

基于 NSGA-II 算法的内外液流通道筒式磁流变制动器优化设计

应仕诚, 胡国良, 喻理梵

(华东交通大学载运工具与装备教育部重点实验室, 江西 南昌 330013)

摘要:【目的】针对传统磁流变制动器磁场利用率不高的问题, 设计了一种具有内外流道的筒式磁流变制动器。【方法】通过将隔磁环和隔磁盘集成在导磁材料旋转套筒和定子磁缸内, 使得磁力线蜿蜒穿过内外液流通道的 6 段有效阻尼间隙, 从而在制动器外形尺寸不变的前提下提高了转矩性能。阐述了内外液流通道筒式磁流变制动器的结构和工作原理, 同时建立了制动转矩的数学模型。在电磁场和转矩分析的基础上, 通过理论计算和 DOE 实验正交法预测模型精度, 并利用 NSGA-II 算法对内外液流通道筒式磁流变制动器进行多目标优化。【结果】结果表明, 当加载电流为 2.0 A 时, 制动器的转矩最大值为由 36.38 N·m 提高到 47.35 N·m, 相比优化前提升了 30.15%; 转矩动态可调范围由 18.28 提高到 21.31, 相比优化前提升了 16.58%。【结论】优化后的制动器满足无人配送小车的制动性能需求。

关键词: 磁流变制动器; 内外液流通道; 多目标优化设计; 制动性能

中图分类号: TH134

文献标志码: A

Optimal Design of Drum MR brake with Internal and External Fluid Flow Channels Based on NSGA-II Algorithm

YING Shicheng, HU Guoliang, YU Lifan

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

Abstract: 【Objective】 To solve the problem of low magnetic field utilization of conventional magnetorheological brake (MRB), a drum MR brake with internal and external fluid flow channel was designed. 【Method】 By adding non-magnetic rings and non-magnetic disk to the magnetic material rotary sleeve and the stator magnetic cylinder, the magnetic flux was guided meander through six effective damping gaps in the internal and external axial flow channels. Therefore, the torque performance was improved under the premise that the outer dimension of the brake remains unchanged. The structure and working principle of the internal and external fluid flow MR brake were described, and the mathematical model of braking torque were deduced and established. Based on the analysis of electromagnetic field and torque, the accuracy of the model was predicted by theoretical calculation and DOE experiment orthogonal method, and the multi-objective optimization of the MR brake with internal and external fluid flow channels was carried out by using the NSGA-II algorithm. 【Result】 The results show that, with an applied current of 2.0 A, the braking torque of the initial and optimal MR dampers are 36.38N·m and 47.35N·m, respectively, with dynamic adjustable ranges of 18.28 and 21.31, respectively. Compared with the initial damper, the braking torque increased by 21.31%, and the dynamic adjustable range increased by 16.58. 【Conclusion】 The optimal MRB meets the braking performance requirements of unmanned delivery vehicles.

Key words: MRB; internal and external fluid flow channels; multi-objective optimization design; braking performance

【研究意义】近年来, 关于电流变液、磁流变液 (MRF) 和磁流变弹性体等智能材料及其应用的研究在不断增加。作为智能材料的一种, 磁流变液具有快速响应、可控性和低功耗等卓越的特性而备受研究者的关注^[1-4]。本质上, 磁流变液在控制器件中的工作模式可大致分为三种: 即流动模式、挤压模式和剪切模式。其中, 剪切模式主要应用于离合器、制动器和阻尼器等构件中^[5-9]。

【研究进展】多年来, 人们从提高制动转矩、紧凑的尺寸以及低功率能耗出发, 提出了大量的磁流变制动器 (MRB) 结构。盘式 MRB 是最原始也是最简单的结构类型, 这类制动器通过采用圆盘作为转子并且将励磁线圈安装在圆盘的外侧圆柱形外壳上^[10-12]。Zhou 等^[13]设计了一种改变励磁线圈的摆放位置的双盘式磁流变制动器, 该设计使得盘式磁流变制动器结构更加紧凑以及磁通路径的利用率更高。这种类型的

收稿日期: 2023-11-01

基金项目: 江西省自然科学基金重点项目 (20212ACB204002); 国家自然科学基金项目 (52165004); 江西省国际科技合作重点项目 (20232BBH80010); 江西省教育厅科学技术研究项目 (GJJ210629)

MRB 结构简单易于制造,同时具有重量的轻量化和结构的紧凑性的优势,能产生优良的制动效果。然而在某些应用场景中,磁流变制动器所能够使用的空间十分有限。在这种情况下,盘式 MRB 就不太适用,相反鼓式 MRB 可能会提供更高的转矩。Huang 等^[14-15]通过对盘式和鼓式制动器进行了理论研究,并改进了优化设计方法。研究结果表明,与盘式 MRB 相比,在制动盘半径和磁流变液体积相同的情况下,鼓式的磁流变制动效果明显大于盘式。

Qin 等^[16]的研究旨在解决磁流变制动器内部存在的磁滞现象,他们通过将微型电机与磁流变制动器相结合,设计出一种中空多鼓式的 MRB,进而获得了更为紧凑的结构。为了提高鼓式 MRB 的制动性能,Nguyen 等^[17]设计了一种带有 T 形转子的 MRB,这种结构比鼓式制动的设计更为紧凑,但制造更为复杂,因此在现有的研究设计中并不常见。而后 Nguyen 等^[18]提出了一种用于触觉手套上的混合式 MRB 结构装置,该结构同时具备径向液流通道和轴向液流通道。结果表明,相比于其他结构混合式的液流通道可以为触觉手套提供更好的性能。除了以上常见的盘式 MRB 和鼓式 MRB,也可以通过在制动器内部结构中添加非磁性材料改变磁力线走向,从而在体积不变的前提下提高输出转矩。Senkal 等^[19]提出了一种具有高扭矩输出的紧凑型 MRB,该结构通过将非磁性套管穿插放入导磁碳钢中使得磁力线能蜿蜒穿过液流通道。通过与相同设计规格的商用 MRB 比较,其直径比商用 MRB 小 33%,制动转矩提高了 2.7 倍。

然而在磁流变制动器的结构中排布磁性材料和非磁性材料能够提高其内部磁感应强度和改善制动性能,同样也会存在部分磁场强度不均匀及磁路未能充分利用的问题。在磁流变智能器件的初始设计阶段,计算各个区域的磁通密度并进行优化设计,一直是学术界关注的研究问题。Hu 等^[20]设计了一种多液流通道磁流变制动器,通过引入两项权重系数并结合 ANSYS 软件的一阶优化算法进行仿真设计,结果表明,外加电流为 1 A 时,输出转矩提高了 34.6%,转矩动态可调范围提高了 3.2%。Nguyen 等^[21]为了打破磁性瓶颈,提出了一种具有锯齿形磁通路径的磁流变制动器盘式构型。考虑液流通道的平均磁感应强度对最大制动转矩和最小质量进行优化,将非支配排序遗传算法 NSGA-II 引入 ANSYS 一阶方法中,并与前人结果进行比较。实验结果表明,最大制动转矩为 20 Nm,质量为 2.33 Kg。Manjeet 等^[22]通过前馈神经网络 FNN 来预测磁流变阻器液流通道磁感应强度,

该研究运用了顺序二次规划 SPQ 和遗传算法相结合的组合优化方法,对不同运用场景下阻尼器的最大阻尼力和最大动态可调范围进行了优化。通过确定适用于不同目标函数的权重因子,该方法得出了一组可接受的优化结果。

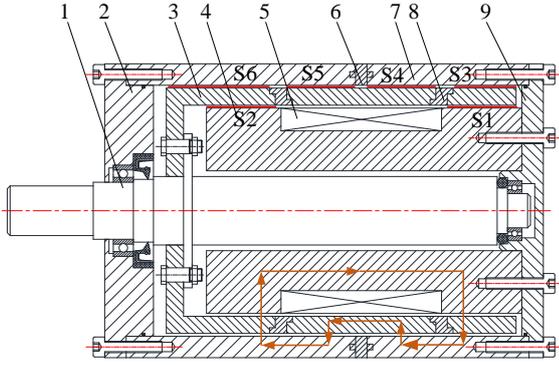
【创新特色】以上学者通过增大液流通道的半径或延长液流通道的有效工作区域,以提高输出转矩及转矩动态调节范围。但在实际应用中,增加液流通道的半径和长度都会使得制动器整体尺寸过大,无法灵活运用到更多的装置中。受蜿蜒式 MRB 的启发,本文在筒式磁流变制动器的结构上进行磁路的改进,提出了一种具有曲折磁路的筒式的 MRB 配置,通过在旋转套筒和缸筒合理设置非磁性材料,引导磁力线蜿蜒垂直通过 6 段有效阻尼间隙,从而沿磁流变液通道具有更强且分布更均匀的磁通密度。建立了制动器的输出转矩数学模型,考虑内外液流通道中的磁感应强度分布,基于理论计算和 DOE 实验正交法预测模型精度,利用 NSGA-II 算法对内外液流通道筒式磁流变制动器进行结构优化。

【关键问题】通过对比优化前后有效阻尼间隙磁感应强度分布规律及分析输出转矩和动态可调范围随电流变化规律可知,优化后的 MRB 满足制动性能的需求,为运用在无人配送小车上提供了一定参考价值。

1 结构设计及工作原理

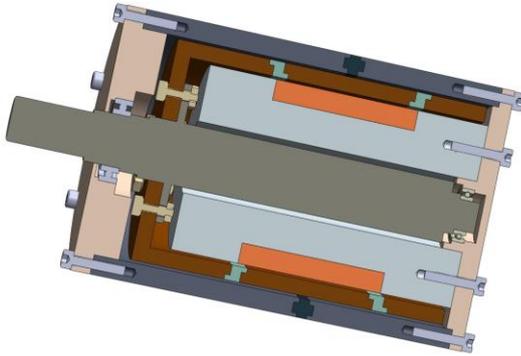
以某款无人配送小车为研究对象,设计了如图 1 所示的内外液流通道筒式磁流变制动器。图 1 中,该筒式制动器的结构主要由转轴、端盖、磁芯、导磁套筒、隔磁盘、隔磁环、励磁线圈和缸筒等组成。其中缸筒中间设有隔磁盘,将隔磁盘的左右两个端面加工 6 个均匀分布的小凸台,分别与缸筒左右表面相对应的凹槽配合,构成整个缸筒;旋转套筒由两段隔磁环嵌入构成并通过螺栓与转轴相连。通过在缸筒中增设隔磁盘,并在旋转套筒中嵌入两段隔磁环,引导磁力线垂直穿过内外两条液流通道,从而产生 6 段有效阻尼间隙,分别为内液流通道的两条有效阻尼间隙 S1、S2 和外液流通道的四条有效阻尼间隙 S3、S4、S5 和 S6。从图中可以看出,当施加电流时磁力线就会通过 S1 流道,此时触碰到第一个“Z”字形的隔磁环迫使绝大部分磁力线经过第一段外液流通道到达缸筒(S3 流道),同时经过隔磁盘时再次弯折通过第二段外液流通道(S4 流道),此时磁力线穿过液流通道再次回到旋转套筒,当其触碰到第二个“Z”字形的隔磁环时,就会再次弯折经过第三段外液流通道(S5

通道), 随后沿着缸筒的路径磁力线穿过第四段外液流通道回到旋转套筒 (S6 通道), 最后穿过 S2 液流通通道形成回路。该结构设计在不增加制动器外形尺寸的前提下, 合理引导励磁线圈磁力线走向, 大大提高了磁场利用率, 使得磁场沿着外液流通通道分布更加均匀, 进而改善了制动器输出转矩。



1. Shaft 2. Left end cover 3. Magnetic sleeve 4. Magnetic core
5. Excitation coil 6. Non-magnetic disc 7. Cylinder
8. Non-magnetic ring 9. Right end cover

(a) Structural diagram



(b) 3d model

图 1 内外液流通筒式磁流变制动器

Fig.1 MR brake with internal and external fluid flow channels

2 转矩数学模型

车辆行驶时, 旋转套筒由转轴的带动下进行圆周运动, 此时磁流变液呈现流体状态。当车辆处于制动状态时, 制动器内部的励磁线圈可以产生磁场, 同时作用在内外两条液流通通道中的磁性颗粒上使其形成链, 从而产生阻碍转子运动的作用。在这个过程中, 旋转套筒与磁流变液发生的剪切作用产生制动转矩。由于筒式磁流变制动器为高度对称形状, 故选用 1/2 轴对称模型作为研究对象, 如图 2 所示。

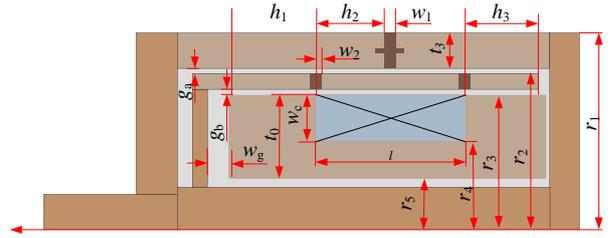


图 2 磁流变制动器结构示意图

Fig.2 Structure diagram of MRB

当磁流变制动器工作时, 转轴带动旋转套筒转动, 磁流变液在有效阻尼间隙作周向运动如图 3。图中, g_a 、 g_b 分别为内外液流通道的厚度, 取 1 mm; r_2 、 r_3 分别为旋转套筒内圆半径和磁芯外圆半径; ω 为旋转套筒的角速度。则磁流变制动器的转矩在 r 处输出转矩可以沿着径向的剪切应力积分获得:

$$T = \int_A r \tau_y dA = \int_0^L r \tau_y \cdot 2\pi r dl = 2\pi r^2 L \tau_y \quad (1)$$

式中: L 为有效阻尼间隙长度。

有效阻尼间隙中磁流变液在 r 处的剪切应变率为:

$$\dot{\gamma} = r \frac{d\omega_r}{dr} \quad (2)$$

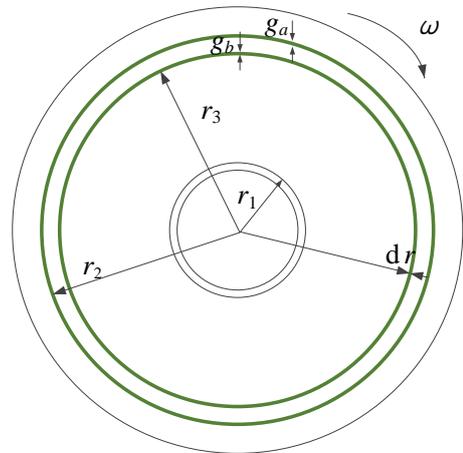


图 3 制动器的液流通示意图

Fig.3 Schematic diagram of the liquid flow path of the brake

在制动器的液流通道的轴向间隙 r 处取微型环面 d_r , 联立式(1)、(2)可得在该微型环面的转速微分 $d\omega_r$ 为:

$$d\omega_r = \frac{1}{\eta} \left(\frac{T}{2\pi r^2 L \tau} - \frac{\tau(B)}{r} \right) dr \quad (3)$$

筒式磁流变制动器的制动转矩由两个部分组成, 分别为磁场作用下的磁致转矩 T_B 和零场状态下的黏滞转矩 T_η 。分别表示为:

$$T_B = \frac{4\pi L \tau(B) r^2 (r+g)^2 \ln((r+g)/r)}{(r+g)^2 - r^2} \quad (4)$$

$$T_{\eta} = \frac{4\pi\eta L r^2 (r+g)^2 \omega}{(r+g)^2 - r^2} \quad (5)$$

式中： g 为内外液流通道厚度。

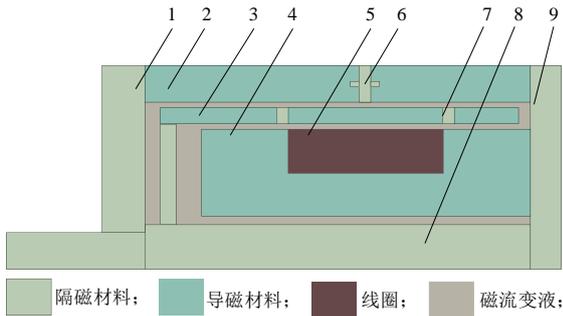
3 电磁场仿真模型

为了验证磁路设计的合理性和真实模型制动器的工作状态，采用 COMSOL 软件的电磁场模块对制动器进行仿真分析。由于内外液流通道筒式制动器为对称结构，在不影响计算的精度的前提下，选用 1/2 轴对称截面模型进行仿真分析，以减小计算量。

如图 4 所示为磁流变制动器的有限元模型，根据制动器各部分零件材料属性不同，将其整体结构划分为 4 个部分。其中隔磁材料为隔磁性优良的不锈钢，主要包括端盖、转轴、隔磁环和隔磁盘。导磁材料为 10#钢，主要包括磁芯、旋转套筒和磁缸。磁流变液的性能对制动器的性能有着至关重要的影响，MRF 优良的磁致剪屈服切力和零场黏度是提高制动器的制动转矩和转矩可调范围性能的两个重要指标。磁流变制动器采用重庆材料研究院生产的 MRF-J25T 型磁流变液作为工作材质，图 5 为 MRF-J25T 型号的 τ - B 曲线，其剪切屈服应力和磁感应强度的关系可采用最小二乘法进行多项式拟合，表示为：

$$\tau_y = a_1 B^5 + a_2 B^4 + a_3 B^3 + a_4 B^2 + a_5 B + a_6 \quad (11)$$

式中： $a_1 = -305.9 \text{ kPa/T}^5$ ； $a_2 = 728.3 \text{ kPa/T}^4$ ； $a_3 = -637.6 \text{ kPa/T}^3$ ； $a_4 = 272.9 \text{ kPa/T}^2$ ； $a_5 = -9.117 \text{ kPa/T}$ ； $a_6 = 0.1413 \text{ kPa}$ 。



1. Left end cover 2. Cylinder 3. Magnetic sleeve
4. Magnetic core 5. Excitation coil 6. Non-magnetic disc
7. Non-magnetic ring 8. Shaft 9. Right end cover

图 4 磁流变制动器的有限元模型
Fig.4 Finite element model of MRB

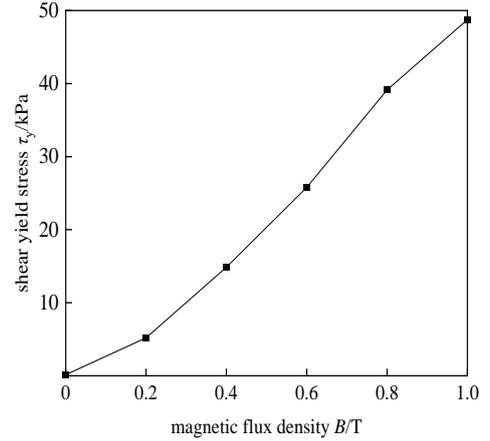


图 5 磁流变液 τ - B 曲线

Fig.5 The τ - B curve of MRF

如图 6 所示，在外加电流为 1.0 A 时，内外液流通道筒式磁流变制动器磁力线分布图，同时在图中标记出 6 段有效阻尼间隙路径位置。通过在旋转套筒增设隔磁材料，避免了磁力线经过导磁套筒形成回路。同时利用缸筒中间的隔磁盘让磁力线再次曲折，引导其蜿蜒经过外液流通道。此外，旋转套筒左侧存在少于漏磁现象，这对 MRB 性能产生影响，故后续可对该部分进行优化。

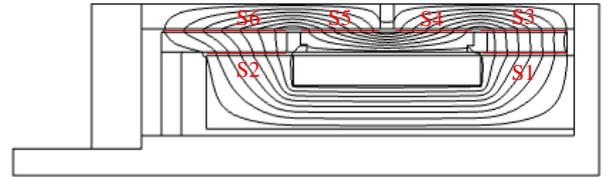


图 6 制动器磁力线分布图

Fig.6 Distribution of magnetic flux lines of MRB

4 结构优化

4.1 制动器主要性能指标

合理的磁力线走向和磁路的结构能够提高磁场的利用率，在有限的体积下应尽可能提高有效阻尼间隙的磁感应强度，同时避免其他材料发生磁饱和现象。考虑到磁流变制动器有两个主要性能指标，即为输出转矩和转矩动态可调范围。

若在 6 条液流通道产生的磁感应强度分别为 B_1 、 B_2 、 B_3 、 B_4 、 B_5 和 B_6 ，磁致转矩为：

$$T_B = \sum_{i=1}^2 \frac{4\pi r^2 l_1 \tau(B_i) (r_3 + g)^2 \ln((r_3 + g)/r_3)}{(r_3 + g)^2 - r_3^2} + \sum_{i=3}^6 \frac{4\pi r^2 l_2 \tau(B_i) (r_2 + g)^2 \ln((r_2 + g)/r_2)}{(r_2 + g)^2 - r_2^2} \quad (6)$$

式中： l_1 为 S1 和 S2 阻尼间隙的有效长度，分别为 $h_3 - w_2$ 和 $h_1 - w_2$ ； l_2 为 S3、S4、S5 和 S6 的阻尼间隙的有效长度，分别为 $h_3 - w_2$ 、 $h_2 - w_1/2 - w_2$ 、 $h_2 - w_1/2 - w_2$ 和 $h_1 -$

w_2+W_g 。

磁流变制动器未通电流时的黏滞转矩为：

$$T_{\eta} = \frac{4\pi\eta L_1 r^2 (r_3 + g)^2 \omega}{(r_3 + g)^2 - r_3^2} + \frac{4\pi\eta L_2 r^2 (r_4 + g)^2 \omega}{(r_4 + g)^2 - r_4^2} \quad (7)$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (8)$$

式中： L_1 、 L_2 为内外液流通道有效长度，分别为 h_1+l+h_3 和 $h_1+l+h_3+W_g$ ； n 为转轴的转速，取 $n=200$ r/min。

无人配送小车处于制动状态时，磁流变制动器输出的总转矩 T_M 为：

$$T_M = T_B + T_{\eta} \quad (9)$$

此外，转矩动态可调范围作为评判制动器制动性能的另一个重要指标，其值能够反映制动器在应用范围上的作用。当动态可调范围值较大时，制动器就能适应更广泛的工作条件和需求。通常将外加电流作用下的制动器输出转矩 T_M 与零场状态下制动器的黏滞转矩 T_{η} 的比值 K ，定义为转矩动态可调系数。

$$K = \frac{T_M}{T_{\eta}} \quad (10)$$

由式（6）和（7）可知，内外液流通道筒式磁流变制动器的性能与所处的半径和有效阻尼间隙的长度有较大的关联，此外如图 6 可知该制动器存在少许漏磁现象，且漏磁能够影响 MRB 性能，因此需要将漏磁因素也视为重要的设计变量并加以考虑。故将磁芯厚度 t_0 、磁芯左翼长度 h_1 、线圈长度 l ，和左侧径向磁流变液宽度 W_g 作为该结构的设计变量。设计变量的取值范围如表 1。

表 1 设计变量取值范围
Tab.1 Value range of design variables

Variable	Lower limit	Upper limit
t_0/mm	24	28
h_1/mm	20	26
L/mm	52	58
W_g/mm	7	10

4.2 MRB 多目标优化

为了提高筒式磁流变制动器的性能，扩大其适用范围，需要对内外液流通道的设计进行优化。其中，制动力矩和转矩的动态可调范围是两个至关重要的参数。然而，两者之间具有相互制约的关系，需要同时进行优化，从而形成一个多目标优化问题。在解决多

目标优化问题时，需要考虑如何在不同目标之间进行平衡，以实现最终结果的优化。此时，NSGA-II 算法是一种常用有效的优化算法，该算法具备良好的实现效果，可以用于处理多目标优化问题^[23]。如图 7 为 NSGA-II 算法的基本流程图。NSGA-II 的主要思路是通过非支配排序和拥挤度算子来选择下一代种群，以解决具有多个目标的优化问题。非支配排序将个体划分为不同的等级，保留最优的解并排除次优的解，从而实现非支配层次的选择。在有限的搜索代数内，种群的多样性可能被不断缩小，NSGA-II 采用拥挤度算子来维护种群多样性和分布性。此外，拥挤度算子可以保持个体之间的距离，避免集中在局部最优解。这些步骤有助于平衡最优解的多样性和计算效率，以获得一个有多个约束的最优解集合。

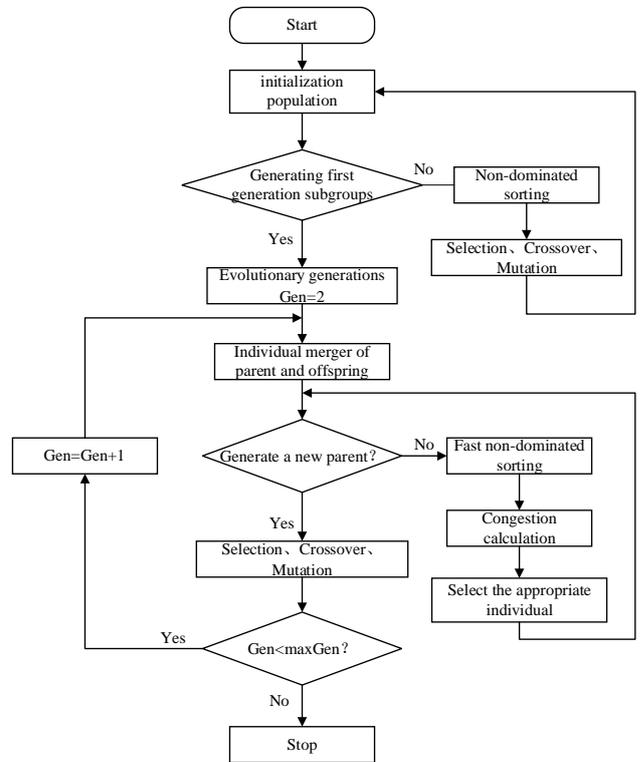


图 7 NSGA-II 的基本流程图

Fig.7 Basic flow chart of NSGA-II

4.3 模型精度验证

为了测试该模型的准确性，需要对设计变量范围内的组合进行仿真值与理论计算值进行对比。其中仿真值基于 COMSOL 进行参数化扫描得出，理论计算值由公式推导计算得到。初步对每个设计变量的范围取 5 个水平数，则 4 个设计变量共计有 625 组数据。由于实验数量庞大，逐一计算则需要耗费大量时间，因此可采用 DOE 实验正交法来减小计算的复杂度。同时 DOE 正交法也能够较大程度上减小各组实验减的相互干扰和误差，以此来提高实验效率。然而通过

查询正交实验表，并没有契合 4 因素 5 水平的正交实验情况。为此可通过借助 L25(5⁶)正交实验表，在满足 5 水平的基础上最大实验因素为 6，故可任取 4 个

因素都可满足实验正交原理。而后通过 SPSS 软件对本次实验设计范围生成 4 因素 5 水平正交表 2，并将这 25 组实验数逐一通过 COMSOL 软件进行验证。

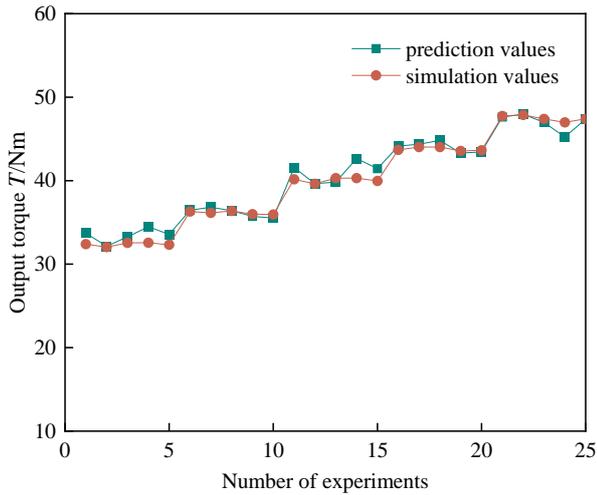
表 2 实验正交表

Tab.2 Experimental orthogonal table

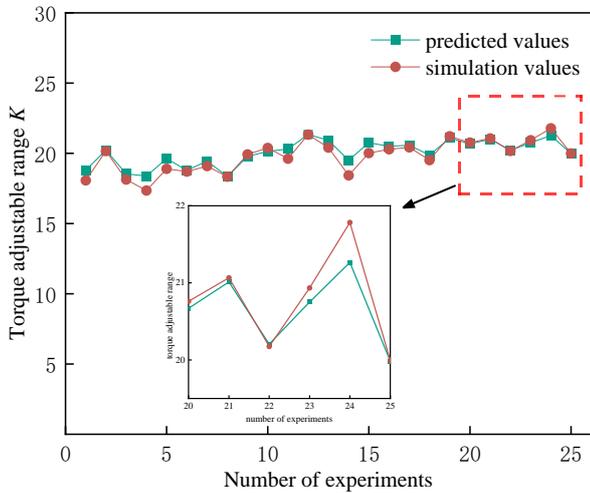
Groups	t_0/mm	h_1/mm	l/mm	W_g/mm	$T/N \cdot m$	K
1	24	24.5	53.5	10	32.40	18.07
2	24	20	52	7	32.04	20.16
3	24	23	58	7.75	32.55	18.14
4	24	26	56.5	8.5	32.56	17.35
5	24	21.5	55	9.25	32.32	18.89
6	25	26	53.5	7	36.30	18.70
7	25	23	55	10	36.15	19.09
8	25	24.5	58	8.5	36.37	18.34
9	25	20	56.5	9.25	35.99	19.93
10	25	21.5	52	7.75	35.94	20.38
11	26	24.5	55	7	40.16	19.62
12	26	20	53.5	7.75	39.62	21.33
13	26	23	52	8.5	39.82	20.41
14	26	26	58	9.25	40.30	18.43
15	26	21.5	56.5	10	39.97	20.02
16	27	24.5	52	9.25	43.69	20.29
17	27	23	56.5	7	44.02	20.42
18	27	26	55	7.75	44.03	19.52
19	27	21.5	53.5	8.5	43.56	21.22
20	27	20	58	10	43.64	20.76
21	28	21.5	58	7	47.75	21.06
22	28	24.5	56.5	7.75	47.88	20.17
23	28	23	53.5	9.25	47.39	20.93
24	28	20	55	8.5	46.99	21.78
25	28	26	52	10	47.40	19.98

根据图 8 可知，预测值和仿真值均来源于使用 DOE 实验正交表得到的数据，且预测值和仿真值的计算是基于理论公式和 COMSOL 软件的模拟结果。每个实验组都相应地产生了一个预测值和仿真值，被用于进一步的数据处理和分析。从图中可以发现输出转矩和转矩动态可调范围在预测值和仿真值上的趋势具有高度的一致性。同时，这些数据的误差较小，说明

该预测模型和仿真方法具有较高预测精度，因此该模型适用于所选设计范围内 MRB 的结构优化。



(a) Output torque



(b) Torque adjustable range

图 8 基于试验正交设计的仿真值和预测值对比

Fig.8 Comparison of simulation values and predicted values based on orthogonal experimental design

5 结果与讨论

在进行对 NSGA-II 算法控制策略参数设置为：初始种群规模为 50，最大迭代次数为 200，交叉比例为 0.8，变异概率为 0.05。经过 185 代运算，得到了制动器结构尺寸的 Pareto 最优解集，如图 9 所示。

选取一组优化后的结构尺寸如表 3 所示，从表中可以看出，优化前的输出转矩为 36.38 N m，转矩可调系数为 18.28。由于本次研究对象为无人小车，其紧急制动所需的转矩为 40.5 N m，故初始尺寸并不能满足安全制动的需求。通过优化后的制动器输出转矩为 47.36 N m，转矩可调范围为 21.31，相比于优化前输出转矩和转矩可调范围分别提高了 30.18% 和 16.58%，此外优化后的制动器外形半径增大 3 mm，轴向尺寸减小 6 mm。

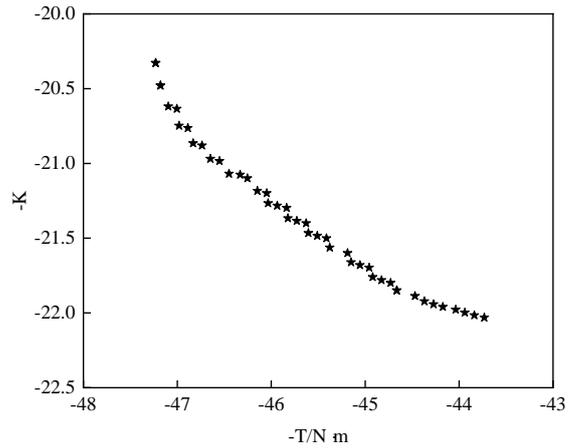


图 9 Pareto 最优解集

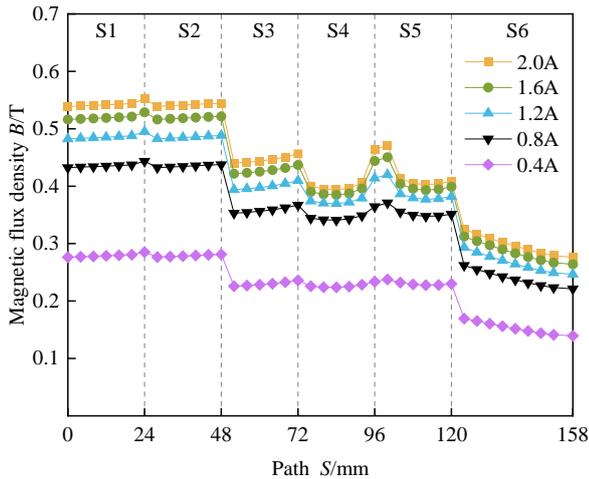
Fig.9 Pareto optimal solution set

表 3 内外液流通道筒式磁流变制动器优化前后结果

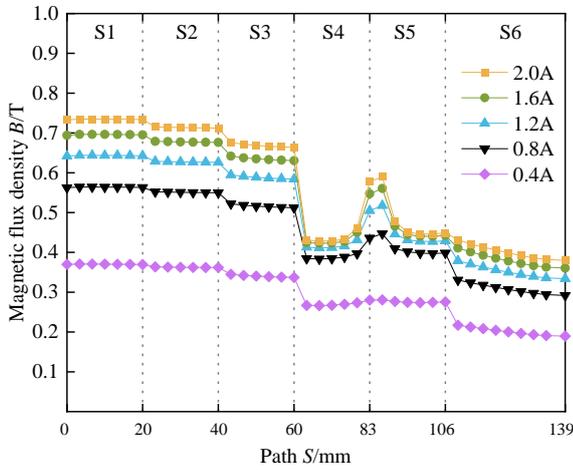
Tab.3 Initial and optimal results of MRB

Parameters	initial	optimal
Magnetic core thickness t_0 /mm	25	28
Left wing length of magnetic core h_1 /mm	26	22
Winding frame length l /mm	56	54
Left gap of MRF W_g /mm	7.5	8.5
Output torque T /N m	36.38	47.36
Dynamic adjustable range K	18.28	21.31

图 10 为优化前后不同电流下各段有效阻尼建系的磁感应强度随路径的变化曲线。由图 10(a)可知，随着电流的增加，各段有效阻尼间隙磁感应强度也随之增大。特别地，在外加电流 0~1.2 A 之间，磁感应强度增加速度较快；而在 1.2~2.0 A 之间，增速相对缓慢，这是因为磁感应强度已开始趋于饱和。同时内液流通道的两条阻尼间隙 S1、S2 的磁感应强度几乎一致且均大于外液流通道的磁感应强度，主要是由于外液流通道的有效阻尼间隙长度大于内液流通道。另外有效阻尼间隙 S6 磁场强度小于 S4、S4、和 S5 且磁场强度随路径变化呈下降趋势，这是因为 S6 左侧漏磁导磁力线分布不均匀。而对于优化后的制动器，磁感应强度有了较明显的提升。从图 10(b)可以看出，6 条有效阻尼间隙总体磁感应强度变化趋势与优化前一致，内液流通道的有效阻尼间隙的磁感应强度高于外液流通道。



(a) Initial



(b) Optimal

图 10 优化前后各路径磁感应强度随电流变化曲线

Fig.10 Magnetic flux density of each path with current for initial and optimal MRB

图 11 为外加电流为 2.0A 时，优化前后各路径磁感应强度随电流变化曲线。与优化前相比优化后各有效阻尼间隙长度也有了变化，其中 S1、S2 和 S3 流道由之前 24 mm 减小为 20 mm，S4 和 S5 流道由之前 24 mm 减小为 23 mm，S6 流道由 38 mm 减小为 33 mm，工作间隙长度由 158 mm 减小为 139 mm。与之对应的优化后的 6 条有效阻尼间隙磁感应强度均大于优化前，其中 S1、S2 和 S3 流道磁感应强度优化效果较为明显，S4、S5 和 S6 流道次之。具体而言，2.0 电流下，优化后 S1、S2 和 S3 流道磁感应强度分别由 0.57 T、0.55 T 和 0.51 T 提升至 0.73 T、0.71 T 和 0.66 T；S4、S5 和 S6 流道磁感应强度分别由 0.41 T、0.42 T 和 0.33 T 提升至 0.43 T、0.44 T 和 0.4 T。另外在 S4 和 S5 流道中间有一小段磁感应强度凸起的地方，这是由于在磁力线经过磁缸中间的隔磁盘迫使其蜿蜒穿过旋转套筒时，磁通密度较为集中导致隔磁盘两边的

液流通道磁感应强度较大。同时也说明旋转套筒中间段已接近磁饱和，且 6 条液流通道的磁感应强度也趋近于饱和状态。

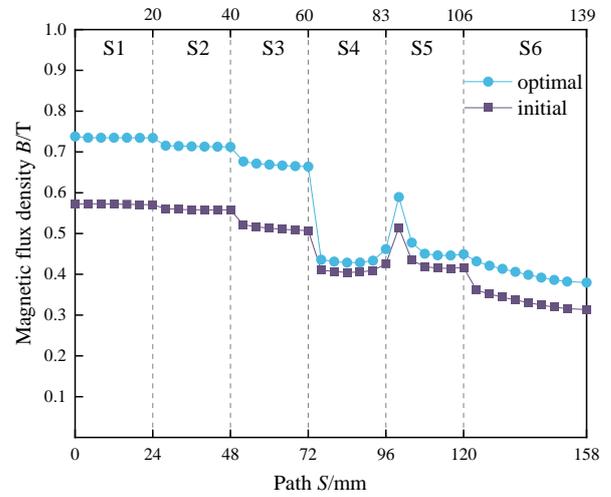


图 11 2.0A 电流下优化前后各路径磁感应强度变化曲线

Fig.11 Magnetic flux density of initial and optimal MRB under 2.0 A current

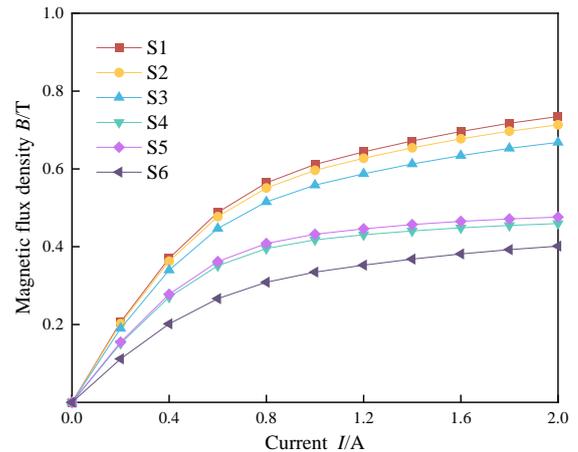


图 12 优化后平均磁感应强度随电流变化曲线

Fig.12 Average magnetic flux density with current for optimal MRB

图 12 所示为优化后的 6 段有效阻尼间隙的平均磁感应强度随电流变化曲线。由图中可知，当电流从 0 A 逐渐增长到 1.2 A 时，各段有效阻尼间隙的平均磁感应强度上升趋势较为显著；而在 1.2 A 之后逐渐增加电流，其增长较为平缓。从仿真效果来看，两条内液流通道 S1、S1 曲线几乎重合，其磁场利用率最高，在外加电流为 2.0 A 时平均磁感应强度分别为 0.734 T 和 0.713 T。另外，外液流通道中 S3 的平均磁感应强度最大，S4 和 S5 次之，S6 最小，其平均磁感应强度分别为 0.668 T、0.459 T、0.476 T 和 0.401 T。其中对于 S6 流道存在一定的漏磁现象，其平均磁感应强度大于 0.4 T，符合初步优化结果。

由于两条内液流通道 S1、S2 和两条液流通道 S4、S5 在磁路结构上具有一定的对称性，故本次通过对比 S1、S3、S5 和 S6 这四条液流通道来反映优化情况，如图 13 所示。从图中可以看出优化后的平均磁感应强度整体都有了较大的提升，其中相比优化前 S1、S3、S5 和 S6 这四条液流通道的平均磁感应强度分别提高了 28.39%、30.43%、9.4% 和 20.19%。

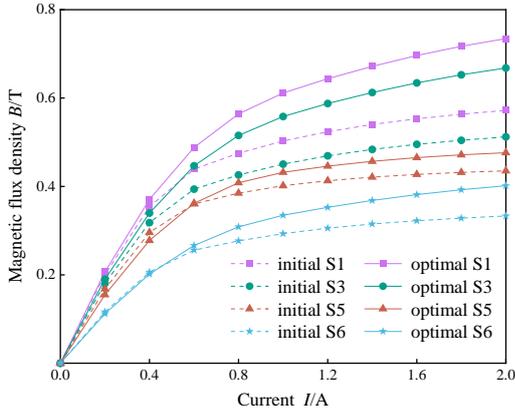


图 13 优化前后平均磁感应强度随电流变化曲线

Fig.13 Average magnetic flux density with current for initial and optimal MRB

图 14 为优化前后磁流变制动的制动转矩随电流变化曲线。由图可知，制动器的制动转矩随着外加电流增加而上升，尤其在加载电流为 0~1.2 A 时，制动转矩增长迅速；在电流 1.2 A 之后，平均磁感应强度无明显增加且在此磁感应强度下，磁流变液的剪切应力接近饱和，故制动转矩增长缓慢。当加载电流为 2.0 A 时，制动器的转矩最大值为 47.35 N m，相比优化前提升了 30.15%。

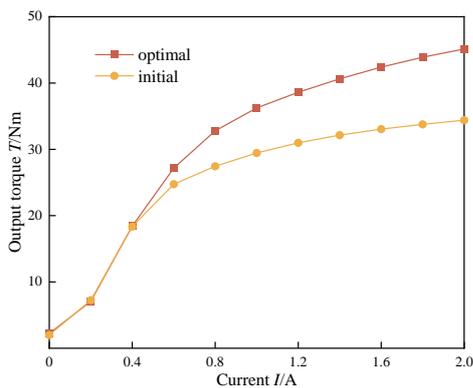


图 14 优化前后输出转矩随电流变化曲线

Fig.14 Torques of initial and optimal MRB

图 15 为优化前后转矩动态可调范围随电流变化曲线。从图中可以看出加载电流为 0~0.6 A 时，优化后的动态后的可调范围值略低于优化前。由式 7 可知，有效阻尼间隙半径对黏滞转矩影响较大，故在外加电流较小时，优化后磁流变制动器的转矩动态可调范围增长速度略慢于优化前，当外加电流为 2.0 A

时，转矩动态可调范围最大值为 21.31，相比于优化前提高了 16.58%。

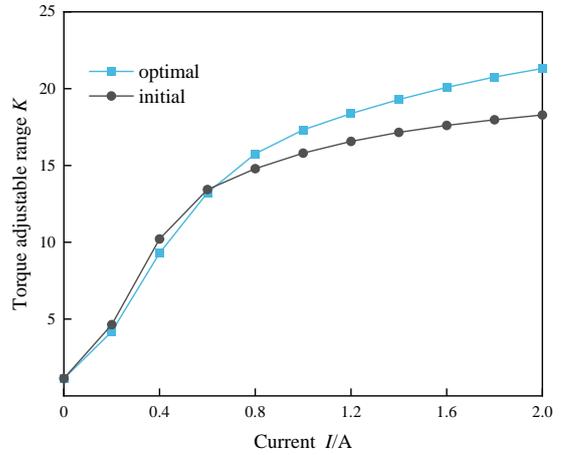


图 15 优化前后转矩动态可调范围随电流变化曲线

Fig.15 Dynamic adjustable range of initial and optimal MRB

6 结论

1) 设计了一种内外液流通道筒式磁流变制动器，该制动器液流通道由 2 段内液流通道和 4 段外液流通道组成，通过合理增设隔磁材料引导磁力线垂直通过全部液流通道，延长了有效阻尼间隙，使该制动器内部磁场更强更均匀，提高整体转矩性能。

2) 通过充分考量内外液流通道筒式磁流变制动器的结构与磁路存在一定的影响，在电磁场和转矩分析的基础上，通过 DOE 实验正交法来预测模型精度。以最大输出转矩和动态可调范围为目标，运用 NSGA-II 算法对磁流变制动器进行结构优化。结果表明，在 25 组实验中磁流变制动器的预测值和仿真值趋势一致并且两者误差较小，故可用于对该制动器的后续的优化中。

3) 对比优化前后磁流变制动器主要性能指标可知，当加载电流为 2.0 A 时，制动器的转矩最大值为由 36.38 N m 提高到 47.35 N m，相比优化前提升了 30.15%；转矩动态可调范围由 18.28 提高到 21.31，相比优化前提升了 16.58%。优化后的 MRB 满足制动性能的需求，为运用在无人配送小车上提供了一定参考价值。

参考文献

- [1] NAGY R, SZALAI I. Investigation of the sedimentation characterization of magnetorheological fluids[J]. Journal of Molecular Liquids, 2023, 390: 123047.
- [2] AHAMED R, CHOI S B, FERDAUS M M. A state of art on magneto-rheological materials and their potential applications[J]. Journal of Intelligent Material Systems and

- Structures, 2018, 29(10): 2051-2095.
- [3] KUMAR J S, PAUL P S, RAGHUNATHAN G, et al. A review of challenges and solutions in the preparation and use of magnetorheological fluids[J]. *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*, 2019, 14(1): 1-18.
- [4] XU W, ZHANG Z L, LIANG Z Q, et al. Rheological properties and suspension stability of magnetorheological fluid based on Fe₃O₄ hollow spheres[J]. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2023, 171227.
- [5] WANG S Y, GE Y G, CHEN W X, et al. A dynamic analytical model on electrical circuit response of magnetorheological clutch[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2023: 09544062231189968.
- [6] DIEP B T, NGUYEN Q H, CHOI S B, et al. Design and experimental evaluation of a novel bidirectional magnetorheological actuator[J]. *Smart Materials and Structures*, 2020, 29(11): 117001.
- [7] 胡国良, 吴礼繁. 磁流变制动器结构设计研究现状分析[J]. *华东交通大学学报*, 2020, 37(05): 1-8.
HU G L, WU L F. Analysis of the current research status on the structural design of magnetorheological brakes[J]. *Journal of East China Jiaotong University*, 2020, 37(05): 1-8.
- [8] Nguyen P B, Choi S B. A bi-directional magneto-rheological brake for medical haptic system: optimal design and experimental investigation[J]. *Advanced Science Letters*, 2012, 13(1): 165-172.
- [9] HU G L, YING S C, QI H N, et al. Design, analysis and optimization of a hybrid fluid flow magnetorheological damper based on multiphysics coupling model[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2023, 205: 110877.
- [10] PARK E J, LUZ L F, SULEMAN A. Multidisciplinary design optimization of an automotive magnetorheological brake design[J]. *Computers & structures*, 2008, 86(3-5): 207-216.
- [11] NGUYEN Q H, NGUYEN N D, CHOI S B. Design and evaluation of a novel magnetorheological brake with coils placed on the side housings[J]. *Smart Materials and Structures*, 2015, 24(4): 047001.
- [12] HU G L, WU L F, LI L S. Torque characteristics analysis of a magnetorheological brake with double brake disc[C]//*Actuators*. MDPI, 2021, 10(2): 23.
- [13] ZHOU W, CHEW C M, HONG G S. Development of a compact double-disk magneto-rheological fluid brake[J]. *Robotica*, 2007, 25(4): 493-500.
- [14] HUANG J, ZHANG J Q, YANG Y, et al. Analysis and design of a cylindrical magneto-rheological fluid brake[J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2002, 129(1-3): 559-562.
- [15] 黄金, 周轶, 王西. 圆盘式与圆筒式磁流变制动器制动转矩研究[J]. *机械设计与制造*, 2020(04): 7174.
HUANG J, ZHOU T, WANG X. Study on braking torque of disc type and cylinder type magnetorheological fluid brake[J]. *Machinery Design and Manufacture*, 2020(04): 7174.
- [16] QIN H H, SONG A G, MO Y T. A hybrid actuator with hollowed multi-drum magnetorheological brake and direct-current micromotor for hysteresis compensation[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2019, 30(7): 1031-1042.
- [17] NGUYEN Q H, CHOI S B. Selection of magnetorheological brake types via optimal design considering maximum torque and constrained volume[J]. *Smart Materials and Structures*, 2011, 21(1): 015012.
- [18] NGUYEN Q H, OH J S, CHOI S B. Optimal Design of a Magnetorheological Haptic Gripper Reflecting Grasping Force and Rolling Moment from Telemanipulator[J]. *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, 2012, 22(5): 459-467.
- [19] SENKAL D, GUROCAK H. Serpentine flux path for high torque MRF brakes in haptics applications[J]. *Mechatronics*, 2010, 20(3): 377-383.
- [20] HU G L, WU L F, LI L S, et al. Performance analysis of rotary magnetorheological brake with multiple fluid flow channels[J]. *IEEE Access*, 2020, 8: 173323-173335.
- [21] NGUYEN Q H, DAI LE H, LI W, et al. Development of a novel magnetorheological brake with zigzag magnetic flux path[J]. *Smart Materials and Structures*, 2021, 30(12): 125028.
- [22] KESHAV M, CHANDRAMOHAN S. Geometric optimisation of magnetorheological valve using feedforward neural networks for distribution of magnetic flux density inside the valve[J]. *Smart Materials and Structures*, 2019, 28(10): 105018.
- [23] DEB K, PRATAP A, AGARWAL S, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II[J]. *IEEE transactions on evolutionary computation*, 2002, 6(2): 182-197.



第一作者: 应仕诚 (1999—), 男, 研究方向为磁流变制动器结构设计及优化。E-mail: 1489970979@qq.com。



通信作者: 胡国良 (1973—), 教授, 博士生导师, 研究方向为磁流变智能器件及结构。E-mail: glhu@ecjtu.edu.cn。