

基于全轮纵向力优化分配的4WD车辆直接横摆力矩控制*

邹广才¹ 罗禹贡² 李克强²

(1. 北京汽车研究总院, 北京 100021; 2. 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084)

【摘要】 为了充分利用四轮独立驱动(4WD)与直接横摆力矩控制(DYC)各自的优势,提出了基于全轮纵向力优化分配的4WD车辆DYC系统方案。利用改进的2DOF车辆模型制定DYC稳定性控制目标,设计基于最优动态滑模的“前馈+反馈”DYC控制器。建立全轮纵向力优化分配模式,结合HSRI轮胎模型设计了降低整车路面附着负荷的目标函数,并通过约束优化得出全轮纵向力分配值。研究表明,全轮纵向力优化分配可提高整车路面附着余量,进一步提升了DYC系统的控制性能。

关键词: 车辆 直接横摆力矩控制 四轮独立驱动 全轮纵向力优化分配

中图分类号: U27 文献标识码: A

4WD Vehicle DYC Based on Tire Longitudinal Forces Optimization Distribution

Zou Guangcai¹ Luo Yugong² Li Keqiang²

(1. Beijing Automotive Technology Center, Beijing 100021, China)

2. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract

A new 4WD vehicle DYC system based on the tire longitudinal forces optimization distribution was proposed to combine the advantages of DYC and the independent four-wheel-drive chassis. The modified 2DOF vehicle model was utilized to obtain the DYC target for vehicle stability. The “feedforward + feedback” DYC controller was designed with the optimal dynamical sliding mode. The tire longitudinal forces optimization distribution mode was established with the stability index combining HSRI tire model to increase the vehicle-road grip margin. The index was constraining calculated to obtain tire forces distribution results. The simulation result shows that the remaining part of the vehicle-road adhesion is increased by the optimization distribution under DYC, which means the vehicle stability potential is improved than using the general distribution method, i. e. DYC is enhanced further.

Key words Vehicle, Direct yaw moment control, Four wheel independent drive, Tire longitudinal forces optimization distribution

引言

四轮独立驱动底盘系统可在满足直接横摆力矩控制(DYC)力矩需求的同时,通过灵活分配各车轮的纵向力进一步改善车辆的动力学性能,具有很高的研究价值。

在以往针对DYC系统的研究中^[1-4],多采用基于简单规则的全轮纵向力分配方法,易导致所得车轮纵向力高频抖振,不利于保持受控车辆的稳定性。而针对全轮纵向力优化分配方法的研究,多以最小化整车路面附着负荷为目标^[5-8]。但是涉及到各车轮侧偏力的实时准确估计,应用难度较大。

收稿日期: 2008-06-18 修回日期: 2008-08-05

* 国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2006AA11Z217)

作者简介: 邹广才,博士,主要从事汽车动力学研究, E-mail: zouguangcai@gmail.com

所采用的二次规划^[8]、牛顿法^[9]、自适应分配^[10]、极大极小法^[11]等方法均涉及复杂的迭代计算过程,实时性较差,其结果由于均未能考虑到实现各车轮纵向力的客观约束条件,降低了实车应用的可行性。

本文提出一种基于全轮纵向力优化分配的四轮独立驱动车辆DYC系统方案,以充分结合四轮独立驱动底盘型式与DYC各自的优势,进一步提升车辆动力学性能。

1 4WD 车辆 DYC 系统总体设计

四轮独立驱动车辆的DYC系统可通过各车轮转矩的灵活分配来调整车动力学特性,由此建立的4WD车辆DYC系统结构如图1所示。

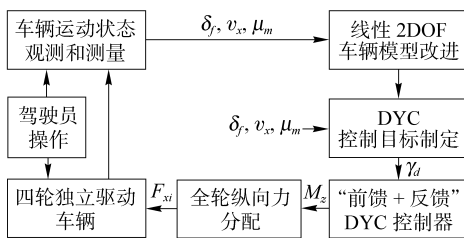


图1 4WD 车辆 DYC 系统结构简图

Fig.1 4WD vehicle DYC system structure

2 DYC 控制器设计

2.1 基于改进 2DOF 车辆模型制定 DYC 控制目标

假设车辆匀速行驶,2DOF 车辆模型具有侧向与横摆 2 个自由度,其状态方程为

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E}\delta_f \quad (1)$$

其中 $\mathbf{x} = [x_1 \quad x_2]^T = [\beta \quad \gamma]^T$ $\mathbf{u} = M_z$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} \frac{-2(C_f + C_r)}{mv_x} & -1 - \frac{2(C_l l_f - C_r l_r)}{mv_x^2} \\ \frac{-2(C_l l_f - C_r l_r)}{I_z} & \frac{-2(C_l l_f^2 + C_r l_r^2)}{I_z v_x} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = [0 \quad b_2]^T = [0 \quad 1/I_z]^T$$

$$\mathbf{E} = [e_1 \quad e_2]^T = [2C_f/(mv_x) \quad 2C_l l_f/I_z]^T$$

式中 δ_f ——前轮转角 M_z ——直接横摆力矩

l_f, l_r ——前、后轴距 m ——整车质量

I_z ——车辆绕垂直轴的转动惯量

v_x ——纵向车速

C_f, C_r ——前、后轮胎的侧偏刚度

在静态轮胎载荷下,借助实验可以获得轮胎在峰值附着系数为 $\mu_{m0} = 1$ 的路面上的侧偏特性及此时名义侧偏刚度 C_{f0}, C_{r0} 。假设 C_f 和 C_r 与路面峰值附着系数 μ_m 成正比,将 2DOF 车辆模型改进为

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}'\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E}'\delta_f \quad (2)$$

其中

$$\mathbf{A}' = \begin{bmatrix} a'_{11} & a'_{12} \\ a'_{21} & a'_{22} \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} \frac{-2\mu_m(C_{f0} + C_{r0})}{\mu_{m0} m v_x} & -1 - \frac{2\mu_m(C_l l_f - C_r l_r)}{\mu_{m0} m v_x^2} \\ \frac{-2\mu_m(C_l l_f - C_r l_r)}{\mu_{m0} I_z} & \frac{-2\mu_m(C_l l_f^2 + C_r l_r^2)}{\mu_{m0} I_z v_x} \end{bmatrix}$$

$$C_f = \mu_m C_{f0} / \mu_{m0} \quad C_r = \mu_m C_{r0} / \mu_{m0}$$

$$\mathbf{E}' = [e'_1 \quad e'_2]^T =$$

$$[2\mu_m C_{f0} / (\mu_{m0} m v_x) \quad 2\mu_m C_{f0} l_f / (\mu_{m0} I_z)]^T$$

“ $\beta - \gamma$ ”相图中车辆运动稳定区域可简化为^[10]

$$|c_1 \beta + c_2 \dot{\beta}| < 1 \quad (3)$$

$\beta = 0$ 可以保证式(3)的成立^[12]。通过施加 M_z 抑制改进 2DOF 车辆模型的 β 稳态值为零,所得的 γ 稳态值 γ_s 就在一定程度上体现了车辆运动的稳定性,即

$$\gamma_s = \frac{2\mu_m C_f v_x}{\mu_{m0} m v_x^2 + 2\mu_m (C_{f0} l_f - C_{r0} l_r)} \delta_f \quad (4)$$

为保证车辆运动的稳定性,以 γ_s 为基础制定操稳性控制目标 γ_d 。将 γ_d 制定成以 γ_s 为稳态值的一阶滞后过程,其滞后时间常数低于式(2)所示系统的时间常数以加快车辆系统响应,即

$$\tau_s \dot{\gamma}_d + \gamma_d = \gamma_s \quad (5)$$

其中,一阶滞后时间常数为

$$\tau_s = \frac{1}{h \sqrt{a'_{11} a'_{22} - a'_{12} a'_{21}}} \quad (h > 1) \quad (6)$$

2.2 基于“前馈+反馈”结构的DYC控制器设计

所设计的“前馈+反馈”DYC控制器如图2所示,所得 M_z 由前馈输出 M_{zf} 和反馈输出 M_{zr} 组成。 γ 对于 δ_f 和 M_z 的拉氏变换二阶传递函数为

$$\gamma(s) = \frac{(e_2 s + e_1 a_{21} - e_2 a_{11}) \delta_f(s) + b_2 (s - a_{11}) M_z(s)}{s^2 - (a_{11} + a_{22}) s + a_{11} a_{22} - a_{21} a_{12}} \quad (7)$$

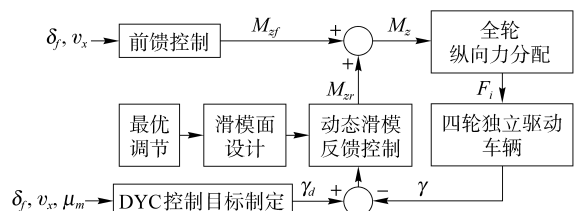


图2 “前馈+反馈”DYC控制器结构简图

Fig.2 “Feedforward + feedbackward” DYC controller

前馈补偿器中, M_{zf} 用于控制 γ 名义稳态值跟随 γ_d 并加快系统响应, 设 M_{zf} 为

$$M_{zf}(s) = G_{f1} \delta_f(s) + G_{f2} \gamma_d(s) \quad (8)$$

其中, $G_{f1}(s)$ 和 $G_{f2}(s)$ 为比例增益。将式(8)代入式(7), 并令 γ 稳态值与 γ_d 稳态值相等, 则可得

$$M_{zf} = \frac{1}{a_{11}b_2}(e_1a_{21} - e_2a_{11})\delta_f + \frac{1}{a_{11}b_2}(a_{21}a_{12} - a_{11}a_{22})\gamma_d \quad (9)$$

反馈补偿器采用最优动态滑模方法, 所得 M_{zf} 用于控制 γ 动态跟随 γ_d 并抑制跟随误差。取 $\Delta\gamma = \gamma - \gamma_d$, 则式(1)转化为

$$\dot{z} = \mathbf{A}_r z + \mathbf{B}_r u_r + \mathbf{F} \quad (10)$$

其中 $z = [z_1 \ z_2]^T = [\Delta\gamma \ \Delta\dot{\gamma}]^T$

$$u_r(s) = (s - a_{11})M_{zf}(s) \quad \mathbf{B}_r = [0 \ b_2]^T$$

$$\mathbf{A}_r = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ a_{12}a_{21} - a_{11}a_{22} & a_{11} + a_{22} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{F} = [0 \ f]^T = \begin{bmatrix} 0 & \frac{e_1a_{21}}{a_{11}}\delta_f - \ddot{\gamma}_d + \left(a_{11} + \frac{a_{21}a_{12}}{a_{11}}\right)\dot{\gamma}_d \end{bmatrix}^T$$

将动态滑模的滑模面定义为

$$s = c_{M1}z_1 + c_{M2}z_2 + u_r \quad (11)$$

其中, c_{M1} 和 c_{M2} 均为待定正系数。系统进入滑模运动阶段并达到稳态, 则 $s = 0$, δ_f 和 γ_d 的变化率亦均为零。通过式(11)可以预测稳态控制误差 $\Delta\gamma_0$ 与 M_{zf} 稳态值 M_{zf0} 成正比, 即

$$\Delta\gamma_0 = \frac{a_{11}M_{zf0}}{c_{M1}} \quad (12)$$

为提高控制精度, 在反馈补偿器中加入对 γ_d 的修正项, 得到新的反馈控制目标 γ_{dn} 为

$$\gamma_{dn} = \gamma_d - \frac{a_{11}M_{zf0}}{c_{M1}} + p_d(\gamma_d - \gamma) \quad (13)$$

其中, p_d 为正常数。重新取 $\Delta\gamma_n = \gamma - \gamma_{dn}$, $z_n = [z_{1n} \ z_{2n}]^T = [\Delta\gamma_n \ \Delta\dot{\gamma}_n]^T$, 则受控系统转化为

$$\dot{z}_n = \mathbf{A}_r z_n + \mathbf{B}_r u_r + \mathbf{F} \quad (14)$$

定义新的滑模面为

$$s = c_{M1}z_{1n} + c_{M2}z_{2n} + u_r \quad (15)$$

此时的滑模运动阶段的系统方程表示为

$$\dot{z} = \mathbf{A}_r z + \mathbf{B}_r u_{eq} = \mathbf{A}_r z - \mathbf{B}_r (c_{M1}z_{1n} + c_{M2}z_{2n}) \quad (16)$$

采用最优化方法设计参数 c_{M1} 和 c_{M2} , 取优化函数为

$$J = \int_{t_0}^{\infty} (z_n^T \mathbf{Q} z_n + u_{eq}^T \mathbf{R} u_{eq}) dt = \int_{t_0}^{\infty} (q_1 z_{1n}^2 + q_2 z_{2n}^2 + r u_{eq}^2) dt \quad (17)$$

其中, \mathbf{Q} 和 \mathbf{R} 均为正定矩阵, q_1 、 q_2 和 r 均为正常

数。由于 $\text{Rank}[\mathbf{B}_r, \mathbf{A}_r \mathbf{B}_r] = 2$, 因此式(14)所示系统对于时间 $t \in [t_0, \infty)$ 完全能控, 其最优调节器为

$$u_{eq} = -\mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}_r^T \bar{\mathbf{K}} z \quad (18)$$

$\bar{\mathbf{K}}$ 是 Riccati 代数方程

$$\mathbf{K} \mathbf{A}_r + \mathbf{A}_r^T \mathbf{K} + \mathbf{Q} - \mathbf{K} \mathbf{B}_r \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}_r^T \mathbf{K} = 0 \quad (19)$$

的唯一正定解。可得 c_{M1} 和 c_{M2} 为

$$\begin{cases} c_{M1} = \frac{b_2 k_{12}}{r} \\ c_{M2} = \frac{b_2 k_{22}}{r} \end{cases} \quad (20)$$

取趋近率为 $\dot{s} = -ks - \epsilon \text{sgn}(s)$, 其中 k 为正数。为克服干扰 f , ϵ 的取值为

$$\epsilon = |c_{M2} f| \quad (21)$$

对滑模面求导并注意到 $u_r(s) = (s - a_{11})M_{zf}(s)$, 最终可得反馈力矩动态滑模控制器为

$$\ddot{M}_{zf} = a_{11} \dot{M}_{zf} - c_{M1} \dot{z}_{1n} - c_{M2} \dot{z}_{2n} - ks - \epsilon \text{sgn}(s) \quad (22)$$

3 全轮纵向力分配方案设计

DYC 作用时, 各车轮纵向力需同时满足 M_z 和整车纵向加速要求 a_{xc} , 同时又受到路面附着及动力总成驱动能力的限制, 所建立的全轮纵向力分配方案如图 3 所示。

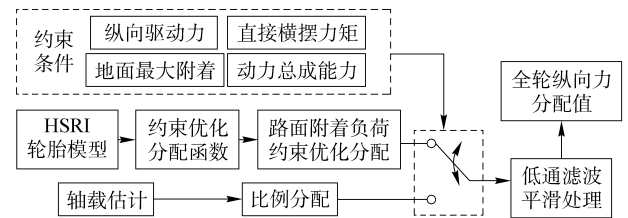


图 3 全轮纵向力分配方案

Fig. 3 Tire longitudinal forces distribution structure

3.1 全轮纵向力分配模式划分及切换逻辑制定

为满足 M_z 和 a_{xc} , 各车轮的纵向力需要满足

$$\begin{cases} F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} = ma_{xc} \\ (F_{x2} - F_{x1})l_d + (F_{x4} - F_{x3})l_d = M_z \end{cases} \quad (23)$$

l_d 为同轴两车轮之间距离的一半, 由此可以得到

$$\begin{cases} F_{x1} = P - F_{x3} \\ F_{x2} = Q - F_{x4} \end{cases} \quad (24)$$

其中

$$\begin{aligned} P &= (ma_{xc} - M_z/l_d)/2 \\ Q &= (ma_{xc} + M_z/l_d)/2 \end{aligned}$$

路面附着和动力总成驱动能力对纵向力的限制为

$$\max(-\mu_m F_{zi}, -F_m) \leq F_{xi} \leq \min(\mu_m F_{zi}, F_m) \quad (25)$$

其中, F_m 为动力总成在车轮上所能产生的最大驱动力。满足以上条件时后轴车轮纵向力取值范围为

$$\begin{cases} F_{3n} = \max(-F_m, P - F_m, -\mu_m F_{z3}, P - \mu_m F_{z1}) \leq \\ F_{x3} \leq \min(F_m, P + F_m, \mu_m F_{z3}, P + \mu_m F_{z1}) = F_{3m} \\ F_{4n} = \max(-F_m, Q - F_m, -\mu_m F_{z4}, Q - \mu_m F_{z2}) \leq \\ F_{x4} \leq \min(F_m, Q + F_m, \mu_m F_{z4}, Q + \mu_m F_{z2}) = F_{4m} \end{cases} \quad (26)$$

根据以上约束条件划分出两种全轮纵向力分配模式:优化分配模式和比例分配模式。当式(26)所示的取值范围均不为空集时,采用优化分配模式;否则采用比例分配模式。为避免模式切换时车轮纵向力出现较大的跳变,采用一阶低通滤波的方式对分配结果进行平滑处理。

3.2 纵向力优化分配模式

在优化分配模式中,综合各车轮的路面附着状况,建立了表征整车路面附着负荷的目标函数,该指标直接影响了车辆的机动性和稳定性。单车轮路面附着负荷 η_i 可利用附着圆的概念加以描述^[8],即

$$\eta_i = \frac{\sqrt{F_{xi}^2 + F_{yi}^2}}{\mu_m F_{zi}} \quad (27)$$

其中, F_{xi} 、 F_{yi} 和 F_{zi} 分别为各车轮的纵向力、侧偏力及垂直载荷, i 取 1、2、3、4 时分别表示前左、前右、后左和后右车轮。 F_{zi} 计算式为

$$F_{zi} = \begin{cases} \frac{m(gl_r - a_x h_g)}{2l} + \frac{(-1)^i h_{gl_r} m a_y}{l d} & (i=1,2) \\ \frac{m(gl_f + a_x h_g)}{2l} + \frac{(-1)^i h_{gl_f} m a_y}{l d} & (i=3,4) \end{cases} \quad (28)$$

取各车轮权重为 k_i , 整车路面附着负荷函数 J_η 为

$$J_\eta = \sum_{i=1}^4 k_i \eta_i^2 = \sum_{i=1}^4 k_i \frac{F_{xi}^2 + F_{yi}^2}{\mu_m^2 F_{zi}^2} \quad (29)$$

为降低对轮胎侧偏力的观测要求,引入 HSRI 轮胎模型利用纵向力来表示侧偏力^[13],即

$$F_{yi} \approx \frac{C_{\alpha i} \alpha_i}{C_{\lambda i} \lambda_i} F_{xi} \quad (i=1,2,3,4) \quad (30)$$

其中, α_i 和 λ_i 分别为各车轮侧偏角和滑转率估计值^[12]; $C_{\alpha i}$ 和 $C_{\lambda i}$ 为车轮在名义静态载荷下的侧偏刚度及纵向刚度,由轮胎实验数据进行拟合。

将式(30)代入式(29),并略去 μ_m ,则可以得到基于 HSRI 轮胎模型的优化分配目标函数 J_H 为

$$\min J_H = \sum_{i=1}^4 \frac{k_i F_{xi}^2}{F_{zi}^2} \left[1 + \left(\frac{C_{\alpha i} \alpha_i}{C_{\lambda i} \lambda_i} \right)^2 \right] = \sum_{i=1}^4 \frac{h_i F_{xi}^2}{F_{zi}^2} \quad (31)$$

从整车角度考虑, J_H 越小,表明在相同的转向要求

下被该车辆所利用的地面附着量越小,即路面附着负荷越小。该四轮独立驱动车辆具有更多的附着余量来克服未来可能出现的稳定性困难,相当于提高了其稳定性上限。将式(24)代入式(31)可以得到

$$J_H = J_a + J_b \quad (32)$$

其中 $J_a = J_a(F_{x3}) = (h_1 + h_3)F_{x3}^2 - 2h_1 P F_{x3} + h_1 P^2$

$$J_b = J_b(F_{x4}) = (h_2 + h_4)F_{x4}^2 - 2h_2 Q F_{x4} + h_2 Q^2$$

可以分别求解两个二次函数 J_a 和 J_b 的最小值,进而求得 J_H 的最小值,取 $a_2 = h_1 + h_3$, $a_1 = -2h_1 P$, $a_0 = h_1 P^2$, $b_2 = h_2 + h_4$, $b_1 = -2h_2 Q$, $b_0 = h_2 Q^2$,则

$$\begin{cases} J_a = a_2 F_{\lambda 3}^2 + a_1 F_{\lambda 3} + a_0 \\ J_b = b_2 F_{\lambda 4}^2 + b_1 F_{\lambda 4} + b_0 \end{cases} \quad (33)$$

针对 $\min J_a$,可以得到以下结果:当 $F_{3m} \leq -a_1/(2a_2)$, $F_{x3} = F_{3m}$, $\min J_a = J_a(F_{3m})$;当 $F_{3n} \leq -a_1/(2a_2) \leq F_{3m}$, $F_{x3} = -a_1/(2a_2)$, $\min J_a = J_a(-a_1/(2a_2))$;当 $-a_1/(2a_2) \leq F_{3n}$, $F_{x3} = F_{3n}$, $\min J_a = J_a(F_{3n})$ 。针对 $\min J_b(F_{x4})$,可以得到以下结果:当 $F_{4m} \leq -b_1/(2b_2)$, $F_{x4} = F_{4m}$, $\min J_b = J_b(F_{4m})$;当 $F_{4n} \leq -b_1/(2b_2) \leq F_{4m}$, $F_{x4} = -b_1/(2b_2)$, $\min J_b = J_b(-b_1/(2b_2))$;当 $-b_1/(2b_2) \leq F_{4n}$, $F_{x4} = F_{4n}$, $\min J_b = J_b(F_{4n})$ 。

在求出后左及后右车轮的纵向力优化分配值后,按式(24)可得前左和前右车轮的纵向力优化分配值。

k_i 可根据车辆状态及控制要求进行调整。根据附着圆的概念,当轮胎纵向力增大时,最大侧偏力会随之降低,从而限制了车轮当前所能提供的侧偏力,影响转向特性。若前轴车轮权重较小,就会增大前轮纵向力并降低后轮纵向力,相当于减小前轮侧偏刚度,降低了过多转向趋势,增强其稳定性;反之则增大过多转向趋势,降低了转向半径增强其弯道通过能力。由此制定的 k_i 动态调整方式为:同轴车轮取相同权重,前后轴之间权重不同;如果横摆角速度响应低于其目标值则降低后轴权重,以适当增大车辆的过多转向趋势;相反则增大后轴权重,以适当降低车辆的过多转向趋势。

3.3 纵向力轴载比例分配模式求解

当式(24)出现空集时,采用全轮纵向力轴载比例分配模式,以前、后轴载估计值为比例分配各轴总的驱动力与横摆力矩。前、后轴载估计值为

$$\begin{cases} F_{zf} = \frac{m(gl_r - a_x h_g)}{l} \\ F_{zr} = \frac{m(gl_f + a_x h_g)}{l} \end{cases} \quad (34)$$

式中 F_{zf}, F_{zr} ——前、后轴载

a_x ——纵向加速度

h_g ——整车质量及前后轴处车辆质量的质心高度

各车轮纵向在满足 M_z 和 a_{xc} 的同时,还满足

$$\begin{cases} \frac{F_{x1} + F_{x2}}{F_{zf}} = \frac{F_{x3} + F_{x4}}{F_{zr}} \\ \frac{F_{x2} - F_{x1}}{F_{zf}} = \frac{F_{x4} - F_{x3}}{F_{zr}} \end{cases} \quad (35)$$

可得所分配的各车轮纵向力为

$$\begin{cases} F_{x1} = \frac{gl_r - a_x h_g}{2gl_r} \left(ma_{xc} - \frac{M_z}{l_d} \right) \\ F_{x2} = \frac{gl_r - a_x h_g}{2gl_r} \left(ma_{xc} + \frac{M_z}{l_d} \right) \\ F_{x3} = \frac{gl_r + a_x h_g}{2gl_r} \left(ma_{xc} - \frac{M_z}{l_d} \right) \\ F_{x4} = \frac{gl_r + a_x h_g}{2gl_r} \left(ma_{xc} + \frac{M_z}{l_d} \right) \end{cases} \quad (36)$$

通过 $|F_{xi}| \leq \min(F_m, F_{zi}) \quad (i=1,2,3,4)$ (37)

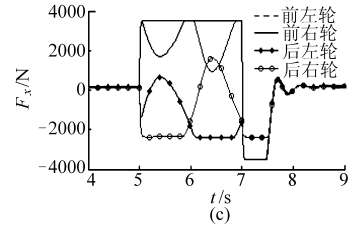
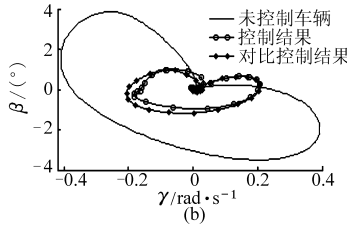
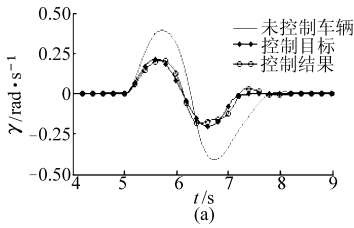


图5 DYC系统控制结果($\mu_m=1$)

Fig.5 DYC result ($\mu_m=1$)

(a) 横摆角速度控制结果 (b) “ $\beta-\gamma$ ”相图控制结果 (c) 全轮纵向力分配结果

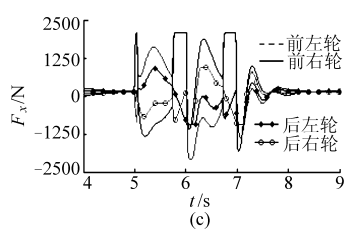
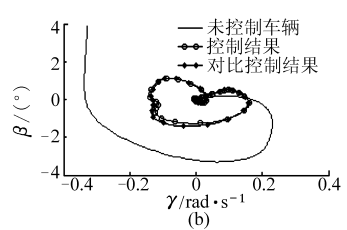
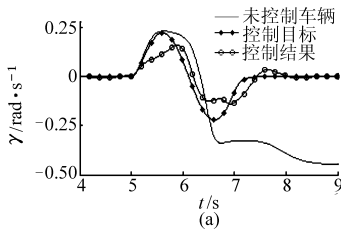


图6 DYC系统控制结果($\mu_m=0.4$)

Fig.6 DYC result ($\mu_m=0.4$)

(a) 横摆角速度控制结果 (b) “ $\beta-\gamma$ ”相图控制结果 (c) 全轮纵向力分配结果

力的取值范围没有出现空集,因此在转向过程中均采用了约束优化分配模式。约束优化分配在保证整车横摆控制效果基本不受影响的情况下进一步缩减“ $\beta-\gamma$ ”相图在一、三象限的伸展程度。说明在DYC系统完成整车控制任务的前提下车辆所利用的地面附着程度更小,所保留的路面附着余量更大,也就相当于提高了车辆运行的稳定性极限。各车轮

进行限值处理而得到最终的分配结果。

4 仿真验证与结果分析

为验证该四轮独立驱动车辆DYC系统的控制效果,建立15DOF仿真车辆模型,并将基于实验数据的一阶滞后非线性轮胎模型^[14]作为控制对象。主要参数为: $m=1550\text{ kg}$, $I_z=2550\text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $l_f=0.70\text{ m}$, $l_r=1.55\text{ m}$, $C_{f0}=57804\text{ N/rad}$, $C_{r0}=27637\text{ N/rad}$ 。仿真车辆以80 km/h分别在 μ_m 为1和0.4的路面上匀速行驶,前轮转角按图4所示的正弦变化,并与普通全轮纵向力分配方法^[1]所得结果作对比,如图5和图6所示。

如图5所示,路面附着状况良好时,各车轮纵向

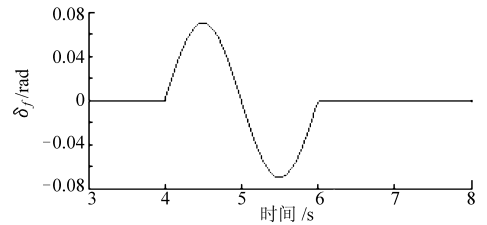


图4 前轮转角正弦变化转向工况

Fig.4 Sine wave changes of front wheel steering angle

的纵向力约束优化分配结果均未出现高频振荡,表明该分配方法具有一定的实用性。

如图6所示,路面附着状况较差时,纵向力的取值范围出现了空集,因此出现了两种分配模式的切换。在模式切换时,纵向力出现了较大程度的变化,但是均没有出现高频的抖振,也基本没有影响整车DYC横摆控制。

5 结论

(1) 该系统在保证整车 DYC 控制效果的同时提高了路面附着余量,增加了车辆运行的稳定性潜

力。进一步提升了车辆的动力学性能。

(2) 所设计的全轮纵向力分配方法计算简洁实用,分配结果未出现高频振荡,实时性强不易发散,适用于多种车辆运动状态范围,有利于实车应用。

参 考 文 献

- 1 Motoki Shino, Masao Nagai. Independent wheel torque control of small-scale electric vehicle for handling and stability improvement[J]. JSAE Review, 2003, 24(4): 449~456.
- 2 Peng He, Yoichi Hori, Kamachi M, et al. Future motion control to be realized by in-wheel motored electric vehicle[C]//The 31th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON 2005), 2005: 954~962.
- 3 Makoto Kamachi, Kevin Walters. A research of direct yaw-moment control on slippery road for in-wheel motor vehicle[C]//EVS22, 2006: 2 122~2 133.
- 4 Jeongmin Kim, Hyunsoo Kim. Electric vehicle yaw rate control using independent in-wheel motor[C]//Proceedings of Power Conversion Conference, 2007: 705~710.
- 5 Eiichi Ono, Yoshikazu Hattori, Muragishi Y, et al. Vehicle dynamics control based on tire grip margin[C]//AVEC04, 2004: 531~536.
- 6 Eiichi Ono, Yoshikazu Hattori, Muragishi Y, et al. Vehicle dynamics integrated control for four-wheel-distributed steering and four-wheel-distributed traction/braking systems[J]. Vehicle System Dynamics, 2006, 44(2): 139~151.
- 7 Ossama Mokhiamar, Masato Abe. Simultaneous optimal distribution of lateral and longitudinal tire forces for the model following control[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2004, 126(4): 753~763.
- 8 Ossama Mokhiamar, Masato Abe. How the four wheels should share forces in an optimum cooperative chassis control[J]. Control Engineering Practice, 2006, 14(3): 295~304.
- 9 Osamu Nishihara, Hirimitsu Kumamoto. Minimax optimizations of tire workload exploiting complementarities between steering and traction/braking force distributions[C]//AVEC06, 2006: 713~718.
- 10 Tjoennas J, Johansen T A. Adaptive optimizing dynamic control allocation algorithm for yaw stabilization of an automotive vehicle using brakes[C]//14th Mediterranean Conference on Control and Automation, 2006: 1~6.
- 11 Peng He, Yoichi Hori. Improvement of EV maneuverability and safety by disturbance observer based dynamic force distribution[C]//EVS22, 2006: 1 818~1 827.
- 12 Ken Koibuchi, Mosaki Yamaoto, Yoshiki Fukata, et al. Vehicle stability control in limit cornering by active brake[C]. SAE Paper 950487, 1995.
- 13 M. 米奇克. 汽车动力学[M]. 北京: 人民交通出版社, 1994.
- 14 Hans B. Pacejka. Tire and vehicle dynamics[M]. SAE Book, 2002.