

基于模型预测控制的汽车底盘协调控制策略^{*}

宗长富¹ 陈国迎¹ 梁赫奇¹ 田承伟¹ 杜江泽²

(1. 吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室, 长春 130025; 2. 吉林大学交通学院, 长春 130025)

【摘要】 通过电子控制系统主动干预车辆的纵向、横向和垂向动力学特性,可以提高车辆的稳定性和操纵性,进而保证车辆的安全行驶。将主动转向、主动横摆力矩控制和主动悬架结合,根据轮胎的力学特性,利用模型预测控制策略,通过轮胎力分配,实现底盘三向动力学的协调控制,并进行了仿真实验,结果表明与两向动力学协调控制相比,该控制策略可以有效提高整车的主动安全性。

关键词: 汽车 主动安全 底盘协调控制 模型预测控制

中图分类号: U461.91 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)02-0001-07

Vehicle Chassis Coordination Control Strategy Based on Model Predictive Control

Zong Changfu¹ Chen Guoying¹ Liang Heqi¹ Tian Chengwei¹ Du Jiangze²

(1. State Key Laboratory of Automobile Dynamic Simulation, Jilin University, Changchun 130025, China

2. College of Traffic, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract

Through active intervention in the vehicle vertical, horizontal and vertical dynamics, electronic control systems can improve stability and steerability of vehicle, thereby ensuring the safe driving. According to the mechanical properties of the tire, this article will coordinate active steering, active yaw moment control and active suspension with the use of model predictive control and tire force allocation strategy to achieve the coordination among the vertical, horizontal and vertical dynamics. Computer simulation results showed that the control strategy could effectively improve vehicle active safety.

Key words Automobile, Active safety, Chassis coordination control, Model predictive control

引言

随着汽车底盘电子技术的迅速发展,面向主动安全的动力学控制系统越来越多地应用于车辆的底盘控制。对底盘动力学控制系统而言,通过电子控制系统分别干预车辆的纵向、横向以及垂向动力学,可以提高整车安全性。前轮主动转向技术(AFS)、电子稳定程序(ESP)、主动悬架(AS)等电子控制系统在提高车辆主动安全性方面的能力已经得到认可。随着车辆平均车速的不断提高、电子控制系统成本的不断降低以及人们对车辆行驶安全的不断关注,汽车底盘主动安全控制系统将成为未来汽车的

标准配置。

单一的汽车底盘安全控制系统可以通过主动干预车辆某一方向的动力学特性,提高整车的安全性。但是受车辆动力学特性,尤其是轮胎力学特性的限制,单一方向的电子控制系统很难满足全工况的主动安全控制需要,底盘电控系统协调控制可以根据车辆行驶状态合理分配纵向、横向和垂向动力学电子控制系统的介入时机和控制力度,弥补由于单个执行器的有效作用范围有限带来的控制缺陷,进而最大限度提高整车的极限性能,保证车辆的行驶安全性。

协调控制可以进一步提高车辆电子控制系统的

收稿日期: 2010-03-18 修回日期: 2010-06-28
^{*} 国家自然科学基金资助项目(50775096)和吉林大学“985”工程研究生创新计划项目(20080204)
作者简介: 宗长富,教授,博士生导师,主要从事汽车动态仿真与控制研究,E-mail: cfzong@yahoo.com.cn

性能,世界各大汽车研究机构及生产厂商均对其进行研究^[1~6]。目前,国内外在协调控制研究方面已经取得了大量成果,但是面向三向动力学以及实际控制应用的研究成果较少,为此本文对该问题展开研究。

本文首先搭建使用 MF 轮胎模型的 14 自由度非线性车辆模型,并在此基础上,基于车辆纵向、横向和垂向的动力学影响机理构建汽车底盘主动转向、主动制动控制和主动悬架的协调控制逻辑,进而利用模型预测控制实现协调控制策略,并进行仿真验证。

1 车辆模型

以 Matlab/Simulink 为平台搭建了整车 14 自由度模型,包括车身的纵向、横向、垂向、横摆、俯仰和侧倾 6 个自由度,悬架的 4 个垂直位移自由度和车轮的 4 个转动自由度。

车身 6 自由度模型方程为

$$m(\dot{v}_x - v_y\gamma + v_z\dot{\theta}) = F_{lfr} + F_{lfl} + F_{Lrr} + F_{Lrl} - (F_{cfr} + F_{cfl})\delta \tag{1}$$

$$m(\dot{v}_y - v_z\dot{\phi} + v_x\gamma) = F_{Crr} + F_{Crl} + F_{Cfl} + F_{Cfr} + (F_{lfr} + F_{lfl})\delta \tag{2}$$

$$m(\dot{v}_z - v_x\dot{\theta} + v_y\gamma) = F_{Sfr} + F_{Sfl} + F_{Srr} + F_{Srl} - m_s g \tag{3}$$

$$J_\varphi\ddot{\varphi} = \frac{w}{2}(F_{Sfl} + F_{Srl} - F_{Sfr} - F_{Srr}) + h_\varphi(F_{Crr} + F_{Crl} + F_{Cfr} + F_{Cfl}) \tag{4}$$

$$J_\theta\ddot{\theta} = b(F_{Srl} + F_{Srr}) - a(F_{Sfl} + F_{Sfr}) + h_\theta(F_{lfr} + F_{lfl} + F_{Lrr} + F_{Lrl}) \tag{5}$$

$$J_\gamma\dot{\gamma} = \frac{w}{2}(F_{lfr} + F_{Lrr} + F_{lfl} + F_{Lrl}) + a(F_{cfl} + F_{cfr}) - b(F_{Crl} + F_{Crr}) \tag{6}$$

悬架中,由于非簧载质量与簧载质量是作用力与反作用力的关系,因此簧载质量受到的悬架力的表达式为

$$F_{Sij} = k_s(z_u - z) + b_s(\dot{z}_u - \dot{z}) + f_{ij} \tag{7}$$

独立悬架单轮非簧载质量垂直跳动动力学方程为

$$m_u\ddot{z}_u = k_u(z_{rij} - z_u) - F_{Sij} \tag{8}$$

车轮动力学模型方程为

$$M_y - F_{Lij}R - M_b = J_w\dot{\omega}_w \tag{9}$$

式中 z ——汽车簧载质量质心位置,m

z_u ——汽车非簧载质量质心位置,m

z_{rij} ——路面纵向截面轮廓,m

z_{uij} ——非簧载质量高度,m

f_{ij} ——悬架控制力,N

θ ——纵倾角,rad φ ——侧倾角,rad

γ ——横摆角速度,rad/s

v_x ——纵向车速,m/s

v_y ——侧向车速,m/s

v_z ——车身垂直速度,m/s

F_{Cij} ——侧向轮胎力,N

F_{Lij} ——纵向轮胎力,N

F_{Sij} ——悬架力,N δ ——前轮转角,rad

ω_w ——车轮角速度,rad/s

M_y ——驱动力矩,N·m

M_b ——制动力矩,N·m

式中下角 $i = 1$ 表示前轴, $i = 2$ 表示后轴, $j = 1$ 表示左侧车轮, $j = 2$ 表示右侧车轮。

模型中变量取值如表 1 所示。

表 1 整车模型变量

Tab.1 Value of vehicle model variable

变量	数值
总质量 m/kg	907
簧载质量 m_s/kg	747
车轮非簧载质量 m_u/kg	40
前悬架刚度 $k_{sf}/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	19 000
后悬架刚度 $k_{sr}/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	14 700
前悬架阻尼系数 $b_{sf}/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	2 000
后悬架阻尼系数 $b_{sr}/\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$	2 100
轮胎垂直刚度 $k_u/\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$	190 000
质心至前轴的距离 a/m	1.103
质心至后轴的距离 b/m	1.244
轮距 w/m	1.416
重力加速度 $g/\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	9.8
质心至纵倾轴的垂直高度 h_θ/m	0.45
质心至侧倾轴的垂直高度 h_φ/m	0.45
俯仰转动惯量 $J_p/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	288
侧倾转动惯量 $J_\varphi/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	1 111
横摆转动惯量 $J_\gamma/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	1 111
车轮转动惯量 $J_w/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	0.8
车轮滚动半径 R/m	0.28

2 底盘协调控制策略

底盘动力学协调控制按运动方向可以分为纵向动力学、横向动力学和垂向动力学控制。本文着重研究底盘三向动力学的协调控制策略,涉及的底盘协调控制以提高车辆的主动安全性为前提,以提高车辆转向过程中的跟随性和稳定性为目标,着重研究协调控制在不同工况下控制目标转变的合理性和准确性。

2.1 基本协调控制逻辑

汽车底盘电控系统协调控制可以有效改善整车性能。本文从车辆全局角度出发,将主动转向、主动

制动和主动悬架进行协调控制的目标定为：在保证车辆行驶工况不进一步恶劣的前提下，所有的底盘控制系统都为同一个控制目标服务。考虑横向、纵向动力学和垂向动力学对整车安全性的影响，以及三者之间的关系，本文所涉及的模型预测控制主要针对与横向和纵向动力学相关的主动转向和主动制动，因为二者可以充分利用轮胎在线性区和非线性区的力学特性，改善车辆的行驶稳定性和操纵性，对车辆主动安全性的影响显著，对其进行合理控制能够充分提高包括极限工况在内的全工况下的车辆行驶能力。主动转向和主动制动的协调控制主要通过调整图 1 中所示的成本函数的权重实现，权重根据车辆行驶状态和相应的动力学关系得到。对于主动悬架，其对主动安全性的影响主要通过改变车辆的垂向动力学特性来实现。相对于主动转向和主动制动而言，在车辆正常行驶状态下，主动悬架对车辆主动安全的影响更多体现在间接改变车辆的载荷分布方面，因此本文涉及的主动悬架控制策略主要根据横向和纵向动力学的控制需要主动调节车辆的载荷分布，即当需要增加车辆的不足转向时，在前轴上分配更多的内外侧载荷转移量；当需要减小车辆的不足转向时，在后轴上分配更多的内外侧载荷转移量。悬架控制力的准静态方程为

$$a_y m_s h = (K_{\varphi_f} + K_{\varphi_r}) \varphi + \Delta F_{sf} w + \Delta F_{sr} w \quad (10)$$

式中 a_y ——侧向加速度

h ——质心至侧倾轴距离

K_{φ_f} ——前轴侧倾角刚度

K_{φ_r} ——后轴侧倾角刚度

ΔF_{sf} ——前轴的悬架载荷转移控制力

ΔF_{sr} ——后轴的悬架载荷转移控制力

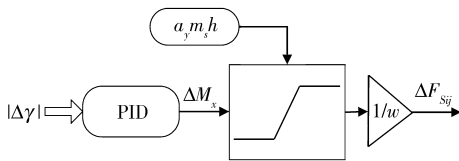


图 1 悬架力控制框图

Fig. 1 Diagram of suspension force control

为避免悬架在小侧向加速度和小横摆角速度偏差时受干扰而发生误动作，本文设计为：当车辆侧向加速度较小时，主动悬架不控制稳定性（平顺性控制除外）。由建立的主动悬架模型和等效侧倾动力学方程可知，悬架控制力提供的抗侧倾力矩的总量不能超过惯性力产生的侧倾力矩。悬架控制力的产生由控制结构图产生。

整个协调控制逻辑如图 2 所示。

2.2 MPC 控制器设计

根据底盘协调控制的需要，对车辆横向和纵向

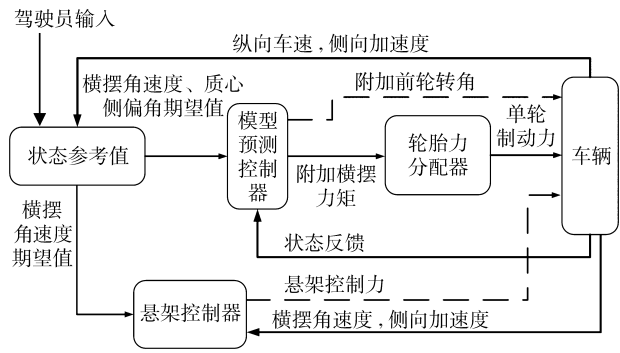


图 2 底盘协调控制逻辑框图

Fig. 2 Diagram of chassis coordinate control

动力学控制（MPC）所涉及的主动转向和主动制动采用模型预测控制，实现二者之间的协调控制。

2.2.1 预测用整车模型

线性 2 自由度车辆模型被广泛应用于车辆的稳定性控制，已获得理想的参考车辆行驶状态。当侧向加速度较小，即轮胎力学特性处于线性区时，可以用该模型准确预测车辆的运动状态，但是当侧向加速度较大，即轮胎力学特性处于非线性区时，侧向力将呈现出强非线性，此时线性 2 自由度车辆模型的预测结果将很难满足模型预测控制的需要。而要准确描述这种非线性特性，需要复杂轮胎模型，如此不但增加了模型在线预测的难度，而且轮胎模型所需参数的实时准确获取也难以实现。为此采用图 3 所示简化的两级轮胎模型代替实际轮胎，并与反馈矫

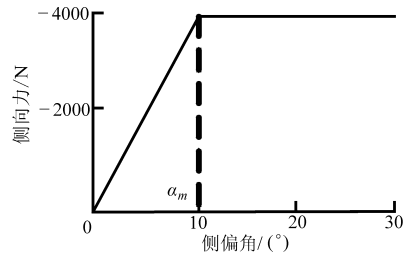


图 3 轮胎模型侧向力与侧偏角关系图

Fig. 3 Relation of tire model lateral force and sideslip angle

正的方法一起预测车辆未来状态。由于 2 自由度模型中的质心侧偏角与轮胎侧偏角都不易直接测得，需要采用一定的状态估计方法估计得到，本文重点在底盘的集成，对于质心侧偏角的估计可参考文献[7]。所建立的预测用整车 2 自由度模型为

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_0 \mathbf{x} + \mathbf{B}_0 \mathbf{u} \\ \mathbf{y} = \mathbf{C}_0 \mathbf{x} \end{cases} \quad (11)$$

其中

$$\mathbf{x} = [\beta \quad \gamma]^T \quad \mathbf{u} = [\delta_f \quad T_z]^T$$

$$\mathbf{A}_0 = \begin{bmatrix} \frac{k_1 + k_2}{mv_x} & \frac{ak_1 - bk_2}{mv_x^2} - 1 \\ \frac{ak_1 - bk_2}{I_z} & \frac{a^2 k_1 + b^2 k_2}{I_z v_x} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_0 = \begin{bmatrix} \frac{-k_1}{mv_x} & 0 \\ -ak_1 & \frac{1}{I_z} \end{bmatrix} \quad \mathbf{C}_0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

2.2.2 MPC 控制器设计

模型预测控制为离散控制的一种,因此首先需要将式(11)所示的车辆状态空间模型离散化,为了减少静态误差,再将其转化成增量形式^[8]

$$\begin{cases} \Delta \mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A} \Delta \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_u \Delta \mathbf{u}(k) \\ \mathbf{y}_c(k) = \mathbf{C}_c \Delta \mathbf{x}(k) + \mathbf{y}_c(k-1) \end{cases} \quad (12)$$

其中, $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{B}_u$ 、 $\mathbf{C}_c$ 分别为 $\mathbf{A}_0$ 、 $\mathbf{B}_0$ 、 $\mathbf{C}_0$ 离散化后的矩阵。预测时域设为 $p=10$, 控制时域设为 $m=2$ 。定义预测输出向量

$$\mathbf{Y}_p(k+1|k) = \begin{bmatrix} \mathbf{y}_c(k+1|k) \\ \mathbf{y}_c(k+2|k) \\ \vdots \\ \mathbf{y}_c(k+p|k) \end{bmatrix}$$

定义控制序列

$$\Delta \mathbf{U}(k) = \begin{bmatrix} \Delta \mathbf{u}(k) \\ \Delta \mathbf{u}(k+1) \\ \vdots \\ \Delta \mathbf{u}(k+m-1) \end{bmatrix}$$

对于系统未来 p 步输出的预测为

$$\mathbf{Y}_p(k+1|k) = \mathbf{S}_x \Delta \mathbf{x}(k) + \mathbf{I} \mathbf{y}_c(k) + \mathbf{S}_u \Delta \mathbf{U}(k) \quad (13)$$

$$\text{其中} \quad \mathbf{S}_x = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_c \mathbf{A} \\ \mathbf{C}_c \mathbf{A}^2 + \mathbf{C}_c \mathbf{A} \\ \vdots \\ \sum_{i=1}^p \mathbf{C}_c \mathbf{A}^i \end{bmatrix} \quad \mathbf{I} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{n_c n_c} \\ \mathbf{I}_{n_c n_c} \\ \vdots \\ \mathbf{I}_{n_c n_c} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{S}_u = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_c \mathbf{B}_u & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \sum_{i=1}^2 \mathbf{C}_c \mathbf{A}^{i-1} \mathbf{B}_u & \mathbf{C}_c \mathbf{B}_u & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \sum_{i=1}^m \mathbf{C}_c \mathbf{A}^{i-1} \mathbf{B}_u & \sum_{i=1}^{m-1} \mathbf{C}_c \mathbf{A}^{i-1} \mathbf{B}_u & \cdots & \cdots & \mathbf{C}_c \mathbf{B}_u \\ \vdots & \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \sum_{i=1}^p \mathbf{C}_c \mathbf{A}^{i-1} \mathbf{B}_u & \sum_{i=1}^{p-1} \mathbf{C}_c \mathbf{A}^{i-1} \mathbf{B}_u & \cdots & \cdots & \sum_{i=1}^{p-m+1} \mathbf{C}_c \mathbf{A}^{i-1} \mathbf{B}_u \end{bmatrix}$$

即预测控制输出为

$$\mathbf{Y}_p(k+1|k) = \mathbf{S}_x \Delta \mathbf{x}(k) + \mathbf{I} \mathbf{y}_c(k) + \mathbf{S}_u \Delta \mathbf{U}(k) \quad (14)$$

如此,模型预测控制可以转化为无约束开环优化问题

$$\mathbf{J} = \|\mathbf{F}_y(\mathbf{Y}_p(k+1|k) - \mathbf{R}(k+1))\|^2 + \|\mathbf{F}_u \Delta \mathbf{U}(k)\|^2 \quad (15)$$

其中 $\mathbf{Y}_p(k+1|k)$ 为预测控制输出,由式(14)得到, $\mathbf{F}_y = \text{diag}(\mathbf{F}_{y,1}, \mathbf{F}_{y,2}, \dots, \mathbf{F}_{y,p})$ 为输出偏差的惩罚系数矩阵, $\mathbf{F}_u = \text{diag}(\mathbf{F}_{u,1}, \mathbf{F}_{u,2}, \dots, \mathbf{F}_{u,m})$ 为控制增量的惩罚系数矩阵, $\mathbf{R}(k+1) = [r(k+1) \quad r(k+2) \quad \cdots \quad r(k+p)]$ 是预测时域内的期望输出值,在这里假定在预测时域内,期望值是一定的,且等于当前值,

即 $r(k+i) = r(k)$, 求解方程 $\frac{\partial \mathbf{J}}{\partial \Delta \mathbf{U}} = 0$, 得到最优控制输出序列为

$$\Delta \mathbf{U}^*(k) = (\mathbf{S}_u^T \mathbf{F}_y^T \mathbf{F}_y \mathbf{S}_u + \mathbf{F}_u^T \mathbf{F}_u)^{-1} \mathbf{S}_u^T \mathbf{F}_y^T \mathbf{F}_y \mathbf{E}_p(k+1|k) \quad (16)$$

其中 $\mathbf{E}_p(k+1|k) = \mathbf{R}(k+1) - \mathbf{S}_x \Delta \mathbf{x}(k) - \mathbf{I} \mathbf{y}_c(k)$ 由在线计算得到。按照滚动优化控制律,在下一控制时域内只将优化得到的最优控制输入序列的第一个元素作用于系统。

由于预测模型中采用简化的轮胎模型,不能准确反映全工况的车辆状态变化,故必须对预测控制在状态反馈的基础上进行反馈矫正。反馈矫正的方法可以采用在线辨识的方法直接修改模型参数,也可在原来的模型基础上,对未来的误差做出预测并加以补偿^[9]。由于模型预测控制只将得到的控制序列的第一个作用于被控对象,没有必要对所有控制变量的误差做出预测。另一方面,若对控制序列中的所有结果做出预测,并参与优化,涉及模型结构变化,在线求逆等大量复杂运算,实时性将很差。所以采用较简单的反馈矫正方法对控制序列的第一个控制量加以修正。具体方法如下:①按照模型初始选定的参数离线计算出反馈矩阵,利用本时刻的采样结果与反馈矩阵得到本时刻的控制输入 $\Delta \mathbf{u}_0(k)$ 。②采用一种比较简单的方法辨识出侧偏刚度的变化,并将此变化用于对下一时刻的输出结果的误差预测。

对侧偏刚度变化的辨识线性状态空间模型为

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A}_c \mathbf{x}(t) + \mathbf{B}_{cu} \mathbf{u}(t) \\ \mathbf{y}_c(t) &= \mathbf{C}_c \mathbf{x}(t) \end{aligned}$$

其对应的离散模型为

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A} \mathbf{x}(k) + \mathbf{B}_u \mathbf{u}(k) \\ \mathbf{y}_c(k) &= \mathbf{C}_c \mathbf{x}(k) \end{aligned}$$

其中 $\mathbf{A} = \mathbf{e}^{\mathbf{A}_c T_s} = \mathbf{I} + \mathbf{A}_c T_s + \frac{1}{2!} \mathbf{A}_c^2 T_s^2 + \cdots +$

$$\frac{1}{k!} \mathbf{A}_c^k T_s^k + \cdots = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{1}{k!} \mathbf{A}_c^k T_s^k$$

$$\mathbf{B}_u = \int_0^{T_s} \mathbf{e}^{\mathbf{A}_c \tau} \mathbf{d}\tau \cdot \mathbf{B}_{cu}$$

忽略高次项,对 A 的离散化过程取其线性部分,得到

$$\begin{aligned} A &= e^{A_c T_s} \approx I + A_c T_s \\ B_u &= \int_0^{T_s} e^{A_c \tau} d\tau \cdot B_{cu} \approx \int_0^{T_s} (I + A_c \tau) d\tau \cdot B_{cu} = \\ &\left(T_s I + \frac{T_s^2}{2} A_c \right) B_c \approx B_c T_s \\ \Delta A &= \Delta A_c T_s \\ \Delta B_u &= \Delta B_c T_s \end{aligned}$$

上述公式将离散的采样值与侧偏刚度联系起来,按照此方法可以近似得到侧偏刚度的变化量 Δk_1 、 Δk_2 。

对控制输入进行修正的目的是:在上面辨识出的侧偏刚度变化的基础上,求解一些简单的二元方程组,得到新的控制变量,使其输出与初始输入的理想输出一致。

2.2.3 协调机制

MPC 控制器本身不具备协调功能,这里只是用到了其对 MIMO 系统的处理能力,本文的协调机制采用常用的监督结构。AFS 与 DYC 的协调体现在目标函数中,即横摆角速度偏差、质心侧偏角偏差、前轮附加转角、附加横摆力矩的权重系数。最理想的方法是按照车辆状态实时调整权重系数,对不起明显作用的控制量施加较大的惩罚系数,然后在线计算反馈矩阵。由于计算过程中涉及到对高维矩阵的求逆,计算量较大,本文只将车辆的状态分为:稳态与非稳态。当估计器得出车辆处于稳态时,只是通过转向控制来补偿由悬架的 K&C 特性导致的转向,此时主动转向的权重和横摆角速度的权重都设计为较小的 0.1,而附加横摆力矩与质心侧偏角偏差的权重设计得比较大,为 100,当车辆进入非稳态时,两组权重对调。

2.3 制动力分配

在协调控制结构图(图 2)中,上层的模型预测控制器得到的控制量是前轮附加转向角 $\Delta\delta$ 和 DYC 的附加横摆力矩 ΔT_z ,其中 $\Delta\delta$ 直接作为底层转向控制的目标输入, ΔT_z 需要转化成底层制动压力控制单元的制动器制动力。本文对该制动力分配策略进行了研究,在单个车轮上由制动力产生的附加横摆力矩取决于如下因素^[10]:制动器制动力的尺寸、车轮垂直载荷大小、附着(椭圆)规定的纵向力与侧向力的关系以及车轮相对于汽车质心的位置等。由于摩擦椭圆的限制,制动力的干预会对原来的侧向力产生影响。这种影响导致制动力产生的附加横摆力矩呈现非线性变化,如图 4 所示。

本文在分析单轮制动产生横摆力矩特性的基础

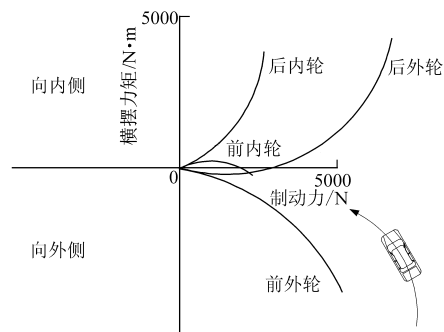


图 4 单轮制动力与附加横摆力矩关系示意图

Fig. 4 Relationship between single-wheel braking force and additional yaw moment

上,先不考虑制动对侧向力的影响。如图 4,当需要向外侧的附加横摆力矩时,采用前外轮单独制动,当需要向内侧的横摆力矩时采用内后轮单独制动。

采用如下作用关系:

$$\Delta M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4$$

$$M_1 = -\frac{w}{2} F_{Lfl} \cos\delta + a F_{Lfl} \sin\delta$$

$$M_2 = \frac{w}{2} F_{Lfr} \cos\delta + a F_{Lfr} \sin\delta$$

$$M_3 = -\frac{w}{2} F_{Lrl}$$

$$M_4 = -\frac{w}{2} F_{Lrr}$$

式中 M ——各车轮制动产生的附加横摆力矩

3 仿真结果分析

以搭建的 14 自由度整车模型为基础,进行了汽车底盘协调控制策略仿真。为了验证算法的有效性,采用车速为 100 km/h 的变幅值连续正弦转向输入和车速为 80 km/h 的 J-Turn 开环测试工况进行控制策略的验证,仿真在摩擦系数为 0.5 的路面上进行,模型参数见文献[5]。所选工况可以涵盖车辆行驶的轮胎力的线性区和非线性区,可以全面验证协调控制的有效性和准确性。变幅值连续正弦转向输入仿真结果如图 5 所示,J-Turn 仿真结果如图 6 所示。

图 5a 所示为测试时方向盘转角输入,在频率一定的前提下,方向盘转角的输入幅值逐渐增大,直到车辆的行驶状态达到侧向极限。从图 5b、5c 中可以看出,实施底盘协调控制车辆的质心侧偏角响应明显小于未施加控制的车辆,未施加控制的车辆在 7 ~ 8 s 之间已经失稳。由于控制门限设置较小,AFS 和 AYC 协调控制以及 AFS、AYC 和 AS 三者协调控制得到的质心侧偏角响应均小于期望值,更加有利于车辆的稳定行驶。AFS、AYC、AS 三者协调控制得到的横摆角速度响应明显优于 AFS 和 AYC 协调控

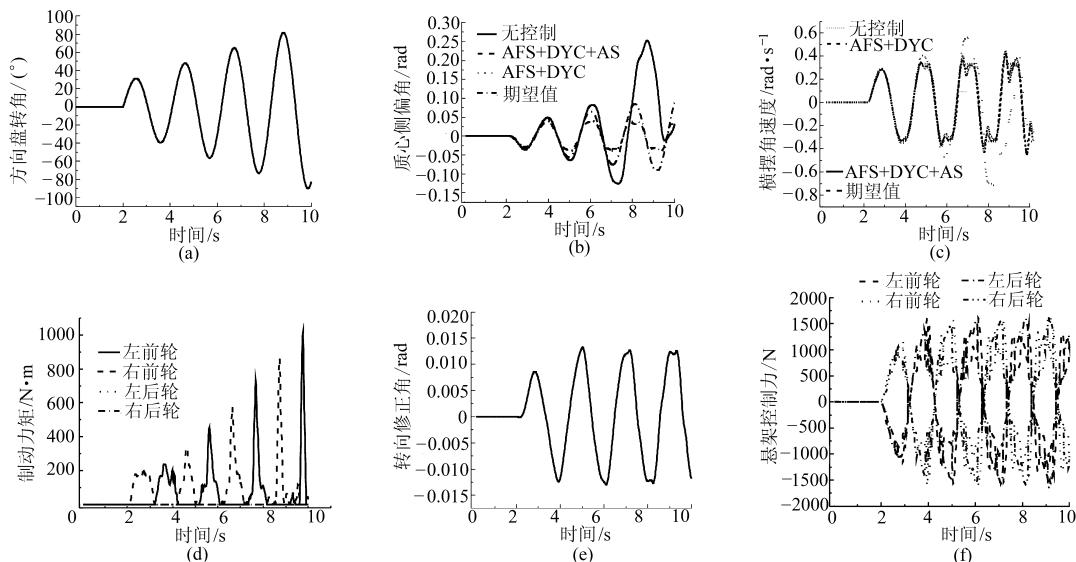


图5 变幅值连续正弦转向输入验证结果

Fig. 5 Results of variable amplitude continuous sinusoidal steering input

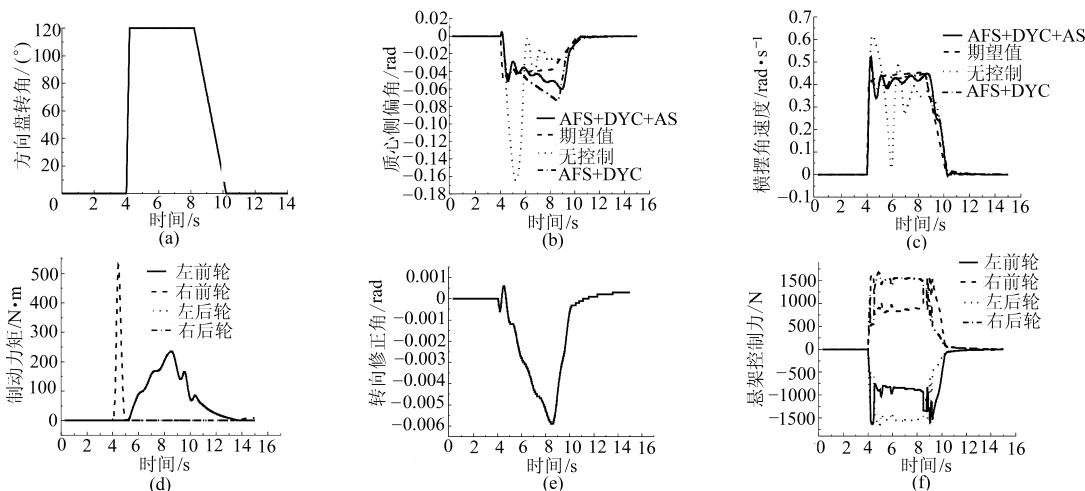


图6 J-Turn 转向输入验证结果

Fig. 6 Results of J-Turn steering input

制,充分证明了悬架通过主动调整载荷分布对底盘协调控制的积极影响。

从图 5d 可以看出制动力干预主要表现在前轮,主要是由于车辆在进行连续变幅值正弦行驶时,以过多转向为主,因此以前轮主动制动为主的主动横摆力矩控制作用比较明显。图 5e 和图 5f 所示的转向修正角和悬架控制力变化与制动力矩变化曲线一致,即主动制动、主动转向和主动悬架之间的协调控制可以达到控制目标要求。

图 6a 所示为参照美国 NHTSA 颁布的 J-Turn 转向输入工况标准确定的方向盘转角输入信号^[11],图 6b 和图 6c 是车辆质心侧偏角和横摆角速度响应曲线,图 6d~6f 是车辆进行主动控制的附加控制量变化曲线,与变幅值连续正弦转向输入仿真类似,采用三向动力学协调控制的车辆性能明显优于水平动

力学协调控制车辆,进一步验证了三向动力学协调控制的优势和所设计控制算法的有效性和准确性。

4 结论

(1) 基于车辆动力学机理,提出了一种汽车底盘水平动力学和垂直动力学协调控制的控制逻辑,通过协调控制可以充分提高车辆行驶的主动安全性。

(2) 将模型预测控制应用于车辆底盘协调控制,充分利用模型预测控制的优势,进一步提高了协调控制的品质。

(3) 主动悬架的介入,可以有效提高主动转向和主动制动的控制效果,进一步提高了车辆的主动安全性。

参 考 文 献

1 Willy Klier, Martin Kieren, Wolfgang Schröder. Integrated safety concept and design of a vehicle dynamics management system[C]. SAE Paper 2007-01-0842, 2007.

2 Holger Duda, Stefan Berkner. Integrated chassis control using active suspension and braking[C]. AVEC04.

3 Hwang T H, Park K, Heo S J. Design of integrated chassis control logics for AFS and ESP[J]. International Journal of Automotive Technology, 2008, 9(1): 17 ~ 27.

4 李道飞, 喻凡. 基于最优轮胎力分配的车辆动力学集成控制[J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(6): 887 ~ 891.
Li Daofei, Yu Fan. Integrated vehicle dynamics controller design based on optimum tire force distribution[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2008, 42(6): 887 ~ 891. (in Chinese)

5 Yang Xiujian, Wang Zengcai, Peng Weili. Coordinated control of AFS and DYC for vehicle handling and stability based on optimal guaranteed cost theory[J]. Vehicle System Dynamics, 2009, 47(1): 57 ~ 79.

6 朱冰, 李幼德, 赵健, 等. 基于多变量频域控制方法的车辆底盘集成控制[J]. 农业机械学报, 2010, 41(1): 14 ~ 17.
Zhu Bing, Li Youde, Zhao Jian, et al. Integrated chassis control based on multivariable frequency domain control methods [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(1): 14 ~ 17. (in Chinese)

7 宗长富, 胡丹, 杨肖, 等. 基于扩展 Kalman 滤波的汽车行驶状态估计[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2009, 39(1): 7 ~ 11.
Zong Changfu, Hu Dan, Yang Xiao, et al. Vehicle driving state estimation based on extended Kalman filter[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2009, 39(1): 7 ~ 11. (in Chinese)

8 Wang Liuping. Model predictive control system design and implementation using MATLAB[M]. London: Springer-Verlag London Limited, 2009.

9 席裕庚. 预测控制[M]. 北京: 国防工业出版社, 1993.

10 余志生. 汽车理论[M]. 4 版. 北京: 机械工业出版社, 2006.

11 Forkenbrock G J, Garrott W R. An experimental examination of J-Turn and fishhook maneuvers that may induce on-road, untripped, light vehicle rollover[C]. SAE Paper 2003-01-1008, 2003.

(上接第 17 页)

8 Nolte T, Hansson H, Norstr M C. Probabilistic worst-case response-time analysis for the controller area network[C] // Proceeding of the 9th IEEE Real-Time and Embedded Technology and Applications Symposium, 2003.

9 曹万科, 张天侠, 闻邦椿, 等. 柔性时间触发控制器局域网络(CAN)控制系统动态规划应用与性能分析[J]. 机械工程学报, 2008, 44(5): 142 ~ 146.
Cao Wanke, Zhang Tianxia, Wen Bangchun, et al. Application and performance analysis of dynamic-planning-based flexible time triggered controller area network [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(5): 142 ~ 146. (in Chinese)