

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201903065



# 空气弹簧失效对高架胶轮驱动有轨电车 小半径曲线通过性的影响

文孝霞, 尹晓康, 杜子学

(重庆交通大学 轨道交通研究院, 重庆 400074)

**摘要:** 探讨空气弹簧失效对高架胶轮驱动有轨电车小半径曲线通过性的影响. 建立高架有轨电车的动力学拓扑结构, 运用多体动力学理论及动力学仿真软件, 建立高架有轨电车及线路的仿真模型, 并对不同空气弹簧失效工况下的车辆进行动力学性能仿真. 仿真结果表明: 当空气弹簧失效后, 车辆的抗倾覆稳定性、抗脱轨稳定性变差, 车体侧滚角变大, 曲线通过性变差.

**关键词:** 高架胶轮驱动有轨电车; 空气弹簧失效; 曲线通过性; 动力学仿真

**中图分类号:** U 232      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1000-5013(2019)05-0587-06

## Influence of Air Suspension Failure on Passing Performance of Small Radius Curve of Elevated Rubber-Wheel Driven Tram

WEN Xiaoxia, YIN Xiaokang, DU Zixue

(Institute of Railway Transportation, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China)

**Abstract:** The effect of air suspension failures on the performance of passing small radius curve for elevated rubber-wheel driven tram is investigated. A topology of the trams was established, and multi-body dynamics theory and dynamics simulation software were used to establish a simulation model of tram and line. The dynamic simulations of vehicle performance under different working conditions with air suspension failures were also carried out. The simulation results show that when the tram's air suspension fails, the anti-overturning stability and anti-derailment stability of the tram will become worse, the guide wheel will derail and the roll angle of the tram body will become larger, tram's performance of passing curve will be worse.

**Keywords:** elevated rubber-wheel driven tram; air suspension failure; curve passing performance; dynamic simulation

高架胶轮驱动有轨电车(以下简称高架有轨电车)是一种在高架混凝土轨道梁上运行,采用中间式导向双轴转向架与橡胶轮胎驱动行驶的单编组或多编组的客运车辆,具有转弯半径小、运行平稳性好、运行噪音小等特点<sup>[1]</sup>. 高架有轨电车的空气弹簧是连接车体和转向架的悬挂系统组成部分,是在密闭的橡胶气囊中加入压力空气,利用空气的压缩弹性工作的非弹性元件. 空气弹簧不但能支撑车体,还能衰减、隔离来自车辆轮轨间的动态激励<sup>[2]</sup>. 在车辆实际运行过程中,空气弹簧经常会出现高度调节故障、阀门故障、橡胶气囊破裂故障<sup>[2]</sup>. 若空气弹簧出现故障,会导致车辆的悬架减振效果变差,不仅影响乘坐的舒适性,而且会影响车辆的曲线通过性. 因此,本文主要研究空气弹簧失效对高架有轨电车小半径曲线通过性的影响.

**收稿日期:** 2019-03-31

**通信作者:** 文孝霞(1977-),女,副教授,博士,主要从事城市轨道交通系统动力学研究. E-mail:wenxiaoxia150@163.com.

**基金项目:** 国家自然科学基金资助项目(51475062)

1 空气弹簧的结构

高架有轨电车的空气弹簧装置一般由能够伸缩的橡胶气囊、上盖板、磨耗板、扣环、叠层弹簧及底座等组成<sup>[2]</sup>,其结构如图 1 所示。当气囊发生破损失气后,上盖板与磨耗板接触<sup>[3]</sup>,叠层弹簧随之起作用,此时为危险工况,可能发生安全事故。

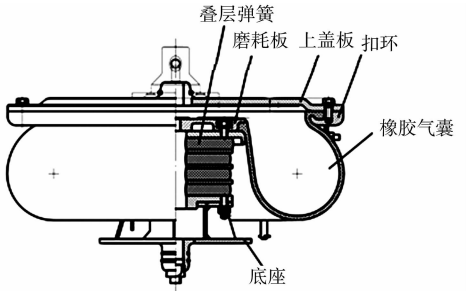


图 1 空气弹簧的结构

Fig. 1 Structure of air suspension

2 高架有轨电车动力学模型

2.1 曲线线路模型参数

高架有轨电车的动力学仿真模型包括车体、转向架及线路模型<sup>[4-5]</sup>。在建模前,应先确定最小曲线半径、曲线超高等线路模型参数<sup>[6-7]</sup>。由于中间式导向轨道车辆运行轨道正线曲线的最小半径为 50 m<sup>[8]</sup>,故选择半径为 50 m 的 R50 左转轨道。

通过弯道时,高架有轨电车会产生离心力,使乘客向离心力方向倾斜,影响乘坐舒适性,引起乘客的不安感和疲劳感<sup>[9]</sup>。为了平衡车辆过弯时产生的离心力,需在轨道梁曲线处设置超高,即曲线内侧轨道面应比外侧轨道面低。

高架有轨电车在小半径曲线上行驶时,路面超高是影响车辆曲线通过性的一个重要因素,尤其当高架有轨电车自身轮距较大,曲线半径较小时,曲线线路的超高率( $S_e$ )更为重要<sup>[1]</sup>,其计算公式<sup>[8]</sup>为

$$S_e = \frac{h}{s} = \left( \frac{v^2}{Rg} - \frac{a_s}{g} \right) \times 100\% \tag{1}$$

式(1)中: $h$  为超高,m; $v$  为车辆速度, $m \cdot s^{-1}$ ;  $a_s$  为未被平衡的离心加速度, $a_s \leq 0.4 m \cdot s^{-2}$ ,原则上取 0; $s$  为左、右走行轮的中心轮距,m; $R$  为曲线半径,m; $g$  为重力加速度, $m \cdot s^{-2}$ 。

如果已知曲线半径及车辆通过曲线时的速度,参照 GB 5599—1985《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》<sup>[10]</sup>的相关规定,即可求得该曲线线路的超高。例如,左、右走行轮的中心轮距为 2.32 m 的车辆,以  $25 km \cdot h^{-1}$  的速度通过半径为 50 m 的曲线,则曲线线路的超高应为 0.185 6 m。

2.2 导向轮预压力

任利惠等<sup>[11]</sup>对车辆导向轮与导向轨之间的各种接触情况进行仿真研究,仿真结果表明:中间式导向车辆的导向轮无需与跨座式单轨车辆导向轮一样设置初始预压力;导向轮与导向轨之间应预留 0~5 mm 的间隙。这是因为导向轮径向力和走行轮侧偏力会随着导向轮与导向轨之间间隙的增大而增大,从而增加轮胎的磨损,导向轮与导向轨之间设置预压力对车辆的曲线通过性不会有明显的改善,反而会显著恶化高架有轨电车的横向稳定性。因此,将仿真工况中导向轮与导向轨之间的预压力设为 0。

2.3 单节车辆模型

高架有轨电车单节车辆的车体及转向架结构十分复杂,不同部件之间有相对运动,且会产生相互作用力,轮胎与轨道梁的轮轨耦合关系复杂。因此,在建立模型之前,对车辆结构进行适当的简化:只考虑导向轮的径向刚度和阻尼,忽略导向轮的侧向刚度和侧偏刚度,忽略轮胎和路面之间的摩擦力<sup>[12]</sup>;将车体、转向架、轨道梁均假定为刚体。

首先,根据车体、转向架及各零部件间实际的相对运动关系,建立高架有轨电车的动力学拓扑结构,如图 2 所示。图 2 中:6DOF 表示只考虑伸缩、横移、浮沉、侧滚、点头、摇头等 6 个自由度;每个车轮有且只有 1 个绕轴旋转的自由度;走行轮与导向轮绕着

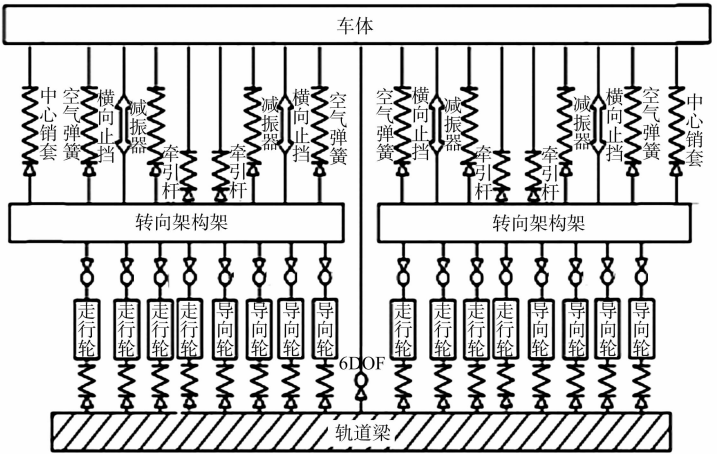


图 2 高架有轨电车动力学拓扑图

Fig. 2 Dynamic topology of elevated tram

其驱动轴做旋转运动。

单节车辆模型的自由度,如表 1 所示. 表 1 中: 单节车辆模型包含 1 个车体、2 个转向架、8 个走行轮、8 个导向轮; $y, z, \theta, \varphi, \phi$  分别表示横移、浮沉、侧滚、点头、摇头等自由度;下标  $c, z, B, \gamma$  分别表示车体、转向架、走行轮、导向轮。

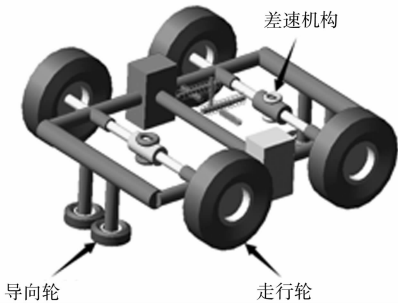
运用软件 ADAMS,建立高架有轨电车的动力学模型. 模型由 27 个模块组成,各模块间的自由度关系由相应的 44 个连接确定. 在转向架子模型中的走行轮间加上差速机构,即在左、右走行轮中间设置耦合副力元. 对空气弹簧、减振器进行线性拟合,并采用相应的弹簧-阻尼力元进行模拟。

高架有轨电车的动力学模型,如图 3 所示. 图 3 中:单节整车模型调用了 2 个转向架子模型和 1 个车体子模型。

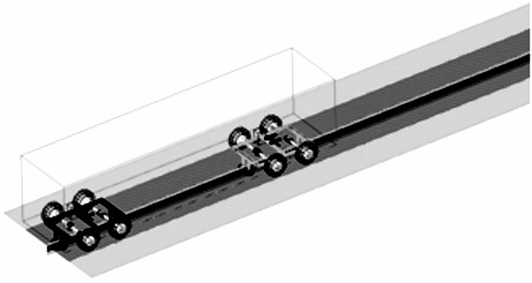
表 1 单节车辆模型的自由度

Tab. 1 Degrees of freedom of single vehicle model

部件	自由度					
	伸缩	横移	浮沉	侧滚	点头	摇头
车体	—	$y_c$	$z_c$	$\theta_c$	$\varphi_c$	$\phi_c$
转向架	—	$y_z$	$z_z$	$\theta_z$	$\varphi_z$	$\phi_z$
走行轮	—	—	—	—	$\varphi_B$	—
导向轮	—	—	—	—	—	$\phi_\gamma$



(a) 转向架子模型



(b) 单节整车模型

图 3 高架有轨电车的动力学模型  
Fig. 3 Dynamic model of elevated tram

3 空气弹簧失效工况的仿真分析

3.1 车辆过弯受力

选择 R50 左转轨道,当高架有轨电车左转弯时,车辆右侧空气弹簧受力相对较大. 车辆过弯受力情况,如图 4 所示. 因此,应着重考虑右侧空气弹簧失效的情况。

设置 4 种空气弹簧失效工况(工况 1~4),失效位置分别为前转向架右侧、后转向架右侧、前转向架双侧和后转向架双侧,并对车辆曲线通过安全性进行动力学仿真<sup>[6]</sup>。

3.2 抗倾覆稳定性

在运行过程中,高架有轨电车受到多种横向力的作用<sup>[2]</sup>,使车轮受力发生改变,引起一侧导向轮受力减少,另一侧导向轮受力增加. 当横向力达到一定程度时,可能会引起某侧导向轮脱离轨道面. 同时,走行轮的垂向力也较为明显,若一侧走行轮的垂向力减载至零,发生车辆倾覆的概率将大为增加。

车辆倾覆表明车辆一侧的走行轮已经脱轨,此情况比侧面的水平导向轮脱轨更加危险. 倾覆系数是评定轨道车辆倾覆情况的指标,分别测试 4 种工况下车辆的走行轮垂向力,并计算倾覆系数。

在导向轮与导向轨刚好接触,不设预压力的工况下,车辆以 25 km · h<sup>-1</sup> 的速度通过弯道,仿真测量车辆在正常工况及空气弹簧失效工况下的最大走行轮垂向力. 由仿真结果可知:在工况 1 下,车辆通过弯道时,前转向架右侧的走行轮垂向力增加,约为 65.9 kN,左侧的走行轮垂向力减小,约为 24.1 kN,其倾覆系数  $D$  为

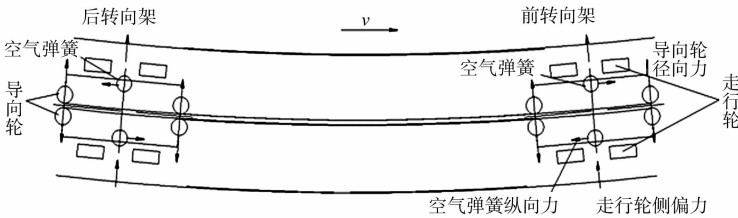


图 4 车辆过弯受力图

Fig. 4 Force diagram of vehicle through cornering

$$D=\frac{F_2-F_1}{F_2+F_1}=\frac{65.9-24.1}{65.9+24.1}=0.464.$$

(2)

式(2)中: $F_1$  为减载一侧走行轮的垂向力,N; $F_2$  为增载一侧走行轮的垂向力,N.

不同工况下的倾覆系数,如表 2 所示.表 2 中: $D_1\sim D_4$  分别为前转向架前轴、前转向架后轴、后转向架前轴、后转向架后轴的倾覆系数.

表 2 不同工况下的倾覆系数

Tab. 2 Overturning coefficient under different working conditions

工况	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$D_4$
正常工况	0.259	0.245	0.251	0.258
工况 1	0.464	0.386	0.376	0.355
工况 2	0.365	0.362	0.315	0.412
工况 3	0.405	0.450	0.390	0.366
工况 4	0.358	0.357	0.376	0.376

由表 2 可知:不同工况下的倾覆系数虽然满足 GB 5599—1985《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》<sup>[10]</sup>规定的机车的允许倾覆系数( $D<0.800$ ),但相较于正常工况,其他工况下的倾覆系数值均有增加,增幅为 25.5%~83.7%.这说明空气弹簧失效后,高架有轨电车的抗倾覆稳定性变差.

3.3 抗脱轨稳定性

当高架有轨电车以超过最大过弯车速通过弯道,或遇到加剧车辆倾斜的强横风作用时,车辆会发生倾斜和横移<sup>[2]</sup>.此时,若同一转向架上同侧的导向轮均不受力(径向力为 0),说明车辆的导向轮脱轨.同理,若同一转向架上同侧的两个导向轮径向力未同时为 0,说明车辆的抗脱轨稳定性较好.因此,可以根据车辆导向轮径向力的变化情况,判断车辆导向轮是否脱轨.

在导向轮与导向轨刚好接触,不设预压力的工况下,车辆以  $25\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  的速度通过曲线,工况 1~4 的导向轮径向力的变化情况,如图 5~8 所示.图 5~8 中: $F$  为导向轮径向力; $t$  为时间.

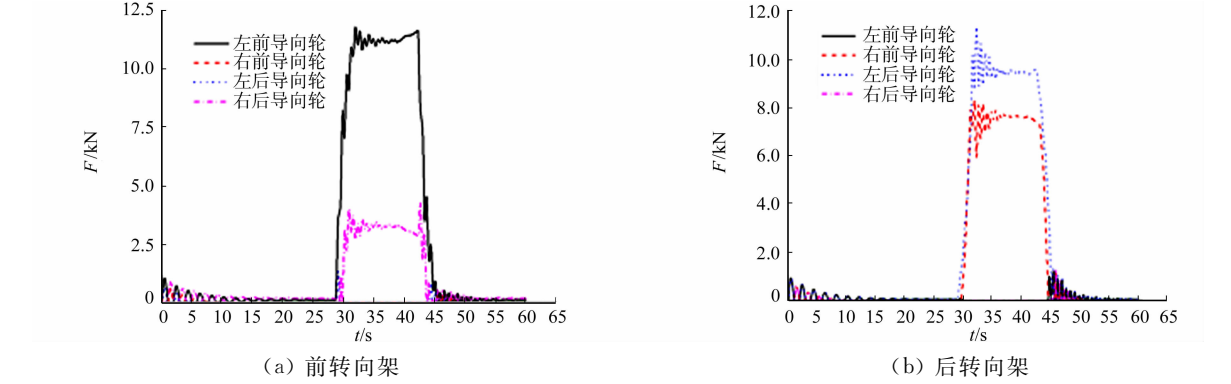


图 5 导向轮径向力的变化情况(工况 1)

Fig. 5 Change situation of radial force of guide wheel (working condition 1)

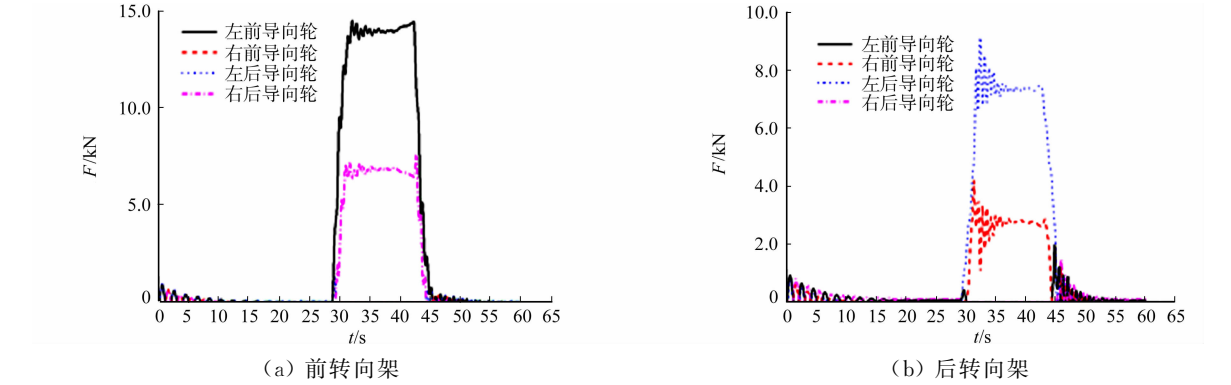


图 6 导向轮径向力的变化情况(工况 2)

Fig. 6 Change situation of radial force of guide wheel (working condition 2)

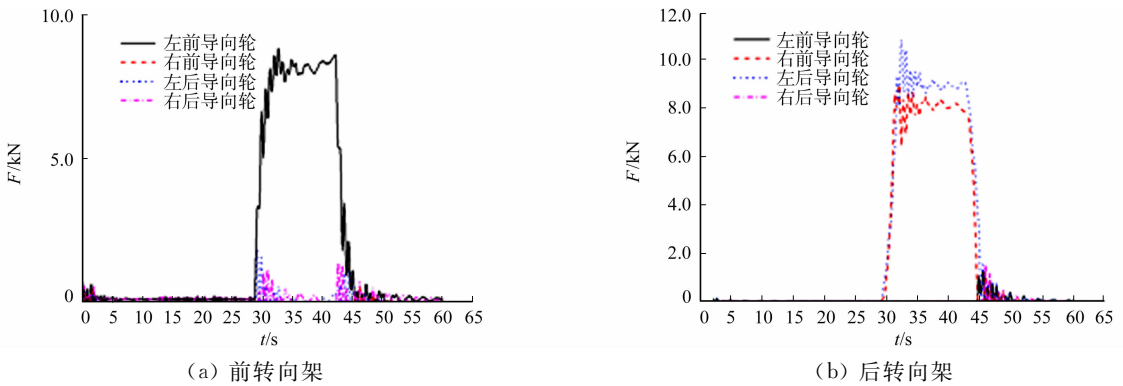


图 7 导向轮径向力的变化情况(工况 3)

Fig. 7 Change situation of radial force of guide wheel (working condition 3)

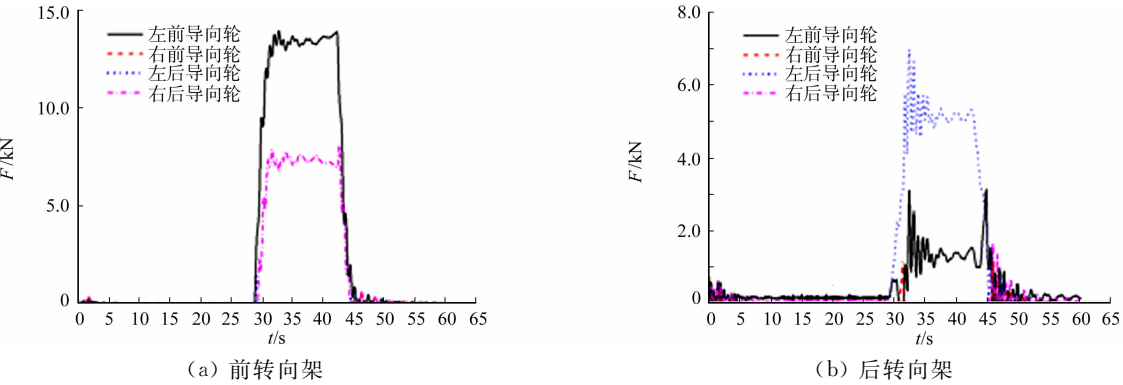


图 8 导向轮径向力的变化情况(工况 4)

Fig. 8 Change situation of radial force of guide wheel (working condition 4)

由图 5~7 可知:工况 1~3 的车辆导向轮虽未出现脱轨现象,但有发展至脱轨的趋势,对高架有轨车辆的曲线通过性及运行安全性均有一定影响。由此可见,空气弹簧失效后,车辆的抗脱轨稳定性变差。

由图 8 可知:高架有轨电车在后转向架双侧空气弹簧失效的工况下,以  $25\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  的车速通过曲线时,后转向架右侧两个导向轮径向力同时为 0,出现脱轨现象。

### 3.4 车体侧滚角

高架有轨电车的车体侧滚角不仅是乘坐舒适性的评价指标,也是车辆曲线通过性的重要评价指标<sup>[1]</sup>。由于高架有轨电车能够通过的曲线半径较小,而小半径曲线线路的曲线超高较大,故车辆在小半径曲线线路上的车体侧倾将更为显著<sup>[1]</sup>。当车辆左转弯时,右侧空气弹簧受力较大,因此,车辆右侧空气弹簧失效后的车体侧滚角可能变得更大。

在空气弹簧失效的 4 种工况下,车辆以不同速度通过弯道时的最大车体侧滚角( $\theta$ ),如图 9 所示。由图 9 可知:不同工况下的车体侧滚角都小于运行安全性临界值  $10.00^\circ$ ;当后转向架右侧空气簧失效,车辆以  $43\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  的速度通过弯道时,出现最大车体侧滚角  $9.15^\circ$ ,此时,运行安全性变差,且车内乘客会产生较大的倾斜感<sup>[13]</sup>,影响运行安全性、乘坐舒适性及曲线通过性。

此外,车体侧滚角随着过弯速度及车体离心力的增加而逐渐增大<sup>[14]</sup>。在相同的车速下通过曲线,右侧空气弹簧失效的最大车体侧滚角比双侧空气弹簧失效时要大得多<sup>[15]</sup>。因此,右侧空气弹簧失效时的车辆运行安全性、乘坐舒适性及曲线通过性更差。

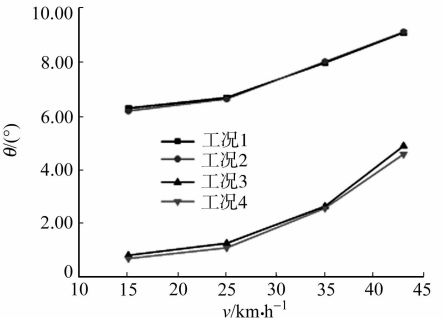


图 9 不同工况下的最大车体侧滚角

Fig. 9 Maximum body roll angle under different conditions

## 4 结论

1) 在 4 种工况下,当车辆以  $25\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  的速度通过 R50 小半径曲线时,各轴的倾覆系数虽然小于

允许倾覆系数 0.800,但较正常工况时变大,增幅为 25.5%~83.7%,车辆抗倾覆稳定性变差.

2) 在后转向架双侧空气弹簧失效的工况下,当车辆以  $25\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  的速度通过 R50 小半径曲线时,后转向架右侧导向轮出现脱轨现象,此时为危险工况,车辆抗脱轨稳定性变差.

3) 当车辆以  $25\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  的速度通过 R50 小半径曲线时,右侧空气弹簧失效时的最大车体侧滚角达到  $9.15^{\circ}$ ,接近影响运行安全性的临界值  $10.00^{\circ}$ ,车辆运行安全性、乘坐舒适性及曲线通过性变差.

综上,空气弹簧失效对高架有轨电车动力学性能的影响较大,车辆的曲线通过性、运行安全性都变差.当空气弹簧发生故障时,应降速通过曲线,低速爬行至最近站台,疏导乘客,以保证行车安全.

参考文献:

[1] 李耀. APM 车辆系统动力学性能仿真分析及参数优化研究[D]. 重庆:重庆交通大学,2018.

[2] 杜子学,曹丹婷. 跨座式单轨车辆空气弹簧失效对行车安全性能的影响研究[J]. 城市轨道交通研究,2016(5):76-80. DOI:10.13890/j.issn.1000-128x.2016.05.019.

[3] ZHOU Junchao,DU Zixue,YANG Zhen. Dynamic response of the full-scale straddle-type monorail vehicles with single-axle bogies[J]. Mechanics,2019,25(1):17-24.

[4] 左长永. 基于 MD ADAMS 的跨座式单轨车辆动力学性能研究[D]. 重庆:重庆交通大学,2013.

[5] 杜子学,何钦洪. 跨座式单轨车辆动力学性能计算报告[R]. 重庆:重庆交通大学,2016.

[6] 杜子学,李云川,梁志华,等. 跨座式单轨车辆曲线通过安全性研究[J]. 机车电传动,2016(1):79-83.

[7] 高浩,罗仁,池茂儒,等. 车辆系统空气弹簧失气安全性分析[J]. 交通运输工程学报,2012,12(3):60-66.

[8] 宋泳霖,任利惠,王忠杰. 单轴轮胎走行部 APM 车辆界限计算探讨[J]. 机电一体化,2015(12):47-51. DOI:10.16413/j.cnki.issn.1007-080x.2015.12.010.

[9] 张云飞,李军. 轮径差对轨道客车山区小半径曲线通过的影响[J]. 华侨大学学报(自然科学版),2018,39(4):486-495. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.201803037.

[10] 中华人民共和国国家标准局. 铁道车辆动力学性能评定和实验鉴定规范: GB 5599—1985[S]. 北京:中国标准出版社,1986.

[11] 任利惠,季元进,薛蔚. 单轴轮胎走行部 APM 车辆的动力学性能[J]. 同济大学学报(自然科学版),2015,43(2):280-285. DOI:10.11908/j.issn.0253-374x.2015.02.018.

[12] 仲建华,杜子学,何希和. 跨座式轨道交通车辆道岔结构及分析[M]. 北京:人民交通出版社,2013.

[13] 杜子学,李宁,陈帅. 跨坐式单轨车辆曲线通过性能仿真分析[J]. 城市轨道交通,2012,15(7):22-25. DOI:10.3969/j.issn.1007-869X.2012.07.006.

[14] 李宁. 跨座式单轨车辆系统动力学性能仿真与评价研究[D]. 重庆:重庆交通大学,2011.

[15] 唐飞. 悬挂式单轨车辆系统动力学参数优化研究[D]. 重庆:重庆交通大学,2018.

(责任编辑:钱筠      英文审校:崔长彩)