减磨槽深度对石墨圆周密封泄漏流动特性影响研究

王 壮[1] 赵 欢[1*] 孙 丹[1] 张立静[2,3] 王鑫宇[1] 温帅方[1] 樊汝凤[1]
1.沈阳航空航天大学航空发动机学院,沈阳,110136
2.中国航发沈阳发动机研究所,沈阳,110015
3.中国航发集团航空发动机动力传输航空科技重点实验室,沈阳,110015

摘要:石墨圆周密封随动性下降引起内表面与转子跑道碰磨,导致动压减磨槽磨损失效,工程应用中槽深设计缺少理论依据。建立动压式石墨圆周密封泄漏流动特性数值求解模型,在实验验证数值模型准确性的基础上,对比分析不同进出口压差下、不同深度减磨槽的石墨圆周密封间隙内气流流动演变的过程和泄漏量的变化规律,揭示减磨槽深度对密封泄漏流动特性的影响机理。研究结果表明:随着减磨槽深度的增加,槽内局部高压区域面积逐渐减小,减磨槽内流体动压效应减弱,进出口压差增大使高压区域面积减小的趋势减弱。气流流经槽内壁面附近流速显著降低,特别是减磨槽深度大于100 μm时,靠近减磨槽底部出现局部增速区,且随着槽深和进出口压差的增加而逐渐增大。减磨槽深度大于25 μm时,由于槽末端台阶壁面阻挡,部分气流发生回转倒流,槽深增加,回转气流流速增加,密封流体动压效应随之减弱。

关键词:石墨圆周密封;减磨槽;泄漏流动特性;流体动压效应;槽深
中图分类号:V232.7
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.08.002 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Effects of Wear-reducing Groove Depth on Leakage and Flow Characteristics of Graphite Circumferential Seal

WANG Zhuang[1] ZHAO Huan[1*] SUN Dan[1] ZHANG Lijing[2,3] WANG Xinyu[1]
WEN Shuaifang[1] FAN Rufeng[1]
1.School of Aero-engine, Shenyang Aerospace University, Shenyang, 110136
2.Shenyang Engine Research Institute, Aero Engine Corporation of China, Shenyang, 110015
3.Key Laboratory for Power Transmission of Aero Engine Technology, Aero Engine Corporation of China, Shenyang, 110015

Abstract: During the operation of graphite circumferential seals, degradation in tracking performance may cause contact between the inner sealing surface and the rotor runway, leading to wear and subsequent failure of the dynamic-pressure wear-reducing groove. However, a theoretical basis for determining the groove depth in engineering applications remains lacking. In this study, a numerical model of leakage and flow characteristics for the graphite circumferential seal is established and validated through experiments. Based on the validated model, the airflow evolution and leakage variation through the seal clearance are comparatively analyzed under different inlet/outlet pressure differences and groove depths, aiming to reveal the influence mechanism of groove depth on the leakage and flow characteristics. The results indicate that as the groove depth increases to 150 μm, the area of the local high-pressure zone around the groove gradually decreases, suggesting a weakening of the hydrodynamic pressure effect. However, this decreasing trend becomes less pronounced with increasing inlet/outlet pressure difference. The airflow velocity near the groove wall decreases significantly with increasing groove depth. Notably, when the groove depth exceeds 100 μm, a local high-velocity region appears near the groove bottom, and its area expands with both increasing groove depth and increasing pressure difference. When the groove depth exceeds 25 μm, reverse flow is observed at the groove end due to the obstruction of the step wall. Further increase in groove depth

收稿日期:2025-04-12
基金项目:国家自然科学基金(52375195);辽宁省自然科学基金(2022-MS-301);辽宁省属本科高校基本科研业务费专项资金(20240241)

intensifies the reverse flow velocity, which consequently reduces the hydrodynamic pressure effect of the graphite circumferential seal.

Key words: graphite circumferential sealing; wear-reducing groove; leakage flow characteristics; hydrodynamic pressure effect; groove depth

0　引言

作为航空发动机轴承腔中的关键密封装置，石墨圆周密封具有结构紧凑、低泄漏、质量小、耐高温等优点。随着转子转速、介质压差等工况参数的提高，石墨圆周密封内表面与跑道之间的摩擦磨损对密封寿命的制约日益明显[1]。因此，深入研究不同减磨槽深度下石墨圆周密封泄漏流动特性的变化规律对航空发动机密封性能的提高具有重要意义。

研究发现，在石墨密封内表面上加工具有一定尺寸和排列形式的织构化减磨槽，相比光滑表面，流体在流经织构化减磨槽时会产生附加的流体动压效应，产生气膜，减少磨损，进而增加寿命，石墨密封表面织构化已成为研究热点[2-5]。为此，国内外学者围绕石墨圆周密封表面槽型及其结构参数对密封性能的影响开展了大量研究[6-9]。KHONSAR等[10]的研究表明，在密封内表面开设微织构能有效降低石墨圆周密封的摩擦磨损并减少泄漏量。OIKE等[11]在石墨圆周密封内表面开设矩形浅槽结构，该结构可以有效提高石墨圆周密封的耐磨性。彭旭东等[12]研究石墨圆周密封间隙流场特性后发现，进入矩形浅槽的气体能产生流体动压效应，并在矩形浅槽末端附近产生高压区。LUDWI等[13-15]研究发现，带矩形浅槽的石墨圆周密封具有更低的泄漏量和磨损率，以及更小的摩擦温升。ARGHIR等[16]通过数值分析研究浅槽结构参数对密封泄漏量的影响，指出浅槽深度增加到30 μm时泄漏量增加，但浅槽长度和宽度对泄漏特性的影响不大。任国哲等[17]针对带有槽深30 μm矩形浅槽的石墨圆周密封，研究了工况条件对其力学特性的影响，发现随着入口压力的增大，开启力增大。李小芬等[18]以石墨圆周密封瑞利动压槽为研究对象，分析了气膜厚度、矩形浅槽深度、槽数等因素对浮起力的影响。当槽深从0～30 μm时，浮起力先增大后减小，槽深约10 μm时，浮起力达到最大。马润梅等[19]分析了气膜开启力随矩形浅槽结构参数的变化趋势，发现当槽深从2～8 μm时，开启力先增大而后减小。

上述针对石墨圆周密封矩形浅槽深度的研究主要集中在0～50 μm深度范围内，产生了明显的动压润滑效果，然而在实际高速旋转过程中，由于密封环随动性下降，其内表面不可避免地与跑道发生碰磨，石墨圆周密封表面上的微米级矩形浅槽极易磨损，导致动压润滑失效，从而降低密封性能，为延长密封寿命，工程实际中矩形槽深已达150 μm，但缺少理论依据。

本文建立了动压式石墨圆周密封泄漏流动特性数值求解模型，以带有矩形减磨槽的石墨圆周密封为研究对象，进一步深入对比分析减磨槽深度对石墨圆周密封流动特性的影响规律，揭示减磨槽深度对石墨圆周密封泄漏流动特性的影响机理，为石墨圆周密封减磨抗磨结构设计提供了理论依据。

1　石墨圆周密封工作原理

石墨圆周密封主要由石墨环、密封座、弹簧、挡板及卡圈等组成，气流在进出口压差的作用下从高压侧流入，沿石墨密封间隙泄漏到低压侧，其中，主密封面为石墨环内径表面，石墨环在轴向弹簧的作用下与密封座实现紧贴而形成辅密封面，其二维结构示意图见图1。

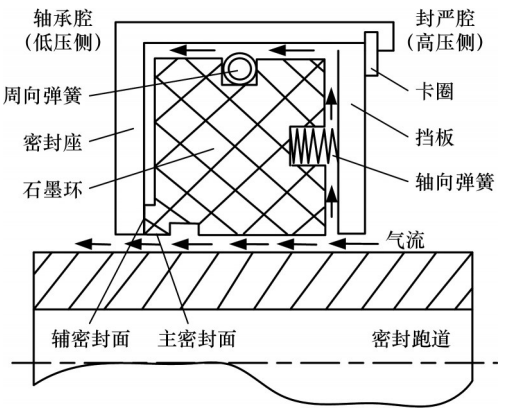


图1　石墨圆周密封二维结构示意图

Fig.1　2-D structure diagram of graphite circumferential seal

石墨环通常由3～6段等分的石墨扇段组成，扇段之间通过搭接头相连接。同时，搭接头处留有适量的间隙，以补偿磨损和制造、装配误差，石墨环与密封跑道的初始接触负荷，是靠紧箍在石墨分段环外径沟槽中的周向弹簧实现的，如图2所示。石墨扇段内表面设有环槽、横槽和减磨槽，环槽沿着圆周方向确保工作时有充分的介质提供

润滑。与环槽相连，圆周分布着若干个轴向横槽，提供了介质流通通道，以提高密封环稳定性。与横槽相连，设有若干减磨槽，密封工作时产生流体动压效应，使石墨环浮起，形成稳定气膜，起到减磨润滑的作用。

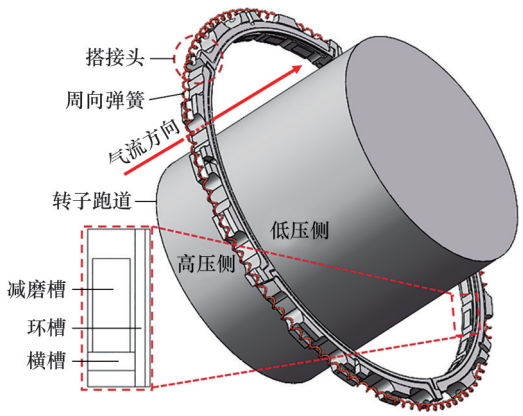


图2 石墨环三维结构示意图

Fig.2 Graphite ring three-dimensional structure diagram

2 石墨圆周密封泄漏流动特性数值仿真方法

2.1 几何模型的建立

本文以某课题发动机型号为研究对象，采用ANSYS CFX模块进行数值仿真，建立石墨圆周密封泄漏流动特性数值求解模型，石墨圆周密封流体域满足连续性方程、动量守恒方程和能量守恒方程[17,20]，具体几何模型如图3所示。

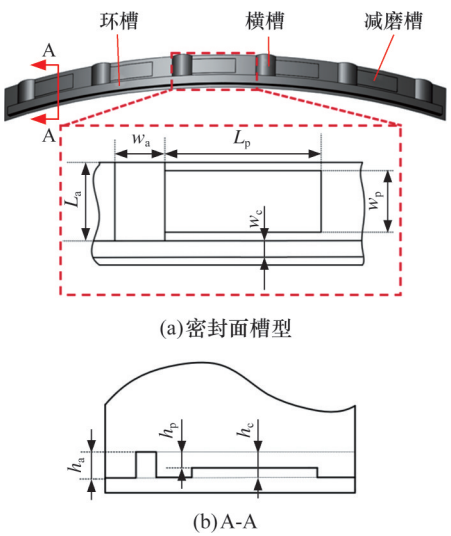


图3 带有减磨槽的石墨圆周密封(扇段)结构示意图

Fig.3 Structural diagram of graphite circumferential seal with wear-reducing groove

其中，石墨密封环由5段等分的石墨扇段组成，内径为155.00 mm，密封间隙取10 μm，每一个扇段上设有1个环槽、6个横槽和5个减磨槽。具体尺寸详见表1。

表1 结构参数

Tab.1 Structural parameters

环槽深度 h_c/mm	0.80	环槽宽度 w_c/mm	2.00
横槽深度 h_a/mm	0.80	横槽宽度 w_a/mm	4.00
横槽长度 L_a/mm	5.30	减磨槽深度 h_p/μm	15～150
减磨槽宽度 w_p/mm	3.50	减磨槽长度 L_p/mm	9.00

2.2 网格划分及边界条件

本文采用CFX Meshing对密封扇段流体域进行六面体网格划分，如图4所示。由于减磨槽深度较小，为准确反映气体在减磨槽处的流动状态，对网格进行分层加密处理。

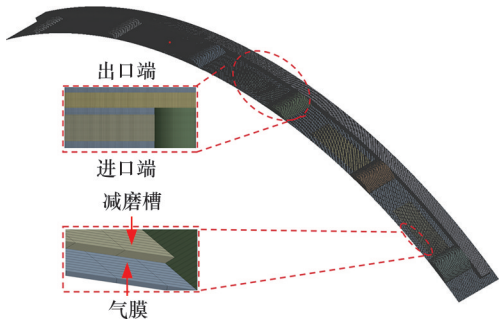


图4 石墨圆周密封流体域网格

Fig.4 Fluid domain mesh of graphite circumferential seal

本文分别计算了不同槽深下该模型在不同网格数下的密封泄漏量，如图5所示。综合考虑计算精度和求解时间等因素，设置流体域的周向节点个数为100，密封面轴向节点个数为40，最终确定具有不同深度减磨槽的流体域网格数，如表2所示。

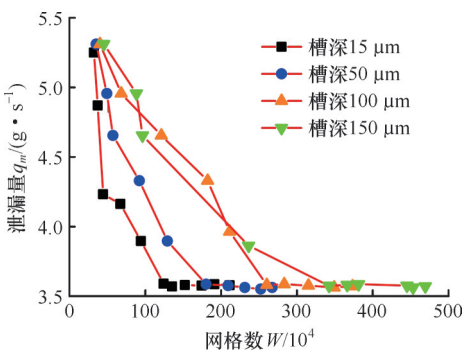


图5 不同槽深下泄漏量随网格数的变化

Fig.5 Leakages under different groove depths withnumber of grids

本文给定温度300 K，选择SST k-ω湍流模型，设置进口压力250～400 kPa，设置出口压力100 kPa，流体域靠近转子表面采用旋转壁面，设置转子转速15 000 r/min。经计算，本文计算网格的Y^+值约为1。

2.3 仿真方法准确性验证

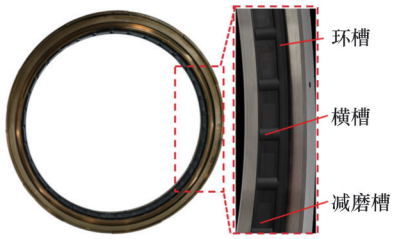
为了验证仿真方法的准确性，进行石墨圆周密封泄漏特性实验验证。以另型号发动机石墨圆

表 2　不同槽深下石墨扇段流体域网格数

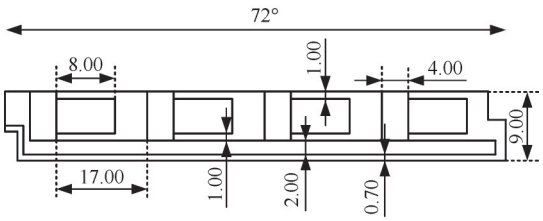
Tab.2　Grid number of fluid domain in graphite segment under different groove depths

槽深/μm	网格节点数/10^4	网格数/10^4
15	139.3	123.4
25	155.7	139.1
50	197.2	179.1
75	240.2	220.5
100	280.3	259.0
125	323.5	300.6
150	365.8	341.3

周密封为研究对象，实物图与具体尺寸如图 6 所示，石墨密封内径为 185.00 mm，由 5 段等分的石墨扇段组成。



(a)实物图



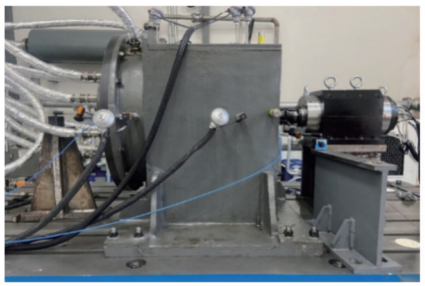
(b)结构示意图

图 6　石墨圆周密封实验件

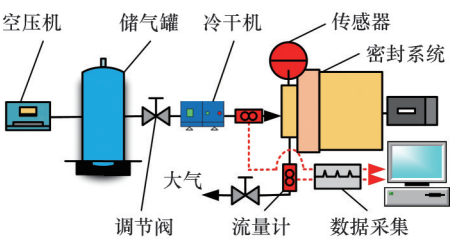
Fig.6　Test piece of graphite circumferential seal

搭建高温高速石墨圆周密封性能实验装置，如图 7 所示。该装置主要由供气系统、密封系统和测试系统组成。来自于空压机的高压气体经冷干机冷却干燥后流入密封系统，一部分气体通过密封间隙流入轴承腔中，另一部分气体通过排气管，经排气调节阀排入大气。分别在密封系统进出口各设置一个高精度流量计(量程：0～100 m^3/h)，实时监测流量，通过数据采集系统记录，并在计算机中存储，将进出口流量相减得到体积差值，根据压力、温度传感器示数计算气流密度，将体积差值换算为质量差值，作为该石墨圆周密封泄漏量。

图 8 所示为数值仿真和实验测试获得的石墨密封泄漏量。其中，仿真结果为实验件流体域模型计算获得的泄漏量，而实验结果为 5 次重复性测量值的平均值。随着进出口压差的增大，数值仿真与实验测试得到的泄漏量均逐渐增大。对比



(a)实验装置照片



(b)实验装置示意图

图 7　高温高速石墨圆周密封性能实验装置

Fig.7　Test equipment of graphite circumferential seal performance under high-temperature and high- speed

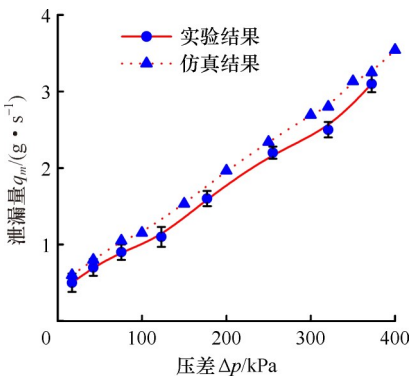


图 8　数值仿真结果与实验测试结果对比

Fig.8　Comparison between numerical and experimental results

可知，密封泄漏量的数值仿真结果与实验测试结果之间的最大误差约 8.9%，这主要归因于数值仿真模型的简化和实验测试过程中的系统误差。数值仿真结果与实验测试结果随进出口压差变化的一致性及较小的误差，证明本文数值仿真方法是可行的。

3　结果与讨论

3.1　石墨圆周密封流场特性分析

图 9 为进口压力为 400 kPa、出口压力 100 kPa、减磨槽深度为 15 μm 的石墨圆周密封石墨扇段流场压力分布云图。可以看出：从石墨扇段整体上看，流体压力分布比较均匀，且在出口处产生压力突降现象。流体在进出口压差的作用下从横槽流入，一部分气流进入环槽，另一部分气流在气流剪切力的作用下进入减磨槽。减磨槽末端处产

生明显的局部高压区，显示出由减磨槽末端的台阶效应引起了流体动压效应，使得石墨圆周密封扇段浮起，提高了石墨圆周密封的动压润滑性能。

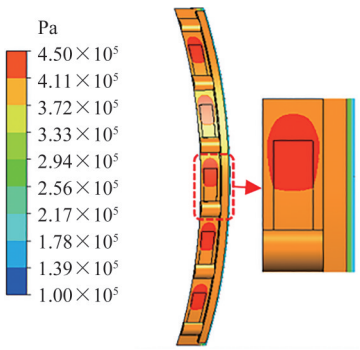


图9 石墨圆周密封扇段压力分布云图

Fig.9 Pressure distribution of graphite circumferential seal

如图10所示，在减磨槽径向截面上，分别截取槽末端、中间段以及进口处的速度与压力分布云图。由图11和图12可知：在减磨槽进口处，气流压力变化并不明显，靠近减磨槽底部时，气流流速有所降低。随着气流到达减磨槽中间段，气流流速的变化趋势更加明显。当气流流到减磨槽末端处，由于减磨槽台阶壁面的阻挡，气流流速明显降低，气流压力增大，随后在气流剪切力的作用下，气流快速流入气膜中，气流流速迅速增大。

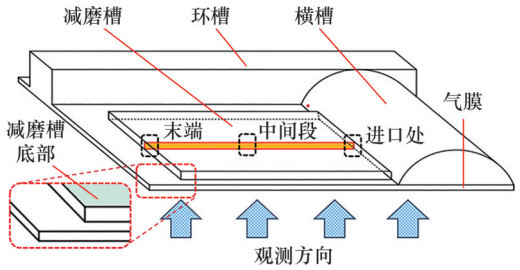


图10 减磨槽径向截面示意图

Fig.10 Schematic diagram of radial cross section of wear-reducing groove

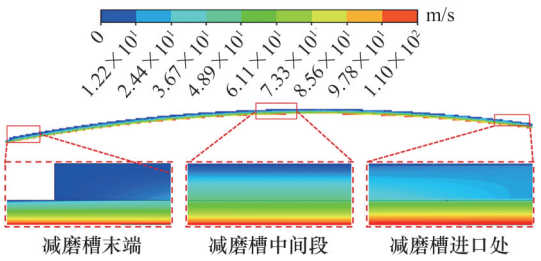


图11 减磨槽内径向截面气流流速云图

Fig.11 Airflow velocity in radial cross section of wear-reducing groove

3.2 减磨槽深度对石墨圆周密封泄漏流动特性的影响

3.2.1 减磨槽深度对压力分布的影响

不同进出口压差下，带有不同槽深的减磨槽

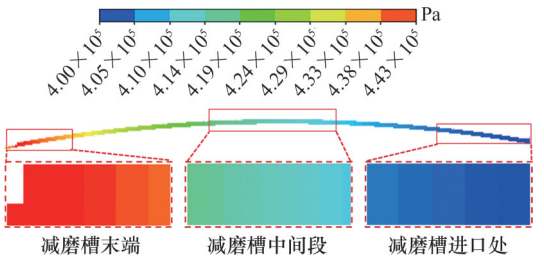


图12 减磨槽内径向截面气流压力分布云图

Fig.12 Pressure distribution of airflow in radial cross section of wear-reducing groove

槽内气流压力分布如图13所示。随着减磨槽深度的增加，减磨槽末端的局部高压区逐渐缩小，意味着减磨槽深度的增加会引起流体动压效应逐渐减弱。然而这种槽深对局部高压区的影响会进一步随着进出口压差的增大逐渐减弱，当进出口压差为400 kPa时，较深的减磨槽末端依然有明显的局部高压区。进出口压差的增加，提高了石墨扇段内表面的气体静压力，更多气流进入减磨槽，局部高压区越明显，显示出较强的流体动压效应。

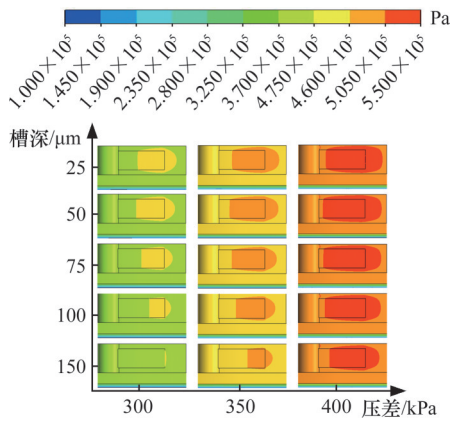


图13 减磨槽内气流压力分布随槽深变化规律

Fig.13 Change in pressure distribution of airflow in wear-reducing groove with groove depth

图14所示为减磨槽内气流最高压力随减磨槽深度的变化。由图可知：随着进出口压差的增加，减磨槽内的最高压力显著增加；不同进出口压差下，槽内最高压力随减磨槽深度的变化是相似的。减磨槽深度从15 μm增至150 μm时，槽内最高压力先增大而后逐渐减小；最高压力仅减小了6.5%左右，意味着减磨槽末端依然存在流体动压效应。

3.2.2 减磨槽深度对流速分布的影响

图15为进出口压差300 kPa下不同减磨槽深度下减磨槽径向截面槽末端处气流流速云图。减磨槽深度为15 μm时，随着气流的流动，减磨槽内贴近气膜的气流流速相对较大，沿径向方向上气流流速逐渐降低；气流流经减磨槽末端处时，气流流速显著下降。而随着减磨槽深度增加到100 μm，减

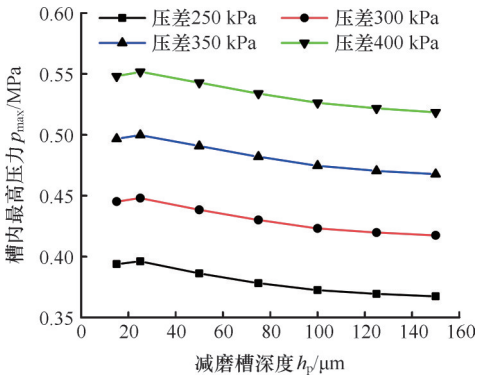


图 14　减磨槽内气流最高压力随减磨槽深度的变化

Fig.14　Change of maximum airflow pressure in wear-reducing groove with groove depth

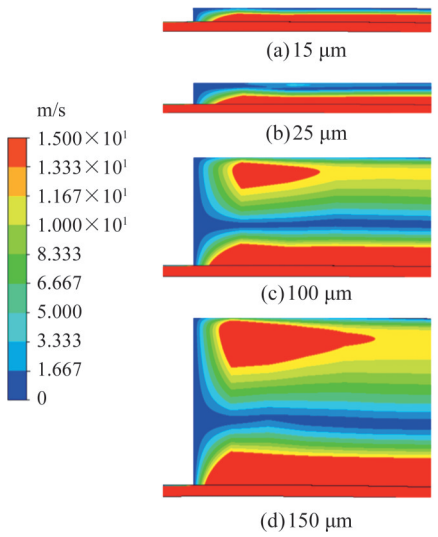


图 15　带有不同槽深的减磨槽末端处气流流速云图

Fig.15　Airflow velocities at end of wear-reducing groove under different groove depths

磨槽末端处靠近减磨槽底部出现明显的局部增速区，且减磨槽深度越大，局部增速区面积越大。

图 16 为减磨槽深度 100 μm 时不同进出口压差下的减磨槽末端气流流速云图。局部增速区面积随进出口压差的增加而逐渐增大。进出口压差增大，提高了气流流速，更多气流流经减磨槽底部，局部增速区面积增大。

3.2.3　减磨槽深度对泄漏量的影响

图 17 所示为不同进出口压差下带有不同深度减磨槽的石墨圆周密封泄漏量变化。较大的进出口压差导致石墨扇段内表面有较大的气体静压力，进而密封泄漏量随进出口压差的增大显著增加。减磨槽深度大于 25 μm 时，密封泄漏量随着减磨槽深度的增加而逐渐减小。

4　减磨槽深度对石墨圆周密封泄漏流动特性的影响机理分析

本文以石墨环与转子表面之间的流体域为研

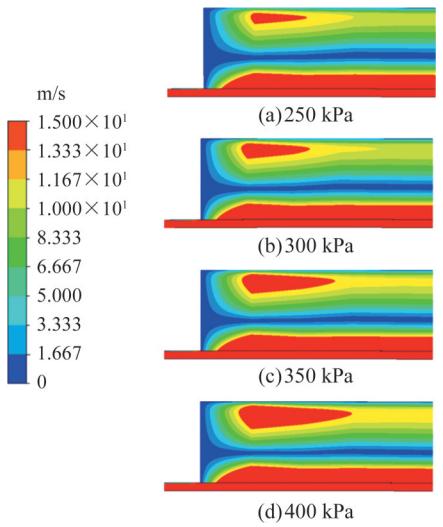


图 16　不同进出口压差下减磨槽末端处气流流速云图

Fig.16　Airflow velocities at end of wear-reducing groove under different inlet/outlet pressure differences

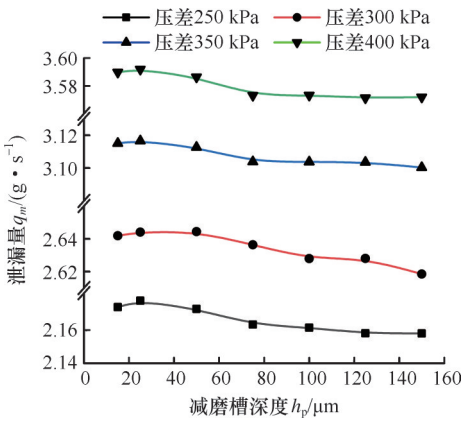


图 17　石墨圆周密封泄漏量随减磨槽深度的变化规律

Fig.17　Leakages of seal with different groove depths under different pressure differences

究对象，图 18 为流体膜中的一个微元体沿 x 方向受力图，其中 x、y、z 分别表示周向、轴向和径向方向，u、v、w 分别为对应方向的速度分量。忽略体积力的作用和惯性力的影响，微元体受流体压力 p 和黏性力 τ 的作用。

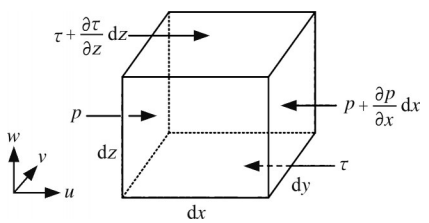


图 18　流体膜微元体受力示意图

Fig.18　Fluid film schematic diagram of force on the element body

本文所研究的膜厚数量级为微米级，假设流体为牛顿流体，黏度和密度在膜厚方向上不发生变化。通过微元体平衡和流量连续条件，推导 Reynold 方程[21]，并忽略轴向和径向速度：

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho h^3}{k_x\eta}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{\rho h^3}{k_y\eta}\frac{\partial p}{\partial y}\right)=\frac{1}{2}\left(\rho U\frac{\partial h}{\partial x}+\frac{\partial p}{\partial x}Uh+\rho h\frac{\partial U}{\partial x}\right)$$

其中，ρ为密度，kg/m^3；p为气膜压力，Pa；U为周向方向速度矢量，m/s；h为气膜厚度，μm；η为动力黏度，Pa/s；湍流状态下周向湍流系数k_x和径向湍流系数k_y均大于12，且随着雷诺数的增加而增大。由上式可知：在相同介质下，减磨槽深度h_p的变化直接影响着气膜厚度在圆周方向的变化梯度，进而影响槽内气流压力。

图19和图20分别为进出口压差300 kPa下不同深度减磨槽径向截面槽末端处气流流线图和流速矢量图。可以看出：减磨槽深度为15 μm时，气流沿周向流入减磨槽；而当深度增加到25 μm时，有部分气流开始沿径向偏斜流动，减磨槽深度超过100 μm时，部分气流在槽末端处开始反向流动，在减磨槽末端产生气流漩涡。随着深度的增加，更多的气流发生逆向流动，气流漩涡更加明显，沿密封出口流出的气流减少，密封泄漏量降低。

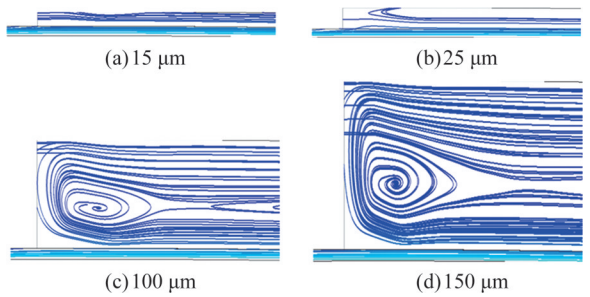


图19 带有不同槽深的减磨槽末端处气流流线图

Fig.19 Airflow streamline diagram at end of wear-reducing groove under different groove depths

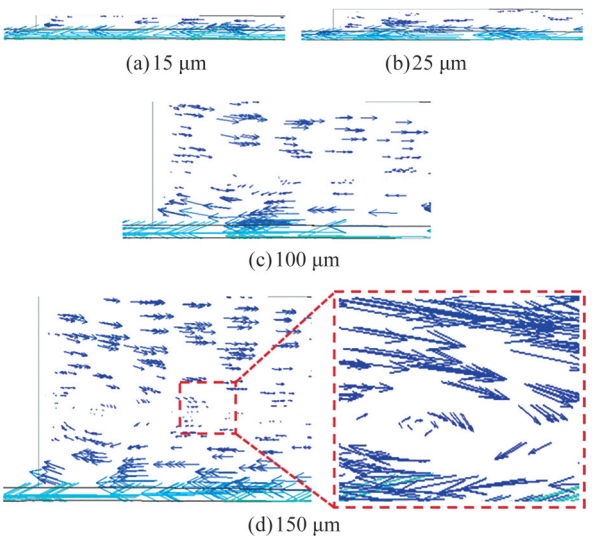


图20 带有不同槽深的减磨槽末端处气流流速矢量图

Fig.20 Airflow velocity vector diagram at end of wear-reducing groove under different groove depths

减磨槽深度为15 μm时，流入减磨槽的气流到达减磨槽末端时，减磨槽内壁面的阻挡使气流流速突降，产生台阶效应，此时气流压力显著增加，形成局部高压区；随后由于气膜剪切力的影响，气流到达减磨槽末端后直接流入气膜中，气流流速再次突增。随着减磨槽深度的增加，流入减磨槽的气流逐渐增加，到达减磨槽末端处的气流由于台阶壁面的阻挡，在壁面处气流流速显著下降，除了一部分气流并入气膜之外，部分气流发生回转倒流，沿着减磨槽底部逆向流动，流速增加，产生高速区。减磨槽深度越大，回转倒流现象越明显，减磨槽末端处回转气流流速越大，气流阻力越小，气流压力越小，导致局部高压区收缩，密封流体动压效应降低。

5 结语

本文建立了石墨圆周密封泄漏流动特性数值求解模型，对比分析了不同压差下带有不同槽深的减磨槽内气流流场特性和泄漏特性的变化规律，开展减磨槽深度对石墨圆周密封泄漏流动特性影响机理研究。减磨槽深度从15 μm增至150 μm，槽内局部高压区面积逐渐缩小，槽内最高压力先增大后减小，减磨槽深度大于100 μm时，槽末端处靠近减磨槽底部出现局部增速区，该区域随槽深和进出口压差的增加而逐渐增大；当减磨槽深度为150 μm时，槽内最高压力减小了6.5%；较深的减磨槽使部分气流因台阶壁面的阻挡在减磨槽末端处发生回转倒流，进而较少的气流沿密封出口流出；减磨槽深度增加，回转气流流速增加，气流阻力减弱，密封流体动压效应和泄漏量也随之减小。

参考文献：

[1] 李炎军，杨富，刘振侠，等. 轴承腔油气两相介质流动与热分析[J]. 航空动力学报，2021，36(3)：606-615.
LI Yanjun，YANG Fu，LIU Zhenxia，et al. Flow and Thermal Analysis of Oil Air Two-phase Medium in Bearing Chamber[J]. Journal of Aerospace Power，2021，36(3)：606-615.

[2] 赵文静，屠治荣，孟祥铠，等. 非规则V形表面织构化机械端面密封性能研究[J]. 化工学报，2022，73(10)：4585-4593.
ZHAO Wenjing，TU Zhirong，MENG Xiangkai，et al. Effect of Irregular V-shaped Surface Texture on the Performance of Mechanical Face Seal[J]. CIESC Journal，2022，73(10)：4585-4593.

[3] 徐洁，俞树荣，杨小成，等. 表面形貌对浮动式箔片气膜密封性能的影响分析[J]. 摩擦学学报，2023，43(11)：1341-1352.
XU Jie，YU Shurong，YANG Xiaocheng，et al. Impact Analysis of Surface Morphology on Floating Foil Film Seal-

ing Performance[J]. Tribology, 2023, 43(11): 1341-1352.

[4] 闫玉涛，张博，胡广阳，等. 石墨圆周密封热-结构耦合分析[J]. 航空动力学报，2018，33(2)：273-281.
YAN Yutao, ZHANG Bo, HU Guangyang, et al. Analysis on Thermal-structure Coupling for Graphite Circumferential Seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(2): 273-281.

[5] 仰宏伟，白少先. 环瓣式浮环密封表面瑞利台阶型槽气体润滑动压特性[J]. 推进技术，2022，43(2)：142-148.
YANG Hongwei, BAI Shaoxian. Gas Hydrodynamic Lubrication Performance of Split Floating Ring Seals with Rayleigh Step Grooves[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(2): 142-148.

[6] HALPERIN G, GREENBERG Y, ETSION I. Increasing Mechanical Seals Life with Laser-textured Seal Faces[C]//Proceedings of 15th International Conference on Fluid Sealing. Maastricht, 1997: 3-10.

[7] ETSION I, KLIGERMAN Y, HALPERIN G. Analytical and Experimental Investigation of Laser-textured Mechanical Seal Faces[J]. Tribology Transactions, 1999, 42(3): 511-516.

[8] 彭旭东，杜东波，盛颂恩，等. 端面微形体对液体润滑机械密封性能的影响[J]. 摩擦学学报(中英文)，2007，27(4)：352-356.
PENG Xudong, DU Dongbo, SHENG Songen, et al. Effect of Face Asperity Geometry on Performance of a Liquid Lubricated Face Seal[J]. Tribology, 2007, 27(4): 352-356.

[9] 朱华，历建全，陆斌斌，等. 变密度微圆坑表面织构在往复运动下的减摩作用[J]. 东南大学学报(自然科学版)，2010，40(4)：741-745.
ZHU Hua, LI Jianquan, LU Binbin, et al. Friction Reduction Effect of Micro-round Dimple Surface Texture with Variable Density in Reciprocating[J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition), 2010, 40(4): 741-745.

[10] SHEN Cong, KHONSARI M M. Texture Shape Optimization for Seal-like Parallel Surfaces: Theory and Experiment[J]. Tribology Transactions, 2016, 59(4): 698-706.

[11] OIKE M, NOSAKA M, WATANABE Y, et al. Experimental Study on High-pressure Gas Seals for a Liquid Oxygen Turbopump[J]. Tribology Transactions, 1988, 31(1): 91-97.

[12] 陈滋新，彭旭东，赵文静，等. 动压型分段式圆周密封变形特性及其调控策略研究[J]. 摩擦学学报，2023，43(2)：143-156.
CHEN Zixin, PENG Xudong, ZHAO Wenjing, et al. Deformation Characteristics and Control Strategies of a Dynamic Segmented Circumferential Seal[J]. Tribology, 2023, 43(2): 143-156.

[13] HADY W F, LUDWIG L P. New Circumferential Seal Design Concept Using Self-acting Lift Geometries: TN-D-6805[R]. Washington: NASA, 1972.

[14] LUDWIG L P, STROM T N. Improved Circumferential Shaft Seal for Aircraft Gear Transmissions: TN-D-7130[R]. Washington: NASA, 1973.

[15] LUDWIG L P, LYNWANDER P. Mainshaft Seals for Small Gas Turbine Engines[J]. A S L E Transactions, 1976, 19(1): 33-47.

[16] ARGHIR M, MARIOT A. Theoretical Analysis of the Static Characteristics of the Carbon Segmented Seal[J]. Journal of Tribology, 2017, 139(6): 062202.

[17] 任国哲，李延鹏，孙丹，等. 动压型分瓣式浮环密封泄漏特性流固热耦合数值研究[J]. 航空动力学报，2025(3)：21-30.
REN Guozhe, LI Yanpeng, SUN Dan, et al. Numerical Study on Leakage Characteristics of Dynamic Pressure Split Floating Ring Seal with Fluid-solid-thermal Coupling[J]. Journal of Aerospace Power, 2025(3): 21-30.

[18] 李小芬，周芮，涂霆. 圆周分段式密封动压浮起力数值仿真计算[J]. 火箭推进，2019，45(5)：45-51.
LI Xiaofen, ZHOU Rui, TU Ting. Numerical Simulation of Opening Force for Circumferential Segmented Seal[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2019, 45(5): 45-51.

[19] 马润梅，赵祥，李双喜，等. 动压式环瓣浮环密封特性及摩擦磨损研究[J]. 推进技术，2022，43(8)：313-322.
MA Runmei, ZHAO Xiang, LI Shuangxi, et al. Seal Characteristics and Friction and Wear of Dynamic Pressure Split Floating Ring[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(8): 313-322.

[20] 闫玉涛，魏荣，胡广阳，等. 考虑热流固多物理场耦合的圆周密封特性[J]. 航空动力学报，2020，35(2)：305-317.
YAN Yutao, WEI Rong, HU Guangyang, et al. Circumferential Seal Characteristics with Thermal-fluid-structure Multi-physics Field Coupling[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(2): 305-317.

[21] 苏令，刘向锋，刘莹. 浅槽环瓣型浮动环密封的动态特性分析[J]. 润滑与密封，2007，32(1)：105-107.
SU Ling, LIU Xiangfeng, LIU Ying. Dynamic Characteristic Analysis of the Shallow Slot-split Floating Ring Seal[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(1): 105-107.

（编辑　陈　勇）

作者简介：王　壮，男，2000年生，硕士研究生。研究方向为石墨圆周密封性能分析技术。赵　欢*（通信作者），女，1982年生，教授。研究方向为航空发动机石墨密封技术等。E-mail：phd_zhaohuan@163.com。

本文引用格式：

王壮，赵欢，孙丹，等. 减磨槽深度对石墨圆周密封泄漏流动特性影响研究[J]. 中国机械工程，2026，37(8)：1824-1831.

WANG Zhuang, ZHAO Huan, SUN Dan, et al. Effects of Wear-reducing Groove Depth on Leakage and Flow Characteristics of Graphite Circumferential Seal[J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(8): 1824-1831.