

虚拟轨道列车—道路垂向耦合系统服役性能研究^{*}

周帅 杨蔡进[†] 徐菁 张卫华

(西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室,成都 610031)

摘要 区别于传统轨道列车,虚拟轨道列车运行在城市的既有道路上,由于具有比公交车更高的载运能力,近年来已在国内外多个城市公共交通运输体系中投入使用,但因车体长、轴重大且长期沿着道路上局部固定的区域运行,容易导致路面受压变形和破损,进而影响列车运行品质和道路力学性能.本文围绕虚拟轨道列车的实际服役问题,基于列车—道路垂向耦合动力学分析,揭示列车和道路参数变化对系统服役性能的影响规律.首先,考虑车体垂向、俯仰和侧倾运动及车间铰接作用,建立列车的三维动力学模型;基于 Winkler 地基上双层 Kirchhoff 薄板建立道路的动力学模型,并采用模态叠加法分析道路动力学响应;利用赫兹接触模型描述车路相互作用.随后,开展列车—道路系统的垂向耦合动力学理论研究,并利用列车 Sperling 指数和道路在车轮接触点处应力均方根值,定量地分析系统特征参数对列车运行品质和道路力学性能的影响,包括路面厚度、杨氏模量、车速、铰接阻尼和路面等级,进一步开展了上述参数敏感性分析.研究表明,路面厚度、铰接阻尼增加和等级提高可以提升列车运行品质和道路力学性能,而道路的等效杨氏模量和车速增加虽然可以提升道路力学性能,但会降低列车运行品质.此外,路面等级对系统服役性能的影响最为显著,其次为车速和路面厚度,而路面杨氏模量和铰接阻尼的影响相对较小.

关键词 虚拟轨道列车, 车路耦合, 垂向动力学, Sperling 指数, 应力均方根

中图分类号:

文献标志码:A

Research on the Service Performance of the Virtual Rail Train-Road Vertical Coupling System^{*}

Zhou Shuai Yang Caijin[†] Xu Jing Zhang Weihua

(State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract Different from the traditional rail trains, the virtual rail trains (VRT) run on the existing roads of the city, and have been put into use in public transportation systems of many cities at home and abroad in recent years because of their higher carrying capacity compared with conventional buses. However, due to the fact that the VRT has the long body and heavy axle weight, and always tracks along local constant areas of the road in the long term, the road is prone to deformation and damage under the vehicle road, which in turn affects the quality of train operation and road dynamic performance. Aiming at actual service problems of the VRT, the current research carries out the vertical coupling dynamic analysis of the train-road system and reveals the influence of the train and road characteristic parameters on the service performance of the coupling system. Firstly, a three-dimensional dynamic model of the train is established with consideration of the vertical, pitch, and roll motions of the train, as well

2025-01-09 收到第 1 稿, 2025-04-10 收到修改稿.

* 国家重点研发计划资助项目(2018YFB1016-03), 四川省科技计划资助项目(2020JDRC0008, 2024NSFC0439), National Key Research and Development Program (2018YFB1016-03), Sichuan Science and Technology Program (2020JDRC0008, 2024NSFSC0439).

† 通信作者 E-mail:ycj78_2012@163.com

as inter-car articulation effects. The road dynamics model was developed based on a double-layer Kirchhoff thin plate resting on a Winkler foundation, with dynamic responses analyzed using the modal superposition method. The wheel-road interaction was characterized by the Hertzian contact model. Subsequently, the simulation on the vertical coupling dynamics of the train-road system was conducted, and the effects of the system characteristic parameters on train operation quality and road dynamic performance, including pavement thickness, Young's modulus, vehicle speed, articulation damping, and the grade of the road, were quantitatively analyzed using the Sperling index of the train and the root mean square value of stress of the road at the wheel contact points. A sensitivity analysis of these parameters was conducted. The results indicate that increasing pavement thickness, enhancing articulation damping, and improving the grade of the road can improve both train ride quality and road mechanical performance. However, while higher equivalent Young's modulus of the road and increased vehicle speed enhance road mechanical performance, they degrade train ride quality. Furthermore, the grade of the road exhibits the most significant impact on system service performance, followed by operating speed and pavement thickness, whereas Young's modulus and articulation damping have relatively minor effects.

Key words virtual rail train, vehicle-road coupling, vertical dynamics, Sperling index, root mean square of stress

引言

在“双碳”目标的时代背景下,城市公共交通体系正朝着绿色环保、节能增效和智慧智能等方向发展,以缓解当前城市发展过程中日趋严重的交通拥堵、尾气污染状况。虚拟轨道列车(virtual rail train, VRT)通过胶轮承载与转向,无需物理轨道进行导向,可以充分利用既有道路资源,节约建设成本、缩短建设周期,同时采用纯电驱动模式,实现了零排放,且具有比普通公交车更高运量的优点,已被我国上海、西安、哈尔滨、宜宾和株洲及卡塔尔多哈等城市引入公共交通运营体系^[1]。

作为一种新制式导向运输系统,虚拟轨道列车有着广阔的应用前景,但在近几年的实际运营中也出现了一些急需解决的工程问题。虚拟轨道列车是一种重载道路车辆,遵循传统轨道车辆的设计理念,通过主动控制胶轮转向,实现车辆在局部固定的道路上“类轨”行驶,这就对城市道路性能提出了更高的要求。目前,大多数城市道路在设计和施工时并未考虑满足上述重载车辆的运营要求,因此在长期的车辆载荷作用下会出现不同程度的变形和损坏。例如,四川宜宾智轨线路就出现了很明显的车辙现象,降低了道路的使用性能和寿命,如图1所示。

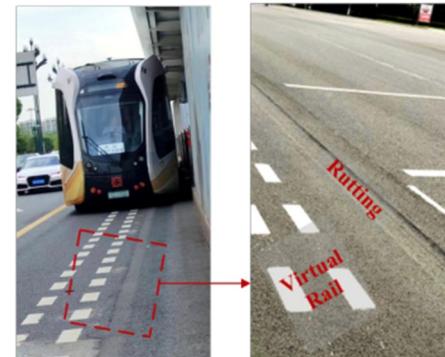


Fig. 1 宜宾智轨线路
Fig. 1 Yibin autonomous rail rapid transit line

不失一般性,车载作用下道路性能劣化本质上是由车路耦合长期动力学行为及演化造成,因此需要把车辆和道路作为一个相互影响、相互作用的系统进行研究。国内外学者针对车辆—道路耦合动力学及其相关问题开展了研究。赵妍等^[2]将车辆简化为仅考虑车体垂向振动的1/4模型,道路等效为弹性地基上Euler梁模型,研究了模态数和路面长度对系统振动的影响。陈鸿燕等^[3]则将道路等效为黏弹性地基夹层梁模型,而将车辆处理成2自由度的质量—弹簧振子模型,包括车体和车轮的垂向振动,分析了不同车速条件下的路面变形和车体振动特性。Ding等^[4]利用上述车辆模型和黏弹性地基上Timoshenko梁表征的道路模型,分析了地基参数变化对道路动力学特性的影响。张丙强等^[5]考虑

了车体垂向和俯仰运动以及前后轮的垂向运动,建立了4自由度的车辆动力学模型,并将道路简化为Kelvin地基上Euler梁模型,分析了车辆速度、加速度及路面等级的变化对车体振动的影响。此外,张丙强等^[6]在前期研究^[5]基础上进一步考虑了人体动力学模型,建立了更为精细的7自由度车辆模型,分析了路面等级、车速、乘坐者数量以及车辆特征参数变化对人体乘坐舒适性的影响。除了将道路等效为梁模型外,一些学者还利用经典板理论研究车路耦合动力学问题。Sofia等^[7]将车辆简化成移动载荷,道路处理成弹性地基上Kirchhoff板模型,分析了车速和地基参数变化对道路振动特性的影响。周玉民等^[8]建立了2自由度质量—弹簧振子作用下黏弹性地基上薄板表征车路耦合动力学模型,并分析了车速的变化对耦合系统振动的影响。李皓玉等^[9]利用文献[5]的车辆模型,将道路处理成Klevin地基上无限大双层Kirchhoff薄板模型,并分析了路面不平度、车辆载重、车辆悬架刚度、悬架阻尼、轮胎刚度和轮胎阻尼等参数对道路动力学特性的影响。苏鸣等^[10]利用7自由度车辆动力学模型和Klevin地基上Kichhoff板表征的道路模型,分析了车速的变化对路面变形和车辆动载荷的影响。李梦琪等^[11]利用上述模型^[10],将桥面沥青铺装层和钢板视为双层连续黏弹性刚性薄板,分析了轴重、车速、桥梁跨径和桥面宽度对沥青铺装层动力学特性的影响。

总的来说,车辆—道路耦合动力学研究已在建模方法、子系统相互作用过程和机理诠释等方面取得了丰硕的成果,但就具体的车辆对象而言,相较于虚拟轨道列车,现有研究中车辆系统相对简单。虚拟轨道列车通常由多车体铰接形成、车身长、轴重大且行驶在局部固定的线路上,导致了车路耦合系统更为复杂的垂向动力学问题。特别地,虚拟轨道列车与道路结构的动力学参数匹配问题值得进一步深入研究,以保证耦合系统具有良好的服役性能。此外,目前虚拟轨道列车相关研究主要集中在循迹控制方面^[12-19]。Leng等^[12]针对链式架构的虚拟轨道列车,提出了一种分布式虚拟驾驶模型,实现了列车在任意曲线路径上的自动循迹。Wang等^[13]针对虚拟轨道列车提出了一种基于分层框架的牵引引导协同控制策略,该策略主要由路径循迹和纵向速度的协同分配、基于改进模型预测控制

(MPC)的各单元重心广义力计算和Stanley算法,以及车轮扭矩和角度的控制分配三个部分组成,通过联合仿真验证了该控制策略在不同工况下具有良好的循迹控制精度和鲁棒性。Zhang等^[14]围绕一种具有新型主动转向和分布式驱动架构的虚拟轨道列车,提出了一种利用数据过滤和压缩、坐标转换以及样条差分的目标轨迹生成方法,该方法在不同道路条件和速度下具有良好的循迹控制精度和适应性。Zhang等^[15]提出了一种分层协调控制方法,该方法在控制决策层和分配层中综合考虑轮胎纵向力和横向力,其中控制决策层保证了虚拟轨道列车的转向稳定性和循迹性能。Yin等^[16]基于虚拟轨道列车空间动力学模型和比例—积分—微分(PID)控制理论,实现了列车循迹动力学仿真研究,并进一步应用于列车悬架主动控制过程。Chen等^[17]基于虚拟轨道列车三维动力学模型,设计了包括前桥和后桥的循迹控制以及各单元的四轮转向控制的分层转向控制系统,数值仿真和交叉验证结果表明了该控制系统具有良好的循迹性能。Wang等^[18]提出了一种基于列车运动学模型和仅使用具有高场景适应性的内感受传感器的循迹控制方法,硬件在环仿真实验表明该方法具有良好的循迹性能和适用性。Huang等^[19]针对铰接式车辆的平面非线性动力学模型,提出一种基于第一跟随点的轨迹跟随控制策略,并基于车辆动力学模型设计了反馈线性化控制算法,以实现后方车辆的轨迹跟随。除了上述的研究外,一些学者还在列车的制动策略^[20,21]、动载特性^[22]、能量回收效率^[23]、车体结构的声学性能^[24]和铰接系统阻尼系数优化方面^[25]开展研究。相比较而言,虚拟轨道列车的垂向耦合动力学及相关问题^[26]研究尚显不足。

围绕虚拟轨道列车长期“类轨”行驶导致城市既有道路力学性能劣化问题,研究列车—道路垂向耦合动力学,揭示系统特征参数对列车运行品质和道路力学性能的影响规律,为改善系统服役性能提供理论参考依据。为此,本文以常见3节车体的虚拟轨道列车作为研究对象,建立具有21自由度的多刚度动力学模型^[26],基于Winkler地基上双层Kirchhoff薄板^[27]建立道路的动力学模型,并利用模态叠加法分析道路动力学响应,考虑随机路面不平度,采用赫兹接触理论模拟车路耦合模型以及Newmark算法数值求解耦合系统动力学响应,根

据列车—道路耦合系统服役性能评估指标中的列车 Sperling 指数^[28]和道路在车轮接触点处应力均方根^[29],定量地分析路面厚度、杨氏模量、车速、铰接刚度和路面等级变化对列车运行品质和道路力学性能的影响作用,并进一步开展了参数敏感性分析。

1 建模原则

虚拟轨道列车在行驶过程中会引起道路的振动和变形。另一方面,道路的振动和变形也会通过胎地耦合对列车产生影响。因此,虚拟轨道列车和

道路形成了一个相互影响、相互作用的复杂动力学系统。如图 2 所示,虚拟轨道列车通常由三节车体、轮胎组、悬架组以及车间铰接装置构成。道路通常由面层、路基和地基组成。在建模过程中,车体等效为刚体模型,悬架和车间铰接装置等效为弹簧—阻尼力元模型。面层和路基视为具有不同材料属性的长大薄板,并基于经典薄板理论进一步等效为均质、线弹性 Kirchhoff 板模型。地基采用 Winkler 地基模型。此外,考虑随机路面不平度,运用赫兹接触理论描述列车车轮与道路相互作用模型。

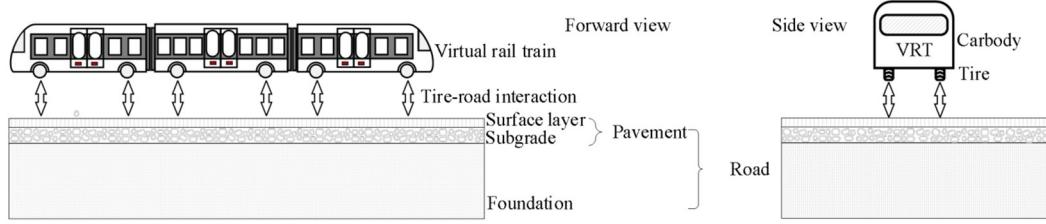


图 2 虚拟轨道列车—道路垂向耦合系统
Fig. 2 Virtual rail train-road vertical coupling system

2 列车—道路垂向耦合动力学模型建立

2.1 虚拟轨道列车动力学模型

如图 3 所示,每节车体具有 7 个自由度,包括车体的垂向运动 Z_i 、俯仰运动 β_i 和侧倾运动 ϕ_i ,以及车轮的垂向运动 Z_{ij} ,其中下标 $i=1,2,3$ 表示车体编号, $j=1,2,3,4$ 表示每节车体的车轮编号。假设 M_c 和 M_w 分别表示车体和车轮的质量; I_θ 和 I_ϕ 分别表示车体俯仰和侧倾转动惯量; K_s 和 C_s 分别表示悬架的等效刚度和阻尼; K_c 和 C_c 分别表示车间铰接装置的等效刚度和阻尼; K_t 表示等效的轮胎接触刚度; d_w 表示半倍的轮距; l_1 和 l_2 分别表示车体质心到前、后轴的距离; l_c 表示车体质心到车间铰接装置中心点的距离。

基于经典车辆动力学理论,本文建立了具有

21 个自由度的列车三维动力学方程。车体 i 的垂向运动方程为:

$$M_c \ddot{Z}_i = F_{ai} - \sum_{j=1}^4 F_{ij} \quad (1)$$

式中, F_{ai} 表示车体 i 受到相邻车体的垂向作用力; F_{ij} 表示车体 i 上悬架 j 等效的垂向作用力。车体 i 的俯仰运动方程为:

$$I_\theta \ddot{\beta}_i = m_{ti} - (F_{i2} + F_{i4})l_2 + (F_{i1} + F_{i3})l_1 \quad (2)$$

式中, m_{ti} 表示作用在车体 i 的俯仰力矩。车体 i 的侧倾运动方程为:

$$I_\phi \ddot{\phi}_i = (-F_{i1} - F_{i2} + F_{i3} + F_{i4})d_w \quad (3)$$

车体 i 上车轮 j 的垂向运动方程为:

$$M_w \ddot{Z}_{ij} = F_{ij} - F_{zij} \quad (4)$$

式中, F_{zij} 表示车轮受到地面的垂向作用力。

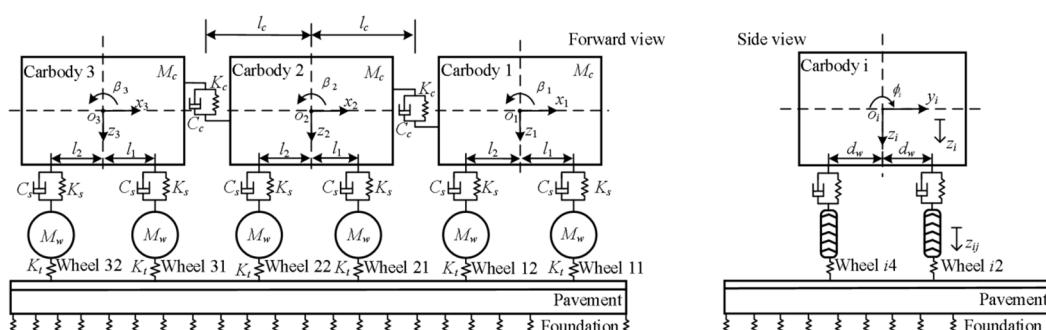


图 3 虚拟轨道列车动力学模型
Fig. 3 Virtual rail train dynamic model

假设车体的小角度转动,根据刚体动力学基本理论和弹簧—阻尼力元模型,车体 i 上 4 个悬架的垂向作用力分别为:

$$F_{i1} = K_s(Z_{i1} - Z_i + \beta_i l_1 - \dot{\phi}_i d_w) + \\ C_s(\dot{Z}_{i1} - \dot{Z}_i + \dot{\beta}_i l_1 - \dot{\phi}_i d_w) \quad (5)$$

$$F_{i2} = K_s(Z_{i2} - Z_i - \beta_i l_2 - \dot{\phi}_i d_w) + \\ C_s(\dot{Z}_{i2} - \dot{Z}_i - \dot{\beta}_i l_2 - \dot{\phi}_i d_w) \quad (6)$$

$$F_{i3} = K_s(Z_{i3} - Z_i + \beta_i l_1 + \dot{\phi}_i d_w) + \\ C_s(\dot{Z}_{i3} - \dot{Z}_i + \dot{\beta}_i l_1 + \dot{\phi}_i d_w) \quad (7)$$

$$F_{i4} = K_s(Z_{i4} - Z_i - \beta_i l_2 + \dot{\phi}_i d_w) + \\ C_s(\dot{Z}_{i4} - \dot{Z}_i - \dot{\beta}_i l_2 + \dot{\phi}_i d_w) \quad (8)$$

类似地,车体 i 和 $i+1$ 之间垂向铰接力 $F_{i,i+1}$ 可表示为:

$$F_{i,i+1} = K_c[Z_{i+1} - Z_i + l_c(\beta_{i+1} + \beta_i)] + \\ C_c[\dot{Z}_{i+1} - \dot{Z}_i + l_c(\dot{\beta}_{i+1} + \dot{\beta}_i)] \quad (9)$$

利用式(9),车体 i 受到相邻车体的垂向作用力 F_{ai} 表示为:

$$F_{ai} = \begin{cases} F_{1,2}, & i = 1 \\ F_{3,2} - F_{2,1}, & i = 2 \\ -F_{2,3}, & i = 3 \end{cases} \quad (10)$$

同理,作用在车体 i 的俯仰力矩 m_{ii} 表示为:

$$m_{ii} = \begin{cases} -l_c F_{1,2}, & i = 1 \\ -l_c F_{3,2} - l_c F_{2,1}, & i = 2 \\ -l_c F_{2,3}, & i = 3 \end{cases} \quad (11)$$

基于赫兹接触理论,车轮受到地面的垂向作用力 F_{zij} 表示为:

$$F_{zij} = \begin{cases} K_i \Delta Z_{ij}, & \Delta Z_{ij} \geq 0 \\ 0, & \Delta Z_{ij} \leq 0 \end{cases} \quad (12)$$

式中, ΔZ_{ij} 表示嵌入量,且定义为:

$$\Delta Z_{ij} = Z_{ij} - Z_{bij} - q(x, y) \quad (13)$$

式中, Z_{bij} 表示道路在车体 i 上车轮 j 接触点处的垂向振动位移; $q(x, y)$ 表示相应点处的路面不平度. 关于道路振动与路面不平度模型将在下文中详细介绍.

定义列车的坐标列矩阵 \mathbf{Z}_v 为:

$$\mathbf{Z}_v = [Z_1, \beta_1, \varphi_1, Z_{11}, Z_{12}, Z_{13}, Z_{14}, Z_2, \beta_2, \\ \varphi_2, Z_{21}, Z_{22}, Z_{23}, Z_{24}, Z_3, \beta_3, \varphi_3, Z_{31}, \\ Z_{32}, Z_{33}, Z_{34}]^T \quad (14)$$

进一步考虑式(1)~(4),列车的动力学方程可表示为:

$$\mathbf{M}_v \ddot{\mathbf{Z}}_v + \mathbf{C}_v \dot{\mathbf{Z}}_v + \mathbf{K}_v \mathbf{Z}_v = \mathbf{Q}_{zw} \quad (15)$$

式中, \mathbf{M}_v 、 \mathbf{C}_v 和 \mathbf{K}_v 分别表示列车的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; \mathbf{Q}_{zw} 表示列车上的作用力列阵.

2.2 道路动力学模型

如图 4 所示,道路等效为 Winkler 地基上双层 Kirchhoff 长大简支板模型,其中上/下层板分别描述了道路面层/路基的动力学行为. 假设上/下层板厚度均匀,且材料为线弹性,杨氏模量分别为 E_1 和 E_2 ,剪切模量分别为 G_1 和 G_2 ,泊松比分别为 μ_1 和 μ_2 ,质量密度分别为 ρ_1 和 ρ_2 ,厚度分别为 h_1 和 h_2 . 基于经典薄板理论,将上述双层板等效为密度 ρ 和中性面高度 h_0 的薄板模型,且有:

$$\rho = \frac{\rho_1 h_1 + \rho_2 h_2}{h_1 + h_2} \quad (16)$$

$$h_0 = \frac{E_1 h_1^2 + E_2 (2h_1 + h_2) h_2}{2E_1 h_1 + 2E_2 h_2} \quad (17)$$

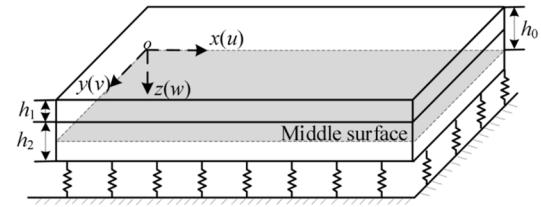


图 4 道路模型

Fig. 4 Road model

假设 P 是板中性面上任意点, \mathbf{u}_P 表示该点的振动位移. 基于经典薄板理论, \mathbf{u}_P 可定义为:

$$\mathbf{u}_P(x, y, t) = [-z\omega_x, -z\omega_y, w]^T \quad (18)$$

式中, w 表示 P 点沿 z 轴方向的振动位移; ω_x 和 ω_y 分别表示 P 点的振动位移 w 对坐标 x 和 y 的偏导数. 式(18)对时间 t 求导一次,可以得到:

$$\mathbf{v}_P = \dot{\mathbf{u}}_P = [-z\dot{\omega}_x, -z\dot{\omega}_y, \dot{w}]^T \quad (19)$$

式中, \mathbf{v}_P 表示 P 点的振动速度. 利用式(19),道路结构的动能 T 可计算为:

$$T = \frac{1}{2} \rho \int_{\Omega} \mathbf{v}_P^T \mathbf{v}_P d\Omega = T_1 + T_2 \quad (20)$$

式中,

$$T_1 = \frac{1}{24} \rho (h_1 + h_2)^3 \int_0^a \int_0^b (\dot{\omega}_x^2 + \dot{\omega}_y^2) dx dy \quad (21)$$

$$T_2 = \frac{1}{2} \rho (h_1 + h_2) \int_0^a \int_0^b \dot{w}^2 dx dy \quad (22)$$

由模态叠加原理可知,板上 P 点的振动位移 w 可表示为:

$$w(x, y, t) = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \Phi_{ij}(x, y) q_{ij}(t) \quad (23)$$

式中, $q_{ij}(t)$ 表示板的模态坐标; m 和 n 分别表示模态坐标数; $\Phi_{ij}(x, y)$ 表示板的第 (i, j) 阶模态振型, 且有:

$$\Phi_{ij}(x, y) = \sin \frac{i\pi x}{a} \sin \frac{j\pi y}{b} \quad (24)$$

式中, a 和 b 分别表示板的长度和宽度.

定义模态坐标列矩阵 \mathbf{q} 和模态振型矩阵 Φ 分别为:

$$\mathbf{q}(t) = [q_{11}, q_{12}, \dots, q_{1n}, q_{21}, q_{22}, \dots, q_{2n}, \dots, q_{ij}, \dots, q_{m1}, q_{m2}, \dots, q_{mn}]^T \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \Phi(x, y) = & [\Phi_{11}(x, y), \Phi_{12}(x, y), \dots, \Phi_{1n}(x, y), \\ & \Phi_{21}(x, y), \Phi_{22}(x, y), \dots, \Phi_{2n}(x, y), \dots, \\ & \Phi_{ij}(x, y), \dots, \Phi_{m1}(x, y), \Phi_{m2}(x, y), \dots, \\ & \Phi_{mn}(x, y)] \end{aligned} \quad (26)$$

利用式(25)和式(26), 式(23)可以被改写为如下:

$$w(x, y, t) = \Phi(x, y) \mathbf{q}(t) \quad (27)$$

将式(27)代入式(20), 可以得到:

$$T = T_{11} + T_{22} + T_{33} \quad (28)$$

式中,

$$T_{11} = \frac{1}{24} \rho (h_1 + h_2)^3 \int_0^a \int_0^b (\dot{\mathbf{q}}^T \Phi_x^T \Phi_x \dot{\mathbf{q}}) dx dy \quad (29)$$

$$T_{22} = \frac{1}{24} \rho (h_1 + h_2)^3 \int_0^a \int_0^b (\dot{\mathbf{q}}^T \Phi_y^T \Phi_y \dot{\mathbf{q}}) dx dy \quad (30)$$

$$T_{33} = \frac{1}{2} \rho (h_1 + h_2) \int_0^a \int_0^b (\dot{\mathbf{q}}^T \Phi^T \Phi \dot{\mathbf{q}}) dx dy \quad (31)$$

式中, Φ_x 和 Φ_y 分别表示 $\Phi(x, y)$ 对 x 和 y 的偏导数矩阵.

道路结构的应变能 U 可计算为:

$$U = \frac{1}{2} \iint_{\Omega} \mathbf{k}^T \mathbf{D}_b \mathbf{k} dx dy \quad (32)$$

式中, \mathbf{D}_b 表示道路结构的弹性矩阵; \mathbf{k} 表示道路结构的曲率矢量, 且有:

$$\begin{aligned} \mathbf{k} = & [\kappa_x, \kappa_y, \kappa_{xy}]^T = \\ & \left[-\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, -\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}, -2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right]^T \end{aligned} \quad (33)$$

式中, κ_x 和 κ_y 分别表示道路结构沿 x 轴和 y 轴方向的曲率; κ_{xy} 表示道路结构的扭曲率. \mathbf{D}_b 表示道路结构的弹性矩阵, 且有:

$$\mathbf{D}_b = \begin{bmatrix} D & D_{xy} & 0 \\ D_{xy} & D & 0 \\ 0 & 0 & D_k \end{bmatrix} \quad (34)$$

式中, D 、 D_{xy} 和 D_k 分别为:

$$D = \int_{h_0-h_1}^{h_0} \frac{E_1}{1-\mu_1^2} z^2 dz + \int_{h_0-h_1-h_2}^{h_0-h_1} \frac{E_2}{1-\mu_2^2} z^2 dz \quad (35)$$

$$D_{xy} = \int_{h_0-h_1}^{h_0} \frac{E_1 \mu_1}{1-\mu_1^2} z^2 dz + \int_{h_0-h_1-h_2}^{h_0-h_1} \frac{E_2 \mu_2}{1-\mu_2^2} z^2 dz \quad (36)$$

$$D_k = \int_{h_0-h_1}^{h_0} G_1 z^2 dz + \int_{h_0-h_1-h_2}^{h_0-h_1} G_2 z^2 dz \quad (37)$$

将式(27)代入式(33)可以得到:

$$\mathbf{k} = \Phi_S \mathbf{q} = [-\Phi_{xx}, -\Phi_{yy}, -\Phi_{xy}]^T \mathbf{q} \quad (38)$$

式中, Φ_{xx} 和 Φ_{yy} 分别表示 Φ_x 对 x 和 y 的偏导数矩阵; Φ_{xy} 表示 Φ_y 对 y 的偏导数矩阵.

利用式(28)和式(32), 根据拉格朗日方程可以得到:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) - \frac{\partial (T - U)}{\partial \mathbf{q}} = \mathbf{Q}_b \quad (39)$$

式中, \mathbf{Q}_b 表示作用在道路结构上的广义力列阵. 进一步整理式(39)可以得到道路结构的动力学方程为:

$$\mathbf{M}_b \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}_b \mathbf{q} = \mathbf{Q}_b \quad (40)$$

式中, \mathbf{K}_b 和 \mathbf{M}_b 分别为道路结构的刚度和质量矩阵, 且有:

$$\mathbf{K}_b = \int_0^a \int_0^b \Phi_S^T \mathbf{D}_b \Phi_S dx dy \quad (41)$$

$$\mathbf{M}_b = \mathbf{M}_{b1} + \mathbf{M}_{b2} + \mathbf{M}_{b3} \quad (42)$$

式中, \mathbf{M}_{b1} 、 \mathbf{M}_{b2} 和 \mathbf{M}_{b3} 分别由下式给出:

$$\mathbf{M}_{b1} = \frac{1}{12} \rho (h_1 + h_2)^3 \int_0^a \int_0^b \Phi_x^T \Phi_x dx dy \quad (43)$$

$$\mathbf{M}_{b2} = \frac{1}{12} \rho (h_1 + h_2)^3 \int_0^a \int_0^b \Phi_y^T \Phi_y dx dy \quad (44)$$

$$\mathbf{M}_{b3} = \rho (h_1 + h_2) \int_0^a \int_0^b \Phi^T \Phi dx dy \quad (45)$$

道路结构受到的外力包括车轮和地基对其施加的作用力, 这里采用虚功原理计算相应的广义力, 过程如下:

由式(18)和式(27), 道路结构在车体 i 上车轮 j 处的垂向振动位移表示为:

$$\mathbf{u}_p = [-h_0 \Phi_x^T, -h_0 \Phi_y^T, \Phi^T]^T \mathbf{q} = \mathbf{R}_F \mathbf{q} \quad (46)$$

式中, \mathbf{R}_F 为:

$$\mathbf{R}_F = [-h_0 \Phi_x^T, -h_0 \Phi_y^T, \Phi^T]^T \quad (47)$$

对式(46)求变分可以得到:

$$\delta \mathbf{u}_P = \mathbf{R}_F \delta \mathbf{q} \quad (48)$$

因此,车体 i 上车轮 j 对道路结构所做的虚功可计算为:

$$\delta W_F = \delta \mathbf{u}_P^T (F_{zij} \mathbf{k}) = \delta \mathbf{q}^T \mathbf{Q}_{zij} \quad (49)$$

式中, $\mathbf{k} = [0, 0, 1]^T$ 表示 z 轴方向的单位基矢量. 由式(49)可以得到车体 i 上车轮 j 对道路结构的作用力的广义力 \mathbf{Q}_{zij} 为:

$$\mathbf{Q}_{zij} = F_{zij} \mathbf{R}_F^T \mathbf{k} \quad (50)$$

考虑所有的车轮对道路结构的作用,利用式(50),道路结构受到总的广义力 \mathbf{Q}_z 为:

$$\mathbf{Q}_z = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^4 F_{zij} \mathbf{R}_F^T \mathbf{k} \quad (51)$$

进一步计算地基对结构作用力的广义力 \mathbf{Q}_{Fg} . 假设地基的刚度为 K_g , 则地基对道路结构所做的虚功可计算为:

$$\begin{aligned} \delta W_{Fg} &= \int_0^a \int_0^b \delta \mathbf{u}_P^T (-K_g w \mathbf{k}) dx dy = \\ \delta \mathbf{q}^T \left(-K_g \int_0^a \int_0^b \mathbf{R}_F^T \mathbf{k} \Phi dx dy \mathbf{q} \right) &= \delta \mathbf{q}^T \mathbf{Q}_{Fg} \end{aligned} \quad (52)$$

由式(51)可以得到地基对结构作用力的广义力 \mathbf{Q}_{Fg} 为:

$$\mathbf{Q}_{Fg} = -K_g \int_0^a \int_0^b \mathbf{R}_F^T \mathbf{k} \Phi dx dy \mathbf{q} \quad (53)$$

2.3 路面不平度

本文采用谐波叠加法^[30-31]建立路面不平度模型. 该方法通过叠加不同波长和振幅的谐波信号, 模拟真实路面的凹凸不平度, 能够有效地控制路面参数, 生成具有更高拟真度的路面数据. 基于谐波叠加法, 路面不平度功率谱密度 (powers spectral density, PSD) 可计算为:

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-2} \quad (54)$$

式中, n_0 表示参考空间频率, 一般取为 0.1 m^{-1} ; $G_q(n_0)$ 表示频率为 n_0 时的路面不平度功率谱密度, 与路面等级相对应; n 表示空间频率, 一般取值的上下限分别为 $n_1 = 0.011 \text{ m}^{-1}$ 和 $n_2 = 2.83 \text{ m}^{-1}$.

进一步, 路面不平度 $q(x, y)$ 可计算为:

$$\begin{aligned} q(x, y) &= \sum_{i=1}^k \sqrt{2G_q(n_{mid,i})} \Delta n_i \times \\ &\sin[2\pi n_{mid,i} \sqrt{x^2 + y^2} + \theta_i(y)] \end{aligned} \quad (55)$$

式中, Δn_i 表示频率采样间隔; $G_q(n_{mid,i})$ 表示每个频率采样间隔 Δn_i 的中心频率 $n_{mid,i}$ ($i = 1, 2, \dots, k$) 处对应的功率谱密度值; $\theta_i(y)$ 表示区间 $[0, 2\pi]$

的随机数.

本文中将频率范围划分为 200 份, 即 $k = 200$. 基于上述参数, 可以得到尺寸为 $600 \text{ m} \times 30 \text{ m}$ 的 B 级路面三维不平度模型, 如图 5 所示.

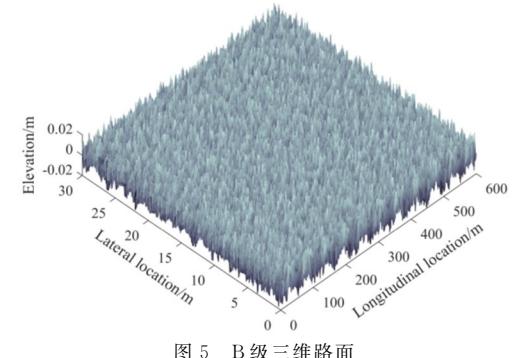


图 5 B 级三维路面

Fig. 5 Class B three-dimensional pavement

进一步在上述三维随机路面上选取任意两条单道不平度的功率谱, 分别为 $G_{d1}(f)$ 和 $G_{d2}(f)$, 将两者与目标功率谱对比, 其结果如图 6 所示.

此外, 该随机路面各单道不平度的相关性, 如图 7 所示, $C_{12}^2(f)$ 表示相干函数值, 取值范围为 $[0, 1]$, 数值越大相关性越强. 由图 7(b) 可见, 不同

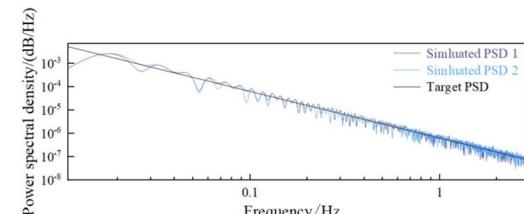
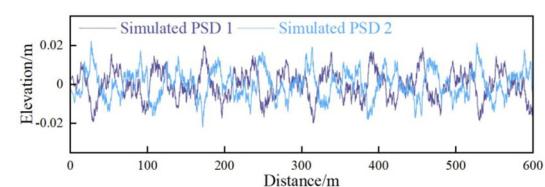
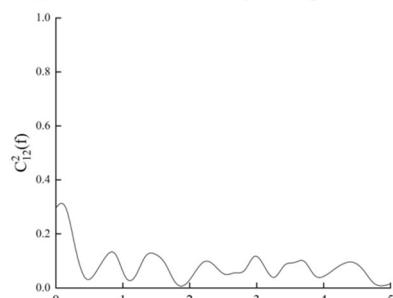


图 6 仿真 PSD 与目标对比

Fig. 6 Comparision of the simulated PSD with the target one



(a) 任意两条单道路面不平度
(a) Pavement unevenness of any two single roads



(b) 路面不平度相干函数
(b) Pavement unevenness coherence function

图 7 相干性验证

Fig. 7 Coherence verification

单道之间的相干性较低,这表明两单道在频率分量上的线性相关程度较弱。相干性较低的主要原因是谐波叠加法引入了随机相位。该方法通过为每个频率分量赋予随机相位,显著降低了单道之间的相关性,从而更加贴近实际路面的空间分布特性。

图5~图7的结果验证了使用谐波叠加法生成三维随机路面的有效性和独立性,适应车辆动力学仿真的需求。

2.4 列车—道路耦合系统动力学方程

利用式(15)和式(40),虚拟轨道列车—道路耦合系统动力学方程表示为:

$$M\ddot{Z} + C\dot{Z} + KZ = Q \quad (56)$$

式中, Z 表示耦合系统的坐标列阵; M 、 C 和 K 分别表示耦合系统的质量、阻尼和刚度矩阵; Q 表示耦合系统上的作用力列阵。其中,

$$Z = [q^T, Z_v^T]^T \quad (57)$$

$$M = \begin{bmatrix} M_b & \mathbf{0}_{mn \times 21} \\ \mathbf{0}_{21 \times mn} & M_v \end{bmatrix} \quad (58)$$

$$C = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{mn \times mn} & \mathbf{0}_{mn \times 21} \\ \mathbf{0}_{21 \times mn} & C_v \end{bmatrix} \quad (59)$$

$$K = \begin{bmatrix} K_b & \mathbf{0}_{mn \times 21} \\ \mathbf{0}_{21 \times mn} & K_v \end{bmatrix} \quad (60)$$

$$Q = [Q_{zw}^T, Q_z^T + Q_{Fg}^T]^T \quad (61)$$

3 模型验证

基于耦合系统动力学方程(56)建立的动力学模型,为了验证该理论模型的准确性和可靠性,在ABAQUS有限元仿真软件中建立了与理论模型参数一致的仿真模型,如图8所示。假设三编组列车以30 km/h的速度在B级路面上沿直线行驶,运行时间设定为10 s以确保仿真计算与理论模型工况的一致性。

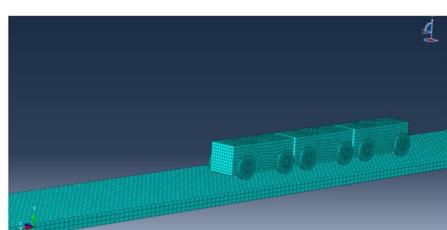


图8 ABAQUS仿真模型

Fig. 8 ABAQUS finite element simulation model

本小节选取车体2的理论模型与ABAQUS仿真模型结果进行对比分析。图9展示了理论与仿真模型的车体垂向加速度时域响应。理论与仿真模型的车体垂向加速度的幅值变化趋势均保持在 $-1\text{m/s}^2 \sim +1\text{m/s}^2$ 之间。图10则给出了理论与仿真模型车体垂向加速度的功率谱分析,其中横、纵坐标均取对数坐标。理论和仿真模型的车体垂向加速度的振动频率趋势呈现较为一致的变化,并且两者均在0.95 Hz处出现了明显的能量峰值。通过上述分析,理论和仿真模型在时域和频域上总体变化趋势高度吻合,进一步验证了所建立的理论模型的正确性。

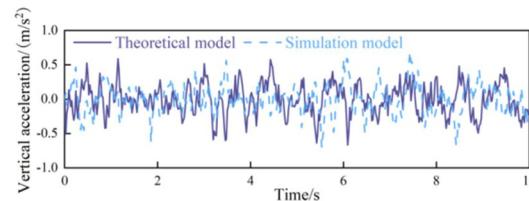


图9 理论与仿真模型的加速度时域曲线

Fig. 9 Acceleration time domain curves of theoretical and simulation model

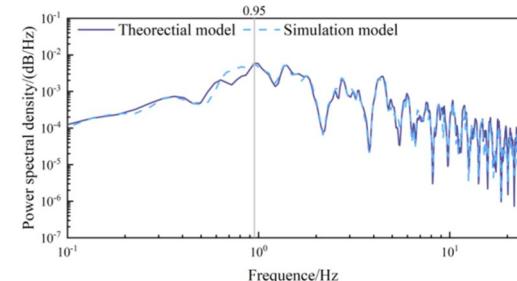


图10 理论与仿真模型的加速度功率谱

Fig. 10 Acceleration PSD for theoretical and simulation model

4 仿真分析

假设虚拟轨道列车以某恒定速率在随机的道路上行驶,利用Newmark算法求解耦合系统动力学方程(57),并考虑路面厚度、杨氏模量、车速、铰接阻尼和路面等级的变化,利用Sperling指数和道路在车轮接触点处的应力均方根值(root mean square of stress, stress RMS),定量地分析系统特征参数对列车—道路耦合系统服役性能的影响,并进一步展开参数敏感性分析。在分析过程中,耦合系统的具体的仿真参数如表1所示。

4.1 评估指标

系统服役性能是指系统在实际使用过程中,能够持续稳定地完成预定功能的能力,包括其可靠性、

表 1 耦合系统参数

Table 1 Coupling system parameters

Parameter/Unit	Value	Parameter/Unit	Value
M_c/kg	9660	l_1/m	2.8
M_w/kg	75	l_2/m	2.8
$I_\theta/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	177 992	L_c/m	4.85
$I_\phi/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	85 930	d_w/m	1.3
$K_s/(\text{N}/\text{m})$	7×10^5	μ_1	0.35
$C_s/(\text{Ns}/\text{m})$	3500	μ_2	0.35
$K_t/(\text{N}/\text{m})$	506 000	$\rho_1/(\text{kg} \cdot \text{m}^3)$	2613
$K_e/(\text{N}/\text{m})$	1×10^7	$\rho_2/(\text{kg} \cdot \text{m}^3)$	2083
$C_e/(\text{Ns}/\text{m})$	5×10^5	$K_g/(\text{N}/\text{m})$	4.8×10^7

耐久性、舒适性和安全性等方面的综合表现。本研究选取 Sperling 指数和道路在车轮接触点处的应力均方根值两个评估指标来衡量列车—道路耦合系统的服役性能。其中, Sperling 指数是衡量列车运行品质的重要指标。Sperling 指数越低, 意味着列车的振动强度越低, 运行品质越好。根据中国标准《机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范: GB/T 5599—2019》, Sperling 指数 W 可定义为:

$$W = 7.08 \sqrt{\frac{A^3}{f} F(f)} \quad (62)$$

式中, A 表示加速度幅值; f 表示振动频率; $F(f)$ 表示频率为 f 的修正系数, 其具体的计算为:

$$F(f) = \begin{cases} 0.325f^2, & f < 5.9 \\ \frac{400}{f^2}, & 5.9 \leq f < 20 \\ 1, & f \geq 20 \end{cases} \quad (63)$$

道路在车轮接触点处的应力均方根值是评估道路力学性能的重要指标。通过计算道路在接触点的应力均方根值, 能够有效量化车辆对道路表面施加的动态载荷, 从而评估道路的疲劳性和耐久性, 应力均方根(RMS) σ_{RMS} 的计算为:

$$\sigma_{\text{RMS}} = \sqrt{\sum (\sigma_i^2)/n} \quad (64)$$

式中, σ_i 表示某一时刻的应力值; n 表示应力值的总数。

4.2 路面(面层/路基)厚度的影响

图 11 为路面厚度变化对列车各车体的 Sperling 指数的影响。从图 11 中可以看出, 在当前工况下 Sperling 指数随着厚度增大而呈现出略微降低趋势。当厚度由 0.01/0.05 m 增加到 0.09/0.2 m

时, 车体 1、2 和 3 的 Sperling 指数分别从 1.57、1.48 和 1.69 变化至 1.52、1.47 和 1.57, 其减幅分别为 3.3%、1.4% 和 7.6%。这主要是因为厚路面提供了更多的弹性和变形空间, 使列车在行驶过程中遇到的不平整路面产生的冲击和振动得以分散和缓解, 从而减少列车车体的振动幅度。需要说明的是, 尽管路面厚度变薄, 但仍具有一定的弹性和变形空间, 能够耗散系统振动, 考虑到悬架的吸振作用, 因此车体 Sperling 指数变化不明显。

图 12 为路面厚度变化对车轮与道路接触点处的应力均方根值的影响。从图 12 中可以看出, 在当前工况下应力均方根值随着厚度的增大而呈现降低的趋势。当厚度由 0.01/0.05 m 增加到 0.09/0.2 m 时, 应力均方根值(单位: kPa)分别从 1.84、3.37、2.58、2.51、3.37 和 1.86 变化至 1.03、2.04、2.02、2.04 和 1.03, 其减幅分别为 78.6%、65.2%、27.7%、24.6%、65.2% 和 80.6%。这主要是因为厚度的增大导致路面的刚度和承载能力提高, 使其可以有效分散载荷, 从而降低了接触点的应力均方根。

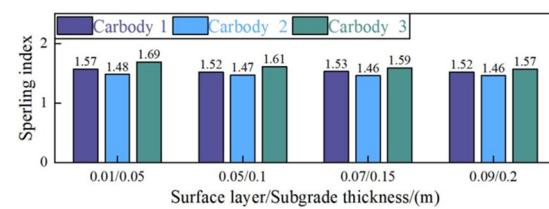


Fig. 11 路面厚度对 Sperling 指数的影响
Fig. 11 Influence of pavement thickness on Sperling index

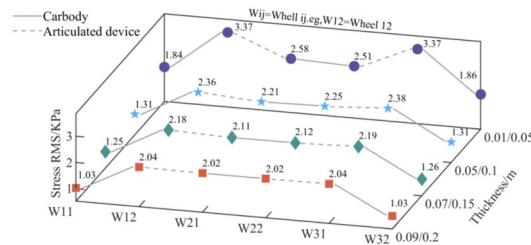


Fig. 12 路面厚度对应力均方根的影响
Fig. 12 Influence of pavement thickness on stress RMS

4.3 路面(面层/路基)杨氏模量的影响

图 13 为路面杨氏模量的变化对列车各车体的 Sperling 指数的影响。从图 13 中可以看出, 在当前工况下 Sperling 指数随着杨氏模量的增加而呈现增加的趋势。当杨氏模量由 500/137 MPa 增加到 3500/1100 MPa 时, 车体 1、2 和 3 的 Sperling 指数分别从 1.52、1.44 和 1.57 变化至 1.71、1.67 和

1.82,其增幅分别为12.5%、15.9%和16.0%。这主要是较高的杨氏模量意味着路面材料更硬并且更难以变形,这会增加列车行驶时的颠簸感,导致Sperling指数增加。相反,较低的杨氏模量则意味着路面材料更柔软并且更易于变形,这有助于吸收列车行驶时的振动,导致Sperling指数降低。

图14为路面杨氏模量的变化对车轮与道路接触点处的应力均方根值的影响。从图14中可以看出,在当前工况下应力均方根值随着杨氏模量的增大而呈现降低趋势。当杨氏模量由500/137 MPa减小到3500/1100 MPa时,应力均方根值(单位:kPa)分别从1.84、3.37、2.58、2.51、3.37和1.86变化至1.01、2.44、1.67、1.68、2.49和1.04,其减幅分别为82.2%、38.1%、54.5%、49.4%、35.3%和78.8%。这是因为杨氏模量较大的材料能够更均匀地分散外部荷载,避免局部应力集中,因此应力均方根值也会相应降低。

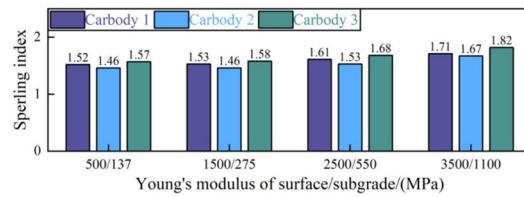


图13 路面杨氏模量对Sperling指数的影响
Fig. 13 Influence of Young's modulus of pavement on Sperling index

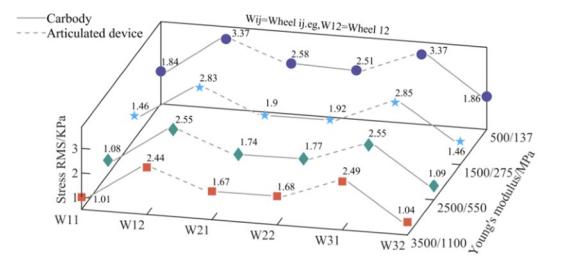


图14 路面杨氏模量对应力均方根的影响
Fig. 14 Influence of Young's modulus of pavement on stress RMS

4.4 车速的影响

图15为车速的变化对列车各车体的Sperling指数的影响。从图15中可以看出,在当前状况下Sperling指数随着车速的增加而呈现增加的趋势。当车速从30 km/h增加到70 km/h时,车体1、2和3的Sperling指数分别从1.34、1.29和1.41变化至1.66、1.54和1.77,其增幅分别为23.9%、19.4%和25.5%。这主要是因为运行速度的提高会加剧虚拟轨道列车各部件间的振动。

图16为车速对车轮与道路接触点处的应力均

方根值的影响。从图16中可以看出,应力均方根值随着车速的增加而呈现降低趋势。在当前工况下车速从30 km/h增加到70 km/h时,应力均方根值(单位:kPa)分别从2.63、3.77、2.74、2.75、3.80和2.63变化至1.51、2.95、2.30、2.35、2.97和1.52,其减幅分别为74.2%、27.8%、19.1%、17.0%、28.0%和73.0%。这主要是因为随着速度的增加,载荷变化频率提高,动态效应趋于均匀化,从而导致应力均方根值减小。高速行驶时,车辆的惯性效应增加,使得车轮与道路之间的接触更平滑,减少了应力集中现象,较高的惯性力有助于平滑车轮运动,减少了应力峰值。

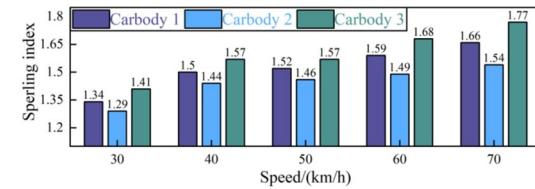


图15 车速对Sperling指数的影响
Fig. 15 Influence of speed on Sperling index

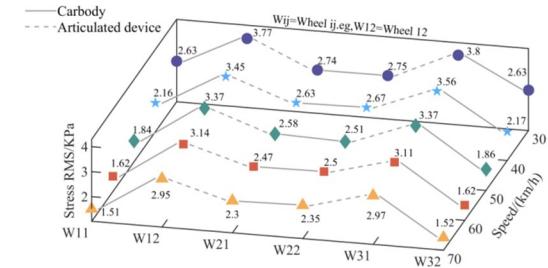


图16 车速对应力均方根的影响
Fig. 16 Influence of speed on stress RMS

4.5 铰接阻尼的影响

图17为铰接阻尼变化对列车各车体的Sperling指数的影响。从图17中可以看出,在当前工况下Sperling指数随着铰接阻尼增大而呈现出降低趋势。当铰接阻尼由100 000 Ns/m增加到500 000 Ns/m时,JP车体1、2和3的Sperling指数分别从1.77、1.68和1.84变化至1.52、1.46和1.57,其减幅分别为16.4%、15.1%和17.2%。这主要是因为铰接阻尼的增加增强了列车车体间的能量耗散能力,减少了由于路面不平顺和外部激励引起的振动传递,使车体的垂向振动幅值降低,进而降低Sperling指数。

图18为铰接阻尼变化对车轮与道路接触点处的应力均方根值的影响。从图18中可以看出,在当前工况下应力均方根值随着铰接阻尼的增大而呈现降低的趋势。当铰接阻尼由100 000 Ns/m增加到

500 000 Ns/m 时,应力均方根值(单位: kPa)分别从 1.99、3.50、2.61、2.55、3.52 和 2.01 变化至 1.84、3.37、2.58、2.51、3.37 和 1.86,其减幅分别为 8.2%、3.9%、1.2%、1.6%、4.6% 和 8.1%。这主要是因为铰接阻尼的增加,使列车的动力学特性得以改善,列车在受到外界扰动时,能够有效分散动态载荷,使车轮与道路接触点的受力更加均匀,降低峰值应力,从而减少应力均方根的整体水平。

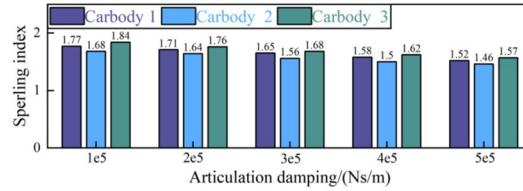


图 17 铰接阻尼对 Sperling 指数的影响

Fig. 17 Influence of articulation damping on Sperling index

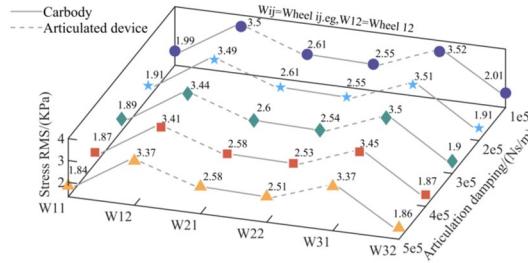


图 18 铰接阻尼对应力均方根的影响

Fig. 18 Influence of articulation damping on stress RMS

4.6 路面等级的影响

图 19 为路面等级对列车的各车体的 Sperling 指数的影响。从图 19 中可以看出,在当前工况下 Sperling 指数随着路面等级的降低而呈现显著增加的趋势。当路面等级从 A 级变化至 E 级时,车体 1、2 和 3 的 Sperling 指数分别从 1.23、1.2 和 1.3 增加至 3.59、3.44 和 3.87,其增幅分别为 191.9%、186.7% 和 197.7%。这主要是因为较差的路面条件会导致虚拟轨道列车受到更多的垂直振动,这些振动更频繁地通过车辆的结构传递并叠加,从而导致 Sperling 指数的大幅上升。

此外,从图 19 中还可以看出,车体 2 的 Sperling 指数始终略低于车体 1 和车体 3,且车体 3 的 Sperling 指数相对较高。这是因为车体 2 位于列车的中部,其车间铰接阻尼有效地耗散了车体的振动能量,而车体 3 由于振动的传播和叠加影响,车体振动相对明显,运行品质较差。

图 20 为路面等级对车轮与道路接触点处的应力均方根值的影响。从图 20 中可以看出,应力均方

根值随着路面等级的增加而呈现显著增大的趋势。路面等级从 A 级变化至 E 级时,应力均方根值(单位: kPa)分别从 0.91、1.67、1.28、1.20、1.63 和 0.91 增加到 12.74、21.53、17.86、17.76、20.66 和 12.74,其增幅最大为 14 倍。这一现象归因于以下两个原因:(1)低等级路面会引起车辆结构的剧烈振动,这些振动通过车轮传递到路面,使得接触点处的应力增大。(2)由于路面凹凸不平度,路面等级越低,车轮与路面实际接触的面积减小,载荷集中在少数接触点上,导致这些点处的应力显著增大。

此外,从图 20 还可以看出,列车同侧各车轮与道路接触点处的应力均方根值存在一定规律:车轮 11 和车轮 32、车轮 12 和车轮 31 以及车轮 21 和车轮 22 处的应力均方根相差不大。这种现象主要归因于以下两个方面:(1)载荷分布均匀。虚拟轨道列车的设计具有对称性,当其受到外部载荷时,载荷会均匀分布到结构的各个对称部分,从而道路在对称的车轮位置处承受的载荷相似,导致应力均方根接近。(2)振动模式相似。对称结构的振动模式往往也是对称的,即道路在振动过程中各对称位置处的振动特性相似,使得产生的应力相似。

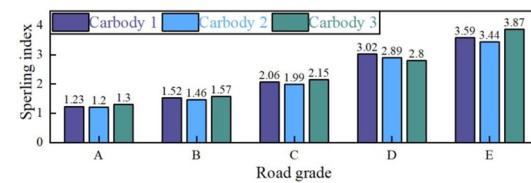


图 19 路面等级对 Sperling 指数的影响

Fig. 19 Influence of road grade on Sperling index

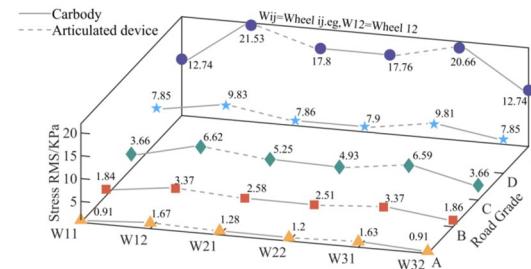


图 20 路面等级对应力均方根的影响

Fig. 20 Influence of road grade on stress RMS

4.7 参数敏感性分析

基于上述分析结果,本文采用 OAT 法^[32]对虚拟轨道列车—道路垂向耦合模型进行参数敏感性分析,重点考察路面厚度、杨氏模量、车速、铰接阻尼和路面等级的变化对系统服役性能的影响程度,具体结果如表 2 和表 3 所示。

为了使参数敏感性分析结果更直观,对比更清晰,并结合敏感度分类表^[32],将表2和表3的数据以折线图方式呈现,如图21和图22所示。

表2 不同参数变化对各车体Sperling指数的敏感度

Table 2 Parameter sensitivity analysis of carbody Sperling index

Parameter comparsion	Carbody1	Carbody2	Carbody3
Thickness	0.01	0.01	0.03
Young's modulus	0.02	0.02	0.02
Speed	0.18	0.15	0.19
Articulation damping	0.04	0.04	0.04
Road grade	0.38	0.37	0.40

表3 不同参数变化对车轮 ij 与道路接触处应力均方根值的敏感度

Table 3 Parameter sensitivity analysis of stress RMS in wheel-road contact interface

Parameter comparsion	W11	W12	W21	W22	W31	W32
Thickness	0.26	0.22	0.09	0.08	0.22	0.27
Young's modulus	0.12	0.05	0.08	0.07	0.05	0.12
Speed	0.56	0.21	0.14	0.13	0.21	0.55
Articulation damping	0.03	0.02	0.01	0.01	0.02	0.03
Road grade	2.6	2.38	2.58	2.76	2.34	2.6

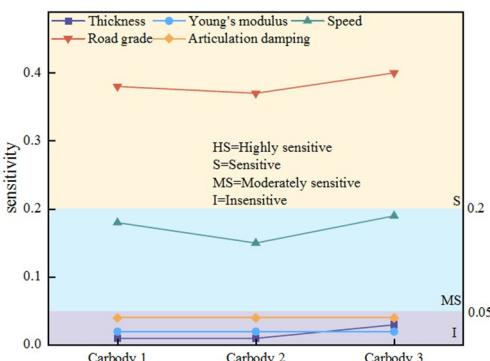


图21 不同参数变化对各车体Sperling指数的敏感度

Fig. 21 Parameter sensitivity analysis of carbody Sperling index

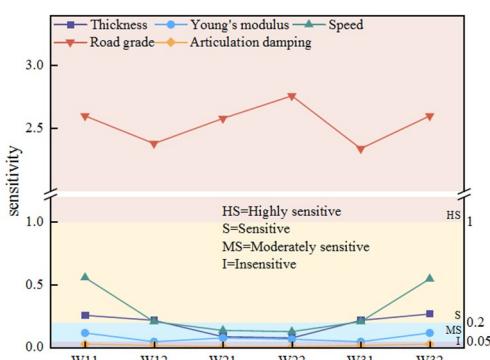


图22 不同参数变化对应力均方根值的敏感度

Fig. 22 Parameter sensitivity analysis of stress RMS

由图21可见,不同参数变化对各车体Sperling指数的敏感度排序:路面等级>车速>铰接阻尼>路面杨氏模量>路面厚度。具体来看,路面等级对Sperling指数的影响最为显著,其敏感度远高于其他参数,被归类为敏感参数。车速次之,其对Sperling指数的影响较大,但相较于路面等级略低,被归类为一般敏感参数。相比之下,路面厚度、杨氏模量和铰接阻尼对Sperling指数的影响较小,虽然在一定范围内仍会对车体振动特性产生作用,但整体变化幅度有限,难以对Sperling指数造成显著影响,因此被归类为不敏感参数。

由图22可见,不同参数变化对车轮 ij 与道路接触处应力均方根值的敏感度排序为:路面等级>车速>路面厚度>路面杨氏模量>铰接阻尼。具体而言,路面等级对车轮 ij 与道路接触处应力均方根值影响最为显著,敏感度最高,被归类为极敏感参数。车速和路面厚度对不同车体处的车轮与道路接触处应力均方根值的影响存在差异,其中车体1和车体3对应的敏感度较高,被归类为敏感参数,而中间车体(车体2)相对较低,被归类为一般敏感,这可能与中间车体的铰接装置结构特性有关,由于铰接阻尼的存在,中间车体可能在一定程度上缓冲了外部激励的传递,使其对外界参数变化的响应较弱。相比之下,路面杨氏模量的敏感度相对较小,被归为一般敏感。而铰接阻尼的敏感度最低,在所有参数中影响较小,被归类为不敏感参数。

5 结论

本文考虑胎地耦合,建立虚拟轨道列车—道路耦合动力学模型,模拟列车在随机路面不平度下匀速行驶的工况,基于路面厚度、杨氏模量、车速、铰接阻尼和等级变化,通过分析列车的Sperling指数和车轮与道路接触点的应力均方根,研究耦合系统的垂向动力学特性,得到以下结论:

(1)路面厚度、铰接阻尼增加和路面等级提高可以降低列车Sperling指数和车轮与道路接触处的应力均方根,从而提升列车运行品质和道路力学性能;然而,路面杨氏模量和车速增加虽然可以降低车轮与道路接触处的应力均方根,提升道路力学性能,但同时会加剧列车垂向振动,导致列车运行品质下降。

(2)参数变化对各车体Sperling指数的敏感度

排序:路面等级>车速>铰接阻尼>路面杨氏模量>路面厚度;参数变化对车轮与道路接触处应力均方根值的敏感度排序为:路面等级>车速>路面厚度>路面杨氏模量>铰接阻尼。

因此,路面等级是影响虚拟轨道列车—道路垂向耦合系统服役性能的最关键因素,考虑到虚拟轨道列车是一种具有较高运量且对舒适性要求更高的公共交通工具,优化路面等级应作为提升系统服役性能的首要考虑因素。此外,车速和路面厚度对系统服役性能也具有显著影响,应合理控制,例如可根据不同路段的实际条件制定适宜的行驶速度。路面杨氏模量和铰接阻尼对系统服役性能的影响相对较小,但在长期运营中不可忽视,在车辆匹配参数和道路设计、维护保养,仍需综合考虑这些因素。

参考文献

- [1] 王承萍,张济民,周和超,等.虚拟轨道列车作用下黏弹性路面响应及变形分析[J].同济大学学报(自然科学版),2021,49(1):60—66.
WANG C P, ZHANG J M, ZHOU H C, et al. Dynamic response and permanent deformation analysis of asphalt pavement under the virtual rail train [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2021, 49(1): 60—66. (in Chinese)
- [2] 赵妍,张步云,TAN CHIN-AN,等.基于无限长梁模型的车路振动耦合系统半解析解[J].汽车工程学报,2024,14(2):217—225.
ZHAO Y, ZHANG B Y, TAN C A, et al. Semi-analytical solution for vehicle-road vibrational coupling system based on an infinite-length beam model [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2024, 14(2): 217—225. (in Chinese)
- [3] 陈鸿燕,丁虎,陈立群.车路耦合振动中 Galerkin 截断收敛阶数的研究[J].机械工程学报,2021,57(12):31—39.
CHEN H Y, DING H, CHEN L Q. Analysis of the Galerkin truncation convergence term in the vehicle-pavement system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(12): 31—39. (in Chinese)
- [4] DING H, YANG Y, CHEN L Q, et al. Vibration of vehicle-pavement coupled system based on a Timoshenko beam on a nonlinear foundation [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(24): 6623—6636.
- [5] 张丙强,李亮.车辆—路面耦合振动系统模型与仿真分析[J].振动与冲击,2010,29(2):35—38,219.
ZHANG B Q, LI L. Dynamic model and simulation of a vehicle-road coupled system [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(2): 35—38, 219. (in Chinese)
- [6] 张丙强,李亮.人—车—路耦合系统振动分析及舒适度评价[J].振动与冲击,2011,30(1):1—5,15.
ZHANG B Q, LI L. Dynamic model and comfortable-ness evaluation of a body-vehicle-road coupled system [J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(1): 1—5, 15. (in Chinese)
- [7] ALISJAHBANA S W, ASMI A, SAFRILAH, et al. Numerical simulation of vehicle movement on rigid roadway pavement with discontinuities [J]. Journal of Vibroengineering, 2019, 21(5): 1414—1425.
- [8] 周玉民,谈至明,刘伯莹.1/4车—路耦合动力学模型研究[J].同济大学学报(自然科学版),2012,40(3):408—413.
ZHOU Y M, TAN Z M, LIU B Y. Quarter vehicle-road coupling dynamics models [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2012, 40(3): 408—413. (in Chinese)
- [9] 李皓玉,杨绍普,齐月芹,等.移动随机荷载下沥青路面的动力学特性和参数影响分析[J].工程力学,2011,28(11):159—165.
LI H Y, YANG S P, QI Y Q, et al. Dynamics of asphalt pavement under moving stochastic loads and parameter analysis [J]. Engineering Mechanics, 2011, 28(11): 159—165. (in Chinese)
- [10] 苏鸣,李硕,黄浩,等.七自由度车—路耦合模型设计及试验研究[J].机械设计与制造,2022(4):88—91, 96.
SU M, LI S, HUANG H, et al. Design and experimental study of 7-DOF vehicle-road coupling model [J]. Machinery Design & Manufacture, 2022(4): 88—91, 96. (in Chinese)
- [11] 李梦琪,张峰,冯德成,等.车桥耦合下钢桥面沥青铺装层动力响应研究[J].工程力学,2019,36(12):177—187.
LI M Q, ZHANG F, FENG D C, et al. Dynamic response of steel deck asphalt pavement considering vehicle-bridge coupling effect [J]. Engineering Mechanics, 2019, 36(12): 177—187. (in Chinese)

- [12] LENG H, REN L H, JI Y J. Path-following control strategy for gantry virtual track train based on distributed virtual driving model [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2024, 62(1): 85–113.
- [13] WANG Z H, LU Z G. Research on traction guidance cooperative control of virtual track train based on path-tracking and articulation hinge forces optimisation [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2024, 238(12): 5469–5487.
- [14] ZHANG D H, YANG C J, ZHANG W H, et al. A novel tracking control method for the distributed-drive and active-steering articulated virtual rail train [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 2022, 236(2): 418–440.
- [15] ZHANG R, SHEN G. Cooperative control of tire longitudinal and lateral forces of distributed drive virtual rail train [J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2023, 2437(1): 012117.
- [16] YIN Z H, ZHANG J Y, LU H Y. Establishment and comparison of a spatial dynamics model for virtual track train with different steering modes [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 2021, 235(3): 481–498.
- [17] CHEN J, ZHANG D H, ZHANG W H. A tracking control method for articulated virtual rail train with N -unit based on the dynamic model [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 2023, 237(7): 1219–1234.
- [18] WANG Z P, ZHANG Y, WANG Z F. All-wheel steering tracking control method for virtual rail trains with only interoceptive sensors [J]. *World Electric Vehicle Journal*, 2024, 15(6): 247.
- [19] HUANG Y P, MA X G, REN L H. Train trajectory-following control method using virtual sensors [J]. *Sensors*, 2024, 24(16): 5385.
- [20] 王谭明, 杨蔡进, 赵煜, 等. 紧急制动工况下虚拟轨道列车车间铰接力研究[J]. 动力学与控制学报, 2024, 22(8): 66–74.
- WANG T M, YANG C J, ZHAO Y, et al. Research on vehicle articulated forces of virtual track train under emergency braking conditions [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2024, 22(8): 66–74.
- (in Chinese)
- [21] ZUO J Y, DIAO P F, ZHOU C M, et al. Simulation research on the braking characteristics between tires of the 3-module virtual track train [J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, 1838(1): 012070.
- [22] 王承萍, 张济民, 周和超, 等. 全行驶状态下虚拟轨道列车的动载及道路友好特性[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2022, 50(6): 871–878.
- WANG C P, ZHANG J M, ZHOU H C, et al. Dynamic load characteristics and road friendliness of virtual track train in full running conditions [J]. *Journal of Tongji University (Natural Science)*, 2022, 50(6): 871–878. (in Chinese)
- [23] CUI H M, PENG A J, SONG P Y, et al. Research on energy recovery method of virtual track train based on working conditions segmentation strategy [J]. *International Journal of Power and Energy Research*, 2020, 4(3): 34–44.
- [24] 付辰辰, 姚丹, 杨益, 等. 虚拟轨道列车侧墙结构声学优化设计[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2022, 53(10): 4197–4205.
- FU C C, YAO D, YANG Y, et al. Acoustic optimization and design of sidewall structures of virtual rail trains [J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2022, 53(10): 4197–4205. (in Chinese)
- [25] LI C, JI Y J, HUANG Y P, et al. Damping coefficient optimization for the articulated system of virtual track trains [J]. *Shock and Vibration*, 2024, 2024(1): 8849689.
- [26] 王雨恒, 杨蔡进, 徐菁, 等. 基于轴距预瞄的虚拟轨道列车主动悬架控制策略[J]. 动力学与控制学报, 2024, 22(5): 69–77.
- WANG Y H, YANG C J, XU J, et al. Active suspension control strategy of virtual rail train based on wheelbase preview [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2024, 22(5): 69–77. (in Chinese)
- [27] XU Y, YANG C J, ZHU W D, et al. A reduced-plate model transmission method for fast dynamic analysis of vehicle-pavement interaction [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2023, 548: 117554.
- [28] YIN Z H, ZHANG J Y, LU H Y, et al. Dynamics modeling and analysis of a four-wheel independent motor-drive virtual-track train [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 2021, 235(1):

- 134—149.
- [29] 魏保立, 郭成超, 崔璨. 长寿命路面疲劳寿命预测的频域分析方法[J]. 中国工程科学, 2017, 19(6): 80—85.
WEI B L, GUO C C, CUI C. Fatigue life prediction of long-life pavement using frequency-domain analysis [J]. Strategic Study of CAE, 2017, 19(6): 80—85. (in Chinese)
- [30] 薛劲橹, 王红岩, 迟宝山. 虚拟试验三维随机路面的建模[J]. 中国工程机械学报, 2012, 10(2): 237—241.
XUE J L, WANG H Y, CHI B S. Stochastic 3D-road-surface modeling for virtual testing [J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2012, 10(2): 237—241. (in Chinese)
- [31] 张哲, 王汉平, 李倩. 考虑轮辙相干性的二维随机路面的构造方法[J]. 振动与冲击, 2020, 39(18): 238—241.
ZHANG Z, WANG H P, LI Q. Model for the construction of 2D road roughness in consideration of the coherence function between different wheel tracks [J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(18): 238—241. (in Chinese)
- [32] 秦萍, 王正, 孙兆军, 等. 基于 LH-OAT 方法的 VG 模型参数敏感性分析[J]. 节水灌溉, 2019(10): 97—102.
QIN P, WANG Z, SUN Z J, et al. Sensitivity analysis of VG model parameter based on LH-OAT method [J]. Water Saving Irrigation, 2019(10): 97—102. (in Chinese)