

文章编号: 1000-8055(2026)11-20250174-13

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20250174

旋转密封环泄漏特性分析与实验研究

刘佳欢¹, 刘高文¹, 刘月², 李国跃², 王久星¹, 陈燕¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 中国航发商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘 要: 旋转密封环在航空发动机中阻隔轴承腔低温引气与涡轮高温引气。为获得转速和进出口压比对密封效果的影响规律, 搭建了高压比、高转速的实验台。通过多截面参数测量, 结合密封间隙、接触面润滑对比实验, 分析了泄漏特性演变规律。结果表明: 转速由 0 r/min 升至 10 000 r/min(压比为 2.5)时泄漏量减少 36.4%, 而压比从 1.1 增至 2.5(10 000 r/min)导致泄漏量增长 91.8%; 装配间隙在 0.5 mm 公差范围内影响小于 5%, 增加润滑涂层使泄漏量降低 15%~60%。数值仿真表明: 实验工况下转速提升导致平均接触应力增加最大 1.24 MPa, 改善了密封效果, 摩擦因数增大会使平均接触应力降低超过 1.35 MPa, 不利于密封。研究揭示了转速与密封性能的定量关系及润滑的增效机制, 为航空发动机旋转密封设计提供了依据。

关 键 词: 空气系统; 旋转密封环; 泄漏特性; 转速; 接触应力

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Analysis and experimental study of leakage characteristics of rotating seal ring

Liu Jiahuan¹, Liu Gaowen¹, Liu Yue², Li Guoyue², Wang Jiuxing¹, Chen Yan¹

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. Commercial Aircraft Engine Company Limited,

Aero Engine Corporation of China, Shanghai 200241, China)

Abstract: Rotating seal ring are used in aero engines to block low-temperature bleed air in the bearing cavity from high-temperature bleed air in the turbine. In order to obtain the influence of rotation speed and inlet and outlet pressure ratio on the sealing effect, an experimental system with high pressure ratio and high speed was built. Through the measurement of multi-section parameters, combined with the comparative experiments of sealing clearance and contact surface lubrication, the evolution law of leakage characteristics was analyzed. The results show that the leakage is reduced by 36.4% when the rotation speed is increased from 0 r/min to 10 000 r/min (pressure ratio 2.5), and the leakage increases by 91.8% when the pressure ratio is increased from 1.1 to 2.5 (10 000 r/min). The assembly clearance affects less than 5% within the 0.5 mm tolerance, and the addition of lubricating coatings reduces leakage by 15%—60%. Numerical simulations show that the average contact stress increases by up to 1.24 MPa under the experimental conditions, which improves the sealing effect, and the increase of friction coefficient reduces the average contact stress by more than 1.35 MPa, which is not conducive to sealing. The quantitative relationship between rotational speed and seal performance and the efficiency mechanism of lubrication are revealed, which provides a basis for the design of rotary seals for aero engines.

收稿日期: 2025-04-13

作者简介: 刘佳欢(1995—), 男, 博士生, 主要研究方向为航空发动机空气系统封严。E-mail: 13759970435@163.com

通信作者: 刘高文(1974—), 男, 教授, 博士, 主要研究方向为发动机旋转盘腔流动传热。E-mail: gwliu@nwpu.edu.cn

引用格式: 刘佳欢, 刘高文, 刘月, 等. 旋转密封环泄漏特性分析与实验研究[J]. 航空动力学报, 2026, 41(11): 20250174. Liu Jiahuan, Liu Gaowen, Liu Yue, et al. Analysis and experimental study of leakage characteristics of rotating seal ring[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(11): 20250174.

Keywords: secondary air system; rotating seal ring; leakage characteristics; rotational speed; contact stress

航空燃气涡轮发动机有许多密封结构,大型发动机可能超过 50 处,密封结构的泄漏量对发动机效率、推力和飞机航程具有直接影响^[1-2]。发动机部件的气体密封主要包括主流的燃气密封、内部的冷却气密封等^[3]。其中,主流密封的一个目的是最大限度减少气体的再循环,如叶尖间隙密封、压气机级间密封和涡轮的轮缘封严等^[4-6],另一个目的是减少主流的气体泄漏,如法兰密封、可调静叶枢轴密封等^[7-8]。发动机内部的冷却气通常来自压气机中间级引气,用于冷却高温部件、对轴承室加压防止滑油泄漏以及平衡转子推力等^[9-10]。内部的冷却气密封主要目的是控制输送的空气流量,保证各部件的冷却、增压和平衡载荷要求。旋转密封环是一种利用离心力作用的转-转轴之间的轴向金属密封结构,其安装位置位于减压器支撑环与空气导管之间,用于阻止高温的压气机引气通过轴间的环形间隙向轴承室泄漏,由于其工作位置存在密封面的相对轴向运动,并且工作温度较高,无法采用传统的 O 型圈等弹性密封,需要采用金属材料,并且能够在高转速下实现可靠的接触密封,其密封性能直接影响轴承和滑油温度,对发动机运行安全和使用寿命具有重要意义。

发动机内部的密封位置通常存在相对转动,旋转密封工况复杂并且对效率影响较大,因此一直是国内外的研究热点。发动机内部典型的旋转密封结构包括轴向间隙密封和径向端面密封等,如叶尖间隙密封、迷宫密封、刷式密封和浮环密封等。叶尖间隙主要由转子叶片和机匣之间的瞬态温度差导致的干涉磨损产生,解决办法包括使用可磨损的机匣内壁材料减小叶片磨损、采用外部冷却机匣的主动间隙控制系统等^[11]。Papa 等^[12]通过实验测量,研究了两种不同叶尖几何形状和叶尖间隙对叶片传质和传热的影响,结果表明,随着间隙的增加,叶片的传质水平呈现下降趋势。Miorini 等^[13]通过光学实验测量,研究了涡轮转子叶尖泄漏流动和泄漏涡旋结构的产生和演变过程。Williams^[14]提出了一种基于时间的叶尖与机匣内衬之间摩擦作用的建模方法,并通过真实案例对方法的可靠性进行验证。Páty 等^[15]通过数值计算和实验,研究了 3 种几何形状的叶尖流动和损耗机理。Wiese 等^[16]使用数值计算探索了具

有离散轴对称凹槽的叶尖密封件优化结构,研究结果表明,凹槽与平叶尖配合时的转子效率优于尖头叶尖。在迷宫密封的研究中,国内外学者针对迷宫密封的风阻升温、运行工况和几何形状等问题开展了广泛研究。Millward 等^[17]通过实验研究了迷宫式密封件的风阻升温特性,并与 CFD 计算结果进行了对比分析。Hirano 等^[18]通过数值计算,研究了迷宫密封件的转子动力学特性和偏心状态的泄漏流动特性。Paolillo 等^[19]介绍了如何在先进的密封实验台中评估、测试和辅助设计迷宫密封的过程,给出了密封流量结果,并与基线进行了比较。Dogu 等^[20]通过二维 CFD 计算,分析了 5 种形状的迷宫密封,在不同磨损状态下的泄漏特性,结果表明,任何类型的迷宫密封件磨损都对泄漏具有显著影响。Straka^[21]通过数值计算,研究了各种几何形状和运行工况下的迷宫密封泄漏特性,主要变量包括密封件角度、进出口压比和转速等。Mo 等^[22]通过实验和数值计算,研究了转子偏心对迷宫式密封的影响。Cangioli 等^[23]通过实验研究了交错式迷宫密封的转子动力学特性,讨论了转子动力学系数与泄漏之间的联系。Yin 等^[24]通过数值计算,研究了带有前置凸台防旋板的交错式迷宫密封结构的设计和抑振性能。Sun 等^[25]通过 CFD 计算和实验验证,研究了工况参数、几何参数等多因素耦合作用下的迷宫密封泄漏特性。由于迷宫密封为非接触式密封,密封面之间存在间隙,不容易产生磨损,能够保证发动机空气系统冷却气的流量稳定,但密封效果较差。而传统的接触式密封虽然密封效果好,但容易产生磨损,造成密封间隙变大并对流量造成影响。为解决接触密封的磨损间隙变化问题,刷式密封被提出并逐渐得到应用。Flouros 等^[26]通过实验研究刷式密封和迷宫密封在轴承室内滑油密封的应用,结果表明,刷式密封相对迷宫密封能够减少 80% 的密封空气消耗,从而减少 1% 的燃料消耗,同时刷式密封在 19 500 r/min 的高转速下造成的升温,也不足以导致滑油变质。在轴承室中,常见的密封结构还有浮环密封等。作为端面摩擦接触密封,浮环密封的泄漏率远低于迷宫密封,但工作速度低于迷宫密封,涡轮位置轴承的密封主要采用摩擦接触式密封件和迷宫式密

封件组合的结构。轴承室的密封气体来自压气机主流引气, 对温度要求较高^[27], 对于带有减涡器的双转子发动机, 需要隔绝温差较大的涡轮冷却引气和轴承室引气, 在结构上需要设置无相对转动的转-转轴间密封。传统的轴间密封结构主要采用 O 型非金属密封圈^[28], 由于发动机密封位置的高温工况和装配结构, 工程上常采用金属密封环, 但相关研究较少。

综上所述, 国内外研究学者针对发动机静止件、转-静件的接触和间隙密封结构开展了广泛研究, 但转-转件间的密封结构、旋转密封环的泄漏特性研究较少。本文设计并搭建了高转速的转-转件泄漏特性实验台, 通过实验研究转速、压比、装配间隙和接触面润滑对旋转密封件泄漏特性的影响。对旋转密封环的工作原理进行了理论分析, 针对密封环结构在不同转速下的密封面接触应力进行数值计算, 并探索了摩擦因数对接触应力的影响, 为转-转件泄漏特性实验研究和密封环设计提供帮助。

1 旋转密封环力学特性分析

1.1 研究对象

某型航空发动机旋转密封环在发动机中的装配位置如图 1 所示, 图中的局部放大部分均为旋转部件。

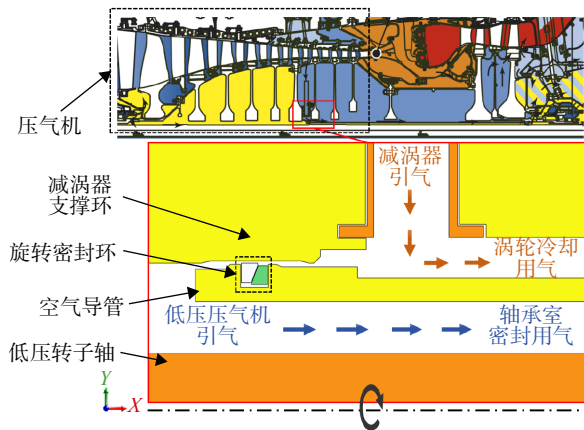


图 1 旋转密封环安装位置示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the installation position of the rotating seal ring

图 2 为旋转密封环的结构示意图。其中 $R=57.5\text{ mm}$ 代表密封面半径, $H=3.1\text{ mm}$ 和 $W=3.7\text{ mm}$ 分别代表密封槽的高度和宽度, G 代表密封面间的初始间隙。活塞环与封严环均为开口环, 两者通过 30° 的斜面配合, 装配时保证开口相距

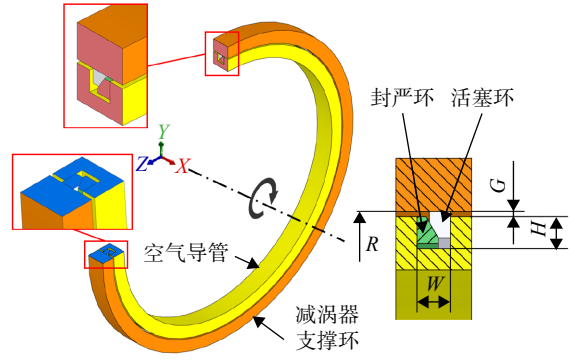


图 2 旋转密封环装配结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the assembly structure of the rotating seal ring

180° , 减小间隙泄漏。在静止状态下, 活塞环与减涡器支撑环之间为自由搭接状态。在旋转状态下, 活塞环由于离心力作用产生扩张变形, 与减涡器支撑环内壁产生接触。同理, 封严环则在离心力作用下同样产生扩张变形趋势, 并通过斜面向活塞环施加扩张力, 进一步增加活塞环与减涡器支撑环之间的接触应力水平。各接触面在离心力作用下均产生有效的接触应力, 进而实现密封功能。

1.2 受力状态分析

旋转密封环接触泄漏路径截面的几何尺寸与接触应力有直接关系。通常情况下, 随着接触应力的增加, 在一定范围内, 泄漏面积随之减小, 泄漏量呈下降趋势^[29]。因此, 接触应力能够作为接触密封效果的一个评价指标。旋转密封环中活塞环和封严环在独立状态下都可以等效为开口薄壁圆环。在等速旋转运动中, 开口薄壁圆环的受力状态如图 3 所示。其中, R 为理论半径, b 为开口角度。选取端面角度为 a 的 BC 段微元体进行受力分析, 则离心力 $F_c = dm\omega^2 R$ 。

在 OC 截面, 存在反抗力偶矩、剪切力和拉伸轴向力。根据达朗伯原理, 微元体可列出如下方

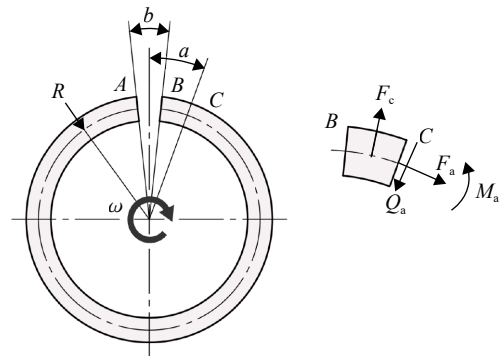


图 3 等速旋转的开口薄壁圆环

Fig. 3 Split thin-walled ring rotating at a constant speed

程组^[30]

$$\begin{cases} M_a = R^3 \rho S \omega^2 [1 - \cos(a - b/2)] \\ F_a = R^2 \rho S \omega^2 [1 - \cos(a - b/2)] \\ Q_a = R^2 \rho S \omega^2 \sin(a - b/2) \end{cases} \quad (1)$$

其中 M_a 为反抗力偶矩, F_a 为拉伸轴向力, Q_a 为剪切力, ρ 为材料密度, S 为截面积, ω 为旋转角速度。

式(1)可以应用于自由状态的等速旋转开口薄壁圆环。当圆环外圈的位移受限时,可以近似认为离心力与外圈受力达到平衡,忽略圆环的微小内应力,即离心力等于外圈的支持力。旋转密封环在等速旋转状态,不考虑周向力作用下,活塞环和封严环截面径向的简化受力状态如图 4 所示。

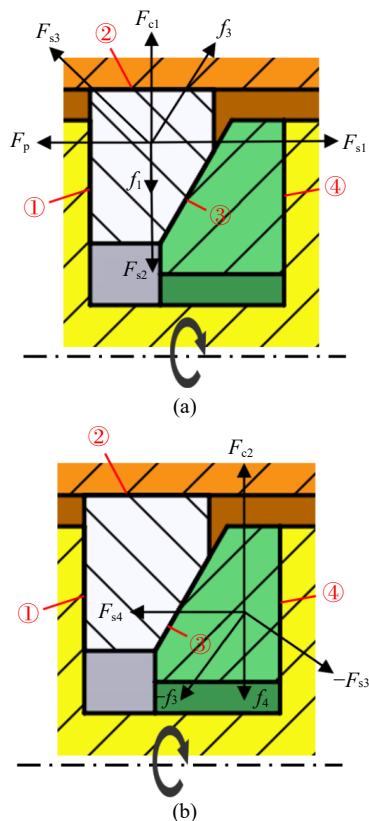


图 4 旋转密封环径向截面受力分析

Fig. 4 Force analysis of the radial cross-section of the rotating seal ring

图 4 中, 数字①~④表示接触面, F_s 代表支持力, f 代表摩擦力, 使用数字下标表示施力的接触面。从图中可以看出, 在离心力作用下, 活塞环有径向扩张趋势, 但由于受外壁面位移限制, 产生支持力 F_{s2} , 同时, 由于相对运动, 壁面①向活塞环施加与运动方向相反的摩擦力 f_1 。此外, 活塞环还受到轴向的气体 F_p 压力作用。对于封严环, 在离心力作用下, 同样产生径向扩张趋势, 但受

斜面③和平面④的共同作用, 产生支持力 F_{s3} 、 F_{s4} 以及摩擦力 f_3 、 f_4 达到受力平衡状态。由于封严环斜面支持力和摩擦力作用, 活塞环受到支持力 F_{s3} 和摩擦力 f_3 , 并且接触面②的支持力 F_{s2} 进一步增大。因此, 理论上为增大接触应力来提高密封效果, 需要增加离心力 F_c 并减小除了 f_3 以外的摩擦力。

对于本文研究的旋转密封环, 由于活塞环与封严环之间存在斜面应力传递, 并且减涡器支撑环与空气导管均会在离心力作用下产生变形, 因此难以通过直接求解的方式计算接触应力, 因此本文采用有限元数值计算的方法进行求解。

1.3 数值计算模型

本文研究的旋转密封环装配结构如图 2 所示, 两环接触面角度为 30° , 开口位置相距 180° 装配。根据实验台结构建立简化的求解模型, 并进行网格划分。由于研究结构为简单几何形状, 综合考虑求解所需时间和求解精度, 最终绘制网格数为 6.98 万。求解模型采用结构化网格划分, 旋转密封环配合部位进行局部加密, 如图 5 所示。

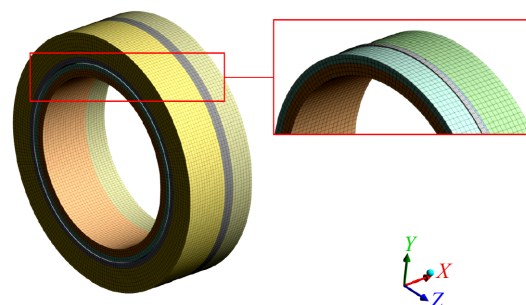


图 5 模型网格划分

Fig. 5 Mesh generation of the model

在边界条件设置中, 根据实验台实际装配结构, 将模拟空气导管内圆柱面和模拟减涡器支撑环内圆柱面设置为圆柱支撑, 允许径向扩张。旋转密封环组件不设置额外的支撑, 根据与模拟空气导管和模拟减涡器支撑环的装配关系设置接触面, 接触类型为摩擦接触, 采用广义拉格朗日算法, 不允许接触面穿透, 保证转动自由度和轴向扩张自由度。根据实验工况施加载荷条件, 由于计算模型均为旋转部件并且转速相同, 根据实验工况为所有零件体设置相同的稳态转速条件, 并根据进出口条件设置气体压力条件。在商业软件 Ansys Mechanical 中进行数值计算。为验证数值计算的准确性, 将计算结果与实验结果进行对比验证。采用的实验数据为激光位移传感器测量

值, 测量面为模拟减压器支撑环外圆柱面, 与数值计算结果的对比如图 6 所示, 从图中可以看出, 转子径向位移量数值计算与实验测量的最大误差为 15%, 相对平均偏差小于 10%。

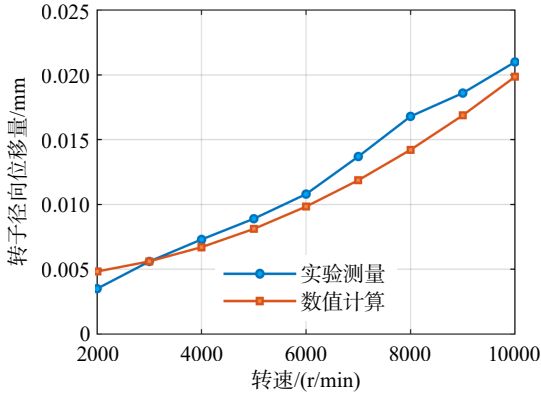


图 6 数值计算与实验测量结果对比

Fig. 6 Comparison between numerical simulation and experimental measurement results

1.4 转速对受力状态的影响

改变转速工况进行数值计算, 转速 n 范围 2 000~10 000 r/min。由于旋转密封环尺寸较小, 难以独立控制各表面粗糙度, 因此, 根据实验件状态, 将所有接触面摩擦因数设置为 0.1。在 5 000、8 000 r/min 和 10 000 r/min 转速下, 旋转密封环的等效应力云图如图 7 所示。

从图 7 可以看出, 随着转速的增加, 活塞环和封严环的等效应力水平显著增加。在等效应力的分布上, 活塞环和封严环具有相似性, 即开口区

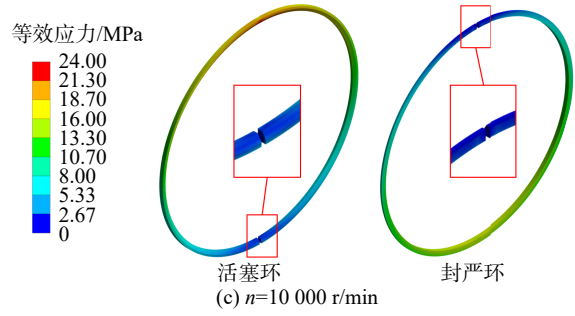
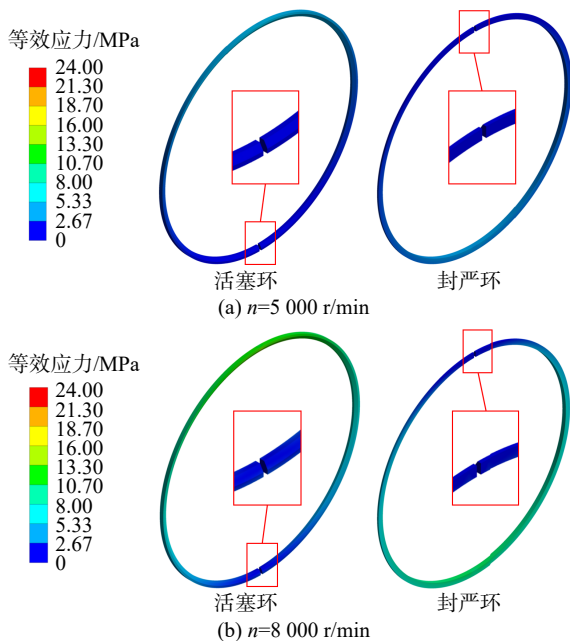


图 7 不同转速下旋转密封环的等效应力云图

Fig. 7 Equivalent stress contours of the rotating seal ring at different rotational speeds

域附近应力水平较低, 最大应力区域位于开口对向位置, 这主要是由于本文研究的开口环几何结构可以近似等效为小曲率曲杆, 根据式(1)可以看出, 任意截面处的应力水平均为相距开口位置角度 α 的增函数。

不同转速下旋转密封环的总变形云图如图 8

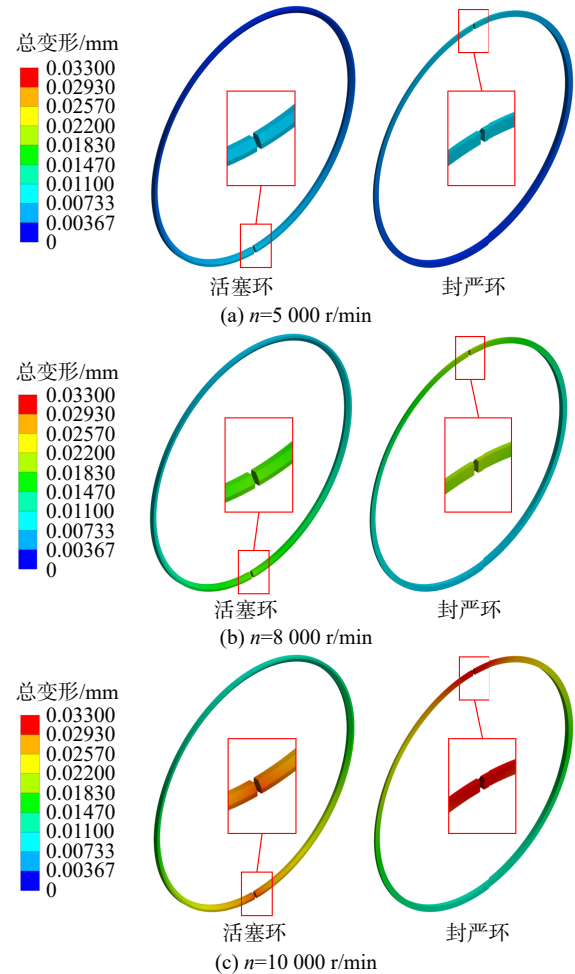


图 8 不同转速下旋转密封环的总变形云图

Fig. 8 Total deformation contours of the rotating seal ring at different rotational speeds

所示。从图中可以看出,变形的最大位置出现在开口位置,并且随转速的增加而迅速增长。由于开口位置容易产生间隙泄漏,随着转速的增加,泄漏会逐渐加剧,虽然在设计中将开口位置采用相距 180° 装配,希望避免活塞环和封严环开口位置重合而造成的间隙泄漏,但由于旋转密封环在装配位置无周向定位结构,其实际状态存在不确定性,当开口位置出现重合后,就会造成间隙泄漏。因此,尽量减小开口大小或设计具有密封效果的开口结构,对减小间隙泄漏至关重要。

图 9 为不同转速下的接触应力云图。从图中可以看出,在 $10\,000\text{ r/min}$ 的工况下,4 个接触面均能够形成有效的接触密封。

从图 9(a)可以看出,在接触面①,活塞环端面与空气导管接触,由于高半径部分区域无接触,因此接触应力为零,其余大部分区域从低半径至高半径位置,接触应力呈下降趋势,并且在开口区域及对向位置存在微小的应力集中区域。从

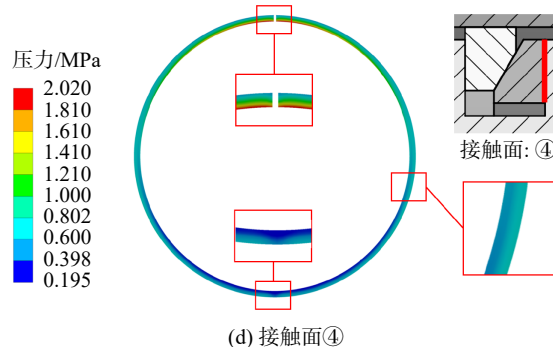
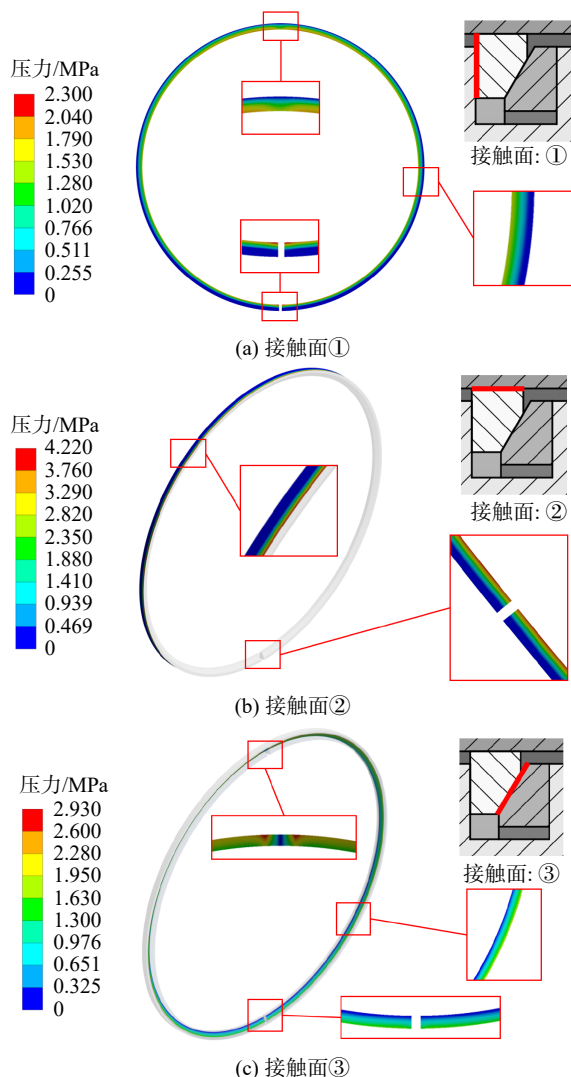


图 9 $10\,000\text{ r/min}$ 下旋转密封环的接触应力云图

Fig. 9 Contact stress contours of the rotating seal ring at $10\,000\text{ r/min}$

图 9(b)可以看出,活塞环与减压器支撑环之间的接触面②上,接触应力具有明显的梯度,从活塞环指向封严环的轴向方向上,接触应力逐渐上升。从图 9(c)可以看出,活塞环与封严环接触面③上,接触应力分布较为均匀,只在开口位置存在部分应力集中区域,无接触区域的接触应力为零。从图 9(d)可以看出,在封严环与空气导管的接触面④上,接触应力在径向上分布较为均匀,但轴向上从开口位置至对向位置逐渐降低。

为研究转速对不同接触面接触应力的影响,改变转速进行数值计算。根据计算结果,不同转速下各接触面具有相似的接触应力分布,为便于分析,使用平均接触应力表示接触面的受力状态。不同转速下的各接触面平均接触应力如图 10 所示。

从图 10 可以看出,随着转速的增加,各接触面的平均接触应力均呈现上升趋势。由于接触应力的增加,接触面材料微观弹塑性变形量增加,泄漏面积减少,这也解释了实验得出的随转速增加泄漏量减小的趋势。此外,根据平均接触应力的数

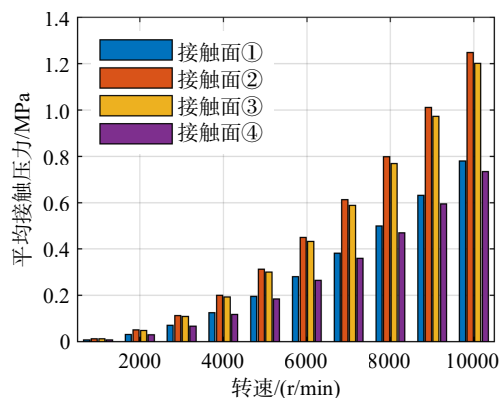


图 10 不同转速下的接触应力变化规律

Fig. 10 Variation of contact stress with rotational speed

值大小可以看出, 作为主要密封面的接触面②的压力水平最高, 这也验证了结构设计的合理性。

1.5 摩擦因数对接触应力的影响

根据文中第 3.1 节分析结果, 摩擦力对接触应力起着重要作用。因此, 本文通过在固定的转速下, 改变接触面的摩擦因数, 研究其对接触应力的影响。由于实际旋转密封环的几何尺寸十分微小, 难以单独控制各接触面的摩擦因数, 因此在数值计算中, 定义摩擦因数的改变是同时的。根据零件工况和加工工艺, 研究的摩擦因数范围为 0.02~0.3, 转速工况固定为 10 000 r/min。

图 11 为不同摩擦因数下, 各接触面接触应力的变化规律图。从图中可以看出, 随着摩擦因数的增加, 各接触面的接触应力呈现下降趋势。当摩擦因数由 0.1 上升至 0.2, 接触面①~接触面④的平均接触应力分别下降了 30.9%、29%、32.9% 和 32.3%。在同样的转速工况下, 摩擦因数的增加将导致摩擦力增大, 旋转密封环的自锁效应增强, 将导致各接触面的平均接触应力下降, 不利于提高密封性能。

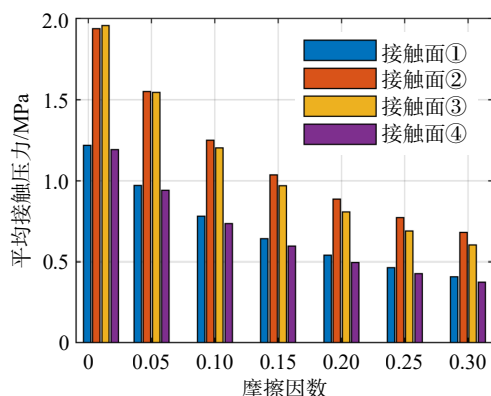


图 11 不同摩擦因数下的接触应力变化规律

Fig. 11 Variation of contact stress with friction coefficient

2 实验方法及参数定义

2.1 实验装置

本文研究的旋转密封环的泄漏量在 1~2.5 g/s 量级, 而实验旋转速度达到 10 000 r/min, 需要设计能够实现高速旋转工况下微小泄漏量测量的实验装置和测量系统。本文采用的旋转密封实验系统如图 12 所示。

实验系统主要包括供气系统、控制系统、测量系统和旋转密封实验段。供气系统包括螺杆空压机和大容量储气罐, 能够稳定提供最高压力 1.6 MPa, 最大连续质量流量为 2.5 kg/s 的干燥压缩空

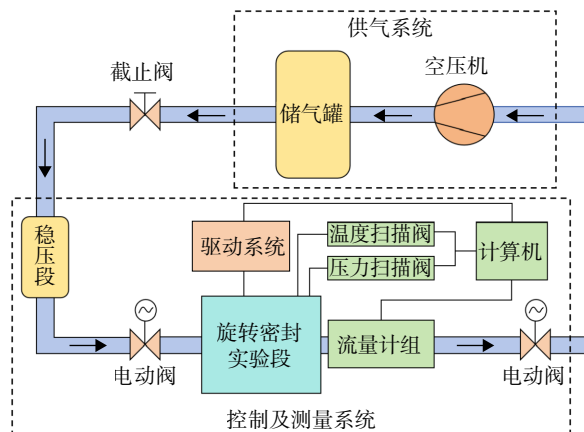


图 12 旋转密封实验系统示意图

Fig. 12 Schematic diagram of the rotating seal experimental system

气。控制系统包括管路中的电动阀和转台电动机驱动装置, 实验段最大稳定工作转速可达 13 000 r/min。测量系统包括压力、温度和流量测量的扫描阀、热电偶、层流和孔板流量计组。

图 13 为旋转密封实验段的结构示意图。实验台主体部分包括静止的进气机匣、中介机匣和出气机匣, 以及可旋转的模拟空气导管、模拟减涡器支撑环和实验件。

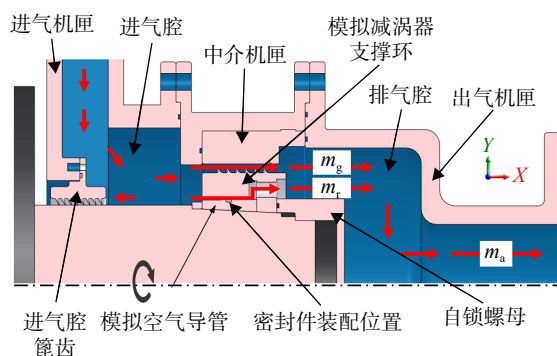


图 13 旋转密封实验段结构示意图

Fig. 13 Schematic diagram of the rotating seal experimental section structure

实验台静止部件通过台阶面定位, 转动部件通过锥形面与转轴连接, 使用带有与旋转方向相反螺纹的螺母拧紧。压缩空气由进气机匣流入实验段, 通过环形进气腔稳压后到达实验件, 经实验件进入排气腔, 部分压缩空气从后篦齿流出, 由于流量测量在系统出口, 这部分流量对测量结果没有影响。模拟减涡器支撑环和中介机匣之间存在相对转动, 因此在支撑环外部设置篦齿密封, 经篦齿泄漏的空气同样进入排气腔, 这部分空气泄漏对实验结果有直接影响, 因此实验中测得流

量包括实验台自身泄漏量和实验件泄漏量。为获得实验件泄漏量 m_r , 本实验采用流量相减法, 即单独标定篦齿泄漏量 m_g 并在总测量流量 m_a 中减去。篦齿泄漏量的标定主要通过填充密封实验件间隙的方法实现, 使用密封胶将旋转密封环的密封间隙填充, 并在不同转速和压比工况下测量篦齿的独立泄漏流量。

图 14 为实验段的实物图, 实验段各机匣通过法兰连接, 并在各接触面设置密封圈保证密封性能。在出气机匣出口设置波纹段, 降低下游管路对实验台造成的轴向力。为实现压比的精确调节, 实验段进口的电动阀采用不同直径的高精度电动阀门组。实验时, 通过改变进口电动阀的开度调节进气腔压力, 进而改变压比。实验段的出口为大气环境, 实验压比范围为 1.1~2.5。

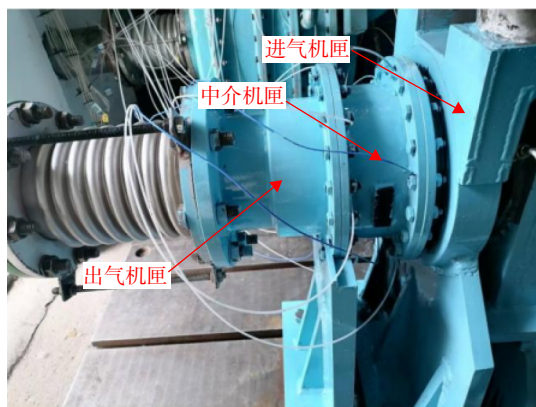


图 14 旋转密封实验段实物图

Fig. 14 Photograph of the rotating seal experimental section

由于实验台篦齿为非接触式密封, 相对旋转密封件的接触式密封的泄漏流量占比较高, 这对实验件的泄漏量测量是不利的。因此, 为研究篦齿泄漏的重复性偏差对实验结果的影响, 进行多次拆装和重复性实验, 对篦齿的装配间隙和泄漏量进行测量标定并分析误差。5 次重复装配的篦齿间隙如图 15 所示。

经过 5 次测量, 篦齿间隙的最大差值小于 $1\ \mu\text{m}$, 变化幅度不超过 0.3%, 篦齿静态安装间隙具有较高的重复精度。5 次重复装配的篦齿泄漏量箱型图如图 16 所示。

重复性实验的转速工况为 10 000 r/min。从图 16 中可以看出, 在不同的压比工况下, 篦齿泄漏量存在微小的重复性误差。经过实验, 在不同的转速工况下, 去除局部异常值后, 篦齿泄漏的相对平均偏差小于 5%。均取多次测量结果的去

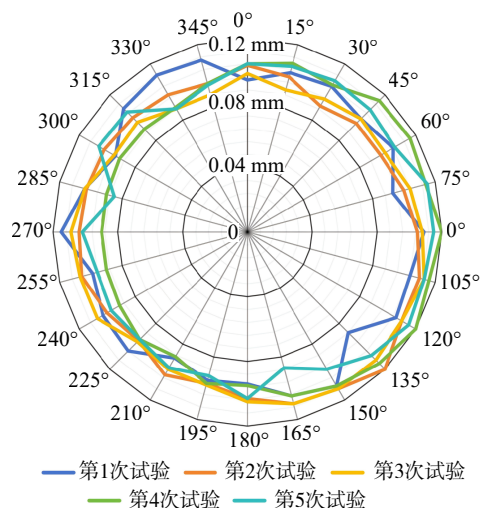


图 15 5 次重复装配篦齿静态间隙

Fig. 15 Static clearance of labyrinth seal teeth after five repeated assemblies

尾平均值作为篦齿泄漏量标定数据, 在压比为 2.5、转速为 10 000 r/min 的工况下, 篦齿泄漏的最大重复性误差约 0.1 g/s, 相对实验件泄漏量小于 4%。

2.2 测量方法

在实验台静止部件上布置有温度和压力测点, 同时在实验台出口设置有流量计组。其中, 进气腔内布置有 3 个总温测点和 3 个总压测点, 分布形式为周向均布, 排气腔内布置有 3 个周向均布的静压测点, 流量测点布置在实验段出口。实验段的测点布置如图 17 所示。

温度测量采用 PSI9046 温度扫描阀和 K 型热电偶, 经过标定后, 测量精度为 $\pm 1\ \text{K}$, 不确定度小于 0.35%。压力测量采用 PSI9116 压力扫描阀, 经过标定后, 测量精度为 $\pm 0.075\%$, 不确定度小于 0.1%。微小质量流量的测量采用的是不同量程的层流流量计与孔板流量计共同组成的流量计组, 带有温度修正功能, 其测量精度为 $\pm 1\%$ 最大量程, 最大不确定度小于 1.3%。实验件及与实验台配合部位几何尺寸使用高精度塞规和千分尺测量, 精度为 $\pm 0.005\ \text{mm}$ 。位移测量采用激光位移传感器, 精度为 $\pm 0.001\ \text{mm}$ 。

2.3 参数定义

以 m_a 、 m_r 和 m_g 分别表示实验段出口总流量, 旋转密封环泄漏流量和篦齿泄漏流量, 这三股流量满足关系:

$$m_r + m_g = m_a \quad (2)$$

系统压比定义为系统入口总压 p_0^* 和出口静压

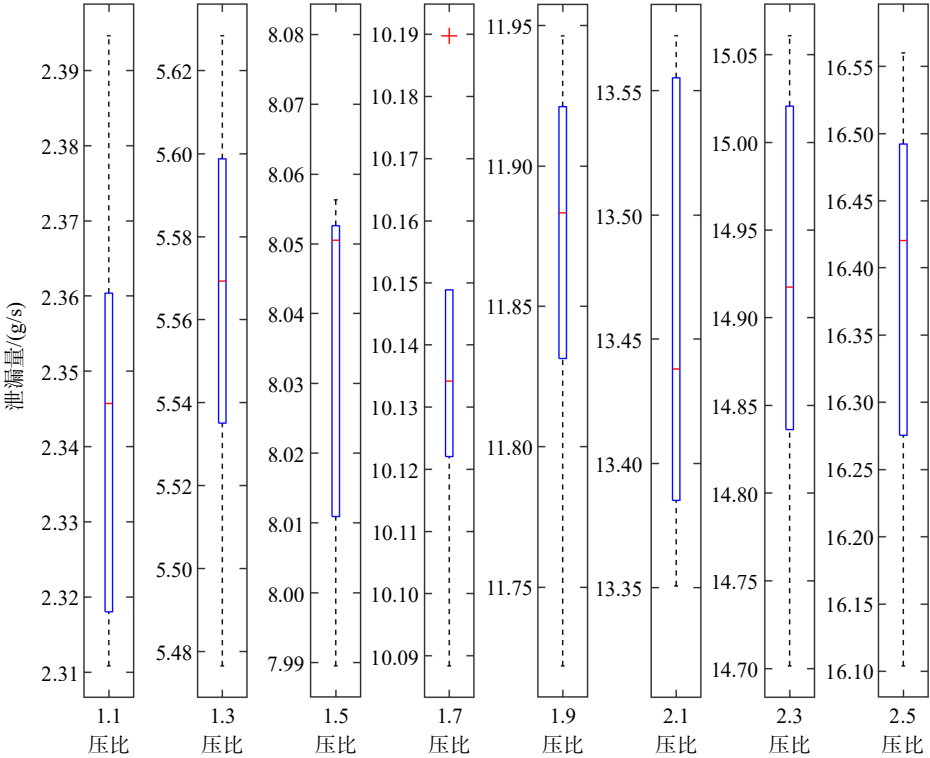


图 16 10 000 r/min 工况下 5 次重复装配迷宫齿泄漏量

Fig. 16 Leakage of labyrinth seal after five repeated assemblies at 10 000 r/min

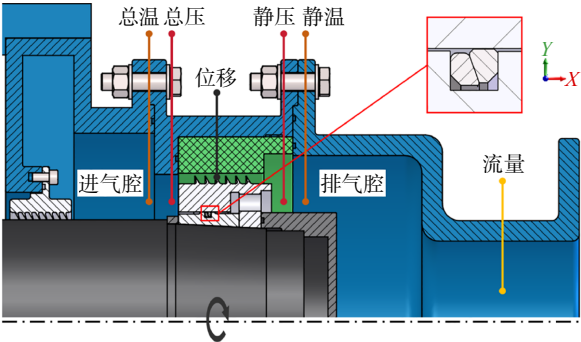


图 17 旋转密封实验段测点布置

Fig. 17 Layout of measuring points in the rotating seal experimental section

p_2 的比值, 表达式为:

$$\pi = \frac{p_0^*}{p_2} \quad (3)$$

在工程应用中, 通常使用有效泄漏面积 A_{eff} 和换算流量 λ 表示发动机的泄漏流动特性。旋转密封环的有效泄漏面积表达式为:

$$A_{\text{eff}} = C_d A_{\text{ref}} = \frac{m_r \sqrt{T_0^* R_g}}{p_0^* \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad (4)$$

其中 C_d 为流量系数, A_{ref} 为几何参考面积, T_0^* 为泄

漏处进口总温, R_g 为气体常数, κ 为等熵指数。

旋转密封环泄漏换算流量 λ 表达式为:

$$\lambda = \frac{m_r \sqrt{T_0^*}}{p_0^*} \quad (5)$$

为保证实验结果的可靠性, 根据相对误差传递公式, 结合各测量仪器的误差范围及重复性误差, 计算各参数的不确定度^[31]

$$\frac{\Delta y}{y} = \sqrt{\left(p_1 \frac{\Delta x_1}{x_1} \right)^2 + \left(p_2 \frac{\Delta x_2}{x_2} \right)^2 + \cdots + \left(p_n \frac{\Delta x_n}{x_n} \right)^2} \quad (6)$$

不确定度的计算结果如表 1 所示。

表 1 主要参数的不确定度

Table 1 Uncertainty of the main parameters

参数	不确定度/%
密封环泄漏量 m_r	4.4
有效泄漏面积 A_{eff}	4.6
换算流量 λ	4.5

3 实验结果与分析

实验过程中研究了不同压比、转速和初始密封间隙下, 旋转密封环的泄漏量、有效泄漏面积和换算流量的变化规律。实验转速范围为 0~

10 000 r/min, 压比工况范围为 1~2.5。

3.1 转速对泄漏特性的影响

在初始密封间隙 $G=0.2\text{ mm}$ 的状态下进行不同转速下的旋转密封实验, 采集并计算旋转密封环泄漏量。图 18 为实验件泄漏量随转速的变化规律。从图中可以看出, 随着转速增加, 泄漏量呈近似线性的下降趋势, 并且在不同的压比工况下具有相似的下降规律。在压比为 1.1 和 2.5 的工况下, 从静止状态到 10 000 r/min, 泄漏量分别下降了 62.3% 和 36.4%。

旋转密封环与减涡器支撑环之间为接触密封, 接触区域的泄漏面积大小对泄漏量有重要影响。但微小的接触泄漏面积难以直接测量, 因此通过泄漏量与实验工况, 计算有效泄漏面积 A_{eff} , 如图 19 所示。从图中可以看出, 随着转速的增加, 实验件的有效泄漏面积呈现下降趋势, 在静止时有效泄漏面积最大。在压比为 1.1 和 2.5 的工况下, 从静止状态到 10 000 r/min, 有效泄漏面积分别下降了 62.1% 和 34.7%。

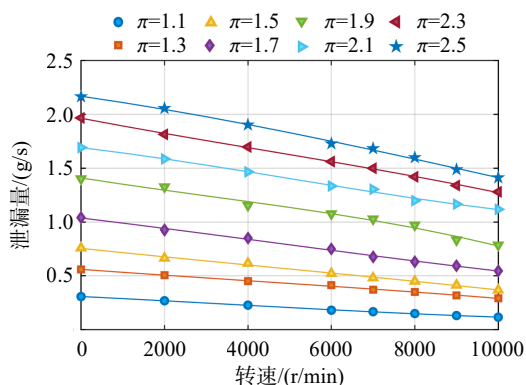


图 18 实验件泄漏量随转速变化规律

Fig. 18 Variation of leakage of the experimental piece with rotational speed

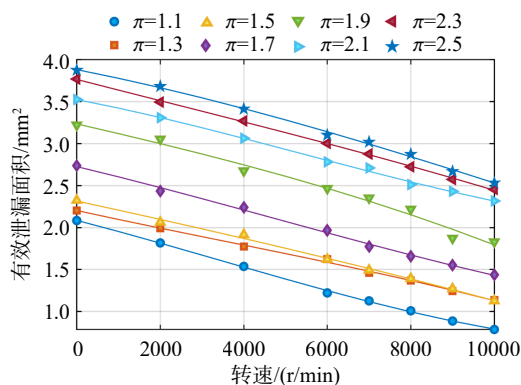


图 19 实验件有效泄漏面积随转速变化规律

Fig. 19 Variation of effective leakage area of the experimental piece with rotational speed

不同转速下旋转密封环泄漏换算流量 λ 如图 20 所示。随着转速的增加, 换算流量同样呈现近似线性的下降趋势。在压比为 1.1 和 2.5 的工况下, 从静止状态到 10 000 r/min, 泄漏换算流量分别下降了 62.4% 和 34.3%。

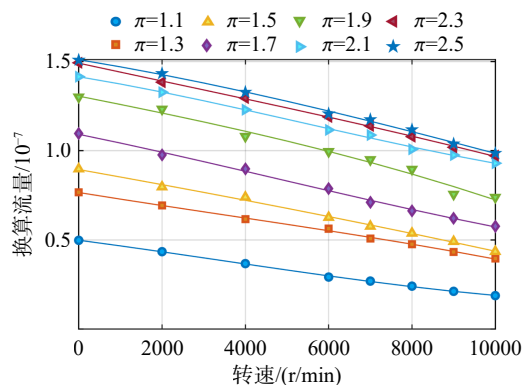


图 20 实验件换算流量随转速变化规律

Fig. 20 Variation of corrected flow rate of the experimental piece with rotational speed

根据实验结果, 随着转速的增加, 泄漏量、有效泄漏面积和换算流量均呈下降趋势。在转速为 10 000 r/min, 压比为 2.5 的工况下, 泄漏量从 2.2 g/s 下降至 1.4 g/s。这主要是由于离心力作用下, 活塞环和封严环产生扩张变形, 与外密封面的接触应力增加, 接触表面弹塑性变形增大, 导致有效泄漏面积减小, 进而导致泄漏流量和换算泄漏流量减小。

3.2 压比对旋转密封环泄漏特性的影响

在初始密封间隙 $G=0.2\text{ mm}$ 的状态下进行不同压比下的旋转密封实验。图 21 为实验件泄漏量随压比的变化规律。从图 21 中可以看出, 随着

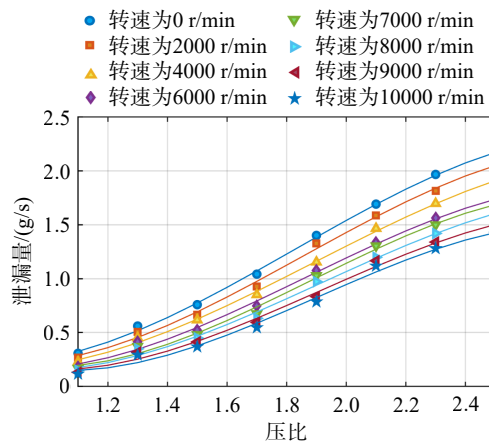


图 21 实验件泄漏量随压比变化规律

Fig. 21 Variation of leakage of the experimental piece with pressure ratio

压比的增加, 泄漏量呈上升趋势, 这主要是由于实验增加压比的方式为提高密封件的进口总压, 优于气体密度的变化, 在泄漏面积不变时, 泄漏量会随压比的增加而增长。在转速为 2 000 r/min 和 10 000 r/min 的工况下, 压比从 1.1 上升至 2.5, 泄漏量分别增长了 86.9% 和 91.8%。

图 22 为实验件有效泄漏面积随压比的变化规律。从图中可以看出, 随着压比的增加, 不同转速下的有效泄漏面积均呈现上升趋势, 并且上升幅度逐渐减小。在转速为 4 000 r/min 的工况下, 压比从 1.1 上升至 1.7, 有效泄漏面积上升了 31.4%, 当压比从 1.9 上升至 2.5, 有效泄漏面积上升了 21.6%。压比升高造成的有效泄漏面积的增加, 主要是由于实验工况下进口压力升高造成的流量系数增长。图 23 为实验件换算流量随压比的变化曲线图。从图中可以看出, 随着压比的增

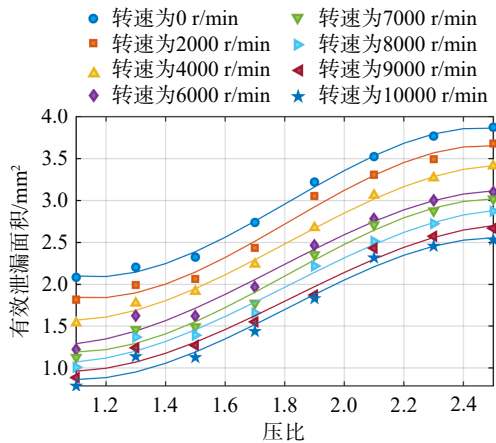


图 22 实验件有效泄漏面积随压比变化规律

Fig. 22 Variation of effective leakage area of the experimental piece with pressure ratio

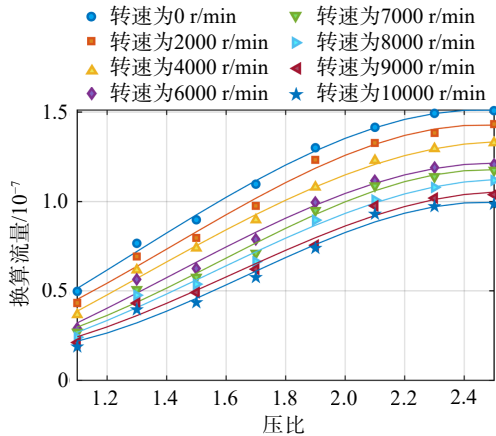


图 23 实验件换算流量随压比变化规律

Fig. 23 Variation of corrected flow rate of the experimental piece with pressure ratio

加, 不同转速下的换算流量均呈现上升趋势, 并且上升幅度逐渐降低。在转速为 4 000 r/min 的工况下, 压比从 1.1 上升至 1.7, 换算流量上升了 60.1%, 当压比从 1.9 上升至 2.5, 换算流量上升了 18.6%。相对泄漏量, 换算流量作为无量纲参数更能表达真实流动规律。

3.3 初始间隙对旋转密封环泄漏特性的影响

在实际发动机结构中, 由于装配工艺设计, 密封间隙可能随机分布在公差范围内。为研究初始密封间隙 G 对密封泄漏特性的影响, 本文选取初始密封间隙 $G=0.15$ mm 和 $G=0.2$ mm 两个组别, 分别在 8 000 r/min 和 10 000 r/min 的转速下进行对比实验。实验压比范围为 1.1~2.5。

图 24 为不同初始密封间隙 G 下, 旋转密封环泄漏的换算流量随压比变化的曲线图。从图中可以看出, 随着压比的增加, 不同初始密封间隙下的换算流量相差较小, 偏差小于 5%。在转速为 8 000 r/min 和 10 000 r/min 工况下, 不同初始间隙的泄漏换算流量具有相似规律。因此, 根据实验结果, 初始密封间隙对换算泄漏流量的影响不显著。

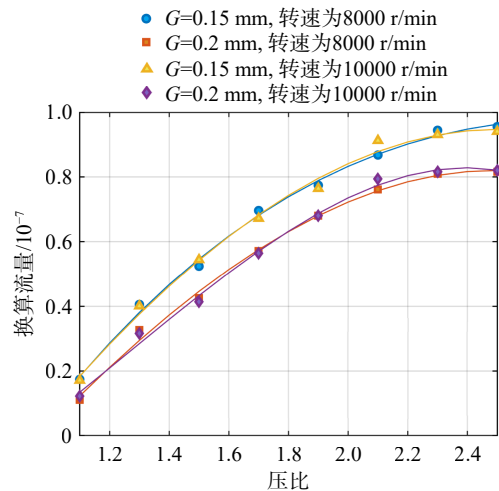


图 24 初始间隙 G 对换算流量的影响规律

Fig. 24 Effect of initial clearance G on corrected flow rate

3.4 接触面润滑涂层对泄漏特性的影响

由于旋转密封环在装配中存在接触面, 发动机转动过程中, 由于离心力、振动和热变形等原因, 密封环接触面之间容易产生较大摩擦, 为提高可靠性, 在所有接触面喷涂 Surf-Kote 润滑涂层, 摩擦因数为 0.04~0.1。因此需要考虑在接触面增加涂层对密封泄漏的影响。本文在转速为 5 000 r/min 和 8 000 r/min 的工况下, 研究有润滑涂层实验件和无涂层实验件的泄漏流量差异。

图 25 为不同转速下的有/无润滑涂层实验件换算泄漏流量偏差(无涂层-有涂层)。从图中可以看出,无润滑涂层实验件的换算流量均大于有涂层实验件。在压比为 1.9 工况下增加润滑涂层后,转速为 5 000 r/min 时,换算流量下降 31.28%,并且随着压比的增加,换算流量偏差逐渐增大。在转速为 8 000 r/min 时,换算流量下降 52.1%,并且随着压比的增加,换算流量偏差逐渐减小。根据实验结果,接触面增加润滑涂层能够减小泄漏量,有效提高不同转速下的密封效果。润滑涂层硬度低于活塞环材料,因此在相同的应力水平下,能够产生更大的塑性变形,减小泄漏面积,此外由于摩擦力的降低,接触应力增强,有利于密封效果的提升,并且这种提升效果在低转速下更为显著。

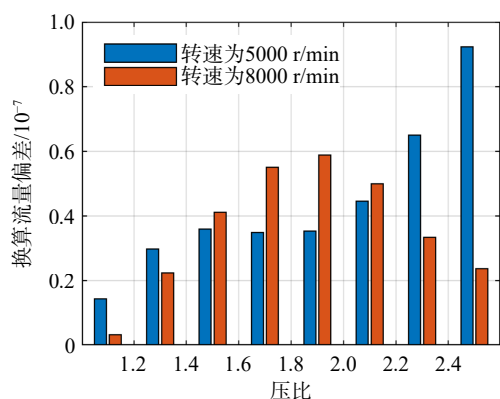


图 25 有/无润滑涂层实验件换算泄漏流量偏差

Fig. 25 Deviation of corrected leakage flow rate between experimental pieces with and without lubricating coating

4 结 论

1) 本文通过实验研究了旋转密封环泄漏特性参数随转速和压比的变化规律。结果表明,随着转速的增加,泄漏量、有效泄漏面积和换算流量呈下降趋势,在压比为 1.1 和 2.5 的工况下,从静止状态到 10 000 r/min,泄漏量分别下降了 62.3% 和 36.4%。随着压比的增加,泄漏量、有效泄漏面积和换算流量呈上升趋势,在转速为 2 000 r/min 和 10 000 r/min 的工况下,压比从 1.1 上升至 2.5,泄漏量分别增长了 86.9% 和 91.8%。旋转密封环在高转速下具有更好的密封效果,但由于流量系数的变化,泄漏量仍会随进口压比的升高而增大。

2) 通过实验对比了不同装配间隙和有/无润滑涂层对旋转密封环泄漏特性的影响。结果表明,在 8 000 r/min 和 10 000 r/min 的转速下,0.5 mm 公差区间内的装配间隙变化造成的泄漏换算流量偏

差小于 5%,并不显著。而增加润滑涂层对泄漏效果的提升较为显著,在 5 000 r/min 和 8 000 r/min 的转速下能够降低最大 59% 和 52% 的泄漏量,有利于接触表面的密封效果提升。

3) 通过数值仿真计算研究了转速和摩擦因数对接触应力的影响。根据计算结果,转速从 0 增加到 10 000 r/min,旋转密封环的平均接触应力最大增加 1.24 MPa,而随着摩擦因数的增加,密封环的自锁效应增强,各接触面的接触应力均呈下降趋势,摩擦因数从 0.01 上升至 0.3,接触应力下降超过 1.35 MPa。因此,旋转密封环在设计时需充分考虑工作转速、压比和表面状态。

参考文献:

- [1] Ludwig L P, Bill R C. Gas path sealing in turbine engines[J]. *A S L E Transactions*, 1980, 23(1): 1-22.
- [2] Chupp R E, Hendricks R C, Lattime S B, et al. Sealing in turbomachinery[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2006, 22(2): 313-349.
- [3] Hendricks R C, Steinetz B M. Turbomachine Sealing and Secondary Flows: NASA/TM-2004-211991[R]. Cleveland, US: NASA, Glenn Research Center, 2004.
- [4] 傅力宏, 张雪辉, 陈海生, 等. 涡轮叶顶泄漏控制研究进展[J]. *工程热物理学报*, 2023, 44(5): 1177-1198.
Fu Lihong, Zhang Xuehui, Chen Haisheng, et al. Research progress of turbine tip leakage control[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2023, 44(5): 1177-1198. (in Chinese)
- [5] Kong Xiaozhi, Liu Yuxin, Liu Gaowen, et al. Attempts on the reduction of leakage flow through the stator well in an axial compressor[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(8): 082501.
- [6] 高庆, 陶加银, 宋立明, 等. 涡轮轮缘密封封严效率的数值研究[J]. *西安交通大学学报*, 2013, 47(5): 12-17.
Gao Qing, Tao Jiayin, Song Liming, et al. Numerical investigation on the sealing efficiency of the turbine rim seal[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2013, 47(5): 12-17. (in Chinese)
- [7] 艾延廷, 来纯强, 郝燕平, 等. 航空发动机安装边螺栓连接密封特性试验[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(10): 2315-2323.
Ai Yanting, Lai Chunqiang, Hao Yanping, et al. Experiment on sealing characteristics of bolted flanged connections for aero-engines[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2018, 33(10): 2315-2323. (in Chinese)
- [8] Hawkins R M, Mckibbin A H. Development of compressor end seals stator interstage seals and stator pivot seals in advanced air breathing propulsion systems: Part II NASA/CR-72887[R]. Cleveland: US: NASA Lewis Research Center, 1976.
- [9] Moore A. Gas turbine engine internal air systems: a review of the requirements and the problems[C]//ASME 1975 Winter Annual Meeting. Houston, US: ASME, 1975: V001T01A001.
- [10] 郭金道, 赵欢, 王平, 等. 基于引气封油方式的轴承腔密封间隙油气两相泄漏流动特性数值与试验研究[J]. *机械工程学报*, 2024, 60(3): 214-225.
Guo Jindao, Zhao Huan, Wang Ping, et al. Numerical and experimental study on oil-air two-phase, leakage flow characteristics based on air-bleeding oil-sealing mode in seal clearance of bearing cavity[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2024, 60(3): 214-

225. (in Chinese)
- [11] Bounazef M, Guessasma S, Ait Saadi B. The wear, deterioration and transformation phenomena of abradable coating BN-SiAl-bounding organic element, caused by the friction between the blades and the turbine casing[J]. *Materials Letters*, 2004, 58(27/28): 3375-3380.
- [12] Papa M, Goldstein R J, Gori F. Effects of tip geometry and tip clearance on the mass/heat transfer from a large-scale gas turbine blade[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2003, 125(1): 90-96.
- [13] Miorini R L, Wu Huixuan, Katz J. The internal structure of the tip leakage vortex within the rotor of an axial waterjet pump[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(3): 031018.
- [14] Williams R J. Simulation of blade casing interaction phenomena in gas turbines resulting from heavy tip rubs using an implicit time marching method[C]//ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, British Columbia, Canada: ASME, 2011: 1007-1016.
- [15] Pátý M, Cernat B C, De Maesschalck C, et al. Experimental and numerical investigation of optimized blade tip shapes: part II: tip flow analysis and loss mechanisms[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2019, 141: 011007.
- [16] Wiese C J, Berdianier R A, Thole K A. Optimization of tip seal grooves for aerodynamic and durability improvements of small-core turbines[C]//ASME Turbo Expo 2024: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, London, United Kingdom, ASME, 2024, 124299.
- [17] Millward J A, Edwards M F. Windage heating of air passing through labyrinth seals[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 118(2): 414-419.
- [18] Hirano T, Guo Zenglin, Kirk R G. Application of computational fluid dynamics analysis for rotating machinery: Part II labyrinth seal analysis[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2005, 127(4): 820-826.
- [19] Paolillo R, Wang C Z, Vashist T K, et al. Rotating seal rig experiments: test results and analysis modeling[C]//ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. Barcelona, Spain: ASME, 2008: 1551-1559.
- [20] Dogu Y, Sertçakan M C, Gezer K, et al. Labyrinth seal leakage degradation due to various types of wear[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2017, 139(6): 062504.
- [21] Straka P. Numerical Study of shaft-seal parameters for various geometry configurations and operation regimes[C]//12th International Conference on Experimental Fluid Mechanics (EFM), Mikulov, Czech Republic: EDP Sciences, 2018: 180.
- [22] Mo Jintao, Yu Zhiwei, Luo Ying, et al. Numerical and experimental analysis of the rotor eccentric effect on the labyrinth seal[C]//6th International Conference on Mechanical, Materials and Manufacturing (ICMMM), Boston, US: IOP Publishing, 2019, 689: 012012.
- [23] Cangioli F, Vannini G, Pennacchi P, et al. Rotordynamic characterization of a staggered labyrinth seal: experimental test data and comparison with predictions[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141: 011009.
- [24] Yin Ge, Huang Biao, Huang Xinchang, et al. Study on rotordynamic characteristics of the staggered-tooth labyrinth seal mounting anti-swirl brake with upstream rotor-step in steam turbines[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2024, 58(6): 53-64.
- [25] Sun W, Liu Y, Li Y, et al. Analysis and experimental verification on the leakage of labyrinth seals under multiple factors[J]. *Journal of Tsinghua University. Science and Technology*, 2024, 64(8): 1414-1423.
- [26] Flouros M, Stadlbauer M, Cottier F, et al. Transient temperature measurements in the contact zone between brush seals of kevlar and metallic type for bearing chamber sealing using a pyrometric technique[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2013, 135(8): 081603.
- [27] Denecke J, Schramm V, Dullenkopf K, et al. Advanced hydraulic seal design for high temperature environments[C]//ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. Barcelona, Spain: ASME, 2008: 1453-1462.
- [28] Siouris S, Shaw B, Wilson C. Method for the evaluation of elastomeric seals by compression stress relaxation[J]. *Polymer Testing*, 2013, 32(8): 1299-1305.
- [29] 李伟平, 贾占举, 路茜, 等. 金属封严环泄漏率预测方法[J]. *航空动力学报*, 2019, 34(2): 368-375.
- Li Weiping, Jia Zhanju, Lu Xi, et al. Method to predict leakage rate of metal seal ring[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2019, 34(2): 368-375. (in Chinese)
- [30] 史文谱, 刘爱荣, 王媛. 等速旋转开口薄壁圆环的力学分析问题[J]. *机械强度*, 2010, 32(1): 134-138.
- Shi Wenpu, Liu Airong, Wang Yuan, et al. Mechanical analysis of the opening circle ring rotating at uniform angular speed[J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2010, 32(1): 134-138. (in Chinese)
- [31] 郭海龙, 冯青, 刘高文, 等. 考虑间隙变化的旋转篦齿流动特性实验[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(7): 1779-1786.
- Guo Hailong, Feng Qing, Liu Gaowen, et al. Experiment on flow characteristic in rotating labyrinth with consideration of clearance change[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2018, 33(7): 1779-1786. (in Chinese)

(编辑: 张 雪)