

基于双滑模面的变轨距列车悬挂系统控制方法

刘玉梅¹, 陈洪鹏¹, 庄娇娇², 陈 熔¹, 王梦雨¹

(1. 吉林大学 交通学院, 长春 130022; 2. 临沂大学 机械与车辆工程学院, 山东 临沂 276000)

摘 要: 为了改善高速变轨距列车在不同轨距线路上的运行性能, 采用基于双滑模面的滑模半主动控制方法, 调节二系悬挂中空气弹簧和磁流变阻尼器的阻尼力。搭建 1/4 车分数阶天棚阻尼控制的滑模参考模型, 设计双滑模面滑模控制器, 将半主动控制方法应用于二系空气弹簧和横向磁流变阻尼器; 构建变轨距列车悬挂系统半主动控制的整车联合仿真模型, 分析 1 435 mm/1 520 mm 轨距下变轨距车辆对轨道不平顺激励的响应性能, 验证整车半主动控制方法的有效性。

关键词: 铁路运输; 变轨距列车; 悬挂系统; 双滑模面控制; 动力学性能

中图分类号: U260 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2025)09-2902-11

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20240141

Control method of suspension system of variable-gauge train based on double sliding surfaces approach

LIU Yu-mei¹, CHEN Hong-peng¹, ZHUANG Jiao-jiao², CHEN Rong¹, WANG Meng-yu¹

(1. College of Transportation, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. School of Mechanical and Vehicle Engineering, Linyi University, Linyi 276000, China)

Abstract: To enhance the operational performance of high-speed variable-gauge trains on different gauge lines, a semi-active control method based on double sliding surfaces was used to adjust the damping force of air springs and magnetorheological (MR) dampers in the secondary suspension. Based on double sliding surfaces, a quarter-vehicle fractional-order skyhook damping control reference model was established, and a double sliding surface controller was designed. The semi-active controller was applied to secondary air springs and transverse magnetorheological dampers. Finally, a joint simulation model of the whole vehicle for the variable-gauge train suspension system was constructed. The response performance to track irregularity excitation on 1 435 mm/1 520 mm gauges is analyzed to verify the effectiveness of the semi-active control method on whole vehicle.

Key words: railway transport; variable-gauge trains; suspension system; double sliding surfaces control; dynamic performance

收稿日期: 2024-02-04.

基金项目: 吉林省自然科学基金项目(20220101199JC); 吉林省产业核心技术攻关项目(20240302061GX); 吉林省智能制造重大科技专项项目(20210301006GX).

作者简介: 刘玉梅(1966-), 女, 教授, 博士生导师. 研究方向: 车辆智能化检测与轨道车辆装备.

E-mail: lymls@163.com

0 引言

随着我国“一带一路”和“交通强国”政策的推行,跨国以及跨地区间客流和货运需求迅速增长,但我国与大部分周边国家采用不同的轨距线路,严重阻碍了国际联运发展^[1]。采用变轨距列车解决不同轨距联运问题,具有成本低、效率高、经济效益好等显著优势,且更符合国家运输发展的战略需求。自20世纪40年代西班牙 Talgo 公司申请首个变轨距专利开始,波兰、德国、日本、俄罗斯、瑞士等国家先后开展变轨距技术研究^[2-4]。

变轨距列车在变轨距前后的运行稳定性、运行品质和运行平稳性都有一定的变化,对悬挂系统提出了更高的要求。采用可变悬挂系统可有效改善变轨距列车变轨前后的运行性能。可变悬挂系统的控制方式主要包括主动、半主动和被动控制,半主动控制以其能量消耗小、方便改进等特点,得到业界和学界的普遍重视。Yang等^[5]提出并应用了一种位移-速度和天棚阻尼-速度的控制策略,用于磁流变阻尼器;Nguyen等^[6]基于自适应神经模糊推理系统、滑模控制和不确定性观测器提出了一种悬挂系统半主动控制策略;廖英英等^[7]提出了一种线性连续型天棚-加速度阻尼控制算法,用于提高半主动悬架在中高频区域内的振动控制效果;金天贺等^[8]基于 H_∞ 控制算法设计了可抑制列车车体横向共振的控制策略,使随机激励的车辆乘坐舒适性水平从C级提高到B级。

以上文献中提及的半主动控制方法大多局限于在固定轨距下运行的轨道车辆,针对变轨距列车悬挂系统的半主动控制策略研究较少;而传统半主动控制策略存在一定局限性,控制效果有待进一步提高。因此,本文针对高速变轨距列车,提出了双滑模面的滑模半主动控制方法,旨在进一步改善高速变轨距列车半主动悬挂系统的控制效果。

1 变轨距转向架模型搭建

1.1 1/4车半主动悬挂系统模型

轨道车辆悬挂系统是安装于列车车体与车轮之间,用于支撑和连接车体与车轮的复杂振动系统。为了使分析过程便捷可靠,首先建立1/4车半主动悬挂系统模型,如图1所示。该1/4车辆模型只保留车体与转向架间二系弹簧和二系阻尼器,以及转向架与车轮间一系弹簧的关键结构和

性能参数,并简化了系统的输入。模型中, m_1 、 m_2 分别为1/2构架质量和1/4车体质量; z_0 为轨道不平顺激励; z_1 、 z_2 分别为构架和车体的垂向位移; c_1 为二系悬挂垂向减振器阻尼; k_1 、 k_2 分别为一、二系悬挂垂向弹簧刚度; f 为半主动控制可调阻尼力。

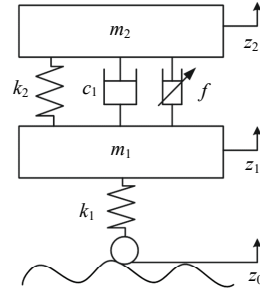


图1 两自由度1/4车半主动悬挂系统模型

Fig. 1 Model of two degree of freedom semi-active suspension system of quarter-vehicle

由图1及牛顿第二定律可以得到悬挂系统的动力学方程为:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_2 = -c_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - k_2(z_2 - z_1) - f \\ m_1 \ddot{z}_1 = c_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2(z_2 - z_1) - k_1(z_1 - z_0) + f \end{cases} \quad (1)$$

将动力学方程写成状态方程的形式,设 $x_{p1} = z_1 - z_0$, $x_{p2} = \dot{z}_1$, $x_{p3} = z_2 - z_1$, $x_{p4} = \dot{z}_2$, 选取系统的状态变量 X_p 为:

$$X_p = [x_{p1}, x_{p2}, x_{p3}, x_{p4}]^T \quad (2)$$

将式(1)(2)表示成系统状态空间模型:

$$\begin{aligned} \dot{X}_p &= A_p X_p + B_p U_p \quad (3) \\ \text{式中: } A_p &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & -\frac{c_1}{m_1} & -\frac{k_2}{m_1} & \frac{c_1}{m_1} \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{c_1}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & -\frac{c_1}{m_2} \end{bmatrix}; \\ B_p &= [B_{p1}, B_{p2}] = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ -\frac{1}{m_1} & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{m_2} & 0 \end{bmatrix}; U_p = [f, \dot{z}_0]^T. \end{aligned}$$

1.2 基于天棚阻尼控制的参考模型

选取理想天棚阻尼控制作为半主动控制的参考对象,在簧载质量 m_2 与天空惯性系之间模拟一个理想减振器,根据悬架及车体的速度变化,通过调整阻尼系数 c_{sr} 的大小调节控制力,使簧载质量的绝对速度最小^[9]。图2为理想天棚阻尼模型,

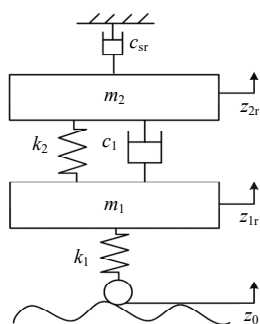


图2 理想天棚阻尼模型

Fig. 2 Ideal ceiling damping model

其中 z_{1r} 、 z_{2r} 分别为簧下质量 m_1 和簧载质量 m_2 的垂向位移。

由图2及牛顿第二定律可得天棚阻尼系统动力学方程为：

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_{2r} = -c_1(\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r}) - k_2(z_{2r} - z_{1r}) + c_{sr}\dot{z}_{2r} \\ m_1 \ddot{z}_{1r} = c_1(\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r}) + k_2(z_{2r} - z_{1r}) - k_1(z_{1r} - z_0) \end{cases} \quad (4)$$

半主动控制阻尼器的控制思想是当 $(\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r})\dot{z}_{2r} > 0$ 时,阻尼器的可调阻尼力与簧载质量的绝对速度成正比;当 $(\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r})\dot{z}_{2r} \leq 0$ 时,采用最小阻尼力,即天棚阻尼力 f_{sky} 满足:

$$f_{sky} = \begin{cases} -c_{sr}\dot{z}_{2r}, & (\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r})\dot{z}_{2r} > 0 \\ 0, & (\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r})\dot{z}_{2r} \leq 0 \end{cases} \quad (5)$$

为了提高天棚阻尼控制的效果,使其能够任意调整控制力的大小和相位,引入分数阶微积分理论。用簧载质量的位移分数阶导数 D_t^α 代替式(5)中的 $\dot{z}_{2r}$,即天棚阻尼力为:

$$f_{sky} = \begin{cases} -c_{sr}D_t^\alpha \dot{z}_{2r}, & (\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r})D_t^\alpha \dot{z}_{2r} > 0 \\ 0, & (\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r})D_t^\alpha \dot{z}_{2r} \leq 0 \end{cases} \quad (6)$$

$$-1 < \alpha < 1$$

分数阶天棚阻尼系统动力学方程可描述为:

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_{2r} = -c_1(\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r}) - k_2(z_{2r} - z_{1r}) + c_{sr}D_t^\alpha \dot{z}_{2r} \\ m_1 \ddot{z}_{1r} = c_1(\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r}) + k_2(z_{2r} - z_{1r}) - k_1(z_{1r} - z_0) \end{cases} \quad (7)$$

式中: D_t^α 为 m_2 的位移 $\dot{z}_{2r}$ 的 α 阶分数阶导数,参考文献[10],本文取值为 0.25。

将式(7)写成状态方程的形式,设 $x_{r1} = z_{1r} - z_0$, $x_{r2} = \dot{z}_{1r}$, $x_{r3} = z_{2r} - z_{1r}$, $x_{r4} = \dot{z}_{2r}$, 选取系统的状态变量 X_r 为:

$$X_r = [x_{r1}, x_{r2}, x_{r3}, x_{r4}]^T \quad (8)$$

将式(7)(8)表示成系统状态空间模型,则分数阶天棚阻尼系统 $\dot{X}_r$ 可表示为:

$$\dot{X}_r = A_r X_r + B_r U_r \quad (9)$$

$$\text{式中: } A_r = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & -\frac{c_1}{m_1} & -\frac{k_2}{m_1} & \frac{c_1}{m_1} \\ 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{c_1}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & -\frac{c_1 + c_{sr}D_t^\alpha}{m_2} \end{bmatrix};$$

$$B_r = \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; U_r = [\dot{z}_0]_0$$

2 基于双滑模面的半主动悬挂系统滑模控制

2.1 常规滑模控制器设计

滑模变结构控制属于自动控制中一种特殊的非线性控制方法,可随系统偏差及其各阶导数的动态变化不断调整,保证系统在预定轨迹上运动^[11]。模型参考控制问题归结为设计控制 u , 使跟踪误差 e 满足:① $\lim_{t \rightarrow 0} e(t) = 0$; ② $e(t)$ 具有良好的动态品质。

设切面函数 s 为:

$$s = Ce \quad (10)$$

式中: C 为常数矩阵; $e = X_r - X_p$ 为跟踪误差。则跟踪滑模动态方程可表示为:

$$\dot{e} = \dot{X}_r - \dot{X}_p = A_r e + (A_r - A_p)X_p + B_r u_r - B_p u_p \quad (11)$$

为使跟踪问题有解,可将方程简化为:

$$\dot{e} = [I - B_p(CB_p)^{-1}C]A_r e \quad (12)$$

式中: I 为单位矩阵。

取变换矩阵 T 为:

$$T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \frac{m_2}{m_1} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (13)$$

令 $\tilde{B}_{p1} = TB_{p1}$, 则式(12)变为:

$$\dot{\tilde{e}}_1 = \tilde{A}_{r11}\tilde{e}_1 + \tilde{A}_{r12}\tilde{e}_2 \quad (14)$$

$$\text{式中: } \tilde{e} = Te; \tilde{A}_{r11} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{k_1}{m_1} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}; \tilde{A}_{r12} =$$

$$\begin{bmatrix} \frac{m_2}{m_1} \\ \frac{c_{sr}}{m_1} \\ -\frac{m_2}{m_1} + 1 \end{bmatrix}; \tilde{B}_{p1} = TB_{p1} = \begin{bmatrix} 0 \\ \tilde{B}_{p12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{m_2} \end{bmatrix}。$$

$\tilde{B}_{p12}$ 为非奇异矩阵,则有:

$$s = Ce = \tilde{C}Te = (\tilde{C}_1, \tilde{C}_2)\tilde{e} \quad (15)$$

当系统运动到滑模面上时,滑动模态方程为

$$\dot{\tilde{e}}_1 = (\tilde{A}_{r11} - \tilde{A}_{r12}\tilde{C}_2^{-1}\tilde{C}_1)\tilde{e}_1 \quad (16)$$

对系统进行极点配置,设有矩阵 $K = \tilde{C}_2^{-1}\tilde{C}_1$, 使方程 $[\lambda I - (\tilde{A}_{r11} - \tilde{A}_{r12}k)] = 0$ 的根均在复数平面的左半面。由极点配置得到矩阵 K 后,即可得到滑模系数矩阵:

$$\tilde{C} = [\tilde{C}_1 \quad \tilde{C}_2] = [\tilde{C}_2 K \quad \tilde{C}_2] = \tilde{C}_2 [K \quad I] \quad (17)$$

取 $\tilde{C} = I$, 从而得到等效控制力为:

$$u_{eq} = (CB_{p1})^{-1}C[A_r e + (A_r - A_p)X_p] \quad (18)$$

切换滑模采用一般趋近律中的等速趋近律,则有:

$$\dot{s} = C\dot{e} = -\epsilon \operatorname{sgn}(s), \quad \epsilon > 0 \quad (19)$$

可得切换控制律:

$$u_{sw} = (CB_{p1})^{-1}\epsilon \operatorname{sgn}(s) \quad (20)$$

因此,参考滑模控制器的总控制律为:

$$u = u_{eq} + u_{sw} \quad (21)$$

则相应的系统滑模控制律为:

$$f_d = u = (CB_{p1})^{-1}C[A_r e + (A_r - A_p)X_p] + (CB_{p1})^{-1}\epsilon \operatorname{sgn}(s) \quad (22)$$

综上可得半主动悬挂的控制阻尼力为:

$$F_d = \begin{cases} f_d, & u(t)(\dot{z}_2 - \dot{z}_{2r}) > 0 \\ 0, & u(t)(\dot{z}_2 - \dot{z}_{2r}) \leq 0 \end{cases} \quad (23)$$

2.2 双滑模面控制器设计

传统滑模控制器设计采用单一滑模面,通过滑模面参数的自适应调整,对不确定性影响进行一定的补偿,但对于更为严重的测量不确定性,补偿作用有限。双滑模面控制方法由第2滑模面自动补偿测量不确定性和干扰对系统的影响,第1滑模面保证系统误差收敛特性,采用等速趋近律描述滑模面趋近运动,并采用双曲正切函数抑制滑模抖振,以提升控制过程的稳定性。

定义滑模控制器的第2滑模面 η 为:

$$\eta = s + K_0 \int_0^t \operatorname{sgn}(s) d\tau \quad (24)$$

第2滑模面通过对第一滑模面的符号函数积分得到。对式(24)求导,可得:

$$\dot{\eta} = \dot{s} + K_0 \operatorname{sgn}(s) \quad (25)$$

采用等速趋近率描述趋近运动,可得:

$$\dot{\eta} = -\epsilon \operatorname{sgn}(\eta) \quad (26)$$

将式(19)代入式(25),结合式(26)可得:

$$C\dot{e} = -\epsilon \operatorname{sgn}(\eta) - K_0 \operatorname{sgn}(s) \quad (27)$$

将式(11)代入式(27),可得系统滑模控制律为:

$$U = (CB_{p1})^{-1} \left\{ C[A_r e + (A_r - A_p)X_p] - \epsilon \operatorname{sgn}(\eta) - K_0 \operatorname{sgn}(s) \right\} \quad (28)$$

由于式(28)中的符号函数可能使系统在稳态时产生抖振,为了减小稳态抖振,本文采用双曲正切函数 $\tanh(\eta/p_1^2)$ 和 $\tanh(s/p_2^2)$ 代替符号函数 $\operatorname{sgn}(\eta)$ 和 $\operatorname{sgn}(s)$,即用平滑函数代替不连续函数,其中 p_1, p_2 为转移因子。则系统控制律变为:

$$U = (CB_{p1})^{-1} \left\{ C[A_r e + (A_r - A_p)X_p] - \epsilon \tanh(\eta/p_1^2) - K_0 \tanh(s/p_2^2) \right\} \quad (29)$$

当 p_1, p_2 取较小值时,能够保证函数 $\tanh(\eta/p_1^2)$ 和 $\tanh(s/p_2^2)$ 接近 $\operatorname{sgn}(\eta)$ 和 $\operatorname{sgn}(s)$, 具有较好的动态性能;当 p_1, p_2 取较大值时,可有效消除抖振,因此应综合具体要求确定 p_1, p_2 值。

3 变轨距列车半主动悬挂系统仿真

为了研究变轨距列车采用双滑模面滑模半主动悬挂系统在高速运行时的鲁棒性和有效性,本文选取不同速度等级,对2种轨距状态(1435 mm/1520 mm)下变轨距车辆的动力学性能进行了分析。

3.1 仿真模型的搭建

选取车辆参数:1/4车体质量 m_2 为11000 kg, 1/2构架质量 m_1 为1307.5 kg,一系悬挂刚度 k_1 为1 MN/m,二系悬挂刚度 k_2 为0.335 MN/m,二系基础阻尼 c_0 为20 kN·s/m,天棚阻尼 c_{sr} 为8 kN·s/m。如图3和图4所示,分别搭建了1/4车半主动悬挂控制系统模型和基于双滑模面滑模半主动控制模型。

进一步构建半主动悬挂系统 Simpack 与 Matlab 联合仿真模型(见图5),分别在 Simulink 中建立磁流变阻尼器和半主动空气弹簧阻尼力模型与双滑模面滑模控制器。Simpack 将车辆动力学状态变量封装在 Simat 模块中并与 Matlab/Simulink 进行数据交互,控制系统根据接收到的动力学信息运行控制程序并计算,再将控制结果通过 Simat 模块传回 Simpack,使车辆状态朝着预期目标

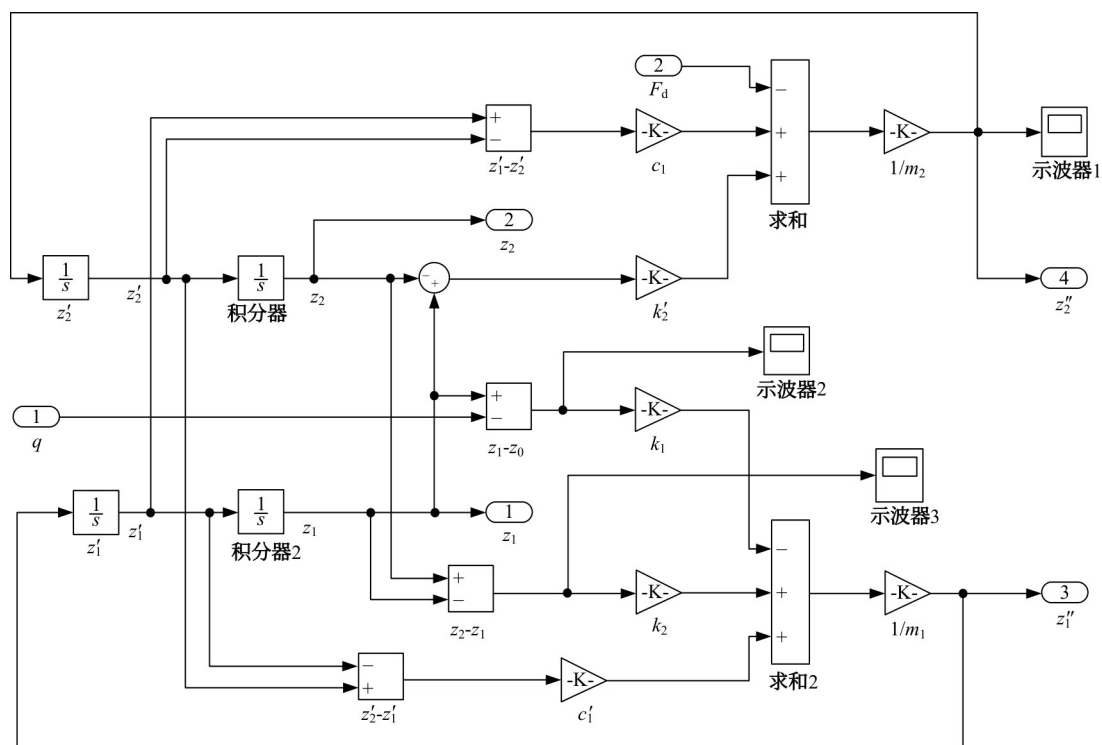


图3 轨道车辆 1/4 车半主动悬挂系统模型

Fig. 3 Quarter-vehicle semi-active suspension system model for rail vehicles

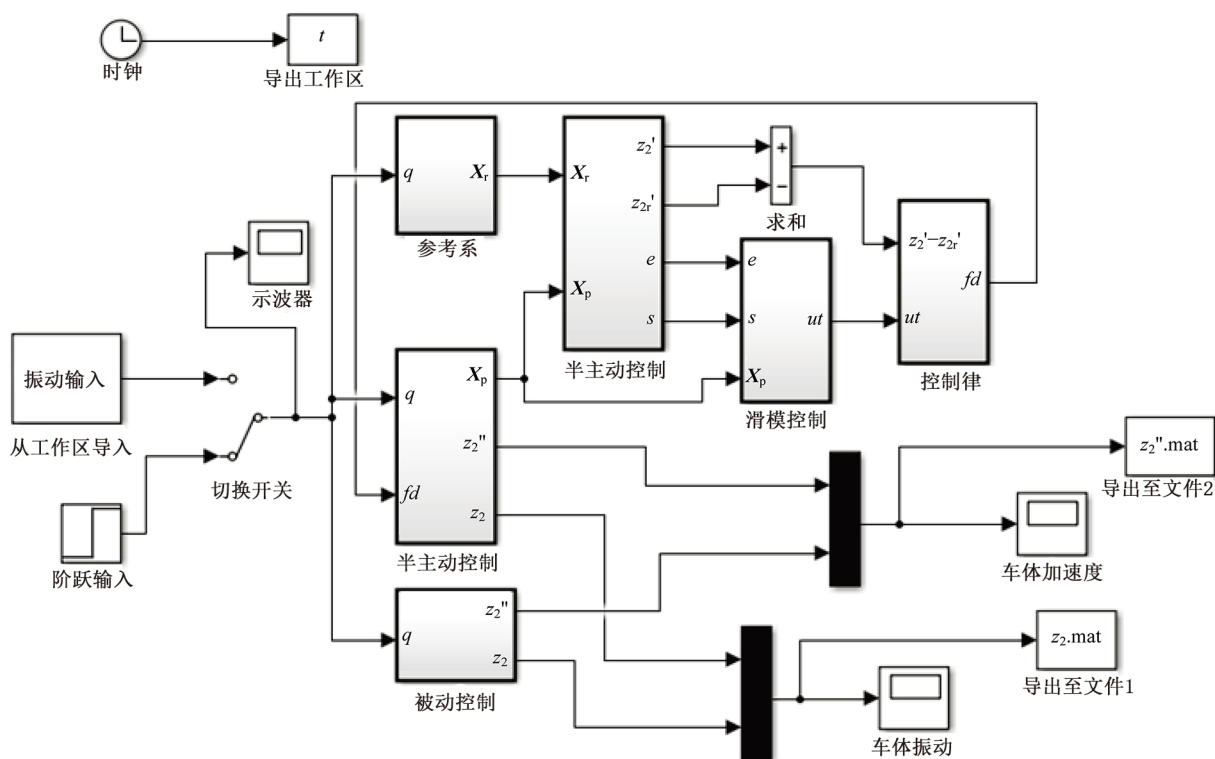


图4 基于双滑模面的滑模半主动控制模型

Fig. 4 Sliding mode semi-active control model based on double sliding surfaces

发展,最终达到车辆平稳运行的目的。

空气弹簧安装在车体与转向架之间,其半主动控制主要通过调节主气室与附加气室之间节流孔

直径控制输出阻尼力,进而改善轨道车辆运行的垂向平稳性;磁流变阻尼器安装在构架与车体之间作为二系横向半主动控制装置,通过控制输入电流或

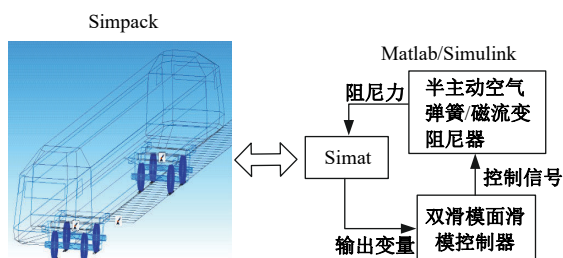


图5 联合仿真示意图

Fig. 5 Joint simulation schematic diagram

电压达到系统控制阻尼力的目的。

联合仿真控制模型,采用本课题组设计的高速变轨距车辆作为仿真试验的原型车^[12]。按照《机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范》(GB/T 5599—2019)^[13]要求,分别设计直线、大半径曲线、小半径曲线、直向通过道岔和侧向通过道岔5种试验区段,车轮踏面采用LMA型踏面^[14],轮轨型面采用CHN60钢轨型面^[15],轨道不平顺激励采用德国高速线路轨道谱^[16]。其中,小曲线半径区段设置圆曲线半径为400 m,曲线超

高150 mm;大曲线半径区段设置圆曲线半径为7 000 m,曲线超高150 mm。分别采样之后,分析双滑模面滑模半主动控制列车的运行稳定性、运行品质和运行平稳性。

3.2 运行稳定性

动车组运行稳定性采用脱轨系数、轮重减载率、轮轴横向力、横向稳定性等指标进行评价。其中,横向稳定性采用转向架构架横向振动加速度峰值 $\geq 8 \text{ m/s}^2$ 的次数进行评价,若次数 ≥ 6 ,判定转向架构架横向失稳。图6为仿真环境下,不同控制方式、不同轨距下变轨距列车的运行稳定性指标情况。

由图6可知,采用基于分数阶天棚阻尼的双滑模面滑模半主动控制方法使变轨距列车在不同轨距下运行时的最大脱轨系数、轮轴横向力、横向加速度峰值超过 8 m/s^2 的次数均有所降低,同时导致车辆的轮重减载率小幅增大,但仍在规范规定的安全限值(≤ 0.65)内。可见,双滑模面滑模半主动控制方法使变轨距列车的横向稳定性得到改善。

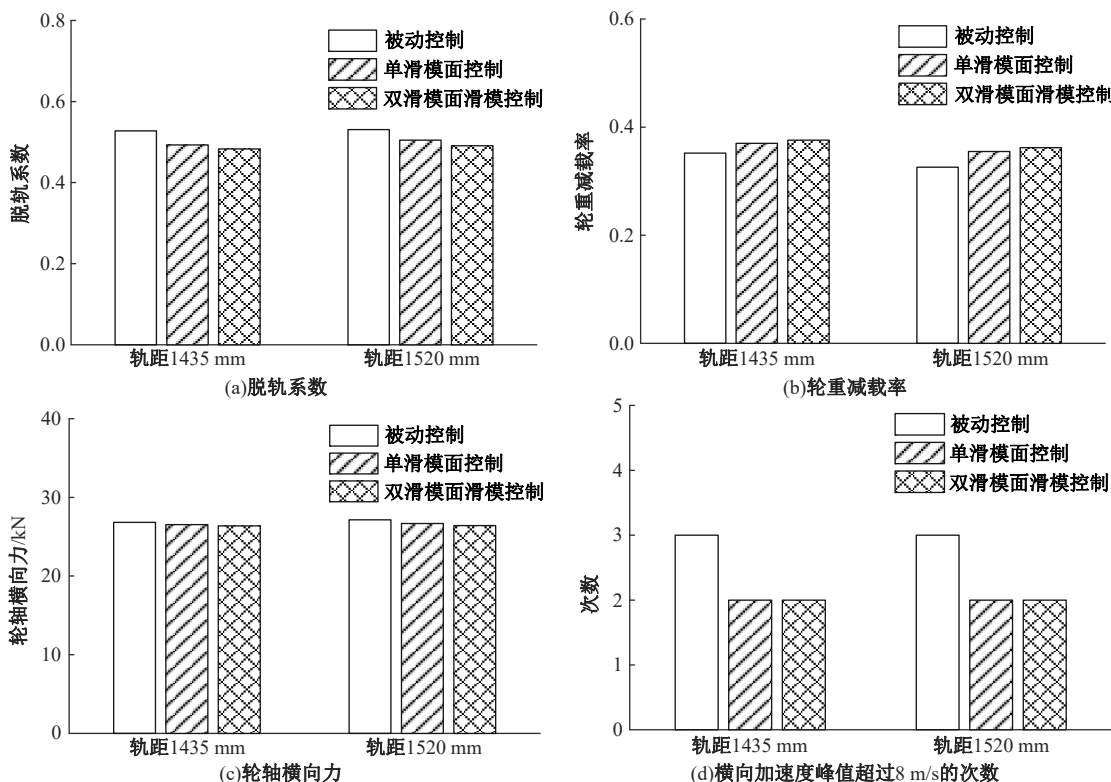


图6 不同控制方式下高速变轨距列车运行稳定性指标

Fig. 6 Stability index of high-speed variable gauge train under different control modes

3.3 运行品质

采用不同的控制方法,选取不同速度等级,对2种轨距状态下运行的变轨距车辆车体振动的横向加速度 a_{iy} 和垂向加速度 a_{iz} 进行测试。仿真仍

然采用德国高速轨道谱,车辆的基本悬挂参数不变,仿真结果如图7、图8及表1、表2所示。

从图7和表1可以看出:在1 435 mm轨距状态下不同车速下运行时,双滑模面滑模半主动控制悬挂

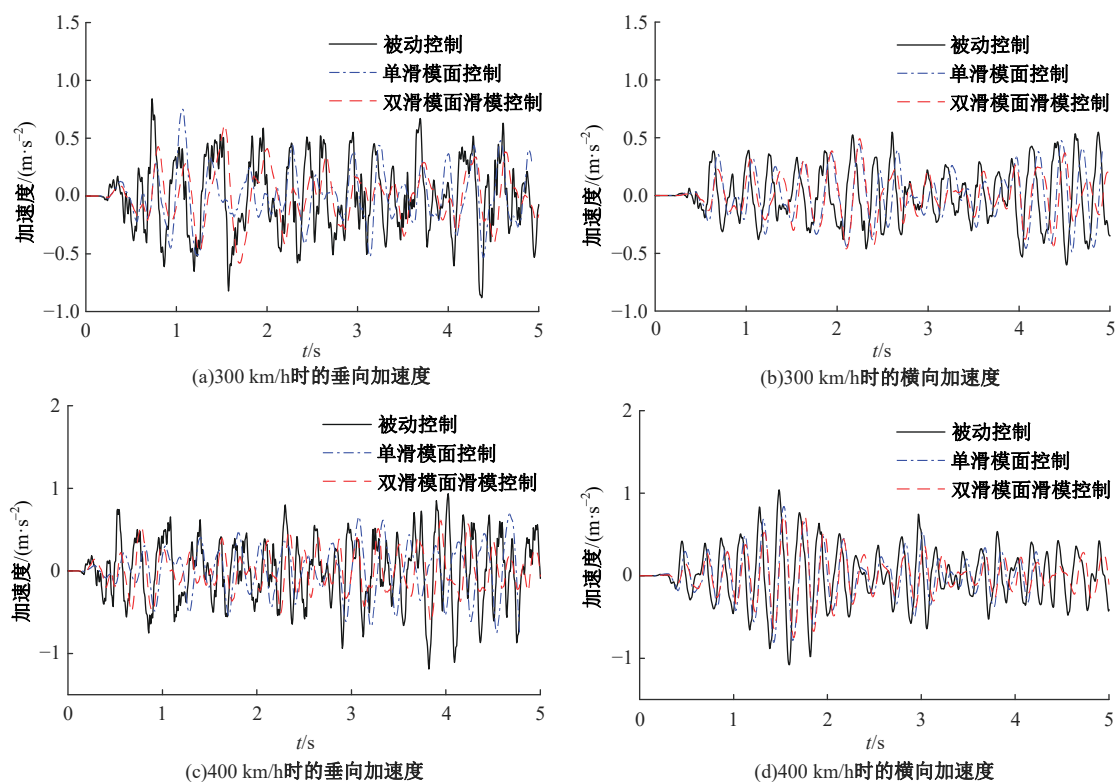


图 7 不同速度等级下车体振动加速度(1 435 mm 轨距)

Fig. 7 Vibration acceleration of vehicle body under different speed classes (1 435 mm gauge)

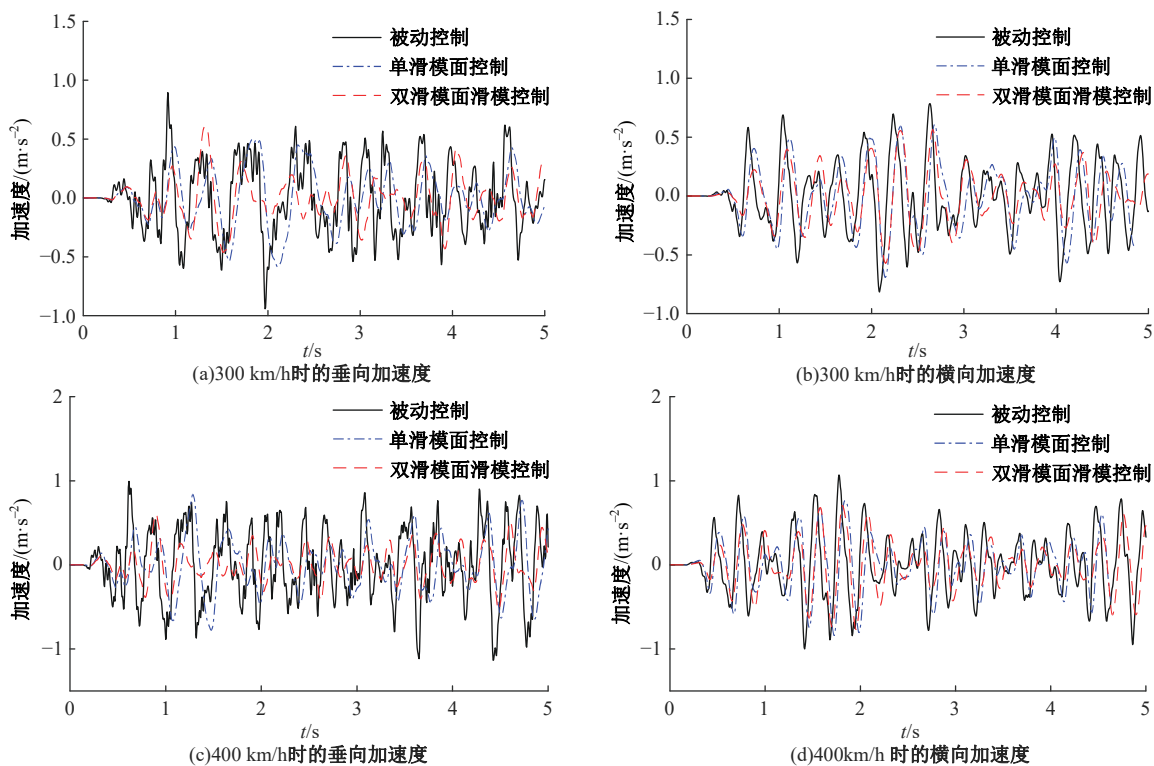


图 8 不同速度等级下车体振动加速度(1 520 mm 轨距)

Fig. 8 Vehicle body acceleration under different speed levels (1 520 mm gauge)

系统相较于被动控制,车身垂向和横向振动加速度明显降低,其横向运行品质改善率达 24.1%~

32.7%;垂向改善率达 30.2%~32.0%;相较于单滑模面控制也有明显改善,且在 400 km/h 速度等

表 1 不同速度等级下运行品质指标对比(1 435 mm 轨距)

Table 1 Comparison of running quality indexes under different speed classes (1 435 mm gauge)

运行品质评价指标	控制方式或改善率	车辆运行速度/(km·h ⁻¹)			
		250	300	350	400
垂向加速度峰值标准差	被动控制	0.140	0.157	0.177	0.195
	双滑模面滑模控制	0.097	0.105	0.117	0.136
垂向加速度峰值均值	被动控制	0.810	0.945	1.060	1.272
	双滑模面滑模控制	0.561	0.670	0.730	0.858
垂向评定值	被动控制	1.118	1.290	1.450	1.701
	双滑模面滑模控制	0.774	0.901	0.987	1.157
	改善率/%	30.8	30.2	31.9	32.0
横向加速度峰值标准差	被动控制	0.099	0.115	0.136	0.165
	双滑模面滑模控制	0.064	0.085	0.106	0.121
横向加速度峰值均值	被动控制	0.707	0.744	0.841	1.079
	双滑模面滑模控制	0.481	0.554	0.632	0.747
横向评定值	被动控制	0.925	0.997	1.140	1.442
	双滑模面滑模控制	0.622	0.741	0.865	1.013
	改善率/%	32.7	25.7	24.1	29.8

表 2 不同速度等级下运行品质指标对比(1 520 mm 轨距)

Table 2 Comparison of running quality indexes under different speed classes (1 520 mm gauge)

运行品质评价指标	控制方式或改善率	车辆运行速度/(km·h ⁻¹)			
		250	300	350	400
垂向加速度峰值标准差	被动控制	0.123	0.169	0.189	0.211
	双滑模面滑模控制	0.082	0.115	0.128	0.141
垂向加速度峰值均值	被动控制	0.798	0.966	1.071	1.196
	双滑模面滑模控制	0.589	0.672	0.743	0.877
垂向评定值	被动控制	1.068	1.337	1.486	1.660
	双滑模面滑模控制	0.769	0.925	1.025	1.187
	改善率/%	28.0	30.8	31.0	28.5
横向加速度峰值标准差	被动控制	0.114	0.141	0.159	0.184
	双滑模面滑模控制	0.085	0.102	0.110	0.147
横向加速度峰值均值	被动控制	0.655	0.816	1.001	1.112
	双滑模面滑模控制	0.457	0.572	0.631	0.767
横向评定值	被动控制	0.905	1.126	1.350	1.516
	双滑模面滑模控制	0.644	0.796	0.873	1.090
	改善率/%	28.8	29.3	35.3	28.1

级范围内,车辆垂、横向运行品质均满足规范要求。

从图 8 和表 2 可以看出:在 1 520 mm 轨距状态不同速度等级下运行时,双滑模面滑模半主动悬挂系统相较于被动控制,车身垂向和横向振动加速度明显降低,其横向运行品质改善率可达 28.1%~35.3%;垂向改善率可达 28.0%~31.8%;相较于单滑模面控制也有明显改善,且在 400 km/h 速度内,车辆垂、横向运行品质均满足规范要求。

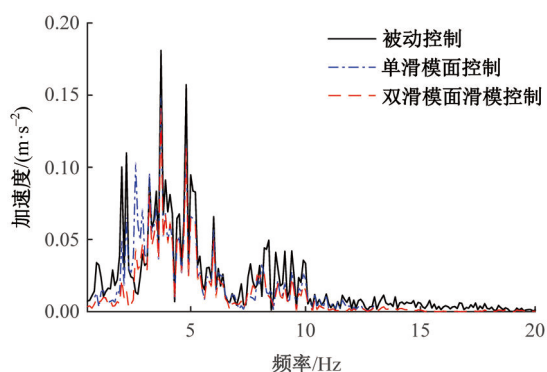
3.4 运行平稳性

对 400 km/h 速度下不同控制方式、不同轨距

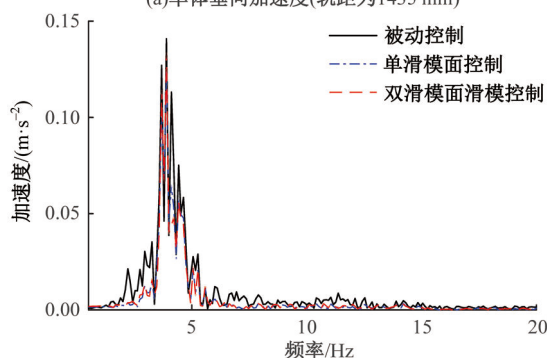
的车体加速度频域和功率谱密度进行对比分析,具体结果如图 9 和图 10 所示。

由图 9 可知,车体振动频段主要集中在 5 Hz 以内;由图 10 可知,基于分数阶天棚阻尼的双滑模面滑模控制的车辆振动加速度功率谱密度小于被动控制下的功率谱密度,特别是在人体敏感的 0.5~6 Hz 频段内减振效果明显。因此,在车体振动的主要频段内,双滑模面滑模控制方法具有良好的控制效果,有效改善了车辆平稳性能。

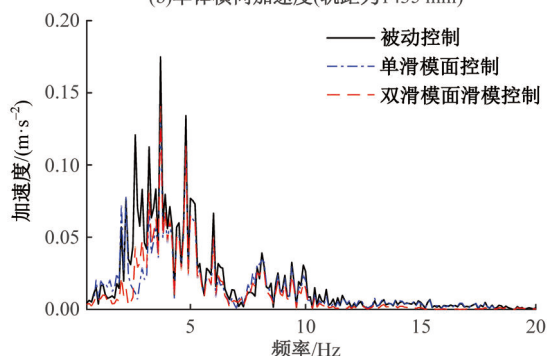
平稳性指标计算公式为:



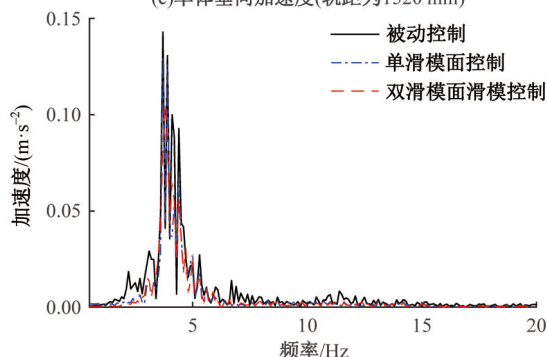
(a)车体垂向加速度(轨距为1435 mm)



(b)车体横向加速度(轨距为1435 mm)



(c)车体垂向加速度(轨距为1520 mm)



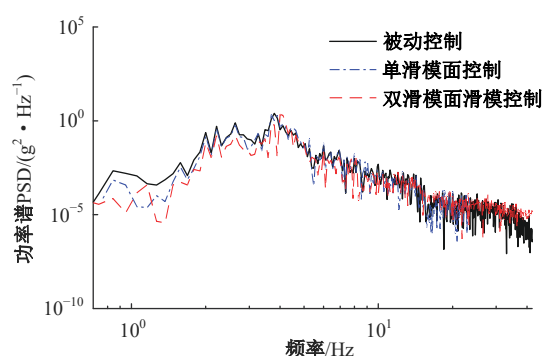
(d)车体横向加速度(轨距为1520 mm)

图 9 车体振动加速度频域图

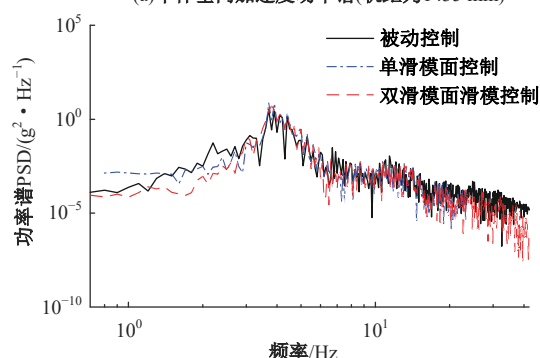
Fig. 9 Frequency domain diagram of vehicle body vibration acceleration

$$W = 3.57 \sqrt{\frac{A^3}{f_0}} F(f_0) \quad (30)$$

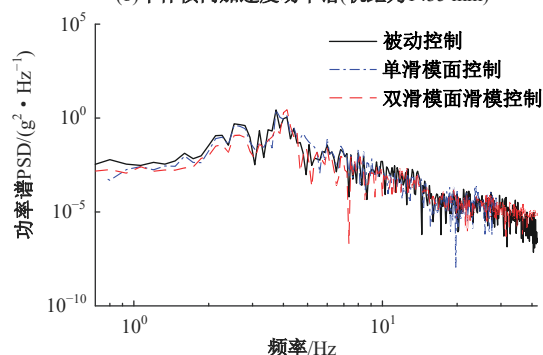
式中: A 为振动加速度; f_0 为振动频率; $F(f)$ 为频率修正系数。



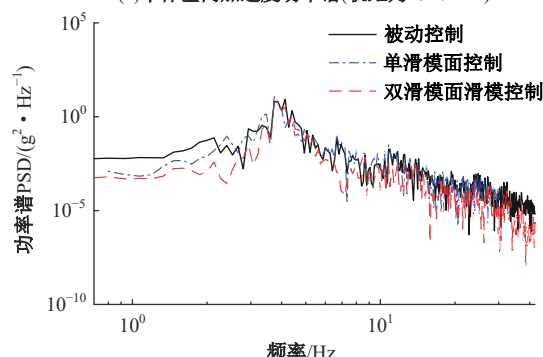
(a)车体垂向加速度功率谱(轨距为1435 mm)



(b)车体横向加速度功率谱(轨距为1435 mm)



(c)车体垂向加速度功率谱(轨距为1520 mm)



(d)车体横向加速度功率谱(轨距为1520 mm)

图 10 车体振动加速度功率谱图

Fig. 10 Power spectrum of vehicle body vibration acceleration

不同速度等级和不同轨距下的运行平稳性指标如表 3 和表 4 所示。

从表 3 和表 4 可以看出: 当车辆运行在不同速度等级下时, 双滑模面滑模半主动悬挂系统相较于于

表 3 不同速度等级下运行平稳性指标对比(1 435 mm 轨距)
Table 3 Comparison of running stability indexes under different speed classes (1 435 mm gauge)

运行平稳性评价指标	控制方式或改善率	车辆运行速度/(km·h ⁻¹)			
		250	300	350	400
垂向平稳性指标	被动控制	2.270	2.467	2.559	2.648
	单滑模面控制	2.103	2.254	2.321	2.427
	双滑模面滑模控制	2.043	2.166	2.269	2.348
	相对被动控制改善率/%	10.0	12.2	11.3	11.3
	相对单滑模面控制改善率/%	4.9	3.9	2.2	3.3
横向平稳性指标	被动控制	2.105	2.260	2.350	2.661
	单滑模面控制	1.935	2.127	2.228	2.489
	双滑模面滑模控制	1.857	2.065	2.167	2.425
	相对被动控制改善率/%	11.8	8.6	7.8	8.9
	相对单滑模面控制改善率/%	4.0	2.9	2.7	2.6

表 4 不同速度等级下运行平稳性指标对比(1 520 mm 轨距)
Table 4 Comparison of running stability indexes under different speed classes (1 520 mm gauge)

运行平稳性评价指标	控制方式或改善率	车辆运行速度/(km·h ⁻¹)			
		250	300	350	400
垂向平稳性指标	被动控制	2.247	2.395	2.488	2.603
	单滑模面控制	2.124	2.287	2.379	2.463
	双滑模面滑模控制	2.056	2.207	2.314	2.403
	相对被动控制改善率/%	8.5	7.9	7.0	7.7
	相对单滑模面控制改善率/%	3.2	3.5	2.7	2.4
横向平稳性指标	被动控制	2.156	2.341	2.501	2.609
	单滑模面控制	2.058	2.243	2.355	2.467
	双滑模面滑模控制	1.994	2.174	2.272	2.393
	相对被动控制改善率/%	7.5	7.1	9.2	8.3
	相对单滑模面控制改善率/%	3.1	3.1	3.5	3.0

被动控制,车身垂向和横向平稳性指标有明显改善。1 435 mm 轨距下,平稳性改善率为 7.8%~12.2%;1 520 mm 轨距下,平稳性改善率为 7.1%~9.2%。相较于单滑模面控制,1 435 mm 轨距下,平稳性改善率为 2.2%~4.9%;1 520 mm 轨距下,平稳性改善率为 2.4%~3.5%,也有明显改善。变轨距列车在 400 km/h 内运行时,无论 1 435 mm 还是 1 520 mm 轨距,采用双滑模面滑模半主动控制策略,相比被动悬挂系统,列车运行平稳性等级均由 2 级提高到 1 级,使变轨距列车在不同轨距下能够同时具有良好的平稳性和舒适性。

4 结束语

采用基于分数阶天棚阻尼参考模型的双滑模面滑模半主动控制方法,建立 Simpack/Matlab 联合仿真模型,对高速变轨距列车的二系空气弹簧和横向磁流变阻尼器进行半主动控制。仿真结果表明,双滑模面滑模半主动控制列车在面对阶跃

激励响应和轨道不平顺激励响应时的运行品质、稳定性和平稳性均有所提高,在人体敏感的 0.5~6 Hz 频段内减振效果明显。双滑模面滑模半主动控制的变轨距列车有效降低了车体的垂向及横向振动,在 1 435 mm 标准轨距和 1 520 mm 宽轨距上运行时,在最高设计速度范围内的平稳性指标达到 1 级水平,保证了变轨距列车在不同轨距下均具有良好的运行平稳性。

参考文献:

[1] 秦欢欢,秦胜,吴云云. “一带一路”铁路国际联运市场发展对策分析[J]. 铁道货运, 2018, 36(12): 17-23.
Qin Huan-huan, Qin Sheng, Wu Yun-yun. A study on the strategies of International railway Inter-modal transport market among thenations along the belt and road[J]. Railway Freight Transport, 2018, 36(12): 17-23.
[2] 李芾,邵亚堂,黄运华,等. 国外变轨距列车及其转

- 向架的发展与研究[J]. 机车电传动, 2018(3): 1-13, 22.
- Li Fu, Shao Ya-tang, Huang Yun-hua, et al. Development and research of foreign gauge-changeable train and bogie[J]. Electric Drive for Locomotives, 2018(3): 1-13, 22.
- [3] Gomez J, Aisa J. Talgo automatic gauge change system for freight wagons[J]. Proceedings of the I MECH E. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2001, 215(1): 13-24.
- [4] Christoph G, Christoph D, Jean-Marc F. Entwicklung eines spurwechselfähigen Laufdrehgestells (Typ EV09)[J]. ZEVrail Glasers Annalen, 2011, 135(11): 130-139.
- [5] Yang S P, Zhao Y W, Liu Y Q, et al. A new semi-active control strategy on lateral suspension systems of high-speed trains and its application in HIL test rig[J]. Vehicle System Dynamics, 2023, 61(5): 1317-1344.
- [6] Nguyen S D, Nguyen H Q. Design of active suspension controller for train cars based on sliding mode control, uncertainty observer and neuro-fuzzy system[J]. Journal of Vibration and Control, 2015, 23(8): 1334-1353.
- [7] 廖英英, 陈祖晨, 刘永强, 等. 高速列车悬挂系统连续混合控制策略的设计与仿真分析[J]. 振动与冲击, 2021, 40(6): 235-242.
- Liao Ying-ying, Chen Zu-chen, Liu Yong-qiang, et al. Design and simulation analysis of a continuous mixed control for high-speed train suspension systems[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(6): 235-242.
- [8] 金天贺, 张志, 刘志明, 等. 高速列车 H_∞ 控制可变刚度悬挂系统应用研究[J]. 机械工程学报, 2022, 58(8): 204-214.
- Jin Tian-he, Zhang Zhi, Liu Zhi-ming, et al. Application research on H_∞ controlled variable stiffness suspension system of high-speed train[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(8): 204-214.
- [9] 郭孔辉, 隋记魁, 郭耀华. 基于天棚和地棚混合阻尼的高速车辆横向减振器半主动控制[J]. 振动与冲击, 2013, 32(2): 18-23.
- Guo Kong-hui, Sui Ji-kui, Guo Yao-Hua. Semi-active control method for a high-speed railway vehicle lateral damper based on skyhook and groundhook hybrid damping[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(2): 18-23.
- [10] 韩飞, 吴限德, 段广仁, 等. 逼近与跟踪翻滚目标的双滑模面姿轨耦合控制[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2018, 39(1): 23-32.
- Han Fei, Wu Xian-de, Duan Guang-ren, et al. Attitude and orbit coupled dual sliding-mode surface control for approaching and tracking tumbling target[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2018, 39(1): 23-32.
- [11] 刘金琨. 滑模变结构控制 MATLAB 仿真基本理论与设计方法[M]. 3版. 北京: 清华大学出版社, 2015.
- [12] 庄娇娇. 高速变轨距列车动力学性能优化及半主动控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学交通学院, 2019.
- Zhuang Jiao-jiao. Research on dynamic performance optimization and semi-active control strategy of high-speed variable-gauge train[D]. Changchun: College of Transportation, Jilin University, 2019.
- [13] GB/T 5599—2019. 机车车辆动力学性能评定及试验鉴定规范[S].
- [14] TB/T 449—2016. 机车车辆车轮轮缘踏面外形[S].
- [15] TB/T 2344.1—2020. 钢轨 第1部分: 43kg/m~75kg/m 钢轨[S].
- [16] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学(上)[M]. 4版. 北京: 科学出版社, 2015.