

DOI: 10.13718/j.cnki.xdzk.2016.01.031

混合式智能减震系统的设计与仿真^①

马 驰, 李光林, 宋 杰, 李小云

西南大学 工程技术学院, 重庆 400715

摘要: 为提高摩托车在较差路况下的减震效率, 增加行驶的平稳性和乘坐人员的舒适性, 设计研究了一种混合式智能减震系统. 该系统以弹簧、电磁铁为基础, 空气阻尼为耗损振动能介质, 利用压力传感器实时检测振动力的变换, 自动调节电磁作用力, 使系统具有自适应调整减震的能力. 通过 ANSYS 对系统电磁部分进行性能仿真, 分析该系统的力学性能和电磁性能, 并阐述了系统设计方案. 仿真分析表明, 在相同载荷和冲击力条件下, 混合式智能减震系统与一般筒式液压减震系统相比, 不仅减震性能好, 同时具备自动化柔性减震功能, 能够满足较差路况的减震需求, 使摩托车行驶更加平稳. 能耗分析表明, 在连续振动冲击下, 使用 7Ah 蓄电池给系统供电, 系统能够有效工作 5.4 h, 完全能够满足实际使用需要.

关键词: 压力传感器; 电磁铁; 智能减震; 仿真

中图分类号: TH703.63

文献标志码: A

文章编号: 1673-9868(2016)01-0188-09

2013 年, 我国摩托车销售总量约 2 500 万辆, 已成为城郊和乡村的主要交通工具之一. 但摩托车减震技术仍维持在筒式液压减震器水平, 由于我国交通道路路面条件较差, 存在循环震荡明显、减震效果不稳定等问题^[1]. 近年来, 国内外学者主要集中在改进摩托车减震弹簧设计方面的研究^[2-6], 而对机电控制式减震系统的研究较少. 日本研制的磁流变减震器, 在汽车领域应用较为广泛, 但是其动态阻尼特性复杂, 目前还没有统一的动态阻尼力模型, 难以实现实时精确控制^[7]. 国内磁流变研究起步较晚, 多以电磁力的控制及分析为主^[8-10]. 另外, 磁流变减震器对加工的精度及密封性要求较高, 用于摩托车减震会造成其成本成倍增加. 因此, 如何在保证稳定的减震性能的同时, 缩短减震时间、提高系统的性价比是摩托车减震器面临的重要问题.

为此, 本文设计一种混合式智能减震系统. 该系统利用可控的电磁作用力, 对减震环节进行有效调节, 快速消耗因振动产生的能量, 有效缩短减震时间, 提高减震效率, 解决弹簧作周期性衰减震荡、工作效率低等问题.

1 设计目标

- 1) 减震效率: 压缩环节中实现能量的吸收与转化, 减小振幅, 缩短减震时间;
- 2) 自适应功能: 自动实时地检测振动力的大小, 驱动电源系统提供适当强度的电流;
- 3) 快速响应: 电磁部分从检测环节到执行环节的响应时间 $t \leq 0.05$ s.

① 收稿日期: 2014-10-10

基金项目: 中央高校基本科研业务费项目(2362014XK13); 重庆市科委重点项目(CSTC2014yykfb0073).

作者简介: 马 驰(1993-), 男, 吉林桦甸人, 硕士研究生, 主要从事机电一体化研究.

通信作者: 李光林, 教授, 博士研究生导师.

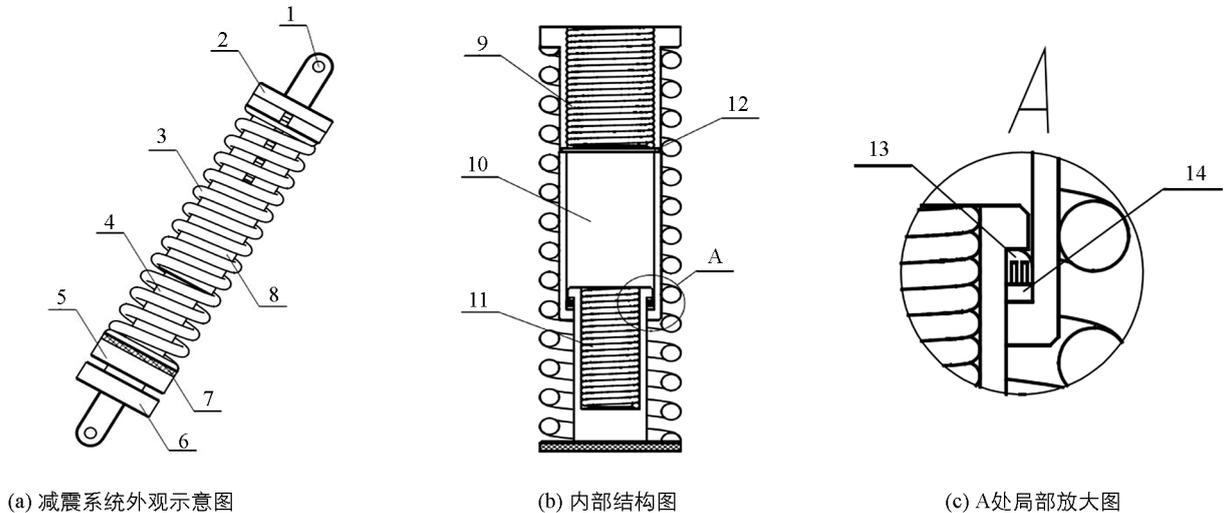
2 总体结构及工作原理

2.1 总体结构

混合式智能减震系统外观示意图及内部结构如图 1 所示.

2.2 工作原理

振动以力的形式通过联轴孔作用于减震系统上, 该力导致了减震弹簧的轴向压缩或“伸长”, 弹簧作为传递介质, 将振动力传递给压力传感器, 压力传感器将检测到的振动力信号传递给系统控制器, 控制器依据压力传感器的输出信号, 并按照预定的算法控制电源输出一定大小和方向的励磁电流, 在电磁铁 a 和 b 中, 形成磁感应强度大小和方向可控的磁场, 两磁场在减震舱内相互作用, 实现电磁力减震. 在系统复原环节过程中, 环状单向阻尼阀控制减震舱内与舱外的气压差, 形成空气阻尼, 消耗剩余的振动能, 辅助电磁力进行减震, 直至减震系统恢复初始状态. 这样就完成了具有自适应性的柔性减震过程.



1. 联轴孔; 2. 前盖体; 3. 减震弹簧; 4. 导向杆; 5. 预压力调节环; 6. 后盖体; 7. 压力传感器; 8. 外层套筒; 9. 电磁铁 a; 10. 减震舱; 11. 电磁铁 b; 12. 支撑板; 13. 环状单向阻尼阀; 14. 橡胶减震垫.

图 1 混合式智能减震系统外观示意图及内部结构图

3 关键部件设计

3.1 减震系统弹簧的设计与校核

摩托车前减震器可承重约 40 kg, 单只减震器承重约 20 kg; 后减震器在整车的载荷分配中占 65%~80%, 乘员的舒适感 70%~80%来自后减震器^[11]. 本文主要针对后减震器受力情况进行详细分析.

3.1.1 弹簧类型及材料的选择

目前, 摩托车减震弹簧多采用变节距弹簧, 它具有在轻载条件下乘坐舒适性强, 重载条件下减震稳定性好的特点. 但在变节距弹簧中, 过渡圈附近存在应力集中现象. 该现象主要由过渡的螺旋角变化引起, 而弹簧生产中, 疏密圈轴线中心偏移是不可避免的^[12]. 因此, 过渡圈应力较大, 容易造成断裂. 本设计采用等节距弹簧, 其优点是: ① 应力分布均匀; ② 便于对振动力的分析与检测. 作为吸收及振动传递的介质, 等节距弹簧更容易实现对吸收的振动力进行定量分析, 并将其传递给压力传感器进行检测, 提升了整个系统可精确控制能力, 减小了对振动检测的误差, 提高了系统工作的稳定性. 为降低制造成本, 弹簧材料选择碳素弹簧钢.

3.1.2 主要参数设计

为满足减震系统弹簧设计的基本要求, 降低弹簧生产成本, 所选用弹簧为标准弹簧, 其基本参数如下: 弹簧的中径 $D=50$ mm, 簧丝直径 $d=8$ mm, 总圈数 $n_1=14$, 有效圈数 $n=12.5$, 自由长度 $L=210$ mm, 该簧丝直径下的碳素弹簧钢丝的抗拉强度 $R_m \geq 1\ 370$ MPa, 弹簧许用压缩量不超过弹簧压缩总量的

80%^[13]. 弹簧的旋绕比为 $C=D/d=5$, 曲度系数为 $K=(4C-1)/(4C-4)+0.615/C=1.2525$.

依照上述参数即可得出弹簧刚度 k 为

$$k = \frac{Gd^4}{8nD^3} = \frac{7.9 \times 10^4 \times 8^4}{8 \times 12.5 \times 50^3} = 25.89 \text{ N/mm} \quad (1)$$

式中 G 为碳素弹簧钢的剪切弹性模数, 取 $7.9 \times 10^4 \text{ MPa}$ ^[14].

(a) 弹簧预压长度 L_1 及预压力值 F_1

通常假定弹簧预压力 $f=300 \sim 350 \text{ N}$ ^[15]. 当 $F_1=f$ 时, 求得 $L_1=11.59 \sim 13.52 \text{ mm}$. 综合该系统的减震行程, 系统预压长度 L_1 取 $10 \sim 15 \text{ mm}$, 即预压力调节环调节范围在 $10 \sim 15 \text{ mm}$ 之间, 本文取 $L_1=10 \text{ mm}$, 以确保所设计的电磁系统工作稳定.

$$F_1 = kL_1 = 25.89 \times 10 = 258.90 \text{ N} \quad (2)$$

(b) 系统稳定工作行程 L_2 及稳定工作载荷 F_2 ^[13]

$$F_2 = 0.8 \left(\frac{0.5R_m \pi d^3}{8KD} \right) - F_1 = 0.8 \times \left(\frac{0.5 \times 1370 \times \pi \times 8^3}{8 \times 1.2525 \times 50} \right) - 258.90 = 1499.60 \text{ N} \quad (3)$$

$$L_2 = \frac{F_2}{k} = \frac{1499.60}{25.89} = 57.92 \text{ mm} \quad (4)$$

系统稳定工作行程 L_2 及稳定工作载荷 F_2 , 保证了减震弹簧的使用寿命, 即确保了在循环次数 $N \leq 10^5$ 的动载荷作用下, 弹簧减震效果稳定的特性.

(c) 系统全行程长度 L_3 及极限载荷 F_3

$$L_3 = (L - n_1 d) - L_1 = (210 - 14 \times 8) - 10 = 88 \text{ mm} \quad (5)$$

$$F_3 = kL_3 = 25.89 \times 88 = 2278.32 \text{ N} \quad (6)$$

3.1.3 主要参数校核

弹簧切应力 τ_{\max} 为

$$\tau_{\max} = \frac{8(F_1 + F_3)KC}{\pi d^2} = \frac{8 \times 2537.22 \times 1.2525 \times 5}{\pi \times 8^2} = 633 \text{ MPa} < 800 \text{ MPa} = [\tau] \quad (7)$$

即所选用弹簧在工作条件下的切应力小于许用切应力, 能够在确保预压力值的情况下, 提供不大于 2278.32 N 的极限载荷, 满足摩托车在正常行驶环境下的减震要求. 根据上述设计方案, 减震弹簧工作图纸如图 2 所示.

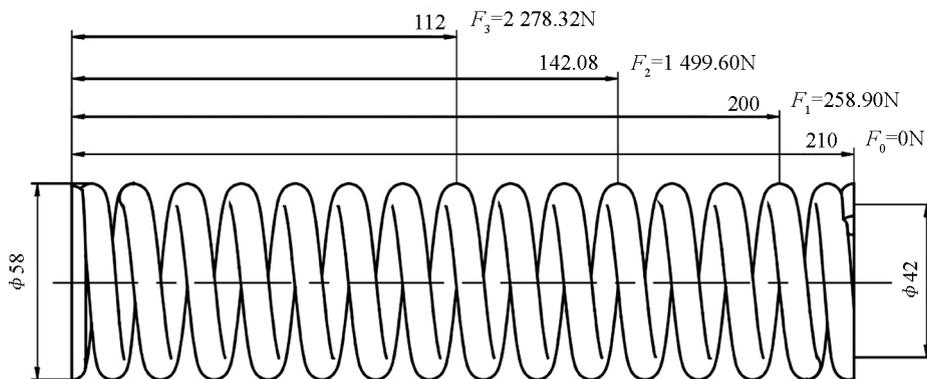


图 2 混合式智能减震系统弹簧工作图

3.2 电磁铁组的设计

3.2.1 磁芯材料的选择

为提高混合式智能减震系统的快速响应性, 其磁性材料选用磁导率较高、磁滞回线较窄、矫顽磁力较小、磁滞损耗小的软磁材料. 坡莫合金(即铁镍合金)最大相对磁导率 $\mu_r=2 \times 10^4 \sim 2 \times 10^5$, 剩磁 $B_r=1.100 \sim 1.400 \text{ T}$, 矫顽磁力 $H_c=4 \sim 24 \text{ A/m}$ ^[16], 完全满足该系统的使用要求. 因此, 磁芯材料选择坡莫合金.

3.2.2 主要参数的设计

普通两轮摩托车使用电瓶的基本参数:额定电压 $U_e = 12 \text{ V}$, 电量 $Q = 7 \text{ Ah}$. 在系统运行过程中, 最大控制电流可达 $I_{\max} \approx 6 \text{ A}$. 为配合整体的设计尺寸, 且能够在工作过程中达到减震效果的最优化, 磁芯的基本参数如下: 电磁铁 a 的外径 $D_a = 36 \text{ mm}$; 电磁铁 b 的外径 $D_b = 24 \text{ mm}$, 两磁芯长度均为 $l = 60 \text{ mm}$. 坡莫合金磁场强度 H 与芯部最大磁感应强度 B 的关系为^[17] $H = 0.35 \sinh(3.3B) + 0.498B - 2.09B^3 - 1.23B^5$. 结合电源基本参数, 在控制电流不大于 6 A 的情况下, 分析得坡莫合金磁化曲线、磁导率与磁场强度关系曲线的联系, 如图 3 所示.

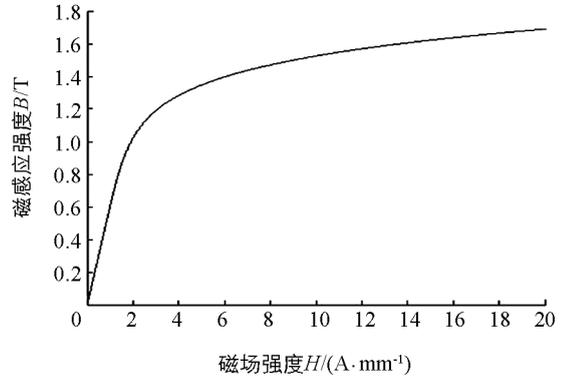


图 3 坡莫合金磁化曲线

为使系统安全工作, 降低能耗, 芯部最大磁感应强度应不大于磁饱和点强度. 当磁感应强度 $B_e = 1.20 \text{ T}$ 时, 磁场强度为 $H_e = 310.21 \text{ A/m}$, 此时电流强度 $I_e = 1.29 \text{ A}$. 在持续施加极限振动力的环境下, 电瓶能够持续工作的时间 $t = Q/I_e = \frac{7}{1.29} \approx 5.4 \text{ h}$.

以电磁铁 b 的表面为坐标原点 O , 其轴线作为 x 轴, 如图 4 所示. 图 4 中 h 为有效减震行程 ($0 < h \leq 70 \text{ mm}$), $A(x, 0, 0)$ ($0 < x \leq h$) 为电磁铁 a 工作端面与 x 轴的交点.

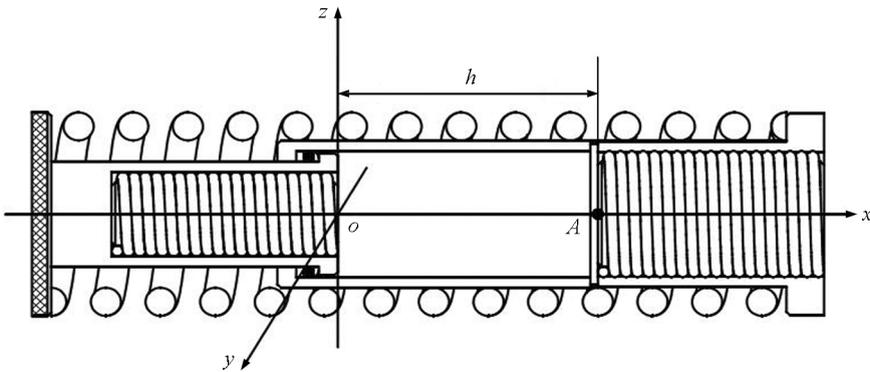


图 4 系统三维直角坐标系

运用 ANSYS 14.0 对电磁铁 a 和 b 在 $O-A$ 两点间的磁感应强度大小和分布进行分析, 分析结果如图 5 所示.

对图 5 所示曲线(a),(c)的特征点数据进行采集, 如表 1 所示.

表 1 电磁铁 a,b 磁感应强度特征点采集结果

x_i/mm	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
B_a/T	0.101	0.114	0.129	0.148	0.170	0.196	0.228	0.268	0.318	0.381	0.461	0.565	0.702	0.886	1.136
B_b/T	0.819	0.617	0.477	0.377	0.303	0.248	0.205	0.172	0.146	0.125	0.107	0.093	0.082	0.072	0.063

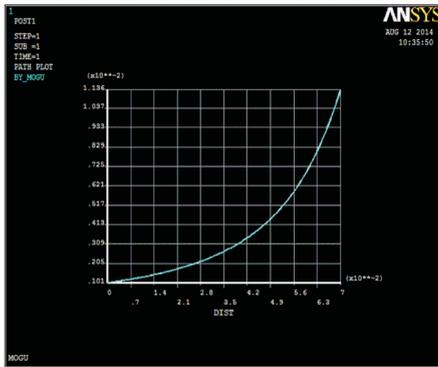
注: x_i 为坐标系中 x 轴 $0 \sim 70 \text{ mm}$ 范围内特征点的横坐标值; B_a, B_b 分别为电磁铁 a,b 在对应点处的磁感应强度值.

根据表 1, 运用 MATLAB 进行数据拟合, 得到电磁铁 a,b 在 $O-A$ 两点间 x 轴的磁感应强度为

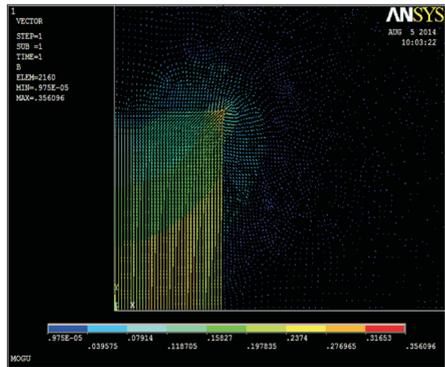
$$\begin{cases} B_a = 0.65e^{-0.071(h-x)} + 0.48e^{-0.023(h-x)} \\ B_b = 0.46e^{-0.084x} + 0.36e^{-0.025x} \end{cases} \quad 0 < x \leq h \quad (8)$$

3.3 环状单向阻尼阀的设计

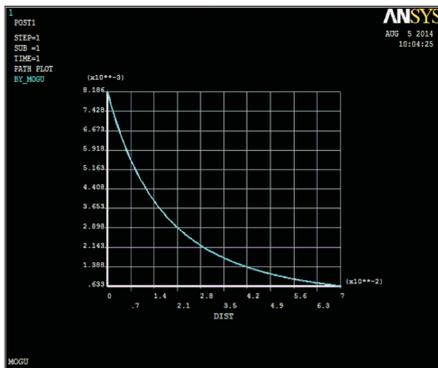
环状单向阻尼阀的作用是通过调节减震舱内气压来调节空气阻尼, 以达到消耗振动能、减小复原冲击的目的. 该阻尼阀利用减震过程中的振动力将减震舱中气体单向压出舱外; 而在复原环节中, 外界空气被阻尼阀阻隔, 减震舱内与舱外形成气压差, 产生阻碍作用. 环状单向阻尼阀结构如图 6 所示.



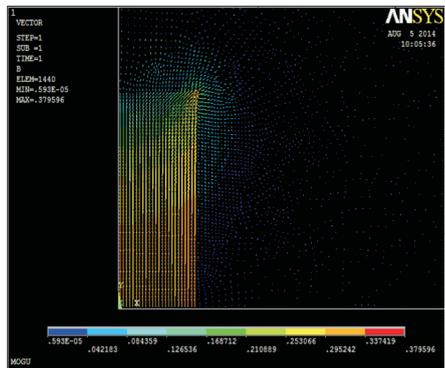
(a) 电磁铁a的磁感应强度分布曲线



(b) 电磁铁a磁场强度分布图



(c) 电磁铁b的磁感应强度分布曲线



(d) 电磁铁b磁场强度分布图

图 5 电磁铁 a、b 的磁感应强度分布曲线及对应的磁场强度分布图

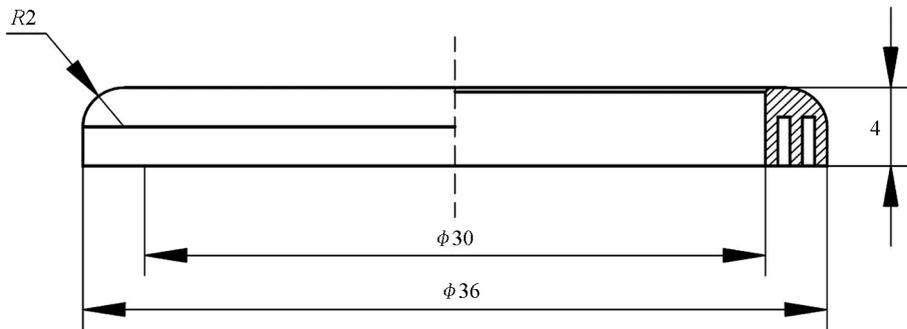


图 6 环状单向阻尼阀示意图

由于在减震的压缩环节中, 减震舱内外存在极小的压力差, 故该过程的空气阻尼可忽略不计. 而复原环节中, 阻尼阀阻碍了舱内气体的流通, 保持了舱体内外的气压差, 故复原环节中的空气阻尼 f_0 为

$$f_0 = P_0 S_0 = 101 \times 10^3 \times \pi \times 18^2 \times 10^{-6} = 102.75 \text{ N} \quad (9)$$

式中 S_0 为外界气压对减震系统所有作用面投影的面积之和.

3.4 控制系统的设计

控制系统的主要功能是实现对压力传感器输出电信号处理、并对驱动电源实时提供一定强度的电流, 产生电磁作用力. 当振动向下冲击压缩弹簧时, 压力传感器检测到的压力值达到预置值, 电源提供适当强度的电流, 产生电磁排斥力, 使压缩环节速度减缓, 振幅减少; 当压力传感器压力值达到上限, 系统复原时, 控制系统驱动电源系统输出适当强度的反向电流, 产生电磁吸引力, 在电磁吸引力和空气阻尼共同作用下, 完成整个减震过程. 为降低能耗, 混合式减震系统压力预置值设定在压缩量 Δx 为 20 mm 处. 控制算

法流程如图 7 所示.

上述控制算法以 PID 算法为基础, 主控芯片选用 Microchip 公司的数字信号处理器 DSPIC30F2010. 系统每按照上述流程执行一次循环, 时间小于 0.01 s, 系统时间响应快.

4 系统分析、仿真与测试

系统在减震过程中受到的力为弹簧弹力 f_1 、电磁力 f_2 ^[18]、空气阻尼力 f_0 如式(10)所示.

$$\begin{cases} f_1 = k(h - x) \\ f_2 = \frac{S}{2\mu_0}(B_a + B_b)^2 \\ f_0 = P_0 S_0 \end{cases} \quad (10)$$

式中 S 为电磁铁有效作用截面积; 真空磁导率为 $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} \text{ H/m}$; 系统压缩量 $\Delta x = h - x$.

4.1 压缩环节的力学分析

在压缩环节, 电磁铁 a、b 同名磁极相对提供减震力, 故系统总减震力 F_d 与各部分减震力的组成关系式为

$$F_d = f_1 + f_2 \quad (11)$$

将式(8)、(10)代入式(11)中, 利用多项式拟合简化函数, 得到系统减震力 F_d 与压缩量 Δx 的关系式为

$$F_d = 1.829 \times 10^{-4} \Delta x^4 - 2.754 \times 10^{-2} \Delta x^3 + 1.623 \Delta x^2 - 18.71 \Delta x + 561.8 (0 < \Delta x \leq 70 \text{ mm}) \quad (12)$$

4.2 复原环节的力学分析

在复原环节, 电磁铁 a、b 异名磁极相对提供复原力, 该系统总复原力 F_u 与各部分复原力的组成关系式为

$$F_u = f_1 - (f_2 + f_0) \quad (13)$$

同理, 利用多项式拟合简化函数, 得到系统复原力 F_u 与压缩量 Δx 之间的关系式为

$$F_u = 1.829 \times 10^{-4} \Delta x^4 - 2.754 \times 10^{-2} \Delta x^3 + 1.623 \Delta x^2 - 70.49 \Delta x + 664.4 (0 < \Delta x \leq 70 \text{ mm}) \quad (14)$$

4.3 系统工作环节仿真

假定将混合式智能减震系统与筒式液压减震器安装在同种型号的摩托车上, 载重相同, 且摩托车行驶速度维持在 15 km/h~20 km/h 的测试范围内低速运行. 利用式(12)、(14)混合式智能减震系统的减震力 F_d 、复原力 F_u 与压缩量 Δx 之间的关系, 以及参考文献[15]给出的筒式液压减震器列出的实验数据, 利用 MATLAB 分别绘制出 2 种减震装置减震力及复原力的示意图, 如图 8 所示.

由图 8 得: ① 混合式减震系统的最大减震力为 2 155 N、最大复原力为 1 366 N, 筒式液压减震器的最大减震力为 1 694 N、最大复原力为 847 N; ② 混合式智能减震系统在执行压缩环节、当压缩位移达 20 mm 时, 压力传感器检测到的压力值设为系统预置值, 电磁铁组产生相互排斥力, 减震力由 518 N 变至 649 N; 当系统执行复原环节、压缩量回复至 20 mm 时, 压力传感器检测到的压力值再次达到系统预置值, 电磁铁组产生相互吸引力, 使复原力由 283 N 变至 518 N; 筒式液压减震器的复原力由于没有电磁力作用, 复原阻力较小.

选取振动强度为 500 N、600 N、700 N 的力对两种减震装置进行仿真分析, 得到如表 2 所示参数.

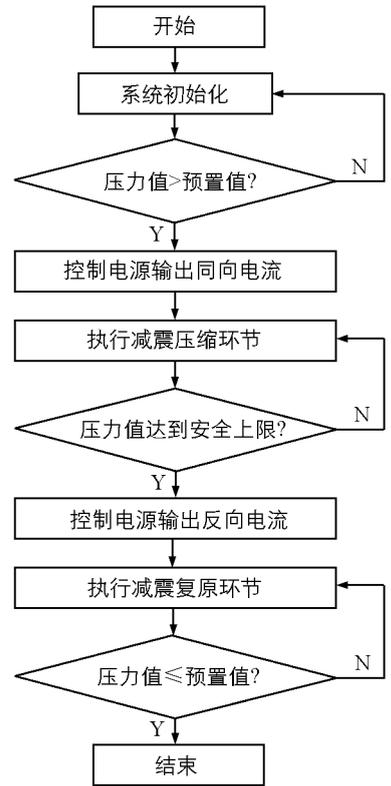


图 7 控制算法流程图

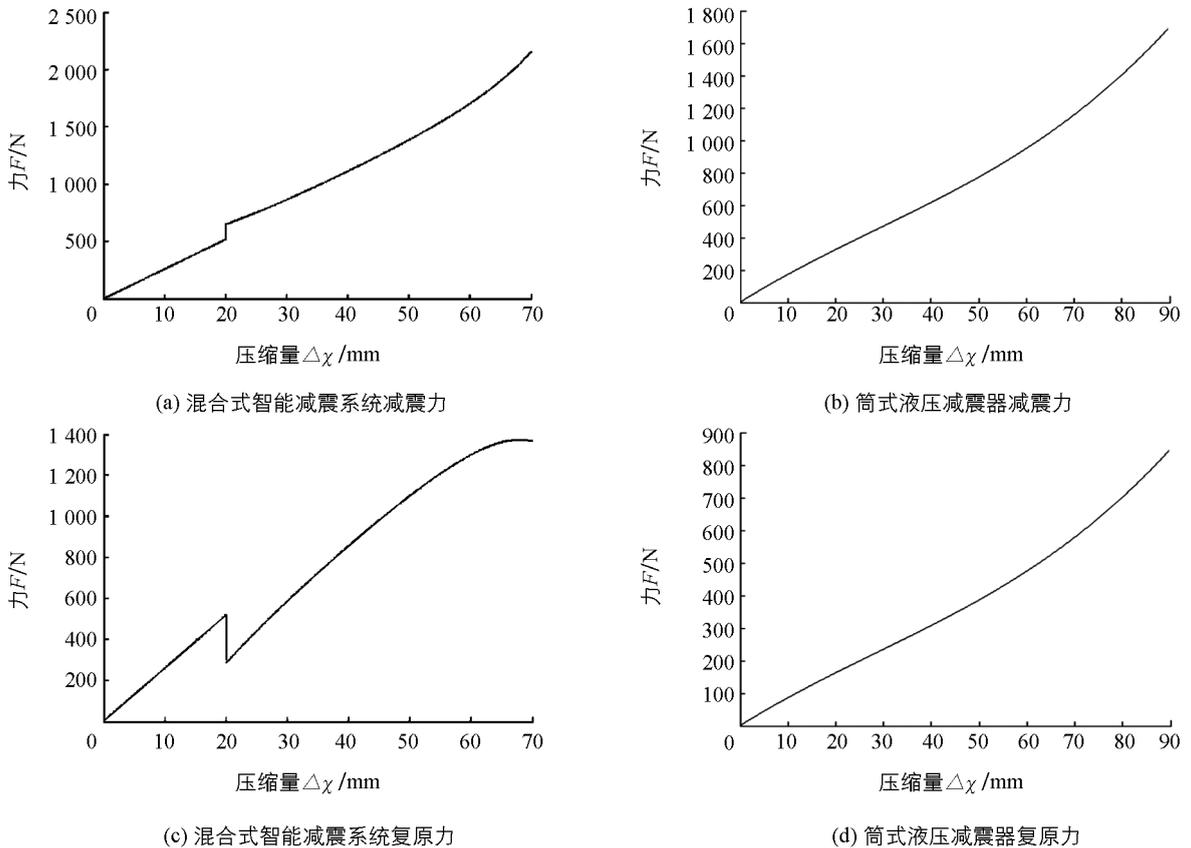


图 8 混合式智能减震系统、筒式液压减震系统的减震力及复原力示意图

表 2 相同振动强度下的减震效果对比

振动强度 F/N	混合式智能减震系统		筒式液压减震器	
	压缩量 $\Delta x/mm$	能量消耗率 $\omega/\%$	压缩量 $\Delta x/mm$	能量消耗率 $\omega/\%$
500	10	50	65	50
600	45	60	78	50
700	52	51	90	50

由表 2 可得, 在相同振动强度及测试环境下, 混合式智能减震系统与筒式液压减震器相比, 压缩行程短; 当混合式智能减震系统的电磁铁组产生相互作用力后, 提升了减震性能, 系统平稳性增加。

选取压缩量为 20~90 mm、取样间隔为 10 mm 的情况对两种减震装置进行对比分析, 得到结果如表 3 所示。

由表 3 可得, 在相同压缩量及测试环境下, 混合式智能减震系统能够提供的减震力大于筒式液压减震器, 且在压缩到两减震装置各自极限位置时, 混合式智能减震系统所提供的减震力大于筒式液压减震器。

表 3 相同压缩量条件下的减震效果对比

压缩量 $\Delta x/mm$	混合式智能减震系统		筒式液压减震器	
	最大减震力 F_{max}/N	平均减震力 F/N	最大减震力 F_{max}/N	平均减震力 F/N
20	518	209	305	128
30	865	412	477	216
40	1 113	541	615	299
50	1 386	682	746	375
60	1 703	824	911	450
70	2 155	980	1 142	532
80	—	—	1 429	626
90	—	—	1 695	730

4.4 应用效果测试

将混合式智能减震系统与目前铃木 125 型摩托车后轮上使用的筒式液压减震器进行对比测试, 摩托车速度为 20 km/h 驶过不同程度的深坑, 测量并对比两种减震器的减震时间和振幅, 结果如表 4 所示。

表 4 测试结果对比

载重/ (m · kg ⁻¹)	坑深/ (l · mm ⁻¹)	最大振幅		$\omega_1 = \frac{H_1 - H_2}{H_2} \times 100\%$	减震时间		$\omega_2 = \frac{t_1 - t_2}{t_2} \times 100\%$
		混合式智能减 震系统 H_1 /mm	筒式液压减 震器 H_2 /mm		混合式智能减 震系统 t_1 /s	筒式液压减 震器 t_2 /s	
		60	50		34.71	39.59	
	75	45.62	52.33	12.82%	3.23	3.62	10.73%
	100	61.49	70.76	13.10%	4.69	5.29	11.39%
120	50	47.38	54.47	13.02%	3.62	3.86	6.27%
	75	59.10	71.51	17.35%	4.62	5.31	12.98%
	100	68.49	88.65	22.74%	7.67	8.87	13.54%

由表 4 可看出, 摩托车以 20 km/h 行驶过程中, 在相同载荷下混合式智能减震系统与筒式液压减震器相比, 最大振幅减小, 减震时间缩短; 在较大载重量和强振动情况下, 混合式智能减震系统减震性能表现更好。

5 结 论

本文所设计的混合式智能减震系统, 能够根据振动的强弱自动控制减震力度, 实现摩托车减震系统的自适应功能, 且在持续、高强度振动下, 对减震力的控制较好, 提高了减震效果, 起到了提升乘坐舒适度的作用。作为机电一体化减震系统, 该系统实现了对振动力的实时监测及电磁力调节, 在具备磁流变减震器功能的同时, 生产制造成本较低。但混合式智能减震系统由于加装了电磁控制装置, 与筒式液压减震器相比, 体积增加, 同时需要一定的电能消耗, 这些将在今后进一步的研究过程中, 选用优质材料并进一步优化设计, 减小体积, 适合摩托车安装, 同时尽量做到能耗最小。

参考文献:

- [1] 单春贤, 仲敏波, 吉恒松, 等. 摩托车筒式减震器液压阻尼特性的模拟与仿真 [J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2007, 28(1): 25-28.
- [2] 黄 品. 摩托车后悬挂系变刚度减震弹簧的设计 [J]. 机械, 1989, 16(2): 12-14.
- [3] 彭利平, 刘初升, 王 宏. 减震弹簧故障下直线筛力学模型突变研究 [J]. 振动与冲击, 2012, 31(18): 148-152.
- [4] 李洪亮, 顾灿松, 吴文江, 等. 基于多体动力学的摩托车减震系统参数研究与优化设计 [J]. 摩托车技术, 2007(2): 28-31.
- [5] ZHOU Ming-song, Hou Bao-lin. Finite Difference Solution of Responce Time Delay of Magneto-Rhelological Damper [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(3): 446-450.
- [6] COSSALTER V, DORIA A, PEGORARO R, et al. On the Non-Linear Behaviour of Motorcycle Shock Absorbers [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering, 2010, 224(1): 15-27.
- [7] 马 然, 朱思洪, 梁 林, 等. 磁流变减震器建模与试验 [J]. 机械工程学报, 2014, 50(4): 135-141.
- [8] 吴 莹, 农多敏, 李佳佳, 等. 磁流变悬架汽车的非线性振动特性分析 [J]. 动力学与控制学报, 2013, 11(3): 235-240.
- [9] 杨 兴, 冯天麟. 自激式磁流变减震器的研究 [J]. 机床与液压, 2013, 41(11): 42-45.
- [10] 王四棋, 余 淼, 浮 洁, 等. 正弦激励作用下磁流变阻尼器温升理论与试验研究 [J]. 机械工程学报, 2013, 49(8): 123-128.
- [11] 刘爱红, 丁 娜. 后减震器阻尼阀系的研究与分析 [J]. 摩托车技术, 2004(1): 18-22.

- [12] 牟凤平, 刘爱红, 张冰蔚. 利用有限元分析对减震器弹簧弯曲问题的探讨 [J]. 摩托车技术, 2012(3): 37-40.
- [13] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. GB/T 2089-2009 普通圆柱螺旋压缩弹簧尺寸及参数(两端圈并紧磨平或制扁) [S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [14] 中华人民共和国国家发展和改革委员会. JB/T 10417-2004 摩托车减震弹簧技术条件 [S]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [15] 张龙全. 摩托车减震器弹簧的设计计算及工作图绘制 [J]. 摩托车技术, 2004(5): 11-13.
- [16] 秦曾煌. 电工学: 上册 [M]. 7版. 北京: 高等教育出版社, 2009: 187-189.
- [17] 殷幼军, 陆继明, 毛承雄, 等. 单磁芯饱和电抗器的建模与仿真 [J]. 电力系统及其自动化学报, 2006, 18(4): 9-13.
- [18] 尹春雷. 永磁、电磁混合磁悬浮系统的研究 [D]. 济南: 山东科技大学, 2003.

Design and Simulation of a Hybrid Intelligent Shock Absorption System

MA Chi, LI Guang-lin, SONG Jie, LI Xiao-yun

School of Engineering and Technology, Southwest University, Chongqing 400715, China

Abstract: A hybrid intelligent shock absorption system that uses spring and electromagnet as the basis and air damping as the vibration loss medium is designed to improve the shock absorption efficiency under poor road conditions and to increase smooth driving and riding comfort. A pressure sensor is used to realize a real-time test of vibration change and automatically regulate the electromagnetic force to get a self-adapting shock absorbing system. The electromagnetics performance of the system is simulated through ANSYS to analyze its mechanical property and electromagnetic performance and to expound the system design scheme. The simulation analysis indicates that with the same load and impact, the hybrid intelligent shock absorption system shows better performance and excellences than the commonly used cylindrical hydraulic shock absorbers, and it has automatic flexible shock absorption to meet the need of smooth driving under poor road conditions. The energy consumption analysis indicates that this system can work effectively for 11 h under a continual vibration condition with a 7Ah battery, which can meet the needs of practical use.

Key words: pressure sensor; electromagnet; intelligent shock absorption; simulation

责任编辑 夏 娟