doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.09.052

磁场结构对径向流磁流变阀动态性能的影响

胡国良　钟　芳

(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: 针对不隔磁径向流磁流变阀磁力线只在径向阻尼间隙中垂直分布导致压降小的不足,提出并设计了一种隔磁径向流磁流变阀。通过设置隔磁零件来改变磁场结构,使磁力线形成蜿蜒式走向而被引导到不隔磁径向流磁流变阀中未被利用的轴向阻尼间隙,从而增加磁流变阀中产生磁流变效应的工作区域,在不增大阀尺寸前提下实现增加液流通道有效阻尼长度的目的。采用有限元法对外形尺寸和液流通道结构完全相同的不隔磁和隔磁磁流变阀进行建模仿真分析,以观察磁流变阀隔磁和不隔磁结构对磁力线路径和磁感应强度分布规律的影响。同时在动态性能测试平台上对不隔磁和隔磁径向流磁流变阀压降及响应性能进行试验测试对比。仿真和试验结果均表明:隔磁径向流磁流变阀由于设置了隔磁零件,可使磁力线在轴向和径向阻尼间隙中均匀分布,使其压降比不隔磁磁流变阀的压降大。另外,由于轴向阻尼间隙受到磁场的作用,隔磁磁流变阀具有更大的上升响应时间。

关键词: 隔磁径向流磁流变阀; 不隔磁径向流磁流变阀; 有限元分析; 压降; 响应

中图分类号: TH137.5　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2017)09-0411-10

Influence of Magnetic Field Structure on Dynamic Performance of Radial Magnetorheological Valve

HU Guoliang　ZHONG Fang

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

Abstract: Magnetorheological valve is one of the basic ways to apply and accommodate the MR fluid into most of hydraulic applications. A novel magnetic isolation radial MR valve which the magnetic flux was guided into the annular gap was proposed by changing the material properties of the typical single radial type MR valve. Compared with the magnetic field lines distributed only in the radial flow path of the non-magnetic radial MR valve, the magnetic isolation radial MR valve increased the effective annular region of the valve by changing magnetic field structure and without having to increase the valve dimension. The finite element method (FEM) was used to investigate the effects of magnetic field structure on pressure drop change in the non-magnetic and magnetic isolation radial MR valves under the same geometry conditions and the same flow path. The experimental test rig was set up to validate the simulation results, the simulation and experimental results showed that the pressure drop of the magnetic isolation radial MR valve can be increased by changing the material properties to twist and weave the magnetic flux into unexposed region to the magnetic field, which was superior to that of non-magnetic radial MR valve. In addition, due to the annular flow path was affected by the magnetic field, the magnetic isolation radial MR valve had greater rise response time.

Key words: magnetic isolation radial MR valve; non-magnetic radial MR valve; finite element analysis; pressure drop; response

引言

自 1948 年 RABINOW[1] 首次在磁性离合器中引入磁流变液工作介质以来,作为智能流体的典型代表,磁流变液由于可在磁场控制下具有快速响应的流变特性而受到广泛关注。磁流变阀作为利用其流变特性制成的控制器件,可用作阻尼器[2-5]、减振器[6-7]和致动器[8-11]等元件的核心部件。

收稿日期: 2017-06-11　修回日期: 2017-07-01

基金项目: 国家自然科学基金项目(51765016、51475165、11462004)、江西省主要学科学术和技术带头人计划项目(20162BCB22019)和江西省创新驱动 5511 科技创新人才项目(20165BCB18011)

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: glhu@ecjtu.edu.cn

磁流变阀工作时,有效阻尼间隙中的磁力线方向垂直于磁流变液走向。提高磁流变阀压降的常见方式是通过增加磁流变液有效阻尼间隙中产生的剪切屈服应力,因此增大磁场可增强磁流变液的屈服应力[12]。增大磁场强度的方式主要有 2 种:一是通过增加激励线圈的尺寸或数量,但导致磁流变阀外形尺寸增大[13];二是通过减小阻尼间隙的厚度[14],但油膜效应使得阻尼间隙厚度过小时易堵塞。此外,磁流变液的屈服应力在磁场强度达到一定值后就会饱和,因此不断增加阻尼间隙内的磁场强度并不能达到提高压降的目的[15]。

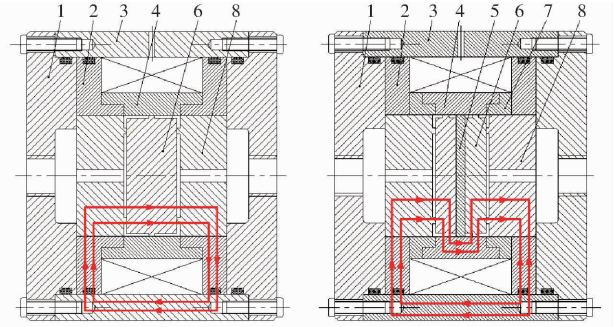
增大磁流变阀压降可调范围的另一种方式是延长阀中产生磁流变效应的有效工作区域。近年来,国内外学者都是通过该方式来改善磁流变阀的压降性能[15-20]。ICHWAN 等[16]利用蜿蜒式流动路径结构设计了一种模块化式磁流变阀,可通过布置相同的磁流变阀数量改变阀结构来增加有效区域,从而改变压降,仿真和实验数据均表明添加一个磁流变阀模块即可增大磁流变阀压降。IMADUDDIN 等[17-18]设计了一种通过多个环形和径向阻尼间隙组合形成蜿蜒式流动路径的磁流变阀,虽然该阀在不增大外形尺寸的同时可实现 2.5 MPa 以上的压降,但蜿蜒式流动路径使受限空间中产生磁流变效应的有效面积最大化,实际上也是通过延长流体的流动路径长度来提高阀的总压降。在一定程度上限制了其应用场合。

本文提出通过隔磁和不隔磁材料设置的方法改变磁场结构,使磁力线弯曲来增加阀中的有效阻尼间隙。为研究磁场结构对磁流变阀性能的影响,在不隔磁径向流磁流变阀研究基础上[19-20],通过合理增加零件和设置零件材料的属性,迫使磁力线形成蜿蜒式走向,被迫进入未被利用的轴向阻尼间隙,形成一种隔磁径向流磁流变阀,达到混合流磁流变阀的效果。该隔磁径向流磁流变阀并没有增加液流通道长度,只是将磁力线路径扭转到未利用的轴向阻尼间隙中来增加产生磁流变效应的有效区域,从而达到增加压降的目的。采用有限元法对外形尺寸和液流通道结构相同的不隔磁和隔磁径向流磁流变阀进行仿真对比,以观察其磁场强度及剪切应力分布规律,并在动态性能测试台上测试对比 2 种阀的压降及响应变化规律。

1 不隔磁和隔磁径向流磁流变阀结构设计及工作原理

1.1 工作原理

图 1 为提出的不隔磁与隔磁径向流磁流变阀的结构示意图,图 2 和图 3 为 2 种磁流变阀的三维图和加工实体图。从图中可看出,隔磁径向流磁流变阀是在与不隔磁径向流磁流变阀基本结构相同前提下设计而成的,即 2 种阀的液流通道均由两段圆管间隙流、两段径向间隙流和两段轴向间隙流组成。

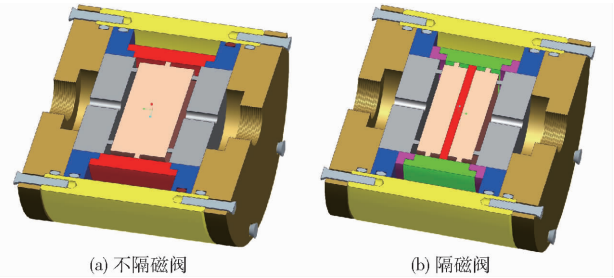


(a) 不隔磁阀 (b) 隔磁阀

图 1 不隔磁和隔磁径向流磁流变阀结构示意图

Fig. 1 Structure diagrams of non-magnetic and magnetic isolation radial MR valves

1. 端盖 2. 导磁圆盘 3. 阀体 4. 绕线架 5. 隔磁盘 6. 阻尼圆盘 7. 隔磁环 8. 定位盘



(a) 不隔磁阀 (b) 隔磁阀

图 2 不隔磁和隔磁径向流磁流变阀三维模型图

Fig. 2 3D model diagrams of non-magnetic and magnetic isolation radial MR valves



(a) 不隔磁阀

(b) 隔磁阀

图 3 不隔磁和隔磁径向流磁流变阀实物图

Fig. 3 Prototype pictures of non-magnetic and magnetic isolation radial MR valves

由图 1a 可得,不隔磁径向流磁流变阀就是目前被广泛研究的普通径向流磁流变阀结构,其主要零

件导磁圆盘、定位盘、阻尼圆盘以及阀体均为导磁材料；同时为充分利用磁力线，绕线架选用隔磁材料，因此磁力线垂直穿过径向阻尼间隙，即平行穿过轴向阻尼间隙，导致轴向阻尼间隙没有受到磁场作用。为利用该轴向阻尼间隙，在 2 个阻尼圆盘中间设置隔磁性零件隔磁盘，在绕线架两端分别设置隔磁环，同时设置绕线架为导磁材料，形成如图 1b 所示的隔磁径向流磁流变阀。通过隔磁盘和隔磁环的设置可改变磁场结构，迫使磁力线弯曲形成蜿蜒式路径，从而引导阀中的磁力线垂直穿过原本平行通过的轴向区域。在不改变不隔磁径向流磁流变阀外形结构尺寸和液流通道长度前提下，使隔磁径向流磁流变阀达到混合流磁流变阀的效果。由于额外增加了轴向有效阻尼间隙，该隔磁径向流磁流变阀增加了产生磁流变效应的有效面积，使阀的总屈服应力和压降也相应增加。

1.2　磁路设计

1.2.1　不隔磁径向流磁流变阀磁路分析

图 4 为不隔磁径向流磁流变阀磁路示意图，磁力线垂直穿过的零件包括阀体、导磁圆盘、定位盘和阻尼圆盘，同时穿过径向阻尼间隙。

闭合磁路中磁阻 R_i 可表示为

$$R_i = \frac{l_i}{\mu_0 \mu_i S_i} \tag{1}$$

式中　μ_0——真空绝对磁导率，取 $4\pi \times 10^{-7}$ H/m

μ_i——材料的相对磁导率

l_i——磁力线经过第 i 部分的有效长度

S_i——磁力线垂直经过第 i 部分横截面面积

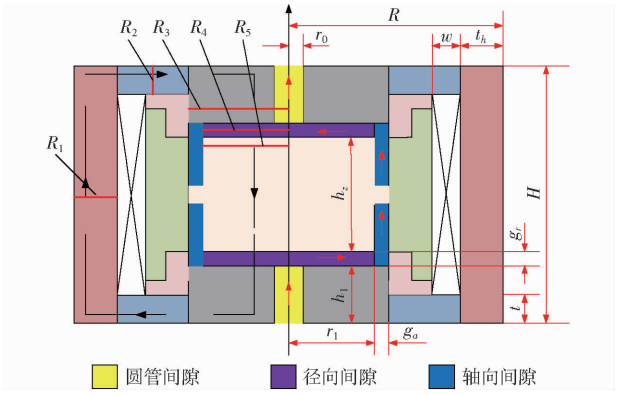


图 4　不隔磁阀磁路示意图

Fig. 4　Sketch of magnetic circuit of non-magnetic MR valve

阀体部分的磁阻 R_1 为

$$R_1 = \frac{0.5H - 0.5t}{\pi[R^2 - (R - t_h)^2]\mu_0\mu_1} \tag{2}$$

导磁圆盘及定位盘磁路竖直相通部分磁阻 R_2 为

$$R_2 = \frac{1}{\pi t \mu_0 \mu_1} \tag{3}$$

定位盘构成磁路磁阻 R_3 为

$$R_3 = \frac{h_1 - 0.5t}{\pi(r_1^2 - r_0^2)\mu_0\mu_1} \tag{4}$$

径向阻尼间隙的磁阻 R_4 为

$$R_4 = \frac{g_r}{\pi(r_1^2 - r_0^2)\mu_0\mu_2} \tag{5}$$

阻尼圆盘磁力线与轴向平行部分构成的磁路磁阻 R_5 为

$$R_5 = \frac{0.5h_z}{\pi r_1^2 \mu_0 \mu_1} \tag{6}$$

式中　R——磁流变阀半径

H——阀体在磁路中的长度

r_0——圆管半径　　t_h——阀体厚度

r_1——阻尼圆盘半径

g_a——轴向阻尼间隙厚度

g_r——径向阻尼间隙厚度

h_1——定位盘厚度

h_z——阻尼圆盘厚度

t——导磁圆盘厚度

μ_1——10 号钢的相对磁导率，取 1 000

μ_2——磁流变液的相对磁导率，取 2.5

因此，不隔磁阀总磁阻 R_{m1} 可表示为

$$R_{m1} = 2(R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5) \tag{7}$$

1.2.2　隔磁径向流磁流变阀磁路分析

图 5 为隔磁径向流磁流变阀磁路示意图，隔磁阀与不隔磁阀液流通道结构相同，只是由于零件与材料的设置不同使得磁力线弯曲而进入轴向阻尼间隙，其中除了 $h_z = 2h_2 + h_3$ 外，其余尺寸均相同。隔磁阀中磁力线垂直穿过的零件有阀体、导磁圆盘、定位盘、径向阻尼间隙、绕线架、轴向阻尼间隙和阻尼圆盘，因此隔磁阀磁路分为 9 段有效部分，各个部分的磁阻可分别表示为：

阀体部分的磁阻 R_1 为

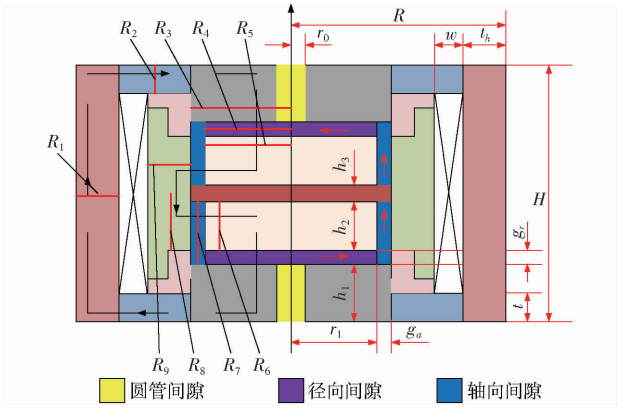


图 5　隔磁阀磁路示意图

Fig. 5　Sketch of magnetic circuit of magnetic isolation MR valve

$$R_1 = \frac{0.5H - 0.5t}{\pi[R^2 - (R - t_h)^2]\mu_0\mu_1} \tag{8}$$

导磁圆盘及定位盘磁路竖直相通部分磁阻 R_2 为

$$R_2 = \frac{1}{\pi t\mu_0\mu_1} \tag{9}$$

定位盘构成磁路磁阻 R_3 为

$$R_3 = \frac{h_1 - 0.5t}{\pi(r_1^2 - r_0^2)\mu_0\mu_1} \tag{10}$$

径向阻尼间隙的磁阻 R_4 为

$$R_4 = \frac{g_r}{\pi(r_1^2 - r_0^2)\mu_0\mu_2} \tag{11}$$

阻尼圆盘磁力线与轴向平行部分构成的磁路磁阻 R_5 为

$$R_5 = \frac{h_2}{\pi r_1^2\mu_0\mu_1} \tag{12}$$

阻尼圆盘磁力线与径向平行部分构成的磁路磁阻 R_6 为

$$R_6 = \frac{r_1}{\pi(r_1 - 0.5r_0)h_2\mu_0\mu_1} \tag{13}$$

轴向阻尼间隙的磁阻 R_7 为

$$R_7 = \frac{g_a}{2\pi(r_1 + 0.5g_a)h_2\mu_0\mu_2} \tag{14}$$

绕线架内磁力线与径向平行的磁阻 R_8 为

$$R_8 = \frac{0.5(R - t_h - w - r_1 - g_a)}{\pi(R - w - t_h)h_2\mu_0\mu_1} \tag{15}$$

绕线架内磁力线与轴向平行的磁阻 R_9 为

$$R_9 = \frac{h_2 + 0.5h_3}{\pi[(R - w - t_h)^2 - (r_1 + g_a)^2]\mu_0\mu_1} \tag{16}$$

式中 h_2——阻尼圆盘厚度

h_3——隔磁盘厚度

w——绕线槽深度

因此，隔磁阀总磁阻 R_{m2} 可表示为

$$R_{m2} = 2(R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_6 + R_7 + R_8 + R_9) \tag{17}$$

1.2.3 不隔磁和隔磁径向流磁流变阀关键结构参数设计

磁路分析采用基尔霍夫定律，可表示为

$$N_c I = \oint_c H\mathrm{d}l = \sum_{i=1}^{m} H_i l_i \tag{18}$$

式中 N_c——绕线圈数

I——输入线圈电流

H_i——磁路中第 i 部分的磁场强度

磁路共分为 m 段有效部分，其中不隔磁阀 $m = 5$，隔磁阀 $m = 9$。

电磁线圈产生的磁通量可表示为

$$\Phi = \oint_c B\mathrm{d}S = B_i S_i \tag{19}$$

式中 Φ——励磁线圈产生的磁通量

B_i——第 i 部分的磁感应强度

磁感应强度与磁场强度关系可表达为

$$B_i = \mu_0\mu_i H_i \tag{20}$$

将式(1)、(20)代入式(18)，可得

$$N_c I = \sum_{i=1}^{m} \frac{B_i}{\mu_0\mu_i} l_i = \sum_{i=1}^{m} \frac{l_i}{\mu_0\mu_i S_i}\Phi = \sum_{i=1}^{m} R_i\Phi \tag{21}$$

因此，磁路的各组成部分产生的磁感应强度 B_i 可表示为

$$B_i = \frac{\Phi}{S_i} = \frac{N_c I}{S_i \sum_{i=1}^{m} R_i} \tag{22}$$

由式(22)可知，阻尼间隙内磁感应强度 B_i 与磁阻 R_i 成反比，磁阻 R_i 越大，同一电流下所得到的磁感应强度 B_i 越小。对比式(7)和式(17)，隔磁阀的总磁阻 R_{m2} 明显大于不隔磁阀的总磁阻 R_{m1}，因此同一电流下隔磁阀径向阻尼间隙所产生的磁感应强度小于不隔磁阀径向间隙的磁感应强度；同时隔磁阀磁力线垂直穿过轴向阻尼间隙，使得其轴向间隙的磁感应强度大于不隔磁阀轴向间隙的磁感应强度。

磁流变液的相对磁导率远小于导磁材料的相对磁导率，因此阻尼间隙处磁阻远大于导磁材料的磁阻。由式(1)可知阻尼间隙厚度与磁阻成正比，因此阻尼间隙是影响磁阻的主要因素。阻尼间隙厚度越大，磁阻也越大，致使磁感应强度减小，进而使磁流变阀压降下降；然而阻尼间隙过小又会由于油膜效应的存在使磁流变液难以流过而堵塞，通常阻尼间隙厚度选择 0.5 ~ 1.0 mm[21]。为防止出现堵塞问题又不影响磁流变效应，设计轴向和径向阻尼间隙厚度为 1.0 mm，圆管阻尼间隙厚度为 2 mm。同时为了降低能量损耗，提高磁场利用率，尽量使隔磁阀轴向和径向阻尼间隙处的剪切应力同时饱和，即使隔磁阀轴向阻尼间隙与径向阻尼间隙处磁感应强度尽量相等，再加上压降计算，磁场仿真优化后得到如表 1 所示的隔磁和不隔磁阀关键结构尺寸。

1.3 压降数学模型建立

由图 4 和图 5 可知，不隔磁和隔磁径向流磁流变阀内均存在圆管区域、径向区域和轴向区域 3 种液流通道区域。通常磁流变阀的压降主要由来自流体自身的粘性引起的压降 Δp_η 和磁流变液受磁场作用伴随产生的屈服压降 Δp_τ 两部分构成。

对不隔磁阀和隔磁阀磁力线走向进行对比研究，从相同点来说，其圆管区域皆不受磁场作用，仅为具有粘性阻力的区域，径向区域皆受磁场影响，可分为有效路径区域；从不同点来说，不隔磁阀轴向间

表 1　不隔磁阀和隔磁阀关键结构参数

Tab. 1　Key structural parameters of non-magnetic and magnetic isolation radial MR valves

参数	不隔磁	隔磁
阀体半径 R/mm	46	46
磁路部分阀体长度 H/mm	48	48
阀体厚度 t_h/mm	8	8
绕线槽深度 w/mm	11.4	11.4
导磁圆盘厚度 t/mm	7.8	7.8
阻尼圆盘半径 r_1/mm	18.3	18.3
圆管半径 r_0/mm	2	2
轴向阻尼间隙 g_a/mm	1	1
径向阻尼间隙 g_r/mm	1	1
定位盘厚度 h_1/mm	15	15
不隔磁阀阻尼圆盘厚度 h_2/mm	16	
隔磁阀阻尼圆盘厚度 h_2/mm		6.5
隔磁盘厚度 h_3/mm		3.0

隙区域中磁力线平行磁流变液走向，相反，隔磁阀磁力线被弯曲以致轴向区域磁力线垂直磁流变液走向。因此，不隔磁阀轴向区域为仅具有粘性阻力的区域，而隔磁阀轴向区域被分为有效路径区域。

圆管间隙处压降为

$$\Delta p_{\text{orifice}} = \frac{8\eta h_1}{\pi r_0^4} q \tag{23}$$

式中　q——体积流量　　η——零场粘度

径向间隙处压降为

$$\Delta p_{\text{radial}} = \Delta p_{\text{r}-\eta} + \Delta p_{\text{r}-\tau} = \frac{6\eta q}{\pi g_r^3} \ln \frac{r_1}{r_0} + \frac{c(r_1 - r_0)}{g_r} \tau_{\text{y1}} \tag{24}$$

式中　c——修正系数，取 2 ~ 3

τ_{y1}——径向间隙的动态屈服应力

对于轴向间隙，由于不隔磁阀和隔磁阀在该处的不同，对其粘致压降和屈服压降分别计算。其中，粘致压降可表示为

$$\Delta p_{\text{a}-\eta} = \frac{6\eta\left(h_2 + \frac{h_3}{2}\right)}{\pi r_1 g_a^3} q \tag{25}$$

屈服压降可表示为

$$\Delta p_{\text{a}-\tau} = \frac{c h_2}{g_a} \tau_{\text{y2}} \tag{26}$$

式中　τ_{y2}——轴向间隙的动态屈服应力

采用由式(23) ~ (26)给出的轴向、径向和圆管压降的数学表达式，不隔磁阀的压降数学模型为

$$\Delta p_1 = 2(\Delta p_{\text{a}-\eta} + \Delta p_{\text{r}-\eta} + \Delta p_{\text{r}-\tau} + \Delta p_{\text{orifice}}) \tag{27}$$

隔磁阀的压降数学模型表示为

$$\Delta p_2 = 2(\Delta p_{\text{a}-\eta} + \Delta p_{\text{a}-\tau} + \Delta p_{\text{r}-\eta} + \Delta p_{\text{r}-\tau} + \Delta p_{\text{orifice}}) \tag{28}$$

2　不隔磁和隔磁径向流磁流变阀电磁场仿真分析

2.1　仿真模型建立

磁场强度和有效工作间隙尺寸是提高磁流变阀压降可调范围的 2 个关键要素。为了验证磁场结构变化对于不隔磁和隔磁径向流磁流变阀的影响，同时考虑到两种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，将图 6 所示 2 种阀的二维轴对称图导入到 ANSYS 电磁场仿真软件中，除了在阀阻尼间隙中间添加非磁性隔磁盘，在绕线架两端设置非磁性隔磁环以用于形成蜿蜒式磁力线外，2 种阀的关键尺寸和结构均保持相同。

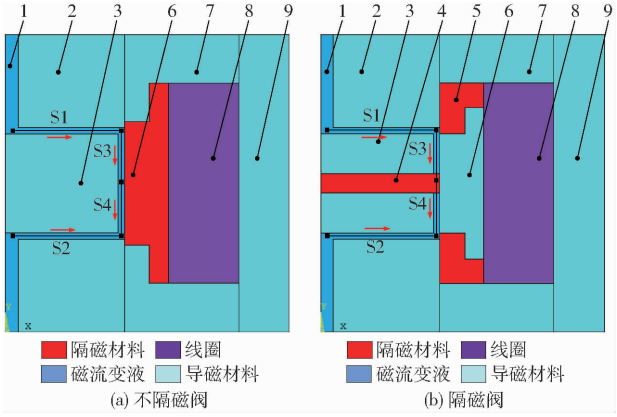


图 6　不隔磁和隔磁径向流磁流变阀仿真模型

Fig. 6　Entity models of non-magnetic and magnetic isolation radial MR valves

1. 阻尼间隙　2. 定位盘　3. 阻尼圆盘　4. 隔磁盘　5. 隔磁环　6. 绕线架　7. 导磁圆盘　8. 励磁线圈　9. 阀体

图 6 还根据材料特性分为隔磁材料、线圈、导磁材料和磁流变液 4 个区，其各部分的物理特性为：隔磁材料采用不锈钢，拥有优越的隔磁效果；线圈采用均匀排布的铜线，可视为均匀材料，相对导磁率为 1；导磁材料采用 10 号低碳钢，其特性如图 7 所示，在一定范围内具有迅速磁化和迅速退磁的特点；阻尼间隙内的磁流变液采用重庆研究所开发的 MRF - J01T 型，其磁场强度和剪切应力之间的关系如图 8 所示，可使用最小二乘法近似表示为

$$\tau_{\text{y}} = a_3 B^3 + a_2 B^2 + a_1 B + a_0 \tag{29}$$

式中：$a_3 = -984.274\ 2$ kPa/T^3，$a_2 = 865.390\ 1$ kPa/T^2，$a_1 = -48.464\ 4$ kPa/T，$a_0 = 0.018\ 2$ kPa。

仿真过程中采用 2D 单元，单元类型为 Magnetic vector 中的 Quad 8node 53，此单元实常数中的 Element behavior 选项选 Axisymmetric（轴对称单元）；边界条件为磁力线平行边界（理想情况下的无漏磁边界）；励磁载荷为在面积上施加电流密度。

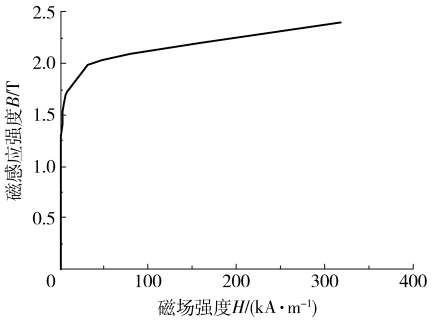


图 7 10 号钢的 $B-H$ 曲线

Fig. 7 $B-H$ curve of 10# steel material

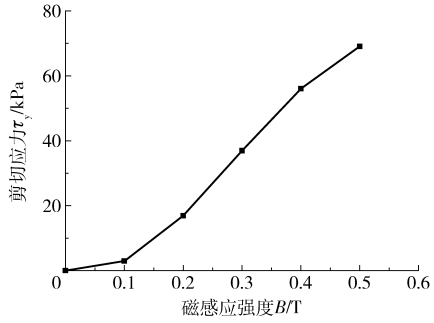


图 8 磁流变液特性曲线

Fig. 8 Specification curve of MRF-J01T

2.2 压降性能仿真分析

图 9 分别显示了不隔磁和隔磁径向流磁流变阀整个磁路的磁力线走向。应当注意,影响磁流变液剪切屈服应力的磁力线仅仅是垂直穿过磁流变阀阻尼间隙处的磁力线。从图 9a 可发现,不隔磁阀磁力线仅垂直穿过径向阻尼间隙,即与轴向阻尼间隙平行,因此不隔磁阀受到磁场作用的有效区域只有径向阻尼间隙。如图 9b 所示,由于隔磁阀中加入的非磁性零件隔磁盘和隔磁环,扭转了阀内的磁力线路径来延长有效流动路径,使阀在具有有效径向阻尼间隙的同时迫使磁力线形成蜿蜒式走向垂直穿过轴向阻尼间隙,从而增加了两段额外的轴向有效区域。圆管间隙中磁力线基本不垂直于磁场,因此磁场对该区域中磁流变液剪切屈服应力的影响可以忽略。然而,虽然圆管间隙不提供依赖于磁场强度的屈服压降,但是该间隙仍然对粘性压降有贡献。

图 10 所示分别为不隔磁和隔磁径向流磁流变阀 4 个间隙区域的磁感应强度分布变化。由图 10a 可知,不隔磁阀径向间隙区域 S1 和 S2 产生了较高的平均磁感应强度,而在轴向间隙区域 S3 和 S4 中,平均磁感应强度几乎为零。在输入电流 1.2 A 时,区域 S1 和 S2 中平均磁感应强度达到 0.52 T,区域 S3 和 S4 只有 0.04 T。由图 10b 可知,隔磁阀径向间隙区域 S1 和 S2 中的磁感应强度峰值虽低于轴向间隙区域 S3 和 S4,但区域 S1 和 S2 获得更高的平均磁感应强度。输入电流 1.2 A 时,区域 S1 和 S2 中达到 0.41 T,区域 S3 和 S4 的平均磁感应强度有 0.36 T。这说明一旦磁力线被引导进入阀中轴向间隙区域中,区域 S1 和 S2 中的总磁通量减小,但在区域 S3 和 S4 中观察到平均磁通量密度增加。因此,更多的磁通量分布在区域 S3 和 S4 中,并且在所有区域中平衡出平均磁通密度。磁通密度降低的原因可能是由于隔磁盘零件的增加导致磁阻上升,从而降低了磁通密度。这表明非磁性隔磁盘在阀中均匀地分开阻尼圆盘,可使得磁通量分布在轴向间隙区域中。

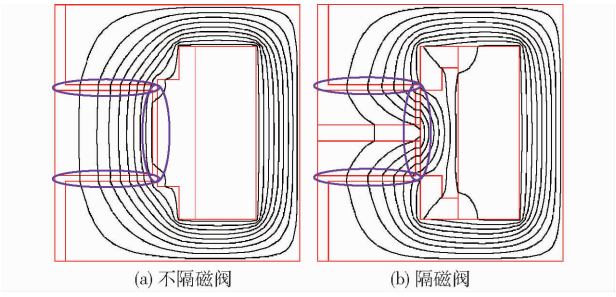


图 9 不隔磁和隔磁径向流磁流变阀磁力线分布

Fig. 9 Magnetic flux density distributions of non-magnetic and magnetic isolation radial MR valves

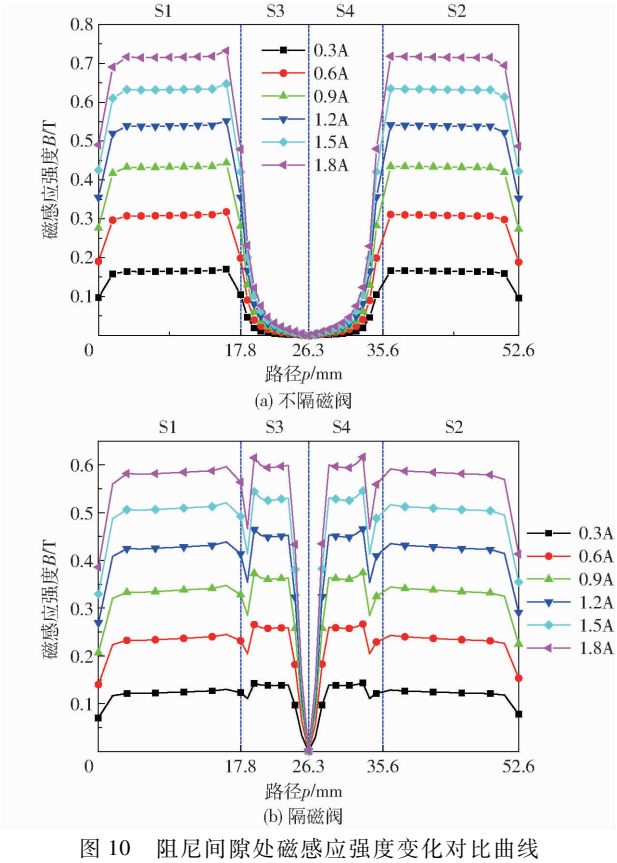


图 10 阻尼间隙处磁感应强度变化对比曲线

Fig. 10 Comparison of magnetic flux density at resistance gap

基于图 10 中各间隙的磁感应强度,推导图 11 中相对应的剪切屈服应力。由图 11 可得,屈服应力的变化规律类似于图 10 所示的磁感应变化规律。

受磁场作用的有效阻尼间隙处，不隔磁阀的磁感应强度总是高于隔磁阀。另外，磁流变液的饱和剪切屈服应力约为 70 kPa，可在 0.53 T 的磁感应强度下实现。因此，一旦有效区域中的平均磁感应超过 0.53 T，则屈服应力保持恒定在 70 kPa，即任何将磁感应增大到 0.53 T 以上的改变，理论上都不会导致磁流变阀性能改善。虽然不隔磁阀具有更高的磁感应强度，但是在 1.2 A 时已接近饱和值，所以更高的磁感应强度对剪切屈服应力并没有作用。但隔磁阀径向区域 S1 和 S2 的磁感应强度降低反而使轴向区域 S3 和 S4 的磁感应强度增大，且在 1.5 A 时都达到饱和，由于压降可以从磁通密度的增量达到最佳值，通过将磁力线扭转到轴向间隙中来增加有效区域可以有助于增加阀的压降，即使总体平均磁通密度降低。

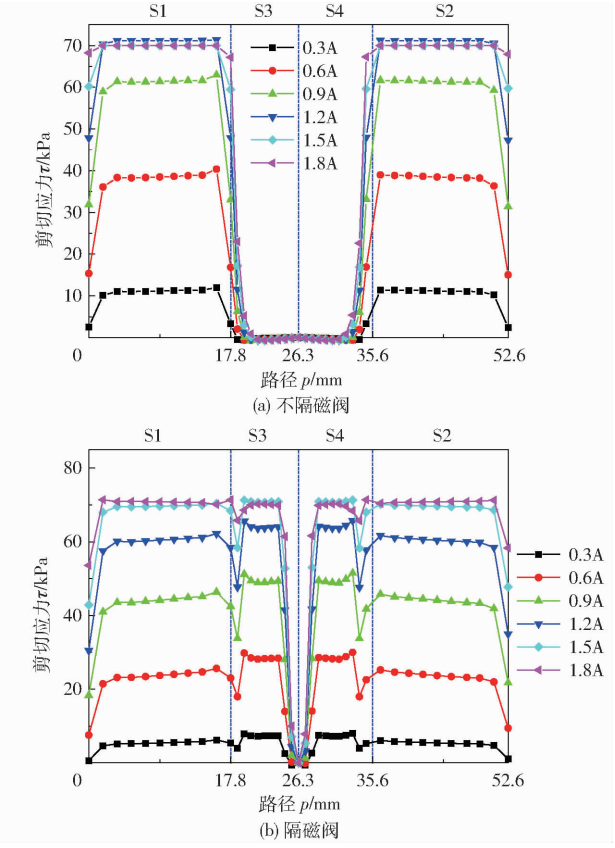


图 11　阻尼间隙处剪切应力变化对比曲线

Fig. 11　Comparison of yield stress at resistance gap

由图 12 所示的压降随电流输入的变化曲线可知，不隔磁阀的压降最初高于隔磁阀；随着电流输入的增加，压降的增加速率减慢，导致隔磁阀在电流 1.0 A 之后超过不隔磁阀的压降。然而，此时隔磁阀的平均磁感应值远不能实现磁流变液的最佳屈服应力，因此与不隔磁阀相比，压降可进一步增加。这是由于不隔磁阀在 1.2 A 时已接近饱和值，而隔磁阀由于非磁性零件的加入使得磁通量被引入阀中的轴向间隙区域 S3 和 S4 中，使得区域 S1 和 S2 的磁通量减小，但是在区域 S3 和 S4 中观察到平均磁通量密度的增加。区域 S1 和 S2 中磁感应强度值的减小对压降并没有消极影响，因为平均磁通密度的任何增量超过 0.53 T 都不能帮助增加阀区域中的剪切应力或阀的总压降。同时，区域 S3 和 S4 中增加的磁感应强度有助于进一步增加隔磁径向流磁流变阀的有效磁流变效应区域和总压降。

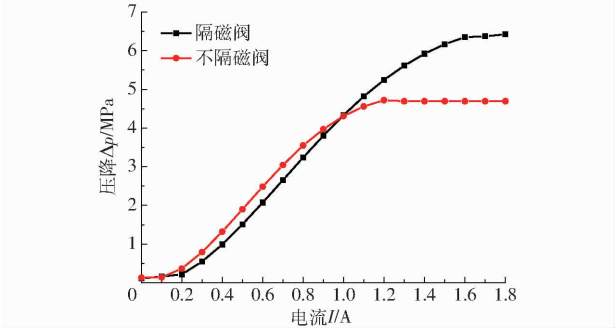


图 12　不隔磁阀和隔磁阀仿真压降对比

Fig. 12　Comparison of simulated pressure drop of non-magnetic and magnetic isolation radial MR valves

3　压降特性和响应性能试验分析

3.1　磁流变阀压降性能测试系统

图 13 所示为搭建的隔磁和不隔磁磁流变阀压降性能测试平台。该试验台由电动机驱动齿轮式定量泵工作，作为系统动力驱动源，定量泵的系统流量为 4 L/min；溢流阀Ⅰ主要作为安全阀，对系统进行过载保护，控制液压回路中的压力；溢流阀Ⅱ主要对出口压力起稳压作用，同时提供模拟负载；压力传感器Ⅰ和Ⅱ连接电源Ⅰ，磁流变阀的励磁线圈由电源Ⅱ输入电流；磁流变阀进口和出口压力分别由压力传感器Ⅰ和Ⅱ检测，测得的压力数据通过数据采集

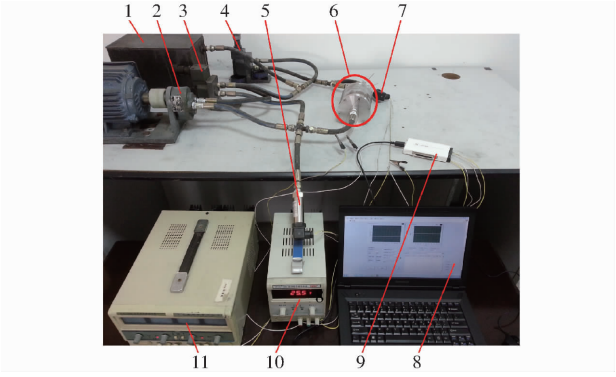


图 13　磁流变阀压降性能测试系统

Fig. 13　Test rig of pressure drop performance

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

卡采集,并传送到 LabVIEW 测试系统中进行计算及存储。

3.2 磁流变阀压降性能分析

3.2.1 隔磁径向流磁流变阀压降性能分析

手动调节电源Ⅱ使电流从 0 A 变化到 2 A,并以 0.1 A 的间隔进行加载,可得到对应电流下的进口及出口压力,以观察输入电流以及负载工况改变时压降的变化规律。其中负载工况可通过手动旋转溢流阀Ⅱ的调节螺栓改变背压来得到。溢流阀Ⅱ调节螺栓未旋转时为负载工况 0,此时阀口处于未关闭状态;顺时针旋转溢流阀Ⅱ调节螺栓 2 圈为负载工况 1;顺时针旋转溢流阀Ⅱ调节螺栓 4 圈为负载工况 2。

图 14 为隔磁径向流磁流变阀在负载工况 1 下随电流输入的压力变化。从图 14 中曲线趋势可知,当电流以 0.1 A 的间隔加载时,进口压力和压降以一定的平均增量稳定地增加,当调节电流为 1.4 A 时,进口压力和压降的上升趋势逐渐平缓,代表隔磁径向流磁流变阀已趋近于饱和状态,直至加载到在 1.8 A 时得到约 4.2 MPa 的最大压降后达到饱和。出口压力由于溢流阀Ⅱ提供背压基本保持恒定,但图 14 中出口压力曲线显示有小幅度的上下波动,其原因可能是电动机振动造成泵输出的流量不稳定和泵内齿轮磨损,或者回油对油缸内液体冲击时产生气泡,导致油缸液体混入少量空气而引起系统压力波动。

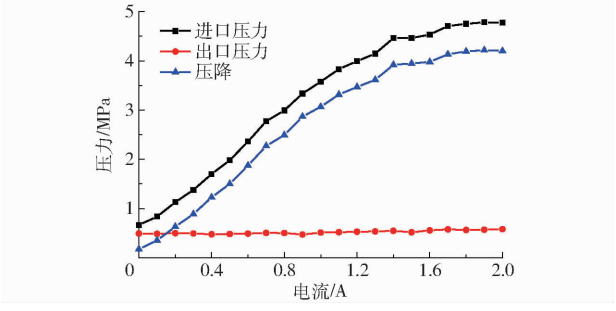


图 14 隔磁径向流磁流变阀压力在负载 1 下变化曲线

Fig. 14 Changing curves of pressure under load condition 1 with respect to current

图 15 显示了负载对于隔磁径向流磁流变阀压降性能的影响,由图 15 可知,3 条压降曲线的变化并没有受到模拟负载的影响,只随着电流的改变而改变。因此,该阀可并联在液压缸旁利用两端的压差来控制活塞运动,形成磁流变阀控阻尼器,该种旁通式阀控结构可减小阻尼器尺寸,同时所设计的隔磁径向流磁流变阀压差可调范围的增大可进一步扩大阻尼力可调范围,使其能够应用于不同阻尼工况下的小体积安装场合。

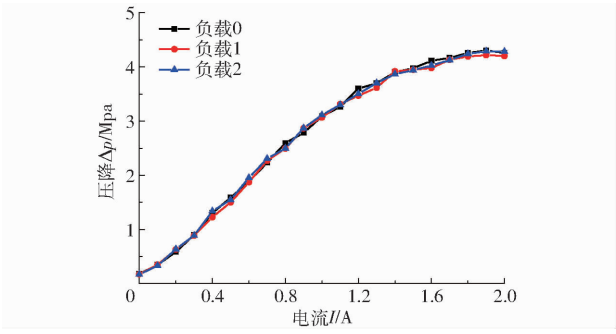


图 15 隔磁径向流磁流变阀不同负载工况下压降变化

Fig. 15 Variation of pressure drop under various load conditions and current input

3.2.2 不隔磁径向流磁流变阀压降性能分析

图 16 为不隔磁径向流磁流变阀处于负载工况 1 时压力随电流输入的变化规律。对比图 14 可知,不隔磁阀入口压力、出口压力以及压降的变化趋势与隔磁阀一致,只是压力和饱和点不同。不隔磁阀在输入电流 1.2 A 时压降达到饱和,约为 3.2 MPa。

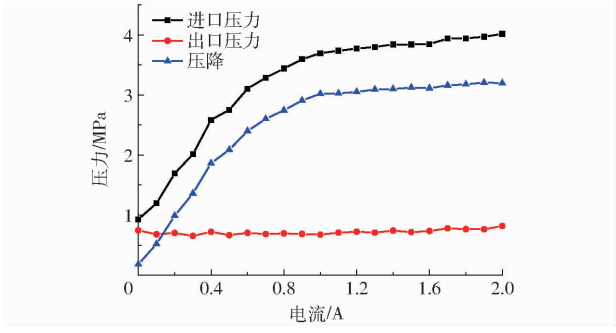


图 16 不隔磁径向流磁流变阀压力在负载 1 下变化曲线

Fig. 16 Changing curves of pressure under load condition 1 with respect to current

图 17 显示了负载对于不隔磁径向流磁流变阀压降性能的影响,同样可发现模拟负载对压降的影响可以忽略。

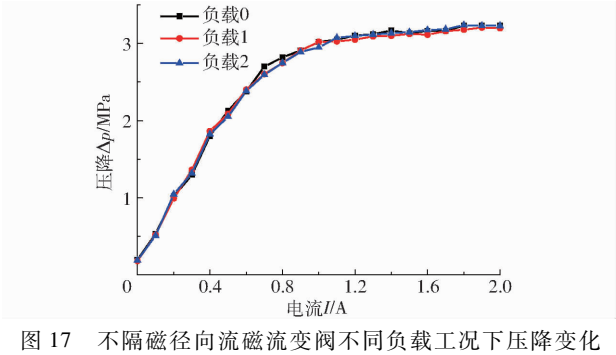


图 17 不隔磁径向流磁流变阀不同负载工况下压降变化

Fig. 17 Variation of pressure drop under various load conditions and current input

3.2.3 压降性能对比

图 18 所示为不隔磁和隔磁径向流磁流变阀压降性能对比曲线。相比图 12 所示不隔磁阀和隔磁阀仿真压降曲线,试验压降对比具有相同的变化趋

势。从图 18 中可知，不隔磁阀的压降在电流较小时高于隔磁阀压降，直至电流为 1.0 A 时，隔磁阀的压降开始超过不隔磁阀。当输入电流达到 1.8 A 时，不隔磁阀的压降为 3.2 MPa，隔磁阀的压降为 4.2 MPa。从压降试验对比曲线可看出通过将磁力线扭转引入到未被利用的阻尼间隙中可增加 31% 的压降，使其达到一般混合流动式磁流变阀的效果。

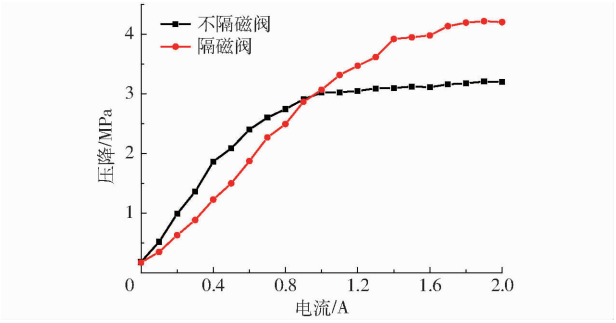


图 18　不隔磁和隔磁径向流磁流变阀试验压降对比

Fig. 18　Comparison of pressure drop for non-magnetic and magnetic isolation radial MR valves

3.3　磁流变阀响应性能测试系统

图 19 所示为不隔磁和隔磁径向流磁流变阀压降响应性能测试原理图，各元件功能与压降性能测试系统一致。手动调节好电源Ⅱ相应试验电流，通过控制电源Ⅱ开关的通断来施加和撤去响应激励电流，将 LabVIEW 测试系统改为自动采集数据。磁流变阀压降响应时间分为上升和下降响应时间，其中上升响应时间定义为施加电流后，压降从初始状态上升到压降饱和值的 2/3 所需要的时间；同样，阀下降响应时间定义为撤去电流后，压降从饱和值下降到饱和值的 1/3 所需的时间。

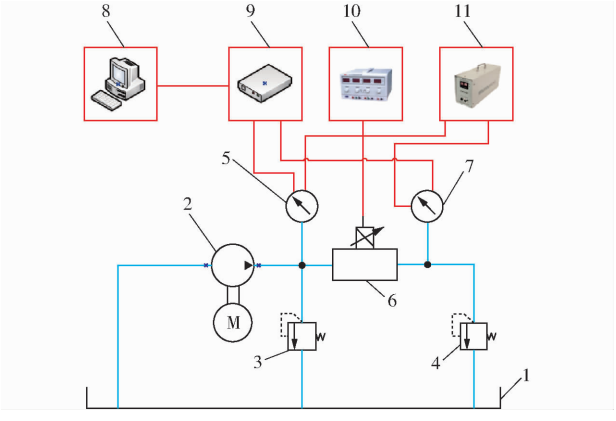


图 19　磁流变阀响应性能测试系统原理图

Fig. 19　Principle diagram of test system of response time

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Ⅱ　11. 电源Ⅰ

3.4　磁流变阀响应性能分析

图 20 显示了负载 1 工况下隔磁径向流磁流变阀施加及撤去不同输入电流时压降的上升和下降时间响应历程。由图 20 可知，阀上升响应时间在达到饱和前与施加电流有关，电流为 0.4 A 时，压降上升所需时间为 98 ms，而随着加载电流的增加，压降上升响应时间逐步加大，在电流 1.6 A 时上升响应时间为 204 ms，这是因为电流越大，所需要建立的压降越大，致使上升所消耗的时间也越长；而不同电流下压降下降响应时间接近，约为 106 ms。

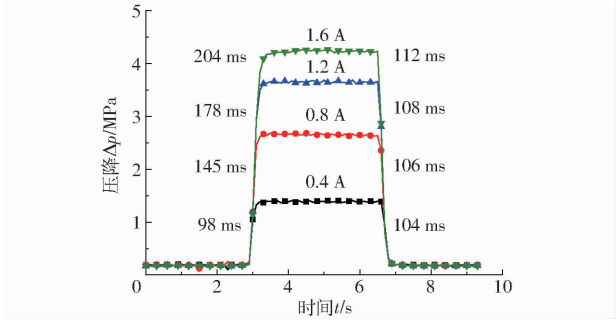


图 20　隔磁阀不同输入电流下压降时间响应历程

Fig. 20　Response time of pressure drop with respect to different current input

图 21 显示不隔磁径向流磁流变阀的压降响应时间随施加电流改变而改变。与隔磁径向流磁流变阀类似，不隔磁径向流磁流变阀上升响应时间随着激活电流的增加而增加，直至在 1.2 A 时达到饱和后基本不变，约 138 ms。而下降响应时间也基本接近，不受电流影响。此外，与上升响应时间相比，不隔磁径向流磁流变阀具有较慢的下降响应时间，约 144 ms。

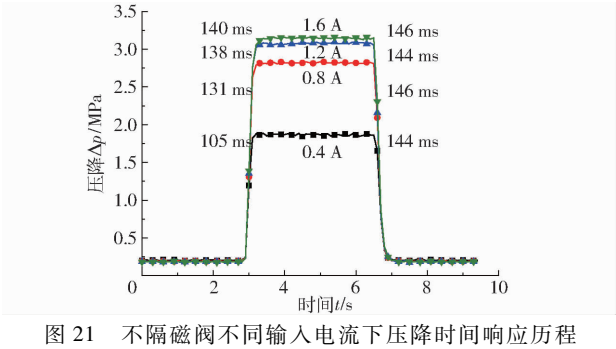


图 21　不隔磁阀不同输入电流下压降时间响应历程

Fig. 21　Response time of pressure drop with respect to different current input

图 22 显示了不隔磁和隔磁径向流磁流变阀在加载电流 0.8 A 时不同负载下压降响应性能的对比情况。由图 22 可知，两种磁流变阀分别在 3 种负载下的压降响应曲线几乎一致，即响应特性也与负载无关。另外，施加电流为 0.8 A 时，隔磁阀具有比不隔磁阀更低的压降，但上升响应时间却更长，隔磁阀为 145 ms，不隔磁阀为 131 ms，这是因为隔磁阀轴向间隙区域也受到磁场的作用，相反，隔磁径向流磁流

变阀具有比不隔磁阀更短的下降响应时间。

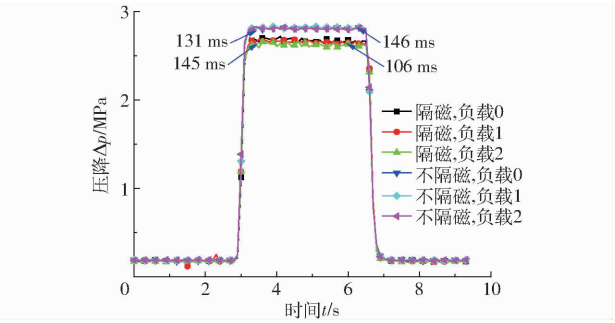


图 22 不同负载下压降响应比较

Fig. 22 Compariosn of response time of pressure drop under various load conditions at applied current of 0.8 A

4 结论

(1)磁场参数相同情况下对不隔磁和隔磁径向流磁流变阀进行了建模仿真,结果表明隔磁阀的初始平均磁通密度低于不隔磁阀,但是不隔磁阀比隔磁阀更早到达饱和点,隔磁阀中非磁性隔磁盘和隔磁环的设置使得径向间隙的磁感应强度降低,却增大了轴向间隙的磁感应强度,有助于进一步增加阀的压降。

(2)对不隔磁与隔磁径向流磁流变阀进行了压降特性试验对比,结果表明输入电流为 1.8 A 时,不隔磁阀压降为 3.2 MPa,而隔磁阀压降可达 4.2 MPa,说明隔磁阀通过设置零件和其属性可改变磁场结构,迫使磁力线垂直经过未被利用的轴向液流通道,增加轴向阻尼间隙的压降,可增加额外的 31% 的压降,达到混合流动式磁流变阀的效果。

(3)对不隔磁和隔磁径向流磁流变阀瞬态响应特性进行试验研究,上升状态下的压力响应时间均随着施加电流的增大而增大,下降响应时间则不受电流影响。另外,由于轴向间隙受到磁场的作用,隔磁径向流磁流变阀比不隔磁径向流磁流变阀具有更大的上升响应时间。

参 考 文 献

1 RABINOW J. The magnetic fluid clutch[J]. Transactions of the American Institute of Electrical Engineers, 1948, 67: 1308 – 1315.

2 BUTZ T, STRYK VON O. Modelling and simulation of electro- and magnetorheological fluid dampers[J]. Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik, 2002, 82(1): 3 – 20.

3 YANG G, SPENCER B F, CARLSON J D, et al. Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance considerations [J]. Engineering Structures, 2002, 24(3): 309 – 323.

4 GORDANINEJAD F, WANG X, HITCHCOCK G, et al. Modular high-force seismic magneto-rheological fluid damper[J]. Journal of Structural Engineering, 2010, 136(2): 135 – 143.

5 ZHU X, JING X, CHENG L. Magnetorheological fluid dampers: a review on structure design and analysis [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2012, 23(8): 839 – 873.

6 HONG S R, WANG G, HU W, et al. Liquid spring shock absorber with controllable magnetorheological damping[J]. Proc IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2006, 220(8): 1019 – 1029.

7 MILECKI A, SEDZIAK D, ORTMANN J, et al. Controllability of MR shock absorber for vehicles[J]. International Journal of Vehicle Design, 2005, 38(2 – 3): 222 – 233.

8 SAHIN H, WANG X, GORDANINEJAD F. Magneto-rheological fluid flow through complex valve geometries [J]. International Journal of Vehicle Design, 2013, 63(2 – 3): 241 – 255.

9 YOO J H, WERELEY N M. Design of a high-efficiency magnetorheological valve [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2002(13): 679 – 685.

10 NOSSE D T, DAPINO M J. Magnetorheological valve for hybrid electrohydrostatic actuation [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2007, 18(11): 1121 – 1136.

11 AN J, KWON D-S. Modeling of a magnetorheological actuator including magnetic hysteresis[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2003, 14(9): 541 – 550.

12 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.

13 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, 2014(8): 403410.

14 胡国良, 钟芳, 廖明科. 混合流动式磁流变阀结构设计与压降性能分析[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(9): 389 – 397. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag=1&file_no=20160952&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.09.052.
HU Guoliang, ZHONG Fang, LIAO Mingke. Design and pressure drop analysis of a hybrid fluid flow magnetorheological valve[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(9): 389 – 397. (in Chinese)

15 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.

(下转第 401 页)

12 NUCHKRUA T, LEEPHAKPREEDA T. Fuzzy self-tuning PID control of hydrogen-driven pneumatic artificial muscle actuator [J]. Journal of Bionic Engineering, 2013, 10(3):329 – 340.

13 SHI G L, SHEN W. Hybrid control of a parallel platform based on pneumatic artificial muscles combining sliding mode controller and adaptive fuzzy CMAC[J]. Control Engineering Practice, 2013, 21(1): 76 – 86.

14 ZHU X C, TAO G L, YAO B, et al. Adaptive robust posture control of a parallel manipulator driven by pneumatic muscles [J]. Automatica, 2008, 44(9):2248 – 2257.

15 李尚会, 杨庆华, 鲍官军, 等. 基于 FPA 的新型气动柔性球关节的研究[J]. 浙江工业大学学报, 2009, 37(6): 662 – 666.
LI Shanghui, YANG Qinghua , BAO Guanjun , et al. Research on flexible pneumatic spherical joint based on FPA[J]. Journal of Zhejiang University of Technology, 2009, 37(6): 662 – 666. (in Chinese)

16 SUZUMORI K, IIKURA S, TANAKA H. Flexible microactuator for miniature robots[C] // Proceedings of the 1991 IEEE Workshop on Micro Electro Mechanical Systems, 1991: 204 – 209.

17 SUZUMORI K, IIKURA S, TANAKA H. Applying a flexible microactuator to robotic mechanisms [J]. IEEE Control Systems, 1992, 12(1): 21 – 27.

18 SUZUMORI K, MAEDA T, WATANABE H, et al. Fiberless flexible microactuator designed by finite-element method [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 1997, 2(4): 281 – 286.

19 于莲芝,颜国正,马官营,等. 一种柔性移动微小机器人系统的驱动力学特性分析[J]. 仪器仪表学报, 2007, 28(1): 7 – 11.
YU Lianzhi, YAN Guozheng, MA Guanying, et al. Analysis of actuating mechanics characteristics for a flexible miniature robot system[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2007, 28(1): 7 – 11. (in Chinese)

20 GENG D X, ZHAO J, ZHANG L, et al. Mechanical Properties analysis on elongation type of pneumatic artificial muscles[C] // 2nd International Conference on Mechanical, Industrial, and Manufacturing Technologies, 2011: 437 – 441.

21 钟文彬, 李柏林, 晏星凡. 预应力圆柱螺旋弹簧弯曲弹性特性研究[J]. 机械设计, 2008, 25(1):25 – 27.
ZHONG Wenbin, LI Bailin, YAN Xingfan. Characteristic research on bending elasticity of prestressed cylindrical helical spring [J]. Journal of Machine Design, 2008, 25(1):25 – 27. (in Chinese)

22 GENG D X, ZHAO J, ZHANG L. Study on bidirectional controllable flexible bending joints based on elongation artificial muscles [J]. Applied Mechanics and Materials, 2011, 44 – 47: 2883 – 2887.

(上接第 420 页)

16 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.

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 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.

19 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/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(4): 364 – 371, 405. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20160448&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.04.048.
HU Guoliang, LI Haiyan, LI Weihua. Comparison and experiment of pressure drop of radial and annular type magnetorheological valves [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(4): 364 – 371, 405. (in Chinese)

20 胡国良, 钟芳, 张海云. 两级径向流蜿蜒式磁流变阀结构设计及动态性能分析[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(10): 376 – 382, 389. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20161049&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2016.10.049.
HU Guoliang, ZHONG Fang, ZHANG Haiyun. Structure design and dynamic performance analysis of a two-stage radial type magnetorheological valve with meandering fluid flow paths [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(10): 376 – 382, 389. (in Chinese)

21 AI H X, WANG D H, LIAO W H. Design and modeling of a magnetorheological valve with both annular and radial flow paths [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2006, 17(4): 327 – 334.