DOI: 10.3901/JME.2013.24.135

基于状态反馈的分布式驱动电动汽车操纵性改善控制方法*

冯源^{1,2} 余卓平^{1,2} 熊璐^{1,2}

(1. 同济大学汽车学院 上海 201804;
2. 同济大学新能源汽车工程中心 上海 201804)

摘要: 研究分布式驱动电动汽车直接横摆力矩控制问题。提出基于状态反馈的操纵性改善控制策略: 利用横摆角速度反馈改善车辆的横摆角速度瞬态响应, 利用转向角前馈提高车辆的稳态横摆角速度增益。根据反馈系数对车辆瞬态响应特性的影响建立优化函数, 获取不同车速下最优反馈系数。基于转向助力需求设计前轴差动转矩约束, 再结合后轴的电动机外特性约束, 获取不同车速下最大前馈系数。设计四轮转矩分配策略, 在实现直接横摆力矩控制的同时满足驾驶员的加速需求。多工况下仿真验证表明, 算法在改善横摆角速度的瞬态响应和稳态增益的同时可以减少转向盘力矩, 降低驾驶员操作负荷; 直接横摆力矩的引入有效地抑制了加速过程中的不足转向, 平衡了前后轴的侧向附着利用率, 提高了车辆的侧向稳定裕度。

关键词: 分布式驱动电动汽车 直接横摆力矩控制 状态反馈控制 操纵性改善控制

中图分类号: U46

Handling Improvement for Distributed Drive Electric Vehicle Based on State Variable Feedback Control

FENG Yuan^{1,2} YU Zhuoping^{1,2} XIONG Lu^{1,2}

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804;
2. Clean Energy Automotive Engineering Center, Tongji University, Shanghai 201804)

Abstract: The direct yaw moment control for distributed drive electric vehicle is studied. A handling improvement algorithm based on state variable feedback control is proposed. The yaw rate feedback is employed to improve the transient response of the yaw rate, the steer angle feedforward is employed to increase the steady gain of the yaw rate. According to the feedback coefficient's influence on the transient response, an optimization function is proposed to obtain optimum feedback coefficients under different speeds. The constraint of differential torque on the front axle is calculated from the requirement of power steering, together with the motor exterior characteristic constraint of the rear axle, the maximum feedforward coefficients under different speeds are obtained. A torque distribution algorithm is presented to help the driver to speed up during the direct yaw moment control. Simulations under multiple maneuvers is carried out. While the transient response and the steady gain of the yaw rate are improved, the algorithm can also decrease the steering wheel torque; the direct yaw moment control can rectify the understeering caused by accelerating, balance the friction usage of two axles, and increase the lateral stability margin of the vehicle.

Key words: Distributed drive electric vehicle Direct yaw moment control State variable feedback control
Handling improvement control

0 前言

直接横摆力矩控制(Direct yaw moment control, DYC)是目前多数车辆操纵稳定性控制系统的控制

原理, 在传统内燃机车辆上实现 DYC 控制需要附加额外的液压控制单元或限滑差速器。分布式驱动电动汽车为 DYC 控制引入了新的实现形式, 其主要结构特征是将驱动电动机分散布置到各个车轮, 各个车轮的电动机均能独立控制, 在其能力范围内各车轮转矩可按照任意比例分配。

现有的分布式驱动电动汽车 DYC 控制研究^[1-5]

* 国家重点基础研究发展计划资助项目(973 计划, 2011CB711200)。20130627 收到初稿, 20131027 收到修改稿

针对低附或高速机动等极限工况下的控制,普遍采用运动跟踪+转矩分配的分层控制结构;研究重点集中于自适应的运动跟踪控制算法^[5]和考虑轮胎纵侧耦合的转矩分配算法^[6],以能更好地适应极限工况下的轮胎特性的时变性和非线性;对正常行驶工况下的车辆控制关注较少。

德国联邦州公路上的统计表明^[7],在弯道行驶工况中 95% 属于侧向加速度低于 4 m/s^2 的正常行驶工况。正常行驶工况下车辆虽然不易失稳,但驾驶员依然有改善车辆操纵性的需求。

(1) 横摆角速度相对转向盘转角输入存在一定的滞后和超调。

(2) 加速转向时会产生一定不足转向。

(3) 一般的单侧转向过程中的前轴附着系数利用率高于后轴,即前轴更容易进入非线性区,导致车辆操纵性变差。

本文基于状态反馈方法设计了分布式驱动电动汽车操纵性改善控制策略:以横摆角速度瞬态响应参数为优化目标,建立优化函数,获取不同车速下最优反馈系数;基于转向助力需求约束和电动机外特性约束,获取不同车速下最大前馈系数;在满足驾驶员驱动转矩需求的前提下将横摆转矩需求直接转化成差动转矩;并利用多种工况仿真验证了算法的有效性。

1 控制算法原理

1.1 线性 2 自由度车辆模型

线性 2 自由度车辆模型^[8],如图 1 所示。假设车身是刚性的,并由前后两个有侧向弹性的轮胎支撑于地面,其纵向前进速度视为不变,具有侧向及横摆两个运动自由度。此外,轮胎与路面间的附着系数良好,汽车的侧向加速度在 4 m/s^2 以下,轮胎侧偏特性处于线性范围。

图 1 线性 2 自由度车辆模型

线性 2 自由度车辆模型的运动方程为

$$m(\dot{\beta} + \gamma) = (k_f + k_r)\beta + \frac{l_f k_f - l_r k_r}{v} \gamma - k_f \delta_f \quad (1)$$

$$J_z \dot{\gamma} = (l_f k_f - l_r k_r)\beta + \frac{l_f^2 k_f + l_r^2 k_r}{v} \gamma - l_f k_f \delta_f + M_D \quad (2)$$

式中, β 为车辆的质心侧偏角, γ 为车辆的横摆角速度, k_f 、 k_r 分别为前、后轴等效侧偏刚度, α_f 、 α_r 分别为前、后轴侧偏角, F_{yf} 、 F_{yr} 分别为前、后轴侧向力, l_f 、 l_r 分别为前、后车轴到质心处的距离, v 是车辆质心处的纵向车速, m 是车辆质量, J_z 为车辆的横摆转动惯量, δ_f 为前轮转向角, M_D 为直接横摆力矩。车辆模型参数如表 1 所示。

表 1 车辆模型参数

参数	数值	参数	数值
整车质量 m / kg	1 022	轮距 b / m	1.367
横摆转动惯量 $J_z / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1 471.7	前轴到质心距离 l_f / m	1.197
前轴侧偏刚度 $k_f / (\text{N/rad})$	-65 203	后轴到质心距离 l_r / m	1.203
后轴侧偏刚度 $k_r / (\text{N/rad})$	-92 017	转向传动比 i_s	17.5

1.2 状态反馈控制策略

利用状态反馈改善车辆的瞬态响应,利用前馈控制提高稳态横摆角速度增益。但由于车辆的质心侧偏角测定比较困难,因此只采用横摆角速度作为反馈变量;前馈变量为系统输入,即前轮转向角。

设反馈控制系数为 K_b , 前馈控制系数为 K_f , 则

$$M_D = K_b \gamma + K_f \delta_f \quad (3)$$

将式(3)代入式(2)中,可得

$$J_z \dot{\gamma} = (l_f k_f - l_r k_r)\beta + \left(\frac{l_f^2 k_f + l_r^2 k_r}{v} + K_b \right) \gamma + (K_f - l_f k_f) \delta_f \quad (4)$$

联立式(1)、(4), 可得校正后的系统状态方程

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A x(t) + B u(t) \\ y(t) = C x(t) + D u(t) \end{cases} \quad (5)$$

式中 $x = (\beta \quad \gamma)^T$

$$u = \delta_f$$

$$y = \gamma$$

$$A = \begin{pmatrix} \frac{k_f + k_r}{mv} & \frac{k_f l_f - k_r l_r}{mv^2} - 1 \\ \frac{k_f l_f - k_r l_r}{J_z} & \frac{k_f l_f^2 + k_r l_r^2}{J_z v} + \frac{K_b}{J_z} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} -\frac{k_f}{mv} \\ -\frac{k_f l_f + K_f}{J_z} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \end{pmatrix}$$

$$C = (0 \quad 1)$$

$$D = 0$$

根据状态方程式(5)，可以得到前轮转向角输入到侧偏角和横摆角速度响应的二阶系统传递函数

$$\frac{\beta(s)}{\delta_f(s)} = \frac{b_1 s + (a_{12} b_2 - a_{22} b_1)}{s^2 - (a_{11} + a_{22})s + (a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21})} \quad (6)$$

$$\frac{\gamma(s)}{\delta_f(s)} = \frac{b_2 s + (a_{21} b_1 - a_{11} b_2)}{s^2 - (a_{11} + a_{22})s + (a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21})} \quad (7)$$

将 $s=0$ 代入式(6)、(7)得到系统对前轮转角的稳态增益

$$G_\beta = \left. \frac{\beta}{\delta_f} \right|_s = \frac{a_{12} b_2 - a_{22} b_1}{a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}} \quad (8)$$

$$G_\gamma = \left. \frac{\gamma}{\delta_f} \right|_s = \frac{a_{21} b_1 - a_{11} b_2}{a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}} \quad (9)$$

2 横摆角速度反馈控制算法设计

2.1 反馈系数对车辆系统瞬态响应参数的影响

由式(7)可以得到系统固有频率 ω_n 和阻尼比 ζ 的表达式

$$\omega_n = \sqrt{a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}} \quad (10)$$

$$\zeta = -\text{sgn}(a_{11} + a_{22}) \sqrt{\frac{(a_{11} + a_{22})^2}{4(a_{22} a_{11} - a_{12} a_{21})}} \quad (11)$$

如图 2 所示，反馈系数小于 -14 000 时，系统阻尼比大于 1，即成为过阻尼系统，虽然没有超调，但其过渡时间为无限长；反馈系数大于 13 500 时，阻尼比会出现奇异值。

图 2 系统阻尼比与反馈系数的关系曲线

如图 2 所示，车速为 5 m/s 时，反馈系数对阻尼比几乎没有影响，车速越高，阻尼比对反馈系数

变化的灵敏度越高；较低车速下在所选的反馈系数范围内阻尼比存在极值小，但当车速超过特征车速 32.18 m/s 时，极值消失；车速继续增加，到 35 m/s 时过大的反馈系数会导致阻尼比为零，甚至为负，此时车辆系统已不再稳定。而如图 3 所示，反馈系数对固有频率在不同的车速下的影响基本一致，即固有频率随着反馈系数的增加而单调递减。

图 3 系统固有频率与反馈系数的关系曲线

2.2 控制算法作用工况界定

操纵性改善控制作用于车辆转弯的工况，由于其算法设计基于线性 2 自由度车辆模型，而该模型在轮胎侧偏进入非线性特性后就不再准确。在干燥路面上，侧偏角在 3° 以内时，轮胎侧偏特性的线性化程度较好，对应的侧向加速度约为 $0.4g$ ^[7]。

车速也是判定控制算法介入与否的重要条件。根据第 2.1 节的分析，车速过低时，阻尼比对反馈系数变化的灵敏度迅速降低，执行器控制效率过低；车速过高时，过大的反馈系数会导致系统发散。因此，选择控制介入的车速为 7~30.5 m/s，即 25~110 km/h。

2.3 最优反馈控制系数的选取

根据前述的反馈系数影响以及控制算法作用工况，在一定的车速下，根据优化目标在有限的成对固有频率和阻尼比中选择其中最优的一组，将其对应的反馈系数作为该车速下的最优反馈系数，同时优化过程中应考虑反馈系数存在一定的限制，以防止控制需求超过执行器能力。反馈系数选取转化为一个有约束的优化问题。

评价瞬态响应的指标包括上升时间、峰值时间、最大超调量、延迟时间、振荡次数。优化目标的选取应在瞬态响应的快速性和稳定性上取得平衡，因此选择峰值时间 t_p 和最大超调量 M_p 作为优化目标

$$t_p = \frac{\pi}{\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (12)$$

$$M_p = \exp\left(-\frac{\zeta\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}}\right) \quad (13)$$

峰值时间和最大超调量随反馈系数的变化情况如图4所示。只引入横摆角速度作为反馈变量,对峰值时间的改善效果很有限,反馈系数应该小于零,其主要作用是抑制超调;如果反馈系数绝对值过大反而会导致峰值时间迅速增加,尤其车速较低的情况下,需要尽量控制反馈系数的绝对值大小。

图4 瞬态响应指标与反馈系数的关系曲线

根据以上分析,考虑瞬态响应的快速性和稳定性,同时尽量降低反馈系数绝对值。选取在一定车速 v_a 下的优化函数

$$J(v_a, K_b) = w_{t_p} \left[\frac{t_p(v_a, K_b)}{t_p(v_a, 0)} \right]^2 + w_{M_p} \left[\frac{M_p(v_a, K_b)}{M_p(v_a, 0)} \right]^2 + w_{K_b} \left(\frac{K_b}{5\ 000} \right)^2 \quad (14)$$

式中, w_{t_p} 、 w_{M_p} 、 w_{K_b} 为权重系数。系统阻尼比随车速增加而迅速降低(图2),取 $w_{M_p} = v^2$ 使得反馈系数在高速情况下更有效地抑制系统超调;低速下过大的反馈系数会导致峰值时间迅速增加(图4),取 $w_{K_b} = 1/v$ 以增加低速下峰值时间对反馈系数的敏感度;取 $w_{t_p} = 2000$ 以保证在其他两项权重变化的过程中反馈系数的权重不会过低。

选择 $K_b \in [-10\ 000, 0]$, 不同车速下对应的最优反馈系数如图5所示。对比反馈前后的系统响应特性(图6),前面已经分析过,由于在优化函数中考

虑了反馈系数对峰值时间的影响,算法对峰值时间的影响不大。随着车速的增加,系统阻尼比迅速降低,原系统超调量迅速增加,反馈系数随车速增长而增加可以有效地减小系统的超调。

图5 不同车速下对应的最优反馈系数

(a) 反馈前后峰值时间对比

(b) 反馈前后最大超调量对比

图6 反馈前后系统的系统响应特性变化

状态反馈带来的不利影响之一是系统稳态增益的损失。利用式(9)分别计算反馈前后的系统横摆角速度稳态增益。如图7所示,随着车速的增加,反馈后系统的横摆角速度稳态增益相对原始系统出现了明显的下降,这表现为车辆的转向灵敏度的降低,车辆操纵性变差,需要引入前馈控制改善横摆角速度稳态增益。

图7 反馈前后系统的稳态横摆角速度增益对比

3 转向角前馈控制算法设计

前馈控制的作用是尽量提高车辆的横摆角速度增益。在设计前馈系数的过程中应先确定对直接横摆力矩的约束。

3.1 直接横摆力矩的约束

3.1.1 电动机外特性对直接横摆力矩的约束

在不同车速下电动机的最大转矩如图 8 所示。侧向加速度较低, 可以忽略车轮切向力变化对侧向力的影响^[7], 则单个电动机能够提供的最大直接横摆力矩 $M_{w,max}$, 其计算公式为

$$M_{w,max} = \frac{T_{max}}{r_w} \frac{b}{2} \quad (15)$$

式中, b 为轮距, r_w 为车轮滚动半径。

图 8 电动机外特性

3.1.2 转向助力需求对前轴直接横摆力矩的约束

根据文献[9-11]论述的差动助力原理, 前轮的差动转矩在产生直接横摆力矩的同时会直接改变转向盘力矩。因此, 前轴的转矩分配应该符合转向助力特性的需求。理想的转向助力特性^[12]如图 9 所示, 其中 T_{sw} 为转向盘力矩, I 为助力电动机电流。

图 9 理想助力特性曲线

与传统的电动转向助力不同, 差动助力特性利用前轴转矩差来描述

$$\Delta T_f = T_{fr} - T_{fl} \quad (16)$$

式中, T_{fl} 、 T_{fr} 分别为左前轮、右前轮电动机转

矩。根据文献[9-11], 设计如下差动助力特性。

(1) 在一定的车速下 ΔT_f 随 T_{sw} 增大而增大, 达到最大助力转矩 $T_{sw,max}$ 时, $|T_{sw,max}| = 7 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

(2) 随着车速的增加, 最大前轴转矩差 $|\Delta T_f|_{max}$ 逐渐降低, $|\Delta T_f|_{max}$ 由原地转向时的最大阻力矩 T_{PK} 结合式(17)获得^[10]

$$\begin{cases} T_{PK} = \frac{\mu}{3} \sqrt{\frac{G_f^3}{p}} \\ |\Delta T_f|_{max} \frac{r_\sigma}{r_w} = T_{PK} - |T_{sw,max}| i_{sw} \end{cases} \quad (17)$$

式中, μ 为轮胎与路面间的滑动摩擦因数, G_f 为转向轴负荷, p 为轮胎气压, r_σ 为主销偏移距, r_w 为车轮滚动半径, i_{sw} 为转向传动比。

(3) 当 $|T_{sw}| < |T_{sw,0}| = 1 \text{ N}\cdot\text{m}$ 时, $\Delta T_f = 0$ 。

最终的差动助力特性如图 10 所示, 但该助力特性很难直接作为约束用于控制参数的设计。

图 10 车速转向盘力矩差动助力特性曲线

图 11 所示为不同车速下转向盘力矩与侧向加速度关系, 根据其中数据可以利用插值法获得任意车速和侧向加速度对应的转向盘力矩, 则图 10 的车速-转向盘力矩差动助力特性可以转化为图 12 的车速-侧向加速度差动助力特性。

图 11 不同车速下的转向盘力矩随侧向加速度的变化规律

3.2 前馈系数选取

根据式(3), 分配过程中总直接横摆力矩等于前、后轴横摆力矩 $M_{D,f}$ 、 $M_{D,r}$ 之和, 即存在

图12 车速-侧向加速度差助力特性曲线

$$M_D = K_b \gamma + K_f \delta_f = M_{D,f} + M_{D,r} \quad (18)$$

前轴的直接横摆力矩

$$M_{D,f} = -T_{fl} \frac{b_f}{2r_w} + T_{fr} \frac{b_f}{2r_w} = \Delta T_f \frac{b_f}{2r_w} \quad (19)$$

根据前述的转向助力约束(图12),前轴差动转矩可以表示为车速和侧向加速度的二元函数 $\Delta T_f(v, a_y)$, 将其代入式(19), 则 $M_{D,f}$ 的分配规律就已经确定了, 因此在选取前馈系数时只需要保证后轴的直接横摆力矩不超过电动机的外特性约束

$$M_{D,r,max} = 2M_{w,max} i_s \quad (20)$$

即

$$K_b \gamma + K_f \delta_f \leq M_{D,f} + 2M_{w,max} i_s \quad (21)$$

式中, i_s 为安全系数, $i_s = 0.9$ 。

在一定的车速 v_a 以及稳态条件下, 车辆状态满足如下关系

$$\gamma = \frac{a_y}{v_a} \quad (22)$$

将式(9)和式(22)代入式(21), 得

$$\frac{K_f}{G_\gamma} \leq \frac{v_a}{a_y} \left[M_{D,f}(a_y) + 2M_{w,max} i_s - K_b \frac{a_y}{v_a} \right] \quad (23)$$

K_b 确定后, 根据式(5)和式(9), G_γ 可以看成仅是关于 K_f 的函数。因此, 式(23)的左侧可以看成关于前馈系数 K_f 的函数 $h|_{v_a}(K_f)$, 其中右侧可以看成关于侧向加速度 a_y 的函数 $f|_{v_a}(a_y)$, 求得满足式(23)的 K_f 最大值只需要解

$$h|_{v_a}(K_f) = \min[f|_{v_a}(a_y)] \quad (24)$$

式中, $a_y \in [0, 4] \text{ m/s}^2$ 。不同车速下的最大前馈系数如图13所示。改善后的车辆转向特性如图14所示, 其低速段能够保持接近中性的转向特性, 即

$$\frac{\gamma}{\delta_f} \bigg|_s = \frac{v}{l} \quad (25)$$

式中, 轴距 $l = l_f + l_r$ 。但高速时由于前轮差动转矩的

约束和电动机能力的限制, 逐渐趋于不足转向。

图13 前馈系数与车速的关系曲线

图14 稳态横摆角速度增益控制目标

4 四轮转矩分配策略

4.1 前后轴转矩分配

为简化算法设计将驾驶员的驱动转矩需求平均分配到前后轴, 设驾驶员的加速踏板输入为 $i_a \in [0, 1]$, 前后轴的驱动转矩需求

$$\begin{cases} T_{rq,f} = 2T_{max} i_a \\ T_{rq,r} = 2T_{max} i_a \end{cases} \quad (26)$$

4.2 左右车轮转矩分配

前后轴左右车轮转矩分配方法完全一致。以后轴为例, 已知后轴的驱动转矩需求为 $T_{rq,r}$, 差动转矩需求为 ΔT_r 。

当 $T_{rq,r} > T_{r,max}$ 时, 驱动转矩与差动转矩需求均可以满足, 左右车轮的转矩

$$T_{rl} = \frac{T_{rq,r} - \Delta T_r}{2} \quad (27)$$

$$T_{rr} = \frac{T_{rq,r} + \Delta T_r}{2} \quad (28)$$

当 $T_{rq,r} < T_{r,max}$ 时, 驱动转矩与差动转矩需求不能同时满足, 优先保证驱动转矩需求, 左右车轮的转矩

$$T_{rl} = T_{max} - \left(T_{max} - \frac{T_{rq,r}}{2} \right) - \text{sgn}(\Delta T_r) \left(T_{max} - \frac{T_{rq,r}}{2} \right) \quad (29)$$

$$T_{rr} = T_{max} - \left(T_{max} - \frac{T_{rq,r}}{2} \right) + \text{sgn}(\Delta T_r) \left(T_{max} - \frac{T_{rq,r}}{2} \right) \quad (30)$$

5 算法仿真验证

利用基于 CarSim/Simlink 联合的分布式驱动电动汽车模型对前述的操纵性改善控制算法进行多工况的仿真验证, 该模型参数与表 1 所列参数一致。

5.1 转向盘转角阶跃输入工况

参照 GB/T 6323.2-1994, 分别在车速为 30 km/h、90 km/h 下进行起跃时间为 0.2 s 的转向盘转角阶跃输入工况, 路面附着系数为 1.0, 调整不同车速下的稳态转向盘转角使最终的侧向加速度稳定在 3 m/s^2 附近, 整个过程中保持车速不变。

施加操纵性改善控制(以下简称“施加控制”)和未施加操纵性改善控制(以下简称“未施加控制”)的响应对比如图 15 和图 16 所示。不同车速下, 施加控制后车辆的横摆角速度稳态值有所提高。低速下由于反馈系数较小, 控制对横摆角速度的超调抑制不明显, 但反馈系数随着车速的增加而增大, 其对横摆角速度的抑制作用不断增强。前轮的差动转矩显著降低了转向盘力矩, 减轻了驾驶员的操作负荷。转矩分配算法很好地保证了驾驶员的驱动转矩需求, 车辆能够很好地跟踪目标车速。

图 15 30 km/h 转向盘转角阶跃输入工况

图 16 90 km/h 转向盘转角阶跃输入工况

如表 2 所示, 施加控制后, 前轴侧向力和侧偏角降低, 后轴侧向力和侧偏角提高, 算法有效地平衡了前后轴的侧向附着利用率, 提高了车辆的侧向稳定裕度。

表 2 车速 90 km/h 前后轴侧向力和侧偏角对比(稳态)

	侧向力/(N·m)	等效侧偏角/(°)
前轴(未施加控制)	1 684	1.4
前轴(施加控制)	1 620	1.2
后轴(未施加控制)	1 544	1.1
后轴(施加控制)	1 690	1.4

5.2 固定转向盘转角加速工况

转向盘转角保持向右 100° , 从 30 km/h 开始加速, 加速踏板在 50% 的位置。控制算法在保持与未施加控制车辆一致的加速性的同时(图 17), 可以抑制加速时产生的不足转向, 减小转弯半径(图 18)。

图 17 固定转向盘转角加速工况车速

图 18 固定转向盘转角加速工况轨迹

5.3 蛇形试验工况

参照 GB/T 6323.1-1994, 在车速为 65 km/h 下进行蛇形试验, 路面附着系数为 1.0, 桩距为 30 m。

车辆的轨迹对比如图 19 所示。由于跟踪的轨迹相同, 两者的横摆角速度和侧向加速度十分接近(图 20)。根据转向助力设计的前轴差动转矩约束, 施加控制后的驾驶员转向盘转角(图 21)和转向盘转矩(图 22)明显下降, 驾驶员在蛇形工况下的操作负荷降低。同时, 由于差动转矩策略将驱动转矩向垂直向载荷更大的外侧车轮转移, 平衡了左右车轮的附着利用率, 提高了单轴的等效侧偏刚度; 在相同的侧向加速度下, 施加控制的车辆比未施加控制车辆的质心侧偏角更低(图 23), 改善了车辆在蛇形工况中的入弯姿态。控制效果对比见表 3。

图19 65 km/h 蛇形工况车辆轨迹

图20 65 km/h 蛇形工况车辆响应

图21 65 km/h 蛇形工况转向盘转角

图22 65 km/h 蛇形工况转向盘力矩

图23 65 km/h 蛇形工况质心侧偏角

表3 车速 65 km/h 蛇形试验对比

	峰值转向 盘转角/(°)	峰值转向盘 力矩/(N·m)	峰值质心 侧偏角/(°)
未施加控制	36	3.5	0.93
施加控制	31	2.9	0.79
下降百分比(%)	13.9	17.1	15.1

6 结论

(1) 考虑了转向助力需求的操纵性改善控制算法在改善横摆角速度增益和瞬态响应的同时可以减少转向盘力矩,降低驾驶员操作负荷。

(2) 四轮转矩分配在满足驾驶员加速需求的同时,抑制了加速过程中的不足转向,平衡了前后轴的侧向附着利用率,提高了车辆的侧向稳定裕度。

参考文献

- [1] SHINO M, NAGAI M. Independent wheel torque control of small-scale electric vehicle for handling and stability improvement[J]. JSAE Review, 2003, 24(4): 449-456.
- [2] SHINO M, WANG Y, NAGAI M. Motion control of electric vehicle considering vehicle stability[C/CD]// Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, 2000, USA, Michigan.
- [3] HE P, HORI Y. Optimum traction force distribution for stability improvement of 4WD EV in critical driving condition[C/CD]// 9th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control, 2006, Turkey, Istanbul.
- [4] KIM J, PARK C, HWANG S, et al. Control algorithm for an independent motor-drive vehicle[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2010, 59(7): 3213-3222.
- [5] XIONG Lu, YU Zhuoping, WANG Yang, et al. Vehicle dynamics control of four in-wheel motor drive electric vehicle using gain scheduling based on tyre cornering stiffness estimation[J]. Vehicle System Dynamics, 2012, 50(6): 831-846.
- [6] JIN Chi, XIONG Lu, YANG Pengfei. A control allocation algorithm for In-wheel-motor driven vehicles with coupling tire characteristics[C/CD]// Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, 2012, Korea, Seoul.
- [7] MITSCHKE M, WALLENTOWITZ H. Dynamik der Kraftfahrzeuge[M]. Berlin: Springer, 2003.
- [8] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006. YU Zhisheng. Automotive principle[M]. Beijing: China Machine Press, 2006.
- [9] 靳立强, 王军年, 宋传学, 等. 电动轮驱动汽车驱动助力转向技术[J]. 机械工程学报, 2010, 46(14): 101-108. JIN Liqiang, WANG Junnian, SONG Chuanxue, et al. Power steering by driving force for vehicle with Motorized wheels[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(14): 101-108.

- [10] 王庆年, 王军年, 宋世欣, 等. 差动助力转向系统离线仿真验证[J]. 汽车工程, 2009(6): 545-551.

WANG Qingnian, WANG Junnian, SONG Shixin, et al. Validation of differential drive assisted steering system by off-line simulation[J]. Automotive Engineering, 2009(6): 545-551.

- [11] 王军年. 电动轮独立驱动汽车差动助力转向技术研究[D]. 长春: 吉林大学, 2009.

WANG Junnian. Study on differential assist steering technology for electric vehicle with independent-motorized-wheel-drive[D]. Changchun : Jinlin University, 2009.

- [12] 赵景波, 周冰, 李秀莲, 等. 电动汽车 EPS 曲线型助力

特性的设计及试验[J]. 电机与控制学报, 2011, 15(12): 96-102.

ZHAO Jingbo, ZHOU Bing, LI Xiulian, et al. Design and test of curved assist characteristic for electric vehicle EPS system[J]. Electric Machines and Control, 2011, 15(12): 96-102.

作者简介: 冯源, 男, 1987 年出生, 博士研究生。主要研究方向为汽车系统动力学与控制。

E-mail: fengyuan0015@gmail.com

熊璐(通信作者), 男, 1978 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为车辆动力学与控制。

E-mail: xionglu.gm@gmail.com

(上接第 134 页)

- [10] YANG Pengfei, XIONG Lu, YANG Chen, et al. Simulation and evaluation of stability control strategies of four in-wheel-motored electric vehicle[C/CD]//The 2nd IFToMM Asian Conference on Mechanism and Machine Science. 2012, Tokyo, Japan.

- [11] HARKEGARD O. Efficient active set algorithms for solving constrained least squares problems in aircraft control allocation[J]. Decision and Control, 2002, 2:

1295-1300.

作者简介: 杨鹏飞, 男, 1987 年出生, 博士研究生。主要研究方向为车辆动力学与控制、控制分配理论应用。

E-mail: alexander.pf.yang@gmail.com

熊璐(通信作者), 男, 1978 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为车辆动力学与控制。

E-mail: xionglu.gm@gmail.com