

改善后轮独立驱动汽车过弯效率的转矩分配控制

王军年¹, 于田雨¹, 孙娜娜², 付铁军^{1†}

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室, 吉林 长春 130022;

2. 一汽-大众汽车有限公司技术开发部, 吉林 长春 130011)

摘要: 针对分布驱动式电动汽车在转矩分配上较少研究转矩横向分配对驱动车轮滑转率的抑制作用及其对过弯性能的改善这一问题, 利用其各轮转矩独立可控的性能优势, 提出了一种基于轮胎纵向刚度估计和最佳滑转率识别的转矩定向分配控制方法, 以降低驱动轴平均滑转率. 根据轮胎与路面的简化附着特性, 理论上分析了转矩定向分配能够降低轴平均滑转率的原因. 采用递归最小二乘法(RLS)设计了轮胎纵向刚度估算器, 并基于已估算的轮胎纵向刚度, 以及在线识别的车轮的最佳滑转率制定了转矩定向分配控制策略. 仿真试验结果表明, 提出的转矩定向分配控制策略可以有效地减小驱动轴的平均滑转率 10% 以上, 而且还能够减小过弯时驾驶员的方向盘转角输入约 14%, 实现了提高过弯效率和改善转向机动性的双重目的.

关键词: 电动汽车; 平均滑转率; 递归最小二乘法; 转矩定向分配; 过弯效率

中图分类号: U461.1

文献标志码: A

Torque Vectoring Control of Rear-Wheel-Independent-Drive Vehicle for Cornering Efficiency Improvement

WANG Junnian¹, YU Tianyu¹, SUN Nana², FU Tiejun^{1†}

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China;

2. Department of Technical Development, FAW-VOLKSWAGEN Automotive CO., LTD, Changchun 130011, China)

Abstract: For distributed drive electric vehicles, less attention is paid to the inhibition of lateral torque distribution on wheel slip ratio and its improvement on cornering performance. To solve this problem, taking the advantage of the independently controllable torque, a torque vectoring control method based on tire longitudinal stiffness estimation and optimal slip ratio identification was proposed to reduce the average slip ratio of the driving-axle. According to the simplified adhesion characteristics of the tire and the road, the impact of torque vectoring on the average slip ratio of the driving-axle was theoretically analyzed. An estimator based on Recursive Least Square method (RLS) was designed to estimate the tire longitudinal stiffness in real time. On the basis of the estimated tire longitudinal stiffness and identified optimal slip ratio, an torque vectoring control method was developed. The simulation results show that, the proposed torque vectoring control method not only can obviously decrease the average slip ratio of the driving-axle by more than 10%, but also can reduce the steering wheel angle input by about 14%, which achieves the dual purpose including the improvement of cornering efficiency and the enhancement of steering maneuverability.

Key words: electric vehicle; average slip ratio; recursive least square; torque vectoring; cornering efficiency

* 收稿日期: 2020-02-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51875235), National Natural Science Foundation of China(51875235); 吉林省科技发展计划合作项目(20180414011GH), Jilin Province Science and Technology Development Plan-International Science and Technology Cooperation Project(20180414011GH)

作者简介: 王军年(1981—), 男, 甘肃兰州人, 吉林大学教授, 博士

† 通讯联系人, E-mail: 328699815@qq.com

与传统的集中式驱动电动汽车相比,分布驱动式汽车具有转矩独立可控、驱动系统集成度高等特点,为实现轮间驱动转矩定向分配,改善整车多项性能提供了可能.鉴于此,国内外学者对分布驱动式汽车的节能性控制、稳定性控制及动力性控制开展了大量研究.

Zhang 等学者^[1]通过整合地形信息和车辆信息提出了预测节能策略,基于车-车通信对前车运动进行预测,从而优化四轮驱动电动汽车的电机转矩分配比来减小能耗. Tang 等学者^[2]提出了一种考虑电机转矩突变的最优转矩分配方法,建立了车辆经济性和电机转矩突变的总成本函数,并采用动态规划算法优化转矩分配,使电机工作在高效区. Zhai 等学者^[3]设计了双层转向控制器,上层直接用横摆力偶矩控制,以保证车辆极端工况下的稳定性;下层采用了自适应节能转矩分配算法,对经济性进行优化. 赵迪^[4]对上层采用自适应滑模稳定性控制器跟踪期望状态,稳定输出的横摆力矩通过下层转矩分配算法优化后施加在车轮上,保证车辆横向稳定性. 袁小芳等学者^[5]提出了一种基于 FNN 的自适应稳定性控制系统,上层采用适应工况变化的 FNN 前馈神经网络设计直接横摆力矩控制器,下层按载荷分配方式进行力矩分配. OH 等学者^[6]通过考虑预测状态和驾驶员的方向盘转角开发了两种基于模型预测转矩定向分配的横摆稳定性控制算法,分别为后轮转矩定向分配和全轮转矩定向分配,同时应用轮胎力、轮胎力变化率和变速器输出转矩进行物理约束. Zhang 等学者^[7]在双电动机同轴耦合独立轮驱动系统和滑模控制器的基础上,开发了同轴耦合牵引力控制系统. 邹广才等学者^[8]提出一种全轮纵向力优化分配方法,减小了路面附着负荷且提高了整车横摆响应的收敛速度,提升了整车稳定性与动力性.

然而现有文献中所研究的转矩分配方法多为基于车辆模型的反馈控制,很少研究转矩的横向分配对驱动车轮滑转率的抑制作用及其对过弯性能的改善问题.因此针对上述问题,本文以后轮独立驱动电动汽车为研究对象,以降低汽车转弯时左右两侧驱动轮的平均滑转率,即驱动轴平均滑转率为研究目的,探讨在汽车稳定行驶区域,如何基于轮胎纵向刚度在线估算和实时滑转率的识别来设计横向转矩分配方法,从而达到在改善转向机动性的同时,提高车辆的过弯动力性并在一定程度上降低轮胎磨

损的效果.最后,通过仿真试验对控制策略的有效性进行验证.

1 转矩分配降低平均滑转率机理

转矩定向分配(Torque Vectoring,简称 TV)技术可实现车辆转弯时驱动转矩在轮间的任意转移,驱动转矩不仅能从转速快的一侧车轮转移到转速慢的一侧车轮,也能从转速慢的一侧车轮转移到转速快的一侧车轮.对于轮毂电机分布驱动式电动汽车,同样可以利用转矩横向的分配降低转弯时左右驱动轮的平均滑转率,从而改善车辆过弯特性.

1.1 轮胎附着特性简化模型

图 1 所示为典型的轮胎附着特性曲线.图中的实线为在某一垂直载荷下的实际轮胎附着特性曲线.在车辆正常行驶过程中,侧向加速度一般不高.由于侧向加速度一般小于 $0.4g$ 时,线性轮胎模型和非线性轮胎具有较好的一致性^[9].因此,本文将轮胎附着特性曲线简化成由线性区的一条过原点的斜线和一条过峰值附着系数(即轮胎附着特性曲线顶点)的横线组成的一条折线,即图 1 简化特性曲线.所述的轮胎纵向刚度就是指该简化轮胎附着特性曲线的斜线斜率.需要说明的是,本文研究的转矩分配范围是在图中阴影区域内.

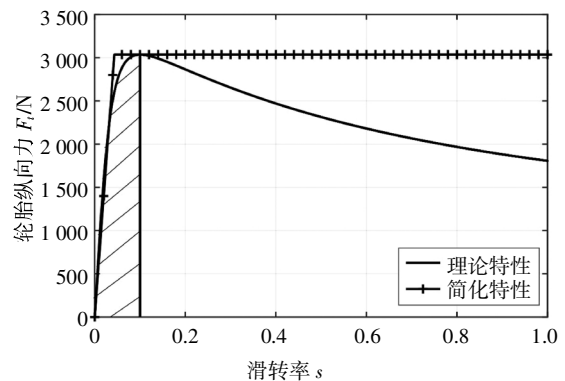


图 1 轮胎附着特性曲线及简化模型

Fig.1 Tire adhesion characteristics and simplified model

1.2 TV 降低平均滑转率机理分析

如图 2 所示,由于转弯时,车轮的垂直载荷在两驱动轮间重新分配,从而造成两驱动轮轮胎纵向刚度发生变化,即外驱动轮的轮胎纵向刚度 k_o 大于内驱动轮的轮胎纵向刚度 k_i .

若驱动转矩在两驱动轮间平均分配,即两轮的驱动转矩均为 $T_e/2$,则外、内驱动轮分别工作在 A、B

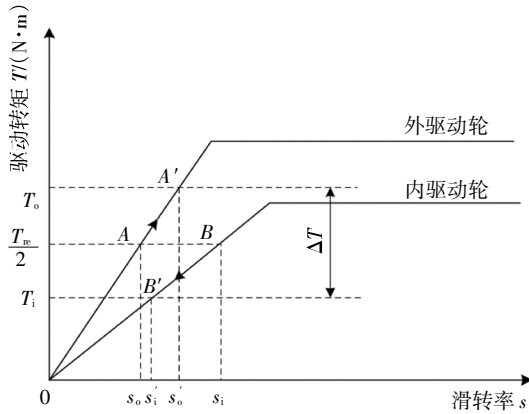


图 2 转矩定向分配原理示意图

Fig.2 Schematic diagram of torque vectoring

两点,内驱动轮的滑转率为 s_i ,外驱动轮的滑转率为 s_o .显然 $s_i > s_o$,且内驱动轮更容易出现打滑的现象;若对内外驱动轮沿着图 2 中折线的斜率进行转矩分配,即按照其轮胎纵向刚度进行驱动力的分配,增大外驱动轮的驱动转矩,同时为保证总需求转矩 T_w 保持不变,等大地减小内驱动轮的驱动转矩,使得内外驱动轮的差动转矩为 ΔT ,则外驱动轮的驱动转矩将沿斜线 $A-A'$ 变化,外驱动轮的滑转率 s_o 升高,而内驱动轮的驱动转矩将沿斜线 $B-B'$ 变化,内驱动轮的滑转率 s_i 降低.此时内外驱动轮的滑转率分别为:

$$s'_i = s_i - \frac{\Delta T}{2r_w k_i} \quad (1)$$

$$s'_o = s_o + \frac{\Delta T}{2r_w k_o} \quad (2)$$

式中: r_w 为滚动半径,本文忽略垂直载荷对滚动半径的影响.在不考虑转矩定向分配对轮胎侧滑影响的条件下,该驱动轴的平均滑转率(即同一驱动轴两侧的驱动轮的滑转率的平均值)变化量为:

$$\Delta s_{av} = \frac{s'_i + s'_o - (s_i + s_o)}{2} = \frac{\Delta T}{4r_w} \left(\frac{1}{k_o} - \frac{1}{k_i} \right) \quad (3)$$

由于 $k_o > k_i$,故外驱动轮的滑转率增加量小于内驱动轮的滑转率减小量,即该驱动轴的平均滑转率变化量 $\Delta s_{av} < 0$.这表示以轮胎纵向刚度为梯度进行转矩定向分配可以降低驱动轴的平均滑转率.可见,对驱动轮的轮胎纵向刚度的识别是实施转矩定向分配的前提与关键.

2 轮胎纵向刚度的估算与验证

2.1 轮胎纵向刚度估算器设计

在车辆稳定行驶时,轮胎的纵向激励比较小,一

般是轮胎纵向滑转率的百分之几^[10].因此,需要在轮胎的线性区间对轮胎的纵向刚度进行估算.轮胎纵向刚度 k 是由轮胎特性决定的,受轮胎垂直载荷 F_z 的影响较大.此外,相关文献显示轮胎的纵向刚度与路面的摩擦系数也有很大的关系^[11-12].在轮胎线性区间内,轮胎纵向力可表示为:

$$F_l = k \cdot s \quad (4)$$

式中: F_l 为轮胎的纵向力; k 为轮胎的纵向刚度; s 为轮胎的滑转率.由于汽车转弯过程时间较短,因此本文采用具有较高的准确性与较快的收敛速度的递归最小二乘法进行轮胎线性纵向刚度的估计.

2.2 递归最小二乘法

递归最小二乘法 (Recursive least squares, RLS)^[13] 是一种在每一采样时刻根据前一时刻的参数,通过最小化模型偏差的方法来更新下一时刻未知参数的算法.其具体步骤如下.

1)初始化参数 $\theta(0)$ 、协方差矩阵 $P(0)$,选择合适的遗忘因子 λ .

2)测量系统输出 $y(t)$,计算回归矢量 $\varphi(t)$.

3)计算估算偏差 $e(t)$:

$$e(t) = y(t) - \varphi^T(t) \cdot \theta(t-1) \quad (5)$$

4)计算增益:

$$K(t) = P(t-1) \cdot \varphi(t) \cdot [\lambda + \varphi^T(t) \cdot P(t-1) \cdot \varphi(t)]^{-1} \quad (6)$$

5)协方差更新:

$$P(t) = \lambda^{-1} \cdot P(t-1) - K(t) \cdot \varphi^T(t) \cdot \lambda^{-1} \cdot P(t-1) \quad (7)$$

6)未知参数更新:

$$\theta(t) = \theta(t-1) + K(t) \cdot e(t) \quad (8)$$

7)在每一采样时刻重复步骤 2)~6),直至输出最终的轮胎线性纵向刚度.这里,将公式(5)改写为参数识别的标准格式:

$$y(t) = \varphi^T(t) \cdot \theta(t) \quad (9)$$

式中: $y(t)$ 为输出量, $y(t) = F_l$; $\varphi(t)$ 为回归矢量, $\varphi(t) = s$; $\theta(t)$ 为未知参数, $\theta(t) = k$.

2.3 轮胎纵向刚度估算

图 3 所示为单轮旋转动力学模型.

如图 3 所示,根据运动平衡关系,可以得到驱动轮的运动微分方程:

$$I_w \frac{d\omega}{dt} = T - F_l \cdot r_w \quad (10)$$

式中: I_w 为车轮的转动惯量; ω 为车轮转速; T 为驱动转矩.轮胎的滑转率为:

$$s = \frac{|v_w - \omega \cdot r_w|}{\max(v_w, \omega \cdot r_w)} \quad (11)$$

式中: v_w 为车轮轮心线速度. 根据公式(4),公式(9)可以改写为:

$$\frac{1}{r_w} (T - I_w \frac{d\omega}{dt}) = k \cdot s \quad (12)$$

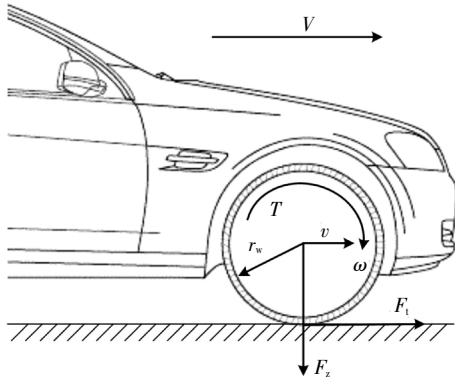


图3 单轮模型
Fig.3 Single wheel model

2.4 估算算法验证

为对轮胎纵向刚度估算算法的有效性进行验证,进行了如下仿真试验.本文中采用的是车辆动力学仿真常用的魔术公式轮胎模型.在3 kN下,其轮胎特性曲线如图4中理论值曲线所示.为模拟实际轮胎驱动力并验证轮胎纵向刚度估算算法的有效性,在图4所示的理论轮胎特性曲线基础上添加了均值为500 N、方差为0的噪声,此时轮胎纵向力曲线如图4中噪声值曲线所示,相当于实际测量值.图中简化值曲线为根据上述纵向刚度估算算法估计的轮胎纵向刚度 k 对应的简化线性区间轮胎纵向力曲线.

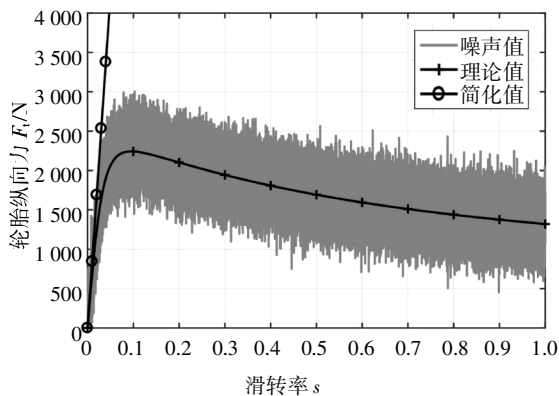


图4 理论模型与简化模型对比

Fig.4 Comparison of theoretical and simplified models

通过上述的轮胎纵向刚度估算算法,得到轮胎纵向刚度估算结果如图5中曲线的峰值所示,其数值为 $k = 3.9945 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$.可见,即使在500 N的噪声下,该轮胎纵向刚度估算算法依旧能保证较好的准确性,为转矩定向分配控制奠定了基础.

此外,本文还进行了3~6 kN垂直载荷下轮胎纵向刚度估算,并以其估算结果绘制出了不同载荷下的简化轮胎模型,如图6中四条带标记的直线所示.可以看出,随着轮胎垂直载荷的增加,轮胎纵向刚度不断升高,但轮胎的垂直载荷越大,其变化量越小.

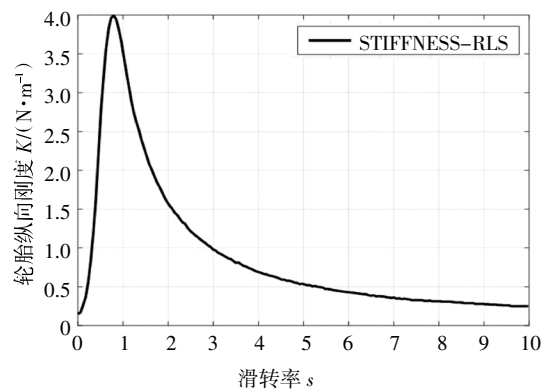


图5 轮胎纵向刚度估算结果

Fig.5 Tire longitudinal stiffness estimation results

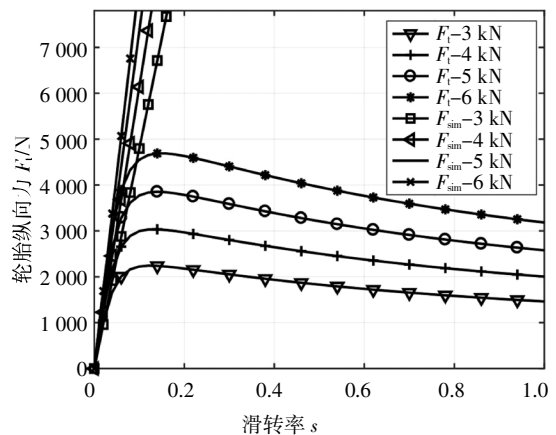


图6 3~6 kN垂直载荷下轮胎纵向刚度对比

Fig.6 Comparison of longitudinal stiffness of tires under vertical load of 3~6 kN

3 转矩定向分配控制策略

如式(3)所示,对内外驱动轮进行转矩定向分配控制能够使得该驱动轴的平均滑转率降低.可见,在轮胎的线性区间内,汽车不失稳的条件下转矩定向分配控制实施差动转矩 ΔT 越大,该轴的平均滑转率

越低,其驱动效率越高.因此,定义差动转矩 ΔT 为:

$$\Delta T = 2\min\left\{(s_o^* - s_o) \cdot k_o \cdot r_w, \frac{T_{re}}{2}\right\} + T_{add} \cdot q \quad (13)$$

式中: s_o^* 为外驱动轮的轮胎最佳滑转率; s_o 为外驱动轮当前时刻的轮胎滑转率; k_o 为外驱动轮的轮胎纵向刚度; T_{re} 为总需求驱动转矩; $T_{add} \cdot q$ 为差动转矩 ΔT 的修正量,其中 q 为一个记录连续启动转矩定向分配控制的采样时间的计数器,为进行转矩分配的当前控制周期数减 1, T_{add} 为转矩修正系数,该值根据估算的轮胎纵向刚度与线性区内的轮胎附着特性曲线斜率的差值来确定,其值不可过大,以免由于修正量的加入而造成驱动轮的打滑.

内外驱动轮在转矩分配时要确保车辆的总需求驱动转矩不变,即满足如下关系:

$$T_{re} = T_o + T_i \quad (14)$$

$$\Delta T = T_o - T_i \quad (15)$$

式中: T_o 为外驱动轮的驱动转矩, T_i 为内驱动轮的驱动转矩.故内外驱动轮的驱动转矩分别为:

$$T_o = \frac{1}{2}(T_{re} + \Delta T) \quad (16)$$

$$T_i = \frac{1}{2}(T_{re} - \Delta T) \quad (17)$$

本文提及的转矩定向分配控制系统针对的是车辆转弯工况,因此,只有检测到方向盘转角输入,且驱动轮都工作在各轮胎的线性区间内,未发生打滑的现象,本文提出的转矩定向分配控制才得以启动.其详细的控制流程如图 7 所示.在进行转矩定向分配控制前需对寄存器进行初始化设置,对外驱动轮最佳滑转率 s_o^* 、外驱动轮的轮胎纵向刚度 k_o 赋初值.接着进行转矩定向分配控制流程.首先,读取车速 V 、方向盘转角 δ_{sw} 、驱动轮角速度 ω 和驱动转矩 T 等信号.然后,判断是否有方向盘转角输入,即 δ_{sw} 是否为零.若是,则不启动转矩定向分配控制系统;否则,根据公式(11)计算轮胎的滑转率.再调用文中所述的 RLS 算法估算外驱动轮的轮胎纵向刚度 k_o ,调用轮胎最佳滑转率识别模块(采用文献[14]所述轮胎最佳滑转率识别方法进行,不再展开).接着判断当前时刻,驱动轮是否发生打滑.若是,则不启动该系统;否则,根据公式(13)计算内外侧驱动轮之间的差动转矩 ΔT .最后,再根据公式(16)(17)计算内外驱动轮的驱动转矩并输出.

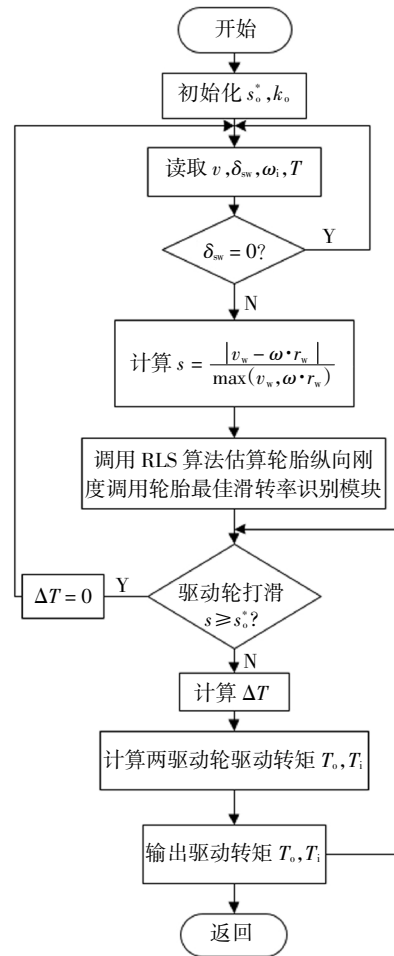


图 7 转矩定向分配控制策略流程图

Fig.7 Flow chart of torque vectoring control strategy

4 整车建模与仿真试验

4.1 整车动力学建模

本文研究的是汽车转弯时的转矩定向分配控制对车辆性能的影响,因此,本文建立了如图 8 所示的包含车辆的纵向运动、侧向运动、横摆运动以及四个车轮的旋转运动的 7 自由度车辆运动学仿真模型.其车身运动微分方程如式(18)至(20)所示.

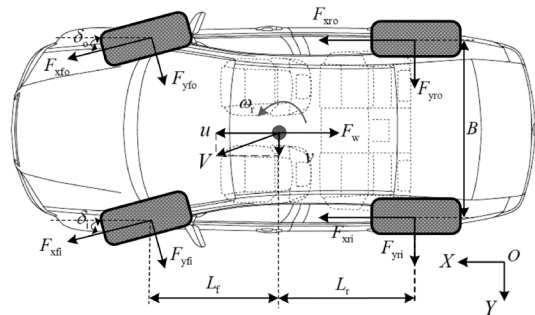


图 8 7 自由度车辆模型

Fig.8 7 degree of freedom vehicle model

$$m(\dot{u} - v\omega_r) = F_{xfo} \cos \delta_o + F_{xfi} \cos \delta_i + F_{xro} + F_{xri} - F_{yfo} \sin \delta_o - F_{xfi} \sin \delta_i - F_w \quad (18)$$

$$m(\dot{v} + u\omega_r) = F_{yfo} \cos \delta_o + F_{yfi} \cos \delta_i + F_{yro} + F_{yri} + F_{xfo} \sin \delta_o + F_{xfi} \sin \delta_i \quad (19)$$

$$I\dot{\omega}_r = (F_{xfo} \cos \delta_o - F_{yfo} \sin \delta_o - F_{xfi} \cos \delta_i + F_{yfi} \sin \delta_i)B/2 + (F_{xfo} \sin \delta_o + F_{yfo} \cos \delta_o + F_{xfi} \sin \delta_i + F_{yfi} \cos \delta_i)L_f + (F_{xro} - F_{xri})B/2 - (F_{yro} + F_{yri})L_r \quad (20)$$

式中: m 为整车质量, δ_i 为内前轮转角; δ_o 为外前轮转角; L_f 为车辆质心到前轴的距离; L_r 为车辆质心到后轴的距离; B 为轮距; ω_r 为汽车横摆角速度; v 为汽车侧向速度; u 为汽车纵向速度; F_{yri} 、 F_{yfi} 、 F_{yro} 、 F_{yfo} 分别为后内轮、前内轮、后外轮、前外轮所受到的侧向力; F_{xri} 、 F_{xfi} 、 F_{xro} 、 F_{xfo} 分别为后内轮、前内轮、后外轮、前外轮所受到的纵向力; F_w 为汽车所受到的纵向空气阻力。

对于后轮驱动、前轮转向电动汽车, 当两后轮驱动力相等时, 即 $F_{xri} = F_{xfo} = 0$, $F_{xri} = F_{xro} = F_t$, 代入公式(20)中得到:

$$I\dot{\omega}_r = (F_{yri} \sin \delta_i - F_{yfo} \sin \delta_o)B/2 + (F_{yfo} \cos \delta_o + F_{yfi} \cos \delta_i)L_f - (F_{yro} + F_{yri})L_r \quad (21)$$

当在内外驱动轮间引入差动转矩 ΔT 后, 内外驱动后轮的驱动力分别为:

$$F_{xri} = F_t - \frac{\Delta T}{2r_w} \quad (22)$$

$$F_{xro} = F_t + \frac{\Delta T}{2r_w} \quad (23)$$

此时公式(20)所示的横摆运动微分方程变为:

$$I\dot{\omega}_r = (F_{yri} \sin \delta_i - F_{yfo} \sin \delta_o)B/2 + (F_{yfo} \cos \delta_o + F_{yfi} \cos \delta_i)L_f - (F_{yro} + F_{yri})L_r + \frac{\Delta T}{2r_w}B \quad (24)$$

由此可见, 为达到相同的车辆横摆角速度, 在差动转矩 ΔT 的作用下, 车辆只需更小的前轮转角, 即驾驶员的方向盘转角输入变小, 驾驶员的能量输入减小, 从而增强汽车的转向机动性。

4.2 仿真分析

本文研究的分布式后轮独立驱动电动汽车的主要参数如表 1 所示。

将整车动力学模型参数按照上表设置后, 进行了如下两个工况的仿真验证。

表 1 后轮独立驱动电动汽车主要参数

Tab.1 Main parameters of rear-wheel-independent-drive electric vehicles

参数	单位	数值
整车质量 m	kg	1300
质心到前轴距离 L_f	m	1.2247
质心到后轴距离 L_r	m	1.4373
轮距 B	m	1.4375
质心高度 H_g	m	0.49
汽车绕 Z 轴横摆转动惯量 I	kg·m ²	1808
车轮转动惯量 I_w	kg·m ²	1.85
汽车正前方投影面积 A	m ²	2.0
轮胎滚动半径 r_w	m	0.285

4.2.1 匀速圆周仿真试验

试验工况: 汽车以 60 km/h 匀速稳定行驶 2 s 后, 进入半径为 80 m 的圆形目标道路进行匀速圆周行驶, 行驶一圈后, 驶出目标道路。图 9 显示了有无转矩定向分配(TV)控制(分别用 wiTV 和 woTV 表示)下的行驶轨迹对比图, 从图可见, 两种控制下车辆轨迹基本相同。

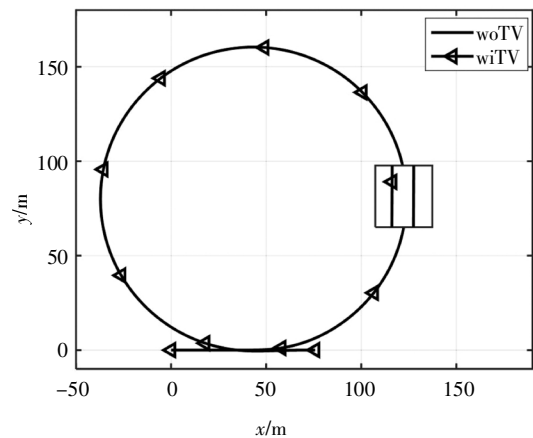


图 9 行驶轨迹对比

Fig.9 Comparison of driving trajectories

图 10 显示了有/无 TV 控制下的各驱动轮的滑转率及此工况下该轴的平均滑转率。从中可见, 在施加 TV 控制后, 内驱动轮的滑转率降低, 外驱动轮的滑转率升高, 该驱动轴的平均滑转率相比未施加 TV 下降约 11%。

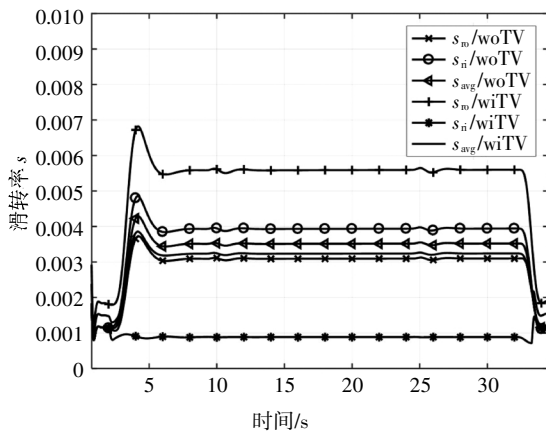


图 10 滑转率对比

Fig.10 Comparison of slip ratio

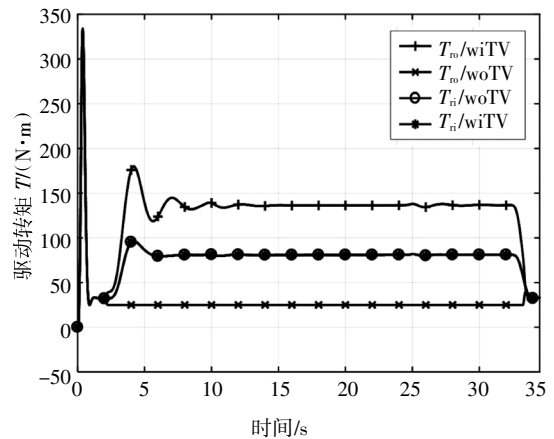


图 12 驱动转矩对比

Fig.12 Comparison of drive torque

图 11、图 12 分别显示了有/无 TV 控制下的方向盘转角和各驱动轮的驱动转矩. 可以看出, 在相同条件下, 施加了 TV 控制的车辆的方向盘转角输入更小, 差别最大处方向盘转角相差 5° , 相比未施加 TV 控制时方向盘转角减小了 14%. 可见, 在总输入驱动转矩相同的前提下, 有 TV 控制的车辆只需更小的方向盘转角就能完成相同的弯道, 这为驾驶员转向时方向盘转角的增加留有更大的空间; 也可以说当两种控制下的方向盘转角相同时, 采用 TV 控制的车辆的转弯半径更小, 可以改善转弯机动性. 而且, 施加 TV 控制后, 汽车驱动轴的平均滑转率明显降低, 这对于减小轮胎的纵向磨损亦是有益的, 在一定程度上可以降低滑移能耗.

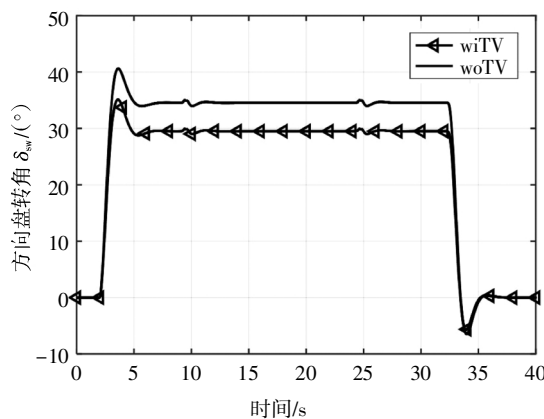


图 11 方向盘转角对比

Fig.11 Comparison of steering wheel angle

4.2.2 匀加速定转角仿真试验

试验工况: 路面附着系数为 0.7, 汽车以 30 km/h 的车速稳定行驶一段时间后, 以 $1.7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ 的加速度进行匀加速运动, 同时, 方向盘输入 60° 的定转角.

图 13 为有/无 TV 控制下驱动转矩对比图. 可以看出, 在 12.5 s 时无 TV 控制的汽车的内驱动轮已经打滑, 其驱动转矩明显下降. 而有 TV 控制的两驱动轮依旧具有较好的附着能力.

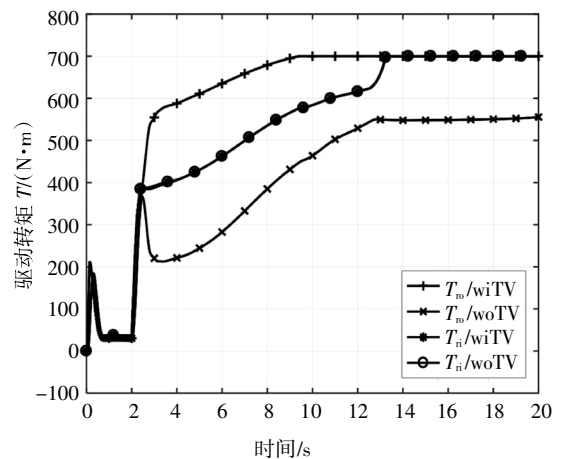


图 13 驱动转矩对比

Fig.13 Comparison of drive torque

图 14、图 15 分别显示了有/无 TV 控制下的车速、滑转率. 从图 13 和图 14 可以明显看出, 在 12.5 s 左右, 无 TV 控制下的汽车已经明显失稳, 无法继续完成试验工况, 而有 TV 控制下的汽车依旧保持很好的控制性能.

由图 16 所示滑转率局部放大视图可见, 由于采用 TV 控制, 内驱动轮的滑转率大大降低, 外驱动轮的滑转率有所提高, 其平均滑转率明显降低, 例如, 在第 12 s 时, 平均滑转率减小了约 18.6%. 滑转率的下降表明车辆的行驶稳定性增强、车轮磨损降低.

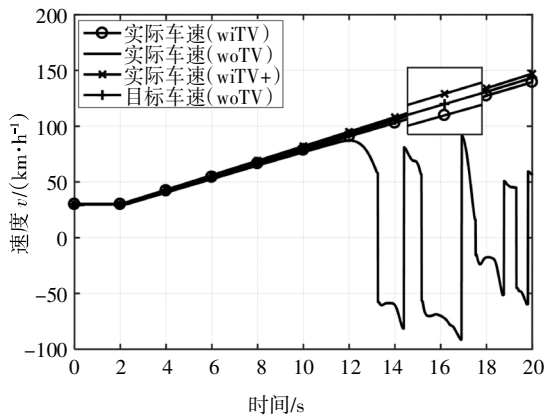


图 14 车速对比

Fig.14 Comparison of vehicle speed

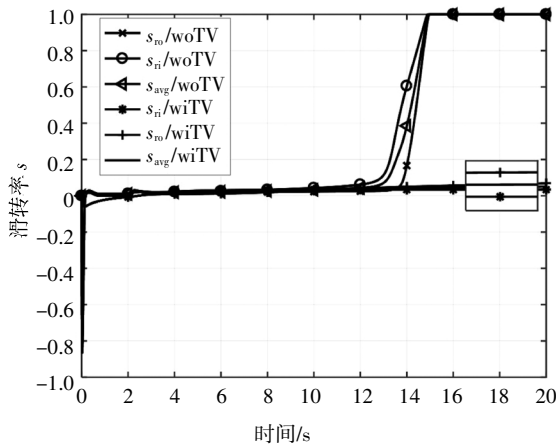


图 15 滑转率对比

Fig.15 Comparison of slip ratio

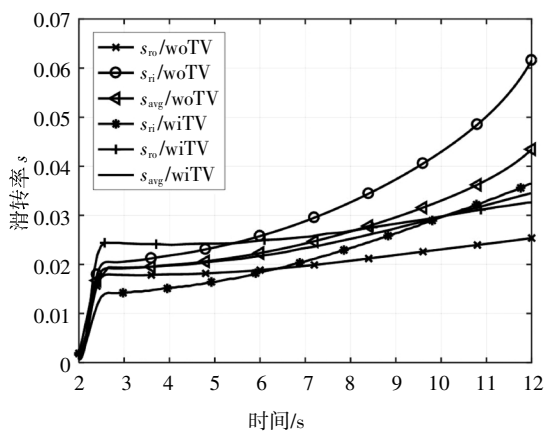


图 16 滑转率局部放大图

Fig.16 Partial zoom-in view of the slip ratio

在此基础上,其他条件保持不变,增大该仿真工况的加速度为 $2\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ (在图 14 中采用 wiTV+表示) 再次进行仿真试验,采用 TV 控制的车辆能够在不失

稳的条件下,以更高的速度实现过弯.可见 TV 控制带来驱动轴平均滑转率降低,进而为车辆转向时动力性的增加留有一定的裕度,可以进一步通过增加过弯驱动转矩提高车辆的过弯动力性,过弯速度更快.图 17 为有/无 TV 控制下的汽车行驶轨迹.可以看出,有 TV 控制下的汽车转弯半径明显更小,能够在更高车速下完成目标工况.显然,施加 TV 控制的汽车具有更好的极限转弯能力.

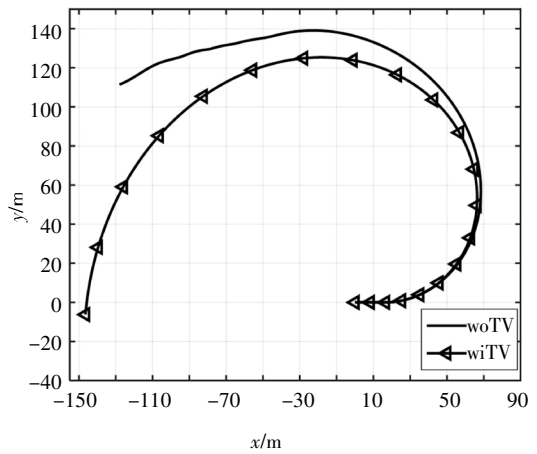


图 17 行驶轨迹对比

Fig.17 Comparison of driving trajectories

5 结论

1)本文以后轮独立驱动电动汽车为研究对象,对以降低转弯时驱动轴平均滑转率为目标的转矩定向分配技术进行了动力学机理分析,理论上证明了转矩定向分配对于降低车轴平均滑转率的作用机理.

2)基于递归最小二乘法(RLS)设计了轮胎纵向刚度估计器,并对其有效性进行了仿真验证,验证了该方法识别轮胎纵向刚度的准确性.

3)通过制定转矩定向分配控制策略,对匀速圆周、匀加速定转角回转工况进行了仿真试验.仿真结果表明,本文提出的基于轮胎纵向刚度识别的转矩定向分配控制方法,不仅能够在进行目标轨迹跟随时明显减小驾驶员对方向盘的转角输入,减少驾驶员的能量输入,而且能够有效地减小驱动车轴的平均滑转率,有利于降低轮胎磨损、提高车辆转向机动性和过弯效率.

参考文献

- [1] ZHANG S W, LUO Y G, WANG J M, *et al.* Predictive energy management strategy for fully electric vehicles based on preceding vehicle movement [J]. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2017, 18(11): 3019—3060.
- [2] TANG Z, XU X, JIANG X W, *et al.* Optimal torque distribution strategy for minimizing energy consumption of four-wheel independent driven electric ground vehicle [J]. *Journal of Applied Science and Engineering*, 2018, 21(3): 375—384.
- [3] ZHAI L, HOU R F, SUN T M, *et al.* Continuous steering stability control based on an energy-saving torque distribution algorithm for a four in-wheel-motor independent-drive electric vehicle [J]. *Energies*, 2018, 11(2): 350—368.
- [4] 赵迪. 电动汽车稳定性控制及转矩优化分配[D]. 长春: 吉林大学通信工程学院, 2018: 45—52.
ZHAO D. Lateral stability control and optimal torque distribution for electric vehicles [D]. Changchun: College of Communication Engineering, Jilin University, 2018: 45—52. (In Chinese)
- [5] 袁小芳, 陈秋伊, 黄国明, 等. 基于 FNN 的电动汽车自适应横向稳定性控制[J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2019, 46(8): 98—104.
YUAN X F, CHEN Q Y, HUANG G M, *et al.* Adaptive lateral stability control of electric vehicle based on FNN [J]. *Journal of Hunan University(Natural Sciences)*, 2019, 46(8): 98—104. (In Chinese)
- [6] OH K, JOA E, LEE J, *et al.* Yaw stability control of 4WD vehicles based on model predictive torque vectoring with physical constraints [J]. *International Journal of Automotive Technology*, 2019, 20(5): 923—932.
- [7] ZHANG L P, LI L, LIN C, *et al.* Coaxial-coupling traction control for a four-wheel-independent-drive electric vehicle on a complex road [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2014, 228(12): 1398—1414.
- [8] 邹广才, 罗禹贡, 李志强. 四轮独立电驱车辆全轮纵向力优化分配方法[J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 2009, 49(5): 719—722.
ZOU G C, LUO Y G, LI K Q. Tire longitudinal force optimization distribution for independent 4WD EV [J]. *Journal of Tsinghua University (Science and Technology)*, 2009, 49(5): 719—722. (In Chinese)
- [9] ISERMANN R. *Fahrdynamik-regelung* [M]. Berlin: Vieweg teubner Verlag, 2006: 323—329.
ISERMANN R. *Driving dynamics control*[M]. Berlin: Vieweg teubner Verlag, 2006: 323—329. (In German)
- [10] AHN C, PENG H, TSENG H E. Robust estimation of road frictional coefficient [J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2012, 21(1): 1—13.
- [11] GUSTAFSSON F. Slip-based estimation of tire-road friction [J]. *Automatica*, 2013, 33(6): 1087—1099.
- [12] KARL B. Joint wheel-slip and vehicle-motion estimation based on inertial, GPS, and wheel-speed sensors [J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2016, 24(3): 1020—1027.
- [13] HAYKIN S. *Adaptive filter theory* [M]. 5th ed. Upper Saddle River: Prentice Hall, 2014: 469—490.
- [14] WANG J N, WANG Q N, JIN L Q, *et al.* Independent wheel torque control of 4WD electric vehicle for differential drive assisted steering [J]. *Mechatronics*, 2011, 21(1): 63—76.