DOI: 10, 13718/i, cnki, xdzk, 2017, 06, 025

电动汽车阻尼可调减振器多模式切换控制研究®

赵景波^{1,2}, 倪 彰^{1,2}, 贝绍轶^{1,2}, 冯俊萍^{1,2}

1. 江苏理工学院 汽车与交通工程学院, 江苏 常州 213001; 2. 人工智能四川省重点实验室, 四川 自贡 643000

摘要:针对电动汽车主动悬架控制中阻尼可调减振器工作模式单一、阻尼可调范围有限的问题,为了增加减振器 阻尼可调工作模式的调节范围,以某液压减振器为基础,设计了一种阻尼多模式切换可调的减振器.建立了阻尼多 模式切换可调减振器的动力学模型,设计了基于 INSTRON8800 单通道数字控制液压伺服激振台的阻尼多模式切 换可调减振器试验台架系统,进行了不同阻尼模式下的示功图曲线和"速度一力"特性曲线台架试验.结果表明:阻 尼多模式切换可调减振器在不同的阻尼模式下变化明显,"阻尼力一速度"关系曲线反映了阻尼多模式切换可调减 振器在压缩行程和回弹行程阻尼特性的可行性.对主动悬架系统及其控制策略的设计具有重要的理论研究价值和 工程应用前景.

关 键 词: 电动汽车; 阻尼可调减振器; 多模式切换; 动力学模型; 台架试验

中图分类号: U463.4 文献标志码: A 文章编号: 1673-9868(2017)06-0158-07

减振器作为电动汽车悬架控制系统的阻尼元件,其主要作用是衰减振动,改善平顺性与操纵稳定性.为了充分发挥悬架系统的减振性能,要求减振器具有可变的阻尼系数,以满足在不同的行驶工况对 阻尼的要求^[1-2].改变减振器阻尼系数的实现方式主要有改变减振器阻尼液的粘度与调节减振器节流孔 面积^[3].调节减振器阻尼液粘度系数的减振器有磁流变减振器与电流变减振器^[4-5],调节节流孔面积的 减振器有机械式阻尼可调减振器、气动控制阻尼可调减振器、电磁阀控制阻尼可调减振器以及电机控制 阻尼可调减振器^[6].

目前,国内在阻尼可调减振器设计开发方面的研究主要集中在可调阻尼减振器性能分析^[7]、试验研究^[8]及其控制算法等方面^[9].文献[10-11]提出了一种串联节流口面积可调式减振器,通过改变转角调节 节流口的节流面积来控制阻尼力.如何在同一模式下,使减振器的拉伸和压缩行程呈现出不同的阻尼特 性^[9],并根据行驶工况对减振器拉伸和压缩行程的阻尼进行多模式切换^[12-13],以满足更复杂工况下的行驶 平顺性与操纵稳定性要求,具有重要的理论研究价值和应用前景.本文的目的在于设计一种阻尼多模式切 换可调的减振器,建立阻尼多模式切换可调减振器的动力学模型,设计阻尼多模式切换减振器特性试验 台,通过台架试验对减振器的阻尼性能进行特性分析.

1 阻尼可调减振器动力学模型

为了深入解释阻尼多模式切换调节机理,以减振器压缩行程为例,建立减振器减振液压力与气体腔内

① 收稿日期: 2015-07-05

基金项目: 国家自然科学基金(61503163); 江苏省"六大人才"高峰项目(ZBZZ 024); 江苏省"333 工程"项目(BRA2016440); 人工智能 四川省重点实验室开放基金项目(2014RZY01).

作者简介:赵景波(1980-),男,山东寿光人,副教授,博士,主要从事车辆动力学及其控制的研究.

压力的动力学模型. 在压缩过程中,减振器内的油液流动路径如图 1 所示, Q_i 为流入上腔内的油液流量, Q_b 为从减振器下腔流出的油液流量, Q₁ 为从活塞上的节流孔流回上腔的油液流量, Q₂ 为活塞下腔流进环形缝隙的油液流量, Q_y 为通过阻尼调节阀的油液流量, Q_{crack} 为环形缝隙流进上腔的减振液流量, Q_c 为流进补偿腔的油液流量.

根据流量守恒,得到下式

$$\begin{cases} \boldsymbol{Q}_b = \boldsymbol{Q}_t + \boldsymbol{Q}_c \\ \boldsymbol{Q}_t = \boldsymbol{Q}_1 + \boldsymbol{Q}_{\text{crack}} \end{cases}$$
(1)

其中

$$Q_{
m crack} = Q_2 + Q_y$$

经过活塞节流孔回到上腔的减振液流量表达式为

$$Q_1 = C_d \cdot A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_1}$$
(2)

这里, C_d 为流量系数; $A_1 = \frac{\pi d^2}{4}$ 为活塞节流孔的流通 面积; d 为节流孔的直径; ρ 为减振液的密度; Δp_1 为 活塞上、下表面的压力差.

流进环形缝隙的减振液流量表示为

$$Q_{c} = C_{d} \cdot A_{c} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_{c}}$$
(3)

这里, A_c 为补偿腔节流孔的面积; Δp_c 是补偿腔和油缸下腔的压力差.

同理,油液由油缸下腔流经流通孔,直接流进环形缝隙的流量表示为

$$Q_2 = C_d \cdot A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p_2} \tag{4}$$

这里, A_2 为下腔和环形缝隙间的流通面积; Δp_2 是油缸下腔和环形缝隙间的压力差.

设减振器的压缩速度为 v_p,则下腔内油液的流出流量为

$$Q_b = v_p \cdot A_D \tag{5}$$

这里, $A_D = \frac{\pi D^2}{4}$ 为减振器活塞的面积; D 是减振器的活塞直径.

根据式(2)~(5),由伯努利方程,得到活塞节流孔两端压力差为

$$\Delta p_1 = \rho \cdot g \cdot \left(l + \zeta \cdot \frac{v_1^2}{2g} \right) \tag{6}$$

这里,l为活塞上流通孔的长度; ζ 为局部阻力系数; v_1 为管路内油液的流速;g为重力加速度.

通过活塞上节流孔的减振液流量 Q1 与 v1 的关系为

$$v_1 = \frac{Q_1}{A_1} \tag{7}$$

根据柱面环形间隙流动原理,得到环形缝隙内的流量表达式为

$$Q_{\rm crack} = \frac{\pi D h^3}{12\mu l_{\rm crack}} \Delta p_1 + \frac{v_0}{2} \pi D h \tag{8}$$

综合以上各式可得

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 - \frac{12\mu l_{\text{crack}}}{\pi D h^3} \bullet (Q_b - Q_c - Q_1)$$
⁽⁹⁾

这里, µ 为流体粘度; l_{crack} 为环形缝隙长度; h 为间隙高度.



图 1 减振器压缩行程时减振液的流动路径

减振液流过阻尼调节阀的单向阀时,弹簧阀片产生变形,弹簧阀片和管路之间出现缝隙,油液在缝隙 中通过单向阀.利用边界层理论得到紊流状态下缝隙的流量表达式为

$$Q_{\nu 1} = 2\pi r \left[-127.8\nu + (2.5\ln\frac{\delta}{2} + 3 - 2.5\ln\nu + 2.5\ln\sqrt{\frac{\Delta p_{\nu}\delta}{2l\rho}} \right]$$
(10)

这里, Q_{y1} 为阻尼调节阀 y_1 的流量; r 为弹簧阀片外半径, 即阀片变形后其最外侧到阀片中心的距离; δ 为阀片变形量; Δp_s 为电磁阀两端的压差; v 为流体的运动粘度; ρ 为减振液密度; l 为缝隙长度. 由此可得到特定工况下单向阀 a、b、c、d 的流量.

因补偿腔下部装有压力气体腔,两者由浮动活塞分割开来.因此补偿腔内的油压和压力气体腔内的气 压是相同的.压力气体腔内的气体状态方程表示为

$$p'_{c}V'_{c} = m'_{c}RT'_{c}$$
(11)

则 t 时刻压力气体腔内的压力表示为

$$p'_{c}(t) = \frac{p'_{c}(0) \cdot V'_{c}(0)}{V'_{c}(0) - Q_{c}(t)}$$
(12)

这里, p'_{c} 为压力气体腔内的气体压力; V'_{c} 为压力气体腔的体积; m'_{c} 为压力气体腔内气体的质量; T'_{c} 为 压力气体腔内气体的温度; $p'_{c}(t)$ 为 t 时刻的压力气体腔内气体压力; $V'_{c}(t)$ 为 t 时刻的压力气体腔内气体 体积; $Q_{c}(t)$ 为 t 时刻流入补偿腔油液的流量.

2 可调减振器阻尼多模式切换模式

阻尼多模式切换可调减振器的简化结构如图 2 所示,为充气式减振器,减振器工作缸筒的下部有浮动 活塞,浮动活塞在减振器的补偿腔内,浮动活塞将压缩氮气与减振油液分隔开;减振器工作缸筒的壁内有 一环形缝隙,减振器上下腔内减振液具有 3 个流通路径,分别为活塞上的节流孔、环形缝隙、阻尼调节阀.

通过分析阻尼多模式切换可调减振器的阻尼调节原理, 得到阻尼多模式切换下减振器内减振液在调节阀内的流通 情况.图中虚线框内为减振器阻尼调节阀 Y51,调节阀连通 减振器的上腔与下腔,减振液除通过 Y51 在上下腔间流通 外,还可通过活塞上的节流孔与筒壁间的空隙流通.Y1,Y2 为阻力非常小的电磁阀,阀 a和 c为阻力较大的单向阀,阀 b和 d为阻力较小的单向阀,通过调节阀中的两个电磁阀的 开、关组合,可使减振器具有 4 种工作模式:减振器"软压 缩较回弹"模式、减振器"硬压缩较回弹"模式、减振器"软压

阻尼多模式切换减振器的"软压缩软回弹"阻尼模式适 用于普通路面的行驶条件;"硬压缩软回弹"模式适用于高 速行驶工况,硬压缩保证高速行驶时的行驶稳定性;"软压 缩硬回弹"模式适用于路面粗糙复杂的慢速行驶工况,软压 缩适于缓和路面不平引起的颠簸;"硬压缩硬回弹"模式适 用于系统发生故障时,保证车身姿态稳定和安全性.可调减 振器阻尼多模式切换控制模式如图 3 所示,电磁阀 Y1 和 Y2 的组合逻辑关系如表 1 所示.



图 2 阻尼多模式切换可调减振器工作原理



西南大学学报(自然科学版)

http://xbbjb. swu. edu. cn

减振力状态 -	减振阀		阀控制	
	拉伸状态	压缩状态	电磁阀 Y1	电磁阀 Y2
1	软	软	打开	打开
2	软	硬	关闭	打开
3	硬	软	打开	关闭
4	硬	硬	关闭	关闭

表1 阻尼多模式切换可调减振器电磁阀组合逻辑关系

3 试验设计及分析

3.1 试验台架设计

设计基于 INSTRON8800 单通道数字控制液 压伺服激振台的阻尼多模式切换可调减振器试验 台架系统,由计算机、压力传感器、位移传感器、 伺服阀、激振头控制器、油泵及电荷放大、A/D转 换、D/A转换等模块组成,油泵提供液力伺服,由 PC机发出指令到 INSTRON8800 控制台,试验台 架的激振头可对位移和力进行精确控制,激振频 率为 0.1~75 Hz,激振波形有方波、锯齿波、正弦 波、三角波及随机波等.试验台架系统通过信号采 集系统、控制反馈系统、作动执行系统实现减振器 在不同模式下的自动切换,阻尼多模式切换减振 器特性试验台如图 4 所示.



图 4 减振器台架试验装置

3.2 试验结果分析

根据 QC/T545-99 减振器台架试验方法制订

阻尼减振器试验方案,通过采集试验品的位移和力等信号获取工作特性曲线.激励方式为正弦激励,活塞 速度分别为 0.052,0.130,0.260,0.390,0.520 m/s,激励频率为 $f = \frac{v}{2\pi A} (v$ 为活塞速度; A 为活塞行程), 空气弹簧气压为 0.649 MPa.

获得正常工作气压时,采集不同阻尼模式下的示功图曲线和"速度一力"特性曲线,减振器在不同阻尼 模式下的示功图试验结果如图 5 所示,"阻尼力一速度"曲线试验结果如图 6 所示.

图 5 表明了减振器在不同的激励频率、电磁阀在不同状态时的"力一位移"曲线(即示功图),各示功图 整体上均有一定的倾斜度;减振器作垂向往复振动时,在压缩和回弹行程的作用力方向相反,活塞速度较 低时,减振器的阻尼力较小,活塞速度较高时,减振器的阻尼力较大.各示功曲线在行程接近 40 mm 时均 有不同程度的"拐点"现象,随着激励频率的增加,示功曲线所围的面积逐渐增加,表明减振器阻尼力的作 用不断加强,曲线的倾斜程度逐渐减小.不同阻尼模式对应的曲线区分明显,反映了不同阻尼模式的性能 差异,"软压缩软回弹"模式的平均作用力最小,"硬压缩硬回弹"模式的平均作用力最大,"软压缩硬回弹" 模式与"硬压缩软回弹"模式介于两者之间.

图 6 表明了减振器"阻尼力一速度"关系曲线,不同阻尼模式反映了减振器可以实现的阻尼范围,也反映了在压缩和回弹行程中的力学特点,在兼顾舒适性和操纵稳定性方面的内在机理.减振器在不同阻尼模式下的"阻尼力一速度"曲线变化明显,在压缩时和拉伸时分别具有不同的阻尼值,阻尼力变化区间较大,可满足不同的行驶工况需求.



图 5 减振器在不同阻尼模式下的示功图

4 结 论

通过减振器台架性能测试,验证了减振器数学模型的正确性及其结构设计方案的可行性.阻尼多模式 切换可调减振器的示功图区分明显,清晰地反映了不 同阻尼模式的性能差异,"阻尼力一速度"关系曲线反 映了阻尼多模式切换可调减振器在压缩行程和回弹行 程阻尼特性的可行性.减振器作为主动悬架系统的阻 尼元件,最重要的性能参数是不同模式下的阻尼力范 围,减振器的结构设计要根据各种行驶工况所对应的 阻尼模式下的阻尼力范围要求来确定阻尼调节机构.



参考文献:

- [1] GYSEN B L J, JANSSEN J L G, PAULIDES J J H, et al. Design Aspects of an Active Electromagnetic Suspension System for Automotive Applications [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2009, 45(5): 1589-1597.
- [2] 张孝良,陈 龙,聂佳梅,等.2级串联型 ISD 悬架频响特性分析与试验 [J]. 江苏大学学报(自然科学版),2012, 31(3):255-258.
- [3] GYSEN B L J, JANSSEN J L G, PAULIDES J J H, et al. Efficiency of a Regenerative Direct-Drive Electromagnetic Active Suspension [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2011, 60(4): 1384-1392.
- [4] LI Zhong-jie, ZUO LEI, LUHRS GEORGE, et al. Electromagnetic Energy-Harvesting Shock Absorbers: Design, Modeling, and Road Tests [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2013, 62(3): 1065-1074.
- [5] KURFESS, THOMAS R, MESSMAN, et al. A Methodology to Integrate a Nonlinear Shock Absorber Dynamics Into a Vehicle Model for System Identification [J]. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2011, 4(1): 527-534.
- [6] 徐中明,李仕生,张玉峰,等.行程敏感减振器阻尼特性仿真与试验[J].兵工学报,2011,23(9):1077-1082.
- [7] ZUO Lei, BRIAN SCULLY, JURGEN SHESTANI, et al. Design and Characterization of an Electromagnetic Energy Harvester for Vehicle Suspensions [J]. Smart Material and Structure, 2010, 19(4): 1007-1016.
- [8] FAN Jiu-chen, SUN Xue-mei, CHU Ya-xu, et al. Optimization of Two-State Adjustable Damping Shock Absorber [J]. Key Engineering Materials, 2011, 464: 332-335.
- [9] GYSEN B L J, JANSSEN J L G, PAULIDES J J H, et al. Active Electromagnetic Suspension System for Improved Vehicle Dynamics [J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2010, 59(3): 1156-1163.
- [10] 江浩斌, 胡隽秀, 陈 龙, 等. 两级阻尼可调式液压减振器的性能仿真与试验 [J]. 机械工程学报, 2010, 46(22): 117-122.
- [11] TANG Xiu-dong, ZUO Lei. Enhanced Vibration Energyharvesting Using Dual-Mass Systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(21): 5199-5209.
- [12] KINAGI G V, PITCHUKA S P, SONWANE D. Hydro Pneumatic Suspension Design for Light Military Tracked Vehicle [J]. Commercial Vehicle Engineering Congress, 2012, 2(11): 111-120.
- [13] ZUO Lei, CHEN Xiao-ming, NAYFEH SAMIR. Design and Analysis of a New Type of Electromagnetic Damper with Increased Energy Density [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2011, 133(4): 041006-041014.

On Multi-Mode Switching Control of the Damping Adjustable Shock Absorber in Electrically Powered Vehicles

ZHAO Jing-bo^{1,2}, NI Zhang^{1,2}, BEI Shao-yi^{1,2}, FENG Jun-ping^{1,2}

1. School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University of Technology, Changzhou Jiangsu 213001, China;

2. Artificial Intelligence Key Laboratory of Sichuan Province, Zigong Sichuan 643000, China

Abstract: In view of the problems of single working mode and limited damping adjustable range of traditional damping adjustable shock absorbers for electric vehicles, a multi-mode switching adjustable shock absorber was designed based on a hydraulic damper shock absorber, so as to enhance its damping adjustable working mode and adjustment range. A dynamic model was established for the designed shock absorber and a bench test system was designed based on INSTRON8800 single channel digital control hydraulic servo vibration table. A bench test was conducted for the indicator diagram curve and the velocity force characteristic curve. The results showed that the shock absorber designed changed obviously under different damping modes and the damping force velocity curve reflected the feasibility in compression stroke and rebound stroke damping characteristics. The results of this study are expected to be of important theoretic value and engineering application prospect for the active suspension system and its control strategy.

Key words: electrically powered vehicle; damping adjustable shock absorber; multi-mode switching; dynamic model; bench test

责任编辑 汤振金