

泵出型螺旋槽机械密封端面间隙气液 两相流动数值分析

郝木明¹, 蔡厚振², 刘维滨³, 李振涛¹, 王选盈⁴, 孙鑫晖¹

(1. 中国石油大学密封技术研究所, 山东青岛 266580; 2. 中海油能源发展安全环保分公司, 天津 300456;
3. 中海油研究总院, 北京 100028; 4. 东营海森密封技术有限责任公司, 山东东营 257000)

摘要:针对泵出型螺旋槽气膜密封由于阻塞气压力降低,被密封液相介质进入密封间隙的情况,以密封端面间隙流体膜为研究对象,利用 Fluent 软件 VOF 模型模拟阻塞气压力恢复到正常值时端面间隙的流动状况。此时流体膜处于气液两相非稳定流动状态,研究密封端面间气液两相介质分布、压力分布及密封性能随时间的变化规律。结果表明:在假设条件下,内径处阻塞气压力恢复到正常值,流体膜能够恢复成纯气相流体膜;液相介质能增强流体动压效应,增大气相介质流动阻力,降低泵送量;气液两相掺混,改变了气液两相分布、压力分布、泵送量等密封性能,增大了流体膜恢复成纯气相的难度,且在液相介质进入螺旋槽状况下,流动过程中少量液相介质在内径处发生泄漏。

关键词:泵出型;机械密封;气液两相流动;数值分析

中图分类号:TB 42 **文献标志码:**A

引用格式:郝木明,蔡厚振,刘维滨,等. 泵出型螺旋槽机械密封端面间隙气液两相流动数值分析[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2015,39(6):129-137.

HAO Muming, CAI Houzhen, LIU Weibin, et al. Numerical analysis on gas-liquid two-phase flow of outward pumping spiral-grooved mechanical seal clearance[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2015,39(6):129-137.

Numerical analysis on gas-liquid two-phase flow of outward pumping spiral-grooved mechanical seal clearance

HAO Muming¹, CAI Houzhen², LIU Weibin³, LI Zhentao¹, WANG Xuanying⁴, SUN Xinhui¹

(1. Institute of Sealing Technology in China University of Petroleum, Qingdao 266580, China;
2. CNOOC EnerTech-Safety & Environmental Protection Company, Tianjin 300456, China;
3. CNOOC Research Institute, Beijing 100028, China;
4. Dongying Hiscien Sealing Technology Company Limited, Dongying 257000, China)

Abstract: As the blocking gas pressure of the outward pumping spiral-grooved gas film seal decreases, the sealed liquid enters into the sealing clearance. In this paper, the fluid film between the seal interface was studied by using the VOF model of the Fluent software. The unsteady gas-liquid two-phase flow process of the fluid film between the seal clearance was simulated as the blocking gas pressure was back to normal. The phase distribution of the gas-liquid two-phase, pressure distribution in the seal interface and sealing performance changing with the time were studied. The calculated results show that under the postulated conditions, as the blocking gas pressure in the inner diameter returns to normal, the fluid film could restore to a pure gas phase film. The hydrodynamic effect could be enhanced by the sealed liquid medium. The pumping rate was reduced as the flow resistance of gas medium increased. The mixing of the gas-liquid changed the sealing performances of pressure distribution, pumping rate, phase distribution of the gas-liquid, and increased the difficulty of the fluid film to restore the pure gas phase. When the sealed liquid medium entered into the spiral groove, a small amount of the sealed liquid leaked

收稿日期:2015-01-22

基金项目:国家自然科学基金项目(51375497);山东省自主创新及成果转化专项(2014ZZCX10102-4);青岛市黄岛区科技项目(2014-1-16)

作者简介:郝木明(1964-),男,教授,博士,博士生导师,研究方向为流体动密封及流体机械技术。E-mail:haommupc@sina.com。

in the inner diameter during the flow process.

Keywords: outward pumping; mechanical seal; gas-liquid two-phase flow; numerical analysis

近年来,螺旋槽开在端面内径处的泵出型螺旋槽气膜密封开始获得应用,主要用于密封液相介质泵等设备,是气体密封液体的形式^[1]。目前关于螺旋槽气膜密封的研究主要集中在正常稳定工况下密封端面间纯气相流场和密封性能的研究。Basu P^[2]采用有限元法和有限差分法求解了外加压双向气体端面密封径向螺旋槽流体动压区域的可压缩雷诺方程,综合对比了稳态工况下两种方法在计算速度和螺旋槽参数优化方面的应用情况。Thomas S 等^[3]建立了高压可压缩流体的机械端面密封数值计算模型,验证了模型计算结果的正确性。Faria MTC 等^[4]用有限元法分析了压力坝的位置和形状参数对气体端面密封开启力、泄漏率等稳态性能的影响,优化了密封端面压力坝参数。陈志等^[5]选用三维的 N-S 方程作为控制方程,使用 SIMPLER 算法对干气密封端面间气膜进行了数值模拟。冷晓静^[6]使用 Fluent 软件对单列双向螺旋槽气膜密封端面间隙的三维流场和温度稳态分布进行了数值模拟分析。彭旭东等^[7]对一种带有内环槽螺旋槽气膜密封进行了有限元计算,分析了密封结构参数对稳定工况下密封泄漏率、气膜刚度、刚漏比等的影响规律。丁雪兴等^[8]运用 Fluent 软件对螺旋槽干气密封内部间隙进行稳态数值模拟,所得流场数据与参考文献验证较吻合。但是当密封由于运行状态发生变化,密封环内径侧氮气压力有所下降时,在密封端面间会出现气液两相的流体膜,可能会发生气液两相掺混现象,极易发生密封失效情况。笔者运用流体工程仿真软件模拟泵出型螺旋槽气膜密封液相介质进入密封端面的气液两相非稳定流场,研究该过程中密封端面气液两相分布、流场及密封性能的变化情况,得到非稳态流动变化的稳定趋势。

1 模型建立

1.1 几何模型及网格划分

采用文献[1]中泵出型螺旋槽机械密封端面几何模型,密封端面采用对数螺旋槽,几何参数为:外径 $r_o = 77.78 \text{ mm}$,内径 $r_i = 58.42 \text{ mm}$,槽底半径 $r_g = 67.2 \text{ mm}$,槽数 $N = 12$,螺旋角 $\phi = 15^\circ$,台槽比 $\gamma = 1$,槽深 $h_g = 5.0 \text{ }\mu\text{m}$,膜厚 $h_0 = 2.0 \text{ }\mu\text{m}$,密封端面结构如图 1 所示。以密封端面间流体膜为研究对象,利用 Gambit 软件取一个周期进行建模,得到本文的几

何模型,如图 2 所示。

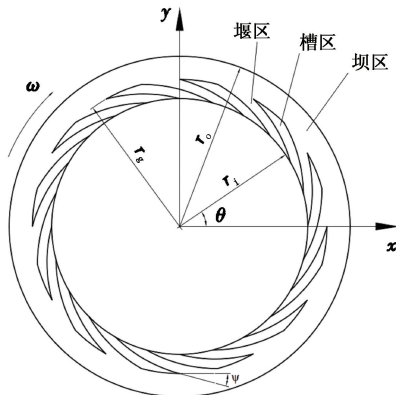


图 1 密封端面结构

Fig. 1 Structure chart of spiral groove seal face

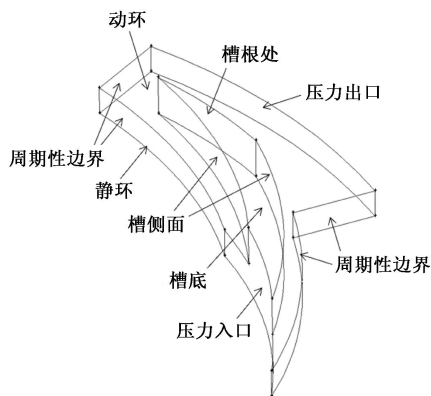


图 2 计算模型及边界条件

Fig. 2 Schematic diagram of model and boundary conditions

按照结构化网格划分原则,将模型剖分成 4 个规则形状的几何体,分别为坝区、槽区、两半堰区;按照“线、面、体”的步骤依次划分网格,规则扇形坝区采用规则的六面体结构化网格,其余区域采用 Cooper 方法生成直三棱柱网格^[9];非槽区流体膜(坝区、堰区)在轴向上划分 3 层网格,槽区流体膜在轴向上划分 5 层网格,总共划分 118 962 个网格,如图 3 所示,图中为体现网格划分策略,将模型轴向放大了 1 000 倍。经网格倾斜度检查,网格倾斜度在 0.6 以下的有 95%,最大网格倾斜度为 0.763(不超过 0.8),能够实现高质量的网格划分要求。

1.2 边界条件

(1) 纯气相模拟边界条件。密封工况及物性参数为:外径处压力 $p_o = 0.45 \text{ MPa}$,内径处压力 p_i

$=0.5 \text{ MPa}$, 转速 $n = 2970 \text{ r/min}$, 氮气密度 $\rho = 6.796 \text{ kg/m}^3$, 氮气黏度 $\mu = 178.7 \text{ mPa} \cdot \text{s}$, 液体密度 $\rho = 992 \text{ kg/m}^3$, 液体黏度 $\mu = 0.252 \text{ mPa} \cdot \text{s}$, 液体表面张力系数 $\sigma = 0.057 \text{ N/m}$ 。如图 2 所示, 分别将密封环内径处、外径处定义为压力入口边界条件及压力出口边界条件, 压力分别为 0.5 、 0.45 MPa 。由于采用单周期进行建模, 将计算区域左、右堰区的竖直面以及坝区的竖直面定义为周期性边界条件^[9]。

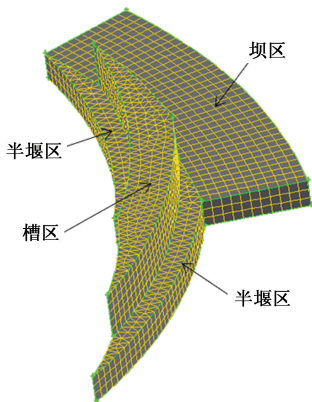


图 3 网格划分示意图

Fig. 3 Diagrammatic sketch of grid division

模型中动环为旋转元件, 采用单旋转参考坐标系方法进行计算。设置旋转参考系的转速和转轴为实际旋转元件的转速和转轴, 转速方向见图 1, $n = 2970 \text{ r/min}$; 动环和旋转参考坐标系的转速、转轴相同, 动环表面设置成相对旋转坐标系静止; 静环在实际情况下相对于密封腔处于静止状态, 将静环表面设置成绝对静止; 其他边界设为默认的壁面边界条件^[10]。

(2) 气液两相模拟边界条件。用 VOF 多相流模型进行气液两相模拟, 其边界条件设置与纯气相模拟边界条件设置类型相同。但在压力入口边界设置为纯气相, 压力出口边界设置为纯液相, 初始气液分界面分为液相介质进入及未进入螺旋槽两种情况, 分别设置为气液分界半径 $r = 63 \text{ mm}$ 及 $r = 70 \text{ mm}$ 。

1.3 计算模型

1.3.1 计算模型简化假设

控制方程包括连续性方程和黏性流体流动方程 (N-S 方程)。由于不考虑温度的变化, 所以忽略能量方程。连续性方程直角坐标系微分表达式为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0. \quad (1)$$

黏性流体流动方程直角坐标系微分表达式为

$$\begin{cases} \rho \frac{du}{dt} = \rho X - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial x} (\nabla \cdot \mathbf{U}) + \mu \nabla^2 u, \\ \rho \frac{dv}{dt} = \rho Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial y} (\nabla \cdot \mathbf{U}) + \mu \nabla^2 v, \\ \rho \frac{dw}{dt} = \rho Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\mu}{3} \frac{\partial}{\partial z} (\nabla \cdot \mathbf{U}) + \mu \nabla^2 w. \end{cases} \quad (2)$$

式中, ρ 为密度, kg/m^3 ; t 为时间, s ; $\mathbf{U}$ 为速度矢量; u, v, w 为速度矢量 $\mathbf{U}$ 在 x, y, z 方向的分量; p 为流体微元上的压力, Pa ; μ 为流体的动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; X, Y, Z 为微元体上的体积力分量。

根据泵出型螺旋槽机械密封端面间隙流体膜流动状态, 为了便于计算分析, 忽略一些次要因素, 做假设如下: ①密封端面间流体的体积力与黏性力相比可忽略不计; ②与黏性力比较, 可以忽略惯性力的影响^[11]; ③参见 JB/T 4127.2-2013 标准, 密封处于低速低压状态, 密封环不发生变形; ④液体进入密封端面形成气液两相流动持续时间很短, 密封运行过程中膜厚保持不变; ⑤密封间隙流体与密封环之间无相对滑动, 满足流体润滑力学基本方程雷诺方程的基本假设条件。

1.3.2 多相流模型

密封端面间隙氮气和气液两相流动, 两种流体在密封端面任意半径位置不相互混合, 其流动形式隶属于微通道气液两相流动, 可通过求解单独的动量方程和处理穿过区域的每一流体的容积比来模拟, 故采用微通道气液两相流动常用数值研究模型, 即 VOF 模型^[12-15]。由于需采用 VOF 模型进行瞬态计算, 为节省计算成本, 时间离散格式选择显示格式; 同时为得到清晰两相界面, 界面附近插值格式选用 Geo-Reconstruct“几何重构格式”。

此外, 在 VOF 模型中, 通过求解一相或者多相的体积分数连续性方程来实现对各相之间界面的跟踪, 第 q 相的体积分数连续性方程^[10]为

$$\frac{1}{\rho_q} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \mathbf{v}_q) \right] = S_{\alpha q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}). \quad (3)$$

式中, $\dot{m}_{pq}$ 表示从 p 相到 q 相的质量传递; $\dot{m}_{qp}$ 表示从 q 相到 p 相的质量传递; $S_{\alpha q}$ 为 q 相的质量源项, 默认情况下为 0, 用户可以指定每相的质量源项为常数或者自定义质量源项的变化。

1.3.3 流动状态判断

密封端面间隙中流体膜介质的流动由两种流动叠加而成: 一种是由动环周向高速旋转产生的古埃特剪切流动, 另一种是内外径之间径向压差产生的泊肃叶压差流动。通过流动因子 α 来判别密封端

面间隙流体流动状态^[16],当 $\alpha < 900/1\ 600$ 时,处于层流状态;当 $\alpha > 900/1\ 600$ 时,处于湍流状态。

$$\alpha = \sqrt{\left(\frac{Re_c}{1\ 600}\right)^2 + \left(\frac{Re_p}{2\ 300}\right)^2},$$

其中

$$Re_c = \frac{\rho U h_0}{\mu}, Re_p = \frac{\rho V_r h_0}{\mu}. \quad (4)$$

式中, Re_c 为单独古埃特剪切流动的雷诺数; Re_p 为单独泊肃叶径向流动的雷诺数; 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,m。

结合密封模型的几何参数及工况参数可求得 $\alpha < 900/1\ 600$,故模型流体流动状态为层流状态^[17]。

1.3.4 气液界面表面张力判别

在进行气液两相流体膜流动研究时,须判断是否考虑气液相表面张力因素的影响。VOF模型中气液界面表面张力判别准则:表面张力对于流体流动影响的重要性主要通过两个无量纲量来判断——雷诺数 Re 和毛细管数 Ca ,或者雷诺数 Re 和韦伯数 We 。当 $Re \gg 1$ 时,采用韦伯数 We 进行表面张力重要性的判断^[10]:

$$We = \frac{\rho L U_{fs}^2}{\sigma}. \quad (5)$$

式中, ρ 为流体密度, kg/m^3 ; U_{fs} 为流体自由流速度,m/s; L 为特征长度,m; σ 为表面张力系数,N/m。

本文中计算对象 $Re \gg 1$,取 $\rho = 992\ \text{kg/m}^3$, $L = 2\ \mu\text{m} = 2 \times 10^{-6}\ \text{m}$, $U_{fs} = 21.5\ \text{m/s}$, $\sigma = 0.057\ \text{N/m}$,计算得到韦伯数最大值为16.1。如果 $We \gg 1$,则可以忽略表面张力影响,故在计算分析时不考虑表面张力的影响。

2 结果分析

当密封正常稳定运行时,所通氮气压力大于被密封液相介质的压力,密封端面间的流体膜为稳定的气膜。当氮气压力远小于被密封液相介质压力($p_i \ll p_o$)时,会发生液相介质进入密封端面的情况,密封端面为气液两相状态,外径处为液相,内径处为气相,并假设气液两相介质有明显的分界半径。此时,恢复氮气压力为正常值,可能发生氮气将液相介质驱赶出密封端面的情况。对3种情况进行数值计算,并进行综合对比分析。首先对正常稳定运行状态的密封端面流场进行数值模拟;然后对液相介质进入密封端面的两种情况进行模拟分析,一种是液相介质未进入螺旋槽情况,分界半径 $r = 70\ \text{mm}$;另

一种是液相介质进入螺旋槽内情况,分界半径 $r = 63\ \text{mm}$ 。

2.1 正常稳定运行状态

2.1.1 端面气膜压力分布

图4、5分别为模型正常稳定运行状态单个周期以及密封环整个端面间隙气膜压力分布。由图可知,在压差和流体动压效应的共同作用下,流体沿螺旋槽边界流向外径处,在槽根处受到阻塞和挤压,膜压得到提升,达到最大值,约为0.881 MPa。从螺旋槽根部向外径处膜压受流体动压效应的影响越来越小,压力逐渐减小至外径处边界的压力。总之,膜压沿着半径方向先增大后减小,在槽根处达到最大值,流体动压效应产生的高压可以阻止被密封液相介质向内径处流动,实现密封的零泄漏和零逸出。

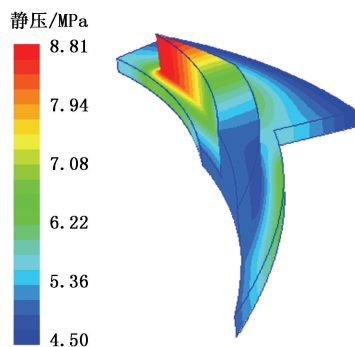


图4 单个周期气膜压力分布

Fig. 4 Gas film pressure distribution of one period

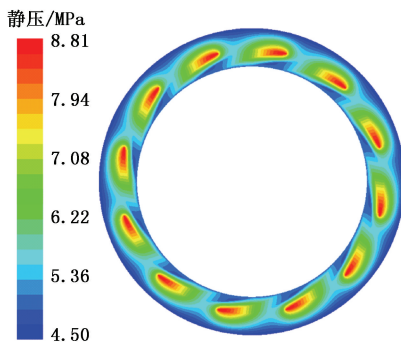


图5 密封环整个端面间隙气膜压力分布

Fig. 5 Gas film pressure distribution of whole seal ring face

2.1.2 端面气膜迹线分布

由于此时的流动形式为稳定流,因此气体流动的流线和迹线重合。密封端面间隙流体迹线如图6所示。由图6可知,气相介质在压差和流体动压效应的作用下,从入口边界流进模型区域,入口边界的不同位置流进模型区域的流体,其运动轨迹有所不同:

(1)非槽区入口边界流体,在位置1处回流至密封腔中;

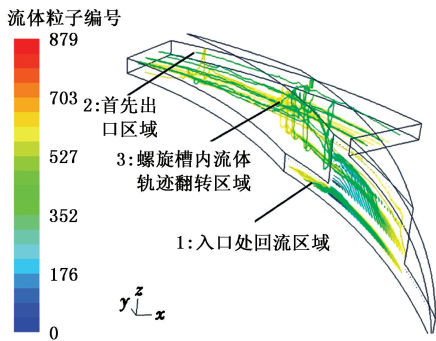


图 6 稳定运行时迹线图

Fig. 6 Pathlines in steady state

(2)从槽区入口边界上部流进模型区域的流

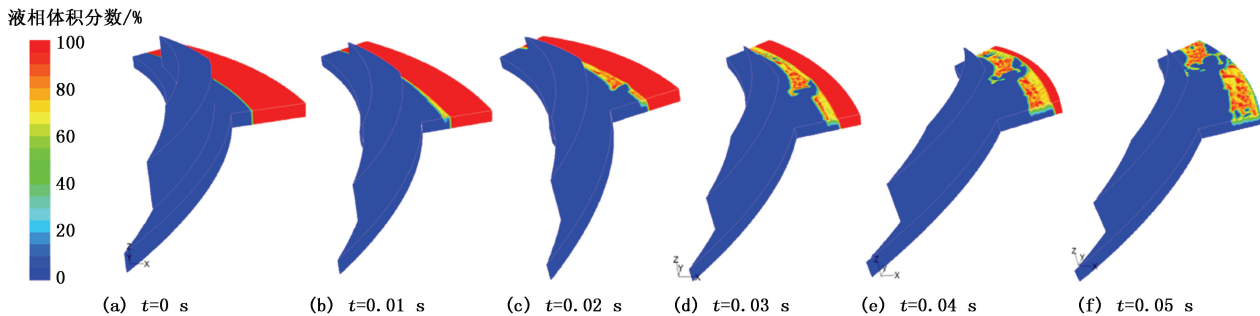


图 7 气液两相分布变化 ($r=70\text{ mm}$)

Fig. 7 Variation of gas-liquid two-phase distribution ($r=70\text{ mm}$)

图 8 为粒子迹线图。由图 8 可知,气相介质主要流入非槽区下部,使得非槽区静环侧液相介质较动环侧液相介质被驱赶至外径处更快。在流动过程中,气相介质受到液相介质阻塞时,会与液相介质发生局部掺混。

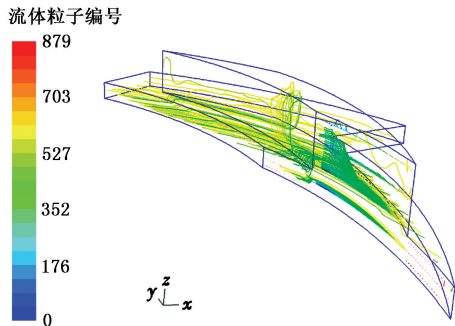


图 8 端面迹线图 ($r=70\text{ mm}$)

Fig. 8 Face pathlines diagram ($r=70\text{ mm}$)

2.2.2 端面压力分布变化

液相介质未进入螺旋槽时压力分布变化如图 9 所示。由图 9 可知,液相介质未进入螺旋槽内,此时螺旋槽的流体动压效应主要作用于气相介质,气液两相流体膜压力分布总体趋势与纯气相流体膜相似,但液相介质的存在增大了流体膜各处的膜压。

体,大部分也产生了回流;

(3)从槽区入口边界中下部流进模型区域的流体,沿着螺旋槽向外径处流动,受到螺旋槽的阻塞和挤压,在位置 3 处发生翻转,并从螺旋槽流入非槽区区域,最终沿着圆周方向逐渐向外径处流动。

2.2 液相介质未进入螺旋槽

2.2.1 端面气液两相分布

液相介质未进入螺旋槽时气液两相分布变化如图 7 所示,其中红色为全液相介质,蓝色为全气相介质。由图 7 可知,随着时间增加,气相介质在螺旋槽的流体动压效应作用下,压力提高,逐渐将液相介质向外径处驱赶。

原因分析:液相介质黏度较大,所产生内摩擦力较大,对气相介质阻塞程度增大,进而增强流体动压效应。此外,螺旋槽之外也出现一个高压区,并随着时间的变化而移动,最后移动到螺旋槽槽根处,这是因为该高压区附近存在液相介质,阻塞气相介质运动,局部增压;气液两相分布随时间发生变化,阻塞位置也发生了变化,使得该高压区位置发生移动。

螺旋槽槽根处压力变化过程如图 10 所示。由图 10 可知,随着密封端面间隙液相介质的减少,流体动压效应呈降低趋势,使得螺旋槽槽根处压力逐渐减小。考虑到非稳态模拟计算周期较长,在模拟过程中并未真正算到和单相气体结果相同,但总体变化趋势为非稳态计算结果逐渐向单相气体结果靠近。

2.2.3 泵送量及端面剪切力变化

非接触式机械密封的泄漏量和端面摩擦系数是其关键性能参数,采用 Fluent 软件方便计算的密封泵送量及端面剪切力可以反映不同情况下泵出型螺旋槽气膜密封的泄漏量和摩擦系数,内径开槽非接触式机械密封的体积泵送量计算^[18]为

$$Q_r = \int_0^{2\pi} -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} r d\theta. \quad (6)$$

式中, Q_r 为气体径向泵送率, m^3/s 。

由流态判别可知,密封端面间流体流动为层流状态,壁面剪切力可表示为

$$\tau=\mu\frac{\partial v}{\partial n}.$$

(7)

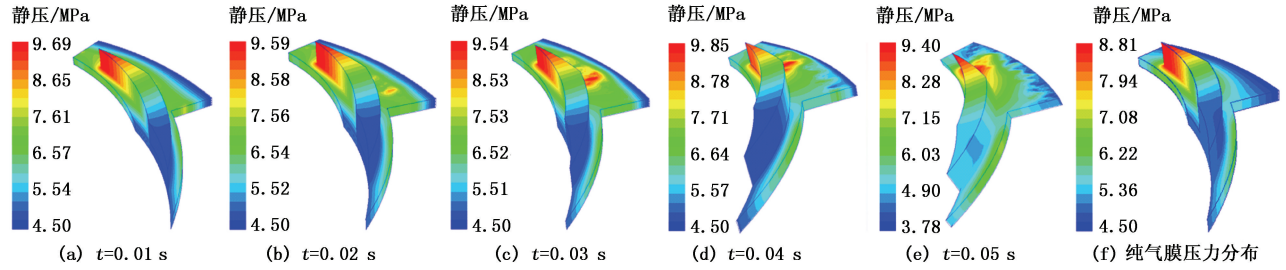


图 9 端面压力分布($r=70\text{ mm}$)

Fig. 9 Variation of face pressure distribution($r=70\text{ mm}$)

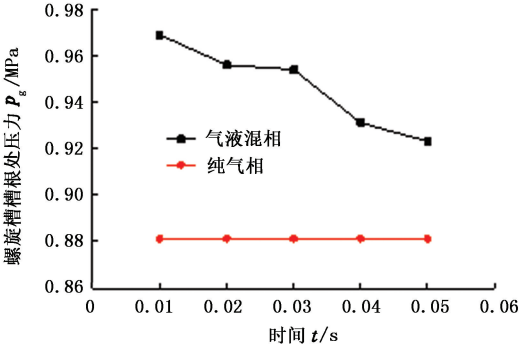


图 10 螺旋槽槽根处压力分布($r=70\text{ mm}$)

Fig. 10 Pressure distribution of spiral groove root
($r=70\text{ mm}$)

在 Fluent 软件中,使用 Report-Fluxes Report 可以方便地计算进出口的体积流量,即泵送量;端面剪切力的计算可使用 Display-Contours-Wall Fluxes-Wall Shear Stress 得出。

泵送量及端面剪切力变化情况如图 11、12 所示。

由图 11、12 可知,随着液相介质减少,泵送量越来越大。原因分析:液相介质黏度较大,所产生剪切力较大,对气相介质流动阻塞较大,使得泵送量较小;随着液相介质向密封环外径处的推移,剪切力逐渐减小,液相介质的影响逐渐变小,泵送量逐渐增大。

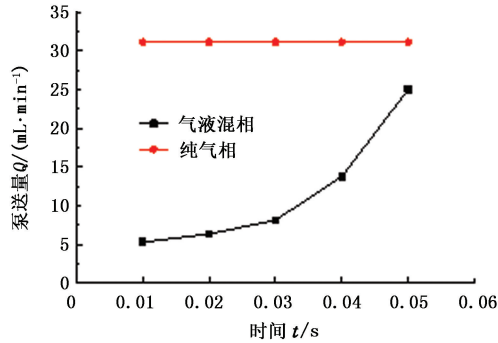


图 11 泵送量变化($r=70\text{ mm}$)

Fig. 11 Variation of pumping rate($r=70\text{ mm}$)

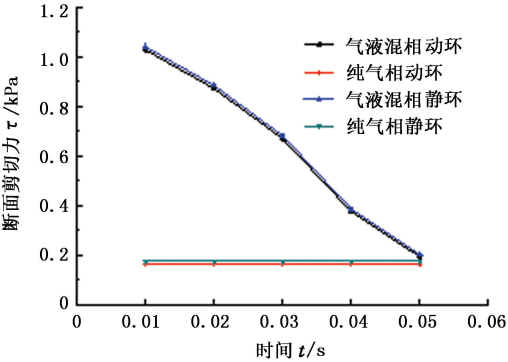


图 12 端面剪切力变化($r=70\text{ mm}$)

Fig. 12 Variation of wall shear stress($r=70\text{ mm}$)

2.3 液相介质进入螺旋槽

2.3.1 端面气液两相分布变化

液相介质进入螺旋槽时气液两相分布情况如图 13 所示。由图 13 可知,随着时间推移,液相介质逐渐减少,气液两相介质逐渐增多,到 $t=0.20\text{ s}$ 时,液相介质几乎全部被驱逐出槽区,说明液相介质进入螺旋槽状况下,随着阻塞气压力恢复到正常值,在螺旋槽流体动压泵送作用下,除螺旋槽底等少数部位外,流体膜可恢复为纯气相流体膜。

通过分析质点迹线图 14 可知,气相介质在螺旋槽内翻转时,便开始对液相介质产生作用,螺旋槽内及其周边的液相介质首先被气相介质向外径处驱逐,如图 13 中 $t=0.005\text{ s}$ 气液两相分布情况所示。气相介质质点翻转后,主要进入非槽区的上部,并逐渐向中下部过渡,故动环侧液相较少、静环侧液相较多;由于气相质点迹线不流经内径处密封堰,所以液相介质易通过该区域向内径处流动,如图 13 中 $t=0.01\text{ s}$ 气液两相分布情况所示。

2.3.2 端面压力分布

压力分布变化如图 15 所示。液相介质进入螺旋槽内后,螺旋槽流体动压效应不仅作用于气相介质,

而且作用于进入槽内的液相介质。由于液相介质黏度较大,根据雷诺方程可知,螺旋槽流体动压效应更加明显。以螺旋槽槽根处的膜压为例,纯气相状态下此处压力为 0.881 MPa,而该状况下 $t=0.01\text{ s}$ 时上升到 1.954 MPa,如图 16 所示。同时,液相介质进入槽区后,使得端面间隙流体膜的压力分布不均匀程度更大,如图 15 所示。结合气液两相分布图 13 可知,这

是气液两相分布共同作用的结果:液相介质进入螺旋槽后,随着内径处气相介质恢复到正常值,在流体动压效应的作用下,气相介质和液相介质在槽内发生掺混,致使非槽区液相介质被气相介质分割成一个个区域,且在流动过程中液相介质阻塞气相介质的流动,产生局部的增压作用,进而改变了压力分布。

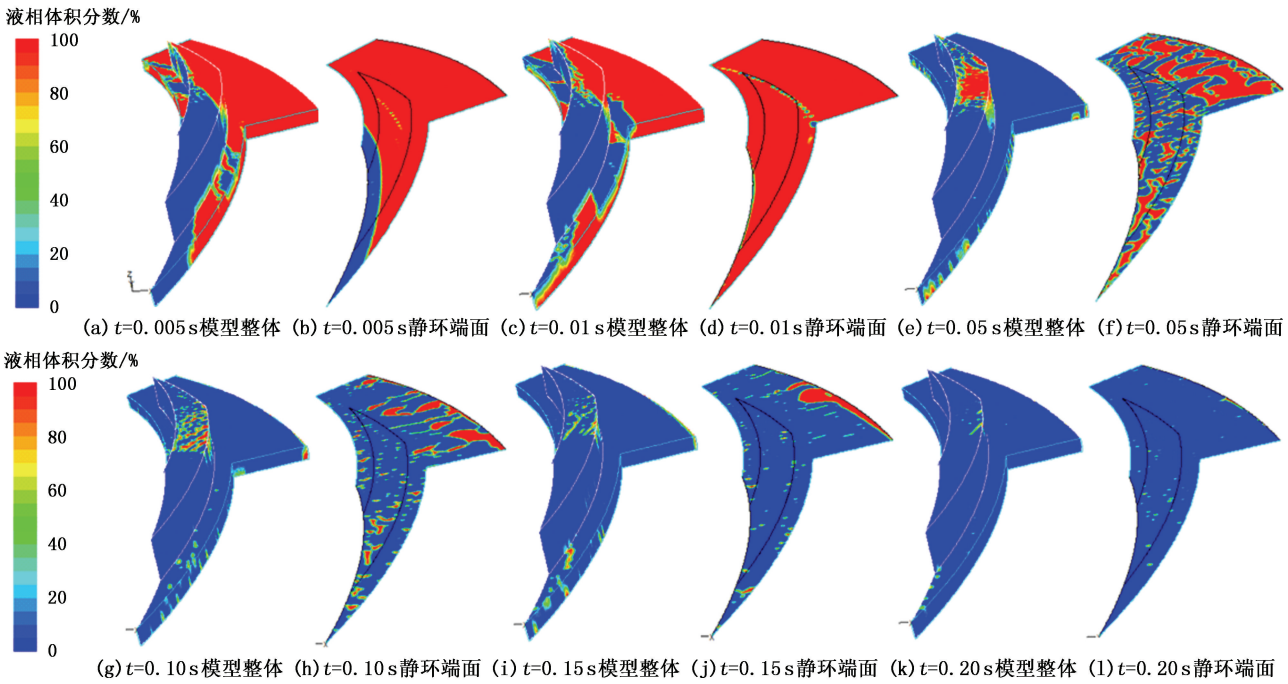


图 13 气液两相分布变化($r=63\text{ mm}$)

Fig. 13 Variation of gas-liquid two-phase distribution($r=63\text{ mm}$)

2.3.3 泵送量及端面剪切力变化

泵送量及端面剪切力变化情况如图 17、18 所示。液相介质进入螺旋槽状况下,密封泵送量呈先减小后增大趋势。由图 13 可知,在 $t=0\sim0.01\text{ s}$ 时,液相介质通过密封堰向内径处流动,通过入口边界进入内径处的密封腔,即在内径处发生了泄漏,使得通过入口边界的流量减小;当时间大于 0.01 s 时,随着气相介质对液相介质的驱逐作用,模型区域内液相介质逐渐减少,流体膜总体黏度逐渐降低,剪切力逐渐减小,对气相介质阻塞程度降低,故泵送量呈增大趋势。

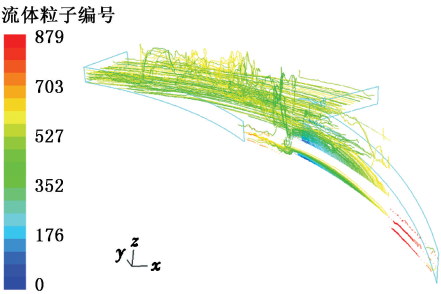


图 14 端面迹线图($r=63\text{ mm}$)

Fig. 14 Face pathlines diagram($r=63\text{ mm}$)

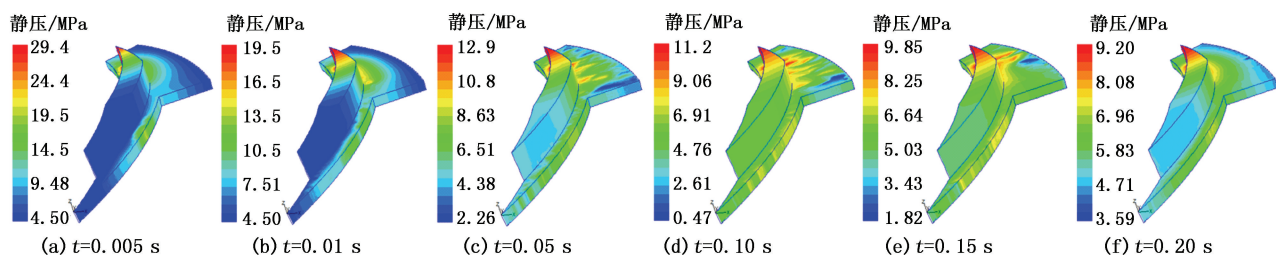


图 15 端面压力分布变化($r=63\text{ mm}$)

Fig. 15 Variation of face pressure distribution($r=63\text{ mm}$)

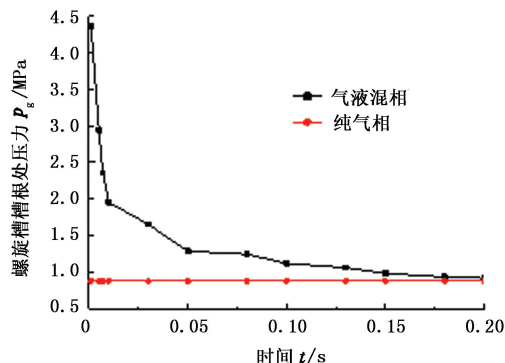


图 16 螺旋槽槽根处压力分布($r=63\text{ mm}$)

Fig. 16 Pressure distribution of spiral groove root
($r=63\text{ mm}$)

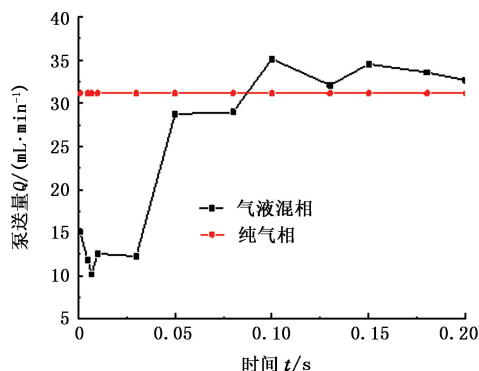


图 17 泵送量变化($r=63\text{ mm}$)

Fig. 17 Variation of pumping rate ($r=63\text{ mm}$)

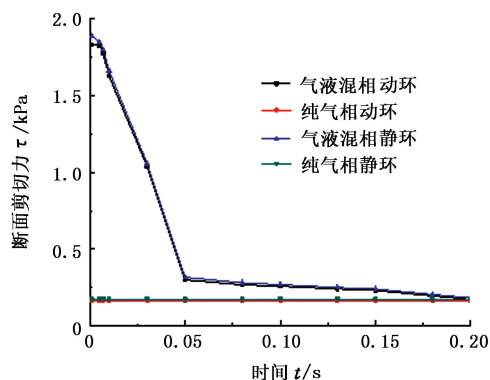


图 18 端面剪应力变化($r=63\text{ mm}$)

Fig. 18 Variation of wall shear stress($r=63\text{ mm}$)

3 结 论

(1)在假设条件下,随着内径处阻塞气压力恢复到正常值,流体膜能够恢复成纯气相流体膜。

(2)液相介质改变了密封端面间隙流体膜压力的分布,液相介质的存在能够增强流体动压效应,增大流体膜各处的膜压,增大端面剪切力,降低了泵送量,且随着流体膜中液相介质向密封环外径处的不断推移,流体膜各处的膜压呈降低趋势,泵送量呈增加趋势。

(3)与液相介质未进入槽区相比,液相介质进入槽区时,螺旋槽的流体动压效应更加明显,使得流体膜压力分布的不均匀程度更大;气液两相发生掺混,增大了流体膜恢复成纯气相的难度,且在流动过程中液相介质会在内径处发生少量的泄漏。

(4)液相介质进入密封端面非稳定流动过程的稳定时间对泵出型螺旋槽机械密封的运行维护及阻塞气辅助系统的设计提出了反应时间的要求,流动过程中密封性能的变化规律对多相介质流体机械密封的研发具有指导作用。

参考文献:

- [1] 宋鹏云,丁志浩. 螺旋槽泵出型干气密封端面气膜压力近似解析计算[J]. 润滑与密封, 2011, 36(4): 1-3.
SONG Pengyun, DING Zhihao. An approximate analytical method of the gas film pressure of the outward pumping spiral groove dry gas seals[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(4): 1-3.
- [2] BASU P. Analysis of a radial groove gas face seal[J]. Tribology Transactions, 1992, 35(1): 11-20.
- [3] THOMAS S, BRUNETIÈRE N, TOURNERIE B. Numerical modeling of high pressure gas face seals [J]. Journal of Tribology, 2006, 128(2): 396-405.
- [4] FARIA M T C, MIRANDA W M. Pressure dam influence on the performance of gas face seals[J]. Tribology International, 2012, 47: 134-141.
- [5] 陈志,李建明. 干气密封的流动数值模拟[J]. 四川大学

- 学报(工程科学版),2005,137(3):133-137.
- CHEN Zhi, LI Jianming. Mathematical simulation of flow in the gas face seal[J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition), 2005,137(3):133-137.
- [6] 冷晓静.单列双向螺旋槽干气密封的性能研究[D].东营:中国石油大学,2005.
- LENG Xiaojing. Research on performance of dry gas seal with single-row bidirectional spiral grooves[D]. Dongying: China University of Petroleum, 2005.
- [7] 彭旭东,谭丽丽,盛颂恩,等.带内环槽的螺旋槽干式气体端面密封的静压性能[J].摩擦学学报,2008,28(6):507-511.
- PENG Xudong, TAN Lili, SHENG Songen, et al. Static performance research on a spiral-groove dry gas seal with an inner annular groove[J]. Journal of Tribology, 2008,28(6):507-511.
- [8] 丁雪兴,张鹏高,黄义仿,等.螺旋槽干气密封微间隙流场的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 seal[J]. Chemical Engineering & Machinery, 2008,36(5):287-290.
- [9] 韩占忠,王敬,兰小平. FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用[M].北京:北京理工大学出版社,2004.
- [10] 郝木明,庄媛,章大海,等.考虑空化效应的螺旋槽液膜密封特性数值研究[J].中国石油大学学报(自然科学版),2015,39(3):132-137.
- HAO Muming, ZHUANG Yuan, ZHANG Dahai, et al. Numerical study on sealing performance of spiral groove liquid film seal considering effects of cavitation[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2015,39(3):132-137.
- [11] SERIZAWA F, KAWARA. Two-phase flow in micro-channels[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2002, 26(6):703-714.
- [12] QIAN D, LAWAL A. Numerical study on gas and liquid slugs for Taylor flow in a t-junction micro-channel[J]. Chemical Engineering Science, 2006, 61(23):7609-7625.
- [13] 赵楠.垂直入口微通道内气液两相流模拟研究[D].北京:北京交通大学,2010.
- ZHAO Nan. Vertical entrance micro-channel gas-liquid two phase flow simulation[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2010.
- [14] 刘君.微通道流动特性的数值分析[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2010.
- LIU Jun. Numerical analysis of micro-channel flow[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2010.
- [15] BRUNETIÈRE N, TOURNERIE B, FRÊNE J. Influence of fluid flow regime on performances of noncontacting liquid face seals[J]. ASME J Tribol, 2002,124:515-523.
- [16] 刘维滨.气液混膜润滑泵出型螺旋槽机械密封性能数值分析[D].青岛:中国石油大学,2013.
- LIU Weibin. Numerical analysis on performance of outwardly pumping spiral groove mechanical seal with gas-liquid film lubrication[D]. Qingdao: China University of Petroleum, 2013.
- [17] 杨沛然.流体润滑数值分析[M].北京:国防工业出版社,1998:11-13.
- [18] 吴望一.流体力学 上册[M].北京:北京大学出版社,1982:25-26.
- (编辑 沈玉英)