

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2024.224

引用格式: 叶子墨, 姚初阳, 傅春耘. 基于主动前轮转向与直接横摆力矩控制的自适应巡航控制[J]. 重庆大学学报, 2026, 49(5): 43-59.



# 基于主动前轮转向与直接横摆力矩控制的 自适应巡航控制

叶子墨, 姚初阳, 傅春耘

(重庆大学机械与运载工程学院, 重庆 400044)

**摘要:** 针对四轮独立驱动电动汽车 (four-wheel independent drive electric vehicle, 4WIDEV) 的构型, 开发了一种融合主动前轮转向 (active front steering, AFS) 与直接横摆力矩控制 (direct yaw-moment control, DYC) 的自适应巡航控制系统。该系统基于双层控制架构, 上层控制器采用模型预测控制 (model predictive control, MPC) 策略, 精确追踪车辆的期望纵向力和附加横摆力矩; 下层控制器则利用 AFS 和 DYC 的控制冗余性, 优化计算前轮的附加转角和四轮的转矩分配, 以提升车辆的稳定性和能量经济性。仿真结果表明, 相较于传统的平均转矩分配策略, 本集成控制策略在确保车辆稳定性的同时, 可实现最高 13.23% 的能耗优化效果。相关研究成果为提升四轮独立驱动电动汽车的综合性能提供了新的思路。

**关键词:** 自适应巡航控制; 主动前轮转向; 直接横摆力矩控制; 四轮独立驱动电动汽车; 模型预测控制

中图分类号: U461.8+6

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2026)05-043-17

## Research on adaptive cruise control based on active front steering and direct yaw-moment control

YE Zimo, YAO Chuyang, FU Chunyun

(College of Mechanical and Vehicle Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

**Abstract:** For four-wheel independent drive electric vehicles (4WIDEVs), an adaptive cruise control system integrating active front steering (AFS) and direct yaw-moment control (DYC) is developed. The system employs a dual-layer control architecture: the upper-level controller employs model predictive control (MPC) to track the vehicle's desired longitudinal force and additional yaw moment, while the lower-level controller utilizes the redundancy of AFS and DYC to optimize the front wheel steering angles and torque distribution across all four wheels. This integrated approach enhances both vehicle stability and energy efficiency. Simulation results indicate

收稿日期: 2024-03-08 网络出版日期: 2024-09-19

基金项目: 重庆市自然科学基金创新发展联合基金资助项目 (CSTB2023NSCQ-LZX0169)。

Supported by Natural Science Foundation Innovation and Development Joint Fund Project of Chongqing (CSTB2023NSCQ-LZX0169).

作者简介: 叶子墨 (1997—), 男, 硕士研究生, 主要从事网联车队列控制研究, (E-mail) cqu\_Zimo@outlook.com。

通信作者: 傅春耘, 男, 副教授, 博士生导师, 主要从事车辆环境感知、定位导航与规划控制相关研究, (E-mail) fuchunyun@cqu.edu.cn。

that, compared to conventional average torque distribution strategies, the proposed control strategy achieves up to 13.23% energy savings while maintaining stability. The study offers insights into enhancing the overall performance of 4WIDEVs.

**Keywords:** adaptive cruise control; active front steering; direct yaw-moment control; four-wheel independent drive electric vehicle; model predictive control

ACC系统的主要功能是辅助驾驶员控制车辆的纵向运动,使车辆能够在交通流中保持安全距离,并在需要时自动减速或加速<sup>[1]</sup>。ACC与DYC结合后,可有效改善车辆跟车工况下的横向稳定性。例如,基于MPC架构,Cheng等<sup>[2]</sup>研究了ACC与DYC协同控制系统中各子系统权重的分配方法,提升了车辆的跟车稳定性。Zhang等<sup>[3]</sup>同样采用MPC方法来实现ACC与DYC的协同控制并提出了一种权重系数自整定策略,该算法可在保证车辆横向稳定性的同时优化跟车性能。

现有的DYC策略面临的主要挑战之一是:为了保证车辆的行驶稳定性,需要同时控制车辆的横摆角速度和质心侧偏角这2个状态量。针对这一挑战,一些学者提出通过集成主动前轮转向AFS与DYC系统来增加系统的控制输入,从而实现对2个状态量的有效控制。例如,Meng等<sup>[4]</sup>采用了非光滑控制方法来实现AFS与DYC的集成控制,提高了系统的收敛性及抗干扰性。Feng等<sup>[5]</sup>分别设计了基于PID的AFS控制器及基于滑模控制(sliding mode control, SMC)的DYC控制器,并根据轮胎侧向力的线性与非线性区域划分了2种控制器的工作区间。Chen等<sup>[6]</sup>利用相平面确定了AFS与DYC的工作区间及控制权重,并通过三步非线性法来实现集成控制器的设计。赵树恩等<sup>[7]</sup>分别设计了基于SMC的AFS控制器及基于模型预测控制MPC的DYC控制器,并根据相平面划分了2种控制器的权重,从而实现协同控制。此外,Ahmadian等<sup>[8]</sup>基于间接模型参考自适应控制理论,设计了一种AFS与DYC的集成控制器,提高了车辆的操纵稳定性。

随着电动汽车技术的不断发展,4WIDEV近年来已成为研究热点。4WIDEV因其各轮转矩独立可控,故不需要昂贵的电子差速器便可通过差动驱动来实现DYC。相较于制动DYC,驱动DYC规避因车轮制动引发的车辆减速问题<sup>[9]</sup>,打破了传统DYC仅在危险工况下介入的局限<sup>[10]</sup>,适用场景更为广泛。例如,高彦等<sup>[11]</sup>针对4WIDEV构型,基于MPC架构设计了一种ACC与DYC的协同控制策略,通过引入自适应权重系数,使4WIDEV车辆在极限工况下能更好地保持稳定。Zhang等<sup>[12]</sup>针对4WIDEV起步转向工况下车辆稳定性和经济性的平衡问题,提出了一种基于多智能体系统(multi-agent systems, MAS)的AFS和DYC的协调优化控制方案。

4WIDEV构型实质上是一个过驱动系统,其中执行器的数量大于系统的自由度<sup>[13]</sup>。过驱动系统的控制分配问题通常可被表述为优化问题,在有足够的控制能力时,通过自由度的冗余进行转矩分配,在保障车辆稳定性的同时提升4WIDEV的经济性<sup>[14]</sup>。Li等<sup>[15]</sup>基于最优保证成本理论,以最小化轮胎滑移能量为目标进行转矩分配,仿真结果表明该策略与LQR算法相比,可有效抑制轮胎的滑移能量。Wei等<sup>[16]</sup>在转矩分配策略中同时考虑了电机效率与轮胎滑移能量,有效降低了车辆能耗。Wang等<sup>[17]</sup>基于模糊控制对实际附加横摆力矩与期望值的误差、电机功率损耗、轮胎打滑功率损失及车轮转矩脉动的权重系数进行了设计,并利用粒子群算法进行求解,在保障车辆稳定性的前提下最大限度地发挥了车辆的节能潜力。

国内外现有研究在ACC、DYC与AFS的控制及4WIDEV的转矩分配策略上都取得了较多成果,然而鲜有研究进一步将ACC、DYC与AFS进行集成,从而实现在自适应巡航过程中,利用AFS与DYC的横向控制冗余进一步改善车辆的综合性能。此外,现有的4WIDEV转矩分配策略中,大部分都是以整车的期望纵向力和期望附加横摆力矩为约束条件,或者将其作为优化目标的一部分来进行转矩分配。鲜有研究通过前轮附加转角的方式来实现部分期望附加横摆力矩,从而拓展转矩分配的可行域,并以此提高转矩分配的控制效果。

针对以上存在的问题,文中提出了一种基于4WIDEV,集成AFS、DYC和ACC的自适应巡航控制系统。在上层控制中,利用MPC算法实现车辆的多目标控制需求,包括期望纵向力和期望附加横摆力矩,以此保证

车辆的行驶稳定性;在下层控制中,利用AFS与DYC的控制冗余,充分利用前轮附加转角的方式实现部分期望附加横摆力矩,优化转矩分配控制效果,进一步提升车辆能量经济性。

## 1 车辆建模

### 1.1 纵向跟车模型

为实现ACC的跟车控制,需要建立纵向跟车模型。文中选取固定车头时距(constant time headway, CTH)<sup>[18]</sup>作为ACC的期望车距模型,其表达式为

$$d_{\text{des}} = \tau_h v_x + d_0 \quad (1)$$

式中: $d_{\text{des}}$ 表示期望车间距离; $\tau_h$ 表示车头时距(在CTH模型中为固定值); $d_0$ 表示前车和自车都完全静止时所允许的两车最小间距。

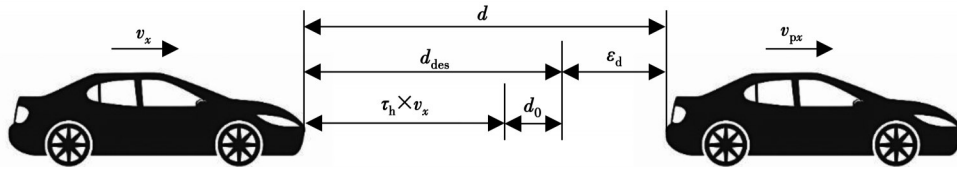


图1 纵向跟车示意图

Fig. 1 Vehicle following maneuver in the longitudinal direction

如图1所示,为描述车间纵向运动关系,可定义状态变量为

$$\varepsilon_d = d - d_{\text{des}}, \quad (2)$$

$$\varepsilon_v = v_{\text{px}} - v_x \quad (3)$$

式中: $\varepsilon_d$ 表示车距误差; $d$ 表示两车间的实际距离; $\varepsilon_v$ 表示车速误差; $v_{\text{px}}$ 表示前车速度。

将式(1)代入式(2),并对式(2)与(3)进行微分,可得:

$$\dot{\varepsilon}_d = \varepsilon_v - \tau_h a_x, \quad (4)$$

$$\dot{\varepsilon}_v = a_{\text{px}} - a_x \quad (5)$$

式中: $a_x$ 表示本车的纵向加速度; $a_{\text{px}}$ 表示前车的纵向加速度。

### 1.2 整车纵横向动力学模型

4WIDEV的纵向动力学模型<sup>[19]</sup>为

$$\dot{v}_x = \frac{1}{M} \left( -mgf \cos \theta - mg \sin \theta - \frac{1}{2} C_D A \rho v_x^2 + m v_y \omega_r + F_{\text{xt}} + F_{\text{xt}} - \frac{C_f l_f \omega_r}{v_x} \delta_f \right) \quad (6)$$

式中: $M$ 表示车辆总的有效质量; $m$ 表示整车质量; $g$ 表示重力加速度; $f$ 表示滚动阻力系数; $\theta$ 表示道路坡度角; $C_D$ 表示空气阻力系数; $A$ 表示车辆迎风面积; $\rho$ 表示空气密度; $v_x$ 与 $v_y$ 分别表示车辆质心处的纵、横向速度; $\omega_r$ 表示横摆角速度; $F_{\text{xt}}$ 与 $F_{\text{xt}}$ 分别表示前后轮纵向力; $C_f$ 表示前轮的侧偏刚度; $l_f$ 表示质心至前轴的距离; $\delta_f$ 表示前轮转角。

其中:

$$M = m + \frac{J_{\text{wf}} + J_{\text{wr}}}{r_w^2} \quad (7)$$

式中: $J_{\text{wf}}$ 表示前轴左右轮的转动惯量之和; $J_{\text{wr}}$ 表示后轴左右轮的转动惯量之和; $r_w$ 表示车轮滚动半径。

虽然以上车辆动力学模型精度较高,但存在多变量、强非线性的问题,难以满足文中MPC对被控对象线控或准线性的要求,所以要对以上纵向动力学模型进行纵横向解耦与纵向线性化。定义新的输入变量 $u = a_{\text{xdes}}$ ,输出 $y = h(x) = v_x$ , $a_{\text{xdes}}$ 表示整车期望纵向加速度,4WIDEV的线性化的车辆纵向动力学模型可表述如下<sup>[19]</sup>:

$$\dot{v}_x = a_{\text{xdes}} \quad (8)$$

非线性横向动力学子系统:

$$\begin{cases} \dot{y}_y = \frac{1}{m} - \left( C_f \frac{v_y + l_f \omega_r}{v_x} + C_r \frac{l_r \omega_r - v_y}{v_x} - m v_x \omega_r \right) + \frac{C_f}{m} \delta_f, \\ \dot{\omega}_r = \frac{1}{I_z} - \left( C_f l_f \frac{v_y + l_f \omega_r}{v_x} - C_r l_r \frac{l_r \omega_r - v_y}{v_x} \right) + \frac{C_f l_f}{I_z} \delta_f. \end{cases} \quad (9)$$

式中:  $C_r$ 表示后轮的侧偏刚度;  $l_r$ 表示质心至后轴的距离;  $I_z$ 表示车辆绕 $z$ 轴的转动惯量。

由于  $\dot{v}_x = a_{xdes}$ , 则有系统输出纵向加速度等于期望纵向加速度, 即  $a_x = a_{xdes}$ , 但在实际控制过程中由于驱动/制动系统的响应较慢而存在时滞, 因此用一阶滞后环节近似反映车辆的纵向运动特性:

$$a_x = \frac{1}{\tau_{ax} s + 1} a_{xdes}, \quad (10)$$

式中,  $\tau_{ax}$ 为系统的时间常数。对式(10)进行拉普拉斯逆变换可得:

$$\dot{a}_x = \frac{1}{\tau_{ax}} (a_{xdes} - a_x). \quad (11)$$

### 1.3 控制对象集成建模及离散化

联立式(11)、(4)和(5)可得如下纵向跟车模型:

$$\dot{\mathbf{x}}_1 = \boldsymbol{\psi}_1 \mathbf{x}_1 + \boldsymbol{\varphi}_1 \mathbf{u}_1 + \boldsymbol{\kappa}_1 \mathbf{w}_1. \quad (12)$$

式中,

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_1 &= [\varepsilon_d \quad \varepsilon_v \quad a_x]^T, \mathbf{u}_1 = a_{xdes}, \mathbf{w}_1 = a_{px}, \\ \boldsymbol{\psi}_1 &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & -\tau_h \\ 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & -1/\tau_{ax} \end{bmatrix}, \boldsymbol{\varphi}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1/\tau_{ax} \end{bmatrix}, \boldsymbol{\kappa}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

基于车辆质心侧偏角的定义, 并假设纵向车速  $v_x$  不变, 可推得:

$$\dot{\beta} = \frac{\dot{y}_y}{v_x}. \quad (13)$$

联立式(9)和式(13), 并引入整车期望附加横摆力矩  $M_{zdes}$ , 可得如下横向动力学模型:

$$\dot{\mathbf{x}}_2 = \boldsymbol{\psi}_2 \mathbf{x}_2 + \boldsymbol{\varphi}_2 \mathbf{u}_2 + \boldsymbol{\kappa}_2 \mathbf{w}_2. \quad (14)$$

式中,

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_2 &= [\beta \quad \omega_r]^T, \mathbf{u}_2 = M_{zdes}, \mathbf{w}_2 = \delta_f, \\ \boldsymbol{\psi}_2 &= \begin{bmatrix} -\frac{C_f + C_r}{m v_x} & \frac{C_r l_r - C_f l_f}{m v_x^2} - 1 \\ \frac{C_r l_r - C_f l_f}{I_z} & -\frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{I_z v_x} \end{bmatrix}, \boldsymbol{\varphi}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/I_z \end{bmatrix}, \boldsymbol{\kappa}_2 = \begin{bmatrix} C_f \\ m v_x \\ C_f l_f \\ I_z \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

联立式(12)及式(14), 可得用于上层控制的控制对象模型如下:

$$\dot{\mathbf{x}}_3 = \boldsymbol{\psi}_3 \mathbf{x}_3 + \boldsymbol{\varphi}_3 \mathbf{u}_3 + \boldsymbol{\kappa}_3 \mathbf{w}_3. \quad (15)$$

式中,

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_3 &= [\varepsilon_d \quad \varepsilon_v \quad a_x \quad \beta \quad \omega_r]^T, \mathbf{u}_3 = [a_{xdes} \quad M_{zdes}]^T, \mathbf{w}_3 = [a_{px} \quad \delta_f]^T \\ \boldsymbol{\psi}_3 &= \begin{bmatrix} \boldsymbol{\psi}_1 & \mathbf{0}_{3 \times 2} \\ \mathbf{0}_{2 \times 3} & \boldsymbol{\psi}_2 \end{bmatrix}, \boldsymbol{\varphi}_3 = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\varphi}_1 & \mathbf{0}_{3 \times 1} \\ \mathbf{0}_{2 \times 1} & \boldsymbol{\varphi}_2 \end{bmatrix}, \boldsymbol{\kappa}_3 = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\kappa}_1 & \mathbf{0}_{3 \times 1} \\ \mathbf{0}_{2 \times 1} & \boldsymbol{\kappa}_2 \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

取输出方程为

$$\mathbf{y}_3 = \mathbf{I}_{5 \times 5} \mathbf{x}_3, \quad (16)$$

式中:  $\mathbf{I}$ 表示单位矩阵;  $\mathbf{y}_3$ 表示系统输出。

采用前向欧拉法对式(16)进行离散化处理, 可得控制对象的离散状态空间方程如下:

$$\mathbf{x}_3(k+1) = \boldsymbol{\psi}_{3,k} \mathbf{x}_3(k) + \boldsymbol{\varphi}_{3,k} \mathbf{u}_3(k) + \boldsymbol{\kappa}_{3,k} \mathbf{w}_3(k). \quad (17)$$

式中,

$$\boldsymbol{\psi}_{3,k} = \boldsymbol{\psi}_3 T + \mathbf{I}_{5 \times 5}, \boldsymbol{\varphi}_{3,k} = \boldsymbol{\varphi}_3 T, \boldsymbol{\kappa}_{3,k} = \boldsymbol{\kappa}_3 T,$$

式中,  $T$ 为采样周期。

## 2 上层控制器设计

车辆在自适应巡航过程中,需要保持与前车的安全车距,同时为保证跟车性,车间距离也不能过大,且对自车与前车的相对速度有一定的要求;为提高乘坐舒适性与车辆经济性,要求车辆加速度不能过大<sup>[20]</sup>;为提高车辆的操纵稳定性要尽可能使车辆的横摆角速度与质心侧偏角趋于理想值,因此这是一个多目标的控制问题。

### 2.1 性能指标

性能指标是联系控制目标与控制算法的纽带,一方面性能指标是对控制目标的量化,另一方面性能指标中的代价函数与约束条件是预测控制算法的重要组成部分。本节将制定能够对这些性能要求进行数学量化的性能指标并建立相应的代价函数与约束条件。

#### 2.1.1 纵向跟车性能指标

为保证跟车性能,ACC系统需要达成以下2个目标<sup>[21]</sup>:一是车辆在前方车辆速度稳定的状态下,跟车距离误差及速度误差应趋于零;二是车辆在前车速度变化的状态下,跟车距离误差及速度误差应处于驾驶员期望跟踪误差范围内。为满足目标一,文中基于车距误差、车速误差、自车纵向加速度及自车期望纵向加速度,设计如下代价函数:

$$L_{\text{lon}} = \rho_{\varepsilon_d} \varepsilon_d^2 + \rho_{\varepsilon_v} \varepsilon_v^2 + \rho_{a_x} a_x^2 + \rho_{a_{x\text{des}}} a_{x\text{des}}^2 \quad (18)$$

式中: $\rho_{\varepsilon_d}$ 、 $\rho_{\varepsilon_v}$ 、 $\rho_{a_x}$ 及 $\rho_{a_{x\text{des}}}$ 分别表示车距误差 $\varepsilon_d$ 、车速误差 $\varepsilon_v$ 、自车纵向加速度 $a_x$ 及自车期望纵向加速度 $a_{x\text{des}}$ 对应的权重系数。

然后,为满足目标二,利用驾驶员期望跟踪误差的一维分布模型进行如下不等式约束<sup>[22]</sup>:

$$\begin{cases} |\varepsilon_d| \leq \varepsilon_{d\text{max}} S_{\text{SDE}}^{-1}, \\ |\varepsilon_v| \leq \varepsilon_{v\text{max}} S_{\text{SVE}}^{-1}, \end{cases} \quad (19)$$

式中, $\varepsilon_{d\text{max}}$ 与 $\varepsilon_{v\text{max}}$ 分别表示车距误差与车速误差的上限,通过驾驶员特性试验获得<sup>[23]</sup>。 $S_{\text{SDE}}^{-1}$ 与 $S_{\text{SVE}}^{-1}$ 分别表示驾驶员对车距误差及车速误差的敏感度,可表示如下:

$$\begin{cases} S_{\text{SDE}}^{-1} = k_{\text{SDE}} v_x + d_{\text{SDE}}, \\ S_{\text{SVE}}^{-1} = k_{\text{SVE}} v_x + d_{\text{SVE}}. \end{cases} \quad (20)$$

式中: $k_{\text{SDE}}$ 与 $k_{\text{SVE}}$ 为车速系数; $d_{\text{SDE}}$ 与 $d_{\text{SVE}}$ 为常数项。

为保证车辆不发生侧滑,期望纵向加速度所需的纵向力不宜占用过多的轮胎附着力;另外,考虑到电机输出能力的限制,对期望纵向加速度进行如下约束:

$$a_{x\text{min}} \leq a_{x\text{des}} \leq a_{x\text{max}} \quad (21)$$

其中,

$$a_{x\text{min}} = -\sqrt{(\mu_{\text{max}} g)^2 - a_y^2}, a_{x\text{max}} = \min\left(\sqrt{(\mu_{\text{max}} g)^2 - a_y^2}, \frac{4T_{\text{max}}}{mr_w}\right)。$$

式中: $\mu_{\text{max}}$ 表示最大路面附着系数; $a_y$ 表示车辆横向加速度; $T_{\text{max}}$ 表示电机最大输出转矩。

#### 2.1.2 横向稳定性能指标

大量的现有车辆动力学控制策略基于二自由度车辆模型设计稳定性控制目标<sup>[24-26]</sup>,该目标可表示如下:

$$\begin{cases} \omega_{\text{rs}} = \frac{v_x/l}{1 + Kv_x^2} \delta_{\text{fs}}, \\ \beta_s \left( \frac{l_r}{v_x} - \frac{l_f m v_x}{C_r l} \right) \omega_{\text{rs}}. \end{cases} \quad (22)$$

式中: $\omega_{\text{rs}}$ 与 $\beta_s$ 表示线性二自由度车辆模型在一定前轮转角和车速下的稳态横摆角速度与稳态质心侧偏角(即理想值); $l$ 表示车辆轴距(即 $l = l_f + l_r$ ), $\delta_{\text{fs}}$ 表示由方向盘信息获得的驾驶员期望前轮转角( $\delta_{\text{fs}} = \frac{\delta_s}{i_s}$ ,其中, $\delta_s$ 表示方向盘转角, $i_s$ 为转向系统角传动比); $K$ 为稳定性因数,为

$$K = \frac{m}{l^2} \left( \frac{l_r}{C_f} - \frac{l_f}{C_r} \right) \quad (23)$$

车辆的运动状态受路面附着条件的限制,在车辆稳态转向时有 $|a_y| \leq \mu_{\max} g$ ,而车辆侧向速度变化较小时 $a_y \approx v_x \omega_r$ ,为留有一定附着裕量,横摆角速度理想值上限<sup>[27]</sup>为

$$\omega_{r\max} = \left| 0.85 \frac{\mu_{\max} g}{v_x} \right| \quad (24)$$

同理,可确定质心侧偏角理想值上限<sup>[27]</sup>为

$$\beta_{\max} = \left| \tan^{-1}(0.02\mu_{\max} g) \right| \quad (25)$$

则横摆角速度和质心侧偏角的理想值可表示如下:

$$\omega_{r\text{des}} = \begin{cases} \omega_{rs}, & |\omega_{rs}| \leq \omega_{r\max}; \\ \omega_{r\max} \operatorname{sgn}(\delta_{fs}), & |\omega_{rs}| > \omega_{r\max} \circ \end{cases} \quad (26)$$

$$\beta_{\text{des}} = \begin{cases} \beta_s, & |\beta_s| \leq \beta_{\max}; \\ \beta_{\max} \operatorname{sgn}(\delta_{fs}), & |\beta_s| > \beta_{\max} \circ \end{cases} \quad (27)$$

上述理想值与实际值之间的差值可表示如下:

$$\begin{cases} \Delta\beta = \beta - \beta_{\text{des}}, \\ \Delta\omega_r = \omega_r - \omega_{r\text{des}} \circ \end{cases} \quad (28)$$

车辆横向控制的目标是使上述误差 $\Delta\beta$ 与 $\Delta\omega_r$ 收敛,因此设计如下代价函数:

$$L_{\text{lat}} = \rho_{\Delta\beta} \Delta\beta^2 + \rho_{\Delta\omega_r} \Delta\omega_r^2 \quad (29)$$

式中, $\rho_{\Delta\beta}$ 与 $\rho_{\Delta\omega_r}$ 分别表示 $\Delta\beta$ 和 $\Delta\omega_r$ 对应的权重系数。

考虑电机实际输出能力及路面附着条件的限制,对期望附加横摆力矩进行如下不等式约束:

$$|M_{z\text{des}}| \leq M_{z\max} \quad (30)$$

其中,

$$M_{z\max} = \min \left( \frac{\mu_{\max} mgl_w}{2}, \left( \frac{2T_{\max}}{r_w} - \frac{mgf \cos \theta}{2} \right) \frac{l_w}{2} + \frac{\mu_{\max} mgl_w}{4} \right)$$

式中, $l_w$ 表示车轮轮距。

## 2.2 预测优化问题推导与求解

本小节将对控制对象模型、约束条件及代价函数进行预测型转化,从而求解出相应的预测优化问题。

### 2.2.1 控制对象模型的预测型转化

首先对控制对象模型进行预测型转化得到预测方程。假设,当前时刻为 $k$ ,定义控制步长为 $N_c$ ,预测步长为 $N_p$ ,且满足 $N_c \leq N_p$ ;假设,预测时域内控制时域外控制量不变,预测时域内可测干扰量不变,由式(16)与式(17)可得预测时域内:

$$\mathbf{Y}(k+N_p|k) = \mathbf{S}_1 \mathbf{x}_3(k) + \mathbf{S}_2 \mathbf{U}_3 + \mathbf{S}_3 \mathbf{w}_3(k) \quad (31)$$

式中,

$$\mathbf{Y}(k+N_p|k) = \begin{bmatrix} \mathbf{y}(k+1) \\ \mathbf{y}(k+2) \\ \vdots \\ \mathbf{y}(k+N_p) \end{bmatrix}_{5N_p \times 1}, \quad \mathbf{U}_3 = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_3(k) \\ \mathbf{u}_3(k+1) \\ \vdots \\ \mathbf{u}_3(k+N_p-1) \end{bmatrix}_{2N_p \times 1}, \quad \mathbf{S}_1 = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\psi}_{3,k} \\ \boldsymbol{\psi}_{3,k}^2 \\ \vdots \\ \boldsymbol{\psi}_{3,k}^{N_p} \end{bmatrix}_{5N_p \times 5},$$

$$\mathbf{S}_2 = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\varphi}_{3,k} & 0 & \cdots & 0 \\ \boldsymbol{\psi}_{3,k} \boldsymbol{\varphi}_{3,k} & \boldsymbol{\varphi}_{3,k} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \boldsymbol{\psi}_{3,k}^{N_p-1} \boldsymbol{\varphi}_{3,k} & \boldsymbol{\psi}_{3,k}^{N_p-2} \boldsymbol{\varphi}_{3,k} & \cdots & \boldsymbol{\varphi}_{3,k} \end{bmatrix}_{5N_p \times 2N_p}, \quad \mathbf{S}_3 = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\kappa}_{3,k} \\ \boldsymbol{\psi}_{3,k} \boldsymbol{\kappa}_{3,k} + \boldsymbol{\kappa}_{3,k} \\ \vdots \\ \boldsymbol{\psi}_{3,k}^{N_p-1} \boldsymbol{\kappa}_{3,k} + \boldsymbol{\psi}_{3,k}^{N_p-2} \boldsymbol{\kappa}_{3,k} + \cdots + \boldsymbol{\kappa}_{3,k} \end{bmatrix}_{5N_p \times 2} \circ$$

式中, $(k+i|k)$ 表示基于 $k$ 时刻的相关变量对 $k+i$ 时刻所对应变量的预测, $i=1,2,\dots,N_p$ 。

假设预测时域内控制时域外控制量不变,有约束:

$$\begin{cases} \mathbf{u}_3(k+N_c) = \mathbf{u}_3(k+N_c-1), \\ \mathbf{u}_3(k+N_c+1) = \mathbf{u}_3(k+N_c-1), \\ \vdots \\ \mathbf{u}_3(k+N_p-1) = \mathbf{u}_3(k+N_c-1). \end{cases} \quad (32)$$

即:

$$\mathbf{S}_4 \mathbf{U}_3 = [\mathbf{0}]_{2(N_p-N_c) \times 1} \circ \quad (33)$$

式中,

$$\mathbf{S}_4 = \mathbf{I}_{2 \times 2} \otimes \begin{bmatrix} 0 & 0 & \cdots & -1 & 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & -1 & 0 & 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & -1 & 0 & 0 & \cdots & 1 \end{bmatrix}_{(N_p-N_c) \times N_p} \circ$$

### 2.2.2 约束条件的预测型转化

约束条件中,式(21)、式(24)、式(25)及式(30)所示约束涉及电机输出能力或路面附着系数的硬性限制,具有强制性,为硬约束。而式(19)所示约束主要体现驾驶员的主观感受,可在一定程度上违反,为软约束,可利用松弛因子扩大其上下界,从而保证优化问题有解。整理可得约束集如下:

$$\begin{cases} |\beta| \leq \beta_{\max}, \\ |\omega_r| \leq \omega_{r\max}, \\ a_{x\min} \leq a_{x\text{des}} \leq a_{x\max}, \\ |M_{z\text{des}}| \leq M_{z\max}, \\ |\varepsilon_d| \leq \varepsilon_{d\max} S_{\text{SDE}}^{-1} + \zeta_d, \\ |\varepsilon_v| \leq \varepsilon_{v\max} S_{\text{SVE}}^{-1} + \zeta_v. \end{cases} \quad (34)$$

式中, $\zeta_d$ 与 $\zeta_v$ 分别表示车距误差及车速误差的松弛因子。

对质心侧偏角 $\beta$ ,预测时域内有:

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix} \mathbf{y}(k+1) \leq \begin{bmatrix} \tan^{-1}(0.02\mu_{\max}g) \\ \tan^{-1}(0.02\mu_{\max}g) \end{bmatrix}, \\ \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{y}(k+N_p) \leq \begin{bmatrix} \tan^{-1}(0.02\mu_{\max}g) \\ \tan^{-1}(0.02\mu_{\max}g) \end{bmatrix}. \end{cases} \quad (35)$$

将式(31)代入式(35)可得:

$$\mathbf{A}_1 \mathbf{S}_2 \mathbf{U}_3 \leq \mathbf{B}_1 - \mathbf{A}_1 \mathbf{S}_1 \mathbf{x}_3(k) - \mathbf{A}_1 \mathbf{S}_3 \mathbf{w}_3(k). \quad (36)$$

式中,

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} a_1 & & \\ & \ddots & \\ & & a_1 \end{bmatrix}_{2N_p \times 5N_p}, \quad a_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}_{2 \times 5},$$

$$\mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} \mathbf{b}_1(k+1) \\ \vdots \\ \mathbf{b}_1(k+N_p) \end{bmatrix}_{2N_p \times 1}, \quad \mathbf{b}_1(k+i) = \begin{bmatrix} \tan^{-1}(0.02\mu_{\max}g) \\ \tan^{-1}(0.02\mu_{\max}g) \end{bmatrix}_{2 \times 1}, \quad i=1, 2, \dots, N_p.$$

同理,可得对横摆角速度 $\omega_r$ 有:

$$\mathbf{A}_2 \mathbf{S}_2 \mathbf{U}_3 \leq \mathbf{B}_2 - \mathbf{A}_2 \mathbf{S}_1 \mathbf{x}_3(k) - \mathbf{A}_2 \mathbf{S}_3 \mathbf{w}_3(k). \quad (37)$$

式中,

$$\mathbf{A}_2 = \begin{bmatrix} a_2 & & \\ & \ddots & \\ & & a_2 \end{bmatrix}_{2N_p \times 5N_p}, \quad a_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}_{2 \times 5},$$

$$\mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} \mathbf{b}_2(k+1) \\ \vdots \\ \mathbf{b}_2(k+N_p) \end{bmatrix}_{2N_p \times 1}, \mathbf{b}_2(k+i) = \begin{bmatrix} 0.85 \frac{\mu_{\max} \mathcal{G}}{v_x(k+i)} \\ 0.85 \frac{\mu_{\max} \mathcal{G}}{v_x(k+i)} \end{bmatrix}_{2 \times 1}, i=1, 2, \dots, N_p \circ$$

对  $\mathbf{a}_{x_{\text{des}}}$  与  $M_{z_{\text{des}}}$  有:

$$\mathbf{U}_{3\min} \leq \mathbf{U}_3 \leq \mathbf{U}_{3\max} \circ \quad (38)$$

式中,

$$\mathbf{U}_{3\min} = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{x\min} \\ -M_{z\max} \end{bmatrix} \\ \vdots \\ \begin{bmatrix} a_{x\min} \\ -M_{z\max} \end{bmatrix} \end{bmatrix}_{2N_p \times 1}, \mathbf{U}_{3\max} = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} a_{x\max} \\ M_{z\max} \end{bmatrix} \\ \vdots \\ \begin{bmatrix} a_{x\max} \\ M_{z\max} \end{bmatrix} \end{bmatrix}_{2N_p \times 1} \circ$$

对  $\varepsilon_d$  与  $\varepsilon_v$  有:

$$\mathbf{A}_3 \mathbf{S}_2 \mathbf{U}_3 \leq \mathbf{B}_3 - \mathbf{A}_3 \mathbf{S}_1 \mathbf{x}_3(k) - \mathbf{A}_3 \mathbf{S}_3 \mathbf{w}_3(k) + \mathbf{C}_3 \circ \quad (39)$$

式中,

$$\mathbf{A}_3 = \begin{bmatrix} a_3 & & \\ & \ddots & \\ & & a_3 \end{bmatrix}_{4N_p \times 5N_p}, \mathbf{a}_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}_{4 \times 5}, \mathbf{B}_3 = \begin{bmatrix} \mathbf{b}_3(k+1) \\ \vdots \\ \mathbf{b}_3(k+N_p) \end{bmatrix}_{4N_p \times 1}, \mathbf{b}_3(k+i) = \begin{bmatrix} \varepsilon_{d\max} \mathbf{S}_{\text{SDE}}^{-1} \\ \varepsilon_{d\max} \mathbf{S}_{\text{SDE}}^{-1} \\ \varepsilon_{v\max} \mathbf{S}_{\text{SVE}}^{-1} \\ \varepsilon_{v\max} \mathbf{S}_{\text{SVE}}^{-1} \end{bmatrix}_{4 \times 1},$$

$$\mathbf{C}_3 = \begin{bmatrix} \mathbf{c}_3(k+1) \\ \vdots \\ \mathbf{c}_3(k+N_p) \end{bmatrix}_{4N_p \times 1}, \mathbf{c}_3(k+i) = \begin{bmatrix} \zeta_d \\ \zeta_d \\ \zeta_v \\ \zeta_v \end{bmatrix}, i=1, 2, \dots, N_p \circ$$

### 2.2.3 代价函数的预测型转化

综合式(18)与式(29)可得综合反映车辆跟车性、稳定性、经济性及舒适性的多目标协调代价函数如下:

$$L_1 = L_{\text{lon}} + L_{\text{lat}} = \rho_{\varepsilon_d} \varepsilon_d^2 + \rho_{\varepsilon_v} \varepsilon_v^2 + \rho_{a_x} a_x^2 + \rho_{\Delta\beta} \Delta\beta^2 + \rho_{\Delta\omega_r} \Delta\omega_r^2 + \rho_{a_{\text{des}}} a_{\text{des}}^2 \circ \quad (40)$$

为使车辆纵向跟车性尽量符合驾驶员期望,引入松弛因子加入式(40),可得:

$$L_2 = \rho_{\varepsilon_d} \varepsilon_d^2 + \rho_{\varepsilon_v} \varepsilon_v^2 + \rho_{a_x} a_x^2 + \rho_{\Delta\beta} \Delta\beta^2 + \rho_{\Delta\omega_r} \Delta\omega_r^2 + \rho_{a_{\text{des}}} a_{\text{des}}^2 + \rho_{\zeta_d} \zeta_d^2 + \rho_{\zeta_v} \zeta_v^2, \quad (41)$$

式中,  $\rho_{\varepsilon_d}$  与  $\rho_{\varepsilon_v}$  分别表示车距误差和车速误差松弛因子的权重系数。

对式(41)所示代价函数进行预测型转化可得:

$$\mathbf{J} = \sum_{i=1}^{N_p} \|\mathbf{y}(k+i) - \mathbf{y}_{\text{des}}(k+i)\|_{\mathbf{Q}_1}^2 + \sum_{i=0}^{N_p-1} \|\mathbf{u}_3(k+i)\|_{\mathbf{R}_1}^2 + \sum_{i=1}^{N_p} \|\mathbf{c}_3(k+i)\|_{\mathbf{P}_1}^2 =$$

$$(\mathbf{Y} - \mathbf{Y}_{\text{des}})^T \mathbf{Q} (\mathbf{Y} - \mathbf{Y}_{\text{des}}) + \mathbf{U}_3^T \mathbf{R} \mathbf{U}_3 + \mathbf{C}_3^T \mathbf{P} \mathbf{C}_3 \circ \quad (42)$$

式中,

$$\mathbf{Y}_{\text{des}} = \begin{bmatrix} \mathbf{y}_{\text{des}}(k+1) \\ \vdots \\ \mathbf{y}_{\text{des}}(k+N_p) \end{bmatrix}_{5N_p \times 1}, \mathbf{y}_{\text{des}}(k+i) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \beta_{\text{des}}(k+i) \\ \omega_{\text{rdes}}(k+i) \end{bmatrix}_{5 \times 1}, i=1, 2, \dots, N_p,$$

$$\mathbf{Q}_1 = \text{diag}[\rho_{\varepsilon_d} \quad \rho_{\varepsilon_v} \quad \rho_{a_x} \quad \rho_{\Delta\beta} \quad \rho_{\Delta\omega_r}], \mathbf{Q} = \mathbf{I}_{N_p \times N_p} \otimes \mathbf{Q}_1,$$

$$\mathbf{R}_1 = \text{diag}[\rho_{a_{\text{des}}} \quad 0], \mathbf{R} = \mathbf{I}_{N_p \times N_p} \otimes \mathbf{R}_1,$$

$$\mathbf{P}_1 = \text{diag}[\rho_{\zeta_d} \quad \rho_{\zeta_d} \quad \rho_{\zeta_v} \quad \rho_{\zeta_v}], \mathbf{P} = \mathbf{I}_{N_p \times N_p} \otimes \mathbf{P}_1$$

式中:  $\mathbf{J}$  为预测时域的代价函数;  $\mathbf{Y}_{\text{des}}$  为状态参考轨迹;  $\mathbf{Q}_1$ 、 $\mathbf{R}_1$  及  $\mathbf{P}_1$  为权重系数过渡矩阵;  $\mathbf{Q}$ 、 $\mathbf{R}$  及  $\mathbf{P}$  为与之对应的最终权重系数矩阵。

将式(31)代入式(42),化简后去掉除控制量以外的无关量可得:

$$J = U_3^T (SQS + R)U_3 + 2E^T QSU_3 + C_3^T PC_3 \quad (43)$$

其中,

$$S = \begin{bmatrix} \varphi_{3,k} & 0 & \cdots & 0 \\ \psi_{3,k} \varphi_{3,k} & \varphi_{3,k} & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \psi_{3,k}^{N_p-1} \varphi_{3,k} & \psi_{3,k}^{N_p-2} \varphi_{3,k} & \cdots & \varphi_{3,k} \end{bmatrix}_{5N_p \times 2N_p}, E = S_1 x_3(k) + S_3 w_3(k) - Y_{des}$$

构建新的变量  $X = [U_3 \quad C_3]^T$ ,联立式(33)、式(37)~式(39)及式(43)将预测优化问题转化为如下二次规划问题:

$$\min_X J = \frac{1}{2} X^T HX + f_q^T X \quad (44)$$

其对应约束为:

$$\begin{cases} AX \leq \Phi, \\ A_{eq} X = b_{eq}, \\ X_{min} \leq X \leq X_{max} \end{cases} \quad (45)$$

式中,

$$H = \begin{bmatrix} 2(S_2 QS_2 + R) & \mathbf{0}_{2N_p \times 4N_p} \\ \mathbf{0}_{4N_p \times 2N_p} & 2P \end{bmatrix}, f_q = \begin{bmatrix} 2E^T QS_2 \\ \mathbf{0}_{1_p \times 4N_p} \end{bmatrix}, A = \begin{bmatrix} A_1 S_2 & \mathbf{0}_{2N_p \times 4N_p} \\ A_2 S_2 & \mathbf{0}_{2N_p \times 4N_p} \\ A_3 S_2 & -I_{2N_p \times 4N_p} \end{bmatrix}, \Phi = \begin{bmatrix} B_1 - A_1 S_1 x_3(k) - A_1 S_3 w_3(k) \\ B_2 - A_2 S_1 x_3(k) - A_2 S_3 w_3(k) \\ B_3 - A_3 S_1 x_3(k) - A_3 S_3 w_3(k) \end{bmatrix},$$

$$A_{eq} = [S_4 \quad \mathbf{0}_{2(N_p - N_c) \times 4N_p}], b_{eq} = [\mathbf{0}]_{2(N_p - N_c) \times 1},$$

$$X_{min} = \begin{bmatrix} U_{3min} \\ C_{3min} \end{bmatrix}, X_{max} = \begin{bmatrix} U_{3max} \\ C_{3max} \end{bmatrix}, C_{3min} = [ [\zeta_{dmin} \quad \zeta_{dmin} \quad \zeta_{vmin} \quad \zeta_{vmin}] \cdots [ \zeta_{dmin} \quad \zeta_{dmin} \quad \zeta_{vmin} \quad \zeta_{vmin}] ]_{4N_p \times 1}^T,$$

$$C_{3max} = [ [\zeta_{dmax} \quad \zeta_{dmax} \quad \zeta_{vmax} \quad \zeta_{vmax}] \cdots [ \zeta_{dmax} \quad \zeta_{dmax} \quad \zeta_{vmax} \quad \zeta_{vmax}] ]_{4N_p \times 1}^T.$$

式中: $\zeta_{dmin}$ 与 $\zeta_{dmax}$ 分别表示与车距误差相关的松弛因子的上界与下界; $\zeta_{vmin}$ 与 $\zeta_{vmax}$ 分别表示与车速误差相关的松弛因子的上界与下界。

由二次规划的标准矩阵与约束条件,利用内点法进行优化问题的数值求解,解得 $X$ 的前2个元素即为 $k$ 时刻下最优的期望纵向加速度 $a_{xdes}$ 及期望附加横摆力矩 $M_{zdes}$ ,此时的整车期望纵向力可表示如下:

$$F_{xdes} = mgf \cos \theta + mg \sin \theta + \frac{1}{2} C_D A \rho v_x^2 - m v_y \omega_r + M a_{xdes} + \frac{C_l l_f \omega_r}{v_x} \delta_r \quad (46)$$

### 3 下层控制器设计

集成AFS与DYC的自适应巡航控制器包括上层控制器与下层控制器两部分,上层控制器输出了整车期望纵向力及附加横摆力矩,而下层控制器需要利用四轮转矩及前轮附加转角实现整车期望纵向力及附加横摆力矩。下层控制器考虑轮毂电机的电驱动特性,进行AFS与DYC的协同控制及四轮转矩的优化分配,并通过前轮附加转角及四轮的驱动/制动力实现整车期望纵向力及附加横摆力矩。

#### 3.1 以经济性为目标的转矩优化分配策略

AFS与DYC均能提供附加横摆力矩来实现上层控制器的需求。因此,合理利用二者的控制冗余,可以实现车辆经济性的提升。研究在无AFS的情况下,以经济性为目标的四轮转矩分配方法;在此基础上,进一步考虑AFS与DYC的控制冗余,以提高车辆经济性为目标,研究AFS与DYC的协同控制方式及相应的最优转矩分配策略。

下层控制器首先要满足上层控制器输出的期望纵向力及期望附加横摆力矩,保证车辆的跟车性与稳定

性。在车辆运动过程中,4个车轮的轮胎力共同产生了如下的整车纵向力与附加横摆力矩:

$$F_x = (F_{xfl} + F_{xfr}) \cos \delta_f - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta_f + F_{xrl} + F_{xrr}, \quad (47)$$

$$M_z = \frac{l_w}{2} ((F_{xfr} - F_{xfl}) \cos \delta_f + F_{xrr} - F_{xrl}) + l_f (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta_f \quad (48)$$

式中: $F_{xfl}$ 、 $F_{xfr}$ 、 $F_{xrl}$ 、 $F_{xrr}$ 分别表示车辆左前、右前、左后、右后轮的纵向力; $F_{yfl}$ 、 $F_{yfr}$ 分别表示车辆左前、右前轮的侧向力; $F_x$ 为整车纵向力; $M_z$ 为附加横摆力矩。当前轮转角较小时,式(47)、式(48)可简化为<sup>[15]</sup>:

$$F_x = F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr}, \quad (49)$$

$$M_z = \frac{l_w}{2} (F_{xfr} - F_{xfl} + F_{xrr} - F_{xrl}) \quad (50)$$

未加入AFS时,整车期望附加横摆力矩仅能通过转矩分配的方式实现。为满足整车期望纵向力及期望附加横摆力矩的要求,四轮转矩应满足以下等式约束:

$$\frac{1}{r_w} (T_{fl} + T_{fr} + T_{rl} + T_{rr}) = F_{xdes}, \quad (51)$$

$$\frac{l_w}{2r_w} (T_{fr} - T_{fl} + T_{rr} - T_{rl}) = M_{zdes} \quad (52)$$

式中, $T_{fl}$ 、 $T_{fr}$ 、 $T_{rl}$ 、 $T_{rr}$ 分别表示车辆左前轮、右前轮、左后轮、右后轮的电机输出转矩。

电机的工作效率与电机转速及电机转矩相关,在不同的工作点上电机的工作效率不同。可见,通过对四轮电机转矩的合理分配,可以在满足车辆稳定行驶需求前提下提高整车的经济性。基于电机效率,各轮电机输入端的功率 $P_{in,i}$ (kW)可表示如下:

$$P_{in,i} = \begin{cases} \frac{T_i n_i}{9550 \eta_i}, & i = fl, fr, rl, rr, \quad T_i > 0; \\ \frac{T_i n_i \eta_i}{9550}, & i = fl, fr, rl, rr, \quad T_i \leq 0. \end{cases} \quad (53)$$

式中: $\eta_i$ 表示各轮毂电机的效率,可通过查询电机效率图得到;fl、fr、rl、rr分别表示车辆左前轮、右前轮、左后轮、右后轮。

为提高车辆的经济性,应使电驱动系统的总功率最小,即四轮轮毂电机输入端的功率之和最小<sup>[16]</sup>,因此取代价函数为

$$J_1 = \sum P_{in,i} = \sum \frac{T_i n_i}{9550 \eta_i^{\text{sgn}(T_i)}}, \quad i = fl, fr, rl, rr. \quad (54)$$

综上,以经济性为目标的四轮转矩优化分配控制问题可表示为

$$\min_{T_i} J_1 = \sum \frac{T_i n_i}{9550 \eta_i^{\text{sgn}(T_i)}}, \quad i = fl, fr, rl, rr. \quad (55)$$

其对应约束为

$$\begin{cases} \frac{1}{r_w} (T_{fl} + T_{fr} + T_{rl} + T_{rr}) = F_{xdes}; \\ \frac{l_w}{2r_w} (T_{fr} - T_{fl} + T_{rr} - T_{rl}) = M_{zdes}; \\ |T_i| \leq T_{i\max}(n_i), \quad i = fl, fr, rl, rr; \\ \left| \frac{T_i}{r_w} \right| \leq \mu_i F_{zi}, \quad i = fl, fr, rl, rr. \end{cases} \quad (56)$$

式中: $T_{i\max}(n_i)$ 表示各电机在转速 $n_i$ 下的最大输出转矩,由轮毂电机外特性可知其与电机转速相关; $n_i$ 表示各电机转速; $\mu_i$ 表示各轮处的路面附着系数; $F_{zi}$ 为各轮的垂向载荷。

### 3.2 以经济性为目标的AFS与DYC协同控制及相应的最优转矩分配策略

由3.1节可知,若整车期望附加横摆力矩均通过转矩分配的方式实现,则在进行转矩分配时需满足等式约束式(50)。由于AFS同样能为车辆提供附加横摆力矩,因此通过AFS与DYC的协同控制可将转矩分配中

的等式约束式(50)转化为式(57)中的不等式约束,从而扩大转矩分配的可行域,提高车辆经济性的优化空间:

$$M_{zdes} - M_{zAFSmax} \leq \frac{l_w}{2r_w} (T_{fr} - T_{fl} + T_{rr} - T_{rl}) \leq M_{zdes} - M_{zAFSmin} \quad (57)$$

式中,  $M_{zAFS}$  表示由 AFS 提供的附加横摆力矩。

在 AFS 与 DYC 协同工作时, AFS 与 DYC 提供的附加横摆力矩均不应超过系统需求的附加横摆力矩,即<sup>[28-30]</sup>:

$$\begin{cases} M_{zAFS} \leq M_{zdes}, & M_{zdes} \geq 0; \\ M_{zDYC} \leq M_{zdes}, & M_{zdes} \geq 0; \\ M_{zAFS} \geq M_{zdes}, & M_{zdes} < 0; \\ M_{zDYC} \geq M_{zdes}, & M_{zdes} < 0. \end{cases} \quad (58)$$

式中,  $M_{zDYC}$  表示由 DYC 提供的附加横摆力矩,为

$$M_{zDYC} = M_{zdes} - M_{zAFS} \quad (59)$$

将式(59)代入式(58)可得关于  $M_{zAFS}$  的约束如下:

$$\begin{cases} 0 \leq M_{zAFS} \leq M_{zdes}, & M_{zdes} \geq 0; \\ M_{zdes} \leq M_{zAFS} \leq 0, & M_{zdes} < 0. \end{cases} \quad (60)$$

此外, AFS 系统的前轮附加转角不宜过大,否则会干扰驾驶操作,取最大附加转角为  $3^\circ$ <sup>[31]</sup>,即:

$$|\Delta\delta_f| \leq 0.0523, \quad (61)$$

式中,  $\Delta\delta_f$  表示前轮附加转角。

由 AFS 提供的附加横摆力矩与前轮附加转角间存在如下关系<sup>[30]</sup>:

$$M_{zAFS} = l_f C_f \Delta\delta_f \quad (62)$$

为实现以经济性为目标的 AFS 与 DYC 协同控制及最优转矩分配,文中结合未加入 AFS 时以经济性为目标的转矩优化分配策略,通过对前轮附加转角可行空间进行离散化的方法对约束优化问题进行在线求解,其具体过程如下:首先对满足式(61)约束的前轮附加转角进行离散化,对确定的前轮附加转角,通过式(62)计算出此前轮附加转角下由 AFS 提供的附加横摆力矩,并通过式(60)判断此前轮附加转角的可行性。若不可行,则选择下一离散值进行计算;若可行,再由式(59)求出此时需要由 DYC 提供的附加横摆力矩。然后,利用本节中介绍的最优转矩计算方法求出此时的最优转矩分配方案与相应的式(55)所示的代价函数,遍历所有的前轮附加转角即可得到经济性最优的前轮附加转角及相应的最优转矩分配方案。该求解过程如图 2 所示。

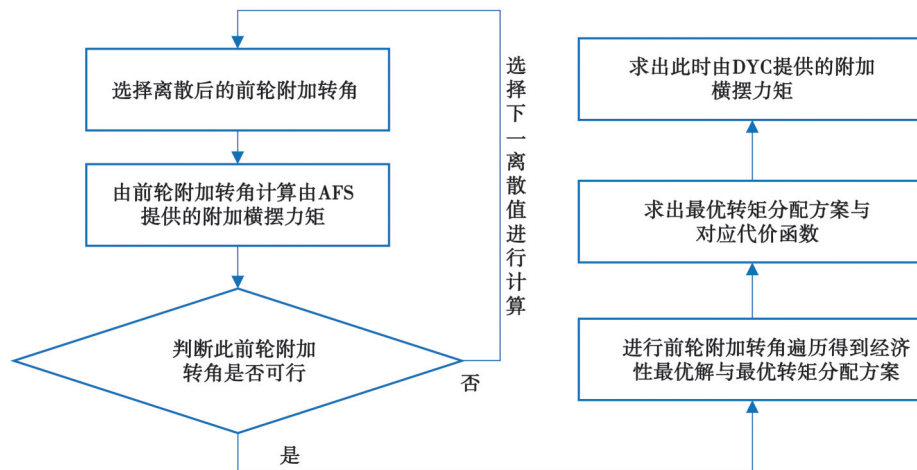


图 2 以经济性为目标的 AFS 与 DYC 协同控制最优转矩分配求解流程图

Fig. 2 Flow chart of AFS and DYC coordinated control optimal economic torque distribution solution

## 4 集成AFS与DYC的自适应巡航控制系统仿真验证

为验证文中提出的集成AFS与DYC的ACC系统的综合性能,基于MATLAB/Simulink与CarSim软件进行了联合仿真。

### 4.1 4WIDEV整车及轮毂电机基本参数

在车辆动力学及控制相关研究中,为了有效评估控制器的性能,需要使用高精度的车辆模型来输出准确的车辆响应。CarSim软件是一种广泛应用于车辆动力学领域的商业仿真软件,其包含的车辆模型的准确性已得到包括主机厂、高校、科研机构的充分验证和认可。因此,选择CarSim软件中的B级车型作为仿真模型来产生可靠、准确的仿真结果。该车型的主要参数如表1所示。

表1 4WIDEV仿真车辆主要参数  
Table 1 Specifications of the simulated 4WIDEV model

参数	数值
整备质量/kg	1 230
轴距/m	2.60
质心到前轴距离/m	1.04
质心到后轴距离/m	1.56
轮距/m	1.48
车轮滚动半径/m	0.298
横摆转动惯量/(kg·m <sup>2</sup> )	1 343.1

本研究的对象是具有四轮独立驱动构型的4WIDEV。由于电机本身并非文中的研究重点,因此文中采用了只关注电机外特性和效率的面向性能的建模方法。本研究采用Protean Electric公司的Pd18永磁同步轮毂电机<sup>[32]</sup>作为4WIDEV的驱动电机,其峰值功率为90 kW,峰值转矩为1 250 N·m,峰值转速为1 600 r/min。该电机的外特性曲线和效率MAP如图3所示。

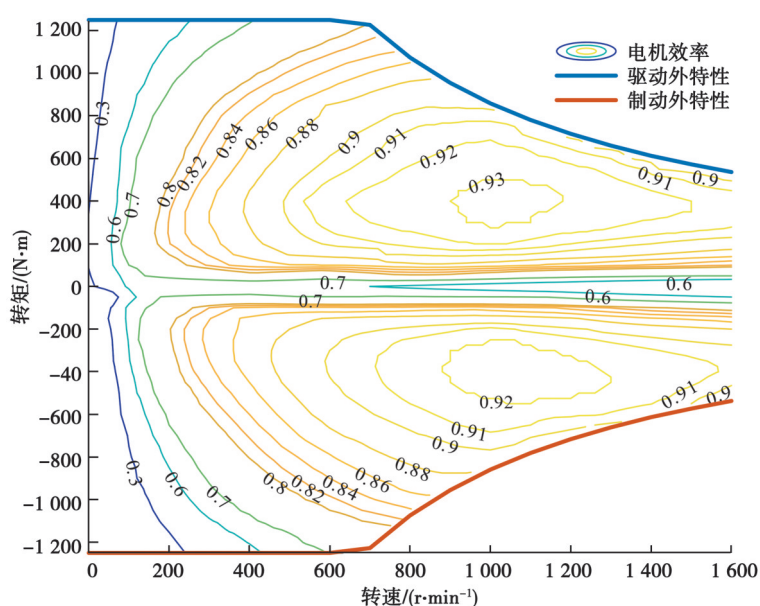


图3 轮毂电机效率及外特性图

Fig. 3 Efficiency map and external characteristics of the in-wheel motor

### 4.2 集成控制策略性能验证

为验证所提出的集成控制策略在保证车辆稳定性、跟车性前提下的节能效果,设计的仿真工况如下:道路轨迹如图 4(a)所示,路面附着系数为 0.8,自车由 A 点向右出发跟车行驶。前车纵向速度随时间的变化曲线如图 4(b)所示,前车在弯道半径较小时以较低车速行驶,在弯道半径较大时以较高车速行驶。仿真时长共 640 s,自车始终跟随前车行驶,仿真结束时自车行驶到 B 点。

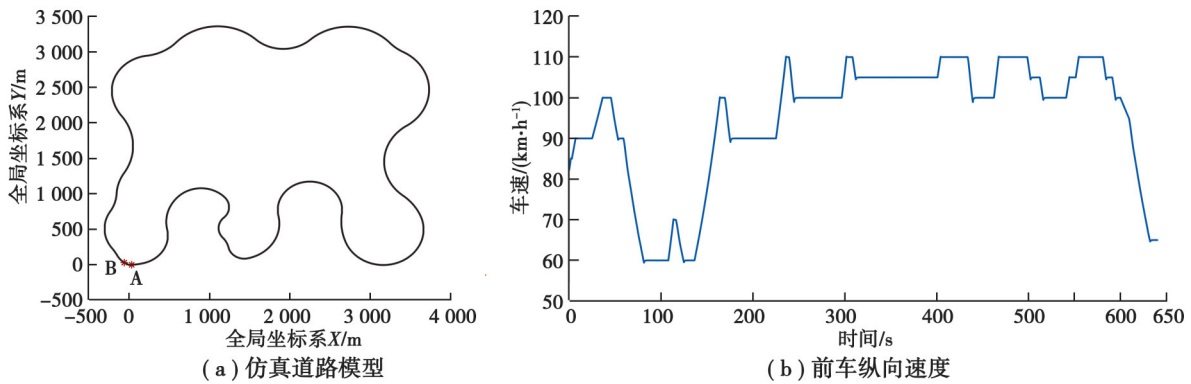


图 4 仿真工况

Fig. 4 Simulation condition

在上述仿真工况下,采用不同控制策略所得的仿真结果如图 5~7 所示。在验证结果中,方案一、方案二及方案三分别表示:平均转矩分配策略、以经济性为目标的最优转矩分配策略、文中提出的以经济性为目标的 AFS 与 DYC 协同控制最优转矩分配策略。

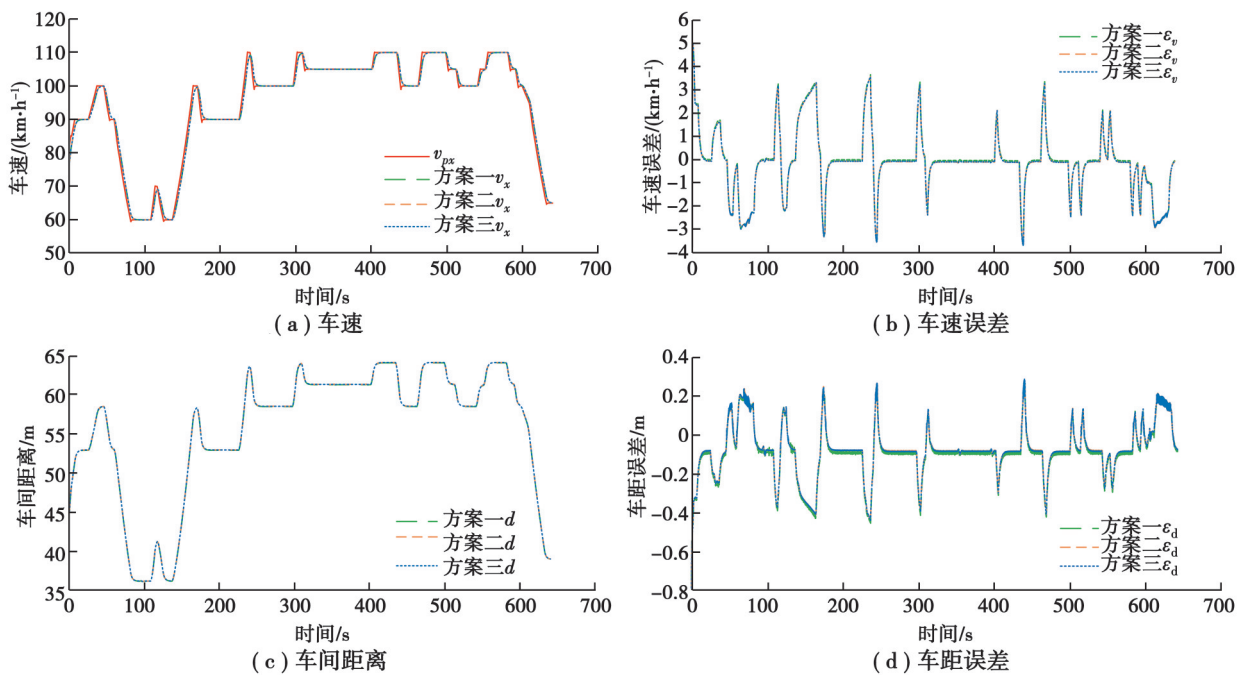


图 5 不同控制方案下的车辆纵向跟车性仿真结果

Fig. 5 Simulation results of vehicle longitudinal following performance under different control schemes

图 5 中,  $v_{px}$  表示前车的纵向速度,  $v_x$  表示自车的纵向速度,  $\epsilon_v$  表示自车车速与前车车速误差。由图可以看出:在相同仿真工况下,3 种控制方案均能使自车车速较好地跟踪前车车速,且 3 种控制方案下的纵向速度误差基本一致。跟车过程中自车与前车的车间距离  $d$  如图 5(c)所示,车辆实际跟车距离与期望跟车距离的误

差  $\varepsilon_d$  如图 5(d) 所示, 由两图可以看出 3 种控制方案下车辆的跟车距离误差均处于较小范围内, 且 3 种控制方案下车辆的跟车距离误差基本一致。结合图 5(a)~(d) 可以看出, 3 种控制方案下车辆均有着较好的纵向跟车性能, 且各方案的跟车性能基本一致。

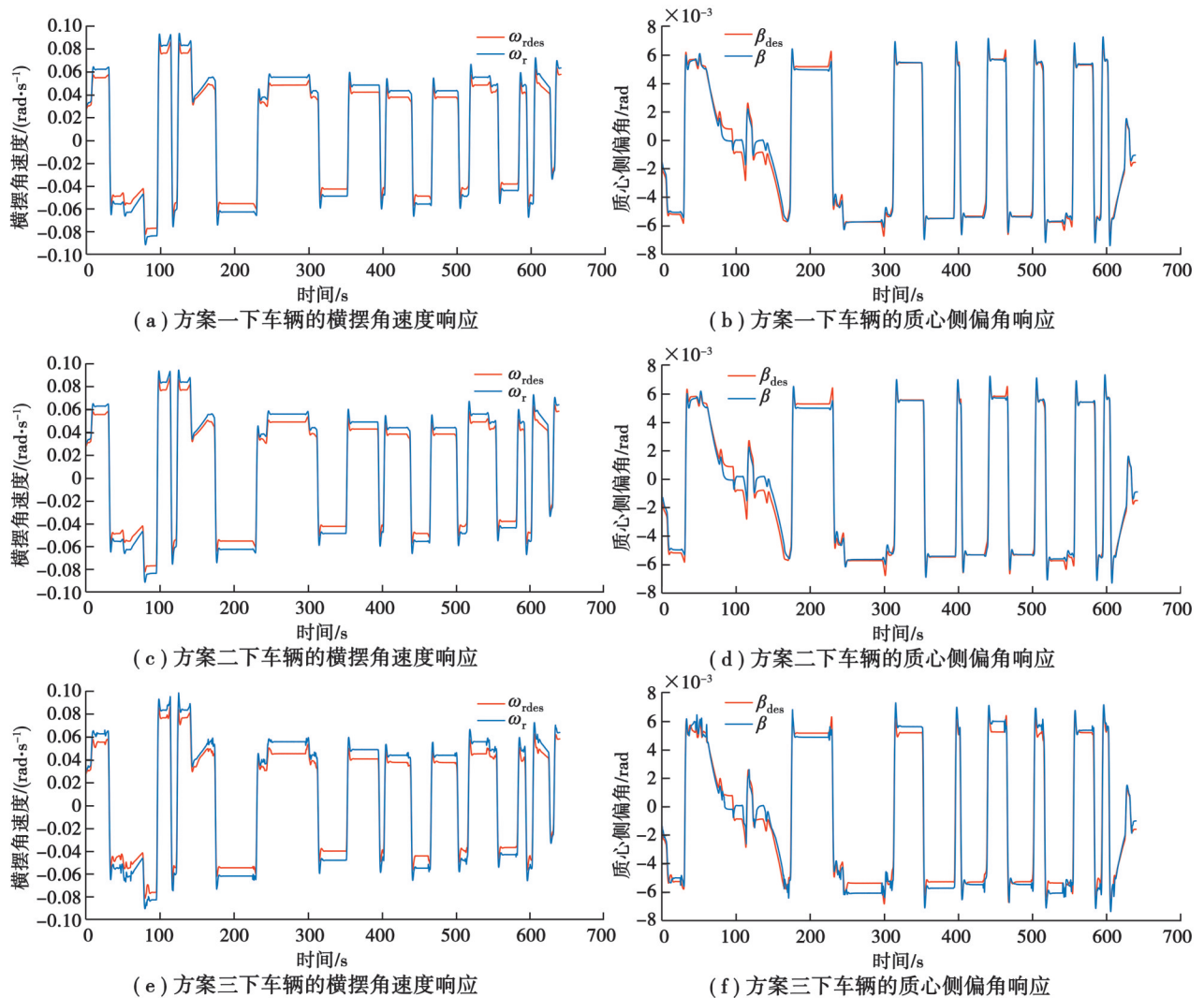


图 6 不同控制方案下的车辆横向稳定性仿真结果

Fig. 6 Simulation results of vehicle lateral stability performance under different control schemes

3 种控制方案下车辆的横摆角速度及质心侧偏角如图 6(a)~(f) 所示, 图中  $\omega_{rdes}$  与  $\omega_r$  分别表示期望横摆角速度与实际横摆角速度,  $\beta_{des}$  与  $\beta$  分别表示期望质心侧偏角及实际质心侧偏角。由图可知, 3 种控制方案下车辆的横摆角速度及质心侧偏角均能较好地跟踪期望值, 即 3 种控制方案均能较好地保证车辆的横向稳定性。

3 种控制方案下的能耗: 方案一为 2.160 2 kW·h; 方案二为 1.915 7 kW·h; 方案三为 1.903 5 kW·h。分析可知: 相较于方案一, 方案二下车辆的能耗显著降低, 能耗降低比例达到 11.32%; 方案三可在方案二的基础上进一步降低整车能耗, 与方案一相比, 方案三的能耗降低比例达到 11.88%。

综上所述, 3 种控制方案均可较好地保证车辆的纵向跟车性能及横向稳定性能。相较于平均转矩分配策略(方案一), 以经济性为目标的转矩优化分配策略(方案二)可显著降低车辆能耗; 在此基础上, 文中提出的集成控制策略(方案三)通过合理利用 AFS 与 DYC 的控制冗余, 进一步降低了 4WIDEV 的能耗。

为了进一步对比 3 种方案的节能效果, 在上述仿真中选取第 270~290 s、第 370~390 s 及第 485~495 s 三段比较平稳的匀速工况进行分析。3 种工况分别包含了不同的转弯半径与车速, 如表 2 所示。

表 2 仿真工况  
Table 2 Simulation conditions

工况序号	纵向车速/(km·h <sup>-1</sup> )	弯道半径/m
S1	100	500
S2	105	600
S3	110	700

3种仿真工况下,不同控制策略的电驱动系统的总功率消耗如图7(a)~(c)所示。由图可以看出,相较于方案一,方案二与方案三均使4WIDEV的电驱动系统总功率明显减小,且方案三使车辆的电驱动系统总功率在方案二的基础上进一步降低。此外,方案二与方案三的节能效果均与车辆的运行工况相关。

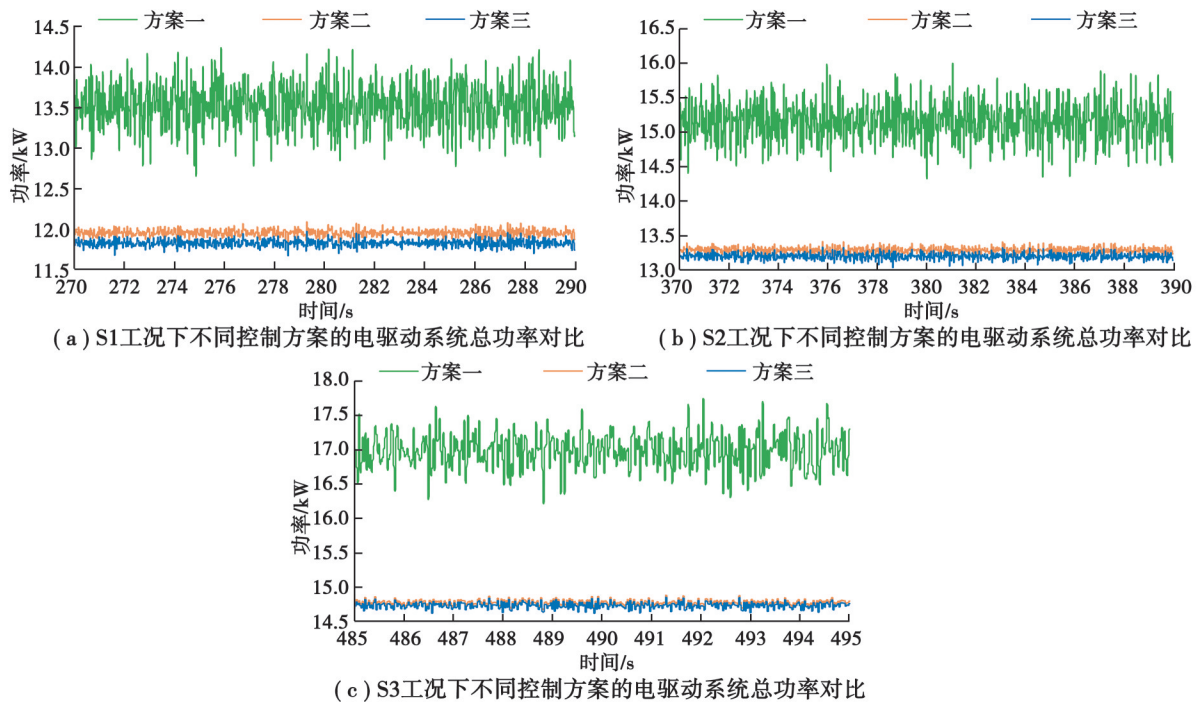


图 7 不同工况下不同控制方案的电驱动系统的总功率对比

Fig. 7 Total power consumption of the electric drive system using different control schemes under different operating conditions

3种工况下,不同控制方案的电驱动系统总功率均值如表3所示,不同控制方案在不同工况下电驱动系统的节能比例如表4所示。由表可以看出:3种工况下,方案二相较于方案一最多可节能13.02%;方案三相较于方案二最多可进一步节能1.07%;方案三相较于方案一最多可节能13.23%,节能效果明显。

表 3 不同控制方案在不同工况下电驱动系统总功率均值对比

Table 3 Comparison of the average total power of the electric drive system under different working conditions with different control schemes

控制方案	电驱动系统总功率均值		
	工况 S1	工况 S2	工况 S3
方案一	13.525 7	15.154 5	16.984 9
方案二	11.956 9	13.289 4	14.773 7
方案三	11.829 0	13.199 1	14.737 7

表4 不同控制方案在不同工况下电驱动系统的节能比例对比

对比方案	节能比例		
	工况 S1	工况 S2	工况 S3
方案二相比方案一	11.60	12.31	13.02
方案三相比方案二	1.07	0.68	0.24
方案三相比方案一	12.54	12.90	13.23

## 5 结束语

针对4WIDEV,提出了一种基于分层控制的AFS、DYC和ACC集成控制体系架构,该架构由上层控制器和下层控制器组成。上层控制器采用MPC方法,综合考虑车辆纵横向动力学耦合关系和车间纵向动力学关系,建立了多目标控制模型,并通过量化控制需求、设定约束条件和代价函数,求解预测优化问题,得到整车期望纵向力和附加横摆力矩。下层控制器利用AFS、DYC系统,实现了车辆的横向稳定性和纵向跟车性能的协调控制。同时,结合轮毂电机的电驱动特性,在保证车辆稳定性的前提下以能耗最小为目标,进一步利用AFS、DYC系统的控制冗余,设计了一种协同控制方法和相应的转矩优化分配策略,并给出了相应的优化求解算法,提高了车辆的经济性。仿真结果表明,文中提出的AFS和DYC协同的ACC集成控制策略,在保证车辆稳定性和跟车性的前提下,有效地降低了4WIDEV的能耗。与平均转矩分配策略相比,所提策略在3种不同的仿真工况下,最多可节省13.23%的能耗。

## 参考文献

- [1] Wu C X, Xu Z M, Liu Y, et al. Spacing policies for adaptive cruise control: a survey[J]. IEEE Access, 2020, 8: 50149-50162.
- [2] Cheng S, Li L, Mei M M, et al. Multiple-objective adaptive cruise control system integrated with DYC[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2019, 68(5): 4550-4559.
- [3] Zhang J H, Li Q, Chen D P. Integrated adaptive cruise control with weight coefficient self-tuning strategy[J]. Applied Sciences, 2018, 8(6): 978.
- [4] Meng Q H, Zhao T T, Qian C J, et al. Integrated stability control of AFS and DYC for electric vehicle based on non-smooth control[J]. International Journal of Systems Science, 2018, 49(7): 1518-1528.
- [5] Feng T, Wang Y P, Li Q. Coordinated control of active front steering and active disturbance rejection sliding mode-based DYC for 4WID-EV[J]. Measurement and Control, 2020, 53(9/10): 1870-1882.
- [6] Chen W W, Liang X T, Wang Q D, et al. Extension coordinated control of four wheel independent drive electric vehicles by AFS and DYC[J]. Control Engineering Practice, 2020, 101: 104504.
- [7] 赵树恩, 胡洪银, 景东印. AFS/DYC协调控制的分布式驱动电动汽车稳定性控制[J]. 华侨大学学报(自然科学版), 2021, 42(5): 571-579.  
Zhao S E, Hu H Y, Jing D Y. Stability control of distributed drive electric vehicle based on AFS/DYC coordinated control[J]. Journal of Huaqiao University (Natural Science), 2021, 42(5): 571-579. (in Chinese)
- [8] Ahmadian N, Khosravi A, Sarhadi P. Driver assistant yaw stability control via integration of AFS and DYC[J]. Vehicle System Dynamics, 2022, 60(5): 1742-1762.
- [9] Chen Y H, Hedrick J K, Guo K H. A novel direct yaw moment controller for in-wheel motor electric vehicles[J]. Vehicle System Dynamics, 2013, 51(6): 925-942.
- [10] Lenzo B, Zanchetta M, Sorniotti A, et al. Yaw rate and sideslip angle control through single input single output direct yaw moment control[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2021, 29(1): 124-139.
- [11] 高彦. 分布式电动汽车ACC与DYC协同控制研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2022.  
Gao Y. Research on ACC and DYC collaborative control of distributed electric vehicle[D]. Chongqing: Chongqing University, 2022. (in Chinese)

- [12] Zhang N N, Wang J S, Li Z H, et al. Coordinated optimal control of AFS and DYC for four-wheel independent drive electric vehicles based on MAS model[J]. *Sensors*, 2023, 23(7): 3505.
- [13] Chen Y, Wang J M. Adaptive energy-efficient control allocation for planar motion control of over-actuated electric ground vehicles[J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2014, 22(4): 1362-1373.
- [14] Oppenheimer M W, Doman D B, Bolender M A. Control allocation for over-actuated systems[C]//2006 14th Mediterranean Conference on Control and Automation. IEEE, 2006: 1-6.
- [15] Li H W, Zhao B, Yu W B, et al. Design and application of a tire slip energy control scheme based on optimal guaranteed cost theory for four-in-wheel drive electric vehicles[J]. *Asian Journal of Control*, 2022, 24(3): 1333-1350.
- [16] Wei H Q, Ai Q, Zhao W Q, et al. Modelling and experimental validation of an EV torque distribution strategy towards active safety and energy efficiency[J]. *Energy*, 2022, 239: 121953.
- [17] Wang J N, Gao S L, Wang K, et al. Wheel torque distribution optimization of four-wheel independent-drive electric vehicle for energy efficient driving[J]. *Control Engineering Practice*, 2021, 110: 104779.
- [18] 龚李龙. 车辆自适应巡航控制系统的算法研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.  
Gong L L. Studies on algorithm of vehicle adaptive cruise control system[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2012. (in Chinese)
- [19] 姚初阳. 集成 AFS 与 DYC 的分布式驱动电动汽车自适应巡航控制策略研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2023.  
Yao C Y. Research on adaptive cruise control strategy for distributed drive electric vehicles integrating AFS and DYC[D]. Chongqing: Chongqing University, 2023. (in Chinese)
- [20] Eben Li S, Li K Q, Wang J Q. Economy-oriented vehicle adaptive cruise control with coordinating multiple objectives function [J]. *Vehicle System Dynamics*, 2013, 51(1): 1-17.
- [21] Zhang D Z, Li K Q, Wang J Q. A curving ACC system with coordination control of longitudinal car-following and lateral stability[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2012, 50(7): 1085-1102.
- [22] 张德兆. 基于弯道行驶的车辆自适应巡航控制[D]. 北京: 清华大学, 2011.  
Zhang D Z. Vehicle adaptive cruise control based on curve driving[D]. Beijing: Tsinghua University, 2011. (in Chinese)
- [23] 李升波. 车辆多目标协调式自适应巡航控制[D]. 北京: 清华大学, 2009.  
Li S B. Multi-objective coordinated adaptive cruise control system for vehicles[D]. Beijing: Tsinghua University, 2009. (in Chinese)
- [24] 龚建伟, 刘凯, 齐建永. 无人驾驶车辆模型预测控制[M]. 2版. 北京: 北京理工大学出版社, 2020.  
Gong J W, Liu K, Qi J Y. Model predictive control for self-driving vehicles [M]. 2nd Edition. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2020. (in Chinese)
- [25] Hou R F, Zhai L, Sun T M, 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.
- [26] 胡金芳, 颜春辉, 赵林峰, 等. 分布式驱动电动汽车转向工况转矩分配控制研究[J]. *中国公路学报*, 2020, 33(8): 92-101.  
Hu J F, Yan C H, Zhao L F, et al. Torque distribution in distributed drive electric vehicles under steering conditions[J]. *China Journal of Highway and Transport*, 2020, 33(8): 92-101.(in Chinese)
- [27] Rajamani R. *Vehicle dynamics and control*[M]. Springer Science & Business Media, 2011.
- [28] Chokor A, Talj R, Doumiati M, et al. A global chassis control system involving active suspensions, direct yaw control and active front steering[J]. *IFAC-PapersOnLine*, 2019, 52(5): 444-451.
- [29] Termous H, Shraïm H, Talj R, et al. Coordinated control strategies for active steering, differential braking and active suspension for vehicle stability, handling and safety improvement[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2019, 57(10): 1494-1529.
- [30] Hu J J, Hu Z H, Fu C Y, et al. Integrated control of AFS and DYC for in-wheel-motor electric vehicles based on operation region division[J]. *International Journal of Vehicle Design*, 2019, 79(4): 221-247.
- [31] 魏高琳. 基于横摆特性的横摆力矩与主动前轮转向集成控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2018.  
Wei G L. Research on integrated control strategy of yaw moment and active front wheel steering based on yaw characteristics [D]. Changchun: Jilin University, 2018. (in Chinese)
- [32] Protean Electric. PROTEAN drive pd18 4250 datasheet [EB/OL]. <https://www.proteanelectric.com/f/2022/03/Pd18-4250-Datasheet-v1.pdf>.