

低前挡板型小尺寸刷式封严泄漏特性的试验

杜春华¹, 吉洪湖¹, 胡娅萍¹, 马 丹¹, 罗贵火¹,
罗 健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 种配合状态的低前挡板型小尺寸刷式封严的转子轴心轨迹和泄漏特性进行了实验研究. 转子的轴心位移采用电涡流传感器进行测量, 其测量结果表明: 压差小于 0.4 MPa 时, 转子轴心位移随压差的增大略有减小; 当压差达到 0.4 MPa 后, 其轴心位移范围不再随压差而变化; 在不考虑磨损的情况下轴心位移对不同配合状态的封严泄漏特性基本没有影响. 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; 间隙配合下有明显的滞后, 过盈配合下滞后不明显; 磨损对泄漏的影响在过盈配合下比较显著; 间隙配合下压差在 0.1~0.2 MPa 泄漏系数随压差的升高而增大, 压差为 0.3 MPa 时泄漏系数降低, 0.3 MPa 以后泄漏系数变化趋于稳定; 过盈配合下泄漏系数随压差的升高总体呈增大趋势, 压差在 0.3~0.5 MPa 时增大的趋势较小, 泄漏系数较为稳定.

关 键 词: 刷式封严; 泄漏特性; 转子轴心轨迹; 封严间隙; 泄漏系数

中图分类号: V21; TB42

文献标志码: A

Experimental investigation on leakage characteristics of small size brush seal with low front plate

DU Chun-hua¹, JI Hong-hu¹, HU Ya-ping¹, MA Dan¹, LUO Gui-huo¹,
LUO Jian², TANG Li-ping², LIAO Kai²

(1. College of Energy and Power Engineering,
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 rotor's axis locus and leakage characteristics of brush seal with low front plate at clearance/transition/interference fit states was carried out. The rotor's axis locus was measured by using eddy current sensor. The results showed that: rotor's axis locus became smaller with increase of differential pressure when the differential pressure was less than 0.4 MPa. Rotor's axis locus didn't vary with differential pressure when the differential pressure exceeded 0.4 MPa. Rotor's axis locus didn't affect the leakage characteristics of brush seals for different fit states if wear was not taken into account. This could ensure the safety and effectiveness of the experiment rig. Based on this, the effects of

收稿日期: 2015-06-10

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(1234AB5678); 国家自然科学基金(12345678)

作者简介: 杜春华(1987—), 男, 博士, 主要从事密封技术研究.

引用格式: 杜春华, 吉洪湖, 胡娅萍, 等. 低前挡板型小尺寸刷式封严泄漏特性的试验[J]. 航空动力学报, 2017, 32(2): 298-305. DU Chunhua, JI Honghu, HU Yaping, et al. Experimental investigation on leakage characteristics of small size brush seal with low front plate[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(2): 298-305.

rotational speed, differential pressure and sealing clearance on leakage characteristics were studied. The result shows that: leakage coefficients increase with the increment of the rotational speed. Brush seals have obvious hysteresis under clearance fit and inconspicuous hysteresis under interference fit. The effect of wear on leakage characteristics is obvious at interference fit state. Leakage coefficients of brush seal increase with the increment of differential pressure ranging from 0.1 to 0.2 MPa under clearance fit, and decrease when the differential pressure is 0.3 MPa, and tend to be stable when the differential pressure exceeds 0.3 MPa. Leakage coefficients of brush seal show an increasing trend with the increment of differential pressure under clearance fit, and the increasing trend slows down and leakage coefficients enter into a stable state when the differential pressure ranges from 0.3 to 0.5 MPa.

Key words: brush seal; leakage characteristics; rotor's axis locus; 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,先进的封严技术已成为提高发动机性能的一项关键技术^[1-4].刷式封严是 20 世纪 50 年代提出的先进封严技术,具有良好的密封性能和稳定性^[5-7].刷式封严结构中转子表面接触的是刷丝束,由于刷丝束具有柔韧性,在一定程度上可跟随转子的径向位移与径向跳动,故刷式封严可长时间维持较低的泄漏水平.研究表明^[8-9]:刷式封严静态时的泄漏只有篦齿封严的 70%左右;在封严上下游压差、环境温度及转子转速等条件相当的情况下,其泄漏量只有篦齿封严的 50%,甚至更低.

对刷式封严泄漏特性的研究手段主要有数值模拟和试验.在数值模拟方面:王之栋等^[10]研究了结构和工况参数对刷封密封性能的影响;迟佳栋等^[11]研究了前挡板结构对刷封密封性能的影响.在试验方面主要研究了封严的密封性能、以及工况和结构参数对密封性能的影响. Dinc 等^[12]试验研究了压差对封严泄漏的影响; Arora 等^[13]和 Lattime 等^[14-15]通过动态试验研究了转子转速对泄漏特性的影响;另外 Arora 等^[13]还研究了封严泄漏随温度的变化.朱宗举等^[16]对刷式封严的静态泄漏特性开展试验研究,验证了刷式封严的良好封严性能;孙晓萍等^[17-18]通过试验研究再次验证了刷式封严的良好封严性能,同时也证明了刷式封严具有可靠的耐久性;曹广州等^[19]针对压力变化、转子转速等工况条件以及刷丝直径、刷丝层数、刷束自由高度、后挡板保护高度以及配合间隙等几何结构对封严泄漏的影响而开展了试验研究.田朝阳等^[20]试验研究了转速、压比以及配合间隙对封严泄漏特性的影响,并与篦齿封严比较分析,得到刷封具有较好的密封效果.

刷式封严的泄漏特性主要受封严刷丝直径、层数、厚度、刷束自由高度、前后挡板高度等结构参数和配合间隙、上下游压差、转子转速等工况参数的影响,在以往的研究中均没有考虑转子轴心偏移的影响.但是,在封严旋转试验中,由于转子安装偏差、轴承振动、热膨胀及变形等引起的转子轴心偏移,可能会改变封严的配合状态,进而导致试验数据不准确甚至失效.因此,在进行旋转试验时,为保证试验数据比较真实有效地反映配合状态等因素对泄漏特性的影响,需要确保转子的轴心偏移不改变封严的配合状态.在之前的研究中几乎都没有考虑轴心偏移对试验的影响,然而这又是确保试验可靠性的前提.因此在封严试验中首先需要转子的轴心偏移进行测量分析.

本文设计了间隙、过渡、过盈 3 种配合状态的封严试验件,并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刷式封严泄漏特性的影响.

1 试验系统及试验方案

1.1 试验台及试验件

试验台系统^[21]是由试验件部分、动力部分、气路部分和测量部分组成,其中试验测量部分包括压力、流量、转子轴心轨迹、出口温度以及转子转速的测量等.

本文设计并加工了 3 个公称尺寸为 150 mm 的刷环,并与相配套的转子配合成间隙、过渡、过盈配合状态的封严组件 BS1, BS2 和 BS3,其配合间隙如表 1 所示.刷式封严组件的结构如图 1 所

示,(图中 FH 为前挡板保护高度,BH 为后挡板保护高度)与基本型刷式封严的区别在于前挡板的内径较小,且在前挡板与刷丝束之间增加了一块遮流板,刷束的自由高度大大降低,使得刷束上受到的压力减小,从而减小了刷环在工作中刷丝束的轴向变形.刷环实物如图 2 所示.

表 1 刷式封严试验组件与试验方案
Table 1 Testing program of brush seal

编号	配合状态	配合间隙/ μm	压差/ MPa	转速/ (r/min)
BS1	间隙	51	0.1	1 000
BS2	过渡	—40	0.2	2 500
			0.3	4 000
			0.4	5 500
BS3	过盈	—0.053	0.5	转速升降
			0.6	循环 3 次

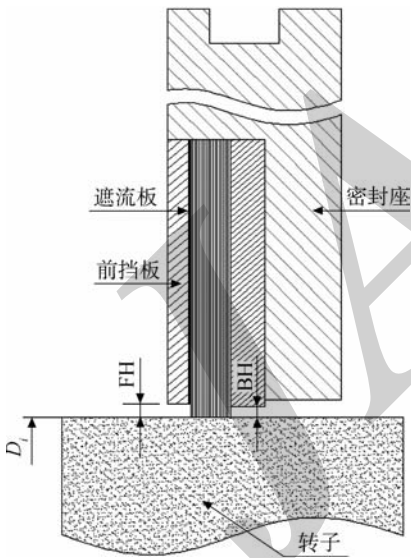


图 1 刷式封严结构示意图

Fig. 1 Diagram of brush seal structure

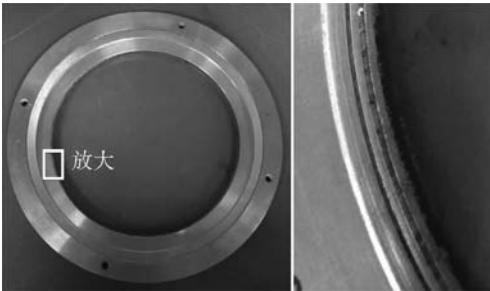


图 2 刷式封严试验件

Fig. 2 Test sample of brush seal

1.2 试验方案

封严试验在如表 1 所示的 6 个压差下进行.每个压差下,转子转速从 0 r/min 经 2 500,4 000 r/min 升至 5 500 r/min,然后再依次降为 0,每个压差下转速均如此升降循环 3 次,转速的循环与循环之间的 0 转速有重复.因此,对于每个试验组件共进行 $6 \times (27 - 2) = 150$ 次测量.

2 数据处理方法^[21]

2.1 泄漏量及泄漏系数

1) 泄漏量

封严泄漏量较大时采用涡街流量计进行测量,可直接读出质量流量;泄漏量较小时,需要使用小量程高精度的玻璃转子流量计,读出的是体积流量,需要通过下式转换为质量流量:

$$\dot{m} = \frac{G_g \cdot \rho_0}{3600} \sqrt{\frac{p_{out} \cdot T_0}{p_0 \cdot T}} \tag{1}$$

式中 G_g 为玻璃转子流量计读数; r_0 为仪器标定状态下气体密度 $r_0 = 1.205 \text{ kg}/\text{m}^3$; p_{out} , T 分别为气流流经流量计时的压力、温度. $p_{out} = p_{gout} + p_b$, 其中 p_{gout} , p_b 分别为标准大气压、环境压力; p_0 , T_0 分别为仪器标定状态的压力、温度; $p_0 = 101\,325 \text{ Pa}$, $T_0 = 293 \text{ K}$.

2) 泄漏系数

为了方便比较不同封严件的泄漏特性,本文采用泄漏系数作为衡量封严泄漏特性的物理量.泄漏系数的计算式为

$$\phi = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T}}{p_u \cdot D_i} \tag{2}$$

式中 D_i 为刷式封严件的内径(单位: m), p_u 为刷式封严的上游压(单位: MPa).

2.2 转子的轴心轨迹

试验中,将由分别安装在转子水平方向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.试验采样频率为 2 560 Hz,在本试验中,转子的最高频率为 92 Hz,所采集的数据点足以满足图形处理要求.

在合成的李萨如图中的圆环即为转子轴心旋转轨迹.根据计算式:真实值 = 显示值 / 标定值,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

转子轴心轨迹与转速关系与文献[21]中作了介绍的指封的关系相同,其变化趋势为转子轴心轨迹重合度随着转速的增加而增加,转子旋转也就越稳定.下面将对压差对轴心轨迹的影响进行分析.

图 3 是 BS1 在第 1 转速循环上升阶段转速为 5500 r/min 时的不同压差下的李萨如图,图中显示了转子轴心轨迹随上下游压差的变化:当压差小于 0.4 MPa 时,转子轴心位移随上下游压差的增大略有减小;当压差达到 0.4 MPa 后,其轴心位移范围基本保持不变,不再随压差而变化.产生这种现象的原因为:在间隙和小间隙的过渡配合下,由于加工精度、安装偏差以及主轴振动等封严出现局部接触,在过盈配合下,封严为接触配合;刷环的刷束是由大量刷丝沿着旋转方向呈一定角度排列而成,在小压差作用下,刷束刷丝较为松散,刷束径向刚度较小,转子振动阻尼较小,轴心位移变化范围也就越大;压差越大,刷束刷丝排列越紧密,其径向刚度也就越大,转子振动阻尼增大,其轴心位移变化范围变小;当压差达到 0.4 MPa 后,刷束刷丝排列最为紧密度,且不再随压差的增加而变化,其径向刚度基本不变,转子振动阻尼变化较小,因此其轴心位移变化范围也基本保持不变.

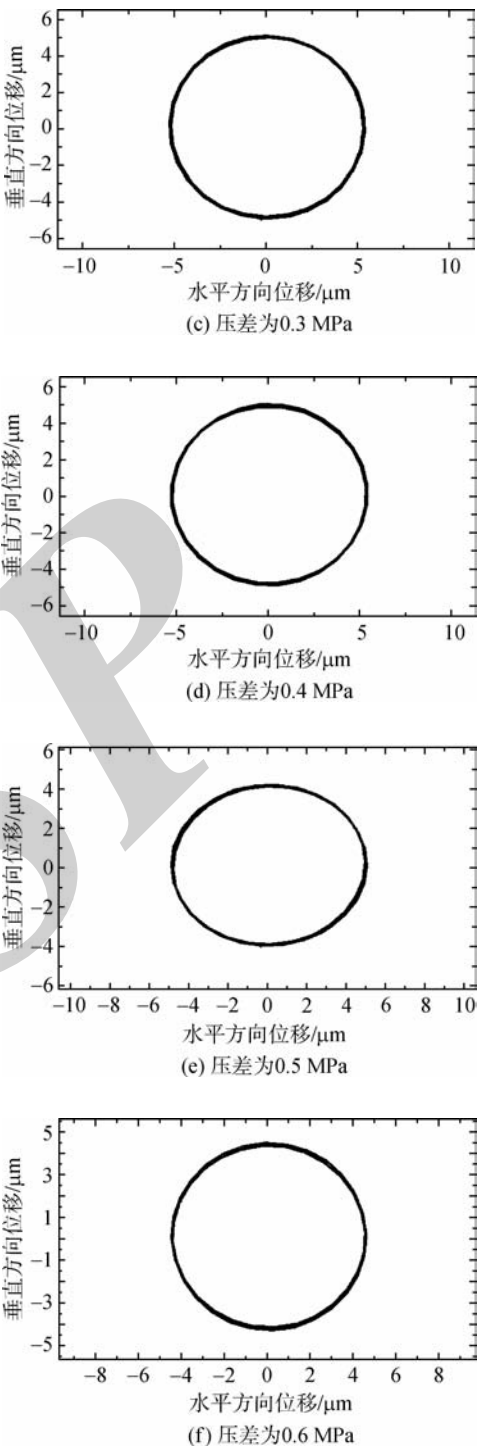
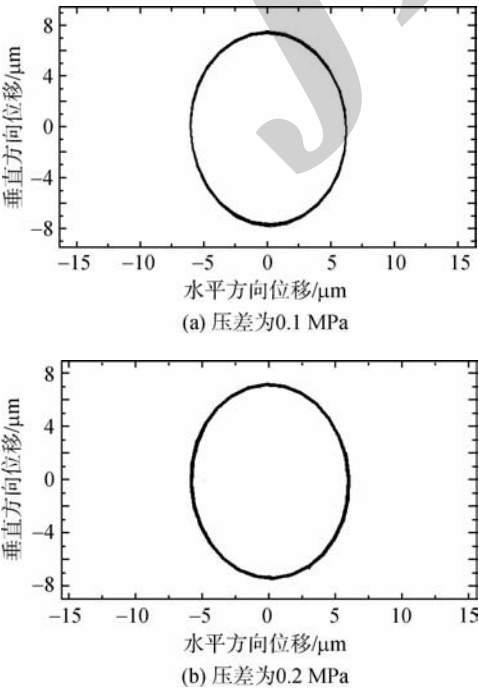


图 3 转速为 4000 r/min 时不同压差下 BS1 的转子轴心轨迹

Fig. 3 Rotor's axis locus of brush seal under differential pressure at 4000 r/min

该试验组件在其他转速下的轴心位移变化有相同变化趋势.该变化趋势受封严配合状态的影响,对于间隙配合试验组件 BS1 由于局部接触的存在也会出现上述变化趋势,但压差对其变化影响相对于过渡和过盈配合的较小,这是因为过渡和过盈配合时刷束与转子处于接触状态,其接触



力受压差影响较大,转子振动阻尼受压差影响也越大,其轴心轨迹变化越大.

由各试验组件的转子轴心轨迹测量结果可知,轴心轨迹的变化规律基本不受转速循环的升降和循环次数的影响.因此,以下只考虑试验组件在不同转速下的轴心位移变化.通过分析转子轴心轨迹图得到各转速下轴心位移的范围,如表 2 所示.

表 2 转子轴心位移范围
Table 2 Rotor's axis displacement

转速/ (r/min)	轴心位置范围/ μm		
	BS1	BS2	BS3
1000	8.5~11.0	10.5~11.5	10.5~11.5
2500	7.5~9.0	10.0~11.2	10.0~11.2
4000	6.8~8.5	10.0~11.0	10.0~11.0
5500	6.2~7.8	9.5~10.2	9.5~10.2

从表 2 可以看出,转子轴心位移随转速增加略有减小,其主要是由于转速增加轴承游隙减小、封严阻尼增加引起的;但是转子轴心位移最大变化为 $4.8\mu\text{m}$,该变化相对很小可认为基本没有变化.其中 BS2 和 BS3 是在试验台上的同一轴上同时进行的两组试验,所以它们的轴心位移是完全相同的;BS1 是与另外一组试验组件在实验台上同时进行的实验,所以它的轴心位移与 BS2 和 BS3 不相同.

间隙配合组件 BS1 的转子轴心位移变化范围为 $6.2\sim 11.0\mu\text{m}$,该轴心位移变化最大值小于对应的配合间隙,因此可判断轴心位移不改变封严的配合状态;对于过渡配合组件 BS2,由表 2 可知,其转子轴心位移范围为 $9.5\sim 11.5\mu\text{m}$,大于其过盈量 $4\mu\text{m}$,尽管试验中会出现局部间隙,但该变化仍在过渡配合范围内,因此轴心位移的变化不改变配合状态;对过盈配合组件 BS3 的转子轴心位移小于过盈量,因此可判断轴心位移也不改变封严的配合状态.

综上所述,通过对转子轴心位移的监测分析得到文中 3 个试验组件的转子轴心位移对封严的配合状态都基本不产生影响,确保了实验的可靠性及试验数据有效,确保实验数据能够真实有效地反映各配合状态下的封严泄漏特性.

3.2 泄漏特性试验结果

3.2.1 转速对泄漏特性的影响

图 4 所示为间隙配合组件 BS1 在压差为 0.5

MPa 时泄漏系数随转速的变化,图中 0.051-0.5-1 表示间隙为 $51\mu\text{m}$,压差为 0.5 MPa,循环次数为 1(下文同).由于在不同压差下 BS1 的泄漏系数随转速变化趋势相同,因此在图 4 中仅分析了压差为 0.5 MPa 时的变化.从图中可看出:

1) 转子转速小于 5 500 r/min 时泄漏系数随转速升高略有减小,即转速对刷封泄漏特性影响较小.这主要有两方面的原因:一是转速增加,转子由于离心力作用产生的膨胀变形增加,使得转子与刷束之间间隙减小,从而泄漏量减少,泄漏系数减小;二是由于转速增加,转子附近气流流速增加,从而导致刷束的“吹下”作用^[20]增强,封严间隙减小,泄漏系数减小.

2) 在同一压差下 3 转速升降循环中泄漏系数的变化趋势基本保持一致.这是由于 BS1 的配合间隙较大,封严的初始效应小,所谓初始效应是指开始阶段泄漏系数小,随着转速增加,磨损也增加,泄漏系数也增加的现象.

3) 在转速上升阶段泄漏系数减小路径与转速下降阶段恢复路径不重合,恢复阶段的泄漏系数小于转速上升阶段的,该现象反映了刷封的滞后特性.由于刷束的“吹下”现象随转速增加而增强,使得封严间隙减小,其泄漏系数减小;当转速减小时,刷束在压差作用下具有一定的迟滞性^[22-23],刷束没有完全恢复,其泄漏系数较转速上升阶段同转速下的小.

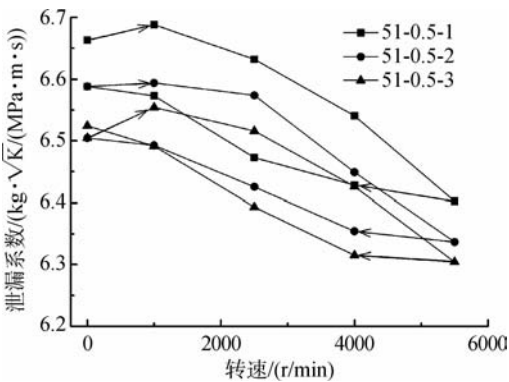


图 4 压差 0.5 MPa 时 BS1 的泄漏系数随转速的变化
Fig. 4 Leakage coefficient along with RPMs at 0.5 MPa

图 5 所示为过盈配合组件 BS3 在压差为 0.1~0.3 MPa 时泄漏系数随转速变化.由于在 0.4~0.6 MPa 压差下其泄漏系数随转速的变化与 0.3 MPa 压差下相同,因此本文仅给出该组件在压差为 0.1~0.3 MPa 时泄漏系数随转速变化.过渡和过盈配合时接触发热对泄漏有重要影响,

但由于试验条件的限制对接触发热进行相关数据的测量,在分析中没有考虑接触发热的影响.

丝的“吹下”作用是其主要影响因素,且刷丝的“吹下”作用在间隙配合下受转速影响较大,其引起的变化较为明显,因此图 5 变化趋势较图 4 不明显的现象.另外,过盈配合下的 BS3 的变化规律出现与一般规律不同的现象,下面将对其进行分析:

图 5(a)给出的是 BS3 在压差为 0.1 MPa 时泄漏系数随转速的变化.可见,试验开始时泄漏系数较小;在第 1 循环中,泄漏系数随转子旋转时间增加而增加.这是由于在试验初始,转子没有旋转,封严未磨损,泄漏系数较小;转子开始旋转后与刷丝接触产生磨损,在试验开始阶段磨损最为严重,且因磨损而产生的泄漏增加量大于因膨胀变形而产生的泄漏减小量,故泄漏系数随转速旋转时间增加而增加.

在第 2 循环、第 3 循环中,泄漏系数随转速增加略有减小,且在转速下降和上升阶段泄漏系数变化途径不重合,这是由于在第 2 循环、第 3 循环磨损趋于稳定,转子膨胀变形对泄漏的影响大于磨损对泄漏的影响,因此会出现泄漏系数随转速增加略有减小的现象;转子膨胀变形随转速的降低而减小,刷丝由于滞后性不能及时恢复,故泄漏系数保持较低,这就会出现转速上升阶段和下降阶段泄漏系数变化路径不重合的现象.

图 5(b)是 BS3 在压差为 0.2 MPa 时泄漏系数随转速变化关系图.可见,试验初始泄漏系数较小.第 1 循环泄漏系数随转速旋转时间的增加而增加,这是由于压差为 0.2 MPa 和 0.1 MPa 两个试验的间隔超过 12 h,刷束的变形得以恢复,故其泄漏系数较小.滞后恢复后,磨损依然存在且也较为严重,因此出现泄漏系数随转速旋转时间的增加而增加的现象.由于磨损量比初始阶段小,因此泄漏系数变化幅度较 0.1 MPa 下第 1 循环的小.第 2 循环、第 3 循环泄漏系数随转速增加略有减小,减小趋势小于压差为 0.1 MPa 时.这是由于磨损稳定后,由于转子轴心位移的影响,泄漏系数随转速增加而降低,又因由于压差较大,刷束排列较为紧密,其刚度增加,转子轴心位移减小,故其对泄漏系数的影响减小.

图 5(c)给出的是 BS3 在压差为 0.3 MPa 时泄漏系数随转速的变化.由图可见,泄漏系数随转速增加略有减小;转速上升和下降阶段泄漏系数变化路径略有不同.

图 5 还表明,泄漏系数在转速上升和下降阶段泄漏系数变化路径的差异随压差的增加而减小.这是由于泄漏系数随转速增加略有减小是因

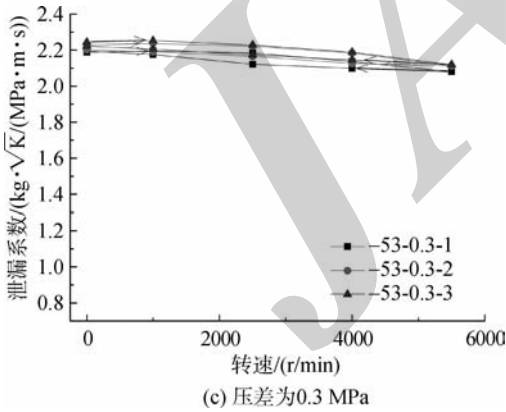
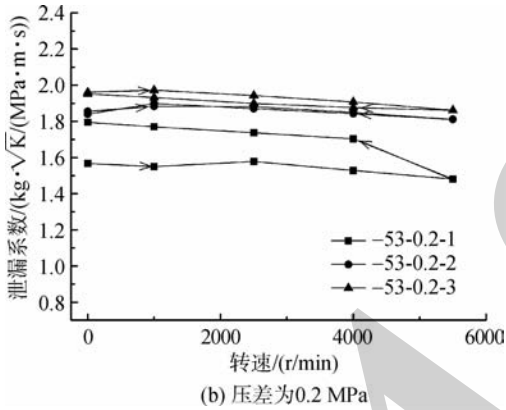
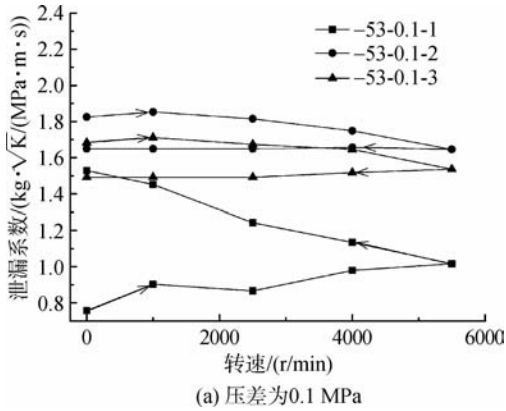


图 5 不同压差下 BS3 的泄漏系数随转速的变化
Fig. 5 Leakage coefficient of BS3 along with RPMs at differential pressure

由图 5 可见,转速小于 5 500 r/min 时泄漏系数随转速升高略有减小,其变化小与图 4 所示的间隙配合时.其原因是过盈配合 BS3 的泄漏系数随着转速的增加而减小的原因主要是由转子离心膨胀引起,其随转速变化不明显;而间隙配合 BS1 的泄漏系数随着转速的增加而减小的原因是转子离心作用产生的膨胀和刷丝的“吹下”作用,其中刷

转子膨胀变形引起的;压差增大,刷丝排列紧密,刷束刚度增加,转子振动阻尼增加,转子轴心位移减小,则滞后性的影响减小。

3.2.2 压差对泄漏特性的影响

根据试验结果,泄漏系数随压差的变化规律基本不受转速上升阶段、下降阶段和循环次数的影响。因此,本文仅分析3个试验组件在第3个循环的转速上升阶段转速为2500 r/min时泄漏系数随压差的变化。

图6给出了各配合状态下封严的泄漏系数随压差的变化。图中51-3-2500表示间隙为51 μm ,循环次数为3,转速为2500 r/min(下文同)。图中显示:间隙配合状态,在小压差(0.1~0.2 MPa)下泄漏系数随压差的升高而增大;压差为0.3 MPa时,泄漏系数又降低;压差大于0.3 MPa,泄漏系数变化趋于稳定。泄漏系数在压差0.2 MPa处有一个拐点可能是因为封严件本身的加工精度误差较大,初始试验时封严刷丝较为疏松,但局部位置处刷丝会成块,使得初始封严间隙交大,泄漏量偏高。压差在0.3 MPa及其以上的试验是第2天进行的,前1天试验中气流将成块的刷丝吹开,并逐渐压紧,刷封的性能得到改善,因此泄漏系数开始降低并维持相对稳定。

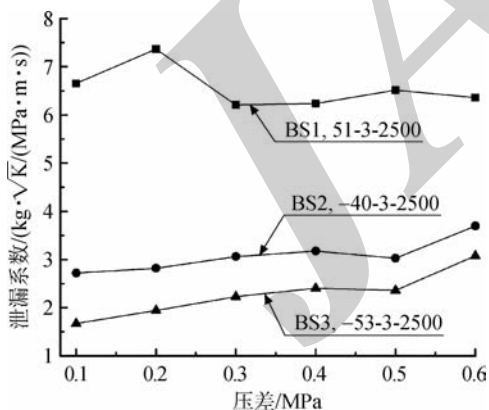


图6 不同配合封严的泄漏系数随压差的变化

Fig. 6 Leakage coefficient along with differential pressure of different fit seal

过盈配合状态下,泄漏系数随上下游压差的升高总体呈增大趋势,在压差为0.3~0.5 MPa时,增大的趋势相对较小,泄漏系数较为稳定,当压差达到0.6 MPa时,泄漏系数突然变大,这可能是因为此时封严开始失效,导致泄漏急剧增加。

图7为各配合的封严泄漏量随压差变化,可见,封严的泄漏量随着压差的增加而增加,泄漏量

随压差基本呈线性增加趋势。

3.2.3 间隙泄漏特性的影响

根据图7分析可得配合状态对泄漏特性的影响。可以看出,间隙配合试验件BS1的泄漏系数约为过渡配合试验件BS2的2倍,BS2的泄漏系数比过盈配合试验件BS3的大50%。因此封严在过盈配合时其密封性能最好,过渡配合时次之,间隙配合时最差。

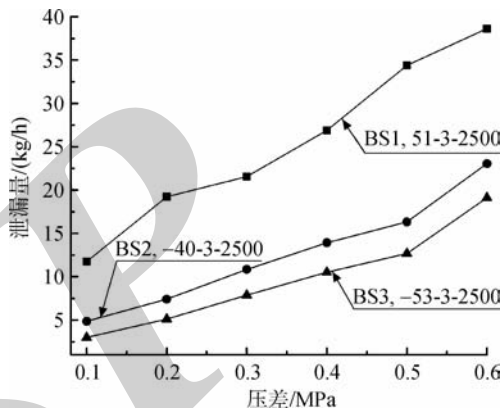


图7 不同配合封严的泄漏量随压差的变化

Fig. 7 Leakage along with differential pressure of different fit seal

4 结论

本文对低前挡板型小尺寸刷式封严在间隙、过渡、过盈3种配合状态下的3个试验件进行了转子轴心轨迹和泄漏特性试验研究,分析了转子的轴心轨迹和封严泄漏特性随转子转速、压差、封严间隙的变化。论文通过研究得出如下结论。

对于转子轴心轨迹:①随着转速增加,转子轴心轨迹重合度增加。压差小于0.4 MPa时,转子轴心位移随压差增大略有减小,压差达到0.4 MPa后,轴心位移范围基本保持不变。②过渡配合下,试验组件在工作中会出现局部间隙;间隙和过盈配合下,配合状态不受影响。若不考虑磨损,试验可有效地反映各配合状态的泄漏特性。

对于泄漏特性:①转速小于5500 r/min时,泄漏系数随转速升高略有减小;在转速循环过程中出现滞后现象,且间隙配合较为明显,过盈配合不明显。②间隙配合下,压差为0.1~0.2 MPa时泄漏系数随压差的升高而增大;压差为0.3 MPa时,泄漏系数又降低;压差大于0.3 MPa时,泄漏系数变化趋于稳定。③过盈配合下,封严初始效应较为明显,磨损影响较大;泄漏系数随压差的升高

总体呈增大趋势,压差为 0.3~0.5 MPa 时,增大的趋势相对较小,泄漏系数变化不大。

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 AHS International Annual Forum, 2001.
- [4] Sturgess G J. Application of CFD to gas turbine engine secondary flow system[R]. AIAA 88-3203, 1988.
- [5] Chupp R, Raymond E, Nelson P. Evaluation of brush seals for limited-life engines[J]. Journal of Propulsion and Power, 1993, 9(1): 113-119.
- [6] Dudriavtsev V, Braun M. Model development of the brush seal numerical simulation [J]. Journal of Propulsion and Power, 1996, 12(1): 193-201.
- [7] Chupp R, Loewenthal R G E. Brush seals can improve power plant efficiency by one-fourth of a percentage point yielding huge annual savings[J]. Lubrication Engineering, 1997, 53(6): 10-14.
- [8] Lattime S B, Braun M J, Choy F K, et al. Continued evaluation of the hybrid floating brush seal (HFBS) [R]. AIAA 99-2688, 1999.
- [9] Dinc S, Demiroglu M, Turnquist N. Fundamental design issues of brush seals for industrial applications[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(2): 293-300.
- [10] 王之栋, 梁小峰, 黄其武. 刷式密封二维模型数值计算[J]. 航空动力学报, 2008, 23(8): 1461-1465.
WANG Zhili, LIANG Xiaofeng, HUANG Qiwu. Two-dimensional model mathematical simulation of brush seal [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1461-1465. (in Chinese)
- [11] 迟佳栋, 王之栋. 前板结构对低滞后刷式密封性能影响分析[J]. 航空动力学报, 2012, 27(8): 1902-1906.
CHI Jiadong, WANG Zhili. Analysis of front plate's effect on low hysteresis brush seal [J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(8): 1902-1906. (in Chinese)
- [12] Dinc S, Reluzco G, Tumquist N A, et al. Advanced seals for GE industrial gas turbine applications[J]. Journal of Propulsion and Power, 2002, 18(6): 1260-1266.
- [13] Arora G R, Proctor M P. JTAGG II brush seal test results [R]. NASA TM-107448, 1997.
- [14] Lattime S B, Braun M J, Choy F K, et al. Advances in hybrid floating brush seals [R]. AIAA 98-3171, 1998.
- [15] Lattime S B, Braun M J, Choy F K, et al. Continued evaluation of the hybrid floating brush seal (HFBS) [R]. NASA/CP-2000-210472/1, 2000.
- [16] 朱宗举, 陈国林, 林基恕. 刷密封的静动态泄漏特性[J]. 航空发动机, 1995, 23(3): 39-44.
ZHU Zongju, CHEN Guolin, LIN Jishu. Dynamic and static leakage characteristics of brush seal [J]. Aeroengine, 1995, 23(3): 39-44. (in Chinese)
- [17] 孙晓萍. 刷式密封性能和耐久性试验研究[J]. 航空发动机, 2002, 26(3): 37-41.
SUN Xiaoping. Experimental investigation of performance and durability of brush seal [J]. Aeroengine, 2002, 26(3): 37-41. (in Chinese)
- [18] 孙晓萍, 李卫东, 刘晓远. 刷式密封设计与试验研究[J]. 航空发动机, 2005, 31(2): 17-19.
SUN Xiaoping, LI Weidong, LIU Xiaoyuan. Design and test of brush seal [J]. Aeroengine, 2005, 31(2): 17-19. (in Chinese)
- [19] 曹广州, 吉洪湖, 纪国剑. 刷式封严初期使用特性的试验和数值研究[J]. 推进技术, 2010, 31(4): 478-482.
CAO Guangzhou, JI Honghu, JI Guojian. Experimental and numerical study on the leakage characteristics of brush seal at the early stage of operating [J]. Journal of Propulsion Technology, 2010, 31(4): 478-482. (in Chinese)
- [20] 田朝阳, 孔祥林, 周伟九. 刷式汽封性能试验分析[J]. 东方汽轮机, 2013, 2(6): 23-25.
TIAN Chaoyang, KONG Xinglin, ZHOU Weijiu. Performance test and analysis of brush steam seal [J]. Dong Fang Turbine, 2013, 2(6): 23-25. (in Chinese)
- [21] 杜春华, 吉洪湖, 胡娅萍, 等. 指尖封严的转子轴心轨迹与泄漏特性实验研究[J]. 航空动力学报, 2016, 31(11): 2575-2584.
DU Chunhua, JI Honghu, HU Yaping, et al. Experimental investigation on the axis locus of rotor and leakage characteristics of finger seal [J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(11): 2575-2584. (in Chinese)
- [22] Crudgington P F, Bowsher A. Brush seal pack hysteresis [R]. AIAA-2002-3794, 2002.
- [23] Zhao H, Stango R J. Role of distributed interbristle friction force on brush seal hysteresis [J]. Journal of Tribology, 2007, 129(1): 199-204.

(编辑: 叶 青)