

# 后轴双电机扭矩矢量控制研究

赵永坡, 孙晖云, 景立新, 李飞

(长城汽车股份有限公司, 河北保定 071000)

**摘要:** 车辆的横摆响应受到转向系统、悬架系统、制动系统及驱动系统影响, 传统车辆主要以转向输入进行主动控制, 随着线控底盘的发展, ESC、后轮转向、扭矩矢量等技术逐步参与到车辆横摆的主动控制中; 相对于 ESC 以制动力差产生横摆力矩, 扭矩矢量可在不降低总驱动力的前提下产生横摆力矩, 不会引起车辆的制动效应; 通过后轴双电机扭矩矢量控制 (TVC) 产生主动横摆力矩, 旨在改善车辆横摆响应, TVC 采用前馈与反馈结合控制, 基于二自由度车辆模型、目标稳态增益  $K$  及横摆角速度-速度修正因子建立目标横摆角速度; 利用车辆模型逆函数计算横摆力矩前馈值, PID 计算横摆力矩反馈值, 总横摆力矩转换得到左右车轮纵向力调整量; 纵向力调整量与驱动力分量叠加获得左右轮总纵向力; 左右轮驱动力过大时可能会受到滑移率、电机扭矩等限制, 为保证横摆力矩偏差在要求范围内, 需要根据限制情况对左右轮纵向力进行调整; 通过仿真验证, TVC 可明显改善车辆横摆响应。

**关键词:** 横摆响应; 后轴双电机; 扭矩矢量控制; 逆模型; 前馈

## Torque Vectoring Control Based on Rear Axle Dual Motor

ZHAO Yongpo, SUN Huiyun, JING Lixin, LI Fei

(Great Wall Motor Company Limited, Baoding 071000, China)

**Abstract:** The yaw rate response of vehicles is affected by steering system, suspension system, braking system, and driving system. Traditional vehicles mainly use steering inputs for active control. With the development of chassis by wire, technologies such as ESC, rear wheel steering, and torque vectoring are gradually adopted in the active control. Compared to ESC, which generates yaw moment by braking force, torque vector can generate yaw moment without reducing total driving force, without causing braking effects on the vehicle. A rear axle dual motor torque vector control (TVC) is used to generate the active yaw moment and improve the vehicle response. The feedforward and feedback control are combined in the TVC, two freedom model, target steady-state gain  $K$  and yaw rate-velocity correction factor  $K_1$  are used to establish the target yaw angel velocity; The vehicle model inverse function is used to calculate the yaw moment feedforward value, and the proportion integration differentiation (PID) method is used to calculate the yaw moment feedback value. The total yaw moment is converted to obtain the adjustment amount of longitudinal force in the left and right wheels; The adjustment amount and driving force component are superposed to obtain total longitudinal force in the left and right wheels; When the driving force of the left or right wheel is too large, it may be subject to restrictions such as slip ratio and motor torque. To ensure that the yaw torque deviation is within the required range, it is necessary to adjust the longitudinal force of the left or right wheel according to the restrictions. The simulation results show the TVC can obviously improve the vehicle yaw response.

**Keywords:** yaw response; rear axle dual motors; torque vector control; vehicle model inverse function; feedforward

## 0 引言

电动化、智能化、网联化是未来汽车的重要发展趋势, 线控底盘是智能电动汽车的一项重要共性技术, 而分布式驱动提供了一种关键解决方案<sup>[1]</sup>。

集中式驱动构架左右车轮扭矩通常相等, 如无差速锁则无法改善分离路面驱动能力及操控性能, 需要通过 ESC 进行稳定性控制<sup>[2]</sup>; 按照电机的数量及分布形式, 分布式驱动可分为: 1) 前后双电机 (前后轴分别一个电机) 驱动构架可任意分配前后轴驱动比例, 基于轮胎附着椭圆原理可一定程度调整车辆的不足转向性能, 从而改善操控性

能<sup>[3-4]</sup>; 2) 前轴单电机 & 后轴双电机 (或前轴双电机 & 后轴单电机) 驱动构架, 左右车轮分别驱动, 可实现更好的 TCS 控制效果, 并可利用驱动扭矩差产生附加横摆力矩, 改善操控性能; 3) 四电机驱动构架, TCS 及横摆力矩控制能力更强<sup>[5-6]</sup>, 并可实现原地掉头等特殊工况, 然而四电机驱动构架需要平衡前后轴横摆扭矩分配问题, 需要更复杂的控制算法, 如模型预测控制 (MPC)、滑模变结构控制 (SMC)<sup>[7]</sup>和线性二次型调节器 (LQR)<sup>[8]</sup>等方法, 增大工程应用难度。

与传统的 ESC 横摆力矩被动反馈控制不同, 扭矩矢量

收稿日期: 2023-04-07; 修回日期: 2023-04-25。

基金项目: 国家重点研发计划项目(2022YFB2503104)。

作者简介: 赵永坡(1980-), 男, 大学本科, 高级工程师。

通讯作者: 孙晖云(1986-), 男, 大学本科, 高级工程师。

引用格式: 赵永坡, 孙晖云, 景立新, 等. 后轴双电机扭矩矢量控制研究[J]. 计算机测量与控制, 2023, 31(9): 144-149, 173.

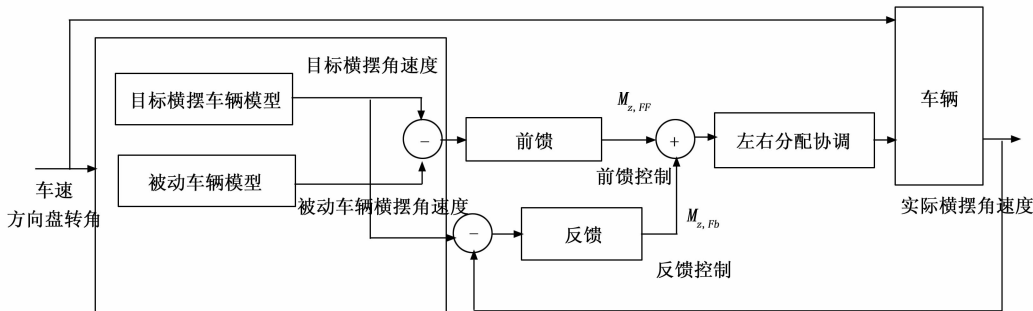


图 1 扭矩矢量控制框图

控制 (TVC, torque vectoring control) 可进行主动前馈控制, 进而减小横摆响应时间, 结合反馈控制提高控制稳定性可显著提高车辆的操控性能; 不同于 ESC 以制动力产生横摆力矩, 扭矩矢量以驱动力差产生横摆力矩, 可不降低总驱动力, 不会引起车辆的制动效应, 提高车辆的驾驶舒适性。

本文基于前轴单电机 & 后轴双电机的驱动构架进行车辆横摆控制, 通过构建目标横摆角速度、横摆力矩前馈控制、横摆力矩反馈控制及左右驱动力矩协调等功能模块, 实现车辆低速时横摆响应提高、高速时稳定性提高的操控性能。

### 1 基于后轴双电机的扭矩矢量控制

后轴双电机扭矩矢量控制主要包括两个车辆动力学模型, 其中被动车辆模型为无扭矩矢量控制的传统被动车辆响应模型, 目标横摆车辆模型为希望的车辆响应模型, 两个模型分别依据车速及车轮转角计算横摆角速度; 前馈模块通过目标横摆车辆模型与被动车辆模型横摆角速度差值计算前馈横摆力矩, 反馈模块通过目标横摆角速度与实车横摆角速度差值计算反馈横摆力矩; 前馈与反馈横摆力矩之和通过协调模块转换为纵向力, 并根据车轮滑移率、ESC、电机扭矩能力等受限情况进行左右驱动力协调, 协调后的驱动力提供给车辆进行动态响应控制, 模型框架如图 1 所示。

#### 1.1 目标横摆角速度计算

期望横摆角速度采用二自由度车辆模型计算, 为满足低速时转向灵敏、高速时转向稳定的性能要求<sup>[9-10]</sup>, 引入修正系数  $K_1$ 。

$$\frac{\lambda}{\delta_f} = G_R = \frac{u/L}{1 + K * u^2} K_1 \quad (1)$$

$$K = \frac{m}{L^2} \left( \frac{L_f}{2C_{\alpha r}} - \frac{L_r}{2C_{\alpha f}} \right) \quad (2)$$

$$K_1 = 1 + \min \cdot (p_1, \max \cdot (p_3, p_2 * (u_0 - u_r))) \quad (3)$$

其中:  $\gamma$  为目标横摆角速度,  $\delta_f$  为前轮转角,  $m$  为车辆质量,  $L$  为轴距,  $u$  为纵向车速,  $L_f$ 、 $L_r$  分别为车辆质心到前、后轴的距离,  $C_{\alpha f}$ 、 $C_{\alpha r}$  为前、后车轮侧偏刚度,  $p_1$ 、 $p_2$ 、 $p_3$  为  $K_1$  调整参数。

当修正系数  $K_1$  为 0 时, 则公式退化为传统被动车辆横

摆角速度。

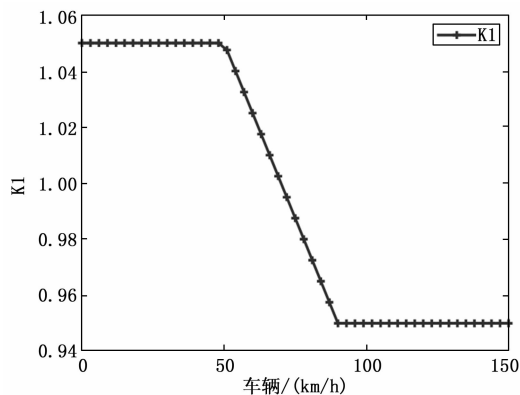


图 2 扭矩矢量控制参数  $K_1$

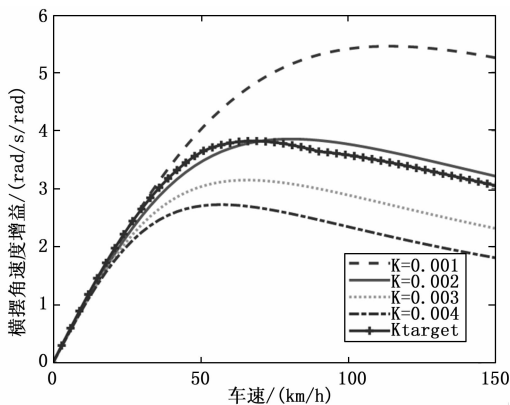


图 3 扭矩矢量控制横摆角速度增益

由图 3 可以看出, 通过调整稳定性因素  $K$  值设定可有效改变车辆的不足转向特性, 快速计算获得不同特性的横摆角速度数值;  $K_1$  值设定可实现低速时横摆响应灵敏, 高速时横摆响应稳定的性能需求, 一定程度上实现传统车辆后轮转向功能<sup>[11-12]</sup>。

车辆的横摆角速度除了与车速及车轮转角相关外, 其最大值还会受到路面摩擦系数的限制, 根据车辆质心处侧向加速度公式:

$$a_y = \dot{v} + \gamma u \quad (4)$$

当稳态转向时  $\dot{v}=0$ , 定义稳态横摆角速度为  $\gamma_{ss}$ , 则路面摩擦系数约束的稳态横摆角速度  $\gamma_{ss\_c}$  为:

$$\gamma_{ss} = \frac{a_{yss}}{u}$$

$$|\gamma_{ss}| \leq \frac{\mu g}{u}$$

$$\gamma_{ss\_c} = \begin{cases} G_R \delta_f & \text{if } |G_R \delta_f| < \frac{\mu g}{u} \\ \frac{\mu g}{u} \text{sing}(G_R \delta_f) & \text{otherwise} \end{cases} \quad (5)$$

### 1.2 前馈横摆力矩计算

在车辆坐标系，线性二自由度模型为：

$$\begin{aligned} mu(\dot{\beta} + \gamma) &= F_{yf} + F_{yr} \\ I_z \dot{\gamma} &= L_f F_{yf} - L_r F_{yr} + M_z \end{aligned} \quad (6)$$

其中： $I_z$  为横摆转动惯量、 $\beta$  为质心侧偏角、 $F_{yf}$  和  $F_{yr}$  分别为前、后轴轮胎侧向力、 $M_z$  为附加横摆力矩。

轮胎侧向力线性化表达为：

$$\begin{aligned} F_{yf} &= -2C_{af} a_f; F_{yr} = -2C_{ar} a_r \\ a_f &= \beta + \frac{L_{fr}}{u} - \delta_f; a_r = \beta - \frac{L_{rr}}{u} \end{aligned} \quad (7)$$

二自由度模型状态空间形式如下：

$$\dot{\mathbf{X}}_1 = \mathbf{A}_1 \mathbf{X}_1 + \mathbf{B}_{\delta 1} \delta_f + \mathbf{B}_{M1} M_z \quad (8)$$

其中：

$$\mathbf{X}_1 = [\beta \quad \gamma]^T$$

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2 \frac{C_{af} + C_{ar}}{mu} & 2 \frac{L_r C_{ar} - L_f C_{af}}{mu^2} - 1 \\ 2 \frac{L_r C_{ar} - L_f C_{af}}{I_z} & -2 \frac{L_f^2 C_{af} + L_r^2 C_{ar}}{I_z u} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_{\delta 1} = \begin{bmatrix} b_{\delta 1} \\ b_{\delta 2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2C_{af}}{mu} \\ \frac{2L_f C_{af}}{I_z} \end{bmatrix}, \mathbf{B}_{M1} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_z} \end{bmatrix}$$

稳态时  $\dot{\mathbf{X}}_1$  为 0，由公式 (8) 上半部分可推导出：

$$0 = a_{11} * \beta + a_{12} * r + b_{\delta 1} * \delta_f \quad (9)$$

即  $\beta = -(a_{12} * r + b_{\delta 1} * \delta_f) / a_{11}$ 。

将  $\beta$  带入公式 (8) 下部分，可推导出：

$$0 = \left( -\frac{a_{21} * a_{12}}{a_{11}} + a_{22} \right) * r + \left( -\frac{a_{21} * b_{\delta 1}}{a_{11}} + b_{\delta 2} \right) * \delta_f + \frac{M_z}{I_z} \quad (10)$$

当没有扭矩矢量作用时，

$$0 = \left( -\frac{a_{21} * a_{12}}{a_{11}} + a_{22} \right) * r_{passive} + \left( -\frac{a_{21} * b_{\delta 1}}{a_{11}} + b_{\delta 2} \right) * \delta_f \quad (11)$$

由公式 (10) ~ (11) 则可得稳态时横摆力矩前馈值：

$$M_{zf} = -I_z * \left( -\frac{a_{21} * a_{12}}{a_{11}} + a_{22} \right) * (\gamma - \gamma_{passive}) \quad (12)$$

### 1.3 反馈横摆力矩计算

反馈采用 PID 控制，通过目标横摆角速度与实际横摆角速度差值计算得到反馈横摆力矩分量  $M_{zr}$ 。

反馈控制可减小控制跟踪误差，操控更精准；可提高抗干扰能力，提升稳定性及安全性，降低驾驶员的疲劳

感<sup>[13]</sup>，如横摆角速度反馈模型可显著提高侧风稳定性等。

$$M_{zr} = P * e(t) + I * \int_0^t e(t) dt + D * \frac{de(t)}{dt} \quad (13)$$

其中： $e(t) = \gamma - \gamma_{act}$  为理想横摆角速度与实际横摆角速度偏差。

PID 控制包含比例、积分、微分环节，其中积分环节对误差进行积分叠加，有利于消除稳态误差，提高稳态跟踪精度。然而实际物理系统并非完全理想，尤其是控制执行器往往会受到各种因素限制（饱和），无法按照 PID 输出进行控制，如出现持续的正向或负向控制偏差时，导致积分器数值一直增加或减小，在持续一定时间后当偏差换向变号时，PID 将输出与偏差相反的数值（与累积积分符号相同），导致响应变慢甚至出现一段时间的无响应区域，不利于实时控制，见图 4。

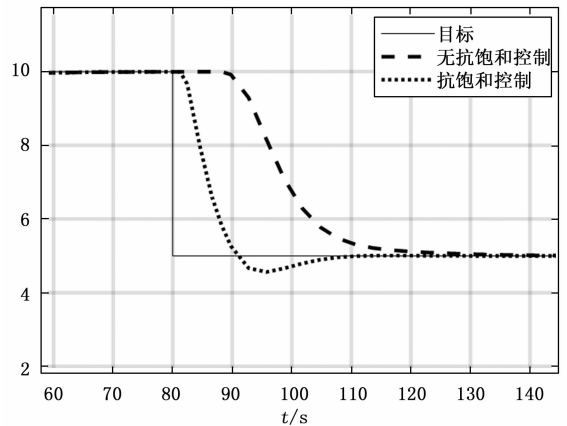


图 4 扭矩矢量控制横摆角速度增益

为解决此类问题，常使用的方式为加入抗饱和控制，其主要原理为限制积分器最大值（如 Back-Calculation 或 Clamping 等）或在满足一定条件时强制进行积分器清零。

### 1.4 左右驱动力矩协调

前馈与反馈横摆力矩之和将作为综合横摆力矩向左右侧车轮纵向力进行分解，与驱动力分量  $F_{x0}$ （左右车轮相等）叠加后得到左右车轮需求纵向力  $F_{x_{req}}$ 、 $F_{x_{lreq}}$ 。

$$D_{fx} = \frac{(M_{zf} + M_{zr})}{2 * Track} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} F_{x_{req}} &= F_{x0} + D_{fx} \\ F_{x_{lreq}} &= F_{x0} - D_{fx} \end{aligned} \quad (15)$$

实际行驶时， $F_{x_{req}}$ 、 $F_{x_{lreq}}$  会先后受到车轮打滑<sup>[14-15]</sup>（滑移率超限）、ESC 启动及电机扭矩不足等条件限制并调整<sup>[16-17]</sup>，限制后的纵向力  $F_{x_{lim0}}$ 、 $F_{x_{lim0}}$  将导致输出的横摆力矩及总纵向力和与需求有差异，需要根据具体情况见表 1 进行协调。

如工况 64，两侧车轮均不受限时，左右扭矩按需求输出，横摆力矩无偏差，总纵向力不降低。

工况 63，一侧（左侧）扭矩受到限制（ $F_{x_{lim0}} \neq F_{x_{req}}$ ），另一侧（右侧）扭矩没有受到限制（ $F_{x_{lim0}} = F_{x_{req}}$ ），此时需要根据限制后的扭矩情况协调不受限制一侧车轮，当：

表 1 扭矩受限工况列表(1 代表受限)

NO	slip_l	ESC_l	Tq_l	slip_r	ESC_r	tq_r
1	1	1	1	1	1	1
2	0	1	1	1	1	1
3	1	0	1	1	1	1
4	0	0	1	1	1	1
5	1	1	0	1	1	1
6	0	1	0	1	1	1
7	1	0	0	1	1	1
8	0	0	0	1	1	1
9	1	1	1	0	1	1
10	0	1	1	0	1	1
...	...	...	...	...	...	...
19	1	0	1	1	0	1
...	...	...	...	...	...	...
62	0	1	0	0	0	0
63	1	0	0	0	0	0
64	0	0	0	0	0	0

$$abs([(Fx_{rreq} - Fx_{lreq}) - (Fx_{rlim0} - Fx_{llim0})]) * \frac{Track}{2} < \frac{Tq_{tor}}{2} \quad (16)$$

公式满足时, 代表受限侧车轮纵向力变化值转移到不受限侧对横摆力矩影响在容差  $Tq_{tor}$  范围内 (左侧受限的纵向力转移到右侧), 且总纵向力不降低, 如图 5 中间横隔填充图示:

$$\begin{aligned} Fx_{llim} &= Fx_{llim0} \\ Fx_{rlim} &= Fx_{rreq} + (Fx_{llim} - Fx_{lreq}) \end{aligned} \quad (17)$$

控制效果为横摆力矩偏差小于容差, 总纵向力不降低。

当公式不满足时, 认为受限纵向力转移对横摆力矩影响在容差  $Tq_{tor}$  范围外, 为保证车辆操控性能需调整横摆力矩至容差范围内, 此时右侧纵向力按下式计算, 如图 5 右侧点填充图示。

控制效果为横摆力矩偏差等于容差, 总纵向力降低。

$$\begin{aligned} Fx_{rlim} &= Fx_{llim} + ((Fx_{rreq} - Fx_{lreq}) * \frac{Track}{2} - \\ &Tq_{tor} * \text{sign}(Fx_{rreq} - Fx_{lreq})) * \frac{2}{Track} \end{aligned} \quad (18)$$

如工况 19, 两侧纵向力受到限制 ( $Fx_{llim0} \neq Fx_{lreq}$  &  $Fx_{rlim0} \neq Fx_{rreq}$ ), 此时需要根据限制后的扭矩情况进行左右协调。

首先选定受限制扭矩变化较大的车轮为参考轮, 如当公式 (19) 满足时, 选择左侧为参考轮。

$$abs(Fx_{llim0} - Fx_{lreq}) \geq abs(Fx_{rlim0} - Fx_{rreq}) \quad (19)$$

此时, 如右侧 ESC 激活, 则不进行左右扭矩调整; 如右侧 ESC 没有激活, 则根据公式 (20) 是否满足来调整右侧扭矩。

$$abs([(Fx_{rreq} - Fx_{lreq}) - (Fx_{rlim0} - Fx_{llim0})]) * \frac{Track}{2} < Tq_{tor} \quad (20)$$

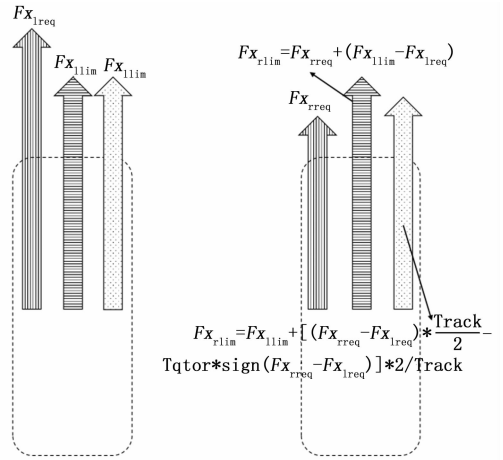


图 5 一侧车轮扭矩超限时左右协调

公式满足时, 按照公式 (21) 计算, 见图 6 中间横隔填充图示:

$$\begin{aligned} Fx_{llim} &= Fx_{llim0} \\ Fx_{rlim} &= Fx_{rlim0} \end{aligned} \quad (21)$$

控制效果为横摆力矩偏差小于容差, 总纵向力降低。

公式不满足时右侧扭矩按公式 (22) 计算, 如图 6 右侧点填充图示:

$$\begin{aligned} Fx_{rlim} &= Fx_{llim} + [(Fx_{rreq} - Fx_{lreq}) * \frac{Track}{2} - \\ &Tq_{tor} * \text{sign}(Fx_{rreq} - Fx_{lreq})) * \frac{2}{Track} \end{aligned} \quad (22)$$

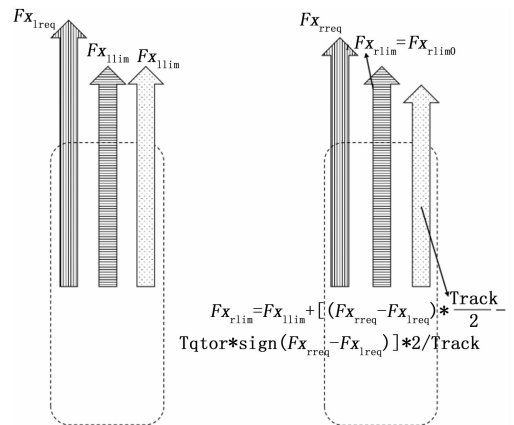


图 6 两侧车轮扭矩超限时左右协调

控制效果为横摆力矩偏差等于容差, 总纵向力降低。

## 2 扭矩矢量控制模型建模

建立被动车辆二自由度模型、目标横摆车辆二自由度模型及 CarSim 车辆模型, 其中 CarSim 是一种成熟的整车动力学商用仿真软件, 其基于系统特性进行建模, 可与 Matlab/Simulink 等软件进行联合仿真, 具有仿真速度快、计算精度高等特点, 满足控制系统实时性要求, 广泛应用于车辆控制的 Mil、Sil、Hil 等领域<sup>[18]</sup>。

为保证 CarSim 模型精度, 需要对整车质量及转动惯

量、悬架系统 K&C 特性、转向系统特性、轮胎六分力特性、减震器阻尼特性等进行测试标定或仿真计算。以悬架 K&C 特性为例，其数据可在 K&C 试验台上测试获得，分别进行同向轮跳、侧倾（反向轮跳）、同向纵向力、反向侧向力、反向回转向力矩及转向工况试验。同向轮跳工况获得悬架刚度、车轮转动角变化、轮心纵向位移变化等特性；侧倾工况获得悬架侧倾刚度、轮心侧向位移及前束角变化、外倾角变化等特性；同向纵向力工况获得纵向力前束角变化、纵向力柔度等特性；反向侧向力工况获得前束角变化、外倾角变化及侧向力柔度等特性；反向回正力矩工况获得前束角变化、外倾角变化等特性；转向工况获得转向传动比、转向 Ackerman 几何特性、主销后倾角、主销外倾角、主销偏移距等特性。最后，试验数据需要根据试验台架及 CarSim 坐标系的定义差异进行数据转换。



图 7 悬架 K&C 特性试验台

在扭矩矢量仿真中，CarSim 模型动力系统采用外部输入，其前轴左右轮扭矩（IMP\_MY\_OUT\_D1\_R/L）输入值为零，后轴左右轮扭矩（IMP\_MY\_OUT\_D2\_R/L）采用外部 Simulink 模型计算值<sup>[19]</sup>。

CarSim 将车速、轮速、方向盘转角及横摆角速度等状态信息发送到 Simulink 仿真环境，并在 Simulink 中完成目标横摆角速度、被动车辆横摆角速度、前馈附加横摆力矩、反馈附加横摆力矩、左右驱动力分配及协调等模块计算，

并将协调后的左右电机扭矩提供给 CarSim 模型。

### 3 仿真分析及结果分析

#### 3.1 仿真工况一稳态回转

根据 GB/T6323—2014 操纵稳定性试验标准选用固定转向盘转角进行稳态回转分析，其中转向盘转角输入 1 弧度（转向比：15.11）。

由仿真结果图 9、图 10 可以看出，为改善车辆低速机动性及高速稳定性，目标设定为低速时横摆增益提高，高速时横摆增益减小；相对于无控制车辆，前馈+反馈控制车辆性能与设定目标接近，低速时附加横摆力矩与转向方向一致，增大横摆响应，高速时附加横摆力矩与转向方向相反，减小横摆响应；只有前馈控制车辆在低速时控制效果较好，而高速大侧向加速度时由于二自由度理论简化模型无法精准描述 CarSim 多自由度模型的非线性特性，导致跟踪控制精度较差。

#### 3.2 仿真工况二方向盘角阶跃

根据 GB/T6323—2014 操纵稳定性试验标准选用方向盘角阶跃进行仿真分析<sup>[20]</sup>，其中转向盘转角在 0.05 s 由 0 阶跃至 1 弧度，车速分别为 30 km/h 及 100 km/h。

相对于稳态回转工况，角阶跃工况可体现系统的响应时间及超调量等动态响应特性，稳态误差可体现控制的精准性。对于扭矩矢量系统，希望的响应更快、超调量更小、收敛更快且误差更小。

由仿真结果可以看出扭矩矢量控制在低速时横摆角速度稳态增益有所增大；得益于前馈环节的存在，横摆响应时间有所减小，转向更加灵敏；得益于反馈环节的存在，横摆收敛更快，跟踪目标更精准。

由图 12 仿真结果可以看出扭矩高速时横摆角速度稳态增益有所减小，有利于稳定性；响应时间减小，车辆响应灵敏；横摆收敛更快、跟踪目标更精准。

#### 3.3 仿真工况三转弯加速

模拟转弯加速工况，方向盘转角固定为 1 弧度，以 2

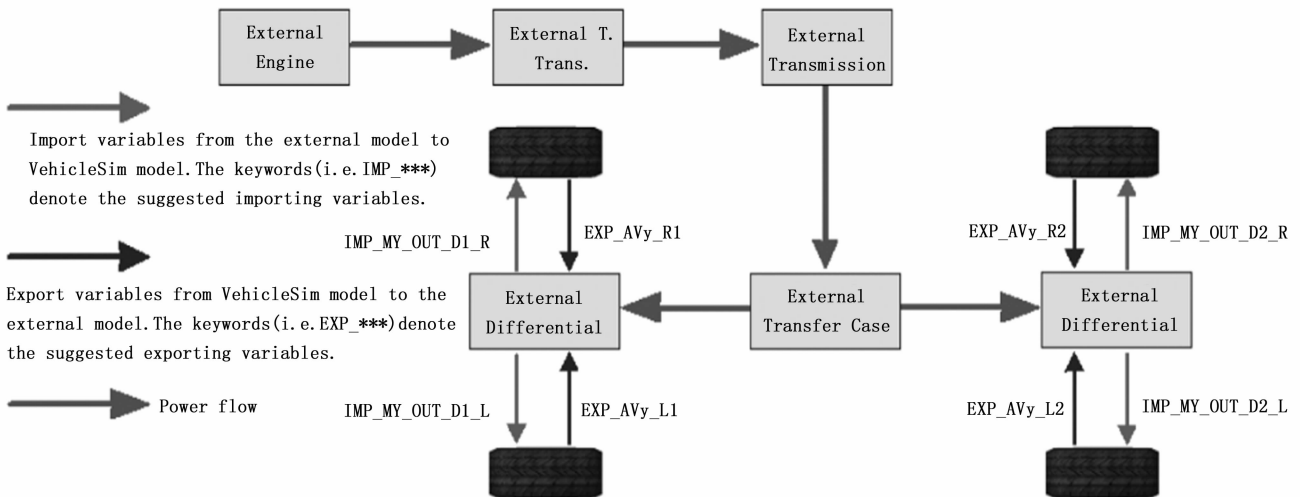


图 8 CarSim 驱动系统设置

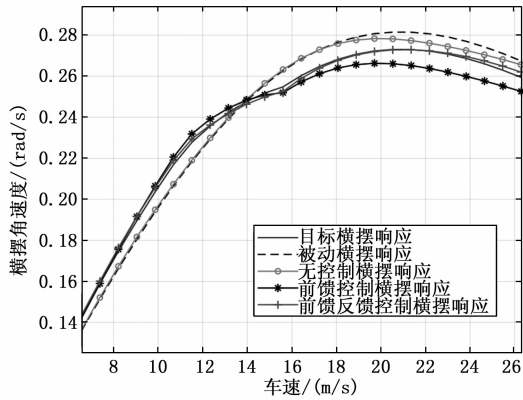


图9 稳态回转工况横摆角速度响应

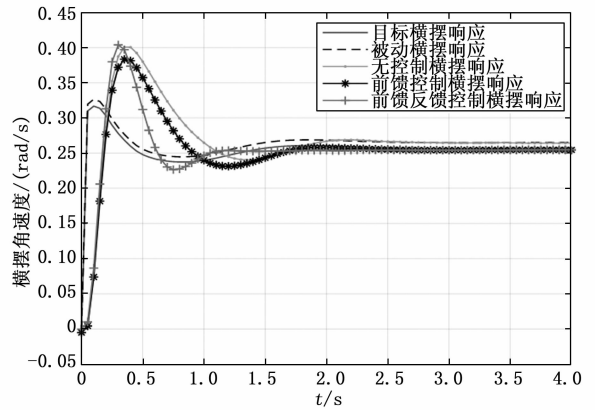


图12 100 km/h角阶跃工况横摆角速度响应

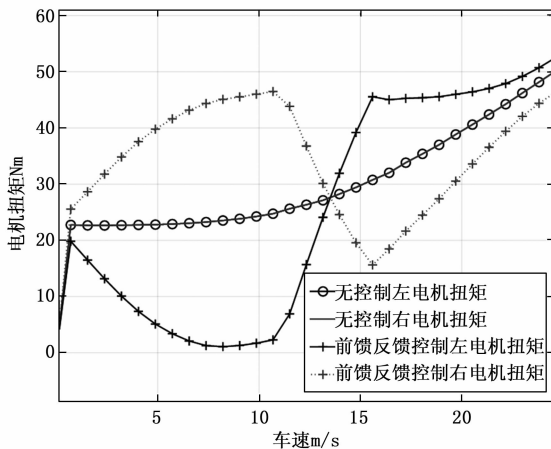


图10 稳态回转工况后左右电机扭矩

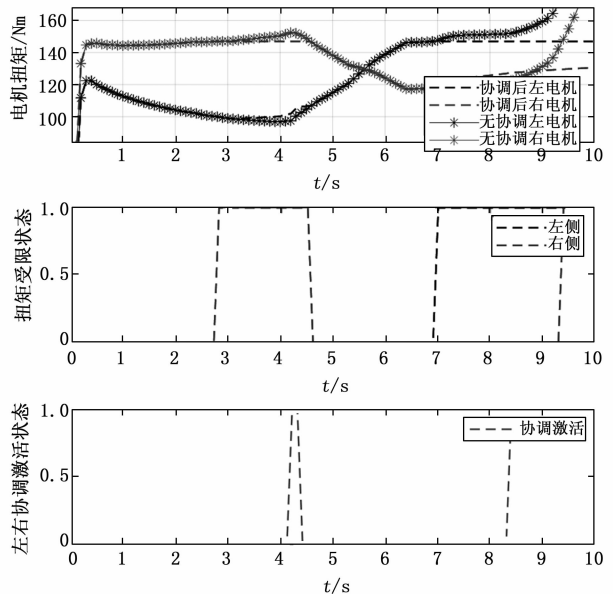


图13 转弯加速工况扭矩协调

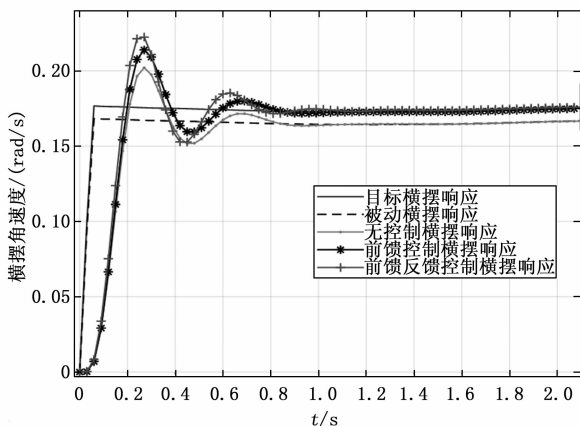


图11 30 km/h角阶跃工况横摆角速度响应

m/s<sup>2</sup> 加速度起步加速。

由图13仿真结果可以看出在0~2.8s及4.6~6.9s期间两侧车轮扭矩不受限制,按需求输出;2.8~4.6s期间,右侧车轮扭矩受限,左侧扭矩不受限,其中4.2~4.4s期间不满足公式(16),此时左侧扭矩参照公式(18)计算,保证横摆力矩满足偏差,实际横摆力矩与目标值误差在一定范围内,见图14;其余时间满足公式(16),此时左侧扭

矩参照公式(17)计算,右侧受限扭矩叠加到左侧,总驱动力矩不变;6.9~9.3s期间,左侧扭矩受限,右侧扭矩不受限,其中6.9~8.3s期间满足公式(16),右侧扭矩按照公式(17)计算,左侧受限扭矩叠加到右侧,总驱动力矩不变;8.3~9.3s期间不满足公式(16),右侧扭矩按照公式(18)计算,保证横摆力矩满足偏差;9.3s之后左右扭矩均受限,且不满足公式(20),右侧扭矩按照公式(22)计算,保证横摆力矩满足偏差。

### 4 结束语

分析结果表明基于双电机的扭矩矢量控制方法可实现汽车低速灵敏与高速稳定的操控稳定性目标。结论有:

- 1) 低速时通过施加与转向方向相同的横摆力矩可提高低速时的横摆稳态增益,提高转向灵敏度;
- 2) 高速时通过施加与转向方向相反的横摆力矩可降低高速时的横摆稳态增益,提高车辆稳定性;

(下转第173页)