

抽蓄电站推力轴承三维热流动力润滑特性

张帆¹, 庞嘉扬², 张宏伟¹, 吴晶莹¹, 王正伟³

(1. 河南新华五岳抽水蓄能发电有限公司, 河南 信阳 465450; 2. 中国农业大学 水利与土木工程学院, 北京 100083;
3. 清华大学 能源动力工程系, 北京 100084)

摘要: 抽蓄电站推力轴承润滑性能失效会导致轴瓦表面被烧坏, 严重影响机组的安全运行。基于VOF两相流模型和SST $k-\omega$ 湍流模型对抽蓄电站推力轴承内部油气系统开展三维非定常数值计算, 获得额定工况下的机组推力轴承系统在不同油膜厚度和进油流量下的润滑油三维热流动力润滑特性。结果表明: 机组稳定运行时, 油膜内部的润滑油表观速度和压力呈现明显的区域性分布, 流速主要集中在19.2~38.3 m/s范围内; 油膜中含有微量空气, 导致润滑油体积分数分布具有显著不均性; 在温度方面, 随着流量的增加, 轴瓦最高温度升高, 但整体平均温度降低, 同时, 轴瓦左右端面的润滑油温度呈现明显的阶梯式分布; 在受力方面, 油膜剪切应力随流量增加表现为“先快速增长、后增幅减缓”的趋势, 并逐渐趋于饱和, 其最大值由7.08 MPa增加至7.76 MPa; 增加约15%的润滑油量可以改善轴瓦冷却效果并增强油膜润滑稳定性, 但过高流量会使油膜扰动增强、流动结构趋于不稳定, 导致油膜厚度分布不均及局部压力波动, 从而降低轴瓦的承载能力。

关键词: 推力轴承; 数值模拟; VOF两相流模型; 热流动力润滑特性

中图分类号: TH133.31 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.11.018

[引用本文格式] 张帆, 庞嘉扬, 张宏伟, 等. 抽蓄电站推力轴承三维热流动力润滑特性[J]. 热能动力工程, 2025, 40(11): 164-173.
ZHANG Fan, PANG Jiayang, ZHANG Hongwei, et al. Three-dimensional thermo-hydrodynamic lubrication characteristics of thrust bearing in pumped storage power station[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(11): 164-173.

Three-Dimensional Thermo-Hydrodynamic Lubrication Characteristics of Thrust Bearing in Pumped Storage Power Station

ZHANG Fan¹, PANG Jiayang², ZHANG Hongwei¹, WU Jingying¹, WANG Zhengwei³

(1. Henan Xinhua Wuyue Pumped Storage Power Generation Co., Ltd., Xinyang, China, Post Code: 465450;

2. College of Water Resources and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing, China, Post Code: 100083;

3. Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084)

Abstract: The performance failure of lubricating oil in the thrust bearing of a pumped storage power station can lead to the burning of the pad surface and severely impact the safe operation of the unit. Based on the VOF two-phase flow model and the SST $k-\omega$ turbulence model, three-dimensional unsteady numerical simulations of the oil-gas system inside the thrust bearing of a pumped storage unit were conducted. The three-dimensional thermo-hydrodynamic lubrication characteristics of the lubricating oil under different oil film thicknesses and inlet oil flow rates were obtained for the thrust bearing system under rated operating conditions. The results show that during stable operation of unit, the superficial velocity and pressure of the lubricating oil within the oil film exhibit a distinct spatially distribution, with flow velocities primarily ranging

收稿日期: 2025-06-16; 修订日期: 2025-08-13

基金项目: 河南五岳抽水蓄能电站机组振动性能及轴系多场耦合性能评估项目(XHWY-A-20232-DL-KY01)

Fund-supported Project: Evaluation Project of Vibration Performance of Units and Multi-field Coupling Performance of Shafting in Henan Wuyue Pumped Storage Power Station (XHWY-A-20232-DL-KY01)

作者简介: 张帆(1985-), 男, 河南新华五岳抽水蓄能发电有限公司高级工程师。

通信作者: 王正伟(1965-), 男, 清华大学教授。

from 19.2 to 38.3 m/s. A small amount of air is present in the oil film, resulting in a pronounced non-uniformity in the lubricating oil volume fraction distribution. In terms of temperature, an increase in flow rate raises the maximum pad temperature while reducing the overall average temperature; moreover, the lubricating oil temperatures on the left and right ends of the pad exhibit a clear step-like distribution. In terms of loading, the oil film shear stress increases rapidly at first and then shows a slower growth trend with increasing flow rate, gradually approaching saturation, with the maximum value rising from 7.08 to 7.76 MPa. An increase in lubricating on flow rate of 15% can improve the cooling performance of the pad and enhance the stability of oil film lubrication; however, an excessively high flow rate intensifies oil film disturbances and induces flow structure instability, resulting in non-uniform oil film thickness distribution and localized pressure fluctuations, thereby reducing the load-carrying capacity of the pad.

Key words: thrust bearing, numerical simulation, VOF two-phase flow model, thermo-hydrodynamic lubrication characteristics

引 言

轴承是水轮发电机组的重要组件,主要承受转子机械不平衡力和由于转子偏心所引起的单边磁拉力,保证机组轴线摆度在规定的数值范围内。在长时间高负载、高转速工况下,轴承内部油膜承受剧烈的剪切作用,并伴随显著的黏性发热和局部热积聚现象,不仅影响润滑油的黏度分布,还可能引发热变形、油膜破裂和早期失效等问题^[1]。因此,深入理解其在三维空间内的热流耦合润滑行为,对于优化轴承结构设计、提高其工作可靠性和延长服役寿命具有重要的工程意义。

目前,许多学者采用计算流体力学方法开展水轮机组推力轴承内部润滑流动分析。Akbarzadeh^[2]设计了立式水轮发电机组的推力轴承热流数值计算方案,以推力瓦数、预紧系数、偏心度和转速为自变量,研究推力轴承的润滑性能变化。Shi 等人^[3]建立了 1 000 MW 水轮发电机组轴系的全三维模型,采用热流体动力学方法分析了考虑喷油系统和整体模型的推力轴承油膜和油箱中油液的流动情况。Zhai 等人^[4]采用直接耦合和分离耦合两种方法,对考虑粘温效应的水泵水轮机组双向推力轴承稳态润滑进行了数值模拟。分析了镜板转速对其润滑特性的影响,研究表明在优化设计中应平衡推力载荷与油膜温度和压力,并揭示了膜内产生高压和高温的原因。Lai 等人^[5]通过对油液循环冷却系统的一维流动数值模拟,确定了不同工况下所需的扬程和流量,通过三维流动模拟和性能预测,实现了推力环内孔与油浴间流道几

何匹配优化。Konstantinos 等人^[6]借助数值模拟方法对推力轴承的流体动压润滑问题进行了建模,促进人工神经网络作为机器学习模型的应用,预测混合润滑状态下的润滑瓦推力轴承的摩擦系数。Yu 等人^[7]基于修正 Reynolds 方程研究了结构参数对推力轴承润滑性能的影响,采用改进的多目标算法(MOALA)对纹理参数进行优化,从而提高轴瓦润滑性能。Ahmad 等人^[8]通过实验研究了油槽位置对动压滑动轴承温度和压力的影响,处于最小油膜厚度区域的油槽位置使轴承温度降低,结果证明油槽位置的变化在一定程度上影响了轴承油膜的温度和压力。Gohara 等人^[9]研究了一种采用薄膜节流器的水润滑推力轴承的静态特性,结果表明,采用膜薄节流器的水润滑静压推力轴承可以获得很高的静刚度,数值模拟和实验结果吻合较好。Li 等人^[10]根据雷诺方程和牛顿第二定律,建立了考虑微观形貌的平面推力滑动轴承计算模型,利用 MATLAB 程序数值计算了推力轴承在旋转过程中油膜压力、加速度和附加载荷的变化,研究结果揭示了转速、表面粗糙度和转子质量对推力滑动轴承润滑性能的影响。Xie 等人^[11]开发了基于计算流体力学的可倾瓦推力轴承磨损模型,并基于自主设计的试验台对磨损模型进行了试验验证和研究。结果表明,划痕会导致油膜压力增加、制动块中心温度升高和最小油膜厚度减小。划痕的数量对润滑性能有更明显的影响。Pu 等人^[12]基于计算流体动力学动网格说明了缺陷面积和深度对推力轴承润滑特性的影响,并根据瓦块的最小允许油膜厚度和最大允许温度得到了一组瓦块失效的临界条件。庞嘉扬等人^[13-14]采用 CFD 方法对水轮机下导轴承内部润滑

油流动特性开展数值计算,分析了机组油雾成因和流动机理,同时开展了不同密封结构对下导轴承润滑油油雾抑制效果的研究。

同时,部分学者借助试验方法开展高速旋转的流体机械推力轴承结构在各种运行环境下的可靠性。Yang 等人^[15]为了验证轴承的可靠性,设计了一个真实尺寸推力轴承试验台,测量了垫块温度、压力、油膜厚度、功率损耗等性能参数。结果表明,改进的双向偏置支撑轴承不仅具有更高的承载能力,而且在温升和损失等方面都比中心支撑轴承具有更好的性能。王奎^[16]研制立式滑动导轴承试验台,通过试验的方式研究改性润滑油的润滑特性,结果表明润滑油改性后导轴承内部润滑性能提升。胡萍等人^[17]采用正交试验方法完成以偏心率、半径间隙、长径比和转速为优化参数,以轴承承载力、功率损耗、最大液膜压力和最小液膜厚度为轴承性能指标的试验设计,研究结果得到优化参数对水导轴承动静态特性影响的主次顺序和一组最优参数组合。高庚员^[18]考虑了水作为润滑介质的特点,以动压水润滑轴承动压机理为基础,分析了轴承运行工况和轴承几何结构参数两者的联系性,揭示了常用工况下泵用水润滑轴承机构对其动压润滑特性的影响规律。宋德红等人^[19]以流体润滑理论为基础,建立了耦合轴承结构振型的悬浮承载特性分析模型,分析了轴承结构、驱动电压等参数对挤压悬浮特性的影响规律,结果表明不同参数下的轴承挤压悬浮特性呈现周期性变化。门静等人^[20]建立考虑热弹变形的推力轴承润滑性能的计算模型,分析转速、载荷和瓦块弹性模量变化对水润滑推力轴承润滑性能和热弹变形的影响。贾谦等人^[21]针对某堆型核电机组主泵水润滑推力轴承极端工况及超长服役周期的特点,分析了推力轴承在不同转速下的最小润滑膜厚度、摩擦力矩和温升等结果参数,并根据起飞转速建立了基于启停次数的轴承磨损预测模型。许浩杰等人^[22]运用弹性力学理论构建了箔片结构的受力变形模型,在考虑黏温效应的条件下,提出了一种考虑表面粗糙度的气体箔片推力轴承润滑性能数值计算方法。

目前众多学者对抽蓄电站推力轴承的实际工作状态仅开展润滑油单相动态特性分析,而推力轴承是在润滑油和空气的共同作用下开展工作,因此需根据机组推力轴承实际工作环境开展油气两相流动数值

计算。本研究基于 VOF 两相流模型和能量方程对抽蓄电站推力轴承润滑油热流动态特性开展研究,获得水泵水轮机额定工况下的推力轴承系统润滑油的物性和内部流动特性,揭示水泵水轮机推力轴承的润滑工作机理。

1 推力轴承物理模型

1.1 三维物理模型

抽蓄电站推力轴承主要用于承受水轮机旋转过程中所产生的轴向推力,五岳抽蓄电站推力轴承三维结构轴承结构包含推力头、轴承座、轴瓦和内挡油环等,如图 1 所示。推力轴承与下导轴承共用一个油槽,采用喷淋式供油。喷淋式润滑的优点是,转动部件不再浸泡在润滑油中,消除了搅油损耗,同时减少了油雾的生成。

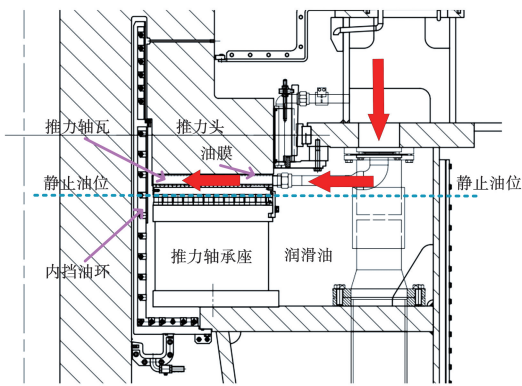


图 1 推力轴承二维结构示意图

Fig. 1 Two-dimensional structure diagram of thrust bearing

推力轴承油箱中包含润滑油和空气两种介质,在对其进行数值模拟计算研究过程中,确定合适的计算域是保证数值计算准确性的必要条件^[23]。为了符合推力轴承真实运动情况和简化数值计算方法,将推力轴承油气混合物设置为流体域模型。并根据推力轴瓦上的温度监测点获取电站实际运行过程中的温度变化,用于验证数值模拟结果准确性。推力轴承三维结构和数值计算流体域如图 2 所示。

推力轴承轴瓦上端面有两个进油孔,润滑油通过进油口向轴瓦和推力头间的空腔喷射,对推力镜板和轴瓦起到润滑作用。推力轴承油膜为镜板和轴瓦间空腔布满的润滑油流体域,在电站不同运行工况下,润滑油在轴瓦空腔表面形成不同厚度的油膜模型。轴承结构参数如表 1 所示。

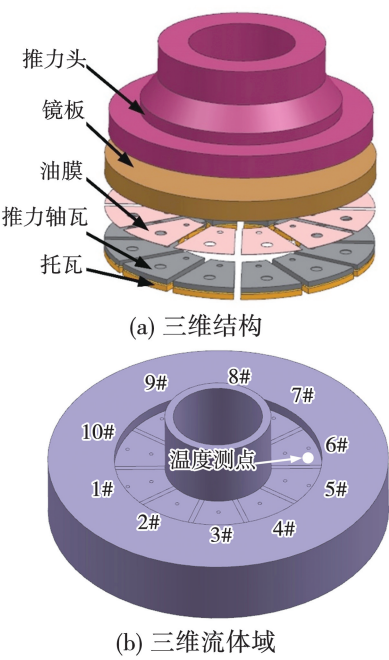


图 2 推力轴承三维物理模型

Fig.2 Three-dimensional physical model of thrust bearing

表 1 轴承结构参数

Tab.1 Structural parameters of thrust bearing

参 数	数值
轴瓦个数	10
轴瓦近轴侧直径 D_1 /mm	1 250
轴瓦远轴侧直径 D_2 /mm	2 440
轴瓦宽度 B /mm	595
轴瓦初始间隙 ζ /mm	0.2
进油孔直径 D_{in} /mm	45

抽蓄机组在设计工况稳定运行时,推力轴承油膜厚度呈现规律性小幅波动,本研究根据油膜厚度变化规律,确定推力轴承油膜的厚度稳态数值,建立推力轴承油膜模型,如图 3 所示。

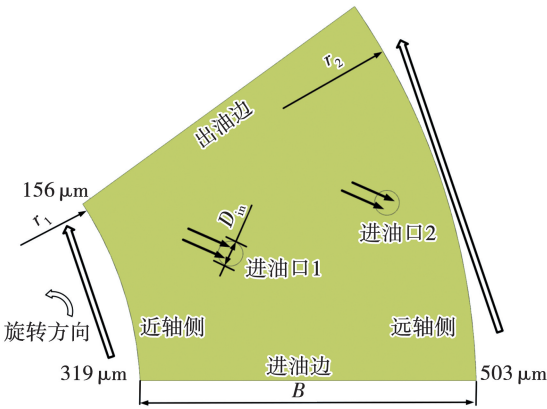


图 3 轴承油膜模型

Fig.3 Pad oil film model

沿主轴旋转方向,近轴侧油膜厚度由 319 μm 减小至 156 μm ,远轴侧油膜厚度由 503 μm 减小至 156 μm 。

1.2 网格划分

为了简化推力轴承三维实体模型,建立了单个推力轴承流体域模型并进行网格划分,如图 4 所示。由于油膜附近的区域更为重要,对其进行了结构网格划分,并对油膜部分绘制 10 层网格,以保证计算精度。

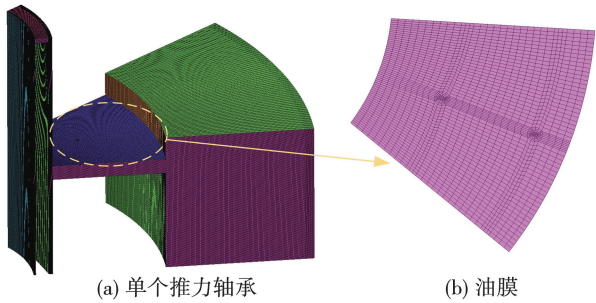


图 4 推力轴承计算域网格模型

Fig.4 Grid models of computational domain of thrust bearing

1.3 网格无关性验证

流体数值模型的网格无关性验证是确保在不同网格分辨率下模拟结果趋于稳定和收敛的一项重要工作。本研究以油膜区域润滑油最高温度为目标对全局网格数目和油膜网格数目进行梯级增加开展网格无关性验证。网格误差率计算公式如下：

$$\varepsilon = \frac{T_{N+1} - T_N}{T_N} \tag{1}$$

式中： ε —误差率，%； T —油膜区域最高油温，℃； N —网格组数。

无关性验证结果如表 2 所示。最终确定油膜网格数目为 190.8 万,全局网格数目为 799.4 万。

表 2 网格无关性验证结果

Tab.2 Grid independence verification results

油膜网格/万	全局网格/万	最高油温/℃	误差率 ε /%
20.2	107.5	96.2	—
41.5	221.1	92.1	4.26
84.1	418.0	89.5	2.82
190.8	799.4	88.2	1.45
398.6	1 472.5	87.6	0.68

注:表中“—”为无数值。

2 数学模型

2.1 VOF 两相流模型

VOF 模型一般适用于各相之间界面分明且界面对流场影响显著的多相流动,其中包括液滴或气泡两相流动。通过追踪体积分数 α 范围内的网格即可获得各相之间界面的位置,网格中的各相流体共享相同的速度、压力及其他物性参数,其中物性参数通过对该网格内各相物性参数按体积加权平均获得^[20]。本研究主要研究油气两相流,其密度和粘度计算公式如下:

$$\rho = \alpha_l \rho_l + \alpha_a \rho_a \tag{2}$$

$$\mu = \alpha_l \mu_l + \alpha_a \mu_a \tag{3}$$

式中:下标 l 和 a —润滑油和空气; α —体积分数; ρ —密度, kg/m^3 ; μ —粘度, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 。

VOF 模型通过计算连续方程及 N-S 方程得到计算域流场,当前研究的流体为牛顿流体,其公式可写成:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \tag{4}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla) u = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \frac{1}{\rho} \nabla \cdot [\mu (\nabla u + \nabla u^T)] + g \tag{5}$$

式中: t —时间, s ; u —速度矢量, m/s ; p —压强, Pa 。

2.2 湍流模型

SST $k-\omega$ 模型在处理壁面附近的流动时采用标准 $k-\omega$ 模型,在处理边界层边缘和自由剪切层时采用 $k-\omega$ 模型,使得 SST $k-\omega$ 模型比标准 $k-\omega$ 模型有着更高的精度和可信度^[24]。SST $k-\omega$ 湍流模型方程形式为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \tag{6}$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega + D_\omega \tag{7}$$

式中:下标 k 和 ω —湍动能和湍流比耗散率;下标 i 和 j —张量坐标; G_k, G_ω —湍流动能 k, ω 产生项; Γ_k, Γ_ω — k 与 ω 的有效扩散项; Y_k, Y_ω — k 与 ω 的湍流耗散项; D_ω —正交发散项; S_k 和 S_ω —用户自定义源项。

2.3 能量方程

由于间隙流体不可压缩,流体的密度与粘性系数均为常数,推力轴承内部因摩擦生热的能量可分为冷却润滑油流动携带热量传递至外界和轴承结构散发的热量与冷空气吸收的热量。能量方程^[25]如下:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{K}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{K}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{K}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S_T \tag{8}$$

式中: c_p —比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; K —流体的传热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; S_T —粘性耗散项; u — x 方向; v — y 方向; w — z 方向。

2.4 热流动力润滑理论

在推力轴承的运行过程中,润滑油膜不仅承担减摩和承载功能,同时其性能受温度、流速及压力等多场耦合作用影响显著,表现出典型的热流动力润滑特性。在润滑过程中,轴承运转所产生的热量引起油膜温度上升,进而改变润滑油的粘性分布,粘性的变化会显著影响油膜的流动状态(速度分布)和剪切特性,从而引起油膜压力场和承载能力的变化。温度场、流动场和压力场之间的强耦合机制是影响推力轴承润滑性能稳定性的关键因素。

本研究中“热流动力润滑特性”特指润滑油膜中温度场、速度场与压力场的强耦合关系,其中温度通过改变黏度影响流动结构,进而改变承载力和摩擦特性。热流动力润滑特性通过求解耦合的质量守恒、动量守恒和能量守恒方程组来体现,采用温度相关的动态黏度模型实现对流体物性参数的实时更新。数值模型能够准确捕捉温升引起的局部黏度下降、油膜变薄以及载荷分布变化等物理过程,从而更真实地反映实际工况下推力轴承油膜的润滑状态演化特征。

2.5 边界条件

机组推力轴承润滑油采用外循环供给方式,供油泵额定流量为 $150 \text{ m}^3/\text{h}$ 。由于机组在运行过程中会经历频繁的工况切换,供油泵会根据油膜压力变化而发生流量变化。根据电站运行过程实际监

测,推力轴承每个轴瓦供油量范围为 3 ~ 4 kg/s,因此本研究通过改变润滑油流量探究机组在不同工况下的推力轴承三维热流动力润滑特性。本研究主要工况定义如表 3 所示。

表 3 数值计算工况
Tab. 3 Numerical calculation conditions

工况	单个轴瓦进口流量 $Q/\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
1	3.21
2	3.46
3	3.71
4	3.96

推力头、镜板和主轴共同旋转,计算域模型中镜板面设定为旋转面,转速为 300 r/min。挡油环下端为接油槽,接油槽与大气相通,设定为 Opening 边界,外界压力为 0.1 MPa。推力轴承润滑油出口采用静压出口,设置为 5.63 kPa。镜板面与静止的轴瓦形成相对旋转运动,设定镜板面壁面热导率为 0.13 W/(m·K)。

本研究采用 ANSYS CFX 仿真软件开展推力轴承内部油气两相流数值模拟计算,为减少计算机工作量和提高数值计算精度,对数值计算方案作出了如下假设:润滑油视为不可压缩流体;稳定工作状态下的下导轴承瓦块结构无改变,瓦块金属性能无变化;润滑油与轴瓦表面不发生相对滑动,轴瓦在圆周方向均匀分布;轴承结构不会受热发生变形,不考虑轴承结构表面粗糙度对油膜所产生的影响。

3 结果分析

3.1 油膜油气分布特征

推力轴承油膜主要由镜板和推力轴瓦间隙润滑油组成。推力轴承轴瓦面润滑油体积分数分布如图 5 所示。由图 5 可知,润滑油在轴瓦面均匀分布,润滑油最大体积分数出现在油膜进油口,随着推力头旋转,润滑油沿旋转方向流动。润滑油流量为 3.21 kg/s 工况下的轴瓦面油膜体积分数较低,润滑油在油膜空腔不能充分分布。随着进油口润滑油流量增

加,轴瓦面润滑油体积分数逐渐增加,在 3.71 kg/s 工况下,润滑油完整分布在推力轴瓦表面,保证了轴瓦正常安全运行。流量增加后,润滑油的充盈度显著提高,气穴区域减少,高流量工况下轴承得到了更好的润滑。

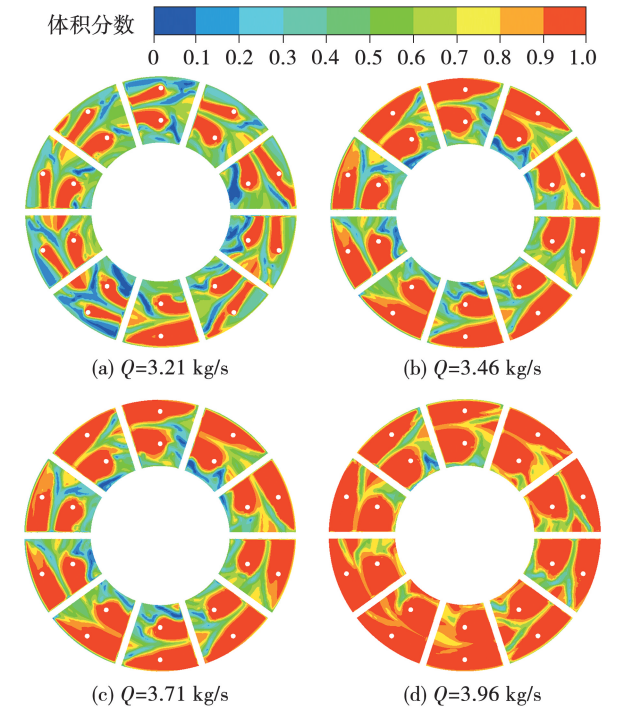


图 5 轴瓦面润滑油体积分数分布
Fig. 5 Distributions of lubricating oil volume fraction on pad surface

3.2 油膜内流场特性

3.2.1 油膜压力分布

不同流量工况下的轴瓦面和镜板面油膜压力分布分别如图 6 和图 7 所示。由于油膜厚度沿逆时针方向逐渐减小,油膜压力由进油侧向出油侧呈现逐渐增大的趋势,油膜进油侧出现局部负压区。 $Q = 3.21 \text{ kg/s}$ 时,压力变化较为平缓,压力分布相对均匀,表示润滑条件较为稳定。随着进油口流量逐渐增加,油膜表面负压值呈现逐渐降低的趋势,轴瓦表面最大压力由 996.8 kPa 降低至 316.3 kPa,压力变化的剧烈程度增大,而镜板面压力差变化幅度较小,仅降低了约 22 kPa,可能导致轴瓦面局部出现过度的压力峰值,形成润滑不良的区域。

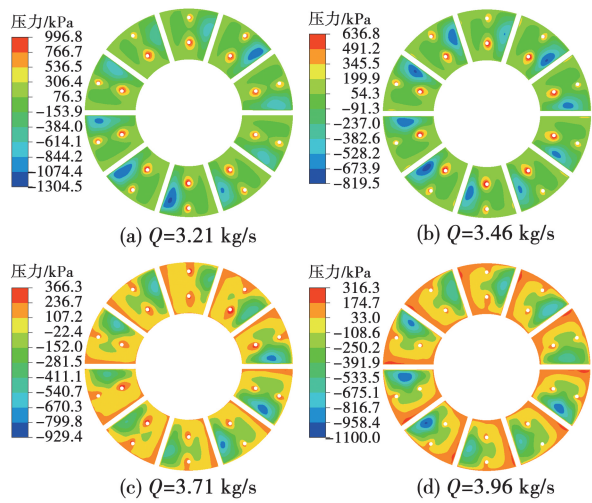


图 6 轴瓦面压力分布

Fig. 6 Pressure distributions on pad surface

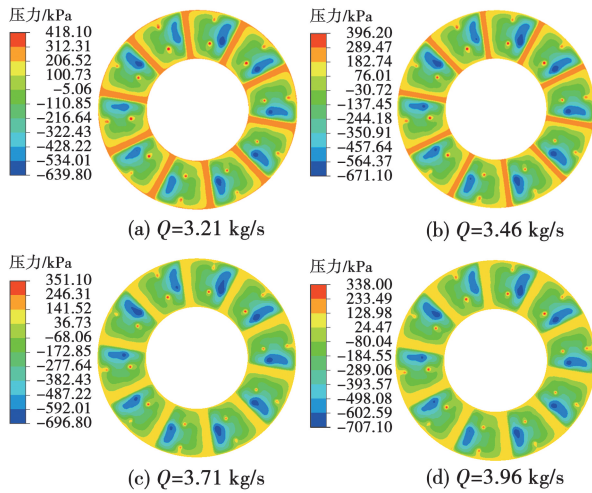


图 7 镜板面压力分布

Fig. 7 Pressure distributions on mirror plate surface

3.2.2 油膜流速分布

不同工况下的油膜内部流线如图 8 所示。由图 8 可知,油膜内部流动可看作为层流状态,流动稳定,无明显旋涡和回流现象。润滑油供油流量增加使油膜流速逐渐增加,油膜润滑油流速主要处于 19.2 ~ 38.3 m/s,速度最高区域主要集中在油膜外缘,最大润滑油流速达到 38.3 m/s,表明离心力作用显著,润滑油在旋转作用下向外扩散。速度随径向增加而增大,表明流体在旋转圆盘作用下获得更多动能。

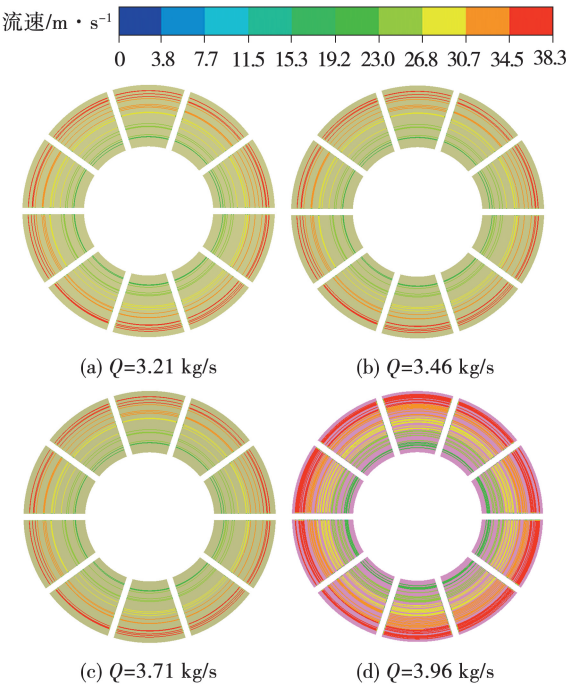


图 8 轴瓦面润滑油流线分布

Fig. 8 Lubricating oil streamline distributions on pad surface

表观速度表征了润滑油在流动过程中的平均速度。不同工况下的镜板面油膜表观速度分布如图 9 所示。油膜近轴侧和远轴侧润滑油表观速度较低,油膜中间区域表观速度达到最大,油膜表观速度分布均匀,由于供油泵源源不断的润滑油供应保证了推力轴承间隙内部流动稳定。随着进口口流量增大,油膜最大表观速度由 32.11 m/s 逐渐增大至 36.6 m/s,镜板面表观速度增长更为明显。

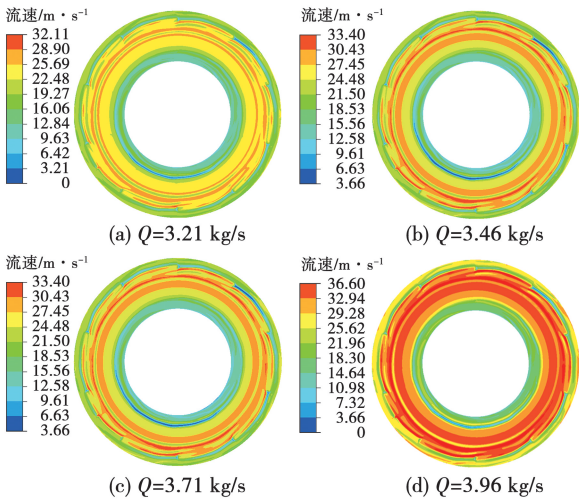


图 9 镜板面润滑油表观流速分布

Fig. 9 Lubricating oil superficial flow velocity distributions on mirror plate surface

3.2.3 油膜温度分布

当电站推力轴承润滑油流量为 3.71 kg/s 时,对五岳抽蓄电站推力轴承 5 组轴瓦温度进行实时监测,并与推力轴瓦温度数值计算结果进行对比分析,对比结果见表 4。由表 4 对比结果可知,数值仿真结果与电站推力轴瓦实测温度接近,两者误差最大为 1.76%,满足数值计算仿真精度要求。

表 4 电站轴瓦监测温度与数值仿真结果对比
Tab.4 Comparison between monitoring temperature of power station bearing shells and numerical simulation results

轴瓦	电站实测/℃	数值计算结果/℃	误差/%
1 号	51.9	52.4	0.96
3 号	51.4	51.8	0.78
5 号	50.4	51.1	1.39
7 号	51.2	52.1	1.76
9 号	52.2	53.0	1.53

不同流量工程下的轴瓦面和镜板面油膜温度分布如图 10 和图 11 所示。推力轴承轴瓦面和镜板面在 4 种不同流量工况下的温度分布均匀。随着进油口流量的增加,轴瓦和镜板大部分区域表面油膜主体温度下降明显,分别为 58.8、53.1、47.7 和 44.2℃,但轴瓦面的两个进油孔之间的最高油温降幅不明显,分别为 77.9、76.6、76.2 和 75.8℃。可见,增大润滑油流量可以降低轴瓦面和镜板面的油膜主体温度,但对于两个进油孔的中间区域,并不能起到明显降温效果。

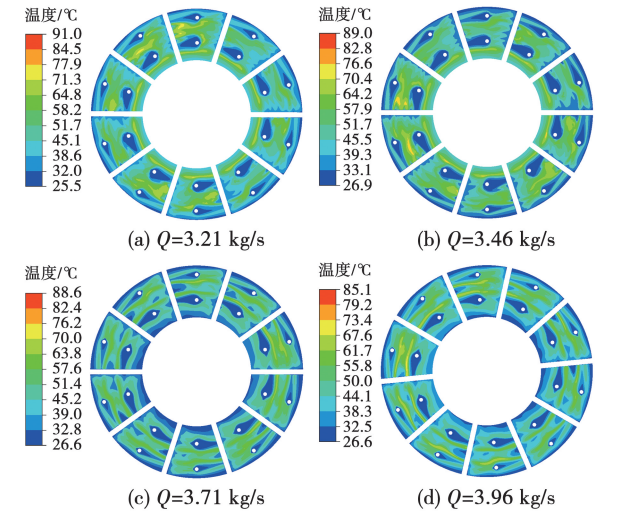


图 10 轴瓦面润滑油温度分布

Fig. 10 Lubricating oil temperature distributions on pad surface

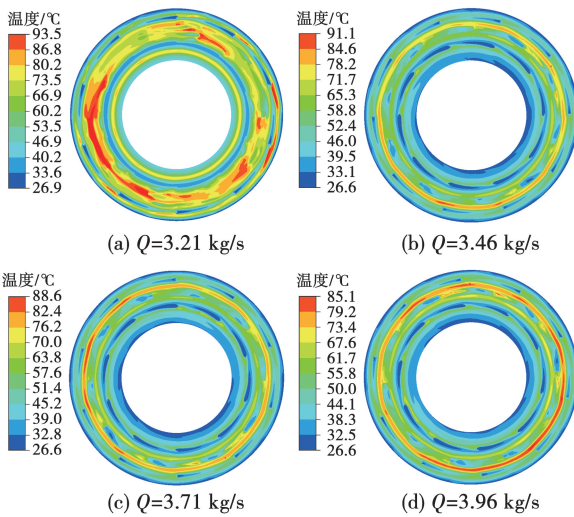


图 11 镜板面润滑油温度分布

Fig. 11 Lubricating oil temperature distributions on mirror plate surface

3.3 油膜剪切应力分布

剪切应力主要由油膜内的速度梯度决定,主要影响轴承的摩擦力、热量产生和润滑性能。4 种工况下的轴承油膜剪切力分布如图 12 所示。

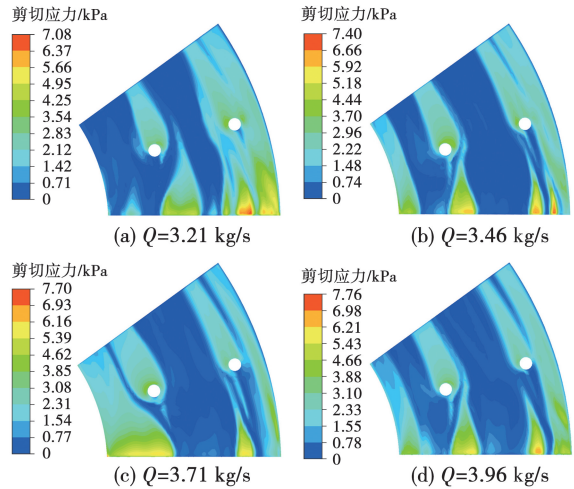


图 12 轴承表面剪切应力分布

Fig. 12 Shear stress distributions on bearing surface

由图 12 可知,最大剪切力主要分布在进油侧、近轴侧、远轴侧和两个进油口附近区域,在近轴侧区域,油膜厚度的减小使润滑油速度梯度减小,剪切应力逐渐减小。从近轴侧至远轴侧的油膜逐渐加厚,油膜流动状态可能从层流过渡到湍流,导致油膜内部剪切应力受厚度和流动状态共同影响,导致其增长方式发生变化。低剪切力区域的分布随流量变化

较小,说明这些区域的速度梯度受流量影响较弱。流量增加后,高剪切力区域有所扩大,但没有发生明显突变,表明流量增加后,油膜速度提高,导致壁面剪切应力增加,但没有大幅度改变流动模式。

4 种工况下的轴承表面最大剪切应力如图 13 所示。

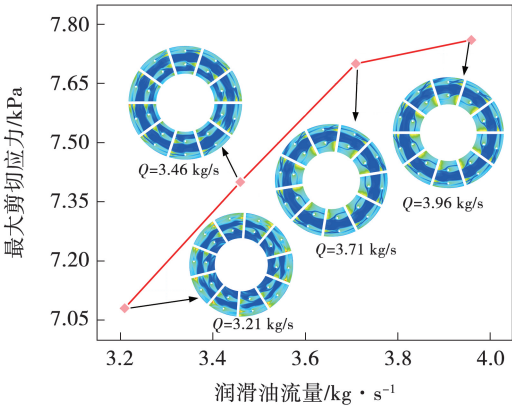


图 13 轴瓦表面最大剪切应力增长趋势
Fig. 13 Growth trend of maximum shear stress on bearing surface

由图 13 可知,以轴瓦最大剪切应力为目标,随着进口润滑油流量的增加,最大剪切应力由 7.08 MPa 增加至 7.76 MPa,轴瓦表面的摩擦力逐渐增加。在流量小于 3.71 kg/s 时,轴瓦表面最大剪切应力呈现线性增加,随着流量继续增大至 3.96 kg/s,最大剪切应力增长放缓,油膜进入剪切应力饱和状态,轴瓦表面的摩擦损失不会再继续增加,轴瓦与镜板的内摩擦生热量也不会继续增加。故流量为 3.71 kg/s 工况是剪切应力增长拐点,同时剪切应力过大,可能导致油膜破裂,降低轴承的承载能力,导致润滑失效。

4 结 论

本文建立了五岳抽蓄电站推力轴承的三维计算域模型,并在 3.21,3.46,3.71 和 3.96 kg/s 流量工况下对推力轴承的三维热流动力润滑特性进行了分析,主要研究结论如下:

(1) 在 3.21 kg/s 低流量工况下,推力轴承油膜表面存在明显的负压区域,随着流量从 3.21 kg/s 增加至 3.96 kg/s,负压值呈现逐渐降低趋势,油膜最大压力由 996.8 kPa 降低至 316.3 kPa,压力变化

明显,影响了轴承运行稳定性。

(2) 在 4 种流量工况下,油膜主体温度分布在 44.2 ~ 58.8 $^{\circ}\text{C}$ 范围,增大流量可降低油膜平均温度并提高流动均匀性,但进油孔中间区域降温效果受流量影响不明显,降温幅度较低。

(3) 在 4 种流量工况下,流速主要分布于 19.2 ~ 38.3 m/s 范围,油膜内部流动稳定;流量从 3.21 kg/s 增加到 3.96 kg/s 时热损伤和热变形降低,油膜的充盈度显著提高,高流量工况下的轴承润滑效果更加优良;单个轴瓦进口流量在 3.46 ~ 3.71 kg/s 之间,存在最优流量点,该点使温度降低的同时可保持良好的承载性能。

(4) 随着流量由 3.21 kg/s 增加至 3.96 kg/s,油膜厚度由 156 μm 增加至 503 μm 时,轴瓦表面最大剪切应力由 7.08 kPa 增至 7.76 kPa,增幅约 9.6%,剪切应力呈现“先快速增长,后增幅减缓”的趋势,最大剪切应力增幅出现临界拐点的流量为 3.71 kg/s;流量增大过程中整体流动结构稳定,表明油膜厚度的增加抵消了流量对剪切应力的增强作用。

参考文献:

[1] 马浩翔,王 岩,杨建刚,等.核主泵推力轴承边界润滑状态评判[J].核动力工程,2025,46(3):220-223.
MA Haoxiang, WANG Yan, YANG Jiangang, et al. Evaluation of boundary lubrication status for nuclear coolant pump thrust bearings[J]. Nuclear Power Engineering, 2025, 46(3): 220-223.

[2] AKBARZADEH P. Numerical study of thermohydrodynamic characteristics of oil tilting-pad journal bearings with a self-pumping fluid flow circulation[J]. Tribology Transactions, 2015, 58(1): 18-30.

[3] SHI Y, WU S, HUANG X, et al. Analysis of oil film flow characteristics and lubrication performance of thrust bearing of 1 000 MW hydraulic turbine unit[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2024, 2752(1): 012048.

[4] ZHAI L, LUO Y, WANG Z, et al. 3D two-way coupled TEHD analysis on the lubricating characteristics of thrust bearings in pump-turbine units by combining CFD and FEA[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 29(1): 112-123.

[5] LAI X, LU Z, ZHANG X, et al. Hydrodynamic optimization of trust ring pump and lubricating oil system for large hydroelectric units thrust bearing[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2014, 22(1): 012006.

[6] KONSTANTINOS K, NIKOLAKOPOWLOS P G. Prediction of thru-

st bearing's performance in mixed lubrication regime[J]. Integrated Computer-Aided Engineering,2024,31(4):401-419.

[7] YU Xiaodong,SHI Guangqiang,JIANG Hui,et al. Effect of texture parameters on the lubrication performance of static and dynamic pressure thrust bearings and multi-objective optimization[J]. Industrial Lubrication and Tribology,2024,76(4):526-536.

[8] AHMAD M A,KASOLANG S,DWYER-JOYCE R S. Experimental study on the effects of oil groove location on temperature and pressure profiles in journal bearing lubrication[J]. Tribology International,2014,74:79-86.

[9] GOHARA M,SOMAYA K,MIYATAKE M,et al. Static characteristics of a water-lubricated hydrostatic thrust bearing using a membrane restrictor[J]. Tribology International,2014,75:111-116.

[10] LI Shanshan,AN Qi. Lubrication performance of planar thrust bearing with consideration of roughness of the surfaces[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J:Journal of Engineering Tribology,2019,233(7):1046-1058.

[11] XIE Q,DU P,FEI D,et al. Simulation and experimental study of the effect of thrust bearing with worn pads on lubrication performance[J]. Annals of Nuclear Energy,2024,206:110583.

[12] PU K,YUAN F,DU P,et al. Study on influence of pad surface defects on lubrication characteristics of thrust bearing[J]. Annals of Nuclear Energy,2024,203:110492.

[13] 庞嘉扬,刘小兵,曾永忠,等. 水轮发电机组轴承结构对油雾外逸现象的抑制作用[J]. 排灌机械工程学报,2021,39(10):1020-1026.

PANG Jiayang,LIU Xiaobing,ZENG Yongzhong,et al. Restraining effect of bearing structure on oil mist escaping of hydrogenerator unit[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2021,39(10):1020-1026.

[14] PANG Jiayang,LIU Huizi,LIU Xiaobing,et al. Analysis on the escape phenomenon of oil mist from turbine lower guide bearing based on VOF model[J]. Advances in Mechanical Engineering,2021,13(11):168781402110609.

[15] YANG Shifu,ZHENG Wenbin,JIANG Mulong,et al. A comparative experimental study on large size center and bi-directional offset spring-bed thrust bearing[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J:Journal of Engineering Tribology,2020,234(1):134-144.

[16] 王 奎. 立式滑动导轴承试验台的研制及润滑油润滑特性试验研究[D]. 成都:西华大学,2023.

WANG Kui. Development of vertical sliding guide bearing test bed and experimental study on lubricating oil lubrication characteristics[D]. Chengdu:Xihua University,2023.

[17] 胡 萍,赖喜德,岳清雯,等. 液膜参数对核主泵下导轴承动静态特性的影响[J]. 动力工程学报,2020,40(9):773-780.

HU Ping,LAI Xide,YUE Qingwen,et al. Effect of liquid film parameters on dynamic and static performance of a water-lubricated guide bearing for reactor coolant pump[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering,2020,40(9):773-780.

[18] 高庚辰. 泵用水润滑轴承动压润滑机理及优化设计研究[D]. 上海:上海交通大学,2016.

GAO Gengyuan. Research of hydrodynamic lubrication mechanism and optimization of pump water-lubricated bearings[D]. Shanghai:Shanghai Jiao Tong University,2016.

[19] 宋德红,石明辉,张绍林,等. 挤压膜气体推力轴承悬浮承载特性研究[J]. 振动与冲击,2024,43(23):119-124,133.

SONG Dehong,SHI Minghui,ZHANG Shaolin,et al. Suspension load-bearing characteristics of squeeze film gas thrust bearing[J]. Journal of Vibration and Shock,2024,43(23):119-124,133.

[20] 门 静,曹 阳,李 晓,等. 工况参数对核主泵水润滑推力轴承润滑性能和热弹变形的影响[J]. 润滑与密封,2024,49(11):125-130.

MEN Jing,CAO Yang,LI Xiao,et al. Influence of working conditions on lubrication performance and thermal and elastic deformation of water-lubricated thrust bearing for nuclear main pump[J]. Lubrication Engineering,2024,49(11):125-130.

[21] 贾 谦,杨 帅,刘 哲,等. 水润滑推力轴承摩擦学性能的分析 and 试验研究[J]. 动力工程学报,2023,43(5):535-542.

JIA Qian,YANG Shuai,LIU Zhe,et al. Analytical and experimental research on tribological properties of water-lubricated thrust bearings[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering,2023,43(5):535-542.

[22] 许浩杰,杨泊莘,安 琦. 表面粗糙度对气体箔片推力轴承润滑性能的影响[J]. 轴承,2022(10):62-69.

XU Haojie,YANG Boxin,AN Qi. Effects of surface roughness on lubrication performances of gas foil thrust bearings[J]. Bearing,2022(10):62-69.

[23] 张文涛,张智鑫. 基于 CFD 的阶梯面推力滑动轴承承载性能分析[J]. 机械传动,2018,42(4):39-42,51.

ZHANG Wentao,ZHANG Zhixin. Load capacity analysis of step thrust bearing based on CFD[J]. Journal of Mechanical Transmission,2018,42(4):39-42,51.

[24] 庞嘉扬. 渔子溪电站水轮发电机组下导轴承油雾成因分析及优化设计[D]. 成都:西华大学,2022.

PANG Jiayang. Causes analysis and optimal design of oil mist of lower guide bearing of hydro-generator unit of Yuzixi hydropower station[D]. Chengdu:Xihua University,2022.

[25] 冯雅楠. 阶梯式静动压推力轴承润滑机理及性能优化研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨理工大学,2024.

FENG Yanan. Research on lubrication mechanism and performance optimization of stepped static and dynamic pressure thrust bearings[D]. Harbin:Harbin University of Science and Technology,2024.