# 刷式密封泄漏和传热特性影响因素的数值研究\*

张元桥1, 闫嘉超2, 李 军1

(1. 西安交通大学 能源与动力工程学院,陕西西安 710049;

2. 中国航发商用航空发动机有限责任公司,上海 200241)

摘 要:刷式密封作为接触式密封,刷丝与转子之间的摩擦热直接影响到密封封严性能和使用寿命,为向高性能刷式密封的设计提供参考,采用数值求解基于Non-Darcian多孔介质模型的Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)和局部非热平衡能量方程并结合有限元方法,建立了考虑刷丝束与转 子摩擦热效应的刷式密封泄漏和传热特性分析的数学模型。研究了运行工况转速与压比和后夹板围栏高 度对刷式密封泄漏和传热特性的影响规律。结果表明:不考虑刷丝束与转子的摩擦热效应时,刷式密封 的泄漏量随转速升高略微降低;考虑摩擦热时,泄漏量因转速升高而显著降低,转速为8kr/min时泄漏 量降低到0转速时的69%。刷丝最高温度随转速、压比和围栏高度增大而升高,刷丝束内部温度沿径向 降低速率随压比和围栏高度增大而加快。高转速工况下转子产生离心伸长使其与刷丝之间的干涉量增大 而影响摩擦热效应。

关键词:刷式密封;泄漏特性;传热特性;数值模拟 中图分类号:TK474.7 文献标识码:A 文章编号:1001-4055 (2018) 01-0116-09 DOI: 10.13675/j. cnki. tjjs. 2018. 01. 013

## Numerical Investigations on Influence Factors of Leakage Flow and Heat Transfer Characteristics of Brush Seal

ZHANG Yuan-qiao<sup>1</sup>, YAN Jia-chao<sup>2</sup>, LI Jun<sup>1</sup>

School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
 AECC Commercial Aircraft Engine Co. LTD., Shanghai 200241, China)

**Abstract:** As a kind of contact sealing technology, the frictional heat generation between bristles and rotor is becoming a major concern for the seal performance and operation life of brush seals. The mathematical model of leakage flow and heat transfer of brush seal analysis with consideration of frictional heat generation between the bristle pack and rotor is established to offer a reference for the design of high performance brush seal. Reynolds– Averaged Navier–Stokes (RANS) based on the Non–Darcian porous medium model and local thermal non–equilibrium energy equation coupled with finite element method is conducted to analyze the leakage flow and heat transfer performance of brush seal. Effects of pressure ratios, rotational speeds and the hence heights of backing plate on the leakage flow and heat transfer characteristics of brush seal are numerically investigated using presented numerical method. The obtained results show that the leakage flow rate of brush seal slightly decreases with increase of the rotational speed without considering the frictional heat generation of the frictional heat generation effect. The leakage flow rate of brush seal at 8kr/min is reduced to 69% of no–rotational case considering the frictional heat generation between the bristle pack and rotor. The highest temperature of the bristle pack increases with the increasing of the pressure ratio, the rotational speed and the fence height. The decrease rate of bristle

\* 收稿日期: 2016-09-08; 修订日期: 2016-11-11。
 基金项目: 航空研究院上海分院指南项目。
 作者简介: 张元桥, 男, 博士生, 研究领域是气动热力学与流热耦合分析。E-mail: zhangyuanqiao@stu.xjtu.edu.cn

pack temperature along the radial direction increases with the increasing of the pressure ratio and the fence height. The interference between rotor and bristle pack increases with consideration of the rotor centrifugal growth effect at high rotational speed case. This behavior results in the variation of the frictional heat generation effect of brush seal.

Key words: Brush seal; Leakage characteristics; Heat transfer characteristics; Numerical simulation

## 1 引 言

具有优良封严性能的刷式密封在燃气轮机和航 空发动机中得到了广泛应用<sup>[1]</sup>。为保持刷式密封的 优良封严性能,刷式密封与转子一般具有初始干涉 量。初始干涉量、气动力导致的闭合效应以及转子 瞬时径向偏移导致转子与刷丝束之间存在接触力而 产生摩擦热。刷丝自由端温度因摩擦热升高,加速 刷丝束的磨损,影响刷式密封的封严性能和运行寿 命。因此,开展刷式密封泄漏和传热特性的研究对 高性能刷式密封设计具有重要意义<sup>[2]</sup>。

科研人员采用实验测量和数值模拟的方法对刷 式密封的泄漏特性和传热性能进行了研究。Bayley 等<sup>[3]</sup>实验测量了刷式密封不同压比下的泄漏量和压 力分布,并引入线性Darcian多孔介质模型数值预测 了刷式密封泄漏量。Chew等<sup>[4,5]</sup>采用non-Darcian多 孔介质模型预测刷式密封的泄漏量。Dogu等<sup>[6~9]</sup>利 用改进non-Darcian多孔介质模型数值预测了刷式密 封的泄漏量和压力分布,并数值研究了不同几何结 构的前后夹板以及间隙对刷式密封泄漏流动特性的 影响规律。Pugachev等<sup>[10]</sup>详细介绍了采用non-Darcian多孔介质模型模拟刷式密封泄漏流动时刷丝束 的阻力系数的校准方法。

Hendricks 等<sup>[11]</sup>首先对刷式密封摩擦热效应进行 了研究,提出摩擦热流流量可由接触力、相对接触速 度、摩擦系数计算得出。Owen等<sup>[12]</sup>采用有限元分析 的方法以实验测量转子表面的温度作为边界条件, 数值预测了转子的温度分布,建立了以转子表面温 度为边界条件的预测刷丝温度的理论分析方法。 Chew等<sup>[13]</sup>数值模拟了刷丝顶部区域的流动与换热过 程。Dogu等<sup>[14]</sup>建立了基于整体多孔介质模型的刷式 密封传热模型,并研究了几何结构对刷丝束温度分 布的影响规律。Demiroglu和Tichy<sup>[15]</sup>利用红外线温 度测试仪和热成像照相机测得转子和刷丝束的温度 分布,推导了摩擦热量的计算公式。Ruggiero等<sup>[16,17]</sup> 也采用热成像照相机测得了刷式密封在不同转速下 的温度分布。Pekris等<sup>[18]</sup>将刷丝被当作交错排列的 圆柱体,数值预测了具有理想结构的刷式密封的温 度分布。Pekris等<sup>[19]</sup>对比研究了典型和压力平衡型 刷式密封的封严和传热性能,验证了压力平衡型刷 式密封具有更加优良的性能。

黄晓光等<sup>[20]</sup>对典型篦齿封严的泄漏流动和篦齿 顶板壁面的换热特性进行了实验研究,揭示篦齿封 严内的旋涡流动对换热特性的影响特性。丁水汀 等<sup>[21]</sup>采用多孔介质模型对刷式密封的流动和换热特 性进行了数值研究。曹广州等<sup>[22]</sup>采用实验测量和数 值模拟的方法开展了刷式密封初期使用状态下的封 严性能。刷式密封在初期使用时刷丝束在气动力和 摩擦力的作用下排列方式的改变影响了封严性能。 邱波等<sup>[23,24]</sup>建立了考虑气动力和接触力作用下刷丝 束摩擦传热的数学模型,给出了刷丝束顶端温度和 转子接触表面的温度随转速和压比的变化规律。 Huang等<sup>[25,26]</sup>采用理论分析和实验测量的方法对刷 式密封的摩擦热效应进行了研究,建立了刷式密封 温度测量方法。高庆等<sup>[27]</sup>对涡轮蜂窝密封的封严特 性进行了数值研究。

目前,对刷式密封耦合泄漏流场的传热特性研 究较少,刷丝束在气动力和接触力作用下,与转子表 面的摩擦传热导致温度升高,温度的改变影响刷式 密封的封严性能。因此针对运行工况转速和压比以 及刷式密封后夹板围栏高度对其泄漏和传热性能的 研究需要深化。本文采用三维流场 CFD 模型和接触 力有限元 FEM 模型相耦合的方法,对刷式密封的耦 合泄漏流场的传热特性进行了详细的数值研究,分 析了转速、压比和后夹板围栏高度对刷式密封泄漏 和传热特性的影响机制,为高性能刷式密封的设计 提供参考。

#### 2 数值方法

刷式密封在运行时刷丝束因气动力的存在会发 生变形,产生轴向和径向位移;同时转子与刷丝束也 存在一定的初始干涉量。图1给出了刷式密封的刷 丝束在气动力和干涉量作用下受力弯曲示意图。气 动力和初始干涉量使得刷丝束与转子存在摩擦热效 应,导致刷丝束自由端顶部和转子表面温度急剧升 高。摩擦产生热量的一部分经由转子表面传入转子 内部,另一部分则沿着刷丝束通过导热传入刷丝束 的低温部分,泄漏气流会与高温的刷丝束和转子发 生对流换热;同时,刷丝束与前后夹板、前后夹板与 气流之间也存在换热。



Fig. 1 Bristle pack bend at the aerodynamic force and initial interference

为开展刷式密封耦合流场的摩擦热效应与传热特性研究,首先采用多孔介质模型和能量方程建立刷式密封内流动传热分析的CFD模型。同时采用FEM有限元法建立刷式密封的刷丝束非线性接触模型。以泄漏流动参数作为刷丝束气动力和摩擦热量为中间变量,耦合CFD和FEM模型开展刷式密封泄漏和传热特性分析。图2给出了刷式密封泄漏和传热特性的耦合CFD和FEM的计算流程。



Fig. 2 Flowchart of leakage flow and heat transfer characteristics of brush seal analysis using CFD and FEM

#### 2.1 CFD 模型

泄漏流体在刷式密封的刷丝束之间随机分布的 微小孔隙中渗透流过,类似于多孔介质内的流动。 因此,采用多孔介质模型来模拟刷丝束内的流动是 目前刷式密封泄漏特性分析的可行方法。将刷丝束 处理为多孔介质,实际上就是在动量方程中增加粘 性损失项和惯性损失项,分别代表刷丝束对流体的 粘性阻力和惯性阻力

$$F_i = -\mathbf{A}_i \mu u_i - \frac{1}{2} \mathbf{B}_i \boldsymbol{\rho} | u | u_i \tag{1}$$

式中 $A_i$ 和 $B_i$ 表示刷丝束多孔介质内部的粘性 损失系数矩阵和惯性损失系数矩阵。

沿着刷丝束方向的惯性阻力系数 $b_s$ 为0,沿着刷 丝束方向的粘性阻力系数 $a_s$ 以及垂直于刷丝束方向 的粘性阻力系数 $a_z$ , $a_n$ 和惯性阻力系数 $b_z$ , $b_n$ 与刷 丝直径d和孔隙率 $\varepsilon$ 相关,计算公式如下式<sup>[23]</sup>

$$a_{z} = a_{n} = \frac{66.67(1-\varepsilon)^{2}}{d^{2}\varepsilon^{3}} \qquad a_{s} = 0.4\varepsilon a_{n}$$

$$b_{z} = b_{n} = \frac{2.33(1-\varepsilon)}{d\varepsilon^{3}} \qquad b_{s} = 0$$
(2)

采用局部非热平衡模型,分别建立流体相和固

体相的能量方程来描述多孔介质的换热。其稳 态双能量方程为

$$0 = (1 - \varepsilon) \left\{ \frac{\partial}{\partial s} \left( k_{\rm b} \frac{\partial T_{\rm b}}{\partial s} \right) + \frac{\partial}{\partial n} \left( k_{\rm a} \frac{\partial T_{\rm b}}{\partial n} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k_{\rm c} \frac{\partial T_{\rm b}}{\partial z} \right) \right\} + Q_{\rm bf} \quad (3)$$
$$(\rho c)_{\rm f} V \cdot \nabla T_{\rm f} =$$

$$\left\{\frac{\partial}{\partial s}\left(k_{i}\frac{\partial T_{i}}{\partial s}\right)+\frac{\partial}{\partial n}\left(k_{n}\frac{\partial T_{i}}{\partial n}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(k_{z}\frac{\partial T_{i}}{\partial z}\right)\right\}+Q_{\rm bf}$$
(4)

$$k_{n} = k_{z} = \frac{k_{f}k_{b}}{\varepsilon k_{b} + (1 - \varepsilon)k_{f}}$$
(5)

其中下标 s,n,z 分别表示沿刷丝束方向、垂直刷 丝束方向和转子轴向,T<sub>b</sub>为刷丝温度,T<sub>f</sub>为流体温 度,k<sub>b</sub>为刷丝的导热系数,k<sub>f</sub>为气流的导热系数,Q<sub>bf</sub> 为刷丝束与流体间的对流换热量

#### 2.2 FEM 模型

ε

采用 ANSYS 对刷式密封非线性接触模型进行有限元分析,计算模型如图 3 所示。刷丝与转轴的摩擦为点面接触( $\mu_{br}$ =0.24),末排刷丝与后夹板的摩擦为线面接触( $\mu_{bp}$ =0.28),刷丝之间的摩擦为梁梁平行接触( $\mu_{bb}$ =0.2),刷丝的弹性模量 E=2.0685×10<sup>11</sup> Pa。

### 2.3 转子离心伸长

高转速下,转子半径由于离心力的作用将增大, 使得转子与刷丝之间的干涉量增大而影响摩擦热效 应。本文转子与刷丝初始干涉量0.1mm。为更加准确 地预测摩擦热效应,图4给出了采用 Roark 公式<sup>[28,29]</sup> 计算转子半径伸长量随转速的变化曲线。

$$\Delta R = \sigma \omega^2 / 4g E \cdot (1 - v) \cdot R_s^3 \tag{6}$$

式中 $\Delta R$ 为转子半径径向伸长量,单位mm; $\sigma$ 为质量密度,其值等于 $\rho g(\rho)$ 为转子密度,单位kg/m<sup>3</sup>,g为

当地重力加速度);E为转子弹性模量,单位 Pa; $\omega$ 为转子转速,单位 rad/s;v为泊松比; $R_s$ 为转子半径,单位 cm。



Fig. 3 Contact model of bristle pack for brush seal



Fig. 4 Extension length of shaft with the rotational speeds

## 3 计算模型

计算模型采用文献[3]实验测量的单级刷式密 封结构。图5和图6分别给出了刷式密封刷丝束附 近的计算域和计算网格,在刷丝束上下游各有大约 10倍于刷丝径向高度的延伸段,网格节点数约为67 万。表1给出了刷式密封几何参数及其运行工况。



Fig. 5 Computational domain of brush seal



Fig. 6 Computational grid of brush seal

 
 Table 1 Geometrical parameters and operating condition of brush seal

Geometrical parameters	Value
Rotor radius, $r_1$ /mm	60.88
Bristle free height, $H_2/mm$	10.32
Fence height, $H_1$ /mm	0.8/1.4/2.0/2.3/2.6
Bristle lay angle, $\theta/(^{\circ})$	45
Brush seal outside radius, $r_2$ /mm	75.855
Brush seal axial thickness, $W_1$ /mm	3.85
Bristle pack axial thickness, $W_2/mm$	0.6
Interference, $\Delta r/mm$	0.1
Bristle diameter, d/mm	0.0762
Operating condition	
Rotational speed, n/(kr/min)	0/3/5/8
Pressure ratio, $R_p$	1.5/2.0/3.0/4.0/5.0

采用有限体积法离散控制方程,紊流模型选用 *k-ω* SST 两方程紊流模型(刷丝束内部为层流模型),其中对流项选用二阶迎风格式,扩散项采用中 心差分格式。计算工质为可压缩理想空气,进口给 定总压及总温,出口给定静压,转子面和刷式密封的 前后夹板壁面等所有固体壁面均为无滑移壁面,转 轴壁面的转速根据工况设定。刷丝束与转子的接触 区域给定均匀分布的摩擦热量<sup>[14]</sup>;所有固体与流体 的交界面设置为耦合传热壁面;计算区域边界上的 固体壁面设为绝热壁面。

图 7 给出了数值计算的刷式密封(围栏高度 H<sub>1</sub>=1.4 mm)泄漏量与实验结果<sup>[3]</sup>的比较。可以看出 泄漏量在整个计算压比范围内与实验值符合良好, 验证了数值方法的可靠性。值得说明的是文献[3] 中的实验是静止的,尚未研究带转速工况的密封泄 漏特性和传热特性。



Fig. 7 Comparison of numerical leakage flow rate and experimental data

### 4 结果分析

基于所建立的 CFD 和 FEM 耦合模型的刷式密封 泄漏和传热特性数值方法,分析了转速、压比和后夹 板围栏高度对刷式密封泄漏和传热特性的影响机 制。除围栏高度外,计算模型与文献<sup>[3]</sup>相同。

#### 4.1 转速对泄漏和传热特性的影响

研究表明,刷式密封泄漏量会随着转速升高而 略微降低,转速较高且压比较大时,刷丝束与转轴的 摩擦热会导致刷丝束内流体温度急剧升高,泄漏量 减小。定义泄漏系数 $\varphi_{m} = m \sqrt{T_{in}} / (Dp_{out}), 单位 kg·K<sup>1/2</sup>·$ (s·m·MPa)<sup>-1</sup>。其中*m* $为质量流量,单位 kg/s; <math>T_{in}$  和  $p_{out}$ 分别表示进口温度和出口压力,单位分别为K和 MPa; D 为转子直径,单位为m。

图 8 给出了后夹板围栏高度是 1.4mm 和压比 1.5 时刷式密封泄漏系数随转速的变化曲线,可以看出: 当不考虑刷丝束与转子的摩擦热时,转速升高导致 泄漏系数略微降低。这是由于转速升高导致泄漏气 流在密封中的粘性耗散作用增强,使得泄漏系数随 转速升高略微减小;当考虑摩擦热时,一方面泄漏气 流温度升高,密度减小;另一方面,温度升高导致气 体粘性增大,根据公式(1)可知,刷丝束对气流的阻 力增加。因此刷式密封的泄漏系数随转速升高而显 著减小,转速为 8kr/min 时泄漏量降低到 0 转速时 69%。

图 9 给出了后夹板围栏高度是 1.4mm 和压比 1.5 时刷丝最高温度随转速的变化曲线。由摩擦热关系 式 *Q* = *F*<sub>t</sub>*v* = π*F*<sub>t</sub>*Dn*/60,可以看出当摩擦力一定的情况 下,摩擦热 *Q* 与转速 *n* 呈线性关系。因此当转速升 高时,摩擦热增加,转子和刷丝温度升高。当考虑摩 擦热时,转速升高泄漏系数显著降低,使得泄漏气流 冷却作用减弱,这又会导致转子和刷丝温度升高。 另一方面从图9(绿色虚线只令转子不旋转,仍在刷 丝束与转子接触面区域给定相同的摩擦热)可以看 出,转速的存在,有利于转子面附近的热气流以及上 部泄漏气流的掺混,使得在相同热量时,有转速工况 的刷丝最高温度相比无转速工况的刷丝最高温度略 低(在8kr/min时,由于泄漏量降低较多,使得两者温 度变化不大)。但是这并不能抵消转速升高引起的 摩擦热增加的影响,最终使得刷丝和转子温度升高。



Fig. 8 Leakage flow rate coefficient versus rotational speed



rotational speed

图 10 给出了转速为 3kr/min 和 8kr/min 时刷式密 封(H<sub>1</sub>=1.4 mm, R<sub>p</sub>=1.5)的温度等值线云图和流线。 可以看出:上游泄漏低温气流与刷丝发生强烈的对 流换热,刷丝温度沿径向迅速下降,因此刷丝的高温 区域主要集中在刷丝束与转子接触区域。摩擦热量 在转子内部以导热的方式向周围扩散,等温线近似 呈半圆形分布;转速升高,摩擦热增加,温升更加明 显;转速变化也会引起内部流场的变化,转速升高,离 心作用增强使得刷丝束上游流体沿径向向上流动。



(a) *n*=3kr/min



(b) n=8kr/min



#### 4.2 压比对泄漏和传热特性的影响

图 11 给出了刷丝与转子接触力以及摩擦热随压 比的变化曲线,图 12 则给出了刷丝温度和泄漏系数 随压比变化曲线,可以看出当压比增大时,刷丝束的 最高温度(如图 5 所示围栏高度以下区域中部 P<sub>2</sub>)随 之增大,但增大趋势随压比增大而有所减缓。围栏 高度以下上中下游(P<sub>1</sub>,P<sub>2</sub>,P<sub>3</sub>)刷丝平均温度随压比 增大而减小。原因在于(1)当压比增大时,刷丝所受 径向气动载荷增大,刷丝与转子的接触力增大,摩擦 热增加;(2)压比增大,泄漏量增大,气流能够带走更 多的热量,同时刷丝表面传热系数也因流速增大而 增大,气流对刷丝冷却效果增强,刷丝束平均温度 降低。

图 10(a)和图 13(a),(b)给出了压比 R<sub>p</sub>为 1.5、 2.0和 5.0时密封(n=3kr/min, H<sub>1</sub>=1.4 mm)的温度等值 线云图和流线。图 14给出了不同压比下刷丝束中部 无量纲温度 T 沿径向分布曲线。可以看出:压比变 化对流场形态的影响很小;但压比增大,摩擦热量增 加,靠近转子面的流体和转子内部温度均显著升高, 并且压比增大,温度沿径向降低速度更加加快,这是 由于压比较大时,泄漏量增大,来自上游的泄漏流体 能够有效地冷却后夹板以及刷丝,使得温度降低。 综上可以看出,压比的提高会导致刷式密封局部温 度升高,但会抑制刷式密封中摩擦热量沿径向向刷 丝束上部及转子内部的传递。



Fig. 11 Contact force and frictional heat of brush seal versus pressure ratios



Fig. 12 Bristle pack temperature and leakage coefficient of brush seal versus pressure ratios

## 4.3 围栏高度对泄漏和传热特性的影响

图 15 给出了转速是 3kr/min 和压比是 1.5 时,刷 丝与转子接触力和摩擦热随围栏高度的变化曲线。 图 16则给出了刷丝最高温度和密封泄漏系数随围栏 高度的变化曲线。可以看出随着围栏高度增高,泄 漏系数增加,气流对刷丝气动力增强,刷丝与转子的 摩擦力增大,摩擦热增加,尽管泄漏系数增加能够带 走更多的热量,但不足以使得刷丝最高温度降低。

图 17 给出了围栏高度  $H_1$ =0.8 mm 和  $H_1$ =2.6 mm 时密封(n=3kr/min,  $R_p$ =1.5)的温度等值线云图和流 线。定义无量纲温度  $T'=T/T_{max}$ ,其中 T为刷丝温度或 者转子温度,  $T_{max}$ 为刷丝束中部温度最高值;定义无 量纲距离 r<sup>\*</sup>=r/H<sub>2</sub>,其中 r 为距离转子面的距离, H<sub>2</sub> 为 刷丝自由高度。图 18给出了不同围栏高度下刷丝束 中部无量纲温度 T<sup>\*</sup>沿径向分布曲线。可以看出:相 比 H<sub>1</sub>=0.8 mm 的刷式密封, H<sub>1</sub>=2.6 mm 的刷式密封虽 摩擦热量增加,但流体和后夹板内部温度均显著降 低,并且降低速率随着围栏高度增加而加快。这是 由于围栏高度较高时,泄漏量较大,来自上游的低温 流体能够有效地冷却后夹板以及刷丝,带走摩擦热, 使得温度降低。







Fig. 13 Static temperature contours and streamline of brush seal distribution (n=3kr/min,  $H_1=1.4$  mm)



Fig. 14 Radial temperature distribution at middle of bristle pack at different pressure ratios (n=3kr/min,  $H_1 = 1.4$  mm)



Fig. 15 Contact force and frictional heat of brush seal versus fence height



Fig. 16 Highest temperature of bristle pack and leakage coefficient of brush seal versus fence height











Fig. 18 Radial temperature distribution at middle of bristle pack at different fence heights (n=3kr/min,  $R_{p}=1.5$ )

## 5 结 论

本文主要结论如下:

(1)刷式密封泄漏量随着转速升高而降低;当考 虑摩擦热效应时,气流温度升高导致密度降低,同时 温度升高引起粘性增强,刷丝对气流阻力增大,转速 对泄漏系数的影响增强,转速为8krpm时泄漏量降低 到0转速时的69%。刷丝的最高温度随转速升高而 显著升高。转速的存在有利于冷热气流掺混,使得 刷丝和气流温度降低。

(2)围栏高度增高,刷式密封泄漏系数几乎线性 增大;同时由于气动力增强,刷丝与转子摩擦加剧, 产热增加且泄漏系数增加带来的冷却效果增强并不 能抵消掉摩擦热的增加,导致刷丝最高温度随之增 大,但流体和后夹板内部温度均显著降低,并且降低 速率随着围栏高度增加而加快。

(3)刷丝的最高温度随压比增大而增大,但增加 幅度减缓;围栏高度以下区域的刷丝平均温度随压 比增大而降低。压比增大,转子和刷丝温度沿径向 降低速度加快。

(4)本文研究了围栏高度、压比、转速对刷式密封泄漏和传热特性的影响规律。事实上,刷丝直径 d、倾斜角θ等结构参数,进口温度等运行参数对刷 式密封泄漏和传热特性均有影响,后期将对其它结构和运行参数展开研究总结,为刷式密封设计提供 更加详细的参考。

## 参考文献:

[1] 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.

- [2] Dinc S, Demiroglu M, Turnquist N, et al. Fundamental Design Issues of Brush Seals for Industrial Applications
   [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2002, 124(2): 293-300.
- [3] 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.
- [4] Chew J W, Lapworth B L, Millener P J. Mathematical Modeling of Brush Seals [J]. Int. J. Heat Fluid Flow, 1995, 16(6): 493-500.
- [5] Chew J W, Hogg S I. Porosity Modeling of Brush Seals
   [J]. ASME Journal of Tribology, 1997, 119: 769-775.
- [6] 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: 136-144.
- [7] Dogu Y, Aksit M F. Effects of Geometry on Brush Seal Pressure and Flow Fields, Part I: Front Plate Configurations[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2006, 128 (1): 367-378.
- [8] Dogu Y, Aksit M F. Effects of Geometry on Brush Seal Pressure and Flow Fields, Part II: Backing Plate and Configurations [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2006, 128(1): 379-389.
- [9] Dogu Y, Akist M F, Demiroglu M, et al. Evaluation of Flow Behavior for Clearance Brush Seals [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130: 1-9.
- [10] Pugachev A O, Helm P. Calibration of Porous Medium Models for Brush Seals[J]. Proc. IMechE J. Power and Energy, 2009, 223: 83-91.
- [11] Hendricks R C, Schlumberger S, Braun M J, et al. A Bulk Flow Model of a Brush Seal System [R]. ASME 91-GT-325
- [12] Owen A K, Jones T V, Guo S M, et al. An Experimental and Theoretical Study of Brush Seal and Shaft Thermal Interaction[R]. ASME GT 2003-38276.
- [13] Chew J W, Guardino C. Simulation of Flow and Heat Transfer in the Tip Region of a Brush Seal[J]. Int. J. Heat Fluid Flow, 2004, 25(4): 649-658.
- [14] Dogu Y, Aksit M F. Brush Seal Temperature Distribution Analysis[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(3): 599-609.
- [15] Demiroglu M, Tichy J A. An Investigation of Heat Generation Characteristics of Brush Seals [R]. ASME GT 2007-28043.
- [16] Ruggiero E J, Alleny J, Demiroglu M, et al. Heat Generation Characteristics of a Kevlar Fiber Brush Seal[R].

AIAA 2007-5738.

- [17] Ruggiero E J, Allen J, Lusted R M. Heat Generation Characteristics of a Carbon Fiber Brush Seal[R]. AIAA 2008-4508.
- Pekris M J, Franceschini G, Gillespie D R H. Effect of Geometric Changes in an Idealised Contacting Brush Seal Bristle Pack on Typical Key Performance Measures
   [R]. ASME GT 2011-46492.
- 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): 1-11.
- [20] 黄晓光,吴丁毅. 直通式封严篦齿内部流动和换热的 实验研究[J]. 推进技术, 1999, 20(5): 80-85.
  (HUANG Xiao-guang, WU Ding-yi. Design of Experiment Platform and Investigation of Flow Field and Heat Transfer in Straight Labyrinth Seal[J]. Journal of Propulsion Technology, 1999, 20(5): 80-85.)
- [21] 丁水汀,陶 智,徐国强. 刷式封严流动和换热的数 值模拟[J]. 推进技术, 1999, 20(1): 65-67. (DING Shui-ting, TAO Zhi, XU Guo-qiang. Numerical Simulation on Fluid Flow and Heat Transfer of a Brush Seal Configuration [J]. Journal of Propulsion Technology, 1999, 20(1): 65-67.)
- [22] 曹广州,吉洪湖,纪国剑. 刷式封严初期使用特性的 实验和数值研究[J]. 推进技术,2010,31(4):478-489. (CAO Guang-zhou, JI Hong-hu, JI Guo-jian. Experimental and Numerical Study on the Leakage Characteristics of Brush Seals at the Early Stage of Operating

[J]. Journal of Propulsion Technology, 2010, 31(4):478-489.)

- [23] Qiu B, Li J. Numerical Investigations on the Heat Transfer Behavior of Brush Seals Using Combined Computational Fluid Dynamics and Finite Element Method
  [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 2013, 135(12): 1-10.
- [24] 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.
- [25] Huang S, Suo S, Li Y, et al. Experimental Investigation on Fiber Thermocouples Used in Brush Seals for Temperature Measurements [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136(9): 1-6.
- [26] 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): 1-12.
- [27] 高 庆,李 军. 涡轮蜂窝面径向轮缘密封封严性能的数值研究[J]. 推进技术, 2016, 37(5): 937-944.
  (GAO Qing, LI Jun. Numerical Investigations on Sealing Performance of Turbine Honeycomb Radial Rim Seal
  [J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(5): 937-944.)
- [28] Young W C. Roark's Formalas for Stress and Strain [M]. New York: McGraw-Hill, 1989.
- [29] 李志刚. 袋型阻尼密封泄漏特性和转子动力学特性的研究[D]. 西安:西安交通大学, 2013.

(编辑:史亚红)