

# 车下悬吊系统耦合振动的半主动控制研究

田向阳, 曾 京, 汪群生

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

**摘要:** 为减小车体弹性振动, 保护车下悬吊设备, 研究了车体和车下悬吊设备的耦合振动关系, 优化车辆动力学性能。考虑车体的弹性结构, 建立车体与车下悬吊设备的刚柔耦合动力学仿真模型, 对比分析了车下悬吊系统在被动控制方案和基于天棚阻尼的半主动控制方案下对车体弹性振动的影响, 并分析了合理参数匹配的重要性。此外, 以车下设备的质量为例研究了对半主动控制效果的影响。研究表明: 在合理的参数匹配下, 半主动控制方案能够有效降低车体的弹性振动; 当车下设备质量较大时, 半主动控制方案优于被动控制, 且在一定范围内随质量增大减振效果更加明显。

**关键词:** 车下悬吊系统; 弹性振动; 半主动控制; 参数匹配

**中图分类号:** U292.91<sup>+</sup>4

**文献标识码:** A

**doi:** 10.13890/j.issn.1000-128x.2017.06.019

## Study on Semi-active Control of Coupled Vibration of Carbody Underframe Suspended System

TIAN Xiangyang, ZENG Jing, WANG Qunsheng

(Traction Power State Key Laboratory, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

**Abstract:** To reduce the vibration of car body and protect carbody underframe suspended equipment, the coupling vibration relationship between carbody and carbody underframe suspension equipment was studied to improve vehicle dynamic performance. Considering the elastic vibration of the vehicle body, rigid and flexible coupling dynamics model of the carbody and carbody underframe suspension equipment was established. The influence of the passive control scheme and the semi-active control scheme based on the ceiling damping on vehicle vibration was analyzed and compared. The importance of reasonable parameter matching was analyzed. In addition, taking the quality of suspension equipment as an example, the effect of semi-active control was discussed. The results showed that: the semi-active control scheme could reduce the elastic vibration of the car body under the reasonable parameter matching; when the weight of suspension equipment was larger, semi-active control scheme was better than passive control. Within a certain range, the damping effect was more obvious with the increasing in weight.

**Keywords:** carbody underframe suspended system; elastic vibration; semi-active control; parameter matching

## 0 引言

随着我国高速动车组多项关键技术引进消化吸收再创新战略下取得重大突破, 各型高速动车组的运营速度也逐步提高。为保证高速列车运行的安全性和平稳性, 复杂的车下悬吊设备与车体耦合振动的影响也越来越受到重视。目前, 我国高速动车组均采用动力分散式设计, 车下设备舱安装有牵引变流器等有源设备和辅助电源装置, 这些车下附属设备质量从几

十千克到几吨不等, 在车辆高速运行情况下, 大质量设备势必会对车体的振动产生重要影响<sup>[1-4]</sup>。

为考虑车体弹性振动效应影响, 不能采用传统多刚体系统动力学建模方法, 而应采用车体与车下设备的刚柔耦合动力学模型进行研究。文献[5]考虑车体弹性, 建立刚柔耦合动力学模型, 采用仿真计算和线路试验数据相结合的方法分析了车体与车下设备之间的相互耦合作用关系。文献[6]分析了车下设备弹性悬挂对车体平稳性的影响。文献[7]根据机械振动和减振隔振理论, 研究了车下设备隔振器参数对隔振性能的影响。文献[8]研究了车下旋转设备不平衡质量对车体振动的影响, 研究表明, 随着速度的增加, 弹性悬挂方

式相比于刚性悬挂更有利于有源设备的隔振减振，抑制车体弹性振动。文献 [9] 研究了车下设备对车体振动传递与模态频率的影响机理。

以上研究均为考虑车体弹性效应，对车下设备采取被动悬挂方式的研究，获得了丰硕研究成果。传统的被动悬挂方式虽然能够在一定程度上满足车辆动力学性能指标，但悬挂参数在车辆运行中不能随列车受到的轨道不平顺的激励、空气动力作用、牵引制动作用的变化而进行任意调整，因此传统被动悬挂方式性能的局限不能满足我国复杂的线路运营条件，限制了高速列车动力学性能的进一步提升改善。主动悬挂技术的出现为优化高速列车动力学性能开辟了新途径，为解决高速列车运行平稳性、安全性和曲线通过性 3 方面之间的矛盾提供了重要依据<sup>[10-13]</sup>，在高速动车组设计中具有工程应用价值。主动和半主动悬挂已经在德国 ICE-T 列车的液压摆锤系统和日本铁路之星 Rail Star 的 700 系新干线悬挂系统中成功运用，有效抑制车下振动向车体传递，从而提高乘坐舒适性。

## 1 半主动悬挂基本原理及可控减振器

目前国内外对高速列车车下设备被动悬挂研究较多，大多将半主动控制机构作用于车体和构架之间，抑制车体振动，但对车下设备悬挂采用半主动控制却少有研究。本文主要目的是通过建立刚柔耦合动力学模型，对比分析被动悬挂和半主动悬挂对车体振动的影响，并进一步研究半主动控制的影响因素和半主动控制作用器的参数匹配。研究和推导基于天棚阻尼控制的半主动悬挂原理，讲述半主动控制方案，并介绍实现半主动控制的可控磁流变减振器的应用情况，说明提出的控制策略通过可控磁流变减振器是可以实现的。

### 1.1 基于天棚阻尼控制的半主动悬挂原理

天棚阻尼 (Skyhook damper) 控制是由美国加州大学 D.E.Karnopp 教授在 1974 年提出的一种半主动隔振方案，主要应用于车辆上，采用无源但可控的减振器，根据设定的阻尼控制规律，根据输入条件，及时输出目标阻尼力。

控制系统中通过传感器获取输入信号，如车体和车下悬挂设备的振动加速度信息，系统还包含一个半主动控制器和一个减振装置控制器，半主动控制器获得输入信号，计算半主动减振装置输出阻尼力，减振器控制器根据半主动控制器的输出阻尼力对减振装置发出指令。减振装置根据接收到的指令完成相应动作。整个流程如图 1 所示。

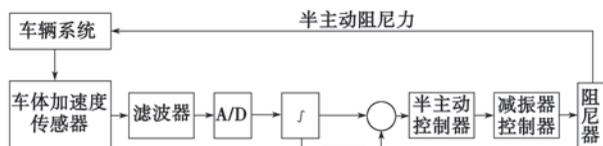


图 1 半主动减振装置控制流程图

假设车体绝对速度  $\dot{x}_1$  为正 (假定向上为正)，相对速度  $\dot{x}_1 - \dot{x}_2$  也为正时 (车体相对悬吊设备向上运动)，虚拟天棚减振器会产生一个向下的力来减弱振动，实际的阻尼减振器也会产生向下的力，此时 2 个力方向相同，控制实际减振器提供的减振力的大小与虚拟天棚减振器提供相同大小的力；当车体绝对速度  $\dot{x}_1$  为正，而相对速度  $\dot{x}_1 - \dot{x}_2$  为负 (车体相对悬吊设备向下运动) 时，虚拟天棚减振器会产生一个向下的虚拟力，如果此时实际垂向阻尼减振器仍采用传统的被动减振器，势必会产生一向上的力，则与期望达到的效果相反，会加速车体振动。在这种情况下，为减少车体振动需要悬挂系统能够提供反向 (向下) 的力，对减振器来说即提供负值的阻尼，但在非全主动控制悬挂下无法实现负值阻尼，因此最好办法就是阻尼减振器不提供使车体加速振动的力，即让阻尼值减为 0。同理，推导车体在绝对速度  $\dot{x}_1$  为负 (向下) 时相对速度  $(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$  为正和负的 2 种状态下阻尼实现方案。

根据上述控制思想，为使可控减振器只提供做负功的阻尼力，可控减振器的阻尼力输出应满足式 (1) 的要求：

$$C_{SA} = \begin{cases} C_{sky} \dot{x}_1 & \dot{x}_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) > 0 \\ \dot{x}_1 - \dot{x}_2 & \\ 0 & \dot{x}_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \leq 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中： $\dot{x}_1$  为车体绝对速度； $\dot{x}_2$  为设备绝对速度， $C_{sky}$  为天棚阻尼系数。

基于天棚阻尼的半主动控制系统及其实现方式如图 2 所示。

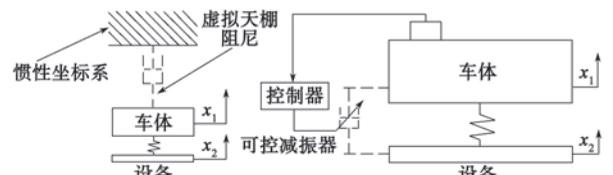


图 2 天棚阻尼半主动控制系统及实现示意图

### 1.2 半主动悬挂可控减振器

悬挂系统的主要参数包括刚度和阻尼。通常阻尼的调整较刚度的调整在技术上而言更容易实现。半主动悬挂系统的研究主要集中于可变阻尼减振器 (半主动减振器) 上。半主动减振器有流变型 (电流变、磁流变) 和节流孔式两类。流变型减振器是基于电液 / 电磁技术和功能新材料而设计的，阻尼大小的改变通过调节内部液体粘度大小来实现；节流孔式半主动减振器通过改变减振器的节流孔大小来实现阻尼力输出的不同。

磁流变减振器采用磁流变液作为减振工作液体，通过施加外磁场改变磁流变液的抗剪应力和粘度，实现阻尼可调，其特点是阻尼力由磁场的快速改变来调节 (毫秒级)，消耗能量小。文献 [14] 对磁流变减振器进行了试验研究，表明可控磁流变减振器的阻尼力

与励磁电流基本成线性关系, 采用磁流变可控减振器在工程应用中可近似实现天棚阻尼控制策略。

## 2 车辆系统刚柔耦合动力学模型

欧拉伯努利梁车体模型是理论研究模型, 能从数学模型上体现车辆系统中各部件之间的相互关系, 但欧拉梁模型无法反映复杂车体结构在考虑弹性振动效应下的真实响应。为此, 本文基于我国某型高速动车组, 建立三维刚柔耦合车辆系统动力学模型, 在模型中考虑车体弹性, 分析车下悬吊设备和弹性车体的耦合振动特性。用有限元软件建立弹性车体模型, 采用质量叠加法模拟车辆整备状态的真实质量分布。在本次刚柔耦合动力学模型中, 只考虑车体柔性, 其余部件均视为刚性体。通过有限元软件计算出弹性车体的模态结果和子结构文件, 结合多体动力学软件 SIMPACK 的接口程序 FEMBS 生成弹性体输入文件 (FBI), 然后配置相关特征信息, 最终生成弹性车体的标准输入文件 (SID), 整个刚柔耦合模型建立过程流程如图 3 所示。

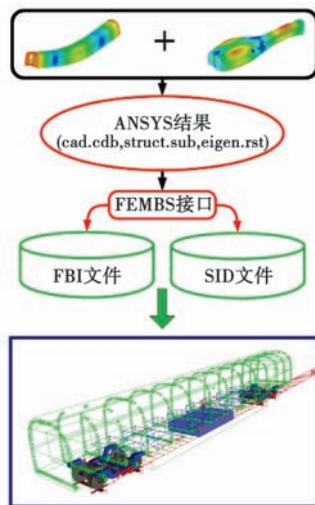


图 3 刚柔耦合动力学模型生成流程

为研究半主动控制系统对车下设备和车体耦合振动特性的影响, 本次车下设备只采用一个大质量设备, 本次车辆系统模型中还包含 1 个弹性车体、2 个构架、4 个轮对、8 个转臂, 即车辆系统由 14 个刚体和 1 个弹性体组成。其中每个构架和轮对包含 6 个自由度, 转臂轴箱只包含一个点头自由度, 车下设备包含 3 个自由度。整个车辆系统包含 44 个刚体自由度和 30 个的弹性车体自由度。车辆系统动力学方程为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = P(\ddot{x}, \dot{x}, t) + Te \quad (2)$$

式中:  $M$ 、 $C$ 、 $K$  分别为车辆系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵;  $x$  为坐标向量;  $P(\ddot{x}, \dot{x}, t)$  为车辆系统的悬挂非线性力和轮轨非线性力;  $Te$  为轨道不平顺激励作用于车辆系统的力。

依据表 1 参数, 建立三维刚柔耦合动力学模型。为对模型合理性进行试验验证, 以下针对我国某型高速动车组滚动振动试验台测试结果和仿真结果进行对

比, 验证刚柔耦合动力学模型中仿真计算的合理性和正确性, 滚动振动试验台如图 4 所示。

表 1 车下设备和车体参数设置

项 目	控制类型	
	被动	半主动
车体质量 $m_c/t$	35	35
点头转动惯量 $I_d/(t \cdot m^2)$	1 515	1 515
设备质量 $m_e/t$	3	3
点头转动惯量 $I_d/(t \cdot m^2)$	2.1	2.1
一系刚度 $k_1/(MN \cdot m^{-1})$	0.6	0.6
一系阻尼 $c_1/(kN \cdot s \cdot m^{-1})$	150	150
二系刚度 $k_2/(MN \cdot m^{-1})$	12	12
二系阻尼 $c_2/(kN \cdot s \cdot m^{-1})$	10	10
作动器刚度 $k_w/(MN \cdot m^{-1})$	0	8
作动器初始阻尼 $c_w/(kN \cdot s \cdot m^{-1})$	0	5.5



图 4 滚动振动试验台测试车辆

车辆系统悬挂模态对比如表 2 所示, 总体上仿真模型和试验模型能较好吻合。

表 2 车体系统主要自振频率对比 Hz

车辆系统模态	试验测试	仿真计算
下心摆	0.68	0.71
上心摆	1.39	1.31
车体浮沉	1.15	1.05
车体点头	1.38	1.26
车体摇头	1.15	1.34
构架浮沉	6.49	6.45

在 300 km/h 速度下对比分析振动时间历程曲线和频谱特性特性曲线, 从图 5 和图 6 可以看出, 加速度幅值变化趋势基本一致, 频域特性在低频范围内呈现规律基本一致。

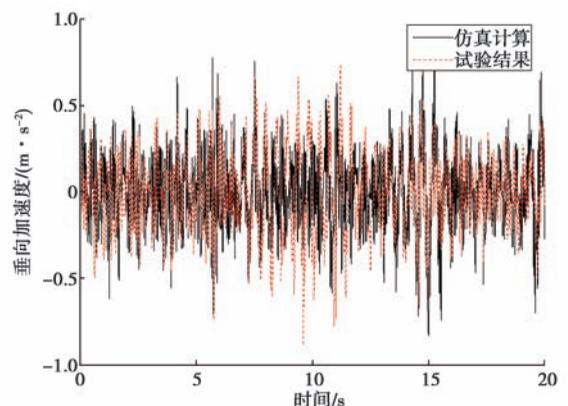


图 5 垂向振动试验结果与仿真频谱图结果对比

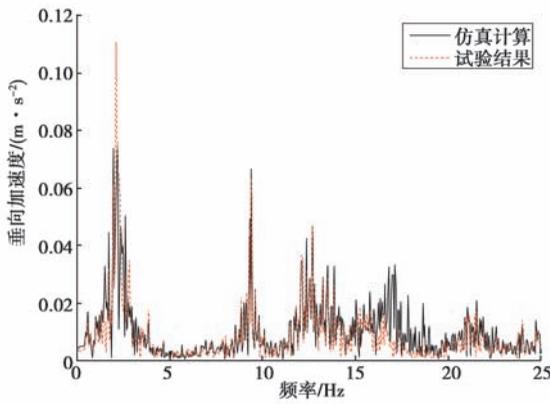


图6 垂向振动试验结果与仿真时域图结果对比

综上所述, 仿真计算结果能够较真实地反应车辆实际振动情况, 满足工程应用要求。

### 3 仿真分析

基于本文所建立的三维刚柔耦合模型, 在武广谱的随机轨道激励下, 分析半主动控制方案对减小车体弹性振动的影响。武广谱轨道不平顺时域样本如图7所示。

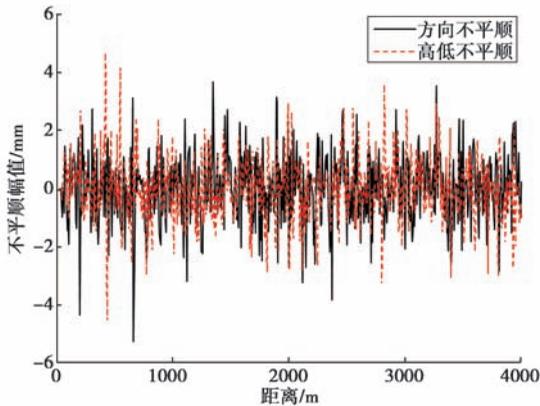


图7 武广谱轨道不平顺时域样本

仿真分析结果如图8和图9所示, 对比分析可知, 在半主动控制下, 车体在9.8 Hz(一阶垂弯)、12.4 Hz(一阶横弯)、14.6 Hz(菱形变形)和19.8 Hz(呼吸模式)下的振动幅值相对与被动控制均有所减小, 车体振动一定程度上得到抑制。

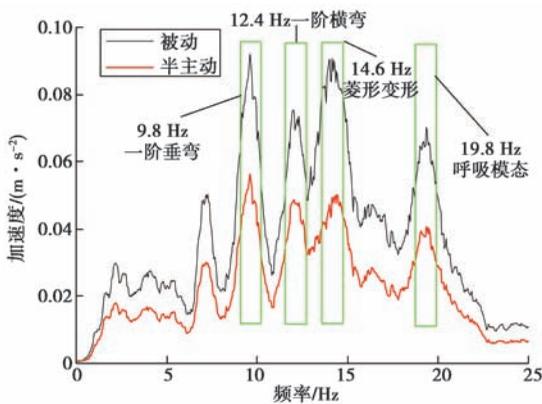


图8 2种悬挂方式下车体幅频特性曲线比较

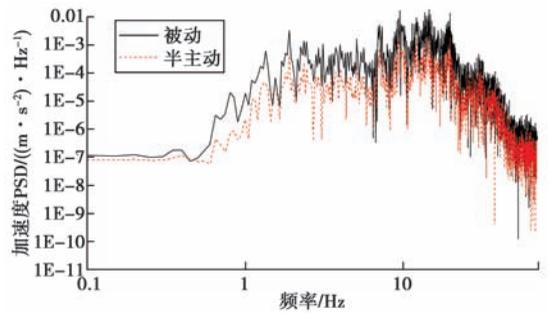


图9 2种悬挂方式下车体垂向振动功率谱密度

为进一步分析车下悬吊系统在被动悬挂和半主动悬挂2种控制方案下振动特性, 对比车体随着车辆运行速度提升的振动行为, 并分析半主动悬挂的参数匹配和车下设备质量对半主动减振效果的影响。

#### 3.1 2种悬挂方式的影响

为对比分析车下悬吊设备的被动控制和半主动控制2种方案对车体振动特性的影响, 仿真计算车辆在不同运行速度下的车体弹性振动行为。仿真结果如图10和图11所示: 当速度小于275 km/h时, 随着速度的增加, 2种控制方式下设备上方车体振动均呈上升趋势, 且被动控制方案的效果优于半主动控制方案, 但随着速度的增加, 被动控制的优势逐渐减小; 在275 km/h时, 2种控制方案的效果相当; 当速度大于275 km/h时, 随着速度的继续增加, 被动控制方案下, 车下设备上方车体振动继续增大, 半主动控制方案下, 车体振动得到明显抑制, 且速度越大, 效果越明显。半主动控制方案下, 在300 km/h、325 km/h和350 km/h 3个速度等级下, 车体垂向振动加速度均方根幅值分别减小9.18%、11.21%和14.55%。因我国高速铁路客车正线运营速度

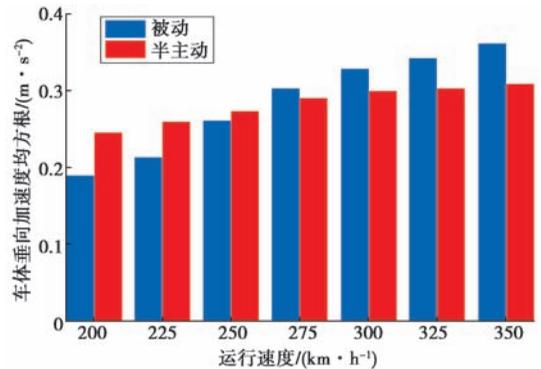


图10 2种悬挂方式下车体振动加速度均方根

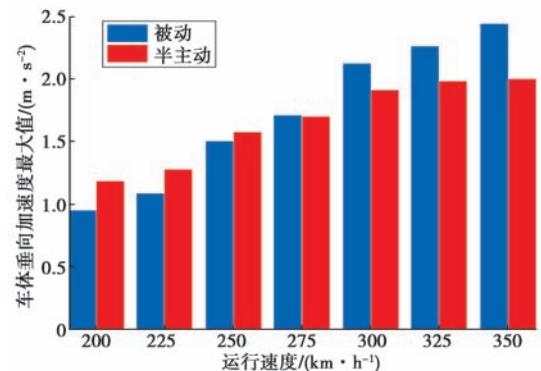


图11 2种悬挂方式下车体振动加速度最大值

在 300 km/h 左右, 因此车下悬吊设备的半主动控制在高速情况下能够改善车体振动特性, 提高动力学性能, 具有实际应用前景。

### 3.2 半主动控制的悬挂参数匹配

通过半主动悬挂原理和半主动可控减振器分析可知, 只有合理的参数设计才能有效降低车体的振动, 否则会起相反作用。主动控制型减振器刚度的改变通常比较困难, 而改变阻尼则相对容易实现。本文主要研究半主动控制作动器阻尼参数设置对控制效果的影响。仿真结果如图 12 和图 13 所示: 当阻尼值设置为 0 的时候, 即没有阻尼力输出, 等效于被动控制。对比发现, 当阻尼值小于  $9 \times 10^3$  N·s/m 时, 随着阻尼值的增大, 车体振动呈先减小后增大趋势, 在阻尼值为  $5.5 \times 10^3$  N·s/m 时, 达到最优控制效果; 增加到  $9 \times 10^3$  N·s/m 时, 半主动控制效果和被动控制效果相当; 当阻尼值继续增大时, 车体振动恶化, 半主动控制效果反而不如被动控制。因此只有设置合理的阻尼参数才能保证半主动控制效果, 否则会起到相反作用, 根据本文仿真结果, 该处阻尼值设置为  $5.5 \times 10^3$  N·s/m 比较合适。

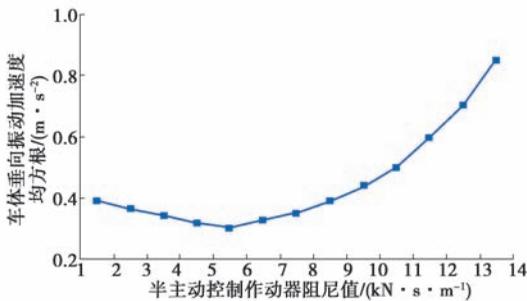


图 12 不同阻尼值下车体振动加速度均方根

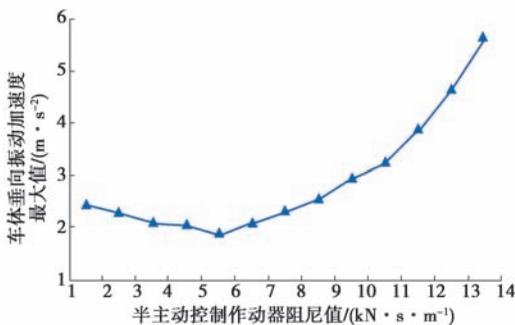


图 13 不同阻尼值下车体振动加速度最大值

### 3.3 车下设备质量的影响

本文还研究了不同质量下的车下悬吊设备对车体振动的影响, 采用武广轨道谱, 运行速度设置为 300 km/h。仿真结果如图 14 和图 15 所示。从图中可以看出, 当设备质量小于 2.5 t 时, 车体振动随着设备质量的增大而逐渐增大, 设备质量在 0.5 t 到 1 t 时, 被动控制方案下车体振动略小于半主动控制下的结果, 在 1.5 t 到 2.5 t 时, 半主动控制方案下车体振动略小于被动控制。当设备质量为 3 t 时, 车体振动达到一个峰值, 此时车下设备与车体耦合, 产生共振。随着车下设备质量的继续增大, 被动控制下的车体振动继续增大, 而

半主动控制下车体振动得到抑制, 且质量越大, 效果越明显。结合半主动控制的成本以及车下设备舱的空间大小等因素, 当悬吊设备质量较小时, 半主动控制效果不够明显, 建议采用被动控制; 当悬吊设备质量较大(本模型为超过 2.5 t)时, 可采用半主动控制方案, 在一定程度上能够减小设备上方车体振动, 改善车体动力学性能。

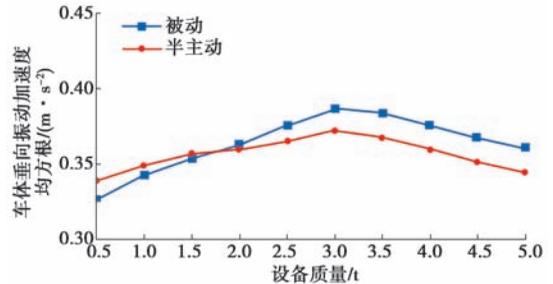


图 14 2种悬挂方式下车体振动加速度均方根

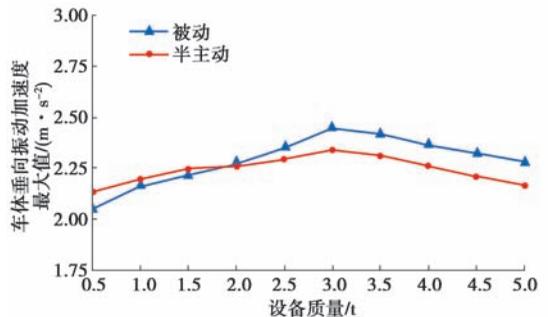


图 15 2种悬挂方式下车体振动加速度最大值

## 4 结论

通过建立考虑车体弹性的刚柔耦合车辆系统动力学模型, 对比分析车下悬吊系统被动控制和半主动控制 2 种悬挂方式对车体振动的影响, 以及对半主动控制系统的悬挂参数匹配进行了研究, 通过分析不同指标, 得出以下结论:

①车下设备悬挂方式采用半主动控制能够有效降低车体垂向的弹性振动, 尤其是设备上地板位置。通过对比分析 2 种悬挂方式可知, 当速度在 350 km/h 时, 半主动控制下车体振动加速度均方根值减小 14.55%。

②当车辆运行速度较低的时候, 半主动控制效果会反而不如被动控制, 当速度超过 275 km/h 后, 半主动控制效果优于被动控制, 且速度越高, 效果越明显。因此建议高速客车上车下悬吊设备采用半主动控制方案。

③车下设备半主动控制作动器阻尼值应选择合理的参数值, 才能起到减小车体振动的效果, 否则会起到相反作用甚至恶化车体振动。

④对于小质量设备, 半主动控制效果不明显, 建议采用被动控制方案。对于大质量车下设备, 半主动控制能够减小设备上车体振动, 且在一定范围内, 质量越大, 半主动控制效果越明显。

参考文献:

- [1] Taehyun S, Pradheep C. Improvement of Vehicle Roll Stability by Varying Suspension Properties [J]. Vehicle System Dynamics, 2011(49): 129-152.
- [2] 张在中. 更高速试验动车组车下设备悬挂方式研究 [J]. 机车电传动, 2015(3): 19-22.
- [3] Hamidreza B, Christopher M, Farid G. Development of a Systematic and Practical Methodology for the design of vehicles Semi-active Suspension Control System [J]. Vehicle System Dynamics, 2010(48): 567-585.
- [4] 葛会军, 李碧钰, 石东山, 等. 高速动车组用换气装置振动特性分析 [J]. 机车电传动, 2017(2): 1-4.
- [5] 吴会超, 徐蕴, 石俊杰. 高速动车组车体异常振动的试验研究 [J]. 机车电传动, 2014(4): 75-78.
- [6] Sun Wenjing, Gong Dao, Zhou Jinsong, et al. Influences of Suspended Equipment under Car Body on Highspeed Train Ride Quality [J]. Procedia Engineering, 2012(16): 812-817.
- [7] 于金朋, 张卫华, 张立民, 等. 高速动车组车下悬挂设备隔振设计研究 [J]. 铁道学报, 2017, 39(1): 33-40.
- [8] 汪群生, 曾京, 魏来, 等. 车下悬吊设备不平衡振动对车体振动的影响 [J]. 铁道学报, 2017(2): 24-31.
- [9] 宫岛, 周劲松, 孙文静, 等. 高速列车车下设备模态匹配及试验研究 [J]. 铁道学报, 2014(10): 13-20.
- [10] 李忠继, 戴焕云, 曾京. 半主动悬挂高速列车稳定性研究 [J]. 机械工程学报, 2015(4): 116-125.
- [11] 刘宏友, 曾京, 李莉, 等. 高速列车二系横向阻尼连续可调式半主动悬挂系统的研究 [J]. 中国铁道科学, 2012(4): 69-74.
- [12] Andreas U, Frank S, Boris L, et al. Application of LQ based semi-active suspension control in a vehicle [J]. Control Engineering Practice, 2013, 21(12): 1841-1850.
- [13] 陈春俊, 何洪阳, 闫中奎. 气动载荷作用下高速列车横向振动虚拟惯性阻尼半主动控制研究 [J]. 振动与冲击, 2016(20): 60-64.
- [14] 朱茂飞, 陈无畏, 祝辉. 基于磁流变减振器的半主动悬架时滞变结构控制 [J]. 机械工程学报, 2010(12): 113-120.

作者简介: 田向阳 (1991-), 男, 硕士研究生, 研究方向为车辆系统动力学。

(上接第 77 页)

- [5] 吴命利, 李群湛. 电力系统与牵引供电系统三相谐波模型 [J]. 铁道学报, 1999, 21(1): 44-47.
- [6] Ciaccio N, Lamedica L, Prudenzi A, et al. Harmonic resonances in railway systems electrified at 2\*25 kV-50 Hz [C] //The 7<sup>th</sup> IEEE Conference on Harmonics and Quality of Power. LasVegas. USA, 1996.
- [7] 李建华, 夏道止. 铁道电气化在电力系统中引起的谐波计算方法 [J]. 电力系统自动化学报, 1993(1): 10-19.
- [8] Mayordomo J G, Lopez M, Asensi R, et al. A general treatment of traction PWM converters for load flow and harmonic penetration studies [J]. International Conference on Harmonics and Quality of Power, 1998, 2(2): 685-692.
- [9] 解绍峰, 李群湛, 赵丽平. 电气化铁道牵引负荷谐波分布特征与概率模型研究 [J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(16): 79-83.
- [10] 易延, 郭其一. 自耦变压器供电方式的电牵引供电系统中的机车驱动谐波污染仿真研究 [J]. 电力系统自动化学报, 2003, 15(5): 59-63.
- [11] 冯晓云. 电力牵引交流传动及其控制系统 [M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2006.
- [12] Shen J, Taufiq J A, Mansell A D. Analysis and design of a three-level PWM converter system for railway-traction applications [J]. IEEE Proc-Electr Power Apply, 1997, 144(5): 357-371.

作者简介: 叶涛 (1973-), 男, 高级工程师, 从事铁路牵引供电系统设计工作。

动态消息

《机车电传动》不接受  
电子邮件投稿的通知

本刊于2016年开始使用采编系统收稿, 稿件全部从《机

车电传动》网站的在线投稿系统中登记, 不再接受电子邮件投稿。请投稿作者到我刊官网 (<http://edl.crcrcic.cc/>) 进行注册账号后再按照要求投稿。如遇网站异常, 可与编辑部联系 (0731-28498221, 28498141), 我们会尽快为您处理。如果给您带来不便, 敬请谅解。

《机车电传动》编辑部