分布式驱动电动汽车横摆稳定性控制

谭勇　秦玉英

（辽宁工业大学，锦州 121001）

【摘要】为提高分布式驱动电动汽车的横向稳定性，在考虑纵向车速控制的同时提出一种横摆稳定性分层控制策略。上层控制器基于滑模控制原理设计横摆力矩控制器，分别跟踪期望横摆角速度和质心侧偏角获得相应附加横摆力矩，并根据车辆所处状态加权计算获得总附加横摆力矩；下层控制器选取轮胎负荷率作为优化目标函数分配各轮转矩。最后，利用CarSim与Simulink建立联合仿真模型，选取双移线和角阶跃工况进行仿真验证，结果表明，所提出的分层控制策略能够使车辆的实际横摆角速度和质心侧偏角较好地跟踪期望值，有效提升了车辆的稳定性。

关键词：分布式驱动电动汽车　稳定性　横摆力矩　滑模控制　力矩分配

中图分类号：U469.72　　**文献标志码：**A　　**DOI：**10.20104/j.cnki.1674-6546.20240395

Yaw Stability Control of Distributed Drive Electric Vehicle

Tan Yong, Qin Yuying

(Liaoning University of Technology, Jinzhou 121001)

【**Abstract**】To improve the yaw stability of distributed drive electric vehicles, this paper proposes a yaw stability layered control strategy while considering longitudinal vehicle speed control. For the upper controller, the yaw moment controller is designed based on the sliding mode control principle. Additional yaw moments are obtained by tracking the expected yaw velocity and the sideslip angle respectively, while the total additional yaw moment is obtained by weighted calculation according to vehicle state. The lower controller chooses the tire load rate as the optimization objective function to allocate the torque of each wheel. Finally, a co-simulation model is established by CarSim and Simulink, and two working conditions of double shift line and angular step input are selected for simulation verification. The results demonstrate that the proposed layered control strategy can make the actual yaw velocity and sideslip angle of the vehicle better track the expected value, and effectively enhances vehicle stability.

Key words: Distributed drive electric vehicle, Stability, Yaw moment, Sliding mode control, Torque distribution

【引用格式】谭勇，秦玉英. 分布式驱动电动汽车横摆稳定性控制[J]. 汽车工程师, 2026(2): 21-26+32.

TAN Y, QIN Y Y. Yaw Stability Control of Distributed Drive Electric Vehicle[J]. Automotive Engineer, 2026(2): 21-26+32.

1　前言

相较于传统燃油汽车，分布式驱动电动汽车拥有许多特有的优势。首先，得益于四轮可独立控制的特点，其在横摆力矩控制等方面具有优势；其次，取消了传统燃油汽车的传动轴等部件，简化了底盘结构，减轻了整车质量，且没有传统燃油汽车较长的动力传输系统，传动效率更高，提高了车辆续驶里程；最后，采用线控方式控制电机，响应更加迅速，精准度更高，极大地提高了控制系统的实时性。基于以上优点，分布式驱动电动汽车成为当前电动汽车领域的研究热点。

车辆的横摆稳定性控制始终是汽车研发的重点，直接横摆力矩控制是一种应用较为广泛的车辆底盘控制方法[1]，近些年，许多学者对其进行了大量研究。分布式驱动电动汽车的直接横摆力矩控制可以分为集中控制式和分层控制式两类，后者具有实时性好的优势，成为主流控制结

构。采用分层控制方式时，上层控制器跟踪期望目标计算出横摆力矩，下层控制器合理分配各轮转矩。Zhao[2]等采用模型预测控制进行了独立驱动电动汽车直接横摆力矩控制的研究。张一西[3]等基于模糊控制规则决策出维持车辆稳定所需的附加横摆力矩。Huang[4]等针对同时存在多种附着系数的复杂路面进行研究，基于反步PID（Backstepping-PID）控制算法设计了一种直接横摆力矩控制器，并采用粒子群优化算法进行求解，实现了复杂路况下的车辆稳定性控制。冯斌[5]将力矩分配算法分为操纵稳定性模式、驾驶经济性模式和协同控制模式，并基于二次规划方法实现了四轮转矩的优化分配。然而，二次规划等算法通常需要复杂的迭代过程，因此需要一种更为高效的优化算法。

本文以分布式驱动电动汽车为研究对象，基于滑模控制提出一种分层控制策略，上层控制器以线性二自由度模型为参考模型获取车辆期望横摆角速度和期望质心侧偏角作为跟踪目标[6]，下层控制器基于轮胎负荷率优化开展力矩分配。最后，通过CarSim与Simulink联合仿真验证控制策略的有效性。

2 线性二自由度模型的建立

选取车辆线性二自由度模型作为参考模型[7]，根据牛顿第二定律，得到二自由度车辆动力学方程为：

$$\begin{cases}\dot{\beta}=\dfrac{k_1+k_2}{mu}\beta+\left(\dfrac{ak_1-bk_2}{mu^2}-1\right)\omega_r-\dfrac{k_1}{mu}\delta\\ \dot{\omega}_r=\dfrac{ak_1-bk_2}{I_z}\beta+\dfrac{a^2k_1+b^2k_2}{I_zu}\omega_r-\dfrac{ak_1}{I_z}\delta\end{cases}\tag{1}$$

式中：β为车辆质心侧偏角，ω_r为车辆横摆角速度，m为整车质量，a、b分别为质心到前、后轴的距离，k_1、k_2分别为前、后轮侧偏刚度，δ为前轮转角，I_z为车辆绕Z轴转动惯量，u为车辆纵向车速。

稳态行驶时，车辆质心侧偏角速度$\dot{\beta}=0$、横摆角加速度$\dot{\omega}_r=0$[8]，带入式（1）可得：

$$\begin{cases}\omega_r=\dfrac{u}{L\left(1+Ku^2\right)}\delta\\ \beta=\dfrac{u^2}{L\left(1+Ku^2\right)}\left(\dfrac{b}{u^2}+\dfrac{ma}{k_2L}\right)\delta\end{cases}\tag{2}$$

式中：$K=\dfrac{m}{L^2}\left(\dfrac{a}{k_1}-\dfrac{b}{k_2}\right)$为稳定性系数，$L$为车辆轴距。

在实际运行过程中，路面附着条件会对横摆角速度和质心侧偏角形成一定的制约[9-10]，约束关系为：

$$\begin{cases}\left|\omega_r\right|\leqslant\left|0.85\dfrac{\mu g}{u}\right|\\ \left|\beta\right|\leqslant\left|\arctan\left(0.02\mu g\right)\right|\end{cases}\tag{3}$$

式中：μ为路面附着系数，g为重力加速度。

综合上述分析，可得车辆的期望横摆角速度、期望质心侧偏角分别为：

$$\begin{cases}\omega_{rd}=\min\left\{\left|\omega_r\right|,\left|0.85\dfrac{\mu g}{u}\right|\right\}\operatorname{sgn}(\delta)\\ \beta_{rd}=\min\left\{\left|\beta\right|,\left|\arctan\left(0.02\mu g\right)\right|\right\}\operatorname{sgn}(\delta)\end{cases}\tag{4}$$

3 分层控制策略设计

3.1 稳定性判断

横摆角速度和质心侧偏角是判断车辆是否发生失稳的重要因素。目前常用的稳定性判断方法是相平面法，其中应用最广泛的是$\beta-\dot{\beta}$相平面法。郭建华[11]对$\beta-\dot{\beta}$相平面法进行了研究，并对其进行参数辨识，给出了稳定性边界的一般表达式：

$$B_1\dot{\beta}+\beta\leqslant B_2\tag{5}$$

式中：B_1、B_2为边界参数，不同路面附着系数条件下的边界参数[11]如表1所示。

表1 相平面边界参数

路面附着系数	B_1	B_2
$0.8\leqslant\mu\leqslant1$	0.357	5.573
$0.6\leqslant\mu<0.8$	0.357	4.654
$0.4\leqslant\mu<0.6$	0.303	4.228
$0.2\leqslant\mu<0.4$	0.297	3.345
$\mu<0.2$	0.284	2.577

$\beta-\dot{\beta}$相平面法只对车辆质心侧偏角进行控制，并不能对车辆横摆角速度进行约束，故本文在$\beta-\dot{\beta}$相平面法的基础上，增加横摆角速度阈值法对横摆角速度进行监测：

$$\left|\omega_{rd}-\omega_r\right|\leqslant A\tag{6}$$

式中：A为横摆角速度失稳区临界值。

本文采用这两种判断方法共同对车辆的稳定性进行判断。基于横摆角速度与车速间的密切联系，失稳区临界值如表2所示，稳定性判断流程如图

1所示。

表2　横摆角速度失稳区临界值

速度/km·h^{-1}	临界值A
60	0.024
70	0.025
80	0.026
90	0.027
100	0.029

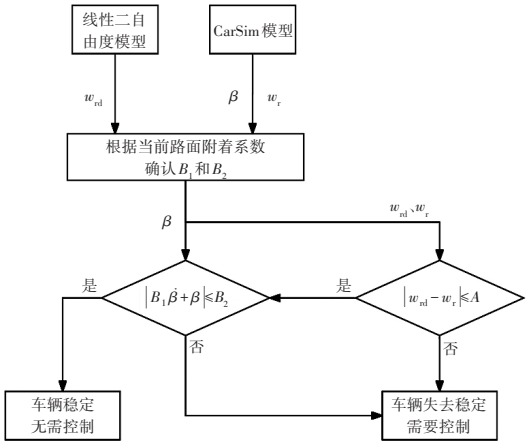


图1　车辆稳定性判断流程

3.2　上层控制器设计

3.2.1　横摆角速度控制器设计

在线性二自由度模型基础上加入附加横摆力矩，可得：

$$\begin{cases}\dot{\beta}=\dfrac{k_1+k_2}{mu}\beta+\left(\dfrac{ak_1-bk_2}{mu^2}-1\right)\omega_r-\dfrac{k_1}{mu}\delta+\dfrac{\Delta M_\beta}{I_z}\\ \dot{\omega}_r=\dfrac{ak_1-bk_2}{I_z}\beta+\dfrac{a^2k_1+b^2k_2}{I_zu}\omega_r-\dfrac{ak_1}{I_z}\delta+\dfrac{\Delta M_\omega}{I_z}\end{cases}\tag{7}$$

式中：ΔM_ω为追踪横摆角速度的附加横摆力矩，ΔM_β为追踪质心侧偏角的附加横摆力矩。

横摆角速度控制器的设计旨在跟踪期望横摆角速度，因此可定义横摆角速度跟踪误差及其导数分别为：

$$\begin{cases}e_{\omega r}=\omega_r-\omega_{rd}\\ \dot{e}_{\omega r}=\dot{\omega}_r-\dot{\omega}_{rd}\end{cases}\tag{8}$$

定义滑模控制切换函数如下：

$$s_{\omega r}=c_{\omega r}e_{\omega r}+\dot{e}_{\omega r}\tag{9}$$

式中：$c_{\omega r}$为横摆角速度误差的权重系数。

将式(8)代入式(9)并求导可得：

$$\begin{aligned}\dot{s}_{\omega r}&=c_{\omega r}\dot{e}_{\omega r}+\ddot{e}_{\omega r}=c_{\omega r}\dot{e}_{\omega r}+\ddot{\omega}_r-\ddot{\omega}_{rd}\\&=c_{\omega r}\dot{e}_{\omega r}+\frac{ak_1-bk_2}{I_z}\dot{\beta}+\frac{a^2k_1+b^2k_2}{I_zu}\dot{\omega}_r-\\&\quad\frac{ak_1}{I_z}\dot{\delta}+\frac{\Delta\dot{M}_\omega}{I_z}-\ddot{\omega}_{rd}\end{aligned}\tag{10}$$

滑模趋近方式选择等速趋近律，即

$$\dot{s}_{\omega r}=K_\omega\,\mathrm{sgn}\left(s_{\omega r}\right),K_\omega>0\tag{11}$$

式中：K_ω为等速趋近律系数。

整理可得：

$$\begin{aligned}\Delta M_\omega=\int-I_z\Bigg[&c_{\omega r}\dot{e}_{\omega r}+\frac{ak_1-bk_2}{I_z}\dot{\beta}+\frac{a^2k_1+b^2k_2}{I_zu}\dot{\omega}_r-\\&\frac{ak_1}{I_z}\dot{\delta}-\ddot{\omega}_{rd}+K_\omega\,\mathrm{sgn}\left(s_{\omega r}\right)\Bigg]\end{aligned}\tag{12}$$

3.2.2　质心侧偏角控制器设计

质心侧偏角控制器同样采用滑模控制，定义质心侧偏角跟踪误差及其导数分别为：

$$\begin{cases}e_\beta=\beta-\beta_{rd}\\ \dot{e}_\beta=\dot{\beta}-\dot{\beta}_{rd}\end{cases}\tag{13}$$

同理得：

$$\begin{aligned}\Delta M_\beta=\int-I_z\Bigg[&c_\beta\dot{e}_\beta+\frac{k_1+k_2}{mu}\dot{\beta}+\left(\frac{ak_1-bk_2}{mu^2}-1\right)\dot{\omega}_r-\\&\frac{k_1}{mu}\dot{\delta}-\ddot{\beta}_{rd}+K_\beta\,\mathrm{sgn}\left(s_\beta\right)\Bigg]\end{aligned}\tag{14}$$

式中：c_β为质心侧偏角误差的权重系数，K_β为等速趋近律系数。

采用饱和函数sat(s)代替符号函数sgn(s)来消除抖振[12]：

$$\mathrm{sat}(s)=\begin{cases}1,s>\Delta\\ \dfrac{s}{\Delta},|s|\leqslant\Delta\\ -1,s<-\Delta\end{cases}\tag{15}$$

式中：Δ为边界层厚度，且$\Delta>0$；s为横摆角速度控制器与质心侧偏角控制器的滑模控制切换函数。

3.2.3　加权控制器设计

在失稳后开启稳定性控制策略已经过晚，故需要在稳定区间内增设临界稳定区域，利用该区域将横摆角速度控制策略平滑过渡到质心侧偏角控制策略，保证在失稳前车辆即可得到有效控制。基于此，定义稳定状态$X=\left|B_1\dot{\beta}+\beta\right|/B_2$，将$X\in[0.7,1]$的区域作为临界稳定区域，用于失稳与未失稳控制算法的过渡。

为了保证模式过渡过程中力矩平稳变化，定义质心侧偏角控制器的权重系数ρ，其随X的变化使用三角函数平滑过渡方式：

$$\rho=\begin{cases}0, & X<0.7\\ \dfrac{1}{2}\left(1-\cos\left(\dfrac{\pi(X-0.7)}{0.3}\right)\right), & 0.7\leqslant X\leqslant1\\ 1, & X>1\end{cases}\tag{16}$$

当车辆状态处于稳定区内时，基于滑模控制原理设计横摆角速度控制器跟踪期望横摆角速度；当车辆状态处于失稳区时，基于滑模控制原理设计质心侧偏角控制器跟踪期望质心侧偏角；当车辆状态处于临界稳定区时，质心侧偏角控制器与横摆角速度控制器共同工作进行加权控制。

根据上述分析，可得加权控制器的最终横摆力矩为：

$$\Delta M=(1-\rho)\Delta M_{\omega}+\rho\Delta M_{\beta} \tag{17}$$

3.3 下层控制器设计

3.3.1 力矩分配约束条件

上层控制器获得附加横摆力矩后，下层控制器需将力矩合理分配至4个车轮。转矩分配前需考虑总期望力矩约束、附加横摆力矩约束、电机峰值力矩约束、路面附着约束。

综上，约束条件可以描述为：

$$\begin{cases} T_1+T_2+T_3+T_4=T_{\mathrm{d}} \\ (T_2-T_1)\dfrac{B}{2r}+(T_4-T_3)\dfrac{B}{2r}=\Delta M \\ \left|T_i\right|\leqslant T_{\max},\ i=1,2,3,4 \\ \left|T_i\right|\leqslant r\mu_i F_{zi},\ i=1,2,3,4 \end{cases} \tag{18}$$

式中：T_i为分配至车轮i的力矩，T_{d}为电机期望输出力矩，B为前、后轮距，$T_{\max}$为电机可提供的峰值转矩，μ_i为车轮i的路面附着系数，F_{zi}为车轮i的垂向力，i=1,2,3,4分别表示左前轮、右前轮、左后轮、右后轮。

3.3.2 基于轮胎负荷率优化的力矩分配策略

本文以4个轮胎负荷率之和最小为控制指标，获得最优控制的目标函数J为：

$$\min J=\min\sum\frac{F_{xi}^2+F_{yi}^2}{\left(\mu F_{zi}\right)^2} \tag{19}$$

式中：F_{xi}、F_{yi}分别为车轮i的纵向力、侧向力。

忽略轮胎侧向力，代入$F_{xi}=T_i/r$，其中r为车轮的滚动半径，可得最终目标函数J为：

$$\min J=\min\sum\frac{T_i^2}{\left(\mu F_{zi}r\right)^2} \tag{20}$$

本文采用直接推导的方式进行求解，由式(18)可得：

$$T_3=\frac{T_{\mathrm{d}}}{2}-\frac{\Delta M}{B}r-T_1 \tag{21}$$

$$T_4=\frac{T_{\mathrm{d}}}{2}+\frac{\Delta M}{B}r-T_2 \tag{22}$$

代入式(20)得：

$$J=\frac{T_1^2}{\left(\mu F_{z1}r\right)^2}+\frac{T_2^2}{\left(\mu F_{z2}r\right)^2}+\frac{\left(\dfrac{T_{\mathrm{d}}}{2}-\dfrac{\Delta M}{B}r-T_1\right)^2}{\left(\mu F_{z3}r\right)^2}+\frac{\left(\dfrac{T_{\mathrm{d}}}{2}+\dfrac{\Delta M}{B}r-T_2\right)^2}{\left(\mu F_{z4}r\right)^2} \tag{23}$$

采用极值法获得最优解，对T_1和T_2求偏导，并令其等于0，可求得T_1、T_2：

$$T_1=\frac{\left(\dfrac{T_{\mathrm{d}}}{2}-\dfrac{\Delta M}{B}r\right)F_{z1}^2}{F_{z1}^2+F_{z3}^2} \tag{24}$$

$$T_2=\frac{\left(\dfrac{T_{\mathrm{d}}}{2}+\dfrac{\Delta M}{B}r\right)F_{z2}^2}{F_{z2}^2+F_{z4}^2} \tag{25}$$

代入式(21)、式(22)即可求得T_3、T_4：

$$T_3=\frac{T_{\mathrm{d}}}{2}-\frac{\Delta M}{B}r-\frac{\left(\dfrac{T_{\mathrm{d}}}{2}-\dfrac{\Delta M}{B}r\right)F_{z1}^2}{F_{z1}^2+F_{z3}^2} \tag{26}$$

$$T_4=\frac{T_{\mathrm{d}}}{2}+\frac{\Delta M}{B}r-\frac{\left(\dfrac{T_{\mathrm{d}}}{2}+\dfrac{\Delta M}{B}r\right)F_{z2}^2}{F_{z2}^2+F_{z4}^2} \tag{27}$$

4 联合仿真与分析结果

4.1 联合仿真模型搭建

4.1.1 车辆参数设置

以CarSim中自带的某款C级车为参考车型并修改部分参数，作为本文的联合仿真研究对象，车辆参数如表3所示。

表3 车辆参数设置

参数	数值
整车质量m/kg	1 412
质心到前轴的距离a/m	1.2
质心到后轴的距离b/m	1.4
绕Z轴转动惯量I_z/kg·m^2	1 536.7
前、后轮距B/m	1.6
质心高度h_g/m	0.54
前轮侧偏刚度k_1/N·rad^{-1}	−108 880
后轮侧偏刚度k_2/N·rad^{-1}	−108 880
车轮滚动半径r/m	0.325

4.1.2 驾驶员模型设置

驾驶员模型可以在CarSim中设置，包括驾驶员转向盘输入设置和驾驶员速度控制器搭建。驾驶员转向盘输入设置分为两种：一种是闭环控制，

车辆按照目标路径输出转向盘转角；另一种是开环控制，可通过 Simulink 为 CarSim 输入转向盘转角。

驾驶员速度控制器采用PID控制器跟踪期望车速，输入车辆实际车速与期望车速的差值，计算出追踪期望车速所需的总期望力矩，作为下层控制器的输入量：

$$T_d = k_p(\Delta u) + k_i\int(\Delta u)\mathrm{d}t + k_d\frac{\mathrm{d}(\Delta u)}{\mathrm{d}t} \tag{28}$$

式中：$\Delta u=u_d-u$ 为车辆期望车速与实际车速的差值；k_p、k_i、k_d分别为PID控制器的比例系数、积分系数和微分系数，根据以往经验并结合本文需要，确定 k_p=500、k_i=500、k_d=10。

4.1.3　轮毂电机模型搭建

基于分布式驱动电动汽车结构的特殊性，取消发动机、离合器、变速器、差速器等结构，在Simulink中搭建电机模型，输出4个驱动轮的驱动力矩，替代CarSim内部的动力装置。

参考文献[13]，将永磁同步电机模型简化为2阶系统：

$$G(s) = \frac{T}{T_d} = \frac{1}{1+2\zeta s+2\zeta^2 s^2} \tag{29}$$

式中：T为电机实际输出力矩；ζ为电机特性系数，与电机内阻、自感和互感等参数有关，本文取ζ=0.01。

4.2　双移线工况仿真验证

双移线工况作为车辆高速超车和避障行驶的典型工况，常用于驾驶员和车辆操纵稳定性能的评价[14]。选择ISO 3888-1规定的双移线道路，设置道路附着系数为0.8、期望车速为80 km/h进行仿真验证，并将本文提出的力矩优化分配控制算法与力矩平均分配控制算法进行对比分析，车辆依据路径行驶，输出转向盘转角如图2所示，仿真结果如图3所示。

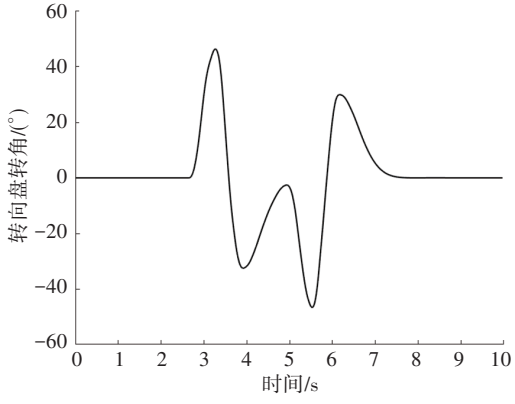
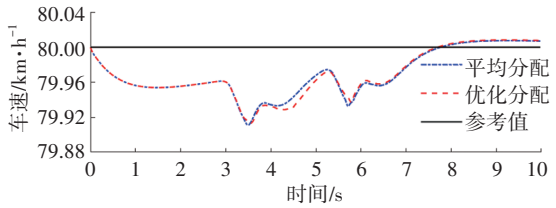
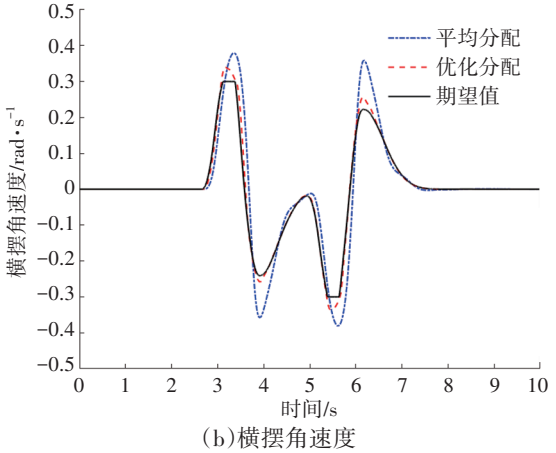


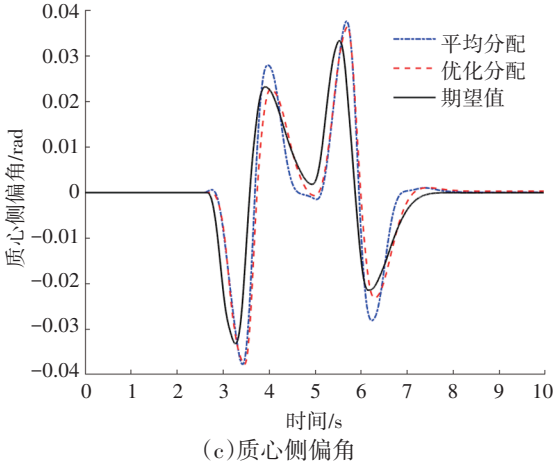
图2　双移线工况转向盘转角输出



(a)纵向车速



(b)横摆角速度



(c)质心侧偏角

图3　双移线工况仿真验证结果

由图3a可知，本文设计的纵向驾驶员模型能够使车辆的实际车速较好地跟随期望车速。由图3b、图3c可以看出，相较于平均分配控制算法，优化分配控制算法的实际横摆角速度和质心侧偏角与期望值的曲线均更加吻合。

4.3　角阶跃工况仿真验证

在Simulink中输入如图4所示的转向盘转角信号，并设置路面附着系数为0.4、期望车速为60 km/h进行仿真验证，仿真结果如图5所示。

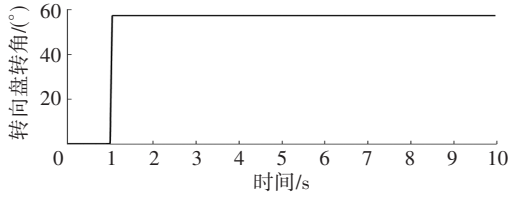
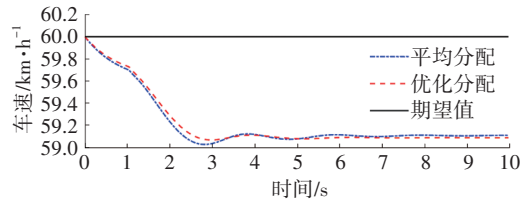
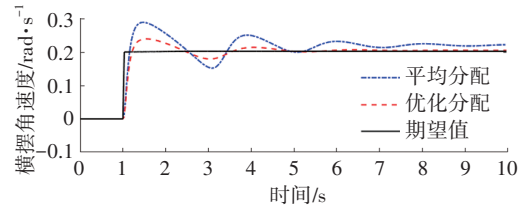


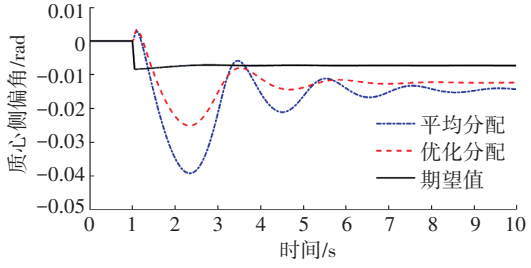
图4　角阶跃工况转向盘转角输入



(a)纵向车速



(b)横摆角速度



(c)质心侧偏角

图5　角阶跃工况仿真验证结果

由图5a可知，两种力矩分配方式下的车速在第4 s时趋于稳定，开始作近似匀速圆周运动。由图5b、图5c可以看出，转向盘在第1 s输入角阶跃信号，车辆横摆角速度和质心侧偏角随之发生突变，并最终趋于稳定，此后，优化分配控制策略得到的车辆实际横摆角速度与期望横摆角速度的偏差明显更小，对于质心侧偏角，虽然两种力矩分配控制策略获得的最大值均小于0.04 rad，车辆具有较好的稳定性，但优化分配控制策略得到的质心侧偏角的振幅更小，且趋于稳定的速度更快，控制效果优于平均分配控制策略。

5　结束语

为提升车辆的横向稳定性，本文设计了一种车辆横摆稳定性分层控制策略。首先，基于线性二自由度车辆模型获得车辆期望横摆角速度和期望质心侧偏角，作为后续控制策略的跟踪目标。其次，根据车辆行驶时的质心侧偏角和横摆角速度共同判断车辆是否发生失稳，并根据稳定区域的划分，在不同的控制区域采取不同的控制策略获取车辆所需附加横摆力矩，同时，驾驶员速度控制器基于PID控制跟踪目标车速获取总期望力矩。再次，对上层控制器获取的附加横摆力矩和总期望力矩进行分配，设计基于轮胎负荷率优化的力矩分配策略。最后，搭建CarSim和Simulink联合仿真模型进行仿真验证，相比于平均分配控制策略，本文提出的优化分配控制策略获得的横摆角速度与质心侧偏角能更好地跟踪期望值，表明本文设计的控制器能够较好地实现车辆稳定性控制，优化分配方法可行。

参　考　文　献

[1] 赵慧勇, 梁国才, 蔡硕, 等. 四轮独立驱动电动汽车直接横摆力矩控制[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2021, 35(9): 83-91.
ZHAO H Y, LIANG G C, CAI S, et al. Direct Yaw Moment Control for Four-Wheel Independent Drive Electric Vehicle [J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2021, 35(9): 83-91.

[2] ZHAO H Y, REN B T, CHEN H, et al. Model Predictive Control Allocation for Stability Improvement of Four-Wheel Drive Electric Vehicles in Critical Driving Condition [J]. IET Control Theory & Applications, 2015, 9(18): 2688-2696.

[3] 张一西, 马建, 唐自强, 等. 分布式驱动电动汽车直接横摆力矩控制策略与仿真验证[J]. 甘肃农业大学学报, 2018, 53(4): 159-167+176.
ZHANG Y X, MA J, TANG Z Q, et al. Direct Yaw Moment Control Strategy and Simulation for Distributed Drive Electric Vehicle[J]. Journal of Gansu Agricultural University, 2018, 53(4): 159-167+176.

[4] HUANG G M, YUAN X F, SHI K, et al. A BP-PID Controller-Based Multi-Model Control System for Lateral Stability of Distributed Drive Electric Vehicle[J]. Journal of the Franklin Institute, 2019, 356(13): 7290-7311.

[5] 冯斌. 分布式驱动电动汽车关键参数估计及直接横摆力矩控制系统研究[D]. 南京: 东南大学, 2023.
FENG B. Research on Key Parameter Estimation and Direct Yaw Moment Control System of Distributed Drive Electric Vehicle[D]. Nanjing: Southeast University, 2023.

[6] NAGAI M, HIRANO Y, YAMANAKA S. Integrated Robust Control of Active Rear Wheel Steering and Direct Yaw Moment Control[J]. Vehicle System Dynamics, 1998, 29 (S1): 416-421.

[7] SMITH D E, STARKEY J M. Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers: Model Development, Validation and Comparison[J]. Vehicle System Dynamics, 1995, 24(2): 163-181.

[8] 余志生. 汽车理论[M]. 第6版. 北京: 机械工业出版社, 2018.

(下转第32页)

06-21.
CHEN Z R, DU Z Y, XIAO K. Motor Torque Zero-Crossing Control Method, Motor Torque Zero-Crossing Control Device and Vehicle: CN202311160255.X[P]. 2024-06-21.

[7] 王东, 陈锦霞, 王永超, 等. 一种新能源车辆电机扭矩过零区间判定及控制方法、系统: CN202410799878.X[P]. 2024-07-19.
WANG D, CHEN J X, WANG Y C, et al. A Method and System for Judging and Controlling the Zero-Crossing Interval of the Motor Torque of a New Energy Vehicle: CN202410799878.X[P]. 2024-07-19.

[8] 谢文, 张明, 杨健, 等. 电动汽车适时四驱转矩协调的控制方法、程序产品和车: CN202411201581.5[P]. 2024-12-24.
XIE W, ZHANG M, YANG J, et al. Control Method, Program Product and Vehicle for Torque Coordination of Real-Time Four-Wheel Drive in Electric Vehicles: CN202411201581.5[P]. 2024-12-24.

[9] 井俊超, 刘义强, 黄伟山, 等. 一种电机转矩滤波控制方法、系统及混合动力车辆: CN202180004528.4[P]. 2024-05-03.
JING J C, LIU Y Q, HUANG W S, et al. A Motor Torque Filtering Control Method, System and Hybrid Electric Vehicle: CN202180004528.4 [P]. 2024-05-03.

[10] 余卓平, 张立军, 熊璐. 四驱电动车经济性改善的最优转矩分配控制[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2005, 33(10): 1355-1361.
YU Z P, ZHANG L J, XIONG L. Optimized Torque Distribution Control to Achieve Higher Fuel Economy of 4WD Electric Vehicle with Four In-Wheel Motors[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2005, 33(10): 1355-1361.

（责任编辑　斛　畔）

修改稿收到日期为2025年8月4日。

（上接第26页）

YU Z S. Automobile Theory[M]. The 6th Edition. Beijing: China Machine Press, 2018.

[9] DING S H, SUN J L. Direct Yaw-Moment Control for 4WID Electric Vehicle via Finite-Time Control Technique[J]. Nonlinear Dynamics, 2017, 88: 239-254.

[10] TIAN Y T, CAO X H, WANG X Y, et al. Four Wheel Independent Drive Electric Vehicle Lateral Stability Control Strategy[J]. IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica, 2020, 7(6): 1542-1554.

[11] 郭建华. 双轴汽车电子稳定性协调控制系统研究[D]. 长春: 吉林大学, 2008.
GUO J H. Research on Electronic Stability Coordination Control System of Two-Axle Automobile[D]. Changchun: Jilin University, 2008.

[12] 向婧燕, 周奎, 付勇智, 等. 考虑稳定性的4WD/4WS无人车路径跟踪控制策略研究[J]. 计算机工程与应用, 2024, 60(6): 349-358.
XIANG Q Y, ZHOU K, FU Y Z, et al. Research on Path Tracking Control Strategy of 4WD/4WS Unmanned Vehicle Considering Stability[J]. Computer Engineering and Applications, 2024, 60(6): 349-358.

[13] WANG Z P, WANG Y C, ZHANG L, et al. Vehicle Stability Enhancement Through Hierarchical Control for a Four-Wheel-Independently-Actuated Electric Vehicle[J]. Energies, 2017, 10(7): 1-18.

[14] PENG H N, WANG W D, AN Q, et al. Path Tracking and Direct Yaw Moment Coordinated Control Based on Robust MPC with the Finite Time Horizon for Autonomous Independent-Drive Vehicles[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2020, 69(6): 6053-6066.

（责任编辑　斛　畔）

修改稿收到日期为2024年12月10日。