

MLX 系列减速机用扇形可倾瓦滑动推力 轴承润滑性能分析

韦军伟, 申 强, 艾红旭, 田 昊

(中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要:以 MLX 系列减速机用扇形可倾瓦滑动推力轴承为研究对象, 建立基于计算流体力学(CFD)的有限元仿真分析模型和基于数值分析方法的数值分析模型分析流体润滑性能, 利用有限元分析模型研究分析了轴承中润滑油膜压力场和温度场的分布及其随轴承转速、润滑油粘度的变化情况。利用数值分析方法建立轴承油膜厚度模型, 分析了轴承扇形瓦块倾角的变化对轴承润滑性能的影响。结果表明:随着轴承转速和润滑油粘度的增加, 油膜最高压力和最高温度持续线性增大; 扇形瓦块的周向、径向倾角对轴承油膜压力和厚度会造成影响, 且径向倾角的影响更大。

关 键 词:减速机; 可倾瓦; 轴承; 润滑

中图分类号: TH133 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.09.005

[引用本文格式] 韦军伟, 申 强, 艾红旭, 等. MLX 系列减速机用扇形可倾瓦滑动推力轴承润滑性能分析[J]. 热能动力工程, 2023, 38(9): 38-46. WEI Jun-wei, SHEN Qiang, AI Hong-xu, et al. Lubrication performance analysis of sector tilting pad sliding thrust bearing for MLX reducer[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(9): 38-46.

Lubrication Performance Analysis of Sector Tilting Pad Sliding Thrust Bearing for MLX Reducer

WEI Jun-wei, SHEN Qiang, AI Hong-xu, TIAN Hao

(No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: The sector tilting pad sliding thrust bearing for MLX series reducer was taken as the research object, and the finite element simulation analysis model based on computational fluid dynamics (CFD) and numerical simulation model based on numerical analysis method were established. The lubrication performance of fluid was analyzed, and the distribution of the pressure field and temperature field of the lubricating oil film in the bearing and its variation with the bearing speed and lubricating oil viscosity were studied by using the finite element analysis model. The oil film thickness model of bearing was built by numerical analysis method, and the effect of the variation of sector tilting pad on bearing lubrication performance was analyzed. Results show that with the increase of the bearing speed and lubricating oil viscosity, the maximum pressure and temperature of the oil film continue to increase linearly; the circumferential and radial inclination angles of the sector tilting pad have an impact on the oil film pressure and thickness of the bearing, and the radial inclination angle has a greater impact.

Key words: reducer, tilting pad, bearing, lubrication

引 言

大功率立式磨机设备在国家基础建设领域起到至关重要的作用。立式磨机减速机中的可倾瓦滑动推力轴承是承受立式磨机设备巨大轴向工作载荷的关键零件,若出现故障,将直接导致整个立式磨机设备停机停产,带来巨大的经济损失。因此,针对具体立式磨机减速机结构和工况参数进行科学合理的动压滑动推力轴承选型分析计算与润滑性能研究十分必要。

Hamrock 等人^[1]通过有限差分法进行分析求解,使用假想的无限宽推力轴承模型进行分析。刘双庆^[2]基于机械设计标准对立式磨机减速机内滑动推力轴承进行了详细的设计计算,对大型静压推力轴承进行分析。钱卫东等人^[3]研究双向流固耦合对推力轴承润滑性能的影响,并成功应用于大型泵用轴承的设计分析。Hagemann 等人^[4]研究高速条件下的可倾瓦轴承前后瓦之间的热传递现象以及瓦区之间空间的影响。Zhang 等人^[5]对轴承中油膜的温度分布情况进行试验研究,分析发现,可以通过优化轴承的结构参数来提高可倾瓦滑动推力轴承的性能。Wasilczuk 等人^[6]运用计算流体力学原理及 CFD 分析软件对滑动轴承的润滑油膜进行仿真分析。康宁等人^[7]利用 N-S 方程计算了有限长径向轴承、进油口压力和轴肩的油膜压力,发现油膜载荷随偏心率和轴转速的增加而增加,作用角随着偏心率的增加而减小。余谱等人^[8]通过建立电流体动力学(EHD)的多可倾瓦径向轴承数学模型分析了轴承的瞬态特性,发现轻载下热变形对润滑性能的影响大于弹性变形。

通过对 MLX 系列立式磨机减速机用扇形可倾瓦滑动推力轴承润滑性能进行研究分析,得到轴承转速、润滑油粘度及倾角的变化对轴承油膜压力、温度和厚度产生影响的性能曲线,可以有效避免因推力轴承设计不当导致减速机使用寿命缩短和可靠性降低,可为推力轴承设计提供依据。

1 润滑原理

扇形可倾瓦滑动推力轴承的基本结构及润滑原理如图 1 所示。该型号推力轴承主要由水平部分的

轴承体(镜板或者推力盘)和可倾斜一定角度的扇形瓦块组成,倾斜的扇形瓦块和水平的轴承体之间形成了可以产生流体动压效应的楔形间隙^[6]。扇形瓦块的支撑是 1 个凸起的点,轴承工作时,瓦块可以绕支撑点旋转一定的角度,以改变楔形间隙的形状和大小,从而改变润滑油膜的厚度,使轴承时刻保持平衡的最佳工作状态。

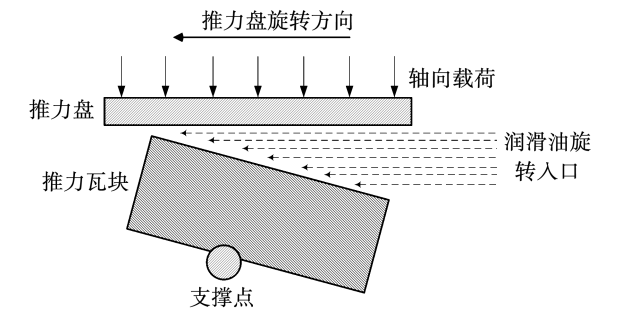


图 1 基本结构及润滑原理

Fig. 1 Basic structure and lubrication principle

2 轴承润滑性能模型建立

为了准确分析轴承润滑性能,分别建立了润滑性能有限元分析模型及数值分析模型,两种分析模型相互验证。

2.1 有限元分析模型

2.1.1 尺寸参数

扇形瓦块的尺寸示意图如图 2 所示。其中, D_1 为扇形瓦块内径值, D_2 为扇形瓦块外径值, α 为扇形瓦块的包角, B 为扇形瓦块的宽度, r_p 为支点 P 径向半径值, θ_p 为支点 P 周向角度值, e 为径向偏支距离。

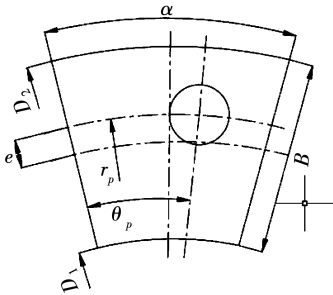


图 2 扇形瓦块尺寸示意图

Fig. 2 Dimension diagram of sector tilting pad

MLX 系列减速机用扇形可倾瓦滑动推力轴承瓦块尺寸及工况参数如表 1 所示。

表 1 瓦块尺寸及工况参数

Tab. 1 Dimension and working condition parameters of sector tilting pad

参 数	数 值
D_2/mm	1 600
D_1/mm	1 040
$\alpha/(\text{ }^\circ)$	26
$\theta_p/(\text{ }^\circ)$	14.9
r_p/mm	702
转速/ $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	40

2.1.2 网格划分

基于 CATIA 软件建立轴承润滑油膜的三维模型,如图 3 所示。其中,油膜的最小厚度约为 $30\text{ }\mu\text{m}$,外观为扇形薄片结构,实际是 1 个楔形收敛的流体计算域,即流体计算域是 1 个厚度不均匀分布的扇形区域。

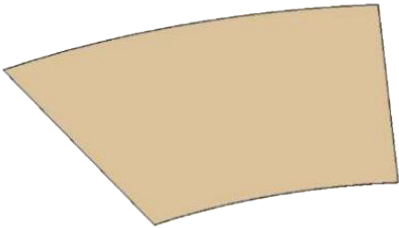


图 3 扇形油膜三维模型

Fig. 3 Three-dimensional model of sector oil film

对油膜流体计算域进行 ICEM 网格分块划分,初始划分网格数量为 60 万左右,其中扇形区域的圆弧边界和直线边界分别为 250 个网格,厚度方向为 10 层。划分完成的网格模型如图 4 所示。为排除网格数对计算分析结果的影响,进行了网格无关性验证。在额定工况下,当网格数达到 240 万以上时,轴承油膜的压力场和温度场变化趋于平稳,因此选择 240 万左右的网格数进行计算。

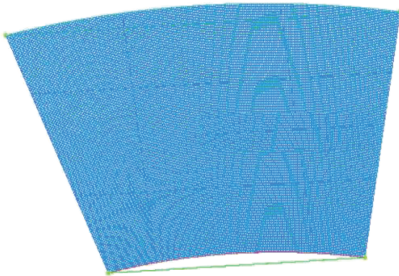


图 4 油膜流体域网格模型

Fig. 4 Grid model of oil film fluid domain

2.1.3 边界条件

轴承模型边界条件设置如图 5 所示。设置入口压力和出口压力均为 0 Pa ;壁面边界条件用来模拟固定的瓦块表面,转速为 0 r/min ;旋转壁面边界条件用来模拟旋转的法兰表面,转速为 40 r/min ^[9]。

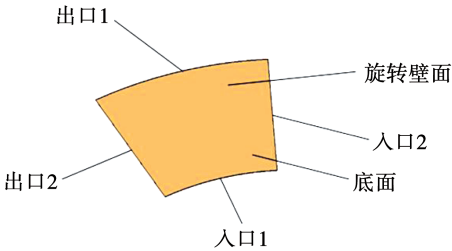


图 5 边界条件设置

Fig. 5 Boundary condition setting

2.1.4 其他参数设置及求解计算

材料参数按照润滑油的性能参数进行定义,常用润滑油的动力粘度为 $0.032, 0.048, 0.068$ 和 $0.1\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 等,通过设置不同的润滑油参数来分析润滑油动力粘度对润滑性能的影响。

初始可采用默认的松弛因子试计算,关注残差的变化,若残差值增大或持续不降低,可以适当调小松弛因子以加快收敛进度^[10],然后再进行计算设置的初始化操作。因为该初始值的设置关系到流体场解的收敛难度,最后设置最大迭代次数 500 次进行初步计算,计算残差如图 6 所示。当迭代次数到 250 步时完成收敛。

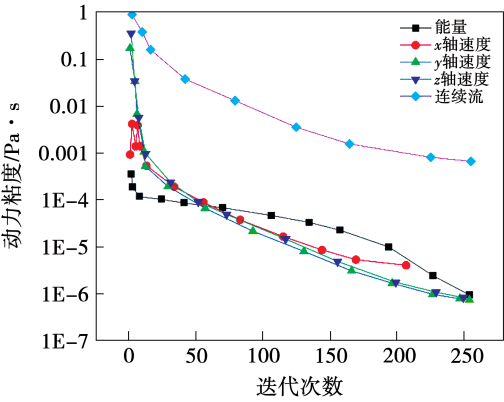


图 6 计算残差图

Fig. 6 Calculation residual diagram

2.2 有限元分析方法结果

2.2.1 油膜压力场分析

油膜压力场云图如图 7 所示。由图 7 可知,油

膜高压中心区向瓦面的侧向出口侧和外径出口侧偏移。这是因为扇形瓦面与法兰(镜板)之间的楔形间隙方向是由进油侧向出油侧收敛的,即扇形瓦面和法兰(镜板)之间的油膜厚度也是自进油侧向出油侧减小,自内径侧向外径侧减小。油膜压力自高压中心区向扇形瓦面四周递减直至瓦面边缘油膜破裂,润滑油膜压力降为环境压力。从数值上看,油膜压力中心区最高压力约达到 2.7×10^6 Pa,在扇形瓦面上对整个油膜流体域的压力进行积分可以得到单块瓦块的轴向承载力。经过积分计算处理,单块扇形瓦的承载力约为 1.5×10^5 N,所有瓦块的总承载力满足减速机的工作载荷要求。

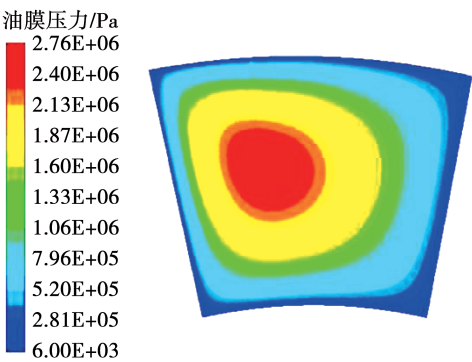


图 7 油膜压力场
Fig. 7 Oil film pressure field

2.2.2 油膜温度场分析

经过连续的产热过程和散热过程,整个油膜流体域的温度场会达到热平衡状态。油膜温度场的分布如图 8 所示。

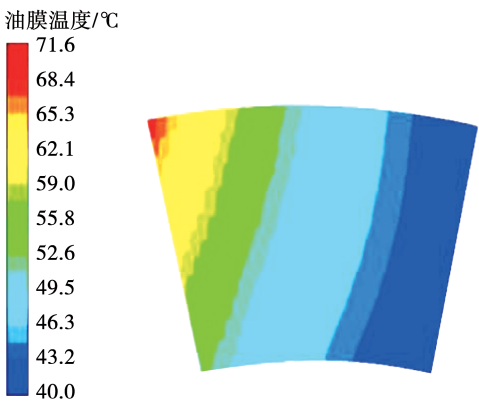


图 8 油膜温度场分布
Fig. 8 Distribution of oil film temperature field

由图 8 可知,最高油膜温度出现在扇形瓦块的外径侧靠近出油端侧,此处为油膜厚度最小区域。

整体上看,由右侧进油侧到左侧出油侧呈现温度由低到高的等温线分布。油膜厚度越小的流体域,油膜压力较大,油膜运动时产生的剪切作用更强烈,因而会产生大量的热量,导致该处的温度值较高。

油膜温度值是动压滑动轴承重要的工作状态参数,过高的油膜温度容易烧毁巴氏合金层,进一步导致轴承失效,严重的会使减速机停止运转。从数值上看,最高油膜温度达到 $72\text{ }^{\circ}\text{C}$,低于巴氏合金允许的最高温度。

2.3 数值分析模型建立

2.3.1 油膜厚度方程

扇形可倾瓦滑动推轴承油膜组成如图 9 所示。由图 9 可知,当轴承处于工作状态时,该楔形间隙内充满润滑油,即油膜厚度分布就是该楔形间隙的空间分布。由空间几何关系可知,油膜厚度方程由支点处的油膜厚度、瓦块径向倾角引起的膜厚以及瓦块周向倾角引起的膜厚 3 部分组成^[11-12]。

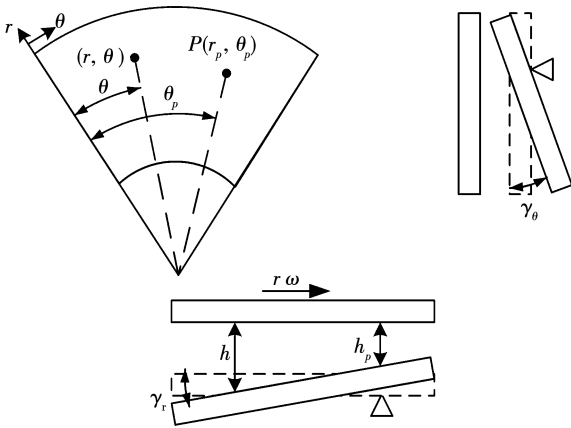


图 9 扇形可倾瓦滑动推力轴承油膜组成示意图
Fig. 9 Schematic diagram of oil film composition of sector tilting pad sliding thrust bearing

轴承油膜厚度方程为:

$$h = h_p + r \sin(\theta_p - \theta) \gamma_\theta + [r_p - r \cos(\theta_p - \theta)] \gamma_r \tag{1}$$

式中: h_p —支点 P 位置的油膜厚度, μm ; γ_θ —推力瓦块在周向方向的倾斜角度, $(^{\circ})$; γ_r —推力瓦块在径向方向的倾斜角度; h —扇形油膜域的油膜厚度, μm ; r —楔形面任意点位置的半径, mm ; θ —楔形面任意点位置的周向角度, rad 。

2.3.2 雷诺方程

通过合理假设进行简化后,基于流体连续性和

动量守恒性,结合理论方程经过推导得出雷诺方程。雷诺方程是核心方程,油膜压力分布与油膜形状厚度、润滑介质的粘度以及运转速度等因素之间的关系通过该方程体现。运用极坐标形式将其化简得到:

$$\frac{\partial}{\partial r}(\frac{rh^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial r})+\frac{\partial}{r\partial r}(\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial \theta})=6\omega r\frac{\partial h}{\partial \theta}$$

(2)

式中: p —油膜的压力,Pa; μ —润滑介质的粘度 Pa·s;
 ω —法兰旋转角速度,rad/s。

2.3.3 能量方程

采取与推导雷诺方程相同的简化条件,以对流散热为主,能量方程为:

$$c\rho\left[\left(\frac{h\omega}{2}-\frac{h^3}{12\mu r^3}\frac{\partial p}{\partial \theta}\right)\frac{\partial t}{\partial \theta}-\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial r}\frac{\partial t}{\partial r}\right]=$$
$$\frac{\mu\omega^2r^2}{h}+\frac{h^3}{12\mu}\left[\left(\frac{\partial p}{\partial r}\right)^2+\left(\frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial \theta}\right)^2\right]$$

(3)

式中: c —润滑油的比热容,J/(kg·K); ρ —润滑油的密度,kg/m³; t —油膜的温度,℃。

2.3.4 求解计算

基于 MATLAB 软件编制求解程序,对扇形油膜流体域进行数值求解计算,求解流程如图 10 所示。

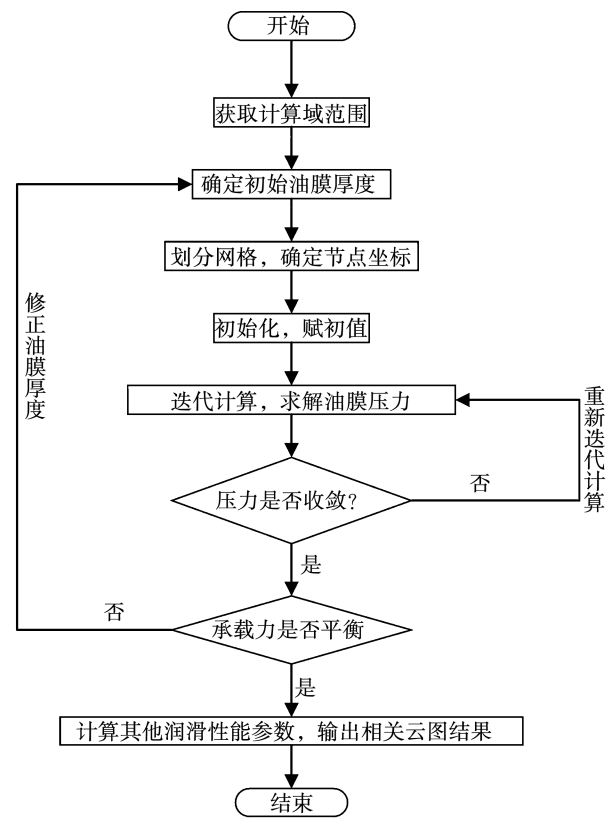


图 10 求解程序流程图

Fig. 10 Flow chart of solution program

2.3.5 计算结果验证

用 MATLAB 软件编制求解程序进行求解计算,得到润滑油油膜的厚度、压力和温度分布云图,如图 11 所示。

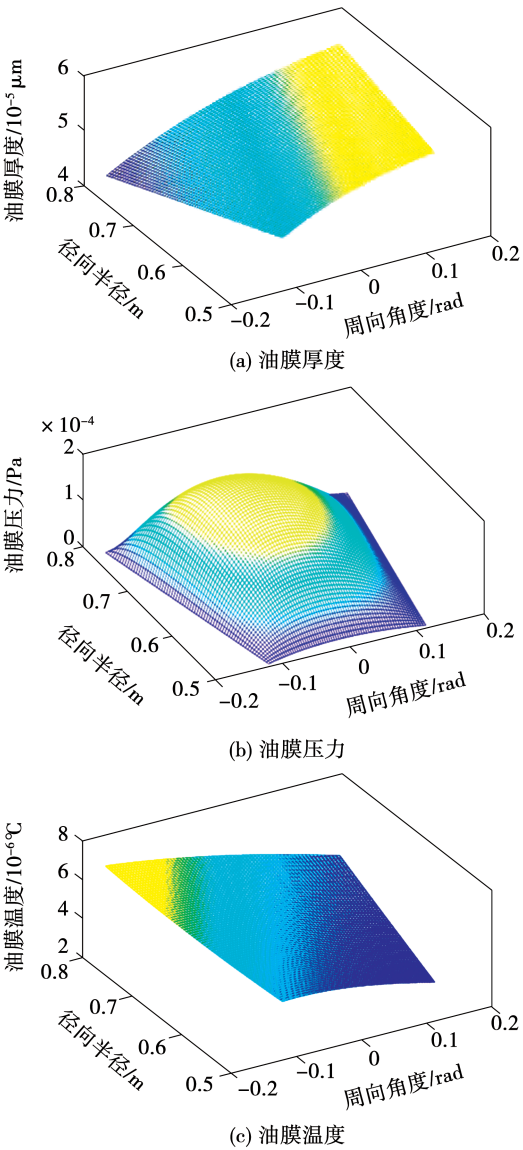


图 11 计算云图结果

Fig. 11 Results of calculation cloud chart

基于 MATLAB 软件编制的数值分析求解程序得到的计算结果与基于 FLUENT 软件建立的 CFD 仿真分析结果一致性较好,结果对比如表 2 所示。由表 2 可知,误差均在 5% 以内,油膜厚度最小值均出现在扇形瓦块径向出油侧和周向出油侧交汇顶点位置附近;油膜压力云图的油膜压力中心均向径向出油侧和周向出油侧偏移,相对于扇形瓦块周向中心偏移了 9.2%,相对于径向中心偏移了

13.2% ;油膜温度场中的最高油膜温度位置出现在外径侧与周向出油侧交汇处附近,因为该处的油膜压力较大,剪切作用明显,而新鲜润滑油流通不畅,导致散热不充分。

表 2 分析结果对比
Tab. 2 Comparison of analysis results

参 数	数值分析	CFD 分析	误差/%
最小油膜厚度/ μm	33.50	32.10	4.1
最大油膜压力/MPa	2.64	2.67	1.1
最高油膜温度/ $^{\circ}\text{C}$	72.80	71.60	1.7

3 轴承润滑性能分析

分别通过有限元分析方法和数值分析方法分析了转速和润滑油粘度以及轴承倾角对轴承润滑性能的影响。

3.1 转速对润滑性能的影响

保证其他参数不变,分别在轴承工作转速为 20,40,60,80,100 和 120 r/min 条件下进行仿真,得到最高油膜动压力值、轴向承载力值和最高油膜温度值随转速变化情况,如图 12 所示。

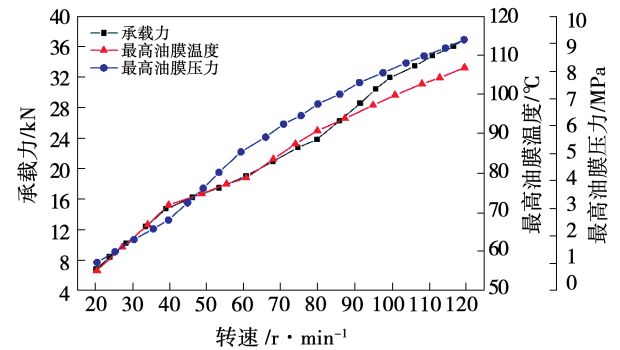


图 12 转速对轴承性能的影响

Fig. 12 Effect of rotational speed on bearing performance

由图 12 可知,轴承的运转速度与最高油膜压力、承载力以及最高油膜温度基本保持线性关系,轴承的运转速度越高,轴承的最高油膜压力、承载力以及最高油膜温度越高。从保证轴承安全运转角度来说,要使轴承油膜承载力较高,最高油膜温度不宜过高,所以轴承的转速是决定轴承能否安全运转的重要参数。

3.2 润滑油粘度对润滑性能的影响

保证轴承其他参数不变,分别在润滑油动力粘

度为 0.032,0.048,0.068 和 0.1 Pa·s 条件下仿真,得到润滑油粘度与最高油膜动压力、承载力和最高油膜温度的变化关系,如图 13 所示。由图 13 可知,润滑油粘度和轴承中最高油膜压力、承载力及最高油膜温度大致呈线性关系,即随着润滑油粘度的增大,轴承的最高油膜压力、承载力和最高油膜温度均逐渐增大。从保证轴承安全运转的角度来说,要使轴承油膜承载力较高,最高油膜温度不宜过高,所以润滑油粘度也是决定轴承能否安全运转的重要参数。

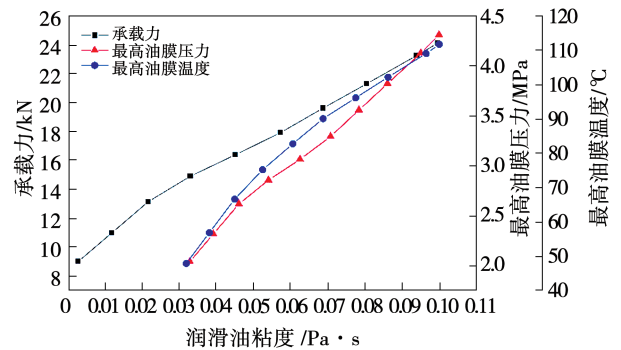


图 13 润滑油粘度对轴承性能的影响

Fig. 13 Effect of lubricant viscosity on bearing performance

3.3 瓦块倾角对润滑性能的影响

3.3.1 周向倾角

在其他条件参数不变的前提下,分别对周向倾角为 0.001°,0.002°,0.003°,0.004°和 0.005° 5 种情况进行数值仿真计算。为更直观方便地分析周向倾角对油膜压力的影响,分别取经过最大油膜压力的周向截面和径向截面数据进行分析,结果如图 14 所示。由图 14 可知,在周向截面处各周向倾角下的油膜压力中心均向扇形瓦块的侧向出油边偏移。随着周向倾角的加大,轴承间隙中的最小油膜厚度逐渐减小,所以最高油膜压力逐渐变大,且随着周向倾角的变大油膜压力中心沿着瓦块周向方向偏转的距离变大,最大偏移 16%。在径向截面处,各周向倾角下的油膜压力中心均向扇形瓦块的外径侧偏移,最大偏移 4.8%。这是由于扇形瓦块的外径侧润滑油被轴承固体件带动运转的线速度更大,而且扇形瓦块的偏移导致外径侧的油膜厚度相对更小。与理论分析结果一致,周向倾角增大,最高油膜压力值增大,不同倾角下的最大油膜压力相差 17.4%。同时,油膜压力中心也在沿着瓦块的径向方向偏移,但是偏移幅度小于周向方向上偏移的幅度,这是因为

扇形瓦块周向倾角的变化主要影响油膜厚度和油膜压力在周向方向上的变化。

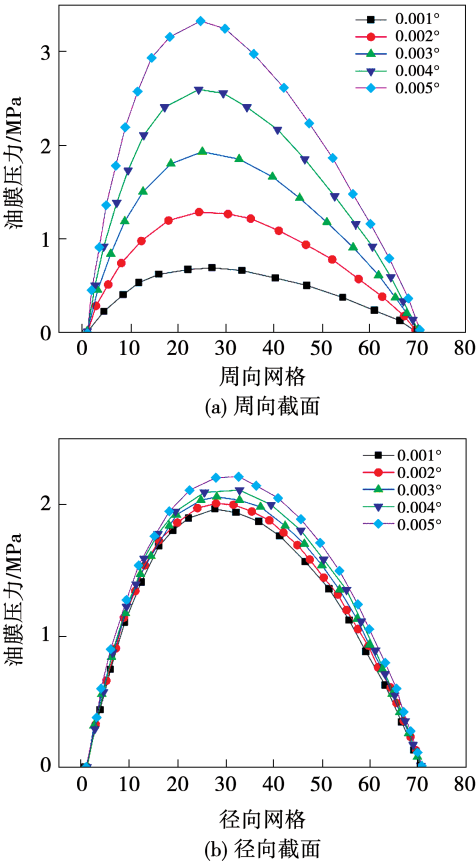


图 14 周向倾角对油膜压力影响的截面数据分析
Fig. 14 Cross section data analysis of the effect of circumferential inclination angle on oil film pressure

油膜温度随周向倾角变化情况如图 15 所示。由图 15 可知,随着周向倾角的变大,周向截面油膜厚度越来越小、油膜压力变大,剪切作用剧烈,导致最高油膜温度变大,且当扇形瓦块的周向倾角较大时,油膜温度在周向方向的变化梯度也在变大,最高油膜温度接近 90 ℃;在径向截面处,油膜温度同样随着扇形瓦块周向倾角的变大而升高,且最高油膜温度出现在扇形瓦块的外径侧,该处的油膜厚度较小,油膜压力较高,温度值较高。与周向截面不同,径向截面扇形瓦块经周向倾角的变化对径向方向的温度值只有幅值作用,即随着扇形瓦块周向倾角的增大,油膜温度的最大值在径向方向上逐渐变大。不同的周向倾角下,周向截面油膜温度最大相差 44 ℃,径向截面油膜温度最大相差 36 ℃。径向截面最高温度差随着扇形瓦块周向倾角的变化而变

化,径向方向上油膜温度的变化梯度基本没有变化,即各周向倾角下的油膜温度在径向方向上的变化速率基本一致,这一点与周向倾角对周向截面方向上油膜温度的影响不同。

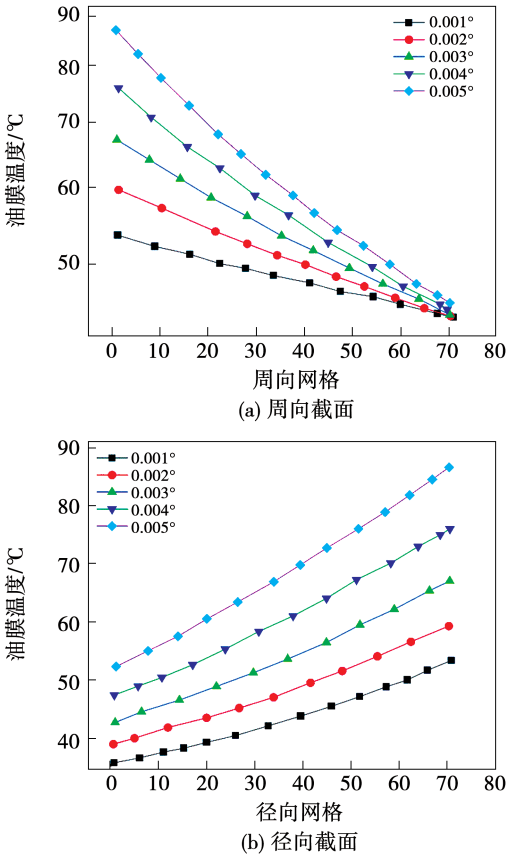


图 15 周向倾角对油膜温度的影响截面数据分析
Fig. 15 Cross section data analysis of the effect of circumferential inclination angle on oil film temperature

3.3.2 径向倾角

在其他条件参数不变的前提下,更改扇形瓦块在径向倾角值,分别设置 0.001°,0.002°,0.003°,0.004°和 0.005° 5 个不同的径向倾角值进行数值仿真计算。分别取经过最大油膜压力的周向截面和径向截面数据进行分析,结果如图 16 所示。由图 16 可知,在周向截面处,各径向倾角下的油膜压力中心相对瓦块周向中心均向扇形瓦块的侧向出油边偏移,这是由出油边侧的油膜厚度较小引起的,符合理论分析结果。随着径向倾角的增大,轴承间隙中的最小油膜厚度逐渐减小,所以最高油膜压力逐渐变大,且随着径向倾角的变大,油膜压力中心沿着瓦块周向方向偏移的距离变大。在径向截面处,各径

向倾角下的油膜压力中心相对扇形瓦块的径向中心均有所偏移。径向倾角 0.001° 时,油膜压力中心向扇形瓦块的内径侧偏移,其他情况均向扇形瓦块的外径侧偏移。这是由于扇形瓦块的外径侧润滑油被轴承固体件带动运转的线速度更大,而且扇形瓦块偏移,外径侧的油膜厚度相对更小,与理论分析结果一致。随着瓦块径向倾角的增大,最高油膜压力在逐渐增大,最大为 3.4 MPa ,而在径向倾角为 0.001° 时最高油膜压力只有 0.7 MPa ,相差 5 倍。油膜压力中心沿瓦块径向方向偏移,但是偏移的幅度大于在周向方向,周向截面最大偏移 4.3% ,径向截面最大偏移了 16% 。这是因为扇形瓦块径向倾角的变化主要影响油膜厚度和油膜压力在径向方向上的变化。

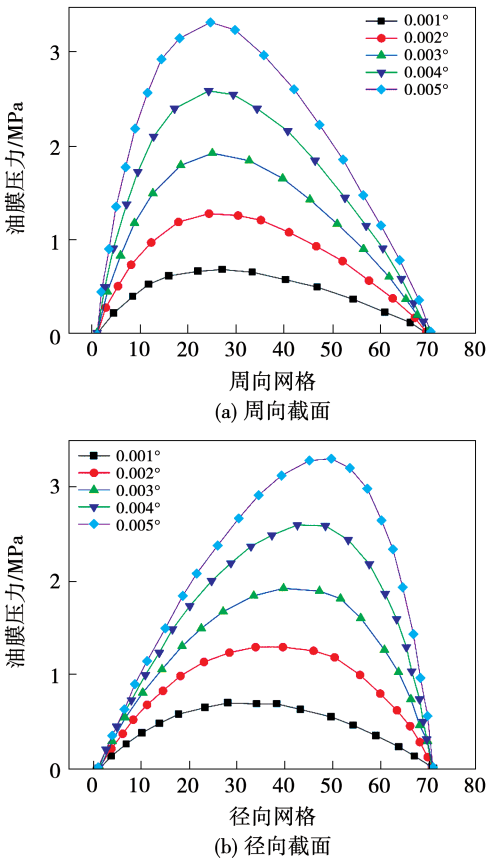


图 16 径向倾角对油膜压力影响的截面数据分析
Fig. 16 Cross section data analysis of the effect of radial inclination angle on oil film pressure

油膜温度随径向倾角的变化情况如图 17 所示。随着径向倾角的变大,周向截面油膜厚度越来越小、油膜压力变大,剪切作用更剧烈,导致最高油膜温度

变大;在径向截面处,油膜温度同样随着扇形瓦块周向倾角的变大而升高,且最高油膜温度出现在扇形瓦块的外径侧,为 $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。该处的油膜厚度较小,油膜压力较高,该处温度较高。扇形瓦块周向倾角的变化只对周向方向的温度幅值有影响,即随着扇形瓦块周向倾角的增大,油膜温度的最大值在周向方向上逐渐变大,各径向倾角下的油膜温度在周向方向上的变化速率基本一致。与周向截面方向上油膜温度随径向倾角的变化规律不同,当扇形瓦块的径向倾角较大时,除了油膜温度幅值变大以外,油膜温度在径向方向的变化梯度也变大,径向截面上油膜温度最大相差 $47\text{ }^{\circ}\text{C}$,周向截面上油膜温度最大相差 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$,即随着扇形瓦块的径向倾角逐渐增大,径向方向上的油膜温度升高越来越快。

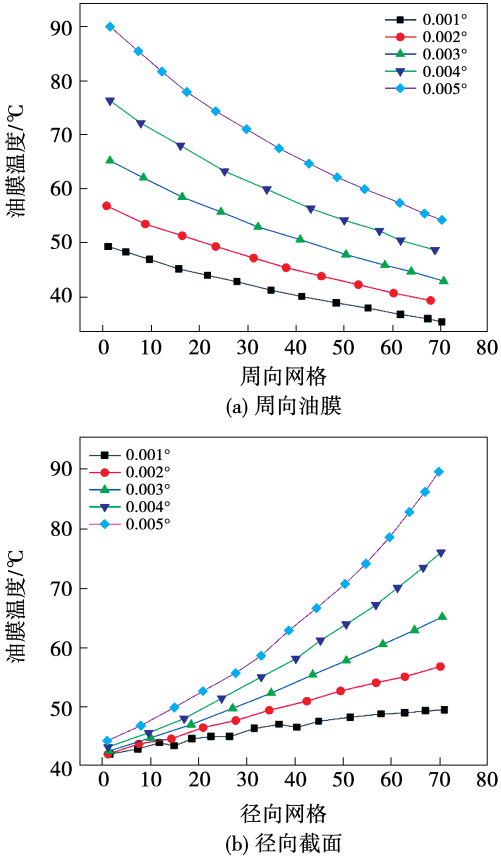


图 17 径向倾角对油膜温度影响的截面数据分析
Fig. 17 Cross section data analysis of the effect of radial inclination angle on oil film temperature

4 结 论

以 MLX 系列减速机用扇形可倾瓦滑动推力轴承为研究对象,分别建立基于 CFD 的有限元仿真分

析模型和基于流体润滑理论的数值分析模型,经过对可倾瓦滑动推力轴承润滑性能研究分析,得出结论:

(1) 数值分析与 CFD 分析结果基本一致,最大相对误差仅 4.1%,两种仿真分析一致性较好,具有较高的可信度。轴承中扇形润滑油膜最薄位置及温度最高位置出现在扇形瓦块外径出油侧与周向出油侧交汇位置顶角处,油膜压力中心位置向径向出油侧和周向出油侧偏移,偏移量分别为 13.2% 和 9.2%。

(2) 在其他条件参数不变的前提下,随着轴承运转速度和润滑油粘度的提升,轴承最大油膜压力、最高油膜温度及承载力均有所提升,且大致成线性关系;在减速机启停阶段,由于轴承转速较低,油膜形成不稳定,导致形成的承载力不够,可能会使轴承发生接触磨损。

(3) 随着扇形瓦块周向倾角和径向倾角的变大,油膜压力中心的偏移量均逐渐增大,但周向倾角变化过程中最大油膜温差 44℃,较径向倾角变化过程中最大 47℃ 的油膜温差小,所以相对于周向倾角变化扇形瓦块径向倾角变化对轴承润滑性能的影响更明显。

参考文献:

[1] HAMROCK B, JACOBSON B O. Fundamentals of fluid film lubrication, second edition [M]. New York: Marcel Dekker, Inc, 2004.

[2] 刘双庆. 立磨减速机的设计与性能分析 [D]. 重庆: 重庆大学, 2008.

LIU Shuang-qing. Research and analyze of gearbox for vertical mill [D] Chongqing: Chongqing University, 2008.

[3] 钱卫东, 金 刚, 汤黎明. 动压推力轴承的三维热弹流润滑特性分析 [J]. 水泵技术, 2020(1): 16-21.

QIAN Wei-dong, KING Kong, TANG Li-ming. Lubrication characteristics analysis of three-dimensional thermal-elastic flow for the dynamic pressure thrust bearing [J]. Pump Technology, 2020(1): 16-21.

[4] HAGEMANN T, ZEMELLA P, PFAU B, et al. Experimental and theoretical investigations on transition of lubrication conditions for

a five-pad tilting-pad journal bearing with eccentric pivot up to highest surface speeds [J]. Tribology International, 2019, 142: 106-108.

[5] ZHANG F, OUYANG W, HONG H H, et al. Experimental study on pad temperature and film thickness of tilting-pad journal bearings with an elastic-pivot pad [J]. Tribology International, 2015, 88: 228-235.

[6] WASILCZUK M, WODTKE M, DBROWSKI L. Large hydrodynamic thrust bearings and their application in hydrogenators [J]. Encyclopedia of Tribology, 2013, 32: 1912-1926.

[7] 康 宁, 迟启明. 基于 N-S 方程的径向滑动轴承油膜承载力的计算 [J]. 润滑与密封, 2010, 35(10): 9-12.

KANG Ning, CHI Qi-ming. Calculation of oil film load of radial sliding bearing based on N-S equation [J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(10): 9-12.

[8] 余 谱, 汪久根, 王庆九. 多瓦可倾瓦轴承的瞬态热弹流润滑性能分析 [J]. 润滑与密封, 2014, 39(1): 5-8.

YU Pu, WANG Jin-gen, WANG Qing-jiu. Transient thermal thermal elastohydrodynamic lubrication performance of multi-tilting-pad journal bearing [J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(1): 5-8.

[9] 李立书. 扇形可倾瓦推力轴承支承点位置对润滑性能影响的研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2017.

LI Li-shu. Research on the effect of supporting point position on the lubrication properties of sector tilting pad thrust bearing [D]. Harbin: Harbin University of Science and Technology, 2017.

[10] 周建军, 徐 华, 叶新功. 可倾瓦推力轴承瞬态动特性研究 [J]. 宁夏工程技术, 2004, 3(2): 105-107.

ZHOU Jian-jun, XU Hua, YE Xin-gong. Analysis on transient dynamic coefficients of pivot-pad thrust bearing [J]. Ningxia Engineering Technology, 2004, 3(2): 105-107.

[11] 王福军. 计算流体动力学分析: CFD 软件原理与应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.

WANG Fu-jun. Computational fluid dynamics analysis: principle and application of CFD software [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.

[12] 袁春倩. 扇形可倾瓦推力轴承的动力润滑静动特性研究 [D]. 西安: 西安科技大学, 2017.

YUAN Chun-qian. Study on static and dynamic characteristics of dynamic lubrication of sector tilting pad thrust bearing [D]. Xi'an: Xi'an University of Science and Technology, 2017.

(刘 颖 编辑)