

采用三维叉排管束模型的刷式密封泄漏特性研究

马登骞, 张元桥, 李志刚, 李军, 晏鑫

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 为准确预测刷式密封的泄漏流动以及阻力特性,提出了将多块结构化网格以及动网格技术应用到刷式密封的三维叉排管束模型。多块结构化网格的使用保证了刷丝束流体域与腔室间无需设置交界面,消除了因交界面的存在引起的插值误差。动网格技术能够实现刷丝束的整体轴向压紧。数值模拟得到的刷式密封泄漏量与实验数据吻合良好,验证了数值方法的可靠性。研究了进出口总静压比(1.5, 2.5, 3.5)、密封间隙(0, 0.1, 0.2 mm)以及轴向截距减小量(0~0.005 mm)对刷式密封泄漏流动和阻力特性的影响规律,结果表明:轴向截距减小量的增大对于接触式刷式密封的泄漏量相对变化率具有支配作用;随着密封间隙的增大,轴向截距减小量的增大对间隙刷式密封的泄漏量相对变化率的影响逐渐减弱;具有间隙的刷式密封的流动阻力参数欧拉数远小于接触式刷式密封;密封间隙使得刷式密封泄漏流的压力能有效地转换为动能,增大了刷式密封的泄漏量。文中发展的三维叉排管束计算模型可为刷式密封密封机理和多场耦合分析提供技术手段。

关键词: 刷式密封;三维叉排管束模型;泄漏流动;阻力特性;数值模拟

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202009008 **文章编号:** 0253-987X(2020)09-0072-09



OSID 码

Investigating Leakage Flow Characteristics of Brush Seals via Three-Dimensional Staggered Tube Bundle Model

MA Dengqian, ZHANG Yuanqiao, LI Zhigang, LI Jun, YAN Xin

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To accurately predict the leakage flow and resistance characteristics of brush seals, the multi-block structured mesh and the mesh motion technique are applied to the three-dimensional staggered tube bundle model of brush seals. The application of the multi-block structured mesh ensures that there is no need to set interfaces between the fluid domains of the bristle pack and cavity, hence the interpolation errors due to the existence of the interfaces are eliminated. The mesh motion technique could realize the overall axial compactness of the bristle pack. The numerical leakage flow rate of the brush seal is in good agreement with the experimental data and the validation of the developed numerical method is verified. The effects of the pressure ratio (1.5, 2.5, 3.5), sealing clearance (0, 0.1, 0.2 mm) and longitudinal pitch reduction (0~0.005 mm) on the leakage flow rate and flow resistance performance of the brush seal are investigated. The results show that the reduction of longitudinal pitch has dominant effect on the relative rate of leakage flow for the contacting brush seal. With the increase of sealing clearance, the effect of longitudinal pitch reduction on the relative rate of leakage flow weakens gradually for the brush

seal with clearance. The flow resistance parameter Eu of the brush seal with clearance is much smaller than that of the contacting brush seal. The leakage flow rate of the brush seal with clearance is larger than that of the contacting brush seal because the sealing clearance effectively converts the pressure energy into kinetic energy of the leakage flow. The developed numerical approach based on the three-dimensional staggered tube bundle model could serve as a technical method for analysis of sealing mechanisms and multi-physical coupling of brush seals.

Keywords: brush seal; three-dimensional staggered tube bundle model; leakage flow; resistance characteristics; numerical simulation

刷式密封作为一种接触式动密封,由于密封性能优异、轴向空间占用少、转子动力特性好,从而广泛应用于透平机械中^[1]。如图1所示,典型刷式密封结构主要由前后夹板以及由纤细刷丝层叠而成的刷丝束组成。在上下游压差的作用下,气流通过刷丝间分布的微小孔隙向下游泄漏,同向流、横向流、射流在刷丝束内部周而复始地相互作用,破坏了刷式密封泄漏流的连续性和均匀性,从而形成优良的封严作用^[2]。然而,刷丝束内部的复杂流动形态为准确预测刷式密封的泄漏流动和阻力特性带来了挑战。

数值预测刷式密封泄漏特性的模型主要包括 BULK FLOW 模型、多孔介质模型、二维叉排管束模型以及三维叉排管束模型。Dogu 综述了前3种数值模型的发展及应用^[3]。BULK FLOW 模型给出了基于密封结构参数预测泄漏量的半经验公式,但该模型依赖于实验数据且无法获得刷式密封内部的压力分布及流动形态^[4]。多孔介质模型的本质是在动量方程中添加阻力源项,在预测泄漏量方面具有速度快和精度高等优点,但阻力系数需用实验数据进行校核^[5]。二维叉排管束模型能够在使用较少计算资源的前提下,获得刷丝束内的流动形态,但却忽略了刷丝束间隙和夹板结构对刷式密封泄漏特性产生的影响^[6]。Fuchs 等采用多块结构化网格离散刷式密封二维叉排管束模型,获得的数值计算泄漏量与实验测量泄漏量吻合良好,验证了二维叉排管束模型预测刷式密封泄漏量的可靠性^[7]。

新近发展的三维叉排管束模型在刷式密封泄漏流动机理和多场流固耦合研究方面展现出优势。Pekris 等建立了刷丝之间的间隙固定为 0.01 mm 的轴向4排、周向1排刷丝的三维管束模型,分析了压力平衡槽能够增强刷丝束传热的机理^[8]。Huang 等建立了考虑刷丝尖端力、摩擦热的三维叉排管束模型,得到了泄漏流静压、流速、刷丝尖端摩擦力、摩擦热以及温度分布特点^[9]。基于三维叉排管束模

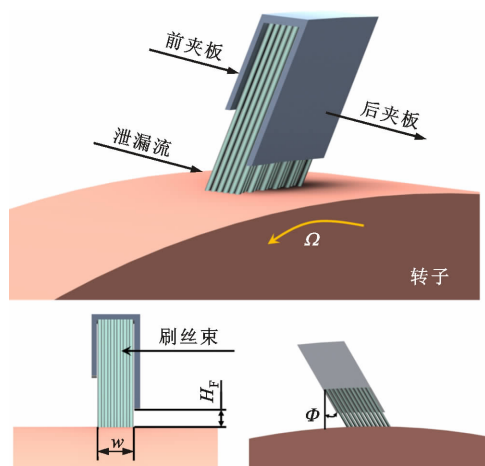


图1 刷式密封结构示意图

型, Liu 等研究了进口气流预旋对刷丝束稳定性的影响,出口压力由 0.1 MPa 上升至 1 MPa 时,泄漏流密度增大、气动力增强,刷丝发生轴向偏移的进口气流预旋速度由 200 m/s 下降至 100 m/s^[10]。孙丹等提出了基于能量法和动网格技术的刷丝颤振瞬态流固耦合求解模型,获得了刷丝变形以及颤振规律,指出了增加刷丝直径有利于抑制刷丝颤振^[11]。李国勤等采用 Arbitrary Lagrange-Euler 方法解决了因刷丝变形接触导致网格畸变而难以计算的问题,为刷式密封流固耦合研究提供了新思路^[12]。

排列紧密的刷丝束为刷式密封计算域结构化网格技术的应用带来了挑战,因此上述研究均采用非结构化网格离散刷式密封计算域。基于 Fuchs 等的研究工作^[7],本文提出将多块结构化网格应用于预测刷式密封泄漏特性的三维叉排管束模型,发展动网格和基于三维定常雷诺时均 Navier-Stokes (RANS) 方程求解技术的数值分析方法。多块结构化网格使得流动复杂的刷丝束流体域与上下游腔室流体域间无需设置交界面,消除了因流体域间交界面的存在引起的插值误差,保证了流体域具有良好的网格质量(网格正交角、网格膨胀比),提高了计算效率,能获得可靠的计算结果。多块结构化网格的

使用可以为更好地运用网格光顺、网格铺层、网格重构技术以及自适应网格方法求解刷丝变形接触、闭合效应等工程问题奠定技术基础。本文开展了进出口总静压比 R_p 、密封间隙 c 以及轴向截距减小量 $\Delta S_{L,i}$ 对刷式密封泄漏流动和阻力特性影响规律的研究,旨在揭示刷丝束内部流动特性和封严机理,为准确预测刷式密封的泄漏特性提供技术途径。

1 计算模型与数值方法

1.1 计算模型及网格

本文基于实验测量的刷式密封结构^[13],开展刷式密封泄漏流动和阻力特性的研究。针对刷式密封和刷丝束结构做如下假设:忽略转子和刷式密封环曲率的影响,在正交坐标系下建立模型, x 、 y 、 z 分别代表轴向、周向以及径向;初始结构的刷丝束为正六边形排列。采用动网格技术实现刷丝束的整体轴向平移,从而研究轴向节距减小量对刷式密封泄漏流动和阻力特性的影响。表 1 列出了刷式密封的主要几何结构参数。图 2 给出了不同轴向节距条件下刷丝束的排布方式,沿轴向有 9 排刷丝,沿周向有 2 排刷丝。

表 1 刷式密封相关结构参数^[13]

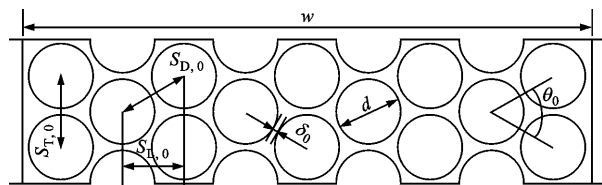
结构参数	数值
刷丝束长度 L_B/mm	15.13
c/mm	0, 0.1, 0.2
刷丝直径 d/mm	0.076 2
转子直径 D/mm	122.26
围栏高度 H_F/mm	1.25
$\Delta S_{L,i}/\text{mm}$	0~0.005
刷丝束厚度 w/mm	0.7
初始刷丝间隙 δ_0/mm	0.007, 0.008
刷丝倾角 $\Phi/(\circ)$	45

注: $i=0,1,\dots,5$ 为刷丝束整体轴向平移次数; $c=0$ mm 为接触式刷式密封; $c=0.1, 0.2$ mm 为间隙刷式密封。

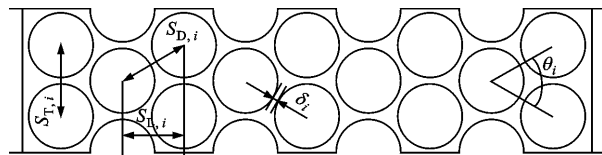
基于多块结构化网格和动网格技术生成不同轴向节距下刷式密封计算域网格。首先生成初始轴向节距下刷式密封三维模型,通过 ANSYS ICEM CFD 生成具有初始轴向节距的刷式密封三维多块结构化网格,接着采用 ANSYS CFX 求解节点位移扩散方程获得轴向节距连续变化的刷式密封计算域网格。节点位移控制方程如下

$$\nabla \cdot (\Gamma_{\text{disp}} \nabla \epsilon) = 0 \quad (1)$$

式中: ϵ 是网格节点相对于先前位置的位移; Γ_{disp} 是网格刚度,它决定了计算区域内相邻网格节点相对



(a) 初始结构



(b) 刷丝束发生整体轴向平移

$S_{D,i}$ —管距; $S_{L,i}$ —轴向截距; $S_{T,i}$ —横向截距; θ_i —刷丝间夹角。

图 2 刷丝束横截面示意图

位移的程度。网格刚度越大,相邻节点间的相对位移越小。为保证边界层网格质量,网格刚度模型选取如下

$$\Gamma_{\text{disp}} = A \left(\frac{V_{\text{ref}}}{V} \right)^{C_{\text{vol}}} + B \left(\frac{L_{\text{ref}}}{\max(h, h_{\text{wall}})} \right)^{C_{\text{dis}}} \quad (2)$$

式中: V 为控制体体积; V_{ref} 为控制体参考体积; L_{ref} 为参考长度; h 为最低网格节点高度; C_{vol} 为基于控制体的刚度模型因子; C_{dis} 为基于边界的刚度模型因子; A 和 B 为默认权重。该刚度模型决定了网格刚度随着控制体积以及最低网格节点高度的减小呈现指数增大。 h_{wall} 由下式获得

$$h_{\text{wall}} = 10(\min V)^{1/3} \quad (3)$$

$\Delta S_{L,i}$ 的定义为

$$\Delta S_{L,i} = S_{L,0} - S_{L,i} = i\sigma_L \quad (4)$$

式中: σ_L 为刷丝束每次的轴向平移量, $\sigma_L = 0.001$ mm。

图 3 给出了刷式密封计算域及网格。基于动网格技术获得的不同轴向节距时,计算模型的网格质量取决于刷式密封初始结构的网格质量。刷式密封初始结构的网格最小正交角约为 21° ,最大膨胀比约为 4;在 $i=5$ 时,网格的最小正交角为 8° ,最大膨胀比约为 12。这说明结构化网格的应用保证了在刷丝束发生较大轴向位移时的网格质量。

1.2 数值方法及验证

采用 ANSYS CFX 开展实验测量的刷式密封泄漏特性研究,表 2 给出了计算边界条件^[13]。工质为理想空气。刷丝和转子表面设置为无滑移壁面,沿周向设置周期性边界条件,进口给定总温 T_i 、总压 $p_{i\text{in}}$,出口给定静压 p_{out} 。

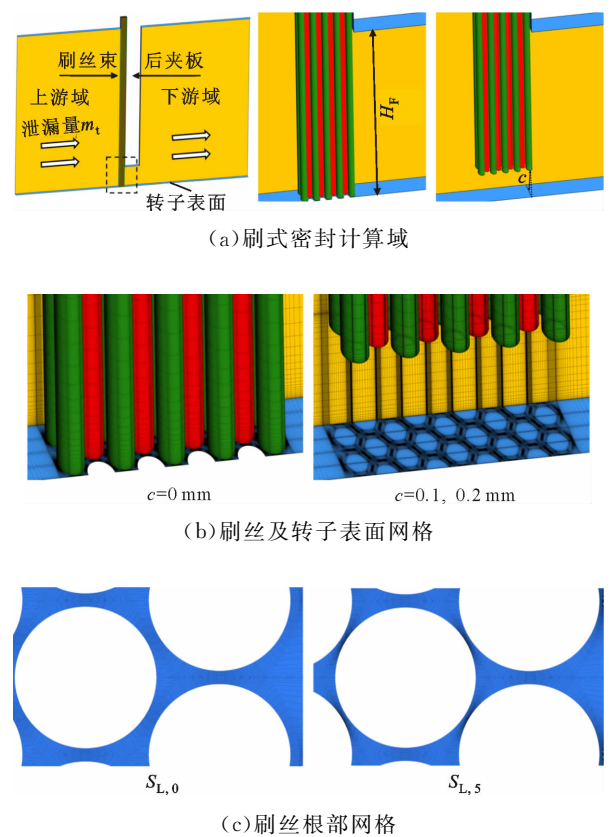


图 3 刷式密封计算域及网格

表 2 计算域边界条件^[13]

边界条件	方式或数值
固体壁面	无滑移
p_{in}/kPa	150, 250, 350
p_{out}/kPa	100
R_p	1.5, 2.5, 3.5
T_i/K	293.15
转子转速 $\Omega/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	0

定义刷式密封计算模型周向循环数为

$$C = \frac{(D + L_B \cos \Phi) \pi}{2(d + \delta_0) / \cos \Phi}$$

(5)

刷式密封泄漏量的计算公式如下

$$m_t = C m_{\text{mod}}$$

(6)

式中: m_{mod} 为刷式密封计算模型泄漏量; m_t 为整圈刷式密封泄漏量。

采用 4 套网格节点数进行刷式密封泄漏量计算的网格无关性验证。对壁面网格进行适当的加密,既满足了相关湍流模型的要求,又保证了刷丝束在发生较大轴向平移时具有较小的网格膨胀比。图 4 给出了 $\delta_0 = 0.007 \text{ mm}$ 、 $\Delta S_{L,0} = 0 \text{ mm}$ 、 $R_p = 2.5$ 时采用 $k-\omega$ SST 模型得到的 4 套网格节点数下的刷式密封的泄漏量。当网格节点数达到 10^8 时,泄漏量基

本不发生变化,因此计算采用的网格节点数为 10^8 。

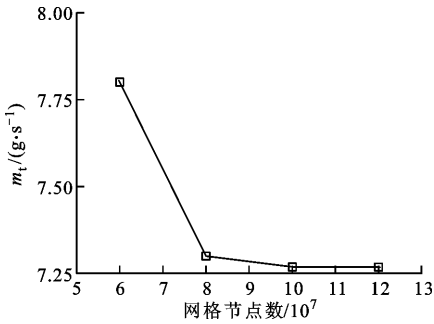


图 4 泄漏量随网格节点数的变化

图 5 给出了采用不同刷丝间隙和湍流模型时数值计算泄漏量与实验数据的对比。刷丝间初始间隙 δ_0 为 0.007 mm 时,数值计算泄漏量在压比为 1.5 至 4.0 的范围内与实验结果吻合良好。本文所采用的 $k-\omega$ SST 湍流模型、Transition SST 湍流模型和 Fuchs 等采用的 Transition SST 湍流模型^[7] 均能得到与实验数据吻合良好的结果。为了节约计算资源和提高计算效率,本文采用 $k-\omega$ SST 湍流模型开展刷式密封的泄漏特性研究。

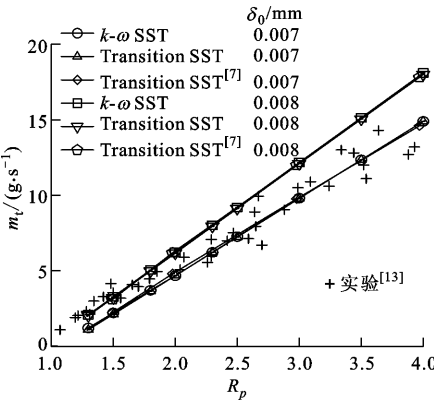


图 5 数值计算的泄漏量与实验数据对比

2 结果与讨论

对于具有密封间隙的刷式密封,泄漏流分两部分向下游泄漏,一部分经刷丝束进入下游腔室,另一部分通过刷丝束与转子表面的密封间隙进入下游腔室。本文定义 m_b 为通过刷丝束的泄漏量, m_c 为通过密封间隙的泄漏量。

量纲一参数欧拉数 Eu 被广泛应用于管壳式换热器内部的流动阻力分析^[14],本文采用 Eu 开展刷式密封内的流动阻力分析。 Eu 的定义式^[15] 为

$$Eu = \frac{2\Delta p}{\rho N_x (V_{\text{exit}}^2 - V_{\text{enter}}^2)}$$

(7)

式中: Δp 为刷丝束上下游静压降; ρ 为泄漏流密度;

N_x 为刷丝轴向排数; V_{enter} 为刷丝束进口截面泄漏流速; V_{exit} 为刷丝束出口截面泄漏流速。

2.1 泄漏量

图 6 给出了刷式密封整圈泄漏量随轴向节距减小量和进出口总静压比的变化规律。由图 6a 可知: 随着 $\Delta S_{L,i}$ 的增大, 泄漏量逐渐降低, 对于接触式刷式密封, 在 $c=0\text{ mm}$ 、 R_p 分别为 2.5 及 3.5 时, $\Delta S_{L,i}$ 从 0 增加至 0.005 mm 泄漏量相对变化率(泄漏量的变化量与 $\Delta S_{L,0}$ 时的泄漏量之比)分别为 -51.03% 和 -35.22%; 当 c 从 0 增加至 0.1 mm 时, 泄漏量相对变化率剧烈下降, 在 c 为 0.2 mm 的条件下, R_p 分别为 2.5 及 3.5 时, $\Delta S_{L,i}$ 从 0 增加至 0.005 mm 泄漏量相对变化率分别为 -7.69% 和 -8%。 $\Delta S_{L,i}$ 对接触式刷式密封的泄漏量相对变化率具有支配作用, 然而对于间隙刷式密封, 随着密封间隙的增大, $\Delta S_{L,i}$ 对刷式密封的泄漏量相对变化率的影响显著减弱。从泄漏量变化量的角度看, 随着密封间隙的增大, 刷丝束轴向压紧对泄漏量变化的影响略有减弱。由图 6b 可知, 泄漏量随着压比基本呈现线性增大, 对于间隙刷式密封, 随着压比的增大, 不同 $\Delta S_{L,i}$

时泄漏量的差异也略有增大。这说明在较高压比条件下, 刷丝束的轴向压紧更有利于降低泄漏量, 提高密封性能。

为了获得刷丝束内部和密封间隙内泄漏量、静压、速度等参数沿轴向的分布规律, 在前夹板和后夹板之间等间距建立垂直轴向的截面共 80 个, 如图 7 所示。

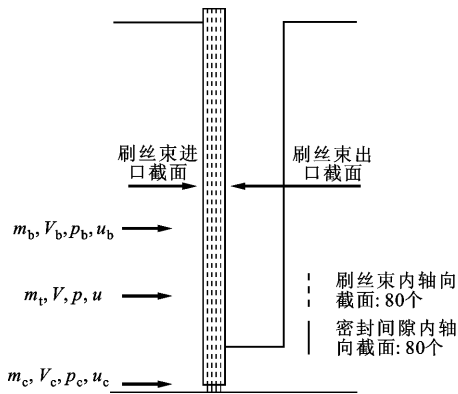
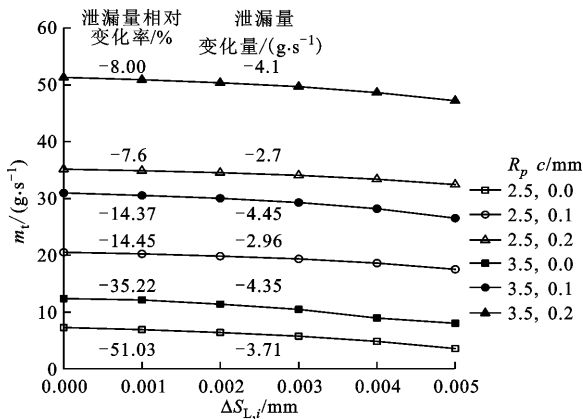
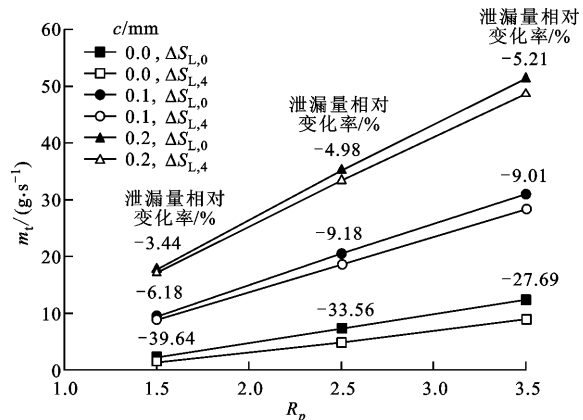


图 7 刷丝束及密封间隙轴向截面示意图

图 8 给出了通过刷丝束的泄漏量和通过密封间

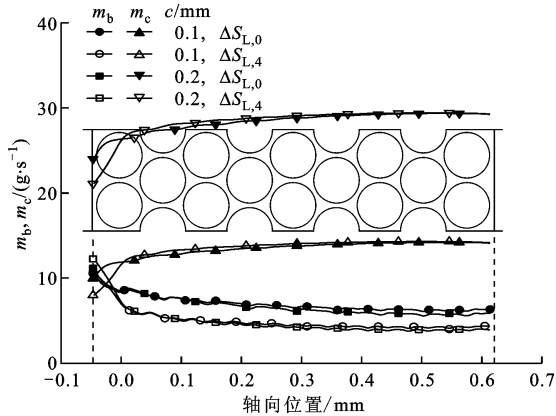


(a) m_t 随 $\Delta S_{L,i}$ 的变化

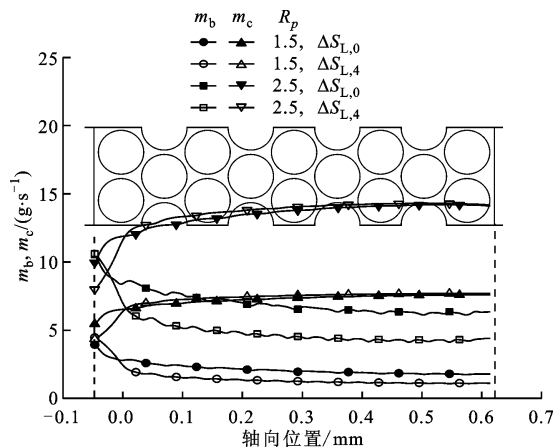


(b) m_t 随 R_p 的变化

图 6 刷式密封泄漏量 m_t 随 $\Delta S_{L,i}$ 和 R_p 的变化



(a) $R_p=2.5$ 时不同密封间隙下泄漏量沿轴向的变化



(b) $c=0.1\text{ mm}$ 时不同压比下泄漏量沿轴向的变化

图 8 m_b 和 m_c 沿轴向的变化

隙的泄漏量沿轴向的分布规律。由图 8a 可知:刷丝束与密封间隙内的泄漏量变化主要发生在 $-0.04 \sim 0.04$ mm 的轴向范围内,在 $0.04 \sim 0.62$ mm 的轴向范围内, m_b 以及 m_c 分布平缓;当 $\Delta S_{L,i}$ 增大时,在 $0.04 \sim 0.62$ mm 的轴向范围内, m_b 略有降低而 m_c 基本不发生变化,在 $-0.04 \sim 0.04$ mm 的轴向范围内, m_b 与 m_c 沿轴向变化剧烈。由图 8b 可知,压比从 1.5 增加至 2.5 时, m_b 显著地增加,而 $\Delta S_{L,i}$ 从 0 增加至 0.004 mm 时, m_b 显著地降低。

图 9 给出了沿径向距离转子表面 0.1 mm 时径向向内的泄漏流速 V 分布云图。在 $-0.04 \sim 0.04$ mm 的轴向范围内,泄漏流剧烈地沿径向向内流动,使得刷丝束与密封间隙内泄漏量沿轴向发生明显变化;在 $0.04 \sim 0.62$ mm 范围内,径向速度减弱, m_b 以及 m_c 沿轴向变化趋于平缓。当 $\Delta S_{L,i}$ 从 0 增加至 0.004 mm 时,在 $-0.04 \sim 0.04$ mm 的轴向范围内,径向速度强度增大,这使得 m_b 与 m_c 沿轴向的变化更为剧烈。

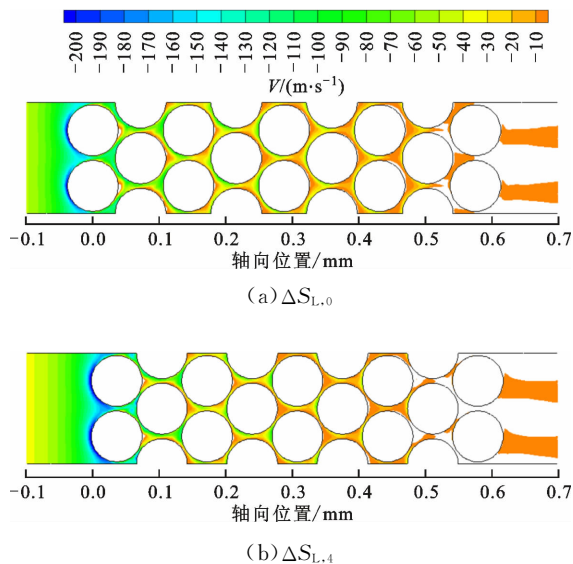


图 9 $R_p=2.5$ 、 $c=0.1$ mm 时径向向内的泄漏流速分布云图

2.2 阻力特性

图 10 给出了不同密封间隙条件下 Eu 随 $\Delta S_{L,i}$ 的变化。由图 10a 可知,对于接触式刷式密封, Eu 随着 $\Delta S_{L,i}$ 的增大逐渐增加,且增长斜率也逐渐增大。这是由于 $\Delta S_{L,i}$ 的增大减小了刷丝间隙,导致刷丝束间的流动阻力增大,进而引起刷丝束出口泄漏流速降低。在相同的 $\Delta S_{L,i}$ 条件下, Eu 随着压比的增加而减小,且随着压比的增大, Eu 减小的趋势变缓。该现象与文献[15]获得的 Eu 随压比的变化规律是相同的。随着压比的增大,泄漏流的压力能

更有效地转化为动能,这表明刷丝束对泄漏流的阻碍作用有限[15]。然而,图 10b、10c 展现出了与图 10a 截然不同的变化趋势,在量级上,间隙刷式密封的 Eu 约为接触式刷式密封的 $1/60 \sim 1/4$ 。这是由于间隙刷式密封的泄漏流主要从密封间隙通过,并且在密封间隙出口处形成高速的密封间隙射流,增大了刷丝束下游截面泄漏流的质量平均速度。这也意味着泄漏流的压力能有效地转化为动能。研究发现,在刷丝束出口截面,间隙刷式密封的泄漏流速度约为接触式刷式密封的 $1.5 \sim 2$ 倍。随着 $\Delta S_{L,i}$ 的增大, Eu 的减小趋于剧烈。这是由于 $\Delta S_{L,i}$ 的增大使得直接通过刷丝束向下游泄漏的低速泄漏流减少,进而刷丝束下游截面质量平均的泄漏流速增大。此外,随着压比的增加, Eu 的增长趋势变缓。

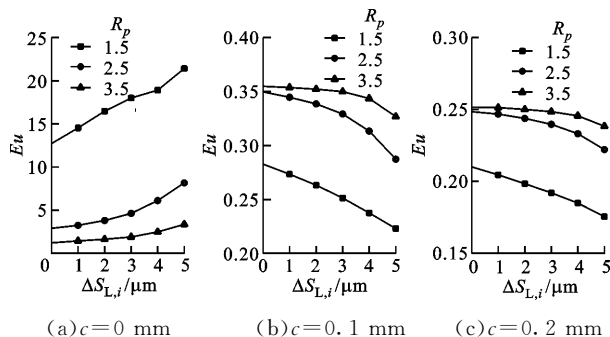
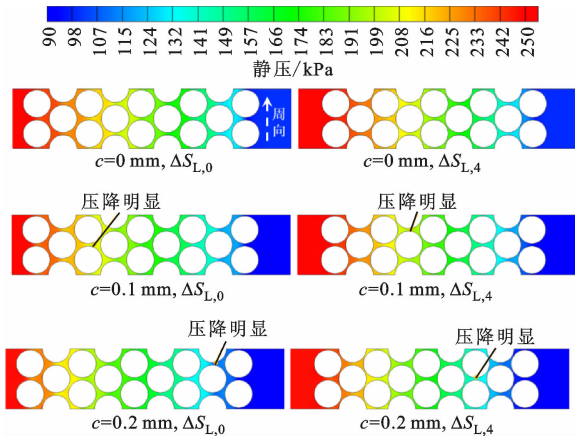


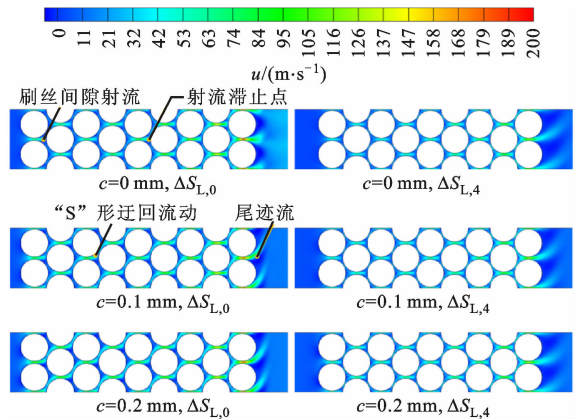
图 10 不同密封间隙时 Eu 随 $\Delta S_{L,i}$ 的变化

2.3 刷丝束内静压及流速分布

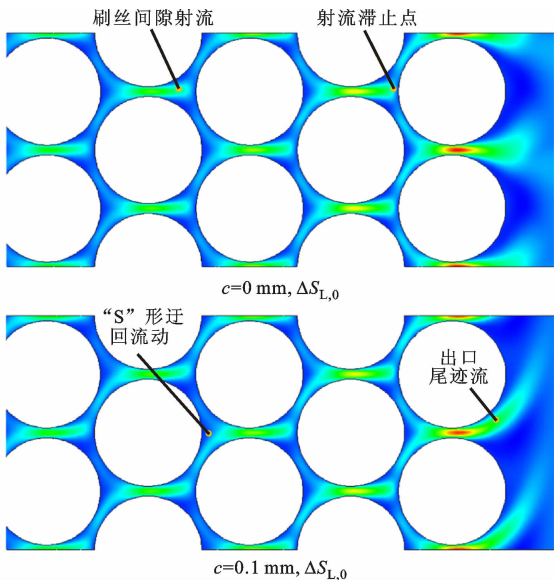
图 11a 给出了不同密封间隙和 $\Delta S_{L,i}$ 下刷丝束内的静压分布云图。压力从刷丝束上游至刷丝束下游逐渐降低,在沿周向相邻刷丝的间隙处,压降最为明显。图 11b 给出了泄漏流轴向速度 u 分布云图。由于经过相邻刷丝的间隙,泄漏流的压力能有效地转化为动能,因此在相邻刷丝的间隙处形成了具有较高速度的间隙射流。高速射流冲击在下游刷丝前缘处形成明显的低速区,且冲击在刷丝前缘的射流由于受到刷丝的阻碍作用,分为两股继续向下游流动。此外,从图 11b 中观察到了与文献[7]中相似的流动现象,包括刷丝间隙射流、细长的“S”形迂回流动以及出口尾迹流。随着密封间隙的增大,刷丝间隙射流强度逐渐增大,细长的“S”形迂回流动增强,刷丝间的低速区也更加明显。随着 $\Delta S_{L,i}$ 的增大,刷丝间隙射流、细长的“S”形迂回流动以及出口尾迹流的强度都显著减弱。这是由于 $\Delta S_{L,i}$ 的增大减小了刷丝间隙,增大了沿程阻力以及局部阻力,起到了对上游高压工质的密封作用。图 11c 给出了刷丝间隙射流、细长的“S”形迂回流动以及出口尾迹流等



(a) 刷丝束横截面静压分布云图



(b) 刷丝束横截面轴向速度分布云图

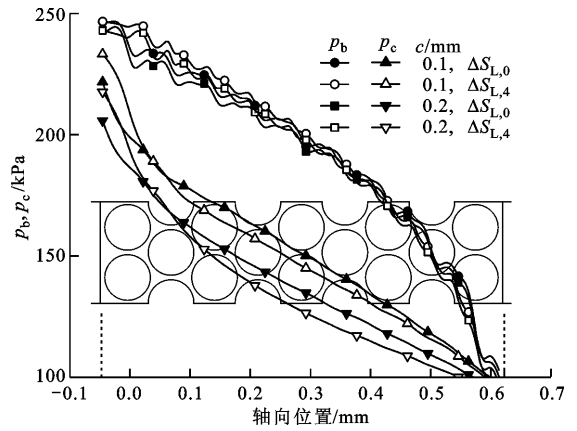


(c) 刷丝束横截面轴向速度分布局部放大图

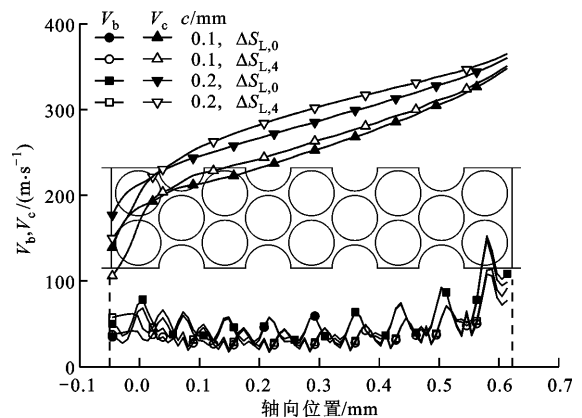
图 11 $R_p = 2.5$ 时 $\frac{1}{2}H_F$ 处刷丝束横截面静压和轴向速度分布云图

流动现象的局部放大图。

图 12a 给出了不同密封间隙条件下刷丝束内和



(a) 刷丝束内和密封间隙内轴向截面的质量平均泄漏流静压沿轴向的分布



(b) 刷丝束内和密封间隙内轴向截面的质量平均泄漏流速度沿轴向的分布

图 12 $R_p = 2.5$ 时不同密封间隙条件下刷丝束内和密封间隙内轴向截面的质量平均泄漏流静压与速度沿轴向的分布

密封间隙内轴向截面的质量平均泄漏流静压 p_b 、 p_c 沿轴向的分布规律,在刷丝束的内部泄漏流静压呈“U”形分布。静压出现谷值的位置对应着流速的峰值位置,而静压出现峰值的位置对应着流速的谷值位置。由于刷丝束对泄漏流的阻碍作用,导致末排刷丝压降约占整体压降的 $1/3$,末排刷丝也将受到较大的轴向气动力,更易导致刷丝悬挂,产生刚性效应,不利于刷式密封的安全稳定运行。密封间隙内的压降主要集中于第 1 排与第 2 排刷丝处,从而引起泄漏流在前排刷丝处加速明显。图 12b 给出了不同密封间隙条件下,刷丝束内和密封间隙内轴向截面的质量平均泄漏流速度 V_b 、 V_c 沿轴向的分布,刷丝束内流速沿轴向呈倒“U”形分布。然而,密封间隙内的泄漏流在前两排刷丝处加速明显,之后增速相对平缓,间隙内泄漏流速度要远高于刷丝束内泄

漏流速度。对于间隙刷式密封,间隙内泄漏流速度相对于刷丝束内泄漏流速度占据了支配地位。随着密封间隙的增大,刷丝束内以及间隙内泄漏流速度略有升高。当 $\Delta S_{L,i}$ 增大时,刷丝束内的泄漏流速度略有降低,而密封间隙内的泄漏流速度略有升高。

3 结 论

本文基于三维叉排管束模型,采用多块结构化网格以及动网格技术研究了进出口总静压比、密封间隙以及轴向截距减小量对刷式密封泄漏特性、阻力特性的影响规律,并得出以下结论。

(1)在 $c=0$ mm、 $R_p=2.5$ 时, $\Delta S_{L,i}$ 从0增加至0.005 mm使得泄漏量降低了51.03%;在 $c=0.2$ mm、 $R_p=2.5$ 时, $\Delta S_{L,i}$ 从0增加至0.005 mm使得泄漏量降低了7.69%。 $\Delta S_{L,i}$ 对接触式刷式密封的泄漏量相对变化率具有支配作用。然而,对于间隙刷式密封,随着密封间隙的增大, $\Delta S_{L,i}$ 对刷式密封的泄漏量相对变化率的影响减弱。从泄漏量变化量的角度看,随着密封间隙的增大,刷丝束轴向压紧对泄漏量变化量的影响减弱。 $\Delta S_{L,i}$ 的变化对密封间隙泄漏量基本上不产生影响。

(2)在 $-0.04\sim 0.04$ mm的轴向范围内,泄漏流剧烈地沿径向向内流动,使得刷丝束与密封间隙内泄漏量沿轴向发生明显变化。当 $\Delta S_{L,i}$ 从0增加至0.004 mm时,在 $-0.04\sim 0.04$ mm的轴向范围内,径向速度强度增大使得 m_b 与 m_c 沿轴向的变化更为剧烈。

(3)间隙刷式密封的 Eu 约为接触式刷式密封的 $1/60\sim 1/4$,这主要是由于刷丝束出口截面泄漏流速度差异大造成的。间隙刷式密封出口截面泄漏流速度约为接触式刷式密封出口截面泄漏流速度的1.5至2倍。

(4)末排刷丝压降约占整体压降的 $1/3$,将会受到较大的轴向气动力,更易发生刷丝悬挂,产生刚化效应。

本文采用动网格技术模拟了在上下游压差作用下,刷丝束的轴向压紧对刷式密封泄漏特性的影响。在实际运行过程中,刷丝束由于压差的作用发生变形接触。在接下来的工作中,将开展基于流固耦合的刷式密封泄漏特性与闭合效应的研究。

参考文献:

[1] ASLAN-ZADA F E, MAMMADOV V A, DOHNAL F. Brush seals and labyrinth seals in gas turbine appli-

cations [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 2013, 227(2): 216-230.

[2] HENDRICKS R C, FLOWER R, HOWE H W. A brush seals program modeling and developments [J]. Journal of Rotating Machine, 1998(4): 91-96.

[3] DOGU Y. Investigation of brush seal flow characteristics using bulk porous medium approach [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(1): 136-144.

[4] BRAUN M J, HENDRICKS R C, CANACCI V A. Non-intrusive qualitative and quantitative flow characterization and bulk flow model for brush seals [C]// International Tribology Conference. Nagoya, Japan: Japanese Society of Tribologists, 1990: 1611-1616.

[5] 邱波, 李军, 冯增国, 等. 两级刷式密封泄漏特性的实验与数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(7): 7-12.

QIU Bo, LI Jun, FENG Zengguo, et al. Experimental and numerical investigation of the leakage characteristics of two-stage brush seal [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(7): 7-12.

[6] 黄首清, 索双富, 李永健, 等. 基于2维叉排管束模型的刷式密封介质流动计算 [J]. 清华大学学报, 2016, 56(2): 160-166.

HUANG Shouqing, SUO Shuangfu, LI Yongjian, et al. Flows in brush seal based on a 2-D staggered tube bundle model [J]. Journal of Tsinghua University, 2016, 56(2): 160-166.

[7] FUCHS A, HAIDN O J. Effects of uncertainty and quasi-chaotic geometry on the leakage of brush seals [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2019, 141(2): 021003.

[8] PEKRIS M J, FRANCESCHINI G, GILLESPIE D R H. An investigation of flow, mechanical, and thermal performance of conventional and pressure-balanced brush seals [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136(6): 062502.

[9] HUANG S, SUO S, LI Y, et al. Theoretical and experimental investigation on tip forces and temperature distributions of the brush seal coupled aerodynamic force [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136(5): 052502.

[10] LIU Y, CHEW J W, PEKRIS M J, et al. The effect of inlet swirl on brush seal bristle deflections and stability [C]// ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2019: GT2019-90137.

- [11] 孙丹, 白伟钢, 刘宁宁, 等. 基于能量法的刷式密封刷丝颤振流固耦合研究 [J]. 推进技术, 2018, 39(3): 619-629.
- SUN Dan, BAI Weigang, LIU Ningning, et al. Fluid-solid interaction study of brush seals bristle flutter with energy method [J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(3): 619-629.
- [12] 李国勤, 孙丹, 刘永泉, 等. 基于 ALE 流固耦合方法的刷式密封泄漏特性理论与实验研究 [J/OL]. 推进技术. [2020-01-30]. <https://doi.org/10.13675/j.cnki.tjjs.190354>.
- LI Guoqin, SUN Dan, LIU Yongquan, et al. Theoretical and experimental study on leakage characteristics of brush seal based on ALE fluid-structure coupled methodology [J/OL]. Journal of Propulsion Technology. [2020-01-30]. <https://doi.org/10.13675/j.cnki.tjjs.190354>.
- [13] BAYLEY F J, LONG C A. A combined experimental and theoretical study of flow and pressure distributions in a brush seal [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1993, 115(2): 404-410.
- [14] WEN J, FU Y, BAO X, et al. Flow resistance and convective heat transfer performances of airflow through helical-tube bundles [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 130: 778-786.
- [15] KANG Y, LIU M, KAO-WALTER S, et al. Predicting aerodynamic resistance of brush seals using computational fluid dynamics and a 2-D tube banks model [J]. Tribology International, 2018, 126: 9-15.

(编辑 荆树蓉)

(上接第 65 页)

- ZHOU Changjiang, TANG Jinyuan, ZHONG Zhihua. Corner contact and impact friction of gear drive [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(3): 75-81.
- [8] 黄中华, 张晓建, 周玉军. 渐开线齿轮啮合碰撞力仿真 [J]. 中南大学学报(自然科学版), 2011, 42(2): 379-383.
- HUANG Zhonghua, ZHANG Xiaojian, ZHON Yujun. Simulation of contact force of involute gear meshing [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2011, 42(2): 379-383.
- [9] WINTER H, GERBER H, MULLER R. Investigation on the excitation of vibration and noise at spur and helical gears [C]//Proceedings of the 1989 ASME International Power Transmission and Gearing Conference. New York, USA: ASME, 1989: 765-772.
- [10] MUNRO R G, MORRISH L, PALMER D. Gear transmission error outside the normal path of contact due to corner and top contact [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 1999, 213(4): 389-400.
- [11] WECK M, MAUER G. Optimum tooth flank corrections for helical gears [J]. Journal of Mechanical Design, 1990, 112(4): 584-589.
- [12] JAO T C, DEVLIN M T, MILNER J, et al. Influence of surface roughness on gear pitting behavior [J]. Gear Technology, 2006, 9(3): 31-38.
- [13] LIN Tengjiao, OU H, LI Runfang. A finite element method for 3D static and dynamic contact/impact analysis of gear drives [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2007, 196(9/10/11/12): 1716-1728.
- [14] YU Wennian, MECHEFSKE C K. Analytical modeling of spur gear corner contact effects [J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 96: 146-164.
- [15] WANG Peiyu, FAN S C, HUANG Zigui. Spiral bevel gear dynamic contact and tooth impact analysis [J]. Journal of Mechanical Design, 2011, 133: 084501.
- [16] 铁摩辛柯, 古地尔, 徐芝纶. 弹性理论 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2013: 501-504.
- [17] 贾超, 方宗德, 张永振. 高度内啮合人字齿轮多目标优化修形 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2017, 49(1): 166-172.
- JIA Chao, FANG Zongde, ZHANG Yongzhen. Multi-objective optimal modification for internal double helical gears with high speed [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2017, 49(1): 166-172.

(编辑 武红江)