

文章编号: 1005-0523(2016)04-0001-09

# 不同无砟轨道类型对车辆动力学特性影响的数值分析

陈林, 姚林泉

(苏州大学城市轨道交通学院, 江苏 苏州 215131)

**摘要:** 利用车辆-轨道耦合动力学理论, 建立了不同类型无砟轨道垂向耦合动力学模型, 分别计算了整体式无砟轨道、板式无砟轨道以及浮置板式无砟轨道在列车运行下的振动响应, 分析比较系统振动响应受无砟轨道道床类型、车速、不平顺波深、扣件刚度和板下弹簧刚度的影响。结果表明, 系统振动响应均随车速的提高而增大; 车速、不平顺波深、扣件刚度和板下弹簧刚度对整体道床式无砟轨道系统振动响应影响最大, 板式无砟轨道次之, 对浮置板式无砟轨道系统振动响应影响最小; 相对而言, 浮置板式无砟轨道动力特性最好, 其次为板式无砟轨道, 整体式无砟轨道的动力特性最差。

**关键词:** 车辆-轨道耦合动力学; 整体式轨道; 板式轨道; 浮置板式轨道; 振动响应

中图分类号: U211.3

文献标志码: A

DOI: 10.16749/j.cnki.jecjtu.2016.04.001

以地铁为主的城市轨道交通是一种快捷、环保、舒适的大运量交通运输方式, 但是随轨道交通而来的振动和噪声不仅影响周围环境, 还直接影响到人们的生活和健康<sup>[1]</sup>。为了减少维护作业时间和减少环境振动等原因, 城市轨道交通轨道结构大多采用无砟轨道。无砟轨道类型较多, 在无砟轨道的研发、试铺及应用过程中, 许多国家都根据各自铁路的特点, 研发了各具特色的无砟轨道结构形式, 如整体道床、板式道床、浮置板式道床等轨道结构。浮置板式无砟轨道在减震降噪方面效果明显, 适用于人口密集的区域和一些特殊地区, 钢弹簧浮置板轨道已在我国得到大量运用<sup>[2]</sup>。

近年来, 国内外学者在车辆-轨道耦合动力学方面进行了大量的研究, 取得了许多成果<sup>[3-4]</sup>。大部分工作集中在道床的减振性能研究, 但在建立模型时, 简化了列车模型, 采用静载荷和一系列正弦函数叠加的动载荷来模拟列车荷载<sup>[5]</sup>。有的在研究轨道不平顺波长对轨道结构振动的影响规律时<sup>[6]</sup>, 缺少对列车振动响应的分析。在分析车速对系统振动响应的影响时<sup>[7]</sup>, 忽略了轨道不平顺的影响, 而研究表明, 轨道不平顺引起的列车振动会随着列车速度的提高成倍增大<sup>[8]</sup>。目前, 很多研究者分析了地铁隧道中浮置板式无砟轨道的振动响应<sup>[9]</sup>, 却很少与其他类型无砟轨道作对比, 同时缺少考虑浮置板式无砟轨道道床结构参数对系统振动的影响, 为此需要进一步开展相关方面的研究工作。

本文在前人的研究基础上, 建立了车辆-轨道耦合动力学模型, 在轨道谐波不平顺条件下, 分析比较了整体式无砟轨道、板式无砟轨道及浮置板式无砟轨道在列车通过时的动力响应, 揭示影响动力响应的内在因素, 从而为乘客乘坐的舒适性、轨道结构振动的稳定性提供一定的参考数据。

## 1 车辆-轨道耦合动力学模型

### 1.1 车辆模型

设车辆模型由 1 个车体、2 个转向架、4 个轮对及 2 层悬挂系统组成, 如图 1 所示。车体视为质量  $M_c$  和绕其质心转动惯量  $J_c$  的刚体, 每个转向架视为质量  $M_r$  和绕其质心转动惯量  $J_r$  的刚体, 每个车轮视为质量为

收稿日期: 2016-03-24

基金项目: 国家自然科学基金项目(11172192, 11572210)

作者简介: 陈林(1990—), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆轨道耦合系统动力学。

通讯作者: 姚林泉(1961—), 男, 教授, 博士生导师, 研究方向为计算固体力学、车辆轨道耦合系统动力学。

$M_w$  的刚体。一系悬挂的弹簧刚度和阻尼系数分别为  $k_{ct}$  和  $c_{ct}$ , 二系悬挂的弹簧刚度和阻尼系数分别为  $k_{tw}$  和  $c_{tw}$ 。车体自由度是其质心处的竖向位移  $Z_c$  和转角  $\theta_c$ , 转向架自由度是其质心处的竖向位移  $Z_{ti}$  和  $\theta_{ti}$  转角 ( $i=1$  时为前转向架自由度,  $i=2$  时为后转向架自由度), 轮对自由度分别为其质心处的竖向位移  $Z_{w1}, Z_{w2}, Z_{w3}$  和  $Z_{w4}$ , 因此, 车辆总共有 10 个自由度<sup>[10]</sup>。车辆定距之半为  $l_c$ , 转向架固定轴距之半为  $l_i$ 。

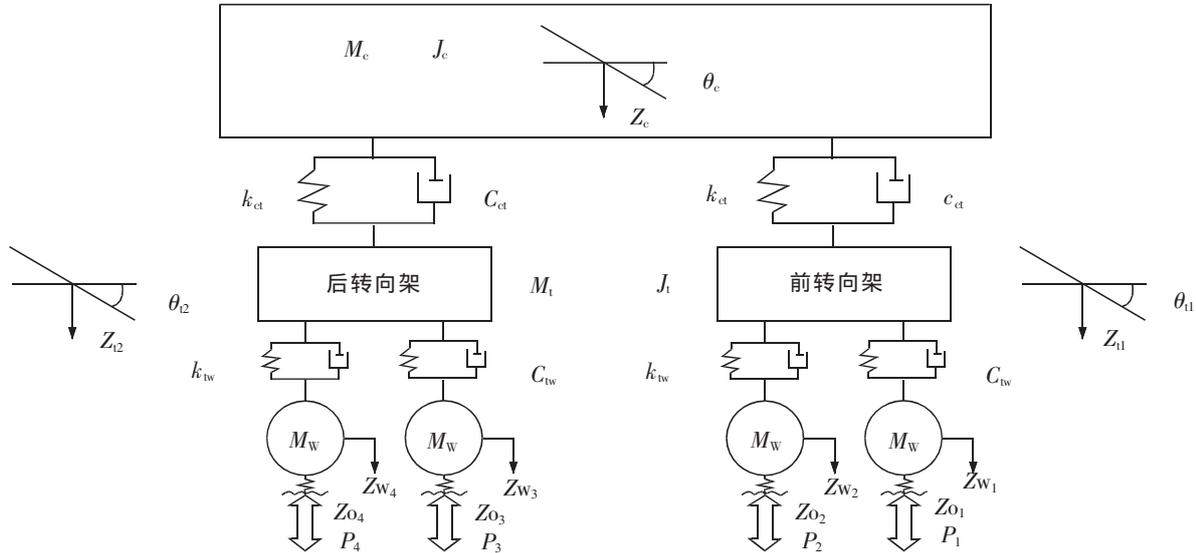


图 1 车辆的力学模型  
Fig.1 The dynamic model of vehicle

1.2 轨道结构模型

整体道床动力学模型如图 2 所示, 钢轨和刚性基础之间的刚度  $k_{rb}$ , 阻尼为  $c_{rb}$ 。根据板式道床的结构特点, 视轨道板为支承在连续分布的线性弹簧与线性阻尼上的有限长自由梁, 轨道板以下混凝土基础视为刚性基础, 其动力学模型如图 3 所示。每块轨道板长为  $L_s$ , 钢轨和板之间的刚度为  $k_p$ , 阻尼为  $c_p$ , 板和刚性基础之间的刚度  $k$ , 阻尼  $c$ 。根据钢弹簧浮置板式道床的结构特点, 浮置板视为连续弹性离散点支承上的有限长自由梁, 浮置板以下视为刚性基础, 其动力学模型如图 4 所示。每块浮置板长为  $L_f$ , 钢轨和浮置板之间的刚度为  $k_p$ , 阻尼为  $c_p$ , 浮置板和刚性基础之间的刚度为  $k_s$ , 阻尼为  $c_s$ 。3 种无砟轨道道床模型都将钢轨视为按扣件间距分布的弹性点支承上的 Euler 梁<sup>[11]</sup>, 轮轨垂向相互作用采用 Hertz 非线性弹性接触模型。

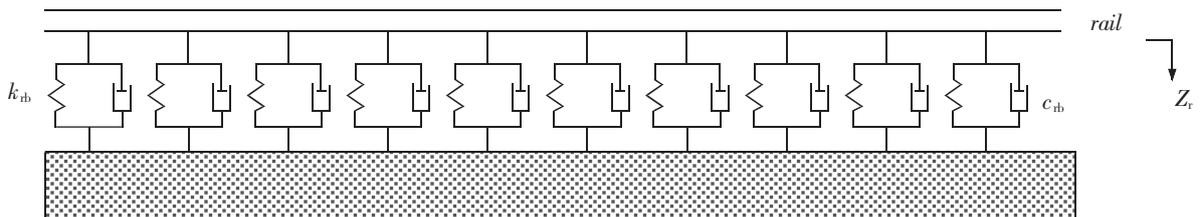


图 2 整体道床模型  
Fig.2 The model of monolithic track bed

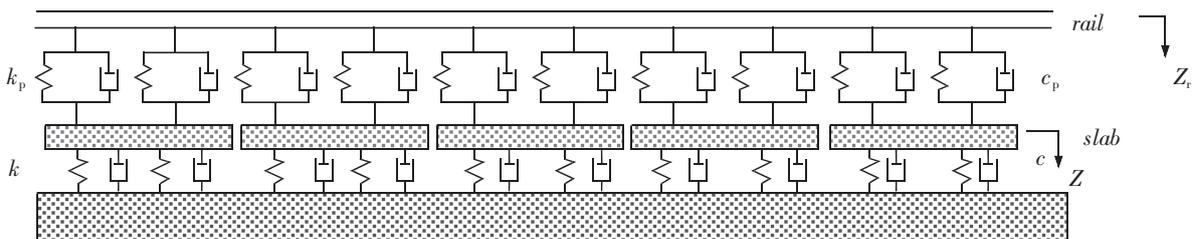


图 3 板式道床模型  
Fig.3 The model of slab track bed

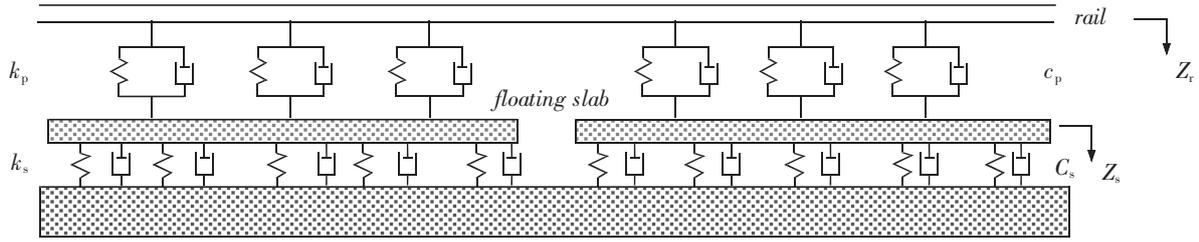


图4 浮置板式道床模型

Fig.4 The model of floating slab track bed

## 2 车辆-轨道耦合系统动力学方程

首先,根据达朗贝尔原理建立车辆振动的微分方程,其矩阵形式为<sup>[12]</sup>

$$[M_v]\{\ddot{y}_v\}+[C_v]\{\dot{y}_v\}+[K_v]\{y_v\}=[F_v] \quad (1)$$

其中, $[M_v]$ 、 $[C_v]$ 、 $[K_v]$ 分别为车辆的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $[F_v]$ 为力向量,位移列向量为

$$\{y_v\}=[Z_c \ \theta_c \ Z_{t1} \ \theta_{t1} \ Z_{t2} \ \theta_{t2} \ Z_{w1} \ Z_{w2} \ Z_{w3} \ Z_{w4}]^T \quad (2)$$

其次,建立钢轨的振动方程。不计钢轨本身阻尼影响,由 Euler 梁弯曲动力学可得到其动力学方程为<sup>[12]</sup>

$$E_r I_r \frac{\partial^4 Z_r(x_r, t)}{\partial x_r^4} + m_r \frac{\partial^2 Z_r(x_r, t)}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^{nr} \delta(x_r - x_{ri}) F_{ri}(t) + \sum_{j=1}^4 \delta(x_r - x_{wj}) P_j(t) \quad (3)$$

其中:

$$F_{ri}(t) = c_{rb} [\dot{Z}_r(x_r, t) - \dot{Z}_{si}(x_i, t)] + k_{rb} [Z_r(x_r, t) - Z_{si}(x_i, t)] \quad (4)$$

为第  $i$  个扣件对钢轨的作用力,  $E_r I_r$  为钢轨抗弯刚度,  $P_j(t)$  为第  $j$  位轮对作用在钢轨上的垂向力,  $nr$  为轨道长度内扣件的个数,  $x_{ri}$  为第  $i$  个扣节点在钢轨上的坐标值,  $x_{wj}$  为第  $j$  位轮对的坐标值。方程(3)为四阶偏微分方程,用 Ritz 法进行降阶处理,钢轨视为简支梁模型,设其正则振型函数是

$$T_m(x_r) = \sqrt{\frac{2}{m_r L_r}} \sin(n\pi x_r / L_r) \quad (5)$$

其中,  $L_r$  为钢轨长度。则方程(3)的解可表示为

$$Z_r(x_r, t) = \sum_{n=1}^{N_r} T_m(x_r) q_m(t) \quad (6)$$

这里  $N_r$  为所截取的模态阶数;  $q_m(t)$  为正则坐标。将(6)代入(3)式,两边同乘各阶振型,然后积分,再利用模态的正交性,可得到关于正则坐标的二阶常微分方程为

$$\begin{aligned} \ddot{q}_m(t) + \frac{2c_{rb}}{m_r L_r} \sum_{i=1}^{N_r} \dot{q}_n(t) \sum_{k=1}^{nr} \sin\left(\frac{i\pi x_{rk}}{L_r}\right) \sin\left(\frac{n\pi x_{rk}}{L_r}\right) + \frac{E_r I_r}{m_r} \left(\frac{n\pi}{L_r}\right)^4 q_m(t) + \\ \frac{2k_{rb}}{m_r L_r} \sum_{i=1}^{N_r} q_n(t) \sum_{k=1}^{nr} \sin\left(\frac{i\pi x_{rk}}{L_r}\right) \sin\left(\frac{n\pi x_{rk}}{L_r}\right) - \sqrt{\frac{2}{m_r L_r}} c_{rb} \sum_{i=1}^{N_r} \sin\left(\frac{n\pi x_{ri}}{L_r}\right) \dot{Z}_{si}(t) - \\ \sqrt{\frac{2}{m_r L_r}} k_{rb} \sum_{i=1}^{N_r} \sin\left(\frac{n\pi x_{ri}}{L_r}\right) Z_{si}(t) = \frac{2}{m_r L_r} \sum_{j=1}^4 P_j(t) \sin\left(\frac{n\pi}{L_r} x_{wj}\right) \end{aligned} \quad (7)$$

再次,建立板式道床中的轨道板垂向振动方程<sup>[12]</sup>

$$EI \frac{\partial^4 Z(x, t)}{\partial x^4} + \rho \frac{\partial^2 Z(x, t)}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^{nr} F_{rsi}(t) \delta(x - x_{ri}) - \sum_{j=1}^n F_{sj}(t) \delta(x - x_{sj}) \quad (8)$$

其中:  $EI$  为轨道板的抗弯刚度;  $\rho$  为轨道板单位长度质量;  $nr$  为钢轨扣件数目;  $n$  为板下弹簧数目,钢轨支点反力  $F_{rsi}(t)$  和弹簧支点力  $F_{sj}(t)$  分别为

$$F_{rsi}(t) = c_{pb} [\dot{Z}_r(x_r, t) - \dot{Z}_{si}(x_i, t)] + k_{pb} [Z_r(x_r, t) - Z_{si}(x_i, t)] \quad (9)$$

$$F_{sj}(t) = c_j \dot{Z}_r(x_j, t) + k_j Z(x_j, t) \quad (10)$$

这里,  $k_j, c_j$  为第  $j$  个弹簧刚度和阻尼,  $k_{pi}, c_{pi}$  为第  $i$  个钢轨扣件刚度和阻尼, 而  $Z(x, t), \dot{Z}(x, t)$  为轨道板的垂向位移和速度。

根据 Ritz 法, 轨道板垂向位移可以表示为

$$Z(x, t) = \sum_{n=1}^{NM} X_n(x) T_n(t) \quad (11)$$

式中:  $T_n(t)$  为广义坐标;  $X_n$  为自由梁函数系; 且  $X_1=1, X_2=\sqrt{3}(1-2x/L_s); X_m=(ch\beta_m x + \cos \beta_m x) - C_m(sh\beta_m x + \sin \beta_m x) (m>2)$ ;  $m$  为模态阶数;  $C_m$  是梁函数系数;  $\beta_m$  为梁频率系数。这里  $C_3=0.982\ 502, \beta_3 L_s=0.720\ 04, C_3=1.000\ 077\ 7, \beta_4 L_s=7.853\ 20, C_5=0.999\ 966, \beta_5 L_s=10.9956$ , 当  $m \geq 6$  时,  $C_m=1, \beta_m L_s=(2m-3)/\pi$ 。  $L_s$  为轨道板长度,  $NM$  为截止模态阶数<sup>[12]</sup>。

将式(11)代入(8)式, 并在等式两边同乘  $X_k (k=1 \sim NM)$ , 然后沿板长积分, 由模态正交性和  $\delta$  函数性质得轨道板广义坐标满足的振动方程为

$$\rho L_s \ddot{T}_n(t) + EI \beta_n^4 L_s T_n(t) = \sum_{i=1}^{nr} F_{ri}(t) X_n(x_{ri}) - \sum_{j=1}^n F_{sj}(t) X_n(x_{sj}) \quad (n=1 \sim NM) \quad (12)$$

同理, 可得到浮置板的振动方程为

$$\rho_f L_f \ddot{T}_n(t) + E_f I_f \beta_n^4 L_f T_n(t) = \sum_{i=1}^{nr} F_{ri}(t) X_n(x_{ri}) - \sum_{j=1}^{ns} F_{fsj}(t) X_n(x_{sj}) \quad (n=1 \sim NMS) \quad (13)$$

式中:  $E_f I_f$  是浮置板的抗弯刚度;  $\rho_f$  为浮置板单位长度质量;  $NMS$  为截止模态阶数;  $L_f$  为浮置板长度;  $ns$  为钢弹簧数目, 钢轨支点反力  $F_{ri}(t)$  和钢弹簧支点力  $F_{fsi}(t)$  分别为

$$F_{ri}(t) = c_p [\dot{Z}_r(x_i, t) - \dot{Z}_s(x_i, t)] + k_p [Z_r(x_i, t) - Z_s(x_i, t)] \quad (14)$$

$$F_{fsi}(t) = c_s \dot{Z}_s(x_i, t) + k_s Z_s(x_i, t) \quad (15)$$

这里,  $k_s, c_s$  为钢弹簧刚度和阻尼;  $k_p, c_p$  为钢轨扣件刚度和阻尼; 而  $Z_s(x, t), \dot{Z}_s(x, t)$  为浮置板的垂向位移和速度。

然后, 轮轨接触关系可由赫兹非线性弹性接触理论确定, 当轮轨界面存在位移不平顺  $Z_0(t)$  输入时, 轮轨力表达式为

$$p_i(t) = \left\{ \frac{1}{G} [Z_{wi}(t) - Z_r(x_{wi}, t) - Z_0(t)] \right\}^{\frac{3}{2}} \quad (16)$$

式中,  $G$  为轮轨接触常数 ( $\text{m} \cdot \text{N}^{-\frac{2}{3}}$ ), 对于磨损型踏面车轮,  $G=3.68 R^{-0.115} \times 10^{-8} \text{ m} \cdot \text{N}^{-\frac{2}{3}}$ ;  $Z_0(t)$  为钢轨表面局部不平顺, 在很多情形下, 轨道几何不平顺可以用单个或多个简谐波来近似描述<sup>[12]</sup>。本文中, 设钢轨表面局部不平顺的形状为:

$$Z_0(t) = \frac{1}{2} \bar{a} (1 - \cos(2\pi vt/l_a)) \quad (0 \leq t \leq l_a/v) \quad (17)$$

这里,  $\bar{a}$  为不平顺波深;  $l_a$  为不平顺波长。

最后, 将车辆的振动方程(1)、钢轨的振动方程(7)、道床的振动方程(12)或(13)组合在一起, 即可组成系统的动力平衡方程组

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{P\} \quad (18)$$

其中,  $[M], [C]$  和  $[K]$  分别为耦合系统的质量、阻尼、刚度矩阵;  $\{\ddot{X}\}, \{\dot{X}\}$  和  $\{X\}$  分别为耦合系统的广义加速度矢量、广义速度矢量及广义位移矢量;  $\{P\}$  为耦合系统的广义载荷矢量。

这是一个大型的二阶非线性微分方程组, 本文采用新型显式积分法<sup>[12]</sup>求解。该方法与 Newmark- $\beta$  法具有同级精度, 且具有快速简单的特点。

### 3 车辆-轨道耦合系统的振动响应分析

为了考察3种不同道床中车速、不平顺度及弹性参数对轨道结构和车体的动力特性影响,本节利用Matlab编程进行具体数值计算和分析。为了增加对比性,在具体计算时,列车型号、钢轨类型和车速等保持一致,取钢轨长120 m。车辆及轨道模型参数为<sup>[12-13]</sup>:

$$\begin{aligned} M_c &= 50\,878\text{ kg}, M_i = 2\,721\text{ kg}, M_w = 1\,900\text{ kg}, J_c = 2.446 \times 10^6\text{ kg} \cdot \text{m}^2, \\ J_i &= 3\,605\text{ kg} \cdot \text{m}^2, k_{ai} = 2.14 \times 10^6\text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, k_{iw} = 2.5 \times 10^6\text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, c_{ai} = 4.9 \times 10^4\text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \\ c_{iw} &= 1.96 \times 10^4\text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, R = 0.42\text{ m}, l_c = 7.85\text{ m}, l_i = 1.25\text{ m}, E_i = 2.05 \times 10^{11}\text{ N} \cdot \text{m}^{-2}, \\ I_i &= 2.059 \times 10^{11}\text{ m}^4, m_r = 60.64\text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}, k_{rh} = 1.5 \times 10^7\text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, c_{rh} = 5 \times 10^4\text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \\ k &= 3 \times 10^7\text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, c = 1 \times 10^5\text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, E = 9.2 \times 10^{11}\text{ N} \cdot \text{m}^{-2}, k_p = 3 \times 10^7\text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, \\ c_p &= 1 \times 10^5\text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, E_s = 3.5 \times 10^{10}\text{ N} \cdot \text{m}^{-2}, k_s = 5 \times 10^7\text{ N} \cdot \text{m}^{-1}, c_s = 3 \times 10^5\text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}, \\ L_s &= 4.8\text{ m}, L_f = 24\text{ m}. \end{aligned}$$

#### 3.1 列车行驶速度对系统的耦合振动分析

取不平顺波深 $\bar{a}=1\text{ mm}$ ,不平顺波长 $l_a=1\text{ m}$ ,采用新型显示积分法对系统振动方程进行求解,积分步长取 $\Delta t=0.0001\text{ s}$ 。取列车速度为40,60,80,100  $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$  4种情况进行数值模拟分析。

图5显示不同类型无砟轨道车体垂向位移最大值随车速变化趋势。由图5可见,随着车速的提高,3种无砟轨道的车体垂向位移均有所增大。在车速相同的条件下,整体道床的车体垂向位移最大,板式道床的车体垂向位移稍小,浮置板式道床的车体垂向位移最小。如车速为80  $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$  时,其位移比值依次为1.2:1.05:1。图6显示不同类型无砟轨道车体垂向加速度最大值随车速变化趋势。由图6可见,随着车速的提高,车体垂向加速度均增大。在车速相同的条件下,浮置板式道床的车体垂向加速度最大值最小,因此乘坐舒适性最好。图7显示钢轨中点垂向位移最大值随无砟轨道类型及车速变化趋势。由图7可见,随着车速的提高,3种无砟轨道的钢轨中点垂向位移均增大。在车速相同的条件下,整体道床的钢轨垂向位移最大,板式道床的钢轨垂向位移稍小,浮置板式道床的钢轨垂向位移最小。图8显示钢轨中点垂向加速度最大值随无砟轨道类型及车速变化趋势。由图8可见,随着车速的提高,3种无砟轨道的钢轨中点垂向加速度均增大,且整体道床和板式道床的增速较大,浮置板式的变化较慢。在车速相同的条件下,整体道床的钢轨中点垂向加速度最大,板式道床的钢轨中点垂向加速度稍小,浮置板式道床的钢轨中点垂向加速度最小。图9显示第4轮对轮轨力最大值随无砟轨道类型及车速变化趋势。由图9可见,随着车速的提高,列车第四轮对轮轨力最大值均有增大。在车速相同的条件下,整体道床的第四轮对轮轨力最大值最大,板式的稍小,浮置板式的最小。图10显示地基弹性力最大值随无砟轨道类型及车速变化趋势。由图10可见,随着车速的提高,地基弹性力最大值均有增大。在车速相同的条件下,浮置板式道床的地基弹性力最大值最小,因此对周围环境影响最小。

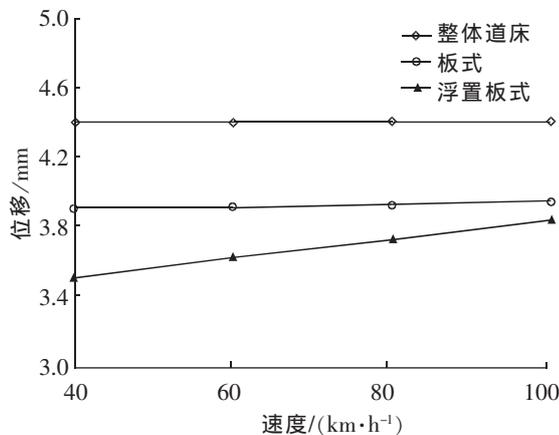


图5 车体最大位移随速度变化

Fig.5 Maximum displacement of vehicle body with velocity

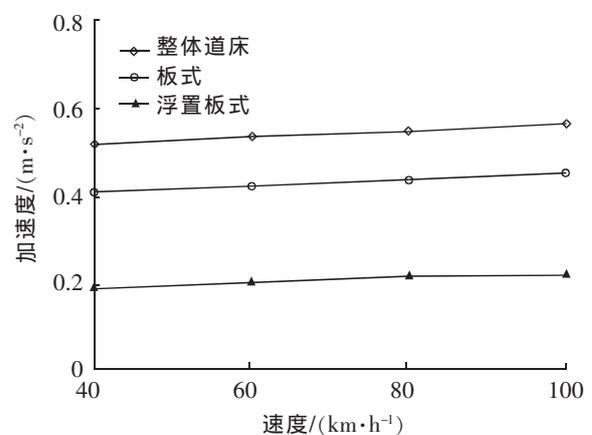


图6 车体最大加速度随速度变化

Fig.6 Maximum acceleration of vehicle body with velocity

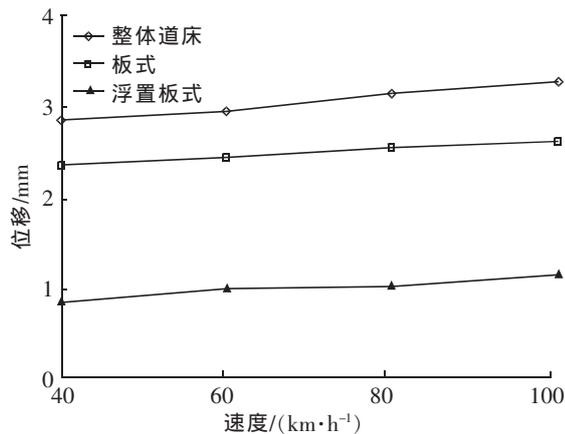


图7 钢轨中点最大位移随速度变化

Fig.7 Maximum displacement of rail midpoint with velocity

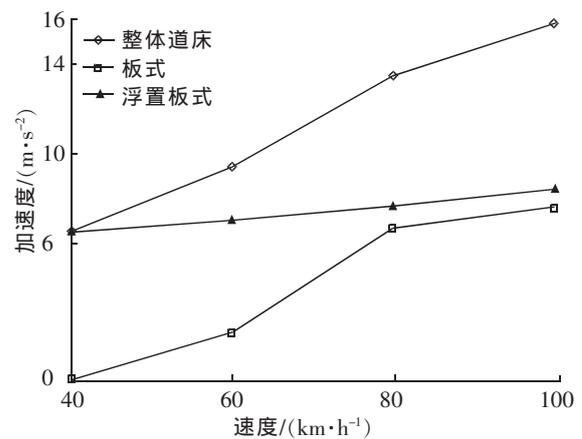


图8 钢轨中点最大加速度随速度变化

Fig.8 Maximum acceleration of rail midpoint with velocity

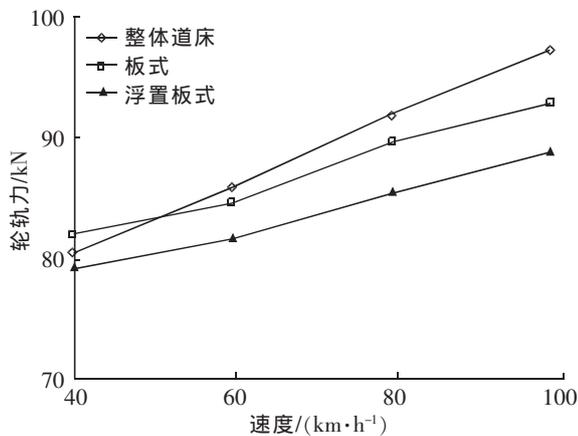


图9 第四轮对轮轨力随速度的变化

Fig.9 Maximum wheel/rail force of the fourth wheel set with velocity

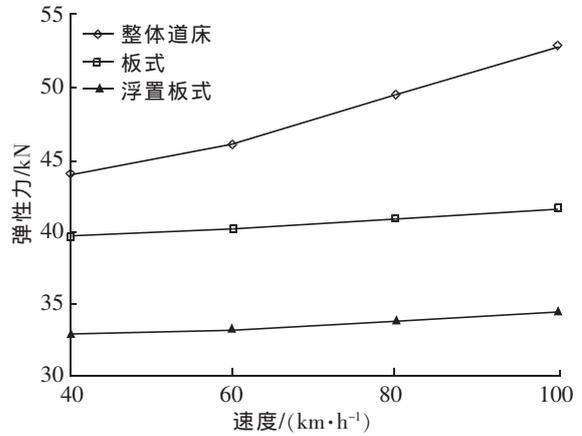


图10 地基弹性力随速度的变化

Fig.10 Maximum elastic force of the subgrade with velocity

### 3.2 不平顺波深对振动的影响

速度为时  $80 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , 在不平顺波长  $1 \text{ mm}$  不变的情况下, 取波深分别为  $1, 2, 3 \text{ mm}$  和  $4 \text{ mm}$  4 种情况下进行数值模拟计算。分析研究不平顺波深对车辆轨道的加速度及轮轨力的影响, 如图 11~图 13 所示

由图 11 可见, 随着不平顺波深的增加, 整体道床和板式道床的车体垂向加速度均有增大, 而浮置板道床的车体垂向加速度几乎没有变化。由图 12 可见, 随着不平顺波深的增加, 3 种道床的钢轨中点垂向加速度均有增大的趋势。在波深相同的条件下, 整体道床的钢轨中点竖向加速度最大, 板式道床的钢轨中点竖向加速度稍小, 浮置板式道床的钢轨中点竖向加速度最小。图 13 显示第 4 轮对轮轨力最大值随道床类型及波深的变化。由图 13 可见, 随着波深的增加, 第 4 轮对轮轨力最大值均增大。在波深相同的条件下, 整体道床的第 4 轮对轮轨力最大值最大, 板式道床的第四轮对轮轨力最大值稍小, 浮置板式道床的第四轮对轮轨力最大值最小。

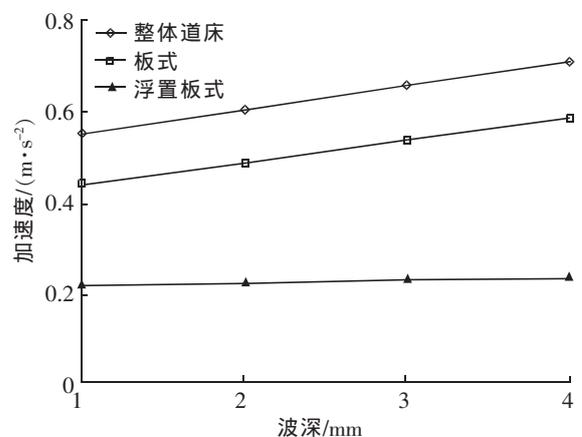


图11 车体最大加速度随不平顺波深的变化

Fig.11 Maximum acceleration of vehicle body with depth of irregularity

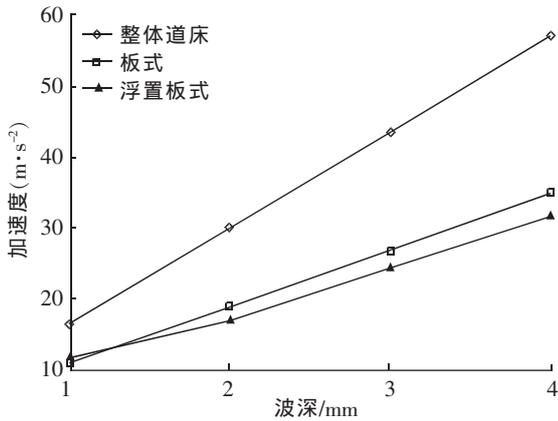


图 12 钢轨中点最大加速度随不平顺波深的变化  
Fig.12 Maximum acceleration of rail midpoint with depth of irregularity

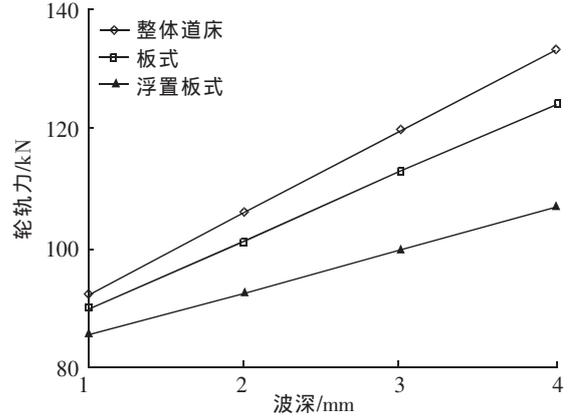


图 13 第四轮对轮轨力最大值随不平顺波深的变化  
Fig.13 Maximum wheel/rail force of the fourth wheel set with depth of irregularity

### 3.2 扣件刚度变化对振动的影响

速度为时  $80 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ,为了考察扣件刚度对振动的影响,扣件刚度分别取  $1\times 10^7, 2\times 10^7, 3\times 10^7$  和  $4\times 10^7 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$  进行数值模拟计算,如图 14~图 16 所示。

由图 14 可见,随着扣件刚度的增大,车体垂向位移均有减小的趋势。当扣件刚度由  $1\times 10^7 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$  增加到  $2\times 10^7 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$  时,整体道床和板式道床的车体垂向位移减幅较大,而浮置板式道床的车体垂向位移减少较小。由图 15 和图 16 可见,随着扣件刚度的增大,整体式道床和板式道床中的钢轨中点垂向位移和垂向加速度均有减小,而浮置板式道床的钢轨中点垂向位移和垂向加速度变化不大。在扣件刚度相同的条件下,整体道床的钢轨中点垂向位移和垂向加速度最大,板式道床的钢轨中点垂向位移和垂向加速度稍小,浮置板式轨道的钢轨中点垂向位移和垂向加速度最小。因此,增加扣件刚度对整体道床和板式道床有利,对浮置板式道床影响不大。

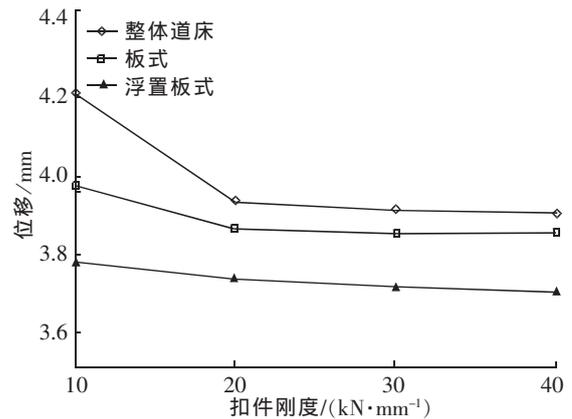


图 14 车体最大位移随扣件刚度的变化  
Fig.14 Maximum displacement of body with different stiffness

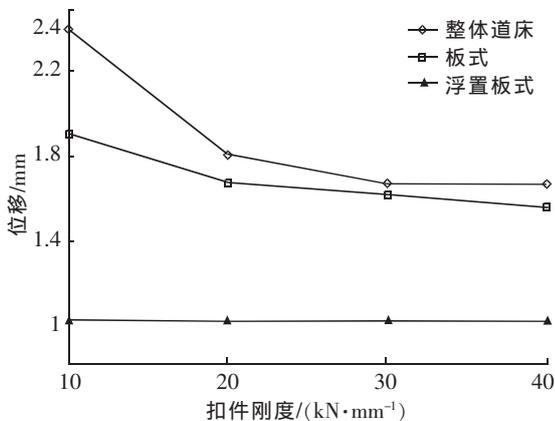


图 15 钢轨中点最大位移随扣件刚度的变化  
Fig.15 Maximum displacement of rail midpoint with different stiffness

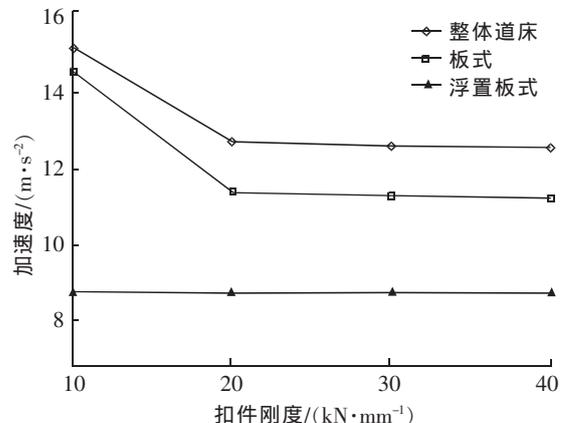


图 16 钢轨中点最大加速度随扣件刚度的变化  
Fig.16 Maximum acceleration of rail midpoint with different stiffness

### 3.4 板下弹簧刚度变化对振动的影响

速度为时  $80 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  时,为了考察板下弹簧刚度对振动的影响,板下弹簧刚度分别取  $4\times 10^7$ ,  $4.5\times 10^7$ ,  $5\times 10^7$  和  $5.5\times 10^7 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$  进行数值模拟计算,如图 17~图 20 所示。

由图 17 可见,随着板下弹簧刚度的增大,板式道床的车体垂向位移变化不大,而浮置板式道床的车体垂向位移减少较大。由图 18 可见,随着弹簧刚度的增大,板式道床和浮置板式道床的车体垂向加速度变化不大,这也与文献[13]的结论相一致。由图 19 和图 20 可见,随着弹簧刚度的增大,板式道床、浮置板式道床的钢轨中点垂向位移和垂向加速度均减小,当刚度由  $4\times 10^7 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$  增加到  $4.5\times 10^7 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$  时,减幅最大。但继续增加弹簧刚度时,钢轨中点垂向位移和垂向加速度变化缓慢。从经济效益角度看,弹簧刚度在  $4\times 10^7 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$  到  $4.5\times 10^7 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$  之间取值时,能达到一个比较好的效果。

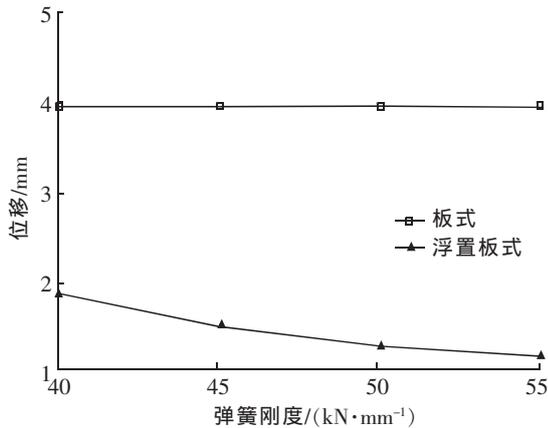


图 17 车体最大位移随弹簧刚度的变化

Fig.17 Maximum displacement of body with different stiffness

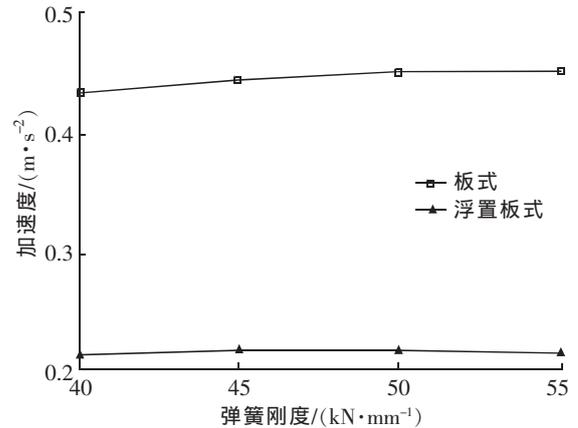


图 18 车体最大加速度随弹簧刚度的变化

Fig.18 Maximum acceleration of body with different stiffness

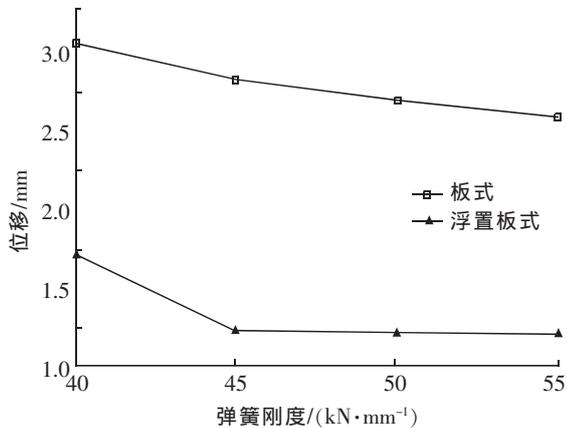


图 19 钢轨中点最大位移随弹簧刚度的变化

Fig.19 Maximum displacement of rail midpoint with different stiffness

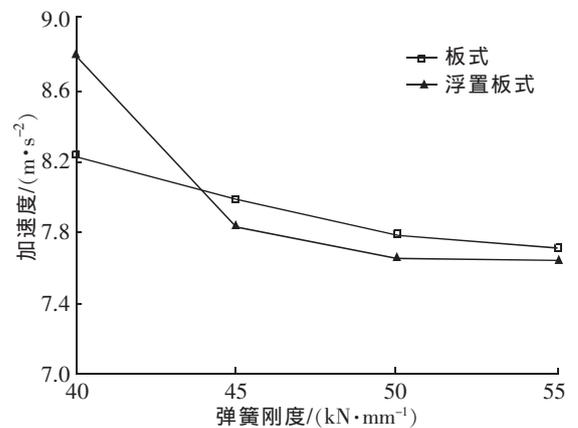


图 20 钢轨中点最大加速度随弹簧刚度的变化

Fig.20 Maximum acceleration of rail midpoint with different stiffness

## 4 结论

本文建立了车辆—轨道耦合动力学模型,引入了轨道谐波不平顺,采用新型显式积分法对系统动力学方程进行求解,分析比较了系统振动响应受无砟轨道道床类型、车速、不平顺波深、扣件刚度和板下弹簧刚度的影响,研究表明:

1) 整体道床、板式道床及浮置板式道床在列车运行下的系统振动响应均随车速的提高而增大;在车速相同的条件下,浮置板式道床的车体垂向位移、车体垂向加速度及地基弹性力最大值均最小,因此乘坐舒适

性最好,对周围环境的影响也最小。

2) 车速相同的条件下,不平顺波深对整体道床和板式道床的车体垂向加速度、钢轨中点垂向加速度及垂向轮轨力等响应影响较大,而对浮置板式道床中的车体垂向加速度影响较小。

3) 在车速相同的条件下,钢轨扣件刚度对整体道床和板式道床的车体垂向位移、钢轨中点垂向位移及钢轨中点垂向加速度影响较大,对浮置板式道床的车体垂向位移、钢轨中点垂向位移及钢轨中点垂向加速度等影响较小;而板下弹簧刚度对板式道床的钢轨中点垂向位移及钢轨中点垂向加速度影响较大,对浮置板式道床的车体垂向位移、钢轨中点垂向位移及钢轨中点垂向加速度等影响较大。

浮置板式无砟轨道较整体式无砟轨道和板式无砟轨道动力特性好,可起到减振降噪的作用。但是浮置板式轨道结构的投资成本较大,所以目前主要用于一些有特殊减振要求的区域。

参考文献:

- [1] 曹宇泽,田苗盛,杨其振. 隔离式橡胶浮置板减振性能分析[J]. 铁道工程学报,2013,173(2):36-38.
- [2] 蒋崇达,雷晓燕. 地铁运营下钢弹簧浮置板轨道减振分析[J]. 华东交通大学学报,2012,29(5):23-28.
- [3] 赵乾峰,姚林泉,张辉. 高速列车-轨道-路基耦合垂向振动特性分析[J]. 力学季刊,2013,34(1):16-24.
- [4] 雷晓燕,圣小珍. 现代轨道理论研究[M]. 2版. 北京:中国铁道出版社,2008:47-59.
- [5] 郭亚娟,杨绍普,郭文武. 钢弹簧浮置板轨道结构的动力特性分析[J]. 振动、测试与诊断,2006,26(2):146-152.
- [6] 房建,雷晓燕,练松良. 轨道不平顺波长对桥上 CRTS II 型板式轨道振动特性的影响[J]. 华东交通大学学报,2014,31(1):1-6.
- [7] 向俊,赫丹,曾京. 高速列车作用下不同类型无砟轨道振动响应分析[J]. 机械工程学报,2010,46(16):29-35.
- [8] 沙峰,姚林泉,程曦. 地震作用下列车-桥梁耦合系统动力响应分析[J]. 华东交通大学学报,2015,32(4):11-17.
- [9] HUSSEIN M F M, HUNT H E M. A numerical model for calculating vibration due to a harmonic moving load on a floating-slab track with discontinuous slabs in an underground railway tunnel[J]. Journal of Sound and Vibration,2009(321):363-374.
- [10] 张辉,姚林泉,赵乾峰,王焕然. 复合轨道不平顺对车辆-轨道-桥梁耦合系统的影响[J]. 力学季刊,2013,34(4):599-606.
- [11] 韩义涛,姚力. 基础沉降对土路基上板式轨道动力性能影响分析[J]. 铁道工程学报,2007,109(10):28-31.
- [12] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 3版. 北京:科学出版社,2007:32-34,116.
- [13] 王自励. 黄土地区地铁浮置板浮置板道床减振性能研究[D]. 兰州:兰州交通大学,2014:49-55.

## Numerical Analysis on the Influence of Different Ballastless Tracks on Vehicle Dynamics

Cheng Lin, Yao Linqun

(School of Urban Rail Transportation, Soochow University, Suzhou 215131, China)

**Abstract:** Different types of vertical coupling dynamics models of ballastless tracks are established in this paper, based on the vehicle-track coupling dynamics theory. The vibration responses of monolithic track bed, slab track and floating slab track with trains running are all calculated respectively. The influence of different ballastless tracks, speed, depth of irregularity, stiffness of fasteners and spring on dynamic responses of the system is analyzed and compared. It shows that the vibration responses of the system increase when trains speed up and the vibration response of monolithic track bed is most connected with the influence factors; the slab track takes the second place, and that of floating-slab track has the least connection with the influence factors. It concludes that the dynamic performance of floating-slab track is comparatively better than that of slab track, and the monolithic track bed is the worst.

**Key words:** vehicle-track coupling dynamics; monolithic track; slab track; floating slab track; vibration response

(责任编辑 王建华)