

车辆半主动悬架系统的设计与试验研究

陈 龙, 汪若尘, 江浩斌, 周立开, 汪少华

(江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013)

摘 要: 设计了可调阻尼减振器, 通过台架试验, 分析其动态特性, 并建立了可调减振器阻尼与步进电机转角之间的关系, 为半主动悬架控制系统设计提供了依据。在对半主动悬架系统进行数值仿真的基础上, 开发了以 C8051F005 单片机为主控件的半主动悬架模糊控制系统, 并进行了台架和实车道路试验。结果表明, 设计的半主动悬架及其控制系统性能稳定, 可靠, 汽车行驶平顺性明显优于传统被动悬架, 为半主动悬架的实际应用奠定了基础。

关键词: 半主动悬架; 模糊控制; 减振器; 试验

中图分类号: U 463 33

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2005)08-0058-04

陈 龙, 汪若尘, 江浩斌, 等. 车辆半主动悬架系统的设计与试验研究[J]. 农业工程学报, 2005, 21(8): 58- 61.

Chen Long, Wang Ruochen, Jiang Haobin, et al. Design and experiment of semi-active suspension system for vehicles[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(8): 58- 61. (in Chinese with English abstract)

0 引 言

悬架直接影响着汽车的乘坐舒适性和行驶安全性^[1]。传统的被动悬架的参数是固定的, 不能有效地解决汽车平顺性和安全性之间的矛盾。随着控制理论和汽车设计技术的发展, 人们提出了性能良好的全主动和半主动悬架。而性价比相对优良的半主动悬架及其控制的研究受到了国内外汽车工业界的广泛重视^[1-4]。

就目前国内外研究的情况来看, 深度和广度还不够, 有数十篇论文发表, 基本上停留在理论分析、数值仿真、模拟试验或为数不多的装车试验阶段, 至今未见到较好的应用实例。因此, 要解决半主动悬架的实际应用

问题, 就必须在半主动悬架的设计及控制的理论研究、系统性上寻求突破。本文从关键技术入手, 设计了半主动悬架尤其是关键部件——可调阻尼减振器, 分析了其性能, 建立了阻尼力和步进电机转角之间的关系, 在此基础上开发了以 C8051F005 单片机为主控件的半主动悬架控制器, 通过台架和实车道路试验来验证半主动悬架及其控制系统的性能, 为实际推广应用奠定了基础。

1 可调阻尼减振器设计及其性能

可调阻尼减振器有多种形式^[5], 其中节流口可调式减振器, 结构相对简单、性能稳定可靠、成本低廉、容易实现, 应用前景广阔。可调阻尼减振器结构如图 1。

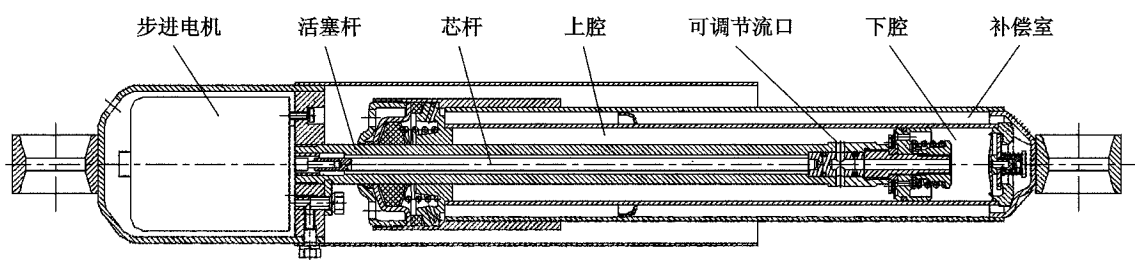


图 1 可调阻尼减振器结构

Fig 1 Structure of the tunable damper

可调阻尼减振器在拉伸和压缩行程中, 可调节流口可以通过芯杆, 由步进电机进行驱动。步进电机接受控制器发出的指令, 通过改变转角来调节可调节流口的节流面积, 从而达到控制减振器的阻尼力的目的。

依据 QC/T 545- 99 和 JB 3901- 85, 对可调阻尼减振器进行室内台架试验。试验采用美国 NSTRON 公司 8800 数控液压伺服振动测试系统, 试件和环境温度

(20 ± 2) 度, 试件沿铅垂方向安装。激振头输入为正弦信号, 振幅 ± 50 mm, 采用的激振频率依次为 0.5 Hz、1.0 Hz、1.5 Hz、2.0 Hz 和 2.5 Hz。

控制器输出信号调节步进电机的转角, 驱动可调阻尼减振器活塞内的芯杆旋转, 从可调节流口全闭状态(记为 0 度)每次步进 7.5 度, 使可调节流口节流面积依次增大, 直至达到全开状态, 试验分 6 种工况。试验原理如图 2, 结果如图 3。

试验表明: 可调阻尼减振器设计简单合理, 性能稳定; 阻尼力和步进电机转角之间非线性关系的建立实现了对阻尼力的控制, 为半主动悬架及其控制系统的设计提供了依据。

收稿日期: 2004-11-15 修订日期: 2005-03-26

基金项目: 国家自然科学基金项目(50275064); 江苏省国际合作项目(BZ2003034); 江苏省高新技术项目(BG2004025)

作者简介: 陈 龙, 教授, 博士生导师, 院长, 镇江市 江苏大学汽车与交通工程学院, 212013。Email: chenlong@ujs.edu.cn

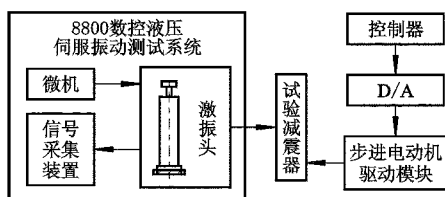


图 2 可调减振器试验原理

Fig 2 Block of tunable damper test

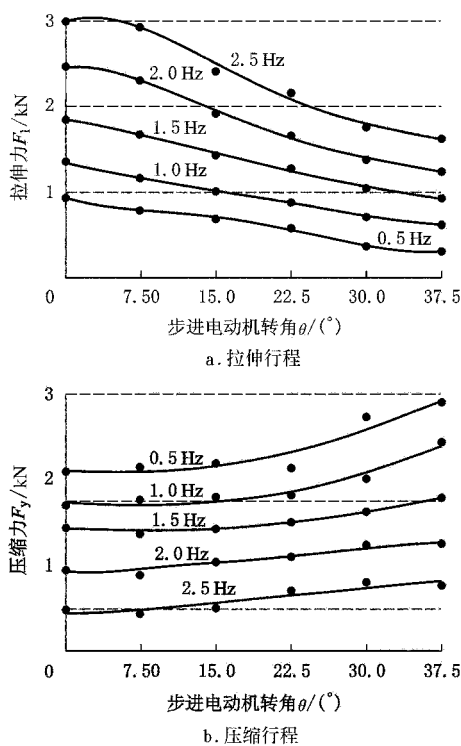


图 3 阻尼力与步进电机的转角之间的关系

Fig 3 Angle-damping force relationship of the tunable damper

2 半主动悬架控制系统设计

汽车车身加速度是评价行驶平顺性的主要指标,应尽量减小。用车身加速度 \ddot{x}_2 和加速度的偏差 $\Delta\ddot{x}_2$ 作为模糊控制器的输入,控制阻尼 c_r 作为输出。设 \ddot{x}_2 、 $\Delta\ddot{x}_2$ 和 c_r 的实际变化范围为 $[-\ddot{x}_{2m}, \ddot{x}_{2m}]$ 、 $[-\Delta\ddot{x}_{2m}, \Delta\ddot{x}_{2m}]$ 和 $[-c_m, c_m]$, 其论域分别为 $\{-n_i, -n_{i+1}, \dots, 0, \dots, n_{i+1}, n_i\}$ ($i = 1, 2, 3$), 则比例因子 $K_1 = n_1/\ddot{x}_{2m}$, $K_2 = n_2/\Delta\ddot{x}_{2m}$, $K_3 = c_m/n_3$ 。控制规则参阅文献^[6]。

控制系统是半主动悬架系统的核心,它的性能基本上决定了半主动悬架系统的性能^[7]。单片机控制器采用带有 32kB 闪速存储器的微处理器 C8051F005 系列器件, Cygnal 的专利 CIP-51 微控制器为内核。其结构原理如图 4 所示。

软件系统主要应用 C 语言进行设计编程, 并采用模块化结构, 按功能建立子程序^[8]。控制子系统软件中主要包括初始化、AD 转换、模糊控制处理、步进电机驱动等几个模块。主程序流程图如图 5。

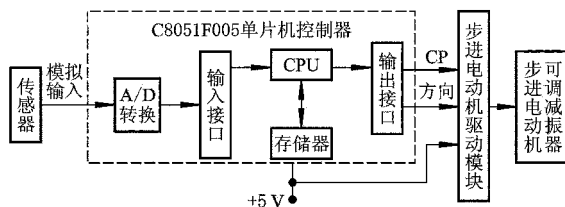


图 4 半主动悬架控制系统硬件结构

Fig 4 Structure of the semi-active suspension control system

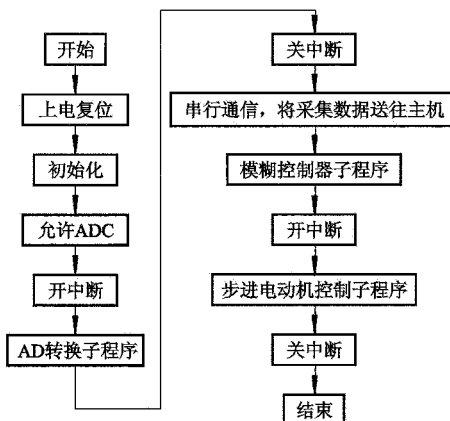


图 5 控制器主程序流程图

Fig 5 Flow chart of the control programme

3 半主动悬架系统计算机仿真

半主动悬架 1/4 模型参阅文献^[9], 在 Matlab6.1 + simulink4.1 软件环境下进行仿真计算。悬架参数由表 1 给出。

表 1 车辆悬架参数

Table 1 Parameters of the suspension system of vehicle

簧载质量 m_2/kg	非簧载质量 m_1/kg	悬架刚度 k_2 $/\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$	轮胎刚度 k_1 $/\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$	阻尼调节范围 $c_r + c_0$ $/\text{kN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$
242	112	80	405	[1.18 1.93]

设汽车以车速 $v = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 驶过 c 级路面。从而得到路面垂直速度信号方差为 $0.101 (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})^2$, 采用白噪声作为路面输入, 仿真结果如表 2。

从仿真结果可见, 模糊控制半主动悬架各项性能指标均小于被动悬架, 车辆性能得到改善。

表 2 半主动悬架与被动悬架性能对比

Table 2 Comparison of the performance between semi-active suspension system and passive suspension system

	车身加速度		车轮动载荷		悬架动扰度	
	峰值 \ddot{x}_2 $/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	标准差 $\sigma_{\ddot{x}_2}$ $/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	峰值 F_d $/\text{N}$	标准差 σ_{F_d} $/\text{N}$	峰值 $\dot{x}_{s,d}$ $/\text{mm}$	标准差 $\sigma_{\dot{x}_{s,d}}$ $/\text{mm}$
被动悬架	6.5541	2.0741	2356.1	757.47	22.958	7.9873
半主动悬架	5.0759	1.6109	1832.9	679.42	18.279	7.0021
性能提高	29.12%	28.75%	28.54%	11.49%	25.50%	14.08%

4 半主动悬架系统试验研究

4.1 半主动悬架系统台架试验

台架试验系统主要包括: NSTRON 8800 型数控电液伺服试验系统、半主动悬架系统、数据采集系统、加速度传感器 2 个。试验参数如表 1, 试验系统原理如图 6。

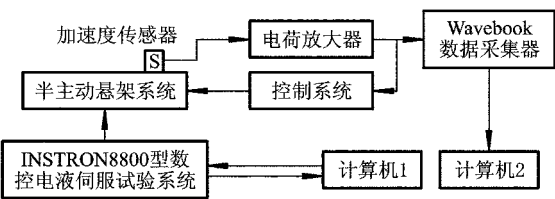


图 6 半主动悬架 1/4 模型台架试验系统原理图

Fig. 6 Block of the bench test system for semi-active suspension system

试验时, $v = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 驶过 c 级路面。从而得到路面垂直速度信号方差为 $0.101 (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})^2$, 以白噪声作为随机路面输入, 结果如表 3。

由表 2 及表 3 可知, 施加模糊控制的半主动悬架加

速度峰值及标准差均小于被动悬架, 理论分析和台架试验结果基本吻合。

表 3 被动悬架与半主动悬架性能对比

Table 3 Comparison of the performance between semi-active and passive suspension system

	车身加速度		车轮动载荷	
	峰值 \ddot{x}_2 $/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	标准差 $\sigma_{\ddot{x}_2}$ $/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	峰值 F_d $/\text{N}$	标准差 σ_{F_d} $/\text{N}$
被动悬架	6 8583	2 7891	918 14	758 43
半主动悬架	5 8783	2 2109	832 95	614 87
性能提高	16.67%	26.15%	10.22%	23.35%

4.2 实车道路试验^[10]

为了进一步验证模糊控制半主动悬架的减振效果, 将其装于某轻型越野车上进行实车道路试验。该车型的主要参数为: 整车质量: 1470 kg (空载), 2500 kg (满载); 弹簧刚度: $80 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$; 轮胎刚度: $405 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1}$ 。

试验时, 汽车分别以 $60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 和 $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 均匀行使在水泥路和砂石路上, 加速度试验结果如表 4, 功率谱密度如图 7。

表 4 被动悬架与半主动悬架性能对比

Table 4 Comparison of the performance between semi-active and passive suspension system

	被动悬架				半主动悬架			
	水泥路 $60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$		砂石路 $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$		水泥路 $60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$		砂石路 $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	
	峰值 $\ddot{x}_2/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	标准差 $\sigma_{\ddot{x}_2}/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	峰值 $\ddot{x}_2/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	标准差 $\sigma_{\ddot{x}_2}/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	峰值 $\ddot{x}_2/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	标准差 $\sigma_{\ddot{x}_2}/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	峰值 $\ddot{x}_2/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	标准差 $\sigma_{\ddot{x}_2}/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
右后车轮加速度	8 9721	0.4618	9 9732	3.3431	8 0178	0.3924	9 2958	2.9071
质心垂直加速度	1.7539	0.0567	1.9831	0.0879	1.5493	0.0515	1.6613	0.0652
车身侧倾加速度	0.9825	0.0071	1.4849	0.0431	0.8378	0.0054	1.1432	0.0314
车身俯仰加速度	0.7901	0.0068	0.8726	0.0598	0.6496	0.0052	0.5441	0.0336

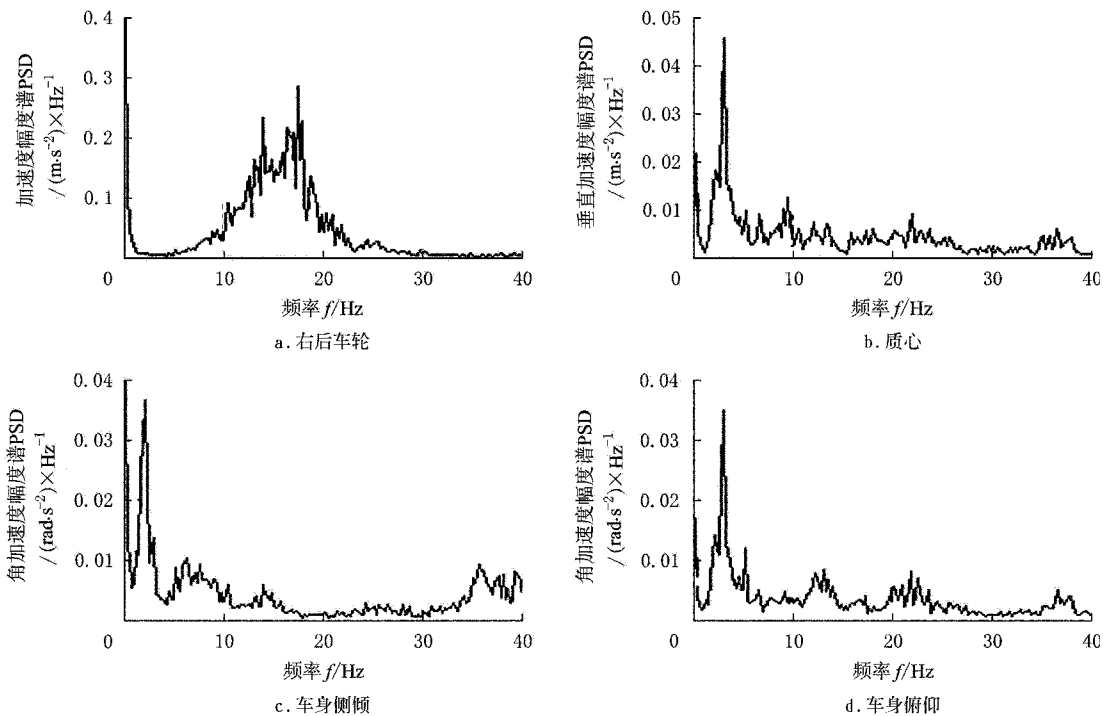


图 7 功率谱密度曲线(水泥路面, 车速 60 km/h)

Fig. 7 Curves of power spectrum consistency

表 5 被动悬架与半主动悬架性能对比

Table 5 Comparison of the performance between semi-active suspension system and passive suspension system

	水泥路 $60 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$		砂石路 $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	
	被动悬架	半主动悬架	被动悬架	半主动悬架
	峰值 \ddot{x}_2 $/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	峰值 \ddot{x}_2 $/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	峰值 \ddot{x}_2 $/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	峰值 \ddot{x}_2 $/\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
右后车轮加速度	0.3604	0.2899	0.9693	0.9141
质心垂直加速度	0.0542	0.0478	0.0865	0.0746
车身侧倾加速度	0.0497	0.0381	0.2378	0.1734
车身俯仰加速度	0.0441	0.0362	0.0417	0.0296

试验结果表明, 模糊控制半主动悬架车辆在不同路面激励下, 各加速度的峰值和标准差都较被动悬架车辆降低, 车辆行使平顺性得到了提高; 由图 7 及表 5 可知, 在频率 3 Hz 附近, 半主动悬架振动能量减少, 表明半主动悬架车辆在车身一阶共振频率附近较被动悬架车辆振动减小, 在频率 12 Hz 附近, 车轮动载荷也下降明显, 车辆行使安全性得到提高。不难看出, 模糊控制半主动悬架可以较好地协调车辆平顺性与安全性之间的矛盾, 调整车辆行使的姿态, 提高车辆乘坐舒适性。

5 结 论

1) 可调阻尼减振器结构简单、合理, 可调阻尼力与步进电机转角关系的建立, 可以为半主动悬架控制系统的设计研究提供有力的依据。

2) 在低频范围内, 模糊控制半主动悬架车辆振动响应明显改善, 且有效缓解平顺性和安全性的矛盾。

3) 半主动悬架及其控制系统性能稳定, 工作可靠, 车辆的平顺性明显提高, 为半主动悬架推广应用奠定了

基础。

[参 考 文 献]

- [1] Heo S J, Park K, Hwang S H. Performance and design consideration for continuously controlled semi-active suspension systems[J]. Int J of Vehicle Design, 2000, 3(4): 376- 389
- [2] 方 敏, 王 峻, 陈无畏. 汽车半主动悬架的自适应 LQG 控制[J]. 汽车工程, 1997, 19(4): 200- 205
- [3] Wang Z H, Hu H Y. Robust stability switches of dynamic systems with short time delays by using pade approximation[J]. Nonlinear Dynamics, 1999, 18(3): 275 - 287.
- [4] Peter Holdman, Michael Holle. Possibilities to improve the ride and handling performance of delivery trucks by modern mechatronic systems[J]. JSAE Review, 1999, 20: 505- 510
- [5] 李智超, 耿艳萍, 陈朝阳, 等. 一种可调阻尼减振器的设计与试验[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 1998, 21(3): 36- 42
- [6] 方锡邦, 陈无畏, 吴 乐, 等. 模糊控制技术及其在汽车半主动悬架中的应用[J]. 机械工程学报, 1999, 35(3): 98- 100
- [7] 陈 龙, 周孔亢, 李德超, 等. 车辆半主动悬架控制技术的研究[J]. 农业机械学报, 2002, 33(1): 25- 28
- [8] 谭浩强. C 程序设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 1996
- [9] 刘 飞, 陈 龙, 薛念文, 等. 半主动悬架控制及评价方法的探讨[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2002, 23(6): 23- 25
- [10] 陈 杨. 车辆半主动悬架系统控制与试验研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2004

Design and experiment of semi-active suspension system for vehicles

Chen Long, Wang Ruochen, Jiang Haobin, Zhou Likai, Wang Shaohua

(School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: The tunable damper was designed, then its dynamic performance was analyzed by bench test. The relationship between the damping force and the angle of step-electromotor was developed. It is the foundation for the design of the control system. Based on the simulation results, a fuzzy-controlled semi-active suspension system with the C8051F005 chip microcomputer playing the main role was designed and developed, the bench test and road test for vehicle semi-active suspension were conducted. It shows that the performances of semi-active suspension system is steady and works well. The ride comfort of the newly-designed semi-active suspension system is much better than that of traditional passive suspension system. It is a very valuable foundation for the application of semi-suspension system.

Key words: semi-active suspension system; fuzzy control; damper; test