

新型单筒双活塞式阻尼可调减振器的设计研究

李胜杰¹ 张杭佳^{3,4,10,11} 邓鹤⁵ 唐敏⁸ 王健⁸ 蒋瑞锋⁵ 林涛⁹ 吕伟杰⁶陆闵贤⁹ 余阳⁷ 张晋宁³ 张广^{2,3,4,10,11}

(1. 绍兴职业技术学院 机电工程与交通学院, 绍兴 312000)

(2. 浙江工业大学 台州研究院, 台州 318001)

(3. 浙江工业大学 机械工程学院, 杭州 310014)

(4. 浙江大学 流体动力与机电系统国家重点实验室, 杭州 310027)

(5. 西格迈股份有限公司, 台州 317100)

(6. 浙江钻盛科技有限公司, 丽水 323000)

(7. 新南威尔士大学 土木与环境工程学院, 悉尼 2052)

(8. 台州金宇机电有限公司, 台州 317100)

(9. 浙江宏鑫科技股份有限公司, 台州 318020)

(10. 浙江工业大学 全省高精高效复合加工技术与装备重点实验室, 杭州 310023)

(11. 浙江工业大学 特种装备制造与先进加工技术教育部重点实验室, 杭州 310023)

摘要:【目的】针对传统减振器固定阻尼特性无法适配多路况行驶需求的问题,设计一种新型单筒双活塞式阻尼可调减振器,解决现有单筒减振器阻尼力储备不足、外置调节阀结构冗余的缺陷,为越野车辆悬架减振器优化设计提供参考。【方法】首先,推导减振器压缩与复原行程的阻尼力数学模型,为阻尼特性量化分析提供依据;其次,建立减振器内部流场三维流体模型,采用标准 $k-\varepsilon$ 模型完成流场仿真,获取不同工况下的阻尼特性仿真结果;然后,搭建减振器阻尼特性专用试验平台,完成不同加载速度、调节挡位下的示功特性与速度特性试验;最后,对比仿真与试验数据,验证结构设计的可行性。【结果】结果表明,仿真与试验结果吻合良好,最大相对误差为13.22%;压缩行程中阻尼力最大动态范围为2.16 kN,峰值输出达7.05 kN;复原行程中阻尼力最大动态范围为2.57 kN,最大输出为5.97 kN;该结构通过双活塞协同工作机制与内置4挡位调节阀,实现阻尼力宽范围分级调节,有效提升减振器多工况适应性。

关键词:单筒减振器;阻尼可调减振器;可变阻尼;示功特性;速度特性;动态范围

中图分类号:U463.33 **DOI:**10.16578/j.issn.1004.2539.XXXX.XX.001

0 引言

悬架系统直接决定车辆的乘坐舒适性与操纵稳定性^[1-2]。传统的被动悬架受固定刚度、阻尼参数限制,无法适配复杂多变的行驶工况^[3-4];而主动悬架可实现全工况性能优化,但存在结构复杂、成本高昂的缺陷,仅在少量高端车型中得到应用^[5]。半主动悬架可通过阻尼参数的动态调节兼顾车辆舒适性与

操纵稳定性,兼具结构简单、控制灵活、成本可控的优势,成为车辆悬架领域的研究热点^[6-8]。其中,阀控式阻尼可调减振器可通过阀口开度调节实现阻尼力分级/连续调控,可有效适配不同路况需求,包括许多豪华轿车^[9]、摩托车^[10]、军用车辆^[11]、直升机^[12]、火车^[13]、铁路^[14]和汽车座椅的悬架系统^[15]。

国内外学者围绕可调阻尼减振器开展了大量研

收稿日期:2025-11-29 修回日期:2026-01-17

基金项目:浙江省教育厅访工项目(FG2024229);国家自然科学基金项目(52405137);流体动力基础件与机电系统全国重点实验室开放基金项目(GZKF-202418);浙江省自然科学基金青年项目(LQ22E050013);中国博士后面项目(2024M750409、2022M711634);台州市科技计划项目(22gya21)

作者简介:李胜杰,男,1989年生,浙江绍兴人,硕士,讲师;主要研究方向为汽车半主动控制减振器的优化设计;lisj@sxvtc.com。

张广(通信作者),男,1990年生,浙江温州人,博士,硕士研究生导师,讲师;主要研究方向为智能材料的优化;guangzhang@zjut.edu.cn。

引用格式:李胜杰,张杭佳,邓鹤,等.新型单筒双活塞式阻尼可调减振器的设计研究[J].机械传动,XXXX,XX(X):1-11.

Li Shengjie, Zhang Hangjia, Deng Hu, et al. Design and research of the novel mono-tube double-piston damping adjustable shock absorber [J]. Journal of Mechanical Transmission, XXXX, XX(X): 1-11.



免费获取

究。范圣平等^[16]设计了含机械整流装置的电磁减振器，通过结构整流与外接电路参数调节实现阻尼特性调控，并通过理论建模与试验验证了方案的可行性。邵俊捷等^[17]基于抗蛇行减振器性能退化数据建立整车动力学模型，分析了阻尼参数对车辆动力学性能的影响规律，结果表明适当提升阻尼水平可增强车辆行驶稳定性。Tvrdi^ć等^[18]提出了再生式液压减振器原型结构与动态强度计算方法，仿真结果表明该结构可实现 526 W 的最大再生功率与 224 W 的平均再生功率。万快弟^[19]设计了一种带有外部连续阻尼控制(Continuous Damping Control, CDC)阀门的阻尼器，建立阻尼力数学模型并完成仿真验证，结果表明该结构可获得平滑无畸变的示功特性与速度特性，但外置阀存在安装空间需求大、集成度低的缺陷。Xia 等^[20]对新型 CDC 减振器的结构特性开展研究，将电磁阀节流特性等效为节流孔模型，未对阀口内部流场特性开展详细分析。Ren 等^[21]基于 CDC 减振器试验数据，设计了混合动力控制算法以协调车辆操纵稳定性与乘坐舒适性。谢方伟等^[22]建立了比例阀 Simulink 仿真模型，分析了关键参数对阀系动态特性的影响，但电磁阀式减振器需配套多传感器与控制器，存在系统复杂度高、故障率高、维护成本高的问题。

综上所述，现有可调阻尼减振器研究仍存在显著技术缺口。单筒式减振器受单一活塞结构制约，普遍存在阻尼力储备不足的问题；外置阀式结构存在集成度低、安装空间需求大的缺陷；电磁阀式调节方案存在系统复杂、成本偏高的问题，难以适配越野车辆等对大阻尼输出、高集成度及高可靠性具有严苛要求的应用场景。

针对上述技术缺口，在传统单筒减振器结构基础上，提出一种单筒双活塞内置阀控式阻尼可调减振器结构。通过增设底部活塞构建双活塞协同阻尼调控机制，显著提升阻尼力输出能力；将多挡位机械式调节阀集成于活塞杆内部，在不增加外部结构尺寸且无需额外配套控制系统的前提下，实现阻尼力分级调节。

与传统减振器相比，该新型结构具有以下主要优势：①通过引入底部阀门系统，可有效提升阻尼力，增强悬架系统的稳定性与控制性能；②通过内置调节阀实现阻尼力可调，可使减振器能够适应不同工况与使用需求。为验证所提出结构的可行性与性能优势，在不同负载、速度及挡位条件下对新型减振器进行了试验，并分析了相关参数对其动态特性的影响。结果表明，该结构具有良好的阻尼调节能力与工程可靠性。此外，该结构具有较强的可扩

展性，为自适应越野车辆悬架、起落架及减振悬架系统的开发提供了新的设计思路。

1 单筒双活塞式阻尼可调减振器结构设计

1.1 减振器整体结构设计

传统单筒减振器受单一活塞结构制约，普遍存在阻尼力储备不足、阻尼特性单一的技术瓶颈。越野车辆的多元化应用场景，对悬架减振器的阻尼调节范围、大阻尼输出能力及工况适应性均提出了更为严苛的要求。

基于上述要求，提出双活塞协同工作机制。在传统单筒减振器基础上增设底部活塞，提升阻尼力输出上限；同时结合内置调节阀，实现阻尼力多挡位调节。所设计的内置阀控式单筒双活塞阻尼可调减振器，整体结构由上下吊环组件、主活塞、油封、导向器、底部活塞、工作缸、高压氮气补偿组件、活塞杆、内置调节阀等核心部件组成，其结构示意图如图 1 所示。

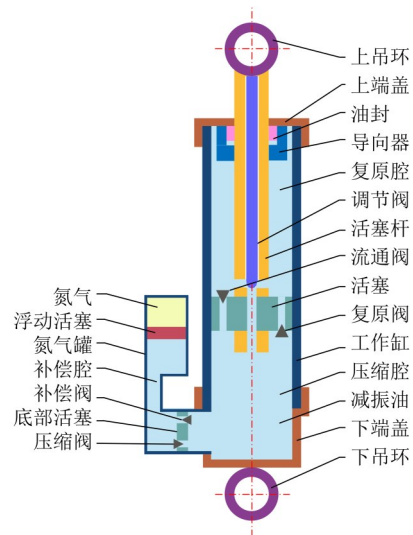


图 1 单筒双活塞式阻尼可调减振器结构示意图

Fig. 1 Structural schematic diagram of the mono-tube double-piston damping adjustable shock absorber

1.2 内置调节阀结构设计

所设计减振器通过调节内置调节阀的阀口开度，实现阻尼特性的精准调控，其内置调节阀结构如图 2 所示。通过旋转调节旋钮，经精密螺旋副将旋转运动转换为调节阀杆的轴向位移，可直接改变调节阀芯的有效节流面积，进而实现阻尼力的分级调节。

O 型密封圈可保证阀门在各类工况下的密封性，防止油液泄漏，保障系统安全高效运行。复位弹簧的核心作用是提供复位力，当外部操作力消失时，可迅速将阀芯复位至初始位置。

调节阀共设计 4 个调节挡位，依次对应公路行驶、轻度越野、中度越野、高强度越野 4 类典型工

况。各挡位通过改变阀芯轴向位移形成差异化有效节流面积, 同时兼顾调节操作便利性、结构运行可靠性与工程实际适用性。

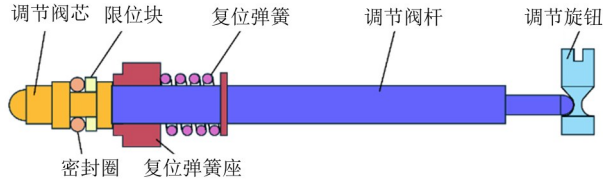


图2 减振器内置调节阀结构示意图

Fig. 2 Structural schematic diagram of the built-in regulating valve of the shock absorber

1.3 单筒双活塞式阻尼可调减振器工作原理

减振器的工作过程分为压缩行程与复原行程, 两个行程的油液流动路径如图3所示。其中, 红色箭头指示压缩行程的油液流动方向, 蓝色箭头指示复原行程的油液流动方向。

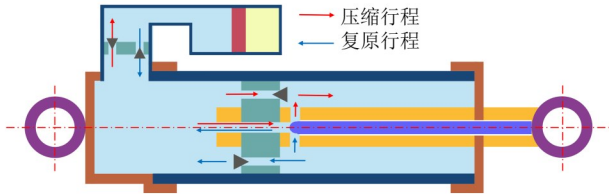


图3 减振器工作行程油液流动示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the oil flow in working stroke of the shock absorber

压缩行程中, 活塞下移导致压缩腔容积减小, 迫使腔内部分油液流出。油液的主要流动路径分为以下3种:

1) 流通阀路径: 部分油液经主活塞上的流通阀流入复原腔, 通过节流效应产生阻尼力。

2) 压缩阀路径: 部分油液经底部活塞上的压缩阀流入补偿腔, 通过节流效应产生附加阻尼力。

3) 调节阀路径: 部分油液经活塞杆内置的阻尼调节阀流入复原腔, 通过调节阀口节流面积的改变调控阻尼力大小。

与此同时, 活塞杆进入工作缸导致腔内有效容积减小, 推动浮动活塞向上移动, 压缩气室中的氮气以补偿容积变化, 确保系统压力稳定。

复原行程中, 活塞上移导致复原腔容积减小、压缩腔容积增大, 迫使复原腔内部分油液流入压缩腔。油液的主要流动路径分为以下3种:

1) 复原阀路径: 部分油液经主活塞上的复原阀流入压缩腔, 通过节流效应产生阻尼力。

2) 调节阀路径: 部分油液经活塞杆内置的阻尼调节阀流入压缩腔, 通过调节阀口开度调控阻尼力大小。

3) 补偿阀路径: 补偿腔内油液经底部活塞上的

补偿阀流入压缩腔, 补充压缩腔的容积增量, 防止出现空程现象。

活塞杆移出工作缸使得腔内有效容积增大, 高压氮气驱动浮动活塞向下移动, 通过气室容积变化补偿腔室总体积的变化, 避免因充油不及时引发的阻尼特性畸变。

2 减振器数学模型建立

2.1 压缩行程下减振器数学模型

压缩行程的阻尼力主要由阻尼调节阀、主活塞流通阀及底部活塞压缩阀协同产生, 对应的油液流动简化模型如图4所示。 P_1 、 P_2 、 P_3 分别为复原腔、压缩腔和补偿腔内的油液压力; P_4 为气室内的气压。

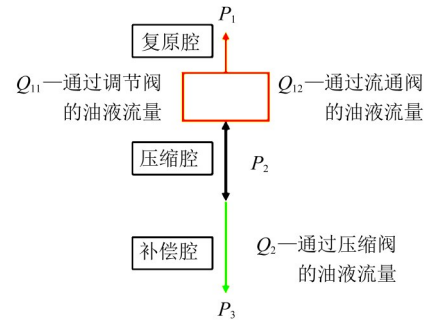


图4 减振器压缩行程油液流动简化模型

Fig. 4 Simplified model of oil flow in compression stroke of the shock absorber

根据筒式减振器结构原理, 油液从压缩腔流向复原腔的总流量 Q_1 可表示为

$$Q_1 = (A_p - A_r)v_{y1} = \frac{\pi}{4} (d_p^2 - d_r^2)v_{y1} \quad (1)$$

式中, A_p 为活塞横截面积; A_r 为活塞杆横截面积; v_{y1} 为活塞运动速度; d_p 为活塞直径; d_r 为活塞杆直径; 阀片在油液压力下发生变形, 从而可形成节流缝隙。因此, 通过流通阀处的油液流量 Q_{11} 可表示为

$$Q_{11} = \frac{\pi \delta_l^3 \Delta P_{21f}}{6\mu \ln(R_{1f}/r_{1f})} \quad (2)$$

式中, δ_l 为流通阀阀片的变形挠度; ΔP_{21f} 为油液流经流通阀产生的压力损失; μ 为减振器油液的运动学黏度; R_{1f} 、 r_{1f} 分别为流通阀最大阀片的外径和内径。

通过调节阀处的油液流量 Q_{12} 可表示为

$$Q_{12} = C_d S \sqrt{\frac{2\Delta P_{21t}}{\rho}} \quad (3)$$

式中, C_d 为流量系数; ΔP_{21t} 为调节阀内、外压力差; S 为调节阀有效节流面积; ρ 为减振器内油液密度。

Q_1 与通过调节阀的油液流量 Q_{12} 和通过流通阀的油液流量 Q_{11} 之间存在如下关系:

$$Q_1 = Q_{11} + Q_{12} \quad (4)$$

根据图4所示减振器油液流动情况,压缩腔与复原腔之间的压差 ΔP_{21} 与油液流经其他阻尼元件所产生的压力损失间存在如下关系:

$$\Delta P_{21} = \Delta P_{21f} = \Delta P_{21t} \quad (5)$$

经压缩阀从压缩腔流向补偿腔的油液流量 Q_2 计算式为

$$Q_2 = \frac{\pi \delta_y^3 \Delta P_{23}}{6 \mu \ln \frac{R_{yf}}{r_{yf}}} \quad (6)$$

式中, δ_y 为压缩阀阀片的变形挠度; ΔP_{23} 为压缩腔与补偿腔之间的压差; R_{yf} 、 r_{yf} 分别为压缩阀最大阀片的外径和内径。根据筒式减振器的结构原理,流量 Q_2 同时与活塞杆进入主筒内的体积有关。因此, Q_2 的另一表达式为

$$Q_2 = A_r v_{y1} = \frac{\pi}{4} d_r^2 v_{y1} \quad (7)$$

压缩行程中,活塞杆进入工作缸导致气室容积减小,根据理想气体状态方程,气室压力 P_4 为

$$P_4 = \frac{P_0 V_0}{V_0 - (\pi/4) d_r^2 v_{y1} t_y} \quad (8)$$

式中, P_0 为气室初始状态内的气压; V_0 为气室初始体积; t_y 为活塞杆向下运动的时间。由于浮动活塞向下移动不会造成压力损失,即 $P_3 = P_4$,则有

$$P_2 = P_4 + \Delta P_{23} \quad (9)$$

对减振器活塞进行受力分析,可得减振器在压缩行程中产生的阻尼力 F_y 的表达式为

$$F_y = (A_p - A_r) \Delta P_{21} + A_r (P_4 + \Delta P_{23}) \quad (10)$$

2.2 复原行程下减振器数学模型

复原行程中,阻尼力由阻尼调节阀、主活塞复原阀、底部活塞补偿阀协同产生,油液流动简化模型如图5所示。

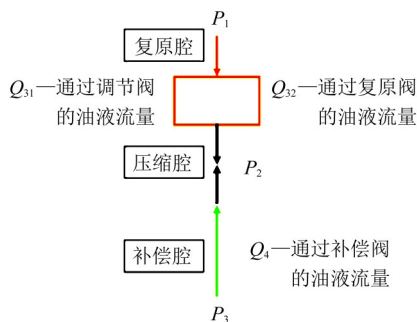


图5 减振器复原行程油液流动简化模型

Fig. 5 Simplified model of the oil flow in rebound stroke of the shock absorber

节流特性计算方法与压缩行程一致,复原行程中活塞杆移出工作缸导致气室容积增大,气室压力 P_4 为

$$P_4 = \frac{P_0 V_0}{V_0 + (\pi/4) d_r^2 v_{1t} t_f} \quad (11)$$

式中, t_f 为活塞杆向上运动的时间。

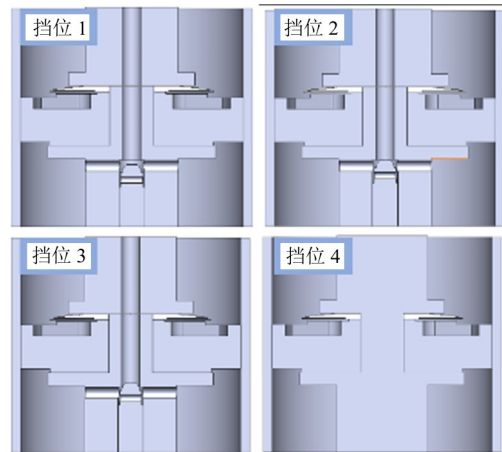
减振器在复原行程中产生的阻尼力 F_f 可表示为

$$F_f = (A_p - A_r) \Delta P_{12} - A_r (P_4 - \Delta P_{32}) \quad (12)$$

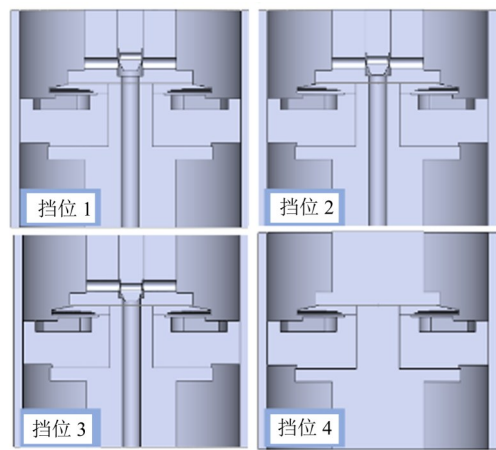
3 内部流场有限元模型构建与求解

3.1 流体有限元分析模型

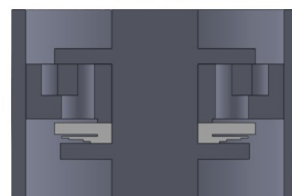
进行内流场分析时,采用标准 $k-\varepsilon$ 模型,利用三维建模软件完成复原阀、流通阀、压缩阀及补偿阀的结构建模,如图6所示。将模型导入流体仿真软件,采用四面体非结构化网格进行划分,对节流孔、阀片缝隙等关键流动区域进行网格加密处理,其网格模型如图7所示。



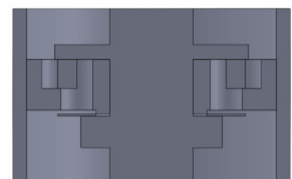
(a) 复原阀



(b) 流通阀



(c) 压缩阀



(d) 补偿阀

图6 减振器阀系结构三维模型

Fig. 6 Three-dimensional model of the shock absorber valve system

仿真过程中, 主活塞、活塞杆、调节阀杆等结构的材料均设置为结构钢; 油液设置为黏性不可压缩理想液体, 忽略油液中可能存在气泡引发的空穴影响, 其运动黏度为 $12 \text{ mm}^2/\text{s}$, 密度为 $880 \text{ kg}/\text{m}^3$ 。

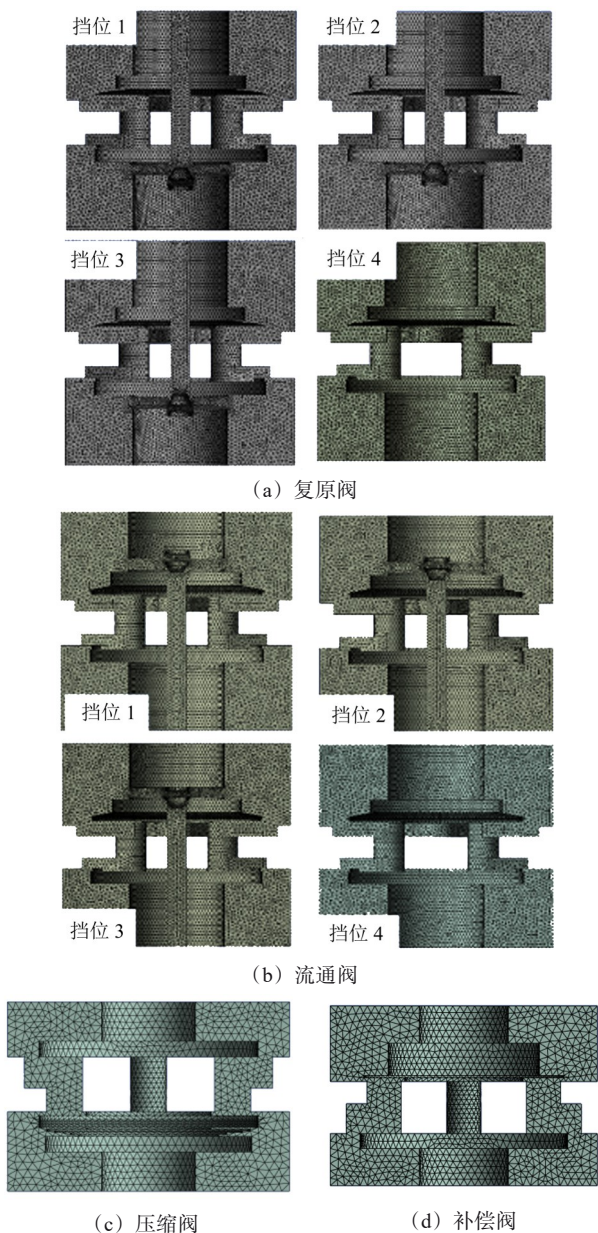


图7 减振器阀系流场网格模型

Fig. 7 Mesh model of the shock absorber valve system flow field

采用速度入口边界条件, 假设出口边界处流体已充分发展, 采用自由出流边界条件。实际工况中壁面边界通常为固定约束, 因此模型中壁面边界采用无滑移壁面边界条件, 其边界条件设置如图8所示。

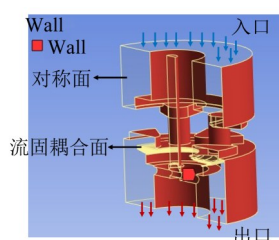


图8 流场仿真边界条件设置示意图

Fig. 8 Schematic diagram of the boundary condition setting for flow field simulation

采用 Coupled 算法实现压力-速度耦合求解。通过调整入口速度参数, 完成不同工况下的流场仿真计算。

3.2 有限元仿真结果分析

图9(a)所示为采用颜色与流线表征的减振器流通阀区域流场速度分布。速度流线图中, 颜色由蓝色过渡至红色对应流速由低到高的变化。由图9(a)可知, 油液流经阻尼孔时, 流通截面积骤减导致流速急剧升高, 在阀口进出口局部区域形成漩涡; 经阻尼孔射出的射流束在下游区域发散掺混并形成强湍流, 流经一定距离后流场逐渐趋于均匀。

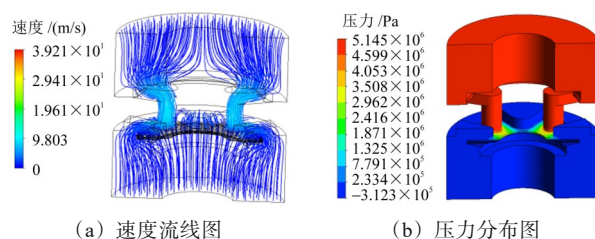
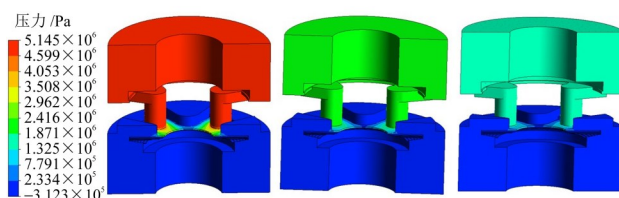


图9 1.048 m/s 入口速度下流通阀流场仿真结果

Fig. 9 Flow field simulation results of the flow valve at 1.048 m/s inlet velocity

图9(b)所示为流通阀区域的油液压力分布云图。云图中红色与蓝色分别表征高压区与低压区, 由图9(b)可知, 节流缝隙附近过流截面积发生突变, 引发流体压强急剧变化, 在阀片两端形成显著压力梯度; 在入口速度为 1.048 m/s 的工况下, 流通阀上、下腔室的压差可达 4.2 MPa 。该现象产生的根本原因是油液流经阻尼孔时流通面积突变, 使得阀片两端形成显著压差, 进而导致油液速度与动压力急剧升高。上述压力场分布结果与前述速度场特征相互印证, 共同揭示了节流位置的能量转换规律与流动特性。

为探究流通阀节流缝隙在不同入口流速下的流场特性, 在保持第4挡位不变的条件下, 设置 1.048 、 0.524 、 0.393 、 0.262 、 0.131 、 0.052 m/s 共6组入口流速开展仿真分析, 所得压强云图如图10所示。由图10可知, 入口流速与流通阀上游高压区的压强及分布范围成正相关, 该规律源于流体动能向压力能的转化; 节流缝隙处的压力梯度随流速升高显著增大, 而下游低压区的分布形态无明显变化。



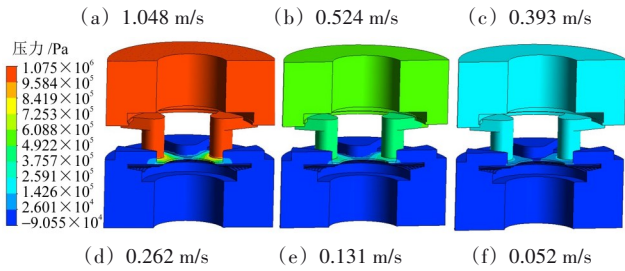


图10 不同入口速度下流通阀压力分布云图

Fig. 10 Pressure distribution contour plot of the flow valve under different inlet velocities

3.3 减振器阻尼特性仿真结果

通过对内置阀控式单筒双活塞阻尼可调减振器的内部流场开展有限元仿真分析,能够获取各腔室间的压差,进而计算得到减振器的阻尼力大小。由式(10)和式(12)计算可知, A_r 的值为 490.625 mm^2 , $A_p - A_r$ 的值为 2335.375 mm^2 , $A_r P_4$ 的值为 353.25 N 。

基于流固耦合仿真结果,绘制了减振器的速度特性曲线,如图11所示。该曲线的上半轴对应复原行程,下半轴对应压缩行程。

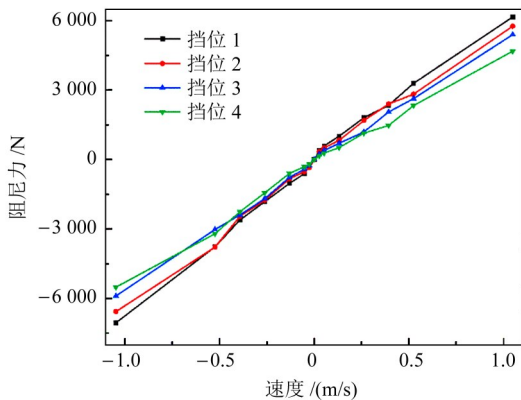


图11 减振器不同挡位速度特性仿真曲线

Fig. 11 Simulation curves of velocity characteristics of the shock absorber under different gears

4 减振器阻尼特性试验与分析

4.1 样机装配

所设计阻尼可调减振器的核心结构尺寸如表1所示。其中,工作缸采用20号钢精密钢管加工,活塞杆与浮动活塞采用冷拉圆钢制造,导向器选用铝合金,阀片采用弹簧钢,调节阀芯采用锰黄铜,关键密封部位采用氟橡胶O型密封圈。依据上述设计尺寸加工并装配减振器样机,样机实物如图12、图13所示。

表1 减振器基本尺寸参数

参数	值
活塞直径 D_{p1} /mm	60
活塞杆直径 D_r /mm	25

参数	值
底部活塞直径 D_{p2} /mm	40
浮动活塞直径 D_f /mm	54.8
吊环内直径 D_{r1} /mm	30
吊环外直径 D_{r2} /mm	46
调节阀杆直径 D_a /mm	5
工作缸内直径 D_{s1} /mm	60
工作缸外直径 D_{s2} /mm	65
工作缸长度 L_s /mm	410
氮气罐直径 D_l /mm	61
氮气罐长度 L_l /mm	214.5
最大拉伸长度 L_{max} /mm	787 ± 3
最大压缩长度 L_{min} /mm	572 ± 3
工作行程 L /mm	215

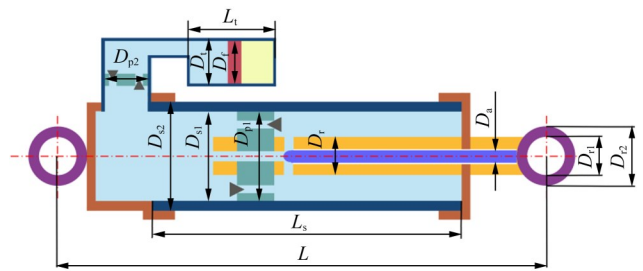


图12 单筒双活塞阻尼可调减振器结构设计图

Fig. 12 Structural design drawing of the mono-tube double-piston damping adjustable shock absorber



图13 单筒双活塞阻尼可调减振器实物图

Fig. 13 Physical picture of the mono-tube double-piston damping adjustable shock absorber

4.2 试验平台

试验采用美国MTS公司生产的MTS-850.25型减振器专用电液伺服试验台,试验台布置如图14所示。其主要性能指标如下:

- 1) 作动缸活塞杆直径: 80 mm。
- 2) 测试空间(作动缸端头至载荷传感器): 160~1560 mm。
- 3) 框架动态载荷能力: 50 kN。
- 4) 作动缸行程: 250 mm。
- 5) 激振频率: 0.1~20 Hz。
- 6) 蓄能器(压力和回油): 19 L。
- 7) 位移传感器: 测量精度为 $\pm 0.1\%$ 。
- 8) 拉压力传感器: 测量精度为 $\pm 0.005\%$ 。

4.3 示功特性试验

依据行业标准^[23],参照表2所列参数设定试验工况,开展示功特性试验。



图 14 MTS-850.25型减振器专用试验台结构示意图

Fig. 14 Schematic diagram of the MTS-850.25 type special shock absorber test bench

将自研内置阀控式单筒双活塞阻尼可调减振器调至1挡时,调节阀有效过流面积达到最大值,减振器输出阻尼力最低。图 15(a)所示为基于试验数据绘制的1挡示功特性曲线。挡位升高时,调节阀节流面积逐步减小,减振器阻尼力随之增大。图 15(b)、图 15(c)、图 15(d)依次对应挡位2、挡位3、挡位4的示功特性曲线图。

表 2 示功试验激励函数参数

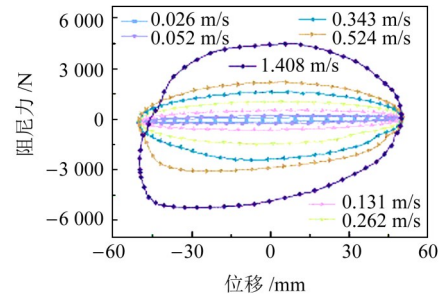
Tab. 2 Excitation function parameters of the indicator test

试验行程/mm	试验速度/(m/s)	转速/(min^{-1})
100	0.026	5
100	0.052	10
100	0.131	25
100	0.262	50
100	0.393	75
100	0.524	100
100	1.048	200

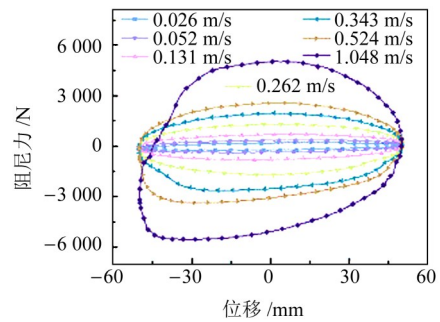
对比图 15 中不同挡位、不同运动速度下的阻尼力特性曲线可知,当运动速度为 0.524 m/s 时,示功特性曲线形态饱满,减振器耗能效果突出。该特性得益于氮气补偿装置可靠工作,优异的容积补偿能力有效优化了减振阻尼性能;随挡位逐级升高,最大压缩阻尼力与最大复原阻尼力同步增大,证明该单筒阻尼可调减振器阻尼力调节可控性良好。

在高速工况(1.048 m/s)下,示功特性曲线出现饱满度下降、曲线偏移等非理想现象,主要诱因有三点:①高频高速加载时阀片开启、回弹存在迟滞效应,造成加载、卸载阶段阻尼力响应不同步^[24];②油液在节流孔与环形通道内高速流动产生显著惯性效应与局部压降^[25];③氮气补偿系统在高速激励下存在响应滞后^[26]。多重因素叠加,致使高速工况示功曲线偏离理想形态。后续优化可从两方面开展:优化阀系结构以削弱油液流动迟滞;选用流动特性

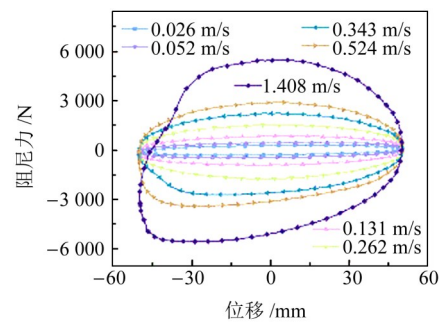
更优的阻尼油降低流动阻力,缓解环形通道空程问题,改善示功曲线饱满程度。



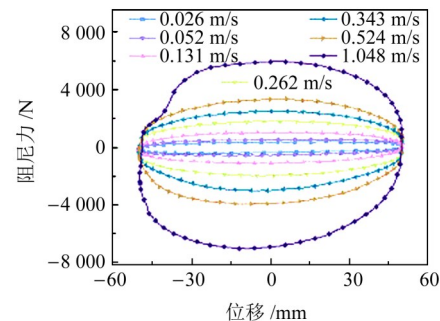
(a) 挡位1



(b) 挡位2



(c) 挡位3



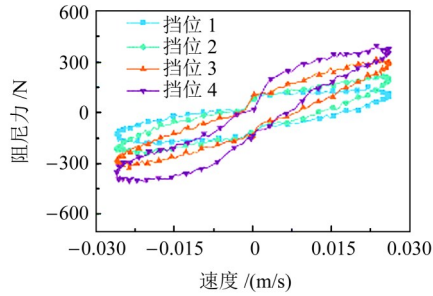
(d) 挡位4

图 15 减振器不同挡位示功特性曲线

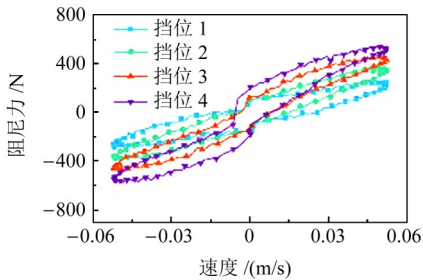
Fig. 15 Indicator characteristic curves of the shock absorber under different gears

本次试验采用直接记录法测试减振器速度特性,力-速度曲线可直观反映减振器核心性能。曲线主轴斜率代表等效阻尼,是评判特定运动速度下减振效果的关键指标。随挡位提升,力-速度曲线斜率同步增大,说明等效阻尼随挡位升高逐步提升,不同加载工况下均呈现相同变化规律。由此证明,该内置阀控式单筒双活塞阻尼可调减振器的非线性动态滞

后特性在各类试验条件下表现稳定，对应测试结果如图16~图18所示。



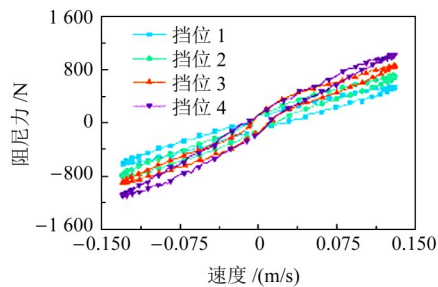
(a) 0.026 m/s



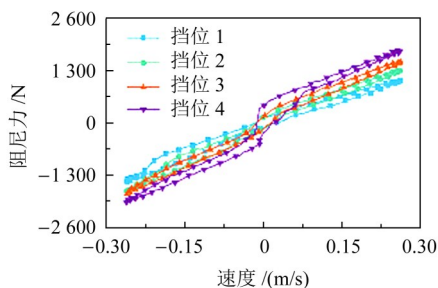
(b) 0.052 m/s

图 16 低速工况下减振器各挡位速度特性曲线

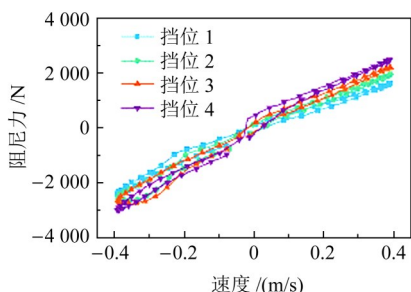
Fig. 16 Velocity characteristic curves of the shock absorber under low speed and different gears



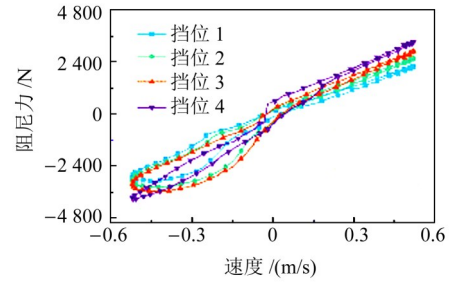
(a) 0.131 m/s



(b) 0.262 m/s



(c) 0.393 m/s



(d) 0.524 m/s

图 17 中速工况下减振器各挡位速度特性曲线

Fig. 17 Velocity characteristic curves of the shock absorber under medium speed and different gears

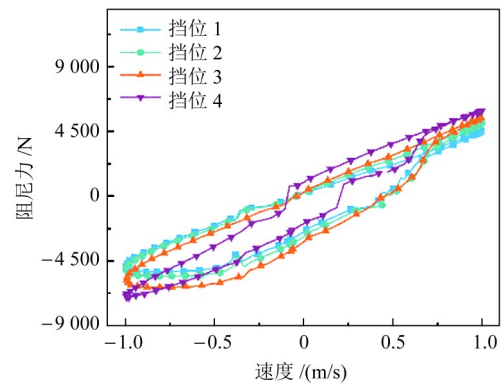


图 18 1.048 m/s 高速工况下减振器各挡位示功特性曲线

Fig. 18 Indicator characteristic curves of the shock absorber under 1.048 m/s high speed and different gears

图16所示为低速下各挡位速度特性。由图16(a)可知，在加载速度0.026 m/s工况下，压缩阻尼力 F_y 从挡位1的188.41 N增大至挡位4的407.22 N，动态调节范围为2.16；复原阻尼力 F_r 从挡位1的153.84 N增大至挡位4的395.32 N，动态调节范围接近2.57。图16(b)所示为加载速度0.052 m/s时该内置阀控式单筒双活塞阻尼可调减振器动态特性随挡位的变化规律。由图16(b)可知，在此条件下，当挡位1变化到挡位4时，压缩阻尼力 F_y 的范围从287.38 N增加到573.23 N，复原阻尼力 F_r 从259.26 N增加到537.60 N。上述数值变化直观体现了减振器不同挡位的耗能水平，两组工况对应的动态调节范围分别为1.99和2.07，表明挡位越高，减振器的能量耗散效率越高。此外，图16呈现出明确规律：阻尼力随加载速度提升而增大。由此可知，该减振器的阻尼力同时受挡位与运动速度影响，具备典型的速度相关特性。

图17所示为中速工况下各挡位速度特性。由图17(a)可知，在此加载条件下，挡位从1到4变化时，压缩阻尼力 F_y 处于637.27~1107.31 N，动态调节范围为1.73；复原阻尼力 F_r 处于557.68~1028.99 N，动态调节范围为1.85。由图17(b)可知，当加载速度

为 0.262 m/s 时, 随着挡位 1 升高到挡位 4, 压缩阻尼力 F_y 由 1 484.98 N 增大至 1 985.78 N, 复原阻尼力 F_r 由 1 068.46 N 增大至 1 801.71 N, 动态调节范围分别为 1.34 和 1.69。力-速度曲线图的斜率则随着挡位的升高而增大。由图 17(c) 可知, 当加载速度为 0.393 m/s 时, F_c 由 2 425.43 N 增大至 3 012.78 N, F_r 由 1 643.99 N 增大至 2 506.24 N, 动态调节范围分别为 1.24 和 1.52。本结构在设计时使 F_y 略大于 F_r , 该配置可让车辆在承受振动时更高效地吸收振动能量, 降低颠簸感, 有效提升驾乘舒适性。由图 17(d) 可知, 当加载速度为 0.524 m/s 时, F_y 在 3 089.69 N 到 3 962.36 N 之间变化, F_r 在 2 213.97 N 到 3 348.39 N 之间变化, 动态调节范围分别为 1.28 和 1.51。综合各组试验结果可知, 阻尼力随加载速度与调节挡位的升高而增大。实际使用过程中, 可根据路面状况、行驶车速、车载载荷等条件调整挡位, 实现阻尼特性调控, 从而适配不同行驶工况。

图 18 所示为内置阀控式单筒双活塞阻尼可调减振器在加载速度为 1.048 m/s 的力-速度特性。该工况下减振器综合性能表现优异, 压缩阻尼力最大值 F_y 可达 704 7.43 N, 复原阻尼力最大值 F_r 可达 5 974.87 N, 充分体现了减振器在高载荷条件下优异的承载能力。试验过程中还可观察到, 减振器力输出响应迅速, 表明其具备良好的动态响应特性, 该性能对于需快速应对外部冲击与振动的使用场景至关重要。同时, 图 18 测试数据也完整反映了减振器在极限工况下的工作表现。通过最大阻尼力指标, 可有效评估产品在极端工况下的安全水平与运行可靠性, 进而保障减振器在实际应用中稳定工作、长久服役。

为验证第 4 节仿真模型的准确性, 将不同加载速度下实测的最大阻尼力与仿真计算结果进行对比分析。数据表明, 该内置阀控式单筒双活塞阻尼可调减振器在各工况下, 仿真结果与试验结果的整体变化趋势基本一致, 最大相对误差为 13.22%。该误差主要来源于三个方面: ① 理论建模与流场仿真过程中, 对工作缸弹性变形、油液温升、微小泄漏等非线性因素进行了简化处理^[27]。② 仿真中将油液视作理想流体, 与油液实际复杂流动状态存在差异^[28]。③ 样机加工与装配环节存在不可避免的制造误差, 同时阀片预紧力也存在偏差^[29]。尽管存在上述误差, 该仿真模型仍可较好地反映减振器阻尼特性的变化规律, 能够应用于工程设计与产品性能评估工作。

5 结论

在传统单筒减振器结构基础上, 设计了一种新型单筒双活塞内置阀控式阻尼可调减振器, 通过理论建模、流场仿真与台架试验, 系统分析了其阻尼特性与调节性能, 得到如下结论:

1) 所设计的双活塞协同工作结构可有效提升阻尼力输出能力, 压缩阻尼力最大值 F_y 达 7.05 kN, 复原阻尼力最大值 F_r 达 5.97 kN; 内置 4 挡位调节阀可实现阻尼力的宽范围分级调节, 压缩行程最大动态范围达 2.16 kN, 复原行程最大动态范围达 2.57 kN, 可有效适配不同路况的行驶需求。

2) 建立的阻尼力数学模型与流场仿真模型可准确预测减振器的阻尼特性, 仿真与试验结果吻合良好, 全工况最大相对误差为 13.22%, 可为同类阀控式减振器的性能分析提供支撑。

3) 减振器示功曲线饱满, 速度特性平滑, 阻尼力随挡位与速度的变化规律稳定, 具备良好的动态响应特性与工程可靠性, 可有效应用于越野车辆悬架系统, 提升车辆的乘坐舒适性与复杂路况下的操纵稳定性。

参 考 文 献

- [1] 寇发荣. 车辆电动静液压主动悬架系统的设计与试验研究[J]. 机械传动, 2009, 33(4): 86-89.
Kou Farong. Design and experiment of vehicle active suspension with electro-hydrostatic actuator[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2009, 33(4): 86-89.
- [2] 田冬艳, 孙淑霞, 姜彤, 等. 基于 COSMOS/Motion 的汽车半主动悬架仿真研究[J]. 机械传动, 2010, 34(7): 77-79.
Tian Dongyan, Sun Shuxia, Jiang Tong, et al. Simulation of vehicle semi-active suspension based on COSMOS/motion[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2010, 34(7): 77-79.
- [3] 续海峰, 张慧鹏. 汽车主动悬架模糊 PID 控制器的设计[J]. 机械传动, 2008, 32(6): 81-83.
Xu Haifeng, Zhang Huipeng. Design of fuzzy-PID controller in automobile suspension system[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2008, 32(6): 81-83.
- [4] Issa M, Samn A. Passive vehicle suspension system optimization using Harris Hawk Optimization algorithm[J]. Mathematics and Computers in Simulation, 2022, 191: 328-345.
- [5] 李以农, 朱哲葳, 郑玲, 等. 基于路面识别的主动馈能悬架多目标控制与优化[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(2): 129-137.
Li Yinong, Zhu Zhewei, Zheng Ling, et al. Multi-objective control and optimization of active energy-regenerative suspension based on road recognition[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(2): 129-137.

- [6] 张丽霞, 李宁斐, 梁冠群, 等. 阻尼连续可调半主动悬架平滑天棚控制策略研究[J]. 噪声与振动控制, 2023, 43(2): 169-173.
Zhang Lixia, Li Ningfei, Liang Guanqun, et al. Research on smooth skyhook control strategy of semi-active suspension with continuously adjustable damping[J]. Noise and Vibration Control, 2023, 43(2): 169-173.
- [7] Wang Y S, Dong L, Chen Z Q, et al. Integrated skyhook vibration reduction control with active disturbance rejection decoupling for automotive semi-active suspension systems[J]. Nonlinear Dynamics, 2024, 112(8): 6215-6230.
- [8] Xie F W, Shi X W, Cao J X, et al. Research on damping contribution rate of key parameters of valve-controlled damping adjustable damper[J]. Frontiers in Energy Research, 2022, 10: 854529.
- [9] 李明. 汽车半主动悬架可变阻尼减振器的结构及阻尼性能研究[D]. 西安: 长安大学, 2015: 13-14.
Li Ming. Study on the damping and structural design of absorbers with changeable damping used on semi-active suspension[D]. Xi'an: Changan University, 2015: 13-14.
- [10] 金小飞. 摩托车倒置式前减振器设计仿真及性能试验[D]. 镇江: 江苏大学, 2021: 7-18.
Jin Xiaofei. Design simulation and performance test of motorcycle inverted front shock absorber[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2021: 7-18.
- [11] 王慧. 车载武器磁流变自适应悬架减振系统研究[D]. 太原: 中北大学, 2011: 9-10.
Wang Hui. Study of weapons vehicle MR adaptive suspension damping system[D]. Taiyuan: North University of China, 2011: 9-10.
- [12] Davari S, Galehdari S A, Atrian A. Design and analysis of graded open-cell aluminum foam shock absorber for helicopter seats during emergency landing conditions[J]. Journal of Stress Analysis, 2020, 4(2): 81-91.
- [13] Wu H D, Gong N, Yang J, et al. Investigation of a semi-active suspension system for high-speed trains based on magnetorheological isolator with negative stiffness characteristics[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2024, 208: 111085.
- [14] 梁子豪. 抗蛇行减振器动态特性仿真及其对动车组动力学性能影响研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2024: 5-6.
Liang Zihao. Simulation of dynamic characteristics of anti-yaw damper and its influence on dynamic performance of EMU[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2024: 5-6.
- [15] 臧庆一, 张忠洋, 江旭. 货车座椅阻尼可调减振器复原行程仿真试验研究[J]. 汽车实用技术, 2025, 50(1): 85-89.
Zang Qingyi, Zhang Zhongyang, Jiang Xu. Study on simulation test of recovery travel of adjustable damper for truck seat damping[J]. Automobile Applied Technology, 2025, 50(1): 85-89.
- [16] 范圣平, 李竞, 李林勇, 等. 含机械整流装置的电磁减振器阻尼特性分析[J]. 机械强度, 2024, 46(1): 9-16.
Fan Shengping, Li Jing, Li Linyong, et al. Damping property analysis of electromagnetic shock absorber with mechanical motion rectifier[J]. Journal of Mechanical Strength, 2024, 46(1): 9-16.
- [17] 邵俊捷, 雷蕾, 胡泽耀. 抗蛇行减振器不同性能状态的车辆动力学影响[J]. 机械强度, 2022, 44(2): 468-473.
Shao Junjie, Lei Lei, Hu Zeyao. Influence of different performance of anti-yaw damper on vehicle dynamics[J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(2): 468-473.
- [18] Tvrdi V, Podrug S, Jelaska D, et al. Regenerative hydraulic shock absorber for vehicle applications: prototype design[J]. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 2024, 46(1): 6323-6347.
- [19] 万快弟. CDC减振器阻尼特性研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2020: 67-71.
Wan Kuaidi. Research on damping characteristics of CDC shock absorber[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2020: 67-71.
- [20] 夏光, 陈无畏, 唐希雯, 等. 新型电磁阀式减振器的仿真与试验研究[J]. 汽车工程, 2012, 34(11): 999-1004.
Xia Guang, Chen Wuwei, Tang Xiwen, et al. Simulation and experimental study on novel solenoid-actuated shock absorber[J]. Automotive Engineering, 2012, 34(11): 999-1004.
- [21] Ren H B, Chen S Z, Zhao Y Z, et al. Observer-based hybrid control algorithm for semi-active suspension systems[J]. Journal of Central South University, 2016, 23(9): 2268-2275.
- [22] 谢方伟, 周锐, 王登帅, 等. 液压减振器用比例阀动态特性仿真研究[J]. 机床与液压, 2021, 49(1): 99-103.
Xie Fangwei, Zhou Rui, Wang Dengshuai, et al. Simulation study on dynamic characteristics of proportional valve used in hydraulic shock absorber[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2021, 49(1): 99-103.
- [23] 工业和信息化部. 汽车减振器性能要求及台架试验方法: QC/T 491-2018[S]. 北京: 科学技术文献出版社, 2018: 4-5.
Ministry of Industry and Information of the People's Republic of China. Automotive shock absorber performance requirements and bench test methods: QC/T 491-2018[S]. Beijing: Scientific and Technical Documents Publishing House, 2018: 4-5.
- [24] Buczkowski D, Zymelka S, Nowak G. Experimental and numerical studies on the development of hysteresis in a shock absorber with a shim disc valve[J]. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, 2022, 19(2): 9747-9758.
- [25] Ferhath A A, Kasi K. Orifice and fluid flow modifications for improved damping in vehicle suspensions: a comprehensive review[J]. Journal of Vibration Engineering & Technologies, 2024, 12(4): 6777-6808.
- [26] Li Y, Yang R. Dynamic characteristics analysis of shock absorber based on fluid simulation[J]. Vibroengineering Procedia, 2024, 56: 36-41.
- [27] 杨成龙, 孙付春, 黄尔宇, 等. 农用车辆悬架减振器流固耦合分析[J]. 中国农机化学报, 2017, 38(2): 57-62.
Yang Chenglong, Sun Fuchun, Huang Eryu, et al. Fluid-structure interface analysis of shock absorber for agricultural vehicle suspension[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2017, 38(2): 57-62.
- [28] Chen Q P, Shu H Y, Fang W Q, et al. Fluid structure interaction for

circulation valve of hydraulic shock absorber [J]. Journal of Central South University, 2013, 20(3): 648-654.
 [29] Chen Q P, Xu Z H, Wu M M, et al. Study on dynamic

characteristic analysis of vehicle shock absorbers based on bidirectional fluid-solid coupling [J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2021, 15(1): 426-436.

Design and research of the novel mono-tube double-piston damping adjustable shock absorber

Li Shengjie¹ Zhang Hangjia^{3,4,10,11} Deng Hu⁵ Tang Min⁸ Wang Jian⁸ Jiang Ruifeng⁵ Lin Tao⁹
 Lv Weijie⁶ Lu Minxian⁹ Yu Yang⁷ Zhang Jinning³ Zhang Guang^{2,3,4,10,11}

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering and Transportation, Shaoxing Vocational and Technical College, Shaoxing 312000, China)

(2. State Key Laboratory of Fluid Power and Mechatronic Systems, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

(3. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

(4. Institute of Taizhou, Zhejiang University of Technology, Taizhou 318001, China)

(5. XGM corporation Limited, Taizhou 317100, China)

(6. Zhejiang Zuansheng Technology Co., Ltd., Lishui 323000, China)

(7. School of Civil and Environmental Engineering, University of New South Wales, Sydney 2052, Australia)

(8. Taizhou Jinyu Mechanical and Electrical Co., Ltd., Taizhou 317100, China)

(9. Zhejiang Hongxin Technology Co., Ltd, Taizhou, 318020, China)

(10. Zhejiang Key Laboratory of High-Precision and Efficiency Hybrid Processing Technology and Equipment, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023, China)

(11. Key Laboratory of Special Purpose Equipment and Advanced Processing Technology, Ministry of Education, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023, China)

Abstract: [Objective] The fixed damping characteristics of traditional shock absorbers cannot meet the driving requirements of multiple road conditions. A novel mono-tube double-piston damping adjustable shock absorber was designed to solve the defects of insufficient damping force reserve and redundant external control valve structure in existing mono-tube shock absorbers, and to provide reference for the optimal design of off-road vehicle suspension shock absorbers. [Methods] Firstly, the mathematical models of damping force in compression and rebound strokes of the shock absorber were derived to provide a basis for quantitative analysis of damping characteristics. Secondly, a three-dimensional fluid model of the internal flow field of the shock absorber was established, and the flow field simulation was completed by using the standard k-ε model to obtain the simulation results of damping characteristics under different working conditions. Then, a special test platform for damping characteristics of the shock absorber was built, and the tests of indicator characteristics and velocity characteristics under different loading speeds and adjustment gears were completed. Finally, the simulation and test data were compared to verify the feasibility of the structural design. [Results] The results show that the simulation results are in good agreement with the test results, and the maximum relative error is 13.22%. In the compression stroke, the maximum dynamic range of damping force is 2.16 kN, and the peak output reaches 7.05 kN; in the rebound stroke, the maximum dynamic range of damping force is 2.57 kN, and the maximum output is 5.97 kN. The structure can realize wide-range step adjustment of damping force through the double-piston cooperative working mechanism and the built-in 4-gear regulating valve, and effectively improve the multi-working condition adaptability of the shock absorber.

Key words: Single-cylinder shock absorber; Adjustable damping shock absorber; Variable damping; Indicator characteristics; Velocity characteristics; Dynamic range

(编辑: 李凯阳)