

文章编号: 1000-8055(2022)06-1234-14

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210031

刷丝磨损对刷式密封泄漏流动特性 影响数值与实验研究

冯毓钟¹, 赵欢¹, 孙丹¹, 慕伟², 张国臣¹, 李浩¹

(1. 沈阳航空航天大学 航空发动机学院

辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室, 沈阳 110136;

2. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所

航空发动机动力传输航空科技重点实验室, 沈阳 110015)

摘 要: 采用有限元分析与计算流体力学相结合的方法, 建立了考虑刷丝磨损的刷式密封泄漏流动特性求解模型, 设计搭建了基于柱面圆周摩擦形式的刷式密封摩擦磨损特性实验装置, 实验研究了刷丝与转子间正压力特性, 在实验验证数值计算准确性的基础上, 研究了刷丝磨损对刷式密封泄漏流动特性的影响规律。研究表明: 从刷丝束上游到下游, 刷丝与转子间正压力和刷丝磨损长度均先减小后增大; 刷丝磨损长度随干涉量、刷丝直径的增加而增大, 随压比、刷丝长度的增加而减小。考虑刷丝磨损的刷式密封泄漏量随压比、干涉量、刷丝直径的增加而增大, 随着刷丝长度的增加而减小。提出泄漏量变化率表征刷丝磨损对刷式密封泄漏特性的影响程度, 泄漏量变化率随刷丝直径的增加而增大, 随着刷丝长度和压比的增加而减小; 在压比为 2.5 的工况下, 当刷丝直径从 0.09 mm 增至 0.11 mm 时, 泄漏量变化率从 9.53% 增至 19.18%; 当刷丝长度从 15.556 mm 增至 17.556 mm 时, 泄漏量变化率从 13.47% 降至 5.38%。增加刷丝长度并减小刷丝直径可以降低刷丝磨损对刷式密封密封性能的影响。

关 键 词: 刷式密封; 摩擦磨损; 泄漏特性; 正压力; Archard 黏着磨损理论

中图分类号: V233; TK263.2

文献标志码: A

Numerical and experimental research on influence of brush bristle wear on leakage and flow characteristics of brush seal

FENG Yuzhong¹, ZHAO Huan¹, SUN Dan¹,
MU Wei², ZHANG Guochen¹, LI Hao¹

(1. Liaoning Key Lab of Advanced Test Technology for Aerospace Propulsion System,
School of Aero-engine, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;

2. Key Lab for Power Transmission of Aero Engine, Shenyang Engine Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Using a combination of finite element analysis and computational fluid dynamics,

收稿日期: 2021-01-21

基金项目: 国家自然科学基金(52075346, 51675351); 辽宁省自然科学基金(2019-ZD-0236);
辽宁省教育厅基础科研项目(JYT2020047)

作者简介: 冯毓钟(1997—), 男, 硕士, 主要从事刷式密封摩擦磨损特性研究。

通信作者: 孙丹(1981—), 男, 教授, 博士, 主要从事透平机械先进密封技术研究。E-mail: phd_sundan@163.com

引用格式: 冯毓钟, 赵欢, 孙丹, 等. 刷丝磨损对刷式密封泄漏流动特性影响数值与实验研究[J]. 航空动力学报, 2022, 37(6): 1234-1247. FENG Yuzhong, ZHAO Huan, SUN Dan, et al. Numerical and experimental research on influence of brush bristle wear on leakage and flow characteristics of brush seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(6): 1234-1247.

a model for solving the leakage and flow characteristics of the brush seal considering the wear of the brush bristle was established, and an experimental device for the friction and wear characteristics of the brush seal based on the cylindrical circumferential friction was designed and built. The positive pressure characteristics between the brush bristle and the rotor were studied by experiment. Based on the experimental verification of the accuracy of the numerical simulation, the influence of the brush bristle wear on the leakage and flow characteristics of the brush seal was studied. The research results showed that from the upstream to the downstream of bristle pack, the positive pressure between the brush bristle and the rotor, and the wear length of the brush bristle both decreased first and then increased; the wear length of the brush bristle increased with the increase of the amount of interference and the diameter of the brush bristle, and decreased with the increase of pressure ratio and the length of the brush bristle. The leakage of the brush seal considering the wear of the brush bristle increased with the increase of the pressure ratio, the amount of interference and the diameter of the brush bristle, and decreased with the increase of the bristle length. The viewpoint was proposed that the change rate of leakage characterized the degree of influence of the brush bristle wear on the leakage characteristics of the brush seal. The change rate of the leakage increased with the increase of the diameter of the brush bristle, and decreased with the increase of the length of the brush bristle and the pressure ratio. Under pressure ratio of 2.5 conditions, when the diameter of the brush bristle increased from 0.09 mm to 0.11 mm, the change rate of leakage increased from 9.53% to 19.18%; when the length of the brush bristle increased from 15.556 mm to 17.556 mm, the change rate of leakage decreased from 13.47% to 5.38%. Increasing the length of the brush bristle and reducing the diameter of the brush bristle can reduce the influence of bristle wear on the sealing performance of the brush seal.

Key words: brush seal; friction and wear; leakage characteristics; positive pressure; Archard adhesive wear theory

在航空发动机等透平机械中得到重要应用的刷式密封是一种密封性能出众的动密封技术。随着航空发动机涡轮前温度和主轴转速不断提高,由转子受热膨胀与离心伸长等引起的刷丝磨损,导致密封性能下降的问题越来越突出^[1]。开展刷丝磨损对刷式密封泄漏流动特性影响研究对提高刷式密封性能具有重要意义。

国内外学者针对刷式密封已开展了大量研究。在刷式密封摩擦磨损特性方面,由于刷丝磨损特性较为复杂,对于刷丝磨损特性的数值研究国内外学者主要以刷丝与转子间接触力为入手点。国外 Aksit 等^[2]建立了考虑压强负载和转子干扰的刷式密封的初步计算模型,由模型计算得到的初步结果与实际密封行为对比具有合理的一致性。Demiroglu 等^[3]将刷丝分别简化为线性悬臂梁与非线性悬臂梁,并对两者的求解结果进行比较,建立两种模型的应用边界。Crudgington 等^[4]通过分析和实验研究了在压降为 344 737.85 Pa (原文献中为 50 磅/平方英寸)的条件下刷丝倾角

对刷丝与转子间接触力的影响,在将测试数据与 3D FEA(three dimensional finite element analysis)刷丝束模型进行了比较后提出了一个含有干涉和压降的密封件接触压力的方程式。Aksit 等^[5]对刷丝束进行建模,其中刷丝由 3D 梁单元构成,可以计算刷式密封刚度和刷丝尖端力。Duran 等^[6-7]提出了基于 CAE(computer aided engineering)技术的刷式密封计算模型,研究了几种刷式密封设计参数对刷式密封刚度和应力水平的主要影响。国内陈春新等^[8]基于线性悬臂梁研究了刷丝与转子间接触力。袁玮^[9]利用黏着磨损模型推导了刷式密封磨损寿命计算公式,计算了不同工况条件下的刷式密封磨损寿命。桂长林^[10]总结了现有的磨损设计计算方法,并对 Archard 黏着磨损理论模型进行了详细的介绍。董书娜等^[11]针对刷式密封结构特点构建了刷丝磨损量计算方程,研究了结构和工况参数对磨损量和磨损率的影响规律。现有文献对于刷丝磨损特性的数值研究较少,且大多基于简化的悬臂梁模型进行计算,该模

型与实际工作状态的刷丝相比简化较多。在刷式密封泄漏流动特性方面,国外 Chupp 等^[12]率先提出了等效厚度模型,并利用该模型对刷丝间的流动特性进行模拟。Bayley 等^[13]提出线性 Darcian 多孔介质模型,并利用该模型对刷式密封泄漏特性进行了计算。Chew 等^[14]基于非线性 Darcian 多孔介质模型对刷式密封泄漏特性进行了研究。Dogu^[15]基于整体多孔介质模型,建立了刷式密封泄漏特性计算模型,计算了刷式密封泄漏量。Li 和 Qiu 等^[16-17]发展了采用多孔介质模型预测迷宫刷式密封的泄漏特性,数值仿真与实验结果对比良好。黄首清等^[18]建立了刷式密封三维稳态模型,计算了刷丝所受的气流压力并将其简化为一系列的集中力。严豪宇^[19]基于多孔介质模型与悬臂梁公式研究了考虑刷丝磨损的刷式密封泄漏特性。孙丹等^[20]基于三维实体建模技术对刷式密封泄漏流动特性开展了研究。综上所述,现有文献多基于简化的理论模型开展刷式密封磨损特性研究,刷丝与转子间接触力的实验研究较少,鲜有考虑刷丝磨损的刷式密封泄漏特性研究成果报道。

本文采用有限元分析与计算流体力学相结合的方法,建立了考虑刷丝磨损的刷式密封泄漏流动特性求解模型,设计搭建了基于柱面圆周摩擦形式的刷式密封摩擦磨损特性实验装置,实验研究了刷丝与转子表面的正压力特性,在实验验证数值方法准确性的基础上,研究了刷丝磨损对刷式密封泄漏流动特性的影响规律。

1 考虑刷丝磨损的刷式密封泄漏流动特性求解模型

本文计算流程如图 1 所示,首先建立刷式密封磨损特性求解模型,通过计算得到刷丝与转子间正压力和刷丝磨损长度,其中刷丝磨损长度是将刷式密封磨损特性数值模型计算得到的刷丝与转子间正压力代入 Archard 黏着磨损理论模型中计算得到的;之后利用刷丝磨损长度对刷式密封泄漏流动特性求解模型中刷丝长度进行修改,计算得到考虑刷丝磨损的刷式密封泄漏量。

1.1 基本假设

在实际工作情况中,刷丝与转子间的正压力会随着刷丝的磨损而逐渐降低,同时引起刷丝的磨损速率的降低,刷丝磨损速率的改变反过来又影响刷丝与转子间正压力的变化,因此刷丝的磨损过程为随时间变化的非线性过程,研究难度较

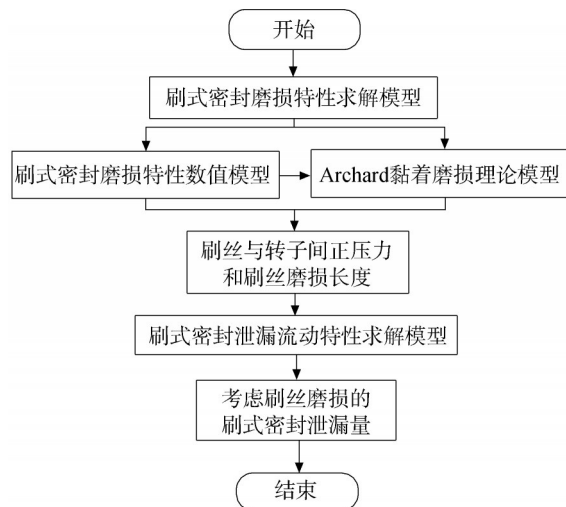


图 1 计算流程

Fig.1 Calculation process

大。图 2 为本文基本假设示意图。刷丝的磨损主要发生在工作早期^[21],因此本文假定在一个较短时间(0.5 h)内刷丝与转子间的正压力不变,则刷丝在该时间段内的磨损速率不变^[5,9]。同时本文所研究的刷丝与转子间干涉量是由于发动机运行工况改变而导致的转子受热膨胀和离心伸长引起的,即本文所研究的是刷式密封在经历“初始刷丝与转子间隙为 0,处于过渡配合状态—转子受热膨胀和离心伸长—刷丝与转子过盈接触,刷丝与转子间产生干涉量—刷丝磨损—转子恢复初始尺寸,刷丝磨损导致刷丝与转子间产生间隙”这一完整过程后^[1],未考虑磨损与考虑磨损的刷式密封泄漏流动特性的对比。

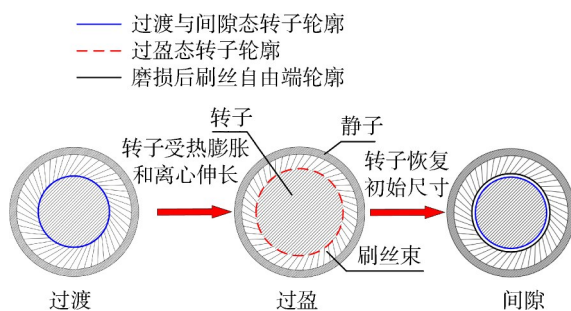


图 2 基本假设示意图

Fig.2 Basic assumption diagram

1.2 刷式密封磨损特性求解模型

1.2.1 刷式密封 Archard 黏着磨损理论模型

现有研究表明,刷式密封刷丝与转子跑道表面之间的磨损属于典型的黏着磨损^[9,11,19],因此本文基于 Archard 黏着磨损理论,建立了刷式密封磨损特性求解模型。典型的 Archard 黏着磨损理

论模型表达式为^[9]

$$Q = k_0 \frac{N}{3\sigma_0} \quad (1)$$

式中 Q 为单位滑动距离时,接触面上的总磨损量; k_0 为黏着磨损常数,取值范围为 $10^{-7} \sim 10^{-2}$; N 为两物体接触面上的正压力; σ_0 为两接触物体中较软材料的受压屈服极限。

刷式密封的磨损主要是由于刷丝与转子表面接触压力作用下的相对滑动造成的。刷式密封接触摩擦副材料的选择是以保证转子不被磨损为前提,所以刷式密封的磨损主要是刷丝的磨损。因此本文研究的刷式密封的磨损为刷丝的磨损,假设转子涂层在这一过程中不发生磨损^[11]。

根据式(1)可得,刷丝单位滑动距离的磨损量为

$$W_0 = k_s \frac{N_s}{3\sigma_s} \quad (2)$$

式中 N_s 为刷丝与转子间正压力; k_s 为刷丝与转子摩擦副的黏着磨损常数,取值为 10^{-5} ^[11];由于刷丝材料相对转子涂层材料较软,所以 σ_s 为刷丝材料的受压屈服极限,取值为 550 MPa。转子的转动线速度为 v ,则 t 时间内刷丝的滑动距离为 vt 。刷丝在 t 时间内的总磨损量为

$$W = k_s \frac{N_s}{3\sigma_s} vt \quad (3)$$

刷丝直径为 d ,因此刷丝横截面面积为

$$S_s = \frac{\pi d^2}{4} \quad (4)$$

于是可得刷丝在 t 时间内的磨损长度为

$$L_w = \frac{W}{S_s} = \frac{4k_s N_s vt}{3\sigma_s \pi d^2} \quad (5)$$

因此计算刷式密封刷丝磨损长度的关键是对刷丝与转子之间的正压力进行计算。

对于刷丝与转子表面正压力的计算,现有研究大多基于线性悬臂梁量理论,即将刷丝简化为线性悬臂梁。如图3为单根刷丝在理想情况下的受力情况。

图3中 θ 为刷丝的周向倾角, δ_r 为刷丝与转子之间的干涉量。所以结合几何关系及细长梁的线性纯弯曲理论可得刷丝与转子表面的正压力公式为

$$N_s = \frac{3EI\delta_r}{L^3(\sin\theta)^2} \quad (6)$$

式中 E 为刷式密封刷丝弹性模量, I 为刷丝截面的惯性矩, L 为刷丝长度。

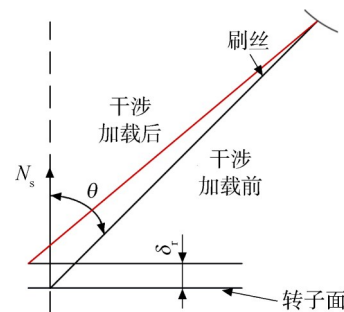


图3 单根刷丝理想情况受力分析

Fig.3 Force analysis of a single brush bristle under ideal conditions

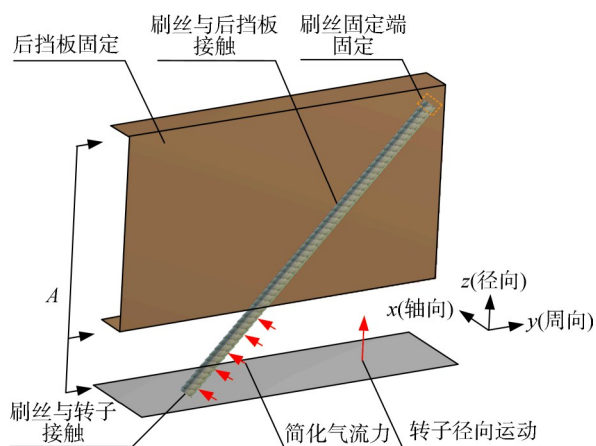
$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (7)$$

将式(7)代入式(6)中可得刷丝与转子表面正压力为

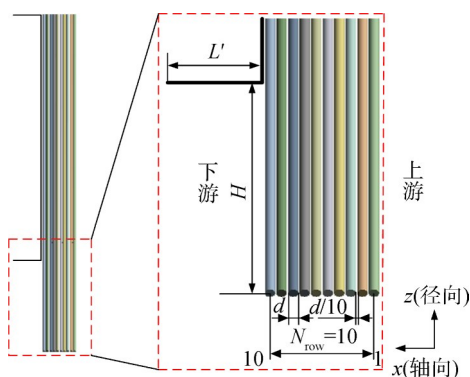
$$N_s = \frac{3E\pi d^4 \delta_r}{64L^3(\sin\theta)^2} \quad (8)$$

1.2.2 刷式密封磨损特性数值模型

本文建立了考虑刷丝与刷丝间、刷丝与转子间、刷丝与后挡板间接触力与摩擦力作用,并同时考虑气流对刷丝作用的刷式密封FEM模型。利用该模型计算刷丝与转子间的正压力,并对刷式密封刷丝的磨损特性与考虑刷丝磨损的刷式密封泄漏特性进行研究。图4(a)所示为本文所建立的刷式密封FEM模型整体图及边界条件设置,图4(b)所示为图4(a)的A方向视图,其中沿坐标轴 x 、 y 、 z 方向分别为刷式密封模型的轴向、周向与径向方向。选取前挡板以下部分建立模型以简化计算,模型包括刷丝束、后挡板与转子面。该模型刷丝束轴向有10排刷丝,每排包含1根刷丝,刷丝总数为10,刷丝束上游第1排刷丝的刷丝排序号为1,依次排序,末排刷丝的刷丝排序号为10。其中刷丝采用梁单元,后挡板与转子采用壳单元。本文刷式密封磨损与泄漏特性数值计算结构参数设计如表1所示。本文计算所用刷式密封的刷丝弹性模量为 206 GPa,泊松比为 0.3,刷丝与转子间、刷丝与后挡板间、刷丝与刷丝之间的摩擦因数分别为 0.24、0.28、0.20^[22]。为了简化计算将气流对刷丝的作用力简化为沿轴向的均布载荷,并且气流力只作用于后挡板以下区域^[23]。通过对转子面施加径向位移来控制刷丝与转子间的干涉量。利用有限元软件求解刷式密封FEM模型,其中接触算法为增强拉格朗日法,刷式密封模型采用大变形设置。



(a) 模型整体图及边界条件设置



(b) A向视图

图 4 刷式密封 FEM 模型及边界条件设置

Fig.4 FEM model of brush seal and setting of boundary conditions

表 1 刷式密封结构参数设计

Table 1 Parameters design of brush seal structure

参数名称	数值
刷丝直径 d/mm	0.08, 0.09, 0.10, 0.11
刷丝长度 L/mm	15.556, 16.556, 17.556
刷丝束轴向排数 N_{row}	10
刷丝周向倾角 $\theta/(\circ)$	45
后挡板保护高度 H/mm	3
刷环内径 R/mm	360
后挡板宽度 L'/mm	0.5

1.3 刷式密封泄漏流动特性求解模型

1.3.1 刷式密封泄漏流动特性理论模型

开展刷式密封泄漏流动特性计算时,使用的湍流流动守恒方程包括动量方程和连续方程^[24-25]。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \text{div}(\rho \mathbf{U}) \quad (9)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{U} u) = \text{div}(\Gamma \text{grad} u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{U} v) = \text{div}(\Gamma \text{grad} v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \\ \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{U} \omega) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \omega) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \end{cases} \quad (10)$$

式中 ρ 为密度; t 为时间; p 为流体微元体上的压强; $\mathbf{U}$ 为速度矢量; u, v, ω 为速度矢量 $\mathbf{U}$ 在 x, y, z 方向的分量; Γ 为平均有效扩散率; S_u, S_v, S_w 为动量守恒方程的广义源项^[20]。

刷式密封的刷丝束区域的流场比较复杂,因此需要修正标准湍流模型,修正后 RNG(re-normalization group) $k-\epsilon$ 模型为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G - \rho \epsilon \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \epsilon)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \cdot \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + \\ &C_{\epsilon 1} G \frac{\epsilon}{k} - \rho C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (12)$$

式中 $G = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$, 下标 i, j 分别表示第 i, j 个点; μ_t 为湍流黏度, $\mu_t = \rho C_\mu (k^2/\epsilon)$; ϵ 为耗散率; k 为湍动能。拟合常数 $C_{\epsilon 1} = 1.44$, $C_{\epsilon 2} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$ ^[20]。

1.3.2 刷式密封泄漏流动特性数值模型

图 5(a) 和图 5(b) 分别为本文所用刷式密封泄漏流动特性求解模型的网格划分和边界条件, 其中坐标轴 x 和 z 方向分别代表刷式密封模型的轴向和径向方向, A 为模型的刷丝束径向。本文泄漏流动特性求解模型使用六面体网格划分进出口区域的流体, 使用加密后的四面体网格划分刷丝束区域的流体。本文泄漏流动特性求解模型的边界条件主要包括: 密封进出口压强、周向对称、转子面无滑移。表 2 为本文刷式密封泄漏流动特性求解模型边界条件。

图 6 为本文未考虑与考虑刷丝磨损的刷式密封泄漏流动特性求解模型刷丝自由端放大图。从图 6(a) 中可以看出由于未考虑刷式密封在经历基本假设过程中的刷丝磨损, 因此未考虑刷丝磨损的刷式密封泄漏流动特性求解模型中, 刷丝长度按照初始刷丝长度 L 进行建模计算。从图 6(b) 中可以看出由于考虑了刷式密封在经历基本假设过程中的刷丝磨损, 因此考虑刷丝磨损的刷

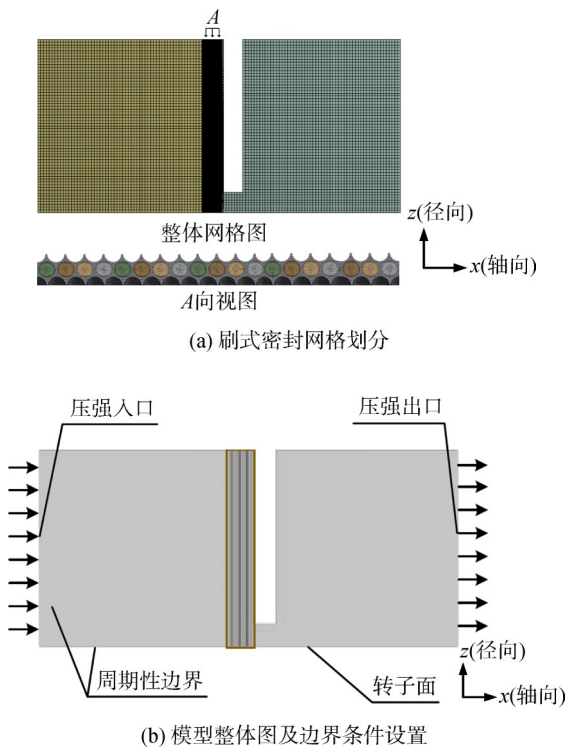


图 5 刷式密封泄漏流动特性求解模型
Fig.5 Solving model of brush seal leakage and flow characteristics

表 2 刷式密封泄漏流动特性求解模型边界条件
Table 2 Boundary conditions of model for solving leakage and flow characteristics of brush seal

边界名称	边界条件
进口总压/MPa	0.15, 0.20, 0.25
进口总温/K	290.0
出口静压/MPa	0.10
转子线速度/(m/s)	100

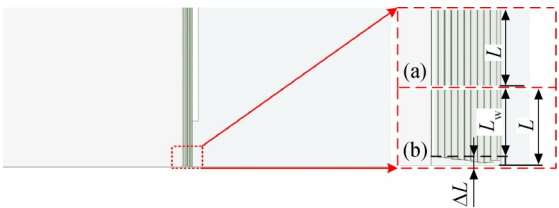


图 6 未考虑磨损与考虑磨损的刷式密封泄漏流动特性求解模型
Fig.6 Solving model of brush seal leakage and flow characteristics without considering wear and considering wear

式密封泄漏流动特性求解模型中,刷丝长度按照磨损后刷丝长度 L_w 进行建模计算, L_w 的计算公式如下:

$$L_w = L - \Delta L \tag{13}$$

即此时模型中的刷丝长度需要在初始刷丝长度 L 的基础上减去由于磨损而产生的刷丝磨损长度 ΔL 。

2 刷丝磨损对刷式密封泄漏流动特性影响分析

2.1 刷丝磨损对刷式密封流场分布特性影响分析
2.1.1 刷丝磨损对刷式密封压强分布特性影响分析

图 7(a)和图 7(b)分别给出了在进出口压比为 2、干涉量为 0.4 mm、运行时间为 0.5 h 条件下刷式密封未考虑和考虑刷丝磨损的压强分布云图。由图 7 中可以看出,刷式密封上游区域压强基本不变,压降主要发生在刷丝束靠近后挡板保护高度的区域,并且压降形式为沿刷丝束轴向逐级递减。通过对比未考虑和未虑刷丝磨损的刷式密封压强分布云图可以发现,刷丝磨损将会导致刷丝自由端与转子表面之间产生间隙,使得刷丝自由端与转子之间的压降发生不均匀变化。

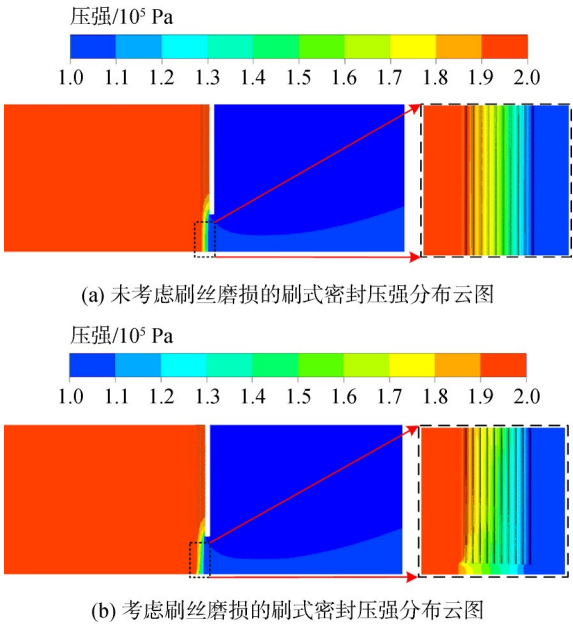


图 7 刷丝磨损对刷式密封压强分布特性影响
Fig.7 Influence of brush bristle wear on pressure distribution characteristics of brush seal

2.1.2 刷丝磨损对刷式密封速度分布特性影响分析

图 8(a)和图 8(b)分别给出了在进出口压比为 2、干涉量为 0.4 mm、运行时间为 0.5 h 条件下刷式密封未考虑和考虑刷丝磨损的速度分布云图

图。在刷式密封上游区气流速度基本保持一致;通过对比未考虑和考虑刷丝磨损的刷式密封速度分布云图可以发现,当经过刷丝束后,未考虑刷丝磨损的刷式密封,气流从未排刷丝靠近后挡板保护高度位置呈射流状流出;而考虑刷丝磨损的刷式密封,气流从未排刷丝靠近后挡板保护高度位置与刷丝自由端处呈射流状流出;同时未考虑与考虑刷丝磨损的刷式密封最大速度分别为 266 m/s 与 313 m/s,未考虑刷丝磨损的最大速度低于考虑刷丝磨损的最大速度。

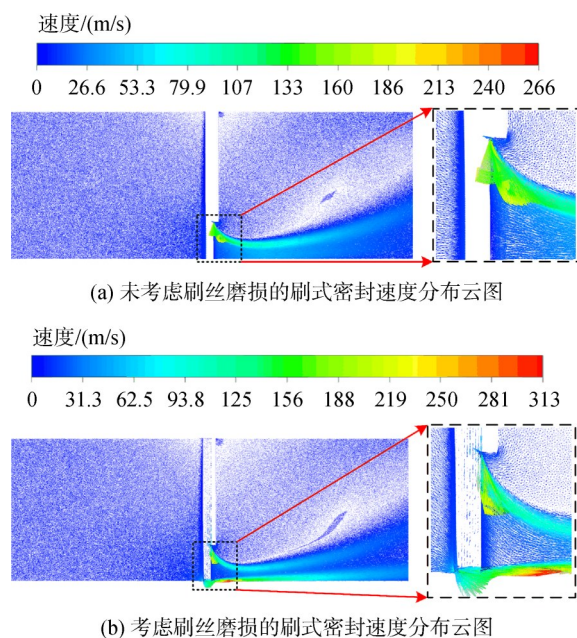


图 8 刷丝磨损对刷式密封速度分布特性影响

Fig.8 Influence of brush bristle wear on speed distribution characteristics of brush seal

2.2 不同工况参数下刷丝磨损对刷式密封泄漏特性影响分析

2.2.1 不同干涉量下刷丝磨损对刷式密封泄漏特性影响分析

图 9 给出了刷式密封在进出口压比为 2, 转子转速为 100 m/s, 运行时间为 0.5 h 下, 未考虑磨损与考虑磨损时刷式密封泄漏量随刷丝与转子间干涉量的变化。从图 9 中可以看出, 对于未考虑刷丝磨损的刷式密封而言, 不考虑经历基本假设过程中的刷丝磨损, 因此在经历基本假设过程前后刷丝与转子间的配合状态均为 0 间隙的过渡配合, 干涉量作为基本假设中的一个状态量将不会对经历基本假设后的未考虑磨损的刷式密封泄漏量产生影响。所以当经过转子受热膨胀和离心伸长这一过程后, 未考虑刷丝磨损的刷式密封的泄

漏量为 0.015 12 kg/s。

对于考虑刷丝磨损的刷式密封而言, 在经历基本假设后转子恢复初始尺寸, 因此刷丝与转子间将因刷丝磨损而产生磨损间隙。在刷丝与转子间的干涉量为 0.1 mm 条件下, 考虑刷丝磨损的刷式密封的泄漏量为 0.015 39 kg/s; 在刷丝与转子间的干涉量为 0.4 mm 条件下, 考虑刷丝磨损的刷式密封的泄漏量为 0.017 35 kg/s。这主要是由于当压比相同时, 随着刷丝与转子间干涉量的逐渐增大, 刷丝与转子间的正压力也逐渐增大, 引起刷丝磨损长度的增大, 最终导致考虑刷丝磨损的刷式密封泄漏量随干涉量的增大而逐渐增大。

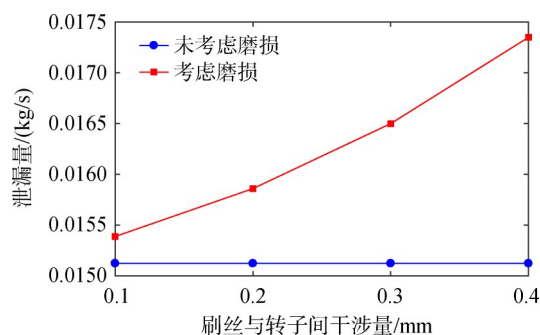
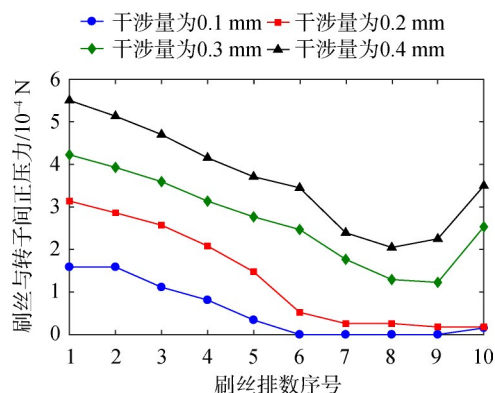


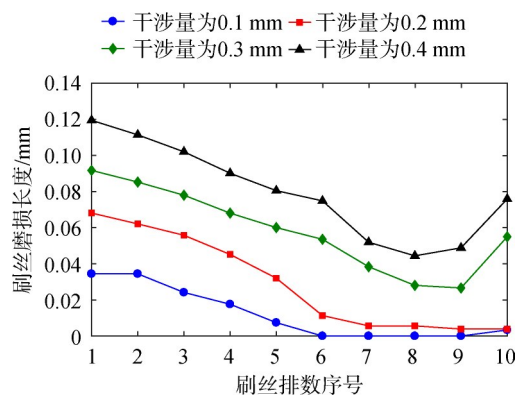
图 9 未考虑磨损与考虑磨损的刷式密封泄漏量随干涉量变化曲线图

Fig.9 Change curves diagram of leakage of brush seal with amount of interference without considering wear and considering wear

图 10(a) 和图 10(b) 分别给出了在该工况条件下, 不同干涉量时, 刷丝与转子间的正压力和刷丝磨损长度变化曲线。从图 10(a) 和图 10(b) 中可以看出, 从刷丝束上游到下游, 刷丝磨损长度和刷丝与转子间正压力的变化趋势均为先减小后增大, 并且随着干涉量增大刷丝与转子间正压力和刷丝磨损长度均增大。这主要是由于刷丝束上游刷丝轴向变形受到相邻下游刷丝的阻碍, 轴向变形较小, 因此上游首排刷丝的正压力最大。而随着刷丝的轴向位置逐渐向下游偏移, 下游刷丝数量的逐渐减少导致刷丝轴向变形所受阻碍逐渐减小, 刷丝轴向变形逐渐增加, 刷丝与转子间正压力和刷丝磨损长度逐渐减小。由于最末排刷丝与后挡板之间存在较大的摩擦力, 使得下游末排刷丝的变形滞后于其他刷丝, 因此使得下游末排刷丝与转子间正压力和刷丝磨损长度出现上升趋势。由于刷丝与转子间干涉量较小时, 刷丝与转子间正压力较小, 摩擦力较小, 导致刷丝在轴向气流力



(a) 刷丝与转子间正压力随干涉量变化曲线图



(b) 刷丝磨损长度随干涉量变化曲线图

图10 刷丝与转子间正压力及刷丝磨损长度随干涉量变化曲线图(压比为2.0)

Fig.10 Change curves diagram of positive pressure between brush bristle and rotor and wear length of brush bristle with amount of interference (pressure ratio of 2.0)

的作用下出现较大的轴向变形,因此随着干涉量增大刷丝与转子间正压力和刷丝磨损长度增加。

2.2.2 不同压比下刷丝磨损对刷式密封泄漏特性影响分析

图11给出了刷式密封在刷丝与转子间干涉量为0.4 mm,转子转速为100 m/s,运行时间为0.5 h下,未考虑磨损与考虑磨损时刷式密封泄漏量随刷式密封上下游压比的变化。从图11中可以看出,在刷式密封上下游压比为1.5时,未考虑磨损的刷式密封泄漏量为0.009 15 kg/s,考虑磨损的刷式密封泄漏量为0.011 43 kg/s,两者相比泄漏量增大了24.92%;在刷式密封上下游压比为2.5时,未考虑磨损的刷式密封泄漏量为0.020 56 kg/s,考虑磨损的刷式密封泄漏量为0.022 50 kg/s,两者相比泄漏量增大了9.44%。这主要是由于当刷丝与转子间干涉量相同时,随

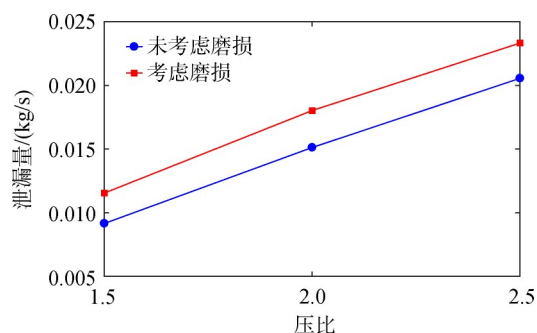
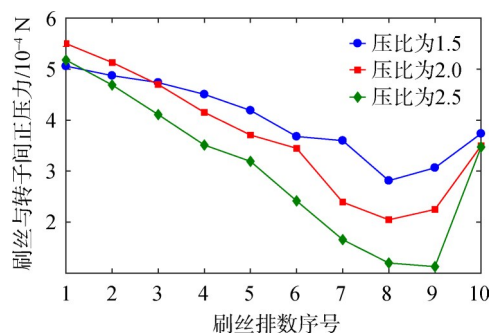


图11 未考虑磨损与考虑磨损的刷式密封泄漏量随压比变化曲线图

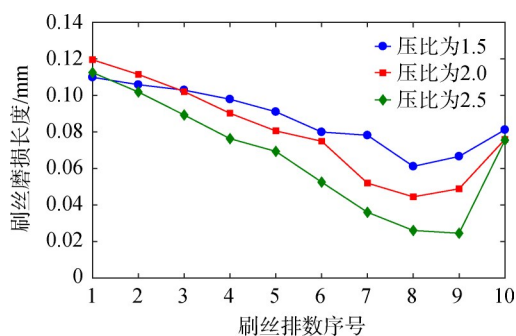
Fig.11 Change curves diagram of leakage of brush seal with pressure ratio without considering wear and considering wear

着刷式密封上下游压比的增加,刷丝所受轴向气流力逐渐增大,刷丝的轴向变形逐渐增大,刷丝与转子间的正压力减小,刷丝的磨损逐渐减小,未考虑磨损与考虑磨损的刷式密封泄漏量变化程度减小。

图12(a)和图12(b)分别给出了在该工况条件



(a) 刷丝与转子间正压力随压比变化曲线图



(b) 刷丝磨损长度随压比变化曲线图

图12 刷丝与转子间正压力和刷丝磨损长度随压比变化曲线图(干涉量为0.4 mm)

Fig.12 Change curves diagram of positive pressure between brush bristle and rotor and wear length of brush bristle with pressure ratio (amount of interference of 0.4 mm)

下,不同上下游压比时,刷丝与转子间正压力和刷丝磨损长度变化曲线。从图 12(a)和图 12(b)中可以看出,当干涉量相同时,随着压比的增加,刷丝与转子间正压力和刷丝磨损长度均逐渐降低。

2.3 不同结构参数下刷丝磨损对刷式密封泄漏

特性影响分析

2.3.1 不同刷丝直径下刷丝磨损对刷式密封

泄漏特性影响分析

图 13 给出了刷丝长度为 15.566 mm,刷丝直径分别为 0.09、0.10、0.11 mm 的三种刷式密封在 1.5、2.0、2.5 三种压比条件下以 100 m/s 的线速度、0.4 mm 的干涉量运行 0.5 h,未考虑磨损与考虑磨损的刷式密封泄漏量变化曲线图。从图 13 中可以看出未考虑和考虑磨损的刷式密封泄漏量均随刷丝直径的增加而增加。随着刷丝直径由 0.09 mm 变为 0.11 mm,在压比为 1.5 时,未考虑磨损的泄漏量增加了 6.15%,考虑磨损的泄漏量增加了 12.87%;在压比为 2.5 时,未考虑磨损的泄漏量增加了 5.79%,考虑磨损的泄漏量增加了 15.11%。这主要是由于刷丝间间隙是影响刷式密封泄漏特性的主要因素,而增加刷丝直径将会导致刷丝间间隙的增加,使得刷丝束密度减少,刷丝束对气流的阻碍作用减弱,气流的能量耗散减弱,进而引起刷式密封的泄漏量增加。

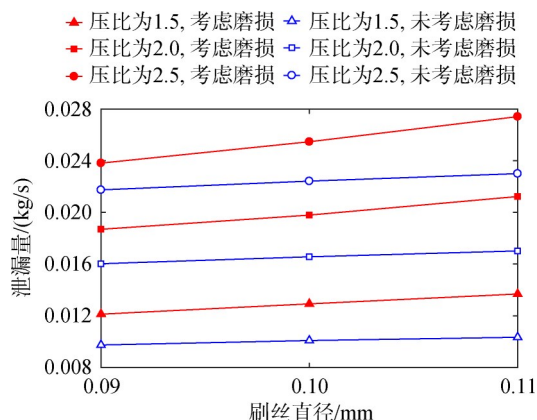


图 13 未考虑磨损与考虑磨损的刷式密封泄漏量随刷丝直径变化曲线图

Fig.13 Change curves diagram of leakage of brush seal with diameter of brush bristle without considering wear and considering wear

刷式密封泄漏量变化率是评价刷丝磨损对刷式密封泄漏特性影响的参数。刷式密封泄漏量变化率越大则刷丝磨损对刷式密封泄漏特性的影响越强。刷式密封泄漏量变化率定义为

$$\varphi^* = \frac{(\varphi_{\text{wear}} - \varphi_0)}{\varphi_0} \times 100\% \quad (14)$$

式中 φ^* 为刷式密封泄漏量变化率, φ_{wear} 为考虑磨损的刷式密封泄漏量, φ_0 为相同工况下未考虑磨损的刷式密封泄漏量。

图 14 和图 15 分别为刷式密封泄漏量变化率随刷丝直径变化曲线图与不同压比下刷丝磨损长度随刷丝直径变化曲线图。从图中可以看出,刷式密封泄漏量变化率随着刷丝直径的增加而增加,当刷丝直径为 0.09、0.10、0.11 mm 时,刷式密封泄漏量变化率分别为 9.53%~24.51%、13.58%~28.14%、19.18%~32.40%;相同刷丝直径条件下刷式密封泄漏量变化率随着压比的增加而减小。这主要是由于当压比相同时,随刷丝直径增加,刷丝刚度增加,刷丝与转子间正压力增加,刷丝磨损长度增加,磨损后刷丝与转子间的间隙增加,最终导致泄漏量变化率随刷丝直径的增加而增加。当刷丝直径相同时,随着压比增加,刷丝所受的轴向气流力增加,刷丝的轴向变形增加,刷丝与转子间正压力降低,刷丝磨损长度降低,磨损后刷丝与转子间的间隙减小,最终导致泄漏量变化率随压比的增加而减小。

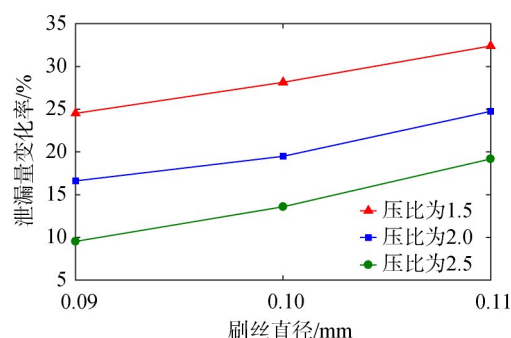
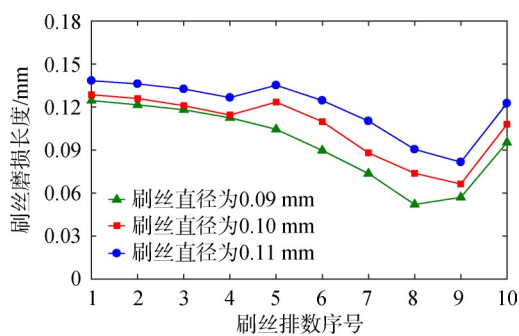


图 14 刷式密封泄漏量变化率随刷丝直径变化曲线图

Fig.14 Change curves diagram of change rate of brush seal leakage with diameter of brush bristle



(a) 压比为 1.5

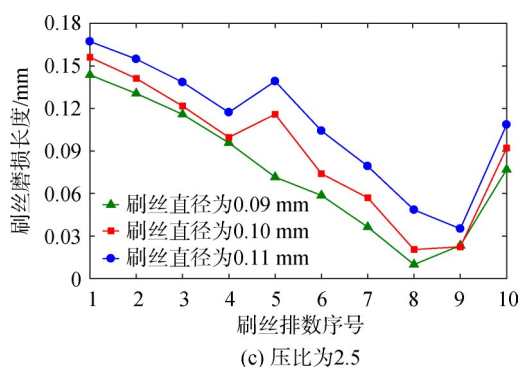
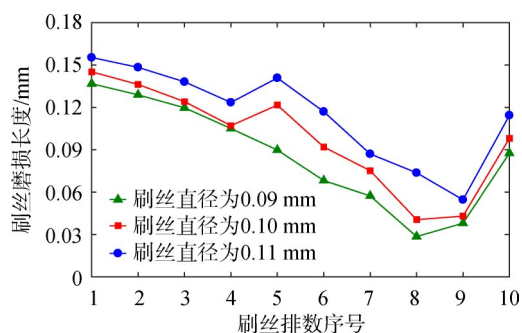


图15 不同压比下刷丝磨损长度随刷丝直径变化曲线图

Fig.15 Change curves diagram of bristle wear length with diameter of brush bristle under different pressure ratios

2.3.2 不同刷丝长度下刷丝磨损对刷式密封泄漏特性影响分析

图16给出了刷丝直径为0.08 mm,刷丝长度分别为15.556、16.556、17.556 mm的三种刷式密封在1.5、2.0、2.5三种压比条件下以100 m/s的线速度,0.4 mm的干涉量运行0.5 h,未考虑磨损与

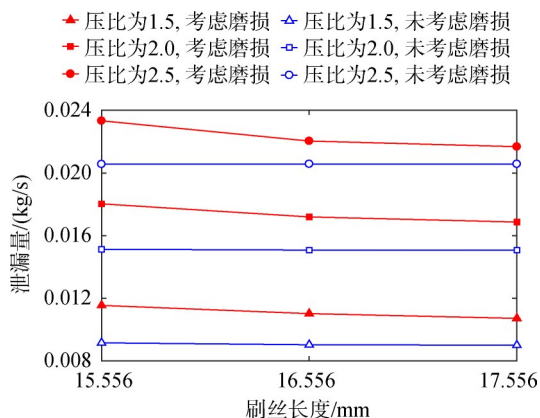


图16 未考虑磨损与考虑磨损的刷式密封泄漏量随刷丝长度变化曲线图

Fig.16 Change curves diagram of leakage of brush seal with length of brush bristle without considering wear and considering wear

考虑磨损的刷式密封泄漏量变化曲线图。从图16中可以看出,未考虑磨损的刷式密封泄漏量随刷丝长度的增加变化较小,考虑磨损的刷式密封泄漏量均随刷丝长度的增加而减小。随着刷丝长度由15.556 mm变为17.556 mm,在压比为1.5时,未考虑磨损的泄漏量减小了1.65%,考虑磨损的泄漏量减小了7.73%;在压比为2.5时,未考虑磨损的泄漏量减小了0.05%,考虑磨损的泄漏量减小了7.62%。这主要是由于增加刷丝长度对刷丝间间隙影响很小,但会造成刷丝磨损长度的降低,因此增加刷丝长度对未考虑磨损的刷式密封泄漏量影响较小,但会使考虑磨损的刷式密封泄漏量降低。

图17和图18分别为刷式密封泄漏量变化率随刷丝长度变化曲线图与不同压比下刷丝磨损长度随刷丝长度变化曲线图。从图17和图18中可以看出,刷式密封泄漏量变化率随着刷丝长度的增加而减小,当刷丝长度为15.556、16.556、17.556 mm时,刷式密封泄漏量变化率分别为13.47%~26.13%、7.11%~22.03%、5.38%~19.02%;相同刷丝长度条件下刷式密封泄漏量变化率随着压比的增加而减小。这主要是由于当压

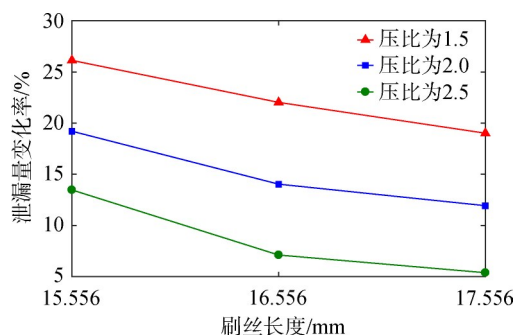
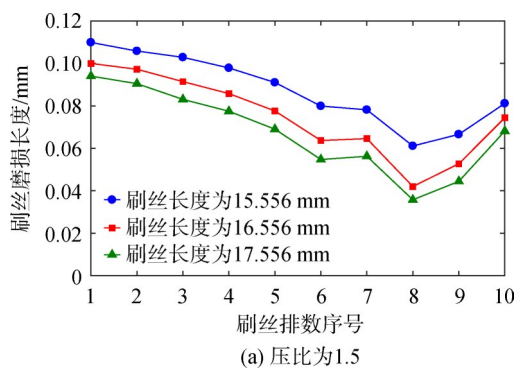


图17 刷式密封泄漏量变化率随刷丝长度变化曲线图
Fig.17 Change curves diagram of change rate of brush seal leakage with length of brush bristle



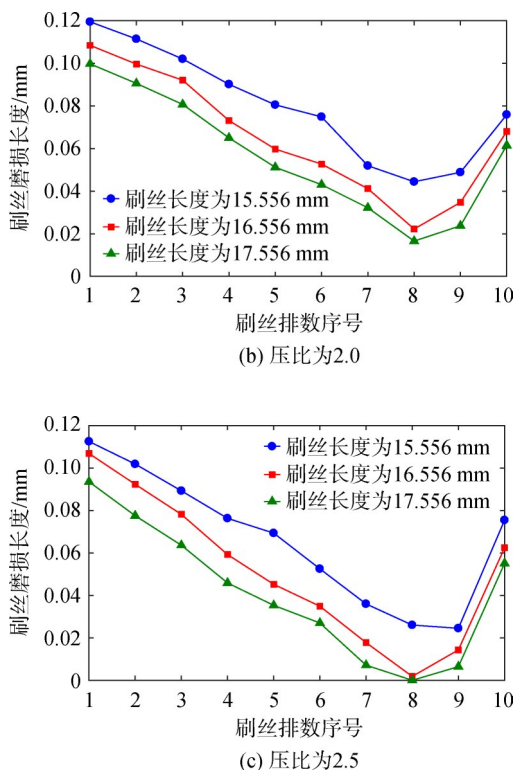


图 18 不同压比下刷丝磨损长度随刷丝长度变化曲线图
Fig.18 Change curves diagram of bristle wear length with length of brush bristle under different pressure ratios

比相同时,随刷丝长度增加,刷丝刚度减小,刷丝与转子间正压力减小,刷丝磨损长度减小,磨损后刷丝与转子间的间隙减小,最终导致泄漏量变化率随刷丝长度的增加而减小。当刷丝长度相同时,随着压比增加,刷丝所受的轴向气流量增加,刷丝的轴向变形增加,刷丝与转子间正压力降低,刷丝磨损长度减小,磨损后刷丝与转子间的间隙减小,最终导致泄漏量变化率随压比的增加而减小。

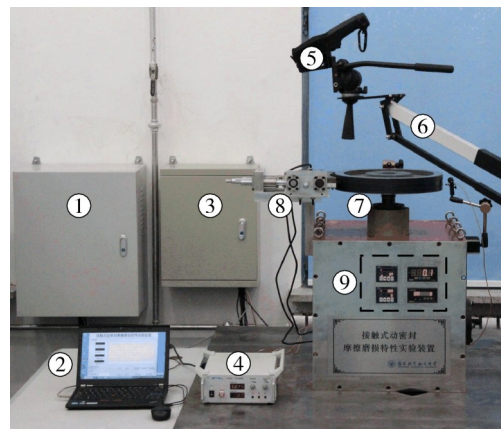
3 数值与实验对比验证

3.1 刷式密封摩擦磨损特性实验装置

为了验证本文所用刷式密封磨损特性求解模型的准确性,设计搭建了如图 19 所示的刷式密封摩擦磨损特性实验装置^[26],利用该实验装置可开展刷式密封的刷丝与转子间正压力和刷丝磨损特性实验研究。

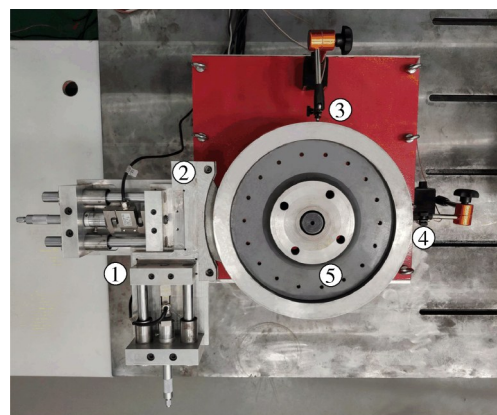
3.2 刷丝与转子间正压力特性对比验证

图 20 给出了刷丝与转子间正压力数值计算与实验结果对比验证。在进行对比验证时需先将数值计算得到的 10 根刷丝的刷丝与转子间正压力之和乘以刷式密封实验件的刷丝周向排数,即



1 变频器控制柜; 2 计算机; 3 数据采集控制柜;
4 振动数据采集系统; 5 红外热像仪; 6 悬臂支架;
7 摩擦转盘; 8 三向可调刷式密封安装座;
9 拉压力-转矩-转速传感器显示仪表。

(a) 刷式密封摩擦磨损特性实验装置正视图



1 三向可调刷式密封安装座; 2 刷式密封夹具;
3 X 向电涡流位移传感器; 4 Y 向电涡流位移传感器;
5 摩擦转盘。

(b) 刷式密封摩擦磨损特性实验装置俯视图



1 摩擦转盘; 2 刷式密封实验件; 3 密封实验件夹具。

(c) 刷式密封实验件及安装位置

图 19 刷式密封摩擦磨损特性实验装置与刷式密封实验件实物图

Fig.19 Brush seal friction and wear characteristics experimental device and brush seal experimental piece physical diagram

先将 10 根刷丝的刷丝与转子间正压力换算成整个扇形段刷式密封实验件刷丝与转子间的正压力,最后将经过换算的数值计算正压力与实验测得正压力进行对比,验证本文数值模型的准确性。从图 20 中可以看出,在刷丝与转子间干涉量增加的干涉加载阶段的刷丝与转子间正压力大于干涉

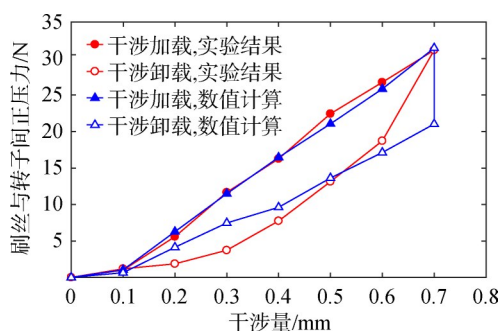


图20 刷丝与转子间正压力数值计算与实验结果对比

Fig.20 Comparison of numerical simulation and experimental results of positive pressure between brush bristle and rotor

量减小的干涉卸载阶段。这主要是由于在干涉加载阶段刷丝会随着转子一起运动,但当干涉卸载时刷丝与刷丝间、刷丝与转子间、刷丝与后挡板间的摩擦力作用使得变形的刷丝不能及时地跟随转子恢复变形,导致干涉卸载阶段的刷丝与转子间正压力低于干涉加载阶段,称为“滞后效应”。干涉加载阶段数值计算与实验结果的最大误差为12.1%,数值计算与实验结果吻合良好;在干涉卸载阶段数值计算与实验结果差距较大,这主要是由于数值计算在计算摩擦转盘径向运动时将其分成了若干个载荷步,每一载荷步均视为平衡态,未考虑运动和变形的时间效应^[27]。而本文主要研究的是干涉加载时的刷丝磨损与受力,因此本文使用的刷式密封磨损特性求解模型可以准确计算刷丝与转子间正压力,进而准确计算刷式密封刷丝的磨损特性。

3.3 泄漏特性对比验证

本文刷式密封泄漏特性求解模型采用文献[28]所用刷式密封实验台进行验证,图21给出了在进出口压比为1.5~4.0的条件下,本文所用模

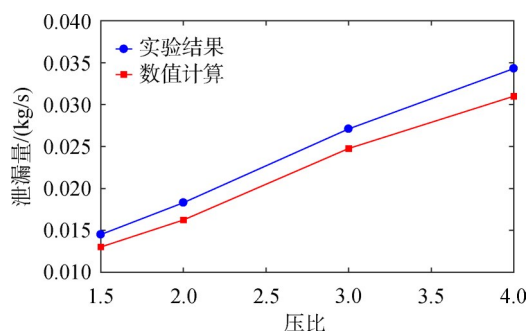


图21 刷式密封泄漏量数值计算与实验结果对比

Fig.21 Comparison of numerical simulation and experimental results of brush seal leakage

型数值计算与实验结果的对比。由图21可以看出,本文所用的刷式密封泄漏特性求解模型计算泄漏量与实验结果误差为8.1%~10%。数值计算与实验结果存在一定的误差,是由于简化的数值计算模型与实验件的实际结构存在一定的误差。从数值计算与实验结果对比上看,本文采用的方法可以准确计算刷式密封泄漏特性。

4 结 论

本文采用有限元分析与计算流体力学相结合的方法,建立了考虑刷丝磨损的刷式密封泄漏流动特性求解模型,设计搭建了基于柱面圆周摩擦形式的刷式密封摩擦磨损特性实验装置,研究了压比、干涉量、刷丝直径、刷丝长度对考虑刷丝磨损的刷式密封泄漏流动特性的影响规律,得到以下结论:

1) 刷式密封上游区域压强基本不变,压降主要发生在刷丝束靠近后挡板保护高度的区域,刷丝磨损将导致刷丝自由端与转子之间的压降发生不均匀变化;刷丝束上游区气流速度基本保持一致,未考虑刷丝磨损的最大速度低于考虑磨损的最大速度。

2) 从刷丝束上游到下游,刷丝与转子间正压力和刷丝磨损长度均先减小后增大;刷丝磨损长度随干涉量、刷丝直径的增加而增大,随压比、刷丝长度的增加而减小;考虑刷丝磨损的刷式密封泄漏量随压比、干涉量、刷丝直径的增加而增大,随着刷丝长度的增加而减小。

3) 提出泄漏量变化率表征刷丝磨损对刷式密封泄漏特性的影响程度,泄漏量变化率随刷丝直径的增加而增大,随着刷丝长度的增加而减小,随压比的增加而减小。在压比为2.5的工况下,当刷丝直径从0.09 mm增至0.11 mm时,泄漏量变化率从9.53%增至19.18%;当刷丝长度从15.556 mm增至17.556 mm时,泄漏量变化率从13.47%降至5.38%。增加刷丝长度并减小刷丝直径可以降低刷丝磨损对刷式密封封严性能的影响。

参考文献:

- [1] 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)
- [2] AKSIT M F, TICHY J A. Wear of brush seals: background and new modeling approach[J]. Tribology Transactions, 1998, 41(3): 368-374.
- [3] DEMIROGLU M, GURSO M, TICHY J A. An investigation of tip force characteristics of brush seals[R]. Montreal, Canada: ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, 2007.
- [4] CRUDGINGTON P, BOWSHER A, WALIA J, et al. Bristle angle effects on brush seal contact pressures[R]. Denver, US: 45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, 2009.
- [5] AKSIT M F, TICHY J A, DINC O S. Brush seal bristle wear analysis[R]. San Diego, US: ASME/STLE International Joint Tribology Conference, 2007.
- [6] DURAN E T, AKSIT M F, OZMUSUL M. CAE based brush seal characterization for stiffness and stress levels[R]. Montreal, Canada: ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, 2015.
- [7] DURAN E T, AKSIT M F, OZMUSUL M. Brush seal free state stiffness analyses, tests and inspection on dynamic effects[R]. Montreal, Canada: ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, 2015.
- [8] 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(10): 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(10): 23-27. (in Chinese)
- [9] 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. Investigation of contact analysis and wear characteristics of brush seal[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2004. (in Chinese)
- [10] 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(1): 14-23.
GUI Changlin. The Archard design calculation model and its application methods[J]. Lubrication Engineering, 1990(1): 14-23. (in Chinese)
- [11] 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)
- [12] CHUPP R E, HOLLE G F. Generalizing circular brush seal leakage through a randomly distributed bristle bed[J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 118(1): 153-161.
- [13] 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.
- [14] CHEW J W, HOGG S I. Porosity modeling of brush seals[J]. ASME Journal of Tribology, 1997, 119(10): 769-775.
- [15] 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(1): 136-144.
- [16] LI J, QIU B, FENG Z. Experimental and numerical investigations on the leakage flow characteristics of the labyrinth brush seal[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(10): 2201-2210.
- [17] QIU B, LI J, YAN X. Investigation into the flow behavior of multi-stage brush seals[J]. Journal of Power and Energy, 2014, 228(4): 416-428.
- [18] 黄首清, 索双富, 李永健, 等. 刷式密封流场和温度场的 3 维数值计算[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2014, 54(6): 805-810.
HUANG Shouqing, SUO Shuangfu, LI Yongjian, et al. Numerical predictions of the flow and temperature distributions in a three-dimensional brush seal model[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2014, 54(6): 805-810. (in Chinese)
- [19] 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 Haoyu. Study on wear characteristics of brush seal and their impact on leakage characteristics[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2020. (in Chinese)
- [20] 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 Guoqin, AI Yanting, 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. (in Chinese)
- [21] 孙晓萍. 刷式密封性能和耐久性试验研究[J]. 航空发动机, 2002, 9(3): 37-41.
SUN Xiaoping. Experimental investigation of performance and durability of brush seal[J]. Aeroengine, 2002, 9(3): 37-41. (in Chinese)
- [22] 刘璐园, 张元桥, 李军. 基于流固耦合方法的刷式密封刷丝变形及接触力特性的数值研究[J]. 燃气轮机技术, 2019, 32(1): 1-7.
LIU Luyuan, ZHANG Yuanqiao, LI Jun. Numerical investigations on the bristle deformation and contact force characteristics of brush seals using fluid-structure coupling method[J]. Gas Turbine Technology, 2019, 32(1): 1-7. (in Chinese)
- [23] AKSIT M F. 3-D analysis of high density brush stiffness with friction-pressure coupling[R]. Istanbul, Turkey: Turkey Abaqus User Conference 2008, 2008.
- [24] YAKHOT V, ORSZAG S A. Renormalization group analysis of turbulence I: basic theory[J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1(1): 3-51.
- [25] 孔繁余, 陈浩, 王婷, 等. 基于流固耦合的减压塔底泵泵体强度分析[J]. 机械工程学报, 2013, 49(2): 159-164.
KONG Fanyu, CHEN Hao, WANG Ting, et al. Strength

- analysis of decompression tower bottom pump's pump casing based on fluid-solid coupling[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(2):159-164. (in Chinese)
- [26] 孙丹, 李浩, 赵欢, 等. 刷式密封摩擦热效应数值与实验研究[EB/OL]. [2022-01-12]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20211009.1333.010.html>.
- SUN Dan, LI Hao, ZHAO Huan, et al. Numerical and experimental study of frictional thermal effects of brush seals[EB/OL]. [2022-01-12]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20211009.1333.010.html>. (in Chinese)
- [27] 陈春新, 邱波, 李军, 等. 刷式密封迟滞特性的数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(5):36-41.
- CHEN Chunxin, QIU Bo, LI Jun, et al. Numerical investigations on the hysteresis characteristics of brush seals[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(5):36-41. (in Chinese)
- [28] 孙丹, 杜宸宇, 刘永泉, 等. 基于ALE流固耦合方法的刷式密封刷丝接触变形特性理论与试验研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(9):170-180.
- SUN Dan, DU Chenyu, LIU Yongquan, et al. Theoretical and experimental investigation on the bristle contact deflections characteristics of brush seals based on ALE fluid-structure interaction method[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(9):170-180. (in Chinese)

(编辑: 张雪、秦理曼)