

体悬式驱动系统对高速列车动力学特性的影响<sup>\*</sup>郭宇轩<sup>1</sup> 杨建伟<sup>1,2</sup> 王金海<sup>1,2</sup>

(1. 北京建筑大学机电与车辆工程学院, 100044, 北京;

2. 城市轨道交通车辆服役性能保障北京市重点实验室, 100044, 北京)

**摘 要** [目的] 作为轨道交通车辆的动力来源以及传力部件, 驱动系统会在一定程度上对车辆系统的动力学特性产生影响, 因此有必要对此展开研究。[方法] 通过多体动力学仿真软件 SIMPACK 建立了国内某型采用体悬式驱动系统的高速列车单节车辆动力学模型。基于仿真分析, 研究体悬式驱动系统对车辆安全性和平稳性的影响, 以及对转向架构架和车体振动加速度的影响。[结果及结论] 体悬式驱动系统对车辆运行安全性和平稳性都会产生不同程度的影响, 除横向平稳性指标外, 其余指标均随车辆运行速度的增加而增大; 体悬式驱动系统增加了构架横向、构架垂向及车体垂向的振动加速度, 降低了车体横向振动加速度, 且该系统对于车辆构件垂向的影响较横向更加显著; 体悬式牵引电机的自振频率在车体上会有所体现, 需避免牵引电机和车体发生共振。

**关键词** 高速列车; 体悬式驱动系统; 动力学特性

**中图分类号** U260.332

**DOI**: 10.16037/j.1007-869x.2025.01.005

### Influence of Body-suspended Drive System on Dynamic Characteristics of High-speed Train

GUO Yuxuan<sup>1</sup>, YANG Jianwei<sup>1,2</sup>, WANG Jinhai<sup>1,2</sup>

(1. School of Mechanical-Electronic and Vehicle Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, 100044, Beijing, China; 2. Beijing Key Laboratory of Performance Guarantee on Urban Rail Transit Vehicles, 100044, Beijing, China)

**Abstract** [Objective] As the power source and force transmission component of rail transit vehicles, the drive system influences the dynamic characteristics of the vehicle system to a certain extent. Therefore, it is necessary to conduct research on it. [Method] A dynamic model of a single vehicle section from a certain type of high-speed train that uses body-suspended drive system in China is established by the multi-body dynamics simulation software SIMPACK. Based on the simulation analysis, the influence of the body-suspended drive system

on the vehicle safety and ride comfort, as well as on the vibration acceleration of the bogie frame and the vehicle body are studied. [Result & Conclusion] The body-suspended drive system has different degrees of influence on the operation safety and ride comfort of the vehicle. Except for the lateral stability index, all the other indexes increase with the rise of the vehicle running speed. The body-suspended drive system increases the lateral and vertical vibration acceleration of the bogie frame, and the vertical vibration acceleration of the vehicle body, meanwhile reduces the lateral vibration acceleration of the vehicle body. Moreover, the body-suspended drive system has more significant impact on the vehicle components in the vertical direction than in the lateral direction. The natural frequency of body-suspended traction motor may be reflected on the vehicle body, so the resonance between the motor and the vehicle body needs to be avoided.

**Key words** high-speed train; body-suspended drive system; dynamic characteristics

牵引电机安装形式的不同会在很大程度上影响到列车的设计和布局, 进而对其动力学特性产生影响。牵引电机的悬挂方式, 总体上可分为轴悬式、架悬式及体悬式, 其中轴悬式产生的轮轨冲击最大, 对列车产生不利影响, 因此这种方式无法满足高速列车的动力学要求<sup>[1-2]</sup>。现阶段架悬式在高速列车上的应用较体悬式更为普遍, 这是因为当电机采用体悬式后, 虽然可以减轻簧下质量, 改善列车性能, 但牵引电机与齿轮箱的变位会随之增大, 需采用 1 根可伸缩、变位的万向轴传递动力, 致使体悬式驱动系统较为复杂<sup>[3]</sup>。

国内外针对采用架悬式驱动系统的轨道交通车辆开展的研究已较为全面, 涵盖了驱动系统对车辆性能的影响<sup>[4-5]</sup>。对于体悬式驱动系统, 文献[6]建立了高速列车机电动力学模型和拉格朗日数学

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金项目 (52272385, 52205083); 北京市自然科学基金项目 (L231016, 3214042); 北京建筑大学双塔计划-建大英才项目 (JDYC20220827)

方程,分析了列车在 100 km/h 速度下电机短路时轮对、万向轴及电机的力矩和位移变化。文献[7]研究了体悬式动力车转向架驱动系统的组成、悬挂方式及结构特点,并分析了驱动系统相对车体的运动特性。文献[8]利用多体动力学仿真软件 SIMPACK 搭建了 CRH5 型动车组的单节车辆模型,研究了多种工况下万向轴传动系统的动力学性能,同时对反作用杆的关节刚度进行了优化。

采用体悬式驱动系统的高速列车较架悬式在动力学性能方面具有独特的性能优势,在国内外具有相当数量的列车已投入使用。现有研究很少针对体悬式驱动系统开展,并且未将体悬式驱动系统看作整体与车辆系统结合起来进行研究。本文将国内某型采用体悬式驱动系统的高速列车作为研究对象,探究体悬式驱动系统对高速列车动力学特性的影响,为后续开展相关领域的深入研究提供参考。

## 1 体悬式驱动系统高速列车建模

根据车辆系统动力学理论,采用多体动力学仿真软件 SIMPACK 建立了国内某型采用体悬式驱动系统的高速列车单节车辆动力学模型,如图 1 所示。

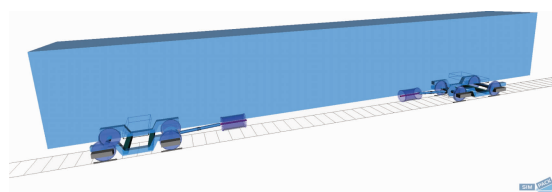


图 1 高速列车单节车辆动力学模型

Fig. 1 Dynamic model of single section of high speed train

该模型选用 XP55 型踏面车轮与 CHN60 型钢轨,滚动圆横向跨距为 1 493 mm,轨底坡为 1/40。该型列车在秦沈线大量运营,选用秦沈线实测的轨道谱来模拟轨道激励,以反映实际运行情况。建立的高速列车单节车辆动力学模型分为有驱动系统 and 无驱动系统两种,其中:有驱动系统的动力学模型细化了机械驱动系统<sup>[9]</sup>,主要由 4 个轮对、8 个轴箱、2 个弧齿锥形齿轮箱、2 个可伸缩万向轴、2 台牵引电机、2 个构架及 1 个车体等 25 个刚体组成,共 80 个自由度,每个转向架有 1 个驱动轮对,为每节动车的 2、3 位轮对;而无驱动系统的动力学模型主要由 4 个轮对、8 个轴箱、2 个构架及 1 个车体组成,

将驱动系统中如牵引电机、齿轮箱及传动齿轮的质量和转动惯量等效到转向架和车体。表 1 列出了该型列车单节车辆的部分技术参数。

表 1 车辆技术参数

Tab. 1 Vehicle technical parameters

参数	取值
车体长度/m	25
车体宽度/m	3.2
车体高度/m	3.73
车辆定距/m	19
地板面距轨面高度/m	1.27
轴距/mm	2 700
车轮直径/mm	890
最大轴重/t	17
最高运行速度/(km/h)	250

体悬式驱动系统采用的是一种三相交流异步鼠笼式电动机。该牵引电机的部分参数如表 2 所示。

表 2 牵引电机参数

Tab. 2 Traction motor parameters

参数	取值
总质量/kg	1 613
转子质量/kg	480
持续额定功率/kW	568
额定频率/Hz	59.8
极对数/对	3
转速/(r/min)	0 ~ 3 638
线电压/V	2 089.3
电流/A	211.22

每节动车配备两台牵引电机,通过 4 组弹簧悬挂装置纵向安装在车体下方。牵引电机与齿轮箱之间采用万向轴传递动力,万向轴两端对于电机和齿轮箱均有点头和摇头 2 个自由度。轴身由两部分组成,这两部分可以沿轴向平移,从而实现伸缩效果。同时,轴身与轨面之间具有 4°的夹角。

齿轮箱的箱体铰接于动轴上,具有 1 个点头转动的自由度,通过安装在齿轮箱下方的反作用杆来抑制齿轮箱的回转运动。体悬式驱动系统采用的传动齿轮类型为弧齿锥齿轮,大齿轮为从动齿轮,小齿轮为主动齿轮,二者之间呈 90°夹角。弧齿锥齿轮的几何参数如表 3 所示。

表 3 弧齿锥齿轮的几何参数  
Tab.3 Arc tooth bevel gear parameters

齿轮	参数											
	齿数	传动比	模数/ mm	压力角/ (°)	中心螺旋 角/(°)	轴交角/ (°)	齿宽/ mm	切向变 位系数	高变位 系数	节圆直 径/mm	齿顶圆直 径/mm	旋向
主动齿轮	22	2.5	9.2	20	30	90	82	0.11	0.327 6	202.4	221.0	左
从动齿轮	55	2.5	9.2	20	30	90	82	-0.11	-0.327 6	506.0	509.3	右

## 2 驱动系统对列车运行安全性和平稳性的影响

### 2.1 车辆非线性临界速度

采用减速法来确定车辆的非线性临界速度,即先让车辆在较高的速度下通过一段具有横向正弦激励的线路,之后继续在无激励的直线上运行,与此同时在车体上设置一个与运行方向相反的力使其减速,观察轮对横移量的收敛程度,最后的稳定点即非线性临界速度。

图 2 为有无驱动系统下轮对横移量-速度关系曲线。由图 2 可知:有驱动系统的轮对横移量约在 380 km/h 处收敛,无驱动系统的轮对横移量约在 388 km/h 处收敛。通过对比可以看出,驱动系统会降低车辆的非线性临界速度,降幅为 2.06%,说明体悬式驱动系统对车辆的非线性临界速度会产生一定的影响。

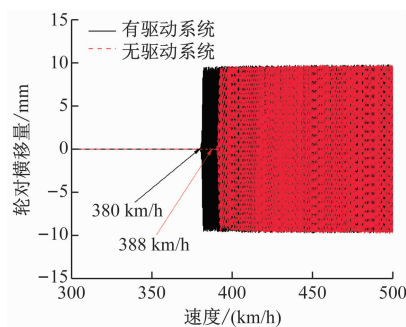


图 2 有无驱动系统下轮对横移量-速度关系曲线

Fig.2 Relationship curve between wheelset lateral displacement and speed with and without a drive system

### 2.2 脱轨安全性指标

采用轮轨横向力和垂向力的比值作为脱轨系数。此外,还有必要对爬轨侧车轮的轮重减载程度,即轮重减载率<sup>[10]</sup>进行判定。依据 GB 5599—2019《机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范》,脱轨系数和轮重减载率均不得高于 0.8。

图 3 和图 4 分别为五种速度等级下,有无驱动

系统的两种高速列车单车车辆动力学模型的脱轨系数和轮重减载率。

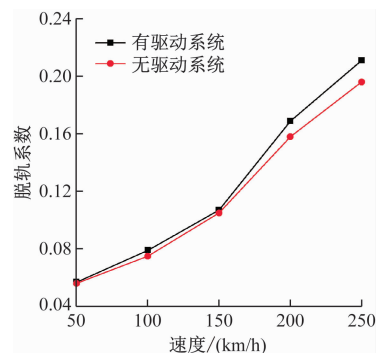


图 3 车辆脱轨系数-速度关系曲线

Fig.3 Relationship curve between vehicle derailment coefficient and speed

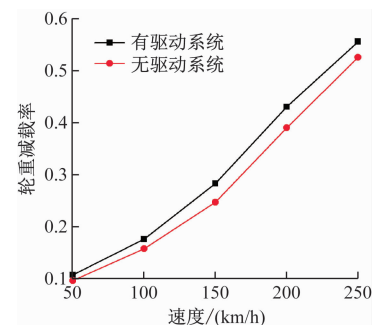


图 4 车辆轮重减载率-速度关系曲线

Fig.4 Relationship curve between vehicle wheel load reduction rate and speed

由图 3 和图 4 可知:脱轨系数和轮重减载率均在安全限值以内,符合安全标准;这两个指标均会随着速度的提高而增大;有驱动系统的脱轨系数和轮重减载率的最大值较无驱动系统分别增大 7.65% 和 14.52%,说明体悬式驱动系统会对车辆的安全性产生一定影响。

### 2.3 轮轨力

列车运行线路状态发生恶化会导致轮缘与钢轨之间产生碰撞,继而产生轮轨横向力。通常采用 0.4 倍的轴重作为轮轨横向力的限值,根据计算得

出该指标限值为 62.2 kN。另外,轮轨间的不平顺性还会产生轮轨垂向力。依据《高速动车组整车试验规范》,轮轨垂向力最大值不可超过 170 kN。

图 5 和图 6 分别为五种速度等级下,有无驱动系统的两种高速列车单车车辆动力学模型的轮轨横向力和垂向力。

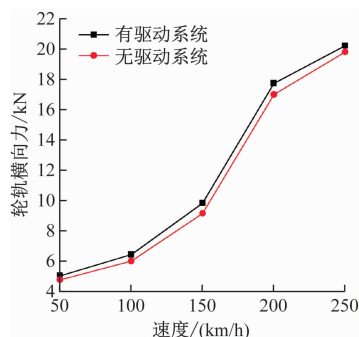


图5 车辆轮轨横向力-速度关系曲线

Fig. 5 Relationship curve between the vehicle wheel-rail lateral force and speed

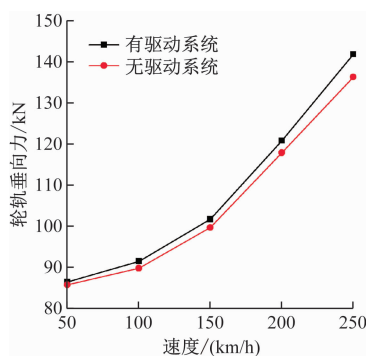


图6 车辆轮轨垂向力-速度关系曲线

Fig. 6 Relationship curve between the vehicle wheel-rail vertical force and speed

由图 5 和图 6 可知:轮轨横向力和垂向力的轮轨力均在安全限值以内,符合安全标准;这两个指标均会随着列车速度的提高而增大;有驱动系统的轮轨横向力和垂向力的最大值较无驱动系统分别增大 7.43% 和 4.04%,说明体悬式驱动系统对轮轨横向力的影响要略大于轮轨垂向力。

## 2.4 平稳性指标

平稳性指标对于评价乘客乘坐的舒适度具有十分重要的意义,是车辆运行平稳性最直接的评价标准。表 4 为我国评价列车平稳性的等级划分。

图 7 和图 8 分别为五种速度等级下,两个模型的横向和垂向平稳性指标。

表 4 列车平稳性等级划分

Tab.4 Classification of train ride comfort levels

等级	取值	评定结果
1	<2.50	优
2	2.50 ~ 2.75	良好
3	>2.75 ~ 3.00	合格

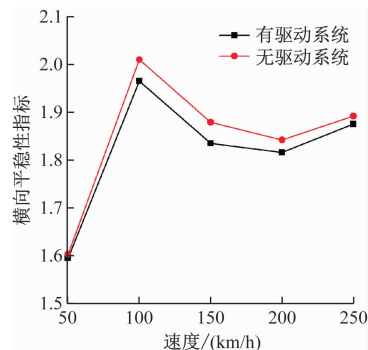


图7 车辆横向平稳性指标-速度关系曲线

Fig. 7 Relationship curve between the vehicle lateral ride comfort index and speed

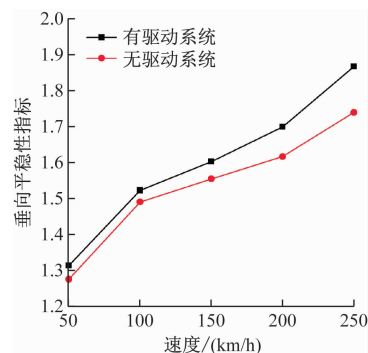


图8 车辆垂向平稳性指标-速度关系曲线

Fig. 8 Relationship curve between the vehicle vertical ride comfort index and speed

通过图 7、图 8 及表 4 可知:列车横向和垂向平稳性均为优;横向与垂向平稳性并不都随着速度的提高而增大;与无驱动系统相比,有驱动系统的列车的平稳性指标发生了变化,具体表现为体悬式驱动系统的横向平稳性指标降低了 2.34% (最大降幅),而垂向平稳性指标则增大了 7.36% (最大增幅)。

## 3 驱动系统对车辆振动的影响

### 3.1 驱动系统对构架的影响

构架承担着连接车体和轮对的作用,因此会受到来自各个方面的振动影响,其中驱动系统对其产生的影响不可忽视<sup>[11]</sup>。添加秦沈线轨道激励,在速



度为 200 km/h 的直线工况下,对比有无驱动系统的构架振动加速度。

图 9 为构架横向振动加速度时域和频域图。由图 9 可知:驱动系统对构架横向振动加速度的幅值影响并不明显;构架横向振动加速度的频率主要分布在 0 ~ 80 Hz,驱动系统增大了横向振动加速度在 20 ~ 30 Hz 范围内的幅值。

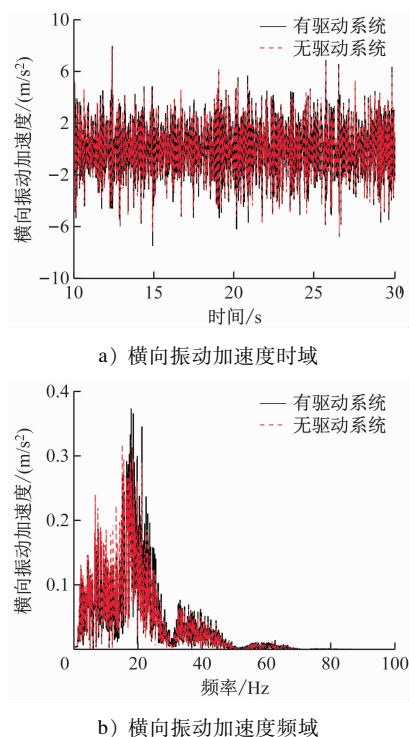


图 9 构架横向振动加速度时域和频域图

Fig. 9 Time history and frequency-domain diagrams of the bogie frame lateral vibration acceleration

图 10 为构架垂向振动加速度时域和频域图。由图 10 可知:驱动系统明显增大了构架垂向振动加速度的幅值且影响范围比横向振动加速度更广;构架垂向振动加速度的频率范围与横向振动加速度基本一致,主要分布在 0 ~ 80 Hz 范围内。

表 5 为有无驱动系统下的构架振动加速度。由表 5 可知:有驱动系统的横向和垂向振动加速度幅值分别为  $7.69 \text{ m/s}^2$  和  $6.21 \text{ m/s}^2$ ,而无驱动系统的横向和垂向振动加速度幅值分别为  $7.15 \text{ m/s}^2$  和  $5.31 \text{ m/s}^2$ 。由此可计算出体悬式驱动系统使构架横向和垂向振动加速度的幅值分别增加了 7.55% 和 16.95%,体悬式驱动系统对于构架垂向振动加速度影响相较于横向振动加速度会更大。

### 3.2 驱动系统对车体的影响

由于体悬式驱动系统的牵引电机悬挂于车体

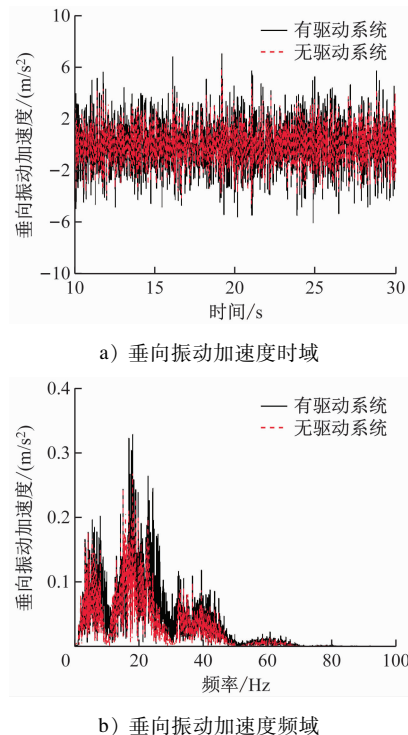


图 10 构架垂向振动加速度时域和频域图

Fig. 10 Time history and frequency-domain diagrams of the vertical vibration acceleration of the bogie frame

表 5 有无驱动系统下的构架振动加速度

Tab. 5 Vibration acceleration of the bogie frame with and without drive system

名称	构架振动加速度/( $\text{m/s}^2$ )			
	横向最大值	横向最小值	垂向最大值	垂向最小值
有驱动系统	7.94	-7.45	7.02	-5.41
无驱动系统	7.55	-6.75	6.06	-4.56

下方,其振动会直接传递至车体,所以探究体悬式驱动系统对车体的影响是不可忽略的。

体悬式牵引电机通过 4 组弹性弹簧吊装在车体下方,单个弹簧的横向和垂向刚度分别为  $195 \text{ kN/m}$  和  $262 \text{ kN/m}$ ,牵引电机质量为  $1\,613 \text{ kg}$ ,牵引电机自振频率  $f$  的计算公式为:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

式中:

$k$ ——弹簧刚度;

$m$ ——电机质量。

通过式(1)可计算出牵引电机的横向和垂向自振频率分别为  $3.5 \text{ Hz}$  和  $4.1 \text{ Hz}$ 。

图 11 为车体横向振动加速度时域和频域图。

由图 11 可知:驱动系统对车体横向振动加速度的幅值几乎无影响,构架横向振动加速度的频率主要分布在  $0 \sim 50$  Hz,电机 3.5 Hz 的横向自振频率在车体上有所体现,驱动系统对车体横向振动加速度的影响很小。车体的横向振动加速度频率范围和幅值低于构架,这主要是因为二系悬挂系统有效缓解了来自转向架的振动,同时车体的质量也远大于构架,使车体的振动幅值和频率比构架上的要小。

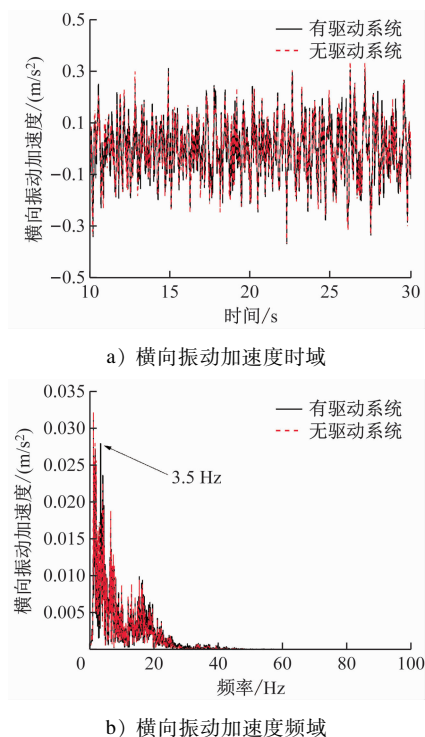


图 11 车体横向振动加速度时域和频域图

Fig. 11 Time history and frequency-domain diagrams of the vehicle body lateral vibration acceleration

图 12 为车体垂向振动加速度时域和频域图。由图 12 可知:驱动系统增大了车体垂向振动加速度的幅值;车体垂向振动加速度的频率范围与横向上的基本一致,主要分布在  $0 \sim 50$  Hz;同样,牵引电机 4.1 Hz 的垂向自振频率在车体上有所体现,车体垂向振动加速度的频率范围和幅值低于构架。

表 6 为有无驱动系统下的车体振动加速度。由表 6 可知:有驱动系统的车体横向和垂向振动加速度幅值分别为  $0.340 \text{ m/s}^2$  和  $0.292 \text{ m/s}^2$ ,而无驱动系统的车体横向和垂向振动加速度幅值分别为  $0.352 \text{ m/s}^2$  和  $0.256 \text{ m/s}^2$ 。由此可计算出体悬式驱动系统使车体横向振动加速度幅值降低了 3.41%,垂向振动加速度幅值增加了 14.06%,体悬式驱动系统对车体垂向振动加速度产生的影响相

较于横向振动加速度会更大。

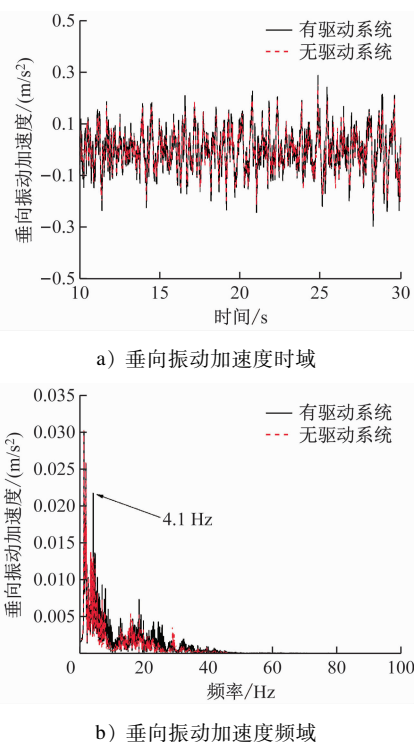


图 12 车体垂向振动加速度时域和频域图

Fig. 12 Time history and frequency-domain diagrams of the vehicle body vertical vibration acceleration

表 6 有无驱动系统下的车体振动加速度

Tab. 6 Vibration acceleration of the vehicle body with and without drive system

名称	车体振动加速度/( $\text{m/s}^2$ )			
	横向最大值	横向最小值	垂向最大值	垂向最小值
有驱动系统	0.312	-0.368	0.289	-0.296
无驱动系统	0.333	-0.372	0.254	-0.259

## 4 结论

1) 根据有、无驱动系统的两种高速列车单车动力学模型的仿真结果可以看出,两者的运行安全性和平稳性均符合要求。除车体横向平稳性外,其他指标均随着速度的提高而增大。另外,体悬式驱动系统降低了非线性临界速度和横向平稳性指标;增大了脱轨安全性指标、轮轨力及垂向平稳性指标。

2) 得益于二系弹性悬挂的减振作用,车体振动加速度的幅值和频率范围都要小于构架;体悬式驱动系统使构架横向振动加速度增加 7.55%,垂向振动加速度增加 16.95%;车体横向振动加速度降低 3.41%,垂向振动加速度增加 14.06%。另外,体悬

式驱动系统不会影响到构架和车体振动加速度的频率范围。

3) 由于体悬式驱动系统的牵引电机悬挂于车体之下,牵引电机的横向自振频率 3.5 Hz 和垂向自振频率 4.1 Hz 在车体振动加速度频域中有所体现。因此,在列车运行中应避免牵引电机和车体发生共振而影响行车安全,后续可对此方面开展进一步研究。

## 参考文献

- [1] 冯相杰,陈康.牵引电机悬挂方式对机车横向稳定性的影响研究[J].铁道机车车辆,2018,38(1):62.  
FENG Xiangjie, CHEN Kang. Effect research on suspension mode of traction motor to lateral stability of locomotive[J]. Railway Locomotive & Car, 2018, 38(1): 62.
- [2] 尹振坤,吕常秀.城际铁路动车组牵引电机悬挂方式比较分析[J].城市轨道交通研究,2018,21(2):29.  
YIN Zhenkun, LYU Changxiu. Comparative analysis of traction motor suspension mode for intercity EMU[J]. Urban Mass Transit, 2018, 21(2): 29.
- [3] 李秋泽. CRH5 型动车驱动系统万向轴失效机理及对策研究[D].北京:北京交通大学,2016:3.  
LI Qiuzhe. Study on failure mechanism and countermeasure of CRH5 drive system universal shaft[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2016: 3.
- [4] ZHANG K, YANG J, LIU C, et al. Dynamic characteristics of a traction drive system in high-speed train based on electromechanical coupling modeling under variable conditions[J]. Energies, 2022, 15(3): 1202.
- [5] 祁亚运,戴焕云,高浩,等.考虑驱动系统的高速列车动力学分析[J].振动工程学报,2019,32(1):176.  
QI Yayun, DAI Huanyun, GAO Hao, et al. Dynamic analysis of high-speed train with considering drive system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2019, 32(1): 176.
- [6] LEVA S, MORANDO A P, COLOMBAIONI P. Dynamic analysis of a high-speed train[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2008, 57(1): 107.
- [7] 李景贤,肖维雄.万向轴式动力车转向架驱动系统分析[J].西南交通大学学报,1997,32(2):98.  
LI Jingxian, XIAO Feixiong. An analysis on driving system for high speed motor car bogies with cardan shaft[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 1997, 32(2): 98.
- [8] 张红军,姚远,罗赞,等. CRH5 型动车万向轴传动系统技术特征分析[J].铁道学报,2009,31(2):115.  
ZHANG Hongjun, YAO Yuan, LUO Yun, et al. Analysis on technical characteristics of CRH5 cardan drive system[J]. Journal of the China Railway Society, 2009, 31(2): 115.
- [9] 崔利通.高速列车牵引传动系统振动特性分析[D].成都:西南交通大学,2014:10.  
CUI Litong. Vibration characteristics analysis of traction drive system of high-speed train[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2014: 10.
- [10] 任尊松.车辆系统动力学[M].北京:中国铁道出版社,2019:7.  
REN Zunsong. Vehicle system dynamics[M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2019: 7.
- [11] REN Z S, XIN X, SUN G, et al. The effect of gear meshing on the high-speed vehicle dynamics[J]. Vehicle System Dynamics, 2020, 59(5): 1.
- 收稿日期:2022-08-29 修回日期:2022-11-16 出版日期:2025-01-10  
Received:2022-08-29 Revised:2022-11-16 Published:2025-01-10  
· 第一作者:郭宇轩,硕士研究生,2667036187@qq.com  
通信作者:杨建伟,教授,yangjianwei@bucea.edu.cn  
· ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取 CC BY-NC-ND 协议  
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license

## 2024 年 12 月底深圳地铁线网长度将达到 611.9 km

2024 年 12 月底,深圳地铁 13 号线一期南段(高新中至深圳湾口岸)、11 号线二期(岗厦北至华强南)、3 号线四期(双龙至坪地六联)、7 号线二期(西丽湖至深大丽湖)、12 号线二期(海上田园东至松岗)5 条地铁线路将开通运营。除 13 号线一期南段为全新线路外,其他 4 条均为既有线路的延长线。新增线路长度共计 44.2 km、车站 33 座。全部开通后,深圳地铁线网长度将达到 611.9 km(含龙华有轨电车),车站达到 426 座。

地铁不仅是区域联动发展的“大动脉”,更是展示城市经济社会发展的窗口。今年 1—8 月,深圳地铁线网日均客运量达 834.46 万人次,同比增长 15.5%;地铁公交分担率超过 70%。其中,深圳地铁集团所辖线路日均客运量达 767.62 万人次,同比增长 15.6%。数据显示,深圳地铁线网密度、客流强度指标已超越北京、上海、广州,位列全国首位。

(摘编自深圳新闻网)