

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

邱波, 李军

(西安交通大学 能源与动力工程学院, 西安 710049)

摘 要: 建立了刷式密封流动传热与摩擦接触的多物理场耦合分析的计算模型, 推导了描述刷式密封在局部非热平衡条件下耦合传热过程的双能量方程, 该方程既考虑了刷丝与气流的对流换热, 同时也考虑了刷丝束内导热过程各向异性。采用所建立的耦合计算模型数值预测了刷式密封在不同压比和转速下的温度分布。结果表明: 刷式密封的摩擦热效应使刷丝与转子相接触的附近区域形成局部高温, 刷丝的高温区域主要集中在围栏高度以下; 泄漏气流与刷丝间强烈的对流换热使刷丝的温度分布和气流温度分布非常相近; 刷丝的最高温度随压比增大而升高, 但围栏高度以下区域的平均温度随压比增大而降低; 刷丝的最高温度和围栏高度以下区域的平均温度均随转速升高而升高; 摩擦热效应引起的泄漏气流的温升效应使刷式密封泄漏量随转速升高而减小。

关 键 词: 刷式密封; 摩擦热效应; 多孔介质; 局部非热平衡; 耦合传热

中图分类号: V233.5

文献标志码: A

Conjugate heat transfer characteristics of brush seal based on local thermal non-equilibrium porous medium approach

QIU Bo, LI Jun

(School of Energy and Power Engineering,
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Computational model was developed for multi-physics coupling simulation of the flowing, heat transfer, frictional contact of the brush seal. A dual-energy equation was proposed to describe the conjugate heat transfer in the brush seal under local thermal non-equilibrium condition. Both the heat convection between the bristle and airflow and the anisotropy of heat conduction in the bristle pack were considered in the dual-energy equation. The temperature distributions of brush seal were numerically predicted using the developed computational model at various pressure ratios and rotational speeds. Results show that a local high temperature region is formed around the bristle-rotor contact area due to frictional heat effect of brush seal. The high temperature region of bristles is mainly located under fence height. The temperature distribution of airflow is similar to that of bristles due to strong heat convection between leakage airflow and bristles. The maximum temperature of bristles increases with the increasing pressure ratio. The average temperature under fence height region of bristles decreases with the increasing pressure ratio. The maximum temperature and average temperature under fence height region of bristles increase with the increasing rotational speed. The temperature rise effect of leakage airflow arising from frictional heat effect makes the leakage rate of brush seal decrease with the increasing rotational speed.

收稿日期: 2013-12-15

基金项目: 国家自然科学基金(50976083)

作者简介: 邱波(1987—), 男, 新疆哈密人, 博士生, 主要从事叶轮机械密封的研究。

Key words: brush seal; frictional heat effect; porous medium;
local thermal non-equilibrium; conjugate heat transfer

现代透平机械对密封装置的性能要求不断提高,传统迷宫密封由于固有间隙的存在而逐渐表现出局限性^[1]. 刷式密封是具有优良密封性能的接触式动密封. 如图1所示,刷丝束是由柔软而纤细的刷丝层叠构成,并沿着转子旋转方向呈一定角度排列,这使刷式密封在转子发生偏心运行时仍能保持良好的密封性能. 但同时刷式密封在运行时刷丝与转子产生高速摩擦,滑动速度可达300 m/s. 刷丝不断地磨损并伴随产生大量的热,刷丝自由端的温度急剧升高,温度甚至可能接近刷丝材料的熔点,这将影响刷丝的机械性能,加快刷丝的磨损速度. 刷式密封的摩擦热效应严重影响其运行寿命和封严性能.

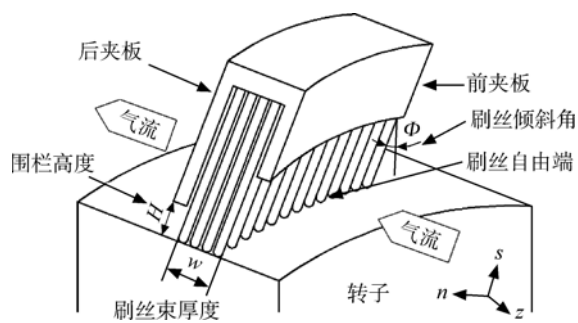


图1 刷式密封示意图

Fig. 1 Sketch of brush seal

国内外学者在刷式密封流动与传热方面做了很多有意义的工作. Owen等^[2]采用理论分析方法以转子表面温度为边界条件预测了刷丝的温度分布. Chew和Guardino^[3]数值模拟了刷丝顶部区域的流动与换热过程. Demiroglu等^[4]利用红外线温度测试仪和热成像照相机测得刷式密封在运行时转子和刷丝束的温度分布. Dogu和Aksit^[5]采用多孔介质方法数值预测了刷式密封的温度分布. Pekris等^[6]把刷丝简化为交错排列的圆柱体,数值预测了理想刷式密封的温度分布.

国内丁水汀等^[7]、黄学民等^[8]、曹广州等^[9]采用多孔介质方法对刷式密封的泄漏流动特性及影响因素展开数值研究. 李理科等^[10]采用多孔介质方法以摩擦热为热源建立了刷式密封传热的CFD模型,数值预测了刷式密封的温度分布. 刷式密封的摩擦热效应与传热过程非常复杂,包含固体的摩擦与变形、流体的泄漏流动与换热、固体与流体间耦合换热和相互作用等问题. 邱波

等^[11-14]采用计算流体动力学和有限元分析的方法,数值研究了刷式密封的摩擦、传热和变形特性. 但目前计算刷式密封传热采用的多孔介质模型都是在局部热平衡的假设下建立的,即假设在刷丝束多孔介质区域内刷丝与气流的温度相同. 实际上刷丝与气流是存在温差的,计算时需要考虑刷丝与气流间的对流换热. 因此,需要采用局部非热平衡(双能量方程)的多孔介质模型对刷式密封内的耦合传热进行进一步的深入研究,此外,计算中还需考虑刷丝束各向异性的导热系数.

1 数值方法

1.1 刷丝束多孔介质的控制方程

刷式密封在运行时刷丝与转子剧烈摩擦并伴随产生大量的热. 刷丝顶部和转子表面的温度急剧升高,摩擦热从接触区域向低温的转子和刷丝传导. 同时通过刷丝束的泄漏气流也会与高温的刷丝和转子发生对流换热. 同时还存在刷丝与前后夹板间的换热、前后夹板与气流的换热^[11].

刷式密封的刷丝束是由排列紧密的纤细刷丝层叠构成. 气流只能通过刷丝间随机分布的微小空隙泄漏通过. 目前模拟刷丝结构的流动与换热比较有效的方法是把刷丝束简化为多孔介质,在动量方程中增加黏性损失项和惯性损失项,分别代表刷丝对流体的黏性阻力和惯性阻力^[1].

$$\frac{\partial(\quad)}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} + F_i \quad (1)$$

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

式(1)为动量方程, F_i 代表刷丝束对流体的附加阻力源项;式(2)中 A_i 和 B_i 表示刷丝束多孔介质内部的黏性损失系数和惯性阻力系数.

多孔介质内部传热过程可分为两种情况:当多孔介质内部没有流动或缓慢流动,流体与固体之间温差较小,或者流动很剧烈,流体与固体之间没有温差,一般把多孔介质的流体相和固体相按整体处理,运用局部热平衡模型和等效导热系数来描述多孔介质的换热. 另一种是多孔介质内流动强烈,流体与固体之间存在一定温差,需要考虑强制对流换热,这时就要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^[15]. 在平均容积法的基础上,对固体相

建立能量平衡关系式

$$(1-\epsilon)(\rho c)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1-\epsilon) \nabla \cdot (\kappa_s \nabla T_s) + Q_{sf} \quad (3)$$

同理,对流体相有

$$\epsilon(\rho c)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho c)_f V \cdot \nabla T_f = \epsilon \nabla \cdot (\kappa_f \nabla T_f) + Q_{fs} \quad (4)$$

式中下标 s 和 f 分别表示固相和流体相; c 为比热容; κ 为导热系数; Q_{sf} 为固体与流体间对流换热量; ϵ 为孔隙率。

$$Q_{sf} = -Q_{fs} = h_{fs} A_{fs} (T_s - T_f) \quad (5)$$

式中 h_{fs} 为固相与流体相的表面传热系数; A_{fs} 为固相的比表面积。对于圆柱体形的刷丝,则有^[15]

$$A_{fs} = (1 - \frac{\pi}{4}) \frac{\pi}{(\pi^2/4)} = 4(1 - \frac{\pi}{4}) \quad (6)$$

式中 d 为刷丝直径; l 为刷丝长度。由于刷丝束多孔介质中具有不同的物质相,其导热系数被表达为表观导热系数。刷丝束内相邻的刷丝几乎是平行排列的,如果热流传递方向平行于刷丝方向,那么通过刷丝的导热和通过流体的导热同时发生,则有效导热系数为^[15]

$$\kappa_{eff} = \kappa_f + (1 - \epsilon) \kappa_s \quad (7)$$

式中 κ_{eff} 为有效导热系数; κ_s 为刷丝的导热系数, κ_f 为气流的导热系数。如果热流方向与刷丝方向垂直,刷丝和流体就可以看成两个串联的热阻,则有效导热系数为^[15]

$$\frac{1}{\kappa_{eff}} = \frac{1}{\kappa_f} + \frac{1 - \epsilon}{\kappa_s} \quad (8)$$

在刷式密封的传热计算中,由于摩擦热效应,刷丝与泄漏气流会发生强烈的对流换热,因此,在多孔介质局部非平衡的方法的基础上,描述刷式密封传热的稳态的双能量方程可以写为

$$(1-\epsilon)(\rho c)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = (1-\epsilon) \left[\frac{\partial}{\partial m} \left(\kappa'_m \frac{\partial T_s}{\partial m} \right) + \frac{\partial}{\partial n} \left(\kappa'_n \frac{\partial T_s}{\partial n} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\kappa'_z \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) \right] + h_{fs} A_{fs} (T_s - T_f) \quad (9)$$

$$\epsilon(\rho c)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho c)_f V \cdot \nabla T_f = \epsilon \left[\frac{\partial}{\partial m} \left(\kappa''_m \frac{\partial T_f}{\partial m} \right) + \frac{\partial}{\partial n} \left(\kappa''_n \frac{\partial T_f}{\partial n} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\kappa''_z \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) \right] + h_{fs} A_{fs} (T_f - T_s) \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \kappa'_m &= \kappa_s & \kappa''_m &= \kappa_f \\ \kappa'_n &= \kappa''_n = \kappa'_z = \kappa''_z = \frac{\kappa_f \kappa_s}{\epsilon \kappa_s + (1-\epsilon) \kappa_f} \end{aligned} \quad (11)$$

式中 m 表示沿刷丝方向; n 表示垂直于刷丝方

向; z 表示转子轴向。

1.2 刷丝束多孔介质的孔隙率和阻力系数

孔隙率是指刷丝束多孔介质内的微小空隙的体积与刷丝束总体积的比值。它是影响刷丝束内流体传输性能的重要参数。根据刷丝束的几何结构可知,刷丝束在靠近转子面近端的排列比远端更加紧密,孔隙率会随着刷式密封的径向高度增大而增大,刷丝束的阻力系数也会随着孔隙率的增大而减小。根据刷丝束的几何结构得出孔隙率随刷式密封径向高度的变化关系

$$\epsilon = \frac{1 - d^2 N \pi D}{8 r \omega \sin \Phi} \quad (12)$$

式中 N 为刷丝排列密度; ω 为刷丝束厚度; Φ 为刷丝倾斜角; D 为密封直径; r 为密封的径向高度。由于流体刷丝束内部的泄漏流动与流体渗透通过填充床的流动相似,采用 Eugrn 方程^[16]可以推导出刷丝束多孔介质区域的阻力系数^[11]。

$$\begin{aligned} &= \frac{66.67(1 - \epsilon)^2}{2.3} \\ &= 0.4 \\ &= \frac{2.33(1 - \epsilon)}{3} \\ &= 0 \end{aligned} \quad (13)$$

式中 λ 和 λ' 为垂直于刷丝方向的黏性阻力系数; λ'' 和 λ''' 为垂直于刷丝方向的惯性阻力系数; λ_1 和 λ_2 分别为沿刷丝方向的黏性阻力系数和惯性阻力系数。

1.3 刷丝与气流的表面传热系数

运用局部非平衡模型计算刷式密封的传热特性时,需要确定刷丝与气流的表面传热系数。目前鲜有文献报道有关刷丝的表面传热系数的实验研究。考虑到气流泄漏通过刷丝束的流动与流体横掠叉排管束的流动类似,如图 2 所示,图中 δ 为刷丝之间的平均间隙。刷丝的表面传热系数 h'_{fs} 可以用以下实验关联式来确定^[17]:

$$Nu_d = \frac{h'_{fs} d}{\kappa_f} = C_2 C_1 Re_{d,max}^{0.4} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} \quad (14)$$

$$Re_{d,max} = \frac{\rho V_{max} d}{\eta} \quad (15)$$

式中 η 为动力黏度; C_1 是根据雷诺数和排列方式选取的修正系数; C_2 为管排修正系数; 普朗特数 Pr 根据管束进出口流体平均温度来确定; Pr_s 是根据管束平均壁温所确定; 雷诺数 $Re_{d,max}$ 是根据管束中最小截面处的最大流速所确定。

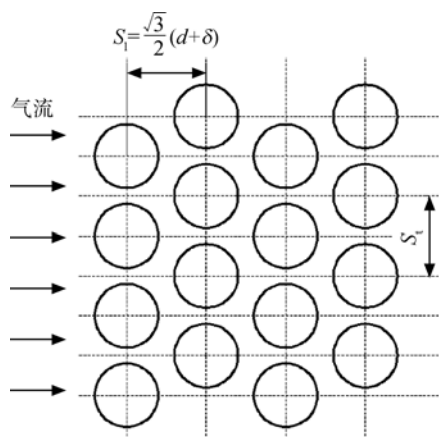


图2 刷丝排列示意图

Fig. 2 Sketch of bristle layout

通过刷丝束的泄漏量和刷丝束围栏高度的通流面积可以计算出气流通过刷丝束的平均速度, 则有^[5]

$$\bar{V} = \frac{q}{\pi[(d/2 + \delta)^2 - (d/2)^2]} \quad (16)$$

$$q_{\max} = \frac{q}{t} \quad (17)$$

式中 q 为通过刷丝束的泄漏量; t 表示刷丝束围栏高度。

1.4 摩擦产生的热量

在数值模拟刷式密封的传热过程时, 将刷丝束与转子摩擦热看成位于刷丝束与转子交界面上的环形热源。摩擦产生的热量为

$$q_h = F_f \cdot v = F_n \cdot \mu \cdot v \quad (18)$$

式中 F_f 是刷丝束与转子的摩擦力; v 是刷丝束与转子的相对滑动速度; μ 是摩擦因数; F_n 是刷丝束与转轴的法向接触力。

1.5 刷丝与转子的摩擦力

本文采用有限元方法(finite element method, FEM)建立了多排刷丝和转子面以及后夹板的非线性接触模型。根据刷丝内部接触的特性将刷丝与转轴的摩擦处理为点面接触, 末排刷丝与后夹板的摩擦处理为线面接触, 刷丝之间的摩擦处理为梁梁平行接触。在接触过程中必须满足不穿透的接触协调条件, 为使接触面不发生相互穿透, 接触处会产生法向接触力。法向接触力可以接触穿透控制在可接受的数值水平, 法向接触力满足

$$F_n = \begin{cases} 0 & u_n > 0 \\ K_n u_n & u_n \leq 0 \end{cases} \quad (19)$$

式中 K_n 为法向接触刚度; u_n 为接触间隙。由于存

在摩擦作用, 在接触处还存在平行于接触面的切向摩擦力, 根据接触状态的不同, 摩擦力可取不同的数值

$$F_t = \begin{cases} K_t u_t & |F_t| - \mu F_n < 0 \\ \mu K_n u_n & |F_t| - \mu F_n = 0 \end{cases} \quad (20)$$

有关计算设置和参数在文献[13]中有详细介绍。计算刷丝与转子的摩擦力时需要考虑流体对刷丝的作用力。气动力实际上就等于刷丝对泄漏气流的流动阻力, 可以从刷式密封的泄漏特性的CFD计算中获得。将流体对刷丝的气动力作为中间变量, 使刷式密封的CFD模型和FEM模型相互迭代获得刷丝束的摩擦力, 进而得到刷式密封摩擦产生的热量。图3给出了本文模拟刷式密封换热的计算流程。

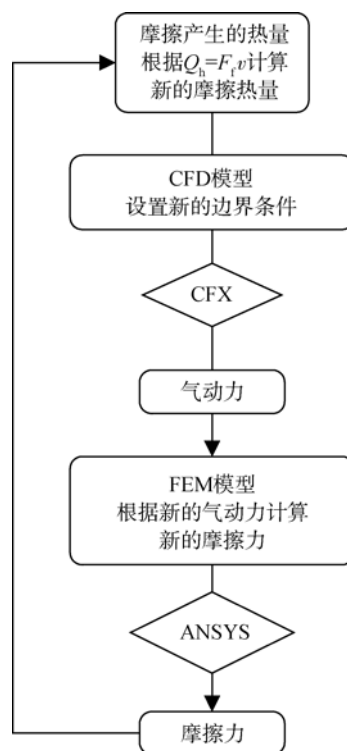


图3 计算流程

Fig. 3 Computational procedure

2 计算模型及边界设置

本文选取文献[18]的密封结构作为研究对象。图4给出了模拟刷式密封传热的计算区域, 包括周向截面内的刷丝束、前后夹板和转子的固体区域和流体区域。由于刷式密封的结构和流动在周向呈周期性, 因此可以取一部分弧段作为研究对象。弧段的两侧采用旋转周期性边界。采用商用软件 ANSYS-CFX 对刷式密封进行传热计算。工

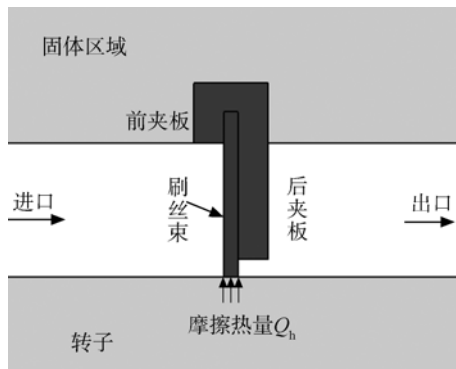


图4 刷式密封计算区域

Fig. 4 Computational domain of brush seal

质为理想空气;进口给定总压总温;出口给定静压;转子给定转速;转子与刷丝束接触区域给定摩擦热量;转子面和前后夹板壁面等所有固体与流体的交界面设置为耦合传热壁面。刷丝束以外的流体区域选用 SST(shear stress transport)湍流模型。由于刷丝束内部的流速较低,雷诺数也相对较低,刷丝束多孔介质区域采用层流模型,在刷丝束多孔介质区域求解局部非热平衡条件下的双能量方程。

刷式密封刷丝材料选用 Haynes 25,比热容为 $385 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,它的导热系数随温度变化表达式为^[5]

$$b = 3.337 + 0.02004 \quad (21)$$

转子材料为 CrMoV 钢,比热容为 $463 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,它的导热系数随温度变化的表达式为^[11]

$$r = 13.107 - 0.00684 \quad (22)$$

前后夹板材料选为 AISI304 钢,比热容为 $505 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,它的导热系数随温度变化表达式为^[5]

$$\kappa_p = 9.58 + 0.015 T \quad (23)$$

3 网格无关性及阻力系数验证

采用 ANSYS ICEM CFD 生成刷式密封的多块结构化网格,网格沿周向弧度为 1° ,如图 5 所示。表 1 列出了 3 种不同网格数得到的刷式密封的泄漏量和刷丝最高温度。计算的压比 R_p 为 2,转速为 $9000 \text{ r}/\text{min}$ 。对于本文刷式密封的传热计算,当网格数达到 47 万时基本可以获得网格无关解。

刷式密封刷丝束的阻力系数是通过经验公式推导得出,需要用实验数据进行校准。从式(13)中可以看出,刷丝束的阻力系数是由孔隙率所决定



图5 刷式密封计算网格

Fig. 5 Computational grid of brush seal

表1 不同网格数的计算结果

Table 1 Computational result of different grid numbers

网格数/万	泄漏量/(kg/s)	刷丝最高温度/K
28	0.00373	567.028
47	0.00350	571.816
64	0.00349	571.891

的。而孔隙率主要由刷丝束厚度所决定。如图 2 所示刷丝的排列布置,刷丝束厚度为

$$= + \frac{3}{2} (+) (\text{row} - 1) \quad (24)$$

$$\text{row} = / \sin \quad (25)$$

式中 row 为刷丝束沿转子轴向的排数。因此在校准刷式密封的阻力系数时,只需要改变 row ,使得刷式密封的泄漏量和无量纲化的压力 row 分布与实验值相吻合。通过计算得出文献[18]刷式密封 $\delta = d/13$ 。图 6~图 8 给出本文计算的刷式密封的泄漏量和压力分布与文献[18]实验值的比较。计算

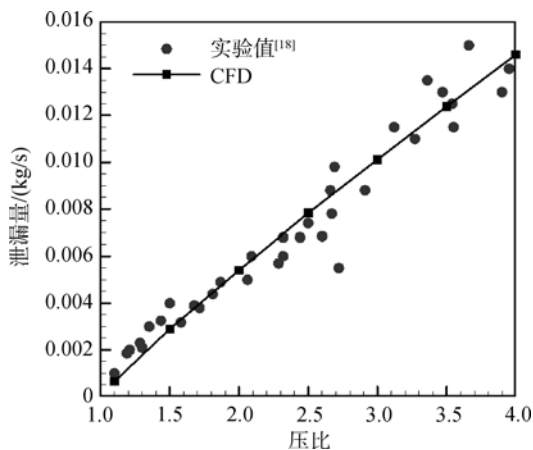


图6 刷式密封的泄漏量

Fig. 6 Leakage rate of brush seal

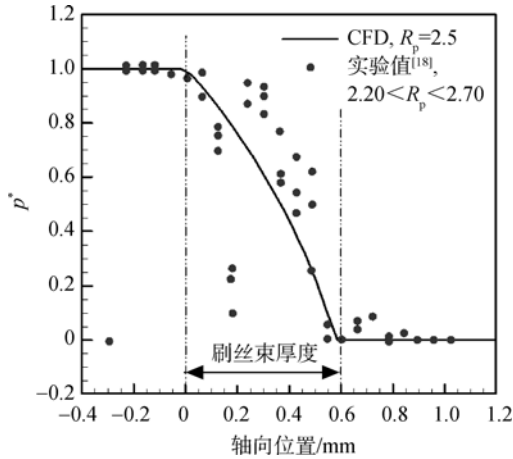


图7 沿转子面轴向压力分布

Fig. 7 Axial pressure distribution along rotor surface

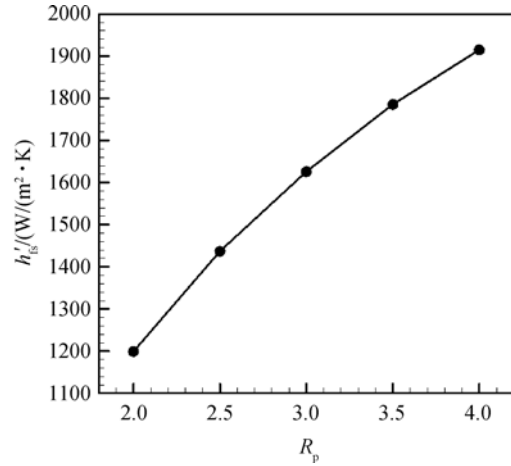


图9 刷丝的表面传热系数

Fig. 9 Surface heat transfer coefficient of bristles

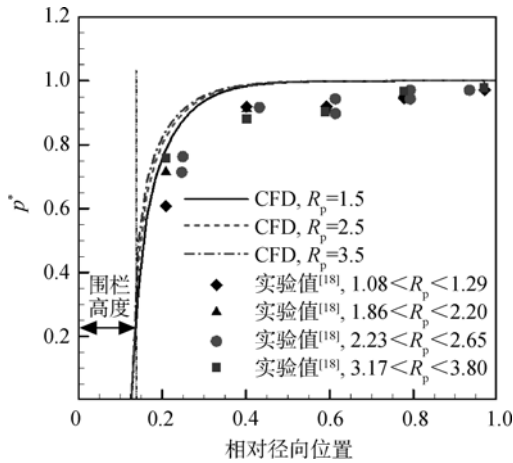


图8 沿后夹板径向压力分布

Fig. 8 Radial pressure distribution along baking plate

结果与实验值吻合良好,因此本文采用的数值方法的有效性得到了验证。

4 结果与讨论

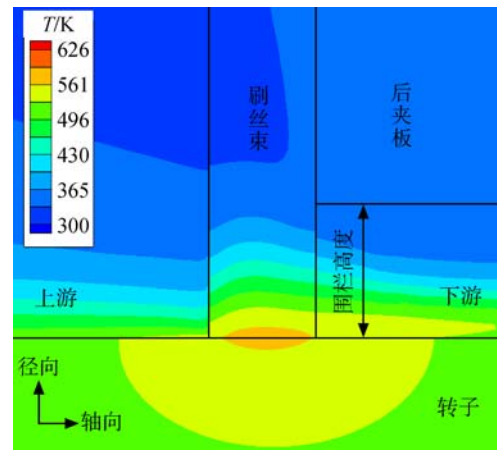
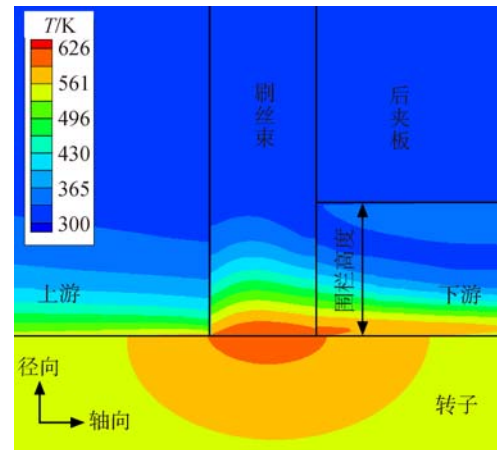
基于所建立的多孔介质局部非热平衡方法的刷式密封传热特性数值模型,预测了不同压比和转速下刷式密封的温度分布.计算时刷式密封沿转子轴向的刷丝排数为11, $\delta = d/13$,其余几何尺寸与文献[18]中相同。

4.1 刷丝与气流的表面传热系数

图9给出了不同压比下刷丝的表面传热系数 h'_{fs} .刷丝的表面传热系数随压比 R_p 增大而不断增大.这主要是由于压比增大使通过刷丝束的泄漏量增大,泄漏气流在孔隙中的流速增大,气流与刷丝的对流换热增强。

4.2 刷式密封的温度云图及流线分布

图10和图11给出了转速为9000 r/min、压

图10 温度云图($R_p = 2$)Fig. 10 Temperature contour ($R_p = 2$)图11 温度云图($R_p = 3$)Fig. 11 Temperature contour ($R_p = 3$)

比分别为 2, 3 时刷式密封的温度 T 分布, 图中刷丝束区域的温度为刷丝的固体温度. 刷丝与转子摩擦使刷丝自由端顶部和转子表面附近区域的温度急剧升高. 摩擦热量沿径向以导热的方式向刷丝的低温部分传递. 同时上游气流渗透通过刷丝束并在围栏高度以下区域进行膨胀加速, 泄漏气流与刷丝发生强烈的对流换热, 这使位于围栏高度以下区域的刷丝温度沿径向呈指数迅速下降. 刷丝的高温区域主要集中在围栏高度以下. 摩擦热量在转子内部以导热的方式向周围扩散, 温度近似呈半椭圆形分布. 气流与刷丝和转子面发生对流换热, 温度升高明显. 刷丝与后夹板温度非常接近, 这是由它们之间的导热作用所致. 此外, 泄

漏气流与后夹板间也发生对流换热, 温度非常接近.

图 12 给出了转速为 9000 r/min、压比为 3 时刷丝束围栏高度附近区域的压力 p 、流线和温度分布. 泄漏气流先是沿转子轴向渗透进入刷丝束, 随后发生偏转从围栏高度以下泄漏进入刷丝束下游. 由于气流和刷丝间强烈的对流换热, 刷丝的温度分布和气流的温度分布非常相近. 渗透进入刷丝束的气流受到上游端前排刷丝的加热, 温度升高, 对流冷却作用减弱. 因此, 在相同的径向高度下, 刷丝束中部的刷丝温度略高于前排刷丝的温度. 而后排刷丝会受到径向低温气流的冷却作用, 后排刷丝的温度也略低于中部刷丝的温度.

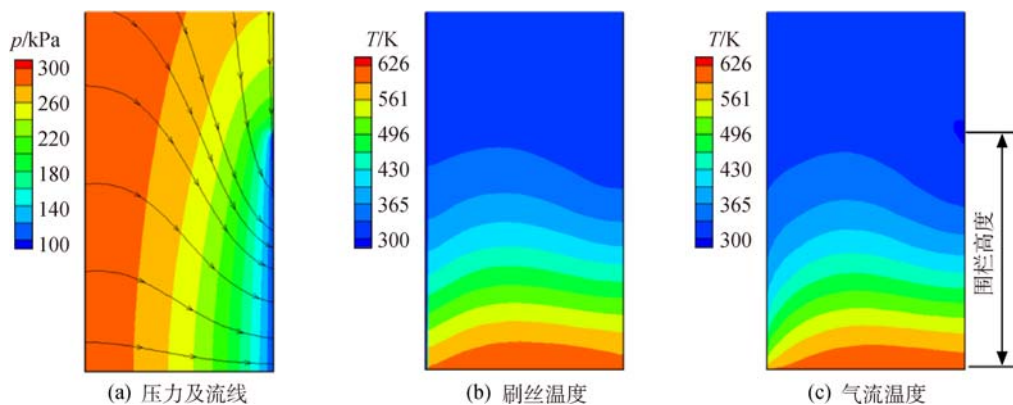


图 12 围栏高度附近压力、流线及温度分布 ($p=3$)

Fig. 12 Pressure, streamline and temperature distributions around fence height region ($p=3$)

4.3 刷丝最高温度和平均温度

在刷丝与转子高速摩擦时, 刷丝顶端的最高温度甚至有可能达到刷丝材料的熔点, 因此刷丝的最高温度是关系到刷式密封稳定运行的一个重要参数. 此外, 刷丝的高温区域主要集中在围栏高度以下, 因此以围栏高度以下区域的刷丝平均温度作为评估摩擦热效应的一个指标. 图 13 给出了转速为 9000 r/min 时刷式密封在不同压比下的刷丝最高温度和围栏高度以下区域的平均温度. 刷丝的最高温度随压比增大而升高. 但围栏高度以下区域的平均温度随压比增大而减小. 这主要是由两方面的原因造成的. 压比增大时, 刷丝承受的气动载荷增大导致刷丝与转子的接触力增大, 从而刷丝与转子的摩擦产生的热量增加. 另一方面, 压比增大时, 泄漏量增加, 同时泄漏气流速度增大, 刷丝的表面传热系数增大, 泄漏气流对刷丝的冷却能力增强. 泄漏气流冷却能力的增强可以使围栏高度以下区域的刷丝平均温度降低, 但在刷

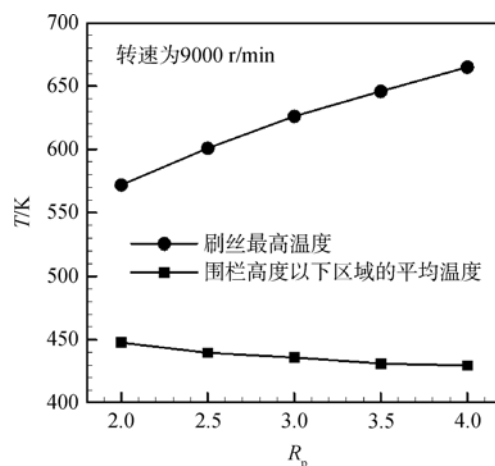


图 13 最高温度和围栏高度以下区域平均温度随压比的变化

Fig. 13 Maximum temperature and average temperature under fence height region versus pressure ratio

丝顶端附近还会形成局部高温, 刷丝的最高温度升高, 这也可以从图 10 和图 11 中观察到。

图 14 给出了压比为 3 时刷式密封在不同转速下的刷丝最高温度、围栏高度以下区域的平均温度和泄漏量。刷丝的最高温度和围栏高度以下区域的平均温度均随转速升高而增大, 这是由于转速升高使刷丝与转子摩擦产生的热量增加而造成的。此外, 随着转速升高, 刷式密封的泄漏量明显降低, 这主要是由于摩擦热效应使通过刷式密封的泄漏气流温度升高, 出口气流的密度减小, 质量流量降低。另一方面, 转速升高使得气流在密封中的黏性耗散效应增强, 也会使刷式密封的泄漏量减少。但由摩擦热效应引起的刷式密封内泄漏气流的温升效应是泄漏量减小的主要原因。

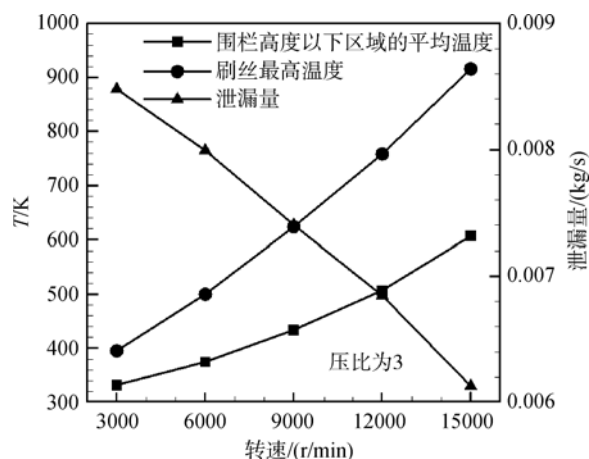


图 14 最高温度、围栏高度以下区域平均温度和泄漏量随转速的变化

Fig. 14 Maximum temperature, average temperature under fence height region and leakage rate versus rotational speed

5 结 论

本文根据局部非热平衡的多孔介质模型推导得出了适用于描述刷式密封传热的双能量方程。采用计算流体动力学和有限元分析相结合的方法建立了模拟刷式密封耦合传热的数值模型, 并预测了不同压比和转速下刷式密封的温度分布。计算时考虑了刷丝束各向异性的导热系数, 以及孔隙率随密封半径的变化特性。得到如下结论:

1) 由于刷式密封的摩擦热效应, 刷丝与转子相接触的附近区域会形成局部高温, 刷丝的高温区域主要集中在围栏高度以下。由于泄漏气流与刷丝间强烈的对流换热, 刷丝的温度分布和气流

的温度分布非常相近。

2) 刷丝表面传热系数随压比增大而增大, 刷丝的最高温度随压比增大而升高, 但围栏高度以下区域的平均温度随压比增大而降低。

3) 刷丝的最高温度和围栏高度以下区域的平均温度随转速升高而升高。摩擦热效应引起的泄漏气流的温升效应, 使刷式密封的泄漏量随转速升高而减小。

参考文献:

- [1] LI Jun, QIU Bo, FENG Zhenping. Experimental and numerical investigations on the leakage flow characteristics of the labyrinth brush seal[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(10): 102509. 1-102509. 9.
- [2] 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 Paper GT-2003-38276, 2003.
- [3] Chew J W, Guardino C. Simulation of flow and heat transfer in the tip region of a brush seal[J]. International Journal of Heat Fluid Flow, 2004, 25(4): 649-658.
- [4] Demiroglu M, Tichy J A. An investigation of heat generation characteristics of brush seals [R]. ASME Paper GT2007-28043, 2007.
- [5] Dogu Y, Aksit M F. Brush seal temperature distribution analysis[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(3): 599-609.
- [6] 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 Paper GT2011-46492, 2011.
- [7] 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 Shuiting, TAO Zhi, XU Guoqiang. Numerical simulation on fluid flow and heat transfer of a brush seal configuration[J]. Journal of Propulsion Technology, 1999, 20(1): 65-67. (in Chinese)
- [8] 黄学民, 史伟, 王洪铭. 刷式密封中泄漏流动的多孔介质数值模型[J]. 航空动力学报, 2000, 15(1): 55-58.
HUANG Xuemin, SHI Wei, WANG Hongming. Porous medium leakage flow model of brush seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(1): 55-58. (in Chinese)
- [9] 曹广州, 吉洪湖, 袁艳平. 模拟刷式封严泄漏流动的多孔介质模型[J]. 航空动力学报, 2008, 23(3): 443-447.
CAO Guangzhou, JI Honghu, YUAN Yanping. A porous medium model for simulating leakage flows through brush seals[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(3): 443-447. (in Chinese)
- [10] 李理科, 王之栋, 宋飞, 等. 刷式密封温度场数值研究[J]. 航空动力学报, 2010, 25(5): 1018-1024.
LI Like, WANG Zhili, SONG Fei, et al. Numerical investigation of temperature field in brush seals[J]. Journal of

- Aerospace Power, 2010, 25(5): 1018-1024. (in Chinese)
- [11] 邱波, 李军. 刷式密封传热特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(9): 94-100.
- QIU Bo, LI Jun. Investigation on the heat transfer characteristics of brush seals[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 45(9): 94-100. (in Chinese)
- [12] 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. (in Chinese)
- [13] 邱波, 李军, 丰镇平. 考虑刷丝变形的刷式密封摩擦热效应研究[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(11): 1-5.
- QIU Bo, LI Jun, FENG Zhenping. Investigations on frictional heat generation of brush seals with consideration of bristle deflections[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(11): 1-5. (in Chinese)
- [14] 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. 1-122601. 10.
- [15] 刘伟, 范爱武, 黄晓明. 多孔介质传热传质理论与应用[M]. 北京: 科学出版社, 2006.
- [16] Ergun S. Fluid flow through packed columns[J]. Chemical Engineering Progress, 1952, 48: 89-94.
- [17] Bergman T L, Lavine A S, Incropera F P, et al. Introduction to heat transfer[M]. 6th ed. Hoboken, US: John Wiley & Sons, 2011.
- [18] Bayley F J, Long C A. A combined experimental and theoretical study of flow and pressure distributions in a brush seal[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1993, 115(2): 404-410.