

低温非接触式端面密封参数优化与试验验证

陈 杰, 李建克, 王少鹏

(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 针对液氧/煤油发动机使用的接触式端面密封存在端面温升大、重复使用性能不理想等问题, 首先采用无限长平面平行槽的惠普尔理论构建非接触式端面密封计算模型, 然后仿真计算密封结构参数对气膜刚度以及泄漏量等密封性能的影响, 最后以最大气膜刚度为优化目标, 对非接触端面密封结构参数进行优化设计。低温运转试验验证了优化结果的正确性和非接触式端面密封具有良好的重复使用性。

关键词: 非接触式端面密封; 气膜刚度; 参数优化; 重复使用

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2013) 04-0056-06

Parameter optimization and experimental verification of non-contacting end-face seals in cryogenic condition

CHEN Jie, LI Jian-ke, WANG Shao-peng

(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Aiming at the shortcomings of the traditional end-face seal in the LOX/kerosene rocket engine, such as high temperature rise caused by large friction and lack of reusability, the model of non-contacting end-face seal was established on the basis of infinitely long plane parallel groove theory named as Whipple theory, the effects of the seal structure parameters on sealing performance including air film stiffness and leakage were simulated, and the structural parameters of non-contacting end-face seal were optimized to obtain the best film stiffness. The correctness of optimal results and better reusability of non-contacting end-face seal were proved through test in cryogenic condition.

Keywords: non-contacting end-face seal; air film stiffness; parameter optimization; reusability

0 引言

液氧/煤油发动机液氧泵二级密封的工作环境十分恶劣^[1]: 转速高 (每分钟几万转)、动载荷大、

工作介质为低温气氧 (约-170 ℃), 目前液氧泵二级密封采用了接触式端面密封结构, 其密封端面始终处于干摩擦、半干摩擦状态, 润滑状况较差, 易导致密封端面出现温升过大等不良现象。

在接触式端面密封的端面开设螺旋线浅槽,

收稿日期: 2012-11-16; 修回日期: 2013-03-18

基金项目: 国家 863 项目 (2007AA705302)

作者简介: 陈杰 (1971—), 男, 高级工程师, 研究领域为机械密封设计

利用高速条件下流体的动压效应来实现密封端面间的非接触, 可大幅度降低密封端面的摩擦热^[2], 极大延长端面密封的工作寿命^[3], 提高密封的重复使用性能。较接触式端面密封而言, 非接触端面密封具有低泄漏率、低摩擦功耗以及长寿命的优点。国内关于流体动压密封的研究主要集中在常温气体介质的理论研究, 缺乏具体的试验验证, 而对低温气体介质的研究很少^[2-5]。

液氧/煤油发动机用非接触式端面密封具有在低温下工作、线速度大、动载荷大等特点, 这要求该非接触端面密封具有较大气膜刚度, 以避免密封动、静环因振动等原因在工作过程中发生接触导致密封端面磨损严重, 影响非接触式端面密封重复使用性。在密封性能参数中, 除气膜刚度外, 泄漏量也是密封性能重要的表征参数之一。相关资料研究表明^[6-9], 在其他条件不变的情况下, 非接触式端面密封的结构参数如槽深、气膜厚度、螺旋角、槽长, 槽堰宽比等发生变化时, 对密封的气膜刚度、泄漏量影响较大。

本文以液氧/煤油发动机液氧泵二级密封为研究对象, 针对低温环境构建非接触式端面密封的理论分析模型, 对密封结构参数对密封性能 (主要是气膜刚度、泄漏量) 的影响进行了研究并以最大气膜刚度为优化目标对密封结构参数进行了优化, 最后通过运转试验对结构参数优化前后的密封工作性能进行了验证。

1 理论分析模型

1.1 非接触式端面密封结构

低温条件下非接触式端面密封结构如图 1 所示, 由动环、静环、焊接金属波纹管、密封圈以及静环座等部分组成。在动环密封端面上开设螺旋槽, 开槽后的密封端面分为螺旋槽、密封堰和密封坝三部分, 如图 2 所示。工作原理是当动环旋转时将密封气体周向吸入螺旋槽内, 气体沿流槽向螺旋槽根部流动, 流动的气体由于受到密封坝的阻碍, 气体作减速流动并被逐渐压缩。在此过程中, 气体压力将升高, 即产生了流体动压力, 当流体动压力达到一定数值时, 具有挠性支

撑的静环将从动环表面被推开, 这样在密封端面之间会形成一层极薄的气膜, 该气膜一方面能有效地使密封端面分开, 保持非接触, 减轻或防止磨损, 另一方面又使相对运转的两端面得到冷却。

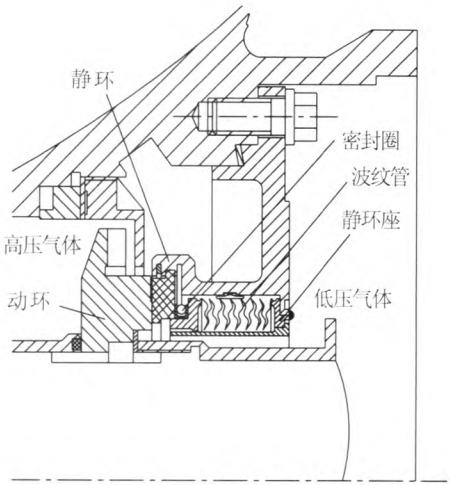


图 1 非接触式端面密封结构
Fig. 1 Structural diagram of non-contacting end-face seal

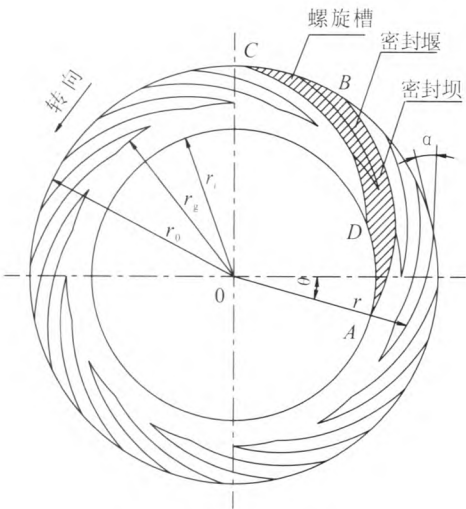


图 2 动环端面结构图
Fig. 2 Structural diagram of rotating ring end-face

非接触式端面密封的动环端面的螺旋槽线型一般选用对数螺旋线, 其数学表达式如方程式 (1) 所示:

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

式中: r 为起始半径; θ 为角度坐标; α 为螺旋角; r_g 为槽根半径。

1.2 非接触式端面密封控制方程

针对螺旋槽的密封端面压力分布, Muijderman 等人在 Whipple 螺旋窄槽理论的基础上, 建立了在 $r-r+dr$ 圆环上的可压缩流体膜(气膜)的压力控制方程^[4-5]。假设气体符合理想气体状态方程, 经转换可得到螺旋槽端面气体压力控制方程。

参照图 2 所示, 对于密封坝区:

$$p_1 = \frac{dp}{dr} = \frac{6\mu \times Q_1 \times R \times T}{\pi \times h^3} \times \frac{1}{p \times r} \quad (2)$$

对于密封堰区:

$$p_2 = \frac{dp}{dr} = \frac{6 \times g_1 \times \mu \times \omega}{h^2} \times r + \frac{6 \times \mu \times Q_1 \times R \times T \times g_7}{\pi \times h_1 \times h^2 \times g_5} \times \frac{1}{p \times r} \quad (3)$$

式中: μ 为气体粘度; Q_1 为气体通过密封面的泄漏量; R 为气体常数; T 为气体的开氏温度; h 为非槽区气膜厚度; ω 为动环旋转角速度; h_1 为槽区气膜厚度, $h_1 = h + h_0$, h_0 为螺旋槽槽深; g_1 , g_5 , g_7 为螺旋槽系数, 其中:

$$g_1 = \frac{\gamma \times H^2 \times (\cot \alpha) \times (1-H) \times (1-H^3)}{(1+\gamma \times H^3) \times (\gamma + H^3) + H^3 \times (1+\gamma)^2 \times (\cot^2 \alpha)}$$

$$g_5 = (1+\gamma \times H^3) \times (\gamma + H^3) + H^3 \times (1+\gamma)^2 \times (\cot^2 \alpha)$$

$$g_7 = (1+\gamma) \times H^2 \times (1+\cot^2 \alpha) \times (\gamma + H^3)$$

$$H = \frac{h}{h+h_0}$$

式中 γ 为槽堰宽与槽宽的比值。

已知动环内径 $r=r_i$, $p=p_i$; 外径 $r=r_0$, $p=p_0$ 的条件下(具体位置可参照图 2 所示), 通过求解方程式(2), 可知通过密封坝气体的质量流量为:

$$Q_1 = \frac{\pi \times h^3 \times (p_g - p_i)}{6 \times \mu \times \ln \left(\frac{r_g}{r_i} \right)} \quad (4)$$

式中: r_i 为动环的内半径; p_g 为槽根 r_g 处的气膜压力; p_i 为动环内半径 r_i 处的气膜压力。

根据质量守恒原理可知, 通过螺旋槽部分的泄漏量等于密封坝的质量流量, 联合方程式(2)或(3), 可计算出密封端面的气膜压力分布。根据气膜压力分布对密封性能参数进行分析计算, 可得到密封性能参数如开启力、气膜刚度等。

开启力 F_0 的计算公式为

$$F_0 = 2 \times \pi \times \left[\int_{r_i}^{r_g} p_1 \times r \times dr + \int_{r_g}^{r_0} p_2 \times r \times dr \right] \quad (5)$$

气膜刚度 K 计算公式为

$$K = -\frac{\partial F_0}{\partial h} \times h + (\gamma - 1) \times \frac{\partial F_0}{\partial \gamma} \quad (6)$$

2 密封结构参数对密封性能的影响

2.1 槽深对密封性能的影响

螺旋槽槽深 h 的变化对密封性能(包括气膜刚度 K 和泄漏量 Q_1)的影响规律如图 3 所示。随着槽深的增加, 气膜刚度减小, 而泄漏量增加, 其原因在于其他参数不变的情况下, 槽深增加使得流槽容积变大, 相应的气体压缩率降低, 流体动压效果不明显, 从而出现上述现象。

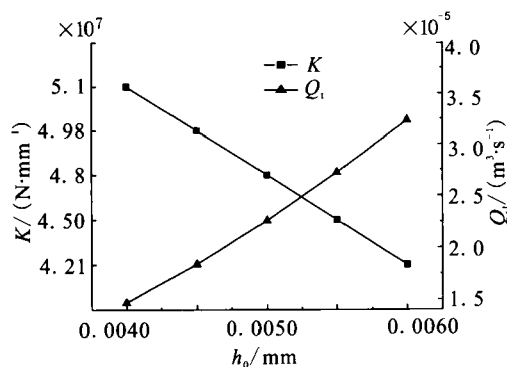


图 3 槽深对密封性能的影响

Fig. 3 Effect of the groove thickness on sealing performance

2.2 气膜厚度对密封性能的影响

气膜厚度 h 指密封动、静环的分开间隙, 气膜厚度 h 的变化对密封性能(包括气膜刚度 K 和泄漏量 Q_1)的影响规律如图 4 所示。随着气膜厚度的增加, 气膜刚度减小, 泄漏量增加且增加趋势变大。其原因在于随着气膜厚度的增加, 动、静环的分开间隙变大, 流体动压效果将变得不明显, 当气膜厚度过大时流体将不会产生动压效应, 密封将会失效。因此, 在可能的情况下, 减小气膜厚度可改善密封性能。

2.3 螺旋角对密封性能的影响

螺旋角 α 是指螺旋线上任一点处的切线与过

极点的射线夹角,其中对数螺旋线的螺旋角是一个常数。从图5曲线看出,在 $5^{\circ}\sim 22^{\circ}$ 内,随着螺旋角的增大,气膜刚度 K 和泄漏量 Q_l 均增大。

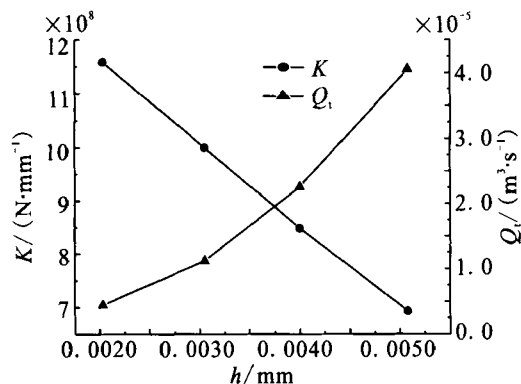


图4 气膜厚度对密封性能的影响

Fig. 4 Effect of air film thickness on sealing performance

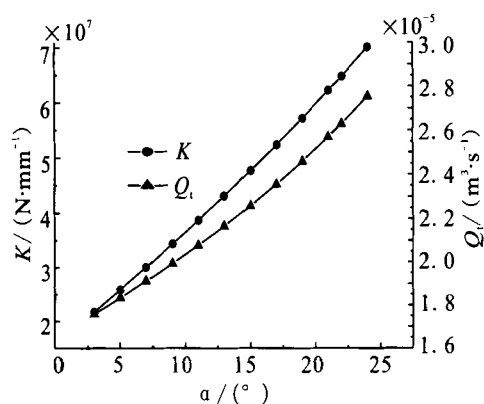


图5 螺旋角对密封性能的影响

Fig. 5 Effect of spiral angle on sealing performance

2.4 槽长对密封性能的影响

从图6曲线可知,随着槽根 r_g 半径的增加(槽长减少),气膜刚度 K 和泄漏量 Q_l 均减少。其原因是在动环内、外径不变的条件下,随着槽根半径的增加,密封坝区面积增大,相应地槽区面积减少。槽区面积减少会造成流体动压能力降低,气膜刚度减小;密封坝区面积增大后密封能力增加,使泄漏量减少,但可能造成密封端面接触导致摩擦热大幅增加。

2.5 槽堰宽比对密封性能的影响

槽堰宽比 γ 是指同一圆周上槽堰的宽度与螺旋槽宽度之比,它的大小反映了螺旋槽宽度的大小。图7曲线显示随槽堰宽比的增加,气膜刚度

K 先增加后减少,但泄漏量 Q_l 一直增加。

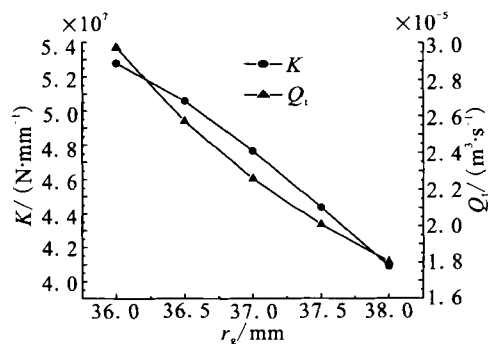


图6 槽长对密封性能的影响

Fig. 6 Effect of groove length on sealing performance

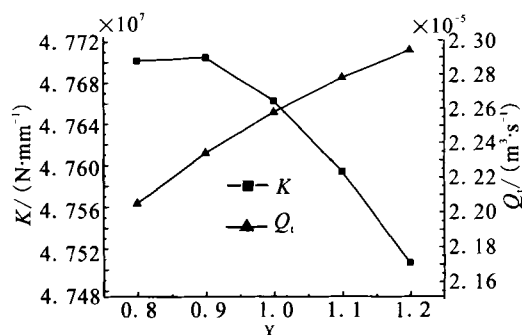


图7 槽堰宽比对密封性能的影响

Fig. 7 Effect of width ratio of groove and platform on sealing performance

3 螺旋槽结构参数优化

从图3~7可发现,螺旋槽的结构参数变化对密封性能影响较大,这为密封性能的优化提供了优化空间。对液氧/煤油发动机用非接触端面密封来讲,密封工作环境产生的振动扰动、压力波动等都会对非接触式密封的正常工作产生较大影响。当密封端面间的气膜刚度越大时,外界扰动对密封性能带来的影响越小。

因此在非接触式端面密封设计中,通常在满足密封开启力等要求的前提下,以实现最大气膜刚度为优化目标。本文对影响密封性能的螺旋槽的4个主要结构参数:槽根半径、槽堰宽比、螺旋角和槽深进行优化。

3.1 优化约束条件

密封端面尺寸即动环内径 $r_0=34\text{ mm}$,外径

$r_1=43.5\text{ mm}$;
密封腔压力 $p_i=0.3\text{ MPa}$, $p_0=0.1\text{ MPa}$;
气膜厚度 $h=3\text{ }\mu\text{m}$ 。

3.2 优化空间

槽深度范围 h_0 : $[0.5\text{ }\mu\text{m}, 20\text{ }\mu\text{m}]$;
槽堰宽比 γ : $[0.1, 10]$;
槽根半径 r_g : $[34.5\text{ mm}, 44\text{ mm}]$;
螺旋角 α : $[5^\circ, 22^\circ]$ 。

3.3 优化空间离散

槽深度 h_0 均匀离散, 离散间距 $\Delta h_0= (h_{0\text{max}} - h_{0\text{min}}) / 100$;
槽堰宽比 γ 均匀离散, 离散间距 $\Delta \gamma= (\delta_{\text{max}} - \delta_{\text{min}}) / 100$;

槽根半径 r_g 均匀离散, 离散间距 $\Delta r_g= (r_{g\text{max}} - r_{g\text{min}}) / 100$;

螺旋角 α 均匀离散, 离散间距 $\Delta \alpha= (\alpha_{\text{max}} - \alpha_{\text{min}}) / 100$ 。

3.4 寻优方法

空间逐点寻优, 即计算空间各个点并优选出最大气膜刚度。具体方法如下: 在优化空间内, 首先将槽堰宽比 γ , 槽根半径 r_g , 螺旋角 α 保持不变, 按离散间距改变槽深 h_0 , 按方程式 (6) 计算出最大气膜刚度; 然后依次变换变量 γ , r_g 和 α , 按上述方法分别计算出最大气膜刚度; 最后比较上述得出的 4 个气膜刚度值, 其中最大者即为最终优化结果, 其结果见表 1。

表 1 最大气膜刚度参数优化结果
Tab. 1 Optimal results with the maximum film thickness

	开启力/N	气膜刚度/ (MN·m ⁻¹)	泄漏量/ (m ³ ·s ⁻¹)×10 ⁻⁶	槽深/ μm	槽根半径/mm	槽堰宽比	螺旋角/(°)
优化前	634.5	45.96	14.69	5	36.5	1	13
优化后	620.3	49.4	13.83	3.5	38.2	3.4	18

4 运转试验验证

为验证表 1 所示螺旋槽结构参数优化结果的有效性, 进行了实际产品的低温运转试验验证。

4.1 试验参数

试验介质: 低温氮气 ($-90\sim-140\text{ }^\circ\text{C}$)
密封工作腔压力: $0.2\sim0.25\text{ MPa}$
转速: $15\text{ }000\sim18\text{ }000\text{ r/min}$
运转时间: 每次运转 200 s , 重复 5 次。



(a) 结构参数优化前动环



(b) 结构参数优化后动环

图 8 试后动环端面形貌图

Fig. 8 Pictures of rotating ring end-face after test

4.2 试验情况

对螺旋槽结构参数优化前后的非接触式端面密封分别进行了试验,试验过程中对密封泄漏量进行了测量。结构参数优化前的密封在运转过程中的泄漏量平均值为 $22.2 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$, 结构参数优化后的密封在运转过程中的泄漏量平均值为 $10 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ 。试验结束后,对密封进行了分解,分解后动环端面形貌如图 8(a)和图 8(b)所示。

4.3 试验结果分析

从运转过程中的密封泄漏量来看,结构参数优化后的密封具有更小的泄漏量,其泄漏量与计算结果相当。从试验后的动环端面形貌来看,结构参数优化后的密封动环端面光滑、磨痕轻微,与其配对的石墨环磨损量小于 0.01 mm 。

试验结果验证了密封结构参数优化的有效性,表明本文采用的分析计算模型是正确有效的,为后续非接触式端面密封在发动机上的应用奠定了基础。

5 结论

针对液氧/煤油发动机液氧泵二级密封的工作环境,提出了利用流体动压效应实现密封端面非接触的螺旋槽端面密封方案,采用数值分析方法对影响密封性能的密封结构参数进行了分析和优化,并通过介质运转试验对优化结果进行了验证,得出如下结论:

1) 采用螺旋槽端面密封计算模型,得出了螺旋槽结构参数对密封性能的影响规律,以最大气膜刚度为优化目标对螺旋槽的结构参数进行了优化。

2) 试验结果表明,经结构参数优化后的非接触式端面密封在低温环境中具有好的重复使用性能,试验过程中密封泄漏量小,试验后密封端

面状况良好,密封实际泄漏量与理论计算结果符合性较好。

参考文献:

- [1] 张贵田. 高压补燃液氧煤油发动机[M]. 北京: 国防工业出版社, 2005.
- [2] 李娜, 朱维兵, 王和顺, 等. T型槽干气密封动环稳态温度分布规律研究[J]. 液压与气动, 2009 (5): 46-49.
- [3] SALANT R F, HOMILLER S J. The effect of sawtooth groove patterns on mechanical seal leakage. Tribology Transactions[J]. 1992, 35(1): 142-48.
- [4] MUJDERMAN E A. Spiral groove bearings[M]. Netherlands: Philips Technical Library, 1966.
- [5] 宋鹏云. 螺旋槽干气密封端面气膜压力计算方法讨论[J]. 润滑与密封, 2009, 34(7): 7-10.
- [6] 冯向忠, 彭旭东. 螺旋槽干式气体端面密封的刚度和泄漏量研究[J]. 石油大学学报(自然科学版), 2005, 29(2): 83-86.
- [7] 周剑峰, 顾伯勤. 上游泵送机械密封在真空装备中的应用[J]. 润滑与密封, 2008, 33(1): 129-132.
- [8] TOURNERIE B. Optimization and performance prediction of grooved face seals for gas and liquid[C]. Proc of 14th Intern Conf on Fluid Sealing. Firenze, Italy, 1944, 351-365.
- [9] 黄其股, 白旭东, 李妙婷. 软金属密封结构密封性能数值仿真研究[J]. 火箭推进, 2012, 38(3): 31-35.
- [10] 彭建, 左孝桐, 顾永泉. 螺旋槽干气密封的优化设计[J]. 流体机械, 1995, 23(3): 24-27.
- [11] 李建克, 陈杰, 王少鹏. 膜盒式机械密封阻尼设计研究[J]. 火箭推进, 2012, 38(6): 41-48.
- [12] 杜天恩. 高压液体火箭发动机新结构密封[J]. 推进技术, 2000, 21(4): 16-19.
- [13] 姬俊峰, 吴光中, 马利亚, 等. 液体推进剂发动机试验多工况流量控制方法[J]. 火箭推进, 2011, 37 (2): 73-77.

(编辑: 陈红霞)