

基于弹流润滑的液氧涡轮泵螺旋槽液膜密封结构优化研究

Optimization Study on Spiral-grooved Liquid Film Seal Structure of Liquid Oxygen Turbopump Based on Elastohydrodynamic Lubrication

曹雅丽¹, 谷俊峰¹, 申长雨^{1,2}

Cao Ya-li¹, Gu Jun-feng¹, Shen Chang-yu^{1,2}

(大连理工大学 力学与航空航天学院, 辽宁 大连 116024; 2大连理工大学工业装备结构分析国家重点实验室, 辽宁 大连 116024)

摘要: 本文以液氧涡轮泵为研究对象, 考虑空化效应和端面变形的影响, 建立了螺旋槽液膜密封结构的弹性流体润滑模型, 采用有限元方法对模型进行推导求解, 分析了涡轮泵密封结构参数对密封性能的影响。在此基础上, 基于模拟退火方法开展了螺旋槽密封结构的优化设计, 以进一步提升涡轮泵的密封性能。研究结果表明, 随着槽深、螺旋角、槽数增大, 开启力和泄漏量都逐渐增大; 随着槽径比增大, 开启力先增大后减小, 泄漏量先增大后趋于平缓, 随着槽台宽比增大, 开启力和泄漏量先增大后减小; 通过优化所得到的螺旋槽结构参数在满足开启力限定的条件下, 显著的降低了泄漏量。本文工作为涡轮泵螺旋槽液膜密封结构的研究和设计提供了理论基础和技术支持。

关键词: 液膜密封、弹流润滑、结构优化

0 引言

近年来, 随着航天事业的快速发展, 作为航天运载关键工具的液体火箭, 正逐步朝着大推力高性能的目标不断迈进, 也就给火箭发动机的转速提出了更高的要求。液体火箭发动机转速的提高不仅能够有利于其执行轨道转移、深空探测等复杂的航天任务, 同时也能有效缩短航天器进入预定轨道的时间, 使得执行航天任务更加高效、准确。然而, 这种发展也给液体火箭带来了许多挑战, 对火箭的各项性能提出了更加严苛的要求。在众多性能中, 密封性能的重要性尤为突出^[1]。随着火箭速度的提高, 推进剂的流动速度和压力会大幅增加, 如果密封性能不佳可能使推进剂发生泄漏, 一方面会导致火箭推力不稳定, 严重影响飞行姿态的控制, 使火箭偏离预定轨道, 进而导致任务失败; 另一方面, 推进剂通常具有强腐蚀性或易燃易爆特性, 泄漏还可能引发安全事故, 对火箭及搭载设备造成毁灭性破坏。对于液体火箭发动机来说, 涡轮泵是其核心部件, 而涡轮泵系统又由涡轮泵、液氧泵和燃料泵组成, 这些组件通常采用同轴设计, 高温燃气和低温液氧都有可能沿轴发生泄漏, 进而造成严重事故^[2]。所以, 增强涡轮泵的密封性至关重要, 这不仅能增加液体火箭的安全性, 还可以减少能源消耗。

对于涡轮泵的密封, 已经有一些学者进行了研究, 学者对密封结构、材料、工况以及优化方法等方面进行了分析。任宝杰等^[3]学者分析对比了几种槽型结构(激光脸、螺旋槽、雷利

槽)的密封性能,结果表明螺旋槽结构的动压效应较强。倪成良^[5]在现在所用密封材料的基础上,又选了6款石墨材料和2款铜合金材料进行试验研究,测试了材料机械性能和热性能,并且通过研究不同因素与配对副摩擦磨损性能的关联度得到了摩擦学性能更优的配副组合。雷龙生^[6]采用仿真和试验相结合的方式研究了液氧涡轮泵在高速、低粘和低温等极端工况下的变形和相变情况下的现象,结果表明除了介质温度的增加会导致泄漏量减小,其余工况参数的增加均会导致开启力和泄漏量增大。李同^[7]建立了液体动压密封双向流固耦合和双向流固热耦合计算模型,对比分析了不同耦合方法下密封环的变形规律以及液膜的瞬态特性,并通过改变结构参数,分析了结构参数对多场耦合作用下密封性能的影响规律。丁雪兴^[8]等对于螺旋槽干气密封结构进行研究,结果表明考虑密封环端面热弹变形时泄漏量更接近试验测量值,因此在分析中需考虑端面变形的影响使其更接近准确结果。陈汇龙等^[9]学者以螺旋槽的几何参数为设计变量,以泄漏量为优化目标,采用均匀试验设计法设计了50组机械密封端面槽型几何参数值,并利用CFD方法计算目标函数值,建立了端面槽型几何参数和泄漏量的回归模型,然后运用Matlab软件绘制等值云图,采用响应面法分析了端面槽型几何参数,得到了端面参数的最佳组合。王鸿江^[10]等采用正交试验的方式,以开启力和泄漏量为优化目标,槽深、槽径比、螺旋角、槽数及槽位系数为优化变量对于螺旋槽结构进行优化,得到了一条最优工况曲线,但是这种优化方式只能获得有限样本数据中的局部最优解,不易客观地获得全局最优结构参数。

综上所述,目前尚缺乏针对液氧涡轮泵这种高转速严苛工况下的液膜密封性能研究。针对螺旋槽液膜密封性能的提升,虽然已有部分研究者开展了沟槽结构的优化设计,但目前的优化研究并没有综合考虑空化效应和密封端面变形对于密封性能的影响。为此,本文主要针对非接触式液氧涡轮泵螺旋槽密封结构开展研究,采用数值方法分析其作用机理,研究密封端面螺旋槽结构参数对于密封性能的影响,同时考虑到端面变形的影响建立弹流润滑模型,并在此基础上对螺旋槽结构进行优化,以此来满足液氧涡轮泵低泄漏量、高可靠性以及可重复使用性要求。

1 理论模型

1.1 广义雷诺方程

密封端面的基本结构如图1所示,端面螺旋槽采用对数螺旋线,其中 α 为螺旋角, θ 为转角, r_i , r_g , r_o 分别为密封内径、螺旋槽槽底半径及密封外径。

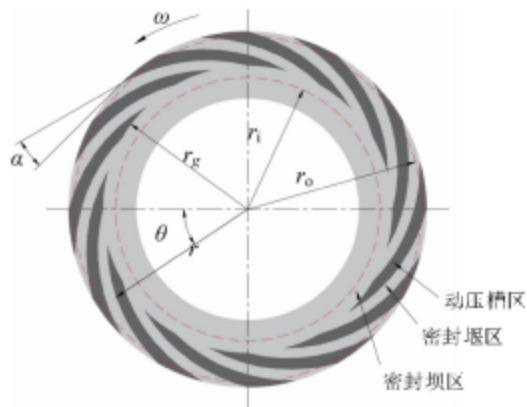


图1 动环端面示意图^[11]

Fig. 1 Schematic diagram of end face of moving ring

端面槽型的表达式如式(1)所示。

$$r = r_g e^{\theta \tan \alpha} \quad (1)$$

式中： r ——对数螺旋线半径，mm；
 r_g ——对数螺旋线槽根半径，mm；
 θ ——偏转角度，°；
 α ——螺旋角，°。

螺旋槽端面结构参数的尺寸见表 1。

表 1 螺旋槽密封端面结构参数

Table 1 Structural Parameters of Spiral Groove Seal End Face

参数名称	数值
密封端面外半径 r_o /mm	20.25
密封端面内半径 r_i /mm	15.6
槽深 h_d /μm	8
槽数 n /个	12
螺旋角 α /°	15
槽径比 A	0.7
槽台宽比 B	0.5

为简化计算过程，并使模型符合液膜密封端面流体流动的条件，做出如下假设：(1) 液膜为牛顿流体，流动状态为层流，不可压缩；(2) 忽略惯性力和体积力；(3) 忽略液膜曲率影响和沿膜厚方向的压力梯度；(4) 忽略热楔效应和摩擦副的热变形^[11]。可以得到适用于端面流体流动的柱坐标下的雷诺方程^[12]，如式(2)所示。

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r h_0^3}{\mu} \frac{\partial p_0}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h_0^3}{\mu} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) = 6\omega \frac{\partial h_i}{\partial \theta} \quad (2)$$

1.2 有限元法求解

为了解雷诺方程，首先要对式(2)进行无量纲化处理，同时考虑到空化的影响，引入 λ 来描述空化区域，得到下式：

$$\frac{\partial}{R \partial R} \left(R \bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) = K \frac{\partial (\lambda H_i)}{\partial \theta} \quad (3)$$

式中， $R = \frac{r}{r_o}$, $\bar{P} = \frac{p_0}{P_a}$, $\bar{H} = \frac{h_0}{h_i}$, $K = \frac{6\mu\omega r_o^2}{(P_a - P_c) h_i^2}$, $\lambda = \frac{\rho}{\rho_L}$ ，其中， h_0 为稳态名义液膜厚度， h_i 为稳态真实液膜厚度， h_i 为参考膜厚， P_0 为稳态液膜压力， P_a 为环境压力， P_c 为空化压力， ρ 为求解区域内任意一点的介质密度， ρ_L 为流体介质密度。

对于雷诺方程的求解可以采用有限元的方法，但常用的有限元法在建立变分方程时面对复杂的流体问题时可能会产生数值振荡而造成结果不收敛，为此，本文选用了一种迎风有限元法，即 SUPG (Streamline-Upwind/Petrov-Galerkin)^[13]法进行求解。这种方法可以通过在原方程的对流项增加一个摄动项来改善数值不收敛问题。

采用 SUPG 将方程(3)改写为变分方程：

$$\iint_{\Omega} W \left[\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) \right] d\Omega - \iint_{\Omega} \left[WK \frac{\partial(\lambda H_i)}{\partial \theta} + \frac{1}{2} \tau^{SUPG} H_i K^2 \frac{\partial W}{\partial \theta} \frac{\partial(\lambda H_i)}{\partial \theta} \right] d\Omega = 0 \quad (4)$$

其中, τ^{SUPG} 为稳定性参数^[14], W 为权函数。

由于密封端面的螺旋槽具有周期性, 因此选择其中单周期螺旋槽作为研究对象, 螺旋槽具有曲线边界不便于网格划分, 故进行坐标变换 $U = \ln R$, 得到的单周期模型如图 2 所示。为了减少单元内膜厚的突变, 网格划分时选择四边形网格, 使得单元网格能与槽型边界尽量重合, 在本文中 choice 60×60 的网格进行计算。

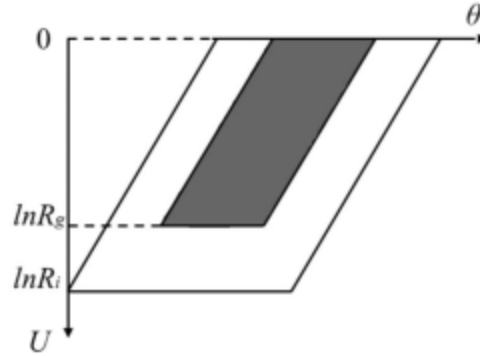


图 2 新坐标系下的单周期螺旋槽

Fig. 2 Single-period spiral groove in new coordinate system

令 $W = N_j, P = \bar{P}_i N_i, \lambda = \lambda_i N_i$, N 为单元的插值函数, 得到新坐标系下的变分方程为:

$$\iint_{\Omega} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial N_j}{\partial U} \frac{\partial N_i}{\partial U} + \bar{H}^3 \frac{\partial N_j}{\partial \theta} \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \right) dU d\theta \cdot \bar{P}_i - \iint_{\Omega} \left(KH_i N_i \frac{\partial N_j}{\partial \theta} + \frac{1}{2} \tau^{SUPG} H_i^2 K^2 \frac{\partial N_j}{\partial \theta} \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \right) e^{2U} dU d\theta \cdot \lambda_i = 0 \quad (5)$$

对其进行整理可得:

$$K_{ij}^P \bar{P}_i - K_{ij}^{\lambda} \lambda_i = 0 \quad (6)$$

$$K_{ij}^P = \iint_{\Omega} \left(\bar{H}^3 \frac{\partial N_j}{\partial U} \frac{\partial N_i}{\partial U} + \bar{H}^3 \frac{\partial N_j}{\partial \theta} \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \right) dU d\theta$$

其中,

$$K_{ij}^{\lambda} = \iint_{\Omega} \left(KH_i N_i \frac{\partial N_j}{\partial \theta} + \frac{1}{2} \tau^{SUPG} H_i^2 K^2 \frac{\partial N_j}{\partial \theta} \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \right) e^{2U} dU d\theta$$

1.3 膜厚方程

液膜压力会造成端面变形, 由于端面轴向变形对于密封结果影响较大, 这里只考虑端面的轴向变形, 因此动静环的变形量为:

$$\delta_{r/s} = \frac{p}{E_{r/s}} h_{r/s} \quad (7)$$

其中, $\delta_{r/s}$ 分别为动静环沿轴向变形量, $E_{r/s}$ 分别为动静环弹性模量, $h_{r/s}$ 分别为动静环沿轴向厚度。

因此，膜厚方程为：

$$h = h_1 + \delta_r + \delta_s \quad (8)$$

1.4 边界条件

(1) 强制性边界条件

$$\text{密封环外径： } R = R_o, P_o = \frac{P_o}{P_a};$$

$$\text{密封环内径： } R = R_i, P_i = \frac{P_i}{P_a}。$$

(2) 周期性边界条件

$$P(R, \theta) = P(R, \theta + 2\pi/n)$$

(3) JFO 空化边界条件

$$\lambda = 1, p > p_c \quad (\text{液膜完整区})$$

$$0 < \lambda < 1, p = p_c \quad (\text{空化区})$$

1.5 性能参数及求解流程

(1) 开启力，对密封端面上的液膜压力进行积分：

$$F_o = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p r dr d\theta \quad (9)$$

(2) 泄漏量，密封端面上沿径向流动的体积流量：

$$Q = \int_0^{2\pi} -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} r d\theta \quad (10)$$

求解流程为：

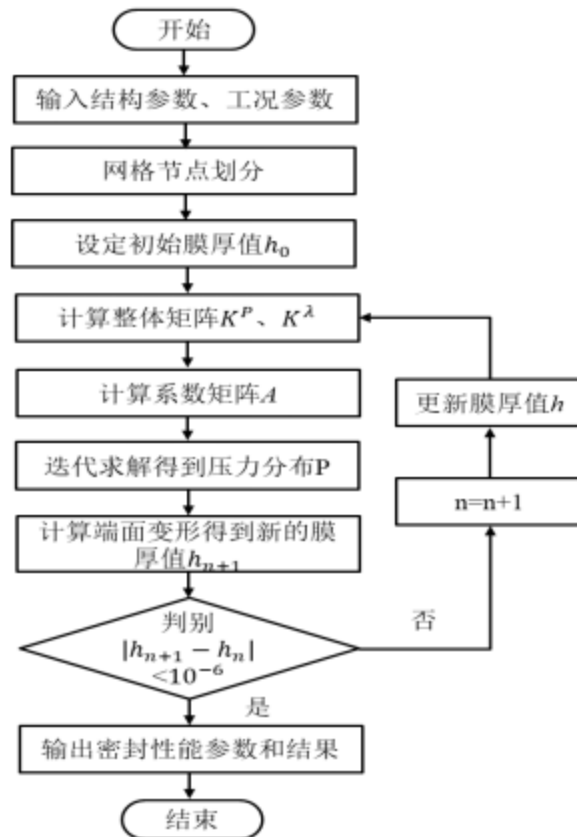


图3 求解流程图

Fig. 3 Flow chart of solution

1.6 优化模型与求解方法

模拟退火优化法^[15]是一种基于概率的全局优化算法，其核心思想是将优化问题的解空间类比为物理系统的状态空间，并将目标函数值视为系统的能量。该算法从一个初始解（即初始状态）出发，通过持续对当前解进行随机扰动来生成新的解，并根据特定准则决定是否接受新解。相比于其他优化算法，它不仅接受那些能够降低目标函数值的解，还以一定概率接受那些使目标函数值上升的解。这种接受概率会随着迭代次数的增加而逐渐减小，从而帮助算法跳出局部最优解的陷阱，最终趋向于全局最优解。

因此本文选用这种方法进行优化，采取的优化模型为：设泄露量函数为 $Q(h_g, n, \alpha, A, B)$ ，目的是寻找泄露量的最小值，则目标函数为：

$$\min_{h_g, n, \alpha, A, B} |Q(h_g, n, \alpha, A, B)| \quad (11)$$

约束条件：设开启力函数 $F(h_g, n, \alpha, A, B)$ ，开启力需要大于等于闭合力才能形成稳定的液膜，可表示为：

$$F(h_g, n, \alpha, A, B) \geq F_c \quad (12)$$

模拟退火法不仅能接受目标函数值降低的解，还以一定概率接受那些使目标函数值上升的解，则接受新状态的概率公式可表示为：

$$L = \begin{cases} 1, & \text{当 } |Q_{new}| < |Q_{old}| \text{ 时} \\ \exp\left(\frac{|Q_{new}| - |Q_{old}|}{T}\right), & \text{其他} \end{cases} \quad (13)$$

变量更新公式为：

$$x_{new} = clip(x_{old} + d \times s, x_{min}, x_{max}) \quad (14)$$

式中 x 表示某个随机变量 (x 可以是 h_g, n, α, A, B), d 是随机方向 ($d \in \{-1, 1\}$), s 是步长, x_{min} 和 x_{max} 分别是变量的取值下限和上限, $clip$ 函数用于将变量值限制在取值范围内。

模拟退火过程由降温过程控制, 选取降温系数为 0.95, 终止温度为 1° , 则温度更新公式为：

$$T_{k+1} = \alpha_T T_k \quad (15)$$

式中 T_k 表示当前温度, α_T 代表降温系数, T_{k+1} 表示下一次迭代温度。

2 参数影响分析

为了研究螺旋槽端面密封结构参数对密封性能的影响, 分析不同结构参数对密封性能的影响规律, 表 2 是螺旋槽端面材料属性及工况条件参数。

表 2 螺旋槽密封端面材料属性及工况条件参数

Table 2 Material Properties and Working Condition Parameters of Spiral Groove Seal End Face

参数名称	数值
动环弹性模量 E_d / (GPa)	200
静环弹性模量 E_s / (GPa)	15.5
动环泊松比 ν_d	0.3
静环泊松比 ν_s	0.235
工作转速 w / $r \cdot \min^{-1}$	30000
液氧粘度 μ / (Pa·S)	8.42×10^{-4}
密封端面内侧压力 p_i / MPa	0.1
密封端面外侧压力 p_o / MPa	1.1

2.1 槽深

如图 4 所示, 当槽深的取值范围在 $3 \sim 15 \mu\text{m}$ 时, 开启力和泄漏量随槽深的变化情况。可以看到, 随着槽深的增加, 开启力和泄漏量都逐渐增大。

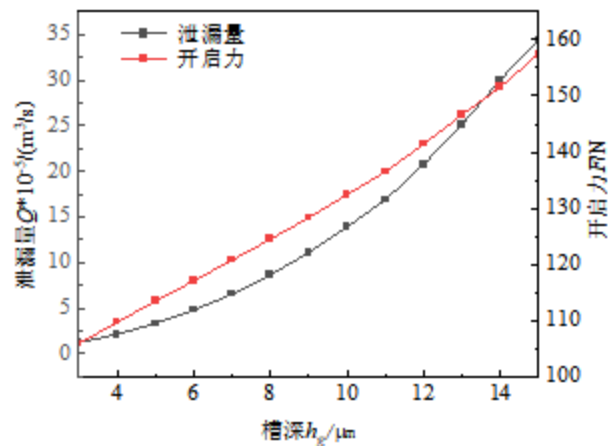


图 4 槽深对开启力和泄漏量的影响

Fig. 4 Effect of groove depth on opening force and leakage

2.2 螺旋角

如图 5 所示,当螺旋角的取值范围在 $12\sim 30^\circ$ 时,开启力和泄漏量随螺旋角的变化情况。从图中可以看出,开启力随着螺旋角度数的增加而增加,泄漏量随着螺旋角的度数增加,但增加幅度逐渐变小。

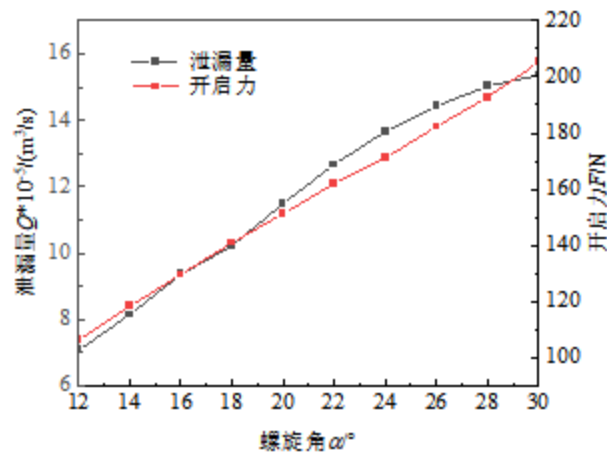


图 5 螺旋角对开启力和泄漏量的影响

Fig. 5 Effect of helix angle on opening force and leakage

2.3 槽数

如图 6 所示,当槽数的取值范围在 $10\sim 30$ 时,开启力和泄漏量随槽数的变化情况。从图中可以看出,开启力随着槽数的增加而增加,泄漏量在槽数从 10 增加到 12 时变化最大,之后随着槽数增加,泄漏量变化趋于平缓。

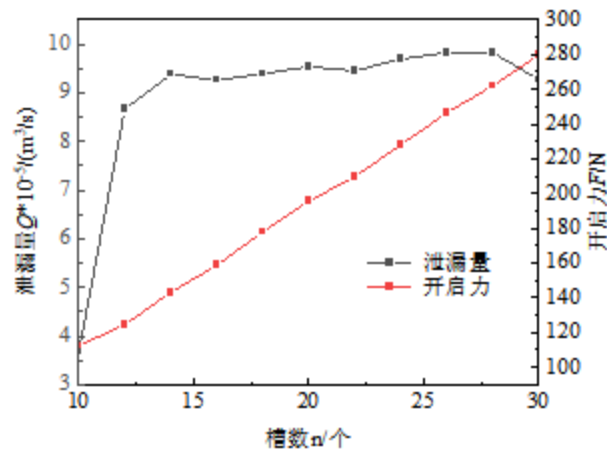


图 6 槽数对开启力和泄漏量的影响

Fig. 6 Effect of Slot Number on Opening Force and Leakage

2.4 槽径比

如图 7 所示, 当槽径比的取值范围在 0.2~0.9 时, 开启力和泄漏量随槽径比的变化情况。从图中可以看出, 在当前工况条件下, 开启力在槽径比 0.3 时达到最大值, 泄漏量先是随着槽径比的增大而增大, 在槽径比为 0.5 后泄漏量变化趋于平缓。

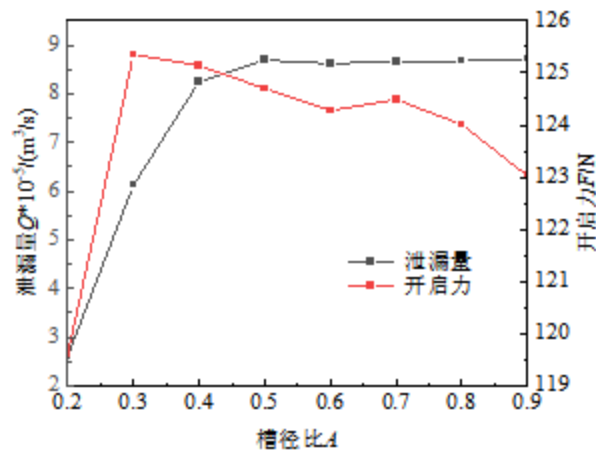


图 7 槽径比对开启力和泄漏量的影响

Fig. 7 Effect of Slot Diameter Ratio on Opening Force and Leakage

2.5 槽台宽比

如图 8 所示, 当槽台宽比的取值范围在 0.2~0.9 时, 开启力和泄漏量随槽台宽比的变化情况。从图中可以看出, 开启力先是随着槽台宽比的增大而增大, 在槽台宽比为 0.8 时达到最大值, 之后开始减小, 泄漏量也是随着槽台宽比的增大而增大, 在槽台宽比为 0.7 时达到最大值, 之后逐渐减小。

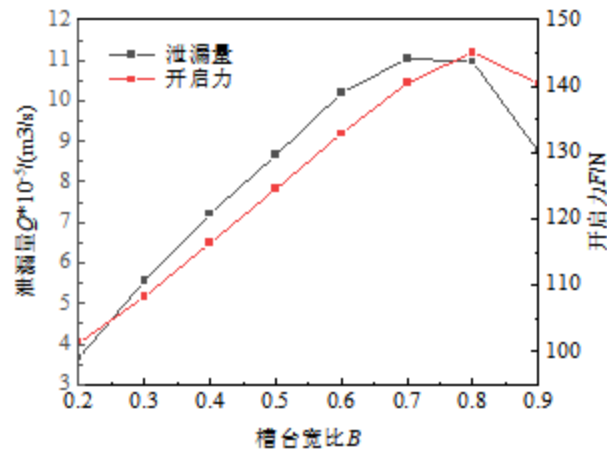


图 8 槽台宽比对开启力和泄漏量的影响

Figure 8 Effect of groove width ratio on opening force and leakage

从以上的分析中可以看出，结构参数确实会对密封性能产生影响并且某个结构参数的改变对于开启力和泄漏量可能产生不同的影响，因此对于端面结构的优化需要根据优化目标进行综合考虑。

3 端面结构优化

由前文中对于端面结构密封性能的研究中可以看出，端面结构的几何参数对于密封性能的影响显著。因此在前面分析研究的基础上，根据优化模型，以泄露量为优化目标，结构参数为优化参数对密封端面结构进行优化设计并编写优化程序。其中选择的结构参数及范围如表 3-1 所示

表 3-1 端面结构参数

Table 3-1 End face structural parameters

结构参数	取值范围	单位
槽深/ h_c	[3, 15]	μm
螺旋角/ α	[12, 30]	$^\circ$
槽数/ n	[10, 30]	个
槽径比/A	[0.2, 0.9]	-
槽台宽比/B	[0.2, 0.9]	-

给定初始温度为 300° ，闭合力 F_c 为 110 N，初始结构参数为槽深 $8\mu\text{m}$ ，槽数 12，螺旋角为 15° ，槽径比 0.7，槽台宽比 0.9，将其输入优化程序，得到的优化结果最佳结构参数为：槽深 $6\mu\text{m}$ ，槽数 11，螺旋角为 22° ，槽径比和槽台宽比为 0.9，此时的压力分布如图 9 中(b)所示。对比图 9 中压力分布图可以看出，优化前后的压力分布形状大致相同，但是最大压力位置不同，优化后的最大压力位置更靠近螺旋槽外端。对比优化前后的密封性能参数，优化后的泄露量结果为 $9.81 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ ，相比于初始状态下的泄露量 $8.67 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ 有明显减少，优化后的液膜开启力为 117.08 N，相比于初始状态下的液膜开启力 124.57 N 有所降低，但依然满足约束条件，表明此优化结果可行。

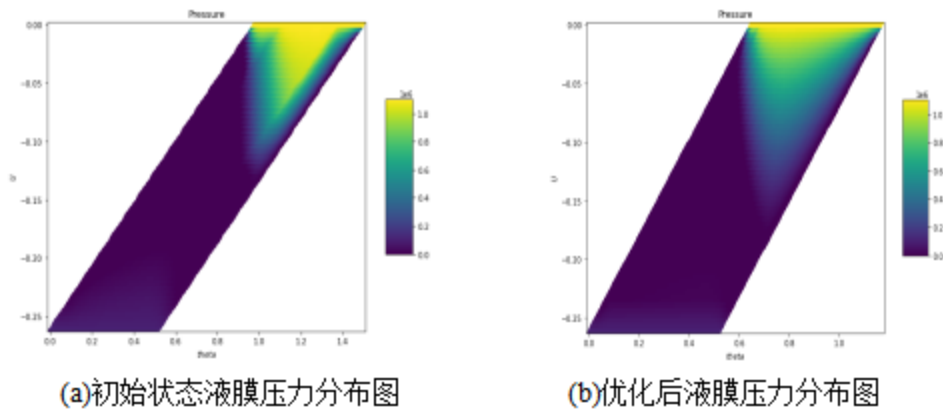


图9 液膜压力分布图

Fig. 9 Liquid Film Pressure Distribution

4 结论

(1) 随着槽深和螺旋角增大, 开启力和泄漏量都逐渐增大; 随着槽数增大, 开启力逐渐增大, 泄漏量也增大但增幅趋于平缓; 随着槽径比增大, 开启力先增大后减小, 泄漏量先增大后趋于平缓, 随着槽台宽比增大, 开启力和泄漏量先增大后减小。

(2) 根据优化结果, 所得到最优结构参数组合能在满足开启力限定条件下显著减小密封结构的泄漏量。

参考文献

- [1] 刘兴华. 高速液氧泵波纹管动压密封热弹微流动及密封性能研究[D]. 北京化工大学, 2022. DOI:10.26939/d.cnki.gbhgu.2022.001135.
- [2] 董鹏, 王铁岩, 周庆军等. 金属增材制造技术在液体火箭发动机推力室制造中的应用与展望[J]. 航空制造技术, 2024, 67(Z2): 88-104. DOI:10.16080/j.issn1671-833x.2024.23/24.088.
- [3] 杜大华, 李斌. 液体火箭主发动机结构动力学关键问题研究综述[J]. 推进技术, 2024, 45(02): 6-21. DOI:10.13675/j.cnki.tjjs.2212047.
- [4] 任宝杰, 姜绪强, 李铭, 等. 涡轮泵用不同槽型流体动压型机械密封运行特性对比研究[J]. 润滑与密封, 2024, 49(08): 114-122.
- [5] 倪成良. 软质密封材料与 9Cr18 钢副摩擦学特性研究[D]. 浙江工业大学, 2019.
- [6] 雷龙生. 液氧涡轮泵机械密封性能分析及试验研究[D]. 西安理工大学, 2024. DOI:10.27398/d.cnki.gxalu.2024.000490.
- [7] 李同. 液体动压型机械密封多场耦合计算及瞬态特性研究[D]. 江苏大学, 2017.
- [8] 丁雪兴, 刘勇, 陈宗杰, 等. 热耗散变形下螺旋槽干气密封微尺度气膜流动特性研究[J]. 工程力学, 2014, 31(11): 237-243.
- [9] 陈汇龙, 李同, 赵斌娟, 等. 动压型机械密封内流场及性能的流固热耦合[J]. 排灌机械工程学报, 2017, 35(06): 502-507.
- [10] 王鸿江, 刘连强, 张家祥等. 基于正交试验的机械密封螺旋槽参数优化研究[J]. 石油机械, 2022, 50(03): 1-8. DOI:10.16082/j.cnki.issn.1001-4578.2022.03.001
- [11] 闫方琦. 基于空化效应的液膜密封热流体动力润滑研究[D]. 中国石油大学(华东), 2020. DOI:10.27644/d.cnki.gsydu.2020.000861.
- [12] 王赞磊, 李振涛, 郝木明, 等. 基于 Elrod 空化算法的 Y 形槽液膜密封性能分析[J]. 润滑与密封, 2018, 43(03): 49-55.
- [13] Brooks A N, Hughes T J R. Streamline upwind/Petrov-Galerkin formulations for convection dominated flows with particular emphasis on the incompressible Navier-Stokes equations[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1982, 32(1-3): 199-259.
- [14] Meng X, Bai S, Peng X. Lubrication film flow control by oriented dimples for liquid

lubricated mechanical seals[J]. *Tribology International*, 2014, 77:132-141.

[15]李元香,项正龙,夏界宁.模拟退火算法的动力系统模型及收敛性分析[J].*计算机学报*,2019,42(06):1161-1173.

第一作者简介：曹雅丽，大连理工大学硕士，专业为航天工程，主要研究方向为液氧涡轮泵密封。电话：15303131879，邮箱：2972820959@mail.dlut.edu.cn