

# 4WID-4WIS 车辆横摆运动 AFS + ARS + DYC 模糊控制\*

杨福广<sup>1</sup> 阮久宏<sup>1,2</sup> 李贻斌<sup>2</sup> 荣学文<sup>2</sup> 邱绪云<sup>1</sup> 尹占芳<sup>3</sup>

(1. 山东交通学院先进车辆与机器人研究中心, 济南 250023; 2. 山东大学控制科学与工程学院, 济南 250061;  
3. 中国人民解放军 94270 部队, 济南 250117)

**【摘要】** 对四轮独立驱动-独立转向(4WID-4WIS)车辆横摆稳定性控制进行研究。对侧偏角与横摆角速度之间的耦合性进行分析,提出了控制策略:当质心侧偏角比较小时以理想横摆角速度跟踪控制为主,当质心侧偏角比较大时以抑制质心侧偏角过大为主。基于模糊控制技术提出集成“主动前/后轮转向+直接横摆力矩控制”(FRD)的新型车辆横摆稳定性控制系统。仿真结果表明,与直接横摆力矩控制(DYC)的车辆相比,FRD可明显降低车辆的制动力矩和车轮纵向滑移率,确保车辆在低附着路面上高速行驶时具有良好的横摆稳定性。

**关键词:** 车辆 四轮独立驱动-独立转向 直接横摆力矩控制 横摆稳定性 集成控制

中图分类号: U461.6; TP273+.4 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)10-0006-07

## 4WID-4WIS Vehicle Yaw Control Based on Fuzzy Logic Control of AFS + ARS + DYC

Yang Fuguang<sup>1</sup> Ruan Jiuhong<sup>1,2</sup> Li Yibin<sup>2</sup> Rong Xuewen<sup>2</sup> Qiu Xuyun<sup>1</sup> Yin Zhanfang<sup>3</sup>

(1. Advanced Vehicle and Robot Institute, Shandong Jiaotong University, Ji'nan 250023, China

2. School of Control Science and Engineering, Shandong University, Ji'nan 250061, China

3. 94270 Unit of Chinese Liberation Army, Ji'nan 250117, China)

### Abstract

The yaw stability control of 4WID-4WIS vehicle was studied. The coupling relationship between vehicle side slip angle and yaw rate was analyzed. A fuzzy yaw stability controller composed of active front steering (AFS), active rear steering (ARS) and direct yaw moment control (DYC) was designed based on the following strategy—when side slip angle was small, the main aim was to follow the anticipant yaw rate, and when side slip angle was big, the main aim was to reduce vehicle side slip angle. Simulations results indicated that compared with vehicle controlled by DYC, vehicle controlled by AFS + ARS + DYC (FRD) reduced the braking torque and longitudinal slipping rate obviously, which ensured the vehicle yaw stability with high speed on low friction road.

**Key words** Vehicle, 4WID-4WIS, Direct yaw moment control, Yaw stability, Integrated control

### 引言

为提高车辆的操纵性与稳定性,学者和汽车生产企业相继开发了不同的底盘控制系统,如防抱死制动系统(antilock braking system,简称ABS)<sup>[1]</sup>、驱动防滑系统(traction control systems,简称TCS)<sup>[2]</sup>、直接横摆力矩控制(direct yaw moment control,简称

DYC)<sup>[3-4]</sup>、主动后轮转向(active rear steering,简称ARS)控制<sup>[5]</sup>、四轮转向(four wheel steering,简称4WS)控制<sup>[6]</sup>等,底盘集成控制技术与系统则是当前的研究热点<sup>[7]</sup>。针对底盘集成控制,文献[8]设计了DYC控制和车轮滑移率联合控制的底盘模糊控制系统,文献[9]在集成4WS和DYC的基础上设计了底盘集成鲁棒控制器,文献[10~11]集成ARS和

收稿日期: 2010-10-20 修回日期: 2011-04-09

\* 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2007AA04Z206)、国家自然科学基金资助项目(61174054)、山东省优秀中青年科学家科研奖励基金资助项目(BS2011ZZ012)、汽车安全与节能国家重点实验室开放基金资助项目(KF09061)、交通运输部科技计划资助项目(2008319817070、2009318000072)和山东交通学院基金资助项目

作者简介: 杨福广,副教授,主要从事先进车辆控制与机器人控制研究,E-mail: fuguang\_y@126.com

DYC 并设计了底盘模糊逻辑控制器, 文献[12~13]设计了集成主动前轮转向(active front steering, 简称 AFS)和 DYC 的模糊控制系统, 文献[14]提出了一种基于 DYC 和 ABS 的分层协调控制策略。

AFS、ARS、DYC 对车辆质心侧偏角和横摆角速度具有不同的作用效果, 如何充分利用上述各子系统的技术优势, 在现有方法的基础上开发更为有效的集成控制系统是底盘动力学控制研究的一个重要方向。本文分析车辆质心侧偏角和横摆角速度之间的耦合性, 设计一种集成 AFS + ARS + DYC 方法(FRD)的横摆稳定模糊控制系统, 对四轮独立驱动-独立转向(4-wheels-independent-drive & steering, 简称 4WID-4WIS)车辆的底盘动力学控制进行研究, 并通过仿真对方法的有效性进行验证。

## 1 车辆质心侧偏角与横摆角速度之间的耦合性分析

4WID-4WIS 车辆具有前、后轮转向能力, 并且可通过独立驱动/制动 4 个车轮向车辆施加横摆力矩  $\Delta M$ 。其线性 2 自由度动力学方程为<sup>[15]</sup>

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{Y} = \mathbf{C}\mathbf{x} \end{cases} \quad (1)$$

其中

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{2(k_f + k_r)}{mv_x} & \frac{2(L_f k_f - L_r k_r)}{mv_x^2} - 1 \\ \frac{2(L_f k_f - L_r k_r)}{I_z} & \frac{2(L_f^2 k_f + L_r^2 k_r)}{v_x I_z} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2k_f/(mv_x) & 0 & -2k_r/(mv_x) \\ 2L_f k_f/I_z & 1/I_z & -2L_r k_r/I_z \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{u} = \begin{bmatrix} \delta_f \\ \Delta M \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad \mathbf{x} = \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix}$$

式中  $\beta$ ——车辆质心侧偏角, rad

$\gamma$ ——横摆角速度, rad/s

$m$ ——整车质量, kg

$I_z$ ——横摆转动惯量, kg·m<sup>2</sup>

$v_x$ ——质心纵向速度, m/s

$L_f, L_r$ ——质心到前、后轴距离, m

$\delta_f, \delta_r$ ——前、后轮转向角, 逆时针方向为正, rad

$k_f, k_r$ ——前、后轮轮胎侧偏刚度, N/rad

$\Delta M$ ——施加于质心处的横摆力矩, 逆时针为正, N·m

由式(1)可见, 直接横摆力矩  $\Delta M$ 、前轮转向角  $\delta_f$ 、后轮转向角  $\delta_r$  均影响车辆质心侧偏角  $\beta$  与横摆

角速度  $\gamma$ 。 $\beta, \gamma$  与  $\Delta M, \delta_f, \delta_r$  之间的关系可以通过车辆稳态响应分析获得。令式(1)中  $\dot{\mathbf{x}} = 0$ , 得

$$\begin{cases} \beta(\infty) = \frac{1}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}} [(a_{12}b_{23} - a_{22}b_{13})\delta_f + (a_{12}b_{21} - a_{22}b_{11})\delta_r + a_{22}b_{22}\Delta M] \\ \gamma(\infty) = \frac{1}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}} [(a_{21}b_{13} - a_{11}b_{23})\delta_f + (a_{21}b_{11} - a_{11}b_{21})\delta_r - a_{11}b_{22}\Delta M] \end{cases} \quad (2)$$

由式(2)可得到图 1。图 1 表明, 前、后轮转向角和横摆力矩对  $\beta, \gamma$  的影响耦合在一起, 不能通过某种方式单独地影响  $\beta$  或者  $\gamma$ 。

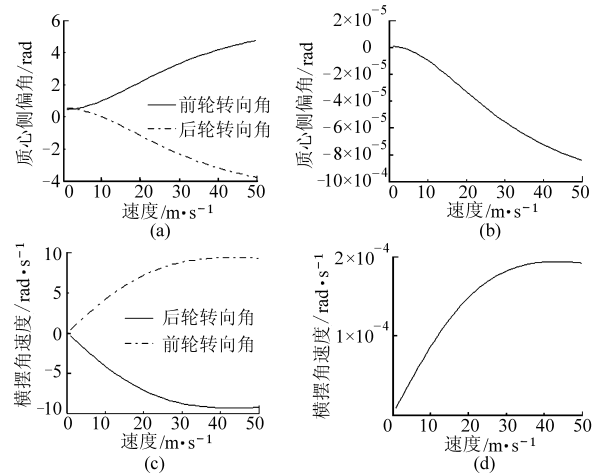


图 1 横摆力矩和前、后轮转向对质心侧偏角和横摆角速度的影响

Fig. 1 Influence of front/rear wheel steering and yaw moment on side slip angle and yaw rate

- (a) 单位前、后轮转向角作用时  $v_x$  与  $\beta$  关系  
(b) 单位横摆力矩作用时  $v_x$  与  $\beta$  关系  
(c) 单位前、后轮转向角作用时  $v_x$  与  $\gamma$  关系  
(d) 单位横摆力矩作用时  $v_x$  与  $\gamma$  关系

## 2 控制器设计

轮胎模型的非线性以及 4WID-4WIS 车辆参数的不确定性, 使基于模型的横摆稳定控制器的设计难度增大, 而模糊控制直接依据专家的控制经验进行设计, 不依赖于被控对象的模型, 可以有效地实现对复杂非线性对象的控制。本文使用模糊逻辑方法设计集成 AFS + ARS + DYC (FRD) 的 4WID-4WIS 车辆横摆稳定控制系统。

### 2.1 控制器结构设计

考虑  $\beta$  与  $\gamma$  之间的耦合性, 以及车辆横摆稳定性与  $\beta, \gamma$  之间的关系, 提出“当  $|\beta|$  比较小时以理想横摆角速度跟踪控制为主, 当  $|\beta|$  比较大时以抑制质心侧偏角过大为主”的总体控制策略, 对 4WID-4WIS 车辆横摆运动实施控制, 具体结构如图 2 所

示。由图2可见,集成的横摆稳定模糊控制器由参考模型、 $\beta$  controller 模块、 $\gamma$  controller 模块、加权模块、制动驱动力矩分配模块组成。其中, $\beta$  controller 模块、 $\gamma$  controller 模块是对  $\beta$ 、 $\gamma$  实施独立控制的子控制器; $\beta$  controller 子模块包含主动前轮转向模糊控制器 AFS- $\beta$ 、主动后轮转向模糊控制器 ARS- $\beta$ 、直接横摆力矩模糊控制器 DYC- $\beta$ ; $\gamma$  controller 子模块包含主动前轮转向模糊控制器 AFS- $\gamma$ 、主动后轮转向模糊控制器 ARS- $\gamma$ 、直接横摆力矩模糊控制器 DYC- $\gamma$ 。

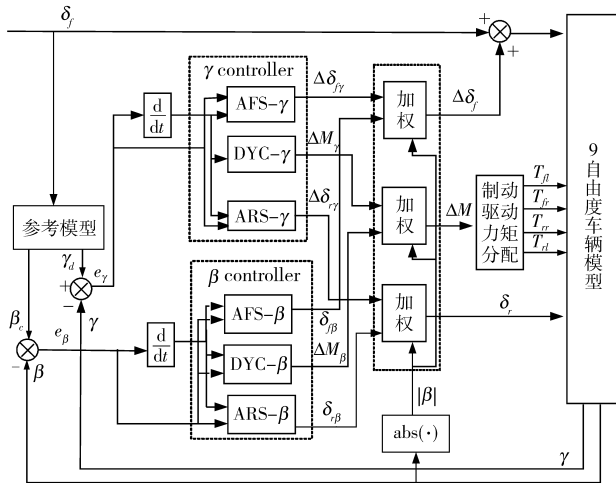


图2 集成 AFS + ARS + DYC 的横摆稳定模糊控制器结构图  
Fig.2 Configuration of fuzzy yaw stability controller integrated of AFS + ARS + DYC

FRD 集成控制器的设计步骤如下:①使用线性 2 自由度车辆参考模型产生车辆动力学控制参考量  $\beta$  和  $\gamma$ 。②将  $\beta$  controller 输出的控制量  $\Delta\delta_{\beta j}$ 、 $\Delta M_{\beta j}$ 、 $\delta_{r\beta j}$  与  $\gamma$  controller 输出的控制量  $\Delta\delta_{\gamma j}$ 、 $\Delta M_{\gamma j}$ 、 $\delta_{r\gamma j}$  按照  $|\beta|$  的状态进行加权,得到控制器输出  $\Delta\delta_{\gamma}$ 、 $\delta_r$  和  $\Delta M$ 。③将  $\delta_r$  直接作为后轮转向角指令送转向执行装置执行,将  $\Delta\delta_{\gamma}$  作为附加前轮转向角,将  $\Delta M$  通过制动/驱动力矩分配模块分配到 4 个车轮的制动/驱动装置执行。

## 2.2 $\beta$ controller 子模块设计

$\beta$  controller 子模块的控制目标是使质心侧偏角  $\beta$  尽可能小,其输入是质心侧偏角偏差  $e_{\beta}$  和  $e_{\beta}$  的变化率  $\dot{e}_{\beta}$ ,输出为  $\Delta\delta_{\beta j}$ 、 $\delta_{r\beta j}$  和  $\Delta M_{\beta j}$ 。输入和输出模糊集均定义为  $\{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB\}$ ,即  $\{负大, 负中, 负小, 零, 正小, 正中, 正大\}$ 。 $e_{\beta}$  的论域范围是  $[-10, 10]$ ,  $\dot{e}_{\beta}$  的论域范围是  $[-40, 40]$ ,  $e_{\beta}$ 、 $\dot{e}_{\beta}$  以及  $\beta$  controller 输出  $u$  的隶属函数如图3所示。

为了简化控制器的设计,采用“归一化”方法设计  $\beta$  controller 中的 3 个子控制器 AFS- $\beta$ 、ARS- $\beta$  和 DYC- $\beta$ ,如图4所示。图中,将控制器输出  $u$  的

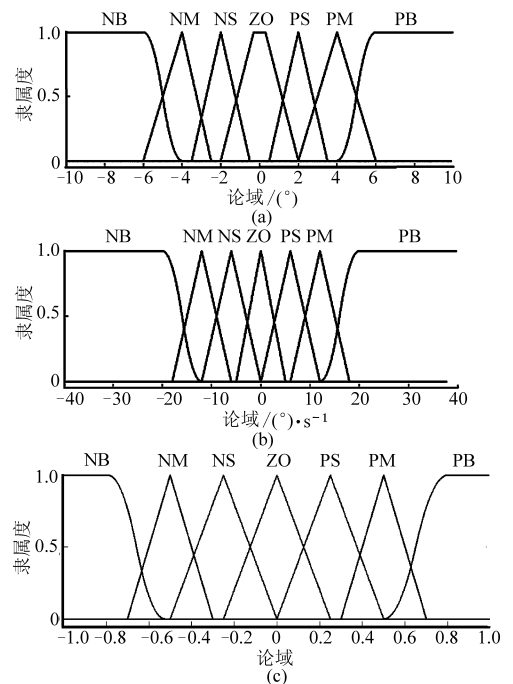


图3  $\beta$  controller 的输入/输出论域范围和隶属度  
Fig.3 Range and membership degree of input and output for  $\beta$  controller  
(a)  $e_{\beta}$  (b)  $\dot{e}_{\beta}$  (c)  $u$

论域范围设为  $[-1, 1]$ ,  $u$  放大  $k_{\beta}$  倍后形成  $\Delta\delta_{\beta j}$ 、 $\Delta M_{\beta j}$ 、 $\delta_{r\beta j}$  ( $k_j$  中的  $j$  取 1、2、3,分别代表 AFS- $\beta$ 、DYC- $\beta$  和 ARS- $\beta$ ,下同)。通过调整  $k_j$  的大小来调整 3 个子控制器实际输出的论域范围。

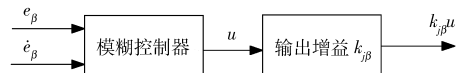


图4 归一化的子模糊控制器框图

Fig.4 Configuration of normalized sub-fuzzy controller

设计控制规则时考虑  $e_{\beta}$  和偏差变化率  $\dot{e}_{\beta}$ 。根据  $\Delta\delta_{\beta j}$ 、 $\Delta M_{\beta j}$ 、 $\delta_{r\beta j}$  与  $\beta$  的关系,得到 DYC- $\beta$ 、AFS- $\beta$  使用的模糊控制规则如表1,ARS- $\beta$  使用的模糊控制规则如表2。

表1 DYC- $\beta$ 、AFS- $\beta$  和 ARS- $\gamma$  模糊控制规则表  
Tab.1 Fuzzy control rule for DYC- $\beta$ , AFS- $\beta$  and ARS- $\gamma$

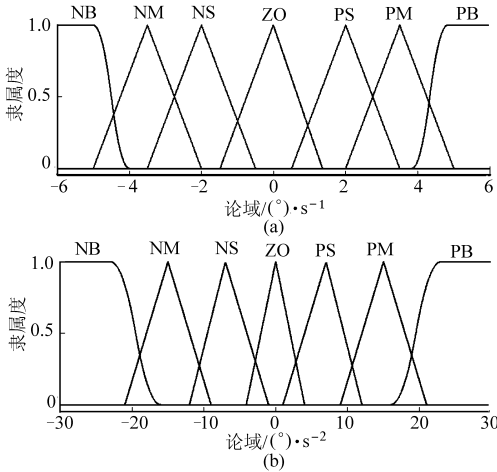
$\dot{e}$	$e$						
	PB	PM	PS	ZO	NS	NM	NB
PB	NB	NB	NM	NM	NS	ZO	ZO
PM	NB	NB	NM	NS	ZO	ZO	PS
PS	NM	NM	NM	NS	ZO	PS	PS
ZO	NM	NM	NS	ZO	PS	PM	PM
NS	NS	NS	ZO	PS	PS	PM	PM
NM	NS	ZO	PS	PM	PM	PM	PB
NB	ZO	ZO	PM	PM	PM	PB	PB

表 2 ARS- $\beta$ 、DYC- $\gamma$  和 AFS- $\gamma$  模糊控制规则表Tab. 2 Fuzzy control rule for ARS- $\beta$ , DYC- $\gamma$  and AFS- $\gamma$ 

$\dot{e}$	$e$						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NM	NM	NS	ZO	ZO
NM	NB	NB	NM	NS	ZO	ZO	PS
NS	NM	NM	NM	NS	ZO	PS	PS
ZO	NM	NM	NS	ZO	PS	PM	PM
PS	NS	NS	ZO	PS	PS	PM	PM
PM	NS	ZO	PS	PM	PM	PM	PB
PB	ZO	ZO	PM	PM	PM	PB	PB

### 2.3 $\gamma$ controller 子模块设计

$\gamma$  controller 子模块控制目标是横摆角速度  $\gamma$ , 包含主动前轮转向控制器 AFS- $\gamma$ 、直接横摆力矩控制器 DYC- $\gamma$ 、主动后轮转向控制器 ARS- $\gamma$  3 个子模糊控制器, 其输入是横摆角速度偏差  $e_\gamma$  和偏差变化率  $\dot{e}_\gamma$ 。同样定义输入和输出模糊集为 {NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB}。 $e_\gamma$  的论域范围为  $[-6, 6]$ ,  $\dot{e}_\gamma$  的论域范围为  $[-30, 30]$ , 其隶属函数如图 5 所示。

图 5  $\gamma$  controller 的输入论域范围和隶属度Fig. 5 Range and membership degree of input for  $\gamma$  controller(a)  $e_\gamma$  (b)  $\dot{e}_\gamma$ 

输出的论域范围和隶属度与图 3c 相同。使用“归一化”设计方法, AFS- $\gamma$ 、DYC- $\gamma$  和 ARS- $\gamma$  的控制增益分别记作  $k_{1\gamma}$ 、 $k_{2\gamma}$  和  $k_{3\gamma}$ 。

控制规则设计时考虑  $e_\gamma$  和  $\dot{e}_\gamma$ 。根据  $\Delta\delta_{f\gamma}$ 、 $\Delta M_\gamma$ 、 $\delta_{r\gamma}$  与  $\gamma$  的关系, 得到 ARS- $\gamma$  控制器使用的模糊规则如表 1, DYC- $\gamma$ 、AFS- $\gamma$  使用的模糊控制规则如表 2。

$\beta$  controller 和  $\gamma$  controller 的控制规则均采用 Mamdani 模糊推理方法, 去模糊化采用重心法。

### 2.4 加权模块设计

加权模块根据前述总体控制策略, 按照  $|\beta|$  的大

小, 对  $\gamma$  controller 和  $\beta$  controller 的输出量 ( $\Delta\delta_{f\gamma}$ 、 $\Delta M_\gamma$ 、 $\delta_{r\gamma}$ ) 和 ( $\Delta\delta_{f\beta}$ 、 $\Delta M_\beta$ 、 $\delta_{r\beta}$ ) 进行加权, 其权值分别为  $K$  和  $1-K$ , 根据稳定性与  $|\beta|$  的关系, 设计  $K$  的表达式

$$K = \begin{cases} 1 & (|\beta| \leq \beta_0) \\ 1 - \frac{|\beta| - \beta_0}{\beta_1 - \beta_0} & (\beta_0 < |\beta| < \beta_1) \\ 0 & (|\beta| \geq \beta_1) \end{cases} \quad (3)$$

控制器最终输出控制量

$$\begin{cases} \Delta\delta_f = K\Delta\delta_{f\gamma} + (1-K)\Delta\delta_{f\beta} \\ \Delta M = K\Delta M_\gamma + (1-K)\Delta M_\beta \\ \delta_r = K\delta_{r\gamma} + (1-K)\delta_{r\beta} \end{cases} \quad (4)$$

### 2.5 制动/驱动力矩分配模块设计

横摆力矩控制量  $\Delta M$  由各车轮与地面间的纵向制动力/驱动力产生, 需要将其在各个车轮之间进行分配。转向时, 外前轮由制动力引起的附加横摆力矩和由侧向力降低引起的附加横摆力矩方向相同, 均与转向方向相反。当过度转向时, 在此轮施加制动力对纠正过度转向最有效; 同理, 在内后轮上施加制动力对纠正不足转向最有效。4WID-4WIS 车辆每个车轮可独立制动/驱动, 可以利用对角车轮的制动/驱动同时作用的方式形成横摆力矩  $\Delta M$ 。因此采用的制动/驱动力矩分配策略是: 当  $\Delta M$  为正时, 驱动右前轮, 制动左后轮; 当  $\Delta M$  为负时, 驱动左前轮, 制动右后轮。

### 3 仿真

为了验证 FRD 集成模糊控制方法的有效性, 使用 9 自由度的 4WID-4WIS 车辆非线性模型<sup>[15]</sup> 作为控制对象进行仿真。其 9 个自由度为: 车辆横向、纵向、横摆 3 个自由度, 4 个车轮滚动自由度, 1 个前轮转向自由度和 1 个后轮转向自由度。模型的具体表达为

$$m(\dot{v}_x - v_y\gamma) = \sum F_x$$

$$m(\dot{v}_y + v_x\gamma) = \sum F_y$$

$$I_z\dot{\gamma} = \sum M_z$$

$$J\dot{\omega}_i = T_i - B_i - F_{xi}R \quad (i = 1, 2, 3, 4)$$

$$\begin{aligned} \sum F_x = & F_{x1}\cos\delta_f - F_{y1}\sin\delta_f + F_{x2}\cos\delta_f - \\ & F_{y2}\sin\delta_f + F_{x3}\cos\delta_r - F_{y3}\sin\delta_r + F_{x4}\cos\delta_r - \\ & F_{y4}\sin\delta_r \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_y = & F_{x1}\sin\delta_f + F_{y1}\cos\delta_f + F_{x2}\sin\delta_f + \\ & F_{y2}\cos\delta_f + F_{x3}\sin\delta_r + F_{y3}\cos\delta_r + F_{x4}\sin\delta_r + \\ & F_{y4}\cos\delta_r \end{aligned}$$

$$\sum M_z = 0.5L_w(-F_{x1}\cos\delta_f + F_{y1}\sin\delta_f - F_{x2}\cos\delta_r + F_{y2}\sin\delta_r + F_{x3}\cos\delta_r - F_{y3}\sin\delta_r + F_{x4}\cos\delta_r - F_{y4}\sin\delta_r) + L_f(F_{x1}\sin\delta_f + F_{y1}\cos\delta_f + F_{x2}\sin\delta_f + F_{y2}\cos\delta_f) - 0.5L_r(F_{x3}\sin\delta_r + F_{y3}\cos\delta_r + F_{x4}\sin\delta_r + F_{y4}\cos\delta_r)$$

$$F_{z1} = mgL_r/(2L) - m\dot{v}_x h_c/(2L) - m\dot{v}_y h_c L_r/(LL_w)$$

$$F_{z2} = mgL_r/(2L) - m\dot{v}_x h_c/(2L) + m\dot{v}_y h_c L_r/(LL_w)$$

$$F_{z3} = mgL_f/(2L) + m\dot{v}_x h_c/(2L) - m\dot{v}_y h_c L_f/(LL_w)$$

$$F_{z4} = mgL_f/(2L) + m\dot{v}_x h_c/(2L) + m\dot{v}_y h_c L_f/(LL_w)$$

- 式中  $v_x$ ——纵向速度, m/s  
 $v_y$ ——侧向速度, m/s  
 $\omega_i$ ——车轮角速度, rad/s  
 $T_i$ ——驱动扭矩, N·m  
 $B_i$ ——制动扭矩, N·m  
 $F_{xi}$ ——车轮受到纵向力, N  
 $F_{yi}$ ——车轮受到侧向力, N  
 $F_{zi}$ ——轮胎垂向载荷, N

下标  $i$  取 1、2、3、4, 分别代表左前、左后、右前、右后车轮。

采用 Pacejka 等<sup>[15]</sup> 提出的非线性组合工况轮胎模型来模拟轮胎与地面间的纵向力  $F_{xi}$  和侧向力  $F_{yi}$ 。忽略回正力矩的影响, 轮胎与地面间的纵向力和侧向力计算式为

$$\begin{cases} F_{xi} = F_{xi0} s_x^* / s^* \\ F_{yi} = F_{yi0} \alpha^* / s^* \\ s_i = \sqrt{s_{xi}^{*2} + \alpha_i^{*2}} \\ s_{xi}^* = s_{xi} / s_{xip} \\ \alpha_i^* = \alpha_i / \alpha_{ip} \end{cases} \quad (5)$$

- 式中  $s_{xi}$ ——车轮纵向滑移率  
 $\alpha_i$ ——轮胎侧偏角, rad

其中  $F_{x0}$  和  $F_{y0}$  是单一工况下的纵向力和侧向力, 由单一工况的 Pacejka 公式计算, 其他变量含意及名义值如表 3。

表 3 模型中变量含意与名义值

Tab.3 Meaning and nominal value of variable for model

变量	名义值
车身质量 $m/\text{kg}$	1 200
转动惯量 $I_z/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	2 000
质心到前轴距离 $L_f/\text{m}$	1.1
轮距 $L_w/\text{m}$	1.4
轮胎滚动半径 $R/\text{m}$	0.3
质心高度 $h_c/\text{m}$	0.5
质心到后轴距离 $L_r/\text{m}$	1.3
轴距 $L/\text{m}$	2.4
纯滑移状态下侧向力峰值系数 $\alpha_{ip}$	4
纯滑移状态下纵向力峰值系数 $s_{xip}$	25

### 3.1 仿真条件与设置

假设路面水平, 忽略滚动阻力和风阻的影响。仿真初始时前后轮转向角、车辆侧向速度、车辆横摆角速度、质心侧偏角、各车轮纵向滑移率均为零。在 1 s 时, 驾驶员在前轮施加幅值为  $3^\circ$ 、周期为 4 s 的正弦转向指令进行移线操作。为了验证集成控制器的效果, 使用只通过外前轮/内后轮制动形成横摆力矩的 DYC 控制的车辆进行对比。

经过调试, DYC 控制器参数设为  $k_{2\beta} = 400$ ,  $k_{2\gamma} = 400$  ( $k_{1\beta} = 0, k_{3\beta} = 0, k_{1\gamma} = 0, k_{3\gamma} = 0$ ); FRD 控制器参数为  $k_{1\beta} = 1.2, k_{2\beta} = 300, k_{3\beta} = 0.6, k_{1\gamma} = 3, k_{2\gamma} = 150, k_{3\gamma} = 2.5, \beta_0 = 2, \beta_1 = 5$ 。

### 3.2 参数摄动、相对低速情况下仿真结果

中等附着路面、 $v_x(0) = 19.4 \text{ m/s}$  (约 70 km/h) 和低附着路面、 $v_x(0) = 9.7 \text{ m/s}$  (约 35 km/h) 2 种情况下进行 3.1 节中的移线操作。考虑实际车辆参数不确定性, 本节仿真使用的车辆质量为名义值的 1.3 倍, 绕  $z$  轴的转动惯量为名义值的 1.2 倍, 质心到前轴的距离为名义值的 1.1 倍 (质心到后轴距离相应改变), 两种工况下得到的仿真结果如图 6。可见, 采用 DYC 控制与采用 FRD 控制在两种工况下均取得了较好的控制效果, 表明 FRD 控制器是有效的。

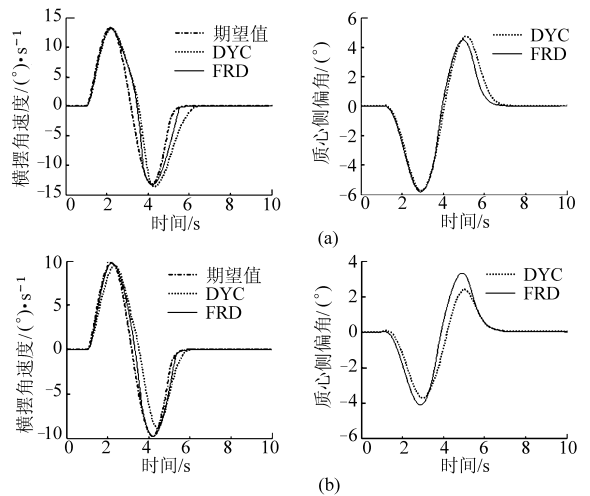


图 6 参数摄动、相对低速下的仿真结果

Fig.6 Simulation results with parameters disturbed and relative low speed

(a) 中等附着路面,  $v_x(0) = 19.4 \text{ m/s}$ , 参数摄动

(b) 低附着路面,  $v_x(0) = 9.7 \text{ m/s}$ , 参数摄动

### 3.3 参数摄动、相对高速情况下仿真结果

在中等附着路面、 $v_x(0) = 38.8 \text{ m/s}$  (约 140 km/h) 和低附着路面、 $v_x(0) = 19.4 \text{ m/s}$  (约 70 km/h) 2 种速度相对较高的工况下, 按照 3.2 节考虑车辆参数的不确定性, 得到的仿真结果如图 7。

图 7a 表明, 在中等附着路面、高速、考虑参数摄

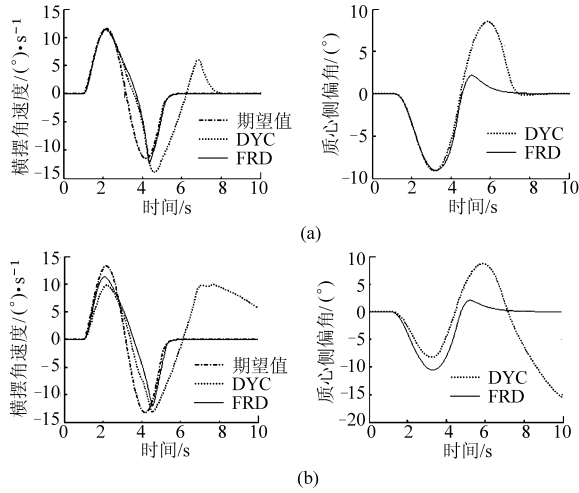


图 7 参数扰动、相对高速情况下的仿真结果  
Fig. 7 Simulation results with parameters disturbed and relative high speed

(a) 中等附着路面,  $v_x(0) = 38.8 \text{ m/s}$ , 参数扰动  
(b) 低附着路面,  $v_x(0) = 19.4 \text{ m/s}$ , 参数扰动

动时, 无论质心侧偏角还是横摆角速度指标, FRD 控制的车辆都比 DYC 控制的车辆具有明显的优势。图 7b 表明, 在低附着路面、相对高速、考虑参数扰动时, DYC 控制的车辆已经失控, 而 FRD 控制的车辆仍然取得了较好的效果。

图 8a 是 DYC 控制和 FRD 控制方式下的各个车轮上的控制扭矩(负值表示制动扭矩, 正值表示驱动扭矩)。图 8b 是 FRD 控制方式下的前、后轮的主动转向角。图 8c 是 DYC 控制和 FRD 控制方式下的各个车轮的滑移率。由图 8 可见, 在附着系数较低、速度相对较高、考虑参数扰动的工况下, 由于 DYC 控制的车辆需要较大的制动力矩来产生附加横摆力矩, 导致 3 个车轮先后达到附着极限而产生“抱死”现象, 此时车轮与地面间的纵向摩擦力已经无法产生足够的横摆力矩来干预车辆的横摆运动, 侧向附着系数降低, 最终使 DYC 控制的车辆完全失控(图 7b); FRD 控制的车辆通过前轮和后轮主动转向角以及对角轮的差动制动/驱动, 避免了车轮较大的纵向滑移率, 保证了车辆较准确地跟踪预期的横摆角速度并抑制了过大的质心侧偏角出现(图 7b)。

### 4 结论

(1) 采用“当  $|\beta|$  比较小时以理想横摆角速度跟踪控制为主, 当  $|\beta|$  比较大时以抑制过大的质心侧偏角控制为主”的控制策略时, 可以解决质心侧偏角和横摆角速度之间的耦合性问题, 确保车辆的横摆

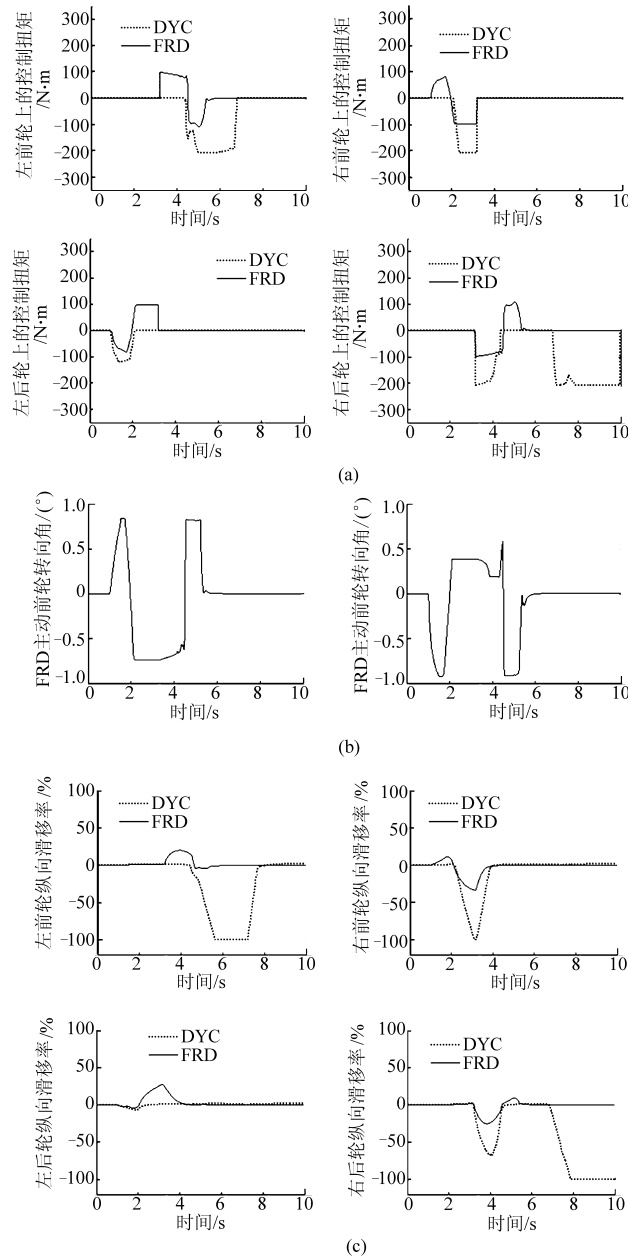


图 8 参数扰动、低附着路面、 $v_x(0) = 19.4 \text{ m/s}$  时控制量及滑移率

Fig. 8 Control variables and slipping rate with parameters disturbed,  $v_x(0) = 19.4 \text{ m/s}$  and low friction road

(a) 车轮控制扭矩 (b) FRD 控制方式下前、后轮的主动转向角  
(c) 车轮滑移率

稳定性。

(2) 集成主动前轮转向 + 主动后轮转向 + 直接横摆力矩控制的车辆横摆稳定模糊控制系统, 充分利用了主动前轮转向、主动后轮转向和直接横摆力矩控制 3 个子系统的技术优势, 使低附着路面上高速运动的车辆在转向过程中具有更大的纵向力和侧向力利用裕量, 保证了车辆的横摆稳定性。

## 参 考 文 献

- 1 齐志权, 刘昭度, 时开斌, 等. 基于汽车 ABS/ASR/ACC 集成化系统 ABS 参考车速确定方法的研究[J]. 汽车工程, 2003, 25(6): 617 ~ 620.  
Qi Zhiquan, Liu Zhaodu, Shi Kaibin, et al. Determination of vehicle reference speed for ABS based on an ABS/ASR/ACC integrated system[J]. Automotive Engineering, 2003, 25(6): 617 ~ 620. (in Chinese)
- 2 王德平, 郭孔辉, 宗昌富. 汽车驱动防滑控制的逻辑和算法[J]. 汽车工程, 1999, 21(5): 290 ~ 294.  
Wang Deping, Guo Konghui, Zong Changfu. The control logic and algorithm of anti-slip regulation [J]. Automotive Engineering, 1999, 21(5): 290 ~ 294. (in Chinese)
- 3 李彬, 喻凡. 车辆横摆稳定性的模糊控制[J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(6): 900 ~ 904.  
Li Bin, Yu Fan. A fuzzy logic controller design for vehicle yaw stability [J]. Journal of the Shanghai Jiaotong University, 2008, 42(6): 900 ~ 904. (in Chinese)
- 4 王增才, 刘春辉, 张长冲, 等. 车辆电子稳定系统的最优控制与仿真分析[J]. 系统仿真学报, 2009, 21(9): 2767 ~ 2769.  
Wang Zengcai, Liu Chunhui, Zhang Changchong, et al. Optimal control and simulation of vehicle electronic stability program [J]. Journal of System Simulation, 2009, 21(9): 2767 ~ 2769. (in Chinese)
- 5 余卓平, 赵治国, 陈慧. 主动前轮转向对车辆操纵稳定性能的影响[J]. 中国机械工程, 2004, 16(7): 652 ~ 657.  
Yu Zhuoping, Zhao Zhiguo, Chen Hui. Influences of active front wheel steering on vehicle maneuver and stability performance [J]. China Mechanical Engineer, 2004, 16(7): 652 ~ 657. (in Chinese)
- 6 Kazemi R, Keshavarz M, Bahaghighat, et al. Yaw moment control of four wheel steering vehicle by fuzzy approach [C] // IEEE International Conference on Industrial Technology, 2008: 1 ~ 7.
- 7 喻凡, 李道飞. 车辆动力学集成控制综述[J]. 农业机械学报, 2008, 39(6): 1 ~ 7.  
Yu Fan, Li Daofei. Review on integrated vehicle dynamics control [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(6): 1 ~ 7. (in Chinese)
- 8 Farzad Tahami, Reza Kazemi, Shahrokh Farhanghi. A novel driver assist stability system for all-wheel-drive electric vehicles [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2003, 52(3): 683 ~ 692.
- 9 Wu Jianyong, Tang Houjun, Li Shaoyuan, et al. Improvement of vehicle handling and stability by integrated control of four wheel steering and direct yaw moment [C] // Proceedings of the 26th Chinese Control Conference, 2007: 730 ~ 735.
- 10 李彬, 喻凡. 四轮转向和差动制动联合控制的车辆横摆动力学 [J]. 农业机械学报, 2008, 39(12): 1 ~ 6.  
Li Bin, Yu Fan. Vehicle yaw dynamics through combining four wheel steering and differential braking [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(12): 1 ~ 6. (in Chinese)
- 11 Wu Yihu, Song Dandan, Hou Zhixiang, et al. A fuzzy control method to improve vehicle yaw stability based on integrated yaw moment control and active front steering [C] // Proceedings of the 2007 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, 2007: 1508 ~ 1512.
- 12 Karbalaei R, Ghaffari A, Kazemi R. Design of an integrated AFS DYC based on fuzzy logic control [C] // IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety, 2007: 1 ~ 6.
- 13 Jiang Wei, Yu Zhuoping, Zhang Lijun. Integrated chassis control system for improving vehicle stability [C] // IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety, 2006: 295 ~ 298.
- 14 刘翔宇, 陈无畏. 基于 DYC 和 ABS 分层协调控制策略的 ESP 仿真 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(4): 1 ~ 6.  
Liu Xiangyu, Chen Wuwei. Coordinated control between direct yaw moment control and anti-block braking system used for ESP [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 1 ~ 6. (in Chinese)
- 15 杨福广. 4WID/4WIS 电动车辆防滑与横摆稳定性控制研究 [D]. 济南: 山东大学, 2010.  
Yang Fuguang. Research on anti-skid and yaw stability control of 4WID/4WIS electrical vehicle [D]. Ji'nan: Shandong University, 2010. (in Chinese)