



考虑轨道周期不平顺的高速磁浮列车 悬浮控制方法

李自康¹, 王志强^{1,2,3}, 李晓龙^{1,2,3}, 龙志强^{1,2,3}

(1. 国防科技大学 智能科学学院, 湖南 长沙 410073;

2. 国防科技大学 电磁悬浮与推进技术湖南省重点实验室, 湖南 长沙 410073;

3. 高速磁浮技术装备铁路行业工程研究中心, 山东 青岛 266111)

摘要: 轨道不平顺作为一种高速磁浮列车外部激励, 是导致悬浮控制系统稳定性下降的关键因素。相邻电磁铁通过悬浮框实现共同承载的结构被称作搭接结构, 是高速磁浮列车最小悬浮单元。为提升高速磁浮列车搭接式悬浮系统的鲁棒性和跟随性, 文章开展了相关优化算法研究; 建立考虑周期轨道不平顺的搭接悬浮系统模型, 基于快速电流环和线性二次型调节器设计标称控制器, 分析运行速度、轨道梁挠度及跨距对悬浮系统的影响规律; 针对标称控制器的不足, 设计基于自抗扰控制的优化控制策略, 通过带宽法完成参数配置, 利用奇异摄动理论与李雅普诺夫定理验证闭环系统的稳定性。仿真结果表明, 文章所提出的自抗扰悬浮控制器在全速域范围及复杂轨道工况下均表现出优异的跟随性, 为高速磁浮列车悬浮系统的抗扰控制设计和鲁棒性能提升提供了工程参考。

关键词: 高速磁浮列车; 搭接悬浮系统; 轨道不平顺; 线性二次型调节器; 自抗扰控制

中图分类号: U237

文献标志码: A

文章编号: 1000-128X(2026)02-0015-10

0 引言

高速磁浮列车作为新一代轨道交通装备, 凭借无接触运行、低摩擦损耗、高速高效且环境友好等技术优势, 成为解决长距离大运量客运需求的重要方案^[1]。悬浮系统作为高速磁浮列车的关键子系统, 承担着实现列车车体无接触悬浮、承载车体重量并抑制外部扰动的重要功能^[2], 其控制性能直接决定了列车的运行平稳性、安全性与乘坐舒适性^[3]。随着运行速度的提升, 磁浮列车面临的动态环境愈发复杂, 轨道不平顺、气动载荷扰动以及车轨弹性振动等多源耦合作用显著增强^[4], 导致悬浮间隙波动加剧, 对系统鲁棒性、响应快速性及抗干扰能力提出了更高要求。

轨道不平顺是高速磁浮列车运行过程中的外部扰动源之一, 主要由轨道梁施工误差、基础沉降、温度应力引起的变形及长期运营后的结构磨损与预应力损失等因素引发^[5]。其中, 由轨道梁静挠度形成的周期性轨道不平顺, 因具有波长固定、频率随列车速度动态变化的特征, 对高速运行下的悬浮系统影响尤为显著^[6]。当列车在周期性不平顺轨道上高速行驶时, 轨道的垂向波动会直接作用于悬浮电磁铁, 引发悬浮间隙的剧烈波动。若控制器无法及时对该扰动进行抑制与补偿, 将导致电磁铁线圈电流振荡, 进而产生电磁力突变, 这不仅会降低悬浮系统的跟随精度与稳定性, 还可能加剧电磁铁与轨道的机械冲击, 威胁列车的运行安全^[7]。因此, 研究周期性轨道不平顺下高速磁浮列车悬浮系统的抗扰控制方法, 提升控制器对复杂轨道

基金项目: 国家自然科学基金项目(52332011, 52402456)

通信作者: 龙志强, 男, 博士, 教授, 研究员, 博士生导师, 主要从事电磁悬浮与推进控制、智能诊断与容错控制、智能系统安全控制方面的研究; E-mail: zhqlong@nudt.edu.cn

引用格式: 李自康, 王志强, 李晓龙, 等. 考虑轨道周期不平顺的高速磁浮列车悬浮控制方法[J]. 机车电传动, 2026(2): 15-24.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.02.002.

Citation: LI Zikang, WANG Zhiqiang, LI Xiaolong, et al. Levitation control method for high-speed maglev trains considering periodic track irregularities[J]. Electric drive for locomotives, 2026(2): 15-24.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.02.002.

工况的适配能力,是实现高速磁浮列车安全、平稳、高速运行的关键技术需求。

当前关于高速磁浮轨道不平顺抑制的研究主要围绕两个方面:①基于悬浮系统输入输出关系,分析轨道不平顺的幅值、频率等特性对磁浮列车悬浮性能的影响。文献[8]研究了磁浮轨道不平顺对悬浮系统的影响机理,针对轨枕铺设、轨道梁距离等主要影响因素,从轨道设计、控制器参数优化方面提出抑制策略。文献[9]基于SIMPACK建立了车辆垂向动力学模型,分析了不同波长的轨道高低不平顺激励下的车辆动力学响应。文献[10]基于柔性轨道建立了垂向耦合振动模型,用虚拟激励法转化随机激励,建立轨道激励-车辆响应的映射关系,研究了轨道随机不平顺下磁浮车辆的非线性动力学特性。②从悬浮控制的角度研究轨道不平顺的抑制方法。文献[11]提出融合固定时间扰动观测器与有限时间控制器的复合控制策略,引入指令滤波器处理输入饱和问题,通过多工况仿真验证该策略对轨道不平顺扰动估计的准确性,快速补偿并优化气隙响应,同时兼顾悬浮稳定性与乘坐舒适性,但基于现代控制理论的悬浮控制策略较为依赖精确的系统模型。文献[12]提出基于模糊逻辑系统的自适应协同控制方法,通过模糊补偿未建模动态,实现多电磁铁气隙跟踪误差的有限时间收敛,显著提升系统对轨道不平顺的跟踪能力、多模块协同性能及抗饱和鲁棒性,但智能算法往往复杂度较高,实时性难以满足车载控制要求。自抗扰控制(active disturbance rejection control, ADRC)作为一种不依赖精确数学模型的控制方法,通过扩张状态观测器对系统内外部总扰动进行实时估计与动态补偿,能够有效应对非线性系统的扰动抑制问题,在轨道交通^[13-14]、工业控制^[15-16]等领域得到了广泛应用,为解决周期性轨道不平顺下的稳定悬浮控制提供了可行的技术路径。

基于上述分析,本文以高速磁浮列车搭接式悬浮系统为研究对象,开展周期性轨道不平顺下的悬浮控制算法研究。首先建立基于搭接悬浮系统的动力学模型,研究轨道不平顺对悬浮间隙波动与系统稳定性的影响规律;然后基于线性二次型调节器(linear quadratic regulator, LQR)设计悬浮系统标称控制器,并针对其存在的依赖精确模型、难以主动抵消扰动等不足,设计基于ADRC的悬浮优化控制方法,有效提升悬浮系统的鲁棒性和稳定性。

1 考虑轨道不平顺的高速磁浮列车悬浮系统建模

本章以搭接式悬浮结构为研究对象,建立悬浮系统动力学与线性状态空间模型。每节高速磁浮列车由4套磁浮架支撑,每套磁浮架由4组悬浮搭接结构构成,每组悬浮搭接结构包括2套悬浮系统,每套悬浮系统由

电磁铁、控制器以及传感器组成,每节高速磁浮车辆共有32套悬浮控制系统,如图1所示。

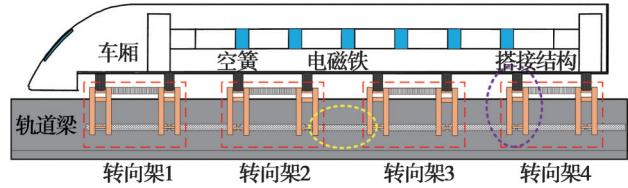


图1 端车悬浮系统位置分布侧视图

Fig. 1 Side view of levitation system layout for end car

高速磁浮列车悬浮模块模型如图2所示。搭接结构包含双侧电磁铁、托臂与连接器、碟形弹簧及空气弹簧等。托臂与横梁通过连接器构成固定悬浮框,该框体向上经碟形弹簧挂载于电磁铁,向下通过空气弹簧与车体连接。通过对电磁铁线圈施加电压,在线圈中形成电流,使电磁铁产生向上的电磁吸力;左右电磁铁产生的电磁力通过一系悬挂传递至托臂,实现对车体的支撑。为保证电磁铁在目标位置稳定悬浮,由传感器实时检测悬浮间隙,依据间隙偏差对电磁铁电流进行调控。悬浮模块与车厢采用空气弹簧相连,空气弹簧可等效为弹簧与阻尼器组成的二次悬挂系统。

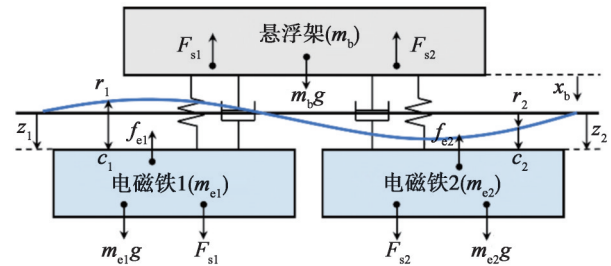


图2 搭接悬浮系统模型

Fig. 2 Model of lap-joint levitation system

对悬浮模块进行如下简化:①忽略绕组漏磁通;②忽略磁铁芯和导轨中的磁阻,即认为磁势均匀分布在气隙上。由于搭接结构的对称性,可以对电磁铁的一侧进行受力分析,其动力学与电磁关系可描述为式(1)。

$$\left. \begin{aligned} m_e \ddot{c} &= m_e g + m_f g - f_e \\ f_e &= \frac{\mu_0 N^2 S}{4} \left(\frac{i}{c} \right)^2 \\ u &= Ri + \frac{\mu_0 N^2 S \dot{c}}{2c} - \frac{\mu_0 N^2 S \ddot{c}}{2c^2} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: m_e 为悬浮模块的质量; m_f 为车体和转向架等效质量; c 为传感器测得的电磁铁与轨道之间的间隙; g 为重力加速度; f_e 为电磁铁产生的电磁力; μ_0 为真空磁导率; N 为电磁铁线圈匝数; S 为电磁铁等效磁极面积; i 为电磁铁线圈电流; u 为电磁铁组两端电压; R 为电磁铁线圈电阻。

轨道不平顺主要由施工误差、基础沉降、温度引起的变形及长期运营磨损等因素导致。对于悬浮控制系统而言,轨道不平顺是一种主要的外部扰动源,既

体现在列车运行垂向的高低变化上, 又体现在横向的方向变化上, 并且同时包含周期性随机性两种特征^[17]。

轨道梁在预应力损失和车辆荷载作用下产生的静挠度是形成周期性不平顺的主要原因, 其简化模型如图3所示。

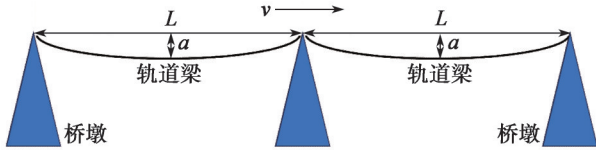


图3 周期性轨道不平顺示意图

Fig. 3 Schematic diagram of periodic track irregularities

该周期性不平顺的波长由轨道梁跨度决定, 而波动的频率则随列车运行速度的变化而变化, 这种不平顺的形态近似于正弦波, 可表示为

$$r(t) = a \sin\left(\frac{2\pi v}{L} t\right) \quad (2)$$

式中: $r(t)$ 为轨道不平顺的波长表达式; a 为轨道梁垂向挠度; v 为列车运行速度; L 为轨道梁跨距。

在实际运行过程中, 由于轨道不平顺的引入, 扰动通过传感器作用至悬浮系统反馈环节。在悬浮控制系统设计过程中主要考虑电磁铁的振动及悬浮间隙变化, 变量之间的关系为

$$z(t) = r(t) + c(t) \quad (3)$$

式中: $z(t)$ 、 $r(t)$ 分别为电磁铁和轨道相对于绝对参考面的位移。

两点搭接结构悬浮系统的动力学模型可以表示如下:

$$\begin{cases} m_b \ddot{x}_b = m_b g - F_{s1} - F_{s2} \\ m_{e1} \ddot{z}_1 = m_{e1} g - f_{e1} + F_{s1} \\ m_{e2} \ddot{z}_2 = m_{e2} g - f_{e2} + F_{s2} \end{cases} \quad (4)$$

式中: m_b 为悬浮架质量; x_b 为悬浮架垂向位移; m_{e1} 和 m_{e2} 为电磁铁的质量 (下标 1、2 分别代表电磁铁 1、电磁铁 2, 下同); z_1 和 z_2 为电磁铁相对于绝对参考面的垂向位移; F_{s1} 和 F_{s2} 为电磁铁碟片弹簧产生的弹性力; f_{e1} 、 f_{e2} 为电磁铁产生的电磁力。

碟形弹簧可简化为弹簧-阻尼器型, 其作用力表示如下:

$$\begin{cases} F_{s1} = k_{s1}(x_b - z_1) + c_{s1}(\dot{x}_b - \dot{z}_1) \\ F_{s2} = k_{s2}(x_b - z_2) + c_{s2}(\dot{x}_b - \dot{z}_2) \end{cases} \quad (5)$$

式中: k_{s1} 、 k_{s2} 为碟形弹簧刚度系数; c_{s1} 、 c_{s2} 为碟形弹簧阻尼系数。

由于搭接结构左右的一系悬挂具有相同的刚度和阻尼, 因此 $k_{s1} = k_{s2} = k_s$, $c_{s1} = c_{s2} = c_s$ 。令 $u_1 = i_1^2$, $u_2 = i_2^2$, 考虑轨道不平顺的搭接系统可表示为式(6)。

$$\begin{cases} m_{e1} \ddot{c}_1 = m_{e1} g + \frac{k_s}{2}(c_1 - c_2) + \frac{c_s}{2}(\dot{c}_1 - \dot{c}_2) - \frac{K_e}{c_1^2} u_1 + F_{d1} \\ m_{e2} \ddot{c}_2 = m_{e2} g + \frac{k_s}{2}(c_2 - c_1) + \frac{c_s}{2}(\dot{c}_2 - \dot{c}_1) - \frac{K_e}{c_2^2} u_2 + F_{d2} \end{cases} \quad (6)$$

式中: K_e 为集总参数, $K_e = \mu_0 N^2 S / 4$; F_{d1} 和 F_{d2} 为由外部扰动和轨道不平顺造成的总扰动。

令 $\mathbf{x} = [c_1 \quad \dot{c}_1 \quad i_1 \quad c_2 \quad \dot{c}_2 \quad i_2]^T$, $\mathbf{u} = [u_1 \quad u_2]^T$, 在平衡点处对搭接结构进行线性化, 则由式(6)可进一步得到高速磁浮搭接结构的线性状态空间方程, 具体方程为

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \Phi \quad (7)$$

式中:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\mu_0 N^2 S i_{01}^2}{2m_{e1} c_{01}^3} & 0 & \frac{\mu_0 N^2 S i_{01}}{2m_{e1} c_{01}^2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{i_{01}}{c_{01}} & \frac{2Rc_{01}}{\mu_0 N^2 S} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\mu_0 N^2 S i_{02}^2}{2m_{e2} c_{02}^3} & 0 & \frac{\mu_0 N^2 S i_{02}}{2m_{e2} c_{02}^2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{i_{02}}{c_{02}} & \frac{2Rc_{02}}{\mu_0 N^2 S} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{2c_{01}}{\mu_0 N^2 S} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{2c_{02}}{\mu_0 N^2 S} \end{bmatrix}; \quad \Phi = \begin{bmatrix} \frac{F_{d1}}{m_{e1}} + g \\ \frac{F_{d2}}{m_{e2}} + g \end{bmatrix}。$$

式(7)中, x_0 为平衡点, $x_0 = (c_0, i_0)$, c_{01} 和 c_{01} 为平衡点处的间隙, i_{01} 和 i_{02} 为平衡点处的电流。由式(7)可知, 经过线性化的搭接悬浮模型是六阶开环不稳定系统, 且该系统是能控且能观的, 通过设计合适的闭环控制算法, 可以实现系统镇定与预期动态性能。

2 基于LQR的悬浮控制算法设计与仿真

本文采用快速电流环与LQR相结合的控制方案, 以搭接结构左右两侧悬浮间隙及其微分为反馈量构建状态反馈最优控制器, 分析磁浮列车运行速度、轨道不平顺幅值以及不平顺波长等关键参数对悬浮系统的影响。

2.1 基于LQR的悬浮控制算法设计

磁悬浮控制中通常采用串级控制, 将悬浮控制回路分解为电流环控制回路和位置环控制回路, 二者可以独立设计。电流环可以提高电流响应速度, 将电流环回路近似为比例环节。针对搭接悬浮系统, 选取系统的状态变量 $\mathbf{x} = [c_1 \quad \dot{c}_1 \quad c_2 \quad \dot{c}_2]^T$, 即左侧悬浮间隙、左侧悬浮间隙的微分、右侧悬浮间隙、右侧悬浮间隙

的微分。根据线性二次型问题的最优控制理论可知，对于性能指标

$$J=\int_0^{\infty}\left[\mathbf{x}^T(t)\mathbf{Q}\mathbf{x}(t)+\mathbf{u}^T(t)\mathbf{R}\mathbf{u}(t)\right]dt\tag{8}$$

使该性能指标极小的最优控制量为

$$\mathbf{u}^*(t)=-\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P}\mathbf{x}(t)\tag{9}$$

式中： $\mathbf{Q}$ 和 $\mathbf{R}$ 分别为状态变量和控制量的加权系数矩阵； $\mathbf{P}$ 为Riccati代数方程的唯一解。

Riccati代数方程为

$$\mathbf{P}\mathbf{A}+\mathbf{A}^T\mathbf{P}-\mathbf{P}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1}\mathbf{B}^T\mathbf{P}+\mathbf{Q}=0\tag{10}$$

取 $\mathbf{Q}=\text{diag}[q_1\ q_2\ q_3\ q_4]$ ，其中， $q_1\sim q_4$ 分别为左侧悬浮间隙、左侧悬浮间隙微分、右侧悬浮间隙、右侧悬浮间隙微分的加权系数。 $\mathbf{R}=\text{diag}[r_1\ r_2]$ ，其中， r_1 和 r_2 分别为左、右两侧控制量的加权系数。令 $q_1=q_2=q_3=q_4=1\ 000$ ， $r_1=r_2=1\ 000$ ，求解Riccati方程得到的最优控制反馈控制律为

$$\mathbf{u}^*=-\mathbf{K}\mathbf{x}\tag{11}$$

式中： $\mathbf{K}=[625\ 10\ 625\ 10]^T$ 。

2.2 基于LQR算法的悬浮系统仿真分析

根据搭接结构的数学模型，利用LQR控制算法实现对悬浮系统的控制仿真，悬浮系统模型参数如表1所示^[18]。稳定悬浮间隙设定为10 mm，仿真结果如图4和图5所示。

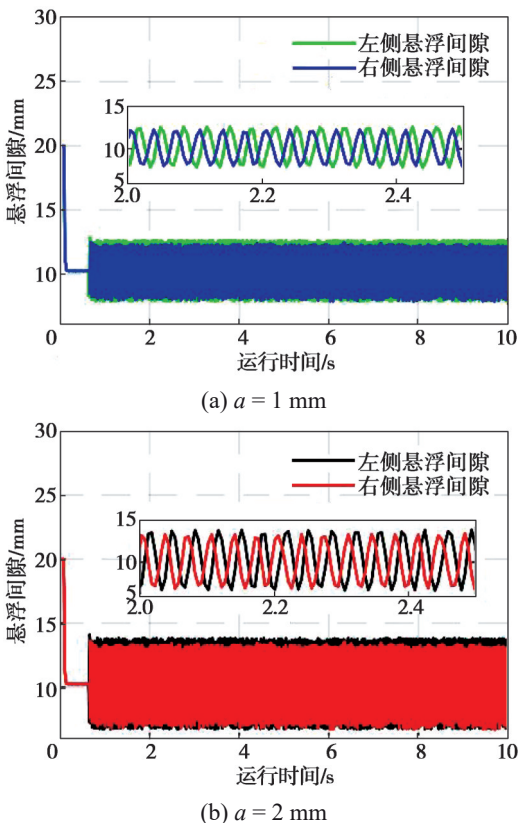


图4 $L=24.768\text{ m}$ 和 $v=600\text{ km/h}$ 时基于LQR的悬浮间隙动态响应曲线

Fig. 4 Dynamic response curve of levitation gap based on LQR ($L=24.768\text{ m}$, $v=600\text{ km/h}$)

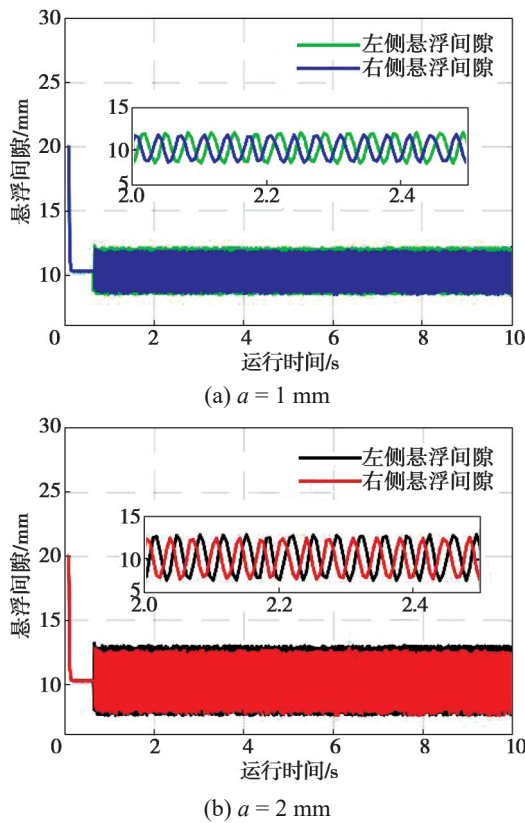


图5 $L=30.96\text{ m}$ 和 $v=600\text{ km/h}$ 时基于LQR的悬浮间隙动态响应曲线

Fig. 5 Dynamic response curve of levitation gap based on LQR ($L=30.96\text{ m}$, $v=600\text{ km/h}$)

图4为轨道梁跨距 $L=24.768\text{ m}$ 、运行速度 $v=600\text{ km/h}$ 时高速磁浮列车悬浮间隙动态响应曲线。此时轨道激励频率为 6.73 Hz ，以悬浮间隙跟踪控制为主，但处于波动范围迅速扩大的频率区间。当不平顺幅值 $a=1\text{ mm}$ 时，悬浮电磁铁与轨道之间的间隙波动 c_1 和 c_2 约为 $\pm 2.75\text{ mm}$ ；当 $a=2\text{ mm}$ 时，间隙波动范围约为 $\pm 4.00\text{ mm}$ 。图5进一步分析了轨道梁跨距 $L=30.96\text{ m}$ 时的悬浮系统动态响应，此时轨道激励频率为 5.38 Hz ，对比图4，在相同不平顺幅值下，激励频率的降低使悬浮间隙误差减小，悬浮系统跟踪性能有所提升。

表1 悬浮系统参数

Table 1 Parameters of levitation system

物理量	取值
悬浮电磁铁质量 m_e/kg	300
车体和转向架等效质量 m_t/kg	2 500
真空磁导率 $\mu_0/(\text{H}\cdot\text{m}^{-1})$	$4\pi\times 10^{-7}$
电磁铁线圈匝数 N	300
电磁铁等效磁极面积 S/m^2	0.834
重力加速度 $g/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	9.8

进一步分析高速磁浮列车在 $0\sim 660\text{ km/h}$ 全速域下的动态运行规律。取 $a=1\text{ mm}$ 恒定不变，得到不同轨道梁跨距对悬浮系统影响的仿真结果如图6所示。由图6可知，当运行速度从 0 km/h 增至 660 km/h 时，由周期性轨道不平顺产生的激励频率逐渐增大；当 $v=660$

km/h、 $L = 24$ m时, 间隙波动最大, 约为2.96 mm; 随着轨道梁跨距增加, 激励频率随之降低, 间隙波动逐渐下降。图7分析了轨道不平顺幅值对悬浮系统的影响。取 $L = 24$ m恒定不变, 随着速度从0 km/h逐步提升至660 km/h, 周期性轨道不平顺所激发的激励频率持续升高。虽然悬浮系统未失稳, 但间隙波动幅值会随速度与不平顺幅值的增加而显著放大, 尤其在 $v = 660$ km/h的高速及 $a = 3$ mm大幅扰动条件下, 间隙波动幅值达到5.84 mm, 此时列车对轨道的跟随性较差, 表明LQR在高频激励下的动态补偿能力不足, 对快速变化的轨道扰动抑制效果逐渐减弱, 难以实现高精度稳定悬浮。

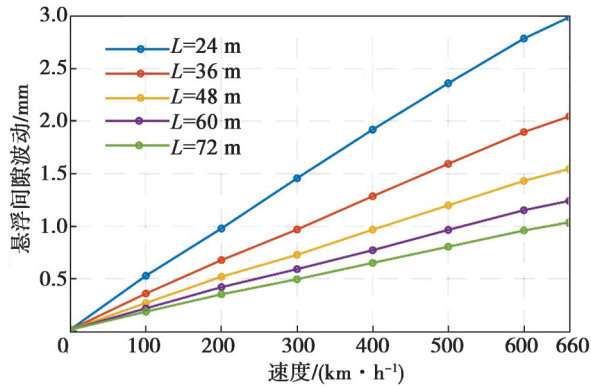


图6 $a = 1$ mm、 L 为 24~72 m、 v 为 0~660 km/h 时基于LQR的悬浮间隙波动范围

Fig. 6 Fluctuation range of levitation gap based on LQR ($a = 1$ mm, $L = 24\sim 72$ m, $v = 0\sim 660$ km/h)

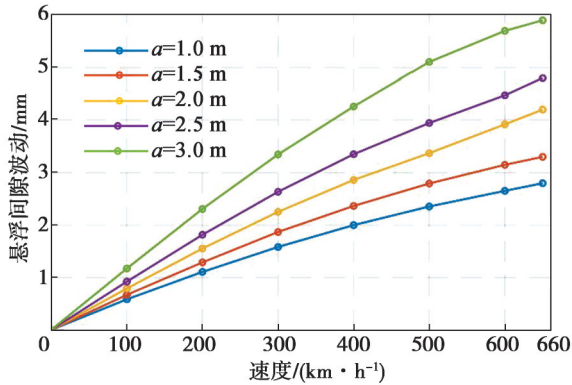


图7 $L = 24$ m、 a 为 1~3 mm、 v 为 0~660 km/h 时基于LQR的悬浮间隙波动范围

Fig. 7 Fluctuation range of levitation gap based on LQR ($L = 24$ m, $a = 1\sim 3$ mm, $v = 0\sim 660$ km/h)

3 基于自抗扰技术的悬浮控制算法优化

标称控制器在理想工况下能够实现高速磁浮列车悬浮间隙的基本稳定, 但在实际运行环境中存在诸多不足。探究其原因, 首先, 标称控制器通常基于线性化模型设计, 未充分考虑系统固有的强非线性特性及参数摄动影响, 使得模型失配问题突出; 其次, 该类控制器对轨道不平顺、电磁参数变化等外部扰动缺乏

有效的观测与补偿机制, 难以应对复杂多变的运行工况。因此, 本文设计了具有更强扰动估计与补偿能力的ADRC悬浮控制策略, 用于轨道不平顺下的高速磁浮系统优化。

3.1 自抗扰控制器设计与参数整定

ADRC主要由跟踪微分器 (tracking differentiator, TD)、扩张状态观测器 (extended state observer, ESO) 以及状态误差反馈控制律3个部分组成, 并辅以扰动补偿环节。其中TD用于提取微分信号, 实现理想的过渡过程; ESO作为ADRC核心, 用于实时估计轨道不平顺等外部扰动; 状态误差反馈控制律利用状态误差生成非线性控制量, 通过扰动补偿将ESO观测到的总扰动实时抵消, 将复杂非线性对象简化为积分串联型结构。

3.1.1 跟踪微分器(TD)

工程实践中应用最广泛且被证明最有效的TD是韩京清教授提出的最速控制综合函数, 通常被称为fhan离散跟踪微分器^[18], 其离散迭代公式如下:

$$\begin{cases} v_1(k+1) = v_1(k) + h \cdot v_2(k) \\ v_2(k+1) = v_2(k) + h \cdot \text{fhan}(v_1(k) - r(k), v_2(k), r_0, h_0) \end{cases} \quad (12)$$

式中: $r(k)$ 为含噪声的原始输入信号; $v_1(k)$ 为跟踪后的平滑信号; $v_2(k)$ 为提取的微分信号; h 为采样步长; r_0 为速度因子; h_0 为滤波因子。

在实际工程中只需要调节 r_0 和 h_0 。其中, r_0 决定跟踪的最大加速度能力, 可取值为略大于系统允许的最大加速度, 确保快速跟踪输入变化的同时不产生超调; h_0 决定噪声抑制能力和相位滞后情况, 通常整定为采样周期的4~10倍, 通过增大该值可在牺牲少量相位滞后指标的前提下显著增强系统对高频噪声的抑制能力^[19]。

3.1.2 扩张状态观测器(ESO)

上述状态空间方程包含2个悬浮点, 令 $x_1 = c_1$, $x_2 = \dot{c}_1$, 解耦后的单点搭建悬浮模型可表示如下:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = a_1 x_1 + a_2 x_2 + b u + x_3 \\ \dot{x}_3 = \phi_1 \end{cases} \quad (13)$$

式中: $a_1 = \frac{\mu_0 N^2 S i_{01}^2}{2 m_{e1} c_{01}^3}$; $a_2 = -\frac{\mu_0 N^2 S i_{01}}{2 m_{e1} c_{01}^2}$; $b = \frac{2 c_{01}}{\mu_0 N^2 S}$; x_3 为总扰动项; u 为控制输入, ϕ_1 为扰动估计变化率。

为实现状态重构与扰动估计, 引入如下三阶非线性ESO:

$$\begin{cases} e_1 = z_1 - x_1 \\ \dot{z}_1 = z_2 - \beta_1 e_1 \\ \dot{z}_2 = z_3 - \beta_2 \text{fal}_1(e_1, \alpha_1, \delta_1) + b_0 u \\ \dot{z}_3 = -\beta_3 \text{fal}_2(e_1, \alpha_2, \delta_2) \end{cases} \quad (14)$$

式中: e_1 为估计误差, z_1 、 z_2 、 z_3 分别为 x_1 、 x_2 、 x_3 的

观测值； β_1 、 β_2 、 β_3 为ESO增益； b_0 为控制器增益参数； $\text{fal}(\cdot)$ 为分段函数，由一段线性区和一段幂函数区组成。

$\text{fal}(\cdot)$ 函数可表示为

$$\text{fal}(e_i, \alpha_i, \delta_i) = \begin{cases} |e_i|^{\alpha_i} \text{sgn}(e_i), & |e_i| > \delta_i \\ \frac{e_i}{\delta_i^{1-\alpha_i}}, & |e_i| \leq \delta_i \end{cases}, i=1, 2 \quad (15)$$

式中： α_i 为非线性因子， $0 < \alpha_i < 1$ ； δ_i 为线性区宽度阈值； $\text{sgn}(\cdot)$ 为符号函数。

所设计的非线性ESO可以在不显著增加相位滞后的前提下，通过非线性反馈提供更高的有效带宽，从而观测到频率更高的扰动分量。

采用带宽整定法将非线性ESO和极点配置在负实轴上，通过带宽参数统一调节。设ESO带宽为 ω_0 ，则有式(16)。

$$\left. \begin{aligned} \beta_1 &= 3\omega_0 \\ \beta_2 &= 3\omega_0^2 \\ \beta_3 &= \omega_0^3 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

通过上述观测器增益整定，可使ESO的特征多项式转换为 $(s + \omega_0)^3$ 。观测器带宽 ω_0 受测量噪声、传感器采样频率限制，因此提升 ω_0 有利于观测器快速收敛，但是过大的带宽会放大高频测量噪声，引发控制量高频抖振；而降低 ω_0 则使观测器收敛速度变慢，会降低对系统总扰动的实时估计与补偿能力。

3.1.3 状态误差反馈控制律

利用TD产生的理想信号与ESO估计的实际状态之间的误差，基于比例-微分(PD)反馈设计ADRC状态误差反馈控制律，可表示为

$$u_0 = k_p(v_1 - z_1) + k_d(v_2 - z_2) \quad (17)$$

式中： k_p 、 k_d 分别为比例增益和微分增益。

假设期望的闭环带宽为 ω_c ，则线性近似的PD参数可选取如下：

$$\left. \begin{aligned} k_p &= \omega_c^2 \\ k_d &= 2\omega_c \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

控制器带宽 ω_c 受执行机构响应速率、物理约束和机械谐振频率制约。提升 ω_c 可以提升响应速度和控制精度，但是取值过高易造成控制输出饱和、系统超调增大甚至振荡失稳；取值过低则系统响应迟缓、稳态误差偏大，快速性难以满足工程指标要求。

分析得到含扰动补偿的最终控制律为

$$u = \frac{u_0 - z_3}{b_0} \quad (19)$$

式中： b_0 为待设计控制律参数。

3.2 稳定性分析

基于奇异摄动理论与李雅普诺夫稳定性定理，对周期性轨道不平顺下的高速磁浮列车ADRC悬浮控制

系统进行稳定性分析。由于ADRC采用串联结构，其稳定性证明分为2个步骤。首先需证明ESO对总扰动估计误差的收敛性；其次基于时间尺度分离原理，证明在ESO收敛的前提下闭环反馈系统的稳定性。

3.2.1 ESO收敛性分析

定义观测误差为 $e_i = z_i - x_i$ ，其中 $i=1, 2, 3$ 。结合式(13)所示的被控对象模型与式(14)所示的非线性ESO，可得观测误差的动态方程如下：

$$\left. \begin{aligned} \dot{e}_1 &= e_2 - \beta_1 e_1 \\ \dot{e}_2 &= e_3 - \beta_2 \text{fal}_1(e_1, \alpha_1, \delta_1) \\ \dot{e}_3 &= \phi_1 - \beta_3 \text{fal}_2(e_1, \alpha_2, \delta_2) \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

对于高速磁浮列车的悬浮系统，周期性轨道不平顺引起的扰动及其变化率是有界的，即存在常数 $M > 0$ ，使得 $|\phi_1(t)| \leq M$ 。

引入缩放变换 $\rho \leq 1/\omega_0$ ，令 $\eta = [\eta_1 \ \eta_2 \ \eta_3]^T$ ($\eta_i = e_i/\rho^{3-i}$, $i=1, 2, 3$)，根据带宽整定方法式(16)可知，当 ω_0 足够大时，非线性函数 $\text{fal}(\cdot)$ 主要工作在线性区域附近，误差系统可近似为线性系统。构造李雅普诺夫函数如下：

$$V_{\text{obs}} = \eta^T P \eta \quad (21)$$

式中： P 为正定矩阵，且满足 $(A - LC)^T P + P(A - LC) = -Q'$ (Q' 为正定矩阵)； $L = [\beta_1 \ \beta_2 \ \beta_3]^T$ ； $C = [1 \ 0 \ 0]^T$ 。

对 V_{obs} 求导并代入误差动态方程可得

$$\dot{V}_{\text{obs}} \leq -\lambda_{\min}(Q') \|\eta\|^2 + 2\|P\| \|\eta\| \frac{M}{\omega_0^2} \quad (22)$$

式中： $\lambda_{\min}$ 为矩阵 Q' 的最小特征值。

由式(22)可知，当观测误差范数 $\|\eta\| > \frac{2\|P\|M}{\lambda_{\min}(Q')\omega_0^2}$

时， $\dot{V}_{\text{obs}} < 0$ 。这表明观测误差系统是最终一致有界的，且随着 ω_0 的增大，观测误差 ε_i 将收敛到一个极小的邻域 $o(\cdot)$ 内，即

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \varepsilon_i(t) \leq o\left(\frac{1}{\omega_0^k}\right), k > 0 \quad (23)$$

3.2.2 闭环系统稳定性分析

ADRC闭环系统是一类典型的快-慢双时间尺度系统，根据奇异摄动理论可知，当ESO带宽 ω_0 远大于控制器带宽 ω_c 时，观测器的动态响应相对于闭环控制过程可视为瞬时完成。定义跟踪误差为 $\zeta_i = v_i - x_i$ ，其中， $i=1, 2$ ，可得到闭环系统误差动态方程如下：

$$\left. \begin{aligned} \dot{\zeta}_1 &= \zeta_2 \\ \dot{\zeta}_2 &= -k_p \zeta_1 - k_d \zeta_2 + \Delta(t) \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

式中： $\Delta(t) = k_p e_1 + k_d e_2 + e_3 + (\dot{r} - v_2)$ ，其包含了观测误差和TD的跟踪误差。

由3.2.1节可知， ε_i 是有界的，同时TD的设计能够保证 $v_2 \rightarrow \dot{r}$ 。因此， $\Delta(t)$ 有界，即 $|\Delta(t)| \leq \Gamma$ ，其中， Γ 为正常数，表示扰动上界。

对于式(24)所示的系统, 其特征方程为 $s^2 + k_d s + k_p = 0$ 。根据式(18)的参数整定规则, 特征根均位于左半复平面, 即 $s = -\omega_c$, 表明系统是渐近稳定的。进一步构造闭环系统的李雅普诺夫函数 $V_{cl} = \frac{1}{2} k_p \zeta_1^2 + \frac{1}{2} k_d \zeta_2^2$, 对其求导可得

$$\dot{V}_{cl} = -k_d \zeta_2^2 + \zeta_2 \Delta(t) \leq -2\omega_c \zeta_2^2 + |\zeta_2| \Gamma \quad (25)$$

当 $|\zeta_2| > \frac{\Gamma}{2\omega_c}$ 时, $\dot{V}_{cl} < 0$, 表明闭环跟踪误差 ζ_i 也是最终一致有界的, 且随着控制器带宽 ω_c 的增加以及观测误差 Γ 的减小, 跟踪误差的收敛域进一步缩小。综上所述, 所设计的ADRC控制器能够有效克服轨道不平顺带来的强扰动, 保证高速磁浮列车悬浮系统的稳定运行。

3.3 基于ADRC的悬浮系统仿真分析

为验证所设计的ADRC控制器在周期性轨道不平顺条件下对高速磁浮列车悬浮系统的控制效果, 本节沿用3.2节中轨道不平顺的仿真工况与参数设置, 搭建基于ADRC的悬浮系统仿真模型, 并对比标称控制器与ADRC的悬浮间隙、悬浮电流动态响应特性, 分析列车运行速度、轨道不平顺幅值、轨道梁跨距等关键参数对悬浮系统的影响。ADRC参数采用带宽整定法并结合工程经验进行优化整定, 系统模型参数和表1参数一致, 控制参数的选取如表2所示。

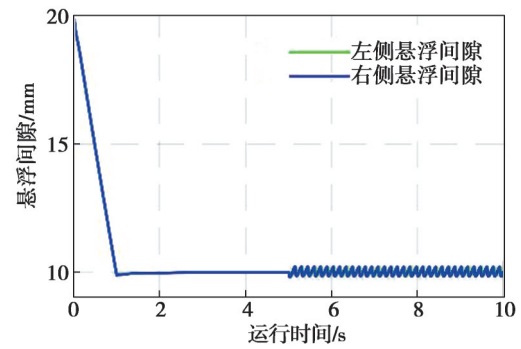
表2 ADRC控制器参数

Table 2 Parameters of ADRC-based controller

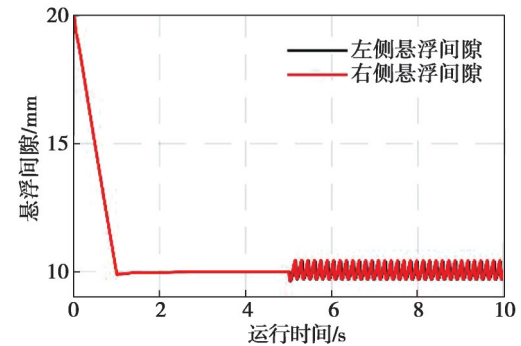
项目名称	参数符号	取值
TD	r_0, h_0, h	1, 0.002, 0.001
ESO	$\alpha_1, \delta_1, \alpha_2, \delta_2, b_0, \beta_1, \beta_1, \beta_1$	0.5, 0.02, 0.5, 0.02, 3.2, 1 100, 2 100, 4 400
反馈系数	k_p, k_d	4 800, 2 000

选取轨道梁跨距 L 分别为 24.768 m 和 30.960 m、列车运行速度 $v = 600$ km/h、轨道不平顺幅值 a 分别为 1 mm 和 2 mm, 开展ADRC控制器控制下悬浮系统的动态响应仿真, 得到悬浮系统动态响应曲线如图8和图9所示。由图8、图9可知, 基于ADRC控制的左侧、右侧悬浮间隙均能实现快速跟踪, 电磁铁表面与轨道之间的间隙波动值 c_1 和 c_2 相较于LQR控制大幅降低, 且无明显的滞后与超调现象, 间隙稳态值保持在设计范围内, 左右两侧间隙一致性良好, 搭接结构的悬浮同步性得到显著提升, ADRC使悬浮间隙与电流的动态响应特性得到改善。

为全面分析ADRC控制器在多种运行工况下的适应性, 进一步开展列车速度-轨道梁跨距、列车速度-不平顺幅值双参数仿真试验, 得到ADRC控制下悬浮间隙的波动范围特性曲线如图10、图11所示。



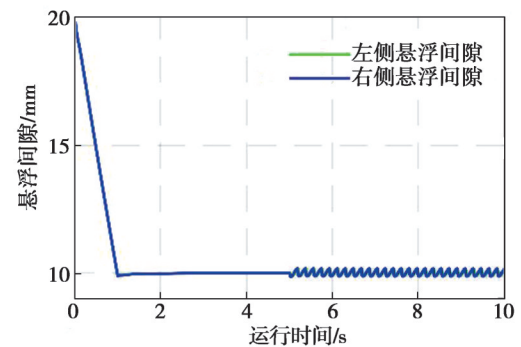
(a) $a = 1$ mm



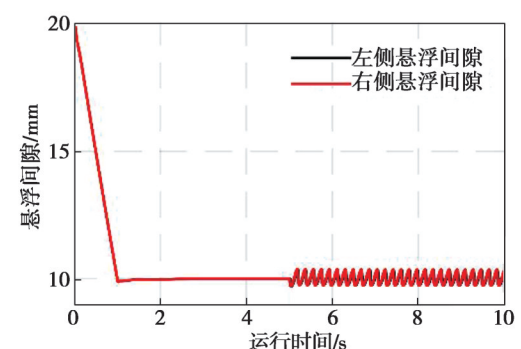
(b) $a = 2$ mm

图8 $L = 24.768$ m 和 $v = 600$ km/h 时基于ADRC的悬浮间隙动态响应曲线

Fig. 8 Dynamic response curve of levitation gap based on ADRC ($L = 24.768$ m, $v = 600$ km/h)



(a) $a = 1$ mm



(b) $a = 2$ mm

图9 $L = 30.960$ m 和 $v = 600$ km/h 时基于ADRC的悬浮间隙动态响应曲线

Fig. 9 Dynamic response curve of levitation gap based on ADRC ($L = 30.960$ m, $v = 600$ km/h)

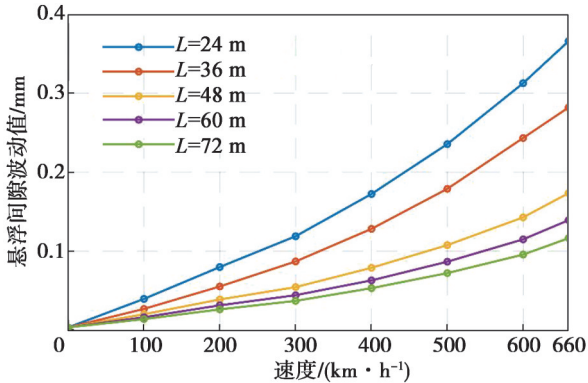


图 10 $a = 1\text{ mm}$ 、 L 为 24~72 m、 v 为 0~660 km/h 时
基于 ADRC 的悬浮间隙波动范围
Fig. 10 Fluctuation range of levitation gap based on ADRC
($a = 1\text{ mm}$, $L = 24\sim 72\text{ m}$, $v = 0\sim 660\text{ km/h}$)

在轨道不平顺幅值 $a = 1\text{ mm}$ 的固定工况下，列车速度从 0 km/h 增加至 660 km/h，轨道梁跨距 L 取 24~72 m 时，悬浮间隙波动范围变化如图 10 所示。结果表明，随着列车速度的提升以及轨道梁跨距的减小，扰动频率增加，悬浮间隙波动幅度呈逐步增大趋势；在 $L = 24\text{ m}$ 、 $v = 660\text{ km/h}$ 的极端工况下，基于 ADRC 的悬浮系统间隙波动为 0.32 mm，同等仿真条件下基于 LQR 的悬浮间隙波动为 2.85 mm；当轨道梁跨距增大至 48~72 m 时，由于轨道激励频率降低，不同速度下的悬浮间隙波动幅度逐渐下降。

将轨道梁跨距 L 设置为固定值 24 m，列车速度从 0 km/h 增加至 660 km/h，轨道不平顺幅值 a 取 1~4 mm，

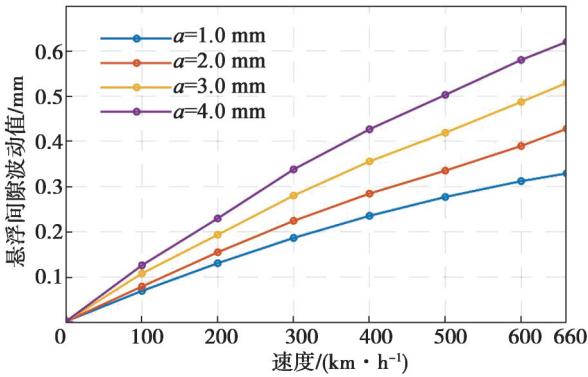


图 11 $L = 24\text{ m}$ 、 a 为 1~4 mm、 v 为 0~660 km/h 时
基于 ADRC 的悬浮间隙波动范围
Fig. 11 Fluctuation range of levitation gap based on ADRC
($L = 24\text{ m}$, $a = 1\sim 4\text{ mm}$, $v = 0\sim 660\text{ km/h}$)

悬浮间隙波动范围变化如图 11 所示。由仿真结果可知，随着不平顺幅值的增大，悬浮间隙波动幅度呈线性小幅增长，但整体增长趋势平缓；在 $a = 4\text{ mm}$ 、 $v = 600\text{ km/h}$ 工况下，悬浮间隙波动仅为 0.62 mm。同时，相较于 LQR 控制下间隙波动与速度的关系曲线斜率随幅值增大显著提升的特性，ADRC 控制下该斜率几乎保持恒定，表明系统对不平顺幅值的敏感度大幅降低，即使在较大轨道不平顺工况下仍能保证稳定的悬浮性能。

基于标称控制器 LQR 和改进 ADRC 悬浮控制方法在不同工况条件、不同速度下的定量对比结果如表 3 所示。

表 3 悬浮间隙误差控制效果对比分析

Table 3 Control effect comparison of levitation gap errors		mm						
工况条件		100 km/h	200 km/h	300 km/h	400 km/h	500 km/h	600 km/h	660 km/h
LQR	$a=1\text{ mm}$, $L=24\text{ m}$	0.53	0.99	1.48	1.90	2.36	2.77	3.01
	$a=1\text{ mm}$, $L=48\text{ m}$	0.26	0.52	0.75	0.99	1.23	1.44	1.52
	$a=1\text{ mm}$, $L=72\text{ m}$	0.22	0.33	0.50	0.69	0.76	0.95	1.02
	$L=24\text{ mm}$, $a=1\text{ mm}$	0.51	1.21	1.49	2.01	2.30	2.67	2.85
	$L=24\text{ mm}$, $a=2\text{ mm}$	0.83	1.50	2.33	2.89	3.45	3.98	4.12
	$L=24\text{ mm}$, $a=3\text{ mm}$	1.66	2.35	3.30	4.18	5.06	5.79	5.90
ADRC	$a=1\text{ mm}$, $L=24\text{ m}$	0.04	0.08	0.12	0.17	0.23	0.31	0.37
	$a=1\text{ mm}$, $L=48\text{ m}$	0.03	0.04	0.06	0.08	0.11	0.15	0.18
	$a=1\text{ mm}$, $L=72\text{ m}$	0.02	0.03	0.04	0.05	0.07	0.10	0.12
	$L=24\text{ mm}$, $a=1\text{ mm}$	0.07	0.13	0.19	0.23	0.28	0.31	0.32
	$L=24\text{ mm}$, $a=2\text{ mm}$	0.08	0.15	0.22	0.29	0.33	0.39	0.42
	$L=24\text{ mm}$, $a=3\text{ mm}$	0.17	0.20	0.28	0.35	0.41	0.49	0.52

4 结论

针对周期性轨道不平顺下高速磁浮列车悬浮系统标称控制器跟随性能不足、鲁棒性弱的问题，本文设计了基于 ADRC 的悬浮系统优化方案。通过建立考虑

轨道不平顺的非线性搭接悬浮模型，构建含跟踪微分器、扩张状态观测器的 ADRC 控制器并完成参数整定，结合奇异摄动与李雅普诺夫定理验证了系统稳定性。仿真结果表明，当列车以 600 km/h 运行，轨道梁跨距为 24.768 m，不平顺幅值分别为 1 mm、2 mm、3 mm 工况下，基于 ADRC 的控制下的悬浮系统间隙波动分

别降至 0.31 mm、0.39 mm、0.49 mm, 相较 LQR 分别减小 2.36 mm、3.59 mm、5.30 mm。未来将继续推进该控制方法的工程化适配与车载嵌入式移植, 开展实车线路工况试验标定; 同时面向多悬浮模块耦合扰动场景, 拓展多模块协同的 ADRC 控制架构, 结合在线参数整定、故障容错控制进一步优化, 为国产高速磁浮列车工程化落地提供可靠高效的悬浮控制方法。

参考文献:

- [1] 常文森. 磁浮列车: 最新研究趋势[J]. 科学, 1993(6): 42-45.
CHANG Wensen. Maglev train: latest research trends[J]. Science, 1993(6): 42-45.
- [2] 吴祥明. 磁浮列车[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2003.
WU Xiangming. Maglev train[M]. Shanghai: Shanghai Scientific and Technical Publishers, 2003.
- [3] 丁叁叁. 时速 600 公里高速磁浮交通系统[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2022.
DING Sansan. 600 km/h high-speed maglev transportation system[M]. Shanghai: Shanghai Scientific and Technical Publishers, 2022.
- [4] 张昆仑. 高速磁浮铁路技术[M]. 北京: 中国铁道出版社, 2021.
ZHANG Kunlun. High-speed maglev railway technology [M]. Beijing: China Railway Publishing House, 2021.
- [5] 林国斌, 刘万明, 徐俊起, 等. 中国高速磁浮交通的发展机遇与挑战[J]. 前瞻科技, 2023, 2(4): 7-18.
LIN Guobin, LIU Wanming, XU Junqi, et al. Opportunities and challenges for the development of high-speed maglev transportation in China[J]. Science and technology foresight, 2023, 2(4): 7-18.
- [6] 王滢, 张昆仑, 张慧娴, 等. 高速磁浮交通系统制式特征与适应性[J]. 前瞻科技, 2023, 2(4): 19-30.
WANG Ying, ZHANG Kunlun, ZHANG Huixian, et al. Characteristics and adaptability of different types of high-speed maglev transportation systems[J]. Science and technology foresight, 2023, 2(4): 19-30.
- [7] 和风, 冯洋, 佟来生, 等. 高速磁浮车辆通过平面曲线时悬浮架和电磁铁的弹性变形分析[J]. 机车电传动, 2022(4): 1-8.
HE Feng, FENG Yang, TONG Laisheng, et al. Elastic deformation analysis of the levitation bogie and the electromagnet of high-speed maglev vehicle running over the plane curve[J]. Electric drive for locomotives, 2022(4): 1-8.
- [8] 余佩倡, 李杰, 周丹峰, 等. 磁浮轨道不平顺对悬浮系统影响的抑制方法[J]. 国防科技大学学报, 2016, 38(4): 191-198.
YU Peichang, LI Jie, ZHOU Danfeng, et al. Method for suppressing influence of track irregularity to maglev suspension system[J]. Journal of national university of defense technology, 2016, 38(4): 191-198.
- [9] 魏高恒, 陈晓昊, 罗世辉, 等. 轨道高低不平顺对磁浮车辆动力学性能的影响[J]. 机车电传动, 2019(4): 56-60.
WEI Gaoheng, CHEN Xiaohao, LUO Shihui, et al. Influence of track vertical irregularity on dynamic performance of maglev vehicles[J]. Electric drive for locomotives, 2019(4): 56-60.
- [10] 陈琛, 徐俊起, 荣立军, 等. 轨道随机不平顺下磁浮车辆非线性动力学特性[J]. 交通运输工程学报, 2019, 19(4): 115-124.
CHEN Chen, XU Junqi, RONG Lijun, et al. Nonlinear dynamics characteristics of maglev vehicle under track random irregularities[J]. Journal of traffic and transportation engineering, 2019, 19(4): 115-124.
- [11] JIANG S H, SHEN D, ZHANG T B, et al. Nonlinear robust composite levitation control for high-speed EMS trains with input saturation and track irregularities[J]. IEEE transactions on intelligent transportation systems, 2022, 23(11): 20323-20336.
- [12] SUN Y G, QIANG H Y, WANG L, et al. A fuzzy-logic-system-based cooperative control for the multielectromagnets suspension system of maglev trains with experimental verification[J]. IEEE transactions on fuzzy systems, 2023, 31(10): 3411-3422.
- [13] 韩京清. 自抗扰控制技术[J]. 前沿科学, 2007(1): 24-31.
HAN Jingqing. Auto disturbances rejection control technique[J]. Frontier science, 2007(1): 24-31.
- [14] 康劲松, 丁浩, 倪菲, 等. 计及悬浮系统影响的高速磁浮直线同步电机建模方法[J]. 西南交通大学学报, 2024, 59(4): 729-736.
KANG Jinsong, DING Hao, NI Fei, et al. Modeling of high-speed maglev linear synchronous motors considering influence of suspension system[J]. Journal of southwest Jiaotong university, 2024, 59(4): 729-736.
- [15] 崔刚, 周瑾, 徐九华, 等. 集成电磁作动器的主轴铣削强迫振动主动控制[J]. 振动工程学报, 2024, 37(11): 1803-1810.
CUI Gang, ZHOU Jin, XU Jiuhua, et al. Active control of forced vibration in spindle milling with integrated electromagnetic actuator[J]. Journal of vibration engineering, 2024, 37(11): 1803-1810.
- [16] FENG Y, ZHAO C F, WU D H, et al. Effect of levitation gap feedback time delay on the EMS maglev vehicle system dynamic response[J]. Nonlinear dynamics, 2023, 111(8): 7137-7156.
- [17] 徐俊起, 林国斌, 陈琛, 等. 负载扰动下磁浮车辆多点悬浮建模与控制[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2020, 48(9): 1353-1363.
XU Junqi, LIN Guobin, CHEN Chen, et al. Modeling and control of multi-point levitation of maglev vehicle under

loading disturbance[J]. Journal of Tongji university(natural science), 2020, 48(9): 1353-1363.

[18] YANG Y, LI Z K, DAI C H, et al. Nonlinear robust composite levitation control for joint structure of high-speed maglev train under external disturbance and time-varying model parameters[J]. IEEE transactions on transportation electrification, 2026, 12(2): 2843-2854.

[19] 张和洪, 张文进, 陈建, 等. BP神经网络跟踪微分器在磁浮列车悬浮控制中的应用[J]. 交通运输工程学报, 2025, 25(1): 94-106.

ZHANG Hehong, ZHANG Wenjin, CHEN Jian, et al. Application of BP neural network tracking differentiator in maglev train suspension control[J]. Journal of traffic and transportation engineering, 2025, 25(1): 94-106.

Levitation control method for high-speed maglev trains considering periodic track irregularities

LI Zikang¹, WANG Zhiqiang^{1, 2, 3}, LI Xiaolong^{1, 2, 3}, LONG Zhiqiang^{1, 2, 3}

(1. College of Intelligence Science and Technology, National University of Defense Technology, Changsha, Hunan 410073, China;
2. Hunan Provincial Key Laboratory of Electromagnetic Levitation and Propulsion Technology, Changsha, Hunan 410073, China;
3. Engineering Research Center of Railway Industry on High-speed Maglev Technology and Equipment, Qingdao, Shandong 266111, China)

Abstract: As an external excitation for high-speed maglev trains (HMT), track irregularity is a critical factor degrading stability of their levitation control systems. Adjacent electromagnets jointly provide supporting force via the levitation frame, and these lap-joint structures constitute the minimum levitation units of HMTs. This paper aims at improving robustness and tracking performance of these lap-joint levitation systems. To this end, relevant optimization algorithms were studied and a lap-joint levitation system model was established, which incorporates periodic track irregularities. A nominal controller was designed based on a fast current loop and linear quadratic regulator (LQR), and the influence of train speed, track beam deflection and span on the levitation system were analyzed. To address deficiencies in the nominal controller, an optimized control strategy based on active disturbance rejection control (ADRC) was developed. Controller parameters were configured using a bandwidth method, and the stability of the resulting closed-loop system was verified via the singular perturbation theory and Lyapunov theorem. Simulation results indicate that the proposed ADRC-based controller exhibits excellent tracking performance across the full speed range and under complex track conditions, providing an engineering reference for anti-disturbance control design and robustness improvement for HMT’s levitation systems.

Keywords: high-speed maglev train; lap-joint levitation system; track irregularity; linear quadratic regulator; active disturbance rejection control

收稿日期: 2026-01-12; 修回日期: 2026-02-28
责任编辑: 白 云