



## 离心惯性力效应对超临界二氧化碳干气密封流场与密封特性影响分析

严如奇, 丁雪兴, 徐洁, 俞树荣, 丁俊华

### The Influence Analysis of Centrifugal Inertia Force Effect on the Flow Field and Sealing Characteristics of Supercritical Carbon Dioxide Dry Gas Seal

YAN Ruqi, DING Xuexing, XU Jie, YU Shurong, DING Junhua

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2020021>

#### 您可能感兴趣的其他文章

#### Articles you may be interested in

##### 惯性效应对超高速倾斜端面气膜密封稳动态特性影响

The Influence of Inertia Effect on Steady Performance and Dynamic Characteristic of Super High-Speed Tilted Gas Face Seal

摩擦学学报. 2019, 39(4): 452 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018165>

##### 干气密封旋转流场的宏观特性与介观速度场的逻辑关系研究

The Logic Relationship between Macroscopic Characteristics and Mesoscopic Velocity Field of High-Speed Rotating Flow Field of Dry Gas Seal

摩擦学学报. 2020, 40(3): 364 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2019189>

##### 节流孔截面形状对静压干气密封稳态性能和压力波动特性影响

Effect of Orifice Cross-Section Shape on Steady Performance and Pressure Fluctuation Characteristics of Hydrostatic Dry Gas Seal

摩擦学学报. 2019, 39(6): 669 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2019027>

##### 基于微尺度造型的干气密封流动有序性数值分析

Numerical Analysis of Dry Gas Seal Flow Orderliness Based on Microstructure Modeling

摩擦学学报. 2018, 38(6): 673 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018098>

##### 均压槽结构形状对静压干气密封性能影响分析

Influence of the Pressure-equalizing Groove on the Seal Performance of Hydrostatic Dry Gas Seal

摩擦学学报. 2017, 37(5): 677 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.05.016>



关注微信公众号, 获得更多资讯信息

DOI: 10.16078/j.tribology.2020021

# 离心惯性力效应对超临界二氧化碳干气密封流场与密封特性影响分析

严如奇\*, 丁雪兴, 徐洁, 俞树荣, 丁俊华  
(兰州理工大学石油化工学院, 甘肃兰州 730050)

**摘要:** 为揭示离心惯性力效应对S-CO<sub>2</sub>干气密封流场与密封特性的影响规律, 以螺旋槽干气密封为研究对象, 引用考虑离心惯性力效应的Reynolds方程, 在考虑气膜真实气体效应、黏度随压力与温度双重变化的同时, 基于N-S方程与能量守恒定律, 建立了绝热状态下考虑离心惯性力效应作用的能量控制方程。然后, 采用有限差分法对压力控制方程与能量控制方程进行耦合求解, 并对考虑离心惯性力效应与没有考虑离心惯性力效应下的压力分布、温度分布以及密封特性进行了分析讨论。研究表明: 离心惯性力效应具有削弱流场内压力与温度的作用; 从避免凝结流动角度考虑, 离心惯性力效应引起的温降将不利于S-CO<sub>2</sub>干气密封; 考虑离心惯性力效应作用时, 气膜开启力在不同槽深与转速下存在最佳工况点, 泄漏率随着转速的增加显著减小, 而离心惯性力效应与膜厚之间没有强交互作用; 考虑离心惯性力效应作用的气膜开启力、泄漏率、出口温度均比不考虑离心惯性力效应作用的小, 且这种差异随着转速的增大而增加, 而随着膜厚的变化没有改变。这些结果为进一步研究S-CO<sub>2</sub>干气密封奠定了一定的理论基础。

**关键词:** 离心惯性力效应; 超临界二氧化碳; 干气密封; 压力方程; 能量方程

**中图分类号:** TH117.2

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2020)06-0781-11

## The Influence Analysis of Centrifugal Inertia Force Effect on the Flow Field and Sealing Characteristics of Supercritical Carbon Dioxide Dry Gas Seal

YAN Ruqi\*, DING Xuexing, XU Jie, YU Shurong, DING Junhua

(College of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, Gansu Lanzhou 730050, China)

**Abstract:** In order to reveal the influence law of centrifugal inertia force effect on the flow field and sealing characteristics of supercritical carbon dioxide dry gas seal, by using the spiral groove dry gas seal as the research object, the Reynolds equation considering centrifugal inertia force effect was cited. Considering the effect of real gas effect and viscosity of gas film with pressure and temperature changes, based on the Navier-Stokes equation and the law of conservation of energy, the energy governing equation considering the effect of centrifugal inertia force in adiabatic state was established. Then, the finite difference method was used to solve the pressure control equation and the energy control equation, and the pressure distribution, temperature distribution and sealing characteristics with and without centrifugal inertia force effect were analyzed and discussed. The research showed that the pressure and temperature in the flow field was weakened by the centrifugal inertia force effect. From the view point of avoiding condensation flow, the temperature drop caused by centrifugal inertia force effect was not conducive to S-CO<sub>2</sub> dry gas sealing. When the centrifugal inertia force effect was considered, the opening force of the gas film had the best working point at different depth and speed, the leakage rate decreased significantly with the increase of rotational speed, but there was no strong interaction between the centrifugal inertia force effect and the film thickness. Taking into account the action of centrifugal inertia force effect, the opening force, leakage rate, and outlet temperature of gas film were smaller than that

without considering centrifugal inertia force effect, and the difference increased with the increase of rotating speed, but didn't change with the variation of film thickness. These results provided a certain theoretical foundation for further research on supercritical carbon dioxide dry gas seal.

**Key words:** centrifugal inertia force effect; supercritical carbon dioxide; dry gas seal; pressure equation; energy equation

处于超临界状态下的CO<sub>2</sub>具有较高的流动密度、传热性、低黏度<sup>[1-2]</sup>,可以大大减小系统中涡轮机械和换热器的结构尺寸,降低运行维护成本.因此,以S-CO<sub>2</sub>(Supercritical-CO<sub>2</sub>, S-CO<sub>2</sub>)为工质的闭式布雷顿循环系统具有工质清洁、效率高、能量密度大、设备体积小<sup>[3-4]</sup>等优点,在电站、航空工程、制冷工程、废水和余热利用<sup>[5-6]</sup>、第四代核反应堆<sup>[7]</sup>、太阳能光热发电<sup>[8-9]</sup>等众多领域有很好的应用前景.

S-CO<sub>2</sub>闭式布雷顿循环系统,其主要的核心部件有涡轮机械、回热器、轴承及密封件等<sup>[10]</sup>.作为在高温、高压、高速下工作的闭式循环,它对涡轮机械(透平机、压缩机)的轴端动密封提出了更高的要求.S-CO<sub>2</sub>干气密封相比任何一种应用于该工况下的其他密封而言,具有最低的泄漏率,而且更可靠、更经济、更安全,因此被推荐使用<sup>[11]</sup>.然而到目前为止,还没有相应的干气密封设计准则可用于S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环,许多试验台还是依然采用传统的迷宫密封<sup>[10,12]</sup>.当前,S-CO<sub>2</sub>干气密封逐渐引起各国研究人员的关注.2016年,Fairuz Z M等<sup>[11]</sup>利用CFD数值模拟方法,调用REFPROP数据库描述CO<sub>2</sub>的实际气体物性,对靠近CO<sub>2</sub>临界点与远离临界点这两种工况条件下的S-CO<sub>2</sub>干气密封流场压力、温度、密度进行了分析研究,并指出当靠近CO<sub>2</sub>临界点时这些参数显著提升,同时,当气体密度较大时离心惯性力效应将起着非常重要的影响,并对开启力有明显的削弱作用.同年,GE公司的Thatte等<sup>[13]</sup>提出了S-CO<sub>2</sub>干气密封流-热-固耦合多物理场分析模型,对MW级S-CO<sub>2</sub>涡轮机械的干气密封进行了耦合物理性能预测与风险评估,并通过试验测量了S-CO<sub>2</sub>在临界点附近的多相凝结流动特性,同时指出S-CO<sub>2</sub>干气密封气膜内存在气相到液相甚至固相的转变,以及阻塞流或超声速导致的气膜刚度、阻尼的剧烈扰动会诱发密封动力不稳定.2018年,许恒杰等<sup>[14]</sup>以维里方程描述二氧化碳的实际气体行为,同时考虑阻塞流效应和密封端面间气膜的黏度变化,采用有限差分法分别分析了层流状态下离心惯性力效应对泵入式、泵出式螺旋槽干气密封稳态性能,指出与理想气体相比,离心惯性力效应对二氧化碳实际气体干气密封性能的影响程度更高,且二氧化碳温度越接近其临界温度,离心惯性力效应表现得越明显.Du等<sup>[15]</sup>在ANSYS CFX

中选用R-K方程描述CO<sub>2</sub>的实际气体效应,采用热-流-固耦合的方法对空气与二氧化碳为介质的螺旋槽干气密封性能进行了分析讨论,指出两者之间的密封性能存在较大差异,而且对二氧化碳干气密封来说其性能更易受到入口温度与压力的影响.2019年,沈伟等<sup>[16]</sup>以高速S-CO<sub>2</sub>干气密封为研究对象,推导了考虑离心惯性力效应和实际流态的膜压控制方程,采用REFPROP数据库描述CO<sub>2</sub>的实际气体物性,在定温场下对比分析了密封特性参数,指出实际气体效应与湍流效应对稳态性能具有很强的交互影响.同年,Du等<sup>[17]</sup>同样在ANSYS CFX中采用热-流-固耦合的方法,对不同螺旋槽槽深结构的干气密封性能进行了对比分析,得出二氧化碳比空气有较大的平均膜压、开启力、泄漏率以及较低的平均端面温度.之后,Fairuz Z M等<sup>[18]</sup>利用CFD数值模拟方法,通过耦合求解由压力、温度、离心力共同作用下的密封环变形,分析了对流面积对S-CO<sub>2</sub>干气密封环变形的影响,指出减小对流换热面积是减小密封环热变形的有效途径.Eagle-Burgmann公司的Armin等<sup>[19]</sup>开展了关于S-CO<sub>2</sub>干气密封的试验测试,指出密封端面温度的变化与泄漏率的大小密切相关.密封泄漏率较小时,介质流经密封间隙的过程接近于等温过程;当密封泄漏率很大时,密封端面温度不再以等温规律变化,流动接近于绝热过程.但文中没有给出判别采用等温或绝热过程的泄漏率临界值或范围.2020年,许恒杰等<sup>[20]</sup>以二氧化碳和氢气为润滑气体,分析了考虑实际气体效应的螺旋槽干气密封在阻塞流条件下的压力和温度分布,指出实际气体与理想气体之间的偏差是影响密封性能的主要原因,与理想气体模型相比,实际气体效应提高了二氧化碳的出口压力、开启力、泄漏率、坝区马赫数和温度.

综上所述,由于S-CO<sub>2</sub>的密度、黏度、比热等发生了较大变化,因此,在求解润滑方程时,真实气体效应、离心惯性力效应、黏度等成为需要考虑的内容.此外,就当前研究进展而言,对S-CO<sub>2</sub>干气密封流场的计算,究竟在何时或什么条件下按等温或绝热过程来处理尚无法确定,还需进一步研究.在现有S-CO<sub>2</sub>干气密封润滑理论中,进行压力求解时大都没有考虑流场内温度的变化,至于离心惯性力效应对温度的影响则更

是未见. 因此, 本文中以螺旋槽干气密封为研究对象, 引用考虑离心惯性力效应的Reynolds方程, 分别采用维里方程、Lucas方程描述真实气体效应、黏度的变化, 基于N-S方程与能量守恒定律, 建立了绝热状态下考虑离心惯性力效应作用的能量控制方程. 对考虑离心惯性力效应与没有考虑离心惯性力效应下的压力分布、温度分布, 以及密封特性进行了分析讨论, 为今后S-CO<sub>2</sub>干气密封设计提供一定的理论支撑.

## 1 理论模型

### 1.1 几何模型

图1为螺旋槽干气密封端面结构示意图, 根据螺旋槽的泵吸效应, 在外压作用下, 介质气体不断沿槽向中心泵送, 在干气密封动、静环端面之间会形成一层只有几微米的气膜使动、静环分离. 最终, 通过极薄的气膜厚度产生的极高气膜刚度以达到密封的非接触稳定运行.

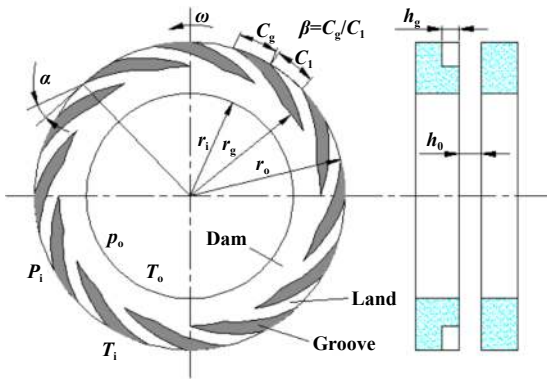


Fig. 1 Schematic diagram of spiral groove dry gas seal  
图 1 螺旋槽干气密封端面结构

动环密封面槽型为螺旋槽, 满足柱坐标系下的对数螺旋线方程:

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

式中:  $\theta$  为展开角度, rad;  $r$  为端面气膜任意一点的半径, mm;  $r_g$  为螺旋槽槽根半径, mm;  $\alpha$  为螺旋角, rad.

### 1.2 压力控制方程

#### 1.2.1 离心惯性力效应下的Reynolds方程

在层流假设条件下, 干气密封端面间考虑离心惯性力效应的雷诺方程<sup>[14]</sup>如下:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{r \rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 6r\omega \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho h) + \frac{3\omega^2}{10} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\rho^2 r^2 h^3}{\eta} \right) \quad (2)$$

式中:  $p$  为压力, Pa;  $h$  为膜厚,  $\mu\text{m}$ ;  $\rho$  为气体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;

$\eta$  为气体黏度,  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;  $\omega$  为角速度,  $\text{rad}/\text{s}$ . 此式中最后一项为离心惯性力项, 在分析不考虑离心惯性力效应的情况时, 将其略去即可.

#### 1.2.2 实际气体状态方程

为了进一步准确描述流场内S-CO<sub>2</sub>的实际气体效应对密封性能的影响, 对此, 采用三项截断形维里方程<sup>[21]</sup>:

$$Z = \frac{pV}{R_g T} \approx 1 + B \left( \frac{p}{R_g T} \right) + (C - B^2) \left( \frac{p}{R_g T} \right)^2 \quad (3a)$$

$$B \left( \frac{P_c}{R_g T_c} \right) = 0.1445 - \frac{0.330}{T_r} - \frac{0.1385}{T_r^2} - \frac{0.0121}{T_r^3} - \frac{0.000607}{T_r^8} + \varepsilon \left( 0.0637 + \frac{0.331}{T_r^2} - \frac{0.423}{T_r^3} - \frac{0.008}{T_r^8} \right) \quad (3b)$$

$$C \left( \frac{P_c}{R_g T_c} \right)^2 = \left( 0.01407 + \frac{0.02432}{T_r^{2.8}} - \frac{0.00313}{T_r^{10.5}} \right) T_r + \varepsilon \left( -0.02676 + \frac{0.0177}{T_r^{2.8}} + \frac{0.04}{T_r^3} - \frac{0.003}{T_r^6} - \frac{0.00228}{T_r^{10.5}} \right) T_r \quad (3c)$$

式中:  $P_c$  为二氧化碳的临界压力, 7.377 3 MPa;  $T_c$  为二氧化碳的临界温度, 304.13 K;  $T_r$  为对比态温度,  $T_r = T/T_c$ ;  $\varepsilon$  为二氧化碳的偏心因子,  $\varepsilon = 0.22394$ ;  $R_g$  为气体常数,  $R_g = R/M$ ;  $M$  为二氧化碳摩尔质量,  $M = 44.01 \text{ kg}/\text{kmol}$ ;  $R$  为通用气体常数,  $R = 8.314 \text{ kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$ .

#### 1.2.3 黏度方程

对于S-CO<sub>2</sub>来说, 除了压力之外, 温度的变化对黏度也会产生较大影响. 而在现有的研究中, 只考虑了黏度随压力的变化. 因此, 为了准确描述黏度随压力与温度的变化, 本文中采用Lucas方程<sup>[21]</sup>:

$$\xi = 0.176 \left( \frac{T_c}{M^3 P_c^4} \right)^{1/6} \quad (4a)$$

$$Z_1 = \eta_0 \xi = [0.807 T_r^{0.618} - 0.375 \exp(-0.499 T_r) + 0.340 \exp(-4.058 T_r) + 0.018] F_p^c F_Q^c \quad (4b)$$

若  $T_r \leq 1$ ,  $P_r < P_{vp}/P_c$ , 则有:

$$Z_2 = 0.600 + 0.760 P_r^{0.1} + (6.990 P_r^{0.1} - 0.6)(1 - T_r) \quad (4c)$$

若  $1 < T_r < 40$ ,  $0 < P_r \leq 100$ , 则有:

$$Z_2 = \eta_0 \xi \left( 1 + \frac{a P_r^c}{b P_r^f + (1 + c P_r^d)^{-1}} \right) \quad (4d)$$

$$\eta = \frac{Z_2 F_p F_Q}{\xi} \quad (4e)$$

式中:  $\eta_0$  为相同温度下低压时的黏度, 其余各系数  $F_p^c$ 、 $F_Q^c$ 、 $F_p$ 、 $F_Q$ 、 $\alpha_L$ 、 $\beta_L$ 、 $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、 $d$ 、 $e$  和  $f$  详见文献<sup>[21]</sup>(为避

免与几何模型中的 $\alpha$ 、 $\beta$ 混淆,现将文献[21]中的 $\alpha$ 、 $\beta$ 在本文中 $\alpha_L$ 与 $\beta_L$ ).

### 1.2.4 真实效应下压力控制方程

由式(2)、式(3)与式(4),可获得在稳态条件下,考虑离心惯性力效应,以及真实气体效应,真实黏度的压力控制方程:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h^3}{\eta Z T} \frac{\partial p^2}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{r h^3}{\eta Z T} \frac{\partial p^2}{\partial r} \right) = 12r\omega \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{p h}{Z T} \right) + \frac{3\omega^2}{5R_g} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{p^2 r^2 h^3}{\eta Z T^2} \right) \quad (5)$$

式中:压缩因子 $Z(p, T)$ 、黏度 $\eta(p, T)$ 均是关于压力与温度的函数,因此,在求解该方程时需要与能量方程耦合求解.

### 1.3 能量控制方程

为揭示离心惯性力效应对气膜内温度的影响,本文中暂时只研究绝热状态下的能量方程,即只考虑密封端面内气膜的内能与机械功之间的转化,忽略界面热传导引起的能量交换.

#### 1.3.1 流量控制方程

干气密封端面间的流场属于微尺度流场,因此,为了建立描述密封端面间的流量控制方程,在本文中做出如下假设:

- (1) 流场为定常流场,流体为牛顿流体,流态为层流;
- (2) 压力、温度、黏度沿膜厚方向无变化;
- (3) 忽略体积力(重力),以及忽略挤压膜的存在;
- (4) 以 $z$ 轴代表膜厚方向,由于膜厚远小于其他两个方向的尺寸,因此,在黏性项中只保留速度关于 $z$ 的偏导数,其他项忽略不计;
- (5) 只考虑离心惯性力效应;
- (6) 壁面光滑,且无滑移;
- (7) 不考虑动、静环变形.

根据N-S方程<sup>[22]</sup>,并采用以上假设,则在柱坐标下考虑离心惯性力效应的简化N-S方程为

$$-\frac{(u_\theta)^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left( \eta \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \quad (6a)$$

$$0 = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left( \eta \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) \quad (6b)$$

根据动、静环的实际运行条件,及无滑移边界,相应有如下速度边界条件:

$$\begin{cases} z=0, u_r=0, u_\theta=0 \\ z=h, u_r=0, u_\theta=\omega r \end{cases} \quad (7)$$

通过对式(6a)、式(6b)在膜厚方向积分,然后结合边界条件(7)可得气膜内径向速度 $u_r$ 与周向的速度 $u_\theta$ :

$$u_r = \frac{1}{2\eta} \left( \frac{\partial p}{\partial r} - \rho \frac{(u_\theta)^2}{r} \right) (z^2 - zh) \quad (8a)$$

$$u_\theta = \frac{1}{2\eta} \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} (z^2 - zh) + \frac{\omega r z}{h} \quad (8b)$$

将式(8b)代入式(8a),并对式(8a)沿膜厚方向积分,然后对积分后的结果忽略 $h^3$ 以上的小量后,可得单位宽度上径向体积流量 $q_r$ .对式(8b)沿膜厚方向直接积分,可得单位宽度上周向体积流量 $q_\theta$ :

$$q_r = \int_0^h u_r dz = -\frac{h^3}{12\eta} \left( \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\rho}{40\eta r} (r^2 \omega^2 h^3) \quad (9a)$$

$$q_\theta = \int_0^h u_\theta dz = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{r\omega h}{2} \quad (9b)$$

#### 1.3.2 流体内能的变化

在推导干气密封能量方程时忽略位能与动能的变化,然后,取高度为 $h$ 的微柱体 $hrd\theta dr$ ,并设 $q_r$ 、 $q_\theta$ 分别为微柱体在 $r$ 与 $\theta$ 方向的体积流量.则在 $r$ 与 $\theta$ 方向流入微柱体 $hrd\theta dr$ 的热流密度则分别为

$$Q_r = \rho q_r c_v T \quad (10a)$$

$$Q_\theta = \rho q_\theta c_v T \quad (10b)$$

那么在 $r$ 与 $\theta$ 方向流入微柱体 $hrd\theta dr$ 的热流量则分别为

$$Q_r r d\theta \quad (11a)$$

$$Q_\theta dr \quad (11b)$$

在 $r$ 与 $\theta$ 方向,流出微柱体 $hrd\theta dr$ 的热流量则分别为

$$\left( Q_r + \frac{\partial Q_r}{\partial r} dr \right) r d\theta \quad (12a)$$

$$\left( Q_\theta + \frac{\partial Q_\theta}{\partial \theta} d\theta \right) dr \quad (12b)$$

根据微柱体内热流平衡,可得微柱体内净热流量为

$$\begin{aligned} \left( Q_\theta + \frac{\partial Q_\theta}{\partial \theta} d\theta \right) dr - Q_\theta dr + \left( Q_r + \frac{\partial Q_r}{\partial r} dr \right) r d\theta - Q_r r d\theta = \\ \left( \frac{\partial Q_\theta}{\partial r} + \frac{\partial Q_r}{\partial \theta} \right) r d\theta dr \end{aligned} \quad (13)$$

以 $W$ 表示该微柱体中所做的机械功,则根据能量守恒可得:

$$\left( \frac{\partial Q_\theta}{\partial r} + \frac{\partial Q_r}{\partial \theta} \right) r d\theta dr = W \quad (14)$$

#### 1.3.3 流动功

对于高度为 $h$ 的微柱体 $hrd\theta dr$ ,则在 $r$ 与 $\theta$ 方向的流

动功分别为

$$\left(p + \frac{\partial p}{\partial r} dr\right) \left(q_r + \frac{\partial q_r}{\partial r} dr\right) r d\theta - p q_r r d\theta \quad (15a)$$

$$\left(p + \frac{\partial p}{\partial \theta} d\theta\right) \left(q_\theta + \frac{\partial q_\theta}{\partial \theta} d\theta\right) dr - p q_\theta dr \quad (15b)$$

将以上两式相加,并略去高阶小量,则总的流动功为

$$W_{\text{flow}} = \left(q_r \frac{\partial p}{\partial r} + q_\theta \frac{\partial p}{r \partial \theta}\right) r dr d\theta + p \left(\frac{\partial q_r}{\partial r} + \frac{\partial q_\theta}{r \partial \theta}\right) r dr d\theta \quad (16)$$

由于  $\frac{\partial q_r}{\partial r} + \frac{\partial q_\theta}{r \partial \theta} = 0$ , 则总的流动功可简化为

$$W_{\text{flow}} = \left(q_r \frac{\partial p}{\partial r} + q_\theta \frac{\partial p}{r \partial \theta}\right) r dr d\theta \quad (17)$$

### 1.3.4 摩擦功

由于密封环为绕轴向旋转,因此只在 $\theta$ 方向有摩擦功.根据牛顿黏性定律,切向力为

$$\tau_\theta = \eta \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \quad (18)$$

由(8b)式与(18)式可得:

$$\tau_\theta = \frac{1}{2r} \frac{\partial p}{\partial \theta} (2z - h) + \frac{\eta \omega r}{h} \quad (19)$$

由于密封环1个为静环,1个为动环,因此,对高度为 $h$ 的微柱体 $hr d\theta dr$ 来说,其摩擦功为

$$W_{\text{friction}} = \tau_{\theta,0} r \omega = \left(-\frac{\omega h}{2} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{\eta \omega^2 r^2}{h}\right) r dr d\theta \quad (20)$$

### 1.3.5 能量方程

由式(17)、式(20)可得微柱体中所做的机械功 $W$ 为

$$W = W_{\text{flow}} + W_{\text{friction}} \quad (21)$$

通过式(10a)、式(10b)、式(14)和式(21)便可得在绝热状态下考虑离心惯性力效应的能量守恒方程:

$$q_\theta \frac{\partial T}{r \partial \theta} + q_r \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\eta \omega^2 r^2}{h \rho c_v} - \frac{h^3}{12 \eta \rho c_v} \left[ \left(\frac{\partial p}{r \partial \theta}\right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial r}\right)^2 \right] + \frac{1}{40 \eta c_v} (r \omega^2 h^3) \frac{\partial p}{\partial r} \quad (22)$$

上式中 $q_r$ 为(9a)所示径向体积流量, $q_\theta$ 为(9b)所示周向体积流量.等号右边最后1项为离心惯性力效应引起的能量变化,因此,在分析不考虑离心惯性力效应的情况下,将其略去即可.

### 1.4 边界条件

压力边界条件取强制性边界条件,即:

$$\begin{cases} p(r = r_i) = p_0 \\ p(r = r_o) = p_1 \end{cases} \quad (23a)$$

螺旋槽在圆周方向上周期性分布,为减少计算

量,在数值计算时取1个周期,因而在计算区域存在以下周期性压力边界条件,即

$$p(r, \theta = \pi/N) = p(r, \theta = -\pi/N) \quad (23b)$$

温度边界条件取强制性进口边界条件,即:

$$T(r = r_o) = T_i \quad (24a)$$

同样,温度存在周期性温度边界条件,即:

$$T(r, \theta = \pi/N) = T(r, \theta = -\pi/N) \quad (24b)$$

## 1.5 稳态性能参数

通过对压力控制方程(5),能量控制方程(22),以及边界条件(23)和(24)进行耦合求解,可求得密封端面内气膜压力分布与温度分布,进而可获得密封开启力、泄漏率和气膜出口温度等稳态性能参数,除出口温度直接取气膜温度场的出口处温度外,开启力与泄漏率现分别定义如下.

气膜开启力:

$$F_o = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p r dr d\theta \quad (25)$$

质量泄漏率:

$$Q_m = \int_0^{2\pi} \int_0^h \rho u_r r dz d\theta \quad (26)$$

## 2 结果讨论与分析

在考虑真实气体效应、真实黏度的前提下,采用有限差分法对考虑离心惯性力效应的压力方程与能量方程进行耦合求解,并对其密封特性进行分析讨论.本文中计算时所采用的螺旋槽干气密封几何参数与工况参数分别列于表1和表2中,具体求解计算流程如图2所示.

表1 螺旋槽干气密封几何参数  
Table 1 Geometric parameter of spiral dry gas seal

Parameter	Air <sup>[11]</sup>	S-CO <sub>2</sub> <sup>[20]</sup>	S-CO <sub>2</sub>
Inner radius, $r_i$ /mm	58.42	30	25
Outer radius, $r_o$ /mm	77.78	42	35.5
Groove root radius, $r_g$ /mm	69.0	33.6	29.35
Groove number, $N_g$	12	12	12
Spiral angle, $\alpha$ /rad	15 $\pi$ /180	20 $\pi$ /180	16 $\pi$ /180
Ratio of groove to land, $\beta$	1	1	1
Groove depth, $h_g$ /μm	5	5	5/7/9/11
Film thickness, $h_0$ /μm	3.05	3	3.5

### 2.1 程序有效性验证

为验证本文模型与计算方法的正确性,分别引用文献[11]中以空气为介质,以及文献[20]中以S-CO<sub>2</sub>为

表2 螺旋槽干气密封工况条件

Table 2 Operation conditions of spiral dry gas seal

Parameter	Air <sup>[11]</sup>	S-CO <sub>2</sub> <sup>[20]</sup>	S-CO <sub>2</sub>
Rotational speed, $n/(r/min)$	10 380	2 560.2	20 000
Inlet pressure, $p_i/MPa$	4.5852	10	11
Outlet pressure, $p_o/MPa$	0.101 325	0.101	0.101 325
Inlet temperature, $T_i/^\circ C$	29.85	80	80

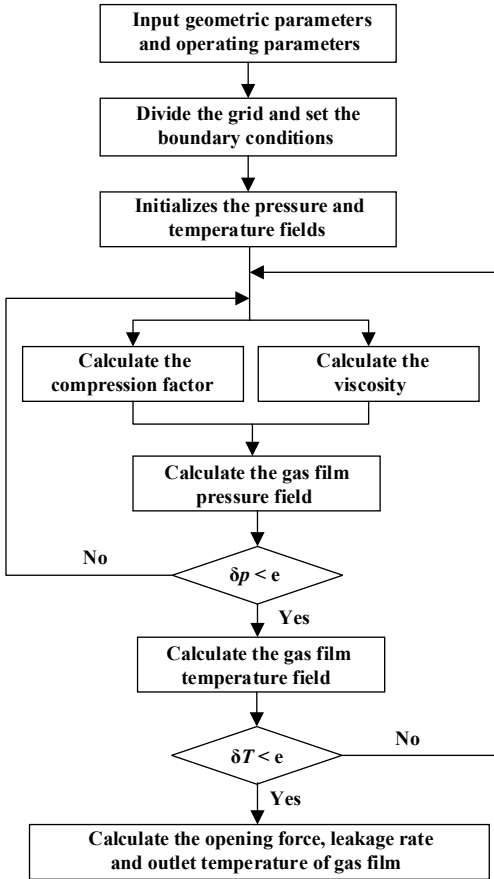


Fig. 2 Flow chart of numerical calculation  
图2 数值计算流程图

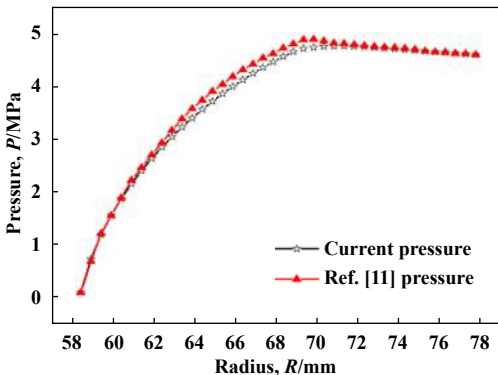
介质的干气密封几何结构参数与工况参数(详见表1与表2)进行验证. 经计算气膜径向平均压力分布如图3(a)所示, 通过分析发现, 采用同样的参数, 本文中的计算结果与文献值具有较好的吻合性, 且最大相对误差不超过4%. 图3(b)给出了气膜内平均温度沿径向分布, 与文献[20]中气膜温度相比, 本文模型同样具有较好的一致性, 但从根径到内径这一区域, 两个模型之间误差逐渐增大, 但最大相对误差不超过9%. 经分析发现, 引起这一误差的主要原因是两个模型采用的状态方程不一样, 文献[20]采用R-K方程, 本文中采用三项截断形维里方程. 通过以上压力与温度的对比分析, 验证了本文模型与计算方法的正确性.

2.2 气膜内流场分布

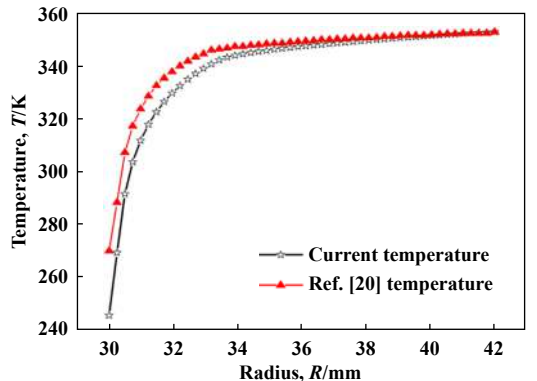
通过对以S-CO<sub>2</sub>为介质的干气密封进行分析计算(取槽深 $h_g=5 \mu m$ , 其余参数列于表1与表2中), 获得了考虑离心惯性力效应与不考虑离心惯性力效应作用下的气膜径向平均压力与平均温度分布(平均值是同一半径处的周向平均值), 如图4所示. 图5给出了图4中考虑离心惯性力效应下气膜平均压力与平均温度对应的气膜径向平均压缩因子与平均黏度分布, 以及沿半径方向在相同压力和温度下查询NIST数据库REFPROP<sup>[23]</sup>获得的压缩因子与黏度分布.

通过对图4与图5进行分析, 可得出如下规律与结论:

(1) 不论考虑离心惯性力效应与否, 在整个流场范围内, 压力、温度从进口到出口呈非线性减小的方式变化. 然而, 在考虑离心惯性力效应的情况下, 在整个流场内压力、温度均比不考虑离心惯性力效应下的低. 因此, 对于S-CO<sub>2</sub>干气密封来说, 离心惯性力效应在一定程度上具有削弱流场内压力、温度的作用. 产



(a) Pressure validation



(b) Temperature validation

Fig. 3 Pressure and temperature of S-DGS calculation program

图3 螺旋槽干气密封计算模型压力和温度验证

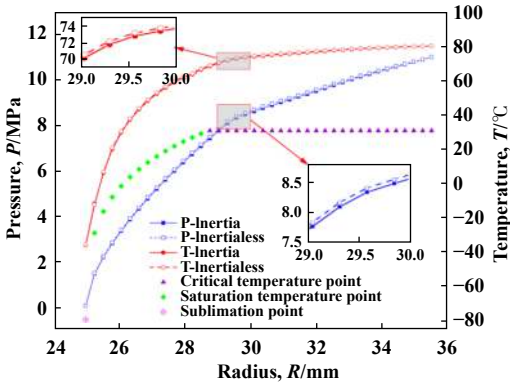


Fig. 4 Pressure and temperature distribution of gas film

图 4 气膜压力与温度分布

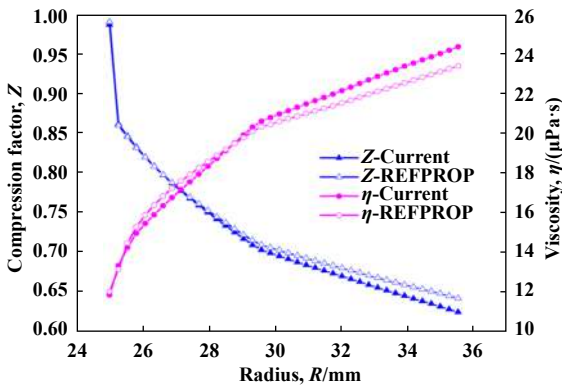


Fig. 5 Compression factor and viscosity distribution of gas film

图 5 气膜压缩因子与黏度分布

生这种现象, 主要是因为离心惯性力的方向与气体流动的方向相反, 阻碍气体的流动, 在能量方程中表现为削弱流动功, 最终使得气膜温度下降, 随着气膜温度的下降, 气膜内气体分子的热运动被弱化, 进而引起整个气膜内压力降低。

(2) 不论考虑离心惯性力效应与否, 从外径到内径气膜内温度逐渐降低, 气膜内温度不再以等温规律变化, 特别是槽根径到内径区域存在较大温降。当不考虑离心惯性力效应时, 从外径进口到槽根径的区域, 由于在螺旋槽作用, 该区域黏性耗散作用产生的温升较为显著, 可以有效抵消由于二氧化碳膨胀导致的降温, 因此, 在这一区域温度变化率相对较小。然而, 从槽根径到内径出口区域, 由于没有螺旋槽的作用, 流场内黏性耗散作用产生的温升较小, 而压力剧烈衰减导致的温降较大, 所以, 在该区域内温度变化率较大。考虑离心惯性力效应作用下的气膜温度变化趋势与不考虑离心惯性力效应的情况相似, 只是黏性耗散产生的温升除了要补偿二氧化碳膨胀导致的温降之外, 还需补偿离心惯性力效应导致的温降。

(3) 为确定S-CO<sub>2</sub>干气密封气膜内随着压力与温度下降过程中的相态分布, 以及判断是否存在气相到液相甚至固相的转变, 以考虑离心惯性力效应的情况为例进行分析。在图4中给出了考虑离心惯性力效应下的平均气膜压力所对应的临界温度点、饱和温度点与升华点, 只要沿径向方向的气膜平均温度大于相同气膜平均压力下的饱和温度与升华温度, 就不会出现液相甚至固相。通过对比分析可以发现, 在本次算列中, 在外径到靠近槽根径的区域内CO<sub>2</sub>为超临界态, 靠近槽根径的区域到内径CO<sub>2</sub>为气态。由于温度沿半径方向由外而内是逐渐降低的, 且在内径处最低, 只要出口处温度大于CO<sub>2</sub>在标准大气压下的升华温度为-78.45 °C<sup>[24]</sup>, 那么在密封端面出口处的CO<sub>2</sub>就仍为气相(因为CO<sub>2</sub>三相点压力高于标准大气压), 因此, 在后续的讨论分析中将出口温度作为一个重要的密封特性指标。从径向气膜平均温度分布可以看出, 如果从避免凝结流动这个角度考虑, 离心惯性力效应引起的温降将不利于S-CO<sub>2</sub>干气密封。

(4) 通过图5可以看出, 本文中计算压缩因子与沿半径方向相同压力和温度下查询NIST数据库REFPROP获得的压缩因子具有较好的吻合性。在临界压力(P<sub>c</sub> = 7.377 MPa)以下, 两条压缩因子曲线近似重合在一起, 在临界压力以上, 计算压缩因子与数据库REFPROP内的压缩因子有一定的偏差, 但通过计算发现两者压缩因子相对误差最大不超过3%。同时, 在整个流场内, 压缩因子从0.62逐渐增至0.99, 也再次佐证了不能将二氧化碳看作理想气体来处理。此外, 气膜平均黏度与相同压力和温度下在REFPROP中获得的黏度也具有较好的一致性, 最大相对误差为4.12%。通过压缩因子与黏度的分析, 进一步验证了压力与温度耦合计算方法与过程的准确性。

### 2.3 转速对密封特性的影响

为分析离心惯性力效应对S-CO<sub>2</sub>干气密封密封特性的影响。本文作者从干气密封可达到的最大线速度250 m/s<sup>[25]</sup>考虑, 将最高转速取为70 000 r/min(根据表1密封环结构尺寸, 此时在外径处有最大线速度260 m/s, 为了对转速取整, 所以此值比最大线速度对应的转速略大)。在表1与表2其他数据不变的情况下, 取不同槽深与转速, 分别计算了其开启力、泄漏率和出口温度, 分别如图6(a)、图6(b)和图6(c)所示。

从图6(a)可以看出, 不考虑离心惯性力效应作用时, 在不同槽深下, 气膜开启力随着转速的增大近似以线性的方式增大, 而且槽深越大开启力越大。在考



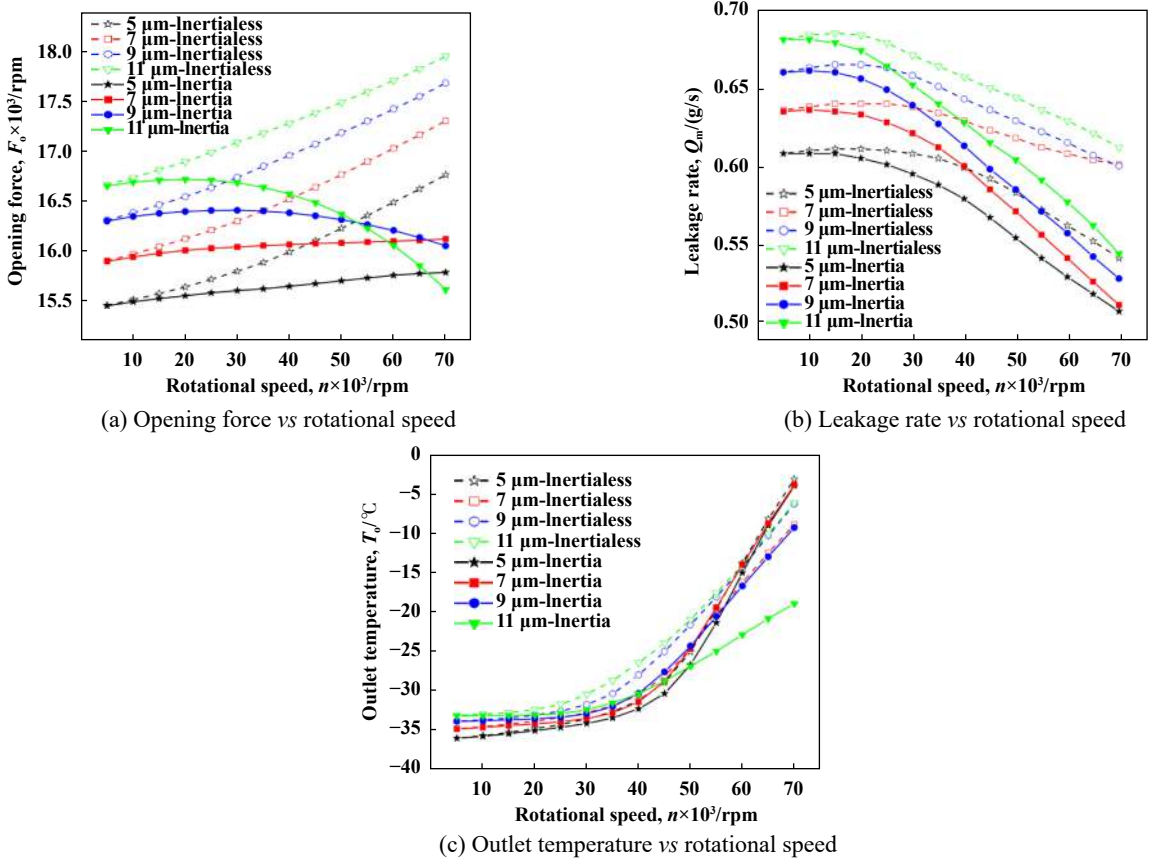


Fig. 6 Influence of rotational speed on outlet temperature, leakage rate and opening force

图6 转速对开启力、泄漏率和出口温度的影响

考虑离心惯性力效应作用时,气膜开启力在不同槽深下有不同变化规律.槽深 $h_g \leq 7 \mu\text{m}$ 时,气膜开启力仍然随着转速的增大近似以线性的方式增大;槽深 $h_g > 7 \mu\text{m}$ 时,气膜开启力随着转速先增大后减小,即气膜开启力存在极大值,而且槽深越深,气膜开启力的极大值出现的越早.这一现象对S-CO<sub>2</sub>干气密封来说,不能像传统干气密封一样单纯提高转速或增加槽深就能获得理想的开启力,而是转速与槽深之间存在最佳工况点,且浅槽具有较好的优势与稳定性.对于S-CO<sub>2</sub>干气密封来说,离心惯性力效应可以显著降低开启力,这对密封来说是不利的,尤其在变工况情况下容易导致动、静环之间发生碰摩.从前文对图4的分析可知,离心惯性力效应导致整个气膜内压力分布下降,而气膜开启力是对压力在整个流场内的积分,所以相应的气膜开启力在考虑离心惯性力效应时会降低.

转速对S-CO<sub>2</sub>干气密封泄漏率的影响如图6(b)所示.不考虑离心惯性力效应作用时,在不同槽深下的泄漏率均随着转速的增大先增大后减小,而且转速超过一定值后泄漏率显著下降,同时,槽深越大泄漏率也越大.值得注意的是,这一变化规律与通常泄漏率

随转速的提升而增大有所不同.在不考虑离心惯性力效应作用时的泄漏率只与密度、黏度以及沿径向方向的压力梯度有关.气膜内温度由于黏性耗散作用随着转速的增加而升高,温度升高会导致气膜内气体黏度增大,密度减小,从而引起泄漏率减小.气膜压力随着转速的增加而提高,进而引起径向压力梯度提升,然而,内、外径之间压差较大时,内径出口处的压力梯度并不随转速的增大发生较大提升,而是轻微提升(通常可近似为常数),压力梯度的提升会引起泄漏率增大.由于泄漏率在内径出口处计算,所以泄漏率增大还是减小由出口处温度与压力梯度共同决定.通过图6(b)与图6(c)的对比分析可以发现,转速在20 000 r/min以内时,出口温升几乎不变,此时,泄漏率的增加只是内径出口处压力梯度的轻微提升引起.此后,转速大于20 000 r/min时,内径出口处温度随转速显著提升,从而引起泄漏率减小.相比于内径出口处压力梯度轻微提升引起的泄漏率增加,温度引起的泄漏率减少更为显著,所以才会出现泄漏率随转速增大而减小的变化规律;在考虑离心惯性力效应作用时,其泄漏率在低转速下变化不大,然而,在高转速下泄漏率显著降

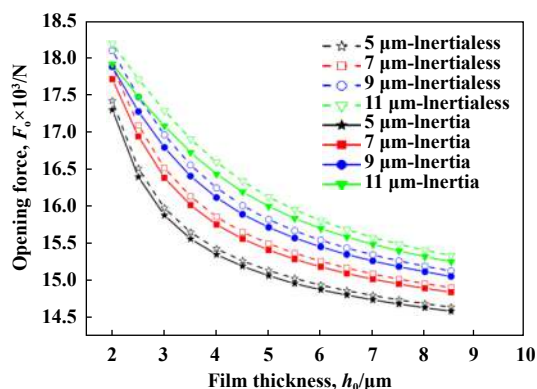
低且近似以线性方式下降. 在相同的工况与槽型参数下, 考虑离心惯性力效应作用的泄漏率明显比不考虑离心惯性力效应作用的泄漏率要小, 而且转速越大这一差异越大. 出现该现象是因为, 惯性力的方向与气体流动的方向相反, 阻碍气体的流动, 相应的进入密封间隙内密封介质减少, 所以转速越大, 离心惯性力效应越强, 相应的泄漏率就越小. 但从减小泄漏率来说, 离心惯性力效应具有有益的作用.

由图6(c)可以看出, 在不同槽深下, 不论考虑离心惯性力效应与否, 密封出口温度基本上具有相同的变化规律. 只是考虑离心惯性力效应时, 出口温度比不考虑离心惯性力效应时的低, 而且随着转速的增加这种差异逐渐增大. 从前文对图4的分析可以看出, 在考虑离心惯性力效应时, 影响气膜温度的因素有三点, 分别是黏性耗散、压力变化和离心惯性力效应. 转速小于25 000 r/min时, 黏性耗散效应引起的温升较小, 不足以显著抵消二氧化碳膨胀导致的降温与离心惯性力效应导致的温降, 所以出口温度才以近似线性方式随转速缓慢升高; 转速大于25 000 r/min时, 气膜内黏性耗散效应形成的温升可有效补偿二氧化碳膨胀

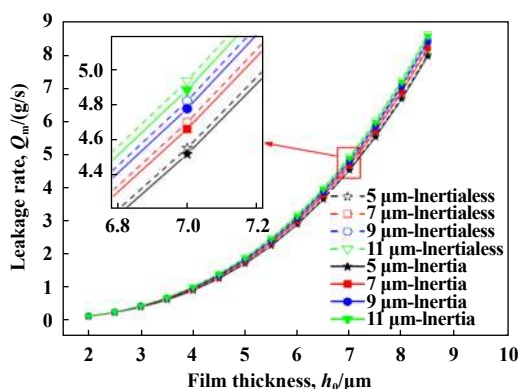
导致的降温与离心惯性力效应导致的温降, 进而引起出口温度的明显升高; 当不考虑离心惯性力效应作用时, 离心惯性力效应导致的温降将不予考虑, 此时, 出口温度完全由黏性耗散产生的温升与二氧化碳膨胀导致的温降共同决定. 此外, 转速越大, 离心惯性力效应导致的温降越显著, 所以在高转速下, 考虑离心惯性力效应时的出口温度比不考虑离心惯性力效应时的出口温度低. 但在考虑离心惯性力效应作用时, 转速大于40 000 r/min以后, 随着槽深的增加, 密封出口温度随转速的增长率显著降低, 而且深槽下的出口温度比浅槽下的低. 因此, 如果综合考虑开启力、泄漏率和相变等因素, 合理的浅槽具有显著的优势.

### 2.4 膜厚对密封特性的影响

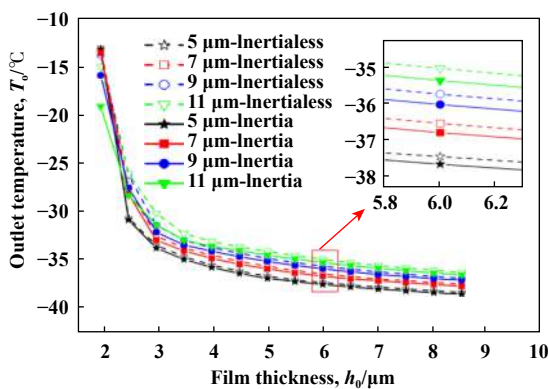
从对转速对密封特性的影响可以看出, 槽深对密封特性有显著影响. 而整个流场是由槽深与膜厚构成. 因此, 对同样是影响流场的膜厚, 有必要进行考虑离心惯性力效应与不考虑离心惯性力效应作用下的密封特性分析. 同样, 在表1与表2其他数据不变的情况下取不同膜厚, 然后分别计算了开启力、泄漏率以及出口温度, 分别如图7(a)、图7(b)和图7(c)所示.



(a) Opening force vs film thickness



(b) Outlet temperature vs film thickness



(c) Outlet temperature vs film thickness

Fig. 7 Influence of film thickness on outlet temperature, leakage rate and opening force

图 7 膜厚对开启力、泄漏率和出口温度的影响

从图7(a)可以看出,不论考虑离心惯性力效应作用与否,在不同的槽深下,气膜开启力均随气膜厚度的增加呈非线性减小,且考虑离心惯性力效应作用的气膜开启力比不考虑离心惯性力效应作用的气膜开启力小.随着槽深的增加,气膜开启力增大,似乎增加槽深可以提高开启力.但从对图6(a)的分析中已知,转速与槽深之间存在最佳工况点,因此,只有在最佳工况点以内增加槽深才有意义.

图7(b)显示了膜厚对泄漏率的影响,从图中可以看出,是否考虑离心惯性力效应作用,泄漏率均随气膜厚度的增加以非线性方式增大,且相比于膜厚来说,不同槽深引起的泄漏率之间的差异较小.泄漏率之所以随着膜厚的增加而增大,是因为膜厚越大,进入密封间隙内的气体介质越多,因此,膜厚对泄漏率有着显著的影响.同样,考虑离心惯性力效应作用的泄漏率比不考虑离心惯性力效应作用的泄漏率小.

膜厚对出口温度的影响如图7(c)所示,通过分析可以得出,不论考虑离心惯性力效应作用与否,气膜出口温度随着膜厚的增加呈非线性减小,但有惯性作用的出口温度要比无惯性作用的温度低.在膜厚小于 $4\ \mu\text{m}$ 时有较大的变化率;膜厚大于 $4\ \mu\text{m}$ 时,出口温度的变化率相对较小.小膜厚之所以有较高的出口温度,是因为膜厚较小时,沿着膜厚方向有较高的速度梯度,相应的耗散效应加强,进而引起较高的出口温度.因此,对于S-CO<sub>2</sub>气密封来说,小膜厚对气膜温升的提高,可有效避免凝结流动,但需要综合考虑动、静环在高温、高压下发生变形之后不发生碰摩为前提.

### 3 结论

a. 以S-CO<sub>2</sub>螺旋槽干气密封为研究对象,基于N-S方程与能量守恒定律,建立了考虑离心惯性力效应作用下的能量控制方程.

b. 离心惯性力效应具有削弱S-CO<sub>2</sub>干气密封流场内压力、温度的作用;气膜内温度不再以等温规律变化;从避免凝结流动角度考虑,离心惯性力效应引起的温降将不利于S-CO<sub>2</sub>干气密封.

c. 考虑离心惯性力效应作用时,气膜开启力在不同槽深与转速下存在最佳工况点,泄漏率随着转速的增加显著减小,深槽下的密封出口温度增长率变小;离心惯性力效应与膜厚之间没有强交互作用.

d. 考虑离心惯性力效应作用时,气膜开启力、泄漏率、出口温度均比不考虑离心惯性力效应作用时小,且这种差异随着转速的增大而增加,而随着膜厚

的变化没有改变.

e. 为建立更精确的S-CO<sub>2</sub>干气密封数值计算模型,探究密封间隙内相态转变与密封特性变化规律,今后还需考虑对流惯性力效应、科氏惯性力效应、阻塞流效应、湍流效应和对流换热的影响.

#### 符号说明

- $\theta$ —展开角度, rad  
 $r$ —端面气膜任意一点的半径, mm  
 $r_g$ —螺旋槽槽根半径, mm  
 $\alpha$ —螺旋角, rad  
 $\beta$ —槽台比  
 $r_i$ —密封环内半径, mm  
 $r_o$ —密封环外半径, mm  
 $N_g$ —螺旋槽槽数  
 $h_g$ —螺旋槽槽深,  $\mu\text{m}$   
 $h_0$ —气膜厚度,  $\mu\text{m}$   
 $u_r$ —气膜径向速度, m/s  
 $u_\theta$ —气膜周向速度, m/s  
 $q_r$ —径向体积流量,  $\text{m}^3/\text{s}$   
 $q_\theta$ —周向体积流量,  $\text{m}^3/\text{s}$   
 $Z$ —压缩因子  
 $\eta$ —黏度,  $\text{Pa}\cdot\text{s}$   
 $P_c$ —临界压力, MPa  
 $T_c$ —临界温度, K  
 $T_r$ —对比态温度  
 $\varepsilon$ —二氧化碳的偏心因子  
 $R_g$ —气体常数,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$   
 $R$ —通用气体常数,  $\text{kJ}/(\text{kmol}\cdot\text{K})$   
 $M$ —分子摩尔质量,  $\text{kg}/\text{kmol}$   
 $W$ —机械功, J  
 $W_{\text{flow}}$ —流动功, J  
 $W_{\text{friction}}$ —摩擦功, J  
 $c_v$ —定容比热容,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$   
 $p_i, p_o$ —进、出口压力, MPa  
 $T_i, T_o$ —进、出口温度,  $^\circ\text{C}$   
 $F_o$ —气膜开启力, N  
 $Q_m$ —质量泄漏率,  $\text{g}/\text{s}$

#### 参考文献

- [1] Yang Junlan, Ma Yitai, Zeng Xianyang, et al. Study on the properties of CO<sub>2</sub> fluid at supercritical pressure[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(1): 53-57, 13 (in Chinese) [杨俊兰, 马一太, 曾宪阳, 等. 超临界压力下CO<sub>2</sub>流体的性质研究[J]. 流体机械, 2008, 36(1): 53-57, 13]. doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2008.01.014.

- [2] Vesovic V, Wakeham W A, Olchoway G A, et al. The transport properties of carbon dioxide[J]. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 1990, 19(3): 763–808. doi: [10.1063/1.555875](https://doi.org/10.1063/1.555875).
- [3] Park J H, Park H S, Jin G K, et al. Optimization and thermodynamic analysis of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton recompression cycle for various small modular reactors[J]. *Energy*, 2018, 160: 520–535. doi: [10.1016/j.energy.2018.06.155](https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.06.155).
- [4] Liu J, Chen H, Xu Y, et al. A solar energy storage and power generation system based on supercritical carbon dioxide[J]. *Renewable Energy*, 2014, 64(4): 43–51.
- [5] Persichilli M P, Kaculdis A, Zdzankiewicz E, et al. Supercritical CO<sub>2</sub> power cycle developments and commercialization: Why SCO<sub>2</sub> can displace steam[C]. Presented at Power-Gen India & Central Asia 2012, Pragati Maidan, New Delhi, India, 2012: 1–16.
- [6] Walnum H T, Neska P, Nord L O, et al. Modelling and simulation of CO<sub>2</sub> Bottoming cycles for offshore oil and gas installations at design and off-design conditions[J]. *Energy*, 2013, 59: 513–520. doi: [10.1016/j.energy.2013.06.071](https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.06.071).
- [7] Abram T J, Ion S. Generation-IV nuclear power: A review of the state of the science[J]. *Energy Policy*, 2008, 36(12): 4323–4330. doi: [10.1016/j.enpol.2008.09.059](https://doi.org/10.1016/j.enpol.2008.09.059).
- [8] Parma E J, Wright S A, Vernon M E, et al. Supercritical CO<sub>2</sub> direct cycle gas fast reactor(SC-GF) concept[C]. Proceedings of the Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycle Symposium, Boulder, 2011: 1–54.
- [9] Turchi C S, Ma Z, Neises T W, et al. Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for concentrating solar power systems[J]. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2013, 135(4): 041007. doi: [10.1115/1.4024030](https://doi.org/10.1115/1.4024030).
- [10] Steven A Wright R F R, Milton E Vernon, Paul S Pickard, et al. Operation and analysis of a supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle[P]. Sandia Report, No SAND2010-0171, 2010, 2010: 1–101.
- [11] Fairuz Z M, Jahn I. The influence of real gas effects on the performance of supercritical CO<sub>2</sub> dry gas seals[J]. *Tribology International*, 2016, 102: 333–347. doi: [10.1016/j.triboint.2016.05.038](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.05.038).
- [12] Junhyun Cho H S, Hosang Ra, Gilbong Lee, et al. Development of the Supercritical carbon dioxide power cycle experimental loop in KIER[C]. Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, South Korea, 2016: 1–8.
- [13] Azam Thatte, Voramon Dheeradhada. Coupled physics performance predictions and risk assessment for dry gas seal operating in MW-scale supercritical CO<sub>2</sub> turbine[C]. Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, South Korea, 2016: 1–13.
- [14] Xu Hengjie, Song Pengyun, Mao Wenyuan, et al. Analysis on inertia effect of carbon dioxide dry gas seal at high speed and pressure under laminar condition[J]. *CIESC Journal*, 2018, 69(10): 4311–4323 (in Chinese) [许恒杰, 宋鹏云, 毛文元, 等. 层流状态下高压高转速二氧化碳干气密封的惯性效应分析[J]. *化工学报*, 2018, 69(10): 4311–4323].
- [15] Du Q, Gao K, Zhang D, et al. Effects of grooved ring rotation and working fluid on the performance of dry gas seal[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 126: 1323–1332. doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.055](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.055).
- [16] Shen Wei, Peng Xudong, Jiang Jinbo, et al. Analysis on real effect of supercritical carbon dioxide dry gas seal at high speed[J]. *CIESC Journal*, 2019, 70(7): 2645–2659 (in Chinese) [沈伟, 彭旭东, 江锦波, 等. 高速超临界二氧化碳干气密封实际效应影响分析[J]. *化工学报*, 2019, 70(7): 2645–2659].
- [17] Du Q, Zhang D. Research on the performance of supercritical CO<sub>2</sub> dry gas seal with different deep spiral groove[J]. *Journal of Thermal Science*, 2019, 28(3): 547–558. doi: [10.1007/s11630-019-1139-z](https://doi.org/10.1007/s11630-019-1139-z).
- [18] Z M Fairuz, Ingo Jahn, Razi Abdul-Rahman. The effect of convection area on the deformation of dry gas seal operating with supercritical CO<sub>2</sub>[J]. *Tribology International*, 2019, 137: 349–365. doi: [10.1016/j.triboint.2019.04.043](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.04.043).
- [19] Armin L, Andreas F, Benjamin H. Development and testing of dry gas seals for turbomachinery in multiphase CO<sub>2</sub> applications[C]. 3rd European supercritical CO<sub>2</sub> Conference, Paris, France, 2019: 1–11.
- [20] Hengjie Xu, Pengyun Song, Wenyuan Mao, et al. The performance of spiral groove dry gas seal under choked flow condition considering the real gas effect[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2020, 234(4): 554–566. doi: [10.1177/1350650119891563](https://doi.org/10.1177/1350650119891563).
- [21] Poling B E, Prausnitz J M, John P O C, et al. The properties of gases and liquids[M]. New York: McGraw-Hill, 2001.
- [22] Zhuang Lixian, Yi Xieyuan, Ma Huiyang. Fluid mechanics (2nd edition)[M]. Hefei: University of Science and Technology of China Press, 2009(in Chinese). [庄礼贤, 尹协远, 马晖扬. 流体力学(第二版)[M]. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 2009].
- [23] E W Lemmon, M L Huber, M O McLinden. NIST standard references database 23, Version 9.1[M] National Institute of Standards and Technology.
- [24] Carl L Yaw. Matheson gas data book[M]. Parsippany: McGraw-Hill, 2001.
- [25] Li Zhigang, Yuan Tao, Fang Zhi, et al. A review on dynamic sealing technology of supercritical carbon dioxide rotating machinery[J]. *Thermal Turbine*, 2019, 48(3): 166–174, 91 (in Chinese) [李志刚, 袁韬, 方志, 等. 超临界二氧化碳旋转机械动密封技术研究进展[J]. *热力透平*, 2019, 48(3): 166–174, 91].