静子面动压槽深分布对双流环密封瓦浮起和温升特性影响研究

张孟丽[1] 江锦波[1,2,3*] 彭旭东[1] 洪 军[2] 许永利[3] 孟祥铠[1]
1.浙江工业大学机械工程学院,杭州,310014
2.西安交通大学机械工程学院,西安,710049
3.浙江申发轴瓦股份有限公司,绍兴,311800

摘要:为改善经典双流环密封瓦因偏心间隙引起的温度周向非均匀分布问题,提出了一种在密封瓦的空侧和氢侧密封面上开设槽深沿周向变化的变深槽密封瓦新结构,基于考虑流固热交换的共轭传热模型数值求解了双流环密封瓦的间隙流场和温度场分布,在给定偏心率和基于径向力平衡两种条件下对比分析了光滑面、等深槽和变深槽密封瓦的浮起和温升特性,探讨了静子面开槽及其槽深变深比的影响规律和作用机理。结果表明,静子面变深槽密封瓦能突破传统光滑面密封瓦和等深槽密封瓦在零偏心下无浮升力的限制,通过选取合理的槽深变深比以平衡不同的密封瓦自重从而实现零偏心运行;相较于光滑面密封瓦,开槽面密封瓦的偏心率、空侧和氢侧最高温升、整个密封间隙内温度周向非均匀性等性能指标都有大幅改善,但也带来了氢侧和空侧润滑油流量增加的不足。

关键词:双流环密封瓦;温升特性;动压槽;零偏心运行
中图分类号:TH117
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.08.007 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Study on Influences of Hydrodynamic Groove Depth Distribution on Static Surfaces on Lift-off and Temperature Rise Characteristics of Double-flow Ring Seals

ZHANG Mengli[1] JIANG Jinbo[1,2,3*] PENG Xudong[1] HONG Jun[2] XU Yongli[3] MENG Xiangkai[1]
1.College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou, 310014
2.College of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049
3.Zhejiang Shenfa Bearing Bush Co., Ltd., Shaoxing, Zhejiang, 311800

Abstract: To address the problems of circumferentially non-uniform temperature distribution caused by eccentric clearance in classical double-flow ring seal pads, a novel variable-depth groove seal pad was proposed, featuring grooves with circumferentially varying depth on the air-side and hydrogen-side sealing surfaces. Considering fluid-structure thermal interactions, a conjugate heat transfer model was employed to numerically solve the flow fields in the sealing gaps and temperature field distribution of the double-flow ring seal pads. Comparative analyses of the lift-off and temperature rise characteristics of three seal pads with smooth, constant-depth groove, and variable-depth groove were conducted under both of specified eccentricity and radial force balance conditions. The influence law and mechanism of groove designs and groove depth variation on the static surfaces were also investigated. The results indicate that variable-depth groove seal pads may overcome the limitation of zero lift force at zero eccentricity inherent in traditional smooth and constant-depth groove seal pads. By selecting an appropriate groove depth variation ratio, zero-eccentricity operation may be achieved to balance the self-weight of different seal pads. Compared to smooth seal pads, grooved seal pads exhibit significant improvements in eccentricity, maximum temperature rise on the air and hydrogen sides, and circumferential temperature uniformity within the sealing gaps. However, these improvements come at the cost of increased flow rates of lubricating oil on both of the hydrogen and air sides.

Key words: double-flow ring seal; temperature rise characteristic; hydrodynamic groove; zero eccentricity operation

收稿日期:2024-12-23
基金项目:国家自然科学基金(52075491,52076195,U2241246);
浙江省自然科学基金重大项目(LD21E050002)

0 引言

以汽轮机驱动发电机发电的热力发电是我国主要的发电方式，发电机内多采用带压氢气冷却，而避免腔内氢气外漏和防止杂质过多窜入是保证机组安全稳定运行的关键。以双流环密封瓦为代表的油润滑浮动环密封瓦是目前氢冷发电机常用的密封形式，用于防止发电机氢冷腔和轴承润滑油腔之间介质的互窜，它在密封间隙润滑油膜浮升力和自重的共同作用下在某一偏心量下稳定运行。然而，因偏心间隙所引起的密封瓦周向非均匀间隙和温度分布成为造成密封瓦热变形、转轴热弯曲和动静件局部碰摩等失效问题的主要因素[1]。

周向非均匀温升问题在径向轴承和浮环密封中已引起广泛关注。何文强等[2]、胡启龙等[3]、杨帅等[4]分析了油润滑径向轴承内轴颈涡动引发的热效应问题，指出偏心间隙引起的油膜周向局部高温可能会造成轴承油膜破裂、失稳和振动加剧。夏添等[5]、宋伟等[6]分析了浮动环密封瓦微间隙内周向剪切流动引发的不稳定振动现象，指出密封瓦内润滑油的周向剪切流动会在转轴上产生周向温差并导致转子热弯曲，进而引发机组振动。如何通过增大密封间隙流体膜的浮升力以实现小偏心甚至零偏心运行成为径向轴承和浮环密封中的关键问题。

动压型槽已在推力轴承、机械密封和干气密封等端面润滑部件中能显著提高流体膜承载力，受此启发，学者们尝试在浮环密封的转子面开设动压织构以达到强化浮升力的效果。目前，在柱面气膜密封和油润滑密封瓦中已有关于在静子面开设螺旋槽[7-10]、轴向浅槽[11]以及在转子面开设周向等深或变倾斜角动压槽[12]和各种不同形状微织构[13]的探索。虽然上述方法相较于光滑面密封均可一定程度地增大浮升力，但因动压织构的结构参数沿周向完全一致，导致其密封间隙上部和下部的作用力大部分相互抵消，尤其是在小偏心条件下对增大浮升力的作用有限。

如何控制轴承或密封过高温升以及由此带来的不利影响，学者们从型槽结构设计、润滑介质和固体件材料选择等方面入手进行研究。LIU等[14]、XIAO等[15]和SAHA等[16]指出采用微槽或微孔表面织构均可实现温升降低[17]，这主要得益于织构表面具有能减小黏性剪切热和强化散热的效果；HUANG等[18]和XU等[19]为解决油润滑支承电主轴温升过高的问题，提出了一种采用更小黏度润滑剂的水润滑轴承支承电主轴；FENG等[20]提出通过选用合适的轴承材料控制热膨胀和优化型槽结构以带走更多热量的方案，有效改善了温升过高所引起的轴承和转子热膨胀问题。然而，如何通过功能型槽设计以实现轴承或密封周向间隙均匀化和控制温升的效果还有待进一步研究。

本文提出了一种在双流环密封瓦空侧和氢侧静子密封面开设沿周向槽深非均匀分布的变深槽密封瓦结构，利用密封瓦上部间隙较深动压槽的强动压效应和下部间隙较浅动压槽的弱动压效应原理，以期实现零偏心运行的目标。研究了密封瓦浮升力随动压槽深的变化规律，以最大浮升力为目标获得了动压槽深优选参数。基于共轭传热模型，分别在给定偏心率和基于径向力平衡条件下对比了光滑面、等深槽和变深槽密封瓦的流动传热特性，探讨了静子面开槽及其槽深变深比的影响规律和作用机理。

1 数值仿真模型

1.1 密封结构模型

双流环密封瓦作为氢冷发电机轴端密封的常用方案，其典型结构如图1所示。密封瓦的一侧为靠近轴瓦的空侧，另一侧为靠近氢冷电机腔的氢侧，密封瓦与转轴之间存在密封间隙。密封瓦内设有氢侧进油通道和空侧进油通道，这两个进油通道将瓦内表面沿轴向分为氢侧密封面、空氢间密封面和空侧密封面三部分，其中空侧和氢侧密封面轴向宽度均为b_1，空氢间轴向宽度为b_2，进油通道宽度为b_3。从进油通道进入密封间隙的润滑油一部分向空侧或氢侧出口流动，另一部分在空氢侧进油通道微小压差的作用下出现窜流。密封瓦沿径向由外层青铜材料基体和内层浇铸巴氏合金层组合而成，其中巴氏合金层内半径、外半径和整个密封瓦外半径分别为r_1、r_2和r_3，转轴半径为r。当经典双流环密封瓦稳定运行时，受密封间隙内润滑油膜浮升力F与密封瓦自重G的共同作用，在某一偏心量e时实现径向力平衡，定义偏心率ε为偏心量e与初始密封间隙h之比，其中$h=r_1-r$。定义转子中心O_b和密封瓦内表面中心O_j连线并由最大间隙指向最小间隙的方向为x轴正方向，则浮升力F可分解为沿x轴正方向的F_x和垂直于x轴方向的F_y，定义浮升力F和x轴正方向的夹角为偏位角β。定义密封瓦内表面各点的周向夹角θ为各点与竖直向下基准线之间的夹角，且规定逆时针方向为正。

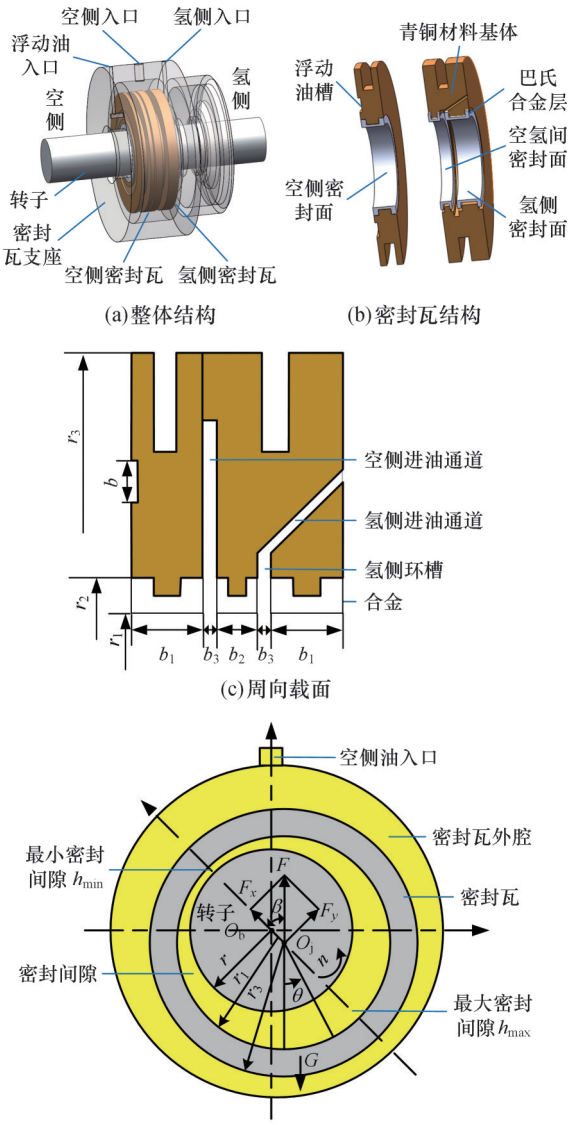


图1　氢冷发电机双流环密封瓦结构示意图

Fig.1　Schematic diagram of the double-flow ring sealing structure for hydrogen cooled generators

在经典双流环密封瓦结构的基础上，提出一种在密封瓦空侧和氢侧密封面上设置沿周向均匀布置动压槽的静子面开槽密封瓦结构；为保证密封瓦上部动压槽产生的流体动压效应最强，将θ=180°处的密封瓦上部动压槽设置为最大深度h_u。图2所示为静子光滑面和开槽面密封瓦结构及量纲一槽深H_g分布，H_g定义为各动压槽深度与最上部动压槽深度h_u之比。动压槽深度从θ=180°处向周向两侧线性递减，并在θ=0°处的密封瓦下部达到最小值h_d。为表征动压槽深度沿周向的分布规律，定义变深比$t=(h_u-h_d)/h_u$。当t=0时，动压槽深度沿周向相等，此时为等深槽密封瓦结构，当t取0～1时为变深槽密封瓦结构，特别地，当t=0时，密封瓦下部动压槽深为0。

图3为静子面开槽密封瓦的结构参数示意图。在空侧和氢侧密封面开设与进油通道相连通且螺旋升角为β的螺旋动压槽，在相邻动压槽周向间设有密封堰，在动压槽与两侧出口之间设有密封坝。为研究方便，空侧和氢侧密封面相同周向位置的动压槽结构尺寸完全一致。为分别表征动压槽沿周向和轴向的开槽比例，定义周向槽宽比L_θ和轴向槽宽比L_z分别为

$$L_\theta=\frac{\theta_1}{\theta_1+\theta_2}\qquad L_z=\frac{a}{b_1}\tag{1}$$

式中：θ_1、θ_2分别为动压槽和密封堰的周向角度；a为动压槽轴向开槽宽度。

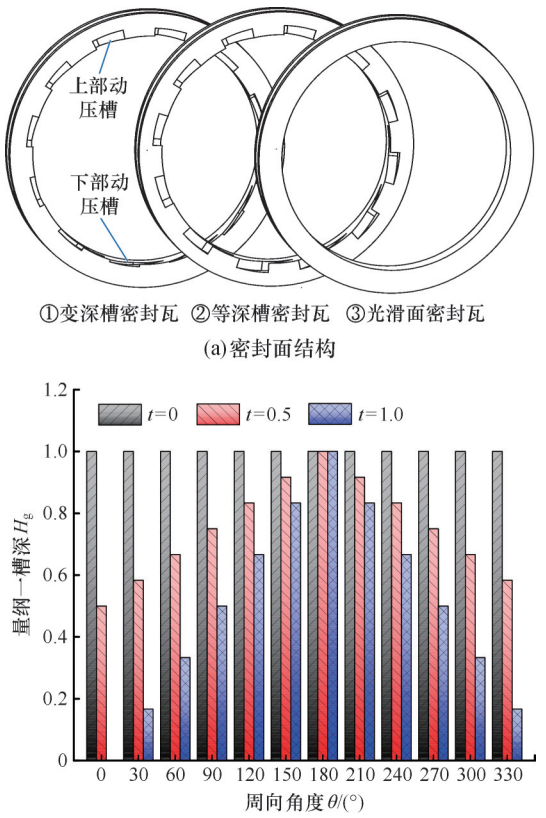


图2　不同密封面结构密封瓦槽深分布示意图

Fig.2　Schematic diagram of the depth distribution of sealing ring grooves with different sealing surface structures

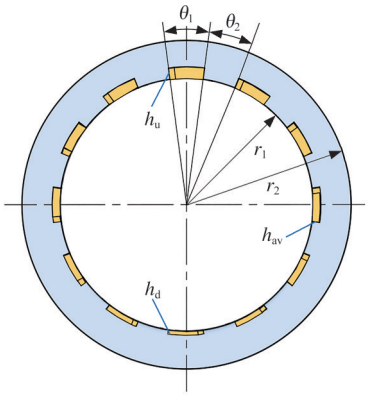
1.2　流动传热控制方程

本文重点分析双流环密封的流动传热特性。为简化计算，可作以下假设：①间隙内流体膜视作连续性牛顿黏性流体；②流体在接触面上无滑移，忽略密封面粗糙度的影响；③忽略密封瓦和转子的热力变形。

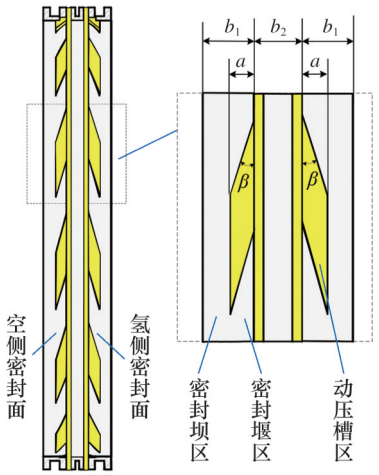
采用轴向雷诺数Re_w和周向雷诺数Re_u以判断密封间隙内润滑油的流态，若同时满足以下两式：

$$Re_w<Re_{wc}=1000\tag{2}$$

$$Re_u<Re_{uc}=\frac{41.2}{\sqrt{2hD^{-1}}}\tag{3}$$



(a)轴向截面



(b)内表面

图3 静子开槽面浮动密封瓦结构参数示意图

Fig.3 Schematic diagram of the structural parameters of the floating sealing ring on the slotted surface of the stator

$$Re_w=\frac{q_V}{\pi r\nu}\qquad Re_u=\frac{\omega rh}{\nu}$$

式中：q_V为浮环与转子之间的体积流量；ν为流体运动黏度；Re_{wc}为轴向临界雷诺数；Re_{uc}为产生泰勒涡的周向临界雷诺数；ω为角速度；D为转轴直径。

则判断其为层流流动[21]，若不能同时满足则判断为湍流流动。

当静子面开槽时，开槽区可能会出现空化，此时密封瓦间隙内的润滑油流动为两相流动，可选择Mixture多相流模型求解。Mixture多相流模型涉及连续性方程、动量方程、能量方程，同时通过求解第k相体积分数方程描述相间质量传递，通过求解相对速度的代数表达式描述相间相对运动方程。密封瓦和转轴的固体域热传导方程为

$$\nabla\cdot[v(\rho E+p)]=\nabla\cdot(k\nabla T)+\rho\dot{q}\tag{4}$$

式中：v为流体速度；ρ为流体密度；p为流体压力；E为单位质量所含的能量；等号右边的两项分别代表热传导和内热源的能量传递。

密封瓦静子面开设动压槽导致在槽内局部区域出现压力骤降，当局部压力低于某一临界压力p_v时，润滑油内存在的气核失稳相变而形成气泡，或润滑油中含有的不凝性气体析出，从而使局部流动表现出多相流动特征。对于润滑油与气体混合物的多相流动，需通过第k相体积分数方程计算该相体积分数α_k：

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_k^m\rho_k)+\nabla\cdot(f_k^m\rho_k v_m)=-\nabla\cdot(f_k^m\rho_k v_{dr,p})+N_e-N_c\tag{5}$$

式中：f_k^m为第k相质量分数；ρ_k为第k相密度；v_m为质量平均速度；$v_{dr,p}$为拖曳速度；N_e、N_c分别为气态润滑油产生和溶解的速率，即蒸汽空化的速率。

根据N_e和N_c计算方法的不同，可分为不同Singhal空化模型、S-S空化模型和Z-G-B空化模型，因S-S空化模型和Z-G-B空化模型基于质量守恒，考虑了气泡的形成和溃灭，相较于Singhal空化模型计算过程更为稳定且收敛速度更快，且已有文献通过对比三种空化模型对油润滑薄膜流场计算结果的影响发现，三种模型计算结果相差甚微[22]，故本文选择Z-G-B空化模型，涉及的方程包括：

$$N_e=F_{vap}\frac{3\alpha_{nuc}(1-\alpha_v)}{R_{bc}}\sqrt{\frac{2}{3}\frac{p_v-p}{\rho_l}}\qquad p\geqslant p_v\tag{6}$$

$$N_c=F_{cond}\frac{3\alpha_v\rho_v}{R_{bc}}\sqrt{\frac{2}{3}\frac{p-p_v}{\rho_l}}\qquad p\geqslant p_v\tag{7}$$

式中：R_{bc}为气泡直径，取10^{-6} m；α_{nuc}为汽化核心体积分数，取5×10^{-4}；F_{vap}为蒸发系数，取50；F_{cond}为冷凝系数，取0.01。

润滑油在环境温度下的汽化压力并非一个固定值，受到多种因素的影响，包括润滑油类型、成分、环境温度、压力和润滑油纯度等。本文使用的DTE轻级润滑油（DTE32号润滑油）在标准大气压下的汽化温度以及运行温度下的汽化压力值需试验测定才能获得，故本文忽略润滑油种类对计算结果的影响，选取轴承用润滑油在本文初始工况条件下（进口温度40 ℃）的汽化压力值29 185 Pa作为润滑油的汽化压力值[23]。

考虑到润滑油的动力黏度随着温度的升高而降低，而质量热容随着温度的升高而增大，本文中的黏温关系可采用Reynolds黏温关系式：

$$\mu=\mu_0 e^{-\alpha(T-T_0)}\tag{8}$$

质量热容随温度的变化关系可采用DTE轻级润滑油的参数拟合：

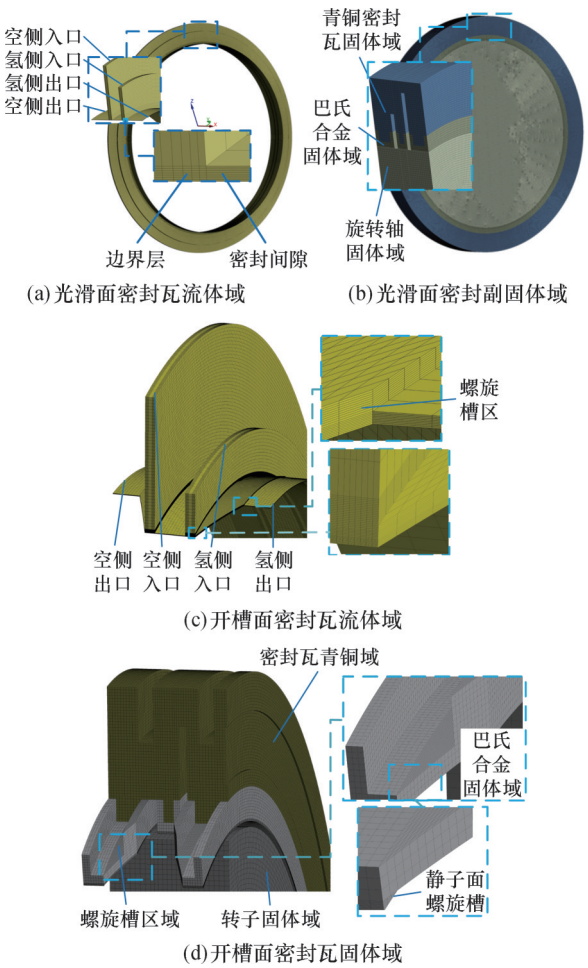
$$c_p=aT_0+b\tag{9}$$

式中：T_0为参考温度；μ_0为温度T_0下的黏度，α为黏温指数；密封介质为DTE轻级润滑油，T_0=313 K，μ_0=0.025 56 Pa.s^{-1}，α=0.03，系数a=4.3952，系数b=591.18。

1.3 网格划分和边界条件

图4为光滑面和开槽面双流环密封瓦的流体域和固体域网格划分示意图。经典静子光滑面双

流环密封瓦流体域整体采用多区域网格划分方法，空侧和氢侧环形进油通道的壁面处进行边界层设置，当第一层网格高度为0.08 mm时y^+值可满足要求（此时$y^+<5$）。为更好地捕捉密封间隙内的流动状态，将密封间隙流体域网格进行径向加密，保证径向网格层数不少于6；固体域采用六面体网格以提高计算精度。静子面开槽密封瓦的全局流体域与固体域网格划分与经典结构保持一致，仅在动压槽区进行加密处理。通过保证计算域网格的正交质量以保证网格质量要求，如经典双流环密封瓦流体域的最小正交质量为1，固体域平均网格正交质量为0.87。对于不同结构形式的密封瓦，开展网格无关性验证，通过监测空氢侧润滑油流量及出口温度与网格数量的关系以获得满足计算精度的最低网格数，当密封间隙为0.2 mm时，光滑面、等深槽和变深槽密封瓦流体域的总网格数分别为264万、610万、529万。



(a)光滑面密封瓦流体域　(b)光滑面密封副固体域

(c)开槽面密封瓦流体域

(d)开槽面密封瓦固体域

图4　不同结构形式密封瓦流体域和固体域网格示意图

Fig.4　Schematic diagram of fluid domain and solid domain grids of sealing ring with different structural forms

双流环密封瓦流动传热特性的数值求解还需结合流体域的进出口压力边界和流固之间的传热边界，图4中流体域的空侧、氢侧入口和出口都采用强制性压力边界。图5所示为基于共轭传热模型的热交换边界条件。流体域与固体域相接触壁面设置为热耦合面，耦合面上的对流换热系数由软件自行计算获得。密封瓦两侧端面与腔体壁面之间有一层很薄的油膜，可设置为绝热边界；转轴两端为自由热传导边界；密封瓦外周与外腔之间为对流换热边界，其对流换热系数为

$$H=\frac{\lambda Nu}{d} \tag{10}$$

其中，λ为流体热导率；d为当量直径；Nu为努塞尔数，当普朗特数$Pr>0.4$时，努塞尔数Nu为

$$Nu=0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \tag{11}$$

$$Pr=\frac{c_p\mu}{k}\qquad Re=\frac{\rho du}{\mu} \tag{12}$$

式中：Pr、Re分别为环形外腔内流体普朗特数和雷诺数；c_p为质量定压热容；u为环形外腔内流体周向流速，可通过数值模拟得到；μ、ρ分别为流体黏度和密度。

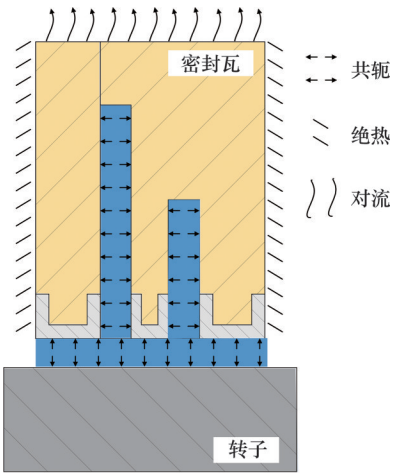


图5　双流环密封瓦热交换边界示意图

Fig.5　Schematic diagram of heat exchange boundary of double flow ring sealing

1.4　数值计算流程

图6所示为双流环密封瓦计算域压力和温度分布计算流程。在给定工况参数和结构参数条件下，首先开展计算域网格划分、边界条件设置和流固物性参数设置，选择湍流模型、多相流模型和设置求解器。耦合求解流体域流动传热控制方程和固体域热传导方程以获得密封流场分布，先监测润滑油的进、出口流量的相对误差是否小于收敛残差$\varepsilon_1=10^{-3}$，以及数值计算前后的密封间隙流体膜平均温度T_{av}是否小于收敛残差$\varepsilon_2=0.01$ K，在此基础上，采用新获得的流体膜温度以更新润滑油黏度和质量热容等物性参数，并判断数值计算前后次密封间隙内润滑油平均黏度和平均质量热容的相对误差分别是否小于收敛残差$\varepsilon_3=10^{-4}$

和$\varepsilon_4=10^{-4}$，同时满足润滑油流量、流体膜温度、润滑油黏度和质量热容的收敛判据后，可认为计算过程完成，并输出计算域的压力和温度参数。

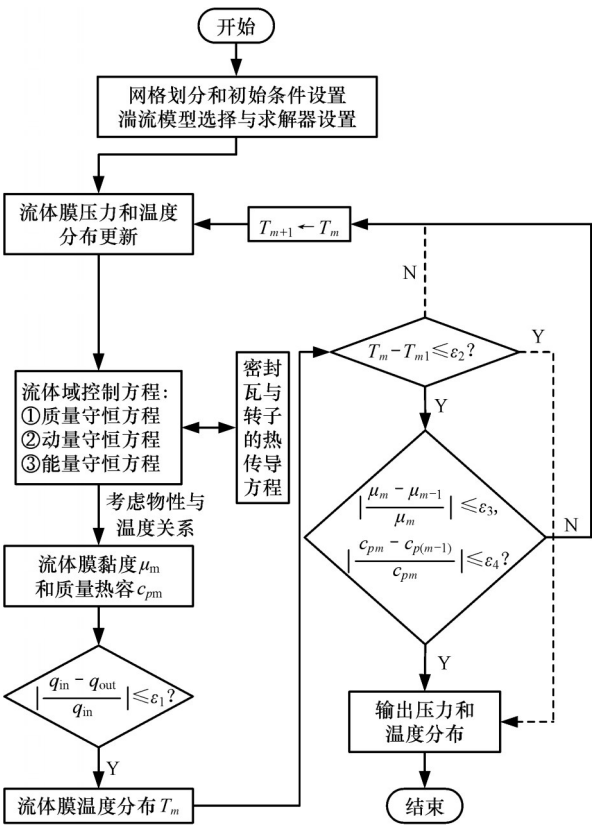


图6 双流环密封瓦流动传热特性数值求解流程图

Fig.6 Numerical solution flow chart of flow and heat transfer characteristics of double flow ring sealing

1.5 密封性能参数

在获得密封间隙流场参数的基础上，可通过油膜压力积分获得浮升力F：

$$F_x=-\int_0^L\int_0^{2\pi}p(\theta,z)r\cos\theta\mathrm{d}\theta\mathrm{d}z \tag{13}$$

$$F_y=\int_0^L\int_0^{2\pi}p(\theta,z)r\sin\theta\mathrm{d}\theta\mathrm{d}z \tag{14}$$

$$F=\sqrt{F_x^{\,2}+F_y^{\,2}} \tag{15}$$

$$L=2b_1+b_2+2b_3$$

润滑油流量为表征密封性的关键指标，通过密封间隙不同轴向截面i的润滑油质量流量Q_i可表示为

$$Q_i=\int_0^{2\pi}\int_r^{r_1}\rho v_z r\mathrm{d}r\mathrm{d}\theta \tag{16}$$

式中：v_z为轴向流速；i=a、h时分别表示空侧流量、氢侧流量。

2 结果讨论与分析

本文基于共轭热交换模型，分别在定密封间隙条件和径向力平衡条件下对比了静子光滑面、等深槽和变深槽结构三种密封瓦的流量和温升特性。数值模拟中所采用的密封瓦结构参数和运行工况参数缺省值见表1，密封瓦和转轴的材料物性参数见表2。

表1 双流环密封瓦缺省结构参数和工况参数

Tab.1 Structural parameters and working condition parameters of double-flow ring sealing

转轴半径r/mm	223.8	螺旋槽个数N_m	12
密封瓦内半径r_1/mm	224	螺旋槽上部动压槽深h_u/mm	1
巴氏合金层外径r_2/mm	237.5	非均匀度t	0～1
密封瓦外半径r_4/mm	272	润滑油进口温度T_{in}/K	313
空/氢侧面轴向长度b_1/mm	16	空侧进口压力p_1/kPa	484
空氢间轴向长度b_2/mm	9	氢侧进口压力p_2/kPa	484
空/氢侧进口轴向长度b_3/mm	3	空侧出口压力p_3/kPa	101
螺旋槽轴向槽宽比L_z	0.5	氢侧出口压力p_4/kPa	400
螺旋槽周向槽宽比L_θ	0.5	转速n/(r·min^{-1})	3000
螺旋槽角度β/(°)	15	偏心率ε	0.4
螺旋槽周向开槽角度θ_1/(°)	15		

表2 密封瓦和转轴材料物性参数

Tab.2 Physical parameters of sealing ring and rotating shaft materials

结构及材料	密度ρ/(kg·m^{-3})	质量热容c_p/(J·kg^{-1}·K^{-1})	热导率λ/(W·m^{-1}·K^{-1})
青铜材料密封瓦	8666	343	26
巴氏合金密封瓦	10 000	140	25
45号钢转轴	7850	453.6	50

2.1 模型正确性验证

由于油润滑双流环密封瓦性能的数值模拟和试验测试文献相对缺乏，考虑到双流环密封瓦的结构和工作原理都与油润滑径向轴承相似，可选用油润滑轴承文献中对流体膜压力和温度的测试结果以验证本文中密封瓦共轭热传递模型与方法的准确性。基于文献[24]和[25]给出的径向轴承参数，采用本文的共轭模型计算了油润滑径向轴承在不同转速下的流体膜压力和温度周向分布，并与文献中所提供的试验测试结果进行对比，结果如图7所示。由图7a可知，随着转速的增大，流体膜压力的模拟值和文献值都逐渐增大，两者表现出一致的变化规律；进一步选取压力较高的5个点进行对比，发现压力模拟值略高于文献值，除个别点外，相对误差都在20%以内。由图7b

可知，润滑油温度的模拟值和文献值沿周向都呈现出先增大后减小的一致变化规律，在整个周向范围内温度的文献值略大于模拟值，且两者误差都在1.5 K范围内，相对误差在5%以内。通过径向轴承流体膜温度和压力的对比，验证了本文共轭模型用于求解密封瓦流体膜间隙流场参数的准确性。

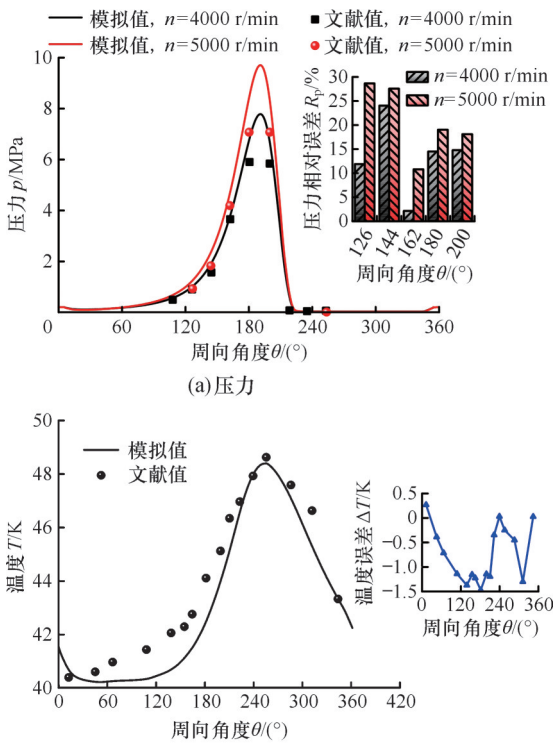


图7　基于共轭传热模型的密封或轴承温度和压力求解正确性验证

Fig.7　Verification of the correctness of sealing or bearing temperature and pressure solution based on conjugate heat transfer model

2.2　动压槽槽深影响及其优选

本文提出的变深槽密封瓦是通过在密封瓦内表面上部设置动压效应最强或浮升力最大的动压槽深度，在下部设置动压效应较弱的动压槽深度而实现的，因此，在不同密封间隙下优选出动压效应最强的动压槽深度至关重要。为方便计算分析，采用只考虑密封瓦间隙内润滑油流动的等温模型，选取包括一个完整动压槽及对应密封堰的单周期流体域，数值分析了不同密封间隙和槽深条件下密封瓦的压力分布和浮升力变化。

图8所示为三种密封间隙下，槽深为0.4 mm的动压型浮动密封瓦槽根处附近润滑油压力等值线分布。在转轴的黏性剪切作用下，位于空侧和氢侧间隙段的动压槽能将进油槽内的润滑油泵入密封间隙内，沿着动压槽流动并逐级升压，在槽根处附近达到压力峰值。随着密封间隙的减小，在相同的转速下流体黏性剪切作用和流体动压效应增强，槽根处的压力峰值迅速增大，如密封间隙从0.20 mm减至0.05 mm时，槽根处压力峰值从700 kPa增至2200 kPa；考虑到进油压力仅为484 kPa，说明在三种密封间隙下动压槽都能产生显著的流体动压效应。

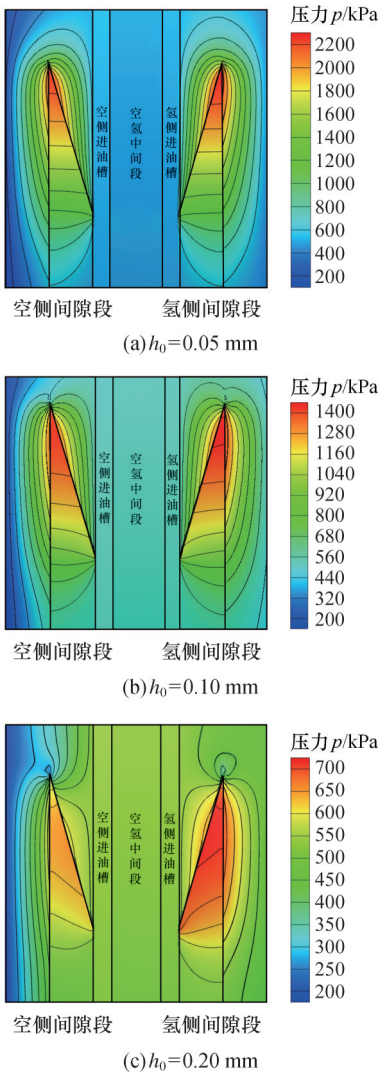
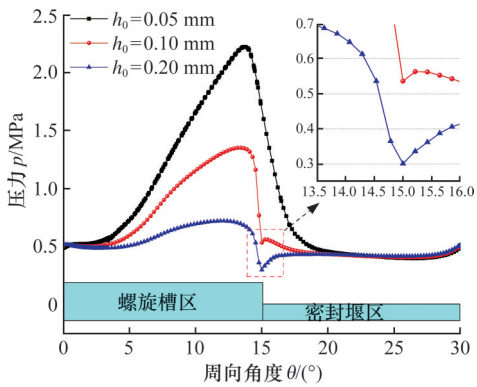


图8　不同密封间隙下双流环密封瓦间隙压力分布

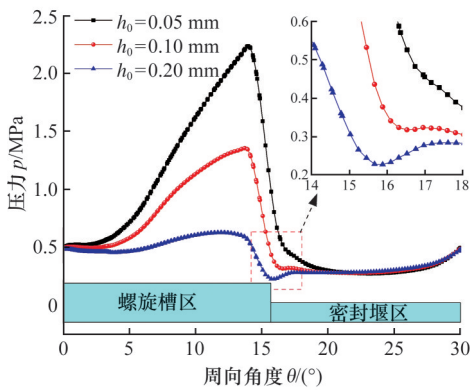
Fig.8　Pressure distribution of double flow ring sealing gap under different sealing clearances

为进一步定量获得不同密封间隙下的密封瓦间隙内压力分布特征，提取了空侧和氢侧动压槽槽根处的周向压力分布，如图9所示。润滑油压力沿着螺旋槽周向迅速升压，在靠近槽尖处达到峰值，而后迅速降压并在密封堰区保持较低的压力水平。当密封间隙较大时，润滑油压力会在槽尖附近局部区域出现骤降，且密封间隙越大，这种压力局部跃变现象越明显。这是因为流体从螺旋槽区向密封堰区流动时，在膜厚不连续处的密封流通面积突然减小，流体速度急剧增大，导致部分

压能转化为动能而使流体压力减小[26]；当槽深一定时，密封间隙越小，流道面积变化幅度越大，由此这种压力跃变幅值也越大，但因为在小密封间隙时的压力峰值明显更高，故此时还不会出现局部压力谷值。



(a)空侧槽根处



(b)氢侧槽根处

图9 不同密封间隙下空侧和氢侧槽根处压力周向分布

Fig.9 Pressure circumferential distribution at the root of the air side and hydrogen side grooves under different sealing clearances

图10所示为不同密封间隙下密封瓦浮升力随槽深比的变化规律。随着槽深比的增大，浮升力呈现出先增大后减小的变化规律，并在H_g取4～6时达到最大值。当槽深较小时，随着槽深的

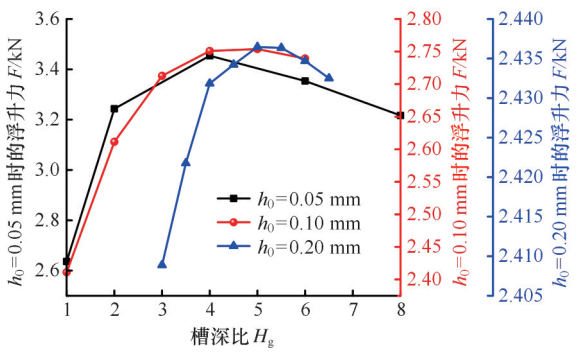


图10 不同密封间隙下密封瓦浮升力随槽深比变化规律

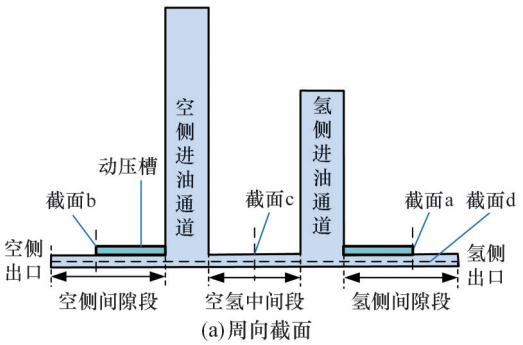
Fig.10 The variation law of sealing ring buoyancy force with groove depth ratio under different sealing clearances

增大，阶梯效应越显著，流体动压效应增强，浮升力增大；随着槽深的进一步增加，密封槽区因沿间隙方向的速度梯度减小而造成黏性剪切作用减弱，动压效应减弱，使得槽根处的压力峰值和浮升力都有所减小。当密封间隙为0.2 mm时，最佳槽深比为5，对应的最佳槽深h_g=1.0 mm，由此后续变深槽密封瓦上部的动压槽深度取1 mm，并向周向两侧逐渐变浅，在密封瓦下部的动压槽深度最浅。

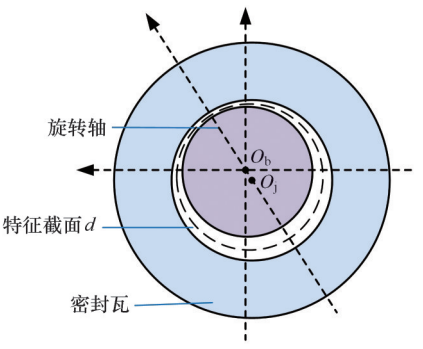
2.3 给定偏心率下槽深分布的影响

基于共轭热交换模型计算了不同密封瓦密封间隙的流场分布，在给定平均密封间隙和偏心率条件下对比分析了静子光滑面、静子面等深槽、静子面非等深槽密封瓦的流体膜压力、温度分布和润滑油流量、温升等性能参数，探讨了静子面开槽及其槽深分布的影响。

在密封间隙中选取一些特征截面或特征线，通过这些特征面或特征线上润滑油压力和温度的分布以定量探讨密封瓦的流动传热特性。图11为双流环密封瓦密封间隙中的特征面位置示意图。为表征流场参数的周向分布，选取特征截面a、b、c分别为氢侧间隙槽根处截面、空侧间隙槽根处截面和空氢中间截面；为表征流场参数的轴向分布，选取特征切面d为密封间隙中面。未做特别说明，特征截面d为缺省截面。



(a)周向截面



(b)轴向截面

图11 双流环密封瓦流体域内的特征截面示意图

Fig.11 Schematic diagram of characteristic cross-section in the fluid domain of the double flow ring sealing

表3所示为ε=0.4时，静子光滑面、静子等深槽面和变深槽面密封瓦的浮升力、润滑油流量和不同轴向位置处的最高温度。相较于经典光滑面密封瓦，等深槽密封瓦和变深槽密封瓦的流体膜浮升力分别增大了170%和328%，说明开槽面密封瓦能显著提高浮起特性，其中变深槽密封瓦的动压强化效果更好，从而在相同密封瓦自重条件下具有更小的偏心率。从多个特征面的最高温度来看，开槽面密封瓦在空氢中间段温升降幅较小，而在氢侧出口温升降幅最大，如等深槽和变深槽密封瓦的温升降幅分别达22.7 K和20.9 K，原因一方面与开槽面密封瓦空侧和氢侧更大的润滑油流量能带走更多黏性剪切热有关，如等深槽和变深槽密封瓦的氢侧流量分别增加了139%和82%，另一方面是开槽面密封瓦的开槽区密封间隙更大，沿间隙方向的黏性切应力更小而导致黏性剪切热减少。

表3　偏心率为0.4时三种结构双流环密封瓦性能参数对比

Tab.3　Comparison of performance parameters of three structures of double flow ring sealing with eccentricity of 0.4

密封结构	浮升力 F/N	空氢间最高温度 T_{max}/K	空侧出口最高温度 T_a/K	氢侧出口最高温度 T_h/K	空侧出口流量 q_a/(kg·s^{-1})	氢侧出口流量 q_h/(kg·s^{-1})
光滑面	294.50	363.88	343.61	361.61	1.00	0.28
等深槽面	794.78	362.65	332.58	338.89	1.55	0.67
变深槽面	1260.75	361.98	335.91	340.72	1.35	0.51

图12所示为h_0=0.2 mm、ε=0.4时，光滑面(h_{max}=0)、等深槽面(h_{max}=1，t=0)和非等深槽面(h_{max}=1，t=1)三种密封瓦的密封间隙内周向平均压力沿轴向分布和空侧槽根处(特征面b)压力沿周向分布。在偏心楔形间隙下，光滑面密封瓦也能产生一定的流体动压效应，沿周向形成上部压力高、下部压力低的压力分布，从而产生流体膜浮升力以承受密封瓦自重，但该动压效应较弱，使得其空侧和氢侧间隙内平均压力从进油通道至出口侧近似为线性分布。对于周向等深槽密封瓦，密封瓦在动压槽区域能产生显著的流体动压效应并形成较大的压力峰值，从压力的轴向分布可看出其在空侧和氢侧动压槽区的压力都显著提高；因密封瓦上部的最小间隙和下部的最大间隙分别为0.12 mm和0.28 mm，故密封瓦上部间隙的流体动压效应更强，槽区形成的压力峰值更高，这种密封瓦上部和下部槽区压力分布的不均匀特性是造成开槽型密封瓦能产生更大浮升力的主要原因。对于周向非等深槽密封瓦，其在密封瓦上部最小间隙处形成的压力峰值与等深槽相当，但从上部出发沿着周向两侧的动压槽深度减小和密封间隙增大，流体动压效应迅速减弱，故其在密封瓦下部最大间隙处形成的压力峰值显著更小，这进一步强化了密封瓦上部和下部槽区压力的不均匀分布，从而能产生更大的浮升力。

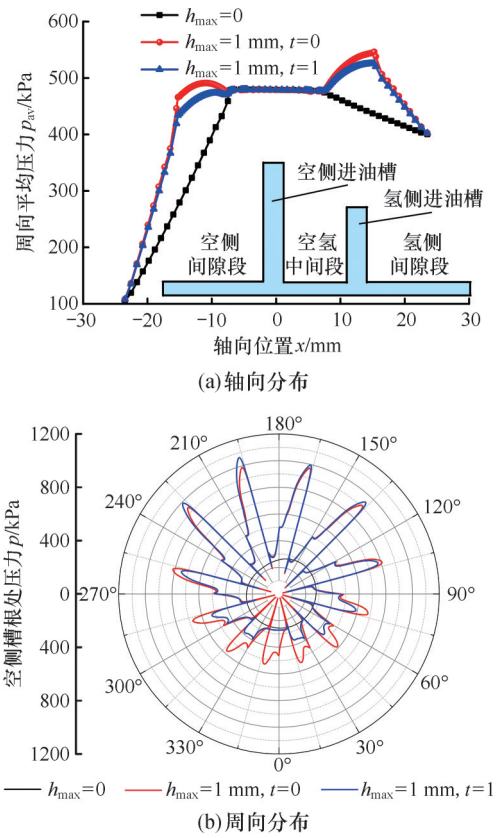
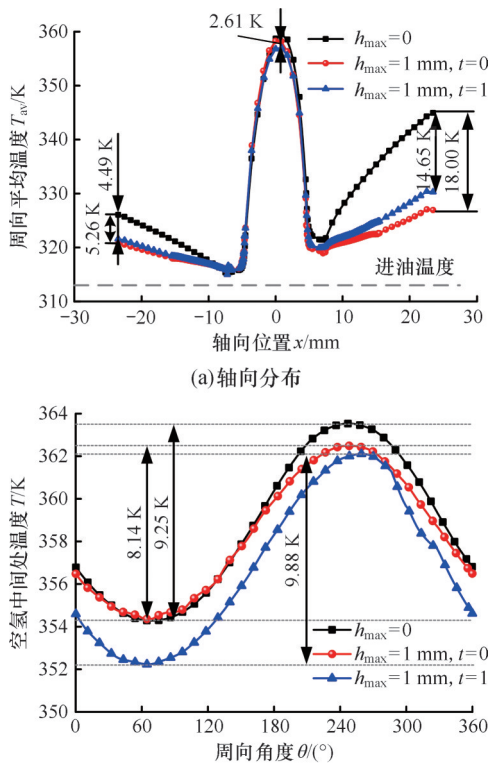


图12　偏心率为0.4条件下三种密封瓦特征截面处平均压力分布

Fig.12　Average pressure distribution at three characteristic cross-sections of sealing ring under eccentricity of 0.4

进一步分析不同偏心率条件下三种结构密封瓦间隙的温升特性。图13所示为ε=0.4时三种密封瓦间隙内周向平均温度的轴向分布和空氢中间处温度的周向分布。由图可知，在三种密封瓦空氢中间处、空侧出口和氢侧出口都会出现显著的温升，以空氢中间处温升最高，氢侧出口次之，其中空氢中间段的高温升主要与该段间隙内介质流量小而导致散热不佳有关，而空侧和氢侧出口的高温升则与该段间隙轴向长度大和离温度较低的进油通道较远有关。在空侧和氢侧出口，开槽面密封瓦的润滑油温升显著更低，如在氢侧出口，相较于经典光滑面密封瓦，等深槽和变深槽密封

瓦的最高温升分别下降18 K和14.65 K；在空氢中间段，开槽面密封瓦的温升则无显著优势，其中变深槽密封瓦的温升降低了2.61 K，但其温升沿周向分布的不均匀性最强，而等深槽密封瓦的温度周向均匀性最好。



(a)轴向分布

(b)周向分布

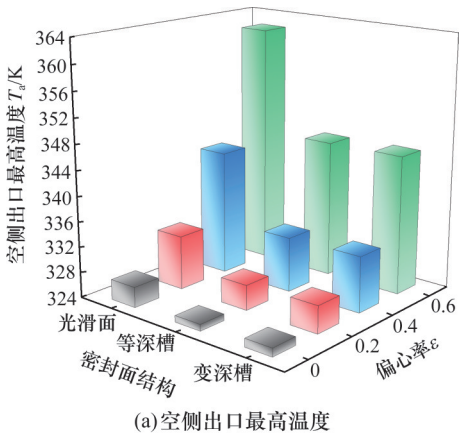
图13 偏心率为0.4条件下不同结构密封瓦特征截面的温度分布

Fig.13 Temperature distribution of characteristic cross-sections of sealing ring with different structures under eccentricity of 0.4

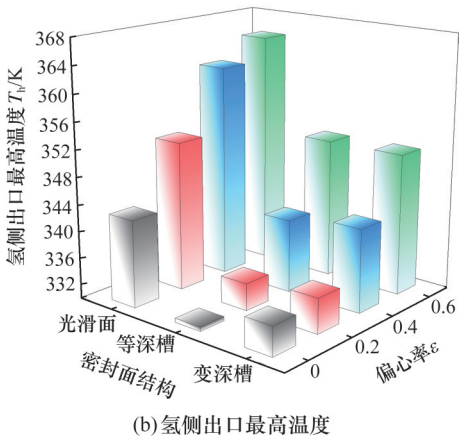
图14所示为不同偏心率和结构形式密封瓦的空侧和氢侧出口最高温度的对比。随着偏心率的增大，周向最小密封间隙减小，使得润滑油最高温度迅速升高。在偏心间隙下，光滑面密封瓦温升最高，而等深槽和变深槽密封瓦相近且显著更低，这是因为出现最高温升的最小间隙处在密封瓦上部，此处两种开槽面密封瓦的槽深相等，且开槽引起的密封间隙增大可降低黏性剪切热。在同心间隙下，等深槽周向各槽区和光滑面密封瓦的温度沿周向分布较为均匀，且等深槽密封瓦温升最低，而光滑面密封瓦温升最高；t=1变深槽的槽区最小间隙位于下部且数值与光滑面相近，故两者最小间隙处的黏性剪切热相近，但变深槽密封瓦的润滑油流量更大，带走的黏性热更多，故其空侧和氢侧出口温升更低。

2.4 径向力平衡下槽深分布的影响

不同结构密封瓦因相同偏心间隙下产生的浮



(a)空侧出口最高温度



(b)氢侧出口最高温度

图14 不同结构密封瓦空侧和氢侧出口最高温度

Fig.14 Maximum temperature at the outlet of the air-side and hydrogen-side of the sealing ring with different structures

升力不同，当密封瓦自重一定时，各密封瓦的实际运行偏心率各不相同。考虑密封瓦自重与流体膜浮升力的径向力平衡以确定实际运行偏心率，并在该偏心率条件下对比了三种结构密封瓦的压力、温度分布和流量特性，以进一步探讨动压槽的槽深周向分布影响。

图15所示为光滑面与不同变深比t的开槽面密封瓦浮升力随偏心率的变化规律。随着偏心率的增大，不同结构密封瓦的浮升力均呈线性递增，其中光滑面密封瓦的浮升力增速最慢，而不同变深比的开槽面密封瓦浮升力增速基本相近，如偏心率从0增至0.6时，光滑面密封瓦和等深槽密封瓦的浮升力增量分别为540 N和1128 N，后者近似为前者的2倍。当处于偏心率为0的同心间隙时，光滑面密封瓦和变深比t=0的等深槽密封瓦所形成的润滑油压力沿周向对称并互相抵消，导致其浮升力为0。随着变深比的增大，变深槽密封瓦在零偏心下产生的浮升力逐渐增大，在一定的变深比下其浮升力能平衡密封瓦自重。在本文给定结构和材料参数下，密封瓦自重为320 N，当变深比t=0.65时的偏心率ε=0.0015，基本能实

现零偏心运行，此时光滑面和等深槽密封瓦的实际运行偏心率分别为0.425和0.15。

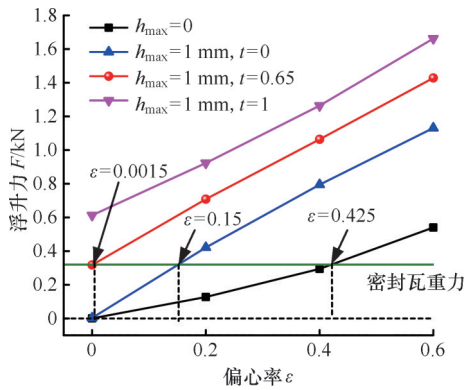


图15　不同结构密封瓦浮升力随偏心率变化规律

Fig.15　Variation of buoyancy force of sealing ring with eccentricity for different structures

实际运行偏心率下三种结构密封瓦空侧和氢侧的润滑油流量和温度见表4。因光滑面密封瓦的偏心率最大，最小密封间隙最小，一方面使其运行过程中转子与密封瓦内表面发生碰摩的几率最大，另一方面也使空侧出口、氢侧出口和空/氢中间段的润滑油温度都最高；t=0.65的变深槽密封瓦偏心率最小，周向密封间隙分布均匀，故其发生动静子碰摩的几率最小；空侧和氢侧出口最高温度与等深槽密封瓦相近，且显著低于光滑面密封瓦，其空侧和氢侧出口最高温度分别降低18 K和28.6 K，控温效果明显。在初始密封间隙一致的条件下，光滑面密封瓦间隙内轴向流通面积最小，故其空侧和氢侧润滑油流量最小，而变深槽密封瓦流通面积次之，等深槽密封瓦间隙流通面积最大，故变深槽密封瓦的空侧和氢侧润滑油流量介于光滑面和等深槽密封瓦之间。具体地，相较于等深槽密封瓦，变深槽密封瓦的空侧和氢侧润滑油流量分别降低6.8%和10.2%。

表4　实际运行偏心率下三种密封瓦润滑油流量和温度

Tab.4　Lubricating oil flow rate and temperature of three types of sealing ring under actual operating eccentricity

密封结构	最小密封间隙 h_{min}/mm	空/氢间最高温度 T_{max}/K	空侧出口最高温度 T_a/K	氢侧出口最高温度 T_h/K	空侧出口流量 q_a/(kg·s^{-1})	氢侧出口流量 q_h/(kg·s^{-1})
光滑面	0.115	364.08	345.44	362.38	1.020	0.285
等深槽	0.17	359.34	327.14	332.58	1.466	0.656
变深槽	0.20	358.43	327.48	333.82	1.367	0.589

图16所示为实际偏心率条件下三种不同结构密封瓦在特征截面b和c处的周向压力分布。在空侧和氢侧动压槽的槽根处，等深槽和变深槽密封瓦都能因显著的流体动压效应而产生明显的高压区，且密封瓦上部的压力峰值显著高于下部的压力峰值，这也是形成油膜浮升力的关键所在。经典光滑面和等深槽密封瓦的周向压力分布差异主要由偏心间隙中上部较小间隙产生的流体动压效应更强所造成，而在近零偏心间隙下运行的变深槽密封瓦压力分布差异则主要与密封瓦上部较深动压槽能产生更强流体动压效应有关。在空/氢中间面虽然没有开槽，但空/氢侧的周向压力分布会影响其压力分布，使得空/氢中间段呈现出与空侧或氢侧类似的压力分布规律，但压力峰值和波动幅值显著更小。

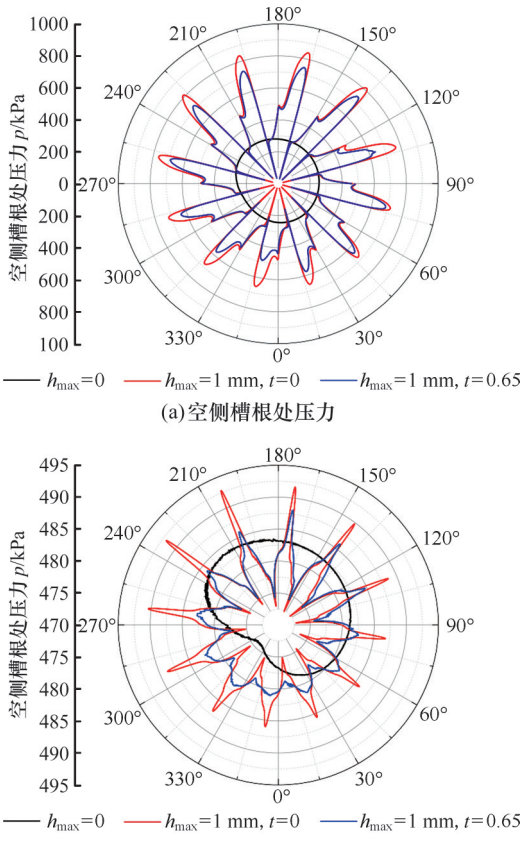


图16　不同结构密封瓦空侧槽根处和空氢中间周向压力分布

Fig.16　Distribution of circumferential pressure at the root of the air side groove and in the middle of the air hydrogen gap of sealing ring with different structures

图17进一步展示了三种结构密封瓦空/侧动压槽根处的压力峰值和平均压力，其中密封瓦上部间隙的角度范围为90°～270°。由图17可知，三种密封瓦的压力峰值和平均值沿周向都呈现出先增大后减小的变化规律，其最大值出现在θ取150°～210°范围内，即密封瓦最上部间隙附近。虽然三种结构密封瓦整体油膜压力平均值的差异

很大，如光滑面、等深槽和变深槽密封瓦的平均压力分别为258.29、445.01、421.29 kPa，但三者的油膜浮升力相等，说明浮升力与平均压力数值并无直接关系。以往通过在转子面或静子面开设等深动压槽的方法虽然能使油膜整体压力均值增大，但无法实现近零偏心下运行，可以通过增大开槽面密封瓦各槽区压力的周向非均匀性以增大浮升力，而构造周向偏心间隙和采用静子面变深分布动压槽都是有效手段。

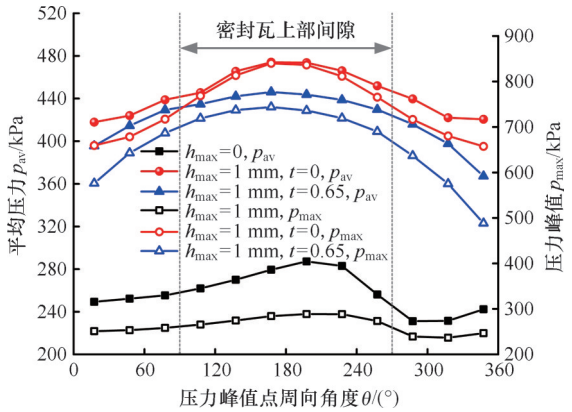


图17　不同结构密封瓦空侧槽根处压力峰值与平均值分布

Fig.17　Distribution of peak and average pressure values at the root of the air side groove of sealing ring with different structures

图18所示为三种结构密封瓦在不同轴向位置处的润滑油温度沿周向分布规律。从温度周向分布的不均匀性来看，光滑面密封瓦偏心率最大，意味着其密封间隙周向分布最不均匀，进而导致其周向温度的峰谷值最大，如在空侧出口、氢侧出口和空氢中间段分别达到27.9、32.8、10.2 K，而这种显著的周向温差会造成密封瓦热变形和转轴热弯曲。开槽面密封瓦的周向温度均匀化主要是通过减小偏心率实现的，具有较小偏心率的等深槽和变深槽密封瓦的周向温度均匀性显著更好，如在空侧出口、氢侧出口和空氢中间段，等深槽密封瓦的周向温度峰谷值分别为7.3、7.1、2.4 K，而变深槽密封瓦的温度峰谷值则只有4.3、6.8、0.3 K。从温度沿周向的均值来看，三种密封瓦在空氢中间段的温度均值没有显著差异，而开槽面密封瓦在空侧和氢侧间隙段的温度显著更低，降幅分别达到8 K和20 K。

综上所述，基于径向力平衡运行的静子面变深槽密封瓦相较于经典光滑面和等深槽密封瓦的性能特点主要表现在以下几个方面：

1）变深槽密封瓦通过各动压槽深度沿周向的非均匀分布可在极小偏心率甚至零偏心条件下产生可观的油膜浮升力，而偏心率的减小意味着最小密封间隙的增大，可降低转子与密封瓦内表面发生碰摩的概率，如变深比为0.65的变深槽密封瓦在零偏心下产生320 N的浮升力，而光滑面和等深槽密封瓦产生相同的浮升力对应的偏心率分别为0.425和0.15。

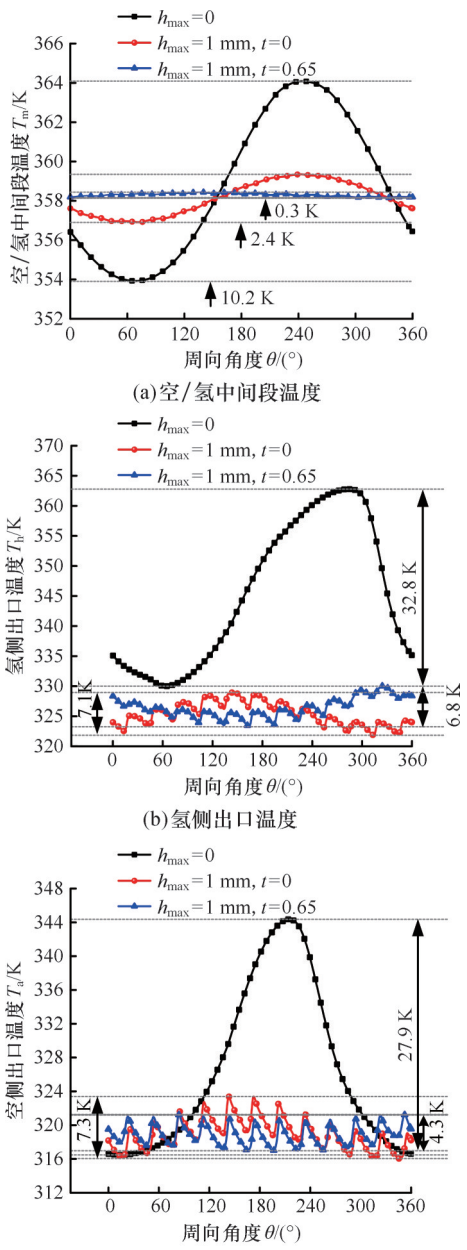


图18　三种结构密封瓦不同位置流体膜温度周向分布

Fig.18　Circumferential distribution of fluid film temperature at different positions of three types of structural sealing ring

2）相较于光滑面密封瓦，开槽面密封瓦能显著降低空侧间隙、氢侧间隙和空氢中间段的油膜温度周向非均匀性，进而减小密封瓦热变形和转轴热弯曲的程度，如等深槽密封瓦的温度峰谷值降幅为8～25 K，变深槽密封瓦温度峰谷值在此基础上又可再降低1～3 K。

3)密封瓦间隙的润滑油温升过高会导致润滑油黏度变小、浮升力减小和热变形加剧,相较于光滑面密封瓦,开槽面密封瓦在空侧和氢侧出口的最高温升可分别降低18 K和29 K,在空/氢中间段的最高温升可降低5 K。

4)密封瓦空侧和氢侧过大的润滑油流量会增大氢冷发电机腔的耗氢量、增加电机腔进油概率和循环油泵功率消耗,相较于光滑面密封瓦,开槽面密封瓦的润滑油流量有所增大,但相较于等深槽密封瓦,变深槽密封瓦的空侧和氢侧润滑油流量分别降低6.8%和10.2%。

3　结论

1)在经典光滑面密封瓦结构的基础上,本文提出了在双流环密封瓦的空侧和氢侧密封面上开设动压槽深沿周向非等深分布的变深槽密封瓦新结构,利用密封瓦上部间隙较深动压槽的强动压效应和下部间隙较浅动压槽的弱动压效应原理,可实现浮动环密封瓦在极小偏心率下运行的目标。

2)开槽面密封瓦油膜浮升力随偏心率变化的增速是光滑面密封瓦的2倍,该增速与动压槽周向变深比的关系不大,但零偏心条件下变深槽密封瓦可突破光滑面和等深槽密封瓦零浮升力的限制,并在一定变深比时平衡密封瓦自重以实现零偏心运行。

3)相较于光滑面密封瓦,在实际径向力平衡下运行的开槽面密封瓦的有益效果包括偏心率从0.425降至0～0.15,密封间隙油膜温度的周向幅值降低8～25 K,油膜最高温度降低5～29 K,但空侧或氢侧的润滑油流量也增大了35%～130%。润滑油流量的增加会导致油泵功率需求的增加,也会导致需要释放的溶于密封油中的饱和氢气的量有所增加,但后续会借鉴机械密封中槽型的设计将控制泄漏量的方法应用到密封瓦中来,以解决润滑油流量增加引起的相关问题。

4)相较于等深槽密封瓦,变深槽密封瓦的有益效果主要表现在能实现零偏心运行,以及由此带来的密封间隙温度周向变化幅值降低1～3 K和润滑油流量降低7%～10%。

参考文献:

[1] ZHANG Mengli, JIANG Jinbo, HONG Jun, et al. Non-uniform Flow and Heat Transfer Characteristics and Parametric Study of Generator Hydrogen Double-flow Ring Seal [J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2024, 46(10): 623.

[2] 何文强，田永伟，杨建刚. 滑动轴承轴颈温度分布及其对振动的影响[J]. 动力工程学报，2015，35(6)：451-456.
HE Wenqiang, TIAN Yongwei, YANG Jiangang. Influence of Journal Temperature Difference on Vibration of the Sliding Bearing[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2015, 35(6): 451-456.

[3] 胡启龙，何文强，管文生，等. 滑动轴承内轴颈涡动引发的热效应分析[J]. 热能动力工程，2020，35(9)：22-28.
HU Qilong, HE Wenqiang, GUAN Wensheng, et al. Analysis on Thermal Effect Caused by Journal Whirl in Sliding Bearing[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(9): 22-28.

[4] 杨帅，郭红，张泽斌. 热效应对径向浮环轴承最小油膜厚度及稳定性影响研究[J]. 振动与冲击，2020，39(18)：215-222.
YANG Shuai, GUO Hong, ZHANG Zebin. Thermal Effect on the Minimum Film Thickness and Stability for a Journal Floating Ring Bearing[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(18): 215-222.

[5] 夏添，杨建刚. 微小间隙内润滑油剪切流动引发的不稳定振动现象分析[J]. 动力工程学报，2024，44(1)：38-44.
XIA Tian, YANG Jiangang. Analysis of Unstable Vibration Caused by Shear Flow of Lube Oil in Micro-gap[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2024, 44(1): 38-44.

[6] 宋伟，高伟，李敬豪，等. 密封瓦引发振动及其与摩擦故障比较分析[J]. 汽轮机技术，2024，66(2)：113-116.
SONG Wei, GAO Wei, LI Jinghao, et al. Analysis of Sealing Bearing Induced Vibration and Comparison with Rub Faults [J]. Turbine Technology, 2024, 66 (2): 113-116.

[7] 俞树荣，丁俊华，王世鹏，等. 柱面密封气膜动压效应模拟及试验[J]. 化工学报，2020，71(7)：3220-3228.
YU Shurong, DING Junhua, WANG Shipeng, et al. Simulation and Analysis of Dynamic Pressure Effect of Gas Film on Cylinder Seal[J]. CIESC Journal, 2020, 71(7): 3220-3228.

[8] 张然，赵欢，孙丹，等. 螺旋槽对柱面气膜密封静力与动力特性影响机理研究[J]. 推进技术，2023，44(3)：82-91.
ZHANG Ran, ZHAO Huan, SUN Dan, et al. Influence Mechanism of Spiral Groove on Static and Dynamic Characteristics of Cylinder Gas Film Seal[J]. Journal of Propulsion Technology, 2023, 44(3): 82-91.

[9] 赵星，刘美红，李鑫，等. 不同槽型柱面气膜密封性能的数值计算研究[J]. 重庆理工大学学报，2023，37(19)：334-341.
ZHAO Xing, LIU Meihong, LI Xin, et al. Numerical Calculation Study on Sealing Performance of Cylindrical Spiral Groove Gas Film Seal[J]. Journal of Chongqing Institute of Technology, 2023, 37(19): 334-341.

[10] DAHITE S, ARGHIR M. Numerical Modelling of a Segmented Annular Seal with Enhanced Lift Effects[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 152: 107455.

[11] 胡启龙. 大型氢冷汽轮发电机密封瓦性能分析及其对振动的影响研究[D]. 南京：东南大学，2020.
HU Qilong. Sealing Ring Performance Analysis of Large Hydrogen-cooled Turbo-generator and Its Influence on Vibration[D]. Nanjing: Southeast University, 2020.

[12] 杨玺庆，王宇飞，马高峰. 变倾斜度槽浮环密封性能CFD数值模拟[J]. 润滑与密封，2024，49(9)：52-58.
YANG Xiqing, WANG Yufei, MA Gaofeng. CFD Numerical Simulation of the Performance of Floating Ring Seals with Variable Inclination Groove[J]. Lubrication En-

gineering，2024，49(9)：52-58.
[13] HE Zhenpeng，GUO Yuhang，SI Jiaxin，et al. Numerical Optimization Analysis of Floating Ring Seal Performance Based on Surface Texture[J]. Lubricants，2024，12(7)：241.
[14] LIU Teng，LI Chentao，DUAN Runze，et al. Viscous Oil Film Thermal Modeling of Hydrostatic Bearings with a Rectangular Microgroove Surface[J]. Frontiers in Energy Research，2022，10：891380.
[15] XIAO Nian，KHONSARI M M. A Review of Mechanical Seals Heat Transfer Augmentation Techniques[J]. Recent Patents on Mechanical Engineering，2013，6(2)：87-96.
[16] SAHA S K，SINGH H. Heat Transfer Analysis of Grooved Mechanical Seal：a Numerical Study[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer，2024，156：107700.
[17] YU Minfeng，PENG Xudong，MENG Xiangkai，et al. The Influence of Cooling Medium and Cooling Channel on Heat Transfer of Textured Seal in Presence of Viscous Dissipation[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow，2024，107：109363.
[18] HUANG Xun，XU Ge，JIANG Shuyun. Static Characteristics of Water-lubricated Hydrodynamic Spiral-groove Journal and Thrust Bearings for Motorized Spindle[J]. Journal of Tribology，2023，145(12)：124501.
[19] XU Ge，HUANG Xun，JIANG Shuyun. Study on Thermal Behavior of an Improved Motorized Spindle with Water-lubricated Hydrodynamic Spiral Groove Bearings[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology，2024，135(3)：1697-1712.
[20] FENG Kai，LI Wenjun，DENG Zhihong，et al. Thermohydrodynamic Analysis and Thermal Management of Spherical Spiral Groove Gas Bearings[J]. Tribology Transactions，2017，60(4)：629-644.
[21] 陈志，高春阳，范唯超，等. 浮环密封流场数值模拟及泄漏率公式的修正[J]. 四川大学学报(工程科学版)，2016，48(1)：208-214.
CHEN Zhi，GAO Chunyang，FAN Weichao，et al. Simulation of Flow Field in a Floating Ring Seal and Modification of Its Leakage Rate Expression[J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition)，2016，48(1)：208-214.
[22] 熊永强. 计入空化效应的水润滑径向滑动轴承数值模拟研究[D]. 上海：上海交通大学，2011.
XIONG Yongqiang. Numerical Study of the Water-lubricated Journal Bearings Considering the Effects of Cavitation[D]. Shanghai：Shanghai Jiao Tong University，2011.
[23] ABASS B A，AHMED S Y，KADHIM Z H. Thermoelasto-hydrodynamic Analysis of Nano-lubricated Journal Bearings Using Computational Fluid Dynamics with Two-way Fluid - Structure Interaction Considering Cavitation[J]. Arabian Journal for Science and Engineering，2023，48(3)：2939-2950.
[24] DHANDE D Y，PANDE D W. Multiphase Flow Analysis of Hydrodynamic Journal Bearing Using CFD Coupled Fluid Structure Interaction Considering Cavitation[J]. Journal of King Saud University - Engineering Sciences，2018，30(4)：345-354.
[25] FERRON J，FRENE J，BONCOMPAIN R. A Study of the Thermohydrodynamic Performance of a Plain Journal Bearing Comparison between Theory and Experiments[J]. Journal of Lubrication Technology，1983，105(3)：422-428.
[26] 于晓康. 高速亚毫米螺旋槽端面密封液膜惯性效应研究[D]. 杭州：浙江工业大学，2021.
YU Xiaokang. Study on Inertia Effect of Liquid Film for Sub-millimeter Spiral-grooved Face Seal at High-speed Conditions[D]. Hangzhou：Zhejiang University of Technology，2021.

（编辑 陈 勇）

作者简介：张孟丽，女，1998年生，博士研究生。研究方向为氢冷发电机密封。江锦波*（通信作者），男，1989年生，副教授、博士研究生导师。研究方向为流体密封技术。E-mail：jinbo_110@163.com。

本文引用格式：
张孟丽，江锦波，彭旭东，等. 静子面动压槽深分布对双流环密封瓦浮起和温升特性影响研究[J]. 中国机械工程，2026，37(8)：1875-1888.
ZHANG Mengli，JIANG Jinbo，PENG Xudong，et al. Study on Influences of Hydrodynamic Groove Depth Distribution on Static Surfaces on Lift-off and Temperature Rise Characteristics of Double-flow Ring Seals[J]. China Mechanical Engineering，2026，37(8)：1875-1888.