

· 机械电子工程 ·

考虑粘度特性的数控静压转台油膜热特性研究

黄智*, 陈令, 贾臻杰, 王立平

(电子科技大学机械与电气工程学院 成都 611731)

【摘要】 液压油粘度是影响静压转台油膜承载力和温升的关键因素之一。为了研究不同粘度特性对扇形油垫油膜热特性的影响规律, 基于Fluent软件对比分析了在恒粘度、温-粘特性、压-粘特性以及温-粘和压-粘特性下的油腔压强及油膜温升, 并搭建热特性检测系统开展了实验验证。结果表明: 同时引入温-粘和压-粘特性的油膜热特性的分析结果更加趋近于工程实际; 温-粘效应对油膜热特性的影响大于压-粘效应; 当液压油温-粘系数值为3 910时, 油膜具有相对更高的承载能力和更低的温升。研究结果为静压转台的应用调控、主机厂进行油垫结构设计和液压油选型提供技术指导。

关键词 承载力; 实验验证; 油垫油膜; 温升; 热特性; 粘度特性

中图分类号 TH117 文献标志码 A doi:10.3969/j.issn.1001-0548.2019.04.022

Study on Thermal Characteristics of CNC Hydrostatic Turntable Oil-Film Considering Viscosity Effects

HUANG Zhi*, CHEN Ling, JIA Zhen-jie, and WANG Li-ping

(School of Mechanical and Electrical Engineering, University of Electronic Science and Technology of China Chengdu 611731)

Abstract Hydraulic oil viscosity is one of the key factor that affects the oil-film bearing capacity and temperature rise. In order to study the impact of different viscosity effects on oil-film thermal properties, oil cavity pressure and oil-film temperature rise are analyzed under the conditions of constant viscosity, temperature viscosity, pressure viscosity, temperature viscosity and pressure viscosity effects by using Fluent software. And thermal properties detecting system is designed to carry out experimental verification. The results shows that oil-film thermal properties analysis with the temperature viscosity and pressure viscosity effects are more close to engineering practice, the impact of temperature viscosity effect on oil-film thermal properties is greater than that of pressure viscosity effect, the oil-film has relatively higher bearing capacity and lower temperature rise when the hydraulic oil temperature viscosity value is 3 910. The research results will provide reference for application regulation of static pressure turntable, technical guidance for structural design and hydraulic oil selection.

Key words bearing capacity ; experimental verification; oil pad oil-film; temperature rise; thermal properties; viscosity effects

数控静压转台处于高速运转时, 由于液压油粘性阻力和与转台底面的剪切作用, 静压油膜温度升高, 从而导致转台热变形并严重影响其承载性能。油膜在工作过程中, 其粘度的变化是影响温升和承载力的关键因素。因此, 开展不同粘度效应对油膜热特性影响的分析对降低转台热变形和保持其承载力稳定性具有重要意义。

文献[1]进行了不同粘度液压油的振动实验, 结果表明: 温升严重影响油液粘度, 进而严重影响轴

承载能力; 粘度会随着液压油温度升高而降低, 使得油膜厚度变薄, 进而导致承载能力降低。文献[2]分析了油膜厚度、承载力、温升等参数对轴承工作性能的影响。文献[3]的研究表明油膜温升会影响油液的粘度, 进而影响轴承的动态特性; 温-粘变化对润滑性能的影响远小于对油膜厚度的影响。文献[4]研究了磁流体油膜的粘度特性, 并提出了通过电流改变流体粘度的方法。文献[5]分析了温-粘及压-粘关系对圆形油膜工作性能的影响。文献[6-7]借鉴

收稿日期: 2017-06-04; 修回日期: 2017-12-27

基金项目: 国家科技重大专项(2015ZX04001002)

作者简介: 黄智(1977-), 男, 博士, 副教授, 主要从事数控加工装备制造、难加工材料先进切磨削加工技术等方面的研究。E-mail: zhihuang@uestc.edu.cn

“弹性体”的求解方法, 得出了随着温度升高, 润滑油动力粘度降低, 动刚度提高的结论。文献[8]通过实验证明了温度升高, 粘度下降的结论。文献[9]通过实验推导了在高滑移率的情况下, 温度对油膜粘度的影响。文献[10]率先提出了液体在等温条件下的粘度—压力关系式, 研究了存在气泡的条件下, 润滑油粘度与压力、气泡尺寸及体积比的变化关系。文献[11]研究了不同型号润滑油粘度随运行时间变化的规律。文献[12]通过实验表明油膜压力、温度及粘度等会影响油膜的滑移速度。文献[13]提出了根据加工参数选择液压油的方法。

以往的研究主要侧重于探究影响油膜粘度的各种因素, 缺乏粘度随运行时间的变化对系统工作性能影响的分析。针对静压导轨, 缺少对油膜温升和承载力的影响研究。因此, 本文开展了恒粘度、温-粘、压-粘以及温-粘和压-粘效应对油膜热特性的影响规律研究, 为主机厂进行油垫结构设计和液压油选型提供技术指导。

1 油垫油膜有限元建模

本文以某数控车铣静压转台为实验对象, 如图1所示, 开展其油膜热特性的分析研究。

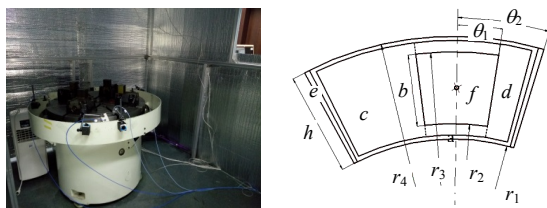


图1 某型号静压转台及其油垫二维模型

表1 油垫的主要尺寸参数

油膜内径 r_1	油膜外径 r_4	封油边宽度 a	回油槽宽度 e	油腔外径 r_3
/mm	/mm	/mm	/mm	/mm
200	300	11	4	285
油腔弦长 b	油腔深度 h_1	油腔内径 r_2	进油孔与油腔边夹角 θ_1 (°)	进油孔与油腔边夹角 θ_2 (°)
/mm	/mm	/mm		
70	2	215	7.5	15

根据油垫尺寸建立其油膜三维模型, 并采用IECM划分油膜六面体网格。根据油膜发热原理, 由于封油边是主要发热区域, 厚度仅0.1 mm, 所以在此方向划分10层。网格划分结果如图2所示。

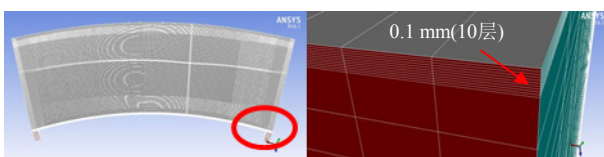


图2 网格划分结果

2 基于粘度效应的油膜热特性分析

借助流体分析软件Fluent对恒粘度、温-粘、压-粘以及温-粘和压-粘效应下的油膜热特性开展对比分析。液压油的材料属性如表2所示。由于工作台为恒流量供油, 设置为速度进口条件, 大小为0.75 m/s, 温度295.15 K; 压力出口条件, 大小为0 MPa。由于油膜下表面与底座接触, 因此设为静止壁面; 与工作台接触的上表面则设为绝热旋转壁面。

表2 液压油材料属性

液压油型号	密度/kg·m ⁻³	比热容 c /J·(kg·K) ⁻¹	热导率 λ /W·(m·K) ⁻¹	动力粘度 μ /Pa·s
L-HM32	880	1 884	0.132	0.082 7

2.1 恒粘度油膜热特性分析

恒粘度下转速分别为50 rpm和72 rpm时油膜中间厚度的温度和压强分布情况分别如图3和图4所示。

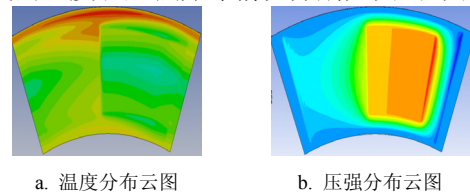


图3 转速为50 rpm时油膜中间厚度温度和压强分布云图

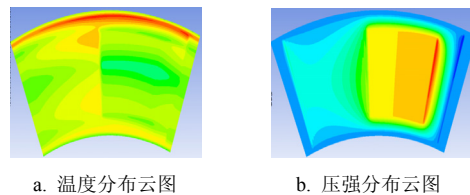


图4 转速为72 rpm时油膜中间厚度温度和压强分布云图

由上图可知, 当转速从50 rpm增大为72 rpm时, 油腔内最大压强从 1.369×10^5 Pa增加至 1.478×10^5 Pa, 最高温度从301.7 K增加为305.7 K。从温度分布图可以看出, 最高温升集中于沿半径方向的封油边处, 而轴向方向的温升不高。这是由于沿半径方向上封油边处的液压油随工作台转动沿封油边流出, 并在流动过程中保持与工作台的剪切作用, 温度持续升高。从压力分布图可以看出, 在油腔内, 沿轴向方向压力逐渐增加, 在油腔末端位置达到最大。

2.2 温-粘效应的油膜热特性分析

粘度和温度的关系可表示为:

$$\eta = \eta_0 e^{\beta(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0})} \quad (1)$$

式中, η 和 η_0 分别表示温度为 T 和 T_0 时的动力粘度; β 为温-粘系数, 系数越小表示粘度随温度变化越小。根据设备液压油型号, 经计算得 β 为3 730。

在Fluent软件中添加UDF(用户自定义编程)计

算公式:

$$\eta = 0.082 7e^{3.730 \times \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right)} \quad (2)$$

保持除粘度以外的材料属性不变, 分析转速为 50 rpm 和 72 rpm 时的温度场和压力场, 分别如图 5 和图 6 所示。

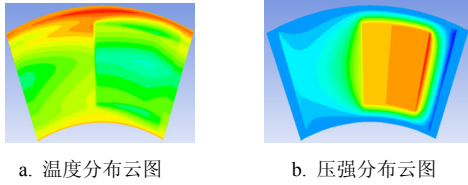


图5 转速为50 rpm时油膜中间厚度温度和压强分布云图

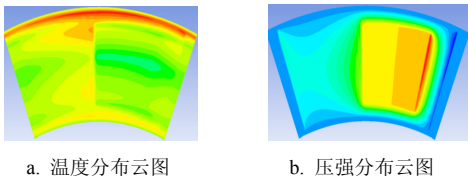


图6 转速为72 rpm时油膜中间厚度温度和压强分布云图

由图 5 可知, 当转速为 50 rpm 时, 最高温度为 300.9 K, 油腔最大压强为 1.169×10^5 Pa。由图 6 可知, 当转速为 72 rpm 时, 最高温度为 303.8 K, 油腔最大压强为 1.153×10^5 Pa。与恒粘度的分析结果相比, 温升和压强都有所减小。这是由于温度升高, 粘度降低, 导致油膜与转台剪切力减小, 从而降低了油膜温升和油腔压力。对比相同转速下的油腔内压强分布图可以看出, 在引入温-粘效应的油腔内高压强分布区域比恒粘度的要小。

2.3 压-粘效应的油膜热特性分析

液体在等温条件下的压力-粘度关系可表示为:

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha P} \approx \eta_0 (1 + \alpha P) \quad (3)$$

式中, η 和 η_0 分别表示在压力为 P 时和标准大气压下的粘度。根据设备液压油型号, 经计算得 $\alpha = 2.3 \times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ 。

在 Fluent 中添加 UDF 计算公式:

$$\eta = 0.082 7e^{2.3 \times 10^{-8} P} \quad (4)$$

保持除粘度以外的材料属性不变, 分析转速为 50 rpm 和 72 rpm 时的温度场和压力场, 分别如图 7 和图 8 所示。

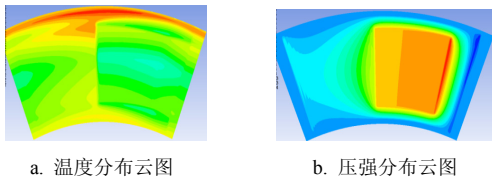


图7 转速为50 rpm时油膜中间厚度温度和压强分布云图

由图 7 可知, 当转速为 50 rpm 时, 最高温度为

301.7 K, 油腔最大压强为 1.371×10^5 Pa。由图 8 可知, 当转速为 72 rpm 时, 最高温度为 305.7 K, 油腔最大压强为 1.481×10^5 Pa。与恒粘度和温-粘效应的分析结果相比, 最高温度和压强都有所提高。这是由于在油腔内, 压强高于标准大气压, 液压油粘度值变大, 造成温度和承载力变大。

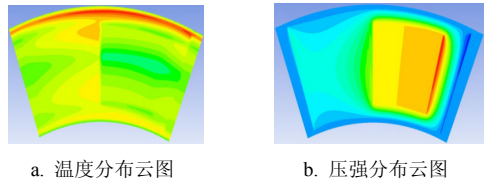


图8 转速为72 rpm时油膜中间厚度温度和压强分布云图

2.4 温-粘以及压-粘效应的油膜热特性分析

由于油膜热特性是多因素耦合的结果。因此, 本小节分析了温-粘以及压-粘共同作用下的油膜热特性。

将温-粘和压-粘公式整理可得:

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha P} e^{\beta \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right)} \quad (5)$$

保持除粘度以外的材料属性不变, 分析转速为 50 rpm 和 72 rpm 时的温度场和压力场, 分别如图 9 和图 10 所示。

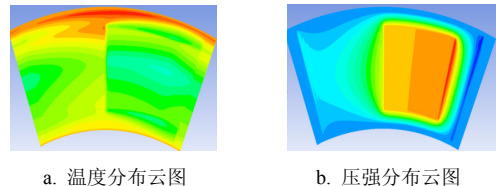


图9 转速为50 rpm时油膜中间厚度温度和压强分布云图

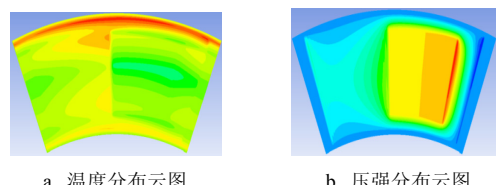


图10 转速为72 rpm时油膜中间厚度温度和压强分布云图

由图 9 可知, 当转速为 50 rpm 时, 最高温度为 300.9 K, 油腔最大压强为 1.171×10^5 Pa。由图 10 可知, 当转速为 72 rpm 时, 最高温度为 303.8 K, 油腔最大压强为 1.154×10^5 Pa。最高温度值与温-粘效应的分析结果几乎相等, 低于恒粘度和压-粘效应情况下的温度; 压强稍高于温-粘效应的分析结果, 但比恒粘度和压-粘效应情况的压强值低。

3 粘度效应对油膜热特性影响分析

本节主要分析影响油膜热特性的主要粘度效应, 并基于分析结果提出液压油选型参考。

3.1 基于转速的粘度特性分析

相关研究表明了转速是体现油膜热特性的重要因素之一。因此,本文分析了转速为20、30、50、60和72 rpm时,不同粘度特性的温度场和压力场,以此探究对影响油膜热特性的主要因素。图11a和图11b分别为在不同的转速下,引入不同粘度特性的油膜温度和油腔压强分析结果。

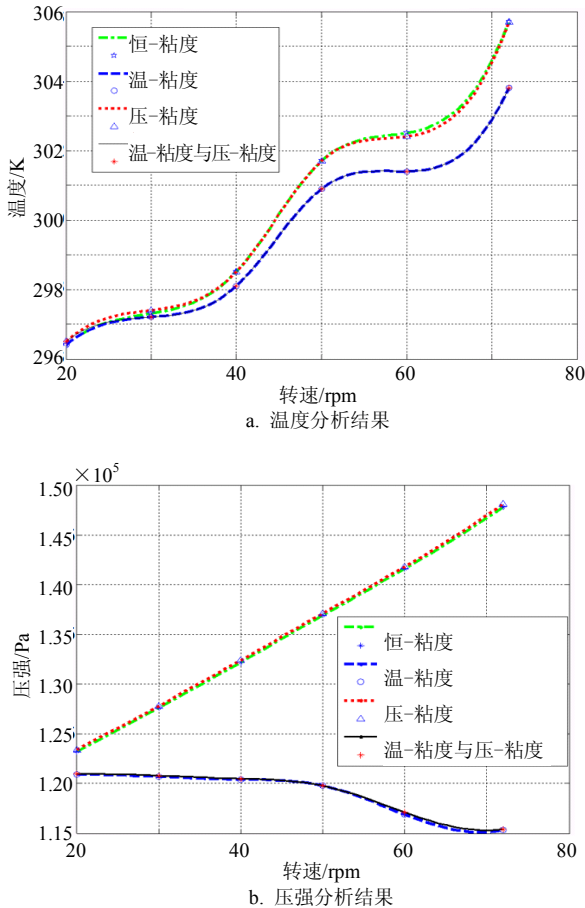


图11 不同转速时不同粘度特性的温度和压强对比分析图

由图11可知,当为恒粘度或仅考虑压-粘效应时,油腔最高压强随转速增加而增加,与工程实际的差距较大。考虑温-粘效应和同时考虑温-粘及压-粘效应时,压强随转速增大而降低,但温-粘及压-粘效应时的最高压强要稍大于温-粘效应。当转速高于50 rpm时,考虑温-粘效应时的最高温度与恒粘度和压-粘效应的温度差距增大。这是由于随着转速增加,油膜发热愈加严重,使得粘度越小,从而与粘度不变的情况差距越大。进一步分析可知,考虑温-粘及压-粘效应时,其最高温度和压强值与相同条件下温-粘效应时的值几乎相等。

综上所述,液压油的温-粘效应对油膜热特性起主要影响作用,因此在设计与使用静压转台或选用

液压油时应充分考虑液压油的温-粘特性。

3.2 变温-粘系数的油膜热特性分析

由以上分析可知,温-粘效应是油膜温升和油腔承载力的主要影响因素。因此,本小节通过分析不同温-粘系数时的油膜热特性,为静压转台工作过程中选择合适的液压油提供理论依据。

为了尽量包含所有液压油型号,选择温-粘系数为2 500、3 000、3 500、3 730、4 000、4 500和5 000的液压油进行分析。在转速为50 rpm和72 rpm时,油膜最高温度和油腔最大压强分析结果分别如表3和表4所示。

表3 50 rpm时变温-粘系数分析结果

温-粘系数	最高温度 $\times 10^2/K$	最大压强 $\times 10^5/Pa$
2 500	3.012	1.228
3 000	3.011	1.204
3 500	3.009	1.185
3 730	3.008	1.171
4 000	3.007	1.163
4 500	3.006	1.142
5 000	3.005	1.112

表4 72 rpm时变温-粘系数分析结果

温-粘系数	最高温度 $\times 10^2/K$	最大压强 $\times 10^5/Pa$
2 500	3.043	1.214
3 000	3.041	1.196
3 500	3.039	1.174
3 730	3.038	1.154
4 000	3.035	1.143
4 500	3.033	1.113
5 000	3.031	1.085

由表3和表4可知,随着温-粘系数增加,液压油最高温度和油腔最大压强均降低。因此,提出一种以压强与温-粘系数的斜率比温度与温-粘系数的斜率的选择方法。即 $k = (d_p / d_{t-v}) / (d\tau / d_{t-v})$,计算 k 最小值,从而得到温升降低最大而压强降低最小时的温-粘系数值。

利用Matlab软件对不同温-粘系数的最高温度和压强3次插值,插值结果分别如图12和图13所示。

选择压强斜率比温度斜率的最小点,斜率比值曲线如图14所示。经计算分析可知,当转速为50 rpm和72 rpm时,液压油温-粘系数分别为3 907和3 916时,可保证相对最大的油腔压强和最低的油膜温升。因此,在保证静压转台工作压力的前提下,宜选用温-粘系数为3 910左右的液压油作为工作介质。

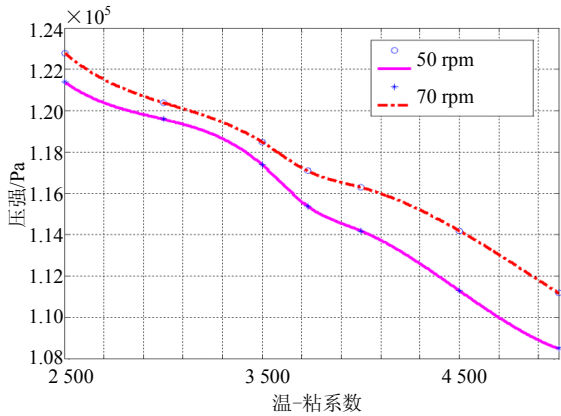


图12 压强插值结果

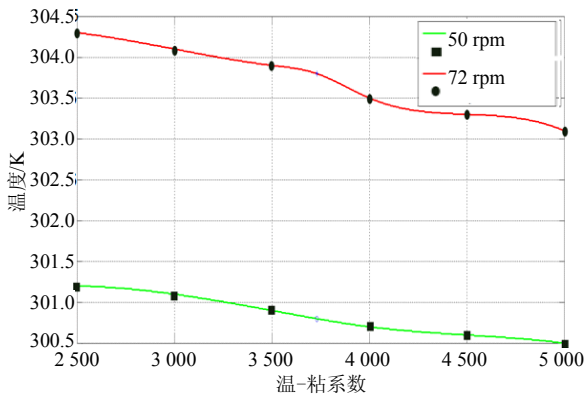


图13 温度插值结果

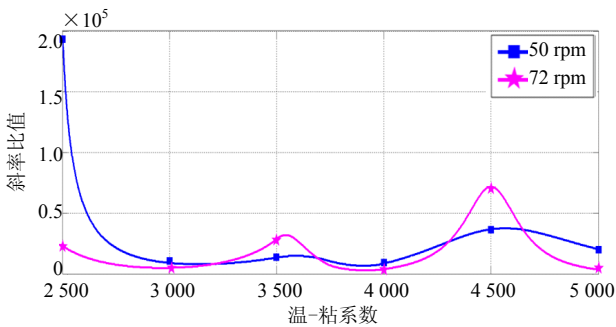


图14 压强与温度斜率比值曲线

4 油膜热特性实验验证

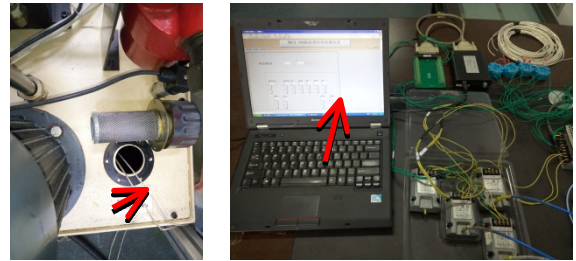


图15 热特性检测平台

通过有限元计算, 分析了基于不同粘度特性和不同转速的扇形油垫油膜热特性。为了验证仿真结

果的有效性, 以某型号静压转台为实验对象, 搭建了热特性检测系统, 采集验证所需实验数据, 如图15所示。

检测平台由传感器、变送器和数据采集卡等相关硬件组成。其中部分温度传感器位置和测试系统平台分别如图16a和图16b所示。



a. 传感器安装位置 b. 测试平台界面

图16 实验测试系统

采用相应算法对测试数据进行滤波处理, 观察液压油升温情况, 如图17所示。出油口仿真温升值与油箱实际测量值的对比结果如表5所示。

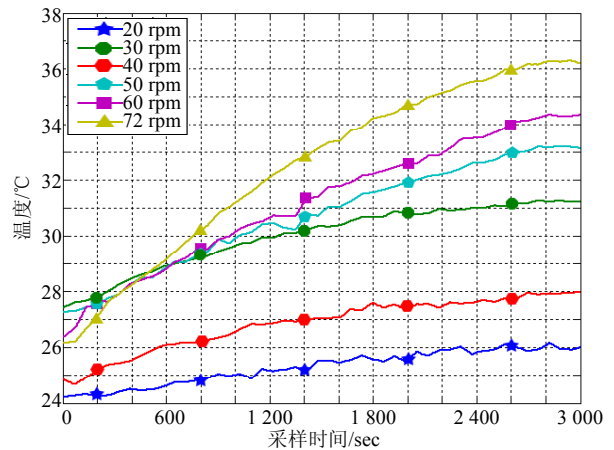


图17 不同转速时的液压油温升曲线

表5 油膜温升仿真值与测试值对比表

转速/rpm	仿真值/°C	实测值/°C
20	1.35	1.5
30	2.05	3.7
40	2.95	3.2
50	5.75	6.0
60	6.25	8.0
72	8.65	10.1

由表5可知, 仿真数据与实验结果基本吻合, 但仿真结果比实验值偏小, 造成此现象的原因有: 1) 实验过程存在一定的误差, 比如传感器精度、采集数据时的外部干扰等; 2) 仿真仅考虑到工作台与油膜之间的剪切作用, 但在实际运行过程中, 液压泵的功率损耗、油液流经管道和阀门的功率消耗都将使

得油温升高。

5 结束语

本文根据油垫结构尺寸和油膜工作原理,建立了油膜几何模型,并通过Fluent软件仿真分析了油膜在恒粘度、温-粘效应、压-粘效应以及温-粘和压-粘效应下的不同热特性。分析结果表明,考虑恒粘度和仅考虑压-粘效应的分析结果与实际工况偏差较大;同时引入温-粘效应和压-粘效应的分析结果比引入单因素分析结果更贴近于实际工况;温-粘效应对油膜承载能力和温升的影响大于压-粘效应。通过实验验证了仿真方法的有效性。研究结论为深入分析油膜热特性提供参考,为主机厂进行油垫结构设计提供技术支持。

本文还分析了基于不同粘度特性和转速下的油膜温升和油腔承载力变化规律,得出温-粘效应是影响油膜热特性的主要因素。进一步得出,当液压油温-粘系数在3 910左右时,在相同加工条件下,油膜具有更高的承载能力和更低的温升。研究结果为静压转台的有效使用提供了理论支撑。

参 考 文 献

- [1] SERRATO R, MARUA M M, PADOVESEA L R. Effect of lubricant viscosity grade on mechanical vibration of roller bearings[J]. *Tribology International*, 2007, 40(8): 1270-1275.
- [2] MARKIN D, MCCARTHY D C, GLAVATSKIH S B. A FEM approach to simulation of tilting-pad thrust bearing assemblies[J]. *Tribology International*, 2003, 36(11): 807-814.
- [3] SHARMA S C, KUMAR B V, JAINA S C, et al. Study of hole-entry hybrid journal bearing system considering combined influence of thermal and elastic effects[J]. *Tribology International*, 2003, 36(12): 903-920.
- [4] 姜宏伟, 张亚南, 王建梅, 等. 磁流体油膜轴承油的粘度特性研究[J]. *太原科技大学学报*, 2016, 37(5): 400-405.
JIANG Hong-wei, ZHANG Ya-nan, WANG Jian-mei, et al. Research and analysis of viscosity properties for magnetic-fluid-lubrication oil-film bearing oil[J]. *Journal of Taiyuan University of Science and Technology*, 2016, 37(5): 400-405.
- [5] 刘赵淼, 金秋颖, 张成印, 等. 引入温-粘及压-粘关系式的油膜工作性能数值分析[J]. *计算力学学报*, 2011, 28(4): 69-73.
LIU Zhao-miao, JIN Qiu-ying, ZHANG Cheng-yin, et al. Numerical analysis of temperature-viscosity and pressure-viscosity characteristics influence on the working performance of oil film[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2011, 28(4): 69-73.
- [6] 赵建华, 高殿荣, 张作超. 液体静压导轨定压供油式油腔承载力的超静定力学模型[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(22): 167-176.
ZHAO Jian-hua, GAO Dian-rong, ZHANG Zuo-chao. Indeterminate mechanics model of bearing capacity of constant pressure oil pockets in hydrostatics slide[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(22): 167-176.
- [7] 赵建华. 龙门车铣中心液体静压导轨性能的理论分析与实验研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2013.
ZHAO Jian-hua. Theoretical analysis and experimental research of liquid hydrostatic slide's performance of gantry turning and milling center[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2013.
- [8] HOGLUND E. Influence of Lubricant properties on elastohydrodynamic lubrication[J]. *Wear*, 1991, 232(2): 176-184.
- [9] NAKAHARA T, YAGI K. Influence of temperature distributions in ehl film on its thickness under high slip ratio conditions[J]. *Tribology International*, 2007, 40(4): 632-637.
- [10] SANG M C. A parametric study on bubbly lubrication of high-speed journal bearings[J]. *Tribology International*, 2002, 35(1): 1-13.
- [11] 张亚南, 王建梅, 张艳娟, 等. 时间积累效应对油膜轴承油粘度的影响研究[J]. *太原科技大学学报*, 2016, 37(1): 64-67.
ZHANG Ya-nan, WANG Jian-mei, ZHANG Yan-juan, et al. Influence of time-accumulation effect on viscosity performance for oil-film bearing oil[J]. *Journal of Taiyuan University of Science and Technology*, 2016, 37(1): 64-67.
- [12] 陈东菊, 周帅, 边艳华, 等. 液体静压主轴油膜滑移现象的分析及试验研究[J]. *机械工程学报*, 2016, 52(5): 144-153.
CHEN Dong-ju, ZHOU Shuai, BIAN Yan-hua, et al. Analysis and experimental research of hydrostatic spindle oil film slip phenomenon[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(5): 144-153.
- [13] 陈瑶. 润滑油物性对静压支承油膜性能影响研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015.
CHEN Yao. Research on influence of Lubrication oil physical property on performance of hydrostatic supporting oil-film[D]. Harbin: Harbin University of Science and Technology, 2015.

编辑 刘飞阳