

考虑转轴伸长效应的刷式密封泄漏流动和摩擦传热特性

邱海龙¹, 宋鹏飞¹, 屈杰^{1,2}, 李志刚¹, 李军¹

(1. 西安交通大学叶轮机机械研究所, 710049, 西安;

2. 西安热工研究院有限公司西安西热节能技术有限公司, 710054, 西安)

摘要: 为研究转轴伸长效应对刷式密封的泄漏量与摩擦传热特性的影响,建立了考虑转轴伸长效应的刷式密封流热固模型的泄漏流动和摩擦传热特性数值模型。通过数值求解三维雷诺时均(RANS)方程和多孔介质模型局部非热平衡能量方程的方法研究了刷式密封流动传热特性;采用有限元法方法,研究刷式密封非线性接触和转轴伸长特性,研究了转速、压比等不同工况和前、后夹板与转轴径向间距等几何参数对刷式密封的泄漏流动、摩擦传热特性的影响规律。研究表明:相比于不考虑转轴伸长,考虑转轴伸长时刷式密封泄漏量减小,刷丝束最高温度明显升高;刷式密封泄漏量随压比的增大,前、后夹板与转轴间隙的增大而增大,随转速的增大而减小;随着压比增大,刷式密封最高温度越高,但刷丝束平均温度降低。随着转速增大,刷式密封最高温度显著提高,转速从 $1\ 000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 增长到 $4\ 000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,刷丝束最高温度增加了约86%。随着前、后夹板与转轴面的间距增大,刷丝束最高温度先升高、后降低。研究为刷式密封运行工况下的流动传热特性分析提供了一定的参考。

关键词: 刷式密封;流热固耦合模型;泄漏流动;摩擦传热

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202412005 **文章编号:** 0253-987X(2024)12-0045-12

Leakage Flow and Frictional Heat Transfer Characteristics of Brush Seals Considering Shaft Elongation Effects

QIU Hailong¹, SONG Pengfei¹, QU Jie^{1,2}, LI Zhigang¹, LI Jun¹

(1. Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an TPRI Energy Conservation Technology Co., Ltd., Xi'an 710054, China)

Abstract: In order to investigate the impact of shaft elongation effects on the leakage and friction heat transfer characteristics of brush seals, a numerical model for the leakage flow and friction heat transfer characteristics of brush seals considering shaft elongation effects is established. The flow and heat transfer characteristics of brush seals are analyzed by numerically solving the three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) equations and the local non-thermal equilibrium energy equation of the porous media model. The nonlinear contact and shaft elongation characteristics of brush seals are examined using the finite element method to explore

收稿日期: 2024-06-28。 作者简介: 邱海龙(2000—),男,硕士生;李军(通信作者),教授,博士生导师。 基金项目:

国家自然科学基金资助项目(52376029)。

网络出版时间: 2024-08-28

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.t.20240827.1011.002>

the effects of different operating conditions such as rotational speed, pressure ratio, geometric parameters like the radial gap between the front and rear plates and the shaft on the leakage flow and frictional heat transfer characteristics of brush seals. The results indicate that when considering shaft elongation effects, the leakage flow of brush seals decreases, while the maximum temperature of the brush bristle bundle notably increases compared to cases where shaft elongation effects are not considered. The leakage flow of brush seals increases with increasing pressure ratio and the radial gap between the front and rear plates and the shaft, but decreases with increasing rotational speed. As the pressure ratio increases, the maximum temperature of the brush seal also increases, but the average temperature of the brush bristle bundle decreases. With increasing rotational speed, the maximum temperature of the brush seal significantly increases, with the maximum temperature of the brush bristle bundle increasing by approximately 86% as the rotational speed increases from $1\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ to $4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$. As the radial gap between the front and rear plates and the shaft increases, the maximum temperature of the brush bristle bundle first increases and then decreases. This research offers valuable insights for analyzing the flow and heat transfer characteristics of brush seals under operating conditions.

Keywords: brush seal; flow-thermal-solid coupled model; leakage flow; frictional heat transfer

刷式密封作为一种先进的接触式动密封,在航空发动机、工业燃气轮机和汽轮机中得到重视和应用^[1-2]。刷丝束由前、后夹板进行固定和支撑,刷式密封的泄漏量仅为传统迷宫密封的 $1/5\sim 1/10$ ^[3],柔性的刷丝束对于转轴的瞬时的偏心运动具有极强的适应性^[4-5]。

刷式密封多采用接触式或小间隙安装,采用接触式安装的刷式密封与转轴通常有初始干涉量,采用小间隙安装的刷式密封在运行过程中刷丝束也会和转轴短暂接触。初始干涉量、气动力引起的闭合效应,转轴的受热膨胀、离心伸长和径向偏移都会使刷丝束和转轴在接触区域产生大量的摩擦热,使得刷丝束顶部的温度显著升高,甚至达到熔点,加剧刷丝束的磨损,导致泄漏量显著增大,密封甚至失去封严性能。因此,开展刷式密封摩擦传热特性的研究对高性能刷式密封的设计具有重要意义。

研究人员采用实验测量和数值方法研究刷式密封的泄漏、传热特性。Chupp 等^[6]基于最高转速 $40\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 、最高进气温度 $1\,088\text{ K}$ 、最大进气压力 1.379 MPa 的旋转密封实验台研究了航空发动机工况下不同密封结构的泄漏特性,结果表明,相比于迷宫密封,刷式密封的封严性能明显更优异。Demiroglu 等^[7]采用红外线温度仪实验测量了刷式密封的温度分布,基于实验数据推导了摩擦生热的

计算公式。Pekris 等^[8]实验测量了刷式密封后夹板结构摩擦传热的影响,发现后夹板的环形压力平衡腔能降低转轴温升。Flouros 等^[9]利用高温计测量了刷式密封与转轴接触区域随转速改变的瞬态温度变化,比较了金属刷丝和凯夫拉刷丝的摩擦热效应,发现金属刷丝束温升大于凯夫拉刷丝束,且对转速变化更敏感,金属刷丝束温度会随着转速增大而突然升高,再降至平均温升左右。

Hendricks 等^[10]提出了刷式密封摩擦产生的热流量计算公式,即通过接触力、接触速度和摩擦系数相乘得到。Owen 等^[11]对刷丝束与转轴进行了热力学分析,提出了采用转轴面温度预测刷丝温度的理论模型。Chew 等^[12]对刷丝顶部区域的流动和传热进行了数值分析。Dogu 等^[13]将刷丝束视为翅片建立了基于多孔介质的刷式密封传热模型,揭示了刷式密封摩擦热传递机理。文献[14-15]建立了刷式密封多孔介质、稳态实体与瞬态流固热耦合 3 种求解模型,揭示了刷式密封的封严与传热机理。文献[16-24]发展了基于 CFD、FEA 耦合的方法,建立了刷式密封摩擦生热数值模型,研究了压比、转速和围栏高度等参数的影响。

离心力和热应力作用导致转轴发生伸长效应,转轴伸长效应改变刷丝束的干涉量和与转轴的摩擦热,进而改变转轴的热应力和影响刷式密封的泄漏量与摩擦传热特性。

1 数值方法及验证

1.1 非线性 Darcian 多孔介质模型

刷式密封的刷丝束内部随机分布微小空隙,将刷丝束内部的流动类比为多孔介质中的流动。采用 Non-Darcian 多孔介质模型获得刷丝束内部流动特性。在三维 RANS 方程组的动量方程中引入阻力源项,包括惯性阻力项和黏性阻力项

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + F_i \quad (1)$$

$$F_i = -A_i \mu u_i - \frac{1}{2} B_i \rho |\mathbf{u}| u_i \quad (2)$$

$$\mathbf{A} = \text{diag}\{a_x, a_s, a_n\} \quad (3)$$

$$\mathbf{B} = \text{diag}\{b_x, b_s, b_n\} \quad (4)$$

式中: $\mathbf{u}$ 为流体速度; μ 为流体动力黏度; ρ 为流体密度; $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{B}$ 分别为多孔介质内部的黏性阻力系数矩阵和惯性阻力系数矩阵; 下标 x 表示转轴周向; s 表示与刷丝束平行方向; n 表示与刷丝束垂直方向。

刷丝束阻力系数取决于刷丝直径 d 和孔隙率 ϵ , 孔隙率定义为刷丝束内空隙体积与总体积之比^[19]。因刷丝束根部直径与顶部直径不同,越靠近刷丝束顶部区域刷丝排布越紧密,越靠近刷丝束根部区域刷丝排布越稀疏。刷丝径向位置处的孔隙率

$$\epsilon = 1 - \frac{V_b}{V_t} = 1 - \frac{d^2 N \pi D}{8 r w \sin \Phi_r} \quad (5)$$

$$\Phi_r = \arcsin \sqrt{1 - \left(\frac{D_o}{2r} \sin \frac{\pi}{4} \right)^2} \quad (6)$$

式中: V_b 为刷丝体积; V_t 为刷丝束总体积; d 为刷丝直径; N 为刷丝密度; 刷丝密度定义为刷丝束顶部沿周向 1 mm 排布的刷丝数量; D 为转轴直径; r 为刷丝径向位置; w 为刷丝束厚度; Φ_r 为径向位置 r 处的倾角; D_o 为刷丝束根部直径。

采用 Ergun 方程估算刷丝束阻力系数^[19]

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{\alpha \mu (1 - \epsilon)^2}{D_p^3 \epsilon^3} V + \frac{\beta \rho (1 - \epsilon)^2}{D_p^3 \epsilon^3} V^2 \quad (7)$$

式中: $\alpha = 150$ 、 $\beta = 1.75$ 为 Ergun 方程的经验系数; V 为流体的表观速度; D_p 为平均颗粒直径,对于圆柱刷丝 $D_p = 1.5d$ 。

利用式(2)、(5)、(6)、(7)可计算出各方向上的黏性阻力系数和惯性阻力系数

$$a_x = a_n = 66.7 \frac{(1 - \epsilon)^2}{d^2 \epsilon^3} \quad (8)$$

$$b_x = b_n = 2.33 \frac{1 - \epsilon}{d \epsilon^3} \quad (9)$$

$$a_s = 0.4 \epsilon a_n; b = 0 \quad (10)$$

1.2 转轴伸长有限元分析模型

采用 ANSYS APDL 软件建立并求解刷式密封的非线性接触模型,如图 1 所示。模型中的刷丝呈交叉管束排列,考虑到刷丝排列沿周向的周期性,因此在周向排列方向上选 5 排刷丝研究,轴向方向的刷丝排数由刷丝束厚度决定。本模型中有刷丝间的接触、刷丝与转轴面的接触、刷丝与前后夹板的接触 3 种类型,分别定义 3 种接触类型为梁与梁平行接触、点与面接触、梁与平面接触,摩擦因子分别取 0.2、0.24 和 0.28^[13,25]。刷丝材料为 Haynes 25,弹性模量为 206.85 GPa,泊松比为 0.3^[26]。

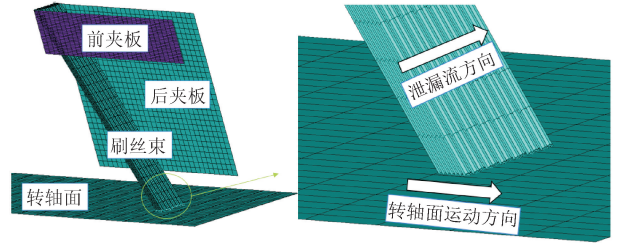


图 1 刷式密封非线性接触有限元模型

Fig. 1 The brush seal finite element model

通过有限元模型计算得到刷丝与转轴面的摩擦力,代入摩擦热的计算公式,即

$$Q_f = N F_f U \quad (11)$$

$$q_f = \frac{Q_f}{A} \quad (12)$$

式中: N 为计算域内刷丝根数; F_f 为单根刷丝与转轴面摩擦力; U 为转轴面线速度; q_f 为摩擦热流密度; A 为刷丝束与转轴面接触面积。

刷丝束、转轴接触面的摩擦热效应使得刷丝束与转轴温度升高,转轴内部的温度分布不均会产生热应力。采用 ANSYS WORKBENCH 软件建立了转轴伸长有限元模型,如图 2 所示。影响转轴伸长的因素包括自身旋转导致的离心伸长和与热应力导致的伸长,其中热应力导致的伸长是使转轴伸长的主要因素,即

$$\Delta R_c = \frac{\rho \omega^2}{4E(1 - \nu)R^3} \quad (13)$$

$$\Delta R_t = \int_0^R \alpha_m T(r) R dr \quad (14)$$

$$\Delta r = \Delta r_0 + \Delta R_c + \Delta R_t \quad (15)$$

式中: ΔR_c 、 ΔR_t 分别为离心力和热应力导致的伸长; ρ 为转轴密度; E 为转轴弹性模量; ω 为转轴转速; ν 为泊松比; R 为转轴半径; α_m 为转轴材料的平均线膨胀系数; $T(r)$ 为转轴温度的径向分布函数;

Δr 、 Δr_0 分别为运行时刷丝束干涉量和安装时刷丝束干涉量。

图 2(a)为转轴伸长计算模型,图 2(b)中,压比为 3、转速为 $2\,000\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,刷丝束与转轴的干涉量已从最初安装时的 0.2 mm 增长到 0.55 mm 。

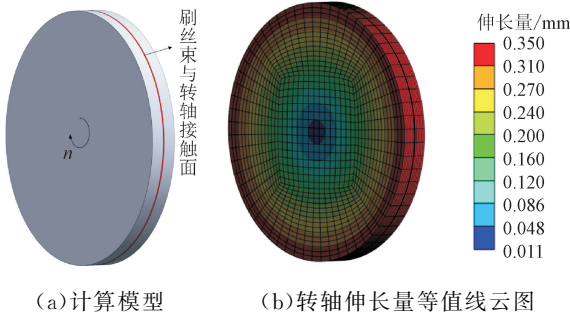


图 2 刷丝密封转轴伸长量有限元模型

Fig. 2 Shaft elongation finite element model of brush seal

1.3 流热固耦合刷式密封泄漏和传热特性数值方法

刷式密封中的传热形式主要有固体间的导热、流体与固体间的对流传热。刷式密封摩擦热传递示意图如图 3 所示,实线代表导热,虚线代表对流传热。刷式密封工作时刷丝与转轴摩擦产生大量摩擦热,摩擦热通过导热进入转轴和刷丝束,通过对流传热进入泄漏流。

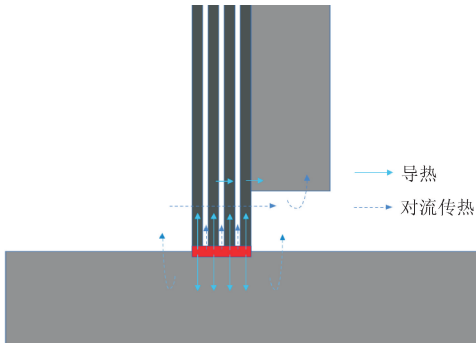


图 3 刷式密封摩擦热传递示意图

Fig. 3 Brush seal friction heat transfer diagram

将刷丝束区域视为多孔介质模型,圆柱刷丝中的导热看做多孔介质中固体相的导热,多孔介质固体相的导热系数与刷丝导热系数、泄漏流导热系数和孔隙率有关。引入有效导热系数 λ_e ,采用加权几何平均拟合多孔介质固体相导热系数与孔隙率的关系,有效导热系数为

$$\lambda_e = \lambda_b^{1-\epsilon} \lambda_f^\epsilon \quad (16)$$

式中: λ_b 、 λ_f 分别为刷丝束导热系数和泄漏流导热系数。

刷丝束内部的刷丝固体相和泄漏流气体相存在强制对流传热,此时为局部非热平衡。基于平均容积法建立刷式密封传热的数学模型,刷丝束固体相的能量守恒方程为

$$(1 - \epsilon) \rho_b c_b \frac{\partial T_b}{\partial t} =$$

$$(1 - \epsilon) \nabla \cdot (\lambda_b \nabla T_b) + h A_{fb} (T_f - T_b) \quad (17)$$

泄漏流气体相能量守恒方程为

$$\epsilon \rho_f c_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f c_f \nu \nabla T_f =$$

$$\epsilon \nabla \cdot (\lambda_f \nabla T_f) + h A_{fb} (T_b - T_f) \quad (18)$$

式中: c_b 、 c_f 分别为刷丝比热容和泄漏流定压比热容; h 为刷丝与泄漏流之间的对流传热系数; $A_f = 4(1 - \epsilon)/d$ 为单位体积中孔隙的隙间表面积。

采用计算流体力学和有限元分析法相结合的方法建立了刷式密封热流固耦合模型。基于多孔介质局部非热平衡方法建立刷式密封流动传热 CFD 模型,采用 FEM 方法建立刷式密封非线性接触模型和转轴伸长模型,CFD、FEM 耦合计算流程如图 4 所示。

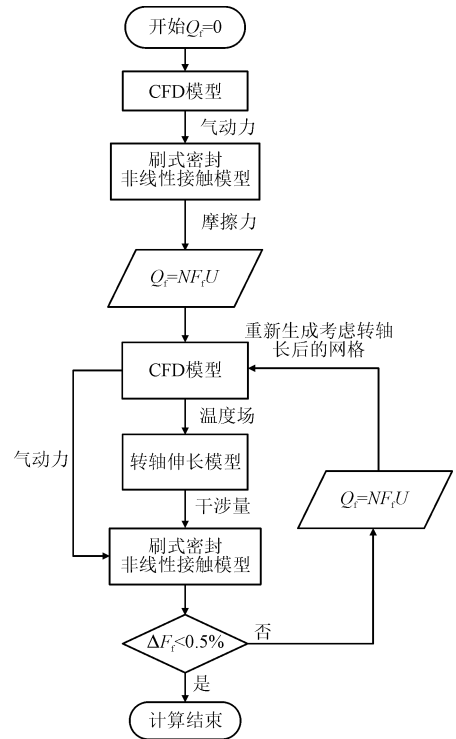


图 4 考虑转轴伸长效应的刷式密封流热固耦合泄漏与摩擦传热特性计算流程

Fig. 4 Flowchart of leakage flow and frictional heat transfer performance of brush seal using flow-thermal-solid coupled model considering shaft elongation effect

首先令 $Q_f=0$,得到不考虑摩擦生热的刷式密封流场数据,再将气动力参数带入刷式密封非线性接触模型求得刷丝束与转轴面的摩擦力,进而求得 Q_f ;将 Q_f 带入 CFD 模型求得新的流场数据和温度场数据,将 CFD 模型中的气动力参数带入刷式密封非线性接触模型,温度参数带入转轴伸长模型;通过刷式密封非线性接触模型和转轴伸长模型计算出新的刷丝束摩擦力,进而再将计算出摩擦热带入 CFD 模型。重复以上迭代过程,直至当刷丝束与转轴面的摩擦力变化小于 0.5% 时认为计算收敛,结束迭代过程。

1.4 计算模型与验证

表 1、图 5 给出了刷式密封计算模型的几何结构和参数^[20]。

表 1 刷式密封几何结构参数^[20]

Table 1 Geometrical parameters of brush seal^[20]

几何参数	数值
转轴直径 D/mm	400
刷丝直径 d/mm	0.15
刷丝束厚度 w/mm	2.17
刷丝顶部倾角 $\Phi_0/(\text{^\circ})$	45
刷丝束自由高度 L/mm	12.25
前夹板与转轴面径向间距 h_f/mm	1,1.5,2,2.55,3
后夹板与转轴面径向间距 h_b/mm	1,1.5,2,2.55,3
刷丝束原始干涉量 $\Delta r_0/\text{mm}$	0.2
前夹板与刷丝束间隙 w_r/mm	0.83

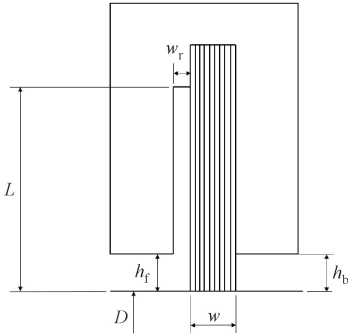


图 5 刷式密封几何结构图

Fig. 5 Geometrical parameters of brush seal

考虑到刷式密封的周向轴对称性,为节约计算资源、提高计算效率,沿周向选取 1° 区域作为计算域。使用 ANSYS ICEM 软件生成多块结构化网格,对边界层进行加密以满足 y^+ 要求,如图 6 所示。

刷式密封上、下游各取 10 倍于刷丝束厚度的延伸段以保证流动的充分发展。工质为理想空气,近壁面区域采用改进壁面函数法,湍流模型选用 SST $k-\omega$ 。流体与固体交界面为耦合传热壁面,静子除与流体接触面外均设为绝热壁面,转轴两侧壁面采用对流边界条件^[26]。给定进口处总温总压、出口处静压、转速、刷丝束与转轴接触面的摩擦热量,计算边界条件与实验^[20] 相同,如表 2 所示。当连续方程和动量方程残差数量级均小于 10^{-5} 、进出口流量差小于 0.1% 、转轴和刷丝束最高温度稳定时,可认为计算收敛。

采用计算网格数为 114 万、202 万、352 万、476 万,在进出口压比 $R_p=3.0$ 、 $n=2\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时进行刷式密封泄漏量和刷丝束最高温度 T_{max} 的网格无关性验证,如图 7 所示。

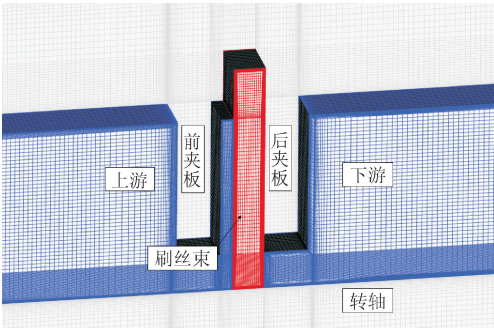


图 6 刷式密封计算网格图

Fig. 6 Computational grid of brush seal

表 2 刷式密封边界条件

Table 2 Boundary conditions of brush seals

参数	数值
进出口压比 R_p	1.5~3.0
进口总温 T_{in}/K	307.15
出口静压 p_{out}/Pa	96\,400
转轴转速 $n/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	1\,000~4\,000

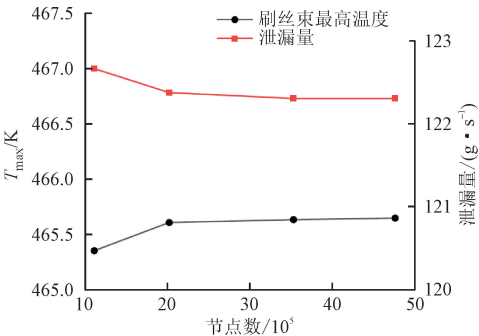


图 7 网格无关性验证

Fig. 7 Grid independent tests

计算结果表明当网格数在202万以上时,泄漏量和刷丝束最高温度基本无变化,因此本文计算网格数均大于202万,以满足网格无关性的要求。为验证本文数值方法的可靠性,将数值计算泄漏量的结果与实验结果^[20]对比,在整个压力范围计算获得的泄漏量与实验结果吻合良好,验证了数值计算方法的准确性。

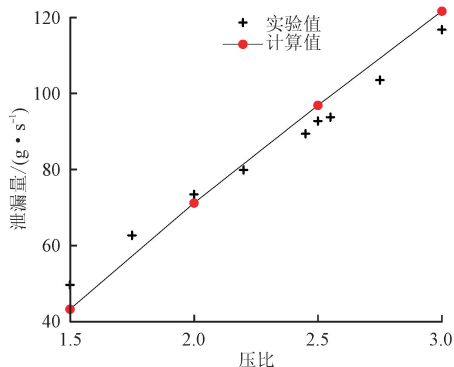


图8 刷式密封泄漏量计算值与实验测量比较

Fig. 8 Comparison of calculated and experimental leakage flow rate of brush seal

2 结果与讨论

采用所建立热流固耦合模型,研究了不同运行工况(压比、转速)、几何结构参数(前后夹板与转轴径向间距)下的刷式密封泄漏流动和摩擦传热特性。

转轴伸长效应对刷式密封泄漏量的影响体现在两方面:转轴伸长导致刷式密封前、后夹板与转轴面的径向间距减小,转轴伸长导致刷丝束与转轴摩擦热增大。图9给出了 $n=2\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时刷式密封泄漏量随压比的变化曲线。

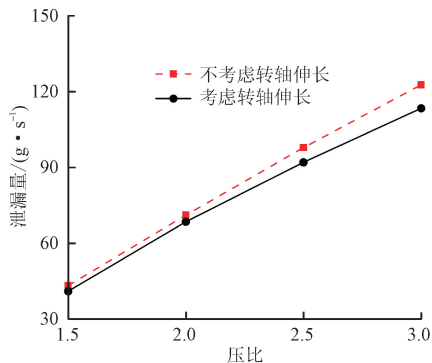


图9 刷式密封泄漏量随压比的变化曲线
($n=2\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$)

Fig. 9 Variation curves of the leakage flow rate of brush seal versus pressure ratios ($n=2\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$)

由图9可知,刷式密封的泄漏量随压比的增大呈线性增加。考虑转轴伸长效应时摩擦生热增加,泄漏流温度提高,密度减小,黏性增加,同时前后夹板与转轴径向间距减小。因此,考虑转轴伸长效应时刷式密封的泄漏量略低于不考虑转轴伸长效应时的泄漏量,压比越大,考虑、不考虑转轴伸长效应时的泄漏量差值越大。

图10给出了压比 $R_p=3.0$ 时刷式密封泄漏量随转速的变化曲线。由图10可知,随着转速的增加,刷式密封的泄漏量逐渐降低。这是由于随着转速的增加,转轴面对泄漏流的周向剪切力产生的摩阻效应和耗散损失增加;转速增加导致摩擦生热增加,泄漏流温度升高,密度减小,黏性升高,刷丝束对泄漏流的阻力增加。不考虑转轴伸长效应时,转速 $1\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 变化到 $4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,刷式密封泄漏量下降了3.64%;考虑转轴伸长效应时,转速 $1\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 变化到 $4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,刷式密封泄漏量下降了16.8%。考虑转轴伸长效应时泄漏量小于不考虑转轴伸长时泄漏量的主要原因如下:转轴伸长使刷丝束与转轴干涉量增加,摩擦生热增加,泄漏流温度升高,密度减小,同时黏性升高,刷丝束对泄漏流的阻力增加;转轴伸长使前后夹板与转轴径向间距减小,对泄漏流阻碍和耗散作用增强。

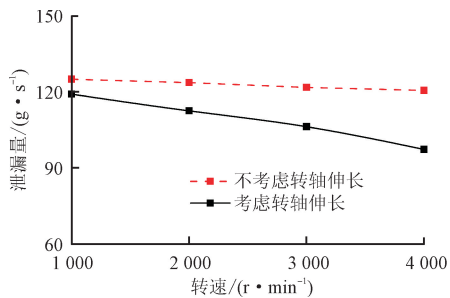


图10 刷式密封泄漏量随转速的变化曲线($R_p=3.0$)

Fig. 10 Variation curves of the leakage flow rate of brush seal versus rotational speeds ($R_p=3.0$)

图11给出了 $R_p=3.0$ 、 $n=2\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时刷式密封泄漏量随前、后夹板与转轴径向间距的变化曲线,可知刷式密封泄漏量随 h_f 、 h_b 的增大近似呈线性增大。 h_b 对泄漏量的影响显著大于 h_f , h_f 从1.0 mm增长到3.0 mm,泄漏量增加了4.7%, h_b 从1.0 mm增长到3.0 mm,泄漏量增加了119.3%。

刷式密封运行中的转轴伸长会增加刷丝束与转轴面的干涉量,进而增加它们之间的摩擦力和摩擦热。图12给出了刷式密封转轴的伸长量随压比和转速的变化曲线。压比、转速越高,刷式密封转轴伸长量越大。

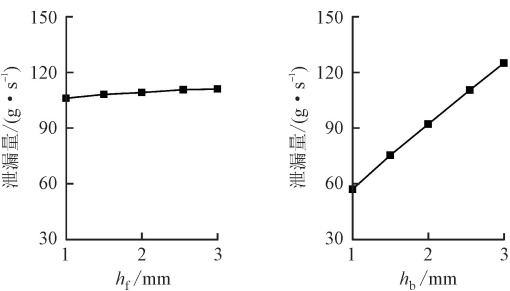


图 11 刷式密封泄漏量随 h_f 、 h_b 的变化曲线($R_p=3.0$ 和 $n=2\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$)

Fig. 11 Variation curves of the leakage flow rate of brush seal versus h_f , h_b ($R_p=3$ and $n=2\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$)

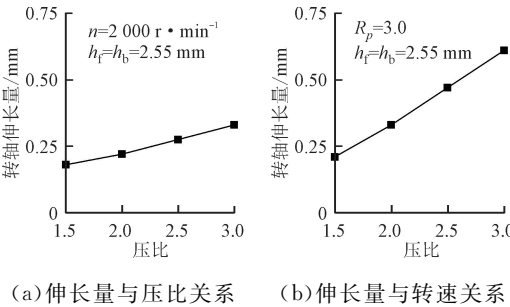


图 12 转轴伸长量与压比、转速关系

Fig. 12 Shaft elongation versus pressure ratios and rotational speeds

图 13(a)、14(a)分别给出了 $n=2\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,刷式密封的刷丝束摩擦力 F_f 和摩擦热流密度 q_f 随压比的变化曲线。随着压比增大,刷丝所受轴向气动力增大,刷丝与转轴面间的摩擦力增大,摩擦热流密度增加。相比于不考虑转轴伸长效应,考虑转轴伸长效应时刷丝束与转轴面干涉量增加, F_f 、 q_f 增加。

图 13(b)、14(b)分别给出了压比为 3.0、转速为 $1\,000\sim4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,转轴伸长对摩擦力 F_f 和摩擦热流密度 q_f 的影响。当不考虑转轴伸长时,刷丝束与转轴面 F_f 大小随转轴转速的增加几乎保持不变,式(11)所示摩擦生热等于摩擦力与转轴面线速度乘积,因此 q_f 随转速呈线性增大。当考虑转轴伸长时,在转速较低情况下,刷丝束与转轴面摩擦生热小,热应力和离心力导致的转轴伸长均较小,进而摩擦力与摩擦生热增长较小;当转速较高时,刷丝束与转轴面摩擦生热大,热应力和离心力导致的转轴伸长均较大。随着转速的增加,考虑与不考虑转轴伸长的 q_f 相差越来越大。

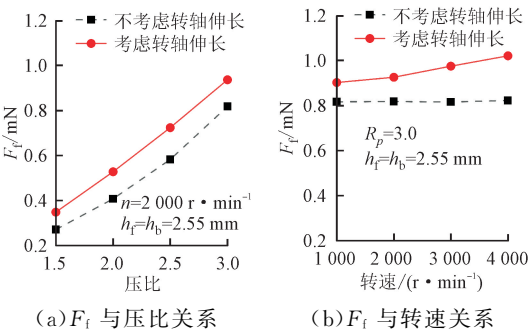


图 13 刷丝束 F_f 随压比和转速的变化曲线

Fig. 13 Variation curves of the F_f of bristle pack versus pressure ratios and rotational speeds

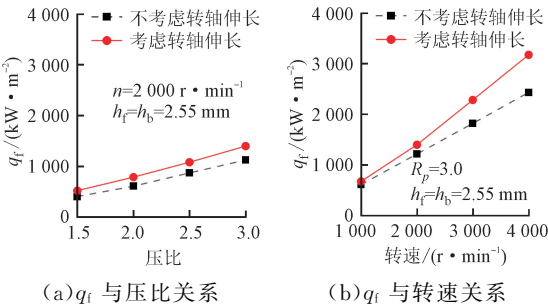


图 14 刷式密封 q_f 随压比和转速变化曲线

Fig. 14 Variation curves of q_f of brush seal versus pressure ratios and rotational speeds

图 15 给出了考虑和不考虑转轴伸长量时的刷丝束最高温度与压比和转速的关系。随着压比、转速的增加,刷丝束最高温度 $T_{\max}$ 增加,考虑与不考虑转轴伸长时刷丝束 $T_{\max}$ 相差越大。在高压比、高转速时,转轴伸长对刷式密封摩擦传热特性的影响不可忽略。本文后续对摩擦传热特性的研究均考虑了转轴伸长效应。

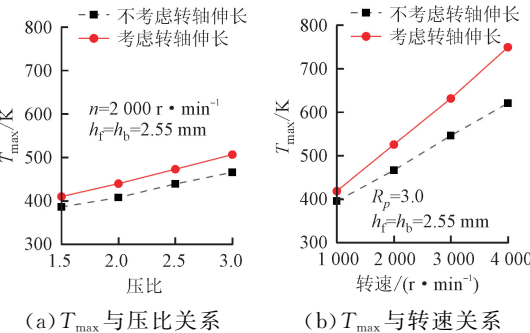


图 15 刷式密封刷丝束 $T_{\max}$ 随压比和转速变化曲线

Fig. 15 Variation curves of the $T_{\max}$ of bristle pack versus pressure ratios and rotation speeds

图 16 给出了 $n=2\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时刷式密封刷丝束的径向温度分布。径向方向上,定义无量纲数

r^* 来表示相对位置,零点定义为转轴面与刷丝束接触位置, $r^* = y/L$; 转轴轴向方向 X 上,定义零点为刷丝束中线与转轴面的交点。由图 16 可知,在转轴部分 ($-1.0 < r^* < 0$),沿径向越靠近转轴面,转轴温度越高,温升越快。刷丝束与转轴接触处 ($r^* = 0$) 温度最高;在刷丝束部分 ($0 < r^* < 1.0$),刷丝束温度先在围栏高度内 ($0 < r^* < 0.208$) 迅速降低,压比越高,降低速度越快,且温度最终降低至比室温稍低。在围栏高度以上 ($0.208 < r^* < 1.0$),刷丝束温度缓慢上升,且压比越高,温度越低。压比从 1.5 增长到 3.0 时,刷式密封最高温度升高了 97.36 K,但是刷丝束平均温度降低了 1.17 K。

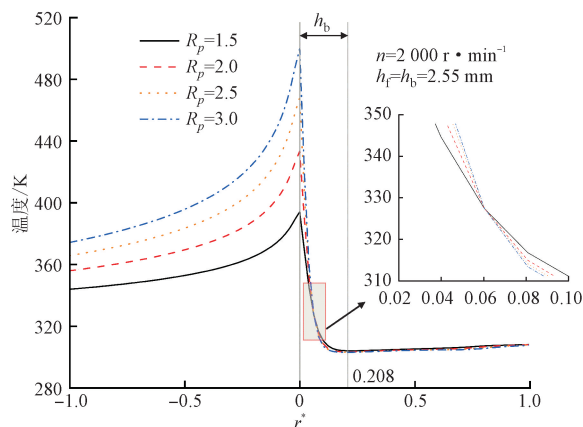


图 16 刷式密封径向温度分布与压比关系

Fig. 16 Radial temperature distribution of brush seal versus pressure ratios

转轴面轴向温度分布与压比关系如图 17 所示。由图 17 可知,转轴面温度大致呈抛物线对称分布,最高温度大致为刷丝束中线处。压比越高,转轴面温度越高。

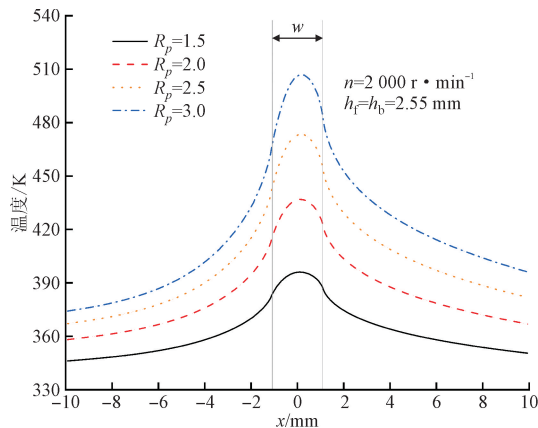


图 17 转轴面轴向温度分布与压比关系

Fig. 17 Rotor face axial temperature distribution of brush seal versus pressure ratio

随压比的增加,刷丝所受的轴向气动力增加,导致刷丝与转轴面摩擦力增加,摩擦生热增加,转轴面与刷丝束最高温度增加;随压比的增加,刷式密封泄漏量增加,刷丝表面对流换热系数增大,泄漏流带走更多的热量,刷丝冷却效果越好。在围栏高度一半以上位置,泄漏流带走的热量已经大于摩擦热通过刷丝导热传递的热量。

图 18、19 分别给出了 $R_p = 3.0$ 时不同转速下刷丝束和转轴的温度分布。不同转速下径向和轴向温度变化趋势一致,转速越高,刷式密封整体温度越高。这是由于考虑转轴伸长效应时,随转速升高,刷丝与转轴面摩擦力升高,摩擦生热升高且升高趋势加快;刷式密封泄漏量随转速升高而降低,对刷丝束和转轴的冷却效果降低。

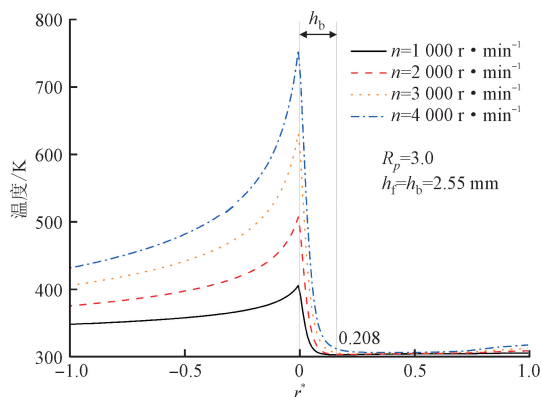


图 18 刷式密封径向温度分布与转速关系

Fig. 18 Radial temperature distribution of brush seal versus rotation speed

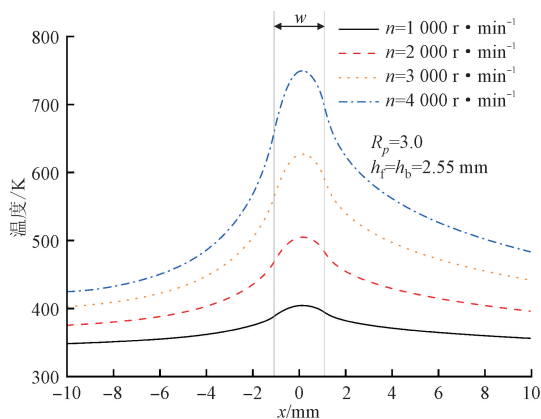
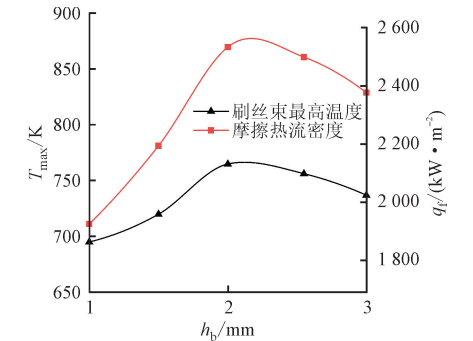


图 19 转轴面轴向温度分布与转速关系

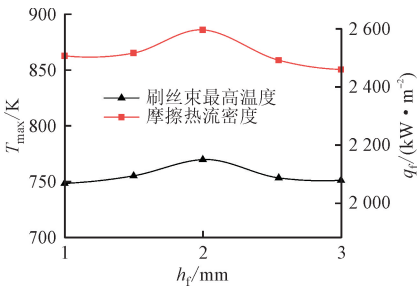
Fig. 19 Rotor face axial temperature distribution of brush seal versus rotation speed

图 20 给出了 $R_p = 3.0$ 、 $n = 4000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时刷丝束最高温度和摩擦热流密度随前、后夹板与转轴

面径向间距的变化曲线。图 21 给出了单根刷丝所受气动力和 h_f 、 h_b 的关系。当 $h_f=2.55\text{ mm}$ 时,随着后夹板与转轴面的径向间距增大,刷丝束最高温度和摩擦热流密度均先增大后减小。导致摩擦热流密度变化的主要原因如下:随着后夹板与转轴面的径向间距增大,单根刷丝所受的气动力增大,其中轴向气动力大幅增大,径向气动力略减小,刷丝所受气动力越大,刷丝束刚度越大,与转轴面摩擦力越大;随着后夹板与转轴面的径向间距增大,后夹板对变形后的刷丝束支撑作用减小,刷丝束自由度增大,刷丝束刚度减小。导致刷丝束最高温度变化的原因除了摩擦热流密度的变化,也与随着后夹板与转轴面的径向间距增大,刷式密封泄漏量增大有关。



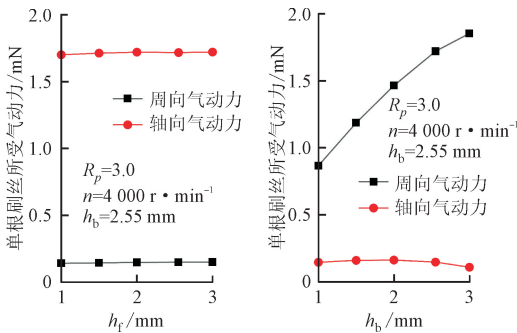
(a) $R_p=3.0, n=4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}, h_f=2.55\text{ mm}$



(b) $R_p=3.0, n=4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}, h_b=2.55\text{ mm}$

图 20 刷式密封的 q_f 、 $T_{\max}$ 和 h_f 、 h_b 的关系

Fig. 20 q_f , $T_{\max}$ of brush seal versus h_f , h_b



(a) 气动力与 h_f 关系 (b) 气动力与 h_b 关系

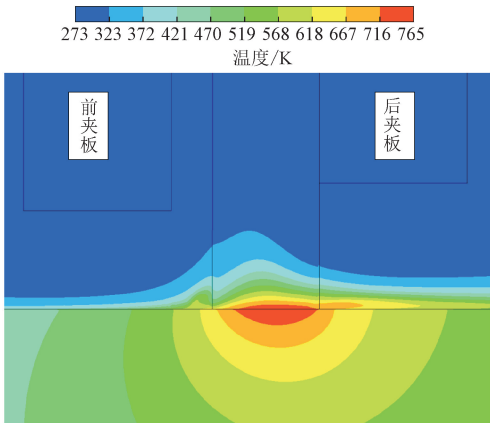
图 21 单根刷丝所受气动力和 h_f 、 h_b 的关系

Fig. 21 Aerodynamic force on the single bristle versus h_f , h_b

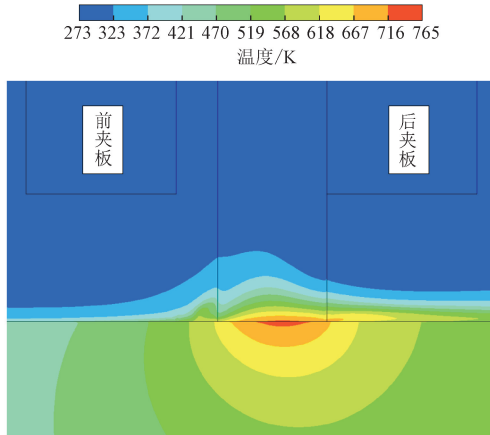
泄漏量增大,泄漏流带走更多的热量,对刷丝束的冷却作用增强。刷丝束最高温度变化是由上述原因综合作用导致。当 $1\text{ mm}<h_b<2\text{ mm}$ 时,摩擦热流密度增大对刷丝束最高温度的影响大于泄漏量增大的影响,刷丝束最高温度随着 h_b 增大而增大;当 $2\text{ mm}<h_b<3\text{ mm}$ 时,摩擦热流密度减小,且泄漏量增大,使得刷丝束最高温度随着 h_b 增大而减小。

当 $h_b=2.55\text{ mm}$ 时,随着前夹板与转轴面的径向间距增大,刷丝束最高温度和摩擦热流密度先增大后减小,造成这种变化趋势的原因和后夹板与转轴面径向间距影响类似。但是,相较于 h_b 变化, h_f 变化引起的刷丝束最高温度和摩擦热流密度变化幅度均较小。这是因为后夹板直接与刷丝束接触,且在轴向气动力的作用下,刷丝束变形方向朝着后夹板方向,使刷丝束与后夹板紧贴。与之相反,前夹板与刷丝束间存在间隙并未直接接触。随着前夹板与转轴面的径向间距增大,刷丝所受的轴向和径向气动力略增大。

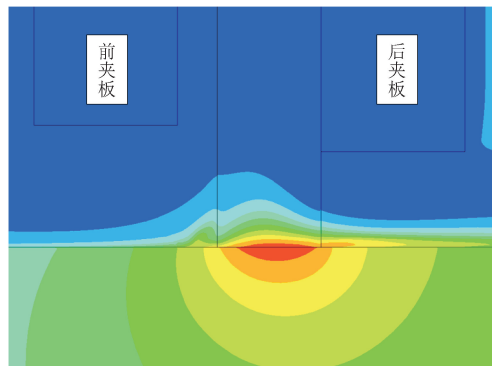
图 22 给出了 $R_p=3.0, n=4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时不同前、后夹板与转轴径向间距的刷式密封温度等值线图。



(a) $R_p=3.0, n=4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}, h_f=2\text{ mm}, h_b=2.55\text{ mm}$



(b) $R_p=3.0, n=4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}, h_f=h_b=2.55\text{ mm}$



(c) $R_p = 3.0$, $n = 4\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, $h_f = 2.55 \text{ mm}$, $h_b = 2 \text{ mm}$

图22 不同 h_f 、 h_b 的刷式密封温度等值线云图

Fig. 22 Brush seal temperature contours versus h_f , h_b

由图22可知:刷丝束与转轴接触处温度最高,沿径向远离接触面方向,温度逐渐降低;当前夹板与转轴径向间距由2.0 mm增加到2.55 mm时,摩擦热流量减小且泄漏量增大使得冷却作用增强,刷丝束与转轴整体温度降低;当后夹板与转轴径向间距由2.55 mm减小到2.0 mm时,摩擦热流量增大,但泄漏量减少使得冷却作用减弱。摩擦热流量增大的影响大于泄漏流冷却作用减弱的影响,因此刷丝束与转轴整体温度升高。

3 结 论

本文建立了考虑转轴伸长效应的刷式密封泄漏流动和摩擦传热特性的流热固耦合分析模型,研究了不同运行工况(压比和转速)、几何结构参数(前后夹板与转轴径向间距)下的刷式密封泄漏量和摩擦传热性能。

(1)刷式密封在运行中,转轴因受与刷丝束摩擦生热产生热应力和因旋转产生的离心力而伸长。压比越高,刷丝束所受气动力越大,摩擦热流密度越大,转轴所受热应力越大。压比从1.5增长到3.0时,转轴伸长量从0.18 mm增长到0.33 mm;转速越高,转轴所受离心力越大,同时摩擦热流密度越大,转子所受热应力也越大。转速从 $1\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 增长到 $4\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,转轴伸长量从0.21 mm增长到0.59 mm。

(2)刷式密封泄漏量随压比的增大,前、后夹板与转轴径向间距的增大而增大,随转速的增大而减小。压比从1.5增长到3.0时,泄漏量增大了约181%。前夹板与转轴径向间距为2.55 mm,后夹板与转轴径向

间距从1.0 mm增加到3.0 mm时,泄漏量增大了约119%。后夹板与转轴径向间距为2.55 mm,前夹板与转轴径向间距从1.0 mm增加到3.0 mm时,泄漏量只增大了4.7%。转速 $1\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 增大到 $4\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,刷式密封泄漏量减小了16.8%。相比于不考虑转轴伸长,考虑转轴伸长时泄漏流温升增大,前后夹板与转轴径向间距减小,刷式密封泄漏量降低。

(3)随着压比增大,刷式密封最高温度越高,但刷丝束平均温度降低。压比从1.5增长到3.0时,刷式密封最高温度升高了97.36 K,刷丝束平均温度降低了1.17 K;随着转速增大,刷式密封最高温度显著提高。转速从 $1\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 增长到 $4\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,刷丝束最高温度增加了约86%;前、后夹板与转轴面的径向间距增大均会导致刷丝束所受气动力增加,摩擦热流量和最高温度先升高后降低。最高温度是泄漏量增大,冷却效果增强和气动力增大,摩擦生热增多综合作用的结果。但前夹板与转轴面的径向间距对摩擦传热特性影响较小,后夹板与转轴面的径向间距影响较大。

参考文献:

- [1] NEEF M, SULDA E, SÜRKEN N, et al. Design features and performance details of brush seals for turbine applications [C]//ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2008: 1385-1392.
- [2] CHUPP R E, HENDRICKS R C, LATTIME S B, et al. Sealing in turbomachinery [J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 313-349.
- [3] 李军, 李志刚, 张元桥, 等. 刷式密封技术的研究进展 [J]. 航空发动机, 2019, 45(2): 74-84.
LI Jun, LI Zhigang, ZHANG Yuanqiao, et al. Research progress of brush seal technology [J]. Aero-engine, 2019, 45(2): 74-84.
- [4] XU Yeyin, ZHAO Runchao, JIAO Yinghou, et al. Stability and bifurcations of complex vibrations in a nonlinear brush-seal rotor system [J]. Chaos, 2023, 33(3): 033113.
- [5] 张元桥, 李志刚, 李军, 等. 刷式-迷宫密封泄漏流动和转子动力特性数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(3): 28-35.
ZHANG Yuanqiao, LI Zhigang, LI Jun, et al. Numerical investigation on the leakage flow and rotordynamic characteristics of brush-labyrinth seal [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(3): 28-35.

- [6] CHUPP R E, DOWLER C A. Performance characteristics of brush seals for limited-life engines [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1993, 115(2): 390-396.
- [7] DEMIROGLU M, GURSOY M, TICHY J A. An investigation of tip force characteristics of brush seals [C]//ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2007: 1249-1260.
- [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]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2014, 136(6): 062502.
- [9] FLOUROS M, STADLBAUER M, COTTIER F, et al. Transient temperature measurements in the contact zone between brush seals of Kevlar and metallic type for bearing chamber sealing using a pyrometric technique [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2013, 135(8): 081603.
- [10] HENDRICKS R C, SCHLUMBERGER S, BRAUN M J, et al. A bulk flow model of a brush seal system [C]//ASME 1991 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. New York, USA: ASME, 1991: V001T01A099.
- [11] OWEN A K, JONES T V, GUO S M, et al. An experimental and theoretical study of brush seal and shaft thermal interaction [C]//ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. New York, USA: ASME, 2003: 977-984.
- [12] CHEW J W, GUARDINO C. Simulation of flow and heat transfer in the tip region of a brush seal [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2004, 25(4): 649-658.
- [13] DOGU Y, AKSIT M F. Brush seal temperature distribution analysis [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2006, 128(3): 599-609.
- [14] 孙丹, 李浩, 赵欢, 等. 刷式密封摩擦热效应数值与实验研究 [J]. *航空学报*, 2022, 43(12): 519-532.
- SUN Dan, LI Hao, ZHAO Huan, et al. Numerical and experimental study of frictional thermal effects of brush seals [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2022, 43(12): 519-532.
- [15] 李浩, 孙丹, 赵欢, 等. 刷式密封流动传热特性数值方法 [J]. *航空动力学报*, 2021, 36(9): 1826-1838.
- LI Hao, SUN Dan, ZHAO Huan, et al. Numerical method of flow and heat transfer characteristics of brush seals [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2021, 36(9): 1826-1838.
- [16] 邱波, 李军, 陈春新, 等. 基于 CFD 和 FEM 方法的刷式密封传热特性研究 [J]. *工程热物理学报*, 2012, 33(12): 2067-2071.
- QIU Bo, LI Jun, CHEN Chunxin, et al. Investigations on the heat transfer characteristics of brush seals based on computational fluid dynamics and finite element analysis [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2012, 33(12): 2067-2071.
- [17] 邱波, 李军. 基于多孔介质局部非热平衡方法的刷式密封耦合传热特性 [J]. *航空动力学报*, 2015, 30(5): 1067-1075.
- QIU Bo, LI Jun. Conjugate heat transfer characteristics of brush seal based on local thermal non-equilibrium porous medium approach [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2015, 30(5): 1067-1075.
- [18] 邱波, 李军. 刷式密封流动与换热及力学特性的研究进展 [J]. *热力透平*, 2013, 42(3): 141-149.
- QIU Bo, LI Jun. A review of flow and heat transfer, mechanical characteristics of brush seals [J]. *Thermal Turbine*, 2013, 42(3): 141-149.
- [19] QIU Bo, LI Jun. Numerical investigations on the heat transfer behavior of brush seals using combined computational fluid dynamics and finite element method [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2013, 135(12): 122601.
- [20] 马登骞, 张元桥, 李军, 等. 考虑刷丝变形的后夹板结构对刷式密封泄漏和传热特性影响的研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2019, 53(9): 15-25.
- MA Dengqian, ZHANG Yuanqiao, LI Jun, et al. Effects of backing plate structure on leakage and heat transfer characteristics of brush seals considering bristle pack deformation [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2019, 53(9): 15-25.
- [21] 张元桥, 闫嘉超, 李军. 刷式密封泄漏和传热特性影响因素的数值研究 [J]. *推进技术*, 2018, 39(1): 116-124.
- ZHANG Yuanqiao, YAN Jiachao, LI Jun. Numerical investigations on influence factors of leakage flow and heat transfer characteristics of brush seal [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(1): 116-124.
- [22] 张元桥, 王妍, 晏鑫, 等. 刷式密封泄漏流动及传热特性的研究: 第二部分 传热特性 [J]. *工程热物理学报*, 2018, 39(5): 970-976.
- ZHANG Yuanqiao, WANG Yan, YAN Xin, et al. Investigations on the leakage and heat transfer characteristics of brush seal: part 2 heat transfer characteristics [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2018,

39(5): 970-976.

[23] SONG Pengfei, MA Dengqian, LI Zhigang, et al. Numerical and experimental investigations on the leakage flow characteristics and temperature distributions of brush seals [C]//ASME Turbo Expo 2023: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2023: V07BT14A010.

[24] 宋鹏飞, 屈杰, 高庆, 等. 采用叉排管束模型的刷式密封刷丝束变形特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(9):48-61.

SONG Pengfei, QU Jie, GAO Qing, et al. Investigating mechanical deformation characteristics of brush seals bristle packs via staggered tube bundle model [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(9): 48-61.

[25] DEMIROGLU M, TICHY J A. An investigation of heat generation characteristics of brush seals [C]//ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2007: 1261-1270.

[26] DEMIROGLU M, GURSOY M, TICHY J A. An investigation of tip force characteristics of brush seals [C]//ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2007: 1249-1260.

(编辑 赵炜 陶晴)