

基于模糊 PID 控制的 1/2 车辆主动悬架系统研究

郑帅¹, 朱龙英², 成磊³, 赫建立³

(1. 安徽理工大学 机械工程学院, 安徽 淮南 232001;
2. 盐城工学院 汽车工程学院, 江苏 盐城 224051;
3. 常州大学 机械工程学院, 江苏 常州 213164)

摘要:建立了 1/2 车辆主动悬架系统动力学模型和路面输入模型, 将 PID 控制和模糊控制并联, 设计了主动悬架系统模糊 PID 控制器。在 MATLAB/Simulink 中的仿真结果表明, 模糊 PID 控制的主动悬架在车身加速度、俯仰角加速度、悬架动行程及轮胎动位移等方面明显优于被动悬架以及单纯的模糊控制和 PID 控制, 较好的改善了车辆的行驶平顺性及乘坐舒适性。

关键词:车辆; 主动悬架; 模糊 PID 控制; 仿真

中图分类号: U463.33

文献标识码: A

文章编号: 1671-5322(2014)01-0037-04

悬架系统是车辆的重要总成之一, 它可以隔离地面传给车身的冲击与振动^[1]。在增强汽车平顺舒适性的同时, 车身加速度必须得到限制^[2]。主动悬架能同时调节阻尼和刚度系数, 在提高乘坐舒适性方面有较大的优势^[3-4]。

主动悬架的研究主要集中在控制开发方面, 柴陵江等人研究了主动悬架的 LQG 控制^[5], 虽然 LQG 控制鲁棒性好, 但它需要大量的传感器对汽车行驶过程中的信号实时接收, 导致成本增加和维护困难。文献^[6,7]研究了主动悬架模糊控制, 鲁棒性较好, 但控制对象的连续变化将导致确定好的控制规则无法适应。而传统的 PID 控制器参数往往整定不良, 性能欠佳, 对运行工况适应性很差^[8]。

针对以上问题, 本文将 PID 控制理论和模糊控制策略结合, 设计了基于 1/2 车辆主动悬架系统的模糊 PID 控制器, 该控制器融合了两种控制策略的优点, 鲁棒性更好。

1 车辆悬架模型及路面的建立

假设悬架系统由弹簧和阻尼组成, 簧载与非簧载均是刚体, 车轮简化为始终与地面接触的线性弹簧。图 1 为主动悬架半车模型。

其中 m_{hb} 、 m_{wf} 、 m_{wr} 和 I_{hb} 分别表示 1/2 车身质

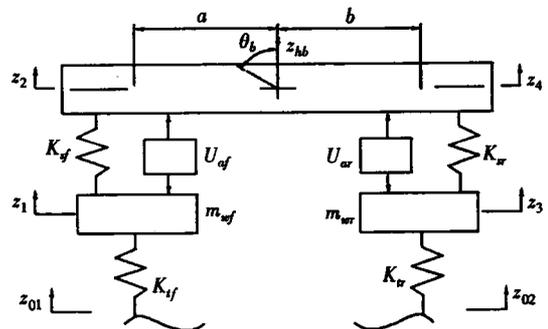


图 1 主动悬架半车模型

Fig. 1 Half Vehicle Model of Active Suspension

量、前轮质量、后轮质量和俯仰转动惯量; K_f 、 K_r 、 K_{wf} 和 K_{wr} 分别表示前悬架刚度、后悬架刚度、前轮刚度和后轮刚度; z_1 、 z_2 、 z_3 、 z_4 、 z_{01} 和 z_{02} 分别表示前轮位移、前车身位移、后轮位移、后车身位移、前轮路面输入和后轮路面输入; U_{af} 和 U_{ar} 分别表示前、后轮作动器控制力。

由牛顿第二定律得到其运动微分方程为:

$$\begin{cases} m_{wf}\ddot{z}_1 = K_f(z_2 - z_1) - K_{wf}(z_1 - z_{01}) + U_{af} \\ m_{wr}\ddot{z}_3 = K_r(z_4 - z_3) - K_{wr}(z_3 - z_{02}) + U_{ar} \\ m_{hb}\ddot{z}_{hb} = -K_f(z_2 - z_1) - K_r(z_4 - z_3) - U_{af} - U_{ar} \\ I_{hb}\ddot{\theta}_b = a[K_f(z_2 - z_1) + U_{af}] - b[K_r(z_4 - z_3) + U_{ar}] \\ \ddot{z}_2 = \ddot{z}_{hb} - a\ddot{\theta}_b \\ \ddot{z}_4 = \ddot{z}_{hb} + b\ddot{\theta}_b \end{cases} \quad (1)$$

收稿日期: 2013-12-09

作者简介: 郑帅 (1988-), 男, 江苏宿迁人, 硕士生, 主要研究方向为汽车系统动力学及其控制。

用经一阶滤波的白噪声来模拟随机路面,车辆前后轮路面扰动相差时间 $t_0 = (a + b)/u_c$ 。随机路面的时域描述形式为:

$$\dot{z}_{01}(t) = -2\pi f_0 z_{01}(t_1) + 2\pi \sqrt{G_0 u_c} w_1(t_1) \quad (2)$$

$$\dot{z}_{02}(t) = -2\pi f_0 z_{01}(t_2) + 2\pi \sqrt{G_0 u_c} w_2(t_2) \quad (3)$$

$$t_2 = t_1 + t_0 \quad (4)$$

式中 z_{01} 、 z_{02} 为随机路面输入/m; f_0 为下截止频率/Hz; G_0 为路面不平度系数, m/cycle; u_c 为汽车行驶速度, m/s; w 为均值为 0、强度为 1 的高斯

分布白噪声。

以 $X = [\dot{z}_4 \quad \dot{z}_3 \quad \dot{z}_2 \quad \dot{z}_1 \quad z_4 \quad z_3 \quad z_2 \quad z_1 \quad z_{01} \quad z_{02}]^T$ 作为系统状态变量, 结合式(1)~(3)则微分方程可写成如下状态空间方程形式:

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = AX(t) + EM(t) \\ Y(t) = CX(t) + DU(t) \end{cases} \quad (5)$$

式中, $E = (B \quad F)$, $M = \begin{pmatrix} U \\ W \end{pmatrix}$ 。其中:

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -a_1 K_{sr} & a_1 K_{sr} & -a_2 K_{sf} & a_2 K_{sf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{K_{sr}}{m_{wr}} & -\frac{K_{sr} - K_{tr}}{m_{wr}} & 0 & 0 & \frac{K_{tr}}{m_{wr}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -a_2 K_{sr} & a_2 K_{sr} & -a_3 K_{sf} & a_3 K_{sf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{K_{sf}}{m_{wf}} & -\frac{K_{sf} - K_{tr}}{m_{wf}} & 0 & \frac{K_{tr}}{m_{wf}} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -2\pi f_0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -2\pi f_0 \end{pmatrix}; B = \begin{pmatrix} a_2 & a_1 \\ 0 & \frac{-1}{m_{wr}} \\ a_3 & a_2 \\ \frac{-1}{m_{wf}} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix};$$

$$F =$$

$$\begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2\pi \sqrt{G_0 u_c} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2\pi \sqrt{G_0 u_c} \end{pmatrix}^T$$

$$\text{其中, } a_1 = \left(\frac{1}{m_{hb}} + \frac{b^2}{I_{hp}} \right); a_2 = \left(\frac{1}{m_{hb}} - \frac{ab}{I_{hp}} \right); a_3 =$$

$$\left(\frac{1}{m_{hb}} + \frac{a^2}{I_{hp}} \right)。 U = \begin{pmatrix} U_{sf} \\ U_{sr} \end{pmatrix}, W = \begin{pmatrix} w_1 \\ w_2 \end{pmatrix} \text{ 分别为前、后悬架作动器的力和路面模型中的高斯白噪声输入矩阵。简单地取 } C = \text{eye}(10), D = 0, \text{ 则输出为所有的状态变量。}$$

2 模糊 PID 控制器的设计

把普通 PID 控制器和二维模糊控制器并联作为本文所设计的控制器, 总控制量为两个控制器输出量之和。因被控量受到两个控制器补偿, 系统的鲁棒性及抗干扰能力得到很大提高。

以前、后车身加速度作为 PID 控制的输入; 两个模糊控制器的输入分别为前、后车身速度及其变化率, 作动器控制力作为输出。采用高斯型隶

属函数作为模糊输入变量, 三角型隶属函数作为输出变量。分别以 $[-0.2, 0.2]$ m/s 和 $[-2, 2]$ m/s² 作为前、后车身垂向速度及加速度的基本论域, 模糊输出作动力的基本论域为 $[-400, 400]$ N, 以 $[-6, 6]$ 作为相应的模糊论域。模糊控制规则制定的原则为: 当误差大时, 选择控制量以尽快消除误差为主; 当误差较小时, 选择控制量要注意防止超调, 以系统稳定性为主^[9]。两模糊控制器的模糊控制规则如表 1 所示。

表 1 模糊控制规则

Table 1 The Fuzzy Control Rules

U	E						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PB	PB	ZO	ZO	ZO
NM	PB	PB	PM	PM	ZO	ZO	NS
NS	PB	PM	PM	PS	ZO	NS	NM
EC	ZO	PM	PM	PS	ZO	NS	NM
PS	PM	PS	PS	NS	NM	NM	NB
PM	PS	ZO	ZO	NM	NM	NB	NB
PB	ZO	ZO	ZO	NB	NB	NB	NB

工程中常采用面积重心法对输出变量解模糊化^[10],重心法得到的精确控制量与比例因子相乘为单纯模糊控制的作动器控制力,即模糊输出量。则模糊 PID 控制器的作动器实际控制力即模糊控制与普通 PID 控制的输出量的叠加。

3 系统仿真

根据式(1)~(5),在 MATLAB/Simulink 中构建半车主动悬架系统仿真模型如图 2 所示。以某型车辆为研究对象,悬架参数如表 2 所示。

表 2 车辆模型结构参数数值

Table 2 Parameter Numerical of Vehicle

Model Structure			
符号	数值	符号	数值
m_{hb}/kg	690	$K_y/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	200 000
$I_b/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1 222	$K_v/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	200 000
m_{sf}/kg	45	$K_y/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	20 000
m_{sr}/kg	45	$K_v/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	22 000
a/m	1.3	b/m	1.5

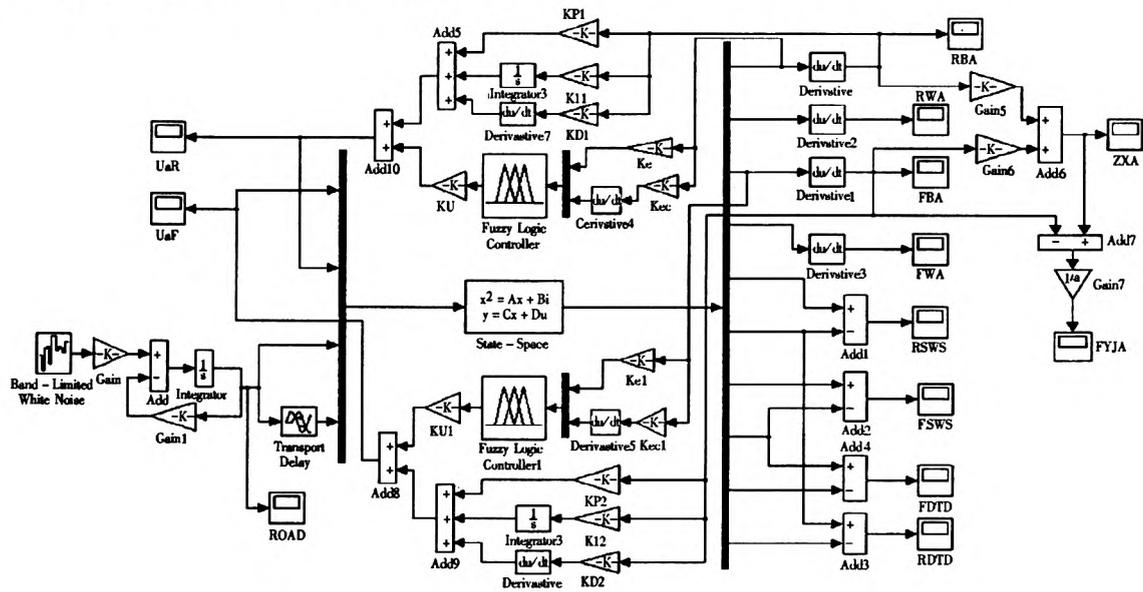


图 2 半车主动悬架模糊 PID 控制仿真模型

Fig. 2 Fuzzy PID Control Simulation Model of Half Vehicle Active Suspension

设置仿真时间 80 s,选取 20 m/s 的支路路面作为仿真路面。设 $f_0 = 0.1 \text{ Hz}$, $G_0 = 256 \times 10^{-6} \text{ m/cycle}$, $u_c = 20 \text{ m/s}$ 。图 3、图 4、图 5、图 6 分别表示模糊 PID 控制主动悬架、被动悬架以及 LQG 控制主动悬架在质心加速度、俯仰角加速度、前悬架动行程和前轮胎动位移方面的对比图。

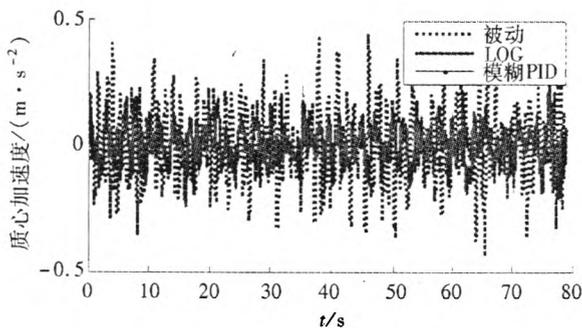


图 3 质心加速度

Fig. 3 Centroid Acceleration

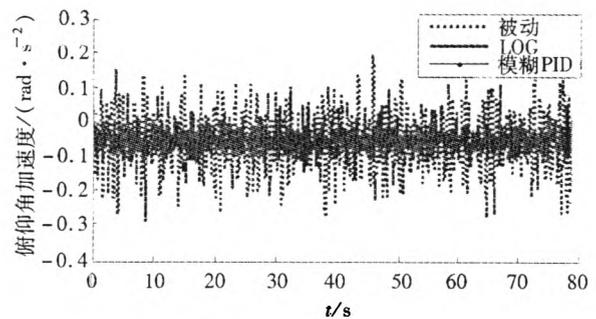


图 4 俯仰角加速度

Fig. 4 Pitch Angular Acceleration

在相同的仿真条件下对被动悬架模型、PID 控制、模糊控制主动悬架模型进行了仿真,并对车辆质心加速度、俯仰角加速、悬架动行程和轮胎动位移的标准差值进行比较,如表 3 所示。

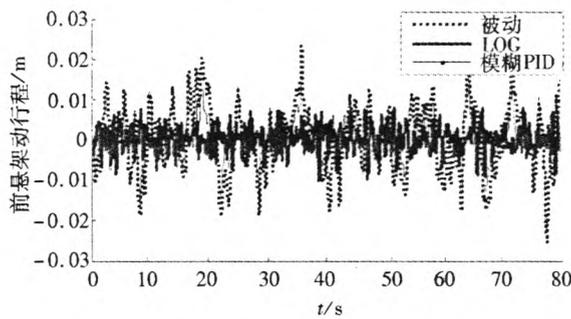


图 5 前悬架动行程

Fig.5 Front Suspension Dynamic Travel

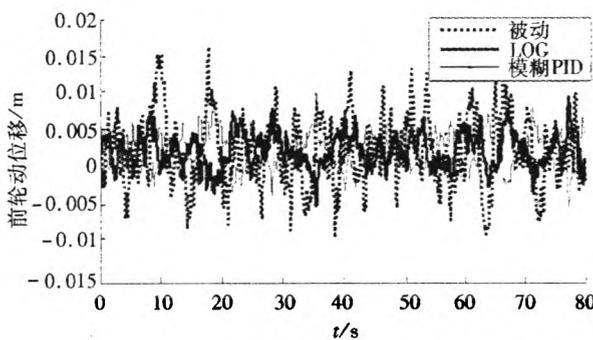


图 6 前轮动位移

Fig.6 Front Tire Dynamic Displacement

从表 3 可以看出在车身质心加速度和俯仰角加速度指标上,与被动悬架相比,模糊 PID 控制车身质心加速度标准差减小了 45.0%,与最优控制主动悬架相似;俯仰角加速度标准差减小了 61.2%,仅次于最优控制。在悬架动行程以及车

表 3 不同控制策略悬架性能标准差值

Table 3 Suspension Performance Standard Deviation of Different Control Strategies

	被动	模糊	PID	最优	模糊 PID
质心加速度/ ($m \cdot s^{-2}$)	0.140	0.104	0.122	0.076	0.077
俯仰角加速度/ ($rad \cdot s^{-2}$)	0.085	0.050	0.068	0.028	0.033
前悬架动行程/ mm	8.41	6.66	5.45	3.16	6.12
前轮动位移/ mm	5.30	5.32	5.31	2.61	2.67

轮动位移方面较被动悬架都有较大的改善。模糊 PID 控制主动悬架性能在总体上优于单纯的模糊控制和 PID 控制。

4 结论

通过仿真计算分析,单纯的模糊控制和 PID 控制都可以在一定程度上改善悬架的性能,提高汽车的行驶平顺性和乘坐舒适性。但将两种控制策略并联应用后,悬架性能将得到更大的提高。在人们所关心的质心加速度、俯仰角加速度、悬架动行程以及轮胎动位移等方面的控制效果与 LQG 控制相似。因此文中设计的模糊 PID 控制策略可以使主动悬架控制问题得到较好地解决。

参考文献:

- [1] 严天一,闫海敬,侯兆萌,等. 车辆半主动悬架粒子群模糊混合控制策略[J]. 农业机械学报,2013,44(8):1-7.
- [2] 刘晓培. 基于遗传算法的汽车主动悬架 LQR 控制器的优化设计[J]. 组合机床与自动化加工技术,2013,6(6):78-80.
- [3] 张国光,张勇超,喻凡. 车辆电动悬架的混合不确定建模与 μ 综合控制器设计[J]. 汽车工程,2012,34(12):1100-1106.
- [4] 赵海英,邝钰,吴忠强. 汽车主动悬架的自适应 Backsetpping 控制[J]. 制造业自动化,2013,35(8):113-117.
- [5] 柴陵江,孙涛,冯金芝,等. 基于层次分析法的主动悬架 LQG 控制器设计[J]. 汽车工程,2010,32(8):712-718.
- [6] 张正. 汽车主动悬架控制策略及仿真研究[D]. 青岛:青岛理工大学,2012.
- [7] 张慧鹏. 基于模糊理论的车辆主动悬架控制策略与仿真研究[D]. 西安:西北农林科技大学,2007.
- [8] 刘金琨. 先进 PID 控制 MATLAB 仿真[M]. 北京:电子工业出版社,2011.
- [9] 马长华,于海海,朱伟兴. 基于遗传算法的模糊控制规则优化的研究[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2003,24(4):69-73.
- [10] 张谦. 1/2 汽车半主动悬架模糊 PID 控制器设计与仿真[J]. 公路与汽运,2008(3):25-27.

(下转第 51 页)

- [3] 谢长川,杨超. 大展弦比飞机几何非线性气动弹性稳定性的线性化方法[J]. 中国科学: 技术科学, 2011, 41(3): 385 - 393.
- [4] 冉玉国,刘会,韩景龙. 大展弦比机翼的非线性气动弹性响应分析[J]. 空气动力学学报, 2009, 27(4): 394 - 399.
- [5] 崔鹏,韩景龙. 基于 CFD/CSD 的非线性气动弹性分析方法[J]. 航空学报, 2010, 31(3): 480 - 486.
- [6] 岑松,龙志飞. 对转角场和剪应变场进行合理插值的厚薄板通用四边形单元[J]. 工程力学, 1999, 16(4): 1 - 15.
- [7] Ibrahimbegovic A. A novel membrane finite element with an enhanced displacement interpolation[J]. Finite elements in analysis and design, 1990, 7(2): 167 - 179.
- [8] 朱菊芬,郑罡. 带旋转自由度 C⁰类任意四边形板(壳)单元[J]. 计算力学学报, 2000, 17(3): 287 - 292, 300.
- [9] Bathe K J, Cimento A P. Some practical procedures for the solution of nonlinear finite element equations[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1980, 22(1): 59 - 85.

Analysis of Geometric Nonlinear Aeroelastic Responses of High Aspect Ratio

XU Cheng, YUN Haiwei

(College of Aerospace Engineering of NUAU, Nanjing Jiangsu 210016, China)

Abstract: Based on updated Lagrange (UL) scheme, a structural solver with high precision for computation of nonlinear dynamic response of the structure with large deflection was established; In order to express aerodynamic forces in time domain, the aerodynamic matrices are approximated as rational functions via fitting method. Structure - aerodynamic coupling relationship is established in a tight coupling manner. The nonlinear aeroelastic responses of a high aspect ratio wing was calculated by the method presented in this paper, via flutter analysis, it is showed that the method developed in this paper is able to predict accurate critical flutter speed; the geometric nonlinearity makes a significant impact on the aeroelastic responses.

Keywords: geometric nonlinearity; high aspect ratio wing; tight coupling; rational function approximation; nonlinear aeroelastic response; limit cycle oscillation

(责任编辑:张英俊)

(上接第 40 页)

Study of 1/2 Vehicle Active Suspension System with Fuzzy PID Controller

ZHENG Shuai¹, ZHU Longying², CHENG Lei³, HE Jianli³

- (1. School of Mechanical Engineering, Anhui University Of Science And Technology, Huainan Anhui 232001, China;)
 (2. School of Automotive Engineering, Yancheng Institute of Technology, Yancheng Jiangsu 224051, China;)
 (3. School of Mechanical Engineering, Changzhou University, Changzhou Jiangsu 213164, China)

Abstract: 1/2 active suspension of vehicle system dynamics model and road input model were established. The PID control and fuzzy control were parallel connected and the active suspension with fuzzy PID controller was designed. The simulation results in MATLAB/Simulink showed that the active suspension fuzzy PID control was superior to the passive suspension and simple fuzzy control and PID control in the aspects of vehicle body acceleration, pitch angular acceleration, suspension dynamic travel and tire dynamic deflection, the riding comfort can be improved preferably.

Keywords: Vehicle; Active suspension; Fuzzy PID control; Simulation

(责任编辑:张振华)