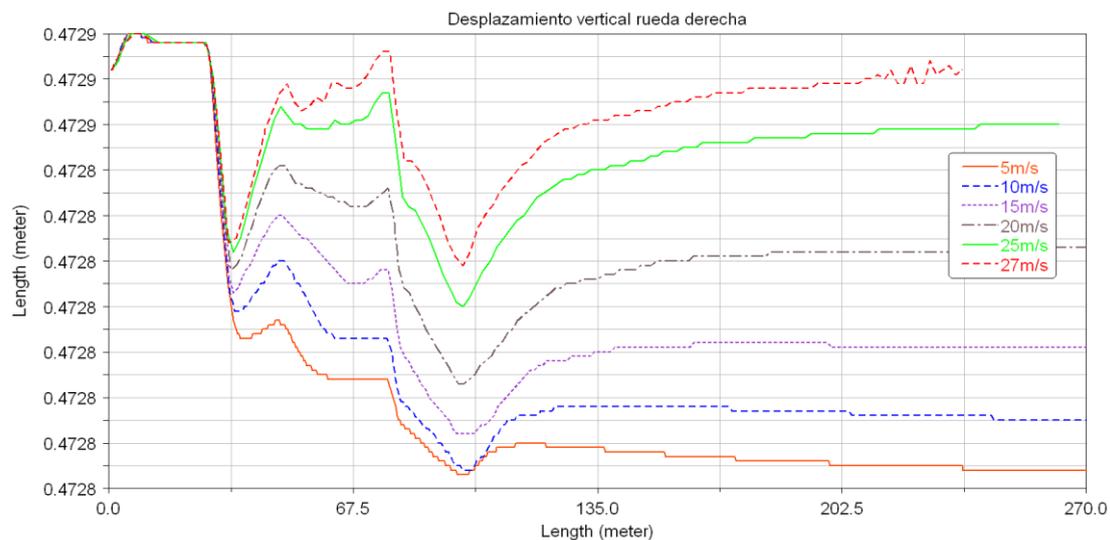


Figura 115: Desplazamiento vertical de rueda derecha en curva de radio 320m.

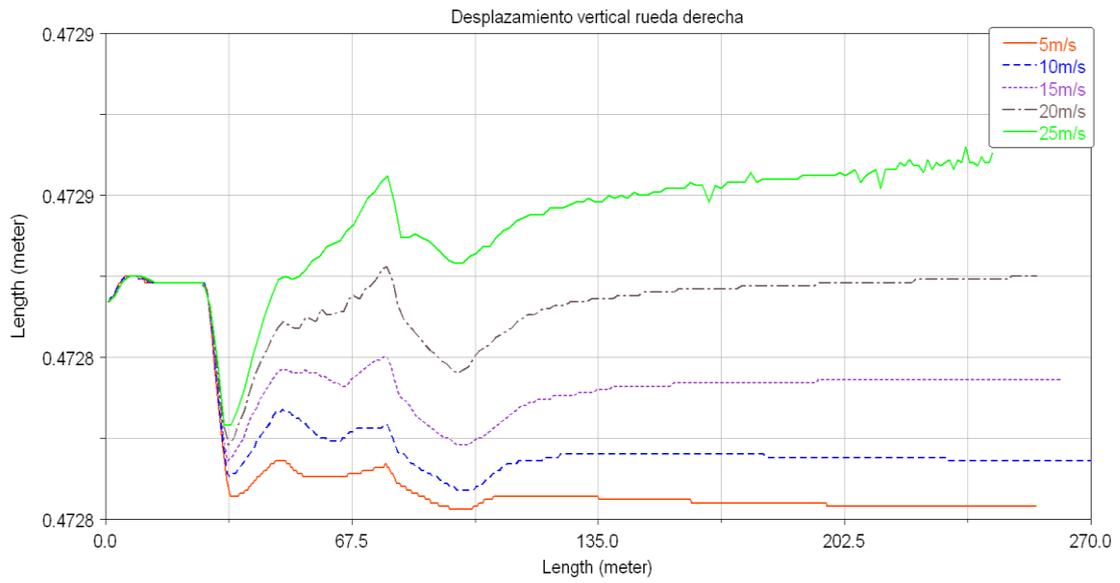


Figura 116: Desplazamiento vertical de rueda derecha en curva de radio 200m.

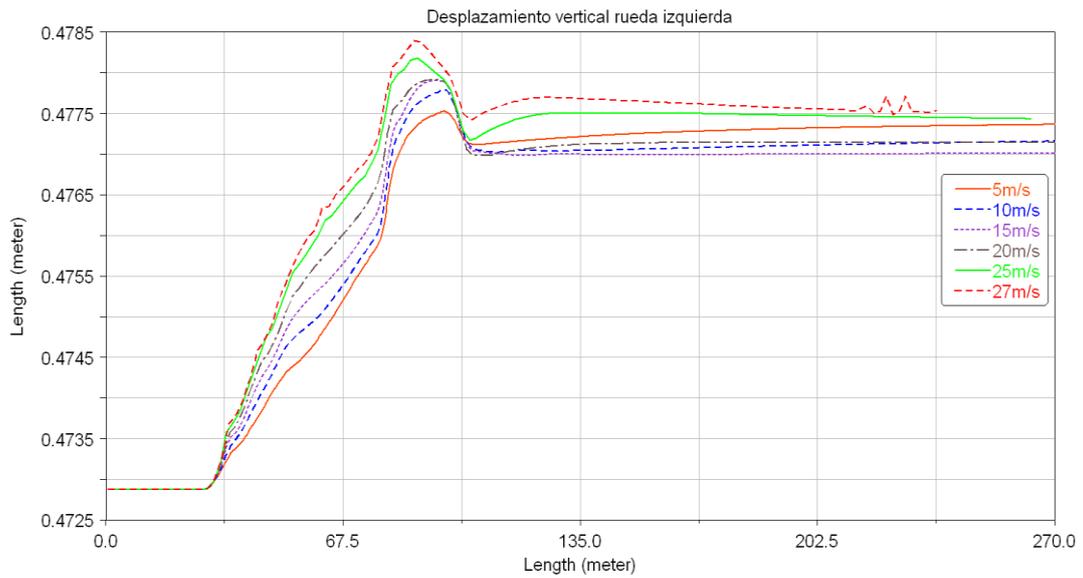


Figura 117: Desplazamiento vertical de rueda izquierda en curva de radio 320m

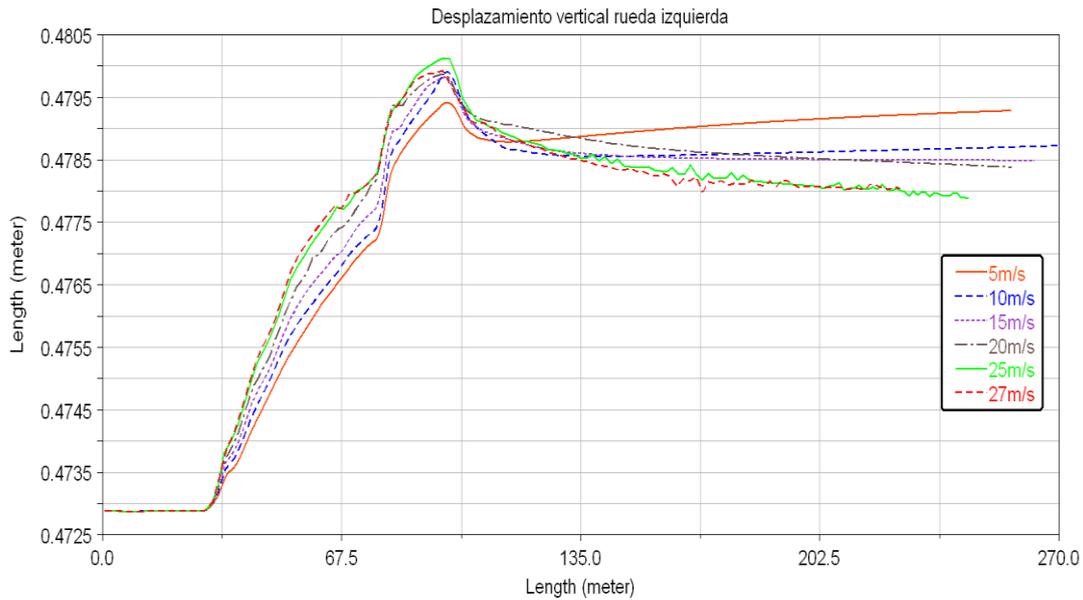


Figura 118: Desplazamiento vertical de rueda izquierda en curva de radio 200m.

Los desplazamientos verticales sobre la rueda derecha en ambas curvas muestran un punto máximo de 472,9mm, y en la rueda izquierda existe una diferencia entre los resultados, mostrando un valor máximo de 480mm en la curva modificada, mientras que en la curva por defecto el valor máximo es de 478,5mm. Las oscilaciones de los esfuerzos en una misma zona son de 1mm como máximo, por lo que no existe apenas variación en cuanto a desplazamiento vertical en ambos trazados.

Respecto a la forma de las gráficas entre ambas curvas, se puede ver cómo se mantienen a lo largo del trazado, pese a que entre una y otra haya diferencias.

- Fuerzas

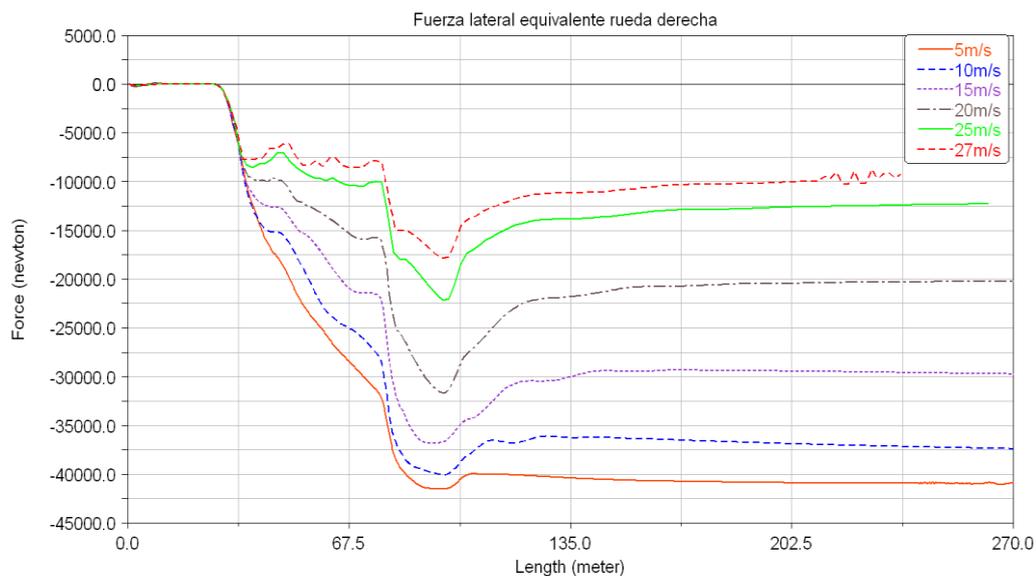


Figura 119: Fuerza lateral rueda derecha en curva de radio 320m.

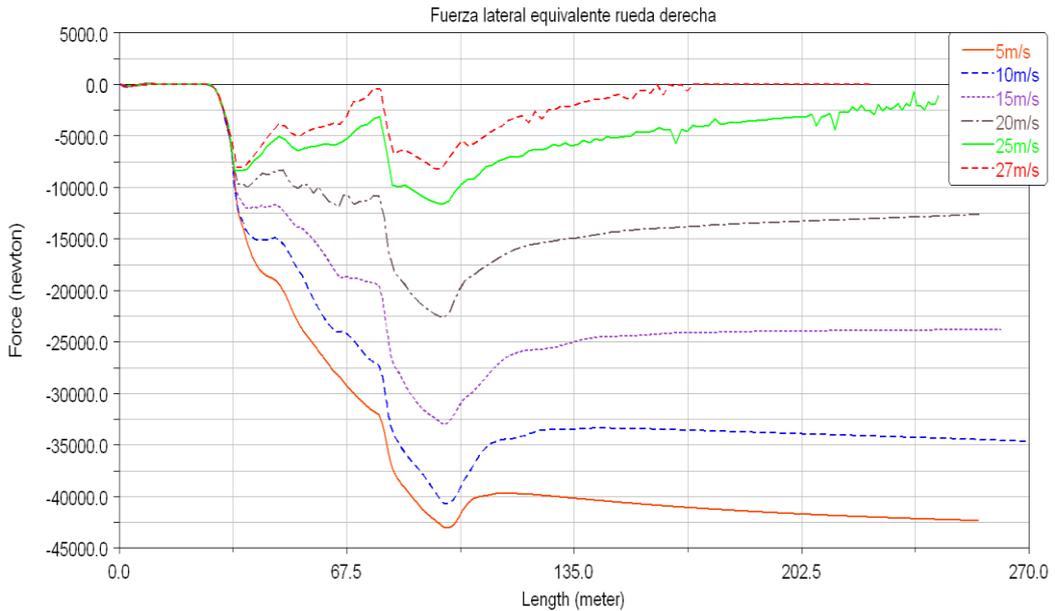


Figura 120: Fuerza lateral rueda derecha en curva de radio 200m.

Las fuerzas laterales en el lado derecho están en valores muy similares entre ambos trazados a la mínima velocidad, estableciendo un máximo absoluto de 42500N. A medida que la velocidad aumenta, las diferencias del esfuerzo medido entre una curva y otra varían si se trata de un trazado u otro. Se puede apreciar que en el caso de 200m de radio, las dos últimas velocidades presentan irregularidades, debido a que el programa vuelca posibles datos erróneos al estar muy cerca de la velocidad que provoca el error de cálculo de éste, 29m/s.

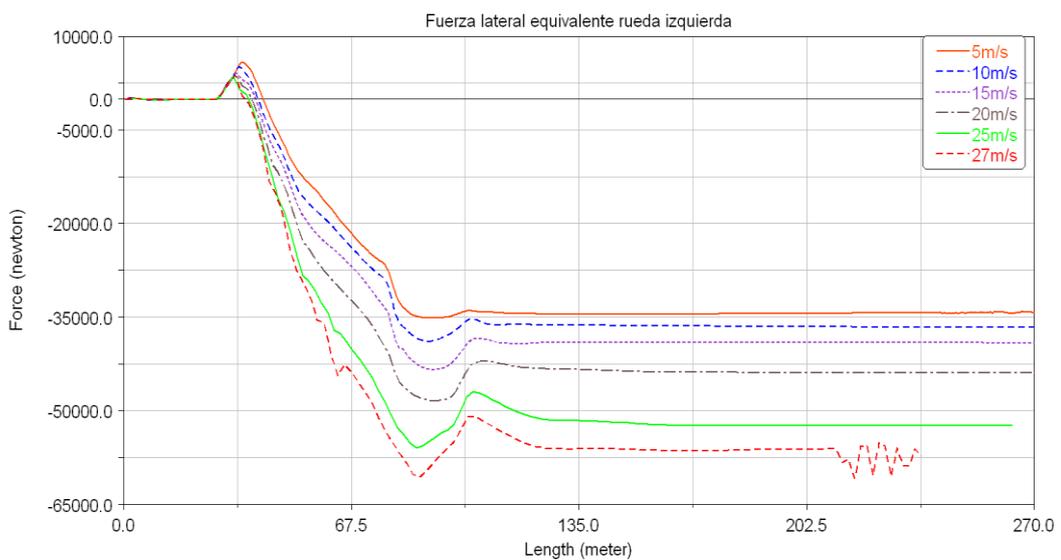


Figura 121: Fuerza lateral de rueda izquierda en curva de radio 320m.

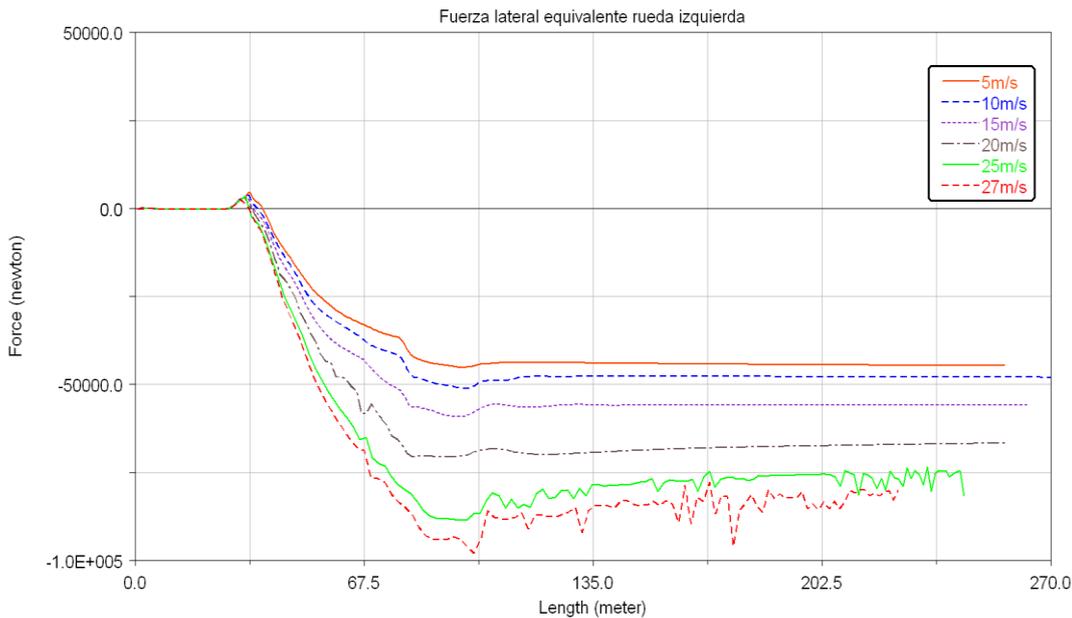


Figura 122: Fuerza lateral de rueda izquierda en curva de radio 200m

El esfuerzo lateral sobre la rueda izquierda se ve claramente más agravado por el trazado con el radio de 200m, llegando a valores de -100000N en el caso de velocidad máxima, mientras que en la curva de 320m de radio no supera apenas los -57500N. Mientras que en el trazado de 320m los dos últimos valores son los únicos que superan los -50000N, en el trazado con un radio más pequeño éstos se superan a partir de la segunda velocidad de simulación.

Una vez más, se vislumbra que en la zona externa del trazado de la curva los esfuerzos son mayores que en la parte interna, llegando a duplicarse los esfuerzos si el modelo ferroviario traza una curva cerrada a una velocidad elevada.

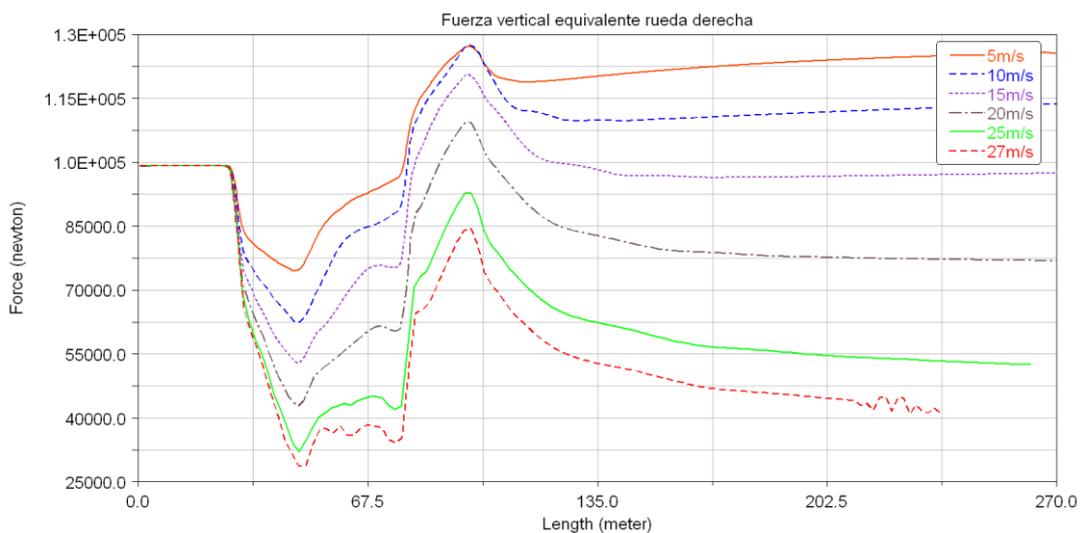


Figura 123: Fuerza vertical de rueda derecha en curva de radio 320m

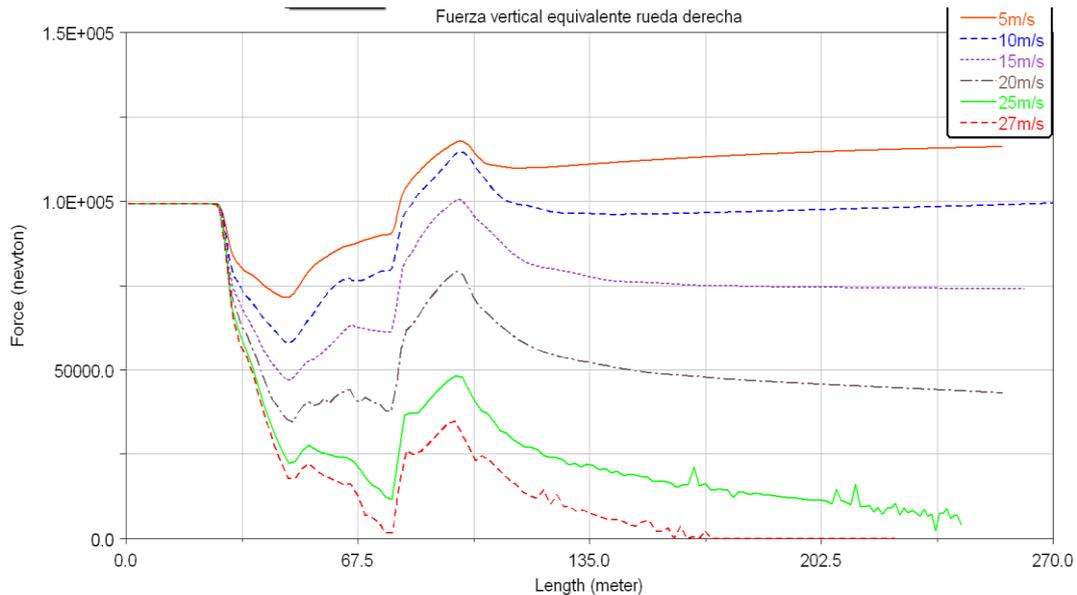


Figura 124: Fuerza vertical de rueda derecha en curva de radio 200m

Como ya ocurría en el caso de las fuerzas laterales en la rueda derecha, las verticales no muestran tampoco diferencias significativas en cuanto a magnitud, ya se trate de una curvatura abierta o más cerrada. En ambos trazados la fuerza máxima es de 120000N, aunque hay que puntualizar que antes de entrar en la curva, el componente de estudio está soportando una fuerza aproximada de 100000N (punto inicial de la gráfica).

Por otro lado, entre un trazado y otro se observa que, pese a la modificación del radio, la variación de fuerza vertical entre velocidad y velocidad es de 15000N en muchos casos, pudiendo existir una linealidad entre el incremento de velocidad y esfuerzo vertical en este caso.

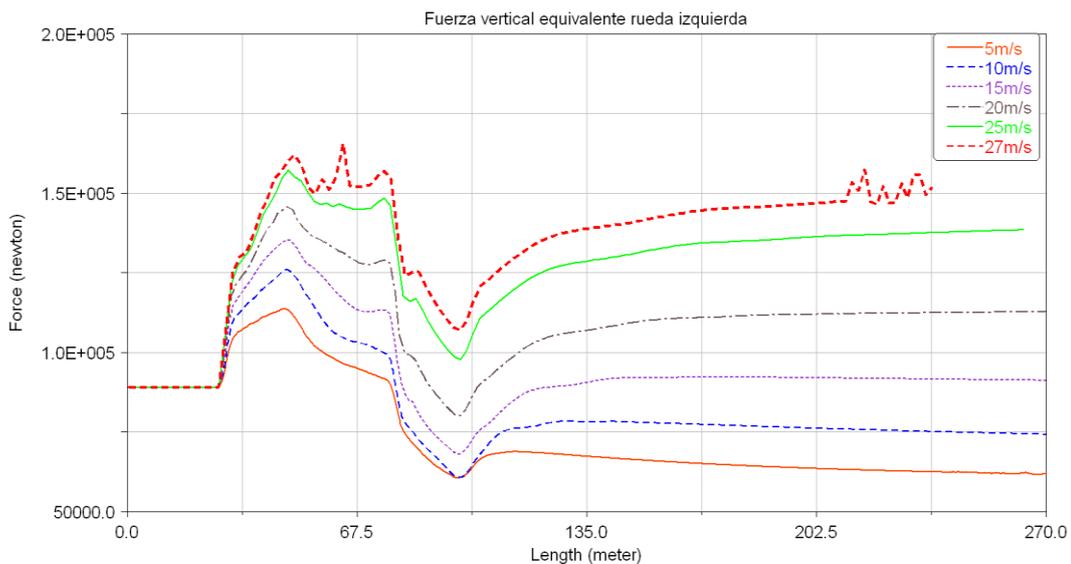


Figura 125: Fuerza vertical de rueda izquierda en curva de radio 320m.

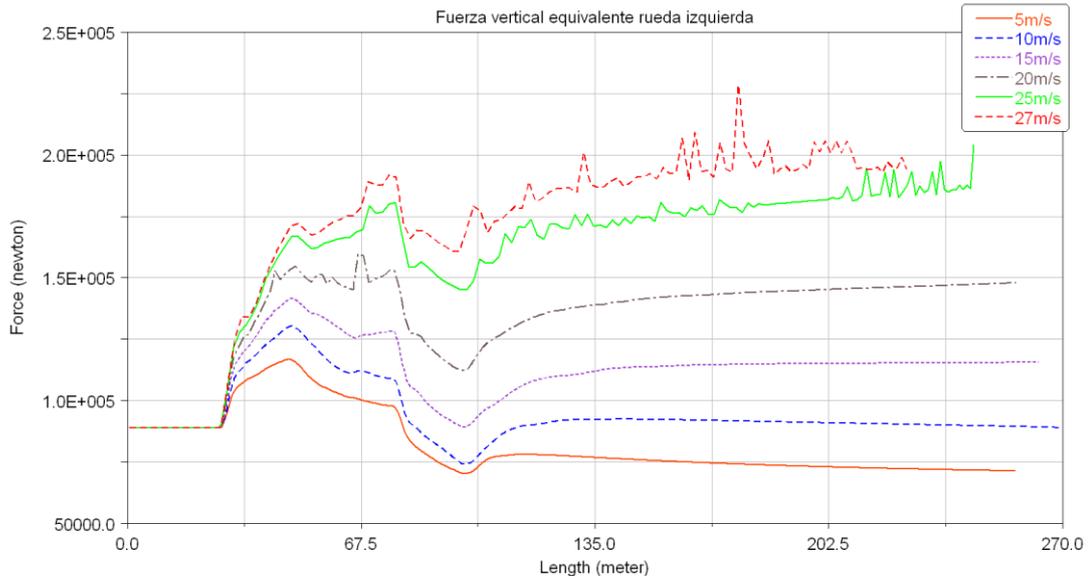


Figura 126: Fuerza vertical rueda de izquierda en curva de radio 200m.

A la vista de los resultados, se verifica de nuevo que los esfuerzos en la parte externa de los trazados son superiores a los internos. En este caso, se obtiene un valor máximo de 140000N a 25m/s en la curva de 320m de radio, y 142000N a 20m/s cuando se trata de la curva con radio 200m.

Despreciamos la velocidad de 25m/s (curva de radio 200m) y 27m/s (de ambas curvas) por presentar irregularidades debido a problemas de cálculos que provoca el programa cuando se simula a velocidades próximas a las que muestra un error. Aunque dichas simulaciones permite realizarlas, es preferible contrastar un resultado lineal y homogéneo, como muestran las curvas entre 5m/s y 20m/s en este caso.



10. PRESUPUESTO

A continuación se desglosa el presupuesto del presente proyecto fin de carrera, en el que se incluye el coste de personal, el coste del equipo utilizado y el coste de las licencias del software correspondientes.

Tabla 19: Desglose del presupuesto del proyecto

EQUIPO INFORMÁTICO¹			
Descripción	Coste(€)		Costes Imputables (€)
Ordenador personal: Intel Pentium 5 CPU 3 GHz, 1Gb RAM , disco duro 500Gb +Monitor LCD Samsung 24".	1.250		313
Impresora HP Deskjet F2280	330		82
Total coste de equipo			395
SOFTWARE²			
Descripción	Coste por año (€/año)		Costes Imputables (€)
Licencia MSC Adams 2012	19.500		3.250
Licencia Microsoft Office 2007	570		95
Total coste de software			3.345
PERSONAL			
Descripción	Horas	Coste por hora (€/h)	Costes Imputables (€)
Recopilación de información	80	30	2400
Modelado y procesado con Adams Rail	180	70	12.600
Realización de informe final	80	50	4.000
Total coste de personal			19.000
COSTE BRUTO			22.740 €
COSTES INDIRECTOS E IMPUESTOS			
Descripción	Costes Imputables (€)		
Costes indirectos e impuestos: 10%	2.274		
COSTE TOTAL IMPUTABLE			25.014 €

1 La depreciación del equipo se realiza en 24 meses, dedicándole un uso de 6 meses.

2 El software tiene una amortización de 1/6.

El presupuesto total de este proyecto asciende a la cantidad de **VEINTICINCO MIL CATORCE EUROS**.





11. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

11.1. CONCLUSIONES

Al finalizar el presente proyecto fin de carrera se puede afirmar que se ha conseguido el objetivo principal planteado al inicio del mismo: *analizar el comportamiento de un vehículo ferroviario en diferentes condiciones de vía, utilizando el software Adams Rail.*

Resumidamente, los principales logros de este trabajo son:

- Se ha analizado y detallado el funcionamiento de un vehículo ferroviario, concretamente la parte más mecánica. Se ha detallado cómo se comporta un bogie y el efecto que producen los componentes de rodadura en la vía.
- Se han estudiado los esfuerzos que se producen en el movimiento de un vehículo ferroviario, así como los efectos y defectos que produce éste en la vía.
- Se ha analizado en profundidad uno de los elementos principales del bogie: la caja de grasa. Se estudiarán los diferentes modelos, principios de diseño de las mismas y los componentes que se encuentran en su interior, los rodamientos.
- Se han estudiado los conceptos fundamentales del software MSC.Adams Rail y una breve descripción de los diferentes tipos de cálculos que permite realizar a la hora de simular un vehículo ferroviario.
- Se han analizado modelos virtuales previos de vehículos ferroviarios desarrollados sobre el software de simulación MSC.Adams Rail, y creado un modelo diferente. Se han modificado diferentes archivos de propiedades de vías como entrenamiento para la simulación de los modelos particulares a desarrollar en este proyecto.
- Se ha creado nuevos archivos de vías a partir de archivos que el programa Adams Rail en su base de datos. Se han cambiado diversos parámetros como:
 - Tipo de defecto
 - Localización del defecto
 - Longitud de vía
 - Curvatura

No cualquier parámetro que se introducía era válido, ya que el programa establece muchos problemas a la hora de realizar la simulación con un archivo de vía modificado, por lo que se ha tenido que ir ajustando en varias ocasiones estos archivos hasta que se ha podido simular correctamente. Aún así, muchos trazados presentan problemas como ya se ha mostrado en el análisis de resultados en algunas velocidades. Finalmente, todos los casos que se han querido analizar se han podido simular con casi todas las velocidades propuestas.

- Se ha detallado las posibilidades del programa MSC.Adams Postprocessor, a partir de los conceptos fundamentales y el manejo del mismo.



- Se ha simulado en MSC.Adams Rail el funcionamiento de un modelo original de vehículo ferroviario (similar a un vagón del Avant S-104) en diversos tramos de vía: recta y curva; en diferentes condiciones de funcionamiento: a diferentes velocidades de circulación y con presencia de irregularidades en la vía; además de comparar un mismo trazado curvo con diferentes radios de curvatura.
- Se ha realizado comparativas entre el modelo original presentado y modelos anteriores para esclarecer si las diferencias constructivas de los modelos influían en el comportamiento dinámico del vehículo ferroviario.
- Se ha seleccionado diferentes parámetros del modelo modificado para el análisis del comportamiento de un determinado punto del bogie en diferentes condiciones de vía y se han obtenido unos resultados en forma de gráficas.

A través del análisis del comportamiento del vehículo ferroviario, se ha llegado a una serie de conclusiones a nivel tecnológico a partir de los resultados que se han extraído de las diversas simulaciones y casos estudiados.

- El tramo de recta sin irregularidad permite simular velocidades mayores ya que no presenta ningún defecto en el trazado, alcanzando una velocidad máxima satisfactoria de 60m/s (216km/h), velocidad cercana a los 250km/h de velocidad máxima del tren tipo Avant S-104 de Renfe que se ha simulado con el software Adams Rail.
- Se observa en todos los trazados cómo los desplazamientos laterales son estables a 3mm respecto al origen de coordenadas, mientras que los desplazamientos verticales no varían de 473mm, valor que coincide con la distancia del origen de coordenadas al punto del centro de la rueda.
- Los trazados en los que existen irregularidades se observa como los esfuerzos en los bogies aumentan en el punto donde se encuentran los defectos, para después volver a un valor estable después de un tiempo que se verá incrementando en el caso de que se trate de un tramo de recta o un tramo de curva, dificultándose aún más en este último caso.
- En los trazados de curva se concluye que las fuerzas son mayores en el lado externo de la curva, debido a que la fuerza centrífuga tiende a desplazar el vehículo ferroviario hacia el carril exterior, impactando la pestaña del perfil de la rueda con el extremo del carril.
- En la comparativa de los dos tramos de curva, se puede concluir que un trazado con menor radio de curvatura produce un mayor esfuerzo en los componentes del vehículo ferroviario en las mismas condiciones y a la misma velocidad, aumentando el riesgo tanto de la parte mecánica del vehículo como de seguridad para el pasajero ante una posible situación de descarrilamiento.

En este caso de radio de curvatura 200m, el programa no permitía simular a más de 27m/s, y tanto en ésta velocidad como a 25m/s, se aprecia en las gráficas el comportamiento inusual respecto al resto de velocidades por estar muy cerca al valor de error.



- Por posibles errores de cálculo del programa en el momento de realizar las simulaciones, no todos los resultados que muestra cada gráfica es válido, por lo que se ha escogido siempre valores que tuvieran un comportamiento homogéneo en ambas ruedas y en los diferentes esfuerzos para cada trazado simulado. El software analiza multitud de componentes y parámetros de control en un mismo cálculo; y puede tener un rango de velocidades y trazados para los que se comporta adecuadamente. Al realizar modificaciones en el modelo y en los trazados respecto a los originales, hay que analizar qué resultados pueden ser válidos.

11.2. TRABAJOS FUTUROS

Una vez se han cumplido los objetivos propuestos para este proyecto fin de carrera, se proponen los siguientes objetivos para trabajos futuros:

- Contrastar los datos obtenidos en las simulaciones con datos reales, ya que es muy complicado obtener este tipo de información y sería de gran ayuda para comprobar la veracidad de los resultados y la fiabilidad del software ante simulaciones de un modelo creado por el usuario.
- Modificar nuevos trazados de vías en Adams Rail y realizar pruebas de diferentes defectos que puedan existir en un caso real de comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario.
- Estudiar otros parámetros de interés en el rodaje de un vehículo ferroviario, por ejemplo el contacto rueda-carril, y ver su efecto desde un punto de vista de la seguridad y confort para el pasajero.





12. REFERENCIAS

- [1] <http://Gitel.unizar.es> Grupo de investigación en transporte y logística de la Universidad de Zaragoza. (Último acceso: Nov. 2012)
- [2] www.adif.es Documentos sobre infraestructura ferroviaria. (Último acceso: Dic. 2012)
- [3] *Fallas por Fatiga*. Dimas E. Portillo. Editorial Universidad Tecnológica de Panamá 2009.
- [4] *Application of fracture mechanics to railway components- An overview*. GKSS, Max-Planck-Str., D-21502 Geesthacht, Germany. Engineering Fracture Mechanics Volume 72, Issue 2, January 2005, Pages 163-194 Fracture Mechanics in Railway Applications
- [5] Thompson, D.J. *Fundamentals of rail vehicle dynamics..* (2004) Book review: *Fundamentals of rail vehicle dynamics: stability and guidance* by A.H. Wickens. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F Journal of Rail and Rapid Transit*, 218, (3), 265-269
- [6] Simon Iwnicki. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics The anatomy of Railway*. CRC Press, 2006. Capítulo 3: *Vehicle Running Gear*. Anna Orlova and Yuri Boronenko.
- [7] Vinod Bhangale, Sr. DEN/N/Nagpur, C. Railway Ashok Kumar, DEN/Track, Delhi, N. Railway. Shiv Om Dwivedi, XEN/Const., N. Railway *Development of rolling contact fatigue (RCF) and its prevention*.
- [8] *Fundamentals of rail vehicle dynamics*. Thompson, D.J. (2004) Book review: *Fundamentals of rail vehicle dynamics: stability and guidance* by A.H. Wickens. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F Journal of Rail and Rapid Transit*, 218, (3), 265-265
- [9] John RUDLIN, Amin MUHAMMED, Charles SCHNEIDER. TWI Limited, Cambridge, UK. ECNDT 2006. *Investigation of Inspection Performance on Cracked Railway Axles*.
- [10] FAG SCHAEFFLER GROUP INDUSTRIAL. *Expertise in Bearing Technology and Service for Rail Vehicles*.
- [11] *Hot Box and Hot Wheel Detection System*. www.voestalpine.com/vae Catálogo de un sistema de detección de vibraciones. (Último acceso: Enero 2013)
- [12] J.Oliver (2002). *Estudio de la implantación de una unidad productiva dedicada a la fabricación de conjuntos soldados de aluminio*.
- [13] SKF-Group (2010) www.Skf-Group.com. *SKF Axletronic sensors for the railway industry*. Documento de SKF sobre modelos de cajas de grasa flexibles con detección de diferentes parámetros. (Último acceso: Dic. 2012)
- [14] <http://www.mscsoftware.com/Products/CAE-Tools/Adams.aspx>. Página web de la empresa MSC Software Corporation que desarrolla el software Adams Rail. (Último acceso: Dic. 2012)
- [15] *Adams Rail Help*. Ayuda propia del programa Adams Rail. (Último acceso: Dic. 2012)
- [16] *Adams/ Postprocessor Help*. Ayuda propia del programa Adams Postprocessor. (Último acceso: Dic. 2012)
- [17] Raúl Caracena Lozano. *Implementación, simulación y análisis de un vehículo ferroviario*. Proyecto fin de Carrera. Universidad Carlos III de Madrid. 2012.
-



-
- [18] Rubén Manzaneque Castellanos. *Estudio del comportamiento en curva del bogie Y25*. Proyecto Fin de Carrera. Universidad Carlos III de Madrid. 2010.
 - [19] Julio Álvarez Rodríguez. *El Rodaje en el ferrocarril. (Tomo 1 y 3. Ruedas y ejes)*. Editorial Juan de la Cuesta. 2010.
 - [20] *Axlebox designs. Extract from the Railway technical handbook, volume 1, chapter 3, page 42-71*. SKF Group.
 - [21] <http://es.wikipedia.org/wiki/S-104> (Último acceso: Dic. 2012)
 - [22] <http://www.caf.es/caste/productos/proyecto.php?cod=6&id=464&sec=desc>. Enlace a características y servicios que ofrece el vehículo ferroviario tipo Avant S-104 de Renfe (Último acceso: Dic. 2012)
 - [23] http://www.ferropedia.es/wiki/Renfe_Serie_104. Enlace a características del vehículo ferroviario tipo Avant S-104 de Renfe. (Último acceso: Dic. 2012)
 - [24] Beatriz Tena Villar. AGH Akademia Górniczo-Hutnicza. Master Thesis. *Railway Design, simulation and analysis by ADAMS/ Rail Software*. Polonia 2011.
 - [25] Omar Judith. Omar Judith. 2009. *Catalogue of most important rail failures in tracks and switches*. www.pwimalaysia.com.my/linsinger.pdf. (Último acceso: Dic. 2012)