

基于虚拟激励法的地铁车辆排障器疲劳失效研究及拓扑优化

刘阳¹ 温泽峰^{1*} 吴兴文² 周亚波¹ 陶功权¹ 张振先³ 侯建文³ 易志⁴

1.西南交通大学轨道交通运载系统全国重点实验室,成都,610031

2.西南交通大学机械工程学院,成都,610031

3.中车青岛四方机车车辆股份有限公司,青岛,266041

4.成都地铁运营有限公司,成都,610036

摘要:排障器是地铁车辆重要的安全保障装置。通过线路试验及理论研究对排障器失效原因进行调查分析发现,排障器的一阶固有模态(95.7 Hz)与小半径曲线钢轨波磨的通过频率95 Hz接近,从而导致排障器共振,这是排障器过早发生疲劳失效的主要原因。根据失效原因对排障器进行拓扑优化设计,利用模态错频设计方法,将排障器一阶固有模态增加到160 Hz,解决了排障器的共振问题。提出一种基于虚拟激励法的子结构分析技术,建立随机振动模型,再现排障器真实服役工况下的振动环境,计算关键位置动应力,结果表明,仿真与实测最大动应力误差为1.8%。最后,优化激励加载处理方法,基于线路实测数据,验证排障器的疲劳寿命。分别采用Dirlik法及Zhao-Baker法计算优化后排障器的疲劳寿命,结果表明优化结构在焊缝及母材位置均满足30年360万km的设计寿命要求。

关键词:排障器;钢轨波磨;动应力;虚拟激励;疲劳寿命

中图分类号:U270

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.04.021

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Fatigue Failure Study and Topology Optimization of Metro Vehicle Cowcatchers Based on Virtual Excitation Method

LIU Yang¹ WEN Zefeng^{1*} WU Xingwen² ZHOU Yabo¹ TAO Gongquan¹
ZHANG Zhenxian³ HOU Jianwen³ YI Zhi⁴

1.State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031

2.College of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031

3.CRRC Qingdao Sifang Locomotive & Rolling Stock Co., Ltd., Qingdao, Shandong, 266041

4.Chengdu Metro Operating Co., Ltd., Chengdu, 610036

Abstract: The cowcatchers were an important safety guarantee device for metro vehicles. The causes of the cowcatcher failure were investigated by field test and theoretical research. The results indicate that the resonance of the cowcatcher contributes to the premature fatigue failure due to the first-order eigenmode frequency (95.7 Hz) which is close to the passing frequency (95 Hz) of the rail corrugation in small-radius curves. Topology optimization design of the cowcatchers was carried out according to the causes of failure based on the mistuning modal design method. The first-order eigenmode frequency was raised to 160 Hz, and the resonance problems of the cowcatchers were solved. A sub-structure analysis technique was proposed based on the virtual excitation method. A random vibration model was established to reproduce the vibration environment of the cowcatchers under real conditions. And the dynamic stresses at key positions was calculated and the results show that the maximum dynamic stress error between simulation and measurement as 1.8%. Finally, the excitation loading method was optimized, and the fatigue life of the cowcatchers was verified based on field test data. The fatigue life of the optimized cowcatchers was calculated by using the Dirlik and the Zhao-Baker method, and the results show that the optimized structure meets the design life requirements of 30 years and 3.6 million kilometers at both of the weld and base material locations.

Key words: cowcatcher; rail corrugation; dynamic stress; virtual excitation; fatigue life

收稿日期:2024-03-19

基金项目:四川省科技计划(2023YFH0049);中国科协青年人才托举工程项目(2019QNRC001);四川省自然科学基金(2023NSFC0374)

0 引言

排障器是轨道车辆中广泛使用的安全装置,其作用是清除轨道上的障碍物。当列车在线路上

运行时,任何障碍物都可能影响列车运行安全,甚至造成脱轨等严重后果。因此,排障器在保障车辆运行安全性、可靠性等方面发挥着极其重要的作用。对于地铁车辆,排障器通常安装于头尾车转向架构架的前方,并设计为悬臂式焊接结构。由于其特殊的结构和工作方式,经常发生疲劳失效。

对于排障器的强度仿真,已有学者开展相应研究。童小山等^[1]基于 EN 15227 标准对电力机车排障器进行了静强度分析,并通过实验验证了排障器的静态安全性。付耿哲^[2]对高速碰撞条件下排障器的结构强度进行了仿真研究,验证了排障器的碰撞安全性。郑雨豪等^[3]仿真分析了地铁车辆排障器焊缝位置的疲劳强度,并指出了排障器发生失效的原因。张明等^[4]针对地铁车辆轮缘润滑装置吊架断裂问题,采用动应力试验与有限元仿真相结合的方法确定了吊架断裂成因,并基于仿真分析验证了优化结构的合理性。此外,也有学者针对排障器的结构优化进行了研究。李永华等^[5]以损失模型为理论基础,利用信噪比方差得到排障器型材板厚的最佳参数组合,并进行抽样模拟计算,得到稳健优化后的动车组排障器结构。谭惠日等^[6]基于变密度法对内燃机车排障器进行结构拓扑优化设计,应用尺寸优化设计方法对排障器结构进行轻量化设计,使优化后结构最大应力幅值降低 20%,质量减小 9.29%。陶长焱等^[7]考虑排障器的动态性能影响,发现一阶固有模态共振是其失效的主要原因,并对其进行了结构优化设计,使一阶模态频率提高了 61.3%,有效改善了排障器的结构性能。但是,即使有如此多的研究,在实际运营中排障器及车辆附属部件仍然有疲劳失效问题发生。其主要原因是设计阶段所采用的标准与线路实际情况并不完全相符。

目前国内大多数主机厂采用 EN、UIC 标准对转向架构架及其附属部件进行结构设计及疲劳强度校核。但是,这些标准通常采用静态及准静态方法进行强度校核,忽略了由高频振动导致的结构共振对应力产生的影响,往往难以发现结构的振动疲劳问题,因轮轨系统高频随机振动而导致车辆附属部件失效的案例时有发生。任尊松等^[8]对动车组牵引及制动装置进行了载荷及损伤研究,并指出牵引装置的结构损伤主要由牵引载荷引起,振动载荷对其影响较小,而制动装置的损伤与振动和制动载荷均有关系。王斌杰等^[9-10]通过线路试验对地铁车辆转向架动态载荷进行研究,分析了构架的动态载荷特性和损伤状况。陈道云等^[11]基于动应力测试结果对某型高速列车

转向架构架损伤、等效应力和寿命分布特性进行了研究。王腾飞等^[12]基于频域名义应力法与频域主 S-N 曲线法对地铁车辆转向架进行了随机振动疲劳寿命分析及预测。YOU 等^[13]提出了一种利用功率谱密度(PSD)进行振动谱合成的方法,并通过地铁轴箱吊耳验证了所提出的疲劳预测模型的可行性。谢晨希等^[14]研究发现,地铁车辆制动管路的断裂主要是由钢轨波磨引起构架与制动管路的共振造成的。WU 等^[15]通过现场试验和仿真计算对天线梁的高频振动疲劳失效现象进行了研究,并指出目前的设计标准(EN 13749、IEC 61373)可能低估了短波不平顺引起的高频振动风险。LI 等^[16]采用缺口应力法对焊接接头的疲劳寿命进行了预测,并以某地铁排障器为例对其方法进行了验证。

综上所述,排障器等转向架附属部件及主体结构失效属于高频、动态激励作用导致的疲劳失效问题,采用传统标准中规定的静态及准静态方法无法充分考虑线路实际激励所带来的影响,不能可靠地预测及估计部件的损伤过程。本文提出了一种子结构分析技术,基于虚拟激励加载方法,以线路实测加速度作为模型加载量,再现零部件的真实振动状态;并以地铁车辆排障器为例,建立虚拟激励随机振动模型,模拟排障器的实际服役环境,并通过线路实测数据验证模型的准确性,分析其失效原因;最后,根据疲劳失效机理进行拓扑优化设计,并验证其可行性。

1 理论基础及模型介绍

1.1 虚拟激励法理论

以单点平稳随机激励来说明虚拟激励法的基本原理。对于单点零均值平稳随机激励 $x(t)$ 的问题,虚拟激励法的关键是构造下式所示的虚拟简谐激励^[17]:

$$x(t) = \sqrt{S_{xx}(\omega)} e^{i\omega t} \quad (1)$$

式中: $S_{xx}(\omega)$ 为虚拟量的自谱密度。

因此虚拟简谐运动方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{y}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{y}} + \mathbf{K}\mathbf{y} = \mathbf{p} \cdot \sqrt{S_{xx}(\omega)} e^{i\omega t} \quad (2)$$

式中: \mathbf{M} 为质量矩阵; \mathbf{K} 为刚度矩阵; \mathbf{C} 为阻尼矩阵; \mathbf{y} 为位移向量; \mathbf{p} 为给定的常向量。

其平稳解为

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{Y}(\omega) e^{i\omega t} \quad (3)$$

将前 q 阶振型进行叠加可得

$$\mathbf{Y}(\omega) = \sum_{j=1}^q \gamma_j \mathbf{H}_j \boldsymbol{\varphi}_j \sqrt{S_{xx}(\omega)} \quad (4)$$

式中: \mathbf{H}_j 为系统第 j 阶传递函数矩阵; γ_j 为第 j 阶振型参与系数; $\boldsymbol{\varphi}_j$ 为第 j 阶振型。

根据虚拟激励法, y 的功率谱密度矩阵为

$$S_{yy}(\omega) = \mathbf{y}^* \mathbf{y}^T = \mathbf{Y}^*(\omega) \mathbf{Y}^T(\omega) =$$

$$\left(\sum_{j=1}^q \gamma_j \mathbf{H}_j \boldsymbol{\varphi}_j \sqrt{S_{xx}(\omega)} \right)^* \left(\sum_{j=1}^q \gamma_j \mathbf{H}_j \boldsymbol{\varphi}_j \sqrt{S_{xx}(\omega)} \right)^T \quad (5)$$

式中: \mathbf{y} 为虚拟简谐运动方程的平稳解, 即虚拟简谐响应; \mathbf{y}^* 、 \mathbf{y}^T 分别为其共轭和转置。

将式(5) 整理展开后可得

$$S_{yy}(\omega) = \sum_{j=1}^q \sum_{k=1}^q \gamma_j \gamma_k \mathbf{H}_j^* \mathbf{H}_k \boldsymbol{\varphi}_j \boldsymbol{\varphi}_k^T S_{xx}(\omega) \quad (6)$$

式(6) 即为虚拟激励法的数学表达式。本文将基于虚拟激励法再现排障器真实的服役振动环境, 进而求解排障器关键位置的振动响应。






1.2 虚拟激励随机振动模型建立

为考虑排障器的弹性变形和关键位置振动响应, 基于刚柔耦合理论, 首先建立排障器柔性体模型。为简化模型, 选取排障器及排障器安装座局部进行建模, 综合考虑转向架悬挂系统及构架振动对排障器振动的影响, 以排障器安装座位置的加速度为加载, 应用 Guyan 缩减理论^[18] 对排障器有限元模型进行子结构缩减。子结构缩减后的模态计算结果如表 1 所示, 其中, 缩减前与缩减后最大误差为 1.08%, 满足计算需求。

利用 SIMPACK 软件的 FEMBS 模块生成排障器柔性体文件。其中, 支撑工装采用刚性体建模, 排障器结构采用柔性体建模, 如图 1 所示。在

表 1 子结构缩减模态验证

Tab.1 Modal validation after sub-structure reduction

阶数	频率 /Hz		误差 /%	变形图
	未缩减	子结构缩减		
1	95.28	95.93	0.68	
2	305.82	306.25	0.14	
3	367.05	370.34	0.90	
4	618.85	624.05	0.84	
5	1004.34	1015.2	1.08	

有限元模型中, 采用直径为 10 mm 的 Beam 梁单元模拟 M10 的连接螺栓。Guyan 缩减理论是一种自由度缩减方法, 该方法保留了主自由度的传递力, 忽略了从自由度的惯性力, 进而大幅减小了模型计算量。该理论下系统的运动方程^[19] 如下:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F} \quad (7)$$

式中: \mathbf{x} 为位移矩阵, 由主自由度 \mathbf{x}_m 和从自由度 \mathbf{x}_s 组成, 下标 m 和 s 分别表示节点主从自由度, 下同; \mathbf{F} 为载荷矩阵。

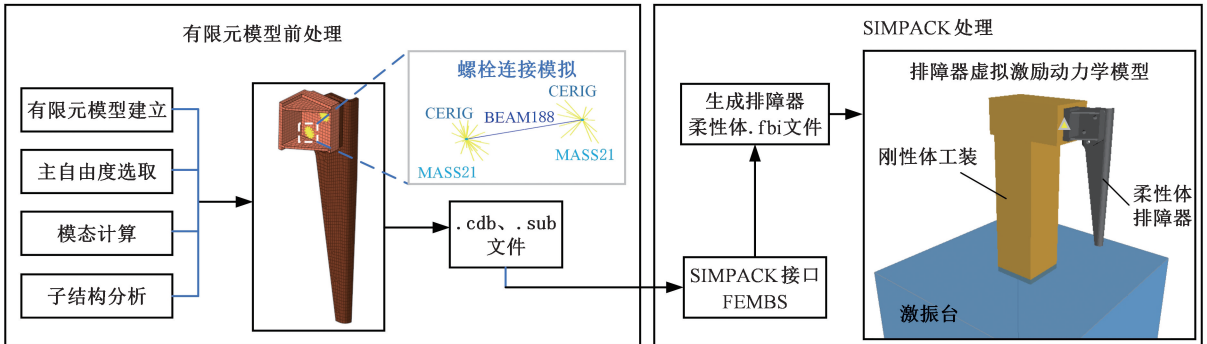


图 1 排障器虚拟激励模型建模流程

Fig.1 Modeling process of virtual excitation model for cowcatchers

当只考虑静态情况时, 可得

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{mm} & \mathbf{K}_{ms} \\ \mathbf{K}_{sm} & \mathbf{K}_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_m \\ \mathbf{x}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_m \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (8)$$

由式(8) 可得

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{x}_s &= -\mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm} \mathbf{x}_m \\ \mathbf{F}_m &= (\mathbf{K}_{mm} - \mathbf{K}_{ms} \mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm}) \mathbf{x}_m \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

令 $\mathbf{x} = \mathbf{G}\mathbf{x}_m$ (\mathbf{G} 为转换矩阵), 将其代入式(9) 中可得

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} 1 \\ -\mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm} \end{bmatrix} \quad (10)$$

由式(9) 和式(10) 可得

$$\mathbf{K}_m = \mathbf{K}_{mm} - \mathbf{K}_{ms} \mathbf{K}_{ss}^{-1} \mathbf{K}_{sm} = \mathbf{G}^T \mathbf{K} \mathbf{G} \quad (11)$$

利用转换矩阵 \mathbf{G} 可分别求得质量矩阵和阻尼矩阵:

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{M}_m &= \mathbf{G}^T \mathbf{M} \mathbf{G} \\ \mathbf{C}_m &= \mathbf{G}^T \mathbf{C} \mathbf{G} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

最终可得新的系统运动方程如下:

$$\mathbf{M}_m \ddot{\mathbf{x}}_m + \mathbf{C}_m \dot{\mathbf{x}}_m + \mathbf{K}_m \mathbf{x}_m = \mathbf{F}_m \quad (13)$$

生成排障器柔性体模型后, 基于商业软件 SIMPACK 建立虚拟激励随机振动模型。首先在模型中建立大质量虚拟激振台, 然后将排障器柔性体模型导入模型中, 并通过主节点耦合固定方式与虚拟激振台相连接。具体建模流程如图 1 所示。

虚拟激励通过施加力的方式实现振动信号的

施加,然而由于惯性作用,想要以单纯施加力的方式再现排障器服役振动环境比较困难,尤其是在加速度突变的情况下,采用 PID 控制方法可解决此问题。其主要思想是根据被控对象的实际值与期望值(控制目标)之间的偏差来形成控制策略,只要合理整定 PID 增益,使闭环控制系统稳定,就能够实现目标控制。PID 控制的传递函数为

$$G_c(s) = K_p + \frac{K_p}{T_i} \frac{1}{s} + K_p \tau s \quad (14)$$

其中, K_p 为比例系数; T_i 为积分时间常数; τ 为微分时间常数。三者均是可以调的参数。PID 控制器的输出信号为

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt + K_p \tau \frac{de(t)}{dt} \quad (15)$$

式中: $e(t)$ 为信号偏差; $u(t)$ 为控制器的输出信号。其中,比例项用以控制输入与输出的比例关系,积分项用以消除稳态误差,微分项用以缩小超量。

为了真实再现排障器的服役振动情况,将 PID 控制策略运用于随机振动模型中,需要在激振台和大地之间的连接处定义两个力元,其中一个用来平衡所有质量,另一个用来控制激振台按照预期的加速度信号进行振动。首先给激振台一个初始力,使其进行振动,并将实测加速度信号传递给 PID 控制系统。然后,对比该信号与期望之间的差值,通过控制器对力进行调整,使实际信号逐渐逼近期望信号(即实测信号),进而实现排障器服役环境的再现。图 2 所示为采用虚拟激励法仿真再现的振动加速度和线路实测振动加速度对比,可以看出再现的加速度与实测加速度基本重合,证明采用虚拟激励法很好地还原了排障器的振动环境。

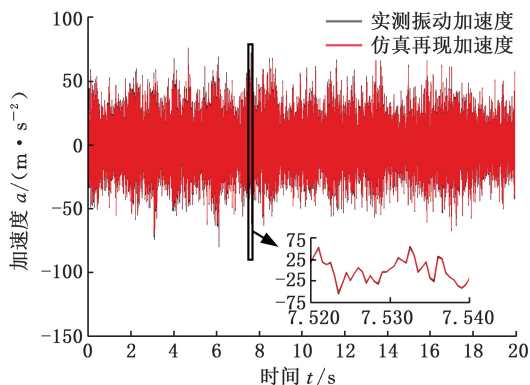


图 2 再现振动加速度与实测加速度对比

Fig.2 The comparison between the reproduced vibration acceleration and the measured acceleration

2 失效原因分析

地铁车辆排障器如图 3 所示,为了分析地铁车辆排障器的失效原因,对其进行线路试验。试

验过程中对轴箱振动,排障器应力、振动及模态进行了测试,排障器测点如图 4 所示。

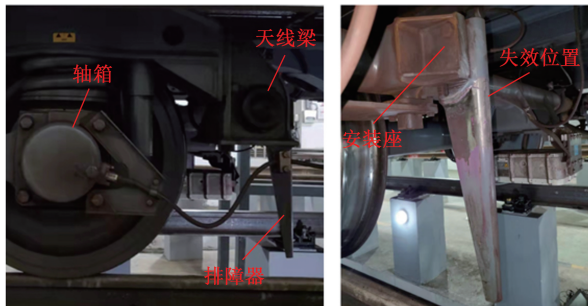


图 3 地铁车辆排障器

Fig.3 The cowcatcher of metro vehicles

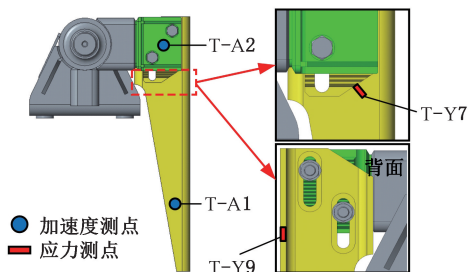


图 4 排障器加速度及应变测点

Fig.4 Acceleration and strain measurement points of the cowcatcher

2.1 振动特性分析

轴箱振动可以间接反映钢轨表面的粗糙度状态。通过分析轴箱振动的频率、振幅和波形等特征,可以间接推测钢轨表面的粗糙度情况。图 5 给出了轴箱振动及排障器应力的时域特征,可以看出轴箱振动在曲线段明显大于直线段,振动最大值达到了 43.7g。排障器应力也表现出了同样规律,应力最大值达到 193.6 MPa。图 6 给出了轴箱振动及排障器应力的频域特性,轴箱振动和排障器应力在 95 Hz 附近存在较大能量,在 0 ~ 300 Hz 内的其他频带表现不明显。此路段在 36.2 km 和 36.65 km 处共有两条同向曲线,曲线半径为 450 m,可以看出轴箱及排障器振动较为剧烈路段均为该小半径曲线处。为进一步分析排障器在

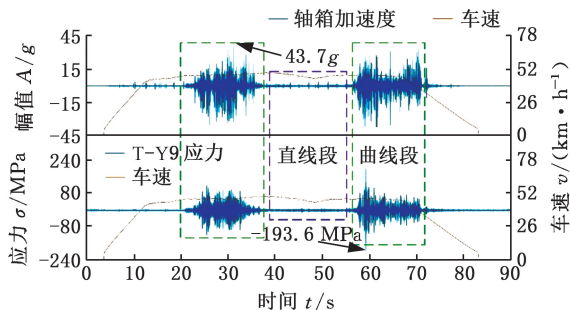


图 5 轴箱振动及排障器应力时域图

Fig.5 Time domain diagram of the axle box vibration and the stress of cowcatcher

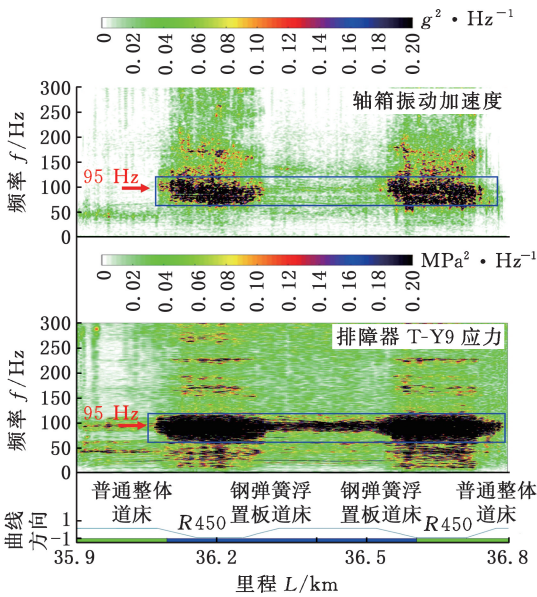


图 6 轴箱振动及排障器应力时频图

Fig.6 Time-frequency diagram of axle box vibration and the cowcatcher stress

小半径曲线段的振动状态,

将排障器加速度测点 T-A1 的横向振动及排障器应变测点 T-Y9 的动应力进行频域变换,图 7 所示为排障器加速度及动应力的功率谱密度 (PSD) 曲线。可见,排障器动应力和加速度呈现相同的变化趋势,并且在 95.7 Hz 处均表现出主频,表明排障器此时出现了剧烈的横摆振动。

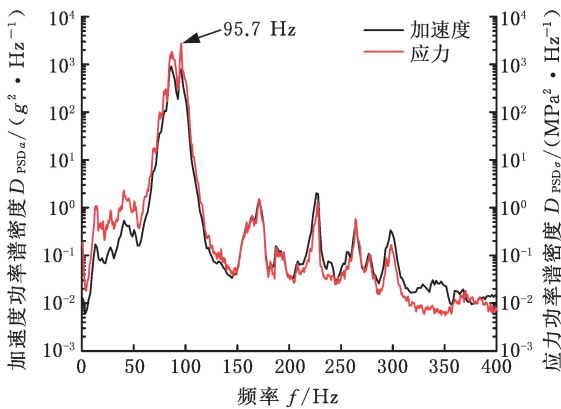


图 7 排障器加速度及应力 PSD 曲线

Fig.7 The PSD of the acceleration and stress of cowcatchers

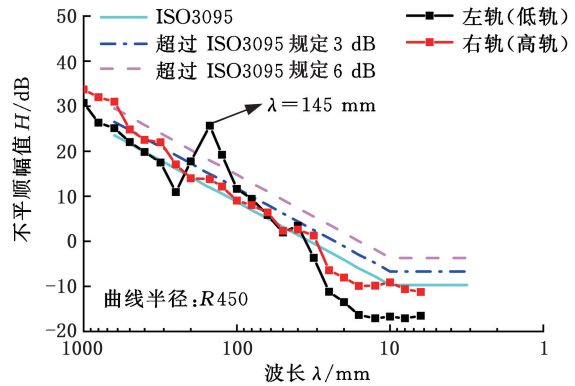
2.2 钢轨波磨测试

为掌握钢轨表面状态,针对小半径曲线路段开展钢轨波磨测试。该路段存在着严重的钢轨波磨现象,波长约为 145 mm,如图 8a 所示。根据 ISO 3095 标准^[20]中的规定,采用 1/3 倍频程谱评估钢轨粗糙度水平。图 8b 给出了钢轨不平顺测试结果,明显可以看出,R450 曲线半径段左侧钢轨(即低轨侧波长为 145 mm 处)的粗糙度水平明显大于 ISO 3095 标准规定的 1/3 倍频程谱。当

车辆以 50.3 km/h 的速度通过时,对应的钢轨波磨通过频率为 95 Hz 左右。



(a) 钢轨波磨实测图



(b) 钢轨不平顺 1/3 倍频程图

图 8 钢轨波磨测试结果

Fig.8 Rail corrugation test results

2.3 模态测试

为了更好地了解排障器的振动模式,在实验室开展了力锤敲击模态试验,如图 9 所示。模态试验的约束条件保持与实际安装状态一致。排障器的模态结果根据最小二乘复频率法 (PolyMAX) 确定^[21]。测试一阶模态频率为 95.4 Hz,表现为横摆模态振型,如图 9b 所示,其他阶次测试结果如表 2 所示。由此可以说明,排障器在经过小曲线半径路段时,其一阶固有模态(95.4 Hz)

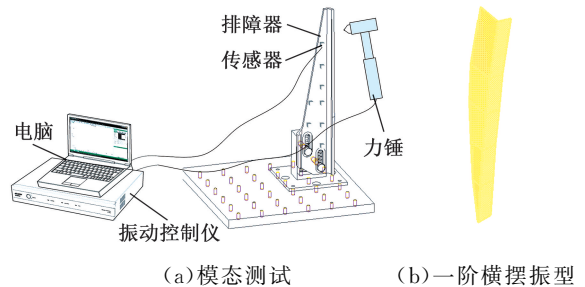


图 9 排障器模态试验

Fig.9 Modal test of the cowcatcher

表 2 排障器模态测试结果

Tab.2 Modal test results of the cowcatcher

阶数	频率/Hz	阻尼比	振型
1	95.4	0.002	横摆
2	302.1	0.016	扭转
3	361.7	0.007	二阶横摆
4	532.4	0.004	扭转耦合模态

被激发,由于该模态频率与钢轨波磨通过频率(95 Hz)接近,从而发生共振,最终导致排障器发生疲劳失效。

3 拓扑优化设计

上述研究结果表明,排障器的一阶模态共振是导致其失效的主要原因,因此,解决疲劳失效问题的关键是优化排障器结构,使固有频率避开钢轨激励频率。为此开展模态错频设计,首先对排障器结构进行拓扑优化,随后基于虚拟激励模型再现排障器的真实振动状态,通过实测数据与仿真数据对比验证模型的准确性,最后,基于该模型验证优化后的排障器结构是否满足设计寿命要求。

3.1 排障器拓扑优化设计

由图 6 所示轴箱振动频域图可知,轨道的主要激励频率约为 95 Hz,而在 100~350 Hz 频带内激励水平较低,因此,将排障器的一阶固有模态提升至该频带较为合理。

原结构排障器的尺寸为:长 567 mm,宽 130 mm,折边宽 30 mm。考虑到横截面积对固有模态的影响,将折边宽增加到 45 mm,长度延长到 175 mm。此时,主应力控制区的横截面积从 1274.74 mm² 变为 1468.39 mm²,总质量从 4.02 kg 增加到 5.19 kg。对于齿板的接口位置,仍保留原来的结构,不影响优化后结构的安装。优化后结构如图 10 所示。

利用有限元法计算原结构和优化结构排障器的固有模态和频率响应函数,如图 11 所示。结果表明,排障器原结构的前三阶固有频率分别为 95.9 Hz、306.2 Hz 和 370.3 Hz,与前三阶模态测试结果 95.4 Hz、302.1 Hz 和 361.7 Hz(表 2)基本一致。优化后排障器结构在 400 Hz 以下只存在

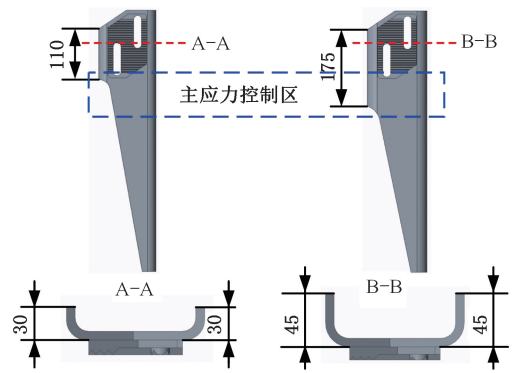


图 10 排障器结构优化设计

Fig.10 Optimization design of the cowcatcher structure

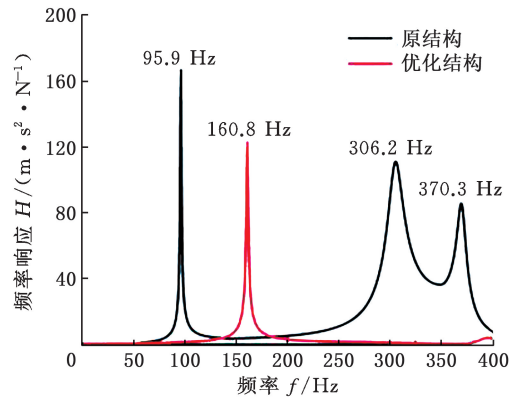


图 11 排障器结构优化前后频响结果

Fig.11 Frequency response results before and after structural optimization of the cowcatcher

一个模态频率,一阶模态(横摆模态)频率提高至 160 Hz,避开了轨道上的 95 Hz 激励主频。

3.2 基于虚拟激励法的优化结构动应力分析

由于排障器安装座位置的振动直接影响排障器的振动情况,因此在该随机振动模型中,以排障器安装座位置 T-A2(图 4)测点的实测加速度作为加载,通过 PID 控制,实现振动台的振动及误差修正。排障器虚拟激励模型原理如图 12 所示。

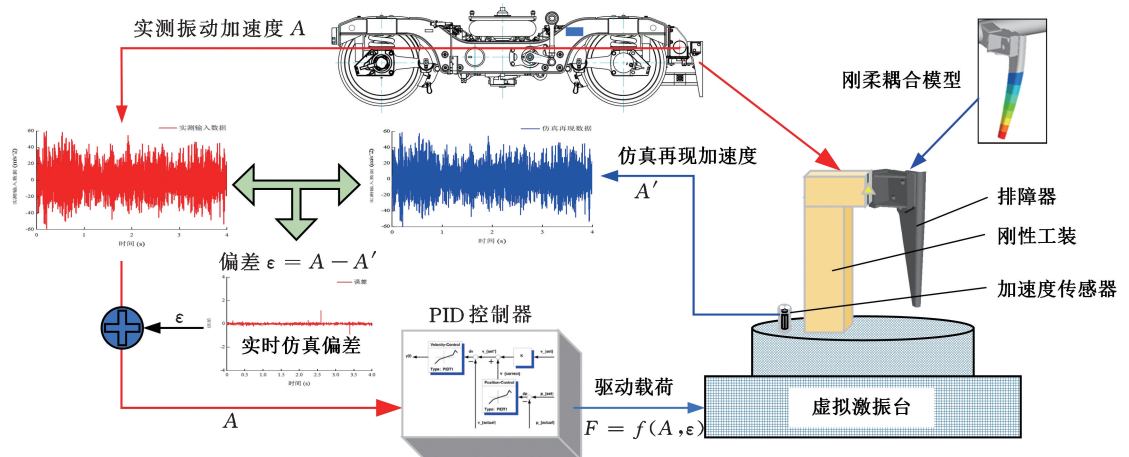
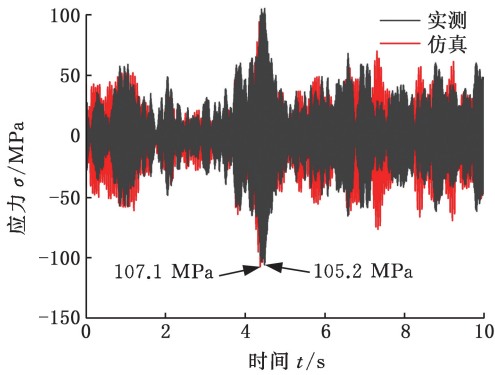


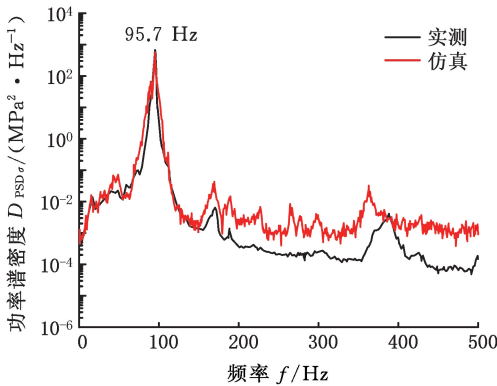
图 12 排障器虚拟激励模型原理图

Fig.12 Schematic diagram of the virtual excitation model of the cowcatcher

首先,以原结构排障器为研究对象,截取排障器安装座测点 10 s 的振动加速度数据作为输入,计算原结构和优化后结构 T-Y9 测点的动应力,并将实测动应力与仿真动应力进行对比,如图 13 所示。在时域内,原结构仿真和实测最大动应力分别为 107.1~105.2 MPa,误差仅为 1.8%,并且动应力波形非常相似。在频域内,仿真和实测的动应力主频均为 95.7 Hz,峰值拟合良好,说明该随机振动模型再现了排障器在实际服役环境中的振动和动应力情况,验证了该模型的准确性。



(a)原结构仿真及实测应力时域图

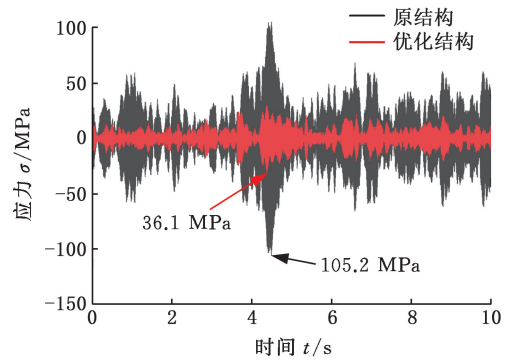


(b)原结构仿真及实测应力频域图

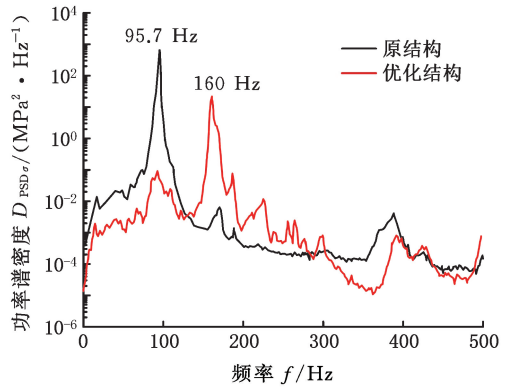
图 13 原结构排障器仿真与实测结果对比

Fig.13 Comparison between simulation and measured results of the original structure cowcatcher

随后,将同样的实测激励加载到优化后的排障器随机振动模型中,计算 T-Y9 测点动应力,并与原结构实测动应力进行对比,如图 14 所示。结果表明,优化后的排障器在时域内的最大动应力为 31.6 MPa,比原结构的 105.2 MPa 减小了近 70%。同时,优化结构在频域内的主频为 160 Hz,避开了钢轨激励主频 95.7 Hz。并且,从图 5 轴箱振动频谱中可以看出,轴箱在 160 Hz 附近也没有明显频带,因此避免了排障器新结构共振的发生。由此可见,优化后排障器的动应力得到了较好的改善。



(a)原结构及优化结构应力时域图



(b)原结构及优化结构应力频域图

图 14 排障器原结构与优化结构结果对比

Fig.14 Comparison of stresses in the original and optimized structures of the detractor

4 疲劳寿命评估

4.1 基于实测数据的动应力计算

为了验证优化后排障器结构是否满足 30 年 360 万公里的设计寿命要求^[22],对优化后排障器结构进行疲劳寿命计算。由于上节证明了虚拟激励法可以很好地再现排障器的真实振动及应力状态,因此基于全程实测振动数据对模型进行加载,计算优化后的排障器关键位置应力。但是,在工程实际中,由于全程工况数据量巨大,加载全程加速度数据存在读取速度慢、工况计算缓慢等问题,导致计算效率过低。

针对此问题,本文对激励施加的方法进行优化。由于 SIMPACK 软件可以直接读取 if2 文件作为输入函数,因此通过 MATLAB 软件制作 if2 模板文件,并将实测加速度数据写到 if2 文件中。该 if2 文件以整体文件形式对虚拟激励模型进行加载,代替了原有的数据点式的加载方式,大大提高了加载效率和计算速度。并且对于多输入系统,可以通过 MATLAB 软件实现 if2 文件的批处理制作,简化建模流程。具体流程如图 15 所示,首先通过 MATLAB 软件制作 if2 模板文件,并将

实测加速度写入该模板文件;然后在 SIMPACK 软件的 Input Function 模块中以整体文件的形式读取 if2 文件,并将输入函数施加给 Excitation 模块实现虚拟激励模型的加载。最后,通过后处理界面中的 Stress Export 功能导出排障器关键位置动应力。本文分别导出了排障器母材 T-Y9 和焊缝 T-Y7 位置的全程仿真动应力,如图 15 所示。

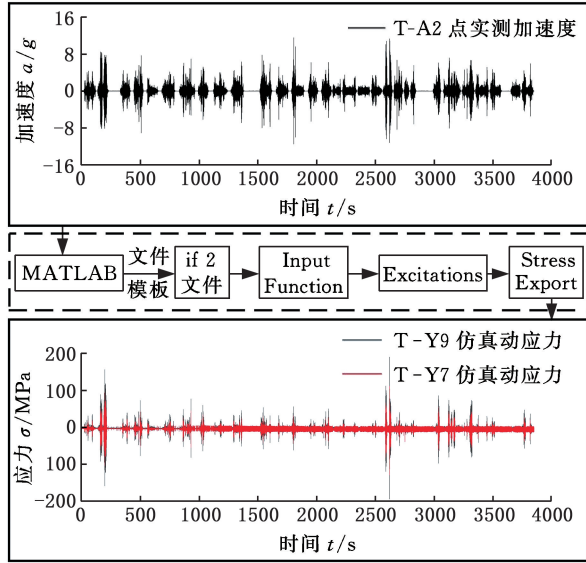


图 15 全程动应力计算

Fig.15 Calculation of dynamic stress of the whole line

4.2 评估方法

由于基于全程工况计算的数据量较大,采用时域疲劳评估方法效率较低,因此本文采用频域疲劳评估模型。相关学者的研究表明^[23-24],对于频域法疲劳寿命评估模型,Dirlik 和 Zhao-Baker 方法有更好的拟合效果,因此,本文分别采用 Dirlik 和 Zhao-Baker 方法对排障器疲劳寿命及损伤进行计算。

Dirlik 法用一个指数分布和两个 Rayleigh 分布拟合雨流循环幅值概率密度函数。用 4 个 PSD 惯性矩 (m_0, m_1, m_2, m_4) 建立相应的概率密度函数模型,该模型具有很高的精确性,结果可以近似接近雨流计数法得到的结果,并且适用于任何类型功率谱。Dirlik 法概率密度函数模型为^[23]

$$P(S) = \frac{\frac{D_1}{Q} e^{-\frac{z}{m_0}} + \frac{D_2 Z}{R^2} e^{-\frac{z^2}{2R^2}} + D_3 Z e^{-\frac{z^2}{2}}}{\sqrt{m_0}} \quad (16)$$

$$Z = \frac{S}{2\sqrt{m_0}} \quad x_m = \frac{m_1}{m_0} \sqrt{\frac{m_2}{m_4}}$$

$$D_1 = \frac{2(x_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2} \quad D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 - R}$$

$$D_3 = 1 - D_1 - D_2 \quad Q = \frac{1.25(\gamma - D_3 - D_2 R)}{D_1}$$

$$R = \frac{\gamma - x_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}$$

式中:Q 为质量因子;Z 为归一化应力范围; D_i 为第 i 阶段累计损伤量; R 为 Dirlik 方法定义的参数; m_i 为功率谱密度第 i 阶矩; S 为应力范围; x_m 为平均频率; γ 为不规则因子。

结合疲劳损伤累积理论 Miner 准则,联立式 (16),最终可以得出 Dirlik 法疲劳损伤公式为

$$\bar{D}^{DK} = C^{-1} v_p m_0^{\frac{k}{2}} [D_1 Q^k \Gamma(1+k) + (\sqrt{2})^k \Gamma(1 + \frac{k}{2}) (D_2 |R|^k + D_3)] \quad (17)$$

式中:C 为材料特性常数; k 为材料疲劳常数,对于焊缝取 3,母材取 5; v_p 为期望峰值频率; Γ 为 Gamma 函数。

Zhao-Baker 法假设雨流计数幅值分布函数是一个 Weibull 分布加上一个 Rayleigh 分布的加权组合,应力幅值分布模型可以表示为^[24]

$$p_{ZB}(Z) = \omega \alpha \beta Z^{\beta-1} e^{-\alpha Z^\beta} + (1-\omega) Z e^{-\frac{Z^2}{2}} \quad (18)$$

$$\alpha = 8 - 7I \quad \beta = \begin{cases} 1.1 & I < 0.9 \\ 1.1 + 9(I - 0.9) & I \geq 0.9 \end{cases}$$

$$I = m_2 / \sqrt{m_0 m_4}$$

$$\omega = \frac{1 - I}{1 - \sqrt{\frac{2}{\pi}} \Gamma(1 + \frac{1}{\beta}) \alpha^{-1/\beta}}$$

式中:Z 为归一化后的应力幅值; α, β 分别为 Weibull 分布的形状参数和位置参数,满足 $\alpha > 0, \beta > 0$; ω 为权重因数。

结构疲劳损伤计算公式为

$$D_{ZB} = \frac{v_p}{C} (\sqrt{m_0})^k [\omega \alpha^{-\frac{k}{\beta}} \Gamma(1 + \frac{k}{\beta}) + (1-\omega) 2^{\frac{k}{2}} \Gamma(1 + \frac{k}{2})] \quad (19)$$

$$v_p = \sqrt{m_4 / m_2} \quad (20)$$

于是可得结构的疲劳寿命为

$$T = 1 / D_{ZB} \quad (21)$$

4.3 结果分析

分别选取排障器焊缝位置(测点 T-Y7)和母材位置(测点 T-Y9)进行损伤和疲劳寿命计算,计算结果列于表 3 中。结果表明,基于两种方法计算的排障器焊缝位置疲劳寿命分别为 46 800 万 km 和 50 300 万 km;母材位置的疲劳寿命分别为 14 200 万 km 和 15 200 万 km,均满足地铁车辆 360 万公里的设计寿命要求。根据运营公司的反馈,安装优化后排障器的车辆已经运营 23 个月,

表 3 优化后排障器结构疲劳寿命

Tab.3 Fatigue life of the cowcatcher after topology optimization

测点	损伤		疲劳寿命/ 10^4 km		设计寿命/ 10^4 km
	Dirlik 法	Zhao-Baker 法	Dirlik 法	Zhao-Baker 法	
焊缝 T-Y7	8.05×10^{-8}	7.50×10^{-8}	46 800	50 300	360
母材 T-Y9	2.65×10^{-7}	1.42×10^{-7}	14 200	15 200	360

累计行驶 21.71 万公里,目前尚未出现一例失效案例。说明该排障器的结构优化较为合理。

5 结论

本文通过理论研究和现场试验,详细分析了地铁车辆排障器断裂的主要原因。根据疲劳失效机理进行结构拓扑优化设计,提出了一种子结构分析技术,建立虚拟激励随机振动模型,通过排障器原结构的试验和仿真结果验证了模型的准确性。最后,利用一种优化激励加载的处理方法加载车辆全程工况实测数据,验证了优化后的排障器结构的损伤及疲劳寿命。具体研究结论如下:

1)排障器原结构疲劳断裂的主要原因是小半径曲线钢轨波磨通过频率(95 Hz)与排障器的一阶固有模态(95.7 Hz)一致,引起排障器的共振,导致薄弱位置动应力显著增加,促使排障器发生疲劳失效。

2)根据排障器失效的根本原因及钢轨波磨特征,对排障器进行结构优化及错频模态设计。将排障器的一阶固有频率提高至 160 Hz,有效避开了线路主频的影响。

3)建立虚拟激励随机振动模型,再现排障器服役振动环境,通过原结构排障器模型验证模型准确性,结果表明最大动应力误差为 1.8%。利用优化后排障器模型进行动应力计算,排障器薄弱位置动应力从 105.2 MPa 减小到 31.6 MPa,减小约为 70%。

4)基于车辆全程工况实测数据,利用优化激励加载处理方法,计算排障器关键位置动应力,分别采用 Dirlik 法及 Zhao-Baker 法对优化后排障器进行疲劳寿命计算。结果表明,优化后结构在焊缝及母材位置均满足 30 年 360 万千米的设计寿命要求。

参考文献:

[1] 童小山,李祥涛,李八宁,等.基于 EN 15227 标准的排障器仿真计算及试验验证[J].电力机车与城轨车辆,2020,43(3):35-38.
TONG Xiaoshan, LI Xiangtao, LI Baning, et al. Simulation Calculation and Experimental Verification of the Cowcatcher Based on EN 15227[J]. Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles, 2020, 43(3):35-38.

[2] 付耿哲.列车与活体侵入物高速碰撞下排障器结构优化设计[D].南昌:华东交通大学,2023.
FU Gengzhe. Structural Optimization Design of the Cowcatcher under High-speed Collision between a Train and a Living Intruder[D]. Nanchang: East

China Jiaotong University, 2023.

- [3] 郑雨豪,吴兴文,刘阳,等.基于多轴振动环境再现的地铁车辆排障器寿命评估研究[J].机车电传动,2023(6):88-98.
ZHENG Yuhao, WU Xingwen, LIU Yang, et al. Research on the Life Assessment of Metro Vehicle Cowcatchers Based on Multi-axis Vibration Environment Reproduction [J]. Locomotive Electric Transmission, 2023 (6):88-98.
- [4] 张明,智鹏鹏,霍文彪,等.地铁车辆轮缘润滑装置吊架断裂机理和试验研究[J].中国机械工程,2022,33(11):1369-1376.
ZHANG Ming, Zhi Pengpeng, HUO Wenbiao, et al. Fracture Mechanism and Experimental Study of Hanger for Wheel Rim Lubrication Device of Subway Vehicles [J]. China Mechanical Engineering, 2022, 33(11):1369-1376.
- [5] 李永华,李会杰,王剑,等.基于损失模型的动车组排障器稳健优化设计[J].机械设计与制造工程,2018(8):6-10.
LI Yonghua, LI Huijie, WANG Jian, et al. Robust Optimization Design of the EMU Cowcatcher Based on Loss Model[J]. Mechanical Design and Manufacturing Engineering, 2018 (8):6-10.
- [6] 谭惠日,秦睿贤,陈秉智.多工况载荷下机车排障器拓扑和尺寸优化设计[J].大连交通大学学报,2021,42(4):28-32.
TAN Huiji, QIN Ruixian, CHEN Bingzhi. Research on Topology and Size Optimization of Locomotive Cowcatcher under Multiple Loads[J]. Journal of Dalian Jiaotong University, 2021, 42(4):5.
- [7] 陶长焱,李文泰,米承继,等.列车用排障器静态特性分析及结构改进[J].现代机械,2018(4):51-54.
TAO Changyan, LI Wentai, MI Chengji, et al. Static and Dynamic Characteristics Analysis and Structural Improvement of Train Cowcatchers [J]. Modern Machinery, 2018(4):51-54.
- [8] 任尊松,赵宇嘉,李玉怡,等.高速动车组转向架牵引制动载荷及损伤特征研究[J].机械工程学报,2022,58(12):151-158.
REN Zunsong, ZHAO Yujia, LI Yuyi, et al. Research on Traction and Braking Loads and Damage Characteristics of High-speed EMU Bogies [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58 (12): 151-158.
- [9] 王斌杰,孙守光,王曦,等.地铁转向架构架运用载荷与疲劳损伤特征研究[J].铁道学报,2019,41(6):53-60.
WANG Binjie, SUN Shouguang, WANG Xi, et al. Research on the Load and Fatigue Damage Characteristics of Subway Bogie Frame [J]. Journal of Railway, 2019, 41(6):53-60.

- [10] WANG B J, LI Q, REN Z S, et al. Improving the Fatigue Reliability of Metro Vehicle Bogie Frame Based on Load Spectrum[J]. International Journal of Fatigue, 2020, 132:105389.
- [11] 陈道云, 王斌杰, 肖乾, 等. 高速列车转向架构架损伤、等效应力及寿命分布特性研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(22):237-246.
CHENG Daoyun, WANG Binjie, XIAO Qian, et al. Study on Damage, Equivalent Stress and Life Distribution Characteristics of Bogie Frame of High-speed Train[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(22):237-246.
- [12] 王腾飞, 周劲松, 季元进, 等. 基于虚拟激励算法与频域主 S-N 曲线法的转向架随机振动疲劳分析[J]. 机械工程学报, 2022, 58(12):140-150.
WANG Tengfei, ZHOU Jinsong, JI Yuanjin, et al. Random Vibration Fatigue Analysis of Bogies Based on Virtual Excitation Algorithm and Frequency Domain Principal S-N Curve Method[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(12):140-150.
- [13] YOU Taiwen, ZHOU Jinsong, GONG Dao, et al. Synthesis of Random Vibration Environment Spectra for the Fatigue Analysis and Optimization of Railway Vehicles[J]. International Journal of Fatigue, 2022, 159:106752.
- [14] 谢晨希, 陶功权, 温泽峰. 地铁车辆制动管路动应力分析及结构优化[J]. 机械工程学报, 2021, 57(10):118-125.
XIE Chenxi, TAO Gongquan, WEN Zefeng. Dynamic Stress Analysis and Structural Optimization of Subway Vehicle Brake Pipelines[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(10):118-125.
- [15] WU Xingwen, XIE Chenxi, LIU Kaicheng, et al. Study on High Frequency Vibration-induced Fatigue Failure of Antenna Beam in a Metro Bogie [J]. Engineering Failure Analysis, 2022, 133:105976.
- [16] LI Fansong, WU Pingbo, ZENG Jing, et al. Vibration Fatigue Dynamic Stress Simulation under Multi-load Input Condition: Application to Metro Lifeguard[J]. Engineering Failure Analysis, 2019, 99:141-152.
- [17] 林家浩, 张亚辉, 赵岩. 虚拟激励法在国内外工程界的应用回顾与展望[J]. 应用数学和力学, 2017, 38(1):1-32.
LIN Jiahao, ZHANG Yahui, ZHAO Yan. Review and Prospect of the Application of Virtual Excitation Method in the Engineering Industry at Home and Abroad[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2017, 38(1):1-32.
- [18] GUYAN R J. Reduction of Stiffness and Mass Matrices[J]. AIAA Journal, 1965, 3(2):380-380.
- [19] 沈民民, 史锐, 郭鹏飞, 等. 重复使用飞行器分布式连接结构振动及疲劳研究[J]. 中国机械工程, 2024, 35(1):45-55.
SHEN Minmin, SHI Rui, GUO Pengfei, et al. Research on Vibration and Fatigue of Distributed Connection Structures for Reusable Aircraft [J]. China Mechanical Engineering, 2024, 35(1):45-55
- [20] Committee for Standardization European. Acoustics-railway Applications-measurement of Noise Emitted by Railbound Vehicles:ISO3095[S]. London:British Standards Institution, 2013.
- [21] LU Y, XIANG P, DONG P, et al. Analysis of the Effects of Vibration Modes on Fatigue Damage in High-speed Train Bogie Frames [J]. Engineering Failure Analysis, 2018, 89:222-241.
- [22] 张明, 智鹏鹏, 霍文彪, 等. 地铁车辆轮缘润滑装置吊架断裂机理和试验研究[J]. 中国机械工程, 2022, 33(11):1369-1376.
ZHANG Ming, ZHI Pengpeng, HUO Wenbiao, et al. Fracture Mechanism and Experimental Study of Suspension Bracket for Subway Vehicle Wheel Flange Lubrication Device [J]. China Mechanical Engineering, 2022, 33(11):1369-1376.
- [23] 袁盛铭, 吴兴文, 赵明花, 等. 随机振动疲劳寿命评估频域法模型适用性研究[J]. 噪声与振动控制, 2023, 43(2):28-34.
YUAN Shengming, WU Xingwen, ZHAO Minghua, et al. Study on the Applicability of Frequency Domain Method Model for Random Vibration Fatigue Life Assessment [J]. Noise and Vibration Control, 2023, 43 (2):28-34.
- [24] 王明珠. 结构振动疲劳寿命分析方法研究[D]. 南京:南京航空航天大学, 2009.
WANG Mingzhu. Research on Structural Vibration Fatigue Life Analysis Method[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2009.

(编辑 王艳丽)

作者简介:刘 阳,男,1991年生,博士研究生。研究方向为结构振动疲劳及车辆系统智能运维。E-mail:liuyang_1512@163.com。温泽峰*(通信作者),男,1976年生,研究员、博士研究生导师。研究方向为轨道交通轮轨关系、轨道交通减振降噪。E-mail:zfwen@swjtu.edu.cn。

本文引用格式:

刘阳,温泽峰,吴兴文,等.基于虚拟激励法的地铁车辆排障器疲劳失效研究及拓扑优化[J].中国机械工程,2025,36(4):840-849.
LIU Yang, WEN Zefeng, WU Xingwen, et al. Fatigue Failure Study and Topology Optimization of Metro Vehicle Cowcatchers Based on Virtual Excitation Method[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(4):840-849.