

小半径曲线地铁A型车与扣件刚度匹配研究

王 启¹, 付和林^{2*}

¹成都轨道交通产业技术研究院有限公司, 四川 成都

²成都轨道交通集团有限公司, 四川 成都

收稿日期: 2026年3月2日; 录用日期: 2026年3月21日; 发布日期: 2026年4月1日

摘 要

本文通过建立地铁车辆-轨道耦合动力学模型, 研究了地铁A型车在小半径曲线运行时扣件刚度对轮轨动力相互作用和列车运行品质的影响规律。研究表明, 合理的扣件刚度能够有效降低轮轨动力相互作用, 增大扣件刚度有利于车轨系统的低频稳定性, 但会加剧轮轨高频冲击。提出了不同曲线半径下的最优扣件刚度取值: 400 m半径曲线建议取30~35 MN/m, 600 m半径曲线建议取25~30 MN/m, 800 m半径曲线建议取23~28 MN/m, 1000 m半径曲线及直线建议取20~25 MN/m。总的来说曲线半径越小, 扣件合理刚度应设置得越大, 以综合提升列车运行平稳性和缓和轮轨动力相互作用。

关键词

地铁, 车轨刚度匹配, 数值计算, 小半径曲线, 车辆-轨道耦合动力学, 扣件刚度优化

Study on the Matching of Stiffness between Metro Type A Vehicles and Fasteners in Small Radius Curve Sections

Qi Wang¹, Helin Fu^{2*}

¹Chengdu Rail Transit Industry Technology Research Co., Ltd., Chengdu Sichuan

²Chengdu Rail Transit Group Co., Ltd., Chengdu Sichuan

Received: March 2, 2026; accepted: March 21, 2026; published: April 1, 2026

Abstract

This study established a metro vehicle-track coupled dynamics model to investigate the influence

*通讯作者。

of fastener stiffness on wheel-rail dynamic interaction and train operational quality for Type A metro vehicles operating on small-radius curves. The results indicate that appropriate fastener stiffness effectively reduces wheel-rail dynamic interaction. Increasing fastener stiffness improves low-frequency stability of the vehicle-track system but intensifies high-frequency wheel-rail impact. Optimal fastener stiffness values were proposed for different curve radii: 30~35 MN/m for 400 m curves, 25~30 MN/m for 600 m curves, 23~28 MN/m for 800 m curves, and 20~25 MN/m for 1000 m curves and straight sections. In general, smaller curve radii require higher fastener stiffness to enhance ride comfort and mitigate wheel-rail dynamic interaction.

Keywords

Subway, Vehicle-Track Stiffness Matching, Numerical Calculation, Small-Radius Curves, Vehicle-Track Coupled Dynamics, Fastener Stiffness Optimization

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着城市化进程的加速和公共交通需求的日益增长,地铁作为一种高效、便捷的交通工具,在现代城市中扮演着越来越重要的角色。然而,地铁线路中不可避免地存在大量小半径曲线段,这些区段由于曲率半径小、线路条件复杂,往往成为轮轨动力相互作用剧烈的区域。这不仅影响了列车运行的平稳性和乘坐舒适性,还加剧了轮轨磨耗,增加了运营维护成本,甚至威胁行车安全。

扣件作为连接钢轨和轨道的关键部件,其刚度特性直接影响着轮轨动力相互作用特性。合理的扣件刚度能够有效降低轮轨动力相互作用,缓和轮轨磨耗,延长轮轨使用寿命。近年来,很多学者围绕如何确定扣件合理刚度问题开展研究,并取得了一定的成果。和振兴[1],孙建树等[2]采用三维车辆-轨道耦合动力学模型,研究了减振扣件的刚度值对车辆轨道系统动力学响应及减振效果的影响,提出了合理的减振扣件刚度范围。谢甜等[3]采用多体动力学软件和有限元方法分析了支承块式无轨道市域铁路扣件刚度和块下刚度组合下的最佳取值。王宇[4]通过 ANSYS/LS-DYNA 软件建立车辆-轨道耦合系统模型,分析不同扣件系统垂向刚度对轮轨动力性能的影响,提出了弹性分开式扣件的最优刚度。

然而,现有文献关于地铁列车与轨道扣件刚度匹配性的研究多集中于直线段,未能充分考虑小半径曲线这一特殊工况下地铁列车与扣件刚度的合理匹配问题。因此,开展小半径曲线地铁列车与轨道扣件刚度匹配性研究,对于优化轮轨关系、降低轮轨动力相互作用、缓解轮轨磨耗具有重要的理论意义和工程应用价值。本文旨在系统研究不同小半径曲线条件下扣件刚度对轮轨动力相互作用和列车运行品质的影响规律,最终提出小半径曲线地铁列车与轨道扣件刚度的最优匹配方案,为提升地铁运营安全性和经济性提供理论依据和技术支持。

2. 车辆-轨道耦合动力学模型

本文建立了地铁车辆-轨道耦合动力学模型[5],如图 1 所示,参数见表 1。车辆系统模型基于多刚体动力学理论构建,每节车包含一个车体、两个构架和四个轮对;连接各部件的悬挂系统模拟为弹簧-阻尼单元;每个刚体部件考虑横向、垂向、侧滚、摇头以及点头五个方向的运动,因此整个系统共包含 35 个自由度[6]。

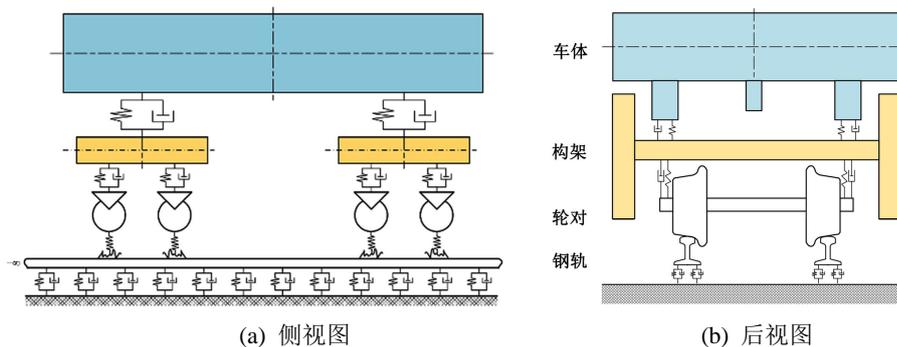


Figure 1. Vehicle-track coupled dynamic model
图 1. 车辆 - 轨道耦合动力学模型

Table 1. Main dynamic parameters of the vehicle and track systems
表 1. 车辆及轨道系统主要动力学参数表

参数	单位	数值
车体/构架/轮对质量	kg	31497/3172/1900
车体 x/y/z 方向转动惯量	t·m ²	108.1/772.5/701.5
构架 x/y/z 方向转动惯量	kg·m ²	2124/1971/3209
轮对 x/y/z 方向转动惯量	kg·m ²	904/149/904
一系悬挂纵向/横向/垂向刚度	MN/m	8.13/5.61/1.32
一系悬挂纵向/横向/垂向阻尼	kN·s/m	0/0/52.6
二系悬挂纵向/横向/垂向刚度	MN/m	0.18/0.18/0.35
二系悬挂纵向/横向/垂向阻尼	kN·s/m	4.6/4.6/13.5
钢轨 CHN60	-	-

车辆子系统动力学方程为:

$$M_v \ddot{X}_v = F_{vint} + F_{vext} \tag{1}$$

式中, M_v 为车辆系统的质量矩阵; X_v 为车辆系统的位移列向量; F_{vint} 为车辆系统内部各刚体间的相互作用力向量; F_{vext} 为车辆系统外部荷载向量, 如重力、轮轨力等。

本文研究整体道床轨道, 当列车通过曲线时, 经典车辆 - 轨道耦合动力学模型中曲线通过效应主要体现于车辆的运动方程中, 而曲线钢轨本身则采用以“直”代“曲”的建模方法, 忽略了钢轨实际曲率对车轨耦合系统振动特征的影响。本文中钢轨的振动采用曲梁运动方程, 可以更加真实地考虑曲线钢轨的曲率对轮轨耦合振动的影响[7]。

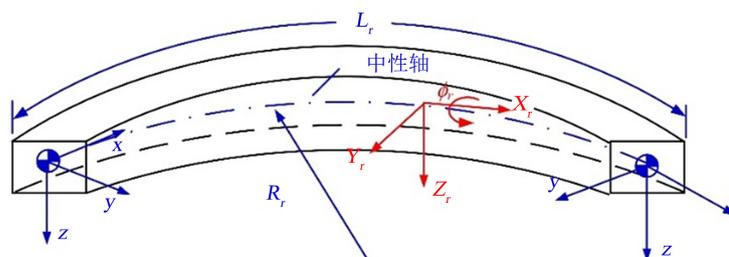


Figure 2. Schematic of the curved beam structure and coordinate system
图 2. 曲梁结构示意图及坐标系

图 2 为一曲梁结构示意图(以钢轨为例), 其中 R_r 、 L_r 和 Θ 分别表示曲梁的半径、长度和圆心角。在曲梁的质心位置处建立空间直角坐标系, z 轴竖直向下, y 轴指向圆心, x 轴与梁中性轴相切。图示的欧拉曲梁包含四个独立自由度, 即沿轴向(x)、径向(y)和垂向(z)的平动运动, 分别表示为 $X_r(x, t)$ 、 $Y_r(x, t)$ 和 $Z_r(x, t)$; 以及关于轴向的扭转运动, 表示为 $\Phi_r(x, t)$ 。引入坐标变换 $x = R_r\theta$ 和无量纲坐标 $\xi = \theta/\Theta \in [0, 1]$, 可以得到以下曲梁振动方程:

面内振动:

$$\begin{cases} m_r \frac{\partial^2 X_r}{\partial t^2} - \alpha_1 \frac{\partial^2 X_r}{\partial \xi^2} - \alpha_2 \frac{\partial^3 Y_r}{\partial \xi^3} + \alpha_3 \frac{\partial Y_r}{\partial \xi} = q_x \\ m_r \frac{\partial^2 Y_r}{\partial t^2} + \alpha_5 \frac{\partial^4 Y_r}{\partial \xi^4} + \alpha_6 \frac{\partial^2 Y_r}{\partial \xi^2} + \alpha_7 Y_r - \alpha_4 \frac{\partial X_r}{\partial \xi} = q_y \end{cases} \quad (2)$$

面外振动:

$$\begin{cases} m_r \frac{\partial^2 Z_r}{\partial t^2} + \left[\beta_1 \frac{\partial^4 Z_r}{\partial \xi^4} - \beta_2 \frac{\partial^2 Z_r}{\partial \xi^2} \right] - \beta_3 \frac{\partial^2 \Phi_r}{\partial \xi^2} = q_z \\ \rho_r I_{r0} \frac{\partial^2 \Phi_r}{\partial t^2} - \left[\beta_4 \frac{\partial^2 \Phi_r}{\partial \xi^2} - \beta_5 \Phi_r \right] - \beta_3 \frac{\partial^2 Z_r}{\partial \xi^2} = m_x \end{cases} \quad (3)$$

其中

$$\begin{aligned} & [\alpha_1 \quad \alpha_2 \quad \alpha_3 \quad \alpha_4 \quad \alpha_5 \quad \alpha_6 \quad \alpha_7] \\ & = \left[\frac{E_r A_r}{\Theta^2 R_r^2} \quad \frac{E_r I_{rz}}{\Theta^3 R_r^4} \quad \frac{E_r I_{rz}}{\Theta R_r^4} \quad \frac{E_r A_r}{\Theta R_r^2} \quad \frac{E_r A_r}{\Theta R_r^2} \quad \frac{E_r I_{rz}}{\Theta^4 R_r^4} \quad \frac{E_r I_{rz}}{\Theta^2 R_r^4} \quad \frac{E_r A_r}{R_r^2} \right] \end{aligned} \quad (4)$$

$$[\beta_1 \quad \beta_2 \quad \beta_3 \quad \beta_4 \quad \beta_5] = \begin{bmatrix} E_r I_r & G_r I_{rt} & E_r I_{ry} + G_r I_{rt} & & \\ \Theta^4 R_r^4 & \Theta^2 R_r^4 & \Theta^2 R_r^3 & \frac{G_r I_{rt}}{\Theta^2 R_r^2} & \frac{E_r I_{ry}}{R_r^2} \end{bmatrix} \quad (5)$$

对曲梁面内和面外振动位移进行分离变量:

$$\begin{cases} X_r(\xi, t) \\ Y_r(\xi, t) \end{cases} = \begin{cases} X_r(\xi) \\ Y_r(\xi) \end{cases} e^{i\omega t} \quad (6)$$

$$\begin{cases} Z_r(\xi, t) \\ \Phi_r(\xi, t) \end{cases} = \begin{cases} Z_r(\xi) \\ \Phi_r(\xi) \end{cases} e^{i\omega t} \quad (7)$$

式中, $X(\xi)$ 、 $Y(\xi)$ 、 $Z(\xi)$ 和 $\Phi(\xi)$ 分别表示曲梁的轴向、径向、垂向和扭转动位移的振型函数。

首先分析曲梁的自由振动, 令式(2)和(3)中 $q_x = q_y = q_z = m_x = 0$, 并将式(6)和(7)代入消去 $e^{i\omega t}$ 之后可以得到:

$$\begin{cases} \alpha_1 X_\xi'' + \alpha_2 Y_\xi''' + \alpha_3 Y_\xi' = -\omega^2 m_r X \\ \alpha_5 Y_\xi'''' + \alpha_6 Y_\xi'' + \alpha_7 Y - \alpha_4 X_\xi' = \omega^2 m_r Y \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} \beta_1 Z_\xi'''' - \beta_2 Y_\xi'' - \beta_3 \Phi_\xi'' = \omega^2 m_r Z_\xi \\ \beta_4 \Phi_\xi'''' - \beta_5 Y \Phi_\xi + \beta_3 Z_\xi'' = -\omega^2 \rho_r I_{r0} \Phi_\xi \end{cases} \quad (9)$$

为了满足简支边界条件, 将曲梁面内振型 $\{X_k(\xi) Y_k(\xi)\}$ 和面外振型 $\{Z_k(\xi) \Phi_k(\xi)\}$ 分别展开为如下正弦级数:

$$\begin{cases} X_k(\xi) \\ Y_k(\xi) \end{cases} = \sum_{n=1}^{N_{in}} \begin{cases} b_{nk} \\ c_{nk} \end{cases} \sin(n\pi\xi) \quad (10)$$

$$\begin{cases} X_k(\xi) \\ Y_k(\xi) \end{cases} = \sum_{n=1}^{N_{\text{In}}} \begin{cases} b_{nk} \\ c_{nk} \end{cases} \sin(n\pi\xi) \quad (11)$$

式中, b_{nk} 、 c_{nk} 、 d_{nk} 和 e_{nk} 表示待求的振型系数; N_{In} 和 N_{Out} 分别表示面内和面外模态截断数。将式(10)和(11)分别代入式(8)和(9), 方程两边同时乘以 $\sin(m\pi\xi)$ 并在区间 $[0, 1]$ 积分后可整理为如下矩阵形式:

$$(\mathbf{K}_{\text{rIn}} - \omega^2 \mathbf{M}_{\text{rIn}}) \mathbf{U}_{\text{In}} = \left(\begin{bmatrix} \mathbf{K}^{xx} & \mathbf{K}^{yy} \\ \mathbf{K}^{yx} & \mathbf{K}^{yy} \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M}^{xx} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}^{yy} \end{bmatrix} \right) \mathbf{U}_{\text{In}} = \mathbf{0} \quad (12)$$

$$(\mathbf{K}_{\text{rOut}} - \omega^2 \mathbf{M}_{\text{rOut}}) \mathbf{U}_{\text{Out}} = \left(\begin{bmatrix} \mathbf{K}^{\phi\phi} & \mathbf{K}^{\phi z} \\ \mathbf{K}^{z\phi} & \mathbf{K}^{zz} \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M}^{\phi\phi} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}^{zz} \end{bmatrix} \right) \mathbf{U}_{\text{Out}} = \mathbf{0} \quad (13)$$

根据式(12)和(13)可以求得曲梁的自由振动频率和振型函数, 下面将进一步求解曲梁的受迫振动方程。根据振型叠加法, 将曲梁面内和面外位移展开为:

$$\begin{cases} X_r(\xi, t) \\ Y_r(\xi, t) \end{cases} = \sum_{k=1}^{N_{\text{In}}} \begin{cases} X_k(\xi) \\ Y_k(\xi) \end{cases} T_{\text{In}k}(t) = \sum_{k=1}^{N_{\text{In}}} \sum_{n=1}^{N_{\text{In}}} \begin{cases} b_{nk} \\ c_{nk} \end{cases} \sin(n\pi\xi) T_{\text{In}k}(t) \quad (14)$$

$$\begin{cases} Z_r(\xi, t) \\ \Phi_r(\xi, t) \end{cases} = \sum_{k=1}^{N_{\text{Out}}} \begin{cases} Z_k(\xi) \\ \Phi_k(\xi) \end{cases} T_{\text{Out}k}(t) = \sum_{k=1}^{N_{\text{Out}}} \sum_{n=1}^{N_{\text{Out}}} \begin{cases} d_{nk} \\ e_{nk} \end{cases} \sin(n\pi\xi) T_{\text{Out}k}(t) \quad (15)$$

式中, $T_{\text{In}k}$ 和 $T_{\text{Out}k}$ 分别表示面内和面外振动的正则坐标。

将式(14), (15)分别代入式(12)和(13), 两边分别乘以向量 $L_r \{X_h, Y_h\}$ 和 $L_r \{Z_h, \Phi_h\}$, 并在区间 $[0, 1]$ 内积分, 最终化简得到模态坐标系下的曲梁受迫振动方程:

$$\begin{cases} T_{\text{In}k}(t) \\ T_{\text{Out}k}(t) \end{cases} + \begin{bmatrix} \omega_{\text{In}k}^2 & 0 \\ 0 & \omega_{\text{Out}k}^2 \end{bmatrix} \begin{cases} T_{\text{In}k}(t) \\ T_{\text{Out}k}(t) \end{cases} = \begin{cases} \frac{\int_0^1 q_x(\xi, t) X_k L_r d\xi + \int_0^1 q_y(\xi, t) Y_k L_r d\xi}{M_{\text{In}k}} \\ \frac{\int_0^1 q_z(\xi, t) Z_k L_r d\xi + \int_0^1 m_x(\xi, t) \Phi_k L_r d\xi}{M_{\text{Out}k}} \end{cases} \quad (16)$$

式中, $M_{\text{In}k}$ 和 $M_{\text{Out}k}$ 分别表示面内振动和面外振动的振型质量, 有

$$\begin{cases} M_{\text{In}k} = \int_0^1 m_r (X_k^2 + Y_k^2) L_r d\xi \\ M_{\text{Out}k} = \int_0^1 (m_r Z_k^2 + \rho_r I_{r0} \Phi_k^2) L_r d\xi \end{cases} \quad (17)$$

轮轨非线性接触问题的求解, 首先运用迹线法确定轮轨空间接触几何参数; 继而基于 Hertz 非线性弹性接触理论求解轮轨法向力; 最后, 对于轮轨蠕滑力的计算, 先采用 Kalker 线性蠕滑理论进行求解, 再运用沈氏理论进行非线性修正[8]。

3. 评价指标

参照《机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范》[9], 列车运行安全性评价指标有脱轨系数、轮重减载率等。脱轨系数是评价列车运行安全性最重要的性能指标, 一般采用通过轮缘接触侧车轮作用的横向力(Q)与垂向力(P)之比来反映, 其计算公式为:

$$DR = \frac{Q}{P} = \frac{\tan \alpha - \mu}{1 + \mu \tan \alpha} \quad (18)$$

式中, Q 、 P 分别表示作用在车轮上的横向力和垂向力; α 表示轮轨接触点车轮轮缘角; μ 表示轮轨摩擦系数。一般情况下, 脱轨系数的允许上限取为 0.8; 在危险情况下脱轨系数可以取值为 1.0。

车辆在运行过程中, 由于轮轨耦合振动, 车轮会发生轮重减载。车辆在单侧轮重减载过大时候可能直接导致车轮脱轨发生。轮重减载率可以由以下公式进行计算:

$$WR = \frac{\Delta P}{\bar{P}} = \frac{P_2 - P_1}{P_2 + P_1} \quad (19)$$

式中, P_1 和 P_2 分别为两侧车轮的垂向接触力, 假设 $P_2 > P_1$; ΔP 表示轮重减载量; \bar{P} 表示减载侧和增载侧车轮的平均轮重。

车辆的轮重减载率应满足以下限制:

$$\text{危险限度: } \frac{\Delta P}{\bar{P}} < 0.65$$

$$\text{容许限度: } \frac{\Delta P}{\bar{P}} < 0.60$$

此外, 《城市轨道交通工程动态验收技术规范》[10]中规定了整体道床钢轨垂向动态位移限值为 1.5 mm。

除安全性指标外, 还考虑列车运行平稳性指标。通常平稳性指标指的是 Spierling 指标, 分为横向平稳性和垂向平稳性指标。《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》中规定统一用乘坐舒适度来计算平稳性指标, 并用于评价客车和货车的振动, 该公式为:

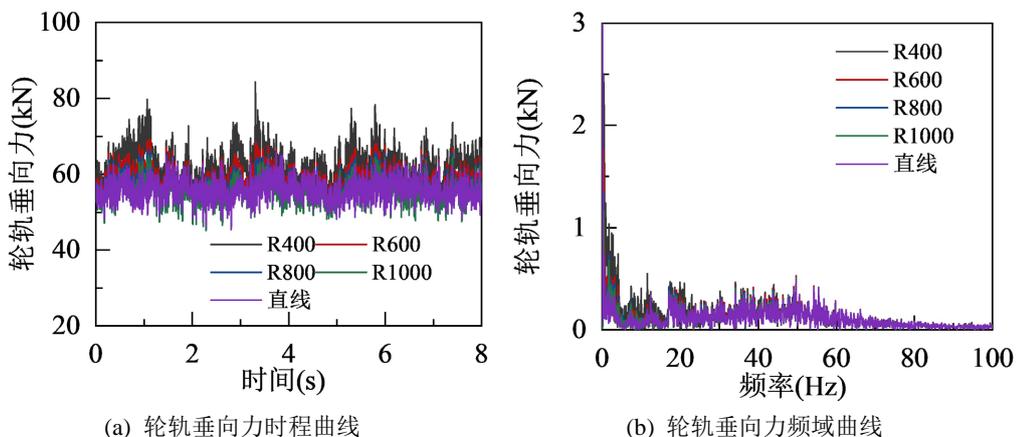
$$W_z = 3.57 \sqrt{\frac{A^3}{f}} F(f) \quad (20)$$

其中, W_z 为平稳性指标; A 为加速度, f 为振动频率; $F(f)$ 为频率修正系数。需要注意 GB/T 5599 中规定横向和垂向平稳性指标采用不同的加权修正系数。

此外, 考虑到轮轨动力相互作用力时车轨系统振动响应的源头, 还应考虑轮轨力作为分析指标。

4. 结果分析

本文选取半径 400 m、600 m、800 m、1000 m 曲线和直线共五种线型, 研究在不同线型上的车辆轨道刚度的匹配性。地铁列车为 A 型车, 列车运行速度为 60 km/h。图 3 展示了列车在不同半径曲线以及直线线路上运行的轮轨动力相互作用力。整体来看, 曲线半径越小, 轮轨相互作用越强烈, 不论是垂向力还是横向力, 不同半径曲线下 20 Hz 以下的低频轮轨力均表现出了明显的差异。而轮轨低频相互作用将显著影响列车运行平稳性, 因此有必要针对不同的曲线半径开展扣件刚度匹配性研究, 以缓和轮轨动力相互作用, 提升列车运行平稳性。



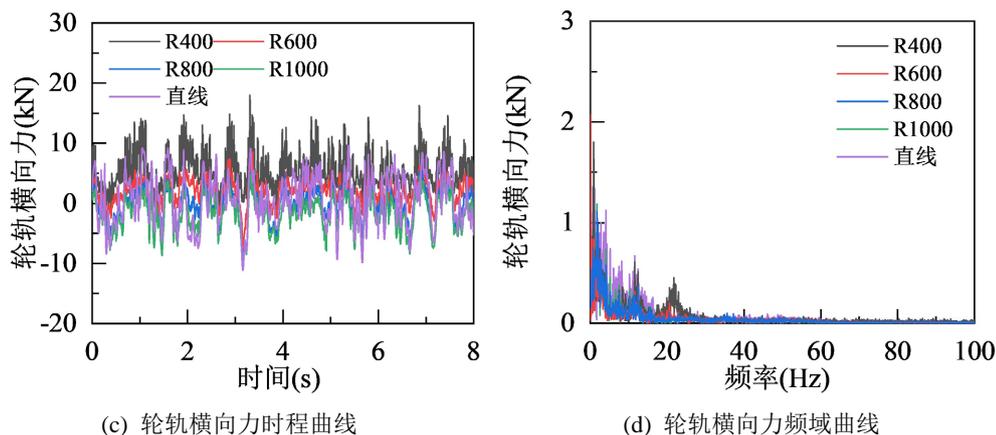
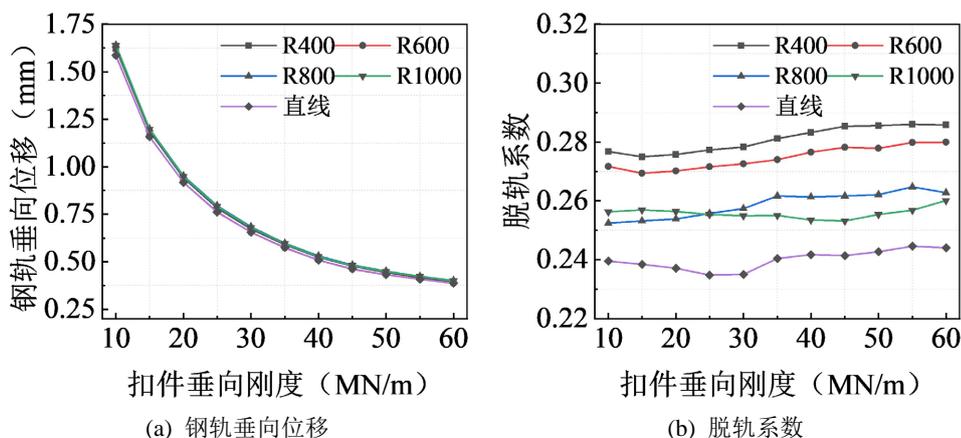
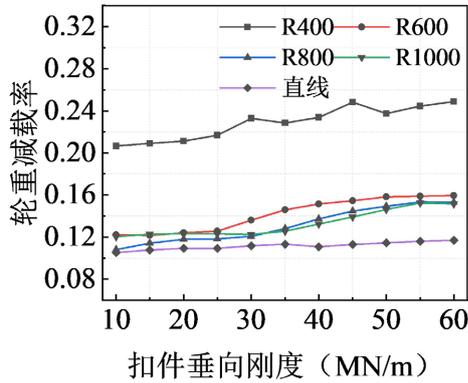


Figure 3. Wheel-rail forces under different curve radii
图 3. 不同半径曲线下的轮轨力

选取钢轨垂向位移、脱轨系数、轮重减载率三个参数最大值作为行车安全性评价指标, 分析不同车轨刚度匹配方案下的行车安全性。根据规范规定, 脱轨系数不超过 0.8, 轮重减载率不超过 0.6。对于整体道床轨道, 钢轨垂向动态位移不超过 1.5 mm。不同曲线半径及直线线型下行车安全性指标与扣件刚度的关系如图 4(a)~(c)所示。

如图 4(a)所示, A 型车在整体道床轨道上运行时, 随着扣件垂向刚度的增加, 钢轨最大垂向位移逐渐减小, 且在同一扣件刚度下, 不同半径曲线的钢轨垂向位移差异不明显。当扣件垂向刚度低于 12 MN/m 时, 钢轨垂向位移会超过 1.5 mm 的安全限值。从图 4(b)可以看出, 在 400~800 m 半径曲线工况下, 随着扣件垂向刚度的增加, 脱轨系数整体呈上升趋势, 但变化幅度较小; 而在 1000 m 半径曲线和直线工况下, 脱轨系数则呈现先下降后上升的趋势。当扣件刚度超过 25 MN/m 时, 可以明显观察到, 在相同扣件刚度下, 曲线半径越小, 脱轨系数越大, 这表明曲线半径的减小会在一定程度上降低行车安全性。图 4(c)展示了列车在不同半径曲线运行过程中轮重减载率随扣件刚度的变化情况。可以看出, 列车在 400 m 半径曲线上的轮重减载率显著高于 600 m 及以上半径曲线的轮重减载率。总体而言, 随着扣件刚度的增加, 不同曲线半径下的轮重减载率也有所上升, 但变化幅度不大。从脱轨系数和轮重减载率的角度来看, 增加扣件刚度会在一定程度上加剧轮轨动力相互作用, 从而对行车安全性产生不利影响。然而, 在合理的刚度取值范围内, 脱轨系数和轮重减载率仍能满足安全限值。但若扣件刚度过低, 则会显著增加钢轨位移。因此, 为确保行车安全性, 扣件刚度应大于 12 MN/m。





(c) 轮重减载率

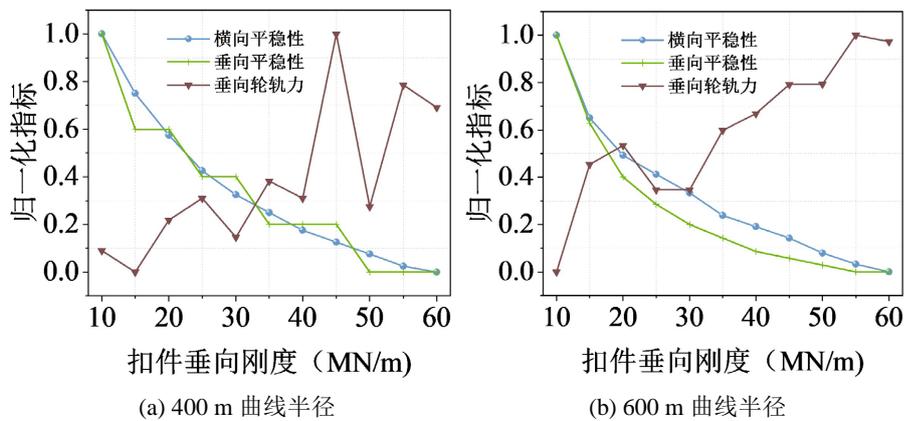
Figure 4. Influence of fastener vertical stiffness on vehicle running safety under different curve radii
图 4. 扣件垂向刚度对不同半径曲线行车安全性影响

进一步基于轮轨力和乘坐舒适度指标开展扣件最佳刚度取值研究。同时为将不同指标缩放到同一尺度下进行量化对比, 本文将依据轮轨垂向力、列车横向和垂向平稳性的归一化指标开展车轨系统刚度匹配分析。归一化指标的计算方法如下:

$$D_{nor} = \frac{D - D_{min}}{D_{max} - D_{min}} \quad (21)$$

式中, D_{nor} 为归一化到[0, 1]区间内的动力学指标, D 为原始指标数据, D_{max} 和 D_{min} 分别为相应动力学指标的最小值和最大值。

图 5 给出了不同半径曲线及直线条件下归一化动力学指标随扣件刚度的变化规律。随着扣件刚度的增大, 不同曲线半径下的列车垂向平稳性和横向平稳性均呈现逐渐下降的趋势, 而轮轨垂向力整体上呈现波动上升的趋势。考虑到列车运行平稳性评估主要考察车体的低频振动, 轮轨力最大值则主要由轮轨高频振动决定, 因此可以推断增大扣件刚度有利于车轨系统的低频稳定性, 但是会在一定程度上加剧轮轨高频冲击。由图 5(a)可知, 扣件刚度取 30~35 MN/m 范围时, 列车横、垂平稳性和垂向轮轨力均处于较低水平, 因此, 当地铁 A 型车在 400 m 半径曲线运行时, 扣件刚度建议取值 30~35 MN/m。相似地, 通过图 5(b)~(e)分别可以得到地铁 A 型车在 400 m、600 m、800 m、1000 m 半径曲线及直线运行时, 扣件刚度建议取值分别为 25~30 MN/m、23~28 MN/m、20~25 MN/m 和 20~25 MN/m。可以看到, 曲线半径越小, 扣件合理刚度应设置得大一点, 有助于综合提升列车运行平稳性和缓和轮轨动力相互作用。



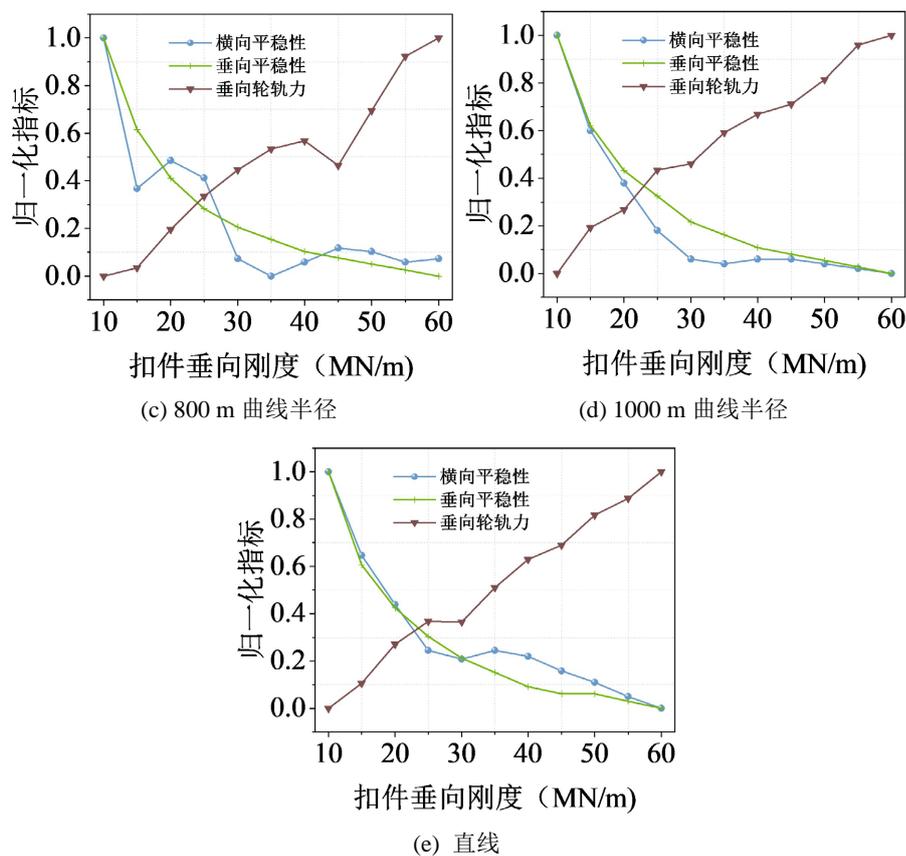


Figure 5. Effects of fastener stiffness on ride comfort and normalized wheel-rail force indices
图 5. 扣件刚度对列车平稳性和轮轨力归一化指标的影响

5. 结论

本文通过建立地铁车辆-轨道耦合动力学模型,系统研究了不同小半径曲线条件下扣件刚度对轮轨动力相互作用和列车运行品质的影响规律。研究表明,合理的扣件刚度能够有效降低轮轨动力相互作用,缓和轮轨磨耗,提升列车运行平稳性。小半径曲线由于曲率大,在相同速度下离心力显著增大,而超高受限使其无法完全由重力分量平衡,剩余离心力只能通过轮轨横向蠕滑力及轨道结构变形来承担;同时,曲线通过时轮对攻角增大、内外轮周向与横向蠕滑加剧,蠕滑力更容易达到饱和,若结构刚度不足则会导致钢轨横移、轨距扩展和轮轨接触恶化。为限制蠕滑变形、控制轮轨相对位移并维持离心力与导向力的稳定平衡,小半径曲线必须配置更高的轨道与支承刚度。具体结论如下:

(1) 随着扣件垂向刚度的增大,钢轨垂向位移逐渐减小,但过低的扣件刚度会导致钢轨垂向位移超过安全限值。脱轨系数和轮重减载率随扣件刚度的增大而增大,但在合理刚度范围内仍能满足安全限值。因此,扣件刚度应大于 12 MN/m 以确保行车安全性。

(2) 随着扣件刚度的增大,列车垂向和横向平稳性逐渐下降,而轮轨垂向力整体上呈现波动上升的趋势。增大扣件刚度有利于车轨系统的低频稳定性,但会加剧轮轨高频冲击。曲线半径越小,扣件合理刚度应设置得越大,以综合提升列车运行平稳性和缓和轮轨动力相互作用。

(3) 建议地铁 A 型车在 400 m 半径曲线运行时,扣件刚度取 30~35 MN/m;在 600 m 半径曲线运行时,取 25~30 MN/m;在 800 m 半径曲线运行时,取 23~28 MN/m;在 1000 m 半径曲线及直线运行时,取 20~25 MN/m。

参考文献

- [1] 和振兴, 陈馨超, 周华龙, 等. 减振扣件与弹性道床垫组合减振关键参数研究[J]. 铁道工程学报, 2019, 36(6): 38-44.
- [2] 孙建树, 和振兴, 石广田, 等. 城市轨道交通车辆段或停车场线路用减振扣件刚度参数研究[J]. 城市轨道交通研究, 2022, 25(7): 24-29.
- [3] 谢甜, 赵坪锐, 章元爱. 基于减振性能的市域铁路弹性支承块轨道刚度匹配研究[J]. 城市轨道交通研究, 2023, 26(8): 175-179.
- [4] 王宇. 地铁弹性分开式扣件合理垂向刚度匹配研究[D]: [硕士学位论文]. 成都: 西南交通大学, 2015.
- [5] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学上[M]. 第4版. 北京: 科学出版社, 2015.
- [6] Ren, Y., Qu, S., Yang, J., Luo, J., Zhu, S. and Zhai, W. (2024) Implementation of Variable Cross-Section Curved Beam in Train-Turnout Dynamic Interactions. *International Journal of Mechanical Sciences*, **283**, Article 109662. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2024.109662>
- [7] Luo, J., Zhu, S. and Zhai, W. (2022) Formulation of Curved Beam Vibrations and Its Extended Application to Train-Track Spatial Interactions. *Mechanical Systems and Signal Processing*, **165**, Article 108393. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2021.108393>
- [8] Shen, Z.Y., Hedrick, J.K. and Elkins, J.A. (1983) A Comparison of Alternative Creep Force Models for Rail Vehicle Dynamic Analysis. *Vehicle System Dynamics*, **12**, 79-83. <https://doi.org/10.1080/00423118308968725>
- [9] 国家铁路局. GB/T 5599-2019 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范[S]. 北京: 中国标准出版社, 2019.
- [10] 北京市地方标准. DB11/T 1714-2020 城市轨道交通工程动态验收技术规范[S]. 2020.