

两级径向流蜿蜒式磁流变阀结构设计与动态性能分析

胡国良 钟芳 张海云 徐明

(华东交通大学载运工具与装备教育部重点实验室,南昌 330013)

摘要:设计了一种具有复杂液流通道结构的两级径向流蜿蜒式磁流变阀,其液流通道主要由2段圆环轴向流、4段圆盘径向流及3段中心小孔流组成。阐述了两级径向流蜿蜒式磁流变阀的工作原理,并推导了其压降数学模型。采用有限元法(FEM)对两级径向流蜿蜒式磁流变阀电磁场进行了建模仿真,分析了磁流变阀压降变化规律,仿真结果表明加载电流为0.8 A时压降为5.81 MPa。搭建了磁流变阀压降性能及响应特性测试实验台,对不同加载电流及不同模拟负载下的磁流变阀压降性能进行了实验分析,结果表明加载电流为0.8 A时压降可达5.77 MPa,与仿真结果基本相符。同时,对磁流变阀压力响应时间进行了测试分析,实验结果表明所设计的磁流变阀响应迅速,响应时间在3~7 ms之间;并且响应上升时间比下降时间短;负载对响应时间没有影响;激励电流越大,响应越快。

关键词:磁流变阀;两级径向流;蜿蜒式液流通道;结构设计;动态性能

中图分类号:TH137.5 文献标识码:A 文章编号:1000-1298(2016)10-0376-07

Structure Design and Dynamic Performance Analysis of Two-stage Radial Type Magnetorheological Valve with Meandering Fluid Flow Paths

Hu Guoliang Zhong Fang Zhang Haiyun Xu Ming

(Key Laboratory of Conveyance and Equipment, Ministry of Education,
East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: Magnetorheological (MR) valve is a kind of smart control mechanism that using magnetorheological fluid as the working fluid. The advantages of regulating pressure drop and fast response time make the valve have a promising application prospects in the field of vibration attenuating system. Such as, it can be used as a bypass valve to control the MR damper, which can be formed a MR valve controlled cylinder mechanism to apply in the vehicle suspension system. A two-stage radial type MR valve with meandering fluid flow paths was developed, the fluid flow paths consisted of two annular fluid flow channels, four radial fluid flow channels and three centric pipe fluid flow channels. The working principle of the proposed MR valve was expounded in detail, and the mathematical model of pressure drop was also derived based on the Bingham model. The electromagnetic field model of the MR valve was built up by using the finite element method. The changes of pressure drop under different applied currents were analyzed, the simulation results showed that the pressure drop was 5.81 MPa at applied current of 0.8 A. At the same time, the experimental test rig was set up to investigate the pressure drop and response time of the proposed MR valve under different applied currents and different loading cases, the experimental results showed that the pressure drop was 5.77 MPa at applied current of 0.8 A, which was accorded with the simulation results. The response time was also tested, and the test results indicated that the response time was between 3 ms and 7 ms; the results also showed that the rising response time was shorter than the falling response time. Furthermore, the response time was independent of the loading cases, and the bigger the applied current of the excitation coil was, the faster the response time was.

Key words: magnetorheological valve; two-stage radial flow; meandering fluid flow paths; structure design; dynamic performance

收稿日期:2016-04-21 修回日期:2016-05-20

基金项目:国家自然科学基金项目(51165005、51475165、11462004)和江西省自然科学基金项目(20151BAB206035)

作者简介:胡国良(1973—),男,教授,博士生导师,主要从事磁流变智能器件及结构、流体传动及控制研究,E-mail: gllu@ecjtu.edu.cn

引言

以液压油为工作介质的传统液压系统中,方向阀、流量阀及压力阀等控制阀常用来控制液压缸及液压马达等执行机构的运动方向及运动速度等,从而满足负载工况的实际需求。但这些控制阀工作时,其阀芯和阀体之间存在相对运动,从而导致控制阀结构复杂、加工要求高、体积大等不足,还存在控制难、响应慢、工作噪声大等缺陷^[1-3]。借助智能材料磁流变液的磁流变特性随外界磁场强度变化而瞬变的特点,以磁流变液为工作介质的磁流变阀能较好地解决这些不足^[4-5]。另外,由于磁流变阀的阀芯和阀体相对固定,只需控制激励电流,改变阻尼间隙处的磁感应强度,就可获得可控的进出口压降,操作方便且响应速度快。相比传统液压控制阀,磁流变阀机械结构简单,且运动平稳^[6]。

近年来,国内外学者对磁流变阀的研究主要集中在结构设计及参数优化两方面^[7-25]。如增加励磁线圈的数量,从单线圈激励变成双线圈激励;或者改变液流通道结构,从圆环式轴向流动变成圆盘式径向流动,从而达到提高磁流变阀压降的目的。但由于磁流变阀进出口压降较小(小于 2.5 MPa),上述研究中磁流变阀压降调节范围及响应性能并没有取得理想效果,所设计的磁流变阀只适用于低压小流量液压系统,从而限制了磁流变阀的工业应用。在前期研究基础上^[18-21],本文提出并设计一种两级径向流蜿蜒式磁流变阀,在不增加磁流变阀外形结构尺寸的前提下,通过延长有效液流通道阻尼长度来达到增加系统压降的目的。同时通过理论计算、电磁场仿真及实验分析验证所设计的磁流变阀的合理性。

1 工作原理及结构

磁流变阀性能与其液流通道结构布置密切相关。设计时,首先应使外加磁场磁力线方向垂直通过液流通道,这样磁流变液所受剪切应力最大,磁流变效应最好;其次,应尽可能延长有效阻尼间隙通道以增大磁流变阀压降可调范围;最后应选择合适的阻尼间隙。基于此,在传统单级圆盘径向流磁流变阀结构基础上,通过串联两个单级圆盘径向流阀芯结构,构成两级圆盘径向流阀芯结构,并辅助相应的定位盘,形成如图 1 所示的两级径向流蜿蜒式磁流变阀。这种结构设计可有效增加阻尼间隙通道长度,同时又保证磁力线能垂直通过液流通道。此外,为防止出现堵塞问题但又不影响磁流变效应,该磁流变阀径向圆盘阻尼通道宽度设计为 1 mm,圆环轴

向流间隙为 2 mm,中心小孔直径为 4 mm。

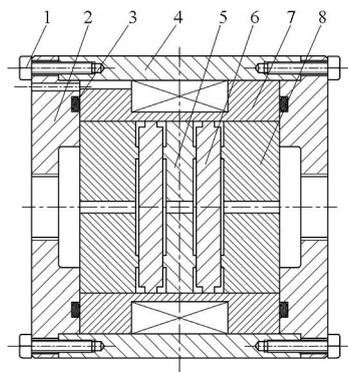


图 1 两级径向流蜿蜒式磁流变阀结构原理简图

Fig. 1 Schematic diagram of two-stage radial type MR valve

1. 螺钉 2. 端盖 3. 密封圈 4. 阀体 5. 定位盘 I 6. 阻尼圆盘 7. 绕线架 8. 定位盘 II

如图 1 所示,该磁流变阀绕线架上加工有绕线槽及退线槽,绕线架与阀体过渡配合;励磁线圈缠绕于绕线槽中,并经由退线槽从端盖上引出。定位盘 I 两侧端面上分别设计有对称的 4 个定位小凸台,可起到轴向定位作用。两个阻尼圆盘的圆周表面设计有 4 个均匀分布的周向定位小凸台。两个定位盘 II 侧面设计有对称的 4 个定位小凸台进行轴向定位。定位盘 I、阻尼圆盘、定位盘 II 和绕线架之间围成的区域构成两级径向流蜿蜒式磁流变阀的液流通道。该液流通道内磁流变液的流动由圆盘径向流、圆环轴向流和中心小孔流 3 种流动形式共同组成。磁流变液在定位盘和阻尼圆盘之间形成的 4 段径向流阻尼间隙内流动,有效增大了阻尼间隙长度,同时径向工作段的液流通道完全垂直于外加磁场方向,这也充分利用了磁力线走向。通过改变施加电流来控制阻尼间隙内部磁感应强度,进而改变剪切应力,可实现对压降的无级可调。

2 压降数学模型

由图 1 可知,两级径向流蜿蜒式磁流变阀液流通道由 3 个中心小孔流、2 个圆环轴向流和 4 个圆盘径向流共同组成。按照磁流变液在阀体内流动形式的不同,同时根据结构对称性将其液流通道划分为 9 个区域,各区域划分及压降分布如图 2 所示。

根据液流方向是否与磁力线垂直来划分,磁流变液在区域 I、区域 V 和区域 IX 中为牛顿流体中心小孔型流动;在区域 II、区域 IV、区域 VI 和区域 VIII 中为非牛顿流体圆盘型流动;在区域 III 和区域 VII 中为牛顿流体圆环型流动。因此,区域 I、区域 V 和区域 IX 中的中心小孔流的压降 Δp_1 、 Δp_5 和 Δp_9 仅由粘滞压降组成;区域 III 和区域 VII 中圆环轴向流的压降 Δp_3 和 Δp_7 也仅由粘滞压降组成;而区域 II、区域 IV、

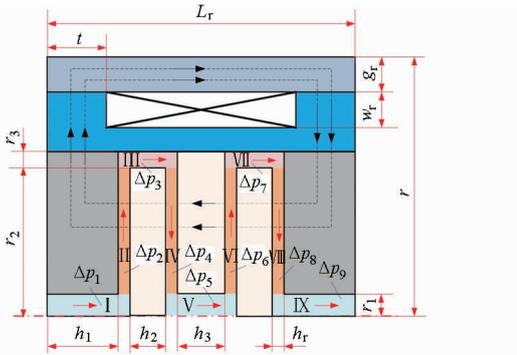


图2 两级径向流蜿蜒式磁流变阀压降分布及区域划分

Fig. 2 Pressure drop distribution and gap zones of two-stage radial type MR valve

区域Ⅵ和区域Ⅲ中圆盘径向流的压降 Δp_2 、 Δp_4 、 Δp_6 和 Δp_8 则分别由粘滞压降和屈服压降两部分组成, 因为这 2 个区域的磁流变液流动方向与磁力线垂直。因此, 两级径向流蜿蜒式磁流变阀压降 Δp 可表示为

$$\begin{aligned} \Delta p = & \Delta p_1 + \Delta p_2 + \\ & \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 + \Delta p_6 + \Delta p_7 + \Delta p_8 + \Delta p_9 = \\ & \Delta p_{1\eta} + \Delta p_{2\eta} + \Delta p_{2\tau} + \Delta p_{3\eta} + \Delta p_{4\eta} + \Delta p_{4\tau} + \\ & \Delta p_{5\eta} + \Delta p_{6\eta} + \Delta p_{6\tau} + \Delta p_{7\eta} + \Delta p_{8\eta} + \Delta p_{8\tau} + \Delta p_{9\eta} \end{aligned} \quad (1)$$

式中 Δp ——两级径向流蜿蜒式磁流变阀总压降
 $\Delta p_{1\eta} \sim \Delta p_{9\eta}$ ——区域 I、II、III、IV、V、VI、VII、VIII 和 IX 内的粘滞压降
 $\Delta p_{2\tau}$ 、 $\Delta p_{4\tau}$ 、 $\Delta p_{6\tau}$ 、 $\Delta p_{8\tau}$ ——区域 II、IV、VI 和 VIII 内的屈服压降

区域 I、区域 V 和区域 IX 为等径中心小孔, 磁流变液在该水平圆管内作层流流动, 其粘滞压降^[11]为

$$\Delta p_{1\eta} = \Delta p_{9\eta} = \frac{8\eta h_1}{\pi r_1^4} q \quad (2)$$

$$\Delta p_{5\eta} = \frac{8\eta h_3}{\pi r_1^4} q \quad (3)$$

式中 q ——系统体积流量
 η ——零场粘度 r_1 ——水平圆管半径
 h_1 ——定位盘 II 厚度
 h_3 ——定位盘 I 厚度

磁流变液在区域 III 和 VII, 即绕线架和阻尼圆盘围成的圆环形间隙流动时, 由于磁力线与液流方向同向, 故区域 III 和 VII 处的压降也仅由粘滞压降组成, 其粘滞压降可表示^[19]为

$$\Delta p_{3\eta} = \Delta p_{7\eta} = \frac{6\eta(h_2 + 2h_r)}{\pi r_2^3 r_3} q \quad (4)$$

式中 r_2 ——阻尼圆盘半径
 r_3 ——区域 III 和 VII 处圆环流阻尼间隙宽度

h_2 ——阻尼圆盘厚度

h_r ——圆盘径向流阻尼间隙宽度

由于区域 II、IV、VI 和 VIII 内圆盘径向流动阻尼间隙处的磁力线与液流方向垂直, 这 4 个区域的压降则分别由粘滞压降和屈服压降两部分组成。其中粘滞压降可表示为

$$\Delta p_{2\eta} = \Delta p_{4\eta} = \Delta p_{6\eta} = \Delta p_{8\eta} = \frac{6\eta q}{\pi h_r^3} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (5)$$

屈服压降可表示为

$$\Delta p_{2\tau} = \Delta p_{4\tau} = \Delta p_{6\tau} = \Delta p_{8\tau} = \frac{c(r_2 - r_1)}{h_r} \tau_y \quad (6)$$

式中 τ_y ——动态剪切屈服应力

c ——修正系数, 取 2 ~ 3

将式(2) ~ (6) 代入式(1) 中, 可得到两级径向流蜿蜒式磁流变阀的压降 Δp 为

$$\begin{aligned} \Delta p = & \frac{8\eta(2h_1 + h_3)q}{\pi r_1^4} + \frac{12\eta(h_2 + 2h_r)q}{\pi r_2^3 r_3} + \\ & \frac{24\eta q}{\pi h_r^3} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{4c(r_2 - r_1)}{h_r} \tau_y \end{aligned} \quad (7)$$

3 电磁场仿真分析

3.1 磁流变液工作特性

两级径向流蜿蜒式磁流变阀工作介质磁流变液选用重庆材料研究所生产的 MRF-J01T 型磁流变液。该磁流变液相关性能指标如表 1 所示, 其零场粘度为 0.8 Pa·s, 剪切应力大于 50 kPa。

表 1 MRF-J01T 型磁流变液相关性能指标

Tab. 1 Performance index of MR fluid with MRF-J01T

参数	数值
密度 $\rho / (\text{g} \cdot \text{cm}^{-3})$	2.65
零场粘度 $\eta / (\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.8
(剪切应变率 $\gamma = 10 \text{ s}^{-1}$, 20°C)	
剪切应力 $\tau_y / \text{kPa} (B = 0.5 \text{ T})$	> 50
磁化性能 $M_s / (\text{kA} \cdot \text{m}^{-1})$	379.64
使用温度 $T / ^\circ\text{C}$	-40 ~ 130

由磁流变液的工作模式可知, 磁流变液在发生流变效应时, 外界环境中存在较强的磁场。因此磁流变液的磁场特性对于磁流变阀的设计至关重要。图 3 所示为磁流变液的磁场特性曲线, 由图可知, 磁场强度 H 增大时, 磁感应强度 B 也增大; 磁流变液在出现剪切应力饱和前其相对磁导率大于 2.5; 另外, 外加磁感应强度 B 从 0 增加到 0.5 T 时, 剪切屈服应力 τ_y 从 0 开始一直增大, 0.5 T 时剪切应力接近于 69 kPa。

应用最小二乘法对图 3c 中 $\tau_y - B$ 曲线进行三

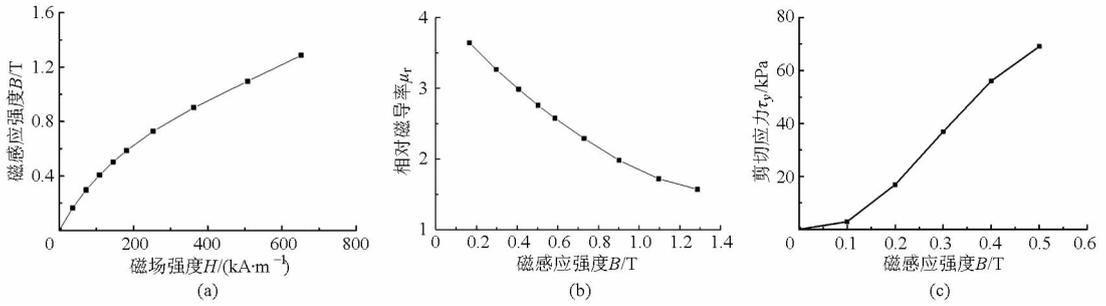


图 3 MRF-J01T 型磁流变液的磁场特性曲线

Fig. 3 Magnetic property curves of MRF-J01T type MR fluid

次多项式拟合,可得到剪切屈服应力 τ_y 与阻尼间隙处磁感应强度 B 之间的关系

$$\tau_y = a_3 B^3 + a_2 B^2 + a_1 B + a_0 \quad (8)$$

式中, $a_3 = -984.2742 \text{ kPa/T}^3$, $a_2 = 865.3901 \text{ kPa/T}^2$, $a_1 = -48.4644 \text{ kPa/T}$, $a_0 = 0.0182 \text{ kPa}$ 。

3.2 压降性能仿真分析

为了直观了解两级径向流蜿蜒式磁流变阀的压降性能,采用有限元仿真软件 ANSYS 电磁场模块建立如图 4 所示的有限元模型。考虑到两级径向流蜿蜒式磁流变阀截面均为规则的轴对称图形,在不影响仿真精度的前提下,取截面的 1/2 作为仿真对象,以减少计算量。其中有限元模型主要由阀体、励磁线圈、绕线架、定位盘 I、定位盘 II、阀芯及阻尼间隙组成。

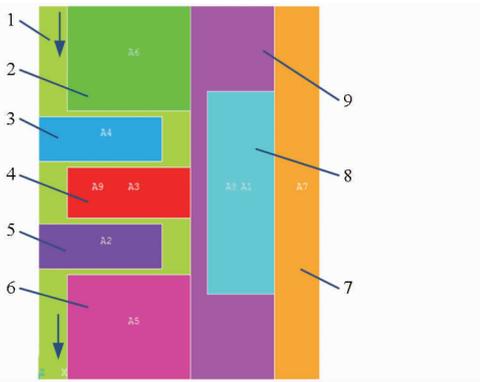


图 4 两级径向流蜿蜒式磁流变阀有限元模型

Fig. 4 Finite element model of two-stage radial type MR valve

- 1. 阻尼间隙 2、6. 定位盘 II 3、5. 阻尼圆盘 4. 定位盘 I
- 7. 阀体 8. 励磁线圈 9. 绕线架

图 5 所示为加载电流等于 1.0 A 时的两级径向流蜿蜒式磁流变阀磁力线分布。由图可观察到该磁流变阀的磁力线绝大部分都垂直穿过径向阻尼间隙,但也有一小部分没有通过径向阻尼间隙而是直接从绕线架处形成磁场回路,这是由于绕线架与阀芯选用的材料都是 10 号钢,其导磁性能优于磁流变液,使得绕线架与阀芯的磁阻小于阻尼间隙处的磁阻。另外,在圆盘径向液流通道中定义了如图所示

的 4 个路径 S1、S2、S3 和 S4,其走向如图 5 中箭头所示。

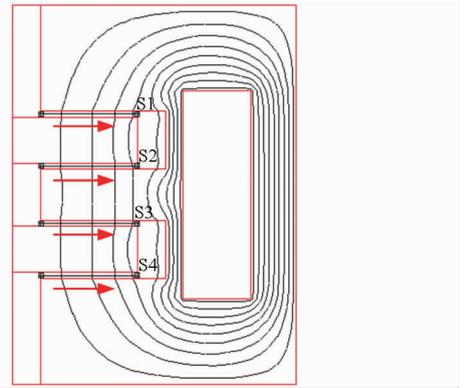


图 5 磁流变阀磁力线分布

Fig. 5 Magnetic flux line distribution of two-stage radial type MR valve

图 6 所示为加载电流等于 1.0 A 时的两级径向流蜿蜒式磁流变阀阻尼间隙处的磁感应强度沿定义路径的变化。由图可知,4 条定义路径 S1、S2、S3 和 S4 中的磁感应强度分布基本相同,且磁感应强度均集中于各相应路径的中间区域段,并向路径两端逐渐减弱,这从另一方面也反映出整个磁路导磁性能良好。

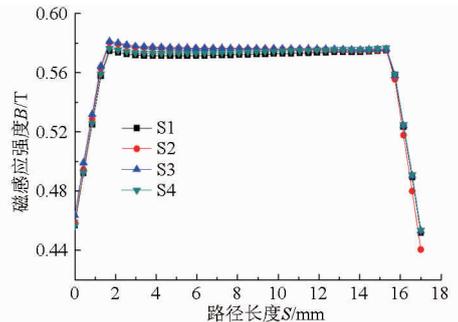


图 6 磁流变阀磁感应强度随路径的变化

Fig. 6 Magnetic flux density change along with defined paths

为了更精确地表述阻尼间隙内的磁感应强度 B 随电流的变化规律,从而分析阻尼间隙处的压力变化,提出一种平均磁感应强度 \bar{B} ,即把阻尼间隙内各点的磁感应强度 B 对路径 l 的积分再除以整个路径长度,其表达式为

$$\bar{B} = \frac{\int B(l) dl}{l} \quad (9)$$

式中 l ——液流方向的位移

取路径中相应 40 个点作为观察对象,加载电流为 1.0 A 时 4 条定义路径 S1、S2、S3、S4 中的平均磁感应强度分别为 0.568 7 T、0.576 1 T、0.576 5 T 和 0.569 2 T。在磁场作用下,4 个圆盘径向液流通道中产生的平均磁感应强度基本相等。因此可任意选择其中一个径向液流通道中的平均磁感应强度来分析磁流变阀的压力变化。

图 7 所示为两级径向流蜿蜒式磁流变阀有效阻尼间隙内平均磁感应强度及压降与电流的关系曲线。由图可知,阻尼间隙内的平均磁感应强度随加载电流的增大而增大,这是因为随着励磁电流的增大,磁场回路中的励磁电动势增大,其平均磁感应强度将增大。在加载电流为 1.0 A 时,有效阻尼间隙内的平均磁感应强度能达到 0.576 T。另外,磁流变阀压降也随电流增大而增大,在 0.8 A 加载电流下,磁流变阀压降为 5.81 MPa;而在 1.0 A 加载电流下,磁流变阀压降为 6.70 MPa。

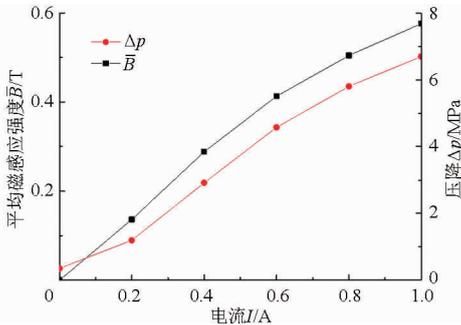


图 7 平均磁感应强度及压降随电流变化曲线

Fig. 7 Average magnetic flux density and pressure drop in resistance gaps under applied direct current

4 压降性能及响应特性实验分析

4.1 磁流变阀样机及性能测试系统

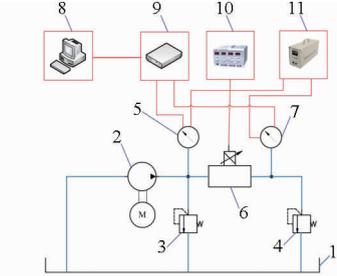
在理论分析及结构设计基础上,加工了图 8 所示的两级径向流蜿蜒式磁流变阀。图 9 所示为搭建好的两级径向流蜿蜒式磁流变阀压降性能及响应特性测试系统,图 9a 为测试系统原理简图,图 9b 为测试系统实验台。该测试系统由液压驱动系统和 LabVIEW 控制检测系统两部分组成。其中,液压驱动系统中的动力单元由电机驱动齿轮式定量泵组成;溢流阀 I 作为安全阀,连接于齿轮泵和待检测的磁流变阀进口之间;溢流阀 II 则为测试系统提供模拟负载,连接于待检测的磁流变阀出口和油箱回油口之间;液压驱动系统中各元件主要参数及型号如表 2 所示。



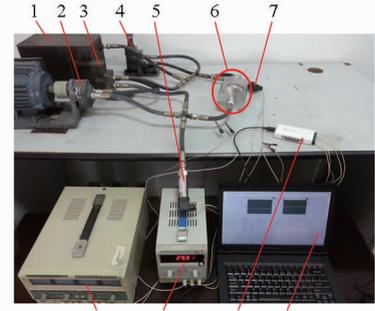
(a) 主要元器件 (b) 装配图

图 8 两级径向流磁流变阀实物图

Fig. 8 Prototyping of two-stage radial type MR valve



(a) 测试系统原理图



(b) 测试实验台

图 9 磁流变阀压降性能及响应性能测试系统

Fig. 9 Experimental test system of pressure drop and response time of two-stage radial type MR valve

1. 油箱
2. 定量泵
3. 溢流阀 I
4. 溢流阀 II
5. 压力传感器 I
6. 磁流变阀
7. 压力传感器 II
8. 主机
9. 采集卡
10. 电源 I
11. 电源 II

表 2 测试系统主要液压元器件型号及参数

Tab. 2 Main hydraulic components and parameters

元件	型号	参数
电机	Y280M2-4	转速 1 390 r/min; 功率 0.75 kW
齿轮泵	CBW-B4	转速 1 450 r/min; 额定压力 2.5 MPa; 流量 4 L/min
溢流阀 I	Y2-Ha10	压力 31.5 MPa; 流量 40 L/min
溢流阀 II	Y2-Ha10	压力 31.5 MPa; 流量 40 L/min

LabVIEW 控制检测系统主要由压力传感器、采集卡、计算机和电源构成。其中,电源 I 给磁流变阀中的励磁线圈供电,电源 II 分别给压力传感器 I 和 II 供电;压力传感器 I 用来检测磁流变阀进口处压力,压力传感器 II 用来检测磁流变阀出口处压力;数据采集卡实时采集压力传感器 I 和 II 检测得的压力数据,同时将采集的压力数据传输到主机控制界面。

4.2 压降性能实验分析

实验时,通过手动调节电源 I 及溢流阀 II 的旋

钮,可获得不同加载电流及不同负载工况下的径向流磁流变阀进口压力及出口压力,进而得到所需的压降。实验中负载 1 为溢流阀 II 的旋钮在初始状态顺时针方向旋转 1 周的工况;负载 2 为溢流阀 II 的旋钮顺时针方向旋转 2 周的工况;负载 3 为溢流阀 II 的旋钮顺时针方向旋转 3 周的工况。

图 10 所示为负载工况 1 下的径向流磁流变阀进口压力、出口压力及压降随电流的变化曲线。从图 10 可看出,随着加载电流的增加,进口压力和压降也随之增大,但出口压力基本保持不变。当电流为 0.8 A 时,进出口压差达到 5.77 MPa,且呈现出逐渐上升趋势,这说明该两级径向流蜿蜒式磁流变阀压降性能优越,可调范围广。

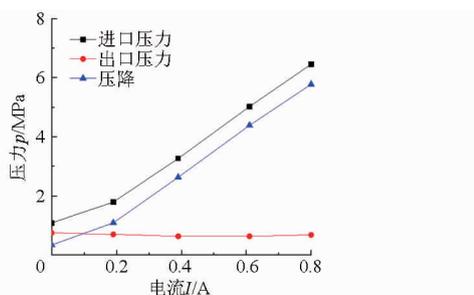


图 10 负载工况 1 下的径向流磁流变阀压力变化

Fig. 10 Pressure changes with applied direct current at load case 1

图 11 所示为两级径向流蜿蜒式磁流变阀在不同负载下的压降变化曲线,图中 3 种负载工况下的压降曲线基本重合,可见模拟负载对压降不会产生很大影响,也进一步说明了磁流变阀的压降性能稳定。这种压降不随负载变化的特性使得磁流变阀可作为主动控制元件用于控制执行机构在高频响范围内作相应运动。例如,两级径向流蜿蜒式磁流变阀可作为旁通阀用于控制阻尼器,构成旁通式磁流变阀控阻尼器。这种阻尼器结构由于外置磁流变阀,可有效增大阻尼器活塞杆两端的压力差,扩大阻尼力可调范围,从而使得阻尼器适用于不同阻尼工况的减振抗震应用场合。比如,这种旁通式磁流变阀控阻尼器可安装在车辆座椅悬架上,从而提高驾驶员的乘坐舒适性,达到满足高速和低速等不同路面工况驾驶要求的目的。

图 12 所示为两级径向流蜿蜒式磁流变阀仿真压降和实验压降对比。采用 FEM 仿真方法得到的压降随电流变化趋势与实验压降随电流变化趋势一致,从一定程度上反映了仿真方法对实验测试的指导意义。另外,在同一加载电流下,实验测得的压降较 FEM 方法得到的仿真压降小些。分析原因主要在于工作介质磁流变液存在剪切增稠效应,而仿真过程中采用的宾汉姆流体模型则忽略了这种效应;

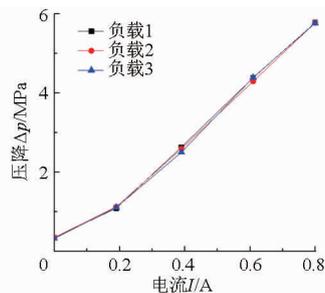


图 11 不同负载工况下的径向流磁流变阀压降变化

Fig. 11 Pressure drop changes with applied direct current at different load cases

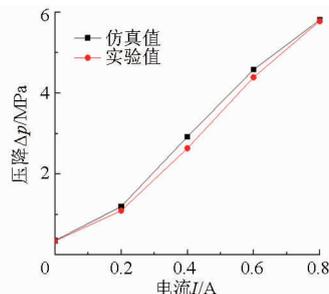


图 12 径向流磁流变阀仿真和实验压降对比

Fig. 12 Comparison of pressure drop with applied direct current at different load cases

另外在施加电流过程中,磁流变液由单链结构集聚成柱状结构时,会使得仿真过程中的饱和屈服应力大于实验条件下的饱和屈服应力。

4.3 响应特性实验分析

图 13 所示为负载 1 工况下施加激励及撤去激励实验过程中压降响应变化,此时激励电流 $I = 0.2$ A。由图 13 可知,该工况下的磁流变阀上升时间为 3 ms,下降时间为 6 ms,上升时间比下降时间短。

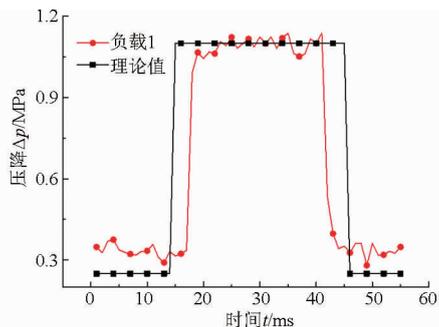


图 13 负载 1 工况下的压降响应 ($I = 0.2$ A)

Fig. 13 Response time of pressure drop under condition of load case 1 at applied current of 0.2 A

图 14 所示为负载 1 工况下施加不同加载电流时的磁流变阀压降响应过程。从图中可看出,电流越大,压差响应越迅速;同时,压降响应上升时间比下降时间短,且均在 3~7 ms 范围内。

图 15 所示为不同负载工况下的磁流变阀压降响应过程,此次实验加载电流均为 0.4 A。从图中可观察到不同负载工况下的压降响应速度基本接

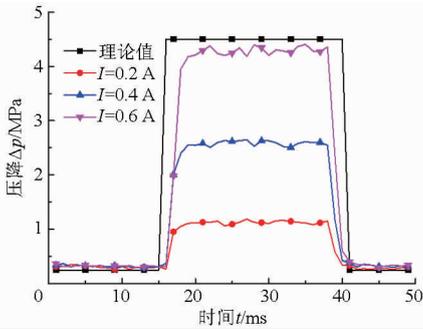


图14 不同加载电流下的压降响应对比

Fig. 14 Response time of pressure drop under different applied currents at load case 1

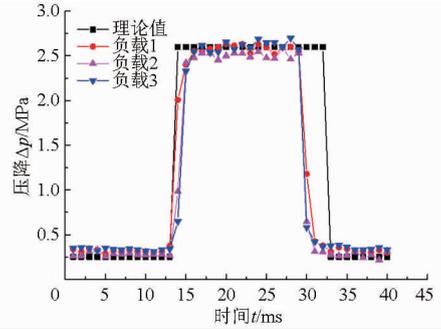
图15 不同负载工况下的压降响应对比($I=0.4\text{ A}$)

Fig. 15 Response of pressure drop under different load cases at applied current of 0.4 A

近,均在3~7 ms范围内;同时上升时间也比下降时间短。

5 结论

(1)提出并设计了一种具有复杂液流通道结构的两级径向流蜿蜒式磁流变阀,并推导了其压降数学模型。同时采用有限元法对其电磁场进行了建模仿真,仿真结果表明加载电流为0.8 A时压降为5.81 MPa。

(2)对不同加载电流下的磁流变阀压降性能进行了实验分析,结果表明加载电流为0.8 A时的压

降可达5.77 MPa,与仿真结果基本相符。

(3)分析了不同模拟负载下的磁流变阀压降性能,结果表明外加负载对磁流变阀压降基本无影响。这种压降不随负载变化可使磁流变阀用于控制执行机构在高频响范围内作相应运动,也可作为旁通阀控制阻尼器工作在各种减振抗震应用场合。

(4)对磁流变阀压力响应时间进行了测试分析,实验结果表明所设计的磁流变阀响应迅速,响应时间基本上在3~7 ms之间。另外,响应上升时间比下降时间短;负载对响应时间没有影响;并且激励电流越大,响应越快。

参 考 文 献

- 1 MAN Z, DING F, DING C, et al. Hydraulic impulse-testing system with pressure difference feedback from a second-stage valve [J]. *Journal of Aerospace Engineering*, 2015, 28(6): 04015004.
- 2 XIE H, LIU J, HU L, et al. Design of pilot-assisted load control valve for proportional flow control and fast opening performance based on dynamics modeling [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2015, 235: 95–104.
- 3 WU D, LI S, WU P. CFD simulation of flow-pressure characteristics of a pressure control valve for automotive fuel supply system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 101: 658–665.
- 4 ASHTIANI M, HASHEMABADI S H, GHAFARI A. A review on the magnetorheological fluid preparation and stabilization [J]. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2015, 374: 716–730.
- 5 MUZAKKIR S M, HIRANI H. A magnetorheological fluid based design of variable valve timing system for internal combustion engine using axiomatic design [J]. *International Journal of Current Engineering Research*, 2015, 5(2): 603–612.
- 6 ABD FATAH A Y, MAZLAN S A, KOGA T, et al. A review of design and modeling of magnetorheological valve [J]. *International Journal of Modern Physics B*, 2015, 29(4): 1530004.
- 7 WANG D H, AI H X, LIAO W H. A magnetorheological valve with both annular and radial fluid flow resistance gaps [J]. *Smart Materials and Structures*, 2009, 18(11): 115001.
- 8 赵灿, 刘丹丹, 汤春瑞. 一种非直线液流通道的磁流变阀: 中国, 200810065763.9 [P]. 2010-06-02.
ZHAO Can, LIU Dandan, TANG Chunrui. A magnetorheological valve with a non-linear flow path: CN, ZL 200810065763.9 [P]. 2010-06-02. (in Chinese)
- 9 赵灿, 刘丹丹, 汤春瑞. 一种螺旋液流通道的磁流变阀: 中国, 200810065316.3 [P]. 2010-02-03.
ZHAO Can, LIU Dandan, TANG Chunrui. A magnetorheological valve with a spiral flow path: CN, ZL 200810065763.9 [P]. 2010-02-03. (in Chinese)
- 10 SALLOOM M Y, SAMAD Z. Magneto-rheological directional control valve [J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2012, 58(1–4): 279–292.
- 11 SALLOOM M Y, SAMAD Z. Design and modeling magnetorheological directional control valve [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2012, 23(2): 155–167.
- 12 SALLOOM M Y. Intelligent magneto-rheological fluid directional control valve [J]. *International Journal of Innovation, Management and Technology*, 2013, 4(4): 406–409.

- interpolation method [J]. Proc IMech E, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2013, 227(4):771-778.
- 11 杜柳青, 周武. 基于图形识别的数控机床误差溯源方法[J]. 农业机械学报, 2015, 46(10): 391-396.
DU Liuqing, ZHOU Wu. Method for machine tool's motion error abduction based on graphic recognition [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(10): 391-396. (in Chinese)
- 12 TSUTSUMI M, SAITO A. Identification and compensation of systematic deviations particular to 5-axis machining centers [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2003, 43(8): 771-780.
- 13 余文利, 付国强, 孙磊, 等. 数控加工中心空间误差场建模与仿真软件开发[J]. 农业机械学报, 2016, 47(4):382-390.
YU Wenli, FU Guoqiang, SUN Lei, et al. Error field modeling and simulation software developing for CNC machining center [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(4):382-390. (in Chinese)
- 14 CHEN G, LIANG Y, SUN Y, et al. Volumetric error modeling and sensitivity analysis for designing a five-axis ultra-precision machine tool [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2013, 68(9-12): 2525-2534.
- 15 程强, 刘广博, 刘志峰, 等. 基于敏感度分析的机床关键性几何误差源识别方法[J]. 机械工程学报, 2012, 48(7): 171-179.
CHENG Q, LIU G B, LIU Z F, et al. An identification approach for key geometric error sources of machine tool based on sensitivity analysis [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(7): 171-179. (in Chinese)
- 16 韩飞飞, 赵继, 张雷, 等. 数控机床几何精度综合解析与实验研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(21):141-148.
- 17 余治民, 刘子建, 艾彦迪, 等. 大型数控龙门导轨磨床几何误差建模与基于可靠性理论的精度分配[J]. 机械工程学报, 2013, 49(17): 142-151.
YU Zhimin, LIU Zijian, AI Yandi, et al. Geometric error model and precision distribution based on reliability theory for large CNC gantry guideway grinder [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(17):142-151. (in Chinese)
- 18 高猛, 李铁民, 尹文生, 等. 一种基于相关性分析的并联机床标定方法[J]. 机械工程学报, 2005, 41(1): 88-92.
- 19 CHEN J S. Computer-aided accuracy enhancement for multi-axis CNC machine tool [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1995, 35(4):593-605.
- 20 FENG B, ZHANG D, YANG J, et al. A novel time-varying friction compensation method for servomechanism [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2015(2015):1-16.
- 21 粟时平, 李圣怡, 王贵林. 基于空间误差模型的加工中心几何误差辨识方法[J]. 机械工程学报, 2002, 38(7): 121-125.
- 22 ISO 230-4 Test code for machine tools-part 4: circular tests for numerically controlled machine tools [S]. 2005.
-

(上接第 382 页)

- 13 ICHWAN B, MAZLAN S A, IMADUDDIN F, et al. Development of a modular MR valve using meandering flow path structure [J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(3): 037001.
- 14 IMADUDDIN F, MAZLAN S A, ZAMZURI H, et al. Testing and parametric modeling of magnetorheological valve with meandering flow path [J]. Nonlinear Dynamics, 2016, 85(1): 287-302.
- 15 FATAH A, YASSER A, MAZLAN S A, et al. Design of magnetorheological valve using serpentine flux path method [J]. International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics, 2016, 50(1): 29-44.
- 16 IMADUDDIN F, MAZLAN S A, ZAMZURI H, et al. Design and performance analysis of a compact magnetorheological valve with multiple annular and radial gaps [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2015, 26(9): 1038-1049.
- 17 IMADUDDIN F, MAZLAN S A, RAHMAN M A A, et al. A high performance magnetorheological valve with a meandering flow path [J]. Smart Materials and Structures, 2014, 23(6): 1-11.
- 18 HU G, LONG M, HUANG M, et al. Design, analysis, prototyping, and experimental evaluation of an efficient double coil magnetorheological valve [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2014, 6: 403410.
- 19 HU G, LONG M, YU L, et al. Design and performance evaluation of a novel magnetorheological valve with a tunable resistance gap [J]. Smart Materials and Structures, 2014, 23(12): 127001.
- 20 胡国良, 李海燕, 张海云. 圆环流磁流变阀压降性能分析与试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47(3): 381-388.
HU Guoliang, LI Haiyan, ZHANG Haiyun. Performance analysis and experimental tests of pressure drop of annular type magnetorheological valve [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(3): 381-388. (in Chinese)
- 21 胡国良, 李海燕, 李卫华. 径向流和圆环流磁流变阀压降性能对比与试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47(4): 364-371, 405.
HU Guoliang, LI Haiyan, LI Weihua. Comparison and experiment of pressure drop of radial and annular type magnetorheological valves [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(4): 364-371, 405. (in Chinese)
- 22 NGUYEN Q H, HAN Y M, CHOI S B, et al. Geometry optimization of MR valves constrained in a specific volume using the finite element method [J]. Smart Materials and Structures, 2007, 16(6): 2242-2252.
- 23 NGUYEN Q H, CHOI S B, WERELEY N M. Optimal design of magnetorheological valves via a finite element method considering control energy and a time constant [J]. Smart Materials and Structures, 2008, 17(2): 1-12.
- 24 NGUYEN Q H, CHOI S B, LEE Y S, et al. An analytical method for optimal design of MR valve structures [J]. Smart Materials and Structures, 2009, 18(9): 1088-1100.
- 25 NGUYEN Q H, CHOI S B, LEE Y S, et al. Optimal design of high damping force engine mount featuring MR valve structure with both annular and radial flow paths [J]. Smart Materials and Structures, 2013, 22(11): 115024.