

文章编号:1000-582X(2010)10-019-06

采用横摆力矩优化分配方法的车辆稳定性控制系统

罗 虹,张立双,来 飞,陈 星

(重庆大学 机械工程学院,重庆 400044)

摘 要:为提高车辆的操纵稳定性,设计了采用横摆力矩优化分配方法的车辆稳定性控制系统。控制系统的上层采用基于最优理论的横摆力矩控制器,该控制器根据校正横摆力矩来计算目标控制车轮的参考滑移率;下层是 PID 控制器,它跟踪上层控制器的参考滑移率,对目标车轮施加制动力矩从而使车辆稳定。采用八自由度非线性车辆模型在不同工况下进行仿真,结果表明所设计的控制系统能够有效地改善车辆的操纵稳定性。

关键词:车辆稳定性;直接横摆力矩;最优控制;PID 控制;滑移率

中图分类号:U270

文献标志码:A

Vehicle stability control system design using optimal allocation of yaw moment

LUO Hong, ZHANG Li-shuang, LAI Fei, CHEN Xing

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

Abstract: In order to improve vehicle handling stability, a control system using optimal allocation of yaw moment was designed. The first layer is a linear quadratic regulator (LQR) controller, which optimizes a desired yaw moment to work on the vehicle and calculates reference wheel slip for the target wheel. The second layer of the control system is a PID controller which can track the reference wheel slip rate, and then apply braking torque on the target wheel to make the vehicle stable. Simulations are carried out by using an 8-dof nonlinear vehicle model under different conditions. The simulation results indicate that the designed control system can effectively improve vehicle handling stability.

Key words: vehicle stability; direct yaw moment; optimal control; PID control; slip rate

随着汽车动力学性能的不断完善和发展,汽车行驶车速不断提高。高速状态下行驶的汽车在紧急转向、制动,或在较大侧向风影响下转向时,侧向力常常接近附着极限,这会严重影响汽车转向稳定性,造成转向不足或者转向过度、甩尾等情况,从而使汽车偏离原先的轨道,在这种情况下很容易发生交通事故。

ABS/ASR 可在车辆紧急制动或加速行驶状态时通过控制车轮滑移率来提高车辆的安全性,但对

于紧急转向或高速换线行驶的车辆则无法提供安全保障。汽车直接横摆力矩控制(简称 DYC, Direct Yaw-moment Control)的研究就是旨在淡化驾驶人员的操作技能对车辆运动安全性的影响,在车辆的各种行驶状态下通过对每个车轮的受力进行调节,产生横摆力矩,克服过多转向或不足转向,从而主动地对车辆进行动力学控制,提高汽车在高速和恶劣道路等极限条件下行驶时的操纵稳定性^[1]。因此,直接横摆力矩控制是最具有发展前景的汽车主动底

收稿日期:2010-04-29

基金项目:重庆市重大科技攻关项目(CSTC,2008AA6030)

作者简介:罗虹(1955-),男,重庆大学副教授,主要从事车辆系统动力学与控制研究,(E-mail)lhongcd@163.com。

盘控制技术之一。

目前在该领域的研究重点集中于横摆力矩的控制逻辑^[2-3],通过前轴或后轴左右轮的制动力来实现,而深入考虑横摆力矩的具体分配的研究还不多见。基于此,笔者设计了采用横摆力矩优化分配方法的车辆稳定性控制系统,上层控制器通过车辆质心侧偏角和横摆角速度跟踪理想模型的状态差异,下层控制器通过对各个车轮单独制动来控制车辆稳定性。并建立了八自由度非线性车辆和轮胎模型,最后通过在 MATLAB 环境下的仿真表明该控制系统在高速极限工况下能有效地提高车辆的操纵稳定性。

1 车辆和轮胎模型

1.1 八自由度车辆模型

采用八自由度非线性车辆模型进行仿真分析,如图 1 所示。模型考虑了汽车的纵向、侧向、横摆、侧倾运动,以及四个车轮的转动,考虑了汽车加速、减速及转向时汽车的轴荷转移,忽略汽车的俯仰及垂直运动。

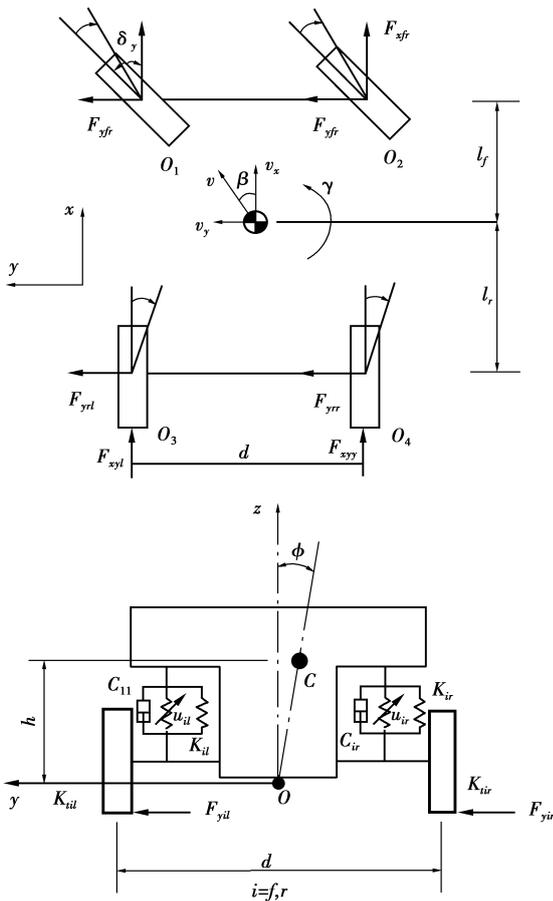


图 1 八自由度车辆动力学模型

该模型的动力学方程如下:

纵向力平衡方程

$$m(\dot{v}_x - v_y \cdot \gamma) = (F_{xfl} + F_{xfr})\cos\delta_f - (F_{yfl} + F_{yfr})\sin\delta_f + F_{xrl} + F_{xrr} \quad (1)$$

侧向力平衡方程

$$m(\dot{v}_y + v_x \cdot \gamma) + m_s h \dot{\beta} = (F_{xfl} + F_{xfr})\sin\delta_f + (F_{yfl} + F_{yfr})\cos\delta_f + F_{yrl} + F_{yrr} \quad (2)$$

绕 z 轴力矩平衡方程

$$I_x \ddot{\varphi} - m_s h (\dot{v}_y + v_x \cdot \gamma) + I_{xz} \dot{\gamma} = -C_{sij} \dot{\varphi} - K_{sij} \varphi + m_s g h \varphi \quad (3)$$

绕 x 轴力矩平衡方程

$$I_z \dot{\gamma} + I_{xz} \ddot{\varphi} = l_f (F_{xfl} + F_{xfr})\sin\delta_f - 0.5d \cdot (F_{xfl} - F_{xfr})\cos\delta_f - 0.5d \cdot (F_{xrl} - F_{xrr}) + l_f (F_{yfl} + F_{yfr})\cos\delta_f + 0.5d \cdot (F_{yfl} - F_{yfr})\sin\delta_f - l_r (F_{yrl} + F_{yrr}) \quad (4)$$

4 个车轮的力矩平衡方程

$$\left. \begin{aligned} J_\omega \dot{\omega} &= T_{dfi} - T_{bfi} - F_{xfi} R_\omega, \\ J_\omega \dot{\omega} &= -T_{bri} - F_{xri} R_\omega. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

上述方程中: δ_f 为前轮转向角; v_x, v_y 分别为纵向、横向车速; β 为质心侧偏角; γ 为横摆角速度; φ 为车身侧倾角; F_{xij}, F_{yij} 分别为轮胎纵向、侧向力; $i=f, r$ 与 $j=f, r$ 分别对应相应的车轮; m 为整车质量; m_s 为悬挂质量; l_f, l_r 为前后轴距, $L=l_f+l_r$; d 为轮距; I_{xz} 为悬挂质量对车辆坐标系 x, z 两轴惯量积; I_x 为悬挂质量绕车身重心纵轴的转动惯量; $I_x + m_s h^2$ 为悬挂质量对车辆坐标系 x 轴的等效转动惯量; I_z 为整车绕 z 轴的等效转动惯量; h 为侧倾力臂; K_{sij}, C_{sij} 为单侧悬架侧倾角刚度、侧倾角阻尼; $K_{\alpha ij}$ 为单侧轮胎侧偏刚度; α_{ij} 为车轮有效侧偏角; T_{bij} 为车轮制动力矩; T_{dfi} 为后轮驱动力矩; J_ω 为车轮滚动转动惯量; R_ω 为车轮滚动半径。

1.2 轮胎模型

由于 Dugoff 轮胎模型需要的参数少,不需要大量的轮胎力学特性实验数据的拟和,应用方便,因此,本文采用 Dugoff 轮胎模型^[4]。其一般表达式为:

$$\begin{cases} F_x = K_\lambda \cdot \frac{\lambda}{1+\lambda} f(\sigma), \\ F_y = K_\alpha \cdot \frac{\tan(\alpha)}{1+\lambda} f(\sigma). \end{cases}$$

$$\text{其中 } \sigma = \frac{\mu F_z (1+\lambda)}{2 \{ (K_\lambda \cdot \lambda)^2 + (K_\alpha \cdot \tan(\alpha))^2 \}^{\frac{1}{2}}},$$

$$\begin{cases} f(\sigma) = (2 - \sigma) \cdot \sigma, \text{ if } \sigma < 1; \\ f(\sigma) = 1, \text{ if } \sigma \geq 1. \end{cases}$$

上式中, K_{λ} , K_{α} 分别为轮胎纵向和侧向刚度; λ 和 $\tan(\alpha)$ 分别为轮胎纵向和侧向滑移率; μ 为路面附着系数; F_z 为轮胎垂直载荷。

因为轮胎的垂直载荷对纵向力、侧向力有重要影响, 而各轮胎的垂直载荷随着车辆转向、加速、制动等行驶工况的变化而变化, 所以轮胎模型必须考虑垂直载荷的变化情况。

经计算得到各个轮胎垂直载荷如下

$$F_{zfl} = \frac{l_r mg}{2L} - \frac{mh_c a_x}{2L} - \frac{1}{d} [m_s (a_y - \ddot{h}\varphi) h_f \cdot \frac{l_r}{L} + K_{sfl} \varphi + C_{sfl} \dot{\varphi}],$$

$$F_{zfr} = \frac{l_r mg}{2L} - \frac{mh_c a_x}{2L} + \frac{1}{d} [m_s (a_y - \ddot{h}\varphi) h_f \cdot \frac{l_r}{L} + K_{sfr} \varphi + C_{sfr} \dot{\varphi}],$$

$$F_{zrl} = \frac{l_f mg}{2L} + \frac{mh_c a_x}{2L} - \frac{1}{d} [m_s (a_y - \ddot{h}\varphi) h_r \cdot \frac{l_f}{L} + K_{srl} \varphi + C_{srl} \dot{\varphi}],$$

$$F_{zrr} = \frac{l_f mg}{2L} + \frac{mh_c a_x}{2L} + \frac{1}{d} [m_s (a_y - \ddot{h}\varphi) h_r \cdot \frac{l_f}{L} + K_{srr} \varphi + C_{srr} \dot{\varphi}].$$

式中 a_x 和 a_y 分别为纵向、侧向加速度。车辆运动过程中, 各个轮胎的侧偏角为

$$\alpha_{fl} = \delta_f - \arctan\left(\frac{v_y + l_f \gamma}{v_x - 0.5d \cdot \gamma}\right),$$

$$\alpha_{fr} = \delta_f - \arctan\left(\frac{v_y + l_f \gamma}{v_x + 0.5d \cdot \gamma}\right),$$

$$\alpha_{rl} = -\arctan\left(\frac{v_y - l_r \gamma}{v_x - 0.5d \cdot \gamma}\right),$$

$$\alpha_{rr} = -\arctan\left(\frac{v_y - l_r \gamma}{v_x + 0.5d \cdot \gamma}\right).$$

为求车轮的滑移率, 就要先求车轮的轮心纵向速度。在车辆侧向动力特性的影响下, 各车轮轮心纵向速度可用下式计算得到 $v_{fl} = (v_x - 0.5d\gamma) \cos\delta_f + (v_y + l_f\gamma) \sin\delta_f$,

$$v_{fr} = (v_x + 0.5d\gamma) \cos\delta_f + (v_y + l_f\gamma) \sin\delta_f,$$

$$v_{rl} = v_x - 0.5d\gamma,$$

$$v_{rr} = v_x + 0.5d\gamma.$$

这里仅考虑制动力矩的作用, 因此车轮滑移率可用下式表示

$$\lambda_{ij} = \frac{R_w \omega_{ij} - v_{ij}}{v_{ij}}.$$

2 控制系统设计

笔者设计的控制系统分为上下两层。上层控制

器为基于最优控制理论的车辆直接横摆力矩控制器, 下层控制器为基于 PID 控制方法的车轮滑移率跟踪控制器。控制系统的结构如图 2 所示。控制系统是在保证质心侧偏角稳定的情况下, 使实际的横摆角速度很好地跟随理想的横摆角速度, 从而保证车辆的稳定性。

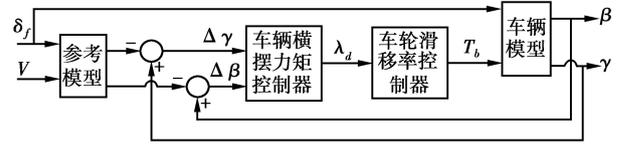


图 2 车辆稳定性控制系统框图

2.1 车辆理想模型

对于质心侧偏角响应, 应该尽量保持质心侧偏角基本为零, 笔者设定理想的质心侧偏角为零; 而理想横摆角速度是要保证打方向盘的感觉与普通前轮转向车辆相比不发生大的变化, 以减轻驾驶员操纵难度为目标。两自由度线性单轨模型可以反映驾驶员的转向输入与车辆横摆角速度之间的线性关系。因此, 在车辆行驶过程中, 驾驶员期望的理想的横摆角速度和质心侧偏角, 可根据线性两自由度模型得到^[5]。

理想模型的表达式为^[6]

$$\begin{cases} \beta_d = 0, \\ |\gamma_d| = \min\left[\left[G_R \frac{\delta_f}{1 + T_s s}\right], \left|\frac{\mu g}{v}\right|\right] \cdot \text{sign}(\delta_f). \end{cases}$$

其中 μ 为路面附着系数。

表示成状态方程的形式为

$$\dot{\mathbf{X}}_d = \mathbf{A}_d \mathbf{X}_d + \mathbf{E}_d \mathbf{W}. \quad (6)$$

其中, 取 $\mathbf{X}_d = [\beta_d \quad \gamma_d]^T$ 为理想模型的状态变量, $\mathbf{W} = [\delta_f]$ 为外界输入量。

2.2 上层控制器设计

上层控制器采用跟踪参考模型的质心侧偏角和横摆角速度的状态反馈控制方法, 求出使车辆在高速大侧偏角情况下保持车辆操纵稳定性所需施加的校正横摆力矩。采用线性两自由度模型作为横摆力矩的控制器设计模型。

令 $K_{\alpha fl} = K_{\alpha fr} = K_f$, $K_{\alpha rl} = K_{\alpha rr} = K_r$, 则线性单轨两自由度模型可表示为^[5]

$$\begin{cases} m v (\gamma + \dot{\beta}) = K_f \left(\beta + \frac{l_f \gamma}{v} - \delta_f\right) + K_r \left(\beta - \frac{l_r \gamma}{v}\right), \\ I_z \dot{\gamma} = l_f K_f \left(\beta + \frac{l_f \gamma}{v} - \delta_f\right) - l_r K_r \left(\beta - \frac{l_r \gamma}{v}\right) + \Delta M_d. \end{cases}$$

写为状态方程的形式为

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{U} + \mathbf{E}\mathbf{W}. \quad (7)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{(K_f + K_r)}{mv} & -1 - \frac{(l_f K_f - l_r K_r)}{mv^2} \\ -\frac{(l_f K_f - l_r K_r)}{I_z} & -\frac{(l_f^2 K_f - l_r^2 K_r)}{I_z v} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_z} \end{bmatrix}, \mathbf{E} = \begin{bmatrix} \frac{K_f}{mv} \\ \frac{l_f K_f}{I_z} \end{bmatrix}.$$

取 $\mathbf{X} = [\beta \quad \gamma]^T$ 为状态变量, $\mathbf{U} = [\Delta M_d]$ 为控制变量, $\mathbf{W} = [\delta_f]$ 为外界输入量。

欲使实际状态变量跟踪理想状态变量, 定义其差值为

$$\mathbf{e} = \mathbf{X} - \mathbf{X}_d.$$

由式(6)、(7)可得到

$$\dot{\mathbf{e}} = \dot{\mathbf{X}} - \dot{\mathbf{X}}_d = \mathbf{A}\mathbf{e} + \mathbf{B}\mathbf{U} + \mathbf{A}\mathbf{X}_d + \mathbf{E}\mathbf{W}. \quad (8)$$

式中第 3、第 4 项认为是扰动因子。

利用最优控制理论, 确定如下的控制目标

$$J = \int_0^{\infty} (\mathbf{Q}^T \mathbf{e}\mathbf{Q} + \mathbf{R}^T \mathbf{U}\mathbf{R}) dt. \quad (9)$$

通过 Matlab 的 LQR 函数求得的反馈控制向量 \mathbf{K} , 从而可求得校正横摆力矩

$$\mathbf{U} = -\mathbf{K}\mathbf{e}. \quad (10)$$

2.3 目标滑移率的确定

根据差动制动理论来确定需要施加控制的车轮^[7], 即当过度转向时, 对外前轮施加制动; 当不足转向时, 对内后轮施加制动。在车辆内外轮的识别中, 综合考虑车轮转角和校正横摆力矩正负的影响。在这里设定车辆向左转向为正, 在这种情况下, 当校正横摆力矩为负时, 对右前轮施加制动力; 为正时, 对左后轮施加制动力。当车辆向右转向时, 情况与之相反。

根据轮胎力学特性和摩擦圆理论, 车轮纵向力和侧向力存在耦合关系, 当车轮纵向滑移率增加 $\Delta\lambda$ 时, 相应的轮胎纵向力增加 ΔF_{xij} , 而侧向力减小 ΔF_{yij} 。由被控车轮选择的选择逻辑, 可以得到校正横摆力矩的分配公式, 如下

$$\text{令} \begin{cases} a = \left(\cos\delta_f \cdot \frac{d_f}{2} + \sin\delta_f \cdot l_f \right) \\ b = \left(\cos\delta_f \cdot l_f - \sin\delta_f \cdot \frac{d_f}{2} \right) \end{cases},$$

$$\Delta M_d = \begin{cases} \Delta F_{xfi} \cdot a - \Delta F_{yfi} \cdot b, \text{过度转向;} \\ \Delta F_{xfi} \cdot \frac{d}{2} - \Delta F_{yfi} \cdot l_r, \text{不足转向。} \end{cases}$$

如上式所示, 名义横摆力矩的增量主要由 2 部分构成; 其一是轮胎纵向力的增量引起的横摆力矩

增量; 其二是轮胎侧向力增量引起的横摆力矩增量。因此, 横摆力矩的分配涉及到轮胎纵向力和侧向力增量的计算。通过构建横摆力矩与轮胎滑移率的关系, 可以根据校正横摆力矩增量计算目标滑移率的增量, 即 $\Delta\lambda$, 可得到下式求得。

$$\Delta M_d = \begin{cases} \frac{\partial F_{xfj}}{\partial \lambda_{fj}} \Delta \lambda_{fj} \cdot a - \frac{\partial F_{yfj}}{\partial \lambda_{fj}} \Delta \lambda_{fj} \cdot b, \text{过度转向;} \\ \frac{\partial F_{xfj}}{\partial \lambda_{fj}} \Delta \lambda_{fj} \cdot \frac{d}{2} - \frac{\partial F_{yfj}}{\partial \lambda_{fj}} \Delta \lambda_{fj} \cdot l_r, \text{不足转向。} \end{cases}$$

为计算目标滑移率增量, 采用前面的 Dugoff 轮胎模型作为轮胎滑移率的计算模型, 则可得到

$$\Delta M_d = f(\lambda_i, \alpha_i, \mu, F_{zi}, \delta_f) \cdot \Delta \lambda_i. \quad (11)$$

通过上式就建立起了校正横摆力矩增量和目标滑移率增量的关系。

2.4 下层控制器设计

PID 控制具有简单的控制结构, 在实际应用中又较易于整定, 所以在工程中应用广泛。因此采用 PID 控制方法来设计下层控制器^[8], 连续 PID 控制器的最一般形式为

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt}.$$

在实际的过程控制中, 常常将控制器的数学模型写作

$$u(t) = K_p \left[e(t) + T_i \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right].$$

式中 K_p 为比例系数; T_i 为积分时间常数; T_d 为微分时间常数。

定义车轮实际滑移率和上面计算出的目标滑移率的差值为

$$e(t) = \lambda - \lambda_d.$$

则由由式(12)可求得需要对目标车轮施加的制动力矩

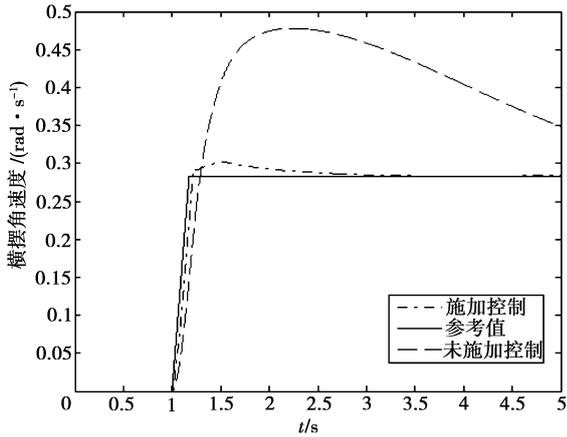
$$T_b = K_p \left[e(t) + T_i \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right]. \quad (12)$$

3 仿真结果分析

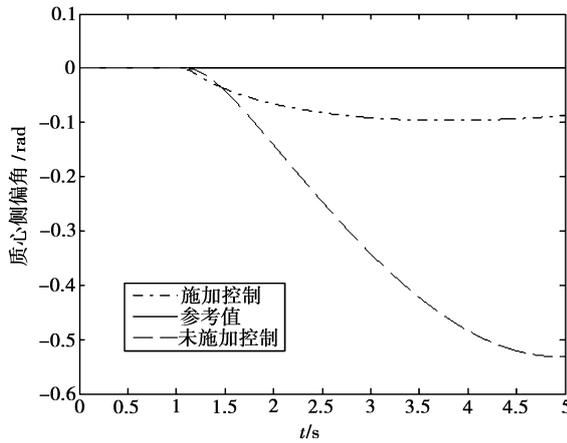
在 Matlab/Simulink 软件环境下对车辆模型进行仿真, 分析比较了在有无控制器作用下车辆的时间响应特性。

图 3 为车速 100 km/h、路面摩擦系数 0.8, 阶跃输入(方向盘转角 $2\pi/3$)下的横摆角速度和质心侧偏角的时间响应曲线。仿真结果显示, 无控制时车辆的横摆角速度和质心侧偏角很快达到极危险的临界值; 在该控制系统的控制下, 通过在两前轮施加适当的制动力矩, 车辆的横摆角速度能够很好地跟踪理想模型, 同时质心侧偏角也在稳定的范围内, 车辆

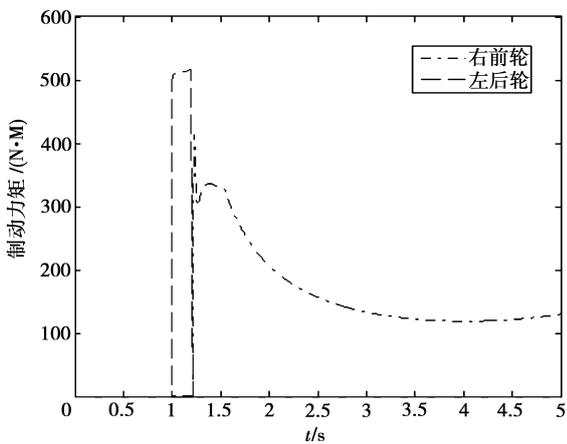
处于一种稳定的状态,保证行驶安全。



(a) 横摆角速度时间历程曲线



(b) 质心侧偏角时间历程曲线



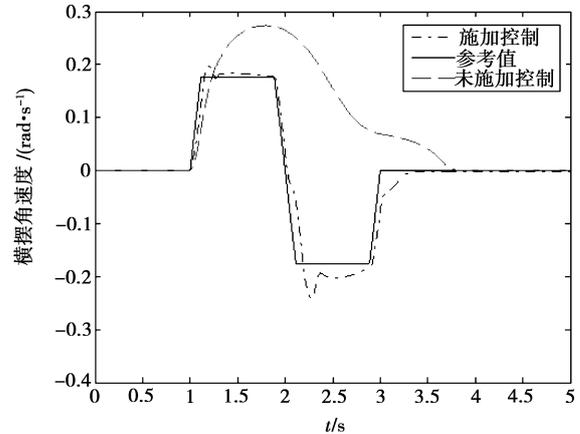
(c) 制动力矩时间历程曲线

图 3 阶跃输入下的车辆时间历程曲线

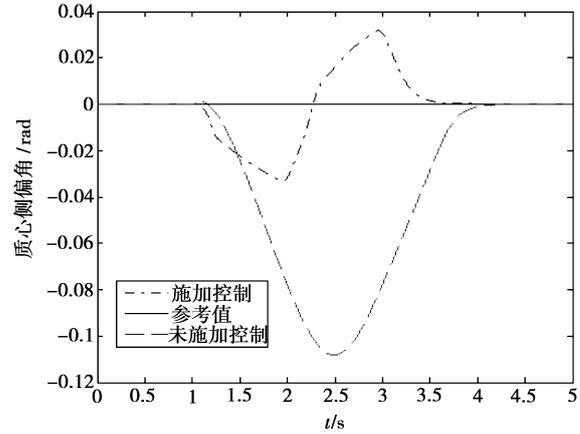
图 4 为车速 80 km/h、路面摩擦系数 0.4, 正弦转向角输入(方向盘转角 $\pm \pi/2$)下横摆角速度和质心侧偏角的时间响应曲线。仿真结果显示,施加控制作用下车辆的响应要明显好于无控制器作用的车辆,在该控制系统的控制下车辆的横摆角速度能够

很好地跟踪理想横摆角速度,同时车辆质心侧偏角得到很好地抑制,车辆能够在低附着系数路况下保持稳定,表明该控制系统有很好的稳定性。

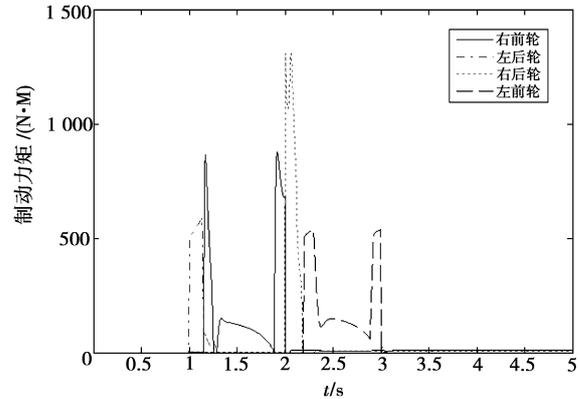
以上仿真结果表明,所设计的控制系统能够很好地跟踪理想模型、保持车辆在高速大转向或变道等极限工况下的操纵稳定性,且系统响应迅速,具有很好的自适应性和鲁棒性。



(a) 横摆角速度时间历程曲线



(b) 质心侧偏角时间历程曲线



(c) 制动力矩时间历程曲线

图 4 正弦转向输入下的车辆时间历程曲线

4 结 论

首先建立了八自由度车辆动力学模型和 Dugoff 理论轮胎模型,然后设计了两级分层的车辆稳定性控制系统来提高车辆的操纵稳定性。上层控制器采用最优控制理论实现对车辆横摆的控制,并由校正横摆力矩计算出目标车轮的滑移率;下层控制器采用 PID 控制算法实现车轮滑移率的跟踪控制,以产生需要对目标车轮施加的制动力矩。通过在 Matlab/Simulink 环境下进行的仿真研究,表明所设计的控制系统的有效性,且系统响应迅速,具有一定的自适应能力和鲁棒性,对提高车辆在高速转向和变道时的操纵稳定性具有重要意义。

参考文献:

- [1] NANAI MASAO, HIRANO YUTAKA. Integrated control of active rear wheel steering and direct yaw moment control[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1997 (27): 357-370.
- [2] ESMAILZADH E, GOODARZI A. Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling[J]. *Mechatronics*, 2003(13): 659-675.
- [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 Shanghai Jiaotong University*, 2008, 42(6): 900-904.
- [4] DUGOFF H, FRANCHER R, SEGEL L. An analysis of tire traction properties and their influence on the vehicle dynamic performance[C]. *SAE 700377*, 1973.
- [5] 喻凡. 车辆动力学及其控制[M]. 北京:人民交通出版社, 2004
- [6] MASAO NAGAI, MOTOKI SHINO, FENG GAO. Study on Integrated Control of Active Front Steer Angle and Direct Yaw-moment [J]. *JSAE Review*, 2002 (23): 309-315.
- [7] 郭孔辉,丁海涛. 轮胎附着极限下差动制动对汽车横摆力矩的影响[J]. *汽车工程*, 2002, 24(2): 101-104.
GUO KONGHUI, DING HAITAO. The effect of yaw moment through differential braking under tire adhesion limit[J]. *Automotive Engineering*, 2002, 24 (2): 101-104.
- [8] 陶永华. 新型 PID 控制及其应用[M]. 北京:机械工业出版社, 1989.
- [9] 来飞,邓兆祥,董红亮. 基于统一模型的转向-悬架系统最优综合控制方法[J]. *汽车工程*, 2007, 29 (3): 238-242.
LAI FEI; DENG ZHAOXIANG, DONG HONGLIANG. Optimal integrated control based on unified model for steering and suspension system[J]. *Automotive Engineering*, 2007, 29(3): 238-242.
- [10] 来飞,邓兆祥,董红亮,等. 汽车主动悬架和四轮转向系统的综合控制[J]. *振动与冲击*, 2009, 28(4): 157-160, 210.
LAI FEI, DENG ZHAO-XIANG, DONG HONG-LIANG. Integrated control of an active suspension and a four-wheel steering system for a vehicle[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2009, 28(4): 157-160, 210.
- [11] YOSHIHIRO IKUSHIMA, KAORU SAWASE. A study on the effects of the active yaw moment control[J]. *SAE paper 950303*: 425-433.
- [12] KENNETH R. BUCKHOLTZ. Use of fuzzy logic in wheel slip assignment-part i: yaw rate control[J]. *SAE paper 2002-01-1221*: 1-6.
- [13] JONG H. P, WOO W A. H_{∞} Yaw-moment control with brakes for improving driving performance and stability[C]. *Proceedings of the 1999 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, 1999: 747-752.
- [14] CHENMING ZHAO, WEIDONG XIANG, PAUL RICHARDSON. Vehicle lateral control and yaw stability control through differential braking[C]. *IEEE ISIE Montreal, Quebec, Canada*, 2006: 384-389.
- [15] KEN KOIBUCHI, MASAKI YAMAMOTO, YOSHIKI FUKADA, et al. Vehicle Stability Control in Limit Cornering by Active Brake[J]. *SAE paper 960487*: 555-565.

(编辑 张小强)