

文章编号: 1005-0523(2026)01-0120-7



车体纵向动态载荷识别新方法及工程应用

赵尚超¹, 何立东¹, 李向伟¹, 赵春雷^{1,2}

(1. 中车齐齐哈尔车辆有限公司, 黑龙江 齐齐哈尔 161002; 2. 大连交通大学詹天佑学院(中车学院), 辽宁 大连 116028)

摘要:传统通过车钩标定车体纵向载荷的测试方法步骤繁琐。为了能够实现重载敞车纵向载荷的快速、准确测试,引入了网格不敏感的结构应力法理论,提出了多通道动态激励下动态结构应力计算方法,形成了基于模态解耦的车体纵向载荷应变测点寻找方案。对线路运动动态进行响应测试,以测试的动态应变测点数据为模拟目标,采用时域迭代的载荷反求方法识别车体纵向动态载荷。结果表明:C70E敞车纵向载荷的模态解耦测点位于车体心盘后方,与地板小横梁水平距离为115 mm,与中梁上盖板垂向距离为135 mm处;动态激励系统下反求的纵向载荷与采用传统车钩测试的纵向载荷波形一致,由于没有车钩缓冲器的影响,动态激励系统下反求获得的车钩力载荷比传统车钩测试方法更为准确。研究发现,基于车体应变的纵向载荷反求方法能够在保证精度的前提下进行快速纵向载荷识别,该发现为今后铁路货车车体纵向载荷测试提供重要手段。

关键词:铁路货车;模态分析;纵向载荷;结构应力法;动态结构应力法

中图分类号:U270

文献标志码:A

本文引用格式:赵尚超,何立东,李向伟,等.车体纵向动态载荷识别新方法及工程应用[J].华东交通大学学报,2026,43(1):120-126.

A New Method Identification of Vehicle Body Longitudinal Dynamic Load and Engineering Application

Zhao Shangchao¹, He Lidong¹, Li Xiangwei¹, Zhao Chunlei^{1,2}

(1. CRRC Qiqihar Rolling Stock Co., Ltd., Qiqihar, 161002, China; 2. Zhan Tianyou College(CRRC College), Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China)

Abstract: In order to achieve rapid and accurate testing of the longitudinal loads of open-top wagons for heavy haul, the theory of grid-insensitive structural stress method was introduced. A calculation method for dynamic structural stress under multi-channel dynamic excitation was proposed, and a scheme for finding strain measurement points of the longitudinal load of the vehicle body based on modal decoupling was formed. The dynamic response test during the running on the railway line was carried out. Taking the data of the tested dynamic strain measurement points as the simulation target, the longitudinal dynamic load of the vehicle body was identified by using the load inversion method with time-domain iteration. The results show that: for the C70E open-top wagon, the modal decoupling measurement points of the longitudinal load are located behind the center plate of the vehicle body, with a horizontal distance of 115 mm from the small cross beam on the floor and a vertical distance

收稿日期:2024-10-22

基金项目:国家重点研发计划(2020YFB1200200ZL);中国中车重点项目(2024CTB101)

of 135 mm from the upper cover plate of the center sill; the longitudinal load inverted under the dynamic excitation system has the same waveform as the longitudinal load tested by the traditional coupler. Due to the absence of the influence of the coupler buffer, the coupler force load obtained by inversion under the dynamic excitation system is more accurate than that of the traditional coupler testing method. The longitudinal load inversion method based on the vehicle body strain can conduct rapid testing on the premise of ensuring accuracy, providing an important means for the longitudinal load testing of railway freight vehicle bodies in the future.

Key words: railway freight wagons; modal analysis; longitudinal loads; structural stress method; dynamic structural stress method

Citation format: ZHAO S C, HE L D, LI X W, et al. A new method identification of vehicle body longitudinal dynamic load and engineering application [J]. Journal of East China Jiaotong University, 2026, 43(1):120-126.

铁路货车的研发一直向“重载”方向发展,随着编组长度的增大,车辆间的纵向力也随之增大,车辆结构的损伤问题也变得更加突出,一些铁路货车产品发生了疲劳失效事故^[1]。车体纵向载荷的测试和研究对铁路重载货车车体的设计可靠性和运用安全性具有重要的指导意义^[2-4]。

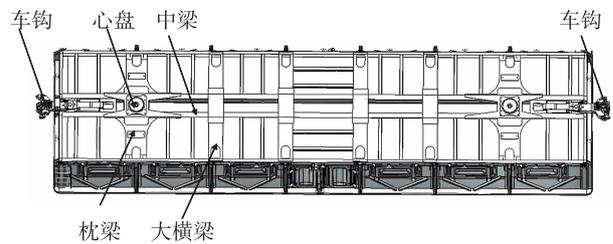
铁路货车车体的纵向载荷通常采用标定的车钩来获得。一方面,由于车钩的标定过程很繁琐,测试时仅能够测试编组车辆中某一个或几个断面;另一个方面,车钩需要通过缓冲器才能将载荷传递给车体,将标定车钩获得的载荷直接作为车体承受载荷,具有一定的不确定性。针对线路运用车辆,如何能够简单、快速、准确获得车体的纵向载荷是亟待解决的问题。

本文在通过车钩标定获得车体纵向载荷方法基础上,开展新的基于车体纵向载荷识别方法研究。将标定的对象由车钩变为车体,通过直接测试车体应变,再根据车体应变进行载荷反求,这样不仅能够排除缓冲器吸能影响,在保证测试和仿真精度前提下,省去繁琐的车钩整备过程,为重载车辆的疲劳可靠性研究提供技术支撑。

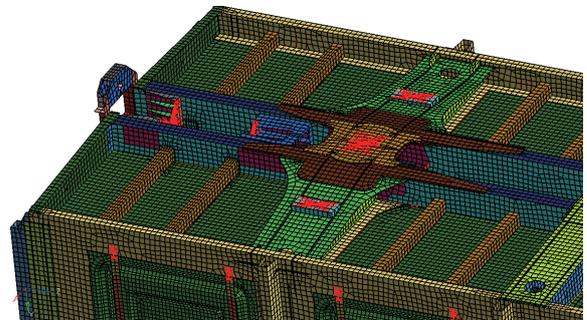
1 车体纵向载荷识别新方法的原理

车体纵向载荷识别新方法包含测点位置选取、线路测试及载荷反求三个方面。

在测点位置寻找方面,车钩通过车体中梁前、后丛板座将纵向载荷传递给车体,反映纵向载荷的测点应该在车体中梁上,如图1所示。



(a) 车体几何模型图



(b) 有限元模型图

图1 货车车体几何模型及有限元模型图
Fig. 1 Geometric model and finite element model diagrams of freight car body

反映车体纵向载荷的测点要远离加载位置,这样能够把所有的载荷影响因素包含在测试数据中,因此不能布置于心盘前端,靠近前、后丛板座的中梁上。心盘用于连接车体和转向架实现垂向载荷传递,不影响纵向载荷,应变测点可选在车体心盘后方的中梁上。

铁路货车车体在线路运行时共有6种运动形式,习惯上对6种运动形式给定专门的术语:浮沉、横摆、伸缩、摇头、点头和侧滚运动。通常情况下,

刚体振型对车体的应力贡献较小,而车体在受高低不平的轨道激励时产生的弹性体振型,例如垂向一阶弯曲振动、扭转等振型,对应力的贡献较大。因此,在消除载荷的影响方面,当应变测点布置在梁的中性层上时,能够排除车体垂向载荷影响,进一步在左右两侧布置应变测点,并将测点组成桥路的对桥,可进一步抵消扭转弹性振型的影响,从而获得车体的纵向载荷。中梁后方测点记为 S_1 和 S_2 ,如图2所示。

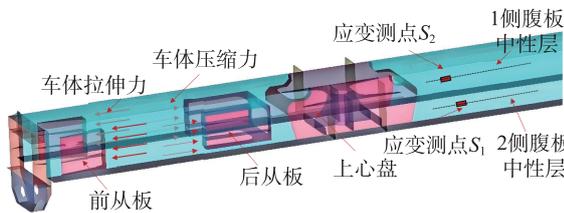


图2 车体中梁应变测点布置示意图

Fig. 2 Schematic diagram of strain measuring point arrangement on the center sill of the car body

在纵向车钩载荷作用下,图2中测点 S_1 和 S_2 的应变 ε_{S1} , ε_{S2} 可表示为

$$\begin{aligned} \varepsilon_{S1} &= V_{\varepsilon_{S1}} + T_{\varepsilon_{S1}} + L_{\varepsilon_{S1}} \\ \varepsilon_{S2} &= V_{\varepsilon_{S2}} + T_{\varepsilon_{S2}} + L_{\varepsilon_{S2}} \end{aligned} \quad (1)$$

式中: $V_{\varepsilon_{S1}}$, $V_{\varepsilon_{S2}}$ 为垂向振型引起的测点 S_1 和 S_2 应变; $T_{\varepsilon_{S1}}$, $T_{\varepsilon_{S2}}$ 为扭转振型引起的测点 S_1 和 S_2 应变; $L_{\varepsilon_{S1}}$, $L_{\varepsilon_{S2}}$ 纵向载荷引起的测点 S_1 和 S_2 应变。

当应变测点 S_1 和 S_2 位置越靠近中梁的中性层, $V_{\varepsilon_{S1}}$, $V_{\varepsilon_{S2}}$ 越小。当应变测点 S_1 和 S_2 在中梁两侧对称布置时, $T_{\varepsilon_{S1}}$ 与 $T_{\varepsilon_{S2}}$ 符号相反。线路测试时将测点 S_1 和 S_2 布置于惠斯通电桥的对桥上,则两个应变的和最终位纵向载荷引起的应变,如式(2)所示

$$\varepsilon_{S1} + \varepsilon_{S2} = L_{\varepsilon_{S1}} + L_{\varepsilon_{S2}} \quad (2)$$

想要实现上述检测,需要解决如下关键问题:

- ① 应变测点是通过振型来排除载荷影响,因此车体的计算模型要充分考虑模态效应的影响;
- ② 由于有限元计算的应力值受网格影响,如何在测点部位寻找时,消除网格敏感的影响;
- ③ 当车体考虑模态效应时,如何实现动态激励和载荷识别。

2 车体纵向动态载荷识别的关键技术

2.1 技术路线

首先引入基于 Craig-Bampton 模态综合法建立

的柔性体模态集 $[\Phi]$,来考虑车体模态参与效应的影响;其次,引入基于全尺寸铁路货车车体疲劳试验台建立的试验台动态仿真系统作为动态激励装置和载荷识别装置;最后,引入网格不敏感的动态结构应力计算方法,保证测点位置不受网格尺寸的影响,提高位置精度。新的基于车体纵向载荷测试方法研究技术路线如下:① 通过多通道的试验台动态仿真系统进行垂向浮沉振型激励确定中梁中性层,排除垂向载荷的影响;② 再进行扭转振型激励,在中性层上寻找扭转应力梯度平缓区,通过组对桥的方式将扭转引起的应变抵消;③ 进行线路动态响应测试后,基于测点的动态应变在试验台动态仿真系统上识别出车体纵向时域载荷。

2.1 考虑模态效应的敞车柔性体模型

基于 Craig-Bampton 模态综合法建立的柔性体模态集 $[\Phi]$,采用耦合约束在车体旁承、心盘和车钩等位置建立界面接口,共10个界面连接点^[5]。可选取的主模态阶数为20阶,约束模态为60阶。约束模态是依次释放心盘、旁承和车钩每一边界自由度,使其得到单位位移而产生的静位移分布所组成的约束模态矩阵,它可以由子结构直接求解一系列静平衡方程而得到。以C70E敞车为例,空车和考虑散体货物的柔性体模态集如图3所示。

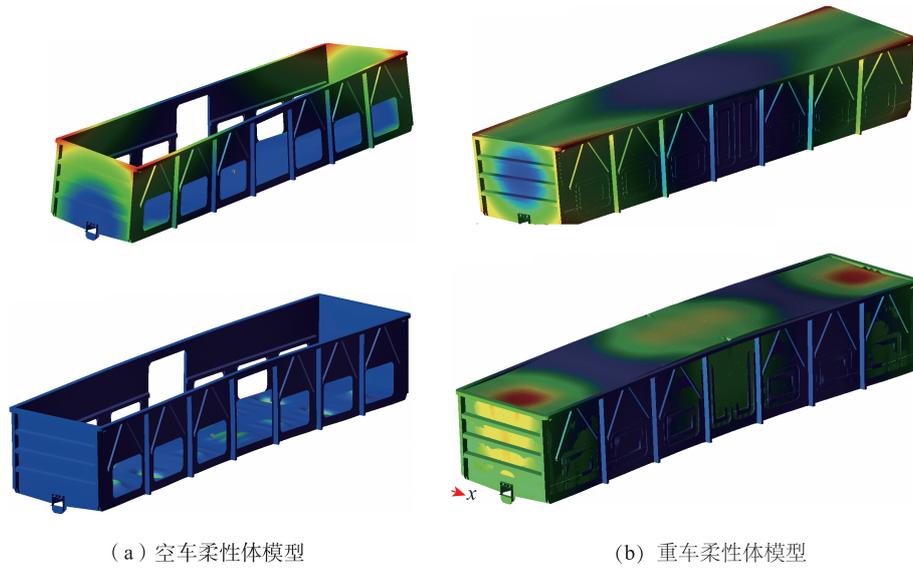
2.2 试验台动态仿真系统

基于全尺寸铁路货车车体疲劳试验台建立的试验台动态仿真系统包含垂、横和纵向加载系统,各系统由作动器和载荷传递构件组成^[6]。其中,作动器部件由球铰和油缸两种运动部件构成,球铰含有润滑油,作动器含有液压油,建模时可不考虑摩擦影响。球铰按球铰副建模,作动器按滑移副建模。另外,心盘和旁承是建模关注点,心盘使用四点单边刚度弹簧建模,受压时兼顾脱离的影响,旁承采用弹簧建模,按试验刚度赋值,在Adams平台下基于刚柔耦合多体动力学理论建立的全尺寸实物台架和台架动态仿真系统模型如图4所示。

以C70E敞车为例,将柔性车体与试验台动态仿真系统进行装配,形成刚柔耦合车体试验台动态仿真系统,如图5所示。

2.3 动态结构应力计算技术

结构应力采用外载荷平衡的节点力进行单元线力计算,再基于材料力学理论计算结构应力^[7-8]。动



(a) 空车柔性体模型 (b) 重车柔性体模型

图3 考虑模态效应的敞车柔性体模型

Fig. 3 Gondola flexible body model considering modal effect



图4 试验台动态仿真系统

Fig. 4 Dynamic simulation system of the test rig

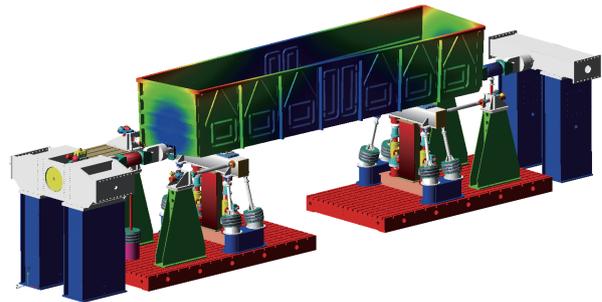
态结构应力计算方法则是基于模态叠加的思想^[9],首先,计算各阶模态的模态结构应力 σ_s ;其次,提取车体动态仿真系统动力学计算后模态坐标 $\xi(t)$;最后,将模态坐标时间历程 $\xi(t)$ 与模态结构应力 σ_s 进行叠加,即可获得动态结构应力,如式(3)所示

$$\sigma_s(t) = \sum_{i=1}^n \sigma_s^i \xi_i(t) \quad (3)$$

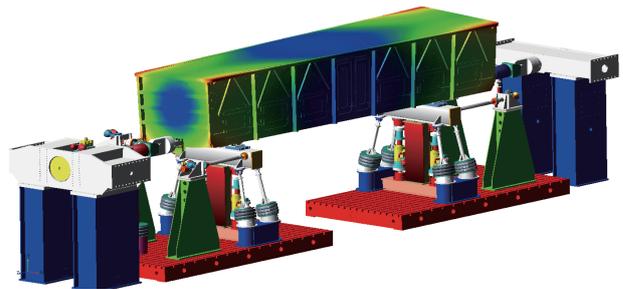
具有网格不敏感动态结构应力的计算方法为寻找高精度的应变测点提供保证。

2.4 基于时域迭代的载荷反求技术

获得中梁应变测点后,就可以在线路运用车辆上快速进行应变片布置,完成线路运行动态响应测试,获得时域应变曲线。考虑到采用传统的时域应变曲线乘以标定系数获得车体纵向载荷的方法识别精度低,引入了系统识别和迭代的控制理论,具体载荷反求方法如下:① 通过白噪声信号 $U(\omega)$ 作



(a) 空车柔性体模型



(b) 重车柔性体模型

图5 车体试验台动态仿真系统

Fig. 5 Dynamic simulation system of vehicle body test rig

为初始输入激励与动态仿真系统的应变输出响应信号 $Y(\omega)$ 求得系统的频率响应函数矩阵 $H(\omega)$,如式(4)、式(5)所示,将传递函数矩阵求逆,获得逆矩阵 $H^{-1}(\omega)$;② 以线路试验关键点的测试信号 $S(\omega)$ 为目标信号,通过目标信号与传递函数逆矩阵相乘获得初始驱动信号 $U_1(\omega)$,如式(6)所示;③ 初始驱动信号激励动态仿真系统后获得车体应变响应,计算车体应变响应与目标信号的误差 $E(\omega)$,修正

驱动信号,完成迭代,如式(7)所示

$$Y(\omega) = H(\omega)U(\omega) \quad (4)$$

$$H(\omega) = G_{YU}/G_{UU} \quad (5)$$

$$U_i(\omega) = H^{-1}(\omega)S(\omega)\alpha \quad (6)$$

$$\Delta U(\omega) = H^{-1}(\omega)E(\omega)\beta \quad (7)$$

3 工程应用实例

3.1 基于虚拟试验的测点寻找

以C70E敞车为例,将柔性车体与动力激励系

统加载系统进行装配,如图6中所示,建立C70E敞车动态激励系统。

首先,采用正弦曲线建立驱动工况:①垂向浮沉工况是4个垂向作动器的加载波形一致,作动器上下运动引起车体垂向一阶弯曲振动;②扭转工况是4个作动器对角一致,相邻作动器反向,作动器的扭转运动引起车体扭转弹性振型。

动态仿真后选取中梁腹板中部节点1~节点10,提取结构应力方向为车体纵向,即x轴方向,如图6所示。

扭转工况下节点1和2节点的结构应力梯度较

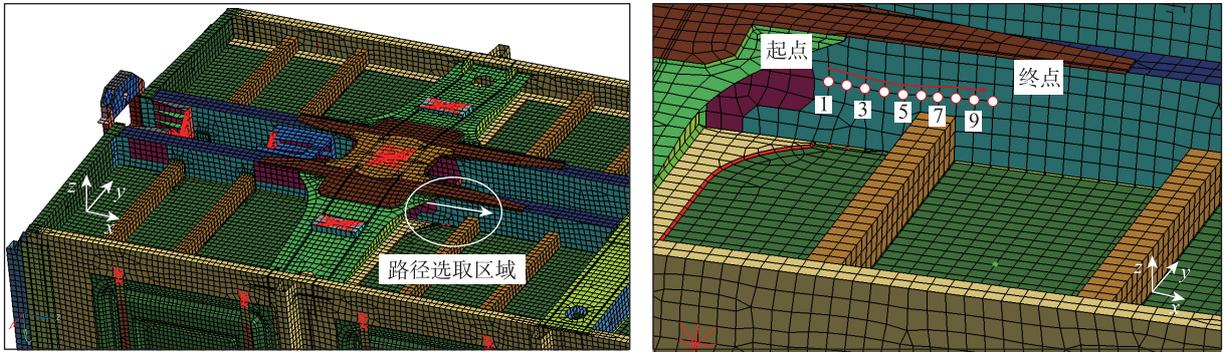


图6 车体中梁中部的水平应力路径

Fig. 6 The horizontal stress path in the middle of the center sill of the car body

大,节点3后结构应力趋于缓和,结果如图7所示。越靠近心盘约束部位其他载荷影响越小,因此选择节点3所在的腹板截面。

在图6中节点3的位置取沿z轴的路径,重新定义节点编号,如图8所示。

动态仿真系统浮沉工况下垂向路径的动态结构应力计算结果如表1所示,以节点11为例,应力最大值为26.3 MPa,应力的最小值为24.7 MPa,应

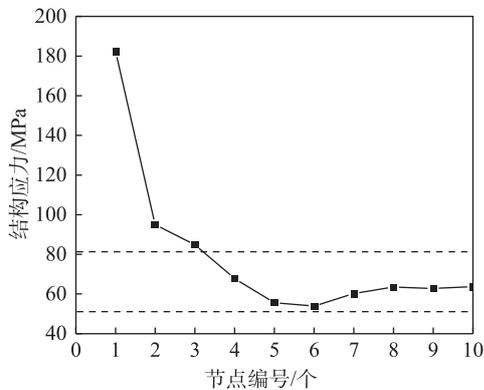


图7 扭转工况下水平路径上的结构应力

Fig. 7 Structural stress on the horizontal path under torsional working condition

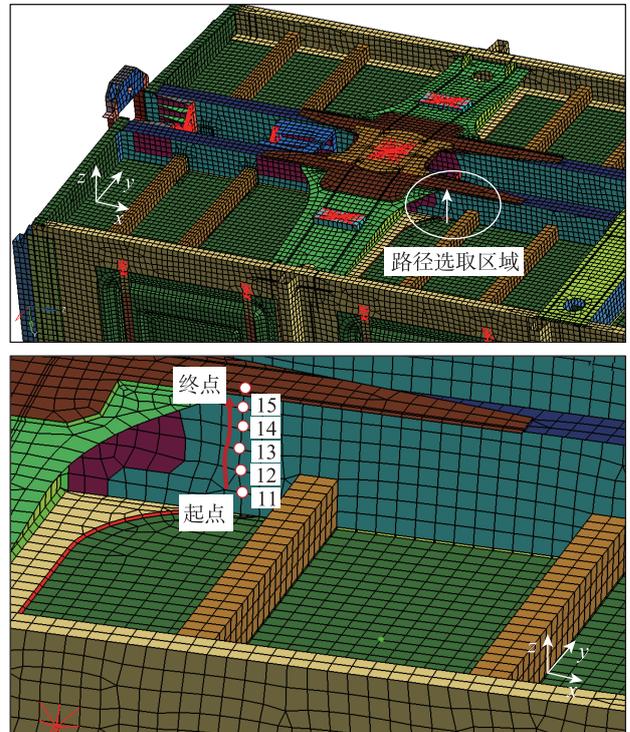


图8 车体中梁中部的垂向应力路径

Fig. 8 The vertical stress path in the middle of the center sill of the car body

表1 动态仿真系统浮沉工况下垂向路径的动态结构应力
Tab.1 Dynamic structural stress along the vertical path under floating and sinking conditions in a dynamic simulation system

节点编号	节点与地板的距离/mm	最大值/MPa	最小值/MPa	应力范围/MPa
11	0	26.35	24.67	1.68
12	45	14.68	13.58	1.10
13	92	-0.60	-1.19	0.59
14	135	-13.10	-13.45	0.35
15	177	-24.36	-25.08	0.72
16	219	-35.55	-36.83	1.28

力中包含 26.8 MPa 的平均应力, 1.7 MPa 的应力波动范围。实际上该路径上所有的节点动态应力范围均很小, 表明该位置在车体结构中基本不受垂向载荷影响。选取应力范围最小的节点 14 作为最终的应变测点, 应变片粘贴方向为 x 轴方向, 距离地板 135 mm, 距离小横梁 115 mm。

虽然测点位于中梁扭转高应力区, 由于车体一侧和二侧布置了 2 个测点, 通过对桥路设置, 将扭转载荷抵消掉。

3.2 线路运行动态响应测试

在车体一侧中梁腹板布置 x 轴方向应变片和 y 轴方向应变片, y 轴方向应变片用于温度补偿, 4 个应变片组成全桥进行测试。

开展了北京—成都通用线路的线路运行动态响应测试, 将试验车组编组于 5 000 t 列车中, 并将试验车组编组于列车机后 10 至 20 位或尾部 10 至 20 位, 整个试验过程中试验车组连挂不分解, 均为重载工况。

为了能够进行方法验证, 在实际车钩上加工出贴片的位置, 并按照传感器系统制造工艺技术要求, 通过精细的垂、纵、横三向标定找出中性层, 排除垂向载荷干扰, 使测力车钩同时具备横向和纵向测力功能, 同步进行了标定车钩的载荷测试。

3.3 基于时域迭代的车体纵向载荷反求

生成频率范围为 0~3 Hz、幅值 300 kN 的噪声激励信号, 进行动态仿真, 计算柔性车体 Z2-1 和 Z2-2 位置的应变响应, 将计算的应变响应的 5.5 倍与纵向车体载荷对比结果如图 9 所示, 二者 RMS 误差小于 5%, 可见, 载荷和测点之间具备较好的线性传递关系。

通过噪声激励信号与应变响应信号计算传递

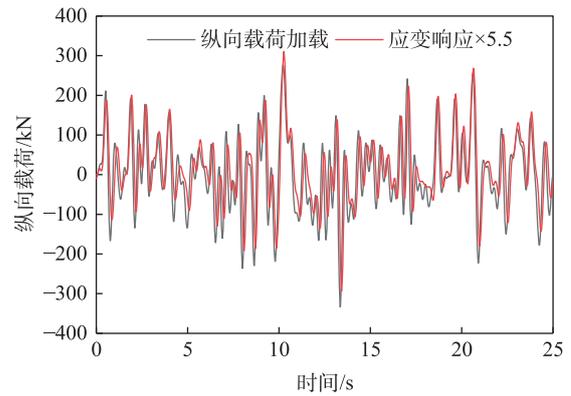


图9 纵向载荷与放大后的应变波形对比
Fig. 9 Comparison between the longitudinal load and the amplified strain waveform

函数, 再进行迭代模拟。模拟后的车钩信号与线路实测车钩力信号吻合度高, 二者 RMS 误差小于 4%, 如图 10 所示, 表明了采用车体纵向动态载荷识别新方法具备传统方法的模拟精度。基于迭代的车体纵向载荷识别方法能够在迭代过程中逐步修正由于测点位置等因素引起的偏差。

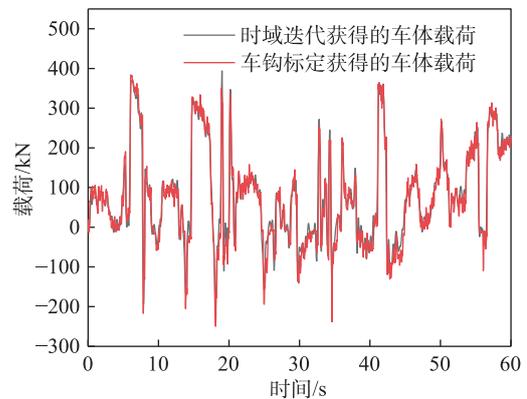


图10 车钩力测试结果与载荷识别结果对比
Fig. 10 Comparison between the coupler force test results and the load identification results

4 结论

1) 将多通道动力激励系统、动态结构应力计算方法及基于时域迭代的载荷反求技术相结合, 提出了重载敞车纵向载荷测试新方法, 基于实际线路运行测试结果分析, 验证了其合理性。

2) C70E 敞车的模态解耦测点距小横梁 118 mm, 距中梁上盖板 135 mm。工程应用验证表明: 基于时域迭代后的车体纵向载荷与实测车钩力高度吻合, 由于新方法直接以车体应变进行载荷反求, 更能直接反映车体的载荷情况。

3) 本文提出的重载敞车纵向载荷测试新方法可为今后铁路货车纵向车钩载荷测试提供参考。更为基于应变的载荷反求应用提供了新的思路。

参考文献:

- [1] 李向伟, 方吉, 李文全, 等. 重载货车车体疲劳台架试验技术研究[J]. 铁道学报, 2021, 43(4): 33-41.
LI X W, FANG J, LI W Q, et al. Research on fatigue bench test technology for heavy haul vehicle body[J]. Journal of the China Railway Society, 2021, 43(4): 33-41.
- [2] 田葆栓. 世界铁路机车车辆纵向载荷设计试验运用与标准评定研究综述[J]. 铁道车辆, 2022, 60(3): 9-19.
TIAN B S. Research review on application of longitudinal load design test and standard evaluation of the world railway locomotive and rolling stock[J]. Rolling Stock, 2022, 60(3): 9-19.
- [3] 张福田, 王曦, 邵文东. 铁路货车车钩的纵向载荷谱特性[J]. 北京交通大学学报, 2017, 41(1): 68-73.
ZHANG F T, WANG X, SHAO W D. Characteristics of the longitudinal load spectrum of railway freight train coupler[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2017, 41(1): 68-73.
- [4] 张佳聶, 孙文静, 王嘉豪, 等. 牵引传动系统对地铁车辆车内噪声影响研究[J]. 华东交通大学学报, 2024, 41(5): 84-93.
ZHANG J N, SUN W J, WANG J H, et al. Influence of traction transmission system on interior noise of metro trains[J]. Journal of East China Jiaotong University, 2024, 41(5): 84-93.
- [5] 于跃斌, 赵尚超, 李向伟, 等. 铁路货车车体线路动态响应仿真与验证[J]. 西南交通大学学报, 2019, 54(3): 626-632.
YU Y B, ZHAO S C, LI X W, et al. Simulation and verification of dynamic response of railway wagon on railway track[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2019, 54(3): 626-632.
- [6] 赵尚超, 王东坡, 李向伟. 铁路货车车体疲劳台架试验仿真模拟的关键技术研究[J]. 铁道机车车辆, 2022, 42(3): 42-48.
ZHAO S C, WANG D P, LI X W. Key-technology research of fatigue-test rig simulation on railway freight car body[J]. Railway Locomotive & Car, 2022, 42(3): 42-48.
- [7] 曾维和, 苟黎刚, 王明庆, 等. 基于等效结构应力法的铝合金无钉压铆接头疲劳分析与试验研究[J]. 中国机械工程, 2024, 35(6): 1129-1139.
ZENG W H, GOU L G, WANG M Q, et al. Fatigue analysis and experimental study of aluminum alloy No-riquet clinch connections based on equivalent structural stress method[J]. China Mechanical Engineering, 2024, 35(6): 1129-1139.
- [8] 李向伟, 方吉, 赵尚超. 焊接结构主S-N曲线拟合方法及软件开发[J]. 焊接学报, 2020, 41(1): 80-85, 101.
LI X W, FANG J, ZHAO S C. Master S-N curve fitting method of welded structure and software development[J]. Transactions of the China Welding Institution, 2020, 41(1): 80-85, 101.
- [9] 吕晓鹏, 邹洪伟, 董晓华, 等. 基于模态结构应力法的焊接构架振动疲劳寿命研究[J]. 机车车辆工艺, 2024(3): 1-7.
LYU X P, ZOU H W, DONG X H, et al. Research on vibration fatigue life of welded frame based on modal structural stress method[J]. Locomotive & Rolling Stock Technology, 2024(3): 1-7.



通信作者: 赵尚超(1986—), 男, 高级工程师, 博士, 研究方向为铁路货车疲劳试验及仿真。E-mail: zhaoshangchao0622@163.com。

(责任编辑: 李根)