

# 考虑摩擦热效应的刷式密封性能仿真研究

杨景尧,刘美红,宋晓磊,王 娟

(昆明理工大学 机电工程学院,云南 昆明 650500)

**摘 要:**建立包含转子的刷式密封三维理想切片模型,通过商用 ANSYS 系列软件计算了不同工况条件下刷式密封与转子的温度场分布情况,在热分析基础上进行了刷式密封热-结构耦合分析。结果表明:随着上下游压差增大,刷式密封泄漏量逐渐增大,刷式密封泄漏量随着转子转速的增加呈微弱的下降趋势;在工作开始阶段的温升过程中,刷式密封的最高温度随着工作时间的增加而增加,最终达到稳定;刷丝与高速运转的转子间主要存在粘着磨损,随着时间的增加,刷丝的磨损量增加,磨损率降低。

**关 键 词:**刷式密封;温度场;热-结构耦合;泄漏量;磨损

中图分类号:TB42 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.02.007

[引用本文格式]杨景尧,刘美红,宋晓磊,等.考虑摩擦热效应的刷式密封性能仿真研究[J].热能动力工程,2022,37(2):46-54. YANG Jing-yao, LIU Mei-hong, SONG Xiao-lei, et al. Simulation research on the performance of brush seal considering the effect of friction heat[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(2): 46-54.

## Simulation Research on the Performance of Brush Seal Considering the Effect of Friction Heat

YANG Jing-yao, LIU Mei-hong, SONG Xiao-lei, WANG Juan

(Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming, China, Post Code: 650500)

**Abstract:** A three-dimensional ideal slice model of the brush seal including the rotor was established, and the temperature field distribution of the brush seal and the rotor under different working conditions was calculated through the commercial ANSYS series software. Based on the thermal analysis, the thermal structure coupling analysis of brush seal was carried out. The results show that with the pressure difference increase at upstream and downstream, the leakage rate of the brush seal increases gradually. With the increase of the rotor speed, the leakage rate of the brush seal shows a slight downward trend. During the temperature rise of the brush seal at the beginning of the work, the maximum temperature of the brush seal firstly increases with the increase of time and reaches a stable state finally. There is mainly adhesive wear between the bristles and the high-speed rotor. With the increase of time, the wearing capacity of bristles increases and the wear rate decreases.

**Key words:** brush seal, temperature field, thermal structure coupling, leakage rate, wear

收稿日期:2021-04-08; 修订日期:2021-05-25

基金项目:国家自然科学基金(51765024);昆明理工大学分析测试基金(2020P20183103001)

**Fund-supported Project:** National Natural Science Foundation of China(51765024); Kunming University of Science and Technology Analysis and Testing (2020P20183103001)

作者简介:杨景尧(1996-),男,河北沧州人,昆明理工大学硕士研究生。

通讯作者:刘美红(1973-),女,广东兴宁人,昆明理工大学教授。

## 引言

航空发动机、内燃机等叶轮机机械的密封效果是影响其运行稳定的关键因素之一。刷式密封相较于传统迷宫密封消除了固有间隙的存在,其泄漏量可下降为传统迷宫密封的10%~20%<sup>[1]</sup>。刷式密封作为一种接触式动密封,其柔性刷丝在工作过程中会与转子表面接触,从而保证刷式密封的密封性能。当转子高速运动时,刷丝尖端与转子表面会产生大量的摩擦热。摩擦热效应会使刷丝尖端温度急剧上升,导致其磨损加剧,影响刷式密封使用寿命及密封效果<sup>[2]</sup>。

Hendricks 等人<sup>[3]</sup>提出了刷式密封摩擦热的计算公式; Dogu 等人<sup>[4]</sup>建立了刷式密封传热机理模型,揭示了摩擦热在刷式密封中的传递形式; Demiroglu<sup>[5]</sup>利用红外线温度仪与热成像相机得到了刷式密封整体周向的温度分布情况。国内学者通过叉排管束模型对刷式密封的内部流动与传热特性进行了研究分析,得到刷式密封的流场与压力场的分布规律<sup>[6-8]</sup>。邱波等人<sup>[9]</sup>研究了刷丝变形对刷式密封摩擦热的影响,得到不同工况下刷式密封最高温度的变化规律。

现有研究中,转子与刷丝间的摩擦热流量均被看作固定值。而实际情况下,刷式密封摩擦热流量在工作开始阶段的温升过程中会随着工作时间的增加而逐渐增长,最终达到稳态。刷式密封的摩擦热效应导致转子产生的热形变会改变转子与刷丝的过盈量,从而增加刷丝磨损,最终影响刷式密封结构的密封效果以及使用寿命。因此,在研究刷式密封性能时,应考虑摩擦热效应对刷式密封性能的影响。

本文建立了包含转子的刷式密封三维理想切片模型,通过计算流体力学与传热学对刷式密封进行热分析,在此基础上进行刷式密封的热-结构耦合分析,并通过迭代计算得到稳定的刷式密封温度场分布规律;数值预测了不同压差和转速对刷式密封泄漏量的影响规律;计算了刷丝磨损长度随时间的变化规律。

## 1 计算模型与数值方法

由于转子跳动的不可预估性,在计算刷丝与转

子的摩擦热流量时,在转子与刷丝间引入固定的过盈量  $\Delta r_2$  代替转子的径向跳动。因此,刷式密封的摩擦热流量可由公式(1)得出:

$$Q = \mu K_b (\Delta r_1 + \Delta r_2) v \quad (1)$$

式中:  $v$ —转子转速;  $K_b$ —刷丝的刚度;  $\Delta r_1$ —刷丝与转子表面的过盈量;  $\Delta r_2$ —转子跳动的替代过盈量;  $\mu$ —摩擦系数,一般取0.3<sup>[1]</sup>。

计算流程如图1所示。首先对初始工况下的刷式密封温度场分布情况进行热分析,再将热分析得到的温度场结果作为热载荷施加到热-结构耦合模型上进行分析,得到结构变形后刷丝与转子表面的过盈量  $\Delta r_1'$ , 再次进行摩擦热流量的计算,并返回到流场中进行迭代。当结构的变形对摩擦热流量的影响小于0.1%时,得到稳定的刷式密封温度场分布。

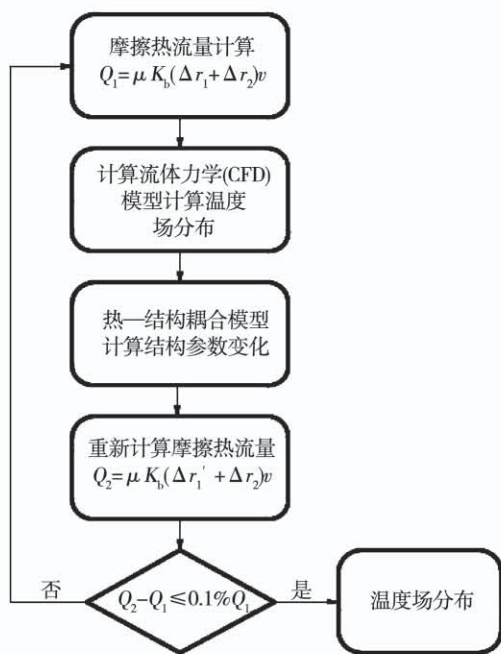


图1 计算流程图

Fig.1 Calculation flowchart

### 1.1 刷式密封热分析模型

刷式密封主要是由前后挡板以及被固定在两者间的一排紧密排列的刷丝束组成。刷丝按照一定倾角  $\theta$  沿主轴转动方向倾斜排列,这样可以保证刷丝在气体上下游压力差的作用下,弥补由于转子径向跳动以及刷丝磨损造成的间隙,从而保证刷式密封的密封效果。图2为刷式密封的结构示意图。

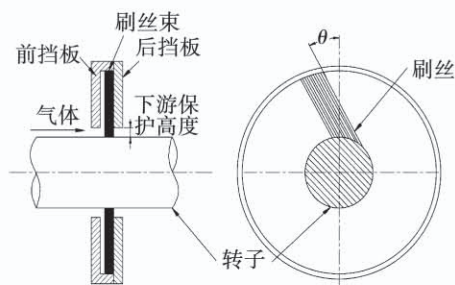


图2 刷式密封结构  
Fig.2 Brush seal structure

参考三维叉排管束模型建立了包含整排刷丝和相邻两排半根刷丝及转子的刷式密封三维理想切片模型。该三维模型在周向与轴向上均可很好地模拟实际密封件的流场流动情况<sup>[10]</sup>。三维切片模型如图3所示。

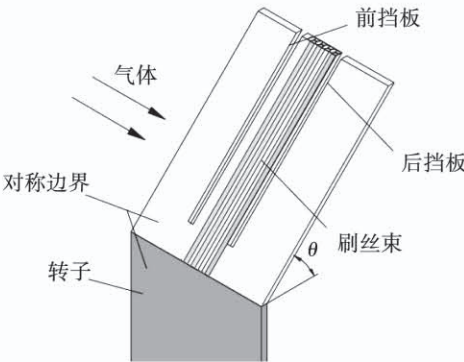


图3 三维切片模型  
Fig.3 3D slice model

刷式密封模型的几何参数如表1所示。其中刷丝间隙 $\delta$ 一般取刷丝直径的1/10,但经过 Fuchs 等人<sup>[11]</sup>的数值计算与其他学者的研究结果<sup>[12-13]</sup>和 MTU 航空发动机公司的实验数据进行对比,当刷丝间隙 $\delta$ 取为0.03~0.05 mm时,三维切片模型的仿真效果更贴合实际。由于刷式密封实际模型结构具有循环对称的特点,转子切片长度取转子半径。

刷式密封热分析过程中,为消除网格质量对计算精度与计算效率的影响,经网格无关性验证,最终确定计算模型中刷丝间流体区域网格数量为61万,整体模型网格数量为516万。流场域两侧取对称边界,刷丝尖端与转子接触面产生的摩擦热流量作为热源,刷丝圆柱表面和转子表面与流场流体存在对流传热,采用压力进出口条件,刷丝和转子表面设为

对流传热壁面,其他边界条件设为绝热壁面。流体选用可压缩理想气体,湍流模型选用 RNG  $k-\varepsilon$  模型。数值计算时采用稳态求解器和耦合算法。表2给出了刷式密封模型的边界条件。

表1 刷式密封模型几何参数  
Tab.1 Geometric parameters of brush seal model

| 参 数                       | 数 值   |
|---------------------------|-------|
| 刷丝安装角 $\theta/(^{\circ})$ | 45    |
| 刷丝直径 $d_1/\text{mm}$      | 0.15  |
| 刷丝间隙 $\delta/\text{mm}$   | 0.05  |
| 刷丝长度/mm                   | 7     |
| 下游保护高度/mm                 | 1     |
| 前、后挡板宽度/mm                | 0.2   |
| 刷丝排数 $N$                  | 8     |
| 转子直径 $d_2/\text{mm}$      | 37.92 |

表2 刷式密封模型边界条件  
Tab.2 Boundary conditions of brush seal model

| 参 数      | 数 值     |
|----------|---------|
| 出口压力/MPa | 0.1~0.5 |
| 入口压力/MPa | 0.1     |
| 出口温度/K   | 300     |
| 入口温度/K   | 300     |

1.2 热-结构耦合模型

刷式密封的主要传热形式为气体与固体间的对流传热以及固体之间的热传导。根据传热学原理<sup>[14]</sup>,刷丝尖端与转子表面完全接触,可以忽略接触热阻,此时两者的边界条件为接触面的温度和热流密度相等。因此,假设刷丝与转子产生的大量摩擦热流量有50%传入刷丝,剩余部分传递进入转子<sup>[15]</sup>。刷式密封传热示意图如图4所示。由图可知,刷丝与转子间产生的摩擦热流量一半传入刷丝,一半传入转子。传入刷丝的摩擦热流量一部分通过气体对流传热被带到下游区域,另一部分通过刷丝与背板的接触以及径向气流传递传入背板。

由于柔性刷丝的刷丝间气流与转子圆柱表面的对流传热,温度场沿刷丝径向按一定规律分布。而摩擦热流量传递传入转子后,只存在与转子表面气体的对流传热。而转子作为刚性构件,会产生一定的热膨胀应变,从而进一步影响刷丝与转子的摩擦

热效应。

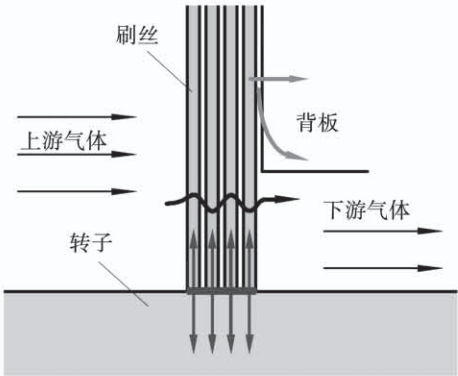


图 4 刷式密封传热示意图

Fig.4 Schematic diagram of brush seal heat transfer

图 5 为刷式密封热 - 结构耦合模型示意图,主要包含转子与下游保护高度上的刷丝。在静力学分析中,可以导入刷式密封热分析中压力场与温度场的计算结果,由于模型选用的下游保护高度为 1 mm,并且刷丝刚度较大,转子的热膨胀变形使得刷丝的弯曲变形很小。因此,将刷式密封热分析得到的转子温度场在热 - 结构耦合分析中作为热载荷施加于

转子,计算转子的热膨胀形变,从而计算新的摩擦热流量,重新计算的摩擦热流量返回刷式密封热分析模型中进行温度场的迭代计算。在热 - 结构耦合的计算过程中,在转子切片模型下方施加固定约束,完全限制其自由度。

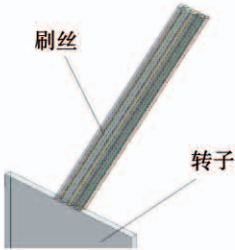


图 5 刷式密封热 - 结构耦合模型

Fig.5 Thermal structure coupling model of brush seal

## 2 结果与分析

### 2.1 刷式密封热分析

在初始计算中,选取 4 种工况进行摩擦热流量计算,计算过程中引入转子径向跳动替代过盈干涉量  $\Delta r_2 = 6.25 \mu\text{m}^{[16]}$ 。表 3 给出了在 4 种工况下的参数。

表 3 4 种工况下的参数

Tab.3 Parameters under four working conditions

| 工况 | 压差 $\Delta p/\text{MPa}$ | 刷丝刚度 $K_b/\text{MPa} \cdot \text{m}^{-1}$ | 过盈量 $\Delta r/\text{mm}$ | 转子速度 $v/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ | 摩擦热流量 $Q/\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$ |
|----|--------------------------|-------------------------------------------|--------------------------|---------------------------------------|-----------------------------------------|
| 1  | 0.1                      | 271.45                                    | 0.206 25                 | 5.95                                  | 99.94                                   |
| 2  | 0.2                      | 542.90                                    | 0.256 25                 | 11.91                                 | 497.07                                  |
| 3  | 0.3                      | 814.34                                    | 0.306 25                 | 23.81                                 | 1 781.4                                 |
| 4  | 0.4                      | 1 085.79                                  | 0.356 25                 | 47.63                                 | 5 527.2                                 |

为便于观察,选取摩擦热流量最大的工况 4 研究刷式密封温度场分布,如图 6 所示。由图可见,在刷丝尖端附近出现集中高温区域,沿着刷丝径向温度迅速降低至室温。转子的温度整体趋于稳定,但受气流对流传热影响,位于气流下游位置的转子部分温度略高于位于上游位置的转子部分。

由于刷丝细长比较大,因此在空气对流传热的作用下刷丝尖端附近出现较大的温度分布梯度。气体的对流传热将上游热量带至下游位置。导致热量在下游的刷丝束区域聚集,不同工况下轴向刷丝尖

端温度分布情况,如图 7 所示。

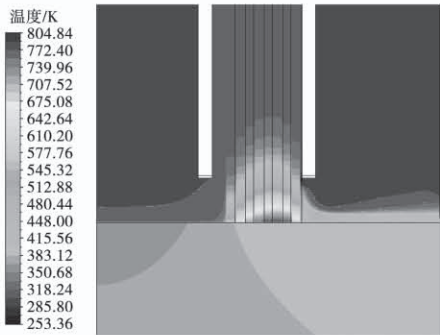


图 6 刷式密封温度场分布

Fig.6 Temperature field distribution of brush seal

由图 7 可知,当刷式密封处于较小压差下时,摩擦热流量较小,且气体的对流传热效果并不明显,因此前 3 种工况下的轴向刷丝尖端温度变化并不会很大。随着气游压差与转子速度的上升,虽然气体的对流传热将上游区域更多热量带走,但刷式密封摩擦热流量也急剧上升,刷丝尖端的最高温度上升幅度逐渐增大。

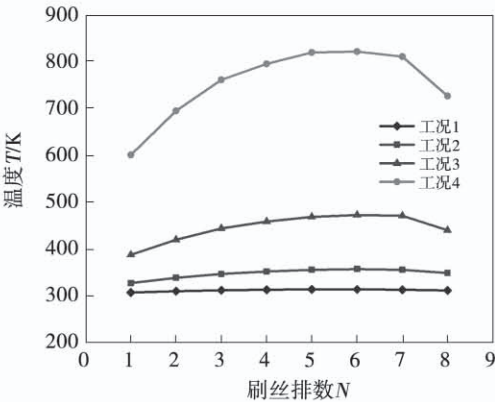


图 7 刷丝尖端温度分布

Fig. 7 Temperature distribution of bristle tip

图 8 为转子温度场分布。将图 8 中转子的温度场分布情况与文献[17]中测得的转子温度场分布情况进行无量纲化对比,如图 9 所示。

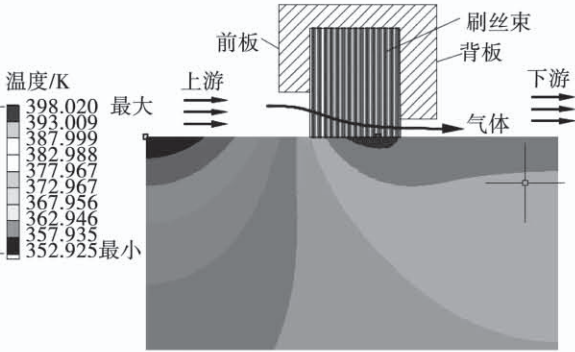


图 8 转子温度场分布

Fig. 8 Temperature field distribution of rotor

其中转子轴向的相对位置  $X^*$  为:

$$X^* = \frac{x}{L} \tag{2}$$

式中:  $x$ —转子的轴向位置坐标;  $L$ —转子的轴向长度。

转子的相对温度为:

$$T^* = \frac{T - T_{\min}}{T_{\max} - T_{\min}} \tag{3}$$

式中:  $T^*$ —转子相对位置  $X^*$  处的相对温度;  $T_{\min}$  和  $T_{\max}$ —转子轴向最小温度和最大温度。

由图 9 可知,转子最高温度出现的位置均在轴向相对位置 0.6 处,最低温度出现在上游区域气体进口位置,此处的转子轴向相对位置为零。温度经线性上升达到最高温度后趋于平稳,相对温度为 0.8 左右。转子温度分布差异忽略不计,采用转子的最大变形量进行刷式密封摩擦热流量的迭代计算。

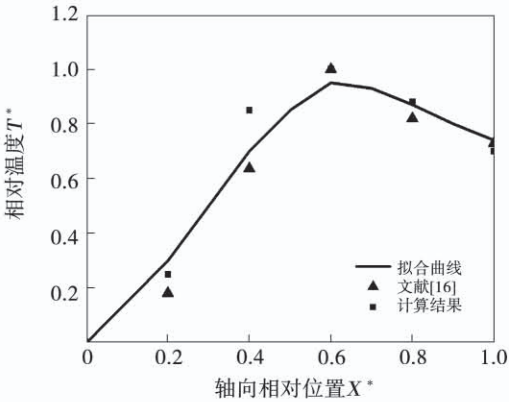


图 9 转子温度分布

Fig. 9 Rotor temperature distribution

为了消除不同单位制和整理方法带来的差异,在工程实际中通常使用泄漏系数作为衡量刷式密封性能的标准<sup>[18]</sup>。为验证仿真模型计算结果的合理性,将数值计算得到的泄量结果与实验数据进行对比。图 10 为刷式密封热分析模型计算结果与胡广阳等人<sup>[19]</sup>实验数据的对比。在压差 0.3 MPa 的工况,模型泄漏量趋势与实验数据吻合。

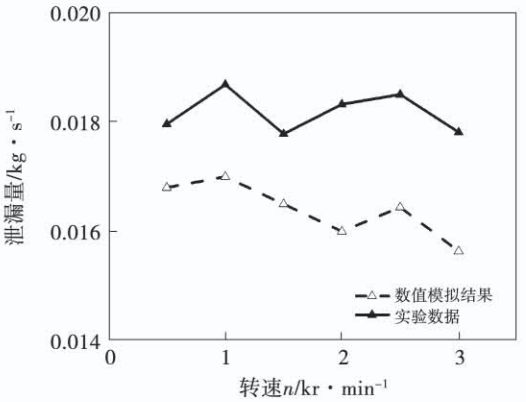


图 10 刷式密封泄漏量计算结果与实验数据对比<sup>[18]</sup>

Fig. 10 Comparison of calculation results of brush seal leakage rate with experimental data<sup>[18]</sup>

图 11 表明随着转速大幅增加和摩擦热流量的上升,刷式密封泄漏系数减小,但摩擦热流量的增加对刷式密封的泄漏系数影响很小。根据 Sutherland 公式,泄漏量下降的具体原因是随着气体温度上升,空气黏度也会略有提高,从而影响刷式密封气体泄漏量。虽然高转子速度会加速刷丝的磨损,但是柔性刷丝在气游压差的作用下改变倾角,弥补由刷丝磨损造成的刷丝与转子间的微小间隙。这也是刷式密封被广泛应用的原因之一。

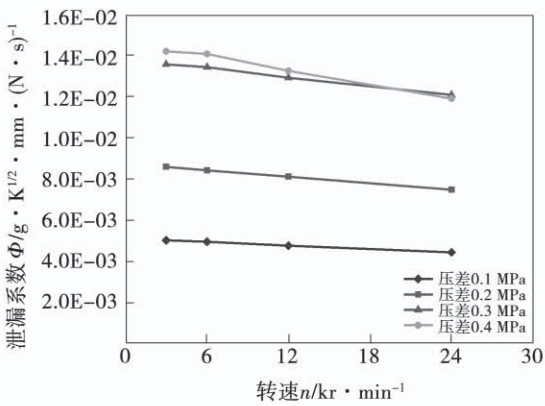


图 11 不同转速下刷式密封泄漏系数

Fig. 11 Brush seal leakage coefficients at different speeds

2.2 热 – 结构耦合分析

为了减少刷丝与转子摩擦时引起的转子表面的摩擦磨损以及裂纹,一般在转子表面覆盖一定厚度的光滑硬质涂层来保护转子。对于硬质涂层的材料,研究人员在进行了大量的实验研究后,发现高温合金和一些陶瓷材料可以作为转子涂层材料以适应刷式密封高温、高速的工作状态,降低刷丝的磨损量<sup>[20]</sup>。但是该硬质涂层的厚度一般为 0.15 ~ 0.25 mm,因此在计算转子热膨胀时不考虑其影响。而转子材料选择为碳素结构钢,转子材料的主要物性参数如表 4 所示。

表 4 转子材料物性参数<sup>[14]</sup>

Tab. 4 Physical parameters of rotor materials<sup>[14]</sup>

| 密度/<br>kg · m <sup>-3</sup> | 比热容/<br>J · (kg · K) <sup>-1</sup> | 导热系数/W · (m · K) <sup>-1</sup> |       |       |       |
|-----------------------------|------------------------------------|--------------------------------|-------|-------|-------|
|                             |                                    | 273 K                          | 373 K | 473 K | 573 K |
| 7 850                       | 502                                | 52.3                           | 48.9  | 44.2  | 41.9  |

经过长期的试验证明,满足刷丝材料高熔点、低摩擦系数等物理特性的材料主要有钴基高温合金与镍基高温合金。其中哈氏金属 Haynes25 作为一种

较常用的金属材料被广泛应用于刷丝制造。所以本文的刷丝材料选择 Haynes25,密度  $\rho$  为 9 130 kg/m<sup>3</sup>,弹性模量  $E$  为 225 GPa,泊松比为 0.286。

初次迭代时转子温度由室温大幅上升,此时转子也随着温度的升高急速膨胀。如表 5 所示,在工况 4 的初始条件下随着迭代次数的增加转子的摩擦热流量增幅趋于稳定,转子的结构也由此保持稳定。当迭代到最后一步时,转子的膨胀率小于 0.1%,此时视为达到转子的稳态温度场,在此温度场上对刷式密封进行摩擦磨损分析更符合实际情况。图 12 为 4 种工况下刷式密封稳定的温度场分布。

表 5 摩擦热流量与转子热膨胀体积

Tab. 5 Friction heat flow and rotor thermal expansion volume

| 迭代次数 | 转子变形量 $\Delta R / \text{mm}$ | 摩擦热流量 $Q / \text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$ |
|------|------------------------------|-------------------------------------------|
| 0    | 0                            | 5 527.2                                   |
| 1    | 0.025 9                      | 5 929.0                                   |
| 2    | 0.028 4                      | 5 967.8                                   |
| 3    | 0.028 6                      | 5 970.9                                   |

3 刷式密封磨损分析

刷式密封在透平机械中的主要作用是作为密封件减小泄漏。而刷式密封作为接触式动密封,其工作过程中产生的摩擦热对其摩擦磨损的影响最终会影响其密封效果与使用寿命。因为高温条件不仅会影响刷丝,使尖端接触表面软化而增大其流动性,也能加速接触界面上的物质扩散。

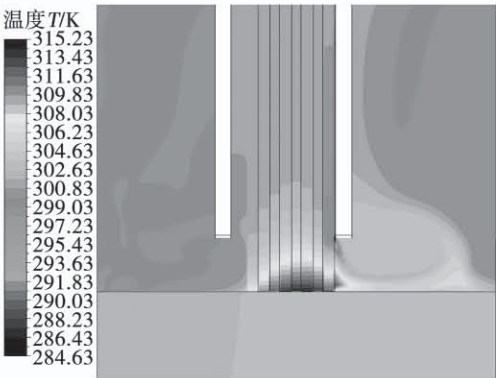
由于刷式密封主要在高压气体的环境下工作,所以刷式密封与转子间的磨损主要考虑粘着磨损。刷式密封的磨损主要发生在转子表面,转子表面由于覆盖耐磨涂层,其耐磨性远好于刷丝。因此,忽略转子磨损,计算刷式密封温度场对刷丝磨损的影响。在刷丝与转子的一定相对位移  $\Delta L_s$  内刷丝的体积磨损量  $\Delta V_w$  可根据粘着磨损计算模型求得<sup>[21]</sup>:

$$\Delta V_w = C_w \cdot \frac{F_n \cdot L_s}{H}$$

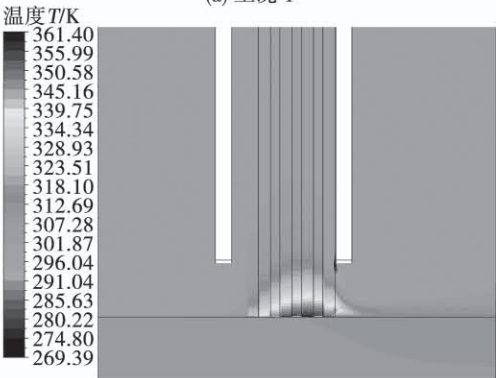
(4)

式中:  $C_w$  —刷丝材料的磨损系数;  $F_n$  —刷丝与转子接触面的法向力;  $H$  —刷丝材料的硬度;  $\Delta L_s = v \cdot \Delta t$ ,  $\Delta t$  —磨损时间。为方便计算,相对位移内的上述参数均视为常数。式中刷丝材料的磨损系数选取

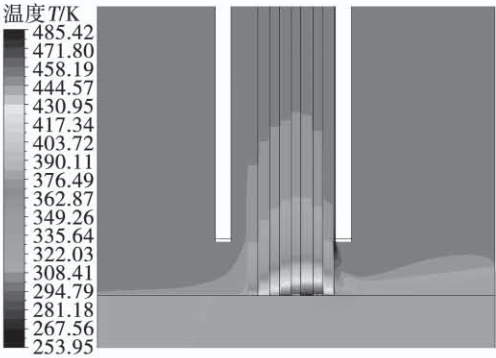
经验常数 $C_w = 1.2 \times 10^{-6} \text{ mm}^3 / (\text{N} \cdot \text{m})$ 。



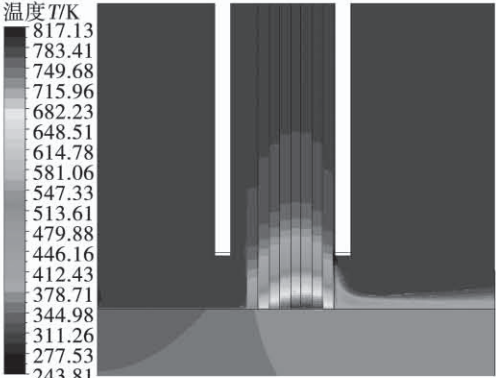
(a) 工况 1



(b) 工况2



(c) 工况3



(d) 工况4

图 12 刷式密封稳定温度场

Fig. 12 Stable temperature fields of brush seal

刷丝尖端与转子表面的法向力  $F_n$  可由公式 5 求得：

$$F_n = \frac{3\pi}{64} \cdot \frac{Ed_1^4}{l^3 \sin^2 \theta} \Delta r \tag{5}$$

式中： $d_1$ —刷丝直径； $l$ —刷丝的自由高度； $\Delta r$ —刷丝与转子的过盈量； $E$ —刷丝材料的弹性模量。为了简化数学模型，研究人员用刷丝刚度  $K_b$  与过盈量  $\Delta r$  的函数代替尖端法向力。

刷丝磨损体积除以时间即可得到刷式密封单位时间内体积的平均磨损量表达式：

$$\frac{\Delta V_w}{\Delta t} = \frac{C_w \cdot K_b \cdot \Delta r \cdot v}{H} \tag{6}$$

当  $\Delta t$  趋近于 0 时，公式(6)变为刷丝磨损体积与时间的导数，通过积分可得到刷丝整体磨损体积的数学模型：

$$V_w = C \sum \frac{K_b(\Delta p) \cdot \Delta r(t) \cdot L_s(t)}{H(T)} \tag{7}$$

式中： $C$ —常数。刷丝刚度  $K_b$  与压差有关，刷丝硬度  $H$  与温度  $T$  有关，过盈量  $\Delta r$  与相对位移  $L_s$  为时间  $t$  的函数。

表 6 给出了刷丝材料 Haynes 25 在不同温度范围内的物理性能，根据 4 种工况对刷丝磨损长度进行计算，结果如图 13 所示。

表 6 Haynes 25 物理性能<sup>[22]</sup>

Tab. 6 Physical properties of Haynes 25<sup>[22]</sup>

| 温度/K | 热导率 $\lambda / \text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$ | 线膨胀系数 $\alpha / 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ |
|------|---------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|
| 373  | 16.7                                                          | 12.5                                    |
| 473  | 18.0                                                          | 13.0                                    |
| 573  | 19.7                                                          | 13.5                                    |
| 673  | 20.9                                                          | 14.5                                    |

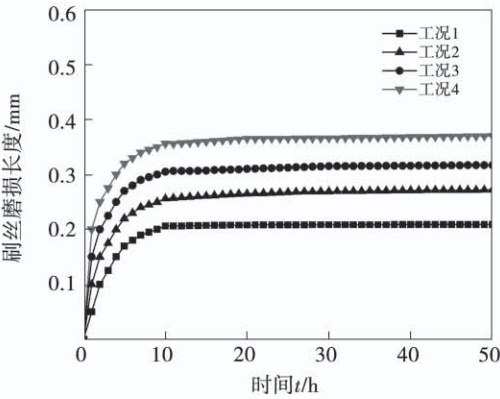


图 13 刷丝磨损长度随时间变化曲线

Fig. 13 Variation curves of bristle wear lengths with time

经过计算,随着工作时长的增加,刷式密封的磨损量呈指数上升,但刷丝的磨损率逐渐下降。刷丝磨损长度在工作 10 h 后逐渐达到稳定。

## 4 结 论

建立了包含转子的三维切片模型,在 ANSYS 商用系列软件中,对刷式密封的热分析模型以及热-结构耦合模型进行迭代计算,得出结论:

(1) 刷式密封的泄漏量主要受气游压差影响,不同转速引起的摩擦热流量的上升对刷式密封泄漏量影响甚微。但是摩擦热流量的增加会加速刷丝磨损,因此应该考虑摩擦热效应对刷式密封性能与使用寿命的影响。

(2) 在工作开始阶段,由于转子与刷丝间产生的大量摩擦热导致转子温度由初始室温急剧上升,使其膨胀变形。转子变形进一步影响摩擦生热,刷式密封最高温度随着工作时间的增加最终达到稳定。

(3) 刷式密封的磨损主要为粘着磨损,对 4 种工况下的刷式密封磨损量计算结果表明,随着工作时长的增加,刷式密封的磨损量增加,磨损率逐渐下降;刷丝磨损长度在工作 10 h 后逐渐稳定。

## 参考文献:

- [1] 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 Zhi-gang, ZHANG Yuan-qiao, et al. Research progress of brush seal technology[J]. Aeroengine, 2019, 45(2): 74-84.
- [2] 吴施志,江 平,力 宁,等.刷式密封摩擦生热温度场数值计算及试验[J].航空动力学报,2019,34(4):737-743.  
WU Shi-zhi, JIANG Ping, LI Ning, et al. Numerical calculation and experiment on temperature field of friction heat generation of brush seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(4): 737-743.
- [3] HENDRICKS R C, SCHLUMBERGER S, BRAUN J M, et al. A bulk flow model of a brush seal system[R]. New York: 91-GT-325, ASME, 1991.
- [4] DOGU Y, AKSIT M F. Brush seal temperature distribution analysis [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2006, 128(3): 1237-1248.
- [5] DEMIROGLU M. An investigation of tip force and heat generation characteristics of brush seals[D]. New York: Rensselaer Polytech-

nic Institute, 2004.

- [6] 谭永发,刘美红,康宇驰,等.基于二维叉排管束模型的刷式密封旋涡分离点分析[J].排灌机械工程学报,2017,35(7):602-608.  
TAN Yong-fa, LIU Mei-hong, KANG Yu-chi, et al. Investigation into brush seal vortex separation point based on 2D staggered tube bundle model[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2017, 35(7): 602-608.
- [7] 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(自然科学版),2016,56(2):160-166.  
HUANG Shou-qing, SUO Shuang-fu, LI Yong-jian, et al. Flows in brush seals based on a 2-D staggered tube bundle model[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2016, 56(2): 160-166.
- [8] 康宇驰,刘美红,王学良,等.透平刷式密封压力分布数值模拟[J].排灌机械工程学报,2018,36(5):420-425.  
KANG Yu-chi, LIU Mei-hong, WANG Xue-liang, et al. Numerical simulation of pressure distribution in bristle seal for turbomachinery [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2018, 36(5): 420-425.
- [9] 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):2030-2034.  
QIU Bo, LI Jun, FENG Zhen-ping. Investigations on frictional heat of brush seals with consideration of bristle deflections[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 33(1): 2030-2034.
- [10] 孙 丹,李国勤,艾延廷,等.基于三维实体建模的刷式密封传热机理数值研究[J].航空动力学报,2019,34(8):1633-1643.  
SUN Dan, LI Guo-qin, AI Yang-ting, et al. Numerical study on heat transfer mechanism of brush seal based on three-dimensional solid modeling[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(8): 1633-1643.
- [11] FUCHS A, GOTTLER J, HAIDEN O J. Numerical investigation on the leakage of brush seals[R]. Montreal: GPPS-NA-2018-0118, GPPS, 2018.
- [12] BAVLEY F J, LONG C A. A combined experimental and theoretical study of flow and pressure distributions in a brush seal[C]//Texas: International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exposition, 1993.
- [13] FLOUROS M, HENDRICK P, OUTIRBA B, et al. Thermal and flow phenomena associated with the behavior of brush seals in aero engine bearing chambers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2015, 137(9): 092503.1-092503.12.
- [14] 杨世铭,陶文铨.传热学(第4版)[M].北京:高等教育出版

- 社,2006.
- YANG Shi-ming, TAO Wen-shuan. Heat transfer (4th edition) [M]. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [15] 江生科,王 妍,孔祥林,等. 后夹板结构对刷式密封泄漏特性和温度分布的影响[J]. 动力工程学报,2015,35(9): 715-721.
- JIANG Sheng-ke, WANG Yan, KONG Xiang-lin, et al. Effects of backing plate profile on leakage flow and temperature distribution of the brush seal[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2015, 35(9): 715-721.
- [16] 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 & Power, 2014, 136(6): 2141-2153.
- [17] HILDEBRANDT M, SCHWARZ H, SCHWITZKE C, et al. Effects of the back plate inner diameter on the frictional heat input and general performance of brush seals[J]. Aerospace, 2018, 5(2): 1-17.
- [18] 周 坤,潘 君,王晓燕,等. 后挡板结构对刷式密封泄漏特性影响实验研究[J]. 推进技术,2020,41(12): 2834-2839.
- ZHOU Kun, PAN Jun, WANG Xiao-yan, et al. Experimental investigation for effects of back plate structure on leakage characteristics of brush seal [J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(12): 2834-2839.
- [19] 胡广阳,孙 丹,刘宁宁,等. 刷式密封泄漏及磨损特性实验研究[J]. 沈阳航空航天大学学报,2016,33(2): 1-5.
- HU Guang-yang, SUN Dan, LIU Ning-ning, et al. Experimental study on the performance of leakage and wear of brush seals[J]. Journal of Shenyang Aerospace University, 2016, 33(2): 1-5.
- [20] 刘笑笑,任先京,章德铭,等. 刷式密封转子涂层材料研究[J]. 热喷涂技术,2011,3(4): 49-52.
- LIU Xiao-xiao, REN Xian-jing, ZHANG De-ming, et al. Research of the coating material on brush seal rotor surface[J]. Thermal Spray Technology, 2011, 3(4): 49-52.
- [21] 严豪宇. 刷式密封磨损特性及其对泄漏特性的影响研究[D]. 西安:西安理工大学,2020.
- YAN Hao-yu. Study on wear characteristic of brush seal and their impact on leakage characteristics[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2020.
- [22] 郭 强. 中外金属材料手册[M]. 北京:化学工业出版社,2015.
- GUO Qiang. Handbook of Chinese and foreign metal materials [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2015.

(刘 颖 编辑)