

传动装置磁流变液瞬态温度场研究^{*}

王道明 孟庆睿 侯友夫 田组织

(中国矿业大学机电工程学院, 徐州 221116)

摘要: 基于 Bingham 模型和传热学基本理论, 建立滑差工况下磁流变液瞬态热传导方程, 并采用数值仿真和试验研究了磁流变液温度场沿轴向和径向的分布以及滑差功率和工作间隙对其的影响规律。研究表明: 轴向各间隙中磁流变液间存在着温度差异, 由内向外温度逐渐降低, 且内外温差随时间的增大而增加; 不同时刻磁流变液表面温度分布规律基本一致, 温度最高值出现在工作半径中心处; 磁流变液温度随滑差时间呈近似线性上升, 且温升速度随滑差功率的增大而增大, 随工作间隙的增大而减小。

关键词: 传动装置 滑差工况 磁流变液 瞬态温度场

中图分类号: TK123; TB34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)04-0287-06

Transient Temperature Field of Magneto-rheological Fluid in Transmission Device

Wang Daoming Meng Qingrui Hou Youfu Tian Zuzhi

(School of Mechanical and Electrical Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou 221116, China)

Abstract: A transient heat conduction equation under slip condition was established based on Bingham model and heat transfer theory firstly. Then, numerical simulation and experimental study were conducted to analyze the temperature distribution in both axial and radial directions as well as the effects of slip power and gap size on the temperature field. The results showed that there existed a temperature difference among the radial gaps, and the temperature gradually decreased from the inner gap to the outer gap. Moreover, the temperature difference between the radial gaps increased with the slip time. Surface temperature distribution of magneto-rheological fluid remained basically the same at various times. The maximum temperature appeared in the central of the working gap. The temperature of magneto-rheological fluid increased linearly with the slip time. Meanwhile, the temperature rise rate accelerated with the increment of the slip power, while it declined with the increase of the gap size.

Key words: Transmission device Slip condition Magneto-rheological fluid Transient temperature field

引言

磁流变液(Magneto-rheological fluid, MRF)是由微米级的软磁性颗粒均匀分散于基载液和稳定剂中而形成的一种特殊悬浮液。在外加磁场作用下,可在毫秒级的时间内由自由流动状态转变为具有可控

剪切屈服强度的半固体状态,且这种过程是可逆的。以磁流变液为工作介质的传动装置,具有结构简单、能耗低、响应迅速及易于控制等特点^[1~5]。磁流变传动装置在滑差工况时,主、从动摩擦副间存在转速差,磁性颗粒各层间相互摩擦发热,导致磁流变液温度升高,这将严重影响其传动性能^[6~9]。

收稿日期: 2012-10-29 修回日期: 2012-11-23

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50975275)、江苏省研究生培养创新工程资助项目(CXZZ12_0926)和江苏高校优势学科建设工程资助项目

作者简介: 王道明, 博士生, 主要从事大功率磁流变传动及其散热技术研究, E-mail: wdm3102@126.com

通讯作者: 侯友夫, 教授, 博士生导师, 主要从事复合传动技术研究, E-mail: hyfcumt@sohu.com

本文以多盘式磁流变传动装置为研究对象,对磁流变液瞬态温度场开展理论和实验研究,揭示滑差工况下传动装置中磁流变液瞬态温度分布规律及影响因素,以期对磁流变传动装置的设计和散热技术的开发提供可靠的理论和试验依据。

1 多盘式磁流变传动装置

图 1 所示为多盘式磁流变传动装置结构示意图,它采用多组圆盘传动形式,能够传递较大扭矩。其中,主、从动转子分别与主、从动轴相连,其上均插装有多个圆盘,相邻圆盘间通过隔离环分开以形成工作间隙,磁流变液密封于工作间隙内。线圈未通电时,磁流变液呈自由流动状态,此时主、从动盘分离;当线圈通入电流后,工作间隙内产生磁场(图中虚线),磁流变液中的软磁性颗粒在磁场作用下沿场强方向排列成链,呈现出可控的剪切屈服强度,此时主、从动盘结合。通过调节电流大小可以改变主、从动盘的结合程度,即控制传动装置处于同步、滑差或分离状态。

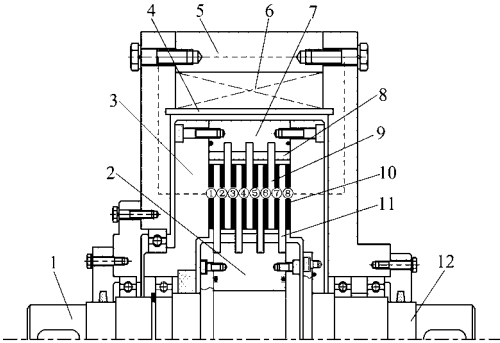


图 1 多盘式磁流变传动装置结构示意图
Fig. 1 Structure scheme of a multi-disk MRF transmission device

1. 主动轴 2. 主动转子 3. 从动转子 4. 隔离磁铜环 5. 导磁外壳 6. 线圈 7. 隔离磁套 8. 隔离环 9. 从动盘 10. 磁流变液 11. 主动盘 12. 从动轴

磁流变传动装置通常在两种状态下工作:①短时间内启、制动时的滑差工况。②大部分时间近似刚性联接的同步运转状态。研究表明,滑差工况下传动装置中磁流变液发热情况严重^[10],因此研究仅针对传动装置处于滑差工作状态。

2 理论分析

磁流变传动装置依靠磁流变液的剪切应力来传递动力。在外加磁场作用下,磁流变液表现为高粘度、低流动性的 Bingham 流体特性,其本构关系为

$$\tau = \tau_0 \operatorname{sgn} \dot{\gamma} + \eta \dot{\gamma} \tag{1}$$

式中 τ ——磁流变液剪切应力
 τ_0 ——磁流变液场致剪切屈服应力

η ——磁流变液动力粘度
 $\dot{\gamma}$ ——剪应变速率

图 2 为圆盘式磁流变传动计算模型,图中,平行放置的两圆盘间的工作间隙内充满磁流变液,其内、外径分别为 r_1 和 r_2 ,厚度为 h ,主、从动圆盘对应转速分别为 ω_1 和 ω_2 ,在半径 r 处取工作间隙微段 dr ,则其体积 dV 和传递扭矩 dM 分别为

$$dV = 2\pi r h dr \tag{2}$$

$$dM = 2\pi \tau r^2 dr \tag{3}$$

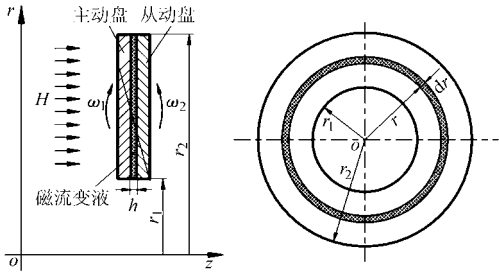


图 2 圆盘式磁流变传动计算模型
Fig. 2 Computational model of disk-shaped MRF transmission

对式(3)进行积分,并且忽略磁流变液在各工作间隙中分布的不均匀性以及磁流变液的传动效率,则 n 个工作间隙的滑差功率可表示为

$$P = \frac{2n}{3} \pi \tau (r_2^3 - r_1^3) (\omega_1 - \omega_2) \tag{4}$$

磁流变传动装置的热源主要来自于磁性颗粒间的摩擦生热,线圈的电功率损失以及轴承和旋转密封圈的摩擦发热。通常情况下,轴承和旋转密封圈的发热量很小,同时线圈离工作间隙较远,两者对磁流变液温度场分布影响较小,在分析时均可忽略不计。

根据传热学基本理论,传动装置损失的滑差功率全部用于内部的温升,则在半径 r 处工作间隙的生热率为

$$Q = \frac{dM(\omega_1 - \omega_2)}{dV} = \frac{3Pr}{2n\pi h(r_2^3 - r_1^3)} \tag{5}$$

磁流变液温度场是关于坐标系和时间的函数,属于非线性瞬态问题,则圆柱坐标系下磁流变液瞬态热传导方程为^[11]

$$\rho_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial t} = \lambda_m \left(\frac{\partial^2 T_m}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_m}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_m}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T_m}{\partial z^2} \right) + Q \tag{6}$$

式中 ρ_m ——磁流变液材料密度
 c_m ——磁流变液比热容
 λ_m ——磁流变液导热系数
 T_m ——磁流变液温度 t ——滑差时间
 z ——磁性颗粒层所在处的轴向尺寸
 φ ——磁流变液旋转平面与极轴中心角

3 数值仿真

3.1 基本参数

以某多盘式磁流变传动装置为研究对象,其工作间隙数目为 8 个,内、外半径分别为 76、116 mm,考虑其结构和边界条件的对称性,选取四节点二维平面单元 PLANE55,利用 ANSYS 软件建立二维轴对称热分析模型,采用映射网格划分并对工作间隙进行局部细化的方式,得到传动装置有限元模型如图 3 所示,传动装置各部分材料基本特性如表 1 所示,仿真中假定材料热物理参数为恒定值。

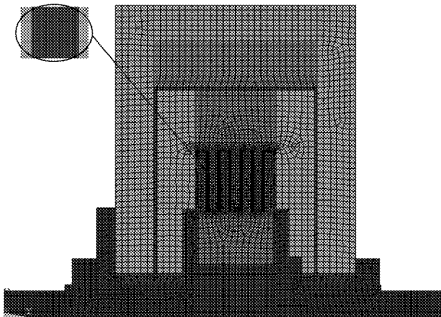


图 3 传动装置有限元模型

Fig. 3 Finite element model of transmission device

表 1 传动装置各部分材料基本特性

Tab. 1 Material properties of each component

材料	密度/ kg·m ⁻³	比热容/ J·(kg·K) ⁻¹	导热系数/ W·(m·K) ⁻¹
低碳钢(20 钢)	7 850	480	48
空气	0. 946	1 009	0. 032 1
不锈钢(1Cr18Ni9Ti)	7 900	510	14
黄铜(H62)	8 500	377	109
磁流变液(MRF)	3 090	1 000	1
纯铜(Cu)	8 900	390	393

3.2 边界条件

(1) 在 $t=0$ 时刻设置传动装置各点温度 T_0 为 25℃。

(2) 传动装置外表面与周围空气间同时存在自然对流换热和热辐射换热,综合考虑两者的作用,取复合换热系数 α 为 9.7 W/(m²·K)。

(3) 由式(5)可知,生热率 Q 与半径 r 间呈线性关系,因此,各个工作间隙区域的生热率以径向梯度载荷的方式施加在节点上。

3.3 仿真结果

3.3.1 温度场分布规律

(1) 轴向间隙温度分布

由图 1 可知,传动装置共有 8 个工作间隙,每个间隙内均充满磁流变液,自左向右各间隙分别编号为①~⑧,每个间隙的生热率均相同,但由于所处的

轴向位置不同,与外界的换热条件也存在着差异。取编号为①~④的 4 个间隙,得到轴向各间隙处磁流变液温度随时间的变化如图 4 所示,其中,①为轴向边缘处的间隙,④为内部间隙,而②和③为介于两者之间的间隙。

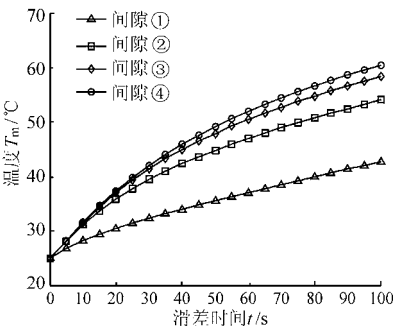


图 4 轴向各间隙处磁流变液温度随滑差时间的变化曲线

Fig. 4 Temperature variation curves of MRF with time in different radial gaps

工作过程中,内部间隙中的磁流变液温度最高,由内向外,温度逐渐降低且相邻间隙间的温差越来越大,轴向边缘处磁流变液温度最低;滑差刚开始时,轴向温差较小,随着时间的增加,内外间隙温差逐渐变大,当滑差时间为 100 s 时,内外温差高达 17.8℃。因此,在进行散热流道设计时,应尽量将冷却介质引入内部间隙附近已达到有效散热。

(2) 磁流变液温度场

设定传动装置滑差功率为 5 kW,以内部间隙④中磁流变液为分析对象,记录下不同时刻(10 s、30 s 和 60 s)磁流变液温度分布规律如图 5 和图 6 所示。

由图 5 和图 6 可知,磁流变液表面温度场在不同时刻的分布规律基本相同,虽外经处生热率最大,但温度最高值并非出现在间隙的外边缘,而是在工作半径中心处,即 $r=96$ mm 处,原因是工作间隙边缘处的磁流变液与外界间存在对流换热,其换热条件较好,散热较快。

磁流变液截面温度场基本关于间隙中心平面对称分布,由于中心平面处的热阻较大,热量难以散失,因此在中心平面处温度最高。

3.3.2 温度分布影响因素

(1) 滑差功率

取滑差功率为 5、10 和 15 kW,在间隙④处磁流变液表面取 3 个点,其半径为 76、96 和 116 mm,得到不同滑差功率时径向各点温度变化如图 7 所示。

由图可见,磁流变液温度随滑差时间呈近似线性增加趋势,且滑差功率越大,温升越快。这是由于热量不断在工作间隙中产生和积累,且短时间内来不及散失,导致磁流变液温度线性上升,滑差功率越大,单位时间内产生的热量越多,温升越快。

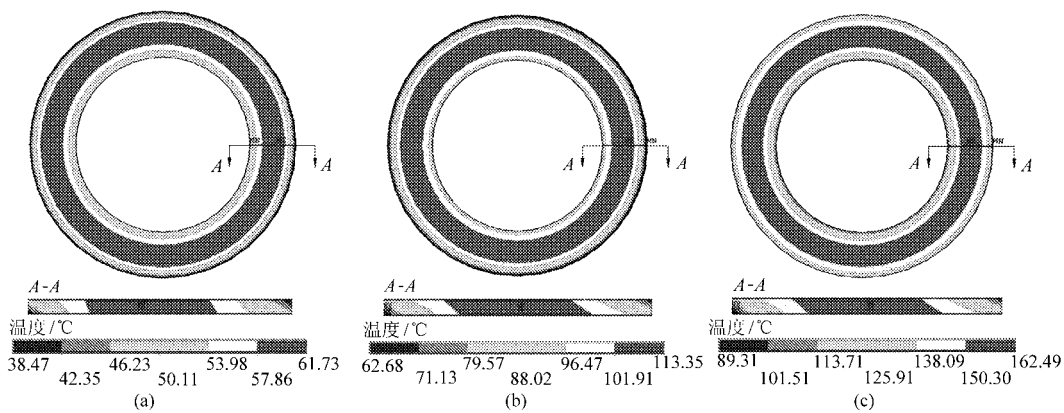


图5 不同时刻磁流变液表面与截面温度场
Fig. 5 Surface and section temperature field of MRF at various times
(a) $t = 10\text{ s}$ (b) $t = 30\text{ s}$ (c) $t = 60\text{ s}$

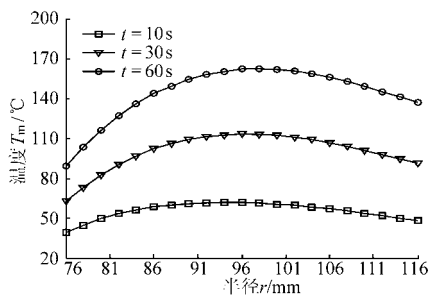


图6 磁流变液表面温度沿径向分布曲线
Fig. 6 Surface temperature of MRF in radial direction

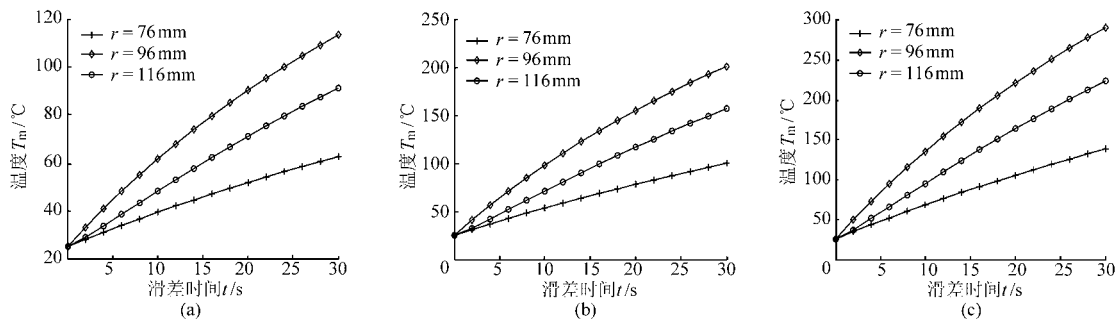


图7 径向各点温度随滑差时间变化曲线
Fig. 7 Temperature variation of various radial points under different slip powers
(a) $P = 5\text{ kW}$ (b) $P = 10\text{ kW}$ (c) $P = 15\text{ kW}$

取半径为 96 mm 的点,得到不同工作间隙时磁流变液温度随时间变化以及磁流变液单位时间温升与工作间隙之间的关系如图 8 和图 9 所示,其中,滑差功率为 5 kW,滑差时间为 30 s。

由理论分析可知,磁流变液的生热率与工作间隙呈反比关系。从图 8 和图 9 中可见,工作间隙越大,相同时间内磁流变液温度越低,且温差随滑差时间的增加而越来越大,当工作间隙由 0.5 mm 增加到 1.0 mm,对应单位时间温升从 4.8℃ 下降到 2.9℃,下降幅度为 1.9℃;随着工作间隙进一步增大,单位时间温升越来越小,其下降幅度也逐渐降低,当工作间隙为 1.5 mm 和 2.0 mm 时,单位时间温升分别为 1.8℃ 和 1.5℃,下降幅度仅 0.3℃。

当滑差功率为 15 kW 时,在 30 s 时间内,半径 $r = 96\text{ mm}$ 处的磁流变液温度上升了近 260℃,这已远远超过现有磁流变液的工作温度范围。因此,在大滑差工况下,应尽量缩短传动装置的启、制动时间,并采取有效的散热措施以保证传动装置工作于所选磁流变液的工作温度范围内。

(2) 工作间隙

通过改变隔离环厚度将工作间隙分别调节为 0.5、1.0、1.5 和 2.0 mm,在间隙④处磁流变液表面

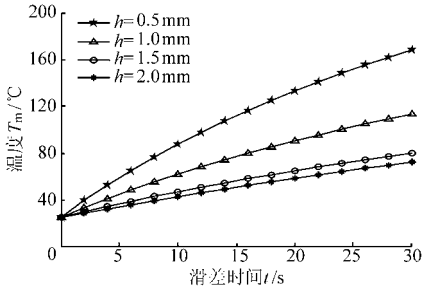


图8 不同工作间隙时磁流变液温度随滑差时间变化曲线
Fig. 8 Temperature variation with time under different gap sizes

由电磁学基本理论可知,工作间隙越大,传动装置中磁路的总磁阻随之增大,这意味着需要更多匝数的线圈来产生足够强度的磁场;反之,工作间隙过

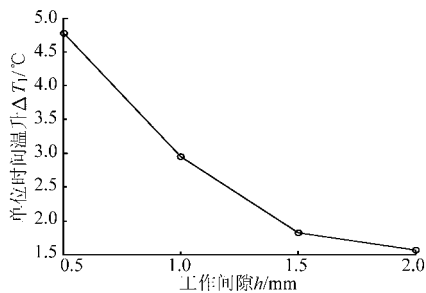


图 9 磁流变液单位时间温升与工作间隙之间的关系曲线

Fig. 9 Relationship between temperature rise per unit second and gap size

小容易导致磁流变液温升过快,且加工和装配难度增大。因此,在实际应用中,工作间隙通常选在 0.5 ~ 1.5 mm 范围内^[12]。

4 试验研究

4.1 试验装置及方法

图 10 为所搭建的磁流变传动温升试验台,主要由电动机、变频器、扭矩传感器、磁流变传动装置、固定支架及相关激励电源和测试仪器等组成。试验时,利用固定支架将从动盘固定不动,通过激励电源给线圈提供励磁电流,调节变频器来改变滑差功率,扭矩传感器用于测量系统传递扭矩和滑差转速,磁流变液的温度由温度传感器测得,温度变送器用于转换测得的温度信号,所测信号经 PLC 采集后传输到计算机。

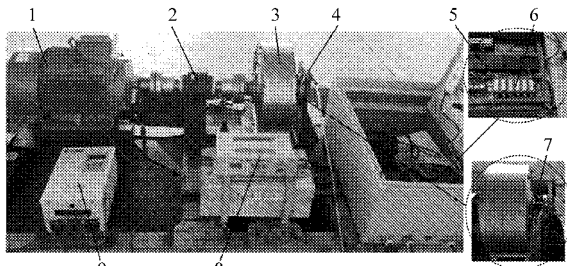


图 10 磁流变传动温升试验台

Fig. 10 Test bench for temperature rise of MRF transmission

1. 电动机 2. 扭矩传感器 3. 磁流变传动装置 4. 固定支架
5. PLC 6. 温度变送器 7. 温度传感器 8. 激励电源 9. 变频器

将温度传感器的探头插入最外边缘间隙内(间隙①处),试验中温度传感器安装位置处对应测点 1、2 的半径分别为 90 mm 和 110 mm。

4.2 结果与讨论

图 11 为滑差功率为 7 kW 时,径向各测点处磁流变液温度变化。整个过程中测点 2 处温度始终高于测点 1 处温度,且滑差时间越长,两测点间温差越大。相比于仿真值,测点 2 处的实测值偏大而测点 1 处的实测值偏小。分析原因是由于离心力的作用

导致磁性颗粒向间隙外径处靠近,使得该处磁流变液的颗粒体积分数升高,剪切应力相应增加,单位时间内产生更多的热量,反之,内径处颗粒体积分数降低,单位时间内发热量减小。

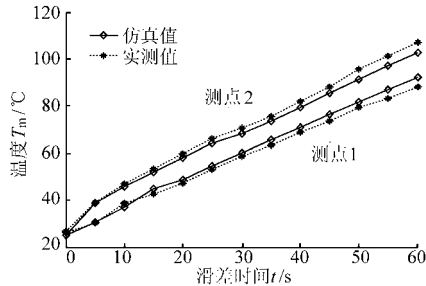


图 11 径向各测点处磁流变液温度随滑差时间变化曲线

Fig. 11 Temperature variation of MRF in different radiuses

在不同滑差功率下分别测试磁流变液温升情况,结果如图 12 所示。为降低离心力作用的影响,取测点 1、2 处的温度平均值作为实测值。由图可见,试验测得的瞬态温度分布规律与数值仿真中基本一致,但仍存在一定的误差。这主要是由于仿真模型及边界条件的简化、传动装置材料热物理特性的非线性以及温度传感器的测量误差等因素所导致的。

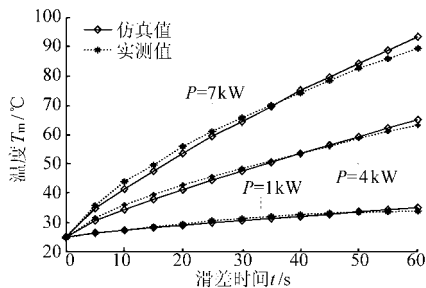


图 12 不同滑差功率时滑差时间对磁流变液温升的影响

Fig. 12 Effect of slip power on temperature rise of MRF

调整工作间隙分别为 0.5、1.0 和 1.5 mm,设定滑差功率为 7 kW,得到工作间隙对磁流变液温升的影响如图 13 所示。工作间隙越大,磁流变液温升越慢。实测值与仿真值相比略低,这是由于工作间隙增大的同时也改善了磁流变液的流动性,加速了磁流变液与周围部件间的对流换热。

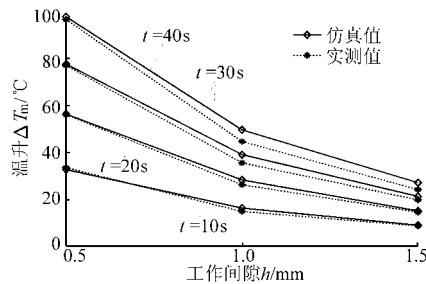


图 13 工作间隙对磁流变液温升的影响

Fig. 13 Effect of gap size on temperature rise of MRF

5 结论

- (1) 轴向各间隙中磁流变液的温度存在差异,由内向外,温度逐渐降低,滑差刚开始时,温差较小,随着滑差时间的增加,内外间隙中磁流变液的温度差值越来越大。
- (2) 传动装置中磁流变液的表面温度最高值出

现在工作半径中心处,即 $r = 96\text{ mm}$ 处,由中心向两端温度逐渐降低;截面温度场关于间隙中心平面基本对称,最高值在中心平面上。

(3) 滑差工况时,磁流变液温度随滑差时间近似呈线性上升,且温升速度随滑差功率的增加而加快,随工作间隙的增大而减缓。

参 考 文 献

1 董小闵,余森,廖昌荣,等. 冲击载荷下磁流变刚度变阻尼缓冲系统减振控制[J]. 农业机械学报, 2010, 41(3): 20~24.
Dong Xiaomin, Yu Miao, Liao Changrong, et al. Absorbing control of magneto-rheological variable stiffness and damping system under impact load[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(3): 20~24. (in Chinese)

2 兰文奎,郑玲,李以农,等. 活塞式磁流变液阻尼器磁场有限元分析[J]. 农业机械学报, 2007, 38(4): 142~145.
Lan Wenkui, Zheng Ling, Li Yinong, et al. FEM analysis of magnetic field of piston-type MR fluids damper[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(4): 142~145. (in Chinese)

3 Jolly M R, Bender J W, Carlson D J. Properties and applications of commercial magnetorheological fluids [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 1999, 10(1): 5~13.

4 Osama A, Craic A R. Magnetorheological fluid: materials, characterization, and devices [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 1996, 7(2): 123~130.

5 陈杰平,冯武堂,郭万山,等. 整车磁流变减振器半主动悬架变论域模糊控制策略[J]. 农业机械学报, 2011, 42(5): 7~13.
Chen Jieping, Feng Wutang, Guo Wanshan, et al. Whole vehicle magnetorheological fluid damper semi-active suspension variable universe fuzzy control simulation and test[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(5): 7~13. (in Chinese)

6 Weiss K D, Duclos T G. Controllable fluids: the temperature dependence of post-yield properties [J]. International Journal of Modern Physics B, 1994, 8(7): 3 015~3 032.

7 廖昌荣. 汽车悬架系统磁流变阻尼器研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2001.
Liao Changrong. Study on magnetorheological fluid damper for automobile suspension system [D]. Chongqing: Chongqing University, 2001. (in Chinese)

8 Park E J, Stoikov D, da Luz L F, et al. A performance evaluation of an automotive magnetorheological brake design with a sliding mode controller[J]. Mechatronics, 2006, 16(7): 405~416.

9 田祖织,侯友夫,王囡囡. 磁流变传动装置温度特性研究[J]. 仪器仪表学报, 2012, 33(3): 596~601.
Tian Zuzhi, Hou Youfu, Wang Nannan. Study on temperature properties of magnetorheological transmission device[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2012, 33(3): 596~601. (in Chinese)

10 郑军,张光辉,曹兴进. 热管式磁流变传动装置的设计与试验[J]. 机械工程学报, 2009, 45(7): 305~311.
Zheng Jun, Zhang Guanghui, Cao Xingjin. Design and experiment for magnetorheological transmission device with heat pipes[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(7): 305~311. (in Chinese)

11 谢方伟,侯友夫. 液体黏性传动装置摩擦副瞬态热应力耦合[J]. 中南大学学报:自然科学版, 2010, 41(6): 2 201~2 206.
Xie Fangwei, Hou Youfu. Transient thermal-stress coupling of friction pair of hydro-viscous drive device[J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2010, 41(6): 2 201~2 206. (in Chinese)

12 Guo H T, Liao W H. A novel multifunctional rotary actuator with magnetorheological fluid[J]. Smart Materials and Structures, 2012, 21(6): 1~9.

(上接第 298 页)

16 张敏,黎向锋,左敦稳,等. 基于主成分分析的 BP 神经网络内螺纹冷挤压成形质量预测[J]. 中国机械工程, 2012, 23(1): 51~54.
Zhang Min, Li Xiangfeng, Zuo Dunwen, et al. Forming quality forecast for internal threads formed by cold extrusion based on principal component analysis and neural networks[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(1): 51~54. (in Chinese)

17 Khan Z A, Kamaruddin S, Siddiquee A N. Feasibility study of use of recycled high density polyethylene and multi response optimization of injection moulding parameters using combined grey relational and principal component analyses[J]. Materials & Design, 2010, 31(6): 2 925~2 931.

18 Lu H S, Chang C K, Hwang N C, et al. Grey relational analysis coupled with principal component analysis for optimization design of the cutting parameters in high-speed end milling[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2009, 209(8): 3 808~3 817.