



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESTUDIO DE LOS FENÓMENOS DE BAJA FRECUENCIA DE UN VEHÍCULO FERROVIARIO CON DIFERENTES MODELOS DINÁMICOS Y CONDICIONES DE CIRCULACIÓN

Trabajo Final de Máster:
Máster Universitario en Ingeniería Aeronáutica

Realizado por:

Gómez Bosch, Jorge jorgobos@etsid.upv.es

Dirigido por:

Martínez Casas, José jomarc12@mcm.upv.es
Carballeira Morado, Javier jacarmo@mcm.upv.es

Valencia, 18 de julio de 2019

Resumen

El objetivo del presente TFM es realizar un estudio en profundidad de la estabilidad de vehículos ferroviarios. Para ello, se han realizado diversas simulaciones con el vehículo ERRI B176, vehículo de referencia creado para comparar aplicaciones de dinámica ferroviaria. La estabilidad de este vehículo, ligeramente modificado, ha sido estudiada en diversos escenarios: diferentes tipos de vía, diferentes softwares de análisis (lo que implica modelos dinámicos diferentes), e incluso análisis en los que se ha tenido en cuenta también la flexibilidad de eje y carril. Con esto, se puede ofrecer una amplia visión de cómo afecta cada una de estas modificaciones a la estabilidad.

Para desarrollarlo, se han utilizado dos softwares: *Adams VI-Rail*, software comercial ampliamente extendido en el sector ferroviario, y *Thermomix*, un software desarrollado por el grupo de investigación de dinámica ferroviaria del CIIM, capaz de analizar fenómenos de baja y también de alta frecuencia. Pero dado que los inputs para los análisis de alta frecuencia son los resultados de los análisis de baja frecuencia, como paso previo a la obtención de resultados de estabilidad con flexibilidad, se ha desarrollado también un trabajo previo de validación de estos resultados.

Esta validación se ha basado en los resultados publicados en los Benchmarks de Mánchester de 1998. En 1997, un grupo de investigadores y desarrolladores de diferentes softwares de dinámica ferroviaria decidieron analizar una serie de escenarios y presentar los resultados obtenidos para que sirviesen de referencia al resto de la comunidad científica. Por tanto, comparando los resultados publicados con los obtenidos con el software desarrollado por el CIIM se ha confirmado la validez de los mismos.

Con esta validación, se pretende a su vez dar pie a la inclusión en el mercado de un software capaz de analizar no sólo la problemática asociada a la dinámica de baja frecuencia, sino también la asociada a la dinámica de alta frecuencia, como puede ser el ruido o las vibraciones, tan presente en los entornos urbanos. Así, con un único software, será posible obtener resultados en ambos rangos de frecuencia, y además obtener resultados más precisos de los análisis de baja frecuencia.

Palabras clave: vehículo ferroviario, flexibilidad, estabilidad lineal, estabilidad no-lineal, Manchester Benchmarks, Thermomix, Adams VI-Rail, modelos matemáticos, dinámica ferroviaria, fenómenos de baja frecuencia, interacción vehículo-vía.

Resum

L'objectiu del present TFM és realitzar un estudi en profunditat de l'estabilitat de vehicles ferroviaris. Per a això, s'han realitzat diverses simulacions amb el vehicle ERRI B176, vehicle de referència creat per a comparar aplicacions de dinàmica ferroviària. L'estabilitat d'aquest vehicle, lleugerament modificat, ha sigut estudiada en diversos escenaris: diferents tipus de via, diferents softwares d'anàlisi (el que implica models dinàmics diferents), i fins i tot anàlisis en els quals s'ha tingut en compte també la flexibilitat d'eix i carril. Amb això, es pot oferir una àmplia visió de com afecta cadascuna d'aquestes modificacions a l'estabilitat.

Per a desenvolupar-ho, s'han utilitzat dos softwares: *Adams VI-Rail*, software comercial àmpliament estès en el sector ferroviari, i *Thermomix*, un software desenvolupat pel grup d'investigació de dinàmica ferroviària del CIIM, capaç d'analitzar fenòmens de baixa i també d'alta freqüència. Però atés que els inputs per a les anàlisis d'alta freqüència són els resultats de les anàlisis de baixa freqüència, com a pas previ a l'obtenció de resultats d'estabilitat amb flexibilitat, s'ha desenvolupat també un treball previ de validació d'aquests resultats.

Aquesta validació s'ha basat en els resultats publicats en els Benchmarks de Mánchester de 1998. En 1997, un grup d'investigadors i desenvolupadors de diferents softwares de dinàmica ferroviària van decidir analitzar una sèrie d'escenaris i presentar els resultats obtinguts perquè serviren de referència a la resta de la comunitat científica. Per tant, comparant els resultats publicats amb els obtinguts amb el programari desenvolupat pel CIIM s'ha confirmat la validesa d'aquests.

Amb aquesta validació, es pretén al seu torn donar motiu a la inclusió en el mercat d'un programari capaç d'analitzar no solament la problemàtica associada a la dinàmica de baixa freqüència, sinó també l'associada a la dinàmica d'alta freqüència, com pot ser el soroll o les vibracions, tan present en els entorns urbans. Així, amb un únic programari, serà possible obtindre resultats en tots dos rangs de freqüència, i a més obtindre resultats més precisos de les anàlisis de baixa freqüència.

Paraules clau: vehicle ferroviari, flexibilitat, estabilitat lineal, estabilitat no-lineal, Manchester Benchmarks, Thermomix, Adams VI-Rail, models matemàtics, dinàmica ferroviària, fenòmens de baixa freqüència, interacció vehicle-via.

Abstract

The aim of this Masters Thesis is the realization of a deep analysis of stability in railway vehicles. Diverse simulations have been realized with the ERRI B176, benchmark vehicle created to compare railway dynamic applications. The stability of this vehicle, slightly modified, has been studied in diverse scenarios: different track geometries, different softwares (each one with different dynamic models), and even studies taking in account the flexibility of the track and the wheelset. With all these studies, it can be offered a wide vision of the influence of each one of the modifications to stability.

The development of this Thesis has been realized with two different softwares: *Adams VI-Rail*, a commercial software widely used at the railway sector, and *Thermomix*, a software developed by CIIM's railway dynamics investigation group. This software is able to analyze low frequency and high frequency phenomena. But, as the inputs for high frequency analysis are the results of low frequency analysis, as a previous step to obtain results with flexibility, a results validation work has been realized.

This results validation has been based in the results of Manchester Benchmarks of 1998. In 1997, a group of researchers and software developers in railway dynamics analyzed a series of common scenarios in railway dynamics, and published their results as a reference to other researchers. So, comparing the published results with the results obtained with CIIM's software, results have been validated.

Also is pretended to include in the market a new software able to analyze both low and high frequency phenomena. High frequency phenomena, as noise or vibration propagation, are very common and worrying nowadays. So, with an only software, it will be possible to obtain results in both frequency ranges, and also more accurate results for the low frequency range.

Key words: railway vehicle, flexibility, lineal stability, non-lineal stability, Manchester Benchmarks, Thermomix, Adams VI-Rail, mathematical models, railway dynamics, low frequency phenomena, vehicle-track interaction.

Agradecimientos

Como siempre, en primer lugar, agradecer a mi familia por todo el esfuerzo y la paciencia que han tenido conmigo. La distancia no es fácil de llevar, y las vueltas a casa siempre eran cortas. Pero siempre han estado ahí para apoyarme cuando lo he necesitado. Este máster ha tenido momentos muy duros, largas temporadas de estrés, casi sin contestar el teléfono ni dar señales de vida. Pero con paciencia y amor me han ayudado a sobrellevarlo.

Agradecer a mi tutor, Jose a.k.a. *el murciano* el currazo que se ha pegado para que los resultados del *Thermomix* llegasen a salir. Nunca tienes tiempo, pero por arte de magia todo sale adelante. Eres un crack.

Finalmente, un agradecimiento especial a mi cotutor Javi. Gracias por, con tanta paciencia, haber sobrellevado todo el follón que te he dado con el maldito VI-Rail. De no ser por tu ayuda este trabajo no habría salido. Espero en el futuro poder seguir yendo a tu despacho y que me recibas como siempre con una sonrisa y encantado de ayudar.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.2. Metodología	2
2. Modelos matemáticos	3
2.1. Modelo dinámico de eje flexible	4
2.1.1. Modelo de eje según <i>Thermomix</i>	5
2.2. Modelo dinámico de vía flexible	6
2.2.1. Modelo de vía según <i>Adams VI-Rail</i>	7
2.2.2. Modelo de vía según <i>Thermomix</i>	7
2.3. Modelo de contacto rueda-carril	9
2.3.1. Modelo de contacto de <i>Adams V-Rail</i>	10
2.3.2. Modelo de contacto de <i>Thermomix</i>	11
3. Antecedentes sobre estabilidad en vehículos ferroviarios	13
3.1. Análisis cinemático	13
3.2. Modelo de rodadura sin deslizamiento	14
3.3. Análisis dinámico	16
3.3.1. Velocidad de pseudodeslizamiento	16
3.3.2. Análisis dinámico	19
4. Manchester Benchmarks	23
4.1. Modelo de vehículo 1	23
4.2. Modelo de vía	26
4.2.1. Caso de vía 1	27
4.2.2. Caso de vía II	29
4.2.3. Caso de vía III	29
5. Modelizado cinemático de las vías para simulaciones de <i>Thermomix</i>	31
5.1. Track Case II	31
5.1.1. Tramo 1	32
5.1.2. Tramo 2	32
5.1.3. Tramo 3	32
5.2. Track Case II suavizado	32
5.2.1. Tramo 1	33
5.2.2. Tramo 4	33
5.2.3. Tramo 2	34

5.2.4.	Tramo 5	34
5.2.5.	Tramo 3	34
5.3.	Track Case III	35
5.3.1.	Tramo 1	36
5.3.2.	Tramo 2	36
5.3.3.	Tramo 3	37
5.3.4.	Tramo 4	37
5.3.5.	Tramo 5	37
5.4.	Vía curva	37
5.4.1.	Tramo 1	37
5.4.2.	Tramo 2	37
5.4.3.	Tramo 3	41
6.	Validación de los resultados	43
6.1.	Manchester Benchmarks	43
6.1.1.	Vía I	43
6.1.2.	Vía II	54
6.1.3.	Vía III	56
6.2.	Vía curva	57
6.2.1.	R = 1500m	57
6.2.2.	R = 2500m	59
7.	Resultados de estabilidad	61
7.1.	Estabilidad lineal	61
7.2.	Estabilidad no lineal	65
7.2.1.	Estabilidad con vía ideal y velocidad decreciente	65
7.2.2.	Estabilidad con vía perturbada, variando la amplitud de perturbación	67
8.	Conclusiones	79
9.	Pliego de condiciones	85
9.1.	Condiciones reglamentarias generales	85
9.1.1.	Condiciones de trabajo	85
9.2.	Condiciones legales	90
9.2.1.	Contrato	91
9.2.2.	Arbitraje y jurisdicción competente	91
9.2.3.	Causa de rescisión del contrato	91
9.3.	Condiciones económicas	91
9.3.1.	Fianza	91
9.3.2.	Mejoras y modificaciones	91
9.3.3.	Abono de los trabajos	91
9.3.4.	Penalizaciones	92
9.3.5.	Plazo de entrega	92
9.4.	Condiciones técnicas	92
9.4.1.	Hardware	92
9.4.2.	Software	92

10.Presupuestos	93
10.1. Hardware	93
10.2. Software	93
10.3. Costes laborales	94
10.4. Presupuesto total	94

Índice de figuras

2.1. Esquema de una vía. Fuente: https://www.eadic.com/sistemas-ferroviarios-material-rodante/	3
2.2. Esquema de un eje montado. Fuente: https://www.caf.net/es/productos-servicios/ejes-componentes/ejes-componentes.php	4
2.3. Representación de las dos configuraciones del eje montado. Configuración deformada y no deformada (tramo discontinuo).	5
2.4. Modelo de vía en <i>Adams VI-Rail</i>	7
2.5. Esquema del modelado de vía flexible	8
2.6. Modelo de vía cíclica	8
2.7. Detalle del modelo de vía cíclica	9
3.1. Esquema de un eje montado	13
3.2. Detalle ampliado de los perfiles de rueda y carril con punto de contacto	14
3.3. Modelo simplificado de un eje montado sobre el carril	15
3.4. Inestabilidad de lazo de un eje	16
3.5. Área de deslizamiento en función de la fuerza tangencial	17
3.6. Comparativa entre el modelado de la <i>Teoría lineal de Kalker</i> y el modelo de contacto no lineal.	18
3.7. Estado de la vía tras el ensayo de entrada en lazo. Extraída de [1].	20
3.8. Diagrama de bifurcación. Extraída de [2].	21
3.9. Bifurcación de Hopf. Extraída de [2].	22
4.1. Esquema del vehículo 1	23
4.2. Modelo de vía	27
4.3. Caso de vía I	28
4.4. Caso de vía II	29
4.5. Caso de vía III	30
5.1. Esquema del Track Case II del Benchmark de Manchester	32
5.2. Esquema del Track Case II suavizado	32
5.3. Detalle del suavizado del Track Case II	33
5.4. Velocidad en x en el Track Case II	35
5.5. Esquema del Track Case III	35
5.6. Ejemplo de un tramo de transición en carretera mediante una curva clotoide (en rojo). Fuente: https://cifrasyteclas.com/clotoide-la-curva-que-vela-por-tu-seguridad-en-carreteras-y-ferrocarriles/	38
5.7. Comparación entre curva clotoide y su aproximación con dos términos	40

6.1. Desplazamiento lateral del eje delantero ante el caso de vía I	44
6.2. Resultados del Benchmark del desplazamiento lateral del eje delantero ante el caso de vía I	44
6.3. Ángulo de ataque del eje delantero ante el caso de vía I	45
6.4. Resultados del Benchmark del ángulo de ataque del eje delantero ante el caso de vía I	45
6.5. Fuerza de guiado lateral en el eje delantero ante el caso de vía I	46
6.6. Resultados del Benchmark de la fuerza de guiado lateral en el eje delantero ante el caso de vía I	46
6.7. Fuerza vertical en el eje delantero ante el caso de vía I	47
6.8. Resultados del Benchmark de la fuerza vertical en el eje delantero ante el caso de vía I	47
6.9. Ratio de fuerza lateral/vertical en el eje delantero ante el caso de vía I	48
6.10. Resultados del Benchmark del ratio de fuerza lateral/vertical en el eje delantero ante el caso de vía I	48
6.11. Creepage longitudinal en el eje delantero ante el caso de vía I	49
6.12. Resultados del Benchmark del creepage longitudinal en el eje delantero ante el caso de vía I	49
6.13. Creepage lateral en el eje delantero ante el caso de vía I	50
6.14. Resultados del Benchmark del creepage lateral en el eje delantero ante el caso de vía I	50
6.15. Creepage de spin en el eje delantero ante el caso de vía I	51
6.16. Resultados del Benchmark del creepage de spin en el eje delantero ante el caso de vía I	51
6.17. Creepforce longitudinal en el eje delantero ante el caso de vía I	52
6.18. Resultados del Benchmark del creepforce longitudinal en el eje delantero ante el caso de vía I	52
6.19. Creepforce lateral en el eje delantero ante el caso de vía I	53
6.20. Resultados del Benchmark del creepforce lateral en el eje delantero ante el caso de vía I	53
6.21. Desplazamiento lateral del eje delantero ante el caso de vía II	54
6.22. Resultados del Track Case II del Benchmark de Mánchester para el eje delantero	54
6.23. Desplazamiento lateral del eje trasero ante el caso de vía II	55
6.24. Resultados del Track Case II del Benchmark de Mánchester para el eje trasero	55
6.25. Desplazamiento lateral del eje delantero ante el caso de vía III	56
6.26. Resultados del Track Case III del Benchmark de Mánchester	56
6.27. Desplazamiento lateral del eje delantero ante una curva de $R=1500$ y aceleración no compensada de 0 m/s^2	57
6.28. Ángulo de ataque del eje delantero ante una curva de $R=1500$ y aceleración no compensada de 0 m/s^2	57
6.29. Desplazamiento lateral del eje delantero ante una curva de $R=1500$ y aceleración no compensada de 0.6 m/s^2	58
6.30. Ángulo de ataque del eje delantero ante una curva de $R=1500$ y aceleración no compensada de 0.6 m/s^2	58
6.31. Desplazamiento lateral del eje delantero ante una curva de $R=2500$ y aceleración no compensada de 0 m/s^2	59
6.32. Ángulo de ataque del eje delantero ante una curva de $R=2500$ y aceleración no compensada de 0 m/s^2	59
6.33. Desplazamiento lateral del eje delantero ante una curva de $R=2500$ y aceleración no compensada de 0.6 m/s^2	60
6.34. Ángulo de ataque del eje delantero ante una curva de $R=2500$ y aceleración no compensada de 0.6 m/s^2	60

7.1. Estudio de estabilidad lineal	61
7.2. Diagrama de raíces	62
7.3. Obtención de la conicidad equivalente del perfil de rueda estudiado	63
7.4. Vista detallada del diagrama de raíces	63
7.5. Diagrama Velocidad-Parte real	64
7.6. Respuesta del vehículo con velocidad decreciente. Pendiente de 1m/s cada 150m. . .	66
7.7. Respuesta del vehículo con velocidad decreciente. Pendiente de 1m/s cada 300m. . .	67
7.8. Tolerancias admisibles para la flecha según la norma N.A.V. 7-3-6.0	68
7.9. Análisis de estabilidad no lineal del eje delantero en función de la amplitud de la perturbación	69
7.10. Análisis de estabilidad no lineal del eje trasero en función de la amplitud de la perturbación	69
7.11. Representación esquemática de las vías con perturbación de tipo 'ramp' (izquierda) y 'dip' (derecha)	70
7.12. Análisis de estabilidad no lineal del eje delantero en función de la amplitud de la perturbación	71
7.13. Análisis de estabilidad no lineal del eje trasero en función de la amplitud de la perturbación	71
7.14. Análisis de estabilidad no lineal del eje delantero para diferentes rangos de velocidad	73
7.15. Análisis de estabilidad no lineal del eje trasero para diferentes rangos de velocidad .	73
7.16. Análisis de estabilidad no lineal del eje delantero según los diferentes softwares . . .	74
7.17. Análisis de estabilidad no lineal del eje trasero según los diferentes softwares	75
7.18. Análisis de estabilidad no lineal del eje delantero con y sin flexibilidad del eje	76

Índice de tablas

4.1. Masas e inercias del vehículo 1, ERRI B176	24
4.2. Suspensión del vehículo 1, ERRI B176	24
4.3. Amortiguación del vehículo 1, ERRI B176	25
4.4. Geometría de la suspensión del vehículo 1, ERRI B176	25
4.5. Dimensiones del vehículo 1, ERRI B176	26
4.6. Parámetros del modelo de vía	26
4.7. Parámetros lineales del contacto rueda-carril	27
7.1. Velocidades críticas	77
10.1. Costes de amortización del hardware	93
10.2. Costes de amortización del software	94
10.3. Costes laborales	94
10.4. Presupuesto total	94

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación

Tradicionalmente, el estudio del comportamiento dinámico de vehículos ferroviarios se ha separado en dos [3]: comportamiento en dirección longitudinal, es decir, en el sentido de avance del vehículo sobre la vía, abarcando problemas como accidentes o tracción de trenes de mercancías, y dinámica lateral y vertical. Este segundo caso de estudio es el que engloba problemas como: estabilidad del vehículo ferroviario, guiado en curva y confort de pasajeros, tanto vibratorio como acústico. Estos casos de estudio son de vital importancia, pues es en ellos en los que reside la seguridad y operatividad del vehículo. Aunque si que es cierto que ambas dinámicas están relacionadas, la dinámica longitudinal suele considerarse como parámetro de entrada para estudiar la dinámica lateral y vertical, considerando que al vehículo se le impone una fuerza de tracción o una velocidad constante con la que recorre la vía.

Es tal la importancia de los fenómenos laterales y verticales mencionados, que han sido objeto de estudio desde los comienzos del ferrocarril [4] y es en concreto en la estabilidad en la que se centrará este trabajo. Es cierto que la dinámica lateral y vertical está comprendida en un rango de baja frecuencia (entre 0 y 20 Hz), pues sólo considera los movimientos de bogie y caja como sólido rígido y las interacciones elásticas entre ambos cuerpos. Pero desde hace unas décadas, con el aumento de la velocidad de operación de los vehículos ferroviarios y la introducción de los mismos en los entornos urbanos, los problemas asociados a su operativa han ido aumentando, no sólo vinculados al confort de los propios pasajeros, sino también a las poblaciones situadas en los alrededores de las estructuras ferroviarias. Por ello, cada vez es más necesario conocer en profundidad la dinámica de los vehículos ferroviarios y contar con una herramienta capaz de reproducir esta dinámica, para así poder enfrentarse a los dos principales problemas que se plantean durante los próximos años:

- Los vehículos ferroviarios de larga distancia cada vez son capaces de alcanzar y mantener mayores velocidades, con los problemas dinámicos que eso conlleva.
- Los núcleos urbanos cada vez son mayores, y cada vez impera más la necesidad de un transporte público, eficiente y barato, como es el tranvía o el metro. Pero estos medios de transporte tienen asociados problemas vibroacústicos que cada vez afectan a más gente, y deben ser erradicados.

Con este TFM, se pretenden alcanzar varios objetivos:

- Por una parte, validar un software propio del Centro de Investigación en Ingeniería Mecánica CIIM cuando se desactiva la flexibilidad de los cuerpos, y se consideran todos los elementos del vehículo como sólidos rígidos. Con esto se consigue que este software se comporte como el resto de softwares comerciales diseñados para analizar la dinámica ferroviaria.
- Una vez validados estos resultados, se pretende activar la flexibilidad de los cuerpos en el software propio, para que éste sea capaz de captar también la dinámica de alta frecuencia. De esta manera, se realizarán simulaciones de estabilidad, para poder comprobar el efecto que tienen los fenómenos de alta frecuencia en la estabilidad, un fenómeno dominado por las bajas frecuencias.
- Finalmente, presentar un nuevo enfoque a los análisis de estabilidad no-lineal, en los que se tenga también en consideración la influencia del trazado de la vía sobre la estabilidad del vehículo ferroviario, y no sólo su velocidad de circulación.

1.2. Metodología

Para cumplir los objetivos citados anteriormente se cuenta con dos herramientas: el software *Thermomix*, y el software comercial *Adams VI-Rail*. *Thermomix* es un software desarrollado por el grupo de investigación de dinámica ferroviaria del CIIM, capaz de analizar un amplio rango de frecuencias, acoplado problemas de baja y alta frecuencia, a diferencia del resto de softwares comerciales de dinámica ferroviaria, que sólo analizan la dinámica de baja frecuencia. Dado que la posición del eje y las velocidades de pseudodeslizamiento (parámetros de salida de un análisis de baja frecuencia) son parámetros de entrada de los análisis de alta frecuencia, se pretende validar los resultados de los análisis de baja frecuencia de *Thermomix* para asegurar que los parámetros de entrada para los análisis de alta frecuencia son correctos.

Para poder realizar la validación de los resultados, se van a simular los casos de vía presentados en los Benchmarks de Manchester [5]. En 1997, los principales desarrolladores de software de dinámica ferroviaria acordaron analizar todos una serie de casos, para poner en común los resultados y que sirviesen de referencia, en lo que se conoce como los "Manchester Benchmarks". Estos 'Benchmarks' de Manchester fueron propiciados por Simon Iwnicki, quien los propuso durante el *International Workshop Computer Simulation of Rail Vehicle Dynamics* ", llevado a cabo en su universidad, la Universidad Metropolitana de Manchester. Aunque este Workshop se realizó en 1997, como hasta el año siguiente no se pudo disponer de los resultados, estos se conocen comúnmente como los "Manchester Benchmarks" de 1998.

El objetivo principal de estos Benchmarks fue el de generar una base de datos común que sirviese de referencia, para ayudar a la mejora del diseño y la investigación en la dinámica ferroviaria. Con esto no pretendían obtener resultados exactos que sirviesen para validar y aprobar diferentes sistemas, sino simplemente comparar los resultados obtenidos con las diferentes aproximaciones y técnicas de cálculo que introduce cada desarrollador.

En el Workshop se plantearon dos vehículos diferentes y cuatro casos de vía, con los que se pretendía representar los casos más típicos a los que se enfrentan los diseñadores de vehículos ferroviarios y que más problemas plantean para su diseño. Para simplificar los análisis, el diseño de los vehículos se modificó, y no fueron modelados con detalle, dejando así también cierta libertad a los desarrolladores para poder adaptar los modelos a las particularidades de su software.

Capítulo 2

Modelos matemáticos

En este apartado se van a mostrar los diferentes métodos para modelizar los elementos más importantes de la dinámica ferroviaria: el eje y la vía, así como también la interacción entre ambos elementos, señalando cuáles han sido los utilizados por los dos softwares empleados para el desarrollo del presente TFM.

En las figuras 2.1 se muestra el esquema de una vía con cada uno de sus componentes, y en la figura 2.2 se muestra un ejemplo de un eje montado, como ilustración previa a hablar de su modelización.

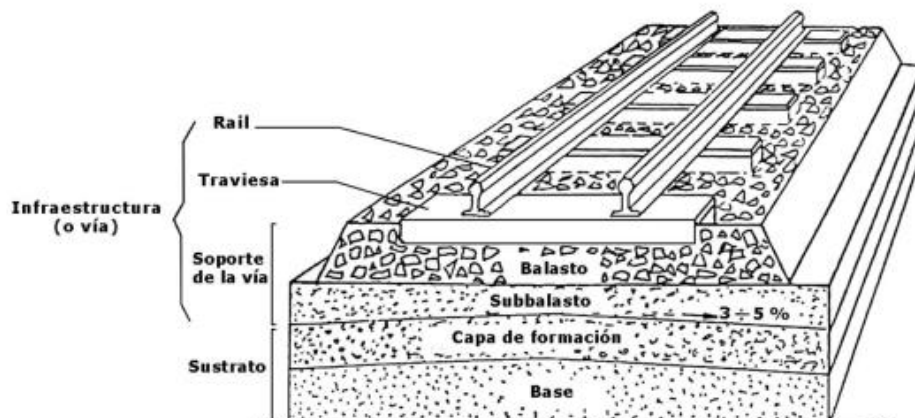


Figura 2.1: Esquema de una vía. Fuente: <https://www.eadic.com/sistemas-ferroviarios-material-rodante/>

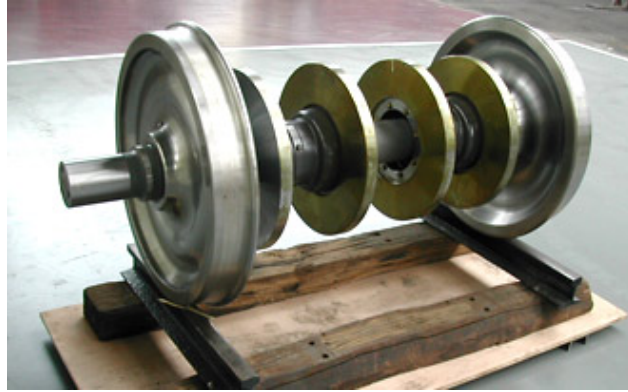


Figura 2.2: Esquema de un eje montado. Fuente: <https://www.caf.net/es/productos-servicios/ejes-componentes/ejes-componentes.php>

La mayor problemática en el estudio de la dinámica ferroviaria radica en obtener un modelo que reproduzca fielmente el contacto entre la rueda y el carril, que es donde se producen las mayores no linealidades de todo el sistema. Esto es conocido como el problema del contacto rueda-carril.

El problema del contacto consiste en modelar las relaciones entre las fuerzas externas aplicadas, la cinemática del eje, la deformación en la zona de contacto de los cuerpos y el campo de tensiones en el área de contacto. Es un fenómeno extremadamente complejo, ya que la transmisión de fuerzas se produce en un área de contacto muy pequeña entre dos cuerpos elásticos con condición de rodadura en presencia de rozamiento. Además, en el área de contacto aparecen zonas mixtas de adhesión y deslizamiento debido a los movimientos parásitos del eje y a la deformación elástica de los perfiles de rueda y carril.

2.1. Modelo dinámico de eje flexible

En la literatura [6] existen tres métodos para modelizar ejes flexibles:

- **Multibody:** este método incorpora la flexibilidad como masas rígidas interconectadas mediante elementos viscoelásticos, reduciendo así el número de grados de libertad del sistema y el coste computacional. Pero la desventaja que presenta es que no puede representar fielmente la dinámica de media y alta frecuencia.
- **Continuos:** los modelos continuos introducen la deformación del eje (flexión, axial y torsión) y de las ruedas (flexión y modos de paraguas), incorporando también los efectos giroscópicos e inerciales debidos a la rotación. Dado que se trata de un modelo extremadamente complejo, en la literatura [7], [8] se modela el eje como un cuerpo flexible, y las ruedas como cuerpos rígidos. Esta simplificación es solamente válida para frecuencias menores a 200 Hz
- **Elementos finitos:** mediante el método de elementos finitos, el eje se modela mediante elementos de tipo *beam* y elementos tridimensionales. La principal desventaja que presenta este método se da cuando una estructura móvil interacciona con una estática. La fuerza que el sistema ejerce sobre el que está en rotación se aplica en puntos fijos en el espacio, y por tanto hay un movimiento relativo entre la carga y el cuerpo en rotación. Esto requiere que

en cada iteración se compute la contribución de la fuerza externa al término de las fuerzas generalizadas. El trabajo realizado por Fayos *et al.* [9], extendido y aplicado por Baeza *et al.* [10] y Tortstenson *et al.* [11] propone un método que soluciona este problema, basado en coordenadas Eulerianas, permitiendo la interacción dinámica de estructuras móviles con estructuras fijas.

2.1.1. Modelo de eje según *Thermomix*

Como se muestra en la referencia [12], para poder modelar la cinemática del eje, se definen dos configuraciones del sólido: deformada y no deformada (figura 2.3):

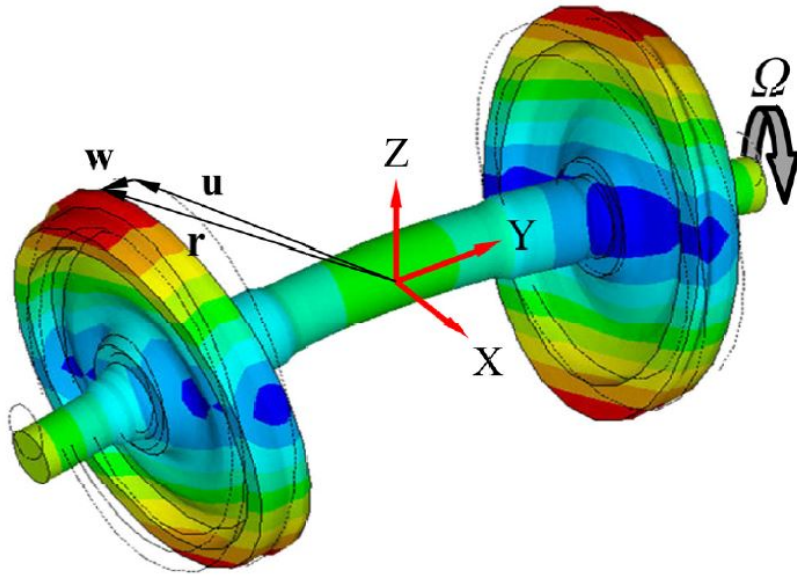


Figura 2.3: Representación de las dos configuraciones del eje montado. Configuración deformada y no deformada (tramo discontinuo).

En esta figura, se muestra el sistema de referencia fijo \mathbf{XYZ} . En él se definen los vectores \mathbf{r} , \mathbf{w} , \mathbf{u} , de los cuales el vector \mathbf{w} es el desplazamiento asociado a la flexibilidad y movimientos de sólido rígido:

$$\mathbf{r} = \mathbf{u} + \mathbf{w}(\mathbf{u}, t) \quad (2.1)$$

Desde un planteamiento modal, el vector \mathbf{w} puede expresarse a partir de los modos de vibración del sólido no rotatorio, $\Phi(\mathbf{u})$ y las coordenadas modales $\mathbf{q}(t)$:

$$\mathbf{r} = \mathbf{u} + \Phi(\mathbf{u})\mathbf{q}(t) \quad (2.2)$$

Para este planteamiento es importante destacar que los modos de vibración del eje montado no dependen del tiempo, ya que se trata de un cuerpo de revolución.

Conocido el vector de posición de la partícula \mathbf{r} , se puede obtener su velocidad mediante la derivada material del vector posición \mathbf{r} , considerando de este modo los términos convectivos derivados

del planteamiento Euleriano. Con esta velocidad se obtiene la energía cinética del sólido rotatorio, y se aplica el principio de Lagrange para obtener el vector de fuerzas generalizadas \mathbf{Q} y la matriz $\tilde{\mathbf{D}}$ es la matriz de rigidez modal. Ambas matrices son necesarias para resolver la dinámica del vehículo completo, así como su interacción con la vía.

2.2. Modelo dinámico de vía flexible

Los modelos de vía pueden clasificarse según diferentes aspectos, como se recoge en [6]:

- **Método constructivo:** las vías pueden estar apoyadas sobre balasto o sobre placas de asiento. En las vías sobre balasto, las vías están soportadas por traviesas, que a su vez están soportadas por una capa de balasto. Por otra parte, en las vías que se encuentran apoyadas sobre placas de asiento, los carriles pueden encontrarse incrustados en una placa de hormigón (directamente o a través de un elemento elástico), o sobre soportes discretos incrustados en hormigón. Esto permite distinguir entre modelos de soporte continuo o de soporte discreto.
- **Longitud de la vía:** se distingue entre vías de longitud infinita o finita. Las primeras son más aproximadas a la realidad, pero no permiten modelar elementos no lineales. Las vías finitas sí que permiten introducir elementos no lineales, pero si la longitud de la vía no es suficiente, pueden producirse reflejos de ondas en los finales de la vía, que pueden afectar a la dinámica.
- **Método de resolución de la interacción dinámica:** la dinámica puede resolverse en el dominio de frecuencias o en el dominio temporal. El dominio en frecuencias se asocia con vías infinitas, mientras que el dominio temporal se asocia con vías finitas.

Knothe and Grassie [13] recogen 4 modelos diferentes de soporte entre el balasto y la vía. El primero y más sencillo de todos considera que el carril está soportado discretamente por las traviesas, y el balasto se encuentra bajo ellos, modelado como un muelle y un amortiguador, cuyos coeficientes se han obtenido experimentalmente. El segundo método representa el balasto y el carril juntos a través de elementos viscoelásticos, y es utilizado para estudiar la propagación de las vibraciones por el suelo producidas por la interacción rueda-rail. El tercer método representa el balasto como masas puntuales bajo las traviesas: los elementos de balasto son conectados entre sí y con las traviesas y la vía mediante elementos viscoelásticos. El último método considera soportes discretos sobre una capa continua de balasto.

Por otra parte, los carriles pueden ser modelados como vigas de Euler-Bernoulli, despreciando la deformación a cortadura y la inercia rotacional. Esta sencilla modelización permite solo obtener resultados hasta 500 Hz. En cambio, si se usa el modelo de viga de Timoshenko, que sí considera la deformación a cortadura y la inercia rotacional, esta frecuencia máxima se puede aumentar hasta 2.5kHz, ya que no consideran la deformación de la sección recta.

La respuesta dinámica del vehículo depende en gran medida de cómo se modele la vía. Es por esto que los investigadores han desarrollado diferentes modelos, que sólo difieren en cómo es esta modelización [14]. De manera esquemática, las vías pueden considerarse como una estructura infinita, unidas entre sí y a la tierra mediante elementos viscoelásticos con un comportamiento altamente no lineal. Esto hace que el modelado de la vía sea altamente complejo, y en la literatura sólo se hayan desarrollado modelos no lineales de vía finita, quedando los modelos de vía infinita sólo como lineales.

Una primera aproximación de la vía consiste en considerar una viga de Euler infinita apoyada en soportes elásticos discretos en términos de series de Fourier [15]. Este modelo se ha ido complicando para mejorar su precisión, añadiendo placas de asiento donde se empotran los raíles. Estas placas de asiento son consideradas como placas de Kirchhoff sobre un balasto elástico [16].

2.2.1. Modelo de vía según *Adams VI-Rail*

El modelo de vía flexible según VI-Rail es un modelo sencillo, basado en la siguiente figura (figura 2.4):

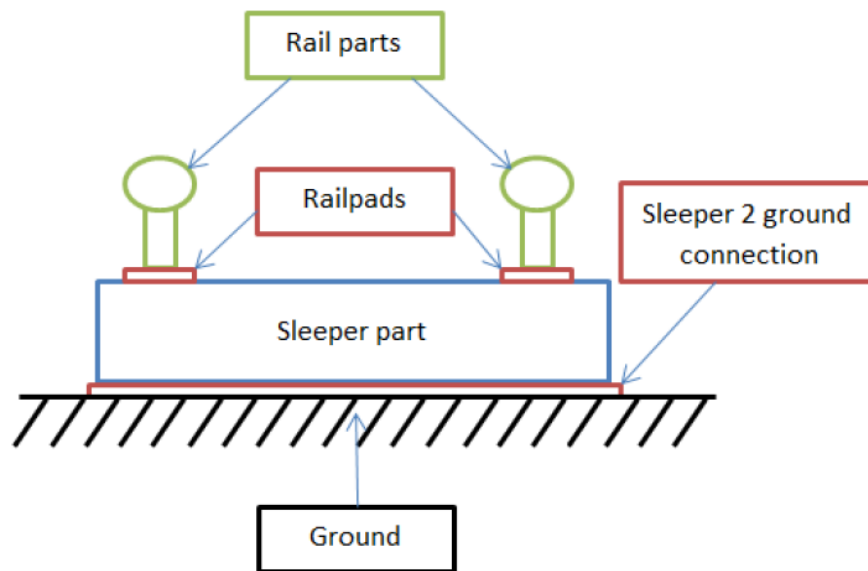


Figura 2.4: Modelo de vía en *Adams VI-Rail*

Se trata de un modelo de soporte discreto, donde las propiedades del raíl se condensan en las traviesas:

- El carril se sustituye por elementos que condensan las propiedades másicas e inerciales de tramos de vía de longitud un metro, conectados a los elementos de traviesa a través de las propiedades de rigidez y amortiguamiento de la interacción entre estos dos elementos.
- Las traviesas se modelan a partir de elementos con su masa e inercia, conectados a la tierra que se supone inmóvil a través de conexiones viscoelásticas.

2.2.2. Modelo de vía según *Thermomix*

El modelo utilizado en el presente trabajo se basa en una vía cíclica [14] subestructurada, lo que permite modelar carriles y traviesas por separado. Los carriles son modelados como vigas de Timoshenko, que presentan una mayor complejidad que las vigas de Euler, añadiendo deformación

a torsión a la deformación a flexión que ya modela la viga de Euler. Las placas de asiento se modelan como elementos viscoelásticos concentrados a partir de su masa y rigidez. Las traviesas son únicamente masas concentradas, y el balasto es también modelado como un elemento viscoelástico a partir de su rigidez y amortiguamiento (figura 2.5).

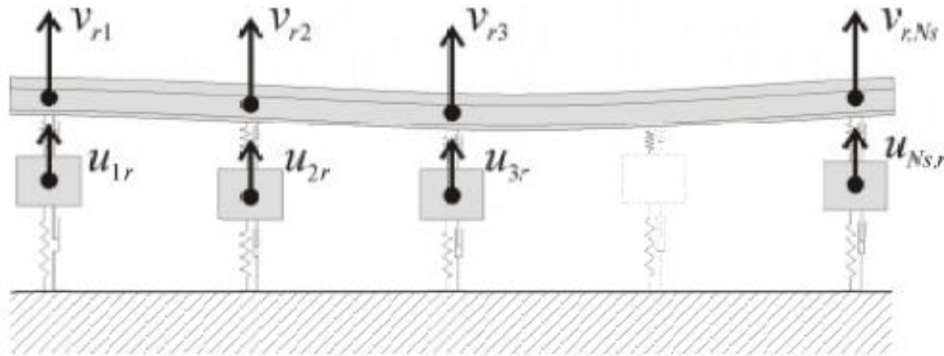


Figura 2.5: Esquema del modelado de vía flexible

El hecho de modelar una vía cíclica presenta ciertas ventajas respecto a una vía no-lineal finita o una vía lineal infinita. La vía finita necesita que el vehículo esté sobre la vía, y por ello el intervalo de integración debe ser menor que el tiempo que tarda el vehículo en recorrer la vía. Además, al ser una vía finita, se ha de evitar la interacción del vehículo con las ondas que refleja el final de la vía aumentando su longitud. El modelo cíclico de vía en cambio no requiere que la longitud de la vía dependa del paso temporal del integrador. Los modelos de vía infinita requieren adoptar hipótesis lineales, mientras que el modelo de vía cíclica sí permite adoptar elementos no lineales.

El modelo de vía cíclica consiste en una vía infinita sobre la que se sitúa un infinito número de vehículos idénticos separados una distancia característica L , y circulando a una velocidad V (figura 2.6). La longitud característica L es un valor arbitrario, pero que debe asegurar que los vehículos se encuentren dinámicamente desacoplados. Las perturbaciones que genera un vehículo no deben afectar al resto.

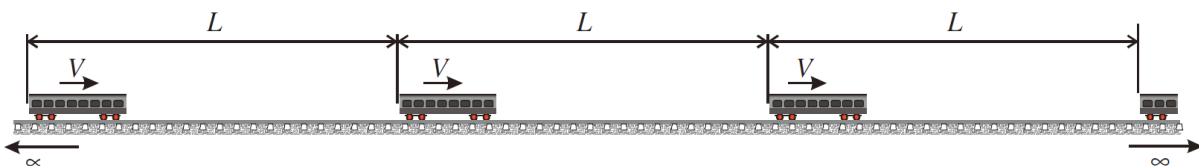


Figura 2.6: Modelo de vía cíclica

De esta manera, la vía puede estudiarse sólo como un único tramo de longitud L (figura 2.7), sobre el cual se imponen las condiciones de contorno de que los desplazamientos y velocidades en los límites del tramo de vía estudiado deben ser idénticos (condiciones de contorno cíclicas).

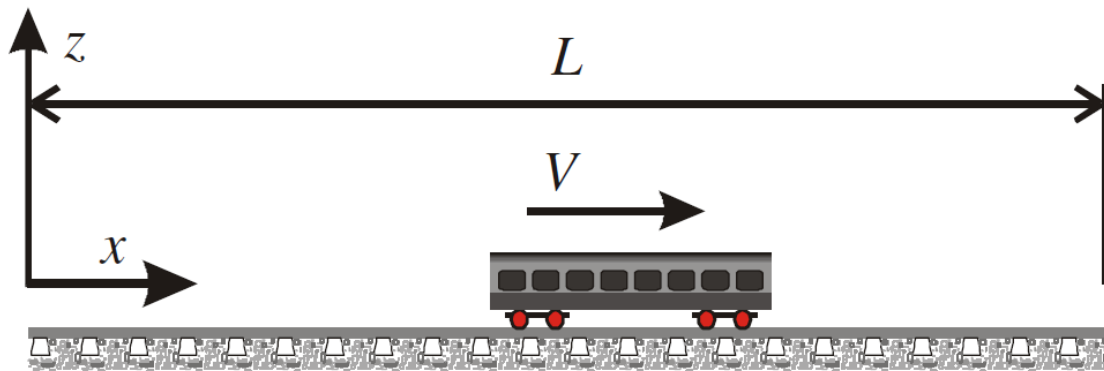


Figura 2.7: Detalle del modelo de vía cíclica

2.3. Modelo de contacto rueda-carril

A lo largo de la historia se han ido desarrollando diferentes teorías sobre como modelar el contacto entre la rueda y el carril. Kalker las recoge [17] y clasifica en función de varios criterios:

- **Según el modelado del problema elástico:** se distinguen así dos teorías. Las *teorías simplificadas*, en las cuales las relaciones entre el campo de deformaciones y el de tensiones se ajustan de manera analítica sencilla y aproximada, y las *teorías exactas*, donde estas mismas relaciones se obtienen a partir de la teoría de elasticidad. Dentro de las teorías exactas destacan dos: contacto conforme, en la que se asume que el tamaño del área de contacto es del orden del radio de curvatura de las superficies en contacto, y contacto no conforme, en la que se supone que los cuerpos se comportan elásticamente como un semiespacio infinito.
- **Según la precisión temporal:** cuando la fuerza transmitida entre los cuerpos en contacto varía, se produce un transitorio en el cual el campo de tensiones entre los cuerpos se va modificando, y adaptándose a la nueva situación. Esta modificación del campo de tensiones trae asociada también una modificación en el campo de deformaciones y deslizamientos relativos, hasta que se alcanza de nuevo un estado estacionario. Este transitorio se produce en un intervalo de tiempo muy pequeño, de manera que no afecta a la dinámica del vehículo, pero sí a la vibroacústica. Por tanto, se distingue entre las *teorías estacionarias*, de mayor interés en el estudio de la dinámica del vehículo, y *teorías no-estacionarias*, que si tienen en cuenta el transitorio y son las de interés para estudios vibroacústicos.
- **Según la dimensión del problema:** los modelos de contacto más sencillos que se han desarrollado se encuentran enmarcados dentro de las *teorías bidimensionales*, donde todo se encuentra contenido en un plano. Pero cuando se requieren resultados de mayor precisión, es necesario acudir a *teorías tridimensionales*, en las que los campos de tensiones, deformaciones y deslizamientos son tridimensionales.

El primer modelo desarrollado fue un modelo de contacto no conforme, ya que los radios de curvatura de la rueda y el carril en el plano longitudinal al contacto son varios órdenes de magnitud

mayores que el área de contacto. Si además se considera que los radios de curvatura en el plano transversal al contacto son también varios órdenes de magnitud mayores que el área de contacto, el área de contacto se puede suponer de forma elíptica y sus dimensiones se pueden obtener analíticamente mediante la teoría de Hertz. No obstante, existen determinadas condiciones, como cuando se produce toque de pestaña, en las que la teoría de Hertz no se ajusta a la realidad. Es por esto, que se crearon modelos más completos y complejos llamados *modelos no hercianos*, que permiten calcular áreas de contacto con una forma arbitraria.

A partir de este primer modelo, Kalker [18] desarrolló diversas teorías basadas en el modelo elástico de las teorías exactas. La primera que ideó, denominada como *Teoría Lineal de Kalker*, es una teoría semianalítica basada en un modelo herciano de contacto sin deslizamiento, es decir, asumiendo un rozamiento infinito. Así, obtuvo una formulación lineal entre fuerzas y velocidades de pseudodeslizamiento. Es una teoría aproximada ya que la hipótesis de rozamiento infinito no se ajusta a la realidad, y es variable a lo largo de la simulación. Aún así, es ampliamente utilizada en dinámica ferroviaria, ya que es aplicable a casos en los que la velocidad de pseudodeslizamiento es pequeña (como trazados rectilíneos con pequeñas oscilaciones), lo que la hace especialmente útil para obtener resultados de problemas de estabilidad lineal.

Fue el propio Kalker quien desarrolló el algoritmo *CONTACT*, donde el contacto ya no se asume herciano, sino arbitrario. Es un algoritmo muy preciso, modelado a partir de las hipótesis más realistas del contacto, pero su coste computacional es tan elevado que prácticamente no es utilizado. Como modelo intermedio entre la *Teoría Lineal de Kalker* y *CONTACT*, Kalker desarrolló *FASTSIM* [19], que permite realizar cálculos no lineales de las fuerzas de contacto en base a una *teoría simplificada*.

Cada teoría de las descritas antes, junto con el resto de las desarrolladas, parte de unas hipótesis iniciales diferentes, que las caracteriza en cuanto a su complejidad, coste computacional y precisión. En función de estas características, cada teoría será más o menos apropiada para el estudio que se desee realizar. Así, para el estudio de problemas de desgaste y corrugación se deberán emplear los modelos más complejos. Pero para estudiar la dinámica del vehículo ferroviario se pueden emplear modelos más sencillos con un coste computacional menor. Esto es posible debido a que para el estudio de la dinámica ferroviaria es necesario obtener las fuerzas de contacto, pero no es necesario un detalle de las deformaciones y tensiones que se producen en el área de contacto.

2.3.1. Modelo de contacto de *Adams V-Rail*

El contacto en el software VI-Rail se basa en el uso de elementos rueda-carril [20]. Este elemento ha ido evolucionando a través de los años desde un elemento sencillo que calculaba el área de contacto en función de la curvatura en el punto de contacto, hasta un modelo más complejo en el cual se calcula la fuerza normal debida a la flexibilidad, y el área de contacto en función de la deformación.

El elemento rueda-carril define la cinemática de una rueda respecto al carril. En VI-Rail existen tres tipos de elementos, que difieren en cómo se modela la cinemática:

- **Tabular Contact Element, WRTAB:** este elemento utiliza los perfiles de la rueda y del carril reales, pero aproxima el área de contacto a una elipse, utiliza un valor constante para la rigidez en el área de contacto, y asume que solo existe un punto de contacto. Por esto, se trata

de un elemento muy eficiente computacionalmente hablando, pero no es muy preciso. Esto lo hace recomendable para análisis largos, como los de confort (que presentan vías rectas o de baja curvatura, con irregulares distribuidas), donde la precisión no es tan importante, pero al ser simulaciones largas, la eficiencia computacional es un factor predominante.

- **General Contact Element, WRGEN:** este elemento utiliza los perfiles de la rueda y del carril reales, y en cada iteración calcula la cinemática del contacto. Permite múltiples puntos de contacto, evalúa la rigidez local basándose en la geometría y en las propiedades del material, calcula el área de contacto sin asumir su forma elíptica, teniendo también en cuenta el efecto del ángulo de ataque. Es el elemento más preciso, siendo elevadamente eficiente computacionalmente hablando. Es el más indicado para las simulaciones dinámicas, por lo que ha sido el utilizado para el desarrollo del presente TFM.
- **WRQLT:** este elemento es un elemento linealizado, cuya cinemática viene definida por la conicidad, y los ángulos de contacto y de 'roll'. A partir de estos parámetros geométricos, se genera un perfil circular de rueda y carril, por lo que la geometría real de la rueda y el carril no son utilizados. Se trata por tanto de un elemento que sólo debe ser utilizado para análisis lineales, y ha sido utilizado en este TFM para los análisis de estabilidad lineal.

Para el cálculo de las fuerzas tangenciales en el contacto, VI-Rail ofrece dos algoritmos, basados en la teoría de Johnson y Kalker [17]: el algoritmo FASTSIM de Kalker modificado, o el algoritmo de Polach:

- **Algoritmo FASTSIM modificado:** está basado en [21]. Las modificaciones afectan al mado de la superficie de contacto, permitiendo evitar las inestabilidades debidas al 'spin' que ocurren en el algoritmo FASTSIM sin modificar, lo que permite reducir hasta en un 50% el tiempo de cálculo.
- **Algoritmo de POLACH:** el algoritmo de POLACH [22] está basado en la utilización de funciones analíticas para aproximarse a las fuerzas, siendo computacionalmente más eficiente que el algoritmo FASTSIM modificado. Dado que para los análisis dinámicos no se requiere una elevada precisión en las fuerzas ni en los campos de tensiones y deformaciones, este ha sido el algoritmo utilizado. Además, es el algoritmo más parecido al de Johnson-Vermeulen, que es el que incorpora el software *Thermomix*.

2.3.2. Modelo de contacto de *Thermomix*

El modelo de contacto que utiliza el software *Thermomix* es un modelo pre-tabulado y multi-Hertziano [23]. Antes de la simulación, se obtiene la geometría del contacto rueda carril, y a partir de esta geometría se obtienen el resto de parámetros necesarios para obtener las fuerzas de contacto. Este proceso por tanto impide que se puedan tener en cuenta cambios en el punto de contacto debidos a la deformación instantánea de la rueda. Esta simplificación es asumible puesto que estas deformaciones son dos órdenes de magnitud (dependiendo de los perfiles de rueda y rail y el ancho de la vía) menores que el desplazamiento rígido lateral de la rueda respecto al carril. Interpolando en estas tablas para cada uno de los puntos de contacto de cada rueda, se resuelve el problema de contacto normal. Para ello, se calcula la interpenetración elástica de la rueda en el carril, y la fuerza normal se obtiene según la fórmula de Hertz, en función del valor de la penetración. Las fuerzas de pseudodeslizamiento se obtienen en función de las velocidades de pseudodeslizamiento, que se obtienen también a partir de las tablas. Finalmente, a partir de las fuerzas normales y de

pseudodeslizamiento en cada punto de contacto en cada rueda, se obtienen las fuerzas generalizadas en el vehículo y la vía a partir del principio de trabajos virtuales.

Capítulo 3

Antecedentes sobre estabilidad en vehículos ferroviarios

Para describir el problema de la estabilidad se comenzará describiéndolo desde un enfoque cinemático, el más sencillo y el primero en ser analizado, para sentar la base del problema, y poco a poco ir analizándolo más en profundidad al introducir la dinámica y las no linealidades provenientes del contacto entre la rueda y el carril.

3.1. Análisis cinemático

Una particularidad de los vehículos ferroviarios es que sus ruedas no presentan un perfil recto, sino que presentan una forma troncocónica, especialmente diseñada para favorecer el auto guiado en curva. Pero es precisamente este perfil de rueda el que determina la estabilidad y por tanto el confort de los pasajeros y la seguridad del vehículo a baja frecuencia.

Para estudiar la estabilidad, se considera un eje montado (es decir, las dos ruedas unidas al eje) como el de la figura 3.1:

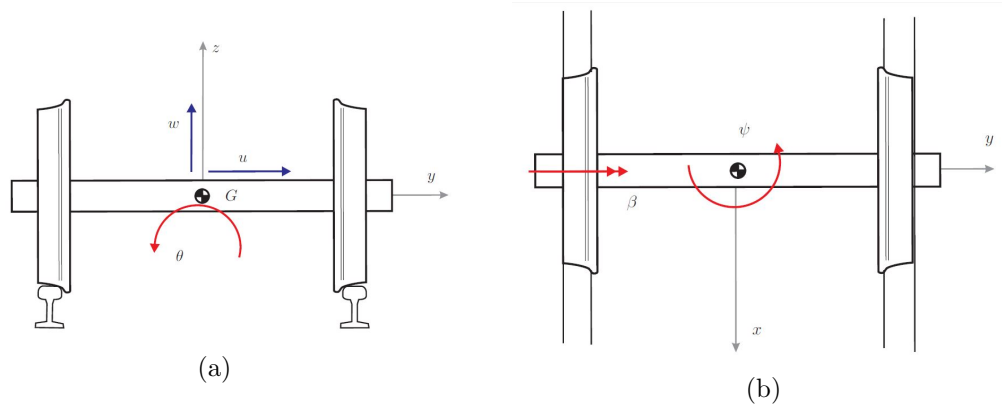


Figura 3.1: Esquema de un eje montado

Donde:

- x, y, z es el sistema de coordenadas del eje montado. El origen de coordenadas se encuentra

en el centro de masas del eje, el eje x va en el sentido de avance del vehículo, el eje z en la dirección normal al plano de la vía, y el eje y cierra el triedro a derechas.

- u, v, w son los desplazamientos del eje en el sistema de coordenadas x, y, z asociado al eje.
- θ, β, ψ son las rotaciones del eje en el sistema de coordenadas x, y, z asociado al eje.

En la figura 3.2 se muestra en detalle la forma del perfil de la rueda y del carril, mostrándose el punto de contacto P sobre la rueda, y P^* sobre el carril, junto a uno de los parámetros más importantes que definen la dinámica ferroviaria, el ángulo de conicidad en el punto de contacto, γ . En ruedas y carriles reales, la conicidad es un valor que varía en función de la posición del eje sobre los carriles, y en gran parte de cálculos, para simplificar los mismos, se asume un valor constante, conocido como *conicidad equivalente*, γ_e . La conicidad equivalente se define para cada combinación de rueda-carril como la conicidad que tendría una rueda perfectamente cónica que se comportase equivalentemente para un desplazamiento lateral concreto. Es por tanto un parámetro que tiene en consideración la conicidad de los perfiles de rueda y carril, la inclinación del carril y el ancho de vía, de forma que es único para cada combinación, y además va aumentando a lo largo del tiempo debido al desgaste de los perfiles.

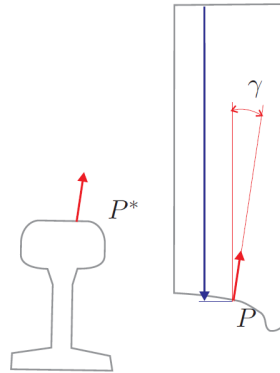


Figura 3.2: Detalle ampliado de los perfiles de rueda y carril con punto de contacto

3.2. Modelo de rodadura sin deslizamiento

A finales del siglo XIX, Klingel [24] fue el primero en realizar un modelo para analizar la estabilidad de un eje montado. Su modelo se basó en asumir que durante la rodadura del eje sobre el carril, no se producía deslizamiento. De manera simplificada, se tiene un eje como el que se muestra en la figura 3.3:

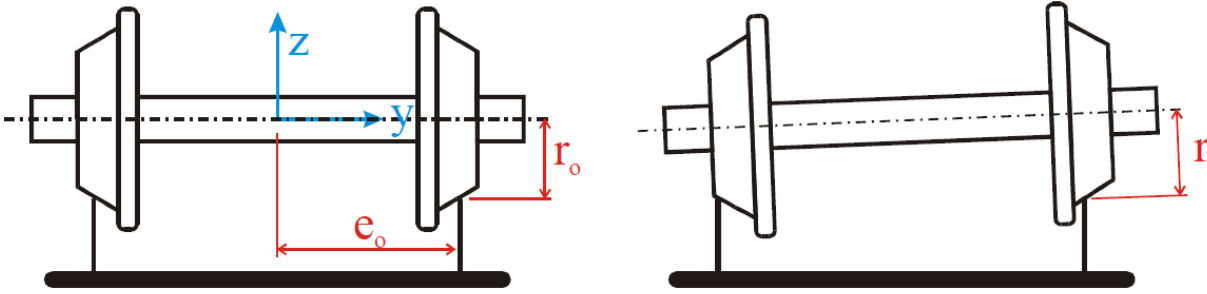


Figura 3.3: Modelo simplificado de un eje montado sobre el carril

Según este esquema, el eje está formado por dos ruedas cónicas de conicidad γ unidas rígidamente. Los carriles se encuentran a una distancia $2e_0$, y cuando el eje se encuentra centrado, el radio de rodadura tiene un valor r_0 .

Debido a la conicidad que presentan las ruedas, y asumiendo pequeños desplazamientos, los radios de rodadura de cada rueda se verán modificados, quedando definidos por:

$$\left. \begin{aligned} r_i &= r_0 + \gamma y \\ r_d &= r_0 - \gamma y \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

Cuando el eje se encuentre en movimiento, girando a una velocidad angular Ω (correspondiente al grado de libertad β), y dado que como se ha mostrado antes, cada rueda presenta un radio de rodadura diferente, la velocidad lineal de cada rueda en el punto de contacto vendrá definida por:

$$\left. \begin{aligned} v_i &= \Omega r_i = \Omega (r_0 + \gamma y) \\ v_d &= \Omega r_d = \Omega (r_0 - \gamma y) \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

Siendo la velocidad media del eje $V = \Omega r_0$ ya que se considera que no hay deslizamiento en el punto de contacto:

$$V = \frac{v_i + v_d}{2} = \frac{\Omega (r_0 + \gamma y) + \Omega (r_0 - \gamma y)}{2} = \Omega r_0 \quad (3.3)$$

Esta diferencia de velocidades entre ambas ruedas da lugar a una rotación respecto al eje y (grado de libertad ψ), cuya velocidad angular, $\dot{\psi}$, será:

$$\dot{\psi} = \frac{v_d - v_i}{2 e_0} = \frac{-\Omega \gamma y}{e_0} = \frac{-V \gamma y}{e_0 r_0} \quad (3.4)$$

A su vez, esta rotación $\dot{\psi}$ provoca que la velocidad V se desalinee del eje de la vía, y adquiera una componente transversal, \dot{y} :

$$\dot{y} = V \sin \psi \simeq V \psi \quad (3.5)$$

Si se deriva respecto del tiempo la ecuación 3.5 y se sustituye con la ecuación 3.4, se obtiene la ecuación diferencial de segundo orden que describe la cinemática del eje 3.6:

$$\ddot{y} + \frac{V^2 \gamma}{e_0 r_0} y = 0 \quad (3.6)$$

De esta ecuación 3.6 se puede obtener el valor de la frecuencia y la longitud de onda de las oscilaciones del eje montado:

$$\omega = V \sqrt{\frac{\gamma}{r_0 e_0}} \quad \lambda = \frac{V}{\frac{\omega}{2\pi}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{r_0 e_0}{\gamma}} \quad (3.7)$$

Esta característica oscilación del eje es conocida como *lazo* (*hunting* en inglés), un movimiento natural del eje producido por la forma cónica del perfil de las ruedas. Gracias a este modelo, se consiguió obtener una primera aproximación a la frecuencia de oscilación del eje. Los amortiguamientos no considerados en este modelo explicarían por qué el eje acaba volviendo a su posición centrada, pero el modelo es incapaz de incluir la inestabilidad, es decir, la velocidad a partir de la cual el eje es incapaz de volver a su posición centrada y permanece oscilando e incrementando su amplitud, llegando incluso a producir el descarrilo del tren. Para ello, no basta con considerar sólo la cinemática, sino que hay que incluir la dinámica en el modelo, y con ella las velocidades de pseudodeslizamiento.

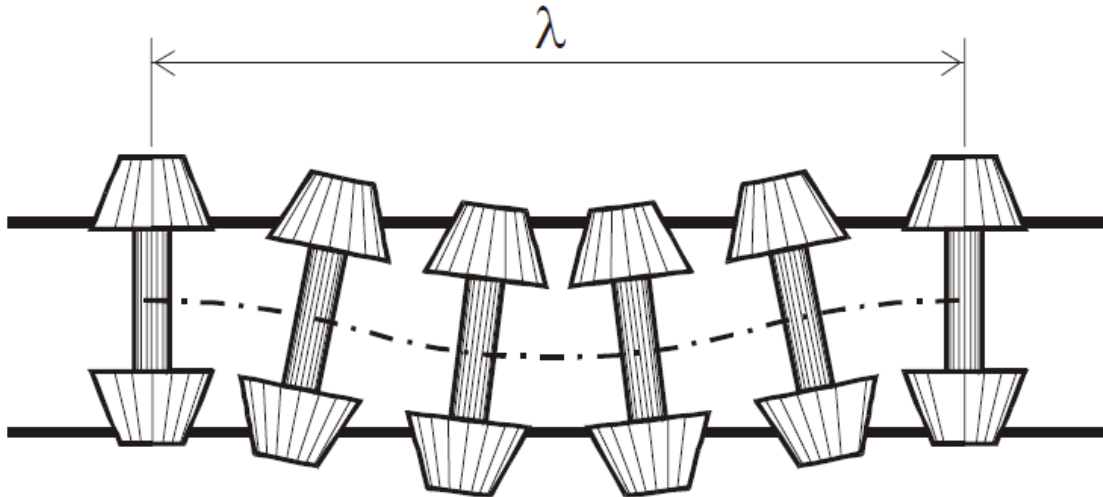


Figura 3.4: Inestabilidad de lazo de un eje

3.3. Análisis dinámico

3.3.1. Velocidad de pseudodeslizamiento

El pseudodeslizamiento (en inglés *creepage*) es un fenómeno muy complejo, y su análisis no es el objetivo del presente TFM, por lo que se va a tratar de presentar una sencilla explicación del mismo. Para ello, se supone una rueda girando con velocidad angular ω , cuyo centro se desplaza a una velocidad lineal $V = \omega r$. Suponiendo que tanto la rueda como el carril son elásticos, el contacto rueda-carril ya no será puntual, sino que será un área de contacto. Si ahora sobre esta rueda actúa un par T , en el carril aparecerá una fuerza F debida al rozamiento. Esta fuerza es conocida como fuerza de pseudodeslizamiento, (en inglés *creepforce*) Debido a esta fuerza de rozamiento, en el área de contacto se producirán unas tensiones tangenciales (cuya resultante es F), de compresión en la

zona delantera del contacto, y de tracción en la zona trasera del contacto.

Debido a que la rueda se encuentra en rotación, el material de la rueda pasa de un estado de compresión (zona delantera del contacto) a un estado de tracción (zona trasera del contacto). Es por ello que, dentro del área de contacto, se distinguen dos áreas locales, una de adhesión en la que no hay velocidad relativa entre los puntos de la rueda y el carril, y otra de deslizamiento en la que sí hay velocidad relativa (figura 3.5).

Cuanto mayor es el par T , mayor será la fuerza transmitida F . Si aumenta el valor de la fuerza transmitida, aumenta la deformación de los cuerpos, y con ello el área de deslizamiento. Por tanto, esto hará que sea mayor la velocidad relativa entre ambos cuerpos (velocidad de pseudodeslizamiento).

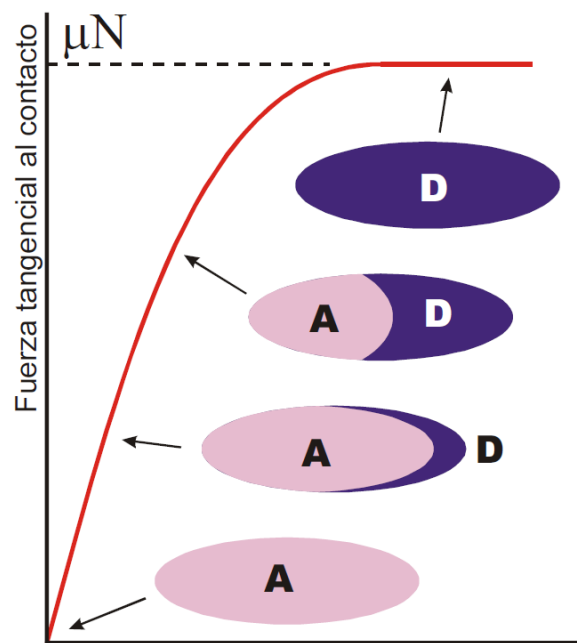


Figura 3.5: Área de deslizamiento en función de la fuerza tangencial

Pero la fuerza transmitida no puede crecer indefinidamente. Tiene un máximo, que es la fuerza de rozamiento dinámica, definida como $F_r = \nu N$. Cuando la fuerza transmitida alcanza este valor, todo el área de contacto es zona de deslizamiento.

Realmente, el problema real es mucho más complejo. Se trata de un problema tridimensional, en el que las fuerzas transmitidas no se producen sólo en la dirección de avance de la rodadura, sino también transversalmente. Al no ser la normal en el punto de contacto rueda-carril perpendicular al vector velocidad angular del eje, aparece una componente de la velocidad angular que es normal a la superficie de contacto. Esta componente produce un giro relativo entre la rueda y el carril, cuyo eje de rotación es la normal al contacto, produciéndose tensiones y deformaciones que ya no están contenidas en la dirección del sentido de avance de la rueda. Es por ello que se produce una velocidad de pseudodeslizamiento que ya no es paralela al sentido de avance, sino que tiene componentes

en las direcciones x e y.

Para poder realizar simulaciones de dinámica ferroviaria, se han desarrollado diversas teorías, siendo las más utilizadas las desarrolladas por Kalker [25], [26]. El modelo más sencillo es la Teoría Lineal de Kalker [19] que consiste en linealizar las leyes de contacto, simplificando de esta forma la relación entre las fuerzas transmitidas y la velocidad de pseudodeslizamiento para cada dirección:

$$F_x = -\frac{f_{xx}}{V}v_x \qquad F_y = -\frac{f_{yy}}{V}v_y \qquad (3.8)$$

Donde V es la velocidad de avance del centro de la rueda, F_x y F_y son las fuerzas transmitidas, v_x y v_y son las velocidades de pseudodeslizamiento, y f_{xx} y f_{yy} son unos coeficientes que dependen de las dimensiones del área de contacto y de las propiedades y características del carril y la rueda. Con este modelo sencillo, la relación entre la velocidad de pseudodeslizamiento y la fuerza transmitida queda como se muestra en la figura 3.6.

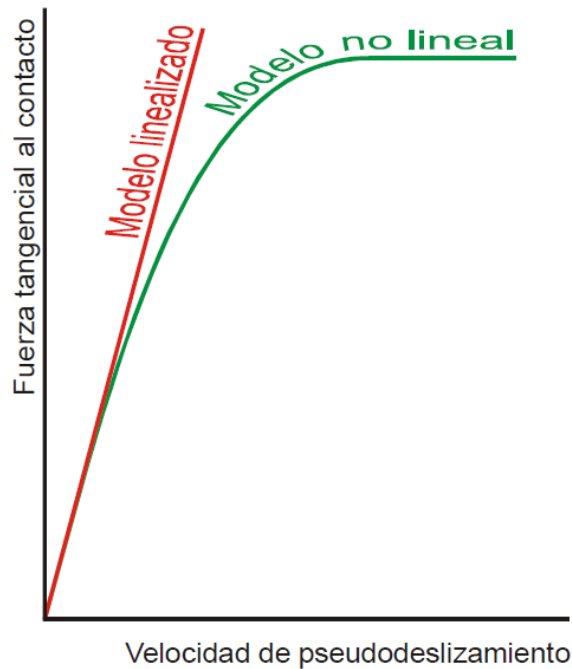


Figura 3.6: Comparativa entre el modelado de la *Teoría lineal de Kalker* y el modelo de contacto no lineal.

La pendiente de esta recta puede verse también afectada por las condiciones de fricción. Tal y como se recoge en [27], existe un parámetro conocido como *Factor de Kalker* que modifica la pendiente inicial de la recta. Si este factor de Kalker vale la unidad, se está modelando un contacto completamente seco. Pero para la obtención de los resultados de los Benchmarks de Mánchester, este factor de Kalker se redujo a 0.7. De esta manera, se reducen proporcionalmente todos los coeficientes de adhesión, y se modela un contacto húmedo.

3.3.2. Análisis dinámico

Una vez explicado el fenómeno de pseudodeslizamiento, es posible mejorar el modelo cinemático anterior, incluyendo las fuerzas, para avanzar un paso más en la comprensión de la estabilidad del eje. Para una aproximación al modelo dinámico, se asume que hay rodadura sin deslizamiento transversal. Por tanto, la velocidad de pseudodeslizamiento transversal (idéntica en ambas ruedas) será:

$$v_y = \dot{y} - V \psi \quad (3.9)$$

La velocidad de pseudodeslizamiento en la dirección x se obtiene a partir de la velocidad del centro de rotación del eje, la velocidad de rotación del eje (Ω) y la rotación en el plano xy ($\dot{\psi}$) a partir de la ecuación del campo de velocidades:

$$\left. \begin{aligned} v_x^i &= V - \dot{\psi}e_0 - \omega(r_0 + \gamma y) = -\dot{\psi}e_0 - \frac{\gamma V}{r_0}y \\ v_x^d &= V + \dot{\psi}e_0 - \omega(r_0 - \gamma y) = \dot{\psi}e_0 + \frac{\gamma V}{r_0}y \end{aligned} \right\} \quad (3.10)$$

Una vez obtenidas las definiciones de las velocidades de pseudodeslizamiento, y a partir del modelado de la *Teoría lineal de Kalker*, es posible obtener las fuerzas de pseudodeslizamiento que aparecerán en el eje durante la rodadura:

$$\left. \begin{aligned} F_x^i &= -\frac{f_{xx}}{V}v_x^i = -\frac{f_{xx}}{V}\left(-\dot{\psi}e_0 - \frac{\gamma V}{r_0}y\right) \\ F_x^d &= -\frac{f_{xx}}{V}v_x^d = -\frac{f_{xx}}{V}\left(\dot{\psi}e_0 + \frac{\gamma V}{r_0}y\right) \\ F_y^i &= -\frac{f_{yy}}{V}v_y = -\frac{f_{yy}}{V}(\dot{y} - V\psi) \\ F_y^d &= F_y^i \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

Si ahora se aplica la 2ª Ley de Newton al sistema en las coordenadas y y ψ , coordenadas en las que se produce el movimiento de lazo, se obtiene:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= F_y^i + F_y^d = -2f_{yy}\frac{v_y}{V} = -2f_{yy}\left(\frac{\dot{y}}{V} - \psi\right) \\ I_z\ddot{\psi} &= (F_x^d - F_x^i)e_0 = (v_x^i - v_x^d)\frac{f_{xx}e_0}{V} = 2\left(-\dot{\psi}e_0 - \frac{\gamma V}{r_0}y\right)\frac{f_{xx}e_0}{V} \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

Que si se ordena y se escribe en forma matricial queda:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2f_{yy}}{V} & 0 \\ 0 & \frac{2f_{xx}e_0^2}{V} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -2f_{yy} \\ \frac{2\gamma f_{xx}e_0}{r_0} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \psi \end{bmatrix} = 0 \quad (3.13)$$

De esta ecuación matricial se pueden obtener importantes conclusiones:

- La matriz que multiplica al vector derivada de los grados de libertad del sistema tiende a cero al aumentar la velocidad. esto implica que, si la velocidad aumenta, la disipación de energía decrece.

- La matriz que multiplica a los grados de libertad no es simétrica. Por tanto, no cumple el principio de Maxwell-Betti y el sistema tiene capacidad de introducir energía sobre los grados de libertad.

Esta explicación matricial de la inestabilidad del eje fue desarrollada por Alan Wickens [28], ingeniero aeronáutico que encontró las similitudes entre el fenómeno de inestabilidad de lazo y el flameo (flutter en inglés).

Estos motivos explican por qué a partir de una determinada velocidad el sistema se vuelve inestable, y las oscilaciones de lazo no disminuyen su amplitud, sino que puede llegar a pasar todo lo contrario, que la excitación se realimente llegando a provocar el descarrilo del vehículo. En la figura 3.7 se puede observar el efecto tan perjudicial que tiene la entrada en lazo del vehículo, no sólo para él mismo, sino también para la vía.

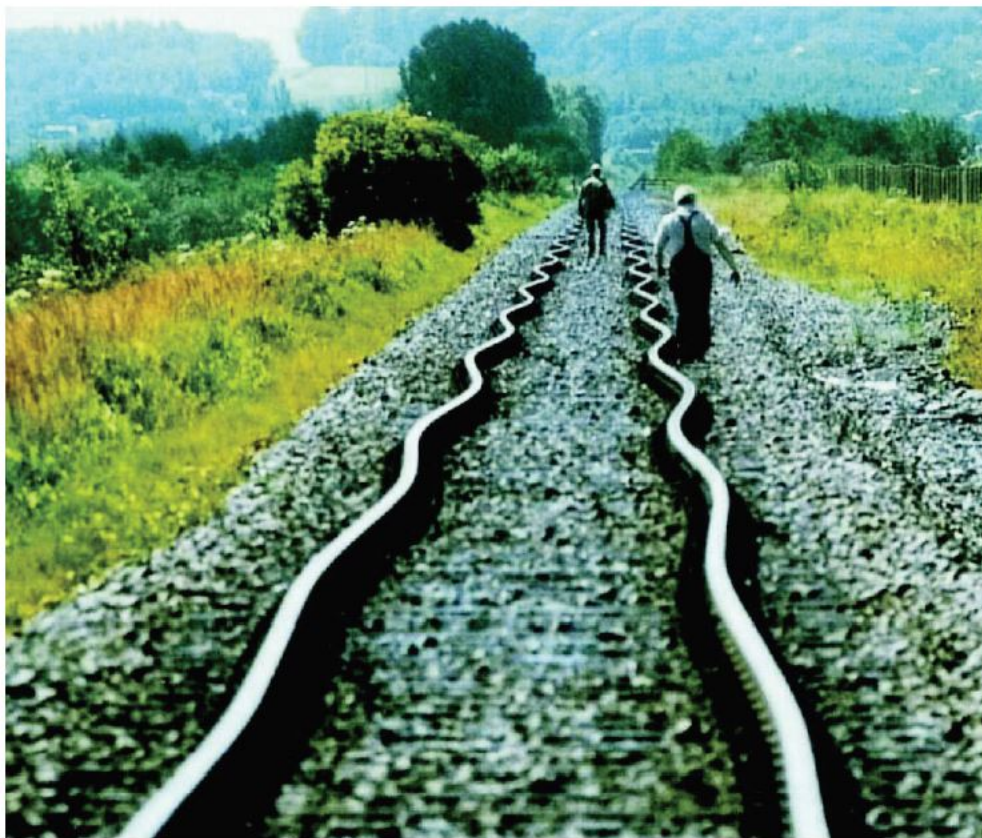


Figura 3.7: Estado de la vía tras el ensayo de entrada en lazo. Extraída de [1].

Aunque el valor de la velocidad crítica del sistema depende de otros muchos factores, como las características de la suspensión, del bogie o de la caja, esta primera aproximación al análisis lineal de la inestabilidad de lazo permite ayudar a entender el problema y obtener una idea aproximada de la velocidad máxima a la que podrá circular el vehículo.

Estudios más recientes [2] han demostrado que la inestabilidad de lazo no viene únicamente producida por las características del vehículo, sino también por la geometría de la vía. Variando la velocidad del vehículo y la amplitud de la perturbación que se introduce en la vía, se generan lo que se conoce como *diagramas de bifurcación*. En un determinado rango de velocidades, la solución puede pasar de ser estable a permanecer en un ciclo límite, dependiendo de la amplitud de la excitación que introduce la vía. Este es un fenómeno muy frecuente en dinámica no lineal, y es conocido como *bifurcación*.

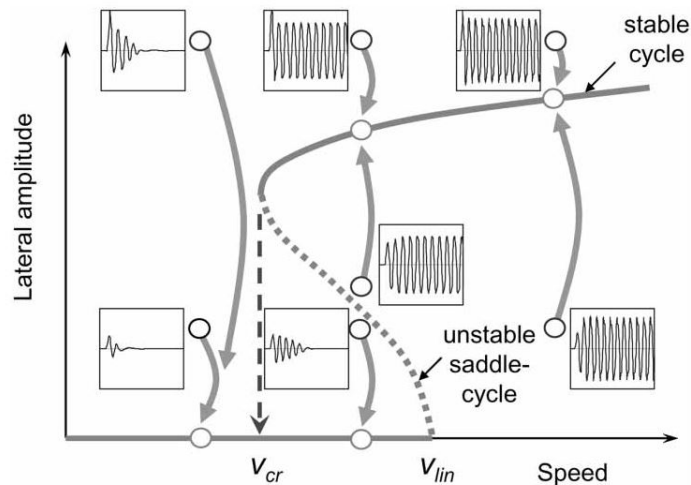


Figura 3.8: Diagrama de bifurcación. Extraída de [2].

La bifurcación que se produce en este caso (figura 3.8) es una bifurcación de Hopf. La bifurcación de Hopf se caracteriza por la aparición o desaparición de una solución periódica en la estabilidad de un sistema dinámico [29]. La bifurcación de Hopf puede ser subcrítica o supercrítica:

- Una bifurcación de Hopf subcrítica se produce cuando la solución periódica es inestable, lo que significa que la solución periódica puede aparecer y desaparecer [30] (figura 3.9 izquierda).
- Una bifurcación de Hopf supercrítica se produce cuando la solución periódica es estable (figura 3.9 derecha).

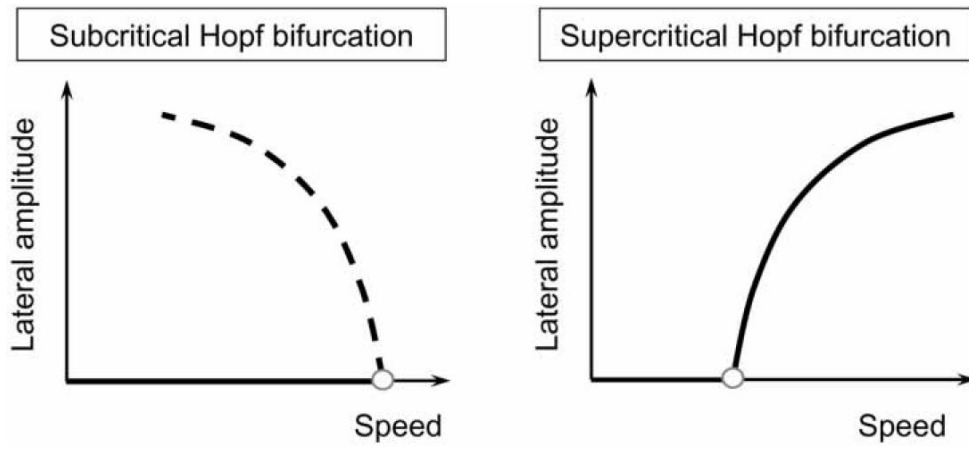


Figura 3.9: Bifurcación de Hopf. Extraída de [2].

Capítulo 4

Manchester Benchmarks

En este apartado se van a detallar los Benchmarks de Mánchester de 1998, de los cuales en el presente TFM sólo se ha estudiado el primer vehículo, ligeramente modificado para poder ser simulado con las mismas características en *Thermomix*, circulando por los tres primeros casos de vía.

4.1. Modelo de vehículo 1

El vehículo 1 del Benchmark de Manchester se basa en el vehículo ERRI B176, aunque con ligeras modificaciones para simplificarlo:

- Se eliminan los 'yaw dampers' (amortiguadores anti lazo).
- El vehículo se considera completamente simétrico.
- Se simplifica la suspensión primaria.
- Los amortiguadores no se encuentran inclinados, y se simplifica su ratio de amortiguación.

En la siguiente tabla se muestran las características del vehículo 1 tal cual se recogen en el Benchmark de Manchester, y al lado las modificaciones que fueron necesarias para poder comparar los resultados del software *Thermomix* con los obtenidos con VI-Rail.

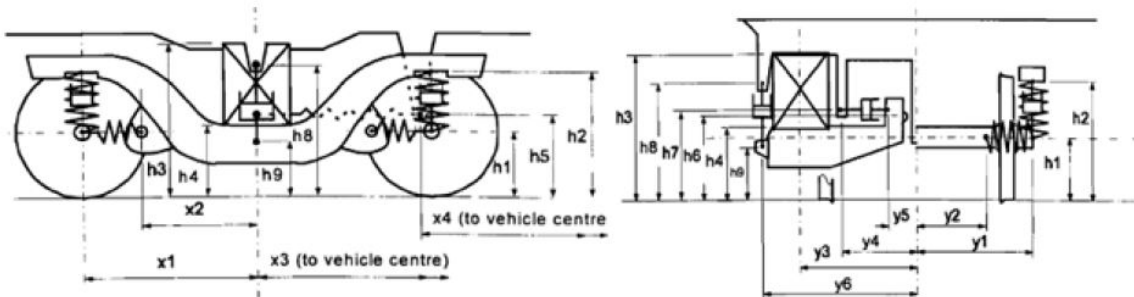


Figura 4.1: Esquema del vehículo 1

	Original	Modificado
Wheelset		
Masa	1813 kg	1388.3 kg
Inercia al balanceo	1120 kg m ²	525.4761 kg m ²
Inercia al cabeceo	112 kg m ²	100.9459 kg m ²
Inercia a la guiñada	1120 kg m ²	525.4761 kg m ²
Bogie		
Masa	2615 kg	
Inercia al balanceo	1722 kg m ²	
Inercia al cabeceo	1476 kg m ²	
Inercia a la guiñada	3067 kg m ²	
Caja		
Masa	32000 kg	
Inercia al balanceo	56800 kg m ²	
Inercia al cabeceo	1970000 kg m ²	
Inercia a la guiñada	1970000 kg m ²	

Tabla 4.1: Masas e inercias del vehículo 1, ERRI B176

	Original	
Suspensión primaria		
Rigidez longitudinal	31391 kN/m	4 por bogie
Amortiguación nominal en paralelo	15 kNs/m	
<i>Damping series stiffness</i>	60000 kN/m	
Rigidez lateral	3884 kN/m	
Amortiguación nominal en paralelo	2 kNs/m	
<i>Damping series stiffness</i>	7500 kN/m	
Rigidez vertical	1220 kN/m	
Suspensión secundaria		
Rigidez longitudinal cortante	160 kN/m	2 por bogie
Rigidez lateral cortante	160 kNs/m	
Rigidez vertical	430 kN/m	
Rigidez a flexión	10.5 kNm/rad	
Barra de tracción longitudinal secundaria		
Rigidez	500 kN/m	1 por bogie
Amortiguación nominal en paralelo	25 kNs/m	
<i>Damping series stiffness</i>	10000 kN/m	
Bumpstop lateral secundario		
Simétrico		1 por bogie

Tabla 4.2: Suspensión del vehículo 1, ERRI B176

	Original	
Amortiguador vertical primario		4 por bogie
Ratio de amortiguamiento	4 kNs/m	
Rigidez de serie	1000 kN/m	
Amortiguador lateral secundario		2 por bogie
Ratio de amortiguamiento	32 kNs/m	
Rigidez de serie	6000 kN/m	
Amortiguador vertical secundario		2 por bogie
Ratio de amortiguamiento	20 kNs/m	
Rigidez de serie	6000 kN/m	

Tabla 4.3: Amortiguación del vehículo 1, ERRI B176

	Original
Muelle primario	
Semidistancia longitudinal (x1)	1280 mm
Semidistancia lateral (y1)	1000 mm
Altura sobre el nivel del carril (h1)	460 mm
Muelle secundario	
Semidistancia longitudinal (x3)	9500 mm
Semidistancia lateral (y3)	1000 mm
Altura de la parte superior sobre el nivel del carril (h3)	1130 mm
Altura de la parte inferior sobre el nivel del carril (h3)	525 mm
Barra de tracción longitudinal secundaria	
Altura sobre el nivel del carril (h5)	600 mm
Semidistancia longitudinal (x3)	9500 mm
Bumpstop lateral secundario	
Altura sobre el nivel del carril (h6)	650 mm
Amortiguador vertical primario	
Semidistancia longitudinal (x1)	1280 mm
Semidistancia lateral (y1)	1000 mm
Altura sobre el nivel del carril del final del wheelset (h1)	460 mm
Altura sobre el nivel del carril del final del bogie (h2)	880 mm
Amortiguador lateral secundario	
Semidistancia lateral hasta el cabezal (y4)	665 mm
Semidistancia lateral hasta el bogie (y5)	230 mm
Altura sobre el nivel del carril (h7)	700 mm
Amortiguador vertical secundario	
Semidistancia lateral (y6)	1300 mm
Altura de la parte superior sobre el nivel del carril (h8)	925 mm
Altura de la parte inferior sobre el nivel del carril (h9)	400 mm

Tabla 4.4: Geometría de la suspensión del vehículo 1, ERRI B176

	Original	Modificado
Semidistancia entre bogies	9500 mm	
Semidistancia entre ejes	1280 mm	
Radio de ruedas	460 mm	445 mm
Altura del CDG del bogie sobre el rail	600 mm	585 mm
Altura del CDG del cuerpo sobre el rail	1800 mm	1785 mm
Offset lateral y longitudinal entre el CDG y el centro del cuerpo	0 mm	

Tabla 4.5: Dimensiones del vehículo 1, ERRI B176

4.2. Modelo de vía

El modelo de vía que se utilizó para las simulaciones se basa en un trazado de ancho de vía internacional, un "gauge" de 1435mm, con inclinación interior de 1:40. La vía se considera una estructura uniforme de las siguientes características:

	Rail-Traviesa	Traviesa-Suelo
Rigidez lateral	43.0 MN/m	37.0 MN/m
Amortiguamiento lateral	0.24 MNs/m	0.24 MNs/m
Rigidez vertical	50.0 MN/m por rail	
Amortiguamiento vertical	0.2 MNs/m por rail	
Rigidez balanceo	5.0 MN/m por rail	
Amortiguamiento balanceo	0.2 MNs/m por rail	

Tabla 4.6: Parámetros del modelo de vía

Además de esto, para representar los raíles se debe considerar una masa de 60kg debajo de cada rueda, y para representar las traviesas y el balasto debajo de un eje, una masa de 500kg.

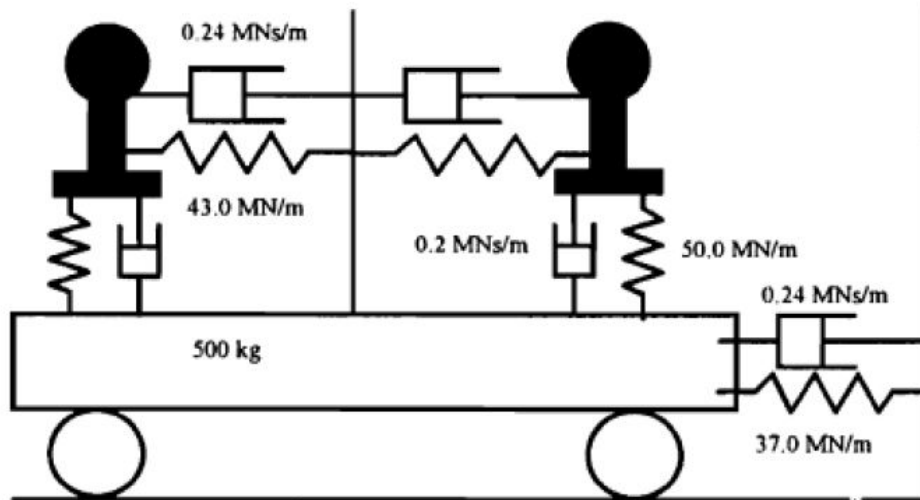


Figura 4.2: Modelo de vía

Perfiles de rueda y carril

Para acotar más el problema, se definieron los perfiles de rueda y carril, utilizando los más comunes y extendidos. Para las ruedas se utilizó el perfil S1002 y para el carril el UIC60. Además, se proporcionaron ciertos parámetros linealizados para la realización de determinados cálculos:

Parámetro	Valor
Conicidad equivalente	0.15
Parámetro de ángulo de contacto	1.5
Parámetro de ángulo de balanceo	0.01
Coefficiente de fricción	0.4

Tabla 4.7: Parámetros lineales del contacto rueda-carril

4.2.1. Caso de vía 1

El caso de vía I es un caso de vía de baja velocidad, ideado para estudiar dos cosas:

- El comportamiento en curva cuasi-estático.
- La predicción de riesgo de descarrilamiento en una curva con peralte.

Es por esto que este caso de vía esté exclusivamente diseñado para el vehículo 1, el estudiado en el presente TFM.

El tramo de vía está formado por un primer tramo recto de 50m de longitud, seguido por una transición lineal a curva de 30m de longitud. La curva tiene un radio de 150m, con 100mm de peralte. Esta curva de radio constante dura 60m, y es seguida por una transición lineal a tramo recto, con un 'dip' lineal de 20mm durante 6m en el rail exterior, a 21.56m del comienzo de la

transición. Esto asegura que el 'wheelset' delantero se encuentra en el 'dip' en el momento exacto en el que el 'wheelset' trasero empieza en la transición (figura 4.3).

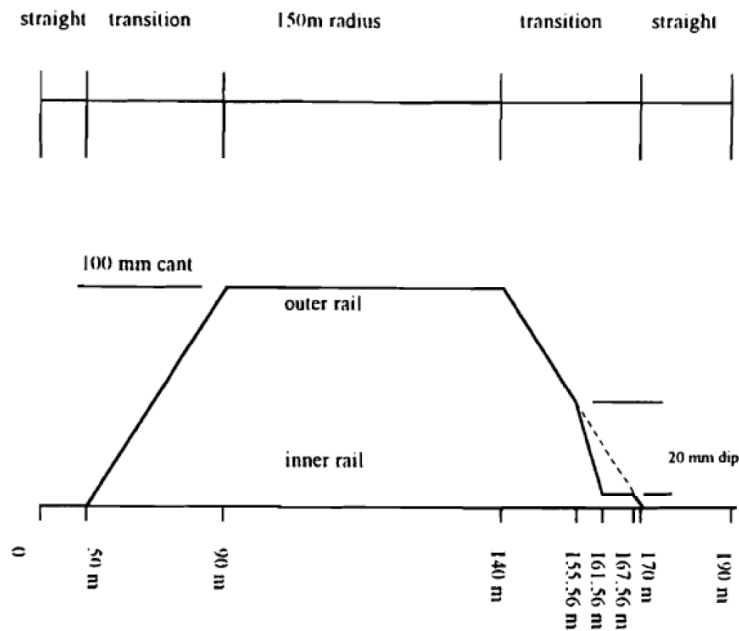


Figura 4.3: Caso de vía I

El caso de vía I está diseñado para ser recorrido a una velocidad constante de 4.4 m/s (10 mile/hr), y simulando un contacto no-lineal entre la rueda y el carril con dos puntos de contacto, donde sea posible.

Dado el pequeño radio de curva de este caso de vía, no ha sido posible simularlo con el software *Thermomix*, pues no está preparado para radios tan pequeños. No obstante, sí se ha simulado con VI-Rail como comprobación de que los resultados obtenidos con este software son similares a los obtenidos en los Benchmarks y el resto de resultados posteriores pueden servir para validar el software *Thermomix*.

Los resultados que se han obtenido para este caso de vía son los siguientes:

- Desplazamiento lateral, vertical, y ángulo de ataque del eje delantero.
- Punto de contacto de las ruedas izquierda y derecha del eje delantero.
- Fuerza normal en ambas ruedas.
- Fuerza de guiado lateral en ambas ruedas.
- Fuerza vertical en ambas ruedas.
- Ratio de descarrilamiento en la rueda izquierda.
- 'Creepage' longitudinal, vertical y de 'spin' en ambas ruedas.
- 'Creepforce' longitudinal y vertical en ambas ruedas.

4.2.2. Caso de vía II

El caso de vía II fue diseñado para investigar la predicción de la estabilidad de la simulación. La vía está formada por un tramo de 50m de longitud de sección recta, seguido de un desplazamiento lateral de 5mm del centro de la vía, a una distancia de 0.1m de la dirección de movimiento. El ancho de vía sigue siendo el mismo, y toda la vía se encuentra a elevación cero (figura 4.4).

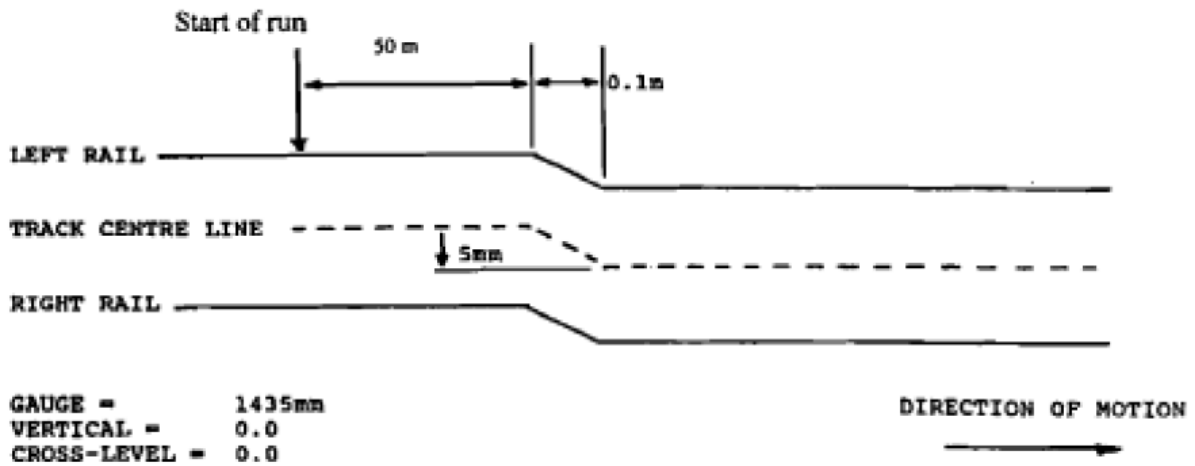


Figura 4.4: Caso de vía II

Para este caso de vía, el vehículo debe circular a una velocidad constante y de 45 m/s para el vehículo 1, repitiéndolo para diferentes velocidades hasta que se alcance la máxima velocidad donde las oscilaciones decaen, es decir, hasta encontrar la velocidad crítica.

Los resultados obtenidos para este caso de vía son:

- Para el caso de velocidad de 45m/s, posición lateral del 'wheelset' relativa al centro de la línea, representado frente a la distancia recorrida.
- La velocidad a la que el vehículo comienza a ser inestable, y el modo que muestra la inestabilidad.

4.2.3. Caso de vía III

El caso de vía III es conocido en la literatura como 'yaw/sway perturbation', y representa una irregularidad muy común en las vías norteamericanas, especialmente pensado para vehículos de carga.

En este caso, el ancho de vía es aumentado en 25.4mm, y tras un tramo recto de 50m, comienzan 5 perturbaciones laterales sinusoidales, con una amplitud pico a pico de 31.75mm en ambos raias. La longitud de onda es de 11.88m, y ambos carriles están en fase, de manera que el ancho de vía permanece constante en todo momento (figura 4.5).

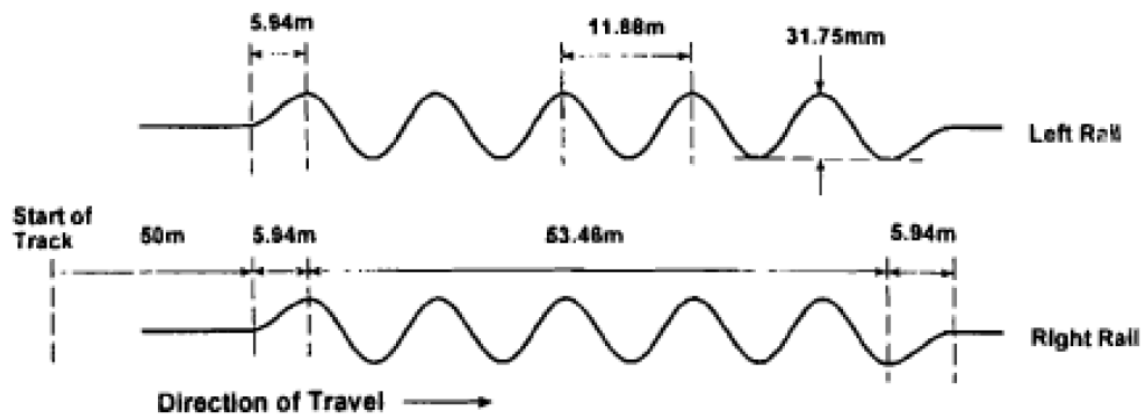


Figura 4.5: Caso de vía III

La velocidad de circulación para este caso de vía debe ser de 22.5 m/s.

Para este caso de vía, se han obtenido los siguientes resultados:

- Posición lateral del 'wheelset' delantero relativa al centro de la vía.
- Ángulo de ataque del 'wheelset' delantero.

Capítulo 5

Modelizado cinemático de las vías para simulaciones de *Thermomix*

Para poder realizar las simulaciones con el software *Thermomix* es necesario obtener el modelo cinemático del eje a lo largo de cada uno de los tipos de vía que se van a simular, siendo estos los del Track Case II y III del Benchmark de Manchester, y dos curvas de radio constante $R=1500$ y $R=2500$.

De estos casos de vía es necesario obtener:

- Posición
- Velocidad
- Aceleración
- Velocidad angular
- Aceleración angular

Todos ellos en función de un único parámetro, la distancia recorrida por el eje, que dado que el vehículo recorre todos los casos de vía con velocidad constante, será simplemente el producto de la velocidad y el tiempo.

5.1. Track Case II

El Track Case II se divide en tres tramos bien diferenciados, un primer tramo recto de 50m de longitud, un segundo tramo recto, pero inclinado respecto a la horizontal, y un último tramo recto horizontal, pero desplazado respecto al primero (figura 5.1):

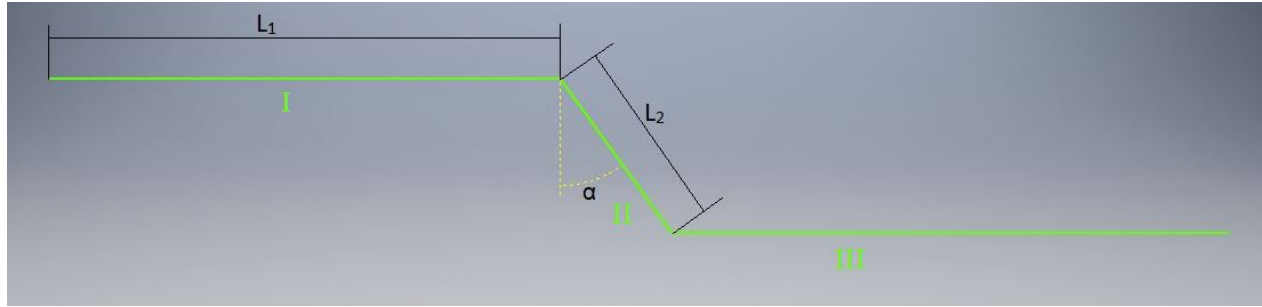


Figura 5.1: Esquema del Track Case II del Benchmark de Manchester

5.1.1. Tramo 1

$$s = \begin{Bmatrix} V \cdot t \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{s} = \begin{Bmatrix} V \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \ddot{s} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \omega = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{\omega} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.1)$$

5.1.2. Tramo 2

$$s = \begin{Bmatrix} (V \cdot t) \sin \alpha + L_1 \\ -(V \cdot t - L_1) \cos \alpha \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{s} = \begin{Bmatrix} V \sin \alpha \\ -V \cos \alpha \\ 0 \end{Bmatrix}; \ddot{s} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \omega = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{\omega} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.2)$$

5.1.3. Tramo 3

$$s = \begin{Bmatrix} V \cdot t - L_2 + dip_x \\ -dip_y \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{s} = \begin{Bmatrix} V \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \ddot{s} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \omega = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{\omega} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.3)$$

5.2. Track Case II suavizado

Aunque en el Benchmark de Manchester se realizan simulaciones en una vía con una perturbación de tipo 'dip' sin suavizar, en los análisis de estabilidad no lineal si se han obtenido resultados con una perturbación brusca y una perturbación suavizada, por lo que es necesario también modelizar la cinemática de este tipo de vía (figuras 5.2 y 5.3):

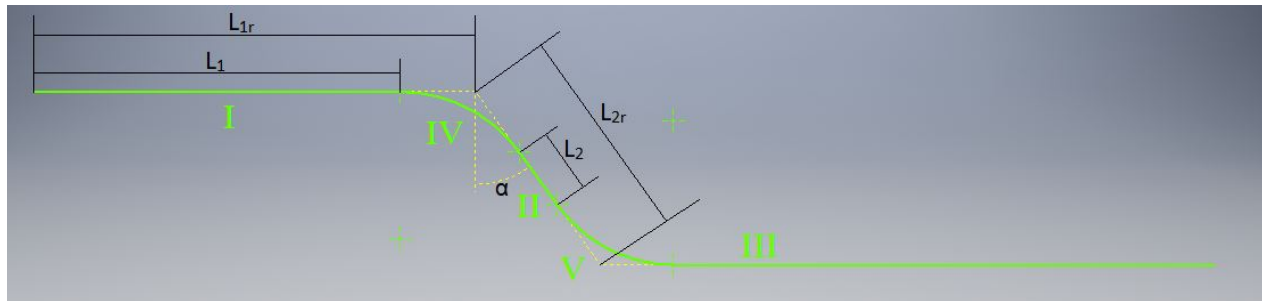


Figura 5.2: Esquema del Track Case II suavizado

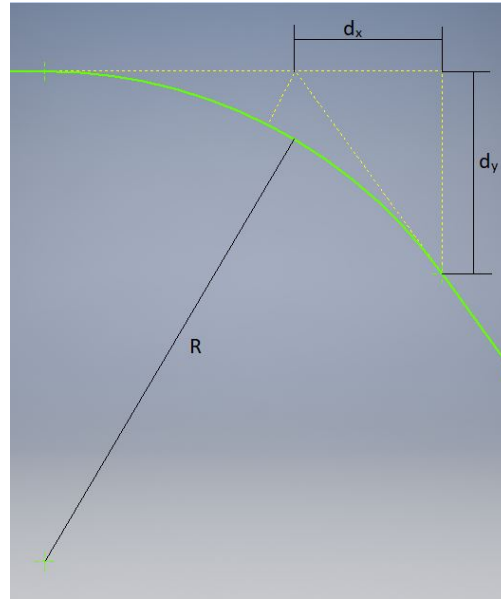


Figura 5.3: Detalle del suavizado del Track Case II

Para poder comprobar la influencia de la vía utilizada en los resultados de estabilidad no lineal, se ha realizado la simulación de una vía similar al Track Case II pero suavizada, de manera que la perturbación que percibe el eje no es tan brusca. También con él se pretende conseguir que los resultados obtenidos por *Thermomix* sean más similares a los presentados por todos los desarrolladores de software en el Benchmark de Manchester.

Al igual que el anterior, el Track Case II suavizado se divide en tres tramos rectilíneos, los tramos 1, 2 y 3, a los que se añaden dos tramos curvos, los tramos 4 y 5, quedando sus ecuaciones cinemáticas de la siguiente manera:

5.2.1. Tramo 1

$$s = \begin{Bmatrix} V \cdot t \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{s} = \begin{Bmatrix} V \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \ddot{s} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \omega = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{\omega} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.4)$$

5.2.2. Tramo 4

$$s = \begin{Bmatrix} R \sin\left(\frac{V \cdot t - L_1}{R}\right) + L_1 \\ -\left(R - R \cos\left(\frac{V \cdot t - L_1}{R}\right)\right) \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{s} = \begin{Bmatrix} V \cos\left(\frac{V \cdot t - L_1}{R}\right) \\ -V \sin\left(\frac{V \cdot t - L_1}{R}\right) \\ 0 \end{Bmatrix}; \ddot{s} = \begin{Bmatrix} \frac{-V^2}{R} \sin\left(\frac{V \cdot t - L_1}{R}\right) \\ \frac{-V^2}{R} \cos\left(\frac{V \cdot t - L_1}{R}\right) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\omega = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{V}{R} \end{Bmatrix}; \dot{\omega} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.5)$$

5.2.3. Tramo 2

$$s = \begin{Bmatrix} (V \cdot t - (L_1 + L_4)) \sin \alpha + L_{1r} + dx \\ -(V \cdot t - (L_1 + L_4)) \cos \alpha - dy \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{s} = \begin{Bmatrix} V \sin \alpha \\ -V \cos \alpha \\ 0 \end{Bmatrix}; \ddot{s} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \omega = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{\omega} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.6)$$

5.2.4. Tramo 5

$$s = \begin{Bmatrix} L_{1r} + L_{2r} \sin \alpha - dx + \left(R \cos \alpha - R \cos \left(\frac{V \cdot t - (L_1 + L_4 + L_2)}{R} + \alpha \right) \right) \\ -L_{2r} \cos \alpha + dy - \left(R \sin \left(\frac{V \cdot t - (L_1 + L_4 + L_2)}{R} + \alpha \right) - R \sin \alpha \right) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\dot{s} = \begin{Bmatrix} V \sin \left(\frac{V \cdot t - (L_1 + L_4 + L_2)}{R} + \alpha \right) \\ -V \cos \left(\frac{V \cdot t - (L_1 + L_4 + L_2)}{R} + \alpha \right) \\ 0 \end{Bmatrix}; \ddot{s} = \begin{Bmatrix} \frac{V^2}{R} \cos \left(\frac{V \cdot t - (L_1 + L_4 + L_2)}{R} + \alpha \right) \\ \frac{V^2}{R} \sin \left(\frac{V \cdot t - (L_1 + L_4 + L_2)}{R} + \alpha \right) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\omega = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{V}{R} \end{Bmatrix}; \dot{\omega} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.7)$$

5.2.5. Tramo 3

$$s = \begin{Bmatrix} V \cdot t - (L_5 + L_2 + L_4 - 2 \text{ dif}_r - L_{2r} \sin \alpha) \\ -L_{2r} \cos \alpha \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{s} = \begin{Bmatrix} V \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \ddot{s} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\omega = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{\omega} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.8)$$

Hay que resaltar que, aunque en el caso de vía II sin suavizar la geometría está completamente definida, al añadir los redondeos para el suavizado, se introduce un nuevo parámetro, que es el radio de curvatura. Este parámetro es esencial, pues si se elige un radio muy pequeño el efecto del suavizado pasará desapercibido, y si el valor es muy grande desaparece el tramo recto 2. El valor de radio que se ha tomado para las simulaciones es de $R = 1.5\text{m}$, pero estos valores pueden oscilar entre $R = 0\text{m}$ (caso de vía sin suavizar) y $R = 2\text{m}$. De esta manera, se consigue un suavizado en la velocidad en x, que hace que el eje no sufra tanto (figura 5.4).

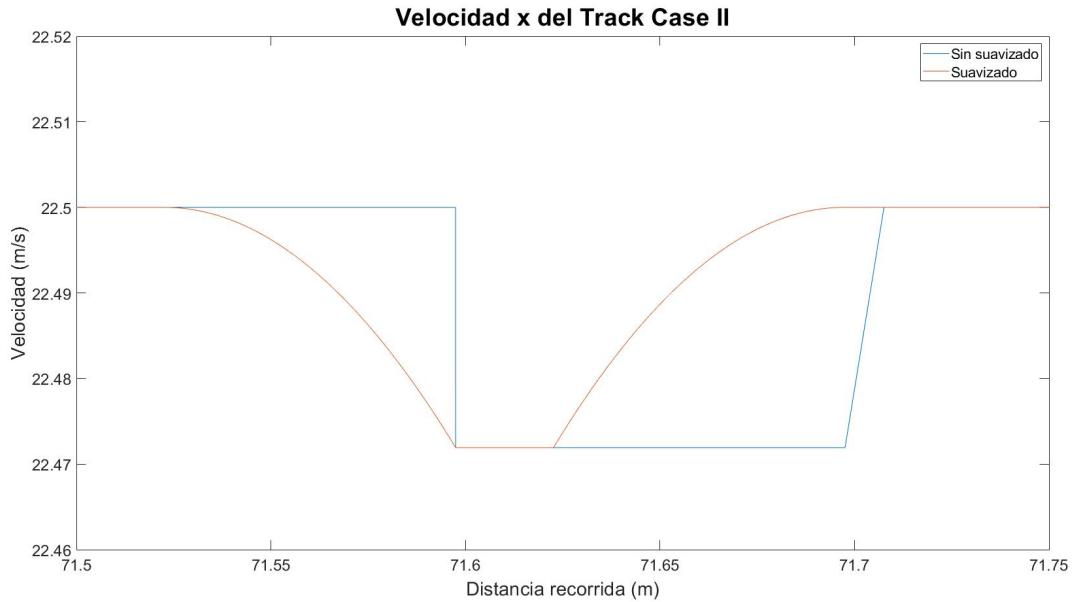


Figura 5.4: Velocidad en x en el Track Case II

5.3. Track Case III

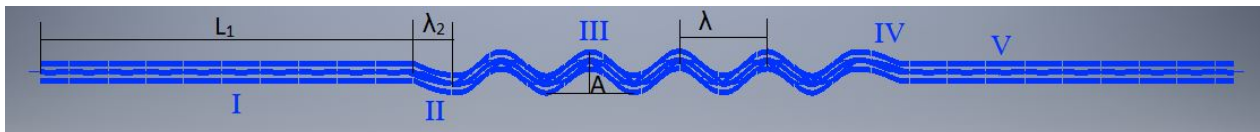


Figura 5.5: Esquema del Track Case III

El Track Case III, tal y como se plantea en el Benchmark de Manchester, está dividido en 5 tramos diferentes:

- Un primer tramo recto de 50m de longitud.
- Un segundo tramo senoidal de un cuarto de ciclo, con amplitud 31.75mm y amplitud de onda de 23.76m.
- Un tercer tramo senoidal, con 4.5 ciclos de misma amplitud, y la mitad de amplitud de onda, es decir 11.88m.
- Un cuarto tramo idéntico al segundo.
- Un quinto tramo rectilíneo y de longitud suficiente para que se estabilice el vehículo.

5.3.1. Tramo 1

$$s = \begin{Bmatrix} V \cdot t \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{s} = \begin{Bmatrix} V \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \ddot{s} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \omega = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{\omega} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.9)$$

5.3.2. Tramo 2

Para obtener el modelo cinemático de los tramos de forma senoidal, se ha asumido la simplificación de que $x = V \cdot t = \sigma$. A priori esta simplificación puede parecer inadmisibles, pues se está igualando la distancia recorrida a la posición en x. Para comprobar si es válida esta simplificación, se ha calculado la distancia recorrida en el primer cuarto de ciclo, es decir en el tramo 2, para poder compararlo con lo que avanza x.

Para poder calcular esta distancia recorrida se conoce:

- Como evoluciona la coordenada y en función de la coordenada x:

$$y(x) = A \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda} x(x)\right) \quad (5.10)$$

- También se conoce como evoluciona la distancia recorrida en función de la coordenada x:

$$\sigma(x) = \int_a^b \sqrt{1 + y'(\sigma(x))^2} \quad (5.11)$$

Por tanto, si se realiza la integral entre $a = 0$ y $b = 5.94$, se obtiene que la distancia recorrida es $\sigma = 5.9403$. Al haber variado sólo el cuarto decimal, se puede aceptar como válida esta simplificación.

$$s = \begin{Bmatrix} V \cdot t \\ A \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda_2} (V \cdot t - L_1)\right) \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{s} = \begin{Bmatrix} V \\ A \frac{2\pi}{\lambda_2} \cos\left(\frac{2\pi}{\lambda_2} (V \cdot t - L_1)\right) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\ddot{s} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -A \left(\frac{2\pi}{\lambda_2}\right)^2 \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda_2} (V \cdot t - L_1)\right) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\omega = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{-A \left(\frac{2\pi}{\lambda_2}\right)^2 V \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda_2} (V \cdot t - L_1)\right)}{1 + \left[A \frac{2\pi}{\lambda_2} \cos\left(\frac{2\pi}{\lambda_2} (V \cdot t - L_1)\right)\right]^2} \end{Bmatrix}$$

$$\dot{\omega} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{-A \left(\frac{2\pi}{\lambda_2}\right)^3 V^2 \cos\left(\frac{2\pi}{\lambda_2} (V \cdot t - L_1)\right) \left[1 + \left[A \frac{2\pi}{\lambda_2} \cos\left[\frac{2\pi}{\lambda_2} (V \cdot t - L_1)\right]\right]^2\right]}{\left(1 + \left[A \frac{2\pi}{\lambda_2} \cos\left(\frac{2\pi}{\lambda_2} (V \cdot t - L_1)\right)\right]\right)^2} \end{Bmatrix} \quad (5.12)$$

5.3.3. Tramo 3

El tramo 3 es idéntico al tramo 2, sólo que se añade un desfase de $+\pi/2$ para mantener el seno en las ecuaciones. También cambia la longitud de onda, que como se especifica en el Benchmark, debe tener un valor de $\lambda = 11.88\text{m}$, y el valor L_1 se sustituye por $L_1 + L_2$.

5.3.4. Tramo 4

El tramo 4 es idéntico al tramo 2, pero esta vez con un desfase de $+3\pi/2$ para mantener el seno. La longitud de onda se mantiene idéntica que en el tramo 2. El valor L_1 se sustituye por $L_1 + L_2 + L_3$.

5.3.5. Tramo 5

Es un tramo recto, idéntico al tramo 1, aunque en el vector posición hay que restar la distancia recorrida hasta el comienzo del tramo 5.

5.4. Vía curva

Aunque no estén contemplados en los Benchmarks de Manchester, simulaciones de vías curvas también se han realizado en *Adams VI-Rail* y en *Thermomix* para la validación de los resultados obtenidos.

Las vías curvas se dividen en tres tramos:

- Un primer tramo recto.
- Un segundo tramo de transición de recta a curva, definido por una curva clotoide.
- Un tercer tramo de curva de radio constante

Además, las curvas han de estar peraltadas para que la aceleración no compensada sea lo más próxima a cero, y así alterar lo mínimo posible el confort de los pasajeros. Así pues, durante el tramo de transición, el peralte aumenta gradualmente hasta alcanzar el valor máximo al comenzar el tramo de curva de radio constante, siendo la pendiente de esta evolución lineal el valor γ

5.4.1. Tramo 1

$$s = \begin{Bmatrix} V \cdot t \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{s} = \begin{Bmatrix} V \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \ddot{s} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \omega = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}; \dot{\omega} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5.13)$$

5.4.2. Tramo 2

La transición de un tramo recto a un tramo circular es siempre peligrosa, pues al entrar en la curva aparecen aceleraciones debidas al propio movimiento circular que, si no se consigue que se den de manera gradual, pueden provocar accidentes. Es por esto que tanto en el sector ferroviario como automovilístico siempre hay un tramo de transición entre recta y curva para que la transición sea gradual. Esta transición se realiza mediante una curva conocida como *clotoide*, que presenta la particularidad de que su radio de curvatura decrece con la distancia recorrida.

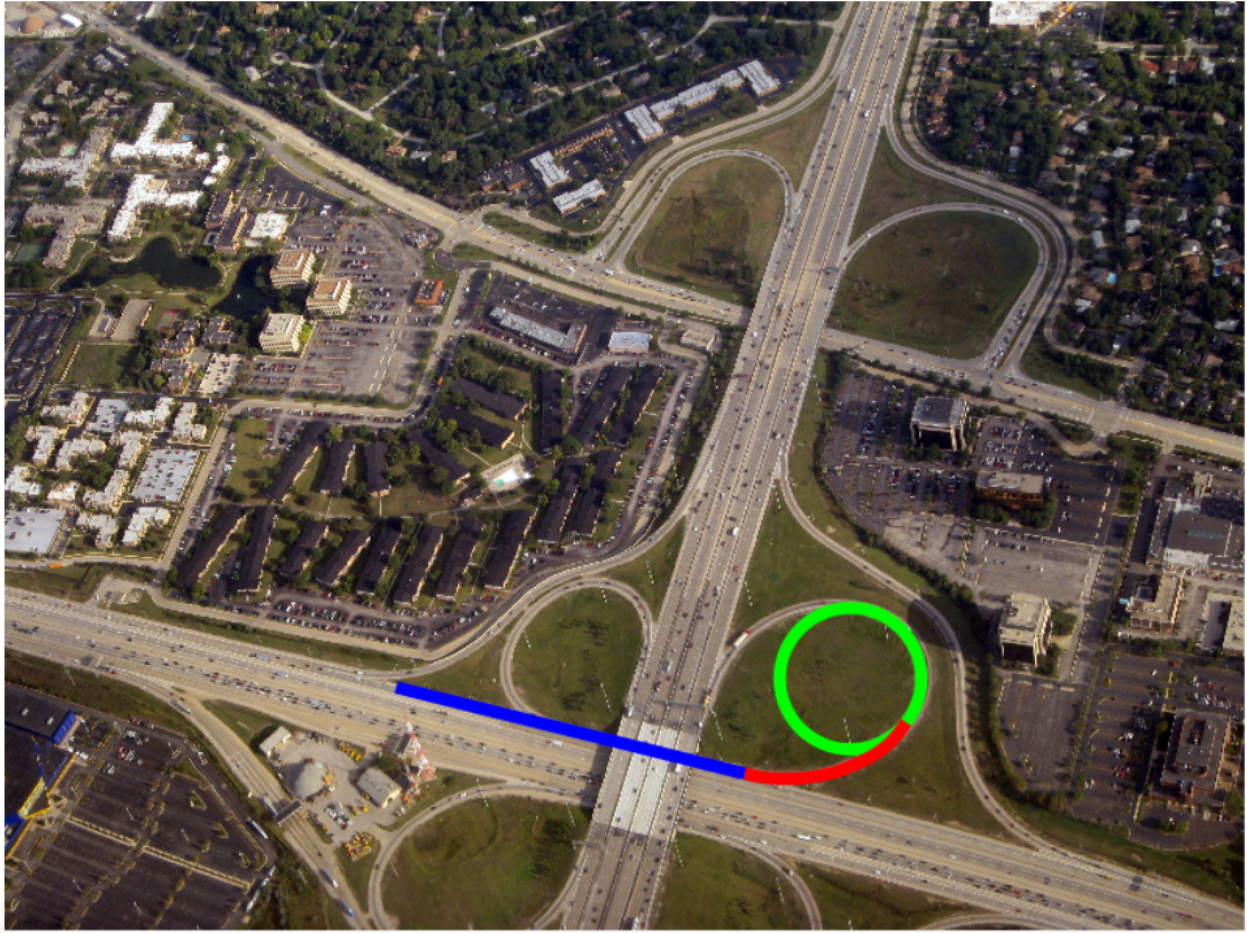


Figura 5.6: Ejemplo de un tramo de transición en carretera mediante una curva clotoide (en rojo). Fuente: <https://cifrasyteclas.com/clotoide-la-curva-que-vela-por-tu-seguridad-en-carreteras-y-ferrocarriles/>

Matemáticamente, la curva clotoide (figura 5.6) se define en base a las integrales de Fresnel [31]:

$$\begin{pmatrix} x(s) \\ y(s) \end{pmatrix} = B \begin{pmatrix} \text{Fresnel}C(s) \\ \text{Fresnel}S(s) \end{pmatrix} = B \begin{pmatrix} \int_0^s \cos\left(\frac{\pi t^2}{2}\right) dt \\ \int_0^s \sin\left(\frac{\pi t^2}{2}\right) dt \end{pmatrix} \quad (5.14)$$

Donde s es la distancia recorrida por el móvil, y B es un número real y positivo.

La curva clotoide presenta una propiedad que la hace muy atractiva, y es que la curvatura de la clotoide varía de manera lineal con la longitud de arco B , que coincide con la distancia recorrida por el móvil:

$$\kappa = \frac{1}{R} = \frac{1}{A^2}L \quad (5.15)$$

Donde:

- κ es la curvatura
- R es el radio de curvatura
- A es la constante de la clotoide, siendo $A = B/\sqrt{\pi}$

Para simplificar los cálculos, la integral de Fresnel se aproxima mediante una serie de potencias:

$$\left(\begin{array}{l} FresnelS(x) = \sum_{n=0}^{\infty} (-1)^n \frac{x^{4n+3}}{(2n+1)!(4n+3)} \\ FresnelC(x) = \sum_{n=0}^{\infty} (-1)^n \frac{x^{4n+1}}{(2n)!(4n+1)} \end{array} \right) \quad (5.16)$$

En base a esta serie de potencias, las coordenadas x e y de la curva clotoide se pueden definir como:

$$\begin{pmatrix} x(s) \\ y(s) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{n=0}^{\infty} (-1)^n \frac{s^{4n+1}}{(2n)!(4n+1)(2A^2)^{2n}} \\ \sum_{n=0}^{\infty} (-1)^n \frac{s^{4n+3}}{(2n+1)!(4n+3)(2A^2)^{2n+1}} \end{pmatrix} \quad (5.17)$$

Tomando sólo los dos primeros términos de la expansión ($n = 0,1$), la curva clotoide queda caracterizada como:

$$\begin{pmatrix} x(s) \\ y(s) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} s - \frac{1}{40} \frac{\pi^2}{B^4} s^5 \\ \frac{1}{6} \frac{\pi}{B^2} s^3 - \frac{1}{336} \frac{\pi^3}{B^6} s^7 \end{pmatrix} \quad (5.18)$$

En la figura 5.7 se compara la curva clotoide con la curva que se obtiene de la aproximación tomando los dos primeros términos de la serie, para asegurar que la aproximación asumida es suficientemente precisa. Se puede observar cómo, para radios de curvatura grandes (los presentes en los trazados ferroviarios), la aproximación es suficientemente precisa, por lo que es válido utilizar sólo dos términos de la expansión.

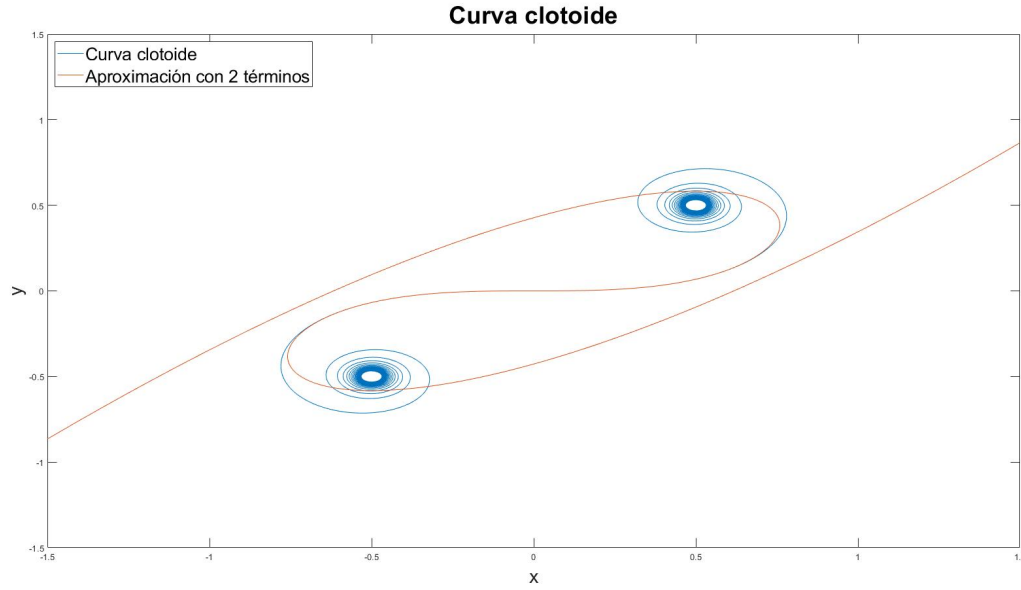


Figura 5.7: Comparación entre curva clotoide y su aproximación con dos términos

Gracias a esta curva, se puede asegurar la continuidad en la primera y la segunda derivada de los desplazamientos del vehículo durante el recorrido. Si se sustituye el parámetro B , se obtienen las ecuaciones que definen la cinemática del vehículo sobre la vía en el tramo segundo:

$$B^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi}{K} \right)^2 \quad (5.19)$$

$$s = \begin{Bmatrix} V \cdot t - \frac{K^2}{10\pi^2} (V \cdot t)^5 \\ \frac{K}{6} (V \cdot t)^3 - \frac{K^3}{84\pi^2} (V \cdot t)^7 \\ \gamma (V \cdot t) \end{Bmatrix}; \dot{s} = \begin{Bmatrix} 1 - \frac{5K^2}{10\pi^2} (V \cdot t)^4 \\ \frac{K}{2} (V \cdot t)^2 - \frac{7K^3}{84\pi^2} (V \cdot t)^6 \\ \gamma \end{Bmatrix}; \ddot{s} = \begin{Bmatrix} -2\frac{K^2}{\pi^2} (V \cdot t)^3 \\ K (V \cdot t) - \frac{K^3}{2\pi^2} (V \cdot t)^5 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\omega = \begin{Bmatrix} -\frac{\gamma}{R} V - \sin(-\arctan(\gamma)) K (V \cdot t) V \\ \sin\left(-\frac{\gamma}{R} (V \cdot t)\right) \cos(-\arctan(\gamma)) K (V \cdot t) V \\ \cos\left(-\frac{\gamma}{R} (V \cdot t)\right) \cos(-\arctan(\gamma)) K (V \cdot t) V \end{Bmatrix}$$

$$\dot{\omega} = \begin{Bmatrix} -\sin(-\arctan(\gamma)) K V^2 \\ -\cos\left(-\frac{\gamma}{R} (V \cdot t)\right) \frac{\gamma}{R} V \cos(-\arctan(\gamma)) K (V \cdot t) V + \sin\left(-\frac{\gamma}{R} (V \cdot t)\right) \cos(-\arctan(\gamma)) K V^2 \\ -\sin\left(-\frac{\gamma}{R} (V \cdot t)\right) \frac{\gamma}{R} V \cos(-\arctan(\gamma)) K (V \cdot t) V + \cos\left(-\frac{\gamma}{R} (V \cdot t)\right) \cos(-\arctan(\gamma)) K V^2 \end{Bmatrix} \quad (5.20)$$

5.4.3. Tramo 3

$$\begin{aligned}
s &= \begin{Bmatrix} R \sin \left(\frac{(V \cdot t)}{R} + \theta_{3i} \right) - R \sin \theta_{3i} + x_{3i} \\ -R \cos \left(\frac{(V \cdot t)}{R} + \theta_{3i} \right) + R \cos \theta_{3i} + y_{3i} \\ h_t \end{Bmatrix}; \dot{s} = \begin{Bmatrix} \cos \left(\frac{(V \cdot t)}{R} + \theta_{3i} \right) \\ \sin \left(\frac{(V \cdot t)}{R} + \theta_{3i} \right) \\ 0 \end{Bmatrix} \\
\ddot{s} &= \begin{Bmatrix} -\frac{1}{R} \sin \left(\frac{(V \cdot t)}{R} + \theta_{3i} \right) \\ \frac{1}{R} \cos \left(\frac{(V \cdot t)}{R} + \theta_{3i} \right) \\ 0 \end{Bmatrix}; \omega = \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{V}{R} \sin(-\gamma) \\ \frac{V}{R} \cos(-\gamma) \end{Bmatrix}; \dot{\omega} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}
\end{aligned} \tag{5.21}$$

Donde:

- $\theta_{3i} = \frac{K}{2} L_2^2$
- $x_{3i} = L_2 - \frac{K^2}{10\pi^2} L_2^5$
- $y_{3i} = \frac{K}{6} L_2^3 - \frac{K^3}{84\pi^2} L_2^7$

Capítulo 6

Validación de los resultados

Mientras que *Adams VI-Rail* es un software comercial altamente extendido y utilizado en el sector ferroviario, tanto a nivel académico, como investigador, como comercial, el software *Thermomix* requiere de validación. Para ello, antes de realizar simulaciones de estabilidad y sacar conclusiones, se han simulado los escenarios establecidos en los Benchmarks de Manchester, así como dos escenarios de vía curva del trazado de alta velocidad italiano. Así, se pretende demostrar la validez de los resultados de ambos softwares, comparándolos entre ellos y comparándolos con los Benchmarks de Manchester.

6.1. Manchester Benchmarks

6.1.1. Vía I

Tal y como se ha mencionado en apartados anteriores, el caso de vía I sólo ha sido analizado mediante el software *Adams VI-Rail*, comparando los resultados con los presentados en los Benchmarks de Manchester. Es necesario resaltar que en las figuras obtenidas del análisis de este primer caso de vía, el gráfico no empieza en 0, sino que está desplazado hacia la derecha. Esto es debido a que el primer eje se encuentra desplazado respecto al último eje, que es donde se considera el origen de coordenadas.

Cinemática del primer eje

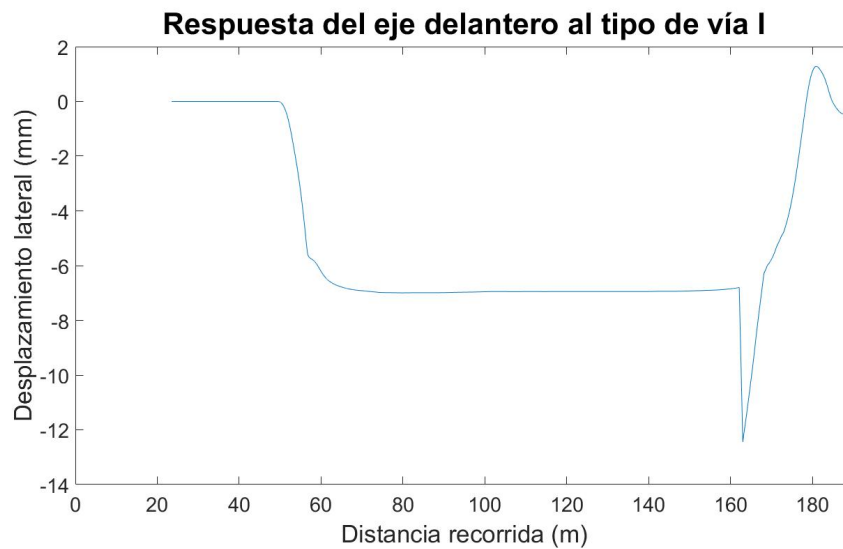


Figura 6.1: Desplazamiento lateral del eje delantero ante el caso de vía I

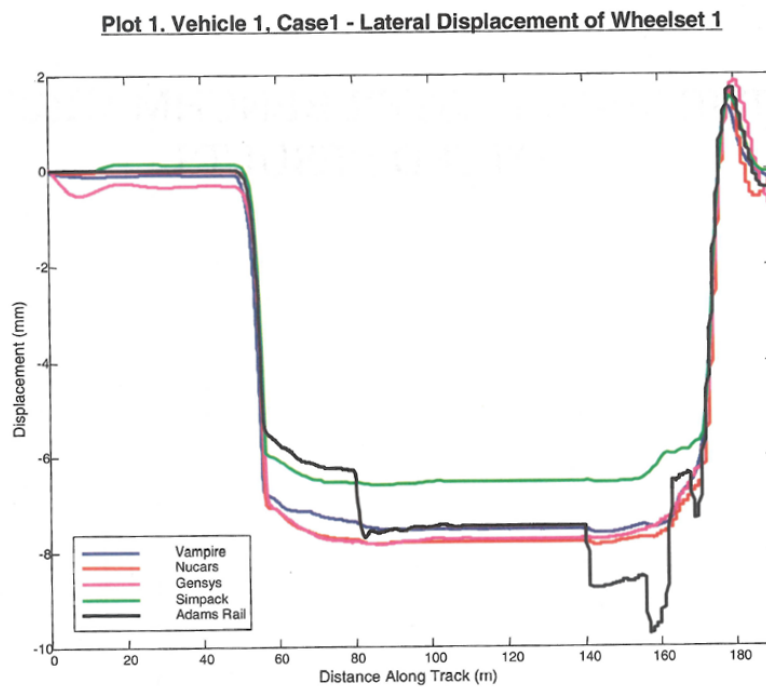


Figura 6.2: Resultados del Benchmark del desplazamiento lateral del eje delantero ante el caso de vía I

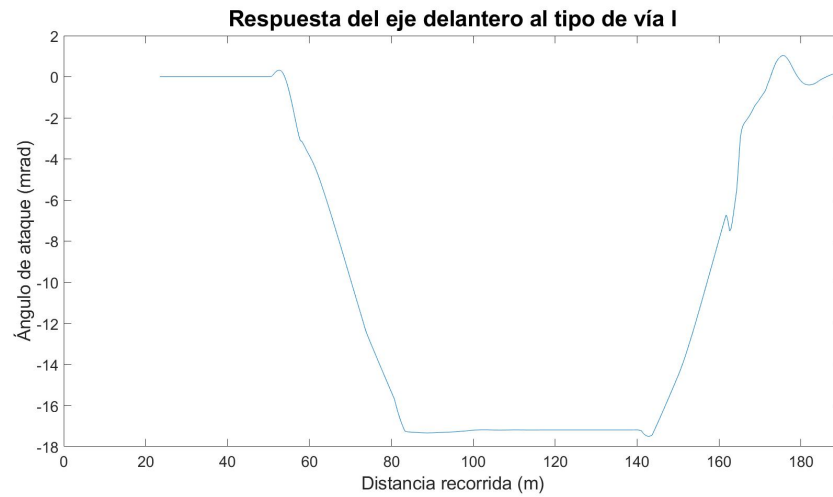


Figura 6.3: Ángulo de ataque del eje delantero ante el caso de vía I

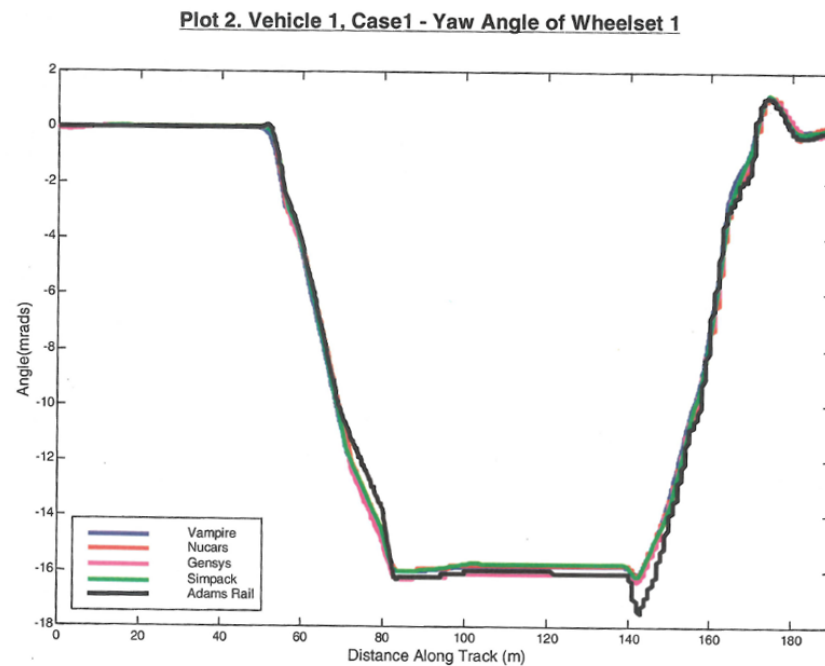


Figura 6.4: Resultados del Benchmark del ángulo de ataque del eje delantero ante el caso de vía I

Fuerzas de contacto rueda-carril

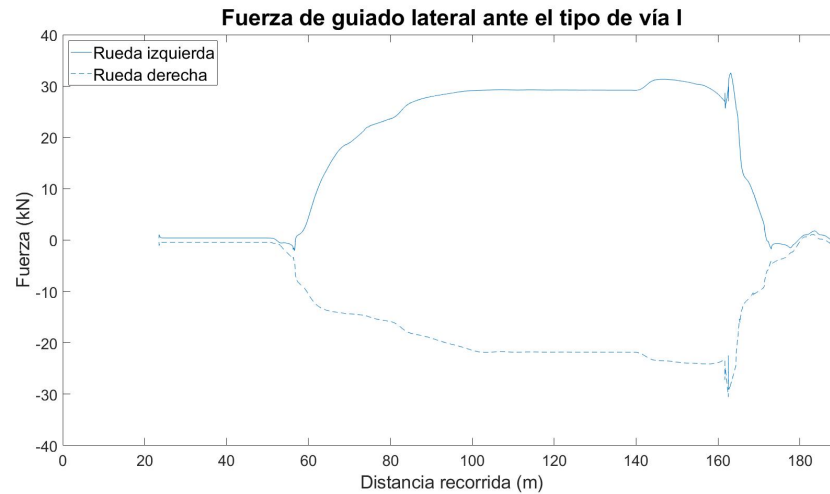


Figura 6.5: Fuerza de guiado lateral en el eje delantero ante el caso de vía I

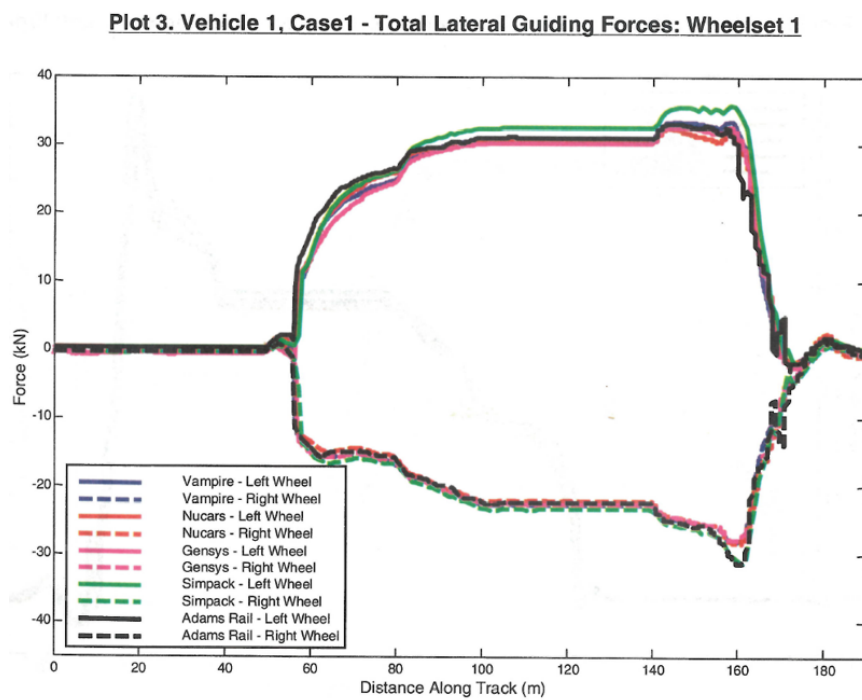


Figura 6.6: Resultados del Benchmark de la fuerza de guiado lateral en el eje delantero ante el caso de vía I

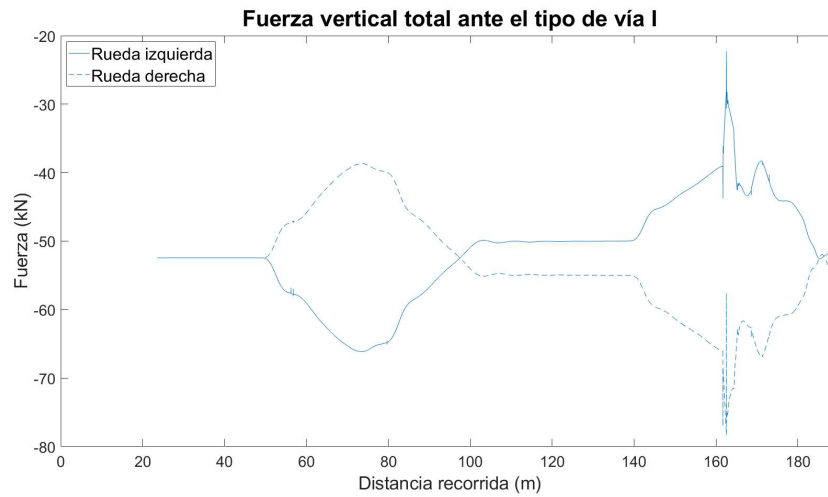


Figura 6.7: Fuerza vertical en el eje delantero ante el caso de vía I

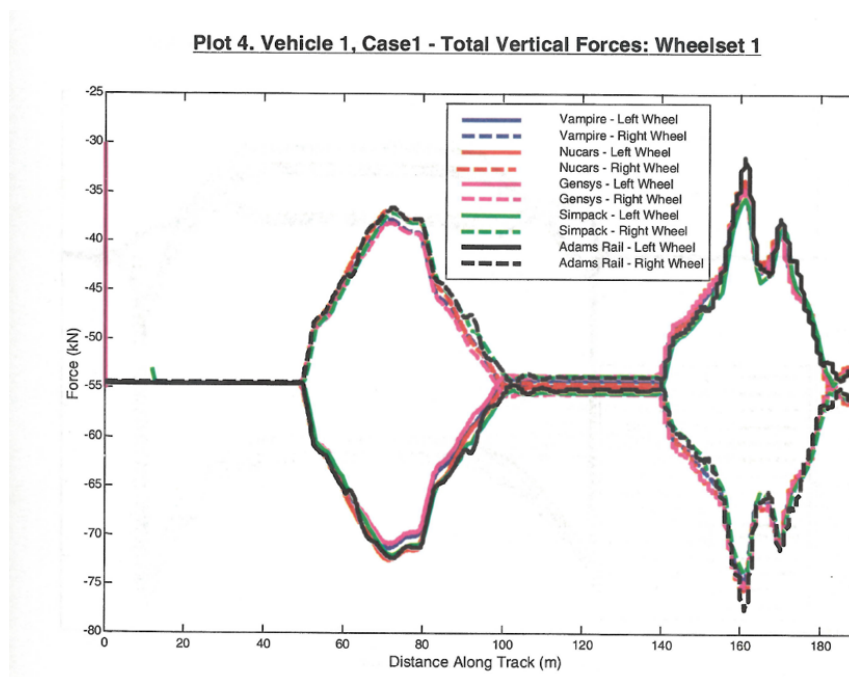


Figura 6.8: Resultados del Benchmark de la fuerza vertical en el eje delantero ante el caso de vía I

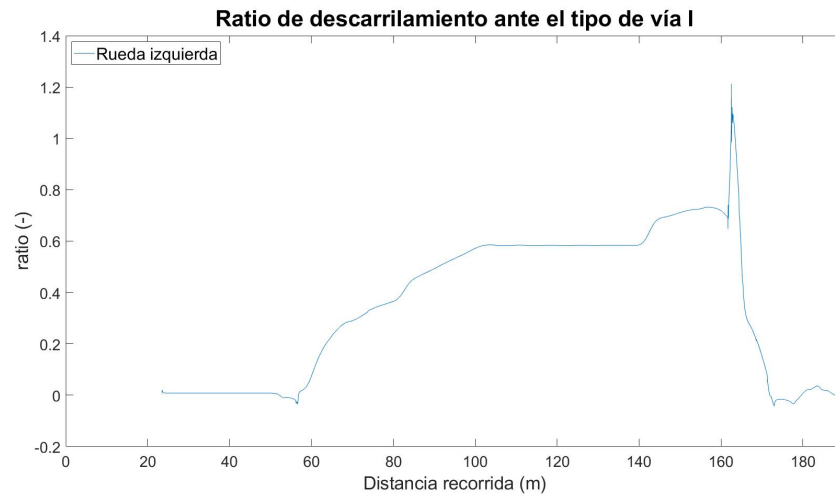


Figura 6.9: Ratio de fuerza lateral/vertical en el eje delantero ante el caso de vía I

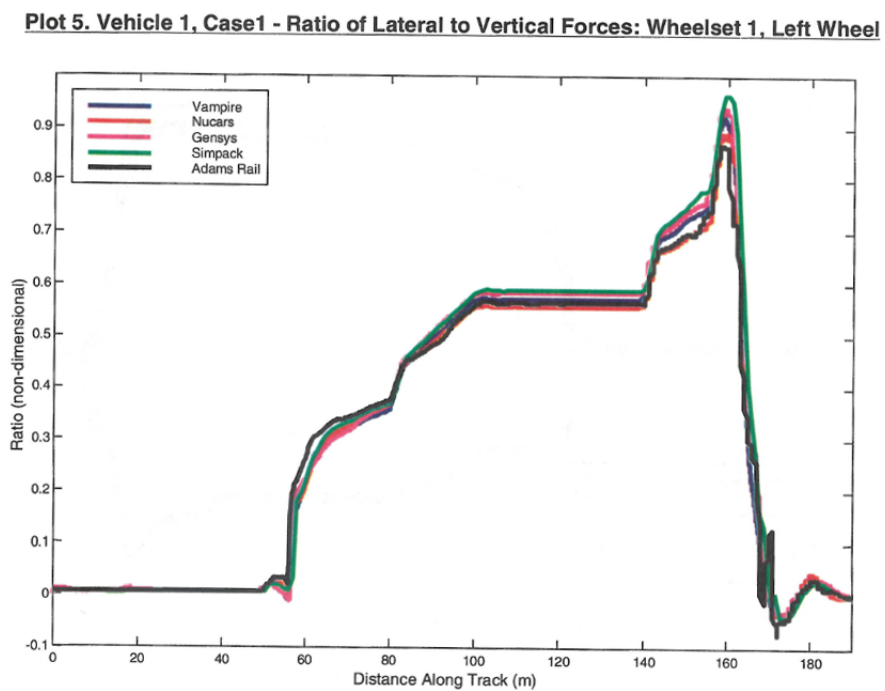


Figura 6.10: Resultados del Benchmark del ratio de fuerza lateral/vertical en el eje delantero ante el caso de vía I

Creepage

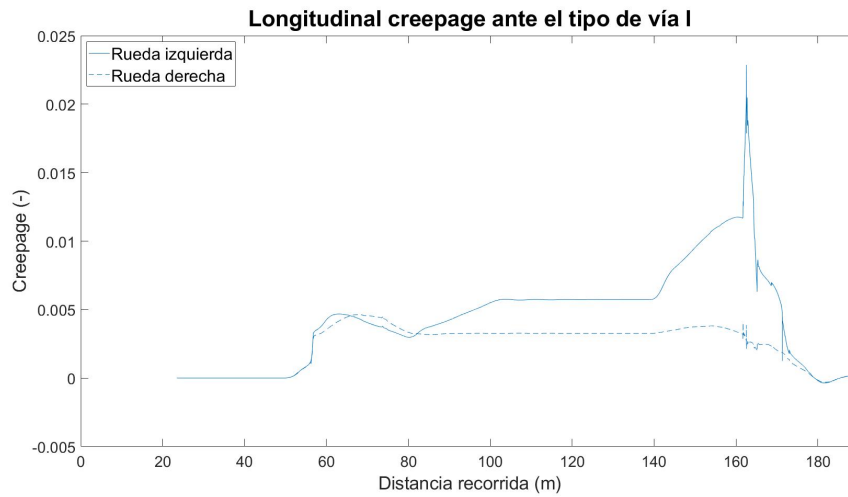


Figura 6.11: Creepage longitudinal en el eje delantero ante el caso de vía I

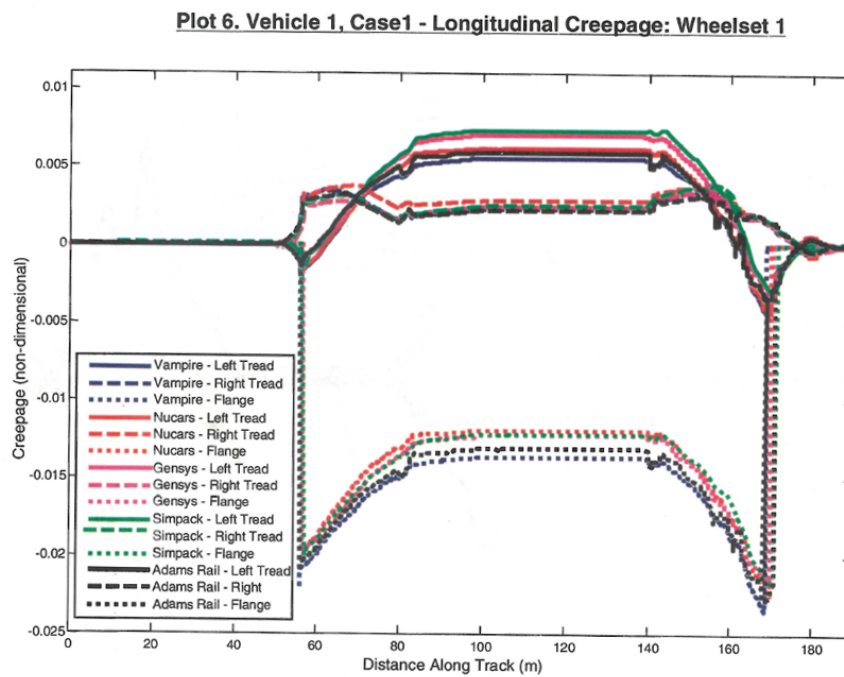


Figura 6.12: Resultados del Benchmark del creepage longitudinal en el eje delantero ante el caso de vía I

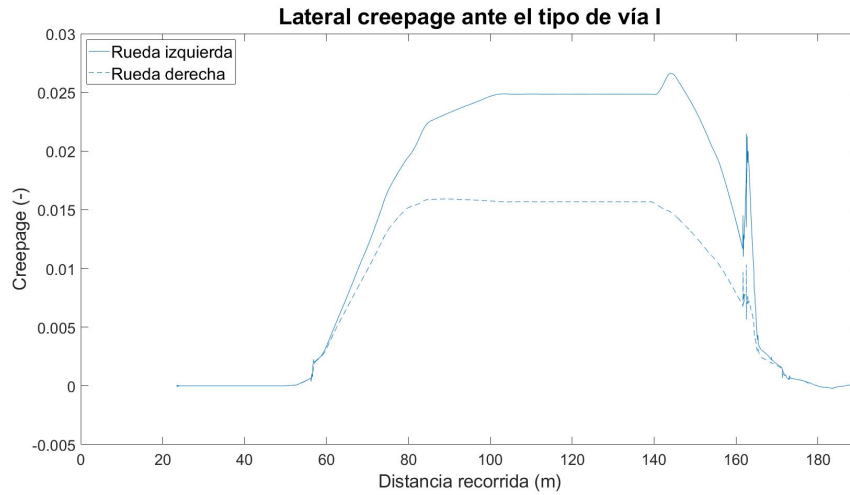


Figura 6.13: Creepage lateral en el eje delantero ante el caso de vía I

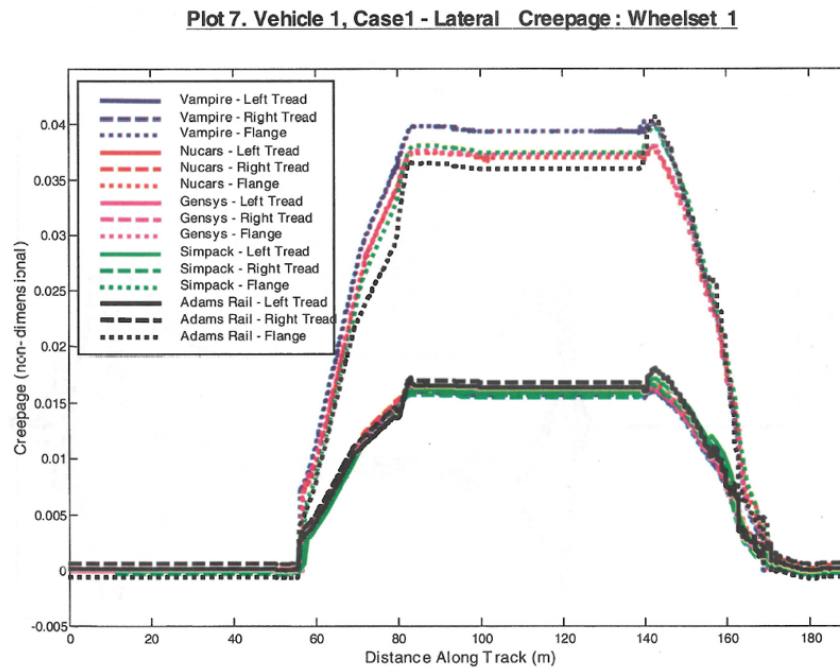


Figura 6.14: Resultados del Benchmark del creepage lateral en el eje delantero ante el caso de vía I

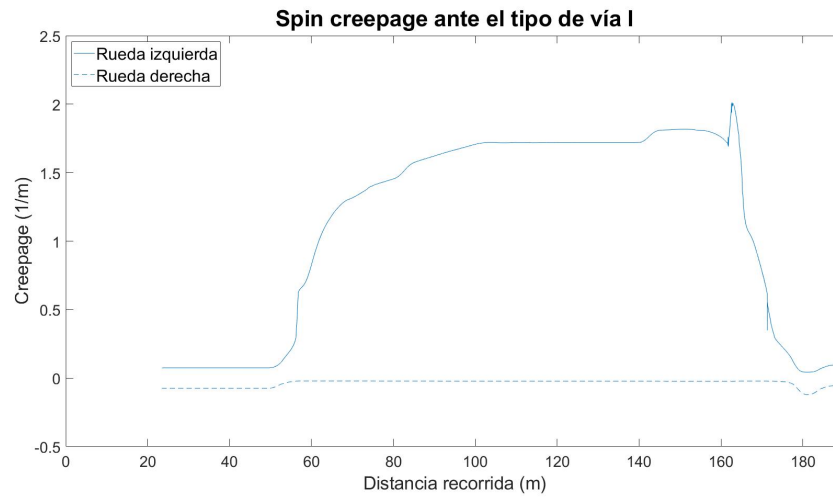


Figura 6.15: Creepage de spin en el eje delantero ante el caso de vía I

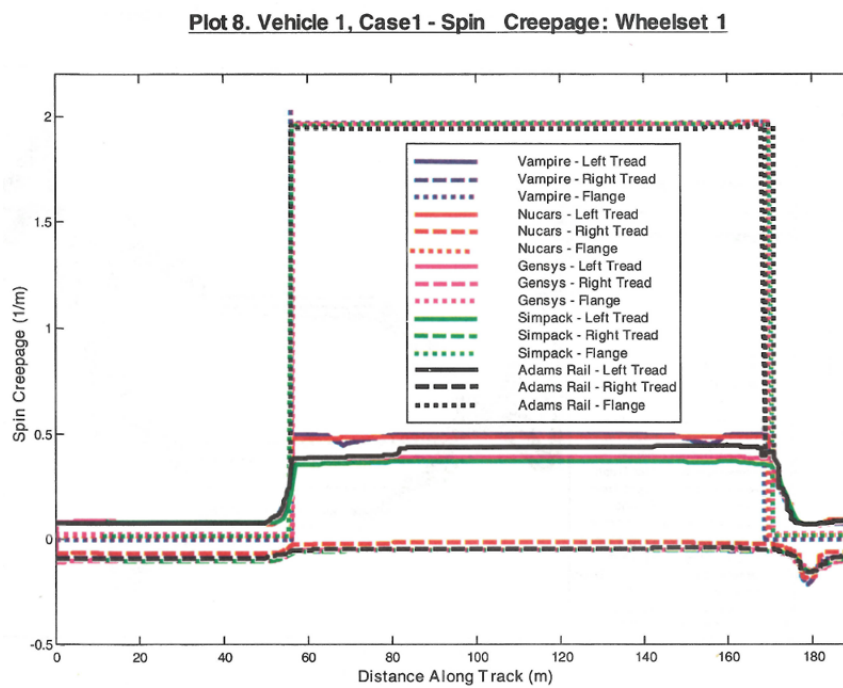


Figura 6.16: Resultados del Benchmark del creepage de spin en el eje delantero ante el caso de vía I

Creepforces

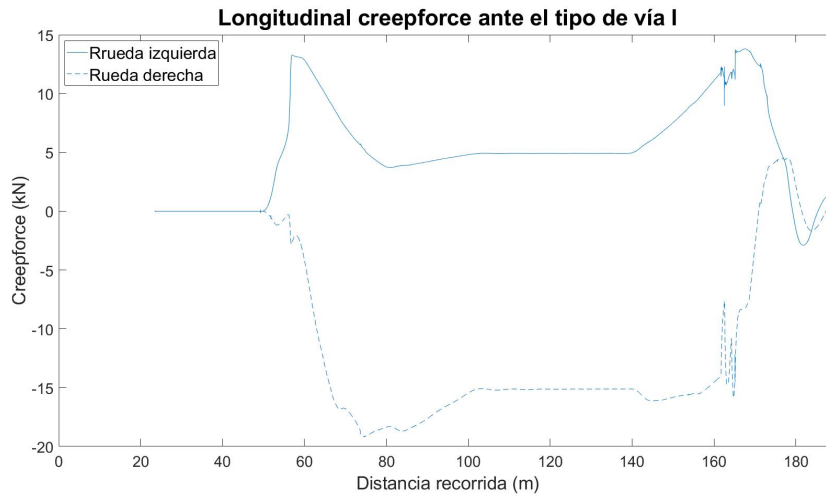


Figura 6.17: Creepforce longitudinal en el eje delantero ante el caso de vía I

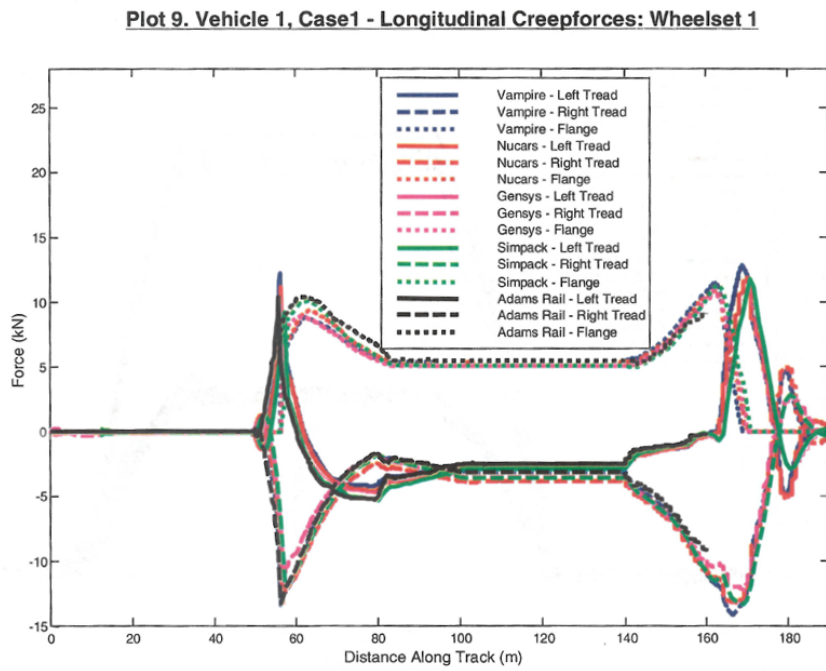


Figura 6.18: Resultados del Benchmark del creepforce longitudinal en el eje delantero ante el caso de vía I

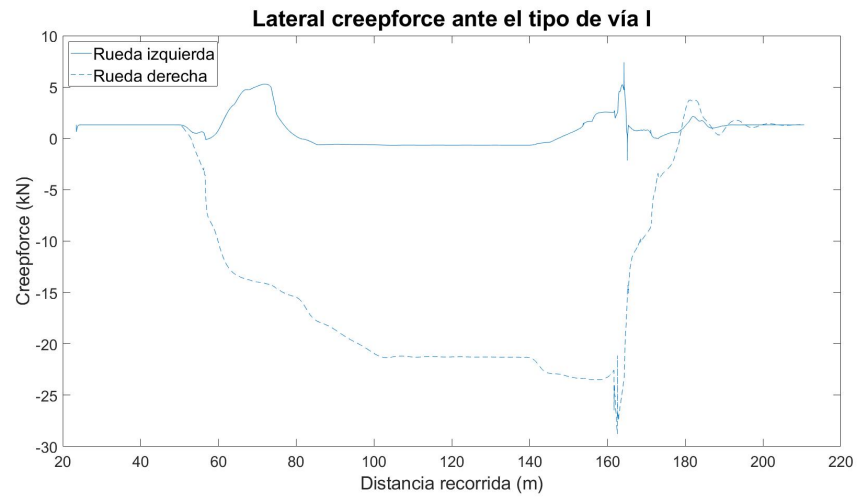


Figura 6.19: Creepforce lateral en el eje delantero ante el caso de vía I

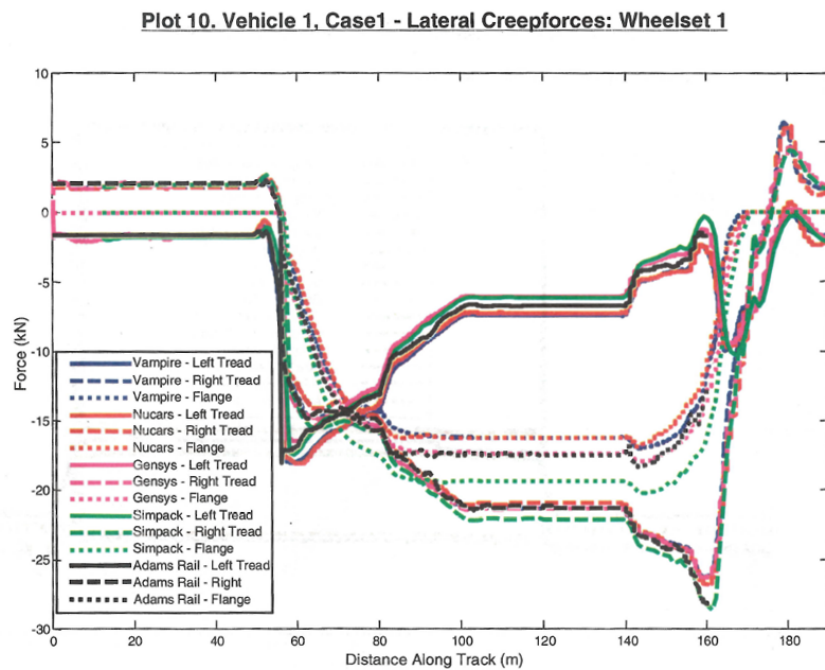


Figura 6.20: Resultados del Benchmark del creepforce lateral en el eje delantero ante el caso de vía I

6.1.2. Vía II

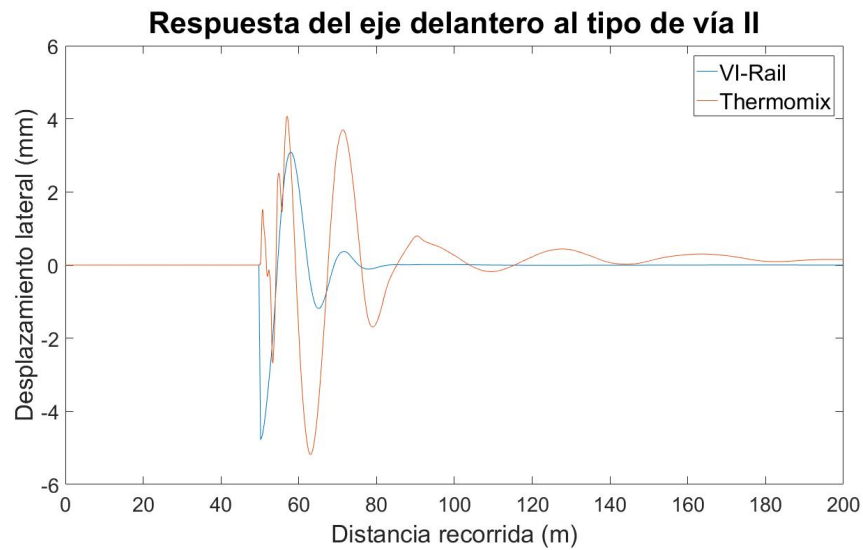


Figura 6.21: Desplazamiento lateral del eje delantero ante el caso de vía II

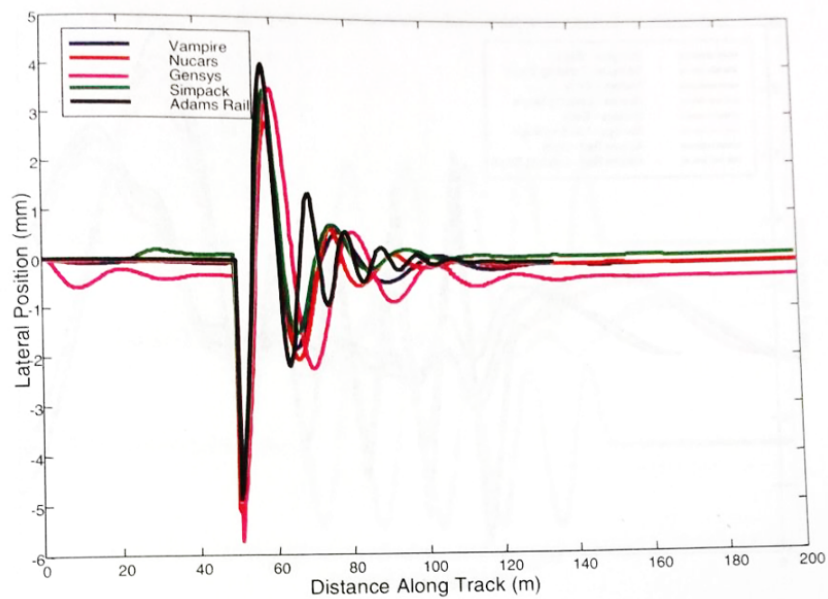


Figura 6.22: Resultados del Track Case II del Benchmark de Mánchester para el eje delantero

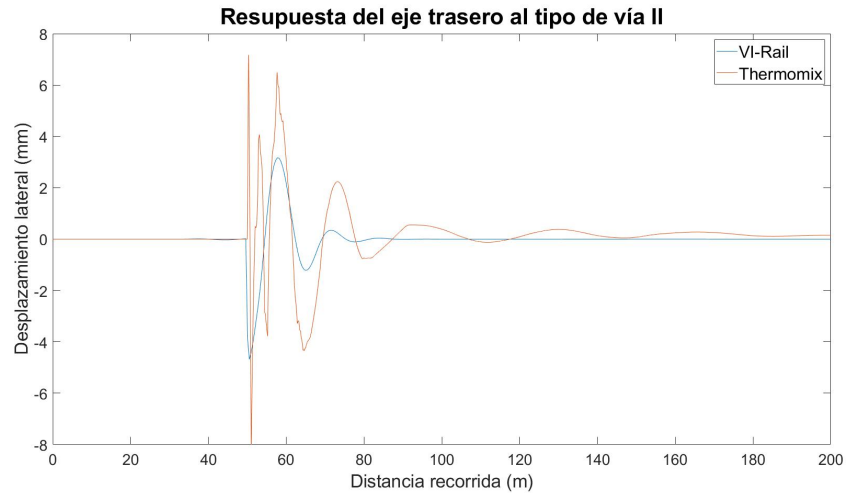


Figura 6.23: Desplazamiento lateral del eje trasero ante el caso de vía II

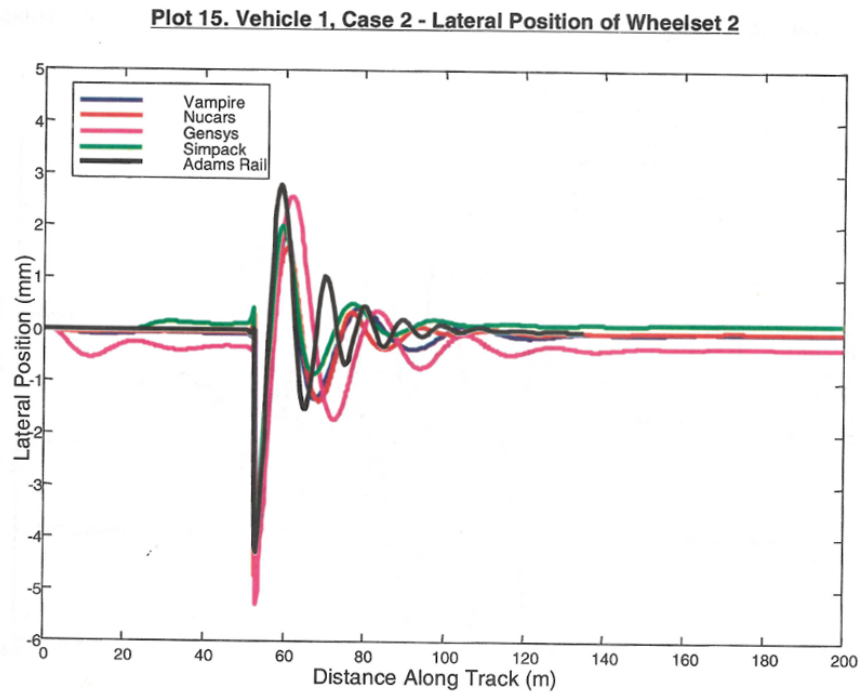


Figura 6.24: Resultados del Track Case II del Benchmark de Mánchester para el eje trasero

Comparando las figuras 6.21 y 6.22, se observa que los resultados obtenidos son muy similares a los presentados en los resultados del Benchmark. Aunque hay discrepancias en los resultados, la forma de las curvas es idéntica para todos los softwares. El eje avanza centrado hasta que llega a la perturbación, y a partir de ahí comienza la perturbación, que se va amortiguando hasta que el eje vuelve a ser estable.

6.1.3. Vía III

Los resultados cinemáticos del caso de vía III no ha sido posible compararlos con los presentados en los Benchmarks de Mánchester, pese a la concordancia de resultados entre ambos softwares. Por tanto, se supone una falta información acerca de la forma en que se presentaron o interpretaron los resultados. No obstante, se presentan los resultados comparados de *Adams VI-Rail* y *Thermomix*, perfectamente aptos para su validación:

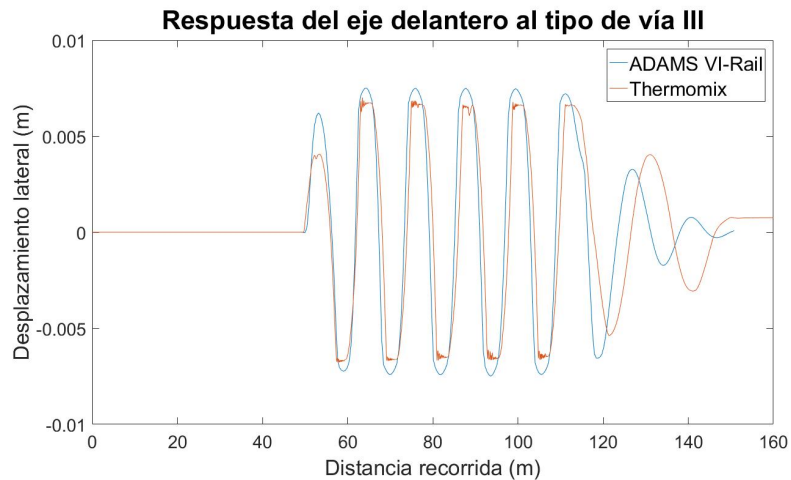


Figura 6.25: Desplazamiento lateral del eje delantero ante el caso de vía III

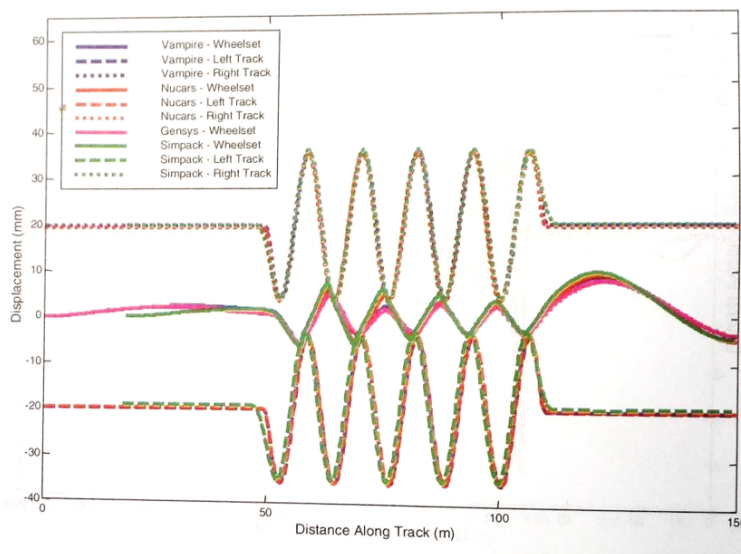


Figura 6.26: Resultados del Track Case III del Benchmark de Mánchester

Como se puede apreciar en la figura 6.25, los desplazamientos del eje delantero presentan la misma tendencia según los dos softwares analizados, idéntica a la que se muestra en los resultados del Benchmark (figura 6.26).

6.2. Vía curva

6.2.1. R = 1500m

Aceleración no compensada = 0m/s^2 . Velocidad = 80km/h

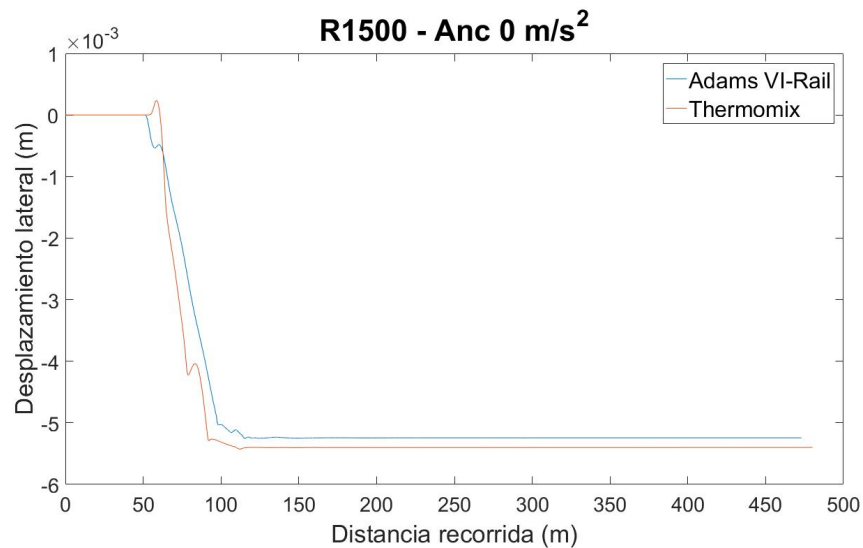


Figura 6.27: Desplazamiento lateral del eje delantero ante una curva de $R=1500$ y aceleración no compensada de 0m/s^2

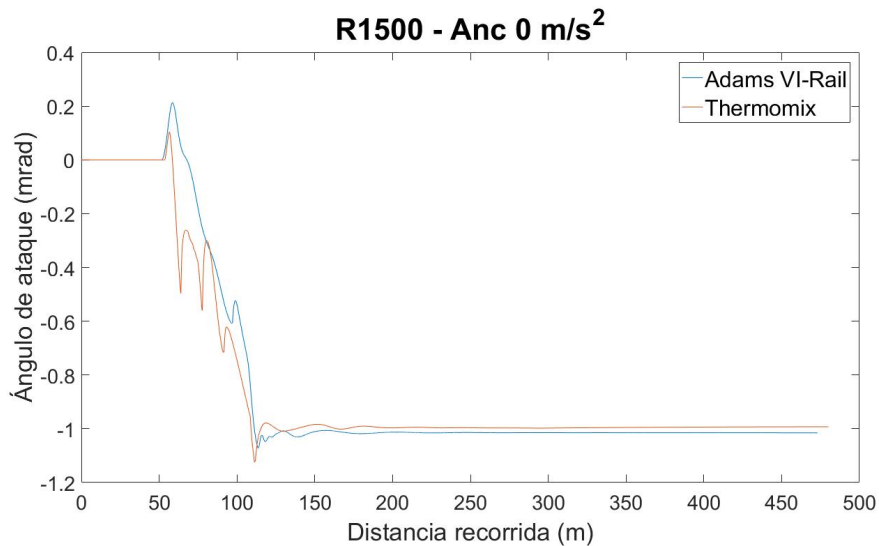


Figura 6.28: Ángulo de ataque del eje delantero ante una curva de $R=1500$ y aceleración no compensada de 0m/s^2

Aceleración no compensada = 0.6m/s^2 . Velocidad = 134km/h

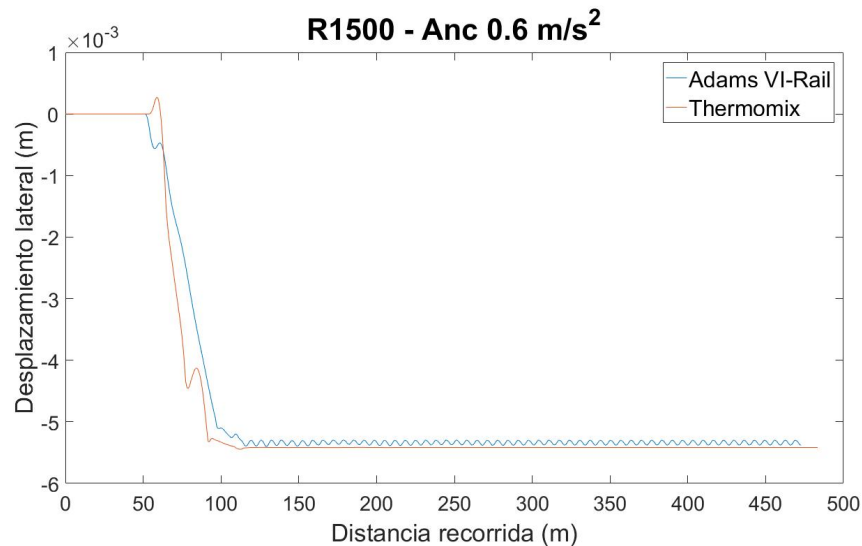


Figura 6.29: Desplazamiento lateral del eje delantero ante una curva de $R=1500$ y aceleración no compensada de 0.6 m/s^2

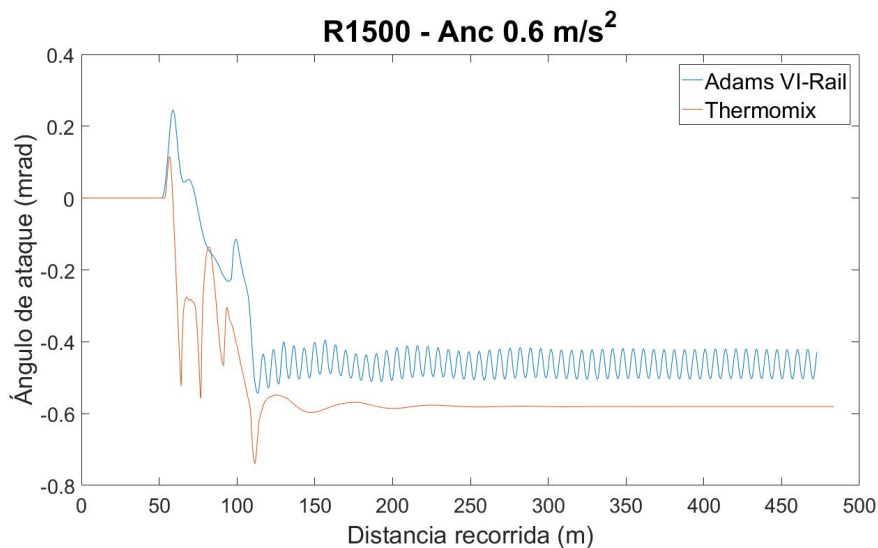


Figura 6.30: Ángulo de ataque del eje delantero ante una curva de $R=1500$ y aceleración no compensada de 0.6 m/s^2

Aunque el fenómeno de inestabilidad de lazo es propio de tramos de vía rectos, en las figuras 6.29 y 6.30 se pueden apreciar oscilaciones tanto en el desplazamiento lateral del eje como en ángulo de ataque, propias de fenómenos de lazo. Esto puede ser debido a que, al tratarse de curvas con radios tan grandes (son necesarias así para trazados de alta velocidad), se pueden producir los mismos fenómenos que en vías rectas.

Hay que volver a resaltar aquí la importancia del modelo de contacto. Al ser diferente el modelo de contacto entre *Adams VI-Rail* y *Thermomix*, la tendencia general de los resultados es la misma, pero aparecen pequeñas diferencias de milímetros en la posición final de los cuerpos.

6.2.2. R = 2500m

Aceleración no compensada = 0m/s^2 . velocidad = 65km/h

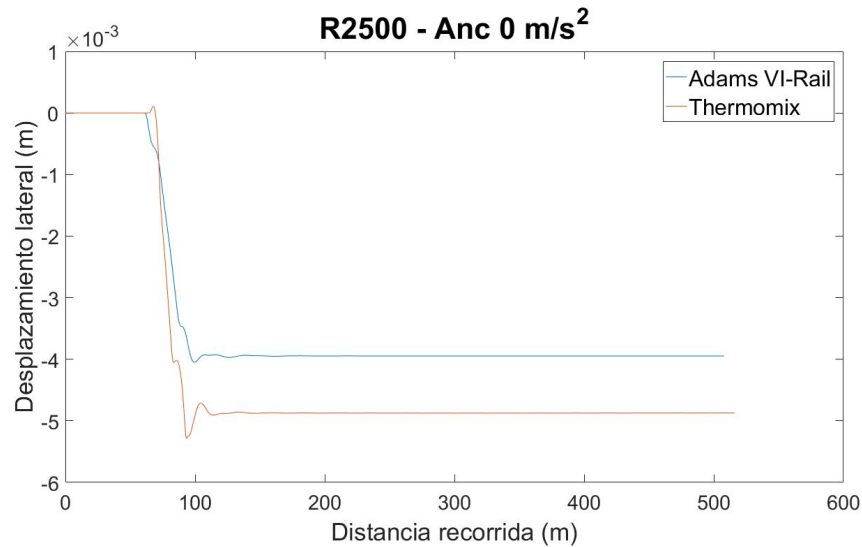


Figura 6.31: Desplazamiento lateral del eje delantero ante una curva de $R=2500$ y aceleración no compensada de 0m/s^2

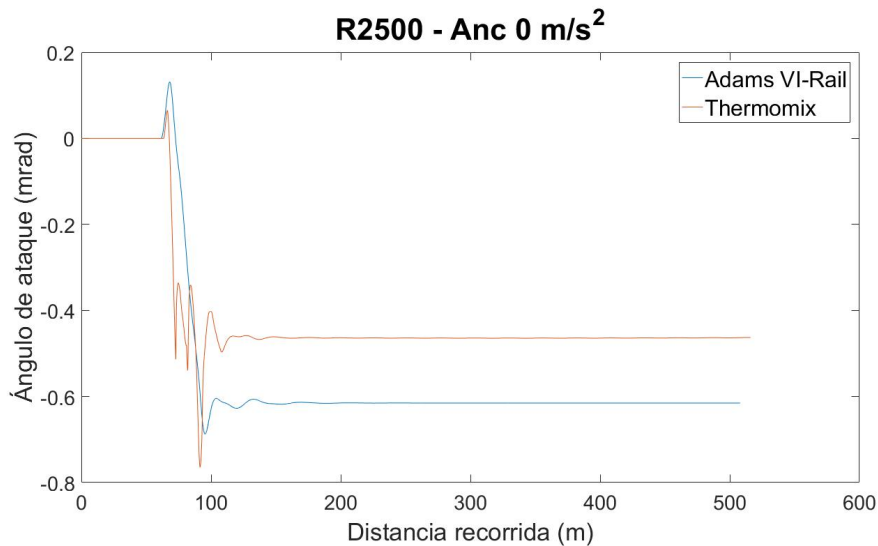


Figura 6.32: Ángulo de ataque del eje delantero ante una curva de $R=2500$ y aceleración no compensada de 0m/s^2

Aceleración no compensada = 0.6m/s^2 . Velocidad = 154km/h

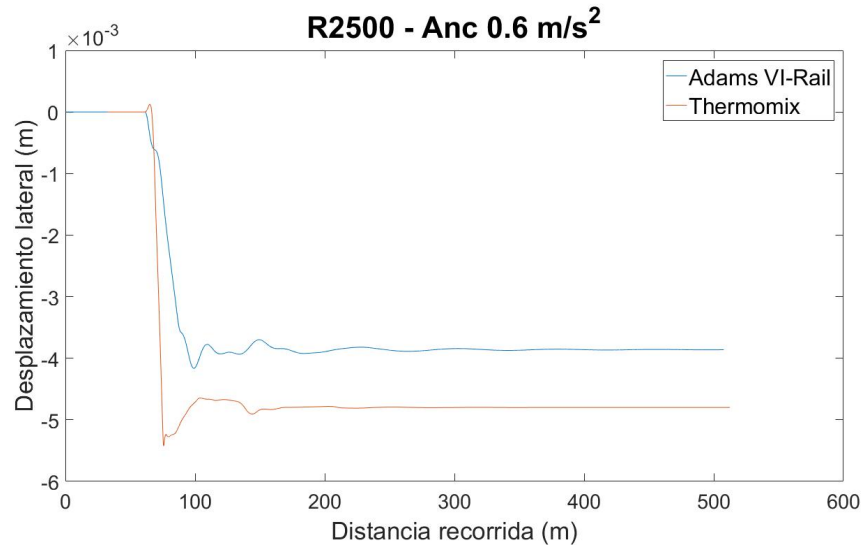


Figura 6.33: Desplazamiento lateral del eje delantero ante una curva de $R=2500$ y aceleración no compensada de 0.6 m/s^2

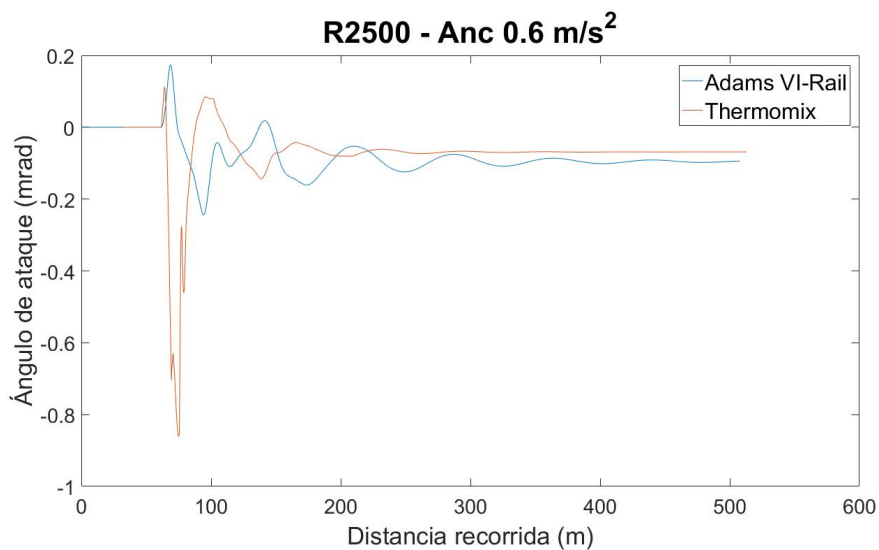


Figura 6.34: Ángulo de ataque del eje delantero ante una curva de $R=2500$ y aceleración no compensada de 0.6 m/s^2

Capítulo 7

Resultados de estabilidad

7.1. Estabilidad lineal

En un análisis de estabilidad lineal, se busca obtener la velocidad en la cual el vehículo se vuelve inestable, pero linealizando el contacto rueda-carril. Se introducen diferentes valores de conicidad equivalente, y a partir de ellos se obtienen todos los datos necesarios para resolver la dinámica para un rango de velocidades. Para cada velocidad, el software evalúa las raíces del sistema en busca de alguna que tenga parte real mayor que cero. La primera velocidad para la que aparece una raíz con parte real positiva es la velocidad crítica. En esta figura, el área sombreada es el área de estabilidad para cada conjunto de velocidad-conicidad.

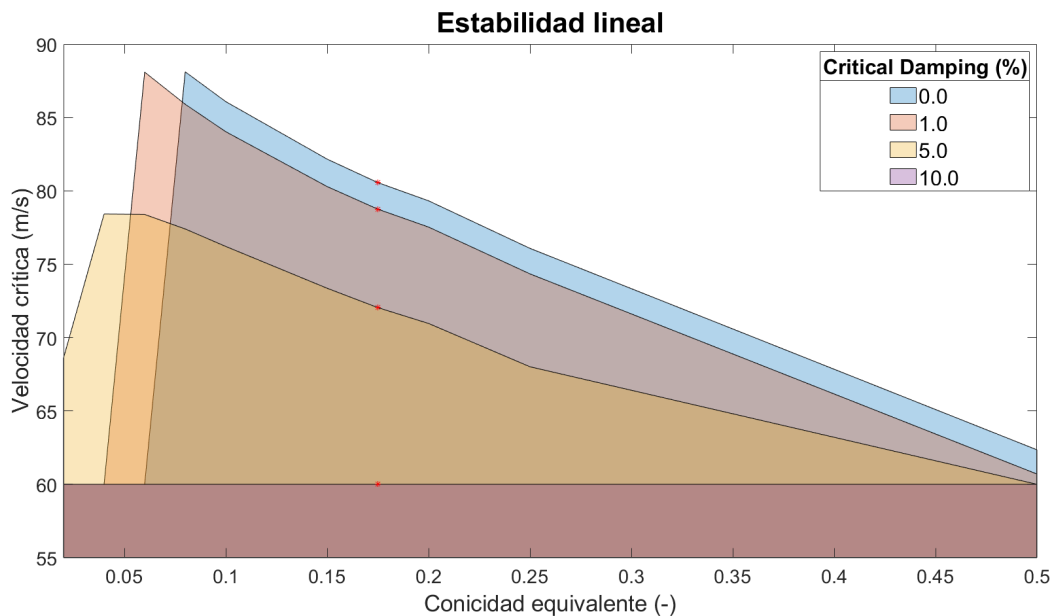


Figura 7.1: Estudio de estabilidad lineal

Estos resultados de estabilidad lineal (figura 7.1) aparecen en función de un parámetro conocido como porcentaje de 'damping' crítico. Como se trata de modelos lineales de fenómenos altamente

no lineales, para quedarse siempre dentro del lado de la seguridad, se asume que no es suficiente con que la parte real sea positiva para que sea inestable, sino que hay valores negativos de parte real que pueden hacer inestable el sistema. De esta manera, cuanto mayor es este porcentaje, más restrictivo es el modelo, y más fácil es que se alcance la inestabilidad. En la figura 7.2 se muestran las raíces para diferentes velocidades, y como en función del porcentaje de 'damping' crítico, hay raíces que caen dentro y fuera de la estabilidad.

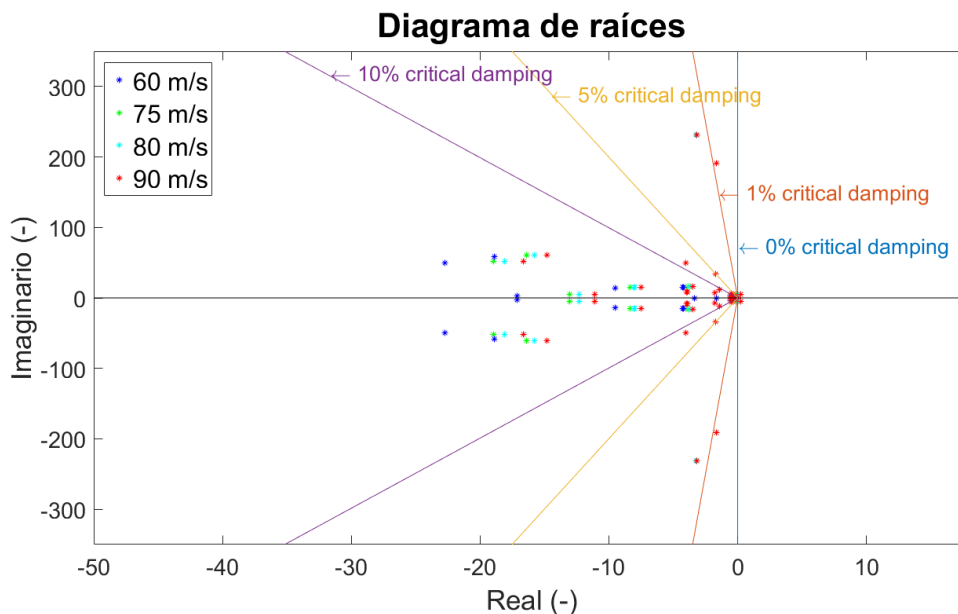


Figura 7.2: Diagrama de raíces

En los resultados de estabilidad (figura 7.1), se muestran en rojo los valores de velocidad crítica para la conicidad equivalente de la rueda estudiada en este TFM. Este valor se ha obtenido según los métodos de Klingel y de linealización armónica, a partir de la diferencia entre los radios de contacto en las ruedas para un desplazamiento lateral de 3mm [3], [32]. En la figura 7.3 se muestra el valor de conicidad equivalente.

Analizando las figuras 7.1 y 7.2 se pueden obtener varias conclusiones:

- Como se ha señalado antes, cuanto mayor es el porcentaje de 'damping' crítico, menor es la velocidad crítica. Cuando se llega al caso de 10% de 'damping' crítico, la velocidad mínima estudiada ya presenta parte real positiva, por lo que en la figura 7.1 se muestra como una línea horizontal. Esto se puede apreciar también en la figura 7.2. En ella se aprecia cómo, al aumentar el porcentaje de 'damping' crítico, sólo las velocidades menores son las que caen dentro de la zona estable. En la figura 7.4 se puede ver como para una velocidad de 90m/s (color rojo), el sistema es completamente inestable, independientemente del valor del porcentaje de 'damping' crítico. En cambio, para 60m/s (color azul oscuro), el sistema es estable independientemente del valor del porcentaje de 'damping' crítico. Para una velocidad de 75m/s (color verde) sólo es estable para un 5% y un 10%, y para una velocidad de 80m/s, el sistema sólo se puede considerar estable si no se considera ningún 'damping' crítico.

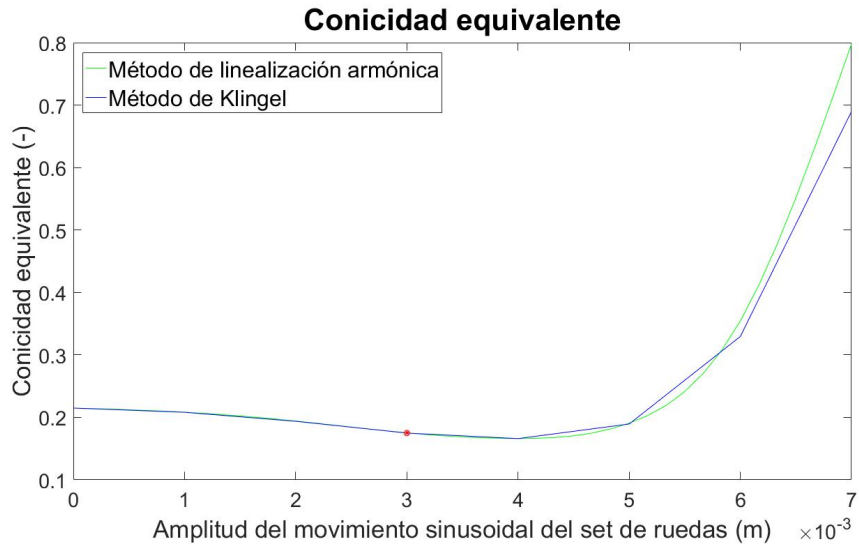


Figura 7.3: Obtención de la conicidad equivalente del perfil de rueda estudiado

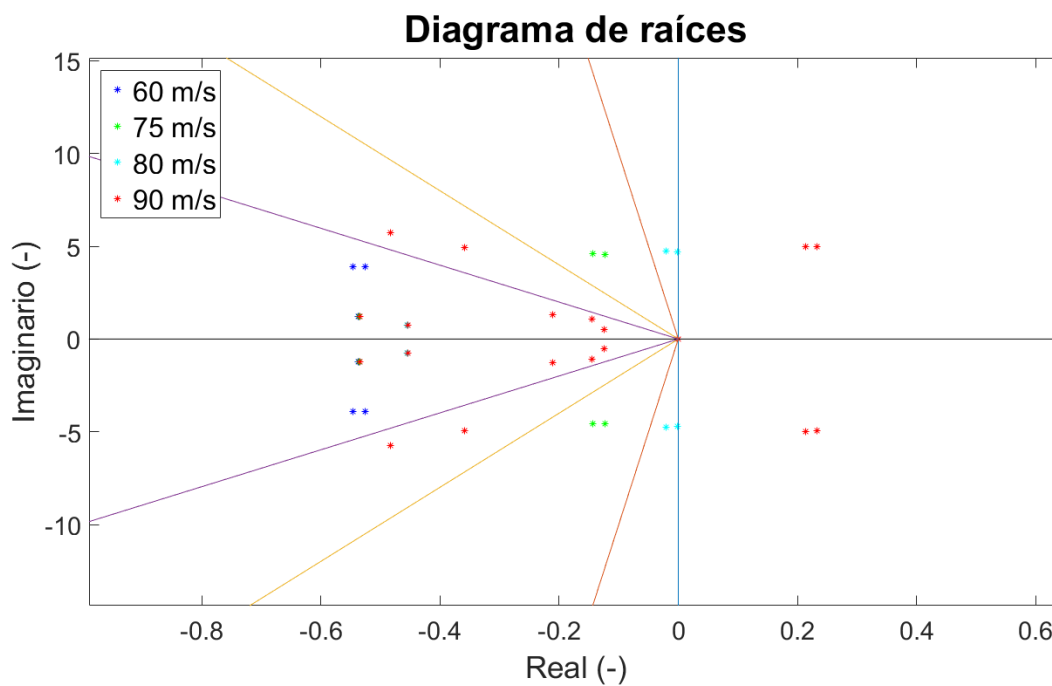


Figura 7.4: Vista detallada del diagrama de raíces

- En general, la velocidad crítica disminuye conforme aumenta la conicidad equivalente, como se ha explicado en el apartado de lazo. Pero si la conicidad equivalente no es lo suficientemente grande, los modos de 'hunting' de los bogies se acoplan con los modos de roll de la caja, haciendo que la velocidad crítica disminuya bruscamente. Si se observa la figura 7.1, se puede comprobar este fenómeno para todos los valores de porcentaje de 'damping' crítico. La

velocidad crítica presenta un máximo, que decrece de manera suave al aumentar la conicidad equivalente, y decrece bruscamente al disminuir la conicidad equivalente.

- El valor de conicidad para el cual se alcanza el máximo de velocidad crítica se desplaza a la izquierda conforme aumenta el porcentaje crítico de 'damping'. Esto es debido a que, cuanto mayor es el porcentaje crítico de 'damping', más fácil es que el vehículo se vuelva inestable, por lo que será necesaria menos conicidad en las ruedas para que se produzca el lazo. Entre 0% y 1%, la disminución entre el valor máximo de velocidad crítica apenas es visible, pero sí que se aprecia como este se desplaza a la izquierda. Pero al comparar con un valor mayor de porcentaje de 'damping' crítico, sí que se observan los dos efectos mencionados antes: disminuye el valor de la velocidad crítica, y el máximo se desplaza a la izquierda.

En la figura 7.5 se ha representado el valor máximo de la parte real de todas las raíces en una simulación con conicidad equivalente $\gamma_e=0.175$ y porcentaje de 'damping' crítico 0. En esta figura, se puede apreciar cómo, al ir aumentando la velocidad de circulación del vehículo, la parte real va aumentando, hasta que llega a 0, donde se vuelve inestable. Este valor de velocidad para la cual se vuelve inestable coincide con el de la figura 7.1.

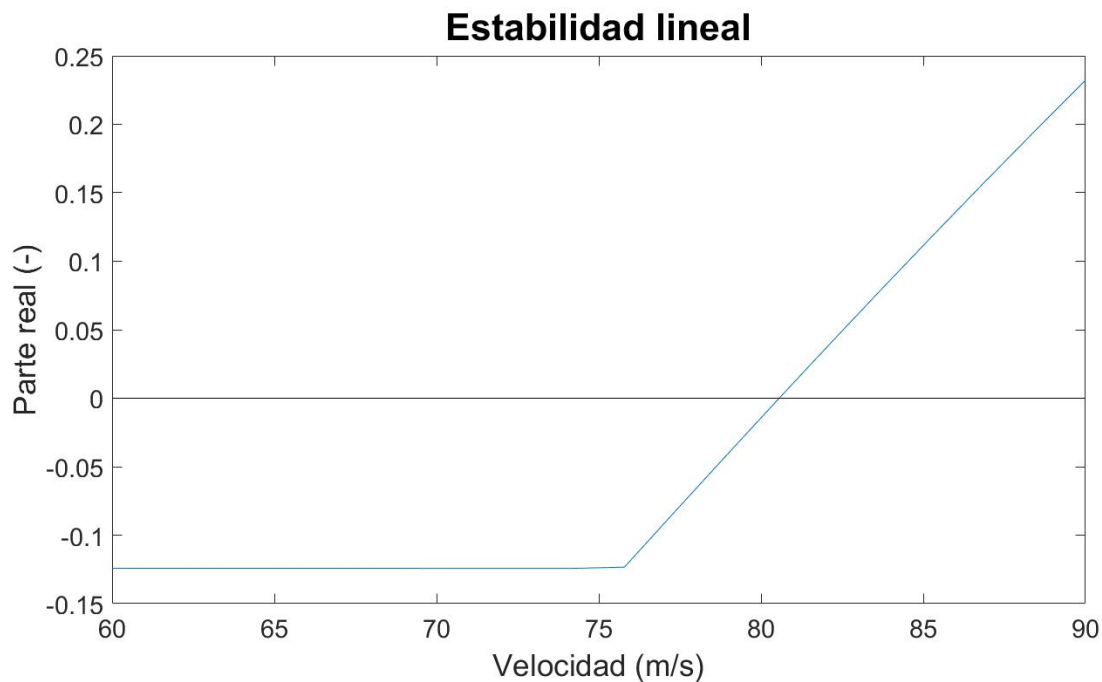


Figura 7.5: Diagrama Velocidad-Parte real

Teniendo en cuenta el valor de conicidad equivalente obtenido, y asumiendo un porcentaje de 'damping' crítico del 5%, el aceptado en la literatura, se concluye que la velocidad crítica según el método de estabilidad lineal es 72.04m/s.

7.2. Estabilidad no lineal

Como se ha mencionado en apartados anteriores, a diferencia del análisis de estabilidad lineal, que sólo depende de la velocidad a la que el vehículo circula por la vía y la conicidad de la rueda, en los análisis de estabilidad no lineal se introducen modelos de contacto no lineales y perfiles reales. Por esto, también entran en juego las condiciones iniciales de los ejes (desplazamientos y velocidad), ya que para los análisis de estabilidad lineal se trabaja en posición de contacto nominal, con el eje centrado. Se produce, por tanto, una fuerte dependencia entre la estabilidad del vehículo y el recorrido de la vía, lo que ha llevado a que no haya un claro acuerdo sobre cómo se han de realizar los análisis de estabilidad no lineal. En la literatura [33] se plantean varios métodos para obtener la velocidad crítica de un vehículo, de los cuales se muestran los tres más relevantes:

- Sin excitación, con el vehículo moviéndose por una vía ideal, empezando con una velocidad superior a la crítica y reduciendo la velocidad hasta que se alcanza un movimiento estable del bogie.
- Excitando al vehículo con una irregularidad, seguida de un tramo de vía ideal, variando la amplitud de la excitación.
- Excitando al vehículo con una irregularidad de vía estocástica, como la utilizada durante los tests de aceptación de vehículos.

De estos tres casos, en el presente TFM se han analizado los dos primeros.

7.2.1. Estabilidad con vía ideal y velocidad decreciente

Para poder simular este caso de vía, ha sido necesario incluir una pequeña perturbación inicial que excite al eje, ya que si no el vehículo recorre la vía con un movimiento ideal. La perturbación inicial elegida es idéntica a la del Track Case II del Benchmark de Mánchester, una rampa de 5mm de amplitud en 0.1m de longitud de vía. Sólo que, para poder ir reduciendo la velocidad hasta alcanzar la velocidad crítica, la longitud total de la vía se ha aumentado hasta los 3000m. El resultado obtenido es el que se muestra en la figura 7.6.

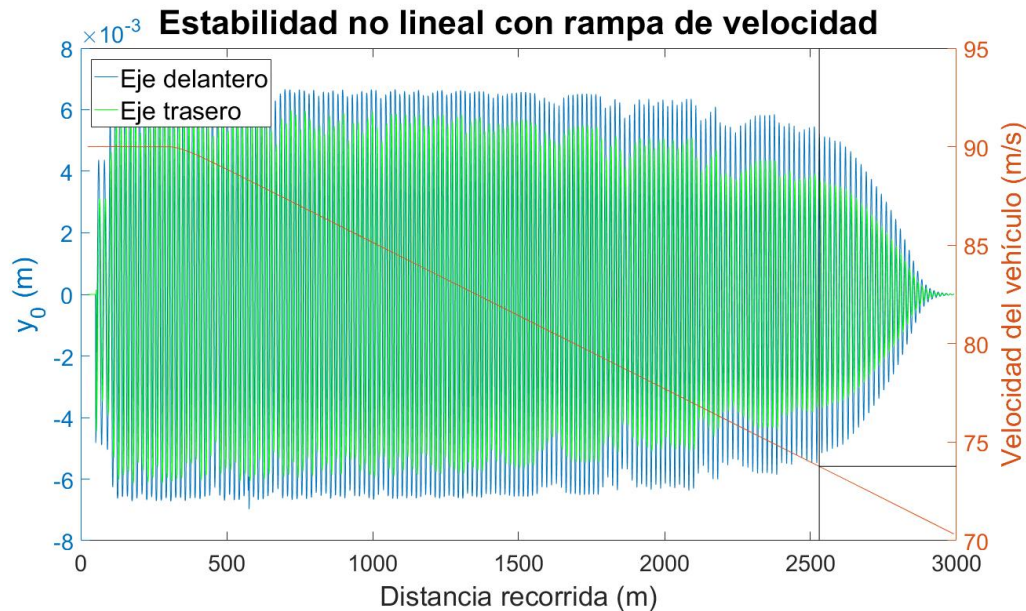


Figura 7.6: Respuesta del vehículo con velocidad decreciente. Pendiente de 1m/s cada 150m.

En la figura (figura 7.6) se muestra en azul y verde los resultados de los desplazamientos de los ejes delantero y trasero respectivamente, y en naranja, en el eje derecho de la figura, la velocidad con la que el vehículo está recorriendo la vía. Para esta simulación se ha impuesto como entrada que la velocidad de circulación del vehículo sea linealmente decreciente (con una pendiente de 1m/s cada 150m) a partir de los 300m. Esto es para asegurar que el vehículo atraviesa la perturbación con una velocidad constante e igual a la inicial, y a partir de ahí disminuye la velocidad hasta encontrar la velocidad crítica.

Si se observan las respuestas de los ejes delantero y trasero, se puede comprobar como el movimiento de ambos ejes es completamente inestable hasta que llega una velocidad en la que esta perturbación comienza a amortiguarse. Es ahí donde se encuentra la velocidad crítica, pues para velocidades mayores que esa, el movimiento del eje es infinitamente inestable, pero para velocidades inferiores la perturbación decrece hasta ser cero. Esta velocidad crítica aparece marcada en la figura 7.6 con líneas de color negro, y su valor es $v_{crit} = 73.8$ m/s. También se puede comprobar un fenómeno que se repite en el resto de estudios que se mostrarán posteriormente, y es que la amplitud de ciclo límite del eje trasero es menor que la del eje delantero. Esto es debido a que es el eje delantero el primero que se vuelve inestable, y arrastra al eje trasero. Cuando el primer eje toca pestaña, bruscamente cambia de dirección su movimiento, forzando al eje trasero a cambiar también su dirección, sin que en este segundo eje pueda llegar a producirse toque de pestaña.

Por otra parte, para asegurar la validez de este resultado y comprobar que la velocidad disminuye lo suficientemente despacio como para asegurar que al vehículo le da tiempo a adaptarse a la nueva velocidad, se ha repetido el estudio, pero con una pendiente de 1m/s cada 300m. El resultado es el que se muestra en la figura 7.7, y la velocidad crítica obtenida es muy parecida a la anterior: $v_{crit} = 73.6$ m/s.

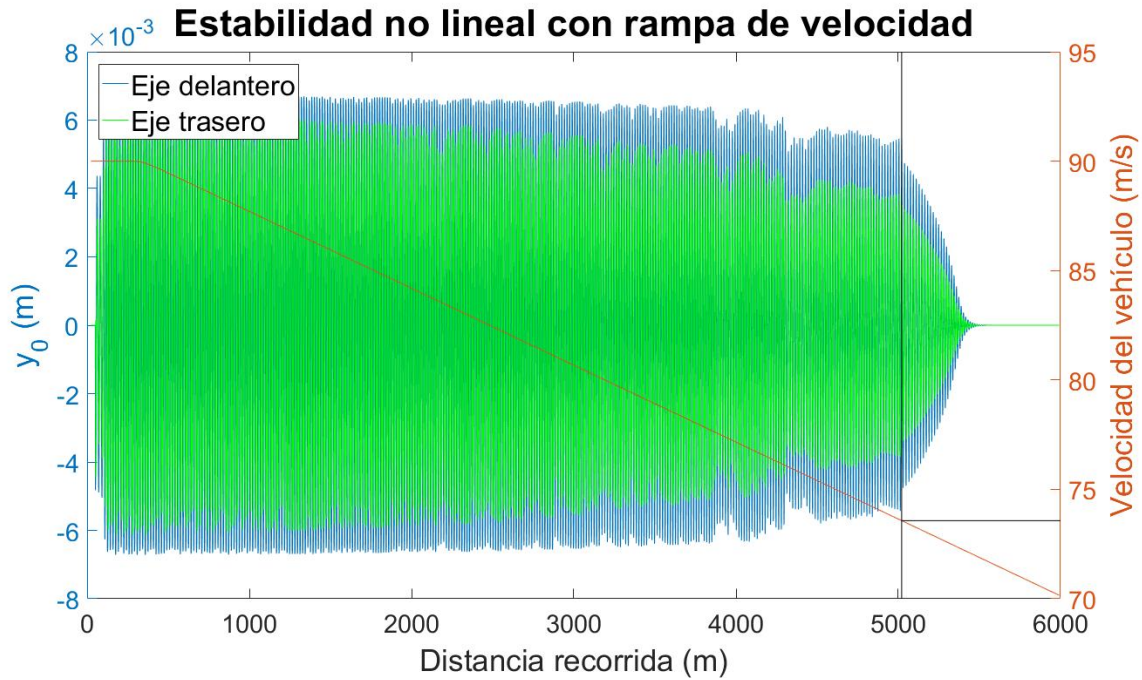


Figura 7.7: Respuesta del vehículo con velocidad decreciente. Pendiente de 1m/s cada 300m.

7.2.2. Estabilidad con vía perturbada, variando la amplitud de perturbación

Para el segundo método se ha aprovechado el fichero de vía del Track Case II, modificando la amplitud de la perturbación entre 4mm y 6mm, tanto para perturbación suavizada como para perturbación sin suavizar. Se han elegido estos tres valores de amplitud de perturbación porque, con una amplitud por debajo de 4mm el vehículo no entra en lazo para ninguna de las velocidades estudiadas. El límite superior se ha elegido en función de la normativa de vías de ADIF [34]. En esta norma se recogen las tolerancias admisibles para la flecha de la vía, recogidas en la tabla de la figura 7.8, siendo la flecha máxima que se considera dentro de la norma de 6mm:

Alineación	Vía nueva		Vía en conservación			
			Vía recién tratada		Vía sin tratar	
	1. ^a nivelación	2. ^a nivelación	V < 120 km/h.	V ≥ 120 km/h.	V < 120 km/h.	V ≥ 120 Km/h.
En recta	± 4 mm.	± 2 mm.	± 2 mm.	± 2 mm.	± 4 mm.	± 3 mm.
Curva de radio						
R > 1,500 m.	± 4 mm.	± 2 mm.	± 2 mm.	± 2 mm.	± 4 mm.	± 3 mm.
1.500 ≥ R ≥ 500 m. ...	± 5 mm.	± 3 mm.	± 3 mm.	± 3 mm.	± 5 mm.	± 4 mm.
R < 500 m.	± 6 mm.	± 3 mm.	± 4 mm.	-	± 6 mm.	-

Figura 7.8: Tolerancias admisibles para la flecha según la norma N.A.V. 7-3-6.0

Esta norma no es aplicable para este caso de estudio, pues estas tolerancias son medidas en tramos de 10m de cuerda, y no en 0.1m como en el caso de vía simulado. Pero sí que dan una idea aproximada de cuáles son las tolerancias admitidas en vía recta y curva, y por ello se ha elegido 6mm como valor máximo de la perturbación.

Para obtener las gráficas que se muestran a continuación, se ha simulado el vehículo circulando por las diferentes vías y con diferentes velocidades, analizando los desplazamientos (y_0) de los ejes delantero y trasero respecto a la posición central de la vía. Hay que resaltar la dificultad a la hora de postprocesar la información de los análisis de estabilidad no lineal, ya que, en los diferentes análisis, el movimiento del eje no era siempre estable o inestable. En muchas ocasiones era inestable durante gran parte de la simulación y luego se volvía estable, o se quedaba oscilando con una amplitud mucho menor que la amplitud de toque de pestaña. Es por ello que en todas las figuras de los resultados de estabilidad no lineal se han presentado las envolventes, para estar siempre del lado de la seguridad.

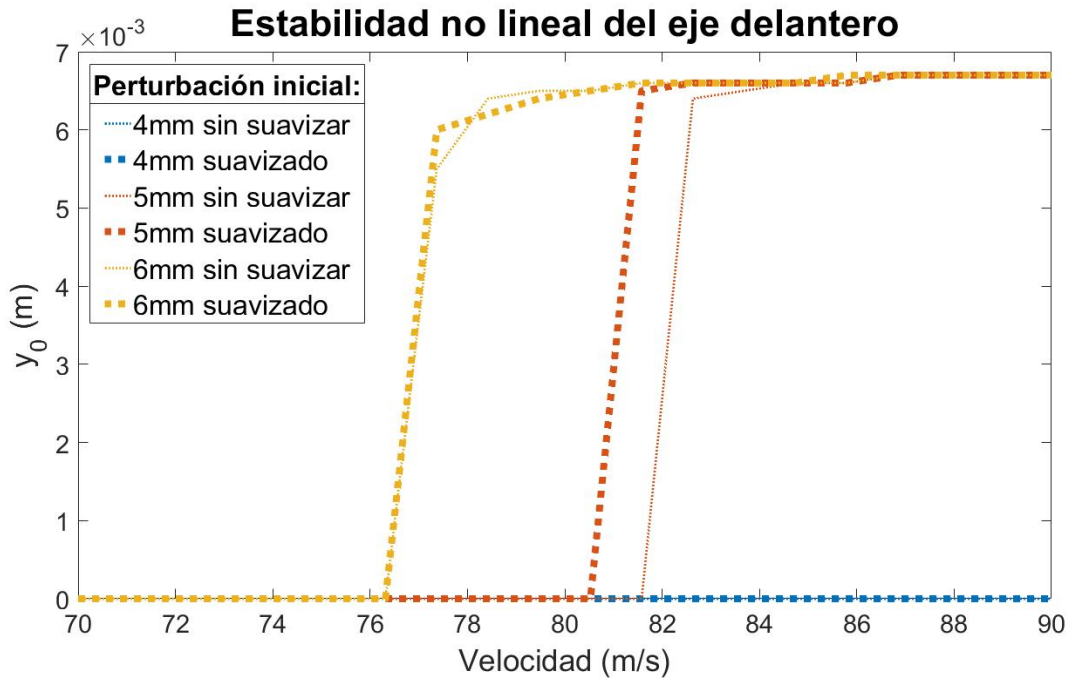


Figura 7.9: Análisis de estabilidad no lineal del eje delantero en función de la amplitud de la perturbación

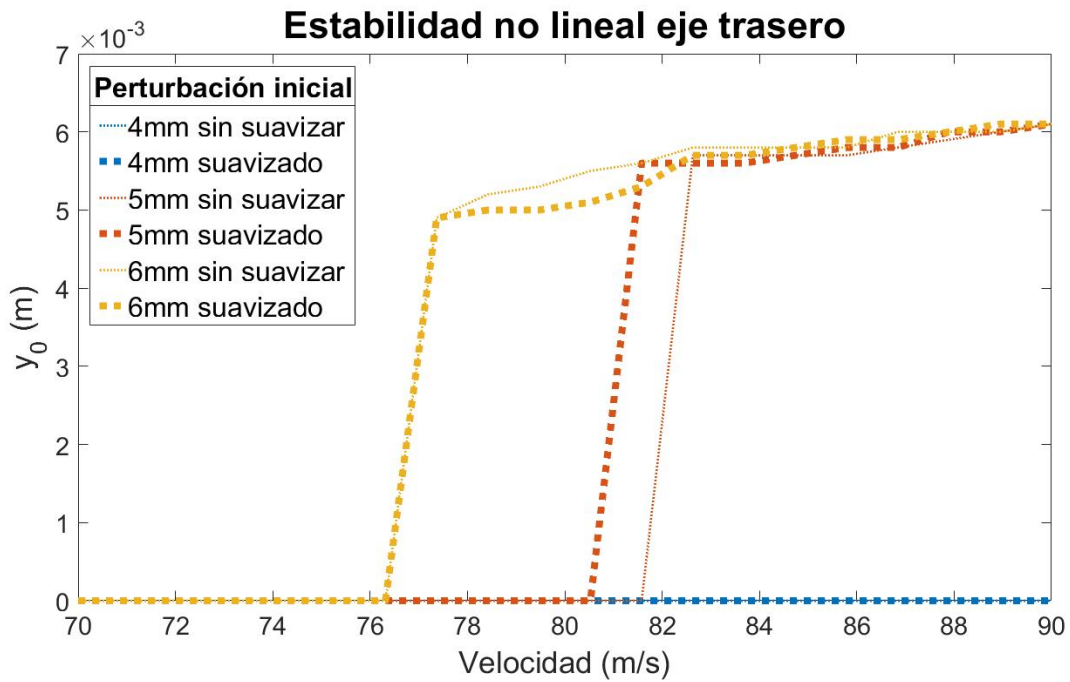


Figura 7.10: Análisis de estabilidad no lineal del eje trasero en función de la amplitud de la perturbación

Aunque con diferencias entre ambas figuras, las tendencias mostradas en ambas son las mismas:

- Cuanto menor es la perturbación que se introduce en la vía, mayor es la velocidad necesaria para que el vehículo se vuelva inestable. Para 4mm, tanto suavizado como sin suavizar, llegados a 90m/s el vehículo no se vuelve inestable, volviendo el eje a centrarse en la vía. Este fenómeno se da en el eje delantero y en el trasero.
- Conforme va aumentando la amplitud de la perturbación, la velocidad para la cual los ejes se vuelven inestables es cada vez menor.
- Se puede apreciar también la influencia del suavizado de la perturbación. Si se observan los resultados en el eje delantero de 5mm, se puede apreciar como es más desfavorable tener un suavizado en la vía, ya que la velocidad crítica es menor. Para el caso de 6mm, la perturbación es tan acusada que apenas hay influencia de si la perturbación es suavizada o no.
- Como ya se adelantó en el apartado anterior, la amplitud de ciclo límite es menor en el eje trasero que en el delantero, pero la velocidad crítica es la misma para ambos ejes, siendo ésta de $v_{crit} = 76.3\text{m/s}$.

Escenario 1. Dependencia con la forma de la vía

Para realizar un análisis más exhaustivo, no se ha estudiado sólo la amplitud de la perturbación inicial, sino también la forma en la que se incluye esa perturbación en la vía. Para ello, se han comparado los resultados obtenidos con dos tipos de perturbaciones diferentes, una perturbación de tipo 'ramp' (la presente en el caso de vía II del Benchmark de Manchester), y una perturbación de tipo 'dip', ambas representadas en la figura 7.11.



Figura 7.11: Representación esquemática de las vías con perturbación de tipo 'ramp' (izquierda) y 'dip' (derecha)

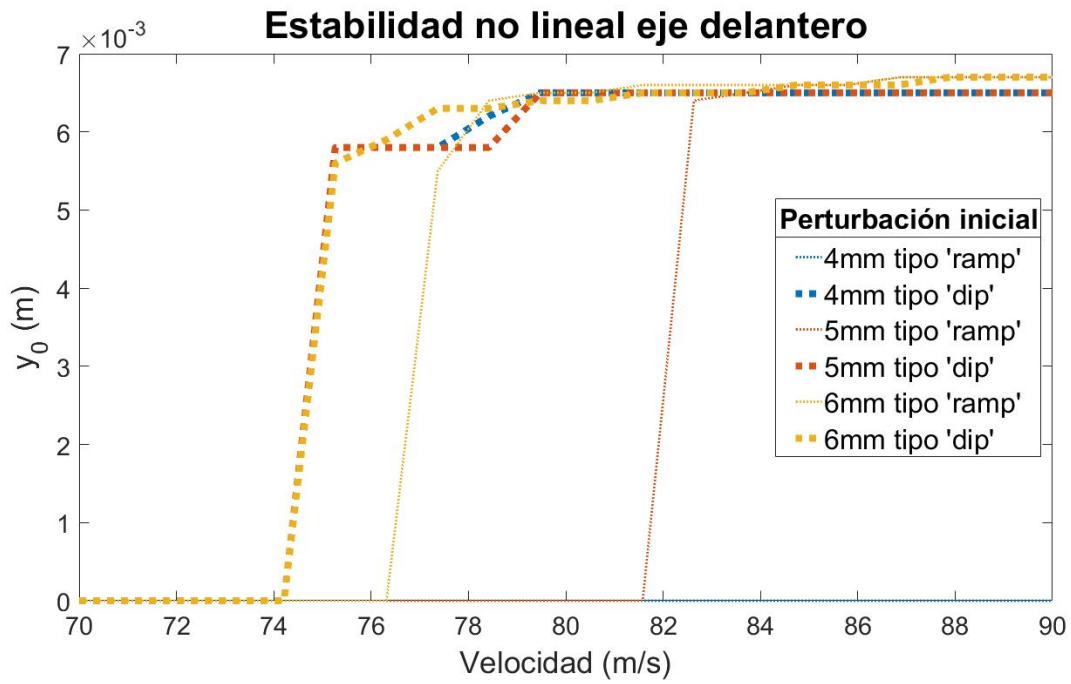


Figura 7.12: Análisis de estabilidad no lineal del eje delantero en función de la amplitud de la perturbación

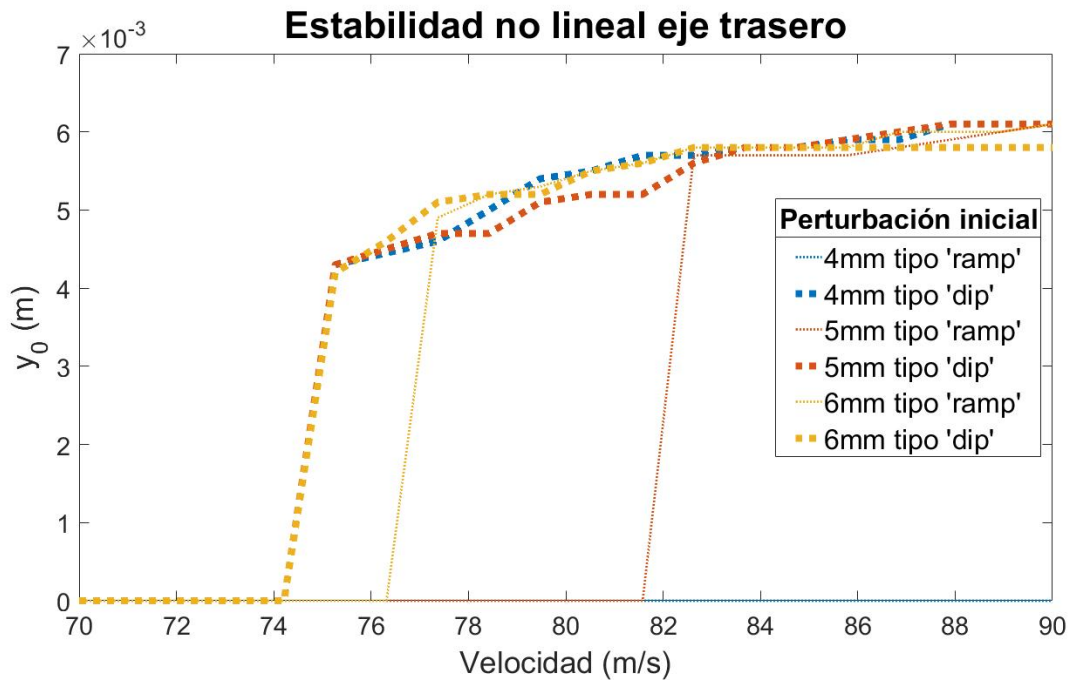


Figura 7.13: Análisis de estabilidad no lineal del eje trasero en función de la amplitud de la perturbación

Comparando las dos figuras anteriores (figuras 7.12 y 7.13) se puede observar la gran influencia que tiene la forma de la vía para la estabilidad del vehículo. Tanto para el eje delantero como para el eje trasero, una perturbación de tipo 'dip' es altamente perjudicial independientemente del ancho de esta perturbación. Incluso para perturbaciones de 4mm de ancho, que no vuelven inestable ninguno de los ejes si la perturbación tiene forma de 'ramp', hacen que éstos pierdan su estabilidad. Tiene sentido, puesto que la perturbación de tipo 'dip' podría considerarse como dos perturbaciones de tipo 'ramp' seguidas en un breve espacio, lo cual es mucho más perjudicial para el vehículo.

Análogamente a como se ha observado en el caso anterior, cuanto mayor es la velocidad de circulación del vehículo, menor es la influencia de la forma de la vía. Para el caso de 5mm de amplitud, hay una gran diferencia en la velocidad crítica entre los dos tipos de vía en el eje delantero. Pero al aumentar la perturbación a 6mm, esta influencia disminuye al acercarse ambas velocidades críticas, siendo finalmente la velocidad crítica con perturbación de tipo 'dip' $v_{crit} = 74\text{m/s}$, frente a $v_{crit} = 76.3\text{m/s}$ reflejada en las perturbaciones de tipo 'ramp'.

Escenario 2. Dependencia del rango de velocidades

Durante la realización de las pruebas iniciales sobre estabilidad no lineal, se llegó a la conclusión de que no sólo afectan las condiciones de la vía a la obtención de la velocidad crítica, sino también el rango de velocidades que se estudia. En este apartado se van a presentar los resultados de estabilidad no lineal comparando los resultados obtenidos para dos rangos de velocidades:

- Un primer rango, comprendido entre 70 y 90m/s, tomando 20 valores intermedios, el utilizado para el resto de estudios.

- Un segundo rango, también comprendido entre 70 y 90m/s, tomando 15 valores intermedios.

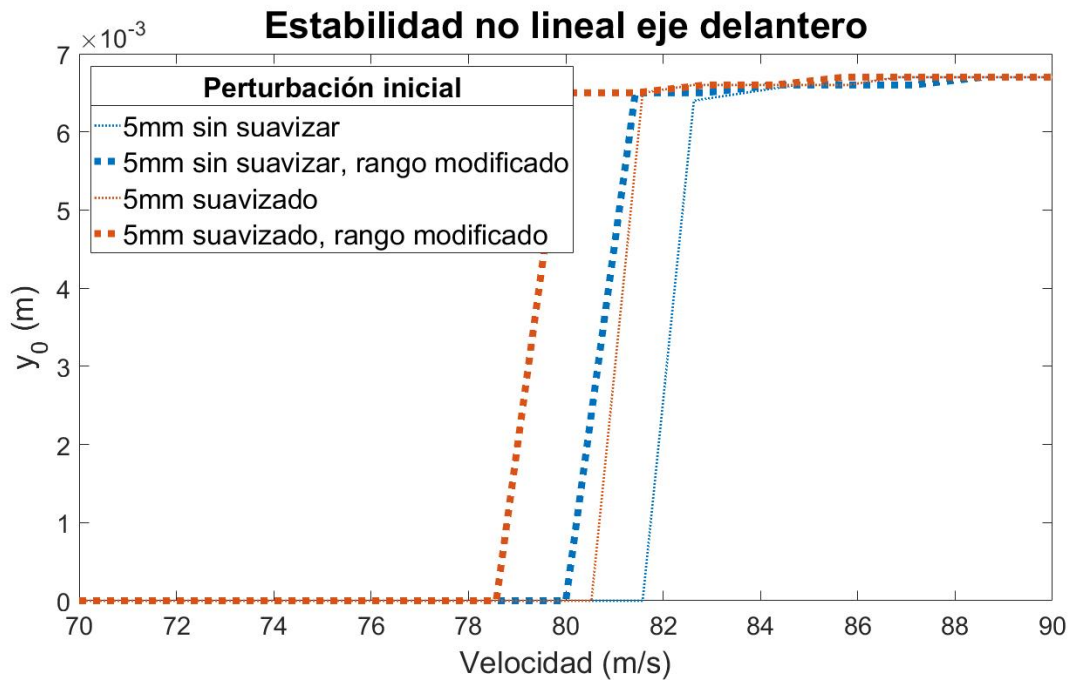


Figura 7.14: Análisis de estabilidad no lineal del eje delantero para diferentes rangos de velocidad

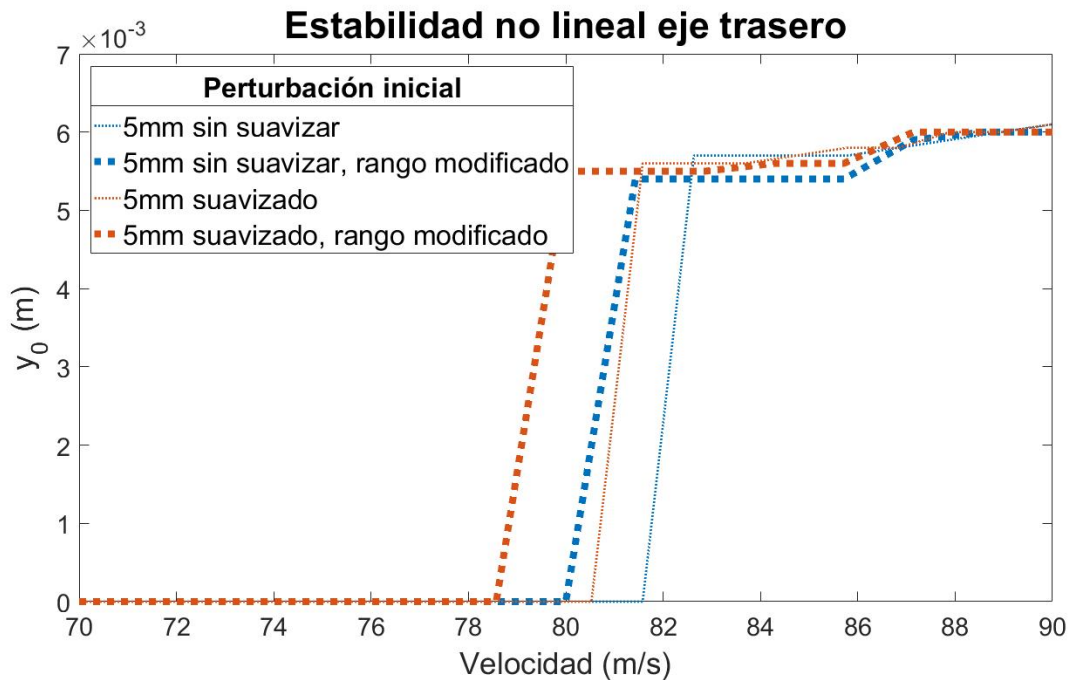


Figura 7.15: Análisis de estabilidad no lineal del eje trasero para diferentes rangos de velocidad

Como en el resto de estudios, los efectos que pueden producir los cambios en los parámetros

de estudio de estabilidad no lineal son altamente impredecibles, y además exclusivos para cada combinación de rueda y carril. En este caso, para el eje delantero la inestabilidad se alcanza antes con el segundo rango de velocidades, mientras que para el eje trasero parece ser beneficioso. También hay que destacar que, en el eje trasero, para las velocidades analizadas en el segundo rango, nunca se llega a producir toque de pestaña, aunque la perturbación es completamente inestable. Lo que se puede concluir de las dos figuras anteriores (7.14 y 7.15) es que hay una fuerte dependencia de las velocidades estudiadas en la estabilidad no lineal, siendo la velocidad crítica según este nuevo estudio, para una amplitud de 5mm de $v_{crit} = 78.6\text{m/s}$, frente a los $v_{crit} = 80.5\text{m/s}$ que presentaba el caso con el anterior rango de velocidades.

Escenario 3. Dependencia del software de análisis

En este subapartado se van a comparar los resultados obtenidos con *Adams VI-Rail* y *Thermomix* sin flexibilidad. La principal diferencia entre ambos softwares es el modelo de contacto que introducen, y este será el causante de la mayoría de las discrepancias entre ambos modelos:

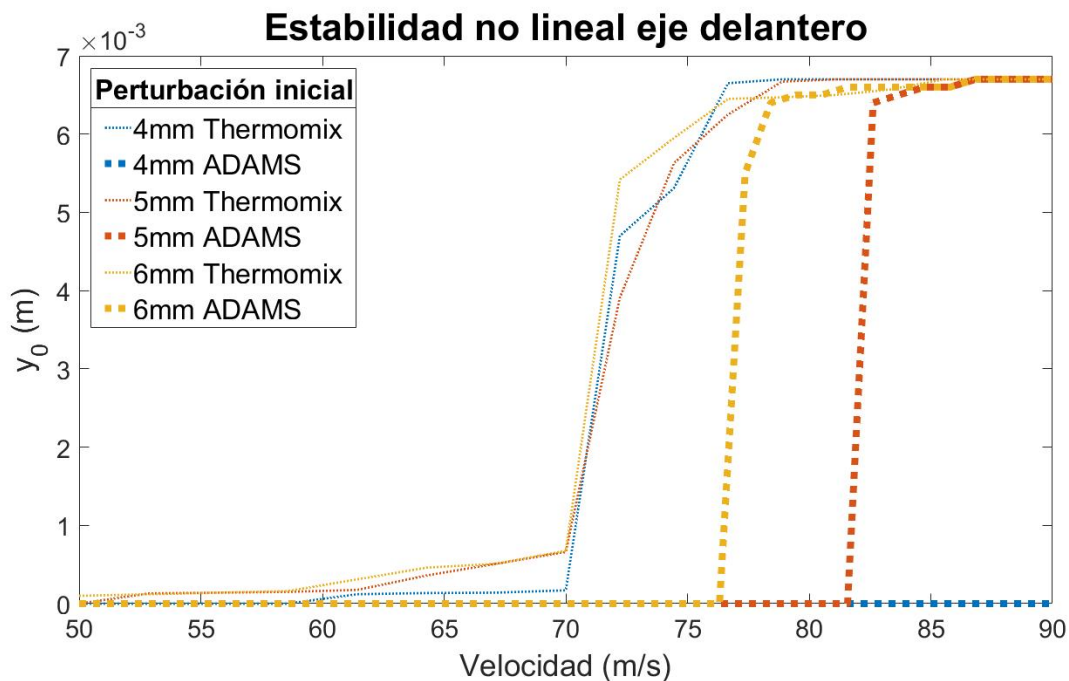


Figura 7.16: Análisis de estabilidad no lineal del eje delantero según los diferentes softwares

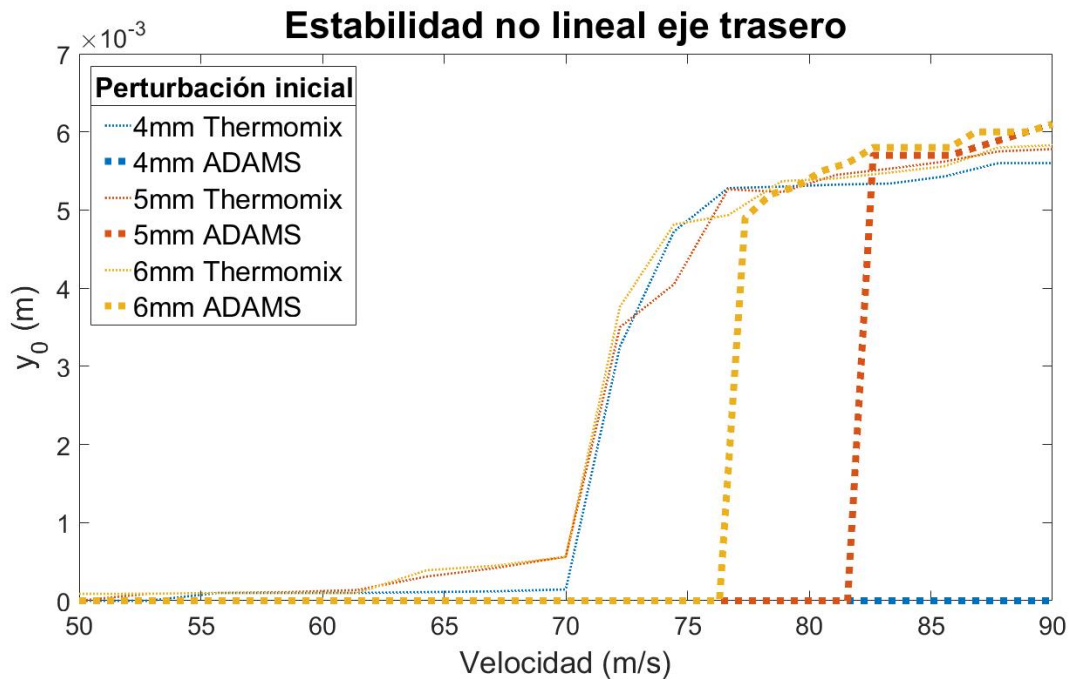


Figura 7.17: Análisis de estabilidad no lineal del eje trasero según los diferentes softwares

Como se puede ver en las figuras 7.16 y 7.17, el software *Thermomix* apenas ve influenciada la velocidad crítica por la amplitud de la perturbación, ni en el eje delantero ni en el trasero. Este fenómeno es debido al modelo de contacto, ya que el incorporado en el software *Thermomix* es más sencillo. Aun así, las amplitudes de lazo sí que varían en función de la amplitud de la perturbación, igual que sucede en *Adams VI-Rail*.

otra diferencia que aparece reflejada es que, a diferencia de en *Adams VI-Rail*, la inestabilidad no se produce de manera brusca, sino que aparecen primero lazos de pequeña amplitud, que van aumentando más gradualmente hasta llegar a la amplitud de toque de pestaña.

Otro fenómeno que también se ve reflejado es la reducción de la amplitud de ciclo límite del eje trasero. Igual que se reflejaba en el resto de análisis, la amplitud de la oscilación del eje trasero siempre es menor que la del eje delantero.

A pesar de las discrepancias reflejadas en cuanto a los valores de velocidad crítica (siendo $v_{crit} = 70$ m/s para *Thermomix* frente a $v_{crit} = 76.3$ de *Adams VI-Rail*), las tendencias mostradas son las mismas que se recogen en el resto de apartados.

Escenario 4. Influencia de la flexibilidad

En este escenario se comparan los resultados obtenidos entre el software *Thermomix* considerando todos los cuerpos como sólidos rígidos, y los resultados con el mismo software, pero considerando el eje delantero como un sólido flexible.

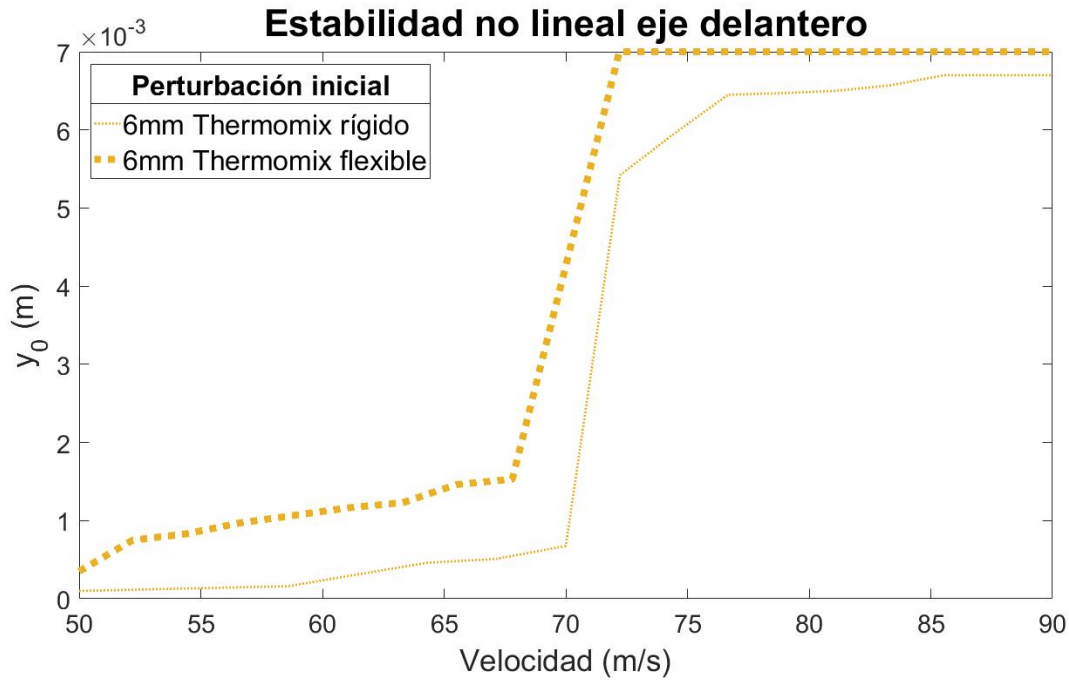


Figura 7.18: Análisis de estabilidad no lineal del eje delantero con y sin flexibilidad del eje

De este resultado, llama atención que la amplitud de lazo máxima a la que llega el eje delantero ya no es de 6.7mm como en el resto de casos anteriores, sino que asciende a 7mm. Como ahora el eje se puede deformar, aunque se produzca toque de pestaña, el hecho de permitir deformaciones da lugar a que los desplazamientos del eje sean ligeramente superiores.

Aunque la tendencia mostrada en los resultados de estabilidad considerando el eje flexible es la misma que en el resto de escenarios, hay ligeros cambios. Por ejemplo, aunque en todos los análisis se han encontrado lazos de pequeña amplitud, con flexibilidad la amplitud de éstos asciende hasta 1.5mm. Esto es también debido a la flexibilidad, ya que al permitir deformación en la zona de rodadura, los desplazamientos del eje son mayores. También se muestra una ligera reducción de la velocidad crítica, que pasa a ser de $v_{crit} = 70\text{m/s}$ con cuerpos rígidos a $v_{crit} = 67.8\text{m/s}$ con flexibilidad.

A modo de resumen, en la tabla 7.1 se recogen los resultados de velocidades críticas obtenidas en cada uno de los análisis de estabilidad realizados, presentándose el caso más desfavorable, para caer siempre del lado de la seguridad:

Análisis	v_{crit} (m/s)
Estabilidad lineal	72.04
Velocidad decreciente	73.06
Perturbación de tipo 'dip'	76.3
Perturbación de tipo 'ramp'	74
<i>Thermomix</i> rígido	70
<i>Thermomix</i> flexible	67.8

Tabla 7.1: Velocidades críticas

Capítulo 8

Conclusiones

Observando la tabla 7.1 se puede comprobar que todos los valores de velocidad crítica están dentro del mismo orden, en torno a 70m/s, siendo el más restrictivo el caso de flexibilidad, con una velocidad crítica $v_{crit} = 67.8\text{m/s}$

De todos los análisis de estabilidad mostrados en el apartado anterior se pueden extraer diversas conclusiones. Un detalle importante a tener en cuenta es que la velocidad crítica según el análisis de estabilidad lineal es menor que la obtenida en los análisis de estabilidad no lineal con *Adams VI-Rail*. Aunque no se puede generalizar este hecho, pues se ha obtenido para este conjunto de rueda y carril, resalta la importancia de realizar también éste análisis cuando se quiere estudiar la seguridad de un vehículo.

Comparando los resultados entre *Adams VI-Rail* y *Thermomix* resalta la importancia del modelo de contacto, ya mencionada anteriormente. En función del modelo elegido, la diferencia de velocidad crítica puede ser de 6m/s, lo que llega a representar casi un 10 % de diferencia, la cual no es despreciable. Esto debe ser tenido en cuenta a la hora de determinar la velocidad crítica, ya que no basta con un único análisis. Es necesario estudiar varios escenarios para asegurar los resultados, y además corroborarlos con test de aceptación.

Además de los análisis realizados en este trabajo, sería muy interesante para trabajos futuros incluir estudios de estabilidad en curva. Durante los últimos años, con la aparición de trenes de alta velocidad, y teniendo en cuenta que las curvas que estos realizan son de radios muy grandes (lo que hace que puedan considerarse como rectas), está empezando a estudiarse la estabilidad en curva. De esta manera, se podrá comprobar también cómo afecta la dinámica de alta frecuencia a los fenómenos de baja frecuencia en curva, y no sólo en recta.

Tal es la influencia del conjunto rueda-carril y el modelo de contacto, que para poder obtener conclusiones generales habría que realizar un estudio más exhaustivo para diferentes modelos de rueda y carril, y con diferentes modelos de contacto. De esta manera, se podrían obtener resultados independientes de estos parámetros.

Otro futuro trabajo consistiría en introducir flexibilidad en el eje en *Adams VI-Rail*, para así poder comparar la flexibilidad según ambos softwares, pero teniendo en cuenta que éste no es un software pensado ni optimizado para tener en cuenta fenómenos de alta frecuencia. Es un software pensado para analizar los fenómenos de baja frecuencia, como el confort y la estabilidad.

Bibliografía

- [1] L. Lu Xing, Y. Ming Wang, and X. Qing Dong, “Effect of the wheel/rail contact geometry on the stability of railway vehicle,” *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 392, p. 062134, 08 2018.
- [2] O. Polach, “On non-linear methods of bogie stability assessment using computer simulations,” *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part F-journal of Rail and Rapid Transit - PROC INST MECH ENG F-J RAIL R*, vol. 220, pp. 13–27, 01 2006.
- [3] J. Carballeira Morado, *Modelado y simulación del comportamiento dinámico a baja frecuencia de trenes articulados*. PhD thesis, Department of mechanical and materials Engineering, UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA, 2012.
- [4] K. Knothe and F. Böhm, “History of stability of railway and road vehicles,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 31, no. 5-6, pp. 283–323, 1999.
- [5] D. S. Iwnick, “Manchester benchmarks for rail vehicle simulation,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 30, no. 3-4, pp. 295–313, 1998.
- [6] J. Giner Navarro, *Advanced techniques for the time-domain modelling of high-frequency train/-track interaction*. PhD thesis, Department of mechanical and materials Engineering, UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA, 2017.
- [7] J. Nielsen, “Numerical prediction of rail roughness growth on tangent railway tracks,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 267, p. 537–548, 10 2003.
- [8] N. Tortensson, Pieringer, “Simulation of rail roughness growth on small radius curves using a non-hertzian and non-steady wheel/rail contact model,” *Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2012), Chengdu, China*, 2012.
- [9] J. Fayos, L. Baeza, F. Denia, and J. E. Tarancón, “An eulerian coordinate-based method for analysing the structural vibrations of a solid revolution rotating about its main axis,” *Journal of Sound and Vibration, Volume 306, Issue 3-5, p 618-635*, 10 2007.
- [10] L. Baeza, J. Fayos, A. Roda, and R. Insa, “High frequency railway vehicle-track dynamics through flexible rotating wheelsets,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 46, no. 7, pp. 647–662, 2008. cited By 31.
- [11] P. Torstensson, J. Nielsen, and L. Baeza, “Dynamic train-track interaction at high vehicle speeds-modelling of wheelset dynamics and wheel rotation,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 330, no. 22, pp. 5309–5321, 2011. cited By 16.

-
- [12] J. Martínez Casas, *Modelados dinámicos avanzados de ejes ferroviarios*. PhD thesis, Department of mechanical and materials Engineering, UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA, 2013.
- [13] K. KNOTHE and S. GRASSIE, “Modelling of railway track and vehicle/track interaction at high frequencies,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 22, no. 3-4, pp. 209–262, 1993.
- [14] L. Baeza and H. Ouyang, “A railway track dynamics model based on modal substructuring and a cyclic boundary condition,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 330, no. 1, pp. 75 – 86, 2011.
- [15] L. JEZEQUEL, “Response of Periodic Systems to a Moving Load,” *Journal of Applied Mechanics*, vol. 48, p. 613, 1981.
- [16] M. Shamalta and A. V. Metrikine, “Analytical study of the dynamic response of an embedded railway track to a moving load,” Aug 2003.
- [17] J. J. Kalker, *Three-dimensional elastic bodies in rolling contact / by J.J. Kalker*. Kluwer Academic Publishers Dordrecht ; Boston, 1990.
- [18] B. Jacobson and J. J. Kalker, *Rolling Contact Phenomena*. 01 2000.
- [19] J. J. KALKER, “A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 11, no. 1, pp. 1–13, 1982.
- [20] P. Meinke, “Verfahren und auslegungsprogramme zur vorausberechnung optimaler konstruktionen von schienenfahrzeugen,” *MAN, Arbeitsgemeinschaft ZFF II, Abschlußbericht zum R/S-Forschungsprojekt TV 7992*, 10 1985.
- [21] C. kohl, “Modifikationen zum kalkerschen programm fastsim für die vereinfachte theorie des rollenden kontaktes,” *Technische Universität Berlin, Inst. für Luft- und Raumfahrt, ILR Mitt. 113*, 1982.
- [22] O. Polach, “A fast wheel-rail forces calculation computer code,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 33, pp. 728–739, 01 2000.
- [23] J. Martínez-Casas, E. D. Gialleonardo, S. Bruni, and L. Baeza, “A comprehensive model of the railway wheelset–track interaction in curves,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 333, no. 18, pp. 4152 – 4169, 2014.
- [24] W. Klingel, “Über den lauf von eisenbahnwagen auf gerader bahn.,” *Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens*, pp. 20:113–123, 01 1883.
- [25] K. E. Zaazaa and A. Schwab, “Review of joost kalker wheel-rail contact theories and their implementation in multibody codes,” 01 2009.
- [26] Z. Y. SHEN, J. K. HEDRICK, and J. A. E. M. of Test Design, “A comparison of alternative creep force models for rail vehicle dynamic analysis,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 12, no. 1-3, pp. 79–83, 1983.
- [27] E. Vollebregt, “Numerical modeling of measured railway creep versus creep-force curves with contact,” *Wear*, vol. 314, no. 1, pp. 87 – 95, 2014. Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail / Wheel Systems, Chengdu, 2012.
-

-
- [28] A. Wickens, “Fundamentals of rail vehicle dynamics.,” *London: CRC Pressg*, 2003.
- [29] B. Lee, S. Price, and Y. Wong, “Nonlinear aeroelastic analysis of airfoils: bifurcation and chaos,” *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 35, no. 3, pp. 205 – 334, 1999.
- [30] D. of mathematics, “Hopf bifurcations.,” *Massachusetts Institute of Technology*, 2004.
- [31] L. Wang, K. Miura, E. Nakamae, T. Yamamoto, and T. Wang, “An approximation approach of the clothoid curve defined in the interval $(0, \pi/2)$ and its offset by free-form curves,” *Computer-Aided Design*, vol. 33, no. 14, pp. 1049 – 1058, 2001.
- [32] UIC International Union of Railways, *Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour - safety - track fatigue - ride quality. Leaflet 518*, 2009.
- [33] O. Polach, “On non-linear methods of bogie stability assessment using computer simulations,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 220, no. 1, pp. 13–27, 2006.
- [34] ADIF, *Calificación de la vía. Alineación. N.A.V. 7-3-6.0*, 1983.

Capítulo 9

Pliego de condiciones

El pliego de condiciones es un documento que recoge las condiciones bajo las cuales se va a desarrollar el proyecto: contrato, condiciones del puesto de trabajo y especificaciones de los equipos necesarios para el desarrollo del mismo. Es un documento de obligado cumplimiento, y deberá ser tenido en cuenta en todo momento.

9.1. Condiciones reglamentarias generales

9.1.1. Condiciones de trabajo

Dado que este Trabajo de Fin de Máster únicamente consta de una parte teórica, en esta sección sólo se recogen los artículos del pliego de condiciones asociados a las obligaciones de los trabajadores y su seguridad e higiene en el puesto de trabajo, añadiendo al final cómo se ha aplicado durante la realización del trabajo.

Artículo I: Obligaciones y derechos de los trabajadores

Incumbe a los trabajadores, la obligación de cooperar en la prevención de riesgos profesionales en la empresa y el mantenimiento de la máxima higiene en la misma, a cuyos fines deberán cumplir fielmente los preceptos de esta Ordenanza y de sus instrucciones complementarias, así como las órdenes e instrucciones, que a tales efectos les sean dados por sus superiores.

Los trabajadores, expresamente, están obligados a:

- *Recibir las enseñanzas sobre materia en Seguridad e Higiene y sobre salvamento y socorrismo en los centros de trabajo que les sean facilitados por la empresa o en las instrucciones del Plan Nacional.*
- *Usar correctamente los medios de protección personal y cuidar de su perfecto estado de conservación.*
- *Dar cuenta inmediatamente a sus superiores de las averías y las deficiencias que puedan ocasionar peligros en cualquier centro o puesto de trabajo.*
- *Cuidar y mantener su higiene personal para evitar enfermedades contagiosas o molestias a los compañeros de trabajo.*

- *Someterse a los reconocimientos médicos preceptivos y vacunaciones o inmunizaciones ordenados por las Autoridades Sanitarias competentes o por el Servicio Médico de Empresas.*
- *No introducir bebidas u otras sustancias no autorizadas en los centros de trabajo. Tampoco se podrá presentar o permanecer en los mismos en estado de embriaguez o de cualquier otro género de intoxicación.*
- *Cooperar en la extinción de siniestros y en el salvamento de las víctimas de accidentes de trabajo en las condiciones que, en cada caso, fueren racionalmente exigibles.*

Todo trabajador, después de solicitar de su inmediato superior medios de protección personal de carácter preceptivo para la realización de su trabajo, queda facultado para demostrar la ejecución de éste, en tanto no le sean facilitados dichos medios, si bien deberá dar cuenta del hecho al Comité de Seguridad e Higiene o a uno de sus compañeros, sin perjuicio, además de ponerlo en conocimiento de la Inspección Provincial de Trabajo.

El trabajador ha seguido esta normativa.

Artículo II: Seguridad estructural

Todos los edificios permanentes o provisionales, serán de construcción segura y firme para evitar riesgos de desplome y los derivados de los fenómenos atmosféricos. Por este motivo, los cimientos, pisos y demás elementos de los edificios ofrecerán resistencia suficiente para sostener y suspender con seguridad las cargas para las que han sido calculados. Además, para preservar esta seguridad, se indicará por medio de rótulos o inscripciones las cargas que los locales pueden soportar o suspender, quedando totalmente prohibido sobrecargar los pisos y plantas de los edificios.

Este TFM se ha llevado a cabo en el edificio 5E de la Universitat Politècnica de Valencia, edificio que cumple con la normativa relacionada con la seguridad estructural.

Artículo III: Superficies y cubicación

Los locales de trabajo reunirán las siguientes condiciones mínimas:

- *Tres metros de altura desde el piso al techo.*
- *Dos metros cuadrados de superficie por cada trabajador.*
- *Diez metros cúbicos para cada trabajador*

No obstante, en los establecimientos comerciales, de servicios y locales destinados a oficinas y despachos, la altura a la que se refiere el apartado primero podrá quedar reducida hasta 2.5m, pero respetando la cubicación que se establece en el tercer apartado y siempre que el aire se renueve suficientemente.

Para el cálculo de la superficie y el volumen, no se tendrá en cuenta los espacios ocupados por máquinas, aparatos, instalaciones y materiales.

Al igual que con la normativa anterior, el edificio 5E cumple la normativa sobre superficies y cubicación.

Artículo IV: Suelos, techos y paredes

El pavimento constituirá un conjunto homogéneo, llano y liso, sin soluciones de continuidad; será de material consistente, no resbaladizo o susceptible de serlo con el uso y además de fácil limpieza. Estará al mismo nivel, y de no ser así se salvarán las diferencias de altura por medio de rampas con pendientes no superiores al 10 %.

Por otro lado, tanto los techos como las paredes deberán reunir las condiciones suficientes para resguardar a los trabajadores de las inclemencias del tiempo. Si han de soportar o suspender cargas deberán reunir las condiciones que se establezcan para estos en el artículo segundo.

La sala donde se realizó el trabajo cuenta con un pavimento homogéneo, llano y liso. Las cargas de techos y paredes reúnen las condiciones establecidas en el artículo cuarto.

Artículo V: Disposiciones generales

Todos los lugares de trabajo o tránsito tendrán iluminación natural, artificial o mixta, pero en cualquier caso apropiada a las operaciones que en ellos se esté realizando. Aunque la luz, como se acaba de comentar, puede ser natural o artificial, se intentará en la medida de lo posible que ésta sea natural.

Se deberá intensificar la iluminación en máquinas peligrosas, lugares de tránsito con riesgo de caídas, escaleras y salidas de urgencia.

La sala en la que se desarrolló el trabajo contaba con suficiente iluminación blanca para evitar reflejos. Las escaleras de emergencia están debidamente señalizadas.

VI: Iluminación de emergencia

En todos los centros de trabajo, se dispondrá de medios de iluminación de emergencia adecuados a las dimensiones de los locales y al número de trabajadores ocupados simultáneamente, capaces de mantener al menos durante una hora la intensidad de cinco luxes y mediante una fuente de energía que será independiente del sistema normal de iluminación.

Los cortes puntuales de luz producidos durante la estancia en el DIIM se informaron con suficiente antelación, impidiendo el imprevisto apagado de los equipos, con la consecuente pérdida de información. Además, el edificio cuenta con la correspondiente iluminación de emergencia.

Artículo VII: Ventilación, temperatura y humedad

En los lugares de trabajo y sus anexos se mantendrá, por medios naturales o artificiales, unas condiciones atmosféricas adecuadas, evitando el aire viciado, exceso de calor o de frío, humedad o sequía y los olores desagradables.

En ningún caso, el anhídrido carbónico ambiental, podrá sobrepasar la proporción de 50/10000, y el monóxido de carbono, la de 1/10000.

En los locales de trabajo cerrados, el suministro de aire fresco y limpio por hora y por trabajador, será al menos de 30 metros cúbicos, salvo que se efectúe una renovación total del aire varias veces por hora, no inferior a seis veces para trabajos sedentarios, ni a diez veces para trabajos que exijan un esfuerzo físico superior al normal. En el otro extremo, la circulación de aire en locales no cerrados se acondicionará de modo que los trabajadores no estén expuestos a corrientes molestas y que la velocidad del aire no exceda de 15 metros por minuto con temperatura normal, ni de 45 metros por minuto en ambientes extremadamente calurosos. En los centros de trabajo expuestos a altas y bajas temperaturas, serán evitadas las variaciones bruscas por el medio que se considere más eficaz. Cuando la temperatura sea extremadamente distinta entre los lugares de trabajo, deberán existir locales de paso para que los operarios se adapten gradualmente de unas condiciones a las otras.

De acuerdo con todo lo anterior, se fijan como límites de temperatura y humedad en locales y para los distintos trabajos, siempre que el procedimiento de fabricación lo permita, los siguientes:

- *Para trabajos sedentarios: de 17 a 22^oC.*
- *Para trabajos ordinarios: de 15 a 18^oC*
- *Para trabajos que exija acusado esfuerzo muscular: de 12 a 15^oC.*

A pesar de estas limitaciones, todos los trabajadores estarán debidamente protegidos contra las irradiaciones directas y excesivas de calor. La humedad relativa de la atmósfera oscilará del 40 al 60 %, salvo en instalaciones que haya peligro de generarse electricidad estática, en cuyo caso este valor se deberá limitar necesariamente por debajo del 50 %.

En aquellos trabajos, en los que por exigencias del proceso, los locales estén sometidos a un calor o frío extremo, se eliminará la permanencia de los operarios estableciendo, en cada caso, los turnos adecuados.

Todas las medidas recogidas en este artículo se cumplen en el puesto de trabajo gracias a los sistemas de ventilación y aire acondicionado, al tratarse de un puesto de trabajo cerrado.

Artículo VIII: Ruidos, vibraciones y trepidaciones

Este artículo no es aplicable para el presente trabajo, pues no existen máquinas que produzcan vibraciones ni ruidos desagradables en el lugar de trabajo.

Artículo IX: Protección contra contactos en equipos eléctricos

En las instalaciones y equipos eléctricos, para la protección de las personas contra los contactos con partes habitualmente en tensión, se adoptarán alguna de las siguientes prevenciones:

- *Se alejarán las partes activas de la instalación a distancia suficiente del lugar donde las personas habitualmente se encuentran o circulan, para evitar un contacto fortuito o por la manipulación de objetos conductores, cuando éstos puedan ser utilizados cerca de estas partes activas de la instalación.*
- *Se recubrirán las partes activas con el aislamiento apropiado, que permita conservar indefinidamente las propiedades del conductor y que limiten la corriente de contacto a un valor inocuo para las personas.*

- *Se interpondrán obstáculos que impidan todo contacto accidental con las partes activas de la instalación. Los obstáculos de protección deben estar fijados en forma segura y ser capaces de resistir los esfuerzos mecánicos usuales. Para la protección contra los riesgos de contacto con las masas de las instalaciones que puedan quedar accidentalmente con tensión, se adoptarán, en corriente alterna uno o varios de los siguientes dispositivos de seguridad:*
 - *Puesta a tierra de las masas. Las masas deben estar unidas eléctricamente a una toma de tierra o a un conjunto de tomas de tierra interconectadas, que tengan una resistencia apropiada. Las instalaciones, tanto con neutro aislado como con neutro unido a tierra, deben estar permanentemente controladas por un dispositivo que indique automáticamente la existencia de cualquier defecto de aislamiento, o que separe automáticamente la instalación o parte de la misma en la que esté el defecto de la fuente de energía de la que alimenta.*
 - *Dispositivos de corte automático o de aviso, sensibles a la corriente de defecto (interruptores diferenciales), o a la tensión de defecto (relés de tierra).*
 - *Unión equipotencial o por superficie aislada de tierra o de las masas (conexiones equipotenciales).*
 - *Separación de los circuitos de utilización de las fuentes de energía, por medio de transformadores o grupos convertidores, manteniendo aislados de tierra todos los conductores del circuito de utilización, incluso el neutro.*
 - *Poner doble aislamiento de los equipos y máquinas eléctricas.*

En el caso de que existan en la empresa circuitos alimentados mediante corriente continua, se adoptarán sistemas de protección adecuados para cada caso, similares a los que se acaban de mencionar para corriente alterna.

Se han tomado las protecciones necesarias para aislar cables y equipos eléctricos presentes en la sala donde se realizó el trabajo.

Artículo X: Electricidad estática

Dado que no hay riesgo de acumulación de electricidad estática en el puesto de trabajo, este artículo no ha sido tenido en cuenta.

Artículo XI: Recomendaciones sobre materias inflamables

Este artículo no se aplica tampoco puesto que en el lugar de trabajo no se almacenan ni acumulan materias inflamables.

Artículo XII: Prevención y extinción de incendios

En los centros de trabajo que ofrezcan peligro de incendios, con o sin explosión, se adoptarán las prevenciones que se indican a continuación, combinando su empleo con la protección general más próxima que puedan prestar los servicios públicos contra incendios:

1. *Donde existan conducciones de agua a presión, se instalarán suficientes tomas o bocas de agua a distancia conveniente entre sí y cercanas a los puestos fijos de trabajo y lugarse de*

paso personal, colocando junto a tales tomas las correspondientes mangueras, que tendrán la sección y resistencia adecuadas para soportar la presión.

2. *Cuando se carezca normalmente de agua a presión o ésta sea insuficiente, se instalarán depósitos con un volumen suficiente para poder combatir los posibles incendios.*
3. *En los incendios provocados por líquidos, grasas, pinturas inflamables o polvos orgánicos, sólo se deberá emplear agua, y esta deberá estar además muy pulverizada.*
4. *No se empleará agua para extinguir fuegos en polvos de aluminio o magnesio en presencia de carburo de calcio u otras sustancias que al contacto con el agua produzcan explosiones, gases inflamables o incluso nocivos.*
5. *En incendios que afecten a instalaciones eléctricas con tensión, se prohibirá el empleo de extintores de espuma química, soda ácida o agua.*
6. *En la proximidad a los puestos de trabajo con mayor riesgo de incendio, se dispondrán, colocados en sitio visible y accesible fácilmente, extintores portátiles o móviles, sobre ruedas, de espuma física o química, mezcla de ambas o polvos secos, anhídrido carbónico o agua, según convenga a la causa determinante del fuego a extinguir que sea más probable que haga su aparición.*
7. *Cuando se empleen distintos tipos de extintores serán rotulados con carteles indicadores del lugar o clase de incendio en el que deban emplearse. Estos extintores serán revisados periódicamente y cargados según las normas de las casas constructoras inmediatamente después de usarlos.*
8. *Se instruirá al personal, cuando sea necesario, del peligro que presenta el empleo de tetracloruro de carbono y cloruro de metilo en atmósferas cerradas y de las reacciones químicas peligrosas que puedan producirse en los locales de trabajo entre los líquidos extintores y las materias sobre las que puedan proyectarse.*
9. *En las dependencias con alto riesgo de incendio, queda terminantemente prohibido fumar o introducir cerillas, mecheros o útiles de ignición. Esta prohibición se indicará con carteles visibles a la entrada y en los espacios libres de las paredes de tales dependencias.*
10. *Se prohíbe igualmente al personal introducir o emplear útiles de trabajo, no autorizados por la empresa que puedan ocasionar chispas por contacto o proximidad a sustancias inflamables.*
11. *Es obligatorio el uso de guantes, manoplas, mandiles o trajes ignífugos, y de calzado especial contra incendios, que las empresas facilitarán a los trabajadores para uso individual.*

A pesar del bajo riesgo de incendio en el puesto de trabajo, todo el edificio cuenta con los correspondientes agentes extintores de incendios y salidas de emergencia.

9.2. Condiciones legales

Se fijan a continuación las condiciones legales que debe cumplir el contratista, así como el tipo de contrato y la adjudicación que ha de regir.

9.2.1. Contrato

El tipo de contrato que es de aplicación es contrato a precio alzado. Se estipula una cantidad fija por la totalidad de los trabajos desde el principio, no siendo posible modificación alguna bajo ninguna causa.

9.2.2. Arbitraje y jurisdicción competente

En caso de litigio o desavenencia entre el cliente y el contratista, será la dirección técnica la que actuará como árbitro para eliminar estas desavenencias y decir cuál de las partes tiene razón y poder llegar así a un acuerdo. En caso de no llegar a ningún acuerdo, cada una de las partes llamará a un técnico y, entre éstos, intentarán solucionar la desavenencia. Si no se llega a solución alguna se llevará el litigio a juicio.

9.2.3. Causa de rescisión del contrato

Las causas recogidas para formalizar la rescisión del contrato son:

- Retraso injustificado en la ejecución del contrato.
- Abandono injustificado de los trabajos.
- Causa administrativa.
- Fallecimiento del contratista.

En caso de ser rescindido el contrato por parte del cliente, se abonará a la contrata el coste de los trabajos realizados hasta el momento, más un 50 % del resto del trabajo pendiente, excepto cuando la rescisión esté recogida en uno de las causas anteriores.

9.3. Condiciones económicas

Se recogen y describen las relaciones entre propiedad y contrata.

9.3.1. Fianza

El contratista deberá depositar una fianza que se establecerá en función de los trabajos ejecutados por la contrata, sirviendo como garantía a la hora de firmar el contrato. Para este proyecto, el valor de la fianza es el 6 % del coste después de impuestos del proyecto.

9.3.2. Mejoras y modificaciones

Toda mejora realizada por deseo expreso de la propiedad correrá a su cargo. No obstante, las realizadas por el contratista no modificarán el precio inicial presupuestado.

9.3.3. Abono de los trabajos

Cuando la propiedad reciba el informe, dispondrá de 60 días naturales para efectuar el pago. La modalidad de dicho pago será previamente acordada entre ambas partes.

9.3.4. Penalizaciones

- Penalización por demora injustificada.
- Penalización por incumplimiento de contrata.
- Penalización por demora de pago. En caso de incumplimiento de los plazos de pago, el contratista tendrá derecho a percibir una cantidad extra del 4.5% anual en concepto de interés de demora sobre el importe acordado. Si transcurriesen hasta tres meses, el contratista podrá resolver el contrato, procediendo a la liquidación correspondiente de las obras ejecutadas y materiales acopiados.

9.3.5. Plazo de entrega

El plazo de entrega comienza a partir de la aceptación del proyecto. Es establecido de mutuo acuerdo por las dos partes, con una duración de como mínimo 6 meses. Estos plazos sólo podrán ser prorrogados por causas de fuerza mayor, siendo necesario informar sin demora por carta certificada con acuse de recibo de la naturaleza de ésta causa, la duración probable, y sus efectos previsibles.

9.4. Condiciones técnicas

Se recogen en este apartado las especificaciones técnicas de hardware y software necesarias para el desarrollo del proyecto, así como los elementos necesarios para el mismo. Son necesarios un equipo informático completo y acceso a internet y a datos bibliográficos.

9.4.1. Hardware

Para el desarrollo del proyecto se ha utilizado uno de los ordenadores presentes en las aulas de informática del departamento de Ingeniería Mecánica y de materiales de la UPV, con las siguientes características:

- Procesador Intel(R) Core(TM) i3-540 @3.07GHz
- RAM 8GB
- Disco duro local de 128GB

9.4.2. Software

Los programas utilizados han sido:

- Adams VI-Rail 18.0.
- MATLAB R2018a.
- TexWorks editor como editor de Latex.
- Sistema operativo Microsoft: Windows 10.

Todos ellos contando con licencia para estudiantes adscrita a la UPV.

Capítulo 10

Presupuestos

A continuación se va a detallar el presupuesto estimado para el desarrollo de este proyecto. En él, se tienen en cuenta los costes de los equipos, licencias y personal, desglosándose el coste por hora de uso y total del proyecto.

10.1. Hardware

El único hardware utilizado durante el desarrollo del presente TFM ha sido un ordenador de torre, considerando que éste se amortiza en 5 años. En la tabla 10.1 se desglosa su coste:

Coste de amortización del hardware	
Coste del ordenador (€)	900
Periodo de amortización (años)	5
Periodo amortizado (años)	1
Coste mensual de amortización (€)	15
Coste de amortización del ordenador (€)	180

Tabla 10.1: Costes de amortización del hardware

10.2. Software

El proyecto se ha desarrollado únicamente con dos softwares: *Adams VI-Rail* y *Thermomix*, software propio del equipo de investigación del CIIM, desarrollado en *Matlab*. De ambos softwares se ha considerado un periodo de utilización de 5 meses.

La redacción ha sido realizada con el software libre Latex, por lo que no hay costes asociados a este software.

En la tabla 10.2 se presenta un desglose de los costes de amortización del software:

Coste de amortización del software				
Software	Coste anual (€)	Uso (meses)	Amortización (años)	Coste de amortización (€)
<i>Adams VI-Rail</i>	2100	5	1	875
<i>Matlab</i>	800	5	1	333.33
Total				1208.33

Tabla 10.2: Costes de amortización del software

10.3. Costes laborales

El único coste laboral asociado a este proyecto es el del trabajador que lo ha desarrollado, con un salario bruto de 27.35€/hora.

Costes laborales			
Trabajo realizado	Sueldo base (€/hora)	Horas trabajadas	Coste (€)
Revisión bibliográfica	27.35	80	2188
Simulaciones informáticas	27.35	120	3282
Postprocesado de resultados	27.35	300	8205
Redacción del informe y la presentación	27.35	120	3282
Total			16957

Tabla 10.3: Costes laborales

10.4. Presupuesto total

El presupuesto total se obtiene a partir del coste total de cada uno de los costes asociados a este proyecto:

Presupuesto total del proyecto	
Coste de amortización del hardware (€)	180
Coste de amortización del software (€)	1208.33
Costes laborales (€)	16957
Total (€)	18345.33

Tabla 10.4: Presupuesto total