

自供能智能减震器自耦合控制研究*

朱云 邹鸿翔[†] 魏克湘

(湖南工程学院 汽车动力与传动系统湖南省重点实验室,湘潭 411104)

摘要 将振动能量回收和振动控制结合的自供能智能减震器可以不依赖外部能源实现更好的振动控制效果,从而有效提升车辆的舒适性和燃油经济性.本文在分析自供能智能减震器非线性特性的基础上,建立了引入 Karnopp 控制规则的自反馈控制悬架模型,设计了简单实用的系统化考虑振动能量回收和振动控制的自耦合控制策略,将主动控制策略应用到自供能智能减震器.利用 Matlab/Simulink 对所建悬架模型应用自耦合控制策略进行模拟仿真,并与自反馈控制和被动悬架控制的仿真结果作比较,结果表明:车轮动位移、悬架动行程进一步减小,车身加速度的峰值减少几乎一半,有效地提高了车辆悬架性能.

关键词 自供能, 自耦合控制, 悬架性能

DOI: 10.6052/1672-6553-2020-104

引言

为了满足人们对汽车乘坐舒适性和操纵稳定性的更高需求,同时提高汽车的燃油经济性,主动式及再生式悬架系统在汽车工程领域引起了越来越多的关注.对于商用车来说,只有 10%–20% 的燃油能量用于驱动车辆,因为大部分能量被道路阻力、运动部件之间的摩擦和热量损失所浪费^[1].传统减震器通过阻尼将振动能量转换成热量,最终耗散到大气中.目前一些技术比如半主动悬架、液压主动悬架、电控主动悬架等已应用到一些高端乘用车^[2-4]和重载车辆^[5,6],但这些技术成本高,耗能大.而将结构振动能量回收与智能阻尼器相结合的方法,具有效率高、响应快、可控性强以及可实现能量再生等特点,在实现车辆振动能量回收上有着较好的应用前景^[7,8].

近年来,研究者们先后从理论和试验上验证了再生与自供能减震器的可行性,这类减震器通过回收振动能量,实现降低能耗的同时确保减震器的高性能和高可靠性^[9-11].研究表明,通过回收悬架振动的能量可以提高电动汽车、混合动力汽车和燃料电池汽车的续航里程^[12,13].但由于智能阻尼器力学性能比较复杂,很少有学者建立基于智能阻尼器的悬

架模型,也缺少自供能智能减震器的控制研究.

本文基于四轮独立轮毂电机驱动电动汽车的减震需求,设计了一种自供能智能减震器.在分析了自供能智能减震器非线性特性的基础上,将 Karnopp 控制规则引入到自反馈耦合控制中,并设计了简单实用的自供能智能减震器自耦合控制策略,建立了相应的悬架控制模型,并利用 MATLAB/Simulink 进行仿真,将设计的自耦合控制策略的控制效果与单纯自反馈控制和目前广泛采用的被动悬架控制效果进行比较.

1 自供能智能减震器

基于四轮独立轮毂电机驱动电动汽车的减震需求,设计一种适合四轮独立驱动电动汽车的自供能智能减震器(如图 1),包括外缸部分、内缸部分和电控系统.自供能智能减震器从功能上可以分为俘能部分和智能阻尼器.俘能部分利用滚珠滚动压迫压电块组合,将减震器上下的振动转换为单向的压迫,实现了机械整流的功能,从而俘获更多机械能且有利于控制,并且俘能部分和智能阻尼器在结构上并联,提升了减震器的工作效能并节省了空间.电控系统接受俘能部分得到的振动能量和振动信息,计算并输出电压控制电流变弹性体的阻尼,

2020-05-24 收到第 1 稿,2020-06-21 收到修改稿.

* 国家自然科学基金资助项目(11802091),湖南省科技创新计划项目(2020JJ3019,2019RS2044,2018RS3104),机械系统与振动国家重点实验室课题(MSV202005)

[†] 通讯作者 E-mail: zouhongxiang@163.com

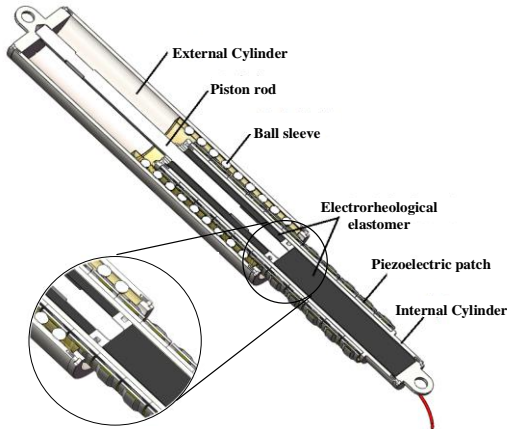


图1 自供能智能减震器结构设计

Fig.1 The structure design of self-powered intelligent shock absorber

从而实现智能阻尼器的智能控制。

1.1 自供能模型

自供能智能减震器的俘能部分利用滚珠滚动压迫压电块组合,将上下的振动转换为单向的压迫。显然地,俘能电压(即自供能电压)与悬架相对运动的速度和位移相关,即:

$$U_o = e_1(\dot{s}_t - \dot{s}_b)(s_t - s_b + e_2) \quad (1)$$

其中, s_t 为车轮位移, s_b 为车身位移, $s_t - s_b$ 为悬架相对运动位移, $\dot{s}_t - \dot{s}_b$ 为悬架相对运动速度, e_1, e_2 为待定系数,通过最小二乘法使模型预测和试验结果的误差最小来确定。

1.2 智能阻尼器模型

自供能智能减震器的阻尼器材料为电流变弹性体,工作模式如图2所示。电流变弹性体主要由高分子聚合物组成的基本材料以及具有高导电率和高介电常数的电流变颗粒组成。Li等^[14]在经典三参数固体模型的基础上,发展了一个四参数粘弹性模型,如图3所示。这个模型中, k_1, k_2 和 c_2 组成一个标准的粘弹性固体模型,主要用于处理模型的阻尼特性,而 k_b 表示依赖于电场的模量。设复应力为 τ^* , 复应变为 γ^* , 复模量为 G^* , 则应力应变关系如下:

$$\tau^* = G^* \gamma^* = (G_1 + iG_2)\gamma^* \quad (2)$$

式中, G_1 和 G_2 分别为复模量的实部和虚部,可通过线性粘弹性理论推导得到。

$$\begin{cases} G_1 = \frac{(k_1 k_b + k_2 k_b + k_1 k_2)[(k_1 + k_2)^2 + c_2^2 \omega^2] + c_2^2 \omega^2 k_1^2}{(k_1 + k_2)[(k_1 + k_2)^2 + c_2^2 \omega^2]} \\ G_2 = \frac{c_2 \omega k_1^2}{(k_1 + k_2)^2 + c_2^2 \omega^2} \end{cases} \quad (3)$$

(3)式中, ω 为激励频率, k_1, k_2, k_b, c_2 四个参数值通过最小二乘法使模型预测和试验结果的误差最小来

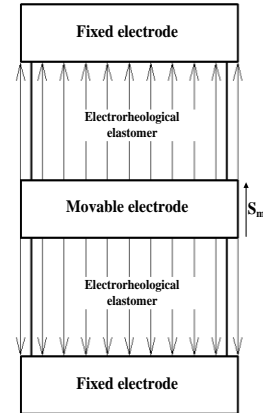


图2 电流变弹性体工作模式

Fig.2 The working mode of electrorheological elastomer

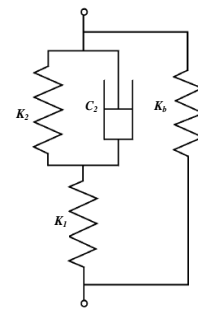


图3 电流变弹性体的四参数粘弹性模型

Fig.3 Four-parameter viscoelastic model of electrorheological elastomer

确定。暂时没有试验数据来描述 k_1, k_2, k_b, c_2 与电场强度 E 的函数关系。魏克湘等人^[15]研究电流变弹性体结构动力学仿真所用数据如表1所示。设激励频率为 1Hz、5Hz、10Hz,由式(2)和式(3)计算出 G_1, G_2 ,如表2所示。

表1 不同电场作用下的 k_1, k_2, k_b, c_2 值

	Electric Intensity/(kV·mm ⁻¹)			
	$E=0$	$E=0.5$	$E=1$	$E=1.5$
k_1 /kPa	451.20	526.45	737.01	990.35
k_2 /kPa	17.90	50.05	151.58	326.97
k_b /kPa	19.89	54.41	163.49	358.59
c_2 /(kPa·s)	0.87	4.74	10.32	18.14

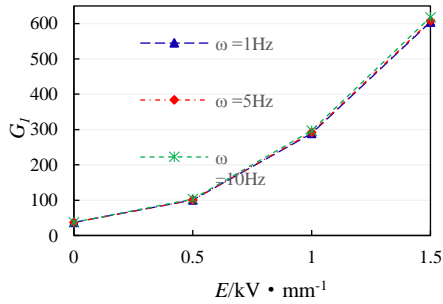
表2 不同电场作用下的 G_1, G_2 值

	Electric Intensity/(kV·mm ⁻¹)			
	$E=0$	$E=0.5$	$E=1$	$E=1.5$
$G_1(\omega=1\text{Hz})$	37.12	100.15	289.3	604.54
$G_1(\omega=5\text{Hz})$	37.14	100.93	291.27	607.92
$G_1(\omega=10\text{Hz})$	37.26	103.34	297.35	618.26
$G_2(\omega=1\text{Hz})$	0.80	3.95	7.10	10.25
$G_2(\omega=5\text{Hz})$	4.02	19.73	35.38	51.02
$G_2(\omega=10\text{Hz})$	8.05	39.26	70.05	100.62

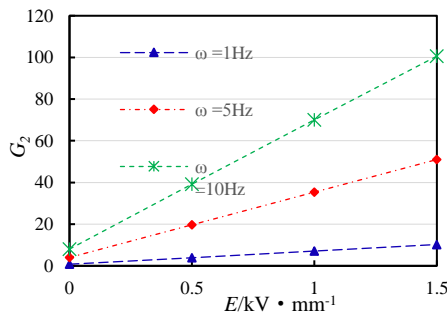
如图4所示,假设输入电压 U_{in} 与电场 E 成线性关系,可设如下等式成立:

$$\begin{cases} G_1 = a_0 + a_1 U_{in} + a_2 U_{in}^2 \\ G_2 = b_0 + b_1 U_{in} \end{cases} \quad (4)$$

式中, a_0, a_1, a_2, b_0, b_1 为待定系数,可以通过最小二乘法使模型预测和试验结果的误差最小来确定.其中 F_d 为减震器阻尼力, s_m 为移动电极位移,依据上述模型,则有:



(a) 蓄能模量
(a) Storage modulus



(b) 损失模量
(b) Loss modulus

图4 电流变弹性体模量与电场的关系

Fig.4 The relationship between electrorheological elastomer modulus and electric field

$$F_d = G_1 s_m + G_2 \dot{s}_m \quad (5)$$

联立式(4)和式(5)得到减震器阻尼力 F_d 与输入电压 U_{in} 的关系,为:

$$F_d = (a_0 + a_1 U_{in} + a_2 U_{in}^2) s_m + (b_0 + b_1 U_{in}) \dot{s}_m \quad (6)$$

2 车辆动力学模型及自耦合控制

如图5的自供能智能减震悬架1/4整车模型,根据经典力学可以得出悬架系统的运动方程:

$$\begin{cases} m_b \ddot{s}_b = k_s (s_t - s_b) + F_d \\ m_t \ddot{s}_t = -k_s (s_t - s_b) - k_t (s_t - s_r) - F_d \\ F_d = (a_0 + a_1 |U_{in}| + a_2 U_{in}^2) (s_t - s_b) + (b_0 + b_1 |U_{in}|) (\dot{s}_t - \dot{s}_b) \\ U_{in} = e_3 U_o = e_3 e_1 (\dot{s}_t - \dot{s}_b) (s_t - s_b + e_2) \end{cases} \quad (7)$$

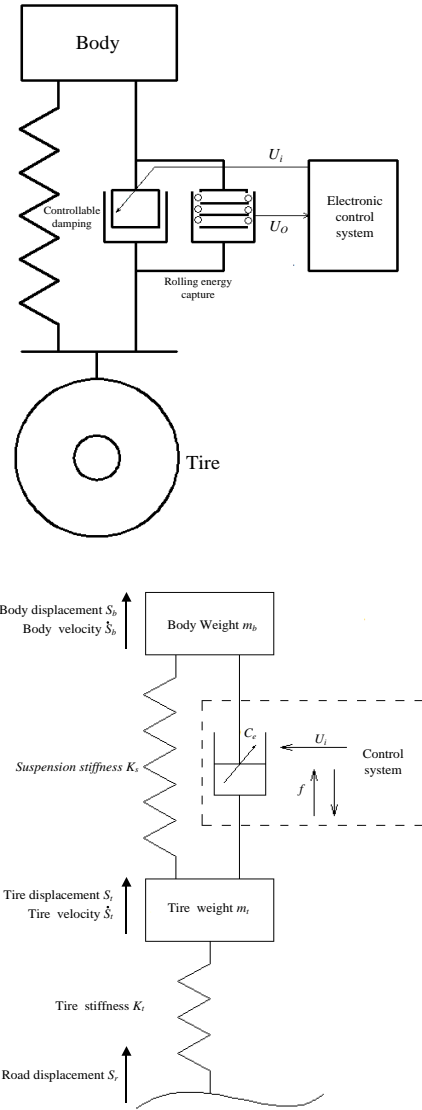


图5 自供能智能减震悬架1/4整车示意图及模型

Fig.5 The schematic diagram and model of self-powered intelligent vibration damping 1/4 suspension

式中, m_b 为1/4车身质量, m_t 为车轮质量, k_s 为悬架弹簧刚度, k_t 为轮胎刚度, s_r 为路面位移, s_t 为车轮位移, s_b 为车身位移, e_3 为电压放大系数. 显然可见,采用自供能智能减震器的悬架系统是一个比较复杂的非线性系统,这使得自供能智能减震器应用一些控制方法会比较困难,如线性最优控制(Linear Quadratic Gaussian, LQG)等.

目前一些学者采用将俘能电压直接(或电路整流放大处理后)加载到智能阻尼器,实现自反馈控制,如赵晓鹏等^[16]提出设计制作电流变液与压电材料复合的自耦合阻尼器,实验证明用压电材料和ER流体复合起来形成自反馈的控制系统是可行的.自反馈控制简单,易于实现,但它只是实现了随

着振动幅度增加阻尼器阻尼系数和刚度增加,没有考虑悬架不同动态环境下对阻尼变化的要求.所以在单纯的自反馈耦合控制中引入主动控制或半主动控制策略是很有必要的.

Karnopp D^[17]对车辆悬架的半主动控制进行了研究.其研究表明,若以 \dot{s}_b 表示悬架质量(车身)速度, \dot{s}_t 表示非悬架质量(车桥)速度, c 表示阻尼系数,则Karnopp控制规则的数学表达式为:

$$c \begin{cases} c_0, \dot{s}_b(\dot{s}_b - \dot{s}_t) \geq 0 \\ 0, \dot{s}_b(\dot{s}_b - \dot{s}_t) < 0 \end{cases} \quad (8)$$

该控制规则表示要对作用在弹簧上且正比于车身绝对速度 \dot{s}_b 的振动进行抑制.将自供能智能减震器的自反馈耦合控制中引入Karnopp控制规则,则意味着当车身速度向上,对悬架的伸张进行抑制,且抑制的强度与自供能电压相关,即与伸张的速度相关;当车身速度向下,则对悬架的压缩进行抑制,且抑制的强度与自供能电压,即与压缩的速度相关.当车身速度向上悬架压缩和车身速度向下悬架伸张时,不加载电压.在不需加载电压时俘获的振动能量可以存储,用于其他元器件功能.引入Karnopp控制规则的自耦合控制可以描述为:

$$F_d = \begin{cases} (a_0 + a_1 U_{in} + a_2 U_{in}^2)(s_t - s_b) + \\ (b_0 + b_1 U_{in})(\dot{s}_t - \dot{s}_b), \dot{s}_b(\dot{s}_b - \dot{s}_t) \geq 0 \\ a_0(s_t - s_b) + b_0(\dot{s}_t - \dot{s}_b), \dot{s}_b(\dot{s}_b - \dot{s}_t) < 0 \end{cases} \quad (9)$$

联立式(1)-式(9)可得:

$$F_d = \begin{cases} (a_0 + a_1 |e_3 e_1 (\dot{s}_t - \dot{s}_b) s_t| (s_t - s_b + e_2) + \\ a_2 (e_3 e_1 (\dot{s}_t - \dot{s}_b) (s_t - s_b + e_2))^2) \\ (s_t - s_b) + (b_0 + b_1 |e_3 e_1 (\dot{s}_t - \dot{s}_b) (s_t - s_b + e_2)|) \\ (\dot{s}_t - \dot{s}_b), \dot{s}_b(\dot{s}_b - \dot{s}_t) \geq 0 \\ a_0(s_t - s_b) + b_0(\dot{s}_t - \dot{s}_b), \dot{s}_b(\dot{s}_b - \dot{s}_t) < 0 \end{cases} \quad (10)$$

3 仿真结果与分析

利用Matlab/Simulink软件,根据所建半主动悬架1/4整车模型的动力学微分方程以及所获取的参数建立仿真模型,将设计的自耦合控制策略的控制效果与单纯自反馈控制和目前广泛采用的被动悬架控制效果进行比较,仿真参数如表3.

采用脉冲信号模拟路面垂向冲击,比较被动控制、单纯自反馈控制和引入Karnopp控制规则的自耦合控制(开/关自反馈控制)下的轮胎动位移、悬架动行程和车身加速度,如图6所示.尽管自反馈

表3 仿真参数

Table 3 Parameters used in Simulink

Suspension model parameters			
Vehicle parameters	Symbol	Value	Unit
1/4 body mass	m_b	100	kg
Wheel weights	m_t	20	kg
Suspension rate	k_s	10000	N/m
Tire stiffness	k_t	200000	N/m
Damping coefficient	c_s	800	Ns/m
Suspension workspace		+/-0.1	m
Other model parameters			
a_0	5000	b_0	50
a_1	10	b_1	0.5
a_2	0.1	e_3	1
e_1	1000	e_2	0.15

控制下轮胎动位移和悬架动行程相对被动控制下减小较少,但影响乘坐舒适度的车身加速度却有明显减小.而被动控制下车身加速度会产生较大的峰值,而自反馈控制却大幅减少车身加速度的峰值.而引入Karnopp控制规则的自耦合控制(开/关自反馈控制)相比单纯的自反馈控制,车身加速度的峰值减少几乎一半,所以自耦合控制能显著减缓行驶中遇到的路面冲击,提高乘坐舒适性.

4 结论

本文基于四轮独立轮毂电机电动汽车减震需求,设计了一种自供能减震器,并建立了自供能与智能阻尼器模型,以使得对自供能智能减震器的控制研究更加真实可靠.针对自供能智能减震悬架1/4整车模型及引入Karnopp控制规则的自反馈耦合控制策略,通过在脉冲信号模拟路面垂向冲击的仿真试验,并与在被动控制、单纯自反馈控制下的仿真结果做对比,可见该模型的轮胎动位移、悬架动行程以及车身加速度有不同程度的减小,特别是影响车辆乘坐舒适性的关键参数车身加速度有了明显改善,其峰值加速度减少近一半,说明该控制策略可以实现对该自供能智能减震悬架1/4整车模型运动性能的优化控制,能够有效减缓车辆受到的路面冲击.为了进一步优化控制效果,并能将其应用于工程实际,需要进行实验测试.自供能智能减震器自耦合控制对提升车辆驾驶舒适性以及燃油经济性有着重要作用,同时有利于推动车辆能效优化、智能控制、能量采集等方面的应用与产业化.

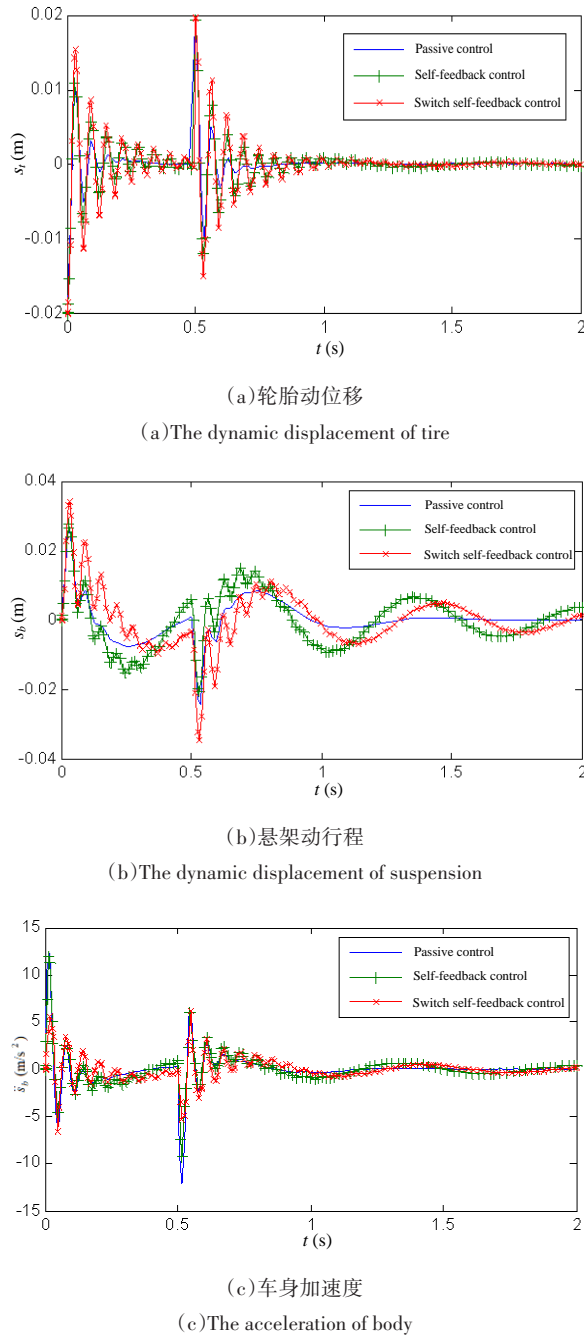


图6 不同控制方式下的乘坐舒适性对比

Fig.6 The comparison of drive comfort under different control modes

参 考 文 献

- Zhang P S. Design of electromagnetic shock absorbers for energy harvesting from vehicle suspensions [Master Thesis]. NY, USA: Stony Brook University, 2010
- Wu H, Zheng L, Li Y. Coupling effects in hub motor and optimization for active suspension system to improve the vehicle and the motor performance. *Journal of Sound and Vibration*, 2020, 482(15): 115426
- Duong M T, Chun Y D. Design of an electromagnetic energy harvesting system applied to shock absorber in sport utility vehicle: Part II. Improvement of the Power & Power Density. *Journal of Magnetics*, 2018, 23
- 唐传茵, 马岩, 赵广耀, 等. 基于模糊控制策略的车辆主动悬架研究. *动力学与控制学报*, 2015, 13(3): 210~214 (Tang C Y, Ma Y, Zhao G Y, et al. Application of fuzzy logic algorithm on active suspension control of vehicle. *Journal of Dynamics and Control*, 2015, 13(3): 210~214 (in Chinese))
- Abdelkareem M A A, Xu L, Ahmed Ali M K, et al. Analysis of the prospective vibrational energy harvesting of heavy-duty truck suspensions: A Simulation Approach. *Energy*, 2019
- 张航星, 路永婕, 李韶华, 等. 三轴重载车辆半主动控制研究. *动力学与控制学报*, 2020, 18(2): 98~104 (Zhang H X, Lu Y J, Li S H, et al. Semi-active control of three-axle heavy-duty vehicle. *Journal of Dynamics and Control*, 2020, 18(2): 98~104 (in Chinese))
- Kim K S, Choi S B, Cheong C C. ER suspension system with energy generation. *Journal of Intelligent Material Systems & Structures*, 1999, 10(9): 738~742
- Zou H X, Zhao L C, Gao Q H, et al. Mechanical modulations for enhancing energy harvesting: principles, methods and applications. *Applied Energy*, 2019, 255: 113871
- 魏克湘, 邹鸿翔, 张文明. 基于滚压的悬架振动俘能装置设计与特性分析. *测试与诊断*, 2016, 36(5): 897~901 (Wei K X, Zou H X, Zhang W M. Design and analysis of the vibration energy harvester for self-powered vehicle suspension based on rolling-press. *Journal of Vibration Measurement Diagnosis*, 2016, 36(5): 897~901 (in Chinese))
- Ruichen W, Fengshou G, Robert C, et al. Modelling, testing and analysis of a regenerative hydraulic shock absorber system. *Energies*, 2016, 9(5): 386
- Kavalchuk I, Arisoy H, Stojcevski A, et al. Advanced simulation of power consumption of electric vehicles. *Journal of Electrical, Computer, Electronics and Communication Engineering*, 2015, 9: 53~59
- Zhang Y X, Guo K H, Wang D, et al. Energy conversion mechanism and regenerative potential of vehicle suspensions. *Energy*, 2016, 119: 961~970
- Zhang Z T, Zhang X T, Chen W W, et al. A high-efficiency energy regenerative shock absorber using supercapacitors for renewable energy applications in range extended electric vehicle. *Applied Energy*, 2016
- Li W H, Zhou Y, Tian T F. Viscoelastic properties of MR elastomers under harmonic loading. *Rheologica Acta*, 2010, 49(7): 733~740

- 15 魏克湘,白泉,宁立伟.电流变弹性体夹层结构梁的动力学仿真研究.振动工程学报,2012,25(1):55~58 (Wei K X, Bai Q, Ning L W. Simulation on dynamics of electrorheological elastomer sandwich beams. *Journal of Vibration Engineering*, 2012, 25 (1) : 55~58 (in Chinese))
- 16 赵晓鹏,唐宏,刘曙,等.电流变液与压电陶瓷复合的自耦合阻尼器.力学与实践,2006,(1):9~15(Zhao X P, Tang H, Liu S, et al. Self-coupled dampers composed of electrorheological fluids and piezoelectric ceramics. *Mechanics in Engineering*, 2006, (1):9~15(in Chinese))
- 17 Karnopp D. Vibration control using semi-active force generators. *Journal of Engineering for Industry*, 1974, 96 (2):619~626

SELF-COUPLING CONTROL OF SELF-POWERED INTELLIGENT SHOCK ABSORBER *

Zhu Yun Zou Hongxiang[†] Wei Kexiang

(Hunan Provincial Key Laboratory of Automotive Power and Train Systems, Hunan Institution of Engineering, Xiangtan 411104, China)

Abstract A self-powered shock absorber combining vibration energy recovery and vibration control can achieve better vibration suppression without relying on external energy, which can effectively improve drive comfort and fuel economy of vehicle. In this paper, we analyze nonlinear characteristics of self-powered intelligent shock absorber. Furthermore, we systematically investigate the self-coupling control strategy of vibration energy recovery and vibration control. The self-feedback with Karnopp control rules suspension is modeled, and the active control strategy is applied to self-powered intelligent shock absorber. The control strategy was simulated using MATLAB/Simulink, which was compared with the self-feedback control and the passive suspension control. The results demonstrate that the dynamic displacement of tire and suspension are further reduced, and the peak acceleration of the body is reduced by almost half, meaning that the performance of vehicle suspension is improved effectively.

Key words self-powered, self-coupling control, suspension performance

Received 24 May 2020, revised 21 June 2020.

* The project supported by the National Natural Science Foundation of China (11802091), the Hunan Province Innovative Province Construction Special Funding Project (2020JJ3019, 2019RS2044 and 2018RS3104), the State Key Laboratory of Mechanical Systems and Vibration Project (MSV202005)

[†] Corresponding author E-mail: zouhongxiang@163.com