

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.15.0059



实际气体效应对螺旋槽干气密封性能影响的数值分析



宋鹏云

宋鹏云, 产文, 毛文元, 焦凤
(昆明理工大学化学工程学院, 云南 昆明 650500)

摘要: 在干气密封的研究和设计过程中, 一般将密封气体按理想气体处理. 但在高压情况下, 某些气体的实际效应明显偏离理想气体. 以工业上常见的空气、CO₂、H₂ 和 N₂ 为例, 针对广泛使用的螺旋槽干气密封, 利用 CFD 商业软件的三维数值模拟功能, 考虑实际气体效应, 并同时考虑了气体流经密封环端面时温度发生变化的情况, 得到了实际气体效应对干气密封开启力和泄漏率等密封性能的影响规律. 结果表明: 在压力不超过 4.6 MPa 研究范围内, 空气、N₂ 实际气体与理想气体的密封性能基本相同, 而 CO₂ 实际气体的开启力和泄漏率大于理想气体结果, H₂ 实际气体开启力和泄漏率则略微小于理想气体结果. 实际气体效应对干气密封的泄漏率影响较大, 对开启力的影响不大.

关键词: 干气密封; 实际气体; 螺旋槽; 泄漏率; 数值模拟

中图分类号: S277.9; TB42 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2015)10-0874-08

宋鹏云, 产文, 毛文元, 等. 实际气体效应对螺旋槽干气密封性能影响的数值分析[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(10): 874-881.

Song Pengyun, Chan Wen, Mao Wenyuan, et al. Numerical analysis on effect of real gas on spiral groove dry gas seal performance [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering (JDIME), 2015, 33(10): 874-881. (in Chinese)

Numerical analysis on effect of real gas on spiral groove dry gas seal performance

Song Pengyun, Chan Wen, Mao Wenyuan, Jiao Feng

(Faculty of Chemical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming, Yunnan 650500, China)

Abstract: The sealed gas is generally considered as an ideal-gas when the dry gas seal is investigated and designed. However, some gases performance may be quite different from the ideal-gas at a high pressure. Some familiar gases, such as air, carbon dioxide (CO₂), hydrogen (H₂) and nitrogen (N₂) were studied. To the widely used spiral groove dry gas seal, the three-dimensional numerical simulations were performed by using a CFD software. The effect of real gas on the performance of the spiral groove dry gas seal, such as the opening force and the leakage, had been investigated, and the fact that the gas film temperature varies along the seal face when the gas flows through the seal faces was considered at the same time. The results show that in the range of pressure no more than 4.6 MPa, the sealing performance of air and N₂ real gas is basically the same as that of ideal-gas. The opening force and the leakage of CO₂ real gas in spiral groove dry gas seal are greater than those of ideal-gas, while the opening force and the leakage of H₂ real gas are slightly less than those of ideal-gas. The real gas behaviour has obvious effects on the leakage of the dry gas seal, but little effects on the

收稿日期: 2015-03-25; 网络出版时间: 2015-09-29

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20150929.2112.016.html>

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51465026)

作者简介: 宋鹏云(1963—), 男, 云南石屏人, 教授, 博士生导师(songpengyunkm@sina.com), 主要从事流体密封技术研究.

产文(1990—), 男, 安徽潜山人, 硕士研究生(chanwen@aliyun.com), 主要从事干气密封研究.

opening force.

Key words: dry gas seal; real gas; spiral groove; leakage; numerical simulation

干气密封因端面磨损小、泄漏率低和使用寿命长等特点,被广泛应用于离心式压缩机等设备上^[1-2].近年来,随着计算流体力学(CFD)技术的逐渐成熟,人们越来越多地运用 CFD 商业软件对干气密封进行数值分析. Shahin 等^[3]利用 CFD 商业软件模拟研究了非等温情况下膜厚、转速及沿周向和径向带锥度槽等因素对干气密封的开启力和泄漏率等的影响,但没有阐明求解器和离散格式的选择.王衍等^[4]利用 CFD 软件对改良 T 型槽干气密封进行数值分析,得到了各参数对开启力和泄漏率的影响规律,并探讨各个参数对密封性能的影响权重. Wang 等^[5]利用 CFX 软件模拟研究了 3 种膜厚下螺旋槽干气密封端面气膜沿径向和周向的温度分布,并对高温气冷堆中的氦气润滑螺旋槽干气密封进行了模拟研究.俞树荣等^[6]利用 Fluent 软件对 5 种端面微尺度流场模型进行了数值计算,并运用曲线拟合的方法得到了气膜刚度与气膜厚度的四次多项式.以上对于干气密封的研究,均将气体视为理想气体.但在高压情况下,某些气体的实际效应与理想气体有明显差异,需要按实际气体方程考虑.宋鹏云^[7-8]曾采用 Virial(维里)实际气体状态方程对螺旋槽窄槽理论的气膜压力控制方程进行修正,求解得到了实际气体效应对螺旋槽干气密封性能的影响规律.随后,胡晓鹏等^[9]和宋鹏云等^[10]采用 Virial 方程修正二维可压缩流体的雷诺方程,得到了实际气体效应对 T 型槽干气密封稳态和动态性能的影响规律,但其将气体流过密封端面的过程视为等温过程,与实际不太相符.迄今为止,利用 CFD 数值模拟软件研究实际气体效应对干气密封性能影响的文献尚不多见.

文中以工业上常见的空气、CO₂、H₂ 和 N₂ 为例,针对螺旋槽干气密封,利用 CFD 软件 Fluent 的三维数值模拟功能,考虑实际气体效应,并同时考虑气体流过密封端面时温度发生变化的情况,得到实际气体效应对干气密封性能的影响规律,并与文献[8]中的近似解析计算结果进行比较.

1 几何模型与基本假设

1.1 几何模型

图 1 为典型的螺旋槽干气密封端面几何模型.

螺旋槽的槽型曲线为对数螺旋线,在极坐标下的方程^[11]可表示为

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

式中: r_g 为槽根半径; θ 为螺旋线转角; α 为螺旋角.

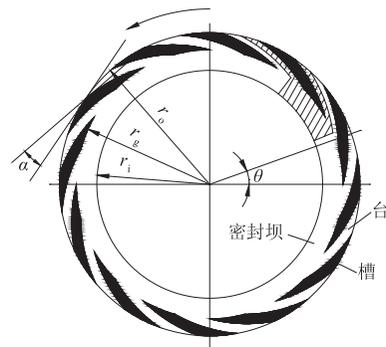


图 1 螺旋槽干气密封端面几何模型

Fig. 1 Geometric model of spiral groove dry gas seal

由于干气密封的端面几何模型成中心对称和周期性分布,所以气膜流动同样具有周期性.为了提高计算效率,节省计算机内存,取图 1 中剖面线部分作为 1 个计算区域.周期性边界条件为

$$\begin{cases} \Phi(r, \theta_2, z) = \Phi(r, \theta_1, z), \\ \theta_2 = \theta_1 + \frac{2\pi}{N_g}, \end{cases} \quad (2)$$

式中: N_g 为螺旋槽槽数.

1.2 基本假设

对干气密封稳态运行时的端面气膜作如下假设:

- 1) 忽略气体的体积力和惯性力;
- 2) 气体分子在密封环表面上无滑移;
- 3) 密封环为刚性材料,忽略密封环的力变形、热变形;
- 4) 不考虑密封环端面粗糙度的影响;
- 5) 两密封环严格对中,不考虑扰动、偏摆的影响;
- 6) 流动状态为层流^[11].

2 数值计算方法

2.1 计算模型

为对实际气体润滑的螺旋槽干气密封进行数值模拟,需要同时求解质量守恒方程、动量守恒方

程和能量守恒方程,因此需要激活 Energy Equation 选项. 由于密封环在高速旋转时,端面气膜因黏性剪切会产生一定热量,因此还需打开黏性发热项 Viscous Heating.

压力和速度的耦合采用 SIMPLE 算法,密度、动量和能量的离散均采用二阶迎风格式,压力插值采用 Second Order 方式. 由于流动和传热的高度耦合,为快速有效地获得模拟结果,首先求解等温时的流动方程,得到收敛的流场解之后,再打开能量方程,同时求解流动方程和能量方程,获得端面气膜的开启力和泄漏率等.

描述实际气体的状态方程有很多,如立方状态方程、Virial 方程和多参数状态方程等. 每种方程都有其较为适用的气体种类、温度和压力范围等,为便于比较分析实际气体效应对干气密封性能的影响,采用工程上较为常用的 Redlich - Kwong (RK) 方程进行计算,其形式为^[12]

$$p = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{T^{1/2}V(V+b)}, \quad (3)$$

式中: p 为气体压力; R 为通用气体常数; T 为温度; V 为摩尔体积;

$$a = 0.42748 \frac{R^2 T_c^{2.5}}{p_c}, \quad (4)$$

$$b = 0.08664 \frac{RT_c}{p_c}, \quad (5)$$

其中, T_c 、 p_c 分别为临界温度和临界压力.

气体的定压比热容 c_p 、黏度 μ 和热导率 k 受温度影响较大,需要精确计算,这里以空气为例,具体计算公式^[13]如下,其他气体均需计算:

$$c_p = 1.0143 \times 10^3 - 0.1611T + 5.5089 \times 10^{-4}T^2 - 3.5414 \times 10^{-7}T^3 + 7.1311 \times 10^{-11}T^4, \quad (6)$$

$$\mu = 5.0153 \times 10^{-6} + 4.8062 \times 10^{-8}T - 1.0967 \times 10^{-11}T^2, \quad (7)$$

$$k = 0.00512 + 7.2342 \times 10^{-5}T - 9.2207 \times 10^{-9}T^2. \quad (8)$$

在 Fluent 软件中,打开气体的材料属性对话框,在密度的下拉菜单中选择 Real - gas - redlich - kwong,在 c_p 、 μ 和 k 的下拉菜单中选择多项式 (Polynomial),并输入相应系数.

2.2 计算区域及边界条件

由于端面气膜的厚度属于微尺度范围,一般为 $3 \sim 5 \mu\text{m}$,而气膜的半径一般为几十毫米,模型的长宽比非常大,因而几何模型的建立与网格的划分是一个难点. Fluent 在导入网格后,可以对模型 3 个方

向上的尺寸分别进行缩放. 因此进行建模和网格划分时,可以先对气膜在厚度方向上放大 1 000 倍,再利用 Fluent 将网格的厚度缩小 1 000 倍即可.

首先利用 Creo 软件建立气膜的三维模型,然后导入 Gambit 进行网格划分. 螺旋槽内的气体由于动环的旋转作用将随着螺旋槽一起运动,因此将计算区域中槽内气体部分与密封环间隙部分分割开^[14]. 注意到密封坝区的间隙气膜为一段规则的圆环,为提高计算速度,采用结构网格划分,因此也将其分割出来. 这样,计算区域共分为 3 个部分,分别为 Rotational-zone, Stationary-zone-1 和 Stationary-zone-2,如图 2 所示.

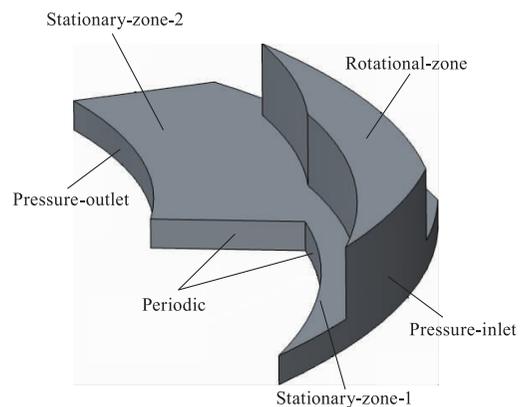


图2 计算区域和边界条件

Fig. 2 Computational zones and boundary conditions

对于 Rotational-zone 使用 Moving Reference Frame,设置转速为 n , Stationary-zone-1 和 Stationary-zone-2 保持默认. 气膜外径处设为压力进口边界条件,给定密封气体温度 $T_0 = 303.15 \text{ K}$. 气膜内径处设为压力出口边界条件,温度保持默认的 300 K . 计算区域两侧的断面设为旋转周期性边界条件. 与动环接触的所有壁面设定为 Moving Wall,给定转速 n ,与静环接触的所有壁面设定为 Stationary Wall. 端面气膜产生的剪切热量绝大部分通过对流换热传递到密封环中,因此还需设置对流换热边界条件.

2.3 网格划分及检验

因为四面体网格对于纵横比要求比较严格,一般不能超过 10,所以采用六面体网格对计算模型进行划分. 由于 3 个计算区域沿厚度方向面积没有变化,因此可以采用由面到体的顺序进行网格划分. Rotational - zone 和 Stationary - zone - 1 的面网格采用 Quad (四边形) 网格单元和 Pave (非结构网格) 网格类型,而 Stationary - zone - 2 的面网格采用 Quad 网格单元和 Map (结构网格) 网格类型. 最后采用

Cooper 方法沿厚度方向生成六面体网格.

为了得到网格独立的解,需要对网格进行独立性检验.当不同的网格数 N 下得到的结果误差小于 2% 时,则认为结果可取^[15].以空气理想气体润滑的螺旋槽干气密封为例,膜厚 $t = 2.03 \mu\text{m}$ 时的气膜开启力 F 和泄漏率 S_l 在不同网格数下的计算结果如图 3 所示,综合考虑计算机配置情况和计算精度要求,采用的网格数为 519 232.对于其他的计算模型均进行网格独立性检验.

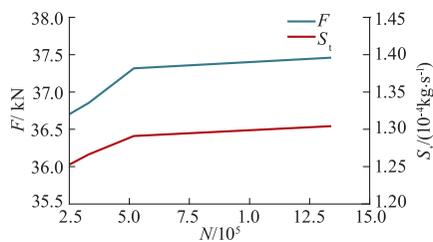


图 3 网格独立性检验
Fig. 3 Mesh independency test

3 计算结果及分析

以 Gabriel 经典论文^[16]中的螺旋槽干气密封的几何模型作为计算实例.其结构尺寸为 $r_o = 77.78 \text{ mm}$, $r_g = 69 \text{ mm}$, $r_i = 58.42 \text{ mm}$, $\alpha = 15^\circ$, 台槽宽度比 $\gamma = 1$, $t = 5 \mu\text{m}$, $N_g = 12$.文中设定的运行条件中密封气体分别为空气、 CO_2 、 H_2 和 N_2 , $T_o = 303.15 \text{ K}$, 外径处压力 $p_o = 4.585 2 \text{ MPa}$, 内径处压力 $p_i = 0.101 3 \text{ MPa}$, $n = 10 380.8 \text{ r/min}$.

表 1 空气实际气体效应对开启力和泄漏率的影响
Tab.1 Effect of air real gas on opening force and leakage

研究方法	$t/\mu\text{m}$	F/kN		$S_l/(10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1})$		$E_1/\%$	$E_2/\%$
		理想气体	实际气体	理想气体	实际气体		
数值模拟	2.03	37.316 1	37.307 7	1.290 983	1.281 720	0.02	0.72
	3.05	32.371 4	32.369 9	3.634 420	3.639 813	0.00	-0.15
	5.08	29.718 5	29.690 5	17.311 073	17.672 694	0.09	-2.05
解析计算	2.03	37.422 5	37.437 0	2.346 389	2.359 079	-0.04	-0.54
	3.05	31.969 6	31.981 3	5.148 026	5.171 425	-0.04	-0.45
	5.08	29.349 4	29.360 2	18.535 615	18.612 807	-0.04	-0.41

表 1 中相对误差 E 的计算如下:

$$E = \frac{\text{理想气体结果} - \text{实际气体结果}}{\text{实际气体结果}} \times 100\%. \quad (9)$$

由表 1 可以看出,在 3 种膜厚情况下,不论是数值模拟还是解析计算,空气的实际气体与理想气体的结果差别都很小,这是因为空气实际气体的压缩性与理想气体偏差很小.同时,数值模拟得到的 F

3.1 模拟结果验证

同样以空气理想气体润滑的螺旋槽干气密封为例,当 t 分别为 2.03, 3.05, 5.08 μm 时,采用 Fluent 软件计算得到的端面气膜压力沿半径方向的分布情况与用近似解析计算的结果对比^[17],如图 4 所示.

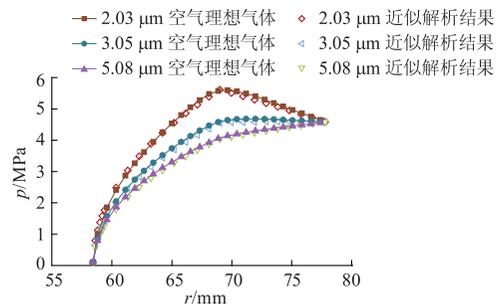


图 4 端面气膜径向压力分布的比较
Fig. 4 Comparison between numerical pressure distribution and analytical pressure distribution

由图 4 可以看出,利用 Fluent 模拟的结果与用近似解析计算的结果能够很好地吻合,因此可认为计算模型是可靠的.

3.2 空气实际气体效应的影响

表 1 为空气润滑的螺旋槽干气密封稳态运行时的气膜开启力 F 和泄漏率 S_l ,并将模拟的结果与文献[8]中解析计算的结果进行比较,表中 E_1 为开启力相对误差, E_2 为泄漏率相对误差.需要注意的是,文献[8]中对于实际气体效应影响的 F 和 S_l 的计算,采用的是利用 Virial 方程修正 Gabriel 经典方程,且认为气体流过密封端面的过程为等温过程.

与解析计算得到的结果十分接近,而 S_l 与解析计算的结果有一定差异.这是因为文献[8]中认为气膜温度不变,且上述计算结果是在 50 $^\circ\text{C}$ 时得到的,而数值模拟考虑了端面气膜的温度变化,且气膜的平均温度大于 50 $^\circ\text{C}$.

图 5 为空气润滑的螺旋槽干气密封在理想气体和实际气体 2 种状态下的气膜压力云图.

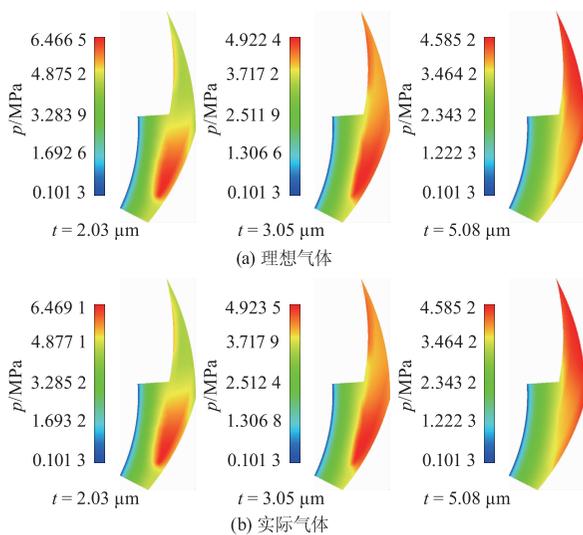


图5 空气润滑的螺旋槽干气密封在2种状态下的气膜压力云图

Fig. 5 Contours of pressure in gas film for air ideal gas and air real gas

表2 CO₂ 实际气体效应对开启力和泄漏率的影响
Tab. 2 Effect of CO₂ real gas on opening force and leakage

研究方法	$t/\mu\text{m}$	F/kN		$S_l/(10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1})$		$E_1/\%$	$E_2/\%$
		理想气体	实际气体	理想气体	实际气体		
数值模拟	2.03	36.587 4	36.799 5	2.016 774	2.140 406	-0.58	-5.78
	3.05	32.081 4	32.283 0	6.557 716	7.818 661	-0.62	-16.13
	5.08	29.641 5	29.703 8	32.135 424	41.986 116	-0.21	-23.46
解析计算	2.03	36.111 7	36.549 4	3.945 238	4.646 784	-1.20	-15.10
	3.05	31.497 2	31.860 2	9.133 786	10.497 390	-1.14	-12.99
	5.08	29.243 4	29.581 0	33.948 448	38.606 155	-1.14	-12.06

CO₂ 的开启力相对误差和泄漏率相对误差均为负值,是因为 CO₂ 实际气体比理想气体更容易压缩. 因此,在相同的操作条件下,CO₂ 实际气体的质量流量大于 CO₂ 理想气体的质量流量,且使得实际气体的 F 略微大于理想气体的 F . 在高压条件下,若

仍用理想气体来计算干气密封的性能参数,则计算结果与实际情况将有较大出入.

为研究不同气体状态下螺旋槽干气密封的性能,文中对比了 CO₂ 润滑的螺旋槽干气密封在理想气体和实际气体 2 种状态下的气膜压力,如图 6 所示.

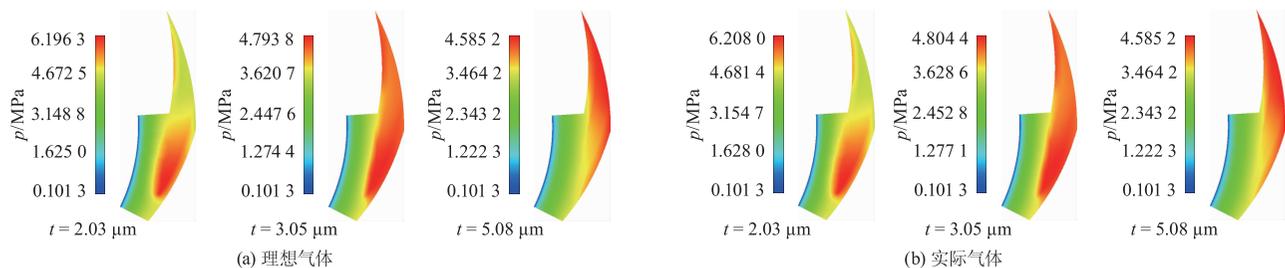


图6 CO₂ 润滑的螺旋槽干气密封在2种状态下的气膜压力云图

Fig. 6 Contours of pressure in gas film for CO₂ ideal gas and CO₂ real gas

由图 6 可以看出,相同膜厚情况下,CO₂ 的端面气膜最高压力略小于空气的端面气膜最高压力. 同样,随着膜厚的增加,端面气膜的动压效应逐渐减弱. 由于 CO₂ 实际气体比理想气体更容易压缩,因而在相同膜厚情况下,实际气体的动压效应略微强

于理想气体. CO₂ 实际气体端面气膜压力和开启力比对应理想气体的稍大,但差异并不明显,表明实际气体效应对力的影响要小于对泄漏率的影响.

3.4 H₂ 实际气体效应的影响

表 3 为膜厚分别为 2.03, 3.05, 5.08 μm 这 3 种

由图 5 可以看出,当 $t = 2.03 \mu\text{m}$ 时,干气密封端面气膜的动压效应非常显著,且槽根处气体压力最高. 随着膜厚的增加,动压效应逐渐减弱,槽根处压力逐渐下降,当 $t = 5.08 \mu\text{m}$ 时,槽根处压力低于进口压力. 3 种膜厚情况下,空气的实际气体与理想气体的压力分布基本相同.

3.3 CO₂ 实际气体效应的影响

表 2 为 3 种膜厚情况下 CO₂ 润滑的螺旋槽干气密封稳态运行时的 F 和 S_l . 由表 2 可以看出,CO₂ 实际气体与理想气体的结果有一定的差别. 其中,气体泄漏率 S_l 的差别较大,其相对误差 E_2 在 $-6.00\% \sim -23.00\%$,且随着 t 的增加而增大. 对于气体开启力,实际气体的 F 同样大于理想气体的 F ,但两者差别不大.

实际气体效应在质量泄漏率上的反映比较明显,主要原因在于实际气体方程真实地反映了气体压力与密度或比容的关系^[18-20].

情况下 H₂ 润滑的螺旋槽干气密封稳态运行时的 F 和 S_1 . 由表 3 可以看出, H₂ 实际气体结果略微小于理想气体结果. 其中, 数值模拟得到的泄漏率最大

相对误差为 2.08%, 解析计算得到的泄漏率最大相对误差为 2.10%. 而开启力的相对误差较小, 为 0.12% ~ 0.16%.

表 3 H₂ 实际气体效应对开启力和泄漏率的影响
Tab.3 Effect of H₂ real gas on opening force and leakage

研究方法	$t/\mu\text{m}$	F/kN		$S_1/(10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1})$		$E_1/\%$	$E_2/\%$
		理想气体	实际气体	理想气体	实际气体		
数值模拟	2.03	32.655 5	32.610 4	0.278 179	0.272 508	0.14	2.08
	3.05	30.594 8	30.555 3	0.725 115	0.711 101	0.13	1.97
	5.08	29.181 1	29.144 7	2.935 879	2.876 464	0.12	2.07
解析计算	2.03	33.491 8	33.440 5	0.251 653	0.246 474	0.15	2.10
	3.05	30.555 6	30.508 5	0.656 737	0.644 398	0.15	1.91
	5.08	29.032 4	28.986 1	2.607 420	2.560 479	0.16	1.83

H₂ 的相对误差均为正值, 与 CO₂ 的计算结果正好相反. 因为 H₂ 实际气体与 CO₂ 实际气体的压缩性质正好相反, 即 H₂ 实际气体比理想气体更难压缩. 因此, 在相同的运行条件下, H₂ 实际气体的质量流量小于 H₂ 理想气体的质量流量, 且使得实际气体 F 略微小于理想气体 F .

和实际气体 2 种状态下的气膜压力云图. 由图可以看出, 相比于空气、CO₂ 等, 在相同条件下, H₂ 的动压效应较弱. 当 $t = 2.03 \mu\text{m}$ 时, 气膜最高压力为 5.000 0 MPa 左右, 出现在槽根附近. 当膜厚为 3.05 μm 和 5.08 μm 时, 端面气膜的压力均小于进口压力. 由于 H₂ 实际气体比理想气体更难压缩, 则在相同条件下, 实际气体的动压效应略弱于理想气体.

图 7 为 H₂ 润滑的螺旋槽干气密封在理想气体

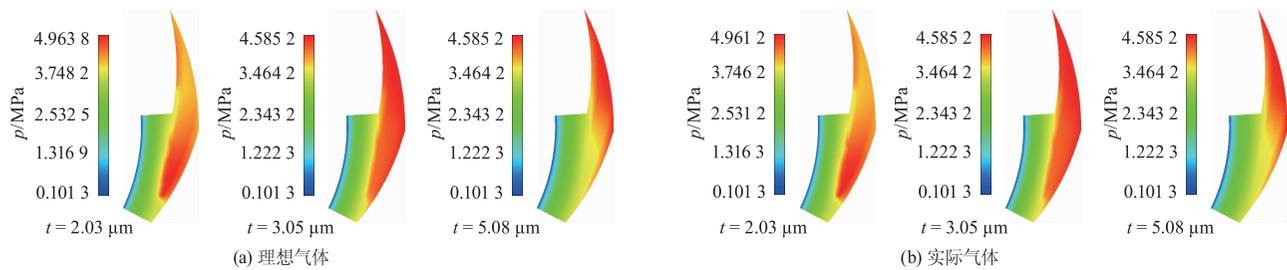


图 7 H₂ 润滑的螺旋槽干气密封在 2 种状态下的气膜压力云图
Fig.7 Contours of pressure in gas film for H₂ ideal gas and H₂ real gas

3.5 N₂ 实际气体效应的影响

表 4 为 N₂ 润滑的螺旋槽干气密封在 3 种膜厚情况下稳态运行时的 F 和 S_1 . 由表可以看出, 不论是数值模拟还是解析计算, N₂ 实际气体的结果与理想气体的结果都十分接近. 这是因为与空气的性质相类似, N₂ 实际气体的压缩性与理想气体差别很

小. 所以不论是气膜开启力还是泄漏率, 实际气体与理想气体的结果基本相同.

值得注意的是, 这里考虑的被密封气体压力并不高, 仅为 4.585 2 MPa. 当气体压力很高时, 比如达 10.000 0 MPa 以上, 氮气实际气体与理想气体仍然会出现明显差异.

表 4 N₂ 实际气体效应对开启力和泄漏率的影响
Tab.4 Effect of N₂ real gas on opening force and leakage

研究方法	$t/\mu\text{m}$	F/kN		$S_1/(10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1})$		$E_1/\%$	$E_2/\%$
		理想气体	实际气体	理想气体	实际气体		
数值模拟	2.03	37.137 1	37.121 8	1.255 465	1.244 151	0.04	0.91
	3.05	32.305 6	32.297 3	3.621 135	3.623 335	0.03	-0.06
	5.08	29.700 6	29.666 1	17.576 958	17.902 451	0.12	-1.82
解析计算	2.03	37.164 9	37.168 0	2.307 685	2.310 389	-0.01	-0.12
	3.05	31.876 7	31.879 2	5.115 356	5.120 419	-0.01	-0.10
	5.08	29.328 6	29.331 0	18.532 175	18.549 126	-0.01	-0.09

图 8 为 N₂ 润滑的螺旋槽干气密封在理想气体

和实际气体 2 种状态下的气膜压力云图. 由图可以看出, N₂ 的气膜压力分布与空气的压力分布非常接近, 且由于 N₂ 实际气体的压缩性与理想气体差别

很小,实际气体的压力分布与理想气体的压力分布基本相同.

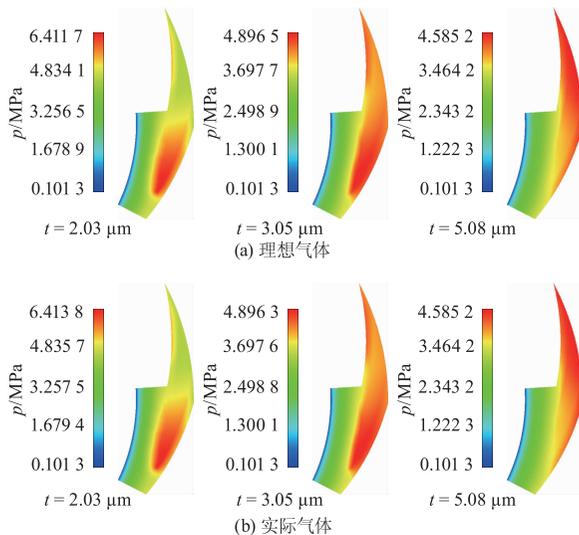


图8 N_2 润滑的螺旋槽干气密封在2种状态下的气膜压力云图

Fig. 8 Contours of pressure in gas film for N_2 ideal gas and N_2 real gas

4 结 论

1) 将密封气体按实际气体考虑,同时考虑端面气膜的温度变化,利用 Fluent 软件的三维数值模拟功能,得到了工业上常见气体润滑的螺旋槽干气密封的开启力和泄漏率.在压力不超过 4.600 0 MPa 的研究范围内,空气、 N_2 的实际气体开启力和泄漏率与理想气体的结果基本相同. CO_2 实际气体比理想气体容易压缩,实际气体的开启力 F 和泄漏率 S_l 大于理想气体结果. H_2 实际气体比理想气体难于压缩,则实际气体开启力 F 和泄漏率 S_l 略微小于理想气体结果.

2) 对于螺旋槽干气密封,当实际气体比理想气体容易压缩时,实际气体的开启力和泄漏率大于理想气体的结果;当实际气体比理想气体难于压缩时,实际气体的开启力和泄漏率小于理想气体的结果.实际气体与理想气体结果的相对误差取决于实际气体对理想气体的偏离程度.

3) 在压力不超过 4.600 0 MPa 的研究范围内,实际气体效应对干气密封的泄漏率有较大影响,而对气膜开启力的影响不大.

4) 在高压情况下,一些气体的实际行为与理想气体会明显差异,若仍将其按理想气体处理则会产生较大偏差,需要考虑实际气体效应对干气密封

性能的影响.更高压下的实际气体效应对密封性能的影响有待进一步研究.

参考文献 (References)

- [1] 陈秀琴,朱维兵,王和顺. 干气密封技术研究现状及发展趋势[J]. 液压与气动,2008(2): 52-56.
Chen Xiuqin, Zhu Weibing, Wang Heshun. Research status and developing trend of dry gas seal technique [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2008(2): 52-56. (in Chinese)
- [2] 金兴乾,宋鹏云. 泵用干气密封技术及其应用进展[J]. 机械,2007,34(7): 6-8.
Jin Xingqian, Song Pengyun. Developments of dry gas sealing technology for pumps [J]. Machinery, 2007, 34(7): 6-8. (in Chinese)
- [3] Shahin I, Gadala M, Alqaradawi M, et al. Three-dimensional computational study for spiral dry gas seal with constant groove depth and different tapered grooves [J]. Procedia Engineering, 2013, 68(12): 205-212.
- [4] 王衍,孙见君,马晨波,等. 改良 T 型槽干气密封多参数 CFD 数值分析[J]. 中南大学学报:自然科学版, 2014, 45(6): 1834-1840.
Wang Yan, Sun Jianjun, Ma Chenbo, et al. Multiparameter CFD numerical analysis of improved T-groove dry gas seal [J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2014, 45(6): 1834-1840. (in Chinese)
- [5] Wang Hong, Zhu Baoshan, Lin Jianshu, et al. A thermohydrodynamic analysis of dry gas seals for high-temperature gas-cooled reactor [J]. Journal of Tribology, 2013, 135(2): 77-82.
- [6] 俞树荣,曹兴岩,丁雪兴,等. 非接触动密封螺旋槽气膜刚度数值模拟与分析[J]. 流体机械, 2012, 40(4): 16-20.
Yu Shurong, Cao Xingyan, Ding Xuexing, et al. Simulation and analysis of gas film stiffness of non-contact dynamic seal in spiral groove [J]. Fluid Machinery, 2012, 40(4): 16-20. (in Chinese)
- [7] 宋鹏云. 氢气实际气体对螺旋槽干气密封性能的影响[J]. 润滑与密封, 2010, 35(8): 1-3.
Song Pengyun. Effects of the real-gas characteristics of the hydrogen on the performance of the spiral groove dry gas seal [J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(8): 1-3. (in Chinese)
- [8] Song Pengyun. The effect of real gas on the performance of the spiral groove dry gas seal [C] // Proceeding of 21st International Conference on Fluid Sealing. Milton Keynes, UK: BHR Group, 2011: 79-90.

- [9] 胡晓鹏,宋鹏云. 实际气体效应对干气密封性能影响的理论分析[J]. 润滑与密封,2013,38(2): 27-30. Hu Xiaopeng, Song Pengyun. Theoretic analysis of the effect of real gas on the performance of the dry gas seal [J]. Lubrication Engineering, 2013, 38(2): 27-30. (in Chinese)
- [10] 宋鹏云,胡晓鹏,许恒杰. 实际气体对T槽干气密封动态特性的影响[J]. 化工学报,2014,65(4): 1344-1352. Song Pengyun, Hu Xiaopeng, Xu Hengjie. Effect of real gas on dynamic performance of T-groove dry gas seal [J]. CIESC Journal, 2014, 65(4): 1344-1352. (in Chinese)
- [11] 李启玉. 螺旋槽端面干气密封的数值模拟分析与优化设计[D]. 上海: 华东理工大学机械与动力工程学院, 2007.
- [12] 冯新,宣爱国,周彩荣,等. 化工热力学[M]. 北京: 化学工业出版社, 2009: 18-21.
- [13] Carl L Yaws. Matheson 气体数据手册[M]. 7版. 陶鹏万,黄建彬,朱大方,译. 北京: 化学工业出版社, 2003: 870-963.
- [14] 陈汇龙,刘志斌,刘彤,等. 基于空化的机械密封槽腔耦合方式研究[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2015, 36(1): 43-47. Chen Huilong, Liu Zhibin, Liu Tong, et al. Research on coupling style of mechanical seal with spiral groove and micro-pores based on cavitation [J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2015, 36(1): 43-47. (in Chinese)
- [15] 焦凤,邓先和. 矩形自支撑缩放管换热器强化传热的结构优化[J]. 化工学报, 2013, 64(7): 2376-2385. Jiao Feng, Deng Xianhe. Structural optimization of converging-diverging tube based on heat transfer enhancement for self-support rectangle heat exchanger [J]. CIESC Journal, 2013, 64(7): 2376-2385. (in Chinese)
- [16] Gabriel R P. Fundamental of spiral groove noncontacting face seals [J]. Lubrication Engineering, 1979, 35(7): 367-375.
- [17] 宋鹏云,产文,焦凤. 螺旋槽干气密封端面气膜的热力过程[J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(11): 973-977, 989. Song Pengyun, Chan Wen, Jiao Feng. Thermodynamic process of interfacial gas film in spiral grooved dry gas seal [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2014, 32(11): 973-977, 989. (in Chinese)
- [18] 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): 7-9. Song Pengyun. Discussion about the calculation methods of the gas film pressure of the spiral groove dry gas seals lubrication engineering [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(7): 7-9. (in Chinese)
- [19] 张锡德,胡建辉,刘昌伟,等. 干气密封无一级泄漏量原因分析及运行[J]. 化工设备与管道, 2014, 51(2): 43-47. Zhang Xide, Hu Jianhui, Liu Changwei, et al. Cause analysis of without leakage fault occurred in primary gas seal [J]. Process Equipment & Piping, 2014, 51(2): 43-47. (in Chinese)
- [20] 南小妮,周昆颖,张秋翔,等. CFD软件对螺旋槽干气密封的模拟[J]. 化工设备与管道, 2005, 42(4): 56-58. Nan Xiaoni, Zhou Kunying, Zhang Qiuxiang, et al. Simulation of spiral groove dry gas seals by use of CFD [J]. Process Equipment & Piping, 2005, 42(4): 56-58. (in Chinese)

(责任编辑 盛杰)