

压路机变阻尼减振器的结构设计及仿真分析

陈丙三, 孙行, 晏岱

(福建工程学院 机械与汽车工程学院, 福建 福州 350118)

摘要: 针对振动压路机采用的橡胶减振装置存在阻尼不可调的问题,文章利用磁流变液具有快速相变和易于控制的特征,并结合压路机结构特性设计一种由磁流变和橡胶耦合而成的变阻尼减振器,通过力学计算与有限元仿真,对减振器结构设计进行校核与优化。仿真结果发现:经过结构优化的变阻尼减振器提高了控制磁场的利用率,从而提高磁流变橡胶耦合减振器的性能与品质。

关键词: 振动压路机; 变阻尼; 磁流变减振器; 磁路设计; 有限元分析

中图分类号: TB381

文献标志码: A

文章编号: 1672-4348(2016)01-0045-06

Structure design and (magnetic circuit) simulation analysis of roller magnetorheological shock absorber

Chen Bingsan, Sun Hang, Yan Dai

(College of Mechanical and Automotive Engineering, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118, China)

Abstract: To tackle the problem of non-adjustable damping of rubber vibration damping devices commonly used in vibrating roller, a composite magnetorheological fluid (MRF) and rubber coupling variable damper was designed and manufactured. The structure of the damper was verified and optimized with mechanical calculation and finite element simulation. The simulation results indicate that the optimized magnetic circuit design improves the utilization of the controlled field and the performance and quality of the magnetorheological damper.

Keywords: vibratory roller; variable damping; magnetorheological fluid (MRF) damper; magnetic circuit design; finite elements analysis (FEA)

振动压路机作业中,一方面必须激励振动,驱动振动轮产生激振力压实路基;另一方需要采取有效的措施进行减振和隔振,抑制振动轮沿车架和座椅方向传递振动能量,当前振动压路机的一级减振装置主要采用的是橡胶减振器,橡胶减振器在其制造之后具有固定的弹性模量与隔振能效比^[1],不能满足振动压路机在不同工况下的减振需求,同时高强度的振动给驾驶人员的健康带来

不良的影响。近年来磁流变液以其快速的相变特征和易于控制的特点得到人们的重视^[2]。磁流变液是一种智能材料,以其为工作介质的磁流变减振器具有结构简单、能耗低、阻尼力可调可控的特点,在压路机减振、车辆悬架、发动机悬置等方面有着广泛的应用前景^[3]。

国内外对磁流变减振器进行了大量的理论试验研究:磁流变减振器广泛应用于建筑物抗震和

收稿日期: 2015-10-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51305079);福建省自然科学基金项目(2015J01180);福建省教育厅杰出青年人才支持计划(JA14208)

第一作者简介: 陈丙三(1980-),男,安徽宿州人,副教授,硕导,研究方向:磁流变智能减振技术和机电系统测试与分析。

车辆悬架减振等领域^[4-5]。陈世崑^[6]等人提出一种利用磁流变减振器阻尼参数的可控性,识别发动机惯性参数以及不平衡力的新方法。邢海军^[7]等人建立了基于反正切函数的磁流变阻尼器动态阻力模型。贾永枢^[8]等人基于流动模式的汽车磁流变减振器结构,建立磁路三维有限元仿真模型,并结合北京现代某款汽车前悬架减振器的技术要求和磁流变液流变特性,进行三维静态磁场分析,确定活塞磁路的主要参数。并对制作的汽车双筒式磁流变减振器,进行台架特性试验,验证了所提出的双筒式磁流变减振器设计方法是可行的。郑玲^[9]等人提出了基于磁路设计的结构优化方法并完成了台架试验。试验验证了理论模型的预测,表明磁路优化设计方法是正确和有效的。

基于振动压路机的作业需求和磁流变液的特点,研究开发了一种可承受剪切负载的磁流变液橡胶耦合的可变阻尼减振器,采用“fail-safe”设计模式开发磁流变橡胶耦合减振器,即以磁流变减振器为主体,利用橡胶对其结构进行填充,并保证新设计的磁流变橡胶耦合减振器符合原压路机的安装要求。为优化减振器的结构设计参数,拟利用有限元方法对工作区磁通密度进行仿真与分析。

1 磁流变橡胶耦合减振器的结构与磁路计算

1.1 设计方案

自动防止故障装置原理的基本思想是在系统运行中,不可避免会出现故障、误操作等失效(fail)情况,在失效情况发生时,系统的构造可以使系统整体获得最低限的安全,这就是 fail-safe。文章率先把这种理念应用于振动压路机的一级减振装置中,在橡胶减振器的基础上进行改进,设计了磁流变橡胶耦合减振器。当电磁单元失效时,磁流变橡胶耦合减振器可以作为橡胶减振器使用,以确保驾驶人员的安全。

1.2 整体结构设计

减振器的总体结构如图 2 所示:工作缸 8 内有一个浮动的分隔器 10,工作缸 6 通过端盖 2、铜套 1 压紧密封组件形成密封;上、下侧板和工作缸 8 通过橡胶连接成一个完整的减振器结构。

活塞 3 与上支撑端板 6 一同运动,工作缸 8

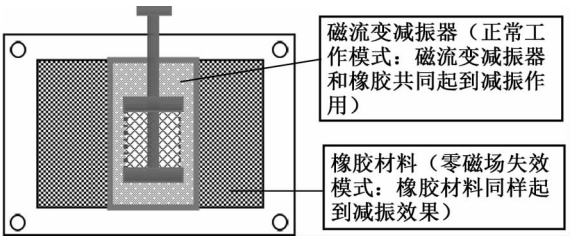


图 1 磁流变橡胶耦合减振器

Fig. 1 MRF rubber coupling damper

四周包裹着橡胶,受到橡胶的束缚力不能同活塞一同运动,因此振动时活塞和工作缸存在相对运动,此时磁流变液的阻尼力做负功,吸收振动能量,从而起到减振的作用。

橡胶与侧板和工作缸通过接着剂将连接成一个整体,这种连接强度非常高,所承受的负荷在 100 kN 以上,能够满足减振工况的需要。

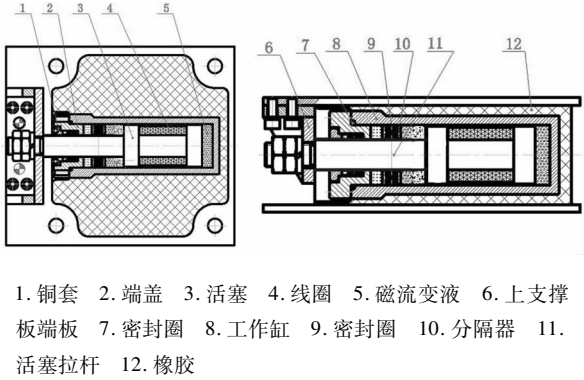


图 2 减振器的总装

Fig. 2 Diagram of damper assembly

1.3 减振器参数计算

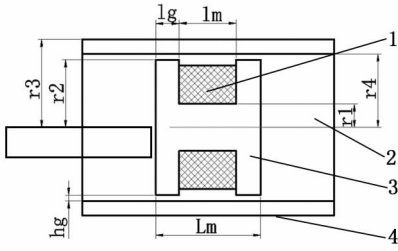
(1) 工作间隙

线圈产生的磁场强度随工作间隙的增大而迅速下降,应选择尽可能小的工作间隙,但间隙太小会形成阻塞,建议一般取值 0.5 ~ 2 mm,根据使用条件取工作间隙 $h_g = 0.8 \text{ mm}$,为了使磁场均匀且磁漏较小,要使 $l_g \geq 5h_g$,初定 $l_g = 14 \text{ mm}$ 。磁路结构如图 3 所示。

(2) 工作缸缸筒厚度 δ 及缸筒内外径的确定

$$\delta \geq \frac{P_{\max} D_1}{2.3[\sigma] - 3P_{\max}} \quad (1)$$

式(1)中, P 为额定压强, $[\sigma]$ 为许用应力, D_1 为工作缸初始内径。取最大载荷 $F_{\max} = 16 \text{ kN}$,查 Q235 - A 的许用应力 $[\sigma] = 235 \text{ MPa}$,初始内经 $D_1 = 40 \text{ mm}$,可计算的工作缸厚度 $\delta = 5.22 \text{ mm}$,



1. 线圈 2. 磁流变液 3. 活塞 4. 工作缸

图3 磁路结构简图

Fig.3 Magnetic circuit schematic diagram

取 $\delta = 6 \text{ mm}$ 。工作缸厚度与工作缸内径比为 $0.08 \sim 0.3$,取缸筒内径为 40 mm ,则外径为 52 mm 。

(3) 活塞杆直径

从式(1)可确定活塞直径为 38.4 mm ,实际所需的拉杆直径:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} = 9.31 \text{ mm} \quad (2)$$

式(2)计算所得的值为拉杆最脆弱处的直径值,因为活塞杆上要钻取内径为 4 mm 线圈出线孔,同时为了增大磁场通道,避免因活塞杆出磁饱和而影响工作性能,取活塞杆的直径 $d = 20 \text{ mm}$ 。

综合上述分析计算,结合 16 t 振动压路机减振器的总体大小,得到各参数:工作间隙长度 $l_g = 14 \text{ mm}$,工作间隙高度 $h_g = 0.8 \text{ mm}$,绕线长度 $l_m = 44 \text{ mm}$,活塞绕组铁芯直径 $d = 20 \text{ mm}$ 。

2.4 减振器的力学分析

(1) 阻尼力分析

活塞式磁流变橡胶减振器阻尼模式如图4所示,其阻尼力主要包括橡胶的弹性力 F_x ,橡胶的粘性力 F_y ,与速度有关的粘性阻尼力 F_η 和与磁场有关的粘性变化阻尼力 F_τ 4种形式。在减振过程中,橡胶弹性力起到储存能量的作用,而粘性力则相当于摩擦力做负功起到将能量消耗掉的作用。

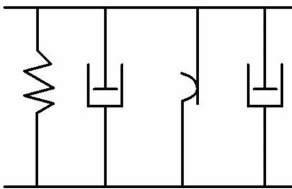


图4 磁流变橡胶减振器的阻尼模式

Fig.4 MRF rubber vibration damping mode

(2) 牛顿流体分析综合

磁流变液呈现牛顿流体特性时,活塞截面受到挤压。阻尼力主要包括与速度有关的粘性阻尼力 F_η ,阻尼力综合公式为^[10]:

$$F_\eta = \frac{12\eta L A_p^2}{\pi D h^3} v \quad (3)$$

式(3)中, η 为零场粘度; L 为活塞工作间隙长度; A_p 为活塞面积; h 为工作间隙高度; D 为活塞外径; v 为活塞的运动速度;对牛顿流体而言,增大工作间隙长度,减少间隙高度 h ,对增大零场粘度非常重要。

(3) Bingham 流体流动分析

当施加磁场时,磁流变液呈现 Bingham 流体特性,活塞间隙处于剪切模式和流动模式的混合,活塞磁场分布如图5。

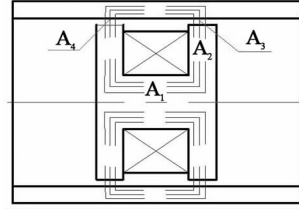


图5 活塞磁通结构简图

Fig.5 Schematic diagram of piston flux

与磁场有关的粘性变化阻尼力综合公式为:

$$F_\tau = \frac{3L\tau_y A_p}{h} \text{sgn}v \quad (4)$$

式(4)中: τ_y 是磁流变液的剪切屈服强度; sgn 是判断函数,当 v 不等于0时, $\text{sgn}v = 1$;否则 $\text{sgn}v = 0$ 。从公式中可以看出,工作间隙高度越小,长度越长,磁流变粘性阻尼力越大。

考虑摩擦力 F_f 的作用,调节系数公式

$$\lambda = \frac{F_\tau}{F_\eta + F_f} = \frac{\tau_y D h^2}{\eta(D^2 - d^2)v + F_f} \quad (5)$$

从式(4)和式(5)可以看出,增加活塞面积、减小阻尼通道间隙,虽然可以提高阻尼力,但会降低调节系数;在不出现磁饱和的情况下,增加阻尼通道处的磁场强度可明显增加调节系数,故而选择磁导率高的材料。

2.5 磁路计算

(1) 磁漏系数

$$\sigma = \frac{\Phi_m}{\Phi_g} \quad (6)$$

式(6)中 Φ_m 为线圈产生的磁通量, Φ_g 为工作间隙中的磁通量, 因为要考虑多种因素, 根据经验初定 $\sigma = 2.19 \text{ mm}$, 一般取磁阻系数 f 为 $1.1 \sim 1.5$, 粗定 $f = 1.2$ 。

(2) 磁阻计算

图 6 是磁流变液的磁阻分布图

磁阻计算公式为:

$$R_m = \frac{l}{\mu A} \quad (7)$$

其中, μ 为相对磁导率, A 为产生磁阻部分的面积, 式(7)可算出下列磁阻大小。

1) 磁芯的磁阻:

$$R_1 = \frac{l_m}{u_2 \pi r_1^2} = \frac{44 \times 10^{-3}}{5000 \times 4\pi \times 10^{-7} \times \pi \times 10^{-4}} = 2.23 \times 10^4 \text{ H}^{-1}$$

2) 磁轭的磁阻:

$$R_2 = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2u_2 \pi l_g} = \frac{\ln(19.2/10)}{5000 \times 4\pi \times 10^{-7} \times \pi \times 14 \times 10^{-3}} = 2.36 \times 10^3 \text{ H}^{-1}$$

3) 工作间隙下半部分的磁流变液磁阻:

$$R_3 = \frac{\ln[(r_2 + r_4)/2r_2]}{2\pi l_g u_{\text{MRF}}} = \frac{\ln(39.2/38.4)}{8 \times 4\pi \times 10^{-7} \times 2\pi \times 14 \times 10^{-3}} = 2.33 \times 10^4 \text{ H}^{-1}$$

4) 工作间隙上半部分的磁流变液磁阻:

$$R_4 = \frac{\ln[2r_4/(r_2 + r_4)]}{2\pi l_g u_{\text{MRF}}} = \frac{\ln(40/39.2)}{8 \times 4\pi \times 10^{-7} \times 2\pi \times 14 \times 10^{-3}} = 2.285 \times 10^4 \text{ H}^{-1}$$

5) 工作缸边缘部分磁阻:

$$R_5 = \frac{\ln[(r_3 + r_4)/2r_4]}{2\pi l_g u_1} = \frac{\ln(46/40)}{5000 \times 4\pi \times 10^{-7} \times 2\pi \times 14 \times 10^{-3}} = 2.53 \times 10^2 \text{ H}^{-1}$$

6) 磁流变液磁阻:

$$R_6 = \frac{l_m}{\pi u_{\text{MRF}}(r_4^2 - r_2^2)} = \frac{44 \times 10^{-3}}{8 \times 4\pi \times 10^{-7} \times \pi \times (20^2 - 19.2^2) \times 10^{-6}} = 4.44 \times 10^7 \text{ H}^{-1}$$

7) 工作间隙上半部分的磁流变液磁阻:

$$R_7 = \frac{l_m + l_g}{\pi u_1(r_3^2 - r_4^2)} = \frac{58 \times 10^{-3}}{5000 \times 4\pi \times 10^{-7} \times \pi \times (26^2 - 20^2) \times 10^{-6}} = 1.06 \times 10^4 \text{ H}^{-1}$$

磁流变减振器工作磁阻总和:

$$R_{\text{总}} = R_1 + 2 \times (R_2 + R_3) + \frac{R_6 \times (2 \times R_4 + R_5 + R_7)}{R_6 + 2 \times R_4 + R_5 + R_7} = 1.3 \times 10^5 \text{ H}^{-1}$$

(3) 线圈参数的确定

线圈的匝数与磁感应强度的关系如图 7 所示, 为了产生足够的阻尼力确定工作间隙所需的磁通密度 $B_g = 0.65 \text{ T}$, 磁场强度 $H_g = 1.5 \text{ A/cm}$ 。

选择直径为 0.53 mm 的高强度漆包铜线, 电导率高, 耐伤, 耐击穿, 温升性能好。共绕 8 层, 每层 80 圈, 总共 640 匝。

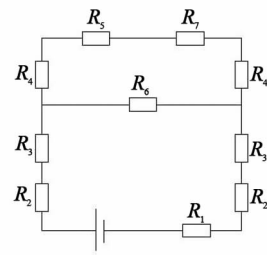


图 6 磁阻分布图

Fig. 6 Magnetic resistance distribution

3 磁路仿真分析

3.1 ANSYS 的建模过程

在 ANSYS 中确定模型结构、各部分材料, 施加载荷的大小, 选择的坐标系及点的坐标等; 设置工作环境, 定义材料属性, 画出模型平面图, 并选择好每一部分的材料; 根据需要, 划分网格; 转换

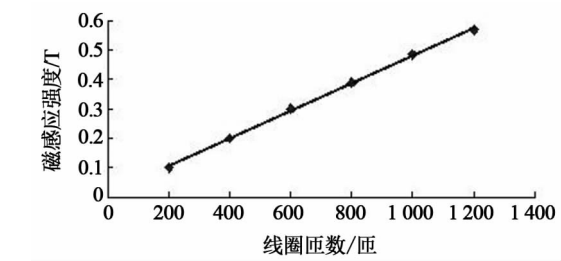


图 7 电流为 0.9A 时,磁感线强度与线圈匝数变化关系

Fig.7 The relationship between magnetic induction coil strength and the circle number of coil

为单元结构,施加电流密度,设置边界条件:

$$D_1 = \frac{n \times I}{A} \tag{8}$$

式(8)中 n 为线圈匝数, I 为线圈电流, A 为线圈截面积,当通入电流为 1A 时,电流密度约为 $343\text{A}/\text{cm}^2$;图 8 是活塞杆二维模型图,活塞杆二维网格边界条件图。

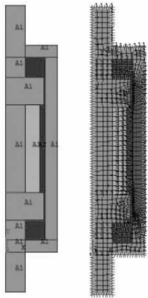
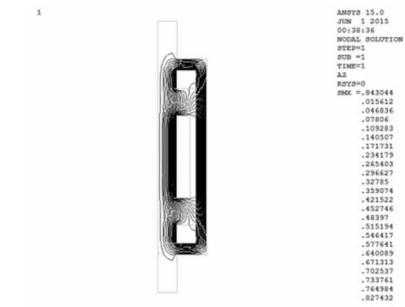


图 8 从建模到网格划分
Fig.8 Modelling and meshing

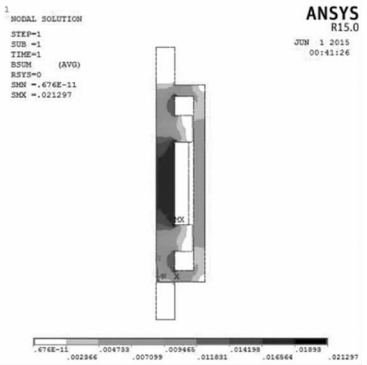
3.2 磁路仿真分析

从图(9)的磁路仿真中可以看出存在两条磁场回路,在活塞拉杆、端盖处的磁场回路要大于工作间隙回路的磁场,造成较大的磁场损失。工作电流为 1 A 时,工作间隙的磁场强度仅有 $0.2378\text{ A}/\text{cm}$,控制效果较差。因此笔者对其结构进行改进优化如图 10 所示,将活塞杆与活塞分离,这样拉杆和活塞可以选择不同磁导率的材料,从而让缸体内形成最大程度的磁场闭合回路。

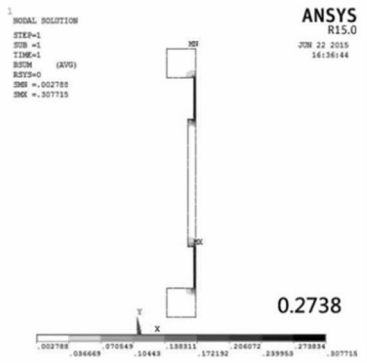
拉杆和活塞采用分离式结构的磁回路仿真结果如图 11 所示,可以看出磁流变液体的工作间隙中的磁场最大,符合设计要求;从该结构的磁场强度分布图,可以发现磁场强度最大的部分在轴肩的转角虚线处,该部分设计为圆角来提高磁场的



(a) 磁路仿真



(b) 磁场强度分布



(c) 电流为 1A 的磁场强度

图 9 磁路仿真分析
Fig.9 Magnetic circuit simulation

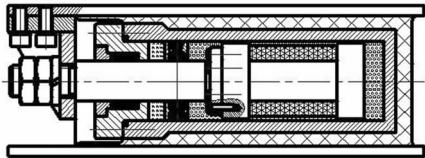


图 10 优化后的总装图
Fig.10 Assembly after optimization

饱和度。同时可以看出主要磁场回路集中在活塞和工作间隙处,能够很好地利用磁场,形成较好的磁流变效应,在电流为 1A 的情况下,工作间隙的磁场强度达到 $0.4492\text{ A}/\text{cm}$,控制效果较好,能达

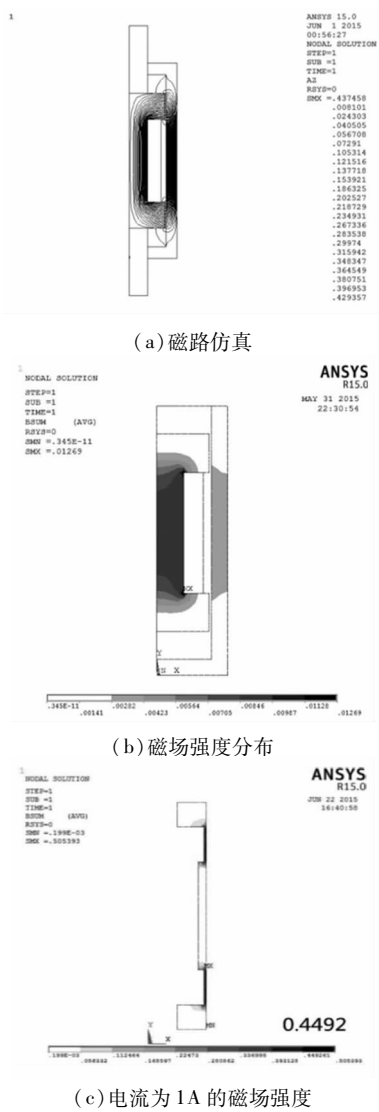


图 11 优化后的磁路仿真分析

Fig. 11 Circuit simulation analysis after optimization

到设计的要求。

通过 ANSYS 磁场的仿真,说明拉杆采用磁导率小的材料,而活塞杆采用磁导率较高的材料能够减小磁场的损失,加大工作间隙的磁通密度,减小能量输入的作用。而活塞与杆采用相同的材料时会在活塞杆与端盖部分形成较大的磁场回路,造成能量分散。仿真结果可以证明文章中对磁流变橡胶耦合减振器的优化效果较好,极大地减小磁场的泄露,有效地减少涡流现象,减小发热,降低能耗,提高能量利用率。

4 结论

1)磁流变橡胶耦合减振器的橡胶部份可补充磁流变减振器在零磁场时减振效果弱的缺点;磁流变液减振器可以起到阻尼力输入的实时调节;

2)通过 ANSYS 磁路结果将活塞与杆分离的设计具有实际意义,能基本消除活塞杆、端盖、活塞缸之间的磁场回路,减少磁场分流。活塞与杆的分离,杆采用低磁导率材料,这种设计能控制电流变得更小,有效降低线圈发热,提高能量利用率。

3)利用 ANSYS 进行磁路仿真,分析仿真结果,选择更好的结构方案,这样可以避免在实际生产中出现的问题,既节省了开发时间,又避免造成大量浪费。验证了磁路优化设计方法的有效性,表明该方法能够用于磁流变减振器的结构设计,并获得预期的优良性能。

参考文献:

[1] 秦四成,程悦荪,李忠,等. 振动压路机振动轮减振支承系统动力分析[J]. 农业机械学报,2001,32(6):89-90.

[2] 王琪民,徐国梁,金建峰. 磁流变液的流变性能及其工程应用[J]. 中国机械工程,2002;13(3):267-270.

[3] 马然,朱思洪,梁林. 磁流变减振器建模与试验[J]. 机械工程学,2014,50(4):135-141.

[4] Metered H, Bonello P, Oyadiji S O. The experimental identification of magnetorheological dampers and evaluation of their controllers[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2010,24(4):976-994.

[5] Lam K H, Chen Z H, Ni Y Q, et al. A magnetorheological damper capable of force and displacement sensing[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2010, 158(1): 51-59.

[6] 陈世鬼,赛开林,李锐,等. 车辆动力总成悬置系统参数识别[J]. 机械工程学,2011, 47(16):79-85.

[7] 邢海军,杨绍普,郭树起,等. 一种磁流变阻尼器动态阻尼力模型[J]. 振动与冲击,2010, 29(7): 105-108.

[8] 贾永枢,周孔亢,徐兴. 基于流动模式的汽车双筒式磁流变减振器设计与试验研究[J]. 机械工程学,2012,48(10): 103-108.

[9] 郑玲,李以农,胡勇,等. 磁流变减振器磁路设计与结构优化[J]. 振动工程学,2008,21(2):173-178.

(责任编辑:陈雯)