DOI: 10.3901/JME.2020.21.029

快堆钠泵动静压导轴承润滑特性分析*

裴世源¹ 牛红军² 洪 军¹

(1. 西安交通大学现代设计与转子轴承系统教育部重点实验室 西安 710049;
2. 沈阳鼓风机集团核电泵业有限公司 沈阳 110869)

摘要: 快堆钠泵导轴承的润滑介质、工作原理以及润滑状态与传统滑动轴承均有显著不同, 目前关于该类轴承的研究鲜有报道。为对钠泵导轴承设计和运行维护提供理论支撑, 为以某快堆钠泵工程样机的内反馈轴承为研究对象, 考虑紊流和动静压耦合关系等因素, 建立了其润滑分析模型, 采用自编有限元程序求解得到了典型工况下轴承的动静特性, 分析了工况参数与关键结构参数对其润滑特性的影响。结果发现: 钠液黏度低、密度大, 紊流对液膜的润滑性能具有重要影响; 当偏心率小于 0.6 时, 主要由静压起主导作用, 当偏心率大于 0.6 时, 动压作用不可忽略, 非线性效应增强; 间隙增加最小油膜厚度线性增加、流量显著加大、稳定性下降; 入口扬程增加, 静压作用增强, 流量增加, 稳定性增强, 典型工况下入口扬程应大于 50 m 才能保证轴承的高可靠性。

关键词: 快中子反应堆; 钠泵; 润滑特性; 动静压轴承; 内反馈

中图分类号: TP301

Lubrication Characteristics of Hybrid Bearing in Sodium-cooled Fast Reactor

PEI Shiyuan¹ NIU Hongjun² HONG Jun¹

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049;
2. Nuclear Pump Co. Ltd, Shenyang Blower Works Group Corporation, Shenyang 110869)

Abstract: The lubricant, working principle and lubrication regime of the guide bearing of the main pump in the sodium-cooled fast reactor are significantly different from conventional film bearing. The lubrication analysis model of the hybrid bearing is established with considering turbulence and pressure-coupling effects. The dynamic and static characteristics of the bearing are obtained by using self-coded finite element code. The working conditions and key geometrical parameters on its lubrication characteristics are systematically analyzed. It is found that the viscosity of sodium liquid is very low and the density is high, so the turbulence has significant effects on the lubrication performance. Moreover, when the eccentricity ratio is less than 0.6, hydrostatic effect plays a leading role, whereas the hydrodynamic effect cannot be ignored when the eccentricity ratio is greater than 0.6. Furthermore, when the bearing clearance increases, the minimum film thickness and the flow rate increases, while the stability decreases. When the inlet head increase, the hydrostatic effect is enhanced, and both the flowrate and the stability increase. The inlet head should be more than 50 meters to ensure the high reliability.

Key words: fast neutron reactor; sodium pump; lubrication characteristic; hybrid bearing; internal feedback

0 前言

为解决铀燃料面临枯竭的境况, 快中子反应堆(快堆)得到了各国的日益重视^[1]。主循环泵是核电站的冷却循环系统的“心脏”, 其中轴承是主泵的核心

部件, 对整机的安全性、可靠性和寿命具有决定性影响。目前, 快堆二回路主循环泵的下导轴承是一种采用高温液态钠作为润滑介质的内反馈动静压轴承, 其润滑介质、结构形式、工作原理以及润滑状态等与传统滑动轴承具有显著不同^[2]。该轴承的三维结构剖视图如图 1 所示。工作原理是: 高温高压液态钠首先达到反馈环面 1 底部, 同时经高压入孔 9 进入高压液槽 3, 故反馈环面 1 双侧均被高压钠包围; 由于环面的缝隙节流作用, 高压钠的压力下降

*国家自然科学基金资助项目(51975456, 51605367)。20191122 收到初稿, 20200616 收到修改稿

后进入反馈腔 2; 反馈腔 2 通过轴承外侧的螺旋槽 7 与之呈 180°的工作腔 4 相连, 故反馈腔与反向的工作腔压力相同; 进而, 液态钠经从工作腔 4 进入动压面 5, 最终从其两侧流出, 其中动压面下侧的流体由回液槽 8 收集后经回油孔 6 从轴承顶端流出。当轴承承受外载荷时, 轴偏向载荷方向, 与载荷同向的缝隙减小, 同向的反馈腔压力下降, 反向的工作腔压力下降。同理, 与载荷同向的工作腔压力上升。最终, 液膜压力形成的反力与外载荷相平衡。

图 1 快堆钠泵内反馈动静压轴承结构与工作原理

该钠泵轴承具有如下特点: ① 采用双重缝隙节流, 降低了对钠液杂质的敏感度, 彻底解决了传统小孔或毛细管等节流器易堵塞的弊病; ② 采用大动压面设计, 在失去高压源时可依靠动压作用平衡外载荷, 具有较强的惰转能力; 同时, 在大偏心时可提供额外的动压力, 显著提高了的轴承抗过载能力, 保证了极端工况(如地震)下的可靠性; ③ 采用液态钠作为润滑介质, 避免了密封泄露等问题, 简化了泵的整体结构。

然而, 钠泵轴承的特殊性也给其分析和设计带来了新的挑战, 主要表现在以下几个方面。

(1) 高温液态钠的黏度低(比常温工况水黏度更低), 密度高, 雷诺数较传统油膜轴承高数百倍, 液膜的流场状态较传统滑动轴承具有显著不同。

(2) 采用内反馈缝隙节流设计, 在轴承内侧存在反馈腔、工作腔、高压环槽、回油环槽等, 结构形式和边界条件复杂。

(3) 动压面较大, 动压与静压作用相互耦合; 同时, 反馈腔与工作腔的压力耦合, 腔内压力与工况参数(如供钠压力、转速、外载荷)、几何参数(如间隙、反馈环面宽度)、流体参数(如钠液的黏度)均有密切关系, 难以解耦和简化处理。

数值分析已成为润滑领域研究的重要方法^[3-5],

已有学者采用数值分析手段对内反馈轴承的工作原理进行了探讨^[6-7], 并尝试从纯静压^[8]或纯动压^[7]角度分析轴承的润滑性能。也有少数学者针对钠泵的特殊工况进行了分析^[9], 但依旧未将动静压的耦合影响考虑进去, 分析结果难以全面支持该轴承润滑性能分析与设计。在不考虑内反馈机理的条件下, 部分学者对动静压轴承进行了理论上的探索^[10-11], 但如何结合内反馈机制来计算钠泵这种具体结构形式的轴承特性依旧缺乏思路。同时考虑高温钠液的流变特性、轴承复杂结构与边界条件、工作腔与反馈腔压力耦合、动压和静压耦合的内反馈轴承的综合润滑分析, 目前还未见报道。

为系统研究某快堆钠泵工程样机内反馈动静压轴承的润滑性能, 首先本文建立考虑液钠流变特性和紊流特性的润滑分析模型, 采用有限元方法对计算域进行离散, 利用有限元的灵活性处理轴承复杂几何与边界条件, 采用多点约束方法处理反馈腔与工作腔的压力耦合关系。其次, 为验证计算程序的正确性, 分别对典型的静压轴承和动压轴承进行了分析计算, 数值与试验结果吻合良好。再次, 采用自编程求解上述润滑模型, 得到了典型工况下的轴承的润滑性能, 讨论了液态钠物理性质对轴承流场状态和润滑性能的影响规律, 分析了主要工况参数(转速、载荷、入口扬程)对轴承静动特性(如最小液膜厚度、最大液膜压力、功耗、流量、刚度、阻尼等)的影响。最后文章给出了主要的分析结论。

1 理论基础

1.1 控制方程

流体在微小间隙内的流动可用雷诺方程进行描述^[12], 如式(1)所示

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(G_x \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(G_y \frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial \rho h}{\partial x} + \frac{\partial \rho h}{\partial t} \quad (1)$$

式中, x 、 y 分别表示轴承的周向和轴向坐标, $x = R\theta$, 其中 $U = R\omega$, ρ 表示密度, h 表示液膜厚度, 用式(2)计算, 其中 c_p 表示半径间隙, X_j 、 Y_j 表示轴颈偏心距, R 表示半径, p 表示压力, μ 表示流体黏度, G_x 、 G_y 为紊流修正因子, 用式(3)计算,

$$Re = \frac{\rho U h}{\mu}, \quad \theta \text{ 为周向位置角, } \omega \text{ 为转动角速度, } U \text{ 为周向线速度, } Re \text{ 表示当地雷诺数。}$$

$$h(\theta) = c_p - X_j \cos(\theta) - Y_j \sin(\theta) - h_g \quad (2)$$

$$\begin{cases} G_x = \frac{1}{12 + 0.0136 Re^{0.90}} \\ G_y = \frac{1}{12 + 0.0043 Re^{0.96}} \end{cases} \quad (3)$$

1.2 动静特性

对液膜压力积分可以作用在轴颈的作用力, 如式(5)及式(6)所示

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^N \int_0^L \int_{\theta_1}^{\theta_2} p \begin{Bmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{Bmatrix} dx dy \quad (5)$$

式中, x 、 y 分别表示笛卡儿坐标系的轴承正交方向坐标; N 表示油腔数量; L 表示轴承宽度; θ_1 和 θ_2 分别表示各个瓦块积分区域起始和终止角度。

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (6)$$

根据式(7)、式(8), 计算得到轴颈的偏心率 ε 及载荷角

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{X_j^2 + Y_j^2}}{c_p} = \frac{e}{c_p} \quad (7)$$

$$\tan \theta = \frac{F_x}{F_y} \quad (8)$$

根据式(9)、式(10), 可得摩擦阻力 F_t 和侧泄流量 Q_l

$$F_t = L \int_0^{2\pi} \left(\frac{h \partial p}{2\mu \partial \phi} - \frac{r\omega}{h} \right) d\phi \quad (9)$$

式中, ϕ 表示周向角度; r 表示径向位置。

$$Q_l = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \left[\frac{\Omega r h_1}{2} - \frac{h_1^3}{12\mu r} \left(\frac{\partial p}{\partial \phi} \right)_1 \right] dy \quad (10)$$

根据式(11)可计算得到轴承功耗 P

$$P = F_t R \omega \quad (11)$$

根据式(12)、式(13), 计算得到温升 ΔT 及有效温度 T_{eff}

$$\Delta T = \frac{F_t U}{Q_l \rho c_v} \quad (12)$$

$$T_{eff} = T_{in} + 0.8 \Delta T \quad (13)$$

式中, T_{in} 表示入口温度; T_{eff} 表示有效温度。

假定液膜温度沿轴向变化不大, 可由式(14)计算得到轴承温度场, 进而可得液膜最高液膜温度

$$T = \frac{1}{c_v} \int_{x_0}^x \frac{\mu \frac{U^2}{h} + \frac{h^3}{12\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_{x=0}}{\mu \left(\frac{Uh}{2} + \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right)_{x=0}} dx + T_{in} \quad (14)$$

式中, c_v 表示定压比热容。

在平衡点附近非线性液膜力可用泰勒展开近似表达, 见式(15)。采用小扰动法计算平衡点附近的刚度和阻尼, 见式(16)。为评估轴承的稳定性, 假

定轴承支撑的系统为对称刚性转子, 轴承的等效刚度 K_0 见式(17), 界限涡动比 ω_0 可根据式(18)计算, 系统的临界质量 m_0 根据式(19)计算

非线性液膜力

$$\begin{aligned} F_x &= F_{x0} + \frac{\partial F_x}{\partial x} \bigg|_0 (x - x_0) + \frac{\partial F_x}{\partial y} \bigg|_0 (y - y_0) + \\ &\quad \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} \bigg|_0 \dot{x} + \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \bigg|_0 \dot{y} \\ F_y &= F_{y0} + \frac{\partial F_y}{\partial x} \bigg|_0 (x - x_0) + \frac{\partial F_y}{\partial y} \bigg|_0 (y - y_0) + \\ &\quad \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} \bigg|_0 \dot{x} + \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \bigg|_0 \dot{y} \end{aligned} \quad (15)$$

刚度及阻尼

$$\begin{aligned} k_{xx} &= \frac{\partial F_x}{\partial x} \quad k_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial y} \quad k_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial x} \quad k_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial y} \\ c_{xx} &= \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} \quad c_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \quad c_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} \quad c_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \end{aligned} \quad (16)$$

等效刚度

$$K_0 = \frac{k_{xx} c_{yy} + k_{yy} c_{xx} - k_{xy} c_{yx} - k_{yx} c_{xy}}{c_{xx} + c_{yy}} \quad (17)$$

界限涡动比

$$\omega_0^2 = \frac{(k_{xx} - k_o)(k_{yy} - k_o) - k_{xy} k_{yx}}{c_{xx} c_{yy} - c_{xy} c_{yx}} \quad (18)$$

临界质量

$$m_0 = \frac{K_0}{\omega_0^2} \quad (19)$$

1.3 数值解法

本文采用有限元法求解润滑分析模型, 采用四边形等参元对计算域进行离散。使用高斯数值积分计算液膜合力、摩擦力、流量等静特性参数。采用 Newton-Raphson 算法迭代求解轴颈水平、竖直方向上的偏心距和液膜温度, 迭代精度为 10^{-3} , 最终压力场和温度场均达到收敛后, 采用小扰动法求解动特性系数。

将轴承沿周向展开, 在周向和轴向采用 180×64 的四边形等参元剖分。图 2 展示了网格划分、边界条件(高压入口边界条件、低压出口边界、周期边界)、反馈腔与压力腔等。其中静压工作腔与反馈腔内部相通, 压力相同, 同时相位相差 90° , 实现压力的反馈调节。

图 2 网格与边界条件

1.4 压力耦合关系

采用多点约束方法^[13](Multi-point constraints, MPC)处理反馈腔与工作腔的压力耦合关系。首先选取反馈腔和相对应的工作腔的节点作为一个集合,并在其中任意选取一点的压力作为主自由度 $\hat{p}$,全域压力 p 与主自由度压力 $\hat{p}$ 的约束关系可用式(20)表示,其中 T 表示各腔的压力相等的约束矩阵

$$p = T\hat{p} \quad (20)$$

雷诺方程经有限元离散后得到原始刚度矩阵 K 节点压力 p 与载荷向量 f 的关系如式(21)所示

$$Kp = f \quad (21)$$

将式(20)代入(21),并左乘 T^T 可得

$$\hat{K}\hat{p} = \hat{f} \quad (22)$$

$$\hat{K} = T^T K T \quad (23)$$

$$\hat{f} = T^T f \quad (24)$$

上述方程施加边界条件后,无需迭代可直接求解得到主节点的压力值 $\hat{p}$,进而通过式(20)得到全域的压力值 p 。采用多点约束方法处理反馈腔和工作腔压力耦合关系的优势之一是无需采用控制体积法分别迭代相对应的各腔压力,极大地简化了计算流程。另一方面,对比式(20)和式(21)可以看到,求解线性方程组时,从自由度在主刚度矩阵中已被消除,减小了计算规模。

2 正确性验证

由于内反馈动静压轴承结构形式特殊,目前尚未发现关于此类轴承的试验研究报道,在理论研究方面也没有同时考虑动压和静压耦合,反馈腔和工作腔同时耦合的报道。为验证计算程序的正确性,本文分别选取已有的静压轴承及动压轴承试验数据对程序进行分项验证。

2.1 静压轴承验证

为验证理论模型在静压支撑下计算的准确性,

采用文献结果^[12]与理论计算进行对比,采用的轴承及工况参数如表 1 所示,数值解法得到的油膜压力分布如图 3 所示。

表 1 静压轴承几何与工况参数

项目	内容
直径/mm	120
宽度/mm	100
半径间隙/mm	0.1
转速/(r/min)	0
载荷/kN	5 000
载荷方向/(°)	270
润滑油黏度/(Pa·s)	0.085
供油温度/℃	40
节流方式	毛细管节流
偏心率	0, 0.5
毛细管内径/mm	1.2
毛细管长度/mm	58

图 3 静压轴承压力分布($e=0.5$)

静压轴承的油膜压力如图 3 所示,结果对比如表 2 所示。由图 3 可见,通过理论模型计算得到的静压支撑轴承油膜压力分布与实际轴承压力分布趋势吻合。由表 2 可见,理论计算与文献结果吻合良好,最大误差不超过 10%,验证了程序静压计算部分的正确性。

表 2 静压轴承特性参数对比验证

项目	值($e=0.5$)	值($e=0$)	文献($e=0$)
最大油膜压力/MPa	0.944	0.58	0.6
最小油膜厚度/mm	0.05	0.1	0.1
测泄流量/(L min ⁻¹)	1.56	1.56	1.48
刚度 k_{yy} /(N/m)	7.91×10^6	9.18×10^7	9.12×10^7
阻尼 c_{yy} /(N·s/m)	4.88×10^6	4.18×10^6	4.18×10^6

2.2 动压轴承验证

为验证理论模型在轴承动压效应方面计算的正确性,我们将数值计算结果与试验测量数据^[14]进行了对比。试验采用的径向滑动轴承的几何参数与工况条件如表 3 所示。轴承三维油膜压力分布如图 4 所示,轴向中心线展开的周向压力分布如图 5 所示。

由图 4 可见,数值计算得到油膜压力分布合理符合预期。由图 5 可知,理论及试验结果的压力分

布保持一致，在局部位置会存在少许压力存在局部的小幅度误差。总体来说，数值结果和试验结果吻合良好，验证了计算程序的正确性。

表 3 轴承几何与工况参数

项目	内容
直径/mm	100
宽度/mm	68.4
间隙/mm	0.068
预负荷	0.524
瓦块包角/(°)	140
瓦块数量	2
转速/(r/min)	3 500
载荷/kN	6
载荷方向/(°)	270
润滑油牌号	VG46
供油温度/℃	43
供油压力/MPa	0.17

图 4 动压轴承压力分布

图 5 动压轴承中心线周向压力分布

3 结果与讨论

3.1 输入条件

某快堆钠泵工程样机内反馈动静压轴承的几何参数如表 4 所示，3 种典型运行工况如表 5 所示。轴承额定转速为 990 r/min，可在 25%~110% 变动。额定工作温度 308 ℃，最高可达 512 ℃。

液态钠的密度为 949.7 kg/m³，比热容为 1 300 J/(kg·K)，运动黏度随温度的变化规律如图 6 所示。由图可见，在工作区间内钠液的黏度远小于常温水

的黏度。

表 4 几何参数

项目	数值
直径/mm	440
总宽度/mm	835
半径间隙/mm	0.3
反馈腔包角/(°)	19.68
反馈腔宽度/mm	39
工作腔包角/(°)	11.48
工作腔宽度/mm	253
工作腔与反馈腔数量	8
转子分配质量/t	10

表 5 工况参数

工况编号	1	2	3
载荷/N	8 000	11 000	500
转速/(r/min)	990	1 100	250
入口温度/℃	308	308	512
入口扬程/m	93.90	115.10	6.17
出口扬程/m	1.71	1.71	1.71

图 6 液态钠物理特性

3.2 轴承流场状态

本文首先研究不同润滑膜流动状态对轴承动静特性的影响。针对本项目中内反馈动静压轴承，分别使用层流及紊流两种模型计算轴承的各项动静特性参数。取工况 1 为研究基础工况，采用层流和紊流两种分析状态进行计算，主要结果对比如表 6 所示。考虑紊流的工况 1 的油膜压力示意图如图 7 所示。

(a) 三维压力分布

(b) 中心截面压力分布

图 7 工况 1 考虑紊流轴承液膜压力分布示意图

表 6 工况 1 层流及紊流结果对比

项目	层流	紊流
最小液膜厚度/mm	0.389	0.383
最大液膜压力/MPa	0.808	0.808
功耗/kW	0.459	8.34
流量/(L/min)	8 765	1 014
最高温度/℃	308	308.3
临界质量/kg	2.61×10^5	2.06×10^5
刚度 $k_{xx}/(\text{N/m})$	6.97×10^8	5.54×10^8
刚度 $k_{yy}/(\text{N/m})$	6.95×10^8	5.53×10^8
阻尼 $C_{xx}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	1.31×10^5	6.48×10^5
阻尼 $C_{yy}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	1.31×10^5	6.48×10^5

由图 7 可见：反馈环面被高压钠液包围，反馈腔压力与对应工作腔压力相同，图中动压面压力低于反馈环面压力，反馈腔压力与工作腔压力基本一致，即说明整体液膜压力分布符合轴承设计的预期，后续进一步针对具体数据进行分析。

由表 6 对比可知，紊流状态下轴承功耗远高于层流状态，但同时能显著减低流量并提高阻尼，但在层紊流状态下最小液膜厚度、最大液膜压力及最高温度差别不大。由于轴承雷诺数大于 20 000，故紊流效应不可忽略。本文后续分析都计入了紊流的影响。

3.3 典型工况润滑性能

为了确保钠泵轴承在典型工况下具备良好的轴承性能，分别计算得到了三种正常工况下轴承的特性参数，如表 7 所示。

由表 7 可知：在 3 种典型工况下，流量很大，摩擦功耗很低，偏心率极小，具有足够的液膜厚度，同时温升很低，工况 1 和工况 2 供油温度为 308℃，

表 7 典型工况下轴承特性参数

项目	工况 1	工况 2	工况 3
偏心率	0.036	0.035	0.036
最小液膜厚度/mm	0.383	0.384	0.383
最大液膜压力/MPa	0.808	0.99	0.053 1
功耗/kW	8.34	11.3	0.149
顶端流量/(L/min)	1014	1137	158
最高温度/℃	308.3	308.4	512
临界质量/kg	2.06×10^5	2.03×10^5	1.70×10^5
刚度 $k_{xx}/(\text{N/m})$	5.54×10^8	6.77×10^8	2.92×10^7
刚度 $k_{yy}/(\text{N/m})$	5.53×10^8	6.75×10^8	2.91×10^7
阻尼 $C_{xx}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	6.48×10^5	7.01×10^5	2.27×10^5
阻尼 $C_{yy}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$	6.48×10^5	7.01×10^5	2.27×10^5

最高温度为 308.3℃及 308.4℃，温升小于 1℃。工况三供钠温度更高，为 512℃，温升不足 0.1℃，可以忽略温升的影响，原因在于钠泵轴承以液体钠作为流体介质，导热性极佳，且轴承自身运行于高温状态，入口温度很高(308℃/512℃)，材料及介质的比热容也会随温度上升而增大，因此高温状态下的钠泵轴承热量对轴承温升的影响较小。鉴于上述参数，可以判断在典型运行工况下轴承具有较高的安全裕度。

3.4 偏心率的影响

偏心率是影响滑动轴承性能的最重要运行参数，偏心率过大将导致润滑失效以及轴和轴瓦的刮蹭等故障。本节分析偏心率从 0 至 0.8 变化时轴承润滑特性的变化规律，旨在分析得到轴承的极限承载力与非线性。表 8 对比了不同偏心率下的液膜压力分布情况，图 8 展示了偏心率对静特性的影响，图 9 展示了偏心率对动特性的影响。

表 8 不同偏心率影响下的轴承液膜压力分布变化示意图

由表 8 可见：当偏心率增加时，由于间隙减小与载荷同向的反馈腔压力下降，与载荷同向的工作腔压力增加，由于工作腔面积显著大于反馈腔压力，故随着偏心率的增加，轴承承载力增加。

由图 8 可知，偏心率对轴承静特性影响显著。随着偏心率的增大最小液膜厚度线性下降。功耗随

偏心率的增加而略有增加，流量显著下降。当偏心率小于 0.6 时，最大液膜压力基本保持不变，当偏心率增大至 0.6 以上时，最大液膜压力迅速升高，这说明当偏心率小于 0.6 时，静压占主导地位，当偏心率大于 0.6 时动压作用将不可忽略，系统的非线性效应增强。

图 8 偏心率对静特性的影响

由图 9 可知, 当轴颈位于轴承中心时轴承刚度最大。主刚度随系统偏心率的增大而减小, 当偏心率小于 0.3 时, 主刚度变化较平缓, 当偏心率继续增大, 刚度开始呈减小趋势; 当偏心率小于 0.4 时交叉刚度基本不变, 但当偏心率增大至 0.6 及以上时, 交叉刚度迅速升高, 交叉刚度反映了系统在垂激励正交方向对位移的响应程度, 交叉刚度的增大会导致系统稳定性下降, 可见小偏心率时系统更稳定。当偏心率小于 0.4 时, 阻尼随偏心率的增大几乎不发生变化; 当偏心率大于 0.6 以后, 主阻尼随偏心率的增大急剧增大, 交叉阻尼减小, 减小速度较为缓慢。当偏心率小于 0.25 时, 偏心率增加, 临界质量变化较小, 当超过 0.25 之后, 偏心率增加, 临界质量迅速增加。

图 9 偏心率对动特性

3.5 间隙的影响

间隙是滑动轴承最重要的几何设计参数, 间隙过小将造成加工难度大、易抱轴, 间隙过大则造成轴承稳定性下降, 运行过程转子振动大。在恒定外载荷条件下, 本节分析间隙从 0.1~0.8 mm 变化时

轴承润滑特性的变化规律, 旨在得到最优的间隙取值范围。图 10 展示了间隙对静特性的影响, 图 11 展示了间隙对动特性的影响。

图 10 间隙对静特性的影响

图 11 间隙对动特性的影响

由图 10 可知, 随着间隙增大, 最小液膜厚度线性增加, 最大液膜压力主要取决于入口扬程, 基本不随间隙变化; 功耗随着半径间隙的增大而减小, 流量随着半径间隙的增大而增大。

由图 11 可知, 主刚度随间隙的增加而减小, 当半径间隙增大至 400 以上时, 主刚度的变化逐渐趋缓, 交叉刚度 k_{xy} 随间隙增大而减小, k_{yx} 为负值, 绝对值趋势与 k_{xy} 相同。主阻尼随间隙的增大而不断减小, 交叉阻尼随间隙的增大而变化不大。临界质量是评价轴承稳定性的重要指标, 临界质量越高, 系统越稳定。由图 11c 可知随着间隙的增大临界质量逐渐较小, 轴承的稳定性下降。综合衡量流量、最小油膜厚度和稳定性的影响程度, 在保证轴承安全性的基础上, 为提高轴承稳定, 半径间隙宜取 0.3~0.4 mm。

3.6 入口扬程的影响

入口扬程是影响轴承润滑性能的重要工况参数, 也是在运行阶段改变轴承性能唯一可主动调节的参数, 入口扬程过小将导致静压效应丧失, 造成

核泵的可靠性下降。本节分析入口扬程从0~200 m变化时轴承润滑特性的变化规律,旨在揭示轴承的安全运行区域。图10展示了入口扬程对静特性的影响,图11展示了入口扬程对动特性的影响。

由图12可知,随着入口扬程增加,最大液膜压力、流量呈线性增加,当入口扬程低于80 m时,最小油膜厚度随扬程增加迅速增大。当入口扬程增大至80 m以上时,最小油膜厚度变化趋势趋缓。

图12 入口扬程对静特性的影响

由图13可知,随着入口扬程增加,系统主刚度呈直线增长,交叉刚度随扬程增加变化幅度很小。当入口扬程低于20 m时,系统阻尼 c_{xy} 、 c_{yx} 、 c_{yy} 随入口扬程的增加而增大,之后达到稳定值,继续增大入口扬程阻尼 c_{xy} 、 c_{yx} 、 c_{yy} 基本不变;当入口扬程低于20 m时,主阻尼 c_{xx} 随入口扬程的增加而减小,之后达到稳定值,继续增大入口扬程主阻尼 c_{xx} 基本不变。随着入口扬程增大,临界质量呈线性增大,说明随着增加入口扬程有利于增加系统的稳定性。

图13 入口扬程对动特性的影响

4 结论

本文采用有限元法对二回路主循环钠泵的导轴

承进行了热流体动力学分析,通过静压及动压计算结果的分项验证,确保了数值计算结果的准确性。对3种典型工况(不同转速、载荷、供油温度等)下轴承的静动特性参数进行分析计算,同时针对影响轴承性能的关键几何与工况参数进行了参数化分析,得出了以下结论。

(1) 钠液黏度低、密度大,紊流对液膜的润滑性能具有决定性影响。轴承采用钠液作为润滑介质时必须考虑紊流的影响。

(2) 三种典型工况下轴承的偏心率均小于0.1,具有足够的液膜厚度,临界质量远大于转子分配质量,系统具有足够的安全裕度。

(3) 偏心率增加,最小液膜厚度减小,功耗增加,流量减小;当轴承的偏心率高于0.6时,动压效应增加,轴承的非线性效应增加。

(4) 间隙是影响内反馈轴承的重要几何参数。间隙增加,最小油膜厚度线性增加、流量显著加大、稳定性下降。综合衡量流量、最小油膜厚度和稳定性的影响程度,本例轴承半径间隙宜取0.3~0.4 mm。

参考文献

- [1] 冯俊婷. 中国实验快堆钠泵故障诊断系统的开发研究[D]. 北京: 中国原子能科学研究院, 2003.
FENG Junting. Development and research of fault diagnosis system for sodium pump of China experimental fast reactor [D]. Beijing: China Academy of Atomic Energy, 2003.
- [2] 杨红义, 刘一哲, 杨勇, 等. 600 MW 示范快堆(CFR600)技术进展[J]. 中国原子能科学研究院年报, 2015: 36-38.
YANG Hongyi, LIU Yizhe, YANG Yong, et al. Technical progress of 600 MW demonstration fast reactor (CFR600) [J]. Annual Report of China Academy of Atomic Energy, 2015: 36-38.
- [3] LOU M, BAREILLE O, CHEN W, et al. Experimental and numerical investigation on the performance of fluid pivot journal bearing in one-sided floating state[J]. Tribology International, 2019, 138: 353-364.
- [4] ZAHIR H, HAYAT T, ALSAEDI A, et al. Numerical study for nonlinear radiative peristaltic flow in a rotating frame[J]. Canadian Journal of Physics, 2018, 96(6): 569-575.
- [5] CHOY F K, BRAUN M J, HU Y. Analytical and numerical study of a misaligned cavitating hydrodynamic cryogenic journal bearing[J]. Tribology International, 1992, 25(1): 3-15.
- [6] 张凌峰, 孙见君, 马晨波, 等. 一种钠冷快堆核主泵动静压导轴承间隙流体动力特性分析[J]. 排灌机械工程学报, 2019(5): 427-434.
ZHANG Lingfeng, SUN Jianjun, MA Chenbo, et al.

- Analysis of hydrodynamic characteristics of the gap between the dynamic and hydrostatic guide bearings of a sodium-cooled fast reactor nuclear main pump [J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2019 (5): 427-434.
- [7] 陈汝刚, 解忠良, 饶柱石, 等. 二回路系统钠泵流体动静压混合润滑轴承的润滑机制及动力学特性[J]. *润滑与密封*, 2017, 42(8): 6-13.
- CHEN Rugang, XIE Zhongliang, RAO Zhushi, et al. Lubrication mechanism and dynamic characteristics of hydrodynamic and hydrostatic mixed lubricating bearings of sodium pump in secondary circuit system [J]. *Lubrication Engineering*, 2017, 42 (8): 6-13.
- [8] 丁振乾. 内反馈静压轴承原理及设计计算[J]. *磨床与磨削*, 1976(3): 88-104.
- DING Zhenqian. Principle and design calculation of internal feedback hydrostatic bearing [J]. *Grinder and Grinding*, 1976(3): 88-104.
- [9] XIE Z, RAO Z, TA N. Investigation on the lubrication regimes and dynamic characteristics of hydro-hybrid bearing of two-circuit main loop liquid sodium pump system[J]. *Annals of Nuclear Energy*, 2018, 115: 220-232.
- [10] KUMAR A, SHARMA S C. Textured conical hybrid journal bearing with ER lubricant behavior[J]. *Tribology International*, 2019, 129: 363-376.
- [11] LINJAMAA A, LEHTOVAARA A, LARSSON R, et al. Modelling and analysis of elastic and thermal deformations of a hybrid journal bearing[J]. *Tribology International*, 2018, 118: 451-457.
- [12] FRENE J, NICOLAS D, DEGUEURCE B, et al. Hydrodynamic lubrication – bearings and thrust bearings[M]. Amsterdam: Elsevier 1997.
- [13] AINSWORTH M. Essential boundary conditions and multi-point constraints in finite element analysis[J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2001, 190(48): 6323-6339.
- [14] GIRAUDÉAU C, BOUYER J, FILLON M, et al. Experimental study of the influence of scratches on the performance of a two-lobe journal bearing[J]. *Tribology Transactions*, 2016, 60(5): 942-955.
-
- 作者简介: 裴世源(通信作者), 男, 1983 年出生, 博士, 副研究员。主要研究方向为滑动轴承与转子动力学。
E-mail: peishiyuan@xjtu.edu.cn