

小比例环形轮轨接触试验台可行性仿真研究^{*}

翟宇波 尧辉明 董庆仑

(上海工程技术大学城市轨道交通学院, 201620, 上海//第一作者, 硕士研究生)

摘 要 针对由轮轨接触饱和蠕滑率引起的高频振动造成钢轨损伤问题,提出了一种小比例环形轮轨接触试验台动态模拟方法。其采用环形轨道模拟轮轨持续接触运行工况,结合转向架与受电弓组成的试验车辆模拟轮轨接触振动耦合作用,通过两套牵引系统模拟轮轨接触运行中的纵向接触蠕滑、加速及制动等工况。通过计算确定了环形钢轨的最小曲线半径为 7.00 m,经 SIMPACK 软件仿真分析获得的最大脱轨系数为 0.668,符合安全运行要求。

关键词 轨道交通; 轮轨接触; 试验台; 缩比模型试验可行性仿真

中图分类号 U270.1⁺4; U211.5

DOI:10.16037/j.1007-869x.2023.03.019

Feasibility Simulation Research on Small-scale Annular Wheel-rail Contact Test Rig

ZHAI Zibo, YAO Huiming, DONG Qinglun

Abstract Aiming at the problem of rail damage caused by high frequency vibration due to the saturated creep rate of wheel-rail contact, a dynamic simulation method through a small-scale annular wheel-rail contact test rig is proposed. Annular track is adopted to simulate continuous wheel-rail contact operation working condition, the test vehicle composed of bogie and pantograph is used to simulate the wheel-rail contact vibration coupling action, and the vertical contact creep-slip, acceleration and braking conditions in wheel-rail contact operation are simulated by two sets of traction systems. The minimum curvature radius of the annular rail is 7.00 m, and the maximum derailment coefficient obtained from simulation analysis by SIMPACK software is 0.668, which meets the requirements of safe operation.

Key words rail transit; wheel-rail contact; test rig; scale model test feasibility simulation

Author's address School of Urban Railway Transportation, Shanghai University of Engineering Science, 201620, Shanghai, China

轮轨间的高频振动是钢轨损伤的重要原因,为进一步探究实际运行条件下轮轨接触损伤的因果关系,需要设计试验台在室内进行试验研究。文献[1]开发了缩尺滚轮台,用于模拟曲线段轮轨的受力情况。文献[2]设计了 1:5 缩尺车轮-环轨试验台,模拟研究冲击载荷工况下的轮轨接触响应。

小比例试验台具有低成本、易操控和干扰小等优点,但目前对于缩尺试验台模拟轮轨关系的研究较少。为更好地研究整车耦合振动对轮轨损伤的影响,本文提出了一种小比例单转向架环形轮轨接触方法,研究由轮轨接触高频振动引发的轮轨接触损伤问题。此外,还设计了小比例轮轨接触高频振动环形试验台,推导了动力学相似关系,并建立了动力学模型。最后,通过仿真分析验证了所提试验方法的有效性。本研究结果可为设计、建造轮轨接触损伤模型试验台架提供依据。

1 轮轨接触高频振动分析

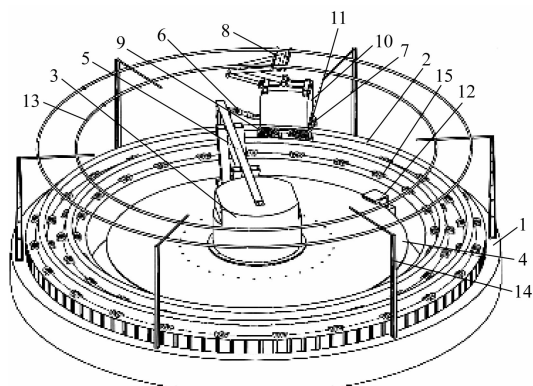
轮轨间的接触摩擦是产生轮轨损伤的主要原因。列车运行时,轮轨间接触摩擦会对整车系统的耦合振动产生影响,进而加剧轮轨病害的产生。钢轨波浪形磨损(波磨)是轮轨病害形式之一,轮轨间的垂向振动冲击与接触斑磨损是造成波磨形成与加剧的动力类成因^[3],科学地选取钢轨材料与设置轨道参数可减缓或预防轮轨病害的出现。

在列车运行过程中,轮轨接触表面摩擦状况不稳定,且加速、制动或通过油污段等工况不可避免,导致接触点的黏着蠕滑发生了较大的变化,继而引发车辆系统自激振动。机车车辆构造与轮轨间的原始不平顺也是导致轮轨间振动的因素。为了真实地模拟出各工况以研究整车耦合作用对轮轨接触病害的影响,需对相关模拟机构有较高的控制与结构要求。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51975347)

2 环形轮轨接触高频振动试验台

为了使试验台能够更准确地模拟列车运行时的整车耦合作用与高频振动对轮轨接触磨损的影响,模拟的关键在于轮对需长时间在真实钢轨上以一定工况运行,且在接触点存在机车车辆构造的耦合作用。为控制轮轨接触运行中的纵向接触蠕滑、加速、制动及高频振动等工况,设计了一款小比例环形轮轨接触试验台,其结构图如图1所示^[4]。从试验车辆、环形试验轨道、牵引控制系统、数据采集和试验系统5个部分对其结构与功能展开分析。



注:1——轨道道床板;2——轨道;3——驱动机构;4——齿轮盘;5——转臂;6——车钩;7——转向架;8——受电弓;9——转向架牵引电机;10——车体;11——轮对;12——液压制动器;13——电缆网;14——电缆支架;15——弹性扣件。

图1 轮轨接触高频振动环形试验台设计结构图

Fig.1 Design structure diagram of wheel-rail contact high-frequency vibration annular test rig

2.1 试验车辆

试验车辆与实际列车的不同点在于试验车辆由单个转向架组成,其既保持了轮轨系统中的固有特性,也较为真实地还原了整车对轮轨接触的影响。试验车辆装置示意图如图2所示。试验车辆采取小比例设计,几何尺寸同比缩小5倍,保留一系悬挂和二系悬挂,增加了4点旁承与H型构架支撑车体;车体内部通过装填配重块施加压力;受电弓通过绝缘块安装在车体上并与弓网接触,运行中受电弓会产生垂向振动冲击,对整车耦合作用产生影响。

2.2 环形试验轨道

试验系统轨道采用环形设计,在满足轮对持续性滚动接触的同时更接近真实场景,将真实轨道所有部件组合在一起,保留了运行时的钢轨动态固有关系。相较于直线轨道与双轮模拟试验台,环形轨

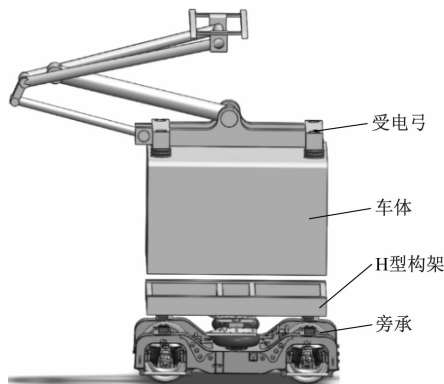
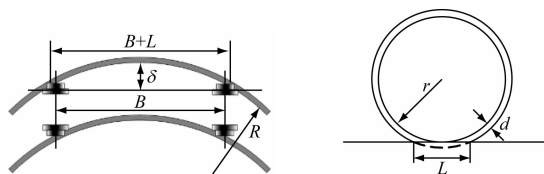


图2 试验车辆装置示意图

Fig.2 Diagram of test vehicle device

道模拟速度范围更广且不受接触斑影响。值得注意的是,环形轨道的曲线半径需要保证试验车辆的运行安全性。环形轨道也可用于钢轨材料、扣件或轮轨接触噪声试验。

在环形线路中运行时,小比例试验台采用的是单转向架,轮轨间存在配合间隙与环形线路导向约束,相对于钢轨线路,环行线路使得转向架轮对形成了一定的极限几何位置。在曲线段运行时,轮对与钢轨之间的相对位置受速度、曲线半径及转向架几何尺寸的影响,当其处于极限位置时易发生脱轨倾覆事故。在曲线轮轨转向接触几何关系上,单转向架列车模型曲线行驶的最小曲线半径 R_{\min} 取决于两轴转向架前后轴距 B 、名义滚动半径 r 、轮缘高度 d 及轮轨间隙最小值 S_{\min} 。转向架轮对在曲线段的接触几何示意图如图3所示。



a) 轮轨接触与曲线半径关系 b) 轮轨接触点处轴向几何关系
注: L ——轮轨接触点处的轮缘长度; R ——环形轨道曲线半径; δ ——转向架曲线偏移量。

图3 转向架轮对在曲线段的接触几何示意图

Fig.3 Contact geometry diagram of bogie wheel-set at the curve section

δ 可以表示为^[5]:

$$\delta = \frac{B^2}{8R} \quad (1)$$

$$\frac{B^2}{8R} + \frac{S}{2} = \frac{(B+L)^2}{8R} \quad (2)$$

$$L = 2 \sqrt{2dr + d^2} \quad (3)$$

$$R_{\min} = \frac{2BL + L^2}{4S_{\min}} \quad (4)$$

式中:

S ——轮轨间隙, mm。

以小比例转向架参数为例, 取 $B = 500$ mm, $r = 184$ mm, $d = 5.4$ mm, $S_{\min} = 3.6$ mm, 将这些参数代入式(4)可得 $R_{\min} = 6.79$ m。在实际条件与仿真模拟情况下, R 可以设置为 7.00 m。

2.3 动态轮轨接触状态模拟

为真实地还原轮轨接触点处的纵向接触蠕滑、加速、制动等工况, 采用两套牵引系统(即中央驱动系统与轮对驱动系统)分别控制试验车辆整体速度与轮对转速。牵引控制动力传输原理如图 4 所示。中央驱动系统通过中央驱动电机、减速机、中央驱动盘、传动臂和车钩控制试验车辆的牵引与制动, 并保持一定的加速度, 轮对电机只驱动车轮的转动。当车轮的转动速度与试验车辆自身车速不一致时便会产生蠕滑现象; 当轮对电机产生的车速大于驱动电机产生的车速时, 轮对电机提供动力源克服阻力, 即动态模拟列车加速牵引时的轮轨接触特性; 当轮对电机产生的车速小于驱动电机产生的车速时, 中央驱动电机提供的动力相当于车辆惯性力, 轮对电机提供的动力相当于车轮制动力, 即动态模拟列车减速制动时的轮轨接触特性。

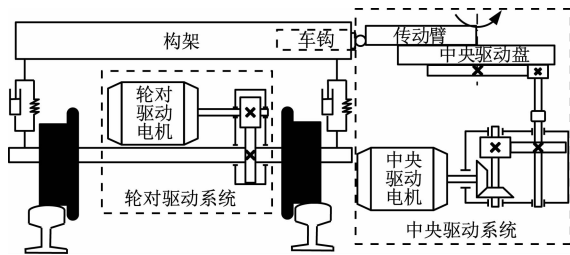


图 4 牵引控制动力传输原理图

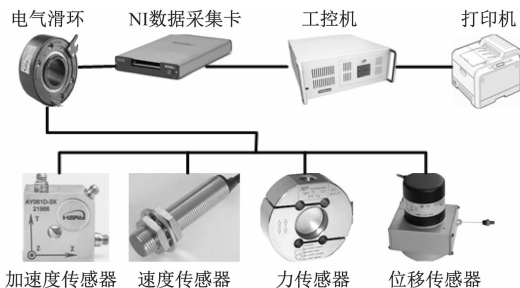
Fig. 4 Diagram of traction control power transmission principle

2.4 测试系统

数据采集系统采用 LabVIEW 平台, 传感器数据通过数据采集卡收集并传输至数据采集分析系统存储, 数据处理界面对其进行实时显示、绘制曲线及打印。数据采集系统示意图如图 5 所示。小比例环形试验台所需测量的数据包括: 轮对转速、轮轴的移动速度、转向架垂向加速度与垂向位移、转向架横向位移与横向力, 以及轮轨接触垂向力。

2.5 试验台功能

该试验台可开展轮轨关系性能试验, 包括轮轨



注: NI——仪器所属公司名称。

图 5 数据采集系统示意图

Fig. 5 Diagram of data collection system

黏着-蠕滑试验、轮轨滚动接触疲劳试验、轮轨噪声分析及降噪试验、车辆状态监测控制试验; 可用于验证钢轨损伤机理的有效性。损伤包括塑性变形、磨损和接触疲劳。该试验台可从宏观和微观结构的角度的, 也可从力学载荷和材料性能开展轮轨接触损伤试验, 对轮轨损伤机理进行研究, 同时可测试钢轨与轮对材料的抗损伤性能, 这将有利于新材料和损伤预测模型的开发。

3 环形试验台曲线通过分析

利用 SIMPACK 软件搭建了单转向架车辆模型和环形线路模型。环形轮轨接触试验系统仿真模型如图 6 所示。试验系统模型参数如表 1 所示。环形轨道曲线半径为 7.00 m, 超高值为 0.02 m。

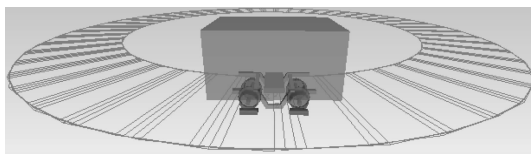


图 6 环形试验系统仿真模型

Fig. 6 Simulation model of annular test system

曲线运行安全性的主要指标为脱轨系数, 设置小比例试验系统模型的车速分别为 16 km/h、12 km/h、8 km/h 及 4 km/h(所对应的实际车速为 80 km/h、60 km/h、40 km/h 及 20 km/h), 其车轮脱轨系数的时域变化如图 7 所示。

由图 7 可知, 4 种车速下, 试验车辆 4 个车轮的最大脱轨系数为 0.668, 均小于 GB 5599—1985《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》的限定值 0.800, 符合安全运行要求。从仿真结果来看, 起导向作用的外侧车轮承受的力最大, 且其随着运行速度的增加而增大。

以导向轮对外侧车轮为例, 在车速为 8 km/h 不变的工况下, 通过分析该试验系统在不同曲线半

表 1 试验系统模型参数	
Tab.1 Model parameters of the test system	
参数	取值
轮对质量/kg	8
车体质量/kg	128
构架质量/kg	24
车体点头转动惯量/(kg·m ²)	0.60
车体侧滚转动惯量/(kg·m ²)	1.92
构架点头转动惯量/(kg·m ²)	4.00
构架侧滚转动惯量/(kg·m ²)	2.40
一系悬挂垂向刚度/(Nm)	80 000
一系悬挂垂向阻尼/(N·s/m)	48 000
二系悬挂垂向刚度/(Nm)	3 600
二系悬挂垂向阻尼/(N·s/m)	640
车轮半径/mm	92
固定轴距/mm	500

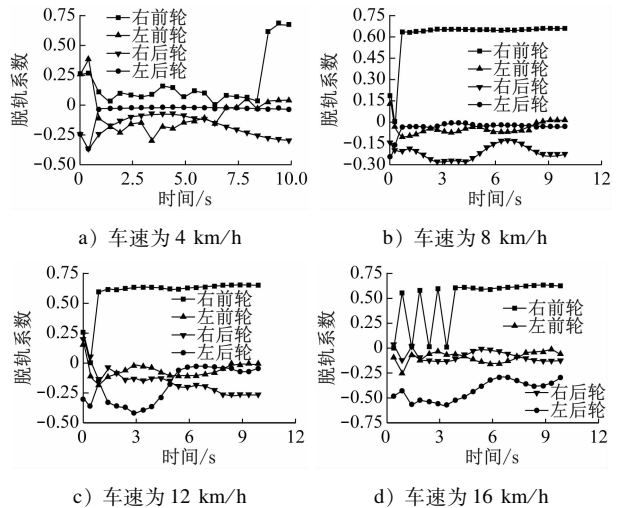
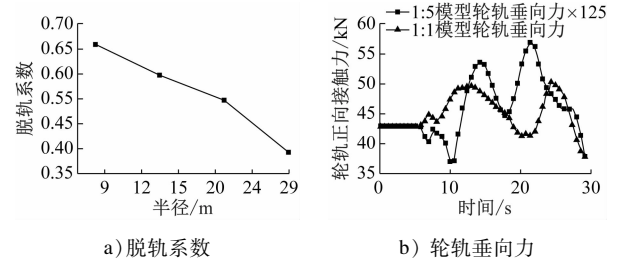


图 7 试验车辆在不同车速下的车轮脱轨系数时域变化图
Fig.7 Time-domain change diagram of wheel derailment coefficient at different test vehicle speeds

径下的脱轨系数及对比实际情况下的轮轨垂向力,验证其可行性。试验系统可行性分析如图 8 所示。由图 8 a)可知,相同速度下,脱轨系数随着曲线半径的增大而减小,该仿真结果与实际情况相符。由图 8 b)可知,曲线段 1:5 模型中的轮轨垂向力均值为 319 kN,曲线段 1:1 模型中的轮轨垂向力均值为 44.958 kN。经计算可知,小比例试验台与实际列车在曲线段的轮轨垂向力相似偏差为 11%。由此可知,2 种模型的仿真结果数值虽有一定误差,但增减规律具有相似特征,故所提环形试验台方法可以有效模拟实际运行过程中的轮轨接触工况,并能够安全地开展轮轨接触动力学性能试验。



注:125 为相似比缩放系数。
图 8 试验系统可行性分析
Fig.8 Feasibility analysis of the test system

4 结语

本文提出了一种用新型环形轨道试验台模拟轮轨持续性高频振动的动态模拟方法。其通过环形轨道实现轮轨持续接触模拟运行;通过轮对驱动与中央驱动臂双驱动方法模拟轮轨接触运行中的纵向接触蠕滑、加速及制动等工况。

通过理论计算与仿真分析可知,环形轨道最小曲线半径为 7.00 m,可以满足试验车运行安全性的要求。该方法保留了真实轮轨接触特点和轨道-车辆系统的固有特性,可对轮轨接触损伤试验和车辆-轨道结构进行定性或定量研究。

参考文献

[1] MATSUMOTO A. Creep force characteristics between rail and wheel on scaled model[J]. Wear, 2002, 253(1-2): 199.

[2] NAEIMI M, LI Z, PETROV R H, et al. Development of a new downscale setup for wheel-rail contact experiments under impact loading conditions [J]. Experimental Techniques, 2018, 42(1): 1.

[3] OOSTERMEIJER K H. 钢轨波纹磨耗研究综述[J]. 都市快轨交通, 2010, 23(2): 6.

OOSTERMEIJER K H. Review on short pitch rail corrugation studies[J]. Urban Rapid Rail Transit, 2010, 23(2): 6.

[4] 尧辉明, 王安斌, 高晓刚, 等. 一种模拟轮轨及弓网接触高频振动状态的环形实验装置: ZL201911319157. X[P]. 2020-07-24.

YAO Huiming, WANG Anbin, GAO Xiaogang, et al. Annular experiment device for simulating wheel-rail and catenary pantograph contact high-frequency vibration state: ZL201911319157. X[P]. 2020-07-24.

[5] 包学海, 金伟, 杨泽迎, 等. 城市轨道交通车辆在最小半径曲线上的通过性能研究[J]. 城市轨道交通研究, 2015, 18(12): 132.

BAO Xuehai, JIN Wei, YANG Zeyang, et al. On urban rail transit vehicle passing ability through the minimum radius curve[J]. Urban Mass Transit, 2015, 18(12): 132.

(收稿日期:2020-10-29)