

水平轮垂向刚度对跨坐式单轨车辆曲线通过性能影响的仿真分析*

肖乾 王迪 周生通 彭俊江

(华东交通大学载运工具与装备教育部重点实验室, 330013, 南昌 // 第一作者, 教授)

摘要 基于多体动力学理论, 利用 UM 建立了跨坐式单轨车辆动力学模型。在轨道参数和车辆运行速度不变的情况下, 仿真分析了不同水平轮垂向刚度下的单轨车辆曲线通过性能评价指标。仿真计算结果表明: 在水平轮垂向刚度变化范围内, 车体振动加速度和平稳性指标均满足国家相关标准要求, 且评定等级均达优; 随着水平轮垂向刚度的增大, 车辆的曲线通过性能明显转好, 但车辆的平稳性指标和振动加速度却逐渐增大, 使乘客乘坐舒适度有所下降; 当水平轮垂向刚度增大到一定程度时, 车辆的曲线通过性能受其影响变小。

关键词 跨坐式单轨车辆; 曲线通过性能; 水平轮; 垂向刚度; 仿真分析

中图分类号 U232; U271.92; U270.1⁺1

DOI: 10.16037/j.1007-869x.2021.06.015

Simulation Analysis of Influence of Horizontal Wheel Vertical Stiffness on Curve Passing Performance of Straddle Monorail Vehicle

XIAO Qian, WANG Di, ZHOU Shengtong, PENG Junjiang

Abstract Based on multi-body dynamics theory, a straddle monorail vehicle dynamics model is established by UM. Under condition that the track parameters and vehicle running speed remain unchanged, the evaluation indexes of curve passing performance of straddle monorail vehicle are simulated and analyzed by changing the size of horizontal wheel vertical stiffness. Results show that within the change range of vertical stiffness of horizontal wheels, the vibration acceleration and ride stability indexes of the vehicle body all meet the relevant national standards, and the evaluation grades are all excellent. With the increase of horizontal wheel vertical stiffness, the vehicle curve passing performance becomes better, however, the vehicle vibration acceleration and stationary index gradually increased, making ride comfort declined. When the vertical stiffness of horizontal wheel increases to a certain extent, the vehi-

cle's curve passing performance is less affected.

Key words straddle monorail vehicle; curve passing performance; horizontal wheel; vertical stiffness; simulation analysis

Author's address Key Laboratory of vehicle operation engineering of Ministry of Education, East China Jiaotong University, 330013, Nanchang, China

跨坐式单轨车辆的同一车轴左、右车轮, 在曲线段不能相对转动, 使得轮轨接触状态不佳, 导致走行轮轮胎会出现偏磨损。因此, 研究影响跨坐式单轨车辆曲线通过性能的因素对行车安全性具有重要意义。

目前, 研究影响跨坐式单轨车辆曲线通过性的因素主要集中在行车速度、曲线超高率、走行轮轮胎特性、预压力等方面, 且评价方法存在一定的局限性。文献[1]应用 MATLAB 和 Simulink 软件仿真分析了单轨车辆通过曲线时的响应特征, 以及导向轮和稳定轮的预压力对车辆运行的影响; 文献[2-3]分析了单轨车辆走行轮垂向刚度对车辆运行平稳性及导向轮所受径向力的影响, 但由于线路未在直线段和固定半径曲线段之间设置缓和曲线, 使得车辆在直线段行驶到固定半径曲线段时导向轮所受径向力突变; 文献[4]运用多体动力学方法设计了一种求解单轨车辆曲线仿真运动的算法, 并对单轨车辆的曲线通过性能进行了基础性研究; 文献[5]通过定义导向轮或稳定轮的临界接触系数来描述车辆水平轮与轨道梁的接触状态, 分析了车辆防脱轨的稳定性; 文献[6]研究了单轨车辆在不同曲线半径下的预压力大小, 重点从轮胎受力方面分析了车辆的运行平稳性; 文献[7]研究了走行轮侧偏刚度对其侧偏力及导向轮、稳定轮径向力的影响, 分析了曲线工况下走行轮摩擦功随轮胎侧偏刚度

* 江西省杰出青年人才资助计划(20171BCB23058); 江西省自然科学基金重点项目(20181ACB20007)

的变化趋势,并给出了侧偏刚度的推荐值。

本文建立了跨坐式单轨车辆动力学模型,通过改变水平轮垂向刚度,对跨坐式单轨车辆的曲线通过性能进行了分析与评判。

1 跨坐式单轨车辆多体动力学模型

1.1 跨坐式单轨车辆的基本结构

跨坐式单轨车辆主要由车体、转向架、车辆内部设备和电气系统等构成。其中,单轨车辆的车轮采用橡胶轮胎,包括走行轮、导向轮和稳定轮。由于导向轮和稳定轮均在横向布置安装,因此又将其统称为水平轮。通常 1 个转向架构架上布置有 4 个走行轮、4 个分别布置在构架 4 个角部的导向轮,以及 2 个布置在构架两侧的的稳定轮。走行轮通过与轨道梁上表面接触,承受车辆的垂向载荷并传递牵引

力和制动力至轨道梁;导向轮通过与轨道梁侧面接触,对列车运动导向;稳定轮通过与轨道梁侧面接触,承受车辆的倾覆力矩。导向轮和稳定轮均通过预压力与轨道梁侧面紧贴,使车辆牢牢贴住轨道梁行驶。在转向架构架上端面两侧中部各布置 1 个空气弹簧,则车体直接坐落在空气弹簧上。空气弹簧直接承受来自车体的重力。

基于多体动力学理论,将单轨车辆视为非线性多刚体系统,使用多体动力学仿真软件 UM 建立跨坐式单轨车辆的动力学模型。通过车辆的基本结构可以确定单节车辆由 1 个车体、2 个转向架构架和 20 个轮胎,共计 23 个刚体组成。轮胎可作为一系悬挂,车体和构架之间设有二系悬挂。跨坐式单轨车辆动力学拓扑关系如图 1 所示。跨坐式单轨车辆 UM 仿真模型如图 2 所示。

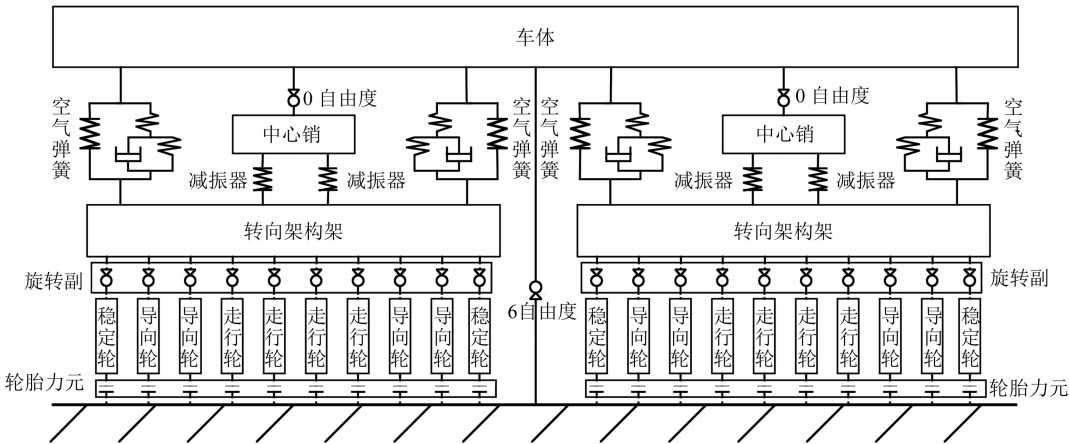


图 1 跨坐式单轨车辆动力学拓扑关系图

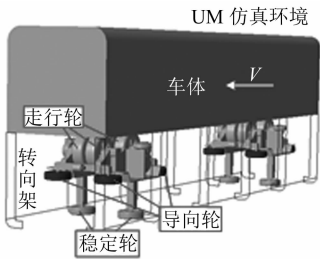


图 2 跨坐式单轨车辆仿真模型

1.2 跨坐式单轨车辆建模参数

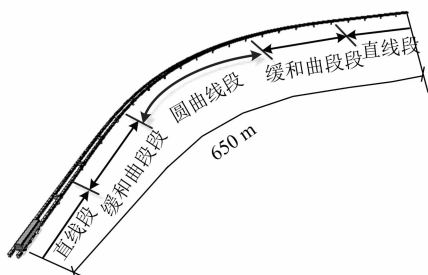
跨坐式单轨车辆的几何尺寸参数参考 GB 50458—2008《跨坐式单轨交通设计规范》,其质量参数和力元参数主要参照重庆跨坐式单轨和日本单轨交通的相关文献。跨坐式单轨车辆系统的主要参数见表 1。

1.3 轨道线路模型

本文主要研究水平轮垂向刚度对车辆曲线通过性能的影响。为研究方便,只建立 1 条由直线段、缓和曲线段、曲线段组合而成的运行线路。轨道线路模型的具体参数见图 3。

表 1 跨坐式单轨车辆参数表

参数	取值
车体质量/kg	14 220
构架质量/kg	2 000
走行轮质量/kg	54
导向轮或稳定轮质量/kg	30
空气弹簧横向或纵向刚度/(N/m)	125 000
空气弹簧垂向刚度/(N/m)	160 000
空气弹簧横向阻尼/(Ns/m)	10 000
空气弹簧垂向阻尼/(Ns/m)	45 400
牵引橡胶堆纵向刚度/(N/m)	500 000
牵引橡胶堆横向刚度/(N/m)	50 000
牵引橡胶堆纵向阻尼/(Ns/m)	50 000
牵引橡胶堆横向阻尼/(Ns/m)	5 000



注：圆曲线段半径为 400 m；曲线超高率为 10%。

图3 轨道线路模型

1.4 轮胎模型

跨坐式单轨车辆由于采用橡胶轮胎,其轮轨接触受力与钢轮钢轨接触受力存在明显区别。在轮胎受力变形小的条件下,一般认为轮胎具有线性特性。本文选用 FIALA 轮胎模型,建立单轨车辆走行轮和水平轮轮胎模型。建模时做如下假设:①轮胎与轨道梁接触面为矩形印迹;②接触印迹内压力分布均匀;③轮胎外倾角不影响轮胎力;④忽略轮胎的松弛效应。

1.4.1 轮胎径向力模型

针对 UM 中所提供的 4 种轮胎模型,其径向力均采用线性弹簧-黏性阻尼模型。

$$F_z = -k_z \Delta r - d_z V_{\Delta r} \quad (1)$$

式中:

F_z ——轮胎径向力;

k_z ——轮胎垂向刚度;

Δr ——轮胎垂向挠度;

d_z ——轮胎垂向阻尼, $d_z = 2\beta_z \sqrt{mk_z}$, 其中 β_z 为临界阻尼率, m 为车轮质量;

$V_{\Delta r}$ ——轮胎垂向挠度变化率。

1.4.2 轮胎纵向力模型

轮胎纵向力模型为:

$$s_a = \sqrt{s_x^2 + s_y^2}, \mu = \mu_0 + (\mu_1 - \mu_0) s, s_0 = \frac{\mu F_z}{2c_x} \quad (2)$$

$$F_x = \begin{cases} s_x c_x, & |s_x| < s \\ \text{sgn}(s_x) \left[\mu F_z - \frac{(\mu F_z)^2}{4|s_x|c_x} \right], & |s_x| \geq S_0 \end{cases} \quad (3)$$

式中:

F_x ——轮胎纵向力;

s_x ——纵向滑移;

s_y ——侧向滑移, $s_y = \tan \alpha$, α 为侧滑角;

μ_0, μ_1 ——分别为静摩擦系数和动摩擦系数;

c_x ——纵向蠕变刚度。

1.4.3 轮胎侧偏力模型

轮胎侧偏力模型为:

$$s_b = \frac{3\mu F_z}{c_y}, h = 1 - \frac{c_y |s_y|}{3\mu F} \quad (4)$$

$$F_y = \begin{cases} \mu F_z (1 - h^3) \text{sgn}(s_y), & |s_y| < s_b \\ \mu F_z \text{sgn}(s_y), & |s_y| \geq s_b \end{cases} \quad (5)$$

式中:

F_y ——轮胎侧偏力;

F ——轮胎力;

c_y ——侧偏刚度。

表 2 给出了走行轮和水平轮的 FIALA 轮胎模型参数。

表 2 走行轮和水平轮的 FIALA 轮胎模型参数表

参数	走行轮	水平轮
R/m	0.40	0.30
$k_z/(\text{MN/m})$	1.18	1.20~3.90
$k_x/(\text{MN/m})$	0.80	0.20
$k_y/(\text{MN/m})$	0.40	0.10
β_z	0.75	0.75
μ_0	1.10	1.10
μ_1	0.80	0.80
$c_y/(\text{N/rad})$	558 000	55 000

注: k_x 为轮胎纵向刚度; k_y 为轮胎横向刚度。

2 跨坐式单轨车辆曲线通过性能分析

建模时,在水平轮胎相对于轨道梁的侧面施加 5 mm 的预压缩量,使导向轮和稳定轮上作用有预压力。仿真模拟时,首先进行静平衡计算,得到初始动力学参数下走行轮的静载为 23.31 kN。将水平轮垂向刚度从 1.2 MN/m 到 3.9 MN/m 进行 10 等分,在其他动力学参数不变的情况下,模拟车辆以 45 km/h 的速度通过长度为 650 m (见图 3) 的轨道线路时的性能。考虑到单轨车辆转向架结构和轮轨接触关系的特殊性,传统地铁车辆曲线通过性能评价指标不再适用于单轨车辆。本文通过文献整理得到一些适用于跨坐式单轨车辆曲线通过性能的评价指标,如走行轮径向力、水平轮径向力、走行轮轮重减载率^[8]、临界接触系数、柔性系数等。本文重点通过上述指标来分析与评价单轨车辆的曲线通过性能。

图 4~6 给出了单轨车辆前转向架轮胎径向力随水平轮垂向刚度变化的情况。由图 4 可知,随着水平轮垂向刚度增大,走行轮最大径向力总体呈减小趋势且逐渐趋于缓和,最小径向力总体呈增大趋

势;车辆通过曲线线路时轮胎径向力变化幅度减小,有利于车辆曲线通过性能的提高;当水平轮垂向刚度大于 2.7 MN/m 时,前侧车轮最小径向力开始超过其对应的后侧车轮最小径向力,且左右两侧车轮最小径向力之差减小,有利于提高车辆的操纵稳定性和安全性;右侧走行轮最大径向力均大于左侧,左侧走行轮最小径向力均小于右侧,且径向力峰值均发生在车辆通过曲线线路地段。

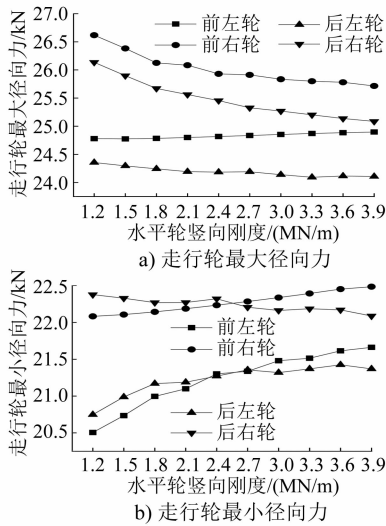


图4 走行轮径向力随水平轮垂向刚度变化曲线

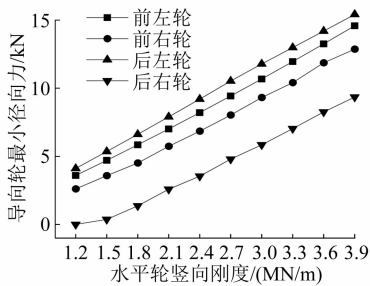


图5 水平轮不同垂向刚度下导向轮径向力变化曲线

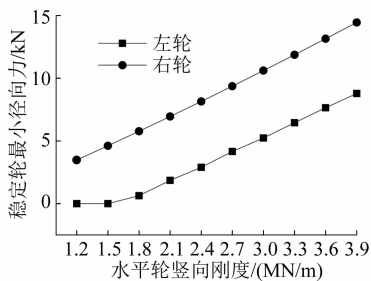


图6 水平轮不同垂向刚度下稳定轮径向力变化曲线

由图5~6可知,随着水平轮垂向刚度增大,其最小径向力呈线性增加;当水平轮垂向刚度小于 1.5 MN/m 时,出现后右导向轮和右稳定轮某一时刻最

小径向力为0的情况,这对单轨车辆的曲线通过性能造成了一定威胁。

图7为水平轮不同垂向刚度下前后转向架前左导向轮径向力变化曲线。图8为不同水平轮垂向刚度下稳定轮径向力变化曲线。由图7~8可知,在同一位置,水平轮垂向刚度越大,导向轮所受径向力亦越大;车辆在不变的曲线半径线路上运行时,水平轮受所径向力相对稳定。图8b)中,水平轮垂向刚度为 1.2 MN/m 时,前转向架左侧稳定轮径向力在曲线段上存在短时径向力为0,即稳定轮脱轨的情况,由此可见,水平轮刚度过小时,车辆的曲线通过性能欠佳。

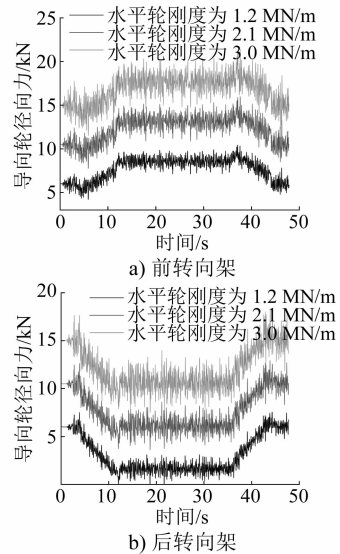


图7 水平轮不同垂向刚度下的前后转向架前左导向轮径向力变化曲线

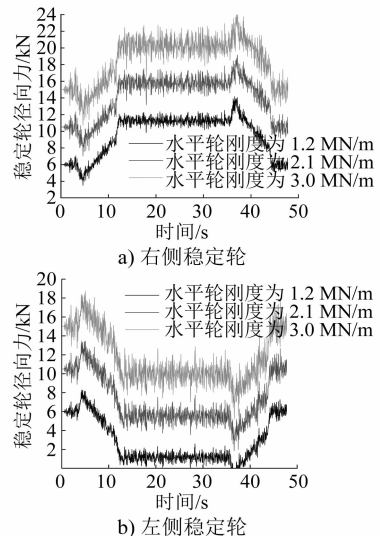


图8 水平轮不同垂向刚度下稳定轮径向力变化曲线

图9~11为水平轮不同垂向刚度下车体质心横

向位移、稳定轮临界接触系数和车辆柔性系数变化曲线。由图 9~11 可知,车体质心横向位移量、临界接触系数和柔性系数^[9-10]均随水平轮垂向刚度的增大而减小,且减小速率逐渐变慢。由图 9 可知,稳定轮与导向轮的预压力随着水平轮垂向刚度的增大而增大,使得车辆的抗侧滚能力得到增强,车辆曲线通过性能也得到提高。由图 10 可知,车辆前后转向架稳定轮的临界接触系数及其变化基本无差异;稳定轮的横向位移及其临界接触系数均随水平轮垂向刚度的增大而逐渐减小;当水平轮垂向刚度较小时,会出现短时横移量超过稳定轮预压缩量,稳定轮在短时内脱离轨道侧面,导致车辆存在脱轨的危险,使曲线通过性能变差;当水平轮垂向刚度为 1.2 MN/m 时,临界接触系数为 0.818,接近规定临界值 0.900,此时车辆通过曲线时的重力分量未能平衡车辆离心力,导致车辆出现侧滚的倾向,车辆的曲线通过性能不佳。由图 11 可知,不同水平轮垂向刚度下车辆柔性系数均小于 0.4,满足规范要求。

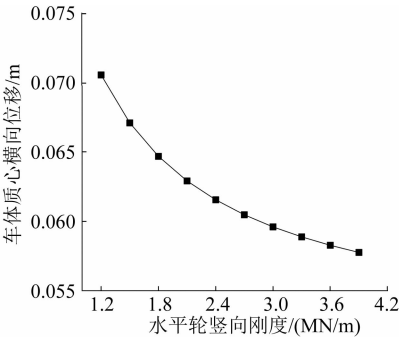


图 9 水平轮不同垂向刚度下车体质心横向位移变化曲线

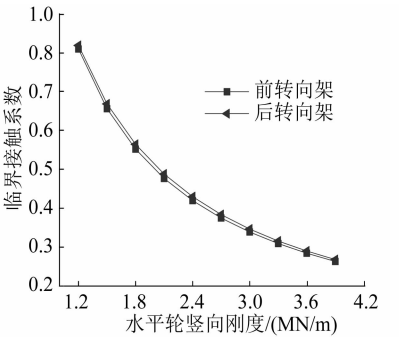


图 10 水平轮不同垂向刚度下稳定轮临界接触系数变化曲线

表 3~4 给出了随着水平轮垂向刚度的改变,车体振动加速度、平稳性指标、稳定轮倾覆系数及走行轮轮重减载率的变化趋势。由表 3 可知,车体横向最大振动加速度、横向和垂向平稳性指标随水平轮垂向刚度的增大而增大;水平轮垂向刚度对车

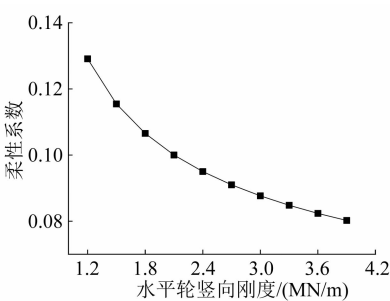


图 11 水平轮不同垂向刚度下车辆柔性系数变化曲线

表 3 车体振动加速度和平稳性指标

水平轮垂向刚度/ (MN/m)	横向最大 振动加速度/ (m/s ²)	垂向最大 振动加速度/ (m/s ²)	横向平稳 性指标	垂向平稳 性指标
1.2	0.445	0.185	1.363	1.495
1.5	0.457	0.190	1.398	1.496
1.8	0.467	0.188	1.435	1.497
2.1	0.474	0.183	1.474	1.499
2.4	0.475	0.190	1.515	1.503
2.7	0.494	0.190	1.557	1.507
3.0	0.509	0.189	1.599	1.514
3.3	0.517	0.190	1.640	1.522
3.6	0.518	0.186	1.680	1.530
3.9	0.523	0.191	1.718	1.539

表 4 车体稳定轮倾覆系数和走行轮轮重减载率

水平轮垂向刚度/ (MN/m)	稳定轮倾覆系数		走行轮轮重减载率			
	前转向架	后转向架	FR-FL (前转向架)	RR-RL (前转向架)	FR-FL (后转向架)	RR-RL (后转向架)
1.2	0.807	0.818	0.137	0.121	0.131	0.131
1.5	0.654	0.669	0.126	0.110	0.120	0.117
1.8	0.551	0.566	0.115	0.103	0.110	0.110
2.1	0.476	0.489	0.111	0.100	0.104	0.105
2.4	0.419	0.431	0.105	0.094	0.100	0.099
2.7	0.374	0.385	0.102	0.092	0.095	0.094
3.0	0.338	0.348	0.098	0.091	0.094	0.092
3.3	0.308	0.318	0.095	0.087	0.091	0.089
3.6	0.284	0.292	0.094	0.086	0.088	0.089
3.9	0.262	0.270	0.089	0.086	0.087	0.086

注: FR 表示右前走行轮;FL 表示左前走行轮;RR 表示右后走行轮;RL 表示左后走行轮。

体垂向最大振动加速度影响不大,其值均在 0.19 m/s² 左右。车体横向最大振动加速度从 0.445 m/s² 增大到 0.523 m/s² 时,横向平稳性指标变化范围为 1.363~1.718,垂向平稳性指标变化范围为 1.495~1.539。由此可见,增大水平轮垂向刚度会使车辆运行振动加速度增大,平稳性有所降低;但在水平轮垂向刚度变化范围内,横向振动加速度均小于 1.47 m/s²,垂向振动加速度均小于 2.45

m/s^2 , 平稳性指标均小于 2.50, 平稳性等级均达优^[11-12]。由表 4 可知, 稳定轮倾覆系数和走行轮轮重减载率均随水平轮垂向刚度的增大而减小, 且减小速率逐渐降低; 当水平轮垂向刚度为 1.2 MN/m 时, 前后转向架稳定轮倾覆系数均超过规定最大值 0.8, 说明车辆通过曲线线路的抗倾覆能力不足。

3 结语

1) 随着水平轮垂向刚度增大, 车辆通过曲线线路的抗倾覆稳定性增强, 走行轮轮重减载率减小, 有利于车辆运行以及减小走行轮轮胎偏磨;

2) 随着水平轮垂向刚度增大, 车体振动加速度增大, 导致车辆平稳性和乘客乘坐舒适度有所下降, 但各项指标仍处于优级。

建议在满足跨坐式单轨车辆各项曲线通过性能的前提下, 尽量通过减小水平轮垂向刚度来减小车辆运行过程中的轮轨摩擦阻力。

参考文献

- [1] 任利惠, 周劲松, 沈钢. 跨坐式独轨车辆动力学模型及仿真[J]. 中国铁道科学, 2004(5): 26.
- [2] ZHONG Y. Analysis of flexible car body of straddle monorail vehicle[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engi-

neering, 2018, 324(1): 012071.

- [3] 杜子学, 左长永. 走行轮垂向刚度对跨座式单轨车辆曲线通过性能的影响[J]. 机车电传动, 2013(3): 40.
- [4] GODA K, NISHIGAITO T, HIRAIISHI M, et al. A curving simulation for a monorail car[C]//IEEE. Railroad Conference, Proceedings of the 2000 ASME/IEEE Joint. IEEE, 2000.
- [5] 梁志华. 跨座式单轨车辆动力学性能评价指标体系研究[D]. 重庆: 重庆交通大学, 2015.
- [6] 张健全, 黄运华, 李芾, 等. 跨坐式单轨车导向轮稳定轮预压力研究[J]. 铁道机车车辆, 2011(3): 48.
- [7] 文孝霞, 杜子学, 左长永, 等. 曲线工况下跨座式单轨走行轮侧偏刚度对轮胎磨损的影响[J]. 交通运输工程学报, 2014(2): 41.
- [8] 黄运华, 丁军君. 跨座式单轨车曲线通过性能评价指标研究[J]. 电力机车与城轨车辆, 2013(2): 1.
- [9] 任利惠, 季元进. 跨坐式单轨车辆的临界侧滚角[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2017(11): 1681.
- [10] 李燕阳, 舒逢春. 跨座式单轨抗倾覆性能与临界侧滚角分析[J]. 铁路技术创新, 2018(6): 18.
- [11] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范: GB/T 5599—1985[S]. 北京: 商务印书馆, 1985.
- [12] 中华人民共和国铁道部. 铁道机车动力学性能试验鉴定方法及评定标准: TB/T 2360—1993[S]. 北京: 中国铁道出版社, 1993.

(收稿日期: 2019-05-28)

(上接第 64 页)

融业间存在协调发展的系统运动轨迹特征。但为修建城市轨道交通而形成的过高地方政府债务可能会成为危及两者协调发展的关键风险点, 因此, 需对其加以政策干预并及时化解。

参考文献

- [1] CHATMAN D G, NOLAND R B. Do public transport improvements increase agglomeration economics? A review of literature and an agenda for research[J]. Transport Reviews, 2011(6): 725.
- [2] 武倩楠, 叶霞飞. 城市轨道交通可达性提高和住宅价格增值关系[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2016(6): 899.
- [3] 袁铭. 上海核心城区轨道交通车站站域商业空间分布特征与影响因素分析[J]. 城市轨道交通研究, 2018(7): 1.
- [4] COFFEY W J. The geographies of producer services[J]. Urban Geography, 2000, 21(2): 170.
- [5] 姚雪松, 李明. 金融发展对交通基础设施投资效率影响的实

证分析[J]. 铁道运输与经济, 2018(11): 1.

- [6] 周麟, 沈体雁, 于瀚辰, 等. 城市内部知识密集型服务业的时空格局研究——以保定市为例[J]. 城市发展研究, 2016(11): 1.
- [7] 周耀东, 张佳仪. 城市轨道交通经济效应实证研究——以北京市为例[J]. 城市问题, 2013(10): 58.
- [8] 刘英, 云俊, 李明伟. 基于系统动力学的城市轨道交通经济效益分析——以上海轨道交通为例[J]. 数学的实践与认识, 2016(19): 126.
- [9] 张琦, 丁昕, 王秋平. 基于 POI 的西安市轨道交通站域生产性服务业空间分布特征[J]. 陕西师范大学学报(自然科学版), 2021(2): 67.
- [10] 贺康康, 任刚. 基于 AFC 数据的新建轨道交通系统出行距离分布特性研究[J]. 交通运输工程与信息学报, 2018(3): 46.
- [11] 雷强. 城市轨道交通产业投资基金及融资方案评价研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2012.

(收稿日期: 2019-09-12)