DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2026.01.206

重载铁路车轮及轨道系统振声特性分析

贺　婕[1]，张雨凡[2]，向英杰[2]，张卫华[2]，宋冬利[2]，崔　旺[2]
（1.国能铁路装备有限责任公司，北京 100011；
2.西南交通大学 轨道交通运载系统国家重点实验室，四川 成都 610031）

摘　要：在重载铁路噪声控制和轨道设计优化的背景下，文章通过建立车轮和轨道系统的有限元模型，并应用结构-声场弱耦合分析方法，系统研究了车轮和钢轨的振动与声辐射特性。结果表明，车轮的振动响应主要来源于辐板，其声功率级显著高于轮缘和轮毂；钢轨在1 132 Hz频率下呈现pinned-pinned模态，该模态是轨道噪声的主要来源。进一步研究发现，降低扣件垂向刚度会显著增大钢轨在低频范围内的振动幅度与声功率级，而对高频特性的影响相对较小。此外，文章还进行了车轮与钢轨声学特性分析，以及扣件刚度变化对振动和噪声影响的量化评估。

关键词：重载铁路；结构-声场耦合；车轮辐板；pinned-pinned模态；扣件刚度优化；有限元

中图分类号：U292.92+1；U270.1+6　　**文献标志码：**A　　**文章编号：**1000-128X(2026)04-0092-10

0　引言

轮轨系统作为重载铁路核心承载与动力传递单元，其振动与声辐射特性直接关系线路运行安全性、结构疲劳寿命和周边环境噪声控制水平[1]。随着重载铁路向大轴重、高运量方向发展，轮轨间动态相互作用显著增强，振动激励强度与频率范围进一步扩大，导致轮轨振声问题更趋复杂，因此针对重载工况下轮轨系统振声特性的研究具有重要的工程应用价值。

针对轨道交通轮轨系统的振动与声学特性，国内外学者已展开多维度探索。在轮轨耦合振动研究领域，文献[1]揭示了特定运动工况下轮轨系统的振动响应规律；文献[2]聚焦地铁车辆轮轨动态作用；文献[3]基于模态分析解析高速列车异常振动成因；文献[4]关注车轮特殊磨损形态与轨道结构突变区域的动态相互作用，为理解轮轨振动激发机制提供了重要参考。在轮轨声辐射与降噪研究方面，文献[5]通过数值方法实现车轮振动与辐射噪声的量化分析和优化；文献[6]从多源耦合视角解析了轮轨区域声辐射规律，为复杂激励下的噪声评估提供思路；文献[7-8]分别从阻尼结构设计、降噪方案优化角度出发，为低噪声车轮研发提供技术路径；文献[9]进一步明确车轮局部结构参数对声辐射的调控作用。此外，文献[10]通过试验与仿真相结合的方式，探究轨道紧固件刚度对噪声水平的影响；文献[11-13]从频率特性、部件贡献等角度拓展丰富了轮轨声辐射的理论体系；文献[14-15]拓展了轮轨噪声研究的场景边界与影响因素分析维度。

尽管现有研究已覆盖轮轨振动与声辐射的多个方面，但仍存在明显局限：①针对重载铁路大轴重、强激励工况下轮轨系统振声特性的专项研究相对匮乏；②部分研究仅聚焦于轮轨系统耦合振动特性，关于车轮或轨道系统的振声特性有待进一步精细化分析；③轨道扣件刚度变化对重载铁路轨道系统振声特性的量化影响研究尚不充分。基于此，本文以重载铁路车轮和轨道系统为研究对象，采用精细化有限元

基金项目：国家能源集团科技创新项目资助（GJNY-21-115）
通信作者：张雨凡，男，主要从事重载货车轮轨噪声方面的研究；E-mail: 3614332766@qq.com
引用格式：贺婕, 张雨凡, 向英杰, 等. 重载铁路车轮及轨道系统振声特性分析[J]. 机车电传动, 2026(4): 92-101.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.01.206.
Citation：HE Jie, ZHANG Yufan, XIANG Yingjie, et al. Analysis of vibration and noise characteristics of wheel-track systems for heavy-haul railways [J]. Electric drive for locomotives,2026(4): 92-101.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.01.206.

建模与单向结构-声场耦合分析方法，系统开展轮轨振动与声辐射特性研究。研究的创新性与差异性主要体现在以下3个方面：①聚焦重载铁路特殊工况，弥补当前大轴重条件下轮轨系统振声特性分析的空白，针对性地揭示重载工况对轮轨振声的影响机制；②分析维度从整体分析转向部件、频率、刚度多维度量化分析，将车轮划分为踏面、轮缘、辐板、轮辋、轮毂，将钢轨划分为轨顶、轨腰和轨底，并明确不同位置的声功率贡献；③针对扣件垂向刚度设计了5种工况，适用于大部分常见扣件类型，分析其刚度梯度变化与频率段的耦合效应。

1　轮轨系统振动与声辐射理论

动力学特性研究通过模态与谐响应分析揭示结构振动本质[16]，其理论体系为轮轨系统振声响应分析提供基础支撑，其中模态分析通过求解无阻尼系统特征方程获取固有频率与振型，具体见式(1)。

$$\boldsymbol{K\Phi}=\omega_{\mathrm{n}}^{2}\boldsymbol{M\Phi} \tag{1}$$

式中：$\boldsymbol{K}$、$\boldsymbol{M}$分别为刚度矩阵和质量矩阵，用于表征系统力学特性；ω_{n}、$\boldsymbol{\Phi}$分别为固有角频率及其对应的振型向量，用于反映结构自由振动特征。

谐响应分析针对简谐激励下的稳态振动，其单自由度系统运动方程为

$$m\ddot{x}(t)+c\dot{x}(t)+kx(t)=F_{0}\sin(\omega t) \tag{2}$$

式中：$x(t)$为位移；m为质量；c为阻尼系数；k为刚度系数；F_{0}为激振力幅值；ω为激振角频率。

引入频率比$\eta=\dfrac{\omega}{\omega_{\mathrm{n}}}$，位移响应幅值比表达式为

$$\beta=\frac{1}{\sqrt{\left(1-\eta^{2}\right)^{2}+\left(2\zeta\eta\right)^{2}}} \tag{3}$$

式中：ζ为阻尼比，$\zeta=\dfrac{c}{2\sqrt{mk}}$，$\zeta$显著影响共振区幅值特性。

声学特性遵循Helmholtz方程[17]，如式(4)。

$$\left.\begin{aligned}&\nabla^{2}p+k^{2}p=0\\&k=\frac{\omega}{c_{0}}\end{aligned}\right\} \tag{4}$$

式中：p为声压；k为波数；c_{0}为声速；∇^{2}为拉普拉斯算子。

声压级计算公式为

$$L_{\mathrm{p}}=20\lg\left(\frac{p_{\mathrm{rms}}}{p_{0}}\right) \tag{5}$$

式中：p_{rms}为有效声压；p_{0}为基准声压，取p_{0}=20 μPa。

声辐射功率表达式为

$$W=\frac{1}{2}\mathrm{Re}\left\{\iint_{s}p_{\mathrm{s}}v_{\mathrm{n}}^{*}\mathrm{d}s\right\} \tag{6}$$

式中：p_{s}为结构表面声压；v_{n}为表面法向振速；Re{ }取复数实部；*表示复共轭。

有限元求解采用分离式流固耦合策略，建立的结构振动方程为[18]

$$\boldsymbol{K}_{\mathrm{S}}\boldsymbol{u}(t)+\boldsymbol{C}_{\mathrm{S}}\dot{\boldsymbol{u}}(t)+\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{u}}(t)=\boldsymbol{F}(t) \tag{7}$$

式中：$\boldsymbol{K}_{\mathrm{S}}$为刚度矩阵；$\boldsymbol{C}_{\mathrm{S}}$为阻尼矩阵；$\boldsymbol{M}$为质量矩阵；$\boldsymbol{u}$为位移向量；$\boldsymbol{F}(t)$为载荷矢量关于时间的函数。

声场控制方程为

$$\boldsymbol{K}_{\mathrm{a}}\boldsymbol{p}+\boldsymbol{C}_{\mathrm{a}}\dot{\boldsymbol{p}}+\boldsymbol{M}_{\mathrm{a}}\ddot{\boldsymbol{p}}=\boldsymbol{Q} \tag{8}$$

式中：$\boldsymbol{p}$为声压特征向量；$\boldsymbol{M}_{\mathrm{a}}$为空腔的声学质量矩阵；$\boldsymbol{C}_{\mathrm{a}}$为声学阻尼矩阵；$\boldsymbol{K}_{\mathrm{a}}$为声学刚度矩阵；$\boldsymbol{Q}$为声学载荷向量。

该数值方法可通过解耦策略有效处理结构振动与声场辐射的时频特性差异，在保证计算精度的前提下有效减少计算资源消耗。

2　车轮振声特性分析

2.1　重载铁路主要特性说明

本文基于重载铁路场景分析车轮、轨道的振声特性，通过建立参数化模型，与普速客运铁路、高速客运铁路形成区分，三者主要特性参数如表1所示[19-22]。

表1　重载铁路主要特性参数

Table 1　Main characteristic parameters of heavy-haul railway

参数名称	重载铁路(C80)	普速客运铁路	高速客运铁路
运行速度/(km·h^{-1})	60~100	120~160	250~350
轴质量/t	25	14~16	≤17
轮质量/t	12.5	7.0~8.0	8.0~8.5
车轮材质	高碳钢	中碳钢	高速轮专用钢
车轮直径/mm	840	840~915	860~920
踏面类型	LM	LM	其他
钢轨线密度/(kg·m^{-1})	75	50~60	60
钢轨材质	高耐磨钢	普通碳素钢	高纯净度钢
扣件刚度/(kN·mm^{-1})	≥100	50~80	30~50
接触应力/MPa	3 000~4 000	2 000~2 500	2 500~3 000
摩擦因数	0.30~0.40	0.25~0.35	0.20~0.30

2.2　车轮模态分析

本文以某型号重载铁路货车车轮为研究对象，其材料为CL70钢，直径为840 mm，密度为7.85×10^{3} kg/m^{3}，弹性模量为2.1×10^{9} MPa，泊松比为0.33[23]。通过建模软件构建车轮的三维几何模型，并在有限元工具中完成网格划分，生成的有限元网格如图1所示。

在仿真计算中，采用Block Lanczos算法对车轮进行模态分析，并对轮毂施加全约束以模拟工作状态下的固定支撑效果，模态计算范围设定为0~5 000 Hz。车轮的固有频率及其振型描述如表2所示，部分车轮模态振型如图2所示。

由表2和图2可知，低阶模态（第1阶~第5阶）的



图1　车轮有限元模型

Fig. 1　Finite element model of wheel

表2　车轮固有频率与振型描述

Table 2　Natural frequencies and vibration modes of wheel

阶次	固有频率/Hz	振型描述
1	545	轮缘、踏面和轮辋以单节径对称轴向弯曲振动
2	669	轮缘、踏面和轮辋整体轴向振动
3	676	轮缘、踏面和轮辋以双节径对称轴向弯曲振动
4	918	轮缘、踏面和轮辋整体周向伸缩振动
5	1 333	轮缘、踏面和轮辋以三节径对称轴向弯曲振动
6	1 893	轮缘、踏面和轮辋径向对称振动
7	2 247	轮缘、踏面和轮辋以四节径对称轴向弯曲振动
8	2 880	轮缘径向对称振动
9	3 074	轮缘、轮辋和辐板整体轴向伸缩振动
10	3 228	轮缘、轮辋和辐板以单节径对称轴向弯曲振动
11	3 276	轮缘、踏面和轮辋以五节径对称轴向弯曲振动
12	3 693	轮缘非对称径向振动
13	3 705	轮缘、轮辋和辐板以双节径对称轴向弯曲振动
14	4 174	车轮整体周向振动
15	4 231	轮缘、辐板非对称径向振动
16	4 357	轮缘、踏面和轮辋以六节径对称轴向弯曲振动
17	4 497	轮缘、轮辋和辐板以三节径对称轴向弯曲振动

振型特征主要表现为轮缘、踏面和轮辋的轴向弯曲和整体伸缩振动，尤其对于第1阶和第3阶模态，车轮的对称轴向弯曲振动明显。低阶模态通常对应车轮在常规运行频率下可能出现的共振现象，需重点关注其动态稳定性。相比之下，中高阶模态（第6阶~第17阶）的振型特征更为复杂，包括多节径轴向弯曲、非对称径向振动和整体周向振动等形式。中高频模态更多与车轮局部结构（如辐板）相关[11]，其声辐射特性至关重要，需特别予以关注以降低高频噪声。

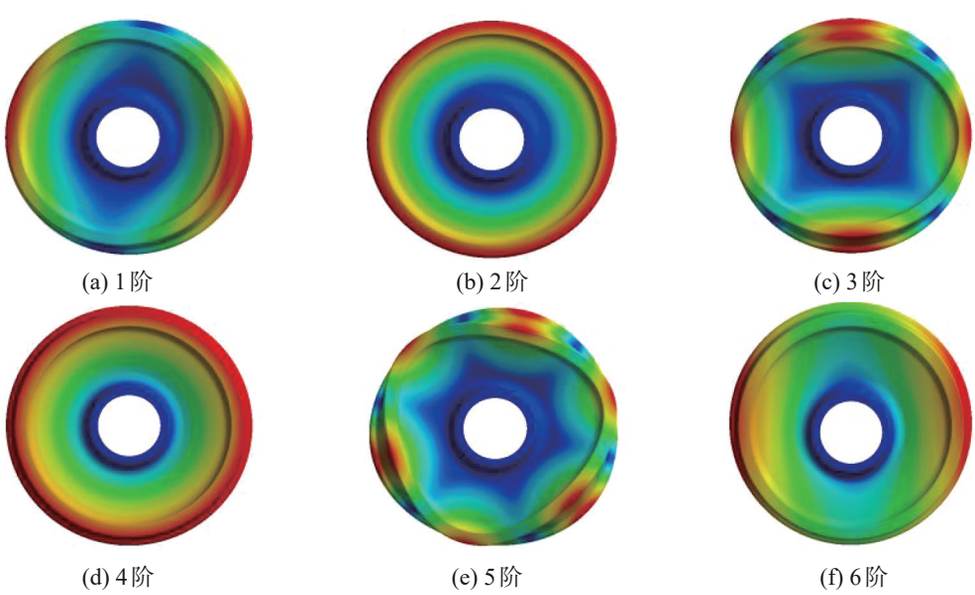
2.3　车轮谐响应分析

为研究车轮在谐波激励下的振动响应，本文采用谐响应分析方法，其频率范围设定为0~5 000 Hz。在车轮踏面和钢轨接触点施加径向与轴向的单位谐波激励，分别计算接触点的位移导纳，结果如图3和图4所示。

由图3可知，在0~5 000 Hz的频段，多个频率点出现位移导纳峰值，这表明这些频率下的激励容易引发车轮共振；在3 000~5 000 Hz的高频段，振动峰值分布较密集，这说明高频模态在径向激励下影响显著，车轮的固有模态主要集中在高频段。为降低高频振动影响，可通过优化车轮刚度分布或减振设计减少激励传递。

由图4可知，轴向激励下的低频段（0~1 000 Hz）振动峰值突出，这说明低频模态在轴向刚度优化中具有重要意义。为有效抑制低频振动响应，可通过设计优化进一步增强车轮的轴向刚度，提升结构的低频振动性能。

此外，由于车轮在滚动过程中受轮轨垂向力作用显著，后续分析将重点研究车轮在径向激励下的振动响应特性。为进一步探讨各结构组成部分的动态行为，图5和图6分别展示了各部分在单位径向激励和单位轴向激励下的径向位移振动响应。



(a) 1阶　(b) 2阶　(c) 3阶

(d) 4阶　(e) 5阶　(f) 6阶

图2　部分车轮模态振型

Fig. 2　Partial modal shapes of wheel

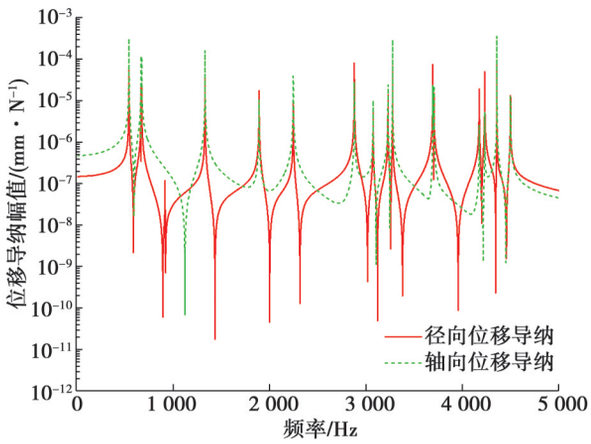


图3　单位径向激励载荷作用下车轮名义接触点处位移导纳

Fig. 3　Displacement admittance of wheel at nominal contact point under unit radial excitation load

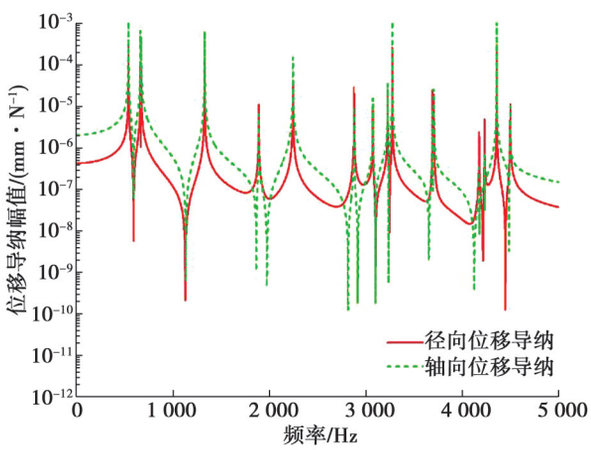


图4　单位轴向激励载荷作用下车轮名义接触点处位移导纳

Fig. 4　Displacement admittance of wheel at nominal contact point under unit axial excitation load

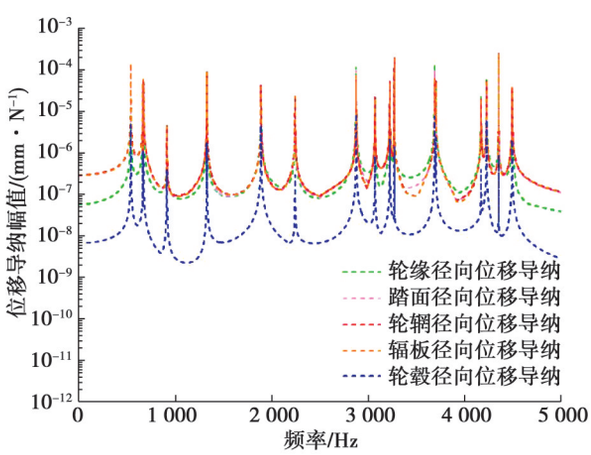


图5　单位径向激励载荷作用下车轮结构径向位移导纳

Fig. 5　Radial displacement admittance of wheel structure under unit radial excitation load

由图5可知，在单位径向激励载荷作用的全频段范围内，轮毂的径向振动位移响应量最小，踏面、辐板和轮辋的响应量较高。在0~600 Hz、4 500~5 000 Hz这2个频段，轮缘和轮毂的径向振动位移响应量显著低于其他部分，而在3 200~4 100 Hz的频段，轮缘的响应量略高于踏面、辐板和轮辋。

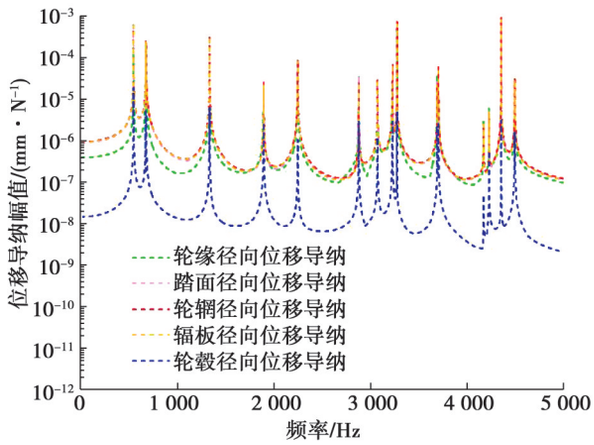


图6　单位轴向激励载荷作用下车轮结构径向位移导纳

Fig. 6　Radial displacement admittance of wheel structure under unit axial excitation load

由图6可知，在单位轴向激励载荷作用的全频段范围内，轮毂的径向振动位移响应量仍最小，踏面、辐板和轮辋的响应量较高。除0~1 300 Hz、3 200~3 700 Hz这2个频段，轮缘和轮毂的响应量显著低于其他部分，在其他频段，踏面、辐板、轮辋、轮缘的径向振动位移响应量基本一致。

综上所述，当车轮名义接触点受到载荷激励时，轮毂的振动位移响应量始终最低，其他部分响应量较高。其中，辐板由于面积较大且厚度较薄，具有显著的柔性特征，其可能成为对车轮整体径向振动位移响应贡献最大的结构部分。这表明辐板的动态特性对车轮的整体振动性能具有重要影响，在相关研究中应重点关注。

2.4　车轮声辐射特性研究

2.4.1　单向振动声学耦合分析法仿真流程设计

结构在外部激励作用下会产生振动响应，并通过结构表面的声学流体面与外部声场耦合，从而辐射噪声。研究团队采用单向振动声学耦合法，将结构模态和谐波响应作为输入，通过结构与流场的耦合计算声学激励，以获得外部声场的声压分布和噪声特性，具体仿真流程如图7所示。

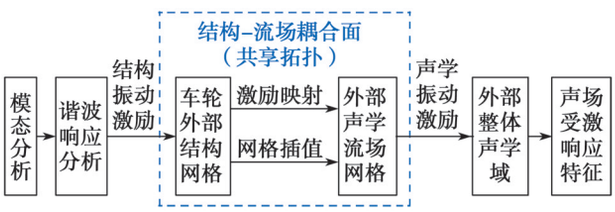


图7　单向振动声学耦合分析法仿真流程

Fig. 7　Simulation process of the unidirectional vibration-acoustic coupling analysis method

2.4.2　车轮-声场耦合模型构建

车轮振动对外部声场激励特征的仿真采用固-流耦

合方法，模型如图8所示。利用SpaceClaim插件建立车轮外部球面声场，并在不同物理场的耦合边界设置共享拓扑，目的是在耦合作用面相交处进行网格划分，同时保证网格与主体曲面在相交处的平滑过渡。

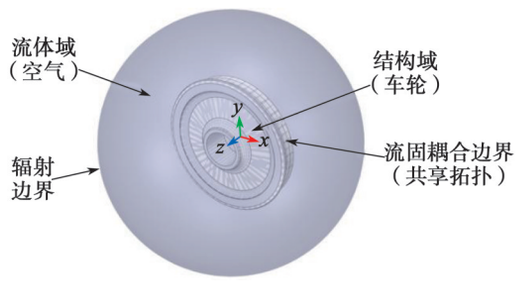


图8　车轮-声场耦合模型

Fig. 8　Wheel-acoustic coupling model

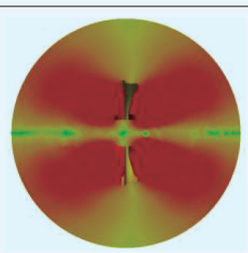
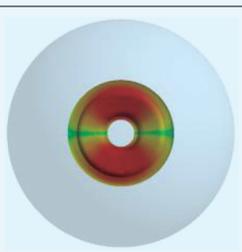
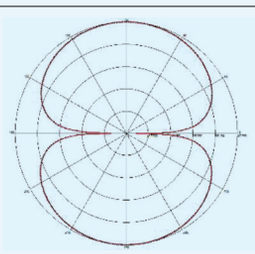
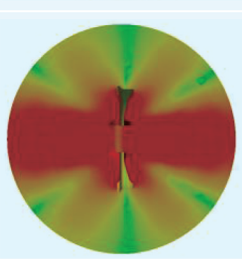
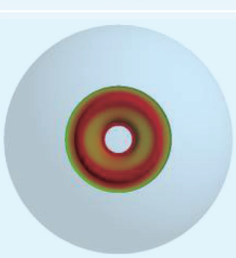
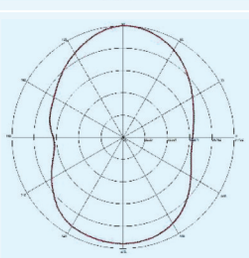
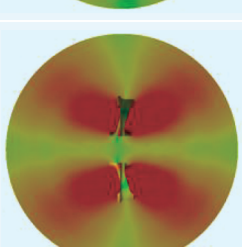
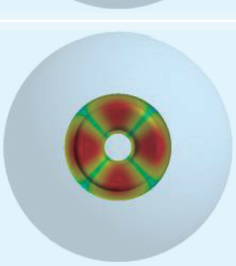
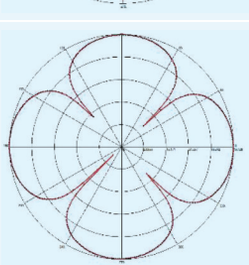
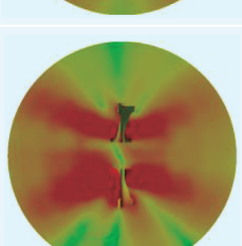
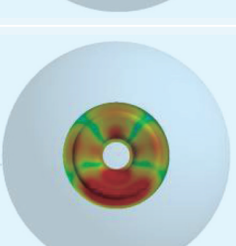
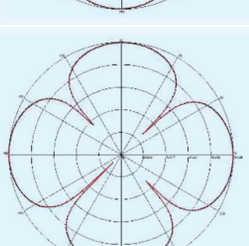
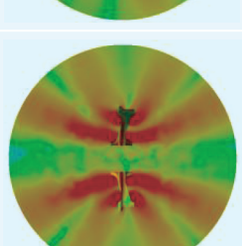
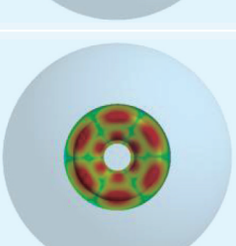
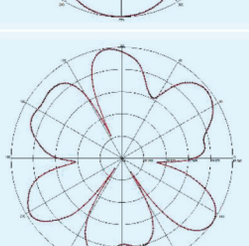
2.4.3　车轮典型模态下声辐射特征分析

声辐射指向性可以通过声压分布表征，描述声源在不同空间方向辐射声压的相对幅值差异[15]。在实际运行过程中，车轮的振动和噪声主要集中于低频段[24]，因此选取前1 500 Hz内的车轮不同模态，计算分析车轮表面声压分布特性、车轮在轴向截面的空间声辐射特征和车轮在平面方向的声指向性，仿真计算结果如表3所示。

由表3可知，在低阶模态下，车轮辐板位置的声压值较大，随着频率升高，声压分布和指向性分布愈发复杂。从平面指向性结果来看，在车轮低阶振动频率范围内，平面指向性主要呈现二极子、四极子和六极子特性；随着频率升高，声指向性的旁瓣数量逐渐增

表3　车轮声辐射特性

Table 3　Acoustic radiation characteristics of wheel

阶次	轴向空间声辐射	表面声压分布	平面指向性
1			
2			
3			
4			
5			

多，车轮声辐射指向性变得更为复杂，并呈现显著的不均匀性和多极性特征。

2.4.4　车轮声功率级

为明确车轮各部分对总体声功率的贡献，研究团队计算其在单位径向激励下的声功率级，计算结果如图 9 所示。

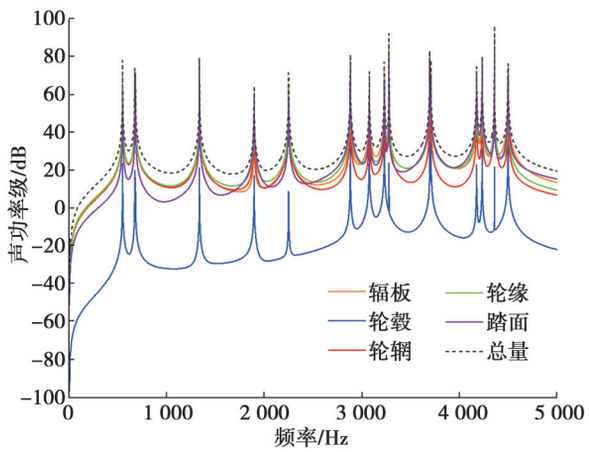


图 9　车轮各组成部分声功率级

Fig. 9　Sound power levels of wheel components

由图 9 可知，车轮辐板、轮毂、轮辋、轮缘、踏面的声功率级曲线变化趋势一致，随着频率的升高，车轮总体声功率级大致呈上升趋势，并在共振模态下产生功率峰值；相较于车轮其他部分，轮毂部分的声功率级对车轮总体声贡献量最小，而辐板与轮缘部分的声功率级在整个计算频段内贡献量较高，因此车轮振动噪声主要来源于辐板和轮缘。

3　钢轨振声分析

3.1　有限元模型

轨道的有限元模型依据 TB 10625—2017《重载铁路设计规范》[19]建模，参考正线轨道的长定尺螺栓孔钢轨设计，适用于年通过总质量小于 250 Mt、设计轴重小于 300 kN 的非站线轨道参数。钢轨主要参数：密度为 7.85×10^3 kg/m^3，弹性模量为 2.1×10^5 MPa，泊松比为 0.3。考虑到计算效率及设计规范要求，建立了轨枕间距为 0.6 m、长度为 12.6 m 的钢轨模型，如图 10 和图 11 所示。

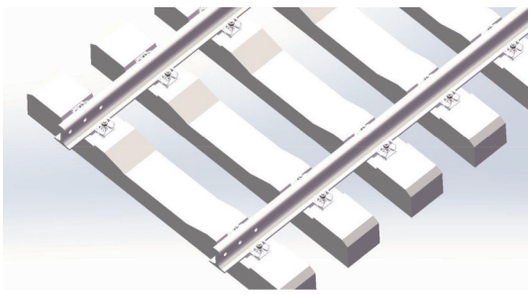


图 10　轨道原始模型

Fig. 10　Original model of track

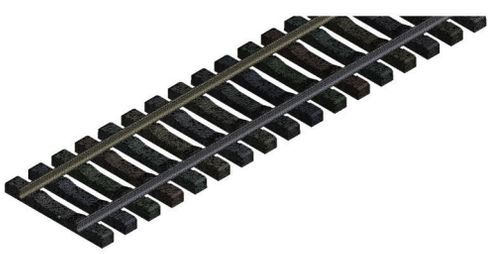


图 11　轨道有限元模型（几何简化）

Fig. 11　Finite element model of track (geometric simplification)

3.2　钢轨谐响应分析

为研究钢轨主模态的谐响应振动特性，模型采用弹簧阻尼单元模拟扣件对钢轨的约束和道床对轨枕的弹性约束，同时在钢轨两端接头螺栓孔处施加固定约束；在模型中部节点施加垂向单位力进行谐响应分析，计算 0~1 500 Hz 内钢轨的垂向位移导纳幅值特性，结果如图 12 所示。

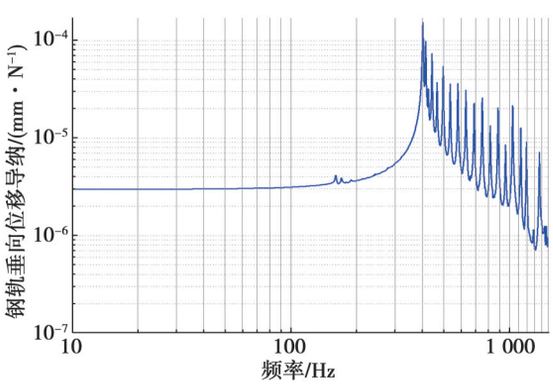
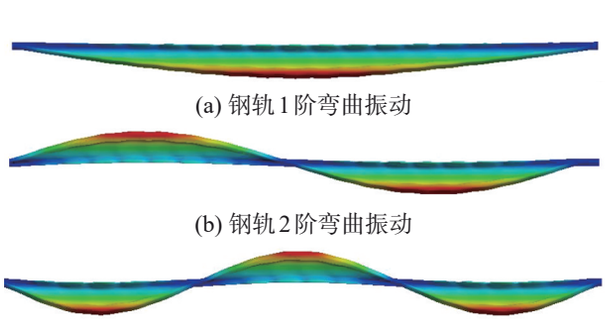


图 12　钢轨垂向位移导纳

Fig. 12　Vertical displacement admittance of rail

由图 12 可知，在频率 1 500 Hz 以下，钢轨出现多个显著的共振峰值。在 160~170 Hz 频段，幅频特性曲线呈现小幅波动，其中频率 160 Hz 处为钢轨的 1 阶弯曲振动，振型如图 13(a)所示；频率 164 Hz 处对应 2 阶弯曲振动，振型如图 13(b)所示；频率 170 Hz 处对应 3 阶弯曲振动，振型如图 13(c)所示。



(a) 钢轨 1 阶弯曲振动

(b) 钢轨 2 阶弯曲振动

(c) 钢轨 3 阶弯曲振动

图 13　钢轨低阶弯曲振动

Fig. 13　Low-order bending vibration of rail

在 400~1 500 Hz 频段，幅频特性曲线显示共振峰

值分布较为密集。当频率在400 Hz左右时，钢轨表现出显著的高阶弯曲振动形式，其振型如图14所示。随着振动频率的升高，受钢轨刚度分布影响，弯曲振动阶数逐渐增加。当共振频率达到1 132 Hz时，轨道系统表现出典型的pinned-pinned共振振型，如图15所示，此时钢轨在扣件扣压位置的振动位移接近于零，而在相邻扣件跨中位置的振动位移幅值达到最大。

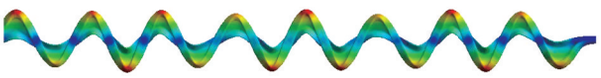


图14　钢轨高阶弯曲振动

Fig. 14　High-order bending vibration of rail

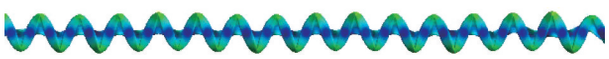


图15　钢轨pinned-pinned弯曲振动

Fig. 15　Bending vibration of rail in pinned-pinned mode

3.3　钢轨声辐射特性分析

3.3.1　主要模态下钢轨声压分布

由钢轨谐响应计算结果可知，钢轨振型随着频率的升高，从一阶弯曲模态逐渐向高阶弯曲模态转变，而pinned-pinned模态是钢轨跨中段的典型共振模态。因此，研究团队选取上述2种振型模态构建外部声场包络域，进一步开展声辐射特性分析。图16、图17分别展示了在一阶弯曲模态和pinned-pinned模态下，钢轨表面与外部声场声压级分布云图。

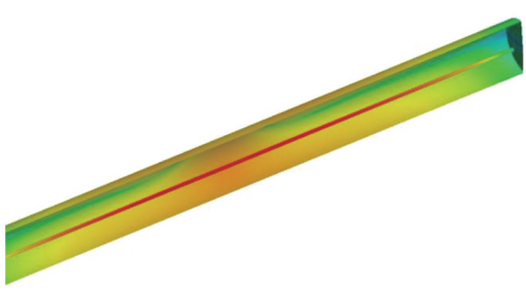


图16　钢轨1阶弯曲声压分布

Fig. 16　Sound pressure distribution of rail under first-order rail bending

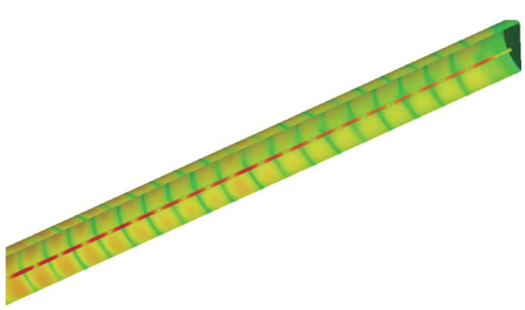


图17　钢轨pinned-pinned声压分布

Fig. 17　Sound pressure distribution of rail in pinned-pinned mode

由图16和图17可知，在一阶弯曲模态下，钢轨表面与声场的声压值在钢轨中部区域达到峰值，这主要是由于该模态下钢轨中部的振动响应幅值较大；而在pinned-pinned模态下，钢轨表面与外部声场呈现明显的周期性声压分布特征，原因是在该模态下钢轨承受较强的边界约束，支撑部分的振动位移相对较小，跨中区域的振动幅值达到最大。

3.3.2　钢轨整体声辐射功率级

图18展示了钢轨不同位置在0~1 500 Hz频段的等效声功率级。

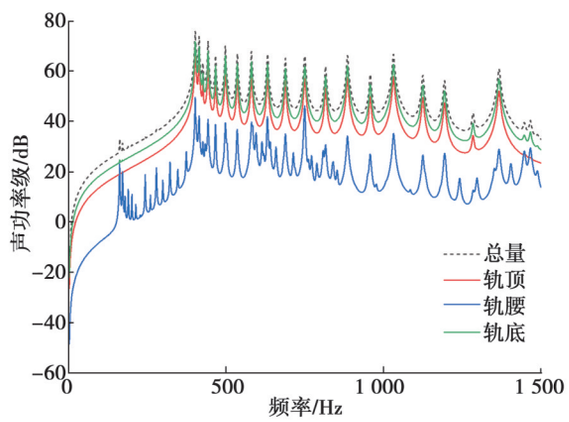


图18　钢轨各组成部分声功率级

Fig. 18　Sound power levels of rail components

从整体声功率贡献来看，轨顶与轨底部分的声功率贡献量显著高于轨腰；在钢轨低阶弯曲振动频率下，轨顶振动幅值较大，因此在该模态频段内轨顶对外部声场声压的贡献量略高于轨底。

3.4　扣件垂向刚度变化对钢轨振声特性的影响

扣件系统中的弹性垫层是连接轨枕与钢轨的重要组成部分，在车辆运行过程中其长期承受轮轨振动载荷，可能出现破坏或松动现象[25]，从而影响车辆运行安全性。针对重载铁路常见扣件类型[19, 22]，研究团队将扣件垫层垂向刚度梯度设定为60、80、100、120、140 kN/mm 5种工况，图19、图20分别展示了钢轨垂向位移导纳和等效声辐射功率级随扣件刚度与频率的变化规律。

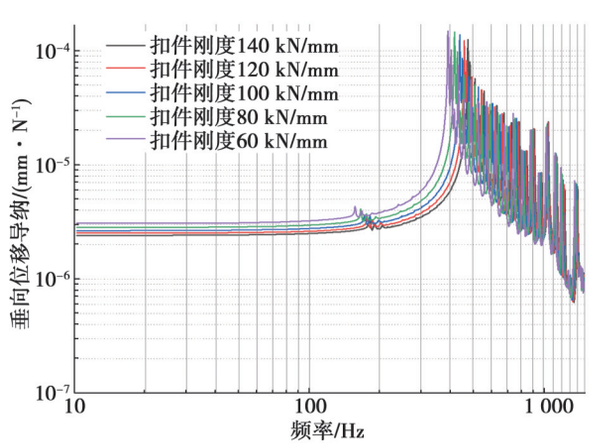


图19　不同刚度扣件下钢轨垂向位移导纳

Fig. 19　Vertical displacement admittance of rail at different fastener stiffness values

由图 19 可知，随着扣件垂向刚度的降低，钢轨低频范围内的一阶弯曲模态频率逐步下降，振动幅值显著增加，而扣件刚度变化对 500 Hz 以上的振动频率和振幅影响相对较小。在 0~300 Hz 低频区间，钢轨垂向位移的振幅随着扣件垂向刚度的降低而显著上升，这表明扣件刚度对钢轨低频振动特性的调节效果尤为明显。

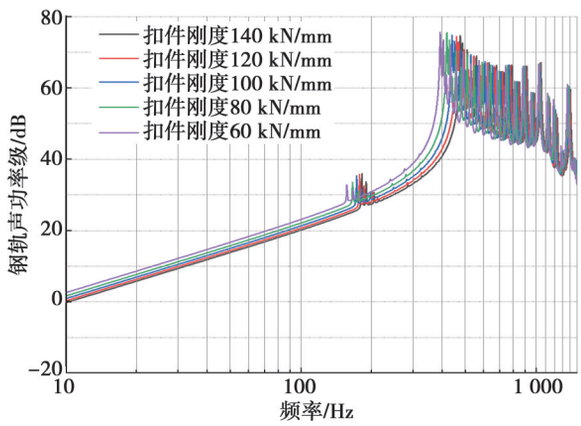


图 20　不同刚度扣件下钢轨声功率级

Fig. 20　Sound power level of rail at different fastener stiffness values

图 20 的声辐射功率级计算结果进一步显示，当钢轨在一阶约束模态频率振动时，随着扣件刚度的降低，整体声辐射功率级呈逐渐增大趋势，并且刚度越小，声功率级增强幅度越明显；与低频振动情况相比，扣件垫层刚度变化对钢轨高阶约束模态振动声辐射功率级的影响相对不显著。

综上所述，在低频段内，钢轨振动幅值随扣件垫层垂向刚度降低而显著增大，整体声功率级也随刚度降低呈增大趋势；在中高频段内，扣件刚度变化对钢轨振动幅值和声功率级的影响具有复杂性，规律不显著；当扣件垫层垂向刚度为 140 kN/mm 时，可有效降低钢轨低频段振动噪声。

4　结论

本文基于单向振声耦合分析的轮轨振声有限元计算模型，研究重载铁路车轮与轨道系统的振动和声辐射特性，主要结论如下：

①在 0~5 000 Hz 频段，车轮位移导纳曲线呈现多处峰值，对应不同模态振型；辐板区域因结构薄弱，振动响应幅值最高；钢轨在 0~1 500 Hz 同样存在多个峰值，其中 1 132 Hz 频率对应 pinned-pinned 约束模态。

②车轮的辐板和轮缘声功率级最高，轮毂最低；在 0~1 500 Hz 频段，轨底声辐射最大，轨顶次之，轨腰最小。

③扣件刚度降低导致钢轨一阶弯曲模态振动幅度增大；钢轨低频范围内的声功率级随刚度降低而增大，高阶模态受影响较小；当扣件垫层垂向刚度为 140 kN/mm 时，有利于降低钢轨低频段振动噪声。

参考文献：

[1] 王开云, 刘鹏飞. 车辆蛇形运动状态下重载铁路轮轨系统振动特性[J]. 工程力学, 2012, 29(1): 235-239.
Wang Kaiyun, Liu Pengfei. Characteristics of dynamic interaction between wheel and rail due to the hunting montion on heavy-haul railway[J]. Engineering Mechanics, 2012, 29(1): 235-239.

[2] 周佐斌, 吴兴文, 池茂儒. 地铁车辆轮轨耦合振动特性研究[J]. 机车电传动, 2022(2): 163-170.
Zhou Zuobin, Wu Xingwen, Chi Maoru. Research on wheel/rail coupled vibration of metro cars[J]. Electric Drive for Locomotives, 2022(2): 163-170.

[3] Shi Yixuan, Mao Qingzhou, Dai Huanyun, et al. Research on abnormal vibration of high-speed train based on wheel-rail coupling modal analysis[J]. Vehicle System Dynamics, 2025,63(3):457-474.DOI:10.1080/00423114.2024.2344857.

[4] 陈美, 翟婉明, 閤鑫, 等. 高速铁路多边形车轮通过钢轨焊接区的轮轨动力特性分析[J]. 科学通报, 2019, 64(25): 2573-2582.
Chen Mei, Zhai Wanming, Ge Xin, et al. Analysis of wheel-rail dynamic characteristics due to polygonal wheel passing through rail weld zone in high-speed railways[J]. Chinese Science Bulletin, 2019, 64(25): 2573-2582.

[5] Lu Xueyu, Lu Zhengqiao, Lin Lizong. Numerical analysis and optimization of wheel vibrations and radiation noises of the high-speed train[J]. Journal of Vibroengineering, 2016, 18(6): 4002-4014. DOI: 10.21595/jve.2016.17170.

[6] Hou Bowen, Li Jiajing, Gao Liang, et al. Multi-source coupling based analysis of the acoustic radiation characteristics of the wheel-rail region of high-speed railways[J]. Entropy, 2021, 23(10): 1328. DOI: 10.3390/e23101328.

[7] He Bin, Xiao Xinbiao, Jin Xuesong, et al. Vibro-acoustic radiation characteristics analysis of railway vehicle wheel with damping ridges based on modal strain energy[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 24(6): 1056. DOI: 10.3901/CJME.2011.06.1056.

[8] 查国涛, 傅荣, 傅亮, 等. 列车车轮降噪设计及声辐射分析[J]. 机车电传动, 2018(4): 28-32.
Zha Guotao, Fu Rong, Fu Liang, et al. Sound radiation analysis and noise reduction design of railway wheel[J]. Electric Drive for Locomotives, 2018(4): 28-32.

[9] 方锐, 肖新标, 金学松. 辐板型式和轮轨接触点位置对车轮声辐射特性的影响[J]. 振动与冲击, 2009, 28(1): 112-117.
Fang Rui, Xiao Xinbiao, Jin Xuesong. Effects of web shape and contact position on sound radiation characteristic of railway wheel[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(1): 112-117.

[10] Hao Nini, Sun Xinming, Zhang Mengchao, et al. Vibration and noise analysis and experimental study of rail conveyor [J]. Sensors, 2023, 23(10): 4867. DOI: 10.3390/s23104867.

[11] 易豪. 高速列车车轮振动噪声特性研究[J]. 机械研究与应用, 2024, 37(6): 112-116.
Yi Hao. Study on sound radiation characteristics of high-speed train wheels[J]. Mechanical research & application, 2024, 37(6): 112-116.

[12] 石君龙, 常雄芬, 齐晓轩, 等. 高频振动下轮轨噪声的特性分析[J]. 石家庄铁道大学学报(自然科学版), 2023, 36(4): 41-47.
Shi Junlong, Chang Xiongfen, Qi Xiaoxuan, et al. Characteristic analysis of wheel-rail noise under high-frequency vibration[J]. Journal of Shijiazhuang Tiedao University(natural science edition), 2023, 36(4): 41-47.

[13] 罗乐, 郑旭, 吕义, 等. 高速列车车轮及轮对的声辐射特性[J]. 吉林大学学报(工学版), 2016, 46(5): 1464-1470.
Luo Le, Zheng Xu, Lyu Yi, et al. Sound radiation characteristics of high-speed train wheel and wheelsets[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2016, 46(5): 1464-1470.

[14] 张洪军, 王钟辉, 徐育敏, 等. 高速列车转向架区域远场气动噪声计算方法探究[J]. 机车电传动, 2024(3): 53-60.
Zhang Hongjun, Wang Zhonghui, Xu Yumin, et al. Exploration of computational method for far-field aerodynamic noise from bogie zone of high-speed train[J]. Electric Drive for Locomotives, 2024(3): 53-60.

[15] 韩立, 辜小安, 伍向阳, 等. 基于预应力的高速列车车轮振动声辐射特性[J]. 中国铁道科学, 2019, 40(6): 86-94.
Han Li, Gu Xiaoan, Wu Xiangyang, et al. Vibration and acoustic radiation characteristics of high-speed train wheels based on prestress[J]. China Railway Science, 2019, 40(6): 86-94.

[16] 高淑英, 沈火明. 振动力学[M]. 2 版. 北京: 中国铁道出版社, 2016.
Gao Shuying, Shen Huoming. Vibration mechanics[M]. 2nd ed. Beijing: China Railway Publishing House, 2016.

[17] 黄其柏. 工程噪声控制学[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1999.
Huang Qibo. Noise control in engineering[M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 1999.

[18] 周炬, 苏金英. ANSYS Workbench 有限元分析实例详解(动力学)[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2019.
Zhou Ju, Su Jinying. Detailed explanation of ANSYS Workbench finite element analysis examples(dynamics)[M]. Beijing: Posts & Telecom Press, 2019.

[19] TB 10625—2017 重载铁路设计规范[S].
TB 10625—2017 Code for design of heavy haul railways[S].

[20] 佚名. 铁路主要技术政策[J]. 司法业务文选, 2013(14): 41-48.
Anon. Major technical policies of railways[J]. New Laws and Regulations, 2013(14): 41-48.

[21] GB/T 2585—2021 铁路用热轧钢轨[S].
GB/T 2585—2021 Hot-rolled steel rails for railway[S].

[22] TB/T 3519—2018 客货共线铁路扣件通用技术条件[S].
TB/T 3519—2018 General requirements of fastening systems for mixed traffic railways[S].

[23] 向英杰. 基于多模型耦合的重载铁路线路缺陷轮轨振声特性研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2024.
Xiang Yingjie. Research on defect vibration and sound characteristics of wheel-rail on heavy-haul railway lines based on multi-model coupling[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2024.

[24] Song Zhikun, Wang Faming, Hu Xiaoyi, et al. Influences of wheel polygon amplitude on wheel-rail vibration and sound radiation[J]. Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, 2023, 42(2): 477-495. DOI: 10.1177/14613484231152850.

[25] 罗仁, 石怀龙. 铁道车辆系统动力学及应用[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2018.
Luo Ren, Shi Huailong. Dynamics of railway vehicle systems and application[M]. Chengdu: Southwest Jiaotong University Press, 2018.

Analysis of vibration and noise characteristics of wheel-track systems for heavy-haul railways

HE Jie[1], ZHANG Yufan[2], XIANG Yingjie[2], ZHANG Weihua[2], SONG Dongli[2], CUI Wang[2]

(1. China Energy Railway Equipment Co., Ltd., Beijing 100011, China;
2. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: To support noise control and track design optimization for heavy-haul railways, this paper systematically investigates vibration and acoustic radiation characteristics of wheels and rails by establishing a finite element model of the wheel-track system and applying an analysis method based on weak structural-acoustic coupling. The results show that wheel vibratory responses originate mainly in the webs, which have significantly higher sound power levels than the flanges and hubs; the rails exhibit a pinned-pinned mode at 1 132 Hz, which is identified the main source of track noise. Further exploration reveals that reducing the vertical stiffness of the fasteners significantly increases rail vibration amplitude and sound power level in the low-frequency range, while producing a relatively small impact on high-frequency characteristics. The paper also analyzes the acoustic characteristics of wheels and rails and quantitatively assesses the influence of fastener stiffness changes on both vibration and noise.

Keywords: heavy-haul railway; structural-acoustic coupling; wheel web; pinned-pinned mode; fastener stiffness optimization; finite element

收稿日期：2025-04-27；修回日期：2025-09-23
责任编辑：许　浩