DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.103

新型中低速磁浮车辆动力学特性分析

刘雨霏[1]，左飞飞[1]，张　敏[1]，马卫华[1]，王爱彬[1,2]
（1.西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室，四川 成都 610031；
2.中车长春轨道客车股份有限公司，吉林 长春 130062）

摘　要：针对一种速度160 km/h新型中低速磁浮悬浮架，文章运用SIMPACK多体动力学软件建立了车辆的动力学模型，分析了该悬浮架在直线以及曲线工况下的动力学特性。结果表明，直线运行工况下车辆速度可以达到160 km/h，悬浮间隙、车体振动加速度等指标均符合要求，但在120 km/h时车辆各项指标有所恶化，为减小车体共振影响，对车体振动加速度进行了频率分析并给出优化建议。在曲线工况下，车辆的导向力、空簧横向位移及滑台位移等指标均在正常范围。研究结果证明新型中低速磁浮车辆的动力学性能符合要求，相关动力学结果可为新型悬浮架后续研究及工程化提供数据支持。

关键词：中低速磁浮车辆；悬浮架结构；动力学；车体振动；城市轨道交通

中图分类号：U237　　**文献标识码：**A　　**文章编号：**1000-128X（2024）01-0064-07

0　引言

随着国家经济的飞速发展，截至2022年我国城市轨道交通总里程已超过9 555 km，全国铁路营业里程达到15.5万km，其中高铁4.2万km[1]。传统轮轨列车发展时间长，已经比较成熟，目前在轨道交通中的比重最大。但我国幅员辽阔，多样的轨道交通型式是必要的，因此发展磁浮列车填补现有轨道交通的空缺是可行的。根据不同的磁浮系统设计方式，磁浮技术主要包括了常导电磁斥力悬浮型、常导电磁吸引悬浮型和超导斥力悬浮型。其中，常导电磁吸引悬浮型列车简称EMS，是当前研究与发展的主流方向[1]。EMS型列车依靠电磁力使车体悬浮，并凭借现代控制技术实现动态稳定悬浮，由直线电机驱动列车行驶[2]。与传统轮轨列车相比，EMS型列车主要有以下优势[3]：车轨没有直接接触，不仅减少磨耗，而且降低了行驶过程中的振动与噪声；实现较好的爬坡性能以及加减速动力性能；采用车抱轨的形式和独特的悬浮架解耦设计，可通过较小半径的水平曲线。

磁浮车辆按行驶速度可分为3种：速度80~200 km/h为中低速磁浮，速度200~400 km/h为中速磁浮，速度400 km/h以上为高速磁浮；其中高速磁浮已经实现速度430 km/h的商业运营[4]，中低速磁浮已实现最高速度110 km/h的商业运营[5]。当前中低速磁浮车辆走行机构方案普遍与日本HSST型磁浮列车方案类似，其最大运行速度与传统地铁轻轨相当但运量低于地铁轻轨[6]。为弥补中低速磁浮目前的速度空缺，某公司研究设计了速度160 km/h新型中低速磁浮车辆，其悬浮架采用整体式的悬浮框代替了防侧滚梁及吊杆结构，设有单独的导向电磁铁提供导向力，依靠直线与曲线滑台、悬浮框及车体间独特的牵引传动装置实现解耦。针对该型中低速磁浮车辆，本文对其结构以及部件间的受力关系进行研究，并基于多体动力学软件SIMPACK建立了车辆的动力学模型开展仿真分析。

磁浮车辆动力学研究涉及悬浮控制和机械结构两个子系统。在悬浮控制系统方面，文献[7]采用PD反馈控制结合加速度反馈控制方法设计悬浮控制器，分析系统在受到不同外部扰动力情况下的动力学性能；文献[8]开发了一种神经PI控制器，以控制磁悬浮车辆在规定加速度下的动态响应；文献[9]建立了具有分布式磁力的动力学模型，用数值模拟的方法研究了转向架对轨道不规则性的频率响应；文献[10]建立了考虑沉浮、点头、侧滚多方向振动的某新型中低速悬浮架的

基金项目：国家自然科学基金项目（51875483，52102442）
通信作者：马卫华（1979—），男，研究员，博士，研究方向为机车车辆动力学；E-mail：mwh@swjtu.edu.cn
引用格式：刘雨霏, 左飞飞, 张敏, 等. 新型中低速磁浮车辆动力学特性分析[J]. 机车电传动, 2024(1): 64-70.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.103.
Citation: LIU Yufei, ZUO Feifei, ZHANG Min, et al. Analysis on dynamics characteristics of a newly mid-low speed maglev train model[J]. Electric drive for locomotives,2024(1): 64-70.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.103.

动力学模型，分析了悬浮架的振动动态特性；文献[11]建立了磁浮系统的动态交互模型，确定了临界车速或交叉频率下的适当解耦准则。在机械结构系统方面，文献[12]分析了3种不同牵引杆布置形式及2种不同牵引杆杆长对中低速磁浮车辆动力学性能的影响；文献[13]建立了含主动悬浮控制的中低速磁浮整车动力学模型，对迫导向机构开展了研究；文献[14]研究了车端减振器对车辆横向平稳性的影响，并对减振器安装座的强度进行了校核。此外，针对车辆的曲线通过问题，文献[15]建立了考虑电磁铁主动悬浮与导向控制的磁浮车辆模型，对中低速磁浮车辆的曲线通过动态响应进行了仿真分析；文献[16]分析了最小通过曲线半径的影响因素，得出磁浮车辆的最小通过半径比现有轨道交通更小，并给出了建议值；文献[17]研究了车辆通过圆曲线时悬浮力变化情况，分析了转向架结构和圆曲线的几何匹配关系；文献[18]通过对磁浮车辆曲线进行仿真发现缓和曲线类型对悬浮间隙有重要影响；文献[19]研究发现磁浮车辆所能通过的最小曲线半径是由未平衡离心加速度许用限值和线路最大横坡角共同决定的，缓和曲线最佳线型为三次抛物线。国内外学者已经对HSST型磁浮车辆进行了较多的研究，本文所涉及的新型中低速磁浮车辆与其在结构上有着较大的差异，因此对新型中低速磁浮车辆的动力学性能分析具有重大意义。

1　新型中低速磁浮车辆结构原理及动力学建模

新型中低速磁浮车辆的结构示意图如图1所示。整个悬浮架由6个悬浮框搭接而成，前后悬浮框两侧上部通过两根侧梁，下部通过电磁铁进行连接，四者形成“口”字型结构，侧梁下方设置了电机定子绕组，将6个悬浮框前后相连得到整个悬浮架结构。Z字型牵引杆可以伸缩并传递纵向力，一端与悬浮框铰接，另一端通过牵引杆底座铰接在侧梁上；每个悬浮框和车体之间均有一套牵引传动装置以实现车体与悬浮框之间的解耦。

图2为新型中低速磁浮车辆的垂向耦合原理图。每个悬浮框下部的托臂上有悬浮电磁铁和导向电磁铁的连接点，悬浮框的上部通过空簧与滑台相连，其中滑台有直线滑台和曲线滑台两种类型，第3位和第4位悬浮框的滑台为直线滑台，只能在水平面横向移动，其余的均为曲线滑台，分别绕第2位和第5位悬浮框上的心盘在水平面转动。

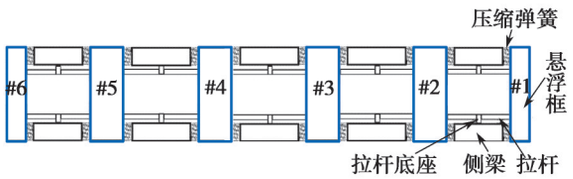


图1　新型中低速磁浮车辆结构示意图

Fig.1　Structure diagram of newly mid-low speed maglev train

本文采用SIMPACK多体动力学仿真软件建立车辆模型，车辆的各部件均视为刚体，刚体间依据实际情况建立运动关系和设置力元。整车模型建立在一个沿轨道前进且能反映轨道不平顺的移动平台上，移动平台由20对假想移动点组成；通过控制模型表达磁轨关系，模拟非线性变化的悬浮力，整车共有5对悬浮电磁铁，每个电磁铁有4个线圈，因此将每对电磁铁简化为4对悬浮力元；悬浮框与侧梁采用圆柱压缩钢簧加球铰连接方式，圆柱压缩钢簧允许侧梁与悬浮框在纵向上出现相对位移和三向转动，但受电机与悬浮框弹性限位面影响，侧梁与悬浮框在侧滚和点头方向仅可微幅转动。悬浮框托臂与电磁铁采用橡胶节点+压缩弹簧的方式，与侧梁悬浮框的连接类似，同样允许出现三向转动和纵向位移。

由于目前尚无适用于中速磁浮列车动力学分析的轨道谱，根据相关经验，采用2010年唐山1.5 km中低速磁浮试验线实测的轨道不平顺数据，结合铁科院研究提出的统一功率谱拟合公式[20][见式(1)]，通过功率谱分析并用最小二乘法拟合得出功率谱表达式中参数。

$$s(f)=\frac{A(f^2+Bf+C)}{f^4+Df^3+Ef^2+Ff+G} \tag{1}$$

式中：f表示空间频率；A~G表示拟合参数；s表示功率谱。

以此功率谱进行反演得到不平顺线路，其横向、垂向不平顺–距离变化如图3所示。其中横向轨道不平顺最大值为2.24 mm，垂向轨道不平顺最大值为4.68 mm。

中低速磁浮车辆的悬浮导向控制系统用于实现车辆静悬和运行过程中的稳定，是车辆系统的关键子系统之一，其结构组成和类型直接影响车辆的运行安全。本文采用单点控制的原则，对每个悬浮点和导向点设置专门

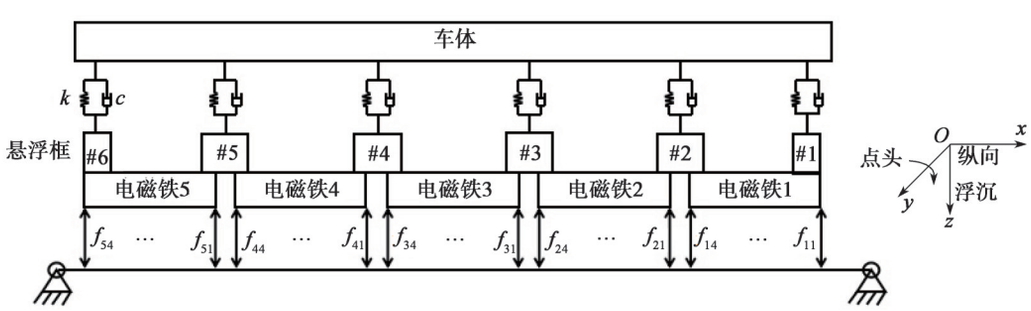


图2　新型中低速磁浮车辆垂向耦合原理图

Fig. 2　Schematic diagram of vertical coupling of newly mid-low speed maglev train

的控制单元，每个悬浮、导向控制系统相互独立，形成并联关系，单点控制系统的结构组成如图4所示。

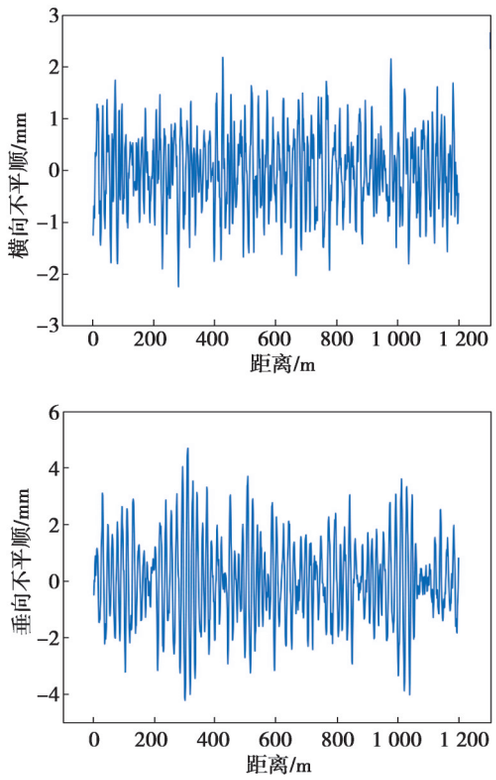


图 3　轨道不平顺曲线

Fig.3　Guideway irregularity graph

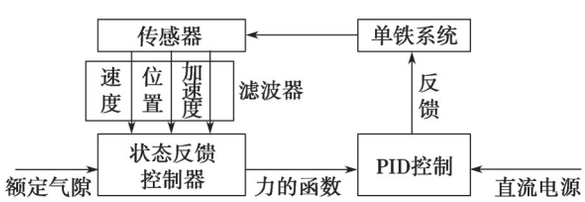


图 4　单点控制系统结构组成

Fig.4　Structure of a single point control system

新型中低速磁浮列车的动力学主要参数如表1所示。

表1　新型中低速磁浮车辆动力学模型主要参数

Table 1　Main parameters of dynamic model of newly mid-low speed maglev train

参数名称	参数值
车体质量/kg	23 800
悬浮模块质量/kg	430
端部悬浮框质量/kg	120
中部悬浮框质量/kg	400
曲线滑台质量/kg	5.61
直线滑台质量/kg	18.99
轨距/m	1.86
相邻悬浮架纵向间距/m	2.8
空气弹簧水平刚度/(N·m^{-1})	150 000
空气弹簧垂向刚度/(N·m^{-1})	120 000

2　直线运行动力学性能

结合中低速磁浮实际运营情况和提速目标，设置在20~180 km/h内每20 km/h为间隔的速度，对车辆在直线上匀速行驶的工况进行分析。

2.1　悬浮间隙及悬浮力

悬浮力以及悬浮间隙波动的变化是反映车辆悬浮特性的重要指标。直线运行工况采集左侧第1、2、3位悬浮电磁铁的第一个悬浮点的悬浮力及悬浮间隙波动最大值进行分析。

图5为直线运行工况下的悬浮力最大值随速度变化曲线。直线运行工况下第2、第3位悬浮电磁铁的悬浮力随着速度增大而逐渐增大，悬浮力最大值的变化范围在8.55~10.80 kN。第1位悬浮架在车速达到120 km/h前，悬浮力随着速度增大而增大；在车速达到120 km/h时悬浮力发生了急剧增长，悬浮力最大达到了14.9 kN，而后随着速度增大而逐渐减小。由此可以看出直线运行工况下悬浮力随车速增大而增大，但端部位置的悬浮力在120 km/h时出现恶化。

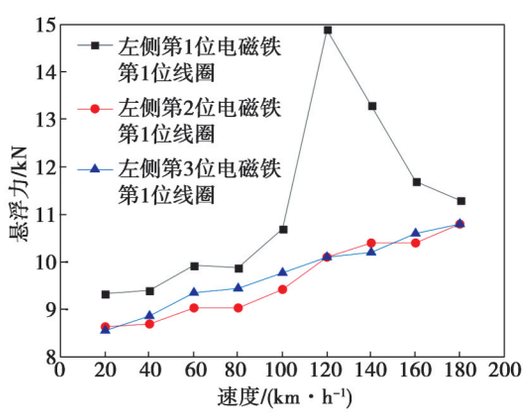


图5　直线运行工况下的悬浮力变化幅值

Fig. 5　Variation amplitude of levitation force under straight track condition

图6为直线运行工况下悬浮间隙最大值随速度变化曲线。在车速达到120 km/h前，悬浮间隙随着速度增大而增大；在车速达到120 km/h后，悬浮间隙最大值的变化开始变得不规律；悬浮间隙最大值的波动范围在0.373~2.610 mm，符合CJ/T 458—2014《中低速磁浮交通车辆悬浮控制系统技术条件》规定的范围，但悬浮间隙在120 km/h后同样出现恶化。

由于悬浮架的点头和沉浮运动对悬浮力及悬浮间隙的影响较大，端部位置受影响明显高于中部，第1位线圈位于端部，因此它的悬浮力和悬浮间隙明显更大。在车速达到120 km/h时，悬浮力及悬浮间隙发生突变。但整体而言，悬浮力及悬浮间隙波动都在合理范围之内。

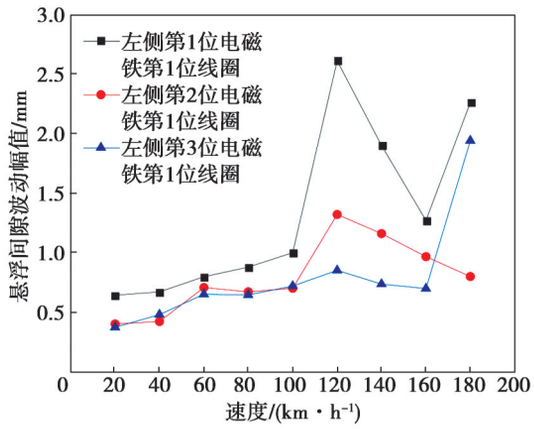


图6　直线运行工况下的悬浮间隙变化幅值

Fig. 6　Variation amplitude of levitation gap under straight track condition

2.2　车体振动

图7为直线运行工况下车体的垂向位移最大值随速度变化曲线。由图7可知，车体垂向位移在中部位置的变化不明显，仅3 mm内的波动。但端部垂向位移明显高于中部，随着速度的增大而增大，在120 km/h后开始降低，最大垂向位移可达到27.7 mm。

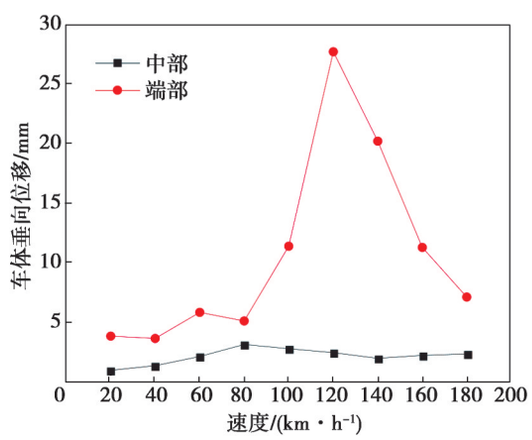


图7　车体垂向位移

Fig. 7　Vertical displacement of vehicle body

根据GB 5599—2019《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》的要求分别选取车体前后端各一个点测量振动加速度以及计算车辆的垂向平稳性指标，且标准中规定车体的最大振动加速度不应超过2.5 m/s^2，平稳性指标不超过2.5为优秀。

图8为直线运行工况下车体垂向振动加速度最大值随速度变化曲线，图9为直线运行工况下Sperling垂向平稳性指标随速度变化曲线。由图8和图9可知，车体前后端的振动加速度与平稳性指标十分接近，在速度达到120 km/h前，随着速度增大而增大，120 km/h后开始降低。其中振动加速度最大值为2.34 m/s^2，小于国标规定的2.5 m/s^2，符合要求。平稳性指标在120 km/h时达到最大值3.32，且在速度超过120 km/h后均大于2.5。

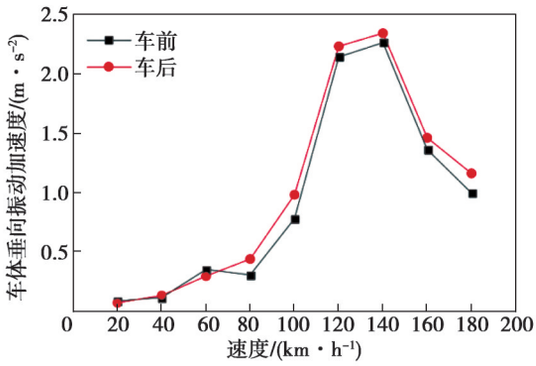


图8　车体垂向振动加速度

Fig. 8　Vertical vibration acceleration of vehicle body

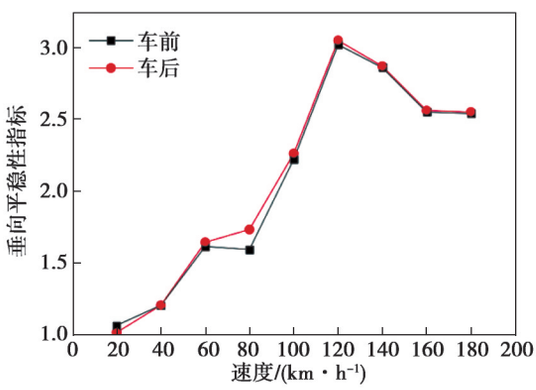


图9　垂向平稳性指标

Fig. 9　Vertical riding index

为减小在车速120 km/h时共振带来的影响，针对速度为120 km/h时的车体振动进行频率分析，如图10所示。车体前后端的频谱图大致相同，在频率为1.9 Hz附近振动加速度出现波峰。在后续工程应用中，为避免车辆在120 km/h速度时发生剧烈振动，应考虑对车体结构进行优化，使各部件的固有频率远离1.9 Hz。

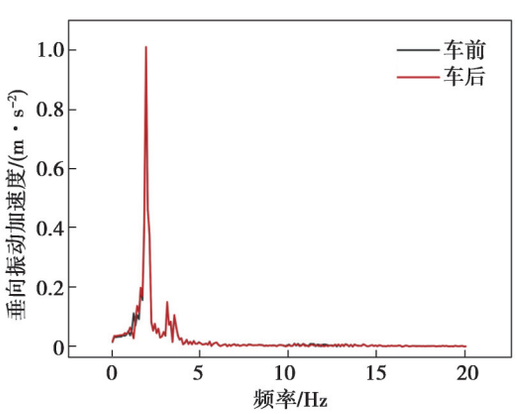


图10　振动加速度频谱图

Fig. 10　Vibration acceleration spectrum

3　曲线通过性能

结合中低速磁浮车辆实际运行情况，车辆应具备通过半径为70 m曲线的能力。设置曲线超高为0，缓

和曲线长度 50 m，曲线段长度 70 m，参考 CJJ 262—2017《中低速磁浮交通设计规范》规定未平衡离心加速度不超过 0.4 m/s^2，可以推导计算出通过该曲线车辆的最高车速为 19 km/h，结合实际运行情况让车辆以 10 km/h 的速度通过曲线，分析该情况下的车辆曲线通过性能。

3.1 导向力

不同于 HSST 型磁浮车辆，新型中低速磁浮车辆的导向力与悬浮电磁铁的横向分力无关，而是由悬浮框上的导向电磁铁提供。图 11 为曲线工况下第 1、第 2、第 3 位悬浮框的电磁铁导向力变化。由于车辆同一位悬浮框两侧的导向电磁铁不会同时工作，因此左侧第 2 位、第 3 位和右侧第 1 位悬浮框的导向力变化不明显。当车辆进入曲线段后，右侧第 2 位、第 3 位悬浮框和左侧第 1 位悬浮框的导向力逐渐增大，但两侧的方向相反，左侧的导向力最大可达 4 670 N，在车辆离开曲线后导向力又逐渐开始变小。

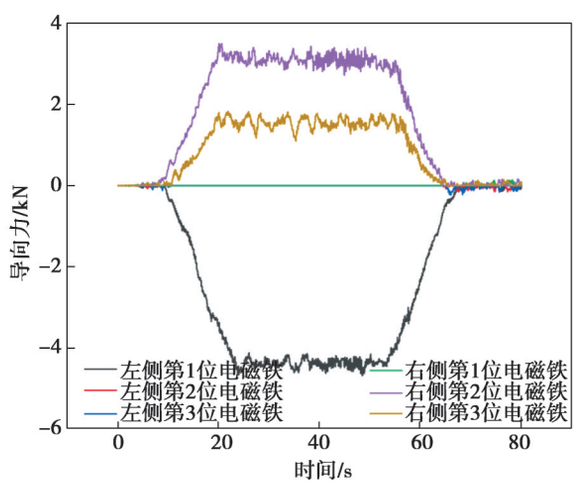


图 11 导向力变化

Fig. 11 Variations in guide force

3.2 空簧横向位移

车辆在通过曲线时，车体与悬浮架会产生相对横向位移，空簧横向位移可以清晰地反映二者的位移变化。图 12 为新型中低速磁浮车辆通过曲线时的空簧横向位移变化。由图 12 可知，第 2 位悬浮框的空簧横向位移几乎为 0，这是由于车体与悬浮架通过第 2 位悬浮框上的芯盘进行连接，所以二者在横向上的位移很小。第 1 位和第 3 位悬浮框的空簧横向位移在进入曲线后都逐渐增大，其中端部第 1 位悬浮框的空簧横向位移最大，可达到 1.21 mm，但远小于止挡限值，符合通过曲线的要求。

3.3 滑台位移

空簧下端与悬浮框相接，上端与滑台相接，因此滑台位移也能反映车体与悬浮架的相对位移变化。图 13 为新型中低速磁浮车辆通过曲线时的曲线滑台角位移变化，图 14 为直线滑台位移变化曲线图。车辆进入缓和曲线后直线滑台位移和曲线角位移都开始变大，曲线滑台角位移最大仅 0.07 rad，并且端部的角位移略大于中部，直线滑台位移最大可达 118 mm。滑台位移均不大，符合通过曲线的要求。

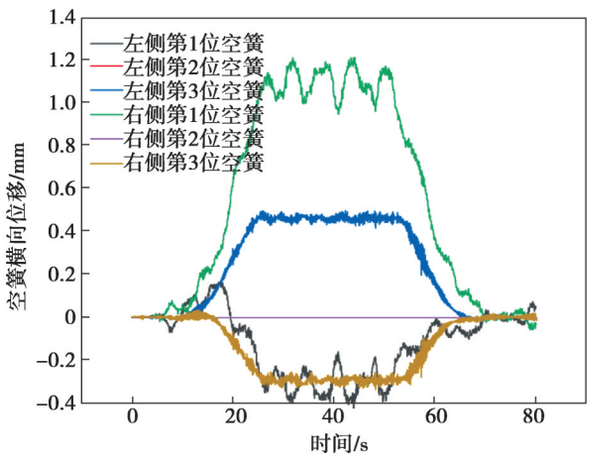


图 12 空簧横向位移变化

Fig. 12 Lateral displacement variations of air spring

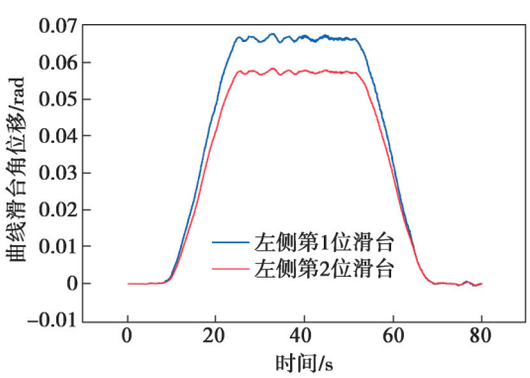


图 13 曲线滑台角位移变化

Fig. 13 Angular displacement variations of sliding table on curve

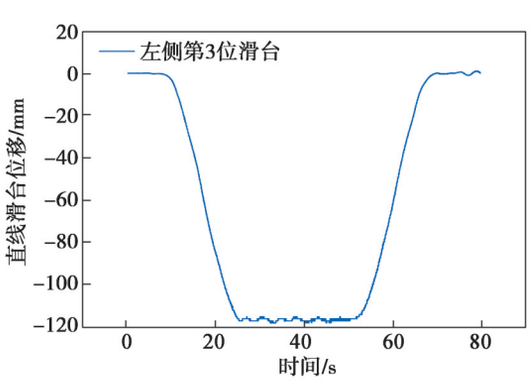


图 14 直线滑台位移变化

Fig. 14 Displacement variations of sliding table on straight track

3.4 托臂-电磁铁连接

托臂与电磁铁的连接结构是车辆通过曲线的重要支承部件，图 15 为新型中低速磁浮车辆托臂-电磁铁垂

向连接力变化曲线图，图16为托臂−电磁铁垂向连接位移变化曲线图。车辆进入缓和曲线后托臂−电磁铁垂向连接力和位移均开始变大，由于建模时进行了称重处理，因此垂向连接力有初始值。托臂−电磁铁垂向连接力最大为 35.8 kN，垂向连接位移最大可达 19.3 mm，且端部数值高于中部数值。

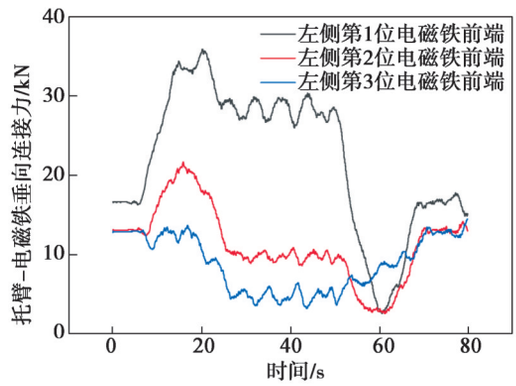


图 15　托臂−电磁铁垂向连接力变化

Fig. 15　Variation of vertical connection force between bracket and electromagnet

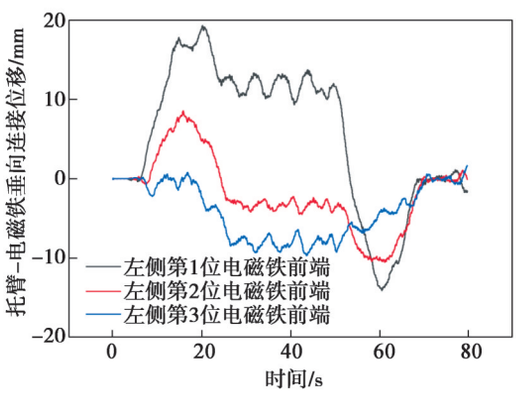


图 16　托臂−电磁铁垂向连接位移变化

Fig. 16　Displacement variations of vertical connection between bracket and electromagnet

4　结论

本文通过对新型中低速磁浮车辆进行动力学建模，仿真分析悬浮特性，得出以下结论：

①车辆悬浮力及悬浮间隙均在合理范围内，且在较高的速度下可以平稳运行，在一定程度上弥补了商业运营磁浮车辆的速度空缺。

②车体垂向振动加速度在合理范围内，但垂向平稳性指标在速度达到 120 km/h 时超过了标准规定值，且由于发生共振，其余指标均有明显突变；为减小共振影响，对振动加速度进行了频率分析并对车体结构提出优化建议，使车体各部件的固有频率远离 1.9 Hz。

③对车辆的曲线通过性能进行仿真分析，新型中低速磁浮车辆的导向力、空簧横向位移及滑台位移等指标符合通过曲线要求，且端部数值均高于中部。

参考文献：

[1] 路志远. 中低速磁浮技术在城市轨道交通中的应用[J]. 中国战略新兴产业, 2018(4): 38.
LU Zhiyuan. Application of maglev technology for middle and low speed in urban rail traffic[J]. China strategic emerging industry, 2018(4): 38.

[2] 杨新斌. 中低速磁浮技术在城市轨道交通中的应用[J]. 铁道车辆, 2015, 53(4): 30-32.
YANG Xinbin. Application of maglev technology for middle and low speed in urban rail traffic[J]. Rolling stock, 2015, 53(4): 30-32.

[3] 胡俊雄. 考虑悬浮架柔性的中低速磁浮车辆动力学研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2018.
HU Junxiong. Dynamics study of medium and low speed maglev vehicle with flexible levitation bogies[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018.

[4] 吴祥明. 高速磁浮上海示范线的建设[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2002, 30(7): 814-818.
WU Xiangming. Construction of Shanghai maglev demonstration line[J]. Journal of Tongji university (natural science), 2002, 30(7): 814-818.

[5] 马卫华, 罗世辉, 张敏, 等. 中低速磁浮车辆研究综述[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(1): 199-216.
MA Weihua, LUO Shihui, ZHANG Min, et al. Research review on medium and low speed maglev vehicle[J]. Journal of traffic and transportation engineering, 2021, 21(1): 199-216.

[6] 武震啸. 中低速磁浮车辆曲线通过性能研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2018.
WU Zhenxiao. Research on the curve negotiation performance of mid-low speed maglev vehicle[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2018.

[7] 刘希军, 张昆仑. 中低速磁浮列车垂向动力学分析[J]. 铁道科学与工程学报, 2014, 11(1): 137-142.
LIU Xijun, ZHANG Kunlun. Vertical dynamics analysis of middle and low speed maglev vehicle[J]. Journal of railway science and engineering, 2014, 11(1): 137-142.

[8] YAU J D. Vibration control of maglev vehicles traveling over a flexible guideway[J]. Journal of sound and vibration, 2009, 321(1/2): 184-200.

[9] LIU Yaozong, DENG Wenxi, GONG Pu. Dynamics of the bogie of maglev train with distributed magnetic forces[J]. Shock and vibration, 2015, 2015: 896410.

[10] 周益, 刘放, 李贤坤, 等. 中低速磁浮列车悬浮架垂向动力学分析[J]. 机械设计与研究, 2012, 28(5): 4-7.
ZHOU Yi, LIU Fang, LI Xiankun, et al. Vertical dynamics analysis of levitation chassis on middle and low speed maglev vehicle[J]. Machine design & research, 2012, 28(5): 4-7.

[11] CAI Y, CHEN S S, ROTE D M, et al. Vehicle/guideway dynamic interaction in maglev systems[J]. Journal of dynamic systems, measurement, and control, 1996, 118(3): 526-530.

[12] 魏德豪, 罗世辉, 王晨. 牵引杆对中低速磁浮动力学性能影响分析[J]. 机械设计与制造, 2018(12): 92-95.
WEI Dehao, LUO Shihui, WANG Chen. Analysis on the influences of traction rod to medium-low speed maglev dynamic performance[J]. Machinery design & manufacture, 2018(12): 92-95.

[13] 叶学艳, 赵春发, 翟婉明. 低速磁浮车辆动力学建模与导向机构仿真分析[J]. 交通运输工程学报, 2007, 7(3): 6-10.
YE Xueyan, ZHAO Chunfa, ZHAI Wanming. Dynamics modeling of low-speed maglev vehicle system and simulation of its guidance mechanisms[J]. Journal of traffic and transportation engineering, 2007, 7(3): 6-10.

[14] 吴志会, 罗华军, 佟来生, 等. 中低速磁浮列车车端减振装置研究[J]. 电力机车与城轨车辆, 2018, 41(2): 15-18.
WU Zhihui, LUO Huajun, TONG Laisheng, et al. Research on inter-car damper for mid-low speed maglev vehicle[J]. Electric locomotives & mass transit vehicles, 2018, 41(2): 15-18.

[15] 赵春发, 翟婉明, 王其昌. 低速磁浮车辆曲线通过动态响应仿真分析[J]. 中国铁道科学, 2005, 26(3): 94-98.
ZHAO Chunfa, ZHAI Wanming, WANG Qichang. Simulation analysis of the dynamic response of low-speed maglev vehicle curve negotiation[J]. China railway science, 2005, 26(3): 94-98.

[16] 姚金斌. 中低速磁浮交通线路最小平曲线半径的合理取值[J]. 都市快轨交通, 2007, 20(3): 17-20.
YAO Jinbin. Rational minimum plane curve radius on medium-and low-speed maglev lines[J]. Urban rapid rail transit, 2007, 20(3): 17-20.

[17] 时瑾, 魏庆朝, 鲍凤麒. 中低速磁浮交通圆曲线参数影响因素分析[J]. 都市快轨交通, 2010, 23(3): 68-71.
SHI Jin, WEI Qingchao, BAO Fengqi. Influence factors of circular curve parameters on medium and low speed maglev system[J]. Urban rapid rail transit, 2010, 23(3): 68-71.

[18] LI Xiaolong, ZHANG Zhizhou, LONG Zhiqiang. Suspension characteristics analysis running on curve for maglev train[C]//IEEE. 2008 IEEE International Conference on Automation and Logistics. Qingdao: IEEE, 2008: 527-531.

[19] 蔡力律. 城轨磁悬浮交通线路平面技术条件研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2008.
CAI Lilü. City axle magnetic suspension planar technique condition research[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2008.

[20] 张耿, 李杰, 杨子敬. 低速磁浮轨道不平顺功率谱研究[J]. 铁道学报, 2011, 33(10): 73-78.
ZHANG Geng, LI Jie, YANG Zijing. Estimation of power spectrum density track irregularities of low-speed maglev railway lines[J]. Journal of the China railway society, 2011, 33(10): 73-78.

Analysis on dynamics characteristics of a newly mid-low speed maglev train model

LIU Yufei[1], ZUO Feifei[1], ZHANG Min[1], MAWeihua [1], WANG Aibin[1,2]

(1. State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;
2. CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., Changchun, Jilin 130062, China)

Abstract: This paper focuses on analyzing the dynamic characteristics of a newly designed mid-low speed maglev frame, capable of running at speeds up to 160 km/h, using a train dynamics model established by SIMPACK multi-body dynamics analysis software, under both straight track and curve conditions. The results showed that the train reached 160 km/h under the straight track condition, while meeting the required levitation gap, carbody vibration acceleration, and other performance indicators. However, the performance indicators of the train deteriorated at 120 km/h. A frequency analysis was conducted specifically on carbody vibration acceleration, leading to optimization suggestions aimed at mitigating the impact of carbody resonance. Furthermore, under the curve condition, the train parameters including guiding force, lateral displacement of the air spring, and sliding table displacement all remained within the normal ranges. The study findings demonstrate the compliance of this newly mid-low speed maglev train with the requirements of the dynamics performance. The relevant dynamics results can provide data support for the follow-up research and subsequent engineering applications of this maglev frame.

Keywords: mid-low speed maglev train; maglev frame structure; dynamics; carbody vibration; urban rail transit

收稿日期：2022-09-27；修回日期：2023-10-20