

DOI: 10.3901/JME.2023.14.213

基于线路实测载荷的转向架构架台架试验方法研究^{*}

陶桂东^{1,2} 王文静¹ 冯永华² 李广全²

(1. 北京交通大学机械与电子控制工程学院 北京 100044;

2. 中车青岛四方机车车辆股份有限公司 青岛 266111)

摘要: 以高速列车转向架构架为研究对象, 线路试验获取了转向架轴箱弹簧载荷和一系减振器载荷时程曲线, 分析列车进出站、不同速度等级、载荷作用频率对弹簧载荷和一系减振器载荷的影响规律及载荷差异性。采用准静态加载台架试验得到弹簧载荷、一系减振器载荷与构架端部疲劳关键区域应力之间的传递关系, 结合线路实测载荷计算得到应力响应曲线, 进而获取构架在弹簧载荷、一系减振器载荷及两种载荷耦合作用下的疲劳损伤值。据疲劳损伤一致性理论计算车辆设计寿命里程下构架的弹簧等效载荷和一系减振器等效载荷, 并建立基于等效载荷的疲劳损伤计算公式, 确定弹簧等效载荷和一系减振器等效载荷的幅值大小及相位关系, 最后形成了基于线路实测载荷的构架台架试验方法。研究表明, 列车进出站时轴箱弹簧载荷出现较大的载荷波动, 最大波动范围为 17.48 kN, 一系减振器载荷对低频位移响应不敏感; 在相同线路条件下, 随着列车运营速度的增大, 轴箱弹簧载荷和一系减振器载荷均呈现增大趋势, 其载荷作用频率主要分布在 0~60 Hz 范围内; 同时在该频带内, 随着载荷作用频率的增大, 两种载荷间相位差不断减小, 该变化规律与减振器动态特性有关。计算得到构架端部在弹簧载荷、一系减振器载荷及耦合载荷作用下的疲劳损伤分别为 0.014、0.011、0.061, 进而得到弹簧等效载荷和一系减振器等效载荷分别为 7.54 kN、4.51 kN; 当一系减振器等效载荷相位超前于弹簧等效载荷约 60°时, 构架疲劳损伤与线路实测疲劳损伤值相同, 则在构架台架试验时两种等效载荷间相位差可选取 40°~60°。

关键词: 转向架构架; 轴箱弹簧; 一系减振器; 等效载荷; 疲劳损伤

中图分类号: U461

Research on Bench Test Method for Bogie Frame Based on Measured Line Load

TAO Guidong^{1,2} WANG Wenjing¹ FENG Yonghua² LI Guangquan²

(1. School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044;

2. CRRC Qingdao Sifang Co., Ltd., Qingdao 266111)

Abstract: Taking the bogie frame of the high-speed train as the research object, the time history curve of the axle box spring load and the primary shock absorber load of the bogie is obtained through the line test, and the influence law and the load difference of the train entering and leaving the station, different speed levels, and load frequency on the spring load and the primary shock absorber load is analyzed. The load stress transfer relationship between the spring load, the primary shock absorber load and the fatigue danger point of the end structure of the frame is obtained by using quasi-static loading bench test. The stress response curve is obtained by combining the actual line load calculation, and then the fatigue damage value of the frame under the spring load, the primary shock absorber load and the coupling of the two loads is obtained. According to the fatigue damage consistency theory, calculate the spring equivalent load and the primary shock absorber equivalent load of the frame under the vehicle design mileage, establish the fatigue

^{*} 国家自然科学基金(12072020)和中国国家铁路集团有限公司科技研究开发计划(K2021J042)资助项目。20220801 收到初稿, 20230125 收到修改稿

damage calculation formula based on the equivalent load, determine the phase relationship between the spring equivalent load and the primary shock absorber equivalent load, and finally form the frame bench test method based on the measured line load. The research shows that the axle box spring load fluctuates greatly when the train entering and leaving the station, the maximum fluctuation range is 17.48 kN, and the primary shock absorber load is not sensitive to the low-frequency displacement response; With the increase of train operation speed, the axle box spring load and primary shock absorber load show an increasing trend, and the load frequency is mainly distributed in the range of 0-60 Hz; At the same time, the phase difference between the two loads decreases with the increase of load frequency in this frequency band, which is related to the dynamic characteristics of the shock absorber. It is calculated that the fatigue damage of the frame end under spring load, primary shock absorber load and coupling load is 0.014, 0.011 and 0.061 respectively. Based on the fatigue damage consistency criterion, the spring equivalent load and primary shock absorber equivalent load are 7.54 kN and 4.51 kN respectively; When the phase of the primary shock absorber equivalent load is about 60° ahead of the spring equivalent load, the fatigue damage of the frame is the same as the measured fatigue damage of the line. Then the phase difference between the two equivalent loads can be 40° - 60° during the frame bench test.

Key words: bogie frame; axle box spring; primary shock absorber; equivalent load; fatigue damage

0 前言

近年来,随着高速铁路的快速发展,动车组运行速度不断提高,其运行安全性、可靠性、舒适性问题的得到了广泛关注^[1-2]。转向架构架作为动车组的关键零组件,不仅承受着来自线路轨道不平顺产生的动态激励,而且需要承担车体振动产生的动态载荷。目前针对轨道车辆转向架构架的疲劳强度分析,广泛应用国际规范进行评价^[3]。文献[4-6]采用标准载荷工况研究转向架构架的疲劳强度,结果均满足标准要求,但由于条件限制未能开展线路试验,导致预测的构架应力未能反映结构的真实疲劳损伤。文献[7]依据 UIC 规范定性分析了焊接构架出现疲劳裂纹的原因。文献[8]采用等效结构应力法结合线路动应力试验的方法分析了构架横侧梁连接处产生疲劳裂纹的原因。文献[9]通过线路试验法获取了高速列车齿轮箱箱体的应力响应,并给出了箱体出现疲劳裂纹的原因。现有的转向架构架台架试验主要参考 UIC615、BS EN13749 等相关标准^[10-11],所定义的相关载荷类型及加载方式与构架的实际受力状态存在一定的差异,因此采用线路实测载荷作为构架强度评估的输入条件可更为真实反映结构的疲劳损伤。

在转向架构架疲劳损伤评估时,载荷的变化特点及影响规律掌握越具体,结构疲劳寿命预测就精确^[12-14]。对数据进行合理的处理分析,可以有效地得到载荷的真实特征^[15],本文以某高速列车转向架构架为研究对象,线路实测得到了轴箱弹簧载荷和

一系减振器载荷时程曲线,并分析了两种载荷在列车进出站、不同速度等级、不同载荷作用频率下的变化特征,明确了轴箱弹簧载荷与一系减振器载荷存在一定的幅值及相位差异,进而提出了基于线路实测载荷的转向架构架台架试验方法。该方法首先确定轴箱弹簧载荷、一系减振器载荷与构架关键区域应力的传递关系,结合线路实测数据获取两种载荷单独作用及耦合作用下的应力时程曲线,并计算得到不同载荷对应的疲劳损伤,最后基于疲劳损伤一致性理论得到弹簧等效载荷和一系减振器等效载荷,确定两种等效载荷间的幅值大小和相位关系。该研究结果可为焊接构架的疲劳可靠性评估提供的一定的理论参考。

1 试验方案

1.1 台架试验载荷标定

高速列车转向架轴箱弹簧和一系减振器属于并联安装,其上部与构架连接,下部与轴箱体连接,因此将轴箱弹簧和一系减振器结构制作成载荷传感器并安装于测试转向架,可准确地获得高速列车转向架构架端部的载荷变化特征^[16-17]。

通过专业的载荷传感器制作工序如载荷识别点选取、应变片组桥、温控、绝缘、信号放大、封装以及载荷标定等,将轴箱弹簧、一系减振器做成载荷传感器元件,载荷识别点选取位置如图 1 所示。该“载荷传感器”可以连续记录任意时刻载荷变化,实现了对构架端部载荷的连续测试。另外,为确保测试结果的准确性,每个载荷元器件上均有两个载

荷测试通道。

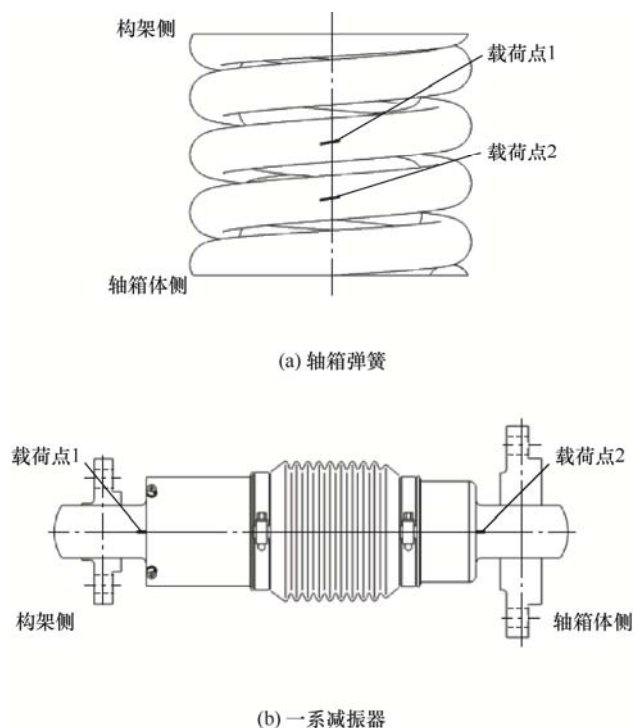


图 1 载荷传感器示意图

利用准静态加载台架试验获取各载荷点处应变与载荷的对应关系, 即台架试验载荷标定。台架试验标定前分别施加预载荷 1 kN、2 kN 后进行调平, 可有效消除轴箱弹簧、一系减振器与加载工装之间接触间隙的影响, 调平后各载荷点应变值均为零。台架试验时弹簧载荷、一系减振器载荷分别间隔 10 kN、2 kN 逐级加载, 根据台架试验前预载荷加载值的设定, 加载试验进行两次, 载荷识别点 1 处的台架试验结果如图 2 所示。可见, 两次加载台架试验结果具有较好的重复性, 弹簧载荷、一系减振器载荷与应变之间呈现拟合度较高的线性关系, 通过数据线性拟合得到轴箱弹簧载荷、一系减振器载荷与载荷识别点应变之间的传递系数分别为 $123 \mu\epsilon/\text{kN}$ 、 $49 \mu\epsilon/\text{kN}$ 。

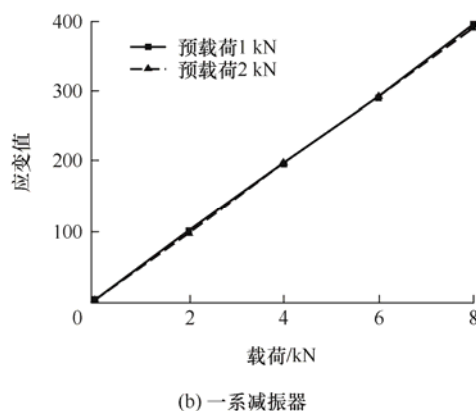
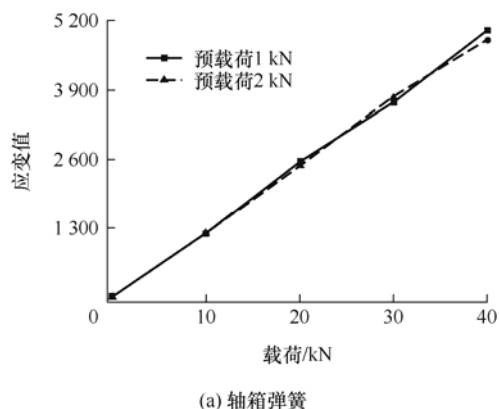


图 2 载荷标定

1.2 试验布置

选取高速列车转向动车构架为测试对象, 将标定完毕的轴箱弹簧载荷传感器(图 3a)和一系减振器载荷传感器(图 3b)安装于构架二位轴侧, 测试转向架轴箱位置编号如图 4 所示。在线路试验过程中, 各种干扰信号(如电信号干扰等)会影响数据采集系统对正常测试信号的采集, 因此试验结束后需对线路采集的载荷数据进行去除零漂、去干扰、小波处理等过程, 提高信噪比并将应变信号转换为载荷值,

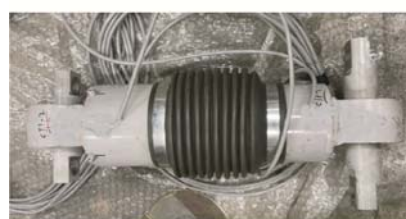


图 3 测力传感器

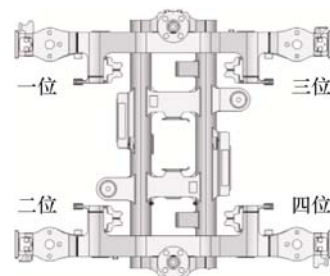


图 4 测试转向架

以获得有效的测试结果^[10]。在载荷数据分析时,载荷值为正值表示轴箱弹簧和一系减振器处于受拉状态,反之,载荷为负值时表示两种结构处于受压状态。

2 构架载荷特征

实际线路试验为多个完整的运营往返历程,试验工况齐全,为探索构架端部轴箱弹簧载荷和一系减振器载荷之间的变化关系及载荷特征提供了充分的数据支撑。选取列车进出站、不同速度等级、不同载荷作用频率等典型工况来分析轴箱弹簧载荷和一系减振器载荷的变化特征。

2.1 进出站的影响

当列车进站时需要采取牵引电机再生制动减速措施,此时电机输出扭矩为负载,列车出站时,电机输出扭矩为牵引载荷。图 5 给出了列车进出站时转向架轴箱弹簧载荷和一系减振器载荷时程曲线,可见,列车在制动过程中,轴箱弹簧载荷出现较大的趋势变化,最大载荷值为 8.22 kN,此时轴箱弹簧处于受拉状态,即轴箱体与构架间相对垂向位移增大;一系减振器载荷未出现明显的载荷趋势变化,其动态载荷幅值随着制动过程的延续而逐渐减小。在制动停车阶段,轴箱弹簧与一系减振器载荷均为 0;列车启动出站时,轴箱弹簧载荷瞬间减小,最小值为-9.26 kN,该阶段弹簧处于压缩状态,轴箱体与构架间相对位移减小;一系减振器载荷则随着启动过程的延续而呈现出增大的趋势,最大值为 0.92 kN。在整个列车进出站时间历程内,轴箱体与构架间的相对位移受电机输出扭矩的影响比较大,轴箱弹簧载荷出现低频波动,该阶段内轴箱弹簧载荷和一系减振器载荷的最大波动范围分别为 17.48 kN、1.54 kN,由此可知,电机输出扭矩低频波动对轴箱弹簧载荷幅值影响较大,一系减振器载荷不敏感。

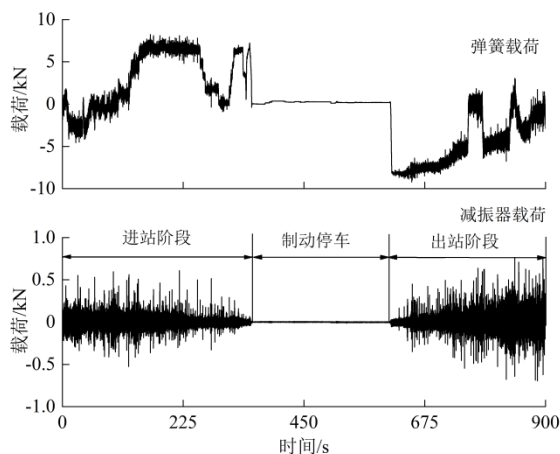


图 5 进出站时载荷时程曲线

2.2 运行速度的影响

图 6 为列车以时速 200 km/h、300 km/h 在相同线路区段直线运行时转向架轴箱弹簧载荷和一系减振器载荷时程曲线,统计得到列车低速运营时轴箱弹簧载荷和一系垂向减振器载荷波动范围最大值分别为 2.92 kN、2.24 kN,对应的载荷有效值分别为 0.34 kN、0.12 kN;列车高速运营时,轴箱弹簧载荷和一系垂向减振器载荷波动范围最大值分别为 6.78 kN、4.58 kN,对应的载荷有效值分别为 0.69 kN、0.36 kN。可见,高速列车直线运行时轴向弹簧动态载荷水平明显高于一系减振器载荷;列车由时速 200 km/h 增大至时速 300 km/h 时,轴箱弹簧载荷和一系减振器载荷的有效值分别增大了 1.0 倍、2.0 倍,由此可推断,在相同线路条件下,随着列车运行速度的提高,构架轴箱弹簧载荷、一系垂向减振器载荷均呈现出增大的趋势。

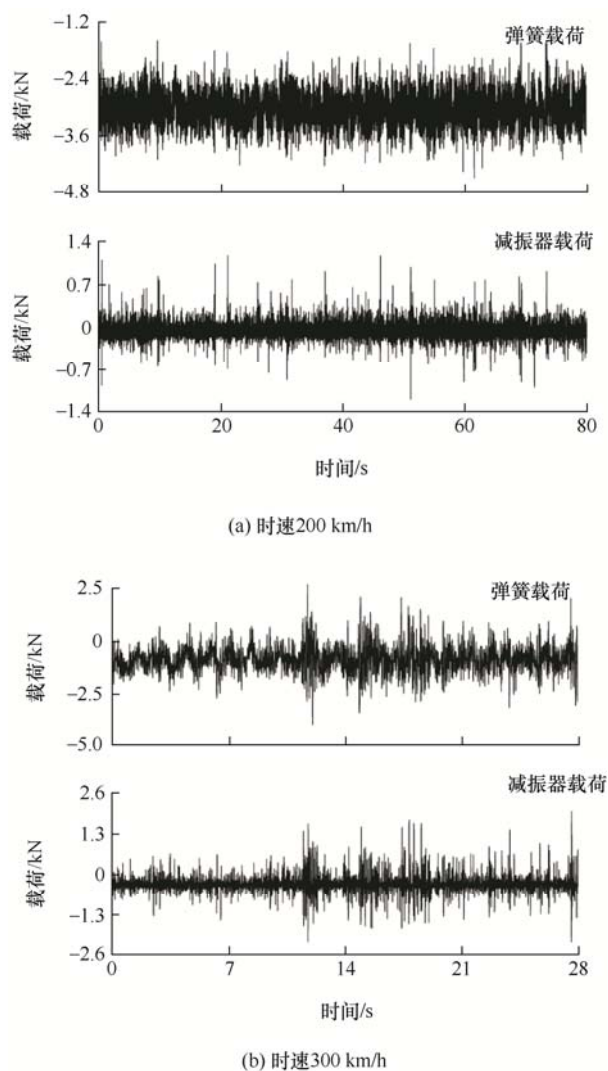


图 6 不同速度等级下载荷时程曲线

图 7 给出了图 6 中载荷数据对应的频率分布, 由图可知, 轴箱弹簧载荷和一系列减振器载荷作用频率主要分布在 0~60 Hz 内, 在该频带内, 相同速度等级下轴箱弹簧载荷振动能量高于一系减振器载荷, 随着载荷作用频率的增大, 该振动能量差值逐渐减小; 在作用频率超过 60 Hz 后, 一系列减振器载荷振动能量高于弹簧载荷, 且随着载荷作用频率的增大, 振动能量差值呈现增大的趋势, 这种规律应该与减振器动态特性有关。

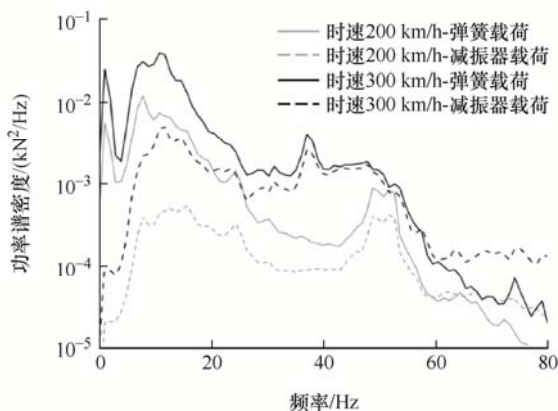


图 7 载荷频谱

2.3 载荷作用频率的影响

由机械振动理论可知, 机械系统受一般激励时的数理微分方程为

$$\mathbf{M}\mathbf{a}(t) + \mathbf{C}\mathbf{v}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (1)$$

式中, \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} 分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; \mathbf{a} 、 \mathbf{v} 、 \mathbf{x} 分别为加速度、速度和位移; t 为时间变量; \mathbf{F} 为系统所受激励。

由式(1)可知, 理论上轴箱弹簧载荷在相位上滞后于一系减振器载荷的相位角为 90° , 但减振器在实际运用过程中, 两端安装有弹性橡胶节点, 而且油液也具有一定的可压缩性, 尤其是高频振动时混入气泡, 产生空化均会使得减振器产生一定的弹性特性, 此时减振器载荷与振动速度之间会产生相位差, 则轴箱弹簧载荷与一系列减振器载荷间相位差将小于 90° 。

将油压减振器抽象为一个线性弹簧单元 k 和一个线性阻尼单元 c 串联的等效参数模型, 称为 Maxwell 模型。当减振器端部受到振幅为 A_0 , 频率为 ω 的正弦位移, 减振器载荷 F_A 、单纯阻尼力 F_c 和单纯弹性力 F_k 之间的矢量关系如图 8 所示。其中减振器载荷与弹性力方向夹角为 ϕ , 减振器载荷与阻尼力方向夹角为 α , $\alpha + \phi = \pi/2$ 。文献[18]通过台架试验研究了油压减振器的动态特性, 可知在一定的频率范围内, 随着位移载荷作用频率的增大, 减振器动态刚度逐渐增大, 而位移载荷与减振器载荷间的相位差不断减小, 即弹簧载荷与减振器载荷相位差逐渐减小。

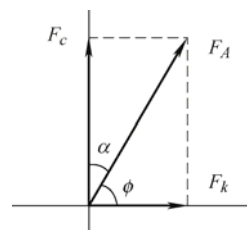
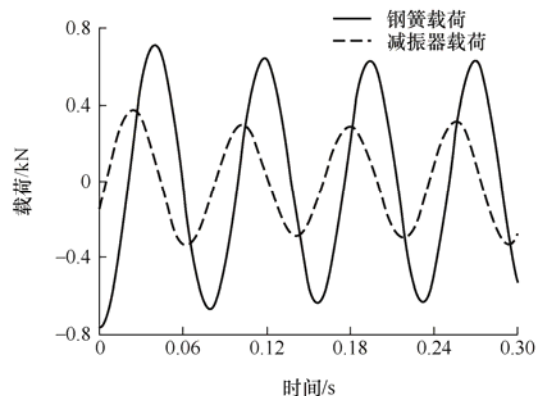
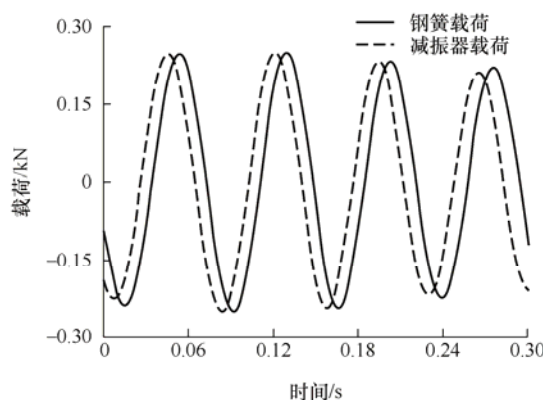


图 8 力系平衡矢量图

为获得载荷作用频率对轴箱弹簧载荷和一系列减振器载荷的影响规律, 利用带通滤波的方式得到两种载荷在不同作用频率下的时间历程曲线, 如图 9 所示, 其中图 9a 为载荷作用频率为 10 Hz 区段的时间历程曲线, 可见, 弹簧载荷、一系列减振器载荷的幅值分别为 0.71 kN、0.38 kN, 且两种载荷间存在明显的相位差, 统计得到减振器载荷在相位上超前于弹簧载荷约 70° ; 图 9b 为作用频率为 40 Hz 附近时两种载荷的变化曲线, 可看出弹簧载荷和减振器载荷的幅值均约为 0.25 kN, 减振器载荷在相位上超前于弹簧载荷约 35° 。由此可知, 在一定的载荷作用频率范围内, 随着作用频率的增大, 弹簧载荷与减振器载荷之间的幅值差异性和相位差均存在减小的趋势, 这与减振器动态特性分析结论相吻合。



(a) 作用频率为 10 Hz



(b) 作用频率为 40 Hz

图 9 载荷时程曲线

3 构架台架试验方法

3.1 应力响应计算

利用静态加载台架试验获得轴箱弹簧载荷、一系减振器载荷与构架端部关键区域应力之间的传递系数,加载试验时设置弹簧载荷和一系减振器载荷均为 1 kN,统计得到轴箱弹簧载荷、一系减振器载荷与构架应力之间的传递系数分别为 1.15 MPa/kN、1.72 MPa/kN,其中载荷作用点及应力测点位置如图 10 所示。

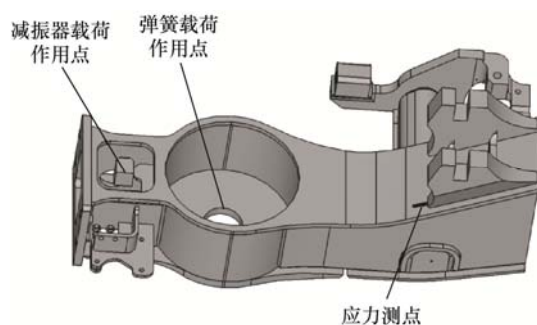
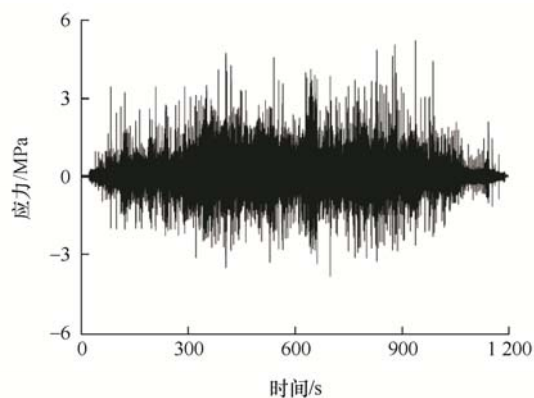
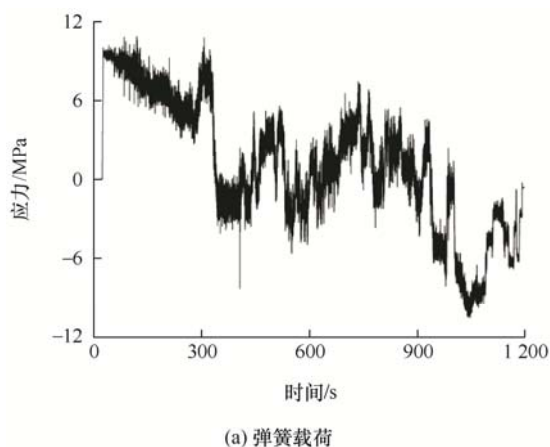
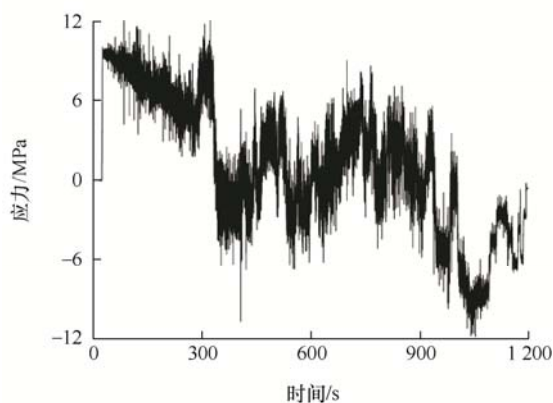


图 10 应力测点布置

选取高速试验列车在忻州西站到原平西站运行时的载荷数据作为输入条件,结合弹簧载荷、一系减振器载荷-应力传递系数计算得到两种载荷单独作用及耦合状态下(即两种载荷同步加载)构架端部的应力响应曲线,计算结果如图 11 所示。统计得到构架端部在轴箱弹簧载荷、一系减振器载荷及两种载荷耦合状态下的最大应力范围分别为 21.43 kN、8.65 kN、24.23 kN,对应的应力均方根值分别为 4.16 kN、0.31 kN、4.93 kN,可见,构架端部关键区域在耦合载荷作用下的应力水平明显高于轴箱弹簧载荷、一系减振器载荷的单独作用。



(b) 减振器载荷



(c) 耦合载荷

图 11 应力响应曲线

3.2 疲劳损伤计算

利用雨流计数法对计算得到的构架端部应力响应曲线进行循环计数并编制焊接构架一维应力谱。该应力谱不仅可有效地反映构架应力幅值大小,而且能够反映出应力的作用频次,从而更为全面和准确地反映结构疲劳损伤的本质^[19-22]。在编制一维应力谱时,先对应力响应曲线进行扫描,找出应力幅值的最大值和最小值,再按照式(2)进行分组处理

$$d = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{n} \quad (2)$$

式中, d 为组间距; σ_{\max} 和 σ_{\min} 分别为应力幅值最大值和最小值; n 为幅值组级数。

幅值组的上限值 σ_{iup} 和下限值 σ_{idown} 可以分别按式(3)和(4)计算

$$\sigma_{iup} = \sigma_{\min} + id \quad (3)$$

$$\sigma_{idown} = \sigma_{\min} + (i - 1)d \quad (4)$$

式中, i 为谱级数,其最大值为 n 。

图 12 给出了构架端部在轴箱弹簧载荷、一系减振器载荷及两种载荷耦合状态下的应力分布,结合 Miner 线性累计损伤理论可计算得到测试里程内的

构架疲劳损伤值, 进而获得高速列车设计寿命里程内构架的疲劳损伤 D , 其计算公式为

$$D = \frac{L \sum_{i=1}^n \sigma_i^m N_i}{L'C} \quad (5)$$

式中, L 、 L' 分别为构架设计里程和线路试验测试里程, 其值分别为 100 km、1 500 万 km; σ_i 、 N_i 分别为应力谱中第 i 级的应力幅值和循环次数; m 、 C 为材料参数^[23], 其值分别为 3、 6.86×10^{11} 。

由图 12 中应力谱和式(5)计算得到构架端部关键区域在弹簧载荷、一系减振器载荷及两种载荷耦合作用下的疲劳损伤值分别为 0.014、0.011、0.061, 由此可知, 构架端部在两种载荷耦合状态下的疲劳损伤值明显高于弹簧载荷和一系减振器载荷单独作用时产生的疲劳损伤, 这与构架端部应力数据的分析结果一致。

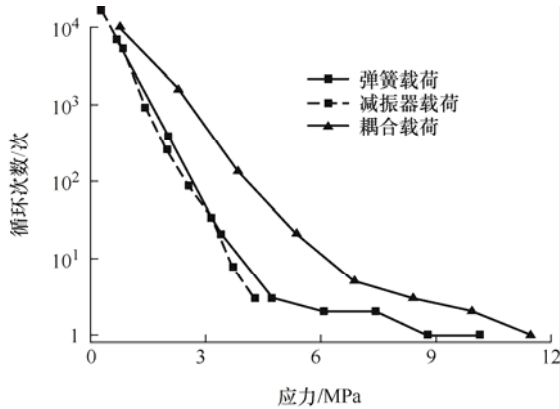


图 12 应力谱

3.3 台架试验方法

依据疲劳损伤一致性理论及构架在不同载荷单独作用下产生的疲劳损伤, 获取循环次数为 2×10^6 次作用下的弹簧等效载荷和一系减振器等效载荷, 其计算公式为

$$F = \frac{D^{1/m} \sigma_a}{k} \quad (6)$$

式中, σ_a 为构架焊缝疲劳极限, 其值为 70 MPa; k 为载荷-应力传递系数。

由式(6)计算得到轴箱弹簧和一系减振器的等效载荷分别为 7.54 kN、4.51 kN, 考虑两种载荷间存在的相位关系, 推算得到基于弹簧等效载荷和一系减振器载荷耦合作用下的构架疲劳损伤计算公式, 其表达式为

$$D_{eq} = \frac{\left(\max \left(F_j k_j \cos \omega t + F_s k_s \cos (\omega t + \varphi) \right) \right)^m}{\sigma_a^m} \quad (7)$$

式中, F_j 、 F_s 分别为一系减振器等效载荷和弹簧等效载荷; k_j 、 k_s 分别为一系减振器载荷-应力传递系数和弹簧载荷-应力传递系数; ω 为载荷圆频率; t 为时间序列。

通过式(7)计算得到弹簧等效载荷和一系减振器等效载荷在不同相位关系时构架端部的疲劳损伤分布, 如图 13 所示。可见, 随着弹簧等效载荷与一系减振器等效载荷之间相位差不断增大, 构架端部关键区域疲劳损伤呈现减小趋势, 在两种载荷相位差为 0° 时, 构架端部疲劳损伤最大, 其值为 0.094, 大于耦合载荷作用下的疲劳损伤; 两种等效载荷相位差约为 60° 时, 构架端部疲劳损伤值与实测耦合载荷作用下产生的疲劳损伤基本一致, 因此在利用线路试验得到的弹簧等效载荷与一系减振器等效载荷对相同类型构架端部进行台架试验时, 考虑载荷间相位关系, 具体加载曲线见图 14。

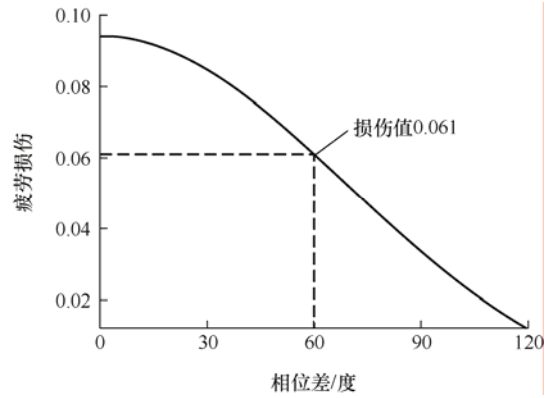


图 13 疲劳损伤分布

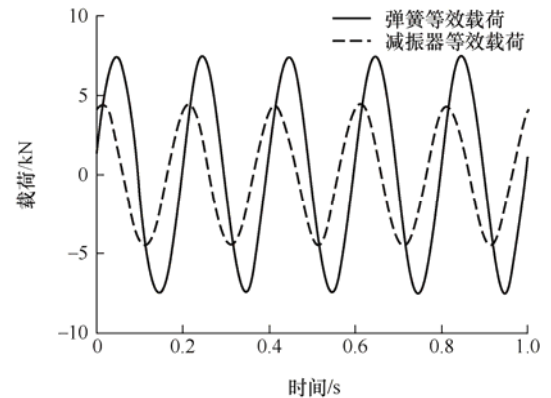


图 14 台架试验加载曲线

4 结论

本文以实测轴箱弹簧载荷和一系减振器载荷为基础, 分析了两种载荷在进出站、不同速度等级、不同载荷作用频率下的变化特征及载荷差异性, 确

定了构架台架疲劳试验时弹簧等效载荷和一系减振器等效载荷的幅值大小及相位关系,最后形成了基于线路实测载荷的构架台架试验方法。与传统台架试验方法相比,该方法所考虑的载荷幅值及相位关系更为接近构架的实际受力状态。

(1) 利用静态加载台架试验对高速列车转向架轴箱弹簧、一系减振器分别进行两次载荷标定,标定结果具有较好的重复性,线性拟合得到轴箱弹簧载荷、减振器载荷与载荷识别点应变之间的传递系数分别为 $123 \mu\text{ε}/\text{kN}$ 、 $49 \mu\text{ε}/\text{kN}$ 。

(2) 分析了列车进出站、不同速度等级、载荷作用频率对轴箱弹簧载荷和一系减振器载荷的影响规律,得到一系减振器载荷对低频位移响应不敏感,且与轴箱弹簧载荷存在明显相位关系,随着载荷作用频率的增大,相位差呈现减小趋势。

(3) 编制了弹簧载荷、一系减振器载荷及耦合载荷作用下的构架端部关键区域的应力谱,计算构架疲劳损伤值分别为 0.014、0.011、0.061,可知在两种载荷耦合作用下构架疲劳损伤明显高于弹簧载荷、一系减振器载荷单独作用。

(4) 基于疲劳损伤一致性准则及构架疲劳损伤计算结果得到弹簧等效载荷与一系减振器等效载荷,在此基础上建立基于等效载荷的疲劳损伤计算公式,得到构架端部疲劳损伤随弹簧等效载荷和一系减振器等效载荷间相位差变化的分布规律。

(5) 当轴箱弹簧等效载荷在相位上滞后于一系减振器等效载荷为 60° 时,构架端部疲劳损伤值与实测损伤基本一致。因此在利用线路试验得到的轴箱弹簧、一系减振器等效载荷对相同类型构架台架试验时,建议选取载荷相位差为 $40^\circ \sim 60^\circ$ 。

参 考 文 献

- [1] 王文静,惠晓龙,马纪军. 高速列车设备舱支架疲劳裂纹机理研究[J]. 机械工程学报, 2015, 51(6): 142-147.
WANG Wenjing, HUI Xiaolong, MA Jijun. Fatigue crack mechanism research on high speed train equipment cabin frame[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(6): 142-147.
- [2] 高云霄,王曦,邹骅,等. 基于动应力的转向架构架载荷识别[J]. 机械工程学报, 2018, 54(12): 58-63.
GAO Yunxiao, WANG Xi, ZOU Hua, et al. Load identification of bogie frame based on dynamic stress[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(12): 58-63.
- [3] 王斌杰,谢树强,齐延辉,等. 运用条件下城轨车辆转向架构架疲劳寿命研究[J]. 铁道学报, 2020, 42(8): 37-44.
WANG Binjie, XIE Shuqiang, QI Yanhui, et al. Research on fatigue life of bogie frame of urban mass transit vehicle under operating conditions[J]. Journal of the China Railway Society, 2020, 42(8): 37-44.
- [4] LU Y H, ZHENG H Y, ZENG J, et al. Fatigue life reliability evaluation in a high-speed train bogie frame using accelerated life and numerical test[J]. Reliability Engineering and System Safety, 2019, 188: 221-232.
- [5] LI J S, WANG J H, LI X, et al. The experiment study for fatigue strength of bogie frame of Beijing subway vehicle under overload situation[J]. The Open Mechanical Engineering Journal, 2019(9): 260-265.
- [6] JOEN K W, SHIN K B, KIM S. A study on fatigue life and strength of a GFRP composite bogie frame for urban subway trains[J]. Procedia Engineering, 2011, 10: 2405-2410.
- [7] VOJKAN L. Calculated and experimental analysis of cause of the appearance of cracks in the running bogie frame of diesel multiple units of Serbian railway[J]. Engineering Failure Analysis, 2010 (17): 236-248.
- [8] 杨广雪,刘志明,李广全,等. 基于等效结构应力法的焊接构架疲劳损伤评估[J]. 铁道学报, 2020, 42(7): 73-79.
YANG Guangxue, LIU Zhiming, LI Guangquan, et al. Fatigue damage assessment of welded frame on equivalent structural stress method[J]. Journal of the China Railway Society, 2020, 42(7): 73-79.
- [9] 李广全,刘志明,王文静,等. 高速动车组齿轮箱疲劳裂纹机理分析研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(2): 99-105.
LI Guangquan, LIU Zhiming, WANG Wenjing, et al. Fatigue crack mechanism study on high-speed EMU gearbox[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(2): 99-105.
- [10] 高镇同. 疲劳应用统计学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1986.
GAO Zhentong. Fatigue applied statistics[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1986.
- [11] International Union of Railways. UIC 615: 2001. Motive power units-bogies and running gear-bogie frame structure strength tests[S]. Paris: International Union of Railways, 2003.
- [12] Standards Policy and Strategy Committee. BS EN 13749: 2011. Railway applications-wheelsets and bogies-method of specifying the structural requirements of bogie

- frames[S]. Britain: BSI Standards Publication, 2011.
- [13] 李强, 刘志明, 张桂青, 等. 提速客车转向架构架应力分布拟合的研究[J]. 铁道学报, 2001, 23(4): 105-108.
LI Qiang, LIU Zhiming, ZHANG Guiqing, et al. Research on distribution of dynamic stress for speed increased passenger car bogies[J]. Journal of the China Railway Society, 2001, 23(4): 105-108.
- [14] 刘志明, 刘业博, 袁金荣. CRH2-300 型动车组转向架构架垂向斜对称载荷识别[J]. 北京交通大学学报, 2009, 33(1): 1-9.
LIU Zhiming, LIU Yebo, YUAN Jinrong. Vertical skew-symmetry dynamic load identification of the CRH2-300 motor vehicle bogie[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2009, 33(1): 1-9.
- [15] 邹骅, 李强, 孙守光. 基于载荷标定的城际列车转向架构架载荷及应力分布特征研究[J]. 铁道学报, 2016, 38(10): 27-33.
ZOU Hua, LI Qiang, SUN Shouguang. Study on intercity train load spectrum distribution estimation and calibration methods based load demarcation[J]. Journal of the China Railway Society, 2016, 38(10): 27-33.
- [16] 任尊松, 孙守光, 李强. 高速动车组轴箱弹簧载荷动态特性[J]. 机械工程学报, 2010, 46(10): 109-114.
REN Zunsong, SUN Shouguang, LI Qiang. Axle spring load test and dynamic characteristics analysis of high speed EMU[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(10): 109-114.
- [17] 王文静, 李广君, 唐薇, 等. 高速动车组轴箱弹簧疲劳失效机理研究[J]. 铁道学报, 2015, 37(6): 41-47.
WANG Wenjing, LI Guangjun, TANG Wei, et al. Research on mechanism of fatigue crack of high speed train axle box spring[J]. Journal of the China Railway Society, 2015, 37(6): 41-47.
- [18] 杨东晓. 铁道车辆抗蛇行减振器动态特性研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2015.
- YANG Dongxiao. Study on dynamic characteristics of the anti-yaw damper used on railway vehicles[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2015.
- [19] 王文静, 王燕, 孙守光, 等. 高速列车转向架载荷谱长期跟踪试验研究[J]. 西南交通大学学报, 2015, 50(1): 84-89.
WANG Wenjing, WANG Yan, SUN Shouguang, et al. Long-term load spectrum test of high-speed train bogie[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2015, 50(1): 84-89.
- [20] 李广全, 王文静, 杨广雪. 高速列车齿轮箱载荷特性分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(4): 270-277.
LI Guangquan, WANG Wenjing, YANG Guangxue. Analysis on load characteristics of high-speed train gearbox[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(4): 270-277.
- [21] ZHANG S G. Study on testing and establishment method for the load spectrum of bogie frame for high-speed trains[J]. Science China Technology Sciences, 2008, 51(12): 2142-2151.
- [22] 薛海, 李强, 胡伟钢. 1 万 t 重载货车车钩载荷分布特性研究[J]. 铁道学报, 2017, 39(9): 48-52.
XUE Hai, LI Qiang, HU Weigang. Research on coupler load distribution characteristics of 10000 t heavy haul train[J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(9): 48-52.
- [23] Welding Standard Policy Committee. BS 7608: 1993. Code of practice for fatigue design and assessment of steel structures[S]. Britain: British Standard, 1993.

作者简介: 陶桂东, 男, 1974 年出生, 博士研究生, 教授级高级工程师。主要研究方向为结构强度可靠性。

E-mail: taoguidong@sfcq.com

李广全(通信作者), 男, 1988 年出生, 博士, 高级工程师。主要研究方向为结构强度可靠性及振动疲劳研究。

E-mail: aliguangquan@126.com