排灌机械工程学报 第28卷 第4期
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering Vol. 28 No. 4

基于CFD的螺旋槽干气密封端面流场流态分析

丁雪兴[1,2]，富影杰[1]，张 静[1]，张伟政[1,2]，俞树荣[1,2]
(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 温州泵阀工程研究院，浙江 温州 325105)

摘 要：应用Gambit软件建立三维螺旋槽干气密封模型，并对其进行了网格划分. 在特定工况下，运用Fluent软件对螺旋槽干气密封内部微间隙三维气体流场的两种流态，即层流和湍流分别进行了数值模拟，得到了两种流态的压力分布、速度分布以及泄漏量. 运用模拟得到的层流和湍流的速度，根据流动因子进行了理论计算，结果表明：螺旋槽干气密封端面气体是以层流流动的. 将模拟得到的层流和湍流的泄漏量与其相同工况下试验所测得的泄漏量进行对比分析，结果表明：螺旋槽干气密封端面气体亦是以层流流动的，模拟层流泄漏量为6.92×10^{-6} m^3/s，试验值为6.94×10^{-6} m^3/s，十分接近. 综合以上两种结果表明：在一定工况下，螺旋槽干气密封端面气体是以层流流动的.

关键词：干气密封；螺旋槽；流态分析；CFD；数值模拟
中图分类号：S277.92；TQ051 **文献标志码**：A **文章编号**：1674-8530(2010)04-0330-05

Fluid state analysis on flow field of gas seal with spiral groove based on CFD

Ding Xuexing[1,2], *Fu Yingjie*[1], *Zhang Jing*[1], *Zhang Weizheng*[1,2], *Yu Shurong*[1,2]
(1. College of Petrochemical Technology, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China; 2. Wenzhou Research Institute of Pump and Valve Engineering, Lanzhou University of Technology, Wenzhou, Zhejiang 325105, China)

Abstract: The three-dimensional model of spiral groove gas seal is carried out and meshed by Gambit software. On certain occasions, there are two flow patterns named laminar and turbulence in the three-dimensional micro-groove. The two kind of flow patterns are simulated with Fluent software. As a result, their pressure distribution, velocity distribution and leakage were obtained. With the simulation results, theoretical calculations proceeds according to the velocity of flow factor. The results show that fluid state in spiral groove gas face seal is based on laminar on certain operating conditions. The simulation leakage and the experimental data are compared and analyzed. The laminar leakage data of 6.92×10^{-6} m^3/s is very similar to the experimental one of 6.94×10^{-6} m^3/s. In conclusion, fluid state in spiral groove gas face seal is based on laminar in certain operating conditions.

Key words: dry gas seal; spiral groove; fluid state analysis; CFD; numerical simulation

目前，石油、化工等工业用压缩机或泵的轴端密封大多采用的是机械密封[1]. 但是，由于机械密封必须配备密封油站，而且也必然有少量的密封油泄漏到密封介质中，所以逐渐被一种新型的轴端密封即干气密封[2-3]所替代. 干气密封具有泄漏量少、端面磨损小、使用寿命长等特点，并可省去复杂的油循环系统，特别适用于高速透平机械的轴端密封[4-6].

在干气密封中，由于高转速、高压力等因素的影

收稿日期：2009-11-13
基金项目：国家自然科学基金资助项目(50965010)；浙江省科技计划项目(2008C21131)；温州市对外科技合作交流项目(H20080018)
作者简介：丁雪兴(1964—)，男，江苏苏州人，教授(xuexingding@163.com)，主要从事泵阀与密封技术研究.
富影杰(1981—)，女，黑龙江齐齐哈尔人，硕士研究生(ruonan0330@126.com)，主要从事流体动密封技术研究.

万方数据

响，气体流过密封间隙的流动状态比较复杂. 在对螺旋槽干气密封进行数值模拟时，有文献[7-8]假定气体是以层流运动的，也有文献[9]假定气体是以湍流运动的. 而端面气体究竟以何种状态流动，至今尚无定论. 因此，为了确定在特定工况下螺旋槽干气密封端面气体的流动状态，文中首先应用 Fluent 软件对螺旋槽干气密封间隙中气体可能发生的流动状态即层流和湍流分别进行数值模拟，得到两种流态下的压力分布、速度分布以及泄漏量. 其次，应用模拟结果先根据流动因子进行理论计算，再将两种流态下的泄漏量与其相同工况下试验所测得的泄漏量进行对比分析，最后综合理论计算和对比分析得出结论.

1 螺旋槽内气体流场的边值问题

1.1 基本假设

基于流体力学基本理论，同时考虑密封系统本身的结构，对密封端面间的气膜稳态流场分析时，作如下假设：① 间隙内流体视为连续介质，端面间为完整的流体膜润滑；② 润滑层的热状态等温；③ 气体分子与密封表面牢固吸附，无相对滑移；④ 忽略气体的惯性力和体积力；⑤ 忽略在工作过程中系统扰动和振动对气膜流场的影响.

1.2 计算模型

1.2.1 层流模型

控制方程用可压缩完全气体雷诺方程. 它是 O Reynolds 于 1886 年建立的，在极坐标下的表达式为

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{ph^3}{\mu}\frac{\partial p}{r\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{rph^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial r}\right)=6\omega r\frac{\partial(ph)}{r\partial\theta}. \tag{1}$$

1.2.2 湍流模型

采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型和 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型分别进行计算.

标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型是由 Launder 和 Spalding[10] 于 1972 年提出的. 其 k 方程和 ε 方程分别为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k-\rho\varepsilon, \tag{2}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+\frac{C_{1\varepsilon}}{k}G_k-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}. \tag{3}$$

RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型是由 Yakhot 及 Orzag[11] 提出的. 此模型中，k 方程和 ε 方程分别为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_k\mu_{\text{eff}}\frac{\partial k}{\partial x_j}\right)+G_k+\rho\varepsilon, \tag{4}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\varepsilon\mu_{\text{eff}}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right)+\frac{C_{1\varepsilon}^*\varepsilon}{k}G_k-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}. \tag{5}$$

1.3 边界条件

槽的入口端为高压侧，密封坝为低压侧，流体因为压力差从外径向内径处流动. 在槽、台的入口和坝区出口分别采用压力入口和压力出口边界条件，同时给定湍流强度和水力直径；坝区和台区边界为周期性边界条件，且满足

$$p\Big|_{\theta=0}=p\Big|_{\theta=2\pi/N_g}, \tag{6}$$

式中 N_g 为螺旋槽槽数.

密封环表面为标准壁面条件，采用速度无滑移条件. 采用旋转参考坐标系来模拟动静环之间的相互运动.

2 边值问题的数值求解

2.1 建立几何模型划分网格

通常的气体端面密封，动压槽是开在动环端面处的. 图 1 给出了螺旋槽的二维几何模型.

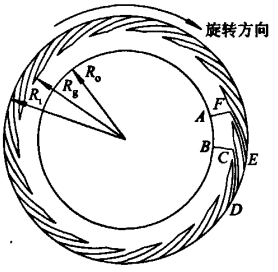


图 1 螺旋槽几何模型

Fig. 1 Geometrical model of spiral groove

取气体流过的密封两端面间的间隙为计算对象. 因流场是轴对称的，故只需取出其中任一区域，即一个槽和与之相连的台坝区（*ABCDEF*）作为计算区域来进行计算. 这里采用剖分划分网格的方法. 为了便于观察，将计算区域在厚度方向放大 1 000 倍，网格划分如图 2. 最终生成网格单元数为 24 202，坝区和台区均为 4 层，槽区为 11 层.

万方数据

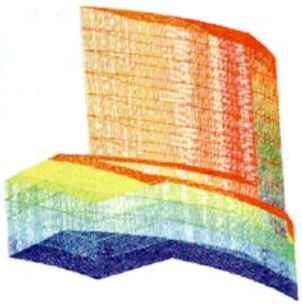


图2 计算区域网格
Fig. 2 Mesh of computation zone

2.2 求解方法

求解器选择分离的隐式求解器，压力差值格式为标准差值，压力速度耦合采用 SIMPLE 算法，扩散项的离散格式采用中心差分格式，对流项的离散格式采用二阶迎风格式.

3 计算结果与分析

3.1 密封端面流场数值模拟

应用 Fluent 软件对螺旋槽端面气体的两种不同流态进行数值模拟时，试验气体均为空气，且运行参数均为：内径 R_i = 135.3 mm，外径 R_o = 188 mm，根径 R_g = 166.5 mm，介质压力 p_0 = 0.5 MPa，一级密封出口压力 p_{01} = 0.04 MPa，环境压力 p_i = 0.101 3 MPa，槽模数 n = 18，转速 n_r = 10 747 r/min，粘度 $\mu = 1.8 \times 10^{-5}$ Pa·s，槽深 $2E$ = 7 μm，气膜厚度 h_0 = 3.5 μm，螺旋角 α = 74°.

3.1.1 压力分布

利用 Fluent 软件计算得到层流和湍流端面气体压力分布如图 3 - 5.

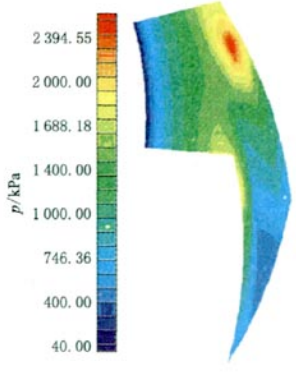


图3 层流气膜压力分布云图
Fig. 3 Pressure distribution of laminar

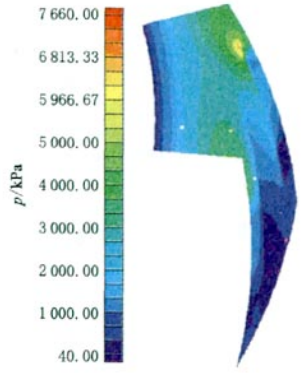


图4 标准 $k-\varepsilon$ 湍流气膜压力分布云图
Fig. 4 Air-film pressure distribution of standard $k-\varepsilon$ turbulence

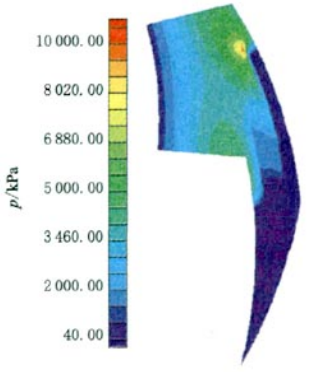


图5 RNG $k-\varepsilon$ 湍流气膜压力分布云图
Fig. 5 Air-film pressure distribution of RNG $k-\varepsilon$ turbulence

3.1.2 速度分布

利用 Fluent 软件计算得到层流和湍流端面气体速度分布如图 6 - 8.

为了确定实际运行工况下的流动状态，有必要作流态分析，并与试验作出对比.

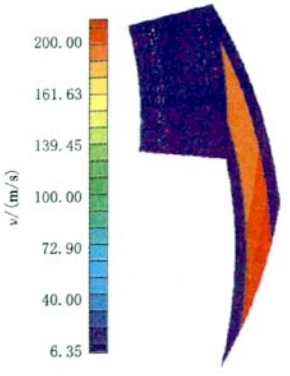


图6 层流气体速度分布图
Fig. 6 Laminar gas velocity vector

万方数据

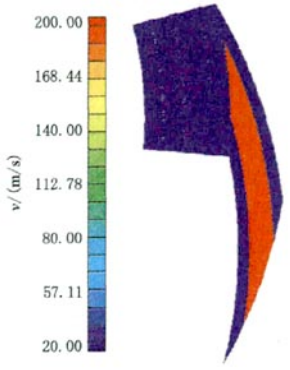


图7 标准 $k-\varepsilon$ 湍流气体速度分布图

Fig. 7 Standard $k-\varepsilon$ turbulence gas velocity vector

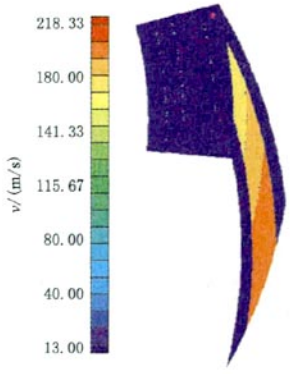


图8 RNG $k-\varepsilon$ 湍流气体速度分布图

Fig. 8 RNG $k-\varepsilon$ turbulence gas velocity vector

3.2 流态分析

3.2.1 理论计算

根据文献[12]的介绍,应用流动因子 a 来确定间隙流体流动状态.

当 $a>1$ 时,处于湍流状态;当 $a<1$ 时,处于层流状态.

$$a=\sqrt{\left(\frac{Re_c}{1\,600}\right)^2+\left(\frac{Re_p}{900}\right)^2}, \qquad (7)$$

式中 Re_c,Re_p 分别为单独古埃特剪切流动的 Re 数以及单独泊肃叶径向流动的 Re 数,$Re_c=\frac{\rho u h_0}{\mu}$,$Re_p=\frac{\rho v_r h_0}{\mu}$;其中 u 为端面剪切线速度,m/s;v_r 为径向流动速度,m/s;h_0 为密封端面间流体膜厚度,μm.

由图6可知,层流端面气体的 v_{max} 为 206.000 m/s,通过 Fluent 软件可以得到 $v_{rmax}=42.067$ m/s,而由 $v_{max}^2=v_{rmax}^2+u_{max}^2$ 可以得到 $u_{max}=201.659$ m/s,从而可以求得 $Re_p=61.16$,$Re_c=293.18$. 因此,将 Re_c 和 Re_p 代入式(7)得 $a=0.195<1$,即为层流. 由此说明,将气体的流动状态视为层流进行模拟,是符合气体的实际流动的.

由图7可知,标准 $k-\varepsilon$ 湍流端面气体的 v_{max} 为 200.000 m/s,通过 Fluent 软件得到 $v_{rmax}=43.943$ m/s,而由 $v_{max}^2=v_{rmax}^2+u_{max}^2$ 可以得到湍流端面 $u_{max}=195.113$ m/s,从而可以算出 $Re_p=63.887$,$Re_c=283.667$. 将 Re_c 和 Re_p 代入式(7)得 $a=0.191<1$,即为层流.

由图8可知,RNG $k-\varepsilon$ 湍流端面气体的 v_{max} 为 244 m/s,同样,通过 Fluent 软件可以得到 $v_{rmax}=151.000$ m/s,而由 $v_{max}^2=v_{rmax}^2+u_{max}^2$ 可以得到湍流端面 $u_{max}=191.66$ m/s,从而可以算出 $Re_p=219.53$,$Re_c=278.65$. 将 Re_c 和 Re_p 代入式(7)得 $a=0.3<1$,即为层流.

综上可得:在特定工况下,螺旋槽干气密封端面气体以层流流动.

3.2.2 模拟结果与试验对比

模拟所用的试样为成都一通密封有限公司的型号为 YTG-CT Ⅱ 的干气密封产品,在成都一通密封有限公司对该产品进行了试验. 试验中,离心压缩机试验台采用了单悬臂支撑方式结构;轴承采用了航空发动机高速转轴;主轴调速采用交流变频调速技术;泄漏量的测量使用承德热河罗尼仪表有限公司生产的金属管浮子流量计,其测量精度为 0.001 m^3/h. 为了确定流态,将层流和湍流的泄漏量在 Fluent 软件中直接读出,并与试验所测得的泄漏量进行对比,见表1.

表1 两种流态和试验的泄漏量值

Tab. 1 Leakage value of two kinds flow pattern and experiment 10^{-6} m^3/s

模拟值			试验值
层流	标准 $k-\varepsilon$ 湍流	RNG $k-\varepsilon$ 湍流	
6.92	18.37	35.08	6.94

由表1可知,层流的泄漏量值与试验值比较接近,接近率高达 99.71%,而无论是标准 $k-\varepsilon$ 湍流的泄漏量值还是 RNG $k-\varepsilon$ 湍流的泄漏量值都与试验值相差很多. 由此可得:在特定工况下,螺旋槽干气密封端面气体是以层流流动的. 同时不难得到:采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型对螺旋槽干气密封进行模拟是比较合适的.

可以看出,理论计算结果与对比分析结果是吻合的,因此,在特定工况下,螺旋槽干气密封端面气体是以层流流动的.

万方数据

4 结 论

利用 Fluent 计算得出了特定工况下螺旋槽干气密封端面气体两种流态，即层流和湍流下的压力分布、速度分布以及泄漏量，进而运用流动因子来确定流场的流态. 通过综合理论计算与试验对比分析得到，在特定工况下，螺旋槽干气密封端面气体是以层流流动的.

在通常情况下，干气密封端面流场中流体是以层流流动的. 但因流动状态与工况有关，所以在压力和转速很高的情况下，也有可能产生湍流流动. 今后有待于对干气密封流场临界雷诺数进行试验测定.

参考文献(References)

[1] 孙泽刚，黄文权. 机械密封密封腔的流场及温度场[J]. 排灌机械，2009，27(3)：200－203.
Sun Zegang, Huang Wenquan. Simulation of flow field and temperature field for mechanical seal cavity[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2009, 27(3): 200－203. (in Chinese)

[2] 李风芹，王 强，宋远红. 压缩机用螺旋槽干气密封技术[J]. 风机技术，2008(1)：33－36.
Li Fengqin, Wang Qiang, Song Yuanhong. Technology of spiral groove dry gas seal for compressors[J]. *Compressor, Blower & Fan Technology*, 2008(1): 33－36. (in Chinese)

[3] 郭顺贵，周先华. 离心泵的轴封技术[J]. 排灌机械，2007，25(4)：22－26.
Guo Shungui, Zhou Xianhua. Radial sealing technology on centrifugal pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2007, 25(4): 22－26. (in Chinese)

[4] Bloch H P. Consider dry gas seals for centrifugal compressors[J]. *Hydrocarbon Processing*, 2005, 84(1): 9－10.

[5] Tabata H, Sano M. Study of high efficiency turbocompressor: Development of high-speed and high-pressure Dry-Gas-Seal[J]. *IHI Engineering Review*, 2004, 4(5): 301－305.

[6] Aimone R J, Forsthoffer W E, Salzmann R M. Dry gas seal systems—Part 2: Best practices for design and selection, which can help prevent failures[J]. *Turbomachinery International*, 2007, 48(2): 24－26.

[7] 黄义仿，丁雪兴，郑 劲，等. 干气密封螺旋槽内气体流场的有限元模拟[J]. 化工机械，2007，34(2)：95－97.
Huang Yifang, Ding Xuexing, Zheng Jin, et al. Finite element simulation of the gas flow field in the dry gas seal spiral grooves[J]. *Chemical Engineering & Machinery*, 2007, 34(2): 95－97. (in Chinese)

[8] 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 Xuexing, Chen Delin, Zhang Weizheng, 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. (in Chinese)

[9] 丁雪兴，张鹏高，黄义仿，等. 螺旋槽干气密封微间隙流动场的 CFD 数值模拟[J]. 化工机械，2008，36(5)：287－290.
Ding Xuexing, Zhang Penggao, Huang Yifang, et al. Numerical simulation of computational fluid dynamics (CFD) of the micro-scale flow field in the spiral groove dry gas seals[J]. *Chemical Engineering & Machinery*, 2008, 36(5): 287－290. (in Chinese)

[10] Launder B E, Spalding D B. *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*[M]. London: Academic Press, 1972.

[11] Yakhot V, Orszag S A. Renormalization group analysis of turbulence[J]. *Journal of Scientific Computing*, 1986, 1(1): 3－51.

[12] Brunetiere N, Tournerie B, Frene J. Influence of fluid flow regime on performances of non-contacting liquid face seals[J]. *Journal of Tribology*, 2002, 124(3): 515－523.

(责任编辑 张文涛)

万方数据