doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.07.046

单线圈径向流磁流变阀优化设计与性能分析

胡国良　李林森　胡安琪　喻理梵

(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:针对磁流变阀通过改变内部结构提高压降而导致阀体积增大、内部通道易阻塞的问题,在不改变普通单线圈径向流磁流变阀内部基本结构及外观尺寸的基础上,对单线圈径向流磁流变阀压降与压降可调系数进行了多目标优化,设计了一种带有隔磁套筒的单线圈径向流磁流变阀,并阐述了其工作原理,基于 Bingham 模型推导了其压降数学模型。采用有限元法建立了磁流变阀二维仿真模型,观察径向圆盘阻尼间隙处磁感应强度分布规律,建立约束条件,分析了磁流变阀关键部件尺寸对剪切屈服应力与压降等相关性能的影响。运用 ANSYS 零阶和一阶优化工具对磁流变阀进行几何尺寸参数优化,并对优化前后磁流变阀有效阻尼间隙处的平均磁感应强度,以及进出口压降进行仿真对比分析。在磁流变阀动态性能测试平台上,对优化前后磁流变阀压降性能进行实验测试对比,实验结果表明,当励磁电流为 1.8 A 时,优化前磁流变阀压降为 1.84 MPa,优化后磁流变阀压降为 2.58 MPa,增加了 40.22%;优化前磁流变阀压降可调系数为 7.94,优化后压降可调系数为 10.07,增加了 26.83%;不同负载对磁流变阀压降效果影响不大。

关键词:磁流变阀;径向流动;优化设计;压降

中图分类号:TH137.5　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2019)07-0417-10

Optimization Design and Performance Analysis of Single Coil Radial Flow Magnetorheological Valve

HU Guoliang　LI Linsen　HU Anqi　YU Lifan

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

Abstract: Magnetorheological (MR) valves are widely used in hydraulic systems due to their fast response speed and stable pressure regulation. It is easy to increase the valve dimension size and block the fluid flow channel by changing the valve's internal structure to improve the pressure drop. The multi-objective optimization of pressure drop and adjustable coefficient of the single coil radial flow MR valve was carried out. A single coil radial flow MR valve with magnetic isolation sleeve was designed. The working principle was expounded, and the mathematical model of pressure drop was also deduced based on Bingham model. Simulation model was established by using the finite element method, and the constraint conditions were established to analyze the influence of the dimension size on shear yield stress and pressure drop. The optimization of geometrical parameters of MR valve was carried out by using ANSYS zero-order and first-order optimization tools. The average magnetic flux density and pressure drop at the effective damping gap were simulated and compared. The pressure drop performance of MR valve was tested on the dynamic performance test rig. The experimental results showed that the pressure drop of the MR valve before optimization was 1.84 MPa at the applied current of 1.8 A, while after optimization was 2.58 MPa, the increment was 40.22%. At the same time, the adjustable coefficient of pressure drop was 7.94 before optimization and 10.07 after optimization, which was increased by 26.83%. Moreover, the load cases had no influence on the pressure drop.

Key words: MR valve; radial flow; optimal design; pressure drop

收稿日期:2019-04-11　修回日期:2019-05-18

基金项目:国家自然科学基金项目(51765016)、江西省主要学科学术和技术带头人计划项目(20162BCB22019)、江西省创新驱动 5511 科技创新人才项目(20165BCB18011)和江西省研究生创新专项资金项目(YC2018-S247)

作者简介:胡国良(1973—),男,教授,博士,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

0 引言

液压系统在处理生产活动中大惯量与重负载扭矩方面的良好表现使其在工业应用领域占有重要地位。作为现代液压系统中的核心部件,电液伺服阀可以实现精确、快速的控制,在精确定位与速度控制领域获得了广泛的应用。但电液伺服阀系统本身结构较为复杂,且存在响应慢、成本高、体积大等缺点,因此替代液压系统传统驱动机制的研究备受关注。新兴智能流体材料——磁流变液可通过对其流体域施加磁场作用从而改变其流变特性,以磁流变液为工作介质的阀、减振器以及制动器等器件可以在不同程度上改善相应领域传动性能。磁流变阀通过改变工作电流、调节内部阻尼通道处的磁感应强度,即可调节磁流变液流变程度,从而控制磁流变阀内部压降。磁流变阀无复杂的活动部件,结构更加紧凑,响应速度更快,压降调节也更加平稳[1-9]。

磁流变阀工作模式一般为流动模式,通过增加有效阻尼间隙内的磁感应强度,可增大磁流变液的剪切屈服应力,进而有效提升磁流变阀的压降性能。根据磁路欧姆定律可知,通过增加磁动势或降低磁阻可以增加磁路中的磁场强度,因此主要通过增加励磁线圈数量和减小有效阻尼间隙厚度来提升磁流变阀的压降性能。在普通单线圈磁流变阀基础上增加励磁线圈数量,可在一定程度上增大压降可控范围,降低磁路响应时间,但线圈个数增加会导致阀体积与能耗增加[10-11]。HU 等[12]利用调节阻尼间隙厚度能改变磁流变阀压降性能的特性,设计了一种阻尼间隙可调式磁流变阀,通过阀芯在圆锥环形通道内的轴向移动,可实现阻尼间隙在 1 ~ 2 mm 间的无级切换,进一步提高了磁流变阀压降可调范围。但活动部件的增加导致结构较复杂,且较小的阻尼通道易堵塞液流通道,从而影响磁流变阀工作稳定性。

增大磁流变阀有效阻尼间隙是另一种提高压降性能的方法,单纯增加轴向或径向液流通道长度会导致阀外形尺寸的增加。近年来,国内外学者主要采用在磁流变阀内设置蜿蜒式路径的方式,间接增加其有效液流通道长度[13-17]。

改变磁流变阀内部结构提高压降性能的方法会在不同程度上增加磁流变阀结构的复杂性以及工作的不稳定性。基于此,在不改变传统阀结构基础上,部分学者提出多种对尺寸参数进行优化方法,以提高其压降性能[18-21]。

上述关于磁流变阀性能优化的研究中,只对特定应用场合以及特定种类的磁流变阀设计具有一定的参考价值,且磁流变阀体积一定时,径向流结构较轴向流结构能达到的可调压降范围更大。

本文利用 ANSYS 有限元仿真软件中的优化工具,在分析尺寸参数对关键性能影响的基础上,对单线圈径向流磁流变阀可控压降性能进行优化。不改变普通单线圈径向流磁流变阀内部基本结构及外观尺寸,通过增加隔磁材料、引导磁力线走向改善磁流变阀的磁路设计,以期降低磁路磁漏,增加间隙处的磁感应强度。利用有限元分析软件的 Design Opt 模块,结合零阶与一阶优化工具,通过对目标函数设立适当的权重系数,对压降与压降可调系数进行多目标优化,以实现对磁流变阀最优结构尺寸的快速准确求解。对优化前后的单线圈径向流磁流变阀进行仿真对比,以期得到不同电流下有效阻尼通道的平均磁感应强度与压降变化规律,并在磁流变阀性能测试平台上对两种磁流变阀的压降及响应性能进行测试。

1 工作原理及结构

1.1 工作原理

磁流变液的工作模式决定了垂直于磁流变液流动方向的磁场分量最有利于其流变效应的充分发挥,因此磁力线更均匀集中的垂直穿过有效液流通道能最大程度改善磁流变阀可控压降性能。基于此,在传统磁流变阀的研究基础上,设计了单线圈径向流磁流变阀(图 1)。该磁流变阀液流通道由两段中心小孔流、两段径向圆盘流与一段轴向圆环流共同组成,其中左右两端定位盘中间通孔构成中心小孔流通道,阀芯与左右两端定位盘围成径向圆盘流通道,阀芯与绕线架围成轴向圆环液流通道。工作时,磁流变液首先通过左端盖中心通孔,流经左定位盘中心小孔流道,随后通过左端径向圆盘阻尼间隙,

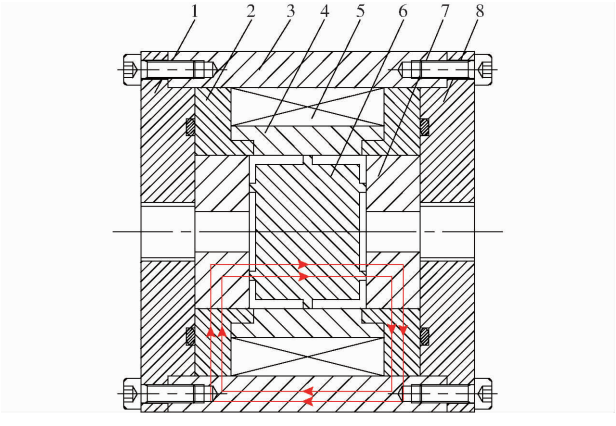

图 1 单线圈径向流磁流变阀结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of single coil radial flow MR valve

1. 左端盖 2. 侧翼套筒 3. 阀体 4. 隔磁套筒 5. 励磁线圈 6. 阀芯 7. 定位盘 8. 右端盖

进入轴向环形阻尼间隙，再通过右端径向圆盘阻尼间隙，到达右定位盘中心小孔流道，最后从右端盖中心通孔流出。

如图 1 所示，单线圈径向流磁流变阀左右两侧翼套筒与隔磁套筒过盈配合构成线圈绕线架，阀芯两侧端面与圆周表面分别设计有 4 个定位凸台，约束其轴向与径向位移。导磁材料较磁流变液拥有更低的磁阻，磁力线更容易在磁阻低的材料中形成闭合回路，为了能够降低磁路中对有效阻尼间隙磁场强度贡献较大的垂直分量的损耗，该磁流变阀在线圈绕线架中部设置了隔磁性零件隔磁套筒，同时左右两端侧翼套筒设置为导磁材料。利用隔磁材料的低导磁特性，引导磁力线更集中均匀地通过径向圆盘阻尼间隙，有效提高了磁流变阀磁场利用率，在不增加外形尺寸的情况下，可进一步提升磁流变阀的压降性能。

1.2　磁路设计

图 2 为单线圈径向流磁流变阀磁路示意图，磁力线垂直穿过的零件与区域包括阀体、侧翼套筒、定位盘、阀芯以及两段径向阻尼间隙。假定磁流变阀磁路中磁力线均匀分布，无磁漏现象，则回路中有

$$\Phi_r = \Phi_l = \Phi_{\text{steel}} = \Phi \tag{1}$$

式中　Φ——通电线圈总磁通量

Φ_l——经过左端径向圆盘阻尼间隙磁通量

Φ_r——经过右端径向圆盘阻尼间隙磁通量

Φ_{steel}——阀体、阀芯及定位盘等导磁零件磁通量

磁流变阀磁路共分为 8 段有效部分，分别为两段径向圆盘阻尼间隙、阀体、绕线架左右两端侧翼套筒、左右两端定位盘以及阀芯。基于此，采用基尔霍夫定律对磁路进行分析，可表示为

$$N_c I = \oint_c H\mathrm{d}l = \sum_{i=1}^{8} H_i l_i \tag{2}$$

式中　N_c——通电线圈匝数

I——通电线圈电流

H_i——磁路中第 i 部分的磁场强度

l_i——磁力线经过第 i 部分的有效长度

通电线圈产生的磁通量可表示为

$$\Phi = \oint_c B\mathrm{d}S = B_i S_i \tag{3}$$

式中　B_i——磁路中第 i 部分的磁感应强度

S_i——磁力线垂直经过区域第 i 部分的横截面面积

磁感应强度 B_i 与磁场强度 H_i 两者之间的关系为

$$B_i = \mu_0 \mu_i H_i \tag{4}$$

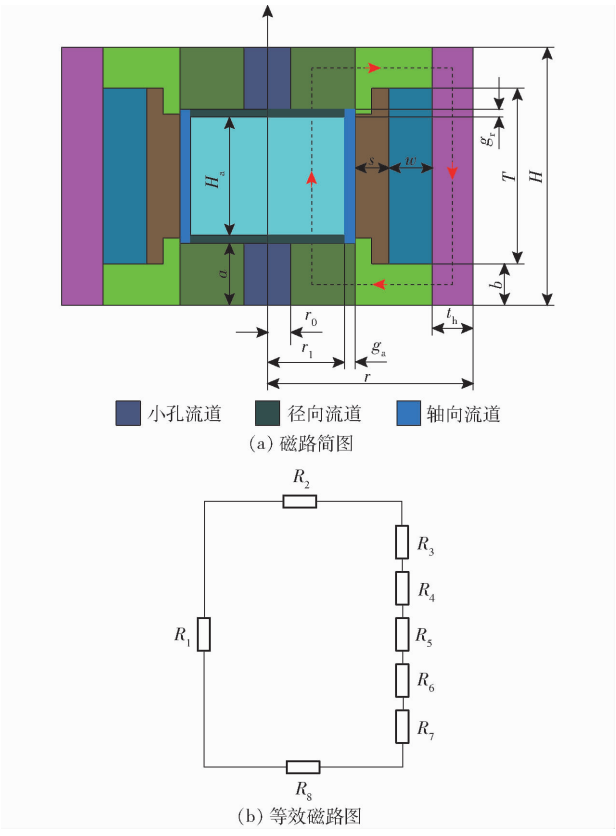

图 2　单线圈径向流磁流变阀磁路示意图

Fig. 2　Magnetic circuit diagram of single coil radial flow MR valve

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

μ_i——各区域材料的相对磁导率

闭合磁路中有效区域磁阻 R_i 表示为

$$R_i = \frac{l_i}{\mu_0 \mu_i S_i} \quad (i = 1, 2, \cdots, 8) \tag{5}$$

阀体磁阻 R_1 为

$$R_1 = \frac{H - b}{\mu_0 \mu_s \pi [r^2 - (r - t_h)^2]} \tag{6}$$

侧翼套筒及定位盘与其竖直相接部分磁阻 R_2 和 R_8 为

$$R_2 = R_8 = \int_{r_0}^{r} \frac{\mathrm{d}l}{\mu_0 \mu_s 2\pi l b} = \frac{1}{2\pi b \mu_s \mu_0} \ln \frac{r}{r_0} \tag{7}$$

定位盘磁阻 R_3 和 R_7 为

$$R_3 = R_7 = \frac{a - 0.5b}{\mu_0 \mu_s \pi [(r_1 + g_a)^2 - r_0^2]} \tag{8}$$

径向圆盘阻尼间隙磁阻 R_4 和 R_6 为

$$R_4 = R_6 = \frac{g_r}{\mu_0 \mu_f \pi (r_1^2 - r_0^2)} \tag{9}$$

阀芯磁阻 R_5 为

$$R_5 = \frac{H_a}{\mu_0 \mu_s \pi r_1^2} \tag{10}$$

式中　r——阀体半径　　H——阀体长度

t_h——阀体厚度

b——侧翼套筒宽度

a——定位盘宽度

g_r——径向圆盘阻尼间隙

g_a——轴向圆盘阻尼间隙

H_a——阀芯宽度

r_1——阀芯半径

r_0——小孔流道半径

μ_s——10 号钢的相对磁导率,取 1 000

μ_f——磁流变液的相对磁导率,取 2.5

因此,单线圈径向流磁流变阀总磁阻 R_m 可表示为

$$R_m = R_1 + 2R_2 + 2R_3 + 2R_4 + R_5 \tag{11}$$

将式(3)、(4)代入式(2),可得

$$N_c I = \sum_{i=1}^{8} \frac{B_i}{\mu_0 \mu_i} l_i = \sum_{i=1}^{8} \frac{l_i}{\mu_0 \mu_i S_i} \Phi = \sum_{i=1}^{8} R_i \Phi \tag{12}$$

故磁路各组成部分的磁感应强度 B_i 可表示为

$$B_i = \frac{\Phi}{S_i} = \frac{N_c I}{S_i \sum_{i=1}^{8} R_i} \tag{13}$$

1.3 压降数学模型

图 3 为单线圈径向流磁流变阀液流通道结构图。单线圈径向流磁流变阀包含小孔流道、径向流道与轴向流道 3 种不同类型的液流通道(图 2),忽略左右端盖处的粘滞压降,划分为 5 处液流区域,其中Ⅰ、Ⅴ为小孔流道,Ⅱ、Ⅳ为径向流道,Ⅲ为轴向流道。小孔流道Ⅰ、Ⅴ与轴向流道Ⅲ液流方向与磁力线平行,其压降 Δp_1、Δp_5、Δp_3 仅包含粘滞压降,径向流道Ⅱ、Ⅳ的液流方向与磁力线垂直,压降 Δp_2、Δp_4 由粘滞压降和磁致压降两部分构成。单线圈径向流磁流变阀压降 Δp 可表示为

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 = \Delta p_{1\eta} + \Delta p_{2\eta} + \Delta p_{2\tau} + \Delta p_{3\eta} + \Delta p_{4\eta} + \Delta p_{4\tau} + \Delta p_{5\eta} \tag{14}$$

式中 Δp——单线圈径向流磁流变阀总压降

$\Delta p_{1\eta}$~$\Delta p_{5\eta}$——液流区域Ⅰ~Ⅴ粘滞压降

$\Delta p_{2\tau}$、$\Delta p_{4\tau}$——区域Ⅱ、Ⅳ磁致压降

液流区域Ⅰ与液流区域Ⅴ为等径等长小孔流道,其压降 Δp_1 和 Δp_5 可表示为

$$\Delta p_1 = \Delta p_5 = \Delta p_{1\eta} = \Delta p_{5\eta} = \frac{8\eta a}{\pi r_0^4} q \tag{15}$$

式中 q——系统流量,L/min

η——磁流变液零场粘度,取 0.8 Pa·s

区域Ⅲ处轴向圆环阻尼间隙产生的压降 Δp_3 为

$$\Delta p_3 = \Delta p_{3\eta} = \frac{6\eta(H_a + 2g_r)}{\pi r_1 g_a^3} q \tag{16}$$

区域Ⅱ与区域Ⅳ处径向圆盘阻尼间隙处产生的压降 Δp_2 和 Δp_4 分为磁致压降与粘滞压降两部分,其

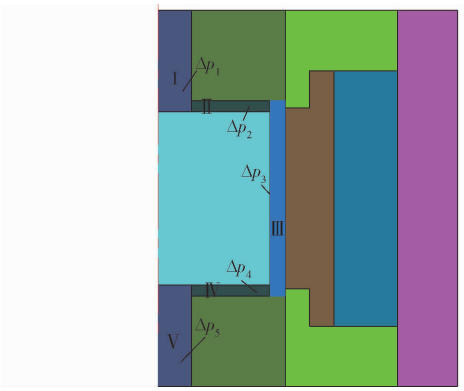

图 3 单线圈径向流磁流变阀液流通道结构图

Fig. 3 Fluid channel structure diagram of single coil radial flow MR valve

粘滞压降为

$$\Delta p_{2\eta} = \Delta p_{4\eta} = \frac{6\eta q}{\pi g_r^3} \ln \frac{r_1}{r_0} \tag{17}$$

磁致压降可表示为

$$\Delta p_{2\tau} = \Delta p_{4\tau} = \frac{c(r_1 - r_0)}{g_r} \tau_y \tag{18}$$

式中 τ_y——动态剪切屈服应力

c——修正系数,无量纲,取 2~3

将式(15)~(18)代入式(14),得到单线圈径向流磁流变阀总压降 Δp 为

$$\Delta p = \frac{16\eta a}{\pi r_0^4} q + \frac{6\eta(H_a + 2g_r)}{\pi r_1 g_a^3} q + \frac{12\eta q}{\pi g_r^3} \ln \frac{r_1}{r_0} + 2c \frac{r_1 - r_0}{g_r} \tau_y \tag{19}$$

压降可调范围是衡量磁流变阀应用范围的重要指标,定义压降可调系数 K 为 Δp_τ 与 Δp_η 的比值,可表示为

$$K = \frac{\Delta p_\tau}{\Delta p_\eta} = \frac{c\pi(r_1 - r_0)\tau_y g_r^2}{6\eta q \ln \frac{r_1}{r_0} + 3\eta \frac{H_a g_r^3}{R_1 g_a^3}} \tag{20}$$

2 单线圈径向流磁流变阀磁场与尺寸参数仿真分析

2.1 仿真模型建立

磁流变阀内部磁路中的磁力线走向很大程度上取决于材料属性的设置,通过隔磁材料与导磁材料的合理配合,可以减少磁路中的磁漏现象,引导磁力线均匀密集地穿过有效阻尼间隙。为了验证设计的单线圈径向流磁流变阀结构的合理性,了解关键尺寸参数对于其可控压降性能的影响,采用有限元仿真软件 ANSYS 的电磁场模块建立单线圈径向流磁流变阀 1/2 二维仿真实体模型(图 4)。为了提高建模与运算的简便快捷性,将单线圈径向流磁流变阀三维结构简化成二维平面问题,考虑其截面为规则轴对称图形,在不影响模型求解精度的情况下,选取

1/2 截面为仿真对象。选择 1 等级的 SmartSize 智能网格划分以及四边形网格结构单元，施加无磁漏的磁力线平行边界，并在线圈单元施加电流密度输入励磁载荷。

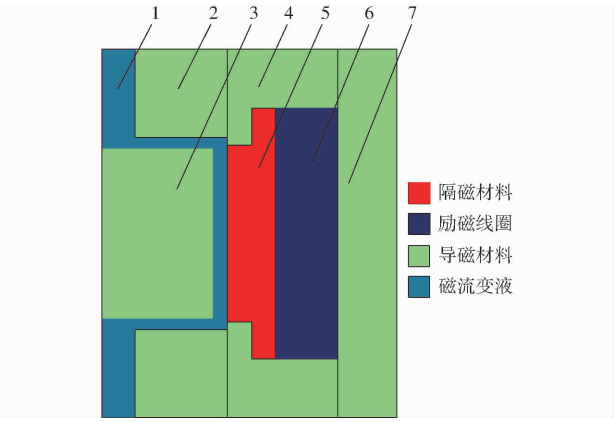

图 4　单线圈径向流磁流变阀 2D 仿真模型

Fig. 4　2D model of single coil radial flow MR valve

1. 液流通道　2. 定位盘　3. 阀芯　4. 侧翼套筒　5. 隔磁套筒　6. 励磁线圈　7. 阀体

根据材料导磁特性的不同，二维模型各单元被划分为隔磁材料、导磁材料、励磁线圈与磁流变液 4 类属性不同的区域，其中隔磁材料区域为选用不锈钢材料的隔磁套筒，导磁材料区域由选用 10 号低碳钢材料的定位盘、阀芯、侧翼套筒以及阀体共同组成。采用可视为均匀材料，且相对磁导率为 1 的均布铜线作为励磁线圈，采用重庆材料研究所开发的 MRF－J01T 型磁流变液作为磁流变阀的工作介质，使用最小二乘法对 MRF－J01T 型磁流变液 τ_y－B 曲线的非线性关系进行三次多项式拟合[15－17]，得到径向圆盘阻尼间隙处剪切屈服应力与磁感应强度的关系为

$$\tau_y = a_3 B^3 + a_2 B^2 + a_1 B + a_0 \tag{21}$$

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

2.2　压降性能仿真分析

图 5 为单线圈径向流磁流变阀在加载电流为 1 A 时磁力线走向及路径分布，图中定义了径向圆盘液流通道 S1、S3 与轴向圆环液流通道 S2 共 3 条路径。由图 5 可知，通过在绕线架中部设置不导磁隔磁套筒，绝大部分磁力线都能够垂直穿过径向阻尼间隙，避免了磁力线直接在绕线架处形成闭合回路现象的发生，提高了磁场利用率。同时还可观察到，越靠近阀芯中部的磁力线其分布越集中均匀，走向也越垂直于径向阻尼间隙，这也表明了磁流变阀磁路设计的合理性。

图 6 为加载电流为 1A 时路径 S1、S3 处磁场强

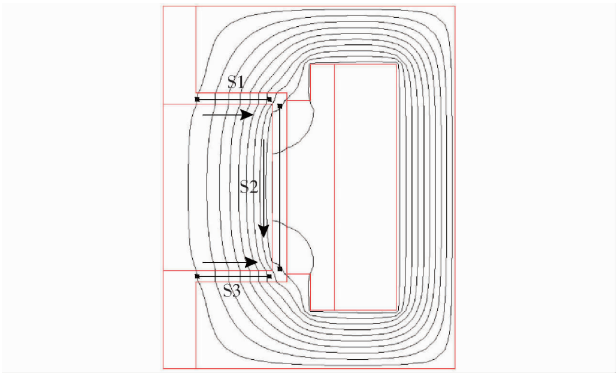

图 5　单线圈径向流磁流变阀磁力线分布

Fig. 5　Distribution of magnetic flux density

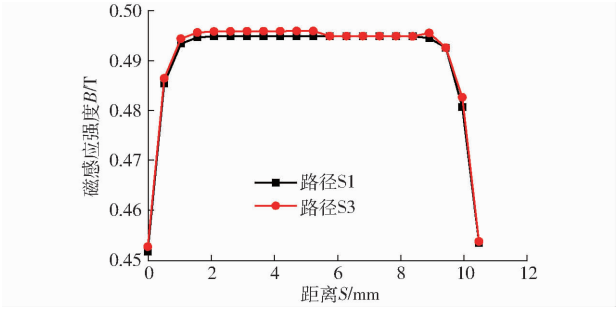

图 6　径向阻尼间隙内磁感应强度随路径分布曲线

Fig. 6　Distribution of magnetic flux density in radial damping gap along defined paths

度随距离的变化情况。从图 6 可看出，路径 S1、S3 处的磁感应强度大小及分布规律基本相同，其路径两端的磁感应强度较低，沿路径逐渐增大，位于路径中间区段的磁感应强度集中且稳定。同时 2 条路径的磁感应强度均在 0.453 ~ 0.495 T 之间，接近 MRF－J01T 型磁流变液的饱和磁场强度，基本满足磁流变阀对磁场参数的要求，为后续磁流变阀尺寸参数优化提供了数据参考。

为了更清晰表述电流变化对磁流变阀压降性能的影响，定义有效阻尼间隙内平均磁感应强度 $\overline{B}$ 为

$$\overline{B} = \frac{\int B_\perp \mathrm{d}l}{\int \mathrm{d}l} \tag{22}$$

式中　l——液流通道长度

$B_\perp$——垂直阻尼间隙方向的磁感应强度

由式(22)可知，提高磁感应强度垂直阻尼间隙方向的分量可增加相应阻尼间隙内的平均磁感应强度。

图 7 为单线圈径向流磁流变阀压降以及阻尼间隙内平均磁感应强度随加载电流的变化曲线。从图 7 可看出，平均磁感应强度与压降都随输入电流的增加而增大，因为输入电流增大会引起磁路中磁动势增加，因此间隙内平均磁感应强度增大；磁感应

强度的增加引起了磁流变液剪切屈服应力的提高，从而导致磁流变阀压降提升。此外，在输入电流为 1 A 时，磁流变阀可产生约 2 MPa 压降。

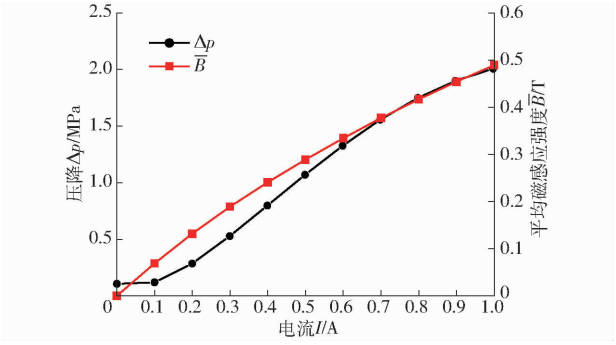

图 7 不同电流下的平均磁感应强度及压降变化曲线

Fig. 7 Changing curves of average magnetic flux density and pressure drop under different currents

2.3 尺寸参数对性能的影响

关键部件尺寸参数对提升磁流变阀可控压降性能具有重要影响，通过改变径向圆盘阻尼间隙 g_r 和定位盘宽度 a 来探究磁流变阀压降与可调系数变化状况。选取约束条件为

$$H_a = H - 2g_r - 2a \tag{23}$$

图 8 为在约束条件基础上，只改变径向圆盘阻尼间隙 g_r 得到的磁感应强度与压降可调系数变化曲线。从图 8 可看出，随着径向圆盘阻尼间隙增加，磁流变阀有效阻尼间隙内的磁感应强度随之减小，这主要是因为间隙的增大必然会带来磁路磁阻增加。此外，间隙的增加导致了压降可调系数的增加，由式(19)可知，由于磁致压降与圆盘阻尼间隙一次方呈反比，而粘滞压降与阻尼间隙三次方呈反比，粘滞压降的下降速度较磁致压降更快。

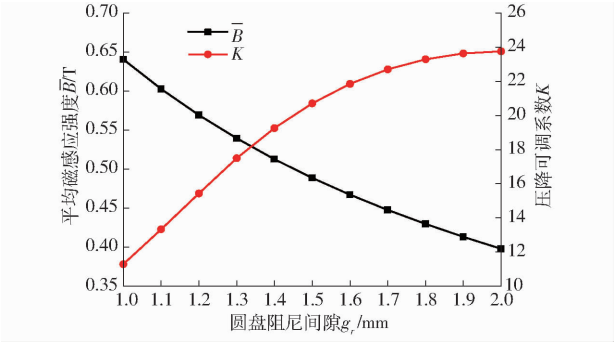

图 8 不同阻尼间隙下的磁感应强度及压降可调系数

Fig. 8 Magnetic flux density and pressure drop adjustable coefficient under different damping gaps

图 9 为磁感应强度与压降可调系数随定位盘宽度 a 的变化曲线。由图 9 可知，随着定位盘宽度的增加，阻尼间隙内的磁感应强度基本不变，但压降可调系数明显上升。因为在约束条件下，定位盘宽度的增加减少了轴向圆环液流通道的长度，粘滞压降会有所下降，而整体磁路磁阻基本不变，因此磁致压降不变，从而导致磁流变阀压降可调系数增加。

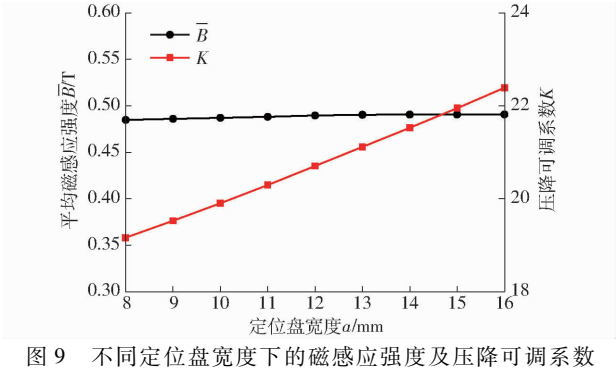

图 9 不同定位盘宽度下的磁感应强度及压降可调系数

Fig. 9 Magnetic flux density and pressure drop adjustable coefficient under different location width

3 单线圈径向流磁流变阀优化

3.1 可控压降性能优化

利用 ANSYS 软件中的优化工具改善相关关键部件尺寸，进一步提高单线圈径向流磁流变阀性能效果。仅使用一阶优化方法进行仿真求解易产生局部最优解，而零阶优化方法求解精度不高，因此综合运用上述两种优化工具进行优化仿真。首先利用零阶方法确定最优解近似区域，然后通过一阶方法精确求解得到最优参数，该方法能够在得到准确结果的同时，减少优化算法的迭代时间，更加快速地得到最佳技术方案，其优化流程如图 10 所示。在初步优化设计中，为了避免在非合理设计空间上得到局部最小值，首先使用零阶方法进行曲线拟合逼近合理设计序列，循环结束后以收敛值为起点运行一阶方法，添加惩罚函数得到无约束目标函数后，搜寻设计变量方向矢量计算得到新的设计变量，最终经过多次迭代后得到最优解。

性能优异的磁流变阀应在拥有较高压降的同时兼具较宽的压降可调范围，为了实现相应性能指标的多目标优化，采用线性加权法设立指标权重系数构建目标函数为

$$f = \frac{p'_\tau}{p_\tau}\lambda_1 + \frac{K'}{K}\lambda_2 \tag{24}$$

式中 p'_τ——优化前磁致压降

p_τ——优化后磁致压降

K'——优化前压降可调系数

K——优化后压降可调系数

λ_1——磁致压降权重系数

λ_2——压降可调系数的权重系数

在不改变单线圈径向流磁流变阀外形尺寸基础上，加载电流为 1 A，对其目标函数进行优化，选取

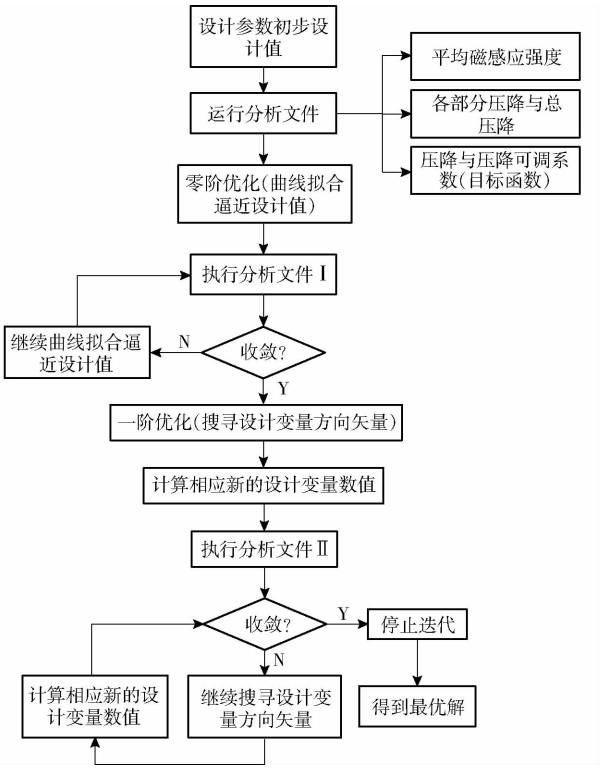

图 10　单线圈径向流磁流变阀优化设计流程图

Fig. 10　Flow chart of optimal design

设计变量如表 1 所示。设置状态变量为有效阻尼间隙内平均磁感应强度 $\overline{B}\geqslant 0.3$ T，设置求解迭代次数为 20。

表 1　磁流变阀优化设计变量

Tab. 1　Optimization design variable of MR valve　mm

参数	数值
小孔流道半径 r_0	3 ~ 6
阀芯半径 r_1	12 ~ 20
定位盘宽度 a	8 ~ 16
阀体厚度 t_h	6 ~ 10
绕线槽宽 T	25 ~ 40
径向圆盘阻尼间隙 g_r	1 ~ 2

考虑磁流变阀综合性能对于磁致压降与压降可调系数两项指标的需求，设置了 3 种不同权重系数 $\lambda_1=1$、$\lambda_2=0$；$\lambda_1=0$、$\lambda_2=1$ 以及 $\lambda_1=0.75$、$\lambda_2=0.25$ 的目标函数分别进行优化。图 11 为目标函数权重系数 $\lambda_1=0.75$、$\lambda_2=0.25$ 的磁流变阀相关优化设计参数迭代图，从图 11b 可看出，优化过程共经历 12 次迭代，目标函数在第 12 次迭代中获得最小值，即得到最优结果。图 11a 中设计变量与状态变量参数在经历最初较大幅值变化后逐渐趋于平稳，因为前期零阶优化在初始变量设计上下限内得到小范围最优解近似区域，一阶优化在此基础上进而获得准确最优结果。最终优化结果如表 2 所示。

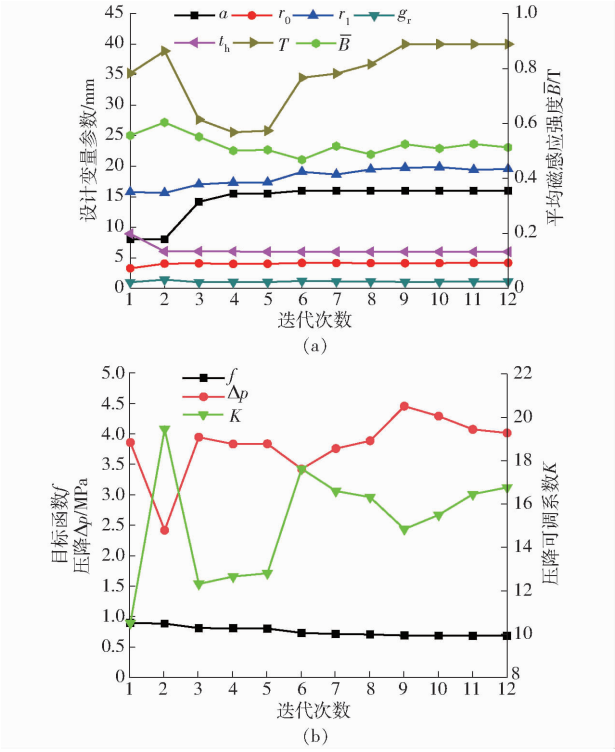

图 11　单线圈径向流磁流变阀多目标优化结果

Fig. 11　Optimization result of proposed MR valve

表 2　磁流变阀优化前后结果

Tab. 2　Results of MR valve before and after optimization

参数	优化前	优化后		
		$\lambda_1=1$ $\lambda_2=0$	$\lambda_1=0$ $\lambda_2=1$	$\lambda_1=0.75$ $\lambda_2=0.25$
目标函数 f	1.00	0.398	0.567	0.685
磁致压降 p_τ/MPa	1.909	4.798	1.515	3.801
粘滞压降 p_η/MPa	0.092	0.040	0.041	0.227
压降可调系数 K	20.71	12.10	36.51	16.77
平均磁感应强度 $\overline{B}$/T	0.489	0.526	0.478	0.518
小孔流道半径 r_0/mm	4.5	3.0	4.9	4.2
阀芯半径 r_1/mm	15.0	20.0	16.2	19.6
定位盘宽度 a/mm	12	13.95	16	16
阀体厚度 t_h/mm	8	6	6	6
绕线槽宽 T/mm	34	40	40	40
径向圆盘阻尼间隙 g_r/mm	1.5	1.0	2.0	1.1

由表 2 可知，当权重系数 $\lambda_1=1$、$\lambda_2=0$ 时，磁致压降 p_τ 由 1.909 MPa 增加到 4.798 MPa，提高了 151.3%，压降可调系数 K 由 20.71 下降至 12.10，下降 41.2%。当权重系数 $\lambda_1=0$、$\lambda_2=1$ 时，磁致压降 p_τ 由 1.909 MPa 下降至 1.515 MPa，下降 20.7%，压降可调系数 K 由 20.71 增加到 36.51，提高了 76.3%。当权重系数 $\lambda_1=0.75$、$\lambda_2=0.25$ 时，磁致压降 p_τ 由 1.909 MPa 增加到 3.801 MPa，提高了 99.1%，压降可调系数 K 由 20.71 下降至 16.77，下降 19.0%。从上述优化结果可看出，权重系数为 $\lambda_1=0.75$、$\lambda_2=0.25$，输入电流为 1 A 时，磁流变阀

牺牲较少的压降可调系数性能，其磁致压降 p_τ 增加约 2.9 MPa，性能提升显著，避免了单性能指标优化导致另一性能大幅度下降的问题。

3.2 优化结果分析

图 12 为单线圈径向流磁流变阀优化前后平均磁感应强度随加载电流的变化曲线。从图 12 可知，随着加载电流的增加，优化前后阻尼间隙内的平均磁感应强度均增大。在同一输入电流下，优化后阻尼间隙内平均磁感应强度相比优化前相差不大，优化设计获得的最优解正确。当输入电流为 1 A 时，优化后平均磁感应强度 $\overline{B}=0.51$ T，较优化前提升约 0.02 T，主要因为磁流变阀有效阻尼间隙的减小。且 $B=0.51$ T 符合 MRF－J01T 型磁流变液 τ_y-B 关系拟合式，可达到剪切应力最大值。

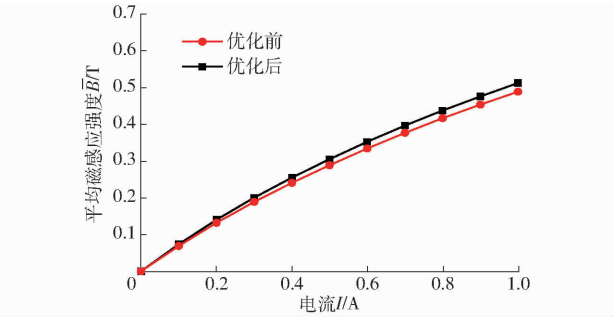

图 12 优化前后平均磁感应强度随电流的变化曲线

Fig. 12 Changing curves of average magnetic flux density before and after optimization

图 13 为优化前后单线圈径向流磁流变阀压降随加载电流的变化仿真曲线。从图 13 可看出，优化前后磁流变阀压降随输入电流的增加而上升。同一输入电流下，磁流变阀优化前后阻尼间隙内平均磁感应强度差值较小，优化后磁流变阀压降相比优化前压降有明显提升。因为磁致压降受剪切应力与尺寸共同影响，由式(18)、(21)可知，优化前后磁流变液动态剪切屈服应力变化较小，但磁致压降式(18)的系数从优化前的 7 增加到优化后的 14，因此优化后磁流变阀压降提升较为显著。仿真结果显示，当加载电流为 1 A 时，优化后的磁流变阀压降可达 4 MPa，相比优化前的 2 MPa，性能提升 100%，优化效果明显。

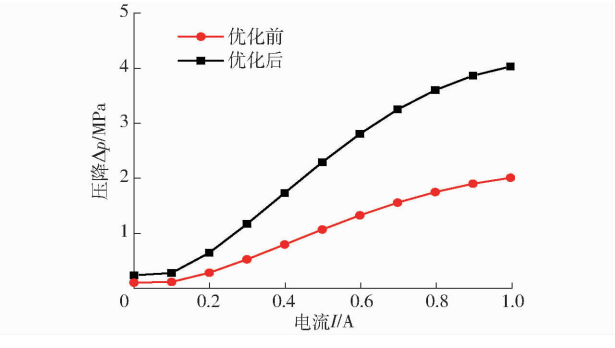

图 13 优化前后压降随电流的变化曲线

Fig. 13 Changing curves of pressure drop before and after optimization

4 压降性能实验

4.1 磁流变阀样机及性能测试系统

在仿真分析及优化设计基础上，加工了图 14 所示的优化前和优化后 2 种内部尺寸不同的单线圈径向流磁流变阀。设计优化前后磁流变阀性能测试方法，搭建了图 15 所示单线圈径向流磁流变阀性能测试系统。为了更好地将具有一定压力和流量的磁流变液输送到磁流变阀中，液压驱动系统采用了由三相异步电动机以及齿轮式定量泵组成的动力单元，其中定量泵系统流量为 4 L/min；常闭状态的溢流阀Ⅰ作为安全阀安装在齿轮泵与磁流变液缸之间，安全阀值为 6.3 MPa；溢流阀Ⅱ作为背压阀安装在磁流变阀与磁流变液缸回油口之间，通过调整阀口开度来模拟系统负载变化。控制检测系统中的压力传感器Ⅰ和Ⅱ分别检测磁流变阀进口和出口压力，并将压力信号转换为模拟信号，经由数据采集卡传送到计算机上的图形化编程语言 LabVIEW 中进行计算处理。



(a) 主要元器件

(b) 装配图

图 14 单线圈径向流磁流变阀实物图

Fig. 14 Prototyping of single coil radial flow MR valve

1. 绕线架 2. 阀体 3. 左端盖 4. 右端盖 5. 阀芯 6. 定位盘 7. 优化前磁流变阀 8. 优化后磁流变阀

4.2 优化后单线圈径向流磁流变阀性能

手动旋转溢流阀Ⅱ的手柄可以改变磁流变阀出口负载压力，可以模拟系统负载工况的变化。定义溢流阀Ⅱ手柄未旋转，阀口处于最大开度状态时为负载工况 1；顺时针旋转溢流阀Ⅱ手柄 2 圈为负载工况 2，顺

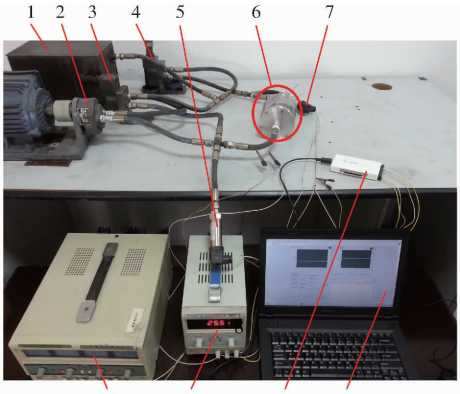

图 15　磁流变阀压降性能测试系统

Fig. 15　Experimental test system

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. 计算机　9. 采集卡　10. 电源Ⅰ　11. 电源Ⅱ

时针旋转溢流阀Ⅱ手柄 4 圈为负载工况 3。

图 16 为优化后单线圈径向流磁流变阀在负载工况 1 下进口压力、出口压力以及压降随电流的变化曲线。从图 16 可看出，随着加载电流的增加，进口压力与压降均以相同的上升趋势不断增加，与仿真结果趋势一致。当输入电流达到 1.8 A 时，可得到约 2.58 MPa 的最大压降。溢流阀Ⅱ作为背压阀可保证出口压力基本保持恒定，但出口压力仍有小幅波动，因为系统在工作过程中磁流变阀中磁流变液流速会因齿轮泵磨损以及电动机振动而不稳定。

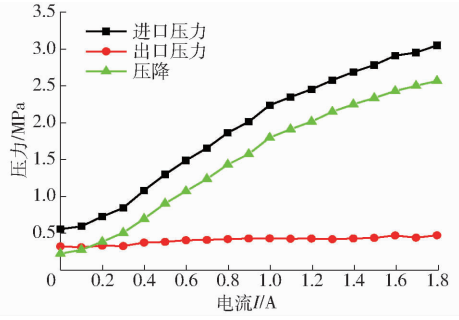

图 16　优化后磁流变阀压力在负载工况 1 下变化趋势

Fig. 16　Pressure of MR valve after optimization at load condition 1

图 17 为负载变化对优化后单线圈径向流磁流变阀压降性能的影响。由图 17 可知，不同负载工况下的压降曲线基本重合，这说明优化后磁流变阀压降性能不受负载变化的影响，这种负载变化不改变压降的特性可以进一步拓宽磁流变阀的使用范围，尤其是将磁流变阀作为旁通阀并联在阻尼器旁，可改善阻尼器的阻尼力调节范围，提升磁流变阀控阻尼器设计的灵活性，使其能够应用于不同阻尼工况下。

4.3　磁流变阀压降性能对比

图 18 为优化前后单线圈径向流磁流变阀压降

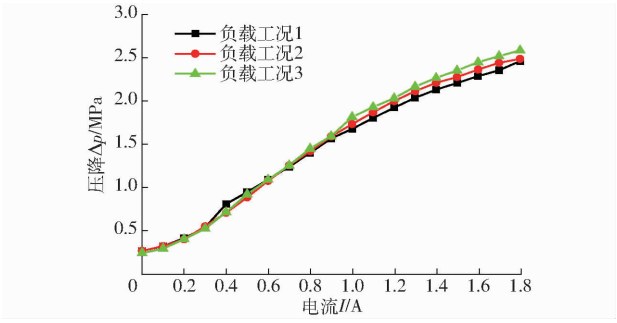

图 17　优化后磁流变阀不同负载工况下压降比较

Fig. 17　Pressure drop comparison of MR valve under different load conditions

随电流变化的对比曲线。与图 13 优化前后磁流变阀压降仿真曲线相比，实验压降与仿真压降具有相同的变化规律。从图 18 可看出，优化后磁流变阀比优化前拥有更优异的压降性能，在输入电流为 0.3 A 时，优化后磁流变阀压降相比优化前开始明显增大，在加载电流 1.8 A 时，优化前磁流变阀总压降为 1.84 MPa，优化后磁流变阀总压降可达 2.58 MPa，提升 40.22%。可控压降性能优化效果显著。

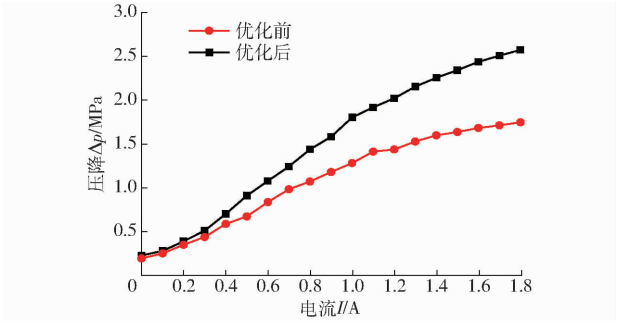

图 18　优化前后磁流变阀压降性能对比

Fig. 18　Comparison of pressure drop of MR valve before and after optimization

表 3 为优化前后单线圈径向流磁流变阀压降与压降可调系数。从表 3 可看出，优化后磁流变阀压降性能有较大改善，压降可调系数也有较大提升。优化前磁流变阀压降可调系数为 7.94，优化后压降可调系数可达 10.07，提升 26.83%。与优化仿真结果相比有一定差异，原因为：①在磁场仿真中采用理想边界条件，未考虑实际磁流变阀存在的漏磁现象。②采用 Bingham 模型推导压降数学模型未考虑磁流变液剪切变稠现象的发生。③由于实验条件的限

表 3　优化前后磁流变阀压降及压降可调系数

Tab. 3　Pressure drop and adjustable coefficient of MR valve before and after optimization

项目	压降/MPa		压降可调系数
	I = 0 A	I = 1.8 A	
优化前	0.206	1.84	7.94
优化后	0.233	2.58	10.07

制,未对实际材料特性参数进行测量,导致仿真设定的参数与实际情况有差异。

5 结论

(1)基于传统径向流磁流变阀,设计了一种在线圈绕线架中部设置隔磁套筒的单线圈径向流磁流变阀,合理改善了磁路设计。结合推导的压降数学模型,对单线圈径向流磁流变阀进行了建模仿真。仿真结果表明,磁流变阀初始结构设计及其基本参数设定合理,基于此进行优化设计获得的最优解正确合理。

(2)运用零阶与一阶优化工具,以权重系数 $\lambda_1 = 0.75$、$\lambda_2 = 0.25$ 对磁流变阀建立的多目标函数进行优化分析。结果表明,在加载电流为 1 A 时,磁流变阀压降由优化前的 2 MPa 增至优化后的 4 MPa,性能提高了 100%;优化后磁流变阀在牺牲较少压降可调系数性能的情况下,大幅提升了磁致压降,性能提升显著。

(3)对优化后单线圈径向流磁流变阀压降性能进行实验测试对比,实验结果表明,在励磁电流 1.8 A 时,优化后磁流变阀总压降为 2.58 MPa,较优化前提升了 40.22%;优化后磁流变阀压降可调系数为 10.07,较优化前提升了 26.83%。

参 考 文 献

[1] ZHU X, JING X, CHENG L. Optimal design of control valves in magnetorheological fluid dampers using a nondimensional analytical method[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2013, 24(1): 108 – 129.

[2] SUN S S, NING D H, YANG J, et al. Development of an MR seat suspension with self-powered generation capability[J]. Smart Material and Structures, 2017, 26(8): 085025.

[3] HU G L, ZHANG J W, ZHONG F, et al. Performance evaluation of an improved radial magnetorheological valve and its application in the valve controlled cylinder system[J]. Smart Materials and Structures, 2019, 28(4): 047003.

[4] IMADUDDIN F, MAZLAN S A, ZAMZURI H. A design and modelling review of rotary magnetorheological damper[J]. Materials and Design, 2013, 51: 575 – 591.

[5] YU J Q, DONG X M, WANG W. Prototype and test of a novel rotary magnetorheological damper based on helical flow[J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(2): 025006.

[6] KIKUCHI T, KOBAYASHI K. Design and development of cylindrical MR fluid brake with multi-coil structure[J]. Journal of System Design and Dynamics, 2011, 5(7): 1471 – 1484.

[7] SEID S, CHANDRAMOHAN S, SUJATHA S. Optimal design of an MR damper valve for prosthetic knee application[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(6): 2959 – 2965.

[8] 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.

[9] TANG X, ZHANG X, TAO R, et al. Structure-enhanced yield stress of magnetorheological fluids[J]. Journal of Applied Physics, 2000, 87(5): 2634 – 2638.

[10] 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.

[11] HU G L, 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.

[12] HU G L, 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.

[13] 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): 065017.

[14] 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.

[15] 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.
HU Guoliang, ZHONG Fang, LIAO Mingke. Design and pressure drop analysis of hybrid fluid flow magnetorheological valve[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 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. (in Chinese)

[16] 胡国良, 钟芳. 磁场结构对径向流磁流变阀动态性能的影响[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(9): 411 – 420.
HU Guoliang, ZHONG Fang. Influence of magnetic field structure on dynamic performance of radial magnetorheological valve[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(9): 411 – 420. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20170952&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.09.052. (in Chinese)

[17] 胡国良, 钟芳, 张海云. 两级径向流蜿蜒式磁流变阀结构设计与动态性能分析[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(10): 376 – 382.
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. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20161049&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.10.049. (in Chinese)

[18] HADADIAN A, SEDAGHATI R, ESMAILZADEH E. Design optimization of magnetorheological fluid valves using response surface method[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2014, 25(11): 1352 – 1371.

[19] 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.

[20] 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.

[21] 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.