

文章编号:1673-5005(2012)03-0140-06

基于二阶滑移边界的螺旋槽干气密封协调优化

丁雪兴¹, 蒲军军¹, 韩明君², 张伟政¹, 俞树荣¹

(1. 兰州理工大学 石油化工学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 兰州理工大学 理学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要:应用二阶非线性滑移边界条件推导出修正的广义雷诺方程,并用PH线性化方法、迭代法对非线性雷诺方程近似求解,得到气膜推力和气膜刚度的近似解析式。利用多目标优化方法构建气膜刚度与泄漏量之比的协调函数,对该目标函数进行近似求解,获得最佳的螺旋槽几何参数值。利用Maple程序计算不同介质压力和转速下的气膜刚度、泄漏量并与试验值进行对比。结果表明,几何参数优化的干气密封样机测试结果与理论计算结果误差较小,运用二阶非线性滑移边界条件计算出的理论值具有较好的精度。

关键词:螺旋槽;干气密封;非线性滑移边界;Maple程序;优化

中图分类号:TQ 051

文献标志码:A

doi:10.3969/j.issn.1673-5005.2012.03.024

Coordination and optimization in spiral groove gas seal based on the second order slip boundary

DING Xue-xing¹, PU Jun-jun¹, HAN Ming-jun², ZHANG Wei-zheng¹, YU Shu-rong¹

(1. College of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;

2. School of Science, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract:The modified generalized Reynolds equation was derived under the second order nonlinear slip boundary conditions. The nonlinear Reynolds equation was solved to obtain the approximate solution of gas film thrust by using the PH linearization method and iterative method. Then, the gas film stiffness approximate solution was obtained by derivating gas film thickness. And a trade-off function of rigidity-to-spillage ratio was derived and the optimized geometric parameters were acquired by solving the objective function. Then the gas film stiffness values and leakage values were calculated under the different media pressure and rotational speed by using Maple program according to an engineering instance, which were compared with the experimental values. The results show that the testing values of dry gas seal prototype under the optimized geometric parameters are closed to the theoretical numerical calculation. The theoretical numerical values calculated by using the second order nonlinear slip boundary conditions have good precision.

Key words:spiral groove; dry gas seals; nonlinear slip boundary; Maple program; optimization

干气密封通过在密封面上开设动压槽而实现密封端面的非接触运行,是目前旋转机械轴端密封中最先进的一种密封装置^[1]。影响干气密封性能的主要因素有端面开槽的形状、槽形的几何参数以及操作参数。目前最常用的端面槽形是螺旋槽线形,然而,在工程实践中有些螺旋槽干气密封并未发挥出它的最大优势,其原因主要是槽形几何参数选择不合理。为此,国内外学者一般采用有限元法^[2,4]及试验测量法^[5,6]获得密封槽内气体动压分布及几何

参数的优化范围,但均未考虑微尺度效应对流动的影响,干气密封运行时,平均间隙(气膜厚度)的典型值为3~5 μm,其内部气体流动的尺度为微米级,边界滑移对其性能将产生重要的影响^[6,9]。由于气膜是非线性问题,用线性问题处理时,理论计算值与试验值间存在误差^[10,11]。目前在干气密封系统中尚未应用二阶滑移边界条件。Beskok等^[12]首先采用二阶滑移边界条件研究了平行平板之间的滑移流动问题。笔者在考虑微尺度理论^[13]的二阶非线性

收稿日期:2011-08-11

基金项目:国家自然科学基金项目(51165020,50965010);高等学校博士学科点专项科研基金项目(20096201110001)

作者简介:丁雪兴(1964-),男(汉族),江苏苏州人,教授,博士,研究方向为流体动密封。

性滑移边界条件^[12,14]下建立广义雷诺方程,在此基础上构建气膜刚度与泄漏量之比的协调函数,并对该目标函数进行近似求解,获得最佳的螺旋槽几何参数值。利用 Maple 程序计算二阶滑移边界条件下不同介质压力和转速下的气膜刚度、泄漏量的数值。

1 螺旋槽内微尺度气膜润滑边值问题

1.1 N-S 方程的简化

N-S 方程的一般式为

$$\rho \frac{dv}{dt} = \rho F - \nabla p + \mu \nabla^2 v + \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla \cdot v). \quad (1)$$

式中, ρ 为气体密度, kg/m^3 ; v 为润滑层中气体总速度, m/s ; F 为气膜推力, N ; p 为压力, Pa ; μ 为气体的动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

两板间间隙气体流体力学模型假定如下:① 气体为等温流动;② 间隙内流动为层流;③ 惯性力项与压力斜率项相比小得多,所以惯性力项可以忽略;④ z 方向的速度 w 可以忽略,即间隙厚度方向压力一定;⑤ 主要的黏性力仅是 $\partial^2 u/\partial z^2$ 和 $\partial^2 v/\partial z^2$ 项,其他项可以忽略。

由以上假设可得到简化的直角坐标系中 N-S 方程为

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right), \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right). \quad (2)$$

1.2 二阶滑移边界条件

滑移边界条件几何模型见图 1。

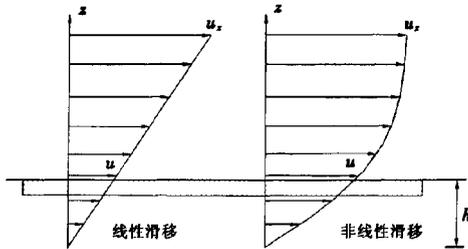


图 1 流体流动速度边界模型示意图

Fig.1 Velocity boundary model diagram of fluid

二阶滑移边界条件数学模型为

$$\begin{cases} u = U_0 + l' \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{l^2}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}, z = 0, \\ v = l' \frac{\partial v}{\partial z} - \frac{l^2}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}, z = 0; \\ u = -l' \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{l^2}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}, z = h, \\ v = -l' \frac{\partial v}{\partial z} - \frac{l^2}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}, z = h. \end{cases} \quad (3)$$

其中

$$l' = \frac{2 - \sigma_v l}{\sigma_v}$$

式中, σ_v 为分子切向动量调节系数; l 为分子自由行程。

1.3 微尺度效应的雷诺方程

连续性方程为

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0, \quad w = 0,$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0.$$

积分式为

$$\int_0^h \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) \right] dz = 0. \quad (4)$$

气体状态方程为

$$p = \rho RT. \quad (5)$$

由式(2)、(3) 求出二阶滑移边界条件下的 u 、 v , 再将其带入式(4), 并利用式(5) 得二阶滑移边界条件下的雷诺方程为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3}{\mu} \left(1 + 6kn' + \frac{2}{3}kn'^2 \right) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \\ & \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h^3}{\mu} \left(1 + 6kn' + \frac{2}{3}kn'^2 \right) \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 6U_0 \frac{\partial(\rho h)}{\partial x}. \end{aligned} \quad (6)$$

式中, $kn' = \frac{l'}{h}$ 为克努森数, $10^{-3} \leq kn' \leq 10^{-1}$ 。

1.4 无量纲柱坐标系下雷诺方程及边界条件

将式(6) 无量纲化为二阶滑移边界条件下的雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left[PH^3 \frac{\partial P}{\partial \phi} \right] + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left[PH^3 \frac{\partial P}{\partial \zeta} \right] = \chi' \frac{\partial(PH)}{\partial \phi}, \quad (7)$$

其中

$$x = R\phi, \quad y = R_i \zeta, \quad p = Pp_i, \quad h = H(\delta + E),$$

$$\chi' = \Lambda \left/ \left(1 + 6kn' + \frac{2}{3}kn'^2 \right) \right.,$$

$$\Lambda = \frac{12\pi\mu n_i}{\rho_i} \frac{R_i^2}{(\delta + E)^2}, \quad U_0 = 2\pi n_i R_i.$$

式中, E 为槽深的一半, μm ; H 为无量纲间隙; h 为密封间隙, μm ; n_i 为轴的转速, r/min ; P 为无量纲压力; p_i 为环境压力, Pa ; R_i 为密封环内径, mm ; δ 为气膜厚度, μm ; ζ 为无量纲极径; ϕ 为无量纲极角; χ' 为二阶滑移边界条件下可压缩性修正系数; Λ 为可压缩性参数。

螺旋槽力学模型见图 2。

边界条件为

$$P_{(\zeta=1)} = 1; P_{(\zeta=\zeta_0 = \frac{R_0}{R_i})} = P_0 = \frac{p_0}{p_i}.$$

式中, R_o 为密封环外径, $m; p_o$ 为介质压力(外压), P_a 。

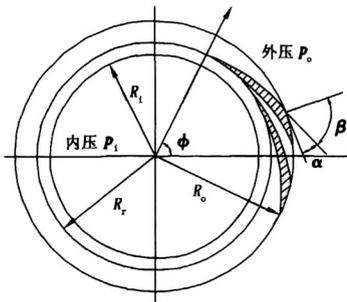


图2 螺旋槽力学模型

Fig.2 Mechanics model of spiral groove

2 刚漏比的解析式

无量纲气膜压力表示为

$$P = 1 + \eta(\eta_{1(\zeta)} \cos \omega + \eta_{2(\zeta)} \cos \omega) / H,$$

其中

$$\omega = n\phi + \beta_0\zeta, \beta_0 = n \tan \alpha, \eta = E / (\delta + E),$$

$$H = 1 - \varepsilon_2 \cos \phi - \eta \cos \omega,$$

$$\eta_{1(\zeta)} = c_{10} \exp(\sqrt{\beta_1} \zeta) + c'_{10} \exp(-\sqrt{\beta_1} \zeta) +$$

$$(c_{11} \exp(\sqrt{\beta_1} \zeta) + c'_{11} \exp(-\sqrt{\beta_1} \zeta) +$$

$$\frac{A_1}{2\sqrt{\beta_1}} \zeta \exp(\sqrt{\beta_1} \zeta) - \frac{B_1}{2\sqrt{\beta_1}} \zeta \exp(-\sqrt{\beta_1} \zeta)) \varepsilon,$$

$$\eta_{2(\zeta)} = c_{20} \exp(\sqrt{\beta_1} \zeta) + c'_{20} \exp(-\sqrt{\beta_1} \zeta) +$$

$$(c_{21} \exp(\sqrt{\beta_1} \zeta) + c'_{21} \exp(-\sqrt{\beta_1} \zeta) +$$

$$\frac{A_2}{2\sqrt{\beta_1}} \zeta \exp(\sqrt{\beta_1} \zeta) - \frac{B_2}{2\sqrt{\beta_1}} \zeta \exp(-\sqrt{\beta_1} \zeta) - \frac{\alpha_2}{\beta_1}) \varepsilon.$$

气膜压力为

$$p = P p_i.$$

气膜推力为

$$F = 2\pi \int_{R_i}^{R_o} r p dr,$$

无量纲化为

$$\bar{F} = \frac{F}{\pi R_i^2 p_i},$$

气膜刚度为

$$K = \frac{dF}{d\delta},$$

无量纲化为

$$\bar{K} = K / (\pi R_i^2 p_i).$$

泄漏量为

$$Q \Big|_{\zeta=1} = \int_0^h 2\pi v R_i dz = - \frac{(1 + 6kn' + 2kn'^2/3) \pi p_i h^3}{6\mu} \times$$

$$\frac{\partial P}{\partial \zeta} \Big|_{\zeta=1},$$

无量纲化为

$$\bar{Q} \Big|_{\zeta=1} = \frac{Q}{p_i h^3} = - \frac{(1 + 6kn' + 2kn'^2/3) \pi (\frac{\partial P}{\partial \zeta})_{\zeta=1}}{6}.$$

刚漏比为

$$T = \bar{K} / \bar{Q}. \tag{8}$$

螺旋槽几何参数优化约束条件为

螺旋角: $70^\circ \leq \beta \leq 80^\circ$;

气膜厚度: $3 \mu\text{m} \leq \delta \leq 5 \mu\text{m}$;

槽深: $4 \mu\text{m} \leq 2E \leq 20 \mu\text{m}$ 。

3 刚漏比协调优化

取样机动环尺寸: 内径 $R_i = 28.8 \text{ mm}$, 外径 $R_o = 40 \text{ mm}$, 根径 $R_r = 33.5 \text{ mm}$, 螺旋槽深度 $2E = 8 \mu\text{m}$, 介质压力 $p_o = 0.5 \text{ MPa}$, 转速 $n_r = 3000 \text{ r/min}$, 气体黏度 $\mu = 18.1 \mu\text{ Pa} \cdot \text{s}$, 内径处环境压力 $p_i = 101.3 \text{ kPa}$, 外径处介质压力 $p_o = 9.45 \text{ MPa}$ 。求: 最佳的螺旋角 α_{opt} 和最佳的槽深比 η_{opt} 。

运用 Maple 软件对式(8)进行近似求解, 求得二阶滑移边界条件下刚漏比 T 、槽深比 η 和螺旋角 α 间的三维关系(图3)。

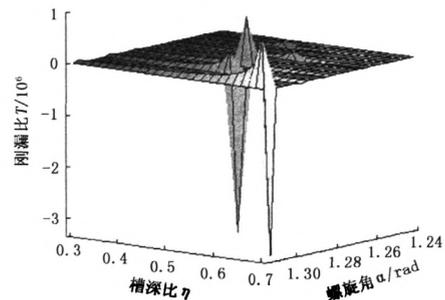


图3 刚漏比与螺旋角及槽深比的三维关系

Fig.3 Three-dimensional relationship of rigidity-to-spillage ratio, spiral angle and groove depth ratio

从图3中可看出: 刚漏比具有两个峰值, 且最大值应在 $\eta = 0.5 \sim 0.7, \alpha = 1.27 \sim 1.314$ 内。为了精确获得其最佳值, 又分别获得了刚漏比与螺旋角及槽深比的二维关系(图4)。从图4中可知, 刚漏比最大时最佳的螺旋角 $\alpha_{\text{opt}} = 73^\circ 24' 18''$, 最佳的槽深比 $\eta_{\text{opt}} = 0.532$, 气膜厚度 $\delta = 3.52 \mu\text{m}$ 。

4 密封性能参数测试和分析

4.1 干气密封试验台和样机

根据优化出的槽型尺寸, 制造样机, 取样机动环

尺寸(图5):内径 $R_i=28.8\text{ mm}$, 外径 $R_o=40\text{ mm}$, 根径 $R_r=33.5\text{ mm}$, 螺旋槽数 $n=12$, 螺旋槽深度 $2E=8\text{ }\mu\text{m}$, 螺旋角 $\alpha=16^\circ35'$ 。干气密封样机见图6。

尺寸(图5):内径 $R_i=28.8\text{ mm}$, 外径 $R_o=40\text{ mm}$, 根径 $R_r=33.5\text{ mm}$, 螺旋槽数 $n=12$, 螺旋槽深度 $2E=8\text{ }\mu\text{m}$, 螺旋角 $\alpha=16^\circ35'$ 。干气密封样机见图6。

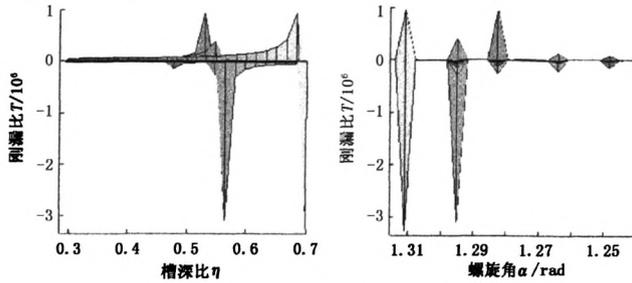


图4 刚漏比与槽深比及螺旋角的关系

Fig.4 Relationship of rigidity-to-spillage ratio, groove depth ratio and spiral angle

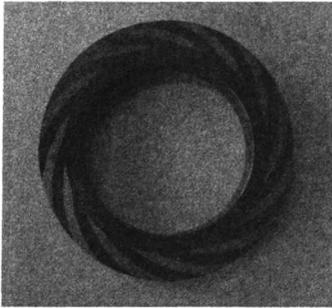


图5 干气密封样机动环

Fig.5 Dynamic seal ring of dry gas seal

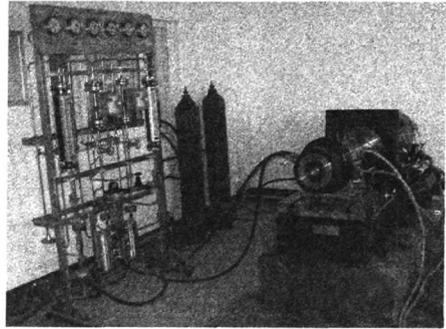


图7 干气密封试验台

Fig.7 Test bed of dry gas seal

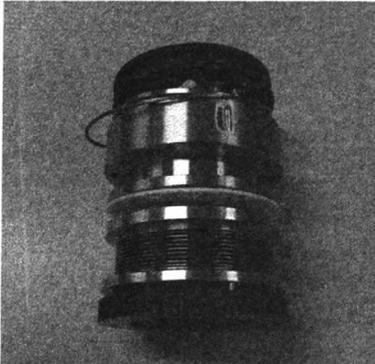


图6 干气密封样机

Fig.6 Dry gas seal prototype

在干气密封试验台(图7)上对干气密封样机进行气膜刚度和泄漏量的测定。

4.2 气膜刚度测试

4.2.1 测试技术

气膜刚度是指气膜的推力与气膜厚度或位移的比值,因而气膜刚度的测定可通过分别测量气膜压力和气膜位移而得到。

本试验装置采用1个微型压阻式传感器布置于

静环直径67 mm处,其位置对应于动环螺旋槽根径,对端面模压最大值进行了测试。通过进出口压力和最大压力的三点数值拟合抛物线,求出抛物线压力方程,再积分求出气膜推力。

采用了ST-GL型电涡流位移传感器。电涡流位移传感器是一种常用的非接触式位移传感器,采用的是感应电涡流原理。将4个传感器均匀安装在静环端面上,在静环端面直径70 mm处打穿孔,将传感器镶嵌在静环内(螺纹连接),然后和静环一起研磨加工表面,这样基本上不会破坏流体的动压效应(图8)。

4.2.2 气膜刚度的测试与分析

测试和分析不同介质压力和转速下的气膜刚度,用氮气作为工质。转速为3000 r/min时气膜刚度和介质压力的关系曲线见图9,介质压力为0.5 MPa时气膜刚度和转速的关系曲线见图10。

从图9、10中可看出,随介质压力和转速的增大气膜刚度也增大,理论计算值小于实际测试值,最大相对误差在0.5 MPa处为11.8%,在1000 r/min处为9.8%,低压力、低转速时的气膜刚度相对误差较

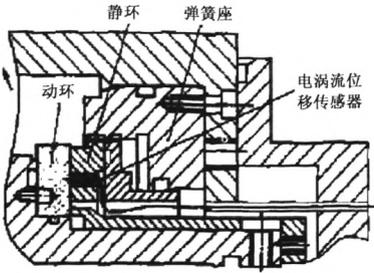


图8 电涡流传感器安装示意图

Fig.8 Schematic diagram of current vortex sensor

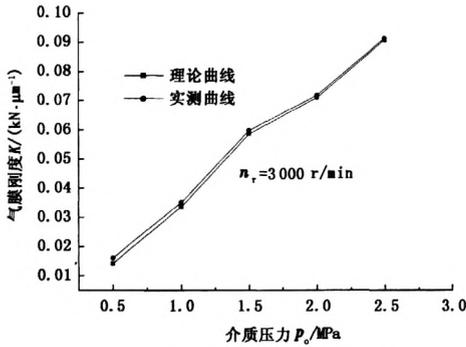


图9 气膜刚度随介质压力变化曲线

Fig.9 Gas film stiffness curves under different media pressure

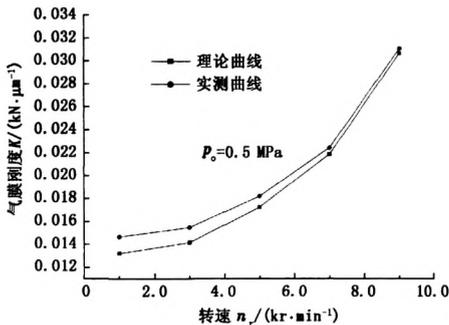


图10 气膜刚度随转速变化曲线

Fig.10 Gas film stiffness curves under different rotational speed

大,高压、高转速的气膜刚度相对误差小。其主要原因为:低压力、低转速时动压效果差,使得气膜厚度较薄,其气膜剪切率较高;而在高压、高转速时动压效果较好,使得气膜厚度较厚,其气膜剪切率较低。

4.3 泄漏量的测试

4.3.1 测试技术

使用金属管浮子流量计,测量精度为 0.001 m³/h。该仪器的传感器产生的信号可在其显示器

上数字化显示。金属管浮子流量计是工业自动化过程控制中常用的一种流量测量仪表,它具有压损小,检测范围大(量程比 10 : 1),使用方便等特点,特别适宜低流速小流量的介质流量测量。

4.3.2 泄漏量的测试与分析

测试和分析不同介质压力和转速下的泄漏量,用氮气作为工质。转速为 3 000 r/min 时泄漏量和介质压力的关系曲线见图 11,介质压力为 0.5 MPa 时泄漏量和转速的关系曲线见图 12。

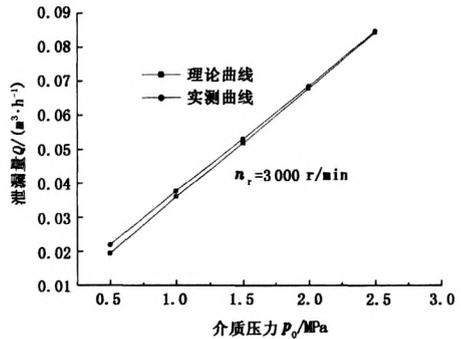


图11 泄漏量随介质压力变化曲线

Fig.11 Leakage curves under different media pressure

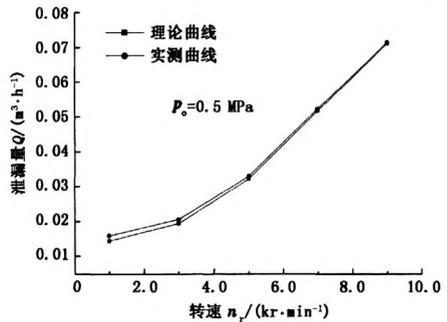


图12 泄漏量随转速变化曲线

Fig.12 Leakage curves under different rotational speed

从图 11、12 中可看出,随介质压力和转速的增大泄漏量也增大,理论计算值小于实际测试值,最大相对误差在 0.5 MPa 处为 9.6%,在 1 000 r/min 处为 9.2%,低压力、低转速时的泄漏量相对误差较大,高压、高转速的气膜刚度相对误差较小。

4.4 试验数据误差来源及处理方法

从对气膜刚度数据分析的图中可以看出试验得到的分布曲线基本上与理论曲线相符,但存在个别部位的数据误差,经过反复多次试验,产生这种偏差的主要原因在于:①试验台的震动对传感器的测量精度产生一定的影响;②测试时出现的干扰信号对测量精度产生一定的影响;③供电电源的影响,以及

信号远传给测量带来误差。

根据误差产生的原因,采用以下处理方法来减小误差:①把干气密封试验台地基改造成垫铁从而减小测试时所产生的振动;②对传感器的轴心线圈进行屏蔽,从而减小干扰信号的影响;③将数据采集器和干气密封试验台放置在同一个工作室的同一位置以减小信号远传所带来的误差。

5 结束语

应用二阶非线性滑移边界条件推导修正的广义雷诺方程,利用多目标优化方法获得最佳的螺旋槽几何参数值,本例中优化参数为螺旋角 $\alpha_{\text{opt}} = 73^\circ 24' 18''$,槽深比 $\eta_{\text{opt}} = 0.532$,并与试验值相吻合,验证了该计算程序的准确性。利用该计算方法优化不同工况下的干气密封螺旋槽结构参数,为工程优化设计提供了理论依据。

参考文献:

- [1] 杨惠霞,王玉明. 泵用干气密封技术及应用研究[J]. 流体机械,2005,33(2):1-4.
YANG Hui-xia, WANG Yu-ming. Technology and industrial application of dry gas seals for centrifugal pump [J]. Fluid Machinery, 2005,33(2):1-4.
- [2] 彭建. 螺旋槽干气密封的优化设计[J]. 流体机械, 1995,23(3):9-11.
PENG Jian. Optimization for the the spiral groove gas seal [J]. Fluid Machinery, 1995,23(3):9-11.
- [3] 蒋小文. 螺旋槽干气密封数值模拟及其槽形参数优化[D]. 南京:南京工业大学机械与动力工程学院,2004.
JIANG Xiao-wen. Numerical simulation and parameters optimization of spiral groove gas seal [D]. Nanjing: School of Mechanical and Engineering, Nanjing University of Technology, 2004.
- [4] MARCO Taliv C Faria. An efficient finite element procedure for analysis of high-speed spiral groove gas face seals [J]. Journal of Tribology, 2001, 123:205-210.
- [5] 王彤,徐洁,谷传纲. 微尺度效应对螺旋槽干气密封的影响[J]. 工程热物理学报,2004,25(增刊):39-42.
WANG Tong, XU Jie, GU Chuan-gang. The micro scale effects on the performance of spiral grooved gas seals [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25 (sup):39-42.
- [6] GAD el Hak M. The fluid mechanics of micro devices-the freeman scholar lecture [J]. Journal of Fluids Engineering, 1999,121:5-33.
- [7] GAD el Hak M. Review: flow physics in MEMS [J]. Mecanique and Industries, 2001, 2:313-341
- [8] NETO C, EVANS D R, BUTT H J. et al. Boundary slip in Newtonian studies [J]. Reports on Progress in Physics, 2005, 68:2859-2897.
- [9] KASSNER M E, NEMAT-Nasser S, SUO Z, et al. New directions in mechanics [J]. Mechanics of Materials, 2005, 37:231-259.
- [10] 丁雪兴,王悦,张伟政,等. 螺旋槽干气密封润滑气膜角向涡动的稳定性分析[J]. 北京化工大学学报, 2008,35(2):82-86.
DING Xue-xing, WANG Yue, ZHANG Wei-zheng, et al. A stability analysis for lubricating gaseous film of spiral grooved gas seals subjected to angular eddy motion [J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology, 2008,35(2):82-86.
- [11] PECHT G G, NETZEL J P. Design and application of non-contacting gas lubricated seals for slow-speed service [J]. Lubr Eng, 1999,55(7):20-25.
- [12] BESKOK A, KARNIADAKIS G E, TRIMMER W. Rarefaction and compressibility effects in gas micro flows [J]. Journal of Fluids Engineering, 1996, 118 (5): 448-456.
- [13] 丁雪兴,陈德林,张伟政,等. 螺旋槽干气密封微尺度流动场的近似计算及其参数优化[J]. 应用力学学报,2007,24(3):425-428.
DING Xue-xing, CHEN De-lin, ZHANG Wei-zheng, et al. Approximate calculation and parameters optimization for micro-scale flow field in spiral grooved gas seals [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2007, 24 (3): 425-428.
- [14] 吴承伟,马国军,周平. 流体流动的边界滑移问题研究进展[J]. 力学进展,2008,38(3):265-282.
WU Cheng-wei, MA Guo-jun, ZHOU Ping. A review of the study on the boundary slip problems of fluid flow [J]. Advances in Mechanics, 2008,38(3):265-282.

(编辑 沈玉英)