

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.202307004



# 轮毂驱动轻型商用车差速 转向稳定性分析

韩锋钢, 陈进, 罗翔, 宋帆, 彭倩

(厦门理工学院 机械与汽车工程学院, 福建 厦门 361024)

**摘要:** 针对分布式驱动差速转向因车轮滑转或滑移导致的失稳问题,以某后轮轮毂驱动轻型商用车底盘为研究对象,设计差速转向控制策略。构建二自由度转向运动学模型,根据理想横摆角速度和实际横摆角速度的差值进行自适应实时跟踪控制,对轮毂驱动电机附加横摆力矩进行合理分配,实现转向助力协调优化控制,开展实车测试并参照 QC/T 480—1999 对车辆转向稳定性进行评估。结果表明:稳态回转试验、转向回正试验、转向轻便性试验的综合评分分别为 84.10, 89.46, 85.82, 均满足国标要求且性能良好。

**关键词:** 轮毂电机; 电子差速; 扭矩分配; 横摆力矩

**中图分类号:** U 469.72

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-5013(2023)06-0676-08

## Stability Analysis of Differential Steering for Wheel-Driven Light Commercial Vehicles

HAN Fenggang, CHEN Jin, LUO Xiang,  
SONG Fan, PENG Qian

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Xiamen University of Technology, Xiamen 361024, China)

**Abstract:** Aiming at the instability problem caused by wheel slippage in distributed drive using differential steering, a differential steering control strategy is designed based on the chassis of a light commercial vehicle driven by rear wheels. A two degree of freedom steering kinematic model was constructed, and adaptive real-time tracking control was performed based on the difference between the ideal and the actual yaw rate. The additional yaw moment of the wheel hub drive motor was reasonably allocated to achieve coordinated and optimized control of steering assistance. On-site testing and evaluation of the vehicle's steering stability was conducted with reference to QC/T 480-1999. The results show that the comprehensive scores of steady-state rotation test, steering return test, and steering portability test are 84.10, 89.46 and 85.82, respectively, which meet the requirements of national standards and have good performance.

**Keywords:** hub motor; electronic differential; torque distribution; yaw moment

轮毂电机独立驱动的电动汽车去除了传动轴、变速器和机械差速离合器等部件,提升了空间利用率和传动效率,其在布置结构、底盘集成控制及执行灵活性等方面有着明显的技术优势<sup>[1-3]</sup>。差速协调控制技术是轮毂驱动车辆能够行驶稳定的关键<sup>[4-6]</sup>,采用轮毂电机驱动,各个轮毂电机相互独立,具有可控性强、响应速度快的优点,有更先进的执行控制能力<sup>[7-8]</sup>。然而,差速控制需要对每个轮毂电机进行精确

**收稿日期:** 2023-07-14

**通信作者:** 彭倩(1982-),男,教授,博士,主要从事新能源汽车电驱动的研究。E-mail: pengqian603@163.com。

**基金项目:** 福建省科技厅高校产学研合作项目(2020H6021);福建省厦门市重大专项(3502Z202221030)

协调及实时控制,其控制方法复杂,亟待进一步深入研究<sup>[9]</sup>。

学者们对电动汽车差速转向稳定性机理进行了研究。Farazandeh 等<sup>[10]</sup>通过比例积分(PI)控制器计算附加前轮转角,并在每个车轮上独立输出附加转角,降低了轮胎侧向力的饱和程度,从而提升车辆转向稳定性。黄茂云<sup>[11]</sup>提出一种基于柔性动作-评价(SAC)算法协调控制方法,改善了车辆在极限工况中的操纵稳定性和安全性。赵万忠等<sup>[12]</sup>通过构建汽车三自由度模型及差速转向系统模型,设计鲁棒比例积分微分(PID)路感控制器进行转向路感仿真研究,结果表明,系统具有理想的转向灵敏度和转向稳定性。莫建平等<sup>[13]</sup>采用阿克曼转向模型,设计一种自适应控制方法,在低速行驶时提高了电动汽车的转向性能。李政伟<sup>[14]</sup>设计基于模糊控制的电子差速控制模型,对差速控制系统进行设计和分析,系统性地验证了控制策略的正确性。林祥辉<sup>[15]</sup>针对车体因滑移而失衡问题,提出一种基于自抗扰控制的电子差速控制(EDC)策略,在平滑路面、对接路面及对开路面进行实验,论证了该策略的可行性。翟丽等<sup>[16]</sup>采用神经网络 PID 控制的电子差速转速扭矩综合控制策略,仿真验证了该策略的可行性和合理性。王其东等<sup>[17]</sup>基于三步法设计线控差动转向非线性控制器并进行仿真与在环试验,结果表明,车辆能根据驾驶员意愿实现较精准的转向控制。

以上研究主要面向乘用车,较少有涉及商用车及对整车试验的研究。因此,本文对某后轮轮毂驱动轻型商用车开展仿真及整车操稳性测试。

### 1 差速转向控制策略

图 1 为电子差速控制策略总体方案。将驾驶员指令通过 CAN 通讯网络与差速控制器和电机控制器进行信息交换,控制层通过 CAN 通讯信号传递的输入信号进行分析控制,判断整车是直线或转向行驶。通过实际横摆角速度判定车辆是直线或转向行驶,若实际横摆角速度为 0,则判定为直线行驶;若不为 0,则判定为转向行驶。

#### 1.1 直线行驶差速控制策略

根据横摆角速度反馈来调节轮毂电机的扭矩输出,调整车身方向确保车辆直线行驶。当横摆角速度( $\gamma$ )不为零、车辆将出现跑偏趋势时,将横摆角速度作为 PID 控制器的输入变量。计算附加横摆力矩,并依据需求对左、右两侧驱动轮的扭矩进行分配。两轮扭矩的增加或减小通过横摆角的正负来判断,当横摆角速度  $\gamma > 0$  时,将外侧驱动轮扭矩( $T_2$ )减去附加扭矩( $\Delta T$ )的一半,同时将附加扭矩( $\Delta T$ )的一半增加至内侧驱动轮扭矩( $T_1$ );当  $\gamma < 0$  时,将内侧驱动轮扭矩( $T_1$ )减去附加扭矩( $\Delta T$ )的一半,同时将附加扭矩( $\Delta T$ )的一半增加至外侧驱动轮扭矩( $T_2$ )。

#### 1.2 转向行驶差速控制策略

整车采用前轮转向、后轮驱动方式。基于阿克曼转向模型,为了确保车辆的转向稳定性,在车辆转向行驶时,假定不考虑车辆出现横摆角漂移、侧偏的现象和天气、道路摩擦等因素的影响<sup>[18-19]</sup>。整车转向动力学模型,如图 2 所示。图 2 中: $C$  为整车轮距; $L$  为车辆轴距; $l_f$ ,  $l_r$  分别为整车质心到前、后轴的轴距; $F_{X1}$ ,  $F_{X2}$ ,  $F_{X3}$ ,  $F_{X4}$  分别为左前轮、左后轮、右前轮、右后轮沿  $X$  轴方向的作用力; $F_{Y1}$ ,  $F_{Y2}$ ,  $F_{Y3}$ ,  $F_{Y4}$  分别为左前轮、左后轮、右前轮、右后轮沿  $Y$  轴方向的作用力; $u$  为整车纵向速度; $v$  为整车横向速度。当接收到驾驶员的转向指令时,车辆将指令通过主差速器传递给后差速器和前轮实现差速转向。

转向行驶差速控制策略,如图 3 所示。当整车转向行驶时,通过车速和方向盘转角来计算理论横摆角速度。将横摆角速度实际值( $\gamma$ )与理论值( $\gamma_d$ )之差( $\Delta\gamma$ )作为 PID 控制器的输入变量来计算附加横摆力矩,

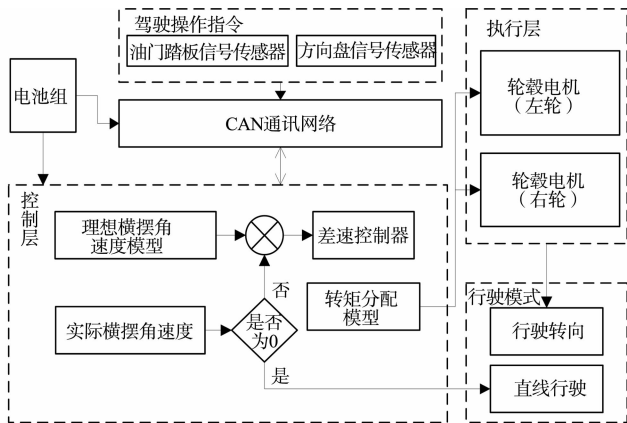


图 1 电子差速控制策略总体方案

Fig. 1 General scheme of electronic differential control strategy

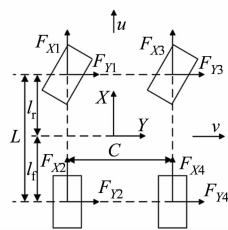


图 2 整车转向动力学模型

Fig. 2 Vehicle steering dynamics model

并结合方向盘转角信号对 2 个驱动车轮的附加扭矩进行分配。当  $\Delta\gamma \geq 0$  时,将右侧驱动轮扭矩( $T_1$ )减去附加扭矩( $\Delta T$ ),同时将附加扭矩( $\Delta T$ )增加至左侧驱动轮扭矩( $T_2$ );而当  $\Delta\gamma < 0$  时,将左侧驱动轮扭矩( $T_2$ )减去附加扭矩( $\Delta T$ ),同时将附加扭矩( $\Delta T$ )增加至右侧驱动轮扭矩( $T_1$ )。

1.3 差速转向模型

1.3.1 车辆二自由度模型 利用汽车线性二自由度模型,开展车辆操作稳定性的特性研究。假定轮胎侧向力与侧偏角为正比例关系,不考虑车身侧偏角的影响,并将同一轴上的车轮简化为一个车轮<sup>[20]</sup>,车辆二自由度模型的动力学微分方程表示为

$$\left. \begin{aligned} \dot{\beta} &= -\frac{K_a+K_b}{mu} \cdot \beta + \left( \frac{K_a l_r - K_b l_f}{mu^2} - 1 \right) \cdot \gamma + \frac{K_b}{mu} \cdot \delta_a, \\ \dot{\gamma} &= \frac{-K_b l_f + K_a l_r}{I_X} \cdot \beta - \frac{K_b l_f^2 + K_a l_r^2}{I_X u} \cdot \gamma + \frac{K_b l_f}{I_X} \cdot \delta_a. \end{aligned} \right\} \tag{1}$$

式(1)中: $m$  为车辆质量; $\beta$  为质心侧偏角; $\delta_a$  为前轮转角; $I_X$  为绕  $X$  轴的横摆转动惯量; $K_a$  和  $K_b$  分别为前轮和后轮的侧倾刚度。

当车辆行驶稳定后,确定前轮角度,车辆行驶至等速圆周状态。此时, $\dot{\beta}$  和  $\dot{\gamma}$  的值为 0,同时设理想质心侧偏角( $\beta$ )为 0,代入式(1)中,可得

$$\left. \begin{aligned} \gamma_d &= \frac{u \delta_a}{L + K_u u^2}, \\ K_u &= \frac{m(K_a l_r - K_b l_f)}{L^2 K_b K_a}. \end{aligned} \right\} \tag{2}$$

式(2)中: $K_u$  为车辆稳态域度。

理想横摆角速度模型,如图 4 所示。

1.3.2 扭矩分配策略 横摆角速度理论值和实际

值之差( $\Delta\gamma$ )及方向盘转角通过控制器产生一个附加横摆力矩来调整车辆行驶轨迹,将附加横摆力矩分配至 2 个后轮,使  $\Delta\gamma$  为 0。假设 PID 控制器产生了一个附加扭矩( $\Delta T$ ),此时,需要将纵向驱动力( $\Delta F$ )增加或减少至内侧轮和外侧轮,故有

$$\left. \begin{aligned} \Delta T &= \Delta F \cdot \frac{C}{2} + \Delta F \cdot \frac{C}{2} = \Delta F \cdot C, \\ \Delta F \cdot r_t &= \Delta T_f, \\ \Delta T_f &= \Delta T \cdot r_t / C. \end{aligned} \right\} \tag{3}$$

式(3)中: $\Delta T_f$  为轮胎扭矩变化值; $r_t$  为轮胎滚动半径。

根据式(3)计算出车轮的附加扭矩后,通过方向盘的转角来确定需要增加或减少的驱动扭矩。将初始扭矩和附加扭矩输入动力学模型,完成动力学模型的驱动力控制。扭矩分配模型,如图 5 所示。图 5 中:输入附加扭矩和方向盘转角信号,输出 2 个驱动轮的扭矩值。

2 稳定性试验与评价指标

2.1 稳态回转试验

稳态回转试验是指车辆以最低稳定速度行驶并做圆周运动,当在半圈内车辆能够始终保持对准圆周时,固定方向盘并停车,记录数据并开始试验,车辆缓慢起步,均匀地加速至最大侧向加速度(不超过  $6.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ )。从左、右两个方向分别测试,每个方向试验 3 次。测试数据包括侧向加速度、转弯半径比、前后轴侧偏角差值。转弯半径比和前后轴侧偏角差值的计算公式分别为

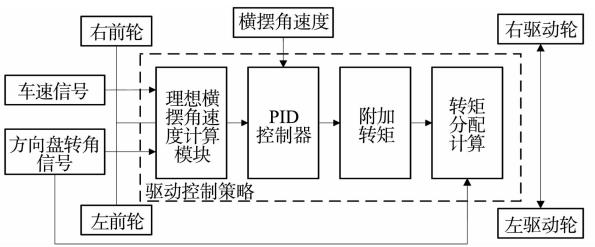


图 3 转向行驶差速控制策略

Fig. 3 Steering driving differential control strategy

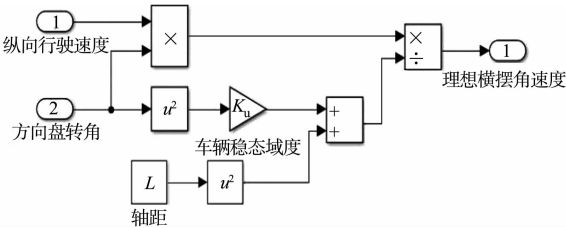


图 4 理想横摆角速度模型

Fig. 4 Ideal yaw rate model

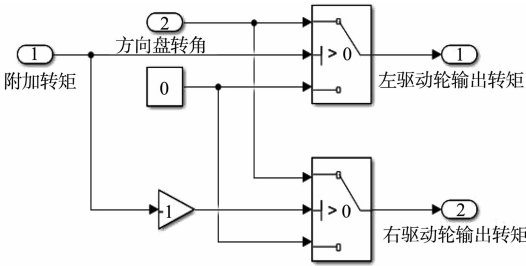


图 5 扭矩分配模型

Fig. 5 Torque distribution model

$$\frac{R_t}{R_0} = 57.3 \cdot \frac{v_i}{r_j}, \quad (4)$$

$$\delta_1 - \delta_2 = 57.3 \cdot L \cdot \left( \frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_t} \right). \quad (5)$$

式(4),(5)中: $R_t, R_0$  分别为  $t$  点转弯半径和初始半径; $v_i$  为  $i$  点纵向瞬时车速; $r_j$  为  $j$  点瞬时横摆角速度值; $\delta_1$  为前轴侧偏角; $\delta_2$  为后轴侧偏角。

稳态回转试验的评价指标有中性转向点( $N_{a_n}$ )、不足转向度( $N_U$ )、车身侧倾度( $N_\varphi$ ),其计算公式分别为

$$N_{a_n} = 60 + \frac{40}{a_{n,100} - a_{n,60}} \cdot (a_n - a_{n,60}), \quad (6)$$

$$N_U = 60 + \frac{U(U_{60} - U)(\lambda - U)}{U_{100}(U_{60} - U_{100})(\lambda - U_{100})}, \quad \lambda = \frac{2 \cdot U_{60}/U_{100}}{U_{60}/U_{100} - 2} \cdot U_{100}, \quad (7)$$

$$N_\varphi = 60 + \frac{40}{K_{\varphi,60} - K_{\varphi,100}} \cdot (K_{\varphi,60} - K_\varphi). \quad (8)$$

式(6)~(8)中: $a_n, a_{n,100}, a_{n,60}$  分别为中性转向点的试验值、上限值、下限值; $U, U_{100}, U_{60}$  分别为不足转向度的试验值、上限值、下限值; $K_\varphi, K_{\varphi,100}, K_{\varphi,60}$  分别为车身侧倾度的试验值、上限值、下限值; $\lambda$  为系数。

## 2.2 转向回正试验

调节方向盘转角使车辆做圆周运动,将车速提升至侧向加速度为  $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ,固定方向盘并稳定车速 3 s,随后迅速松开方向盘且保持车速不变,记录车辆运动过程。从左、右两个方向分别测试,每个方向试验 3 次。残留横摆角速度平均值( $\Delta \bar{r}$ )和第  $i$  次试验的横摆角速度总方差( $E_{r,i}$ )的计算公式分别为

$$\Delta \bar{r} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^3 \Delta r_k, \quad (9)$$

$$E_{r,i} = \left[ \sum_{k=0}^n \left( \frac{r_{k,i}}{r_{0,i}} \right)^2 - 0.5 \right] \times \Delta T_c. \quad (10)$$

式(9),(10)中: $\Delta r_k$  为第  $k$  次试验的残留横摆角速度; $r_{k,i}, r_{0,i}$  分别为横摆角速度第  $i$  次的瞬时值和初始值; $n$  为采样点数; $\Delta T_c$  为采样周期。

评价指标包括残留横摆角速度评价分值( $N_{\Delta r}$ )和横摆角速度总方差评价分值( $N_E$ ),其计算公式分别为

$$N_{\Delta r} = 60 + \frac{40}{\Delta r_{60} - \Delta r_{100}} \cdot (\Delta r_{60} - \Delta r), \quad (11)$$

$$N_E = 60 + \frac{40}{E_{r,60} - E_{r,100}} \cdot (E_{r,60} - E_r). \quad (12)$$

式(11),(12)中: $\Delta r, \Delta r_{100}, \Delta r_{60}$  分别为残留横摆角速度的试验值、上限值、下限值; $E_r, E_{r,100}, E_{r,60}$  分别为横摆角速度总方差的试验值、上限值、下限值。

## 2.3 转向轻便性试验

车辆以  $10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  的稳定车速按照指定双扭线行驶 1 周,记录方向盘转角和扭矩,试验共进行 3 次。测量数据有方向盘最大作用力矩、最大作用力、平均摩擦力矩均值、平均摩擦力均值、作用功( $W_i$ )、平均摩擦力矩( $\bar{M}_{\text{sw},i}$ )、平均摩擦力( $\bar{F}_{\text{sw},i}$ )。 $W_i, \bar{M}_{\text{sw},i}, \bar{F}_{\text{sw},i}$  的计算公式分别为

$$W_i = \frac{1}{57.3} \sum_{j=1}^{n_i-1} M_{\text{sw},i,j} \cdot (\delta_{\text{sw},i,j+1} - \delta_{\text{sw},i,j}), \quad (13)$$

$$\bar{M}_{\text{sw},i} = \frac{57.3 W_i}{2(|-\delta_{\text{sw},\max}| + |\delta_{\text{sw},\max}|)}, \quad (14)$$

$$\bar{F}_{\text{sw},i} = 2 \bar{M}_{\text{sw},i} / D. \quad (15)$$

式(13)~(15)中: $W_i$  为绕双扭线第  $i$  周行驶时的方向盘作用功; $M_{\text{sw},i,j}$  为第  $i$  周的第  $j$  个采样点处的方向盘作用力矩; $n_i$  为第  $i$  周的采样点数; $\delta_{\text{sw},i,j}, \delta_{\text{sw},i,j+1}$  分别为第  $i$  周的第  $j$  个、第  $j+1$  个采样点处的方向盘转角; $D$  为汽车方向盘直径。

评价指标为方向盘的最大转力评价分值( $N_{F_m}$ )和平均摩擦力评价分值( $N_{F_s}$ ),其计算式分别为

$$N_{F_m}=60+\frac{40}{F_{m,60}-F_{m,100}}\cdot(F_{m,60}-F_m),\tag{16}$$

$$N_{F_s}=60+\frac{40}{F_{s,60}-F_{s,100}}\cdot(F_{s,60}-F_s).\tag{17}$$

式(16),(17)中: $F_m,F_{m,100},F_{m,60}$ 分别为方向盘最大转力的试验值、上限值、下限值; $F_s,F_{s,100},F_{s,60}$ 分别为方向盘平均摩擦力的试验值、上限值、下限值。

3 实车试验

3.1 实车试验平台

搭建某轻型商用车轮毂驱动平台化底盘试验平台,如图 6 所示。底盘骨架采用全铝合金结构,以三元锂电池为动力能源。底盘主要参数,如表 1 所示。表 1 中: $l,w,h$ 分别为底盘的长、宽、高; $k$ 为轴数; $c,d$ 分别为前、后轮距; $AL_1,AL_2$ 分别为前、后轴荷; $m_L$ 为最大装载质量; $h_{min}$ 为最小离地间隙; $v_{max}$ 为最高车速; $\alpha_{max}$ 为最大爬坡度。



图 6 轮毂驱动平台化底盘试验平台  
Fig. 6 Wheel-driven platform based chassis test rigs

表 1 底盘主要参数

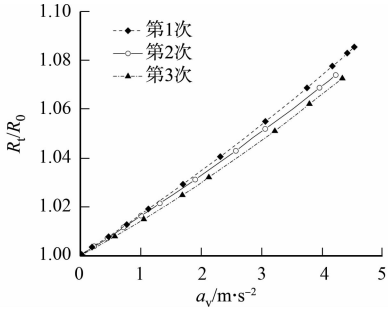
Tab. 1 Main parameters of chassis

参数	数值	参数	数值	参数	数值
$l\times w\times h/\text{mm}\times\text{mm}\times\text{mm}$	5 500×2 080×2 500	$c/\text{mm}$	1 710	$m/\text{kg}$	2 050
$L/\text{mm}$	3 400	$d/\text{mm}$	1 740	$m_L/\text{kg}$	1 000
$k/\text{个}$	2	$AL_1/\text{kg}$	1 400	$h_{min}/\text{mm}$	160
$v_{max}/\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$	100	$AL_2/\text{kg}$	1 650	$\alpha_{max}/\%$	$\geq 10$

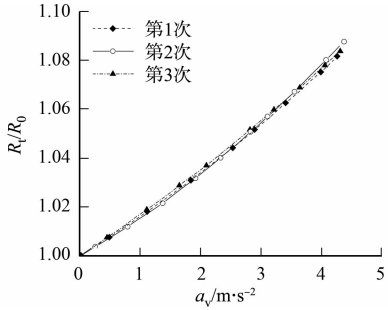
3.2 试验结果分析

综合考量试验场条件、平台和设备等多方面因素,参考 GB/T 6323—2014《汽车操纵稳定性试验方法》<sup>[21]</sup>,分别采用转向轻便性试验、转向回正试验及稳态回转试验对车辆操纵稳定性的转向轻便性、回正性能及不足转向特性进行实车验证。依据 QC/T 480—1999《汽车操纵稳定性指标限值与评价方法》<sup>[22]</sup>对试验结果进行评分,评价指标满分为 100 分,及格为 60 分,分值的高低决定了车辆稳定性的优劣,分数越高,其稳定性能越优。

3.2.1 稳态回转试验 整车稳态回转试验结果,如图 7~9 所示。图 7~9 中: $a_v$ 为侧向加速度; $\varphi$ 为车身侧倾角。考虑车辆向左及向右的转向工况,分别对左转和右转开展 3 次试验验证。



(a) 左转



(b) 右转

图 7 转弯半径比特性曲线

Fig. 7 Characteristic curves of turning radius ratio

对整车稳态回转特性进行打分,计算过程参照式(6)~(8),试验数据和评价结果,如表 2 所示。由表 2 可知:中性转向点、不足转向度、车身侧倾度的评价分值分别为 63.72,88.57,100.00,计算得出稳态回转试验的综合评分为 84.10,满足国标要求且性能良好。中性转向点评价分值满足基本要求,不足转向度评价分值良好,车身侧倾度评价分值优秀,综上所述,整车稳态回转性能较理想。

3.2.2 转向回正试验 转向回正试验测试结果,如图 10 所示。图 10 中: $t_t$ 为试验时间。考虑车辆向左及向右的转向工况,分别对左转和右转开展 3 次试验验证。

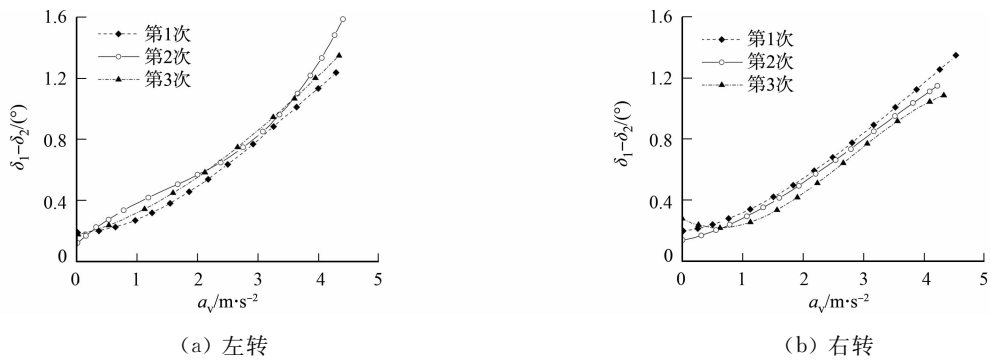


图 8 前后轴侧偏角之差特性曲线

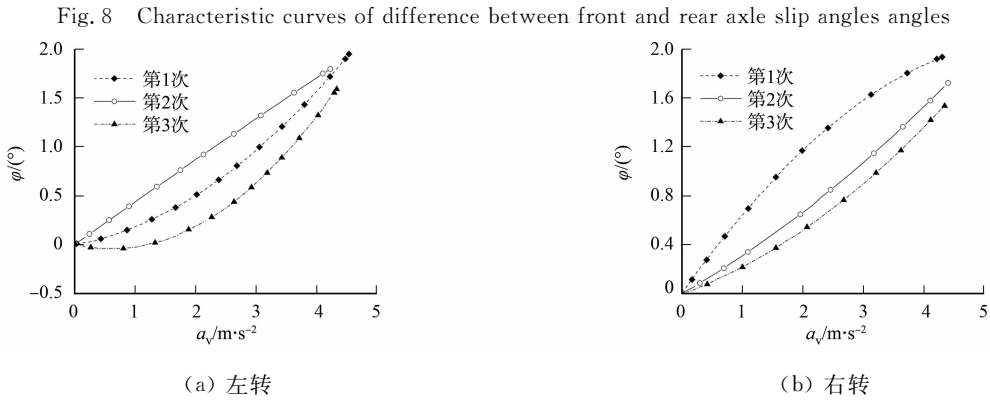


图 9 车身侧倾角特性曲线

Fig. 9 Characteristic curves of body roll angle

表 2 稳态回转试验数据和评价结果

评价指标	左 转				右 转				评价分值
	第 1 次	第 2 次	第 3 次	平均值	第 1 次	第 2 次	第 3 次	平均值	
$a_n / \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	4.59	4.26	4.36	4.40	4.31	4.44	4.37	4.37	63.72
$U / (^\circ) \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-1}$	0.26	0.26	0.26	0.26	0.26	0.22	0.27	0.25	88.57
$K_\varphi / (^\circ) \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-1}$	0.25	0.43	0.09	0.26	0.59	0.34	0.26	0.40	100.00

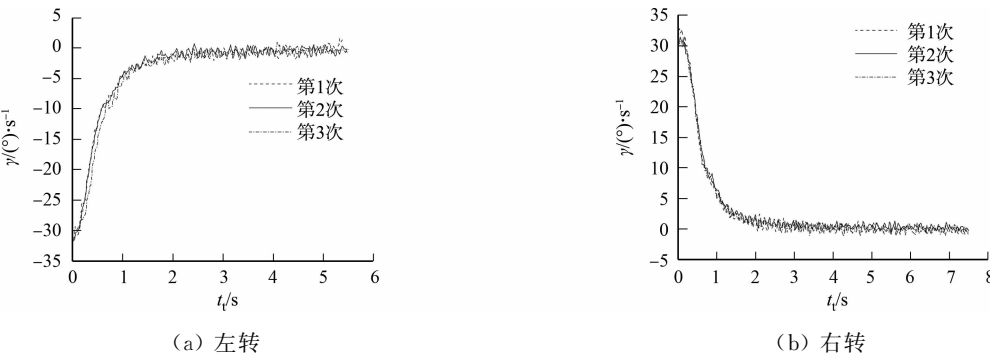


图 10 转向回正试验测试结果

Fig. 10 Results of steering return test

对整车转向回正特性进行打分,评价指标包括残留横摆角速度和横摆角速度总方差,计算过程参照式(11),(12),试验数据和评价结果,如表 3 所示。由表 3 可知:残留横摆角速度、横摆角速度总方差评价分值分别为 90.27,88.65,转向回正试验的综合评分为 89.46,满足国标要求且性能良好。综上可知,整车转向回正性能良好。

3.2.3 转向轻便性试验 转向轻便性试验测试结果,如图 11 所示。图 11 中: $T$  为方向盘扭矩; $\delta$  为方向盘转角。考虑试验的严谨性,分别进行 3 次试验验证。

对整车转向轻便特性进行打分,评价指标包括方向盘的最大转力( $F_m$ )和平均摩擦力( $\overline{F_{sw,i}}$ ),计算

表 3 转向回正试验数据和评价结果

Tab. 3 Steering return test data and evaluation results

评价指标	左转				右转				评价分值
	第 1 次	第 2 次	第 3 次	平均值	第 1 次	第 2 次	第 3 次	平均值	
$\Delta r/({}^{\circ})\cdot\text{s}^{-1}$	1.18	0.79	0.22	0.73	1.17	1.12	0.25	0.68	90.27
$E_r/\text{s}$	0.40	0.36	0.33	0.36	0.46	0.45	0.44	0.45	88.65

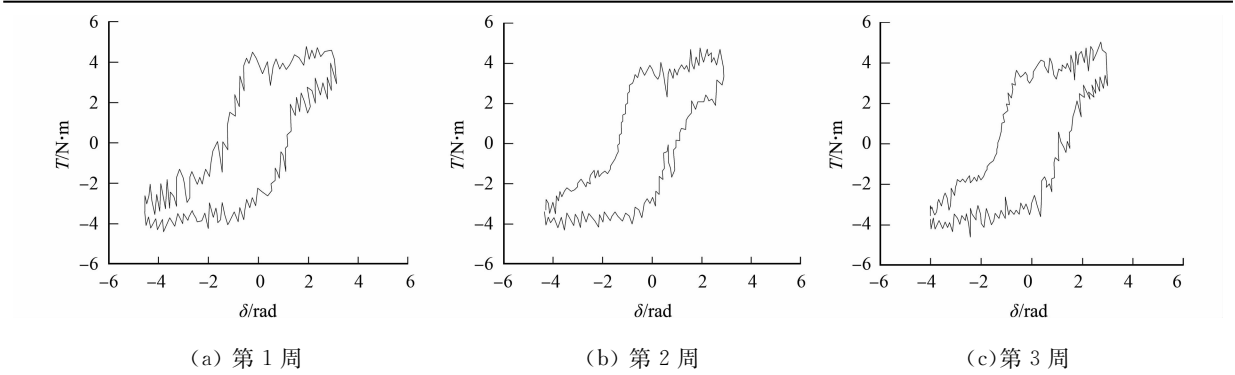


图 11 转向轻便性试验测试结果

Fig. 11 Results of steering portability test

过程参照式(16),(17),试验数据及其评价结果,如表 4,5 所示。表 4 中: $M_{\max}$  为方向盘最大作用力矩; $\theta_{\max,r},\theta_{\max,l}$  分别为方向盘右转、左转最大转角; $\bar{v}$  为平均车速。

表 4 转向轻便性试验数据

Tab. 4 Steering portability test data

测试参数	数值			
	第 1 周	第 2 周	第 3 周	平均值
$M_{\max}/\text{N}\cdot\text{m}$	4.80	4.95	4.73	4.83
$F_m/\text{N}$	76.19	76.32	76.10	76.20
$\theta_{\max,r}/({}^{\circ})$	174.74	173.26	166.49	171.50
$\theta_{\max,l}/({}^{\circ})$	261.28	228.45	245.00	244.91
$W_i/\text{J}$	21.50	19.88	19.40	20.26
$\overline{M}_{\text{sw},i}/\text{N}\cdot\text{m}$	1.41	1.42	1.35	1.39
$\overline{F}_{\text{sw},i}/\text{N}$	61.77	61.82	61.70	61.76
$\bar{v}/\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$	11.33	11.16	11.52	11.33

由表 5 可知:方向盘最大转力、方向盘平均摩擦力的评价分值分别为 92.80,78.83,转向轻便性试验的综合评分为 85.82,满足国标要求且性能良好。综上,整车转向轻便性能较理想。

表 5 转向轻便性试验数据评价结果

Tab. 5 Evaluation results of steering portability test data

评价指标	测试数据	评价分值	综合评分
$F_m/\text{N}$	76.20	92.80	85.82
$\overline{F}_{\text{sw},i}/\text{N}$	61.76	78.83	85.82

4 结束语

针对四轮轮毂驱动差速转向因车轮滑转或滑移导致的失稳问题,以某后轮轮毂驱动轻型商用车底盘为研究对象,搭建车辆二自由度动力学模型,并采用 PID 转向控制策略对车辆横摆角速度进行实时跟踪控制。通过稳态回转试验、转向回正试验和转向轻便性试验,分别对整车操纵稳定性的不足转向特性、回正性能和转向轻便性进行了验证。实验结果表明:3 个试验的综合评分较理想,该转向控制策略对轮毂电机驱动的差速协调控制效果良好,能够有效提升驱动轮之间的差速协调控制,提高操纵稳定性和行驶安全性。

参考文献:

[1] 徐寅,陈东. 电动汽车差速系统研究综述[J]. 中国机械工程,2011,22(4):498-503.  
[2] 杜雄梓,周亢,雷帅帅. 四轮轮毂电机驱动农用无人车差速转向建模与分析[J]. 中国农机化学报,2023,44(2):106-111. DOI:10.13733/j.jcam.issn.2095-5553.2023.02.015.

[3] 张光德,王硕,马强. 电动轮汽车横向稳定性协同控制[J]. 机械设计与制造,2023,386(4):163-166,171. DOI:10.3969/j. issn. 1001-3997. 2023. 04. 033.

[4] 姚芳,林祥辉,吴正斌,等. 电动汽车电子差速控制技术研究综述[J]. 自动化学报,2021,47(8):1785-1798. DOI:10.16383/j. aas. c190293.

[5] HOU RufeI,LI Zhai,SUN Tianmin,*et al.* Steering stability control of a four in-wheel motor drive electric vehicle on a road with varying adhesion coefficient[J]. IEEE Access,2019,7:32617-32627. DOI:10.1109/ACCESS.2019.2901058.

[6] CHEN Yong,CHEN Sizhong,ZHAO Yuzhuang,*et al.* Optimized handling stability control strategy for a four in-wheel motor independent-drive electric vehicle[J]. IEEE Access,2019,7:17017-17032. DOI:10.1109/ACCESS.2019.2893894.

[7] 李英蕊. 轮毂电机驱动电动车技术发展研究[J]. 科教导刊:电子版(下旬),2022(8):285-286.

[8] 张征,马晓军,刘春光,等. 基于分层模型的轮毂电机驱动车辆直接横摆力矩控制[J]. 农业机械学报,2019,50(12):387-394. DOI:10.6041/j. issn. 1000-1298. 2019. 12. 045.

[9] 刘持林. 轮毂液驱重型车辆前桥差速协调控制研究[D]. 长春:吉林大学,2020.

[10] FARAZANDEH A,AHMED A K W,RAKHEJA S. An independently controllable active steering system for maximizing the handling performance limits of road vehicles[J]. Journal of Automobile Engineering,2015,229(10):1291-1309. DOI:10.1177/0954407014560419.

[11] 黄茂云. 分布式驱动电动汽车操纵稳定性智能协调控制研究[D]. 赣州:江西理工大学,2022.

[12] 赵万忠,王春燕,张宗强,等. 轮毂电机独立驱动电动汽车差速转向路感控制研究[J]. 中国机械工程,2014,25(1):87-91. DOI:10.3969/j. issn. 1004-132X. 2014. 01. 017.

[13] 莫建平,蓝民华. 轻型低速电动汽车差速转向控制策略研究[J]. 技术与市场,2020,27(11):34-35. DOI:10.3969/j. issn. 1006-8554. 2020. 11. 011.

[14] 李政伟. 轮毂电机驱动电动汽车的电子差速控制策略研究[D]. 武汉:武汉工程大学,2020.

[15] 林祥辉. 电动汽车独立驱动轮毂电机的电子差速控制策略研究[D]. 天津:河北工业大学,2020.

[16] 翟丽,董守全,罗开宇. 四轮轮毂电机独立驱动车辆转向电子差速控制[J]. 北京理工大学学报,2010,30(8):901-905. DOI:10.15918/j. tbit1001-0645. 2010. 08. 011.

[17] 王其东,曹也,陈无畏,等. 轮毂电机驱动车辆线控差动转向的研究[J]. 汽车工程,2019,41(12):1384-1393,1409. DOI:10.19562/j. chinasae. qcgc. 2019. 012. 006.

[18] 张希明. 纯电动汽车控制系统[D]. 杭州:浙江大学,2008.

[19] 靳彪,张欣,杨庆保. 纯电动汽车低速转向差速控制模型[J]. 北京交通大学学报,2013,37(4):158-161. DOI:10.3969/j. issn. 1673-0291. 2013. 04. 031.

[20] 卢山峰,徐兴,陈龙,等. 轮毂电机驱动汽车电子差速与差动助力转向的协调控制[J]. 机械工程学报,2017,53(16):78-85. DOI:10.3901/JME.2017.16.078.

[21] 全国汽车标准化技术委员会. 汽车操纵稳定性试验方法: GB/T 6323—2014[S]. 北京:中国标准出版社,2014.

[22] 国家机械工业局. 汽车操纵稳定性指标限值与评价方法: QC/T 480—1999[S]. 北京:中国标准出版社,1999.

(责任编辑: 黄晓楠      英文审校: 吴跃勤)