

动力吸振器下高温超导磁悬浮列车振动特性研究

张明亮, 杨 棒

(石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043)

摘要:高温超导磁悬浮列车高速走行时由于直线电机牵引时法向力激励会导致列车悬浮间隙发生变化,当悬浮间隙超过安全标准时,严重威胁行车安全。为了防止列车高速走行振动超限,拟采用动力吸振的方法抑制列车的振动,开展动力吸振器下高温超导磁悬浮列车振动特性研究。首先,利用力学特性有限元方法得到磁悬浮列车的悬浮力数据,拟合悬浮力和重力合力的经验公式。之后,建立磁悬浮列车在直线电机牵引时法向力瞬态激励下的垂向动力学模型,利用谐波平衡法推导悬浮架振幅、附加质量块振幅稳态响应的近似解析解,分析动力吸振器刚度及阻尼系数对悬浮架振幅的影响规律。研究表明:随着线性刚度 k_2 的增大,悬浮架的振幅逐渐减小,附加质量块 m_2 的振幅逐渐增大;随着阻尼参数 c_2 的增大,悬浮架振幅小幅减小,附加质量块的振幅逐渐增大。在保证振幅最小的条件下,得到了刚度与阻尼在一定范围内最优参数组合;相比于无减振措施,采用动力吸振器大幅减小了悬浮架的振幅。该研究成果为保障和提升磁悬浮列车行车安全提供一种减振方法。

关键词:磁悬浮列车;动力吸振器;谐波平衡法;振幅

中图分类号: U266.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 2095-0373(2026)02-0086-07

0 引言

近年来中国推出《交通强国建设纲要》和《国家综合立体交通网规划纲要》等政策文件,不断支持磁悬浮列车及关键技术的发展,为中国磁悬浮技术研发与应用指明了方向。磁悬浮列车作为高速轨道交通的新型技术载体,凭借运行速度快、安全性高、平稳性强、污染小等核心优势,受到许多国家的重点关注,成为世界上轨道交通领域的重要研究方向之一。中国自20世纪80年代开始研究磁悬浮技术,初期以引进国外先进技术与经验为核心,在此基础上开展自主探索^[1],实现了常导电磁悬浮技术工程化应用,成为全球磁悬浮技术研发的重要力量。目前磁悬浮列车主要分为3种^[2]:常导电磁悬浮列车、超导电动磁悬浮列车、高温超导钉扎磁悬浮列车。其中高温超导钉扎磁悬浮列车是中国拥有完全自主知识产权的技术^[3],凭借自稳定悬浮与导向、潜在高速等优点,成为学者研究热点之一。然而,磁悬浮列车在高速运行的过程中会受到直线电机牵引时法向基波激励作用,导致列车动力学性能下降,严重威胁行车安全,所以研究列车在直线电机激励下保持高性能运行的方法十分重要,国内外众多学者对此类问题进行了研究。

Moon^[4]通过激振台实验研究了单块高温超导体与永磁体构成的钉扎磁悬浮系统的振动行为,揭示了系统具有明显的非线性振动特性。杨文姣等^[5]利用三维电磁-热-力多物理场强耦合模型与数值仿真方法,研究了典型激励(如横风、地震、轨道不平顺等)作用下磁悬浮系统的振动响应特性,阐明了激励对悬浮稳定性的影响机制。Cai et al^[6]提出一种分析互感的半解析方法,研究了影响系统稳定性的关键因素,并对磁悬浮系统发生垂直或横向位移时的动力学特性进行分析。李岑等^[7]针对中低速磁悬浮列车建立了多体动力学模型,通过模态分析获得了系统的固有频率与振型,进而分析了磁悬浮列车的振动特性。陈志贤等^[8]通过建立高速磁浮车辆动力学模型,系统研究了二系悬挂参数(如摇枕连接垂向刚度)与轨道不平顺幅值对车辆动力学性能的影响。Zhang et al^[9]利用动力学软件UM建立了钉扎磁悬浮列车的数字

收稿日期:2026-04-03 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxb.20260071

基金项目:石家庄铁道大学2025年大学生创新创业训练计划项目(S202510107092)

作者简介:张明亮(1984—),男,讲师,研究方向为机械工程。E-mail:zmlhit@126.com

张明亮,杨棒.动力吸振器下高温超导磁悬浮列车振动特性研究[J].石家庄铁道大学学报(自然科学版),2026,39(2):86-92.

样机,仿真分析了列车在轨道垂向不平顺激励下直线运行的振动响应,发现了在某些条件下列车的悬浮间隙和车体垂向加速度会出现超过动力学指标的现象。张志强等^[10]研究了高速磁悬浮列车牵引系统中直线电机的力学特性,分析了不同气隙高度和定转子不同相对位置对牵引性能的影响规律。Zhao et al^[11]以磁悬浮列车使用的无铁芯超导直线电机为研究对象,分析了在不同垂-横向偏移下电磁力的变化规律。上述文献研究了多种外界激励下列车振动特性,但总体对于直线电机牵引时法向力激励下列车振动特性研究较少,而直线电机作为磁悬浮列车的主要牵引驱动单元,其力学特性对列车走行性能十分重要,因此本文研究直线电机牵引时法向力激励下列车振动特性。

为了提升磁悬浮列车在外界激励下的动力学性能,国内外学者对磁悬浮列车减振方法进行了研究。Hoshino et al^[12]将直线发电线圈应用于一系悬挂,同时将线性二次型高斯控制方法应用于二系悬挂,仿真验证了一系悬挂与二系悬挂控制方法相结合的方式能够有效地降低磁悬浮车辆的振动。李刚^[13]针对磁悬浮列车因轻量化和线路平顺性导致的振动问题,利用阻尼线圈与“ON-OFF”天棚阻尼协同控制技术,研究了半主动减振控制方法。陈杰等^[14]针对磁悬浮列车悬浮导向系统因负阻尼/小阻尼导致的振动问题,采用电磁系统与车辆悬挂系统来增加阻尼。张丽霞等^[15]建立了车辆动力学模型和减振器力学模型,利用粒子群算法优化了半主动悬架平滑天棚控制策略和开关天棚控制策略,验证了平滑天棚控制策略具有更优的减振效果。上述文献在减振控制策略方面较多采用了主动或半主动控制系统,存在结构复杂、能耗高、成本高、可靠性低等缺点;与之相对的被动减振方法能够克服这些缺点,隶属于被动减振的动力吸振器因其减振性能良好、结构简单、成本低等优点在列车减振领域备受青睐,并且成功应用于抑制高速列车轴箱异常振动、电动磁悬浮列车^[16]与轨道梁的耦合振动以及高架桥梁结构振动等,可实现有效的振动抑制效果,在高温超导钉扎磁悬浮列车振动控制领域具有良好的应用前景。

针对上述问题,本文提出面向直线电机牵引法向力激励下高温超导磁悬浮列车的动力减振系统,用于提升磁悬浮列车的动力学性能。首先,基于力学特性有限元分析方法得到磁悬浮列车的悬浮力和悬浮间隙的关系,并拟合得到悬浮力和重力的经验公式;其次,基于合力经验公式建立动力吸振器下列车在法向力激励下的垂向动力学模型;然后,基于谐波平衡法推导并验证列车的动力学响应近似解析解;最后,分析动力吸振器参数对高温超导磁悬浮列车振幅的影响规律。

1 动力吸振器下高温超导磁悬浮系统动力学模型建立

1.1 悬浮力经验公式的获得

基于等效处理方法^[9],将场冷的超导块等效为具有低相对磁导率的等效永磁体,其中等效永磁体模拟磁通冻结效应,与永磁轨道之间产生吸引力;低相对磁导率模拟超导抗磁性,产生排斥力。总的悬浮力为吸引力与排斥力矢量叠加。在此基础上利用电磁分析软件 Maxwell 建立高温超导块材阵列和永磁轨道配对的有限元模型。仿真计算得到高温超导块组合与永磁轨道之间不同悬浮间隙下的悬浮力数据,在垂直方向上列车除了受悬浮力之外,还受自身的重力,将列车受到的悬浮力与重力矢量和作为合力,再根据坐标平移将平衡点移到原点,得到拟合公式为

$$F_{\text{sum}}(x) = k_{11}x + k_{12}x^2 \quad (1)$$

式中, F_{sum} 为悬浮力和重力的合力; k_{11} 为线性刚度系数; x 为高温超导块组合和永磁轨道的悬浮间隙; k_{12} 为非线性刚度系数。合力与悬浮间隙的关系如图1所示。

该二次多项式拟合模型的决定系数约为 98.36%,拟合效果良好,故可利用经验公式代替合力进行后续建模。

1.2 动力学模型建立

研究直线电机法向力激励下悬浮架的高频垂向振动抑制,车体质量远大于悬浮架,二系悬挂刚度小、固有频率低,对悬浮架高频响应影响微弱,因此为了突出动力吸振

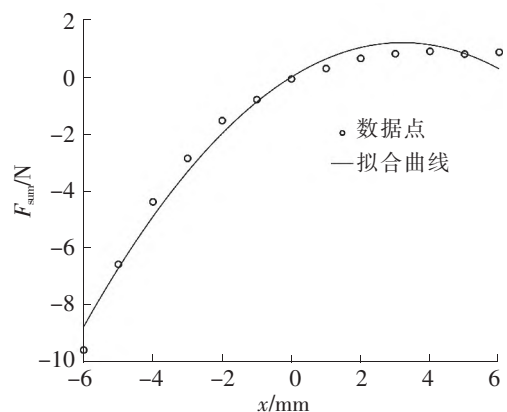


图1 合力与悬浮间隙的关系

器减振机理,简化模型暂不考虑车体与二系悬挂,可以准确反映悬浮架振动规律与吸振器参数影响规律,不会造成参数优化结果失真。在此基础上建立动力吸振器下磁悬浮列车在直线电机牵引时法向力激励下的垂向动力学模型,如图 2 所示。

假设法向力激励为简谐激励,则

$$F_d = F \cos \omega t \quad (2)$$

式中, F 为法向力激励的幅值; ω 为法向力激励的频率。

基于达朗贝尔原理和合力经验公式得到列车的垂向动力学微分方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_{11} x_1 + k_{12} x_1^2 + c_1 \dot{x}_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F \cos \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中, c_1 为磁轨关系处的阻尼系数; m_1 为悬浮架的质量; m_2 为附加质量块的质量; x_1 为悬浮架的振动位移; x_2 为动力吸振器的振动位移; k_2 为动力吸振器的刚度系数; c_2 为动力吸振器的阻尼系数。

引入无量纲变换

$$\begin{cases} X_1 = \frac{x_1}{x_s}, X_2 = \frac{x_2}{x_s} \\ \omega_1^2 = \frac{k_{11}}{m_1}, \lambda_1 = \frac{c_1}{2m\omega_1}, \lambda_2 = \frac{c_2}{2m\omega_2} \\ \alpha_1 = \frac{k_{12}x_s}{k_{11}}, \alpha_2 = \frac{k_2}{k_{11}} \\ \gamma = \frac{\omega}{\omega_1}, \tau = \omega t, f = \frac{F}{k_{11}x_s}, \mu = \frac{m_2}{m_1} \end{cases} \quad (4)$$

式(3)根据式(4)可变换为

$$\begin{cases} X'' + X_1 + \alpha_1 X_1^2 + 2\lambda_1 X'_1 + \alpha_2 (X_1 - X_2) + 2\lambda_2 (X'_1 - X'_2) = f \cos \gamma \tau \\ \mu X''_2 + \alpha (X_2 - X_1) + 2\lambda_2 (X'_2 - X'_1) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

2 系统参数对列车振动特性影响

2.1 列车振动响应的解析求解及验证

利用谐波平衡法对列车的动力学微分方程(式(5))进行近似求解,谐波平衡法求解时的振动响应表达式为

$$\begin{cases} X_1 = a_{10} + a_{11} \cos \gamma \tau + b_{11} \sin \gamma \tau \\ X_2 = a_{20} + a_{21} \cos \gamma \tau + b_{21} \sin \gamma \tau \end{cases} \quad (6)$$

式中, a_{10} 、 a_{20} 、 a_{21} 、 a_{11} 、 b_{11} 、 b_{21} 为待确定的系数。

将式(6)代入到式(5)中可得到一组非线性代数方程

$$\begin{cases} -a_{21}\alpha_2 - f + a_{11}(1 + 2a_{10}\alpha_1 + \alpha_2 - \gamma^2) + 2b_{11}\gamma\lambda_1 + 2b_{11}\gamma\lambda_2 + 2b_{21}\gamma\lambda_2 = 0 \\ -\alpha_2 b_{21} + b_{11}(1 + 2a_{10}\alpha_1 + \alpha_2 - \gamma^2) + 2a_{21}\gamma\lambda_2 - 2a_{11}\gamma(\lambda_1 + \lambda_2) = 0 \\ -a_{11}\alpha_2 + 2\gamma\lambda_2(b_{21} - b_{21}) + a_{21}(\alpha_2 - \gamma^2\mu) = 0 \\ \alpha_2(b_{21} - b_{11}) - \gamma(-2a_{11}\lambda_2 + 2a_{21}\lambda_2 + b_{21}\gamma\mu) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

根据式(7)可得无量纲化振幅为

$$\begin{cases} X_{1amp} = \sqrt{a_{11}^2 + b_{11}^2} \\ X_{2amp} = \sqrt{a_{21}^2 + b_{21}^2} \end{cases} \quad (8)$$

根据式(7)、式(8)可以观察到振幅相互耦合,很难获得显式解析解。利用 Matlab 对非线性代数方程组进行求解得到近似解析解结果,利用 Rung-kutta 算法进行求解得到数值解结果,再经过无量纲化逆变

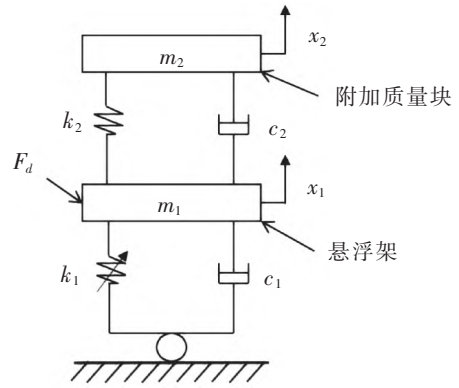


图 2 磁悬浮列车的垂向动力学模型

换,得到近似解析解和数值解的对比关系,如图 3 所示。

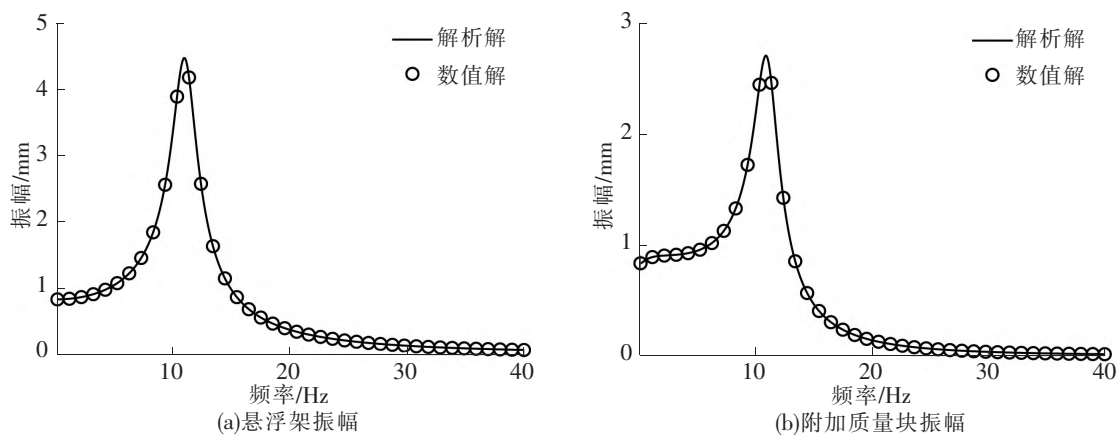


图 3 解析解和数值解的对比结果

由图 3 可以观察到,近似解析解和数值解得到幅频响应曲线吻合良好,验证了近似解析解的正确性,故可利用谐波平衡法得到的近似解析解进行后续研究。

为了避免撞轨和砸轨事故,保障磁悬浮列车安全运行,悬浮架振动幅值需要满足磁悬浮列车标准中的动力学指标安全性限值,可得

$$x_{1amp} \leq [x_{1amp}]$$

(9)

式中, x_{1amp} 为悬浮架的振动幅值; $[x_{1amp}]$ 为悬浮架允许的最大振动幅值。

2.2 基础仿真参数下振动响应分析

为了研究参数的影响,采用的基础仿真参数见表 1^[16]。

表 1 基础仿真参数

参数	m_1/kg	m_2/kg	$k_{11}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$k_{12}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$k_2/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$c_1/((\text{N} \cdot \text{s}) \cdot \text{m}^{-1})$	$c_2/((\text{N} \cdot \text{s}) \cdot \text{m}^{-1})$
数值	6×10^3	6×10^2	3×10^7	1×10^6	1.2×10^5	6×10^4	3×10^4

在上述基础仿真参数下,可以得到不同频率激励下列车的振动响应特性,如图 4 所示。

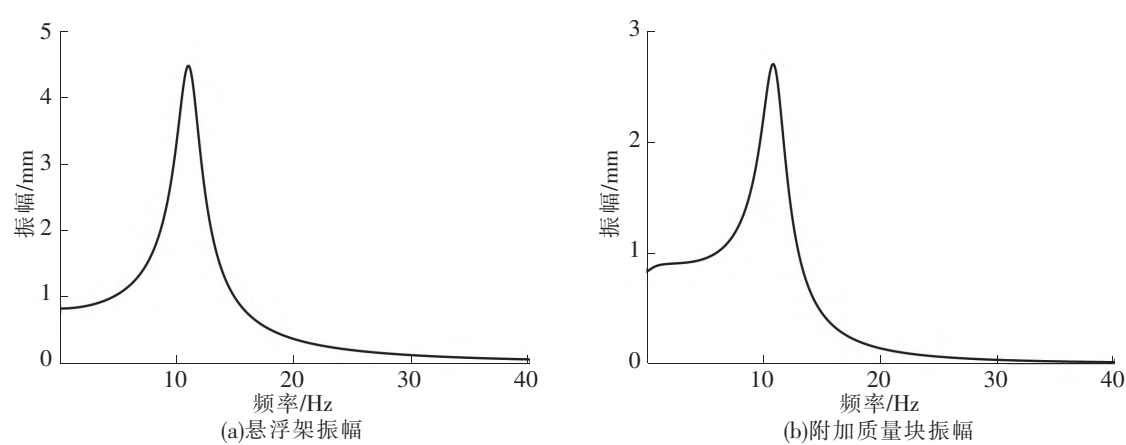


图 4 基础仿真参数下磁悬浮列车的振动响应

由图 4 可以观察到悬浮架振幅、附加质量块振幅随着激励频率的增大先增大,然后随之减小,且满足安全性要求。

2.3 各参数对振动响应影响分析

在其他参数保持恒定的前提下,改变刚度系数 k_2 ,分析刚度系数对悬浮架振幅的影响,如图 5 所示。

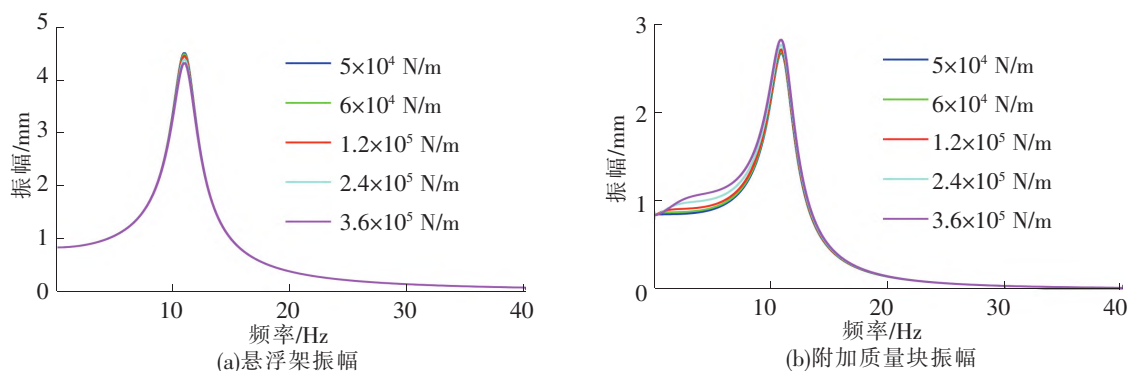


图 5 刚度参数对磁悬浮列车振幅影响

由图 5 可以观察到,在刚度系数 k_2 的不同取值下,悬浮架振幅的变化规律类似,并且峰值位置相对接近,悬浮架最大振幅随着刚度系数 k_2 的增大而逐渐减小;附加质量块最大振幅随着刚度系数 k_2 的增大而逐渐增大。其机理在于:刚度增大使动力吸振器固有频率向激励频段靠近,减振靶向性更强,共振抑制效果提升。但刚度并非越大越好,刚度过高会使吸振器工作频率带偏离目标区间,同时导致附加质量块运动幅度过大。因此为了保证列车走行安全,在一定程度范围内 k_2 越大越好。

在其他参数保持恒定的前提下,改变阻尼系数 c_2 ,分析阻尼系数对悬浮架振幅的影响,如图 6 所示。

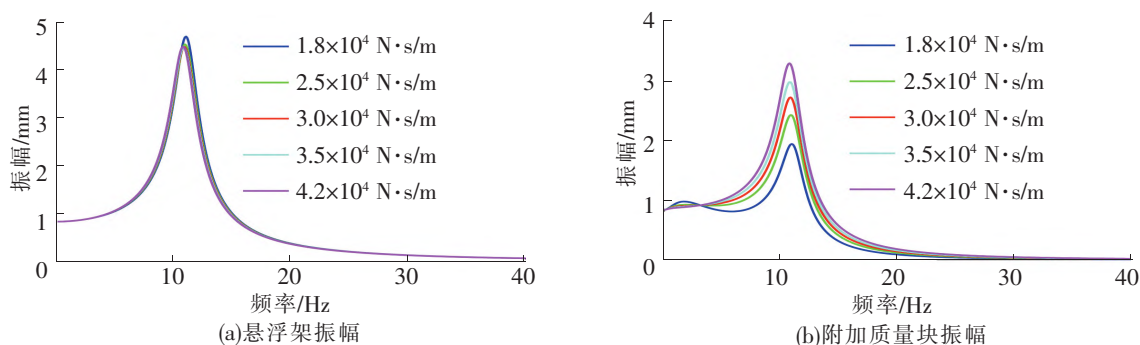


图 6 阻尼参数对磁悬浮列车振幅影响

由图 6 可以观察到,在阻尼系数 c_2 的不同取值下,悬浮架动力学特性曲线峰值位置相对接近,但是悬浮架峰值随着阻尼系数的增大而减小,附加质量块峰值随着阻尼参数的增大而逐渐增大。原因在于阻尼增大提升了系统能量耗散能力,抑制共振尖峰。但阻尼过大时,附加质量块运动受限,动力吸振器接近刚性连接,失去减振机理。因此为了保证列车走行安全,在一定程度范围内 c_2 越大越好。

在单参数研究的基础上,同时改变刚度 k_2 和阻尼 c_2 ,分析双参数对悬浮架在 0~40 Hz 内峰值的影响规律,如图 7 所示。

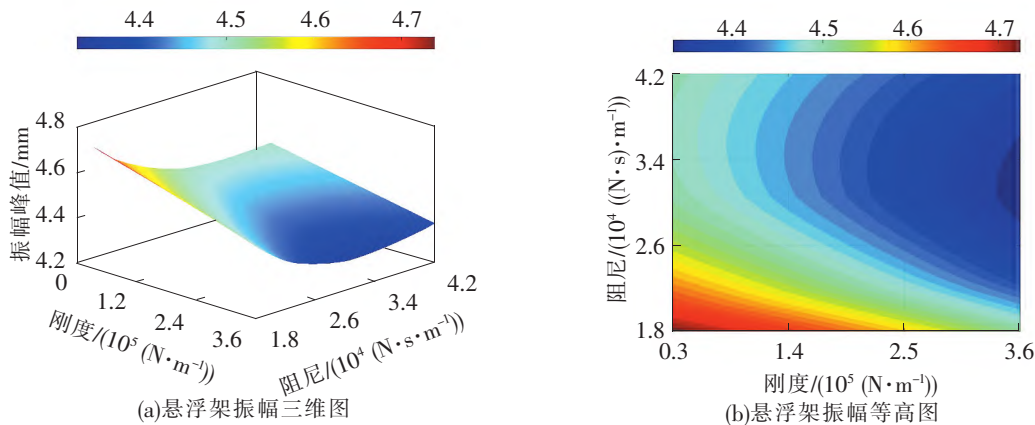


图 7 刚度和阻尼对悬浮架振幅影响

由图7可以观察到,动力吸振器的刚度系数与阻尼系数在一定范围内存在最佳参数组合,如表2所示。该最优组合基于本文给定参数、激励幅值、频率范围等得到,适用于同类型高温超导磁悬浮列车悬浮架系统。当车辆参数、运行速度、激励特性等改变时,最优参数需重新优化确定。

表2 最佳参数组合

参数	刚度 $k_2/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	阻尼 $c_2/((\text{N} \cdot \text{s}) \cdot \text{m}^{-1})$
参数范围	$0.3 \times 10^5 \sim 3.6 \times 10^5$	$1.8 \times 10^4 \sim 4.2 \times 10^4$
最佳参数	3.6×10^5	3.3×10^4

得到最佳参数组合后,对比了悬浮架在无吸振器、最佳参数组合的动力吸振器情况下悬浮架幅频特性,如图8所示。

由图8可以观察到无吸振器下悬浮架在共振激励频率时出现超过安全幅值^[16]的情况,而在动力吸振器减振措施下悬浮架振幅都减小,尤其在共振激励频率时振幅大幅减小,采用动力吸振器后在整个激励频率范围内都满足磁悬浮列车安全性指标,保证了磁悬浮列车在法向力激励作用下保持走行安全。

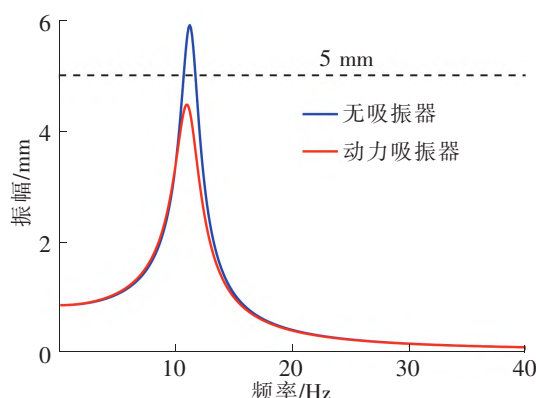


图8 有无减振措施下悬浮架振幅对比

3 结论和展望

针对直线电机牵引法向力激励作用下高温超导磁悬浮列车振动问题,通过理论建模、解析求解与参数分析,系统研究了在吸振器减振措施下的动力学特性。主要结论如下:

(1)建立了动力吸振器下悬浮架系统垂向动力学模型,利用谐波平衡法推导了悬浮架与附加质量块振幅的近似解析解,并通过与数值解对比,验证了解析方法的正确性,为后续参数影响分析提供了高效计算依据。

(2)揭示了动力吸振器参数对磁悬浮系统动力学性能的影响规律。研究发现,增大动力吸振器的刚度和阻尼都有利于抑制悬浮架的振幅值,通过双参数分析得到刚度和阻尼的最佳参数组合,发现最佳参数组合下能保证列车在整个激励频率范围下走行安全。

(3)采用二自由度简化模型,未考虑二系悬挂、横向振动、轨道不平顺等因素,与实际整车运行工况存在一定差距。未来研究方向主要集中在建立包含车体、悬浮架、二系悬挂的整车垂-横向多体动力学模型,考虑多方向耦合振动,同时引入随机激励条件,使其研究更加贴近磁悬浮列车实际运行环境。

参 考 文 献

- [1]邓自刚,刘宗鑫,李海涛,等. 磁悬浮列车发展现状与展望[J]. 西南交通大学学报,2022,57(3):455-474.
- [2]邓自刚,李海涛. 高温超导磁悬浮车研究进展[J]. 中国材料进展,2017,36(5):329-334.
- [3]熊嘉阳,沈志云,池茂儒,等. 高速磁悬浮列车技术综述[J]. 交通运输工程学报,2025,25(2):1-23.
- [4]Moon F C. Chaotic vibrations of a magnet near a superconductor[J]. Phys Lett A, 1988, 132(5): 249-252.
- [5]杨文姣,马光同,Loic Queval,等. 基于三维多物理场强耦合模型的超导磁悬浮振动特性[J]. 科学通报,2019,64(31):3255-3266.
- [6]Cai Yao, Ma Guangtong, Wang Yiyu, et al. Semi-analytical calculation of superconducting electrodynamic suspension train using figure-eight-shaped ground coil[J]. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 2020, 30(5):1-9.
- [7]李岑,姚毓瑾,虞大联,等. 基于动力学仿真分析的磁悬浮列车悬浮架载荷特征研究[J]. 北京交通大学学报,2021,45(3):118-125.
- [8]陈志贤,徐浩,李忠继,等. 高速磁浮列车二系悬挂参数及轨道不平顺幅值研究[J]. 铁道标准设计,2021,65(7):65-69.
- [9]Zhang Mingliang, Sun Guoxiang, Liu Pengfei, et al. Research on force characteristics and running performance of novel

- type high-temperature superconductor magnetic levitation vehicle[J]. Journal of Superconductivity and Novel Magnetism, 2022, 35(3): 635-646.
- [10]张志强, 类延霄, 高信迈. 高速磁悬浮列车直线电机牵引特性分析[J]. 科学技术创新, 2022, 24: 157-160.
- [11]Zhao Zhengwei, Ma Guangtong, Luo Jun, et al. Modeling and characteristic analysis of air-cored linear synchronous motors with racetrack coils for electrodynamic suspension train[J]. IEEE Transactions on Transportation Electrification, 2022, 8(2): 1828-1838.
- [12]Hoshino H, Suzuki E, Watanabe K. Reduction of vibrations in maglev vehicles using active primary and secondary suspension control[J]. QR of RTRI, 2008, 49(2): 113-118.
- [13]李刚. 超导电动磁悬浮列车悬挂系统减振控制策略及其优化研究[D]. 成都:西南交通大学, 2020:1-69.
- [14]陈杰, 宁晓芳, 赵春发. 超导电动磁悬浮列车阻尼线圈振动控制分析[C]// 第十一届全国磁悬浮技术与振动控制学术会议, 2023: 212.
- [15]张丽霞, 李宁斐, 梁冠群, 等. 阻尼连续可调半主动悬架平滑天棚控制策略研究[J]. 噪声与振动控制, 2023, 43(2): 169-173.
- [16]张明亮, 李嘉伟, 申永军, 等. 超导磁悬浮列车振动 NES 控制研究[J]. 力学学报, 2025, 57(9): 2235-2247.

Research on Vibration Characteristics of High-Temperature Superconducting Maglev Trains with Dynamic Vibration Absorbers

ZHANG Mingliang, YANG Bang

(School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: During high-speed operation, the high-temperature superconducting magnetic levitation (maglev) train may experience variations in the levitation gap due to normal force disturbances from the linear motor traction, which can seriously threaten operational safety when the levitation gap exceeds safety standards. To prevent excessive vibration of the train during high-speed operation, a dynamic vibration absorber was proposed to suppress the vibration of the train, and a study on the vibration characteristics of the high-temperature superconducting maglev train with dynamic vibration absorber was conducted. First, the finite element method for mechanical characteristics was used to obtain the levitation force data of the maglev train, and an empirical formula for the combined force of levitation force and gravity was established. Subsequently, a vertical dynamic model of the maglev train under transient normal excitation from the linear motor traction was developed. The harmonic balance method was employed to derive approximate analytical solutions for the steady-state responses of the levitation frame amplitude and additional mass block amplitude. The influence of the stiffness and damping parameter of dynamic vibration absorber on the levitation frame amplitude was analyzed. The research results show that as the linear stiffness k_2 increases, the amplitude of the levitation frame gradually decreases, while the amplitude of the additional mass block m_2 gradually increases. As the damping parameter c_2 gradually increases, the amplitude of the levitation frame slightly decreases, and the amplitude of the additional mass block gradually increases. Under the condition of minimizing the amplitude, the optimal combination of stiffness and damping parameters within a certain range is obtained. Compared to the scenario without vibration reduction measures, the use of the dynamic vibration absorber significantly reduces the amplitude of the levitation frame. The findings of this study provide a vibration reduction method for ensuring and improving the operational safety of maglev trains.

Key words: maglev train; dynamic vibration absorber; harmonic balance method; vibration amplitude