

# 基于轮胎侧偏的差动转向机理研究

史彪飞<sup>1,2\*</sup> 叶晓明<sup>3</sup> 吕皓玉<sup>1,2</sup> 赖锋<sup>3</sup>

1. 清华大学车辆与运载学院, 北京, 100084
2. 清华大学智能绿色车辆与交通全国重点实验室, 北京, 100084
3. 东风汽车集团有限公司研发总院, 武汉, 430058

**摘要:**基于轮胎侧偏的差动转向适合于无转向机构分布式驱动车辆的低速、大转向半径场景,为深入研究该差动转向的机理,建立了7自由度无转向机构分布式驱动电动汽车整车模型及PAC2002轮胎模型,分析了差动转向的形成机理并结合轮胎纵侧耦合特性提出一种从差动纵向力输入到汽车转向半径输出的差动转向系统性分析方法,并基于此方法研究了差动转向稳定性及差动纵向力、车辆结构参数、轮胎特性等对转向半径的影响特性。最后建立了Carsim/Simulink联合仿真平台,进行不同影响因素下的差动转向仿真。研究表明,在轮胎侧偏范围内,差动纵向力越大、轮距与轴距之比越大、轮胎侧偏刚度越小,则所产生的汽车转向半径越小。

**关键词:**分布式驱动电动汽车;差动转向;轮胎侧偏;转向半径

**中图分类号:**U461

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.10.008

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



## Research on Differential Steering Mechanism Based on Tire Cornering

SHI Biaofei<sup>1,2\*</sup> YE Xiaoming<sup>3</sup> LYU Haoyu<sup>1,2</sup> LAI Feng<sup>3</sup>

1. School of Vehicle and Mobility, Tsinghua University, Beijing, 100084
2. State Key Laboratory of Intelligent Green Vehicle and Mobility, Tsinghua University, Beijing, 100084
3. Research&Development Institute, Dongfeng Motor Corporation, Wuhan, 430058

**Abstract:** Differential steering based on tire cornering suited low-speed, large steering radius scenarios of distributed drive electric vehicles (DDEV) without steering mechanisms. In order to study the mechanism of differential steering based on tire cornering, a 7-degree-of-freedom DDEV dynamic model with no steering mechanism and PAC2002 tire model were established. Then, the formation mechanism of differential steering was analyzed and a systematic analysis method from the input of differential longitudinal force to the output of vehicle steering radius of differential steering was proposed by considering the tire force longitudinal-lateral-coupling characteristics. Leveraging the proposed systematic analysis method, the stability of differential steering and the influences of differential longitudinal force, vehicle parameters and tire characteristics on steering radius were studied. Finally, a Carsim/Simulink joint simulation platform was established to simulate differential steering under different influencing factors. The results show that within the range of tire cornering, the larger the differential longitudinal force, the larger the ratio of track width to wheelbase, and the smaller the tire lateral stiffness, the smaller the steering radius.

**Key words:** distributed drive electric vehicle (DDEV); differential steering; tire cornering; steering radius

## 0 引言

能源危机和环境污染使得大力发展电动汽车(electric vehicle, EV)成为全球趋势<sup>[1]</sup>。作为电动汽车的一个分支,分布式驱动电动汽车(distributed drive electric vehicle, DDEV)具有传动效率高、安装方式灵活等优点,更重要的是,其四轮扭

矩独立可控,可以实现差动转向、原地转向等传统汽车难以实现的控制方式<sup>[2]</sup>。

差动转向通过主动对左右两侧车轮施加差动扭矩来增强汽车转向效果。目前关于差动转向的研究可分为两大类:一类是针对有转向机构的汽车,由于主销偏移距的存在,对转向轮施加的差动扭矩能够产生转向助力效果,可替代转向助力电机,减小驾驶员转向手力<sup>[3]</sup>,或者由差动扭矩作为唯一动力源控制前轮转角,用于自动驾驶汽车(autonomous vehicle, AV)<sup>[4]</sup>以及作为线控转向系

收稿日期:2024-10-28

基金项目:山东省重点研发计划(2023CXGC010214);芜湖市“赤铸之光”重大科技成果工程化项目(2023zc02)

统(steer by wire, SBW)的备份<sup>[5]</sup>;另一类是针对无转向机构的车辆,利用差动扭矩所产生的整车附加横摆力矩使轮胎或履带发生侧滑,产生转向效果,其特点是转向半径可以控制到很小甚至原地转向(也有文献称为中心转向),广泛用于机器人和特种车辆的控制<sup>[6-8]</sup>。然而,这种基于轮胎侧滑的差动转向对动力系统的能力及控制精度要求较高且轮胎或履带磨损剧烈。

事实上,不同于刚性履带,轮式车辆的弹性轮胎在力的作用下会产生一定程度的变形<sup>[9]</sup>。在差动扭矩引起的附加横摆力矩的作用下,汽车前后轮会产生方向相反的侧偏角,从而当汽车有一定车速时即使无转向机构也能进行转向行驶,即基于轮胎侧偏的差动转向。由于轮胎在稳定区内能产生的侧偏角有限,这种转向方式的转向半径较大,但是对轮胎磨损小且对驱动电机的能力要求不高,另外轮胎未发生侧滑及纵滑,整车稳定性好,特别适合于封闭园区内无转向机构的低速物流车。现有文献对基于轮胎侧偏的差动转向的研究较少,宋健等<sup>[10]</sup>采用线性二自由度模型分析系统可控性并提出一种基于模糊前馈补偿的PI控制方法,相比纯PI控制,提高了横摆角速度响应速度和对不同工况的鲁棒性。然而,其重点在于系统控制,对差动转向过程中轮胎受力状态、车辆稳定性等未进行深入讨论,并且二自由度车辆模型过于简化,无法进一步分析轮胎纵侧耦合特性对差动转向的影响。

鉴于现有研究的不足,本文对基于轮胎侧偏的差动转向的机理进行深入研究,旨在完善相关理论,从而指导车辆及控制算法设计。

## 1 差动转向动力学模型

### 1.1 整车模型

本文统一以左转差动转向为例进行分析,整车受力情况如图1所示。其中, $F_X$ 、 $F_Y$ 分别表示轮胎纵向力和侧向力, $\alpha$ 表示轮胎侧偏角,下标 fl、fr、rl、rr 分别表示左前轮、右前轮、左后轮和右后轮。图1中,左侧车轮纵向力为负,右侧车轮纵向力为正,前轮侧偏角为正、侧向力为负,后轮侧偏角为负、侧向力为正。

车体动力学方程如下:

$$ma_x = F_{Xfl} + F_{Xfr} + F_{Xrl} + F_{Xrr} \quad (1)$$

$$ma_y = F_{Yfl} + F_{Yfr} + F_{Yrl} + F_{Yrr} \quad (2)$$

$$I_z \dot{\omega}_z = 0.5B(F_{Xfr} - F_{Xfl} + F_{Xrr} - F_{Xrl}) + L_f(F_{Yfl} + F_{Yfr}) - L_r(F_{Yrl} + F_{Yrr}) \quad (3)$$

式中: $m$ 为整车质量; $a_x$ 、 $a_y$ 分别为汽车纵向、侧向加速度;

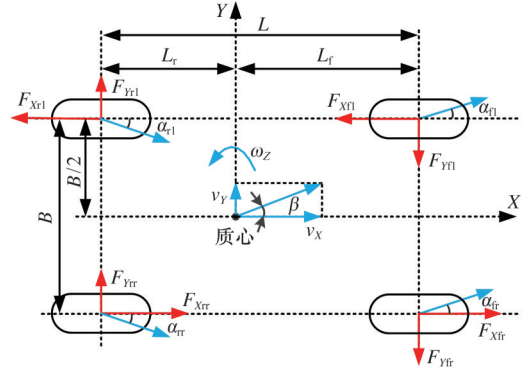


图1 整车受力示意图

Fig.1 Schematic diagram of the forces acting on the vehicle

$I_z$ 为汽车横摆转动惯量; $\omega_z$ 为汽车横摆角速度; $B$ 为汽车轮距; $L_f$ 、 $L_r$ 分别为前轴、后轴到汽车质心的距离。

车体运动学方程如下:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{fl} &= \arctan\left(\frac{v_y + L_f \omega_z}{v_x - 0.5B \omega_z}\right) \\ \alpha_{fr} &= \arctan\left(\frac{v_y + L_f \omega_z}{v_x + 0.5B \omega_z}\right) \\ \alpha_{rl} &= \arctan\left(\frac{v_y - L_r \omega_z}{v_x - 0.5B \omega_z}\right) \\ \alpha_{rr} &= \arctan\left(\frac{v_y - L_r \omega_z}{v_x + 0.5B \omega_z}\right) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: $v_x$ 、 $v_y$ 分别为纵向车速和侧向车速。

考虑到轮胎侧偏角很小,有  $\arctan(X) \approx X$ 。另外,在差动转向工况下,前后轮侧偏角方向相反,侧向车速几乎为零(第3节的仿真会对此进行验证),式(4)近似为

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{fl} &= \frac{L_f \omega_z}{v_x - 0.5B \omega_z} \\ \alpha_{fr} &= \frac{L_f \omega_z}{v_x + 0.5B \omega_z} \\ \alpha_{rl} &= \frac{-L_r \omega_z}{v_x - 0.5B \omega_z} \\ \alpha_{rr} &= \frac{-L_r \omega_z}{v_x + 0.5B \omega_z} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

稳态时,各车轮均满足下式:

$$T_m i = F_X r_w \quad (6)$$

式中: $T_m$ 为电机扭矩,驱动为正、制动为负; $i$ 为动力系统传动比,对于轮毂驱动,其值为1; $r_w$ 为车轮滚动半径。

由式(6)可知,电机扭矩和轮胎纵向力成比例关系。

### 1.2 轮胎模型

选取PAC2002轮胎模型进行轮胎建模,其表达式如下<sup>[11]</sup>:

$$y(\mu, F_z, x) = \mu K_D \sin(K_C \arctan(K_B x(1 - K_E) + K_E \arctan(K_B x))) \quad (7)$$

式中: $\mu$ 为路面附着系数; $K_D$ 、 $K_C$ 、 $K_B$ 、 $K_E$ 为各形状因子,均为垂向力 $F_z$ 的函数。

式(7)中,对于纯纵滑工况, $y$ 为纵向力, $x$ 为滑转率;对于纯侧滑工况, $y$ 为侧向力, $x$ 为侧偏角。纵侧耦合工况下,纵向力与侧向力还要满足下式:

$$\left. \begin{aligned} F_x(\mu, F_z, \alpha, s) &= \frac{|\sigma_x|}{\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}} y(\mu, F_z, x) \\ F_y(\mu, F_z, \alpha, s) &= \frac{|\sigma_y|}{\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}} y(\mu, F_z, x) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$\sigma_x = \frac{s}{1+s} \quad \sigma_y = \frac{\tan \alpha}{1+s}$$

式中: $s$ 为滑动率。

## 2 差动转向机理

基于轮胎侧偏的差动转向在原车直线行驶的基础上,对预期转弯方向上的内侧车轮叠加负电机扭矩,外侧车轮叠加正电机扭矩,使汽车发生转向。

### 2.1 轮胎侧偏过程

直线行驶时,汽车横摆角速度、四轮侧偏角、侧向力均为零,叠加差动纵向力后,差动纵向力对应的附加横摆力矩为

$$M_1 = 0.5B(F_{xfr} - F_{xfl} + F_{xrr} - F_{xrl}) \quad (9)$$

由式(3)可知,此时横摆角速度导数大于零,故横摆角速度从零增大,汽车开始转向。根据式(5),横摆角速度增大使前轮侧偏角从零开始增大,后轮侧偏角从零反向增大。前轮正侧偏角产生负的侧向力,后轮负侧偏角产生正的侧向力,阻碍汽车转向,四轮侧向力所产生的附加横摆力矩为

$$M_2 = L_r(F_{yfl} + F_{yfr}) - L_l(F_{yrl} + F_{yfl}) \quad (10)$$

由以上分析,式(3)可重写为

$$I_z \dot{\omega}_z = M_1 - M_2 \quad (11)$$

其中, $M_1$ 为差动纵向力产生的促进汽车转向的附加横摆力矩; $M_2$ 为侧向力产生的阻碍汽车转向的附加横摆力矩。随着四轮侧偏角及侧向力的增大,当 $M_2$ 增大到与 $M_1$ 相同时汽车进入稳态转向,此时横摆角速度、四轮侧偏角及侧向力保持不变。

根据上述内容,差动转向系统可描述为:以差动扭矩或差动纵向力为输入,以其引导出的轮胎侧向力及侧偏角为中间变量,以汽车横摆角速度或转向半径为输出。

### 2.2 轮胎受力状态

差动纵向力是差动转向的输入,对于低速车流,其控制算法应简单、有效,因此优先考虑差动纵向力按照四轮均分、左右反向的原则进行分配,即

$$-F_{xfl} = F_{xfr} = -F_{xrl} = F_{xrr} = F_x \quad (12)$$

式(12)中重新定义 $F_x$ 为差动纵向力绝对值,简称差动纵向力。

由于四轮差动纵向力相同且四轮在整车上的位置具有对称性,因此假设四轮侧向力绝对值也相同(第3节的仿真会对此进行验证),即

$$-F_{yfl} = -F_{yfr} = F_{yrl} = F_{yrr} = F_y \quad (13)$$

式(13)中重新定义 $F_y$ 为四轮侧向力绝对值,简称轮胎侧向力。

以上假设将四轮受力状态视作相同,从而只需对一个车轮的轮胎力进行研究,简化分析过程。

将式(12)、式(13)代入式(9)、式(10)得

$$M_1 = 2BF_x \quad (14)$$

$$M_2 = 2LF_y \quad (15)$$

式中: $L$ 为汽车轴距, $L = L_r + L_l$ 。

汽车稳态转向时, $M_2 = M_1$ ,即

$$2BF_x = 2LF_y \quad (16)$$

变形得

$$F_y = \frac{B}{L} F_x \quad (17)$$

可见,差动转向工况下,轮胎侧向力与差动纵向力之比等于轮距与轴距之比。若假设轮胎侧偏刚度为定值,则轮胎侧偏角正比于轮胎侧向力,也正比于差动纵向力。

### 2.3 汽车转向半径

假设两前轮侧偏角相同,为 $\alpha_f$ ,两后轮侧偏角相同,为 $\alpha_r$ ,基于单轨运动模型对差动转向的转向半径进行分析,如图2所示。

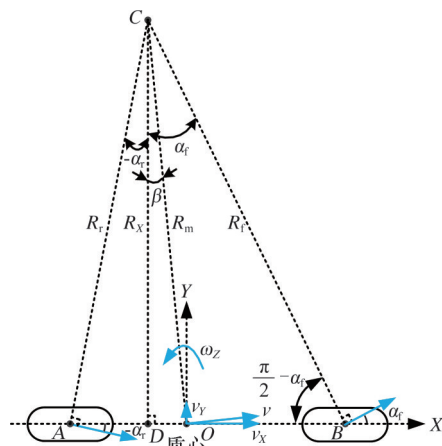


图2 单轨运动模型示意图

Fig.2 Schematic diagram of single-track kinematic model

定义转向中心 $C$ 到车辆坐标系 $X$ 轴的距离 $R_x$ 为汽车转向半径。对于三角形 $ABC$ ,由正弦定理可得

$$\frac{R_r}{\sin(\frac{\pi}{2} - \alpha_f)} = \frac{L}{\sin(\alpha_f - \alpha_r)} \quad (18)$$

其中,  $R_r$  为转向中心  $C$  到后轮轮心  $A$  的距离, 而对于三角形  $ACD$ , 存在

$$R_x = R_r \cos \alpha_r \quad (19)$$

将式(19)代入式(18)得

$$R_x = \frac{L \cos \alpha_f \cos \alpha_r}{\sin(\alpha_f - \alpha_r)} \quad (20)$$

汽车转向半径与轴距和前后轮侧偏角有关, 轴距越小、前轮侧偏角越大、后轮侧偏角绝对值越大, 则转向半径越小。

由于四轮差动纵向力相同且四轮在整车上的位置具对称性, 假设前后轮侧偏角绝对值相等(第3节的仿真会对此进行验证), 即  $\alpha_r = -\alpha_f$ , 式(20)简化为

$$R_x = \frac{L}{2 \tan \alpha_f} \quad (21)$$

不同轴距、不同前轮侧偏角下的汽车转向半径如图3所示。

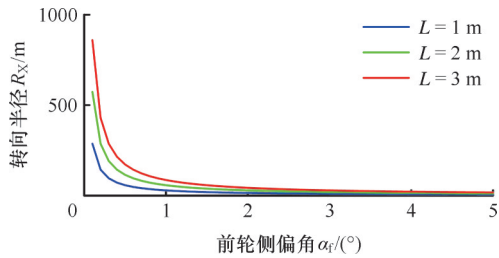


图3 不同轴距及前轮侧偏角下的汽车转向半径  
Fig.3 Vehicle steering radius under different wheelbase and side slip angle of the front wheels

当前轮侧偏角趋于零时, 转向半径趋于无穷大, 汽车趋于直线运动; 随着前轮侧偏角的增大, 汽车转向半径迅速减小, 减小速率随前轮侧偏角增大而减小。

#### 2.4 基于轮胎力曲线的差动转向动力学分析

由上述讨论可知, 在假设轮胎侧偏刚度为定值的情况下, 差动纵向力增大则侧向力及侧偏角按比例增大, 转向半径减小。然而当差动纵向力变化范围较大时, 它对轮胎侧偏刚度的影响不可忽略。本节结合轮胎力的纵侧耦合特性进行分析, 并给出从差动纵向力输入到汽车转向半径输出的差动转向系统性分析方法。

对于轮胎自身, 当侧偏角一定时, 纵向力增大会减小其侧偏刚度, 导致侧向力减小, 纵向力与侧向力存在耦合关系, 其关系曲线称为轮胎力曲线, 不同侧偏角下轮胎力曲线的包络线接近于一椭圆, 称为附着椭圆<sup>[12]</sup>。PAC2002轮胎模型对轮胎力的纵侧耦合特性进行了描述, 根据PAC2002轮

胎模型, 其输入为路面附着系数、垂向力、侧偏角和滑动率, 输出为纵向力和侧向力。对于差动转向工况, 假设四轮路面附着系数和垂向力均相同且已知, 则给定不同侧偏角后, 通过消去中间变量滑动率便可得到不同侧偏角下的轮胎力曲线, 如图4所示。

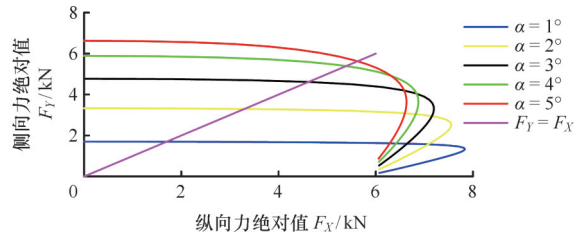


图4 轮胎力曲线(路面附着系数为1、垂向力为8 kN)

Fig.4 Tire force map under the road adhesion coefficient of 1 and the vertical force of 8 kN

结合轮胎力曲线及2.2节、2.3节的研究内容, 建立从差动纵向力输入到转向半径输出的差动转向动力学分析方法: 首先基于轮距和轴距画出直线  $F_y = BF_x/L$  (图4中简化为  $F_y = F_x$ ); 然后基于轮胎模型画出不同侧偏角下的轮胎力曲线, 与直线  $F_y = BF_x/L$  相交的轮胎力曲线, 其侧偏角即为交点横坐标的差动纵向力所产生的轮胎侧偏角; 最后结合式(21)或图3便能得到所对应的转向半径。

#### 2.5 差动转向稳定性分析

基于所提出的差动转向动力学分析方法可分析差动转向的稳定性。图4中, 达到1°、2°、3°、4°、5°侧偏角所需要的纵向力分别为1700 N、3300 N、4600 N、5400 N、5600 N, 换言之, 当侧偏角为0°、1°、2°、3°、4°时, 每增加1°侧偏角所需的纵向力增量分别为1700 N、1600 N、1300 N、800 N、200 N。以上说明, 侧偏角在2°以内时, 侧偏角近似随纵向力线性增大; 随着侧偏角继续增大, 每增大1°侧偏角所需的纵向力增量逐渐减小; 当侧偏角为4°时, 只需200 N的纵向力增量便能达到5°的侧偏角, 这意味着当侧偏角增大到一定程度时, 很小的纵向力增量便能产生很大的侧偏角改变量。

由式(21)知, 侧偏角迅速增大会导致转向半径快速减小。另外, 根据图2单轨运动模型, 汽车横摆角速度为

$$\omega_z = v_x / R_x \quad (22)$$

将式(21)代入式(22)得

$$\omega_z = (2v_x \tan \alpha_f) / L \quad (23)$$

当车速及整车参数一定时, 侧偏角迅速增大将导致汽车横摆角速度迅速增大, 整车趋于失稳。由此可见, 增大差动纵向力可以减小汽车转

向半径,但为保证差动转向稳定性,差动纵向力输入不宜过大。

### 2.6 转向半径影响因素分析

由图4可知,在电机能力足够大且汽车稳定的情况下,差动纵向力越大则直线 $F_Y = BF_X/L$ 与轮胎力曲线的交点对应的侧偏角越大,根据式(21)则转向半径越小,即差动纵向力与转向半径存在负相关关系。当驱动电机因能力有限而无法达到预期转向半径时,根据式(6),可考虑通过增大动力系统传动比的方式在不改变电机最大扭矩的情况下增大差动纵向力,从而进一步减小转向半径。另外,在差动纵向力一定的情况下,转向半径还与轮胎特性及整车参数 $B/L$ 有关。如,由 $F_Y = BF_X/L$ 知,当差动纵向力一定时,侧向力也是一定的,而当轮胎侧偏刚度减小时,产生相同的侧向力需要更大的侧偏角,从而对应更小的转向半径。另外,当 $B/L$ 增大时,直线 $F_Y = BF_X/L$ 斜率增大,相同差动纵向力下其与轮胎力曲线的交点对应更大的侧偏角,从而产生更小的转向半径。

## 3 仿真实验

建立Carsim/Simulink联合仿真平台,通过仿真查看不同影响因素对转向半径的影响效果并验证本文对差动转向机理研究的正确性。

### 3.1 Simulink 控制策略设计

在Simulink中建立差动转向控制策略,控制策略的输出为目标四轮轮端扭矩,包括基础扭矩和差动扭矩两部分。

基础扭矩用于控制汽车的纵向运动,跟随目标车速。在Simulink中设计车速PI控制器,目标车速人为给定,实际车速来自Carsim输出,PI控制器计算出四轮总轮端需求扭矩并平均分配到四个车轮,从而得到四轮基础扭矩,即

$$F_{Xfl\_base} = F_{Xfr\_base} = F_{Xrl\_base} = F_{Xrr\_base} = T_m^{req}/(4r_w) \quad (24)$$

式中: $T_m^{req}$ 为车速控制器输出的四轮总轮端需求扭矩。

差动扭矩用于使轮胎产生侧偏从而使汽车进行转向。参考电子稳定性控制系统(electronic stability control, ESC)<sup>[13]</sup>的控制架构,差动纵向力由目标附加横摆力矩 $M^{tar}$ 计算得到,即

$$2BF_X = M^{tar} \quad (25)$$

对于目标附加横摆力矩,左转为正,右转为负,其值人为给定。根据附加横摆力矩四轮平均、左右反向的分配原则,得到四轮差动纵向力为

$$\left. \begin{aligned} F_{Xfl\_diff} &= F_{Xrl\_diff} = -M^{tar}/(2B) \\ F_{Xfr\_diff} &= F_{Xrr\_diff} = M^{tar}/(2B) \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

最终,目标四轮纵向力为基础扭矩和差动扭

矩之和:

$$\left. \begin{aligned} F_{Xfl} &= F_{Xrl} = T_m^{req}/(4r_w) - M^{tar}/(2B) \\ F_{Xfr} &= F_{Xrr} = T_m^{req}/(4r_w) + M^{tar}/(2B) \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

乘以车轮滚动半径得到目标四轮轮端扭矩:

$$\left. \begin{aligned} T_{mfl}^{tar} &= T_{mrl}^{tar} = \frac{T_m^{req}}{4} - \frac{M^{tar}}{2B} r_w \\ T_{mfr}^{tar} &= T_{mrr}^{tar} = \frac{T_m^{req}}{4} + \frac{M^{tar}}{2B} r_w \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

忽略电机的响应特性,将计算出的目标四轮轮端扭矩直接输出到Carsim汽车模型的半轴上。

### 3.2 Carsim 信号及参数设置

Carsim作为成熟的商用软件,使用方便,仿真精度高<sup>[14]</sup>。在Carsim测试用例库中选取某车型用作仿真研究,整车参数见表1。Carsim接收Simulink发来的四轮扭矩信号,并输出纵向车速、侧向车速、横摆角速度、四轮侧向力、四轮侧偏角、质心位置等到Simulink,用于观测及控制。另外,为模拟无转向机构,Carsim中将转向盘转角设置为零。路面附着系数设置为0.85。

表1 整车参数

Tab.1 Vehicle parameters

参数	数值	参数	数值
整车质量	2730 kg	轴距	2.81 m
轮距	1.62 m	质心高度	0.74 m
质心到前轴距离	1.529 m	车轮滚动半径	0.385 m
质心到后轴距离	1.281 m		

### 3.3 仿真结果

#### 3.3.1 差动纵向力对转向半径的影响

由图3可知,轮胎侧偏角大于 $1^\circ$ 后转向半径随轮胎侧偏角增大而减小的速度较慢,继续减小转向半径需要显著增大差动纵向力输入,这在实际中可能受到电机能力的限制,因此选取目标附加横摆力矩分别为3、6、9 kN·m进行仿真。仿真初始车速设置为零,目标车速设置为15 km/h。

以目标附加横摆力矩为6 kN·m的仿真结果为例进行分析,如图5所示。

仿真开始后,系统经过约20 s的动态过程后达到稳态,车速稳定在目标车速15 km/h,横摆角速度稳定在 $2.0^\circ/s$ 。四轮(左前、右前、左后、右后)侧偏角分别为 $0.55^\circ$ 、 $0.53^\circ$ 、 $-0.62^\circ$ 、 $-0.61^\circ$ ,其绝对值比较接近,平均为 $0.58^\circ$ ,根据式(21)和表1参数可计算转向半径理论值为139 m,由图5e的质心轨迹可知,汽车实际转向半径为121 m,两者接近。四轮侧向力分别为-1000 N、-938 N、1188 N、1181 N,其绝对值也很接近,平均为1077 N。根据式(25)及表1整车参数,6 kN·m附加横

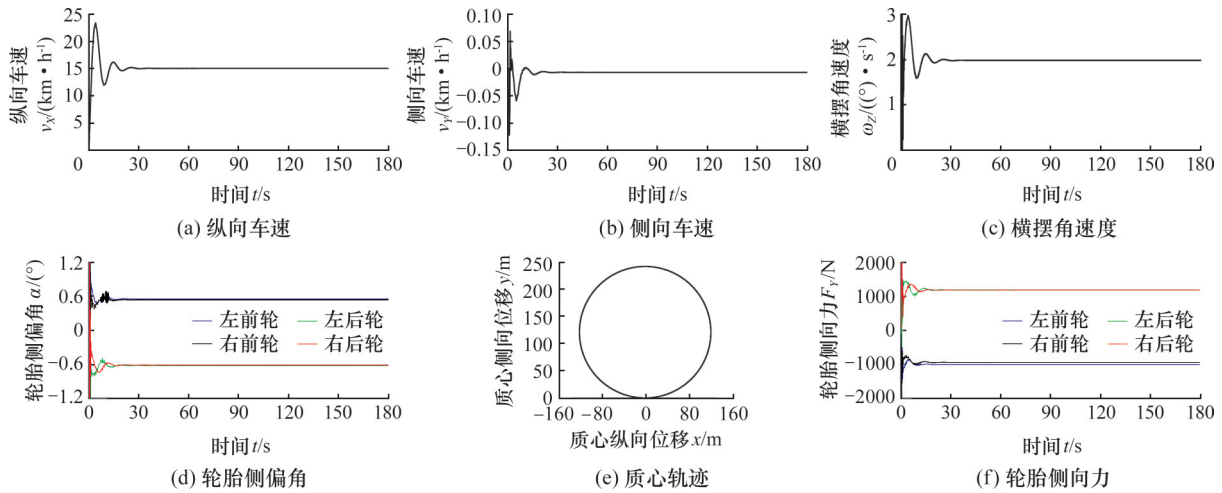


图5 差动转向仿真结果(目标附加横摆力矩为6 kN·m)

Fig.5 Simulation results of differential steering under the target yaw moment of 6 kN·m

摆力矩对应1852 N差动纵向力,侧向力与差动纵向力之比为 $1077/1852=0.58$ ,而由表1整车参数可计算轮距与轴距之比为 $1.62/2.81=0.58$ ,两者相同。以上验证了在四轮差动纵向力等大反向时,四轮侧偏角和侧向力绝对值近似相等的假设及转向半径计算式的准确性,同时验证了侧向力与差动纵向之比等于轮距与轴距之比的推论。此外,稳态时侧向车速仅为 $-0.0072$  km/h,验证了1.1节中侧向车速几乎为零的假设。

不同目标附加横摆力矩下的仿真结果如表2所示。在仿真工况范围内,随着目标附加横摆力矩(或差动纵向力)增大,侧向力按比例增大,侧偏角也近似按比例增大,由于轮胎侧偏角很小(不超过 $1^\circ$ ), $\tan \alpha_f \approx \alpha_f$ ,根据式(21),转向半径近似呈反比例减小,与仿真结果一致。

表2 仿真结果统计

Tab.2 Simulation results

项目	数值		
目标附加横摆力矩/(kN·m)	3	6	9
差动纵向力/N	926	1852	2778
四轮侧向力绝对值平均值/N	536	1077	1619
四轮侧偏角绝对值平均值/ $^\circ$	0.29	0.58	0.91
转向半径/m	239	121	79

3.3.2 整车参数对转向半径的影响

在3.3.1节工况基础上,在Carsim中将汽车轮距由1.62 m改为2 m,其他仿真设置与参数保持不变,差动纵向力保持不变(1852N),仿真结果如图6所示。

轮距增大后,稳态转向时的横摆角速度由 $2.0^\circ/s$ 变为 $2.5^\circ/s$ ,四轮侧偏角绝对值平均值由 $0.58^\circ$ 增大到 $0.71^\circ$ ,汽车转向半径由121 m减为95

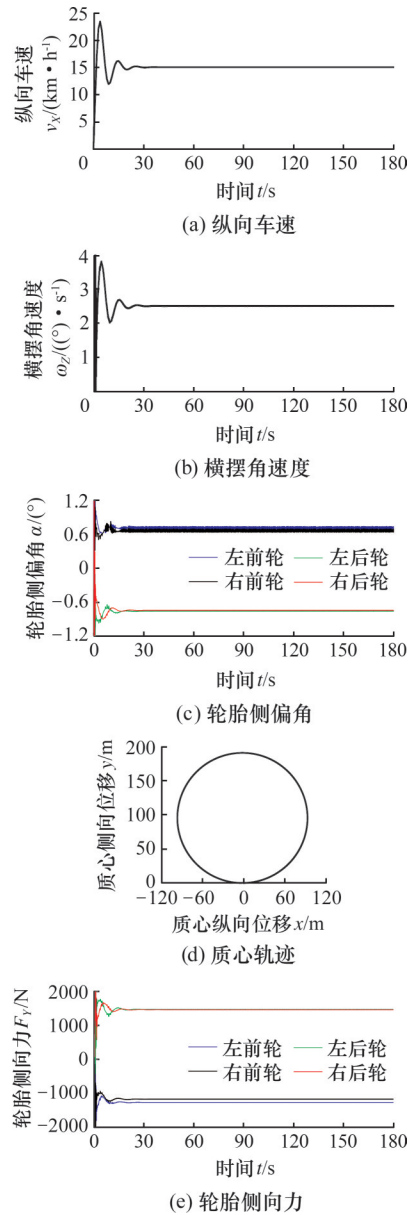


图6 差动转向仿真结果(汽车轮距为2 m)

Fig.6 Simulation results of differential steering under the wheel track of 2 m

m, 四轮侧向力绝对值平均值由 1077 N 变为 1278 N。侧向力与差动纵向力之比为  $1278/1852=0.69$ 。根据新的整车参数计算, 轮距与轴距之比为  $2/2.81=0.71$ , 与 0.69 基本吻合。以上表明, 当差动纵向力保持不变时, 增大轮距会增大附加横摆力矩, 从而侧向力按比例增大, 即式(16)、式(17), 导致侧偏角也增大, 从而转向半径减小, 横摆角速度增大。

### 3.3.3 轮胎特性对转向半径的影响

图7所示为小侧偏刚度轮胎条件下的差动转向仿真结果。该仿真在3.3.1节工况基础上, 在Carsim中将汽车轮胎型号由275/65 R18改为265/75 R16, 后者整体尺寸更小而高宽比更大, 因

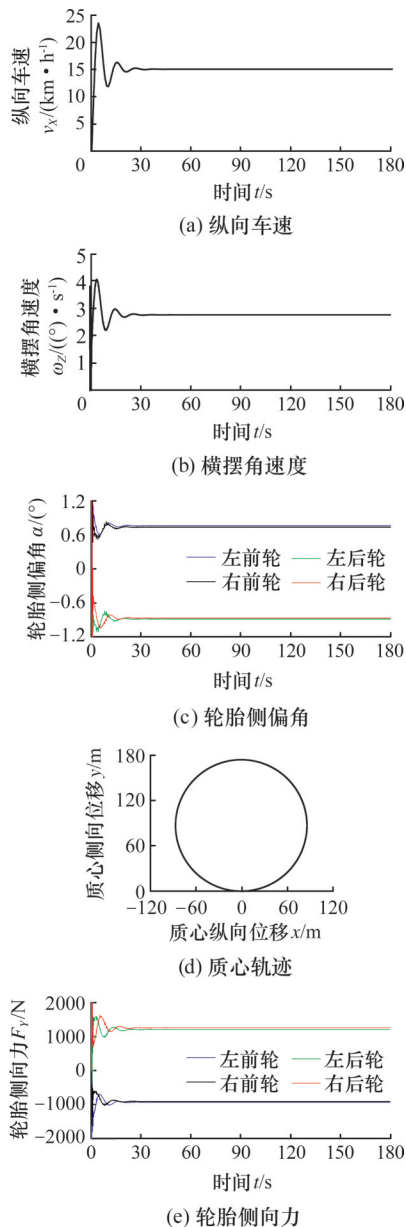


图7 差动转向仿真结果(小侧偏刚度轮胎)

Fig.7 Simulation results of differential steering with tires of lower cornering stiffness

此侧偏刚度更小, 其他仿真设置与参数保持不变(包括车轮滚动半径), 差动纵向力也保持不变(1852 N)。

换成小侧偏刚度轮胎后, 稳态转向时的横摆角速度由  $2.0^\circ/s$  变为  $2.8^\circ/s$ , 四轮侧偏角绝对值平均值由  $0.58^\circ$  增大到  $0.81^\circ$ , 汽车转向半径由 121 m 减为 86 m, 四轮侧向力绝对值平均值由 1077 N 变为 1067 N, 几乎没有变化。以上表明, 当差动纵向力保持不变时, 侧向力也保持不变, 但减小轮胎侧偏刚度会增大侧偏角, 从而减小转向半径, 增大横摆角速度。

## 4 结论

基于轮胎侧偏的差动转向适用于无转向机构分布式驱动车辆的低速、大转向半径场景。对基于轮胎侧偏的差动转向进行机理研究, 提出一种从差动纵向力输入到汽车转向半径输出的差动转向系统性分析方法, 基于此研究了差动转向稳定性及转向半径影响因素, 得到以下结论。

1) 差动纵向力按照四轮绝对值相同、左右反向的原则进行分配, 当汽车进入稳态转向时, 四轮侧向力及侧偏角绝对值均近似相等。

2) 轮胎侧向力与差动纵向力之比等于轮距与轴距之比。

3) 轮胎侧偏角越大、轴距越小, 则转向半径越小。

4) 在轮胎侧偏范围内, 差动纵向力越大则轮胎侧向力及侧偏角越大, 汽车转向半径越小, 但差动纵向力过大会导致轮胎侧偏刚度及汽车转向半径迅速减小、横摆角速度迅速增大, 车辆趋于失稳。

5) 当驱动电机能力达到上限值时, 可通过增大动力系统传动比的方法增大差动纵向力, 从而进一步减小转向半径。

6) 差动纵向力不变时, 增大轮距与轴距之比和减小轮胎侧偏刚度可进一步减小转向半径。

### 参考文献:

- [1] PASHA J, LI B, ELMIZ, et al. Electric Vehicle Scheduling: State of the Art, Critical Challenges, and Future Research Opportunities[J]. Journal of Industrial Information Integration, 2024, 38:100561.
- [2] ZHANG Z, YU J, HUANG C, et al. Coordinated Torque Distribution Method of Distributed Drive Electric Vehicle to Reduce Control Intervention Sense[J]. Vehicle System Dynamics, 2024, 62(1): 198-221.

- [3] WANG J, WANG X, LUO Z, et al. Active Disturbance Rejection Control of Differential Drive Assist Steering for Electric Vehicles[J]. *Energies*, 2020, 13(10):2647.
- [4] HU J, HU Y, LU C, et al. Integrated Path Planning for Unmanned Differential Steering Vehicles in Off-road Environment with 3D Terrains and Obstacles[J]. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 2021, 23(6):5562-5572.
- [5] CHEN T, CAI Y, CHEN L, et al. Trajectory Tracking Control of Steer-by-wire Autonomous Ground Vehicle Considering the Complete Failure of Vehicle Steering Motor[J]. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 2021, 109:102235.
- [6] KOZLOWSKI K, PAZDERSKI D. Modeling and Control of a 4-wheel Skid-steering Mobile Robot[J]. *International Journal of Applied Mathematics and Computer Science*, 2004, 14(4):477-496.
- [7] WONG J Y, CHIANG C F. A General Theory for Skid Steering of Tracked Vehicles on Firm Ground[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2001, 215(3):343-355.
- [8] 李春明, 盖江涛, 曾根, 等. 机电复合传动履带车辆中心转向控制策略[J]. *装甲兵学报*, 2022, 1(1): 71-77.  
LI Chunming, GAI Jiangtao, ZENG Gen, et al. Pivot Steering Control Strategy of EMT for Tracked Vehicles[J]. *Journal of Armored Forces*, 2022, 1(1):71-77.
- [9] 徐涛, 申焱华, 张文明, 等. 分布驱动轮式车辆差动转向动力学特性研究[J]. *汽车工程*, 2018, 40(7):812-819.  
XU Tao, SHEN Yanhua, ZHANG Wenming. A Study on Dynamic Characteristics of Differential Steering in Distributed-drive Wheeled Vehicles [J]. *Automotive Engineering*, 2018, 40(7):812-819.
- [10] 宋健, 赵文宗, 戴亚奇, 等. 基于轮胎侧偏的差动转向及控制[J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 2020, 60(2):117-123.  
SONG Jian, ZHAO Wenzong, DAI Yaqi. Control of a Tire-cornering Based Differential Steering System[J]. *Journal of Tsinghua University(Science and Technology)*, 2020, 60(2):117-123.
- [11] SHAJU A, KUMAR P A. Modelling Transient Response Using PAC 2002-based Tyre Model[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2022, 60(1):20-46.
- [12] 余志生. 汽车理论[M]. 第5版. 北京:机械工业出版社.  
YU Zhisheng. *Automotive Theory* [M]. 5th. Beijing: China Machine Press.
- [13] GUO N, LENZO B, ZHANG X, et al. A Real-time Nonlinear Model Predictive Controller for Yaw Motion Optimization of Distributed Drive Electric Vehicles[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2020, 69(5):4935-4946.
- [14] WANG H, GUO B. Carsim-based Modelling and Analysis of Exit Ramp Safety[J]. *American Journal of Traffic and Transportation Engineering*, 2023, 8(3):69-75.
- (编辑 袁兴玲)
- 
- 作者简介:**史彪飞<sup>\*</sup>(通信作者),男,1993年生,助理研究员、博士后研究人员。研究方向为汽车线控底盘、汽车动力学与控制。E-mail:1935792849@qq.com。
- 本文引用格式:**  
史彪飞,叶晓明,吕皓玉,等. 基于轮胎侧偏的差动转向机理研究[J]. *中国机械工程*, 2025, 36(10):2224-2231.  
SHI Biao-fei, YE Xiao-ming, LYU Hao-yu, et al. Research on Differential Steering Mechanism Based on Tire Cornering[J]. *China Mechanical Engineering*, 2025, 36(10):2224-2231.
- 
- (上接第 2223 页)
- [29] CHONG M S, PERRY A E, CANTWELL B J. A General Classification of Three-dimensional Flow Fields[J]. *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, 1990, 2(5): 765-777.
- [30] ZHOU J, ADRIAN R J, BALACHANDAR S, et al. Mechanisms for Generating Coherent Packets of Hairpin Vortices in Channel Flow[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1999, 387: 353-396.
- [31] DONG X, GAO Y, LIU C. New Normalized Rortex/Vortex Identification Method[J]. *Physics of Fluids*, 2019, 31(1): 011701.
- [32] LIU C, WANG Y, YANG Y, et al. New Omega Vortex Identification Method[J]. *Science China Physics, Mechanics & Astronomy*, 2016, 59(8): 1-9.
- (编辑 袁兴玲)
- 
- 作者简介:**洪睿,女,1997年生,硕士研究生。研究方向为流体力学。E-mail: ah. hongrui@qq. com。胡建军<sup>\*</sup>(通信作者),男,1982年生,教授、博士研究生导师。研究方向为流体力学。E-mail: kewei729@163. com
- 本文引用格式:**  
洪睿,胡建军,肖洋,等. 壁面微缺陷影响下的介观尺度冲击射流流场特性[J]. *中国机械工程*, 2025, 36(10):2215-2223.  
HONG Rui, HU Jianjun, XIAO Yang, et al. Flow Field Characteristics of Mesoscopic Impinging Jets under Influences of Wall Micro-defects[J]. *China Mechanical Engineering*, 2025, 36(10): 2215-2223.