

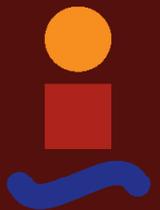
Proyecto Fin de Grado
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Análisis modal experimental de una vía
ferroviaria a escala

Autor: Rocío Ballester Sola
Tutor: Rosario Chamorro Moreno

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

Sevilla, 2019



Proyecto Fin de Grado
Grado Ingeniería de Tecnologías Industriales

Análisis modal experimental de una vía ferroviaria a escala

Autor:
Rocío Ballester Sola

Tutor:
Rosario Chamorro Moreno
Profesor Contratado Doctor Interino

Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2019

Proyecto Fin de Carrera: Análisis modal experimental de una vía ferroviaria a escala

Autor: Rocío Ballester Sola
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, 2019

El Secretario del Tribunal

A mi familia
A mis amigos

Agradecimientos

En primer lugar agradecer a mi tutora D^a Rosario Chamorro la oportunidad de realizar este trabajo. Por el apoyo y la disponibilidad ofrecida durante el desarrollo del proyecto.

Reconocer también la labor del personal del laboratorio, así como el servicio de conserjería, por el agradable trato recibido durante las semanas que duraron los análisis experimentales.

A mis amigos, los que siempre han estado y los que han aparecido. En especial a Belén, por todas las horas de biblioteca y las que no lo fueron. A Jaime, el mejor descubrimiento de la carrera, por convertirte en uno de los principales pilares de mi vida.

Por último dar las gracias a mis padres y a mi hermana porque sin vuestro apoyo en casa, nunca hubiese sido posible terminar esta etapa.

Rocío Ballester Sola
Sevilla, 2019

Resumen

El objetivo principal de este Trabajo de Fin de Grado reside en el análisis del comportamiento modal del circuito ferroviario a escala instalado en la cubierta de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Sevilla.

Conocer el análisis modal de la estructura es necesario para poder caracterizar el comportamiento dinámico ante distintas fuentes de excitación. De esta forma, se podrán distinguir entre las frecuencias naturales propias del circuito ferroviario y las de un vehículo que circule sobre él.

En primer lugar, en el Capítulo 1 se va a realizar un estudio bibliográfico de los distintos tipos de vías ferroviarias más típicas: vía sobre balasto y vía sobre placa; así como sus ventajas e inconvenientes según el tipo de actividad.

En el Capítulo 2 se analizan las principales causas de las vibraciones y ruidos ferroviarios. Estas son las irregularidades existentes en el contacto de la rueda con el carril. Para caracterizar dichas vibraciones, se explican dos modelos dinámicos (modelo continuo y modelo discreto) de las vías ferroviarias más empleadas en nuestro país (vía sobre balasto) y las diferencias encontradas en cada uno de ellos. Estudios posteriores, han desarrollado un tercer modelo que incluyen las vibraciones del balasto.

En este apartado se incluye además, la explicación de los tres modos de vibración más característicos de una vía ferroviaria sobre balasto, así como la influencia que sufren al variar las magnitudes físicas de los elementos que componen la vía.

Una vez explicados estos conceptos, en el Capítulo 3 se explican las características del circuito ferroviario y los elementos principales que lo componen y en el Capítulo 4 se procede al modelado, haciendo uso de CATIA, de una de las mesas que componen la vía férrea.

Durante el Capítulo 5, se va a realizar el primer análisis modal del circuito. Este análisis, elaborado con ANSYS, va a permitir conocer aproximadamente las frecuencias naturales de cada elemento principal de la vía.

El segundo análisis modal se va a realizar de manera experimental, con ayuda de Pimento y TestLab. Esto se va a desarrollar en el Capítulo 6

Por último, en el Capítulo 7 se va a tratar de establecer una serie de conclusiones relacionadas con los análisis modales realizados y con los modos característicos de la vía descritos en el Capítulo 2. Además, se propondrán futuros trabajos relacionados y mejoras que podrían realizarse en este trabajo.

Abstract

The main objective of this project is the analysis of the modal behaviour of the scale railway circuit installed on the roof of the Escuela Técnica Superior de Ingenieros in Seville.

It is necessary to know the modal analysis of the structure in order to be able to characterise the dynamic behaviour in the face of different sources of excitation. In this way, it will be possible to distinguish between the natural frequencies of the railway circuit itself and those of a vehicle running on it.

First of all, Chapter 1 will carry out a bibliographic study of the most typical different types of railway tracks: ballasted track and ballastless track, as well as their advantages and disadvantages depending on the type of activity.

Chapter 2 analyses the main causes of railway vibrations and noises. These are the irregularities in the contact of the wheel with the rail. In order to characterize these vibrations, two dynamic models are explained (continuous model and discrete model) of the railway tracks most used in our country (ballasted track) and the differences found among them. Subsequent studies have developed a third model that includes ballast vibrations.

This section also includes an explanation of the three most characteristic modes of vibration of a railway track on ballast, as well as the influence they suffer when varying the physical magnitudes of the elements that make up the track.

Once these concepts have been explained, Chapter 3 explains the characteristics of the railway circuit and the main elements that make it up, and Chapter 4 proceeds to model, using CATIA, one of the tables that make up the railway track.

During Chapter 5, the first modal analysis of the circuit will be carried out. This analysis, elaborated with ANSYS, will allow to know approximately the natural frequencies of each main element of the track.

The second modal analysis will be carried out experimentally, with the help of Pimento and TestLab. This will be developed in Chapter 6.

Finally, Chapter 7 will attempt to establish a series of conclusions related to the modal analyses carried out and to the characteristic modes of the railtrack described in Chapter 2. In addition, future works and improvements that could be made in this work will be proposed.

Índice

| | |
|--|-----------|
| Agradecimientos | ix |
| Resumen | xi |
| Abstract | xiii |
| Índice | xv |
| Índice de Tablas | xvii |
| Índice de Figuras | xix |
| Notación | xxiii |
| 1 Estructuras ferroviarias | 1 |
| 1.1 <i>Introducción</i> | 1 |
| 1.2 <i>Vía sobre placa</i> | 1 |
| 1.3 <i>Historia de la vía sobre balasto y la vía en placas en la alta velocidad</i> | 2 |
| 1.4 <i>Ventajas y desventajas de la vía sobre balasto y la vía en placa</i> | 5 |
| 2 Vibraciones en la superestructura ferroviaria | 9 |
| 2.1 <i>Orígenes de las vibraciones</i> | 9 |
| 2.1.1 <i>Rugosidad de la rueda</i> | 10 |
| 2.1.2 <i>Corrugación</i> | 10 |
| 2.1.3 <i>Irregularidad geométrica</i> | 11 |
| 2.1.4 <i>Cambios en la rigidez en la vía</i> | 13 |
| 2.1.5 <i>Deformaciones en la rueda</i> | 14 |
| 2.2 <i>Fuerza de contacto rueda-carril</i> | 15 |
| 2.3 <i>Receptancia de la vía según los distintos modelos dinámicos de la vía</i> | 16 |
| 2.4 <i>Comportamiento dinámico de la superestructura</i> | 20 |
| 2.5 <i>Modelo dinámico de vía discreta con balasto</i> | 25 |
| 2.5.1 <i>Variación de la receptancia según la modificación de los parámetros de la vía</i> | 27 |
| 3 Descripción del circuito ferroviario | 31 |
| 3.1 <i>Infraestructura</i> | 32 |
| 3.2 <i>Mecanismos de apoyo</i> | 33 |
| 3.3 <i>Perfil ferroviario</i> | 34 |
| 4 Modelado del circuito ferroviario | 37 |
| 4.1 <i>Part Design</i> | 37 |
| 4.2 <i>Assembly Design</i> | 41 |
| 5 Análisis modal numérico | 43 |
| 5.1 <i>Características del mallado</i> | 43 |
| 5.2 <i>Sistema simplificado</i> | 44 |
| 5.3 <i>Nomeclatura</i> | 45 |
| 5.4 <i>Resultados obtenidos</i> | 45 |
| 5.4.1 <i>Análisis modal 1</i> | 47 |
| 5.4.2 <i>Análisis modal 2</i> | 49 |
| 5.4.3 <i>Análisis modal 3</i> | 51 |
| 5.4.4 <i>Análisis modal 4</i> | 54 |
| 5.4.5 <i>Análisis modal 5</i> | 55 |
| 5.4.6 <i>Análisis modal 6</i> | 58 |
| 5.4.7 <i>Análisis modal 7</i> | 60 |
| 6 Análisis modal experimental | 65 |
| 6.1 <i>Adquisición de datos con Pimento</i> | 65 |
| 6.2 <i>Resultados obtenidos</i> | 67 |
| 7 Conclusiones y avances futuros | 73 |
| 7.1 <i>Comparación de resultados del modelo numérico y experimental</i> | 73 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 7.2 | <i>Comparación de resultados con la bibliografía consultada</i> | 76 |
| 7.3 | <i>Conclusiones y futuros trabajos</i> | 76 |
| 8 | Referencias | 79 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 1. Sistemas de vía en placa. Fuente: [3] | 2 |
| Tabla 2. Desaparición del balasto en las primeras vías de alta velocidad japonesa. Fuente: [4] | 3 |
| Tabla 3. Resumen de costes y comparación con las previsiones. Fuente: [8] | 4 |
| Tabla 4. Comparación de los costes de la alta velocidad frente al transporte ferroviario convencional Venecia-Trieste | 5 |
| Tabla 5. Ventajas y desventajas de la vía sobre balasto. Elaboración propia a partir de [3, 9, 10, 11] | 6 |
| Tabla 6. Ventajas y desventajas de la vía en placa. Elaboración propia a partir de [3, 9, 10, 11] | 7 |
| Tabla 7. Clasificación de los tipos de corrugación. Fuente: [16] | 11 |
| Tabla 8. Visión general de los intervalos de frecuencias. Fuente: [33, 34] | 20 |
| Tabla 9. Propiedades mecánicas de los elementos de la vía sobre balasto. Fuente [22] | 28 |
| Tabla 10. Inclinación de los tramos del circuito | 32 |
| Tabla 11. Piezas que componen el mecanismo de apoyo | 34 |
| Tabla 12. Comportamiento de los elementos principales en los distintos análisis modales | 47 |
| Tabla 13. Frecuencias del análisis 1 | 47 |
| Tabla 14. Frecuencias del análisis 2 | 49 |
| Tabla 15. Frecuencias del análisis 3 | 52 |
| Tabla 16. Comparación de frecuencias en deformadas similares | 54 |
| Tabla 17. Frecuencias del análisis 4 | 55 |
| Tabla 18. Frecuencias del análisis 5 | 55 |
| Tabla 19. Comparación de las últimas frecuencias según los elementos flexibles | 56 |
| Tabla 20. Comparación de frecuencias en deformadas similares | 58 |
| Tabla 21. Frecuencias del análisis 6 | 59 |
| Tabla 22. Frecuencias del análisis 7 | 60 |
| Tabla 23. Comparación de frecuencias según los elementos flexibles | 61 |
| Tabla 24. Comparación de frecuencias en deformadas similares | 63 |
| Tabla 25. Alturas más significativas del ensayo de la Figura 105 | 75 |
| Tabla 26. Alturas más significativa del ensayo de la Figura 101 (curva roja) | 75 |
| Tabla 27. Alturas más significativa del ensayo de la Figura 101 (curva azul) | 75 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1. Esquema de la sección de una vía sobre balasto..... | 1 |
| Figura 2. Comparación de costes de mantenimiento de vía en balasto y en placa en el <i>Sanyo y Tohoku Shinkansen</i> en euros por año y kilómetro de vía doble. Fuente: [4]..... | 3 |
| Figura 3. Coste anual en euro por metro de vía. Fuente: [11]..... | 5 |
| Figura 4. Reducción del diámetro de perforación con sistema sobre placa. Fuente: [12]..... | 7 |
| Figura 5. Representación de la longitud de onda y su influencia en el comportamiento vibratorio. Fuente: [18]..... | 10 |
| Figura 6. Carril corrugado. Fuente: [16]..... | 10 |
| Figura 7. Defecto de alabeo. Fuente: [18]..... | 11 |
| Figura 8. Defecto de alineación. Fuente: [18]..... | 12 |
| Figura 9. Defecto de ancho de vía y movimiento de lazo. Fuente: [18, 21]..... | 12 |
| Figura 10. Defecto de nivelación longitudinal y movimiento de galope o cabeceo. Fuente: [18, 21]..... | 12 |
| Figura 11. Defecto de nivelación transversal y movimiento de balanceo. Fuente: [18, 21]..... | 13 |
| Figura 12. Transición de vía sobre balasto a puente. Fuente: [26]..... | 13 |
| Figura 13. Elementos reductores de rigidez. Fuente: [28]..... | 14 |
| Figura 14. Rueda con plano. Fuente: [13]..... | 14 |
| Figura 15. Modelo bidimensional de 1/8 de vehículo con contacto hertziano. Modificado de [26]..... | 16 |
| Figura 16. Modelos dinámicos de vías: continuo (izquierda) y discreto (derecha)..... | 17 |
| Figura 17. Receptancia vertical (módulo y fase). Línea continua: viga Timoshenko; línea discontinua: viga Euler. Fuente: [31]..... | 17 |
| Figura 18. Esquema del apoyo de un carril sobre la traviesa con rail-pad. Fuente: [32]..... | 18 |
| Figura 19. Receptancia vertical de la vía del modelo con traviesas continuas. a) Módulo b) Fase. Fuente: [13]..... | 19 |
| Figura 20. Receptancia vertical de la vía del modelo con traviesas discretas. a) Módulo b) Fase. Fuente: [13]..... | 19 |
| Figura 21. Comparativa de las receptancias de los modelo continuo y discreto. a) Módulo b) Fase. Fuente: [13]..... | 19 |
| Figura 22. Función de transferencia de la vía. Línea continua: la carga se encuentra entre dos traviesas; línea discontinua: la carga se encuentra en una traviesa. La forma de los modos se representa cualitativamente. Modificado de [29]..... | 20 |
| Figura 23. Receptancia vertical en un modelo de vía discreto. A. Carga aplicada sobre la traviesa; B. Carga aplicada a $l_t/4$; C. Carga aplicada en el punto medio entre dos traviesas. Fuente: [17]..... | 21 |
| Figura 24. Comparativa entre la receptancia teórica según el modelo de Timoshenko (- - -) y la receptancia experimental sobre la traviesa (+ ; x) y entre la traviesa (o; ▲; ▼). Fuente: [17]..... | 22 |
| Figura 25. Sensibilidad de la rigidez del carril a flexión EI a las frecuencias de resonancia. f_{pp} (□); f_{r-p} (Δ); f_b (◊). Fuente: [35]..... | 23 |
| Figura 26. Sensibilidad de la masa del carril m_c a las frecuencias de resonancia. f_{pp} (□); f_{r-p} (Δ); f_b (◊). Fuente: [35]..... | 23 |
| Figura 27. Sensibilidad de la separación entre traviesa l_t a las frecuencias de resonancia. f_{pp} (□); f_{r-p} (Δ); f_b (◊). Fuente: [35]..... | 24 |
| Figura 28. Figura 29. Sensibilidad de la masa de la traviesa m_t a las frecuencias de resonancia. f_{pp} (□); f_{r-p} (Δ); f_b (◊). Fuente: [35]..... | 24 |
| Figura 30. Evolución a lo largo del tiempo de la aceleración del balasto (a) resultados experimentales (b) resultados teóricos. Fuente: [36]..... | 25 |
| Figura 31. Comparación del espectro de frecuencia de la aceleración del balasto. Resultados teóricos (línea continua) y resultados experimentales (····). Fuente: [36]..... | 26 |
| Figura 32. Región de distribución de la carga en balasto. Fuente: [22, 36]..... | 26 |

| | |
|---|----|
| Figura 33. Esquema y parámetros que definen la cuña de balasto | 27 |
| Figura 34. Modelo discreto de la vía sobre balasto con el nuevo modelo de balasto. Fuente: [22] | 27 |
| Figura 35. Variación de receptancia según k_{r-p} . Fuente: [22] | 28 |
| Figura 36. Variación de receptancia según m_t . Fuente: [22] | 29 |
| Figura 37. Variación de receptancia según k_b . Fuente: [22] | 29 |
| Figura 38. Variación de receptancia según k_p . Fuente: [22] | 30 |
| Figura 39. Alzado del circuito. Pendiente de los tramos | 31 |
| Figura 40. Alzado y planta de la mesa 30. Medidas en mm | 32 |
| Figura 41. Planta de la chapa. Medidas en mm | 33 |
| Figura 42. Mecanismo de apoyo en el circuito de la ETSI..... | 33 |
| Figura 43. Croquis del mecanismo de apoyo | 34 |
| Figura 44. A) Pletina. B) Sujeción del carril. C) Detalle del perfil del carril | 35 |
| Figura 45. <i>Part Design</i> (izquierda) y <i>Assembly Design</i> (derecha)..... | 37 |
| Figura 46. Módulo <i>Mechanical Design</i> | 37 |
| Figura 47. De izquierda a derecha: <i>Sketch, Pad y Hole</i> | 37 |
| Figura 48. Detalle de un sketch referenciado a los ejes de simetría | 38 |
| Figura 49. Detalle de la extrusión y sus propiedades | 38 |
| Figura 50. Simetría de la mesa según el plano YZ..... | 39 |
| Figura 51. Simetría de la mesa según el plano ZX..... | 39 |
| Figura 52. Estructura tubular de la mesa 30 | 40 |
| Figura 53. Definición del patrón rectangular..... | 40 |
| Figura 54. Chapa de la mesa 30..... | 41 |
| Figura 55. De izquierda a derecha: <i>Coincidence Constraint, Contact Constraint y Offset Constraint</i> | 41 |
| Figura 56. Detalle del ensamblaje del mecanismo de apoyo | 42 |
| Figura 57. Conjunto de la mesa 30 con el sistema de sujección del carril, carril y pies regulables | 42 |
| Figura 58. Detalle del mallado del mecanismo de apoyo de la vía | 44 |
| Figura 59. Mallado del conjunto..... | 44 |
| Figura 60. Mecanismo de apoyo simplificado..... | 45 |
| Figura 61. Denominación de las barras de la mesa | 45 |
| Figura 62. Detalle en verde de las condiciones de contorno laterales | 46 |
| Figura 63. Asignación de un comportamiento rígido o flexible..... | 46 |
| Figura 64. Deformada del primer modo de vibración (análisis 1)..... | 47 |
| Figura 65. Deformada del segundo modo de vibración (análisis 1) | 48 |
| Figura 66. Deformada del tercer modo de vibración (análisis 1) | 48 |
| Figura 67. Deformada del primer modo de vibración (análisis 2)..... | 49 |
| Figura 68. Deformada del segundo modo de vibración (análisis 2)..... | 49 |
| Figura 69. Deformada del tercer, cuarto, sexto y séptimo modo de vibración (análisis 2) | 50 |
| Figura 70. Deformada del quinto modo (análisis 2)..... | 51 |
| Figura 71. Deformada del octavo modo (análisis 2)..... | 51 |
| Figura 72. Deformada del noveno y decimocuarto modo (análisis 2)..... | 51 |
| Figura 73. Deformada del primer modo (análisis 3)..... | 52 |
| Figura 74. Deformada del segundo modo (análisis 3)..... | 52 |
| Figura 75. Deformada del tercer modo (análisis 3) | 53 |
| Figura 76. Deformadas del cuarto, sexto, noveno y décimo modo (análisis 3)..... | 53 |
| Figura 77. Deformadas del octavo y duodécimo modos de vibración (análisis 3)..... | 54 |
| Figura 78. Deformada del decimocuarto modo de vibración (análisis 3)..... | 54 |
| Figura 79. Deformadas de los primeros modos de vibración (análisis 4)..... | 55 |
| Figura 80. Deformada del primer modo (análisis 5)..... | 56 |
| Figura 81. Deformada del segundo modo (análisis 5)..... | 56 |
| Figura 82. Deformada del tercer modo (análisis 5) | 57 |
| Figura 83. Deformadas del cuarto, séptimo, noveno y décimo modo de vibración (análisis 5)..... | 57 |
| Figura 84. Deformada del duodécimo, decimotercero, decimocuarto y decimoquinto modo de vibración (análisis 5) | 58 |
| Figura 85. Deformada del primer modo de vibración (análisis 6)..... | 59 |
| Figura 86. Deformada del segundo modo de vibración (análisis 6) | 59 |
| Figura 87. Deformada del tercer modo de vibración (análisis 6) | 60 |

| | |
|---|----|
| Figura 88. Deformada del primer modo de vibración (análisis 7)..... | 61 |
| Figura 89. Deformada del segundo modo de vibración (análisis 7)..... | 61 |
| Figura 90. Deformada del tercer modo de vibración (análisis 7)..... | 62 |
| Figura 91. Deformada del séptimo modo de vibración (análisis 7)..... | 62 |
| Figura 92. Deformada del decimocuarto modo de vibración (análisis 7) | 62 |
| Figura 93. Deformada del cuarto, noveno, undécimo y duodécimo modo de vibración (análisis 7) | 63 |
| Figura 94. Deformada del quinto, sexto, octavo, décimo y decimotercero modo de vibración (análisis 7)..... | 64 |
| Figura 95. Conexiones del análisis modal experimental | 65 |
| Figura 96. <i>Hammer</i> con la punta plástica negra colocada y la punta metálica en la zona central inferior. | 66 |
| Figura 97. A la izquierda, impacto sin rebote y a la derecha, impacto con rebote | 66 |
| Figura 98. Posición del acelerómetro sobre el carril de las vías..... | 67 |
| Figura 99. FRF del ensayo sobre el carril..... | 68 |
| Figura 100. Posición del acelerómetro sobre la barra superior longitudinal | 68 |
| Figura 101. FRFs de los ensayos sobre la estructura de la mesa y chapa | 69 |
| Figura 102. Posición del acelerómetro sobre la traviesa | 69 |
| Figura 103. FRF del ensayo sobre la traviesa..... | 70 |
| Figura 104. FRFs de los ensayos realizados en la estructura de la mesa y el pie..... | 70 |
| Figura 105. FRFs de los ensayos realizados en la estructura de la mesa y el pie ampliando el rango de frecuencias..... | 71 |
| Figura 106. División de intervalos de frecuencia sobre la FRF del ensayo en el carril | 73 |
| Figura 107. Detalle del pie real | 74 |
| Figura 108. Detalle del sistema de apoyo de la vía. Modelo real (imagen superior) y modelo simplificado (imagen inferior) | 77 |

Notación

| | |
|------------|--|
| ADIF | Administrador de Infraestructuras Ferroviarias |
| AVE | Alta Velocidad Española |
| km | Kilómetro |
| h | Hora |
| LVT | <i>Low Vibration track</i> (vía de baja vibración) |
| SBV | <i>Schwellen mit Bitumen Verguss</i> (traviesas con vertido de asfalto) |
| ATD | <i>Asphal Tragschicht mit Direktauf Lagerung</i> (base de asfalto con apoyo directo) |
| BTD | <i>Beton Tragschicht mit Direktauf Lagerung</i> (placa de hormigón con soporte directo) |
| SATO | <i>Studiengesellschaft Asphalt Oberbau</i> (grupo de estudio para superestructura de asfalto) |
| FFC | <i>Feste Fahrbahn Crailsheim</i> (vía en placa Crailsheim) |
| BES | <i>Beton Tragschicht mit Einzelstützpunkten</i> (placa de hormigón con soporte individual) |
| BTE | <i>Beton Tragschicht mit Einzelstützpunkten</i> (placa de hormigón con soporte individual) |
| PACT | <i>Paved Concrete Track</i> (vía pavimentada de hormigón) |
| BBERS | <i>Balfour Beatty Embedded Rail System</i> (sistema de carril embebido de Balfour Beatty) |
| ERL | <i>Elastic rubber lane</i> (goma elástica de carril). |
| SFF | <i>Schwingungsgedämpfte Feste Fahrbahn</i> (vía en placa de amortiguación de vibración) |
| TGV | <i>Train à Grande Vitesse</i> (tren de gran velocidad) |
| DEUFRAKO | <i>Deutsch-Französische Kooperation in der Verkehrsforschung</i> (cooperación germano-francesa en la investigación del transporte) |
| Hz | Hertzios |
| mm | Milímetro |
| m | Metro |
| ϵ | Perfil de rugosidad de la rueda |
| f_{tr} | Frecuencia de paso entre traviesa |
| l_t | Separación entre traviesa |
| V | Velocidad de circulación del vehículo |
| l | Longitud del arco definido por un plano de rueda |
| r | Radio de la rueda |
| d | Profundidad del plano de rueda |

| | |
|-----------|--|
| x | Longitud del arco del perfil de la rueda sin plano |
| \cos | Función coseno |
| π | Número pi |
| F | Fuerza de contacto entre la rueda y el carril |
| k_H | Constante de rigidez de la teoría de contacto de Hertz |
| δ | Deformación de la rueda |
| y_r | Desplazamiento vertical de la rueda |
| y_c | Desplazamiento vertical del carril |
| N | Newton |
| kN | Kilonewton |
| R | Receptancia |
| φ | Fase de la receptancia |
| f_b | Frecuencia de resonancia de la superestructa sobre el balasto asociado al modo I |
| f_{r-p} | Frecuencia de resonancia de los rail-pads asociado al modo II |
| f_{pp} | Frecuencia de resonancia pin-pin asociado al modo III |
| L | Longitud del modelo |
| h_b | Espesor de la capa de balasto |
| l_b | Ancho inferior de la traviesa |
| l_e | Longitud de soporte efectivo de la mitad de la traviesa |
| α | Ángulo de distribución de la tension |
| m_c | Masa lineal del carril |
| I | Momento de inercia del carril |
| E | Módulo de elasticidad del carril |
| A | Área transversal del carril |
| k_{r-p} | Rigidez de los rail-pads |
| c_{r-p} | Amortiguamiento de los rail-pads |
| k_b | Rigidez del balasto |
| c_b | Amortiguamiento del balasto |
| E_b | Módulo de elasticidad del balasto |
| ρ_b | Densidad del balasto |
| m_t | Masa de media traviesa |
| ρ_t | Densidad de la traviesa |
| E_t | Módulo de elasticidad de la traviesa |
| k_p | Rigidez de la plataforma |
| c_p | Amortiguamiento de la plataforma |
| E_p | Módulo de elasticidad de la plataforma |

1 ESTRUCTURAS FERROVIARIAS

1.1 Introducción

España es uno de los países de referencia en cuanto a la red ferroviaria existente. Según ADIF cuenta con una red de 12 149 km de longitud, siendo 3152 km líneas de alta velocidad.

Desde la inauguración de la primera línea ferroviaria de alta velocidad hace 25 años, España ha invertido más de 51 millones de euros en el desarrollo del AVE, situando al sector ferroviario como uno de los principales motores de desarrollo socioeconómico de nuestro país [1]. Por ello, es de gran importancia conocer los elementos básicos que conlleva un proyecto ferroviario, entendido como vía y vehículo.

Un proyecto ferroviario está dividido en dos fases diferenciadas: infraestructura y superestructura. La infraestructura es el terreno base sobre el que se asienta la vía, también se denomina plataforma. La componen las obras de defensa (muros de contención, drenajes, etc.) y las obras de fábrica (viaductos, puentes, paso a nivel, túneles, etc) [2].

La superestructura se diseña posteriormente a la infraestructura y está compuesta por la vía y el conjunto de instalaciones necesarias para que el tren pueda circular. Los componentes de la vía convencional más empleada en España se muestran en la Figura 1. El carril es una barra de acero y tiene la función de servir como guía y sustentación. Las traviesas son elementos de diferentes materiales según el requerimiento y se disponen en dirección perpendicular al carril, sirven de sostenimiento al carril, constituyendo el nexo de unión con el balasto. La estructura base se compone del balasto, sub-balasto y plataforma, que se detallan a continuación:

- Plataforma. Tiene como objetivo soportar la carga de la superestructura y del tráfico ferroviario que es transmitida por la capa de sub-balasto.
- Balasto y sub-balasto. Su función principal es transmitir las cargas de forma regular, dar elasticidad a la vía, permitiendo deformaciones de la estructura y favorecer el drenaje. La rigidez del balasto también tiene una repercusión fundamental en la transmisión de vibraciones.

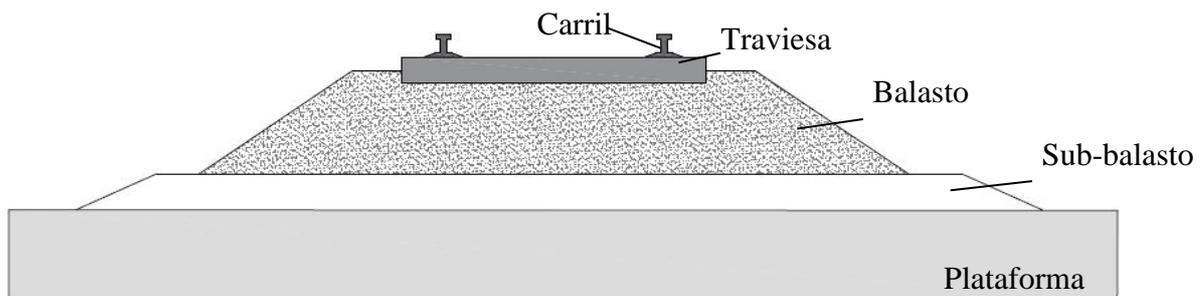


Figura 1. Esquema de la sección de una vía sobre balasto

1.2 Vía sobre placa

Como alternativa a la tradicional vía sobre balasto, se han diseñado otros tipos de vías, siendo las de mayor aplicación las vías sobre placa. Desde el comienzo de su uso, la vía sobre placa está relacionada con la aparición de las vías de alta velocidad y surge como alternativa a los elevados costes de mantenimiento que tenía la vía convencional sobre balasto.

La vía en placa está caracterizada por sustituir el balasto por una placa de hormigón lo que elimina la capacidad elástica y drenadora de la vía convencional. Por ello, para su diseño es importante establecer de forma clara las exigencias necesarias en cuanto a rigidez vertical de la vía, ruidos, vibraciones provocadas, sistemas de drenaje y considerar, en caso de que sea necesario, sistemas de transición entre vía sobre placa y vía en balasto.

Existe una gran variedad de vías sobre placa. En la Tabla 1 se muestra un resumen de las tipologías más extendidas, las cuales se pueden dividir en dos categorías: vía en placa de soporte puntual del carril, vía en placa de soporte continuo del carril. A su vez, estas dos categorías se pueden dividir en distintas subcategorías. Para la implantación de un tipo u otro se deberá establecer un criterio de comparación minucioso según los tramos del trayecto a realizar, pues los costes de implantación y mantenimiento pueden ser muy distintos y de gran importancia.

Cada tipología de vía en placa tiene sus ventajas y desventajas. Como se describe en [3], los sistemas de traviesas hormigonadas son los que mejor se comportan en situaciones de tráfico elevados o en línea mixtas de alta velocidad y transporte de mercancías, sin embargo, a niveles elásticos presentan deficiencias y a menudo es necesario colocar elementos adicionales para disminuir los ruidos y la transmisión de vibraciones. Los sistemas de bloques recubiertos de elastómero hormigonados mejoran la transmisión de ruidos y vibraciones pero su ejecución es compleja. Los sistemas de traviesas sobre capa de hormigón o asfalto permiten aumentar considerablemente los rendimientos de ejecución mediante losas extendedoras y facilitan la sustitución de materiales, sin embargo impiden una correcta evacuación de pasajeros en caso de emergencia. Los sistemas de losas prefabricadas son recomendables para velocidades superiores a los 300 km/h, pero tienen un elevado coste de implantación. Los sistemas de carril embebido disminuyen el espesor de la superestructura y permiten la circulación vehículos rodados a la vez que facilitan la evacuación de pasajeros, sin embargo, no son recomendables para grandes cargas de tráfico.

| SISTEMAS DE VÍA EN PLACA | | | | | |
|---|---|------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|----------------------------|
| Soporte puntual de carril | | | | Soporte continuo de carril | |
| Traviesas o bloques hormigonados | Traviesas o bloques sobre hormigón o asfalto | Losas prefabricadas | Diseño monolíticos | Carril embebido | Carril enchaquetado |
| <i>Rheda</i> | <i>ATD</i> | <i>J-Slab Shinkansen</i> | <i>Lawn Track (Rssengleis)</i> | <i>Edilon</i> | <i>CDM</i> |
| <i>Züblin</i> | <i>BTD</i> | <i>Bögl</i> | <i>FFC</i> | <i>BBERS</i> | <i>ERL</i> |
| <i>Stedef</i> | <i>SATO</i> | <i>Öbb-Porr</i> | <i>Hochtief</i> | | <i>SFF</i> |
| <i>LVT</i> | <i>Getrac</i> | <i>Ipa</i> | <i>BTE- BWG/Hilti</i> | | <i>Saargummi</i> |
| <i>Bloques Edilon</i> | <i>Ffys</i> | | <i>Pact</i> | | |
| <i>Heitkamp</i> | <i>Walter</i> | | | | |
| <i>SBV</i> | | | | | |

Tabla 1. Sistemas de vía en placa. Fuente: [3]

1.3 Historia de la vía sobre balasto y la vía en placas en la alta velocidad

El primer tren de alta velocidad del mundo fue el *Tokaido Shinkansen* (*Shinkansen* en español "nueva línea troncal"), entre Tokio y Shin-Osaka. Se trataba de un trazado de 516 km en el que la velocidad máxima alcanzada en 1964 fue de 210 km/h. Contaba con un total de 80 túneles, siendo la longitud total de estos túneles de 62 km. Todo el trazado de la vía del *Tokaido* se hizo en balasto y a los doce años de servicio, todo este balasto tuvo que ser renovado [4].

Debido a los elevados costes de mantenimiento y la difícil topografía del terreno japonés (necesidad de numerosos túneles, viaductos y tramos de vía sobre pórticos), la segunda línea que se construyó y completó en 1975 incluyó trazados en vía sobre placa. Esta línea era una extensión del *Tokaido Shinkansen* y fue denominada como *Sanyo Shinkansen*.

| Desaparición del balasto en las primeras vías de la red japonesa Shinkansen | | | | |
|---|----------------|----------------|--------------|------------|
| Año | Red | Trayecto | Balasto [km] | Placa [km] |
| 1964 | <i>Tokaido</i> | Tokio-Osaka | 516 | 0 |
| 1975 | <i>Sanyo</i> | Osaka-Oyakama | 156 | 8 |
| 1975 | <i>Sanyo</i> | Okayama-Hakata | 125 | 273 |
| 1982 | <i>Joetsu</i> | Omiya-Niigata | 15 | 255 |
| 1982 | <i>Tohoku</i> | Tokio-Morioka | 48 | 453 |
| 1997 | <i>Nagano</i> | Tkasako-Nagano | 20 | 105 |

Tabla 2. Desaparición del balasto en las primeras vías de alta velocidad japonesa. Fuente: [4]

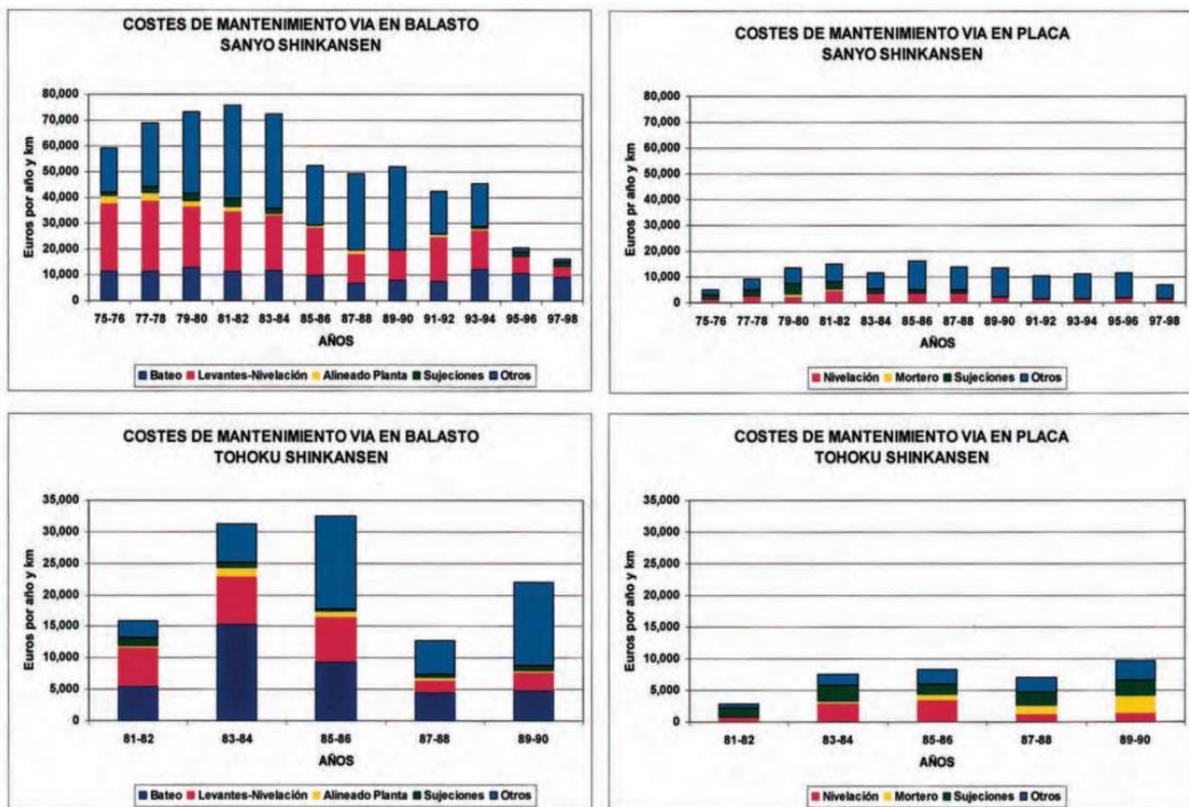


Figura 2. Comparación de costes de mantenimiento de vía en balasto y en placa en el *Sanyo* y *Tohoku Shinkansen* en euros por año y kilómetro de vía doble. Fuente: [4]

La vía en placa respondía como la mejor alternativa al balasto, ya que con la maquinaria de mantenimiento existente en el momento, era muy difícil mantener la calidad del trazado geométrico. Sin embargo, como explica E.Cortina [3], el desarrollo de una vía mejorada sobre balasto y los avances en las maquinarias empleadas para el mantenimiento, hizo que el resto de países que construyeron líneas de alta velocidad en la década de los años 80 apostaran por la vía convencional sobre balasto, ya que la vía en placa suponía un gran coste de implantación.

La primera línea de alta velocidad inaugurada en Francia en 1982 fue implantada sobre balasto. Su apertura marcó la renovación del transporte de viajeros en Europa, llegándose a alcanzar hasta 380 km/h en ciertos tramos de descenso. La ruta a cubrir fue París-Lyon. El 14 de diciembre de 1992, un bogie del TGV-920 que realizaba el trayecto Annecy-Chambéry-París descarriló a 270 km/h en la Estación Mâcon-Loché. Una parada previa de emergencia debido a una rueda dañada evitó que ningún pasajero a bordo fuese herido, mientras que sí resultaron heridos viajeros que aguardaban en el andén al ser alcanzados por el balasto proyectado [5]. A los 14 años de servicio (mayo 1996), el balasto del trazado tuvo que ser reemplazado. Este suceso es probablemente una de las primeras evidencias acerca del vuelo o proyección del balasto, principal problema que muestra este tipo de vías.

A partir de la década de los 90, países como Alemania o Francia comenzaron a introducir en sus trazados el sistema de vía sobre placa, pues al ir aumentando las velocidades comerciales comenzaron a apreciar el problema que se planteaba realmente: el vuelo del balasto. Este fenómeno fue estudiado por DEUFRAKO, una cooperación germano-francesa científico-tecnológica, cuyo campo de investigación es el transporte. En su estudio AOA (*Aerodynamics in Open Air*) explicó además del problema de la estabilidad del tren con viento lateral, el problema del vuelo de balasto.

Otro lugar donde se desarrollaron estudios acerca de este fenómeno fue en Japón, pioneros en el desarrollo de la vía sobre placa. En Tokio, el *Railway Technical Research Institute* ha realizado ensayos aerodinámicos a escala reducida para comprobar los efectos del flujo de aire bajo el tren y su posible reducción. Además, recientemente han desarrollado un método de mantenimiento de la vía sobre balasto de bajo coste [6].

Como resume A. Vidal [7], los estudios mencionados anteriormente concluyen que la circulación de trenes a velocidades próximas o mayores a 300 km/h puede crear un flujo turbulento, principalmente en la parte trasera de los bogies, que puede producir el levantamiento de alguna partícula de balasto. Esta partícula que inicialmente no tiene mucha velocidad, rebota contra las ruedas y los bajos del tren. Es en este momento, cuando comienza a adquirir energía cinética ya que el impacto contra el tren a alta velocidad se la proporciona. La primera piedra que había sido levantada y rebotada, regresa a la vía y golpea el balasto, levantando a su vez más piedras, que a su vez pueden rebotar contra el tren, y crear lo que el autor denomina como “una nube de balasto, donde partículas de balasto rebotan sucesivamente entre la vía y los bajos, ruedas, y bogies del tren”. Si las partículas rebotan contra las traviesas de la vía es muy probable que estas adquieran una elevada energía, dañando elementos del tren como los ejes ferroviarios, timononería de freno e incluso, los cristales de las ventanas.

Durante los últimos años en China y Taiwan se han construido numerosas líneas de alta velocidad. En estos nuevos trazados, donde los trenes pueden llegar a superar los 300 km/h, se ha optado por sistemas de vía en placa.

Hoy en día, en España la vía en placa se alterna con la vía en balasto y su uso se reduce a túneles de gran longitud y estaciones. Esto es motivo de controversia en nuestro país, ya que aunque nuestras líneas de alta velocidad están diseñadas para que los trenes circulen hasta un máximo de 320 km/h y en algunos trayectos se puede llegar a alcanzar los 300 km/h, la realidad es que estos valores nunca se alcanzan. Algunos especialistas consideran que por culpa del vuelo del balasto no se explotan las capacidades de los trenes de alta velocidad española.

Según los cálculos realizados por el Tribunal de Cuentas de la Unión Europea, entre 2000 y el 2017, Bruselas financió con más de 11 200 millones de euros las líneas ferroviarias de alta velocidad españolas. En su informe, indicaron que los trenes AVE circulan de media al 47% de la velocidad para la que están diseñadas las líneas. Por ejemplo, en el trazado Madrid-León, la velocidad alcanzada es del 39% de la diseñada y en el recorrido Madrid-Barcelona del 54%.

En este sentido, afirman que, con una mejora de la línea convencional existente habría sido suficiente. Esto hubiese supuesto unos costes inferiores como ocurrió en la línea Venecia-Triste [8].

| Línea auditada | Longitud [km] | Coste final [M€] | Coste presupuestado [M€] | Sobrecoste |
|------------------------------------|---------------|------------------|--------------------------|------------|
| Madrid-León | 345 | 5415 | 4062 | 33,30% |
| Madrid-Bacarlona-Frontera francesa | 797 | 12 109 | 8740 | 38,50% |

Tabla 3. Resumen de costes y comparación con las previsiones. Fuente: [8]

| Configuración de diseño | Velocidad de diseño [km/h] | Coste [M€] | Tiempo del trayecto [min] | Ahorro [M€/min] |
|-----------------------------|----------------------------|------------|---------------------------|-----------------|
| Nueva línea de velocidad | 300 | 7,5 | 55 | 570 |
| Línea convencional mejorada | 200 | 1,8 | 65 | |

Tabla 4. Comparación de los costes de la alta velocidad frente al transporte ferroviario convencional Venecia-Trieste

1.4 Ventajas y desventajas de la vía sobre balasto y la vía en placa

Desde 1991 se están haciendo análisis de las ventajas y desventajas de las vías sobre placa frente a las vías convencionales [9, 10]. C. Esveld en el año 1999 incluye estimaciones de costes de los distintos tipos de vía, que concluyen en una clara ventaja a largo plazo de la vía en placa para el caso de vías de alta velocidad y densidad de tráfico [11].

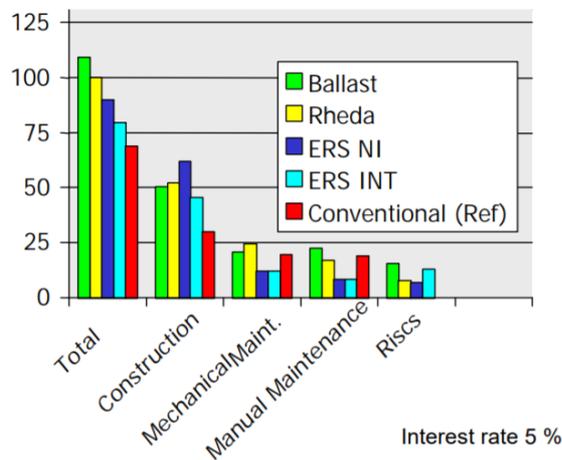


Figura 3. Coste anual en euro por metro de vía. Fuente: [11]

En la Figura 3 *Ballast* se refiere a una vía con especificaciones de alta velocidad, *Rheda* al tipo de vía de soporte puntual de carril con traviesas hormigonadas, *ERS NI* (*Embedded Rail Structure, not integrated into the concrete substructure*) y *ERS INT* (*Embedded Rail Structure integrated into the concrete substructure*) al tipo de vía de soporte continuo de carril embebido y *Conventional* se refiere a una vía convencional sin especificaciones concretas en velocidad.

En la siguiente tabla se recoge las principales ventajas y desventajas de la vía sobre balasto:

| VÍA SOBRE BALASTO | |
|--|---|
| Ventajas | Inconvenientes |
| Coste de implantación menor en comparación con la vía en placa. | Para velocidades de circulación superiores a 300 km/h se puede producir daños en el carril, llantas, bogíes entre otros elementos debido al vuelo del balasto. |
| El mantenimiento de la geometría se podrá realizar por la noche por lo que no será necesario realizar cortes que afecten al tráfico y la actividad ferroviaria. Además, las maquinarias actuales encargadas del mantenimiento permiten corregir los defectos de forma rápida y precisa por lo que el coste es menor que las vías en placa. | Conseguir el balasto apropiado para la velocidad a la que ha sido diseñado no es siempre posible. Si las canteras se encuentran a demasiado alejadas, los costes de transporte pueden incrementar el coste final. |

| | |
|--|--|
| La maquinaria de ejecución de vía en balasto permite rendimientos mayores en la ejecución del trazado. | El uso de un balasto no adecuado para la velocidad de diseño puede provocar el deterioro más acelerado del mismo. Además se puede estropear el trazado geométrico y la resistencia de la vía. |
| Mayor conocimiento y experiencia de las problemáticas y soluciones para solventarlas. | Poca resistencia lateral al desplazamiento. Se necesitan radios de curvatura mayores y menores peraltes. En consecuencia tiene una peor adaptabilidad al terreno natural. |
| Se ha mejorado la estabilidad geométrica de la vía y de soporte de la carga de tráfico gracias a la introducción de las traviesas de hormigón armado o de acero. | La insuficiencia o exceso de peralte penaliza la geometría de la vía provocando deterioro debido a la poca resistencia lateral al desplazamiento. |
| Menor rigidez que la vía en placa, las deformaciones se producen lentamente y sin importantes movimientos relativos debido a la elasticidad del sistema. | La superestructura de vía en balasto tiene una mayor altura, peso y anchura que la vía en placa. Por consiguiente, es necesario una mayor excavación en túneles, se tiene más peso sobre viaductos y una mayor ocupación en planta en obras de tierra. |
| La amortiguación en el contacto de la rueda y el carril es mejor por lo que se disminuye la transmisión de vibraciones y ruidos con respecto a la vía en placa. Esto es gracias a la mayor elasticidad vertical en la vía sobre balasto. | En trazados con túneles o viaductos, donde el balasto se encuentra encapsulado en placas de hormigón, se deben disponer elementos elásticos para compensar la rigidez. |

Tabla 5. Ventajas y desventajas de la vía sobre balasto. Elaboración propia a partir de [3, 9, 10, 11]

A continuación se muestran las ventajas e inconvenientes de la vía en placa:

| VÍA EN PLACA | |
|---|--|
| Ventajas | Inconvenientes |
| El mantenimiento durante el ciclo de vida es menor que la vía sobre balasto El coste de mantenimiento a largo plazo es del 20-30 % del coste vía sobre balasto. Además, no se realizan emisiones de polvo significativas durante su ejecución y mantenimiento. | Elevado coste de implantación. Deben hacerse estudios de viabilidad económica teniendo en cuenta los costes de implantación, mantenimiento y renovación de componentes. Debe estudiarse cada caso en concreto y ver la idoneidad o no de un sistema de vía en placa. |
| Ciclo de vida mayor, aproximadamente 50-60 años, en comparación con los de vía sobre balasto (30-40 años). | El deterioro geométrico de la vía en caso que de rotura de la placa ocurre de forma repentina e imprevisible. |
| La estabilidad geométrica de la vía es excelente, lo que implica un aumento del confort del viajero, un menor desgaste de la vía y de las ruedas. | Dificultad de aplicación en terraplenes altos. Se recomienda no utilizar sistemas de vía en placa para terraplenes superiores a 7-9 m. |
| Mejor resistencia al desplazamiento lateral. Mejor adaptabilidad al terreno natural. Permite radios de curvatura menores y peraltes mayores que la vía sobre balasto. | Si hay daños importantes en la vía, la renovación de la placa principal es muy costosa y puede provocar largos cortes de tráfico. |
| En la entrada a estaciones, donde los trenes frenan mediante corrientes de Foucault la vía sobre balasto presenta problemas debido al calentamiento del carril. La vía en placa permite el frenado en distancias más cortas compatibles con niveles de confort y aceleraciones percibidas por el viajero. | Antes de implantar el trazado, el terreno debe estar tratado de forma homogénea. La obra de tierra (desmontes y terraplenes) puede encarecer el proyecto. |

| | |
|---|--|
| Se reduce el coste de control de la vegetación alrededor de la vía. | No ofrece demasiadas posibilidades para aplicar innovaciones o actualizaciones futuras en la subestructura después de su construcción. |
| Altura, anchura y peso de la superestructura menor al de la vía sobre balasto. Permite disminuir la excavación en túneles o aumentar el gálibo, permite disminuir la carga muerta sobre viaductos y una mejor integración ambiental debido a su ocupación en planta (ver Figura 4). | La mayor rigidez de la vía en placa aumenta la transmisión de vibraciones y emisión de ruidos |
| Se elimina el problema del vuelo del balasto. | Las transiciones de vía en placa a vía en balasto requieren de una especial atención debido a los cambios de rigidez en el terreno. |
| Permite la implantación de alta velocidad en áreas geográficas donde no se dispone de un balasto de calidad suficiente. | |

Tabla 6. Ventajas y desventajas de la vía en placa. Elaboración propia a partir de [3, 9, 10, 11]

Analizando las características expuestas anteriormente, se puede concluir que las situaciones en las que es conveniente usar vía sobre placa son trayectos con velocidades superiores a los 300 km/h, túneles, puentes y viaductos, zonas urbanas y zonas de gran impacto ambiental.

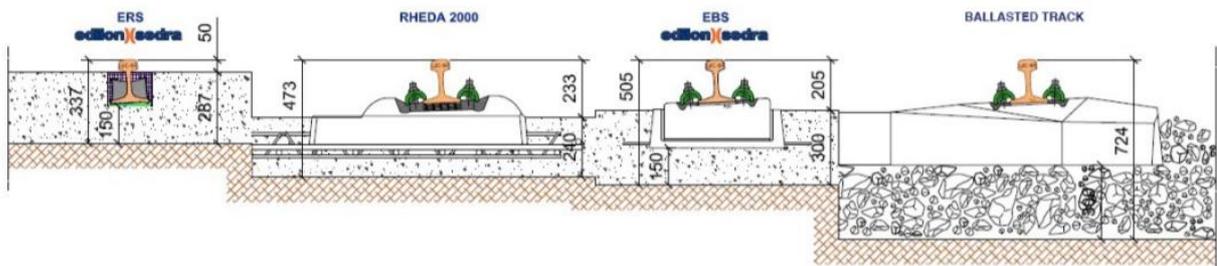


Figura 4. Reducción del diámetro de perforación con sistema sobre placa. Fuente: [12]

2 VIBRACIONES EN LA SUPERESTRUCTURA FERROVIARIA

La actividad ferroviaria provoca un impacto ambiental producido por el ruido y la transmisión de vibraciones al entorno. Este impacto cobra mayor importancia en zonas urbanas donde las molestias y los daños en edificios pueden ser más significativos.

El origen de las vibraciones generadas por el tráfico ferroviario se encuentra en las irregularidades de perfil de las ruedas y de los carriles. Las irregularidades generan oscilaciones de la fuerza de contacto rueda-carril que son transmitidas al entorno. Además, estas vibraciones son las principales causantes de los daños por fatiga y del desgaste del material rodante. La vibración generada dependerá del comportamiento vibratorio de la superestructura de la vía y se incrementa con el aumento de la velocidad del tren, la carga del vehículo y con el estado de deterioro de los perfiles de ruedas y carriles.

2.1 Orígenes de las vibraciones

Como se ha mencionado anteriormente la principal causa de las vibraciones y ruidos ferroviarios se encuentra en las oscilaciones que sufre la fuerza de contacto entre la rueda y el carril debido a las irregularidades existentes en estas superficies. La mayor parte de las investigaciones desarrolladas, que tienen como objetivo caracterizar la fuerza de contacto, solo suelen considerar las irregularidades existentes en el perfil de las ruedas, mientras que el carril se considera liso. El motivo de esta simplificación está fundamentado en que las ruedas se encuentran siempre girando, siendo una fuente de vibración permanente. Sin embargo, el carril solo sería una fuente de vibración local [13, 14].

En las siguientes subsecciones se describirán las principales fuentes de excitación vibratoria: rugosidad superficial (2.1.1), corrugación del carril (2.1.2), irregularidades geométricas en la vía (2.1.3), pérdidas de rigidez en la vía (2.1.4), soldaduras mal ejecutadas o deformaciones en la rueda (2.1.5).

De esta gran variedad de defectos a los que son propensas las vías, la formación de irregularidades de tipo de onda desempeñan un papel muy especial debido a sus características y consecuencias. Las ondas que pueden llegar a producir resonancia en las masas no suspendidas, es decir en la rueda y en consecuencia, a los diferentes elementos de la vía, se dividen en tres categorías¹ en el espectro de defectos de geometría de la pista [15]:

- Corrugación. Longitud de onda entre 0,03 y 0,08 m.
- Ondas cortas. Longitud de onda comprendida entre 0,15 y 0,30 m.
- Ondas largas. Longitud de onda entre 0,30 y 2 m.

Otros estudios posteriores demostraron que esta clasificación no era cierta ya que la corrugación puede presentar ambas longitudes de onda, cortas y largas [16].

Este amplio rango de ondulaciones, cuando son atravesadas por trenes cuya velocidad de circulación está comprendida entre 10 y 300 km/h aproximadamente, dan lugar a excitaciones en la pista en la gama de frecuencias de 50-2800 Hz [17].

$$f = \frac{V}{L} \quad (1)$$

donde V es la velocidad de circulación del vehículo y L la longitud de onda.

¹ Es importante mencionar que existen defectos de longitudes de onda mayores. Sin embargo, estos no afectan de manera significativa al efecto vibratorio de la vía, de ahí que no se profundice su comportamiento. Las irregularidades con longitud de onda entre 3 y 25 metros afectan a las masas semisuspendidas y suspendidas (bogie y vagón respectivamente) de los vehículos a cualquier velocidad. Los defectos de onda entre 25 y 70 metros producen resonancias en las masas suspendidas a velocidades medias y altas. Por último, los defectos con longitud de onda comprendidos entre 70 y 120 metros afectan a las masas suspendidas a velocidades altas y muy altas.

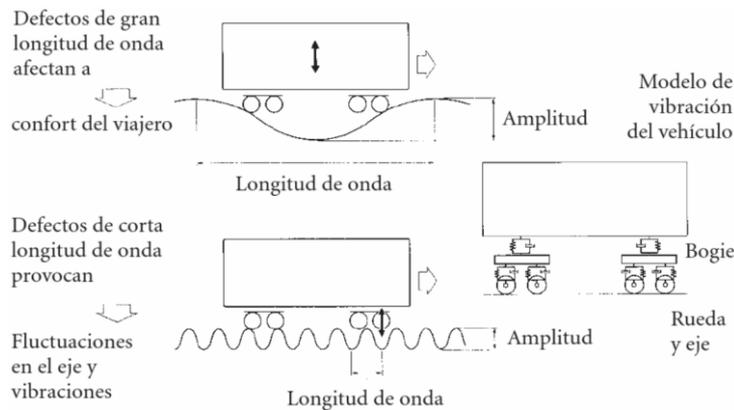


Figura 5. Representación de la longitud de onda y su influencia en el comportamiento vibratorio.
Fuente: [18]

2.1.1 Rugosidad de la rueda

El perfil de rugosidad de la rueda (ϵ) es un factor a incluir en la sección 2.2 cuando se calcule la fuerza de contacto entre la rueda y carril. En la bibliografía se puede encontrar dos formas de modelar la irregularidad de la rueda, una de ellas está asociada a la subsección 2.1.5 y la otra consiste en generar espectros de perfiles de rugosidades a partir de medidas experimentales reales [13].

En este sentido, hay que destacar el trabajo realizado por P. C. Dings y M.G. Dittrich en 1995 [19] en el que se midió la rugosidad en la banda de rodadura de 150 ruedas ferroviarias y en algunos carriles de diferentes sitios de los Países Bajos. Posteriormente, las mediciones de rugosidad fueron procesadas convirtiéndose en espectro de rugosidad. Además, afirmaron que la principal fuente de ruido generado en la actividad ferroviaria está asociado al ruido de rodadura que depende de la rugosidad. Por último, en cuanto a las conclusiones a destacar en las mediciones realizadas en los carriles, se pudo concluir que la rugosidad fue muy variable (1 μm a 8 μm) y que no existía una relación clara entre la antigüedad del carril y el crecimiento de la rugosidad.

2.1.2 Corrugación

El desgaste ondulatorio o corrugación en los carriles ferroviarios es una irregularidad que aparece en la cabeza del carril. Los orígenes de la ondulación son aún motivo de estudio aunque se cree que el fenómeno está vinculado a los efectos de resonancia entre elementos vibrantes (raíl, rueda y eje). Todos los tipos de corrugación conocidos son fundamentalmente fenómenos de frecuencia constante. Aunque no representan un peligro de tráfico, son causantes de ruidos y vibraciones. La forma de eliminar estos defectos es rectificar los rieles en la vía con la ayuda de trenes de molienda especialmente diseñados.



Figura 6. Carril corrugado. Fuente: [16]

| Tipo de corrugación | Longitud de onda [mm] | Daño | Lugar de aparición |
|------------------------|-----------------------|--|------------------------------------|
| <i>Heavy haul</i> | 200 – 300 | Elevado flujo plástico en los valles de la corrugación | Vía recta y carril alto en curvas |
| <i>Light rail</i> | 500 – 1500 | Flexión plástica | Vía recta y curva |
| <i>Booted sleepers</i> | 50 | Desgaste | Carril bajo en curvas severas |
| <i>Contact fatigue</i> | 150 – 450 | Fatiga de contacto de rodadura | Curvas |
| <i>Rutting rails</i> | 150 – 450 | Desgaste | Carril bajo en curvas |
| <i>Roaring rails</i> | 25 – 80 | Desgaste | Vía rectas y carril alto en curvas |

Tabla 7. Clasificación de los tipos de corrugación. Fuente: [16]

2.1.3 Irregularidad geométrica

Las irregularidades geométricas pueden presentar longitudes de ondas desde un metro hasta cientos de metros. Los parámetros que caracterizan la geometría de una vía ferroviaria son: ancho de vía, alineación, nivelación longitudinal, nivelación transversal y alabeo. En la normativa “Calificación de la vía. Geometría de la vía” de ADIF [20] se establecen las siguientes definiciones:

- Alabeo de la vía. Considerando las cuatro ruedas de un vagón, el alabeo de la vía en una sección transversal se define como la distancia existente entre el punto de apoyo teórico de una de las ruedas y el plano determinado por los puntos de apoyo reales de las otras tres, cuando el eje delantero se encuentra situado en la citada sección transversal. El alabeo, así definido, depende de la separación entre los ejes de las ruedas delanteras y traseras que se utilice para su determinación (base de medida). Los defectos de alabeo pueden producir el descarrilamiento de vehículos.

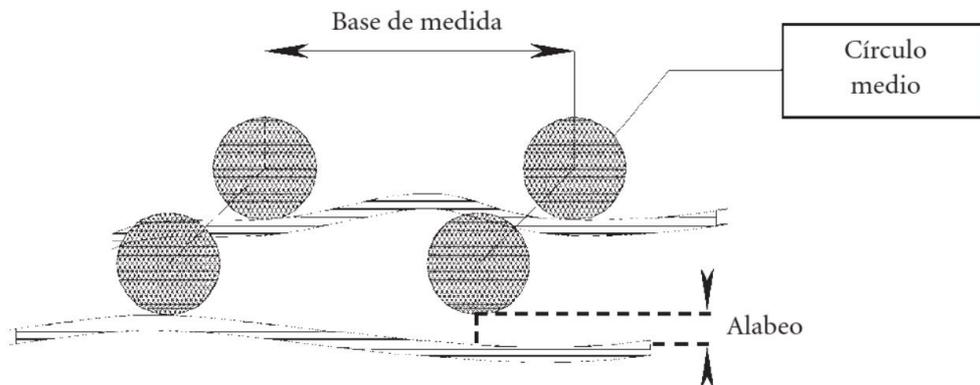


Figura 7. Defecto de alabeo. Fuente: [18]

- Alineación. La alineación teórica de la vía viene determinada por la proyección horizontal del hilo director definido por el replanteo. Llevando un ancho de vía a un lado de dicha proyección se obtiene la alineación teórica del otro hilo.

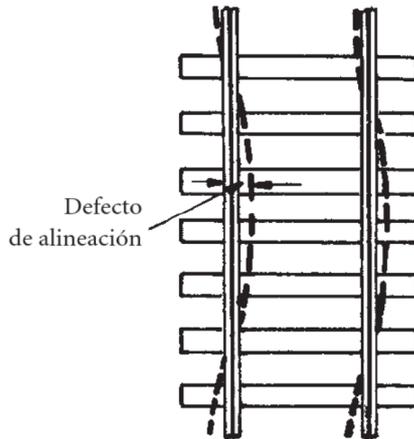


Figura 8. Defecto de alineación. Fuente: [18]

- Ancho de la vía. Es la distancia existente entre las caras activas de las cabezas de los carriles de la vía, medida a 14 milímetros por debajo de su superficie de rodadura. Las irregularidades existentes en el ancho de la vía y alineación inciden en un aumento de aceleraciones laterales que provocan el movimiento de lazo.

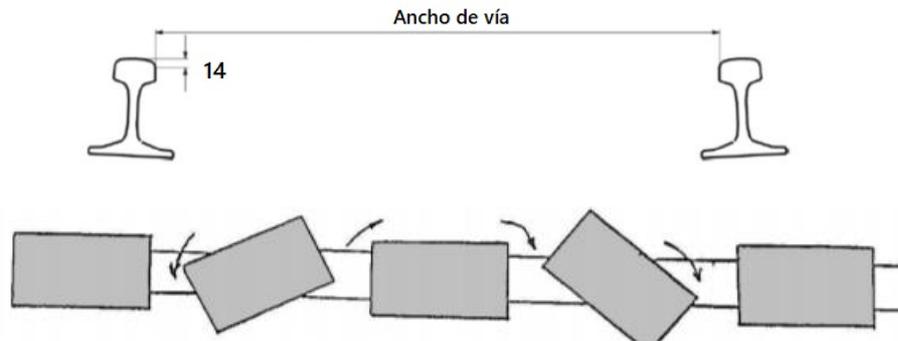


Figura 9. Defecto de ancho de vía y movimiento de lazo. Fuente: [18, 21]

- Nivelación longitudinal. Parámetro que define la cota de la superficie de rodadura de un hilo de la vía, referida a un plano de comparación. Los defectos de nivelación longitudinal afectan al movimiento de galope o cabeceo.

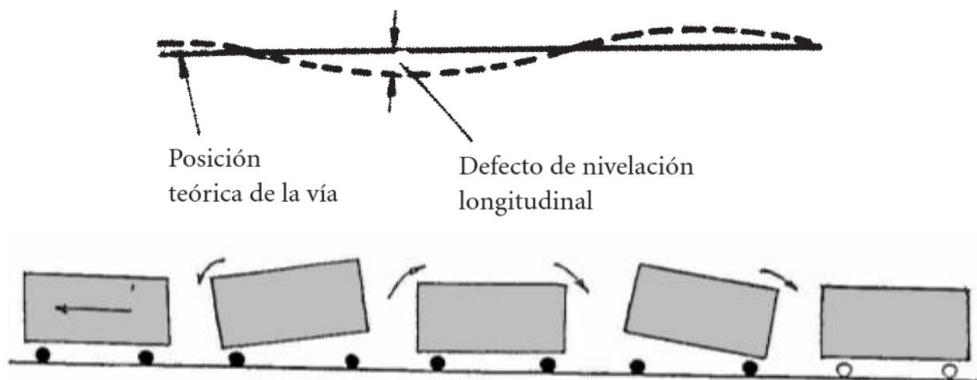


Figura 10. Defecto de nivelación longitudinal y movimiento de galope o cabeceo. Fuente: [18, 21]

- Nivelación transversal (peralte). Es la diferencia de cota existente entre las superficies de rodadura de los dos carriles de una vía en una sección normal al eje de esta. Los defectos de nivelación transversal son la causa del movimiento de balanceo de los vehículos.

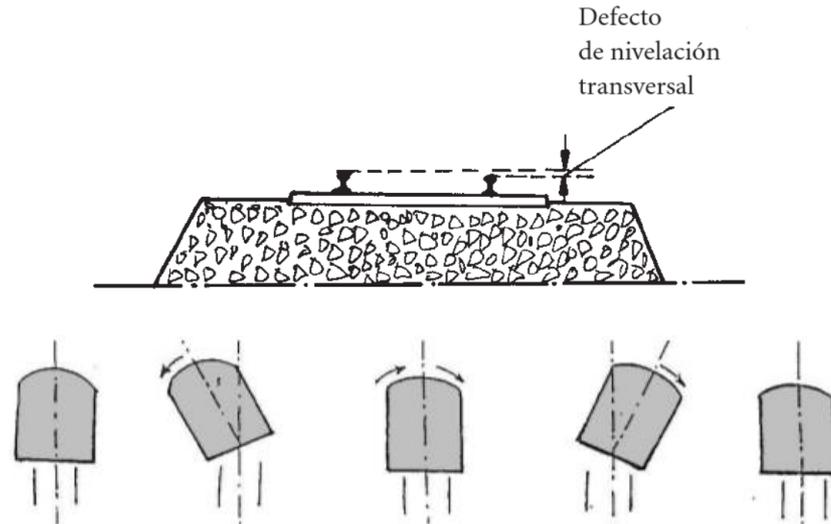


Figura 11. Defecto de nivelación transversal y movimiento de balanceo. Fuente: [18, 21]

Todos estos defectos deben ser medidos a través de coches de control de la geometría y corregidos, en caso de ser necesario, para estar dentro de unos rangos límites fijados para cada clase de vía y velocidad de circulación.

En la tesis doctoral de G. K. Nguyen [22] se muestra un estudio real de la calidad geométrica de una vía sobre balasto a través de datos proporcionados por ADIF. En dicho trabajo, también se cuantifica la repercusión de la velocidad de circulación sobre el deterioro de la vía.

2.1.4 Cambios en la rigidez en la vía

La rigidez vertical de la vía está caracterizada principalmente por la rigidez del balasto, de la plataforma, de la placa de asiento y la rigidez vertical de la traviesa. Numerosos estudios se han centrado en determinar una fórmula matemática de la rigidez total, además de analizar la contribución de la rigidez de cada elemento a la total [18, 23].

En la tesis de P.F. Texeira [24] se concluyó que la rigidez vertical de la vía incide de forma significativa en los costes de mantenimiento de la misma. El autor sintetizó una formulación general que tiene en cuenta los costes totales de mantenimiento y de energía disipada directamente asociados a la magnitud de la rigidez vertical de la vía. Los resultados obtenidos indican que para el caso típico de alta velocidad y en las condiciones económicas en el momento en el que se desarrolló la tesis, la rigidez óptima se sitúa entre 70 kN/mm y 80 kN/mm.

Durante el trazado ferroviario existen situaciones en las que pueden aparecer variaciones en la rigidez vertical que altera la interacción rueda-carril:

- Transiciones entre el terreno y puentes y viaductos. Las bruscas variaciones de rigidez producen importantes variaciones en las fuerzas de interacción entre la vía y los vehículos ferroviarios. Dichas variaciones implican el incremento de la degradación de la nivelación de la vía y de la superestructura y el aumento de vibraciones entre el vehículo ferroviario y la vía [25].

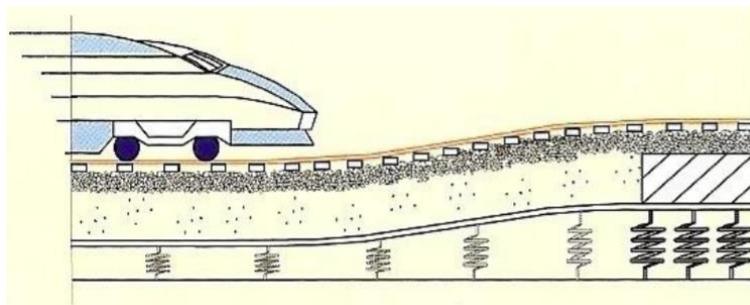


Figura 12. Transición de vía sobre balasto a puente. Fuente: [26]

Un hecho a destacar relacionado con el problema de las transiciones fue el deterioro en esas zonas de transición entre terraplenes y puentes en el trazado de la primera línea de alta velocidad española Madrid-Sevilla diez años después del inicio del trayecto. En ese contexto, dos de los autores citados anteriormente, A. López Pita y P.F.Teixeira, realizaron un trabajo común con el objetivo de analizar las complejidades en dichas transiciones y propusieron un criterio de diseño basado en el uso de rail-pads que reduce el efecto negativo de la pérdida de calidad geométrica [27].

Además de los rail-pads se pueden emplear otros elementos para reducir la rigidez como placas de asiento elástico (*under-sleeper pads*, USP) y mantas elásticas bajo balasto (UBM, *under-ballast mats*). En otro estudio realizado por ambos autores, se simuló el comportamiento vibratorio de vías que incluían estos elementos. El análisis de los resultados obtenidos permitieron formular recomendaciones sobre la mitigación de las vibraciones de la vía y las intervenciones de mantenimiento, es decir, sobre las posibles mejoras que se deben realizar en el diseño de la vía de alta velocidad con balasto, teniendo en cuenta sus necesidades de mantenimiento [28].

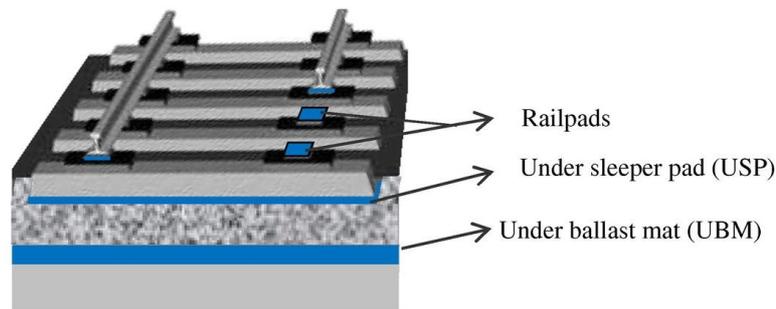


Figura 13. Elementos reductores de rigidez. Fuente: [28]

- Separación entre traviesas. Este tipo de excitación se debe a las diferentes rigideces existentes entre un punto situado encima de la traviesa y otro en un punto medio entre dos traviesas consecutivas. Surge la llamada frecuencia de paso de la traviesa f_{tr} . Normalmente se utiliza una separación de traviesas entre 0,5 y 0,75 metros [29].

$$f_{tr} = \frac{v}{l_t} \quad (2)$$

donde V es la velocidad de circulación del tren y l_t es la separación entre traviesas.

2.1.5 Deformaciones en la rueda

Cuando un tren frena de manera brusca, las ruedas se bloquean y dejan de girar deslizándose por el carril. Esta situación provoca un desgaste severo en la zona de contacto de la rueda con el carril donde se forma un chaflán o plano. Posteriormente, cada vez que la rueda gire, la irregularidad provocará un impacto al carril y se generarán vibraciones [13, 22].

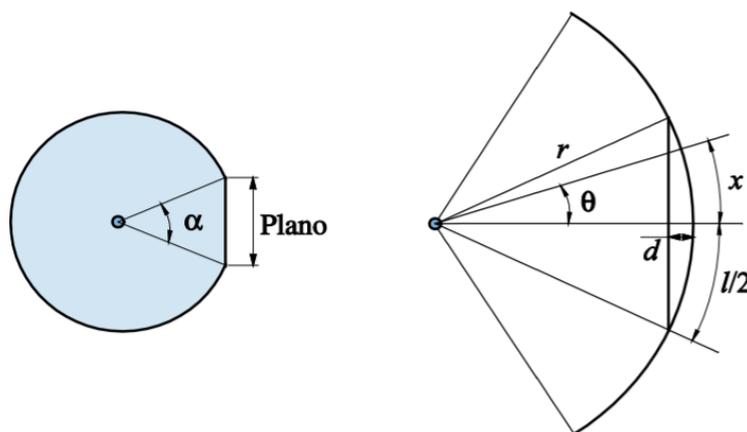


Figura 14. Rueda con plano. Fuente: [13]

Atendiendo a la Figura 14, se puede obtener la siguiente relación geométrica:

$$l = 2r \cos^{-1} \left(\frac{r-d}{r} \right) \quad (3)$$

donde r es el radio de la rueda, d es la profundidad del plano de la rueda y l es la longitud del arco definido por el plano.

A partir de la Ecuación (3) es posible modelizar la irregularidad de la geometría de un plano redondeado en sus extremos atendiendo a la geometría, donde x representa la longitud del arco del perfil de rueda sin plano.

$$\epsilon(x) = \frac{d}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi x}{l} \right) \right); \quad d \approx \frac{l^2}{8r} \quad (4)$$

2.2 Fuerza de contacto rueda-carril

Entre 1886 y 1889, Heinrich Rudolf Hertz publicó dos artículos sobre la mecánica de contacto. Aunque su teoría presentaba limitaciones (solo era aplicable a superficies lisas y con curvatura constante en las zonas próximas al área de contacto), sus estudios han supuesto la base de la teoría de contacto. La solución del problema normal de contacto define el área de contacto como una elipse y la distribución de presiones normales como un elipsoide. De esta forma, la fuerza normal de contacto rueda-carril puede ser estimada por la siguiente ecuación:

$$F(t) = k_H \delta(t)^{3/2} \quad (5)$$

donde k_H es la constante de rigidez del muelle que representa la relación entre fuerza contacto normal, $F(t)$ y la deformación, $\delta(t)$. Su valor dependerá de los radios de curvatura y de las propiedades elásticas de los materiales. La deformación $\delta(t)$ depende del desplazamiento vertical del carril $y_c(t)$, del desplazamiento vertical de la rueda $y_r(t)$, del radio r de la rueda y de las irregularidades ($\epsilon(t)$) existentes entre la rueda y el carril [26].

Incluyendo la expresión de $\delta(t)$, la fuerza de contacto según la teoría no lineal de Hertz queda formulada mediante la expresión:

$$F(t) = \begin{cases} k_H \delta(t)^{3/2} & \text{cuando } \delta(t) = y_c(t) - y_r(t) + r - \epsilon(t) > 0 \\ 0 & \text{cuando } \delta(t) = y_c(t) - y_r(t) + r - \epsilon(t) \leq 0 \end{cases} \quad (6)$$

$\epsilon(t) > 0$ implica una irregularidad que disminuye el radio de la rueda en la zona de contacto (plano en el perfil de la rueda); mientras que $\epsilon(t) < 0$ indica una irregularidad que incrementa el radio real de la rueda.

La fuerza entre la rueda y el carril es una preocupación obvia en la ingeniería ferroviaria. En vista de la dificultad de medir tales fuerzas, se han diseñado modelos matemáticos a partir de los cuales se pueden predecir las fuerzas dinámicas.

Normalmente, el modelo matemático se suele descomponer en el estudio de tres subsistemas: vehículo, vía y el contacto rueda-carril. En la Figura 15 se puede ver el esquema de dos subsistemas: vehículo y contacto rueda-carril. Se trata del modelo de un octavo de vehículo que considera que el tren se puede modelar por dos sistemas masa-suspensión. La suspensión primaria está situada entre el sistema ruedas-eje y el bogie. Es el primer elemento del vehículo encargado de reducir las vibraciones creadas por el contacto rueda-carril. Con la suspensión secundaria se pretende reducir las frecuencias más bajas y se encuentra entre el bogie y el vagón. En la literatura puede encontrarse el modelo dinámico de vehículo que incluye la suspensión primaria y secundaria o bien un modelo simplificado donde solo incluye la suspensión primaria.

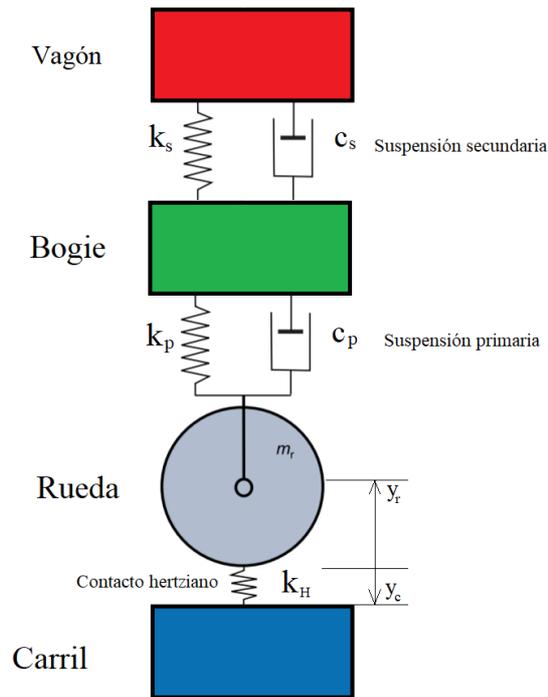


Figura 15. Modelo bidimensional de 1/8 de vehículo con contacto hertziano. Modificado de [26]

El motivo por el que algunos autores utilizan modelos que tienen en cuenta tanto el bogie como el vagón es debido a que las fuerzas de contacto rueda-carril también puede verse afectada por los modos propios de vibración a baja frecuencia del vehículo [22]. Por otro lado, J. Otero Yugat explica en su tesis doctoral [13] que el modelo dinámico del vehículo puede representarse a través de un modelo de un grado de libertad, ya que los movimientos del vagón se excitan a frecuencias muy bajas (inferiores a 10 Hz). Estas frecuencias son cercanas al límite inferior del intervalo de interés para el estudio de las vibraciones generadas por el contacto.

2.3 Receptancia de la vía según los distintos modelos dinámicos de la vía

La receptancia del carril es la función de respuesta en frecuencia empleada en el análisis vibratorio vertical de una vía de tren. Se define como el cociente del desplazamiento de la vía y la fuerza aplicada en un punto para cada frecuencia.

$$R(f) = \frac{y_c(f)}{F(f)} \quad ; \quad F(f) = F e^{i2\pi f t} \quad ; \quad y_c(f) = y_c e^{i(2\pi f t + \varphi)} \quad (7)$$

donde y_c representa la amplitud del desplazamiento vertical del carril, F la amplitud de la fuerza vertical aplicada al carril y φ la fase de la receptancia.

La receptancia describe el comportamiento vibratorio de la vía y puede calcularse según modelo de vía usado (ver Figura 16). Si se utiliza un modelo continuo, la receptancia será independiente de la posición a lo largo de la vía. Sin embargo, con el modelo de vía discreto, la receptancia sí depende de la posición de la rueda.

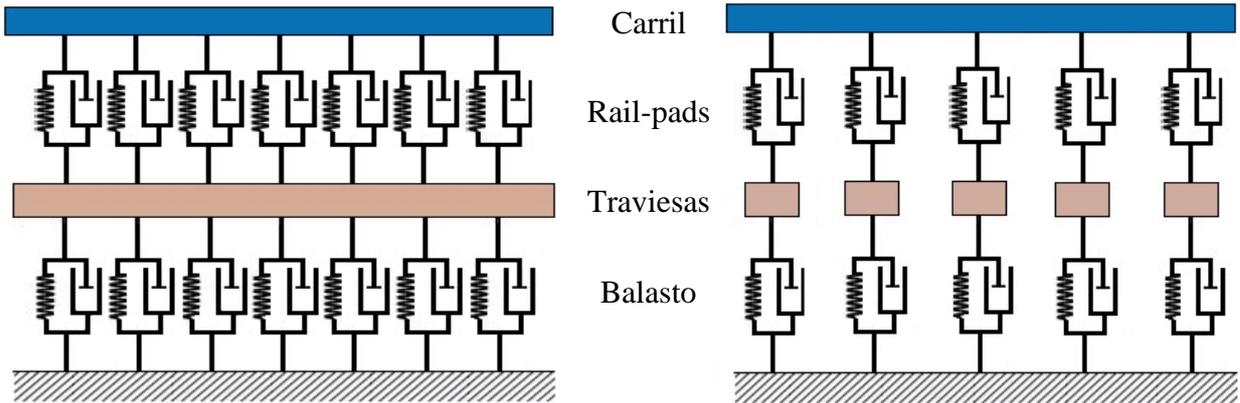


Figura 16. Modelos dinámicos de vías: continuo (izquierda) y discreto (derecha)

En ambos modelos se incluye medio raíl recto en el que intervienen los rail-pads, las traviesas y el balasto.

- Carril. El riel puede ser representado como una viga infinita de Euler-Bernoulli o de Timoshenko. El modelo de Timoshenko considera la deformación por cortante y la inercia de rotación, las cuales son significativas a altas frecuencias (2500 Hz). Por encima de estas frecuencias, la teoría de Timoshenko no es válida ya que la sección transversal del raíl sufre tensiones significativas y es necesario un modelo con deformaciones en la sección [30]. En publicaciones de diversos autores [13, 17, 29, 31], se afirma que las diferencias entre las respuestas dinámicas obtenidas para los dos modelos de raíl (Timoshenko y Euler) no son significativas para intervalos de frecuencias entre 10-400 Hz.

En la Figura 17 se puede observar que la tendencia de ambos modelos de carril es la misma. Sin embargo, la amplitud el tercer pico de la receptancia y la frecuencia difiere según el modelo de carril empleado.

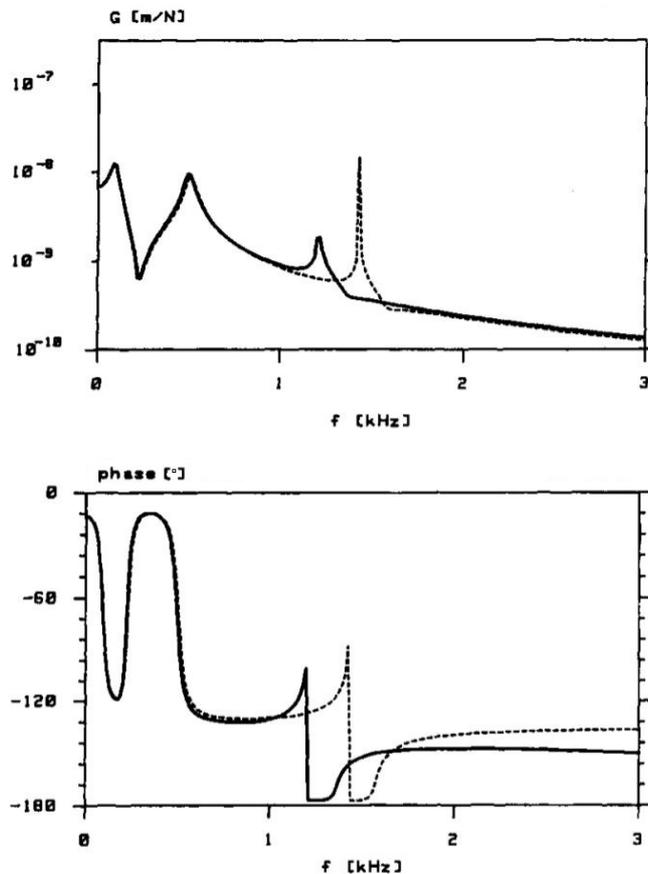


Figura 17. Receptancia vertical (módulo y fase). Línea continua: viga Timoshenko; línea discontinua: viga Euler. Fuente: [31]

- Rail-pads. Alfombras elásticas de poliuretano que se interponen entre el carril de acero y las traviesas para proteger la parte superior de la traviesa contra el desgaste y los impactos. Su función es esencial para reducir el ruido y las vibraciones ocasionadas por las irregularidades en las ruedas y en la vía. Además, con su uso se consigue que la distribución de la carga sea sobre una superficie mayor y por tanto, se elimine la concentración de carga y de tensiones de fatiga resultantes. Se suelen representar con un muelle, k_{r-p} y un amortiguador, c_{r-p} . Puede presentar una rigidez entre 30 y 200 kN/mm dependiendo de la aplicación y geometría [32].

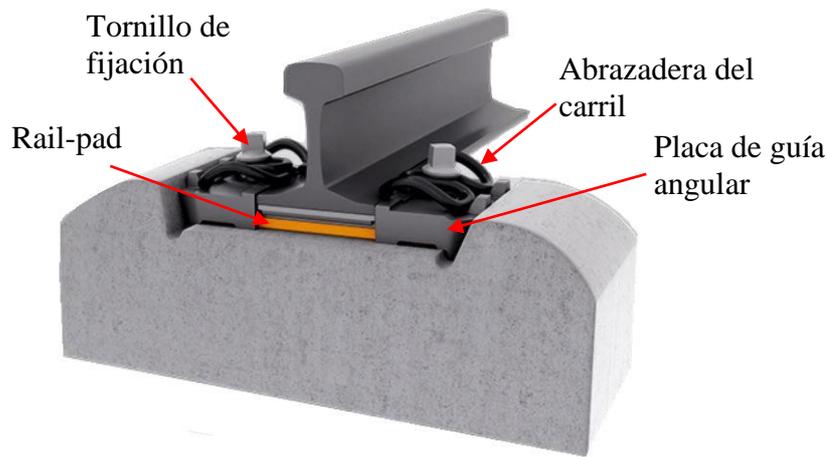


Figura 18. Esquema del apoyo de un carril sobre la traviesa con rail-pad. Fuente: [32]

- Traviesas. En el modelo continuo, las traviesas se consideran como masas uniformemente distribuidas según la dirección del carril, mientras que en el modelo discreto, siendo más realista, considera las traviesas como masas concentradas separadas una distancia l_t . Normalmente se suele utilizar una separación constante entre traviesas recomendable de 0,5 a 0,75 m. Estos valores no han sido escogidos aleatoriamente sino que como se mostrará más adelante, en un intervalo de frecuencias altas, si la longitud de onda de las ondas de flexión en el carril se hace comparable con la distancia entre traviesas se puede alcanzar la resonancia [17].

En la ya mencionada tesis de J. Otero Yugat se realiza el cálculo de la receptancia de una vía discreta y continua modelizadas ambas con los mismos parámetros de la vía. Tras el análisis de los resultados, se concluyó que la receptancia no muestra diferencias significativas durante el intervalo de frecuencias de 0 a 500 Hz. Con unos parámetros vía estándares, dichas frecuencias se consiguen a velocidades inferiores a 100 km/h.

Las gráficas resultantes del estudio se muestran en la Figura 19, Figura 20 y Figura 21. En ellas se puede observar que tanto en módulo como en fase, las curvas presentan un comportamiento similar hasta los 500-600 Hz. Los picos se dan en 57 Hz y 363 Hz. El tercer pico en el modelo discreto se produce a una frecuencia de 823 Hz y es conocido como frecuencia pin-pin. En el caso de la vía discreta, se ha considerado una separación de traviesas de 0,75 m y que la fuerza excitadora está aplicada justo sobre una traviesa.

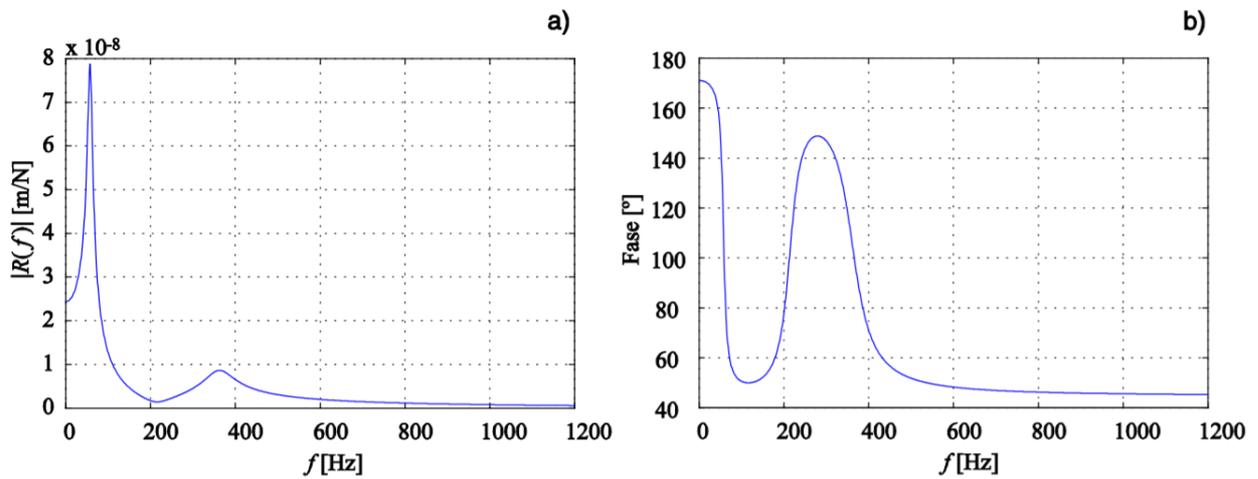


Figura 19. Receptancia vertical de la vía del modelo con traviesas continuas. a) Módulo b) Fase. Fuente: [13]

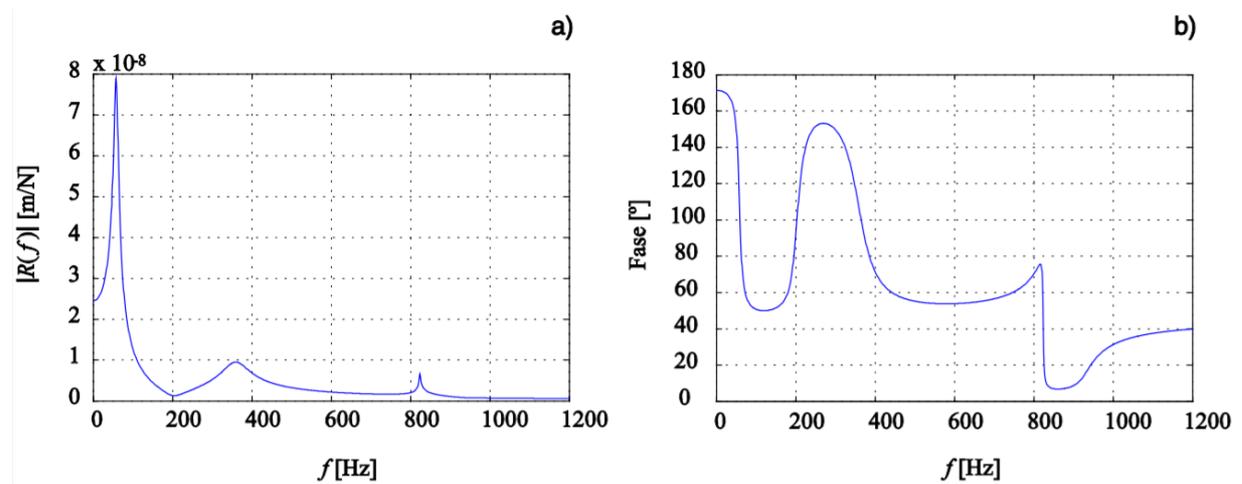


Figura 20. Receptancia vertical de la vía del modelo con traviesas discretas. a) Módulo b) Fase. Fuente: [13]

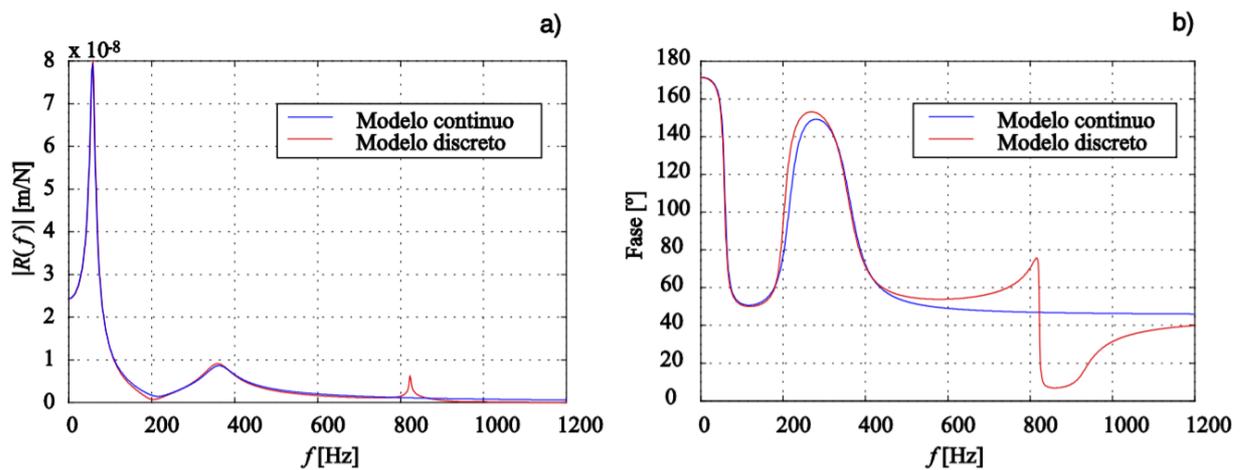


Figura 21. Comparativa de las receptancias de los modelo continuo y discreto. a) Módulo b) Fase. Fuente: [13]

- Balasto. Las partículas que forman el balasto son las responsables de amortiguar las vibraciones, soportar los esfuerzos y redistribuir las presiones sobre el suelo. Por lo general, se suele cosiderar como una serie de muelles y amortiguadores situados debajo de las traviesas como se representó en la Figura 16. En la sección 2.5 se considera un nuevo modelo de vía más realista en el cual a parte de darle propiedades amortiguadoras y elásticas al balasto, se incluye la masa.

2.4 Comportamiento dinámico de la superestructura

La Tabla 8 mostrada a continuación da una idea aproximada sobre el comportamiento dinámico de los componentes de la superestructura, así como el daño que se produce en los distintos intervalos de frecuencia: baja, media y alta.

| Intervalo de frecuencias | Baja frecuencia 0 – 20 Hz | Media frecuencia 40 – 400 Hz | Alta frecuencia 400 – 1500 Hz |
|--------------------------|--|--------------------------------------|----------------------------------|
| Parte de la vía | Infraestructura | Superestructura (excepto carril) | Carril |
| Percepción humana | Vibración del vehículo (pérdida del confort), vibraciones sobre edificio y ruido | Ruido | Ruido |
| Daños | Daños en la subestructura y en los bogies, ejes y ruedas | Daños en la superestructura y ruedas | Daños en los carriles y ruedas |

Tabla 8. Visión general de los intervalos de frecuencias. Fuente: [33, 34]

El comportamiento vibratorio de la vía sobre balasto, como se ha visto en la representación de las receptancias de las Figura 19-21, contiene frecuencias de resonancia y anti-resonancia. Entre ellas, hay que destacar tres modos de vibración característicos de la vía sobre balasto:

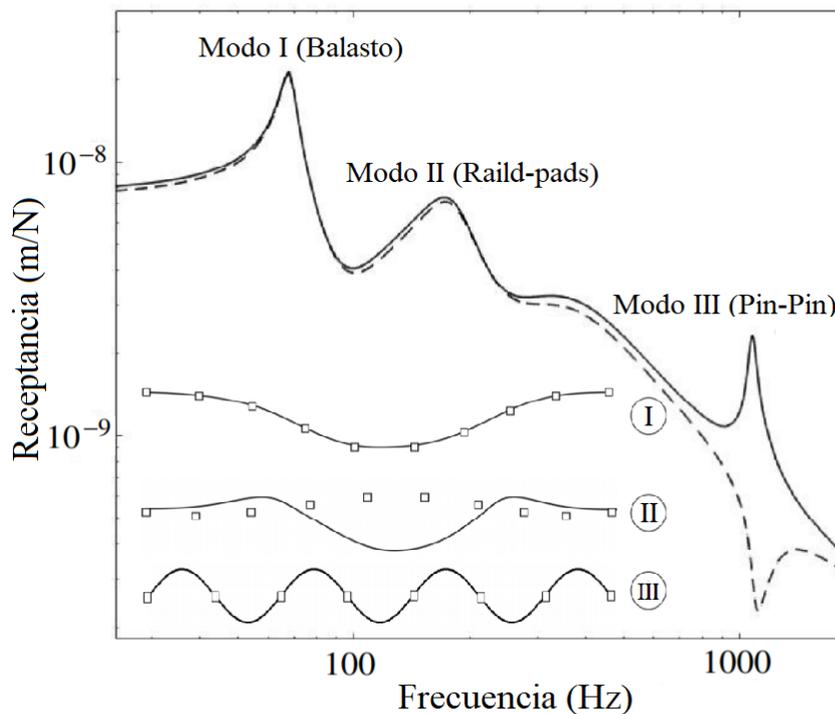


Figura 22. Función de transferencia de la vía. Línea continua: la carga se encuentra entre dos traviesas; línea discontinua: la carga se encuentra en una traviesa. La forma de los modos se representa cualitativamente. Modificado de [29]

- Modo I. El rango de frecuencia en el que se suele producir el modo es entre 50 y 300 Hz y depende principalmente de las propiedades del balasto. Cuando se produce la resonancia corresponde a la vibración de la superestructura sobre la capa de balasto.
- Modo II. El segundo modo se encuentra entre 200 y 600 Hz. Este modo está asociado con la vibración de los carriles sobre las traviesas. Los rail-pads, situados entre el carril y la traviesa, actúan como muelles por lo que esta resonancia depende en gran medida de la rigidez y amortiguamiento de los rail-pads, las propiedades del carril y de la masa de las traviesas.

- Modo III (modo pin-pin). Suele producirse en el intervalo de frecuencias comprendido entre 600 y 1100 Hz. La resonancia sucede si la longitud de onda de vibración de flexión del carril coincide con el doble de la distancia que separa dos traviesas. El modo de vibración se asemeja a una especie de flexión entre puntos discretos o pines. La vía se puede comportar de manera distinta si se calcula la receptancia con la carga situada en el punto medio de las dos traviesas o sobre una de ellas. Cuando se aplica la carga entre dos traviesas la resonancia que se obtiene es según el modo de la frecuencia pin-pin, mientras que si se aplica la carga sobre una traviesa, se obtiene una antiresonancia en ese punto (ver curva A de la Figura 23).

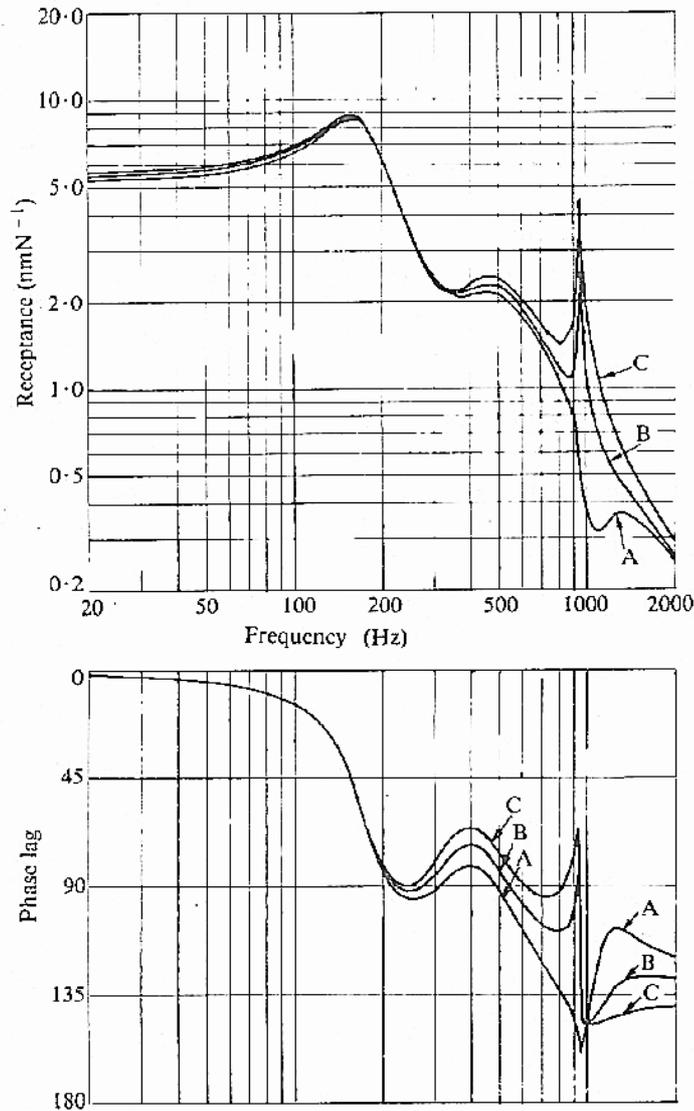


Figura 23. Receptancia vertical en un modelo de vía discreto. A. Carga aplicada sobre la traviesa; B. Carga aplicada a $l_t/4$; C. Carga aplicada en el punto medio entre dos traviesas. Fuente: [17]

La frecuencia pin-pin, f_{pp} , se puede determinar según el modelo de raíl basado en la viga de Euler-Bernoulli, donde m_c es la masa del carril por unidad de longitud, l_t es la distancia entre traviesas y EI es la rigidez a la flexión del carril.

$$f_{pp} = \frac{\pi}{2l_t^2} \sqrt{\frac{EI}{m_c}} \quad (8)$$

Sin embargo, como se demostró en la sección 2.3 a altas frecuencias el modelo de raíl de Timoshenko presenta una mejor aproximación a la vía real, por lo que no sería correcto usar la expresión anterior. En la investigación desarrollada en [17] se realizó una comparativa entre la receptancia de un modelo de vía discreto teórico usando el modelo de raíl según la viga de Timoshenko y mediciones experimentales realizadas a finales del año 1975. Dicha comparativa

concluyó una buena concordancia cualitativa en el rango de frecuencias excitadas. Sin embargo, los valores de las frecuencias de pin-pin diferían.

Según la Ecuación (8) la frecuencia de pin-pin es 950 Hz, mientras que el valor observado es de 770 Hz. Cálculos detallados con las soluciones analíticas de Timoshenko en [17] han ajustado 766 Hz.

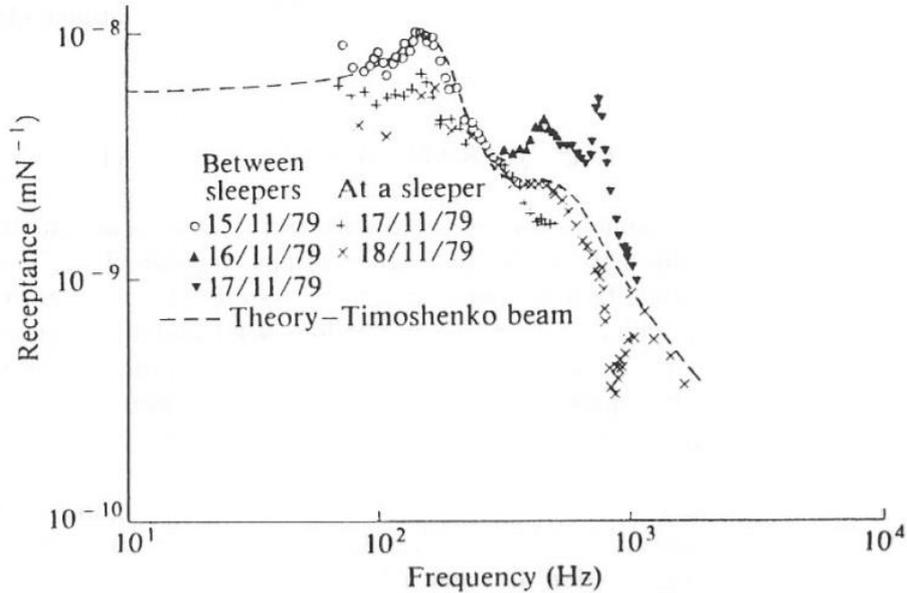


Figura 24. Comparativa entre la receptancia teórica según el modelo de Timoshenko (- - -) y la receptancia experimental sobre la traviesa (+ ; x) y entre la traviesa (o; ▲; ▼). Fuente: [17]

En [35] se explicó otro motivo por el que la Ecuación (8) no es una buena aproximación para determinar la frecuencia pin-pin. Esta expresión está basada en una viga infinitamente larga y apoyada en puntos pequeños pero rígidos. La asimilación de que estos puntos son rígidos no es realista en la práctica ferroviaria. Como ya se ha comentado, el carril se encuentra separado de las traviesas por los rail-pads y las traviesas están apoyadas sobre el balasto. Estos elementos elásticos pueden influir en la resonancia del pin-pin. En consecuencia, el autor definió la frecuencia de resonancia de rail-pad, f_{r-p} y la frecuencia de la traviesa sobre el balasto f_b asociados a los modos II y I respectivamente.

Además, llevó a cabo experimentos en un programa de elementos finitos con el objetivo de obtener una expresión de las tres frecuencias características en función de la sensibilidad de estas ante el valor que tomen los parámetros de la vía. Los datos usados de la vía fueron los mismos que en el análisis de [17].

Los resultados obtenidos por el software de elementos finitos fueron:

$$f_{pp} = 775 \text{ Hz}; \quad f_{r-p} = 473 \text{ Hz}; \quad f_b = 140 \text{ Hz}$$

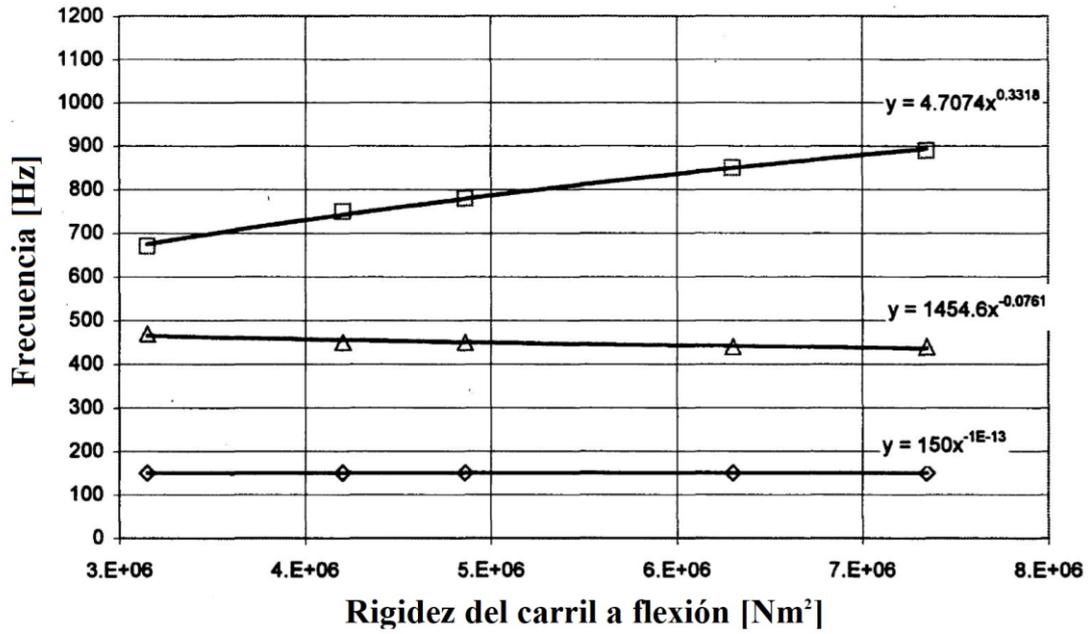


Figura 25. Sensibilidad de la rigidez del carril a flexión EI a las frecuencias de resonancia. f_{pp} (\square); f_{r-p} (\triangle); f_b (\diamond). Fuente: [35]

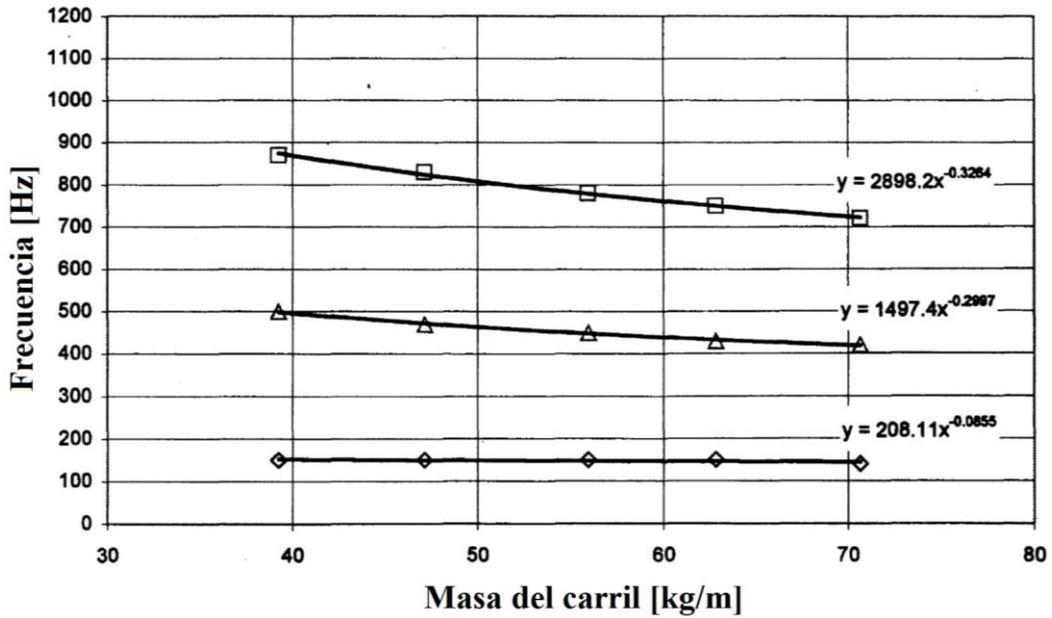


Figura 26. Sensibilidad de la masa del carril m_c a las frecuencias de resonancia. f_{pp} (\square); f_{r-p} (\triangle); f_b (\diamond). Fuente: [35]

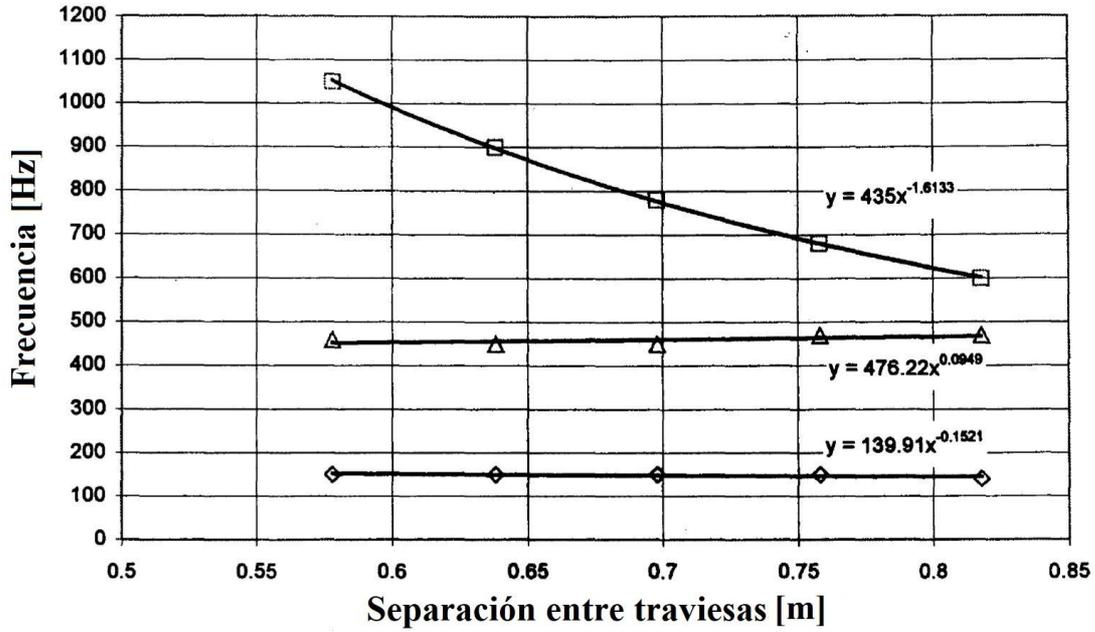


Figura 27. Sensibilidad de la separación entre traviesas l_t a las frecuencias de resonancia. f_{pp} (\square); f_{r-p} (\triangle); f_b (\diamond). Fuente: [35]

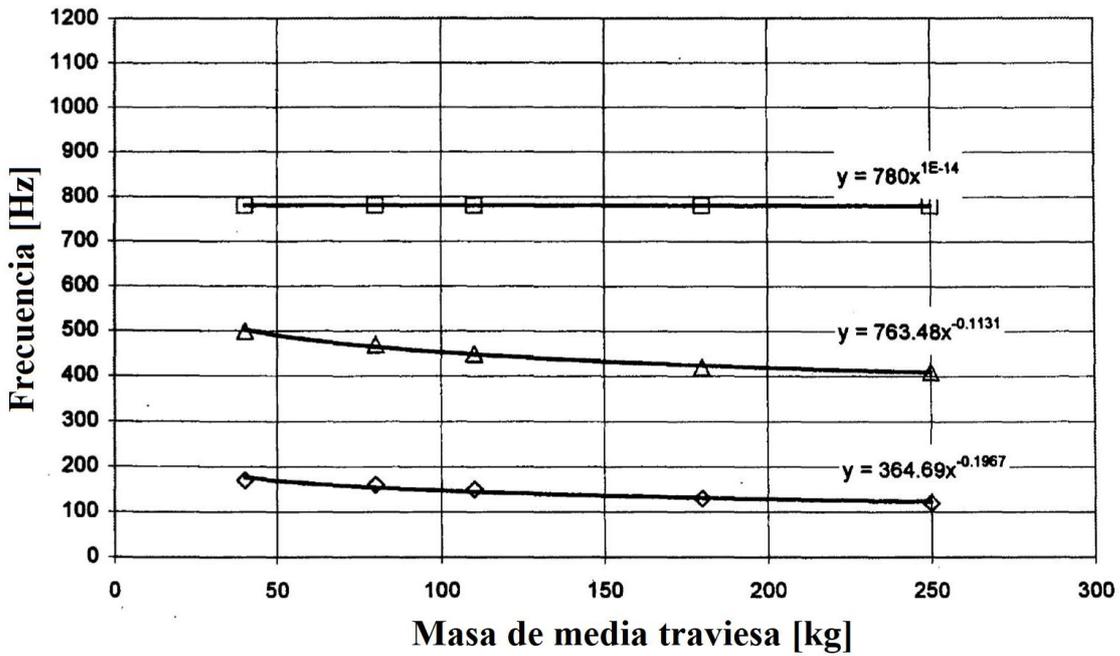


Figura 28. Figura 29. Sensibilidad de la masa de la traviesa m_t a las frecuencias de resonancia. f_{pp} (\square); f_{r-p} (\triangle); f_b (\diamond). Fuente: [35]

Con estas gráficas y otras similares de la sensibilidad de la rigidez del balasto k_b y de los railpads k_{r-p} . De Man [35] llegó a las expresiones aproximadas de las tres frecuencias asociadas a los modos de vibración.

$$f_{pp} = 10,2l_t^{-1,61} \cdot EI^{0,33} \cdot m_c^{-0,33} \quad (9)$$

$$f_b = 0,0253l_t^{-0,15} \cdot EI^{-0,20} \cdot k_b^{0,50} \quad (10)$$

$$f_{r-p} = 0,0275m_c^{-0,30} \cdot m_t^{0,33} \cdot k_{r-p}^{-0,33} \quad (11)$$

2.5 Modelo dinámico de vía discreta con balasto

Algunos autores en sus estudios vibratorios de la vía han preferido incluir la influencia del balasto, tanto a nivel elástico y amortiguador, como elemento que aporta masa [22, 36].

En [36] se realiza un estudio de las vibraciones del balasto, factor con gran importancia en las vías convencionales. Los autores de este artículo elaboraron un modelo de balasto que posteriormente fue comparado con un experimento a escala real, donde concluyeron que los resultados teóricos concordaban correctamente con los resultados medidos. El rango de frecuencia de resonancia de la vibración del balasto calculado es de 70 a 100 Hz siendo de 80 a 110 Hz el medido.

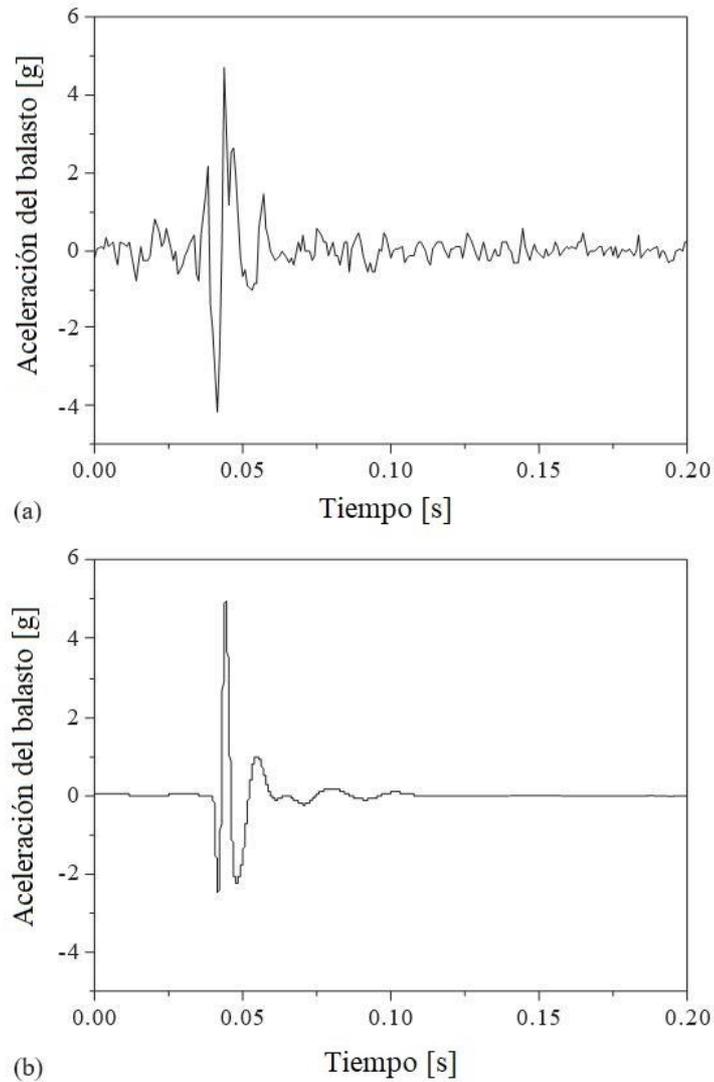


Figura 30. Evolución a lo largo del tiempo de la aceleración del balasto (a) resultados experimentales (b) resultados teóricos. Fuente: [36]

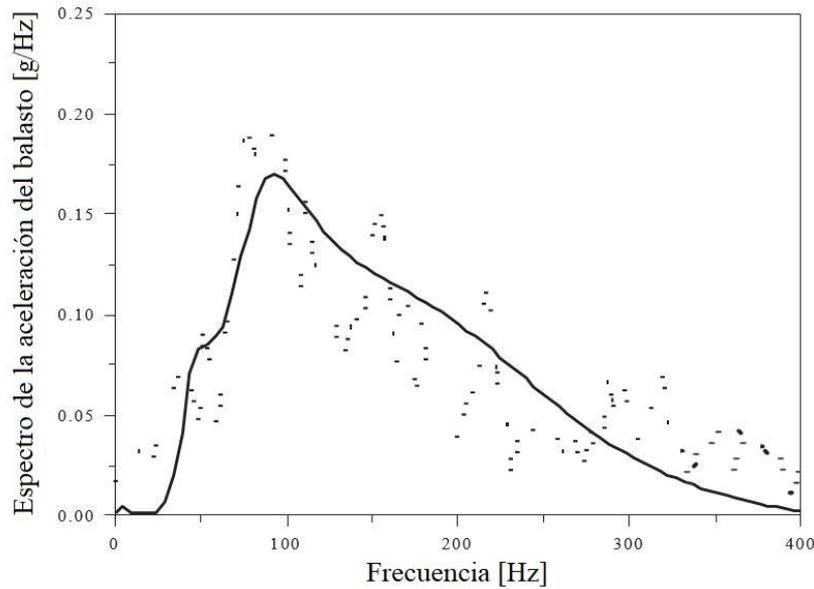


Figura 31. Comparación del espectro de frecuencia de la aceleración del balasto. Resultados teóricos (línea continua) y resultados experimentales (····). Fuente: [36]

El modelo teórico de balasto con el que obtuvieron los resultados anteriores estaba basado en la hipótesis de que la transmisión de carga de una traviesa al balasto coincide aproximadamente con una distribución de un cono (ver Figura 32). Asumiendo esta hipótesis, la parte vibratoria del balasto es únicamente la región del cono y por lo tanto, el balasto se puede modelar como una serie de masas distribuidas debajo de las traviesas.

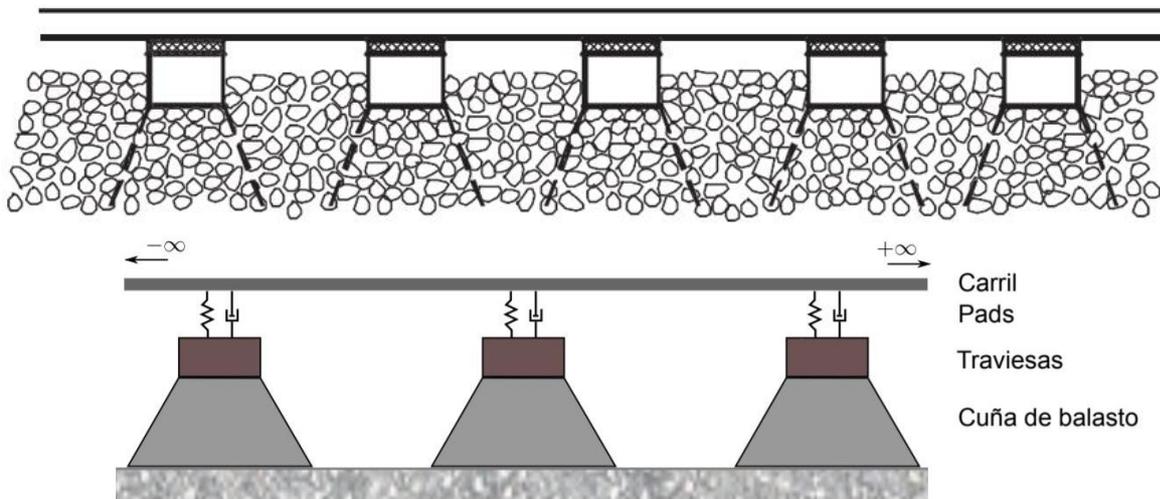


Figura 32. Región de distribución de la carga en balasto. Fuente: [22, 36]

El modelo de balasto establecido se basa en el supuesto de que no hay solapamiento de conos adyacentes. Según la Figura 33, la masa del balasto m_b queda definida según la Ecuación (12) en el caso de que no haya solapamiento y como la Ecuación (13) si existe solapamiento.

$$m_b = \rho_b h_b \left[l_e l_b + (l_e + l_b) h_b \tan \alpha + \frac{4}{3} h_b^2 \tan^2 \alpha \right] \quad (12)$$

$$m'_b = \rho_b \left[h_b l_b (l_e + h_b \tan \alpha) + \tan \alpha (h_b^2 - h_0^2) l_e + \frac{4}{3} (h_b^3 - h_0^3) \tan^2 \alpha \right] \quad (13)$$

donde la altura de las zonas que se solapan se calcula mediante la siguiente expresión:

$$h_0 = h_b - \frac{l_t - l_b}{2 \tan \alpha} \quad (14)$$

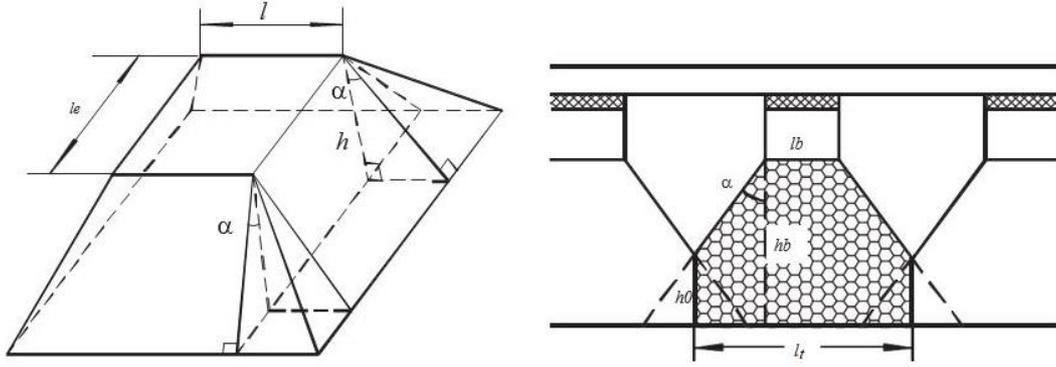


Figura 33. Esquema y parámetros que definen la cuña de balasto

Igualmente, la rigidez del balasto puede ser calculada mediante dos expresiones, según haya o no solapamiento (Ecuación (15) sin solapamiento y Ecuación (16) con solapamiento) donde E_b es el módulo elástico del balasto.

$$k_b = \frac{2(l_e - l_b) \tan \alpha}{\ln[(l_e/l_b) \cdot (l_b + 2h_b \tan \alpha)/(l_e + 2h_b \tan \alpha)]} E_b \quad (15)$$

$$k'_b = \frac{k_{b1} k_{b2}}{k_{b1} + k_{b2}} \quad (16)$$

con

$$k_{b1} = \frac{2(l_e - l_b) \tan \alpha}{\ln[(l_e/l_s)/(l_b(l_e + l_s - l_b))]} E_b \quad (17)$$

y

$$k_{b2} = \frac{l_t(l_t - l_b + 2l_e + 2h_b \tan \alpha) \tan \alpha}{l_b - l_t + 2h_b \tan \alpha} E_b \quad (18)$$

La rigidez de la plataforma (k_p) se puede expresar mediante el producto del área inferior del cono y el módulo elástico de la plataforma, E_p .

$$k_p = (l_e + 2h_b \tan \alpha)(l_b + 2h_b \tan \alpha) E_p \quad (19)$$

En el caso de que haya solapamiento el módulo elástico de la plataforma es modificado según la siguiente expresión:

$$E'_p = l_t(l_e + 2h_b \tan \alpha) E_f \quad (20)$$

2.5.1 Variación de la receptancia según la modificación de los parámetros de la vía

Basándose en este modelo de balasto, G.K Nguyen en su tesis doctoral [22] desarrolla un nuevo modelo dinámico de la vía convencional en el que se incluye la rigidez y el amortiguamiento del balasto y de la plataforma de manera independiente y la masa del balasto.

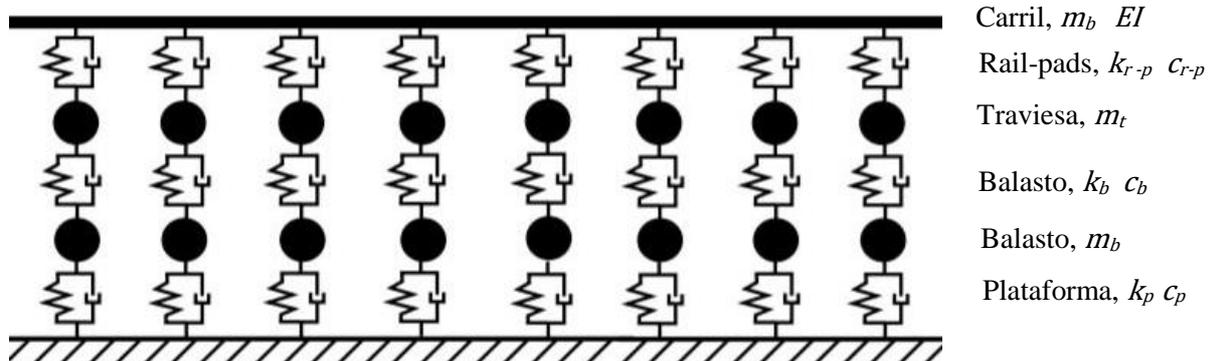


Figura 34. Modelo discreto de la vía sobre balasto con el nuevo modelo de balasto. Fuente: [22]

Para analizar la influencia de los elementos que componen el modelo, la autora modificó la rigidez de los rail-pads (k_{r-p}), la masa de las traviesas (m_t), la rigidez del balasto (k_b) y la rigidez de la plataforma (k_p). Los datos que empleó en el cálculo de la receptancia se muestran en la Tabla 9.

| Notación | Descripción | Valor |
|-----------|---|---|
| L | Longitud del modelo | 90 m |
| h_b | Espesor de la capa de balasto | 0,40 m |
| l_t | Separación entre traviesas | 0,60 m |
| l_b | Ancho inferior de la traviesa | 0,30 m |
| l_e | Longitud de soporte efectivo de la mitad de la traviesa | 0,95 m |
| α | Ángulo de distribución de la tension | 35° |
| m_c | Masa lineal del carril | 60.34 kg/m |
| I | Momento de inercia del carril | 3055 cm ⁴ |
| E | Módulo de elasticidad del carril | 480 N/m ² |
| A | Área transversal del carril | 78,86 cm ² |
| k_{r-p} | Rigidez de los rail-pads | 100 MN/m |
| c_{r-p} | Amortiguamiento de los rail-pads | 0,0015 MN·s/m |
| k_b | Rigidez del balasto | 100 MN/m |
| c_b^* | Amortiguamiento del balasto | 0,0253 MN·s/m |
| E_b | Módulo de elasticidad del balasto | 68,44 MN/m ² |
| ρ_b | Densidad del balasto | 1800 kg/m ³ |
| m_t | Masa de media traviesa | 160 kg |
| ρ_t | Densidad de la traviesa | 2400 kg/m ³ |
| E_t | Módulo de elasticidad de la traviesa | 38,45 · 10 ³ MN/m ² |
| k_p | Rigidez de la plataforma | 80 MN/m |
| c_p^* | Amortiguamiento de la plataforma | 0,0455 MN·s/m |
| E_p | Módulo de elasticidad de la plataforma | 90 MN/m ² |

*El coeficiente de amortiguamiento del balasto y de la plataforma han sido obtenidos como el 10% de sus amortiguamiento críticos.

Tabla 9. Propiedades mecánicas de los elementos de la vía sobre balasto. Fuente [22]

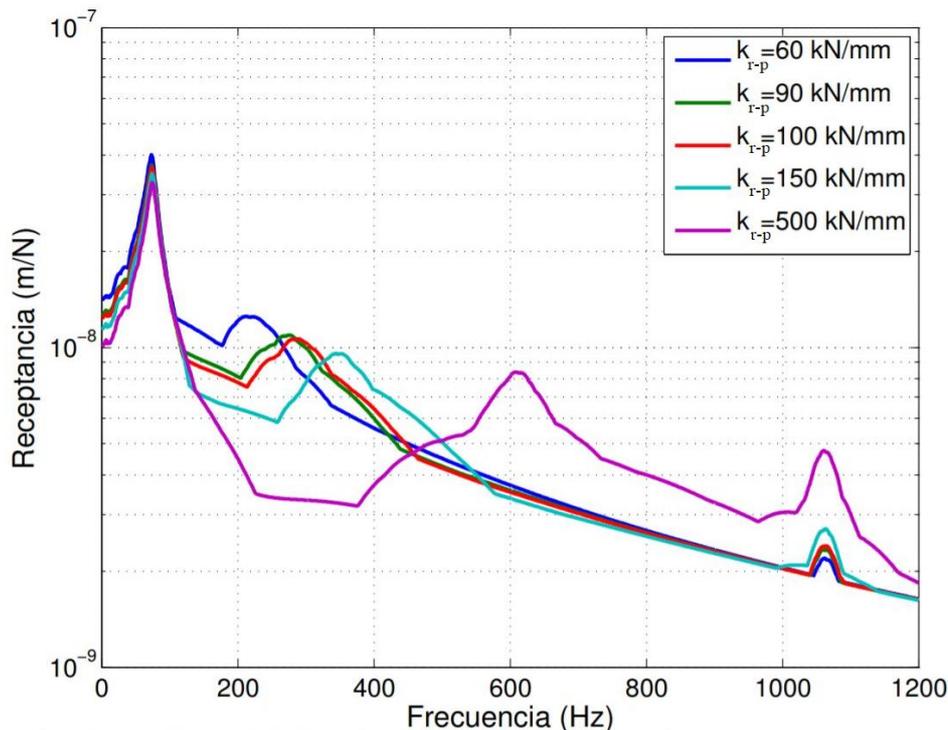


Figura 35. Variación de receptancia según k_{r-p} . Fuente: [22]

En la Figura 35 se aprecia lo descrito anteriormente en la sección 2.4: el segundo modo de vibración está influenciado principalmente por la rigidez de los rail-pads. Inicialmente la frecuencia f_{r-p} tenía un valor de 212 Hz llegando a alcanzar 610 Hz. Sin embargo, la amplitud de los picos de la receptancia apenas varía de $1,2501 \cdot 10^{-8}$ m/N a $8,3738 \cdot 10^{-9}$ m/N. Los otros dos modos de vibración no muestran diferencias en el valor de la frecuencia pero en el modo pin-pin sí se aprecia una variación en la amplitud de la receptancia según la rigidez de los rail-pads.

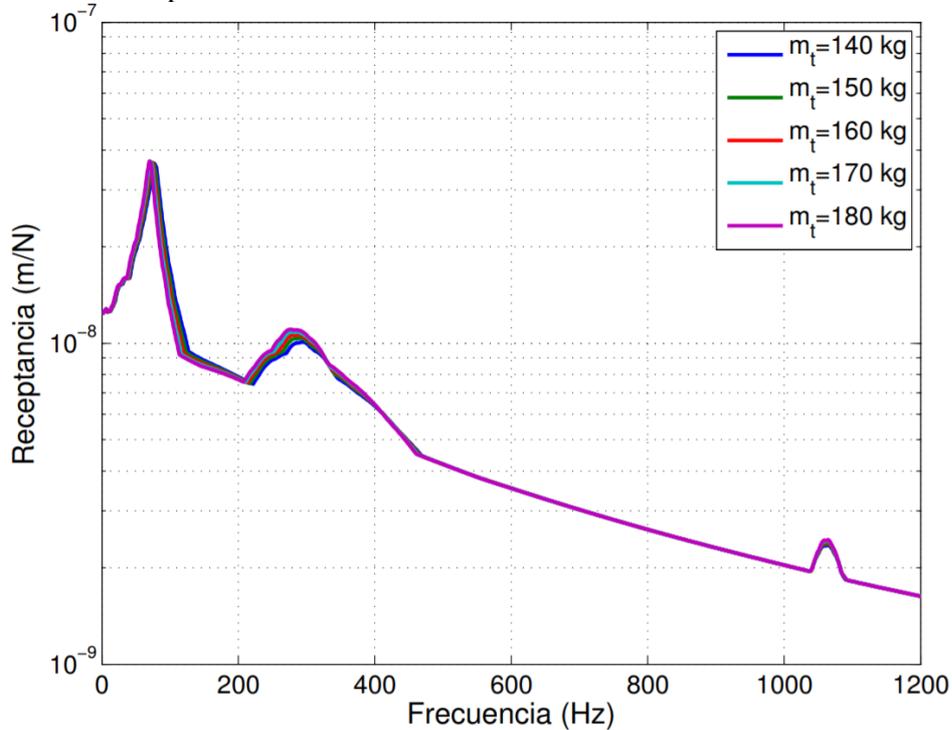


Figura 36. Variación de receptancia según m_t . Fuente: [22]

Variando la masa de las traviesas, no se observan cambios significativos ni en la en amplitud, ni en el valor de las tres frecuencias características (ver Figura 36). La traviesa, que únicamente aporta una masa vibrante, debería alterar el modo II. Sin embargo las diferencias apenas son notables.

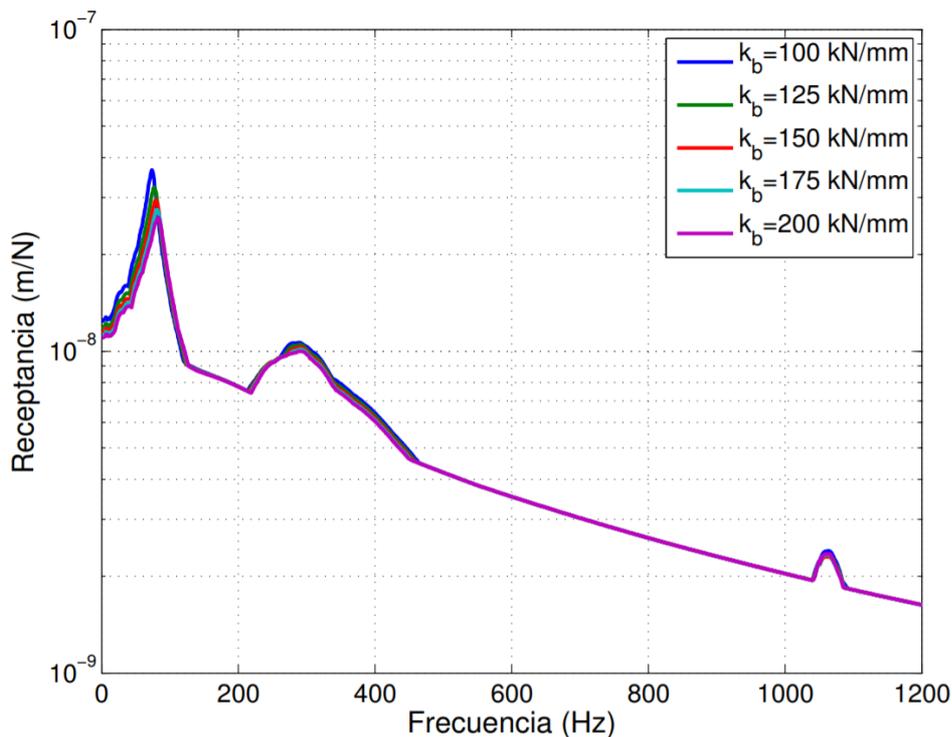


Figura 37. Variación de receptancia según k_b . Fuente: [22]

La influencia de los distintos valores de rigidez del balasto se refleja en la Figura 37. El modo I es el que se ve más afectado tanto en frecuencia como en amplitud del pico de la receptancia. El aumento de la rigidez del balasto implica una disminución en la amplitud y un aumento de la frecuencia de 74 a 84 Hz. Como se había descrito en la sección anterior, el modo I es el que está asociado a la vibración de la superestructura sobre el balasto, siendo las propiedades físicas del balasto las más influyentes.

Por último, en la Figura 38, al igual que en la Figura 37, un aumento de rigidez de la plataforma influye en el primer modo de vibración. Mientras mayor sea la rigidez de la plataforma, mayor será la frecuencia del modo. La amplitud del pico de la frecuencia del modo I y el comportamiento de los restantes apenas muestran diferencias.

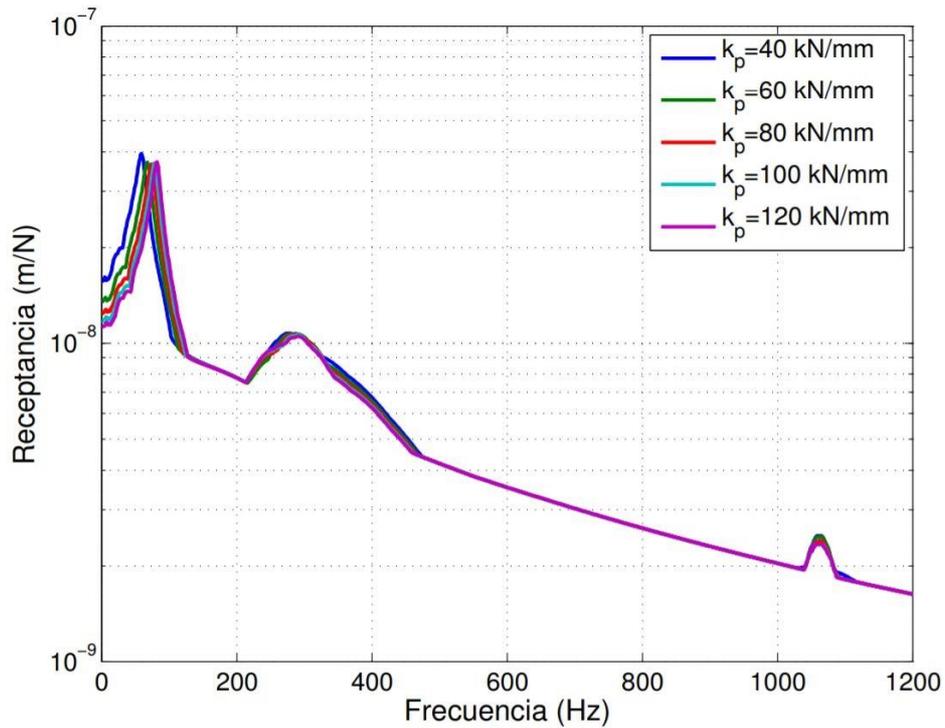


Figura 38. Variación de receptancia según k_p . Fuente: [22]

3 DESCRIPCIÓN DEL CIRCUITO FERROVIARIO

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.

Los elementos mecánicos que componen el circuito, que se detallarán a continuación, permiten la alteración voluntaria y precisa de su geometría para conseguir la reproducción de diversos defectos típicos de geometría de la vía, como los que pueden encontrarse en los trazados reales. Los ensayos experimentales más importantes que se podrán desarrollar gracias al circuito son los siguientes:

- Auscultación de vías, determinación de las irregularidades geométricas en los carriles y la respuesta dinámica de los vehículos ante estas irregularidades.
- Estimación de las fuerzas de contacto rueda/carril.
- Simulación embarcada en tiempo real.
- Vibraciones transmitidas al terreno.
- Contaminación acústica debida al ruido producido por este medio de transporte.

El desarrollo del trazado ferroviario a lo largo de la cubierta está caracterizado por ser totalmente horizontal a excepción de los últimos 12 metros de longitud, donde existe un desnivel de 15 centímetros.

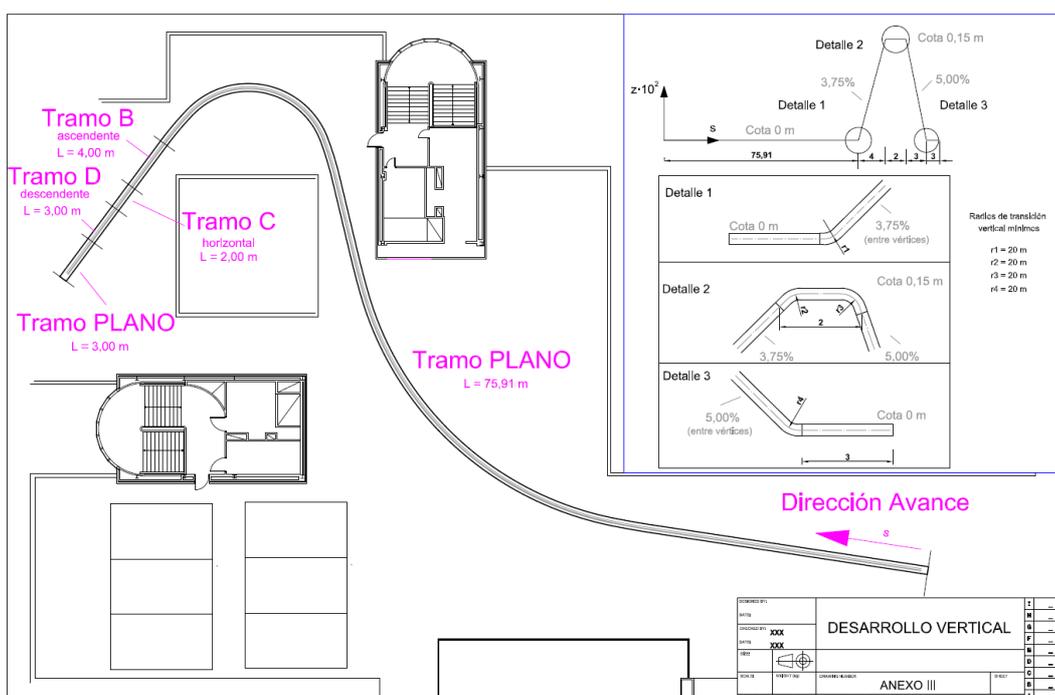


Figura 39. Alzado del circuito. Pendiente de los tramos

| 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 10. Inclinación de los tramos del circuito

3.1 Infraestructura

La infraestructura está compuesta de una serie de mesas atornilladas de acero al carbono galvanizado en caliente. Para lograr los 90 metros de longitud se disponen 47 mesas formando tramos rectos y curvos. Las mesas están dotadas de pies regulables que permiten modificar la pendiente y adaptarse a la la inclinación de la cubierta.

Sobre la estructura de las mesas, se encuentran atornilladas unas chapas de 6 mm de espesor del mismo material de las mesas. Disponen de una serie de orificios destinados a alojar la tornillería correspondiente a los soportes de la vía.

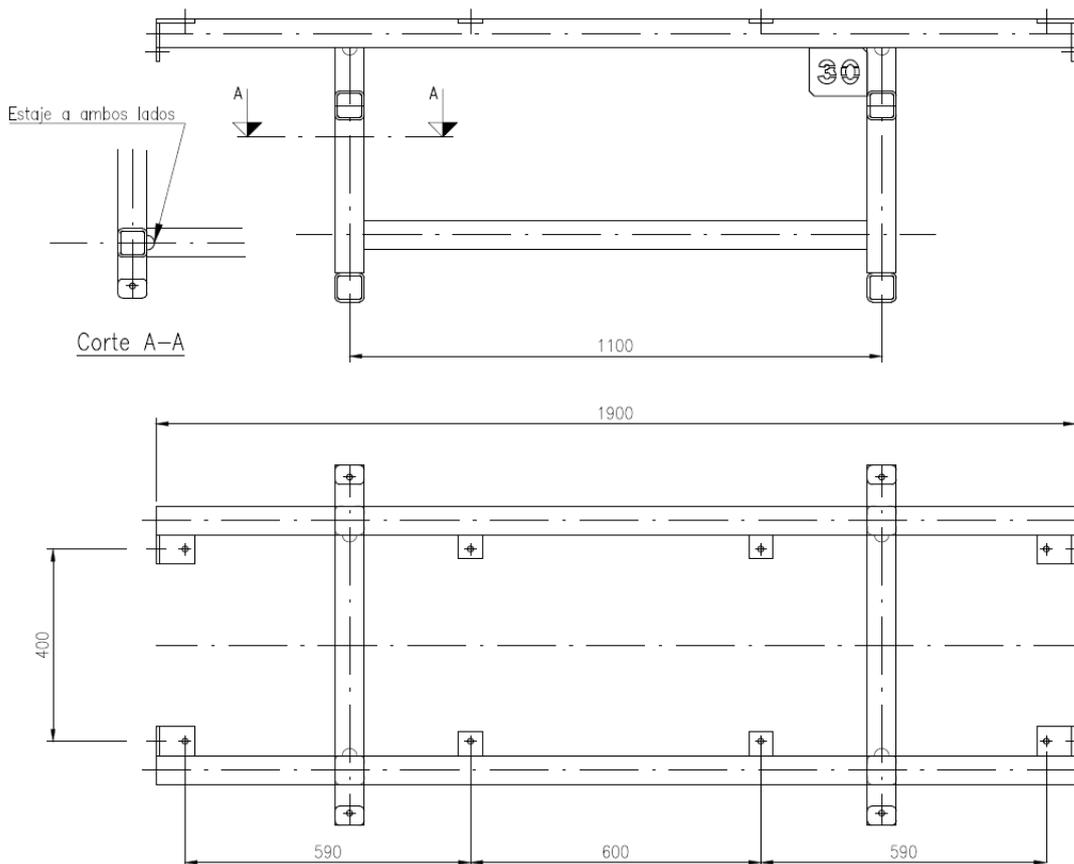


Figura 40. Alzado y planta de la mesa 30. Medidas en mm

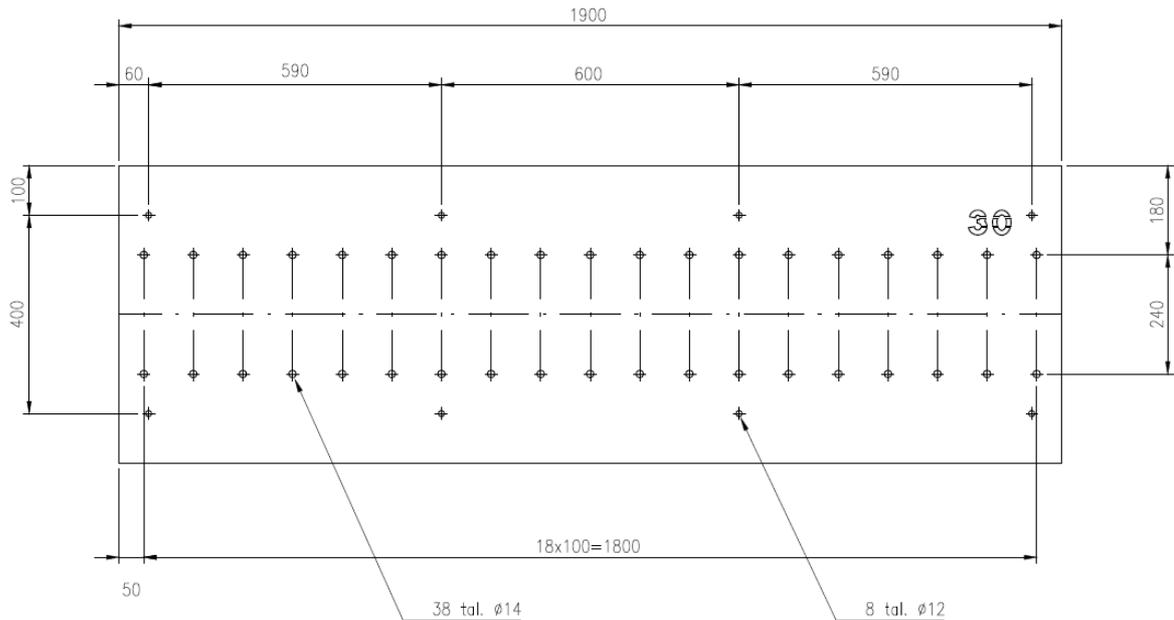


Figura 41. Planta de la chapa. Medidas en mm

3.2 Mecanismos de apoyo

Los mecanismos de apoyo se encuentran sobre la chapa unidos a través de dos tornillos principales (16). En ellos se sitúan dos placas que sirven de soporte al resto del mecanismo. La separación entre ellas puede ser modificada gracias al tensor (19).

Sobre las placas se encuentra el cuerpo central (11) que junto a la mordaza (9) sujeta el carril (10). El cuerpo central puede ser ajustado verticalmente gracias a los prisioneros (12). La brida (2) es la encargada de mantener la posición del cuerpo central fijándola con los tornillos (3). En la Tabla 11 se muestran todos los elementos que componen el mecanismo de apoyo.

A partir de esta breve descripción, en el manual de instrucciones del circuito [37] se detallan los grados de libertad que permiten generar las irregularidades que simulan las de un trazado ferroviario real: elevación de los carriles, giro de los cuerpos centrales, giro del carril...

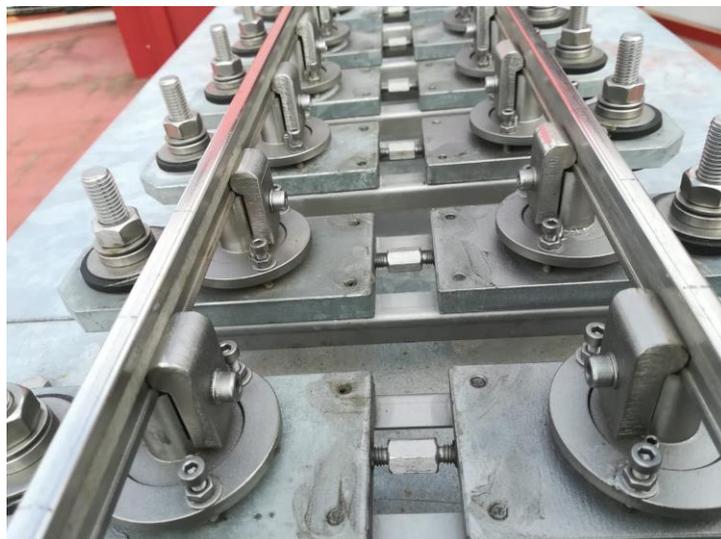


Figura 42. Mecanismo de apoyo en el circuito de la ETSI

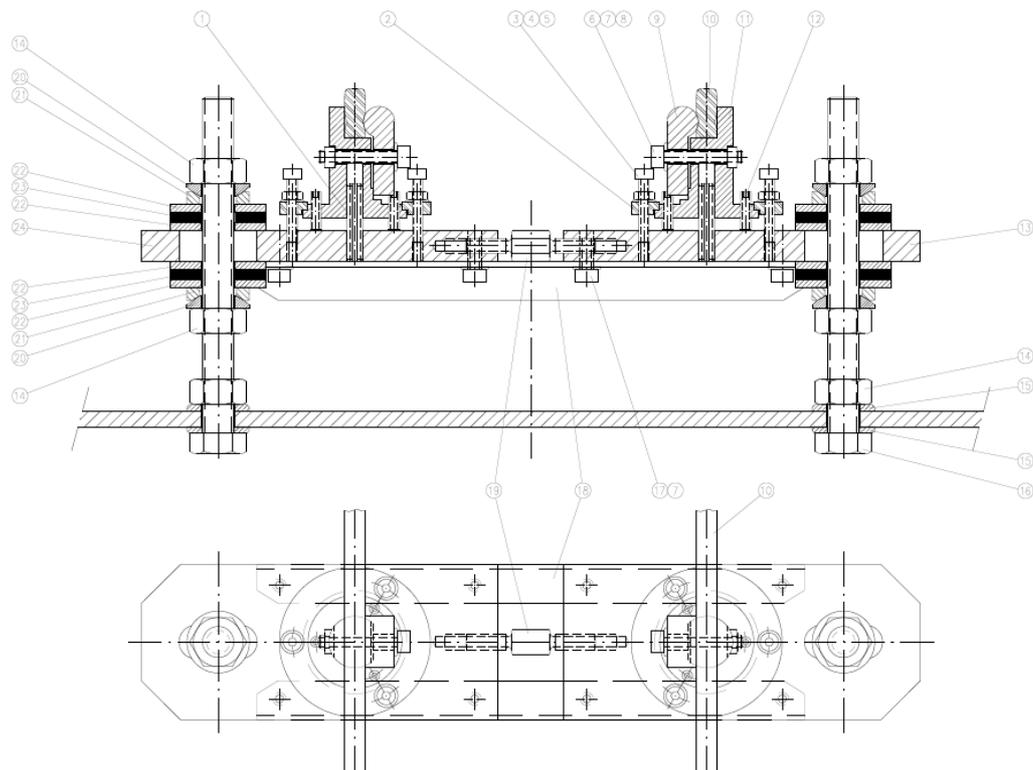


Figura 43. Croquis del mecanismo de apoyo

| Nº de pieza | Descripción | Nº de pieza | Descripción | Nº de pieza | Descripción |
|-------------|--|-------------|--|-------------|----------------------------------|
| 1 | Pasador elástico DIN 1481 6x30 inox A2 | 9 | Mordaza soporte | 17 | Tornillo DIN 912 M5x12 inox A4 |
| 2 | Brida | 10 | Carril | 18 | Angular |
| 3 | Tornillo DIN 912 M4x25 inox A4 | 11 | Soporte | 19 | Tensor |
| 4 | Arandela plana DIN 125 M4 inox A4 | 12 | Prisionero DIN 916 M4x15 inox A4 | 20 | Arandela convexa inox 7426-3.12 |
| 5 | Tuerca DIN 934 M4 inox A4 | 13 | Base derecha | 21 | Arandela cóncava inox 7420-3.12 |
| 6 | Tornillo DIN 912 M5x30 inox A4 | 14 | Tuerca DIN 934 M12 galv. en caliente | 22 | Arandela ala ancha DIN 9021 inox |
| 7 | Arandela plana DIN 125 M5 inox A4 | 15 | Arandela plana DIN 125 M12 galv. en caliente | 23 | Arandela de caucho |
| 8 | Tuerca DIN 934 M5 inox A4 | 16 | Tornillo DIN 933 M12x130 galv. en caliente | 24 | Base izquierda |

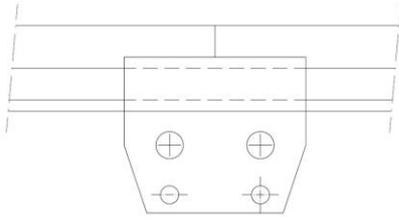
Tabla 11. Piezas que componen el mecanismo de apoyo

3.3 Perfil ferroviario

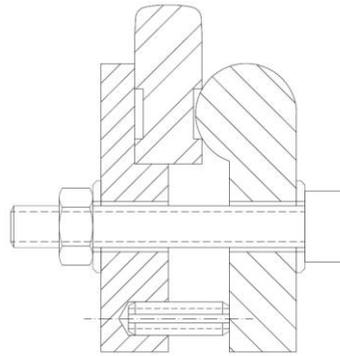
Los rieles del trazado ferroviario tendrán una longitud de mínima de 3 metros. La unión entre ellos se realizará con las pletinas mostradas en la Figura 44.

En cuanto a su geometría, hay que destacar las dos ranuras laterales cuya utilidad es servir de guía para la sujeción con la mordaza.

A)



B)



C)

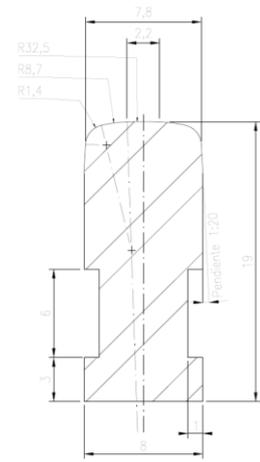


Figura 44. A) Pletina. B) Sujeción del carril. C) Detalle del perfil del carril

4 MODELADO DEL CIRCUITO FERROVIARIO

Para modelar el circuito ferroviario se ha hecho uso del software CATIA (*Computer-Aided Three dimensional Interactive Application*). Se trata de un programa informático que permite además de modelar cualquier producto, programar mecanizados, realizar análisis mediante elementos finitos, simulaciones cinemáticas, desarrollar el diseño y producción de sistemas eléctricos, facilitar el diseño y la producción de sistemas de distribución (tuberías, canalizaciones, calefacción, ventilación y aire acondicionado), entre otras funciones.

En sus inicios fue desarrollado para la industria aeronáutica aunque actualmente también su uso está ampliamente extendido en la industria automovilística.

El módulo de CATIA que se va a emplear para modelar la estructura es *Mechanical Design*. Dentro de ese módulo se emplearán las funciones *Part Design* y *Assembly Design*.



Figura 45. *Part Design* (izquierda) y *Assembly Design* (derecha)

La geometría de las mesas y de los elementos que componen la vía han sido facilitadas en formato AutoCAD. Dicho archivo contiene toda la información geométrica necesaria para la fabricación del conjunto.

4.1 Part Design

Una vez iniciado el programa en la barra de herramientas se selecciona el apartado *Part Design*, situado en la pestaña *Mechanical Design* (ver Figura 46).

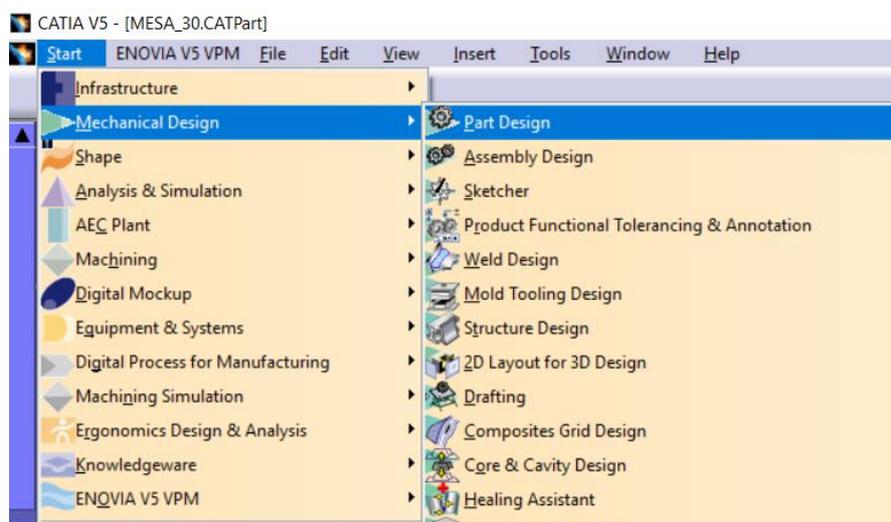


Figura 46. Módulo *Mechanical Design*

Como la geometría general del circuito es sencilla. Todas las piezas que lo componen pueden ser modelados con dos órdenes: extrusiones (*Pad*) y agujeros (*Hole*). Para ello, primero se harán bocetos planos (*Sketch*) y posteriormente se le dará volumen o ausencia de volumen según corresponda.



Figura 47. De izquierda a derecha: *Sketch*, *Pad* y *Hole*

En primer lugar se realizaron las patas de la mesa. Al tener la geometría cuadrada pero tubular se optó por realizar directamente los bocetos con esta forma en lugar de agujerear posteriormente todas las barras que componen la mesa. Aprovechando la simetría de la mesa, únicamente va a ser necesario realizar un cuarto de la mesa. Para ello, es importante referenciar de manera correcta los bocetos respecto a los ejes que se utilizarán como ejes de simetría, tal y como se muestra en la Figura 48.

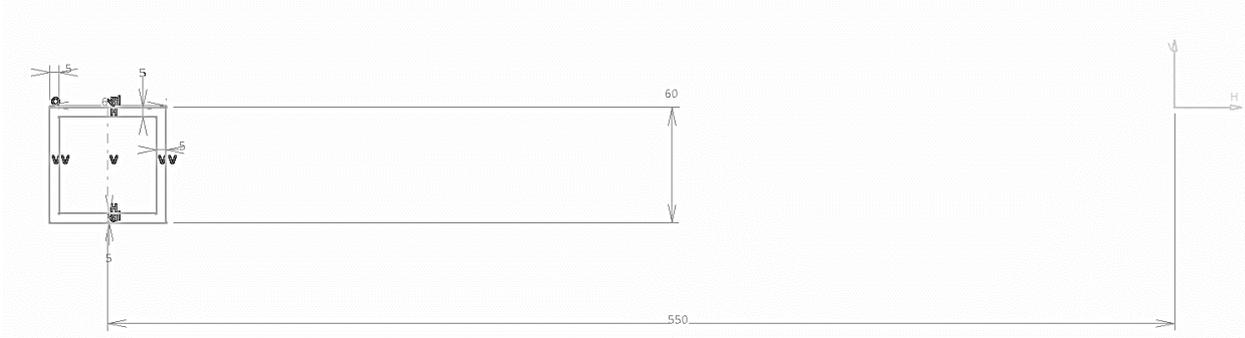


Figura 48. Detalle de un sketch referenciado a los ejes de simetría

Una vez dimensionado el boceto y dejándolo seleccionado se realiza la extrusión. En el apartado *Length* se indicará su dimensión según corresponda.

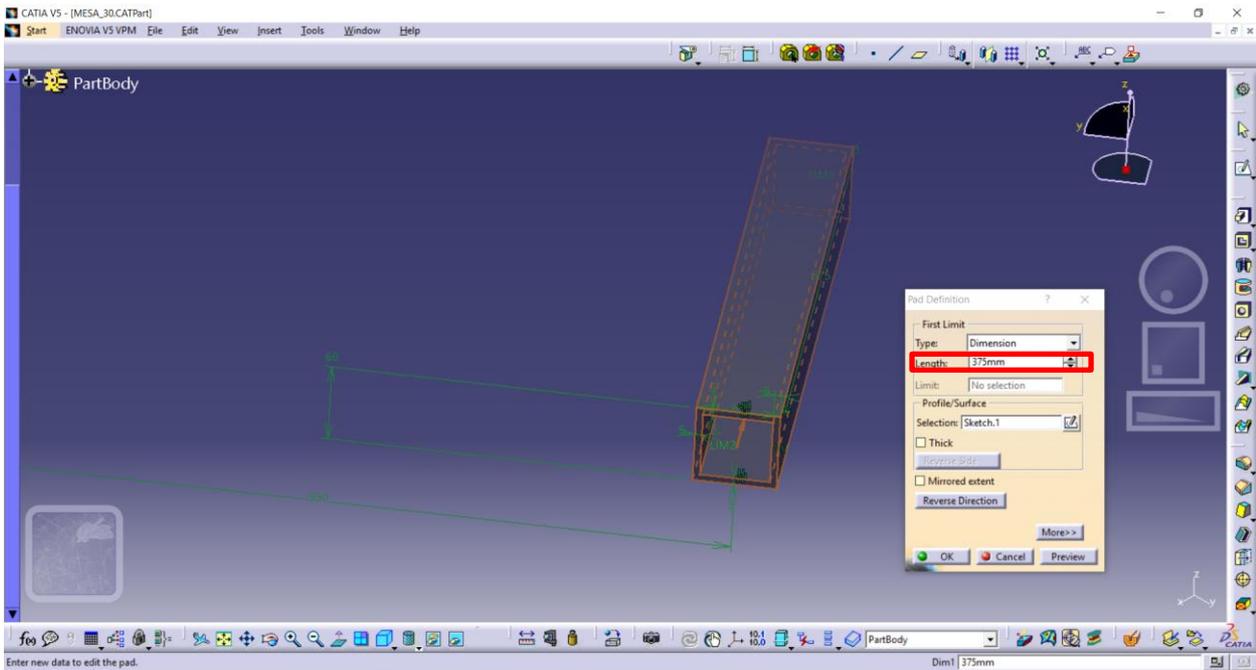


Figura 49. Detalle de la extrusión y sus propiedades

Antes de realizar las dos simetrías (ver Figura 50 y Figura 51), se modelarán las pletinas que servirán para alojar la tornillería que unirá, superiormente, la chapa donde se apoya el sistema de la vía y, lateralmente, las demás mesas que componen el circuito. En las pletinas se deberá realizar un agujerado según la métrica de los tornillos que albergarán.

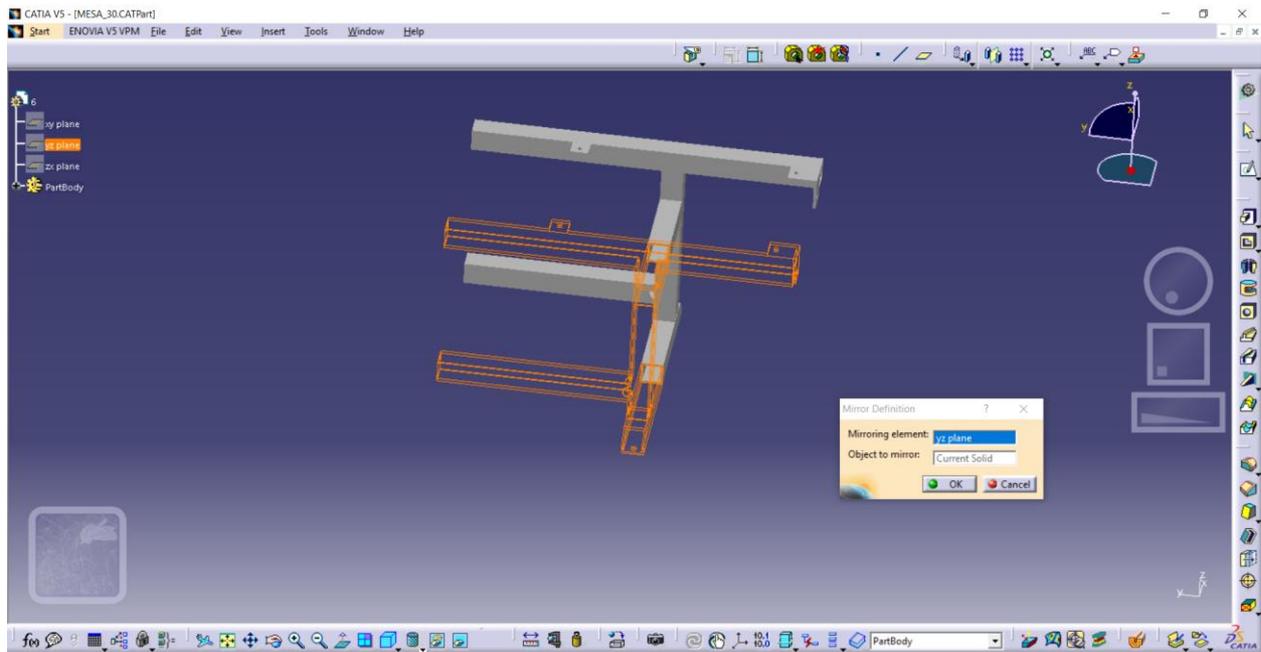


Figura 50. Simetría de la mesa según el plano YZ

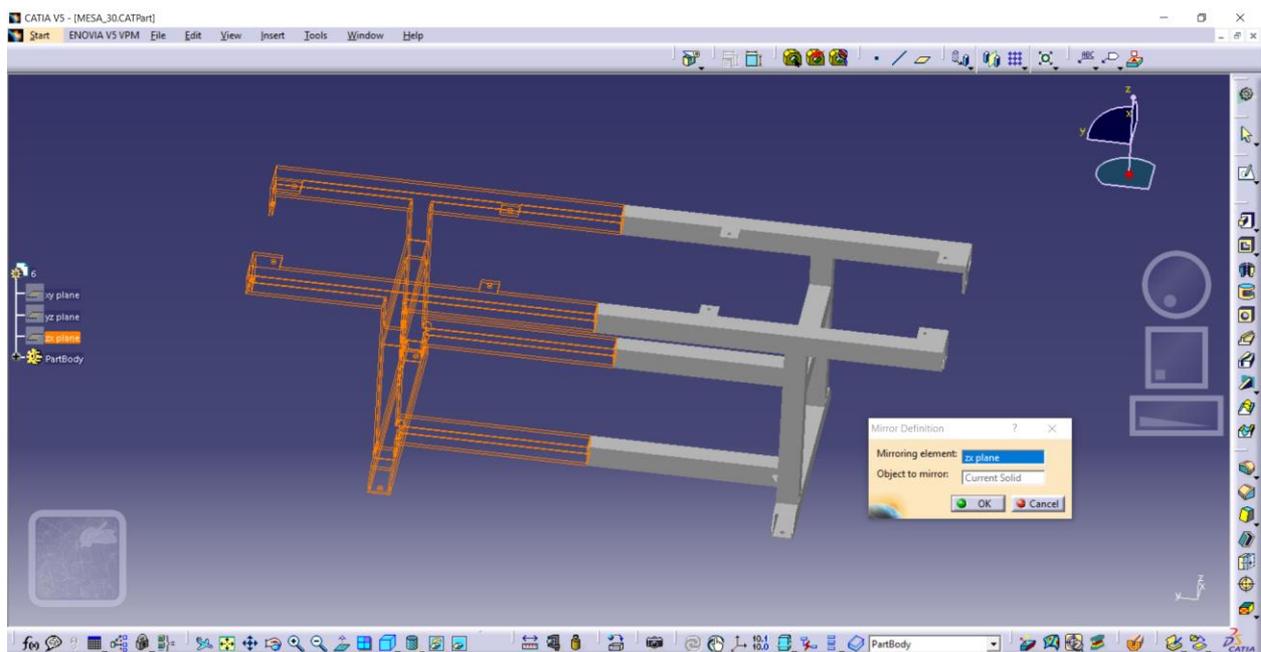


Figura 51. Simetría de la mesa según el plano ZX

Finalmente, en la Figura 52 se muestra el resultado de la estructura que componen las mesas. Hay que destacar que no todas las mesas que componen el circuito presentan esta doble simetría. En el caso de las mesas que definen la parte curva del circuito (Figura 39), las barras inferiores transversales de las mesas presentan longitudes mayores para garantizar la estabilidad ante la fuerza lateral que se generará con la circulación de vehículo a través de las vías.



Figura 52. Estructura tubular de la mesa 30

De la misma forma que se realizó la estructura de la mesa, se procederá con la chapa. En este caso, para realizar el agujereado se empleó dos patrones rectangulares, de forma que solo realizando dos *sketch* con el agujero correspondiente se permitió completar la geometría.

Para realizar el patrón se utiliza la herramienta *Rectangular Pattern*. En dicha función es necesario indicar las distancias que separan los agujeros desde el centro del círculo, tanto en dirección vertical como longitudinal. En la Figura 53 se puede observar en un recuadro rojo el símbolo de la herramienta patrón rectangular, así como el detalle de las direcciones del agujereado sombreadas en color naranja. En la pestaña *Rectangular Pattern Definition* se configura tanto el número de agujeros que se va a realizarse como la separación entre ellos. El resultado de la chapa perforada se muestra en la la Figura 54.

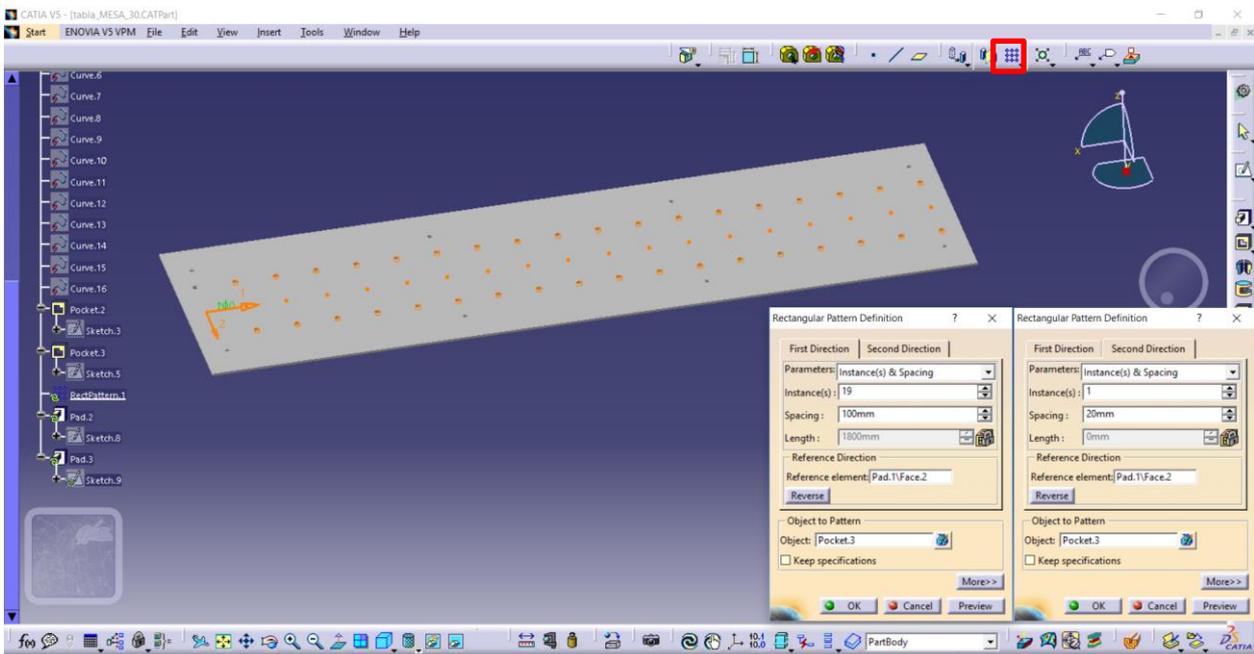


Figura 53. Definición del patrón rectangular

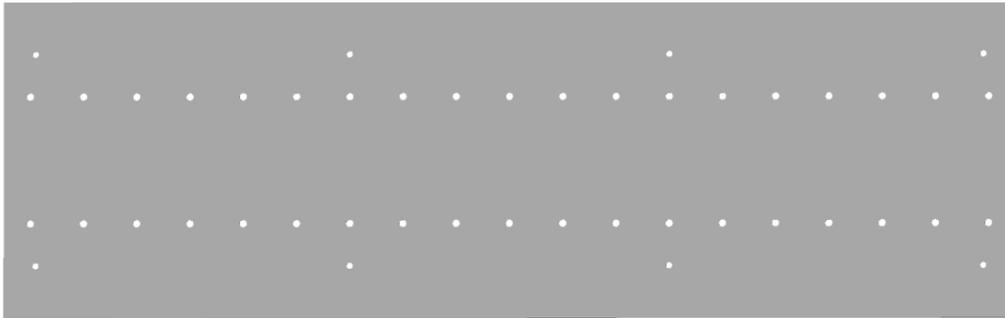


Figura 54. Chapa de la mesa 30

Por último, haciendo uso de las herramientas básicas descritas en el modelado de piezas anteriores, se realizará el modelado de las piezas que componen el mecanismo de apoyo del carril (Tabla 11), el propio carril y los tornillos y tuercas que mantienen unidos la chapa y la estructura de la mesa. Todas estas piezas se harán en archivos diferentes, para después poder realizar su ensamblaje. Con el objetivo de simplificar la geometría y no complicar el mallado posterior, el roscado de tuercas y tornillos se ha omitido.

4.2 Assembly Design

Una vez modeladas todas las piezas que componen el circuito (mesa, chapa, carril y el mecanismo de apoyo del carril), se procede al ensamblaje de ellas en un solo conjunto. Para acceder al módulo de ensamblaje en la Figura 46 se muestra su ubicación debajo del apartado *Part Design*.

El entorno de trabajo del módulo de ensamblaje difiere del anterior, apareciendo otras funciones. Las órdenes que se emplearon para el ensamblaje del conjunto en cuestión son: *Coincidence Constraint*, *Contact Constraint* y *Offset Constraint*.

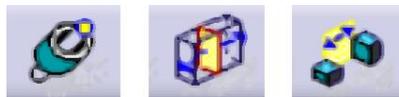


Figura 55. De izquierda a derecha: *Coincidence Constraint*, *Contact Constraint* y *Offset Constraint*

- *Coincidence Constraint*. La restricción de tipo coincidencia se puede emplear para obtener coaxialidad, concentricidad o coplanaridad. Esta función se ha empleado principalmente para orientar los ejes de las tuercas, arandelas y tornillos en el eje del agujero donde se alojarán.
- *Contact Constraint*. La restricción de contacto, como su propio nombre indica, sirven para mantener en contacto dos planos de piezas diferentes. Esta restricción se ha usado, entre otras ocasiones, para situar la chapa sobre las pletinas que la sujetan.
- *Offset Constraint*. La restricción de tipo separación sirve para indicar la distancia que existe entre dos elementos que, automáticamente se configurarán con los planos seleccionados en paralelo. Según la normal al plano, se podrá configurar la separación en distancia positiva o negativa. Durante el ensamblaje del conjunto, esta restricción se ha empleado principalmente para indicar la altura a la que los tornillos se fijaban, tanto de los principales que componen el mecanismo de sujeción del carril, como los que sirven como pies regulables de la estructura de la mesa.

En la Figura 56 se observa el conjunto de los elementos que componen la pieza de sujeción del carril una vez ensamblados. Este conjunto, guardado en el ordenador como un nuevo *Product*², será insertado en cada agujero correspondiente de la chapa. Por último, una vez colocados los elementos de apoyo del carril, se ensamblarán los dos carriles. El resultado final de la mesa, incluyendo los pies regulables se muestra en la Figura 57.

² En CATIA se suelen emplear dos elementos principalmente, Parts y Products. Los Parts, guardados con la extensión .CATPart, son sólidos únicos, que son diseñados y guardados como piezas que componen un conjunto. En cambio, los Products (extensión .CATProduct) son entendidos como un producto final, que puede estar compuesto o no por varios Parts.

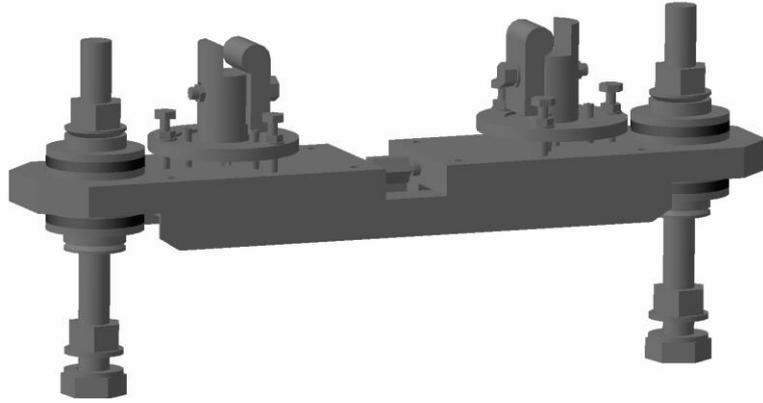


Figura 56. Detalle del ensamblaje del mecanismo de apoyo

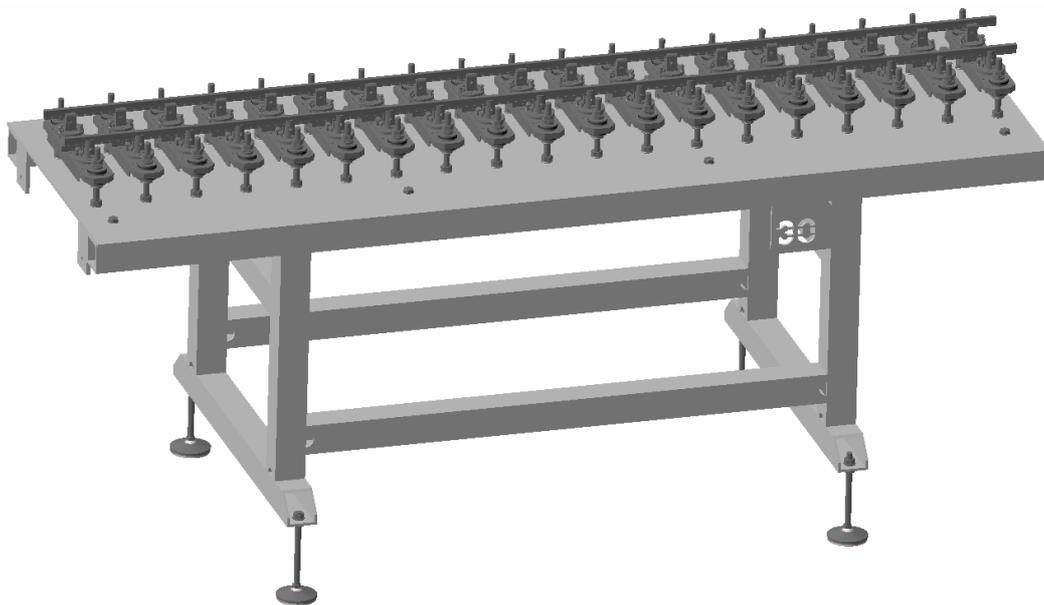


Figura 57. Conjunto de la mesa 30 con el sistema de sujeción del carril, carril y pies regulables

5 ANÁLISIS MODAL NUMÉRICO

Para realizar el análisis modal numérico se va a importar la geometría mostrada en la Figura 57 al software Ansys. A pesar de que Catia posee un módulo de análisis de vibraciones (opción *Analysis Frequency*) a partir del método de elementos finitos, en [38] se indica que este tipo de análisis a nivel profesional no son muy comunes ya que existen otros softwares con más potencial para este tipo cálculos. Es decir, que el módulo de elementos finitos de Catia puede resultar útil para realizar análisis rápidos y sobre piezas sencillas, mientras que en análisis donde sea necesario mayor precisión se recomienda usar otros softwares como Ansys o Abaqus.

ANSYS (*Analysis Systems*) es un programa que permite simular el comportamiento de un producto ante una determinada situación real de carga. Su funcionamiento, en el caso de tratarse de productos sólidos, está garantizado bajo la teoría de los elementos finitos.

5.1 Características del mallado

Cuando un medio continuo está sometido a cargas sufre deformaciones. Las ecuaciones diferenciales que definen las deformaciones y la respuesta de comportamiento pueden ser obtenidas por ecuaciones diferenciales. Sin embargo, obtener la solución analítica es una tarea muy compleja. Ahí es donde los elementos finitos ofrecen la ventaja de obtener la solución. El medio continuo discretizado en el espacio es lo que se conoce como mallado.

Dependiendo de la calidad del mallado los resultados se van a ver afectados. A continuación, se muestra una serie de recomendaciones a tener en cuenta a la hora de mallar:

- 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.

Si se cumplen las recomendaciones anteriores, el mallado resultante es el mostrado en la Figura 58 y Figura 59. Sin embargo, el tiempo de mallado que necesitó el software era excesivamente alto y en el momento de realizar el cálculo modal, Ansys indicó a través del siguiente mensaje que el sistema debía ser simplificado: *“Insufficient memory was available for the solver engine to obtain a solution. Try simplifying the model to reduce problem size. Please see the Troubleshooting section of the ANSYS Workbench Help System for more information”*.

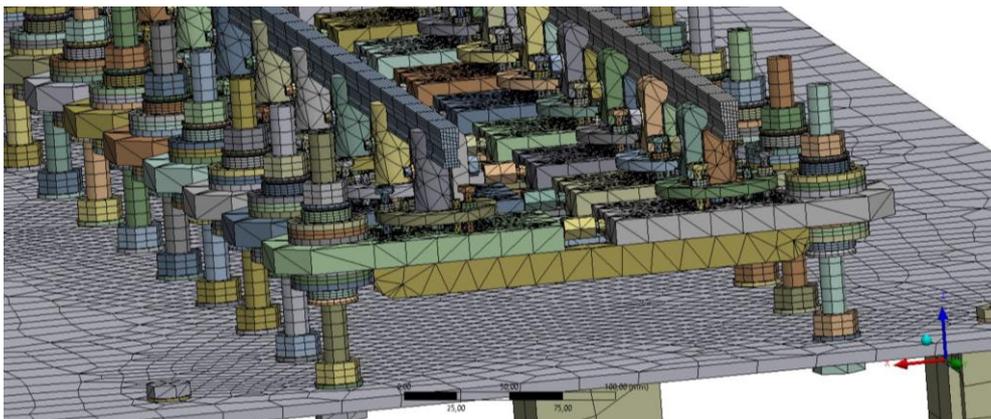


Figura 58. Detalle del mallado del mecanismo de apoyo de la vía

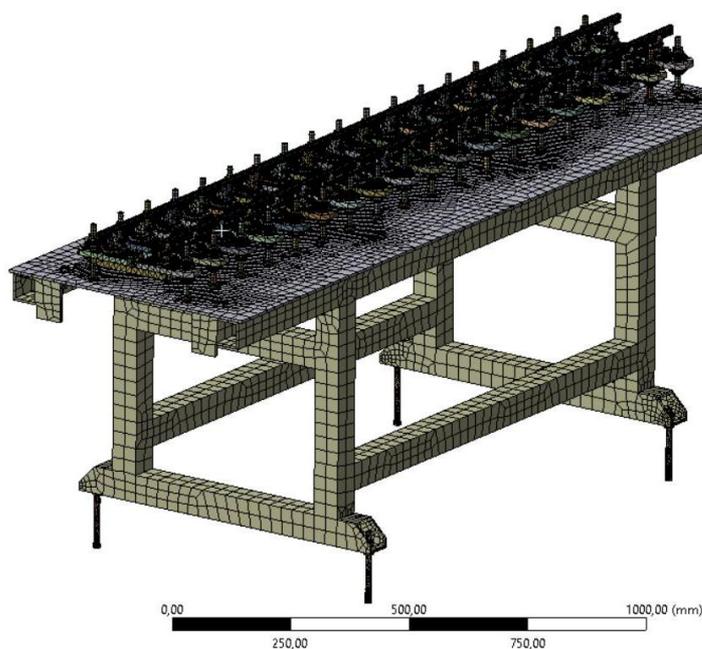


Figura 59. Mallado del conjunto

Por último, destacar que, desde el primer intento de mallado, se eliminó los apoyos troncocónicos de los tornillos regulables que sirven como base. Estos apoyos son superficies curvas muy finas que además, están compuestos por dos materiales. Estas características dificultaban el mallado y al considerar las condiciones de contorno, que se mostrarán a continuación, se optó por omitirlos.

5.2 Sistema simplificado

El nuevo modelo simplificado está compuesto por 307 piezas que una vez mallado, suponen 65 136 elementos, mientras que el modelo real tenía más de 1500 piezas, ascendiendo a un total de 990 450 elementos una vez mallado. En este modelo simple se han eliminado las tuercas y arandelas del mecanismo de apoyo de la vía y la traviesa se ha simplificado por un único elemento (ver Figura 56 frente a Figura 60).

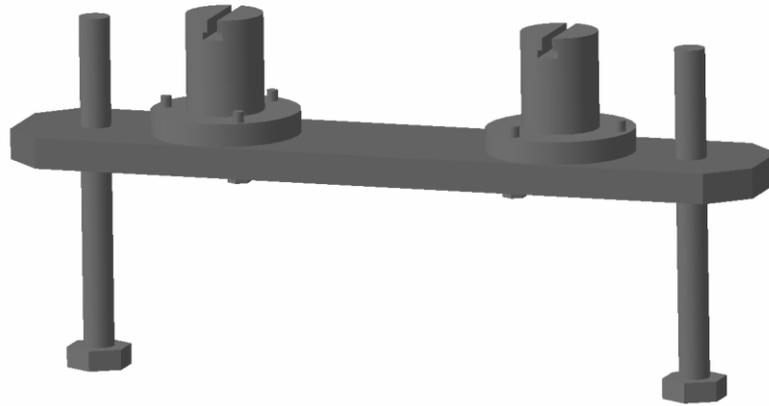


Figura 60. Mecanismo de apoyo simplificado

La diferencia en masa entre los mecanismos de apoyo mostrado en la Figura 56 y la Figura 60 es de apenas 0,05 kg. El peso de la nueva traviesa (1,72 kg) asume el conjunto de masas de las arandelas y tuercas eliminadas, esto es de la Tabla 11, las piezas 7, 14, 19, 20, 21, 22 y 23, entre otras.

5.3 Nomenclatura

Para poder hacer referencia a las vibraciones y movimientos de las distintas zonas del circuito ferroviario se va a establecer un criterio de denominación de las distintas barras que componen la estructura de la mesa. 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.

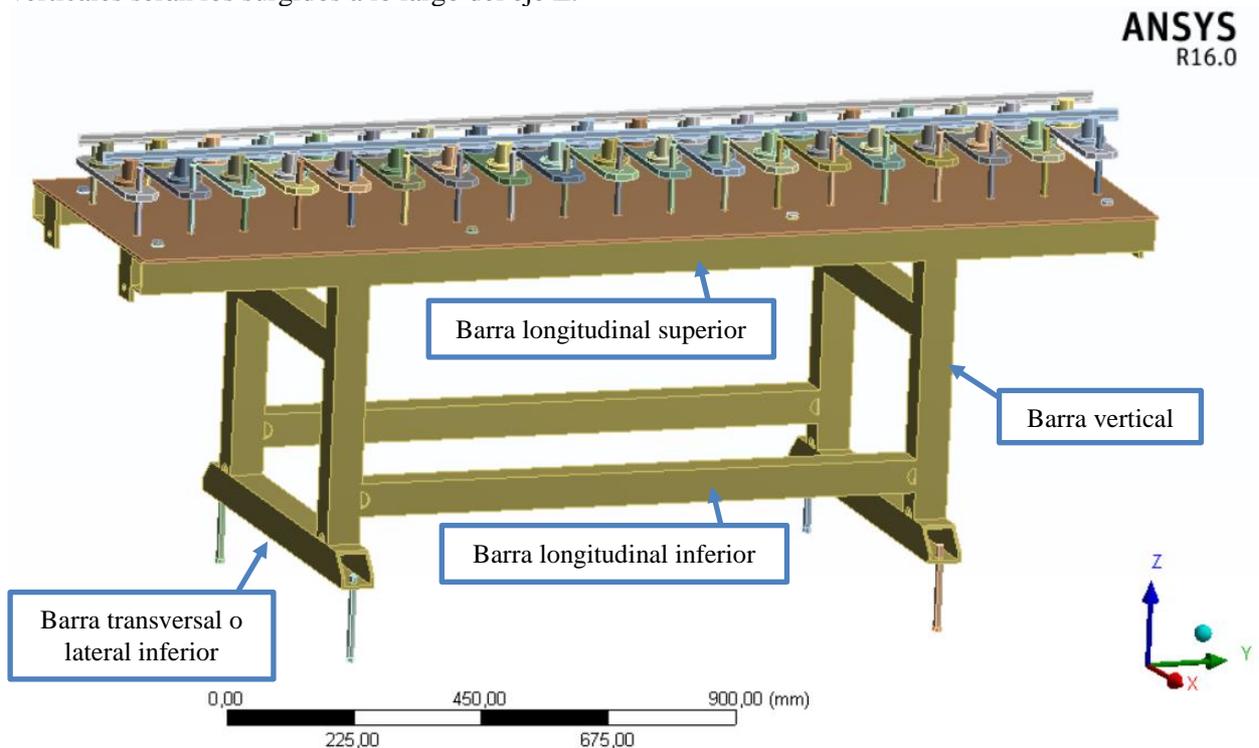


Figura 61. Denominación de las barras de la mesa

5.4 Resultados obtenidos

Una vez importado el nuevo conjunto y mallado según las recomendaciones descritas en la sección 5.1, se definen las condiciones de contorno.

En este caso se va a considerar que los tornillos que sirven de pies regulables van a estar empotrados, asumiendo que las piezas troncocónicas que servían de base son parte del suelo de la azotea, de ahí la simplificación mencionada en la sección 5.1. Por otro lado, las pletinas que sirven de sujeción lateral de la estructura de la mesa y la superficie plana del carril van a tener un apoyo plano con desplazamiento longitudinal (eje Y) restringido. En la Figura 62, sombreado en verde, se pueden ver las superficies de contacto de las condiciones de contorno descritas en último lugar.

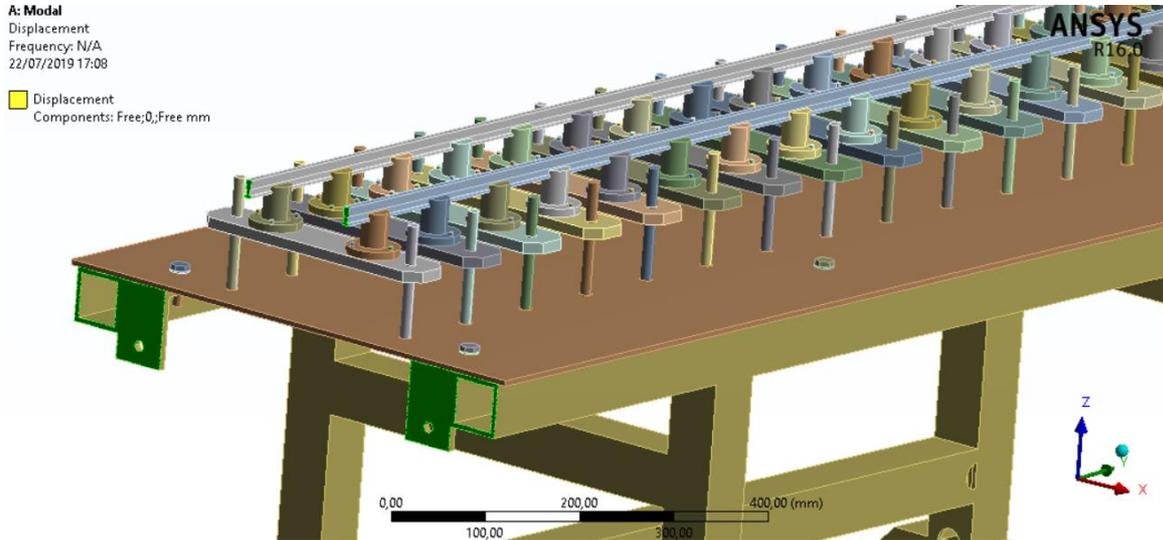


Figura 62. Detalle en verde de las condiciones de contorno laterales

Al tratarse de un modelo muy complejo, donde los modos de vibración de cada elemento se encuentran totalmente acoplados, se van a realizar distintos análisis modales asumiendo un comportamiento flexible o rígido de cada elemento principal. Los elementos que se han considerado como principales y que van a ser objeto de estudio son: pies o tornillos regulables, estructura tubular de la mesa, chapa de la mesa, traviesas y carriles. Ansys Workbench en el módulo *Modal* y a su vez, en la pestaña *Model* posee la opción de configurar un comportamiento rígido o flexible en cada elemento que compone la geometría. Esto va permitir poder analizar independientemente cada elemento principal, según se le dé propiedad elástica y por tanto vibrante, o no.

En la Figura 63 se puede ver la manera en la que se va a proceder para asignar el comportamiento deseado a cada elemento geométrico. Sobre esta misma imagen se puede apreciar la pestaña en la que se puede asignar el material de la geometría. En este caso se utilizará un acero con densidad de 7850 kg/m^3 , módulo de Young de $2 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ y coeficiente de Poisson de 0,3.

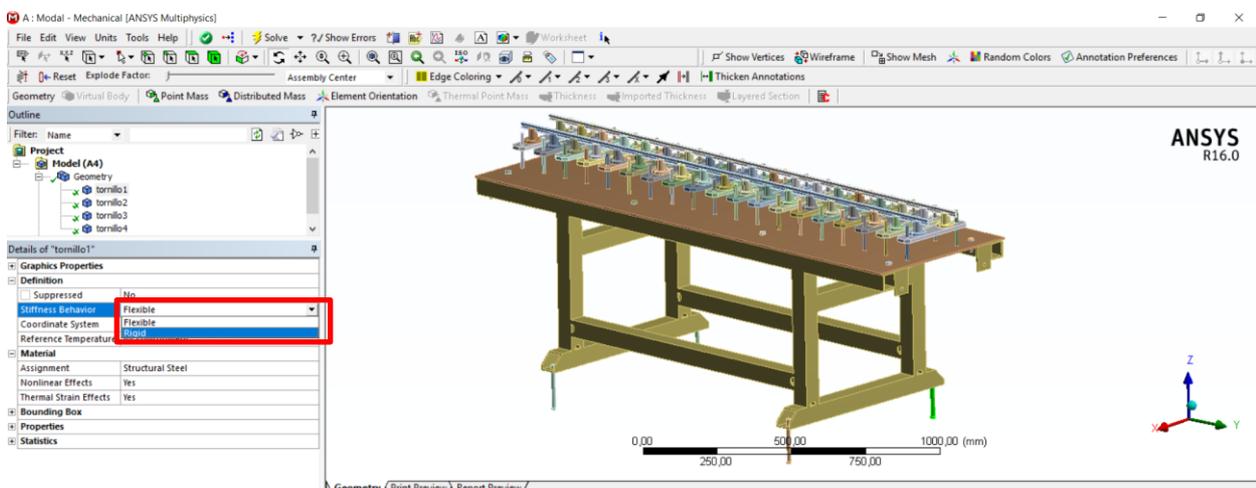


Figura 63. Asignación de un comportamiento rígido o flexible

En la siguiente tabla se detallan los análisis que se van a realizar, así como el comportamiento de los elementos principales. Una cruz (X) en la casilla significa que el elemento se comportará flexiblemente mientras que si no la hay, el comportamiento será rígido.

| Análisis | Pies flexible | Mesa flexible | Chapa flexible | Traviesas flexible | Carriles flexible |
|----------|---------------|---------------|----------------|--------------------|-------------------|
| 1 | X | | | | |
| 2 | | X | | | |
| 3 | X | X | | | |
| 4 | | | X | | |
| 5 | X | X | X | | |
| 6 | | | | | X |
| 7 | X | X | X | X | X |

Tabla 12. Comportamiento de los elementos principales en los distintos análisis modales

Mantener las sujeciones de la vía, tornillos y tuercas rígidos permite que el cálculo computacional sea más rápido por lo que se podrán hacer los análisis descritos anteriormente con mayor facilidad.

5.4.1 Análisis modal 1

Las frecuencias naturales obtenidos con los pies como únicos elementos flexibles son las mostradas en la Tabla 13.

| Modo | Frecuencia [Hz] |
|------|-----------------|
| 1 | 30,64 |
| 2 | 333,99 |
| 3 | 429,56 |

Tabla 13. Frecuencias del análisis 1

La primera deformada, representada en la Figura 64, muestra el desplazamiento lateral del conjunto consiguiéndose el máximo desplazamiento en el extremo superior. Esta oscilación es similar a la que se obtiene al analizar una viga con restricciones en los extremos. Sin embargo, es destacable que en el caso del segundo modo, el desplazamiento que se obtiene es vertical, alejándose del comportamiento esperado (ver Figura 65).

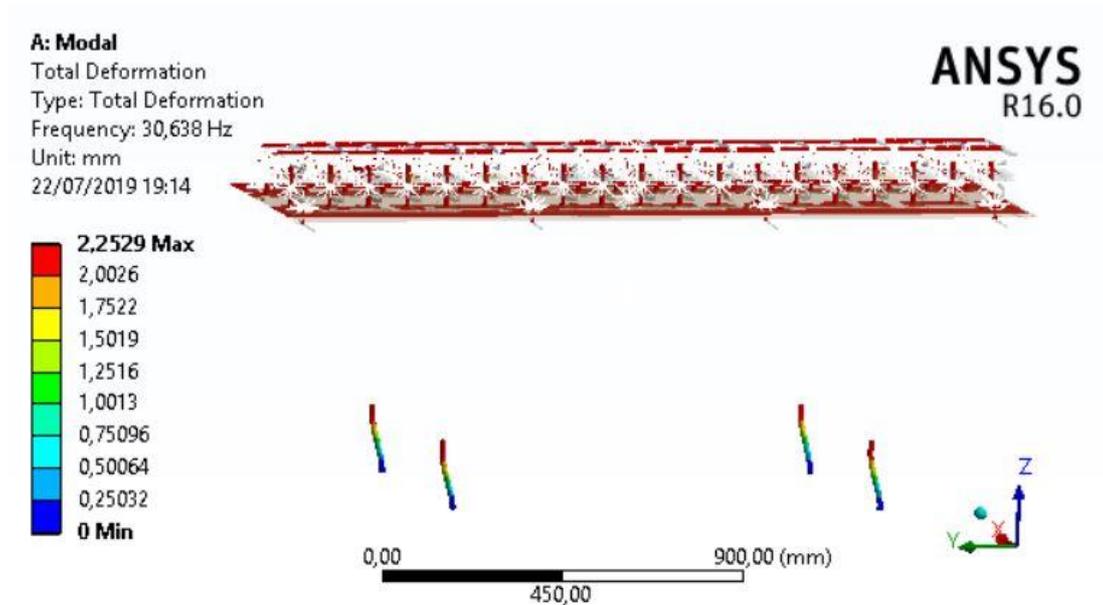


Figura 64. Deformada del primer modo de vibración (análisis 1)

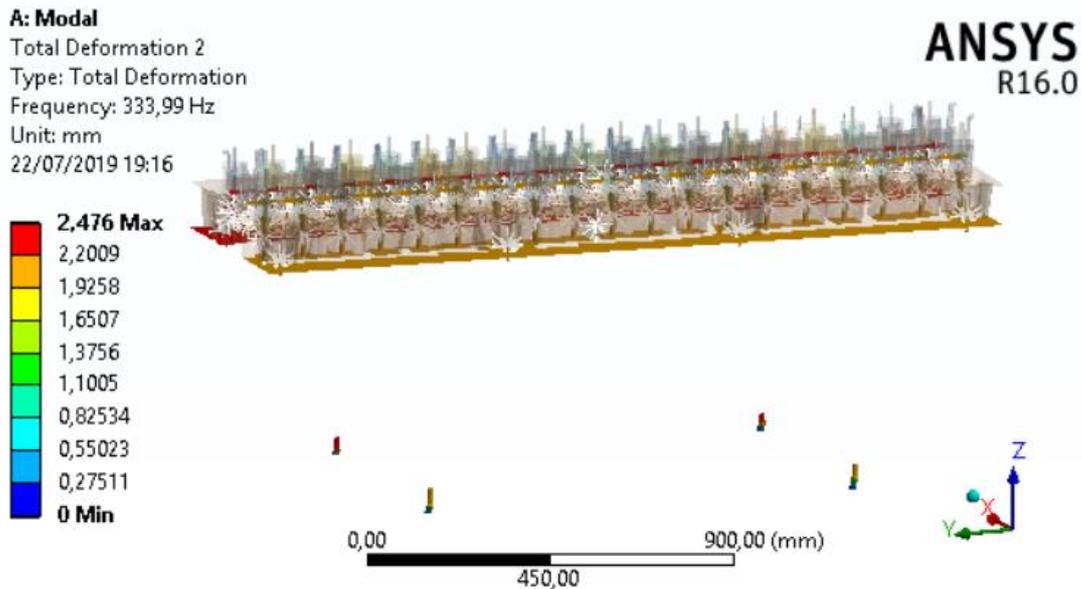


Figura 65. Deformada del segundo modo de vibración (análisis 1)

Por último, mencionar que el tercer modo de vibración presenta nuevamente una oscilación tipo viga en voladizo, siendo relevante comentar que al ser la altura de los tornillos regulables distintas, esta oscilación en el caso de los pies delanteros y traseros son muy diferentes (ver Figura 66).

El motivo por el cual los pies no tienen la misma altura fue explicado en el Capítulo 3, donde se indicó que el circuito estaba dotado de los tornillos regulables que permitían modificar la pendiente y adaptarse a la inclinación de la cubierta necesaria para facilitar la evacuación de aguas pluviales.

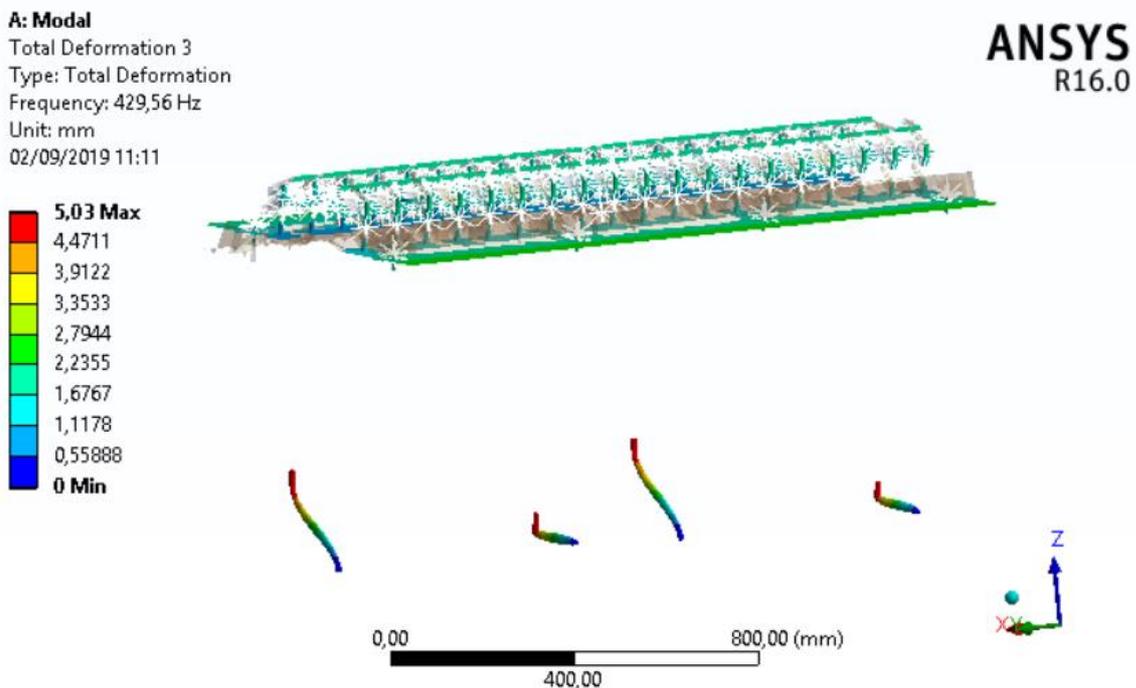


Figura 66. Deformada del tercer modo de vibración (análisis 1)

Las siguientes frecuencias naturales alcanzan valores muy elevados y alejados del rango de frecuencias que se va a analizar, por lo que estos resultados no se detallan (la cuarta frecuencia asciende a 2885,70 Hz y la quinta frecuencia 3035,50 Hz).

5.4.2 Análisis modal 2

En el segundo análisis se va a considerar la estructura tubular de la mesa como un sólido flexible mientras que el resto de elementos serán rígidos. Los resultados obtenidos se muestran en la siguiente tabla.

| Modo | Frecuencia [Hz] | Modo | Frecuencia [Hz] |
|------|-----------------|------|-----------------|
| 1 | 70,07 | 8 | 354,41 |
| 2 | 193,51 | 9 | 384,88 |
| 3 | 214,54 | 10 | 499,37 |
| 4 | 215,18 | 11 | 594,15 |
| 5 | 226,44 | 12 | 610,52 |
| 6 | 255,47 | 13 | 644,20 |
| 7 | 276,07 | 14 | 650,86 |

Tabla 14. Frecuencias del análisis 2

El movimiento que muestra la primera deformada (ver Figura 67) es un desplazamiento lateral, alcanzándose el máximo desplazamiento en la zona superior de la estructura. En este modo apenas se aprecian flexiones de las barras que componen la estructura de la mesa.

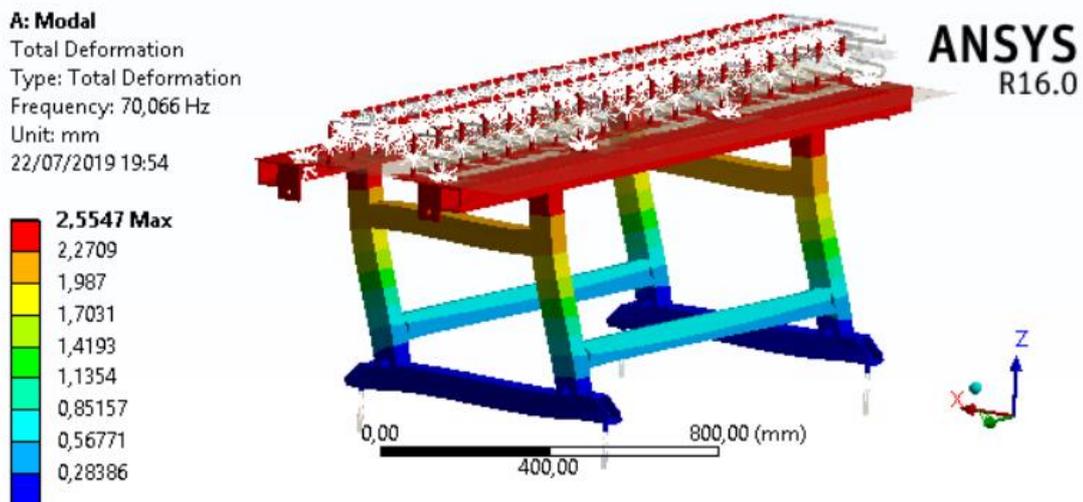


Figura 67. Deformada del primer modo de vibración (análisis 2)

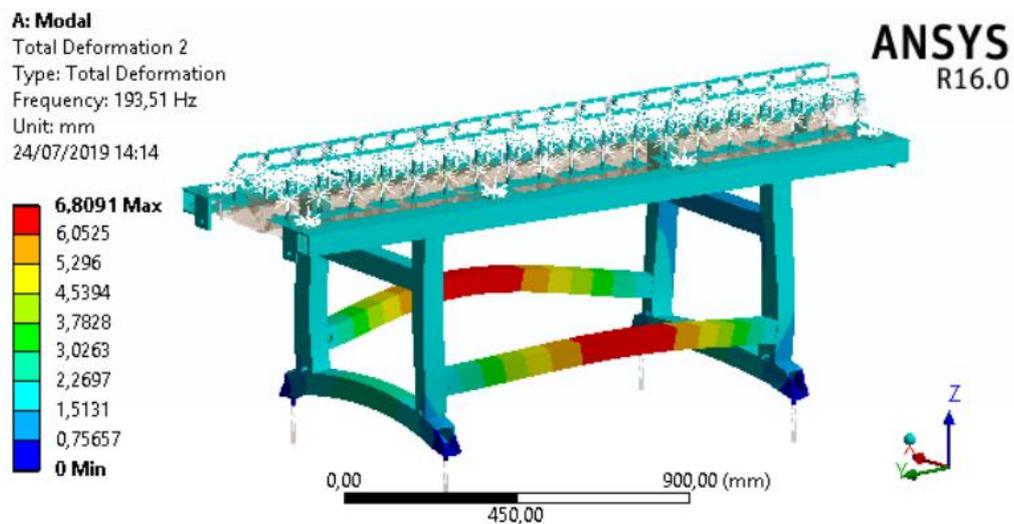


Figura 68. Deformada del segundo modo de vibración (análisis 2)

En la Figura 68 se muestra la deformada del segundo modo de vibración. En la imagen se observa el desplazamiento vertical del conjunto en el que se aprecia la flexión de las barras transversales inferiores. A la misma vez, se produce el desplazamiento lateral de las barras longitudinales, donde se alcanzan las máximas amplitudes.

Las deformadas asociadas al modo 3 y 4 mostradas en la parte superior de la Figura 69 muestran un comportamiento similar entre ellas. Esto es, una flexión con desplazamiento lateral de la barra longitudinal inferior. Mientras, el resto de la mesa permanece prácticamente sin movimiento.

Respecto a las deformadas asociadas a los modos 6 y 7 surge algo similar a lo descrito anteriormente, siendo ahora la flexión de la barra según el eje vertical Z.

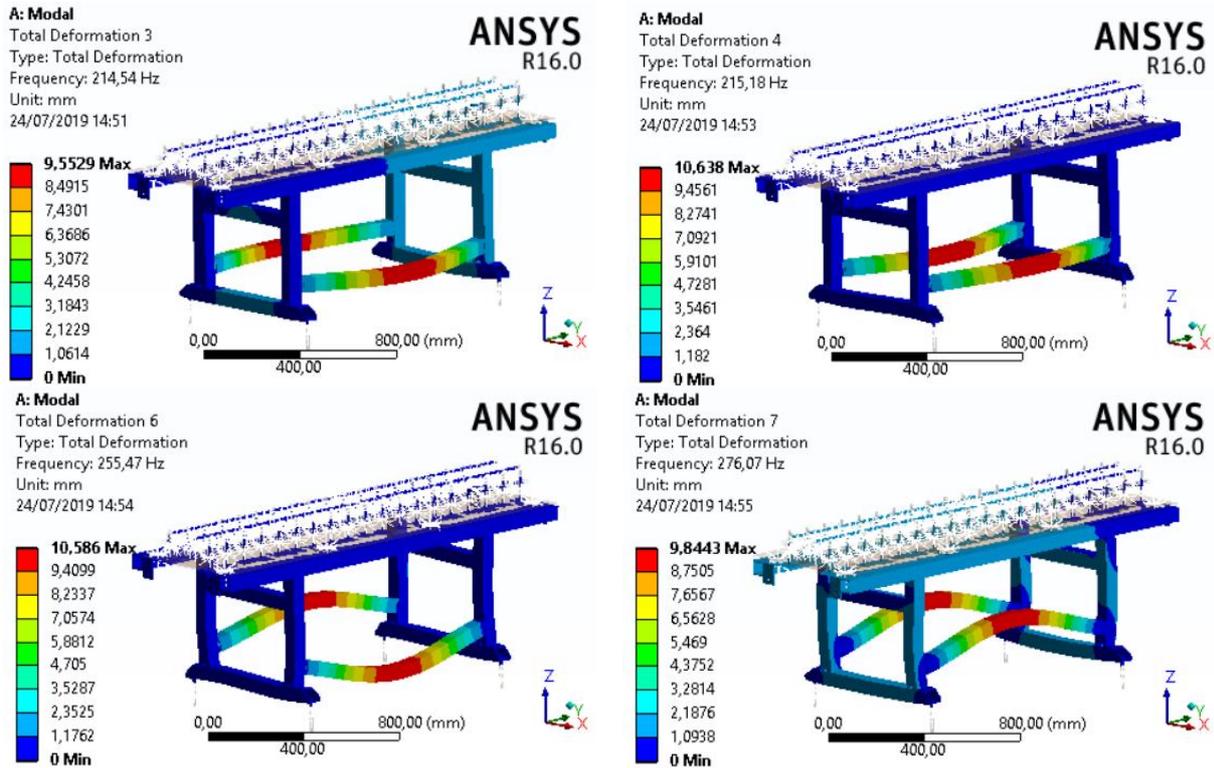


Figura 69. Deformada del tercer, cuarto, sexto y séptimo modo de vibración (análisis 2)

Otras deformadas interesantes a comentar son las asociadas a los modos 5 y 8. La primera muestra, tal y como se ve en la Figura 70, el desplazamiento de la estructura de la mesa según un torsor alrededor del eje X. Por otro lado, la deformada del modo 8 (ver Figura 71), representa un movimiento longitudinal del conjunto donde apenas existen flexiones en las barras longitudinales.

Por último, las deformadas restantes muestran la combinación de movimientos de las barras longitudinales y transversales inferiores. Además en ellas comienzan a aparecer una doble ondulación en las barras como se aprecia en las imágenes de la Figura 72.

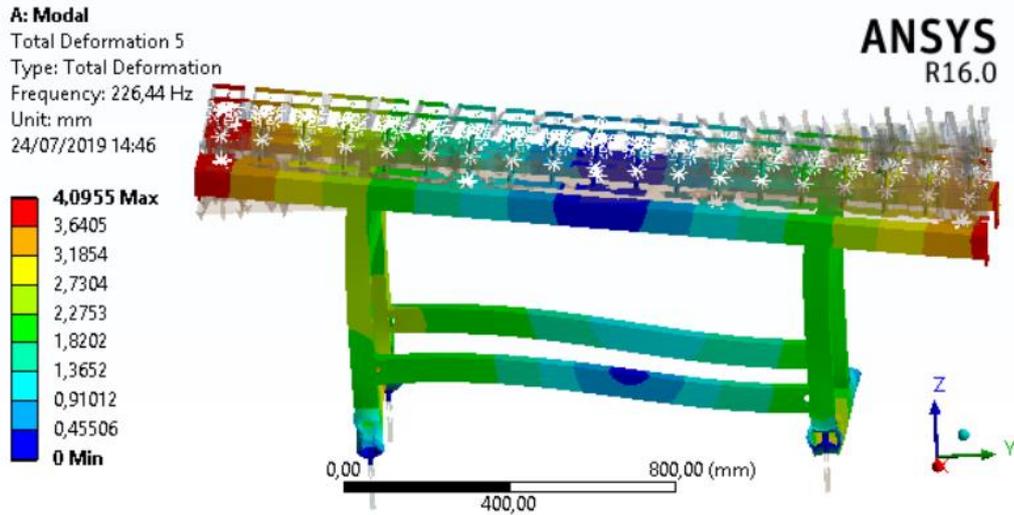


Figura 70. Deformada del quinto modo (análisis 2)

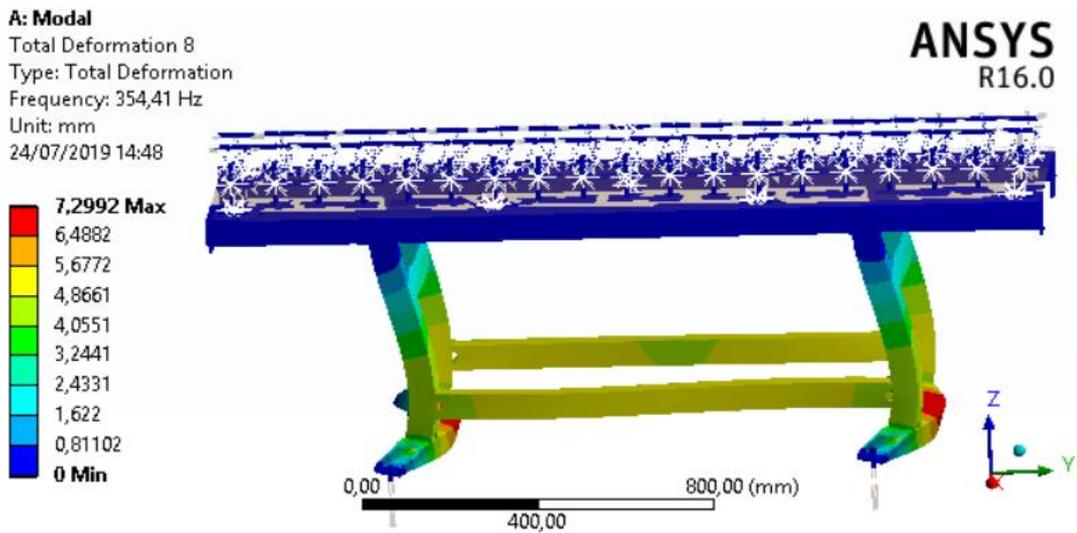


Figura 71. Deformada del octavo modo (análisis 2)

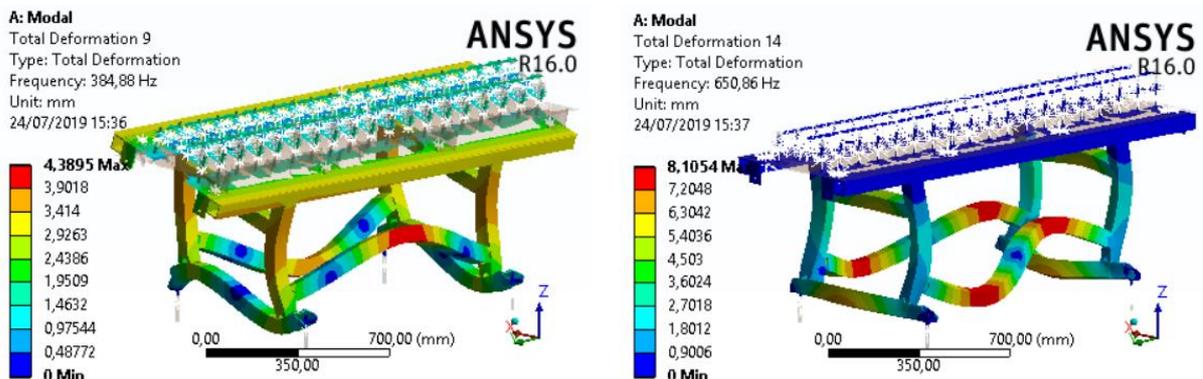


Figura 72. Deformada del noveno y decimocuarto modo (análisis 2)

5.4.3 Análisis modal 3

Si se combina el comportamiento flexible de los pies y de la estructura de la mesa, se produce una disminución de todas las frecuencias naturales. En la Tabla 14 se detallan los valores de estas frecuencias. A pesar de que algunos valores son similares a los anteriores, no todas las deformadas presentan el mismo comportamiento.

| Modo | Frecuencia [Hz] | Modo | Frecuencia [Hz] |
|------|-----------------|------|-----------------|
| 1 | 26,39 | 8 | 229,57 |
| 2 | 143,53 | 9 | 235,79 |
| 3 | 149,39 | 10 | 248,75 |
| 4 | 158,62 | 11 | 300,98 |
| 5 | 189,60 | 12 | 377,75 |
| 6 | 205,68 | 13 | 563,03 |
| 7 | 219,86 | 14 | 578,28 |

Tabla 15. Frecuencias del análisis 3

El primer modo de vibración (ver Figura 73) está dominado por la flexibilidad lateral según el eje X de los pies, comentada en el primer modo de la subsección 5.4.1. Sin embargo, a diferencia de lo mostrado en el primer modo (ver Figura 67) de la subsección 5.4.2, la mesa apenas sufre deformaciones, únicamente se desplaza, siendo los pies los que se deforman y provocando así, que el máximo desplazamiento se produzca en la parte superior de la estructura de la mesa, al igual que en la Figura 64.

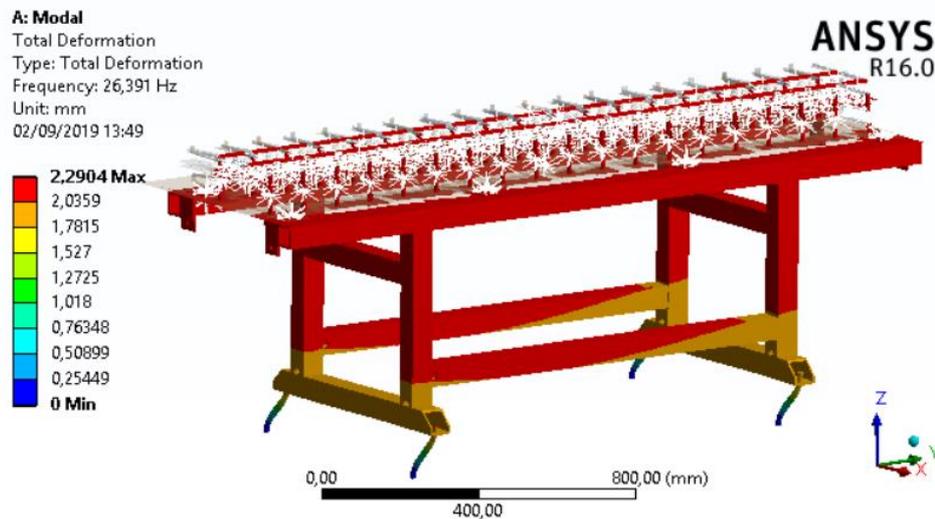


Figura 73. Deformada del primer modo (análisis 3)

La segunda deformada en este caso, muestra el desplazamiento longitudinal a lo largo del eje Y. Los desplazamientos máximos se producen en las barras inferiores y en el extremo del tornillo. Es destacable comentar que no se aprecian flexiones significativas en las barras de la mesa (en el segundo modo de la subsección anterior ya comenzaban flexionarse la barra logitudinal inferior), siendo los pies los elementos más deformados (ver Figura 74).

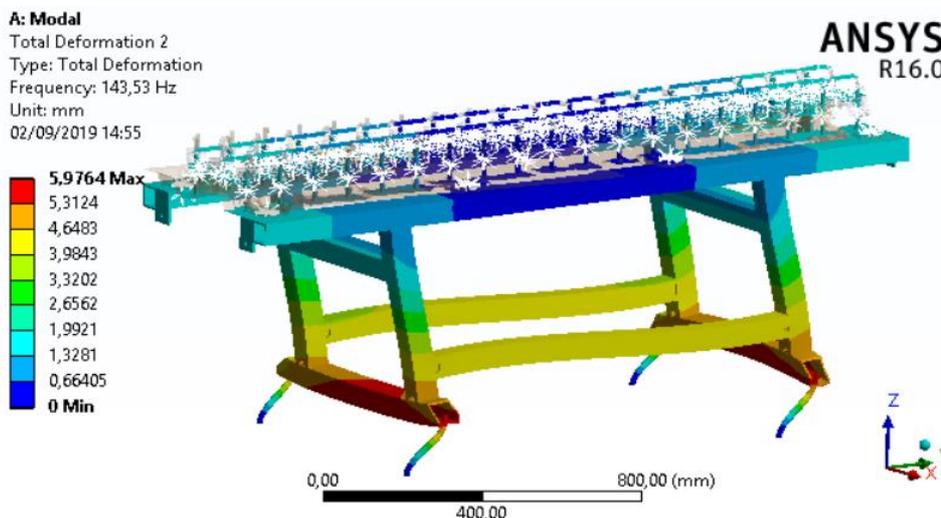


Figura 74. Deformada del segundo modo (análisis 3)

En la Figura 75 se muestra la tercera deformada asociada al tercer modo de vibración. En dicha imagen se puede apreciar el desplazamiento vertical del conjunto, produciéndose flexiones verticales en las barras longitudinales y transversales inferiores. Esta situación se contrapone a lo que ocurre en la Figura 68 de la subsección anterior, donde el conjunto se desplaza verticalmente pero la flexión de las barras longitudinales es lateral.

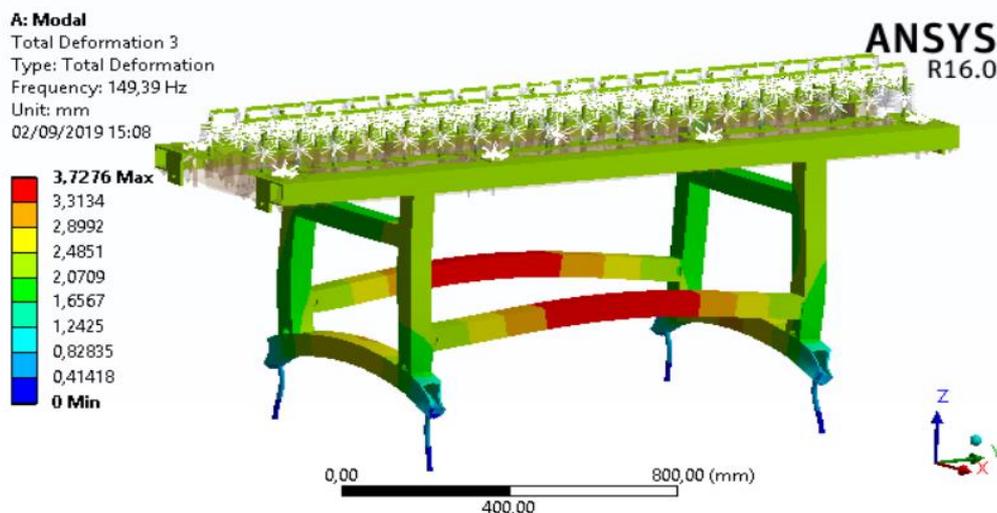


Figura 75. Deformada del tercer modo (análisis 3)

Respecto a las deformadas mostradas en la Figura 76 sucede algo similar a lo descrito en la subsección anterior para la Figura 69. En las primeras imágenes, la vibración principalmente está asociada a la flexión lateral de las barras longitudinales, mientras que en las siguientes imágenes, la vibración está asociada a la flexión vertical de estas mismas barras.

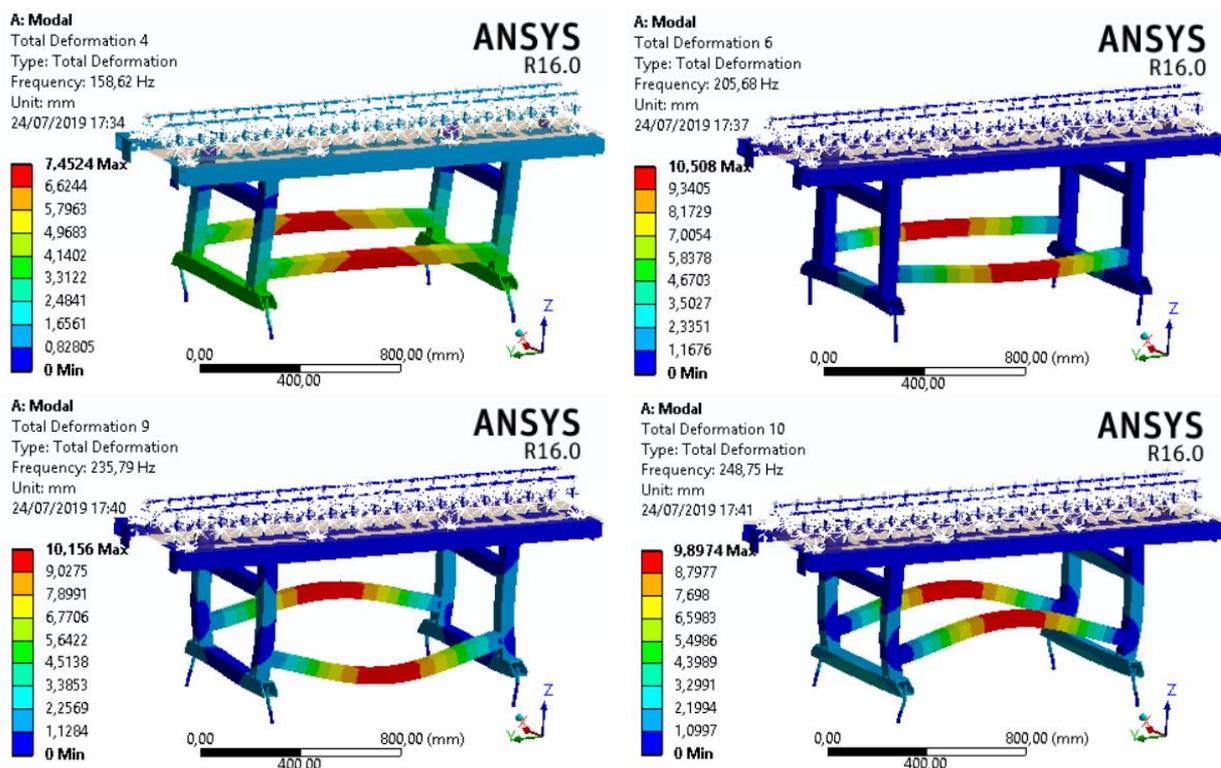


Figura 76. Deformadas del cuarto, sexto, noveno y décimo modo (análisis 3)

A nivel numérico, en la siguiente tabla se aprecia la comparativa de los valores de las frecuencias naturales para estos cuatro modos en los que las deformadas presentan un comportamiento similar con respecto al análisis anterior.

| Elementos flexibles | Movimiento lateral de las barras longitudinales | | Movimiento vertical de las barras longitudinales | |
|---------------------|---|--------------------|--|---------------------|
| | | | | |
| Mesa | 214,54 (Modo 3) | 215,47 (Modo 4) | 255,47 (Modo 6) | 276,07 (Modo 7) |
| Mesa+Pie | 158,62 (Modo 4) | 205,68 (Modo 6) | 235,79 (Modo 9) | 248,75 (Modo 10) |

Tabla 16. Comparación de frecuencias en deformadas similares

El resto de deformadas, como se puede apreciar en las deformadas de la Figura 77, describen la combinación de los movimientos flexibles de los pies y de las barras longitudinales y transversales de la estructura de la mesa.

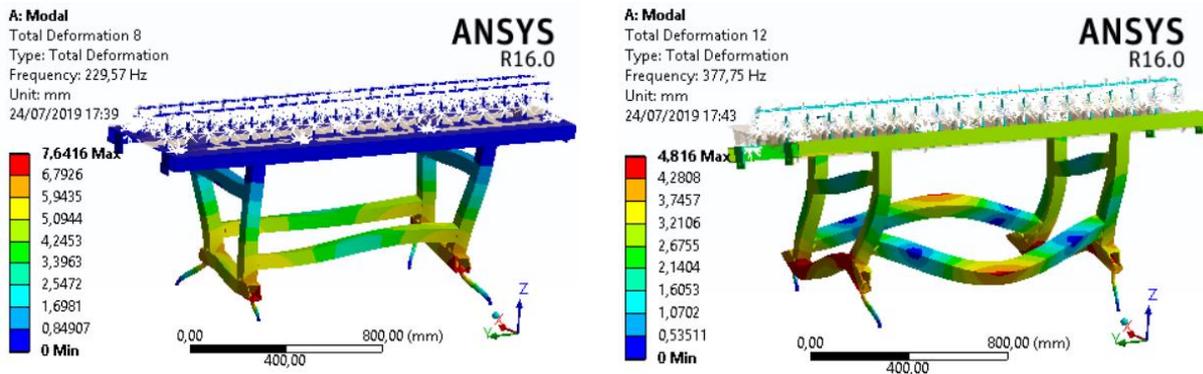


Figura 77. Deformadas del octavo y duodécimo modos de vibración (análisis 3)

Por último, destacar que a partir de la deformada asociada al decimocuarto modo aparece la doble ondulación en las barras inferiores longitudinales (ver Figura 78).

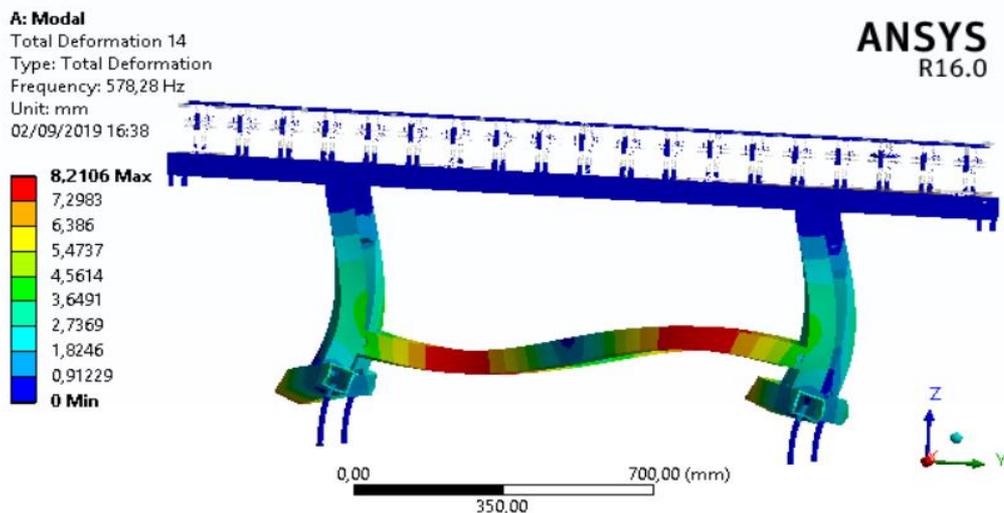


Figura 78. Deformada del decimocuarto modo de vibración (análisis 3)

5.4.4 Análisis modal 4

En el cuarto análisis modal se va a considerar la chapa de la mesa como único elemento flexible del conjunto para así, conocer sus frecuencias características. Las frecuencias naturales que se obtienen tras este análisis se resumen la Tabla 17.

| Modo | Frecuencia [Hz] | Modo | Frecuencia [Hz] |
|------|-----------------|------|-----------------|
| 1 | 323,34 | 5 | 609,09 |
| 2 | 412,10 | 6 | 626,02 |
| 3 | 592,44 | 7 | 648,21 |
| 4 | 594,67 | 8 | 674,53 |

Tabla 17. Frecuencias del análisis 4

Para poder observar las deformadas de forma más clara se han ocultado el resto de elementos que componen el circuito. Como se puede apreciar en la Figura 79, según amplía el modo de vibración, las deformadas muestran una ondulación más.

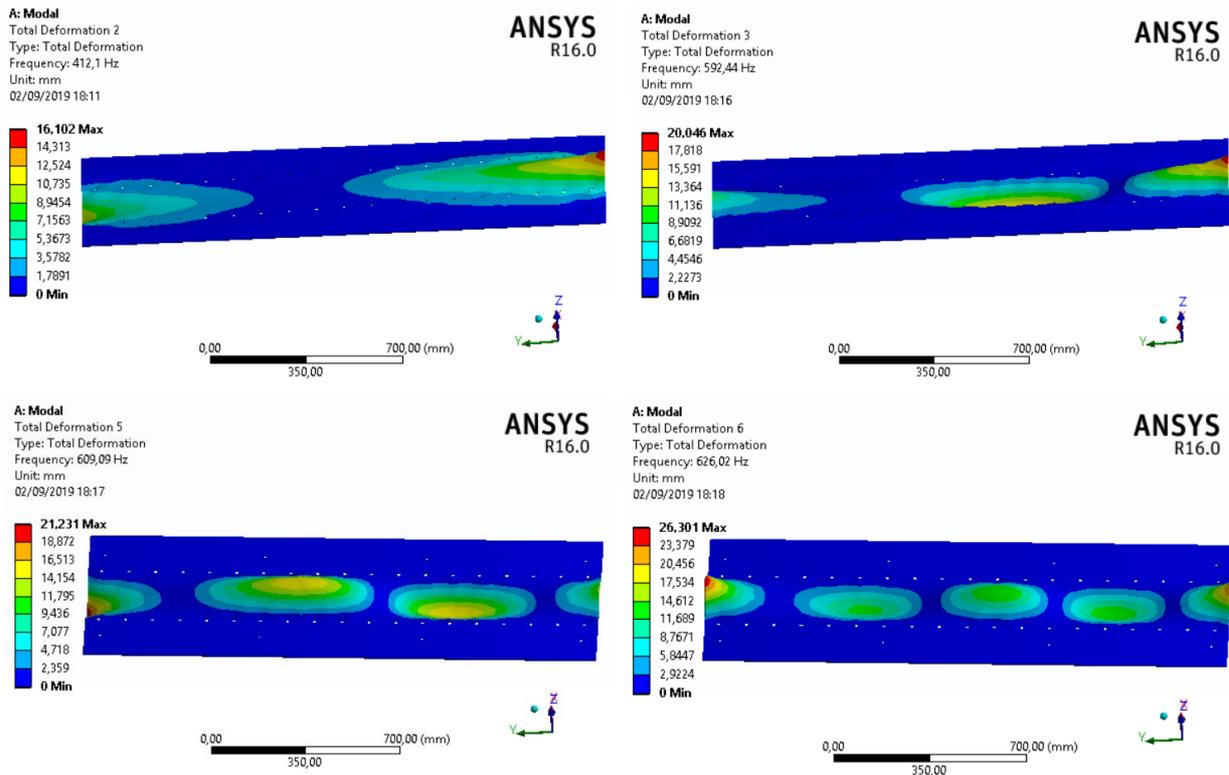


Figura 79. Deformadas de los primeros modos de vibración (análisis 4)

Las frecuencias naturales obtenidas, en comparación con el análisis anterior, presentan valores elevados por lo que a nivel global, su efecto solo será notable, en mayor medida, en torno a frecuencias superiores a los 300 Hz.

5.4.5 Análisis modal 5

En este análisis se va describir la influencia que tiene incluir la chapa al modelo de pie y mesa flexible. Los valores de las primeras frecuencias naturales obtenidas se muestran en la Tabla 18.

| Modo | Frecuencia [Hz] | Modo | Frecuencia [Hz] |
|------|-----------------|------|-----------------|
| 1 | 25,97 | 8 | 211,24 |
| 2 | 124,22 | 9 | 228,43 |
| 3 | 127,23 | 10 | 233,56 |
| 4 | 141,25 | 11 | 286,09 |
| 5 | 160,07 | 12 | 310,76 |
| 6 | 170,80 | 13 | 321,59 |
| 7 | 204,67 | 14 | 341,58 |

Tabla 18. Frecuencias del análisis 5

A nivel numérico, comparando con los resultados de las frecuencias naturales de la subsección 5.4.3, se puede apreciar una tendencia decreciente en los valores de las frecuencias, siendo sobre las últimas donde se aprecia la mayor diferencia numérica (ver Tabla 19).

| Elementos flexibles | Modo 11 | Modo 12 | Modo 13 | Modo 14 |
|---------------------|---------|---------|---------|---------|
| Mesa+Pie | 300,98 | 377,75 | 563,03 | 578,28 |
| Mesa+Chapa+Pie | 286,09 | 310,76 | 321,59 | 341,58 |

Tabla 19. Comparación de las últimas frecuencias según los elementos flexibles

Al analizar las deformadas y compararlas con las obtenidas en la subseccion anterior (5.4.3), estas presentan un comportamiento similar, como el caso de la primera deformada. En la Figura 80 se muestra el desplazamiento lateral del conjunto según el eje X, al igual que lo sucedido en la Figura 73. Además, esta similitud también se aprecia en los valores alcanzados en la frecuencia y en la amplitud del desplazamiento.

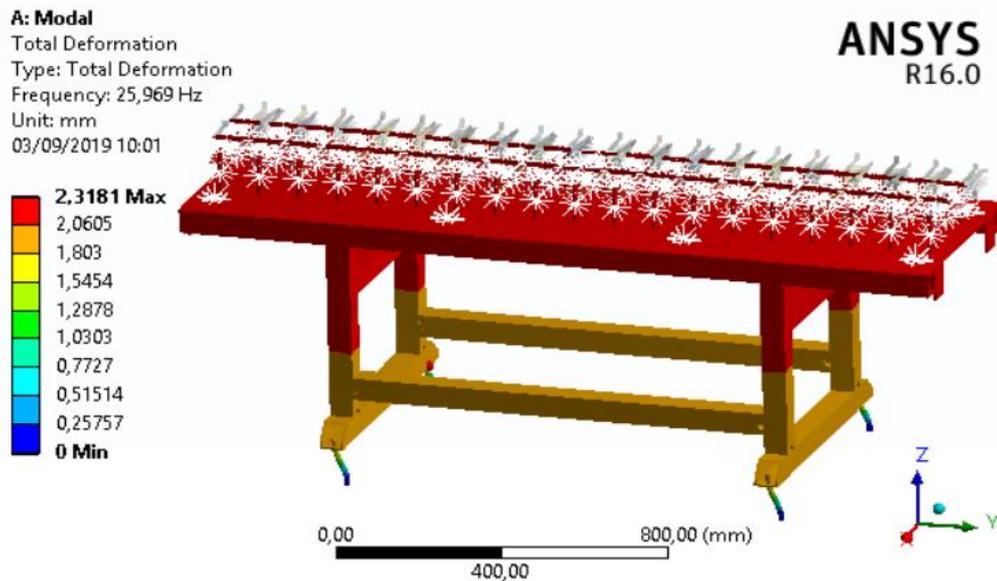


Figura 80. Deformada del primer modo (análisis 5)

El desplazamiento vertical en este análisis surge en la deformada asociada al segundo modo de vibración (ver Figura 81) y el desplazamiento longitudinal en la tercera deformada, al revés que lo descrito en el análisis anterior.

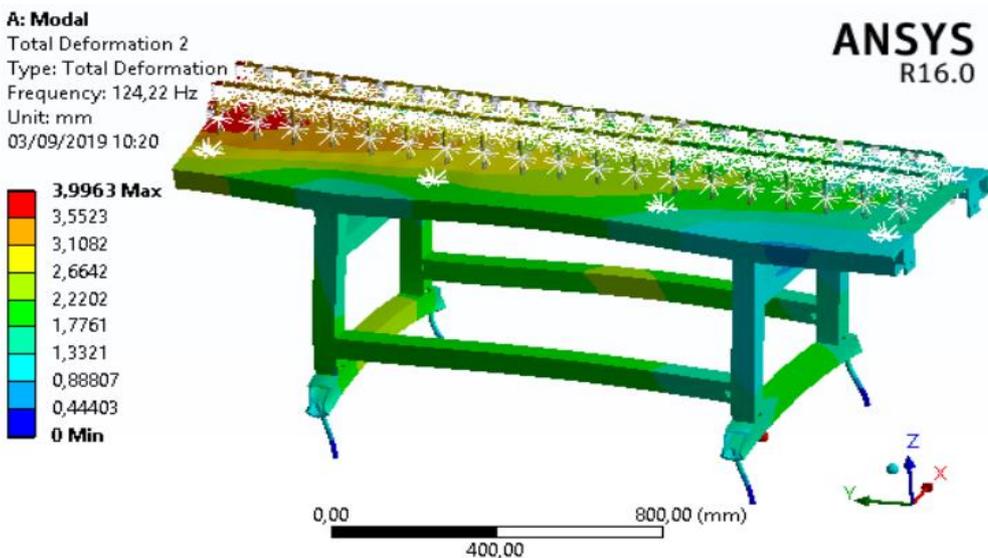


Figura 81. Deformada del segundo modo (análisis 5)

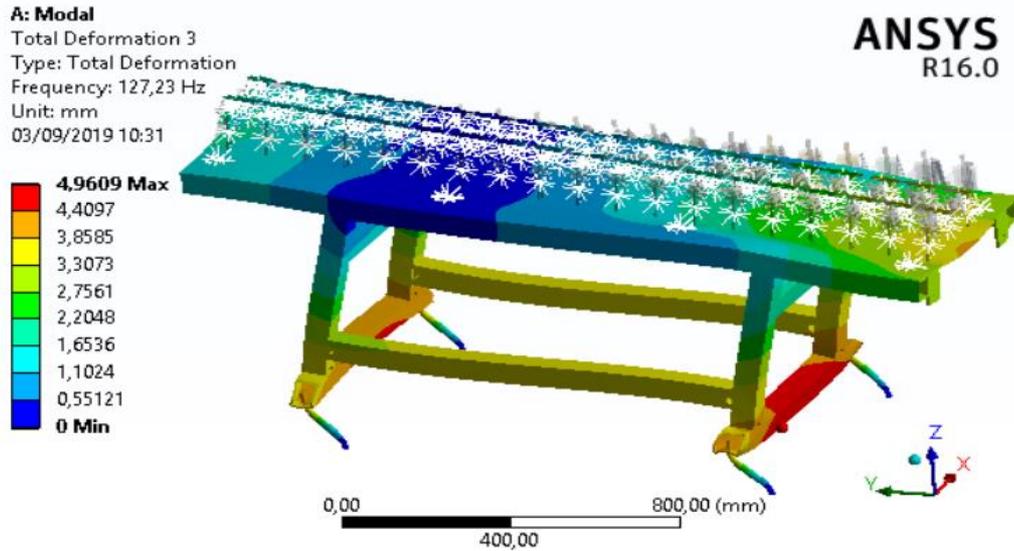


Figura 82. Deformada del tercer modo (análisis 5)

Respecto a las tres figuras anteriores es destacable comentar que sobre ellas la deformación de la chapa, que no el desplazamiento, es bastante irrelevante. En estos primeros modos el movimiento está influenciado, tanto por el movimiento de los pies, como de la estructura de la mesa.

Al igual que ocurrió en el análisis 5.4.2 y 5.4.3 (Figura 69 y Figura 76), la estructura tubular de la mesa presenta los modos de vibración característicos en los que la barra principal sufre la mayor parte de la deformación, mientras que el resto apenas se deforma.

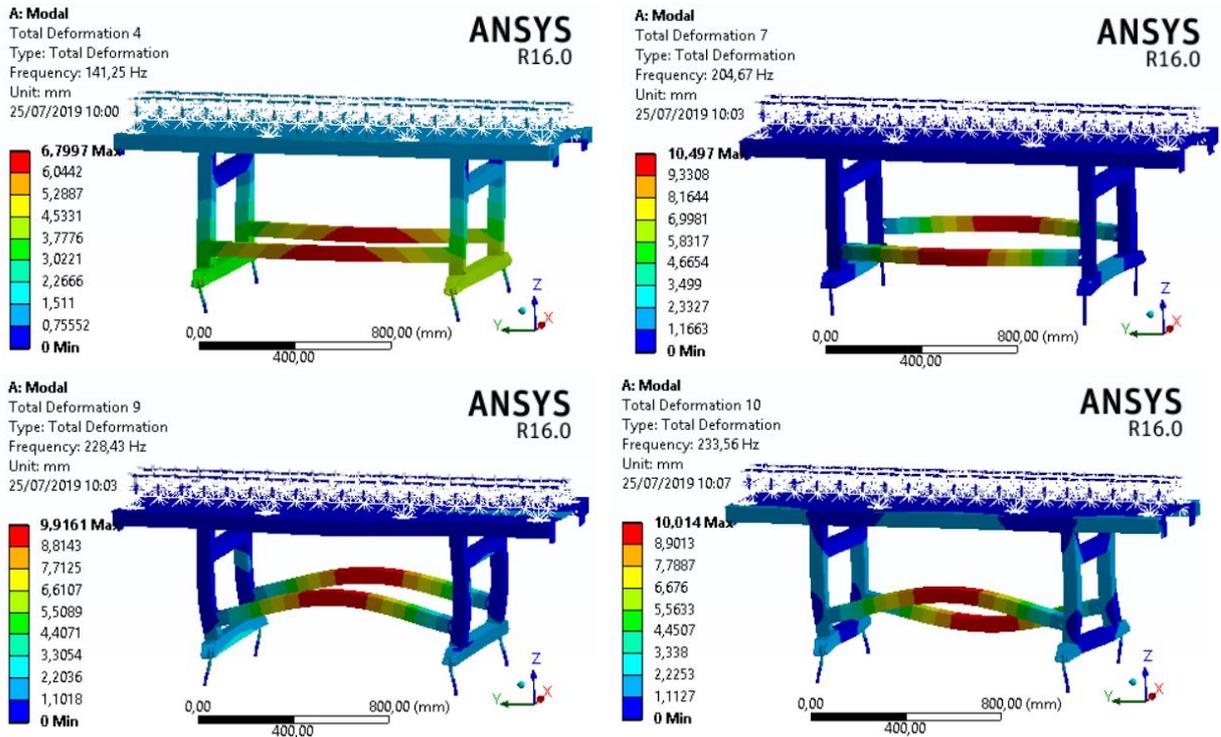


Figura 83. Deformadas del cuarto, séptimo, noveno y décimo modo de vibración (análisis 5)

Sobre las imágenes superiores de la Figura 83 se puede apreciar el movimiento lateral de las barras inferiores longitudinales y en las imágenes inferiores, el movimiento vertical de las barras longitudinales, alcanzándose en ambos casos, la mayor amplitud sobre la zona media de la barra. En la Tabla 20 se puede observar la similitud de las frecuencias naturales que tienen asociadas estas deformadas con respecto a las de los análisis anteriores.

| Elementos flexibles | Movimiento lateral de las barras longitudinales | | Movimiento vertical de las barras longitudinales | |
|-----------------------|---|--------------------|--|---------------------|
| | | | | |
| Mesa | 214,54 (Modo 3) | 215,47 (Modo 4) | 255,47 (Modo 6) | 276,07 (Modo 7) |
| Mesa+Pie | 158,62 (Modo 4) | 205,68 (Modo 6) | 235,79 (Modo 9) | 248,75 (Modo 10) |
| Mesa+Pie+Chapa | 141,25 (Modo 4) | 204,67 (Modo 7) | 228,43 (Modo 9) | 233,56 (Modo 10) |

Tabla 20. Comparación de frecuencias en deformadas similares

Por último se van a mostrar las deformadas (ver Figura 84) a partir de las cuales, la vibración de la chapa adquiere importancia. Observando los valores obtenidos en las frecuencias naturales de la chapa cuando era el único elemento vibrante (subsección 5.4.4), se aprecia que estos eran superiores a 300 Hz. Partiendo de esto se puede concluir que a partir de la duodécima deformada de este análisis se reflejará el efecto de este elemento, pues la frecuencia a la que oscila es de 310,76 Hz. Además, en la Tabla 19 se pudo apreciar como a diferencia del análisis anterior, los últimos modos disminuían los valores de sus frecuencias por la presencia de la chapa.

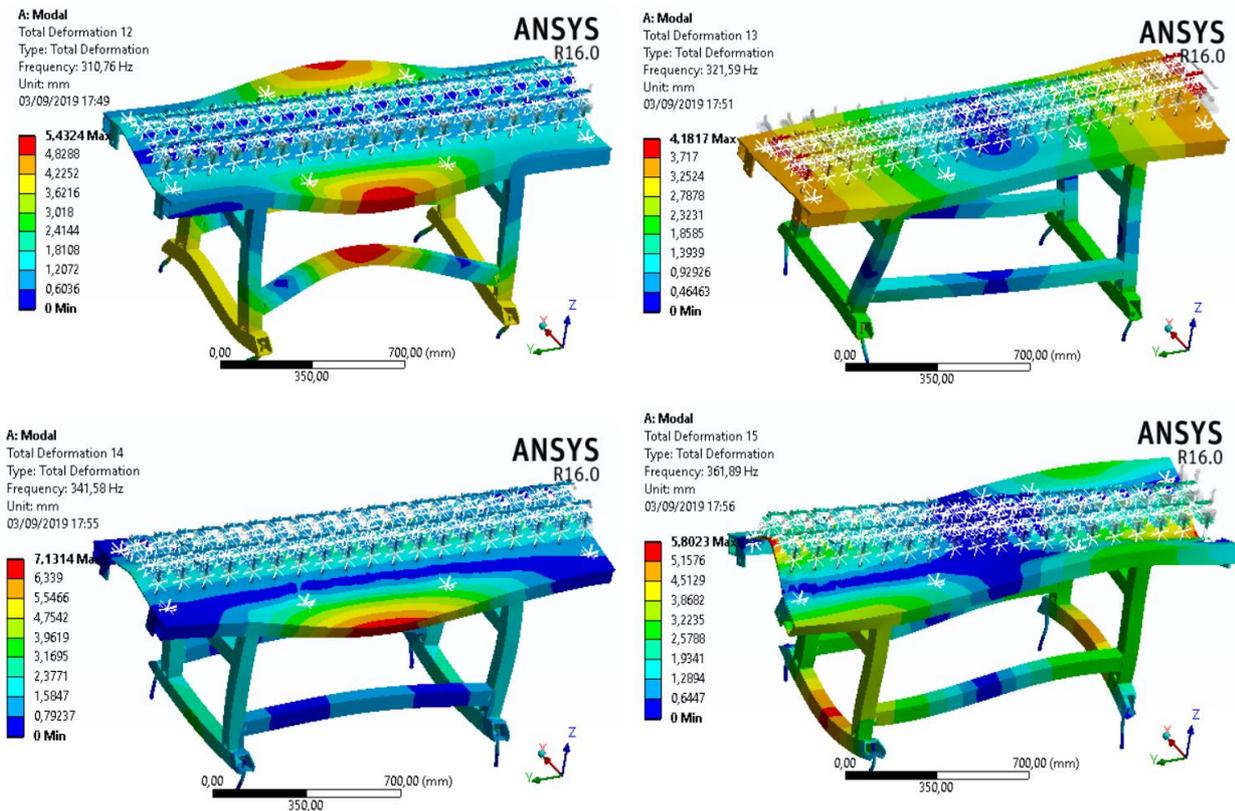


Figura 84. Deformada del duodécimo, decimotercero, decimocuarto y decimoquinto modo de vibración (análisis 5)

5.4.6 Análisis modal 6

En el sexto análisis se van a determinar las frecuencias naturales que se obtienen al considerar los carriles como elementos flexibles. Los resultados, reflejados en la Tabla 21, muestran unos valores muy elevados en comparación con los análisis anteriores por lo que a nivel global, donde las frecuencias son medias, su efecto no introducirá cambios muy relevantes en las deformadas.

| Modo | Frecuencia [Hz] |
|------|-----------------|
| 1 | 1892,20 |
| 2 | 2180,30 |
| 3 | 2361,20 |

Tabla 21. Frecuencias del análisis 6

La primera deformada se representa en la Figura 85. Sobre la imagen se puede apreciar la vibración lateral del carril, alcanzándose mayores desplazamientos en la zona media entre los puntos de apoyo.

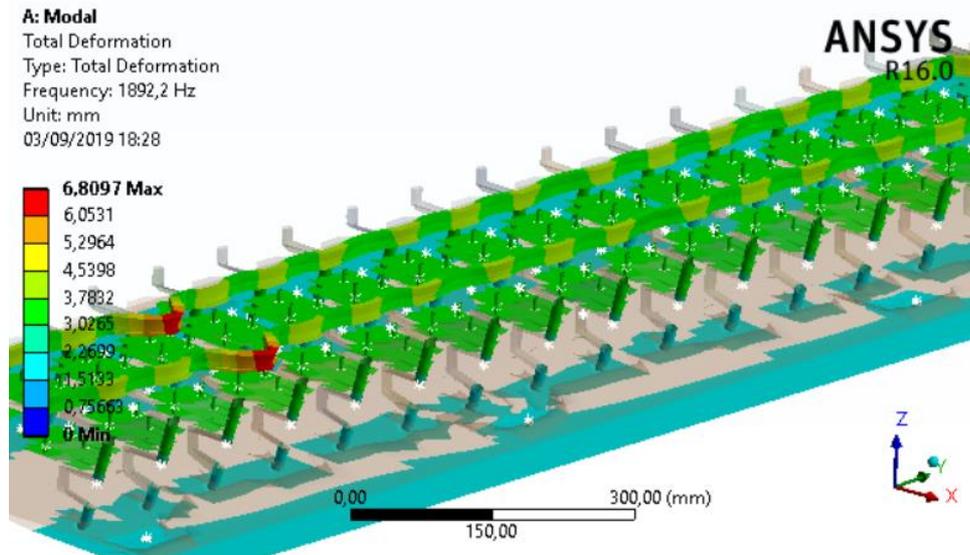


Figura 85. Deformada del primer modo de vibración (análisis 6)

En relación a las siguientes deformadas (ver Figura 86 y Figura 87), se aprecia algo similar a lo mostrado en la descripción cualitativa del Modo III de la Figura 22. La vibración del carril sobre subestructura, tal y como se comenta en la sección 2.4, es una especie de flexión entre pines o puntos discretos. Estos puntos son los que sirvieron como elementos de sujección del carril (imagen B de la Figura 44) y que fueron simplificados en una sola pieza en la Figura 60.

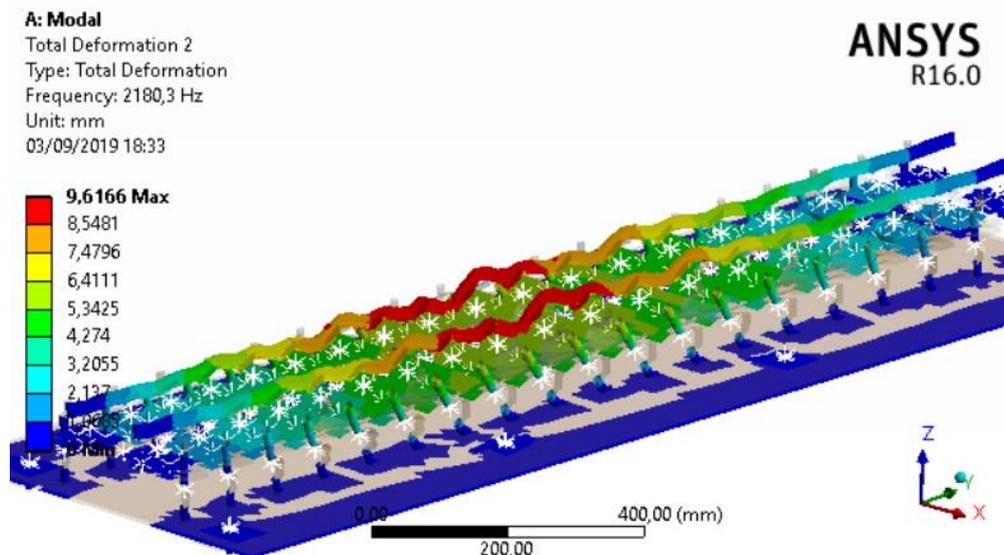


Figura 86. Deformada del segundo modo de vibración (análisis 6)

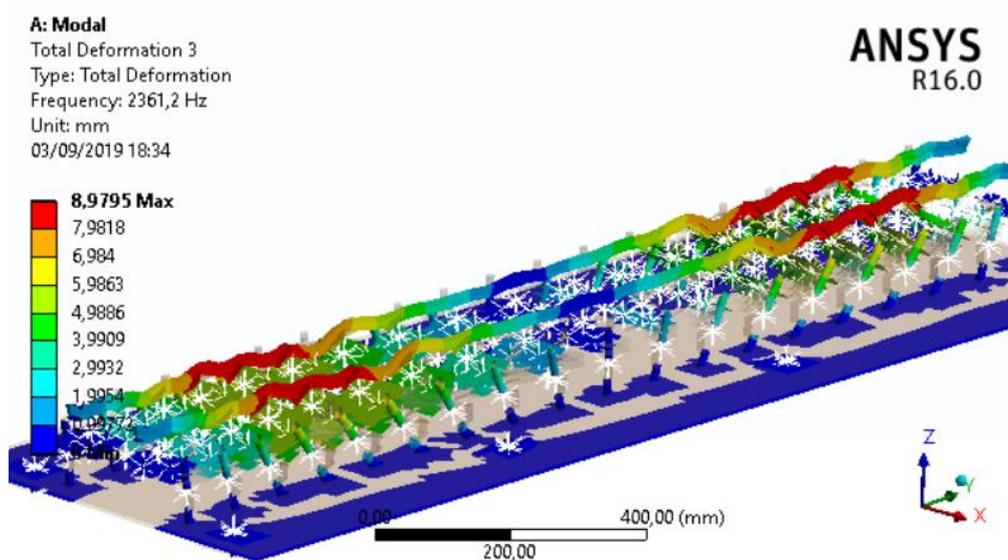


Figura 87. Deformada del tercer modo de vibración (análisis 6)

Por último, es interesante comentar la diferencia entre ambas deformadas. El carril, como se ha descrito previamente, se comporta como una viga que se flexiona en cada punto discreto pero a su misma vez, la viga muestra un comportamiento vibratorio como el de una viga con restricciones en los extremos. Esto es, en la Figura 86, una ondulación mayor en la zona media y una doble ondulación en el caso de la Figura 87. Estas ondulaciones se traducen en amplitudes del movimiento mayores como se resaltan en color rojo sobre las imágenes.

5.4.7 Análisis modal 7

Por último, tras haber desglosado el comportamiento de cada elemento, se va a analizar el comportamiento del conjunto de la estructura de la mesa, chapa, traviesas, carriles y pies flexibles. En la Tabla 22 se muestran los resultados de las catorce primeras frecuencias naturales que se obtienen en Ansys.

| Modo | Frecuencia [Hz] | Modo | Frecuencia [Hz] |
|------|-----------------|------|-----------------|
| 1 | 25,96 | 8 | 203,46 |
| 2 | 120,48 | 9 | 205,03 |
| 3 | 126,30 | 10 | 212,01 |
| 4 | 141,33 | 11 | 226,11 |
| 5 | 156,55 | 12 | 233,64 |
| 6 | 166,93 | 13 | 247,92 |
| 7 | 171,61 | 14 | 270,28 |

Tabla 22. Frecuencias del análisis 7

Comparando estos valores con las frecuencias calculadas anteriormente, en la Tabla 23 se concluye que, a nivel global, mientras más elementos vibrantes se incluyan, la rigidez del sistema disminuirá. En consecuencia también se reducirán las frecuencias naturales.

| | Mesa + Pie flexibles | Mesa + Chapa + Pie flexibles | Mesa + Chapa + Pie + Traviesas flexibles | Mesa + Chapa + Pie + Traviesas + Carriles flexibles |
|--------|----------------------|------------------------------|--|---|
| Modo 1 | 26,39 | 25,97 | 25,97 | 25,96 |
| Modo 2 | 143,53 | 124,22 | 124,03 | 120,48 |
| Modo 3 | 149,39 | 127,23 | 126,94 | 126,30 |
| Modo 4 | 158,62 | 141,25 | 141,02 | 141,33 |
| Modo 5 | 189,60 | 160,07 | 159,59 | 156,55 |
| Modo 6 | 205,68 | 170,80 | 168,39 | 166,93 |
| Modo 7 | 219,86 | 204,67 | 204,66 | 171,61 |
| Modo 8 | 229,57 | 211,24 | 210,67 | 203,46 |

| | | | | |
|----------------|--------|--------|--------|--------|
| Modo 9 | 235,79 | 228,43 | 228,27 | 205,03 |
| Modo 10 | 248,75 | 233,56 | 232,69 | 212,01 |
| Modo 11 | 300,98 | 286,09 | 281,59 | 226,11 |
| Modo 12 | 377,75 | 310,76 | 295,71 | 233,64 |
| Modo 13 | 563,03 | 321,59 | 303,78 | 247,92 |
| Modo 14 | 578,28 | 341,58 | 340,05 | 270,28 |

Tabla 23. Comparación de frecuencias según los elementos flexibles

Al igual que en el análisis de la subsección 5.4.5, los tres primeros modos de vibración representan los desplazamientos más sencillos. La primera deformada, el desplazamiento lateral según el eje X (ver Figura 88), la segunda deformada, el desplazamiento vertical representado en la Figura 89 y la tercera en la Figura 90, el desplazamiento longitudinal a través del eje Y. Sobre estas imágenes se aprecia el movimiento y flexión correspondiente del carril, donde ahora sí, está permitida su deformación.

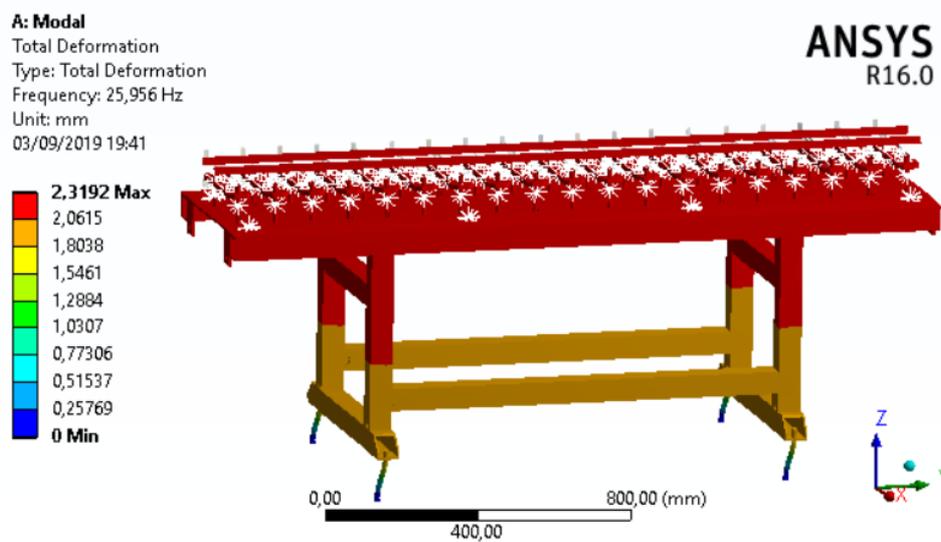


Figura 88. Deformada del primer modo de vibración (análisis 7)

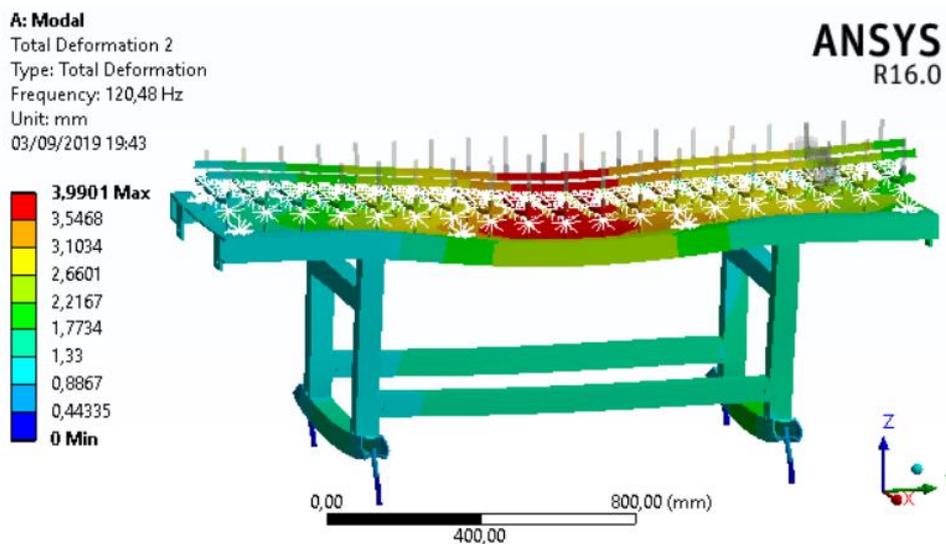


Figura 89. Deformada del segundo modo de vibración (análisis 7)

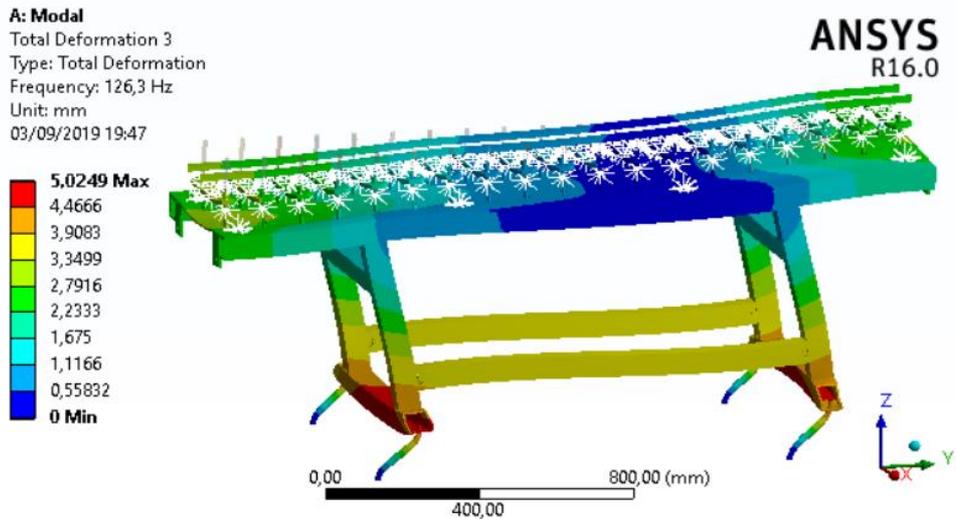


Figura 90. Deformada del tercer modo de vibración (análisis 7)

En relación a la deformada vertical de la Figura 89, donde el desplazamiento vertical incluye una sola ondulación, se van a mostrar a continuación las deformadas donde se pueden apreciar con claridad las siguientes ondulaciones de la parte superior del conjunto, donde la chapa y los carriles vibran de la misma forma.

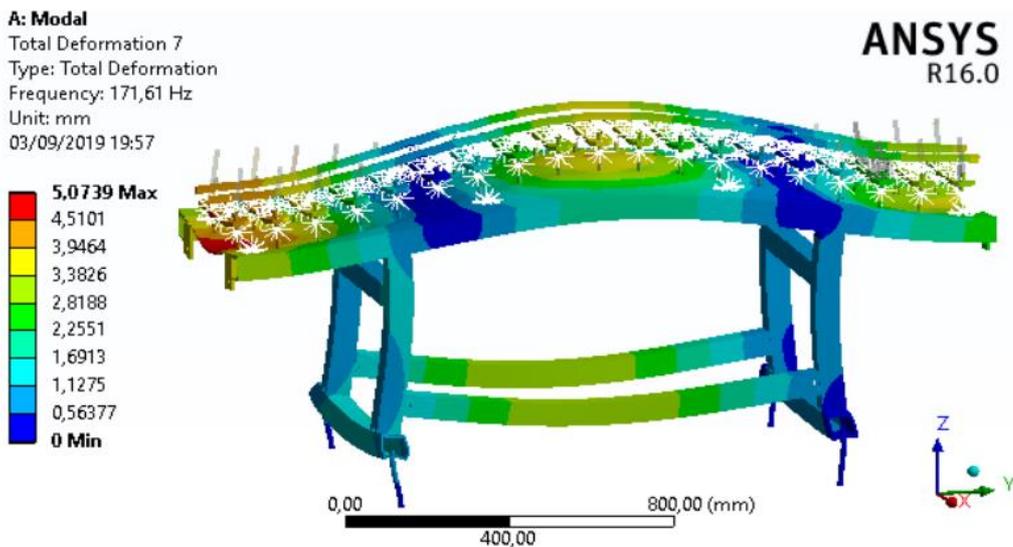


Figura 91. Deformada del séptimo modo de vibración (análisis 7)

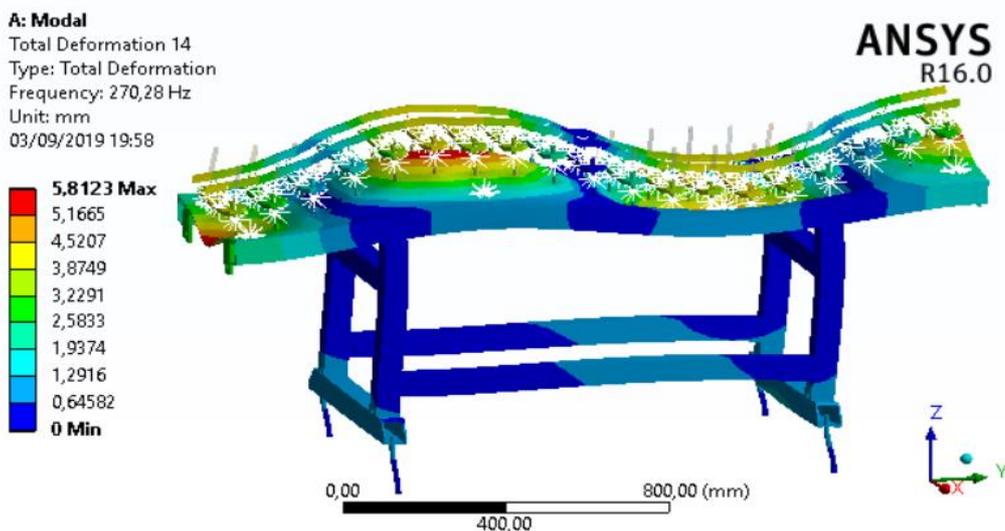


Figura 92. Deformada del decimocuarto modo de vibración (análisis 7)

Por último, al igual que en los análisis anteriores, en este modelo aparecen los mismos modos en los que las mesas apenas se mueven a excepción de las barras longitudinales inferiores. En las primeras imágenes el movimiento se produce según el eje X y en las últimas, el movimiento de las barras es vertical.

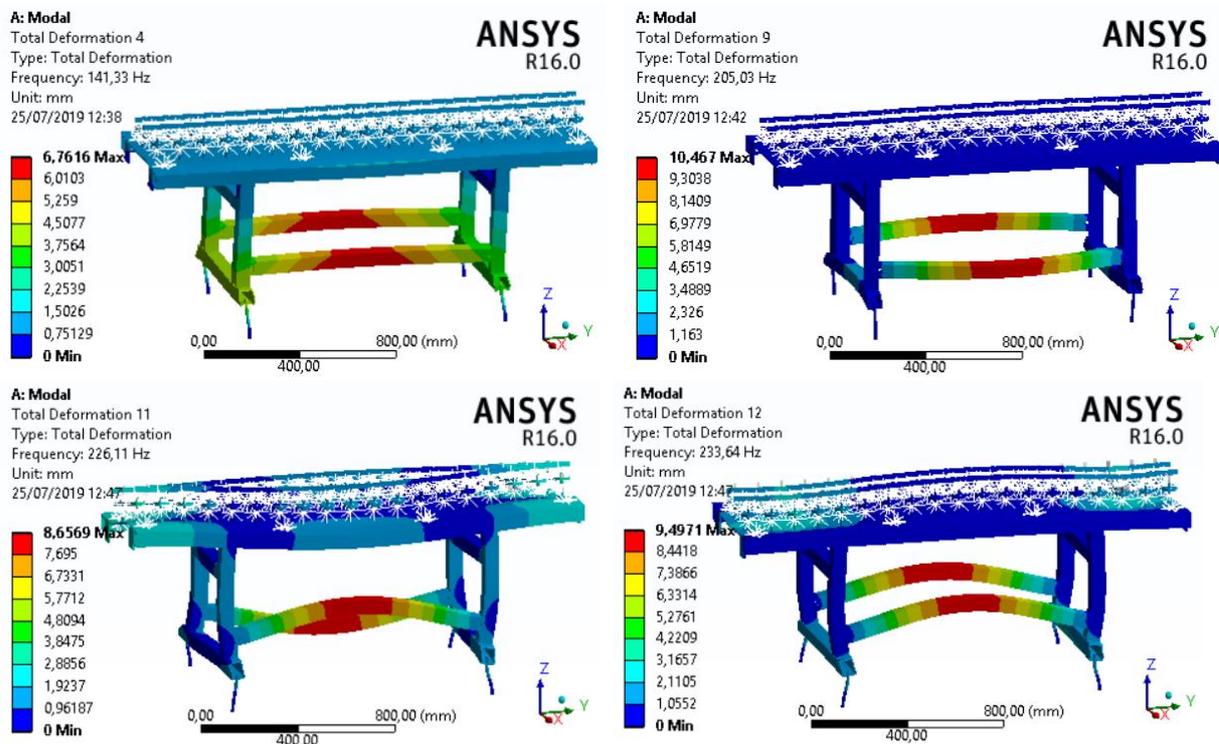


Figura 93. Deformada del cuarto, noveno, undécimo y duodécimo modo de vibración (análisis 7)

En la Tabla 24 se resume como, en la mayoría de los casos, ha ido disminuyendo los valores de de estas frecuencias debido a la pérdida de rigidez del sistema. En todos los análisis el comportamiento de las deformada era el mismo, pues únicamente la vibración estaba asociado a la mesa.

| Elementos flexibles | Movimiento lateral de las barras longitudinales | | Movimiento vertical de las barras longitudinales | |
|--------------------------------|---|-----------------|--|------------------|
| | Valor (Modo) | Valor (Modo) | Valor (Modo) | Valor (Modo) |
| Mesa | 214,54 (Modo 3) | 215,47 (Modo 4) | 255,47 (Modo 6) | 276,07 (Modo 7) |
| Mesa+Pie | 158,62 (Modo 4) | 205,68 (Modo 6) | 235,79 (Modo 9) | 248,75 (Modo 10) |
| Mesa+Pie+Chapa | 141,25 (Modo 4) | 204,67 (Modo 7) | 228,43 (Modo 9) | 233,56 (Modo 10) |
| Mesa+Pie+Chapa+Carriles | 141,33 (Modo 4) | 205,03 (Modo 9) | 226,11 (Modo 11) | 233,64 (Modo 12) |

Tabla 24. Comparación de frecuencias en deformadas similares

Finalmente, el resto de deformadas, como se puede apreciar en las deformadas de la Figura 94, describen la combinación de los movimientos flexibles de los pies, barras tubulares de la estructura de la mesa, chapa y carriles. En la mayoría de las imágenes el movimiento es ocasionado por momentos torsores.

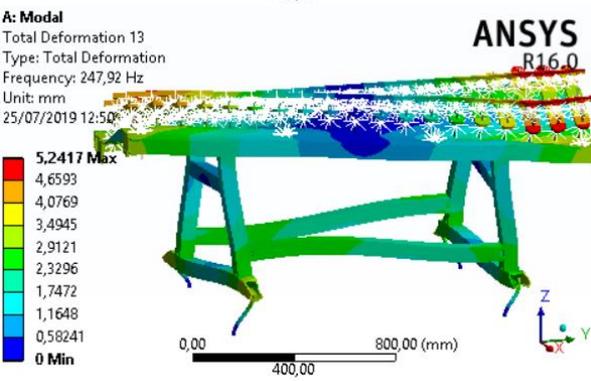
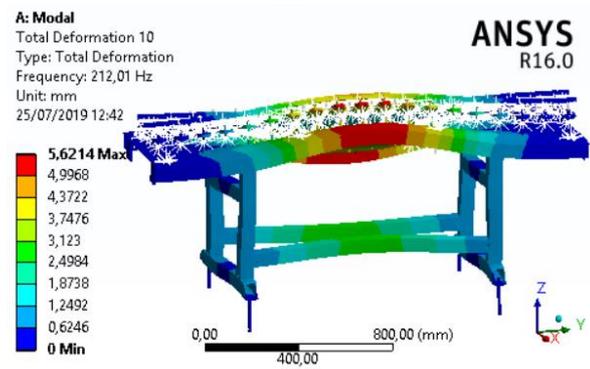
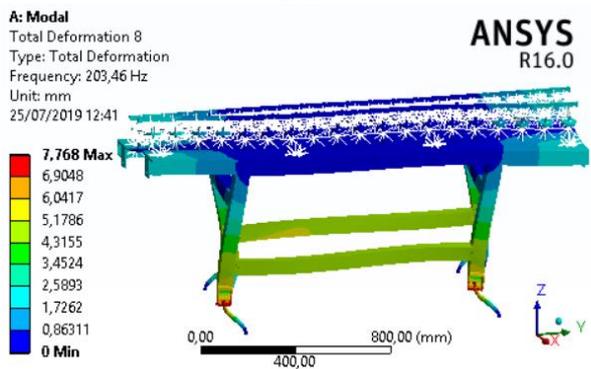
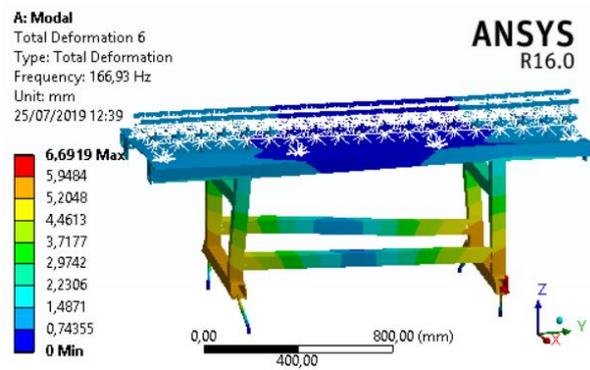
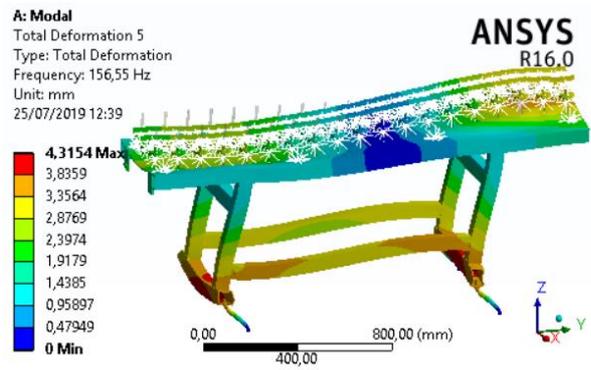


Figura 94. Deformada del quinto, sexto, octavo, décimo y decimotercero modo de vibración (análisis 7)

6 ANÁLISIS MODAL EXPERIMENTAL

Durante este Capítulo se van a mostrar los resultados de los ensayos realizados experimentalmente. Para ello, durante varios días se trasladaron a la azotea los equipos necesarios para realizar las mediciones. Una vez obtenidos los datos, se representarán las gráficas de las funciones de respuesta en frecuencia (FRF).

6.1 Adquisición de datos con Pimento

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. La conexión del equipo sobre el circuito ferroviario de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería se muestra en la Figura 95. Con la información obtenida, Pimento calcula las FRFs que determinan la relación entre la fuerza y la respuesta en función de la frecuencia.

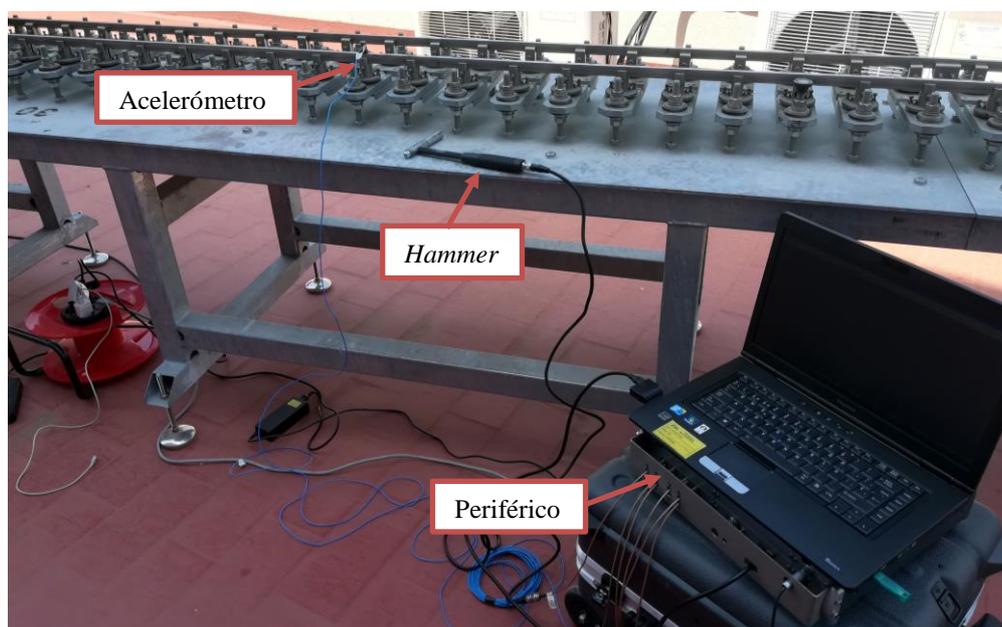


Figura 95. Conexiones del análisis modal experimental

El martillo cuenta con cuatro puntas con distintas durezas. Según el rango de frecuencias de interés se usará una punta u otra. Para altas frecuencias es recomendable excitar el sistema con una punta dura metálica que conseguirá un impacto más puro en el que se conseguirá un rango de frecuencias muy amplio. Sin embargo, realizar ensayos con esta punta es difícil ya que la punta del martillo suele rebotar contra el sistema (ver Figura 96)

Durante el ensayo se ha utilizado tanto la punta metálica, como la punta más dura plástica. Con esta última punta, los impactos son menos reales y se excitan menos frecuencias pero se elimina el riesgo de que se produzcan rebotes. En la Figura 97 se muestra el martillo que se va a emplear, así como las dos puntas utilizadas.

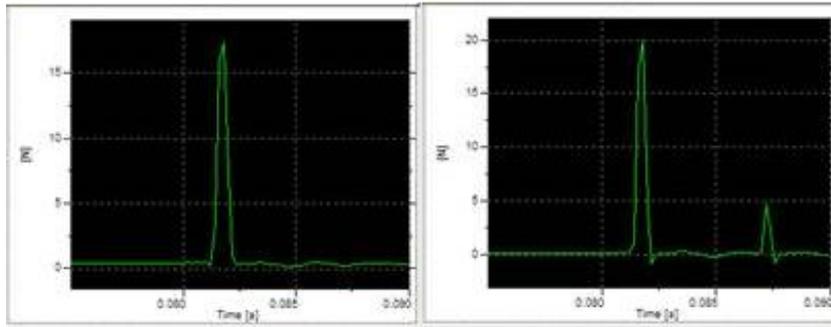


Figura 96. A la izquierda, impacto sin rebote y a la derecha, impacto con rebote



Figura 97. Hammer con la punta plástica negra colocada y la punta metálica en la zona central inferior

Antes de comenzar a realizar los ensayos se debe configurar el software. Para ello, al arrancar el programa, se deberá seleccionar el módulo *Impact*. Una vez ejecutado el programa, se configuran en la pestaña *Channel Selection* los canales que se van a emplear durante el ensayo. En este caso, se han elegido el canal 5 y 6. En esta pestaña también se puede configurar el rango de frecuencias a la que se va a realizar el impacto. Para ello, se debe tener en cuenta el criterio de Nyquist en el cual se establece que la frecuencia de muestreo debe ser como mínimo dos veces la de frecuencia que se pretende captar. Durante este análisis se ha empleado dos frecuencias de corte, una para medias frecuencias (1000 Hz para captar las frecuencias entre 0 y 400 Hz) y otra, para altas frecuencias (4000 Hz para así poder obtener las frecuencias altas de los carriles).

La siguiente pestaña a configurar es la llamada *Channel Description*. En el apartado *Description* se establecen las unidades, newton (N) para el canal del martillo y m/s^2 para el canal del acelerómetro. Haciendo clic en el apartado *Hardware* y en la columna *Coupling* se configura según los canales empleados la opción ICP/SE.

Por último, hay que completar las opciones de la pestaña *Parameter Setup*. En el apartado *Info* se selecciona la opción *Level Trigger* y haciendo clic en *Setup* se configura el modo de *trigger* como *greater than value*, rellenando el nivel con un valor de 10. Esto quiere decir que el programa guardará los resultados a partir de que registre una señal proveniente del martillo superior a 10 N . Por otro lado, en el apartado *Control* se elige el *hammer* como forma de excitación y su correspondiente canal. En la opción *Number of averages* se configura el número de mediciones que se va a realizar en el mismo punto. En este caso se han hecho 5 mediciones y el propio software hará la media de los resultados.

Para observar los resultados se pueden insertar varios *displays*. Es recomendable usar como mínimo dos, uno para ver el impacto (con escala lineal y newton como unidad) y el segundo display para mostrar la FRF con escala en dB.

Una vez realizados todos los ensayos deseados, con el programa Test.Lab se abre cada archivo con las funciones de respuesta en frecuencia. Este software, a parte de darte la opción de operar con los resultados obtenidos, permite guardar los resultados en formato *.txt* para así, poder representar las gráficas con otro programa más sencillo como Excel o Matlab.

6.2 Resultados obtenidos

El procedimiento que se va seguir para realizar los análisis experimentales será el siguiente: situar el acelerómetro en los distintos elementos en los que interese obtener la FRF. Estos elementos son: carriles, estructura tubular de la mesa, pies regulables, traviesas y chapa.

En primer lugar se han realizado los ensayos a altas frecuencias, es decir con la punta metálica. Según los análisis numéricos, las altas frecuencias estaban asociados a los modos de deformación del carril de la vía (subsección 5.4.6). Por ello, para este ensayo se ha situado el acelerómetro sobre el raíl de la vía (ver Figura 98) y se golpeó sobre él en dos posiciones distintas, en un punto del carril situado sobre la traviesa y en un punto medio entre dos traviesas. El motivo de los análisis con golpes en distintas posiciones es debido a lo estudiado en la bibliografía. En la sección 2.4 se vio que el modo de vibración III puede mostrar diferencias en el pico de resonancia según donde esté aplicada la carga.



Figura 98. Posición del acelerómetro sobre el carril de las vías.

En la Figura 99 se muestra el resultado de ambas FRFs. En rojo se representa el impacto realizado sobre un nodo, mientras que en azul se muestra la FRF de un impacto realizado en un punto intermedio del carril apoyado sobre dos traviesas. Observando las curvas se puede apreciar que a bajas frecuencias el comportamiento es similar en ambos ensayos mientras que a altas frecuencias, en la curva azul, el pico alcanza una altura de 10,19 dB a 1162 Hz. A esa misma frecuencia, en el ensayo donde el impacto se realizaba sobre la traviesa (curva roja), la amplitud disminuye hasta 5,46 dB, formándose un pico de antiresonancia que, aunque no es muy acusado, concuerda con lo estudiado en la sección 2.4.

Este ensayo, a parte de darnos información sobre el carril de la vía, ofrece una visión global de los picos de frecuencia del resto de elementos situados por encima del carril. Estos picos, a frecuencias inferiores de 1000 Hz que son de menor intensidad, se tratarán de identificar golpeando y situando el acelerómetro sobre otros elementos del circuito.

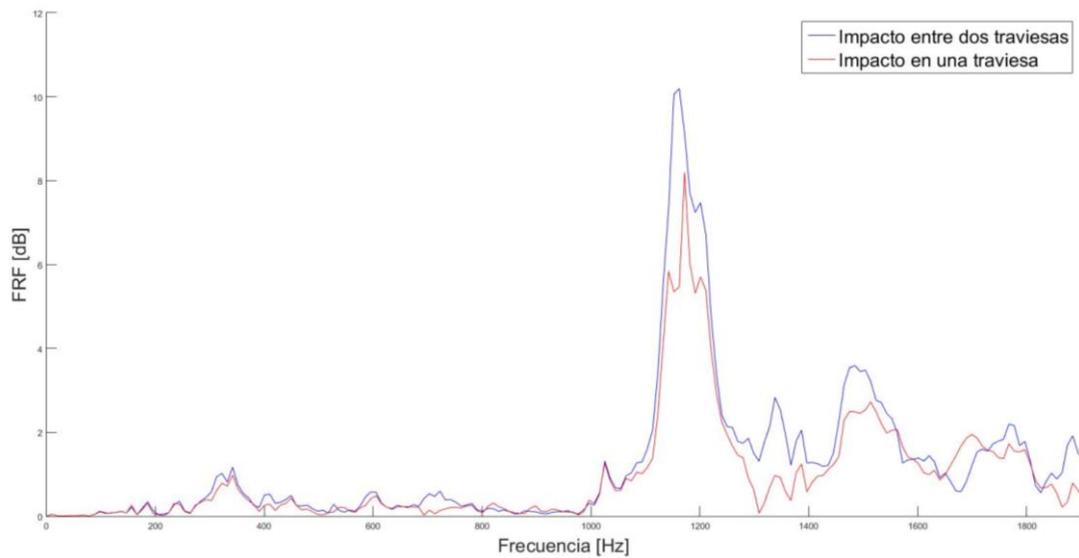


Figura 99. FRF del ensayo sobre el carril

A continuación, se va a analizar frecuencias inferiores a 1000 Hz. Para ello, se va a situar el acelerómetro e impactar en distintos puntos de la mesa y traviesas. La punta del martillo empleada en los siguientes análisis será la de plástico negra. El objetivo va a ser identificar los picos de frecuencias que aparecen en la Figura 99 en el rango comprendido entre 250 y 700 Hz.

Impactando sobre chapa de la mesa y situando el acelerómetro en distintos puntos de la estructura tubular de la mesa (por ejemplo la mostrada en la Figura 100) y en la propia chapa se obtienen las funciones de respuesta en frecuencia representadas en la Figura 101. La leyenda de colores de la gráfica representa los distintos puntos donde se situó el acelerómetro para realizar las mediciones.



Figura 100. Posición del acelerómetro sobre la barra superior longitudinal

Comparando la amplitud de los picos situados en el rango de frecuencias comprendido entre 250 y 450 Hz de la Figura 99 y la Figura 101 se observa que la curva de la primera Figura alcanzaba valores de 1,15 dB, mientras que ahora no superan 0,40 dB. Esta situación dio pie a pensar que este rango de frecuencias no estaba relacionado con la vibración de la estructura de la mesa ni la chapa.

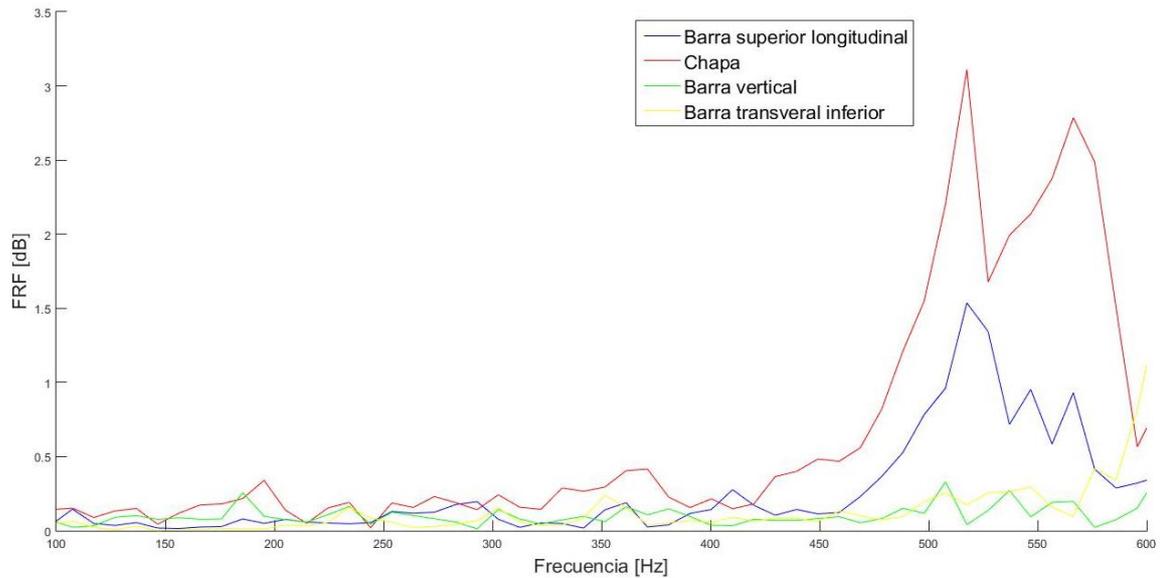


Figura 101. FRFs de los ensayos sobre la estructura de la mesa y chapa

Por otro lado, continuando analizando el rango de frecuencias de 450 a 600 Hz de la Figura 101 es destacable mencionar los picos que aparecen en las curvas azules y rojas. De los estudios realizados en Ansys (subsección 5.4.4 y 5.4.5) es sabido que la chapa posee la mayoría de los modos de vibración comprendidos en este rango. Esto nos permite concluir que este rango de frecuencias puede estar asociado a la vibración de la chapa, ya que las curvas rojas y azules son las que situaron el acelerómetro en puntos más cercanos a la chapa, en concreto la roja que se situó sobre la misma es la que obtiene amplitudes de mayor relevancia.

Asumiendo que los picos suaves de la Figura 99 en el intervalo de 450-600 Hz están asociados a la chapa, ahora se va a tratar de identificar a qué elementos están asociados los picos de mayor altitud en el rango de 300 a 450 Hz. Como se mencionó anteriormente, el hecho de que la amplitud de la FRF (Figura 98 frente a Figura 100) en este rango de frecuencias haya disminuido plantea la posibilidad de que este intervalo esté relacionado con elementos situados por encima de la chapa. Para ello se va a realizar mediciones en el elemento intermedio entre el carril y placa, esto es, como se ve en la Figura 102, la traviesa.



Figura 102. Posición del acelerómetro sobre la traviesa

En efecto, tal y como se ve en la Figura 103, impactando sobre la traviesa y situando el acelerómetro sobre la misma, aparecen unos picos con gran amplitud en el rango de frecuencias en cuestión, cuyo efecto visto a nivel general (Figura 99) se atenuaría por la presencia de los demás elementos vibrantes.

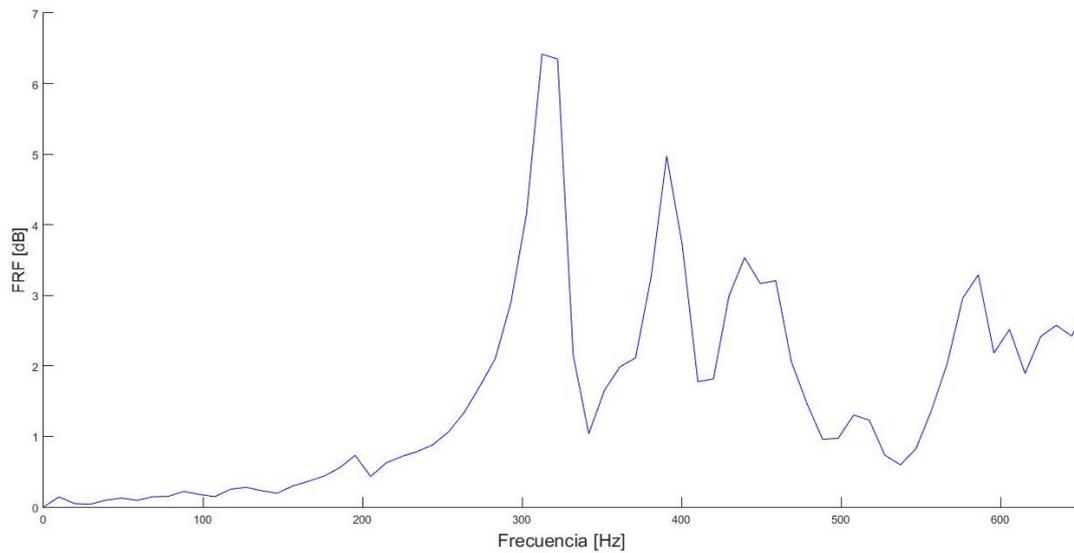


Figura 103. FRF del ensayo sobre la traviesa

En último lugar, con el objetivo de buscar la frecuencia más baja del sistema, que numéricamente se calculó en el Capítulo 5 en torno a los 25 Hz y se atribuyó a la flexión de los pies, se va a impactar y medir aceleraciones en las barras de la estructura de la mesa próximas a los pies.

Excitando y situando el acelerómetro sobre la barra longitudinal y transversal inferior y el tornillo regulable que hace de pie se obtienen las funciones de respuestas en frecuencias mostradas en la Figura 104. En dicha imagen se puede observar que las curvas son distintas pero muestran una tendencia similar. Existe un pico predominante a frecuencias inferiores de 100 Hz. Este valor, que encuentra entre 58,59 y 68,36 Hz, es superior al valor esperado según los análisis de ANSYS. Sin embargo, hay que destacar que este intervalo de frecuencias no es desconocido. El primer modo de vibración que se obtenía al considerar la estructura de la mesa como único elemento flexible, analizado en la subsección 5.4.2, se obtenía a esa frecuencia.

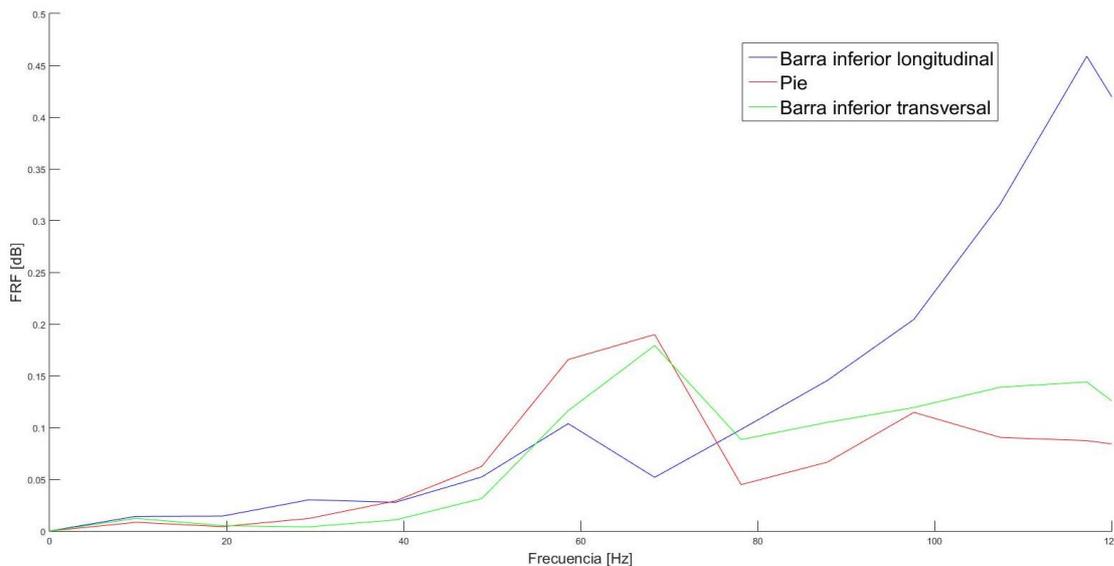


Figura 104. FRFs de los ensayos realizados en la estructura de la mesa y el pie

Por último, analizando la Figura 104 en un rango mayor de frecuencias se puede concluir que las frecuencias situadas entre 100 y 300 Hz, están asociadas a la vibración de la mesa, ya que solo muestran picos significativos los ensayos realizados sobre las barras de la estructura de la mesa, esto es la curva azul y verde de la Figura 105.

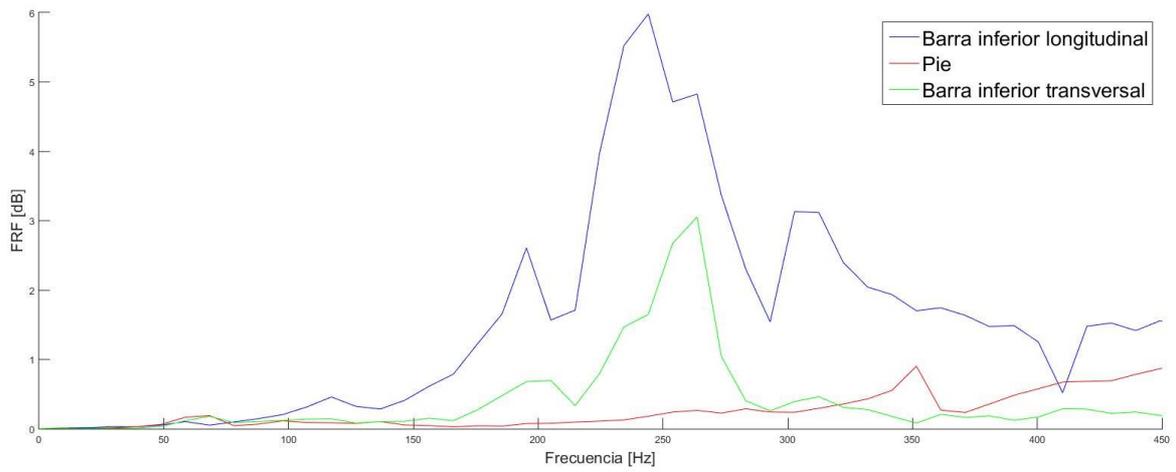


Figura 105. FRFs de los ensayos realizados en la estructura de la mesa y el pie ampliando el rango de frecuencias

7 CONCLUSIONES Y AVANCES FUTUROS

Durante este Capítulo se van establecer una serie de conclusiones relacionadas con los análisis modales realizados en los capítulos anteriores. A partir de estas conclusiones se va a tratar de identificar el rango de vibración de cada elemento principal de la vía y compararlo con los modos característicos de la vía descritos en el Capítulo 2. Además, se propondrán futuros trabajos relacionados con el circuito y mejoras que podrían realizarse al modelo de la vía.

7.1 Comparación de los resultados del modelo numérico y experimental

En esta sección se va a proceder a realizar una comparación de los resultados numéricos del Capítulo 5 y los experimentales del Capítulo 6. Hasta ahora los resultados se han referido a intervalos o rangos, nunca a valores exactos de frecuencia. Por ello, esta equiparación entre los dos análisis se va a dividir en cinco intervalos como se ve en la Figura 106.

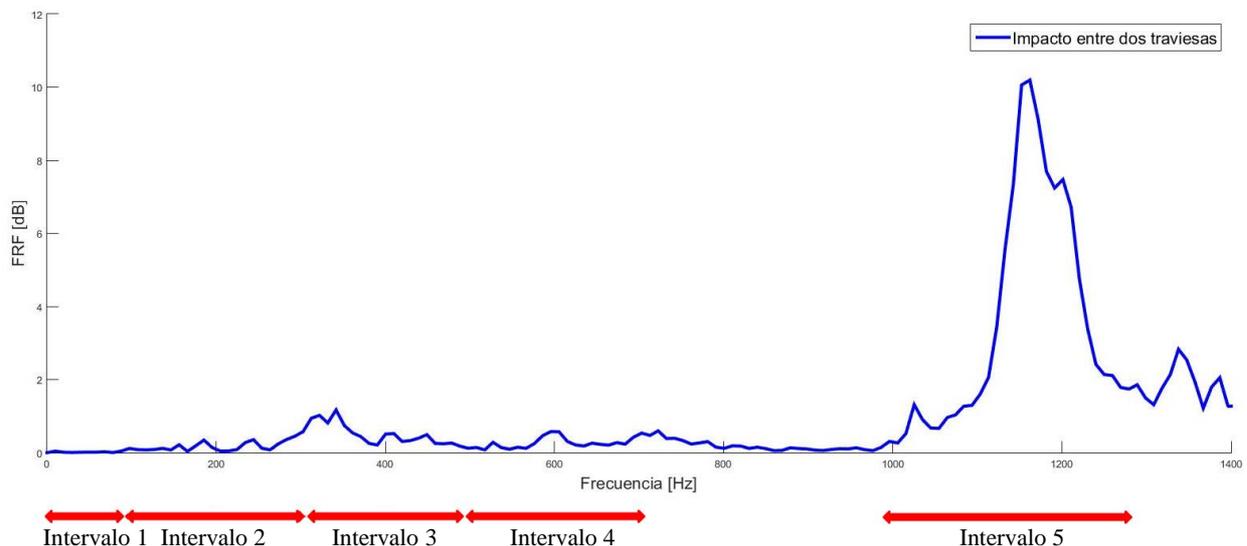


Figura 106. División de intervalos de frecuencia sobre la FRF del ensayo en el carril

1° Intervalo. En el primer intervalo de bajas frecuencias (0 a 100 Hz) aparece la primera diferencia entre los dos análisis. Como se ha visto más detalladamente en el análisis experimental anterior (ver final de la sección 6.2), la primera frecuencia que se obtiene si se excita en puntos cercanos a los pies está en torno a 60 Hz, valor por encima del que se esperaba obtener según el análisis numérico de la subsección 5.4.1, donde se obtuvo 26 Hz. Esta situación se puede explicar según dos teorías:

- El modelo de los pies importados en ANSYS no se asemejan a la realidad. En el circuito ferroviario, además de los tornillos regulables, hay unos troncos de cono que sirven de apoyo al tornillo. Este soporte cuenta con una superficie de contacto mayor que la del tornillo, además de un material plástico que amortigua el contacto con el suelo de la azotea. En el modelo diseñado se supuso que los tornillos eran elementos empotrados por lo que lo que la base podía omitirse al considerarlos como parte del suelo.



Figura 107. Detalle del pie real

Esta diferencia con el modelo real puede explicar que realmente la primera frecuencia natural del sistema sea más alta de la que obtuvo numéricamente, como se ha dicho 25-30 Hz en el análisis numérico frente a 60 Hz del análisis experimental. Con respecto al segundo modo obtenido numéricamente al considerar los pies los únicos elementos flexibles se tiene un valor de 334 Hz (ver Tabla 13). Este valor también es inferior al que se obtuvo al medir las aceleraciones sobre el propio tornillo (ver curva roja de la Figura 105) que alcanzó los 350 Hz. En este segundo modo la diferencia es menos significativa, pero aun así sigue siendo algo mayor.

- La segunda teoría por la que se puede obtener estas diferencias asume que la simplificación de los elementos troncocónicos es correcta pero no se han impuesto unas condiciones de contorno adecuadas sobre los tornillos regulables.

Estas dos teorías posteriormente serán incluidas como posibles mejoras y avances futuros del proyecto.

- 2º Intervalo. Analizando el segundo tramo de frecuencias, comprendido entre 100 y 300 Hz, se puede decir que existe una buena correspondencia entre ambos modelos. Observando los ensayos experimentales mostrados en la Figura 105, en los que se podrían haber captado frecuencias asociadas los tornillos o pies, se ve que las únicas curvas que muestran picos con amplitudes relevantes es sobre aquellas donde se ha golpeado y medido aceleraciones sobre la propia estructura de la mesa. Es decir, se puede asumir que los picos verdes y azules de la Figura 105, situados entre 150 y 300 Hz, están asociados a la vibración de la estructura de la mesa.

Mientras en los análisis numéricos ya se había fijado este intervalo como franja de vibración de la mesa. En los análisis 5.4.2, 5.4.3, 5.4.5 y 5.4.7 se obtuvieron cuatro modos de vibración que representaban las mismas deformadas, cuatro modos de vibración de la barra longitudinal inferior de la mesa. En la Tabla 24 se resumían las frecuencias naturales de los análisis mencionados con anterioridad donde se puede apreciar que el intervalo de vibración de la barra longitudinal está comprendido entre 140 y 270 Hz. Por último, mencionar que en el análisis experimental el pico de mayor intensidad que alcanza 5,98 dB (curva azul de la Figura 105) y comprendido en este rango, en concreto 244,1 Hz, era el que había situado el acelerómetro sobre esta barra en cuestión, lo que termina por confirmar la correlación entre los análisis experimentales y numéricos realizados.

- 3º Intervalo. El tercer intervalo (300-450 Hz) se asume como rango de vibración asociado a las traviesas. Este hecho, a pesar de no poder ser constatado numéricamente, pues ANSYS debido al excesivo número de contactos entre cuerpos rígidos y flexible impedía el cálculo modal, se entiende como válido por lo que se podido medir experimentalmente. Como se mostraba anteriormente sobre la Figura 99, donde se habían medido aceleraciones sobre el carril, en este rango de vibración se apreciaban unos picos con alturas superiores a 1 dB. Sin embargo, cuando se midieron las aceleraciones por debajo del carril, es decir sobre la chapa, estas intensidades desaparecían, descendiendo su amplitud a valores en torno a 0,40 dB (ver Figura 101). Esta disminución hizo pensar que el tercer intervalo de frecuencias estaba asociado a algún elemento situado entre el carril

y la chapa, como pueden ser las traviesas. Esta evidencia fue confirmada en el análisis representado en la Figura 103, donde el acelerómetro se situó sobre la traviesa. Observando los valores alcanzados que se resumen en la Tabla 25, la altura de los picos más relevantes estaban comprendidos en el rango en cuestión por lo que finalmente, se puede concluir que las traviesas tienen asociado este tercer intervalo.

| Altura [dB] | Frecuencia [Hz] |
|-------------|-----------------|
| 6,48 | 312,50 |
| 6,35 | 322,30 |
| 4,97 | 390,60 |
| 3,53 | 439,50 |

Tabla 25. Alturas más significativas del ensayo de la Figura 105

4° Intervalo. El siguiente rango de frecuencias, referente a los picos comprendidos entre 450 Hz y 650 Hz, se atribuye como tramo de frecuencias asociado a la chapa de la mesa. Las mediciones que justifican esta afirmación están representadas sobre la Figura 101. En dicha gráfica, dos curvas presentan puntos con mayores amplitudes, estas son las curvas azul y roja donde se impactó sobre la chapa y se midió las aceleraciones sobre ella (Tabla 26) o en puntos muy cercanos (Tabla 27).

| Altura [dB] | Frecuencia [Hz] |
|-------------|-----------------|
| 3,11 | 517,60 |
| 2,79 | 566,40 |

Tabla 26. Alturas más significativa del ensayo de la Figura 101 (curva roja)

| Altura [dB] | Frecuencia [Hz] |
|-------------|-----------------|
| 1,54 | 517,60 |
| 0,95 | 546,90 |
| 0,93 | 566,5 |

Tabla 27. Alturas más significativa del ensayo de la Figura 101 (curva azul)

Los resultados del análisis modal en ANSYS confirman que asumir que la chapa está relacionado con este intervalo es posible, pues en la subsección 5.4.4 se mostró que, a excepción de la primera frecuencia, el resto de las calculadas (de la Tabla 17: 412,10 Hz; 592,44 Hz ; 594,67 Hz; 609,09 Hz...) se encuentran aproximadamente en esta franja.

5° Intervalo. Por último, al igual que en la mayoría de los intervalos analizados, en el tramo de frecuencias superiores a 1000 Hz se obtiene una buena concordancia entre los resultados experimentales y numéricos. Los ensayos experimentales que obtienen picos relevantes en torno a estas frecuencias son los mostrados en la Figura 99, donde se llegan a alcanzar amplitudes de 10,19 dB a 1162 Hz. Durante los siete ensayos numéricos realizados en el Capítulo 5 hay que destacar que, a excepción de uno de ellos, no se alcanzó frecuencias tan elevadas en los catorce primeros modos de vibración. Como es lógico, el único que obtuvo valores altos en sus frecuencias desde el primer modo (1892,20 Hz) fue el análisis 5.4.6 donde el carril era el único elemento flexible (ver Tabla 21).

Finalmente es importante mencionar que aunque sobre la Figura 99 no se aprecien picos relevantes por debajo de los 1000 Hz, el efecto del resto de elementos existe solo que su intensidad se va atenuando ante la presencia del resto de elementos vibrantes. De ahí que para encontrar los intervalos propios de las traviesas, chapa, mesa o pies se haya tenido que golpear y medir sobre los propios elementos.

7.2 Comparación de resultados con la bibliografía consultada

Aunque los estudios mostrados en la bibliografía están elaborados para vías sobre balasto, se puede establecer una relación entre los principales modos de vibración de esta vía y el circuito ferroviario de estudio.

En la subsección 2.4 se describió que el modo II (de 200 a 600 Hz) dependía principalmente de los *rail-pads*, ya que estaba asociado a la vibración de los carriles sobre la traviesa. Además de depender de la rigidez de los *pads*, su comportamiento también está influenciado por la masa de la traviesa. Durante los ensayos experimentales se demostró que los picos de resonancia en los que las traviesas son los elementos más influyentes (ver intervalo 3 de la Figura 106) están situados en el rango de frecuencias del modo II.

Por otro lado, el modo III, que suele producirse en el intervalo de frecuencias comprendido entre 600 y 1100 Hz, muestra diferentes formas según el punto donde se aplique la carga en el raíl (ver Figura 22 y Figura 23). Cuando se aplica entre dos traviesas la resonancia es conocida como frecuencia pin-pin, mientras que si se aplica la carga sobre una traviesa, se obtiene una antiresonancia en ese punto. Este efecto se aprecia en el análisis experimental. En la Figura 99 entre 1152 y 1162 Hz, la curva roja cambia la tendencia, mostrando un pico de antiresonancia que, aunque no es muy pronunciado, permite concluir una correcta correspondencia con los proyectos consultados en la bibliografía.

Finalmente, las ecuaciones (9), (10) y (11) al estar referidas a elementos característicos de la vía sobre balasto no son extrapolables a este circuito pues es difícil identificar valores como la rigidez de los rail-pads o el balasto. Sin embargo, aquella que solo depende de propiedades físicas relacionadas con el carril sí puede dar una buena aproximación de la frecuencia pin-pin (Ecuación (9)). Según el modelo diseñado del circuito y las propiedades del acero, se obtiene un valor f_{pp} de 1840 Hz, resultado muy cercano al obtenido en el primer modo del análisis numérico 5.4.6 (1892,20 Hz).

7.3 Conclusiones y futuros trabajos

La principal conclusión que se obtiene tras realizar este proyecto es que las frecuencias del circuito ferroviario son lo suficientemente altas como para no perturbar el estudio dinámico de un vehículo que circule sobre él. Sin embargo, existe una frecuencia baja cuyo valor a nivel numérico no queda claro, esta es, la asociada a la vibración lateral de los pies. Por ello, a continuación se plantean tres mejoras del modelo de vía analizado que quizás, podrían describir mejor el comportamiento a esta baja frecuencia.

- Incluir en el modelo de ANSYS un sistema de apoyo troncocónico de los tornillos que se asemeje al real (ver Figura 107), donde además, se incluya la existencia de los dos materiales que posee el circuito real.
- Replantear las condiciones de contorno usadas. Como se explicó anteriormente, las cabezas de los tornillos se asumieron como elementos empotrados pues debido al propio peso y la existencia de los apoyos, se consideró que el movimiento sobre el plano de la cubierta de la ETSI estaba limitado. Podría ser interesante analizar la influencia que tiene cambiar las condiciones de contorno tanto en el sistema que incluya los apoyos troncocónicos, como en el caso del modelo que se omitan.
- Reconsiderar el material empleado en el modelo de Ansys. El circuito ferroviario ha sido construido en acero galvanizado, una aleación con un recubrimiento de cinc, especialmente utilizado en ambientes corrosivos. Este tipo de acero, a diferencias de un acero estructural o un acero inoxidable, puede presentar propiedades mecánicas diferentes que impliquen variaciones en los resultados del análisis modal numérico.

Por otro lado, en el caso de futuros trabajos que se centren de manera más profunda en el comportamiento del carril y de las traviesas o en la medición de la fuerza de contacto entre el carril y la rueda de un vehículo, sería conveniente analizar si la simplificación realizada en el sistema de sujeción del carril, sobre todo en los elementos que componen las traviesas, es adecuada. 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.

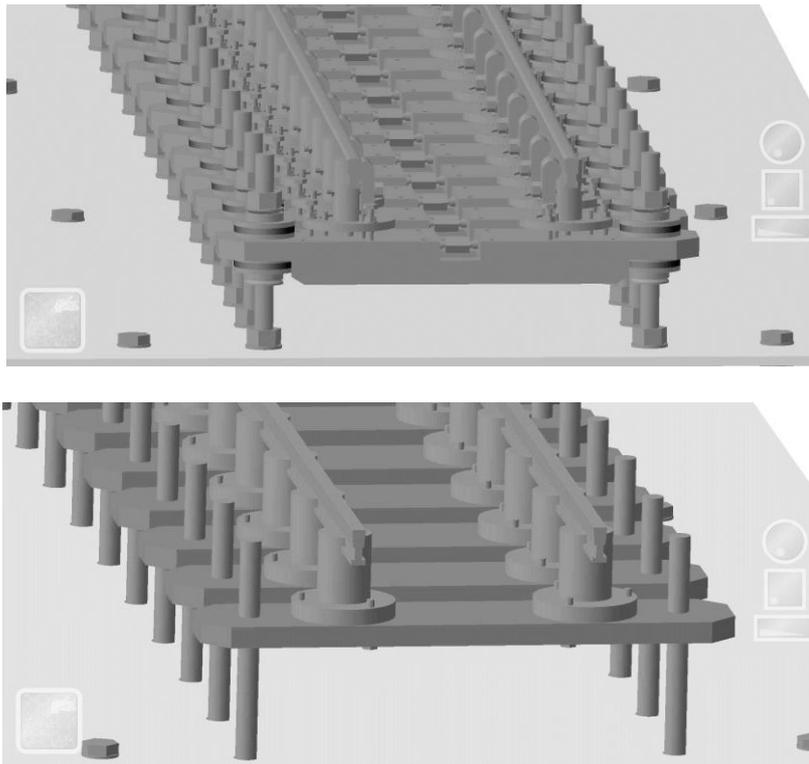


Figura 108. Detalle del sistema de apoyo de la vía. Modelo real (imagen superior) y modelo simplificado (imagen inferior)

Finalmente, un último trabajo pendiente sería analizar si existen variaciones muy significativas en los tramos del circuito ferroviario en los que la vía no describe un trazado plano y recto. Por ejemplo, en el tramo B ascendente o en la curvatura final del tramo A descritos en la Tabla 10 y en la Figura 39.

8 REFERENCIAS

- [1] «ADIF,» Administrador de Infraestructuras ferroviarias, [En línea]. Available: www.adif.com. [Último acceso: 15 abril 2019].
- [2] Escuela Técnica Superior de Ingenieros en Topografía, Geofesía y Cartografía., «Universidad Politécnica de Madrid,» Marzo 2016. [En línea]. Available: www.delegacion.topografia.upm.es. [Último acceso: 15 abril 2019].
- [3] E. Cortina Ruiz, «La utilización de la vía en placa en líneas de alta velocidad: aplicación práctica,» Barcelona, 2013.
- [4] M. Melis Maynar, «Terraplenes y balasto en Alta Velocidad Ferroviaria. Segunda parte: los trazados de Alta Velocidad en otros países,» *Revista de Obras Públicas*, nº 3468, 2006.
- [5] ABC, *Veinte heridos al descarrilar en Francia un tren de alta velocidad*, p. 91, 15 diciembre 1992.
- [6] Institute Railway Technical Research, «RTRI Develops a Low-Cost Ballast Track Maintenance Method,» 13 septiembre 2018. [En línea]. Available: https://www.rtri.or.jp/eng/press/2018/nr201809-2_detail.html. [Último acceso: 10 junio 2019].
- [7] A. Muro Vidal, «Vibraciones en las vías de ferrocarril,» Universidad Politécnica de Cataluña, Barcelona, 2009.
- [8] Tribunal de Cuentas Europeo, «Red ferroviaria europea de alta velocidad: no una realidad, sino un sistema fragmentado e ineficaz,» 2018.
- [9] J. M. Estrade Panedes, «La superestructura de vía sin balasto: perspectivas de su aplicación en las nuevas líneas de alta velocidad,» *Revista de obras públicas*, pp. 9-28, 1991.
- [10] C. Esveld, «Low-maintenance ballastless track structures,» *Rail Engineering International Edition*, nº 3, pp. 13-16, 1997.
- [11] C. Esveld, *Recent developments in slab track application*, Delft, 1999.
- [12] «Edilon Sedra,» [En línea]. Available: www.edilonsedra.com. [Último acceso: 10 junio 2019].
- [13] J. Otero Yugat, *Contribución al estudio de las vibraciones producidas por el contacto rueda-carril y su transmisión*, Barcelona: Universidad Politécnica de Cataluña, 2009.
- [14] A. Zougari, *Estudio del comportamiento vibratorio de vías ferroviarias mediante simulación numérica*, Barcelona: Universidad Politécnica de Cataluña, 2014.
- [15] A. J., «Characteristics of wave formations in rail,» *Rail International*, pp. 17-23, 1986.
- [16] S. L. Grassie y J. Kalousek, «Rail corrugation: Characteristics, causes, and treatments,» *The Journal of Rail and Rapid Transit*, vol. 16, nº 207, pp. 57-68, 1993.
- [17] S. L. Grassie, R. W. Gregory, D. Harrison y K. Johnson, «The dynamic response of railway track to high frequency vertical excitation,» *Journal Mechanical Engineering Science*, vol. 24, nº 2, pp. 77-90, 1982.
- [18] A. Pita López, *Infraestructuras ferroviarias*, Barcelona: Universidad Politécnica de Cataluña, 2006.
- [19] P. Dings y M. G. Dittrich, «Roughness on dutch railway wheels and rails,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 1, nº 193, pp. 103-112, 1996.
- [20] «Normativa técnica de ADIF,» julio 1985. [En línea]. Available: <http://descargas.adif.es/ade/u18/GCN/NormativaTecnica.nsf>. [Último acceso: 10 junio 2019].
- [21] «Asociación Latinoamericana de Ferrocarriles (ALAF),» octubre 2014. [En línea]. Available: http://www.alaf.int.ar/publicaciones/MANUAL_INTEGRAL_DE_VIAS.pdf. [Último acceso: 10 junio 2019].
- [22] G. K. Nguyen, *Efectos dinámicos debidos al tráfico de ferrocarril sobre la infraestructura de vía y las estructuras*, Madrid: Universidad Politécnica de Madrid, 2013.

- [23] M. B. Ramón y C. Herrer, «Cálculo de la rigidez vertical de la vía en función de las rigideces verticales de la placa de asiento y del sistema balasto-plataforma en vías de alta velocidad,» *Revista Vía Libre Técnica*, nº 1, pp. 49-56, 2009.
- [24] P. F. Teixeira, *Contribución a la reducción de los costes de mantenimiento de vías de alta velocidad mediante la optimización de su rigidez vertical*, Barcelona: Universidad Politécnica de Cataluña, 2004.
- [25] Centro de Innovación del Transporte (CENIT); TRANSyT, Centro de Investigación del Transporte (TRANSyT), «Centro de Experimentación de las Obras Públicas (CEDEX),» enero 2008. [En línea]. Available: http://webaux.cedex.es/idipeit/conv2006/Convocatoria_2006/PT-2006-046-17IAPM/SUBPROYECTOS1_3_4_5.pdf.
- [26] C. Esveld, *Modern Railway Track*, Zaltbommel, 2001.
- [27] A. López Pita y P. F. Teixeira, «New Criteria in Embankment-Bridge Transitions on High-Speed Lines,» de *Conferencia IABSE Symposium Report 87*, Bélgica, 2013.
- [28] P. F. Teixeira y A. López Pita, «Numerical Modeling of High-Speed Train/Track System to Assess Track Vibrations and Settlement Prediction,» *Journal of Transportation Engineering*, vol. 139, nº 3, pp. 330-337, 2013.
- [29] B. Blanco, *Railway track dynamic modelling*, Estocolmo: School of Engineering Sciences KTH, 2017.
- [30] L. Gry, «Dynamic modelling of railway track,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 195, nº 3, pp. 477-505, 1996.
- [31] J.-F. Hament, «Railway Noise: Use of the Timoshenko Model in Rail Vibration Studies,» *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 85, nº 1, pp. 54-62, 1999.
- [32] «Getzner, engineering a quiet future,» [En línea]. Available: <https://www.getzner.com/es>. [Último acceso: 10 junio 2019].
- [33] A. P. De Man, *Dynatrack: un estudio de las propiedades dinámicas de las vías férreas y su calidad*, Delft: Delft University Press, 2012.
- [34] K. Knothe y S. Grassie, «Modelling of railway track vehicle/track interaction at high frequencies,» *Vehicle System Dynamics*, vol. 22, pp. 209-262, 1993.
- [35] A. P. De Man, «Pin-pin resonance as a reference in determining ballasted railway track vibration behavior,» *Hemon*, vol. 45, nº 1, pp. 35-51, 2000.
- [36] W. Zhaia, K. Wang y J. Lin, «Modelling and experiment of railway ballast,» *Journal of Sound and Vibration*, nº 270, pp. 673-683, 2004.
- [37] MC2 Ingeniería y Sistemas, S.L., «Manual de instrucciones. Circuito vía a escala».
- [38] J. Prada Delgado, *Manual de Catia V5 para análisis estructural estático y aplicaciones prácticas*, Sevilla: Universidad de Sevilla, 2015.
- [39] G. Michas, *Slab track systems for high-speed railways*, Estocolmo, 2012.
- [40] P. Gelly, *High frequency vehicle-track interaction. Coupling of an advanced track model with a multi-body system*, Estocolmo, 2014.
- [41] A. Zougar, J. Martínez Miralles y S. Cardona Foix, «Obtención de la respuesta vibratoria vertical de vías férreas mediante modelos numéricos,» *Revista Iberoamericana de Iberoamericana de Ingeniería Mecánica*, vol. 17, nº 1, 2013.