

DOI: 10.3901/JME.2010.22.117

两级阻尼可调式液压减振器的性能仿真与试验*

江浩斌 胡隽秀 陈龙 汪若尘 孙鹏
(江苏大学汽车与交通工程学院 镇江 212013)

摘要: 可调阻尼减振器是汽车半主动悬架的关键部件。根据某大客车电控半主动悬架的阻尼控制要求,以该车原被动式液压减振器为基础,设计出一种具有两级阻尼特性的可调减振器。采用共轭梁法计算节流阀片的挠曲变形,建立该减振器阻尼特性的数学模型,仿真分析活塞杆直径,阻尼阀孔径以及调节孔孔径等主要结构参数对减振器阻尼性能的影响,在此基础上确定可调减振器的主要设计参数。对研制的可调减振器样件进行阻尼性能测试,结果表明:减振器的两级阻尼状态变化明显,阻尼切换控制准确,阻尼力试验值与仿真值的偏差小于8%,说明所建的减振器数学模型具有较高的精度,采用共轭梁法计算节流阀片挠曲变形是可行有效的,为设计开发可调阻尼液压减振器和研究汽车半主动悬架提供了重要依据。

关键词: 可调阻尼减振器 阀片变形 共轭梁法 性能仿真 台架试验

中图分类号: TH703.06

Performance Simulation and Testing of Two-levels-damping Adjustable Hydraulic Shock Absorber

JIANG Haobin HU Junxiu CHEN Long WANG Ruochen SUN Peng
(School of Traffic and Automobile Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013)

Abstract: Adjustable shock absorber is a key part of vehicle semi-active suspension. According to the damping control demand of electric-controlled semi-active suspension of a certain bus, the structure of a two-levels-damping adjustable shock absorber is designed on the basis of the original passive hydraulic shock absorber of the bus. The deflections of shock absorber's valve plates are calculated by using conjugate beam method, and a mathematical model for the damping characteristics of the adjustable shock absorber is established. Main structural affection factors to shock absorber's damping performance such as the piston rod diameter, damping valve orifice and adjustable orifice are analyzed by simulation. Then the damping performance bench test of the adjustable shock absorber specimen is carried out for verification. The test results show that two-stage damping states of shock absorber change obviously, the switching control of damping state is precise, damping force deviations between the test results and the simulation results are less than 8%. It is verified that the established model for adjustable shock absorber has high accuracy and the conjugate beam method for calculating the deflections of shock absorber's valve plates is available, the research results provide important basis for designing adjustable shock absorber and studying vehicle semi-active suspension.

Key words: Damping-adjustable shock absorber Valve plate deflection Conjugate beam method Performance simulation Bench test

0 前言

为提高汽车的行驶平顺性和操纵稳定性,关于主动和半主动悬架的研究工作日益受到国内外汽车技术人员的重视。可调阻尼减振器作为汽车半主动悬架的核心部件,近年来已成为汽车悬架新技术研究的一个重要课题^[1-2]。可调阻尼减振器的种类较

多^[3],其中包括磁流变体式、电流变体式、液压节流口可调式等。国外还出现了涡流式、应变感应式、频率感应式和压电阻尼式等新型减振器。目前,国内的研究重点主要集中于液压节流口可调式和磁流变体式减振器。

液压减振器在汽车上应用十分广泛,若对被动式液压减振器的结构和部件进行适当改动,使其具有可调阻尼特性,既可沿用原液压减振器的大部分制造工艺,缩短研发周期,也可降低可调减振器的成本,因此,这是开发可调阻尼减振器较为理想的

* 浙江省重大科技专项(2006C11089)和江苏大学高级人才启动(07JDG039)资助项目。20100526收到初稿,20100809收到修改稿

技术方案。本文根据某大客车电控半主动悬架的阻尼控制要求,以该车原被动式液压减振器为基础,设计了一种采用电磁阀和摆动气缸作为驱动机构、具有两级阻尼特性的可调式减振器,建立了减振器阻尼特性的数学模型,通过仿真计算分析减振器的主要结构参数对其阻尼性能的影响,在此基础上设计并研制出可调阻尼减振器样件,通过台架试验对减振器的阻尼性能进行了测试,以检验可调减振器数学模型、设计方法的正确性。

1 可调阻尼减振器的结构设计

某大客车电控半主动悬架要求具有“硬”和“软”两级阻尼可调,为缩短周期、降低成本,在原车被动式减振器结构基础上设计出一种可变节流口式可调阻尼减振器,其结构如图 1 所示。底阀和筒体仍采用原减振器结构,在活塞组件的底部加有调节阀芯 5 和调节阀体 3,将活塞杆 7 制成中空,活塞杆内的转轴 10 两端分别连接阀芯 5 和驱动装置 11。

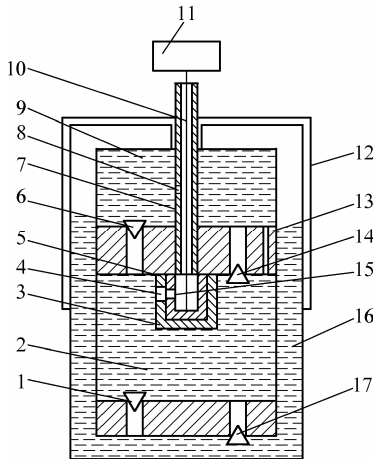


图 1 可调阻尼减振器结构简图

1. 补偿阀 2. 压缩腔 3. 阀体 4. 调节孔 C 5. 阀芯
6. 流通阀 7. 活塞杆 8. 调节孔 A 9. 复原腔 10. 转轴
11. 阻尼调节杆驱动装置 12. 防尘罩 13. 常通孔 14. 复原阀
15. 调节孔 B 16. 补偿室 17. 压缩阀

该减振器的阻尼控制原理如下:根据实际行驶条件,如果半主动悬架要求减振器改变阻尼状态时,电控单元发出指令给驱动机构 11,驱动机构 11 通过转轴 10 带动阀芯 5 在阀体 3 内转动,以此来改变阀芯 5 和阀体 3 上的孔 B 15 和孔 C 4 的重合面积。当 B 孔和 C 孔完全不重合时(图 2b),油液只流经活塞上的阀系,此时减振器为“硬”阻尼状态;当 B 和 C 完全重合时(图 2a),一部分油液进入活塞杆上的 A 孔,然后从 B 孔和 C 孔流出,使活塞上下腔的流通总面积增加,此时减振器为“软”阻尼状态。

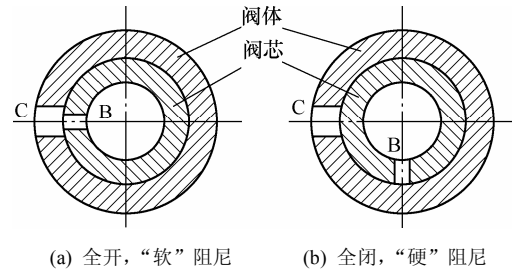


图 2 可调节流口状态变化示意图

2 减振器阻尼特性建模

2.1 假设

减振器的实际工作过程非常复杂,影响其阻尼特性的因素也较多,为便于分析和掌握其性能特点,在建立阻尼特性数学模型时,作以下简化假设^[2-7]:
 ① 活塞环与工作缸、活塞杆与导向座之间不产生泄漏;
 ② 节流过程中产生油液起泡所耗用的油液质量忽略不计;
 ③ 整个减振器拉伸、压缩工作过程中油液温度保持不变;
 ④ 不计工作油液的重力势能的影响;
 ⑤ 所研究的闭区域内同一瞬时压力处处相等。

2.2 数学模型

以拉伸行程为例介绍建模过程,此时油液的流向如图 3 中箭头所示。根据流体力学理论,拉伸阻尼力 F_L 可表示为

$$F_L = (p_1 - p_2)A_h - p_1A_g + p_3A_g + F_f = \Delta p_{12}(A_h - A_g) + \Delta p_{32}A_g + F_f \quad (1)$$

式中 F_L ——拉伸阻尼力

p_1 ——上腔油液压力

p_2 ——下腔油液压力

p_3 ——补偿腔压力

F_f ——活塞往复运动产生的摩擦力

A_h ——活塞的有效面积

A_g ——活塞杆的有效面积

Δp_{12} ——拉伸行程上腔油液流经活塞产生的压力损失

Δp_{32} ——拉伸行程补偿腔油液流经底阀产生的压力差

由拉伸行程上腔流入下腔的油液流量

$$q_L = (q_{Ll} + q_{Lh}) = (A_h - A_g)v \quad (2)$$

式中 q_L ——拉伸行程上腔油液流到下腔的流量

q_{Lh} ——拉伸行程上腔油液流经活塞到下腔的流量

q_{Ll} ——拉伸行程上腔油液流经调节机构到下腔的流量

v ——活塞运动的速度

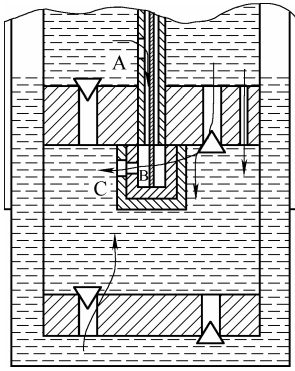


图3 拉伸行程时的油液流向示意图

(1) 当调节孔 B15、调节孔 C4 完全不重合时

$$q_{L1} = 0 \quad (3)$$

$$q_{Lh} = (A_h - A_g)v \quad (4)$$

$$\Delta p_{12} = \frac{1}{2} \xi_1 \rho v^2 + \frac{q_{Lh} 6\mu \ln(R_{1L}/R_{2L})}{\pi \delta_L^3} \quad (5)$$

$$\Delta p_{32} = \frac{1}{2} \xi_2 \rho v^2 \quad (6)$$

式中 ξ_1 ——拉伸行程油液流入活塞时的局部阻尼系数

ξ_2 ——拉伸行程油液流入底阀时的局部阻尼系数

ρ ——油液的密度

μ ——油液粘度

δ_L ——阀片变形量

R_{1L} ——油液作用环形区域的外径

R_{2L} ——油液作用环形区域的内径

(2) 当调节孔 B 15、调节孔 C4 完全重合时，

图3上腔流向下腔的油液一部分经过调节机构，另一部分经过活塞，则

$$\Delta p_{12t} = \frac{q_{L1}^2}{2C_d^2 A_{t1}^2} \rho + \frac{12\mu q_{L1} l_t}{\pi d_t \delta_t^3} + \frac{q_{L1}^2}{2C_d^2 A_{t2}^2} \rho \quad (7)$$

$$\Delta p_{12t} = \Delta p_{12} \quad (8)$$

式中 d_t ——活塞杆的内径

δ_t ——活塞杆与转轴之间的缝隙宽度

C_d ——流量系数

l_t ——圆形环形缝隙的长度

A_{t1} ——活塞杆上的调节孔的面积

A_{t2} ——阀体与阀芯上孔节流串联的有效面积

Δp_{12t} ——拉伸行程上腔油液流经调节机构到下腔产生的压力差

压缩行程的阻尼力计算过程与拉伸行程相似，

故不作复述。

2.3 阀片挠曲变形计算

节流阀片变形量的计算精度对减振器阻尼特性

计算结果有较大影响。液压式减振器的节流阀片通常为圆环形，厚度为0.1~0.4 mm。根据板壳理论^[4]，弹性圆板的挠曲变形问题分为小挠度变形(变形量小于板厚的1/5)和大挠度变形(变形量大于板厚的1/5但小于5倍的板厚)两类，显然，液压减振器节流阀片的挠曲变形属于大挠度变形问题^[5-6, 8-9]。目前，对于此类弹性圆环薄板的大挠度问题还无法得到其变形量的精确解析解^[2, 4]，因此，研究人员采用经典板壳理论法^[5]、钱氏摄动法^[5]、有限元法^[7, 9]等方法求得阀片变形量的近似值。研究表明，运用经典板壳理论和钱氏摄动法得到的近似解析解存在较大的误差^[5-7, 9]，且计算量较大；用有限元法得到的数值解精度较高^[7-9]，但单元网格的形状和数量的选择对计算精度有直接影响，且计算时要调用多种软件。

本文采用一种计算量较小的近似解析法——共轭梁法计算阀片变形，应用于减振器的建模和仿真，最后通过试验来检验这种新方法的精度。共轭梁法^[10]是利用两个物理现象的微分方程式相似和边界条件的对应关系来等效计算梁的变形，建立在梁的挠曲线微分方程式与梁的弯矩函数和载荷密度函数间的微分方程式相似这一基础上，将一虚设的梁(即虚梁)与所研究的实际的梁(实梁)相对应，通常称这一对梁为共轭梁，从而将复杂的实梁变形计算问题简化为计算虚梁横截面上虚剪力和虚弯矩问题。共轭梁法既适用于等直梁，也可用于变截面梁；既能计算指定点的挠度，也能确定梁的挠曲线，且计算量较小。

液压减振器圆环形节流阀片的受力模型如图4所示，厚度为 δ 的圆环形薄板受到大小为 p' 的均布压强。

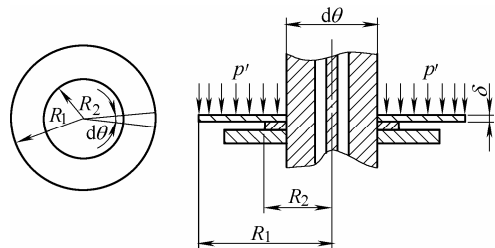


图4 活塞组件中节流阀片受力示意图

阀片上一个极小角度 $d\theta$ 所对应的扇形区域相当于一厚度为 δ 的变宽度悬臂梁，整个阀片可视为由 $n(n=2\pi/d\theta)$ 根等厚变宽悬臂梁组成，在均布压强 p' 作用下，各悬臂梁的挠度相同，因此，可将阀片挠度计算问题转化为梁的挠度计算。按照共轭梁法推导出其挠度计算公式为^[10]

$$f = \frac{p'}{E\delta^3} \left[(9R_1^4 + 8R_2^3 R_2 - 18R_1^2 R_2^2 + R_2^4) / 6 - 4R_1^3 R_2 \ln(R_2 / R_1) \right] \quad (9)$$

式中 δ —— 阀片厚度

p' —— 阀片上的均布压强

E —— 材料的弹性模量

R_2 —— 阀片与活塞体或者底阀体夹紧处半径

R_1 —— 阀片与活塞体或底阀体外凸起处的接触半径

本文研究的减振器活塞组件中的节流阀系(拉伸阀和流通阀)的结构组成如图5所示。阀片由一组圆环形弹性金属片叠加而成,目前尚无法给出其挠度的精确解析解,因此按式(9)计算挠度的近似解。

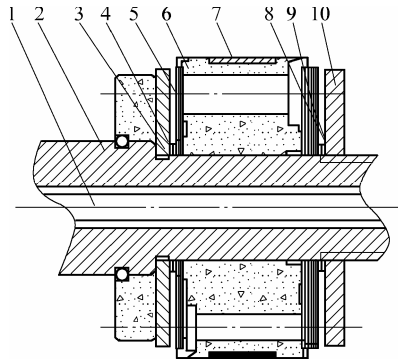


图5 活塞组件中阀系的结构组成

- 1. 转轴 2. 活塞杆 3. 阀系挡圈 4. 垫片 5. 流通阀片 6. 活塞
- 7. 活塞环 8. 拉伸阀片 9. 垫片 10. 阀系挡圈

3 减振器性能仿真与影响因素分析

根据上述减振器阻尼特性数学模型,运用 Matlab 软件进行编程并仿真,减振器的部分结构参数如表1所示。活塞的运动方程如下。

位移

$$s(t) = A \sin \omega t$$

速度

$$v(t) = A\omega \cos \omega t$$

式中, A 为振幅, ω 为频率。

表1 减振器的部分结构参数

参数名称	数值
活塞外径 d_h / m	0.045
活塞横截面积 A_h / m^2	0.001 6
活塞杆外径 d_g / m	0.02
活塞杆横截面积 A_g / m^2	3.14×10^{-4}
油液密度 $\rho / (kg \cdot m^{-3})$	835
油液动力粘度 $\mu / (Pa \cdot s)$	0.015
活塞杆小孔面积 A_{t1} / m^2	1.96×10^{-5}
环形缝隙长度 l_i / m	0.052
活塞杆内径 d_1 / m	0.006
环形缝隙宽度 δ_1 / m	0.001
阀芯上小孔面积 A_{t2} / m^2	4.9×10^{-6}

3.1 活塞杆直径的影响

图6是活塞杆直径分别为16 mm、20 mm、24 mm时的速度-阻力特性仿真结果。可以看出,随着活塞杆直径的增大,减振器的压缩阻力增大,拉伸阻力减小,且对拉伸阻力的影响大于压缩阻力。

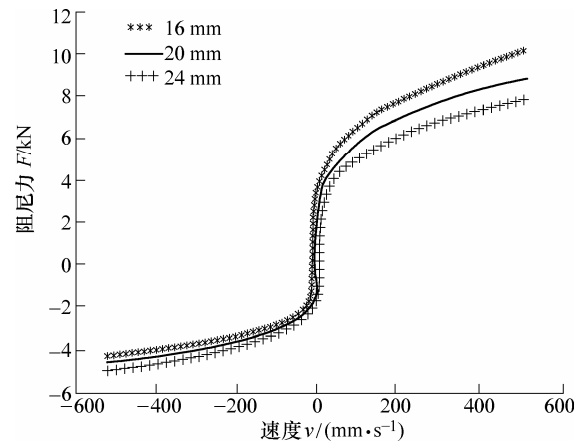


图6 活塞杆直径对速度-阻力特性的影响

3.2 阻尼阀孔径的影响

阻尼阀孔径影响孔口的油液压力,进而影响阀片的变形均匀性和阀口开度,从而影响减振器的阻力特性。图7是活塞拉伸阀阻尼孔径分别为4 mm、5 mm、6 mm时的速度-阻力特性的仿真结果。显然,拉伸阀阻尼孔径对拉伸阻尼力有一定影响,而对压缩阻尼力影响较小;阻尼阀孔径越小,阻尼力越大。

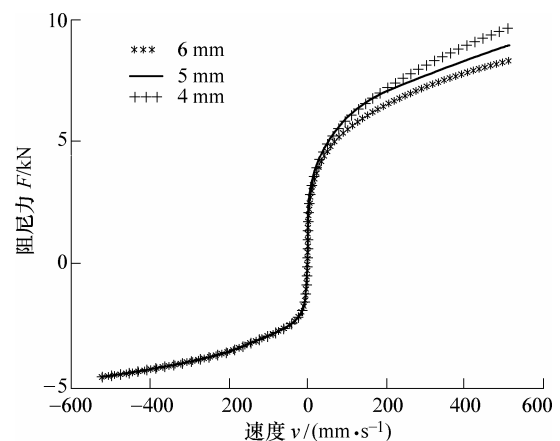


图7 阻尼阀孔径对速度-阻力特性的影响

3.3 可调阻尼阀孔径的影响

减振器活塞杆底端的阀芯上设有节流孔,其孔径对减振器阻尼特性有较大影响。图8显示了活塞速度为 $0.52 m \cdot s^{-1}$, 阀芯节流孔径分别为1.0 mm、2.5 mm、5.0 mm时的示功图仿真结果。显然,可调阻尼阀孔径对拉伸阻尼力影响较大而对压缩阻尼力影响较小,阻尼力随可调阀孔的减小而增大。

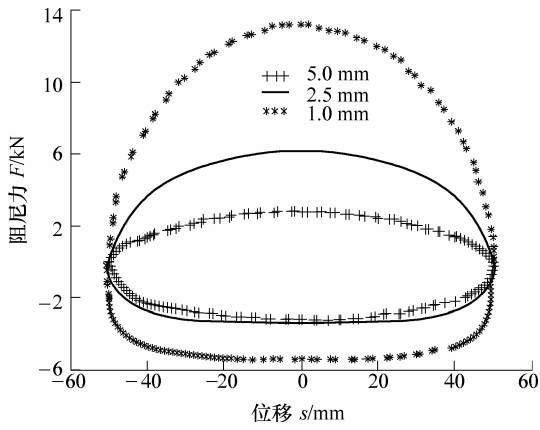


图8 可调节流口孔径对示功图的影响

4 可调减振器性能测试与分析

根据上述仿真结果，确定了可调阻尼减振器的主要设计参数，研制了减振器样件，在 INSTRON8800 电液伺服试验台(图 9)上按照汽车液压减振器的试验标准对减振器样件的阻尼性能进行测试。减振器的阻尼调节驱动装置由电磁阀和摆动气缸组成，以保证精确、灵敏、可靠地实现阻尼状态切换。台架试验时，阻尼切换通过手动开关控制电磁阀而完成。

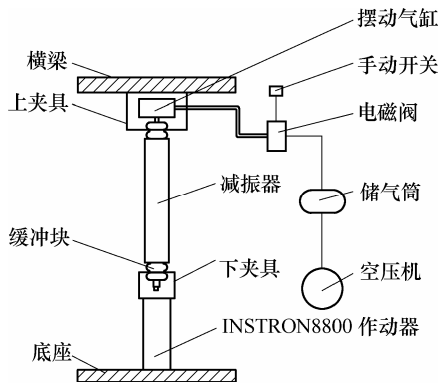
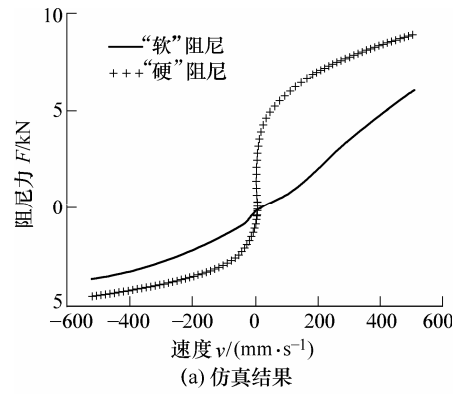


图9 减振器试验台组成示意图

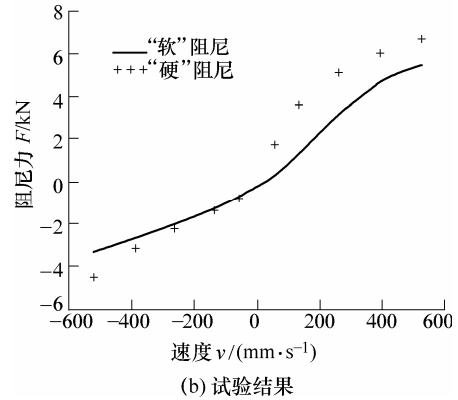
通过计算机控制作动器振动频率，使减振器活塞速度分别为 $0.05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $0.13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $0.26 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $0.39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $0.52 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ，依次测出其示功图。

图 10 反映出可调阻尼减振器两级阻尼状态的速度—阻力特性仿真和试验结果比较情况，图 11 则反映出活塞速度为 $0.52 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时的两级阻尼状态的示功图仿真与试验结果比较情况。表 2 列出了活塞速度为 $0.52 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时的阻尼力仿真与试验结果的对比和偏差。

由图 10b 试验结果可见，可调减振器在“硬”和“软”两种阻尼状态下的速度—阻力特性曲线变化明显，说明可调减振器的阻尼状态切换准确。图 10a 仿真结果与图 10b 试验结果基本一致，说明仿真结果正确有效。

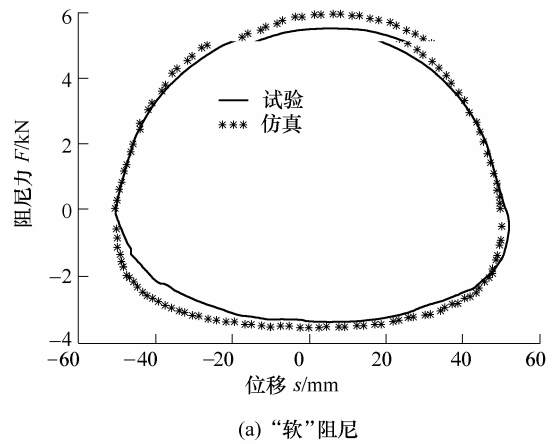


(a) 仿真结果

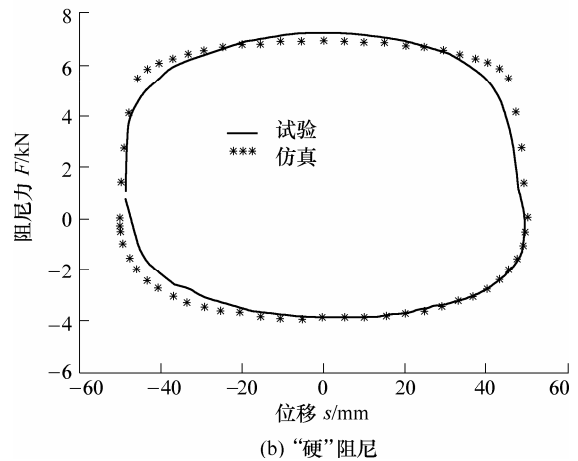


(b) 试验结果

图10 两级阻尼状态的速度—阻力特性比较



(a) “软”阻尼



(b) “硬”阻尼

图11 两级阻尼状态的示功图比较情况(活塞速度为 $0.52 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$)

表 2 可调减振器阻尼力仿真结果与试验结果比较

阻尼状态	工作行程	阻尼力 F/N		偏差 $e/\%$
		试验值	仿真值	
软	拉伸	5 756	6 080	5.3
	压缩	3 542	3 802	6.8
硬	拉伸	7 206	7 815	7.8
	压缩	3 917	4 242	7.7

由图 11a、11b 可见, 试验所得的两种阻尼状态下的示功图曲线饱满光滑, 没有空程和畸变, 说明研制的可调阻尼减振器性能良好; “软”、“硬”两种阻尼状态下的示功图仿真结果与试验结果基本吻合, 但仿真值略大于试验值, 这与原被动式减振器以后部分结构参数变化引起了工作腔油液容积和阻尼阀临界开启压力的变化有关, 有待于在减振器模型中进一步完善。表 2 列出了两种阻尼状态下的阻尼力具体数值, 显然, 阻尼力仿真值与试验值偏差 e 均小于 8%, 说明所建的减振器数学模型精度较高, 减振器建模时采用共轭梁法计算节流阀片挠曲变形是可行有效的。

5 结论

(1) 在被动式液压减振器基础上研制可调阻尼减振器的技术方案可行有效。

(2) 基于共轭梁法计算节流阀片变形的减振器阻尼特性模型正确, 精度较高。

(3) 研制的具有两级阻尼特性的可调减振器性能良好, 阻尼状态切换准确, 减振器速度—阻力特性和示功图的试验结果与仿真结果基本一致, 阻尼力偏差小于 8%, 具有工程应用价值。

(4) 仿真结果与试验结果存在一定偏差, 这与在建立减振器数学模型时所做的一些假设有关, 采取共轭梁法虽计算简单方便, 但仍存在一定的偏差。在今后的研究中应进一步完善减振器的数学模型, 采用更精确的方法计算阀片变形(例如有限元法), 为提高减振器的设计水平提供依据。

参 考 文 献

- [1] PAVEL P, MICHAL H. Design of characteristics of air-pressure-controlled hydraulic shock absorbers in an intercity bus[J]. *Multibody Syst. Dyn.*, 2008, 19: 73-90.
- [2] HIROMICHI N. Technology for measuring the damping force of shock absorbers and the constant of coil springs mounted on a motorcycle by the un-sprung mass vibration method[R]. SAE, 2004-01-2068, 2004.
- [3] 方恩. 可调阻尼减振器设计与半主动悬架研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2004.

FANG En. Design of adjustable-damping shock absorber and study on semi-active suspension[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2004.

- [4] 郑晓静. 圆薄板大挠度理论及应用[M]. 长春: 吉林科学技术出版社, 1992.
- ZHENG Xiaojing. Large deflection theory and application of circular plate circular plate [M]. Changchun: Jilin Science and Technology Publishing House, 1992.
- [5] 李双义, 毕凤荣, 邹立明. 双筒减振器阀片的大挠曲变形及特性分析[J]. *汽车技术*, 1997(11): 22-25.
- LI Shuangyi, BI Fengrong, ZOU Liming. Analysis of the large warpage deformation and characteristic of valve plate in dual cylinder hydraulic shock absorber[J]. *Automotive Technology*, 1997(11): 22-25.
- [6] 李幼德, 李静, 宋大风, 等. 汽车减振器弹簧阀片变形模型的研究[J]. *汽车工程*, 2003, 25(3): 287-290.
- LI Youde, LI Jing, SONG Dafeng, et al. A research on the deformation of spring valve plate in automotive shock absorbers[J]. *Automotive Engineering*, 2003, 25(3): 287-290.
- [7] 江浩斌, 杨如泉, 孙丽琴. 麦弗逊式前悬架液力减振器阻尼特性仿真与试验[J]. *汽车工程*, 2007, 29(11): 970-974.
- JIANG Haobin, YANG Ruquan, SUN Liqin. Simulation and testing of damping characteristics of hydraulic shock absorber for front MacPherson suspension[J]. *Automotive Engineering*, 2007, 29(11): 970-974.
- [8] 周长城, 顾亮. 筒式减振器叠加节流阀片开度与特性试验[J]. *机械工程学报*, 2007, 43(6): 210-215.
- ZHOU Changcheng, GU Liang. Superposition throttle-slices opening size and characteristic test of telescope damper [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007, 43(6): 210-215.
- [9] 陈轶杰, 顾亮, 杨占华, 等. 减振器节流阀片大挠曲变形研究[J]. *机械设计与制造*, 2008(10): 90-92.
- CHEN Yijie, GU Liang, YANG Zhanhua, et al. Research on the large deflection of shock absorber throttle slice[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2008 (10): 90-92.
- [10] 柳红霞. 共轭梁法在梁变形计算中的运用[J]. *长沙大学学报*, 2002(2): 63-66.
- LIU Hongxia. The Application of conjugate beam method in the calculation of deformation[J]. *Journal of Changsha University*, 2002(2): 63-66.

作者简介: 江浩斌, 男, 1969 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究车辆底盘动态性能模拟与控制。

E-mail: jianghb@ujs.edu.cn