

Proyecto Fin de Carrera
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Análisis modal mediante elementos finitos de una vía
ferroviaria a escala

Autor: Juan José Soler Medina

Tutor: Rosario Chamorro Moreno

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

Sevilla, 2020



Proyecto Fin de Grado
Grado Ingeniería de Tecnologías Industriales

Análisis modal mediante elementos finitos de una vía ferroviaria a escala

Autor:

Juan José Soler Medina

Tutor:

Rosario Chamorro Moreno
Profesora Contratada Doctora

Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2020

Proyecto Fin de Carrera: Análisis modal mediante elementos finitos de una vía ferroviaria a escala

Autor: Juan José Soler Medina

Tutor: Rosario Chamorro Moreno

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2020

El Secretario del Tribunal

A mi familia
A mis amigos

Agradecimientos

Agradecer a Rosario Chamorro el tiempo dedicado a la supervisión de este Trabajo de Fin de Grado y la oportunidad de realizarlo.

En segundo lugar, me gustaría realizar una mención especial a mi familia, que me ha acompañado y apoyado durante todos los años del grado.

No puedo olvidarme de los amigos de la infancia y los nuevos conocidos durante la carrera. Agradecer también a Gabriel y Rocío por su ayuda desinteresada y especialmente a Carmen por las innumerables horas de estudio compartidas en todos estos años.

Juan José Soler Medina

Sevilla, 2020

Este Trabajo de Fin de Grado se realiza con el objetivo de analizar el comportamiento dinámico de la vía férrea a escala ubicada en la cubierta de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de la Universidad de Sevilla a través de un análisis modal. Se pretende obtener las frecuencias naturales y modos de vibración de los diferentes componentes de la sección de circuito ferroviario.

Este proyecto se plantea como una continuación del trabajo de Ballester [1], al que se le realizan una serie de modificaciones descritas en el Capítulo 2, en busca de una mejor aproximación al comportamiento de la vía a escala. Los resultados de los nuevos modelos se comparan, después de la simulación, con los resultados numéricos y experimentales obtenidos en el proyecto de Ballester.

En el primer Capítulo se realiza una introducción sobre la dinámica de vía, incidiendo en la influencia de la rigidez y los elementos elásticos, ubicados en la superestructura de la vía, en el comportamiento dinámico de esta.

En el Capítulo 2 se explican las características de la vía a escala y se describen las modificaciones realizadas sobre el modelo de Ballester. Las principales diferencias entre ambos modelos son la inclusión de los apoyos troncocónicos, la estrategia de mallado, la utilización de otros tipos de elementos o la introducción de componentes de caucho, entre otras.

El tercer Capítulo muestra los resultados numéricos obtenidos mediante ANSYS, un *software* especializado en simulaciones de estructuras a través de elementos finitos, de los diferentes modelos. Además de comentar los resultados, se comparan tanto con los resultados numéricos como con los resultados experimentales de Ballester, que se describen en el Apartado 3.6.1.

Por último, el Capítulo 4 expone las conclusiones de este proyecto y las posibles mejoras por realizar en futuros trabajos.

Abstract

This Final Degree Project is carried out with the aim of analysing the dynamic behaviour of the scaled railway track located on the roof of the School of Engineering of the University of Seville through a modal analysis. The aim is to obtain the natural frequencies and modes of vibration of the different components of the railway circuit section.

This project is proposed as a continuation of Ballester's work [1], to which a series of modifications described in Chapter 2 are made, in search of a better approach to the full-scale track. The results of the new models are compared, after simulation, with the numerical and experimental results obtained in Ballester's project.

In the first Chapter, an introduction is made to the dynamics of the track, focusing mainly on the influence of the stiffness and the elastic elements located in the superstructure of the track on its dynamic behaviour.

Chapter 2 explains the main characteristics of the scaled track and describes the modifications made to the Ballester model. The main differences between both models are the inclusion of the troncoconic supports, the meshing strategy, the use of other types of elements or the introduction of rubber components, among others.

The third Chapter shows the numerical results obtained from the different simulated models. In addition to commenting on the results, these are compared both with the numerical results and with the experimental results of Ballester, which are described in Section 3.6.1.

Finally, Chapter 4 sets out the conclusions of this project and possible improvements to be made in future work.

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xv
Índice de Tablas	xvii
Índice de Figuras	xix
Notación	xxii
1 Estado del Arte de la Dinámica de la Vía	1
1.1. <i>Introducción</i>	1
1.2. <i>Influencia de la rigidez</i>	2
1.3. <i>Influencia de los materiales elásticos</i>	5
1.3.1 "Rail pads"	5
1.3.2 Sistema de fijación de la vía	10
1.3.3 Traviesas	13
1.4. <i>Influencia de la dinámica de la vía en el mantenimiento predictivo</i>	17
2 Definición y Características del circuito ferroviario	24
2.1. <i>Descripción y modelado</i>	24
2.2. <i>Elementos placa y viga</i>	26
2.3. <i>Estrategia de mallado</i>	27
2.4. <i>Elementos elásticos</i>	30
2.5. <i>Clases de contacto</i>	31
3 Resultados del Análisis Modal	33
3.1. <i>Características del modelo</i>	33
3.2. <i>Comparación del modelo completo con el modelo de Ballester [2]</i>	36
3.2.1 Análisis de los resultados	37
3.2.2 Comparación de los resultados	41
3.3. <i>Comparación del modelo completo con el modelo completo con elementos de caucho</i>	43
3.4. <i>Comparación del modelo de los carriles y su sistema de sujeción con y sin arandelas de caucho</i>	45
3.4.1 Modelo de una traviesa	51
3.5. <i>Comparación de la mesa y la placa con la mesa y la placa con elementos de caucho</i>	55
3.6. <i>Comparación de los resultados numéricos con los resultados experimentales obtenidos por Ballester</i>	59
3.6.1 Resumen de los resultados experimentales de Ballester	59
3.6.2 Resultados numéricos vs. experimentales	61
4 Conclusiones y Propuestas de Mejora	66
4.1. <i>Conclusiones</i>	66
4.2. <i>Propuestas de mejora para futuros trabajos</i>	67
5 Referencias	69

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Campos de aplicación de los “rail pads” según su rigidez. Fuente [5]	8
Tabla 2. Parámetros geométricos para medir por los trenes auscultadores. Fuente [24]	20
Tabla 3. Conjunto de tablas en las que se incluyen los parámetros geométricos que hay que medir en la línea Ave Madrid-Sevilla. Fuente [25]	22
Tabla 4. Parámetros dinámicos para medir. Fuente [24]	23
Tabla 5. Rango de frecuencia de los acelerómetros. Fuente [24]	23
Tabla 6. Inclinación por tramos. Fuente [1]	25
Tabla 7. Rango de calidades de mallado	28
Tabla 8. Resumen de los tipos de contactos. Fuente [27]	31
Tabla 9. Frecuencias naturales (Hz) del modelo completo de acero	37
Tabla 10. Comparativa de las frecuencias naturales (Hz) del modelo completo de acero con el modelo de Ballester	41
Tabla 11. Comparativa de las frecuencias naturales (Hz) del modelo completo de acero con el modelo completo de acero y caucho	44
Tabla 12. Comparativa de las frecuencias naturales (Hz) de la vía solo de acero con la vía de acero y caucho	46
Tabla 13. Comparativa de las frecuencias naturales (Hz) de la mesa con placa solo de acero con la de acero y caucho	56
Tabla 14. Columna izquierda: Primeras 5 frecuencias del modelo formado por barras, tornillos regulables y apoyos; Columna derecha: Primeras 5 frecuencias del modelo formado por barras.	62
Tabla 15. Frecuencias del modelo de los carriles como único elemento flexible. Fuente [1]	65

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de una vía férrea. Fuente [3]	1
Figura 2. Ensayo rigidez estática. Fuente [4]	3
Figura 3. Ensayo rigidez dinámica. Fuente [4]	3
Figura 4. Aceleración lateral y vertical, vía flexible y vía rígida. Fuente [8]	4
Figura 5. Aceleración máxima lateral, vía flexible y vía rígida. Fuente [8]	4
Figura 6. Tipos de “rail pads”. Fuente [5]	6
Figura 7. Relación carga-deformación y la rigidez asociada. Fuente [9]	6
Figura 8. Relación rigidez estática y deformación por compresión. Fuente [2]	7
Figura 9. Deformación de las traviesas según la rigidez de las almohadillas. Fuente [11]	7
Figura 10. Efecto de las precargas en la rigidez dinámica de los <i>rail pads</i> . Fuente [13]	9
Figura 11. Efecto de las precargas en el amortiguamiento de los <i>rail pads</i> . Fuente [13]	9
Figura 12. Amplitud máxima de desplazamiento y ángulo de fase para un punto directamente debajo de la carga para cinco niveles de precarga. Fuente [9]	10
Figura 13. Sistema de sujeción de vía. Fuente [14]	11
Figura 14. Dos sistemas de fijación modelados con elementos finitos. Izquierda: RWFS. Derecha: RFFS. Fuente [15]	11
Figura 15. Distribución de cargas. Izquierda: RWFS. Derecha: RFFS. Fuente [15]	12
Figura 16. Efecto de la frecuencia de carga en la rigidez RWFS. Fuente [15]	12
Figura 17. Efecto de la precarga en la rigidez RWFS. Fuente [15]	13
Figura 18. Efecto de la rigidez de la almohadilla del riel sobre la rigidez RWFS. Fuente [15]	13
Figura 19. Efecto de la frecuencia de carga y precarga en la amortiguación RWFS. Fuente [15]	14
Figura 20. Aceleraciones en la sección de la curva. En gris: traviesa de madera. En negro: traviesa de hormigón. Fuente [17]	15
Figura 21. Modelo de elementos finitos de una traviesa. Fuente [19]	15
Figura 22. Primera y segunda frecuencia natural y sus correspondientes deformadas. Fuente [19]	16
Figura 23. Respuestas transitorias de la traviesa de hormigón ferroviario según la relación de amortiguamiento en el dominio del tiempo. Fuente [19]	17
Figura 24. Modelo de elementos finitos de la vía ferroviaria. Fuente [21]	17
Figura 25. Modelo de traviesa en solitario: Rigidez de las almohadillas, 600 kN/mm; Rigidez del balasto, 200 kN/mm. Fuente [21]	18
Figura 26. Modelo de traviesa en solitario: No existe almohadilla en este modelo; Rigidez del balasto, 600 kN/mm. Fuente [21]	18
Figura 27. Laboratorio en un tren auscultador. Fuente [25]	22
Figura 28. Trazado del circuito. Fuente [1]	24
Figura 29. Componentes de la vía. Fuente [1]	25
Figura 30. Mecanismo de apoyo en CATIA. Fuente [1]	25
Figura 31. Conjunto circuito ferroviario. Fuente [1]	26
Figura 32. Elementos placa y barra	27

Figura 33. Apoyo troncocónico dividido	28
Figura 34. Traviesa dividida	29
Figura 35. Traviesa dividida y mallada	29
Figura 36. Elementos de caucho en los apoyos	30
Figura 37. Arandelas de caucho	30
Figura 38. Contacto entre elementos barra	32
Figura 39. Mallado del modelo	34
Figura 40. Ortogonalidad del mallado	34
Figura 41. Nomenclatura de las barras del modelo	35
Figura 42. Condiciones de contorno en los apoyos troncocónicos	35
Figura 43. Condiciones de contorno en la dirección del eje Y	36
Figura 44. Primera deformada (apartado 3.2.1)	37
Figura 45. Segunda deformada (apartado 3.2.1)	38
Figura 46. Tercera deformada (apartado 3.2.1)	38
Figura 47. Cuarta deformada (apartado 3.2.1)	39
Figura 48. Quinta deformada (apartado 3.2.1)	39
Figura 49. Sexta deformada (apartado 3.2.1)	40
Figura 50. Séptima, octava, novena y décima deformada (apartado 3.2.1)	40
Figura 51. Primera, segunda, tercera y cuarta deformada del modelo de Ballester. Fuente [1]. (apartado 3.2.2)	42
Figura 52. Quinta, sexta, séptima y décimocuarta deformada del modelo de Ballester. Fuente [1]. (apartado 3.2.2)	43
Figura 53. Seis primeras deformadas (apartado 3.3)	44
Figura 54. Séptima, octava, novena y décima deformadas (apartado 3.3)	45
Figura 55. Condiciones de contorno (apartado 3.4)	45
Figura 56. Primera deformada (viga biempotrada), segunda deformada (viga apoyada-empotrada) y tercera deformada (viga biapoyada) (apartado 3.4). Fuente [28]	47
Figura 57. Primera deformada desde dos posiciones. Izquierda: Solo acero. Derecha: Acero y caucho (apartado 3.4)	48
Figura 58. Segunda deformada del modelo con las arandelas de caucho (apartado 3.4)	48
Figura 59. Tercera deformada del modelo con las arandelas de caucho (apartado 3.4)	49
Figura 60. Cuarta deformada (solo acero) (apartado 3.4)	49
Figura 61. Cuarta deformada (acero y caucho) (apartado 3.4)	50
Figura 62. Diez primeros modos de vibración (apartado 3.4)	51
Figura 63. Mallado de una traviesa (apartado 3.4.1)	52
Figura 64. Imagen superior: Deformada de la arandela de caucho. Imagen inferior: Deformada de la arandela de acero. (apartado 3.4.1)	52
Figura 65. Deformada 7 de la traviesa con arandela de caucho. (apartado 3.4.1)	53
Figura 66. Deformada 7 de la traviesa con arandela de acero. (apartado 3.4.1)	54
Figura 67. Deformada 9 de la traviesa con arandela de caucho (apartado 3.4.1)	54
Figura 68. Deformada 9 de la traviesa con arandela de acero. (apartado 3.4.1)	55

Figura 69. Seis primeras deformadas (apartado 3.5)	57
Figura 70. Deformada 7 (sin vía) y Deformada 5 (con vía), Deformada 9 (sin vía) y Deformada 7 (con vía), Deformada 10 (sin vía) y Deformada 10 (con vía) (apartado 3.5)	57
Figura 71. Deformadas séptima, octava, novena y décima. Izquierda: solo acero. Derecha: acero y caucho. (apartado 3.5)	58
Figura 72. “FRF del ensayo sobre el carril”. Fuente [1]	59
Figura 73. Imagen 1: “FRFs de los ensayos sobre la estructura de la mesa y chapa”; Imagen 2: “FRF del ensayo sobre la traviesa”. Fuente [1]	60
Figura 74. Imagen 1: “FRFs de los ensayos realizados en la estructura de la mesa y el pie”; Imagen 2: “FRFs de los ensayos realizados en la estructura de la mesa y el pie ampliando el rango de frecuencias”. Fuente [1]	61
Figura 75. Primeras 5 deformadas del modelo formado por barras, tornillos regulables y apoyos	62
Figura 76. Primeras 5 deformadas del modelo formado por barras	63
Figura 77. “División de intervalos de frecuencia sobre la FRF del ensayo en el carril”. Fuente [1]	64

Notación

ADIF	Administrador de Infraestructuras Ferroviarias
k	Rigidez
m	Masa
kN	Kilonewton
mm	Milímetros
S	Desplazamiento
Hz	Hercio
dB	Decibelio
AVE	Alta Velocidad Española
km/h	Kilómetros por hora
m/s ²	Función arco tangente
HPDE	<i>High Density Polyethylene</i>
TPE	<i>Thermoplastic elastomers</i>
EVA	<i>Etilvinilacetato</i>
p	Carga aplicada sobre el <i>rail-pad</i>
u	Desplazamiento del <i>rail-pad</i>
kN/mm	Kilonewton partido milímetro
s	Segundo
RWFS	<i>Rail-Web Fastening System</i>
RFFS	<i>Rail-Foot Fastening System</i>
DEM	<i>Discrete Element Method</i>
TQM	<i>Total Quality Management</i>
TPM	<i>Total Productive Maintenance</i>
UIC	<i>Union Internationale des Chemins de Fer</i>
RENFE	Red Nacional de los Ferrocarriles Españoles
m/s	Metros por segundo
μ	Coefficiente de fricción
F _{sliding}	Fuerza de deslizamiento
F _{friction}	Fuerza de fricción
kg/m ³	Kilogramo partido por metro cúbico
Pa	Pascal
FRF	<i>Frequency Response Function</i>

1 DINÁMICA DE LA VÍA

1.1 Introducción

El ferrocarril, como medio de transporte de personas y mercancías, ha tenido un gran protagonismo en la sociedad desde sus inicios en el siglo XIX. Las innumerables mejoras que se han ido produciendo hasta la actualidad han supuesto un desarrollo en las técnicas de tracción, la posibilidad de aumentar el número de vagones supuso un aumento en la capacidad de carga y a la vez, manteniendo una alta eficiencia, convirtiéndose en un medio de transporte atractivo capaz de competir con aviones, barcos y demás medios de transporte. El bajo impacto ambiental comparado con otros sistemas de comunicación de personas, ya que se puede garantizar el uso exclusivo de la electricidad como sistema de tracción, y unido a la implantación de la alta velocidad han supuesto que el transporte ferroviario se instaure como una de las opciones principales para pasajeros y para transporte de mercancías.

A pesar de tener grandes ventajas, el sistema ferroviario no está exento de grandes problemas técnicos que han ido apareciendo a la par que se implantaban avances tecnológicos. Estos problemas se resuelven mediante la investigación. A pesar de tener, en comparación, un bajo efecto ambiental, la generación de vibraciones y ruido afectan negativamente a los pasajeros, a los habitantes de las viviendas próximas a las vías, las propias infraestructuras de dichas viviendas y demás construcciones como puentes o túneles e incluso la superestructura e infraestructura de la vía ferroviaria a las que puede ocasionar daños que deriven en un posible accidente o que incrementen de forma notable el gasto en mantenimiento. En [2] se dice que el rango de frecuencias producidas por el tráfico ferroviario y transmitidas al suelo, por un lado, y el ruido, por otro, es de 1-80 HZ y 16-250 Hz respectivamente.

Es importante conocer el origen de las vibraciones que provocan los inconvenientes nombrados previamente, en el trabajo de R. Ballester [1] se explican en profundidad las posibles causas de las vibraciones como por ejemplo la fuerza entre la rueda y el carril, la rugosidad de la rueda, la corrugación, la irregularidad geométrica de la vía, los cambios en la rigidez en la vía o la deformación en la rueda.

A continuación, se incluye una imagen que describe los componentes básicos de una vía férrea clásica, es decir, sobre balasto. Además, debe tenerse en cuenta algunos elementos trascendentales como las sujeciones de los carriles, almohadillas elásticas, entre otros:

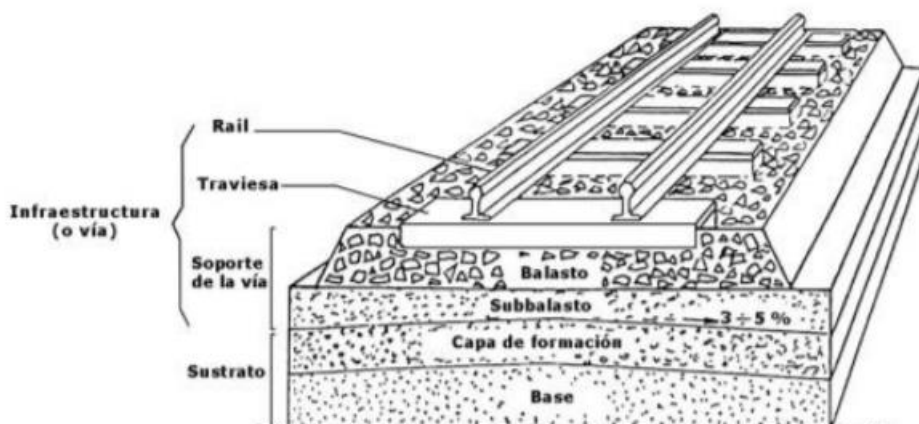


Figura 1. Esquema de una vía férrea. Fuente [3]

Con el avance de las investigaciones, se han implantado otros tipos de vías que responden de una forma más eficiente a las necesidades de los nuevos trenes de alta velocidad. El ejemplo más claro es el de vía sobre placa, ya sea con los carriles directamente implantados en losas de hormigón o con traviesas apoyadas sobre placas de hormigón en vez de sobre capas de balasto. Sin embargo, en este trabajo no se profundizará en las vías ferroviarias sobre placa.

A medida que el diseño de los trenes y la superestructura de la vía se desarrollaban, ha ido surgiendo la necesidad de un conocimiento profundo del comportamiento de cada elemento durante su vida útil. Aquí es donde entra en escena el análisis dinámico tanto del tren como de los elementos que forman la vía. Tradicionalmente, según [3] han existido tres modelos distintos de análisis dinámico de los vehículos ferroviarios (también de la vía), el análisis del comportamiento dinámico longitudinal, el lateral y el vertical. El estudio longitudinal se realiza en los vehículos, ya que atañe al propio avance del vehículo, el comportamiento lateral se basa principalmente en la estabilidad del vehículo y, por último, el estudio vertical de la dinámica de vía se basa fundamentalmente en las vibraciones que sufren los pasajeros debidas a las aceleraciones verticales. En este proyecto se tratará exclusivamente el análisis dinámico de la superestructura de la vía.

En [1] se investiga sobre la dinámica de la vía sobre balasto y el comportamiento dinámico de algunos componentes de la superestructura, describiendo tres modos de vibración, cada uno debido a un componente distinto. En la subestructura de una vía sobre balasto, el primer modo (50-300 Hz) característico es el debido a las vibraciones en la capa de balasto, el segundo modo (200-600 Hz) está asociado los rieles y el tercer modo (600-1100 Hz) depende de la distancia existente entre las traviesas. En el trabajo realizado por Ballester [1] es posible obtener un información detallado sobre el modelo dinámico de vía discreta sobre balasto.

La preocupación por las vibraciones y el ruido ha crecido de forma exponencial a medida que se han ido solicitando mejores servicios de los ferrocarriles, mayor velocidad, más seguridad, aumento del confort del pasajero, respeto por el medio ambiente, etc. Para cumplir los objetivos y minimizar los problemas generados por las vibraciones se suele acudir a los elementos elásticos y son ubicados en distintas partes de la superestructura de la vía. En los siguientes apartados se tratará el efecto de la rigidez, los elementos elásticos, su comportamiento e influencia en la dinámica de la vía.

1.2 Influencia de la rigidez

Un aspecto relevante en el comportamiento dinámico de la vía ferroviaria es la rigidez de los elementos que forman la superestructura de la vía, por separado y en conjunto. La rigidez es un parámetro que está relacionado directamente con el concepto de la frecuencia natural de un sistema. Obtener las frecuencias naturales de la vía a escala es uno de los principales objetivos de este proyecto, por lo tanto, es importante conocer la influencia que puede tener la rigidez en los resultados. En la siguiente ecuación de la frecuencia natural F se puede ver como esta depende directamente de la rigidez k :

$$F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1-1)$$

La rigidez se puede considerar como la relación entre la fuerza que se aplica sobre un cuerpo y la deformación que este sufre. Para conocer la rigidez de un cuerpo se pueden realizar análisis dinámicos o estáticos, es decir, se aplica una fuerza de forma cíclica o aplicando una fuerza de forma ascendente con el tiempo, respectivamente. En [4] se muestran dos ejemplos de ensayos, en el primero se calcula la rigidez estática y en el segundo la rigidez dinámica:

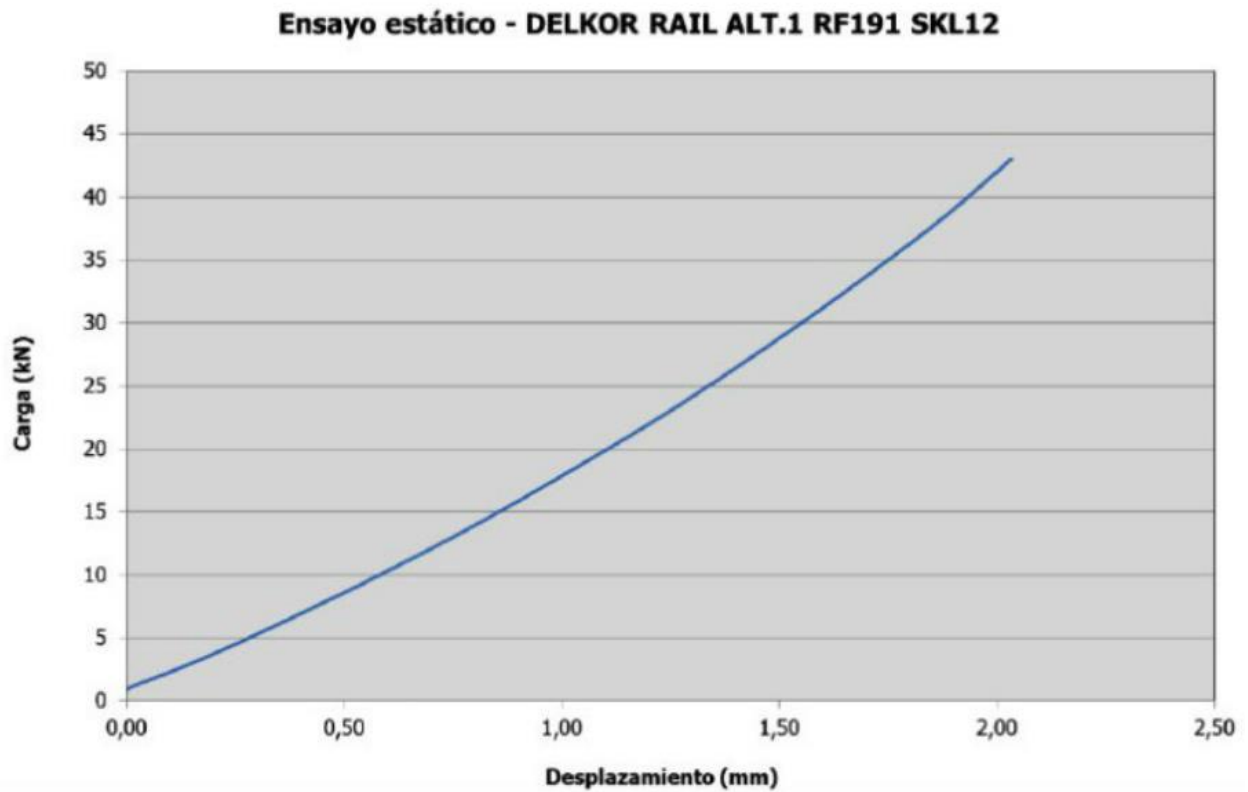


Figura 2. Ensayo rigidez estática. Fuente [4]

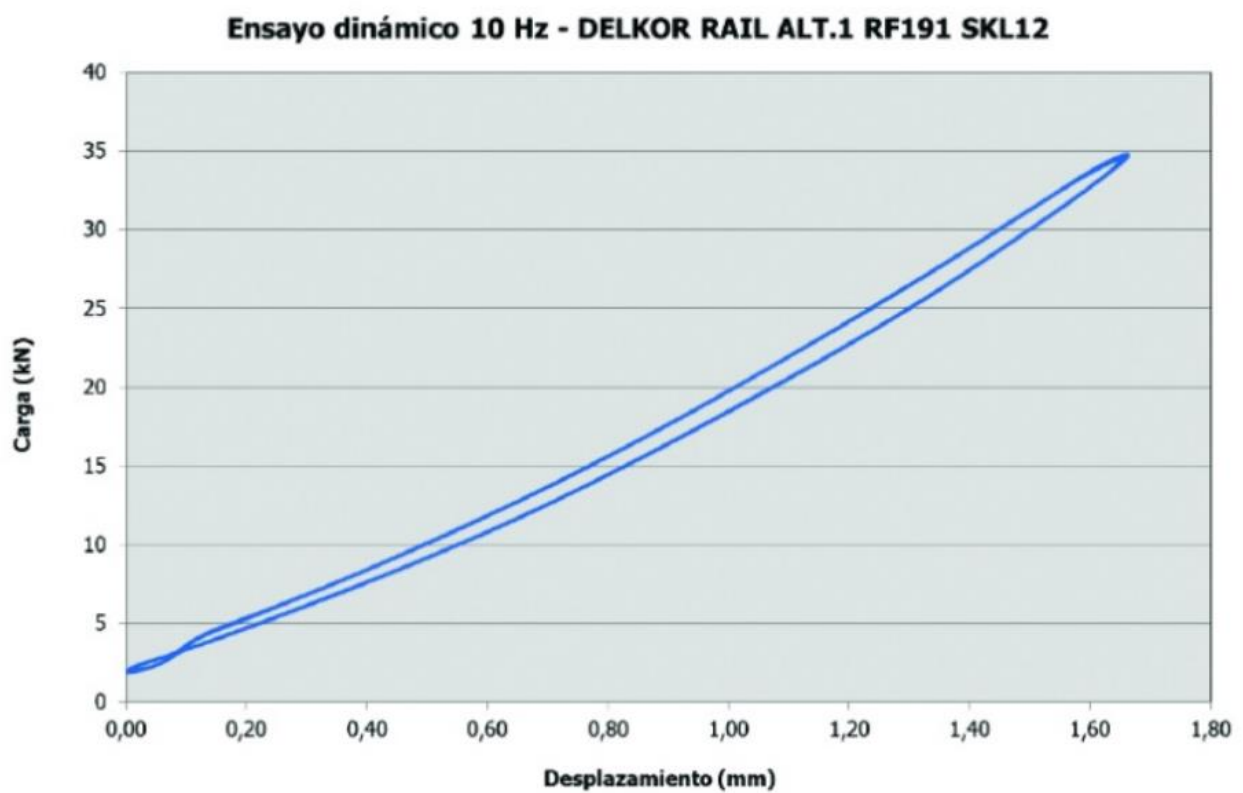


Figura 3. Ensayo rigidez dinámica. Fuente [4]

Se puede observar como la rigidez sigue un comportamiento no lineal, es decir, es necesaria una función cuadrática para obtener su curva, sin embargo, es posible aproximar la rigidez con la ecuación (2), que es una recta secante entre dos puntos, si conocemos los puntos y las fuerzas de aplicación,

$$K = \frac{F_2 - F_1}{S_2 - S_1} \quad (1-2)$$

donde F son las fuerzas aplicadas y S son los desplazamientos.

En la dinámica de la vía, la rigidez vertical que ofrece la superestructura es un parámetro que influye significativamente y, por lo tanto, su efecto ha sido estudiado por numerosos autores. En el artículo realizado por Sol-Sánchez et al. [5] se trata el efecto que la rigidez vertical tiene sobre el ruido y las vibraciones. En [6], Lichtberger comprueba que se produce un aumento en ruido de 5 dB (entre frecuencias de 25 Hz y 1000 Hz) en el caso de vía sobre placa de hormigón respecto a una vía sobre balasto, debido principalmente al efecto amortiguador del balasto, que reduce la rigidez vertical.

Diversos autores citados en [5], llegan a la conclusión de que se produce un efecto beneficioso al reducir la rigidez ya que un aumento de esta produce un incremento del deterioro de los componentes de la vía y aumenta las vibraciones y el ruido. Sin embargo, una disminución excesiva de la rigidez según [5], [7] pueden generar el efecto contrario al deseado. A. Vidal [7] expone lo siguiente: “estas reducciones de la rigidez no se pueden llevar hasta según qué extremos, debido a que, para una mayor flexibilidad (menor rigidez), la disipación de energía aumenta y por lo tanto también lo hacen los costes de tracción”

Otro estudio de interés que muestra la influencia de la rigidez en el comportamiento dinámico de las vías ferroviarias es el realizado por J. M. Olmos y M. A. Astriz [8]. En este proyecto se realizan dos ensayos en los que se miden las aceleraciones verticales y laterales de las cajas de la máquina del AVE S-100 durante un tramo de 400 metros a velocidades comprendidas entre 200 y 360 km/h. El primer experimento se produce bajo una vía flexible y el segundo bajo una vía rígida. A continuación, se muestran los resultados obtenidos en esos 400 metros:

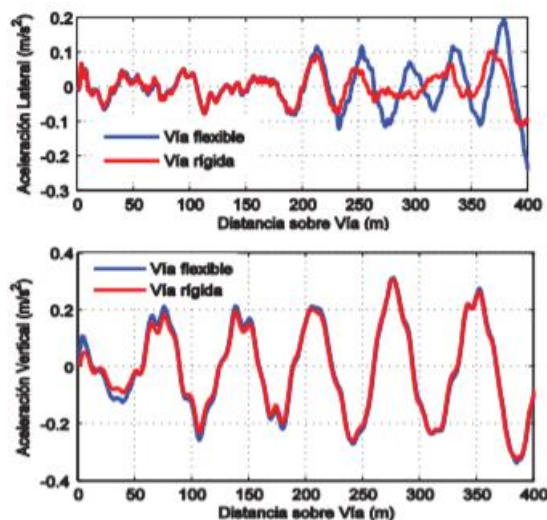


Figura 4. Aceleración lateral y vertical, vía flexible y vía rígida. Fuente [8]

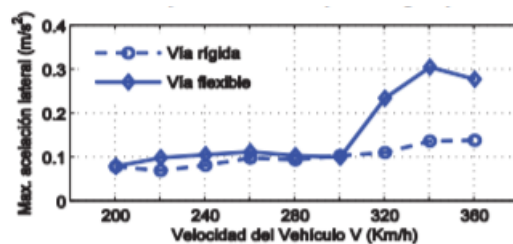


Figura 5. Aceleración máxima lateral, vía flexible y vía rígida. Fuente [8]

En la Figura 4 se observa como la aceleración lateral de la caja del vehículo es superior si se circula sobre una vía flexible que si se circula por una rígida. Se aprecia también como influye la velocidad del vehículo en la aceleración máxima lateral, en la Figura 5 se observa como para velocidades superiores a 300 km/h, la

aceleración lateral máxima sobre una vía flexible aumenta considerablemente frente a una rígida.

Tras este ejemplo, se aprecia como una menor rigidez deriva en un aumento en las deformaciones. Este hecho será contrastado con diversos estudios en apartados posteriores y respaldan el interés en el estudio la rigidez como parámetro fundamental para el diseño de vías ferroviarias.

1.3 Influencia de los elementos elásticos

Los componentes principales de una vía ferroviaria son los carriles, las traviesas, las fijaciones del carril, el balasto, las placas de hormigón, y todos estos componentes presentan una capacidad para comportarse como elementos más o menos elásticos dependiendo de los materiales que lo formen. En el apartado anterior se han visto las ventajas de aumentar la flexibilidad de la vía, sin embargo, no en todos los elementos de la superestructura es posible modificar la rigidez, por lo tanto, se suelen introducir elementos elásticos que ayudan a amortiguar cargas, vibraciones y ruidos. Al poseer una naturaleza polimérica, los elementos elásticos suelen ser ligeros, deformables, resistentes a la corrosión, moldeables y resistentes, sin embargo, presentan defectos como el deterioro por los agentes ambientales que provoca que tengan una vida útil menor que otro tipo de materiales.

Los principales elementos elásticos que se introducen en las vías ferroviarias son los *rail pads* o almohadillas elásticas que se colocan entre el carril y la traviesa, almohadillas bajo las traviesas o unas esterillas elásticas que se sitúan debajo de la capa de balasto. En diversos estudios se considera al propio balasto como un elemento elástico, los últimos diseños de fijaciones de carril presentan partes elásticas que mejoran su función y la incorporación de materiales compuestos a las traviesas son otros ejemplos de materiales elásticos en las superestructuras ferroviarias. En los siguientes apartados se desarrollan en profundidad las características de los elementos elásticos mencionados anteriormente y su influencia en la dinámica de la vía.

1.3.1 “Rail pads”

Los “rail pads” son unas almohadillas elásticas que se colocan entre el riel y las traviesas. Los materiales que se suelen utilizar son el caucho, polietileno de alta densidad (HDPE), elastómero de poliéster termoplástico (TPE) y acetato de etileno y vinilo (EVA), aunque durante los últimos años se ha investigado con otros materiales como neumáticos reutilizados, a lo que se les da una segunda vida buscando una reducción de residuos que respetan el medio ambiente. Estas almohadillas se utilizan para la distribución de las cargas sobre las traviesas, reducción de vibraciones y ruido y aislamiento eléctrico.

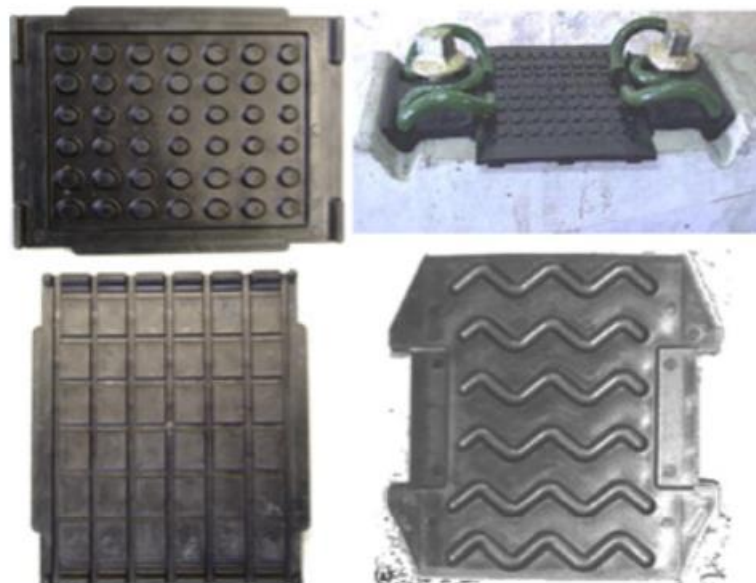


Figura 6. Tipos de “rail pads”. Fuente [5]

El parámetro más importante de los “rail pads” es la rigidez y su influencia en el comportamiento de la vía ha sido estudiada por varios autores. En [9] se introduce a la rigidez estática y dinámica de los “rail pads” con una gráfica en la que se muestra la relación carga-deformación.

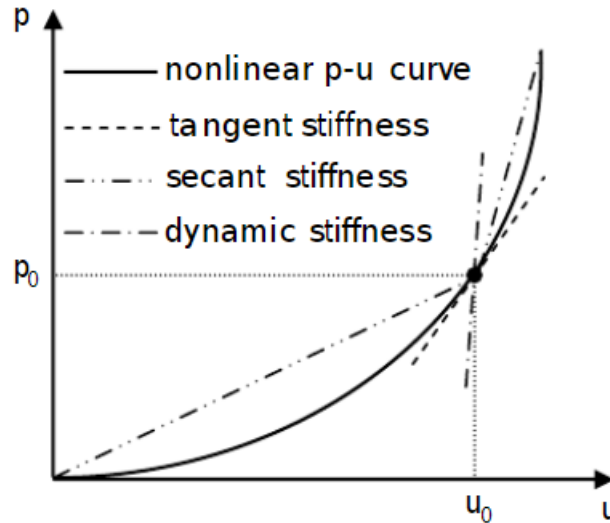


Figura 7. Relación carga-deformación y la rigidez asociada. Fuente [9]

En el estudio realizado por K. Wei et al. [2] se realiza un experimento en el que se coloca una almohadilla de riel de TPE bajo una sección de carril de 60 kg/m a la que se le aplica una carga de 0 kN a 90 kN y se obtiene una curva carga-deformación similar a la obtenida en [9], en la que se puede observar el comportamiento no lineal de la curva. Para obtener la curva de la rigidez estática frente a la deformación por compresión de los “rail pads” se suele utilizar la ecuación (1-2), sin embargo, buscando una mejor aproximación, en [2] se propone las siguientes ecuaciones de grado superior:

$$F = 0.0401S^4 + 0.1228S^3 + 3.368S^2 + 5.021S - 0.4518 \quad (1-2)$$

$$K = 0.1604S^3 + 0.3684S^2 + 6.736S + 5.021 \quad (1-3)$$

donde F es la carga externa, K es la rigidez estática de los “rail pads” y S es la deformación por compresión. En la siguiente gráfica se puede ver la rigidez estática, que aumenta a medida que también lo hace la deformación por compresión de las almohadillas:

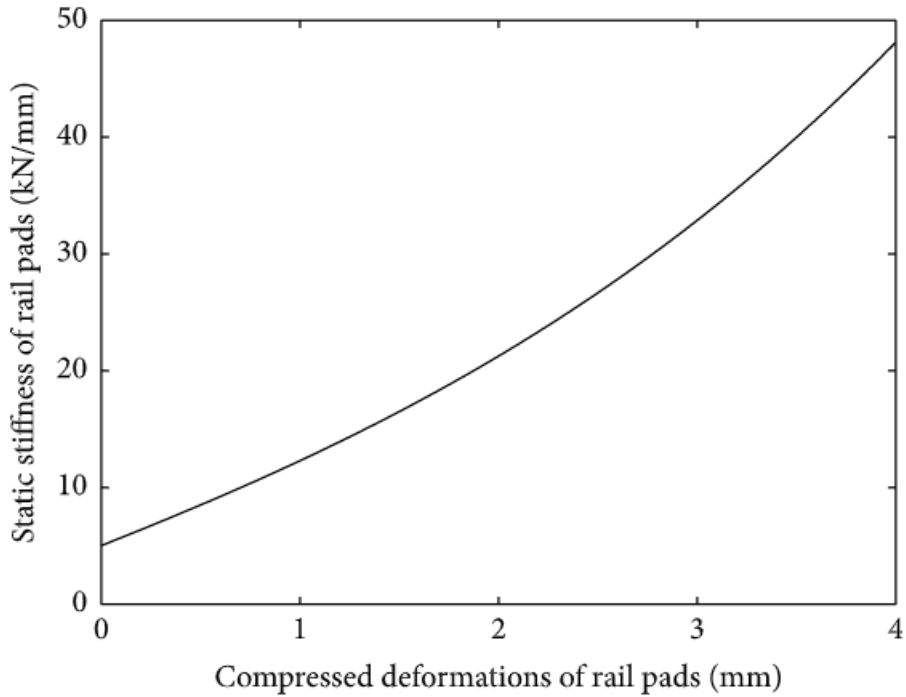


Figura 8. Relación rigidez estática y deformación por compresión. Fuente [2]

Las almohadillas se encargan de repartir la carga que recibe el carril hacia las traviesas y según la rigidez de las almohadillas, las tensiones transmitidas a las traviesas pueden variar significativamente. Por ejemplo, en [10] se evaluaron las tensiones recibidas por las traviesas según dos casos, el primero para unos “rail pads” con una rigidez de 250 kN/mm y el segundo con unas almohadillas más flexibles (40kN/mm), obteniendo una reducción de las tensiones transmitidas de un 20% en el segundo caso respecto al primero. En un ensayo realizado por Kaewunruen y Remennikov [11] se mide la capacidad que tienen unas almohadillas de HPDE para amortiguar los impactos sobre el riel, dicho impacto se produce mediante una maza a 6 metros de altura. En la siguiente gráfica se obtiene el efecto que tiene la rigidez de los “rail pads” en la deformación de las traviesas según una fuerza de impacto:

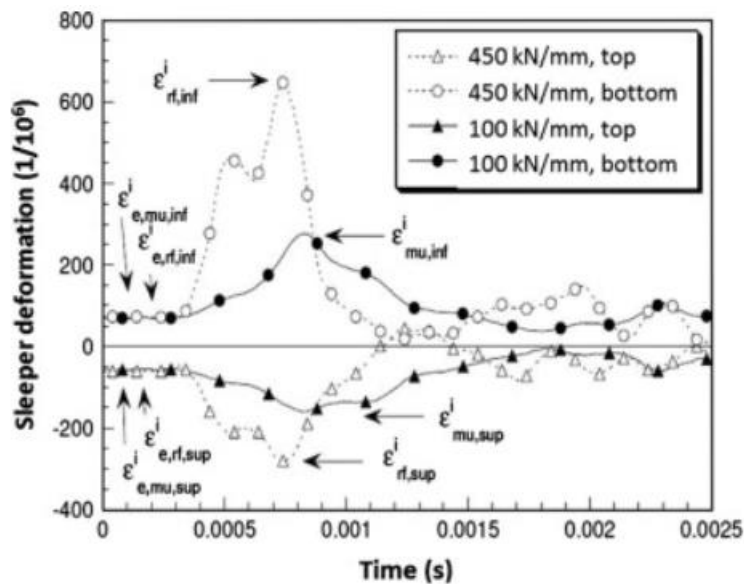


Figura 9. Deformación de las traviesas según la rigidez de las almohadillas. Fuente [11]

Según Wu y Thomason [12] los “rail pads” con una rigidez menor aumentan los movimientos y vibraciones en los carriles a la vez que reducen el ruido producido por las traviesas debido a su menor desplazamiento, mientras que, para una rigidez mayor, ocurre lo contrario, aumenta el ruido emitido por las traviesas y disminuye el de los rieles. Una clasificación sobre los casos en los que se utilizan unas almohadillas más o menos rígidas según el efecto deseado se muestra en la siguiente tabla:

Field of application	Stiff pads	Soft pads
Reduction of damage in sleepers		✓
Decrease in the stress transmitted to sublayers		✓
Impact attenuation		✓
Reduction in corrugation		✓
Decrease in rail deflection. Lower energy consumption	✓	
Reduction in stiffness changes		✓
Lower rail movements. Longer life of fastener system	✓	
Reduction in rail vibrations	✓	
Lower level of noise from wheel-rail contact	✓	
Reduction in sleeper and ballast vibration		✓

Tabla 1. Campos de aplicación de los “rail pads” según su rigidez. Fuente [5]

Otro parámetro importante a la hora de analizar el comportamiento de los “rail pads” es el concepto de precarga ya que influye de manera notable sobre la rigidez y el amortiguamiento. Un aumento de la precarga lleva consigo un incremento de la rigidez de las almohadillas de riel. En [13] se realizan diversos ensayos sobre los efectos de la precarga sobre la rigidez de las almohadillas con distintos años de servicio. Se realizan ensayos para tres almohadillas con distintos años en funcionamiento, la primera es nueva (*New Pad*) y las otras dos con unos determinados años en funcionamiento. Mostrando una menor rigidez y un mayor amortiguamiento en las almohadillas más antiguas para una misma precarga.

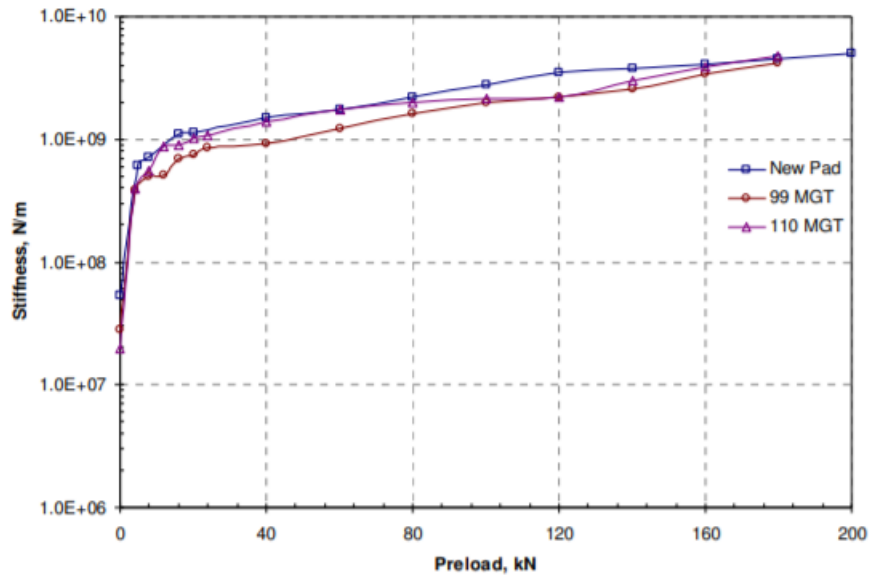


Figura 10. Efecto de las precargas en la rigidez dinámica de los *rail pads*. Fuente [13]

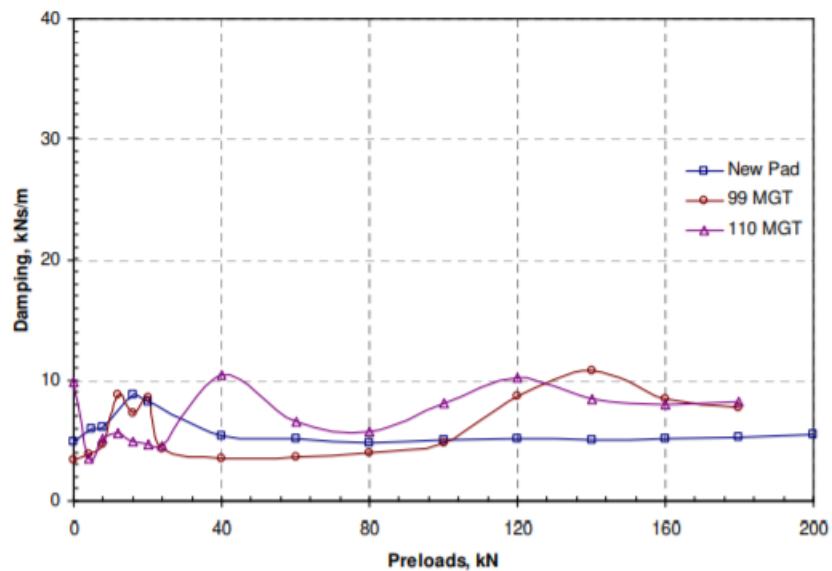


Figura 11. Efecto de las precargas en el amortiguamiento de los *rail pads*. Fuente [13]

Continuando con el parámetro de la precarga, Koroma et al. demuestran que el efecto de dicho parámetro debe ser tenido en cuenta para el cálculo de la rigidez. Para llegar a esta conclusión, se diseñó un modelo de elementos finitos donde se simulan las almohadillas como un muelle y amortiguador separados por una distancia d , y se supone que bajo las almohadillas todos los elementos se comportan como sólidos rígidos para que no interfieran en los resultados, ya que se busca un enfoque exclusivo hacia los “rail pads”. Los resultados obtenidos en [9] indican que a medida que aumenta la rigidez de las almohadillas (es decir, la precarga), los desplazamientos presentan una menor amplitud mientras que las frecuencias en las que tienen lugar las máximas amplitudes de desplazamiento se producen a frecuencias mayores.

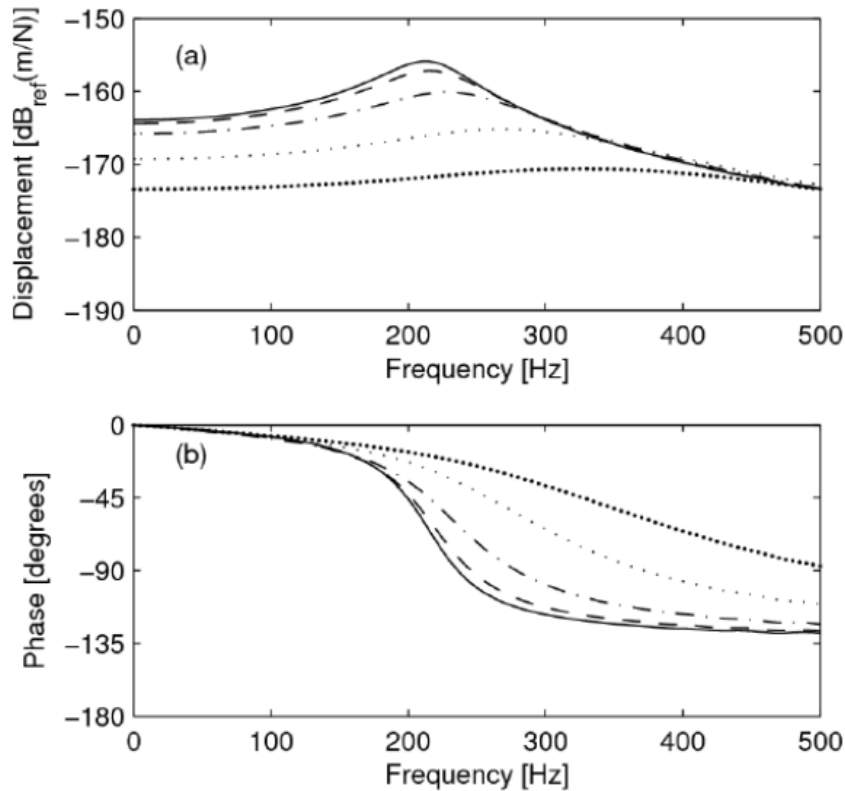


Figura 12. Amplitud máxima de desplazamiento y ángulo de fase para un punto directamente debajo de la carga para cinco niveles de precarga. Fuente [9]

1.3.2 Fijaciones de la vía

Los sistemas de sujeción de rieles son esenciales en la seguridad de los ferrocarriles pues de este sistema depende la fijación de los carriles a las traviesas. Una mala fijación de los carriles supone un grave peligro para el pasajero, pudiendo producirse un descarrilamiento, ya que la alineación de la vía depende en gran medida de las fijaciones. Por esto, no es de extrañar que los sistemas de sujeción hayan ido desarrollando y mejorando sus prestaciones cuando los avances tecnológicos lo han permitido. El aumento de las velocidades en los trenes y el consecuente aumento de las cargas y esfuerzos transmitidos ha supuesto un incremento en la trascendencia de los sistemas de sujeción.

Los elementos principales que forman el sistema de sujeción son la placa de asiento, elementos de anclaje a las traviesas, a la placa de asiento o al carril y elementos elásticos, aislantes y de guía de carril. En la tesis doctoral realizada por Carrascal [14], se aporta un esquema de una de las disposiciones típicas de los sistemas de sujeción.

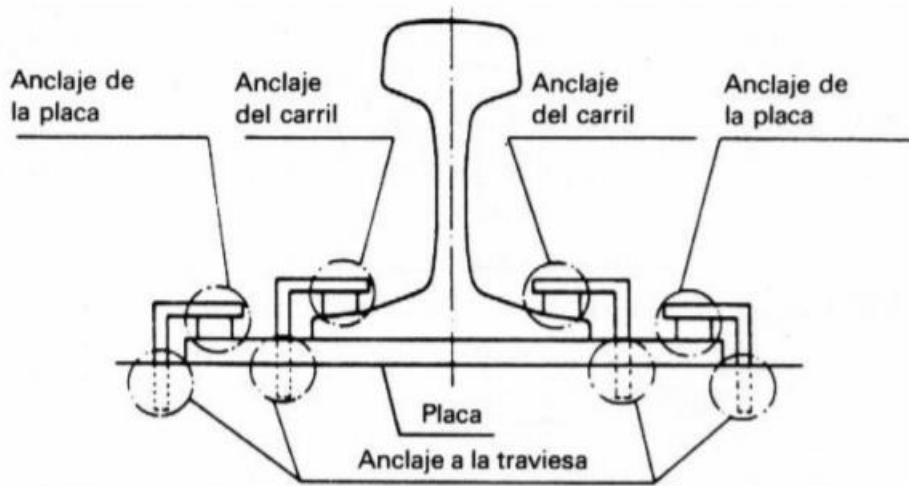


Figura 13. Sistema de sujeción de vía. Fuente [14]

En [14] se incluye también una clasificación de los sistemas según la naturaleza de los elementos que los componen, ya sean rígidos o elásticos. Las sujeciones elásticas se pueden dividir en simple o doblemente elásticas, en “las sujeciones doblemente elásticas, tanto la sujeción del carril a la placa, como la de la placa a la traviesa, se realiza por medio de elementos o conjuntos de elementos elásticos.” [14]

Numerosos estudios han estado enfocados a la investigación de los sistemas de fijación, muchos de ellos se citan en el artículo realizado por Sadegh et al. [15] en el que se estudia la no linealidad de los sistemas de fijación a través de un estudio sobre la influencia de las propiedades de los componentes de fijación en el comportamiento vertical del sistema de fijación. Para realizar el estudio, proponen dos tipos de sistemas de fijación y se analizan mediante elementos finitos como se aprecia en la Figura 14.

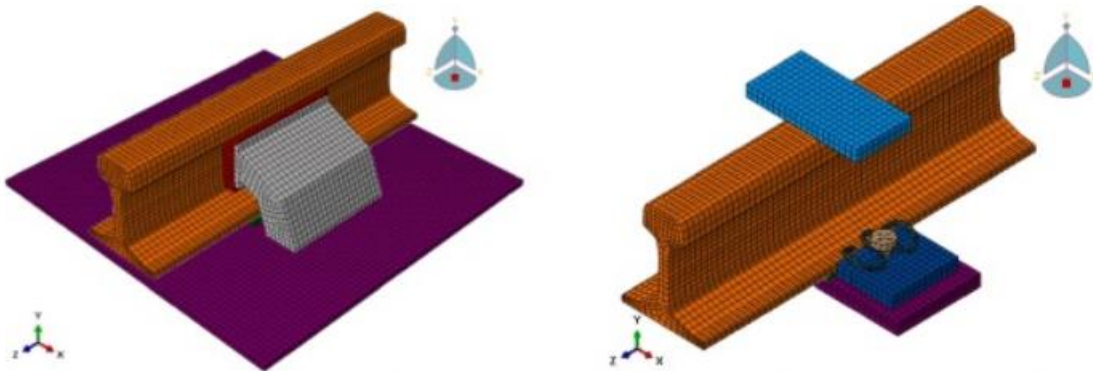


Figura 14. Dos sistemas de fijación modelados con elementos finitos. Izquierda: RWFS. Derecha: RFFS. Fuente [15]

Se incluye también la distribución de fuerzas sobre los sistemas de sujeción:

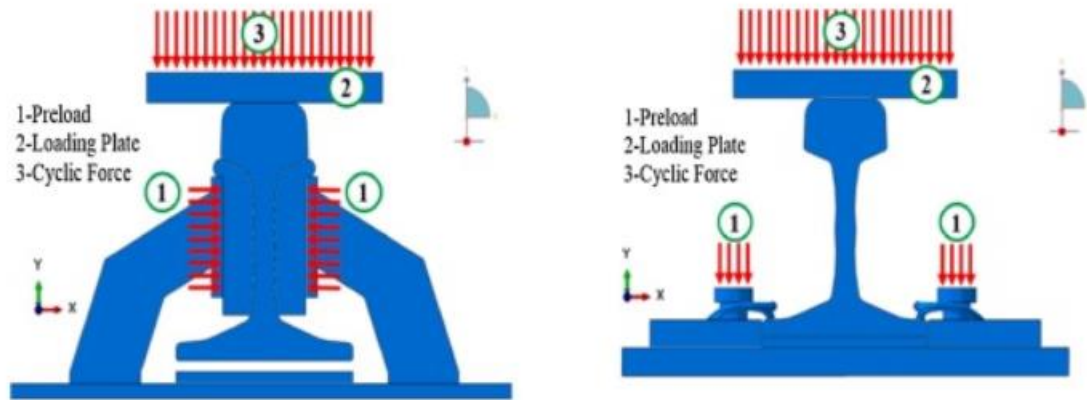


Figura 15. Distribución de cargas. Izquierda: RWFS. Derecha: RFFS. Fuente [15]

Los modelos de elementos finitos fueron comparados posteriormente con ensayos experimentales que obtuvieron resultados sobre la influencia de parámetros como la frecuencia de carga, la precarga, la rigidez de las almohadillas de riel y el amortiguamiento de los dos modelos de fijaciones. Se vuelve a comprobar, como en trabajos citados previamente, que al aumentar la precarga también se ve incrementada la rigidez. En las siguientes gráficas se ven algunos de los resultados obtenidos sobre la rigidez de ambos modelos en [15].

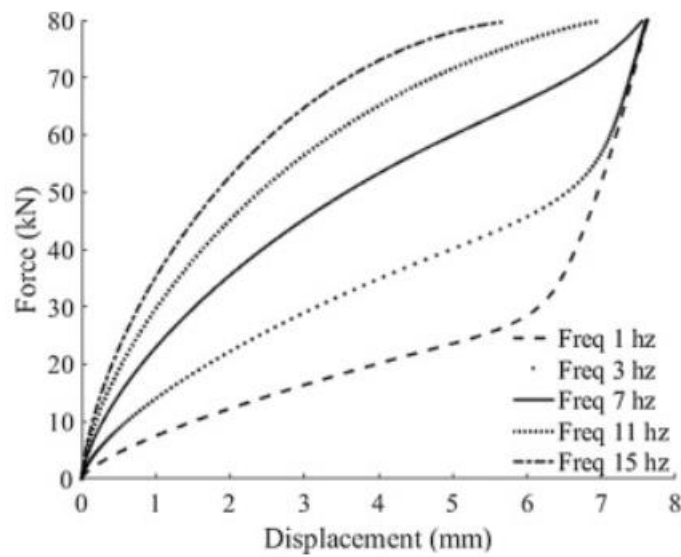


Figura 16. Efecto de la frecuencia de carga en la rigidez RWFS. Fuente [15]

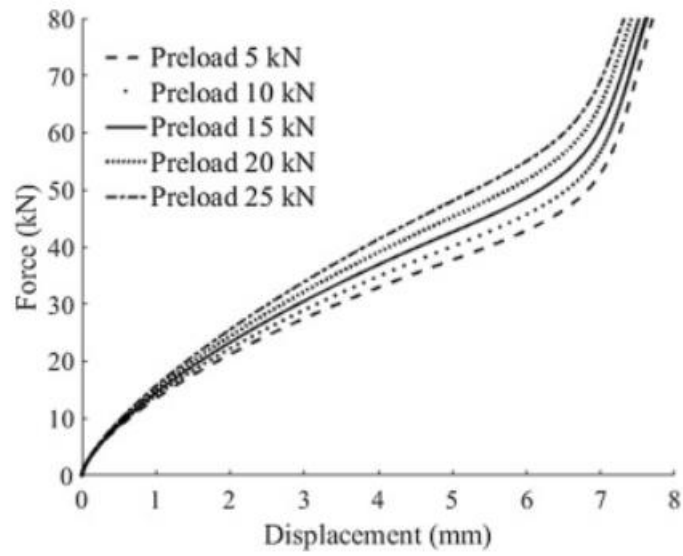


Figura 17. Efecto de la precarga en la rigidez RWFS. Fuente [15]

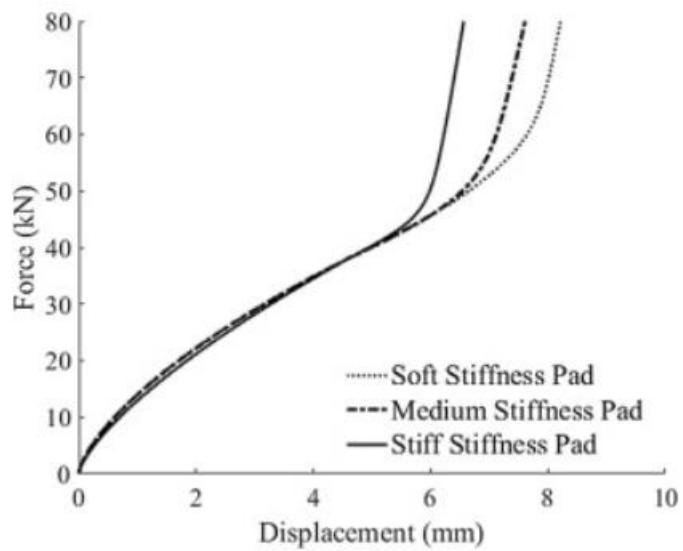


Figura 18. Efecto de la rigidez de la almohadilla del riel sobre la rigidez RWFS. Fuente [15]

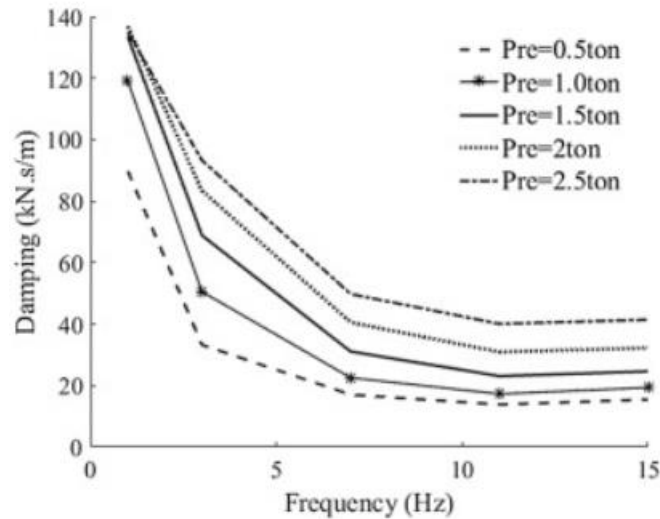


Figura 19. Efecto de la frecuencia de carga y precarga en la amortiguación RWFS. Fuente [15]

Es remarcable también la influencia que tiene las fijaciones en la rigidez de los “rail pads”, que ha sido estudiada en el apartado anterior. En el artículo publicado por Wei et al. [2] se analiza la influencia que tiene el peso del vehículo y la precarga del fijador de carril sobre la deformación por compresión y la rigidez de las almohadillas.

1.3.3 Traviesas

Las traviesas son elementos de la superestructura de la vía ferroviaria encargados de transmitir la carga que producen las ruedas de los trenes a su paso hacia las capas inferiores de la superestructura, mantener la alineación y el ancho de la vía, restringir movimientos longitudinales y transversales del riel y proporcionar resistencia y estabilidad a la estructura de la vía. Las primeras traviesas fueron fabricadas de madera, manteniendo este material durante las primeras décadas. Posteriormente, se comenzó a introducir el acero como una alternativa real a la madera, debido a su escasez en distintas zonas. A mediados del siglo XX se empezó a trabajar con el hormigón a base de cemento y posteriormente apreciaron las traviesas de hormigón en forma de monobloque que son las que se utilizan en las vías de alta velocidad en la actualidad.

En [16] se estudia la incorporación de materiales compuestos en la fabricación de nuevas traviesas, ya que estos son capaces de imitar las propiedades de la madera, aportando, además, un menor impacto ambiental y poca necesidad de mantenimiento. En el proyecto llevado a cabo por Ferdous et al. [16] destacan la lenta implantación que están teniendo los materiales compuestos (cuyo elemento principal es el plástico reciclado) en la industria por obstáculos como “su baja resistencia y rigidez, la baja capacidad de anclaje de los tornillos de sujeción, la formación de huecos en el cuerpo de la traviesa, la deformación permanente debido a las variaciones de temperatura y fluencia, y la resistencia lateral insuficiente” [16]. La introducción de refuerzos de hilos de fibra es un camino que presenta grandes expectativas de futuro ya que mejoran el rendimiento de las traviesas, aunque está aun en investigación y el coste de la implantación hace poco rentable a este tipo de traviesas.

Un ejemplo del comportamiento de las traviesas según el tipo de material y la calidad de este se puede ver en artículos como el realizado por Asensio et al. [17] en el que se compara la respuesta vibratoria y las aceleraciones de unas traviesas de madera y unas traviesas nuevas de hormigón (reemplazan a las de madera que estaban defectuosas), tanto en un tramo recto como en curva. Se obtiene como resultado que las aceleraciones en las traviesas de hormigón son menores que en las traviesas de madera, intensificándose la diferencia en los tramos curvos. En la siguiente gráfica se muestra un ejemplo de las comparaciones realizadas en un tramo en curva:



Figura 20. Aceleraciones en la sección de la curva. En gris: traviesa de madera. En negro: traviesa de hormigón. Fuente [17]

Estos resultados eran esperados “debido al aumento de peso de la traviesa y la estabilidad que el diseño especial de la traviesa de hormigón proporciona a la sección. Otro aspecto emergente es la influencia del “rail pad” y su rigidez para los valores de aceleración y cómo cambia según donde se propaga la onda vibratoria” [17]. Unas almohadillas rígidas propagan las vibraciones hacia el balasto y el suelo, mientras que unas almohadillas más flexibles las propagan hacia los carriles.

Continuando con las comparaciones entre materiales, se realiza un estudio sobre las traviesas de acero y de hormigón en [18]. Utilizando el método DEM (Discrete Element Method) y métodos experimentales, los autores confirman que las traviesas de acero responden mejor al asentamiento del balasto, generando menos presión hacia el suelo y pudiendo soportar mayores esfuerzos en el centro de la traviesa. Sin embargo, las traviesas funcionan mejor solo a corto y medio plazo, para traviesas cuyo funcionamiento está previsto para largo plazo, puede ser más apropiado el uso de hormigón, según [18].

En el artículo escrito por Kaewunruen et al. [19] se dice que en la mayoría de los estudios previos no se había tenido en cuenta el coeficiente de amortiguamiento en el análisis de las traviesas de hormigón. Este trabajo investiga las respuestas amortiguadas de las traviesas de hormigón. Se sabe que el efecto de la amortiguación ayuda a reducir los daños por vibración en los componentes de la vía, de hecho, varios estudios como el de Kaewunruen y Meesit [20] han investigado sobre la posibilidad de introducir elementos elásticos en el hormigón. En [19] se realiza un modelo de elementos finitos en el que las traviesas son modeladas como un elemento “beam”, los carriles y “rail pads” se simulan como muelles.

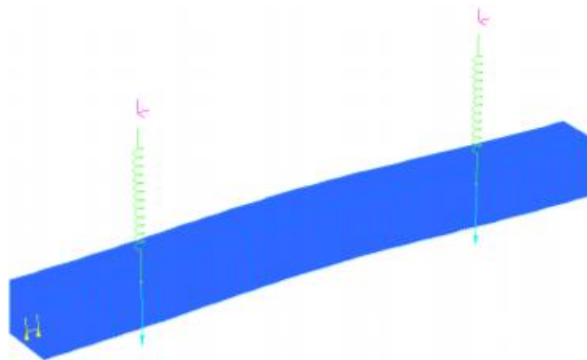


Figura 21. Modelo de elementos finitos de una traviesa. Fuente [19]

Del modelo anterior (Figura 21) se obtienen las dos primeras frecuencias naturales y sus deformadas:

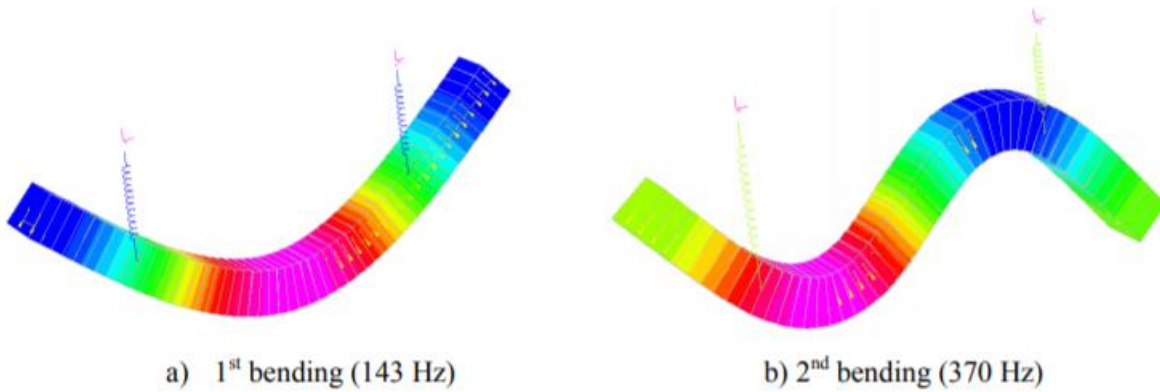
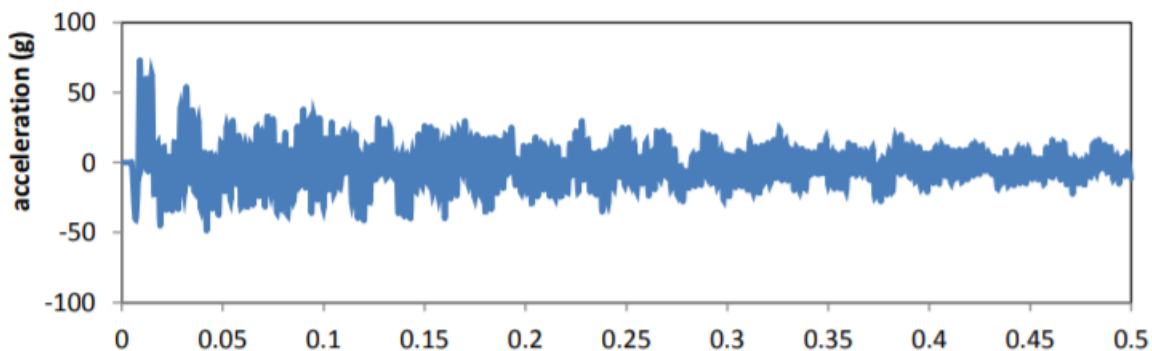
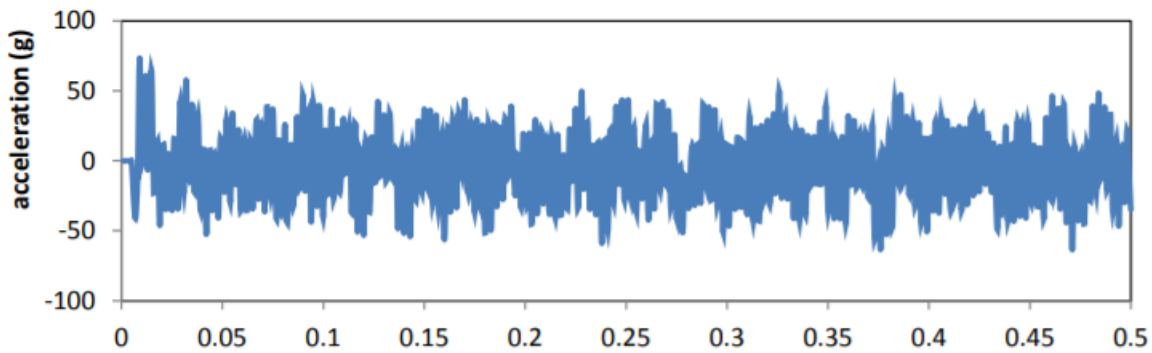
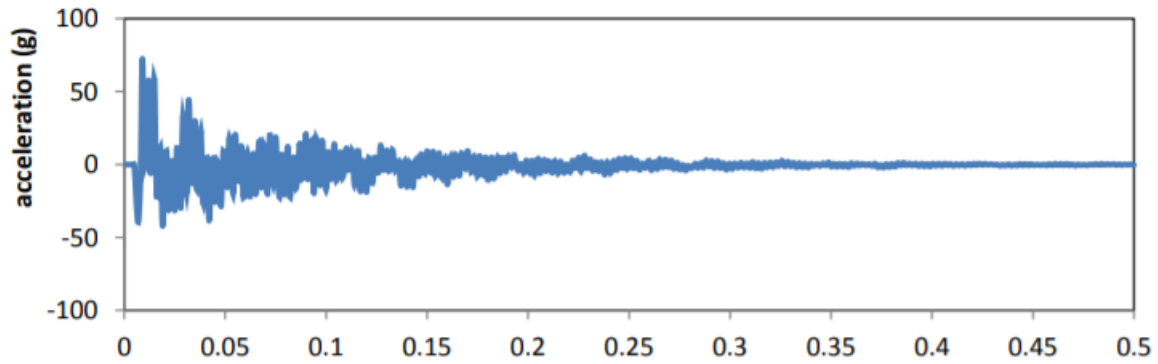


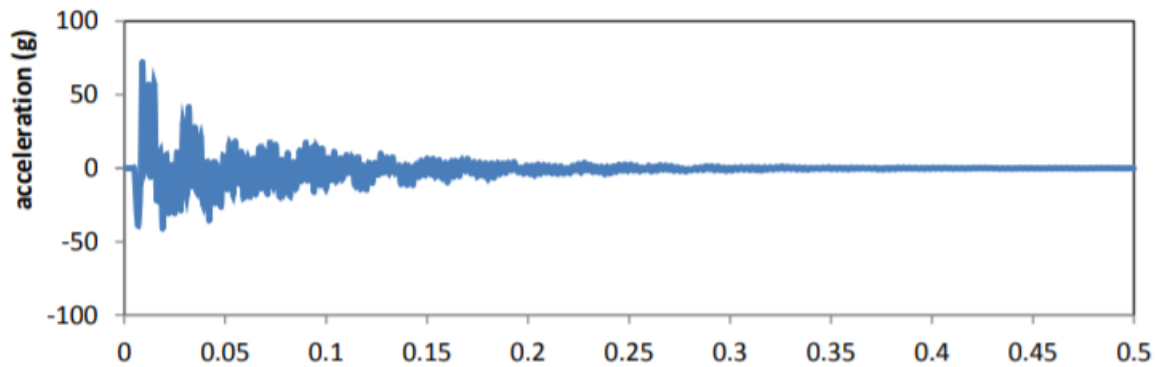
Figura 22. Primera y segunda frecuencia natural y sus correspondientes deformadas. Fuente [19]

Para obtener el efecto del coeficiente de amortiguamiento en las traviesas de hormigón se simula con una carga de 100 kN en cada carril cada 3 milisegundos y se obtienen los resultados de las aceleraciones verticales según la relación de amortiguamiento aplicada a las traviesas. Las siguientes gráficas muestran como se reduce la amplitud de las aceleraciones a medida que se aumenta el amortiguamiento, abriendo así una puerta al estudio de nuevos materiales para la fabricación de traviesas en vez de las clásicas de madera, hormigón o acero.





e) 8% damping ratio



f) 10% damping ratio

Figura 23. Respuestas transitorias de la traviesa de hormigón ferroviario según la relación de amortiguamiento en el dominio del tiempo. Fuente [19]

En Kumaran et al. [21] se estudia el comportamiento dinámico de las traviesas de hormigón sobre una losa de hormigón monobloque, y esta, sobre una capa de balasto. Se dice que la mayoría de los estudios sobre la interacción vehículo-raíl, no han tenido en cuenta las propiedades elásticas de las traviesas, balasto y subrasante, ni tampoco el estudio de la respuesta dinámica de las traviesas de forma aislada. En [21] se abordan ambos casos. El modelo de vía se simula mediante elementos finitos de la forma que se ve en la Figura 24 teniendo en cuenta las características elásticas de los “rail pads” (rigidez y amortiguamiento), las traviesas, el balasto y demás elementos.

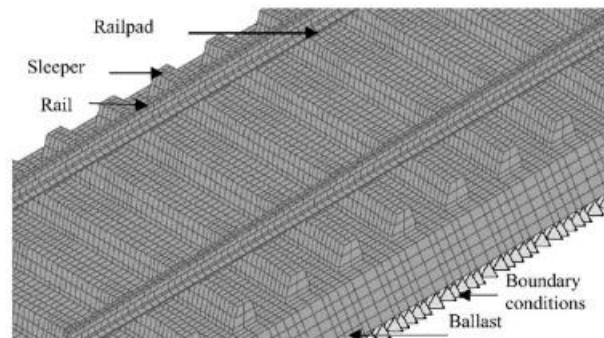


Figura 24. Modelo de elementos finitos de la vía ferroviaria. Fuente [21]

El análisis dinámico de la traviesa en forma individual se realiza mediante un software de análisis de elementos finitos llamado MSC/NASTRAN en el que se tiene “en cuenta la suspensión del vehículo, la velocidad, las

irregularidades de las ruedas y los rieles y las propiedades elásticas de la almohadilla de carriles y el subsuelo de balasto. Se realiza un estudio paramétrico para evaluar la influencia de los diferentes parámetros de seguimiento en el comportamiento dinámico de las traviesas de las vías férreas”. Algunas de las gráficas que tienen un mayor interés para este proyecto se muestran a continuación.

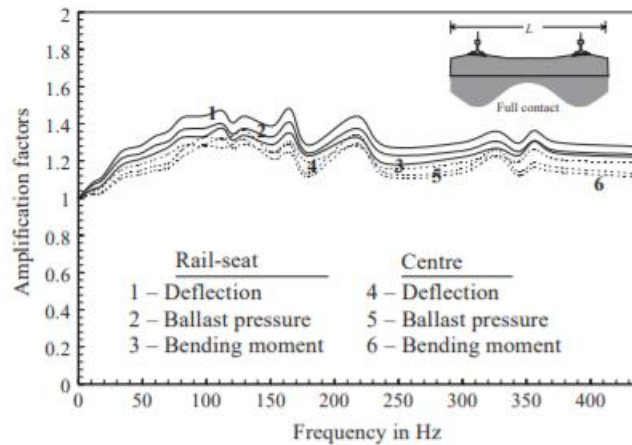


Figura 25. Modelo de traviesa en solitario: Rigidez de las almohadillas, 600 kN/mm; Rigidez del balasto, 200 kN/mm. Fuente [21]

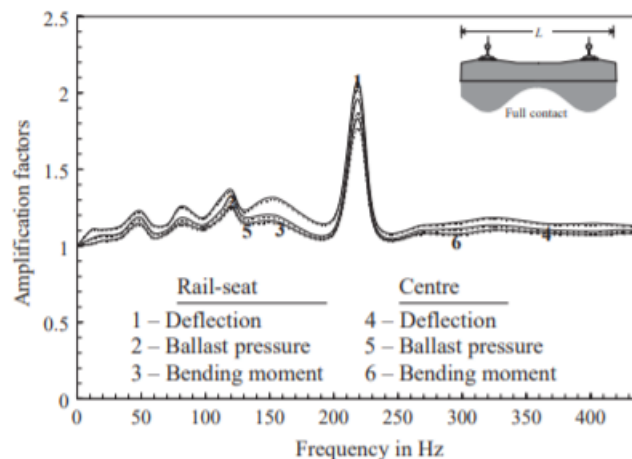


Figura 26. Modelo de traviesa en solitario: No existe almohadilla en este modelo; Rigidez del balasto, 600 kN/mm. Fuente [21]

A partir de la información obtenida de las Figuras 25 y 26 y del resto de gráficas mostradas en [21], se pueden extraer conclusiones de interés. La primera es que los factores de amplificación estudiados por Kumaran et al. (momento flector, presión sobre el balasto y deflexión) se ven incrementados al aumentar el módulo elástico del balasto, al disminuir la rigidez de las almohadillas de riel y al aumentar la rigidez del subsuelo. Es interesante como el pico en los valores de los factores de amplificación dinámica se alcanza en los modelos en los que no se incluyen los *rail-pads* y cuando la rigidez de la estructura de la vía es alta.

1.4 Influencia de la dinámica de la vía en el mantenimiento predictivo

Actualmente, el transporte ferroviario se encuentra entre los medios de transporte más seguros según los ránquines que se publican cada año. El sistema ferroviario ha sufrido numerosos avances tecnológicos que han ayudado a disminuir considerablemente la tasa de accidentes. Los nuevos diseños de los vehículos, la mejora de la infraestructura y superestructura, el desarrollo de elementos de protección del pasajero o el paso a la tracción eléctrica son algunos de los avances más reseñables.

La Tercera Generación del Mantenimiento (1967-1989) se conoce como el periodo en el que surge el

mantenimiento predictivo, que se conoce como aquel que “utiliza herramientas y técnicas de medición de parámetros físicos, para la inspección a los equipos en intervalos regulares, tomando acciones de prevención de fallas antes de su ocurrencia” [22]. La aparición del mantenimiento predictivo se debe a la búsqueda de la calidad, seguridad y el respeto al medio ambiente, pero principalmente por dos conceptos que comenzaban a ser trascendentales, la confiabilidad y disponibilidad, teniendo siempre en cuenta que lo que se busca es la reducción del costo del mantenimiento. Es necesario contratar unos operarios más cualificados que en otras clases de mantenimiento ya que deben especializarse, manejar datos técnicos como la toma de lecturas de vibraciones, lo que requiere una inversión inicial más alta para “equipos, analizadores de vibraciones, analizadores de redes, termómetros, megaóhmetros, etc.” [22].

Cabe destacar cuatro ensayos principales que se utilizan en la industria actualmente, obtenido del artículo sobre el concepto de mantenimiento predictivo [23]:

- Análisis de vibraciones: “Las vibraciones pueden analizarse midiendo su amplitud o descomponiéndolas de acuerdo con su frecuencia, así cuando la amplitud de la vibración sobrepasa los límites permisibles o cuando el espectro de vibración varía a través del tiempo, significa que algo malo está sucediendo y que el equipo debe ser revisado”
- Termografía: “Es una técnica que estudia el comportamiento de la temperatura de las máquinas con el fin de determinar si se encuentran funcionando de manera correcta”
- Análisis por ultrasonido: “Está basado en el estudio de las ondas de sonido de alta frecuencia producidas por las máquinas cuando presentan algún tipo de problema”
- Análisis de aceite: “Determina el estado de operación de las máquinas a partir del estudio de las propiedades físicas y químicas de su aceite lubricante”

Durante las últimas décadas, hasta la actualidad, se han ido desarrollando nuevas técnicas de mantenimiento como el TQM (*Total Quality Management*) o el TPM (Mantenimiento Productivo Total) que se han basado en técnicas estadísticas para mejorar la calidad y que tienen como objetivo la ausencia completa de defectos, accidentes y pérdidas, disminuyendo los costes y aumentando la seguridad del operario.

El paulatino avance de la alta velocidad ha supuesto que se intensifique la investigación e inversión en el mantenimiento de cada elemento pues los métodos tradicionales como las inspecciones visuales de la vía quedan completamente obsoletos y aparece la necesidad de técnicas automatizadas como pueden ser los vehículos auscultadores.

En este apartado, se profundizará en el mantenimiento predictivo de las vías ferroviarias, concretamente se explicará los aspectos más relevantes de los trenes auscultadores, que son los vehículos principales utilizados para la recopilación de toda clase de datos sobre la superestructura de la vía. La vía a escala sobre el que trata este trabajo fue diseñada para la circulación de un tren auscultador a escala y la obtención de datos útiles para futuras investigaciones.

Los trenes auscultadores presentan multitud de sensores que, analizando correctamente, ofrecen información como la odometría, geometría y dinámica de la vía, geometría y dinámica de la catenaria y un largo etcétera. A partir de [24], un anexo sobre la instrumentación de los trenes auscultadores necesaria para el “Suministro y Mantenimiento de dos Trenes Auscultadores de Ancho Ibérico y un Tren Auscultador de Ancho UIC” publicada por Adif, se van a incluir aspectos interesantes de la auscultación relacionados este proyecto.

En primer lugar, los trenes auscultadores necesitan un sistema de odometría que proporcione las bases de tiempo y espacio, para sincronizar los demás sistemas auscultadores presentes en el tren. La odometría genera “el posicionamiento, la velocidad y las señales de localización y sincronización a todos los equipos de auscultación de los trenes” [24]. Los sistemas globales de odometría son capaces de recibir señales de los sensores presentes en el tren y convertirlas, en tiempo real, en información de posicionamiento y velocidad que serán utilizadas por otros sistemas auscultadores.

Este tipo de sistema está compuesto por elementos como un codificador que actúa como fuente de impulsos, una caja de interfaz y una unidad de procesamiento capaz de soportar los módulos de software del sistema. Del Anexo realizado por Adif se obtiene la información que debe ser capaz de ofrecer el sistema de odometría:

- “Datos de localización del Tren auscultador en función de la línea, vía y punto kilométrico.
- Hora y fecha.

- Velocidad.
- Contador correspondiente a señales espacio/tiempo.
- Datos de conteo disponibles para la sincronización inicial.
- Puntos singulares.”

En segundo lugar, la auscultación de la geometría de la vía se realiza con una tecnología sin contacto, permitiendo así la toma de datos a velocidades del orden de 200 km/h. Esta tecnología se basa en láseres y cámaras digitales de alta velocidad y sensores inerciales ópticos de alta precisión. El sistema debe estar integrado con los demás sistemas de auscultación presentes en el vehículo auscultador por medio del sistema de odometría mencionado previamente y la ubicación de los sensores suele encontrarse sobre el *bogíe* o bajo el bastidor.

En [24] se muestra la siguiente tabla sobre los parámetros geométricos de interés que deben obtener los trenes auscultadores, tanto de la geometría del carril, de la vía y del trazado:

Sistema	Parámetro	Longitud de onda espacial (m)
Geometría de carril	Desgaste ondulatorio	0.03-0.10
	Desgaste ondulatorio	0.10-0.30
	Desgaste ondulatorio	0.30-1.00
	Irregularidades verticales (Nivelación Longitudinal)	1.00-3.00
	Desgaste Vertical (1)	-
	Desgaste Lateral (2)	-
	Desgaste Total (3)	-
Geometría de vía	Nivelación Longitudinal (x2 carriles y eje de la vía)(D1)	3-25
	Nivelación Longitudinal (x2 carriles y eje de la vía)(D2)	25-70
	Nivelación Longitudinal (x2 carriles y eje de la vía)(D3)	70-150
	Nivelación Transversal	3-25
	Nivelación Transversal	25-70
	Nivelación Transversal	70-150
	Alabeo (Base medida configurable)	3-25
	Alabeo (Base medida configurable)	0-∞
	Alineación(x2 Carriles y eje de la vía)(D1)	3-25
	Alineación(x2 Carriles y eje de la vía)(D2)	25-70
	Alineación(x2 Carriles y eje de la vía)(D3)	70-200
	Ancho de vía	3-25
	Ancho de vía	70-∞
Ancho de vía	0-∞	
Trazado	Curvatura	200-∞
	Peralte	200-∞
	Rasante	500-∞
	Variación de la curvatura con el Espacio	Calculada a partir de la Curvatura
	Variación del Peralte con el Espacio	Calculada a partir de la Peralte
Cuasiestáticos	Insuficiencia de Peralte para una velocidad teórica prefijada configurable	Calculada a partir de la Curvatura y el Peralte
	Variación del tiempo de la insuficiencia de Peralte para una velocidad teórica prefijada configurable	Calculada a partir de la Insuficiencia de Peralte anterior

Tabla 2. Parámetros geométricos para medir por los trenes auscultadores. Fuente [24]

En la tesis doctoral realizada por Ubalde Claver L. [25] se profundiza en los trabajos de auscultación en la línea del Ave Madrid-Sevilla. En la tesis se utilizan las mismas tecnologías que las propuestas por Adif en [24] y se

pueden resumir como “un sistema óptico de medida de secciones consecutivas del perfil transversal del carril, compuesto por un láser que ilumina la zona estudiada. La línea de luz es recogida por cámara, que la digitalizan e informatizan para su posterior tratamiento”. A continuación, se adjunta una serie de tablas que incluyen los parámetros geométricos analizados durante el tramo de línea de alta velocidad entre Madrid y Sevilla, el autor de la tesis tomó las tablas de una misma fuente, RENFE:

PARÁMETROS MEDIDOS	FILTRADO	PARÁMETROS CALCULADOS
Aceleraciones en cajas de grasa	0,03-0,10 m	Desgaste ondulatorio de onda corta
	0,10-0,30 m	Desgaste ondulatorio de onda media
	0,30-1,00 m	Desgaste ondulatorio de onda larga Defectos de nivelación en soldaduras y juntas
Nivelación longitudinal	1,00-3,00 m	Desgaste ondulatorio de onda larga

PARÁMETROS MEDIDOS	FILTRADO	PARÁMETROS CALCULADOS
Nivelación longitudinal	3-25 m	Nivelación longitudinal de onda corta
	25-70 m	Nivelación longitudinal de onda media
	70-120 m	Nivelación longitudinal de onda larga
Nivelación transversal	3-25 m	Nivelación transversal de onda corta
	25-70 m	Nivelación transversal de onda media
	70-120 m	Nivelación transversal de onda larga
Alabeo	base de 3 m	Alabeo de empate corto
	base de 5 m	Alabeo de empate medio
	base de 9 m	Alabeo de empate largo

PARÁMETROS MEDIDOS	FILTRADO	PARÁMETROS CALCULADOS
Alineación	3-25 m	Alineación de onda corta
	25-70 m	Alineación de onda media
	70-120 m	Alineación de onda larga
Ancho de vía	3-25 m	Variación del ancho
	0-70 m	Ancho medio

PARÁMETROS MEDIDOS	FILTRADO	PARÁMETROS CALCULADOS
Curvatura	0-70 m	Trazado de la vía en planta – Radios
		Derivada de la curvatura respecto al espacio
		Derivada de la curvatura respecto al tiempo
Peralte	0-70 m	Trazado de la vía en planta – Peralte de las curvas
		Derivada del peralte respecto al espacio
		Derivada del peralte respecto al tiempo
		Insuficiencia o exceso de peralte
	Derivada de la insuficiencia o exceso de peralte respecto al tiempo	
Rasante	0-200 m	Trazado de la vía en alzado

Tabla 3. Conjunto de tablas en las que se incluyen los parámetros geométricos que hay que medir en la línea Ave Madrid-Sevilla. Fuente [25]

Una vez expuestos los parámetros medibles de la geometría de la vía, se avanza al siguiente paso de la auscultación que es el análisis de las señales e interpretación de los resultados obtenidos. El sistema debe tener la capacidad de almacenar informáticamente y en forma de ficheros todas y cada una de las señales recibidas por los sensores, todo esto en tiempo real y sincronizados con el sistema de odometría del tren. A partir de las señales brutas almacenadas, el sistema de auscultación debe ser capaz de realizar los siguientes análisis:

- “Análisis estadístico: Valor medio, máximo y mínimo, desviación estándar e índices de calidad.
- Análisis de picos
- Análisis de tramos: Valores eficaces y ponderados” [24]

El sistema de postprocesado se ubica en propio tren, que contiene su propio laboratorio en uno o más vagones y, además, puede existir otro laboratorio situado en una base fija, fuera del tren auscultador, donde se almacenan las señales obtenidas en tiempo real, ya sean las que han sido procesadas como las que no, en forma de ficheros o en forma de documentos gráficos. En la siguiente imagen se puede ver un laboratorio en el interior de un tren auscultador:



Figura 27. Laboratorio en un tren auscultador. Fuente [25]

Se introduce a continuación las características principales de la auscultación de la dinámica de la vía. Los instrumentos principales para este tipo de auscultación son los acelerómetros, que miden las aceleraciones transversales y verticales en varios elementos de interés de cada tren como puede ser en el bastidor del *bogie*, en la caja del vehículo y en la caja de grasa. La obtención de estos valores de aceleración y su posterior tratamiento genera información sobre las condiciones de seguridad y calidad de la dinámica de la marcha. El sistema de auscultación dinámica de vía propuesto por [24] requiere la medición de los siguientes parámetros:

Sistema	Parámetro	Defectos causantes
Seguridad en marcha	Aceleración transversal en el bastidor de bogie sobre la caja de grasa (x2)	Defectos puntuales (onda corta) de alineación o nivelación transversal
Confort y calidad de marcha	Aceleración transversal en la caja del vehículo sobre el órgano de rodadura	Defectos puntuales de nivelación longitudinal. Defectos verticales de carril
	Aceleración vertical en la caja del vehículo sobre el órgano de rodadura	Defectos de onda larga, tanto vertical como transversal. Alabeo
Fatiga de vía	Aceleración vertical en caja de grasa (x2)	
	Aceleración transversal no compensada	

Tabla 4. Parámetros dinámicos para medir. Fuente [24]

Es interesante el rango de frecuencias característicos de los acelerómetros utilizados para este tipo de auscultaciones. En [24] se puede ver un ejemplo de los ordenes de magnitud de las frecuencias sabiendo que tendrá un paso de muestreo de 250 mm:

Parámetro	Rango de frecuencia	Rango de medición
Caja del vehículo Vertical	0 hasta 100 Hz	±2g
Caja del vehículo Transversal	0 hasta 100 Hz	±2g
Bogie Transversal	0 hasta 250 Hz	±5g
Caja del eje Vertical (Izquierda y derecha)	0 hasta 250 Hz	±100g

Tabla 5. Rango de frecuencia de los acelerómetros. Fuente [24]

La información obtenida por estos acelerómetros pasará un proceso de digitalización, mediante el cual, se podrán obtener las señales en frecuencia en tiempo real teniendo en cuenta que es necesario la utilización de filtros antialiasing para evitar falsos resultados.

2 DEFINICIÓN Y CARACTERÍSTICAS DEL CIRCUITO FERROVIARIO

En este apartado se da a conocer el circuito ferroviario, se hará de una forma resumida ya que se puede encontrar con gran detalle tanto la geometría y materiales del circuito y todas sus piezas como el modelado en CATIA de una sección de dicho circuito. Esta sección es una de las mesas y su correspondiente tramo de vía, cuyo análisis modal será el objetivo de este trabajo.

Toda esta información se puede encontrar en los apartados 3 (Descripción del circuito ferroviario) y 4 (Modelado del circuito ferroviario) del trabajo de fin de grado [1] de R. Ballester Sola.

2.1 Descripción y modelado

“El circuito de la vía a escala está instalado en la cubierta del edificio principal de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Sevilla (ETSI). Su diseño y construcción es exclusivamente para la realización de estudios experimentales en el ámbito del transporte ferroviario. Con dicha finalidad, se reproduce fielmente la geometría de una ferrovía con una escala de ancho de vía de 5.

La estructura cuenta con una longitud de 90 m aproximadamente y deberá garantizar la estabilidad suficiente para evitar desplazamientos del trazado ferroviario con el paso del tiempo. También deberá mantener la correcta evacuación de aguas pluviales de la cubierta del edificio de la ETSI.

El circuito se ha diseñado para soportar la circulación de vehículos experimentales con una masa de 100 kg y una velocidad máxima de 3 m/s.” [1]

El trazado del circuito se puede ver en la siguiente imagen:

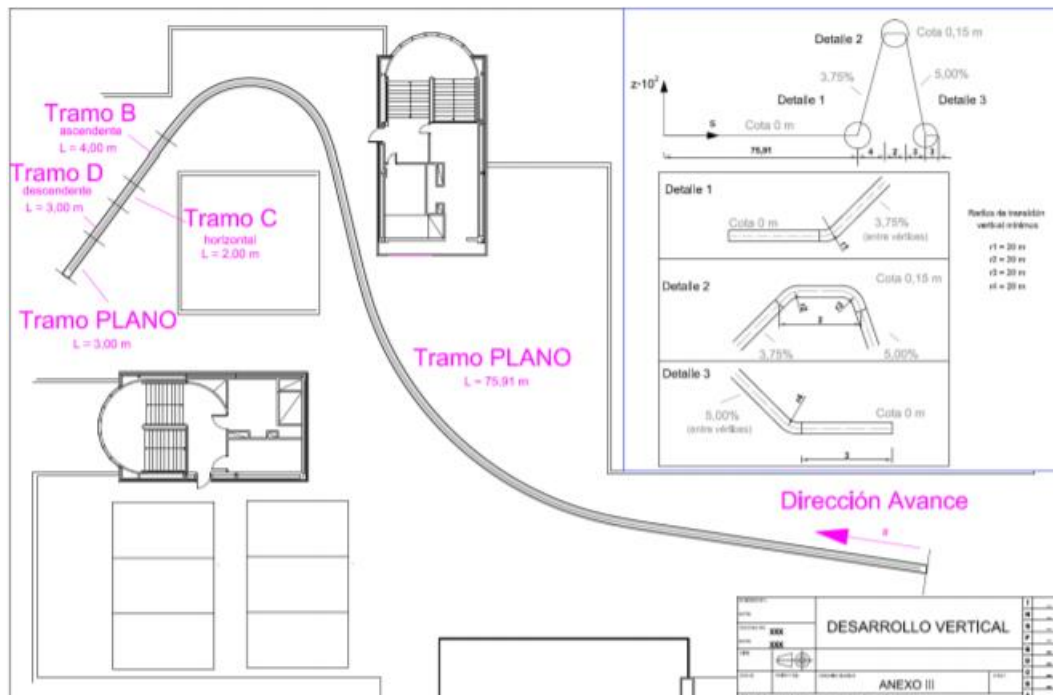


Figura 28. Trazado del circuito. Fuente [1]

En la siguiente tabla vemos la inclinación de cada tramo:

Tramo	Longitud [m]	Pendiente
A	79,91	0 % (horizontal)
B	4,00	3,75% (ascendente)
C	2,00	0 % (horizontal)
D	3,00	5 % (descendente)
E	3,00	0 % (horizontal)

Tabla 6. Inclinación por tramos. Fuente [1]

La infraestructura, los mecanismos de apoyo y los perfiles están descritos con gran detalle en [1], tanto la geometría como el material de cada pieza. El material predominante es acero al carbono galvanizado en caliente y los elementos elásticos son de caucho.

Se ha partido del modelo realizado por Ballester [1] y se ha añadido alguna mejora para adaptarlo a los intereses de este trabajo. En las siguientes imágenes se puede observar el circuito que está instalado en la cubierta de la ETSI y el correspondiente modelo en CATIA.



Figura 29. Componentes de la vía. Fuente [1]

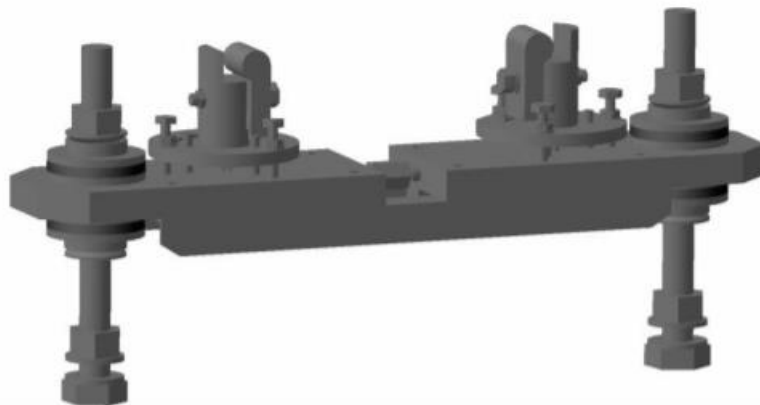


Figura 30. Mecanismo de apoyo en CATIA. Fuente [1]

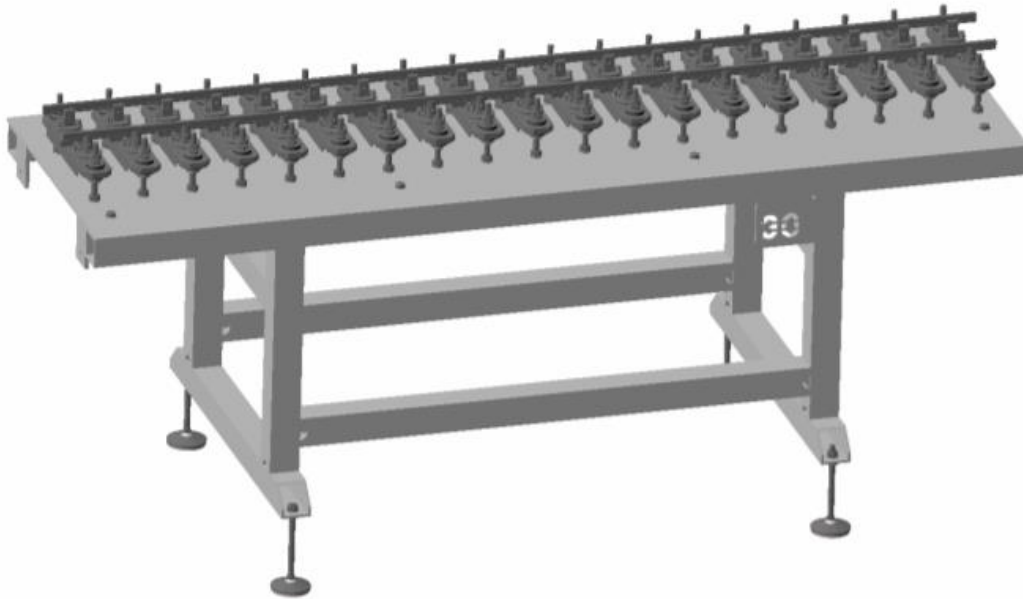


Figura 31. Conjunto circuito ferroviario. Fuente [1]

2.2 Elementos placa y viga

Buscando una mayor aproximación al comportamiento real de las mesas que soportan a la vía, se ha decidido presentar la estructura de la mesa como una combinación de elementos placa y elementos barra. De esta forma, las patas de la mesa se han modelado como elementos “beam” y la placa superior como elemento “shell”.

Los elementos “beam” o viga se utilizan para los casos en los que la longitud del elemento es considerablemente mayor que el ancho y la profundidad, la sección transversal es constante, debe ser capaz de transferir momentos y manejar cargas distribuidas a través de su longitud. Los elementos “beam” resisten a fuerzas y flexión cuando se aplican las fuerzas.

Por otro lado, los elementos “shell” se basan en la teoría de placa delgada en la que la dimensión del espesor es mucho menor que las del ancho o largo. Se caracterizan por trabajar principalmente a flexión y las principales cargas se aplican perpendicularmente a la superficie.

Para conseguir esto, se ha diseñado la mesa con sus medidas reales y posteriormente se ha modificado la geometría en “Space Claim” (una de las opciones para el diseño geométrico de ANSYS) utilizando los comandos “Mindsurface”, para la placa, y “Extract”, para las barras. Es importante comprobar que no se ha modificado la sección de las barras y que, por lo tanto, se mantiene el perfil. A continuación, se muestra la nueva disposición de la mesa tras introducir las modificaciones mencionadas:

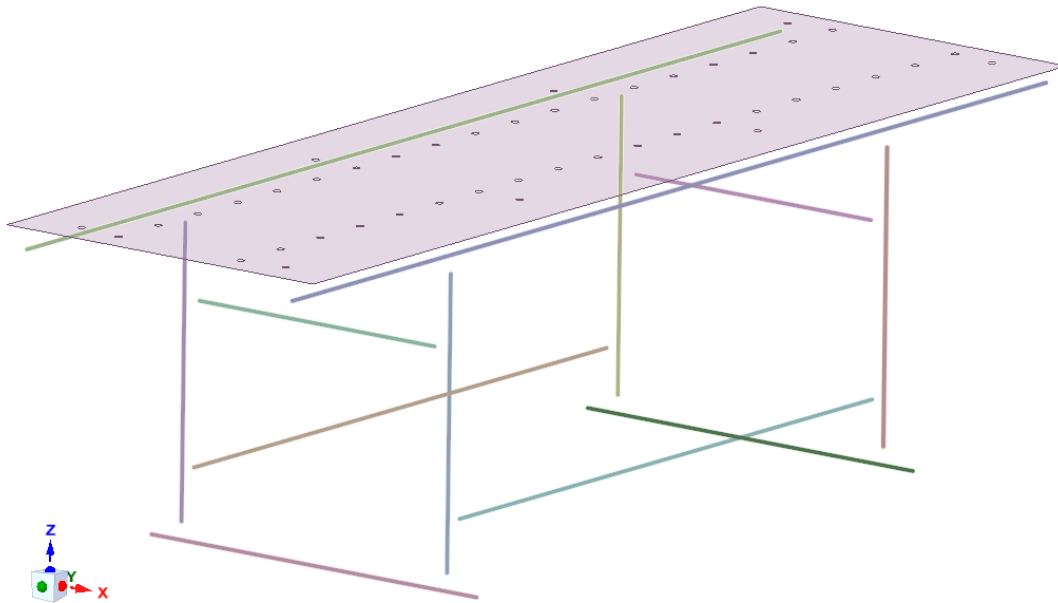


Figura 32. Elementos placa y barra

2.3 Estrategia de mallado

El proceso del mallado “consiste en dividir el sistema en una serie de “elementos finitos”, definir los nodos en puntos de unión entre esos elementos –a veces también dentro de los elementos- y definir los grados de libertad de forma que las funciones de forma correspondientes a cada uno de ellos sólo sean diferentes de cero en los elementos contiguos al nodo en el que está definido el grado de libertad o dentro del elemento.” [26].

La discretización de un modelo continuo permite la obtención de las deformadas, ya que resolver las expresiones de las deformadas resulta demasiado tedioso y complicado, incluso superior al problema dinámico planteado.

La calidad del mallado dependerá de varios factores que afectará de una forma u otra al resultado final obtenido. Algunos de estos factores son:

- “- Usar elementos simples (tetraedros y hexaedros).
- Utilizar el mínimo refinamiento que capture el fenómeno físico dominante.
- Refinar el mallado en las regiones con grandes gradientes de deformación: contactos, grietas, aperturas, soldaduras, anclajes, cambios abruptos de material...
- Usar el mismo tamaño de elemento de mallado en zonas de contacto entre dos sólidos.

Para observar la calidad del mallado se van a analizar dos parámetros de mallado: Skewness (oblicuidad) y Orthogonal Quality (ortogonalidad). Dichos parámetros deben estar comprendidos entre 0 y 0,5 en el caso de la oblicuidad y entre 0,5 y 1 en el caso de la ortogonalidad.” [1]

Range of Orthogonal Quality 0-1

0 - Bad Quality

1- Good Quality

Skewness mesh metrics spectrum					
Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Orthogonal Quality mesh metrics spectrum					
Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

Tabla 7. Rango de calidades de mallado

Para realizar el mallado del modelo se ha optado por la utilización de elementos hexaedros que garantiza una calidad muy superior a la que ofrecen los tetraedros, por ejemplo. Los hexaedros facilitan que se cumplan los baremos de oblicuidad y ortogonalidad, sin embargo, para poder crearlos, la complejidad de la geometría de la pieza no puede ser muy alta. En este caso, existen elementos como los apoyos troncocónicos, partes de las traviesas con varios agujeros o piezas con superficies curvas que dificultan la generación de estos elementos finitos con forma hexaédrica.

La solución óptima para este problema ha sido la división de los elementos conflictivos en otros más simples, tantos como sean necesarios, para así crear elementos hexaédricos que cumplan los parámetros de calidad establecidos. A continuación, se muestran dos ejemplos de la división de elementos:

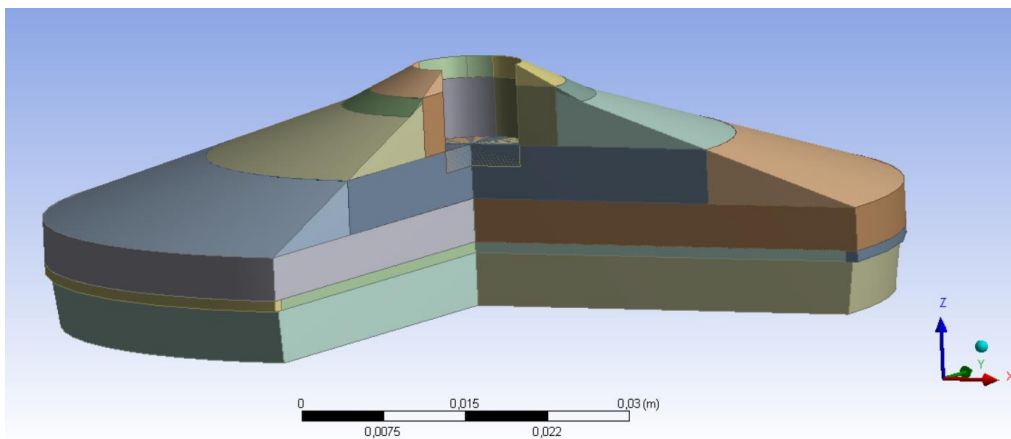


Figura 33. Apoyo troncocónico dividido

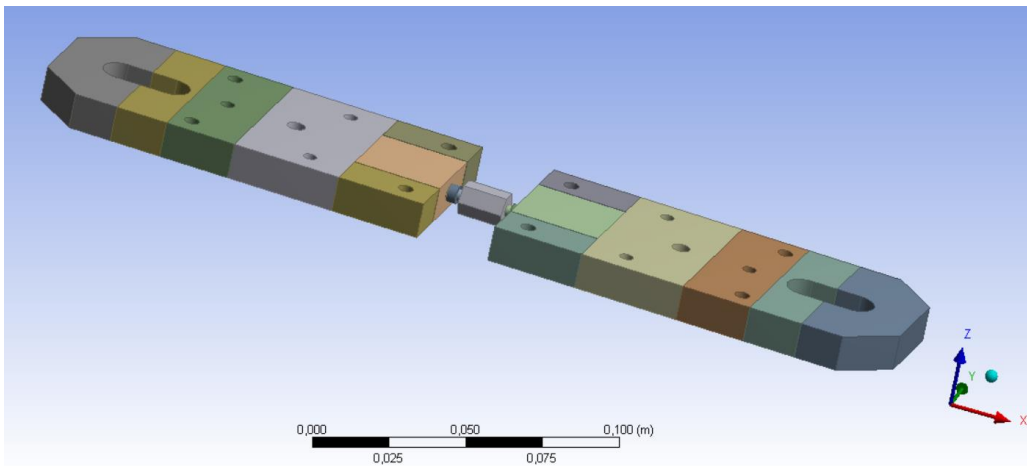


Figura 34. Traviesa dividida

Una vez seccionados en elementos más simples se procedió al mallado de estos. Sabiendo que si se malla de forma automática se generan elementos tetraédricos (son los que se generarían por defecto pero que no ofrecen una gran calidad), se escogió el método llamado “multizone” que te permite la discretización en elementos hexaédricos exclusivamente. Para crear estos hexaedros es necesario que la geometría no sea demasiado compleja, por esto mismo se optó por la división de las piezas.

Otras piezas fueron divididas con otro propósito además de la simplificación de éstas. Este fin es el de poder elegir el número de divisiones de una determinada arista (por ejemplo, las arandelas, tuercas o tornillos) para poder disminuir o aumentar el número de elementos en función del interés de la pieza, la presencia de un concentrador de tensiones o por un exceso de elementos que dificulten la capacidad del ordenador en una posterior solución.

Existen diferentes formas de establecer el número de elementos finitos que conforman cada pieza, ya sea determinando un tamaño concreto para un grupo de componentes utilizando *body sizing*, también se puede determinar el tamaño de los elementos en las caras *face sizing* o como ya se mencionó anteriormente, el número de divisiones de las aristas (*edge sizing*). En la siguiente imagen se muestra el mallado con elementos hexaédricos logrado a partir de la división de las piezas en otras simplificadas:

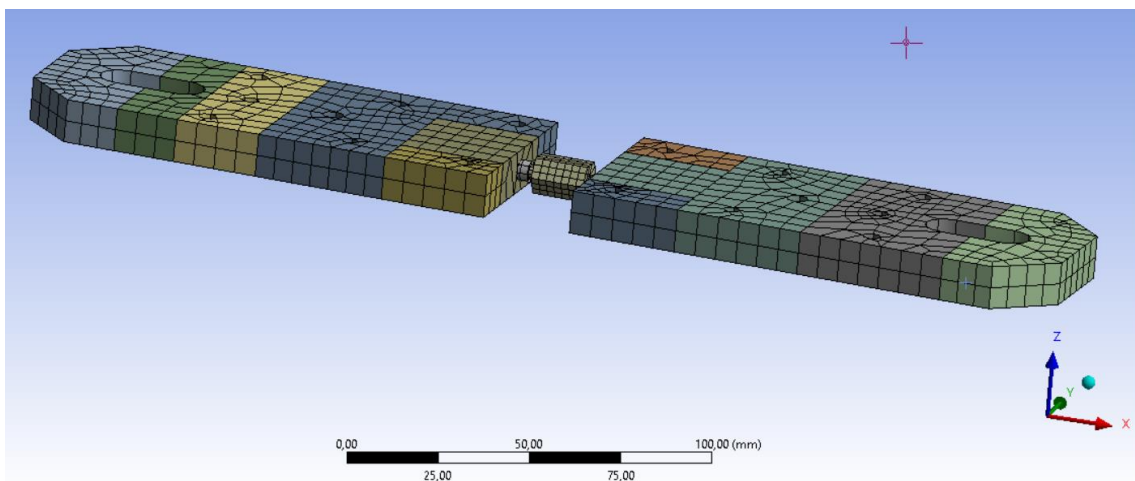


Figura 35. Traviesa dividida y mallada

2.4 Elementos elásticos

En los circuitos ferroviarios a escala real es común la utilización de elementos elásticos (los *rail-pads* entre el carril y las traviesas, por ejemplo) que provoquen una amortiguación de las vibraciones que se generan sobre el propio vehículo, los componentes de la vía y la superficie sobre la que se sustenta toda la estructura.

En el Capítulo 1 se profundiza sobre la importancia de estos elementos de caucho en el comportamiento de las vías ferroviarias.

En nuestro modelo a escala se han incluido los elementos elásticos en forma de arandelas de caucho y en los apoyos troncocónicos que sustentan la mesa y los componentes de la vía. En la siguiente imagen se puede observar los apoyos y las arandelas de caucho:

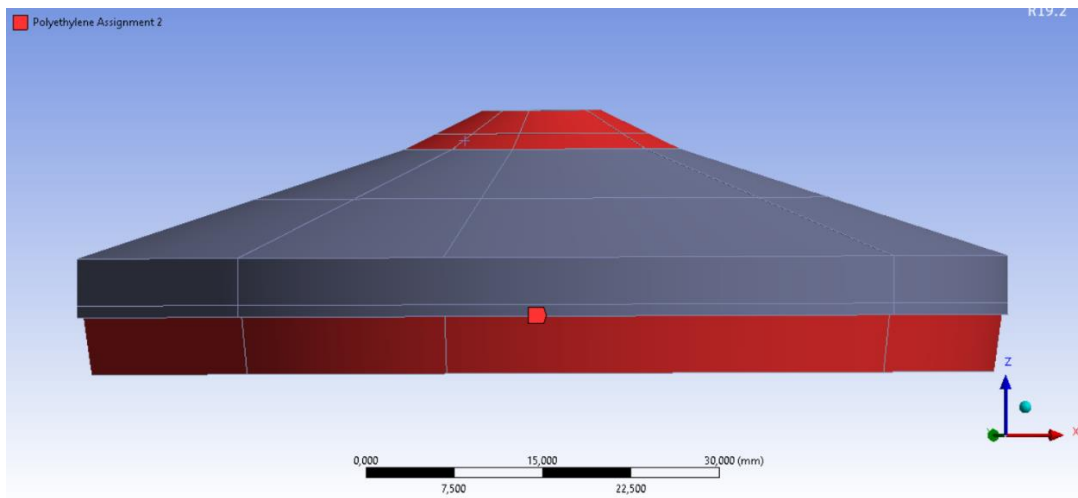


Figura 36. Elementos de caucho en los apoyos

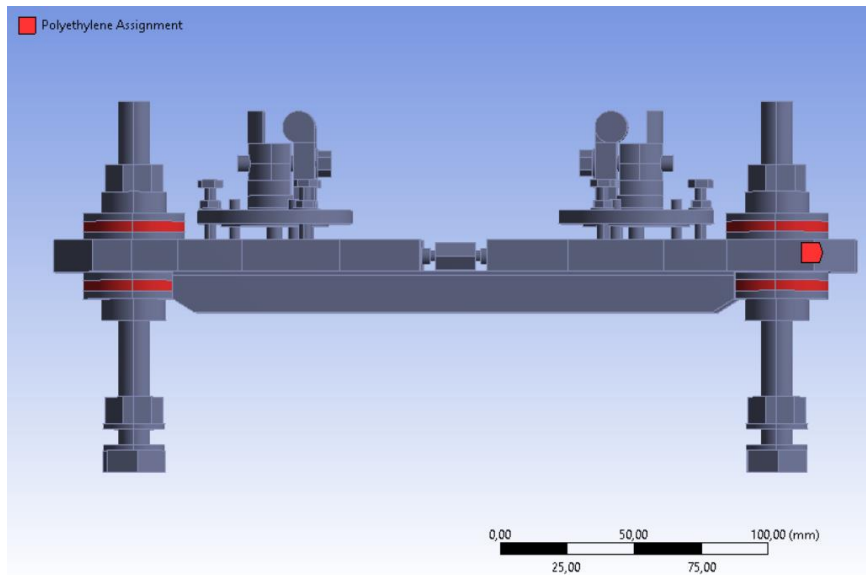


Figura 37. Arandelas de caucho

2.5 Clases de contacto

En este apartado se trata el tipo de contacto que existe entre las superficies de cada elemento que forma el modelo de circuito ferroviario con los elementos en contacto. Se analizan los diferentes tipos de contactos que ofrece Modal Analysis y que se pueden dividir en lineales (bonded y no separation) y no lineales (frictionless, rough y frictional), se explica a continuación sus características y situaciones en la que se pueden usar:

- **Bonded:** es la configuración que aparece por defecto y se aplica a todas las regiones de contacto (superficies, aristas, cuerpos...). Este tipo de contacto no permite ni el deslizamiento ni la separación entre caras y aristas. El contacto entre las caras y las aristas no cambia durante la aplicación de las fuerzas, también se ignoran las posibles penetraciones que puedan existir. Este contacto permite una solución lineal.
- **No separation:** este tipo de contacto es similar al anterior. En este caso, simplemente no permite la separación entre los cuerpos que están en contacto.
- **Frictionless:** esta configuración permite la separación entre las superficies dependiendo de la carga, también permite el deslizamiento libre ya el coeficiente de fricción es cero para este caso. Esta solución es no lineal porque permite la modificación del área de contacto.
- **Rough:** presenta un comportamiento similar a la configuración Frictionless, sin embargo, el coeficiente de fricción es infinito y no se permite el deslizamiento entre superficies o aristas.
- **Frictional:** en este caso tenemos un coeficiente de fricción positivo, los valores dependen de los materiales en contacto. En un principio las superficies de contacto permanecerán “pegadas” hasta que se excede el esfuerzo cortante y los cuerpos comienzan a deslizar entre sí. [27]

Name	Gap Open/Close ?	Sliding Allowed ?
Bonded	No	No
Rough	Yes	No, infinite μ
No Separation	No	Yes, $\mu = 0$
Frictionless	Yes	Yes, $\mu = 0$
Frictional	Yes	Yes, if $F_{sliding} > F_{friction}$

Tabla 8. Resumen de los tipos de contactos. Fuente [27]

En un análisis modal como en el de este trabajo, la solución es lineal. Por lo tanto, solo sería capaz de resolver con las configuraciones lineales (bonded y no separation). Para una solución que se acercara más a la realidad se introdujo contactos tipo frictional en los contactos entre dos superficies ya que debería existir cierta fricción entre los elementos, sin embargo, el programa mostró un mensaje de advertencia que señalaba lo que se había supuesto anteriormente, no se puede resolver zonas con contactos no lineales para este tipo de solución y el programa los convierte automáticamente en lineales. Aquí se puede ver el mensaje: “One or more contact regions has been defined as nonlinear contact. However, an eigenvalue or harmonic analysis has been performed which uses the initial contact status in that solution. Check results carefully.”

De esta forma, el contacto bonded será el utilizado de forma general para todos los casos que se propongan más adelante.

Es interesante incidir en el contacto entre elementos beam, tanto entre ellos mismo como con otros tipos de elementos. Es importante seleccionar en la pestaña “advanced” luego en “formulation”, la opción “beam”. Por último, habrá que introducir el radio de influencia.

[-] Advanced	
Formulation	Beam
Material	Structural Steel
<input type="checkbox"/> Radius	15, mm

Figura 38. Contacto entre elementos barra

3 RESULTADOS DEL ANÁLISIS MODAL

La finalidad de este trabajo es la realización de un análisis modal al modelo a escala de un tramo de la vía ferroviaria situada en la cubierta de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería (ETSI) de la Universidad de Sevilla. El análisis modal se utiliza para conocer el comportamiento dinámico de una estructura a través de sus frecuencias naturales y los modos de vibración. Es importante conocer las frecuencias naturales del modelo de vía ferroviaria ya que si también se conocen las frecuencias de la fuente emisora (el tren auscultador en este caso), se podrá predecir qué elementos oscilarán a una mayor amplitud y realizar las modificaciones oportunas para evitar que algún elemento del modelo entre en resonancia y pueda provocar daños en la estructura. Un cuerpo entra en resonancia al ser excitado por una frecuencia que coincide con alguna de sus frecuencias naturales, esto provoca un aumento en la amplitud de las oscilaciones.

Para realizar este análisis se ha escogido el programa ANSYS, concretamente el módulo “Modal”. “ANSYS Inc” es un software que utiliza la teoría de elementos finitos en estructuras para simular el comportamiento de estructuras frente a unas determinadas condiciones de contorno. Para el análisis modal se ha utilizado el producto Workbench donde se encuentra la herramienta “Modal”.

El Método de los Elementos Finitos consiste en la discretización de un sistema continuo, dividiendo los cuerpos en multitud de elementos más pequeños y simples que facilitan las simulaciones reduciendo el tiempo y la dificultad de los cálculos.

En el apartado 3.1 se exponen las características del modelo que se va a simular y analizar.

3.1 Características del modelo

En el apartado 2.3, se describe la estrategia de mallado seguida en este trabajo, que se caracteriza por la división de los sólidos en otros más simples para lograr un mallado basado en hexaedros que genera una calidad de malla mucho más alta que con otras geometrías como los tetraedros. En la búsqueda de la máxima calidad de mallado que garantizara unos resultados fiables, se realizó un primer mallado muy fino del modelo que sobrepasó los 900000 elementos. Como era de esperar, la capacidad del ordenador usado en este proyecto fue insuficiente para adquirir los resultados. Por lo tanto, se buscó reducir el número de elementos, manteniendo la alta calidad en el mallado. Finalmente, tras varios intentos fallidos, 105249 fue la máxima cifra de elementos a la que se logró realizar la simulación. En la siguiente figura se puede ver el mallado del modelo completo:

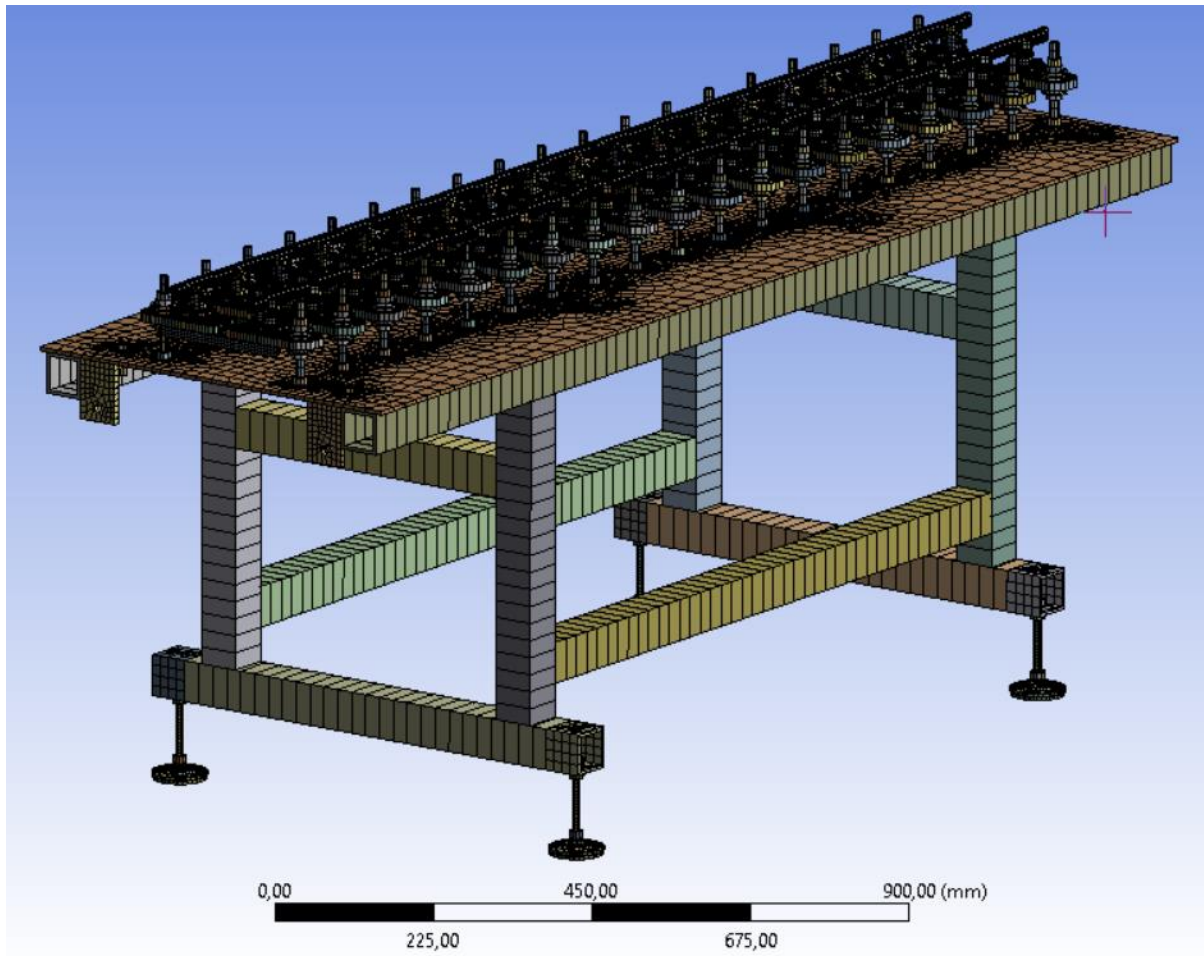


Figura 39. Mallado del modelo

En la Tabla 7 (Apartado 2.3) se muestra una clasificación del nivel de calidad del mallado según dos parámetros, la ortogonalidad del mallado y la oblicuidad. El parámetro de referencia usado en este trabajo es el de la ortogonalidad, que relaciona los ángulos entre las caras y aristas de los elementos adyacentes con el ángulo óptimo según la forma del sólido. Este parámetro tiene un rango de valores de cero a uno, siendo cero, una calidad inaceptable y uno, excelente. En la Figura 40 se observa la ortogonalidad obtenida para cada elemento tras completar el mallado del modelo, donde la mayoría de los elementos presenta una ortogonalidad de malla igual o próxima al valor unidad, garantizando la buena calidad del mallado ya que prácticamente la totalidad de los elementos supera el valor de 0,5. Las barras azules representan los elementos hexaédricos y las amarillas representan los elementos cuadriláteros generados al mallar la chapa, que es un elemento tipo *shell*.

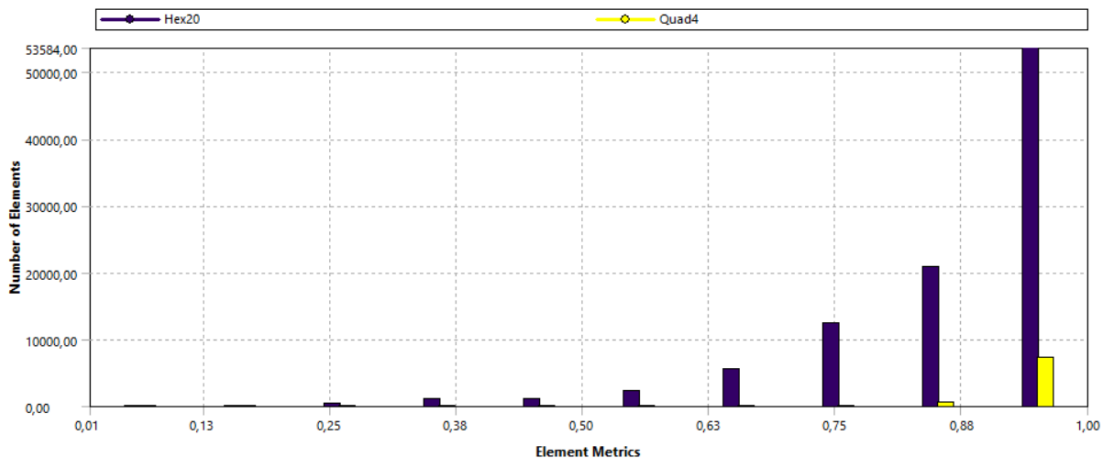


Figura 40. Ortogonalidad del mallado

En los apartados siguientes se van a realizar comparaciones entre distintos modelos y para no crear confusión, se va a mantener la nomenclatura escogida por Ballester [1] para las distintas zonas de la estructura, ya que en primer lugar se comparará su modelo con el diseñado en este trabajo. Por lo tanto, “los movimientos a lo largo del eje Y se denominan movimientos longitudinales, los desplazamientos según el eje X se van a nombrar como desplazamientos laterales o transversales y, por último, los desplazamientos verticales serán los surgidos a lo largo del eje Z”. La nomenclatura de las barras se muestra en la Figura 41.

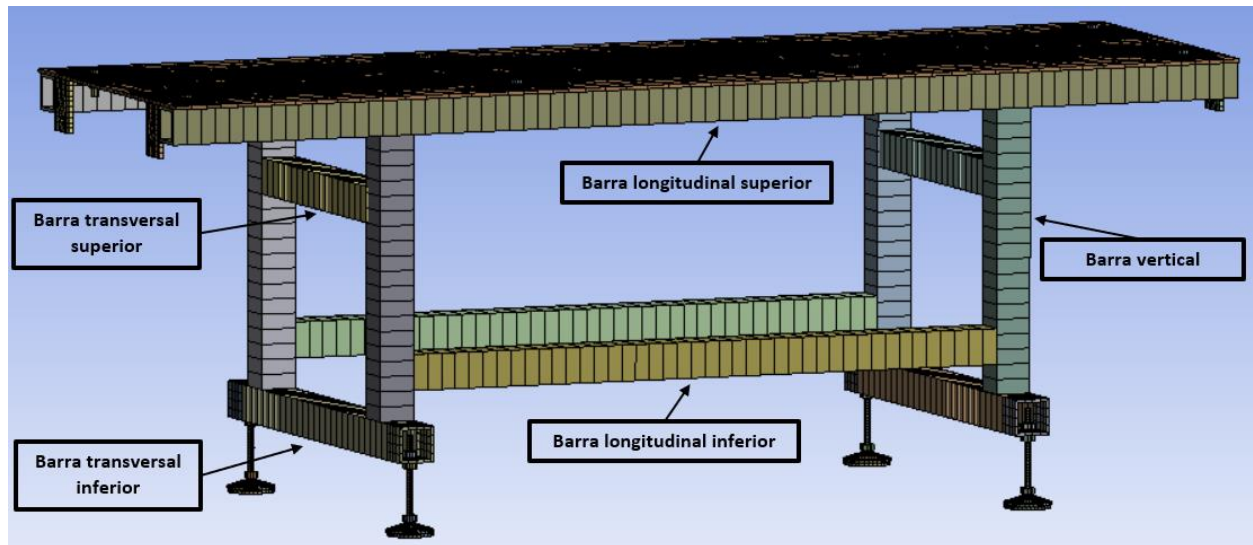


Figura 41. Nomenclatura de las barras del modelo

Buscando también una concordancia con los resultados obtenidos por Ballester [1] se aplican las mismas condiciones de contorno, pues de lo contrario, la comparación no sería válida. En este proyecto, se han diseñado los apoyos troncocónicos, por lo tanto, la condición de empotramiento se aplica en la superficie de estos apoyos que está en contacto con la cubierta. Las restricciones en el desplazamiento de la dirección del eje Y se aplican en las mismas superficies que en [1], teniendo en cuenta que las barras son elementos “beam” y las condiciones de contorno se aplican en los vértices.

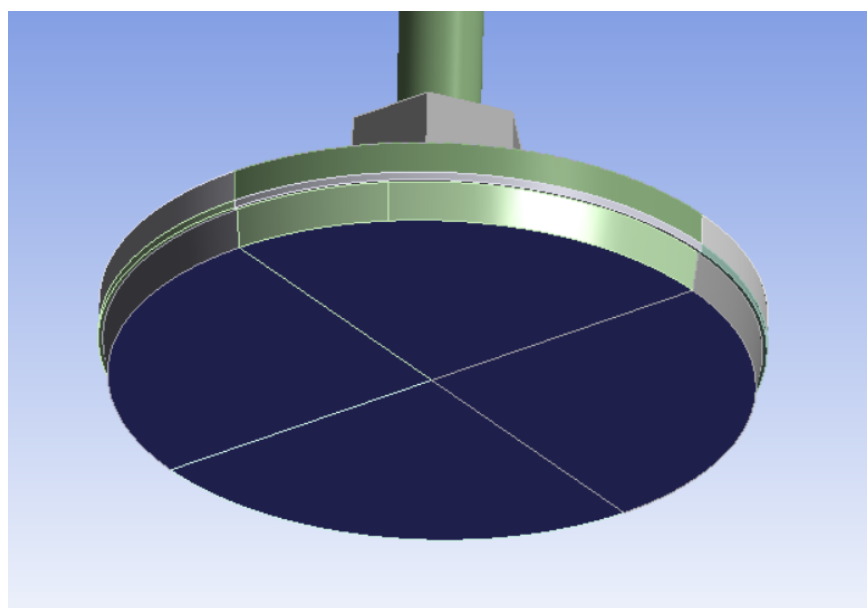


Figura 42. Condiciones de contorno en los apoyos troncocónicos

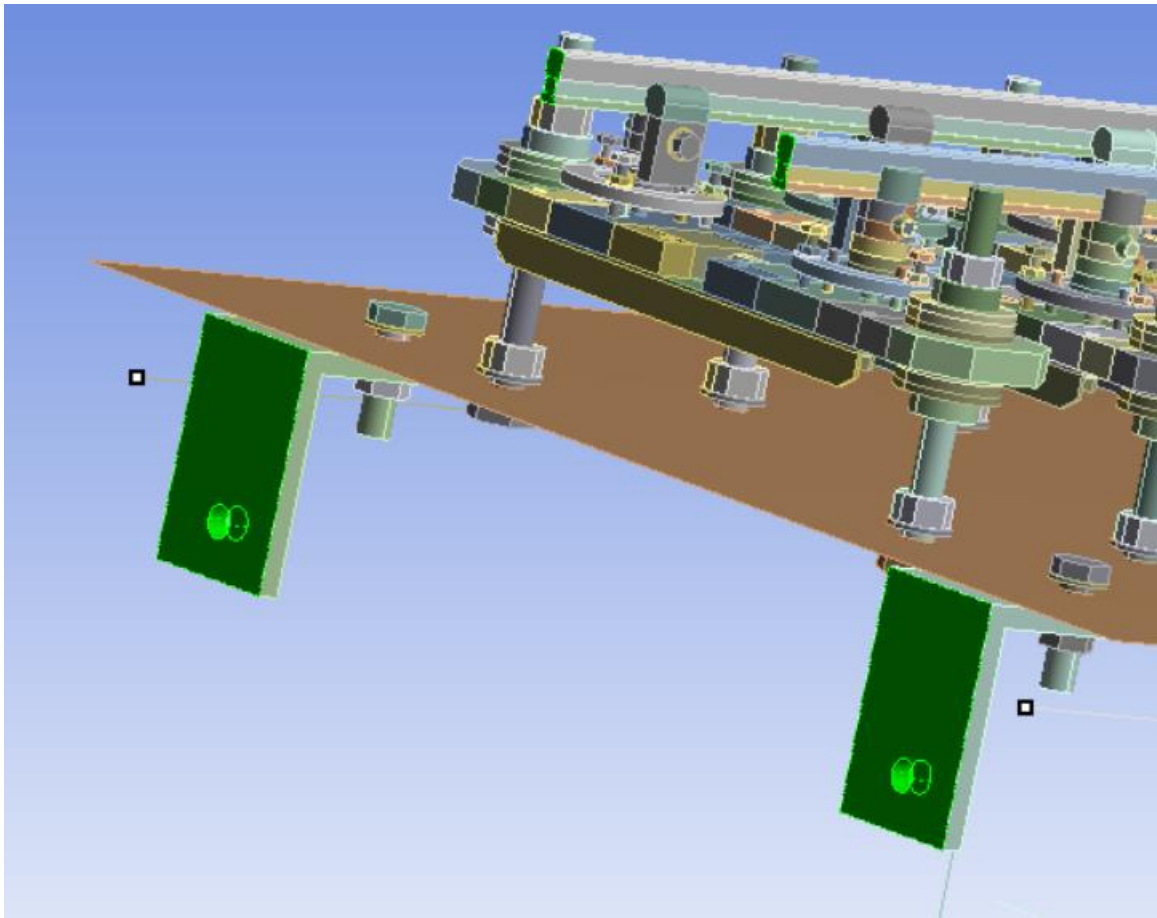


Figura 43. Condiciones de contorno en la dirección del eje Y

Los materiales utilizados son acero al carbono galvanizado en caliente y caucho. Para la simulación se han seleccionado de la librería ofrecida por ANSYS los materiales que presentan las propiedades más similares a los materiales utilizados en el modelo real. En el caso del acero se ha escogido el “Structural Steel” cuyas propiedades son 7850 kg/m^3 de densidad, un módulo de Young de $2 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ y un coeficiente de Poisson de 0,3. En el caso del caucho, se ha escogido el “Polyethylene” que tiene una densidad de 950 kg/m^3 , un módulo de Young de $1,1 \cdot 10^9 \text{ Pa}$ y un coeficiente de Poisson de 0,5.

En los próximos apartados se comentarán los resultados obtenidos en cada simulación, para ello, en cada apartado se realizarán las comparaciones que se enumeran a continuación:

- 1) Comparación del modelo completo con el modelo de Ballester [1]
- 2) Comparación del modelo completo con el modelo completo con elementos de caucho
- 3) Comparación de los carriles y elementos de sujeción con los carriles y elementos de sujeción con arandelas de caucho
- 4) Comparación de la mesa y la placa con la mesa y la placa con elementos de caucho

3.2 Comparación del modelo completo con el modelo de Ballester [1]

En este primer análisis de los resultados tras las simulaciones, se discutirán las frecuencias naturales y modos de vibración del modelo que está constituido exclusivamente por acero. A pesar de que el modelo que se estudia en este trabajo presenta arandelas y partes de los apoyos troncocónicos cuyo material es el caucho, para este primer apartado se ha simulado el modelo con todos los elementos de acero para comparar los resultados con el

trabajo de Ballester.

A partir del modelo diseñado en [1], se han realizado distintas modificaciones buscando una mayor aproximación al comportamiento de la vía ferroviaria a escala. En primer lugar, se ha representado el sistema de sujeción de vía, las traviesas, arandelas y el resto de los elementos que conforman la superestructura de la vía de la misma forma que está dispuesta en la cubierta de ETSI. Ballester realizó una versión del modelo que simplificaba algunos componentes de vía. También se han incluido en este trabajo los apoyos troncocónicos que actúan como base de la estructura y distribuyen las cargas hacia la cubierta.

Por otro lado, se ha sustituido la placa de acero que soporta la vía ferroviaria por un elemento “shell” y las barras de la mesa por elementos “beam”, intentando lograr una mayor aproximación al comportamiento de estos componentes según su función en la estructura.

Otra de las diferencias es la estrategia de mallado, mientras que en [1] se utilizó un mallado automático que genera mayoritariamente elementos tetraédricos y se realizó la simulación con unos 65000 elementos, en este trabajo se ha utilizado la estrategia explicada en el apartado 2.3 y se alcanzaron los 105249 elementos tras realizar el mallado.

3.2.1 Análisis de los resultados

Tras esta premisa, se muestran los valores de las frecuencias naturales obtenidas en este primer modelo, se discuten los resultados y posteriormente se compararán con los obtenidos en [1].

En la siguiente tabla se muestran las diez primeras frecuencias naturales del modelo de vía ferroviaria con todos sus elementos de acero:

Modo de vibración	Frecuencia (Hz)	Modo de vibración	Frecuencia (Hz)
1	25,486	6	216,5
2	133,49	7	223,4
3	146,51	8	264,88
4	182,83	9	272,26
5	201,57	10	287,7

Tabla 9. Frecuencias naturales (Hz) del modelo completo de acero

En la primera deformada se puede observar un desplazamiento lateral de la estructura en la dirección del eje X. La flexión se realiza tan solo en barra que une la estructura con los apoyos, manteniéndose el resto del modelo en su posición indeformada, pero desplazada en la dirección X. Por lo tanto, los mayores desplazamientos tienen lugar en la parte superior de la estructura.

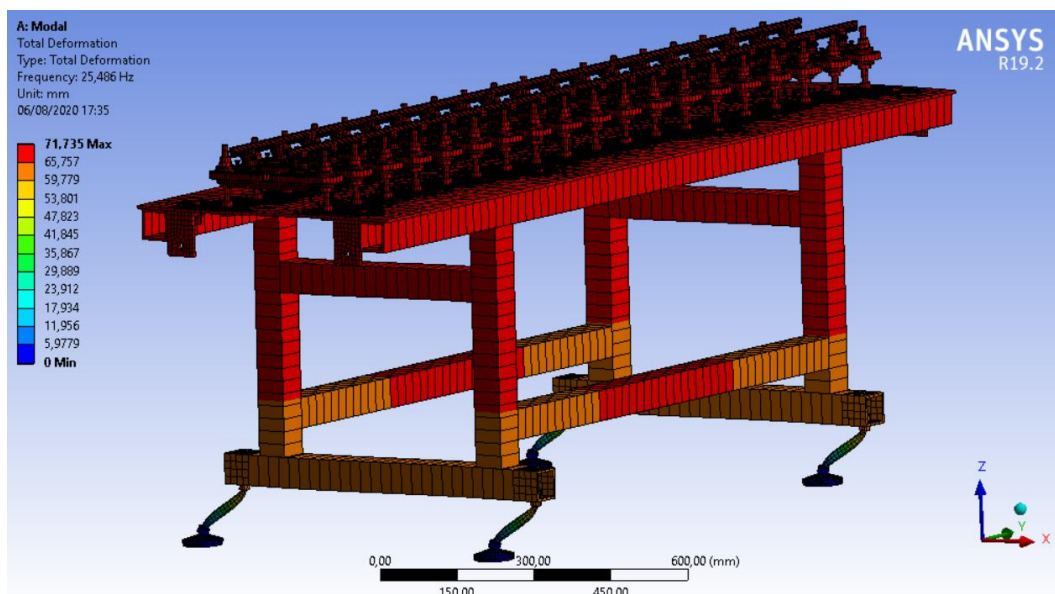


Figura 44. Primera deformada (apartado 3.2.1)

El segundo modo de vibración se puede observar en la Figura 45. La frecuencia natural de este modo ha aumentado considerablemente respecto al primero (133,49 Hz frente a 25,486 Hz) y su deformada muestra un desplazamiento vertical de la placa y los carriles hacia abajo debido al peso propio del sistema de sujeción de los carriles que se desplaza junto a la placa. Los mayores desplazamientos se producen en las zonas intermedias entre los anclajes de la chapa con las barras longitudinales superiores, mientras que en el resto de los elementos se aprecia una deformación desdeñable.

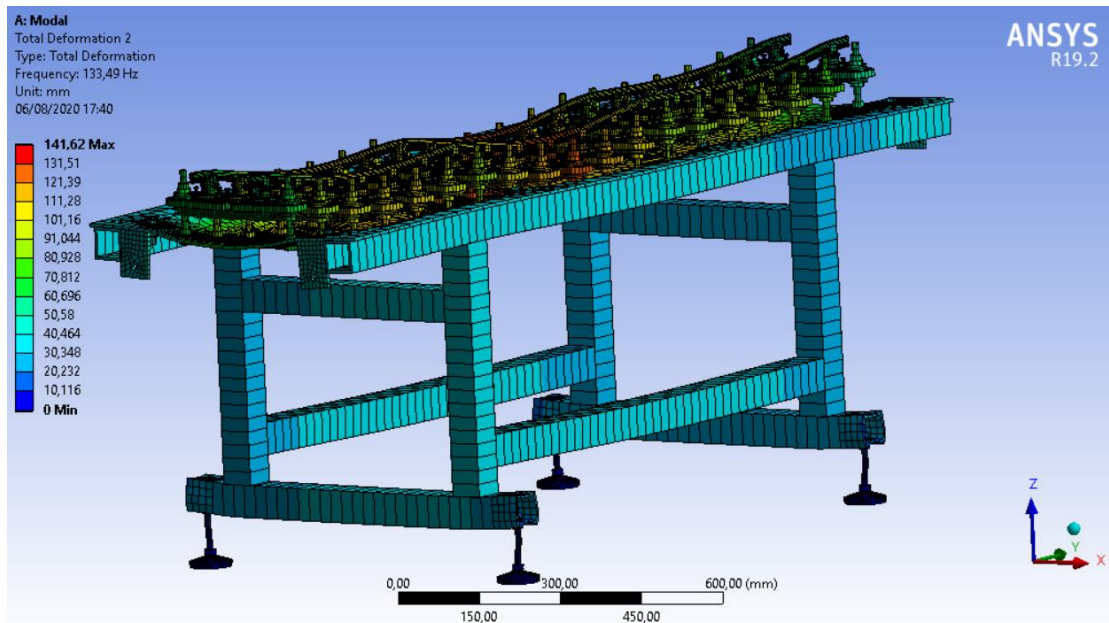


Figura 45. Segunda deformada (apartado 3.2.1)

En la tercera deformada se aprecia un leve desplazamiento vertical positivo de los elementos de la estructura que se encuentran próximos a las patas delanteras, mientras que, en las patas traseras, la estructura desciende en el sentido negativo del eje Z. En la placa y vía sucede de la misma forma, existe una ondulación en la que la parte delantera se desplaza en el sentido positivo del eje Z y la trasera en sentido negativo. Por otro lado, la barra que conecta los apoyos con la estructura sufre una deformación en el sentido negativo del eje Y

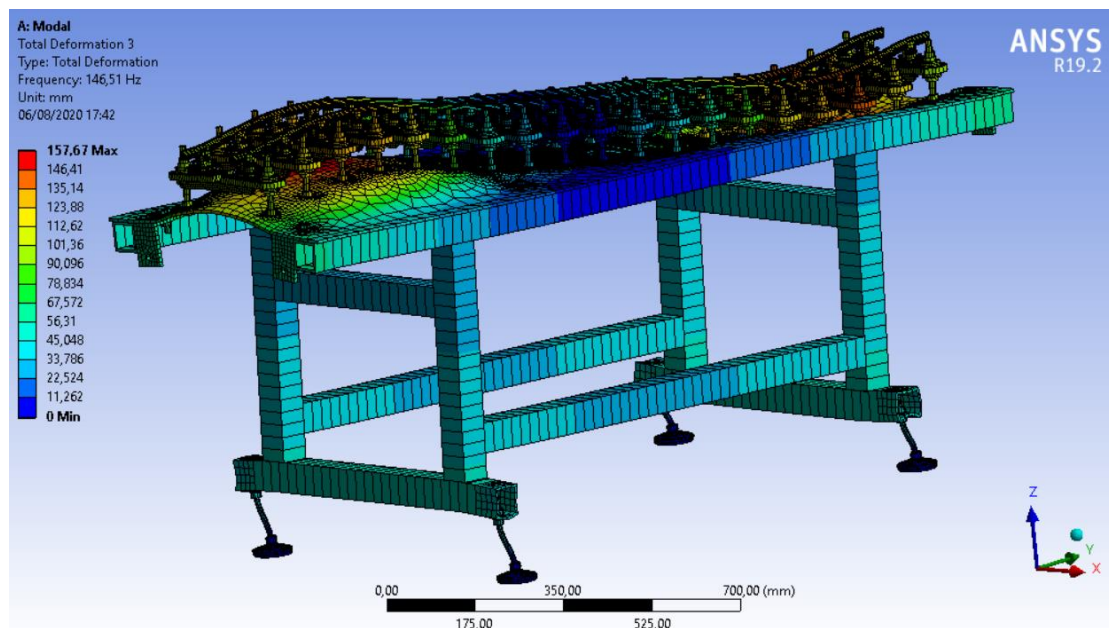


Figura 46. Tercera deformada (apartado 3.2.1)

La cuarta deformada muestra la deformación de la chapa y la vía exclusivamente, pues el resto de los elementos

de la estructura no influye en esta deformada, manteniendo su posición de reposo. Se aprecia claramente la deformada en forma de onda que se caracteriza, en este caso, por una cresta y dos valles. La máxima amplitud se produce en la cresta de la onda que coincide con la mitad del tramo de la vía en estudio.

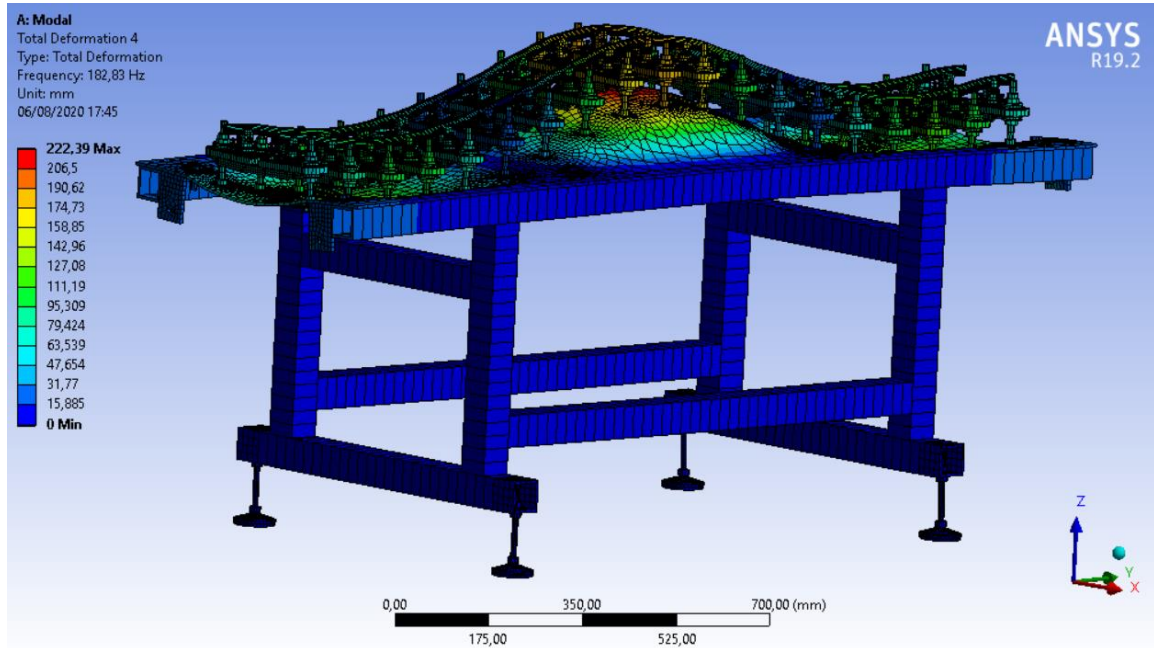


Figura 47. Cuarta deformada (apartado 3.2.1)

El desplazamiento lateral en el sentido negativo del eje X es el predominante en el quinto modo de vibración. Mientras que la zona superior de la estructura presenta los menores desplazamientos, en las barras inferiores se producen los mayores. El máximo se produce en el medio de las barras longitudinales inferiores debido a la suma del desplazamiento causado por la flexión de las patas y la propia ondulación de las barras longitudinales.

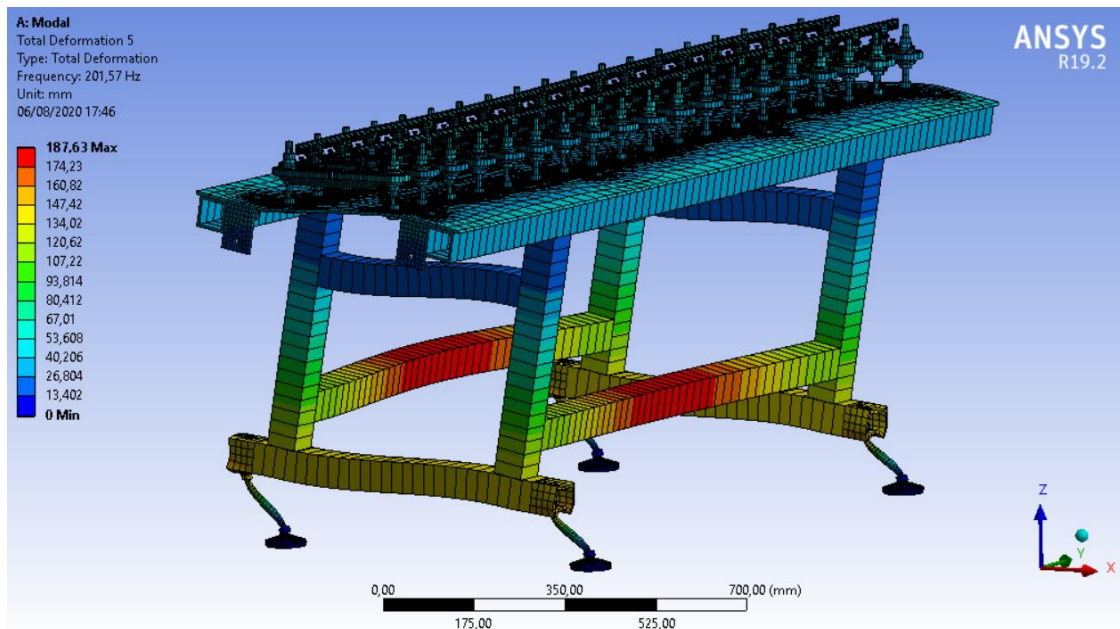


Figura 48. Quinta deformada (apartado 3.2.1)

La sexta frecuencia natural de este modelo genera la deformada de la Figura 49. Las barras inferiores se desplazan positivamente en la dirección del eje Y debido a la deformación de las patas. El desplazamiento comentado produce una elevación de la parte de la estructura situada sobre las patas traseras y una ondulación que se observa en las cuatro barras longitudinales y de forma más pronunciada en la chapa y vía, donde se producen las mayores amplitudes. En este caso, se observan un valle y una cresta al completo mientras que otro valle y otra cresta no llega a formarse del todo.

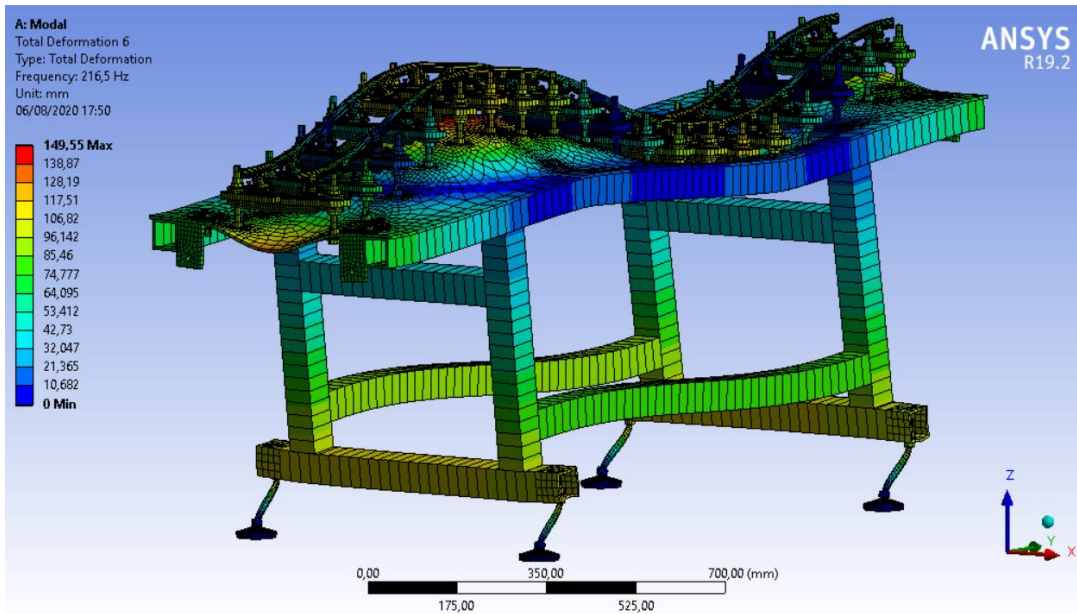


Figura 49. Sexta deformada (apartado 3.2.1)

La Figura 50 está formada por los cuatro últimos modos de vibración obtenidos en este trabajo. El comportamiento de la estructura en la séptima deformada se puede aproximar como un momento torsor en las barras longitudinales inferiores que provoca que el mayor desplazamiento se produzca en las barras transversales inferiores, mientras que la chapa y vía apenas se deforman. Las tres siguientes deformadas se caracterizan por el movimiento en forma de onda de las vías y la placa donde el número de valles y crestas aumentan a medida que lo hace el valor de la frecuencia natural. Las deformadas octava y décima presentan una deformación similar salvo por el número de crestas en las ondulaciones (dos y tres, respectivamente) y por la amplitud del desplazamiento en la dirección del eje Z de la parte central de las barras longitudinales inferiores, que presentan un mayor valor en el décimo modo de vibración. Por otro lado, además de las ondulaciones de la vía, en la novena deformada se aprecia un desplazamiento en la dirección del eje Y provocado por la deformación de las patas.

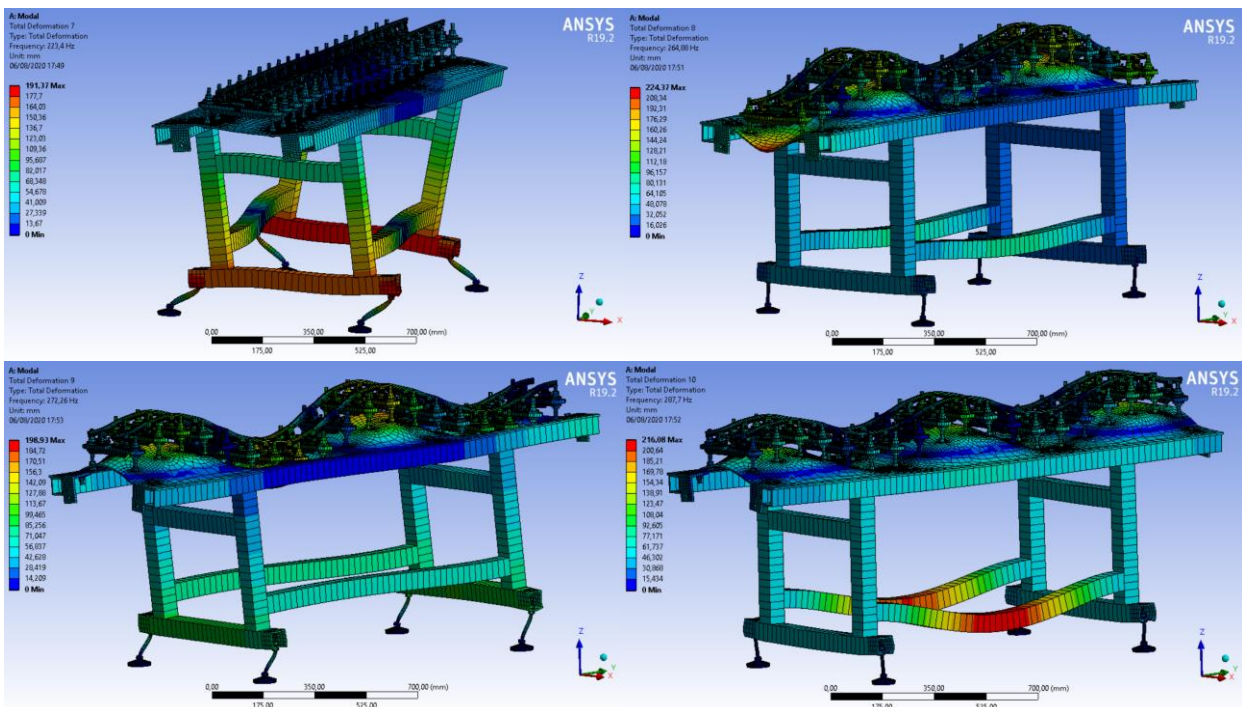


Figura 50. Séptima, octava, novena y décima deformada (apartado 3.2.1)

3.2.2 Comparación de los resultados

Tras el análisis de las deformadas obtenidas en las simulaciones, se comparan estos resultados con los adquiridos en el proyecto de Ballester [1]. En la Tabla 10 se ofrece una comparativa de las frecuencias de cada uno de los modelos.

Este trabajo		Ballester	
Modo de vibración	Frecuencia (Hz)	Modo de vibración	Frecuencia (Hz)
1	25,486	1	25,96
2	133,49	2	120,48
3	146,51	3	126,3
4	182,83	-	-
5	201,57	4	141,33
6	216,5	5	156,55
7	223,4	6	166,93
8	264,88	7	171,61
9	272,26	14	270,28
10	287,7	-	-

Tabla 10. Comparativa de las frecuencias naturales (Hz) del modelo completo de acero con el modelo de Ballester

El valor de la primera frecuencia natural es muy similar en ambos modelos, aunque en este trabajo es inferior (25,486 Hz frente a 25,96 Hz), sin embargo, el resto de los modos de vibración se producen a frecuencias mayores que en [1]. Mientras que en la quinta frecuencia de este trabajo ya se alcanzan los 200 Hz, en el modelo de Ballester no se alcanza esta cifra hasta la octava frecuencia.

En términos generales, las principales diferencias entre las deformadas, además del valor de las frecuencias, se deben a la introducción de los elementos “shell” y “beam”. Se aprecia un incremento en los modos de vibración que se caracterizan por la deformación de la chapa y, por lo tanto, de la vía, pues en siete de los 10 primeros modos, las deformaciones de estos sólidos son predominantes mientras que, en el modelo de Ballester, tan solo eran cuatro los modos influenciados principalmente por la deformación de la chapa. Esto último puede deberse a las propiedades de los elementos tipo “shell”, que otorgan una mayor flexibilidad transversal de la placa. Por otro lado, se observa que al utilizar elementos tipo “beam” en las barras de la estructura, estas aumentan su rigidez frente a las barras diseñadas como elementos simples. Es por ello por lo que los elementos “beam” presentan una deformidad considerablemente inferior, como se verá en las siguientes figuras. De hecho, hasta el quinto modo de vibración no se aprecia una deformación importante de las barras, mientras que en [1], en el segundo modo de vibración ya se comienzan a observar las deformaciones, incluidos varios modos de vibración donde prácticamente solo las barras son los elementos vibrantes, como en las deformadas 4, 9, 10 u 11.

La primera frecuencia de vibración presenta la misma respuesta en ambos modelos, el desplazamiento lateral del conjunto de la estructura donde solo se produce deformación en las patas y apoyos. La introducción de los apoyos troncocónicos no modifica significativamente, en este caso, la respuesta de este primer modo ya que tan solo se reduce en medio hercio la frecuencia natural.

La segunda frecuencia natural, pese a la diferencia notable en su valor (133,49 Hz y 120,48 Hz), presenta una cierta similitud en la deformación de la placa y la vía en el sentido negativo de la dirección del eje Z. La máxima amplitud de desplazamiento tiene lugar en el centro de la chapa en ambos modelos, existiendo también diferencias debido a la inclusión del elemento “shell”.

En la tercera deformada se repite la similitud entre los comportamientos de los elementos de la estructura como el desplazamiento longitudinal de la estructura debido a la flexión de las patas, la ondulación de la vía y la chapa (más marcada la ondulación en este trabajo debido al elemento placa) o la menor deformación de las barras respecto a la simulación de Ballester debido a los elementos tipo viga.

Para la deformada de la cuarta frecuencia natural (182,83 Hz) no se ha encontrado una deformada comparable, una de las razones puede ser el comportamiento indeformado de las barras, patas y apoyos.

Otra deformada que si es comparable es la quinta, que presenta unas deformaciones similares a la cuarta deformada de [1] pese a la diferencia en frecuencia de 60 Hz entre una y otra, 201,57Hz y 141,33 Hz respectivamente. Sus características principales son el desplazamiento transversal de las patas, produciéndose la máxima amplitud en las barras transversales inferiores y también, la rigidez de la chapa y la vía que no se deforman y presentan los menores desplazamientos.

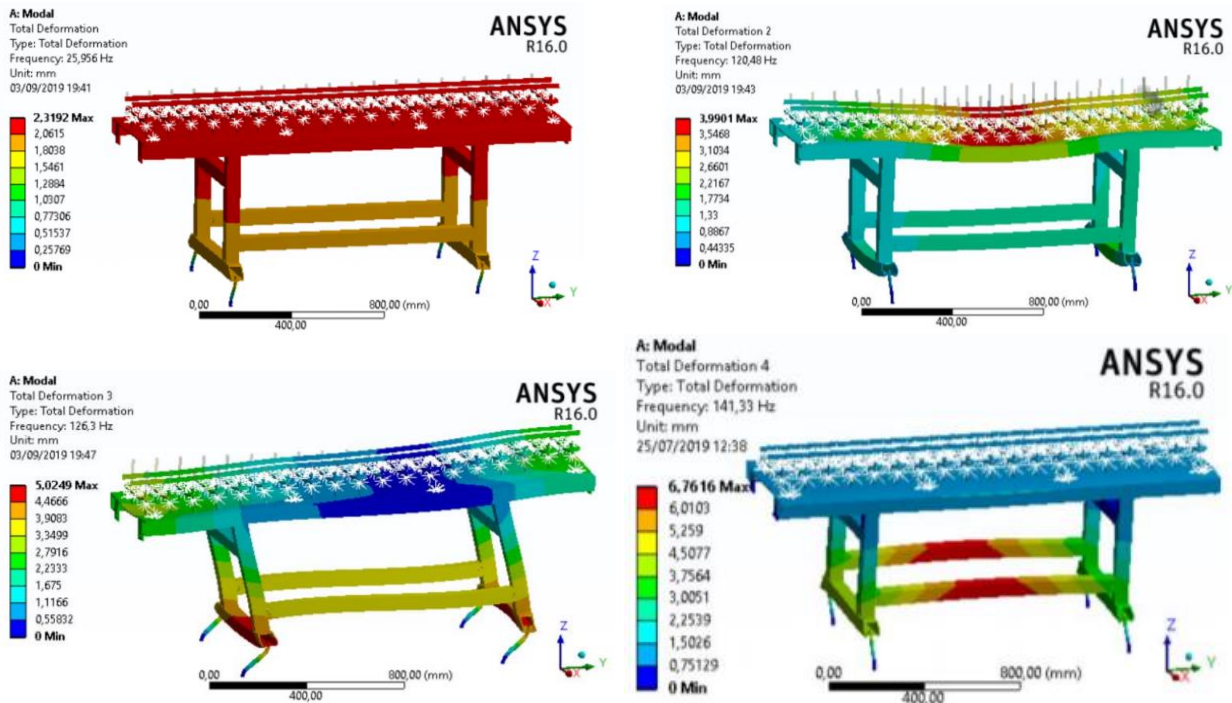


Figura 51. Primera, segunda, tercera y cuarta deformada del modelo de Ballester. Fuente [1]. (apartado 3.2.2)

La sexta deformada se puede comparar con la deformada de la quinta frecuencia natural del modelo de Ballester donde se aprecia el desplazamiento longitudinal de la estructura junto a la ondulación de la chapa, la vía y las barras longitudinales inferiores. Sin embargo, los máximos desplazamientos ocurren en el valle y en la cresta de la ondulación de la vía, mientras que en [1], los máximos tienen lugar en las barras transversales inferiores, lo que reafirma las principales diferencias entre ambos modelos, además del sistema de sujeción de vía, que son los elementos tipo chapa y tipo viga.

El séptimo modo de vibración de este trabajo y el sexto de [1] se caracterizan por el momento torsor de las barras longitudinales y por la leve deformación de la chapa y vía. Los menores desplazamientos se producen en la zona media de las barras longitudinales, de la chapa y la vía, característico de la torsión.

La octava frecuencia natural (264,88 Hz) se puede relacionar con la séptima (171,61 Hz) en el comportamiento de las barras longitudinales inferiores, sin embargo, en la octava deformada de este trabajo se aprecian dos crestas, mientras que en [1] solo aparece una. A pesar de ello, los máximos desplazamientos ocurren en el mismo lugar en ambos modelos, precisamente en los valles de los extremos de la chapa.

Debido a que la décima deformada no tiene una similar en [1], el último modo de vibración con relación con los resultados de Ballester es el noveno, que en este caso se comporta de un modo similar a la deformada decimocuarta, teniendo un valor de frecuencia muy similar, 272,26 Hz y 270,28 Hz. En este caso, se vuelve a repetir el desplazamiento longitudinal por la flexión de las patas (más marcado en el modelo de este trabajo) y se generan dos crestas y dos valles en ambos modelos, aunque en [1], tanto un valle como una cresta no llega a completarse, quedándose a la mitad.

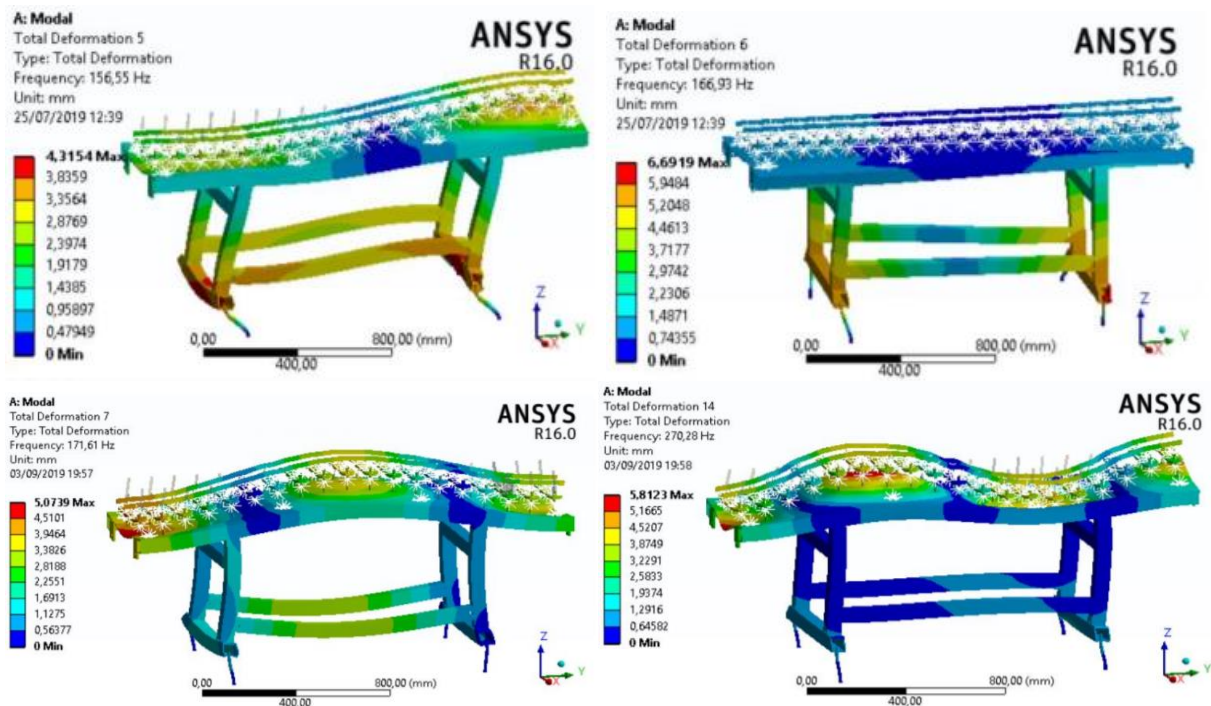


Figura 52. Quinta, sexta, séptima y décimocuarta deformada del modelo de Ballester. Fuente [1]. (apartado 3.2.2)

En resumen, los tres primeros modos de vibración se deforman de una forma similar en ambos modelos, del quinto al octavo, las deformadas se pueden relacionar con la deformada anterior del modelo de Ballester, es decir, de la cuarta a la séptima. El noveno modo de vibración presenta una deformada similar a la décimocuarta, también una frecuencia muy silimilar y, por el contrario, la cuarta y décima deformada no es posible asociarlas con alguna obtenida en [1].

3.3 Comparación del modelo completo con el modelo completo con elementos de caucho

En este apartado se van a analizar los resultados obtenidos al simular el modelo completo, como en el apartado anterior, pero introduciendo los elementos de caucho con los que realmente se diseñó esta vía a escala. Dichos elementos elásticos son las arandelas y algunos componentes de los apoyos que se expusieron en el apartado 2.4. El objetivo de este apartado es comentar el efecto que tienen dichos elementos elásticos en el comportamiento de la estructura, en sus frecuencias naturales, deformadas...

En la Tabla 11, se muestran las nuevas frecuencias naturales y se comparan con las obtenidas por el modelo sin elementos de caucho. Se observa una clara disminución de los valores de las frecuencias naturales salvo en el cuarto modo de vibración que se incrementa ligeramente. Los modos de vibración del modelo con los elementos de caucho se dan a frecuencias entre 1 y 6 hercios por debajo de su homólogo formado solo por acero. Esta disminución confirma la hipótesis planteada por varios autores en el capítulo 1 como en [9], donde se hace hincapié en el efecto que supone la variación de la rigidez en los valores de las frecuencias naturales, puesto que un aumento de la rigidez produce que los modos de vibración tengan lugar a mayores frecuencias, situación que se confirma en este proyecto, ya que al disminuir la rigidez del modelo introduciendo elementos de caucho, los modos de vibración se generan a frecuencias menores.

Acero		Acero + caucho	
Modo de vibración	Frecuencia (Hz)	Modo de vibración	Frecuencia (Hz)
1	25,486	1	22,919
2	133,49	2	131,69
3	146,51	3	144,65
4	182,83	4	183,72
5	201,57	5	195,87
6	216,5	6	215,54
7	223,4	7	218,69
8	264,88	8	263,61
9	272,26	9	271,02
10	287,7	10	284,26

Tabla 11. Comparativa de las frecuencias naturales (Hz) del modelo completo de acero con el modelo completo de acero y caucho

A pesar de la diferencia de frecuencias entre los dos modelos, las deformadas son muy similares y salvo el aumento en la deformación de los elementos de caucho debido a sus propiedades características que provoca cambios en los valores de la amplitud de los desplazamientos, no se aprecia una diferencia digna de mención. En la Figura 53 y 54 se muestra una recopilación de las diez primeras deformadas donde se observa que se comportan del mismo modo que las deformadas del modelo del apartado anterior.

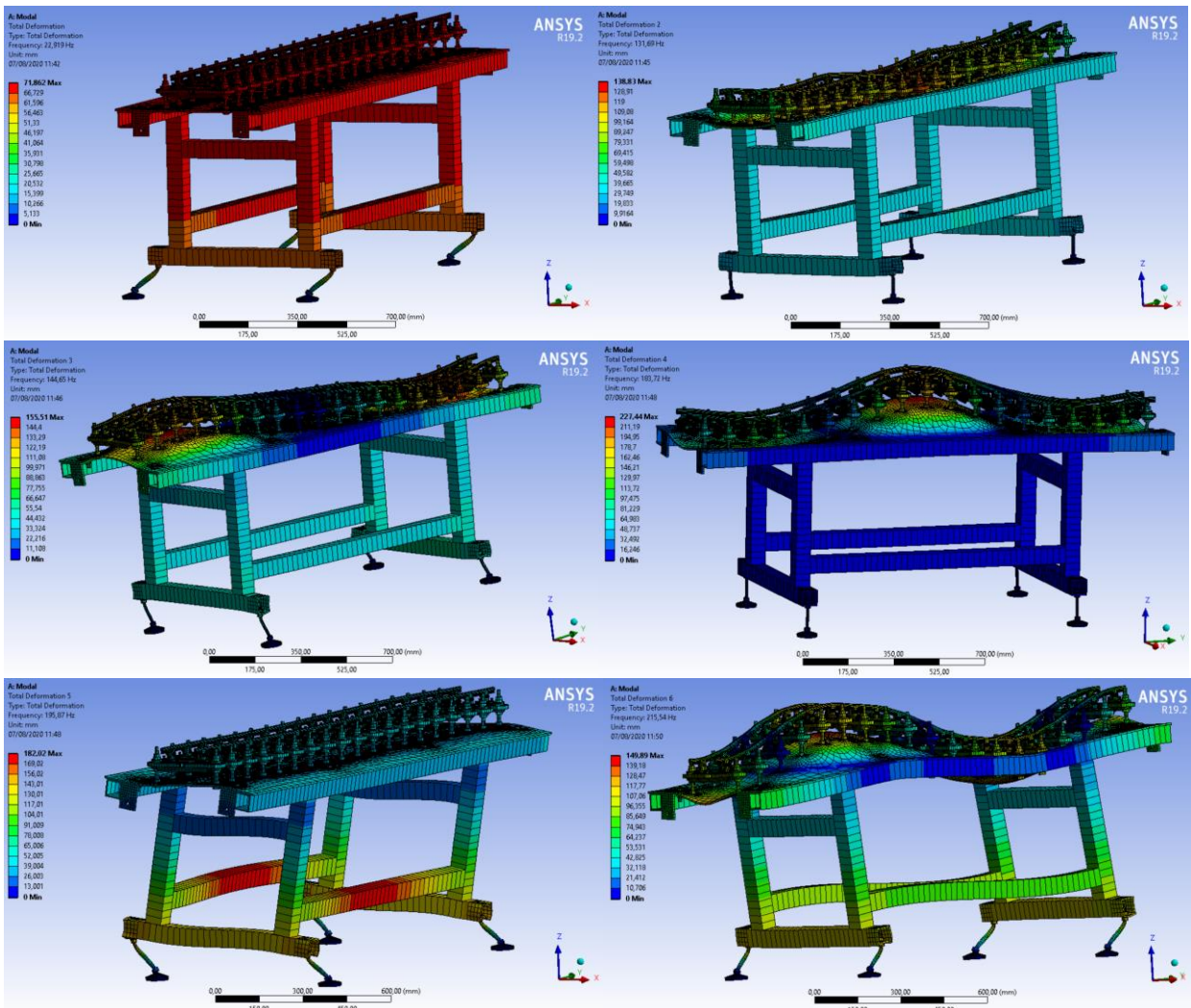


Figura 53. Seis primeras deformadas (apartado 3.3)

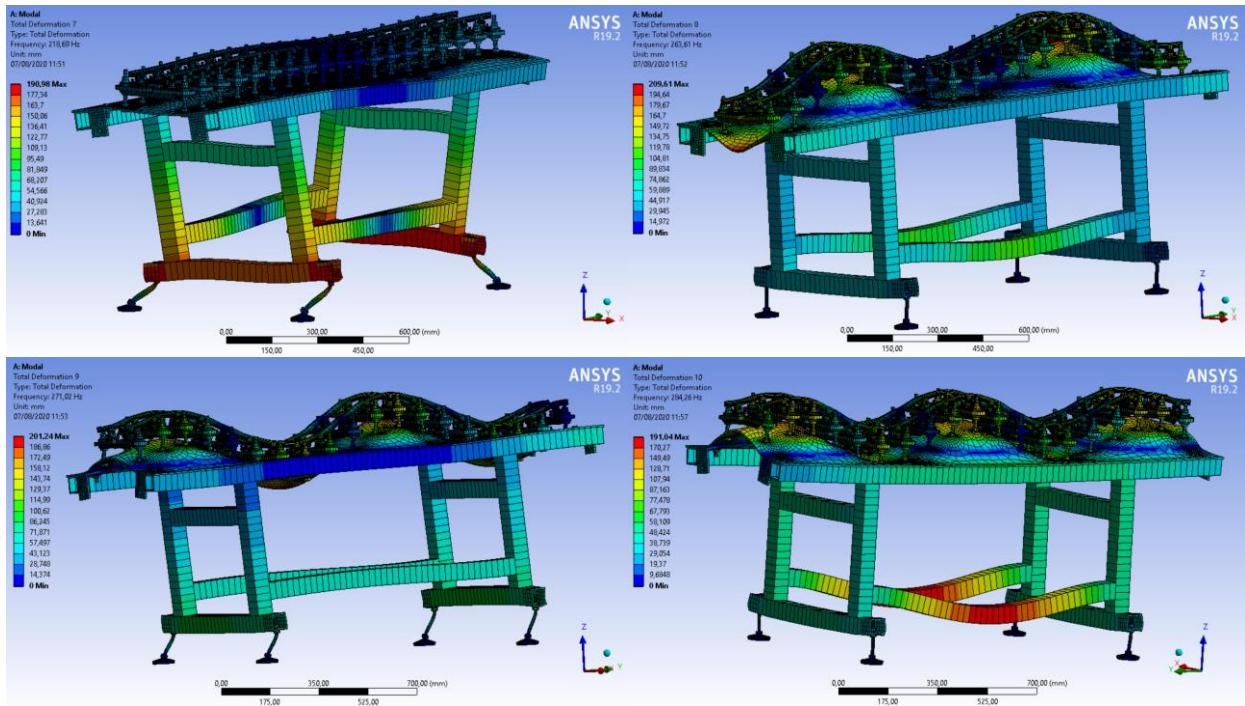


Figura 54. Séptima, octava, novena y décima deformadas (apartado 3.3)

3.4 Comparación del modelo de los carriles y su sistema de sujeción con y sin arandelas de caucho

En este apartado se busca un análisis focalizado en la deformación de los rieles, el sistema de sujeción y las traviesas, evitando la influencia de la chapa, las barras y el resto de la estructura que no forma parte de la superestructura de la vía. Para lograr esta simulación se han sustituido los elementos de la estructura de la mesa por unas condiciones de contorno que imitarían un comportamiento rígido de la mesa. Estas condiciones de contorno son las de un empotramiento en los tornillos que están en contacto con la chapa y la restricción del desplazamiento en la dirección del eje Y en la superficie de corte de los carriles, esta última condición de contorno es la misma que en las simulaciones previas.

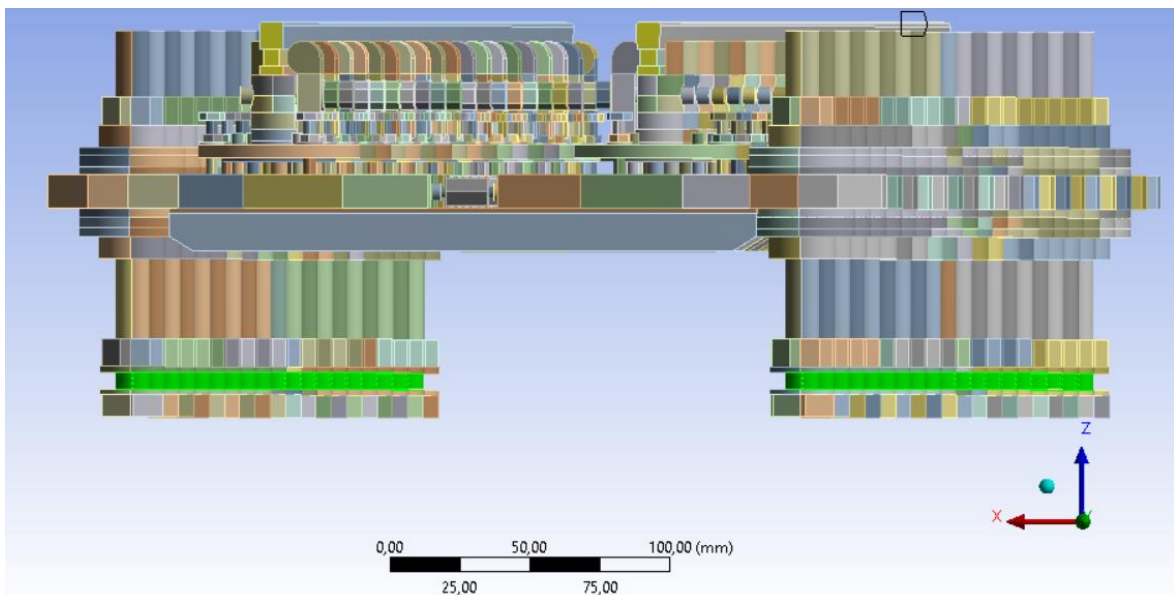


Figura 55. Condiciones de contorno (apartado 3.4)

En la Tabla 12 se muestran los valores de las frecuencias para el caso en el que las arandelas son de acero y de caucho para poder apreciar la influencia de estos elementos elásticos tanto en los valores de las frecuencias naturales como en los modos de vibración. El efecto que producen las arandelas de caucho es de gran interés en este proyecto.

Acero		Acero + caucho	
Modo de vibración	Frecuencia (Hz)	Modo de vibración	Frecuencia (Hz)
1	685,27	1	616,94
2	687,3	2	618,96
3	688,37	3	619,89
4	695,12	4	626,72
5	698,54	5	630,95
6	709,51	6	641,58
7	715,67	7	649,17
8	729,47	8	662,92
9	737,93	9	673,07
10	754,16	10	688,25

Tabla 12. Comparativa de las frecuencias naturales (Hz) de la vía solo de acero con la vía de acero y caucho

El modelo con las arandelas de caucho presenta unas frecuencias naturales con valores del orden de 70 Hz por debajo de los valores del otro modelo, manteniendo esa diferencia en los diez modos simulados. Esta diferencia de valores se debe a la disminución de la rigidez de la vía causada por el caucho de las arandelas, demostrando de nuevo las hipótesis del capítulo 1 sobre la rigidez y su influencia en los resultados. Los valores de estos modos de vibración son significativamente superiores a los valores de los modelos completos estudiados previamente.

Las deformadas obtenidas presentan un comportamiento similar al de las vigas biapoyadas. En [28] se obtienen los tres primeros modos transversales naturales de vibración de vigas biapoyadas, biempotradas y apoyada-empotrada cuyas deformadas presentan el mismo tipo de comportamiento que el modelo de vía. La figura 56 muestra unos ejemplos.

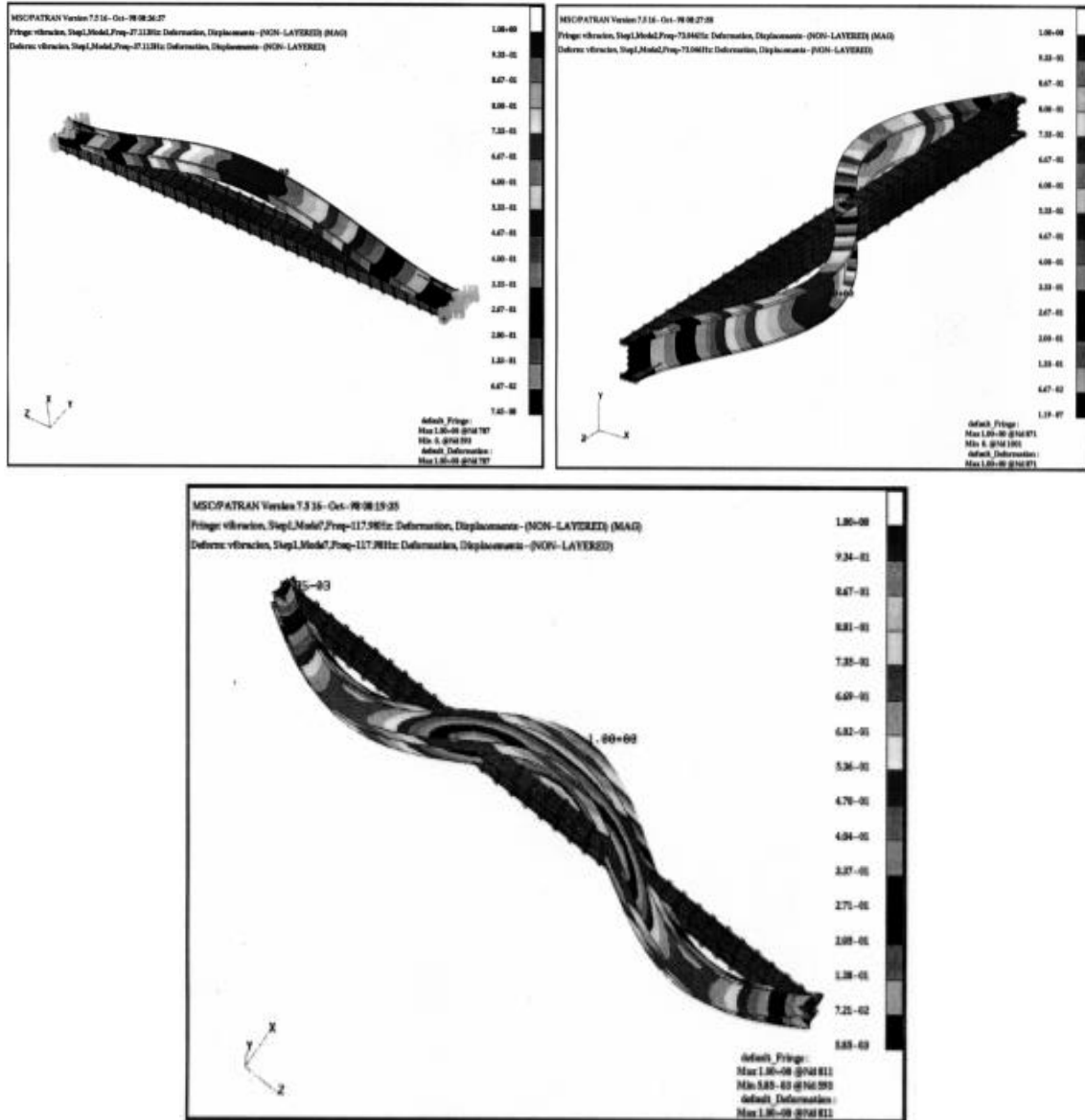
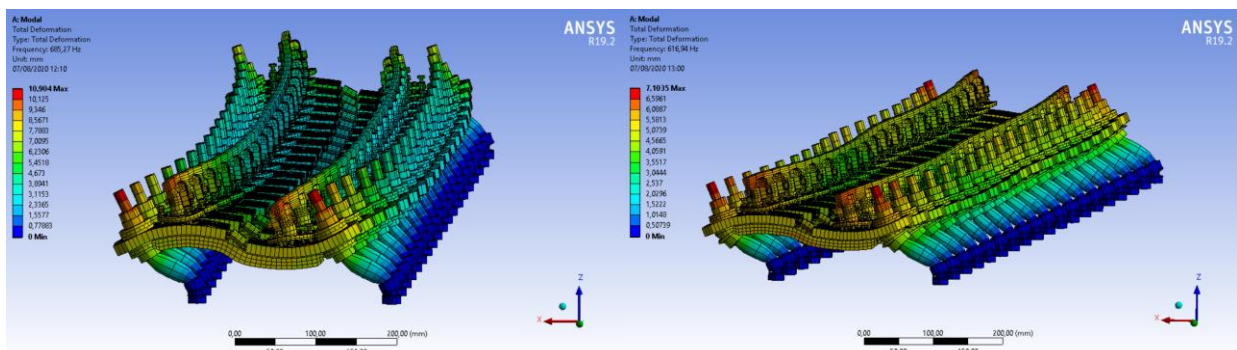


Figura 56. Primera deformada (viga biempotrada), segunda deformada (viga apoyada-empotrada) y tercera deformada (viga biapoyada) (apartado 3.4). Fuente [28]

Los modos de vibración obtenidos es ambos modelos son similares, aunque la presencia del caucho genera algunas diferencias en las deformadas que a continuación se van a comentar. En la primera deformada, se observa un desplazamiento del conjunto de la vía en el sentido positivo de la dirección del eje X. En el modelo con caucho, el desplazamiento es uniforme en todas las traviesas, sin embargo, en el modelo solo de acero, el desplazamiento disminuye en las traviesas centrales, manteniéndose más próximas a la posición de reposo.



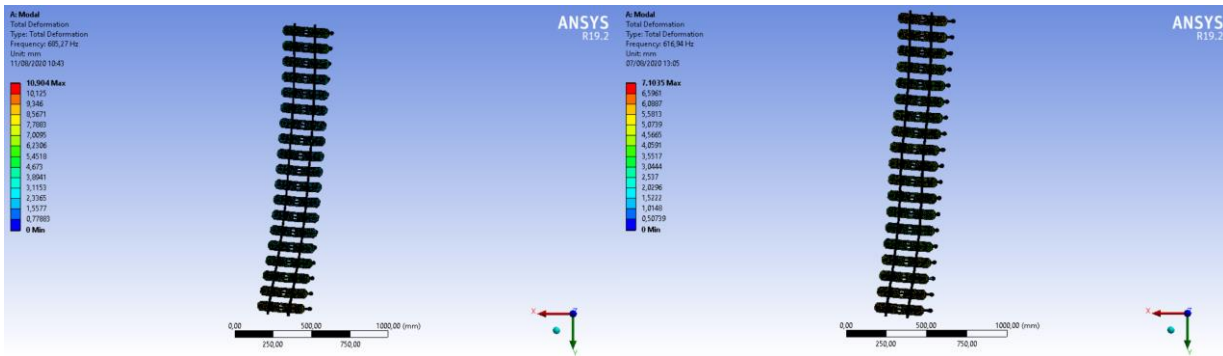


Figura 57. Primera deformada desde dos posiciones. Izquierda: Solo acero. Derecha: Acero y caucho (apartado 3.4)

El segundo modo de vibración se caracteriza por una ondulación de la vía donde los desplazamientos más pequeños se producen en la mitad del tramo de vía, lo que sería el nodo de la onda, y los máximos desplazamientos de los extremos del tramo en el que uno actúa como cresta y el otro como valle. En la Figura 58 se observa la deformada segunda del modelo con las arandelas de caucho.

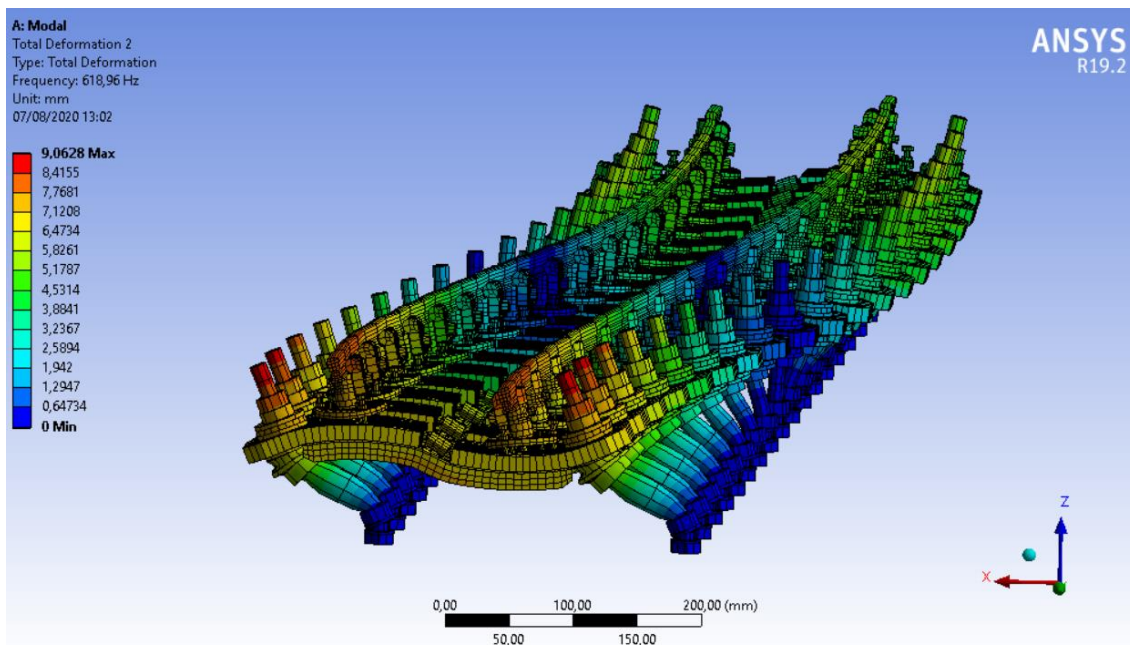


Figura 58. Segunda deformada del modelo con las arandelas de caucho (apartado 3.4)

La tercera frecuencia natural presenta una deformada donde la máxima amplitud de la onda tiene lugar en el medio del tramo de vía y en en final del tramo que está más alejado, según la orientación elegida para el modelo.

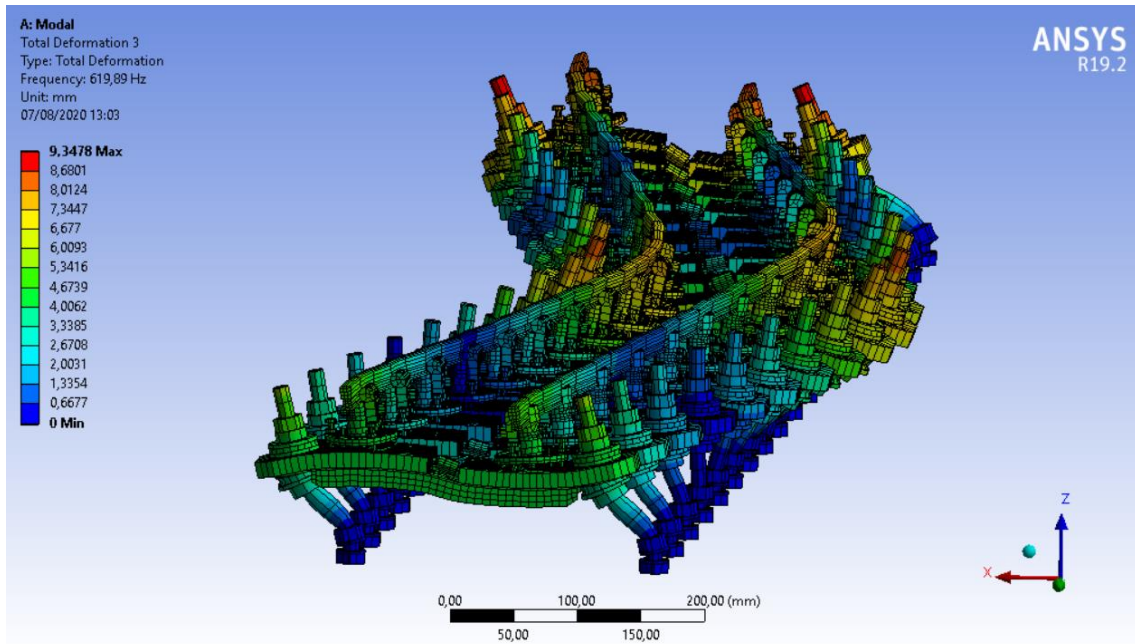


Figura 59. Tercera deformada del modelo con las arandelas de caucho (apartado 3.4)

En la cuarta deformada se observa un cambio en la tendencia en el comportamiento de ambos modelos, pues las ondas son similares pero la primera oscilación de cada modelo comienza en un sentido del eje X distinto en cada caso. Las características de las ondas son las mismas, como se observa en las Figuras 60 y 61.

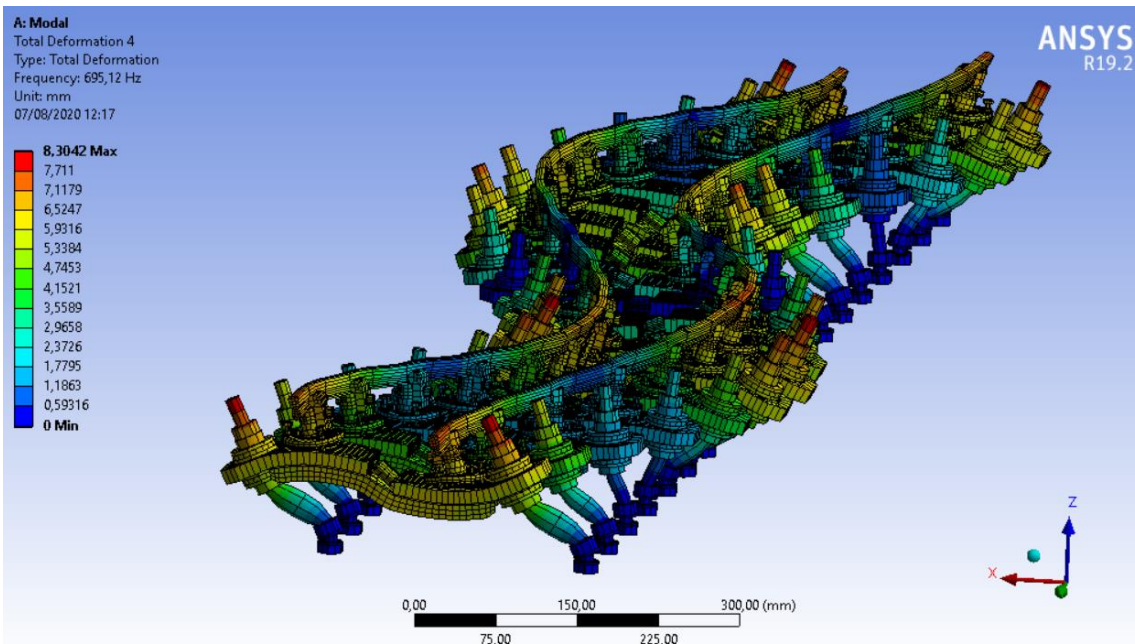


Figura 60. Cuarta deformada (solo acero) (apartado 3.4)

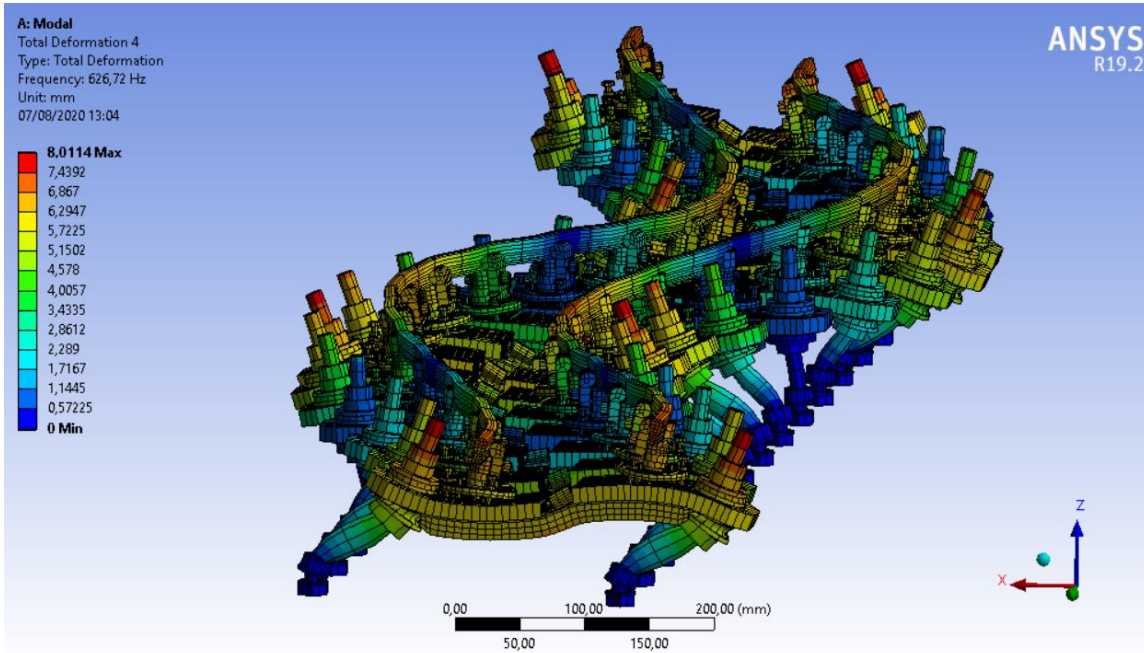
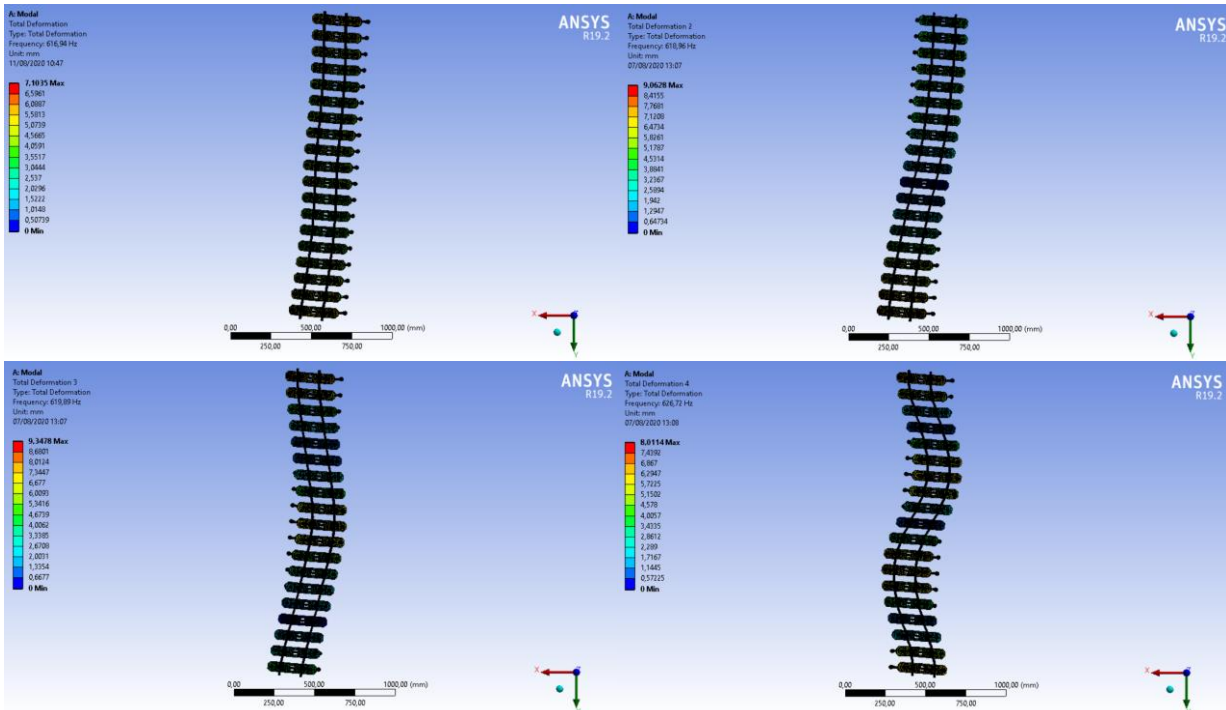


Figura 61. Cuarta deformada (acero y caucho) (apartado 3.4)

El resto de los modos de vibración siguen deformándose como ondas senoidales en las que disminuye la longitud de onda a medida que aumenta el valor de las frecuencias naturales. Esto provoca un incremento del número de crestas y valles en cada modo de vibración. En las siguientes figuras se muestran las deformadas con una vista en planta donde se observa claramente el desarrollo de los modos de vibración a medida que aumentan las frecuencias naturales. Para las figuras se adjuntarán las deformadas del modelo con las arandelas de caucho pues resultan de mayor interés, aunque son similares en ambos modelos.



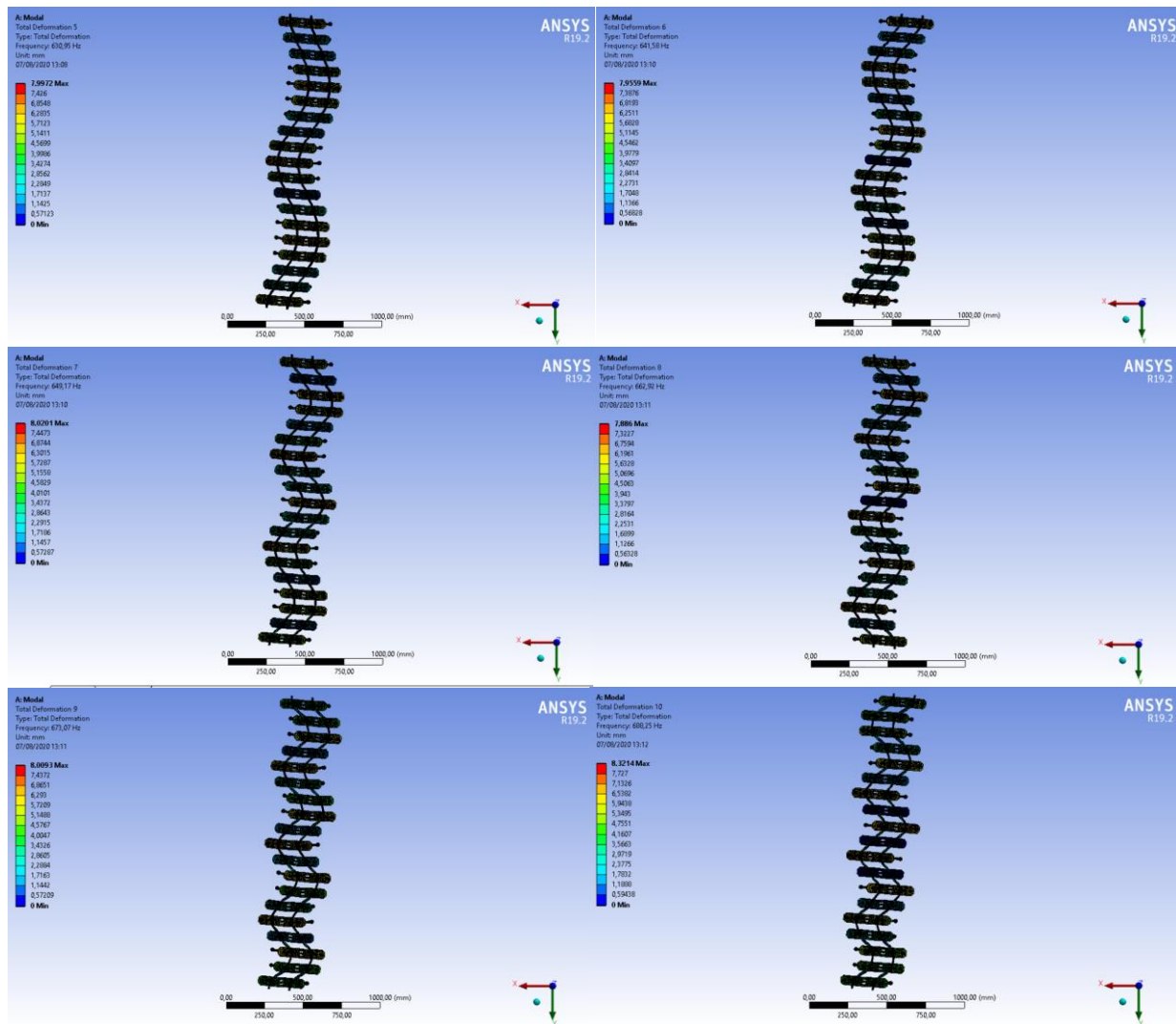


Figura 62. Diez primeros modos de vibración (apartado 3.4)

3.4.1 Modelo de una traviesa

En el artículo publicado por Koroma et al. [9] se llega a la siguiente conclusión, al disminuir la rigidez mediante la introducción de elementos elásticos en un modelo, la amplitud de los desplazamientos debe verse aumentada. Sin embargo, según los resultados que se han ido obteniendo en este trabajo al comparar los modelos con elementos más o menos rígidos, no se aprecia un claro aumento de las amplitudes máximas de los desplazamientos en aquellos modelos en los que la rigidez es inferior.

Los modelos presentan una gran cantidad de componentes, entre ellos están las arandelas de caucho que son las que aportan la disminución de la rigidez en los modelos. Este número elevado de arandelas y demás elementos, puede provocar que el efecto de cada arandela se vea distorsionado, por lo tanto, en este subapartado se pretende aislar una sola traviesa, con sus cuatro arandelas, y comparar entre un modelo con las arandelas de caucho y otro con las arandelas de acero.

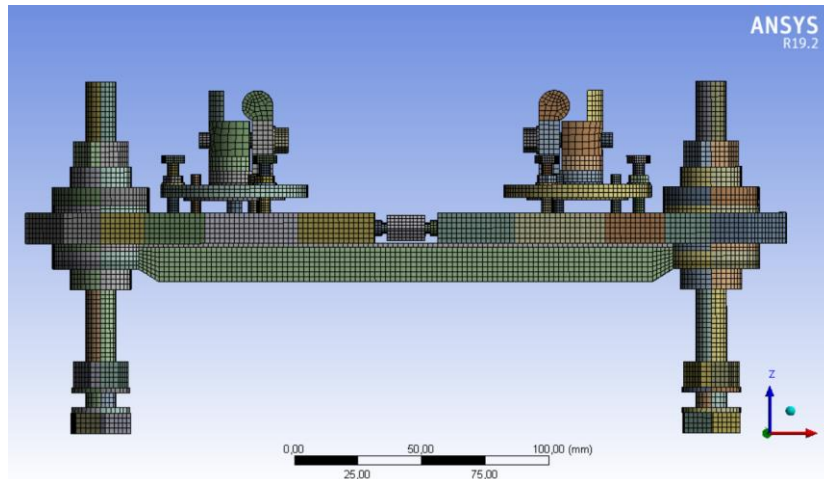


Figura 63. Mallado de una traviesa (apartado 3.4.1)

En la siguiente figura, Figura 64, se incluyen dos imágenes en las que se puede observar la deformación de una arandela de caucho respecto a otra de acero. En el modelo de las arandelas de caucho se aprecia un aumento de las deformaciones de estas debido a las propiedades elásticas del material.

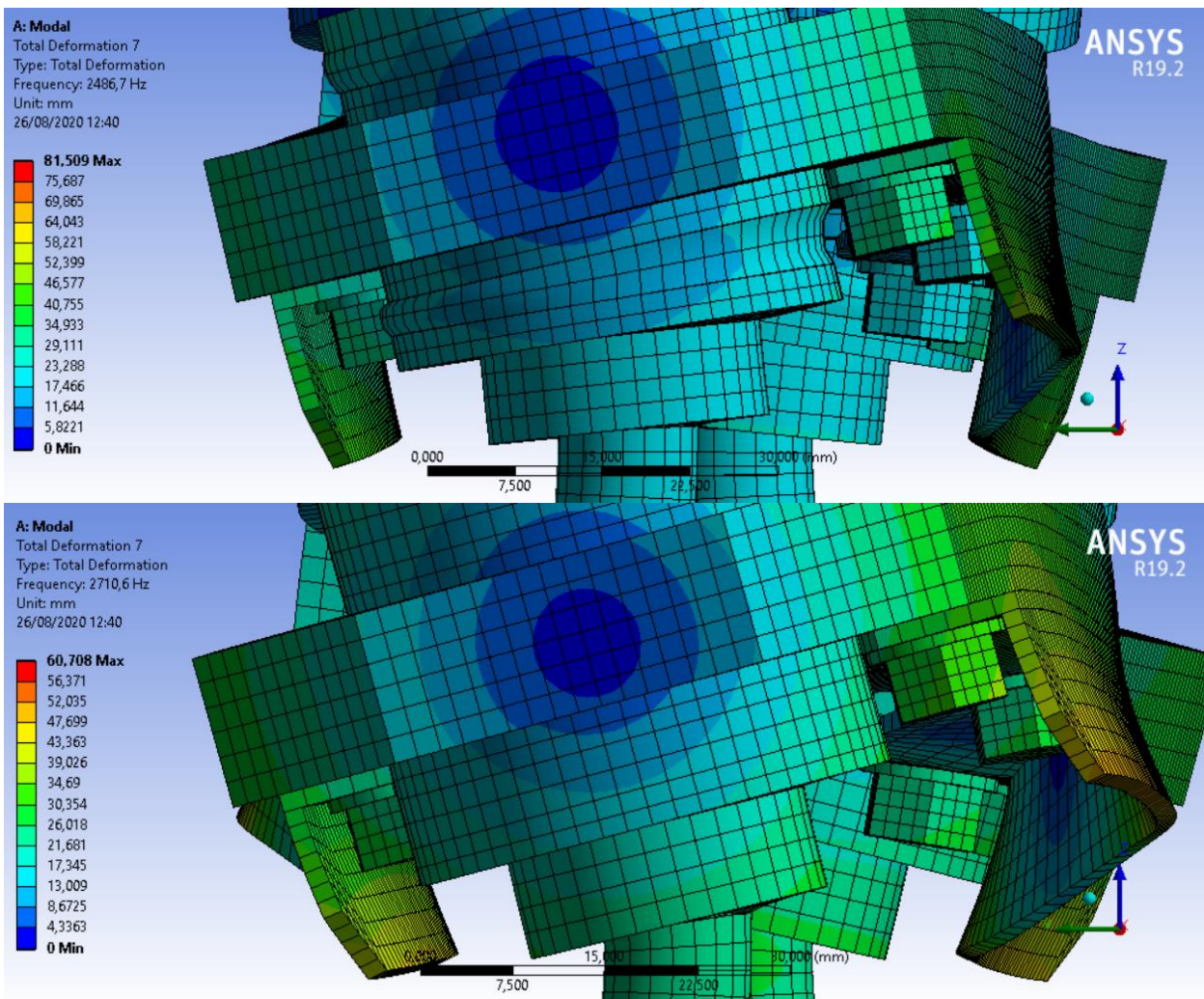


Figura 64. Imagen superior: Deformada de la arandela de caucho. Imagen inferior: Deformada de la arandela de acero. (apartado 3.4.1)

El aumento de la deformación en las arandelas del modelo de la imagen superior respecto a la inferior provoca una menor deformación en los elementos contiguos, disminuyendo así las tensiones que sufren los elementos

más cercanos a las arandelas de caucho.

En los siguientes dos modos de vibración se van a mostrar dos tipos de comportamientos que se repiten en los demás modos y dan una explicación a la variación de las amplitudes de los desplazamientos según sea un modelo con arandelas de caucho o de acero, y así comprobar la validez de la hipótesis propuesta en [9].

Se ha simulado el modelo de la Figura 63, en el que se ha realizado un mallado fino (66495 elementos para una sola traviesa) buscando un resultado lo más fiable posible. Se han podido obtener las siguientes conclusiones tras analizar los resultados:

- El modelo de la traviesa con las arandelas de caucho presenta unos valores de frecuencias naturales notablemente inferiores frente al modelo con las arandelas de acero. Este hecho se aprecia en todas las simulaciones realizadas con elementos de caucho en este trabajo y confirma la primera hipótesis de [9].
- En los modos de vibración donde la deformación de las arandelas es predominante frente a otros elementos del modelo, se aprecia un claro aumento de las máximas amplitudes de los desplazamientos en el modelo con arandelas de caucho. Estos resultados respaldarían la segunda hipótesis propuesta en [9], en la que, al disminuir la rigidez, aumentan las amplitudes máximas de los desplazamientos. Un buen ejemplo de este efecto se puede apreciar en la séptima deformada (entre otras), donde la máxima amplitud varía de 81,509 mm en el modelo con las arandelas de caucho, a 60,708 mm en el modelo de las arandelas de acero.

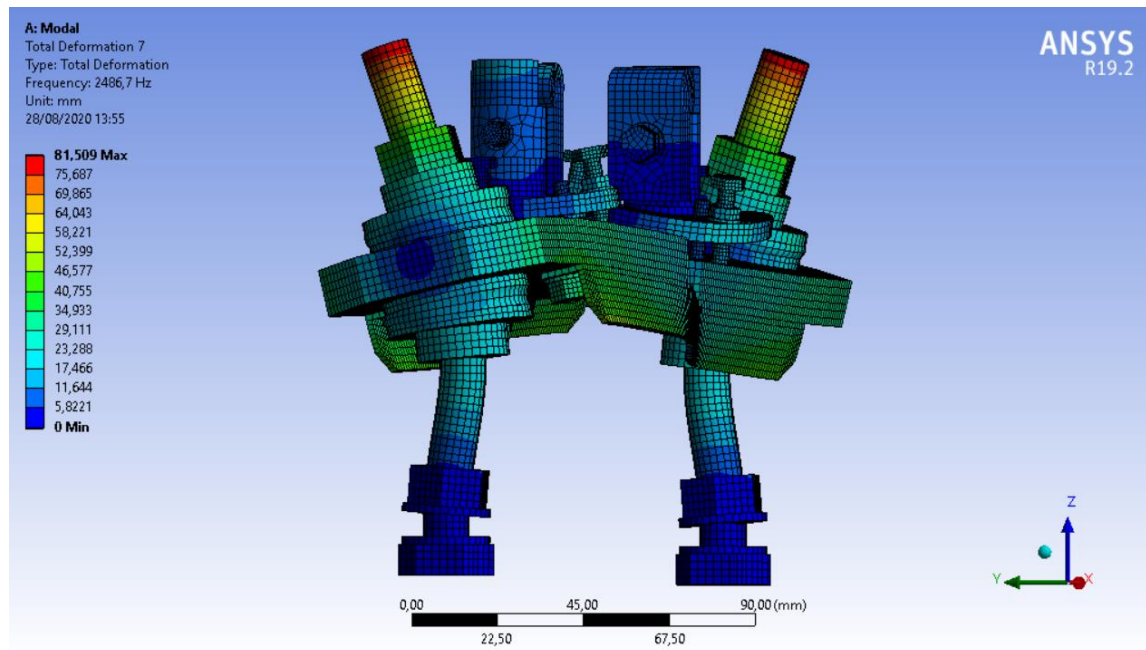


Figura 65. Deformada 7 de la traviesa con arandela de caucho. (apartado 3.4.1)

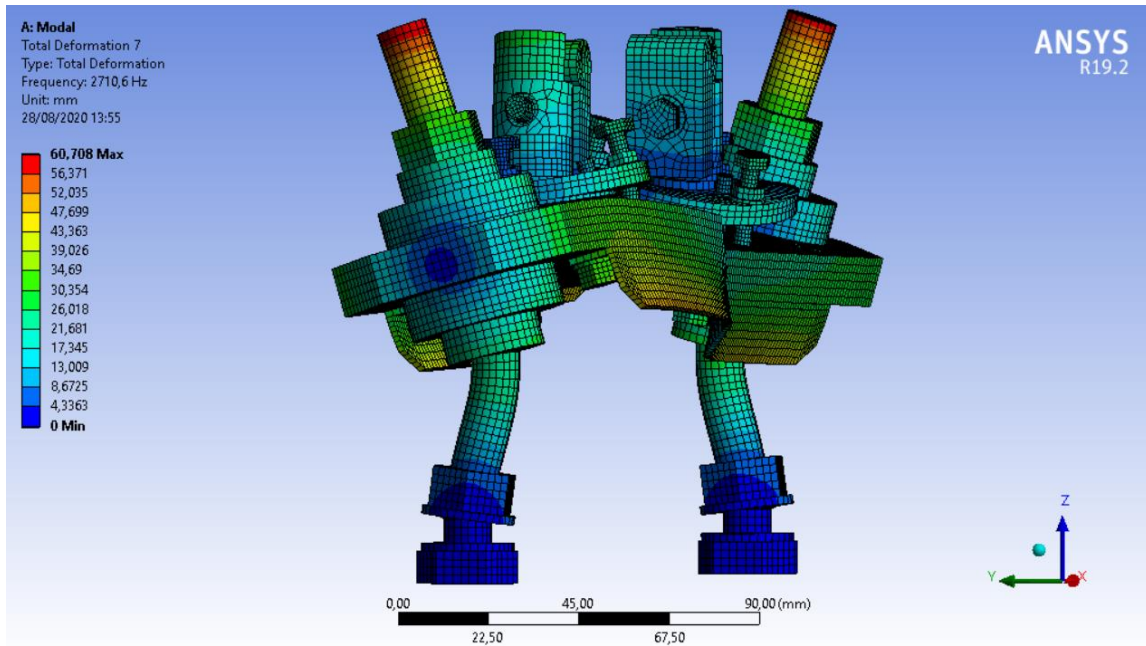


Figura 66. Deformada 7 de la traviesa con arandela de acero. (apartado 3.4.1)

- Otro aspecto importante que se ha observado en esta simulación es como cambian las zonas de máximos desplazamientos en el mismo modo de vibración de ambos modelos según el nivel de influencia de las arandelas en cada tipo de deformada. Un ejemplo gráfico se puede ver en la novena deformada de ambos modelos, donde en la Figura 67 se aprecia que, debido a la deformación de la arandela de caucho, los máximos desplazamientos tienen lugar en la parte superior de los tornillos que soportan a la traviesa, mientras que en Figura 68 se producen en el sistema de sujeción de los carriles. Pese a que el valor máximo de las amplitudes en este modo de vibración es similar en ambos modelos, su localización varía completamente.

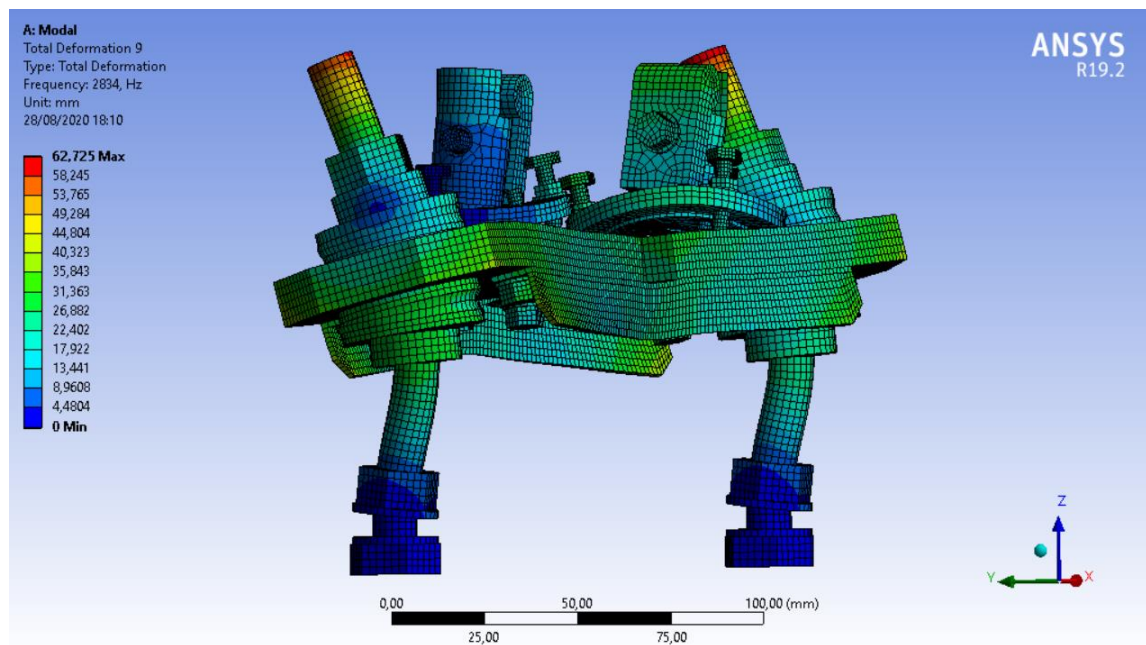


Figura 67. Deformada 9 de la traviesa con arandela de caucho (apartado 3.4.1)

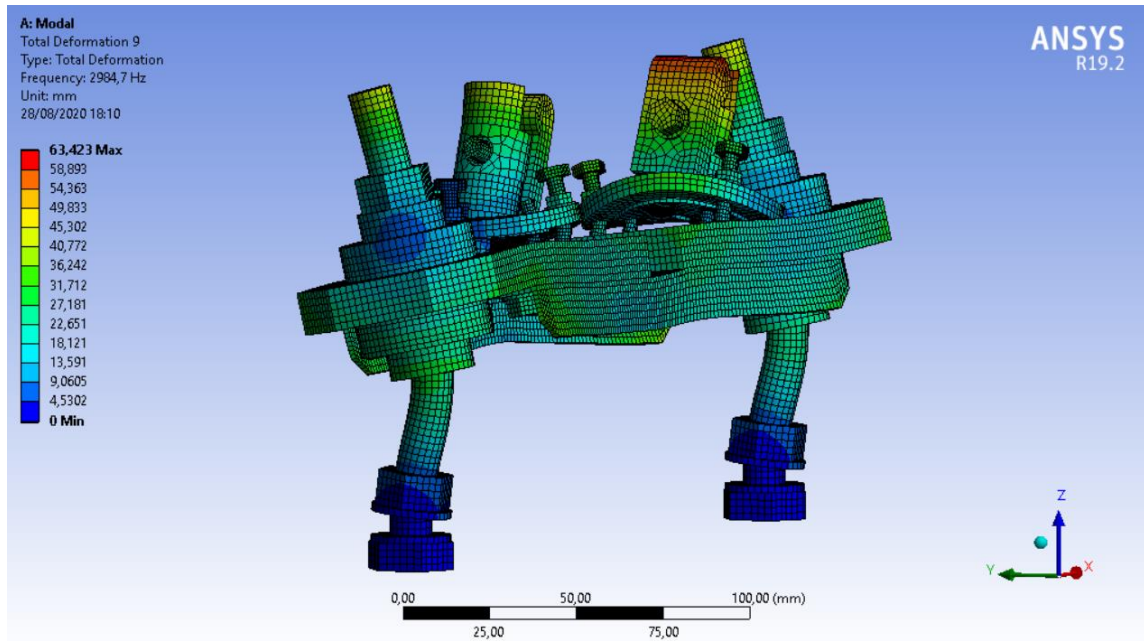


Figura 68. Deformada 9 de la traviesa con arandela de acero. (apartado 3.4.1)

Se pueden obtener dos conclusiones importantes de este subapartado, la primera es la confirmación de la segunda hipótesis propuesta por Koroma et al., es decir, al disminuir la rigidez de un modelo (introducción de las arandelas de caucho para este caso), la amplitud de los desplazamientos aumenta en las zonas influenciadas por los elementos de rigidez baja. Por otro lado, se aprecia el acoplamiento que se produce al mezclarse los efectos de las arandelas de caucho y el resto de los elementos, no permitiendo observar de forma clara el efecto de la primera conclusión en modelos grandes. Esto último se incluye en el apartado de las conclusiones.

3.5 Comparación de la mesa y la placa con la mesa y la placa con elementos de caucho

En este apartado se busca conocer la influencia del peso de la vía en el comportamiento de la estructura que la soporta. Para ello, se suprime el conjunto de la vía, dejando tan solo la chapa, las barras y el sistema de apoyo, y se realiza la simulación de la estructura para comparar con los resultados obtenidos en el apartado 3.2. Se realizarán también las simulaciones para el modelo con los elementos de caucho en los apoyos y sin ellos para estudiar sus efectos en el comportamiento de la estructura. Las condiciones de contorno son las mismas que las utilizadas para el modelo completo.

En la Tabla 13 se comprueba de nuevo el efecto de la introducción de elementos con una rigidez menor, las frecuencias naturales son menores en comparación con el modelo más rígido. La diferencia de valores de cada modo de vibración entre el modelo con y sin caucho es del mismo orden (entre 1 y 6 Hz) que la diferencia que se producía los modelos completos, sin embargo, al haber eliminado la vía en esta simulación, los valores de las frecuencias naturales son inferiores salvo en el primer modo, que es superior. Por ejemplo, la décima frecuencia natural alcanza los 241,83 Hz para el modelo sin vía (solo acero), mientras que en el modelo con vía la décima frecuencia natural toma el valor de 287,7 Hz.

Acero		Acero + caucho	
Modo de vibración	Frecuencia (Hz)	Modo de vibración	Frecuencia (Hz)
1	30,369	1	27,138
2	131,43	2	130,5
3	136,73	3	135,94
4	143,77	4	143,65
5	185,85	5	185,15
6	206,11	6	205,93
7	214,67	7	208,73
8	214,97	8	211,78
9	226,6	9	221,36
10	241,83	10	237,54

Tabla 13. Comparativa de las frecuencias naturales (Hz) de la mesa con placa solo de acero con la de acero y caucho

Una vez comentadas las características de las frecuencias naturales, se comparan las deformadas de cada modo de vibración. En este modelo, donde no se ha incluido la vía, se observa que de la segunda a la sexta deformada tan solo aparece deformaciones en la chapa, mientras que el resto de los elementos mantienen su posición de reposo. El primer modo de vibración es el desplazamiento de la estructura en la dirección del eje X debido a la flexión de las patas. En la Figura 69 se muestran las seis primeras deformadas del modelo con los apoyos de caucho por ser de mayor interés, siendo las deformadas del otro modelo muy similares.

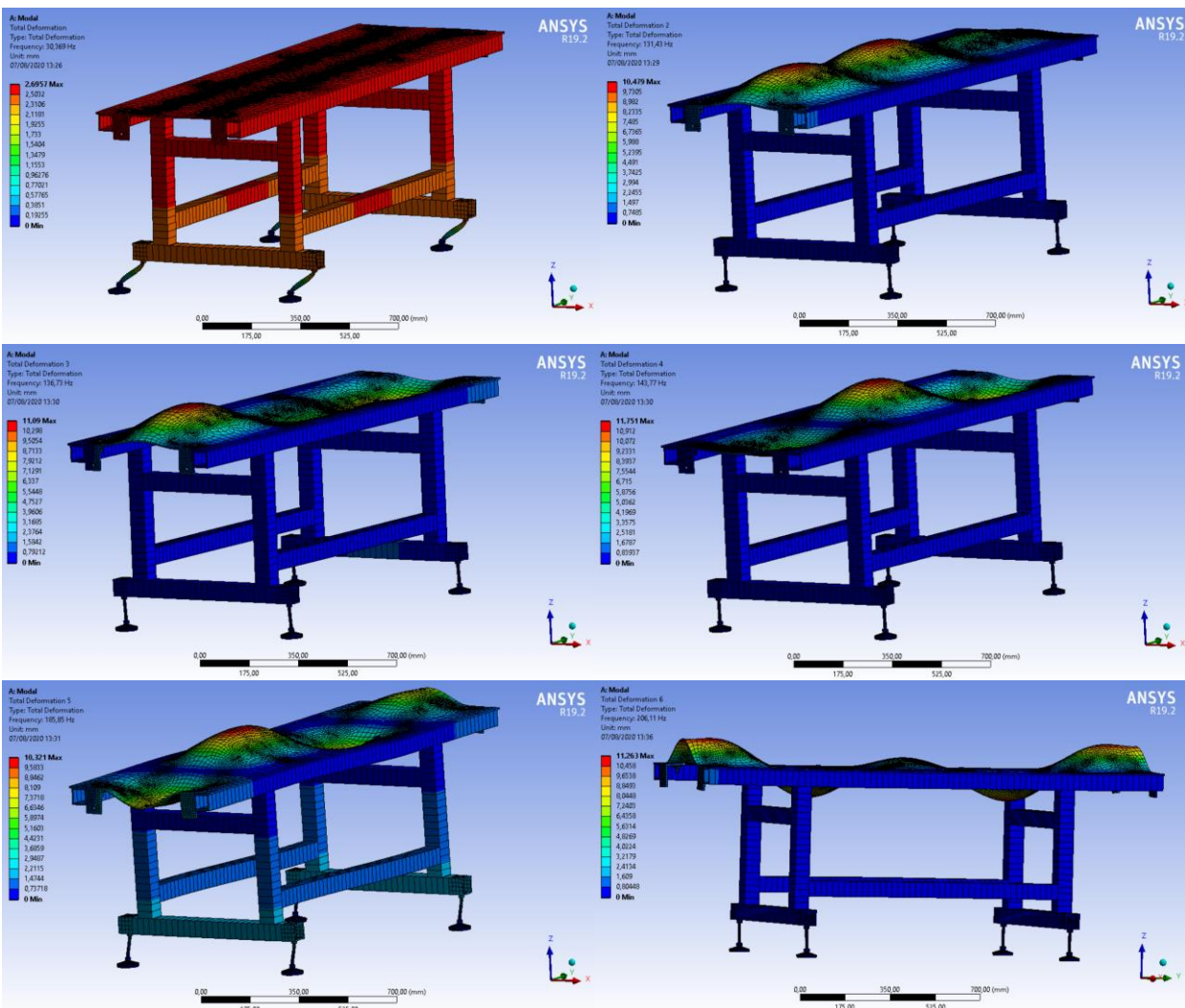


Figura 69. Seis primeras deformadas (apartado 3.5)

El hecho de que en estas primeras frecuencias naturales tan solo se deforme la chapa, deja claro el efecto de introducir el elemento tipo “shell”, ya que, al tener una mayor flexibilidad en la dirección normal al plano de la chapa, las deformadas debidas a esta, aparecen a frecuencias menores que las debidas a la flexibilidad de las barras que al presentar una mayor rigidez por ser elementos “beam”, su deformación aparece para frecuencias mayores.

A pesar de la ausencia de las vías y por lo tanto de su masa, las deformadas 1, 3 y 4 presentan un comportamiento muy similar en la deformación de la chapa con sus homólogas del modelo completo. Otras deformadas con comportamientos similares se muestran en la siguiente figura en la que se compara los dos modelos con elementos de caucho.

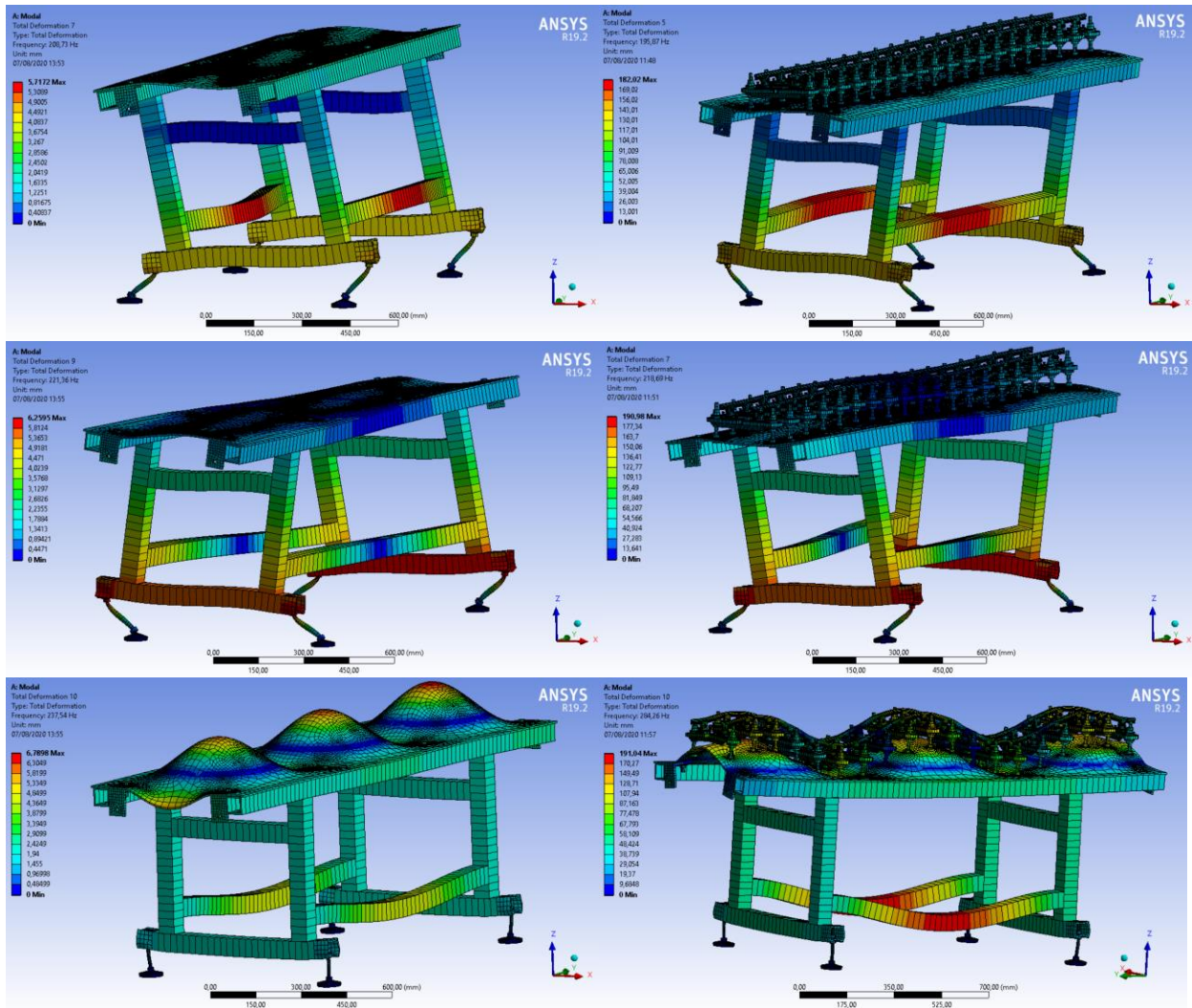


Figura 70. Deformada 7 (sin vía) y Deformada 5 (con vía), Deformada 9 (sin vía) y Deformada 7 (con vía), Deformada 10 (sin vía) y Deformada 10 (con vía) (apartado 3.5)

Estas deformadas presentan un comportamiento bastante similar y a pesar de no tener la misma posición como modos de sus respectivos modelos, si que sus frecuencias son próximas entre ellas, 208, 73 Hz y 195,87 en la primera comparación, 221,26 Hz y 218,69 Hz en la segunda. En la tercera comparación, en cambio, son el décimo modo en sus respectivos modelos, pero sus frecuencias naturales presentan valores muy distantes.

Continuando con la comparación entre las deformadas de los modelos sin vía, con y sin elementos de caucho, es destacable que las deformadas 7 y 10 sean distintas mientras que la octava y la novena presentan una deformación similar.

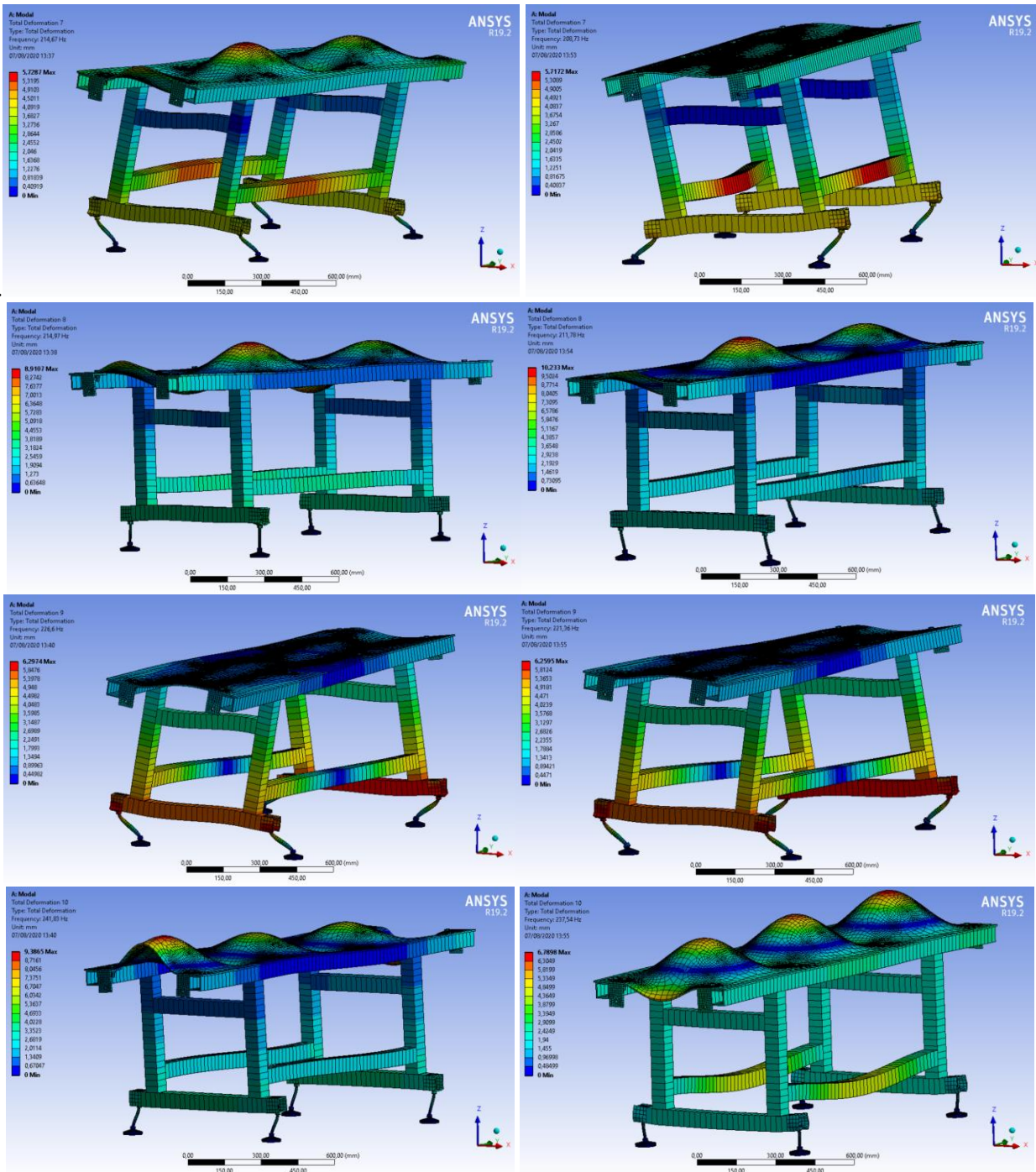


Figura 71. Deformadas séptima, octava, novena y décima. Izquierda: solo acero. Derecha: acero y caucho. (apartado 3.5)

En la séptima deformada se aprecia como en el modelo sin caucho se deforma la chapa por medio de ondulaciones mientras que en el modelo con los apoyos con caucho la chapa no presenta ondulaciones de la misma clase. El modo de vibración de la décima frecuencia también presenta diferencias mencionables como la flexión de las barras longitudinales y una mayor amplitud en las crestas de la onda de la chapa en el modelo con caucho. La octava y novena deformada, en cambio, son similares entre sí al igual que ocurre en las 6 primeras deformadas.

3.6 Comparación de los resultados numéricos con los resultados experimentales obtenidos por Ballester

En el proyecto de Ballester, además de obtener resultados numéricos de los diferentes modelos, también se adquieren resultados experimentales sobre la vía situada en la cubierta de la escuela. En este apartado se comparan los resultados numéricos de este trabajo con los experimentales ya mencionados para finalmente analizar el grado de aproximación entre lo numérico y lo experimental logrado en este trabajo.

El análisis modal experimental se puede describir a partir de la siguiente cita obtenida en [1]: “El ensayo experimental consiste en el análisis modal para obtener las funciones de respuesta en frecuencia (FRF) del circuito. El programa de adquisición de datos que se va a emplear es Pimento. Este software registra los datos en el dominio del tiempo y los transforma al dominio de la frecuencia a través de la transformada Fourier.

El procedimiento de medición consiste en aplicar impactos en los puntos de excitación establecidos en el sistema. El utensilio que se va a emplear para ello es un martillo (hammer) que está conectado a un periférico intermedio entre el ordenador portátil que registrará la fuerza del impacto. Por otro lado, se registra la respuesta de un acelerómetro, que también se conecta al periférico, en ciertos puntos previamente fijados”.

Los impactos se realizan con distintos tipos de punta según el rango de frecuencias que se pretenda excitar, por lo tanto, una punta dura excita frecuencias más altas, mientras que una punta blanda, se utiliza para frecuencias menores. Los pasos necesarios para configurar el *software* vienen perfectamente explicados en el trabajo de Ballester, por ello, se omite aquí su guía de uso.

3.6.1 Resumen de los resultados experimentales de Ballester

En este subapartado se muestran de forma resumida los resultados experimentales adquiridos en [1] para facilitar la comparación con los resultados numéricos del siguiente subapartado, siendo posible la visualización del apartado 6.2 del trabajo de Ballester donde se explican los resultados experimentales de una forma más extensa.

El experimento consta de una primera parte en la que se utiliza una punta metálica que golpea uno de los carriles y el acelerómetro también se sitúa sobre los carriles. El golpeo se produce en dos posiciones del carril, entre dos traviesas y sobre una traviesa. Los resultados se muestran en la siguiente tabla.

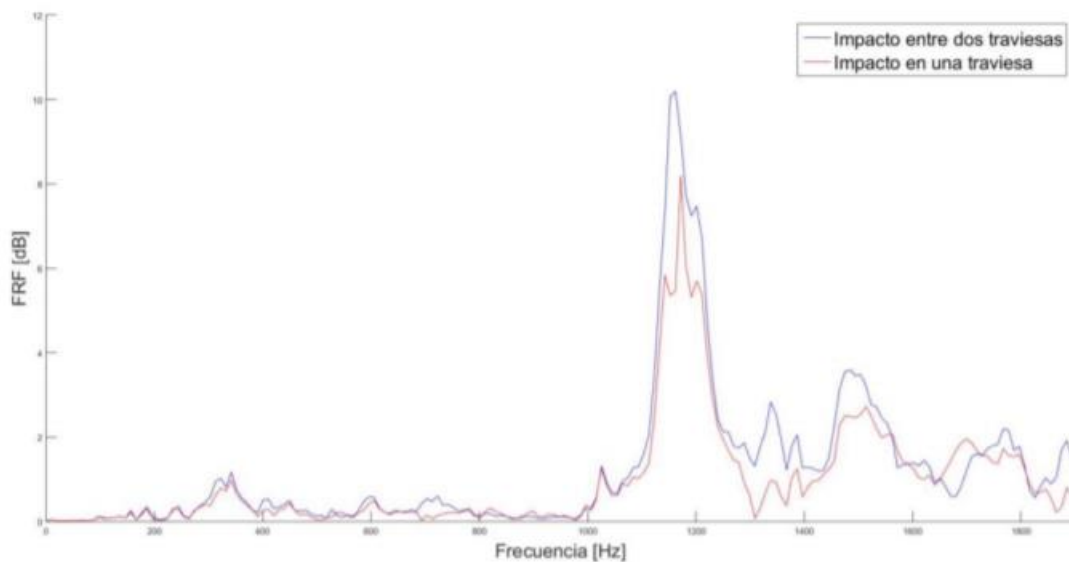


Figura 72. “FRF del ensayo sobre el carril”. Fuente [1]

Para analizar las frecuencias menores de 1000 Hz, concretamente de 250 Hz a 700 Hz, Ballester utilizó una punta plástica negra para el *hammer*. A continuación, se enumeran las características principales de los cuatro ensayos realizados con este tipo de punta plástica:

1. Impacto sobre la chapa y acelerómetros situados en la chapa, barra vertical, barra longitudinal superior y barra transversal inferior.

2. Impacto y colocación del acelerómetro sobre la traviesa.
3. Impacto y acelerómetro sobre las barras transversal y longitudinal inferiores y en los tornillos regulables.
4. Igual que en 3, pero en un rango de frecuencias más amplio.

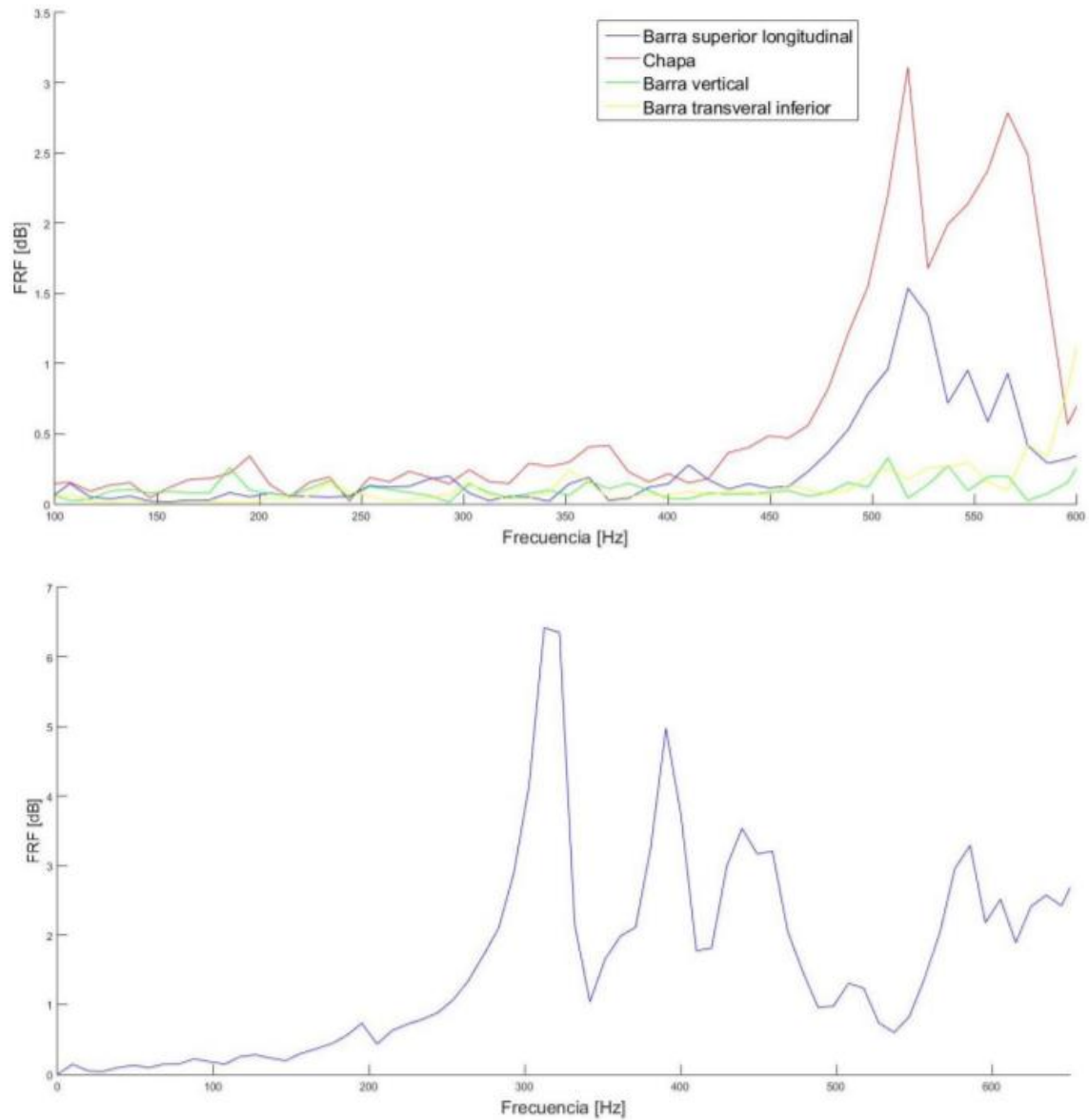


Figura 73. Imagen 1: “FRFs de los ensayos sobre la estructura de la mesa y chapa”; Imagen 2: “FRF del ensayo sobre la traviesa”. Fuente [1]

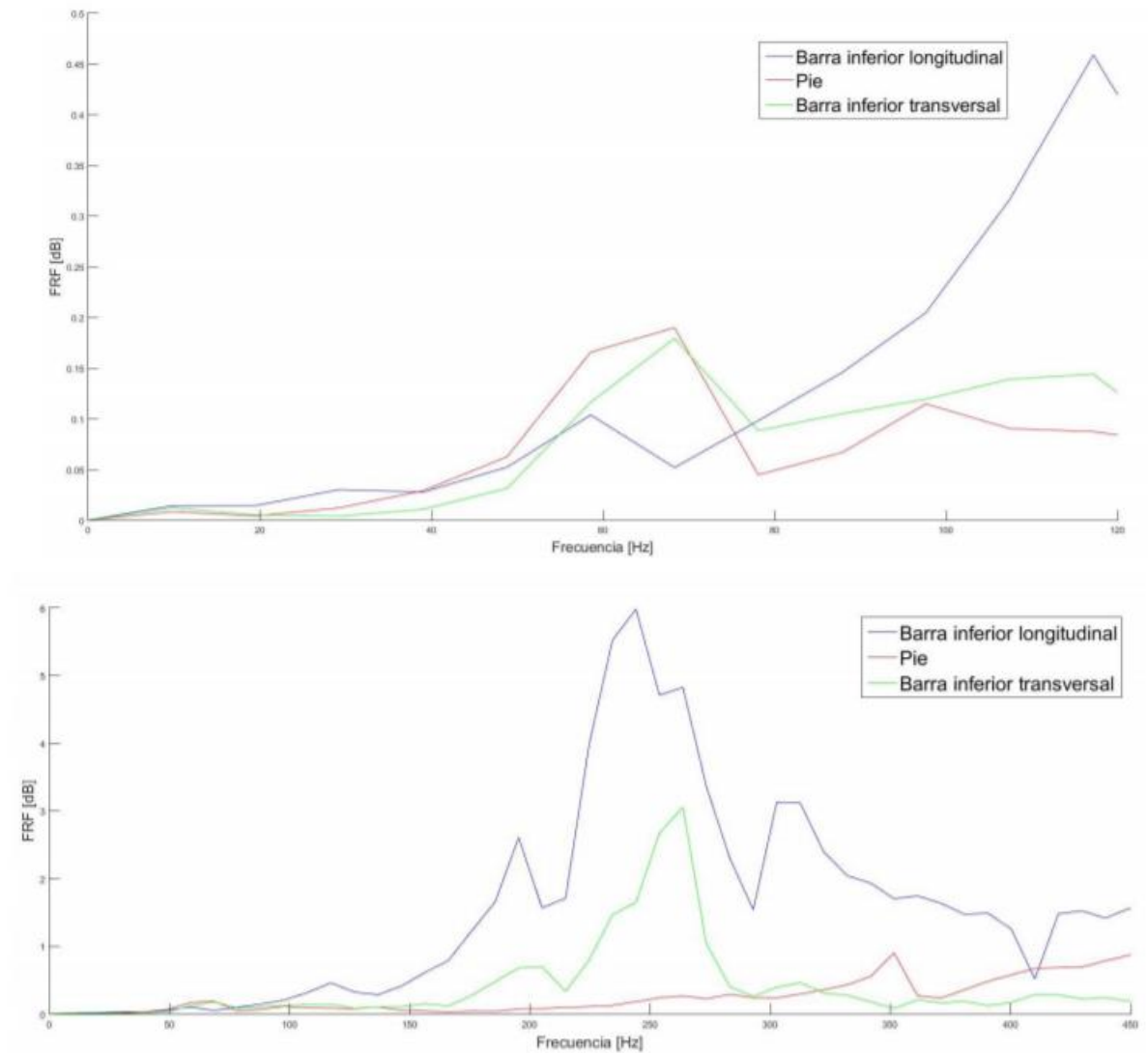


Figura 74. Imagen 1: “FRFs de los ensayos realizados en la estructura de la mesa y el pie”; Imagen 2: “FRFs de los ensayos realizados en la estructura de la mesa y el pie ampliando el rango de frecuencias”. Fuente [1]

3.6.2 Resultados numéricos vs. experimentales

Para este apartado, se han simulado dos nuevos modelos que permitan esclarecer a qué rango de frecuencias se excitan las barras tubulares de las mesas junto con los tornillos regulables y los apoyos troncocónicos en la primera simulación, y un segundo modelo donde se estudian tan solo las barras tubulares de las mesas. Para realizar estos análisis modales se han supuesto las barras longitudinales superiores como elementos rígidos, buscando relacionar estos modelos con los análisis experimentales dirigidos a la zona inferior de las mesas y pies de la estructura (gráficas 1 y 2 de la Figura 74).

Se muestran a continuación las siguientes tablas donde se incluyen los valores de las primeras frecuencias naturales de los dos modelos:

Barras, tornillos regulables y apoyos		Barras	
Modo de vibración	Frecuencia (Hz)	Modo de vibración	Frecuencia (Hz)
1	35,229	1	162,02
2	248,37	2	343,95
3	256,54	3	347,04
4	259,48	4	347,74
5	307,69	5	347,95

Tabla 14. Columna izquierda: Primeras 5 frecuencias del modelo formado por barras, tornillos regulables y apoyos; Columna derecha: Primeras 5 frecuencias del modelo formado por barras.

En las siguientes figuras se adjuntan las correspondientes deformadas de las cinco primeras frecuencias naturales de ambos modelos:

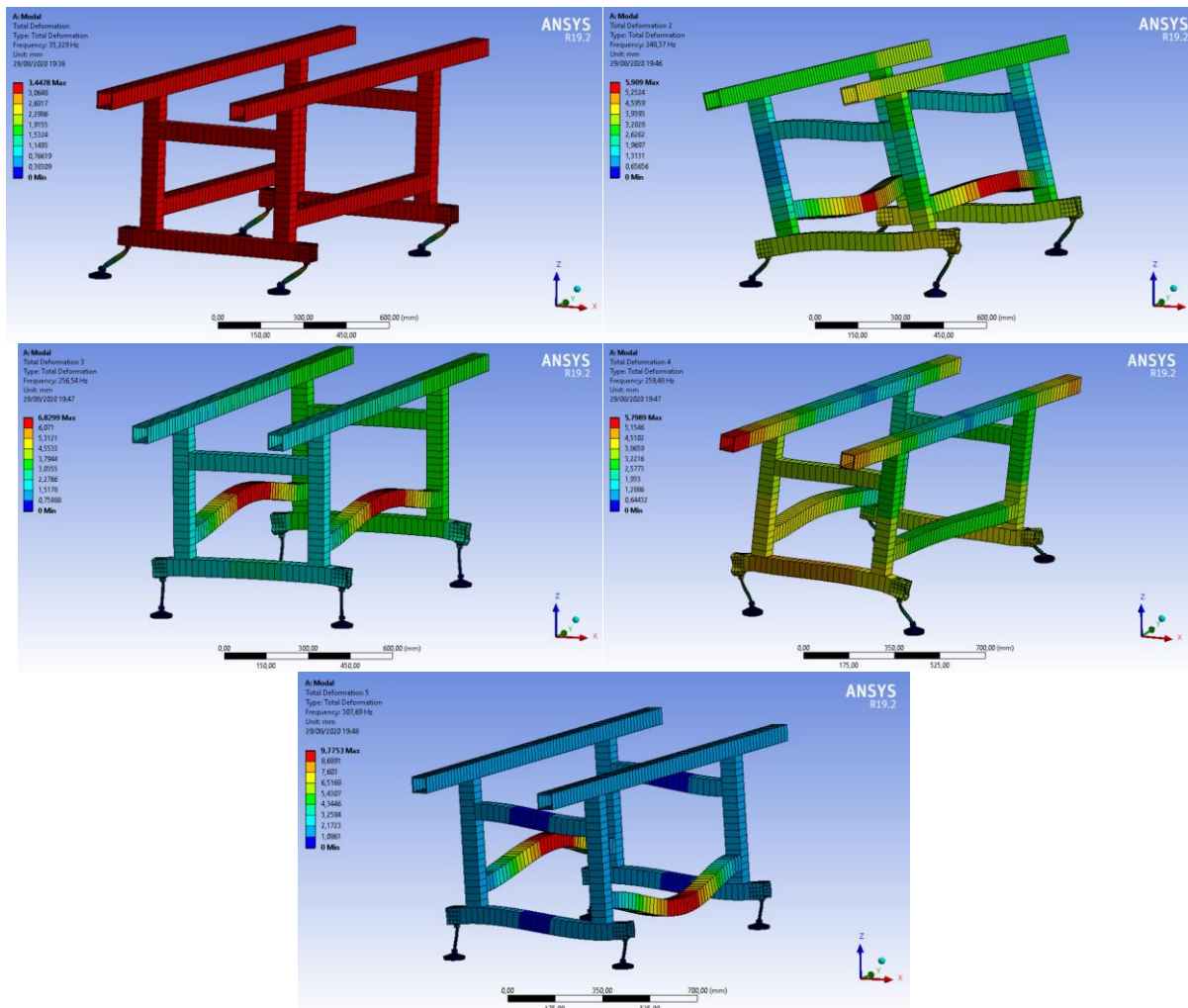


Figura 75. Primeras 5 deformadas del modelo formado por barras, tornillos regulables y apoyos

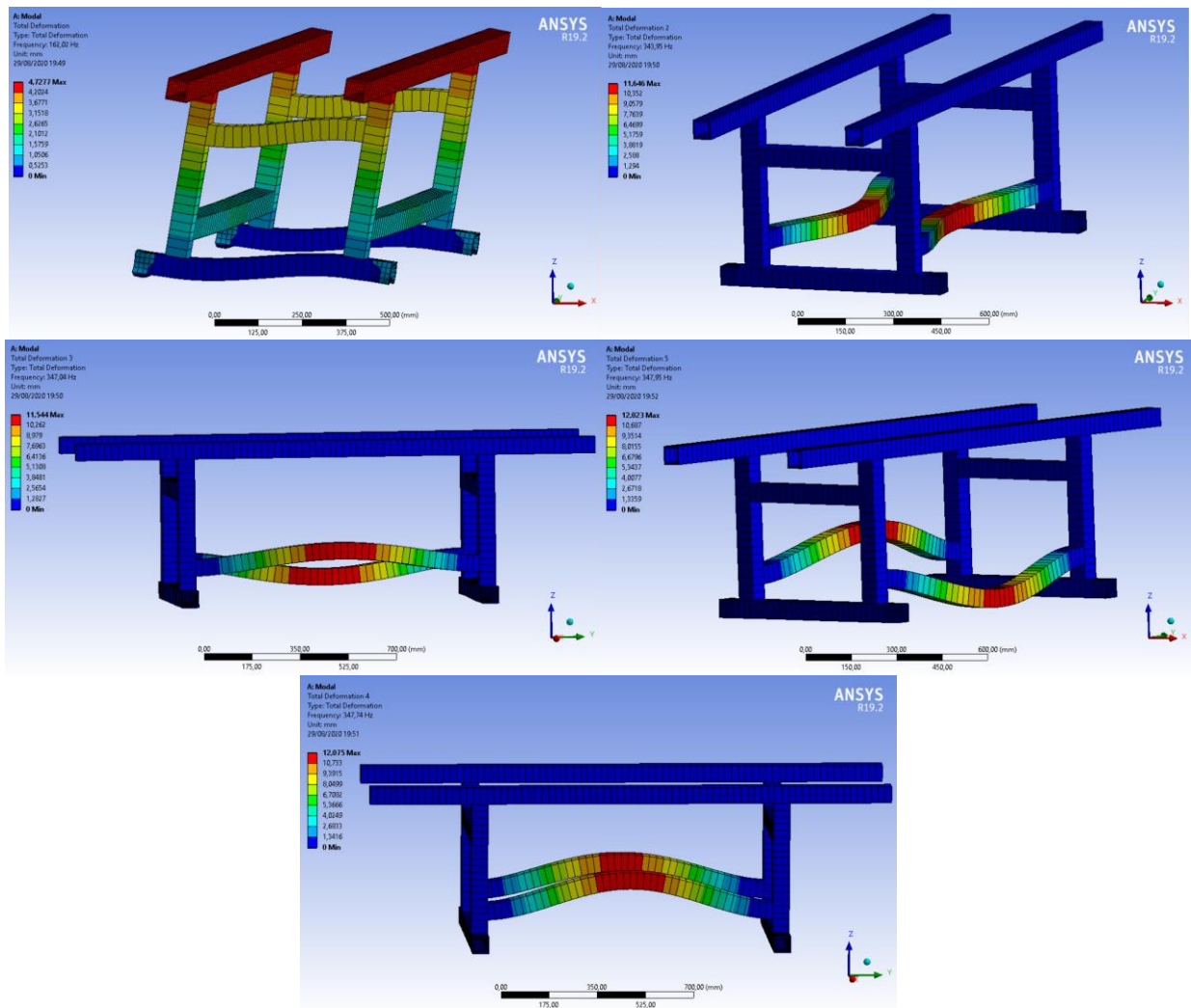


Figura 76. Primeras 5 deformadas del modelo formado por barras

Analizando los resultados numéricos obtenidos y comparándolos con los experimentales, concretamente con la Imagen número 2 de la Figura 74 donde se observa la función de respuesta en frecuencia de los ensayos realizados en la estructura de la mesa y el pie, se puede llegar a las siguientes conclusiones:

- Los principales picos de intensidad para las barras transversales y longitudinales inferiores tienen lugar en el intervalo de frecuencias de 200 y 350 Hz según los resultados experimentales. Los valores de las frecuencias naturales expuestos en la Tabla 14, relacionados con la vibración de las barras tubulares inferiores, es decir, los cinco primeros modos de vibración salvo el primero, que se debe a la deformación de los tonillos regulables, se encuentran en el rango de frecuencias medido experimentalmente. Por lo tanto, estos resultados numéricos concuerdan con los experimentales.
- En la Figura 76 se aprecia la vibración de las barras transversales inferiores. Estos modos de vibración se alcanzan a unas frecuencias naturales cuyos valores oscilan entre los 343 y 347 Hz. Los valores de estas frecuencias, estando dentro del intervalo obtenido en el análisis experimental, son superiores a los resultados numéricos obtenidos por Ballester para un modelo similar (Apartado 5.4.2.). En los modos donde principalmente vibran las barras transversales inferiores, los valores varían de 214 Hz a 276 Hz. Esta diferencia de valores se debe principalmente al aumento de la rigidez del modelo al introducir los elementos tipo *beam*, ya que como se ha explicado en el Capítulo 1 a través de diversos autores, al aumentar la rigidez, los valores de las frecuencias naturales son mayores.

En el trabajo de Ballester se realiza la comparación entre su modelo numérico y el experimental a través de unos intervalos de frecuencias que están asociados a la vibración de unos componentes en particular. Concretamente se divide en cinco intervalos: el primer intervalo (0-100 Hz) asociado a la vibración de los pies o tornillos regulables, el segundo (150-300 Hz) asociado a la zona baja de la estructura de la mesa (ya comparado con el

modelo numérico de este trabajo en los párrafos anteriores), el tercer intervalo (300-450 Hz) relacionado con las traviesas, el cuarto (450-600 Hz) asociado a la vibración de la chapa y el quinto y último intervalo (>1000 Hz) relacionado con la vibración de los carriles. En la siguiente figura se puede apreciar de forma visual la división en intervalos de frecuencias.

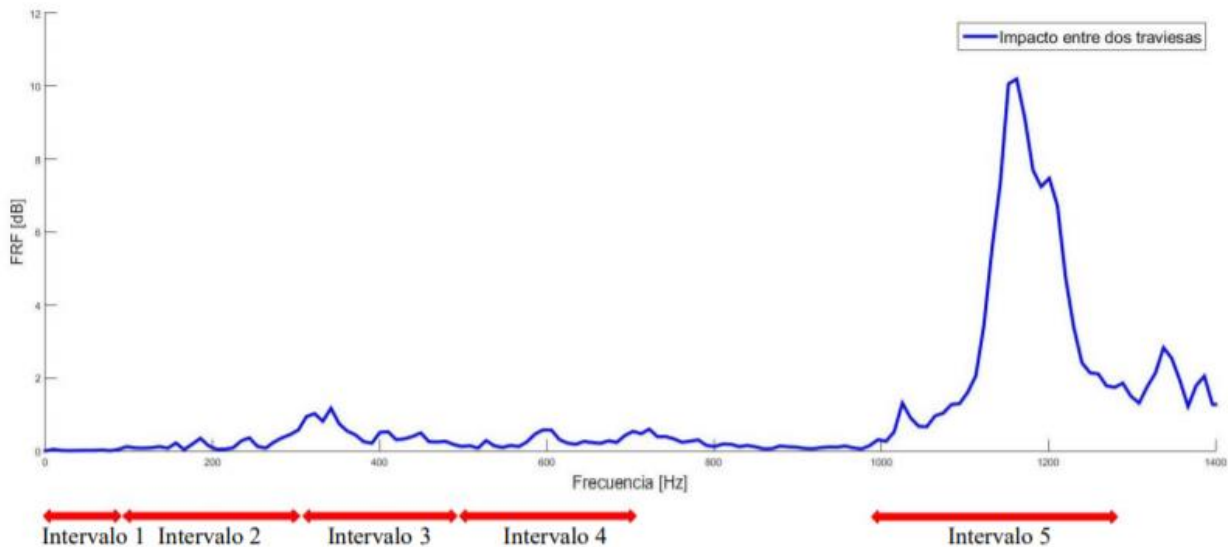


Figura 77. “División de intervalos de frecuencia sobre la FRF del ensayo en el carril”. Fuente [1]

El primer intervalo (0 a 100 Hz) se asocia, según los resultados experimentales, a la vibración de los pies que soportan la estructura, concretamente se aprecia un pico de intensidad al excitar los pies a unos 60 Hz. Al igual que sucedió con los resultados numéricos de Ballester, existe una discordancia entre los valores numéricos de este trabajo (oscilan entre 22 Hz y 35 Hz entre todos los modelos) con el valor experimental ya mencionado. En [1] se propone como causa de las diferencias entre los análisis la simplificación de los apoyos troncocónicos, este trabajo, al haberlos incluido, descarta esta hipótesis y que este sea el motivo de las diferencias. Una de las causas por las que se podría producir esta diferencia entre frecuencias podría estar relacionada con la elección del material utilizado en las simulaciones. En el Apartado 3.1 se explica que el acero seleccionado para las simulaciones no presenta las mismas propiedades que el utilizado en la vía real, por lo tanto, parámetros como la rigidez, como se ha explicado en el Capítulo 1, pueden modificar considerablemente los valores de las frecuencias.

El tercer intervalo (300 a 450 Hz) se asocia a las vibraciones de las traviesas. Los resultados experimentales que se obtienen al excitar las traviesas y colocar los acelerómetros sobre ellas se observan en la segunda imagen de la Figura 73, donde se aprecia como los mayores picos de intensidad se encuentran en el intervalo de frecuencia mencionado. En el Apartado 3.4 de este trabajo se propone un modelo donde se buscan las frecuencias naturales de las traviesas, obteniendo unos valores que oscilan entre 600 y 700 Hz. Aunque *a priori* se aprecia una gran diferencia entre los valores numéricos y los experimentales, hay que tener en cuenta que en el modelo numérico se incluyen los carriles, que como explica Ballester mediante un análisis numérico exclusivo de los carriles, estos son excitados a frecuencias que superan los 1000 Hz. Considerando la influencia de los carriles sobre el modelo, y relacionándola con los valores obtenidos, parece lógico pensar que el efecto de los carriles incrementa los valores de las frecuencias naturales obtenidas en el Apartado 3.4, por lo tanto, los valores numéricos a los que se excitan las traviesas deberían compensar los valores de los carriles y permanecer al intervalo que indican los resultados experimentales (300 a 450 Hz), lográndose una buena correspondencia entre ambos modelos.

El cuarto intervalo (450 a 600 Hz) se relaciona con las frecuencias asociadas a la chapa y la barra longitudinal superior como se puede ver en la primera imagen de la Figura 73. En este trabajo no se ha logrado aislar la chapa como único elemento flexible debido al alto número de elementos que debían ser convertidos en rígidos y, por lo tanto, el ordenador fue incapaz de simular el modelo. Sin embargo, en las simulaciones en las que aparece la chapa se aprecia una gran deformación de esta a valores de frecuencia inferiores a los que se obtienen en los modelos de Ballester, 450 Hz en el modelo donde solo es flexible la chapa (apartado 5.4.4) y unos 270 Hz en el modelo completo (apartado 5.4.7), mientras que en este trabajo aparece la primera gran deformación de la chapa en el tercer modo de vibración del modelo completo (apartado 3.2.1) cuyo valor de frecuencia natural es

146,51 Hz. Por lo tanto, las propiedades desarrolladas en el Apartado 2.2 del elemento tipo “shell” deben provocar que las vibraciones asociadas a la chapa se encuentren en un intervalo inferior al de 450-600 Hz, no produciéndose una buena concordancia con el modelo experimental en este caso.

Por último, en el quinto intervalo de frecuencias, el modelo numérico y experimental presenta una buena concordancia entre ambos. Este intervalo lo forman frecuencias superiores a 1000 Hz y las vibraciones se asocian a los carriles. Puesto que no se ha realizado ninguna modificación en los carriles en los modelos numéricos de este trabajo respecto al modelo de Ballester, repetir la misma simulación no tiene utilidad real, por lo tanto, se aceptan como válidos los resultados numéricos obtenidos de la simulación de los carriles como único elemento flexible realizada en [1]. Los valores de las frecuencias obtenidos por Ballester en la simulación de los carriles se muestran en su apartado 5.4.6 y son los siguientes:

Modo de vibración	Frecuencia (Hz)
1	1892,2
2	2180,3
3	2361,2

Tabla 15. Frecuencias del modelo de los carriles como único elemento flexible. Fuente [1]

4 CONCLUSIONES Y PROPUESTAS DE MEJORA

4.1 Conclusiones

En este último capítulo se exponen las conclusiones obtenidas en este trabajo y las mejoras que se podrían realizar en futuros proyectos. Este trabajo de fin de grado se plantea como una continuación del trabajo llevado a cabo por Ballester [1] y tiene como objetivo estudiar las mejoras propuestas por la autora, así como la comprobación de diversas hipótesis formuladas en [1] y otros aspectos que se resumen en este capítulo. El estudio del comportamiento dinámico de la vía ferroviaria a escala por medio del análisis modal y la interpretación de los resultados es la finalidad de este proyecto.

En primer lugar, se compara el modelo completo de Ballester con el diseñado en este proyecto en el cuál se realizaron las siguientes modificaciones: la sustitución del modelo de vía simplificado por el modelo diseñado para la vía a escala, la introducción de los apoyos en forma de cono que hacen contacto con la superficie de la cubierta de la ETSI, se sustituyen la chapa y las barras por elementos tipo “shell” y tipo “beam” respectivamente, la utilización de una estrategia de mallado diferente, buscando la generación de elementos hexaédricos que proporcionen una alta calidad de mallado y la introducción de los elementos de caucho utilizados en la vía. Las principales diferencias obtenidas entre ambos modelos se enumeran a continuación:

- Se produce un incremento de los valores de las diez primeras frecuencias naturales. La diferencia entre ambos modelos aumenta con cada modo de vibración hasta alcanzar los 75,69 Hz de diferencia en el décimo modo. Sin embargo, la mayor parte de las deformadas presentan comportamientos similares a las deformadas del otro modelo.
- Otro aspecto trascendental en el comportamiento del nuevo modelo es la influencia de la chapa, que al ser sustituida por un elemento tipo “shell”, modifica las propiedades de la chapa del modelo de Ballester. Las nuevas propiedades de la chapa hacen que se deforme en un mayor número de deformadas, debido a su mayor capacidad de deformación en la dirección normal a la placa. Al presentar una menor rigidez en dicha dirección, los desplazamientos de la chapa aparecen a frecuencias menores que en el modelo de [1]
- La introducción de elementos *beam* como barras de la estructura de la mesa. Se aprecia una mayor rigidez de estos elementos tipo *beam* al ser comparados con las barras del modelo de Ballester, al presentar estas últimas unas mayores deformaciones. Esta diferencia en las deformaciones se debe a las propiedades de los elementos *beam*, que como se expuso en el Apartado 2.2, presentan mayor resistencia, sobre todo a flexión. Es por ello por lo que desaparecen las deformadas en las que solo se deforman las barras mientras el resto de la estructura permanece en estado de reposo. Tan solo en las últimas deformadas se aprecia deformación en las vigas, pero de una forma menos marcada que en el modelo simplificado.

El siguiente punto de interés es el efecto que produce la introducción de los elementos de caucho en el nuevo modelo, con los que realmente fue construida la vía, y en las distintas simulaciones realizadas en este proyecto. Los elementos de caucho son las arandelas del sistema de sujeción de la vía y los introducidos en los apoyos troncocónicos de los pies. Se analizan los resultados para tres modelos: el modelo completo, el modelo de los carriles y sistemas de sujeción sin la estructura de la mesa, por un lado, y por otro, tan solo la estructura sin los carriles y sistemas de sujeción. En los tres modelos con los elementos de caucho se observa el mismo comportamiento, se produce una disminución generalizada de los valores en todas las frecuencias naturales de cada modo de vibración respecto a las frecuencias de los modelos sin elementos de caucho, tal y como se comentó en el Capítulo 1 a través de los estudios de varios autores, confirmando sus hipótesis. Sin embargo, el aumento de la amplitud de los desplazamientos del modelo a medida que disminuye la rigidez, como se afirma en [9], no se ha podido comprobar. No se aprecia un incremento claro de los valores de los desplazamientos al introducir los elementos elásticos, esto se puede deber a que el efecto que produce cada elemento de caucho se acopla con el resto y no permite dilucidar de forma independiente su efecto en los desplazamientos (el estudio [9] se realiza sobre un sistema simplificado diseñado para el estudio de los “rail pads”, en el que cada almohadilla no interfiere en el comportamiento de la vecina). Para evitar el efecto del acoplamiento y realizar un estudio que se asemeje a las condiciones del experimento de Koroma et al., en el subapartado 3.4.1. se propone un modelo

de una sola traviesa. Los resultados que ofrece esta simulación si concuerdan con la segunda hipótesis propuesta por Koroma et al., donde se aprecia un aumento de las amplitudes de los desplazamientos en las zonas próximas al área de influencia de las arandelas de caucho. También se confirma la suposición realizada previamente sobre el acoplamiento que se produce en los modelos estudiados, pues en la deformada 9 (del modelo de una sola traviesa, subapartado 3.4.1), por ejemplo, pese al aumento del desplazamiento en la zona influenciada por las arandelas de caucho, el valor de la máxima amplitud de desplazamiento no es superior al del otro modelo, ya que, a pesar de que el máximo desplazamiento se produzca en una zona distinta, se obtiene un valor muy similar en el modelo con las arandelas de acero, como se puede ver en las Figuras 67 y 68.

En la búsqueda del análisis del comportamiento dinámico de la vía, se propone el modelo del apartado 3.4 donde las simulaciones aportan información como las frecuencias a las que se excita el conjunto de la vía formado por los rieles, el sistema de sujeción de los carriles, las traviesas y los elementos de sujeción de las traviesas a la chapa. Se obtienen unas deformadas con forma de onda senoidal, cuya longitud de onda disminuye a medida que aumenta el valor de las frecuencias naturales. Los modos de vibración se excitan a frecuencias que van desde los 616,94 Hz a los 688,25 Hz en el caso de las arandelas de caucho y de 685,27 Hz a 754,16 Hz para el modelo con las arandelas de acero. Estos valores explican la razón por la que el sistema de sujeción de los carriles no se deforma respecto a la chapa en los diez primeros modos de vibración del modelo completo, esto es porque con los valores obtenidos en el modelo completo (no llega a los 300 Hz en ningún modo de vibración) la vía no llega a ser excitada.

En el apartado 3.5, en cambio, se modela el tramo del circuito sin la presencia de la vía y se obtienen resultados en frecuencia y forma de los modos de vibración muy similares a los del modelo completo. Esto explica que la mayor parte de las deformadas se deban a la deformación de la chapa, las barras y los apoyos.

La poca influencia del conjunto formado por los carriles, traviesas..., frente al resto de la estructura en los diez primeros modos de vibración, confirma la hipótesis formulada por Ballester donde comenta lo siguiente sobre los elementos de las traviesas y el sistema de sujeción: “Durante este trabajo no ha existido la preocupación de analizar el comportamiento de cada elemento que la constituye, sino el conjunto de ellos. Por ello, cuando se realizó el modelo simplificado no se observó las zonas donde había más piezas aportando masa y rigidez, ya que, a nivel global, no iba influir.” [1]. Sin embargo, esta hipótesis tan solo sería válida para las primeras frecuencias naturales, ya que, para frecuencias mayores, la simulación realizada en el apartado 3.4 afectarían de manera notable tanto las simplificaciones como las arandelas de caucho que no se incluyeron.

En el trabajo de Ballester, se incide en que los resultados numéricos relacionados con los pies no concuerdan con sus resultados experimentales. Como posible explicación se propone que la causa sea la simplificación de los apoyos, sin embargo, tanto la introducción de los apoyos troncocónicos como la de los elementos de caucho realizadas en este trabajo, no solucionan las diferencias de frecuencias como se explica en el Apartado 3.6.2. Una de las soluciones podría estar en la selección del tipo de acero, que también se explica en el apartado.

La comparación de los resultados numéricos con los experimentales del proyecto de Ballester se realiza en el Apartado 3.6. Salvo en el intervalo asociado a la vibración de la chapa, que al modelarla como elemento *shell* disminuye su rigidez y es excitada a frecuencias menores, se aprecia una buena concordancia entre el modelo numérico y el experimental.

4.2 Propuestas de mejora para futuros trabajos

En este apartado se proponen una serie de posibles mejoras que sirvan como guía para futuros proyectos. A continuación, se enumeran dichas propuestas de mejora:

- En numerosos artículos mencionados en el Capítulo 1, se hace hincapié en la importancia del pretensado de los componentes de la vía, como en las almohadillas de riel o las traviesas, para la obtención de unos resultados más fiables. El pretensado mantiene una relación directa con la rigidez, que como se ha estudiado durante este trabajo, es un parámetro muy influyente en el comportamiento dinámico de la vía. Por lo tanto, se recomienda para futuros proyectos la introducción del parámetro de la precarga en las simulaciones. Los elementos donde se suelen aplicar el pretensado son los tornillos y pernos, que generan un efecto directo en las arandelas de caucho aumentando su rigidez al aumentar la precarga.
- En el apartado 2.5 se tratan los tipos de contactos entre los componentes del modelo. Se indica la clase de contacto más apropiada para cada situación. Por lo tanto, una posible mejora sería, por ejemplo, la utilización de contactos en los que se tenga en cuenta la fricción entre sólidos cuando sea apropiado. En

este trabajo se utilizó el tipo de contacto “bonded” ya fue el único contacto permitido por ANSYS en este tipo de simulaciones. Sería necesario un ordenador con mayor capacidad que permita la introducción de otro tipo de contactos o la utilización de otro programa que permita la variación de clases de contacto con mayor facilidad.

- Se recomienda de nuevo, el uso de un ordenador con mayor capacidad que permita un mallado más fino, para comprobar la fiabilidad del mallado de este trabajo, ya que fue necesario un tedioso proceso de reducción del número de elementos que podría afectar al resultado final.

5 REFERENCIAS

- [1] R. Ballester Sola, Análisis modal experimental de una vía ferroviaria a escala, Universidad de Sevilla, 2019.
- [2] K. Wei, P. Zhang, P. Wang, J. Xiao y Z. Luo, «The Influence of Amplitude- and Frequency-Dependent Stiffness of Rail Pads on the Random Vibration of a Vehicle-Track Coupled System,» *Shock and Vibration*, 2016.
- [3] J. Gómez Bosch, Estudio de los fenómenos de baja frecuencia de un vehículo ferroviario con diferentes modelos dinámicos y condiciones de circulación, Universitat Politècnica de València, 2019.
- [4] «La importancia de la rigidez en los sistemas de fijación en la vía en placa para la reducción de vibraciones,» *Obras Urbanas*, nº 67, 2018.
- [5] M. Sol-Sánchez, F. Moreno-Navarro y M. C. Rubio-Gámez, «The use of elastic elements in railway tracks: A state of the art review,» *Construction and Building Materials*, vol. 75, pp. 293-305, 2015.
- [6] B. Lichtberger, Track Compendium, Eurail Press, 2005.
- [7] A. Vidal Muro, Vibraciones en las Vías de Ferrocarril, Universitat Politècnica de Catalunya, 2009.
- [8] J. M. Olmos y M. Á. Astiz Suárez, «Influencia de la flexibilidad de la vía sobre puente en el comportamiento dinámico del tren de alta velocidad,» *Anuario de Jóvenes Investigadores*, vol. 9, pp. 58-61, 2016.
- [9] S. Gerald Koroma, M. F. Hussein y J. S. Owen, «The effect of railpad nonlinearity on the dynamic behaviour of railway track,» de *Institute of Acoustics spring conference*, Nottingham, UK, 2013.
- [10] K. Giannakos, «Influence of Rail Pad Stiffness on Track Stressing, Life-Cycle and Noise Emission.,» de *Second International Conference on Sustainable Construction Materials and Technologies*, 2011.
- [11] S. Kaewunruen y A. Remennikov, «An Experimental Evaluation of the Attenuation Effect of Rail Pad on Flexural Behaviour of Railway Concrete Sleeper under Severe Impact Loads,» de *Australasian Structural Engineering Conference (ASEC)*, Melbourne Australia , 2008.
- [12] T. Wu y D. Thompson, «The effects on railway rolling noise of wave reflections in the rail and support stiffening due to the presence of multiple wheels,» *Applied Acoustics*, vol. 62, nº 11, pp. 1249-1266, 2001.
- [13] S. Kaewunruen y A. M. Remennikov, «Response and Prediction of Dynamic Characteristics of Worn Rail Pads Under Static Preloads,» de *Proceedings of 14th International Congress on Sound and Vibration,*, Cairns, Australia, 2007.
- [14] I. A. Carrascal Vaquero, Optimización y análisis de comportamiento de sistemas de sujeción para vías de ferrocarril de alta velocidad española, Universidad de Cantabria, 2010.
- [15] J. Sadeghi, M. Seyedkazem y A. Khajehdezfuly, «Nonlinear simulation of vertical behavior of railway fastening system,» *Engineering Structures*, vol. 209, 2020.

- [16] W. Ferdous, A. Manalo, G. Van Erp, T. Aravinthan, S. Kaewunruen y A. Remennikov, «Composite railway sleepers – Recent developments, challenges and future prospects,» *Composite Structures*, vol. 134, pp. 158-168, 2015.
- [17] J. Real, C. Zamorano, T. Asensio y L. Montalbán, «Comparison of the effect of different sleeper typologies,» *Latin American Journal of Solids and Structures*, vol. 11, pp. 2241-2254, 2014.
- [18] S. Laryea, M. Safari Baghsorkh, J. F. Ferrellec, G. R. McDowell y C. Chen, «Comparison of performance of concrete and steel sleepers using experimental and discrete element methods,» *Transportation Geotechnics*, vol. 1, n° 4, pp. 225-240, 2014.
- [19] S. Kaewunruen, A. Rachid y K. Goto, «Damping effects on vibrations of railway prestressed concrete sleepers,» de *The 3rd World Multidisciplinary Civil Engineering - Architecture - Urban Planning Symposium*, Praga, 2018.
- [20] S. Kaewunruen, R. Meesit y R. R. Hussain, «Sensitivity of crumb rubber particle sizes on electrical resistance of rubberised concrete,» *Cogent Engineering*, 2016.
- [21] G. S. Kumaran, D. Menon y K. K. Nair, «Dynamic studies of railtrack sleepers in a track structure system,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 268, n° 3, pp. 485-501, 2003.
- [22] L. O. L. Depestre y E. G. del Centro, «Del Mantenimiento Correctivo al Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad,» *Centro Azúcar*, vol. 39, pp. 7-14, 2012.
- [23] W. Olarte C., M. Botero A. y B. Cañon A. , «Técnicas de mantenimiento predictivo utilizadas en la industria,» *Scientia et Technica*, vol. 2, n° 45, pp. 223-226, 2010.
- [24] ADIF, «Anexo II -Instrumentación de los trenes auscultadores.,» de *Suministro y Mantenimiento de dos Trenes Auscultadores de Ancho Ibérico y un Tren Auscultador de Ancho UIC*, 2019.
- [25] L. Ubalde Claver, *La auscultación y los trabajos de vía en la línea del AVE Madrid-Sevilla: análisis de la experiencia y deducción de nuevos criterios de mantenimiento*, Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya, 2005.
- [26] *Ampliación de Cinemática y Dinámica de Máquinas, Tema 5 «Modelos discretos de sistemas continuos»*, Sevilla: Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales, Universidad de Sevilla.
- [27] Özgün, «<http://www.mechead.com/contact-types-and-behaviours-in-ansys/>,» 2018. [En línea].
- [28] M. Guerrero, S. Valderrábano S., R. Campos R. y M. A. Isasi Larrea, «Aplicación del método de elemento finito al análisis nodal,» *Ingenierías*, vol. 2, pp. 49-55, 1999.