

内燃动车车体与动力包悬挂局部振动分析*

孙玉华¹, 赵艳杰², 赵金斗¹, 彭 和¹, 徐元浩¹

(1. 西南大学工程技术学院 重庆, 400715) (2. 湖北工业职业技术学院 十堰, 442000)

摘要 为了研究采用动力包作为动力源的出口内燃动车的平稳性以及解决动力包与车体安装位置区域存在局部振动过大的问题, 采用实验与仿真相结合的方法, 得到了内燃动车的平稳性指标, 分析了动力包安装位置处的车体局部大刚度和地板隔振器刚度的合理取值对局部振动的影响规律。结果表明: 内燃动车的平稳性指标为优级, 车体与动力包之间没有耦合振动; 车体局部加大刚度对减小车体平稳性指标测点的横向振动有利, 平稳性指标测点的垂向振动略有增加; 车体地板铺设隔振器能显著减小车体的局部垂向和侧向振动。该研究结果可为实际工程应用提供参考。

关键词 内燃动车; 动力包; 平稳性指标; 局部振动

中图分类号 TH692.9; TB535

引 言

车体结构弹性振动对内燃动车运行平稳性的影响越来越明显, 合理的车体结构设计是减小车体与动力设备之间耦合振动的有效途径, 也是提高车辆乘坐舒适性的重要措施^[1-2]。目前, 对列车车体垂向振动的研究较多。宫岛等^[3]建立了列车的刚柔耦合模型, 研究一系、二系悬挂的半主动控制策略对车辆运行平稳性的影响。文献^[4]为了提高轻量化铁路车辆的乘坐舒适性, 采用了压电叠堆作动器的主动控制系统, 通过作动器产生的弯矩来减小车体的振动。吴会超等^[5]将车体等效成欧拉伯努利梁, 建立车体与设备垂向耦合振动模型, 研究了车下设备刚性悬挂与弹性悬挂对车体振动幅频特性的影响, 并建立了弹性车体与设备的刚柔耦合动力学模型, 分析车下设备悬挂方式、重心偏载与弹性悬挂参数对车体振动响应的影响规律。Diana 等^[6]将车体考虑为弹性梁, 研究客车的乘坐舒适性问题。曾京等^[7]的研究表明, 弹性车体下的平稳性指标大于刚性车体, 其采用的半主动减振器能降低车体的加速度、位移和平稳性指标。张俊红等^[8]研究了动力总成的悬置位置对车体振动能量输入的影响。康洪军等^[9]研究了高速检测车车体与车下悬挂设备的耦合振动, 确定了车下设备的最佳悬挂方案。楚永萍等^[10]研

究了地铁转向架与车体的耦合振动问题。李再韩等^[11]对车辆-轨道系统垂向振动进行了时频研究。李磊等^[12]研究了地铁振动测试中功率谱异常现象的根源, 提出了相应的解决措施。对于国内采用电力做动力源的列车, 现有文献大多侧重于列车整车的乘坐舒适性、车体与转向架及车下悬挂的无激励源的设备与车体的耦合振动研究。对于采用柴油机作为动力源, 带动发电机发电的内燃动车的整车乘坐舒适性和动力包与车体耦合振动的研究还较少。

孟加拉铁路电气化水平低下, 内燃动车是其铁路客运的主要运输方式之一。笔者采用仿真与实验相结合的方法, 对国内使用动力包结构的双层隔振系统、出口孟加拉的内燃动车进行了整车平稳性研究。对动力包与车体之间的耦合振动进行了分析, 提出了减小动力包与车体安装位置处局部振动过大的解决措施。

1 模态理论

模态分析^[13]可以确定结构的固有频率和振型, 模态分析的核心内容是确定结构振动的特征值问题。对于一个 n 自由度线性系统, 振动微分方程为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (1)$$

其中: M, C, K 分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; F 为作用力向量; x, \dot{x} 和 \ddot{x} 分别为位移向量、速

* 国家自然科学基金青年基金资助项目(51405396); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(XDJK2014B010)
收稿日期: 2014-11-06; 修回日期: 2015-01-12

度向量和加速度向量。

模态是一个特定系统结构的固有特性,与外部的载荷条件无关,即作用力向量为0,忽略阻尼对系统的影响,可得

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = 0 \quad (2)$$

在一个系统自由振动时,结构上各点作简谐振动,假设简谐振动的方程为

$$\mathbf{x} = \boldsymbol{\phi}e^{i\omega t} \quad (3)$$

由式(2),(3)可得

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})\boldsymbol{\phi} = 0 \quad (4)$$

自由振动时结构各节点的振幅不全为零,由式(4)得

$$|\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}| = 0 \quad (5)$$

式(5)为结构振动的特征值方程。根据线性代数可知,求解该问题可以求出 n 个特征值 $\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_n^2$ 和相对应的 n 个特征向量。其中: $\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_n$ 特征值的平方根 ω_i 正是结构的固有频率;特征向量 ϕ_i 为结构对应于 ω_i 的振型向量。

2 模型建立及模态计算

为了分析出口孟加拉内燃动车的整车平稳性以及动力包与车体之间的耦合振动问题,建立包括动力包在内的整车有限元模型。计算车体的固有振动特性,并与实验测试结果对比,验证模型的正确性。在此基础上对动力包与车体的耦合振动特性和整车的平稳性进行分析。

2.1 动力包模型的建立

国内采用动力包结构形式的内燃动车,动力包通过二级隔振器安装在车体下部,其他附属设备刚性安装在公共构架上,如图1所示。柴油发电机组整体通过一级5个隔振器弹性安装在公共构架上;空冷装置与公共构架通过2个隔振器弹性连接;静压泵组与公共构架通过4个隔振器弹性连接。整个动力包与车体通过4个二级隔振器弹性连接,这组成了铁路动力包的多子系统双层隔振系统。

柴油机发电机组的刚度很大,相比隔振系统的模态频率要大很多,利用有限元软件 Ansys 建模时可建立为刚体^[14]。具体建模方法为在柴油机和发电机质心位置处分别创建质量单元 mass21,定义单元实常数来设置它们各自的质量和转动惯量。它们之间的连接套采用体单元 solid45 划分网格。一级隔振器通过设置三向弹簧 combin14 单元的实常数来模拟其刚度和阻尼。公共构架采用 Shell63 单元

划分网格,不同钢板厚度可通过设置不同的单元实常数模拟。二级隔振器安装位置的铸钢件用 solid45 单元划分网格,由于节点数和自由度数目不同,故这两处连接要使用 Target170 和 Conta175 接触单元。与公共构架上刚性连接的附属装置(如水箱和空滤器等)通过设置质量单元的实常数来模拟其质量,通过创建刚性区域模拟这些附属装置与公共构架之间的刚性连接。空冷装置的建模与发电机组类似,二级隔振器的建模过程和一级隔振器类似,完成建模后的双层隔振系统共有 300 563 个单元和 334 764 个节点,如图2所示。

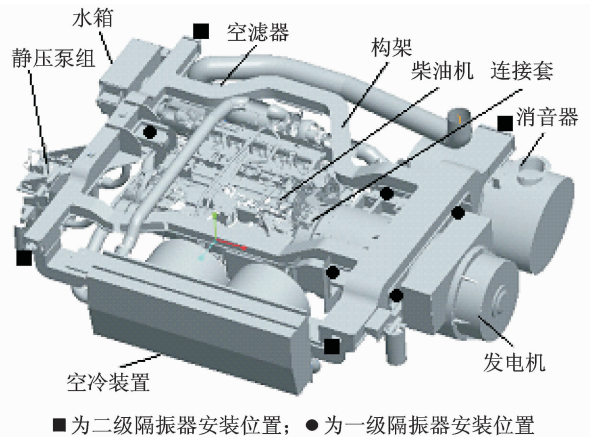


图1 动力包模型图

Fig. 1 The diagram of powerpack

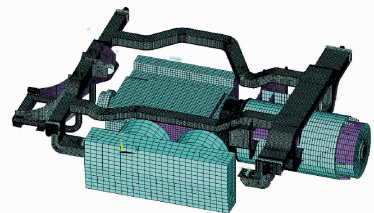


图2 动力包有限元模型

Fig. 2 Finite element model of power pack

2.2 白车体模型建立及模态计算

该碳钢车体为全钢焊接结构,由底架、侧墙、端墙和车顶4部分焊接而成。根据碳钢车体的结构,利用有限元 Ansys 对车体进行离散,车体的梁和板全部采用壳单元 shell181,定义壳单元的实常数来模拟车体各部分板材件的厚度。通过设置材料属性,来划分车体的有限元网格,建好的白车体的有限元模型如图3所示,白车体总共有 433 984 个单元,414 803 个节点。

利用建立好的白车体的有限元模型,采用 Block Lanczos 模态计算方法计算白车体的固有频率,并与白车体的激振模态实验测试数据进行对比,振型图如图4所示。

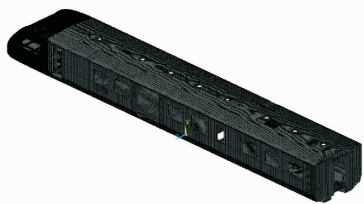
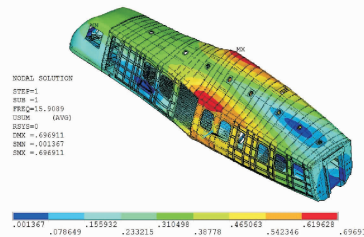


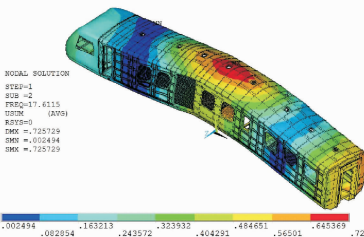
图 3 白车体有限元模型

Fig. 3 Finite element model of car body



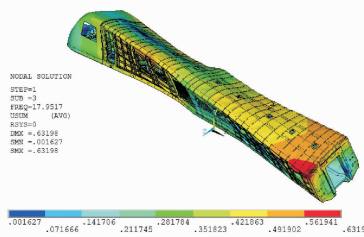
(a) 白车体的菱形振型

(a) Rhombus vibration mode of car body



(b) 白车体的垂弯振型

(b) Vertical bending vibration mode of car body



(c) 白车体的扭转振型

(c) Torsion vibration mode of car body

图 4 白车体振型

Fig. 4 Vibration modes of car-body

2.3 整备车体模型建立及模态计算

碳钢车车体下悬挂的设备包括制动集成系统、牵引变流器、燃油箱和冷却器等。建模时使用质量单元 mass21,通过定义单元的实常数,在各个设备质心位置建立质量单元来模拟各个设备的质量,与车体刚性连接的设备建模时创建设备质量点处的节点与车体安装位置处的刚性区域来模拟。动力包双层隔振系统与车体通过二级隔振器连接,建模时采用 combin14 弹簧单元,通过设置单元属性模拟三方向的弹簧,通过定义实常数模拟隔振器的三向刚度,最终建立整备状态下车体的有限元模型有 736

408 个单元,751 381 个节点,如图 5 所示。

根据建立好的整备状态下的车体和动力包耦合模型,利用 Block Lanczos 模态计算方法计算系统的模态频率,并与整备状态下车体模态实验进行对比。

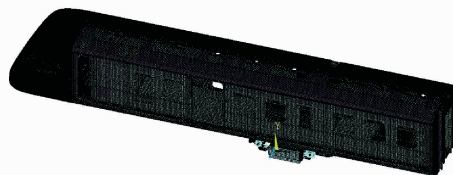


图 5 动力包与车体的有限元模型

Fig. 5 Fem model of power pack and car body

3 车体模态实验

对车辆进行整体结构模态实验采用多点激励方式,实验系统由信号发生器、功率放大器、电磁激振器、阻抗头、传感器、信号采集与分析系统、工作站和专业模态分析软件组成。系统的激振频带为 1~80 Hz。实验系统的激励为 2 点协调激励。系统软件和传感器装置的标称测试频带为 0.5~500 Hz。按照 TB/T 3115-2005 要求,在白车体上选取 7 个特征截面能很好反映车体整体的振动形态。在 7 个截面上的 4 个顶点上各安装 1 个内置 ICP 的压电式加速度传感器,测试每个测点的振动加速度,测点分布如图 6 所示。

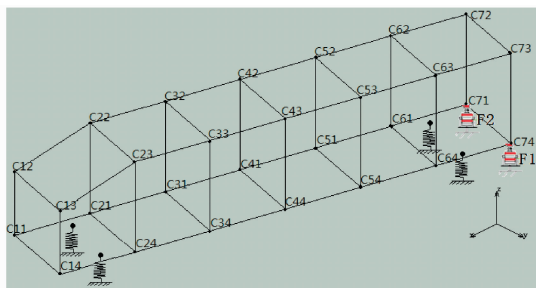


图 6 测点分布图

Fig. 6 Measuring points distribution graph

测试车体垂向弯曲和车体菱形模态时,2 个激振器同向正弦扫频激励,测试车体扭转振动模态时 2 个激振器反向正弦扫频激励。实验时设定激振力的大小,激励信号的扫描频率为 0~80 Hz,扫描时间间隔为 2 s,步进频率为 0.2 Hz。测定车体上各测点的加速度响应和阻抗头的输入力信号,记录连续变化的激振力和加速度响应曲线。

测试完成后,对测试的加速度数据进行处理,提取车体的模态频率及其对应的振型,白车体和整备车体的实验和仿真模态频率如表 1 和表 2 所示。

表 1 白车体实验与仿真模态频率对比

Tab. 1 The modal frequency comparison of car body Hz

白车体振型	实验频率	仿真频率
一阶菱形	15.63	15.91
二阶垂弯	17.82	17.61
三阶扭转	20.53	17.95

从表 1 看出,白车体菱形固有频率与实验相差 0.278 9 Hz,相对误差为 1.8%;垂弯固有频率与实验相差 0.208 5 Hz,相对误差为 1.2%;扭转固有频率相差 2.578 3 Hz,相对误差为 12.56%。由于在建模过程中全部采用节点耦合方式,造成车体刚度偏大,而实际车体采用点焊焊接。研究表明,车体侧墙板厚、刚度对车体模态影响显著,通过调节侧墙板的弹性模量来调节车体的模态频率,使车体的垂弯模态和实验模态基本接近,此时菱形模态频率和实验吻合。由于建模原因,仿真计算的白车体三阶扭转模态与实验相差较大,而对列车舒适性影响最大的垂弯模态基本和实验结果一致。这说明所建的白车体模型基本准确,可以为整备车体模型的建立提供基础。

从表 2 看出,整备状态下车体的计算频率与实验频率基本吻合。相对测试频率相对误差分别为 11.6%,6.3%和 0.97%,验证了所建模型的正确性,可以用该模型研究动力包与车体之间的耦合振动特性以及研究减小动力包激振力传递到车体的有效措施。

表 2 整备车体实验与仿真模态频率对比

Tab. 2 The modal frequency comparison of servicing car body Hz

整备车体振型	实验频率	仿真频率
一阶垂弯	13.87	12.56
二阶扭转	16.89	15.85
三阶弯曲	18.64	18.46

4 车辆运行平稳性指标

按照 GB 5599-85 要求^[15],在车体距 1,2 位心盘一侧 1 m 的车体地板上选取 2 个测点(C₃和 C₁),测定车体的垂向和横向加速度,如图 7 所示。

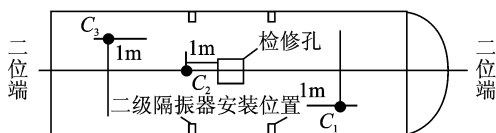


图 7 车体测点位置

Fig. 7 The measuring points locations of car body

力包安装位置区域离检修孔位置 1 m 的地方布置了测点 C₂。测点的加速度传感器量程为 1g,该平稳性指标是在内燃动车以 51 km/h 的线路上运行时的测试结果。车辆运行平稳性主要以车体的垂向、横向振动加速度的最大值以及相应的平稳性指标评价。计算公式为

$$W_i = 7.08 \sqrt{\frac{A_i^3}{f_i} F(f_i)} \quad (6)$$

其中:W_i为平稳性指标;A_i为振动加速度(g);f_i为振动频率(Hz);F(f_i)为频率修正系数。

平稳性指标:W < 2.5 属优级;2.5 < W < 2.75 属优良;2.75 < W < 3.0 属合格。对于新设计的铁道客车,平稳性等级应在优良及以上才符合设计标准。测试完成后,提取测点 C₁ 的加速度时域曲线如图 8 所示。根据客车平稳性指标的计算公式,计算测点 C₁ 和 C₃ 的平稳性指标如表 3 所示。内燃动车的横向平稳性指标为 1.77,垂向平稳性指标为 1.62。根据平稳性指标的评定等级可知,笔者研究的内燃动车平稳性指标属于优级。

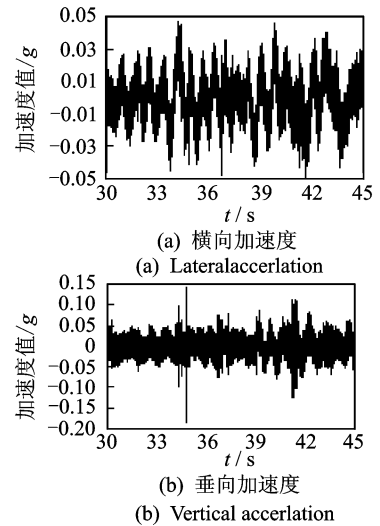


图 8 测点 C₁ 加速度

Fig. 8 Acceleration of measuring point C₁

表 3 平稳性指标实验结果

Tab. 3 Experimental results of ride index

位置	一位端 C ₁	二位端 C ₃
横向	1.64	1.89
垂向	1.73	1.50

5 减小局部振动的影响因素分析

从测试结果可以看出,整车的平稳性指标属于优级,但在动力包悬挂位置区域车体的垂向振动 C₂ 测点的加速度值相对于测点 C₁,C₃ 将近大一个数

为了确定动力包的振动是否传递到车体,在动

量级。安装动力包的车体区域存在局部振动过大问题。针对该问题,从车体安装动力包位置区域局部加大刚度和车体地板铺设隔振器刚度的合理取值两方面来研究减小局部振动的措施。

表4 测试与仿真的频谱幅值

Tab. 4 The amplitude of testing and simulation g

	C_1 横向/垂向		C_2 横向/垂向		C_3 横向/垂向	
测试	0.001 1	0.002 3	0.001 9	0.011	0.002 3	0.001 0
仿真	0.003 8	0.001 5	0.003 4	0.014	0.003 1	0.003 1

内燃动车平稳性指标测试时,柴油机运行转速为 820 r/min。理论计算可知该类型的柴油机 3.0 阶倾倒地矩最大,达到了 3 535.43 Nm。对有限元模型施加 3.0 阶的倾倒地矩,在整备车体的动力包有限元模型上距离柴油机曲轴 0.5 m 对称位置的两个节点上施加方向相反的 3 535.43 N 的简谐力,频率为 41 Hz。仿真完成后提取相应测点的加速度时域曲线,经过快速傅里叶变换,取实部和虚部的模,得到 41 Hz 频率下的测试和仿真的频谱幅值如表 4 所示。可以看出,实验测试的频谱幅值和仿真计算的频谱幅值基本吻合, C_2 测点测试与仿真的垂向振动频谱幅值分别为 0.011 g 和 0.014 g , C_1 点的测试与仿真的垂向振动频谱幅值分别为 0.002 3 g 和 0.001 5 g , C_3 点的测试与仿真的横向振动频谱幅值分别为 0.002 3 g 和 0.003 1 g ,基本相等。 C_1 点、 C_2 点横向和 C_3 点的垂向幅值相差较远,这是因为考虑到建模的复杂程度,整备车体中的座椅、扶手和立柱等附件采用质量单元固结在车体的相应位置、改变了系统的刚度和阻尼,导致 C_1 点、 C_2 点横向和 C_3 点的垂向仿真幅值整体上大于测试的幅值,但 C_2 测点在垂向的幅值基本相等。这验证了所建立的有限元模型的准确性,可以用来分析车体局部振动过大的影响因素和改进措施。

5.1 车体局部大刚度

为了减小动力包安装位置处的局部振动,车体在动力包的安装位置处加大了刚度,此处车体两底 U 形边梁的厚度从 8 mm 增加到 16 mm,同时也加装了 4 条横梁,并在局部用加强筋进行加强,以增加动力包安装位置处的刚度。

图 9 为车体局部加大刚度前后 C_2 测点的垂向加速度和横向加速度时域曲线。可以看出,车体局部加大刚度后, C_2 测点的垂向加速度有所增加,横向加速度有所减小。车体局部增大刚度后,垂向振动加速度的有效值从 0.005 2 g 增加到了 0.006 1 g ,垂向振动略有增加,横向振动加速度的有效值从 0.004 6 g 减小到 0.004 4 g 。

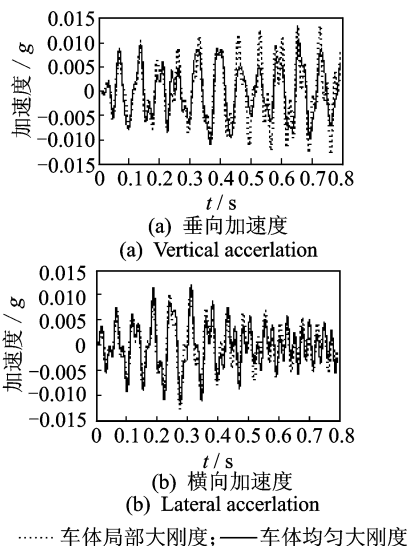


图 9 刚度加大前后的 C_2 点加速度

Fig. 9 The acceleration of C_2 before and after increasing stiffness

5.2 车体地板隔振器

测试发现,车体动力包安装位置局部振动过大,为了减小局部振动,在安装动力包位置上方区域的地板上铺设隔振器。人体对垂向振动的敏感频率为 4~8 Hz,横向振动的敏感频率为 1~2 Hz,考虑到动力包怠速运行时的基频为 14 Hz,隔振器的垂向振动频率取 11 Hz 左右,以避免人体敏感频率和动力包怠速运行时的基频。图 10 为车体地板铺设隔振器前后 C_2 测点的垂向和横向振动加速度时域曲线。可以看出,在车体振动剧烈的位置铺设隔振器后,局部振动显著减小。横向振动加速度的减小更为明显。垂向振动加速度的有效值从 0.006 g 减小到 0.002 g ,横向振动加速度的有效值从 0.004 4 g 减小到 0.000 77 g 。

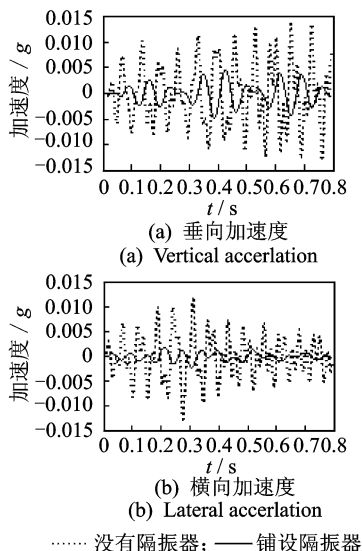


图 10 铺设隔振器前后的 C_2 点加速度

Fig. 10 The acceleration of C_2 before and after installing isolator

6 结 论

1) 测试与仿真结果表明,笔者研究的内燃动车平稳性指标属于优级,动力包双层隔振系统与车体不存在振动耦合,动力包双层隔振系统设计合理。

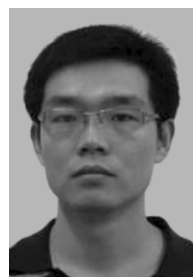
2) 内燃动车碳钢车体在动力包安装位置处加大了刚度,车体局部刚度的增加有利于减小横向振动,垂向振动略有增加。

3) 对于在动力包安装位置存在局部振动过大问题,在车体安装动力包位置铺设隔振器能显著减小车体的局部垂向和横向振动。

参 考 文 献

- [1] Diann G, Cheli F, Collina A, et al. The development of a numerical model for railway vehicles comfort assessment through comparison with experimental measurements [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2002, 38(3):165-183.
- [2] Wu Pingbo, Zeng Jing, Dai Huanyun. Dynamic response analysis of railway passenger car with flexible carbody model based on semi-active suspensions [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2004, 40(S):774-783.
- [3] 宫岛,周劲松,孙文静,等. 高速列车弹性车体垂向振动控制[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(20):159-164.
- Gong Dao, Zhou Jinsong, Sun Wenjing, et al. Vertical vibration control of flexible high-speed railway car body [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(20):159-164. (in Chinese)
- [4] Gerhard S, Peter L. Comfort enhancement by an active vibration reduction system for a flexible railway car body [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2007, 45(9):835-847.
- [5] 吴会超,邬平波,曾京,等. 车下设备对车体振动的影响[J]. *交通运输工程学报*, 2012, 12(5):50-56.
- Wu Huichao, Wu Pingbo, Zeng Jing, et al. Influence of equipment under car on carbody vibration [J]. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2012, 12(5):50-56. (in Chinese)
- [6] Diann G, Cheli F, Bruni S, et al. Dynamic interaction between rail vehicle and track for high speed train [J]. *Vehicle System Dynamic*, 1995, 24(1):15-30.
- [7] 曾京,罗仁. 考虑车体弹性效应的铁道客车系统振动分析[J]. *铁道学报*, 2007, 29(6):19-25.
- Zeng Jing, Luo Ren. Vibration analysis of railway passenger car systems by considering flexible carbody effect[J]. *Journal of the China Railway Society*, 2007, 29(6):19-25. (in Chinese)
- [8] 张俊红,毕凤荣,倪广健. 动力总成悬置位置对车体振动能量输入的影响[J]. *农业机械学报*, 2009, 40(7):25-28,44.

- Zhang Junhong, Bi Fengrong, Ni Guangjian. Influence of mounting position on vehicle vibration input energy [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(7):25-28,44. (in Chinese)
- [9] 康洪军,曾京,张卫华,等. 高速综合检测列车车体与车下设备耦合振动分析[J]. *北京交通大学学报*, 2011, 35(6):62-66.
- Kang Hongjun, Zeng Jing, Zhang Weihua, et al. Coupled vibration analysis between carbody and underframe of high-speed integrated test train [J]. *Journal of Beijing Jiaotong University*, 2011, 35(6):62-66. (in Chinese)
- [10] 楚永萍,周劲松. 孟买地铁转向架与车体垂向耦合振动分析[J]. *铁道车辆*, 2010, 48(1):10-13.
- Chu Yongping, Zhou Jingsong. Analysis of the vertical coupling vibration of bogies and carbodies of mumbai metro [J]. *Rolling Stock*, 2010, 48(1):10-13. (in Chinese)
- [11] 李再伟,练松良,刘晓舟. HHT 在车辆-轨道系统垂向振动时频分析中的应用[J]. *振动、测试与诊断*, 2013, 33(5):799-803.
- Li Zaiwei, Lian Songliang, Liu Xiaozhou. Time-frequency analysis of vehicle-track vertically coupling system based on Hilbert-Huang transform [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2013, 33(5):799-803. (in Chinese)
- [12] 李磊,张斌,户文成,等. 地铁振动测试中谱图异常现象的力学根源分析[J]. *振动、测试与诊断*, 2012, 32(5):802-805.
- Li Lei, Zhang Bin, Hu Wencheng, et al. Mechanics analysis on abnormal phenomenon of power spectral in situ experiments [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2012, 32(5):802-805. (in Chinese)
- [13] 占彦,李强,王刚. 地铁车体改造结构强度及模态分析[J]. *都市快轨交通*, 2011, 24(1):101-104.
- Zhan Yan, Li Qiang, Wang Gang. Strength and modal analysis of car body after reconstruction [J]. *Urban Rapid Rail Transit*, 2011, 24(1):101-104. (in Chinese)
- [14] 陶懿,周海亭. 双层隔振系统冲击响应数值模拟方法的研究[J]. *噪声与振动控制*, 2005, 6(3):1-4.
- Tao Yi, Zhou Haiting. Research on numerical simulation calculation of shock response in double-layer vibration isolation system [J]. *Noise and Vibration Control*, 2005, 6(3):1-4. (in Chinese)
- [15] 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范[S]. 北京:中国国家标准出版社, 1985.



第一作者简介:孙玉华,男,1983年5月生,讲师。主要研究方向为车辆振动控制。曾发表《质心位置偏移对隔振系统解耦度的影响》《内燃机工程》2014年第35卷第5期)等论文。

E-mail: syh240@163.com

