



Trabajo Final de Grado

Grado en Ingeniería Aeroespacial

Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales

Análisis de la influencia de la geometría de una rueda ferroviaria en la radiación acústica en casos de ruido de rodadura y chirridos en curva

Autor: Jesús Amo Navarro

Tutores: Dr. D. José Martínez Casas

D. Víctor Tomás Andrés Ruiz

Septiembre de 2019



Resumen

El aumento en los últimos años de los kilómetros de red ferroviaria metropolitana en muchas de las grandes y medianas ciudades europeas destinados a la circulación de trenes y tranvías, así como la proyección a futuro de estos medios de transporte como alternativas sostenibles ha puesto de relieve el que es probablemente uno de los mayores problemas asociados al transporte ferroviario: sus niveles de emisión acústica.

De todos los factores que influyen en las emisiones acústicas a causa del trasiego de este tipo de vehículos, el presente trabajo se centra, por la relevancia de estas, en las emisiones procedentes de las ruedas ferroviarias causadas por los denominados ruido de rodadura o *rolling noise* y chirrido en curva o *squeal noise*. En concreto, se estudia cómo influyen los parámetros geométricos de radio de la rueda, curvatura y grosor del velo y radios de acuerdo en los niveles de emisión acústica. Ello se realiza a través de un estudio paramétrico en el que se muestra la influencia de cada uno de ellos de forma individual variando el valor del parámetro de estudio en cada caso mientras se mantiene el resto de parámetros constantes. Una vez realizado el estudio individual se analiza el posible efecto sinérgico de la combinación de los parámetros más relevantes en función de los resultados obtenidos.

La fuerza de contacto utilizada, que por motivos de coste computacional es la misma en las diferentes geometrías estudiadas, supone un desacoplamiento de la interacción rueda-carril, lo que desembocará, en ocasiones, en resultados contradictorios o sin una tendencia clara como ocurre en el caso del estudio del grosor del velo. Hechos como este incentivan el uso de modelos con un menor coste computacional, como el modelo simplificado de radiación sonora en sustitución al modelo completo o integral que permita, a costa de una pérdida de precisión lo suficientemente baja como para asegurar la validez de los resultados, una reducción del coste computacional suficiente para hacer viable el estudio.

Palabras clave: Rueda ferroviaria, potencia acústica radiada, ruido de rodadura, morfología de la rueda, chirrido en curva, modelo de radiación acústica, análisis paramétrico.

Resum

L'augment al llarg dels últims anys dels kilòmetres de xarxa ferroviària metropolitana en moltes de les grans y mitjanes ciutats europees destinades a la circulació de trens y tranvies, així com la projecció a futur d'aquests mitjans de transport com a alternativa de transport sostenible ha posat en relleu el que es probablement un dels majors problemes associats al transport ferroviari: els seus nivells d'emissió acústica.

De tots els factors que influeixen en les emissions acústiques a causa del tràfec d'aquest tipus de vehicles, el present projecte es centra, per la rellevància d'aquestes, en les emissions procedents de les rodes ferroviàries causades pels denominats soroll de rodada o *rolling noise* y grinyol de curva o *squeal noise*. Concretament, s'estudiarà com influeixen els paràmetres geomètrics de radi de la roda, curvatura i grossor del vel i radis d'acord en els nivells d'emissió acústica. Açó es duu a terme mitjançant un estudi paramètric en el qual es mostra la influència de cadascun d'ells de forma individual, variant el valor del paràmetre d'estudi mentres es manté la resta de paràmetres constants. Posteriorment s'estudia el possible efecte sinèrgic producte de la combinació dels paràmetres més rellevants en funció dels resultats obtinguts.

La força de contacte utilitzada, que per motius de cost computacional es la mateixa en les diferents geometries estudiades, suposa un desacoplament de la interacció roda-carril, el que desembocarà, en ocasions, en resultats contradictoris o sense una tendència clara, com succeeix en el cas de l'estudi del grossor del vel. Fets com aquest incentiven l'ús de models amb un menor cost computacional, com el del model simplificat de radiació sonora en substitució al model complet o integral que permeta, a costa d'una pèrdua de precisió suficientment baixa com per a assegurar la validesa dels resultats, una reducció del cost computacional suficient per a fer viable l'estudi.

Paraules clau: Roda ferroviària, potència acústica radiada, soroll de rodada, grinyol de curva, model de radiació acústica, anàlisi paramètric.

Abstract

The increase in length of the metropolitan rail network for trains and trams circulation in many of the large and medium European cities, as well as the future prospects for these means of transport as sustainable alternatives has highlighted which is probably one of the major problems associated with this mean of transport: Their acoustic emission levels.

From all the factors that have influence in the acoustic emissions as a result of the circulation of this kind of vehicles, this work will focus, due to their importance, on the emissions from train wheels generated by the phenomena known as rolling noise and squeal noise. In particular, the work will consist of the study of how geometrical parameters of the wheel such as the wheel diameter, web bend and thickness and transition radii, influence the acoustic emissions. This is performed by means of a parametric study in which the influence of each one of the parameters is analyzed individually by varying the value of the parameter studied in each case, while the rest are kept constant. After that, according to the results obtained, the synergic effect derived from the combination of the most relevant parameters is analyzed.

The contact force used, that due to reasons related to computational cost is the same among the different geometries studied, involves a decoupling in the wheel-rail interaction, what will result, at times in contradictory results or results without a clear trend, as occurs in the study case of the web width. Issues like this encourage the use of models with a reduced computational cost, as the simplified model of acoustic radiation in substitution of the complete model or integral allowing, at expense of a reduction in precision low enough in order not to affect the validity of the results, a reduction of the computational cost enough to make the analysis viable.

Key words: Rail wheel, radiated acoustic power, rolling noise, wheel morphology, curve squeal, acoustic radiation model, parametric analysis.

Índice general

	Página
Resumen	I
Resum	II
Abstract	III
Memoria	5
Índice	6
Planos	55
Presupuesto	57
Pliego de condiciones	64

MEMORIA

Índice

	Página
Índice de figuras	8
Índice de tablas	9
1. Introducción	10
1.1. Justificación del estudio	10
1.2. Procedencia del ruido	12
1.3. Objeto de estudio	14
2. Marco teórico	17
2.1. Dinámica de la rueda	17
2.2. Modos de vibración	20
2.3. Modelo de radiación sonora	22
2.3.1. Eficiencias de radiación	23
2.3.2. Potencia acústica radiada	25
2.4. Percepción humana del sonido	26
3. Resultados	28
3.1. Análisis paramétrico	28
3.1.1. Influencia del diámetro de la rueda	29
3.1.2. Influencia del grosor del velo	31
3.1.3. Influencia de la curvatura del velo	32
3.1.4. Influencia de los radios de acuerdo de la rueda	34

3.1.5. Puntos fuera de la tendencia o <i>outliers</i>	35
3.1.6. Geometrías propuestas	37
3.2. Caso de chirrido en curva o squeal	38
3.3. Modelo simplificado	41
3.3.1. Hipótesis del modelo simplificado	41
3.3.2. Contribución axial y radial de la geometría	42
3.3.3. Resultados del modelo simplificado	45
4. Conclusiones	52
Referencias	54

Índice de figuras

	Página
1.1. Trazado e impacto acústico de la red ferroviaria urbana de Valencia [4].	11
1.2. Mecanismos de emision acústica por rodadura y squeal.	13
1.3. Amortiguación de vibraciones en carriles [8].	14
1.4. Partes básicas de una rueda ferroviaria [9].	15
2.1. Modelo dinámico de 1 grado de libertad.	17
2.2. Modelo de N grados de libertad [11].	18
2.3. Modos de vibración axiales y radiales [12].	21
2.4. Curva de ponderación A de la percepción humana.	27
3.1. Efecto del radio de la rueda en la emisión acústica.	30
3.2. Efecto del grosor del velo en la emisión acústica.	31
3.3. Influencia del parámetro x_3 en la curvatura del velo.	32
3.4. Efecto de la curvatura del velo en la emisión acústica.	33
3.5. Efecto del parámetro x_4 en los radios de acuerdo de la rueda.	34
3.6. Efecto de los radios de acuerdo en el nivel de intensidad acústica.	35
3.7. Movilidad directa del nodo de contacto en el eje vertical junto con la fuerza de rolling noise.	36
3.8. Emisiones de las geometrías con parámetros geométricos óptimos.	38
3.9. Comparativa de movilidades directas en el eje vertical de los respectivos nodos de contacto junto con una fuerza de squeal.	40
3.10. Aportación radial media de geometrías con distintas curvaturas del velo.	43
3.11. Aportación radial media de geometrías con distintas curvaturas del velo.	44

3.12. Nodos de estudio en los distintos niveles de discretización axial.	45
3.13. Evolución del error en la predicción de emisión axial con el número de puntos de discretización.	46
3.14. Nodos de estudio en los distintos niveles de discretización radial.	48
3.15. Evolución del error en la predicción de emisión radial con el número de puntos de discretización.	48
3.16. Desviaciones en las estimaciones de potencia acústica emitida con respecto al modelo integral para distintos niveles de discretización, A7R6 (7 puntos para describir la emisión axial y 6 para la radial) y A5R1 (5 para la axial y 1 para la radial). . .	50
3.17. Evolución del coste computacional con el nivel de discretización axial y radial. . . .	51

Índice de tablas

	Página
3.1. Comparativa de las emisiones acústicas por geometría y tipo de fuerza.	39
4.2. Cálculo del coste en Euros de la mano de obra por hora.	59
4.3. Coste de los libros.	60
4.4. Coste del material obtenido a través de Internet.	60
4.5. Coste del software empleado.	61
4.6. Coste mano de obra de documentación y desarrollo.	62
4.7. Coste mano de obra de implementación de modelos.	62
4.8. Coste mano de obra de cálculo e interpretación de resultados.	62
4.9. Coste mano de obra de elaboración y corrección del documento.	62
4.10. Resumen de costes de mano de obra.	63
4.11. Presupuesto final.	63

1. Introducción

1.1. Justificación del estudio

Desde principios del siglo XX, el notable incremento del tamaño de los núcleos poblacionales en las principales ciudades españolas y europeas ha supuesto todo un reto en materia de movilidad y transporte urbano. Sólo en la ciudad de Valencia, en el año 2016, el número de desplazamientos diarios dentro de la ciudad mediante vehículos motorizados alcanzó los 740.250, de los cuales un 50,2% pertenecieron a transporte privado mientras que un 49,8% lo hicieron a desplazamientos mediante transporte público [1]. Es aquí donde el transporte ferroviario toma una gran relevancia, muestra de ello es que las seis líneas de metro y las tres de tranvía de la red de Metrovalencia transportaron durante el año 2018 a más de 67 millones de pasajeros, lo que supone un incremento del 5,37% respecto al año anterior [2].

En el resto de las grandes ciudades europeas la imagen es muy similar, muchas de ellas, entre las que se encuentran Viena, Oporto, Dublín, Roma, Praga, Oslo, Munich o Berlín tienen metro y/o tranvía como principales medios de transporte. Entre estas destaca Praga que, con más de 500 km de vías y más de 300 millones de pasajeros transportados anualmente, cuenta con una de las redes de tranvía más grandes del mundo.

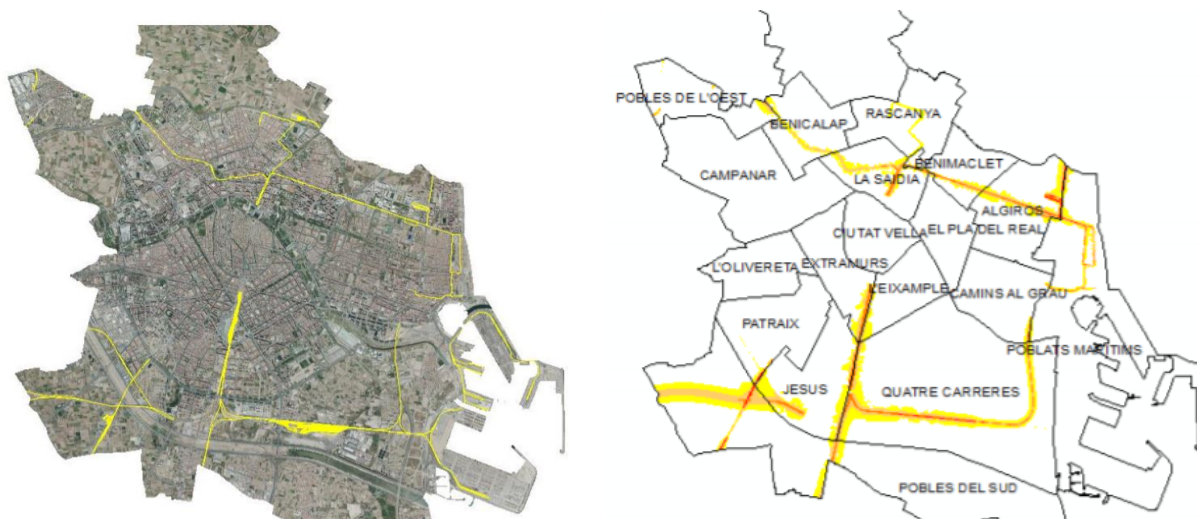
Además de las cifras que representa el transporte ferroviario urbano en la actualidad, los elevados índices de contaminación en las grandes ciudades provocados, entre otros, por los motores de combustión interna de los vehículos particulares han llevado a continuas normativas europeas en materia de emisiones cada vez más restrictivas. Entre las emisiones más nocivas de estos vehículos se encuentran la emisión de óxidos de nitrógeno (NO_x), debido a las altas temperaturas de combustión; dióxido de carbono (CO_2), responsable del calentamiento global; y, en menor medida en la actualidad, el perjudicial monóxido de carbono (CO) procedente de los vehículos más antiguos.

Este problema se traduce, según cifras de la Agencia Europea del Medio Ambiente, en 30.000 muertes prematuras cada año en España a causa de la contaminación y en 3.600 millones de euros de gasto público anual relacionado con el tratamiento de enfermedades causadas por la contaminación del tráfico [3]. Con motivo de ello, en Europa ya son 280 las ciudades con zonas con restricción al tráfico, con la perspectiva de que se abran nuevas y se amplíen las existentes. Con estas cifras, y teniendo en cuenta que frente al autobús, las emisiones de gases nocivos de metro y tranvía en ciudad son nulas al no contar con motores de combustión, este medio de transporte se postula como uno de los sistemas con

más proyección en un contexto como el actual, donde priman valores medioambientales y de sostenibilidad.

A pesar de los datos positivos ofrecidos por el transporte ferroviario urbano en materia de emisiones de gases nocivos para la salud y el medio ambiente, este sigue contando con una gran desventaja que se suma a la de las grandes inversiones necesarias para la creación de redes ferroviarias, que son los elevados niveles acústicos que supone en ocasiones este tipo de tráfico.

A continuación, se puede visualizar una imagen del trazado de las líneas de ferrocarril y tranvía en la ciudad de Valencia junto con la imagen que muestra los barrios o distritos más afectados por la contaminación acústica de este medio de transporte.



Trazado de la red ferroviaria urbana.

Impacto acústico de la red ferroviaria urbana.

Figura 1.1: Trazado e impacto acústico de la red ferroviaria urbana de Valencia [4].

Tal y como se puede observar en la **Figura 1.1**, son numerosas las zonas afectadas por el tráfico ferroviario. Un total de 24 distritos perjudicados en mayor o menor medida, entre los cuales destacan los distritos de Benimaclet, Algirós, Benicalap, Camins al Grau, Jesús o Quatre carreres. En estos barrios, el ruido y las vibraciones se han convertido en una de las principales preocupaciones para muchos de los vecinos ya que con frecuencia el ruido es el desencadenante de afecciones tales como migraña, problemas de sueño o estrés. Mientras que las vibraciones, por su parte, parecen estar, según denuncian algunas asociaciones vecinales, detrás de grietas y diversos desperfectos en viviendas. Las quejas vecinales y las denuncias presentadas en algunos de estos barrios [5] finalmente han hecho que las autoridades municipales se vean obligadas a realizar fuertes inversiones para revertir dicha situación.

1.2. Procedencia del ruido

Dada la cantidad de componentes involucrados en la rodadura de trenes y tranvías, no existe un único responsable de las emisiones acústicas provocadas por el tráfico ferroviario. Entre los principales responsables de estas emisiones se encuentran coches, vagones, ruedas, carriles, balasto o losa de hormigón y, principalmente, las interacciones entre cada uno de los elementos mencionados. Este trabajo se centrará en la aportación a la emisión acústica procedente de las ruedas debido a la interacción rueda-carril, ya que esta supone una de las mayores aportaciones a las emisiones acústicas totales [13].

De forma general, las emisiones acústicas generadas debido a esta interacción se pueden clasificar en dos tipos: ruido de rodadura o *rolling noise* y chirrido en curva o *squeal noise* por su nombre en inglés.

El ruido de rodadura se produce debido a las vibraciones resultantes de la fuerza de excitación generada por la rugosidad de las superficies de rodadura de rueda y carril. Dichas vibraciones, concretamente las de los elementos superficiales en contacto con el aire circundante a la rueda, inducen alteraciones de presión en el fluido que se propagan en forma de emisión acústica. Por sus características y por su presencia en un amplio rango de frecuencias, esta es normalmente la fuente de ruido más importante [13].

El *squeal noise*, por su parte, es un ruido particularmente molesto producido cuando el tren circula por curvas de radio relativamente pequeño y que se caracteriza por su tonalidad, ya que se suele producir en un pequeño rango de altas frecuencias. Su origen sigue siendo a día de hoy objeto de estudio, y la literatura plantea dos posibles mecanismos de generación de *squeal noise*: 1) decaimiento del coeficiente de fricción con la velocidad de pseudo-deslizamiento; 2) acoplamiento modal de ciertos modos de vibración de la rueda [6].

A continuación se muestran unas imágenes que pueden ayudar a visualizar la procedencia de ambos tipos de ruido.

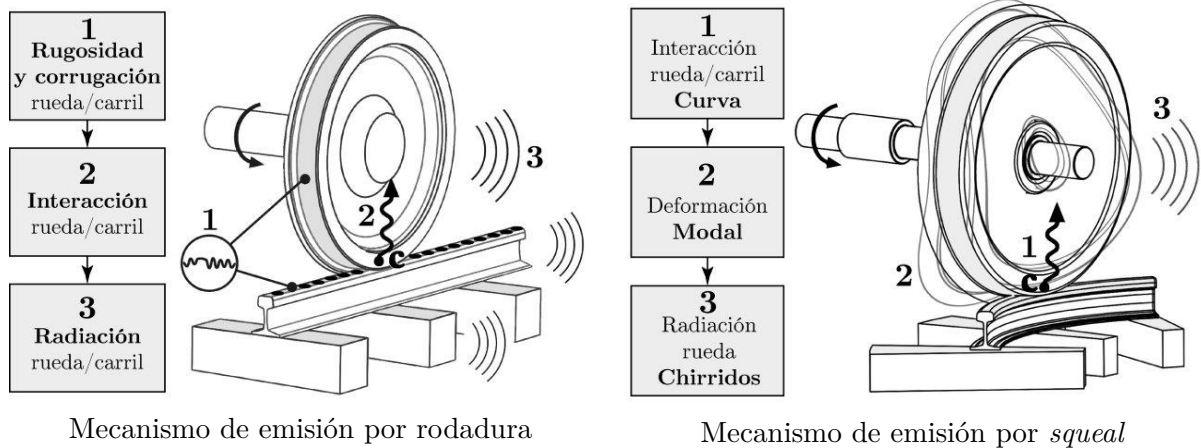


Figura 1.2: Mecanismos de emisión acústica por rodadura y *squeal*.

En los últimos años se ha venido trabajando en distintos mecanismos para la reducción de las vibraciones y las emisiones acústicas por ambos fenómenos, actuando tanto sobre los elementos estáticos (vías) como en elementos móviles (ruedas, motores, etc). Entre las medidas tomadas destaca el uso de elementos tales como modificadores de fricción [7], destinados a lubricar los carriles con el objetivo de disminuir el desgaste por la interacción entre rueda y carril y reducir las vibraciones y ruidos que genera el tráfico ferroviario. Sin embargo, los altos costes de este sistema han hecho que se hable de un éxito limitado, ya que no permite su uso a gran escala ni se contempla como una solución eficiente a medio y largo plazo.

Otra de las medidas que se proponen comúnmente sobre los carriles en las redes de tranvía es el uso de materiales elásticos entre estos y la losa de hormigón. Por ejemplo, materiales como el caucho capaces de absorber de forma efectiva las vibraciones y amortiguarlas, pudiendo contribuir a su vez en el reciclaje de desechos contaminantes como pueden ser neumáticos fuera de uso.

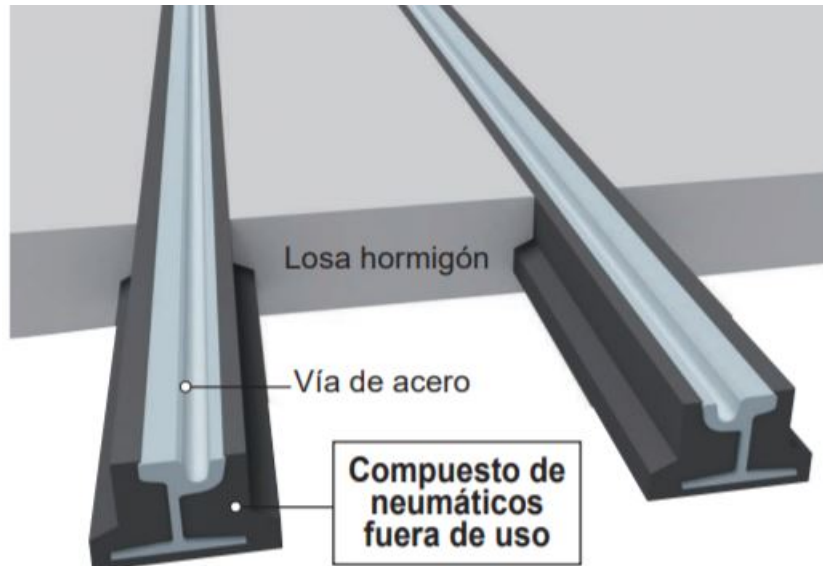


Figura 1.3: Amortiguación de vibraciones en carriles [8].

Con respecto a las acciones tomadas sobre los elementos móviles, destaca el uso de carenados en las ruedas del ferrocarril ya que, debido a que las ruedas son uno de los principales responsables de las emisiones acústicas, añadir una estructura a modo de recubrimiento externo compuesta por placas con propiedades anecoicas, que absorban y amortigüen las emisiones acústicas, puede resultar una medida efectiva. Otras soluciones adoptadas son las ruedas perforadas y ruedas amortiguadas de materiales compuestos, sin mucho éxito debido a las grandes sollicitaciones mecánicas a las que se ven sometidas.

Finalmente, una medida a la cual se están destinando gran cantidad de recursos, y en la cual reside la importancia del estudio, es el diseño y reperfilado de carril y rueda para minimizar la corrugación de la vía y evitar los fenómenos de *rolling noise* y *squeal noise*.

1.3. Objeto de estudio

El presente trabajo se centrará en el estudio del efecto de las distintas características geométricas básicas que definen la geometría de las ruedas ferroviarias en la radiación acústica. El objetivo principal es obtener los parámetros que mayor efecto tienen en las emisiones acústicas, cuantificarlos y obtener, en la medida de lo posible, los valores de estos que minimizan la potencia acústica radiada por la rueda. A continuación, se muestra la geometría de una rueda ferroviaria indicando sus partes básicas y los parámetros a modificar.

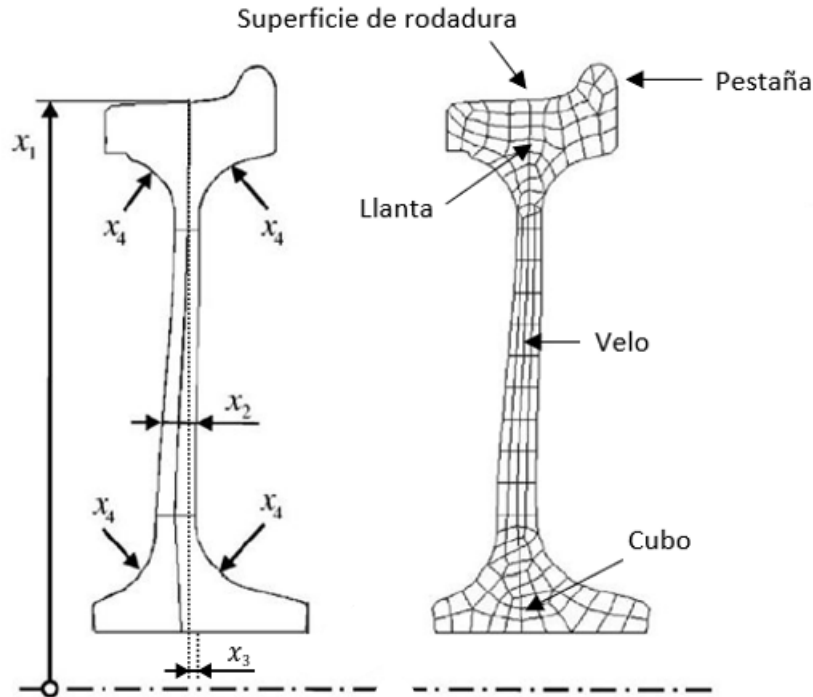


Figura 1.4: Partes básicas de una rueda ferroviaria [9].

Como se observa en la **Figura 1.4**, los parámetros x_1 y x_2 definen el diámetro de la rueda y el grosor del velo respectivamente, mientras que los parámetros x_3 y x_4 definen, respectivamente, la curvatura del velo y los radios de acuerdo de las transiciones o enlaces entre las partes básicas de la rueda: cubo-velo y velo-llanta. El motivo por el cual la superficie de contacto y la pestaña, que como se verá tiene gran influencia en las emisiones acústicas, no forman parte del estudio paramétrico es que esta parte de la geometría se encuentra normalizada y no se puede modificar.

Para realizar este análisis se hará uso de un modelo de radiación acústica en el que se estudiarán todos los nodos superficiales proporcionados por el software de elementos finitos, modelo que llamaremos modelo completo o integral. Una vez obtenidos los resultados, se introducirá un modelo simplificado en el cual, a través del uso de una serie de hipótesis y con el objetivo de reducir el coste computacional del modelo, únicamente se estudiarán un número reducido de nodos y se extrapolarán los resultados de esos nodos al resto de nodos presentes en sus regiones de influencia, obteniendo una solución aproximada. El objetivo principal es encontrar una solución de compromiso entre el error introducido por el uso de estas simplificaciones y el ahorro de tiempo de cálculo con respecto al modelo completo. Es por ello por lo que se obtendrán los resultados del error introducido por el modelo simplificado en función del número de puntos de estudio, tanto axial como radial, para el caso de las geometrías con distintas curvaturas de velo. De igual forma se representará la evolución del coste computacional en función del número de puntos estudiado y se

indicará la reducción que supone frente al modelo completo. Modelos simplificados como el propuesto son frecuentemente usados en softwares comerciales tales como TWINS [10], por lo que resulta interesante cuantificar el error cometido por este tipo de programas al no considerar todos los nodos de la superficie y encontrar el número de discretización óptimo.

2. Marco teórico

2.1. Dinámica de la rueda

El estudio del modelo dinámico de la rueda es el primer paso para la resolución del problema de radiación acústica. Ello permitirá conocer la respuesta dinámica de la rueda al ser sometida a una excitación de una determinada amplitud y contenido en frecuencia. El software de elementos finitos ANSYS® con su APDL mecánica nos proporcionará la información básica necesaria para su modelado, tales como modos de vibración o frecuencias naturales entre otros.

Para abordar el problema de la modelización dinámica, el modelo más simple que se puede plantear es el de un sistema de 1 grado de libertad, donde la rueda se modela como un sólido rígido mediante su propiedad inercial de masa, soportada por un muelle y un amortiguador. A continuación se representa un diagrama del modelo mencionado.

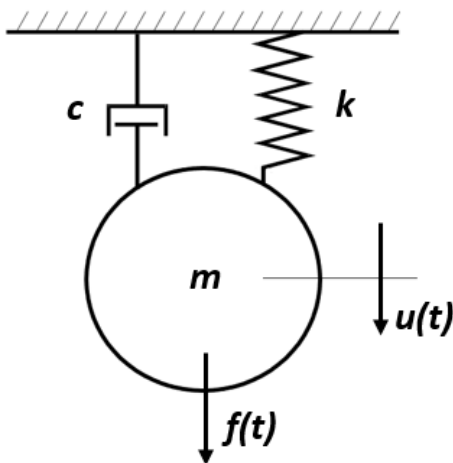


Figura 2.1: Modelo dinámico de 1 grado de libertad.

La ecuación general que describe el movimiento de este sistema viene dada por la siguiente expresión:

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

donde u es el desplazamiento del sólido respecto a un punto de equilibrio, m es la masa del sólido (elemento que almacena energía cinética), c es el amortiguador del sistema (disipador de energía), k es la constante elástica del sistema (elemento que almacena energía potencial elástica) y $f(t)$ es la fuerza de perturbación a la que se encuentra sometida el sólido.

Sin embargo, el estudio acústico no permite modelar la rueda como un sólido rígido sino que es necesario un sólido deformable de N grados de libertad que vibran al ser sometidos a una fuerza tridimensional con un determinado contenido en frecuencia.

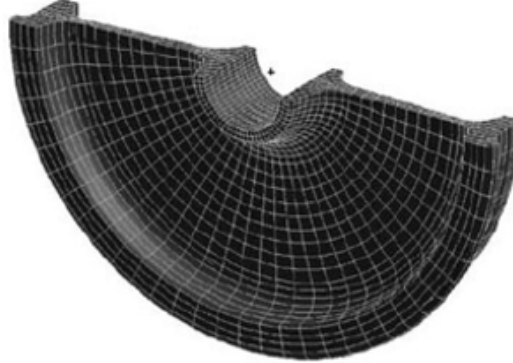


Figura 2.2: Modelo de N grados de libertad [11].

Cada uno de los nodos de los elementos finitos de discretización constituye 3 grados de libertad, correspondientes a los 3 desplazamientos posibles en las direcciones ortogonales: “x”, “y” y “z”. La ecuación general que describe el movimiento de un sistema de N grados de libertad es la siguiente:

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

donde $\mathbf{U}(\mathbf{t})$ es el vector que contiene los desplazamientos de los N g.d.l, \mathbf{M} es la matriz que describe las propiedades inerciales, \mathbf{C} es la matriz que describe la propiedades disipativas (amortiguamiento estructural), \mathbf{K} es la matriz que describe las propiedades elásticas y el vector $\mathbf{F}(\mathbf{t})$ describe las fuerzas externas aplicadas sobre cada uno de los N g.d.l que componen el sistema. Las características de la fuerza dependen de la rugosidad de la superficie de rodadura de la rueda y del carril, que se encuentran normalizadas y acotadas por la norma UNE [15].

Por lo que respecta al número de grados de libertad, este está estrechamente relacionado con el rango de frecuencias de interés que se desee estudiar, que viene dado por el rango de audición humana y se encuentra entre los 40 y los 8.000 Hz.

Una desventaja del sistema descrito anteriormente reside en que las matrices no son diagonales, por lo que los N g.d.l se encuentran acoplados entre sí. Haciendo uso de las propiedades de ortogonalidad de los modos de vibración con respecto a las matrices de masa y rigidez, se procederá a expresar el sistema acoplado en unas nuevas coordenadas (coordenadas modales) de forma que el sistema de N g.d.l se transforme en N sistemas de

1 g.d.l, consiguiendo desacoplar el sistema y reducir el coste computacional asociado a su resolución. Una vez desacoplado, la respuesta se obtendrá como superposición lineal de los diferentes modos.

El proceso de desacoplamiento del sistema y la obtención de la respuesta una vez obtenidas las frecuencias naturales y los modos de vibración [11], quedaría de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
\Psi_r^T \mathbf{M} \Psi_r &= m_r \\
\Psi_r^T \mathbf{C} \Psi_r &= 2\bar{w}_r m_r \zeta_r \\
\Psi_r^T \mathbf{K} \Psi_r &= k_r \\
\Psi_r^T \mathbf{F}(t) &= \mathbf{Q}'_r
\end{aligned} \tag{2.3}$$

donde Ψ_r es el modo de vibración r-ésimo, m_r es la masa modal r-ésima, w_r es la frecuencia natural no amortiguada asociada al modo r-ésimo, ζ_r es la tasa de amortiguamiento modal r-ésima, k_r es la rigidez modal r-ésima y \mathbf{Q}'_r a la fuerza generalizada en la coordenada modal r-ésima debida a las fuerzas externas.

Normalizando los modos respecto a la masa modal unitaria, de forma que $\Phi_r = \frac{\Psi_r}{\sqrt{m_r}}$, se obtiene:

$$\begin{aligned}
\Phi_r^T \mathbf{M} \Phi_r &= 1 \\
\Phi_r^T \mathbf{C} \Phi_r &= 2\bar{w}_r \zeta_r \\
\Phi_r^T \mathbf{K} \Phi_r &= \bar{w}_r^2 \\
\Phi_r^T \mathbf{F}(t) &= \mathbf{Q}_r
\end{aligned} \tag{2.4}$$

donde Φ_r es el vector del modo de vibración r-ésimo normalizado y \mathbf{Q}_r es la fuerza generalizada tras normalizar los modos.

Introduciendo en la **Ecuación 2.2** la transformación modal $\mathbf{U}(t) = \Phi \mathbf{q}(t)$ y premultiplicando por la matriz de modos Φ^T , la ecuación resultante viene dada por la siguiente expresión:

$$\ddot{q}_r(t) + 2\bar{w}_r \zeta_r \dot{q}_r(t) + \bar{w}_r^2 q_r(t) = Q_r(t) \text{ con } r = 1, \dots, N, \tag{2.5}$$

donde q_r es el vector de desplazamientos en coordenadas modales. Finalmente, atendiendo al cambio modal mencionado, la respuesta en coordenadas físicas vendría dada por la superposición lineal de los modos de vibración: $\mathbf{u}(t) = \sum_{r=1}^N \Phi_r \mathbf{q}_r(t)$

Como se ha comentado anteriormente, el amortiguamiento dominante en este caso es el amortiguamiento estructural. Este se produce por la fricción interna del material de la rueda, en el que se disipa energía a través de los sucesivos ciclos de histéresis producidos mediante la deformación de este. El modelado del amortiguamiento, tal y como se sugiere en la literatura [12], se realizará mediante correlaciones semiempíricas a partir del número de diámetros nodales de cada modo como se explicará en la siguiente sección.

2.2. Modos de vibración

Como se comentó anteriormente, todas las estructuras poseen una serie de frecuencias naturales y resonancias asociadas, que vienen determinadas por los parámetros de masa y rigidez de sus geometrías. La medida en la cual dichas resonancias caracterizan la respuesta depende tanto del contenido en frecuencia de la fuerza excitadora, como del amortiguamiento de la estructura.

Debido a las exigencias mecánicas a las que las ruedas ferroviarias están sometidas, el acero es el material más extendido en la fabricación de estos elementos. Este factor es fundamental en la naturaleza vibratoria de las ruedas, ya que el bajo amortiguamiento de este material hace que su vibración esté caracterizada por sus frecuencias naturales o resonancias. Es aquí donde la geometría juega un papel fundamental ya que determina tanto la masa como la rigidez de la rueda, y en consecuencia las frecuencias naturales. La axisimetría de la rueda resulta en modos de vibración que se pueden definir a partir de una serie de diámetros nodales y circunferencias nodales.

Para caracterizar los modos de vibración, siguiendo la literatura al respecto [12], la identificación de los modos de vibración axiales (fuera del plano) en las ruedas, se realiza dividiendo la región de estudio en una serie de subregiones (sectores circulares en este caso) delimitadas por un número n de diámetros nodales (líneas de vibración nula), combinada en ocasiones con un número m de circunferencias nodales que dividen la región, a su vez, en coronas circulares.

Cada disposición en la que se encuentra dividida la región atendiendo al número de diámetros nodales n y de circunferencias nodales m definirá un modo de vibración, de forma que el modo de vibración formado por n diámetros nodales y m circunferencias nodales queda definido como modo (n,m) . La respuesta final se obtendrá como la superposición de los modos de vibración según la influencia de cada modo en la respuesta total.

La importancia de obtener la respuesta vibratoria de los modos reside en que la emisión de potencia acústica, como veremos en la siguiente sección, se produce debido al desplazamiento de fluido (aire circundante a la rueda) a causa de la vibración de los elementos de

su superficie. Esto ha de tenerse en cuenta en esta fase de modelado con tal de evitar el cálculo de aquellos modos de los que se conozca a priori, por sus características, que no van a tener influencia en la emisión acústica. Reduciendo de esta forma el coste computacional del modelado sin alterar el resultado final.

De forma similar a los modos axiales, ocurre con los modos responsables de los movimientos o vibraciones dentro del plano, es decir, los modos radiales y los circunferenciales. Estos también se pueden definir a partir de un número n de diámetros nodales y m de circunferencias nodales. Sin embargo, los modos responsables de las vibraciones dentro del plano con uno o más círculos nodales ($m \geq 1$) no tienen influencia en el rango de frecuencias estudiado en este trabajo [12], por lo que para estos sólo se considerará un grupo de modos (cero círculos nodales) con diferente número de diámetros nodales.

A continuación se muestra una figura donde se pueden apreciar las deformaciones producidas por algunos de los modos de vibración más influyentes:

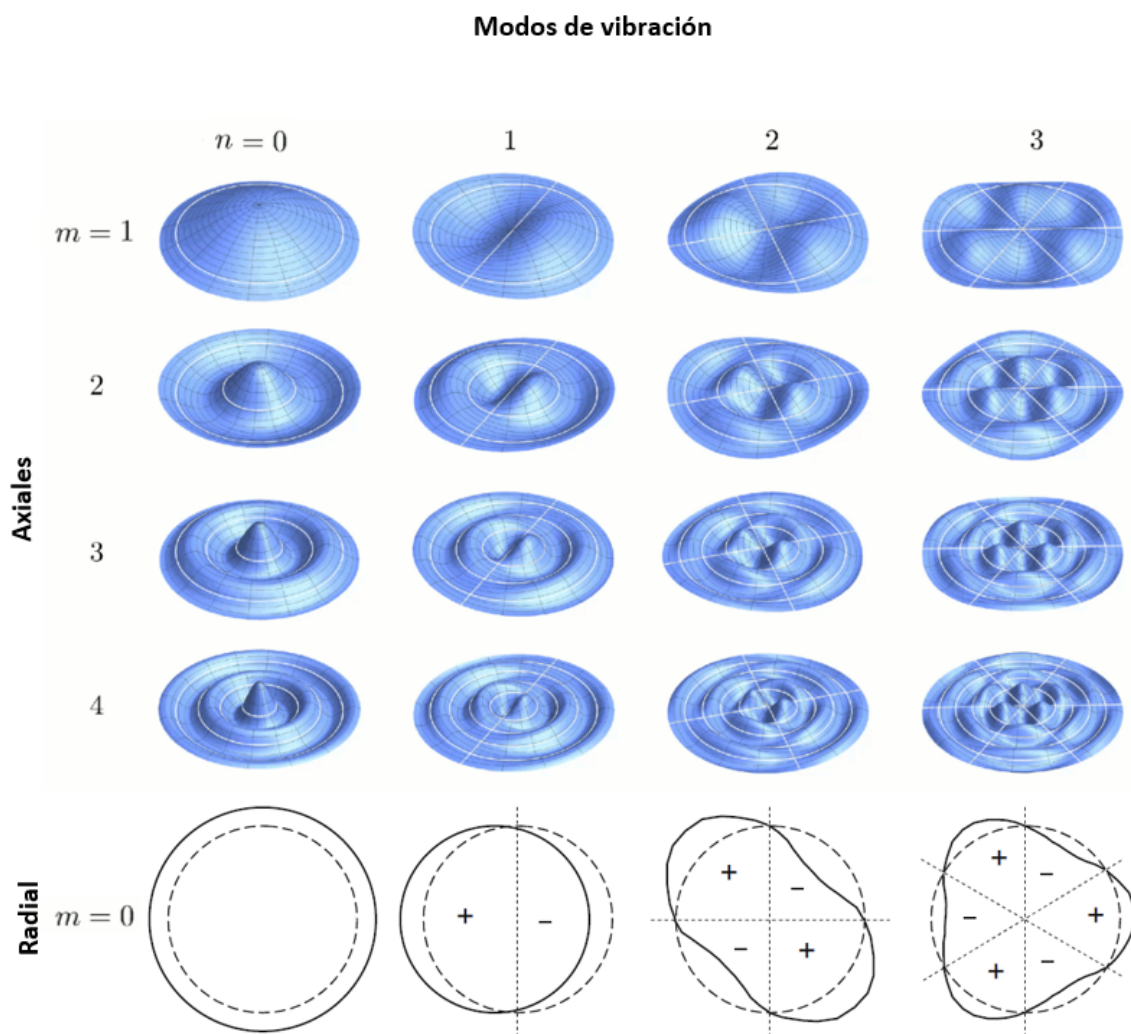


Figura 2.3: Modos de vibración axiales y radiales [12].

Por lo que respecta a los modos circunferenciales, debido a la dirección en la que actúan (tangente a la superficie de emisión), apenas desplazan fluido con su vibración, por lo que su aportación a la emisión acústica es despreciable frente a los modos axiales y radiales.

Otro punto a tener en cuenta es que, debido a que la geometría no es un disco perfecto por la presencia de la pestaña y por factores geométricos como la curvatura del velo, los movimientos dentro y fuera del plano pueden quedar acoplados. Esto hace que los modos axiales no sean puramente axiales, ya que contienen parte de movimiento radial y viceversa, complicando la identificación de los modos. Sin embargo, suele existir un predominio de unos sobre otros, por lo que la mayor parte de emisión acústica axial será causada por modos axiales mientras que la mayor parte de emisión acústica radial será causada por modos radiales.

Finalmente, el último aspecto que resta para caracterizar los modos de vibración es el modelo de amortiguamiento empleado. Para el cálculo del ruido de rodadura, según apunta la literatura [12], el valor exacto del amortiguamiento modal no es crítico, por lo que en estos casos se suelen obtener los valores de amortiguamiento relativo de cada modo mediante el uso de correlaciones semiempíricas a partir del número de diámetros nodales de este, de forma que:

$$\zeta = 10^{-3} \text{ para modos con } n = 0$$

$$\zeta = 10^{-2} \text{ para modos con } n = 1$$

$$\zeta = 10^{-4} \text{ para modos con } n \geq 2$$

2.3. Modelo de radiación sonora

Entre los modelos empleados tradicionalmente para el cálculo de la radiación acústica emitida por una rueda ferroviaria se encuentran métodos como la técnica integral de Rayleigh [13], donde la superficie vibratoria se toma como parte de una superficie plana infinita y la presión acústica en cada punto se calcula integrando la contribución de cada parte de la superficie. Esta técnica ha resultado exitosa para determinar la potencia acústica emitida por placas rectangulares. Sin embargo, debido a que este modelo no tiene en cuenta factores como la complejidad geométrica de la rueda, no resulta conveniente su empleo en este tipo de geometrías cuando se requieren resultados con cierto nivel de precisión.

Por otra parte, también se han llevado a cabo técnicas más precisas basadas en métodos numéricos, como es el caso del método de Elementos de Contorno planteado por Fingberg [13]. Los resultados obtenidos mediante este modelo destacan por su precisión, no obstante, el elevado coste computacional de este método hace más conveniente, al menos en el caso de estudio de ruido de rodadura, el uso de fórmulas más sencillas.

Actualmente, el modelo de radiación acústica más aceptado para el estudio del ruido de rodadura, por su equilibrio entre precisión y coste computacional, es el presentado por D.J.Thompson [13]. En él se parte de las similitudes que advirtió entre las emisiones acústicas de una rueda ferroviaria y un disco (para el cual existe formulación analítica) y así determinar sus emisiones. El modelo analítico de emisión para un disco viene dado por la expresión:

$$\mathbf{W}_{\text{disc}} = \rho_0 \mathbf{c}_0 \mathbf{S} \langle \overline{\mathbf{v}^2} \rangle, \quad (2.6)$$

donde \mathbf{W}_{disc} es la potencia acústica radiada por el disco, ρ_0 es la densidad del aire, \mathbf{c}_0 es la velocidad del sonido en el aire, \mathbf{S} es la superficie del disco y $\langle \overline{\mathbf{v}^2} \rangle$ es la velocidad cuadrática perpendicular de la superficie promediada temporalmente ($\overline{\quad}$) y espacialmente ($\langle \quad \rangle$).

A partir de los ensayos realizados pudo determinar que a bajas frecuencias las emisiones de las ruedas eran muy inferiores respecto a las emisiones de un disco de similares dimensiones ya que la mayoría de modos no se veían excitados. Sin embargo, a frecuencias mayores (a partir de aproximadamente 1000 Hz, dependiendo del modo de vibración), las emisiones de todos los modos tendían a converger al valor de potencia acústica emitida por el disco. Es en este punto donde el término de eficiencia acústica σ , en el cual se basa el modelo de Thompson, toma su significado. Este modelo es el resultado del análisis empírico de la evolución de la eficiencia de radiación acústica con la frecuencia para los distintos modos de vibración. Posteriormente, propone la corrección de la potencia acústica obtenida con el disco mediante las eficiencias de radiación para obtener una predicción de la potencia acústica emitida por la rueda real.

2.3.1. Eficiencias de radiación

La eficiencia de radiación (σ) cuantifica, por tanto, la semejanza entre la potencia emitida por la rueda y su disco plano análogo. Como se comentó anteriormente, cada una de las eficiencias se definen para cada modo de vibración a partir del número de diámetros nodales de este y se formula de la siguiente forma:

$$\sigma_n = \frac{\mathbf{W}_n}{\rho_0 \mathbf{c}_0 \mathbf{S} \langle \overline{\mathbf{v}_n^2} \rangle}, \quad (2.7)$$

donde σ_n es la eficiencia de radiación del modo de n diámetros nodales, \mathbf{W}_n es la potencia acústica radiada por la vibración del modo de n diámetros nodales de la rueda fe-

roviaria real, cuyo valor es obtenido empíricamente, y $\langle \sqrt{\mathbf{v}_n^2} \rangle$ es la velocidad perpendicular de la superficie para el modo con n diámetros nodales promediada temporal y espacialmente.

La caracterización de los modos de vibración permite agrupar modos cuyo comportamiento acústico (eficiencias de radiación) es similar. Las correlaciones semiempíricas llevadas a cabo por D.J.Thompson ofrecen estimaciones de las eficiencias atendiendo a la naturaleza del modo de vibración en cuestión. Es decir, propone distintas correlaciones en función de si el modo es radial, axial o circunferencial. Para indicar el modo de vibración al que se refiere la eficiencia de estudio, únicamente se atenderá al número de diámetros nodales del modo ya que la eficiencia no ha mostrado un nivel de dependencia importante respecto al número de circunferencias nodales.

La correlación empírica para los modos de vibración axiales en función del número de diámetros nodales n viene dada por la siguiente expresión:

$$\sigma_a(n, f) = \frac{1}{1 + \left(\frac{f_{ca}(n)}{f} \right)^{2n+4}}, \quad (2.8)$$

donde σ_a es la eficiencia de radiación de un modo axial, n es el número de diámetros nodales del modo de estudio, f es la frecuencia de vibración de la rueda y f_{ca} es una frecuencia de transición para el movimiento axial obtenida experimentalmente, que viene expresada de la siguiente forma:

$$f_{ca}(n) = \frac{c_0 \mu(n)}{2\pi r}, \quad (2.9)$$

donde r es el radio del punto de rodadura de la rueda y μ es un parámetro de escala experimental que depende del número de diámetros nodales de forma que:

$$\mu(n) = 1.9 + 1.05n - 0.0189n^2. \quad (2.10)$$

Por su parte, para los modos radiales se definen las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned} \sigma_r(f) &= \frac{\gamma}{1 + \left(\frac{f_{r2}}{f} \right)^2} \quad \text{para } n = 0, \\ \sigma_r(n, f) &= \frac{\gamma}{1 + \left(\frac{f_{r1}(n)}{f} \right)^{2n}} \frac{1}{1 + \left(\frac{f_{r2}}{f} \right)} \quad \text{para } n > 0, \end{aligned} \quad (2.11)$$

donde:

$$\begin{aligned}\gamma &= \sqrt{\frac{S_{out} - S_{in}}{S_{out} + S_{in}}} \quad \text{si } f < f_{r3}, \\ \gamma &= 1 \quad \text{si } f \geq f_{r3},\end{aligned}\tag{2.12}$$

$$\begin{aligned}f_{r1}(n) &= \frac{120n}{\sqrt{\frac{r}{0.42}}}, \\ f_{r2} &= \frac{800}{\sqrt{\frac{r}{0.42}}}, \\ f_{r3}(n) &= \frac{280 + 150n}{\sqrt{\frac{r}{0.42}}},\end{aligned}\tag{2.13}$$

donde \mathbf{S}_{in} y \mathbf{S}_{out} son las superficies interior y exterior de la llanta respectivamente.

2.3.2. Potencia acústica radiada

Finalmente, la potencia acústica radiada se obtiene a través de la superposición de las emisiones de cada modo agrupados según su número de diámetros nodales corregidas con las eficiencias obtenidas anteriormente. La expresión de la potencia total radiada por la rueda es la siguiente:

$$W = \sum_n W_n = \rho c_0 \sum_n \sigma_n S \langle \overline{v_n^2} \rangle,\tag{2.14}$$

donde \mathbf{n} son el número de diámetros nodales de cada uno de los modos propios de vibración de la rueda, por lo que la expresión anterior se puede expresar de la siguiente forma:

$$W = \rho c_0 \left(\sum_n \sigma_{a,n} S \langle \overline{v_a^2} \rangle_n + \sum_n \sigma_{r,n} S \langle \overline{v_r^2} \rangle_n \right),\tag{2.15}$$

donde $\langle \overline{\mathbf{v}_a^2} \rangle_n$ y $\langle \overline{\mathbf{v}_r^2} \rangle_n$ son la media de la velocidad cuadrática axial y radial respectivamente de los modos con n diámetros nodales, mientras que $\sigma_{\mathbf{a},\mathbf{n}}$ y $\sigma_{\mathbf{r},\mathbf{n}}$ son las eficiencias axial y radial de los modos con n diámetros nodales.

2.4. Percepción humana del sonido

Debido al carácter “antropológico” del trabajo, ya que el objetivo principal de este es mejorar el confort de las personas que se encuentran expuestas a los ruidos derivados de la rodadura de trenes y tranvías, no se puede ignorar el campo de la percepción humana del sonido y analizar el problema como un fenómeno físico de forma aislada sin tener en cuenta al sujeto pasivo del problema.

La percepción humana del sonido es, por tanto, vital no solo durante la fase de modelado del problema con la elección del rango de frecuencias de estudio, sino también en el postproceso de los resultados. La elección del rango de frecuencias de estudio, que influye en el nivel de discretización utilizado y en el número de modos estudiado, está directamente asociado al espectro de audición humana y al contenido en frecuencia de la fuerza de contacto, que habitualmente se encuentra en la banda de los 40-8000 Hz.

Sin embargo, la percepción humana no se comporta de igual forma para el mismo nivel de presión a diferentes frecuencias ya que el oído humano tiene una menor sensibilidad a las bajas frecuencias (graves), y a las altas (agudos) frente a las medias. Por ello, es conveniente ajustar los niveles de intensidad acústica obtenidos para incluir este factor. Esta corrección se realiza a modo de postproceso de la solución, ponderando los niveles acústicos obtenidos en las diferentes bandas de frecuencia mediante la suma aritmética en decibelios de los valores recogidos en la función de ponderación A, que se define en función de la frecuencia, de forma que las unidades de los niveles de emisión acústica se indicarán como “dBA” (decibelios con ponderación A). A continuación, se muestra una imagen de dicha curva de ponderación:

Ponderación A

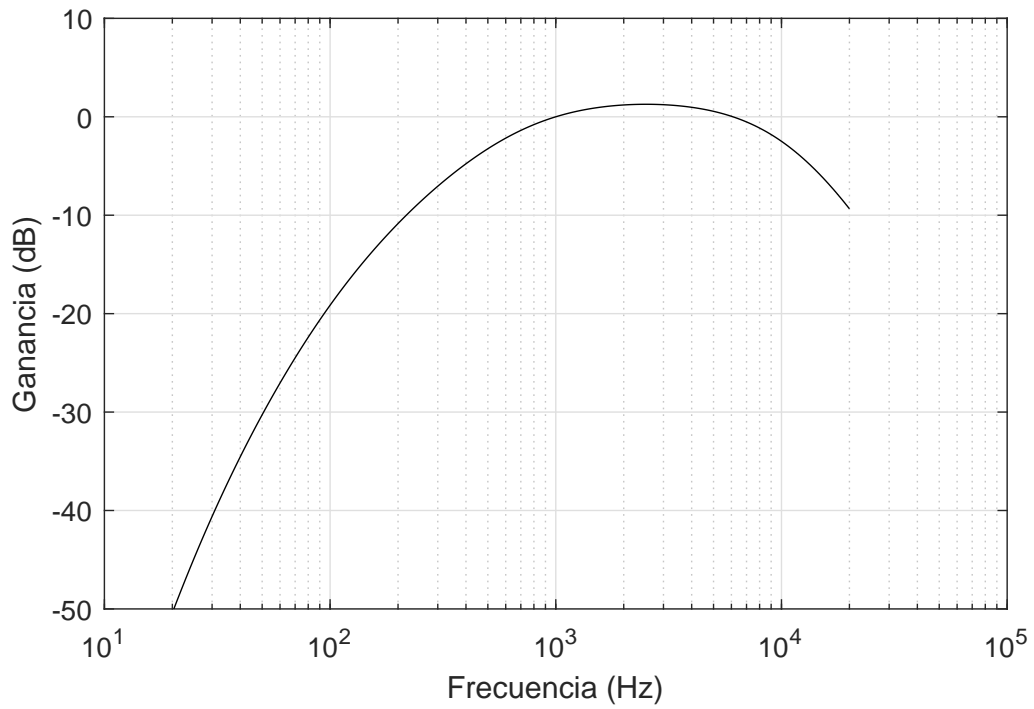


Figura 2.4: Curva de ponderación A de la percepción humana.

Tal y como se puede apreciar en la **Figura 2.4**, las frecuencias medias (banda de los 1000 a los 6000 Hz) son las que más peso tienen, mientras que las altas y en mayor medida las bajas quedan penalizadas.

3. Resultados

3.1. Análisis paramétrico

A continuación, con el objetivo de poder determinar las características geométricas que mayor influencia tienen en la emisión acústica y los valores de estas que minimizan la potencia acústica emitida, se procederá a realizar un análisis paramétrico de la influencia de cada uno de estos factores geométricos. En él se obtendrán los niveles de intensidad acústica emitidos por diferentes ruedas ferroviarias al variar los parámetros morfológicos de diámetro, curvatura del velo, grosor del velo y radios de acuerdo de la rueda.

La forma de proceder consistirá en el análisis de cada uno de estos parámetros de forma individual, variando su valor dentro de unos límites que garanticen la integridad estructural de la rueda durante su tarea, mientras se mantiene el resto de parámetros constantes e iguales a los valores medios de cada uno de sus rangos. Analizando de esta forma el efecto simple de los parámetros, permitiendo así establecer una relación entre la radiación acústica de una rueda ferroviaria y sus propiedades (tamaño, rigidez, etc). Para realizar un análisis paramétrico completo habría que realizar un diseño de experimentos y posteriormente un ANOVA, determinando el efecto simple e interacciones entre parámetros y estableciendo con un grado de seguridad estadística si estos son significativos o no. Sin embargo, debido a la cantidad de morfologías diferentes a estudiar para llevar a cabo esta forma de análisis, el coste computacional asociado y a los propósitos buscados en este estudio, se ha optado finalmente por la primera opción.

Cabe indicar en este punto que la influencia de dichas alteraciones geométricas en el comportamiento de los modos de vibración y sus frecuencias naturales, que resultan impredecibles (al menos hasta donde abarca el trabajo presentado), presumiblemente será un obstáculo importante en la búsqueda de una relación íntima y directa entre la modificación de un parámetro geométrico y el nivel de emisión acústica asociado a esa modificación. Esto se debe a que dada una fuerza de excitación con un determinado contenido en frecuencia, ligeras variaciones en la geometría de la rueda resultan en un desplazamiento mayor o menor de las frecuencias naturales de la rueda. Esto puede hacer que alguno de los picos de las fuerzas de excitación localizados a ciertas frecuencias coincida con alguna frecuencia natural de la rueda, de forma que dos geometrías similares ofrezcan resultados de radiación acústica totalmente distintos. Este efecto es el resultado de la utilización de una misma fuerza de contacto en las distintas geometrías que se estudiarán, lo que desacopla la interacción rueda-carril.

Por último, antes de analizar los resultados obtenidos, conviene señalar qué indica cada uno de los valores y el modo en el que se expresarán estos para representar las diferentes características geométricas (véase **Figura 1.4**):

- Radio de la rueda (x_1): Indica la distancia entre el centro de la rueda y el punto de contacto y viene expresado en metros.
- Grosor del velo (x_2): Indica el grosor de la corona circular que conforma la región del velo y viene expresado en metros.
- Curvatura del velo (x_3): Se representa a través del *offset* entre el cubo y el punto de contacto y viene expresado mediante un valor adimensional que modifica un parámetro de control elegido previamente.
- Radios de acuerdo (x_4): Indican los radios de las transiciones entre grosores de cubo-velo y velo-llanta. Estos vienen expresados, al igual que el parámetro anterior, a través de un valor adimensional que modifica un parámetro de control.

Dada la dificultad para poder visualizar la geometría a la que hace referencia cada uno de estos parámetros adimensionales, durante el análisis de la curvatura del velo y los radios de acuerdo se mostrarán previamente sendas figuras en las que se podrá apreciar de qué forma modifica la geometría cada uno de los valores.

A continuación, se mostrarán los resultados obtenidos con la variación de cada parámetro.

3.1.1. Influencia del diámetro de la rueda

Para determinar la influencia del diámetro de la rueda en sus emisiones acústicas, se ha procedido al estudio de 5 geometrías obteniendo resultados de emisiones para ruedas de entre 0,41 y 0,51 metros de radio. Los resultados obtenidos se pueden observar en la siguiente figura.

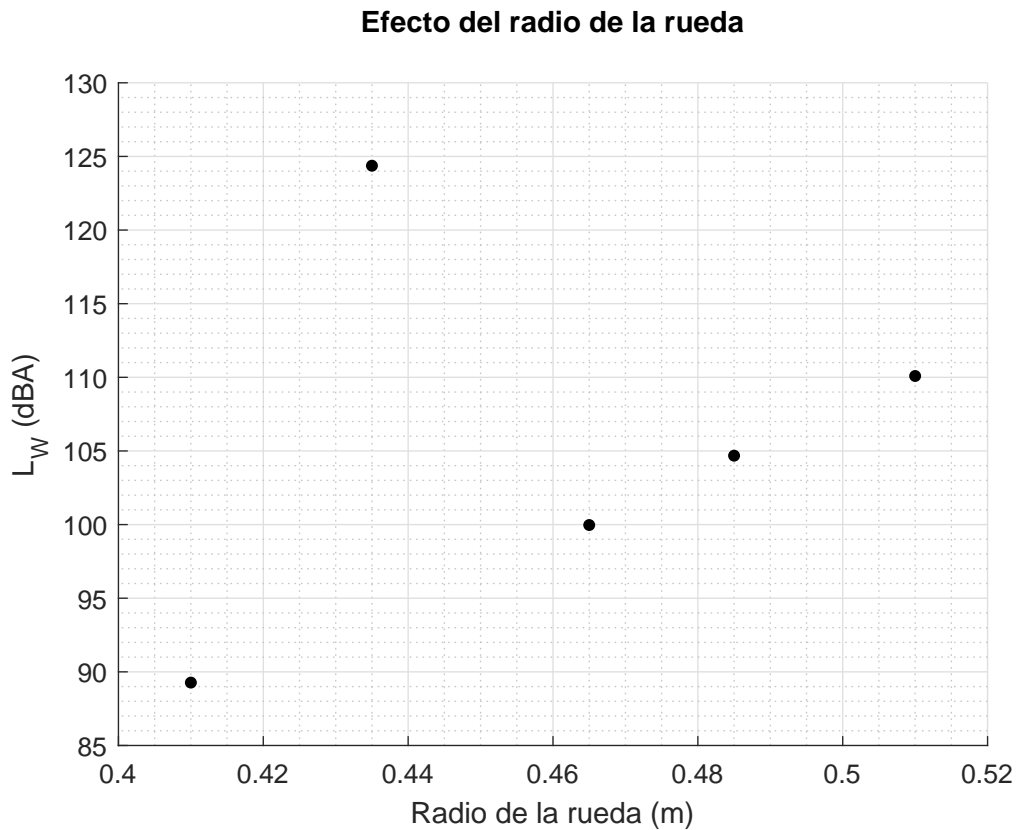


Figura 3.1: Efecto del radio de la rueda en la emisión acústica.

Tal y como se puede observar en la **Figura 3.1**, salvo por el valor atípico obtenido para la geometría de 0,435 m de radio, el cual se analizará posteriormente, existe una correlación entre el radio de la rueda y el nivel de potencia acústica emitida por esta. De forma que al aumentar el radio de la rueda, también aumentan los niveles de potencia acústica emitidos.

Esto se debe principalmente a dos motivos:

- El aumento del radio supone un aumento de la superficie de emisión de la rueda, haciendo que las emisiones axiales (las dominantes a priori en el velo) y las radiales aumenten a su vez.
- El aumento del radio sin modificar el grosor reduce en gran medida la rigidez de la rueda, lo que propicia que las frecuencias naturales de las geometrías se encuentren dentro del contenido en frecuencia de la fuerza, aumentando con ello los niveles de emisión. Además, una rueda con menor rigidez será capaz de vibrar con mayor amplitud al ser sometida a perturbaciones externas y, por tanto, emitirá mayores niveles sonoros.

3.1.2. Influencia del grosor del velo

El grosor del velo es otro de los factores que, junto con el radio, podemos considerar, a priori, importantes. Esto es debido a que estos dos parámetros pueden llegar a alterar de forma significativa las inercias de la rueda y, por tanto, su rigidez y frecuencias naturales. La siguiente figura muestra la evolución de la potencia acústica emitida para distintos grosores.

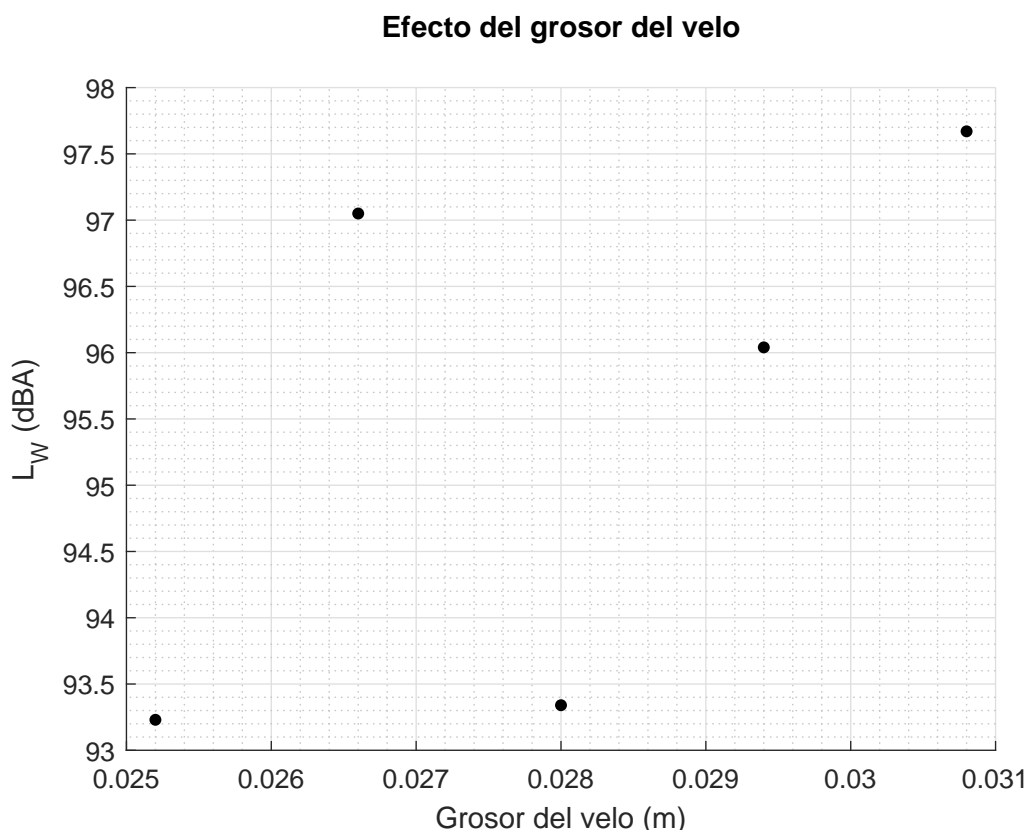


Figura 3.2: Efecto del grosor del velo en la emisión acústica.

Tal y como se puede observar, en líneas generales se aprecia un incremento del nivel de potencia acústica con el aumento del grosor del velo. Sin embargo, si observamos la escala podemos apreciar, con respecto al parámetro estudiado anteriormente, que los niveles de emisión no son tan sensibles al grosor como el radio de la rueda. En cuanto al aumento de los índices con el grosor, pese a que el incremento de este parámetro tiende a rigidizar la rueda (y en teoría a reducir las emisiones), se debe a la interacción entre frecuencias naturales y picos de fuerza, ya que la fuerza de excitación entre rueda y carril tomada es constante. Esta, por cuestiones de coste computacional, es la misma en las distintas geometrías, lo que supone un desacoplamiento de la interacción rueda-carril. Eso hace que, en ocasiones (como ha ocurrido en este caso), las alteraciones en las características vibratorias de la rueda introducidas por el incremento del grosor interactúen con los picos

de fuerza aumentando ligeramente los niveles de emisión pese a que en realidad deberían reducirlos.

3.1.3. Influencia de la curvatura del velo

A continuación, se analizará el efecto de la curvatura del velo en la emisión acústica. Para ello, en las 5 geometrías estudiadas se han llevado a cabo variaciones del parámetro x_3 (véase **Figura 1.4**), que regula la distancia axial entre el punto de contacto y el centro del cubo, traducándose esto en un cambio en la curvatura del velo. Se han utilizado curvaturas negativas y positivas y con el propósito de poder visualizar de forma más clara las geometrías estudiadas se representa a continuación la influencia de cada uno de los valores del parámetro en la forma de la sección de la rueda.

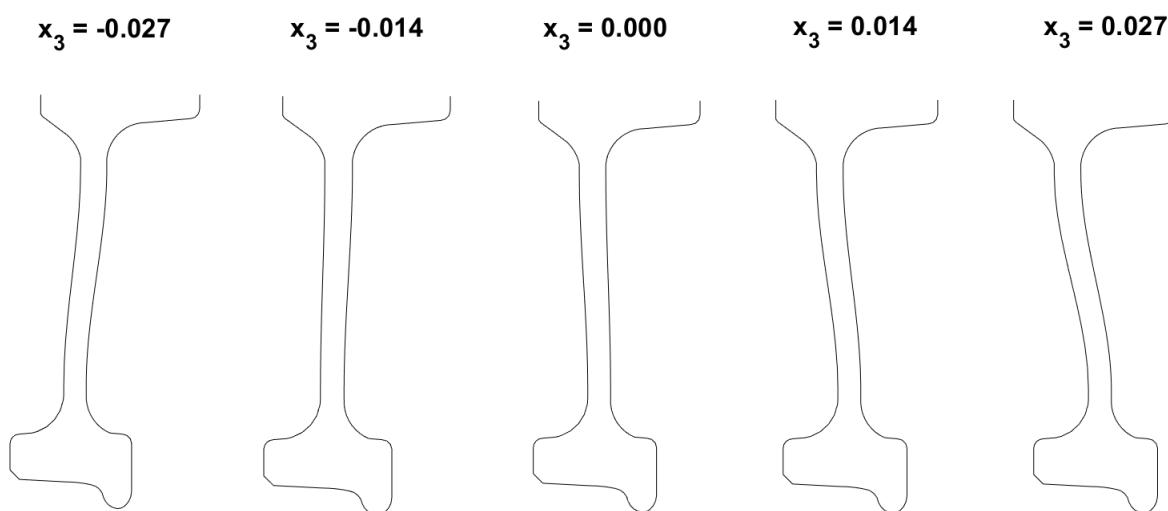


Figura 3.3: Influencia del parámetro x_3 en la curvatura del velo.

Como se puede observar en la **Figura 3.3**, los valores negativos estudiados se corresponden con curvaturas negativas del velo, mientras que los valores positivos se corresponden con curvaturas positivas. Por lo que respecta al valor nulo del parámetro, este se relaciona con una curvatura del velo ligeramente positiva, casi nula.

Los resultados de emisión acústica para cada una de estas geometrías se muestran en la siguiente figura:

Efecto de la curvatura del velo

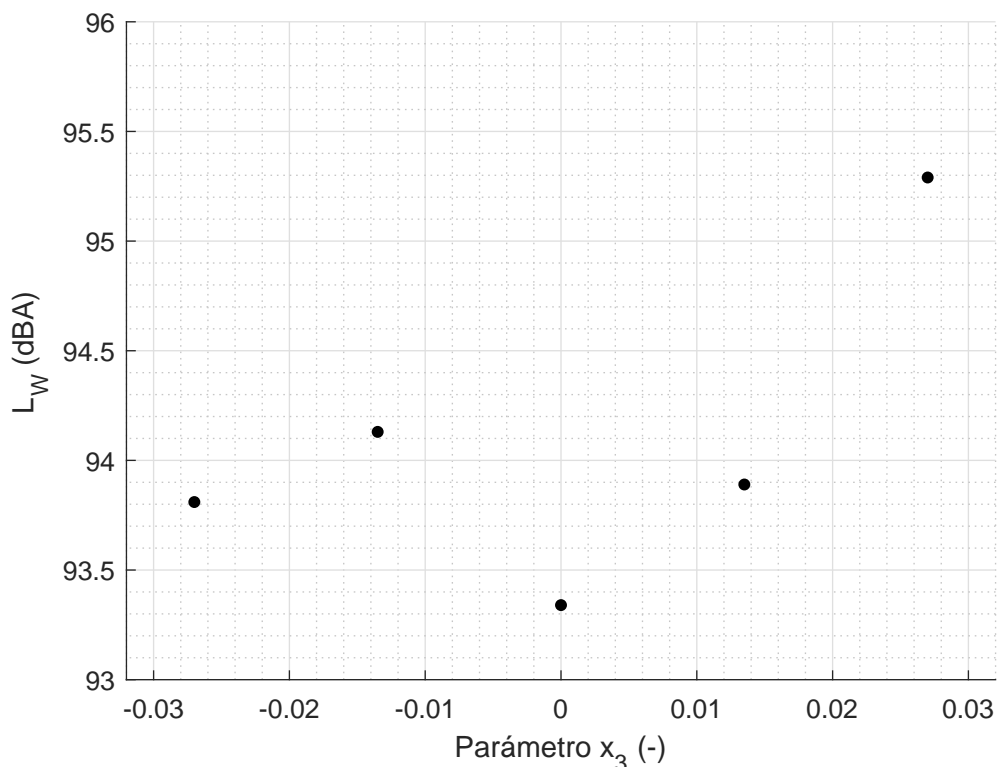


Figura 3.4: Efecto de la curvatura del velo en la emisión acústica.

De la figura anterior se obtiene de forma clara que el incremento de la curvatura del velo, tanto positivo como negativo, conduce a un incremento de la potencia acústica radiada y, por tanto, del nivel de intensidad acústica.

Este hecho se debe principalmente a dos motivos:

- Reducción de la rigidez estructural de la rueda al introducir un velo curvo.
- Mayor acoplamiento de los modos de vibración con la curvatura del velo.

El acoplamiento de los modos de vibración supone que ante una fuerza puramente radial, existe respuesta axial, en este caso por parte del velo. Lo que resulta un problema ya que, pese a tener una fuerza tridimensional, la mayor componente de fuerza es radial. A esto hay que añadir que el aumento de la curvatura sin modificación del radio de la rueda supone un ligero incremento de la superficie de emisión que influye, aunque de manera poco relevante, en las emisiones acústicas.

3.1.4. Influencia de los radios de acuerdo de la rueda

A continuación, se va a proceder a mostrar la influencia en la emisión acústica del último de los parámetros geométricos de estudio, el parámetro x_4 . Este parámetro regula, como se comentó anteriormente, los radios de acuerdo entre cada una de las partes de la rueda. La siguiente representación muestra de qué forma afecta dicho parámetro a la geometría.

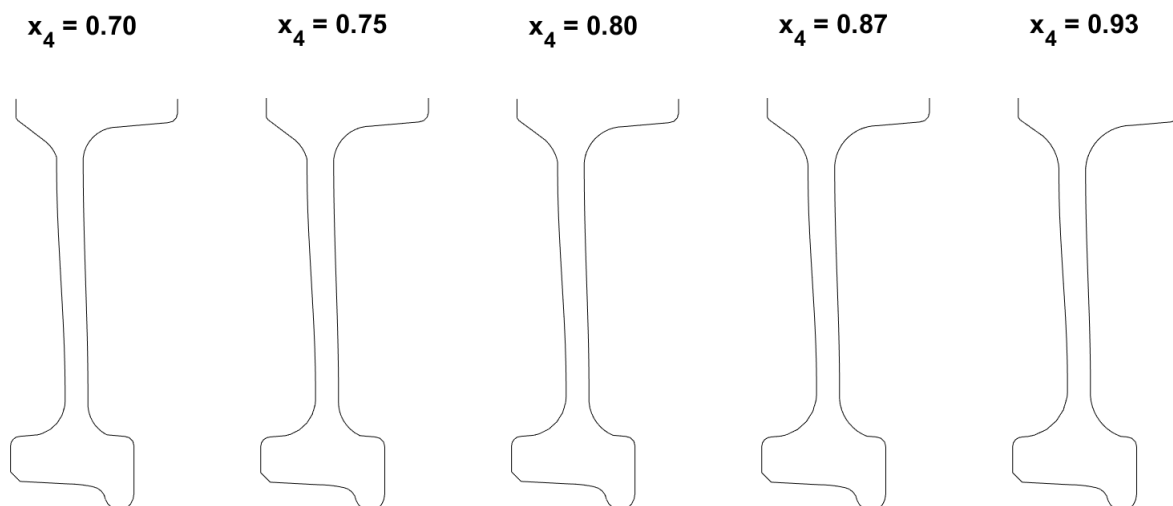


Figura 3.5: Efecto del parámetro x_4 en los radios de acuerdo de la rueda.

Observando las geometrías, debido a que esta característica geométrica no modifica sustancialmente la masa de la rueda, su rigidez, ni el resto de parámetros geométricos determinantes en las propiedades vibratorias de la rueda, este parámetro no se postula, a priori, como uno de los determinantes en las propiedades emisivas de la rueda.

A continuación, se pueden observar los resultados de emisión acústica de cada una de las geometrías.

Efecto de los radios de acuerdo de la rueda

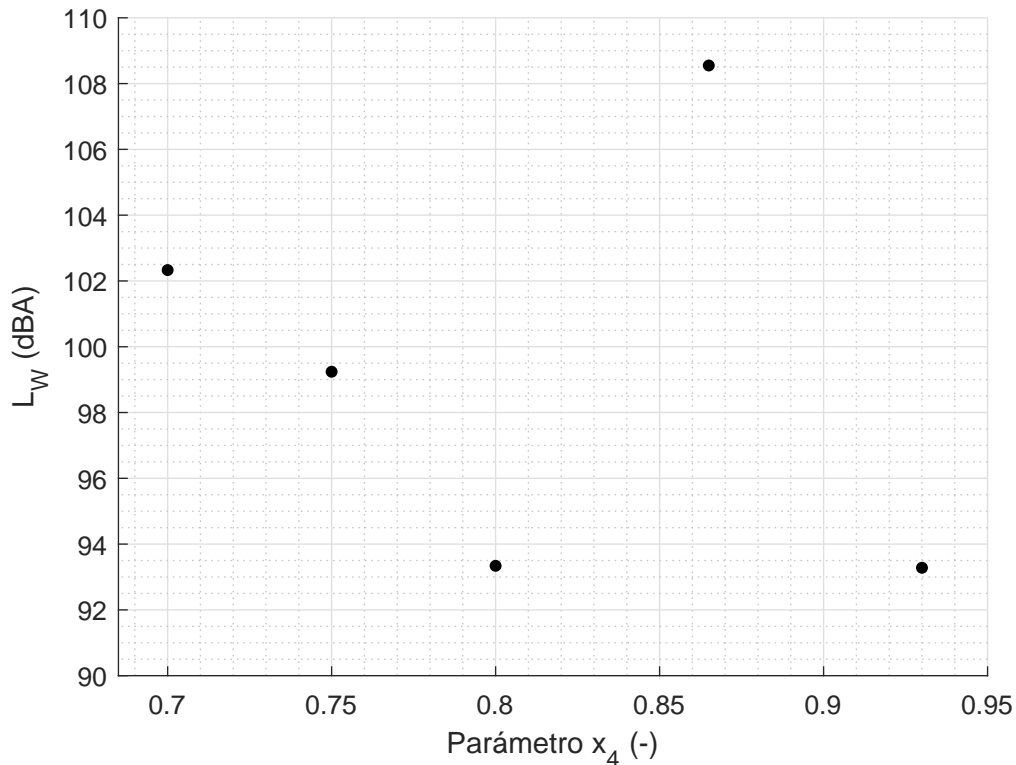


Figura 3.6: Efecto de los radios de acuerdo en el nivel de intensidad acústica.

Tal y como se observa, sorprendentemente los resultados de emisión acústica de la rueda muestran una gran sensibilidad respecto a la variación de los radios de acuerdo, incluso mayor a la vista en algunos de los anteriores parámetros, indicando, a pesar de la dispersión de los resultados, una tendencia a reducir el ruido a mayores radios de acuerdo. Sin embargo, estos últimos resultados vienen a confirmar las sospechas surgidas a raíz de algunos de los resultados anteriores: los niveles de emisión acústica parecen no depender tanto del valor de los parámetros geométricos de la rueda en sí sino de la distribución particular de frecuencias naturales de esta, junto con una fuerza con un contenido en frecuencia dado. De forma que, en ocasiones, pequeñas alteraciones en la geometría generan niveles de emisión imprevisibles debido al desacoplamiento de la interacción rueda-carril.

3.1.5. Puntos fuera de la tendencia o *outliers*

Como se ha podido observar a lo largo del análisis paramétrico, pese a que se ha podido determinar que aquellos parámetros geométricos que rigidizan la rueda tienden a reducir las emisiones acústicas, se han encontrado numerosos valores anómalos o fuera de la tendencia (en el caso de haberla) que, con frecuencia, impiden relacionar de forma directa la evolución de un parámetro y su emisión acústica.

Ejemplo de ello es uno de los valores obtenidos durante el estudio de la influencia del diámetro de la rueda, donde para la geometría de 0,435 m de radio se obtiene un nivel de intensidad acústica anormalmente elevado de 124 dBA (véase **Figura 3.1**). El motivo de este resultado radica en que uno o varios picos de la fuerza coinciden o se localizan muy cerca de alguna de las frecuencias naturales de la rueda, de forma que esta excitación desencadena la entrada en resonancia de esta, disparando así sus emisiones acústicas. Para poder apreciarlo de forma más clara, se ha obtenido la función de respuesta en frecuencia correspondiente a la movilidad en la dirección vertical del nodo de contacto debido a una excitación vertical en el mismo.

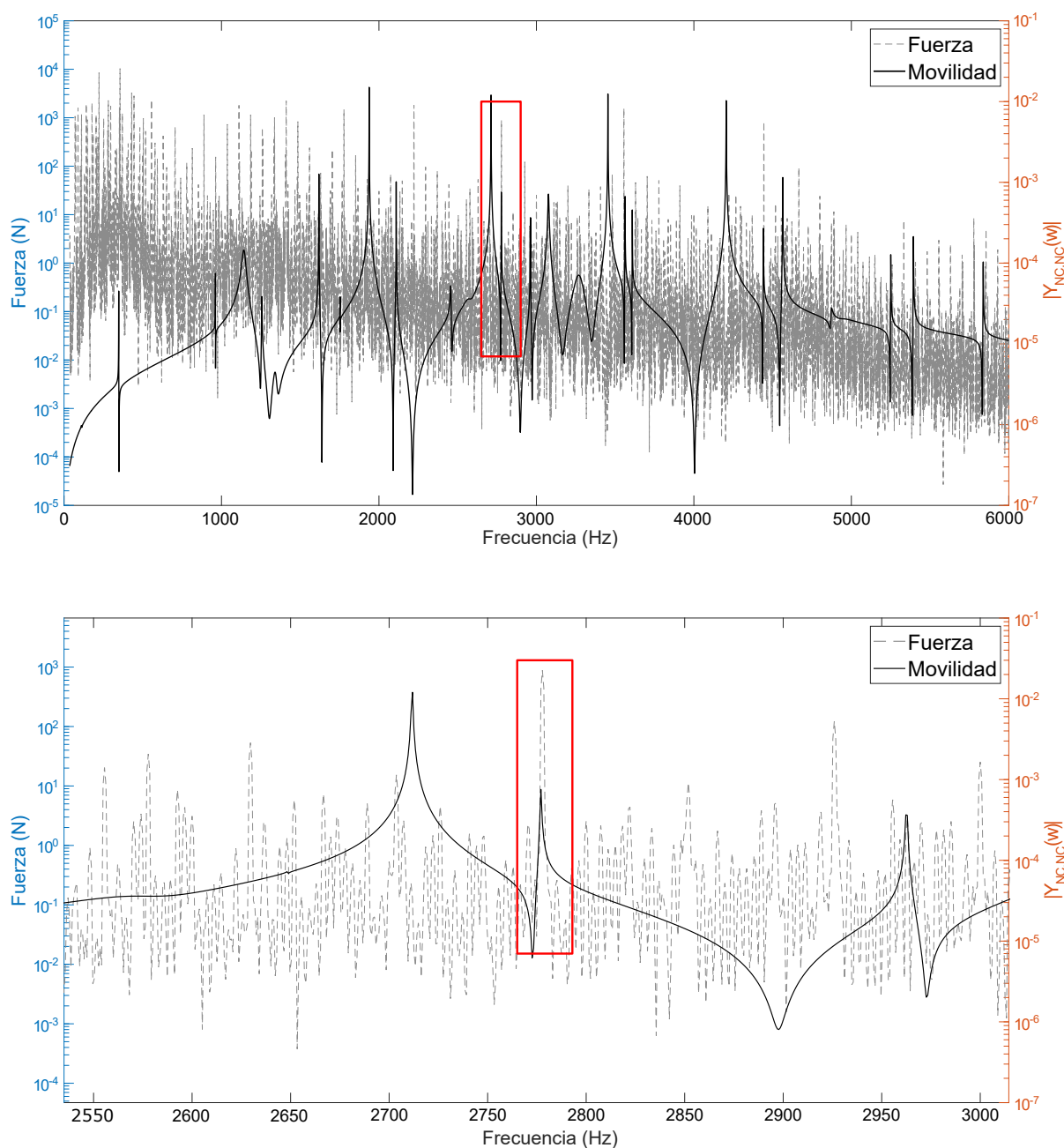


Figura 3.7: Movilidad directa del nodo de contacto en el eje vertical junto con la fuerza de rolling noise.

Como se puede observar, a la frecuencia de 2777 Hz coincide una de las resonancias de la rueda con uno de los mayores picos de fuerza, provocando picos de emisión, según los cálculos, de entorno a los 142 dBA.

De las dos figuras anteriores se podría pensar, en principio, que buscar geometrías en las que sus antirresonancias coincidan con los picos de fuerza sería una solución óptima al problema de emisión acústica. Sin embargo, factores como las tolerancias geométricas en la fabricación de las ruedas o desviaciones en los picos de la fuerza encontrada durante la rodadura hacen que en la realidad este método no sea efectivo. Por el contrario, una estrategia en la cual se busque llevar las frecuencias naturales lo más lejos posible del contenido en frecuencia de los picos de fuerza sería mucho más efectiva.

3.1.6. Geometrías propuestas

A continuación, se proponen 4 geometrías en las que se combinan aquellas características geométricas que mejores resultados mostraron en el análisis paramétrico: diámetros de rueda pequeños y curvatura nula del velo, con los parámetros geométricos en los que no se ha obtenido una tendencia tan clara respecto a los índices de emisión acústica, como son el grosor y los radios de acuerdo.

El objetivo buscado es observar si la rueda resultante de la combinación de los parámetros asociados a menores índices de emisión produce, a su vez, unas emisiones acústicas inferiores. Es decir, si esta combinación de parámetros produce un efecto sinérgico o si de lo contrario, estos modifican entre ellos las propiedades modales de la rueda obteniendo resultados “peores” en materia de emisiones acústicas que los obtenidos a lo largo del análisis paramétrico.

Las geometrías estudiadas son:

- Rueda 1: Radio: 0,40 m; Curvatura del velo (x_4): 0,00; Grosor del velo: 0,025 m; Radios de acuerdo (x_3): 0,70
- Rueda 2: Radio: 0,40 m; Curvatura del velo (x_4): 0,00; Grosor del velo: 0,028 m; Radios de acuerdo (x_3): 0,8
- Rueda 3: Radio: 0,40 m; Curvatura del velo (x_4): 0,00; Grosor del velo: 0,025 m; Radios de acuerdo (x_3): 0,8

- Rueda 4: Radio: 0,40 m; Curvatura del velo (x_4): 0,00; Grosor del velo: 0,025 m; Radios de acuerdo (x_3): 0,93

Los resultados obtenidos para cada una de las geometrías son los siguientes:

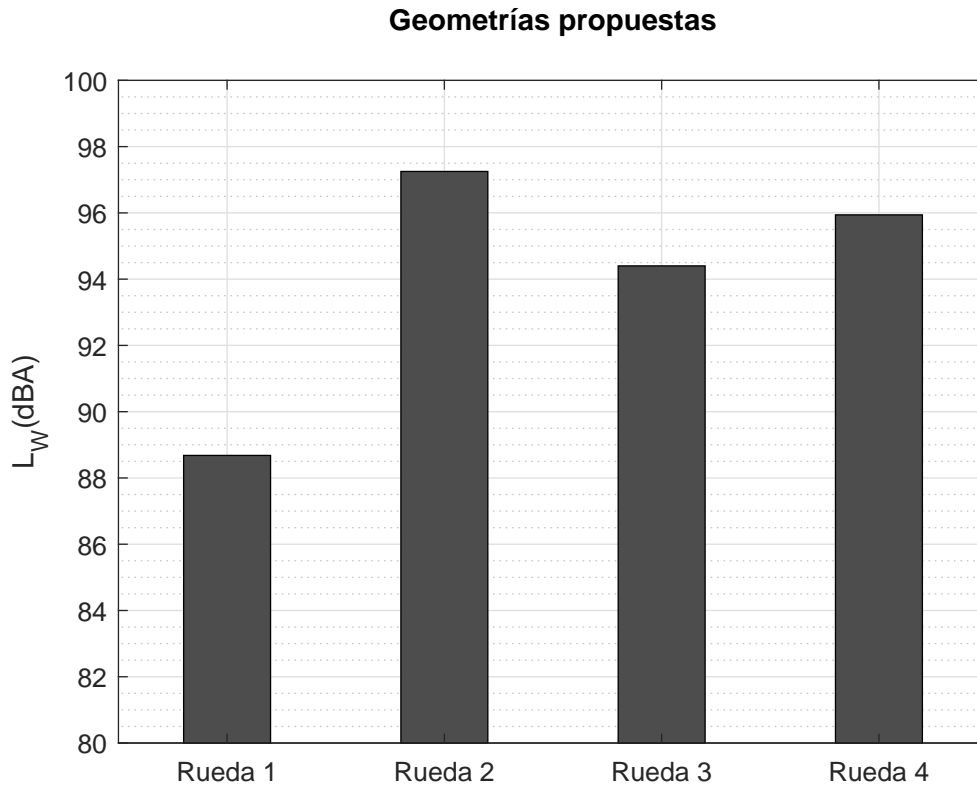


Figura 3.8: Emisiones de las geometrías con parámetros geométricos óptimos.

Como se puede observar en la **Figura 3.8**, las emisiones acústicas obtenidas para las geometrías propuestas muestran, por lo general, niveles de emisión acústica menores que los encontrados durante el análisis paramétrico. Ello parece confirmar la hipótesis tomada al inicio de la vinculación entre rigidez de la geometría y los niveles de radiación acústica de esta, ya que la combinación de los parámetros que rigidizan la rueda tienden a una disminución de las emisiones acústicas. Aunque debido a las simplificaciones consideradas en el estudio no termina de apreciarse una tendencia clara.

3.2. Caso de chirrido en curva o squeal

Como se comentó en la introducción, el chirrido en curva se caracteriza por ser un sonido intensamente tonal que usualmente emite en la banda de frecuencias media-alta comprendida entre 1 y 6 kHz. Banda, como se vio en la gráfica de ponderación A, a la

que mayor sensibilidad muestra el ser humano. La importancia del estudio de este fenómeno reside en que las fuerzas causantes de este tipo de ruido se caracterizan, al contrario que en el ruido de rodadura, por grandes picos de fuerza localizados a determinadas frecuencias muy específicas, lo que genera, a su vez, picos de emisión acústica localizados en ese rango.

Para el estudio de las emisiones por chirrido en curva se ha procedido a aplicar el modelo de radiación acústica con este tipo de fuerza a 3 geometrías de rueda diferentes. Estas geometrías se corresponden con las que aportaron niveles de intensidad acústica bajos, medios y altos respectivamente en los análisis de ruido de rodadura. Los parámetros que definen las geometrías a estudiar son los siguientes:

- Rueda A: Radio: 0,40 m; Curvatura del velo (x_4): 0,00; Grosor del velo: 0,025 m; Radios de acuerdo (x_3): 0,70
- Rueda B: Radio: 0,465 m; Curvatura del velo (x_4): 0,00; Grosor del velo: 0,028 m; Radios de acuerdo (x_3): 0,8
- Rueda C: Radio: 0,51 m; Curvatura del velo (x_4): 0,00; Grosor del velo: 0,028 m; Radios de acuerdo (x_3): 0,8

Los resultados obtenidos para las emisiones de ruido por chirrido en curva y su comparación con las emisiones de ruido de rodadura obtenidas anteriormente se muestran en la siguiente tabla:

	Rodadura (dBA)	Chirrido (dBA)
Rueda A	88.68	93.14
Rueda B	99.97	105.81
Rueda C	110.09	107.07

Tabla 3.1: Comparativa de las emisiones acústicas por geometría y tipo de fuerza.

Al igual que en el ruido de rodadura, la fuerza utilizada en el caso de squeal tiene componente en las 3 dimensiones. Sin embargo, el pico de fuerza en la componente axial (lateral) es significativamente mayor que en el caso de *rolling noise*. A continuación, se muestra la movilidad en el eje vertical del nodo de contacto de cada una de las ruedas debido a una excitación aplicada sobre el propio nodo también en el eje vertical, junto con la representación de la componente vertical de la fuerza de *squeal*. Con ello se puede observar de forma gráfica parte del motivo de la obtención de unos y otros valores de emisiones.

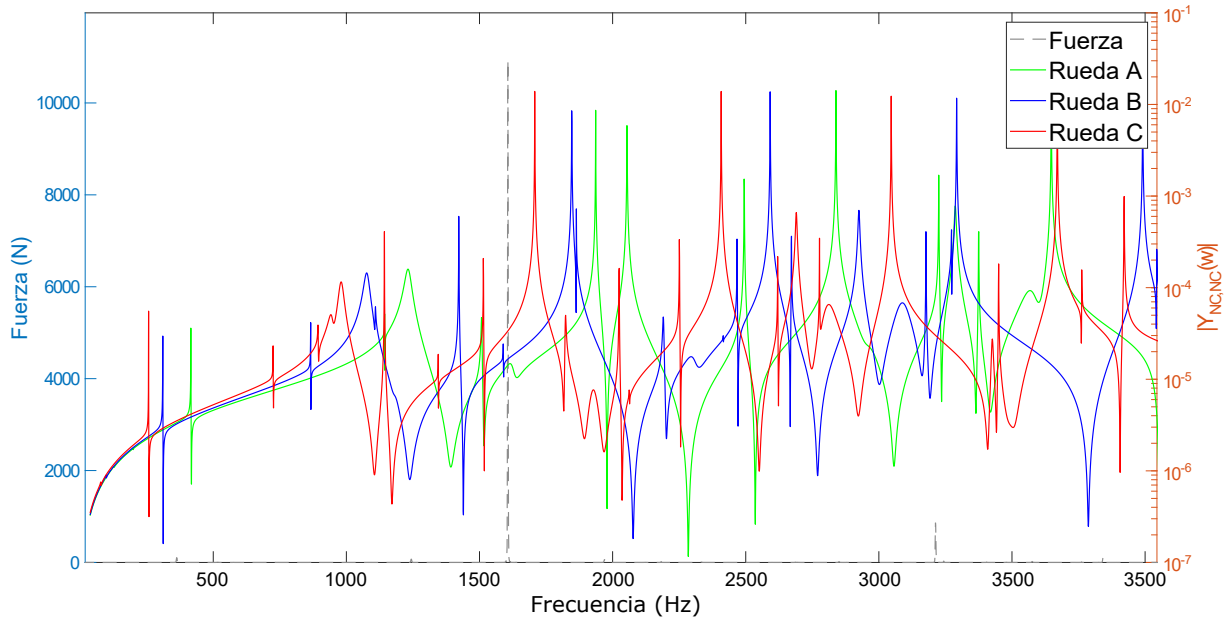


Figura 3.9: Comparativa de movibilidades directas en el eje vertical de los respectivos nodos de contacto junto con una fuerza de squeal.

Como se puede apreciar, la movilidad a la frecuencia donde se obtiene el pico de la fuerza vertical es mayor en la Rueda C que en la Rueda B y mayor en esta que en la Rueda A, lo que resulta indicativo de las emisiones obtenidas en unas y otras geometrías.

No obstante, lo mostrado en la figura no se puede tomar directamente para determinar el nivel de emisiones, ya que la realidad de la obtención de estas es mucho más compleja. Dos de los principales motivos son, por un lado que la movilidad únicamente tiene influencia sobre el término de $\langle \overline{v_k^2} \rangle$ de la ecuación de radiación acústica y, por otro, que para la determinación de la emisión se toman, además de lo mostrado, las movibilidades cruzadas en los 3 ejes de cada uno de los nodos de la sección (aproximadamente 200 con nuestro nivel de discretización) debido a una fuerza tridimensional en el nodo de contacto, no sólo en eje vertical. Es por ello hay que observar estas gráficas como una pequeña muestra de una realidad más compleja.

Finalmente, cabe destacar que por las características de la fuerza de *squeal*, que hacen de este un fenómeno altamente tonal dominado por 3 o 4 frecuencias, el efecto de la coincidencia de un pico de la fuerza con una resonancia de la rueda es mucho mayor que intentar aumentar la rigidez de la rueda.

3.3. Modelo simplificado

Como se comentó anteriormente, los resultados de emisión acústica mostrados se obtuvieron aplicando el modelo de radiación acústica completo, en el cual se tienen en cuenta todos los elementos de discretización superficiales de una sección de la rueda proporcionados por el software de elementos finitos. Sin embargo, el elevado número de geometrías distintas a analizar en estudios de optimización extensivos hacen inviable el uso de este modelo de radiación sonora debido a su coste computacional.

Así pues, con el objetivo principal de la reducción del coste computacional, en este apartado se analizará la eficacia y eficiencia del uso de un modelo simplificado para el cálculo de la radiación acústica. En él, a partir de una serie de hipótesis, se procederá al cálculo de las emisiones mediante el análisis de un reducido número de nodos. De esta forma, los resultados de movilidad obtenidos para cada uno de estos nodos, situados de forma equiespaciada axial y radialmente en la superficie de emisión correspondiente, se extrapolarán a los nodos de su área asociada en la superficie de la sección.

En este apartado, por tanto, se procederá a cuantificar los errores de emisión acústica proporcionados por el modelo simplificado en función del número de puntos de discretización tomados, tanto axial como radial, para la serie de ruedas correspondientes a las 5 geometrías del estudio de la influencia de la curvatura del velo. Finalmente, se indicará el coste computacional requerido en función del número de nodos tomados y se comparará con el coste del modelo completo para poder determinar si quedaría justificado el uso de este modelo simplificado.

3.3.1. Hipótesis del modelo simplificado

Antes de presentar el modelo simplificado y proceder a obtener las desviaciones respecto al modelo completo en función del número de puntos de discretización, se va a comprobar el grado de exactitud de las hipótesis principales tomadas en este tipo de modelos. Hipótesis que están ampliamente extendidas en softwares comerciales de análisis acústico tales como TWINS.

La primera de las hipótesis tomadas para la implementación del modelo consiste en la consideración de que toda la emisión acústica de cada uno de los nodos analizados se corresponde con el tipo de emisión, a priori, dominante en su región. De esta forma se considerará que las emisiones de los nodos del velo serán puramente axiales, mientras que las emisiones de los nodos de la superficie de rodadura se consideraran puramente radiales.

Toda desviación respecto de estas suposiciones serán asumidas como error del modelo de emisión acústica.

La segunda hipótesis asumida como resultado de la aplicación del modelo simplificado es que no existen grandes gradientes de emisión acústica entre elementos vecinos en una región determinada. De forma que los nodos tomados puedan ser representativos de los nodos de su alrededor.

Con tal de observar cómo de ciertas son ambas hipótesis, se obtendrán, a partir del modelo integral, las aportaciones de cada uno de los elementos de la superficie de la rueda a la emisión acústica total. Para ello se estudiará por un lado la contribución radial del velo y, por otro, la contribución axial de la superficie de rodadura frente al resto de la geometría. Las geometrías estudiadas nos permitirán, además, observar cómo afecta uno de los parámetros geométricos más críticos para el modelo simplificado debido al mayor acoplamiento entre modos axial-radial en las morfologías con curvatura del velo.

3.3.2. Contribución axial y radial de la geometría

Contribución radial del velo

Con el objetivo de determinar si es cierta la hipótesis de que el velo únicamente es responsable de emisiones axiales, se va a proceder a representar las aportaciones radiales a la potencia acústica emitida por los elementos superficiales de la sección de la rueda. Debido a que cada elemento tiene un porcentaje de aportación diferente para cada frecuencia, se ha realizado un promediado entre frecuencias para obtener un resultado global representativo.

Los valores porcentuales de aportación de cada uno de los elementos se muestran normalizados respecto al elemento de mayor emisión para poder apreciar la emisión relativa de unas partes de la rueda frente a otras.

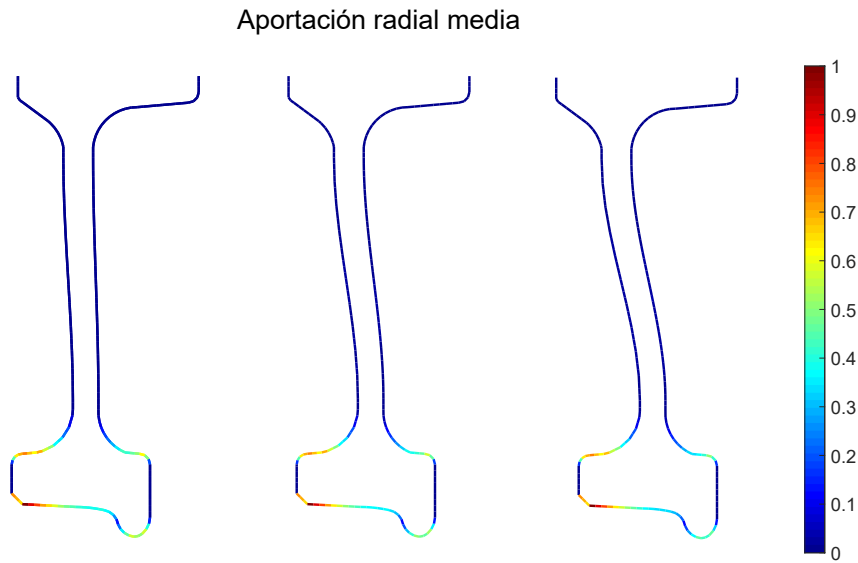


Figura 3.10: Aportación radial media de geometrías con distintas curvaturas del velo.

Como se puede observar, para las distintas curvaturas de velo, en comparación con las aportaciones a la emisión radial de la llanta, el velo apenas contribuye a este tipo de emisiones.

Los resultados numéricos de este análisis confirman lo mostrado en la figura ya que se obtiene que la aportación radial de toda la llanta es 23 veces superior a la del velo pese a ser la superficie de emisión del velo mucho mayor a la de la llanta. Por todo ello se puede considerar cierta la hipótesis de que la contribución radial del velo es despreciable. Esto se debe, no a que el velo no vibre en dirección radial, sino a que su vibración radial no desplaza fluido y, por tanto, no genera emisión acústica.

Contribución axial de la llanta

A continuación, y de forma idéntica a como se ha hecho para el apartado anterior, para verificar la hipótesis que sostiene que la llanta únicamente es responsable de emisiones radiales, se procede a representar las aportaciones axiales medias de cada uno de los elementos de la superficie de la rueda, representada a través de su sección transversal.

Aportación axial media

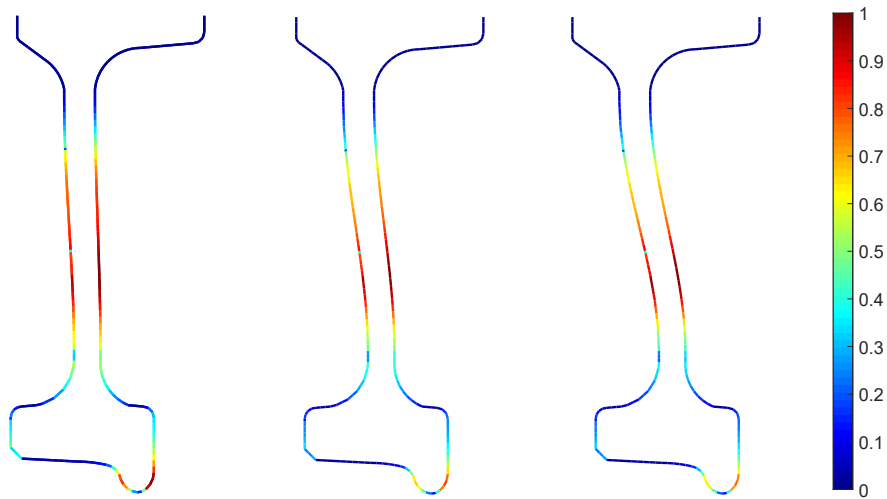


Figura 3.11: Aportación radial media de geometrías con distintas curvaturas del velo.

Lo primero que resulta llamativo al observar las representaciones de las aportaciones a la radiación acústica axial es que los elementos asociados a mayores emisiones axiales se localizan tanto en el velo de la rueda, como en la pestaña o *flange*. El principal motivo de este hecho apunta a la baja rigidez de la pestaña, que hace que su movilidad sea relativamente grande. Sin embargo, el gran área de emisión del velo hace que esta siga siendo la principal fuente de emisión axial.

Con respecto a la hipótesis de que la llanta no emite radiación axial, esta sólo es cierta para la parte de la llanta que comprende la superficie de rodadura y la superficie interior. Sin embargo, como hemos visto, no se cumpliría para la zona de la pestaña y de los flancos laterales. Esto se debe al mismo fenómeno por el cual el velo no emite radialmente, porque no desplaza fluido. Por otra parte, se puede observar que los gradientes, pese a no ser pequeños siguen por lo general patrones progresivos que permiten reducir el error cometido rápidamente al aumentar el número de puntos analizados.

Con todo ello, se puede determinar que la incorporación al modelo simplificado de estas dos hipótesis permitirá, a priori, una notable reducción del coste computacional introduciendo un error relativamente pequeño.

Finalmente, otro de los aspectos importantes que se pueden observar a partir de las representaciones de las aportaciones de cada elemento es que no existen grandes variaciones entre geometrías en relación a la distribución de los elementos que mayores (y menores) aportaciones suponen a la emisión de potencia acústica. Esto será importante en el método simplificado a la hora de proceder a la discretización y obtención de nodos representativos, ya que nos ofrece un alto grado de seguridad de que la forma en que se ha procedido a

la elección de nodos representativos en las ruedas estudiadas también será adecuada para otras geometrías en un hipotético estudio extensivo en el que se analicen un gran número de ruedas variando diferentes parámetros.

3.3.3. Resultados del modelo simplificado

Simplificación axial

En la simplificación axial, los puntos de estudio elegidos pertenecen a la cara externa de la sección de la rueda. Las discretizaciones de 1, 3, 5 y 7 puntos quedarían de la siguiente forma.

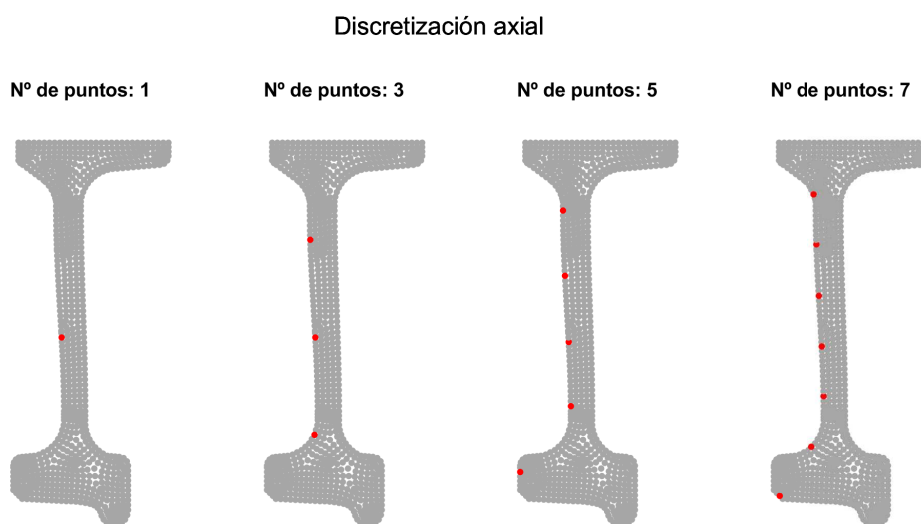


Figura 3.12: Nodos de estudio en los distintos niveles de discretización axial.

La movilidad de cada punto se tomará como representativa del resto de nodos de la superficie que representa (corona circular), y se ponderará respecto al resto del conjunto en base al área de emisión de la corona, por lo que al encontrarse los nodos equiespaciados en el radio, los puntos más cercanos al centro de la rueda tendrán una ponderación menor que los de los extremos ya que el área de la corona crece cuadráticamente con la distancia al centro.

Una vez obtenidos los resultados de potencia acústica en función del número de nodos estudiados, se procederá a compararlos con los resultados del modelo completo. Para tener una idea del error cometido en función del número de puntos de discretización (número de puntos de estudio en el modelo de radiación), se representará la media de las desviaciones

en valor absoluto de los resultados obtenidos en cada banda de frecuencias, agrupadas en tercios de octava.

Se ha procedido de esta forma debido a que la sobrestimación de las emisiones en ciertas frecuencias y la subestimación en otras, puede hacer que un modelo con grandes errores en la predicción de la potencia emitida en cada una de las frecuencias finalmente ofrezca una solución muy parecida a la del modelo integral. Es por ello por lo que para obtener resultados más realistas, se penaliza tanto la sobrestimación como la subestimación de la predicción de potencia acústica obteniendo las diferencias en valores absolutos entre las emisiones estimadas y las del modelo integral.

Una vez comentado este aspecto, se muestra a continuación la evolución del error en la emisión axial en función del número de puntos de discretización.

Error en la potencia axial con modelo simplificado

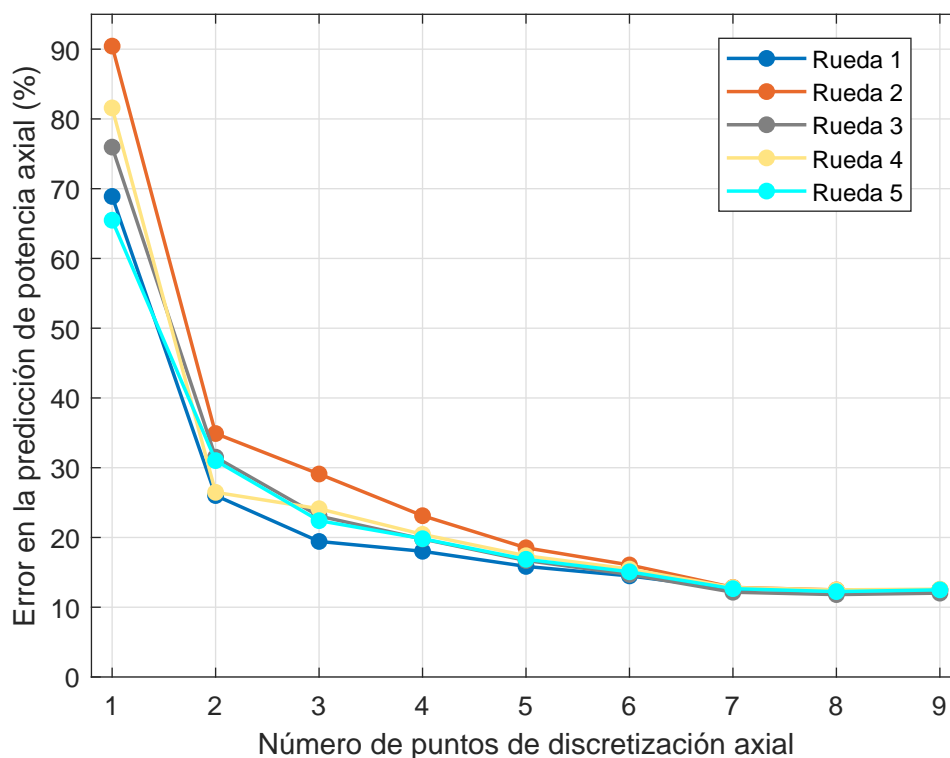


Figura 3.13: Evolución del error en la predicción de emisión axial con el número de puntos de discretización.

Como se puede apreciar en la **Figura 3.13**, a partir de 7 puntos de estudio, el error cometido en la estimación se mantiene casi constante, con variaciones inferiores a un 2% del error. Por tanto, este sería el número óptimo de puntos de discretización axial en el caso de la búsqueda de resultados con el mayor nivel de precisión posible. De nuevo, el hecho de que no existan grandes cambios en la localización de los nodos con mayor movilidad entre las distintas geometrías estudiadas a lo largo del trabajo, tal y como se

vio en la **Figura 3.11**, nos induce a pensar que el número y distribución de nodos que nos han proporcionado mejores resultados en relación error-coste computacional también lo proporcionarían en otras geometrías.

Si fijamos la atención en el error cometido con 9 puntos de estudio, se puede observar un pequeño repunte. El motivo por el cual se aprecia que el error cometido se incrementa al añadir un punto de estudio, hecho que parece extraño en principio, se debe a que con el modelo simplificado se escogen un número menor de puntos que con el integral, de forma que los nodos elegidos se toman como representativos del resto de nodos de la corona que representa. Esto puede hacer que, en ocasiones, un punto extra tomado para intentar mejorar la precisión de la estimación no sea tan representativo como los de discretizaciones inferiores, haciendo que el error cometido no baje sino que suba, hecho que no se puede saber de antemano. A pesar de ello, para la mayoría de casos el nivel de error, como cabría esperar, decrece al incrementar el número de puntos tomados. Llegado cierto límite (alrededor de 8 o 9 puntos en estos casos) un aumento del número de puntos de estudio no se traduciría en un descenso del error, es decir, el error no tendería asintóticamente a 0 con este modelo. Esto se debe a que existe un error umbral derivado de las hipótesis tomadas basadas en que el velo no emite radial ni la llanta axial, de la aportación de cada nodo elegido como representativo y, finalmente, de la extrapolación a la cara interna de los resultados de emisión obtenidos con la discretización en la cara externa de la rueda.

Simplificación radial

En cuanto a la discretización radial, se ha procedido de forma similar a la anterior, pero en este caso discretizando la superficie de rodadura en lugar del velo. A continuación, se muestran algunas representaciones de los puntos tomados en esta.

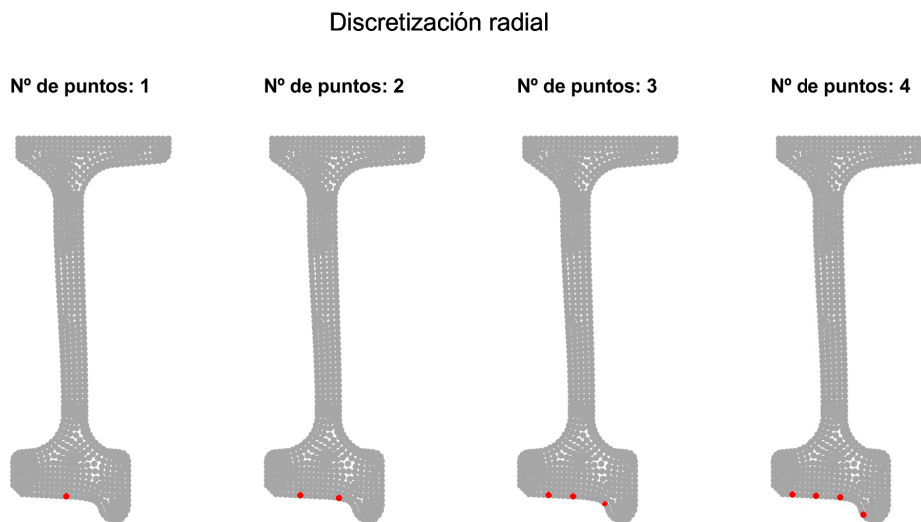


Figura 3.14: Nodos de estudio en los distintos niveles de discretización radial.

La evolución del error en la predicción de la potencia acústica radial del modelo simplificado en función del número de puntos de discretización es el siguiente:

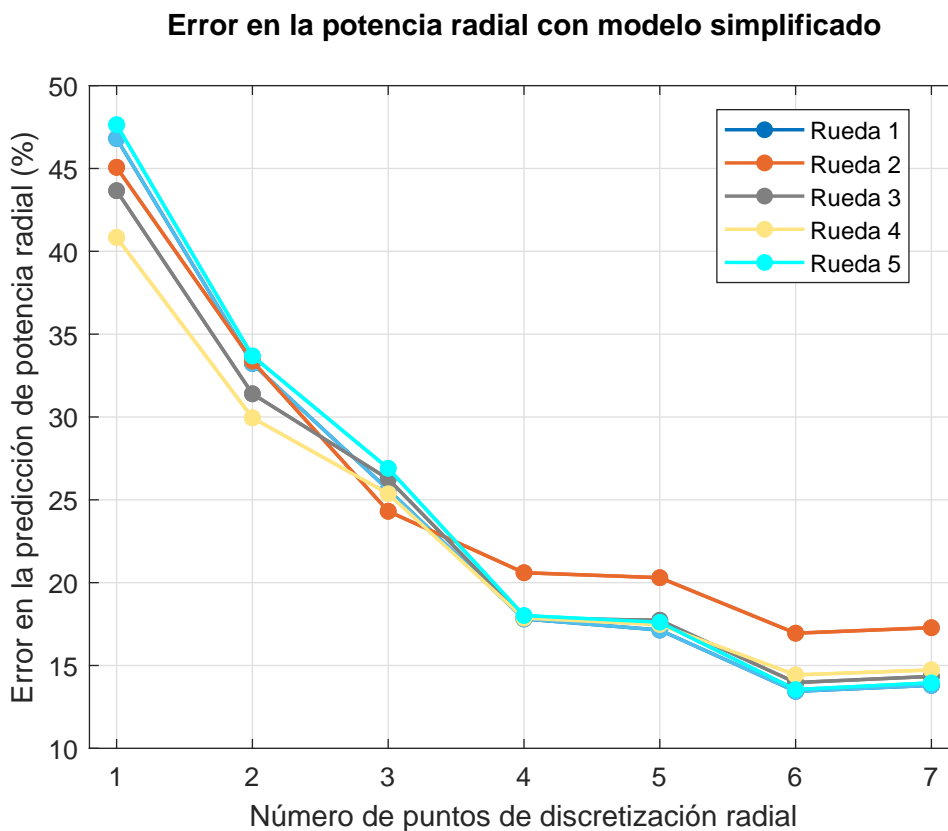


Figura 3.15: Evolución del error en la predicción de emisión radial con el número de puntos de discretización.

Como se puede observar, para 6 puntos de discretización se observa un mínimo en el error cometido mientras que para una discretización de mayor orden (7) existe, igual que anteriormente, un repunte del error. Esto es debido básicamente a los mismos motivos que los observados en la emisión axial, con la particularidad de que en este la extrapolación se realiza a la cara interna de la llanta a partir de los nodos estudiados en la superficie de rodadura.

Discusión de las simplificaciones

Los resultados obtenidos en los errores tanto de emisión radial como axial para una geometría tipo son muy interesantes al compararlos con los modelos implementados en softwares comerciales como TWINS. En este software en particular, el número de puntos de estudio axial es de 5, mientras que la emisión radial se realiza a través del estudio de un único punto. Observando los resultados obtenidos, el uso de 5 puntos de discretización supone cometer un error en la predicción de la emisión axial con respecto al modelo completo de alrededor de un 18 % (un 7 % superior al mínimo obtenido), lo que no supone un valor muy elevado. Sin embargo, el error radial cometido con el uso de un único punto sí resulta notable, ya que los errores cometidos oscilan entre un 40 y un 50 %. Añadiendo puntos de estudio hasta los 4 o los 6, el error radial cometido descendería hasta aproximadamente el 20 y el 15 % respectivamente.

Los resultados en tercios de octava obtenidos para las diferentes bandas a partir de los cuales se calculan las emisiones totales en función del modelo de emisión obtenido se muestran en la siguiente figura.

Potencia acústica emitida en modelos integral y simplificado

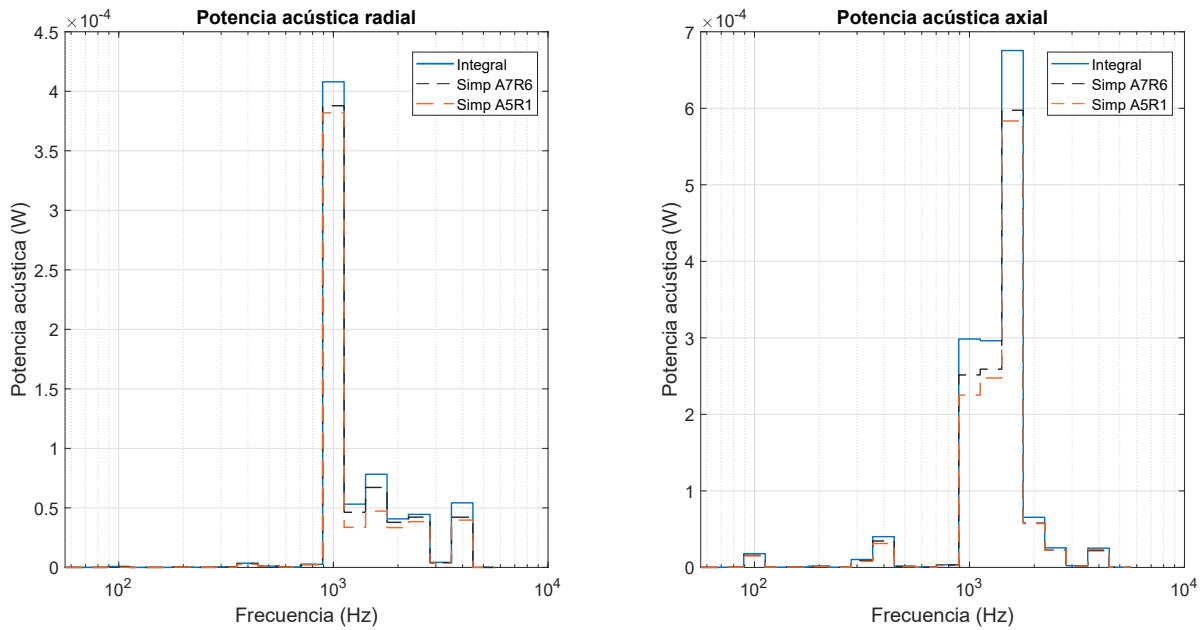


Figura 3.16: Desviaciones en las estimaciones de potencia acústica emitida con respecto al modelo integral para distintos niveles de discretización, A7R6 (7 puntos para describir la emisión axial y 6 para la radial) y A5R1 (5 para la axial y 1 para la radial).

Coste computacional

El coste computacional, que es la razón del uso de un modelo simplificado, depende en gran medida del algoritmo usado en la obtención de los nodos, en este caso se ha utilizado uno cuya versatilidad permita ser usado en distintas geometrías. En la siguiente figura se muestran las representaciones de la evolución del coste computacional en función del número de nodos utilizados, de forma orientativa, medido en segundos de computación a través de la herramienta cronómetro de Matlab para medir el desempeño del algoritmo. Ha de tenerse en cuenta que la CPU de la computadora utilizada es un modelo de cuatro núcleos Intel Core i7 a 2.60 GHz y con una RAM de 8GB, aunque en este estudio los casos se han lanzado a un único núcleo. A continuación se muestran los resultados obtenidos.

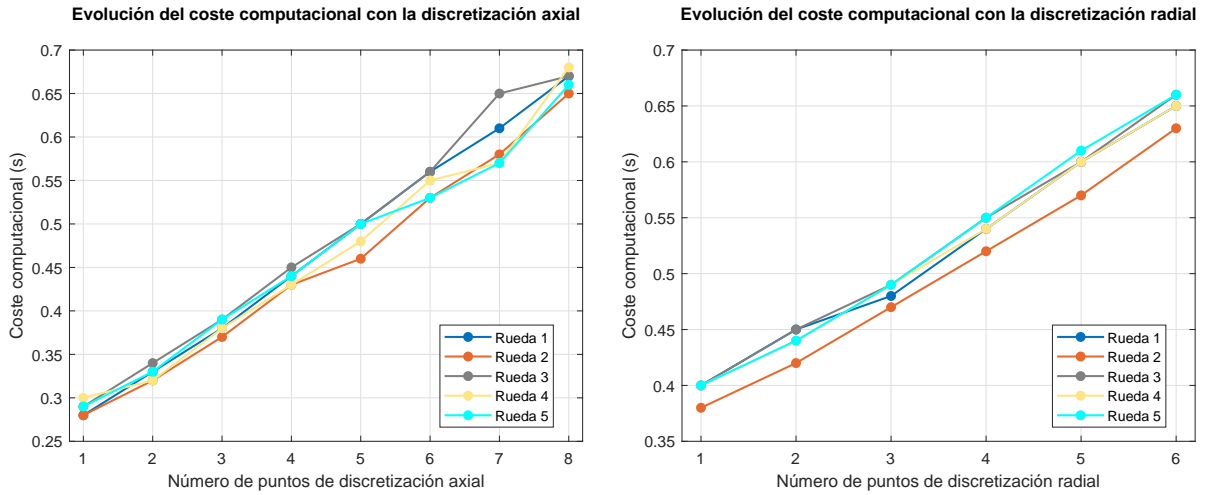


Figura 3.17: Evolución del coste computacional con el nivel de discretización axial y radial.

Como se puede observar, con el algoritmo utilizado, el coste computacional crece de forma lineal en ambos casos al aumentar el número de puntos estudiados. El coste que resulta de la combinación óptima de 7 nodos de discretización axial y 6 de radial es de 1.1 s, si contraponemos este resultado al del coste del modelo completo, que es de 5.4 s, se obtiene que el modelo simplificado supone un coste aproximadamente 5 veces menor que el del completo. Esto se produce a expensas de un error en la predicción de radiación acústica total de alrededor de un 10%, que se traduce aproximadamente en una incertidumbre introducida por el modelo de aproximadamente $\pm 0,4$ dB. Por tanto, se puede concluir que el uso de un modelo como este está completamente justificado en términos de precisión-coste.

4. Conclusiones

A lo largo del trabajo se ha procedido a realizar un estudio de la influencia de los distintos parámetros geométricos que definen la morfología de una rueda ferroviaria, tales como radio, grosor y curvatura del velo y radios de acuerdo, en sus emisiones acústicas. El estudio, realizado a través del análisis paramétrico de cada una de las características geométricas más relevantes de la rueda, ha aportado resultados de gran relevancia. Pese a ello, la necesidad de introducir un modelo simplificado para reducir el coste computacional del cálculo de radiación sonora, ha exigido la evaluación de las hipótesis empleadas por el software de referencia para el cálculo de emisiones acústicas.

En primer lugar, atendiendo a los resultados obtenidos, cabe destacar la dificultad, en algunos casos, de obtener resultados que se ajusten a una cierta tendencia ya que no existe una relación tan evidente como se pensó en un primer momento entre los cambios en los parámetros y sus resultados en cuanto a potencia acústica emitida. Hecho que se debe a la desigual interacción que tienen las resonancias con los picos de fuerza en los distintos análisis. Esto, que afecta en forma de puntos fuera de tendencia en los mejores casos (véase **Figura 3.1**) u ofreciendo resultados a priori contradictorios, como en el caso del análisis del efecto del grosor, ha puesto de manifiesto la importancia de esta interacción en los niveles de emisión acústica. Como desarrollos futuros y con el fin de arrojar más conocimiento al problema, se planteará la resolución de la interacción dinámica rueda-carril dentro del estudio paramétrico y acústico.

Esta realidad, que se produce tanto en el fenómeno de ruido de rodadura como en *squeal*, debido a las diferencias en la naturaleza de las fuerzas, ya que la fuerza que genera el ruido de rodadura posee mucho mayor contenido en frecuencia, hace que en *rolling* este fenómeno sea mucho más difícil de estudiar y controlar.

A pesar de ello, se han podido obtener resultados que podríamos calificar de concluyentes para los parámetros de radio de la rueda, curvatura del velo y radios de acuerdo. Estos indican respectivamente que menores radios de la rueda y curvaturas del velo y mayores radios de acuerdo conducen a menores emisiones acústicas y, además, que la combinación de estos parámetros conducen, a su vez, a menores emisiones. Lo que confirma la hipótesis de que parámetros que aportan rigidez a la rueda suponen menores niveles de emisión debido, principalmente, a que de esta forma las frecuencias naturales se desplazan a frecuencias donde la fuerza de contacto presenta menores niveles de excitación.

No obstante, cabe subrayar de nuevo que el fuerte efecto que produce la coincidencia de las resonancias con los picos de fuerza pueden alterar estas tendencias o incluso hacer que los parámetros que no tienen gran influencia sobre la rigidez causen grandes variaciones en

las emisiones. En el caso del grosor del velo, mayores grosores han conducido a mayores emisiones, cuando el incremento de este parámetro, que rigidiza la geometría, debería reducir los niveles de emisión. De forma similar ocurre en el caso del estudio de los radios de acuerdo ya que los niveles de emisión han mostrado una sensibilidad excesiva a la variación de este en relación al bajo efecto rigidizador que se espera del parámetro. La solución pasa por buscar geometrías cuyas frecuencias naturales se encuentren lo más alejadas posible del rango de frecuencias donde existe un contenido de fuerza elevado, lo que implica el análisis de un gran número de geometrías y, por tanto, el uso de un modelo de radiación acústica con un menor coste computacional.

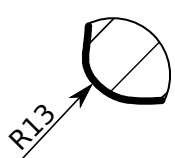
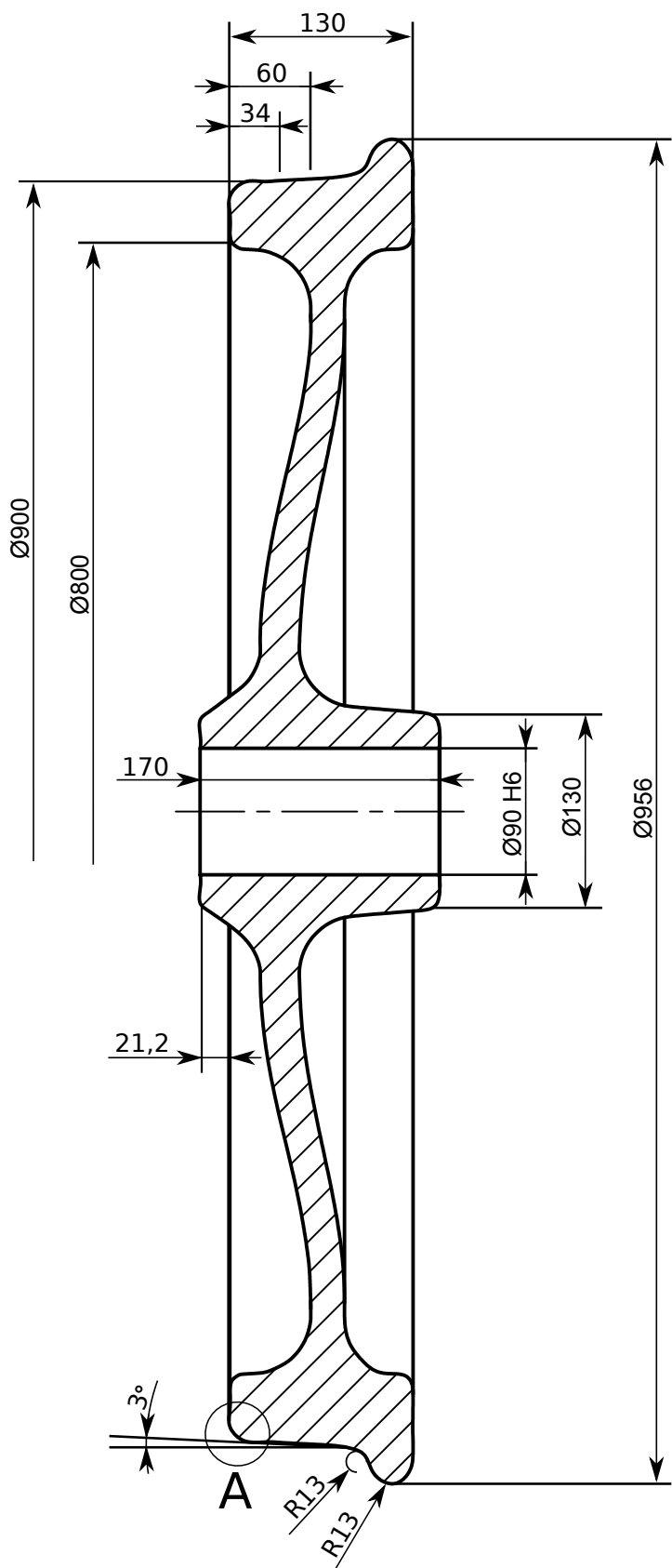
Los resultados obtenidos con la simplificación del modelo de radiación acústica y el incremento del número de puntos de estudio con respecto a softwares comerciales han sido muy positivos. Por una parte, debido a que ha permitido confirmar las hipótesis asumidas por el modelo de radiación acústica de referencia (TWINS), ya que las contribuciones radiales del velo y las axiales de la llanta son insignificantes y, por otra, porque ha permitido con un pequeño incremento del coste computacional, notables incrementos en la precisión del modelo, con descensos del error cometido de hasta un 40 % en el caso de emisión radial en comparación con TWINS.

Referencias

- [1] Ayuntamiento de Valencia. Abril 2016. Recuperado de: <https://www.levante-emv.com/valencia/2016/04/04/millones-desplazamientos-mayoria-pie/1399448.html>
- [2] Ferrocarrils de la Generalitat Valenciana. Junio 2019. Recuperado de: <https://www.fgv.es/conoce-fgv/fgv-en-cifras/metrovalencia-en-cifras/datos-de-la-red-de-metrovalencia/>
- [3] Alianza Europea de Salud Pública. Junio 2019. Recuperado de: https://www.eldiario.es/sociedad/Espana-obligada-millones-enfermedades-contaminacion_0_839916665.html
- [4] Ayuntamiento de Valencia. 2017. [http://www.valencia.es/ayuntamiento/maparuido.nsf/0/8B4957329E89ABA2C125821A003F3F18/\\$FILE/VAL_MEMORIA.pdf?OpenElement&lang=1\\$](http://www.valencia.es/ayuntamiento/maparuido.nsf/0/8B4957329E89ABA2C125821A003F3F18/$FILE/VAL_MEMORIA.pdf?OpenElement&lang=1$)
- [5] Enero 2016. Recuperado de: <https://www.lasprovincias.es/barrios-valencia/201601/08/benicalap-exige-reducir-ruido-20160108000049-v.html>
- [6] J.GINER-NAVARRO, J.MARTÍNEZ-CASAS, F.D. DENIA y L.BAEZA. *Study of railway curve squeal in the time domain using a high-frequency vehicle/track interaction model*. Journal of Sound and Vibration.
- [7] Ferrocarrils de la Generalitat Valenciana. Junio 2019. Recuperado de: <https://www.fgv.es/salvador-destaca-la-incorporacion-de-un-sistema-automatico-que-permitira-la-reduccion-de-ruídos-al-paso-de-los-tranvías-en-pont-de-fusta/>
- [8] Imagen obtenida de: <https://www.tnu.es/n/202/neumaticos-fuera-de-uso-para-reducir-ruídos-y-amortiguar-vibraciones-en-las-vías-de-tranvía/lang/es>
- [9] J.C.O. NIELSEN y C.R. FREDÖ, *Multi-disciplinary optimization of railway wheels*, Journal of Sound and Vibration 293, 2006.
- [10] *TWINS Theoretical Manual.Track-Wheel Interaction Noise Software.*, La Haya, Holanda. Julio 2014.
- [11] *Apuntes de Vibraciones*, Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales, UPV.
- [12] D.J.THOMPSON, *Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control. Chapter 4: Wheel Vibration.*, Elsevier, Oxford, UK, 2009.

- [13] D.J.THOMPSOM y C.J.C. JONES, *Sound radiation from a vibrating railway wheel*, Journal of Sound and Vibration, Pág, 245-253, 1988.
- [14] VÍCTOR TOMÁS ANDRÉS RUIZ , *Desarrollo de un modelo de radiación sonora para la predicción de ruido de rodadura y chirridos en curva de vehículos ferroviarios*, TFG, 2018.
- [15] DIN EN 13979-1. *Railway applications - Wheelsets and bogies - Monobloc wheels - Design assessment procedure - Part 1: Forged and rolled wheels; prEN 13979 - 1:2017*. Technical report, DIN Standards Committee Railway Association, March 2017.

PLANOS



DETALLE A
ESCALA 2:5

Creado por	
Jesús Amo Navarro	
Título	
Rueda ferroviaria	
Escala	
1:5	
Fecha de emisión	Hoja
02/09/2019	1/1

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 4.2: 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 4.3: 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
Ayuntamiento de Valencia. 2017. Recuperado de: http://www.valencia.es/ayuntamiento/maparuido.nsf	15€
J.C.O. Nielsen y C.R.Fredö, Multi-disciplinary optimization of railway wheels, Journal of Sound and Vibration	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. Journal of Sound and Vibration.	15€
Total	75€

Tabla 4.4: 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 Matlab R2018b.	800€
Licencia de Microsoft Office 2018.	100€
Licencia anual de Autodesk Fusion 360.	500€
LaTex.	0€
Inkscape.	0€
Total	900€(*)

Tabla 4.5: Coste del software empleado.

(*) Dado que el periodo ha sido de cinco meses y los planos se realizaron en 1 día, se considera un coste de 377€.

En cuanto al coste de uso del ordenador, se ha asignado un importe de 140€. Dicho cálculo se hace considerando un coste del equipo informático de 1.200€ 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 10€, fundamentalmente constituido por material de oficina (bolígrafos, papel, etc).

2.5 Fotocopias, encuadernación y USB

El coste unitario de cada ejemplar encuadernado es de 30€ y el coste unitario de cada memoria USB asciende a 10€. El total de coste, por tanto, asciende a 200 €.

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 y análisis

	Nº de horas	Coste unitario hora	Total
Principal	30 h	12,77€/h	383,10€
1.º ayudante	4 h	16,38€/h	65,52€
2.º ayudante	2 h	26,20€/h	52,40€
Total			501,02€

Tabla 4.6: Coste mano de obra de documentación y desarrollo.

3.2 Implementación de modelos

	Nº de horas	Coste unitario hora	Total
Principal	100 h	12,77€/h	1277€
1.º ayudante	6 h	16,38€/h	98,28€
2.º ayudante	2 h	26,20€/h	52,40€
Total			1.427,68€

Tabla 4.7: Coste mano de obra de implementación de modelos.

3.3 Cálculo e interpretación de resultados

	Nº de horas	Coste unitario hora	Total
Principal	250 h	12,77€/h	3.192,50€
1.º ayudante	15 h	16,38€/h	245,70€
2.º ayudante	4 h	26,20€/h	104,80€
Total			3.543,00€

Tabla 4.8: 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	150 h	12,77€/h	1915,50€
1.º ayudante	10 h	16,38€/h	163,80€
2.º ayudante	6 h	26,20€/h	157,20€
Total			2.236,50€

Tabla 4.9: 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	501,02€
Implementación de modelos	1.427,68€
Cálculo e interpretación de resultados	3.543,00€
Elaboración del documento	2.236,50€
Total	7.708,20€

Tabla 4.10: 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		7.708,20€	0€	7.708,20€
Material bibliográfico	Libros en formato papel	785€	164,85€	949,85€
	Material de Internet	75€	0€	75€
Medios Informáticos	Software	377€	79,17€	453,75€
	Uso de ordenador	140€	0€	140,00€
Material fungible		10€	2,10€	12,10€
Fotocopias, encuadernación y USB		200€	42€	242,00€
TOTAL		9.295,20€	288,12€	9.583,32€

Tabla 4.11: Presupuesto final.

El presupuesto final de este trabajo asciende a NUEVE MIL QUINIENTOS OCHENTA Y TRES EUROS CON TREINTA Y DOS CÉNTIMOS.

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.

1.2.6. 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 ha usado un único ordenador portátil. Este ordenador se ha empleado tanto para el acceso a Internet, edición del documento y acceder con el mismo a las reuniones con los supervisores, como para llevar a cabo los cálculos con el software Matlab, ya que pese a ser un dispositivo portátil cuenta con una CPU potente. En este caso, las características técnicas del mismo son: cuatro procesadores Intel® Core™ de 2.60GHz de velocidad, una memoria RAM de 8 GB y un sistema operativo Windows 10 de 64 bits.

2.2. Software

Los programas usados han sido: ANSYS Student v19.2, Matlab R2018b (implementación del modelo y cálculos), LaTeX (edición del documento), Autodesk Fusion 360 e Inkscape (planos) 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 2019. Recuperado de: http://noticias.juridicas.com/base_datos/Laboral/rd488-1997.html
- [2] Julio 2019. Recuperado de: <http://www.ergonomos.es/ergonomia.php>
- [3] Julio 2019. Recuperado de: http://noticias.juridicas.com/base_datos/Laboral/rd486-1997.html