

DOI: 10.3901/JME.2023.22.369

# 防滑控制策略对机车车轮的损伤影响研究<sup>\*</sup>

郭欣茹<sup>1</sup> 杨云帆<sup>1</sup> 凌亮<sup>1</sup> 陈哲<sup>1,2</sup> 王开云<sup>1</sup> 翟婉明<sup>1</sup>

(1. 西南交通大学牵引动力国家重点实验室 成都 610031;

2. 中车株洲电力机车有限公司 株洲 412001)

**摘要:** 在低黏着轮轨接触条件下重载机车车轮易出现空转或打滑现象,因此重载机车一般配置防滑控制模块。提出一种基于扰动观测的最优阈值PID防滑控制模型;基于车辆-轨道耦合动力学理论,建立重载列车-轨道三维耦合动力学模型,系统地对比在制动工况下,最优阈值PID防滑控制模型和传统再黏着防滑控制模型在不同轮轨接触界面黏着条件下的轮轨接触行为及对车轮踏面损伤的影响。研究表明,防滑控制模型对轮轨接触行为及车轮损伤影响显著;在制动和轮轨低黏着接触条件下车轮会发生打滑现象,此时防滑控制器会被触发;在低黏着接触条件下,相比于再黏着防滑控制策略,采用最优阈值PID防滑控制策略时轮轨黏着利用率更高,但会增大车轮踏面的滚动接触疲劳损伤。

**关键词:** 重载机车;扰动观测器;最优阈值PID防滑控制模型;车辆-轨道耦合动力学;车轮踏面损伤

**中图分类号:** U270

## Effect of Anti-slip Control Strategy on Locomotive Wheel Tread Damage

GUO Xinru<sup>1</sup> YANG Yunfan<sup>1</sup> LING Liang<sup>1</sup> CHEN Zhe<sup>1,2</sup>

WANG Kaiyun<sup>1</sup> ZHAI Wanming<sup>1</sup>

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031;

2. CRRC Zhuzhou Locomotive Co., Ltd., Zhuzhou 412001)

**Abstract:** The heavy-haul locomotives are widely equipped with anti-slip control modules with an aim to preventing wheel slipping under poor wheel/rail adhesion conditions. An improved PID-based anti-slip controller with optimal control threshold is proposed in this study, in which the disturbance observation is employed to judge the wheel/rail friction conditions. A three-dimensional heavy-haul train-track interactional model is established based on the vehicle-rail coupled dynamics theory. The wheel-rail contact behaviour and wheel tread fatigue damage with respect to the proposed anti-slip controller and re-adhesion anti-slip controller are compared carefully with the changing wheel-rail adhesion conditions and braking loadings. The results show that the anti-slip control strategy is of great importance to wheel/rail contact behaviour and wheel surface damage. The anti-slip controller will be triggered once the powered wheelset slips under the low-adhesion conditions. The wheel-rail adhesion utilization of the PID-based anti-slip controller with optimal control threshold is higher than that of the re-adhesion anti-slip controller, whereas the wheel surface damage will be more serious with utilization of the improved anti-slip controller.

**Key words:** heavy-haul locomotive; disturbance observer; pid-based anti-slip controller with optimal control threshold; vehicle-track coupled dynamics; wheel tread damage

## 0 前言

在列车运行过程中,列车的牵引/制动主要依靠

轮轨界面的黏着力来实现。轮轨低黏着接触状态主要由接触界面存在的水、油污或落叶等“第三介质”引起。相比于干燥接触状态,“第三介质”存在时不仅导致轮轨黏着系数降低,还会导致黏着峰值点发生改变<sup>[1-2]</sup>。当轮对经过低黏着接触区域时,如若牵引电机输出转矩过大,此时轮对会出现空转或打滑现象,造成牵引或制动效率降低,另一方面还会导

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(U2268210, 52072317, 51825504)。  
20221208收到初稿,20230306收到修改稿

致车轮和钢轨踏面的损伤<sup>[3]</sup>。

目前国内的重载机车均配置了再黏着防滑控制系统。但在雨雪天气条件下,重载机车可能会出现黏着水平降低导致的牵引效率不足的现象,此时会出现重载机车无法牵引而不得不在正线上停运(机破)的现象,这一事故已在国内诸多机务段通报。因此提出一种提高轮轨黏着利用的先进防滑控制模型至关重要。

为克服传统再黏着防滑控制的缺陷,近年来优化黏着控制成为了防滑控制技术的主要研究方向。优化黏着控制方法可以根据转矩、车轮角速度等信息搜寻到当前路况下的最大黏着峰值点,并调整电机转矩以实现轮轨间最优的黏着利用<sup>[4]</sup>。由于实际中车辆运行时轮轨相对滑动量和黏着系数无法获知,因此在进行数值仿真时,需要建立观测器来间接获取轮轨黏着系数以及黏着特性曲线峰值点(防滑控制阈值),由此可见观测器的建模十分重要。鉴于此,研究人员建立了轮轨黏着状态观测器模型及基于观测器的防滑控制模型。LIN 等<sup>[5]</sup>采用了全维状态观测器来观测牵引电机负载转矩以及轮轨黏着系数。ZIREK 等<sup>[6-7]</sup>提出了基于粒子群智能算法的黏着观测模型以及相应的 PI 防滑控制模型。SADR 等<sup>[8-9]</sup>建立了扰动观测器,对黏着系数进行实时观测。WARD 等<sup>[10-11]</sup>应用扩展卡尔曼滤波理论(Extended Kalman filter, EKF)模型对轮轨蠕滑力进行观测。在提出这些黏着观测器模型后,研究人员采用基于轨面黏着状态辨识的防滑控制模型,从而实现在低黏着条件下的轮轨最优黏着利用。

上述研究最大的缺点是采用单轮对动力学模型,该模型无法全面真实地反映轮轨动态相互作用,尤其是同时考虑牵引/制动载荷和复杂轨面接触条件时,而这一因素对轮轨黏着状态和防滑控制阈值的判别十分重要<sup>[12]</sup>。SPIRYAGIN 等<sup>[13]</sup>和 TIAN 等<sup>[14]</sup>建立了考虑复杂轮轨接触条件和防滑控制策略的整车模型,其中 TIAN 等<sup>[14]</sup>分析了防滑控制阈值对轮轨蠕滑的影响。TAO 等<sup>[15]</sup>分析了防滑控制阈值对轮轨磨损的影响。SHRESTHA 等<sup>[16]</sup>建立了整车模型,并分别针对机车和货车提出了可以识别轨面状态的防滑控制方法,提高了车辆在低黏着环境下的黏着利用率。

目前基于整车动力学的防滑控制模型大多采用定阈值控制模型,此外鲜有研究报道防滑控制策略对车轮踏面损伤的影响。本文建立了一种基于扰动

观测器的最优阈值 PID 防滑控制模型,同时建立了考虑轮轨防滑控制的重载列车-轨道三维耦合动力学模型,对比了复杂轮轨黏着条件下采用基于扰动观测器的最优阈值 PID 防滑控制模型和传统再黏着防滑控制模型时的轮轨系统动力学响应及车轮损伤。本文提出的最优阈值防滑控制模型可以为重载机车防滑控制器设计提供理论参考。

## 1 机车防滑控制模型

机车在经过低黏着接触区域时,尤其是当牵引/制动力矩较大时,会出现车轮打滑现象,此时防滑控制器将会被触发。目前国内重载机车主要采用再黏着防滑控制模型。为提高轮轨黏着利用,本文提出了一种基于扰动观测器的最优阈值 PID 防滑控制模型。在此主要介绍这两种防滑控制策略。

### 1.1 再黏着防滑控制策略

机车再黏着防滑控制模型以车轮滑行率作为车轮滑行的判定依据。当滑行率未超过设定的阈值时,防滑控制器不会触发;否则防滑控制器触发缩减制动力矩。车轮滑行率可表示为<sup>[15]</sup>

$$s_i(t) = \frac{\omega_i(t)R_w - v_L(t)}{v_L(t)} \quad (1)$$

式中,  $\omega_i$  为  $i$  位轮对车轮旋转角速度,  $R_w$  为车轮半径,  $v_L$  为机车纵向运行速度。

采用再黏着防滑控制时机车制动力矩可表示为<sup>[15]</sup>

$$\begin{cases} T_i^{\text{re}} = T^{\text{ref}}[t, v_L(t)] & s_i(t) \leq s_{\text{ref}} \\ T_i^{\text{re}} = T^{\text{ref}}[t, v_L(t)] - T_{ci}(t) & s_i(t) > s_{\text{ref}} \end{cases} \quad (2)$$

式中,  $T_{\text{ref}}[t, v_L(t)]$  为制动力矩<sup>[15]</sup>,  $s_{\text{ref}}$  为滑行判定阈值,依据实际情况取为 0.06,  $T_{ci}(t)$  为再黏着防滑控制缩减力矩,如图 1 所示。

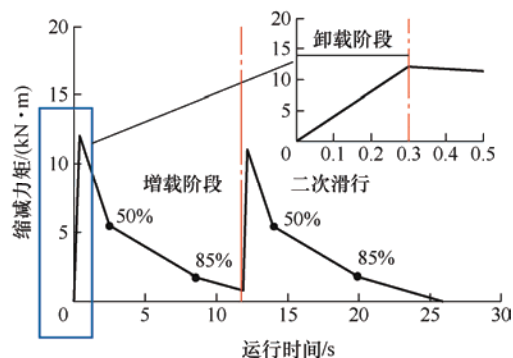


图 1 再黏着防滑控制制动力矩恢复曲线

需要说明的是, 再黏着防滑控制过程主要分为卸载和增载两个阶段。当防滑控制器触发后, 首先以较大斜率对电机转矩进行卸载, 直至空转或滑行现象消除后再以分段直线斜率方式缓慢恢复电机转矩。需要注意的是, 若增载阶段车轮再次出现滑行即出现二次滑行时, 则需要再次对制动力矩进行“卸载-增载”过程。

## 1.2 最优阈值 PID 防滑控制策略

为提高轮轨黏着利用率及机车的制动效率, 本

文提出了一种基于扰动观测器的最优阈值 PID 防滑控制模型。该模型由基于扰动观测器的轨面状态辨识模型和 PID 防滑控制模型两部分构成。该防滑控制模型仍以车轮滑行率作为车轮滑行的判定依据。当防滑控制器触发时, 首先通过基于观测器的轨面状态识别来获取当前轮轨接触和运动状态下的黏着特性; 然后计算得到该黏着状态下的最优防滑控制阈值, 并应用于 PID 防滑控制器。其防滑控制逻辑如图 2 所示。

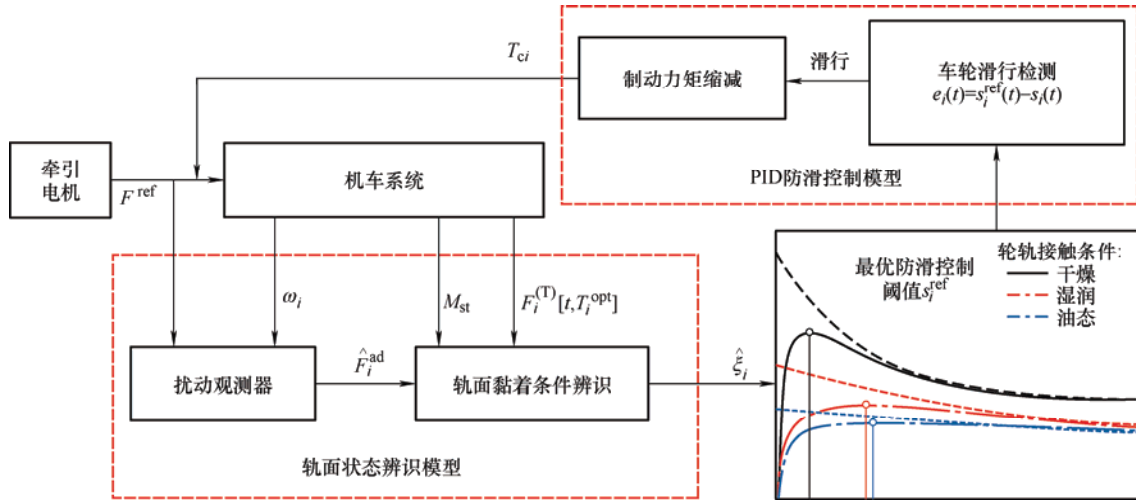


图 2 最优阈值 PID 防滑控制原理

### 1.2.1 轨面状态辨识模型

由于现实中轮轨黏着状态无法直接获知, 因此需要建立观测器模型来间接地得到轮轨黏着状态(黏着系数)。本文建立了扰动观测器模型<sup>[9]</sup>, 分别对每个轮对的轮轨黏着系数进行观测。第  $i$  位轮对的黏着力观测值可表示为<sup>[9]</sup>

$$\hat{F}_i^{\text{ad}}(t) = \lambda \frac{J_w}{R_w} \omega_i(t) + \bar{\omega}_i(t) \quad (3)$$

式中,  $\lambda$  为低通滤波截止频率, 主要影响观测值的收敛速度;  $J_w$  为轮对转动惯量;  $\bar{\omega}_i$  为车轮角速度观测值, 可由以下微分方程求解得出

$$\begin{cases} \dot{\bar{\omega}}_i(t) = -\lambda \bar{\omega}_i(t) + \lambda F_{bi}(t) - \lambda^2 \frac{J_w}{R_w} \omega_i(t) \\ \bar{\omega}_i(0) = -\lambda \frac{J_w}{R_w} \omega_i(0) \end{cases} \quad (4)$$

式中,  $\dot{\bar{\omega}}_i$  为车轮角加速度观测值,  $F_{bi}$  为轮对等效制动力。

黏着系数观测值可表示为

$$\hat{\xi}_i(t) = \frac{\hat{F}_i^{\text{ad}}(t)}{\tilde{M}_i(t)} = \frac{\hat{F}_i^{\text{ad}}(t)}{M_{st} + F_i^{(T)}[t, T_i^{\text{opt}}(t)]} \quad (5)$$

式中,  $M_{st}$  为静轮重;  $T_i^{\text{opt}}(t)$  为优化黏着防滑控制器触发后的缩减制动力矩, 将会在第 1.2.2 节介绍;  $F_i^{(T)}[t, T_i^{\text{opt}}(t)]$  为轮重补偿, 考虑其是由于当施加制动力矩时会发生轴重转移, 从而导致轮载发生改变, 该数值与制动力矩  $T_i^{\text{opt}}(t)$  有关。

基于所观测的黏着系数即可对轨面黏着条件进行辨识, 本文假设轨面包含干燥、湿润和油态三种接触条件。轨面状态辨识可表示为

$$\text{Con}_i(t) = \mathbf{C}_i^{(ns)}(t) \quad \forall \min[\hat{\xi}_i(t) - \xi_i^{9(ns)}(t)] \rightarrow 0 \quad (6)$$

其中每一种黏着条件对应的黏着系数可采用 POLACH 模型求解, 表示为

$$\xi_i^{(ns)}(t) = \frac{2\mu^{(ns)}}{\pi} \left[ \frac{k_A^{(ns)} \varepsilon^{(ns)}}{1 + (k_A^{(ns)} \varepsilon^{(ns)})^2} + \arctan(k_S^{(ns)} \varepsilon^{(ns)}) \right] \quad (7)$$

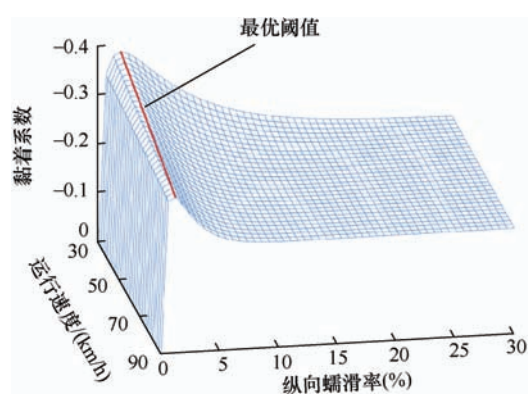
$ns = \text{干燥, 湿润, 油态}$

式中, 上标“(ns)”代表不同的轮轨接触状态,  $k_A^{(ns)}$  是接触斑黏着区缩减系数,  $k_S^{(ns)}$  是滑移区缩减系数,  $\mu^{(ns)}$  为轮轨摩擦因数, 考虑了轮轨相对滑动的影响, 算子  $\varepsilon^{(ns)}$  可基于观测得到的滑行率计算得到<sup>[17]</sup>。表 1<sup>[17, 21]</sup>列出了不同轮轨接触条件下的相关参数。

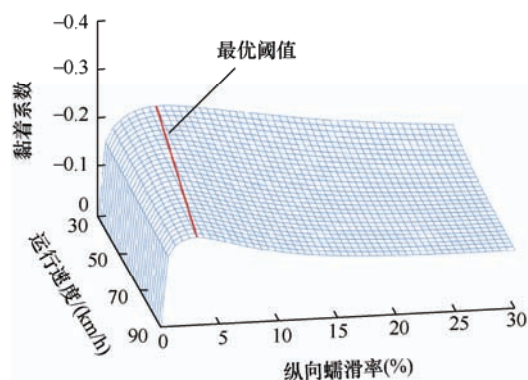
表 1 不同轮轨接触状态参数

参数	轮轨接触状态		
	干燥	湿润	油态
KALKER 系数 (蠕滑率接近 0) $k_0$	0.60	0.16	0.19
KALKER 系数 (蠕滑率趋于 $+\infty$ ) $\alpha_{inf}$	0.008	0.009	0.004
接触刚度系数 $\beta$	0.72	0.78	0.71
最大摩擦因数 $\mu_0$	0.55	0.30	0.20
摩擦因数比值 $A$	0.40	0.40	0.50
摩擦力衰减系数 $B$	0.60	0.20	0.10

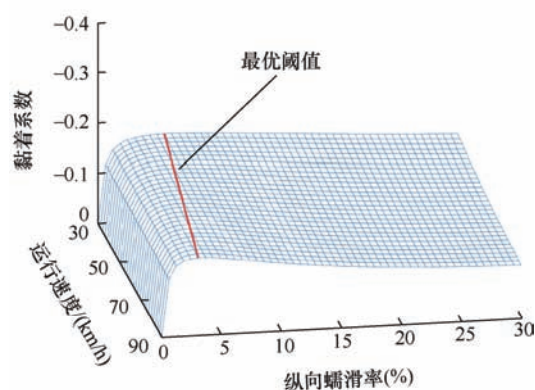
在辨识出轨面黏着状态后即可得到黏着系数峰值点, 其对应的轮轨蠕滑率即为最优防滑控制阈值。图 3 所示为不同轮轨接触条件和运行速度情况下轮轨黏着系数和蠕滑率之间的关系曲线以及最优防滑控制阈值。



(a) 干燥接触条件



(b) 湿润接触条件



(c) 油态接触条件

图 3 不同轮轨接触条件和运行速度下黏着特性曲线

### 1.2.2 基于轨面辨识的最优阈值 PID 防滑控制模型

与再黏着防滑控制模式相同的是, 防滑控制器的触发状态与滑行率和设定的阈值相关。但在此采用的控制阈值是基于上述轨面辨识模型得到的实时最优阈值。基于轨面状态辨识模型得到当前运行状态下的最优控制阈值后, 当车轮滑行率超过最优控制阈值时则判定车轮发生滑行, 防滑控制器被触发并对牵引电机输出转矩进行缩减, 以保证轮轨蠕滑率维持在最优控制阈值附近; 若纵向蠕滑率低于最优蠕滑率则防滑控制器不会触发。电机制动力矩缩减量可表示为<sup>[18]</sup>

$$T_{ci}(t) = \begin{cases} 0 & e_i(t) \geq 0 \\ P \times e_i(t) + I \times \int_{t_1}^{t_2} e_i(t) dt + D \times \frac{de_i(t)}{dt} & e_i(t) < 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$e_i(t) = s_i^{\text{ref}}(t) - s_i(t) \quad (9)$$

式中,  $P$ 、 $I$ 、 $D$  分别为控制器的比例系数、积分系数和微分系数;  $s_i^{\text{ref}}(t)$  为当前时刻下的最优蠕滑率 (图 3);  $t_1$  和  $t_2$  分别为防滑控制器被触发的开始时间和结束时间。

## 2 车轮损伤预测模型

为对比分析再黏着防滑控制和最优阈值 PID 防滑控制模型对轮轨动力作用和车轮踏面损伤的影响, 本文应用车辆-轨道耦合动力学理论<sup>[19]</sup>, 建立了三维重载列车-轨道耦合动力学模型, 如图 4 所示。该模型主要包含重载列车子系统、轨道子系统、轮轨动力作用子系统和防滑控制子系统。重载列车编组考虑为 2 节 HXD<sub>2</sub> 型电力机车和 50 节 C80 货车, 其中, 电力机车动力学模型详细地



考虑了各部件的空间运动以及悬挂系统的连结作用, 而货车模型均简化为仅具有纵向自由度的单质点模型。轨道系统采用分层有砟轨道模型。其中, 轮轨动态相互作用模型是连接列车模型和轨

道模型的关键环节, 本文通过赫兹接触模型和基于赫兹接触算法的 FASTSIM 模型求解轮轨间相互作用力。并基于轮轨法向力和轮轨蠕滑力计算结果评价车轮损伤情况。

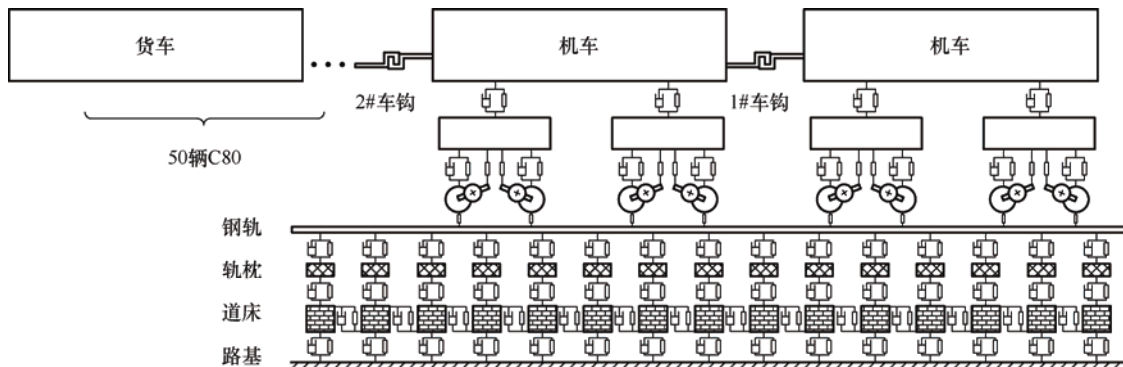


图4 重载列车-轨道动力学模型图

## 2.1 列车和轨道系统动力学模型

重载列车编组考虑为2节HXD2型电力机车和50节C80货车。其中机车系统动力学模型详细地考虑了各部件(车体、构架、牵引拉杆、轮对和电机)的空间运动以及悬挂系统(一系悬挂和二系悬挂)的连结作用; 货车模型均简化为仅具有纵向自由度的单质点模型。采用具有迟滞特性的弹簧-阻尼单元模拟车钩连接装置。

轨道系统动力学模型主要包含钢轨、扣件、轨枕和道床, 在此采用分层模型来模拟。模型中钢轨采用连续弹性梁模拟, 另一方面由于轨枕和道床的振动对轮轨系统响应影响较小, 在此则采用刚形体模拟。

重载列车和轨道系统动力学模型的积分求解方式可表示为<sup>[19]</sup>

$$\begin{cases} \mathbf{X}_{n+1} = \mathbf{X}_n + \mathbf{V}_n \Delta t + (0.5 + \psi) \mathbf{A}_n \Delta t^2 - \psi \mathbf{A}_{n-1} \Delta t^2 \\ \mathbf{V}_{n+1} = \mathbf{V}_n + (1 + \varphi) \mathbf{A}_n \Delta t - \varphi \mathbf{A}_{n-1} \Delta t \end{cases} \quad (10)$$

## 2.2 轮轨动态相互作用模型

轮轨动态相互作用模型是连接列车模型和轨道模型的关键环节, 主要包含轮轨空间接触几何关系、轮轨法向力和轮轨蠕滑力的求解。本文中车轮和钢轨模型分别采用JM-3车轮踏面和CN60钢轨踏面。

通过迹线法求解得到轮轨空间接触几何关系<sup>[20]</sup>。轮轨法向应力分布及法向力采用HERTZ非线性接触理论求解。

求解轮轨蠕滑力时采用了基于HERTZ接触理论的FASTSIM模型<sup>[21]</sup>。在求解应力分布时, 将接触斑沿纵向和横向进行划分, 假设接触斑前沿的切

向力为0, 从接触斑前沿开始向后沿差分, 依次迭代求解接触斑内每个单元内的切向应力。

第 $n+1$ 个单元处的纵向和横向应力如下

$$\begin{cases} q_x^{(n+1)} = q_x^{(n)} - \left[ \left( \frac{s_x}{L_x} - \frac{s_\phi y}{L_\phi} \right) k \right] dx \\ q_y^{(n+1)} = q_y^{(n)} - \left[ \left( \frac{s_y}{L_y} - \frac{s_\phi x}{L_\phi} \right) k \right] dx \end{cases} \quad (11)$$

式中,  $s_x$ 、 $s_y$  和  $s_\phi$  分别为纵向、横向、自旋蠕滑率;  $L_x$ 、 $L_y$  和  $L_\phi$  分别为纵向、横向和自旋柔度系数, 其取决于轮轨接触表面材料、几何参数以及轮轨蠕滑率;  $k$  为变刚度衰减系数, 表达式如下<sup>[21]</sup>

$$k = k_0 \left( \alpha_{\text{inf}} + \frac{1 - k_{\text{inf}}}{1 + \beta \varepsilon} \right) \quad (12)$$

式中,  $k_0$  和  $\alpha_{\text{inf}}$  分别为蠕滑率接近0和趋于无穷大时KALKER系数的初始值;  $\beta$  为接触刚度参数;  $\varepsilon$  为描述切向应力梯度的参数。表1给出了不同轮轨接触条件下FASTSIM模型采用的相关参数。

为考虑不同轮轨界面接触条件和轮轨相对滑动量的影响, 采用了变摩擦因数<sup>[17, 21]</sup>

$$\mu = \mu_0 [(1 - A) \exp(-Bv) + A] \quad (13)$$

式中,  $\mu_0$  为滑动速度为0时的最大摩擦因数,  $v$  为总的相对滑动速度大小,  $A$  为滑动速度无穷大时的摩擦因数  $\mu_\infty$  与最大摩擦因数  $\mu_0$  之比,  $B$  为摩擦力衰减系数。

最后, 对接触斑内每个单元的蠕滑力分量积分即可得到纵向蠕滑力  $F_x$ 、横向蠕滑力  $F_y$  以及蠕滑力矩  $M_z$ 。

$$\begin{cases} F_x = \iint_C q_x(x, y) dx dy \\ F_y = \iint_C q_y(x, y) dx dy \\ M_z = \iint_C (x \cdot q_x(x, y) - y \cdot q_y(x, y)) dx dy \end{cases} \quad (14)$$

不同轮轨接触条件下, 采用 FASTSIM 模型和 POLACH 模型求解得到的黏着特性曲线如图 5 所示。通过图示可以看出, 两种模型求解得到的黏着特性曲线吻合良好, 在此说明本文所采用的观测器模型可准确地观测到轮轨黏着系数及轨面接触状态。

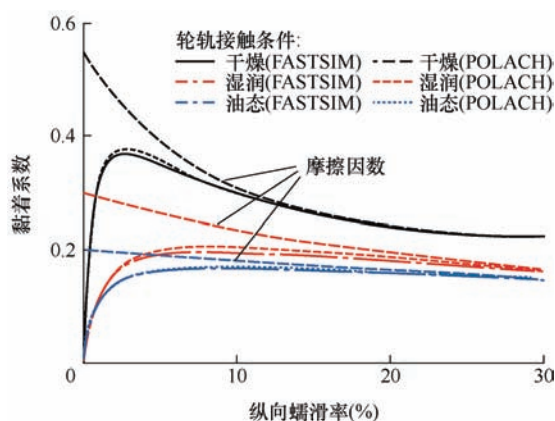


图 5 两种接触模型下的黏着特性曲线

### 2.3 车轮损伤评价指标

安定图是预测车轮踏面滚动接触疲劳的常用方法之一, 如图 6 所示。此方法主要通过轮轨法向力、轮轨切向力以及车轮材料特性确定工作点  $WP(x, y)$  在安定图中的位置, 以判断接触应力是否超过了“安定极限”。图中包含了弹性状态、弹性安定、塑性安定和棘轮效应 4 种车轮表面材料状态。当工作点位于边界曲线  $BC$  右侧, 即位于棘轮效应区域时, 车轮表面会由于累积的塑性变形产生裂纹。通常以边界曲线和当前工作点之间的横向距离  $FI_{cell}$  作为车轮滚动接触疲劳损伤的评价指标。基于 HERTZ 接触模型和 FASTSIM 模型求解所得的轮轨接触应力分布情况, 可将该评价指标应用于接触斑内每个单元, 以求解得到接触斑内部的损伤分布<sup>[22]</sup>。接触斑内每个单元的滚动接触疲劳指数可表示为

$$FI_{cell}(x, y) = \mu(x, y) - \frac{k_e}{P_0} \quad (15)$$

牵引系数分布为

$$\mu(x, y) = \frac{\sqrt{q_x^2(x, y) + q_y^2(x, y)}}{p_z(x, y)} \quad (16)$$

式中,  $k_e$  为车轮材料剪切屈服强度,  $P_0$  为接触斑内最大法向接触压力,  $q_x$ 、 $q_y$  分别为接触斑每个单元

内纵向、横向蠕滑力分布,  $p_z$  为每个单元内法向应力分布。

此外, 接触斑总的接触疲劳指数可表示为

$$FI_{surf} = \iint_C FI(x, y) dx dy \quad (17)$$

$$\begin{cases} FI(x, y) = FI_{cell}(x, y) & FI_{cell}(x, y) > 0 \\ FI(x, y) = 0 & FI_{cell}(x, y) \leq 0 \end{cases} \quad (18)$$

本文通过求解接触斑内接触疲劳指数分布以及总的接触疲劳指数来评价列车运行过程中不同防滑控制策略对车轮损伤的影响。

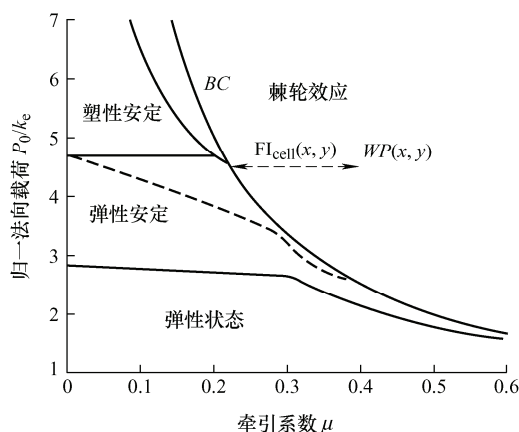


图 6 安定图<sup>[22]</sup>

## 3 计算结果分析

在此对比分析了制动工况和复杂轨面黏着条件下, 再黏着防滑控制和最优阈值 PID 防滑控制模型对第一节机车四个轮对轮轨动力作用和车轮踏面损伤的影响。仿真工况中, 假设重载列车在直线上运行, 运行初始速度为 80 km/h, 采用美国五级谱模拟轨道不平顺。运行路程中 500~850 m 和 850~1 200 m 分别为湿润和油态接触工况, 其他均为干燥接触工况。制动特性曲线如图 7 所示。

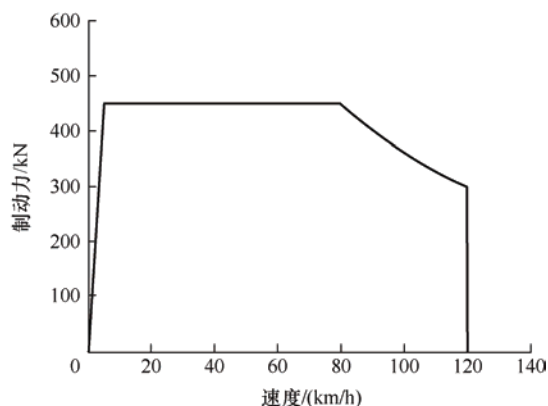


图 7 机车制动特性曲线

### 3.1 不同防滑控制策略下轮轨动力响应对比分析

扰动观测器及轨面黏着状态辨识模型是获得实时最优控制阈值的基础。图 8 为最优阈值 PID 防滑控制作用下第一节机车一位和四位轮对基于动力学模型计算求得黏着系数和观测黏着系数对比结果, 其中基于动力学模型计算求得黏着系数(简称计算值)为轮轨动态相互作用模型求解得到的纵向蠕滑力和轮轨法向力的比值。由图可知, 干燥接触状态下, 黏着系数计算值较观测值波动更大, 而在湿润和油态接触条件下黏着系数计算值和观测值吻合较好。总体而言, 本文所采用的扰动观测器可较好地判断轨面黏着条件, 从而可进一步准确地得到实时的最优控制阈值。

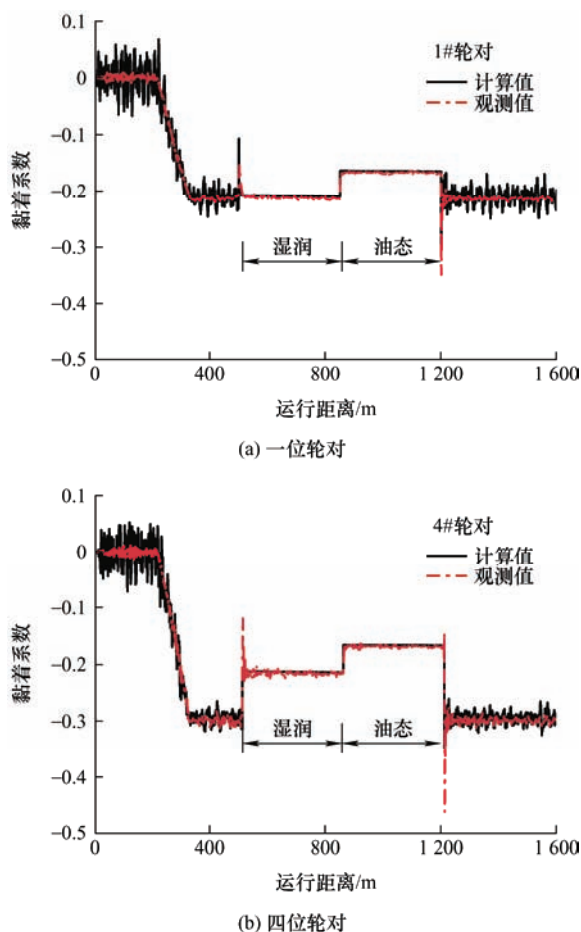


图 8 黏着系数观测值和计算值对比

轮轨动态作用是分析车轮和钢轨踏面损伤的基础, 尤其是切向的相互作用。在此主要给出轮轨动力学作用分析结果。

图 9 为再黏着防滑控制和最优阈值 PID 防滑控制模型作用下第一节机车四个轮对轮轨法向力的动态变化情况。在制动过程中, 制动载荷导致了明显的轴重转移现象, 其中一位和二位轮对增载,

三位和四位轮对减载。与干燥接触状态相比, 在低黏着接触条件下由于制动载荷降低, 轴重转移量有所减小。在再黏着防滑控制作用下的低黏着区段中, 轮轨法向力出现了小幅度波动, 这是由于制动力矩的卸载和增载导致了轮轨切向力的波动, 从而引起了轮轨法向力的变化。而另一方面, 最优阈值 PID 防滑控制模型作用下轮轨法向力则波动较小。

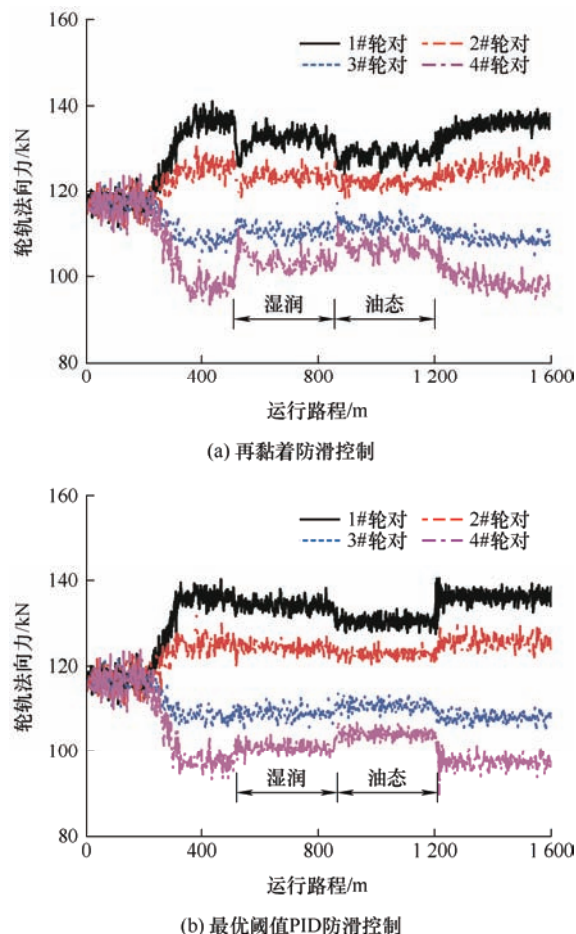
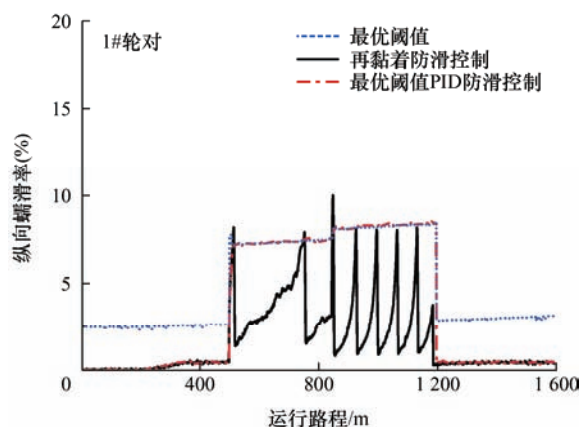


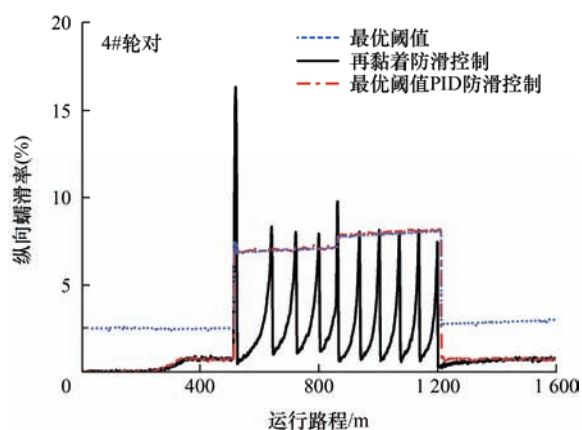
图 9 不同防滑控制策略下轮轨法向力响应

由上述分析可知, 制动工况下一位和四位轮对增、减载最明显, 因此在此主要对不同防滑控制策略下, 一位和四位轮对的轮轨切向动态相互作用进行对比分析。图 10 为两种防滑控制作用下一位和四位轮对纵向蠕滑率的动态响应对比分析结果。可以看出, 在湿润和油态接触条件下, 低黏着接触条件和制动力矩导致了明显的车轮滑行现象, 此时防滑控制器被触发。最优阈值 PID 防滑控制作用下的纵向蠕滑率大于再黏着控制的纵向蠕滑率, 其蠕滑率维持在最优控制阈值附近。在再黏着防滑控制下轮轨蠕滑率受转矩波动影响明显, 牵引电机频繁的“卸载-增载”过程导致纵向蠕滑率出现了大幅度波动。





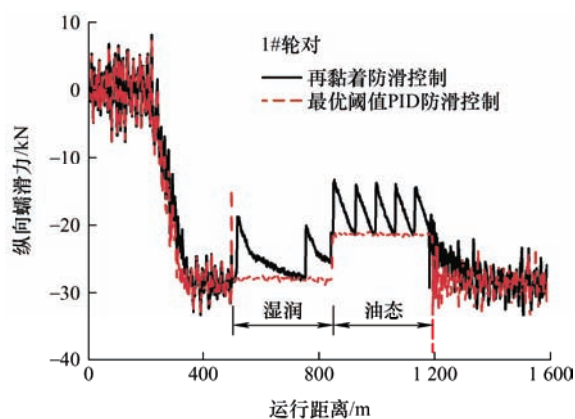
(a) 一位轮对



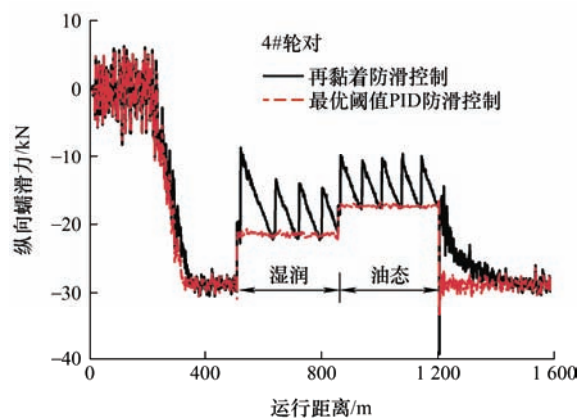
(b) 四位轮对

图 10 不同防滑控制策略下轮轨纵向蠕滑率响应

图 11 为不同防滑控制策略作用下机车一位和四位轮对的纵向蠕滑力对比结果,其直观反映了不同防滑控制策略的控制效果。仿真结果表明,低黏着接触条件导致轮轨纵向蠕滑力较干燥接触状态下的纵向蠕滑力明显减小。再黏着防滑控制的“卸载-增载”过程导致了轮轨纵向蠕滑力的显著波动。另一方面,由于最优阈值 PID 防滑控制模型能使得轮轨纵向蠕滑率保持在最优控制阈值附近,因此其纵向蠕滑力大于再黏着防滑控制的轮轨纵向蠕滑力。



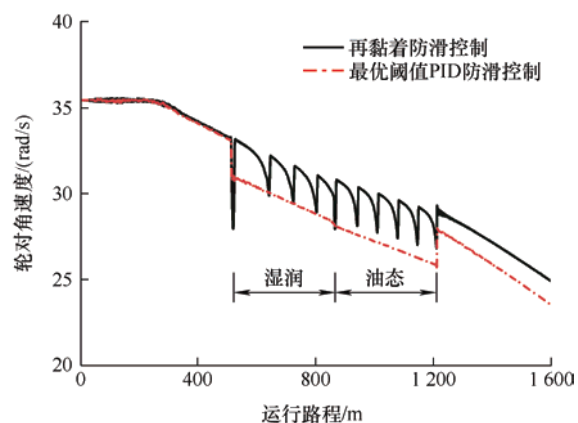
(a) 一位轮对



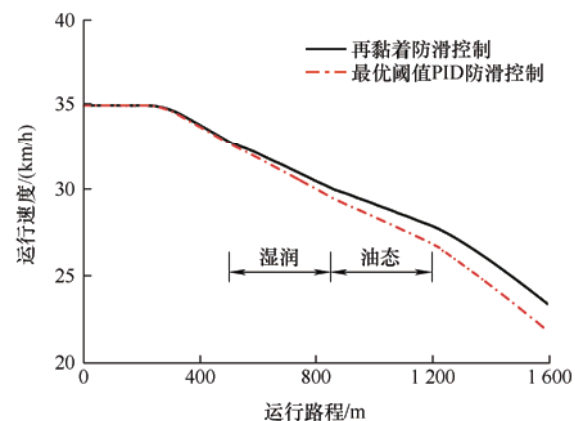
(b) 四位轮对

图 11 不同防滑控制策略下轮轨纵向蠕滑力响应

图 12 为两种防滑控制策略作用下第一节机车一位轮对角速度和车体运行速度的动态变化情况。可以看出在低黏着接触条件下车轮趋于打滑,但在防滑控制作用下车轮打滑行为得到了有效控制。再黏着防滑控制下制动力矩的“减载-增载”过程导致了轮对角速度的波动;而最优阈值 PID 防滑控制策略下轮对角速度则较为平缓,其中在油态接触条件下的轮对打滑较湿润条件下更明显。通过图 12b 可以



(a) 轮对角速度



(b) 列车运行速度

图 12 不同防滑控制策略下轮对角速度和列车运行速度



看出,列车在制动工况通过相同的运行路程时,在最优阈值 PID 防滑控制作用下列车运行速度降低更快。由此说明,与再黏着防滑控制相比,最优阈值 PID 防滑控制可获得更高的轮轨黏着利用以及制动效率。

### 3.2 防滑控制策略对车轮损伤影响

车轮踏面损伤的预测建立于轮轨动态相互作用分析的基础上。在此基于第 3.1 节轮轨动态相互作用分析,以滚动接触疲劳指数  $FI_{surf}$  和接触斑内部接触疲劳指数分布  $FI_{cell}$  作为评价指标,对比分析再黏着防滑控制和最优阈值 PID 防滑控制策略在制动工况下对机车车轮踏面损伤的影响。

在此主要分析第一节机车一位轮对接触斑内的

损伤分布情况。图 13 为一位轮对在不同防滑控制策略和低黏着接触条件下对应的接触斑内滚动接触疲劳指数分布,其中图 13a 和图 13d 分别对应最优阈值 PID 防滑控制在湿润和油态接触条件下的工作点,由于在该防滑控制模型作用下轮轨纵向蠕滑力动态响应较为平稳,因此分别选择湿润和油态接触工况区间内运行路程的中点所对应接触斑进行分析;图 13b 和图 13c 分别为再黏着防滑控制在湿润接触条件下纵向蠕滑力最大值和最小值所对应接触斑内的滚动接触疲劳指数分布;图 13e 和图 13f 分别为再黏着防滑控制在油态接触条件下纵向蠕滑力最大值和最小值对应的接触斑内的滚动接触疲劳指数分布。

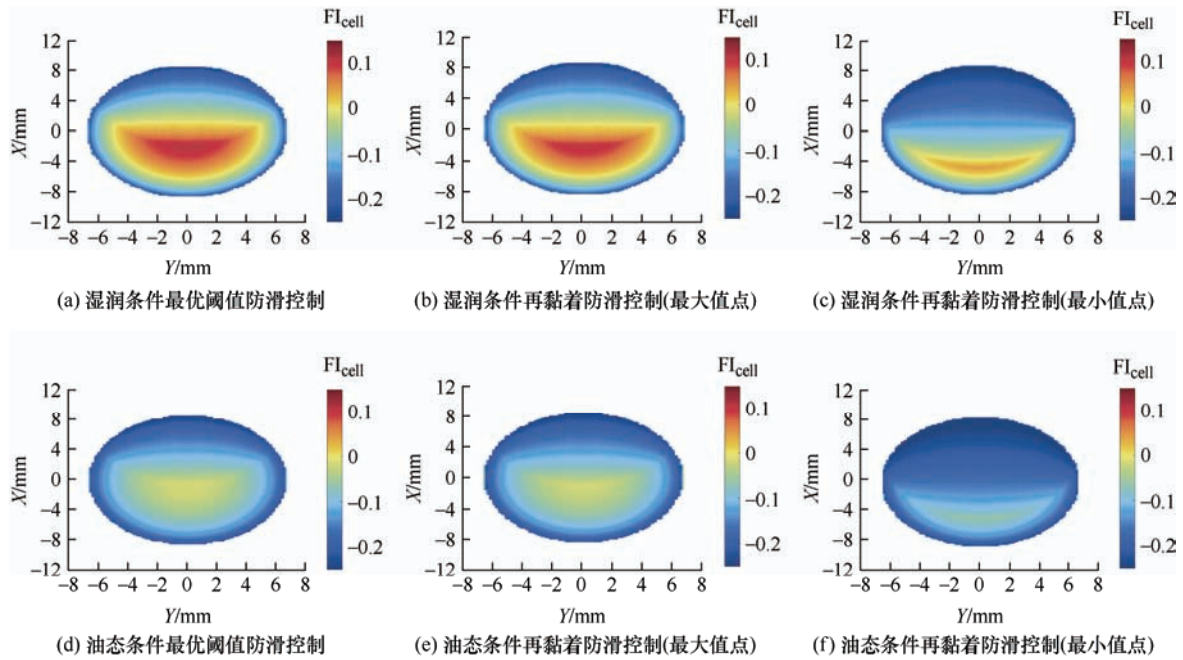


图 13 一位轮对接触斑内滚动接触疲劳指数分布

由图 11 可知,由于湿润接触条件下轮轨蠕滑力及切向应力大于油态接触条件下的轮轨蠕滑力及切向应力,因此湿润接触条件下的车轮踏面滚动接触疲劳指数高于油态接触条件。在两种低黏着接触条件下,再黏着防滑控制纵向蠕滑力最大值所对应工作点和最优阈值 PID 防滑控制损伤分布情况接近,而再黏着防滑控制纵向蠕滑力最小值所对应工作点的滚动接触疲劳指数明显低于最优阈值 PID 防滑控制下的滚动接触疲劳指数。

图 14 反映了上述 6 种工况下接触斑内滚动接触疲劳指数最大值所对应的工作点在安定图中的位置。其中,在湿润接触条件下的接触疲劳指数最大值所对应工作点均位于边界曲线 BC 右侧的棘轮效应区,容易发生滚动接触疲劳;油态接触条件下的工作点均位于边界曲线 BC 左侧的弹性安定区域。

此外,最优阈值 PID 防滑控制作用下车轮滚动接触疲劳指数最大值高于相同接触条件再黏着防滑控制作用下车轮滚动接触疲劳指数的最大值。

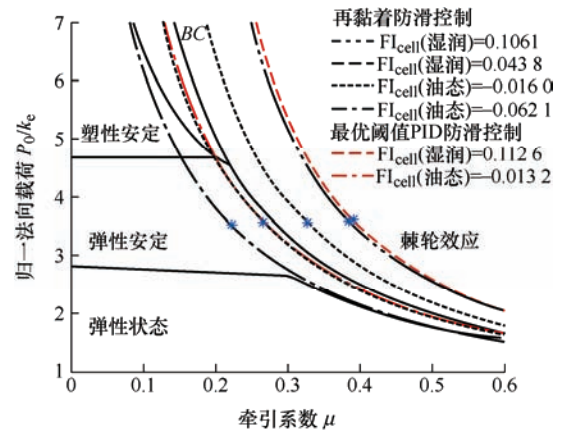


图 14 一位轮对滚动接触疲劳指数最大值对应工作点

图15为再黏着防滑控制和最优阈值PID防滑控制策略作用下第一节机车一位轮对总的滚动接触疲劳指数动态响应结果。可以看出,在干燥接触状态下滚动接触疲劳指数随着制动载荷的增大而增大,在低黏着接触条件下,由于制动载荷缩减及轮轨切向力降低引起了接触疲劳指数值的降低。通过低黏着区段过程中,再黏着防滑控制作用下的滚动接触疲劳指数存在大幅度波动。值得关注的是,在低黏着接触区域内,最优阈值PID防滑控制作用下的车轮滚动接触疲劳指数大于再黏着防滑控制作用下的车轮滚动接触疲劳指数,这说明相比于传统的再黏着控制,采用最优阈值PID防滑控制策略时车轮踏面损伤会更严重。

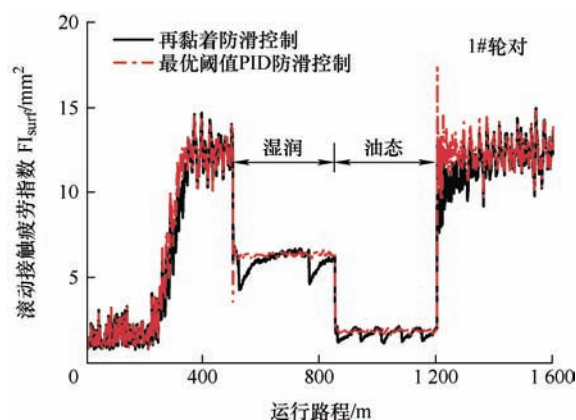


图15 不同防滑控制策略对车轮损伤影响

## 4 结论

本文提出了基于扰动观测的最优阈值PID防滑控制模型,建立了考虑防滑控制的重载列车-轨道三维耦合动力学模型,对比了制动工况和复杂轨面黏着条件下,基于再黏着防滑控制和最优阈值PID防滑控制策略的轮轨系统动力学响应,同时对比了两种防滑控制策略对车轮踏面损伤的影响。经分析得到以下结论。

(1) 轮轨黏着条件和防滑控制策略对轮轨接触行为影响显著。制动工况下,在低黏着接触区域内机车轮对趋于打滑,黏着系数降低,此时防滑控制器被触发,同时制动力矩缩减以控制轮对的打滑行为。

(2) 在低黏着接触条件下,相比于再黏着防滑控制策略,最优阈值PID防滑控制模型能使得轮轨纵向蠕滑率保持在最优控制阈值附近,因此相比于再黏着防滑控制策略可获得更高的轮轨黏着利用以及制动效率。

(3) 低黏着接触条件下车轮踏面滚动接触疲劳指数小于干燥接触条件下的踏面滚动接触疲劳指数,其中油态接触条件下滚动接触疲劳指数小于湿润接触条件下的踏面滚动接触疲劳指数。在低黏着接触条件下,采用最优阈值PID防滑控制时车轮踏面滚动接触疲劳指数高于再黏着防滑控制的滚动接触疲劳指数。

(4) 防滑控制策略在机车向大轴重大牵引吨位的发展道路上十分重要,而轨面接触条件十分复杂,这使得防滑控制中轨面辨识难度增大。因此还需研究出轨面辨识及最优控制阈值的智能判别方法,并提出相应的防滑控制策略。

## 参考文献

- [1] WANG W J, ZHANG H F, WANG H Y, et al. Study on the adhesion behavior of wheel/rail under oil, water and sanding conditions[J]. *Wear*, 2011, 217(9-10): 2693-2698.
- [2] WU B, WEN Z F, WANG H Y, et al. Numerical analysis on wheel/rail adhesion under mixed contamination of oil and water with surface roughness[J]. *Wear*, 2014, 314(1-2): 140-147.
- [3] ZHAI W M, JIN X S, WEN Z F, et al. Wear problems of high-speed wheel/rail systems: Observations, causes, and countermeasures in China[J]. *Applied Mechanics Reviews*, 2020, 72(6): 060801.
- [4] 何静, 刘建华, 张昌凡. 重载机车轮轨黏着利用技术研究综述[J]. *铁道学报*, 2018, 40(9): 30-39.  
HE Jing, LIU Jianhua, ZHANG Changfan. An overview on wheel-rail adhesion utilization of heavy-hual locomotive[J]. *Journal of the China Railway Society*, 2018, 40(9): 30-39.
- [5] LIN W L, LIU Z G, DIAO L J, et al. Maximum adhesion force control simulated model of electric locomotive[J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2007, 1-6: 1704-1708.
- [6] ZIREK A, VOLTR P, LATA M. Validation of an anti-slip control method based on the angular acceleration of a wheel on a roller rig[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2019, 234(9): 1029-1040.
- [7] ZIREK A, ONAT A. A novel anti-slip control approach for railway vehicles with traction based on adhesion estimation with swarm intelligence[J]. *Railway Engineering Science*, 2020, 28(4): 346-364.
- [8] SADR S, KHABURI D A, RODRIGUEZ J. Predictive slip control for electrical trains[J]. *IEEE Transactions on*

- Industrial Electronics, 2016, 63(6): 3446-3457.
- [9] 马天和, 吴萌岭, 田春. 基于黏着力观测器的列车空气制动防滑控制[J]. 同济大学学报(自然科学版). 2020, 48(11): 1668-1675.
- MA Tianhe, WU Mengling, TIAN Chun. Anti-skid control based on adhesion force observer for train pneumatic braking[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2020, 48(11): 1668-1675.
- [10] WARD C P, GOODALL R M, DIXON R, et al. Adhesion estimation at the wheel-rail interface using advanced model-based filtering[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(12): 1797-1816.
- [11] HUSSAIN I, MEI T X, RITCHINGS R T. Estimation of wheel-rail contact conditions and adhesion using the multiple model approach[J]. Vehicle System Dynamics, 2013, 51(1): 32-53.
- [12] SHRESTHA S, WU Q, SPIRYAGIN M. Review of adhesion estimation approaches for rail vehicles[J]. International Journal of Rail Transportation, 2019, 7(2): 79-102.
- [13] SPIRYAGIN M, WOLFS P, SZANTO F, et al. Simplified and advanced modelling of traction control systems of heavy-haul locomotives[J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(5): 672-691.
- [14] TIAN Y, LIU S, DANIEL W J T, et al. Investigation of the impact of locomotive creep control on wear under changing contact conditions[J]. Vehicle System Dynamics, 2015, 53(5): 692-709.
- [15] TAO G Q, WEN Z F, GUAN Q H, et al. Locomotive wheel wear simulation in complex environment of wheel-rail interface[J]. Wear, 2019, 430: 214-221.
- [16] SHRESTHA S, SPIRYAGIN M, WU Q. Friction condition characterization for rail vehicle advanced braking system[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 134: 106324.
- [17] POLACH O. Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit[J]. Wear, 2005, 258(7-8): 992-1000.
- [18] YANG Y F, GUO X R, SUN Y, et al. Non-hertzian contact analysis of heavy-haul locomotive wheel/rail dynamic interactions under changeable friction conditions[J]. Vehicle System Dynamics, 2022, 60(12): 2167-2189.
- [19] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 4 版. 北京: 科学出版社, 2015.
- ZHAI Wanming. Vehicle-track coupled dynamics[M]. 4th ed. Beijing: Science Press, 2015.
- [20] 王开文. 车轮接触点迹线及轮轨接触几何参数的计算[J]. 西南交通大学学报, 1984(1): 89-99.
- WANG Kaiwen. The track of wheel contact points and the calculation of wheel/rail geometric contact parameters[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 1984(1): 89-99.
- [21] SPIRYAGIN M, POLACH O, COLE C. Creep force modelling for rail traction vehicles based on the Fastsim algorithm[J]. Vehicle System Dynamics, 2013, 51(11): 1765-1783.
- [22] DIRKS B, ENBLOM R. Prediction model for wheel profile wear and rolling contact fatigue[J]. Wear, 2011, 271(1-2): 210-217.
- 
- 作者简介: 郭欣茹, 女, 1997 年出生。主要研究方向为车辆系统动力学。  
E-mail: guoxinru325@163.com  
凌亮(通信作者), 男, 1986 年出生, 博士, 研究员。主要研究方向为车辆-轨道相互作用与行车安全控制。  
E-mail: liangling@swjtu.edu.cn