

基于 AMEsim 和 Simulink 的油气悬架仿真与试验*

刘刚¹, 陈思忠², 王文竹¹, 赵玉壮²

(1. 沈阳航空航天大学机电工程学院 沈阳, 110136) (2. 北京理工大学机械与车辆工程学院 北京, 100081)

摘要 针对越野车辆减振阻尼阀散热及控制响应滞后的问题, 设计了利用外置电液比例溢流阀调节阻尼特性的新型油气悬架。基于 AMEsim 软件建立油气悬架仿真模型, 并利用外特性试验验证 AMEsim 仿真模型的正确性, 在此基础上分析相关参数对悬架刚度和阻尼特性的影响。将所建油气悬架模型应用于车辆振动的半主动模糊控制仿真研究中, 随机路面激励下的仿真分析结果表明, 车辆行驶平顺性各项指标得到提升, 模糊控制效果明显, 验证了通过调节溢流阀电流来提高油气悬架性能的可行性。

关键词 油气弹簧; 动力学模型; 联合仿真; 模糊控制

中图分类号 TP 273.4; U463.33; TH135

引言

油气悬架因其具有非线性变刚度特性, 且兼具普通减振器的阻尼作用而广泛应用于越野车及工程车辆。传统的油气悬架通常采用内置机械式阻尼阀, 这种内置阻尼阀易于发热并不利于热量散发, 且由于存在机械惯性, 阻尼阀的响应明显滞后。对于被动悬架, 当阻尼阀结构参数确定后, 系统阻尼特性将无法随路况的改变而进行相应调整, 影响了油气悬架减振性能的发挥^[1-3]。

针对上述问题, 利用外置电液比例溢流阀响应迅速的特点, 通过调节溢流阀的控制电流, 进而改变阀口节流面积调整不同路况下悬挂阻尼力, 能够最大限度地衰减车体振动, 提高乘员的舒适性和车辆的操纵稳定性。近年来半主动悬架凭借其低成本、易控制、高性能的优势得到了大力推广。随着控制科学的发展, 新的悬架控制方式大量涌现, 但目前为止应用较多的控制方式仍是传统 PID 控制。传统 PID 控制具有超调和存在残差等缺点, 故设计鲁棒性较好的模糊控制系统。

1 油气弹簧的结构与工作原理

油气悬架是以油液传递压力, 以气体(如氮气)作为弹性介质的弹性元件。同时, 油液通过阻尼阀时, 又产生阻尼力, 可见, 油气悬架就是一种带有液

力阻尼的气体弹簧。根据越野车辆的行驶路况和驾驶特点, 设计结构如图 1 所示的油气悬架, 主要由悬架缸组件、阻尼阀组和蓄能器组成。安装于活塞杆上的活塞, 其周向均匀分布 6 个直径达 9.5 mm 的通孔, 虽然活塞把悬架缸分为 I 腔和 II 腔, 但是由于通孔直径较大节流作用非常小, 可以认为悬架往复运动时 I 腔和 II 腔的压力基本相同, 活塞只起导向作用。其优点是活塞两侧受到的压力差较小, 且无需考虑活塞、活塞杆与缸筒之间产生的油液泄漏。

当阻尼阀内置时, 车辆在低等级路面上行驶时就会遇到散热问题, 对于越野车这一问题更为明显。油液温度过高不仅会造成黏度降低, 而且会影响到蓄能器内气体的性能, 从而影响到油气悬架的动态特性。外置阻尼阀组主要由常通节流孔、单向节流阀、压缩电液比例溢流阀和伸张电液比例溢流阀组成。当油气弹簧两端相对运动速度较低时, 压缩行程油液流经常通节流孔和单向节流阀, 而伸张行程油液只流经常通节流孔, 构成开阀前的阻尼特性。这样的设计使压缩行程的阻尼力较伸张行程的阻尼力小, 有利于在压缩行程充分发挥弹簧的缓冲作用, 而在伸张行程阻尼力较大使振动迅速衰减。通过调节控制电流的大小, 可以改变开阀速度点和开阀后阻尼力, 构成开阀后的阻尼特性。相比于无常通孔, 只具有比例溢流阀的阻尼阀结构而言, 此设计避免了低速时溢流阀的频繁开闭, 改善了阻尼阀的动态特性且能提高其使用寿命。

油气输出作用力主要由气体弹性力、油液阻尼

* 国家自然科学基金资助项目(51205021)

收稿日期: 2014-03-31; 修回日期: 2014-07-15

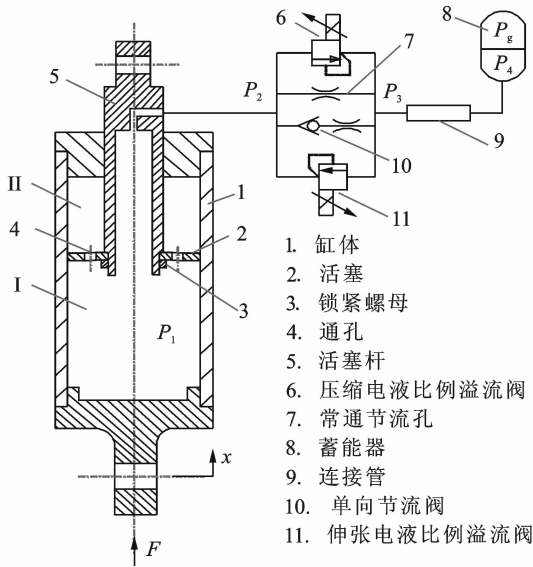


图 1 油气悬架结构简图

Fig.1 Structural model of the hydro-pneumatic suspension

力以及活塞和缸筒之间的摩擦力三部分组成。如图 1 所示,以满载静平衡位置为原点,假设活塞杆固定,作用在悬架缸上的力为 F ,悬架缸的位移为 x 。悬架缸的受力平衡方程为

$$F = (P_1 - P_s) \times A_c + P_s \times A_c + F_f = F_d + F_s + F_f \quad (1)$$

其中: P_1 为 I 腔内的压力(Pa); A_c 为活塞杆的截面积(m^2); F_d 为阻尼力; F_s 为弹性力; F_f 为摩擦力。

2 油气悬架建模与联合仿真

整个系统的数学模型具有高度的非线性,利用传统的方法建模复杂且困难^[4],故采用联合仿真方法建模。在明确主要部分数学模型的基础上,建立相应的仿真模型。以某型军用越野车为研究对象,该车后悬架载质量为 7 714 kg,非簧载质量为 1 086 kg,悬架安装角度为 0° ,安装杠杆比为 0.606。根据该车的载荷和行驶条件等,确定油气弹簧的参数如表 1 所示。

表 1 主要液压元件参数

Tab.1 The parameters of hydraulic elements

参数/单位	数值
蓄能器额定容积/L	1.4
蓄能器初始充气压力/MPa	8.55
阻尼阀常通孔直径/mm	4.2
单向节流孔直径/mm	2.2
悬架油缸内壁直径/mm	115
活塞杆有效作用直径/mm	80

2.1 线性滤波法时域路面模型

油气悬架系统中存在非线性描述,如非线性刚度、非线性阻尼等,故路面的仿真模型须在时间域内加以描述。采用线性滤波法生成时域路面仿真模型,其基本思想是将路面不平度的随机扰动抽象为满足一定条件的白噪声,然后经滤波器进行适当变换而拟合输出为具有指定谱特征的随机过程^[5]。其时域模型如下

$$\dot{q}(t) = -2\pi f_0 q(t) + 2\pi n_0 \sqrt{G(n_0)} v \omega(t) \quad (2)$$

其中: $q(t)$ 为随机路面不平度幅值; n_0 为参考空间频率($0.1 m^{-1}$); v 为车辆行驶速度(m/s); f_0 为滤波器的下限截止频率; $\omega(t)$ 为均值为零、强度为 1 的均匀分布单位白噪声。

2.2 模糊控制模型

在 MATLAB/Simulink 中建立控制系统模型。由于篇幅所限,仅以压缩溢流阀为例,选取车身垂直振动加速度 a 和相对位移 x 作为模糊控制器的输入量,模糊控制器的输出量为压缩溢流阀的控制电流 I_y 。设 a 的基本论域为 $[-6, 6]$, x 的基本论域为 $[-0.06, 0.06]$,控制电流 I_y 的基本论域为 $[0, 100]$ 。对输入输出变量进行正规化及限幅处理,即输入 a 和 x 的模糊论域分别为 $[-6, 6]$, $[-30, 30]$,此时量化因子分别为 1 和 500,输出的模糊论域为 $[0, 1]$,比例因子为 100。

对 a 和 x 所采用的模糊语言变量值为正大 PB、正小 PS、零 ZE、负小 NS、负大 NB。模糊控制量的输出采用零 ZO、小 S、中 M、大 B 4 个语言变量值来描述。输入输出变量的隶属函数均是对称、均匀分布、全交迭的三角形。另外,模糊推理采用 Mamdani 合成推理方法,解模糊采用重心法^[6]。控制器模糊控制规则如表 2 所示。

表 2 模糊控制规则表

Tab.2 Rule table of fuzzy controller

加速度	油气悬架相对位移 x				
	PB	PS	ZE	NS	NB
PB	B	M	S	M	B
PS	M	S	ZO	S	M
ZE	S	ZO	ZO	ZO	S
NS	M	S	ZO	S	M
NB	B	M	S	M	B

3 各参数对油气悬架特性的影响分析

3.1 蓄能器容积和初始压力对悬架的影响分析

根据蓄能器的允许工作压力、悬架静挠度和动

挠度的要求,以及悬架杠杆比等参数初步确定蓄能器的额定容积。在其他参数不变的情况下,研究蓄能器的容积与初始压力对悬架性能的影响。

蓄能器密闭气室的气体符合热力学定律^[7],根据理想气体方程可得

$$P_0 V_0 = P_j V_j^r = \frac{M_2 g}{A_c} V_j^r = C \quad (3)$$

其中: P_0 、 V_0 分别为蓄能器气体压强和体积,下标0表示初始状态; V_j 为体积,下标j为静平衡状态, r 为气体多变指数; C 为常数。

由于从初始状态到平衡状态是一个等温过程,此时 $r=1$,则

$$V_j = \frac{P_0 V_0 A_c}{M_2 g} \quad (4)$$

对动力缸活塞做受力分析,可以得到作用在动力缸活塞上的弹性力为

$$F_s = \frac{P_0 V_0^r}{(V_j - A_c x)^r} A_c \quad (5)$$

式(5)两边对活塞行程求 x 求导,可得油气弹簧刚度特性表达式

$$K_s = \frac{dF_s}{dx} = \frac{r P_0 V_0^r}{(P_0 V_0 / M_2 g - x)^{r+1} A_c^{-1}} \quad (6)$$

通过静弹性特性试验可以研究蓄能器容积对油气悬架特性的影响,其试验设备与静弹性特性曲线如图2,3所示。

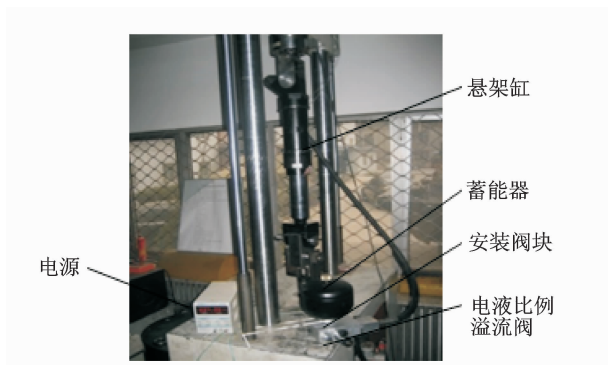


图2 油气弹簧特性试验

Fig. 2 The characteristic test of hydro-pneumatic spring

刚度特性试验采用振幅为120 mm,频率为0.01 Hz的低频正弦激励信号^[8]。由于阻尼力是速度的函数,所以低频激励情况下,就可以忽略阻尼力,此时合力中只含摩擦力和弹性力。由图3中试验特性曲线可见,压缩、伸张过程的两条弹性特性曲线并不重合,这是由于油气弹簧在运动过程中各密封件与活塞杆间存在有摩擦力的缘故。油气弹簧在正反两个方向运动时的摩擦力大小相等,则摩擦力大小应该等于两条曲线差值的一半,即实际弹性特

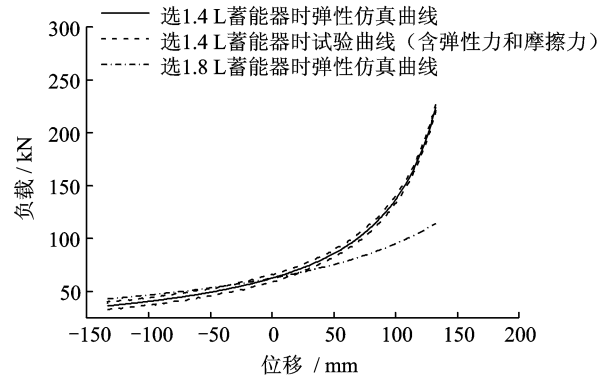


图3 不同容积下油气弹簧的弹性特性曲线

Fig. 3 The elastic characteristics of hydro-pneumatic spring under different volume

性曲线应该为该两条曲线的平均值,而图3中给出的选用1.4 L蓄能器时的弹性仿真曲线正位于试验曲线的中间,从而证明了仿真模型的正确性。由试验可得摩擦力约为2500 N。图3中还给出选用1.8 L蓄能器时的弹性仿真曲线,由两条弹性仿真曲线对比可见,选择额定容积越大的蓄能器其刚度越小。当改变蓄能器的容积时,考虑到车辆负载不变,对悬架的静挠度要求不变,同时,认为低频试验是等温过程,根据式(3)可知当增大(或减小)蓄能器的容积时,蓄能器的初始压力也需要相应增大(或减小),因此,初始压力越大油气弹簧的刚度也越小。

3.2 溢流阀调节电流对悬架特性的影响分析

电液比例溢流阀采用面积差动原理设计,锥形阀芯具有良好的流量特性以及极低泄漏量^[8]。当达到由比例电磁铁设定的开启压力时,锥形阀开启,油液可以通过该阀在悬架缸与蓄能器间流通。其开启压力与调节电流成正比。该溢流阀的数学模型如下

$$\begin{cases} \Delta P = P_{in} - P_{out} - P_{open} \\ P_{open} = P_{crack} \frac{I}{i_{rate}} \\ Q_{out} = \Delta P G_{rad} \end{cases} \quad (7)$$

其中: P_{in} 为溢流阀入口处的压力(MPa); P_{out} 为溢流阀出口处的压力(MPa); P_{crack} 为额定开启压力(15 MPa); i_{rate} 为额定电流(200 mA); I 为调节电流; P_{open} 设定开启压力; G_{rad} 为流量压力梯度((4.5 (L/min)/MPa)(压缩溢流阀);3.5 (L/min)/MPa(伸张溢流阀)); Q_{out} 为溢流阀的流量(L)。

压缩溢流阀的调节电流记为 I_y ,伸张溢流阀的调节电流记为 I_f 。试验中采用标准的正弦信号作为激励信号,振幅为0.05 m,频率为5 Hz,分别调

整压缩溢流阀和伸张溢流阀的调节电流,进行多组试验。其示功图及速度特性图如图 4,5 所示。

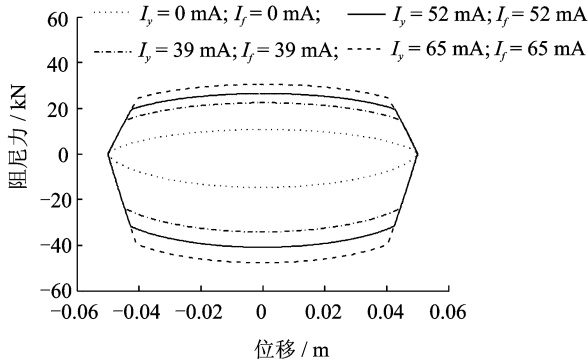


图 4 阻尼力与位移关系曲线

Fig. 4 Damping force-displacement diagram

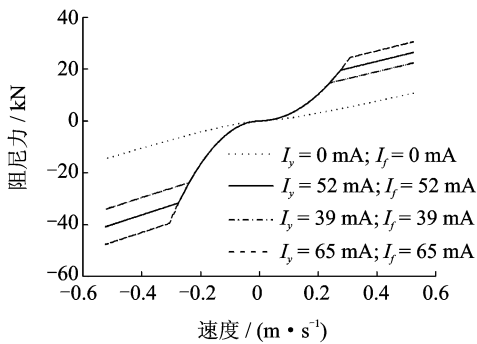


图 5 阻尼力与速度关系曲线

Fig. 5 Damping force-velocity diagram

图 4,5 表明,不论是压缩溢流阀还是伸张溢流阀,其开阀速度点和阻尼力都是随调节电流的增大而增大。伸张阀的开阀速度点和阻尼力比压缩阀的大。这是因为在压缩行程,液压油流经常通孔、单向阀以及压缩溢流阀,而伸张行程液压油只流经常通孔和伸张溢流阀的缘故。

4 系统仿真分析

基于已建立的模型和控制策略,对装有模糊控制半主动油气悬架和被动油气悬架 1/4 车辆模型进行对比仿真分析。被动油气悬架其蓄能器容积和充气压力与半主动悬架相同,如表 3 所示,只是阻尼阀不可调节,其阻尼特性相当于 $I_y = 65 \text{ mA}$, $I_f = 105 \text{ mA}$ 时的阻尼特性。由于该车行驶路况较差,

表 3 不同悬架车辆平顺性指标比较

Tab. 3 Ride comfort index comparison

悬架类型	$a_w / (\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	s_w / m	T_d
被动油气悬架	1.65	0.012	0.24
半主动油气悬架	1.25	0.015	0.20

选择 D 级路面作为输入。

通常选取簧载质量加权加速度均方根值 a_w 、悬架动挠度均方根值 s_w 和轮胎的相对动载荷均方根值 T_d 作为车辆平顺性的评价指标^[9-10]。通过对时域仿真结果做频谱分析可以得到各项评价指标的功率谱密度(power spectrum density,简称 PSD)^[11],功率谱密度在频域内的积分即为各项评价指标的均方根值。图 6~图 8 给出了模糊控制半主动油气悬架与被动油气悬架的平顺性评价指标在频域内的对比情况。

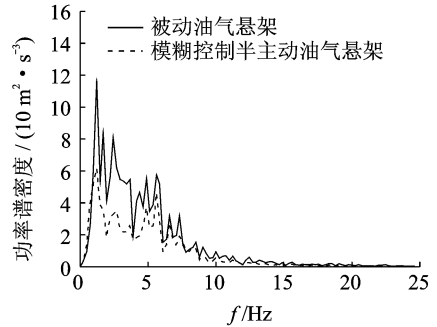


图 6 簧载质量加速度功率谱密度对比

Fig. 6 Comparison of PSD of sprung mass acceleration

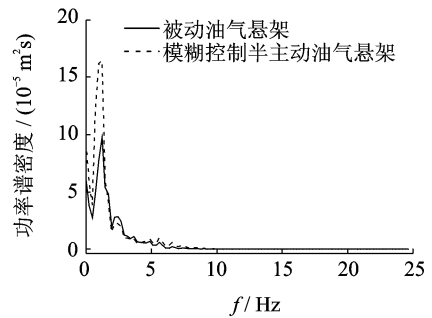


图 7 悬架动挠度功率谱密度对比

Fig. 7 Comparison of PSD of suspension dynamic deflection

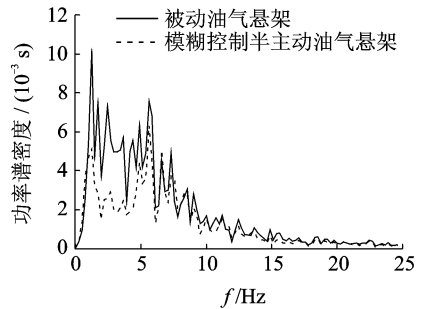


图 8 车轮相对动载荷功率谱密度对比

Fig. 8 Comparison of PSD of wheel dynamic load

$$a_w = \left[\int_{0.5}^{80} W_k^2(f) G_a(f) df \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

其中: a_w 为簧载质量加权加速度均方根值 (m/s^2);

f 为频率(Hz); $G_a(f)$ 为簧载质量未经过加权的加速度功率谱密度(m^2/s^3); W_k 为垂直振动频率加权函数^[12]。

图6表明,相对于被动悬架,模糊控制油气悬架在降低两共振峰峰值的同时,使两共振峰之间的加速度功率谱密度也明显减小,而两共振峰之间的加权值较大^[12-13]。因此,相对于被动油气悬架,模糊控制半主动油气悬架使加权加速度功率谱密度 a_w 降低了24%,改善了车辆的舒适性。由图7可见,模糊控制油气悬架增加了悬架动挠度功率谱密度在低频共振峰附近的值,高频段两者基本一致,结果使 s_w 增加了25%,但是此越野车悬架的限位行程较大仍能满足要求。由图8可见,模糊控制油气悬架明显降低了低频共振峰值,同时也降低两共振峰之间相对动载荷功率谱密度,高频共振峰峰值降低不十分明显,总体上使非加权 T_d 有限减小, T_d 降低了17%,提高了轮胎的接地性能。对比图6和图8可见,模糊控制算法对车身加速度功率谱密度和轮胎动载荷功率谱密度的影响趋势是一致的。

5 结束语

台架试验验证了油气弹簧仿真模型的正确性。结果表明增大蓄能器的容积或增大预充压力使油气悬架的刚度降低;油气悬架开阀速度点及阻尼力是随比例溢流阀电流的增加、减少而增减的,且伸张行程的阻尼增加更快。联合仿真对比表明,依据所建立的模糊控制器调节比例溢流阀电流可以有效地降低 a_w , 同时使 T_d 减小,对乘坐舒适性和轮胎的接地性均为有利。

参 考 文 献

- [1] 陈轶杰,顾亮,管继富,等. 阻尼可调油气弹簧特性分析与设计研究[J]. 振动与冲击,2008,27(8):161-164.
Chen Yijie, Gu Liang, Guan Jifu, et al. Performance and design of hydro-pneumatic spring with controllable damping [J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(8):161-164. (in Chinese)
- [2] Smith W A, Zhang Nong, Hu William. Hydraulically interconnected vehicle suspension: handling performance[J]. Vehicle System Dynamics, 2011, 49(1-2): 87-106.
- [3] Zhang Nong, Smith W A. Jeyakumaran hydraulically interconnected vehicle suspension: background and modelling [J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(1): 17-40.
- [4] 郭孔辉,徐文立,徐达伟. 基于 AMESim 的新型油气弹簧建模与仿真[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2012, 33(5): 7-11.

Guo Konghui, Xu Wenli, Xu Dawei. Modeling and simulating of novel hydro-pneumatic spring based on AMESim [J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2012, 33(5): 7-11. (in Chinese)

- [5] 潘双夏,陈助碧,冯培恩. M-File S函数在时域路面不平度建模中的应用[J]. 中国工程机械学报, 2006, 4(4): 5-10.
Pan Shuangxia, Chen Zhubi, Feng Peien. Investigating M-File S-function on time-domain road roughness modeling [J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2006, 4(4): 5-10. (in Chinese)
- [6] Sharkawy A B. Fuzzy and adaptive fuzzy control for the automobile' active suspension system [J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(11): 795-806.
- [7] 肖帅,左正兴,王文瑞. 固定缸筒式油气弹簧动态特性研究与分析[J]. 液压与气动, 2008, 25(11): 34-37.
Xiao Chong, Zuo Zhengxing, Wang Wenrui. Analysis of dynamic characteristics on fixed cylinder oil-gas suspension [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2008, 25(11): 34-37. (in Chinese)
- [8] 杨杰. 基于油气悬架的阻尼可调技术研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2009.
- [9] 余志生. 汽车理论[M]. 5版. 北京: 机械工业出版社, 2010: 537-546.
- [10] 刘杰,李朝峰,张新敏,等. 烦恼率模型在车辆平顺性评价研究中的应用[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(3): 254-256.
Liu Jie, Li Chaofeng, Zhang Xinmin, et al. Evaluation of vehicle riding comfort using annoyance rate model [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(3): 254-256. (in Chinese)
- [11] Choi S B, Kim W K. Vibration control of a semi-active suspension featuring electro-rheological fluid dampers [J]. Sound and Vibration, 2000, 234(3): 537-546.
- [12] 国家标准委员会. GB/T4970—2009 汽车平顺性试验方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [13] 刘刚,陈思忠,王文竹,等. 车辆悬架系统非线性阻尼匹配研究[J]. 机械设计与制造, 2013(5): 113-116.
Liu Gang, Chen Sizhong, Wang Wenzhu, et al. Research on matching nonlinear damping to vehicle suspension [J]. Machinery Design & Manufacture, 2013(5): 113-116. (in Chinese)



第一作者简介:刘刚,男,1975年2月生,博士生、讲师。主要研究方向为悬架系统理论及控制。曾发表《越野车油气悬架的建模与试验研究》(《汽车工程》2015年第37卷第8期)等论文。

E-mail: liugang_209209@163.com

