纯电动轻型载货汽车防滑控制策略研究

林玉敏　魏广杰　游道亮　刘文冰

（江铃汽车股份有限公司，南昌 330031）

【摘要】针对纯电动轻型载货汽车在低附着系数路面、全油门加速等工况下驱动轮打滑严重的问题，提出基于路面附着系数的前馈与反馈融合防滑控制策略。首先，基于“摩擦椭圆”原理实时计算路面附着系数，并结合轮荷提前计算所能提供的基础驱动扭矩，同时基于目标角速度和实际角速度计算驱动扭矩，将前馈与反馈叠加进行融合控制。在全油门加速上坡工况下对某纯电动轻型载货汽车进行实车测试，结果表明：未开启防滑控制功能时，车轮在第4 s、第11 s、第18 s发生严重打滑，驱动轮的滑移率大于80%；采用所提出的防滑控制方法时，车轮在第11 s、第14 s出现打滑现象，驱动轮的滑移率小于60%，显著降低了驱动轮的打滑程度。

关键词：轻型载货汽车　防滑控制　附着系数　电动汽车

中图分类号：U461.8　　**文献标志码：**A　　**DOI：** 10.20104/j.cnki.1674-6546.20260003

A Study on Anti-Slip Control Strategy for Pure Electric Light-Duty Truck

Lin Yumin, Wei Guangjie, You Daoliang, Liu Wenbing

(Jiangling Motor Co., Ltd., Nanchang 330031)

【Abstract】 To address the issue of severe drive wheel slippage in pure electric light-duty truck under operating conditions such as low-adhesion coefficient roads and full-throttle acceleration, a feedforward-feedback fusion anti-slip control strategy based on road adhesion coefficient is proposed. First, the road adhesion coefficient is calculated in real time based on the friction ellipse principle, and the basic driving torque that can be provided is pre-calculated in combination with wheel load. Simultaneously, the driving torque is computed based on the target angular velocity and actual angular velocity, and the feedforward and feedback components are superimposed for fusion control. A real-vehicle test is conducted on the pure electric light-duty truck under the full-throttle acceleration uphill condition. The results indicate that when the anti-slip function is disabled, the wheels experience severe slippage at the 4th, 11th, and 18th seconds, with the slip rate of the drive wheels exceeding 80%. When the proposed method is applied, the wheels slip at the 11th and 14th seconds, and the slip rate of the drive wheels is less than 60%, which significantly reduces the degree of drive wheel slippage.

Key words: Light-duty truck, Anti-slip control, Adhesion coefficient, Electric vehicle

【引用格式】 林玉敏, 魏广杰, 游道亮, 等. 纯电动轻型载货汽车防滑控制策略研究[J]. 汽车工程师, 2026(6): 17-22.

LIN Y M, WEI G J, YOU D L, et al. A Study on Anti-Slip Control Strategy for Pure Electric Light-Duty Truck[J]. Automotive Engineer, 2026(6): 17-22.

1　前言

轻型载货汽车通常未配置电子稳定程序（Electronic Stability Program，ESP）等主动安全系统，在低附着系数路面、对开路面、对接路面等工况下易发生打滑，危害行车安全。当前，防滑控制功能主要集中于ESP和四轮驱动分布式控制系统中，包括滑移率实时计算、路面附着系数辨识以及防滑控制算法等[1]。

王震坡等[2]对路面附着系数辨识方法进行了综述，阐述了基于试验和基于模型的估计方法，并指出基于试验的方法对测试环境的鲁棒性不强，

基于模型的方法对不同工况的自适应性较差。基于试验的方法依赖于高精度视觉传感器,成本过高,故应用低成本的车载传感器并结合车辆动力学模型进行路面识别成为主要研究方向。邓浩楠等[3]提出了一种基于交互式多模型的自适应无迹卡尔曼滤波(Interactive Multiple Model Adaptive Unscented Kalman Filter,IMM-AUKF)路面附着系数估计方法,首先将改进的Sage-Husa噪声估计器引入无迹卡尔曼滤波(Unscented Kalman Filter,UKF)算法构建自适应无迹卡尔曼滤波(Adaptive Unscented Kalman Filter,AUKF)观测器,然后选择不同的观测变量,分别构建纵向工况AUKF观测器和横、纵向耦合工况AUKF观测器,实现不同行驶工况下路面附着系数的准确估计。赵治国等[4]提出了一种适用于分布式驱动车辆的UKF状态估计算法,并对测量噪声进行了自适应处理,提高了对测量干扰的鲁棒性。付翔等[5]在UKF算法基础上引入指数加权衰减记忆滤波对观测噪声和协方差进行了自适应处理,提高了估计精度。文献[3]~文献[5]均未考虑纵向加速度和横向加速度对车轮垂直载荷的影响,而车轮垂直载荷直接影响车轮的滚动半径,进而影响车轮线速度和滑移率的计算。

李希宸等[6]根据控制目标将防滑控制策略分为基于转矩的控制策略和基于滑移率的控制策略。基于转矩的控制策略通过计算最优电机扭矩使车轮输出最大牵引力,如文献[7]、文献[8]提出的模型跟踪控制(Model Following Control,MFC)和最大可传递转矩估计(Maximum Transmissible Torque Estimation,MTTE)算法。基于滑移率的控制策略通过调整电机扭矩使车轮滑移率跟踪目标值,如文献[9]为解决轮胎非线性带来的参数摄动问题,将强非线性区分段,通过分段线性摄动法分别设计对应工作点的驱动防滑控制(Acceleration Slip Regulation,ASR)算法,并保证不同区域的控制连续性。文献[10]提出了一种基于滑模控制和比例积分的滑移率跟踪器,以解决模型中的非线性、参数摄动以及输入抖动问题。

当前的防滑控制方法研究集中于分布式驱动控制,对于纯电动载货汽车单轴驱动的防滑控制研究很少,本文考虑轮胎垂直载荷变化对轮胎半径的影响,基于计算获得的轮胎滚动半径求解车轮线速度及滑移率,并考虑横向加速度对"摩擦椭圆"矢量和的影响计算整车合加速度,再根据车轮处于打滑边界时道路附着力与驱动力相等,实时计算路面附着系数,从而提出基于路面附着系数的前馈与反馈融合的防滑控制策略,以降低驱动轮在低附着系数路面、全油门加速等工况下的打滑程度。

2 轮胎滚动半径计算

在法向载荷作用下,充气轮胎会发生垂向变形[11]。在不同载荷条件下,载货汽车轮胎的垂向变形存在较大差异,轮胎的滚动半径也不相同,进而影响车轮线速度的计算。因此,需要动态计算轮胎的滚动半径。通常以轮胎所受的载荷与变形的关系表示轮胎的刚度特性,轮胎载荷与垂向变形基本呈线性关系,因此在基本的行驶动力学模型中,常将轮胎简化为刚度恒定的线性弹簧[11]。本文根据轮胎刚度和垂直载荷计算轮胎半径。

2.1 车轮垂直载荷计算

车轮的垂直载荷与车辆的总体布置、车身形状、行驶状况及道路坡度有关,整车质量和道路坡度通过整车质量估算模块获取,本文车辆整车质量估算误差小于10%[12]。忽略加速过程中产生的惯性力、惯性阻力矩对车轮垂直载荷的影响,根据汽车行驶受力方程可得到各车轮的垂直载荷[13]:

$$\begin{cases} w_{\mathrm{fl}} = w_{\mathrm{fr}} = \dfrac{mg\cos\alpha}{2L}\cdot L_2 \\ w_{\mathrm{rl}} = w_{\mathrm{rr}} = \dfrac{mg\cos\alpha}{2L}\cdot L_1 \end{cases} \tag{1}$$

式中:w_{fl}、w_{fr}、w_{rl}、w_{rr}分别为左前轮、右前轮、左后轮、右后轮的垂直载荷,m为整车质量,g为重力加速度,α为坡道角,L_1、L_2分别为质心到前、后轴的距离,L为车辆轴距。

通过集成在整车控制器(Vehicle Control Unit,VCU)硬件上的惯性测量单元(Inertial Measurement Unit,IMU)获取车辆的纵向加速度和横向加速度,进而计算纵向和横向的动态载荷分量:

$$D_{\mathrm{long}} = \frac{mA_x h}{2L} \tag{2}$$

$$D_{\mathrm{lat}} = \frac{mA_y h}{2l} \tag{3}$$

式中:D_{long}、D_{lat}分别为纵向、横向动态载荷分量,A_x、A_y分别为纵向、横向加速度,h为车辆质心高度,l为轮距。

基于车辆纵向动态载荷分量和横向动态载荷分量对各车轮的垂直载荷进行修正可得:

$$\begin{cases} W_{\mathrm{fl}}=\dfrac{mg\cos\alpha}{2L}\cdot L_2-D_{\mathrm{long}}+D_{\mathrm{lat}} \\ W_{\mathrm{fr}}=\dfrac{mg\cos\alpha}{2L}\cdot L_2-D_{\mathrm{long}}-D_{\mathrm{lat}} \\ W_{\mathrm{rl}}=\dfrac{mg\cos\alpha}{2L}\cdot L_1+D_{\mathrm{long}}+D_{\mathrm{lat}} \\ W_{\mathrm{rr}}=\dfrac{mg\cos\alpha}{2L}\cdot L_1+D_{\mathrm{long}}-D_{\mathrm{lat}} \end{cases} \tag{4}$$

2.2 轮胎滚动半径计算

各车轮的滚动半径分别为：

$$R_{ij}=R_{\mathrm{d}}-W_{ij}/S_{\mathrm{t}} \tag{5}$$

式中：R_{ij}为各车轮的滚动半径，ij=fl,fr,rl,rr分别表示左前轮、右前轮、左后轮、右后轮，R_{d}为轮胎标称半径，S_{t}为轮胎刚度。

3 路面附着系数计算

研究表明，轮胎印迹内产生的合力是一定的，通常称为“摩擦椭圆”，其表示一系列给定的滑移率或给定侧偏角条件下轮胎侧向力与纵向力的关系。因此，受最大摩擦力限制，轮胎不能同时获得最大侧向力和最大纵向力，当轮胎的驱动力或制动力最大时，可利用的侧向力相应减小，只有当纵向力为零时，侧向力才能达到最大值[11]。本文考虑横向加速度对“摩擦椭圆”矢量和的影响计算整车合加速度，再根据车轮处于打滑边界时道路附着力与驱动力相等，实时计算路面附着系数。

3.1 驱动轮滑移率计算

基于防抱死制动系统（Anti-Lock Braking System，ABS）轮速和轮胎滚动半径计算各车轮的线速度：

$$V_{ij}=2\pi N_{ij}R_{ij}/60 \tag{6}$$

式中：V_{ij}为各车轮的线速度，N_{ij}为ABS输出的各轮轮速。

本文纯电动轻型载货汽车的驱动形式为后轮驱动，基于从动轮速度求平均值得到车辆纵向车速：

$$V_x=\frac{V_{\mathrm{fl}}+V_{\mathrm{fr}}}{2} \tag{7}$$

左后轮、右后轮的滑移率分别为：

$$S_{\mathrm{rl}}=\frac{V_{\mathrm{rl}}-V_x}{\max(V_{\mathrm{rl}},V_x)} \tag{8}$$

$$S_{\mathrm{rr}}=\frac{V_{\mathrm{rr}}-V_x}{\max(V_{\mathrm{rr}},V_x)} \tag{9}$$

3.2 驱动轮打滑标志位计算

同时满足以下条件时，左后驱动轮打滑标志位激活：V_{rl}>1 km/h；$V_{\mathrm{rl}}-V_x$>3 km/h；$S_1<S_{\mathrm{rl}}<S_2$。其中，S_1、S_2分别为滑移率的下限和上限，基于V_x查表获得，如表1、表2所示。

表1 滑移率S_1

V_x/km·h^{-1}	S_1	V_x/km·h^{-1}	S_1
0	0.1	15	0.05
2	0.1	30	0.05
5	0.1	50	0.05
10	0.05	100	0.05

表2 滑移率S_2

V_x/km·h^{-1}	S_2	V_x/km·h^{-1}	S_2
0	1	15	0.2
2	1	30	0.15
5	1	50	0.15
10	0.5	100	0.15

同时满足以下条件时，右后驱动轮打滑标志位激活：V_{rr}>1 km/h；$V_{\mathrm{rr}}-V_x$>3 km/h；$S_1<S_{\mathrm{rr}}<S_2$。

左后驱动轮打滑标志位激活或右后驱动轮打滑标志位激活时，驱动轮打滑标志位激活。

3.3 路面附着系数的实时计算

基于“摩擦椭圆”理论，车轮处于打滑边界时，车轮附着力等于驱动力：

$$umg\cos\alpha=m\sqrt{A_x^2+A_y^2} \tag{10}$$

得到路面附着系数u为：

$$u=\sqrt{A_x^2+A_y^2}\ /(g\cdot\cos\alpha) \tag{11}$$

路面附着系数的初始值默认为1，若驱动轮打滑标志位激活，则根据式（11）实时更新路面附着系数。

在非均一路面（如对开路面、松软路面等）条件下爬坡时，由于单个车轮打滑严重，需基于坡度修正路面附着系数。

满足以下任一条件时，修正标志位激活：S_{rl}>0.5，S_{rr}<0.15；S_{rl}<0.15，S_{rr}>0.5。

修正后的路面附着系数为：

$$u_{\mathrm{f}}=u+f_{\mathrm{ac}} \tag{12}$$

其中，修正系数f_{ac}基于坡度查表获得，如表3所示。

表3 修正系数f_{ac}

坡度/(°)	f_{ac}	坡度/(°)	f_{ac}
0	0.1	11	0.2
4	0.15	16	0.2
5	0.15	21	0.2
8	0.2	45	0.2

4 基于路面附着系数的前馈与反馈融合控制

本文将前馈控制与反馈控制融合，从而有效提

高控制精度、响应速度和系统稳定性。

4.1 前馈控制

前馈控制主要根据路面附着系数和轮胎垂直载荷提前计算能够提供的基础驱动扭矩，前馈控制扭矩为：

$$F_{ff}=\begin{cases}u\left(W_{rl}+W_{rr}\right)R_{rr}K, V_{rl}<V_{rr}\\ u\left(W_{rl}+W_{rr}\right)R_{rl}K, V_{rl}\geqslant V_{rr}\end{cases} \tag{13}$$

式中：K为修正系数，基于路面附着系数查表得到，如表4所示。

表4 修正系数K

u	K	u	K
0	1.0	0.4	0.7
0.1	1.0	0.6	0.5
0.2	1.0	0.8	0.4
0.3	0.8	1.0	0.3

4.2 反馈控制

反馈控制采用自动控制理论的比例积分控制，本文根据路面附着系数和车速自适应调整控制参数。

车轮实际角速度为：

$$\omega_a=\begin{cases}V_s/R_{rr}, & V_{rl}<V_{rr}\\ V_s/R_{rl}, & V_{rl}\geqslant V_{rr}\end{cases} \tag{14}$$

式中：$V_s=\max(V_{rl},V_{rr})$为固定车速。

车轮目标角速度基于目标滑移率计算：

$$\omega_t=\begin{cases}(1+S_t)V_s/R_{rr}, & V_{rl}<V_{rr}\\ (1+S_t)V_s/R_{rl}, & V_{rl}\geqslant V_{rr}\end{cases} \tag{15}$$

式中：S_t为目标滑移率，由路面附着系数和车速查表得到，如图1所示。

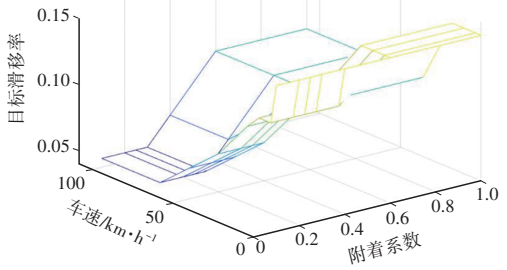


图1 目标滑移率

角速度差为：

$$\Delta\omega=\omega_t-\omega_a \tag{16}$$

反馈控制采用比例积分控制，计算公式为：

$$F_{fb}=k_p\Delta\omega+k_i\int\Delta\omega \tag{17}$$

式中：k_p为比例系数，k_i为积分系数。

为了快速达到目标角速度并使角速度稳定，根据$\Delta\omega$选择k_p和k_i的取值，$\Delta\omega$越大，k_p和k_i应越大，同时路面附着系数越大，k_p应越小，因此，根据角速度差值和路面附着系数自适应调整k_p和k_i。

k_p可表示为：

$$k_p=p_1p_2 \tag{18}$$

式中：p_1为角速度差值维度参数，根据角速度差值查表得到，如表5所示；p_2为路面附着系数维度参数，根据路面附着系数查表得到，如表6所示。

表5 参数p_1

$\Delta\omega$/rad·s^{-1}	p_1	$\Delta\omega$/rad·s^{-1}	p_1
−40	70	1	2.5
−30	60	2	5
−20	40	5	10
−10	20	10	20
−5	15	20	30
−2	10	30	40
−1	5	40	50
0	0		

表6 参数p_2

u	p_2	u	p_2
0.1	1	0.4	0.6
0.2	0.9	0.6	0.5
0.25	0.8	0.8	0.4
0.3	0.7	1	0.4

k_i可表示为：

$$k_i=i_1i_2 \tag{19}$$

式中：i_1为角速度差值维度参数，根据角速度差值查表得到，如表7所示；i_2为路面附着系数维度参数，根据路面附着系数查表得到，如表8所示。

表7 参数i_1

$\Delta\omega$/rad·s^{-1}	i_1	$\Delta\omega$/rad·s^{-1}	i_1
−40	6	1	0.5
−30	5	2	1
−20	4	5	2
−10	3	10	2.5
−5	2.5	20	3
−2	2	30	4
−1	1	40	5
0	0		

表8 参数i_2

u	i_2	u	i_2
0.1	1	0.4	0.9
0.2	1	0.6	0.8
0.25	1	0.8	0.8
0.3	1	1	0.8

4.3 融合控制

将前馈控制与反馈控制融合,原理如图2所示。

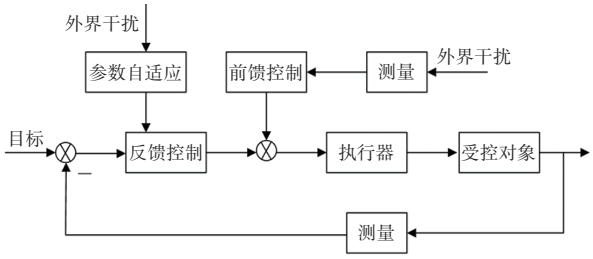


图2 融合控制原理

同时满足以下条件时,防滑控制标志位激活:

a. 制动踏板未踩下;

b. 加速踏板开度大于一定值;

c. 实际角速度与目标角速度的差值大于一定值;

d. ABS未激活。

5 实车测试

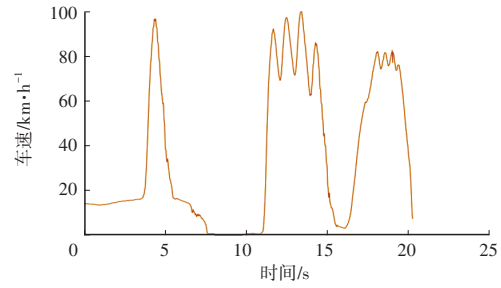
试验基于某款纯电动轻型载货汽车进行,车辆驱动形式为后轮驱动,如图3所示,试验车辆参数如表9所示。试验路面为洒水水泥路面,试验工况为全油门上坡,未开启防滑功能时的试验结果如图4所示,在第4 s、第11 s、第18 s时车轮严重打滑,驱动轮滑移率大于80%,请求扭矩振荡,转弯时车辆出现严重甩尾。开启防滑功能时的试验结果如图5所示,在第11 s、第14 s车轮出现打滑时,驱动轮的滑移率小于60%,请求扭矩快速降低。试验结果表明,开启防滑功能后,驱动轮打滑程度显著降低。



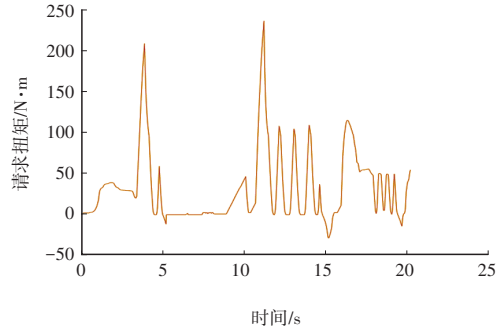
图3 试验车辆测试场景

表9 整车参数

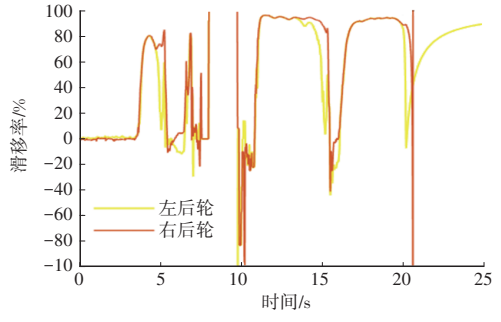
参数	取值	参数	取值
车型	电动厢式载货汽车	车辆类型	N1
整备质量/kg	2 270	轴距/mm	3 360
满载质量/kg	4 500	轮胎型号	195/75R16LT
乘坐人数/人	3	最高车速/km·h^{-1}	100



(a)车速

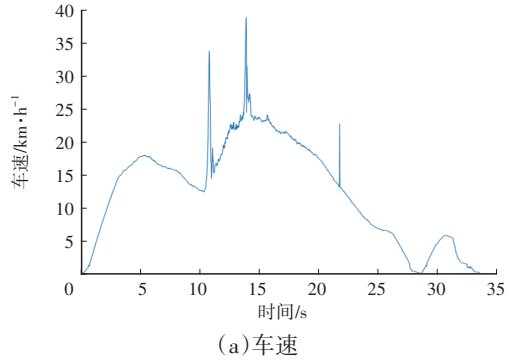


(b)请求扭矩

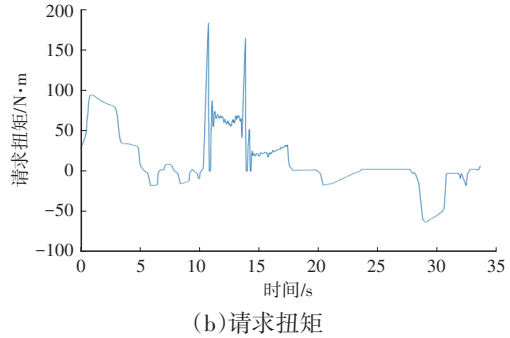


(c)驱动轮滑移率

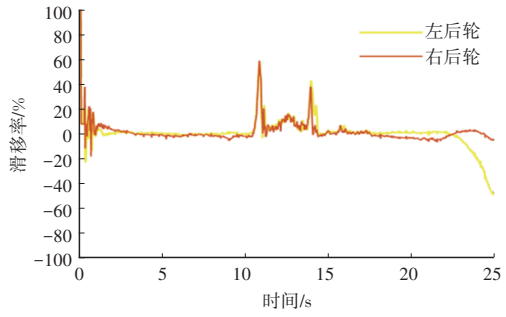
图4 防滑功能未开启时的试验结果



(a)车速



(b)请求扭矩



（c）驱动轮滑移率

图5　防滑功能开启时的试验结果

6　结束语

本文针对纯电动轻型载货汽车在低附着系数路面、全油门加速等工况存在的驱动轮打滑严重问题，提出基于路面附着系数的前馈与反馈融合的防滑控制策略。试验结果表明，未开启防滑功能时驱动轮的滑移率大于80%，开启防滑功能时驱动轮的滑移率小于60%，显著提高了车辆的安全性。

本文开展了全油门加速上坡工况的实车测试，后续将完善针对非均一路面以及其他低附着系数路面的实车测试。

参　考　文　献

[1] 胡敬宇，汪奘，严永俊，等. 基于限定记忆随机加权扩展卡尔曼滤波的车辆状态估计[J]. 东南大学学报（自然科学版），2022，52(2)：387-393.
HU J Y，WANG Y，YAN Y J，et al. Vehicle State Estimation Based on Limited Memory Random Weighted Extended Kalman Filter[J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition)，2022，52(2)：387-393.

[2] 王震坡，丁晓林，张雷. 四轮轮毂电机驱动电动汽车驱动防滑控制关键技术综述[J]. 机械工程学报，2019，55(12)：99-120.
WANG Z P，DING X L，ZHANG L. Overview on Key Technologies of Acceleration Slip Regulation for Four-Wheel Independently-Actuated Electric Vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering，2019，55(12)：99-120.

[3] 邓浩楠，赵治国，赵坤，等. 四驱车辆交互式多模型自适应无迹卡尔曼滤波路面附着系数估计[J]. 汽车工程，2024，46(8)：1357-1369.
DENG H N，ZHAO Z G，YAN Y J，et al. Estimation of Road Adhesion Coefficient Using Interactive Multiple Model Adaptive Unscented Kalman Filter for 4WID Vehicles[J]. Automotive Engineering，2024，46(8)：1357-1369.

[4] 赵治国，朱强，周良杰，等. 分布式驱动HEV自适应无迹卡尔曼车速估计[J]. 中国科学：技术科学，2016，46(5)：481-492.
ZHAO Z G，ZHU Q，ZHOU L J，et al. Vehicle Speed Estimation in Driving Case Based on Distributed Self-Adaptive Unscented Kalman Filter for 4WD Hybrid Electric Car [J]. Scientia Sinica (Technologica)，2016，46(5)：481-492.

[5] 付翔，孙威，黄斌，等. 基于指数加权衰减记忆无迹卡尔曼滤波的路面附着系数估计[J]. 汽车技术，2018(1)：31-37.
FU X，SUN W，HUANG B，et al. Estimation of Road Adhesion Coefficient Based on Fading Memory Unscented Kalman Filtering with Exponential Weighting[J]. Automobile Technology，2018(1)：31-37.

[6] 李希宸，张虹，解晓天，等. 针对ASR系统防误触的复杂路面识别算法[J]. 汽车工程，2022，44(5)：756-763+788.
LI X C，ZHANG H，XIE X T，et al. Complicated Road Surface Identification Algorithm with Prevention of ASR False Activation[J]. Automotive Engineering，2022，44(5)：756-763+788.

[7] HORI Y，TOYODA Y，TSURUOKA Y. Traction Control of Electric Vehicle：Basic Experimental Results Using the Test EV "UOT Electric March"[J]. IEEE Transactions on Industry Application，1998，34(5)：1131-1138.

[8] YIN D J，HORI Y. Traction Control for EV Based on Maximum Transmissible Torque Estimation[J]. International Journal of Intelligent Transportation System Research，2010，8(1)：1-9.

[9] JIA F J，LIU Z Y，ZHOU H L，et al. A Novel Design of Traction Control Based on a Piecewise-Linear Parameter Varying Technique for Electric Vehicles with In-Wheel Motors[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology，2018，67(10)：9324-9336.

[10] LENG B，XIONG L，YU Z P，et al. Robust Variable Structure Anti-Slip Control Method of a Distributed Drive Electric Vehicle[J]. IEEE Access，2020，8：162196-162208.

[11] 喻凡，林逸. 汽车系统动力学[M]. 北京：机械工业出版社，2016.
YU F，LIN Y. Automotive System Dynamics[M]. Beijing：China Machine Press，2016.

[12] 林玉敏，魏广杰，游道亮，等. 纯电动轻型载货汽车整车质量的估算及应用[J]. 汽车工程师，2023(8)：38-41.
LIN Y M，WEI G J，YOU D L，et al. Vehicle Mass Estimation and Application of Pure Electric Light Truck[J]. Automotive Engineer，2023(8)：38-41.

[13] 余志生. 汽车理论[M]. 北京：机械工业出版社，2009.
YU Z S. Automotive Theory[M]. Beijing：China Machine Press，2009.

（责任编辑　斛　畔）

修改稿收到日期为2026年2月27日。