DOI: 10.3901/JME.2015.10.129

高速动车组空气弹簧垂向动态特性研究*

戚壮¹ 李芾¹ 黄运华¹ 周张义¹ 虞大联²

(1. 西南交通大学机械工程学院 成都 610031;

2. 南车青岛四方机车车辆股份有限公司国家工程实验室 青岛 266111)

摘要: 建立空气弹簧的气动流体力学模型,并推导空气弹簧垂向特性与其回滞曲线几何特征的关系式。基于该气动模型,通过静态及动态仿真试验,着重研究橡胶气囊体积、附加空气室体积及节流孔直径三个结构参数与空气弹簧垂向静态刚度、动态刚度及阻尼特性的关系。在此基础上,使用包含该空气弹簧气动模型的高速动车组整车动力学模型,进一步研究空气弹簧结构参数对车辆垂向平稳性的影响规律。计算结果表明,增大橡胶气囊体积可有效改善车辆垂向平稳性;附加空气室体积达到一定值时,进一步增大对提高车辆垂向平稳性作用不大,应保证附加空气室容积至少为 35 L;随着节流孔直径的增大,车辆垂向平稳性指标首先快速减小然后缓慢增大,说明节流孔直径存在一较优取值范围,约为 15~25 mm,使车辆垂向平稳性达到最佳。

关键词: 高速动车组; 空气弹簧; 结构参数; 垂向平稳性

中图分类号: U270

Study on the Vertical Dynamic Characteristics of Air Spring Used in High-speed EMU

QI Zhuang¹ LI Fu¹ HUANG Yunhua¹ ZHOU Zhangyi¹ YU Dalian²

(1. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031;

2. National Engineering Laboratory for High Speed Train, CSR Qingdao Sifang Co., Ltd., Qingdao 266111)

Abstract: The pneumatic hydromechanics model of air spring is constructed and the relation functions of air spring's vertical characteristics and its hysteresis curves are derived. Based on the pneumatic model, the relations of the air spring structural parameters, which include the bellow volume, the auxiliary tank volume and the orifice diameter, and the static and dynamic stiffness and the damping characteristics are revealed by the static and dynamic simulation tests. On this basis, the air spring model is implemented in the high-speed electric multiple units(EMU) dynamics model and a parametric study on the vertical comfort is conducted. The study results show that, the increment of the bellow volume can improve the vertical comfort; when the auxiliary tank volume is large enough, its influence on the vertical comfort becomes little, so the volume of the auxiliary tank should be at least 35 L; with the increase of the orifice diameter, the vehicle vertical comfort index first rapidly decreases and then increases slowly, which means that there exists a preferable range, about 15-25 mm, for the value of orifice diameter, which makes the vertical comfort become best.

Key words: high-speed electric multiple units(EMU); air spring; structural parameters; vertical comfort

0 前言

随着高速动车组车速的提高,由于轮轨作用加剧,车体的振动也会越来越剧烈,从而降低乘客的舒适性,严重时甚至会影响列车运行的安全性。对

于采用空气弹簧作为二系悬挂系统的高速动车组车辆,空气弹簧的垂向特性对车辆的运行平稳性影响较大。由于空气弹簧的垂向特性与其结构参数有着复杂的非线性关系,因此,建立空气弹簧的动力学模型,分析其结构参数变化对其垂向动态特性的影响,并进一步确定高速动车组垂向平稳性随空气弹簧结构参数的变化关系,将对优化高速动车组动力学性能产生积极意义。

空气弹簧的动力学建模与非线性特性分析已

* 国家自然科学基金(51305359)、中国博士后科学基金(2013M54229)和中央高校基本科研业务费专项资金(2682014BR020)资助项目。
20140606收到初稿,20150130收到修改稿

成为中外诸多学者研究的焦点。自 20 世纪 70 年代始, ODA 等^[1]就建立了动态刚度可根据频域转换的空气弹簧等效机械模型; 20 世纪 90 年代, KRETTEK 等^[2]基于有限元理论, 讨论了在非对称载荷下空气弹簧特性的计算方法; 2001 年, QUAGLIA 等^[3]将量纲一分析法应用在了空气弹簧的设计和参数选择中; 2008 年, NIETO 等^[4]基于空气弹簧的试验特性, 建立了其非线性流体力学模型; 同年, DOCQUIER 等^[5-6]对空气弹簧的各元件分别建立气动力学方程, 并分析了不同支撑模式下车辆的动力学特性; 2010 年, FACCHINETTI 等^[7]比较了准静态与动态空气弹簧数学模型对车辆动力学计算的影响。国内空气弹簧在轨道车辆上的应用起步较晚^[8], 研究文献也相对较少。2003 年, 李芾等^[9]基于热力学及流体力学理论, 推导出了空气弹簧物理模型的统一数学表达式, 并提出了确定空气弹簧参数的计算方法; 2005 年, 原亮明等^[10]采用有限元与试验结合的方法, 建立了空气弹簧的垂向动态特性分析模型并准确地描述了空气弹簧的变形和接触特性; 2006 年, 刘增华等^[11]提出了一套以调节空气弹簧阻尼为目的的最优控制方案, 并运用 SIMULINK 对半主动控制空气弹簧悬挂系统进行了计算机仿真; 2010 年, 莫荣利等^[12]探讨了空气弹簧阻尼特性的基础理论, 并利用能量等效法测试了其动态阻尼系数; 2012 年, 李仲兴等^[13]搭建了带附加空气室空气弹簧特性试验系统, 并对不同附加空气室和不同连接管路直径的空气弹簧进行了特性试验研究。

基于上述研究成果, 本文以高速动车组用空气弹簧为研究对象, 通过空气热动力学理论建立其数学模型, 并利用回滞曲线研究不同结构参数下空气弹簧的垂向动态特性, 最后采用多体动力学原理对不同特性的空气弹簧进行车辆垂向平稳性计算, 以期对高速动车组空气弹簧的优化和设计起到一定的借鉴作用。

1 空气弹簧的数学模型

高速动车组二系悬挂大部分采用自由膜式空气弹簧, 其结构如图 1 所示。图 1 中, F 为空气弹簧对上盖板上重物的支反力; h 为空气弹簧上盖板的垂向位移, 设其静态平衡时为 0, 以向下为正; p_b 、 V_b 、 A_e 分别为橡胶气囊的内部压强、体积和有效面积; p_t 、 V_t 分别为附加空气室的内部压强和体

积; d 、 L 分别为橡胶气囊与附加空气室之间节流孔的直径和长度。在分析高速动车组的垂向平稳性时只考虑空气弹簧的正常工作状态, 因此不用考虑高度调整阀和差压阀的作用; 由于应急橡胶弹簧刚度远大于空气弹簧刚度, 且两者处于串联关系, 空气弹簧本体的弹性作用要远大于应急橡胶弹簧的弹性作用, 加之正常工况下空气弹簧上盖板不会与应急橡胶弹簧发生接触, 因此在建模中忽略应急橡胶弹簧的刚度。

图 1 高速动车组空气弹簧结构示意图

空气弹簧的支反力 F 与橡胶气囊内部压强 p_b 的关系为

$$F = (p_b - p_a)A_e \quad (1)$$

式中, p_a 为外界大气压, 一般取 101 300 Pa。

橡胶气囊的内部压强 p_b 是一个复杂的动态变量, 为了将其求解, 需要将空气弹簧内部气体的热力学过程简化为等熵过程, 即橡胶气囊内部气体满足气体的多态方程

$$\frac{p_b}{p_{b0}} = \left(\frac{V_{b0}}{V_b} \right)^n \quad (2)$$

式中, n 为气体的多变指数, 一般取 1.4; 下标 0 表示各物理量的初始值。橡胶气囊的体积变化由两部分组成, 一部分是由于空气弹簧上盖板垂向位移 h 的变化, 另一部分是由于气体经过节流孔与附加空气室发生气体交换。基于此, 由式(2)可推导出空气弹簧橡胶气囊内部压强 p_b 与空气弹簧上盖板垂向位移 h 的变化关系为^[2]

$$p_b = p_{b0} \left[\frac{V_{b0}}{V_{b0} + \left(A_{e0} + \frac{h}{2} \frac{\partial A_e}{\partial h} + \frac{\partial V_b}{\partial h} \right) h - \frac{\pi d^2}{4} u} \right]^n \quad (3)$$

式中, u 为节流孔中气体的位移。

同理, 附加空气室内部压强变化与橡胶气囊相似, 只不过其体积保持恒定, 假设初始静态平衡时附加空气室与橡胶气囊内部压强相等, 可推导出附加空气室内部压强 p_t 的表达式为

$$p_t = p_{b0} \left(\frac{V_t}{V_t + \frac{\pi d^2}{4} u} \right)^n \quad (4)$$

在橡胶气囊与附加空气室之间进行气体交换时, 气体与节流孔壁发生摩擦, 产生阻尼。根据流体力学理论, 可以得到节流孔内气体的二阶流动微分方程为^[5]

$$\rho L \ddot{u} + \frac{1}{2} \left(\lambda \frac{L}{d} + \zeta \right) \rho \dot{u}^2 = p_t - p_b \quad (5)$$

式中, λ 、 ζ 分别为节流孔的沿程阻力系数和局部阻力系数; ρ 为节流孔内气体的密度, 可按式(6)进行简化计算

$$\rho = \frac{(p_b + p_t) M_a}{2RT} \quad (6)$$

式中, T 为空气的热力学温度, 计算中取 298 K; M_a 为空气的摩尔质量, 通常取 0.029 kg/mol; R 为摩尔气体常数, 通常取值为 8.314 J/(mol · K)。

联立上述方程, 即建立了空气弹簧的数学模型, 可用数值方法进行求解。在进一步的研究中, 选取某高速动车组空气弹簧进行数值计算, 其主要结构参数和初始变量值列于表 1。由于空气弹簧是一个多物理变量的复杂系统, 不同的物理变量之间可通过不同的数值进行配合, 为了简化运算量, 使结果更加明晰, 在后文研究空气弹簧结构参数变化与其动态特性关系的过程中, 仅设定某一物理参数为变量, 其他参数均基于该算例进行数值计算。

表 1 空气弹簧算例的数值计算用参数值

物理量	数值
附加空气室体积 V_t/m^3	0.07
节流孔直径 d/m	0.014
节流孔长度 L/m	0.1
橡胶气囊初始体积 V_{b0}/m^3	0.027
橡胶气囊初始压强 p_{b0}/Pa	523×10^3
橡胶气囊初始有效面积 A_{e0}/m^2	0.222 3

2 空气弹簧垂向特性的计算方法

为了研究空气弹簧的垂向特性, 首先将空气弹簧的底座固定, 并对其上盖板施加一垂向简谐激振, 同时测定空气弹簧上盖板的支反力。以支反力 F 为纵坐标, 空气弹簧上盖板的垂向位移 h 为横坐标, 可以得到空气弹簧的力-位移回滞曲线, 如图 2 所示, 图 2 中原点 F_0 表示静态平衡时空气弹簧的支反

力。图 2a 中加载的简谐激振频率为 0.02 Hz, 由于振动频率较低, 气体流经节流孔的摩擦阻尼不明显, 力-位移呈直线变化, 通过该直线斜率可计算出空气弹簧的垂向静态刚度 k_{st} ; 图 2b 中加载的简谐激振频率为 1 Hz, 由于气体流经节流孔的摩擦阻尼作用, 力-位移呈椭圆变化, 通过该椭圆的几何特征, 可计算出空气弹簧的垂向动态刚度 k_{dyn} 和动态阻尼 c_{dyn} 。之所以在计算空气弹簧的动态特性时选择激振频率为 1 Hz, 是由于在车辆动力学研究中, 构架对车体的激振主要集中于 1 Hz 左右^[14-16]。

图 2 回滞曲线示意图

静态刚度 k_{st} 与动态刚度 k_{dyn} 可直接由回滞曲线的最高点 (h_{min}, F_{max}) 与最低点 (h_{max}, F_{min}) 通过式(7)求出^[5]

$$k_{st/dyn} = \frac{F_{max} - F_{min}}{h_{max} - h_{min}} \quad (7)$$

动态阻尼 c_{dyn} 与回滞曲线的面积 S 有关。在简谐激振的作用下, 空气弹簧上盖板的垂向振动位移 h 与振动速度 $\dot{h}$ 存在

$$\frac{h^2}{a^2} + \frac{\dot{h}^2}{b^2} = 1 \quad (8)$$

式中, $a = H$; $b = 2\pi fH$; H 、 f 分别为简谐激振的振幅和频率。可见空气弹簧垂向振动的相图为一椭圆, 其面积

$$S_h = \pi ab = 2\pi^2 fH^2 \quad (9)$$

空气弹簧在每个垂向振动行程中消耗的能量即为力-位移回滞曲线的面积 S , 表示为

$$S = \oint c_{dyn} \dot{h} dh = c_{dyn} S_h \quad (10)$$

联立式(9)、(10), 可推导出动态阻尼 c_{dyn} 与回滞曲线的面积 S 的关系式为

$$c_{dyn} = \frac{S}{2\pi^2 fH^2} \quad (11)$$

这样,根据式(7)与式(11),只要得到空气弹簧在某一简谐激振下的回滞曲线,就可根据该回滞曲线的几何特征求得空气弹簧的垂向静态或动态特性。

3 结构参数与垂向特性的关系

3.1 垂向静态特性

在研究高速动车组垂向平稳性之前,首先需要通过仿真试验确定空气弹簧结构参数与其垂向特性的关系。

为了研究空气弹簧的静态刚度 k_{st} 与橡胶气囊体积 V_b 、附加空气室体积 V_l 以及节流孔直径 d 的关系,如前所述,在仿真试验中,将空气弹簧的底座固定,并对其上盖板施加一频率为 0.02 Hz、振幅为 30 mm 的正弦激振。测定空气弹簧的支反力 F 后,利用式(7)计算其不同结构参数下的动态刚度,计算结果如图 3 所示。由图 3a 可知,静态刚度与橡胶气囊的体积近似呈线性关系,静态刚度随着橡胶气囊体积的增加而线性下降,因此若要减小空气弹簧的刚度,应尽可能增大橡胶气囊的体积。由图 3b 可知,静态刚度与附加空气室体积呈二次非线性关系,静态刚度随着附加空气室体积的增加而下降,但变化率逐渐减小,因此一味增大附加空气室的体积,对减小空气弹簧的刚度是不明显的。由图 3c 可知,当节流孔直径大于 3 mm 时静态刚度发生突变,此后静态刚度不随节流孔直径的增加而变化,这是由于在振动频率较低的激振下,节流孔的阻尼效应不明显,当节流孔足够大时,橡胶气囊的体积等效于又加上了附加空气室的体积,因此静态刚度会迅速大幅度减小。

(a) 橡胶气囊体积与静态刚度的关系

(b) 附加空气室体积与静态刚度的关系

(c) 节流孔直径与静态刚度的关系

图 3 垂向静态刚度与空气弹簧结构参数的关系

3.2 垂向动态特性

首先,研究橡胶气囊的体积 V_b 与空气弹簧垂向动态特性的关系。动态仿真试验中的试验方法如前所述,对空气弹簧上盖板施加一频率为 1 Hz、振幅为 3 mm 的正弦激振。得到不同橡胶气囊体积下的回滞曲线如图 4a 所示。由这些回滞曲线的几何特征,通过式(7)和式(11)可计算出空气弹簧的垂向动态刚度 k_{dyn} 和动态阻尼 c_{dyn} ,计算结果如图 4b 所示。由图 4a 中的回滞曲线可知,随着橡胶气囊体积的增加,回滞曲线的倾斜角度逐渐变小,且回滞曲线围起的面积也逐渐变小;图 4b 中的曲线说明空气弹簧的动态刚度和动态阻尼特性均随着橡胶气囊体积的增加而近似线性减小。

(a) 振动回滞曲线

图 4 垂向动态特性与橡胶气囊体积的关系

其次, 研究附加空气室体积 V_l 与空气弹簧垂向动态特性的关系。同理, 得到的计算结果如图 5 所示。由图 5a 可知, 随着附加空气室体积的增加, 回滞曲线的倾斜角度逐渐变小, 但回滞曲线围起的面积逐渐变大; 图 5b 中的刚度曲线说明, 空气弹簧的动态刚度随附加空气室体积的增加而减小, 但当附加空气室的体积大于 70 L 后, 其减小程度不明显; 图 5b 中的阻尼曲线说明, 空气弹簧的动态阻尼随着附加空气室体积的增加而近线性增加。

图 5 垂向动态特性与附加空气室体积的关系

最后, 研究节流孔直径 d 与空气弹簧垂向动态特性的关系。仿真试验和计算方法如前所述, 得到的计算结果如图 6 所示。由图 6a 可知, 随着节流孔直径的增加, 回滞曲线围起的面积逐渐变小, 但回

滞曲线的倾斜角度基本保持不变; 图 6b 的刚度与阻尼曲线说明, 节流孔直径的增加会导致空气弹簧的动态阻尼减小, 但几乎不会影响空气弹簧的动态刚度。

图 6 垂向动态特性与节流孔直径的关系

4 整车垂向平稳性研究

4.1 计算方法

以上仿真试验仅确定了在单一频率的简谐激励下空气弹簧结构参数与其垂向特性的关系, 但高速动车组是一个复杂的多体动力学系统, 且其振动载荷具有很大的随机性。因此, 应基于高速动车组的整车多体系统动力学模型, 通过动态数值计算进一步研究空气弹簧结构参数对高速动车组垂向平稳性的影响。

由于高速动车组车间耦合性较小, 特别是每节车辆的垂向振动不会相互影响, 故针对单节高速车辆进行建模。整车动力学模型考虑为多刚体系统, 其中包括轮对、轴箱、构架和车体, 在 SIMPACK 环境中建立某型高速动车组整车多体系统动力学模型, 如图 7 所示。在该模型中, 二系悬挂系统采用前面介绍的空气弹簧气动流体力学模型; 抗蛇行减振器、横向减振器考虑成非线性力元; 轮轨间的蠕滑力采用 Kalker 简化理论(Fast algorithm for the

simplified theory of rolling contact, FASTSIM) 进行计算^[17]; 轨道激励选取京津城际高铁轨道谱; 整车模型视为多刚体系统, 共 42 个自由度; 每个刚体的动力学计算方程为

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{c}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}) + \mathbf{k}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}) = \mathbf{F}(t) \quad (12)$$

式中, $\mathbf{M}$ 为质量矩阵; $\mathbf{c}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}})$ 为非线性悬挂阻尼力; $\mathbf{k}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}})$ 为非线性悬挂弹簧力; $\mathbf{F}(t)$ 为扰动力矢量; $\mathbf{x}$ 为状态量。

图 7 高速动车组整车多体系统动力学模型

在车体前转向架中心地板面上设置加速度计, 在数值计算中输出每步积分的加速度值。根据《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》, 车辆的垂向平稳性指标 W 按照式(13)计算^[18]

$$W = 7.08 \times 10 \sqrt{\frac{\ddot{x}_z^3}{f} F(f)} \quad (13)$$

式中, $\ddot{x}_z$ 为车体的垂向振动加速度; f 为振动频率; $F(f)$ 为与振动频率有关的修正系数。

由于车辆在实际线路上运行时的振动频率和振幅都是随时间变化的, 因此在计算车辆平稳性指数时, 首先需要对时域上的车体振动加速度记录进行频谱分析, 再按频率分类, 求出每段频率各自的平稳性指标 W_i , 最后按式(14)求出全频段的总平稳性指标 W_{tot}

$$W_{\text{tot}} = (W_1^{10} + W_2^{10} + \dots + W_i^{10} + \dots)^{0.1} \quad (14)$$

计算出的平稳性指标越小, 说明车体的垂向振动越小, 车辆的垂向平稳性也就越好。标准中规定的 1 级平稳性指标应小于 2.5。

4.2 仿真结果

首先, 以橡胶气囊的体积 V_b 作为参变量, 在不同的车速下计算车辆的垂向平稳性指标, 计算结果如图 8 所示。由图中曲线可知, 平稳性指标随着橡胶气囊体积的增加而线性下降。这是由于橡胶气囊体积的增加减小了空气弹簧的动刚度, 从而增加了空气弹簧的隔振作用。因此, 在设计空气弹簧时, 应在转向架空间允许的情况下, 尽量增加空气弹簧橡胶气囊的体积, 以提高动车组的垂向平稳性。

图 8 垂向平稳性与橡胶气囊体积的关系

其次, 计算附加空气室的体积 V_t 与垂向平稳性的关系, 计算结果如图 9 所示。由图 9 中曲线可知, 在车速不大于 350 km/h 的工况下, 当附加空气室的体积在 0~20 L 时, 平稳性指标随着附加空气室体积的增加下降较快, 此后平稳性指标仍随着附加空气室体积的增加而下降, 但下降较缓慢; 在较高车速的工况下(车速为 450 km/h), 当附加空气室的体积在 0~15 L 时, 垂向平稳性指标略有上升, 但当其体积在 15~35 L 时, 平稳性指标下降较快, 此后附加空气室体积的增加对车体的垂向平稳性影响较小。因此, 为了改善高速动车组在高速工况下的运行平稳性, 应保证空气弹簧附加空气室的体积至少为 35 L。

图 9 垂向平稳性与附加空气室体积的关系

最后, 以节流孔直径 d 作为参变量, 在不同的车速下计算垂向平稳性, 计算结果如图 10 所示。由图 10 中曲线可知, 当节流孔直径为 0 到 20 mm 时, 无论在何种车速下平稳性均随着节流孔直径的增加而减小; 当节流孔直径大于 20 mm 后, 对车速较低的工况(车速不大于 250 km/h), 平稳性指标基本保持不变, 但对车速较高的工况(车速不小于 350 km/h), 平稳性指标会随着节流孔直径的增加而升高, 但升高较缓慢。因此, 为了保证动车组在高速运行工况下的垂向平稳性, 空气弹簧节流孔直径的

较优取值范围为 15~25 mm。

图 10 垂向平稳性与节流孔直径的关系

5 结论

本研究基于气动力学理论建立了空气弹簧的数学模型,研究了空气弹簧结构参数与其垂向特性的关系,从车辆动力学的角度分析了空气弹簧结构参数对高速动车组垂向平稳性的影响,主要得出以下结论。

(1) 空气弹簧的垂向静态特性与其结构参数的关系如下:静态刚度随橡胶气囊体积的增加而线性降低;随附加空气室体积的增加而下降,但变化率逐渐减小,呈二次非线性关系;节流孔直径大于 3 mm 后静态刚度不随节流孔直径的增加而变化。

(2) 空气弹簧的垂向动态特性与其结构参数的关系为:橡胶气囊体积的增加会减小空气弹簧的动态刚度和阻尼;附加空气室体积的增加会减小动态刚度但会增加动态阻尼;节流孔直径的减小也会增加动态阻尼,但对动态刚度几乎没有影响。

(3) 空气弹簧结构参数与高速动车组垂向平稳性的关系为:橡胶气囊体积的增加可有效改善车辆的垂向平稳性,故应在转向架安装空间允许范围内尽量增大橡胶气囊的体积;附加空气室大于一定的体积后对提高车辆垂向平稳性作用不大,故应保证附加空气室的体积至少为 35 L;节流孔直径存在一较优取值范围,使车辆垂向平稳性达到最佳,建议节流孔直径取 15~20 mm。

参 考 文 献

- [1] ODA N, NISHIMURA S. Vibration of air suspension bogie and their design[J]. Bulletin of JSME, 1970, 13(55): 43-50.
- [2] KRETTEK O, GRAJNERT J. Vorgehensweise und Probleme bei der Berechnung von Luftfederkennungen

für asymmetrische Belastungen[J]. ZEV-Glass Ann, 1994, 118(11-12): 512-522.

KRETTEK O, GRAJNERT J. Approach and problems in calculating air spring characteristics for asymmetrical loads[J]. ZEV-Glass Ann, 1994, 118(11-12): 512-522.

- [3] QUAGLIA G, SORLI M. Air suspension dimensionless analysis and design procedure[J]. Vehicle System Dynamics, 2001, 35(6): 443-475.
- [4] NIETO A J, MORALES A L, GONZALEZ A, et al. An analytical model of pneumatic suspensions based on an experimental characterization[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 313(1-2): 290-307.
- [5] DOCQUIER N, FISETTE P, JEANMART H. Multiphysic modelling of railway vehicles equipped with pneumatic suspensions[J]. Vehicle System Dynamics, 2007, 45(6): 505-524.
- [6] DOCQUIER N, FISETTE P, JEANMART H. Model-based evaluation of railway pneumatic suspensions[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(Suppl.): 481-493.
- [7] FACCHINETTI A, MAZZOLA L, ALFI S, et al. Mathematical modelling of the secondary airspring suspension in railway vehicles and its effect on safety and ride comfort[J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(Suppl.): 429-449.
- [8] 孔军. 空气弹簧在我国轨道车辆中的应用与发展[J]. 铁道车辆, 2002, 40(3): 5-8.
KONG Jun. Application and development of air spring for rail cars in our country[J]. Rolling Stock, 2002, 40(3): 5-8.
- [9] 李芾, 付茂海, 黄运华. 空气弹簧动力学特性参数分析[J]. 西南交通大学学报, 2003, 38(3): 276-281.
LI Fu, FU Maohai, HUANG Yunhua. Analysis of dynamic characteristic parameter of air spring[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2003, 38(3): 276-281.
- [10] 原亮明, 宫相太, 王渊, 等. 铁道车辆空气弹簧-可变节流阀垂向动态特性的研究[J]. 铁道学报, 2005, 27(1): 40-44.
YUAN Liangming, GONG Xiangtai, WANG Yuan, et al. Research on vertical dynamic character of airspring variable throttle system for railway vehicle[J]. Journal of the China Railway Society, 2005, 27(1): 40-44.
- [11] 刘增华, 李芾, 傅茂海, 等. 铁道车辆空气弹簧系统最优控制策略及方法研究[J]. 铁道学报, 2006, 28(1): 26-30.
LIU Zenghua, LI Fu, FU Maohai, et al. Study on the

- optimal control tactics and method about rail vehicle airspring systems[J]. Journal of the China Railway Society, 2006, 28(1): 26-30.
- [12] 莫荣利, 陈灿辉, 陈文海, 等. 轨道车辆用空气弹簧阻尼特性研究与应用[J]. 铁道机车车辆, 2010, 30(2): 30-32.
- MO Rongli, CHEN Canhui, CHEN Wenhai, et al. Research and application on the air spring damping of rail vehicle[J]. Railway Locomotive & Car, 2010, 30(2): 30-32.
- [13] 李仲兴, 李美, 郭继伟, 等. 带附加空气室空气弹簧性能试验系统的搭建与试验研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(4): 98-102.
- LI Zhongxing, LI Mei, GUO Jiwei, et al. Novel test platform and performance test study on air spring with auxiliary chamber[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(4): 98-102.
- [14] CHELI F, CORRADI R. On rail vehicle vibrations induced by track unevenness: Analysis of the excitation mechanism[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(15): 3744-3765.
- [15] TOMIOKAA T, TAKIGAMIA T. Reduction of bending vibration in railway vehicle carbodies using carbody-bogie dynamic interaction[J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(Suppl.): 467-486.
- [16] 宫岛, 周劲松, 孙文静, 等. 基于格林函数法的铁道车辆弹性车体垂向振动分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(12): 116-122.
- GONG Dao, ZHOU Jinsong, SUN Wenjing, et al. Vertical vibration analysis of flexible car body for railway vehicle based on Green function[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(12): 116-122.
- [17] 丁军君, 黄运华, 李芾, 等. 铁道车辆非理想状态下的车轮磨耗行为[J]. 机械工程学报, 2013, 49(12): 109-115.
- DING Junjun, HUANG Yunhua, LI Fu, et al. Wheel wear behaviour of the imperfect railway vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(12): 109-115.
- [18] 国家标准化管理委员会. GB 5599-1985. 中华人民共和国国家标准, 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范[S]. 北京: 中国标准出版社, 1985.
- Standardization Administration of the People's Republic of China. GB 5599-1985. National standard of the People's Republic of China, the dynamics performance evaluation and test specification for railway vehicles[S]. Beijing: Standards Press of China, 1985.
-
- 作者简介: 戚壮, 男, 1988 年出生, 博士研究生。主要研究方向为机车车辆系统动力学与高速动车组空气弹簧。
E-mail: qizhuang@my.swjtu.edu.cn
- 李芾, 男, 1956 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机车车辆设计理论。
E-mail: lifu@swjtu.edu.cn
- 黄运华, 男, 1973 年出生, 博士, 副研究员。主要研究方向为机车车辆设计理论和城轨车辆系统动力学。
E-mail: fjhyhfj@163.com