

指尖封严的转子轴心轨迹与 泄漏特性的试验

杜春华¹, 吉洪湖¹, 胡娅萍¹, 罗健²,
马丹², 汤丽萍², 廖凯²

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;
2. 中国航空发动机集团有限公司 商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘 要: 对间隙、过渡、过盈 3 种配合状态的指尖封严组件的转子轴心轨迹和泄漏特性进行了试验。转子的轴心轨迹采用电涡流传感器进行测量, 其测量结果表明: 转速越大, 转子轴心的偏移越小; 在不考虑磨损的情况下轴心偏移对配合状态基本没有影响, 由此确保了封严试验台的安全性和有效性。在此基础上, 试验研究了转子转速、上下游压差以及封严间隙对泄漏特性的影响。结果表明: 泄漏系数随转速增加略有减小; 过渡和间隙配合时, 在压差小于 0.3 MPa 时泄漏系数随压差增加而增大, 压差达到 0.3 MPa 后, 泄漏系数趋于平缓; 过盈配合时压差对泄漏系数没有明显的影响; 泄漏系数随封严间隙的减小而减小, 随过盈量的增大而减小。

关 键 词: 指尖封严; 泄漏特性; 转子轴心轨迹; 封严间隙; 泄漏系数

中图分类号: V231; TB42

文献标志码: A

Experiment on axis locus of rotor and leakage characteristics of finger seal

DU Chun-hua¹, JI Hong-hu¹, HU Ya-ping¹, LUO Jian²,
MA Dan², TANG Li-ping², LIAO Kai²

(1. College of Energy and Power Engineer,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. Commercial Aircraft Engine Company Limited,
Aero Engine (Group) Corporation of China, Shanghai 200241, China)

Abstract: Experimental research on the axis locus of rotor and leakage characteristics of finger seal tests of clearance, transition and interference fit was conducted. The axis locus of rotor was measured by eddy current sensors. The results show that the higher the rotor rotation speed, the smaller the offset of the axis. And the offset does not affect the fit state if the wear is not considered, which assured the reliability of the test rig. And then the influences of factors such as the rotation speed, the pressure drop and the sealing clearance on the leakage characteristics was studied. The results show that the leakage coefficient slightly decreases with the increase of the rotation speed. For the case of clearance and transition fit, the leakage coefficient increases with the increase of the pressure drop which is below than 0.3 MPa and then almost keeps constant while the pressure drop exceeds 0.3 MPa. For the case of interference fit the pressure drop almost has no influence on leakage coefficient. The leakage coefficient reduces with the decrease of the sealing clearance and with the increase of interference.

收稿日期: 2015-03-09

基金项目: 国家自然科学基金(51106072); 航空科学基金(2014ZB52027)

作者简介: 杜春华(1987-), 男, 河南夏邑人, 博士生, 主要从事密封技术研究。

Key words: finger seal; leakage characteristics; the axis locus of rotor; sealing clearance; leakage coefficient

封严装置是航空发动机及其附件系统的重要组成部分,研究^[1-4]表明,先进的封严技术已成为提高发动机性能的一项关键技术.因此,开展新型封严技术的研究对航空发动机的性能提高具有重要意义.指尖封严是继篦齿封严和刷式封严之后,由 Heydrich, Mackey 和 Johnson^[5-7]根据刷式封严的思想提出的先进封严,指尖封严具有泄漏小、生产制造成本低、寿命长等优点. Arora 等^[8]通过试验研究表明指尖封严的密封性能优于篦齿封严,具有 3 层封严片的指尖封严泄漏量比径向间隙为 0.127 mm 的四齿篦齿封严泄漏量低 20%~70%; Proctor 等^[9-10]对压力平衡型指尖封严试验研究发现其封严效果好于刷式封严.

Hendricks^[11]使用 Bulk Flow 模型^[12-13]对基本型指尖封严的泄漏特性进行了研究,并得到了与两层封严片的试验结果吻合较好的数值计算结果.国内对指尖封严的研究是从结构和强度的数值研究开始的^[14-17].指尖封严泄漏特性的研究手段主要是数值计算和试验研究.在数值研究方面,白花蕾^[18]采用多孔介质模型对基本型指尖封严的泄漏特性进行了数值模拟,主要研究了隔片厚度、前后挡板保护高度等结构参数对泄漏特性的影响.张延超等^[19]采用正交试验方法设计了仿真试验,并使用 ANSYS 软件进行分析得到基圆半径、指尖靴周向角、指尖片厚度等封严结构参数对泄漏量的影响主次关系.张延超等^[20]构建了动力学分析模型,得到了封严的动态泄漏间隙,并建立了动态泄漏计算方法,并计算了泄漏随压差和转速变化,其结果与文献^[21]结果吻合.

在试验研究方面,叶小强^[22]对 5 种封严片层数不同的指尖封严的泄漏特性进行了试验研究,研究表明指尖封严泄漏量随封严片层数增加而减小.白花蕾等^[18,23]通过试验研究方法对过盈配合的基本型指尖封严的泄漏特性进行了研究,主要考虑了指梁之间的间隙、封严片层数、转子转速等因素对泄漏量的影响.

指尖封严的泄漏特性受封严的转子转速以及配合状态等工况因素的直接影响.在指尖封严旋转试验中,由于转子安装偏差、轴承振动、热膨胀及变形等因素的影响,转子轴心轨迹会发生变化,该变化过大有可能会改变指尖封严的配合状态,从而导致试验数据失效.因此,在进行指尖封严旋

转试验时,为保证试验数据能够有效地分析配合状态对泄漏特性的影响,需要确保转子轴心轨迹的变化不会改变封严的配合状态.在以前的研究中均没有考虑轴心轨迹变化对试验的影响,然而这又是确保试验可靠性的重要因素.为了确保试验数据的准确性需要对封严旋转试验的转子轴心轨迹进行测量和分析.

本文设计了间隙、过渡、过盈 3 种配合状态的 6 个封严试验件,每种配合状态包括两个不同间隙或过盈量的试验件.并对这 6 个试验件开展了转子轴心轨迹和泄漏特性的试验研究.在研究中首先对转子轴心轨迹进行了测量和分析,确保了试验的安全性和可靠性.在此基础上,进一步研究了转子转速、压差和封严配合间隙等因素对封严泄漏特性的影响.

1 试验系统及试验方案

1.1 试验台

如图 1 所示为指尖封严试验系统图,封严试验系统由试验件部分、动力部分、气路部分和测量部分组成.

试验件部分是由 2 个转子和与之配合的指尖封严件组成.其中 2 个转子是对称安装在主轴上的,指尖封严件安装在静止的左右两侧对称的腔体壳上,试验时每侧安装 1 个试验件.转子外径表面与指尖封严件内径表面配合形成指尖封严.

动力部分由电动机、三角带、变频器组成.电动机的最大转速为 6 000 r/min,转速通过变频器调节和显示,动力通过三角带传输给试验台主轴.

气路部分的高压气源是由 1 台额定体积流量为 20 m³/min,额定压力为 0~0.8 MPa 的压气机提供.高压气体经水汽分离器和稳压腔后进入试验系统,进入试验台的高压腔后,经指尖封严向低压腔泄漏,然后从试验台出口排出,流经流量计进入环境.试验时,通过调节旁通放气量进行调节进入试验装置的气体流量和压力.为保证指尖封严上下游压力均匀,试验台沿着周向设计了 5 个进口,在试验台两侧对称地设计了 6 个出口.

1.2 试验件

指尖封严试验件结构示意图如图 2 所示,试验件由前挡板、隔片、封严片和后挡板通过铆钉联

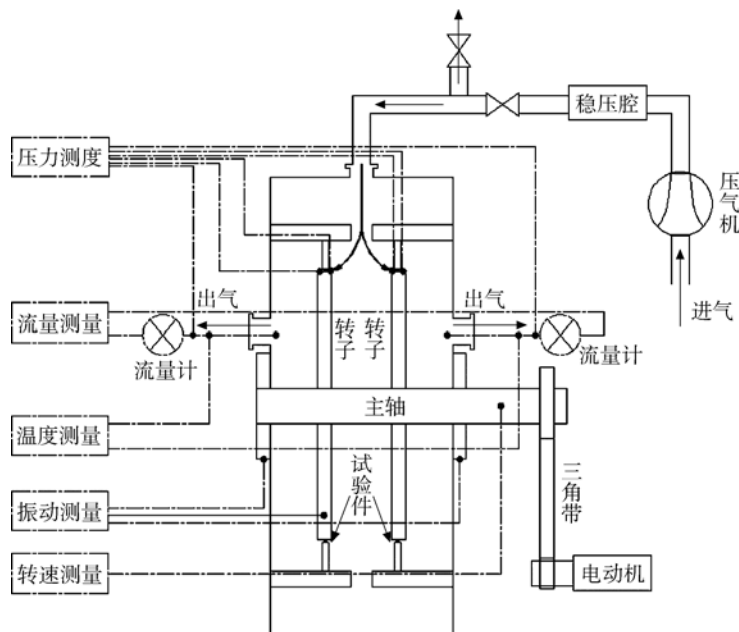


图 1 指尖封严试验系统图

Fig. 1 System of finger seal experiment

结而成,图中 p_d 、 p_u 分别表示指尖封严的上游、下游压力。封严片共有 8 片,在轴向交错布置,以减小泄漏。试验设计的转子与封严件的公称尺寸均为 150 mm,根据封严件和转子的加工偏差,对封严件和转子进行组合形成间隙、过渡和过盈 3 种配合状态的 6 个封严试验件,其编号和封严间隙分别如表 1 所示,每个配合状态包括 2 个不同间隙或过盈量的试验件。图 3 为其中一个指尖封严试验件的实物照片。

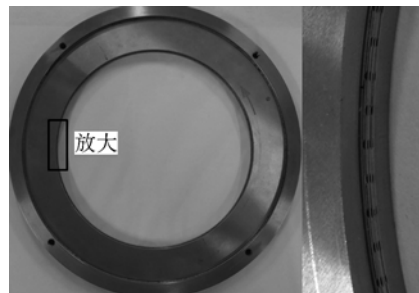


图 3 指尖封严试验件

Fig. 3 Experiment sample of finger seal

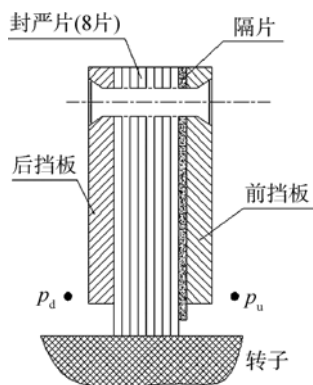


图 2 指尖封严结构示意图

Fig. 2 Diagram of finger seal structure

1.3 试验方案

由于试验台设计为可同时对 2 个试验件进行测量,因此,6 个不同间隙的试验件分成 3 组进行试验。每组试验在如表 1 所示的 6 个不同上下游压差下进行,在每个压差下转子转速从 0 r/min

经 2500 r/min 和 4000 r/min 升至 5500 r/min,然后再依次降为 0 r/min,如表 1 所示,在每个压差下转速均如此升降循环 3 次。因此,对每个间隙封严试验件共进行 $6 \times 25 = 150$ 次测量。

1.4 试验测量

试验的测量包括压力测量、流量测量、主轴轴心轨迹测量、出口温度测量以及主轴实际转速测量等。

压力测量包括封严上下游压力和试验台出口压力 3 部分,其中上游压力和试验台出口压力采用采用 SK2088 型压力传感器测量,其精度等级为 0.3 级,最大基本误差为 0.003 MPa;下游压力采用压力扫描阀测量,其精度等级为 0.25 级,最大基本误差为 0.000 875 MPa。

对于流量测量,在过盈配合时由于封严泄漏量较小,故使用量程小的玻璃转子流量计进行测

表1 指尖封严试验方案
Table 1 Experiment program of finger seal

参数	第1组		第2组		第3组	
	FS1 (过渡配合)	FS2 (间隙配合)	FS3 (过渡配合)	FS4 (间隙配合)	FS5 (过盈配合)	FS6 (过盈配合)
封严间隙 δ/mm	0.013	0.031	0.019	0.026	-0.034	-0.068
压差 $\Delta p/\text{MPa}$	0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6					
转速 $n/(\text{r/min})$	1000, 2500, 4000, 5500 (转速升降循环3次)					

量;在其他配合状态下,泄漏量大,采用 LUGB 型涡街流量计进行测量,其精度等级为 1.5。

封严试验组件转子的轴心轨迹采用电涡流传感器进行测量,其测量的非线性误差为 $\pm 1\%$ 。电涡流传感器固定在封严件安装座上,且位于转子水平和垂直方向上,并与转子表面有一定距离,通过与其配套的信号分析仪和电荷电压滤波积分放大器以完成试验数据的采集及处理。

指尖封严试验出口温度采用 WZP-231 型热电阻进行测量,其精度等级为 A 级,允差为 $\pm(0.15 \text{ 或 } +0.002|T|)$,其中 T 为测量温度。主轴的实际转速使用光电式转速计测量,其精度为 $\pm 1 \text{ r/min}$ 。

2 数据处理方法

2.1 泄漏量及泄漏系数

2.1.1 泄漏量

涡街流量计在测量系统中可以通过智能流量积算控制仪直接读出质量流量,而玻璃转子流量计读出的是体积流量,需要转换成质量流量。体积流量可通过下式转换成质量流量

$$\dot{m} = \frac{G_g \times \rho_0}{3600} \sqrt{\frac{p_{\text{out}} \times T_0}{p_0 \times T}} \quad (1)$$

式中 G_g 为玻璃转子流量计读数; ρ_0 为仪器标定状态下气体密度 $\rho_0 = 1.205 \text{ kg/m}^3$; p_{out} 和 T 为气体流经流量计时的压力和温度,其中 $p_{\text{out}} = p_{\text{gout}} + p_b$, p_{gout} 和 p_b 分别为气体经过流量计时的表压和环境压力; p_0 和 T_0 分别为仪器标定状态的压强和温度 $p_0 = 0.101325 \text{ MPa}$, $T_0 = 293 \text{ K}$ 。

2.1.2 泄漏系数

泄漏量是一个绝对量,它受指尖封严试验工况条件及自身结构等多方面因素的影响,不便于不同封严件泄漏特性之间的比较。泄漏系数作为另一个衡量封严泄漏特性的物理量,可以消除压

力、温度和封严尺寸等因素的影响。泄漏系数计算

$$\phi = \frac{\dot{m} \times \sqrt{T}}{p_u \times D_i} \quad (2)$$

式中 D_i 表示指尖封严件的内径(m)。

2.2 转子的轴心轨迹

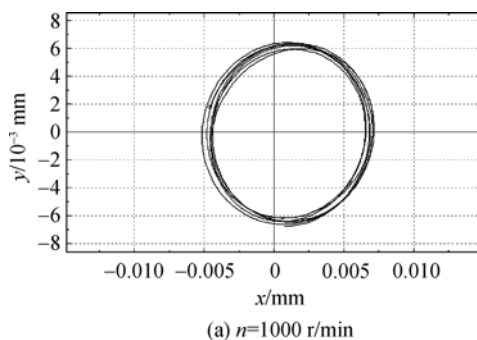
试验中,将由分别安装在转子水平和垂直方向的两个电涡流传感器采集到的转子轴心水平和垂直方向的位移信号合成李萨如图。图4是FS1在上下游压差为0.1MPa下的不同转速的李萨如图,图中圆环即为转子轴心旋转轨迹。根据真实值等于显示值与标定值的比值,可以计算转子轴心在旋转过程中偏移量,从而可以确定试验的转子轴心轨迹变化范围。

3 试验结果与分析

3.1 转子的轴心轨迹

图4是FS1试验组件的转子在压差 $\Delta p = 0.1 \text{ MPa}$ 时第1个循环上升阶段的不同转速的轴心轨迹,图中 x, y 分别为水平方向和垂直方向的坐标。由图可看出,随转子转速 n 的增加,轴心轨迹重合度增加,说明转速越高转子转动越稳定。在转速下降阶段和其他循环中也可得到相同的结论。

图5是FS1试验组件的转子在转速第1循环的上升阶段当转速 $n = 4000 \text{ r/min}$ 时的不同压



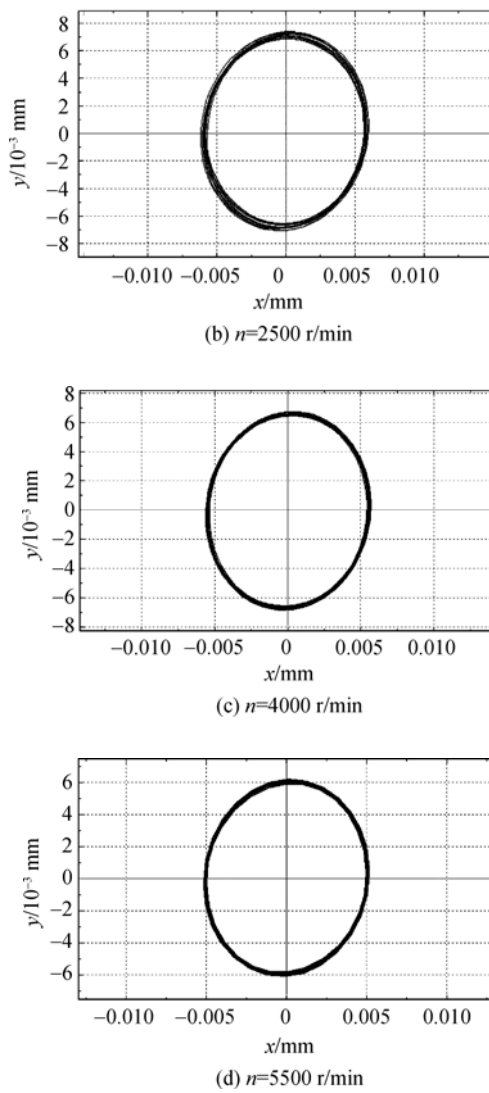


图 4 压差为 0.1 MPa 时 FS1 转子的轴心轨迹
Fig. 4 Rotor's axis locus of FS1 at differential pressure of 0.1 MPa

差下的轴心轨迹. 由图 5 及图 4(c)可看出, 轴心轨迹图几乎完全相同, 说明在相同转速下, 轴心轨迹的变化范围和趋势基本保持不变, 几乎不受封严试验件上下游压差变化的影响. 在其他转速下, 也可得出相同的结论.

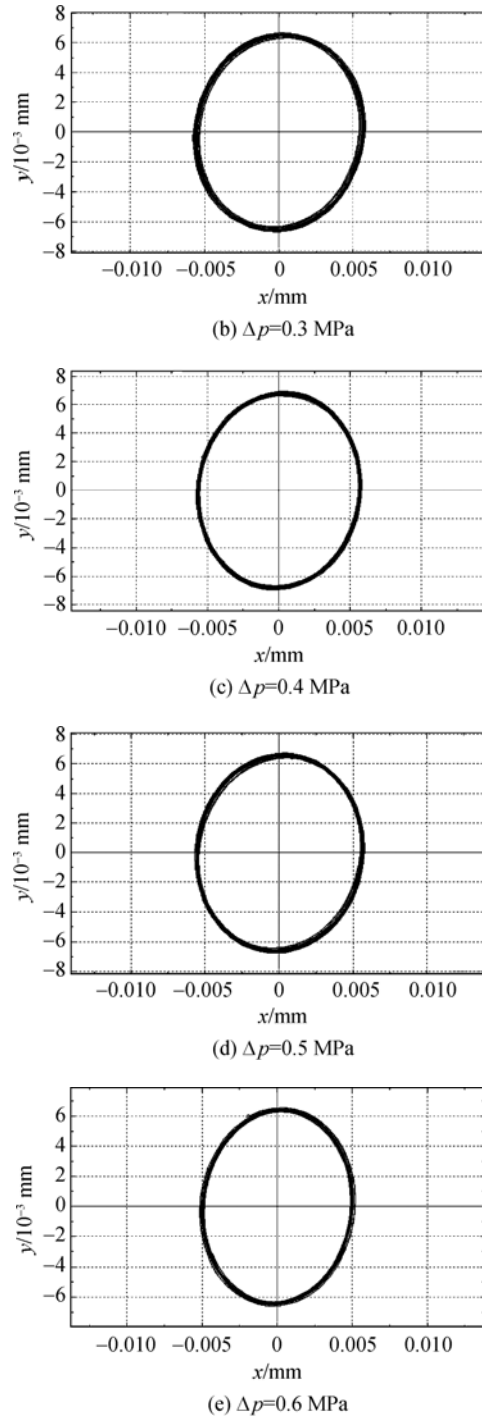
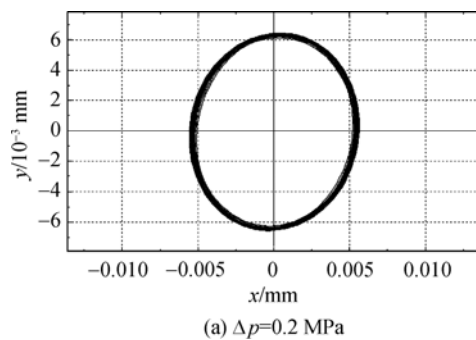


图 5 转速为 4000 r/min 时 FS1 转子的轴心轨迹
Fig. 5 Rotor's axis locus of FS1 at speed of 4000 r/min

试验中其他 5 种配合状态的封严组件的转子轴心轨迹也具有相同的变化趋势, 即相同转速下转子轴心轨迹的变化基本不受转速循环的升降和上下游压差的变化影响. 因此, 在对转子轴心轨迹进行分析时, 只需对比每组试验组件在不同转速下的轴心轨迹. 表 2~表 4 分别给出了各封严试验组件的转子轴心的位移范围.

表2 FS1/FS2 转子的轴心位移范围

Table 2 Rotor's axis displacement of test component of FS1/FS2

转子转速/(r/min)	轴心位移范围/ 10^{-3} mm
1000	5.2~7.0
2500	5.2~6.5
4000	5.1~6.3
5500	5.0~6.0

表3 FS3/FS4 转子的轴心位移范围

Table 3 Rotor's axis displacement of test component of FS3/FS4

转子转速/(r/min)	轴心位移范围/ 10^{-3} mm
1000	5.0~6.7
2500	4.8~6.5
4000	4.6~6.3
5500	4.3~6.0

表4 FS5/FS6 转子的轴心位移范围

Table 4 Rotor's axis displacement of test component of FS5/FS6

转子转速/(r/min)	轴心位移范围/ 10^{-3} mm
1000	9.0~10.0
2500	8.7~9.8
4000	8.5~9.0
5500	8.2~9.0

由表2和表3可知,FS1/FS2试验组件的转子轴心位移变化范围为 $5.0 \times 10^{-3} \sim 7.0 \times 10^{-3}$ mm,FS3/FS4试验组件的转子轴心位移变化范围为 $4.3 \times 10^{-3} \sim 6.7 \times 10^{-3}$ mm,均小于其对应的配合间隙,因此轴心位移不改变封严的配合间隙.但是,由于受封严件和转子加工精度的影响,封严件与转子会有局部接触,在旋转过程中出现局部磨损,所以过渡和间隙配合的封严在不考虑磨损的情况下转子轴心位移对封严效果不产生影响.

由表4可知,过盈配合的FS5/FS6的转子轴心位移范围为 $8.2 \times 10^{-3} \sim 10.0 \times 10^{-3}$ mm,也小于其对应封严的过盈量,在旋转过程中不会出现局部间隙,因此转子的轴心位移也不改变配合状态.但在旋转过程中会产生磨损,因此过盈配合的封严在不考虑磨损的情况下,其封严效果也不受转子轴心位移的影响.

综上可得,在不考虑磨损的情况下,转子轴心偏移对试验件的配合状态基本不产生影响,试验数据能够有效地反映各配合下的封严的泄漏特性.

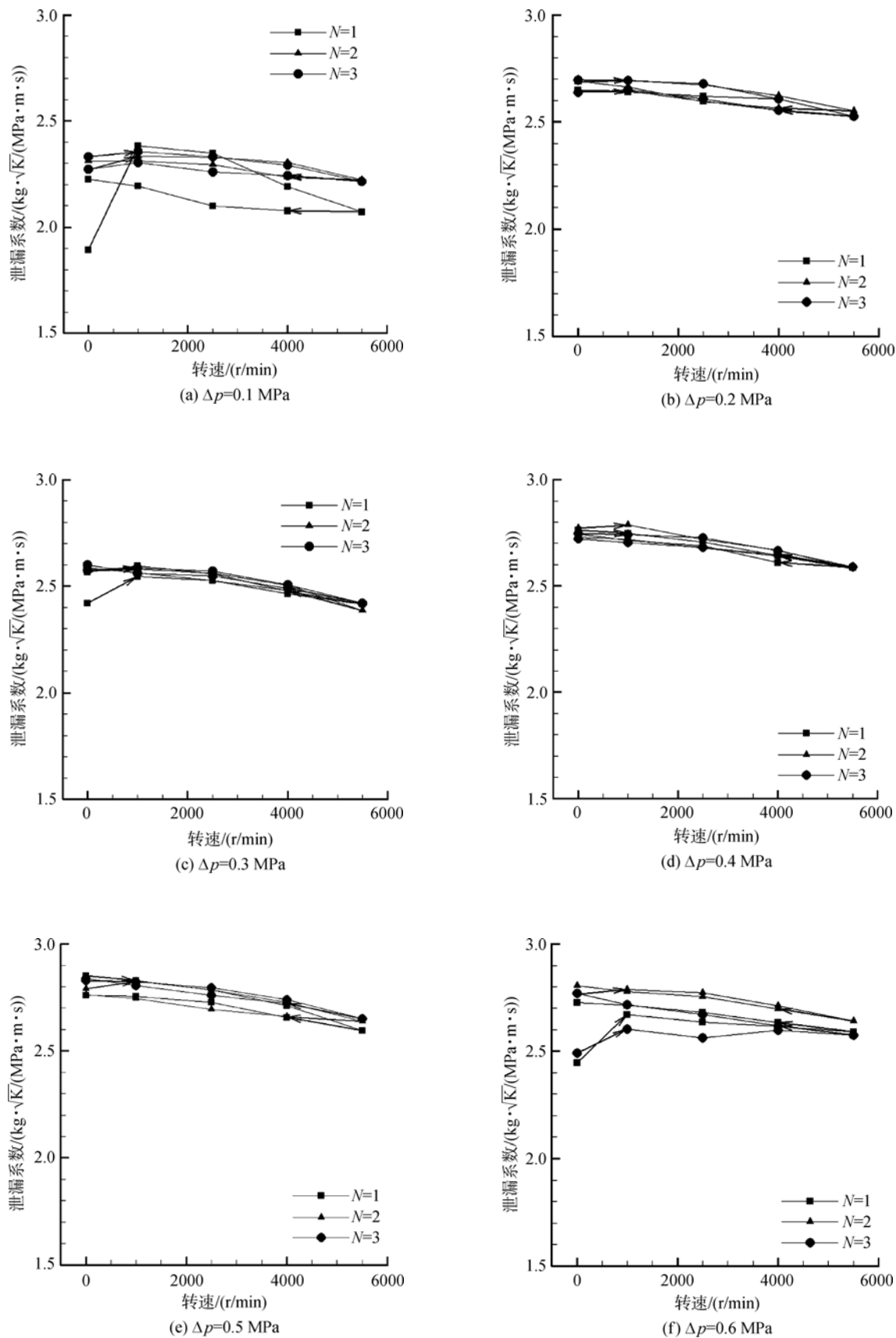
3.2 泄漏特性

3.2.1 转速对泄漏特性的影响

图6所示为FS1试验件在不同压差下泄漏系数随转速的变化图,图中N表示循环数.从图中看出:转子转速小于5500 r/min时泄漏系数随转速升高略有减小,说明转速对封严泄漏特性影响较小.分析其原因是随着转子转速增加,转子由于离心力作用产生膨胀变形增加,使转子与封严片之间间隙减小,泄漏量减少,进而减小泄漏系数.因此,泄漏系数随转速呈略微下降趋势.试验中的其他配合状态的封严其泄漏系数也是随转速增加而略有减小.

图6(a)中第1个循环的开始阶段(即转速从0 r/min升到1500 r/min)其泄漏系数随转速增大,其主要原因是封严在试验开始增加转速阶段的局部磨损引起的.在试验初期没有旋转时,封严未磨损,其泄漏系数较小即在第1循环的转速为0 r/min时泄漏系数较小;随着转速增加,封严件开始磨损,其封严间隙有所增加,泄漏系数增大,即出现转速从0 r/min升到1500 r/min时泄漏系数增大的现象.

图6(c)、图6(f)中第1循环开始阶段的泄漏系数较小且随转速增大而增大.FS1的各压差试验过程:首先在0.1 MPa压差下进行试验,间隔0.5 h后在0.2 MPa压差下试验,间隔时间大于12 h后开始0.3 MPa压差的试验,然后开始0.4, 0.5 MPa压差的试验,时间间隔均为0.5 h,间隔时间大于12 h后开始0.6 MPa压差的试验.因此,0.2 MPa和0.3, 0.5 MPa和0.6 MPa之间的试验时间间隔大于12 h,其他压差的试验时间间隔较短小于0.5 h.因为封严具有迟滞性,两不同压差的试验时间间隔较小时,封严配合间隙没有恢复情况下即开始下个压差试验,封严的磨损没有进一步加大,其泄漏系数随转速变化趋势不变;当两个压差下的试验时间间隔较长时,封严配合间隙得以恢复,配合间隙减小,使得在试验开始阶段其泄漏系数较小;但是配合间隙减小,转子旋转时封严的局部磨损增加,因为磨损的存在使其泄漏系数有所增加.因此,图6(c)、图6(f)中在试验开始时其泄漏系数较小,且在第1循环开始阶

图 6 不同压差下 FS1 的泄漏系数随转速变化 ($\delta=0.013$ mm)Fig. 6 Leakage coefficient along with speed at differential pressure of FS1 ($\delta=0.013$ mm)

段其泄漏系数随转速增加而增大。

3.2.2 压差对指尖封严泄漏特性的影响

图7是FS1在第1循环上升阶段2500 r/min时的泄漏系数随压差的变化。图中可看出:在转速上升阶段和下降阶段同转速下的泄漏系数随压差变化趋势基本相同。在其他配合间隙的封严试验的各循环中转速变化对泄漏系数随压差变化也基本没有影响。

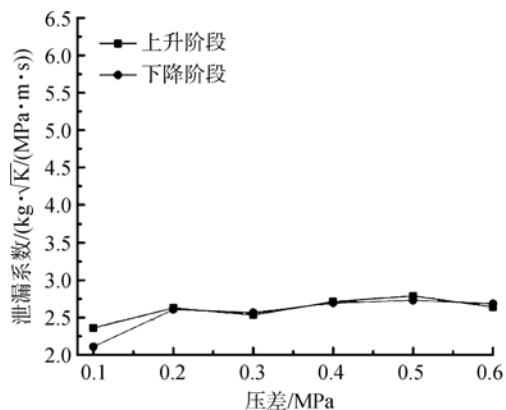


图7 转速上升和下降阶段 FS1 的泄漏系数随压差的变化
($\delta=0.013\text{ mm}$, $N=1$, $n=2500\text{ r/min}$)

Fig. 7 Leakage coefficient along with differential pressure of rising and falling of speed of FS1
($\delta=0.013\text{ mm}$, $N=1$, $n=2500\text{ r/min}$)

图8为FS1三个循环上升阶段2500 r/min下的泄漏系数随压差变化。由图可看出,3个循环的泄漏系数随压差变化基本相同。其他配合间隙封严的3个循环的泄漏系数随压差变化也基本一致。因此,在图9~图11中仅绘制各不同试验件的第3个循环的转速上升阶段 $n=2500\text{ r/min}$ 时的泄漏系数随压差变化的关系来进行分析。

间隙和过渡配合的封严泄漏系数随压差变化趋势如图9所示。配合间隙较大的FS2,FS3,FS4在压差小于0.3 MPa时泄漏系数随压差增加而增加,压差大于0.3 MPa时泄漏系数随压差增大趋于稳定;配合间隙较小的FS1,压差小于0.2 MPa时泄漏系数随压差增加而增加,压差大于0.2 MPa时泄漏系数随压差增大趋于稳定。其原因为:间隙配合下,泄漏主要发生在指尖与转子之间的间隙;指尖与转子之间的间隙有气体流过时,指尖受到径向力,且随压差增大而增大,在其影响下间隙变大,泄漏系数变大;指梁具有一定的刚度且封严片之间、封严片与前后挡板之间存在摩擦力,当径向力与摩擦力和由指梁刚度提供的弹性力平

衡时,间隙不再随压差而增加,泄漏系数趋于平缓。

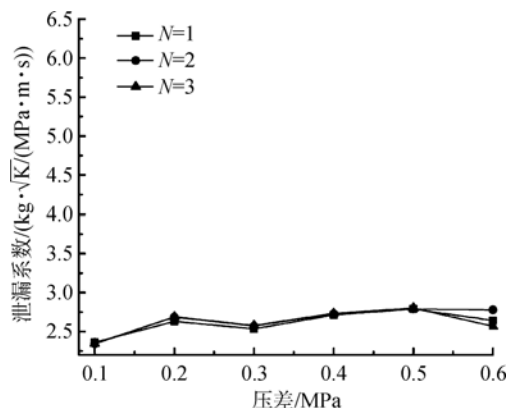


图8 不同循环下 FS1 试验件的泄漏系数随压差的变化
($\delta=0.013\text{ mm}$, $n=2500\text{ r/min}$)

Fig. 8 Leakage coefficient along with differential pressure of different cycle numbers of FS1
($\delta=0.013\text{ mm}$, $n=2500\text{ r/min}$)

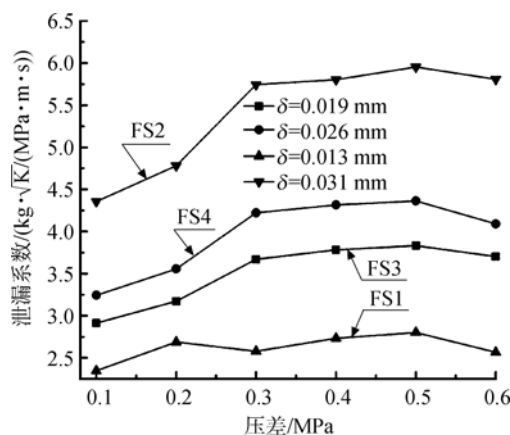


图9 过渡和间隙配合的泄漏系数随压差的变化
($N=3$, $n=2500\text{ r/min}$)

Fig. 9 Leakage coefficient along with differential pressure of transition and clearance
($N=3$, $n=2500\text{ r/min}$)

图10是过盈配合封严的泄漏系数随压差的变化图。图中显示在过盈配合下封严的泄漏系数随压差变化趋势基本趋于稳定状态。其原因主要是由于在过盈配合下,封严件与转子是接触的,其泄漏主要是通过封严片之间间隙和指梁之间的间隙进行的,且这两间隙几乎不受压差影响。

3.2.3 封严间隙对泄漏特性的影响

图11是间隙、过渡和过盈配合的封严的泄漏系数随压差变化关系图。图中显示:过渡和间隙配合状态下,间隙越大,指尖密封泄漏系数越大,封严性能越低;过盈配合状态下,过盈量越大,其泄

漏系数越小;过盈配合时,封严的泄漏系数小于间隙配合的封严,其密封性能高。

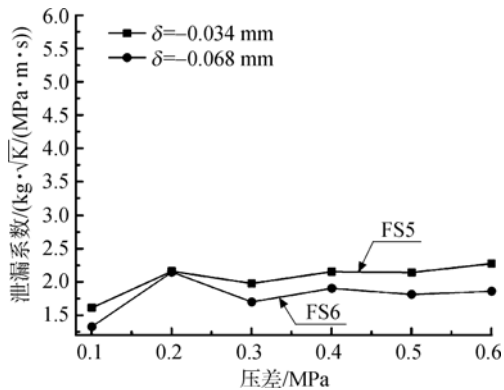


图 10 过盈配合的泄漏系数随压差的变化
($N=3$, $n=2500$ r/min)

Fig. 10 Leakage coefficient along with differential pressure of interference
($N=3$, $n=2500$ r/min)

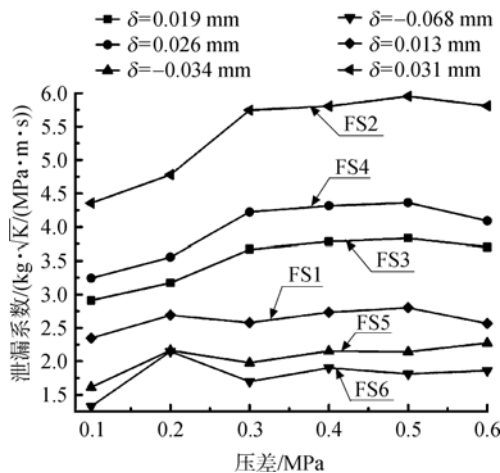


图 11 不同间隙的泄漏系数随压差的变化
($N=3$, $n=2500$ r/min)

Fig. 11 Leakage coefficient along with differential pressure of different clearances
($N=3$, $n=2500$ r/min)

试验设计的过渡配合为小间隙配合,在过渡和过盈配合状态下,其泄漏主要途径是通过封严间隙进行的,间隙大小对泄漏系数大小的影响很大。因此在过盈和过渡状态下,其泄漏系数随间隙的变化比较明显。

由于过盈配合状态下,指尖与转子之间为接触配合,其泄漏主要通过封严片之间间隙和指梁间隙进行的,过盈量越大使得指梁间隙越小,其泄漏系数也越小;但过盈量大小的变化对指梁间隙的改变很小,因此,泄漏系数随过盈量变化不大。

4 结 论

本文对间隙、过渡、过盈 3 种配合状态的 6 个指尖封严试验组件的转子轴心轨迹和封严泄漏特性进行了试验研究,分析了转子转速、压差、封严间隙对转子的轴心轨迹以及封严泄漏特性的影响规律。论文的主要研究结论有

分析转子轴心轨迹得到:①转子轴心轨迹随转子转速的增加,其重合度增加,转子旋转越稳定;②轴心轨迹不受封严游压差变化的影响;③在不考虑磨损的情况下,转子轴心轨迹的变化对封严泄漏特性基本没有影响。

分析泄漏特性得到:①泄漏系数随转速变化总趋势为随转速增加而略有减小;②处于上升阶段和下降阶段同转速下泄漏系数随压差变化趋势相同,不同循环中的同转速的泄漏系数随压差变化趋势也相同;③过渡和间隙配合,压差小于 0.3 MPa 时泄漏系数随压差增加而增大,当压差达到 0.3 MPa,其泄漏系数趋于平稳;④过盈配合下,泄漏系数随压差变化不明显;过渡和间隙配合下,封严间隙越小,泄漏系数越小;⑤过盈配合下,过盈量越大,泄漏系数越小,但其变化趋势较小。

参考文献:

- [1] Steinetz B M, Hendricks R C. Advanced seal technology role in meeting next generation turbine engine goal[R]. NASA/TM-1998-206961, 1998.
- [2] Steinetz B M, Hendricks R C. Engine seal technology requirements to meet NASA's advanced subsonic technology program goals[R]. AIAA 94-2698, 1994.
- [3] Troha W A, Sousa M P, Butler G L. Joint turbine advanced gas generator (JTAGG) III: technology development status [R]. Washington, DC: 57th America Helicopter Society International Annual Forum, 2001.
- [4] Sturgess G J. Application of CFD to gas turbine engine secondary flow system[R]. AIAA 98-3203, 1988.
- [5] Heydrich H. Bi-directional finger; US, 5031922 [P]. 1991-07-16.
- [6] Mackay C G. Laminated finger seal; US, 5071138 [P]. 1991-10-10.
- [7] Johnson M C. Laminated finger seal with logarithmic curvature; US, 5108116 [P]. 1992-04-28.
- [8] Arora G K, Proctor M P, Steinetz B M, et al. Pressure balanced, low hysteresis, finger seal test results[R]. Los Angeles, USA: The 35th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, 1999.
- [9] Proctor M P, Kumar A, Delgado I R. High-speed, high-temperature finger seal result [R]. NASA/TM-2002-211589, 2002.

- [10] Proctor M P, Delgado I R. Leakage and power loss test results for competing turbine engine seals[R]. NASA/TM-2004-213049, 2004.
- [11] Hendricks R C. Advances in contact sealing[R]. NASA-CP-3282, 1994.
- [12] Braun M J, Hendricks R C, Canacci V A. Non-intrusive qualitative and quantitative flow characterization and bulk flow model for brush seals[R]. Nagoya: International Tribo-logy Conference, 1990.
- [13] Hendricks R C, Schlumberger J, Braun M J, et al. A bulk flow model of a brush seal system[R]. ASME Paper 91-GT-325, 1991.
- [14] 陈国定, 徐华, 虞烈, 等. 指尖密封型线力学性能的有限元分析[J]. 西北工业大学学报, 2002, 20(2): 218-221.
CHEN Guoding, XU Hua, YU Lie, et al. On selecting proper shape of finger seal[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2002, 20(2): 218-221. (in Chinese)
- [15] 陈国定, 徐华, 虞烈, 等. 指尖密封的迟滞特性分析[J]. 机械工程学报, 2003, 39(5): 121-124. (in Chinese)
CHEN Guoding, XU Hua, YU Lie, et al. Analysis to the hysteresis of finger seal[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(5): 121-124. (in Chinese)
- [16] 苏华, 陈国定. 指尖密封型线形成研究[J]. 机械科学与技术, 2003, 22(6): 876-878.
SU Hua, CHEN Guoding. Study of the shape-curve of finger seal[J]. Mechanical Science and Technology, 2003, 22(6): 876-878. (in Chinese)
- [17] 陈国定, 徐华, 虞烈, 等. 对数螺线指尖密封的装配变形分析[J]. 机械科学与技术, 2002, 21(6): 866-867.
CHEN Guoding, XU Hua, YU Lie, et al. Assembly deformation analysis of logarithmic screw curve finger seal[J]. Mechanical Science and Technology, 2002, 21(6): 866-867. (in Chinese)
- [18] 白花蕾. 指尖封严泄漏特性的试验研究和数值模拟[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2008.
BAI Hualei. Experimental and numerical study on leakage characteristics of finger seal[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008. (in Chinese)
- [19] 张延超, 陈国定, 杨美玲. 指尖密封结构参数与泄漏量和磨损性能的灰关联分析[J]. 中国机械工程, 2008, 19(18): 2147-2151.
ZHANG Yanchao, CHEN Guoding, YANG Meiling. Grey associative analysis of design parameters to leakage and wear performance for finger seal[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 19(18): 2147-2151. (in Chinese)
- [20] 张延超, 陈国定, 申晓龙. 指尖密封动态性能分析与泄漏计算[J]. 航空学报, 2009, 30(11): 2193-2199.
ZHANG Yanchao, CHEN Guoding, SHEN Xiaolong. Analysis of dynamic performance and leakage for finger seal[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2009, 30(11): 2193-2199. (in Chinese)
- [21] 苏华. 指尖密封结构和性能设计分析与试验研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.
SU Hua. Structural design, performance analysis and tests of finger seal[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2006. (in Chinese)
- [22] 叶小强. 叶轮机械先进封严的研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2006.
YE Xiaoqiang. Research of the advanced seal of tubomachinery[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2006. (in Chinese)
- [23] 白花蕾, 吉洪湖, 纪国剑. 指式封严泄漏特性的实验研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(3): 532-536.
BAI Hualei, JI Honghu, JI Guojian. Experimental study on leakage characteristics of finger seal[J]. Journal of Aerospace, 2009, 24(3): 532-536. (in Chinese)

(编辑: 王碧琚)