DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2023.01.010　　文章编号：1000-128X(2023)01-0072-06

内轴箱悬挂高速动车组转向架抗倾覆稳定性研究

苏　瑞，付茂海，李子昂，车赟航
（西南交通大学 机械工程学院，四川 成都　610031）

摘　要：内轴箱转向架由于轴箱悬挂内置大幅度降低了车体的抗侧滚刚度，影响其运行性能。为提高其抗倾覆性能，内轴箱转向架通常采取安装抗侧滚扭杆和提高一系悬挂垂向刚度的措施。文章提出了一种抗倾覆装置，以提高内轴箱悬挂高速动车组转向架抗倾覆稳定性。该装置由2条互不连通的回路组成，安装在轮对轴箱和构架之间。在分析抗倾覆装置的基本原理、刚度特性和车辆动力学模型之后，利用MATLAB/Simulink软件，联合AMESim和SIMPACK软件进行联合仿真，得到车辆在不同速度条件下通过大半径曲线时的动力学性能和动态包络线。结果表明，采用抗倾覆装置可以在保证车辆运行稳定性的条件下大幅提高车体的抗侧滚能力，在车辆脱轨系数和轮轴横向力等安全性指标方面有着更优异的表现，同时有着较小的动态包络线。

关键词：高速动车组；内轴箱悬挂；抗倾覆；曲线；动态包络线；联合仿真；轨道不平顺
中图分类号：U292.91+4；U270.331　　**文献标识码：**A

Research on the stability against overturning for EMU bogie with inner axle box suspension

SU Rui, FU Maohai, LI Ziang, CHE Yunhang

(Institute of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: Due to the built-in axle box suspension, the EMU bogie with an inner axle box causes an obvious decrease in the anti-roll stiffness of the carbody and accordingly affects the running performance. The inner axle box bogie is usually accompanied with the measures of installing anti-rolling torsion bars and increasing the vertical stiffness of primary suspension, in order to improve the stability against overturning of the carbody. This paper proposed an anti-overturning device special for the EMU bogie with an inner axle box. It consisted of two disconnected circuits installed between the wheelset axle box and the frame. After analyzing the basic principle and stiffness characteristics of the anti-overturning device and vehicle dynamics model, co-simulation was performed to generate the dynamics performance and dynamic envelope of the vehicle passing large radius curves at various speeds by MATLAB/Simulink, AMESim and SIMPACK. The results show the effectiveness of the anti-overturning device to increase the anti-roll ability of the vehicle while maintaining the running stability, and the better safety indicators such as derailment coefficient and wheelset lateral force, in addition to a smaller dynamic envelope.

Keywords: EMU; inner axle box suspension; anti-overturning; curve; dynamic envelope; co-simulation; track irregularity

0　引言

2019年9月19日，中共中央、国务院印发《交通强国建设纲要》，要求合理统筹安排速度等级400 km/h的高速轮轨客运列车系统。相较于350 km/h的高速铁路系统，更高速度的动车组对车辆动力学性能及其运动

通信作者：苏　瑞（1997—），男，硕士研究生，研究方向为车辆系统动力学；E-mail: shiruisu@163.com
引用格式：苏瑞, 付茂海, 李子昂, 等. 内轴箱悬挂高速动车组转向架抗倾覆稳定性研究[J]. 机车电传动, 2023(1): 72-77.
Citation: SU Rui, FU Maohai, LI Ziang,et al. Research on the stability against overturning for EMU bogie with inner axle box suspension[J]. Electric Drive for Locomotives, 2023(1): 72-77.

姿态有着更严格的要求。相比于传统转向架，内轴箱悬挂转向架大幅减小了转向架质量，特别是簧下质量，有利于减小高速运行时的轮轨作用力[1]；有效利用车轴的承载能力，具有较好的抗疲劳性能[2-3]；降低了轮对摇头角刚度，可改善曲线通过性能[4-5]；同时运行时产生的噪声更低，适宜更高速度动车组。但是采用内轴箱悬挂后，轴箱悬挂横向跨距的减小会导致转向架的侧滚角刚度降低，车辆运行时车体侧滚运动加大，严重时甚至会影响车辆运行安全。同时，内轴箱悬挂转向架为增加侧滚角刚度，设置了较硬的一系悬挂垂向刚度[6]，也加剧了车辆振动，降低了车辆运行舒适性。为提高内轴箱悬挂高速动车组的倾覆安全性，本文提出了一种抗倾覆装置，以增加转向架的抗侧滚刚度，提高抗侧滚能力。

文献[7]分析了内轴箱悬挂转向架的结构特点和运行原理；文献[8]通过对车辆抗侧风性能等方面的分析研究，介绍了车辆抗侧滚装置的选型依据；文献[9]设计了一种轨道车辆抗侧滚装置及其控制方法，通过在车体和构架之间放置抗侧滚作动器，避免车辆出现大幅侧滚运动；文献[10]研究了抗侧滚扭杆装置对倾覆系数、柔度系数等性能参数的影响；文献[11]介绍了一种抗侧滚扭杆载荷的计算方法；文献[12]比较了抗侧滚扭杆装置2种不同的安装方式（弹性和刚性）对车辆通过曲线的影响；文献[13]建立了包括管路、附加气室等结构的空气弹簧模型，研究了抗侧滚扭杆和主动控制下的空气弹簧对车辆动力学性能的影响；文献[14]分析了液压互联悬架系统关键参数对车辆动力学性能的影响；文献[15]研究了抗侧滚扭杆刚度对于地铁车辆动态限界的影响。以上研究的对象主要集中在转向架构架和车体之间的悬挂系统，提高了车体和构架之间的抗侧滚能力，而采用内轴箱悬挂系统后，抗侧滚能力的薄弱环节集中在轮对轴箱和构架之间，对内轴箱悬挂转向架抗倾覆稳定性研究十分必要。

1　动力学模型

1.1　抗倾覆装置模型

传统转向架的抗侧滚扭杆装置位于转向架构架和车体之间，与空气弹簧（或高圆簧）并联使用。本文研究的抗倾覆装置位于轮对轴箱和构架之间，由2个互不连通的液压回路组成，主要包含双作用油缸、阻尼阀和蓄能器，其中阻尼阀和蓄能器能够缓冲管路中液压油的压力变化。每个转向架均独立安装该装置，其中双作用油缸安装在轴箱正上方，与构架相连，在结构上与一系垂向减振器无干涉，其原理如图1所示。当车辆通过曲线时，若构架向“+y”侧侧滚，即“+y”侧双作用油缸处于压缩状态，“–y”侧双作用油缸处于拉伸状态，使得油路1的油压升高，油路2的油压降低，产生抗倾覆力矩。

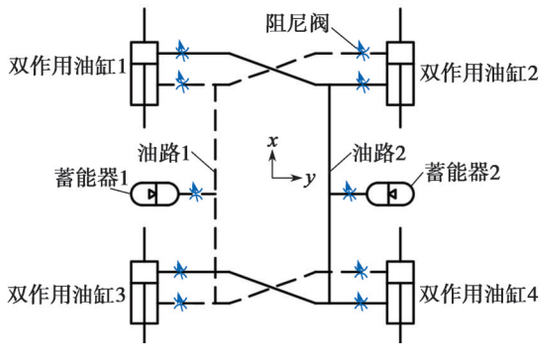

图1　抗倾覆装置原理图

Fig. 1　Schematic diagram of anti-overturning device

假设两侧蓄能器气囊平衡后的气体压力均为P_0，工作时气体压力分别为P_{w1}和P_{w2}；平衡后的气体体积均为V_0，工作时气体体积分别为V_{w1}和V_{w2}。在车辆运行时，抗倾覆装置处于高速运动状态，蓄能器气体体积与压力近似满足理想气体绝热过程的方程，可得：

$$P_0V_0^{\gamma}=P_{w1}V_{w1}^{\gamma} \tag{1}$$

$$P_0V_0^{\gamma}=P_{w2}V_{w2}^{\gamma} \tag{2}$$

式中：γ为气体多变指数，取1.4。

工作时油路1和油路2的压力分别为P_1和P_2，体积变化量分别为ΔV_1和ΔV_2。4个双作用油缸的活塞杆位移分别为$x_i(i=1, 2, 3, 4)$，双作用油缸的活塞面积为A_T，活塞环面积为A_B。蓄能器与油路的压力和体积关系为：

$$\Delta V_1=A_B(x_1+x_3)-A_T(x_2+x_4) \tag{3}$$

$$\Delta V_2=A_B(x_2+x_4)-A_T(x_1+x_3) \tag{4}$$

$$V_{w1}=V_0+\Delta V_1 \tag{5}$$

$$V_{w2}=V_0+\Delta V_2 \tag{6}$$

$$P_1=P_{w1} \tag{7}$$

$$P_2=P_{w2} \tag{8}$$

将式(5)~式(8)代入式(1)和式(2)，可得：

$$P_1=P_0\left(\frac{V_0}{V_0+\Delta V_1}\right)^{\gamma} \tag{9}$$

$$P_2=P_0\left(\frac{V_0}{V_0+\Delta V_2}\right)^{\gamma} \tag{10}$$

考虑到抗倾覆装置的对称性，可得：

$$F_1=P_2A_T-P_1A_B \tag{11}$$

$$F_3=F_1 \tag{12}$$

$$F_2=P_1A_T-P_2A_B \tag{13}$$

$$F_4=F_2 \tag{14}$$

式中：$F_i(i=1, 2, 3, 4)$分别为4个双作用油缸输出力。

由式(3)~式(14)可知，在抗倾覆装置主要参数确定后，双作用油缸输出力与各个双作用油缸的活塞杆位移相关，进一步可确定抗倾覆装置提供的抗倾覆力矩为

$$M_p=2b_p(P_2-P_1)(A_T+A_B) \tag{15}$$

式中：b_p为一系悬挂装置横向跨距之半。

抗倾覆装置实际参数应根据车辆系统和线路情况而定，其主要参数如表1所示。在AMESim液压系统仿真软件中建立单个转向架抗倾覆装置模型，如图2所示。

表1　抗倾覆装置主要参数表

Table 1　Main parameters of anti-overturning device

参数名称	参数值
工作油压/MPa	2
油液密度/(kg·m^{-3})	850
油液弹性模量/MPa	1 400
蓄能器预充压力/MPa	0.3
蓄能器预充体积/L	0.67
缸筒直径/mm	80
活塞直径/mm	20

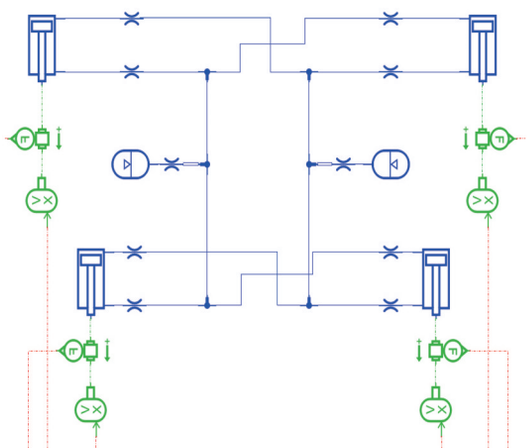

图2　抗倾覆装置液压模型

Fig. 2　Hydraulic model of anti-overturning device

根据图2所建立的模型，可得到单个双作用油缸输出力如图3所示。由图3可知，当位移小于5 mm时，单个双作用油缸输出力随位移近似呈线性变化；当位移大于5 mm时，单个双作用油缸输出力随位移近似呈幂级数变化。油缸输出力的这种强非线性特性，既满足了在较小侧滚位移时有较柔软的抗侧滚刚度，又满足了在大侧滚位移时有较硬的侧滚刚度，不仅提高了抗倾覆能力，而且避免了刚产生侧滚时的硬性冲击。

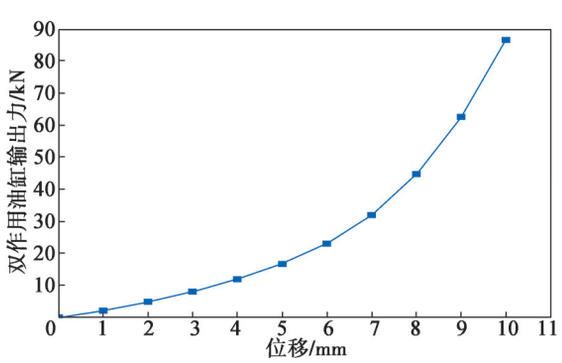

图3　单个双作用油缸“输出力–位移”曲线

Fig. 3　"Force-displacement" curve of single double-acting cylinder

1.2　车辆动力学模型

安装了抗倾覆装置车辆的动力学模型与传统车辆相似，本节仅对构架进行受力分析并建立运动微分方程。构架受力如图4所示。

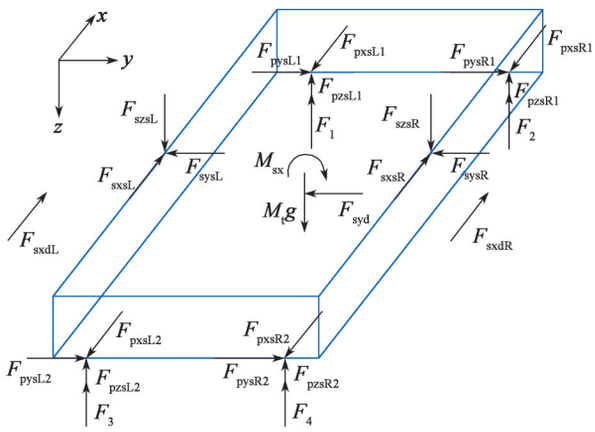

图4　构架受力图

Fig. 4　Force diagram of framework

1）浮沉运动

浮沉运动方程为

$$M_t\ddot{z}=F_{szsL}+F_{szsR}-\sum_{i=1}^{2}F_{pzsLi}-\sum_{i=1}^{2}F_{pzsRi}-F_1-F_2-F_3-F_4+M_tg \quad (16)$$

式中：M_t为构架质量；F_{szsL}和F_{szsR}为两侧二系悬挂垂向作用力；F_{pzsLi}和F_{pzsRi}(i=1, 2)分别为转向架两侧一系悬挂垂向作用力；g为重力加速度，取9.81 m/s^2。

2）横移运动

横移运动方程为

$$M_t\left(\ddot{y}+\frac{v^2}{R}\right)=\sum_{i=1}^{2}F_{pysLi}+\sum_{i=1}^{2}F_{pysRi}-F_{sysL}-F_{sysR}+M_tg\varphi \quad (17)$$

式中：R为转向架所在曲线半径；v为转向架速度；F_{pysLi}、F_{pysRi}(i=1, 2)分别为转向架两侧一系悬挂横向作用力；F_{sysL}、F_{sysR}为两侧二系悬挂横向作用力；φ为轨道超高角。

3）侧滚运动

侧滚运动方程为

$$\begin{aligned}I_{tx}\ddot{\phi}=&-\left(\sum_{i=1}^{2}F_{pysLi}+\sum_{i=1}^{2}F_{pysRi}\right)h_{pc}+F_{syd}h_{sdc}+\\&\left(F_{szsR}-F_{szsL}\right)b_s-\left(F_{sysL}+F_{sysR}\right)h_{sc}+\\&\left(F_1+F_3+\sum_{i=1}^{2}F_{pzsLi}-F_2-F_4-\sum_{i=1}^{2}F_{pzsRi}\right)b_p+M_{sx}\end{aligned} \quad (18)$$

式中：I_{tx}为构架侧滚运动惯量；ϕ为构架侧滚角度；h_{pc}为一系悬挂径向作用力与构架质心的垂向距离；F_{syd}为二系横向减振器作用力；h_{sdc}为二系横向减振器作用力与构架质心的垂向距离；b_s为二系悬挂横向跨距之半；h_{sc}为二系悬挂径向作用力与构架质心的垂向距离；M_{sx}为抗侧滚扭杆产生的抗侧滚扭矩。

4）摇头运动

摇头运动方程为

$$\begin{aligned}I_{tz}\ddot{\psi}=&\left(\sum_{i=1}^{2}F_{pxsRi}-\sum_{i=1}^{2}F_{pxsLi}\right)b_p+\\&\left(F_{pysL1}+F_{pysR1}-F_{pysL2}-F_{pysR2}\right)b+\\&\left(F_{sxsL}-F_{sxsR}\right)b_s+\left(F_{sxdL}-F_{sxdR}\right)h_{sd}\end{aligned} \quad (19)$$

式中：I_{tz}为构架摇头运动惯量；ψ为构架摇头角度；F_{pxsLi}和$F_{pxsRi}(i=1, 2)$分别为转向架两侧一系悬挂纵向作用力；b为转向架轴距之半；F_{sxsL}和F_{sxsR}分别为两侧二系悬挂纵向作用力；F_{sxdL}和F_{sxdR}分别为两侧抗蛇行减振器作用力；h_{sd}为转向架抗蛇行减振器横向跨距之半。

5）点头运动

点头运动方程为

$$I_{ty}\ddot{\beta}=\left(F_1+F_2+F_{pzsL1}+F_{pzsR1}-F_3-F_4-F_{pzsL2}-F_{pzsR2}\right)b-\left(\sum_{i=1}^{2}F_{pxsRi}+\sum_{i=1}^{2}F_{pxsLi}\right)h_{pc}-\left(F_{sxsL}+F_{sxsR}\right)h_{sc}-\left(F_{sxdL}+F_{sxdR}\right)h_{sdxc} \tag{20}$$

式中：I_{ty}为构架点头运动惯量；β为构架点头角度；h_{sdxc}为抗蛇行减振器作用力与构架质心的垂向距离。

车辆模型由轮对、轴箱、拉杆、构架和车体等刚体组成。车轮采用LM_B磨耗型踏面，采用拉杆式轴箱定位装置。在轴箱上方设置与构架相连的位移传感器和控制力元。构架与车体通过二系悬挂装置连接，并设有双抗蛇行减振器。车辆主要参数如表2所示。在SIMPACK多体动力学仿真软件中建立动力学性能仿真模型如图5所示。

表2　车辆主要参数表

Table 2　Main parameters of vehicle

参数名称	参数值
车轮半径/mm	460
一系悬挂横向跨距/m	1.12
一系悬挂垂向刚度/(kN·mm^{-1})	1.176
二系悬挂横向跨距/m	1.5
二系悬挂垂向刚度/(N·mm^{-1})	410
车体质量/kg	37 500

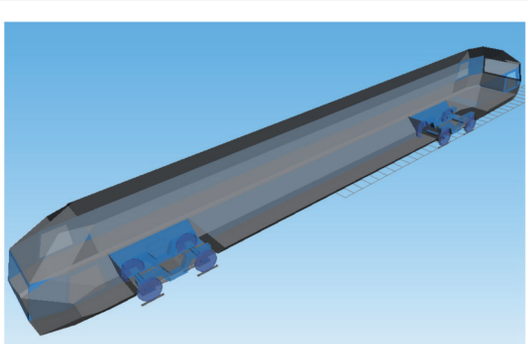

图5　车辆动力学模型

Fig. 5　Vehicle dynamic model

1.3　联合仿真

在MATLAB/Simulink中通过调用Simcenter AMESim和SIMAT模块进行数据交换。SIMPACK软件通过位移传感器将双作用油缸两端点相对位移数据通过SIMAT模块传递到Simcenter AMESim模块，AMESim软件接收位移数据后，将力的数据通过Simcenter AMESim模块反馈到SIMPACK软件的控制力元，从而实现联合仿真，如图6所示。

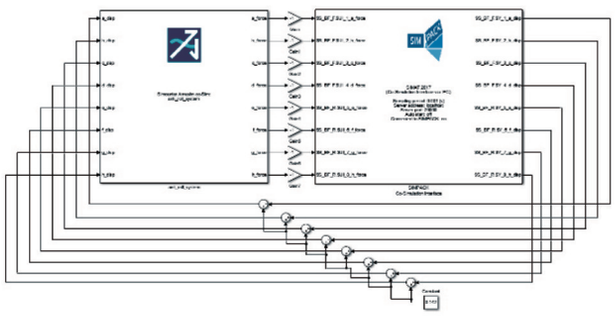

图6　联合仿真模型

Fig. 6　Co-simulation model

2　车辆动力学性能分析

直线线路采用京津轨道不平顺谱，对比在不同速度下是否安装抗倾覆装置对于车辆平稳性的影响，其结果如图7所示。结果表明，抗倾覆装置对车辆横向平稳性、垂向平稳性几乎无影响。抗倾覆装置在车辆垂向减振方面无明显作用，在功能上与一系垂向减振器无明显干涉。

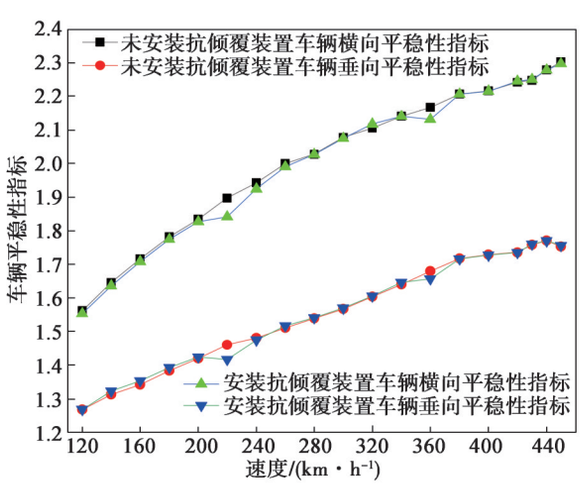

图7　车辆平稳性指标

Fig. 7　Vehicle stability indicator

根据《高速铁路设计规范》（TB 10621—2014）规定，设置曲线半径为8 500 m，超高为175 mm；线路采用京津轨道不平顺谱。《机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范》（GB/T 5599—2019）对车辆动力学性能指标进行了规定，具体见表3。

对比是否安装抗倾覆装置在不同速度下对于车辆动力学性能的影响，其结果如图8~图11所示。

从图8可知，当车辆速度为360 km/h和380 km/h时车辆轮重减载率相近，因为其欠/过超高接近0；当车辆速度低于360 km/h时，安装抗倾覆装置车辆的轮重减载率低于未安装抗倾覆装置的车辆；当车辆速度高于380 km/h时，两者相差不大。从图9和图10可知，

表3　动力学性能指标限值

Table 3　Limits of dynamics performance indicators

评价指标		限值
脱轨系数（曲线半径大于400 m）		0.8
轮重减载率	速度不高于160 km/h	0.65
	速度高于160 km/h	0.80
轮轴横向力/kN		15+*P*/3
车体横向振动加速度/(m·s^{-2})		2.5
车体垂向振动加速度/(m·s^{-2})		2.5

注：*P*为静轴重，本文取127.69 kN。

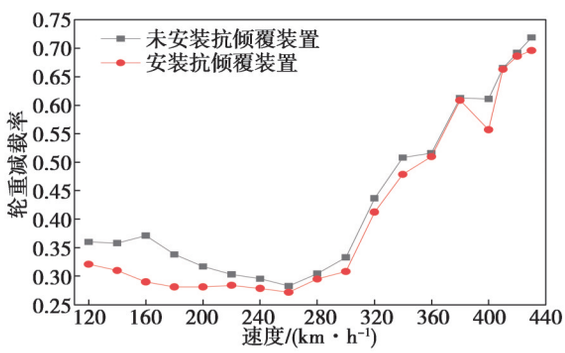

图8　轮重减载率

Fig. 8　Wheel load reduction ratio

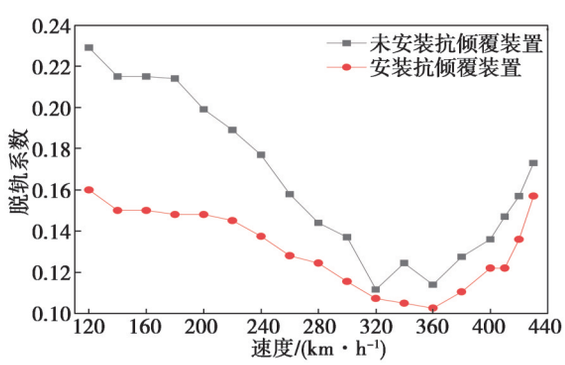

图9　脱轨系数

Fig. 9　Derailment coefficient

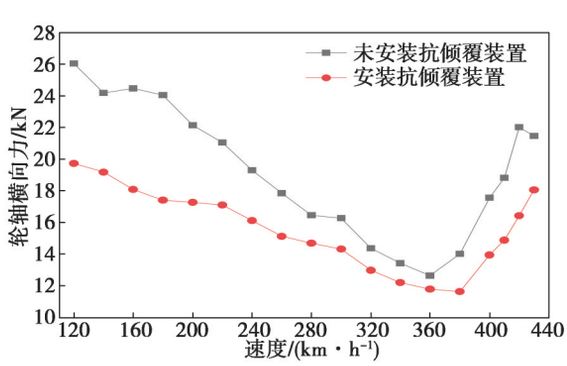

图10　轮轴横向力

Fig. 10　Wheelset lateral force

安装抗倾覆装置车辆的脱轨系数和轮轴横向力均比未安装车辆小，并且安装抗倾覆装置在较低速度下能有效降低轮轴横向力。从图11可知，是否安装抗倾覆装置对车体振动加速度影响不大。

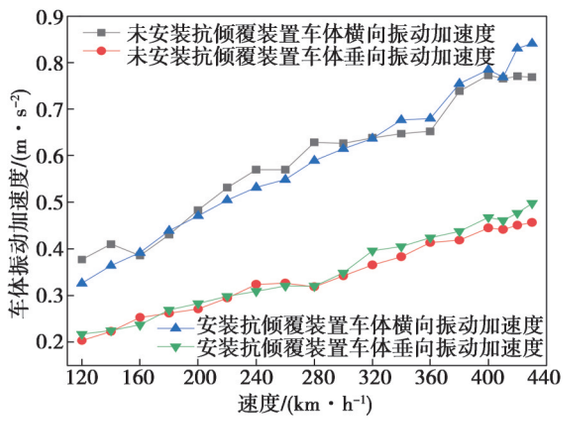

图11　车体振动加速度

Fig. 11　Carbody vibration acceleration

3　车辆动态包络线绘制

抗倾覆装置主要功能是提供抗侧滚刚度，降低车体的侧滚角，确保车辆在运行中不至于产生较大的侧滚运动，从而确保车辆运行安全。车辆动态包络线由静态和动态2部分组成。静态部分包括车辆制造与安装误差、轨距误差等，根据*Railway Applications-Gauges Part 2*: *Rolling Stock*（EN 15273-2: 2018）可以得到车辆垂向静态位移值为29.9 mm，横向静态位移值为26.1 mm。动态部分指车辆运行过程中对外界激励的响应，该部分可由动力学软件计算得到。通过整理车辆不同速度条件下各参考点的最大动态位移量，可得到车辆动态包络线，如图12所示。安装抗倾覆装置车辆的动态包络线在车辆中部和上部均小于未安装抗倾覆装置的车辆。车辆横向动态偏移量最大位置位于车顶，安装抗倾覆装置车辆车顶处的横向动态偏移量比未安装车辆偏移量小67.8 mm。从车体动态包络线的仿真结果可知，抗倾覆装置具有较好的抗倾覆能力，可有效控制车体的侧滚运动，使车体在运行中产生的动态位移在规定的范围之内，可确保内轴箱悬挂转向架车辆的运行安全。

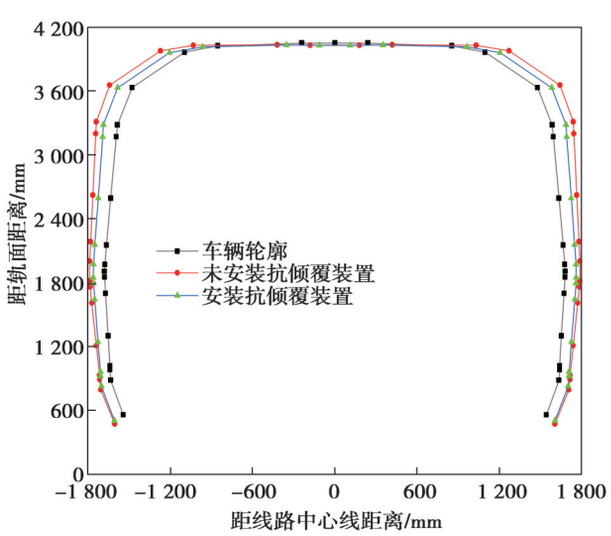

图12　车辆动态包络线

Fig. 12　Dynamic envelope curve of vehicle

4　结论

通过对比是否安装抗倾覆装置的内轴箱悬挂转向架车辆在不同速度下的动力学性能和车体动态包络线，结果表明：①当车辆在不同速度条件下运行时，安装抗倾覆装置车辆与未安装抗倾覆装置车辆的动力学性能指标变化趋势相近，安装抗倾覆装置车辆的脱轨系数和轮轴横向力等安全性指标方面有着更优异的表现。②安装抗倾覆装置车辆的车体包络线比未安装车辆更小，达到了提高转向架抗倾覆能力的目的，可有效弥补内轴箱悬挂转向架抗侧滚能力不足的缺陷。

参考文献：

[1] 梁树林, 傅茂海. 内侧悬挂转向架在城轨车辆中的应用研究[J]. 铁道车辆, 2006, 44(4): 4-7.
LIANG Shulin, FU Maohai. Research on application of inside suspension bogies in urban vehicles[J]. Rolling Stock, 2006, 44(4): 4-7.

[2] 刘宇轩, 吴圣川, 李存海, 等. 轴箱内置型铁路车轴疲劳性能与寿命评估[J]. 交通运输工程学报, 2019, 19(3): 100-108.
LIU Yuxuan, WU Shengchuan, LI Cunhai, et al. Fatigue performance and life assessment of railway axle with inside axle box[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2019, 19(3): 100-108.

[3] 郭峰, 刘建新, 吴圣川, 等. 轴箱布置方式对高速列车车轴承载性能的影响[J]. 机车电传动, 2022(1): 1-7.
GUO Feng, LIU Jianxin, WU Shengchuan, et al. Effect of journal arrangement on load-bearing capacity of high-speed train axles[J]. Electric Drive for Locomotives, 2022(1): 1-7.

[4] WU B W, CHEN G X, LV J Z, et al. Effect of the axlebox arrangement of the bogie and the primary suspension parameters on the rail corrugation at the sharp curve metro track [J]. Wear, 2019, 426/427, Part B: 1828-1836.

[5] 邓铁松, 吴磊, 凌亮, 等. 轴箱内置与外置直线电机地铁车辆曲线通过性能对比[J]. 计算机辅助工程, 2015, 24(1): 12-17.
DENG Tiesong, WU Lei, LING Liang, et al. Comparison of curving performance of linear induction motor metro vehicles with inside and outside axle boxes[J]. Computer Aided Engineering, 2015, 24(1): 12-17.

[6] 贾洪龙, 尹振坤, 梁云, 等. 轨道车辆轴箱内置式转向架技术发展研究[J]. 城市轨道交通研究, 2021, 24(9): 59-63.
JIA Honglong, YIN Zhenkun, LIANG Yun, et al. Research on development of railway vehicle axle box in-board bogie technology[J]. Urban Mass Transit, 2021, 24(9): 59-63.

[7] 孙天助. 内侧轴箱式转向架动力学性能研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2008.
SUN Tianzhu. Research on dynamics performance of the inner axlebox type bogie[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2008.

[8] 梁云, 李文学, 王云朋. 轨道交通车辆抗侧滚结构形式的选型分析[J]. 城市轨道交通研究, 2017, 20(2): 20-24.
LIANG Yun, LI Wenxue, WANG Yunpeng. Type selection of anti-roll structural forms for rail transit vehicle[J]. Urban Mass Transit, 2017, 20(2): 20-24.

[9] 韩光旭, 韩庆利, 范军, 等. 一种轨道车辆抗侧滚装置的控制方法: CN202110048973.2[P]. 2021-01-14.
HAN Guangxu, HAN Qingli, FAN Jun, et al. A control method of anti-rolling device for rail vehicles: CN202110048973.2[P]. 2021-01-14.

[10] 姜建东, 付茂海, 李芾. 客车转向架抗侧滚扭杆装置特性分析[J]. 铁道机车车辆, 2004, 24(5): 4-7.
JIANG Jiandong, FU Maohai, LI Fu. Analysis of anti-roll torsion bar of passenger bogie[J]. Railway Locomotive & Car, 2004, 24(5): 4-7.

[11] 刘志远, 徐成祥, 张文康, 等. 轨道车辆用抗侧滚扭杆载荷计算方法[J]. 城市建设理论研究, 2017(34): 180.
LIU Zhiyuan, XU Chengxiang, ZHANG Wenkang, et al. Calculation method of anti-roll torsion bar load for rail vehicle[J]. Theoretical Research in Urban Construction, 2017 (34): 180.

[12] 毕鑫, 罗世辉, 马卫华. 抗侧滚扭杆安装方式对城轨车辆曲线通过性能影响[J]. 机车电传动, 2011(6): 58-60.
BI Xin, LUO Shihui, MA Weihua. Impact of installing mode of anti-roll torsion bar to metro vehicle through the curve [J]. Electric Drive for Locomotives, 2011(6): 58-60.

[13] 李振乾, 池茂儒, 蔡吴斌, 等. 空气弹簧主动控制的摆式列车动力学性能研究[J]. 机车电传动, 2022(4): 89-96.
LI Zhenqian, CHI Maoru, CAI Wubin, et al. Research on dynamic performance of tilting train with active air spring control[J]. Electric Drive for Locomotives, 2022(4): 89-96.

[14] 陈盛钊, 钟义旭, 张邦基, 等. 液压互联悬架系统关键参数对车辆动力学响应影响及试验验证[J]. 机械工程学报, 2017, 53(14): 39-48.
CHEN Shengzhao, ZHONG Yixu, ZHANG Bangji, et al. Influence of key parameters of hydraulically interconnected suspension on vehicle dynamics and experimental validation [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(14): 39-48.

[15] 王爱彬, 滕万秀, 杨建龙. 抗侧滚扭杆刚度对地铁车辆动态限界的影响[J]. 铁道技术监督, 2017, 45(7): 38-41.
WANG Aibin, TENG Wanxiu, YANG Jianlong. Exploration of influence of anti-roll bar stiffness on dynamic clearance of subway vehicles[J]. Railway Quality Control, 2017, 45 (7): 38-41.

收稿日期：2022-11-24
修回日期：2023-01-01