

Active Suspension System and EPS Integrated Control Based on Adaptive Fuzzy

PID

Zhao Baohua, Zhou Bing

(State key laboratory of advanced design and manufacture for vehicle body, Institute of Space Technology, Hunan University, Changsha city, China, 410082)

Abstract: Many scholars have researched on active suspension system in order to improve the ride comfort of the vehicle. But most of the researches were based on a quarter vehicle model or a half vehicle model and the vehicle was supposed to run along a beeline. In fact, during most of the time, the vehicle is rotated in some degree, and the rotation usually has an important influence to the state of the suspension. Nowadays with the gradual perfection of researches on the electronic control systems of the vehicle, integrated control which takes the effects the systems impose on each other into account become more and more popular. This paper puts forward a whole vehicle model with rotation states, and applies an adaptive fuzzy PID control on it. The result of the emulation shows the ride comfort and handling stability can be evidently improved.

Keywords: Active suspension, EPS, Integrated control

汽车主动悬架与电动助力转向系统模糊集成控制

赵保华, 周兵

湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 航天技术研究所, 长沙, 410082

摘要: 为提高汽车的行驶平顺性, 国内外众多学者曾对主动悬架系统进行了大量的研究, 但以往相关研究大都基于 1/4 或 1/2 车体模型, 并以汽车直线行驶工况为前提. 事实上汽车经常处于不同程度的转向状态, 而转向对悬架的运动状态有着重要的影响. 目前对汽车各电子控制系统的研究已日趋成熟, 为了提高整车的综合性能, 考虑各个子系统之间的相互影响, 进行集成控制已成为现代汽车控制研究的热点. 本文提出了转向姿态下的汽车整车模型, 并设计出模糊 PID 控制器对其进行集成控制. 仿真的结果表明, 通过集成控制可明显的改善汽车转向时的行驶平顺性和操纵稳定性.

关键词: 主动悬架, 电动助力转向, 集成控制

1 引言

电动助力转向系统(EPS)自 1990 年在日本 Honda 公司运动型轿车 NSX 上应用以来以其巨大的优势吸引了各汽车公司争相加以沿用, 它具有低功耗, 易控制, 可调性好等优点被越来越多地用在汽车上. 转向系统的优劣对汽车转向时的稳定性, 及平顺性有重要的影响. 本文建立了具有电动助力转向系统的整车模型, 并进行了方向盘阶跃角输入下的仿真分析. 结果表明, 通过适当的控制算法控制的整车系统具有较好的操纵稳定性及行驶平顺性.

2 系统模型的建立

2.1 车体运动模型

通过适当的简化, 建立了车体的转向、俯仰和侧倾运动模型, 如下图 1—图 3 所示。

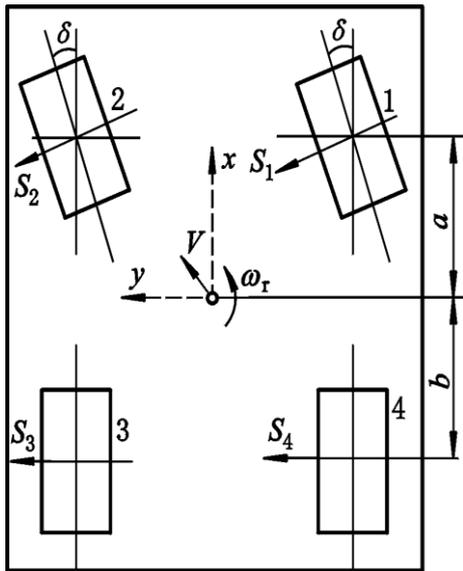


图1 转向运动模型

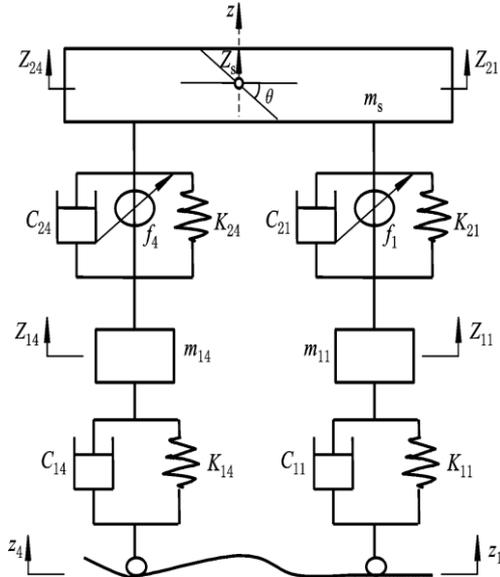


图2 俯仰运动模型

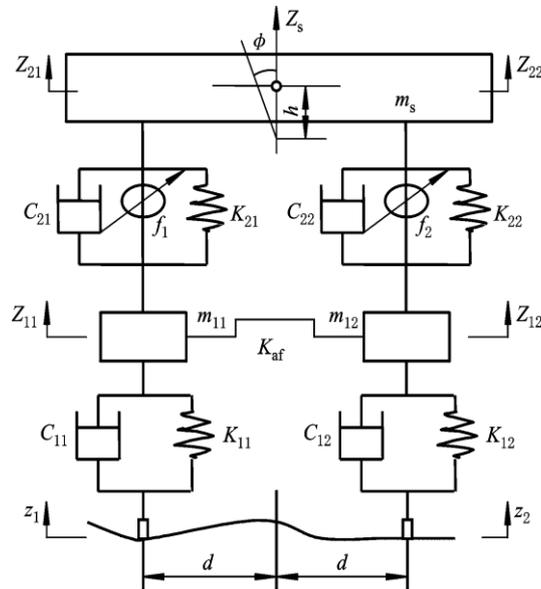


图3 侧倾运动模型

对整车系统进行运动及受力分析，得出以下运动微分方程：

俯仰运动

$$I_y \ddot{\theta} = b(F_{23} + F_{24}) - a(F_{21} + F_{22}) \quad (1)$$

侧倾运动

$$I_x \ddot{\phi} = m_s v h (\dot{\beta} + \omega_r) + m_s g h \phi + d(F_{22} + F_{23} - F_{21} - F_{24}) \quad (2)$$

车身横摆运动

$$I_z \omega_r = a(F_{1c} + F_{2c}) - b(F_{3c} + F_{4c}) \quad (3)$$

转向运动

$$m v (\dot{\beta} + \omega) = F_{1c} + F_{2c} + F_{3c} + F_{4c} + m s h \ddot{\phi} \quad (4)$$

车身垂直加速度

$$m_s \ddot{z}_s = F_{21} + F_{22} + F_{23} + F_{24} \quad (5)$$

轮胎垂直加速度

$$m_{1i} \ddot{z}_{1i} = F_{1i} - F_{2i} \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (6)$$

其中

$$F_{21} = k_{21}(z_{11} - z_{21}) + c_{21}(\dot{z}_{11} - \dot{z}_{21}) - kaf\left(\frac{z_{12} - z_{11}}{2d} - \phi\right)/2d + f_1$$

$$F_{22} = k_{22}(z_{12} - z_{22}) + c_{22}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{22}) + kaf\left(\frac{z_{12} - z_{11}}{2d} - \phi\right)/2d + f_2$$

$$F_{23} = k_{23}(z_{13} - z_{23}) + c_{23}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{23}) + kaf\left(\frac{z_{13} - z_{14}}{2d} - \phi\right)/2d + f_3$$

$$F_{24} = k_{24}(z_{14} - z_{24}) + c_{24}(\dot{z}_{14} - \dot{z}_{24}) - kaf\left(\frac{z_{13} - z_{14}}{2d} - \phi\right)/2d + f_4$$

$$F_{11} = k_{11}(z_{01} - z_{11})$$

$$F_{12} = k_{12}(z_{02} - z_{12})$$

$$F_{13} = k_{11}(z_{03} - z_{13})$$

$$F_{14} = k_{11}(z_{04} - z_{14})$$

$$\theta = \frac{z_{23} + z_{24} - z_{21} - z_{22}}{2(a+b)}$$

$$\phi = \frac{z_{22} + z_{23} - z_{21} - z_{24}}{4d}$$

$$z_s = \frac{bz_{21} + bz_{22} + az_{23} + az_{24}}{2(a+b)}$$

其中: m, m_s, m_{1i} 分别为整车质量, 悬挂质量和非悬挂质量, I_x, I_y, I_z 分别为车身侧倾、俯仰、横摆转动惯量, β 为质心侧偏角, ω_r 为横摆角速度, δ 为前轮转角, θ, ϕ 分别为车身俯仰角和侧倾角, a, b 为前后轮到质心的距离, d 为 1/2 轮距, k_{2i}, c_{2i} 为轮 i 处悬架刚度和阻尼, k_{af}, k_{ar} 为前后横向稳定杆的角刚度, z_s 为车身位移, z_{2i} 为轮 i 处悬架与车身连结点的位移, z_{1i} 为轮 i 处路面位移输入, f_i 为轮 i 处作动器的作用力。

2.2 轮胎模型与 EPS 模型

在小侧偏角的条件下将轮胎变形简化为线性变形^[2], 则可得侧偏力为:

$$F_{ic} = k_i \alpha_i \quad i = 1, 2, 3, 4$$

并假设

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \delta - \beta - \frac{a}{v} \omega_r + E_f \phi$$

$$\alpha_3 = \alpha_4 = -\beta + \frac{b}{v} \omega_r + E_r \phi$$

其中: α_i 为轮 i 的侧偏角, E_f, E_r 分别为车身前, 后侧倾转向系数.

采用齿轮齿条式电动助力转向系统模型, 小齿轮到前轮的传动比为 G , 设汽车前轮转角为 δ , 小齿轮转角为 δ_1 , 则有

$$\delta_1 = G\delta.$$

以小齿轮为研究对象列运动微分方程:

$$J_p \ddot{\delta}_1 = T_m + T_c - B_p \dot{\delta}_1 - T_r \quad (7)$$

$$T_c = k_s (\theta_h - \delta_1)$$

$$T_r = \frac{(F_{c1} + F_{c2})e}{G}$$

J_p 为折算到小齿轮上的转动惯量, T_m 为电动机助力转矩, T_c 为驾驶员作用在方向盘上的操纵转矩, k_s 为传感器扭转刚

度, e 为前轮拖距, θ_h 为方向盘转角.

2.3 路面输入模型

采用积分白噪声产生的随机路面

$$Z_i(t) = \sqrt{C} \int w(t) dt \quad (8)$$

$$C = 4\pi^2 G_q (n_0) n_0^2 v^{[3]} \quad (9)$$

n_0 为参考空间频率, 取 $0.1m^{-1}$, $G_q(n_0)$ 为参考空间频率下的路面谱值, 称为路面不平度系数, $w(t)$ 为单位白噪声, v 为车速, 取 $15m/s$.

2.4 将运动微分方程组转化为状态方程形式

根据公式 (1) 至 (7) 所代表的 10 个公式以及车身与悬架四个连接点之间的几何位置关系得整车系统的状态方程:

$$\begin{aligned} X &= AX + BU \\ Y &= CX + DU \end{aligned} \quad (10)$$

取系统的状态变量为:

$$X = [\delta, \beta, \omega_r, z_{11}, z_{12}, z_{13}, z_{14}, z_{21}, z_{22}, z_{23}, z_{24}, \dot{\delta}, \dot{z}_{11}, \dot{z}_{12}, \dot{z}_{13}, \dot{z}_{14}, \dot{z}_{21}, \dot{z}_{22}, \dot{z}_{23}, \dot{z}_{24}]^T$$

输出变量为:

$$Y = [\delta, \omega_r, z_{21}, z_{22}, z_{23}, z_{24}, \ddot{z}_{21}, \ddot{z}_{22}, \ddot{z}_{23}, \ddot{z}_{24}]^T$$

控制变量为:

$$U = [\theta_w, T_m, f_1, f_2, f_3, f_4, z_{01}, z_{02}, z_{03}, z_{04}]^T$$

3 集成控制器的设计

本文采用一 PID 控制器和一模糊自适应 PID 控制器对转向时车身状态进行控制, 其中车身平顺性主要由一定参数 PID 控制器以车身与四个悬架的连接点处的垂直加速度为控制对象进行控制, 在转向过程中为了保证操纵稳定性特使用一模糊自适应 PID 控制器, 它以车身侧倾角为模糊控制器的输入, 以方向盘与小齿轮转角的差值作为误差信号, 模糊控制器的输出使得 PID 控制器的参数可以根据车身侧倾状态实时进行调整。控制模型图如图 4 所示。

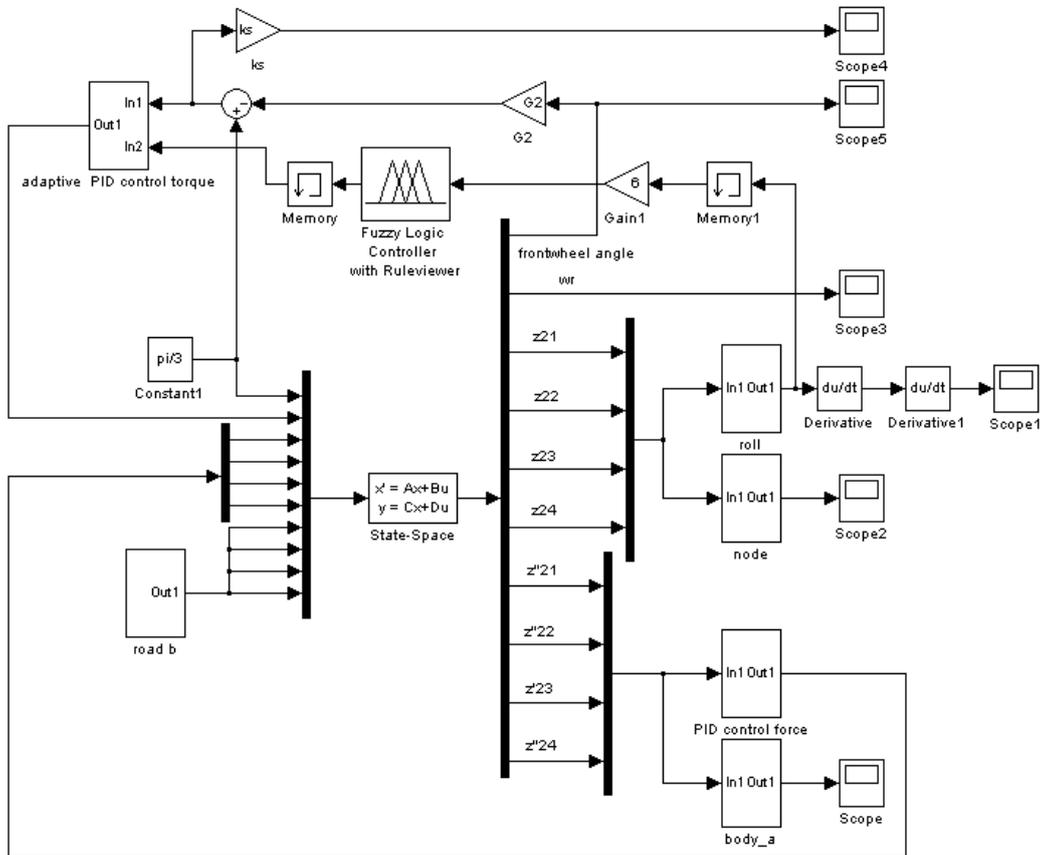


图 4 整车的集成控制模型图

4 计算机仿真与结果分析

假设车辆以 15m/s 的速度驶过公式 (9) 所模拟出的 B 级路面且给方向盘以 60 度角阶跃输入。部分仿真参数如表 1 所示。

表 1 部分仿真参数

| 参数名称 | 参数值 | 参数名称 | 参数值 |
|---|-------|--|--------|
| 整车质量 m / Kg | 1030 | 前悬架阻尼系数 $c_{21(22)} / (N \cdot s / m)$ | 1570 |
| 簧载质量 m_s / Kg | 810 | 后悬架阻尼系数 $c_{23(24)} / (N \cdot s / m)$ | 1760 |
| 前轮质量 $m_{11(12)} / Kg$ | 26.5 | 轮胎刚度 $k_{11(12,13,14)} / (N / m)$ | 138000 |
| 后轮质量 $m_{13(14)} / Kg$ | 24.4 | 轮胎侧偏刚度 $k_{1(2,3,4)} / (N / rad)$ | 17500 |
| 前悬架刚度 $k_{21(22)} / (N / m)$ | 20600 | 前轮拖距 e / m | 0.03 |
| 后悬架刚度 $k_{23(24)} / (N / m)$ | 15200 | 当量惯性矩 $J_p / (Kg / m^2)$ | 0.085 |
| 横向稳定杆角刚度 $k_{af(ar)} / (N \cdot m / rad)$ | 6695 | 当量阻尼系数 $B_p / (N \cdot s \cdot m / rad)$ | 0.43 |

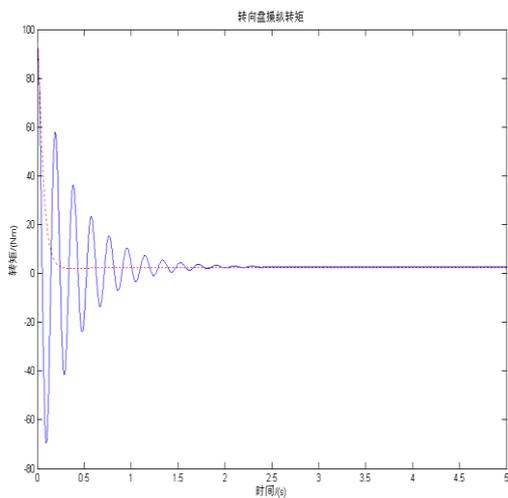


图 5 转向盘操纵转矩

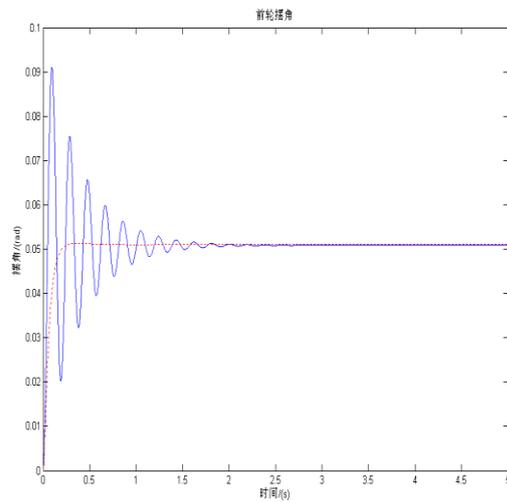


图 6 前轮摆角

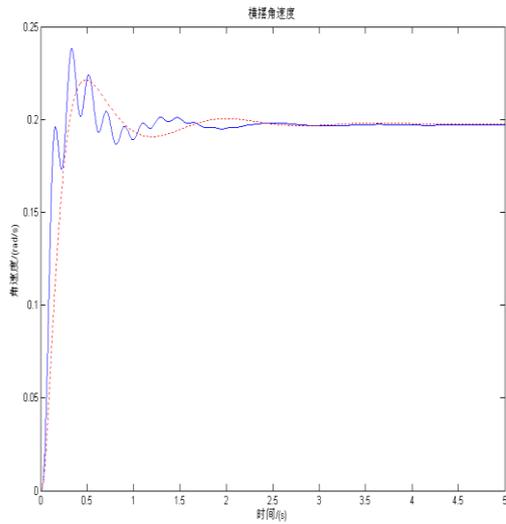


图7 横摆角速度

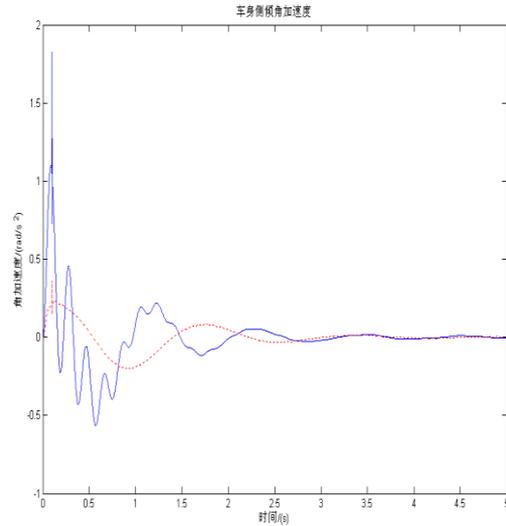


图8 车身侧倾角加速度

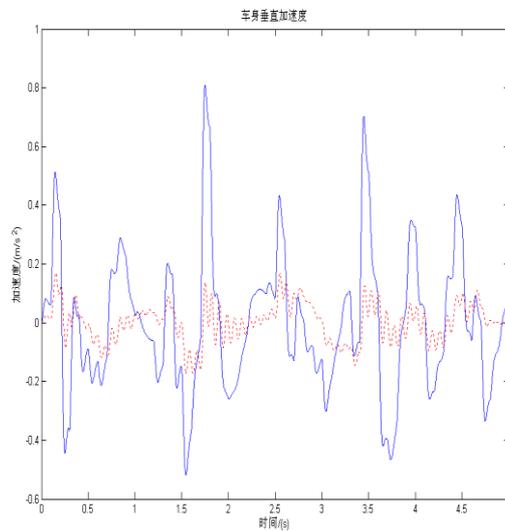


图9 车身垂直加速度

图5—图9 仿真图形中，虚线代表施加控制算法后所得到的数据，实线表示被动系统。

5 结论

(1) 从前轮摆角以及转向盘操纵转矩的对比图可以看出,设计了模糊自适应 PID 算法的电动助力转向系统能够根据车身侧倾角的状况对助力进行调整,一方面减轻了转向盘操纵力且使其变化更加平缓,另一方面使得在转向盘角阶跃输入下前轮摆角的响应更加平缓,增加了转向时的稳定性.

(2) 可以看出车身横摆角速度和车身侧倾角加速度变化更加平缓,增加了车体过弯时的操纵稳定性.

(3) 车身加速度明显降低,有效的改善了乘坐舒适性.

参考文献

- [1] 陈龙. 转身姿态下车辆主动悬架系统的 LQG 控制研究[J]. 噪声与振动控制, 2008,1:
- [2] 余志生. 汽车理论[M]. 第2版. 北京:机械工业出版社, 1990:104-115.
- [3] 杨笠. 汽车主动悬架控制算法及试验系统研究[D].