



悬挂式单轨列车制动夹钳试验台设计与强度分析

蒋咏志^{1,2,3}, 谢阿富², 刘文杰², 冉 帅², 鄢平波¹

(1. 西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室, 四川 成都 610031;

2. 重庆交通大学 机电与车辆工程学院, 重庆 400074;

3. 重庆市轨道交通集团有限公司, 重庆 400026)

摘 要: 制动夹钳作为制动系统的执行机构, 是保证列车安全行驶的重要部件。目前市场上缺乏针对轨道梁制动悬挂式单轨列车的制动夹钳试验台, 为验证制动夹钳的安全性和可靠性, 文章设计了一种用于测试和评估制动系统性能的试验台, 包括模拟工况装置、制动夹钳调整机构等多个独立模块, 并建立试验台及制动夹钳的三维模型, 最后利用有限元分析软件, 对制动夹钳、模拟工况装置中的链轮驱动轴在工作状态下的受力进行仿真分析, 计算各部件的变形和等效应力等。仿真结果表明, 制动夹钳变形量以及最大等效应力在Q345钢的屈服强度和弹性形变范围内, 驱动轴的总变形量和最大等效应力在45钢的屈服强度和弹性形变范围内, 满足设计需求, 同时也为后续的结构优化提供了方向和依据。

关键词: 悬挂式单轨; 制动夹钳; 试验台; 结构设计; 仿真; 有限元分析; 城市轨道交通

中图分类号: U239.5

文献标志码: A

文章编号: 1000-128X(2025)02-0074-06

0 引言

为了缓解交通堵塞和减少环境污染, 不同国家都在大力发展城市轨道交通。德国在20世纪80年代成功研制了自动式对称悬挂胶轮型单轨列车“H-Bahn”^[1], 但由于其建设和运营成本较高, 技术难度高, H-Bahn并未得到广泛应用^[2]。日本的轨道交通也曾引进单轨系统, 得到全面发展与应用^[3]。2016年, 我国首列悬挂式单轨列车在南京下线, 我国成为第三个自主研发悬挂式单轨列车的国家, 标志着我国现代城市轨道交通建设又多了一项选择^[4], 同时, 在国家“双碳”战略引导和市场的支持下, 悬挂式单轨列车受到各级政府的广泛关注^[5]。由于构造特殊, 悬挂式单轨列车的制动夹钳

设计在安装位置、结构紧凑性、制动力需求和维护操作等方面与其他列车存在显著区别, 且制动系统是车辆安全的关键组成部分, 对制动夹钳进行试验分析必不可少。因此, 研究适用于悬挂式单轨列车的制动夹钳开发试验台, 有利于对制动夹钳的技术性能与设计参数进行测试和验证, 确保其在实际运用中的安全性。

文献[6]中关于1:1高速动车组制动试验台的开发, 机械部分设计精良, 环境模拟系统可模拟常温、气流、干燥、潮湿、降雨、低温等气候条件, 既可进行停车制动、坡道制动、静摩擦试验等基础制动试验, 又可开展电制动如再生制动试验。文献[7]研发的制动夹钳单元试验台, 通过垂向调整及测力机构与横向调整机构的协同工作, 实现了对制动夹钳输出力的精确检测; 通过力传感器和位移传感器的配合, 能够准确评估制

基金项目: 轨道交通运载系统全国重点实验室开放基金项目 (RVL2410); 国家自然科学基金青年基金项目 (52305093); 重庆市自然科学基金面上项目 (2023NSCQ-MSX0188); 重庆市教委科学技术研究项目青年项目 (KJQN202300740); 重庆市教委科学技术研究项目青年项目 (KJQN202200727); 重庆市自然科学基金创新发展联合基金项目 (2024NSCQ-LZX0109); 重庆市自然科学基金面上项目 (CSTB2022NSCQ-MSX1264)

通信作者: 鄢平波, 男, 博士, 研究员, 博士生导师, 主要从事车辆系统动力学方面的研究; E-mail: wupingbo@163.com

引用格式: 蒋咏志, 谢阿富, 刘文杰, 等. 悬挂式单轨列车制动夹钳试验台设计与强度分析[J]. 机车电传动, 2025(2): 74-79.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2025.02.008.

Citation: JIANG Yongzhi, XIE Afu, LIU Wenjie, et al. Design and strength analysis of a test bench for brake calipers on suspended monorail trains[J]. Electric drive for locomotives, 2025(2): 74-79.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2025.02.008.

动夹钳的工作性能。文献[8-10]中其他试验台的设计通过精确的调整机构和测试机构, 或机电气液一体化技术等实现了对制动夹钳的检测。文献[11]针对CRH1型列车某一类制动夹钳的试验台, 测试精度通常较高, 但对于其他类型的制动夹钳不适用。文献[12]提出基于平台设计的模拟试验台, 对教学演示有一定的价值。文献[13]研发的盘式制动器试验台专注于测量空气中磨损颗粒, 通过精密的气动系统和电动马达驱动, 模拟潮湿环境下过夜列车实施停放制动的过程。文献[14-15]提到国外其他一些试验台, 比较侧重特定的测试项目。综上所述, 现有制动器试验装置, 在设计和功能上, 或多或少都存在一些不足, 因此, 需要根据具体的测试需求进行优化或进一步开发。

目前, 悬挂式单轨列车缺乏相应的制动夹钳试验台, 由此设计了一种适用于轨道梁制动悬挂式单轨列车系统的制动夹钳试验台, 为制动夹钳设计优化提供数据支持。该试验台由计算机控制、模拟工况装置、调整机构等多个部件构成, 并采用压力传感器和测轴速传感器采集、存储与传输数据, 通过模拟实际工况进行测试, 可以发现设计中的不足并进行改进, 有助于保障轨道交通安全、推动技术创新、提高产品质量和可靠性。

1 制动夹钳试验台结构设计

1.1 总体结构

本研究团队所研发的制动夹钳试验台, 主要由计算机控制、列车运行工况模拟机构、制动夹钳、制动夹钳定位装置、制动夹钳调整机构、提供制动力的电动推杆和各种传感器(测轴速传感器、压力传感器、测摩擦力传感器)等组成。试验台所包含的测试项目有强度试验以及输出力、制动效率、制动距离的测试。各零件连接与安装关系如图1所示。

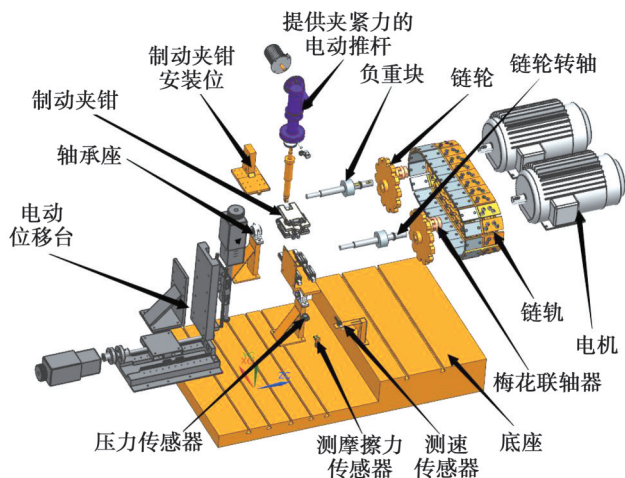


图1 制动夹钳试验台爆炸图

Fig. 1 Exploded view of the brake caliper test bench

1.2 工作原理

首先在链轮转轴上安装飞轮负重块来模拟车辆的惯量, 其次由定位装置固定好制动夹钳, 并利用调整机构调整制动夹钳位置, 使链轨进入上、下磨擦片之间; 然后, 由电机带动链轮和链轨加速旋转至试验测试车速后, 保持匀速运行, 以确保模拟制动的全过程; 最后, 在制动夹钳接触到模拟轨道时, 电机停止工作, 提供制动夹钳夹紧力的电动推杆开始工作, 使制动夹钳上、下闸片夹紧链轨上的摩擦块; 同时各个传感器都开始工作, 记录并分析齿轮转速并将其换算为模拟工况的链条速度、减速度, 以在单侧制动夹钳夹紧制动块时获得列车制动距离。制动夹钳试验台部件间力学关系如图2所示。

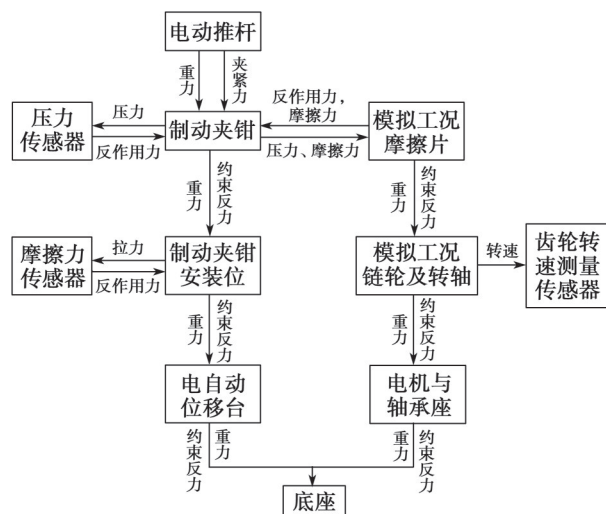


图2 制动夹钳试验台拓扑图

Fig. 2 Topology of the brake caliper test bench

1.3 结构设计

1.3.1 模拟工况装置设计

采用类似履带的动力装置模拟列车相对于轨道梁高速运动的设计方案。通过链传动模拟高速直线运动轨迹, 根据实际受力情况, 保证选取的链轨拉伸强度、承载能力等满足试验要求, 然后在链轨两侧加装钢板模拟轨道梁, 再在链条参数确定的基础上选择合适的链轮, 根据式(1)计算链轮的主要尺寸参数。

$$\left. \begin{aligned} d &= \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} \\ d_f &= d - d_1 \\ d_a &= p \left[0.6 + \cot\left(\frac{180^\circ}{z}\right) \right] \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: d 为分度圆直径; d_f 为齿根圆直径; d_a 为齿顶圆直径; p 为链条节距; d_1 为滚子直径; z 为链轮齿数。

通过SolidWorks建模, 输入材料属性, 读取单侧链轮、链条及负重块的转动惯量, 将转动惯量代入式

(2)可求出电机启动所需的扭矩。

$$\left. \begin{aligned} T &= I\beta \\ \beta &= \frac{v}{r\Delta t} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: T 为模拟工况电机轴扭矩; I 为单侧链轮和链条的转动惯量; β 为角加速度; v 为测试车速; r 为链轮半径; Δt 为从启动到测试车速所用时间。

再依据式(3)计算出链轮转速及电机所需功率。

$$\left. \begin{aligned} n &= \frac{v}{\pi d} \\ P_n &= \frac{Tn}{9550} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中: n 为链轮转速; P_n 为电机所需功率。

在确定了电机型号、链轮转速、额定扭矩的条件下, 由于链轮转轴的跨度不准确, 采用降低许用应力的方法来估算轴径。研究团队选择空心轴作为链轮的转轴, 对比实心轴, 空心轴优势在于可以在不牺牲强度的情况下减轻轴的重量。由式(4)可以得到空心链轮转轴各轴段的理论最小轴径。

$$\left. \begin{aligned} D &\geq 17.2 \times \sqrt[3]{\frac{T}{n_p}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-\alpha^4}} \\ D &\geq 9.3 \times \sqrt[4]{\frac{T}{\Phi_p}} \times \frac{1}{\sqrt[4]{1-\alpha^4}} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: D 为空心链轮轴轴径; n_p 为轴材料的许用扭转切应力; α 为空心轴内外径之比; Φ_p 为许用扭转角。

1.3.2 位移台设计

该位移台由滚珠丝杆、电机、承载块和导轨等组成。承载块上设计了螺纹孔来安装制动夹钳安装座, 通过导轨滑动实现制动夹钳在横向和竖向的精确位移。位移台的模型如图3所示。

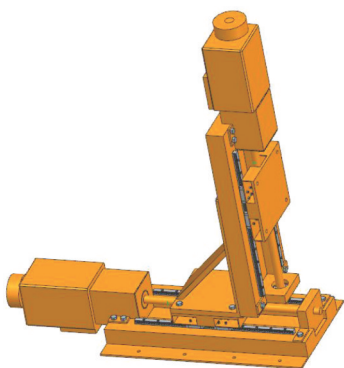


图3 位移台模型

Fig. 3 Model of translation stage

从负载方面入手, 通过对制动夹钳、制动夹钳安装位等钢结构的质量估算, 在保留安全裕量的情况下, 确定搭载质量, 再使用选型工具NSK直线导轨在线计算系统选取滚珠丝杆型号。位移台主体结构选用高强度的6系铝合金, 以保证足够的刚性和耐久性, 其尺寸可以根据试验台的整体布局和制动夹钳的尺寸来确定。

1.3.3 传感器选型

压力传感器通过橡胶材质定位件安装在不进行摩擦试验的制动闸片侧, 可以精确测量出制动夹钳的单侧夹紧力大小, 其选择应综合考虑应用需求、类型、参数设计以及安装方式。由于试验过程中需要模拟实际工况, 压力传感器必须能够承受制动夹钳产生的最大压力, 本研究团队选择了DYLF-102轮辐型传感器。该传感器的量程范围为1~5 t, 能满足试验所需测量要求并保留足够的安全裕量, 其高度仅为37 mm, 小于制动夹钳上下闸片间距, 满足安装空间要求。

测轴速传感器需要安装在有限的空间内以适应各种复杂环境, 同时要求能精确地捕捉到齿轮的微小运动, 即使在高速旋转下也能提供稳定可靠的转速数据。本研究团队选择的是DK960电涡流传感器, 探头直径为25 mm, 测量量程为12 mm。电涡流传感器的非接触式测量方法, 减少了机械磨损, 延长了传感器的使用寿命, 同时减少了对模拟工况机构的干扰, 保证了测量的准确性。

测摩擦力传感器与制动夹钳水平连接, 可以测出制动夹钳单侧制动时的摩擦力的大小, 即制动力大小, 其选取首要考虑的是测量量程, 再考虑尺寸以及各种技术参数。本研究团队根据实际情况选取不同量程的JLBS-1型号S型拉压力传感器, 具有抗偏移、精度高、强度好、安装方便、拉压输出对称性好等优点, 其采用的42CrMo合金钢具有耐用、不易生锈、耐磨损等特点, S型结构设计合理。

2 强度分析

2.1 制动夹钳强度分析

2.1.1 网格划分

本研究团队选用ANSYS workbench仿真软件进行分析。转臂、闸片托采用Q345钢, 闸片采用摩擦材料, 连杆、轴销等采用结构钢。选择六面体主导法划分网格, 下转臂网格单元尺寸为10 mm, 测试一侧的销轴网格单元尺寸为5 mm, 上转臂、闸片托等网格单元尺寸为8 mm, 单元数量为3.1万个, 建立三维模型如图4所示。

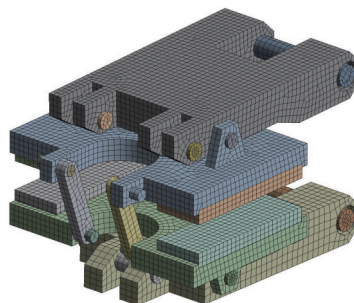


图4 制动夹钳网格划分图

Fig. 4 Meshing diagram of brake caliper

2.1.2 约束与载荷的定义

制动夹钳约束与载荷定义如图5所示, 约束条件为将转臂连接安装墙的两个销子作为固定支撑。在制动夹钳完全夹紧模拟轨道梁机构时, 制动夹钳受到了电动推杆压力、电动推杆重力、制动夹钳自重、模拟轨道梁的反作用力和轨道梁给制动夹钳闸片的摩擦力。

A: 静态结构
时间: 1 s
2025/1/20 19:05

■ 固定支撑
■ 力: 539 N
■ 力2: 13 101 N
■ 力3: 26 201 N
■ 力4: 16 748 N
■ 力5: 16 748 N
■ 力6: 16 042 N
■ 力7: 16 042 N
■ 重力加速度: 9 806.6 mm/s²

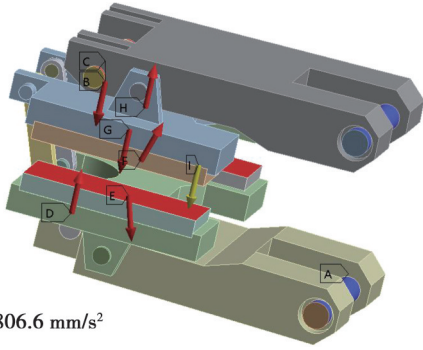


图5 制动夹钳约束与载荷定义图

Fig. 5 Diagram of brake caliper constraints and load definitions

轨道梁悬挂式单轨常用的制动方式是再生制动, 当再生制动提供的制动力不足以满足列车减速需求时, 制动夹钳会介入, 提供额外的机械制动力, 在列车满载时由式(5)可得出制动夹钳夹紧轨道梁时的总摩擦力, 先将其分配到单个制动夹钳, 再分配到每个闸片。

$$\left. \begin{aligned} a_z &= a_j - a_c \\ f_z &= M_z a_z = n_z m_z a_z \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: a_z 为紧急制动过程中制动夹钳的相对减速度; a_j 为紧急减速度; a_c 为常用减速度; f_z 为紧急制动过程中摩擦力的大小; M_z 为超载的编组质量; n_z 列车总轴数; m_z 为超载时的轴重。

电动推杆拉压力、单个闸片所受压力可通过式(6)求出。

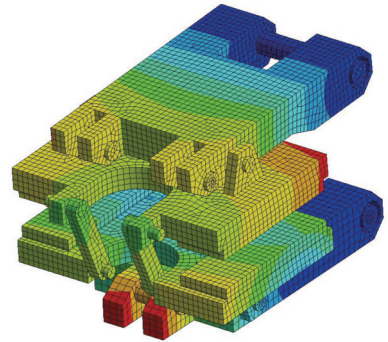
$$\left. \begin{aligned} F_y &= \frac{m_d}{\mu} \\ F_t &= \frac{F_y L_t}{L_d} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: F_y 为单个闸片所受压力; m_d 为单个闸片在制动过程中受到的摩擦力; μ 为摩擦因数, 闸片摩擦因数一般为 0.30~0.35; F_t 为电动推杆的拉压力; L_t 为闸片托盘销子与制动夹钳安装墙销子的中心距; L_d 为电动推杆销子与制动夹钳安装墙销子的中心距。

2.1.3 结果分析

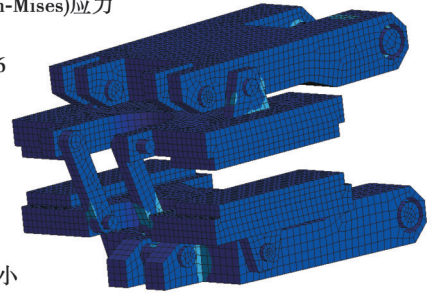
制动夹钳分析结果如图6所示, 最大总变形为 0.141 22 mm, 最大等效应力为 234.61 MPa。变形较大的部位主要为电动推杆施加拉压力的销孔处、闸片托盘前端及插销板的销孔附近, 等效应力较大位置集中在连杆及制动夹钳闸片托插销板的销孔附近, 总体而言, 最大等效应力以及变形量分别在 Q345 钢的屈服强度和弹性形变范围内。

A: 静态结构
总变形
类型: 总变形
单位: mm
时间: 1 s
2025/1/20 19:06



(a) 位移云图

A: 静态结构
等效应力
类型: 等效(Von-Mises)应力
单位: MPa
时间: 1 s
2025/1/20 19:06



(b) 等效应力云图

图6 制动夹钳分析结果图

Fig. 6 Graph of analysis results for brake caliper

2.2 传动轴强度分析

传动轴作为工况模拟装置的主要力传递构件, 关系到整个装置是否能成功模拟工作状态, 因此对其进行强度分析, 通过有限元仿真能够较为准确地得到轴的应力情况, 从而发现零件存在的问题, 为其优化设计提供依据, 提高轴的寿命与可靠性。

2.2.1 网格划分

导入模型, 材料采用 45 钢, 选择六面体主导法划分网格, 轴单元尺寸为 4 mm, 生成网格三维模型如图7所示。

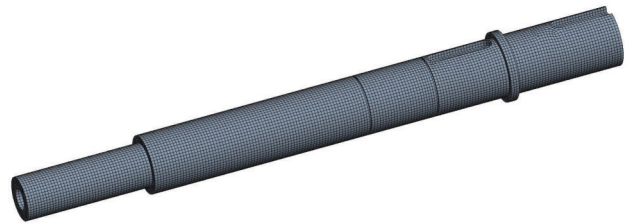


图7 轴的网格划分图

Fig. 7 Meshing diagram of drive shaft

2.2.2 约束与载荷定义

轴的约束与载荷定义如图8所示, 约束条件为将与轴承配合的左侧轴端作为固定支撑。当制动夹钳试验台开始作业时, 链轮转轴受到的载荷包括链轮、链轨和负重块的重力及其自身重力和联轴器传递的扭矩。

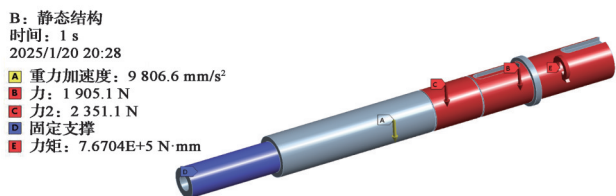
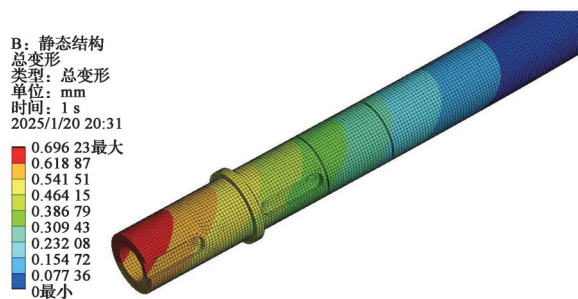


图8 轴的约束与载荷定义图

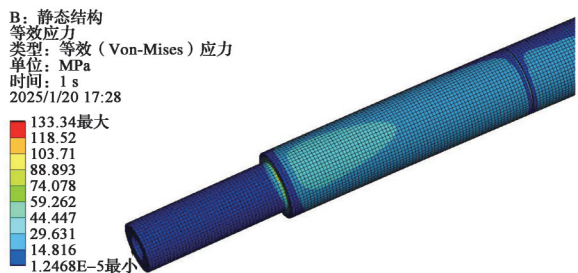
Fig. 8 Diagram of drive shaft constraints and load definitions

2.2.3 结果分析

传动轴的分析结果如图9所示, 最大总变形量为0.696 23 mm, 最大等效应力为133.34 MPa。变形较大的部位为链轮转轴与联轴器配合处, 等效应力较大位置集中在危险截面处。最大等效应力和最大总变形分别在45钢的屈服强度和弹性形变范围内, 传动轴强度符合要求。对该轴端可以进行渗氮处理或进行其他增强强度处理以避免大变形情况发生, 同时增大危险截面处厚度, 以预防应力过大造成链轮转轴在高速运行过程中被损坏的情况。



(a) 位移云图



(b) 等效应力云图

图9 轴的分析结果图

Fig. 9 Graph of analysis results for drive shaft

3 结论

本文设计了一种悬挂式单轨制动夹钳专用试验台, 充分考虑实际制动工况和测试需求, 设计了工况模拟装置、位移台等结构, 同时采用多种传感器用以收集制动夹钳工作时产生的压力和制动过程中的摩擦力等数据, 通过三维建模对主要部件进行仿真分析, 阐明了所受各种约束与载荷, 结果表明试验台不会对制动夹

钳造成损伤, 驱动轴符合工作要求, 仿真结果能发现试验台设计中存在的不足, 对试验台后续优化改进等方面起到不可替代的作用。未来, 随着技术的不断进步, 制动试验台将更加智能化、自动化, 为制动系统的研发与测试提供更加全面、精准的支持。

参考文献:

- [1] 康兴东, 纪玉鸾, 刘鑫, 等. 德国悬挂式单轨系统的技术与应用[J]. 国外铁道车辆, 2020, 57(5): 1-7.
KANG Xingdong, JI Yuluan, LIU Xin, et al. Technology and application of suspended monorail system in Germany [J]. Foreign rolling stock, 2020, 57(5): 1-7.
- [2] 周美艳. 悬挂式空中列车的应用发展[J]. 国外铁道车辆, 2014, 51(2): 10-14.
ZHOU Meiyuan. Application and development of suspension type sky train[J]. Foreign rolling stock, 2014, 51(2): 10-14.
- [3] 康兴东, 徐崇, 张国栋, 等. 日本悬挂式单轨系统的应用与发展[J]. 国外铁道车辆, 2019, 56(5): 1-7.
KANG Xingdong, XU Chong, ZHANG Guodong, et al. Application and development of suspended monorail system in Japan[J]. Foreign rolling stock, 2019, 56(5): 1-7.
- [4] 李定南. 国内外悬挂式单轨列车的发展与展望[J]. 国外铁道车辆, 2017, 54(3): 1-4.
LI Dingnan. Development and prospects of the suspended monorail train in China and abroad[J]. Foreign rolling stock, 2017, 54(3): 1-4.
- [5] 刘勇. 低运量城市轨道交通规划设计要点研究[J]. 现代城市轨道交通, 2024(3): 18-24.
LIU Yong. Research on the key points for the planning and design of low-traffic volume urban rail transit systems[J]. Modern urban transit, 2024(3): 18-24.
- [6] 陈建峰, 谭进, 余慧敏. 1:1 高速动车组制动试验台的开发[J]. 机电信息, 2022(6): 31-33.
CHEN Jianfeng, TAN Jin, YU Huimin. Development of 1:1 high-speed EMU brake test bench[J]. Mechanical and electrical information, 2022(6): 31-33.
- [7] 王振欣, 李国珍, 杜剑宇, 等. 制动夹钳单元试验台的研制[J]. 铁道车辆, 2018, 56(11): 31-33.
WANG Zhenxin, LI Guozhen, DU Jianyu, et al. Development of the test stand for braking clamp units[J]. Rolling stock, 2018, 56(11): 31-33.
- [8] 谭杰, 白旺旺, 余欲为, 等. 通用型制动夹钳单元试验台的研制[J]. 铁道机车车辆, 2020, 40(4): 90-93.
TAN Jie, BAI Wangwang, YU Yuwei, et al. Research of automation testing bench for brake cylinder[J]. Railway locomotive & car, 2020, 40(4): 90-93.
- [9] 王斌. 城市轨道交通车辆制动试验台的设计与开发[D]. 大连: 大连交通大学, 2013.
WANG Bin. Design and exploration of experiment plate for braking system of metro lines[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2013.

[10] 梁惺. 轻轨刹车系统综合性能试验台开发与研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2012.
LIANG Xing. Research and development of comprehensive performance test platform for single rail brake system[D]. Chongqing: Chongqing University, 2012.

[11] 陈美宪, 张兴田. CRH1 型制动夹钳试验台的研制[J]. 铁道车辆, 2010, 48(10): 33-35.
CHEN Meixian, ZHANG Xingtian. Development of CRH1 clamp test stand for braking[J]. Rolling stock, 2010, 48(10): 33-35.

[12] 陈超, 王月明, 王立, 等. 基于 LabVIEW 的地铁列车牵引制动模拟试验台设计[J]. 铁路计算机应用, 2018, 27(10): 62-66.
CHEN Chao, WANG Yueming, WANG Li, et al. Traction and braking simulation test-bed for metro train based on LabVIEW[J]. Railway computer application, 2018, 27(10): 62-66.

[13] WAHLSTRÖM J, SÖDERBERG A, OLANDER L, et al. A disc brake test stand for measurement of airborne wear particles[J]. Lubrication science, 2009, 21(6): 241-252.

[14] JURAJ G, TOMÁŠ L. Rail vehicles brake components test bench utilisation[J]. Applied mechanics and materials, 2013, 486: 379-386.

[15] RUIZ O C. Design and manufacturing of a test rig to measure brake components' fluid consumption[D]. Barcelona: Universitat Politècnica De Catalunya, 2017.

Design and strength analysis of a test bench for brake calipers
on suspended monorail trains

JIANG Yongzhi^{1,2,3}, XIE Afu², LIU Wenjie², RAN Shuai², WU Pingbo¹

- (1. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;
2. School of Mechatronics and Vehicle Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China;
3. Chongqing Rail Transit (Group) Co., Ltd., Chongqing 400026, China)

Abstract: Brake calipers serve as the actuators in braking systems and are critical components for ensuring the safe operation of trains. However, there is currently a lack of dedicated test benches for brake calipers used on suspended monorail trains that employ a track beam braking system. To verify the safety and reliability of these brake calipers, this paper presents the design of a test bench for testing and evaluating braking system performance. The bench comprises several independent modules, including a condition simulation mechanism and a brake caliper adjustment mechanism. Based on the structural design, 3D models were established for both the test bench and the brake calipers. Subsequently, simulation analyses were performed using finite element analysis software to calculate the deformation and equivalent stress of various components subjected to loading under working conditions, specifically focusing on the brake calipers and the sprocket drive shaft within the condition simulation mechanism. The simulation results indicate that both the deformation and maximum equivalent stress of the brake calipers fall within the yield strength and elastic deformation limits of Q345 steel. Similarly, the total deformation and maximum equivalent stress of the drive shaft are within the yield strength and elastic deformation limits of 45 steel. These findings align with the design requirements and provide guidance and a basis for subsequent structural optimization.

Keywords: suspended monorail; brake caliper; test bench; structural design; simulation; FEA; urban rail transit