

双列反向台阶型机械密封空化流动与冷却机理

马学忠* 李聪聪

兰州理工大学石油化工学院,兰州,730050

摘要:基于计算流体动力学建立了考虑空化效应的双列反向瑞利台阶型机械密封热流体动力润滑(THD)数值模型,并研究了THD特性和空化流动规律。研究表明,在双列反向瑞利台阶中发生大面积空化现象,形成低温区域,进而对液膜端面和密封环体产生了显著的冷却作用;从转速、压力以及槽深的变化规律来看,高速、低压和浅槽时空化面积更大,但空化冷却的水平不仅取决于空化面积,还与空化强度相关;同时,由于润滑介质的液化与汽化,在槽内液膜的破裂和重整边界处形成温度谷值和峰值,并在压差流、剪切流共同作用下形成涡旋流动,且涡旋的边缘位置与空化重生以及高温区结束的位置一致;反向台阶槽槽内大面积空化效应的形成促使密封产生良好的抽吸效应,大大降低了密封泄漏率。

关键词:机械密封;双列反向台阶;空化效应;热效应;涡旋流动;冷却机理

中图分类号:TH117

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.10.013

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Cavitation Flow and Cooling Mechanism in Mechanical Seals with Double Row Reverse Step

MA Xuehong* LI Congcong

College of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, 730050

Abstract: The thermal-hydrodynamic lubrication (THD) numerical model of mechanical seals with double row reverse Rayleigh steps was established by the CFD method, and the THD characteristics and cavitation flow laws were investigated. The results indicate that large-scale cavitation occurs in the double row reverse Rayleigh step, forming a low-temperature region, which has a significant cooling effect on the liquid film end face and sealing ring. It may be seen from the changes in speed, pressure, and groove depth that larger cavitation areas are correlated with high-speed, low-pressure and shallow grooves. The level of cavitation cooling depends on the cavitation area, and on the cavitation intensity. Temperature valleys and peaks are formed at the rupture and reformation boundaries of the liquid film in the groove, and vortex flow is formed under the combined action of pressure flow and shear flow. The edge position of the vortex corresponds well with the position of cavitation regeneration and the end of the high-temperature zone. The formation of large-area cavitation effect in the reverse step groove also leads to good suction effect in the seal, greatly reducing the seal leakage rate.

Key words: mechanical seal; double row reverse step; cavitation; viscous heat; vortex; cooling mechanism

0 引言

在非接触式机械密封中,因端面动压槽的存在往往会发生液膜空化^[1]。端面液膜空化是轴承与密封产生流体动压效应和提供承载力的主要原因,且空化可限制低压区的生长,对机械密封具有保护作用。LI等^[2]研究发现空化往往发生在低压区进而影响密封性能。PASCOVICI等^[3]用实验证明了理论预测,表明瑞利台阶反向滑块中可产生抽吸或空化效应。进一步,马学忠等^[4]发现在

瑞利台阶之间开设一定深度的环形槽可促进液膜空化并强化空化抽吸效应,从而降低了泄漏率。综上,空化对密封可产生有益效果。

润滑液膜产生的黏性剪切热是导致密封失效的一个重要因素^[5],为了有效解决密封过热的问 题,研究人员利用不同的降温机理对其冷却开展了大量研究。张肖寒^[6]对比了不同流态下螺旋槽以及复合式槽型的温度场,认为湍流下液膜流动更复杂,而层流状态下冷却作用增强。马学忠等^[7]用热混合效应对密封端面温度进行冷却,表明热混合效应对端面的冷却效果显著,且扩大混合区域可提高热混合效率。刘欢欢等^[8]在光滑密封表面开设织构与沟槽,并用实验对比织构密封

收稿日期:2024-10-11

基金项目:国家自然科学基金(52465022,52005236);兰州理工大学红柳优秀青年人才支持计划(02/062205)

与光滑端面密封的性能,表明开设织构的密封所获得的温升明显较低,并认为在深缺口下对端面的冷却效果最佳。ADJEMOUT等^[9]、马学忠等^[10]认为,在端面增设型槽可增加液膜平均厚度,降低剪切强度,增大换热面积,进而降低密封温度。QIU等^[11]建立了包含密封腔的三维热流体动力润滑模型,发现密封腔与“U”缺口之间存在回流现象,从而对缺口处产生冷却效果,且同样表明深缺口更利于冷却。以上都是对密封端面冷却机理的研究,以空化为冷却机理的研究较少。

目前,在轴承与密封领域中关于空化的研究颇多。MENG^[12]建立了考虑空化与楔形效应的热流体动力润滑模型,分析了油膜的传热以及楔形效应对滑块性能的影响,但未深入讨论热与空化效应之间的关系。LI等^[13]模拟研究了空化和涡流对推力轴承润滑液膜流动的影响,发现空化和涡流因为压力梯度而不重叠,进而影响承载能力。QIU等^[14]研究表明,在一定槽深下,轴承沟槽中会出现涡旋。上述文献都缺乏对空化与热效应以及润滑液膜流动特性相结合的研究。陈汇龙等^[15]指出,螺旋槽密封中空化热效应会促进液膜空化的发生,减小密封承载力并影响泄漏率。CROSS等^[16]利用模拟与实验测量表明,空化区域温度明显比非空化区更低,从而减少了热量的传递。显然,热效应与空化效应之间存在相互的影响作用。

本文采用计算流体动力学(CFD)方法建立了考虑空化效应的双列瑞利台阶型机械密封热流体动力润滑(thermal-hydrodynamic lubrication, THD)模型,探究了不同转速、介质压力与内反向台阶主槽槽深下的液膜空化流动特性与热行为,揭示了双列反向瑞利台阶型槽空化流动特性与冷却机理,获得对密封性能的影响规律。

1 理论模型

1.1 几何模型

图1所示为双列反向瑞利台阶型机械密封几何结构。在机械密封静环端面开设呈周期性分布的正向瑞利台阶(RS)和内、外两个反向瑞利台阶(IRRS,ORRS)型槽,其中RS和RRS均由主槽和引流槽组成,机械密封动环以角速度 ω 沿逆时针方向旋转。图1中, r_i, r_1, r_2, r_3, r_o 分别表示密封环内径、ORRS内径、IRRS内径、RS内径和密封环外径; γ, ϕ 分别为RS主槽圆周角、RS和RRS引流槽圆周角。本文计算所需的几何及操作参数如表1所示。

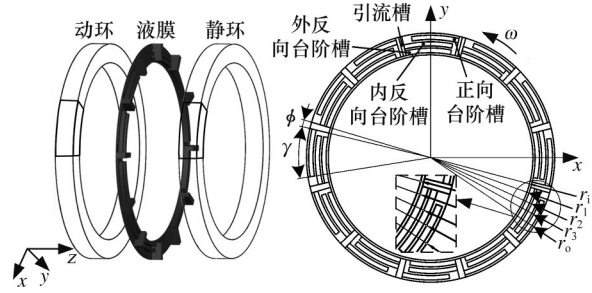


图1 双列瑞利台阶型机械密封几何结构

Fig.1 Geometric structure of double row Rayleigh step mechanical seal

表1 几何及操作参数

Tab.1 Geometric and operational parameters

参数名称	数值	参数名称	数值
密封环内径 r_i	47 mm	IRRS主槽深度 h_4	40 μm
密封环外径 r_o	57 mm	ORRS内径 r_1	48 mm
RS主槽圆周角 γ	21°	IRRS内径 r_2	51 mm
RS和RRS引流槽圆周角 ϕ	1.5°	RS内径 r_3	54 mm
密封间隙 h_o	6 μm	进口压力 p_i	1 MPa
引流槽深度 h_1	100 μm	空化压力 p_c	30 kPa
RS主槽深度 h_2	10 μm	环境压力 p_o	0.1 MPa
ORRS主槽深度 h_3	50 μm	密封介质	水

1.2 数学模型

对计算模型作如下假设,旨在简化运算且得出普遍性规律:①液膜与密封端面之间无相对滑移,对于连续介质条件下的黏性流体,滑移速度可以忽略;②动环、静环端面平行且对中,这是对密封设计与使用过程中的理想要求,有助于获得一般性机理机制;③忽略表面粗糙度和端面变形的影响,粗糙度以及变形对研究主旨影响较小,所以可作为研究中的一个基本假设。

基于以上假设,考虑空化的连续性方程、动量方程、气相传输方程分别如下:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho_m v_{m_i}) = 0 \tag{1}$$

$$v_{m_i} \frac{\partial (\rho_m v_{m_j})}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu_m \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial v_{m_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial v_{m_j}}{\partial x_i} \right) \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\alpha_v \rho_v v_v) = R_e - R_c \tag{3}$$

式中: x_i, x_j 代表 x, y, z 方向; v_{m_i}, v_{m_j} 为 i, j 方向的速度分量; ρ_m 为混合物密度, kg/m^3 ; ρ_v 为气体密度, kg/m^3 ; p 为流体压力, MPa; μ_m 为混合物的动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; R_e, R_c 分别为空化过程的蒸发项、冷凝项; α_v 为气相体积分数; v_v 为气相速度, m/s 。

空化采用MIXTURE模型,该模型在跨尺度液膜的两相流、空化和热效应研究中被广泛应用^[17]。

当 $p < p_c$ 时,有

$$R_c = F_{vap} \frac{3r_{nuc}(1-\alpha_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3\rho_L}} \quad (4)$$

当 $p > p_v$ 时,有

$$R_c = F_{cond} \frac{3\alpha_v\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2(p - p_v)}{3\rho_L}} \quad (5)$$

式中: r_{nuc} 为气泡成核位点半径, m; p_v 为饱和蒸汽压, MPa; R_B 为气泡半径, m; ρ_L 为液体密度, kg/m^3 ; F_{cond} 为冷凝系数; F_{vap} 为蒸发系数。

当流场压力小于汽化压力时,液膜开始破裂,气泡产生,空化发生,当流场压力大于汽化压力时,液膜开始重生,气泡溃灭,空化消失。

润滑油膜满足如下能量守恒式:

$$\frac{\partial(\rho_m v_i T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + S_T \quad (6)$$

动静环热传导方程为

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_i \frac{\partial T_r}{\partial x_i} \right) &= -\rho_r c_r U_i \frac{\partial T_r}{\partial x_i} \\ U_i &= 0 \quad i = z \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial T_s}{\partial x_i} \right) = 0 \quad (8)$$

式中: v_i 为速度; T 、 c_p 为液膜的温度与质量热容; λ 为热导率; S_T 为热源项; ρ_r 为动环密度, kg/m^3 ; c_r 为动环质量热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$; k_i 为动环热导率, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; T_r 、 T_s 分别为动环、静环温度; U_i 为动环在 i 方向的速度分量。

液膜黏温特性关系式为

$$\mu = \mu_0 e^{-\beta(T - T_0)} \quad (9)$$

式中: β 为黏温系数; μ_0 为 T_0 温度下的动力黏度。

空化流动过程中湍流强度较大,选择合适的湍流模型至关重要。且机械密封由于动环的高速旋转,流态易发生变化,根据文献[18]计算润滑油膜流动状态的雷诺数:

$$Re = \rho\omega r h / \mu \quad (10)$$

式中: ρ 为介质密度, kg/m^3 ; ω 为动环角速度, rad/s ; r 为密封环半径, m; h 为液膜厚度, m; μ 为介质的动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

结合上述分析对临界值进行判定。

经计算,得出 8000 r/min 下的雷诺数为 5047, 大于湍流临界值 1360^[18], 即密封间隙内流体处于湍流状态。后续计算过程中选用 $k-\epsilon$ 湍流模型, $k-\epsilon$ 模型中 k 与 ϵ 方程具体如下:

k 方程(湍动能方程)为

$$\frac{\partial(\rho k v_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho\epsilon \quad (11)$$

ϵ 方程(湍动耗散方程)为

$$\frac{\partial(\rho\epsilon v_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} P_k + C_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (12)$$

式中: μ_t 为湍动黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; σ_k 为 k 方程的修正函数; σ_ϵ 为模型经验常数; P_k 为湍动能的生产项; ϵ 为湍动耗散率; $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ 为经验常数。

1.3 边界条件与性能参数

为提高计算效率选取了整个计算模型的 1/12 作为计算域,如图 2 所示。考虑模型的对称性,将两侧面设置为周期性边界条件。液膜外内径侧选择压力进出口边界条件。动/静环外侧面与密封腔流体可进行充分的对流换热,故将其设置为对流换热壁面;高温液膜可加热与其接触的动静环端面,故将动/静环端面设置为耦合面;其余各面因与密封介质或空气之间换热不充分均可设置为绝热边界。动/静环外侧面传热系数 h_r 、 h_s 可由下式计算:

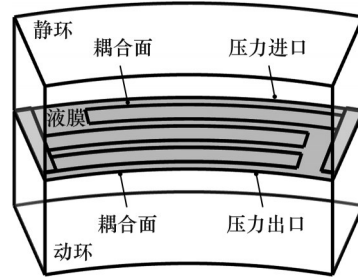


图2 计算域模型

Fig.2 Computational Domain Model

$$h_r = \frac{0.133 Re_r^{0.667} Pr^{0.333} k_F}{D_r} \quad (13)$$

$$h_s = \frac{0.363 Pr^{-0.056} Re_r^{0.545} Re_s^{0.041} k_F}{D_r} \quad (14)$$

$$Re_r = UD_r / \nu \quad Re_s = U_i D_s / \nu \quad Pr = \mu c_F / k_F$$

式中: k_F 为流体定性温度下的热导率, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$; Re_r 、 Re_s 分别为动/静环的雷诺数; Pr 为普朗特数; D_r 、 D_s 分别为动/静环外直径, m; U 为动环旋转速度, m/s , U_i 为冲洗速度, m/s ; ν 为流体运动黏度; c_F 为润滑流体质量热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

密封性能参数包括承载力 F_o 、摩擦因数 f 和泄漏量 Q , 计算式分别如下:

$$F_o = N_g \iint_{\Omega} p_L d\Omega \quad (15)$$

$$f = N_g \iint_{\Omega} \tau d\Omega / F_o \quad (16)$$

$$Q = N_g \iint_{\Gamma} q d\Gamma \quad (17)$$

式中: N_g 为周期数; p_L 、 τ 、 q 分别为液膜压力、摩擦应力和径向质量流量; Ω 、 Γ 为积分域。

1.4 网格独立与模型验证

THD 物性参数如表 2 所示, 利用 ICFM 软件对计算域进行网格划分, 并根据表 1 和表 2 对计算域进行网格无关性验证, 验证结果如图 3 所示。由图 3 可知, 随着网格数的增加, 量纲一的液膜压力峰值 p_{max} 、摩擦因数 f 、温度峰值 T_{max} 和泄漏量 Q 均逐渐趋于稳定, 当网格数大于 56 万后, 参数不再随着网格数量的增加而变化, 且相对误差不大于 3%, 故后续计算所采用网格数均不少于 56 万。

表2 THD物性参数

Tab.2 THD physical property parameters

参数名称	数值
动环材料	不锈钢
静环材料	碳石墨
动环热导率 k_r	15 W/(m·K)
静环热导率 k_s	20 W/(m·K)
动环质量热容 c_r	500 J/(kg·K)
静环质量热容 c_s	670 J/(kg·K)
黏温系数 α_T	0.0175 K ⁻¹
冲洗液速度 U_f	7 m/s
介质温度 T_0	303.15 K
环境温度 T_L	303.15 K

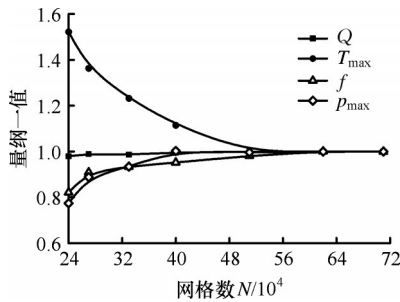
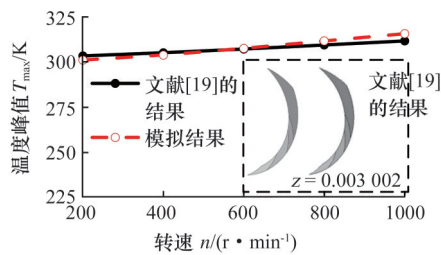


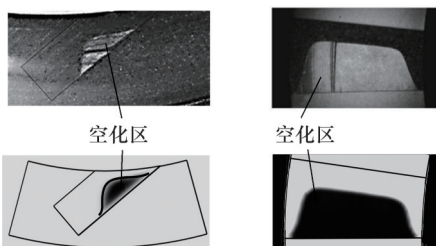
图3 网格独立验证

Fig.3 Grid independent verification

通过与文献[19-21]的比较来验证本文数值方法的有效性。图4a所示为本文数值方法与文献[19]同一模型获得的不同转速下的液膜温度峰值与温度分布,两者误差均在3%之内。图4b与图4c所示为本文数值模型的空化区的位置、形状和大小分别与文献[20]和文献[21]中的实验结果进行比较,两者结果一致。以上从实验和数值两个方面证明了本文方法和模型的正确性。



(a) 与文献[19]的比较



(b) 与文献[20]的比较

(c) 与文献[21]的比较

图4 模型正确性验证

Fig.4 Model correctness verification

2 结果与讨论

2.1 空化冷却机理及流动特性

图5分别给出了温度 T 、压力 p 、液体体积分数 F 及1-1、2-2截面的流线分布。在两列反向槽中温度、压力、空化以及流线分布规律基本一致且均呈现出良好的对应关系,即在液膜空化区形成了端面低温区,并在液膜破裂与重生边界分别形成了端面温度谷值(T_{min})区与峰值(T_{max})区。这是因为瑞利台阶构型设置的引流槽、双列RRS主槽及RRS主槽外堰区形成了二阶发散间隙,导致动压下降,当压力下降至空化压力时产生空化效应。当空化发生液膜开始破裂时,介质从液相变为气相,导致局部温度下降,产生低温区域;当空化气泡溃灭液膜开始重生成时,介质由气相又变回液相,导致出现局部高温。

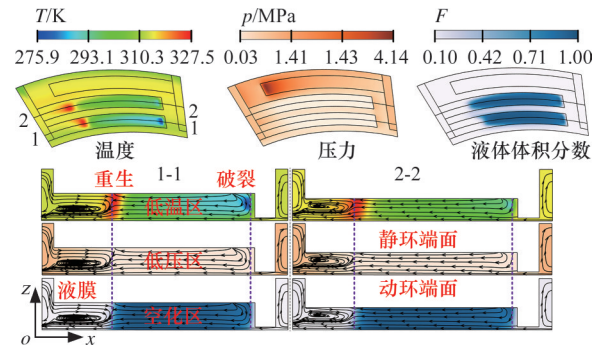


图5 空化冷却和流动机理

Fig.5 Cavitation cooling and flow mechanism

双列反向槽中涡旋的形成解释为:在液膜区,流体压力始终大于空化区压力,形成的压力差促使产生压差流,而动静环端面速度差则会产生剪切流;在靠近静环端面即槽底压差流占主导,靠近动环端面区域剪切流占主导,两者方向相反,另外由于气液分区,空化区气相对液膜区流体具有阻塞作用,最终在液膜区形成涡旋流动,且该部分流体流速几乎为零;在空化区,空化压力维持不变,不存在压差流,并在剪切流作用下流体沿 x 轴负方向流动。从涡旋的分布知,涡旋的边缘即为液膜重生以及高温区结束的位置,而两列反向槽中涡旋的位置存在差异,即 IRRS 槽中涡旋中心更靠近静环表面,这是由于槽深减少,剪切作用相对较强,涡旋中心发生移动。综上所述,涡旋在空化、压差以及剪切共同作用下形成,但同时,空化也阻碍了涡旋的发展。

图6对比了考虑与不考虑空化效应时密封液膜温度分布。由图6可以看到,不考虑空化效应时密封端面约为325 K;考虑空化效应时,1-1较

1'-1'处槽区温度显著降低,特别是在空化区域,在1-1液膜破裂位置温度仅为279 K,最大温差约为46 K,下降约14%;在液膜重生位置产生一个局部热点,动环端面由于均匀加热而不受影响,且热点存在于静环槽底不与动环端面接触,所以不对密封造成破坏。考虑空化效应时,坝区3-3处温度约为312 K,较3'-3'温度降低12 K。可见,空化效应对降低密封端面温度产生正影响,而除上述的坝区、槽区外,图6中内径处温度也有所降低,温降约为6 K。图7所示为考虑空化时密封环整体的温度分布,取1、2(图5)截面处环体温度分布,很明显,产生空化效应的槽区,由于空化的冷却,温度更低,进而对密封环有明显的降温效果。综上,空化的出现不仅改变了端面的温度分布,也对环体温度产生影响。

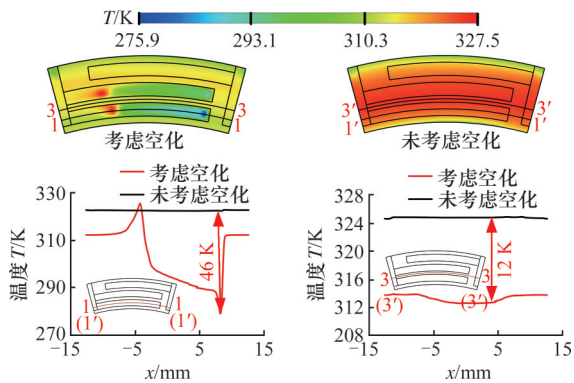


图6 考虑与不考虑空化效应下密封液膜温度分布对比
Fig.6 Comparison of temperature distribution of sealing liquid film with and without cavitation

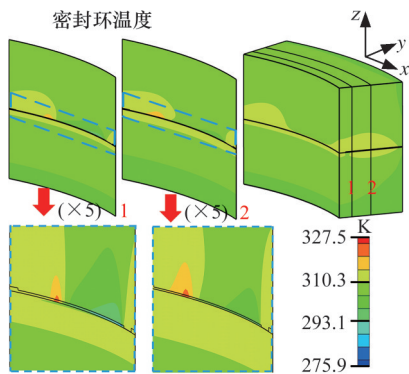


图7 考虑空化效应下密封环整体温度分布
Fig.7 Overall temperature distribution of sealing ring under cavitation effect

2.2 转速对密封性能的影响

图8所示为不同转速(3000~8000 r/min)下,液膜温度、压力以及液体体积分数分布,由液膜温度分布规律可知,在密封内外径以及双列反向槽中形成低温区,且均在两列反向槽内的液膜破裂和重生边界形成液膜温度谷值区和峰值区。随着

转速的增加,双列反向台阶槽中低温区域增大,当转速为8000 r/min时,坝区温度以及内径处分别为320 K、309 K,相较于温度峰值336 K,温差为16 K、27 K,这表明双列瑞列台阶槽空化冷却对密封端面起到降温作用。由液膜压力分布可知,在RS主槽区产生了明显的正流体动压效应,形成高压区,且高压区均发生于主槽槽根收敛处。在RRS主槽区形成负流体动压效应,产生低压区。负流体动压效应的形成可将周围的润滑流体抽吸到空化区,即产生空化抽吸效应。随着转速的增加,空化面积均呈现增大的趋势,因为转速增加,负动压效应增强,空化面积增大。对比相同转速下IRRS与ORRS槽中的空化区面积,ORRS中空化面积略大,这是由于低槽深更易形成空化。

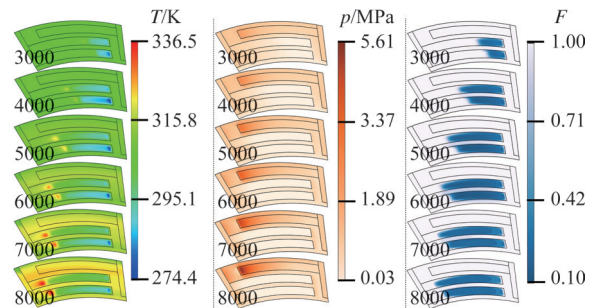
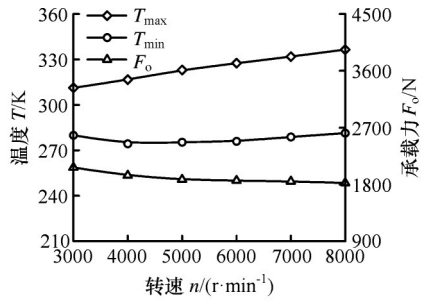


图8 不同转速下温度、压力及液体体积分数分布
Fig.8 Temperature, pressure, and liquid volume fraction distribution at different rotational speeds

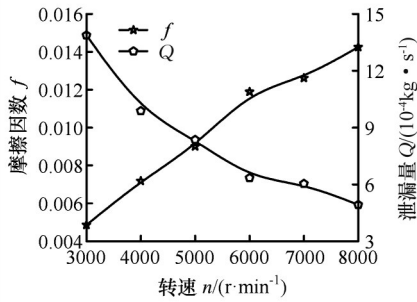
图9所示为转速对密封性能的影响规律。图9a为液膜温度峰值 T_{max} 、温度谷值 T_{min} 以及承载力 F_c 随转速的变化关系。可以看出,随着转速的增大,液膜温度峰值呈线性增大,这是因为转速增大,动压效应增强,压力增大,但同时黏性剪切热随之增加,导致空化区温度升高,峰值温度也随之升高。承载力几乎不发生变化,其原因可解释为:转速越大,则动压效应越强,承载力应越大,但转速增大,空化面积增大,负流体动压效应增强,削弱了液膜正流体动压效应,因此承载力在正负流体动压效应的共同作用下变化幅度较小。图9b表明,摩擦因数随着转速的增大呈线性增长趋势,而泄漏量随着转速的变化逐渐减少。当转速为3000 r/min时,泄漏量为0.0014 kg/s,转速为8000 r/min时,泄漏量为0.00049 kg/s,下降幅度为65.3%,其主要原因是双列反向槽中均发生空化,形成负流体动压效应,将周围的密封介质吸入槽内,且随着转速的增大,空化面积增大,负动压效应增强,泄漏量呈下降趋势。

2.3 压力对密封性能的影响

图10所示为不同介质压力(1.0~3.5 MPa)



(a) 温度峰值、温度谷值以及承载力随转速的变化关系



(b) 摩擦因数和泄流量随转速的变化关系

图9 转速对密封性能的影响

Fig.9 The influence of rotational speed on sealing performance

下,液膜温度、压力、液体体积分数以及密封环体温度的分布。观察可知,与前述相同,双列反向槽中的空化区均为低温区,液膜破裂与重生边界为温度谷值区与峰值区。值得注意的是,随着介质压力的增大,高温区向外径移动,从密封环温度分布也可得到相同的结论。主要原因是径向压差增大,空化较难发生,空化区面积减小,空化冷却减弱,降温效果变差,同时密封腔低温介质更易进入密封间隙,结果高温区移向外径侧,所以在低压下更易发生空化。由压力分布可知,随着介质压力的增大,压力峰值逐渐增大。由液膜液体体积分数分布可知,随着介质压力的增大,双列反向槽中的空化面积均逐渐减小,当介质压力为3.5MPa时,空化几乎消失,所以高压条件下,空化不易发生。

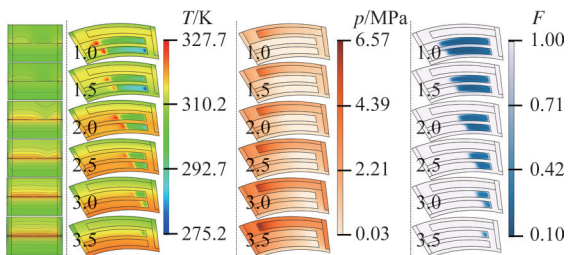
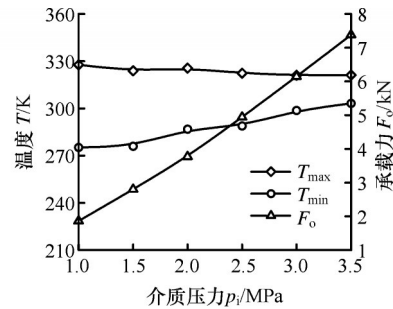


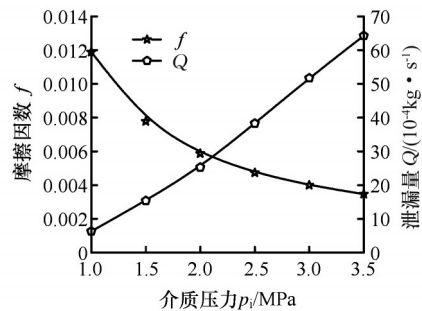
图10 不同介质压力下液膜温度、压力及液体体积分数
Fig.10 Liquid film temperature, pressure, and liquid volume fraction under different medium pressures

图11所示为介质压力对密封性能的影响规律。由图11a可知,介质压力增大,承载力呈线性

增加,这是介质压力增大时流体静压效应增强的结果;而液膜温度峰值变化幅度较小,温度谷值逐渐升高,这是因为空化消失,低温随之消失。由图11b可知,液膜承载力增大,摩擦因数减小;随着密封压力的增大,反向槽区空化面积减小,抽吸作用逐渐减弱,同时径向压差流增强,结果导致泄流量增大。



(a) 温度峰值、温度谷值以及承载力随介质压力的变化关系



(b) 摩擦因数与泄流量随介质压力的变化关系

图11 介质压力对密封性能的影响

Fig.11 The influence of medium pressure on sealing performance

2.4 槽深对密封性能的影响

图12所示为不同内反向槽槽深(10~60 μm)下,液膜温度、压力以及液体体积分数的分布。由图12温度分布可知,随着槽深的增加,内反向槽中低温区显著降低,当内反向槽槽深为10 μm时,其温度谷值为313 K,当槽深为60 μm时,温度谷值为271.7 K,温降41.3 K,降低约7.6%。观察随着槽深的变化坝区温度的变化情况,当槽深为10 μm时,坝区温度为316 K,当槽深为60 μm时,坝区温度降为307 K,温降为9 K。由槽区以及坝区的温降可知:浅槽深下,虽然更易形成空化,但深槽深下,更有利于空化冷却。从压力分布知,槽深的增大对压力峰值影响不大。观察两列反向槽中液膜端面空化面积的变化,外反向槽中空化面积几乎不变,这表明内槽槽深对其没有影响;而内槽中空化面积逐渐减少。温度峰值随着槽深的增大先升高后降低,当内反向槽槽深为10 μm时,其温度谷值为318 K,当槽深为40 μm时,温度峰值

达到 327.5 K, 而温度峰值降低是由于槽深增大使槽区流量快速增大而空化减弱, 液化过程中热量有限的结果。

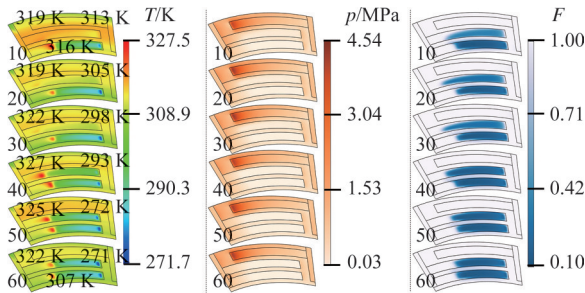
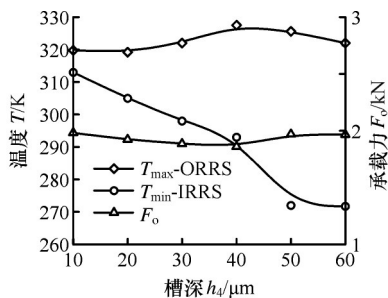


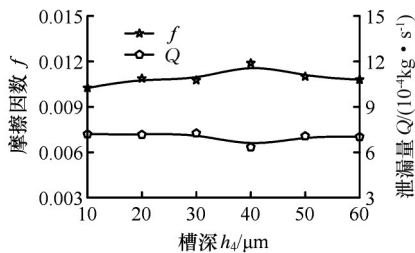
图 12 不同 ORRS 主槽槽深下液膜温度、压力以及液体体积分数分布

Fig.12 Distribution of liquid film temperature, pressure, and liquid volume fraction under different ORRS main groove depths

图 13 所示为内反向槽槽深对密封性能的影响规律。由图 13a 可知, 液膜温度峰值先升高后降低, 温度谷值呈线性降低, 压力峰值几乎不变, 即槽深的增大对正流体动压效应几乎没有影响。由图 13b 可知, 随着槽深的增大, 摩擦因数和泄漏量几乎都不发生变化。



(a) 温度峰值、温度谷值以及承载力随槽深的变化关系



(b) 摩擦因数与泄漏量随槽深的变化关系

图 13 ORRS 主槽槽深对密封性能的影响规律

Fig.13 The influence of ORRS main groove depth on sealing performance

3 结论

1) 双列反向瑞利台阶空化冷却机理为: 当两列槽内发生大面积空化时, 介质由液相变为气相, 吸收热量, 在槽区形成低温区域。在相同参数下, 对比考虑空化与不考虑空化液膜温度分布, 观察

到考虑空化效应时, 对坝区、槽区、内径处以及整个环体都产生冷却作用, 其中, 在槽区液膜破裂位置, 温度降低 46 K, 在坝区温度降低 12 K。

2) 双列瑞利台阶反向槽中均形成涡旋流动, 并在液膜端面形成了明显的温度谷值与峰值区, 且三者的位置呈现良好的对应关系, 即温度谷值与峰值区为液膜破裂与重生边界, 其形成的原因为润滑介质的汽化与液化。同时, 涡旋的边缘即为空化重生以及高温区结束的位置。

3) 随着转速的增大, 双列反向槽中空化面积均增大, 空化冷却作用增强, 同时空化抽吸效应增强, 可达到减少密封泄漏的目的, 当转速为 8000 r/min 时, 泄漏量显著减少, 下降幅度约 65.3%; 随着介质压力的增大, 空化面积减少, 低温区温度上升, 不利于空化冷却; 随着内反向瑞利台阶主槽槽深增大, 槽内的空化面积减少, 但空化冷却越显著, 槽区、坝区以及内径出温度都出现不同程度的下降, 其中温度谷值下降 41.3 K, 坝区温度下降 9 K, 这表明深槽下空化冷却显著。综上, 高速、低压和浅槽下空化面积更大, 但空化冷却的水平不仅取决于空化面积, 还与空化强度相关。

参考文献:

[1] WANG Y, WU J H, XU L. Influence of Turbulent Cavitating Flow on Performance Characteristics of Spiral Groove Liquid Film Seal[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2022, 236(1):70-79.

[2] LI Z, YIN X, YUE J, et al. Effects of Operating Conditions on Cavitation Induction of Spiral Groove Liquid-Film Seal (SG-LFS)[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2020, 72(10):1267-1275.

[3] PASCOVICI M D, PREDESCU A, CICONE T, et al. Experimental Evidence of Cavitation Effects in a Rayleigh Step Slider[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2011, 225(6):527-537.

[4] 马学忠, 孟祥铠, 王玉明, 等. 雷列台阶-环槽端面密封机理与性能研究[J]. 摩擦学学报, 2016, 36(5):585-591.

MA Xuezhong, MENG Xiangkai, WANG Yuming, et al. Mechanism and Performance of End Face Seal of Rayleigh Steps and Annular Grooves[J]. Tribology, 2016, 36(5):585-591.

[5] XIE J, MA C, BAI S. Thermo-distortion Characteristics of Spiral Groove Gas Face Seal at High Temperature[J]. Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals, 2020, 77(3):242-256.

- [6] 张肖寒. 液膜润滑机械密封湍流效应研究[D]. 杭州:浙江工业大学, 2021.
ZHANG Xiaohan. Study on Turbulent Effect of Liquid Film Lubricated Mechanical Seals [D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2021.
- [7] 马学忠, 崔元召, 肖晓鑫, 等. 高速机械密封端面引流槽-环槽复合通道冷却特性与密封性能研究[J]. 润滑与密封, 2025, 50(2):1-10.
MA Xuezhong, CUI Yuanzhao, XIAO Xiaoxin, et al. Cooling Characteristics and Sealing Performance of the Inlet Groove-annular Groove Composite Channel in High Speed Mechanical Seals[J]. Lubrication Engineering, 2025, 50(2):1-10.
- [8] 刘欢欢, 张秋翔, 李双喜, 等. 低温液氧 T 型槽密封端面流场数值模拟[J]. 机械设计与制造, 2014 (11):150-154.
LIU Huanhuan, ZHANG Qiuxiang, LI Shuangxi, et al. Numerical Simulation of End Face Flow Field in T-groove Seal with Cryogenic Liquid Oxygen[J]. Machinery Design and Manufacture, 2014 (11): 150-154.
- [9] ADJEMOUT M, BRUNETIERE N, BOUYER J. Friction and Temperature Reduction in a Mechanical Face Seal by a Surface Texturing: Comparison Between TEHD Simulations and Experiments[J]. Tribology Transactions, 2018, 61(6):1084-1093.
- [10] 马学忠, 赵吉军, 张伟政. 高速深螺旋槽机械密封端面环形槽降温传热机理分析[J]. 工程科学与技术, 2024, 56(6):293-302.
MA Xuezhong, ZHAO Jijun, ZHANG Weizheng. Cooling Characteristics and Sealing Performance of the Inlet Groove-annular Groove Composite Channel in High Speed Mechanical Seals[J]. Advanced Engineering Sciences, 2024, 56(6):293-302.
- [11] QIU Y, MENG X, LIANG Y, et al. Thermal Mixing Effect and Heat Transfer in U-shaped Notch on the Mechanical Seal Face[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2021, 235(9):1924-1936.
- [12] MENG X. Viscosity Wedge Effect of Dimpled Surfaces Considering Cavitation Effect[J]. Tribology International, 2018, 122:58-66.
- [13] LI Y, ZHANG Z, HE Y, et al. Research on Internal Flow Field Characteristics of Straight-groove Texture Using Three-dimensional Modeling[J]. Lubricants, 2023, 11(8):338.
- [14] QIU M, BAILRY B N, STOLL R, et al. The Accuracy of the Compressible Reynolds Equation for Predicting the Local Pressure in Gas-lubricated Textured Parallel Slider Bearings[J]. Tribology International, 2014, 72:83-89.
- [15] 陈汇龙, 王彬, 任坤腾, 等. 空化热效应对上游泵送机械密封润滑性能的影响[J]. 化工学报, 2016, 67(10):4334-4343.
CHEN Huilong, WANG Bin, REN Kunteng, et al. Influence of Cavitation Thermal Effect on Lubrication Properties of Upstream Pumping Mechanical Seal [J]. CIESC Journal, 2016, 67 (10) : 4334-4343.
- [16] CROSS A T, SADEGHI F, RATEICK Jr R G, et al. Temperature Distribution in Pocketed Thrust Washers[J]. Tribology Transactions, 2015, 58(1): 31-43.
- [17] WANG J, LEI L, LI J, et al. Effect of Two-phase Flow Lubrication on Sealing Performance of Spiral Groove Mechanical Seal under High Speed and Low Temperature Conditions[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2024, 16(4):16878132241248154.
- [18] BRUNETIERE N. A Modified Turbulence Model for Low Reynolds Numbers: Application to Hydrostatic Seals[J]. Journal of Tribology—Transactions of the ASME, 2005, 127(1):130-140.
- [19] QIU Y F, KHONSARI M M. Thermohydrodynamic Analysis of Spiral Groove Mechanical Face Seal for Liquid Applications [J]. Journal of Tribology—Transactions of the ASME, 2012, 134 (2):021703.
- [20] 李京浩. 机械密封空化效应的数值计算方法与实验研究[D]. 北京:清华大学, 2011.
LI Jinghao. Numerical Computing Method and Experimental Study for Cavitation in Mechanical Seals [D]. Beijing: Tsinghua University, 2011.
- [21] ZHANG J, MENG Y. Direct Observation of Cavitation Phenomenon and Hydrodynamic Lubrication Analysis of Textured Surfaces [J]. Tribology Letters, 2012, 46:147-158.

(编辑 袁兴玲)

作者简介: 马学忠(通信作者), 男, 1991年生, 副教授、博士。研究方向为流体密封技术与润滑理论。E-mail: maxz222@163.com。

本文引用格式:

马学忠, 李聪聪. 双列反向台阶型机械密封空化流动与冷却机理[J]. 中国机械工程, 2025, 36(10):2266-2273.

MA Xuezhong, LI Congcong. Cavitation Flow and Cooling Mechanism in Mechanical Seals with Double Row Reverse Step [J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(10):2266-2273.