doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.11.048

多液流通道旋转式磁流变制动器结构设计与特性分析

胡国良　李林森　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: 作为一种可以有效产生转矩、耗散运动能量的半主动阻尼器件,旋转式磁流变制动器具有转矩可调、响应速度快的特点,在汽车领域具有广泛的应用前景。设计了一种具有多液流通道的旋转式磁流变制动器,通过在旋转套筒中部设置隔磁材料改变磁场结构,引导磁力线通过未被利用的外轴向液流通道,增加了磁流变制动器产生流变效应的工作区域,从而将制动器有效阻尼间隙从常规 2 段增加为 4 段。阐述了多液流通道旋转式磁流变制动器工作原理,并推导了其转矩数学模型。采用有限元法对磁流变制动器电磁场进行建模仿真,分析了磁流变制动器不同液流通道区域磁场强度分布规律。搭建了旋转式磁流变制动器制动转矩特性测试试验台,对不同加载电流及不同转速下的磁流变制动器转矩性能进行了试验分析,结果表明,加载电流为 1.8 A、转速为 600 r/min 时,制动器转矩可达 61.4 N·m,试验结果与仿真结果基本一致;转速变化对制动器转矩基本无影响。

关键词: 旋转式磁流变制动器; 多液流通道; 结构设计; 转矩

中图分类号: U463.51; TH137.5　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2019)11-0420-07

Structure Design and Characteristic Analysis of Rotary Magnetorheological Brake with Multi-fluid Flow Channels

HU Guoliang　LI Linsen　YU Lifan

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

Abstract: Rotary magnetorheological (MR) brake is a kind of semi-active damping device which can effectively generate torque and dissipate motion energy, it has a wide application prospect in the field of automobile braking systems due to its characteristics of adjustable torque and fast response speed. A rotary MR brake with multi-fluid flow channels was developed and prototyped. The magnetic flux was guided into the outside axial fluid flow channel by setting a non-magnetic material in the middle of the rotating sleeve which could improve the magnetic circuit structure greatly, the working area where the MR brake producing rheological effect was increased, and the effective damping gap of the brake was increased from two sections to four sections. The working principle and torque mathematical model of rotary MR brake were expounded. The electromagnetic field of MR brake was modeled and the distribution of magnetic flux intensity in different fluid flow channels of MR brake was analyzed by finite element method. The simulation results showed that the torque of the MR brake was 65.39 N·m when the input current was 1 A. The experimental test system was set up to test the dynamic performance of MR brake. The test results showed that the brake torque can reach 61.4 N·m with loading current of 1.8 A and rotational speed of 600 r/min, the variation trend of the experimental results was basically consistent with that of the simulation results, and the speed change had no effect on the torque of rotary MR brake with multi-fluid flow channels, which was beneficial to broaden the application of MR brake.

Key words: rotary MR brake; multi-fluid flow channels; structure design; torque

收稿日期: 2019-07-12　修回日期: 2019-09-03

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

0　引言

制动器是汽车制动系统的核心部件，其性能是评判汽车安全标准的重要依据。传统汽车制动系统的制动器主要分为机械盘式和机械鼓式，随着人们对制动平稳性和驾驶安全性要求的提高，上述两种制动器制动效果受发热影响大、不易随路面状况调节制动力矩的缺点日益突出。载液中悬停微小磁性颗粒的新型智能材料磁流变液为研究性能良好的车辆制动器提供了新思路。该液体暴露在磁场中，可在毫秒级时间内从自由流动状态转变为半固体状态，且变化过程可控可逆。基于磁流变液随外界磁场强度而瞬变的特性，磁流变装置被广泛应用于汽车悬架、离合器以及建筑业等领域[1-5]。

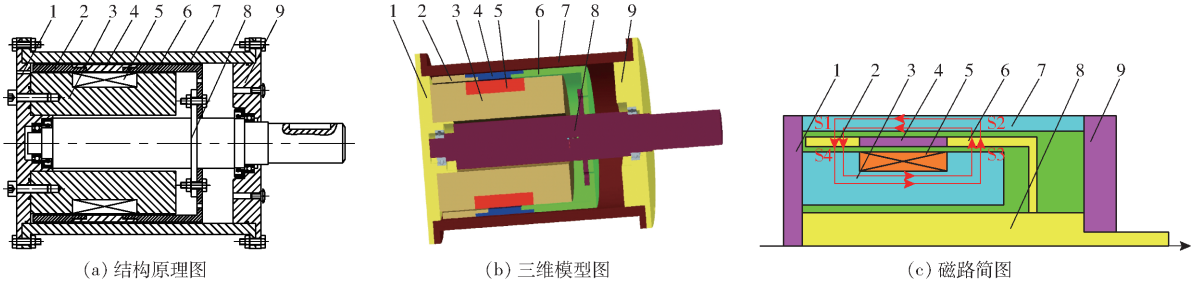
旋转式磁流变装置主要分为磁流变制动器与磁流变离合器 2 种。磁流变离合器作为一种能量传动装置对阻尼转矩的要求较低，目前在液压阀控制等方面得到一定应用[6]。相较于磁流变离合器，磁流变制动器作为能量耗散装置，需要更大的阻尼转矩实现装置的制动效果。目前，磁流变制动器一般以剪切模式为工作模式，与磁场方向垂直的区域为剪切模式的有效区域。受制动装置本身设计约束，增加剪切模式工作性能主要有 2 种方法，一是增加有效区域的磁感应强度，二是增加有效阻尼通道长度[7-9]。增加有效阻尼间隙磁场强度主要通过增加励磁线圈数量和尺寸或优化阻尼间隙表面形状等方法实现。在单线圈磁流变制动器上增加励磁线圈数量或尺寸，在一定程度上可以提高制动转矩性能、降低流变效应响应时间，但线圈个数的增加会导致制动器体积与能耗的增加[10]。基于此，部分学者对磁流变制动器间隙形状和磁路路径优化设计进行了研究[11-20]。

上述对阻尼间隙表面和路径优化的方法在一定程度上提高了制动器制动转矩，但复杂间隙表面以及优化后的磁轭制造加工难度更大，增加了制造成本，同时其制动转矩模型推导也更复杂。本文提出一种采用转轴与旋转套筒组合结构设计的多液流通道旋转式磁流变制动器，通过在旋转套筒中部设置隔磁材料改善磁路结构，引导磁力线垂直穿过 4 段阻尼间隙，提高磁场利用率。通过理论分析以及有限元仿真研究磁流变制动器各有效阻尼通道处磁感应强度的变化趋势，并在动态性能测试台上测试制动转矩的变化规律。

1　结构及工作原理

磁流变制动器液流通道布置方式是影响制动性能的重要因素，其中，磁力线垂直穿过的液流通道区域，磁流变液流变效应最优，产生剪切应力最大[21]。在此基础上，设计了图 1 所示的多液流通道磁流变制动器。该磁流变制动器主要由旋转套筒、磁芯、转轴、端盖、缸筒以及励磁线圈等零件组成。其中，旋转套筒由隔磁环，左、右导磁套筒 3 部分组成，左右导磁套筒分别与隔磁环通过螺纹连接，并使用螺纹胶固化锁死。旋转套筒与转轴通过螺栓连接，并通过转轴带动旋转。除隔磁环与左右端盖由不锈钢隔磁材料制成，其他零件均由低碳钢导磁材料制成。如图 1 所示，通过在缸筒与磁芯之间设置旋转套筒，可形成缸筒与旋转套筒围成的外轴向液流通道以及磁芯与旋转套筒围成的内轴向液流通道。在旋转套筒中部增设隔磁环，可将磁力线路径扭转到未被利用的外轴向液流通道，从而引导磁力线垂直穿过 4 段阻尼通道。该设计在不增加制动器活动部件数量的前提下，可有效增加产生磁流变效应的阻尼间隙长度，提高制动器制动转矩。综合考虑磁流变液流变效果，防止通道出现阻塞问题，阻尼通道间隙厚度设计为 1.0 mm。整个多液流通道磁流变制动器的外形直径为 120 mm，轴向长度为 173 mm。

向励磁线圈加载一定大小电流，电磁感应原理使得制动器液流通道处产生磁场，磁力线在磁场的作用下，经过磁芯依次垂直穿过有效阻尼间隙 S3、旋转套筒、有效阻尼间隙 S2，到达缸筒，再垂直穿过有效阻尼间隙 S1、旋转套筒，经过有效阻尼间隙 S4



(a) 结构原理图　　(b) 三维模型图　　(c) 磁路简图

图 1　多液流通道磁流变制动器结构示意图

Fig. 1　Structure diagrams of rotary MR brake with multi-fluid flow channels

1. 左端盖　2. 左导磁套筒　3. 磁芯　4. 隔磁环　5. 励磁线圈　6. 右导磁套筒　7. 缸筒　8. 转轴　9. 右端盖

回到磁芯,形成完整闭合回路。制动器工作时,转轴与旋转套筒由交流电动机带动旋转,当励磁线圈通电产生磁场时,磁流变液填充在 4 段阻尼间隙内的磁性颗粒在磁场方向聚合成链状,此时磁流变液由流体变为类固体状态,抗剪切屈服应力增大,进而产生较大制动转矩,从而实现制动。改变励磁线圈通电电流大小,控制磁流变液剪切屈服应力,可实现无级调节磁流变制动器制动转矩的目的。

2 转矩数学模型

目前应用 Bingham 模型和 Herschel - Bulkley 模型描述磁流变液流变性质最为广泛[9],其区别在于后者考虑了剪切变稀与剪切变稠现象对磁流变液剪切应力的影响。由于 Bingham 模型未知参数少,且在中等剪切速率时,结果能足够准确描述磁流变液的流变特性,故本文选择其作为转矩模型建立基础。Bingham 模型的应力-应变关系如下

$$\tau = \tau(B)\,\mathrm{sgn}(\dot{\gamma}) + \eta\dot{\gamma} \tag{1}$$

式中 τ——磁流变液剪切应力

$\tau(B)$——随磁感应强度 B 变化的屈服应力

η——无磁场时磁流变液粘度

$\dot{\gamma}$——剪切应变率

$\mathrm{sgn}(\dot{\gamma})$——剪切应变率的符号函数

磁流变液磁性颗粒在磁场作用下聚合成链,形成众多平行于磁场方向的磁性纤维,磁流变液流动时磁性纤维被打断,随后在磁场作用下,在相邻磁纤维重新连接,进而呈现磁致剪切应力 $\tau(B)$;在未施加磁场时,磁性颗粒均匀分散在载液中,磁流变液在工作间隙内可自由流动,展现牛顿流体状态,此时剪切应力仅为粘致剪切应力 $\eta\dot{\gamma}$,且磁致剪切应力 $\tau(B)$ 远比粘致剪切应力 $\eta\dot{\gamma}$ 大。

当制动器转轴带动旋转套筒旋转,磁流变制动器中磁流变液的流向如图 2 所示,制动器制动转矩计算式为

$$T = 2\pi r^2 L\tau \tag{2}$$

式中 L——有效阻尼间隙长度

r——环形有效阻尼间隙半径

有效阻尼间隙内磁流变液剪切应变率可表示为

$$\dot{\gamma} = r\frac{\mathrm{d}\omega_r}{\mathrm{d}r} \tag{3}$$

式中 ω_r——磁流变液在半径 r 处的角速度

假设磁流变液在不同阻尼间隙处分布均匀,由式(1)~(3)可得磁流变液在半径 r 处,角速度 ω_r 的微分为

$$\mathrm{d}\omega_r = \frac{1}{\eta}\left(\frac{T}{2\pi Lr^3} - \frac{\tau(B)}{r}\right)\mathrm{d}r \tag{4}$$

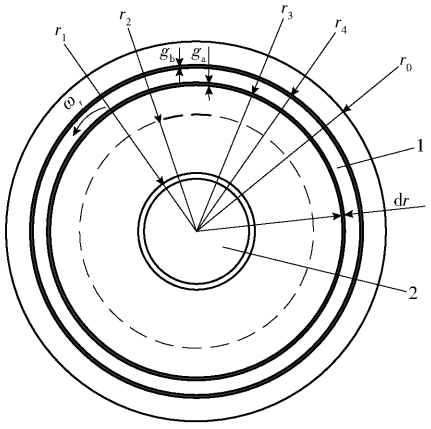


图 2 磁流变液周向流动简图

Fig. 2 Schematic of MR fluid circumferential flow

1. 旋转套筒 2. 转轴

在磁流变液径向流速线性分布情况下,制动器内轴向液流通道间隙边界条件为

$$r = \begin{cases} r_3 & (\omega_r = 0) \\ r_3 + g_a & (\omega_r = \omega) \end{cases} \tag{5}$$

式中 g_a——内阻尼通道间隙厚度

r_3——磁芯外圈半径

ω——旋转套筒角速度

制动器外轴向液流通道间隙边界条件为

$$r = \begin{cases} r_4 + g_b & (\omega_r = 0) \\ r_4 & (\omega_r = \omega) \end{cases} \tag{6}$$

式中 g_b——外阻尼通道间隙厚度

r_4——旋转套筒外圈半径

由式(4)、(5)可得制动器内阻尼通道制动转矩 T_1 为

$$T_1 = \frac{4\pi L\tau(B)r_3^2(r_3+g_a)^2\ln((r_3+g_a)/r_3)}{(r_3+g_a)^2 - r_3^2} + \frac{4\pi\eta Lr_3^2(r_3+g_a)^2\omega}{(r_3+g_a)^2 - r_3^2} \tag{7}$$

由式(4)、(6)可得制动器外阻尼通道制动转矩为

$$T_2 = \frac{4\pi L\tau(B)r_4^2(r_4+g_b)^2\ln((r_4+g_b)/r_4)}{(r_4+g_b)^2 - r_4^2} + \frac{4\pi\eta Lr_4^2(r_4+g_b)^2\omega}{(r_4+g_b)^2 - r_4^2} \tag{8}$$

内外阻尼通道间隙厚度为

$$h = g_a = g_b \tag{9}$$

假定有效阻尼通道间隙厚度远小于旋转套筒半径($h/r_4 \ll 1$),由式(7)、(9)可得

$$T_1 = 2\pi L\tau(B)r_3^2 + \frac{2\pi\eta L\omega r_3^3}{h} \tag{10}$$

由式(8)、(9)可得

$$T_2 = 2\pi L\tau(B)(r_4+g_b)^2 + \frac{2\pi\eta L\omega(r_4+g_b)^3}{h} \tag{11}$$

由式(10)~(11)可以看出，筒式磁流变制动器产生的转矩主要由两部分组成，一是磁流变液在磁场作用下产生的可控磁致转矩 T_B，二是磁流变液自身粘度产生的粘滞转矩 T_η，因此，制动器总制动转矩可表示为

$$T = T_B + T_\eta \tag{12}$$

其中　$T_B = 2\pi L\tau(B)r_3^2 + 2\pi L\tau(B)(r_4+g_b)^2$　(13)

$$T_\eta = \frac{2\pi\eta L\omega r_3^3}{h} + \frac{2\pi\eta L\omega(r_4+g_b)^3}{h} \tag{14}$$

3　磁场仿真分析

磁流变液在制动器内部处于长期剪切状态，载液中的铁磁颗粒会被打断成更小的碎片，导致磁流变液整体流变性能发生改变，因此磁流变液耐用性是延长制动器使用寿命的重要指标。多液流通道磁流变制动器工作介质选用重庆材料研究所开发的 MRF－J01T 型磁流变液。其磁流变液相关性能指标如表 1 所示。该型磁流变液具有较好的流变特性以及耐用性，能够很好满足试验测试需求，使用最小二乘法对该磁流变液 $\tau-B$ 曲线进行三次多项式拟合[22]，得到阻尼间隙处剪切屈服应力与磁感应强度关系为

$$\tau(B) = a_3B^3 + a_2B^2 + a_1B + a_0 \tag{15}$$

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。

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 ρ/(g·cm^{-3})	2.65
零场粘度 η/(Pa·s) (剪切应变率 $\dot{\gamma}=10\ s^{-1}$，20℃)	0.8
剪切应力 τ_y/kPa($B=0.5$ T)	>50
磁化性能 M_s/(kA·m^{-1})	379.64
使用温度 T/℃	−40~130

为了解多液流通道磁流变制动器的制动力矩性能，在不考虑磁场边界漏磁现象的情况下，利用 ANSYS 有限元仿真软件建立二维有限元实体模型，如图 3 所示。考虑多液流通道磁流变制动器截面均为规则轴对称图形，在不影响仿真精度的情况下，选取截面的 1/2 作为仿真对象，以减少计算量。从建模技术以及磁路设计角度出发，导磁材料的磁滞性对控制器追踪制动力矩性能具有很大影响，图 3 中磁芯、左右导磁套筒与缸体均采用钢磁化与磁滞性能优异的 10 号钢。

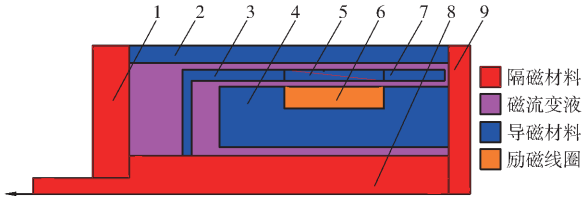


图 3　多液流通道磁流变制动器实体模型

Fig. 3　Entity model of multi-fluid flow channels MR brake

1. 左端盖　2. 缸筒　3. 左导磁套筒　4. 磁芯　5. 隔磁环　6. 励磁线圈　7. 右导磁套筒　8. 转轴　9. 右端盖

图 4 为加载电流为 1.0 A 时多液流通道磁流变制动器磁力线分布。由图 4 可知，通过在旋转套筒中部设置不导磁材料隔磁环，避免了磁力线仅在旋转套筒中形成闭合回路的现象，充分利用了旋转套筒与缸筒之间的外轴向液流通道，形成 4 段有效阻尼间隙，提高了磁场利用率。此外，磁力线几乎全部垂直通过阻尼间隙 S1、S4，但在阻尼间隙 S1 左侧存在部分漏磁，这是由于左导磁套筒选用 10 号钢材料，其导磁性能优于磁流变液，使得少部分磁力线在阻尼间隙 S2 左侧形成闭合回路。

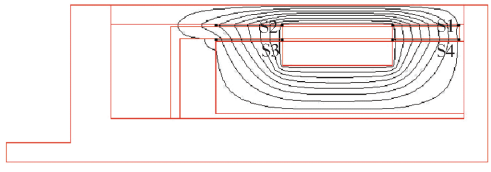


图 4　制动器磁力线分布

Fig. 4　Distribution of magnetic flux density

图 5 所示为电流输入 1.0 A 时阻尼间隙 S1、S2、S3 以及 S4 磁场强度沿路径变化情况。从图 5 可以观察到，阻尼间隙 S1 磁感应强度随路径距离变化不断增加，这是因为阻尼间隙 S1 左侧存在径向液流通道，阻尼间隙 S1 左侧周围导磁区域磁力线不能集中均匀分布，导致总磁通量减少。阻尼间隙 S2 磁感应强度随路径距离变化不断减小，这与上述磁力线分析中阻尼间隙 S2 左侧存在部分漏磁的结论相印证。

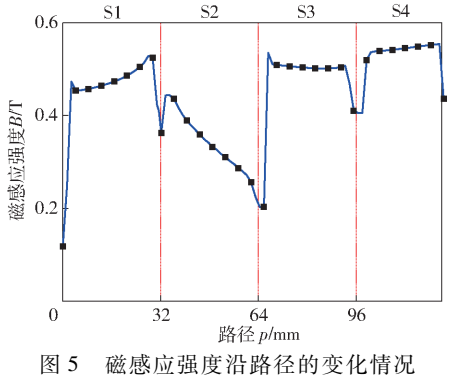


图 5　磁感应强度沿路径的变化情况

Fig. 5　Variation of magnetic flux density along fluid flow paths

阻尼间隙 S3、S4 磁感应强度分布较 S1、S2 平稳,其磁场强度两端较小,并集中于间隙中间区段,磁路导磁性能良好。

选取路径内 50 个点的磁感应强度对路径距离积分,除以积分路径长度后得到各阻尼间隙的平均磁感应强度。图 6 为磁流变制动器 4 段阻尼间隙平均磁感应强度随电流变化曲线。从图 6 可知,不同电流下,各阻尼间隙内平均磁感应强度虽不同,但都随加载电流的增加而增大,因为加载电流增加导致磁路中磁动势增大。输入电流为 1 A 时,4 段阻尼间隙 S1、S2、S3、S4 内的平均磁感应强度分别为 0.457 1、0.330 1、0.483 8、0.529 9 T。

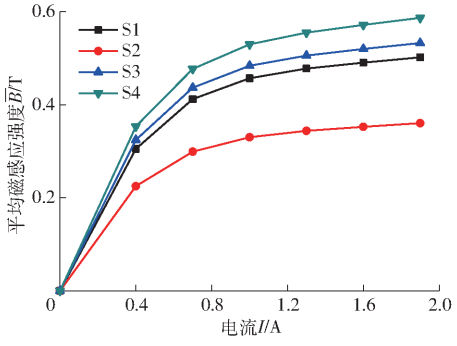


图 6 平均磁感应强度随电流变化曲线

Fig. 6 Variation curves of average magnetic flux density under applied currents

图 7 为多液流通道磁流变制动器制动转矩随电流变化曲线。由图 7 可知,制动器制动转矩随加载电流的增加而增大,这是因为随着输入电流增加,励磁线圈产生磁场强度增加,磁流变液流变效果增强,剪切屈服应力增加。仿真结果表明,当电流为 1.0 A 时,制动器转矩为 65.39 N·m。

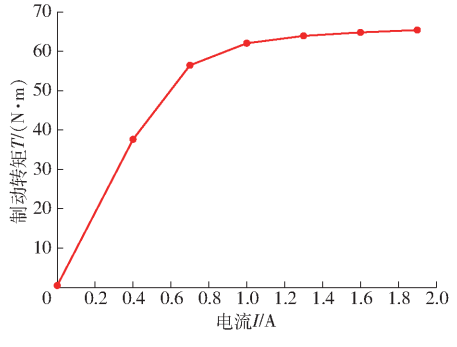


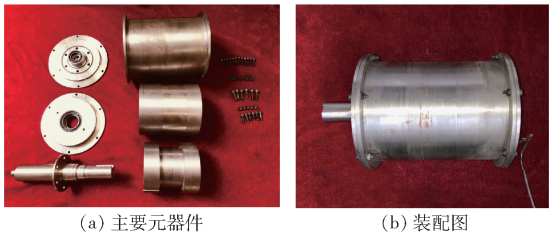
图 7 制动转矩随电流变化曲线

Fig. 7 Simulation result of brake torque of MR brake

4 性能试验分析

4.1 样机及性能测试系统

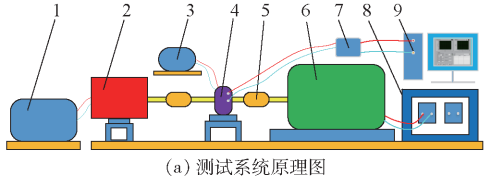
在理论计算及仿真设计基础上,加工了图 8 所示的多液流通道磁流变制动器,其中缠绕线圈数量为 900 匝,线圈阻值为 17.8 Ω,可为工作间隙提供足够的磁感应强度。图 9 为多液流通道磁流变制动器转矩动态特性测试系统,图 9a 为测试系统原理简图,图 9b 为测试系统试验台。该测试系统由电动机驱动系统和 LabVIEW 数据采集系统两部分组成。其中电动机驱动系统由三相交流电动机、转速转矩传感器、变频器、多液流通道制动器等部分组成,制动器通过联轴器与转速转矩传感器连接,并通过变频器调速后的三相交流电动机驱动。



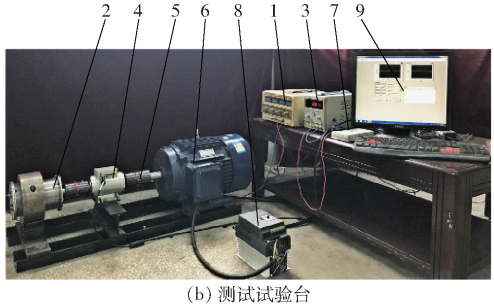
(a) 主要元器件 (b) 装配图

图 8 磁流变制动器实物图

Fig. 8 Prototype of multi-fluid flow channels MR brake



(a) 测试系统原理图



(b) 测试试验台

图 9 磁流变制动器转矩性能测试系统

Fig. 9 Experimental test system of multi-fluid flow channels MR brake

1. 电源Ⅰ 2. 制动器 3. 电源Ⅱ 4. 转速转矩传感器 5. 联轴器 6. 三相交流电动机 7. 采集卡 8. 变频器 9. 计算机

数据采集系统采用 NI-USB-6210 型多功能采集卡获取传感器的转速与转矩电压信号,并通过计算机中的 LabVIEW 数据采集软件对电压信号进行滤波,计算后获得准确的多液流通道的转速与转矩。其中电源Ⅰ给制动器中的励磁线圈供电,电源Ⅱ给转速转矩传感器供电。

4.2 制动转矩性能试验分析

试验时,通过调节直流电源Ⅰ及变频器的旋钮,可获得不同输入电流及不同转速下多液流通道磁流变制动器的制动转矩,其中电流调节范围为 0~1.8 A,转速调节范围为 200~600 r/min;同时为了更加准确地获取转矩,在每组测试结束后,应对磁流变制动器进行适当降温,防止制动器温度过高对测试结果

产生较大影响。图 10 为制动器在不同控制转速下，制动转矩随电流变化规律。从图 10 可以看出，随着加载电流的增加，不同转速下的制动转矩都随之增大，在电流范围为 0 ~ 1.4 A 内，制动器转矩近似呈线性增加，同时随着电流的继续增长，制动转矩的增长趋势逐渐下降，并在加载电流为 1.6 A 时趋于饱和状态。此外在电流范围为 0 ~ 0.2 A 内，制动转矩增加相对较小，由磁流变液 $\tau_y - B$ 曲线可知，这是因为磁流变液在低磁感应强度时，剪切应力变化较小。试验结果表明，当输入电流为 1.8 A，转速为 600 r/min 时，制动器转矩最高可达 61.4 N·m，与仿真结果相比具有一定差异，这是由于在磁场仿真分析时采用理想边界条件忽略了磁漏现象；另外，采用 Bingham 模型推导制动转矩数学模型时未考虑磁流变液剪切变稀现象和温度升高对实际转矩带来的影响。

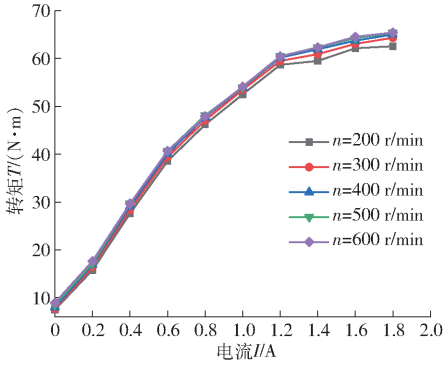


图 10　制动器转矩随电流变化曲线

Fig. 10　Experimental curves of brake torque with current

图 11 为不同加载电流下，制动器转矩随转速变化曲线。从图 11 可以看出，相同电流下，制动器转矩随转速增加有少量增加，由式(14)可知，由于制动器粘滞转矩随转速增加的特性，制动器粘滞转矩对制动器整体制动转矩贡献不大，因此，转速变化对某一固定电流下的制动转矩影响很小。尤其在中低速状态下，转速与制动器制动特性近似无关，这对于降低磁流变制动器控制策略的设计难度具有重要的实用性，同时制动转矩不随转速变化的特性既可使磁流变制动器用于高速运转场合下的制动功能，也可作为减速缓冲机构使用。

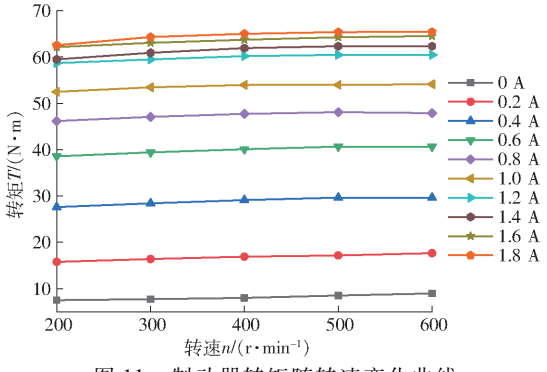


图 11　制动器转矩随转速变化曲线

Fig. 11　Experimental curves of brake torque with rotational speed

随着电流变化，制动器转矩从初始值约 3.5 N·m 增加到约 61 N·m，制动器可调范围广，证明了多液流通道磁流变制动器性能良好。图 11 中不同电流的两条曲线之间间距反映了转矩变化程度，在电流为 0.6 ~ 1.2 A 时，电流变化相同的不同转矩曲线间距基本一致，这表明多液流通道磁流变制动器在该电流范围内有良好的控制特性。在电流为 1.2 ~ 1.8 A 时，相邻转矩曲线的间距显著减小，说明磁场强度趋于饱和状态。

采用加载与卸载两种不同的励磁线圈电流变化方式，首先将电流从 0 A 线性加载到 1.8 A，随后从 1.8 A 依次递减到 0 A，两种电流变化方式的电流间隔区间相同，均为 0.2 A。图 12 为转速 n = 400 r/min 时，多液流通道磁流变制动器转矩滞回曲线。从图 12 可以看出，相同转速下，线圈输入电流相同时，卸载时的制动转矩大于加载过程中的制动转矩。转矩曲线的错位源于电流卸载过程中制动器磁路材料存在磁滞特性，且两条曲线垂直间距越大，材料的磁滞损耗也就越大，进而带来更大的热量和能量损失。

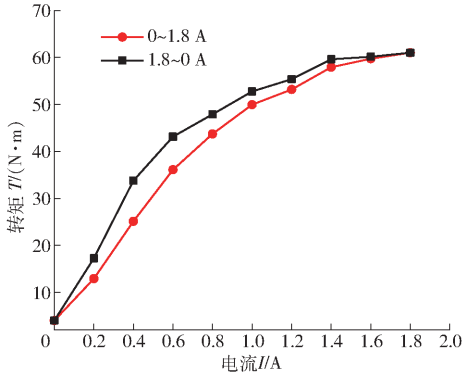


图 12　制动器转矩磁滞特性曲线

Fig. 12　Hysteresis characteristic curves of output torque

5　结论

(1)设计了一种多液流通道磁流变制动器，推导了其制动转矩数学模型，采用有限元分析软件对电磁特性进行了建模仿真。仿真结果表明，加载电流 1 A 时，制动转矩为 65.39 N·m。

(2)对不同加载电流下的多液流通道磁流变制动器制动转矩性能进行了试验测试，结果表明，当输入电流为 1.8 A、转速为 600 r/min 时，制动器转矩最高可达 61.4 N·m，试验结果与仿真结果基本一致。

(3)分析了不同转速下磁流变制动器制动转矩性能，结果表明，转速变化对磁流变制动器制动转矩基本无影响。制动转矩不随转速变化的特性降低了磁流变制动器控制策略的设计难度。

参 考 文 献

[1] JAROSLAV Z, PETR F, JAN K. Modelling of magnetorheological squeeze film dampers for vibration suppression of rigid rotors [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2016, 127(5): 191 - 197.

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

[3] 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.

[4] ASHTIANI M, HASHEMABADI S H, GHAFFARI A. A review on the magnetorheological fluid preparation and stabilization [J]. Journal of Magnetism and Magnetic Materials, 2015, 374(28): 716 - 730.

[5] NGUYEN Q H, CHOI S B. Optimal design of a novel hybrid MR brake for motorcycles considering axial and radial magnetic flux[J]. Smart Materials and Structures, 2012, 21(5):055003.

[6] XIONG S X, GABRIEL W, JOHN L J. Development of a novel high-speed actuation mechanism using a magneto-rheological fluid clutch and its application to a fluid control valve[J]. Intelligent Material Systems and Structures, 2019, 21(4):371 - 386.

[7] NGUYEN Q H, CHOI S B. Optimal design of an automotive magnetorheological brake considering geometric dimensions and zero-field friction heat[J]. Smart Materials and Structures, 2010, 19(11):115024.

[8] SUN S S, NING D H, YANG J, et al. A seat suspension with a rotary magnetorheological damper for heavy duty vehicles[J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(10):105032.

[9] IMADUDDIN F, MAZLAN S A, ZAMZURI H. A design and modelling review of rotary magnetorheological damper[J]. Materials & Design, 2013, 51(10): 575 - 591.

[10] 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.

[11] NAM T H, AHN K K. A new structure of a magnetor- heological brake with the waveform boundary of a rotary disk[J]. Smart Materials and Structures, 2009, 18(11): 115029.

[12] GIORGETTI A, BALDANZINI N, BIASIOTTO M, et al. Design and testing of a MRF rotational damper for vehicle applications[J]. Smart Material and Structures, 2010, 19(6): 065006.

[13] NAM Y J, MOON Y J, PARK M K. Performance improvement of a rotary MR fluid actuator based on electromagnetic design [J]. Intelligent Material Systems and Structures, 2008, 19(6): 695 - 705.

[14] NGUYEN Q A, SHIAO Y. Development of a multi-pole magnetorheological brake[J]. Smart Materials and Structures, 2013, 22(6): 065008.

[15] 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.

[16] 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 a 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)

[17] 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.

[18] XIAN X B, PENG J, LI J Q. Integrated semi-active seat suspension for both longitudinal and vertical vibration isolation[J]. Intelligent Material Systems and Structures, 2017,28(8): 1036 - 1049.

[19] FITRIAN I, SAIFUL A M, HAIRI Z, et al. Bypass rotary magnetorheological damper for automotive applications[J]. Mechanics and Materials, 2014, 3491(1326): 685 - 689.

[20] QIN H H, AIGUO S, MO Y T. Performance evaluation of a hollowed multi-drum magnetorheological brake based on finite element analysis considering hollow casing radius[J]. IEEE Access, 2019, 712(7): 96070 - 96078.

[21] 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.

[22] 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.
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. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? flag = 1&file_no = 20160448&journal_id = jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.04.048. (in Chinese)