

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Aeroespacial

Desarrollo de un modelo de radiación sonora para la predicción de ruido de rodadura y chirridos en curva de vehículos ferroviarios

Presentado por: D. Víctor Tomás Andrés Ruiz

Dirigido por: Dr. D. Juan Giner Navarro

Dr. D. José Martínez Casas

Valencia, julio 2018

Resumen

En el presente proyecto se estudia el ruido radiado por una rueda ferroviaria debido al contacto entre ésta y el carril. Se proponen dos metodologías de cálculo de la potencia acústica, llevando a cabo su comparación.

El objeto principal del estudio reside en el cálculo del ruido emitido por un vehículo ferroviario a consecuencia de la rugosidad en la rueda y en el carril, conocido como ruido de rodadura, y el análisis de su contenido en frecuencia. Asimismo, se analiza el ruido chirriante, conocido como *squeal noise*, emitido por la rueda cuando el vehículo negocia una curva de radio pequeño.

En ambos casos la metodología ha consistido, en primer lugar, en caracterizar la rueda ferroviaria: morfología, propiedades inerciales, disipativas y elásticas y modelo de Elementos Finitos (EF). Posteriormente, se analiza el comportamiento modal de la rueda calculando sus frecuencias naturales y modos de vibración, así como la respuesta originada por la excitación que se produce como consecuencia al contacto rueda/carril. A continuación, conocida la respuesta vibratoria de la rueda, se calcula la potencia acústica radiada por la misma. Por último, se analizan los resultados y se obtienen las conclusiones pertinentes.

Los resultados apuntan a que no es necesario el uso de una malla de EF muy fina pues, considerando unas pocas coronas circulares dividiendo la rueda, los correspondientes puntos equiespaciados a lo largo de la circunferencia y extrapolando su comportamiento al resto de la misma, se obtienen prácticamente los niveles de potencia acústica radiada estimados por modelos que consideren todos los nodos de la rueda, con diferencias despreciables frente al ahorro drástico del coste computacional requerido para cada simulación.

Palabras clave: Modelo de potencia acústica radiada, ruido de rodadura, dinámica ferroviaria, rueda, modos propios de vibración, movilidad, eficiencia de radiación.

Abstract

The present project focuses on studying the noise radiated by a railway wheel due to the contact between it and the rail. Two methodologies to calculate the acoustic power are proposed, carrying out their comparison.

The main object of the study resides in the calculation of the noise emitted by a railway vehicle as a result of the roughness in the wheel and in the rail, known as rolling noise, and the analysis of its frequency content. Additionally, the noise emitted by the wheel when the vehicle negotiates a small radius curve, known as squeal noise, is analyzed.

In both cases the methodology has consisted, firstly, in characterising the railway wheel: morphology, inertial, dissipative and elastic properties and Finite Element model (FE). Subsequently, the modal behaviour of the wheel is analysed by calculating its natural frequencies and vibration modes, as well as the response caused by the excitation that occurs as a result of the wheel/rail contact. Next, known the vibratory response of the wheel, the acoustic power radiated by it is calculated. Finally, the results are analysed and pertinent conclusions are obtained.

The results suggest that the use of a very fine FE mesh is not necessary, since considering a few circular crowns dividing the wheel, the corresponding points equispaced along the circumference and extrapolating its behaviour to the rest, practically the same acoustic power levels are obtained than models which consider all the nodes of the wheel, with negligible differences compared to the drastic saving of the computational cost required for each simulation.

Key words: Model of radiated acoustic power, rolling noise, railway dynamics, wheel, wheel modes of vibration, mobility, radiation efficiency.

Resum

En el present projecte s'estudia el soroll radiat per una roda ferroviària a causa del contacte entre esta i el carril. Es proposen dos metodologies de càlcul de la potència acústica, duent a terme la seua comparació.

L'objecte principal de l'estudi residix en el càlcul del soroll emés per un vehicle ferroviari a conseqüència de la rugositat en la roda i en el carril, conegut com a soroll de rodament, i l'anàlisi del seu contingut en freqüència. Així mateix, s'analitza el soroll estrident, conegut com *squeal noise*, emés per la roda quan el vehicle negocia una corba de ràdio xicotet.

En ambdós casos la metodologia ha consistit, en primer lloc, en caracteritzar la roda ferroviària: morfologia, propietats inercials, dissipatives i elàstiques i model d'Elements Finites (EF). Posteriorment, s'analitza el comportament modal de la roda calculant les seues freqüències naturals i modes de vibració, així com la resposta originada per l'excitació que es produïx com a conseqüència al contacte roda/carril. A continuació, coneguda la resposta vibratòria de la roda, es calcula la potència acústica radiada per la mateixa. Finalment, s'analitzen els resultats i s'obtenen les conclusions pertinents.

Els resultats apunten a que no cal fer ús d'una malla d'EF molt fina perquè, considerant uns pocs punts de la roda, els corresponents punts equiespacats al llarg de la circumferència i extrapolant el seu comportament a la resta, s'obtenen pràcticament els mateixos nivells de potència acústica radiada estimats per models que considereren tots els nodes de la roda, amb diferències menyspreables enfront de l'estalvi dràstic del cost computacional requerit per a cada simulació.

Paraules clau: Model de potència acústica radiada, soroll de rodament,, dinàmica ferroviària, roda, modes propis de vibració, mobilitat, eficiència de radiació.

Índice

Resumen	i
Abstract.....	ii
Resum	iii
Índice	4
I. Memoria	5
II. Planos	56
III. Presupuesto	58
IV. Pliego de condiciones.....	64

I. MEMORIA

Índice de la Memoria

Índice de la Memoria	6
1. Introducción	7
1.1. Justificación del estudio	7
1.2. Fuentes de emisión	9
1.3. Objeto del estudio.....	10
2. Dinámica de la rueda ferroviaria	12
2.1. Modelo dinámico	12
2.2. Caracterización de los modos de vibración.....	14
3. Modelo de radiación sonora.....	18
3.1. Formulación.....	18
3.1.1. Eficiencias de radiación	18
3.1.2. Potencia acústica radiada.....	20
3.2. Metodología aplicada a una rueda ferroviaria.....	22
3.2.1. Nodos superficiales	22
3.2.2. Superficies de radiación	25
3.3. Respuesta a la excitación	29
3.4. Software TWINS	34
3.4.1. Aspectos generales.....	34
3.4.2. Hipótesis asumidas por TWINS	36
3.4.3. Respuesta a la excitación	38
4. Resultados.....	40
4.1. Introducción	40
4.2. Casos de estudio.....	41
4.2.1. Modelo completo.....	42
4.2.2. Modelo TWINS	44
4.2.3. Comparación modelos	45
4.3. Caso de <i>squeal noise</i>	50
5. Conclusiones	53
Referencias	54

1. Introducción

1.1. Justificación del estudio

En la actualidad, el transporte ferroviario constituye uno de los medios de transporte más eficientes, seguros y medioambientalmente respetuosos. En 2015 el transporte ferroviario supuso el 0.1% de todas las emisiones de CO₂ en la Unión Europea y un 0.5% de las emisiones relacionadas con el transporte [1]. En este mismo año, el 8.3% del transporte de pasajeros en la Unión Europea se atribuye a este medio, al tiempo que ocupa un lugar privilegiado en el transporte de bienes suponiendo el 11.9% del tránsito [2].

Considerando las dificultades actuales del transporte por carretera, con las restrictivas medidas medioambientales implantadas y previstas en su uso, sobre todo en las grandes urbes europeas, el transporte ferroviario se coloca como principal sustitutivo. Además, la aparición de los trenes de alta velocidad incrementa notablemente la aplicación de dicho transporte en detrimento del transporte aéreo, marítimo y por carretera.

A pesar de su reducida contribución al efecto invernadero, el transporte ferroviario ha estado en los últimos años en el foco mediático por la contaminación acústica que ocasiona [3]. Uno de los atractivos del ferrocarril es la cantidad de núcleos urbanos que conecta en cada línea, lo que ha determinado el crecimiento de su uso y, en consecuencia, ha incrementado la presión de la legislación para la reducción de sus emisiones acústicas. La conciencia de los ciudadanos sobre la contaminación acústica crece a medida que se ven afectados y el paso de ferrocarriles por áreas pobladas constata este hecho. Se debe tener en cuenta que actualmente los trenes, tranvías y metros cruzan pueblos y ciudades donde la densidad de población es muy alta.

Históricamente, ha existido un crecimiento de la conciencia sobre el impacto que el ruido, en particular de los ferrocarriles, tiene sobre el ser humano. Al comienzo del desarrollo del transporte ferroviario, el efecto del ruido sobre el ser humano no era un tema polémico. Con el paso de las décadas, la comunidad científica advirtió una clara correlación entre el ruido al que una persona estaba expuesta y ciertos efectos que comprendían desde sensación de malestar hasta la aparición de enfermedades cardiovasculares y la muerte. Aunque es difícil determinar qué grado de influencia tiene el ruido sobre los casos más graves, se ha demostrado que ésta es significativa.

Una gran parte de la población de núcleos urbanos sufre en algún momento de su vida malestar o irritación como respuesta a la exposición al ruido. A medida que el tiempo de exposición aumenta, es más frecuente la aparición de estrés, así como el crecimiento de factores de riesgo serios para la salud humana, tales como aumento de presión sanguínea e incremento de los niveles de colesterol, que pueden ocasionar enfermedades cardiovasculares y, en última instancia, incluso la muerte. A continuación, en la **Figura 1.1**, se expone una representación esquematizada [4] de lo comentado.

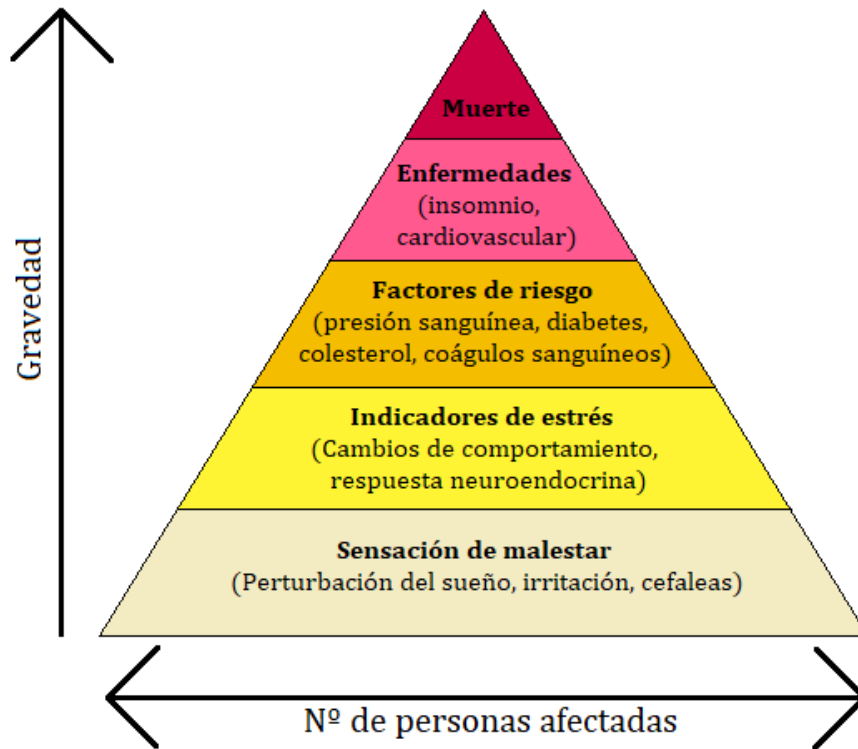


Figura 1.1: Efectos del ruido sobre el humano

La severidad de los efectos guarda relación directa con el nivel del ruido al que está expuesto el humano, así como el tiempo de exposición. Un estudio realizado en diferentes países de la Unión Europea estima la distribución sobre los niveles de ruido de la población expuesta [5]. En la **Tabla 1.1** se exponen los resultados.

Nivel L_{den} * de exposición	Fracción expuesta
≤ 60 dB	46 %
61 - 65 dB	29 %
66 - 70 dB	18 %
> 70 dB	8 %

Tabla 1.1: Distribución de la población expuesta al ruido

* L_{den} (Day-evening-night equivalente level) hace referencia al nivel sonoro medido durante 24 horas, con una penalización de 10 dB para los niveles medidos entre las 23:00 y las 7:00 h, y de 5 dB para los niveles medidos entre las 19:00 y 23:00 h, para reflejar la sensibilidad del humano al ruido al anochecer y durante las horas nocturnas.

Como ilustración de lo anterior, en la **Figura 1.2** se muestra el mapa de ruido de la zona correspondiente a la Estación del Norte (de ferrocarriles), situada en Valencia [6].

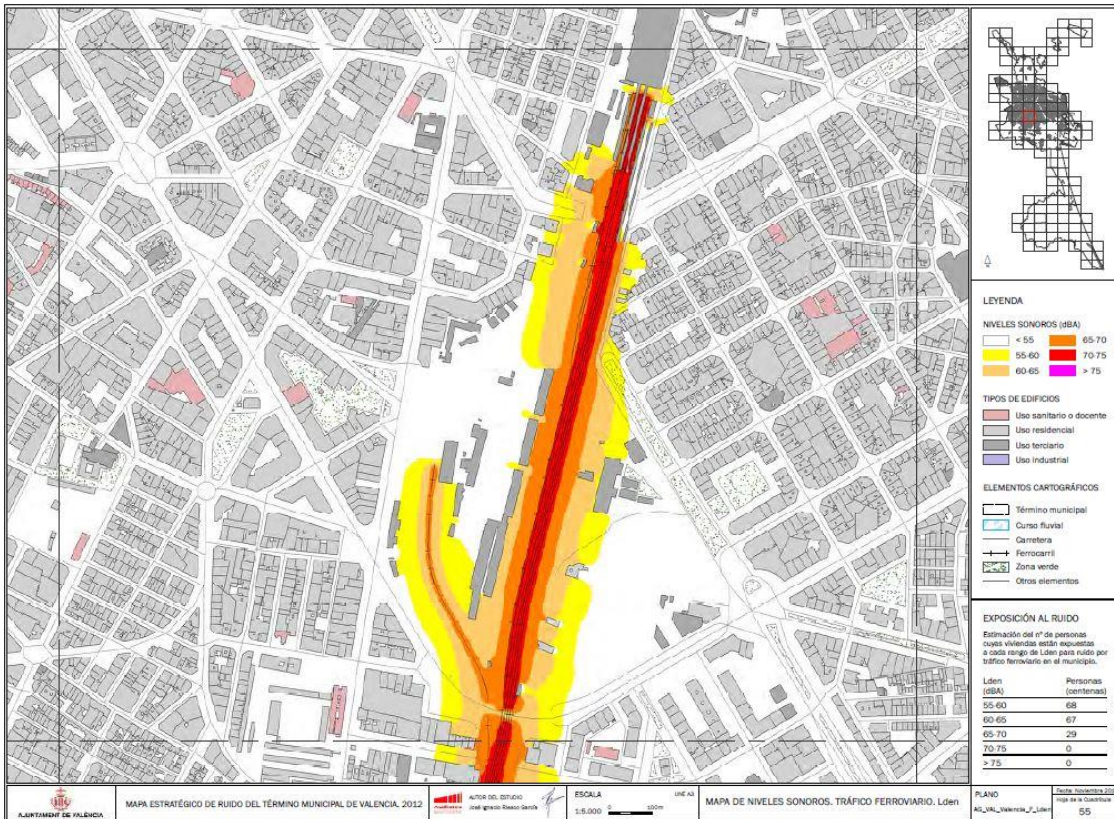


Figura 1.2: Mapa de ruido de la zona correspondiente a la Estación del Norte de Valencia

El uso de este medio de transporte en núcleos urbanos y su impacto sobre la población ha propiciado el desarrollo de modelos que explican y describen los mecanismos y niveles de emisión de ruido, así como las medidas paliativas propuestas.

1.2. Fuentes de emisión

La emisión de ruido en los ferrocarriles tiene diversas fuentes, destacando principalmente el contacto entre la rueda y el carril, en los que se producen excitaciones, vibraciones y, finalmente, ruido.

Las fuentes más significativas de ruido causado por el contacto entre la rueda y el carril son el ruido de rodadura o *rolling noise*, el ruido chirriante o *squeal noise* y las vibraciones y ruido transmitido al suelo. Existen otras fuentes que contribuyen a la emisión acústica, como el ruido aerodinámico, relevante a altas velocidades, pero no son objeto del presente trabajo.

El ruido de rodadura, objeto principal de estudio a lo largo del documento, se produce a consecuencia de la rugosidad de la rueda y del carril. Ésta produce fuerzas dinámicas de contacto, que a su vez excitan a la rueda y al carril provocando un campo vibratorio que deriva en un campo acústico radiado. La **Figura 1.3** ilustra el fenómeno [7]. El uso de elementos de disipación acústica en fase de mantenimiento y el reperfilado de los perfiles de carril y rueda

para minimizar la corrugación de la vía son las medidas que se proponen habitualmente para reducir el ruido de rodadura [8].

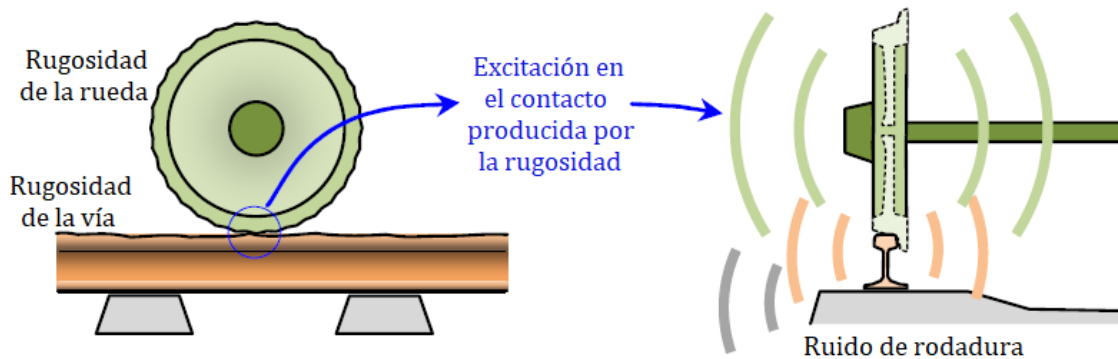


Figura 1.3: Generación del ruido de rodadura [7]

Tanto la vía como la rueda emiten sonido a consecuencia de la vibración. Este fenómeno es el mismo que el que ocurre en un altavoz, donde la vibración de la membrana genera una emisión de sonido. Esta fuente de emisión aparece siempre que exista movimiento dinámico de la rueda y el carril, estando presente en un amplio rango de frecuencias. Dado que la vía tiene menos superficie de emisión y un movimiento más limitado por sus condiciones de contorno, es la rueda la que domina la emisión sonora y por ello va a ser ésta el sujeto del presente estudio.

El *squeal noise* es el otro tipo de ruido que aparece principalmente asociado al contacto rueda/carril en casos generalmente de curvas cerradas. A diferencia del ruido de rodadura, el *squeal* o chirridos se define por su carácter fuertemente tonal en el dominio de las altas frecuencias, en el que el ruido resulta mucho más molesto para el oído humano. El fundamento físico para su generación es todavía motivo de controversia entre los investigadores y la legislación no ha entrado de lleno en la particularización de este tipo de ruido como causa principal de riesgo acústico, aunque ya se han puesto en marcha medidas paliativas basadas especialmente en la lubricación periódica de los carriles, así como el uso de amortiguadores acústicos tanto en el carril como en la rueda [8]. Algunos investigadores también sostienen que la modificación en el diseño de los ejes montados para prevenir el contacto de pestaña podría reducir drásticamente los niveles de *squeal* [8].

1.3. Objeto del estudio

El objetivo de este trabajo consiste en la implementación de un modelo computacionalmente eficiente de cálculo de la potencia acústica emitida por una rueda de tren. El modelo propuesto supone una importante contribución al grupo de investigación en dinámica ferroviaria del Centro de Investigación de Ingeniería Mecánica (CIIM) de la Universitat Politècnica de València (UPV) en el que se ha desarrollado este trabajo, ante la ausencia de modelos propios previos que permitieran evaluar el campo acústico radiado por las subestructuras ferroviarias (modeladas mediante técnicas de reducido coste computacional) una vez calculado el campo vibratorio correspondiente a cada simulación.

El presente trabajo se centrará en el ruido de rodadura (*rolling noise*), tipo de ruido descrito anteriormente, a partir de unas simulaciones calculadas previamente en las que se introduce la rugosidad como fuente de excitación que induce el campo vibratorio en la rueda. Dicha rugosidad impone desplazamientos verticales en el contacto que generan unas fuerzas dinámicas que se aplican a lo largo de la llanta de la rueda en la zona de contacto. La rugosidad y, por tanto, la fuerza de contacto aplicada como input en el modelo de Elementos Finitos (EF) de la rueda, viene definida por la norma ISO 3095 [9], que define la amplitud máxima de la corrugación según la longitud de onda. Obtenido el campo vibratorio de la rueda en el dominio de la frecuencia, se procederá al cálculo del campo acústico radiado como postproceso de la respuesta dinámica calculada anteriormente, analizando el contenido en frecuencia del ruido tanto en banda fina como en tercios de octava.

Se pretende implementar dos metodologías distintas: un modelo de cálculo de la potencia acústica preciso que considere el movimiento completo de la rueda ferroviaria como respuesta a la excitación, y otro modelo que considere únicamente un número reducido de puntos de la rueda y extrapole su movimiento al resto de la rueda, reduciendo de este modo el tiempo necesario para el cálculo. El análisis de los resultados de ambos modelos, su comparación y la evaluación de la reducción en el coste computacional configuran el núcleo del presente estudio.

Por su parte, se procederá adicionalmente al análisis de posibles casos de *squeal* a partir de simulaciones de un vehículo negociando una curva de radio pequeño. Dichas simulaciones tienen la particularidad de que no se introduce como *input* ninguna excitación previa y, sin embargo, se obtienen fuerzas de contacto lateral intrínsecamente ligadas al fenómeno de *squeal* [8], caracterizadas en el dominio de la frecuencia por fuertes picos de alta frecuencia. Se pretende evaluar si dichas fuerzas de contacto laterales tienen un reflejo en el campo acústico radiado a modo de picos fuertemente tonales situados en las mismas frecuencias sobre las que se sitúan los picos de las fuerzas laterales, refrendando por tanto las características propias del fenómeno de *squeal*.

2. Dinámica de la rueda ferroviaria

2.1. Modelo dinámico

Con el propósito de calcular la potencia acústica radiada por una rueda debido a la interacción dinámica de ésta con la vía, se propone el modelo cuyo esquema viene representado en la **Figura 2.1**. Los carriles se modelan como vigas de Timoshenko, las placas de asiento y las traviesas y balasto como sistemas de parámetros concentrados.

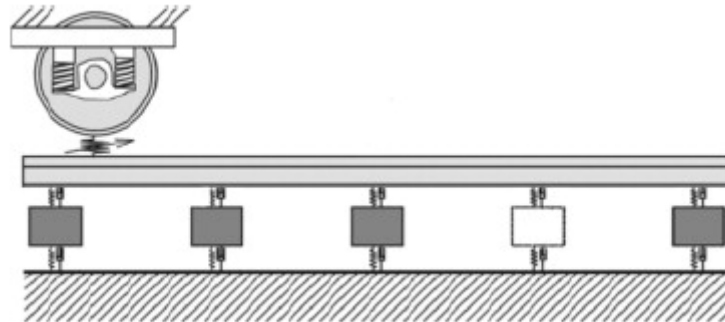


Figura 2.1: Esquema del modelo de interacción rueda/carril [10]

La interacción dinámica entre la rueda y la vía se formula mediante el modelo de contacto. Dicho modelo permite la resolución de la respuesta dinámica de la rueda en el dominio temporal. Considerando la rueda como un sólido rígido, a modo simplificado se podría representar la dinámica de la rueda como un sistema de 1 grado de libertad como se detalla en la **Figura 2.2**.

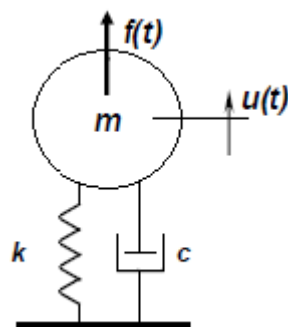


Figura 2.2: Modelo para sólido rígido

Mediante la aplicación del principio de Lagrange, se obtiene la ecuación del movimiento del sólido rígido:

$$m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + ku(t) = f(t), \quad (2.1)$$

Donde m representa las propiedades inerciales, c el amortiguamiento del sistema, k el término elástico y $f(t)$ la fuerza aplicada.

No obstante, nuestro tratamiento de la rueda es diferente al presentado arriba, pues la rueda es un sólido flexible con N grados de libertad.

Por tanto, la ecuación del movimiento de la rueda, aplicando la formulación de E.F., queda como la siguiente ecuación matricial:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{u}(t) = \mathbf{F}(t), \quad (2.2)$$

donde $\mathbf{u}(t)$ es el vector de desplazamiento de los N grados de libertad, \mathbf{M} la matriz de propiedades inerciales, \mathbf{C} la matriz de propiedades disipativas (amortiguamiento), \mathbf{K} la matriz de propiedades elásticas y $\mathbf{F}(t)$ el vector de fuerzas de contacto aplicadas en la rueda.

Dado que las matrices de la ecuación de movimiento (2.2) no son diagonales, existe un acoplamiento entre los N grados de libertad de la rueda. Dicho acoplamiento complica severamente la resolución de la dinámica de la rueda, por lo que es conveniente desacoplar los grados de libertad. Para ello, se requiere el uso de la transformación modal, que se realiza pre y postmultiplicando la **Ecuación 2.2** por la matriz que contiene los modos de vibración escalados a matriz de masa unitaria, Φ . Aplicando esta transformación, y considerando las identidades expresadas en la **Ecuación 2.3**, se obtiene la ecuación del movimiento desacoplada para cada grado de libertad, expuesta en la **Ecuación 2.4**:

$$\mathbf{u}(t) = \sum_{r=1}^N \Phi_r q_r(t), \quad (2.3)$$

$$\Phi_r^T \mathbf{M} \Phi_r = 1,$$

$$\Phi_r^T \mathbf{C} \Phi_r = 2\bar{\omega}_r \zeta_r,$$

$$\Phi_r^T \mathbf{K} \Phi_r = \bar{\omega}_r^2,$$

$$\ddot{q}_r(t) + 2\bar{\omega}_r \zeta_r \dot{q}_r(t) + \bar{\omega}_r^2 q_r(t) = Q_r(t), \quad r = 1, \dots, N, \quad (2.4)$$

donde N es el número de grados de libertad total, Φ_r es el modo de vibración r -ésimo, q_r es la coordenada modal r -ésima, $\bar{\omega}_r$ la frecuencia natural no amortiguada asociada al modo r -ésimo, ζ_r la tasa de amortiguamiento modal r -ésima, y Q_r representa la fuerza generalizada en la coordenada modal r -ésima debida a las cargas externas aplicadas en el sólido provenientes del contacto rueda/carril.

Generalmente, el amortiguamiento relativo de un sistema es difícil de obtener, siendo su caracterización principalmente empírica. En este caso, la caracterización de este factor disipativo reúne dicha dificultad, pues el amortiguamiento presente es puramente estructural. Como se verá en la siguiente sección, la caracterización del factor disipativo se apoyará en correlaciones semiempíricas.

2.2. Caracterización de los modos de vibración

Cualquier sistema o estructura finita tiene una serie de resonancias y frecuencias naturales asociadas. La deformación de la estructura cuando se excita a estas frecuencias viene determinada por los modos de vibración. Estos modos de vibración quedan totalmente definidos cuando se resuelve el problema de autovalores y autovectores de la ecuación del movimiento.

Para reducir la dimensión del problema, se trunca el número de modos considerados como base para la respuesta temporal del sistema. El criterio de truncamiento estará ligado al rango de frecuencias que se pretenda estudiar, pues la frecuencia natural asociada al último modo seleccionado establecerá la máxima frecuencia que podrá reproducir la respuesta del sistema. Para el caso particular de *squeal*, en el que los picos fuertemente tonales se observan entre los 2 y 8 kHz, se requerirá un mayor número de modos de tal manera que el último modo seleccionado esté asociado a una frecuencia natural superior a la frecuencia máxima que se pretenda capturar.

La caracterización del tipo de deformadas permite reducir significativamente la información necesaria para el postproceso del cálculo de potencia acústica radiada. En estructuras con morfologías similares a discos, es común realizar esta caracterización en base al número de líneas nodales (puntos de vibración nula) en diferentes direcciones.

Por una parte, se definen los diámetros nodales que cruzan la rueda en dirección radial pasando por el centro de la misma. Por otra parte, se consideran las circunferencias nodales con dirección tangencial, formando una circunferencia cuyo centro coincide con el eje de la rueda (véase **Figura 2.3**).

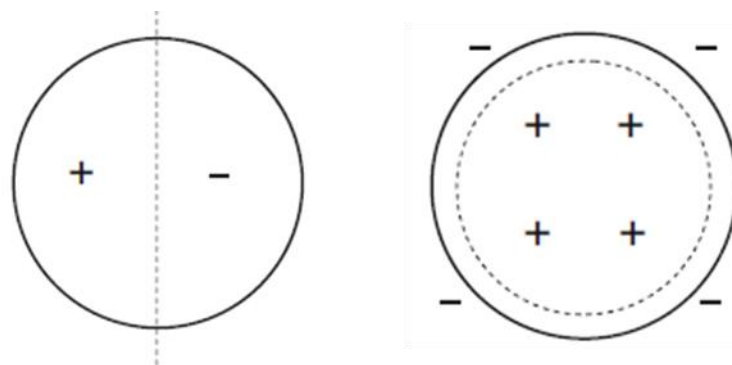


Figura 2.3: A la izquierda, representación de un diámetro nodal; a la derecha, una circunferencia nodal. +/- indica la fase del movimiento relativo en cada área [11]

Para una rueda ferroviaria, se definen tres direcciones de movimiento principales, a saber: la axial o fuera de plano, la radial y la tangencial o circunferencial, representadas en la **Figura 2.4**.

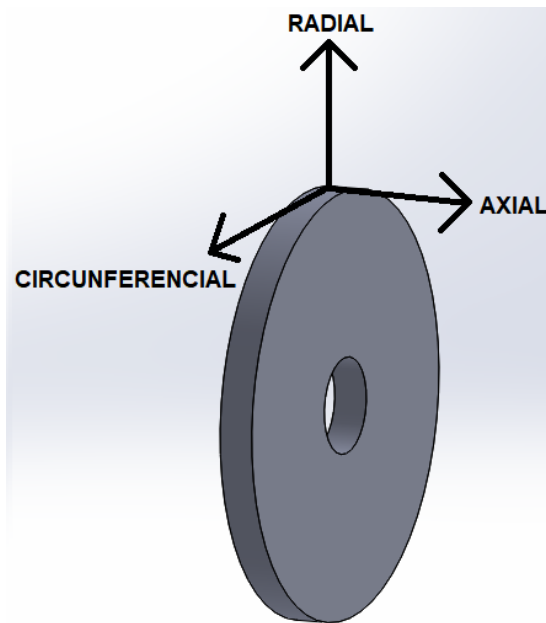


Figura 2.4: Direcciones principales de movimiento

Existen modos cuyo movimiento es puramente axial, otros con movimiento puramente radial, otros con movimiento puramente circunferencial y modos con una combinación de los tres anteriores. Para caracterizar los modos axiales, se indica tanto el número de diámetros nodales, n , como el número de circunferencias nodales, m . En la literatura, un modo con n diámetros nodales y m circunferencias nodales se denota como modo (n, m) [11].

Dado un modo axial con n diámetros nodales, el movimiento de cualquier coordenada (r, θ, y) de la rueda se puede representar mediante la forma $A\cos(n\theta)$, donde θ indica la posición angular, siendo A la función de la posición radial r y la axial y . Por tanto, para un modo axial sin diámetros nodales ($n = 0$), el movimiento es independiente de la posición angular. Si además el modo no tiene ninguna circunferencia nodal ($m = 0$), entonces también será independiente de la posición radial.

Para caracterizar los modos radiales, con el objetivo de calcular la potencia acústica, únicamente es suficiente indicar el número de diámetros nodales, n . En estos modos de vibración, las circunferencias nodales no aparecen en los rangos de frecuencia de interés (inferior a 10 kHz). Por último, la caracterización de los modos circunferenciales o tangenciales es igual que la anterior, siendo suficiente el número de diámetros nodales como propiedad identificadora del modo, debido al mismo motivo.

A continuación, en la **Figura 2.5**, se ilustra la deformada de algunos de los modos nombrados arriba [11].

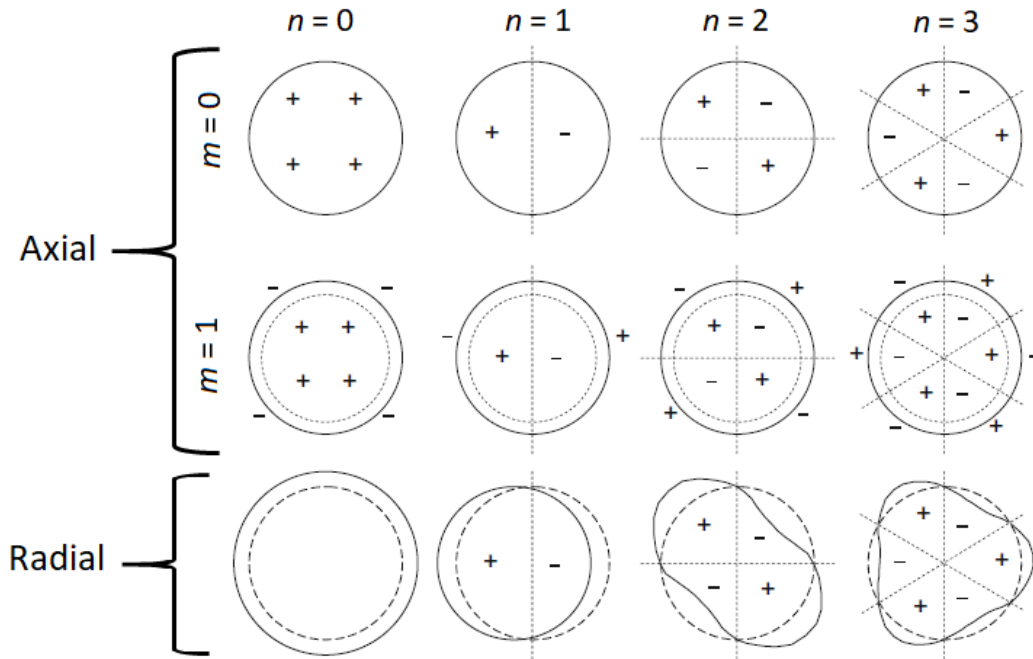


Figura 2.5: Ejemplos de deformada de la rueda para diferentes modos. +/- indica la fase del movimiento relativo en cada área. --, forma inicial; - Deformada; ..., líneas nodales [11]

La representación de los modos circunferenciales no aporta ninguna información, pues la deformada apenas se diferencia de la forma inicial de la rueda, ya que el movimiento es tangencial.

Un modo de vibración axial tiende a deformar la rueda en dirección axial. Si es un modo (0,0), aparecerán únicamente esfuerzos de tracción y compresión. Si el modo contiene diámetros o circunferencias nodales, entonces aparecen también esfuerzos de flexión. Igualmente, un modo radial tiende a deformar la rueda en esta dirección, apareciendo esfuerzos de tracción y compresión, y esfuerzos de flexión si existe un número no nulo de diámetros nodales.

Sin embargo, un modo de vibración circunferencial tiende a torsionar la rueda en la dirección de giro de la misma. Habitualmente, en la literatura, estos modos no reciben la misma importancia que los axiales y radiales. No obstante, la aparición de los modos circunferenciales en las ruedas ferroviarias es significativamente frecuente. A pesar de ello, la aportación de los mismos a la potencia acústica radiada es despreciable. La explicación a este fenómeno es que, si bien existe un movimiento circunferencial de la rueda no despreciable, la cantidad de aire que este movimiento desplaza sí lo es, y, en consecuencia, el ruido emitido asociado a este movimiento es insignificante. Por ello, los modos circunferenciales adoptan un papel secundario en la caracterización de la vibración de la rueda ferroviaria con objeto del estudio de la potencia radiada.

Si bien se han tratado los diámetros nodales y las circunferencias nodales como caracterizadores del movimiento de un modo de vibración, son los diámetros nodales los que mayor importancia tienen en cuanto a las correlaciones semiempíricas que se implementarán en el modelo desarrollado. Una de estas correlaciones relaciona el amortiguamiento de la rueda con el modo

de vibración en cuestión. Como se mencionó en la **Sección 2.1**, resulta necesario estimar el amortiguamiento relativo de la estructura.

Una correlación semiempírica usada comúnmente en estudios de ruido de rodadura [11], plantea que modos que contienen 0 diámetros nodales ($n = 0$) tienen un amortiguamiento relativo $\zeta = 10^{-3}$, modos con 1 diámetro nodal ($n = 1$) tienen $\zeta = 10^{-2}$, y modos con 2 o más diámetros nodales ($n \geq 2$) tienen $\zeta = 10^{-4}$.

3. Modelo de radiación sonora

3.1. Formulación

Las metodologías más precisas para la estimación de la emisión acústica de una rueda ferroviaria se basan en el método de Elementos de Contorno, que requiere un coste computacional muy elevado, lo que ha propiciado el desarrollo de métodos simplificados menos costosos computacionalmente a expensas de una pérdida de precisión. En la actualidad, el modelo más aceptado por la comunidad científica fue desarrollado por D.J Thompson y et al. [12] y es el modelo en el que se ha basado la formulación implementada para la estimación de la potencia acústica.

Se parte de la expresión que evalúa el ruido radiado por un disco contenido en una pared infinita vibrando uniformemente [13], mostrada a continuación:

$$W = \rho c_o S \langle \overline{v^2} \rangle, \quad (3.1)$$

donde W es la potencia acústica radiada, ρ la densidad del fluido que envuelve al disco, c_o la velocidad del sonido en el fluido que envuelve al disco, S la superficie del disco, y $\langle \overline{v^2} \rangle$ la velocidad cuadrática media de vibración del disco. La **Ecuación 3.1** es analítica y proviene de la resolución de las ecuaciones de la mecánica de fluidos.

Cuando la geometría no es tan sencilla, como en el caso de una rueda ferroviaria, estas ecuaciones no tienen solución analítica, por lo que se debe emplear un método numérico para su resolución. Sin embargo, D.J. Thompson y et al. advirtieron que la emisión acústica de una rueda ferroviaria tenía similitudes con la de un disco, por lo que desarrollaron un modelo en el que la potencia acústica de una rueda se calculaba como si ésta fuera un disco y posteriormente se corregía con correlaciones empíricas. De este modo surgieron las eficiencias de radiación, obtenidas empíricamente, que ajustan la **Ecuación 3.1** para obtener la potencia acústica de una rueda ferroviaria.

3.1.1. Eficiencias de radiación

Las eficiencias de radiación ponderan la diferencia entre un disco vibrando y una rueda ferroviaria, aunque las diferencias entre ambas estructuras son notables. Tanto es así que las eficiencias de radiación se definen para cada modo de vibración. Dichas eficiencias se definen como el ratio entre la potencia acústica emitida por una rueda ferroviaria vibrando acorde a un modo propio y la potencia acústica que emitiría un disco vibrando de igual manera. Su expresión queda recogida en la **Ecuación 3.2**:

$$\sigma_k = \frac{W_k}{\rho c_o S \langle \overline{v_k^2} \rangle}, \quad (3.2)$$

donde en este caso σ_k es la eficiencia de radiación para el modo k -ésimo, W_k hace referencia a la potencia emitida por el modo k -ésimo de la rueda ferroviaria, obtenida empíricamente, mientras que S se refiere a la superficie de la rueda y $\langle \overline{v_k^2} \rangle$ a la velocidad cuadrática media de la rueda para el modo k -ésimo.

Pese a que estos coeficientes que ajustan el valor de la potencia acústica dependen del modo de vibración de la rueda, la caracterización de los modos propios permite estrechar significativamente el número de eficiencias distintas a aplicar.

Se distinguen tres tipos de eficiencias de radiación, en función de si el modo de vibración es axial, radial o torsional (también conocido como circunferencial o tangencial). Además, D.J. Thompson y et al. apreciaron que el valor de estas eficiencias era función del número de diámetros nodales del modo, y de la frecuencia de vibración de la rueda. Así, mediante correlaciones empíricas, lograron establecer la dependencia de las eficiencias con estos parámetros [12]. Para los modos de vibración axiales, se define:

$$\sigma_a(n, f) = \frac{1}{1 + \left(\frac{f_{ca}(n)}{f} \right)^{2n+4}}, \quad (3.3)$$

donde σ_a es la eficiencia de radiación para un modo axial, n el número de diámetros nodales del modo, f es la frecuencia a la que vibra la rueda y f_{ca} es una frecuencia de transición para el movimiento axial, también obtenida experimentalmente, y que responde a la siguiente expresión:

$$f_{ca}(n) = \frac{c_0 \mu(n)}{2\pi r}, \quad (3.4)$$

donde r es el radio de rodadura de la rueda, y μ es un parámetro de escala, de nuevo experimental, cuya dependencia con n se establece como sigue:

$$\mu(n) = 1.9 + 1.015n - 0.0189n^2, \quad (3.5)$$

Para los modos radiales, se define:

$$\sigma_r(n, f) = \frac{\gamma}{1 + \left(\frac{f_{r2}}{f} \right)^2}, \quad \text{si } n = 0, \quad (3.6)$$

$$\sigma_r(n, f) = \frac{\gamma}{1 + \left(\frac{f_{r1}(n)}{f} \right)^{2n}} \frac{1}{1 + \left(\frac{f_{r2}}{f} \right)^2}, \quad \text{si } n > 0,$$

con:

$$\gamma = \sqrt{\frac{S_{out} - S_{in}}{S_{out} + S_{in}}}, \quad \text{si } f < f_{r3}, \quad (3.7)$$

$$\gamma = 1, \quad \text{si } f \geq f_{r3},$$

$$f_{r1}(n) = \frac{120n}{\sqrt{\frac{r}{0.42}}},$$

$$f_{r2} = \frac{800}{\sqrt{\frac{r}{0.42}}}, \quad (3.8)$$

$$f_{r3}(n) = \frac{280 + 150 \cdot n}{\sqrt{\frac{r}{0.42}}},$$

siendo S_{in} y S_{out} las superficies interior y exterior de llanta, respectivamente. Por último, para los modos de vibración torsionales, se define:

$$\sigma_t(f) = \frac{1}{1 + \left(\frac{f_{ct}}{f}\right)^4}, \quad (3.9)$$

donde:

$$f_{ct} = \frac{2c_0}{\pi w}, \quad (3.10)$$

siendo w el espesor de la llanta de la rueda.

3.1.2. Potencia acústica radiada

Mediante este modelo, la potencia acústica radiada se obtiene despejando directamente de la **Ecuación 3.2**:

$$W = \sum_k W_k = \rho c_o \sum_k \sigma_k S \langle \overline{v_k^2} \rangle, \quad (3.11)$$

siendo k cada uno de los modos propios de vibración de la rueda. Atendiendo a la caracterización de modos:

$$W = \rho c_o \left(\sum_{k \text{ axiales}} \sigma_{a,k} S \langle \overline{v_a^2} \rangle_k + \sum_{k \text{ radiales}} \sigma_{r,k} S \langle \overline{v_r^2} \rangle_k + \sum_{k \text{ torsionales}} \sigma_{t,k} S \langle \overline{v_t^2} \rangle_k \right), \quad (3.12)$$

donde $\sigma_{a,k}$ es la eficiencia axial que se aplica al modo k -ésimo axial y $\langle \overline{v_a^2} \rangle_k$ es su velocidad cuadrática media axial. El mismo procedimiento se aplica para los modos radiales y torsionales. Es importante entender que un modo puramente axial únicamente tendrá velocidad axial y en ningún caso tendrá velocidades radiales o torsionales, y lo mismo para los otros modos.

Esta expresión es válida cuando los modos propios de vibración son exclusivamente axiales, radiales o torsionales, respectivamente. Sin embargo, en geometrías complejas, como una rueda, la vibración producida por una excitación real, como puede ser el contacto con la vía, produce modos de vibración que pueden no ser únicamente axiales, radiales o torsionales, sino una combinación de los tres. Por tanto, un modo puede contener los tres tipos de movimiento simultáneamente. En estos casos, es necesario descomponer el movimiento del modo en sus tres componentes: axial, radial y torsional. Así, a cada movimiento se le asigna la eficiencia de radiación correspondiente. Con ello, la **Ecuación 3.11** queda como sigue:

$$W = \rho c_o \sum_k \left(\sigma_{a,k} S_a \langle \overline{v_a^2} \rangle_k + \sigma_{r,k} S_r \langle \overline{v_r^2} \rangle_k + \sigma_{t,k} S_t \langle \overline{v_t^2} \rangle_k \right), \quad (3.13)$$

donde $\langle \overline{v_a^2} \rangle_k$, $\langle \overline{v_r^2} \rangle_k$ y $\langle \overline{v_t^2} \rangle_k$ son las velocidades cuadráticas medias axial, radial y torsional del modo k -ésimo, respectivamente, de igual forma que ocurre con las superficies S_a , S_r y S_t .

Nótese que en la **Ecuación 3.13** se distingue la superficie de emisión. Ahora, al tener un modo no puro, el movimiento axial desplazará una cantidad de fluido relacionada con la superficie que se está desplazando axialmente, y lo mismo puede decirse del movimiento radial y torsional. Por ello, cada participación debe ir ponderada con la superficie apropiada.

De esta manera, para cada modo de vibración se evalúan las tres direcciones de emisión, ponderando la radiación sonora tanto con la eficiencia de radiación correspondiente, como con la superficie de emisión correspondiente. Puesto que las tres direcciones de emisión son ortogonales, es inmediata la siguiente expresión:

$$\langle \overline{v_k^2} \rangle = \langle \overline{v_a^2} \rangle + \langle \overline{v_r^2} \rangle + \langle \overline{v_t^2} \rangle. \quad (3.14)$$

A partir de la **Ecuación 3.13** se puede obtener la potencia acústica radiada durante un intervalo finito de tiempo. De este modo, la velocidad cuadrática media hace referencia a una media temporal y espacial. Dado que nuestro objetivo es tanto obtener la potencia acústica, como su contenido en frecuencia, en nuestro caso la velocidad cuadrática media únicamente hace referencia a una media espacial:

$$\langle \overline{v_k^2} \rangle = \frac{1}{S} \int_S v_k^2 dS. \quad (3.15)$$

De esta manera, para cada instante temporal existirían unas velocidades medias cuadráticas y, por tanto, una potencia acústica. Combinando la **Ecuación 3.13** y la **Ecuación 3.15**:

$$W = \rho c_o \sum_k \left(\sigma_{a,k} \int_{S_a} v_{a,k}^2 dS + \sigma_{r,k} \int_{S_r} v_{r,k}^2 dS + \sigma_{t,k} \int_{S_t} v_{t,k}^2 dS \right). \quad (3.16)$$

Dado que nuestro objetivo es el estudio de una rueda ferroviaria real, resulta necesario realizar una discretización espacial de la misma. Por tanto, se divide la superficie en secciones, desde ahora elementos de superficie [13] (véase **Figura 3.1**). De este modo, la velocidad cuadrática media se obtiene como se muestra a continuación:

$$\langle \overline{v_k^2} \rangle = \frac{1}{S} \sum_{e=1}^{N_e} S_e \overline{v_{e,k}^2}, \quad (3.17)$$

siendo A_e la superficie del elemento e -ésimo y $\overline{v_{e,k}^2}$ la velocidad cuadrática media del elemento e -ésimo para el modo propio de vibración k -ésimo, y N_e es el número de elementos totales.

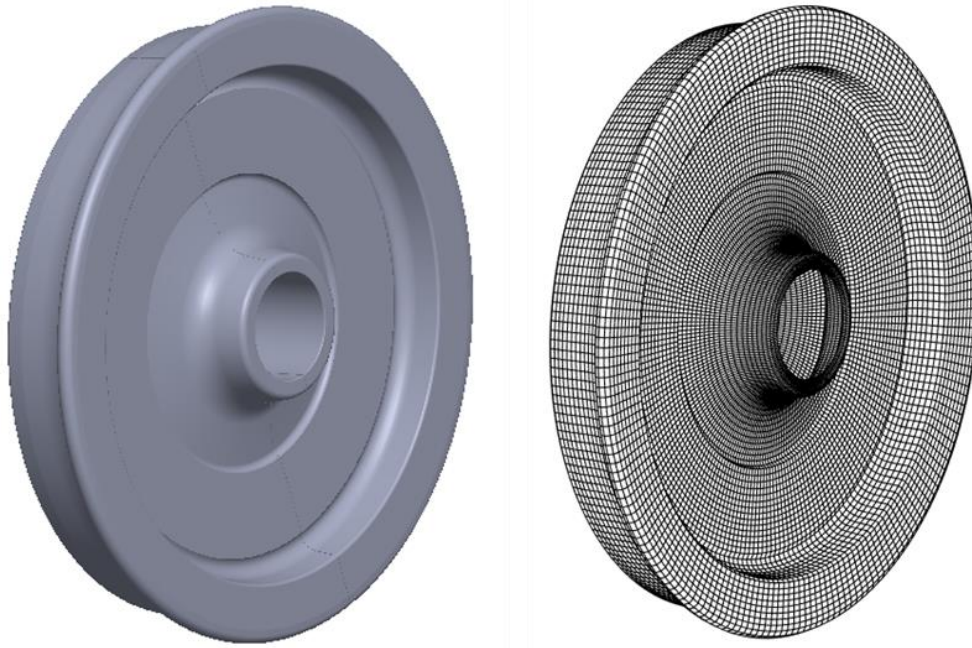


Figura 3.1: A la izquierda, la rueda continua; a la derecha, la discretización en elementos finitos

Con ello, la **Ecuación 3.16** queda como sigue:

$$W = \rho c_o \sum_k \left(\sigma_{a,k} \sum_{e=1}^{N_e} S_{a,e} \overline{v_{a,e,k}^2} + \sigma_{r,k} \sum_{e=1}^{N_e} S_{r,e} \overline{v_{r,e,k}^2} + \sigma_{t,k} \sum_{e=1}^{N_e} S_{t,e} \overline{v_{t,e,k}^2} \right), \quad (3.18)$$

siendo $S_{a,e}$, $S_{r,e}$ y $S_{t,e}$ las superficies de emisión axial, radial y torsional, respectivamente, del elemento e -ésimo, y $\overline{v_{a,e,k}^2}$, $\overline{v_{r,e,k}^2}$ y $\overline{v_{t,e,k}^2}$ las velocidades cuadráticas medias axial, radial y torsional, respectivamente, del elemento e -ésimo para el modo de vibración k -ésimo.

3.2. Metodología aplicada a una rueda ferroviaria

3.2.1. Nodos superficiales

La metodología detallada en la sección anterior se aplica para la estimación de la emisión acústica de una rueda con perfil S502 excitada mediante la fuerza de contacto rueda/carril. Partiendo del perfil de rueda, se genera la estructura axisimétrica a partir de su rotación, la cual es mallada con elementos hexaédricos cuadrados de 20 nodos posicionados en las esquinas y en el centro de las aristas del elemento, tal y como muestra la **Figura 3.2**.

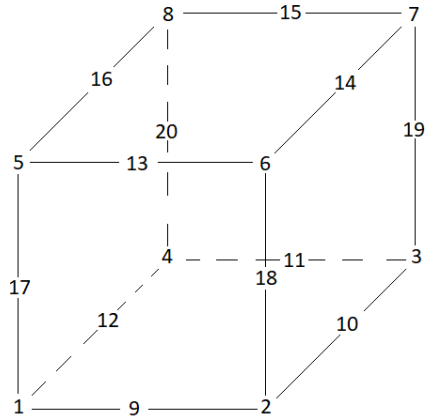


Figura 3.2: Elemento hexaédrico cuadrático

Cada nodo tendrá un identificador global función de qué nodo local (dentro del elemento) se trate y a qué nodo corresponda, teniendo en cuenta que cada nodo formará parte de diferentes elementos (con posiciones locales distintas para cada uno de ellos). Cada nodo tiene asociado tres grados de libertad correspondientes a su desplazamiento en las direcciones x , y y z del sistema de referencia global, mostrado en la **Figura 3.3**.

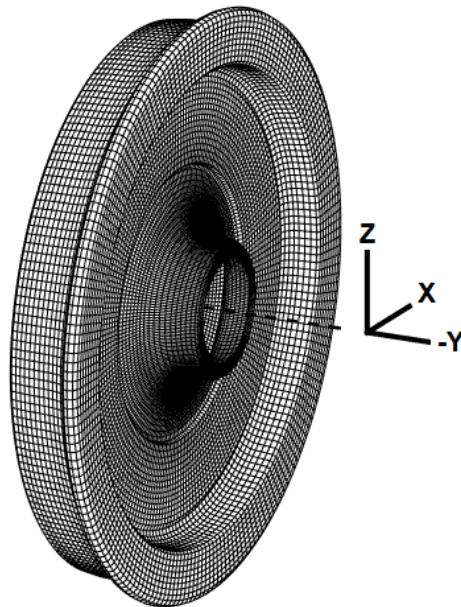


Figura 3.3: Sistema de Referencia Global

Respecto a las propiedades modales de la rueda en cuestión, se calculan las frecuencias naturales hasta 10 kHz y los correspondientes modos de vibración. Para caracterizar cada uno de estos modos por el número de diámetros nodales, n , se requiere de una malla suficiente fina de la rueda para poder diseñar un algoritmo que identifique los nodos que están contenidos en una cara de la rueda y cuya distancia al eje de la misma sea constante y la más alta posible para aumentar la precisión en la detección. Éstos formarán una circunferencia cuyo centro está en el eje de la rueda. Recorriendo los nodos angularmente de forma ordenada, el número de diámetros nodales se corresponderá a la mitad de veces que el valor del modo en el grado de libertad y (axial) cambia de signo (ver **Figura 3.4**). Siguiendo este procedimiento se puede implementar un algoritmo para la determinación del número circunferencias nodales, m . Para ello, en lugar de identificar nodos que formen una circunferencia, se identifican nodos pertenecientes a una cara de la rueda que crucen la cara pasando por su centro, es decir, que formen un diámetro de la rueda. El número de circunferencias nodales coincide con la mitad de los cambios de signo del modo para el grado de libertad y (ver **Figura 3.4**).

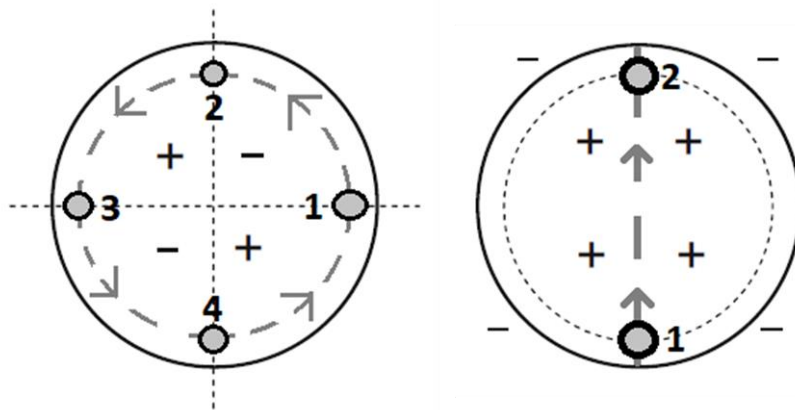


Figura 3.4: A la izquierda, un modo con dos diámetros nodales; a la derecha, un modo con una circunferencia nodal. +/- indica la fase del movimiento relativo en cada área. ···, líneas nodales; --, dirección de recorrido. Los círculos indican los cambios de signo en la deformada

La región de interés para el cálculo de la potencia acústica es aquella que desplaza fluido al vibrar y, por tanto, genera ruido. Es por ello que sólo se considerarán los elementos situados en la superficie de la rueda y, en particular, los nodos que conforman las caras del elemento brick que se encuentran en la superficie de la rueda (en contacto con el aire). Generalmente, sólo una cara del elemento forma parte de la superficie, aunque, según la posición y orientación del elemento, es posible que tenga dos o incluso más caras en la superficie de la rueda, como por ejemplo los elementos situados en esquinas de la rueda.

Los elementos situados en el interior de la rueda colindan con otros 6 elementos, uno por cada cara del prisma; por el contrario, los elementos situados en la superficie de la rueda tendrán, por lo menos, una de sus caras sin contacto con otros elementos. De este modo, se pueden hallar los elementos situados en la superficie de la rueda ferroviaria a partir únicamente de la topología de la malla. La **Figura 3.5** muestra los nodos situados en la superficie de la rueda, definiendo el perfil de la misma. De aquí en adelante, se llamarán a las caras de los elementos situados en la superficie de la rueda elementos de superficie o simplemente elementos. Los

desplazamientos en cada uno de los tres grados de libertad de cada nodo, habiendo 8 por elemento, determinan el movimiento de cualquier punto del elemento por interpolación.

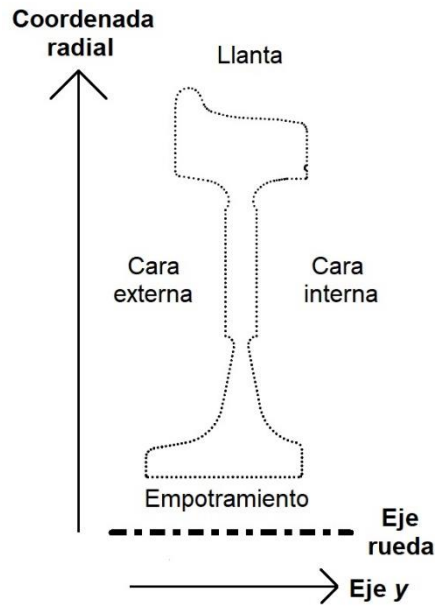


Figura 3.5: Perfil de la superficie de la rueda

Pese a que la rueda objeto de estudio es libre, sin el eje empotrado, la zona de la rueda situada en el empotramiento con el eje no desplaza fluido al vibrar. Por tanto, de nuevo, los elementos situados en esa zona se descartan para el postproceso del campo acústico, como se muestra en la **Figura 3.6**.

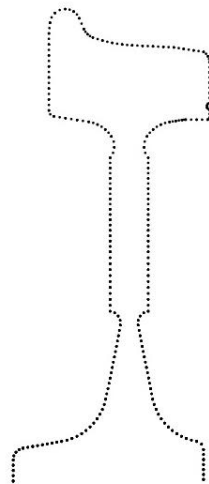


Figura 3.6: Perfil de la rueda formado por los nodos de interés

3.2.2. Superficies de radiación

La **Ecuación 3.18** requiere las superficies de emisión para cada elemento en las direcciones axial, radial y torsional para el cálculo de la potencia acústica. Dado un elemento, cuya posición y

orientación es conocida, dichas superficies se obtienen al proyectar la superficie total del elemento en las direcciones correspondientes.

A partir del sistema de referencia global cartesiano mostrado en la **Figura 3.3**, la dirección axial coincide con la dirección del eje y , que a su vez coincide con la dirección del eje de la rueda. Las direcciones radial y torsional no coinciden con las otras direcciones del sistema de referencia. La dirección axial es la misma para todos los elementos de la rueda, por lo que se puede hablar de un eje global, pero las direcciones radial y torsional son diferentes según la posición del elemento. En la **Figura 3.7** se muestra el sistema de referencia local de algunos elementos, correspondiente a las direcciones de emisión acústica de cada uno de ellos.

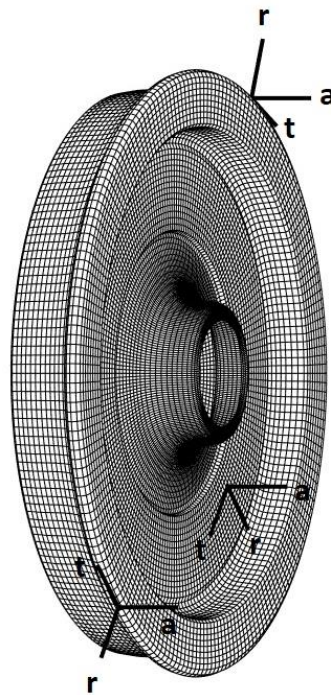


Figura 3.7: Sistema de referencia local de algunos elementos. Las direcciones mostradas: axial (a), radial (r) y torsional (t)

Por tanto, la dirección de emisión radial de un elemento se corresponde con el vector unitario que une el eje de la rueda con el centro del elemento y cuya componente axial (componente y) del sistema global es nula. La dirección torsional es aquella resultante del producto vectorial de la dirección axial y la dirección radial.

Dado un elemento, se denomina \mathbf{B} a la posición del punto central del mismo expresada en coordenadas globales:

$$\mathbf{B} = [B_x \quad B_y \quad B_z]'$$

Así, las direcciones de emisión en coordenadas globales quedan como se muestra a continuación:

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_{global} &= [0 \quad 1 \quad 0]', \\ \mathbf{R}_{global} &= [B_x \quad 0 \quad B_z]', \end{aligned} \tag{3.19}$$

$$\mathbf{T}_{global} = [B_z \quad 0 \quad -B_x]'$$

siendo \mathbf{A}_{global} , \mathbf{R}_{global} y \mathbf{T}_{global} las direcciones de emisión axial, radial y torsional, respectivamente, expresadas en el sistema de referencia cartesiano global.

La determinación de la localización del punto central de la cara superficial de cada elemento contenido en el contorno de la rueda es necesaria para la posterior interpolación nodal que permita describir los desplazamientos y velocidades asociados al mismo. Si se asume que una cara está contenida en un plano, entonces el centro de la misma es directamente el promedio de los nodos que la forman puesto que, bajo esta hipótesis, las caras forman rectángulos. Sin embargo, esta hipótesis no es asumible dado que los elementos del contorno de la rueda están curvados. La morfología de cada cara viene determinada por sus 8 nodos, 4 de ellos situados en las esquinas y 4 situados en el centro de las aristas. Como resultado, su curvatura se determina a partir de la posición de los nodos de las aristas.

Si se entiende que cada cara conforma un paralelogramo curvado, el par de nodos que definen dos aristas opuestas cuya distancia al plano que forman los nodos de las esquinas sea mayor definirá la curvatura de la cara superficial y, en consecuencia, el punto central de la misma, tal y como se ilustra en la **Figura 3.8**.

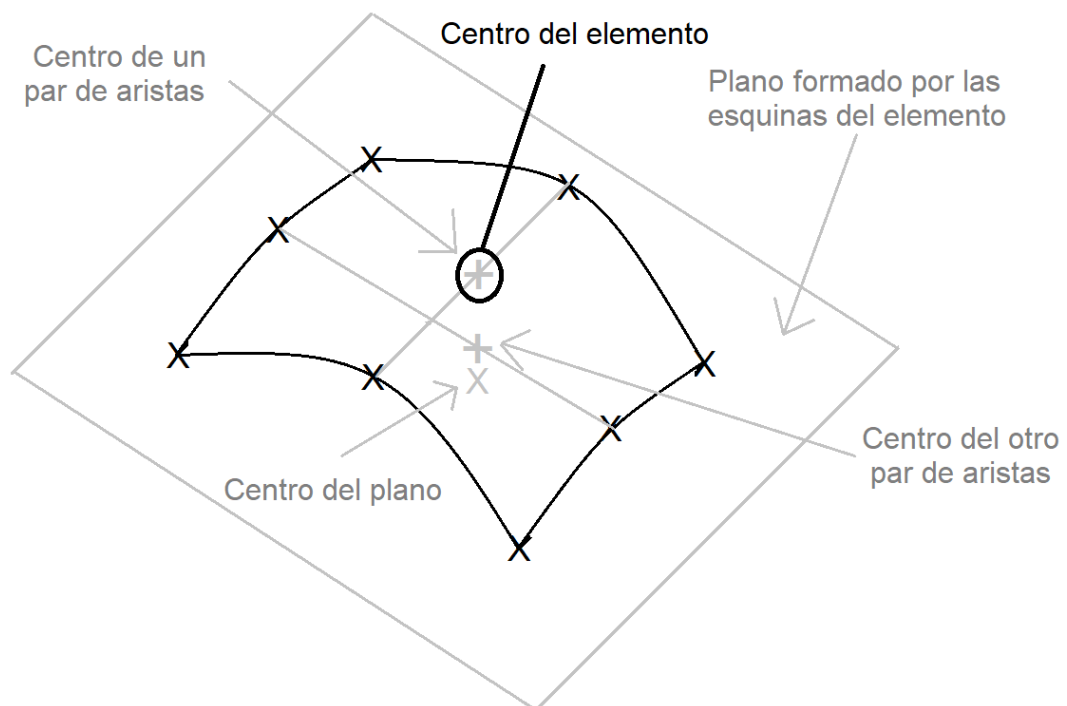


Figura 3.8: Curvatura y centro de una cara superficial

El centro de cada par de aristas opuestas se define como el promedio de sus posiciones. Por tanto, el centro de la cara superficial se corresponde con el centro del par de aristas más lejano al plano formado por las esquinas del elemento. De este modo, el centro de la cara coincide con un punto crítico del elemento. Se entiende como punto crítico aquél que forma un mínimo o

máximo local y que no está situado en las aristas del elemento. Si una cara no tiene curvatura, cualquier par de aristas opuestas define el centro del mismo.

Así pues, cada elemento tiene una posición en la rueda que define su sistema de referencia local (direcciones axial, radial y torsional) y una orientación que define sus superficies de emisión. Para la determinación de dichas superficies, basta con proyectar la superficie del elemento en los planos correspondientes. Para la dirección axial, se proyecta la cara superficial correspondiente en el plano que forman las direcciones radial y torsional, y de idéntico modo se procede para las otras dos direcciones.

Para ello, se requiere previamente la posición de los nodos del elemento en coordenadas locales premultiplicando las coordenadas de los nodos expresadas en el sistema de referencia global por una matriz de rotación

$$\mathbf{M}_{rot} = [\mathbf{A}_{global} \quad \mathbf{R}_{global} \quad \mathbf{T}_{global}]' = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ B_x & 0 & B_z \\ B_z & 0 & -B_x \end{bmatrix}. \quad (3.20)$$

Una vez obtenidas las coordenadas locales de los nodos de un elemento, la obtención de las superficies de emisión es directa. Dado un elemento, si se observa desde la dirección axial, se estará proyectando éste en el plano radial-torsional de modo que el área que encierran sus nodos se corresponde con la superficie de emisión axial. Para obtener las superficies de emisión en las otras direcciones se procede de manera análoga. La **Figura 3.9** ilustra el método de proyección de las superficies.

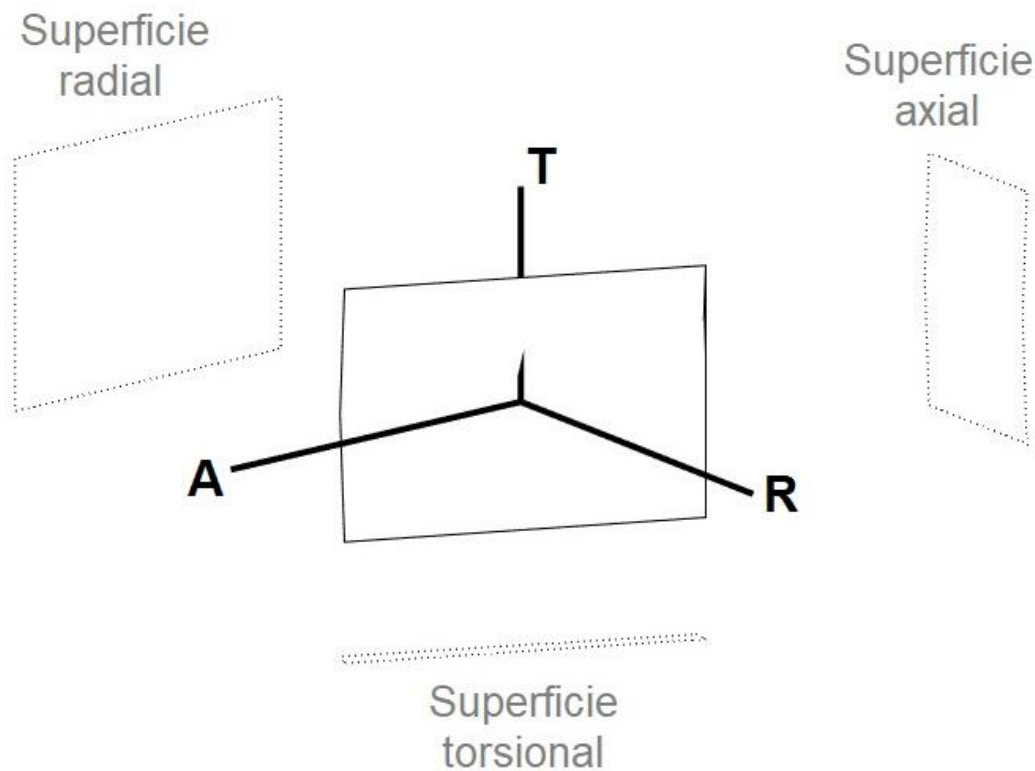


Figura 3.9: Superficies de emisión de un elemento

El procedimiento detallado en esta sección permite caracterizar la topología de la malla y se evalúa como preproceso antes de las simulaciones en el dominio de la frecuencia. El tiempo de consumo con un ordenador con dos procesadores Intel® Core™ CPU E7500 @ 2.93 GHz 2.94 GHz, una memoria RAM de 4 GB y el sistema operativo Windows 10 de 64 bits ronda los 55 s.

3.3. Respuesta a la excitación

En el ruido de rodadura, la excitación proviene de la rugosidad de la vía y del carril, de modo que aparece una fuerza aplicada en la rueda cuando ambas están en contacto. El contenido en frecuencia de dicha fuerza es conocido a partir de simulaciones previas que incluyen una rugosidad en el carril definida por la norma ISO 3095 [9] y se introduce como *input* en el modelo de radiación acústica implementado. Su punto de aplicación también es conocido.

A partir de la antitransformada de Fourier se puede determinar el registro temporal asociada al contenido en frecuencia de la fuerza de contacto como suma de armónicos:

$$F(t) = \sum_p \bar{F}_p e^{i\omega_p t}, \quad (3.21)$$

siendo p cada uno de los armónicos, \bar{F}_p el módulo de la fuerza para el armónico p -ésimo, i la unidad imaginaria, ω_p la frecuencia del armónico p -ésimo y t el instante de tiempo. Para el caso de la fuerza de contacto, se conoce su contenido en frecuencia hasta 5 kHz, teniendo valores cada 10 Hz, con un total de 5001 armónicos (véase la **Figura 3.10**).

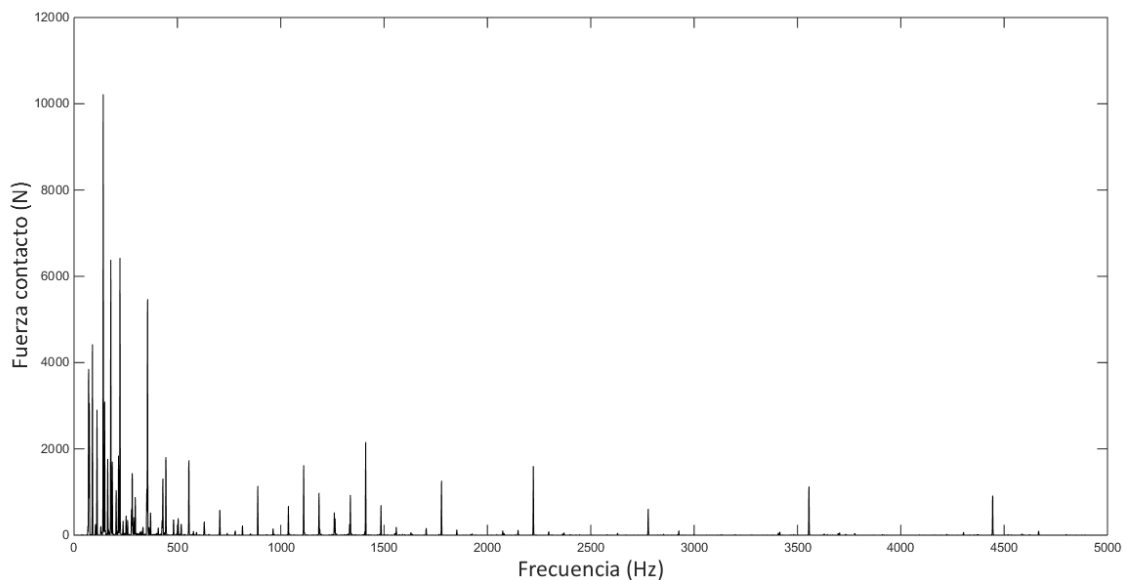


Figura 3.10: Fuerza de contacto en espectro de frecuencia

Aplicando la **Ecuación 3.21**, se reconstruye el contenido temporal de la fuerza de excitación tal y como muestra la **Figura 3.11**:

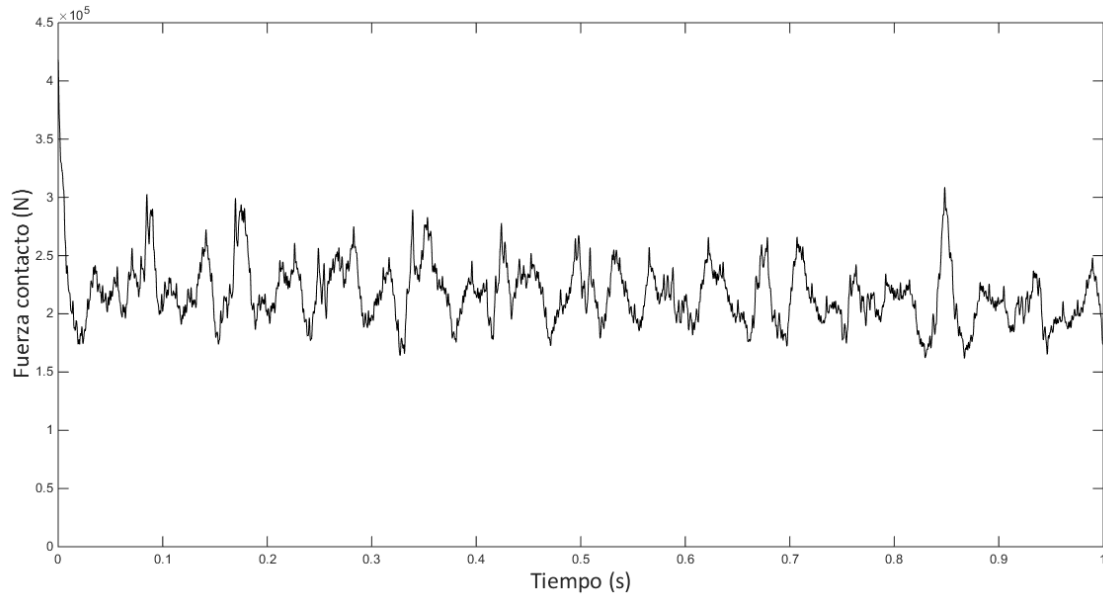


Figura 3.11: Fuerza de contacto en el dominio temporal

Para el cálculo de la respuesta en los nodos superficiales de la rueda, se determina la fuerza de contacto en coordenadas modales a partir de su expresión en físicas:

$$Q_r(t) = \Phi_r^T \mathbf{F}(t) = \Phi_r^T \sum_p \bar{\mathbf{F}}_p e^{i\omega_p t}, \quad (3.22)$$

donde Φ_r^T es la transpuesta del modo de vibración r -ésimo. Dado que la fuerza modal se representa como suma de armónicos, así será también para la respuesta modal, detallada a continuación:

$$q_r(t) = \sum_p \bar{q}'_{r_p} e^{i(\omega_p t + \varphi_p)} = \sum_p \bar{q}_{r_p} e^{i\omega_p t}, \quad (3.23)$$

siendo:

$$\bar{q}_{r_p} = \bar{q}'_{r_p} e^{i\varphi_p}, \quad (3.24)$$

esto es, se incluye el desfase en el módulo de la respuesta modal para facilitar el desarrollo de la misma. Introduciendo la **Ecuación 3.22** y la **3.23** en la **2.4**, para cada armónico p -ésimo y cada grado de libertad r -ésimo se obtiene:

$$(-\omega_p^2 + 2\bar{\omega}_r \zeta_r i \omega_p + \bar{\omega}_r^2) \bar{q}_{r_p} e^{i\omega_p t} = \Phi_r^T \bar{\mathbf{F}}_p e^{i\omega_p t}. \quad (3.25)$$

Con ello, la respuesta modal para el armónico p -ésimo y el grado de libertad r -ésimo resulta:

$$\bar{q}_{r_p} = \frac{\Phi_r^T \bar{\mathbf{F}}_p}{\bar{\omega}_r^2 - \omega_p^2 + 2i\zeta_r \bar{\omega}_r \omega_p}. \quad (3.26)$$

Mediante la **Ecuación 3.23** se obtiene la respuesta modal del grado de libertad r -ésimo como suma de todos los armónicos p -ésimos considerados. Pasando a coordenadas espaciales mediante la superposición modal:

$$\bar{\mathbf{U}}_p = \sum_{r=1}^N \bar{q}_{r_p} \boldsymbol{\Phi}_r = \sum_{r=1}^N \frac{\boldsymbol{\Phi}_r^T \bar{\mathbf{F}}_p \boldsymbol{\Phi}_r}{\bar{\omega}_r^2 - \omega_p^2 + 2i\zeta_r \bar{\omega}_r \omega_p}. \quad (3.27)$$

Con ello se obtiene la amplitud de la respuesta en coordenadas espaciales del armónico p -ésimo para todos los grados de libertad de la rueda ferroviaria. La respuesta temporal en coordenadas espaciales es pues la suma de los armónicos:

$$\mathbf{U}(t) = \sum_p \bar{\mathbf{U}}_p e^{i\omega_p t} = \sum_p \left(\sum_{r=1}^N \frac{\boldsymbol{\Phi}_r^T \bar{\mathbf{F}}_p \boldsymbol{\Phi}_r}{\bar{\omega}_r^2 - \omega_p^2 + 2i\zeta_r \bar{\omega}_r \omega_p} \right) e^{i\omega_p t}. \quad (3.28)$$

La respuesta al excitar un único grado de libertad, denominado gdl k , se obtiene a partir de las ecuaciones anteriores introduciendo ϕ_{kpr} :

$$\phi_{kpr} \equiv \boldsymbol{\Phi}_r^T \bar{\mathbf{F}}_p = \phi_{kr} F_{kp}, \quad (3.29)$$

siendo $\boldsymbol{\Phi}_r^T$ y $\bar{\mathbf{F}}_p$ vectores de ceros excepto un valor no nulo en el elemento correspondiente al gdl k y ϕ_{kr} y F_{kp} estos valores no nulos, respectivamente.

De este modo, el valor resultante es un escalar, que se corresponde con el producto del modo de vibración del grado de libertad k por el módulo de la fuerza que está aplicada en este gdl. Los tres subíndices, k, p y r , hacen referencia al grado de libertad donde se aplica la fuerza, k , el armónico del que se obtiene la respuesta, p , y el modo del que se obtiene la respuesta, r .

Dado que la fuerza de contacto puede estar aplicada únicamente en un grado de libertad, esto es, en un punto de la rueda con una dirección determinada, éste es directamente el gdl k . En este caso, el vector $\bar{\mathbf{F}}_p$ está compuesto por ceros excepto en la posición correspondiente a este gdl y, por tanto, introducir la **Ecuación 3.29** no es necesario, pues siempre se calculará la respuesta a la excitación en el gdl k .

Si además se busca la respuesta únicamente en el gdl j , entonces las ecuaciones anteriores pueden ser modificadas, pues:

$$\bar{U}_{jp} = \sum_{r=1}^N \bar{q}_{r_p} \phi_{jr}, \quad (3.30)$$

siendo \bar{U}_{jp} la amplitud de la respuesta en el grado de libertad j en coordenadas físicas del armónico p . De este modo, la respuesta en el grado de libertad j a la excitación del grado de libertad k se obtiene como:

$$\bar{U}_{jp} = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{kr} \bar{\mathbf{F}}_{kp} \phi_{jr}}{\bar{\omega}_r^2 - \omega_p^2 + 2i\zeta_r \bar{\omega}_r \omega_p}. \quad (3.31)$$

A partir de esta expresión, se puede definir la función de respuesta en frecuencia o receptancia, que relaciona la respuesta como movimiento del grado de libertad j a una excitación del grado de libertad k , a saber:

$$H_{jk}(\omega_p) = \frac{\bar{U}_{jp}}{\bar{F}_{kp}} = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{kpr}\phi_{jr}}{\bar{\omega}_r^2 - \omega_p^2 + 2i\zeta_r\bar{\omega}_r\omega_p}. \quad (3.32)$$

En el caso particular de este estudio, existirán tantas receptancias como grados de libertad de la rueda ferroviaria, pues la fuerza de contacto rueda/carril se supone que inicialmente está aplicada únicamente en un grado de libertad.

Nótese que si ϕ_{kr} es un valor nulo, así lo será ϕ_{kpr} y, por tanto, la respuesta será nula, es decir, no existirá desplazamiento en el grado de libertad j . De este modo, si previamente al cálculo se identifican modos de vibración con valor nulo para el gdl k , no es necesario el cálculo de la función de respuesta para ese modo, pues ya se conoce que la respuesta será nula.

En el ámbito numérico, la implementación de la formulación propuesta devuelve para los resultados que se han deducido valores de muy bajo orden de magnitud. En tratamiento de datos, un valor nulo es un cero numérico y el criterio que determina qué es un cero numérico depende de las condiciones del problema. Por ejemplo, si se tratan los datos con un software cuya precisión numérica es 10^{-16} , un valor inferior a éste será automáticamente un cero numérico, en definitiva, un valor nulo. Igualmente, existe una relación entre el coste computacional de un cálculo y el criterio para establecer ceros numéricos. Por tanto, existe una solución de compromiso, de nuevo dependiente de las condiciones del problema, entre coste computacional y error cometido al despreciar ciertos valores. Un modo de evaluar el error cometido es determinando qué porcentaje de toda la información inicial se está perdiendo por el hecho de asumir que esos valores bajos son ceros numéricos. Por ejemplo, si se tiene una fila de 7 valores tal que

$$[0.03 \ 0.2 \ 0.07 \ 0.002 \ 0.14 \ 0.34 \ 0.008],$$

la suma de todos los valores de la fila es de 0.79. Si decidimos que todos aquellos valores con tres cifras decimales pueden ser considerados como ceros numéricos, se estará perdiendo, grosso modo:

$$\text{Información perdida} = \frac{0.002 + 0.008}{0.79} 100\% = 1.27\%.$$

Sin embargo, se han eliminado dos valores, lo que supone una reducción del coste computacional del algoritmo, grosso modo:

$$\text{Reducción coste compuacional} = \frac{2}{7} 100\% = 28.6\%.$$

En definitiva, se propone una solución de compromiso y, como tal, el criterio impuesto depende de las condiciones de contorno. Con el objetivo de reducir el coste computacional del modelo de radiación acústica se puede aplicar lo expuesto, considerando que ciertos modos no influyen sobre la respuesta siempre que ϕ_{kr} sea suficientemente pequeño. Para comprobar la influencia

de este parámetro, se compara su valor con el del resto de grados de libertad para el mismo modo.

Dado que el cálculo de la potencia acústica radiada requiere la determinación del campo de velocidades, se define la movilidad:

$$Y_{jk}(\omega_p) = \frac{\bar{U}_{jp}}{\bar{F}_{kp}} = i\omega_p H_{jk}(\omega_p). \quad (3.33)$$

La **Figura 3.12** muestra la función de respuesta en frecuencia de la movilidad para el mismo gdl donde se aplica la fuerza, es decir, Y_{kk} (movilidad directa o de punto):

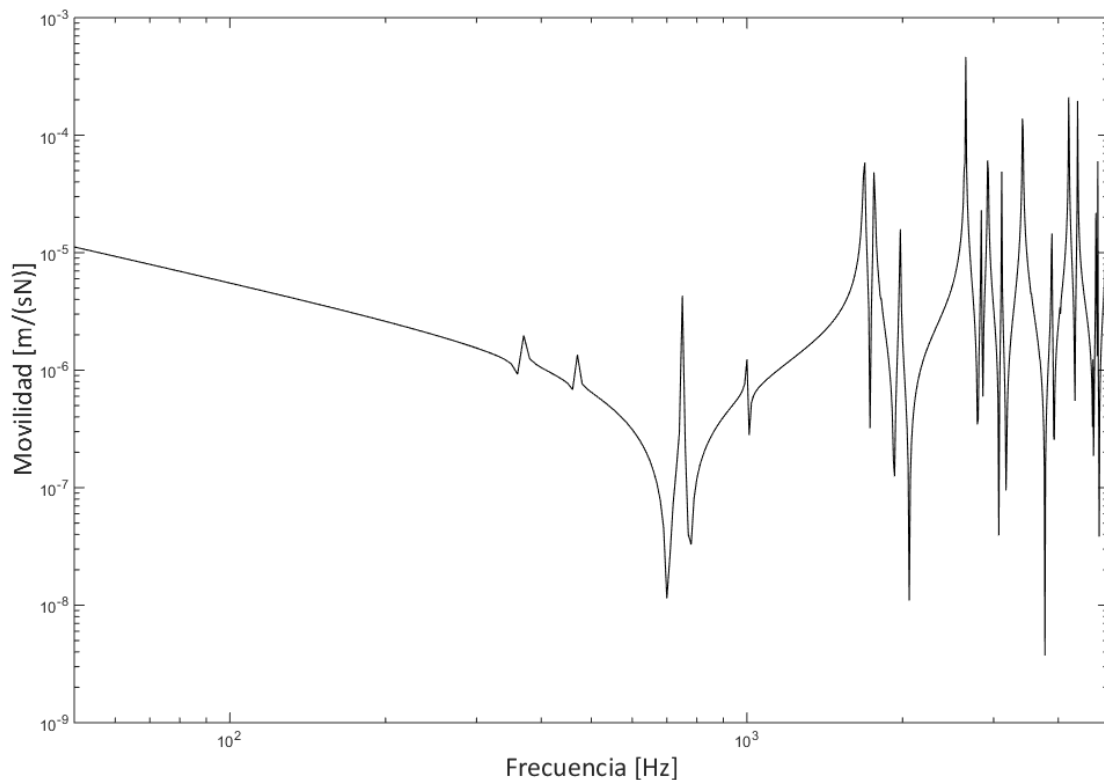


Figura 3.12: Movilidad directa para el grado de libertad k

Con todo lo expuesto en este capítulo, el cálculo de las velocidades en todos los grados de libertad de las caras superficiales de la rueda está cubierto. Las velocidades promedio de cada cara se corresponde con la media ponderada en relación la distancia de cada nodo al punto central (previamente calculado) de la cara. Con ello, se obtiene la velocidad en coordenadas globales, esto es, v_x , v_y , y v_z , que se han de proyectar en las direcciones de emisión axial, radial y torsional rotando el sistema de referencia mediante la aplicación de la matriz de rotación de la **Ecuación 3.20**.

Siendo \mathbf{v}_{global} el vector velocidad de un elemento expresado en coordenadas globales, la proyección de éste en las direcciones de emisión resultará en el vector \mathbf{v}_{local} , ambos expresados como sigue:

$$\mathbf{v}_{local} = \begin{bmatrix} v_A \\ v_R \\ v_T \end{bmatrix} = \mathbf{M}_{rot} \mathbf{v}_{global} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ B_x & 0 & B_z \\ B_z & 0 & -B_x \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_y \\ B_x v_x + B_z v_z \\ B_z v_x - B_x v_z \end{bmatrix}, \quad (3.34)$$

donde \mathbf{B} era el vector de posición en coordenadas globales del centro de la cara en cuestión. Asimismo, v_A , v_R y v_T hacen referencia a la velocidad axial, radial y torsional del elemento, respectivamente. Nótese que, para cualquier elemento, su velocidad axial es independiente de la posición del mismo e igual a la velocidad en dirección y del sistema de referencia global, pues este eje coincide con la dirección axial de emisión acústica. Igualmente, las velocidades en el sistema de referencia local del elemento no dependen de la orientación de éste, pues las direcciones de emisión tampoco lo hacen.

Puesto que todo el cálculo proviene de la aplicación de la movilidad, se dispone de las velocidades para cada armónico p que define la fuerza, es decir, del contenido en frecuencia de las velocidades y, por tanto, se tienen definidas las velocidades de los elementos en las tres direcciones de emisión acústica en el espectro en frecuencia. Además, dado que las movilidades se calculan para cada modo de vibración por separado, se dispone de las componentes de las velocidades correspondientes a la respuesta de cada modo de vibración.

3.4. Software TWINS

3.4.1. Aspectos generales

TWINS© [14] es un software comercial que calcula la potencia acústica emitida por una rueda ferroviaria. Este programa implementa el modelo descrito anteriormente, aunque con ciertas modificaciones para reducir el coste computacional del cálculo. Mientras que en la **Figura 3.1** se aprecia una discretización espacial refinada, el modelo que implementa TWINS considera una discretización más vasta en coronas circulares (véase la **Figura 3.13**). Para describir la emisión axial de un modo, el software atiende al movimiento axial de varias superficies correspondientes a una serie de círculos o coronas concéntricas de la rueda. La emisión radial y torsional de la rueda se representa por una única velocidad para cada dirección, multiplicada por una única superficie radial y torsional, respectivamente.

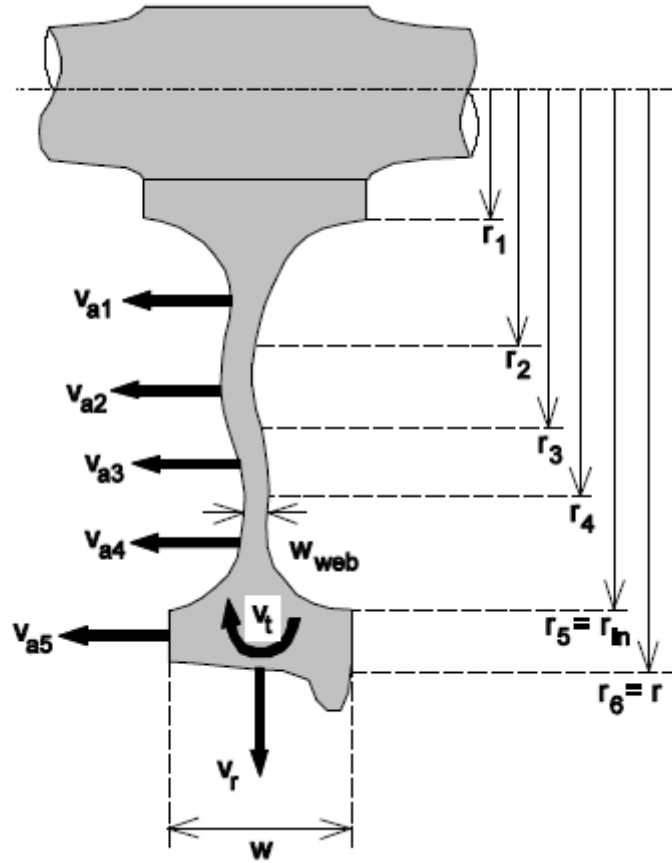


Figura 3.13: Discretización de la rueda realizada por el software TWINS [14]

Con ello, la **Ecuación 3.18** se puede expresar como

$$W = \rho c_o \sum_k (\sigma_{a,k} \sum_{j=1}^{N_j=5} (S_{a,j} \overline{v_{a,j,k}^2}) + \sigma_{r,k} S_r \overline{v_{r,k}^2} + \sigma_{t,k} S_t \overline{v_{t,k}^2}), \quad (3.35)$$

donde $S_{a,j}$ es la superficie axial y $\overline{v_{a,j,k}^2}$ la velocidad cuadrática media axial de la corona j para el modo k , N_j el número de coronas en que se divide la rueda; S_r es la superficie radial y $\overline{v_{r,k}^2}$ la velocidad cuadrática media radial del modo k ; S_t es la superficie torsional y $\overline{v_{t,k}^2}$ la velocidad cuadrática media torsional del modo k .

Las superficies de emisión acústica se calculan como sigue [14]:

$$S_{a,j} = 2(\pi r_{j+1}^2 - \pi r_j^2), \quad (3.36)$$

$$S_r = 2\pi r w + 2\pi r_{in}(w - w_{web}), \quad (3.37)$$

$$S_t = 2\pi r \frac{w^3}{12} + 2\pi r_{in} \left(\frac{w^3}{12} - \frac{w_{web}^3}{12} \right) + 4\pi \left(\frac{r + r_{in}}{2} \right) \frac{(r - r_{in})^3}{12}. \quad (3.38)$$

Nótese que la superficie torsional tiene unidades de longitud a la cuarta, por lo que no es estrictamente un área. Esto se debe a que la velocidad torsional tiene unidades de $\frac{rad}{s}$, por lo que para que la velocidad cuadrática media multiplicada por la superficie tenga las unidades correspondientes, esto es, $\frac{m^4}{s^2}$, se requiere que la superficie tenga unidades de m^4 .

Para el cálculo de la superficie axial, se considera la emisión axial de cada una de las coronas por separado en ambas caras de la rueda (**Ecuación 3.36**). La superficie radial considera que existe emisión por el movimiento radial tanto de la llanta externa (primer término de la **Ecuación 3.37**) o *tyre*, como de la parte interior de la llanta (segundo término). La superficie torsional se obtiene considerando la emisión torsional por parte de tres superficies distintas de la rueda: la llanta externa (primer término de la **Ecuación 3.38**), la llanta interna (segundo término) y las dos superficies laterales de la llanta (tercer término). Todo ello queda ilustrado en la **Figura 3.14**.

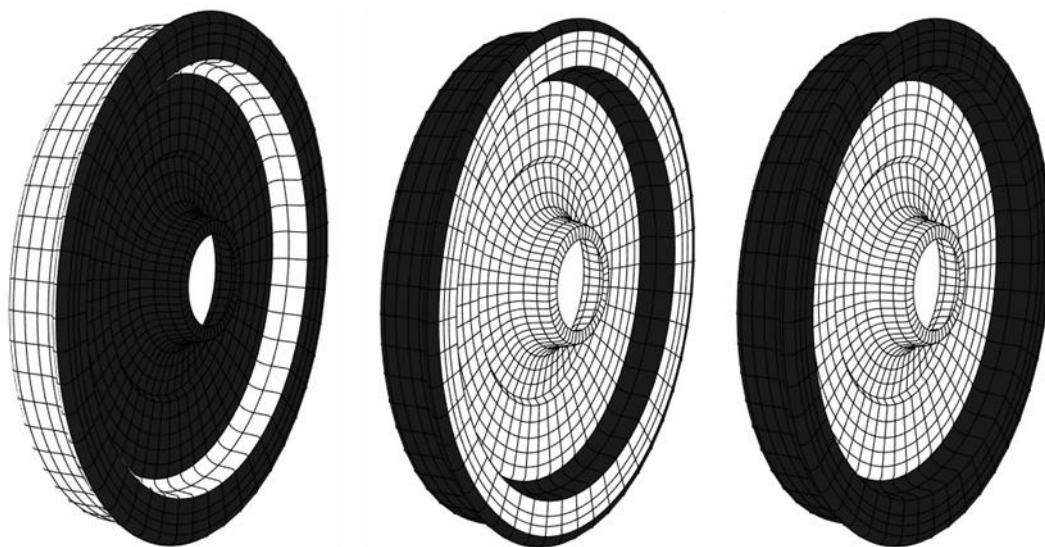


Figura 3.14: Zonas de emisión TWINS. En la izquierda emisión axial, en el centro emisión radial y en la derecha emisión torsional

3.4.2. Hipótesis asumidas por TWINS

TWINS basa la reducción de su tiempo de cálculo en considerar únicamente una serie de puntos de la rueda y asumir que el comportamiento de los mismos es representativo del movimiento de toda la rueda. De este modo, para la emisión radial y la torsional, asume que todo el movimiento radial y torsional de la rueda puede describirse a partir de una única velocidad radial y torsional de un punto situado en la llanta externa de la rueda. Para la emisión axial, se considera que una única velocidad axial por corona representa el movimiento de toda ella.

Si bien es cierto que en la literatura [14] se habla de una única velocidad, se entiende que ésta hace referencia a una por cada corte transversal de la rueda, como se representa en la **Figura 3.13**. Esto es, para la rueda tridimensional, no se considera una única velocidad radial y torsional, sino la media de la velocidad que tienen los puntos que forman una circunferencia con centro en el eje y radio r . Lo mismo es aplicable para las velocidades axiales: para cada corona se considera la velocidad media que tienen los puntos situados en una circunferencia con centro

en el eje y radio intermedio entre los dos radios que definen la corona. Todo ello queda ilustrado en la **Figura 3.15**.

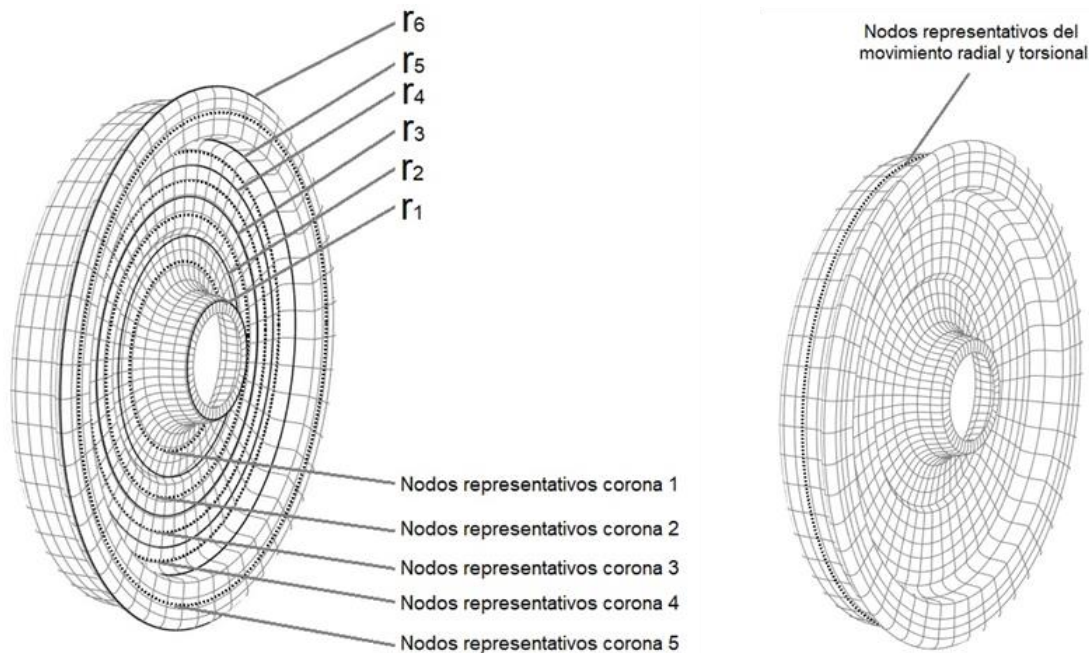


Figura 3.15: Radios y nodos representativos de cada movimiento que propone TWINS. A la izquierda movimiento axial, a la derecha movimiento radial y torsional

Los radios que definen los nodos característicos de las coronas axiales se definen de manera que dividan la superficie de la corona en dos partes iguales. Puesto que en general los nodos no estarán ubicados exactamente en estos puntos, pues la discretización de la rueda se hace previamente y con independencia de este criterio, se escogen como nodos representativos de las coronas aquéllos que forman una circunferencia cuyo radio sea el más cercano posible a dichos puntos. De este modo, TWINS propone que el comportamiento de los puntos representados en la **Figura 3.15** es representativo del comportamiento de toda la rueda en cada una de las direcciones.

Asimismo, a partir de cómo se plantea la **Ecuación 3.36**, se propone que la emisión axial de la rueda sea exclusivamente debida al movimiento axial de las caras de la misma, la radial (**Ecuación 3.37**) debida al movimiento radial de la parte externa e interna de la llanta de la rueda y la torsional (**Ecuación 3.38**) al movimiento torsional de la parte externa, interna y los dos laterales de la llanta. Esto significa que se asume que la llanta de la rueda no emite ruido axial y que las caras de la rueda no emiten ni ruido radial ni torsional.

Por tanto, TWINS modifica el modelo de D.J. Thompson y et al. realizando dos hipótesis:

- 1) La llanta de la rueda no radia ruido axial y las caras no radian ni ruido radial ni torsional. Por tanto, la geometría de la rueda se puede asumir como la representada en la **Figura 3.16**.
- 2) El comportamiento axial, radial y torsional de la rueda se puede describir como el comportamiento axial, radial y torsional de una cantidad reducida de puntos de la rueda, respectivamente (véase **Figura 3.15**). Así pues, las zonas de la rueda marcadas en la **Figura 3.16** con puntos representan el movimiento total de la rueda ferroviaria.

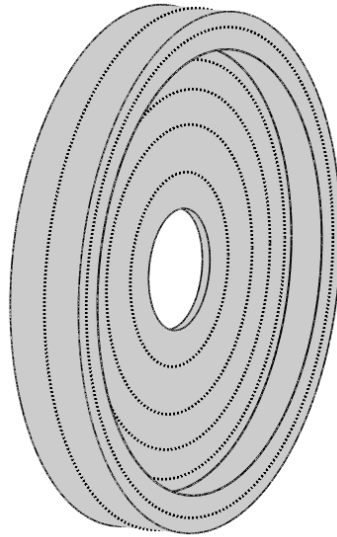


Figura 3.16: Geometría simplificada asumida por TWINS. Las zonas que representan el movimiento de la rueda son las marcadas con puntos.

Ambas hipótesis se sustentan a partir del concepto de emisión acústica como desplazamiento del fluido que envuelve la rueda. Considerando las caras de las ruedas como superficies planas y tomando cualquier punto perteneciente a éstas, este punto únicamente encontrará más material de la rueda en dirección radial y tangencial, y en ningún caso encontrará fluido, por lo que su movimiento en estas direcciones no desplazará fluido. En el caso de la llantas, la geometría de la externa es similar a la obtenida al cortar transversalmente un cilindro de radio r mediante dos planos paralelos, y del mismo modo para la interna considerando un cilindro de radio r_{in} ; tomando cualquier punto perteneciente a estas zonas, únicamente habrá otros puntos de la rueda en dirección axial y no habrá fluido que desplazar.

No obstante, la geometría de la rueda difiere considerablemente de la asumida por TWINS, por lo que se requiere una validación de las hipótesis previas a partir de los resultados obtenidos mediante el modelo propuesto por D.J. Thompson y et al. Por su parte, se evaluará la reducción del tiempo de cálculo.

3.4.3. Respuesta a la excitación

El procedimiento para obtener la respuesta a la fuerza de contacto que actúa como excitación del sistema es similar al detallado en la **Sección 3.3**. En primer lugar, se obtiene la movilidad de cada modo propio de vibración únicamente para los nodos representativos de la rueda mostrados en la **Figura 3.15**.

Mediante la aplicación de la movilidad, se obtienen las velocidades de los nodos representativos en las direcciones x , y y z del sistema de referencia global, que se proyectarán en las direcciones de emisión axial, radial y torsional. En este caso, no todas las componentes de velocidad son necesarias. Para los nodos representativos de la emisión radial y torsional, la componente axial no es considerada (TWINS asume nulo el producto de la velocidad axial con la superficie de

emisión axial). Para los nodos representativos de la emisión axial, únicamente se considera la componente axial, que es directamente la componente y de la velocidad.

Para cada corona axial de la rueda, se tiene tantas velocidades axiales como nodos representativos en la corona, así como las componentes correspondientes a la respuesta a cada modo de vibración. La suma de todas las componentes se corresponde con el movimiento real de la rueda. Realizando la media de los cuadrados de estas velocidades, se obtiene la velocidad cuadrática media axial de la corona en cuestión para cada modo, $\overline{v_{a,j,k}^2}$. Para la llanta de la rueda se obtienen tantas velocidades radiales y torsionales como nodos representativos de la zona. De nuevo, se obtiene la velocidad cuadrática media radial y torsional para cada modo, $\overline{v_{r,k}^2}$ y $\overline{v_{t,k}^2}$, respectivamente. Aplicando la **Ecuación 3.35** se estima la potencia acústica radiada (en el dominio de la frecuencia).

4. Resultados

4.1. Introducción

A continuación, se exponen los resultados obtenidos para la potencia acústica emitida por una rueda ferroviaria, en particular el perfil S502, a partir de la implementación de un modelo basado en la formulación de D.J. Thompson y et al. [12]. Como se ha descrito a lo largo de este documento, se aborda principalmente el caso de ruido de rodadura con ambas metodologías (modelo completo y modelo TWINS).

Se han calculado los primeros 94 modos propios de vibración, alcanzando un rango de frecuencia hasta los 8 kHz. Dichos modos son combinación de los tres movimientos posibles, a saber, axial, radial y circunferencial o torsional. La aportación de cada uno de ellos al modelo de potencia acústica se obtiene mediante la proyección de las componentes globales en las direcciones locales de emisión a través de la matriz de rotación de la **Ecuación 3.20**. Dado que estas tres direcciones son ortogonales, el comportamiento de la rueda está inequívocamente determinado a partir de las mismas. En la **Figura 4.1**, cada barra se corresponde con la aportación en cada componente direccional de cada uno de los modos propios de vibración calculados. Se aprecia cómo, sin ser la dominante, la componente circunferencial de los modos no es en ningún caso despreciable. Cuantificando la aportación de las tres componentes al comportamiento de cada modo y realizando un promedio para los 94 modos calculados, la componente axial supone un 41% del total, la radial un 36%, y la circunferencial un 23%. Con ello, se muestra que, tal y como se afirmó en la **Sección 2.2**, los modos circunferenciales no son despreciables en el comportamiento de la rueda, aunque sí lo es el ruido asociado a su movimiento, como veremos posteriormente, lo que corrobora la habitual hipótesis de despreciar los modos circunferenciales [11].

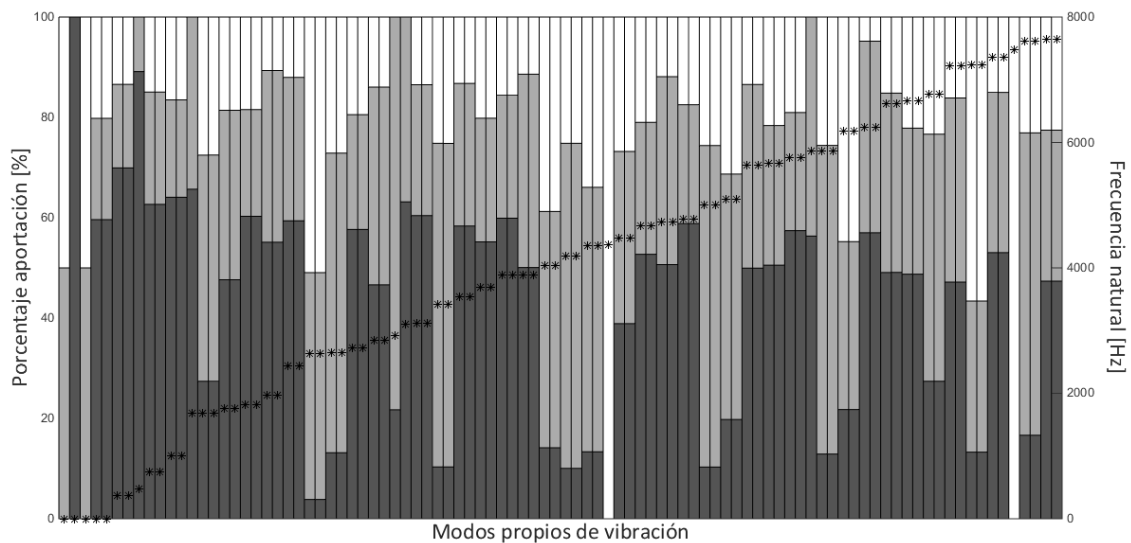


Figura 4.1: Componentes de los modos. En negro la componente axial; en gris la radial; y en blanco la circunferencial. Los asteriscos indican la frecuencia natural del modo, representada en la escala derecha.

Considerando únicamente la participación axial, radial y torsional por separado, se puede reproducir el comportamiento de la rueda cuando se excita a la frecuencia natural de un modo puro. Así, en la **Figura 4.2** se muestra la deformada de la rueda para modos de vibración puros.

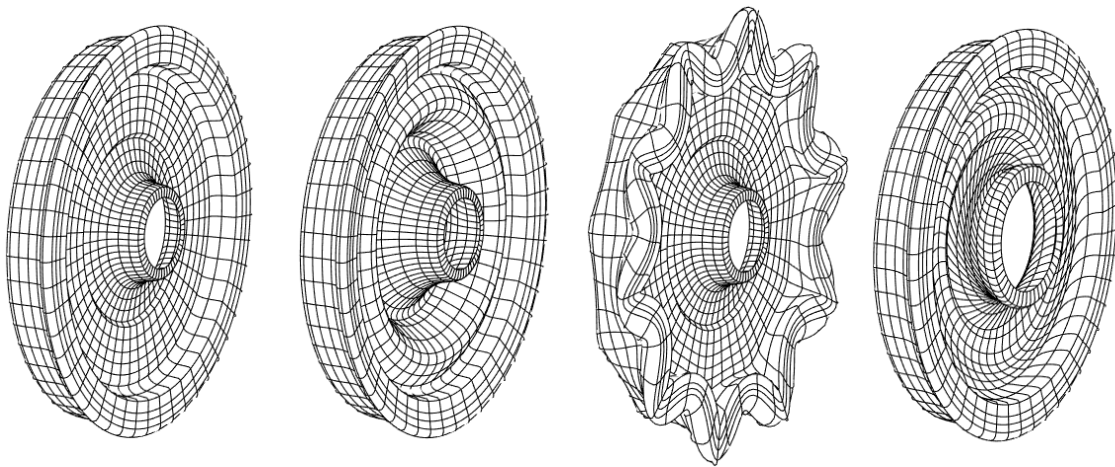


Figura 4.2: Modos de vibración puros, de izquierda a derecha: estado no excitado de la rueda, modo axial, modo radial y modo circunferencial

Un modo axial tiende a modificar la morfología de las caras de la rueda, pero no modifica sustancialmente la llanta. Un modo radial modifica principalmente la llanta de la rueda, manteniendo inalterada la geometría de las caras. Por último, un modo circunferencial tiende a torsionar las caras de la rueda, por ello estos modos también son conocidos como modos torsionales, y el ruido que ocasionan como ruido torsional. En la **Figura 4.2** se ilustran estos comportamientos, y se aprecia como el movimiento asociado al modo circunferencial puro no desplaza fluido aparentemente, por lo que no ocasiona radiación acústica, lo que corrobora la habitual hipótesis de despreciar los modos circunferenciales [11], que se confirmará posteriormente.

Estos comportamientos también vienen a confirmar la hipótesis asumida por TWINS respecto a la simplificación de la geometría de la rueda, pues se aprecia como la llanta de la rueda no sufre desplazamientos axiales y, en consecuencia, no radia ruido axial; por su parte, las caras de la rueda no sufren desplazamientos radiales, por lo que no radian ruido radial, y los desplazamientos circunferenciales de las mismas no desplazan fluido, no ocasionando ruido torsional.

4.2. Casos de estudio

En lo referente al ruido de rodadura, objeto principal del presente trabajo, se ha determinado la potencia acústica emitida por una rueda ferroviaria, en concreto el perfil S502, mediante dos métodos distintos: considerando todos los elementos de la discretización refinada de la rueda (véase **Figura 3.1**) y empleando el modelo que implementa el software TWINS (véase **Figura 3.13**).

En ambos casos, la fuerza de contacto rueda/carril que produce la excitación de la rueda es la misma, mostrada en las **Figuras 3.10 y 3.11**.

4.2.1. Modelo completo

El modelo completo hace referencia al que tiene en cuenta todos los grados de libertad situados en la superficie de la rueda. Mediante este método, el tiempo de cálculo es de 4 horas y 10 minutos, empleando un ordenador con dos procesadores Intel® Core™ CPU E7500 @ 2.93 GHz 2.94 GHz, una memoria RAM de 4 GB y el sistema operativo Windows 10 de 64 bits.

En la **Figura 4.3** se representa el nivel de potencia acústica radiado por la rueda en espectro fino calculado mediante este método.

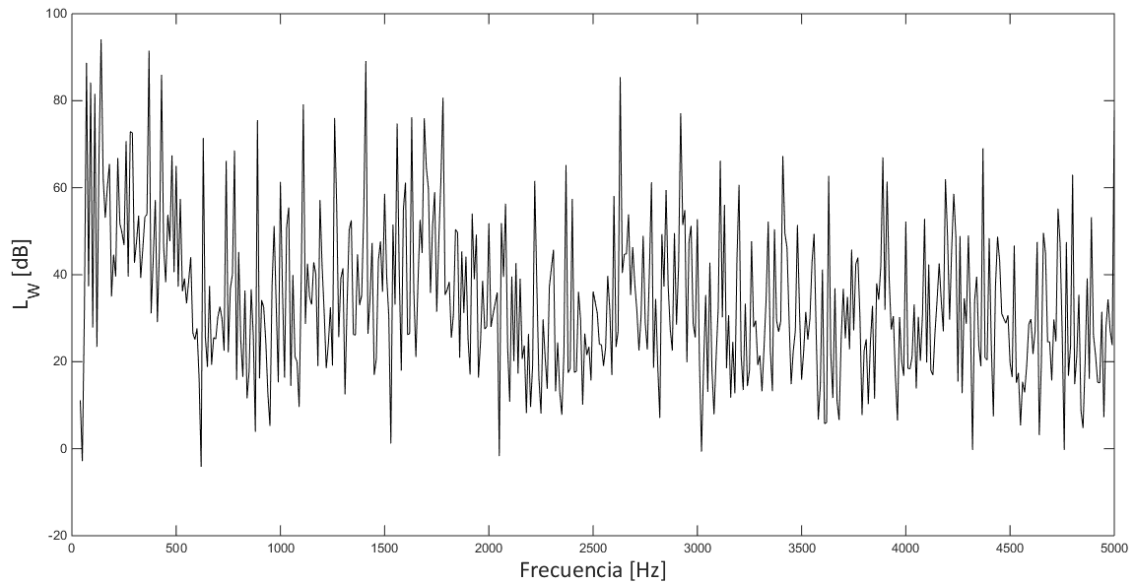


Figura 4.3: Nivel de potencia acústica, L_w , obtenido mediante el modelo completo

Como se adelantaba en el **Apartado 1**, el ruido de rodadura se caracteriza por estar presente en un amplio rango de frecuencias. En la **Figura 4.3** se representa el nivel de potencia acústica total radiado por la rueda ferroviaria, sin discriminar la dirección de emisión. En la **Figura 4.4** se muestra el nivel de potencia acústica radiada en cada dirección.

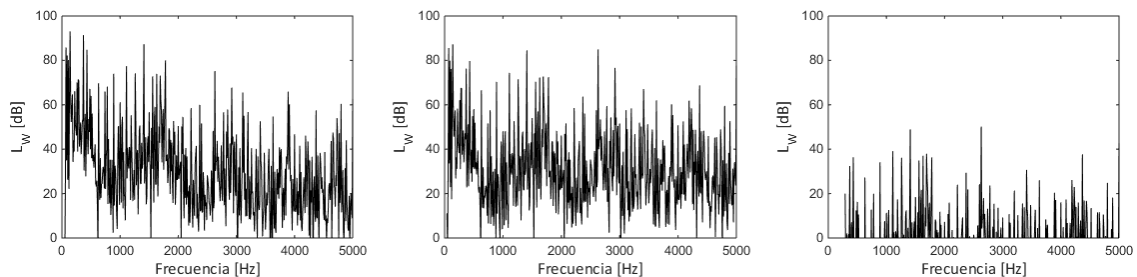


Figura 4.4: Nivel de potencia acústica para cada componente del ruido obtenido mediante el modelo completo. En la izquierda, componente **axial**; en el centro, componente **radial**; en la derecha, componente **torsional**

La **Figura 4.4** corrobora la habitual hipótesis de despreciar los modos circunferenciales [11]. El ruido emitido por dichos modos en su componente torsional es muy inferior al emitido axial y radialmente. Se debe entender que estas representaciones ilustran el nivel de potencia acústica

expresado en decibelios (cada 3 dB se dobla la potencia acústica), por lo que definitivamente el ruido torsional es despreciable.

Para apreciar mejor la aportación de cada componente, se propone representar los niveles de potencia en tercios de octava. Dado que el ruido de rodadura no es tonal sino distribuido en bandas, la representación en tercios de octava es más apropiada. La escala logarítmica se asemeja más a la forma de percepción del mecanismo auditivo humano, si bien es cierto que se elimina información del contenido frecuencial.

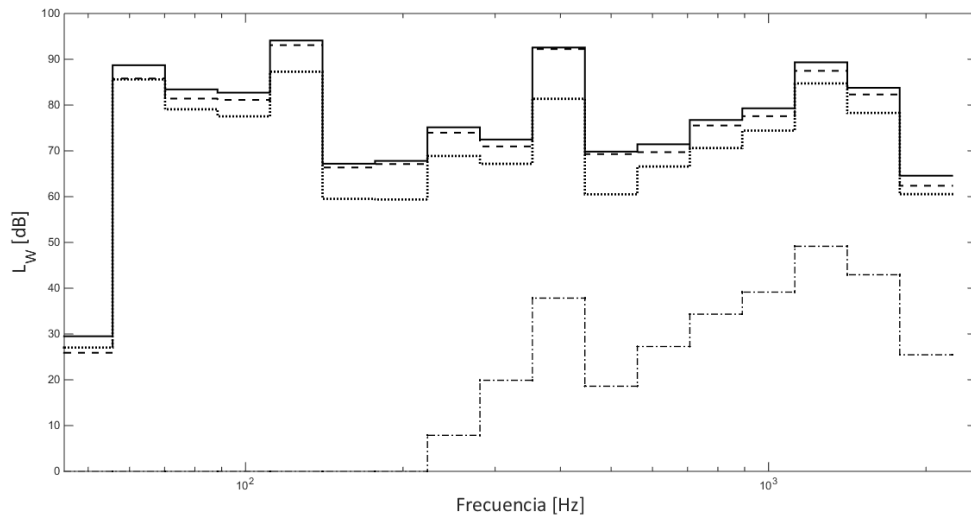


Figura 4.5: Nivel de potencia acústica en tercios de octava para el modelo completo. —: L_w total; ---: componente axial; ···: componente radial; - · -: componente torsional

Dado que existe mayor superficie axial que radial (las dos caras de la rueda frente la llanta), es razonable obtener valores superiores de emisión axial que radial teniendo en cuenta que la aparición de modos axiales es similar a la de los modos radiales ilustrados en la **Figura 4.1**. Definitivamente, se confirma que el ruido torsional es despreciable.

Habitualmente, en acústica se emplea la ponderación de la emisión sonora en función de la frecuencia de emisión, de modo que el ruido se ajuste a la percepción del oído humano, más sensible a tonos agudos. Por ello, es común el uso de la ponderación A sobre el ruido radiado en el espectro de frecuencias [14]. Mediante la ponderación A, el nivel de potencia total en tercios de octava se reduce a bajas frecuencias, obteniendo el perfil mostrado en la **Figura 4.6**.

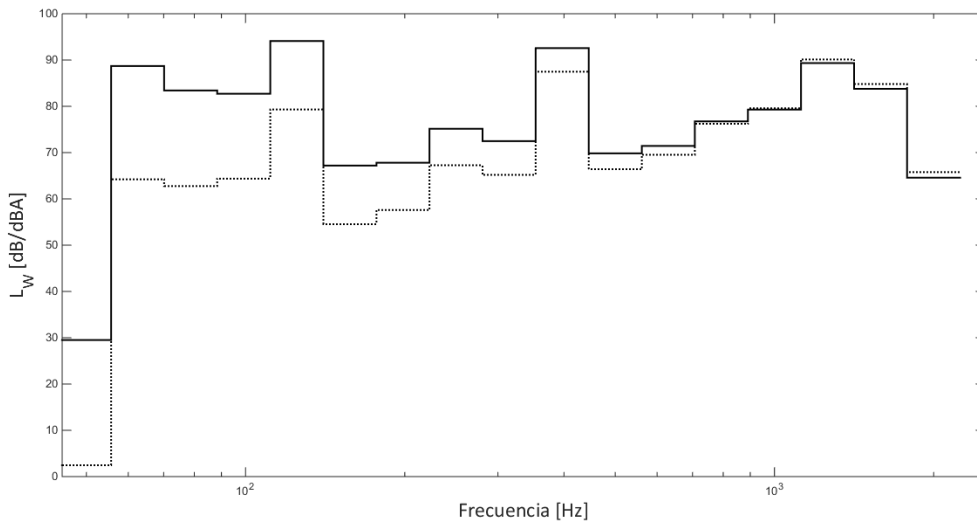


Figura 4.6: Nivel de potencia acústica radiada total para el modelo completo: —; ponderación A del mismo: ...

4.2.2. Modelo TWINS

A continuación, se muestran los resultados obtenidos mediante el método que propone TWINS. El tiempo de cálculo requerido es de 45 s en un ordenador con las especificaciones mencionadas anteriormente.

El tiempo de cálculo es sin duda el principal atractivo de este método, reduciendo en un 99.7% el coste computacional en el cálculo de la potencia acústica radiada, haciendo viable el empleo del modelo de D.J. Thompson y et al. Los resultados obtenidos para la potencia acústica radiada por la rueda en espectro fino se muestran en la **Figura 4.7**:

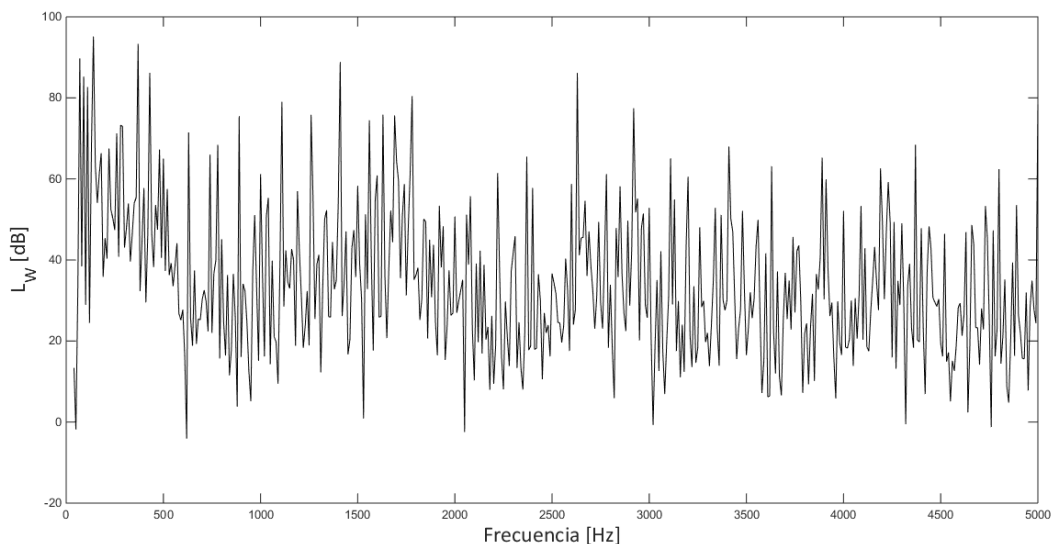


Figura 4.7: Nivel de potencia acústica, L_w, obtenido mediante el modelo TWINS

De nuevo, se muestra que el ruido de rodadura está presente en un amplio de rango de frecuencias. Atendiendo a las componentes de emisión:

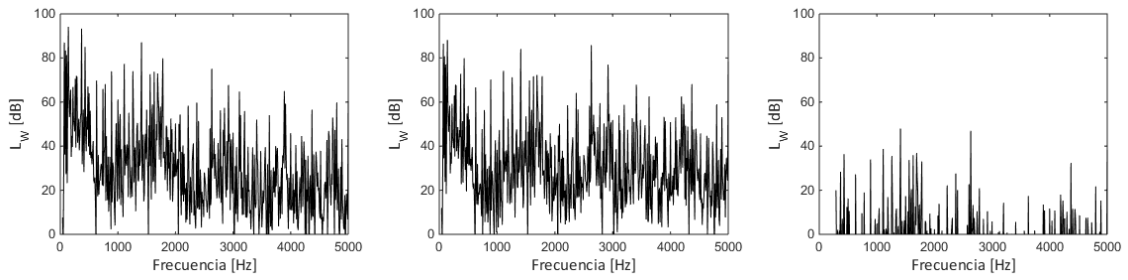


Figura 4.8: Nivel de potencia acústica para cada componente del ruido obtenido mediante el modelo TWINS. En la izquierda, componente **axial**; en el centro, componente **radial**; en la derecha, componente **torsional**

Igualmente, mediante este método se corrobora que el ruido torsional es despreciable frente al ruido total radiado. Empleando la escala logarítmica en las frecuencias de emisión y realizando la representación en tercios de octava, se obtiene:

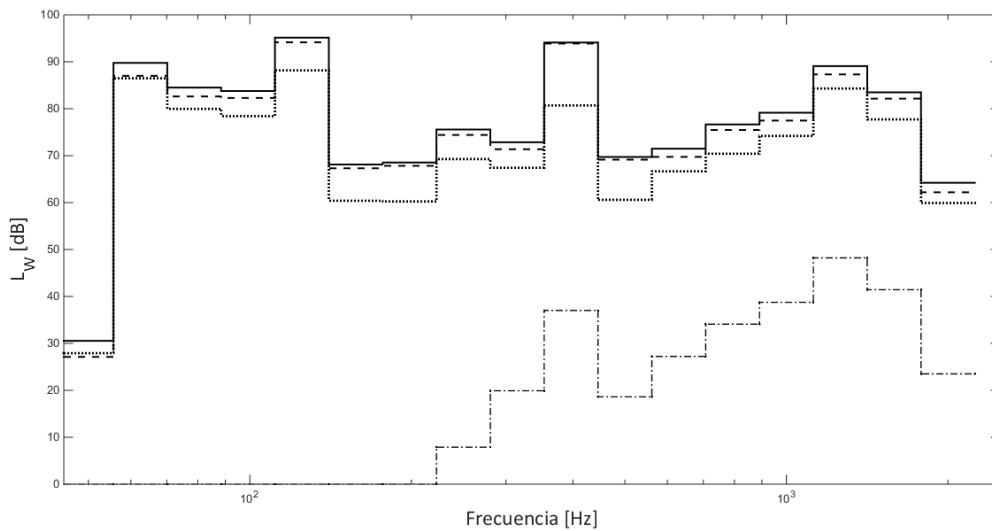


Figura 4.9: Nivel de potencia acústica en tercios de octava para el modelo TWINS. —: L_w total; ---: componente **axial**; ···: componente **radial**; - · -: componente **torsional**

Nuevamente, la emisión axial tiene generalmente mayor aportación al ruido total. El comportamiento de las tres componentes y, en consecuencia, del nivel de potencia acústica radiada, es similar al observado en el método completo, como se analizará en detalle en la siguiente sección.

4.2.3. Comparación modelos

En las figuras expuestas anteriormente se aprecia una gran similitud en los resultados obtenidos mediante el método completo y TWINS. A continuación, se cuantifican las divergencias entre ambos modelos. En primer lugar, se muestran las componentes axiales de ambas potencias acústicas calculadas.

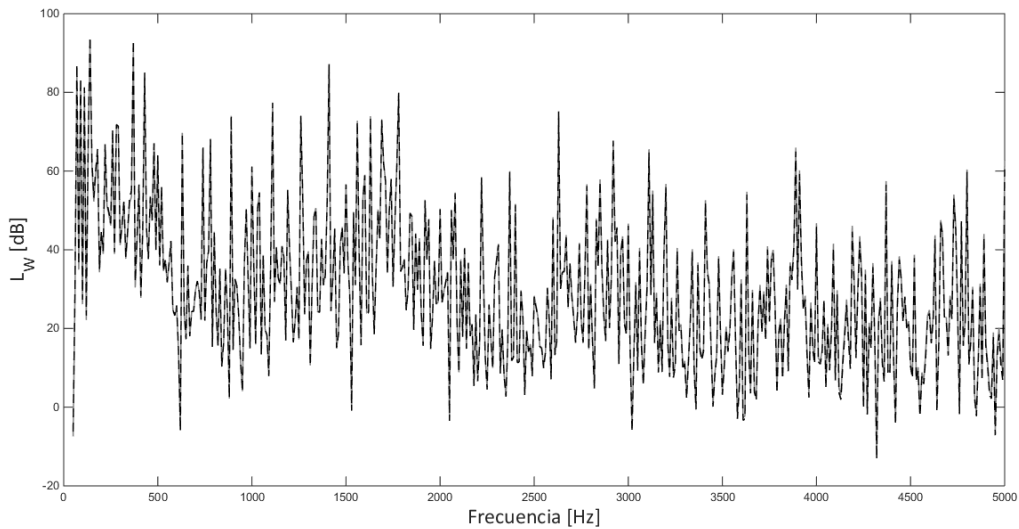


Figura 4.10: Niveles de potencia acústica **axial**. —, en color gris: modelo completo; ---: modelo TWINS

Resulta prácticamente inapreciable la diferencia entre ambas figuras, quedando superpuestas. No sólo se obtienen niveles de potencia acústica muy similares, sino que se replica el contenido en frecuencia de la emisión axial. Tanto es así que existe una correlación del 99.97% entre la emisión axial obtenida mediante el método completo y mediante TWINS.

Para la dirección de emisión axial, se muestra la diferencia entre los niveles de potencia en tercios de octava:

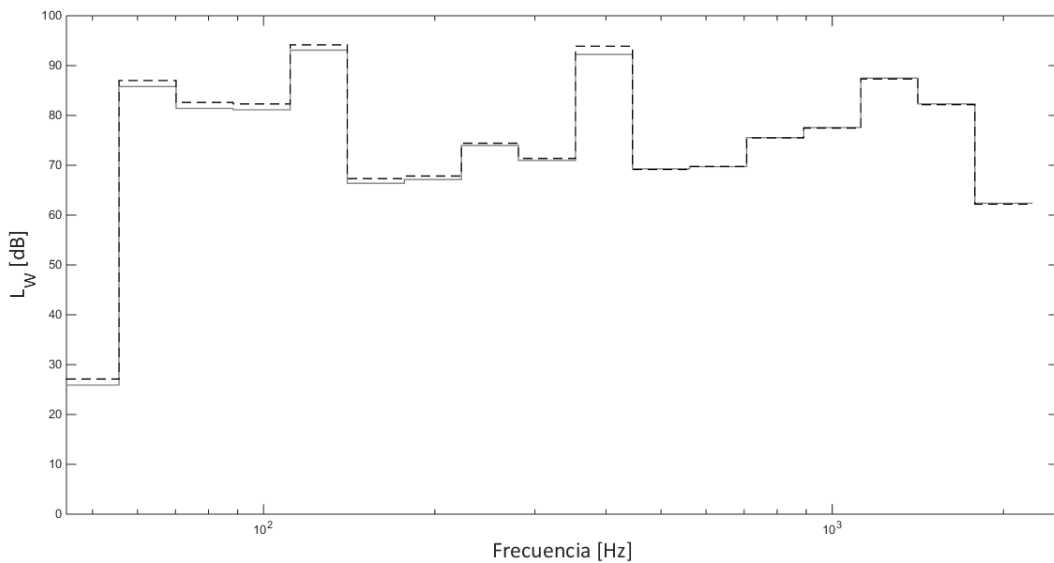


Figura 4.11: Nivel de potencia acústica **axial** en tercios de octava. —, en color gris: modelo completo; ---: modelo TWINS

La diferencia en frecuencias bajas es ligeramente mayor. Esto se debe a que los rangos de tercios de octava de baja frecuencia contienen menos información del espectro fino, de ahí que la discrepancia entre modelos sea ligeramente mayor. Los tercios de octava de alta frecuencia contienen mayor información del espectro fino, y las discrepancias entre modelos tienden a compensarse. Igualmente, se aprecia que la potencia axial calculada mediante el método TWINS está ligeramente sobreestimada.

En lo referente a la componente radial, se exponen los niveles de potencia acústica obtenidos mediante ambos métodos.

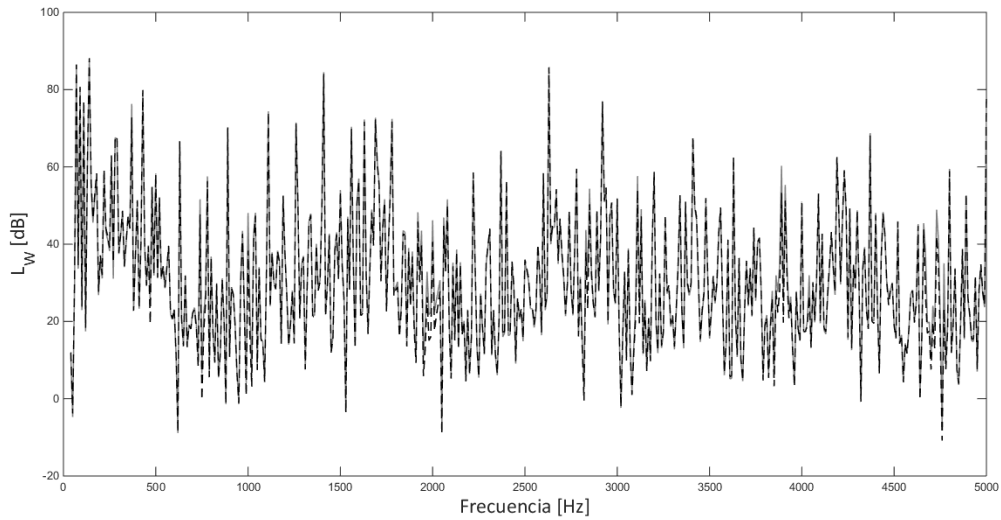


Figura 4.12: Niveles de potencia acústica **radial**. —, en color gris: modelo completo; ---: modelo TWINS

De nuevo, ambos perfiles quedan prácticamente superpuestos por lo que el contenido en frecuencia para la emisión radial también se replica. En este caso, existe una correlación del 99.50% entre la emisión radial obtenida mediante el método completo y TWINS.

Para esta dirección de emisión radial, se muestra la diferencia entre los niveles de potencia en tercios de octava.

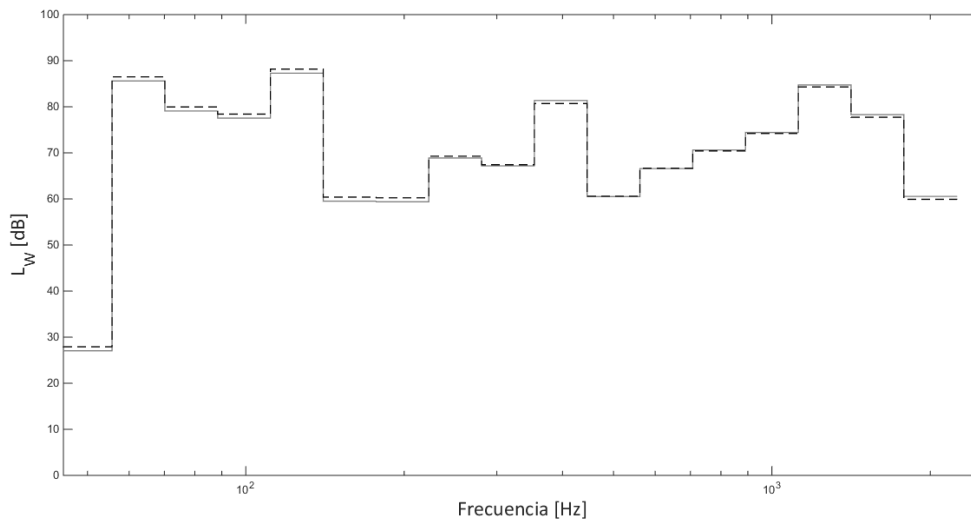


Figura 4.13: Nivel de potencia acústica **radial** en tercios de octava. —, en color gris: modelo completo; ---: modelo TWINS

Igual que en la emisión axial, en la radial existen mayores diferencias para frecuencias bajas, aunque de nuevo insignificantes. La misma justificación dada para la emisión axial es aplicable para explicar estas pequeñas discrepancias. De nuevo, TWINS sobreestima la potencia radial emitida.

En lo referente a la componente torsional, se exponen los niveles de potencia acústica obtenidos mediante ambos métodos.

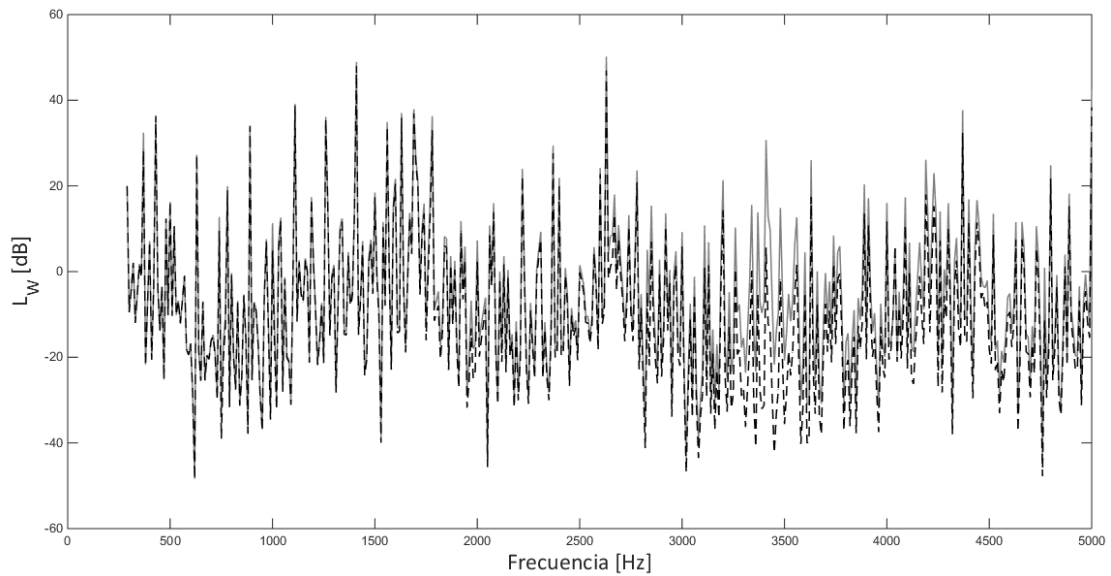


Figura 4.14: Niveles de potencia acústica **torsional**. —, en color gris: modelo completo; ---: modelo TWINS

Aparentemente, en el ruido torsional se encuentran las mayores discrepancias entre ambos modelos, especialmente para niveles de potencia muy bajos, en algunos casos negativos (inferiores al umbral auditivo del ser humano). El contenido en frecuencia sí es muy similar, reflejando los mismos picos, siendo la correlación entre ambas potencias del 96.72%.

Nótese que para frecuencias inferiores a 250 Hz no se representa ningún nivel de potencia torsional, pues la potencia acústica es nula para este rango de frecuencias. No significa que no exista ningún movimiento circunferencial para estas frecuencias, sino que las eficiencias torsionales son nulas en este rango.

En tercios de octava, ambas emisiones torsionales quedan como se muestra a continuación:

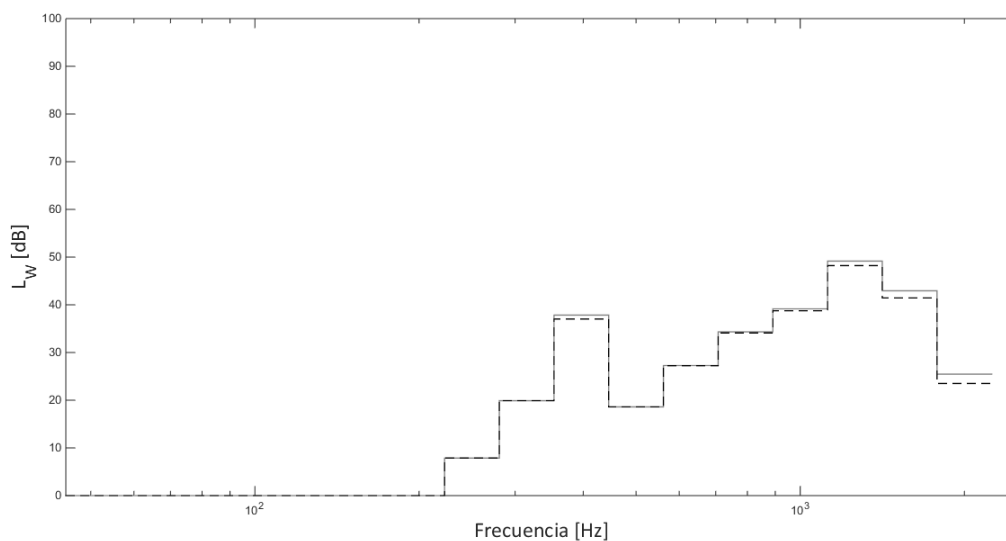


Figura 4.15: Nivel de potencia acústica **torsional** en tercios de octava. —, en color gris: modelo completo; ---: modelo TWINS

Los dos métodos obtienen niveles de potencia torsional muy bajos, siendo por tanto despreciables frente al ruido total. En este caso, hay pequeñas diferencias entre ambos a altas frecuencias. TWINS estima potencias inferiores a las calculadas mediante el método completo. Con todo ello, se está en disposición de comparar los niveles de potencia acústica radiada total calculados mediante ambos métodos.

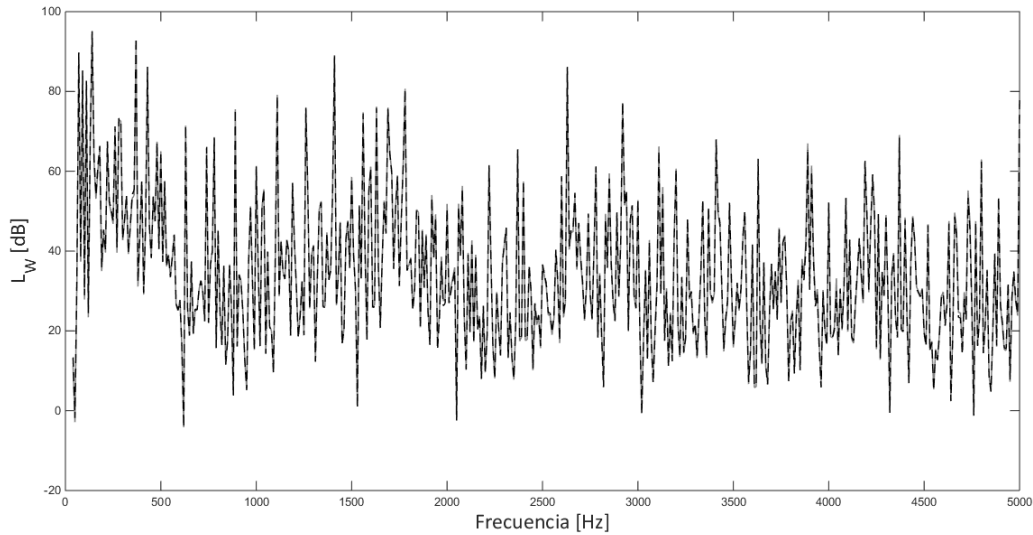


Figura 4.16: Niveles de potencia acústica total. —, en color gris: modelo completo; ---: modelo TWINS

Ambos modelos estiman potencias acústicas que se superponen entre sí. El contenido en frecuencia se replica, existiendo un 99.94% de correlación. En tercios de octava, ambos niveles quedan como sigue:

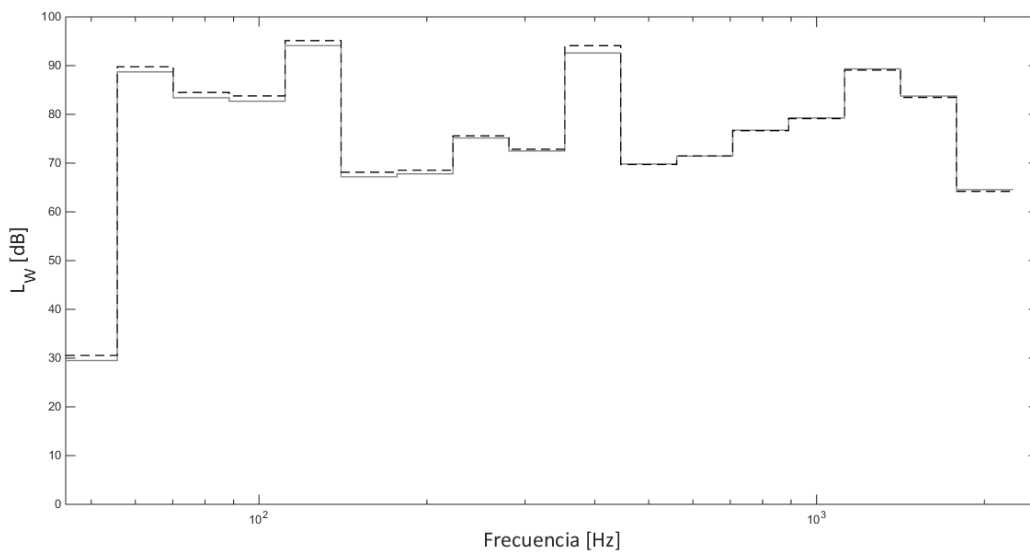


Figura 4.17: Nivel de potencia acústica total en tercios de octava. —, en color gris: modelo completo; ---: modelo TWINS

Si se asume que el comportamiento de la potencia acústica con la frecuencia para ambos casos es igual, lo cual está justificado por la elevada correlación, entonces la diferencia entre los dos niveles se mantiene constante con la frecuencia. Así, se obtiene:

$$\Delta L_W = \overline{L}_{W_{TWINS}} - \overline{L}_{W_{completo}} = 0.0545 \text{ dB.} \quad (4.1)$$

La diferencia entre ambos métodos es muy pequeña, siendo a efectos prácticos despreciable. Al tener signo positivo, TWINS sobrestima la potencia acústica radiada. Para determinar la diferencia relativa, se pasa de escala logarítmica (dB) a lineal:

$$\frac{W_{TWINS}}{W_{completo}} = 10^{\frac{\Delta L_W}{10}} = 1.0125,$$

$$\frac{W_{TWINS} - W_{completo}}{W_{completo}} 100\% = 1.25\%. \quad (4.2)$$

Por tanto, asumiendo como referencia la potencia acústica radiada estimada por el método completo, el método que propone TWINS se aleja un 1.25% de la potencia acústica emitida, sobrevalorándola. Puesto que la ejecución de este método se realiza en 45 s, lo que supone una reducción del coste computacional del modelo del 99.7%, asumir un error del 1.25% en el cálculo resulta aceptable, más si cabe considerando que este método es capaz de replicar las componentes de emisión por separado.

4.3. Caso de *squeal noise*

Como se mencionaba en el **Apartado 1**, el *squeal* es un ruido fuertemente tonal desarrollado en altas frecuencias [8]. En nuestro caso, se estudia el ruido producido por un tren negociando una curva de 500 m de radio y con un coeficiente de rozamiento rueda/carril $\mu=0.4$. El ruido producido en estas circunstancias se atribuye principalmente a la rueda interna del eje montado [11], por aparecer en estas mayores fuerzas de contacto lateral.

La fuerza lateral que modela el contacto rueda/carril en el caso de *squeal noise* ha sido previamente estimada a partir de una simulación de 1 s de tiempo a partir de un software de interacción dinámica entre el vehículo ferroviario y la vía desarrollado por el departamento. Con dicha fuerza de contacto como input, el cálculo de la potencia acústica radiada es análogo al caso del ruido de rodadura, es decir, se obtiene la respuesta a la excitación a través de la movilidad y se emplea la **Ecuación 3.18**. Con ello, obtenemos la potencia acústica emitida por la rueda interna del tren cuando éste negocia una curva de radio pequeño, tal y como se muestra en la **Figura 4.18**:

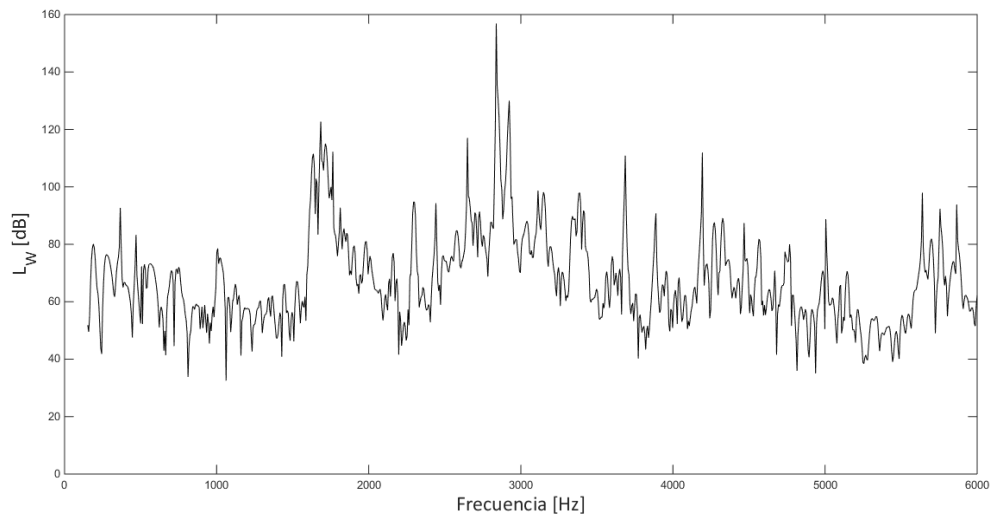


Figura 4.18: Nivel de potencia acústica, L_w , para la rueda interna en un caso de squeal noise

En la **Figura 4.18** se aprecia claramente ese carácter tonal a altas frecuencias con varios picos en el nivel de potencia acústica radiada, destacando uno a 2.8 kHz que alcanza los 157 dB. Cabe recordar que el nivel de potencia acústica se expresa en escala logarítmica, de modo que cada 3 dB se dobla la potencia acústica emitida, lo que significa que el primer pico supone una emisión 512 veces superior al segundo pico más grande (130 dB a 2.9 kHz).

Como en el ruido de rodadura, se diferencian tres componentes de emisión, cada una de ellas definiendo un movimiento, a saber: axial, radial y torsional. Por ello, se puede descomponer la potencia acústica en estas direcciones, obteniendo los niveles de potencia acústica mostrados en la **Figura 4.19**.

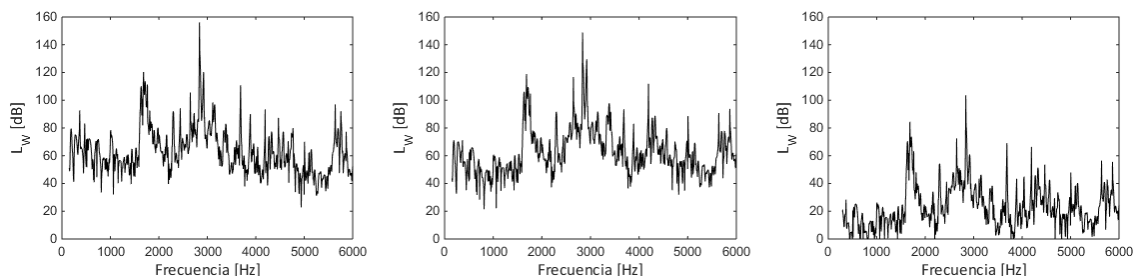


Figura 4.19: Nivel de potencia acústica para cada componente del squeal noise. En la izquierda, componente **axial**; en el centro, componente **radial**; en la derecha, componente **torsional**

De nuevo la potencia acústica torsional es despreciable, por los mismos motivos explicados para el ruido de rodadura. Asimismo, en las tres componentes de emisión se tiene un comportamiento similar de la potencia acústica, repitiéndose las frecuencias a las que se producen los picos más destacados. Este hecho se debe a que el modelo propuesto permite reproducir los picos que se obtienen para la fuerza de contacto lateral en la rueda interna [15]. Para ilustrar el fenómeno se muestra la **Figura 4.20**, donde se superpone la potencia acústica radiada y la fuerza lateral que modela el contacto rueda/carril en el dominio de la frecuencia.

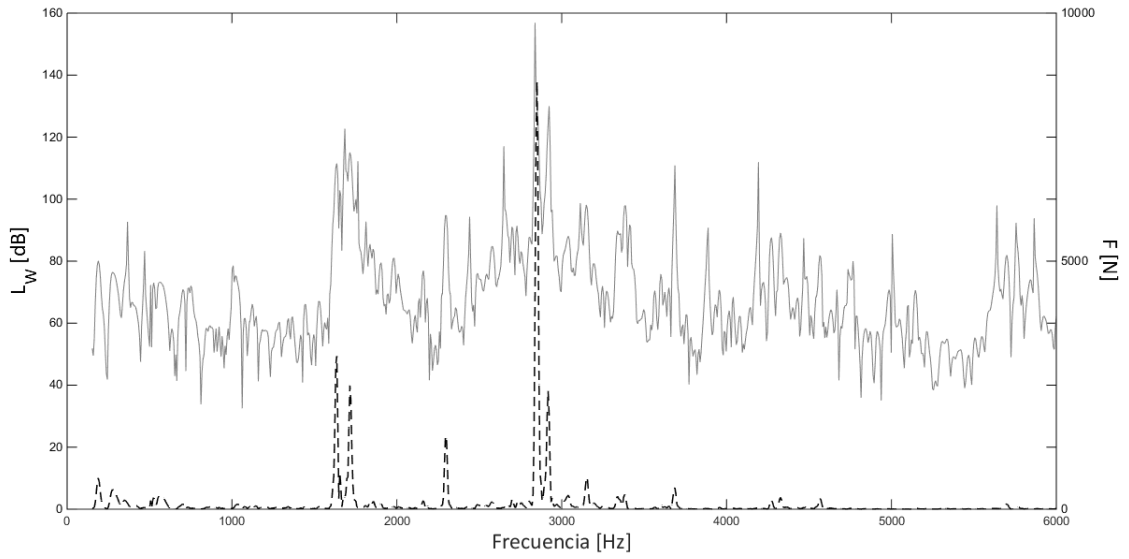


Figura 4.20: ---: Fuerza lateral de contacto; — en color gris: nivel de potencia acústica radiada

5. Conclusiones

En el presente trabajo se han desarrollado dos modelos para el cálculo de la potencia acústica radiada por una rueda ferroviaria como respuesta a la excitación producto de la rugosidad en el contacto rueda/carril. Esta emisión es conocida como ruido de rodadura o *rolling noise* y supone el objetivo principal de este estudio.

El análisis de los modos propios de vibración de una rueda ferroviaria, en concreto el perfil S502, permite constatar que, sin ser la dominante, la componente circunferencial de los modos propios de vibración no es en ningún caso despreciable (véase **Figura 4.1**), a pesar de adoptar un papel secundario en la caracterización de la vibración de la rueda con objeto del estudio de la potencia radiada [11]. No obstante, el cálculo de la potencia acústica permite suscribir la habitual hipótesis de despreciar el ruido torsional [11], asociada al movimiento circunferencial de la rueda, pues es insignificante en comparación con el ruido axial y radial (véase **Figura 4.5**). La explicación de este fenómeno es que el movimiento asociado a los modos circunferenciales de la rueda ferroviaria no desplaza fluido, pues la superficie de la misma no sufre un movimiento normal, sino tangencial (véase **Figura 4.2**).

Asimismo, mediante los modelos propuestos se analiza el contenido en frecuencia de la potencia acústica radiada como consecuencia de la rugosidad existente tanto en la rueda como en el carril, confirmando que el ruido de rodadura está presente en un amplio rango de frecuencias, cubriendo el espectro audible del ser humano (véase **Figura 4.3**).

Respecto a la comparación de las dos metodologías de cálculo, se establece que la división en seis radios que propone TWINS es suficientemente precisa para la obtención de la potencia acústica, ya que los resultados arrojados por ambos métodos tienen una correlación del 99.94% (mismo contenido en frecuencia) y una diferencia media en el espectro de frecuencia de 0.0545 dB, lo que supone una diferencia relativa del 1.25% (véase **Figura 4.16**). El empleo del modelo TWINS en detrimento del modelo completo está completamente justificado, pues la diferencia en los resultados es insignificante y el tiempo necesario de cálculo se reduce en un 99.7%. Además, el modelo TWINS es capaz de replicar las componentes de emisión por separado (véase **Figura 4.10**, **Figura 4.12** y **Figura 4.14**).

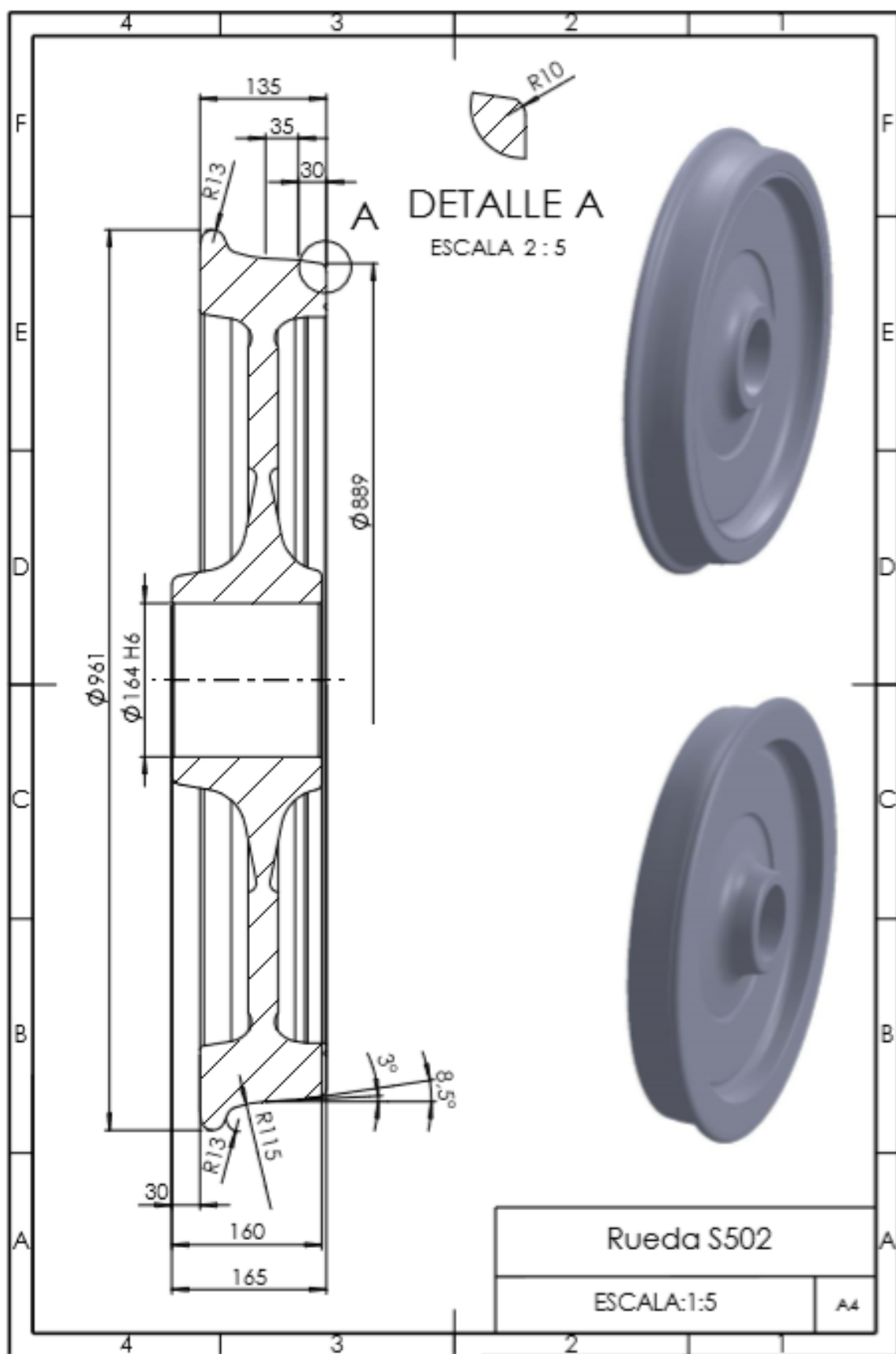
Pese a ser el ruido de rodadura el principal objetivo del presente trabajo, los modelos desarrollados también permiten el análisis del *squeal noise*, pues este fenómeno se puede modelar mediante la aplicación de una fuerza de contacto lateral en un punto de la llanta de la rueda ferroviaria. El estudio de un caso de *squeal noise*, un tren negociando una curva de 500 m y con un coeficiente de rozamiento rueda/carril de $\mu=0.4$, permite confirmar que el *squeal* es un ruido fuertemente tonal desarrollado a altas frecuencias [8], pues el contenido frecuencial de la potencia acústica radiada se caracteriza por picos muy destacados (véase **Figura 4.18**). Asimismo, los modelos propuestos para el cálculo de la potencia acústica permiten reproducir los picos que se obtienen para la fuerza de contacto lateral en la rueda interna [15] (véase **Figura 4.20**).

Referencias

- [1] Annual European Union greenhouse gas inventory 1990 – 2015 and inventory report 2017. EEA Report. Pág. 274 y 388. 2017.
- [2] EU transport in figures - statistical pocketbook 2017. European Commission. Pág. 19. 2017.
- [3] Burden of disease from environmental noise. Quantification of healthy life years lost in Europe. World Health Organization Regional Office for Europe. 2011.
- [4] Railway Noise in Europe. State of the art report. *International Union of Railways*. Pág. 11. Marzo 2016.
- [5] Railway Noise in Europe. State of the art report. *International Union of Railways*. Pág. 15. Marzo 2016.
- [6] Ayuntamiento de Valencia. Mayo 2018. Recuperado de:
http://www.valencia.es/ayuntamiento/maparuido.nsf/vDocumentosTituloAux/897269AFC8DA5169C1257B19002E5DFC?OpenDocument&bdOrigen=ayuntamiento%2Fmaparuido.nsf&idapo yo=&lang=1&nivel=8_1
- [7] Railway Noise Technical Measures Catalogue. *International Union of Railways*. Pág. 37. Julio 2013.
- [8] Ivan Zenzerovic. Engineering model for curve squeal formulated in time domain. Ph. D. Dissertation, Department of Civil and Environmental Engineering, Chalmers University of Technology, Gotemburgo, Suecia. Pág. 1 – 5. 2014.
- [9] ISO 3095:2013. Railway applications. Acoustics. Measurement of noise emitted by railbound vehicles. CEN, Bruselas. Agosto 2013
- [10] X. García-Andrés, F.D. Denia, J. Martínez-Casas y L. Baeza. Cálculo 3D de la potencia acústica radiada por una rueda ferroviaria a partir de la respuesta temporal con efectos giróscopos y comportamiento no lineal. Congreso de Métodos Numéricos en Ingeniería. Pág. 3. Valencia, España. Julio 2017.
- [11] D.J. Thompson. Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control. Chapter 4: Wheel Vibration. Elsevier, Oxford, UK, 2009.
- [12] D.J. Thompson y C.J.C. Jones. Sound radiation from a vibrating railway wheel. *Journal of Sound and Vibration*. Pág. 245-253. 1988
- [13] X. García-Andrés, F.D. Denia, J. Martínez-Casas y L. Baeza. Cálculo 3D de la potencia acústica radiada por una rueda ferroviaria a partir de la respuesta temporal con efectos giróscopos y comportamiento no lineal. Congreso de Métodos Numéricos en Ingeniería. Pág. 4 – 5. Valencia, España. Julio 2017.

- [14] TWINS Theoretical Manual. Track-Wheel Interaction Noise Software. La Haya, Holanda. Julio 2014.
- [15] J. Giner-Navarrao, J. Martínez-Casas, F.D. Denia y L. Baeza. Study of a railway curve squeal in the time domain using a high-frequency vehicle/track interaction model. *Journal of Sound and Vibration*. Pág. 11. Junio 2018.

II. PLANOS



III. PRESUPUESTO

1. Bases de elaboración

El siguiente presupuesto se elabora sobre el coste que supondría elaborar un trabajo similar al presente que fuese encargado por una empresa privada. Se supone que se presentará a dicha empresa cinco ejemplares físicos, así como cinco memorias USB.

2. Componentes de coste

Se relaciona a continuación los componentes de coste del presente presupuesto, explicando con detalle las asunciones que se han realizado para calcular los mismos.

2.1. Mano de obra

Se supone que participan en este trabajo tres personas:

- Autor principal del trabajo. Se asume que se trata de un Ingeniero Técnico Junior con un sueldo bruto anual de 19.500€.
- 1^{er} ayudante. Se asume que es un Ingeniero Superior con dos años de experiencia y un sueldo bruto anual de 25.000€.
- 2^o ayudante. Se asume que es un Ingeniero Superior con diez años de experiencia y un sueldo bruto anual de 40.000€.

Para el cálculo del coste de la hora de mano de obra se asume que hay 250 días laborables con una jornada media de 8 horas/día.

	Sueldo bruto anual	S.S. a cargo empresa anual	Total anual	Coste mano de obra por hora
Principal	19.500	6.045	25.545	12,77
1 ^{er} ayudante	25.000	7.750	32.750	16,38
2 ^o ayudante	40.000	12.400	52.400	26,20

Tabla III.1: Cálculo del coste en Euros de la mano de obra por hora

2.2. Material bibliográfico

Se han incluido los costes de adquisición de dos libros en formato papel, el resto de la bibliografía manejada se ha obtenido a través de Internet, por lo que se asigna a la misma un coste basado en el tiempo invertido en su obtención.

Libros en formato papel:

Descripción	Importe
D.J. Thompson. Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control.	400€
D.J. Thompson y C.J.C. Jones. Sound radiation from a vibrating railway wheel.	385€
Total	785€

Tabla III.2: Coste de los libros

Material obtenido a través de Internet (se ha asignado a cada ejemplar un coste unitario de 15€, basado en el tiempo de búsqueda y recuperación por parte del autor principal):

Descripción	Importe
Annual European Union greenhouse gas inventory 1990 – 2015 and inventory report 2017.	15€
EU transport in figures - statistical pocketbook 2017. European Comission.	15€
Burden of disease from environmental noise. Quantification of healthy life years lost in Europe. World Health Organization Regional Office for Europe.	15€
Railway Noise in Europe. State of the art report. <i>International Union of Railways</i> .	15€
Ayuntamiento de Valencia. Mayo 2018. Recuperado de: http://www.valencia.es/ayuntamiento/maparuido.nsf/vDocumentosTituloAux/897269AFC8DA5169C1257B19002E5DFC?OpenDocument&bdOrigen=ayuntamient o%2Fmaparuido.nsf&idapoyo=&lang=1&nivel=8_1	15€
Railway Noise Technical Measures Catalogue. <i>International Union of Railways</i> .	15€
Ivan Zenzerovic. Engineering model for curve squeal formulated in time domain.	15€
ISO 3095:2013. Railway applications. Acoustics. Measurement of noise emitted by railbound vehicles.	15€
TWINS Theoretical Manual. Track-Wheel Interaction Noise Software	15€
X. García-Andrés, F.D. Denia, J. Martínez-Casas y L. Baeza. Cálculo 3D de la potencia acústica radiada por una rueda ferroviaria a partir de la respuesta temporal con efectos giróscopos y comportamiento no lineal.	15€
J. Giner-Navarrao, J. Martínez-Casas, F.D. Denia y L. Baeza. Study of a railway curve squeal in the time domain using a high-frequency vehicle/track interaction model. <i>Journal of Sound and Vibration</i> .	15€
Total	165€

Tabla III.3: Coste del material obtenido a través de Internet

Así pues, el total del importe invertido en la obtención de la bibliografía asciende a **950€**.

2.3. Medios informáticos

Se distingue entre software y coste de uso de ordenador.

El software empleado es el siguiente:

Descripción	Importe
Licencia anual de <i>Matlab R2014b</i> .	800€
Licencia de <i>Microsoft Office 2016</i> .	100€
Total	900€(*)

Tabla III.4: Coste del software empleado

(*) Dado que el periodo ha sido de seis meses, se considera un coste de **450€**.

En cuanto al coste de uso del ordenador, se ha asignado un importe de **200€**. Dicho cálculo se hace considerando un coste del equipo informático de 1.700€ con una vida útil de 5 años y un uso diario de 8 horas aproximadamente. Asimismo, se incluye un coste estimado por consumo de energía eléctrica, mantenimiento de equipos y conexión a Internet.

2.4. Material fungible

Se estima un coste de **20€**, fundamentalmente constituido por material de oficina (bolígrafos, papel, etc).

2.5. Fotocopias, encuadernación y USB

El coste unitario de cada ejemplar encuadernado es de 50€ y el coste unitario de cada memoria USB asciende a 10€. El total de coste, por tanto, asciende a **300€**.

3. Asignación de costes de mano de obra

En este apartado se distribuyen los costes de mano de obra atendiendo a las distintas fases de elaboración del trabajo.

3.1. Documentación y desarrollo de modelos

	Nº de horas	Coste unitario hora	Total
Principal	100h	12,77€/h	1277€
1 ^{er} ayudante	10h	16,38€/h	163,80€
2º ayudante	8h	26,20€/h	209,60€
Total			1.650,40€

Tabla III.5: Coste mano de obra de documentación y desarrollo

3.2. Implementación de modelos

	Nº de horas	Coste unitario hora	Total
Principal	200h	12,77€/h	2.554€
1 ^{er} ayudante	5h	16,38€/h	81,90€
2 ^o ayudante	2h	26,20€/h	52,40€
Total			2.688,30€

Tabla III.6: Coste mano de obra de implementación de modelos

3.3. Cálculo e interpretación de resultados

	Nº de horas	Coste unitario hora	Total
Principal	50h	12,77€/h	638,50€
1 ^{er} ayudante	2h	16,38€/h	32,76€
2 ^o ayudante	1h	26,20€/h	26,20€
Total			697,46€

Tabla III.7: Coste mano de obra de cálculo e interpretación de resultados

3.4. Elaboración y corrección del documento

	Nº de horas	Coste unitario hora	Total
Principal	100h	12,77€/h	1.277€
1 ^{er} ayudante	10h	16,38€/h	163,80€
2 ^o ayudante	2h	26,20€/h	52,40€
Total			1493,20€

Tabla III.8: Coste mano de obra de elaboración y corrección del documento

3.5. Resumen de costes de mano de obra

Fases	Importe
Documentación y desarrollo de modelos	1.650,40€
Implementación de modelos	2.688,30€
Cálculo e interpretación de resultados	697,46€
Elaboración del documento	1.493,20€
TOTAL	6.529,36€

Tabla III.9: Resumen de costes de mano de obra

4. Presupuesto final

A continuación, se expone mediante una tabla el presupuesto final del presente trabajo desglosado por conceptos (IVA del 21% cuando proceda).

Concepto		Importe sin IVA	IVA	TOTAL
Mano de obra		6.529,36€	0€	6.529,36€
Material bibliográfico	Libros en formato papel	785€	164,85€	949,85€
	Material de Internet	165€	0€	165€
Medios informáticos	Software	450€	94,50€	544,50€
	Uso de ordenador	200€	0€	200€
Material fungible		20€	4,20€	24,20€
Fotocopias, encuadernación y USB		300€	63€	363€
TOTAL		8.449,36€	326,55€	8.775,91€

Tabla III.10: Presupuesto final

El presupuesto final de este trabajo asciende a OCHO MIL SETECIENTOS SETENTA Y CINCO EUROS CON NOVENTA Y UN CÉNTIMOS.

IV. PLIEGO DE CONDICIONES

Condiciones generales

En este apartado se describen los requisitos necesarios para la realización del presente trabajo. Se han de cumplir las disposiciones pertenecientes al Real Decreto 488/1997 de 14 de abril, sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas al trabajo con equipos que incluyen pantallas de visualización [1].

1. Condiciones del puesto de trabajo

El fundamento del presente trabajo es la utilización de software matemático para la implementación y desarrollo de un modelo de radiación acústica.

En el Real Decreto 488/1997 se entiende como puesto de trabajo como el constituido por un equipo con pantalla de visualización provisto, en su caso, de un teclado o dispositivo de adquisición de datos, de un programa para la interconexión persona/máquina, de accesorios informáticos y de un asiento y mesa o superficie de trabajo, así como el entorno laboral inmediato.

1.1. Ergonomía

Según la Asociación Española de Ergonomía [2], la ergonomía es el conjunto de conocimientos de carácter multidisciplinar aplicados para la adecuación de los productos, sistemas y entornos artificiales a las necesidades, limitaciones y características de sus usuarios, optimizando la eficacia, seguridad y bienestar.

Los principales objetivos de la ergonomía y de la psicología aplicada son los siguientes:

- Identificar, analizar y reducir los riesgos laborales (ergonómicos y psicosociales).
- Adaptar el puesto de trabajo y las condiciones de trabajo a las características del operador.
- Contribuir a la evolución de las situaciones de trabajo, no sólo bajo el ángulo de las condiciones materiales, sino también en sus aspectos socio-organizativos, con el fin de que el trabajo pueda ser realizado salvaguardando la salud y la seguridad, con el máximo de confort, satisfacción y eficacia.
- Controlar la introducción de las nuevas tecnologías en las organizaciones y su adaptación a las capacidades y aptitudes de la población laboral existente.
- Establecer prescripciones ergonómicas para la adquisición de útiles, herramientas y materiales diversos.
- Aumentar la motivación y la satisfacción en el trabajo.

1.1.1. Pantalla

Los caracteres de la pantalla deberán estar bien definidos y configurados de forma clara, y tener una dimensión suficiente, disponiendo de un espacio adecuado entre los caracteres y los renglones.

La imagen de la pantalla deberá ser estable, sin fenómenos de destellos, centelleos u otras formas de inestabilidad.

El usuario de terminales con pantalla deberá poder ajustar fácilmente la luminosidad y el contraste entre los caracteres y el fondo de la pantalla, y adaptarlos fácilmente a las condiciones del entorno.

La pantalla deberá ser orientable e inclinable a voluntad, con facilidad para adaptarse a las necesidades del usuario.

Podrá utilizarse un pedestal independiente o una mesa regulable para la pantalla.

La pantalla no deberá tener reflejos ni reverberaciones que puedan molestar al usuario.

1.1.2. Teclado

El teclado deberá ser inclinable e independiente de la pantalla para permitir que el trabajador adopte una postura cómoda que no provoque cansancio en los brazos o las manos.

Tendrá que haber espacio suficiente delante del teclado para que el usuario pueda apoyar los brazos y las manos.

La superficie del teclado deberá ser mate para evitar los reflejos.

La disposición del teclado y las características de las teclas deberán tender a facilitar su utilización.

Los símbolos de las teclas deberán resaltar suficientemente y ser legibles desde la posición normal de trabajo.

1.1.3. Mesa o superficie de trabajo

La mesa o superficie de trabajo deberán ser poco reflectantes, tener dimensiones suficientes y permitir una colocación flexible de la pantalla, del teclado, de los documentos y del material accesorio.

El soporte de los documentos deberá ser estable y regulable y estará colocado de tal modo que se reduzcan al mínimo los movimientos incómodos de la cabeza y los ojos.

El espacio deberá ser suficiente para permitir a los trabajadores una posición cómoda.

1.1.4. Asiento de trabajo

El asiento de trabajo deberá ser estable, proporcionando al usuario libertad de movimiento y procurándole una postura confortable.

La altura del mismo deberá ser regulable.

El respaldo deberá ser reclinable y su altura ajustable.

Se pondrá un reposapiés a disposición de quienes lo deseen.

1.2. Condiciones del lugar de trabajo

Las condiciones del lugar de trabajo se regulan, entre otra normativa, en el Real Decreto 486/1997, de 14 de abril, por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo [3].

1.2.1. Medidas de emergencia, vías y salidas de evacuación

Las vías y salidas de evacuación, así como las vías de circulación y las puertas que den acceso a ellas, se ajustarán a lo dispuesto en su normativa específica. Las vías y salidas de evacuación deberán permanecer expeditas y desembocar lo más directamente posible en el exterior o en una zona de seguridad.

1.2.2. Condiciones de protección contra incendios

El lugar de trabajo deberá ajustarse a lo dispuesto en la normativa que resulte de aplicación sobre condiciones de protección contra incendios. En todo caso, y a salvo de disposiciones específicas de la normativa citada, dichos lugares deberán satisfacer las condiciones que se señalan en los siguientes puntos de este apartado.

Según las dimensiones y el uso de los edificios, los equipos, las características físicas y químicas de las sustancias existentes, así como el número máximo de personas que puedan estar presentes, los lugares de trabajo deberán estar equipados con dispositivos adecuados para combatir los incendios y, si fuere necesario, con detectores contra incendios y sistemas de alarma.

Los dispositivos no automáticos de lucha contra los incendios deberán ser de fácil acceso y manipulación. Dichos dispositivos deberán señalizarse conforme a lo dispuesto en el Real Decreto 485/1997, de 14 de abril, sobre disposiciones mínimas de señalización de seguridad y salud en el trabajo. Dicha señalización deberá fijarse en los lugares adecuados y ser duradera.

1.2.3. Instalación eléctrica

La instalación eléctrica del lugar de trabajo deberá ajustarse a lo dispuesto en su normativa específica. En todo caso, y a salvo de disposiciones específicas de la normativa citada, dicha instalación deberá satisfacer, entre otras, las siguientes condiciones:

- La instalación eléctrica no deberá entrañar riesgos de incendio o explosión.
- Los trabajadores deberán estar debidamente protegidos contra los riesgos de accidente causados por contactos directos o indirectos.
- La instalación eléctrica y los dispositivos de protección deberán tener en cuenta la tensión, los factores externos condicionantes y la competencia de las personas que tengan acceso a partes de la instalación.

1.2.4. Condiciones termohigrométricas

En el lugar de trabajo deberá cumplirse, en particular, las siguientes condiciones:

- La temperatura de los locales donde se realicen trabajos sedentarios propios de oficinas o similares estará comprendida entre 17 y 27 °C. La temperatura de los locales donde se realicen trabajos ligeros estará comprendida entre 14 y 25 °C.
- La humedad relativa estará comprendida entre el 30 y el 70 por 100, excepto en los locales donde existían riesgos por electricidad estática en los que el límite inferior será el 50 por 100.

1.2.5. Iluminación

La iluminación general y la iluminación especial (lámparas de trabajo), cuando sea necesaria, deberán garantizar unos niveles adecuados de iluminación y unas relaciones adecuadas de luminancias entre la pantalla y su entorno, habida cuenta del carácter del trabajo, de las necesidades visuales del usuario y del tipo de pantalla utilizado.

El acondicionamiento del lugar de trabajo y del puesto de trabajo, así como la situación y las características técnicas de las fuentes de luz artificial, deberán coordinarse de tal manera que se eviten los deslumbramientos y los reflejos molestos en la pantalla u otras partes del equipo.

1.2.6. Reflejos y deslumbramientos

Los puestos de trabajo deberán instalarse de tal forma que las fuentes de luz, tales como ventanas y otras aberturas, los tabiques transparentes o translúcidos y los equipos o tabiques de color claro no provoquen deslumbramiento directo ni produzcan reflejos molestos en la pantalla.

Las ventanas deberán ir equipadas con un dispositivo de cobertura adecuado y regulable para atenuar la luz del día que ilumine el puesto de trabajo.

1.2.7. Ruido

Respecto a los niveles de ruido, la regulación establece en el RealDecreto 28/2006, de 10 de marzo, los rangos admisibles sobre la protección y seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido.

El nivel sonoro en el puesto de trabajo se encuentra dentro de los límites legales establecidos. Normalmente, en este tipo de entornos, suele ser muy reducido. La utilización de equipos informáticos modernos, con ventiladores silenciosos, contribuye a la reducción de dicho nivel de ruido.

1.2.8. Emisiones

Toda radiación, excepción hecha de la parte visible del espectro electromagnético, deberá reducirse a niveles insignificantes desde el punto de vista de la protección de la seguridad y de la salud de los trabajadores.

1.3. Interconexión ordenador/persona

Para la elaboración, la elección, la compra y la modificación de programas, así como para la definición de las tareas que requieran pantallas de visualización, el empresario tendrá en cuenta los siguientes factores:

- El programa habrá de estar adaptado a la tarea que deba realizarse.
- El programa habrá de ser fácil de utilizar y deberá en su caso, poder adaptarse al nivel de conocimientos y de experiencia del usuario; no deberá utilizarse ningún dispositivo cuantitativo o cualitativo de control sin que los trabajadores hayan sido informados y previa consulta con sus representantes.
- Los sistemas deberán proporcionar a los trabajadores indicaciones sobre su desarrollo.
- Los sistemas deberán mostrar la información en un formato y a un ritmo adaptados a los operadores.
- Los principios de ergonomía deberán aplicarse en particular al tratamiento de la información por parte de la persona.

2. Condiciones de especificaciones técnicas

El fundamento del presente trabajo es la utilización de software matemático para la implementación y desarrollo de un modelo de radiación acústica. Para ello, ha sido necesario el uso de equipos informáticos, software, conexión a Internet y supervisión del trabajo realizado. A continuación, se detallan las especificaciones técnicas necesarias.

2.1. Hardware

Para el desarrollo del proyecto se han usado dos ordenadores, uno de sobremesa y otro portátil.

El ordenador de sobremesa se ha empleado para llevar a cabo los cálculos con el software Matlab, pues se requiere de una capacidad de cálculo notable. En este caso, las características técnicas del mismo son: dos procesadores Intel® Core™ de 2.93GHz de velocidad, una memoria RAM de 4 GB y un sistema operativo Windows 10 de 64 bits.

El ordenador portátil, de gama media, se ha usado básicamente para acceso a Internet, edición del documento y acceder con el mismo a las reuniones con los supervisores.

2.2. Software

Los programas usados han sido: Matlab R2014b (implementación del modelo y cálculos), Microsoft Office 2016 (edición del documento) y Windows 10 (Sistema operativo).

2.3. Conexión a Internet

La conexión a Internet resulta imprescindible tanto para el acceso al material bibliográfico como para la comunicación con los supervisores. Para la elaboración de este trabajo se ha utilizado una conexión estándar de una vivienda habitual.

2.4. Supervisión

Los supervisores encargados de la dirección del proyecto poseen experiencia demostrada y contrastada en la ejecución de proyectos de ingeniería mecánica, particularmente en el ámbito ferroviario.

Referencias del pliego de condiciones

[1] Julio 2018. Recuperado de: http://noticias.juridicas.com/base_datos/Laboral/rd488-1997.html

[2] Julio 2018. Recuperado de: <http://www.ergonomos.es/ergonomia.php>

[3] Julio 2018. Recuperado de: http://noticias.juridicas.com/base_datos/Laboral/rd486-1997.html