

研究论文

雁型槽干式气体端面密封性能的数值分析

彭旭东¹, 黄莉¹, 白少先¹, 李纪云¹, 古通生²

(¹ 浙江工业大学过程装备及其再制造教育部工程研究中心, 浙江 杭州 310032;

² 中国石化股份有限公司广州分公司机动部, 广东 广州 510725)

摘要: 为了改善普通螺旋槽干式气体端面密封 (S-DGS) 的密封性能, 引入了一种介于普通 S-DGS 和带环形槽 S-DGS (即 AS-DGS) 两者之间的型槽轮廓类似飞行大雁的雁型槽 DGS, 即 GS-DGS。基于气体润滑理论, 建立了 GS-DGS 的数学分析模型, 定义了 GS-DGS 的主要几何结构参数, 采用有限元方法求解 Reynolds 方程, 获得了端面气膜压力分布, 分析了这些几何参数对端面开启力、泄漏率、气膜刚度、刚漏比等密封性能参数的影响规律, 并根据确保 GS-DGS 具有较大轴向气膜刚度的同时泄漏率较低的原则, 对几何参数进行了优化分析。结果表明, 当槽台宽比 $\delta=0.8\sim 1.2$, 径向开槽宽度比 $\varphi=0.4\sim 0.8$, 雁颈长比 $\epsilon=0.25\sim 0.35$, 雁颈宽比 $\zeta=0.2\sim 0.4$, 槽深比 $H=2.5\sim 4.0$, 槽数 $N_g=10\sim 18$ 且螺旋角 $\alpha=10^\circ\sim 18^\circ$ 时, GS-DGS 具有最佳工作性能。

关键词: 雁型槽表面; 气体密封; 几何结构优化; 密封性能

中图分类号: TH 117.2

文献标识码: A

文章编号: 0438-1157 (2010) 12-3193-07

Numerical analysis of sealing performance of dry gas seal with goose-grooves

PENG Xudong¹, HUANG Li¹, BAI Shaoxian¹, LI Jiyun¹, GU Tongsheng²

(¹ MOE Engineering Research Center of Process Equipment and Its Remanufacture, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310032, Zhejiang, China; ² Mechanical and Power Division, SINOPEC Guangzhou Company, Guangzhou 510725, Guangdong, China)

Abstract: In order to improve the sealing performance of a dry gas seal with spiral grooves onto its faces (S-DGS), a new type of dry gas seal with its groove outline between S-DGS and a spiral groove dry gas seal with an annular groove (AS-DGS) was presented. The shape of surface grooves of such a new dry gas seal was similar to that of a flying goose, so it was simply named as GS-DGS. The geometrical parameters of flying goose grooves were defined. A two-dimensional Reynolds equation for controlling film pressure between the two faces of such a GS-DGS was set up according to the theory of gas lubrication. The finite element method was used to solve the Reynolds equation. The variation of opening force, leakage rate, axial film stiffness and ratio of film stiffness to leakage with the geometrical parameters of goose-grooves was studied. Optimization of such geometrical parameters was finished according to the principle of getting small leakage while maintaining high axial film stiffness. The results showed that excellent sealing performance could be obtained for a GS-DGS when the width ratio of groove and land was between 0.8 and 1.2, the radial width ratio of the groove was between 0.4 and 0.8, the goose neck groove length ratio was between 0.25 and 0.35, the goose neck groove width ratio was between 0.2 and 0.4, the groove depth

2010-06-30 收到初稿, 2010-08-30 收到修改稿。

联系人及第一作者: 彭旭东 (1964—), 男, 教授。

基金项目: 国家自然科学基金项目 (50575152, 50805130);

浙江省自然科学基金杰出青年团队项目 (R1090833); 浙江省自然科学基金项目 (Y1090620)。

Received date: 2010-06-30.

Corresponding author: Prof. PENG Xudong, xdpeng@126.com

Foundation item: supported by the National Natural Science Foundation of China (50575152, 50805130), Zhejiang Outstanding Research Group Foundation (R1090833) and the Natural Science Foundation of Zhejiang Province (Y1090620).

to gas film thickness ratio was between 2.5 and 4.0, the number of grooves was between 10 and 18, and the spiral groove angle was between 10° and 18° .

Key words: spiral groove with extended flow passageway face; dry gas seal; geometrical optimization; sealing performance

引 言

干式气体端面密封(DGS)已被用于压缩机、泵、反应釜等大中型旋转机械的轴端密封^[1-2]。DGS主要通过机械密封动环或静环端面上增开动压槽来产生流体动压力,常用的槽有周向台阶、周向斜面、周向槽、直弦槽、三角槽、半圆形槽、矩形槽、弧形槽、叶形槽、螺旋槽等型槽^[3-4],并通过配置相应的辅助系统来实现端面的非接触运行,其中螺旋槽或其组合最为常用。为解决螺旋槽干气密封(S-DGS)槽内压力分布不均匀的问题,Flowserve 密封公司提出了一种带内环槽的 S-DGS(AS-DGS^[5]);类似地,意大利 Antoni 公司则提出了一种新型槽即雁型槽(槽型线仍然为螺旋槽)^[6]。该型槽结构介于普通 S-DGS 和 AS-DGS 两者之间,是 AS-DGS 的内环槽分割形成,每个型槽的轮廓类似飞行大雁,因此可称之为雁型槽 DGS(GS-DGS)。虽然 GS-DGS 在实际应用中性能优异,但是其几何结构的设计理论与方法,目前国内尚未见相关报道。本文采用有限元法研究分析雁型槽几何参数对 GS-DGS 性能的影响规律,给出雁型槽几何参数的设计优选范围,以供设计 GS-DGS 时参考。

1 数学模型

图 1 给出了 GS-DGS 开槽端面的二维示意图,由于雁型槽成周期对称分布,因此可选择整个密封端面的 $1/N_g$ (N_g 为 GS-DGS 的雁型槽数),即图 1 所示 ABCD 所围成的区域来分析,开槽区域是等槽深的。

为了计算单元划分简单,对计算区域进行坐标变换。在极坐标系下,密封端面上的螺旋线是对数螺旋线,方程为 $r=r_g e^{\theta \tan \alpha}$,其中 α 为螺旋角, θ 为计算区域的周向角。坐标变换:横坐标不变,纵坐标变为 $\psi=\ln(r/r_g)$,则 $\psi=\theta \tan \alpha$ 。当网格足够密集时,内外径及雁颈处圆弧可以等价为直线,经过变换后转化为图 2 所示的平行四边形。

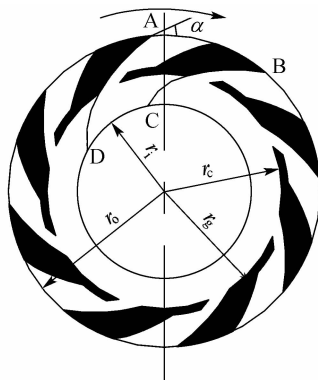


图 1 雁型槽干气密封几何模型

Fig. 1 Schematic diagram of DGS face with goose-grooves

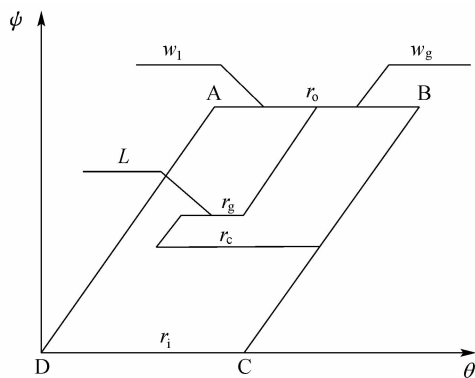


图 2 坐标变化后的计算区域

Fig. 2 Calculation area after coordinate being changed

假设 GS-DGS 端面间流体是层流、等温的理想气体,则端面气膜压力的稳态控制方程为^[7-8]

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{R \partial R} \left(RPH^3 \frac{\partial P}{\partial R} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (PH) \quad (1)$$

式中 各量纲 1 参数定义为: $R=r/r_i$, $H=h/h_o$, $P=p/p_i$, $\Lambda=6\mu\omega r_i/(\rho_i/h_o^2)$ 。其中, r_i 为端面内半径, h_o 为端面气膜厚度, p_i 为内径处压力, μ 为动力黏度, ω 为角速度, Λ 为密封压缩数。

式(1)中的边界条件为:

强制性边界条件

$$R=1, P=1; R=R_o=r_o/r_i, P=P_o=p_o/p_i$$

采用消行修正法^[9]处理强制性边界条件。

周期性边界条件

$$P(\theta+2\pi/N_g)=P(\theta)$$

采用 Lagrange 乘子法^[10]处理周期性边界条件。采用有限元法来求解控制式(1)，积分过程采用高斯积分，Newton-Raphson 法解总体非线性方程，即可就得密封端面间的压力分布，以此求得气膜开启力 F_o 、泄漏率 Q 、气膜刚度 K_z 和刚漏比 Γ 等密封性能参数，其计算公式为^[11]：

开启力

$$F_o = p_i r_i^2 \overline{F_o} \quad (2)$$

量纲 1 开启力

$$\overline{F_o} = N_g \int_0^{2\pi} \int_0^{r_o} P e^{2\phi} d\phi d\theta \quad (3)$$

气膜刚度

$$K_z = \left. \frac{\partial F_o}{\partial h} \right|_{h_o} = - \frac{F'_o - F_o}{h'_o - h_o} \quad (4)$$

量纲 1 气膜刚度

$$\overline{K_z} = \frac{h_o}{p_i r_i^2} K_z \quad (5)$$

泄漏率

$$Q = \frac{p_i^2 h_o^3}{24 \mu R T} \frac{1}{\ln(R_g/R_l)} \left(\int_0^{2\pi} P_g^2 d\theta 2\pi P_i^2 \right) \quad (6)$$

量纲 1 泄漏率

$$\overline{Q} = \frac{24 \mu R T}{p_i^2 h_o^3} Q \quad (7)$$

刚漏比

$$\Gamma = K_z / Q \quad (8)$$

2 结果分析

采用文献 [1] 中的几何参数：端面内径 $r_i = 58.42$ mm，螺旋槽槽根半径 $r_g = 69$ mm，端面外径 $r_o = 77.78$ mm，螺旋角 $\alpha = 15^\circ$ ，槽数 $N_g = 12$ ，端面气膜厚度 $h_o = 2$ μm ，槽深 $h_1 = 8$ μm 及雁颈槽处圆环的内径 $r_c = 70.25$ mm；操作参数为： $p_i = 0.101$ MPa， $p_o = 4.585$ MPa，转速 $n = 10386$ r $\cdot$ min⁻¹， $T = 30^\circ\text{C}$ ，气体常数 $R = 287$ J $\cdot$ kg⁻¹ $\cdot$ K⁻¹。基于上述参数，计算分析当其他结构几何参数保持不变时某个结构几何参数对 GS-DGS 密封性能的影响规律，提出获得优异综合密封性能时各几何参数的取值或取值范围。

2.1 槽台宽比的影响

定义槽台宽比 $\delta = w_g / w_l$ 。图 3 所示为槽台宽比 δ 对密封性能参数的影响。结果表明，随着 δ 的增大，由于螺旋槽变宽，泵送效应和阶梯效应增强，引起开启力、泄漏率和气膜刚度增加。当 $\delta = 0.2$ 时，气膜刚度出现峰值；而当 $\delta = 0.5 \sim 0.8$

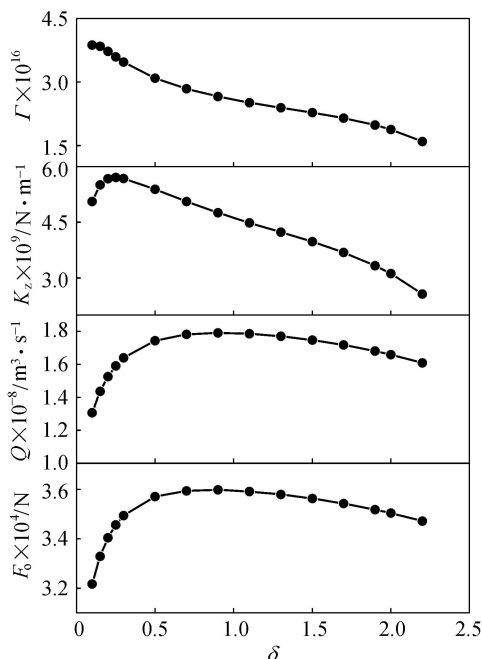


图 3 槽台宽比对雁型槽密封性能的影响

Fig. 3 Effects of width ratio δ of groove and land on sealing performance of GS-DGS

时，开启力和泄漏率出现最大值，当 $\delta > 0.8$ 时，开启力和泄漏率有减小的趋势；刚漏比随 δ 值的增大呈现缓慢下降的趋势。为了保证 GS-DGS 具有良好的综合密封性能，即要求 GS-DGS 有较大的开启力、较小的泄漏率和较大的气膜刚度。

因此，综合考虑这些因素对密封性能的影响，选择 δ 的最佳范围为 $0.8 \sim 1.2$ 。

2.2 径向开槽宽度比的影响

定义径向开槽宽度比 $\varphi = (r_o - r_g) / (r_o - r_i)$ 。图 4 所示为 φ 对 GS-DGS 性能的影响趋势。结果表明，随着 φ 值的增大，开启力和刚漏比先增大后减小，当 $\varphi = 0.4$ 时刚漏比最大， $\varphi = 0.8$ 时开启力达到最大值；而泄漏率和气膜刚度随 φ 的增大逐渐增大，相比于泄漏率，气膜刚度的增大趋势逐渐减小。

φ 值增大意味着端面上槽的径向尺寸增大，导致密封面的平均间隙增大，引起泄漏率增大；由于螺旋槽在径向方向上拉长，使得阶梯效应增强，动压效果增大，开启力增大；但是阻流区域减小，流体径向流速变得越来越小，因此到达槽根处的速度减小，动压效果减弱，开启力减小。

综合考虑较大的开启力下有较小的泄漏率，并且保证较大的气膜刚度，径向开槽宽度的最佳取值

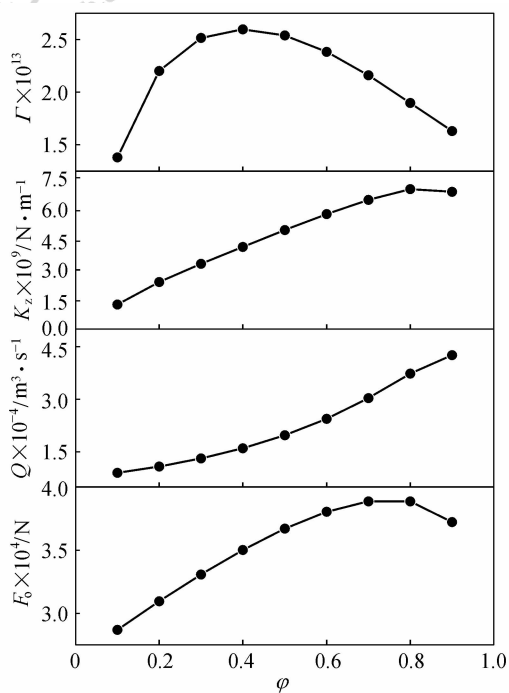


图 4 径向开槽宽度对密封性能的影响

Fig. 4 Effects of radial width ratio φ on sealing performance of GS-DGS

为 $\varphi=0.4\sim0.8$ 。

2.3 雁颈长比的影响

定义雁颈长比 $\varepsilon=L/(\tau_g+\tau_l)$ ，图 5 所示为雁颈长比对密封性能参数的影响。结果表明：随着雁颈长比 ε 的增加，密封性能参数均呈现先增大后减小的变化趋势，且当 $\varepsilon=0.25\sim0.35$ 时出现最大值。

雁颈长比 ε 的增大表明端面上雁颈处的周向尺寸增大，意味着端面的开槽区域变大，雁颈处的阶梯效应增强，动压效果增强，开启力和泄漏率增大；当雁颈继续变长时，气体进入雁颈的阻力增大其动压效果减弱，即开启力和泄漏率下降。当泄漏率在允许范围内时，为了保证 GS-DGS 有较大的开启力和气膜刚度，宜取 $\varepsilon=0.25\sim0.35$ 。

2.4 雁颈宽比的影响

定义雁颈宽比 $\zeta=(r_g-r_c)/(r_g-r_i)$ 。图 6 所示为雁颈宽比 ζ 对密封性能参数的影响。随着 ζ 值的增大，开启力和气膜刚度先增大后减小，当 $\zeta=0.6$ 或 $\zeta=0.75$ 时，开启力和气膜刚度分别达到最大值；泄漏率随 ζ 的增大而增大，而刚漏比则随 ζ 的增大而下降。

随着 ζ 值的增大，即开槽区域沿径向增加，导致气体流阻下降，因此泄漏率增加。同时，随着 ζ

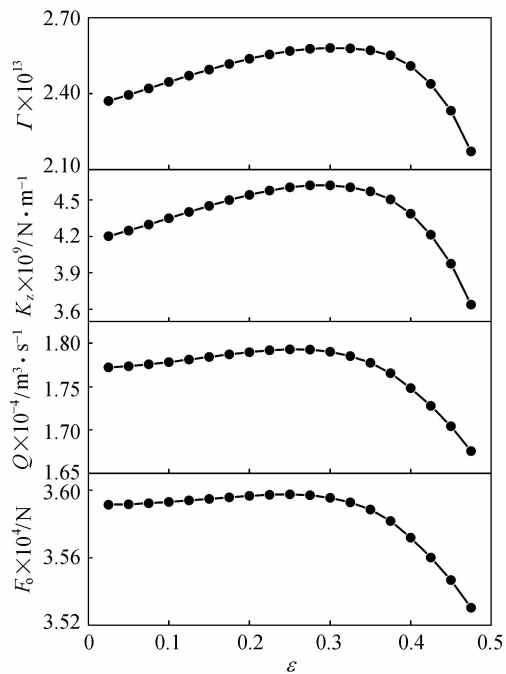


图 5 雁颈长比对雁型槽密封性能的影响

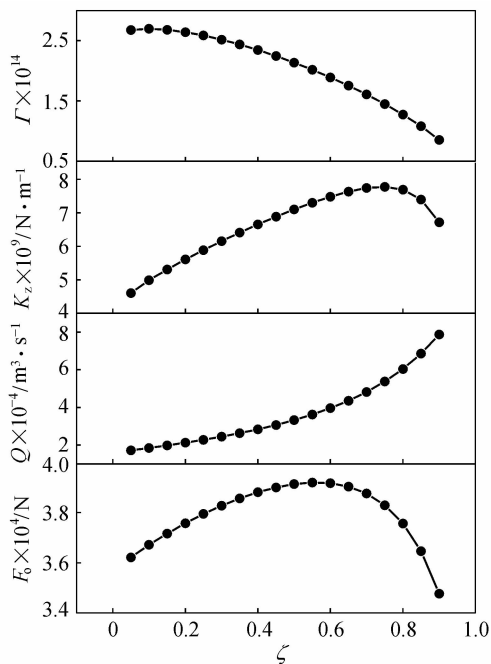
Fig. 5 Effects of goose neck groove length ratio ε on sealing performance of GS-DGS

图 6 雁颈宽比对雁型槽密封性能的影响

Fig. 6 Effects of goose neck groove width ratio ζ on sealing performance of GS-DGS

的增加，槽的阻流区增大，动压效应有所增强，因此开启力增大；但是，随着 ζ 的进一步增加，槽的阶梯效应减弱，因此开启力开始减小。综合考虑 GS-DGS 的工作稳定性、密封性及较好开启特性，

ζ 的最佳取值范围为 0.2~0.4。

2.5 槽深比的影响

定义槽深比 $H=h_1/h_0$ 。图 7 所示是槽深比 H 对 GS-DGS 密封性能的影响。结果表明，随着 H 值的增大，密封性能参数均呈现出先增大后减小的变化趋势； $H=3\sim 5$ 时开启力和泄漏率出现最大值， $H=1.5\sim 3.0$ 时气膜刚度和刚漏比出现最大值。随着 H 值的增大，当 $H<4$ 时，阶梯效应比较明显，动压效果较强，开启力增大，泄漏率也增大；当槽深比 $H>4$ 时，由于槽深越来越大，流体流经槽根处时会产生回流，槽根处的动压效应减弱，开启力下降。

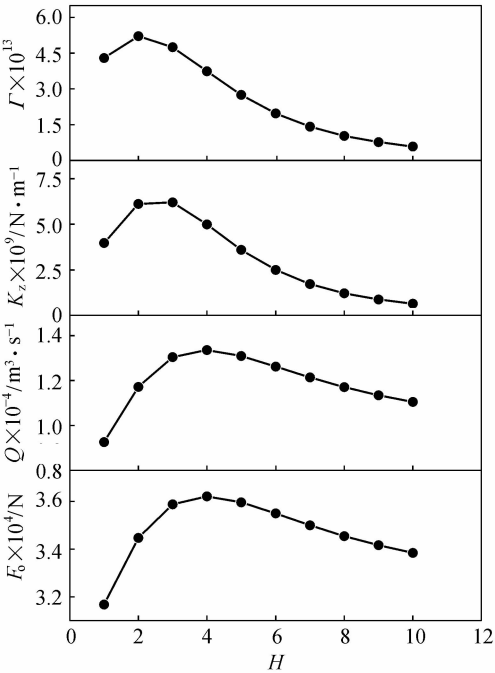


图 7 槽深比对雁型槽密封性能的影响
Fig. 7 Effects of groove depth ratio H on sealing performance of GS-DGS

考虑到 GS-DGS 在启动和停车过程中可能会出现磨损，因此在保证其泄漏率不超标的前提下 H 宜取较大值，其最佳取值为 2.5~4.0。

2.6 槽数的影响

图 8 示出了槽数 N_g 对 GS-DGS 性能的影响规律。结果表明：随着 N_g 的增大，开启力和泄漏率一直呈增大趋势；刚漏比在 $N_g<8$ 范围内快速下降，之后缓慢下降；气膜刚度则呈现先降后升的变化趋势，大约在 $N_g=8$ 时最小。综合考虑，为保证 GS-DGS 具有足够的稳定性、开启特性和良好的密封性，并考虑到加工成本，宜取 $N_g=10\sim 18$ 。

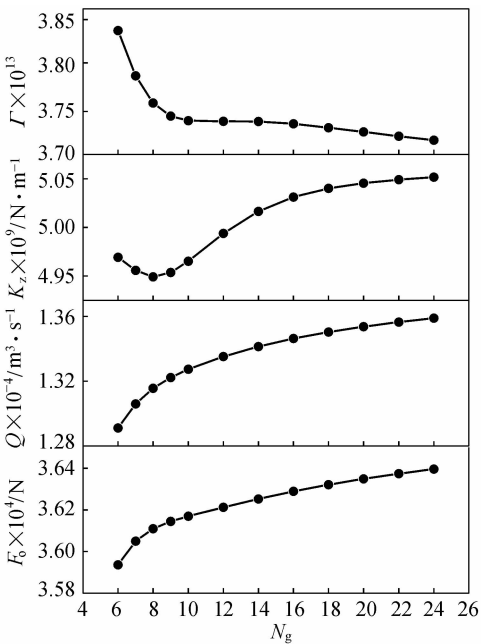


图 8 槽数对雁型槽密封性能的影响
Fig. 8 Effects of number of grooves N_g on sealing performance of GS-DGS

2.7 螺旋角的影响

图 9 示出了螺旋角 α 对 GS-DGS 性能的影响规律。结果表明：随着螺旋角 α 的增大，密封性能参数都是先增大后减小；当 α 大约为 15° 时，开启力

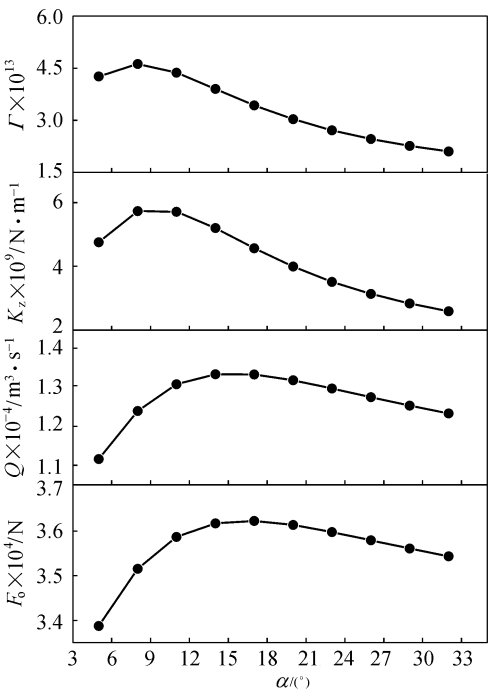


图 9 螺旋角对雁型槽密封性能的影响
Fig. 9 Effects of spiral groove angle α on sealing performance of GS-DGS

和泄漏率达到最大;当 α 大约为 7° 时,气膜刚度和刚漏比达到最大,且当 $\alpha > 8^\circ$ 时,气膜刚度和刚漏比迅速减小。螺旋角的增大,其密封端面的泵吸作用增强,动压效果显著,开启力会增大,泄漏率也会随着增大。随着螺旋角的不断增大,螺旋槽槽型接近于环形槽,阶梯效应减弱,所以开启力和气膜刚度有所下降。

为了保证 GS-DGS 具有优异的综合密封性能,螺旋角 α 的最佳取值为 $10^\circ \sim 18^\circ$ 。

3 实验研究

实验在清华大学摩擦学国家重点实验室进行,图 10 示出了 DGS 简单实验装置。实验过程中,气膜厚度采用安装在静环上的电涡流位移传感器测量;在载荷一定、不同转速条件下,通过测量干气密封的端面摩擦扭矩和气膜厚度来研究密封性能。根据试验机的尺寸可以确定 GS-DGS 的内外径: $r_i = 22 \text{ mm}$, $r_o = 34 \text{ mm}$ 。根据理论计算的结果,其他几何参数取值如下: $\epsilon = 0.3$, $\delta = 1$, $\varphi = 0.55$, $H = 4$, $N_g = 12$, $\alpha = 15$, $\zeta = 0.2$, 根据以上取值,可以计算出 $r_g = 28.6 \text{ mm}$, $r_c = 27.28 \text{ mm}$, $h_1 = 8 \text{ }\mu\text{m}$ 。

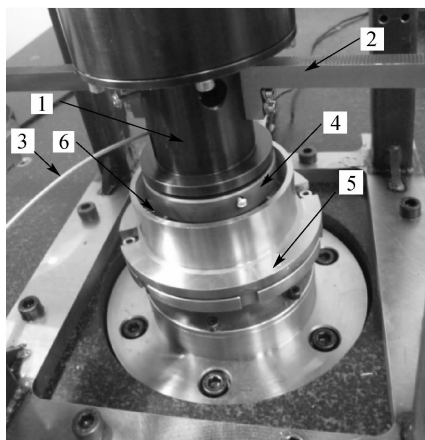


图 10 密封性能参数实验测试简易装置

Fig. 10 Testing for DGS

- 1—upper support; 2—torque measuring arm; 3—vortex transducer; 4—upper test piece; 5—down support; 6—lower test piece

按照以上尺寸,密封环选取的材料为 SiC,采用反压烧结的方法加工 GS-DGS 密封的上试件和下试件,采用激光打标的方法在 GS-DGS 下试件上加工动压槽,图 11 即为加工出的端面槽型图。实验条件如下:室温的情况下,取内外压差为零,



图 11 激光蚀刻加工技术加工的 GS-DGS 型槽端面

Fig. 11 GS-DGS grooved face formed by laser erosion

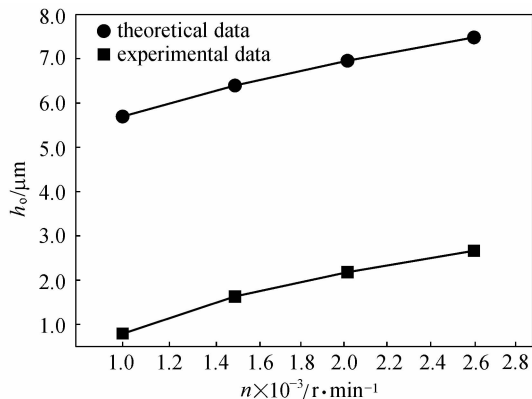


图 12 GS-DGS 的膜厚 h 随 n 的变化

Fig. 12 Variation of film thickness with rotational speed of GS-DGS

转速 $n = 1200$ 、 1680 、 2160 、 $2700 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,电涡流传感器测出膜厚 h 的大小。

图 12 为膜厚 h 随转速变化理论与实验值的比较。结果表明:随转速的增加理论膜厚和实验膜厚都增加,而且增加的趋势是一致的,转速的增加使得端面间的动压效果增强,开启力增大,所以端面间的气膜厚度增加。可以看出,数值分析结果与实验值具有相似变化规律与趋势,从而验证了程序的可行性。

4 结 论

(1) 除雁颈宽比之外,当雁型槽几何参数变化时,端面开启力受影响最小,气膜刚度受影响最大;当槽数不少于 10 时,GS-DGS 的性能受槽数影响很小。

(2) 当雁型槽几何结构参数在下列范围取值时,GS-DGS 可以获得优异的综合密封性能:槽台宽比 $\delta = 0.8 \sim 1.2$,径向开槽宽度比 $\varphi = 0.4 \sim 0.8$,雁颈长比 $\epsilon = 0.25 \sim 0.35$,雁颈宽比 $\zeta = 0.2 \sim 0.4$,

量纲 1 槽深 $H=2.5\sim 4.0$ ，槽数 $N_g=10\sim 18$ ，螺旋角 $\alpha=10^\circ\sim 18^\circ$ 。

(3) 当已知 GS-DGS 密封环尺寸、雁型槽的内外半径和泄漏率控制要求（气膜平均厚度）时，根据上述几何参数的最优取值范围可以设计出密封的其他端面几何结构尺寸。

(4) 通过实验研究验证了理论程序的可行性。

符 号 说 明

F_o ——端面开启力，N

H ——量纲 1 槽深 ($H=h_1/h_o$)

h_o ——气膜厚度， μm

h_1 ——螺旋槽槽深， μm

K_z ——气膜刚度， $\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$

L ——雁颈长，m

N_g ——螺旋槽槽数

n ——转速， $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$

P ——量纲 1 气膜压力 ($P=p/p_i$)

P_o ——量纲 1 密封介质侧气膜压力 ($P_o=p_o/p_i$)

p ——气膜压力，Pa

p_i ——端面低压侧压力，Pa

p_o ——密封介质压力或端面高压侧压力，Pa

Q ——端面泄漏率， $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

R ——气体常数 [$R=287\text{ J}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$]

R_o ——量纲 1 端面外半径 ($R_o=r_o/r_i$)

r_i 、 r_o ——端面内、外半径，mm

r_c ——端面雁颈槽处圆环的内径，mm

r_g ——密封环端面螺旋槽槽根半径，mm

T ——密封气体温度， $^\circ\text{C}$

w_l ——螺旋槽台宽，m

w_g ——螺旋槽宽度，m

α ——螺旋角， $^\circ$

δ ——槽台宽比 ($\delta=w_g/w_l$)

ϵ ——雁颈长比 [$\epsilon=L/(w_g+w_l)$]

φ ——径向开槽宽度 [$\varphi=(r_g-r_i)/(r_o-r_i)$]

Γ ——刚漏比 ($\Gamma=K_z/Q$)

Λ ——密封压缩数

μ ——黏度， $\text{Pa}\cdot\text{s}$

ζ ——雁颈宽比 [$\zeta=(r_g-r_c)/(r_g-r_i)$]

References

- [1] Gabriel R P. Fundamentals of spiral groove non-contacting face seals. *Lubrication Engineering*, 1994, **51** (3): 215-224
- [2] James R W. Dry seal technology for rotating equipment. *Lubrication Engineering*, 1993, **50** (3): 247-252
- [3] Gu Yongquan (顾永泉). Hydrodynamic Seals (流体动密封). Dongying: Petroleum University Press, 1990
- [4] Gu Yongquan (顾永泉). Mechanical Face Seals (机械端面密封). Dongying: Petroleum University Press, 1994
- [5] Peng Xudong (彭旭东), Tan Lili (谭丽丽), Sheng Songen (盛颂恩), *et al.* Static analysis of a spiral-groove dry gas seal with an inner annular groove. *Tribology* (摩擦学学报), 2008, **28** (6): 507-511
- [6] <http://www.antoni-intl.com/images/downloads/53.pdf>
- [7] Feng Xiangzhong (冯向忠), Peng Xudong (彭旭东). Numerical analyses of spiral groove dry gas face seals. *Lubr. Eng.* (润滑与密封), 2004 (6): 41-43
- [8] Zhang Benzao (章本照). Finite Element Method for Hydrodynamics (流体力学中的有限元方法). Beijing: Mechanical Industry Press, 1986: 152-155
- [9] Li Kaitai (李开泰), Huang Aixiang (黄艾香), Huang Qinghuai (黄庆怀). Finite Element Method and Its Applications (有限元方法及其应用). Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1984: 111-121
- [10] Zhao Zhong (赵中), Peng Xudong (彭旭东), Sheng Songen (盛颂恩), *et al.* Numerical analysis of laser textured mechanical seals with a porous sector face. *CIESC Journal* (化工学报), 2009, **60** (4): 965-971
- [11] Peng Xudong, Tan Lili, Li Jiyun. Numerical analysis of dry gas face seals with spiral groove and inner annular groove// 2008 Second International Conference on Integration and Commercialization of Micro and Nanosystems. Hongkong, 2008