

基于流固耦合建模的刷式密封刷丝 尖端磨损特性研究

赵胜阳¹, 刘育心^{2, 3, 4}, 刘存良^{2, 3, 4}, 魏 一¹

(1. 大连海事大学 轮机工程学院, 辽宁 大连 116026;

2. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

3. 四川天府新区西北工业大学 先进动力研究院, 成都 610213;

4. 中国航发四川燃气涡轮研究院 高空模拟技术重点实验室, 四川 绵阳 621000)

摘 要: 随着航空发动机向着高推质比以及低油耗方向发展, 刷式密封的工作环境越来越苛刻。特别是在高压、高转速环境下, 刷丝尖端极易与转子发生摩擦磨损, 进而导致整个密封系统的失效。基于三维稳态刷式密封模型, 并结合 Archard 黏着磨损理论, 在考虑刷丝多载荷作用发生变形情况下建立了能够高效求解刷丝尖端摩擦磨损特性的流固耦合研究方法。实际工作过程中转子受热膨胀/径向跳动, 与刷丝发生严重干涉, 从而加剧刷丝尖端的磨损。因此, 详细研究了转子径向位置不变及恢复原位两种情况下的刷丝磨损特性, 揭示了刷丝尖端磨损对刷丝受力、变形以及泄漏量的影响规律, 并且对比了不同压比和干涉量下的磨损情况。研究结果表明: 在转子径向位置变化并恢复原位的情况下, 上游区域刷丝所受转子接触力大于下游刷丝, 磨损较快。磨损量在前 100 min 内增长速度最快, 300 min 后逐渐趋于平稳。在转子在干涉位置保持不变的情况下, 刷丝磨损速度比磨损后转子恢复原位的情况下快 29.7%, 泄漏量的激增主要发生在磨损开始的 0~50 min。两种情况下泄漏量激增的原因不同, 转子恢复原位的情况下泄漏量由于径向间隙的增大而增大, 转子位置保持在干涉位置不变的情况下泄漏量的增长取决于刷丝的排列状态。

关 键 词: 刷式密封; 磨损特性; 流固耦合; 黏着磨损; Archard 模型

中图分类号: V233.5

文献标志码: A

Study on wear characteristics of brush seal bristle tips based on fluid-structure interaction modeling

ZHAO Shengyang¹, LIU Yuxin^{2, 3, 4}, LIU Cunliang^{2, 3, 4}, WEI Yi¹

(1. Marine Engineering College, Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China;

2. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

3. Advanced Propulsion Research Institute,

Northwestern Polytechnical University, Sichuan Tianfu New Area, Chengdu 610213, China;

4. High-Altitude Simulation Technology, Sichuan Gas Turbine Research Institute Key Laboratory,

Aero Engine Corporation of China, Mianyang Sichuan 621000, China)

Abstract: As aero-engines develop towards higher thrust-to-weight ratios and lower fuel consumption, the operating environment for brush seals has become increasingly harsh. Especially in high-

收稿日期: 2025-05-11

基金项目: 国家自然科学基金(5257061501); 四川省自然科学基金(2025ZNSFSC1245);

中央高校基本科研业务费项目(D5000240320)

作者简介: 赵胜阳(2000—)男, 硕士, 主要从事刷式密封磨损特性研究。E-mail: 15335053726@163.com

通信作者: 刘育心(1990—), 女, 教授, 博士, 主要从事发动机先进密封技术研究。E-mail: yuxinliu@nwpu.edu.cn

引用格式: 赵胜阳, 刘育心, 刘存良, 等. 基于流固耦合建模的刷式密封刷丝尖端磨损特性研究[J]. 航空动力学报, 2026, 41(8): 20250223.

ZHAO Shengyang, LIU Yuxin, LIU Cunliang, et al. Study on wear characteristics of brush seal bristle tips based on fluid-structure interaction modeling[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(8): 20250223.

pressure and high-speed environments, the tips of the brush filaments are prone to frictional wear against the rotor, which can lead to the failure of the entire sealing system. Based on a three-dimensional steady-state brush seal model and combined with the Archard adhesive wear theory, a fluid-solid coupling research method that can efficiently solve the frictional wear characteristics of brush filament tips under the condition of deforming brush filaments under multi-load effects was established. During actual operation, the rotor underwent thermal expansion/radial runout, causing severe interference with the brush filaments and thereby exacerbating the wear of the brush filament tips. Therefore, a detailed study was conducted on the wear characteristics of brush filaments under two scenarios: when the rotor's radial position remained unchanged and when it returned to its original position. It revealed the influence of brush filament tip wear on the force, deformation, and leakage of the brush filaments, and compared the wear conditions under different pressure ratios and interference amounts. The research results showed that when the rotor's radial position changed and returned to its original position, the contact force exerted by the rotor on the brush filaments in the upstream region was greater than that on the downstream brush filaments, resulting in faster wear. The wear amount increased most rapidly within the first 100 minutes and gradually stabilized after 300 minutes. When the rotor remained in the interference position, the wear rate of the brush filaments was 29.7% faster than when the rotor returned to its original position after wear. The sharp increase in leakage mainly occurred within 0—50 minutes from the start of wear. The reasons for the sharp increase in leakage were different under the two scenarios: in the case where the rotor returned to its original position, the leakage increased due to the enlargement of the radial gap; in the case where the rotor remained in the interference position, the increase in leakage depended on the arrangement state of the brush filaments.

Keywords: brush seal; wear characteristics; fluid-structure interaction; adhesive wear; Archard model

随着工业化的不断进步,燃气轮机逐步向着高温、高压、高转速方向发展,人们对于透平机械更高推质比、更高安全性的需求在日益提升。密封系统作为控制旋转部件与静止部件间工质泄漏量的核心元件,其性能已成为决定燃气轮机及航空发动机能量保持与运行安全的关键因素之一。传统的航空发动机的气路动密封主要采用迷宫密封的形式,它是目前国内外主流航空发动机中最常见的一种动密封结构。刷式密封作为一种性能优异的新型动态密封技术,其卓越的性能确保了透平机械能够稳定、高效运行^[1-2]。它的泄漏量仅有传统篦齿密封的 10%~20%^[3],同时,细密的柔性刷丝在工作过程中能够很好地适应转子径向跳动及热膨胀,这有利于透平机械的安全稳定性。刷式密封的设计与研究被视为推动透平机械升级的核心环节之一,但在航空发动机涡轮前温度与主轴转速持续攀升的背景下,转子受热膨胀与离心伸长的现象显著加剧刷丝尖端与涂层跑道间的相对滑动磨损,已成为制约密封寿命和泄漏控制精度的瓶颈^[4-5],因此,构建刷式密封刷丝尖端摩

擦磨损特性求解模型并揭示刷丝磨损对泄漏特性的影响规律,既关乎刷式密封前沿技术的突破,也直接影响先进航空动力装置的可靠性。

目前,国内外学者对刷式密封泄漏流动特性展开了大量数值研究。Bayley 等^[6]首次利用多孔介质模型来计算刷式密封泄漏特性并针对泄漏特性开展相关实验研究,认为刷式密封泄漏量明显小于传统篦齿密封;Chew 等^[7]建立了 Non-Darcian 多孔介质模型,同时考虑了黏性阻力系数和惯性阻力系数,并通过实验进行了对比;Chen 等^[8]发展了耦合 CFD 和刷丝束力学模型的方法,对刷丝束位移、应力、与转轴的接触载荷以及刷式密封的泄漏量进行了预测。这种模型相对于多孔介质模型更接近实际,计算精度更高。孙丹等^[9]建立了考虑刷丝变形的刷式密封求解模型,结果表明考虑刷丝变形的流固耦合求解模型比传统多孔介质模型所得泄漏量更精确;刘育心等^[10]构建了刷式密封双向流固耦合研究方法,分析了在不同进口旋流速度和背压下刷丝力学特性及变形规律。

在针对刷式密封磨损特性的研究中,国内外

已有众多学者展开了大量的数值研究和实验测试, 如赵欢等^[11]进行了刷丝与转子的 30 h 磨损试验, 发现刷丝和转子的摩擦磨损主要发生在磨损初期。冯毓钟^[12]使用自行设计和搭建的刷式密封摩擦磨损实验装置, 研究了刷丝与转子涂层摩擦副匹配性和刷式密封摩擦磨损特性; 刷丝与转子间接触力是影响刷丝尖端磨损情况最主要的因素, 因此在数值研究方面, 大量学者对刷丝和转子间的接触作用力进行了研究^[13-15], Aksit 等^[16]首先建立了同时考虑转子干扰与压力载荷的刷式密封刷丝尖端接触力计算模型, 计算模型得到的尖端接触力能够较好与实验结果吻合。Stango 等^[17]建立了基于悬臂梁理论的求解刷丝尖端与转子表面接触力模型, 发现了刷丝倾角是影响接触力的最大因素。Demiroglu 等^[18]对基于悬臂梁理论的求解模型进行了修改, 求解了非线性悬臂梁方程, 并将结果与线性悬臂梁方程解进行了比较, 以建立两种方法的应用边界。有学者采用 Archard 模型^[19]对刷丝的单边磨损进行数值研究, 如桂长林^[20]阐述了磨损设计计算的重要性, 对磨损设计计算提出了定义, 全面、系统地对 Archard 磨损设计计算模型及其应用方法进行了介绍。但随着磨损时间的变化, 刷丝具体结构会发生形变, 受力情况发生变化, 可见刷丝磨损随时间变化后的复杂性问题。董书娜等^[21]针对其结构特点, 基于 Archard 黏着磨损理论, 将刷丝磨损率与刷丝接触力关联, 建立磨损深度对时间的 1 阶线性非齐次微分方程, 获得了可用于定量评估刷丝磨损量与磨损速率的数学模型。袁玮^[22]通过 Archard 模型推导出刷式密封磨损寿命理论的计算公式, 对刷式密封寿命的影响因素进行了分析。

目前关于刷式密封磨损的研究已经取得部分进展, 在理论研究方面, 已有学者采用 Archard 模型对刷式密封刷丝尖端磨损进行数值研究, 但在长时间的磨损过程中刷丝所受的接触力并不是一个固定值, 大部分数值模拟研究尚未在磨损过程中考虑刷丝变形及受力随时间变化的具体情况, 因此亟需建立准确预测刷式密封磨损随时间变化的数学模型。鉴于此, 本文根据刷式密封的结构特点, 在 Archard 黏着磨损理论的基础上, 采用自开发的流固耦合方法探究了刷式密封刷丝受力、变形在磨损过程中的变化以及磨损对泄漏量的影响规律, 并进一步分析了压比、干涉量对刷式密封磨损特性及封严性能的影响。

1 刷式密封磨损特性流固耦合方法

图 1 所示为刷式密封的典型构型: 主要由高压侧前挡板、低压侧后挡板及夹持于两者之间的刷丝束共同焊接而成, 刷丝束通常沿周向倾斜且与径向成 $30^\circ \sim 60^\circ$ (该角度记为 φ), 由排列细密的柔性刷丝构成, 上游气流通过刷丝束流向下游时, 紧密排列的刷丝对气流流动产生阻碍作用, 从而达到密封效果。刷式密封在实际工作过程中会受到气流气动力、刷丝与转子间、相邻刷丝间及刷丝与后挡板间接触力而发生形变, 刷丝的形变又会进一步影响流场的发展, 进而反馈至刷丝形变, 所以刷式密封的工作过程是一个典型的流固耦合的过程。由于刷丝磨损量高度取决于其所受的转子接触力与磨损时长, 但在刷丝磨损的过程中刷丝尖端接触力会随磨损体积以及流场的变化发生改变, 在长时间的磨损中刷丝尖端接触力并不是一个固定值, 因此本研究采用了流固耦合的方法求解刷丝变形及其刷丝尖端接触力来解决刷丝磨损的准确性问题。

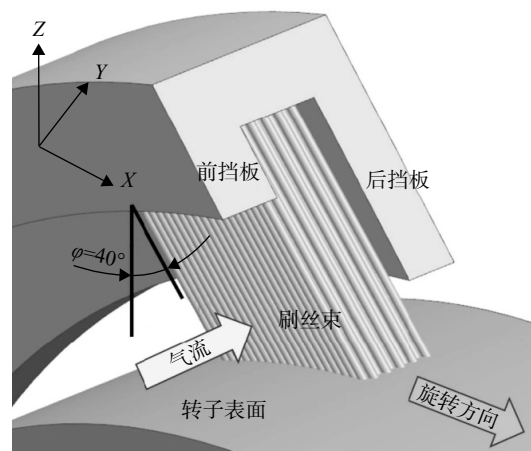


图 1 典型刷式密封结构

Fig. 1 Structure of the typical brush seal

1.1 流固耦合计算流程

本文将采用包含刷丝真实结构的三维模型进行刷式密封的数值计算。本文中定义刷丝磨损长度达到转子与刷丝初始状态下的干涉长度时, 为磨损结束, 每排刷丝磨损体积为 V_i , 其中 i 为从上游第一排刷丝至下游靠近后挡板的最后一排刷丝的序号, 当 V_i 达到 V^* 则判定为该排刷丝磨损结束。如图 2 数值模拟流程图所示, 首先通过力学分析模型根据干涉量建立变形后的几何模型, 并进行网格划分, 将网格文件导入 Fluent 商业软件获

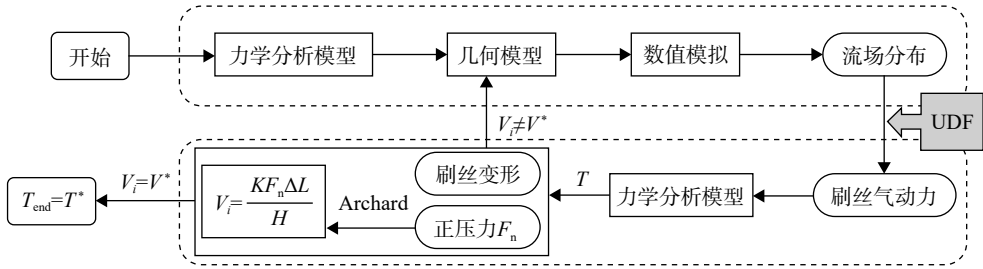


图 2 流固耦合计算流程

Fig. 2 Fluid-structure interaction calculation process

取初始流场,然后,使用自编译的 UDF(用户自定义函数)程序,提取出每根刷丝所受的三维气动力分布,再将求得的气动力作为边界条件输入到自开发的力学分析模型中,完成流体域到固体域的气动力传递;最后,根据刷丝所受气动力和多接触力作用计算刷丝变形,并将固体域求解的刷丝变形结果反向传递给流体域,完成固体到流体的变形传递。在流固耦合迭代过程中,力学分析模型不仅可求出刷丝三维变形量,还可获得刷丝与转子间接触力 F_n ,根据 Archard 磨损理论即可求出 T 时间的刷丝尖端磨损体积 V_i ,理论公式中 K 为黏着磨损系数, ΔL 为单位时间内刷丝与转子之间相对滑动距离, H 为摩擦副较软材料的硬度,进而获得刷丝磨损后的几何模型,以此往复迭代至最后一排刷丝磨损结束,需要说明的是,对于磨损过程中的每一根刷丝的磨损结束时间 T_i^* ,都需进行判断:根据 Archard 磨损理论,当某一根刷丝与转子磨损体积 V_i 与全部干涉量所占体积 V^* 相等时,刷丝将结束磨损,磨损时间记为 T_i^* 。当各排刷丝磨损体积均达到 V^* ,则刷丝束全部结束磨损,迭代结束,此时的磨损时间 T_i^* ,即为刷式密封最终磨损时长 T_{end} 。

1.2 流体域数值模拟

本文针对无前挡板结构,其计算域如图 3 所示,包括轴向十排刷丝,周向两排刷丝,转子直径为 350 mm,由于计算域周向长度相对于转子直径尺度过小,因此能够忽略刷式密封环曲率,本文考虑将周向简化为平移周期。转子转速为 6 000 r/min,即流体域模型底部壁面周向速度为 120 m/s,刷丝以六边形叉排布形式排布,刷丝束与径向夹角 φ 为 40° 。

刷式密封具体几何参数见表 1。采用 ICEM 软件对计算域进行六面体网格划分,由于刷丝间流动复杂,需对刷丝间隙网格数量适当增加,如图 4 所示。当刷丝发生变形后对网格进行更新时,

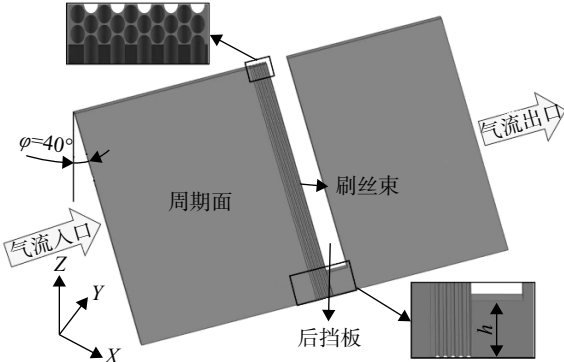


图 3 流体域几何模型

Fig. 3 Fluid domain geometry

表 1 刷式密封几何参数

Table 1 Geometric parameters of brush seal

参数	数值
轴向刷丝排数 n	10
刷丝与径向倾角 $\varphi/(^\circ)$	40
刷丝长度 l/mm	13.35
悬挂高度 h/mm	1.5
刷丝直径 d/mm	0.1
弹性模量 $E/10^{11}(\text{N/m}^2)$	2.25
刷丝与转子径向间隙 $\Delta c/\text{mm}$	0

刷丝的接触会导致刷丝间贴合部分计算域消失,不利于数值仿真,因此需适当缩小刷丝直径来保证网格划分,本文事先分析了刷丝直径的细微变化对流场、气动力分布以及刷丝变形量的影响,发现刷丝直径缩小 $5\%d$ 以内,对计算结果影响较小^[23-24]。因此,在本文将刷丝直径缩小量控制在 $0d\sim 5\%d$ 范围。

在网格总数为 330 万、430 万、550 万、660 万级别进行了网格无关性验证,如图 5 所示,得出不同数量的网格所求泄漏量差在 1% 以内,故本研究采用 500 万级别网格进行数值计算。

本研究使用商业软件 Fluent 进行数值计算。采用压力基求解器,压力-速度耦合算法为 Simple

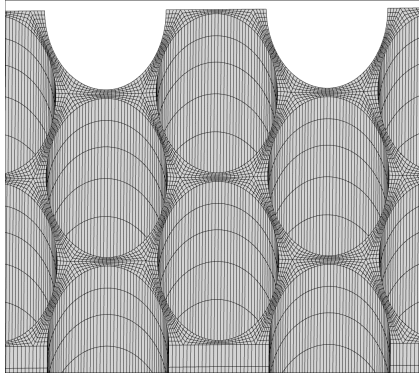


图 4 刷丝束区域网格划分

Fig. 4 Mesh discretization of the bristle pack domain

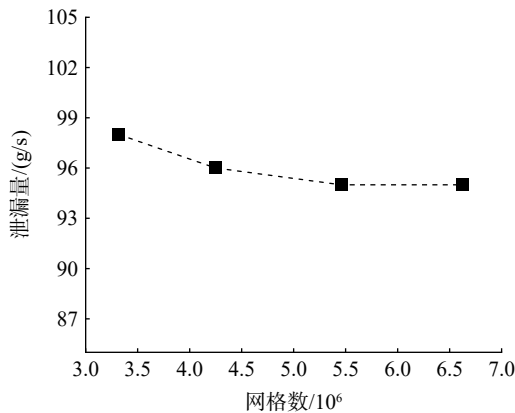


图 5 不同网格数下泄漏量

Fig. 5 Leakage at different mesh numbers

算法, 流体介质为理想气体, 湍流模型为标准 $k-\varepsilon$ 模型, 该模型符合刷式密封内部流动的高雷诺数特征, 能够以合理精度预测泄漏特性和流动细节, 并且其计算效率较高, 工程实用性较强^[10]。壁面处采用标准壁面函数处理, 方程离散格式均为 2 阶迎风格式。设置压力进口及压力出口, 周向使用周期性边界。

1.3 固体域求解方法

本文研究刷丝变形采用自开发的刷丝力学分析模型程序。该求解方法根据线性梁弯曲理论、变形叠加原理和三维矢量分析法, 考虑刷丝所受三维方向气动力、刷丝与转子间接触力、刷丝与后挡板间接触力以及刷丝之间接触力, 迭代计算刷丝变形及各部分接触力, 具体参见文献^[10]。在 Fluent 获取流场结果后利用 UDF 提取刷丝所受气动力, 通过力学分析模型求解得刷丝变形结果及刷丝与转子间接触力。

1.4 基于 Archard 的刷式密封黏着磨损理论模型

鉴于刷式密封服役于高压差气体环境, 上游高压气流可即时将磨屑带离摩擦界面, 故数值模

型中忽略磨粒磨损分量; 同时, 因气相介质的化学惰性, 腐蚀磨损贡献亦可忽略不计。由此, 本文仅针对刷丝-转子配副的黏着磨损机制进行建模。进一步地, 转子表面覆有高硬度耐磨涂层, 其体积损耗率远低于刷丝, 故磨损计算仅计入刷丝材料的去除行为。已有实验研究证实, 该配副的磨损机制符合黏着磨损特征, 因此本文采用 Archard 于 1953 年提出的黏着磨损理论 (Holm 模型扩展版) 作为预测框架, 其数学表达式如下:

$$\Delta V = K \frac{FL}{H_{\text{material}}} \quad (1)$$

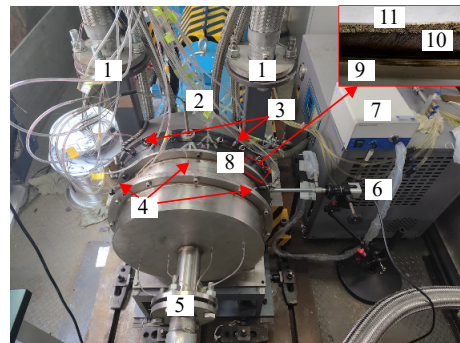
式中 ΔV 表示刷丝尖端磨损量; F 表示作用在刷丝尖端与转子的接触力; H_{material} 表示两接触体中较软材料的硬度即刷丝硬度; L 表示相对滑动距离; K 表示黏着磨损系数。刷丝与转子之间相对滑动距离为 ΔL_s , 则在相对滑动距离 ΔL_s 内刷丝磨损量 ΔV_{olw} 为

$$\Delta V_{\text{olw}} = K_w \frac{F_n \Delta L_s}{H_{\text{material}}} \quad (2)$$

式中 K_w 表示摩擦副材料的磨损系数, 取值 10^{-5} ^[21]; F_n 表示刷丝与转子之间的接触力; H_{material} 表示摩擦副较软材料的硬度, 取值为 550 MPa^[12]。

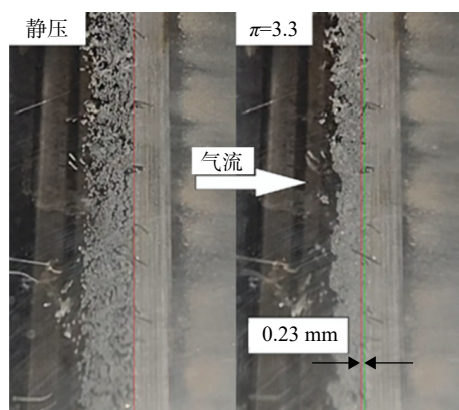
1.5 计算方法验证

为验证本文流固耦合方法的准确性, 本节利用刷式密封泄漏特性及刷丝变形可视化实验台对数值计算获得的泄漏量及刷丝变形量进行验证, 实验装置相关结构如图 6(a) 所示, 其主要由机匣、刷式密封实验件及静态盘组成, 其中刷式密封实验件内径为 350 mm, 刷丝材料为 Haynes25。图 6(b) 给出了刷丝径向观测照片, 左侧为静止状态刷丝位置, 右侧为存在气动力时刷丝位置, 图 6(c)

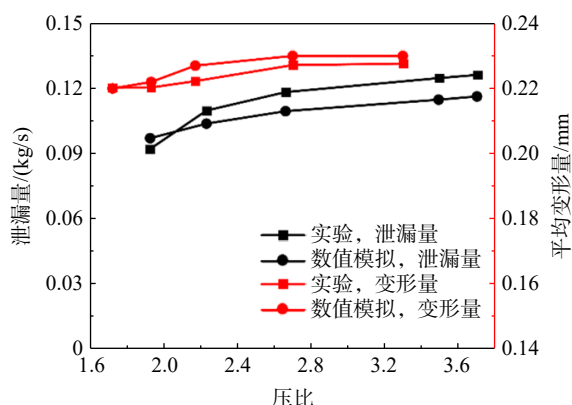


1 进气管; 2 五孔探针; 3 上游静压孔; 4 下游静压孔;
5 上游测温孔; 6 下游测温孔; 7 出气管; 8 微型摄影机;
9 冷光源; 10 刷式密封; 11 前挡板; 12 刷丝束;
13 后挡板。

(a) 实验装置实物图



(b) 刷丝径向观测图



(c) 平均变形量及泄漏量对比验证

图 6 流固耦合方法验证

Fig. 6 Fluid-structure interaction method validation

中红色曲线为刷式密封末排刷丝自由端平均轴向变形量对比验证, 即末排刷丝位置的平均变化量, 仿真与实验结果吻合较好, 最大误差为 5%。同时图 6(c) 的黑色曲线为刷式密封泄漏量计算结果与实验数据的对比, 在实验参数范围内, 计算结果与实验结果符合较好, 密封泄漏量最大偏差为 7.9%。

同时, 为了验证刷丝尖端接触力的可靠性, 建立与 Duran^[25] 实验相同模型, 计算刷丝尖端接触力与文献结果进行对比, 如图 7 所示, 整体上刷丝

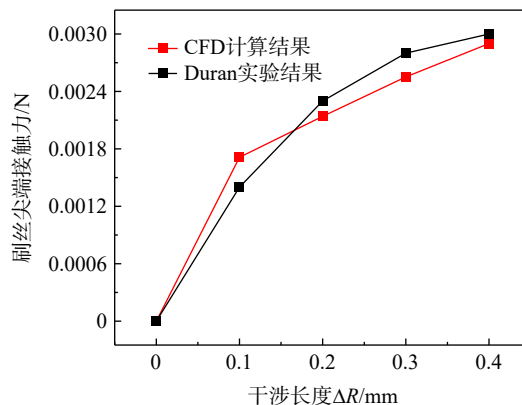


图 7 刷丝与转子接触力对比

Fig. 7 Comparison of positive pressure between brush filament and rotor

尖端接触力与该文献中实验和数值结果吻合良好, 在干涉量为 0~0.4 mm 范围内最大偏差为 9.8%。

2 研究结果分析

刷式密封作为一种接触式密封, 工作过程中刷丝束与转子在零间隙配合时和存在干涉时的几何形态有着明显的变化, 图 8 为刷丝磨损过程中转子位置变化情况。现有研究中, 针对刷丝与转子磨损研究中一般默认为转子在干涉位置保持不变, 转子高速旋转, 刷丝与转子之间产生相对滑动, 进一步刷丝尖端发生磨损, 直至干涉量全部磨损完毕, 在此过程中刷丝尖端与转子表面始终接触, 磨损过程中的泄漏量变化较小。而在实际工作过程中, 转子发生径向跳动、离心伸长或受热膨胀后仍会恢复原位, 此时刷丝磨损带来的刷丝与转子间径向间隙最大, 因而磨损对泄漏量影响最大。

因此, 本研究中主要对刷丝与转子的位置的两种极端情况进行讨论, 情况 1 为转子因跳动或受热膨胀与刷丝发生干涉并磨损后回到原位; 情况 2 为转子因跳动或受热膨胀到达干涉位置后保持不变。

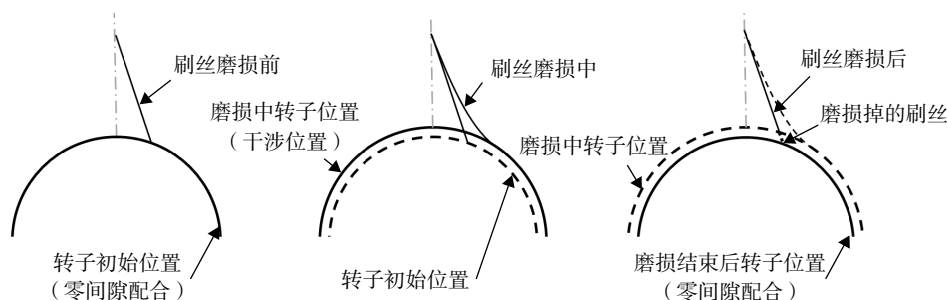


图 8 刷丝磨损过程中转子位置变化情况

Fig. 8 Changes in the position of the rotor during the bristle wear process

2.1 刷式密封流动特性数值结果

2.1.1 情况 1: 转子与刷丝干涉磨损后恢复原位

本节内容主要研究在压比为 3、干涉量为 0.1 mm 时各排刷丝磨损随时间变化的情况, 图 9 为各排刷丝在工作 $T=30$ min 时各排刷丝与转子间接触力示意图, 上游第一排刷丝至下游靠近后挡板的第 10 排刷丝, 即前排至后排分别定义为 B1~B10。从图中可以看出前排刷丝所受接触力明显大于后排, 除第 6 排、第 7 排刷丝相较于前排刷丝所受接触力有略微增长外, 整体接触力呈现出下降趋势, 第 10 排刷丝接触力为 0 N。

图 10(a) 为未磨损时刷式密封计算模型的静压分布云图与流线图。可以看到刷丝束间隙中的

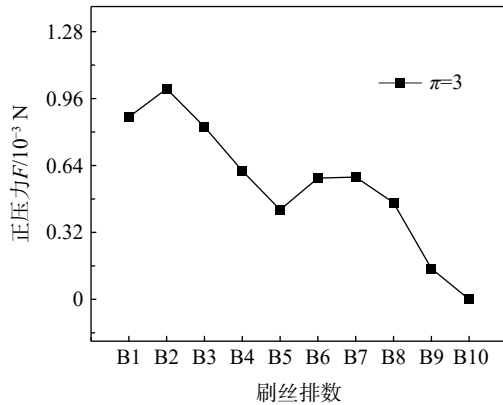


图 9 $T=30$ min 各排刷丝尖端接触力

Fig. 9 $T=30$ min positive pressure of each row of brush seals

静压沿流动方向逐渐降低, 在悬挂高度区域压力梯度急剧变化, 由于后挡板的存在, 气流经由悬挂高度区域沿轴向流出, 且存在明显的径向内流。随着刷丝的磨损, 流场开始发生变化, 图 10(b) 给出了刷丝磨损 30 min 后的静压分布及流线图, 可以看出刷丝底部存在明显磨损, 整体上呈现出前排刷丝磨损较大、后排较小的不均匀磨损现象, 并且磨损后转子表面恢复原位, 导致前排刷丝出现明显的径向间隙, 第 2 排刷丝径向间隙最大为 0.1 mm, 使得底部流动增强。

图 11 给出了轴向和径向上刷丝所受的气动力分布图, 图中横坐标为距离刷丝根部熔区的距离。如图 11(a) 所示刷丝在靠近刷丝根部 0~8 mm 范围内, 轴向气动力基本为零, 只在气流主要流经的刷丝悬挂区域轴向力显著。8 mm 之后各排刷丝的轴向气动力逐渐增大, 在距刷丝根部 12 mm 时轴向力达到峰值。第 10 排刷丝的轴向气动力也在 12 mm 时显著大于其他排刷丝所受的气动力。在图 11(b) 中, 前排刷丝所受的径向气动力没有显著变化, 第 6 排往后的刷丝在距离刷丝根部 8 mm 之后所受向下的径向气动力明显增加, 在 12 mm 时达到峰值, 同时可以看出第 10 排刷丝在 12 mm 时所受径向气动力显著大于其他排刷丝。因此在轴向和径向气动力的共同作用下, 第 10 排刷丝所受的接触力为 0 N。

图 12 为 10 排刷丝接触力随时间变化图, 图

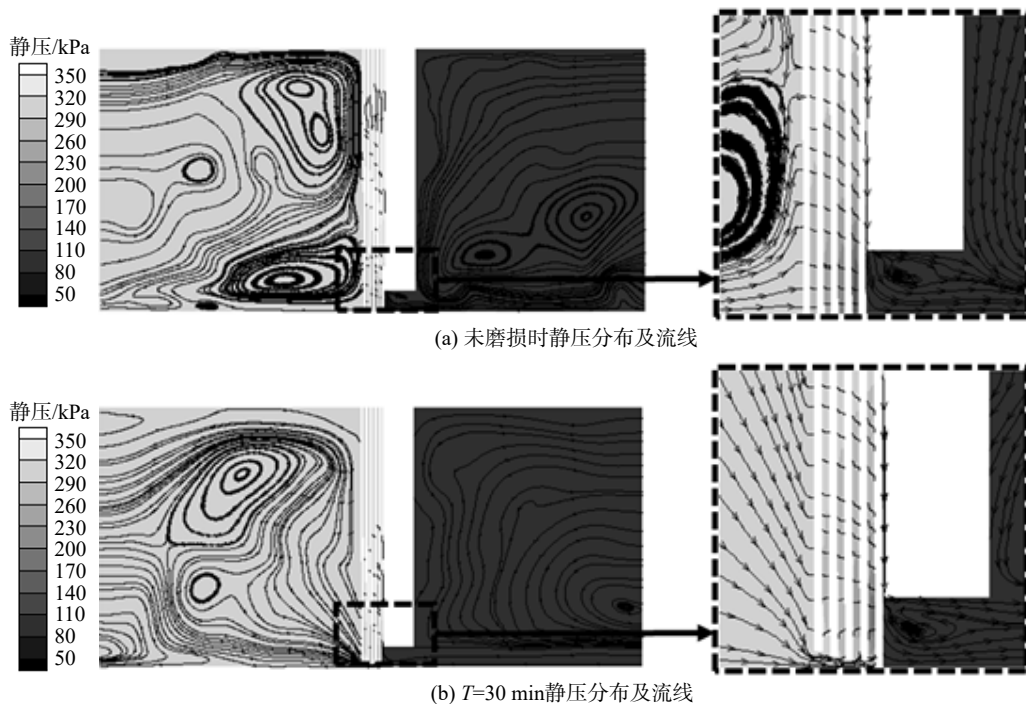


图 10 不同时间静压分布云图及流线图

Fig. 10 Contour and streamline diagram of static pressure distribution at different times

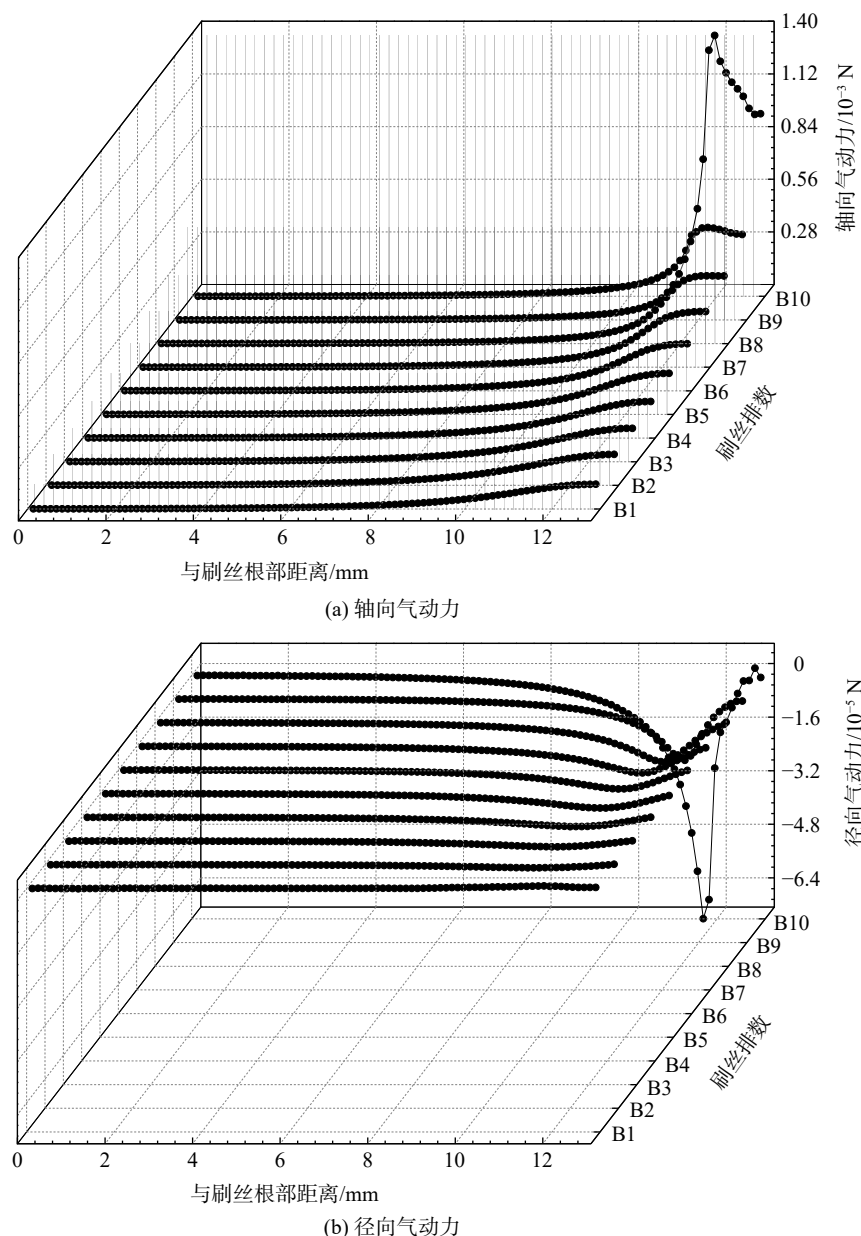


图 11 磨损前刷丝气动力分布图

Fig. 11 Aerodynamic distribution diagram of brush filament

中可以看出,前排刷丝磨损长度陆续达到干涉量后停止磨损,所受到的接触力逐渐减小为零,流场发生变化后,后排刷丝所受的气动力发生波动,后排刷丝的接触力开始增大,前 3 排刷丝在磨损初期的接触力最大,也最快结束磨损,接触力在 48 min 时全部归零。后排刷丝结束磨损接触力归零的时间点逐排后移,第 10 排刷丝在气动力发生变化后,于 46 min 时产生接触力,并逐渐增大。

图 13 为刷丝的磨损长度随时间变化图,由于接触力的变化,前排刷丝磨损较快,磨损长度在 100 min 内陆续达到干涉长度 0.1 mm 完成磨损,第 9 排、第 10 排刷丝的磨损长度明显滞后于前

排刷丝,增长速度由于接触力较小的原因相较于其他排刷丝较慢。所有刷丝于 302 min 时磨损长度全部达到干涉长度,接触力为零,结束磨损。

2.1.2 情况 2: 转子达到干涉位置后保持不变

本节内容主要研究在压比为 3、干涉量为 0.1 mm 时各排刷丝磨损随时间变化的情况,图 14 为磨损时间分别为 0 min 和 20 min 时刷丝底部的网格划分图,可以看出在开始磨损 20 min 后,由于上下游刷丝所受尖端接触力不同,也呈现出前排刷丝磨损较大、后排较小的不均匀磨损现象,同时由于转子位置保持不变,刷丝底部始终紧贴转子表面,并未出现明显的径向间隙,但刷丝底部

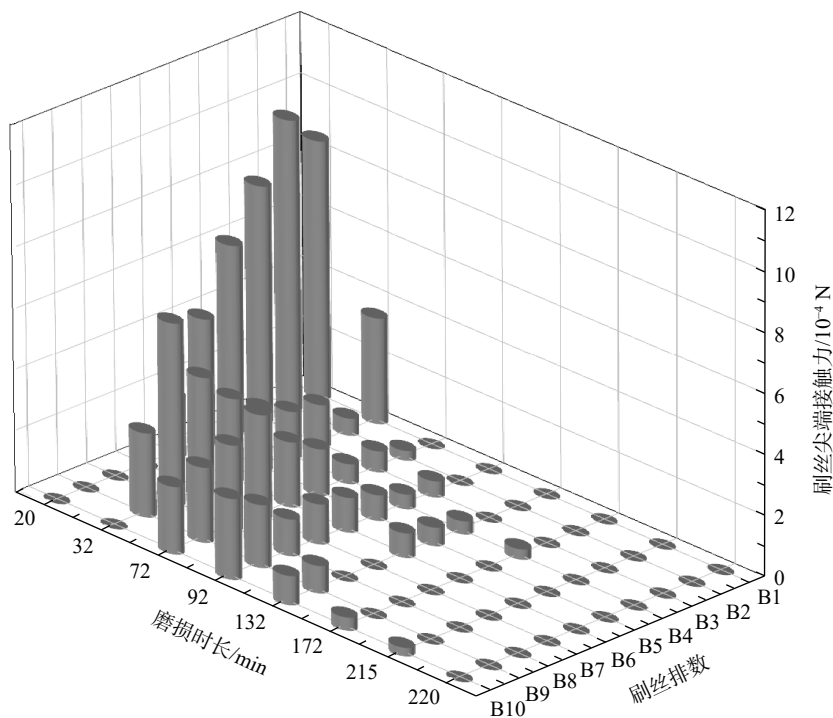


图 15 接触力随时间变化图(情况 2)

Fig. 15 Contact force vs. time plot (Case 2)

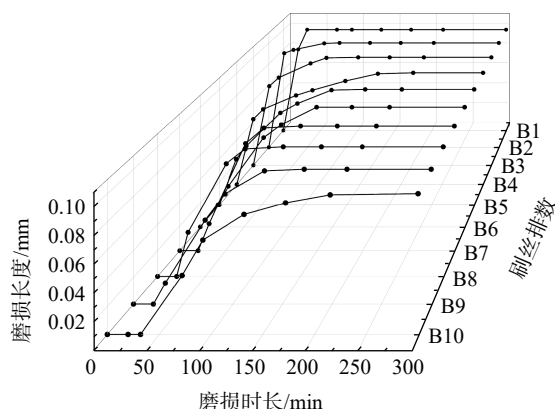


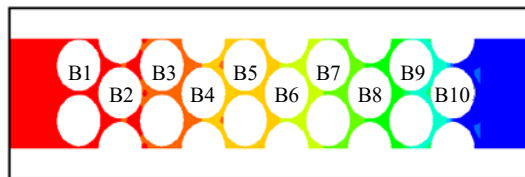
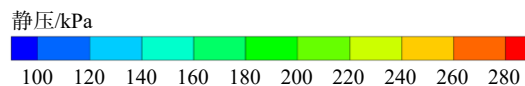
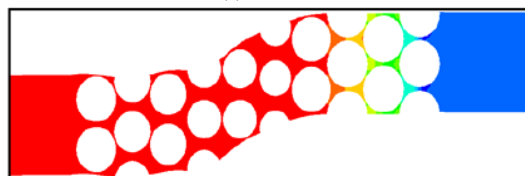
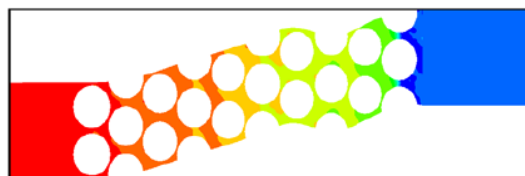
图 16 磨损长度随时间变化图(情况 2)

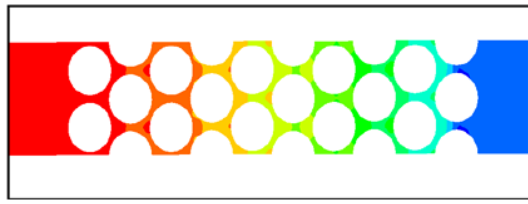
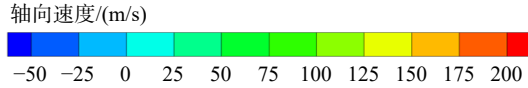
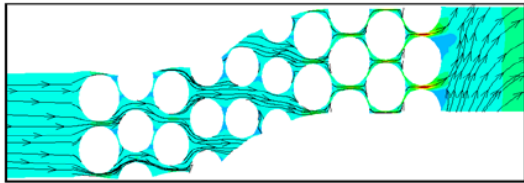
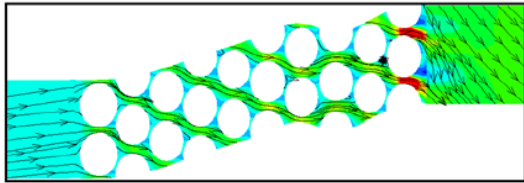
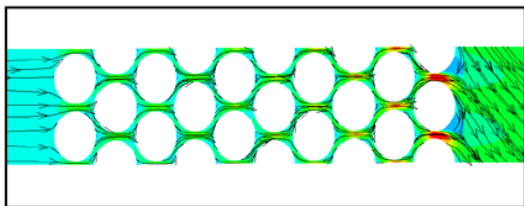
Fig. 16 Variation diagram of wear length over time (Case 2)

图 17 和图 18 分别为 $Z=0.5$ mm 截面压力分布图和速度流线图, 图中可以看出刷丝因前后排磨损长度不同而导致刷丝间挤压严重发生了较大的变形, 刷丝原本的三维插排管束排列发生变化, 气体流线由原本的圆柱绕流变为射流, 这导致在磨损初期泄漏量会出现激增, 随着时间的变化各排磨损长度逐渐趋于一致后, 排列形态逐渐恢复至磨损前的形态。在未发生磨损时, 刷式密封在 B4 处的压降较为明显, 在磨损开始后 32 min 时由于刷丝排列形态发生变化, 流动性增加, 压降发生较为明显的位置快速后移至 B8 处, 后随着各排刷丝磨损长度趋于一致, 刷丝排列形态逐渐

恢复, 压降较明显的位置逐渐回到 B4 处。

同时本文将两种情况进行了对比, 图 19 中, 从周期面压力云图中也能观察到压降明显位置先向后排移动, 随磨损时间增长又逐渐前移的现象。图 20 为两种情况下的周期面流线图, 情况 1 时磨损开始 20 min 后各排先后出现径向间隙, 流动阻力减小, 磨损结束后出现了与干涉长度相同的径

(a) $T=0$ min(b) $T=32$ min(c) $T=92$ min

(d) $T=215$ min图 17 $Z=0.5$ mm 截面压力分布Fig. 17 Pressure distribution of $Z=0.5$ mm section(a) $T=0$ min(b) $T=32$ min(c) $T=92$ min(d) $T=215$ min图 18 $Z=0.5$ mm 截面轴向速度分布及流线图Fig. 18 Axial velocity distribution and streamline diagram of $Z=0.5$ mm section

向间隙, 流动速度明显增大。情况 2 时由于刷丝三维插排管束排列状态发生较大变形, 流体流经刷丝束时阻力减小, 磨损结束后刷丝排列松散流速也出现了增大。两者泄漏量都出现了明显的增大, 但情况 1 主要取决于径向间隙的增大, 情况 2 则取决于刷丝排列形态及松散程度。

图 21 为磨损体积随时间变化图, 在转子恢复原位的情况下刷丝磨损的速度比转子不恢复原位

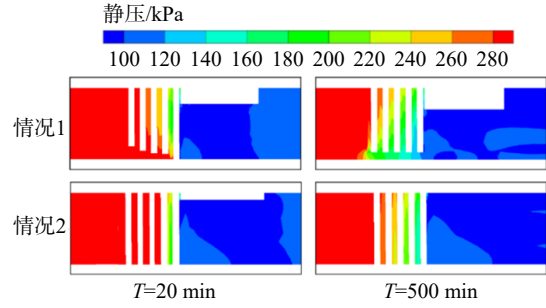


图 19 周期面压力分布图

Fig. 19 Periodic pressure distribution diagram

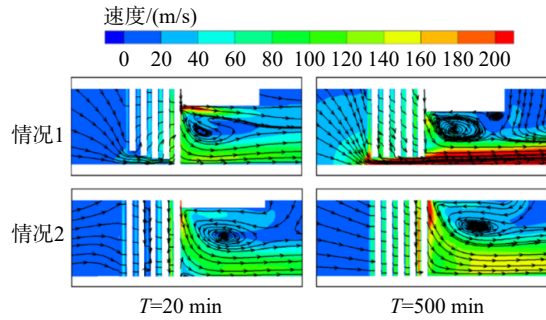


图 20 周期面速度流线图

Fig. 20 Periodic velocity and streamline diagram

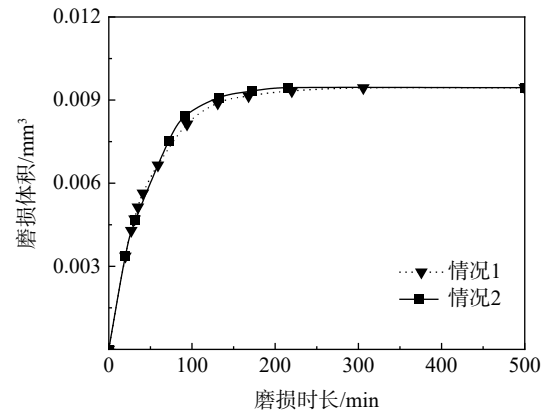


图 21 两种情况下总磨损体积随时间变化

Fig. 21 Variation of total wear volume over time at two conditions

的情况慢 29.7%, 最终磨损体积相同。

在图 22 泄漏量随时间变化图中, 转子不恢复原位的情况下在 0~50 min 内, 刷丝三维插排管束排列状态发生较大变形, 流体流经刷丝束时阻力减小, 泄漏量因此发生激增, 随着磨损的进行刷丝排列状态逐渐恢复, 泄漏量趋于平稳, 压比越大时泄漏量越大。在转子恢复原位的情况下, 泄漏量的变化主要取决于径向间隙的变化, 激增主要发生在 100~300 min 内。

2.2 压比对刷式密封磨损特性的影响分析

由于刷式密封在实际工作过程中, 转子在高

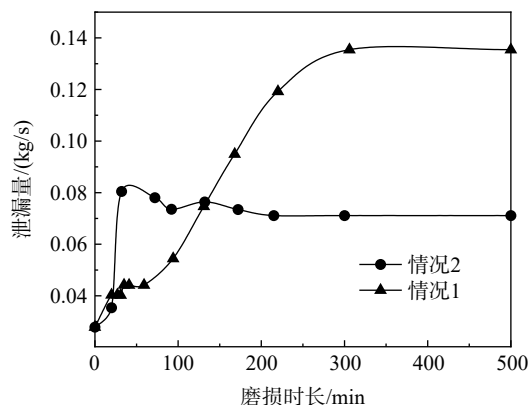


图 22 两种情况下泄漏量随磨损时间变化

Fig. 22 Leakage with wear time at different condition

转速下发生离心伸长,在高温下发生受热膨胀,其表面位置并不会保持不变,因此本文第 2.2 节和第 2.3 节都是在情况 1 即转子表面到达干涉位置后恢复原位的情况下进行分析。

图 23 为磨损前 30 min 时不同压比下刷丝接触力分布图,可以看出压比越大,刷丝在磨损初期所受的接触力越小。不同压比下,刷丝接触力随排数的增加整体变化趋势基本相同,都呈现出

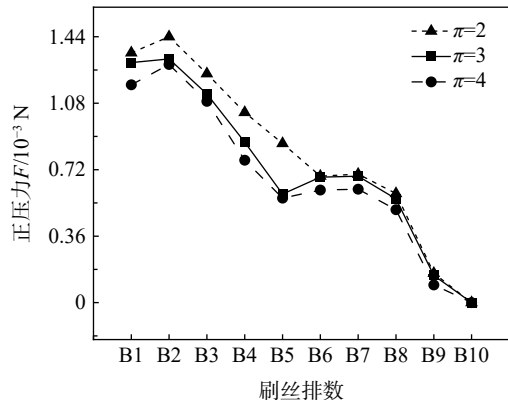


图 23 30 min 时不同压比下刷丝接触力

Fig. 23 Positive pressure of the brush filament at different pressure ratios at 30 min

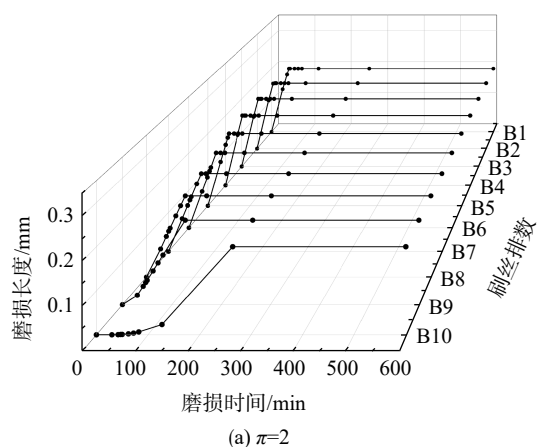
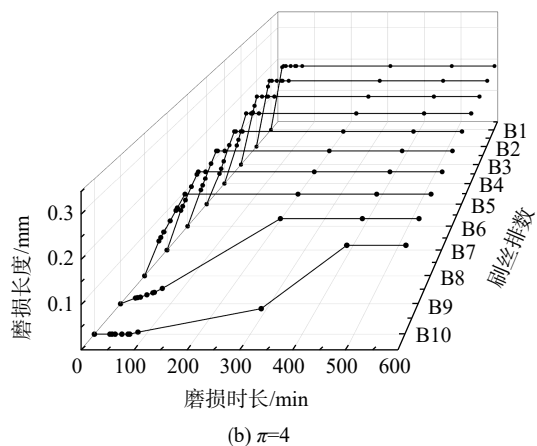
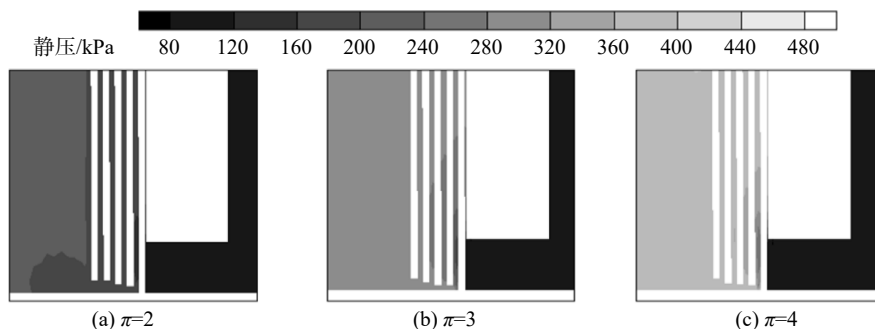
(a) $\pi=2$ (b) $\pi=4$

图 24 不同压比下刷丝磨损长度随时间变化

Fig. 24 Variation of brush filament wear length with time at different pressure ratios

前排刷丝接触力较大,后排较小的特点。图 24 为两种不同压比下刷丝磨损长度随时间的变化图,可以看出两种压比下前排刷丝的磨损速度和磨损结束的时间差距并不明显,但后排 3 排刷丝的接触力在压比为 2 时要大于压比为 4 时,压比为 4 时后排刷丝磨损长度在 509 min 时才结束增长,明显滞后于压比为 2 时。

图 25 分别给出了 3 种压比下,刷丝磨损 30 min 后的静压分布图,图中可以看出在磨损前期,

图 25 $T=30$ min 压力云图Fig. 25 $T=30$ min pressure distribution

由于接触力的影响, 压比为2时刷丝底部磨损较大, 产生的径向间隙较大, 压比为4时的磨损量明显小于压比为2和3工况。压比为2的情况下, 由于磨损量较大, 封严性能受到的影响也将最大。

图26分别给出了3种压比下刷式密封摩擦磨损特性随时间变化的趋势, 图26(a)中可以看出在发生磨损的前100 min内总磨损量的增长趋势基本相同, 在100 min以后由于不同压比下后排刷丝所受接触力的差距, 磨损体积的增长速度开始出现差距, 压比较大的磨损体积增长的较缓慢, 在图26(b)中也能看出, 压比越小刷式密封的磨损率越大, 则磨损量的增长越快。压比为2、3和4时磨损体积分别在264、348 min和486 min时停止增长, 磨损基本结束, 最终的磨损体积均为 0.019 mm^3 。但3种情况下的最终磨损总量没有区别。

图27为不同压比下泄漏量随磨损时间的变化图, 在压比为3未考虑磨损时的刷式密封泄漏量为 0.028 kg/s , 相同工况下考虑磨损的泄漏量

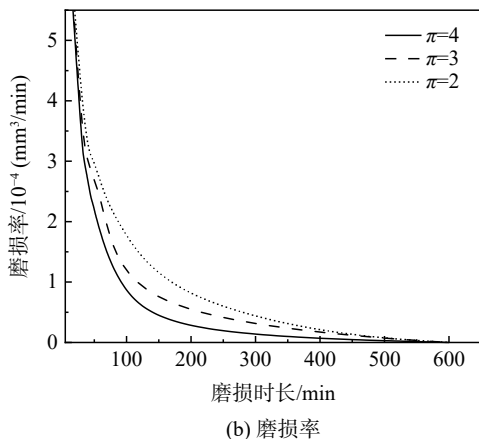
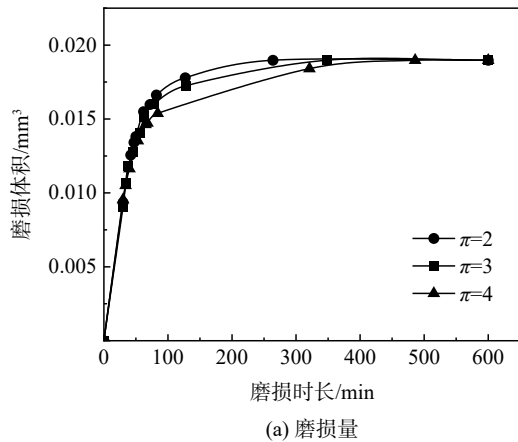


图26 不同压比下刷式密封摩擦磨损特性随时间变化
Fig. 26 Variation of friction wear characteristic of brush seal under different pressure ratios

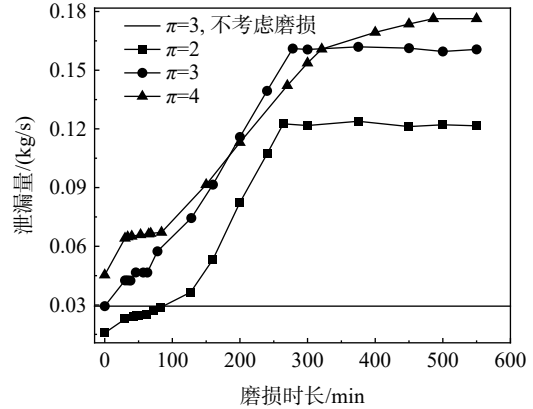


图27 不同压比下泄漏量随磨损时间变化
Fig. 27 Leakage with wear time at different pressure ratios

则从 0.028 kg/s 随着刷丝的磨损增加至最终的 0.153 kg/s , 是未磨损时的4.5倍。图中可以看出压比越大的泄漏量越大, 不同压比下都要远大于不考虑磨损时的泄漏量。

2.3 干涉量对刷式密封磨损特性的影响分析

图28为磨损前30 min时不同干涉量下刷丝接触力分布图, 可以明显看出干涉量越大, 刷丝在磨损初期所受的接触力越大。不同干涉量下, 刷丝接触力随排数的增加整体变化趋势基本相同, 同样呈现出前排刷丝接触力较大, 后排较小的特点。

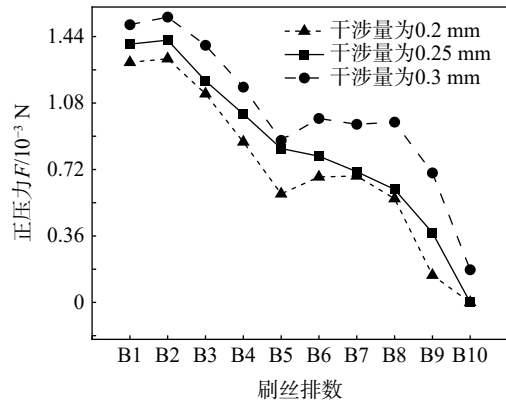


图28 30 min时不同压比下刷丝接触力
Fig. 28 30 min at different pressure ratios of the brush filament positive pressure

图29为不同干涉量下刷丝磨损长度随时间变化图, 在干涉量分别为0.25 mm和0.3 mm的情况下, 单根刷丝的磨损长度同样也呈现出前排刷丝磨损较快后排刷丝明显滞后的特点, 大部分刷丝在磨损开始的100 min内磨损长度达到干涉量并结束磨损。对于后3排刷丝, 干涉量越大, 刷丝所受接触力越大, 磨损长度的增长越快, 但由

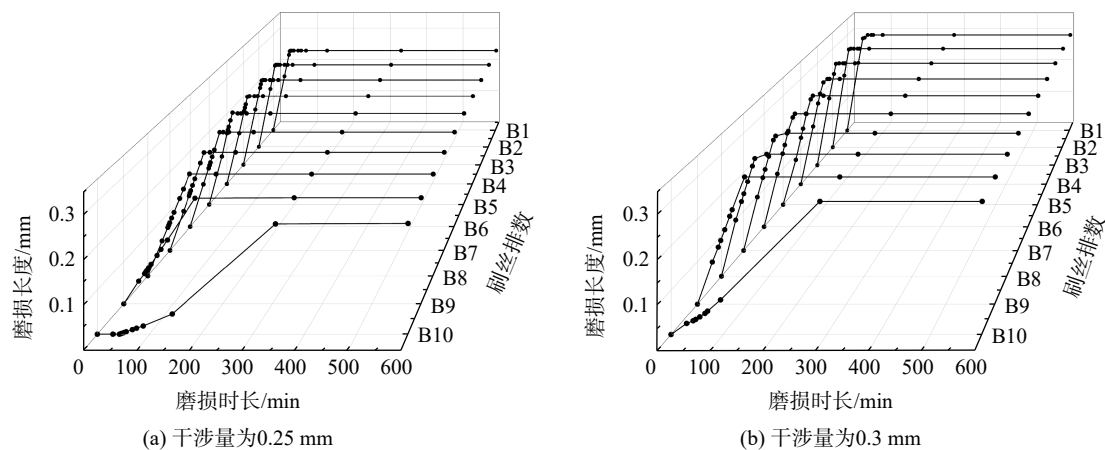


图 29 不同干涉下刷丝磨损长度随时间变化

Fig. 29 Variation of brush filament wear length with time under different interferences

于干涉量越大则需要磨损的长度越大, 因此其结束磨损的时间相对于干涉较小的情况并未有很大的差距。图 30 分别给出了 3 种干涉量下, 刷丝磨损 500 min 后的速度云图, 可以看出在结束磨损后, 转子恢复原位, 刷丝底部磨损去除的部位出现较大的径向间隙, 底部流动阻力减小, 流速明显增大, 干涉越大的工况下, 磨损结束后刷丝

底部流速越大。

图 31 为 3 种不同干涉量下刷式密封磨损特性随时间的变化, 磨损量激增主要发生在前 100 min 内, 随后由于磨损导致的刷丝尖端接触力减小, 并且刷丝剩余长度较小, 磨损量增长速度变缓, 最终结束磨损的时间基本相同, 但干涉量越大总磨损体积越大, 同时干涉量越大, 磨损率越

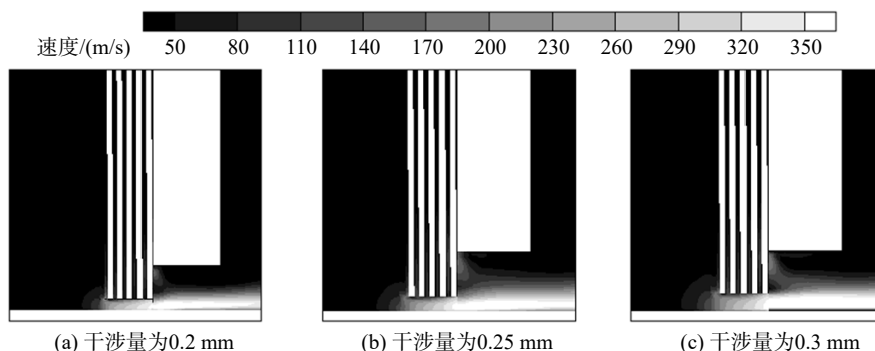
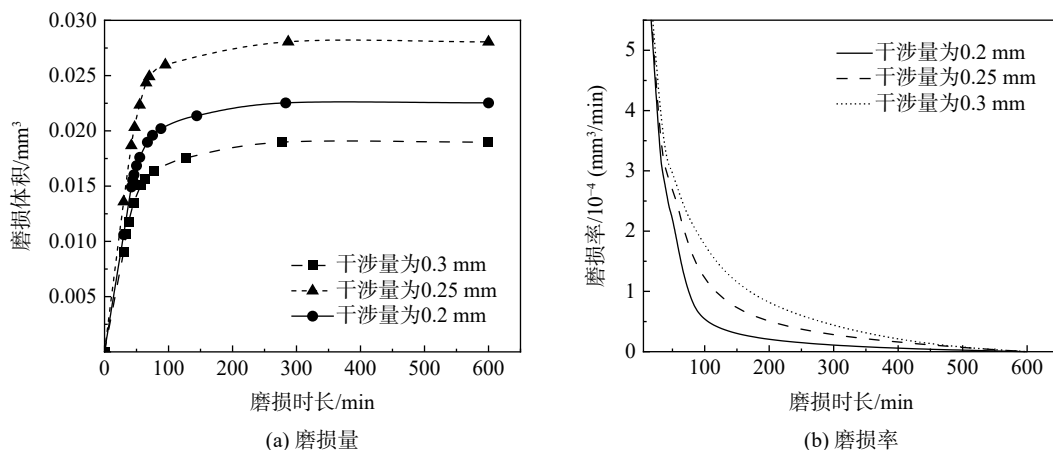
图 30 $T=500$ min 流速云图Fig. 30 $T=500$ min flow velocity cloud map

图 31 不同干涉下刷式密封摩擦磨损特性随时间变化

Fig. 31 Variation of friction and wear characteristics of brush seal under different interferences

大, 磨损量增长速度越快, 干涉量为 0.3 mm 时最终磨损体积分比干涉量为 0.25 mm 和 0.2 mm 时多 24.5% 和 47.87%。

图 32 为不同干涉下泄漏量随时间变化图, 可以看出在同压比下干涉量越大泄漏量越大, 干涉量为 0.3 mm 时刷丝磨损后的最终泄漏量比干涉 0.25 mm 模型高 5.03%, 比干涉量为 0.2 mm 模型高 10.97%。

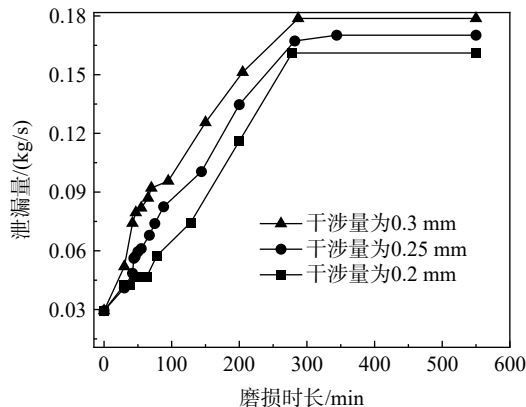


图 32 不同干涉下泄漏量随磨损时间变化

Fig. 32 Amount of leakage varies with wear time under different interferences

3 结 论

本文建立了刷式密封磨损的研究方法, 能够在磨损过程中不断更新迭代刷丝的变形情况, 并根据不同时段刷丝的磨损情况及变形计算出对应时间上刷丝与转子的接触力。同时, 本文将转子位置在磨损过程中的变化情况进行了具体分析, 细致阐述了两种情况下磨损规律的区别, 以及其对泄漏量影响的不同原因。在本文研究范围内可以得出如下结论:

1) 本文所建立的研究方法可以准确计算出刷丝在磨损过程中的磨损特性及磨损对密封性能的影响, 并且本文所使用的固体域力学分析模型无需进行网格划分, 能有效提高计算效率。本研究利用刷式密封实验结果对数值计算泄漏量及刷丝变形量进行了验证。实验获得的刷丝变形量、泄漏量、刷丝尖端接触力与数值结果偏差分别在 5%、7.9%、9.8% 以内。

2) 在转子到达干涉位置并恢复原位的情况下, 刷丝的磨损主要发生在前 100 min 内, 在这段时间内前排刷丝与转子间接触力较大, 磨损体积和磨损长度迅速增加。100 min 后, 刷丝与转子之

间的干涉量逐渐减小, 刷丝与转子间的接触压力逐渐减小并最终趋零。后三排刷丝受气动力影响较大, 与转子的接触力较小, 磨损体积增长缓慢。这种情况下刷丝与转子间的径向间隙不断增大, 气体在刷丝底部的流动性随磨损不断增强, 泄漏量在磨损开始后的 100~300 min 内发生激增。

3) 在刷丝与转子发生磨损后转子位置不变的情况下, 刷丝的磨损过程整体规律与转子在磨损后恢复原位的情况下大致相同, 磨损速度比该情况快 29.7%。这种情况下刷丝在磨损初期径向变形较大, 刷丝三维插排管束排列状态发生较大变形, 流体流经刷丝束时阻力减小, 泄漏量在磨损开始后的 0~50 min 内发生激增。

4) 在不同压比下, 在磨损初期, 压比越大刷丝所受的轴向气动力越大, 刷丝与转子间接触力越小。压比为 2、3 和 4 时, 磨损体积分别在 264、348 min 和 486 min 时停止增长, 最终磨损体积均为 0.019 mm³。在压比为 3 时, 考虑磨损后最终泄漏量为不考虑磨损时的 4.5 倍。在不同干涉量下, 磨损初期, 干涉量越大刷丝与转子间接触力越大。磨损的结束时间均停留在 300 min。干涉量为 0.3 mm 时刷丝磨损后的最终泄漏量比干涉量为 0.25 mm 模型高 5.03%, 比干涉量为 0.2 mm 模型高 10.97%。

参考文献:

- [1] ASLAN-ZADA F E, MAMMADOV V A, DOHNAL F. Brush seals and labyrinth seals in gas turbine applications[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy*, 2013, 227(2): 216-230.
- [2] CONNER K J, CHILDS D W. Rotordynamic coefficient test results for a four-stage brush seal[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 1993, 9(3): 462-465.
- [3] CHUPP R E, GHASRIPOOR F, TURNQUIST N A, et al. Advanced seals for industrial turbine applications: dynamic seal development[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2002, 18(6): 1260-1266.
- [4] 房友龙, 刘永葆, 余又红, 等. 热和离心力作用下高压涡轮转子的径向变形[J]. *燃气涡轮试验与研究*, 2011, 24(2): 31-35.
FANG Youlong, LIU Yongbao, YU Youhong, et al. Radial displacement of HPT rotor caused by the centrifugal and heat[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2011, 24(2): 31-35. (in Chinese)
- [5] 杜春华, 吉洪湖, 胡娅萍, 等. 刷式封严磨损特性及其对泄漏影响的试验研究[J]. *推进技术*, 2017, 38(11): 2597-2605.
DU Chunhua, JI Honghu, HU Yaping, et al. Experimental investigation on wearing characteristics and effects on leakage of brush seal[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(11): 2597-2605. (in Chinese)

- [6] BAYLEY F J, LONG C A. A combined experimental and theoretical study of flow and pressure distributions in a brush seal[C]// Proceedings of International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. New York, US: ASME, 2015: 404-410.
- [7] CHEW J W, LAPWORTH B L, MILLENER P J. Mathematical modeling of brush seals[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1995, 16(6): 493-500.
- [8] CHEN L H, WOOD P E, JONES T V, et al. An iterative CFD and mechanical brush seal model and comparison with experimental results[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1999, 121(4): 656-662.
- [9] 孙丹, 刘宁宁, 胡广阳, 等. 考虑刷丝变形的刷式密封流场特性与力学特性流固耦合研究[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(10): 2544-2553.
- SUN Dan, LIU Ningning, HU Guangyang, et al. Fluid-structure interaction investigation on the flow field and mechanical characteristic in brush seals with bristle deflections[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(10): 2544-2553. (in Chinese)
- [10] 刘育心, 董文蕾, 孔晓治, 等. 刷式密封刷丝变形力学特性及周向滑移气动失稳机理研究[J]. *推进技术*, 2025, 46(2): 2312008.
- LIU Yuxin, DONG Wenlei, KONG Xiaozhi, et al. Mechanical characteristics of bristle deflections and mechanism of circumferential slip aerodynamic instability for brush seals[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2025, 46(2): 2312008. (in Chinese)
- [11] 赵欢, 冯毓钟, 孙丹, 等. 刷式密封刷丝摩擦磨损特性实验研究[J]. *航空动力学报*, 2024, 39(4): 20210490.
- ZHAO Huan, FENG Yuzhong, SUN Dan, et al. Experimental study on friction and wear characteristics of brush seal brush wire[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2024, 39(4): 20210490. (in Chinese)
- [12] 冯毓钟. 刷式密封摩擦磨损特性数值与实验研究[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2022.
- FENG Yuzhong. Study on friction and wear characteristics of brush seals[D]. Shenyang: Shenyang Aerospace University, 2022. (in Chinese)
- [13] 陈春新, 李军, 丰镇平. 刷式密封刷丝束与转子接触力的数值研究[J]. *西安交通大学学报*, 2010, 44(7): 23-27.
- CHEN Chunxin, LI Jun, FENG Zhenping. Numerical investigation into bristle-rotor contact force of brush seals[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2010, 44(7): 23-27. (in Chinese)
- [14] 谢晓俊, 康宁. 低泄漏高寿命刷式封严的数值计算[J]. *航空动力学报*, 2003, 18(6): 824-826.
- XIE Xiaojun, KANG Ning. Numerical computation of low leakage and high endurance brush seal[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2003, 18(6): 824-826. (in Chinese)
- [15] ZHU Peng, LIU Yuxin, KONG Xiaozhi, et al. Experimental and numerical investigation on leakage flow, bristle deflections, and oscillation characteristics of brush seals[J]. *Physics of Fluids*, 2025, 37: 015163.
- [16] AKSIT M F, TICHY J A. Wear of brush seals: background and new modeling approach[J]. *Tribology Transactions*, 1998, 41(3): 368-374.
- [17] STANGO R J, ZHAO H, SHIA C Y. Analysis of contact mechanics for rotor-bristle interference of brush seal[J]. *Journal of Tribology*, 2003, 125(2): 414-421.
- [18] DEMIROGLU M, GURSOY M, TICHY J A. An investigation of tip force characteristics of brush seals[C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Montreal, Canada: ASME, 2007. 1249-1260.
- [19] ARCHARD J F. Contact and rubbing of flat surfaces[J]. *Journal of Applied Physics*, 1953, 24(8): 981-988.
- [20] 桂长林. Archard 的磨损设计计算模型及其应用方法[J]. *润滑与密封*, 1990, 15(1): 12-21.
- GUI Changlin. The archard design calculation model and its application methods[J]. *Lubrication Engineering*, 1990, 15(1): 12-21. (in Chinese)
- [21] 董书娜, 杜春华, 崔亚辉, 等. 基于 Archard 模型的刷式密封单边磨损特性[J]. *航空动力学报*, 2020, 35(7): 1437-1446.
- DONG Shuna, DU Chunhua, CUI Yahui, et al. Unilateral wear characteristics of brush seal based on Archard model[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2020, 35(7): 1437-1446. (in Chinese)
- [22] 袁玮. 刷式密封接触分析及磨损特性的研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2004.
- YUAN Wei. Research on contact analysis and wear characteristics of brush seals[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2004. (in Chinese)
- [23] LIU Yuxin, ZHU Peng, PEKRIS M, et al. Investigation of the dynamic characteristics of brush seals using a transient fluid-structure interaction method[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2025, 147(11): 111018.
- [24] LIU Yuxin, CHEW J W, PEKRIS M J, et al. The effect of inlet swirl on brush seal bristle deflections and stability[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2020, 142(7): 071002.
- [25] DURAN E T. Brush seal contact force theory and correlation with tests[J]. *Alexandria Engineering Journal*, 2022, 61(4): 2925-2938.

(编辑: 王碧琚)