

文章编号:1000-8055(2012)05-0981-05

体积分数法测量几种转静系中的最小封严流量

孙纪宁¹, 罗翔¹, 刘金楠¹, 徐国强¹, 周志翔², 邱长波²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191;

2. 中国航空工业集团公司 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 为防止涡轮盘腔转静系统高温“燃气入侵”现象发生, 需要确定最小封严流量. 在不同的转速和不同出气间隙下, 采用体积分数法分别对 6 种典型封严结构进行实验研究, 以确定它们在不同工况下的最小封严流量并得出其变化规律. 在固定的出气间隙值下, 最小封严冷气流量随转盘转速的增加而增大, 且几乎呈线性变化; 对于固定的转速, 随着出气间隙的增加, 最小封严冷气流量也随之增加. 拟合出不同封严结构的级间封严准则函数关系式, 并探寻出封严效果最优的封严结构.

关 键 词: 转静系; 旋转盘腔; 最小封严流量; 高转速; 体积分数法

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Volume fraction technique for measuring the minimum value of mass flow in turbine rotor-stator disk cavities

SUN Ji-ning¹, LUO Xiang¹, LIU Jin-nan¹, XU Guo-qiang¹,
ZHOU Zhi-xiang², QIU Chang-bo²(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China;2. China Aviation Powerplant Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: The minimum value of the cooling air flow is a critical flow rate for preventing hot gas ingestion happened in the rotor-stator disk cavity system of turbines. Experimental investigation based on volume fraction technique was performed to found the minimum values of cooling air flow of six typical rim seal structures with different rotating velocities and seal clearances. The results showed that, the minimum value of the seal air flow rate almost increases linearly with rotational velocity, and also increases with the seal clearance. Furthermore, the corresponding correlations about sealing flow rate were fitted for different structures, and an optimum option of rim seal structure was advised.

Key words: rotor-stator system; rotating cavity; minimum value of the seal flow;
high rotating speed; volume fraction technique

收稿日期: 2011-09-27; **网络出版地址:** www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120525.1516.201205.981_004.html

基金项目: 国家自然科学基金 (50806004)

作者简介: 孙纪宁 (1975—), 男, 辽宁辽阳人, 讲师, 博士, 主要从事航空发动机传热研究.

在航空发动机转静盘腔系统中,当两盘间隙较大和旋转雷诺数很高时,很可能会产生高温燃气“入侵”现象.在发动机中不希望主燃气入侵到转静系盘腔内以免恶化转子的冷却.为此,在发动机转静盘间常采用封严结构,并自静盘上提供一定数量的冷气来消除主燃气的入侵,这些冷气同时对涡轮盘进行冷却.冷气量过少不但无法对涡轮盘进行冷却,而且也不能阻止燃气入侵;相反,冷气量过多会降低发动机的性能.所以需要确定合理的封严流量,即最小封严流量.

Abe 等人^[1]在 1979 年对燃气入侵问题进行了实验研究.他们采用了典型的涡轮结构,对有外部主流燃气的封严性能进行了测量.与无主流燃气实验得出的结论不同,文献^[1]认为用以阻止燃气入侵所需的封严冷气量与转盘的旋转速度无关,而与主流燃气的流速有关. Kobayashi 等人^[2]在 1984 年使用冷封严空气和热主流燃气在一个具有径向封严结构的系统中进行燃气入侵实验.该实验观察到封严空气的温度是起伏波动的,这种波动随着冷气流速的增加而减弱,甚至衰退. Phadke 和 Owen^[3]在 1988 年对具有轴向封严结构的转静系进行了实验:当 Re_ω 比较小时, $C_{w,min}$ 主要由转盘的旋转雷诺数 Re_ω 控制, $C_{w,min}$ 随旋转雷诺数 Re_ω 的增加而增加.随着外流雷诺数 Re_ω 增加,旋转雷诺数 Re_ω 的影响逐渐减小.在 Re_ω 较大时,旋转雷诺数 Re_ω 对 $C_{w,min}$ 几乎没有影响,此区域主要由外流控制. Hambe 和 Ishida^[4]在 1992 年采用气体示踪技术也对主流燃气入侵问题进行了实验研究.该文献也得出了主流的存在对封严产生重要影响的结论. Chew 等人^[5]在 1994 年对具有导向叶片的转静系统进行了主流燃气入侵的实验.该文献得出了旋转雷诺数对于封严效果影响很小的结论. Green 和 Turner^[6]等人在 1994 年对既具有静子叶片也具有转子叶片的转静系统进行了主流燃气入侵实验,实验表明了转子叶片的加入对封严效果有所提高. Bohn 等人^[7]在 2000 年的研究中证实了上述结论,但同时也指出对于只有两个平圆盘组成的简单轴向封严结构,转子叶片的加入使得封严效果降低.因此,他们认为转子叶片的加入是否能够提高封严效果主要取决于封严的结构. Bohn 等人^[8]在 2003 年对转子叶片对高温燃气入侵的影响进行了进一步的研究.研究发现,甚至在更高的封严流率下,高温燃气的入侵在转子叶片附近仍然会发生.当静子尾迹扫过转子叶片时,高温燃气的入侵将会加强. Bohn 和

Wolff 等人^[9]在实验结论的基础上,建立了确定最小冷气流量 $C_{w,min}$ 的关系式.通过改变封严冷气流量、主流中的周向压力分布和与封严结构有关的参数,来确定封严的效果. Bohn 等人^[10]在 2006 年对具有上游盘腔(盘腔在转盘上游)的 1.5 级轴向涡轮的高温燃气入侵问题进行了实验研究.研究给出了两种封严结构对密封效果的影响以及腔内和封严区域的压力分布.实验通过比较轴向和径向封严的效果,得出了最高主流压力比,因此可得到涡轮设计的最低封严系数 η . 该研究认为,出气间隙相同时,径向封严结构的封严效果要优于轴向封严结构.

尽管国外对级间封严已经有了比较系统的研究,特别是 Johnson 等人^[11]在 1994 年对前人在级间封严方面的研究进行总结,得出了涡轮级间封严燃气入侵的机理.但国内对于这方面研究仍进行得较少,特别是高转速下的级间封严尤为稀少.

本文根据上述背景,以高旋转雷诺数旋转实验台为基础,研究给定结构转静盘腔的最小封严流量随旋转雷诺数、间隙比等各参数的变化规律,并对比不同结构的封严效果.

1 实验台与实验件介绍

本实验的实验台结构示意图见图 1. 实验台主要由以下几个部分组成:实验件、供气系统、动力及润滑系统、数据测量及采集系统.

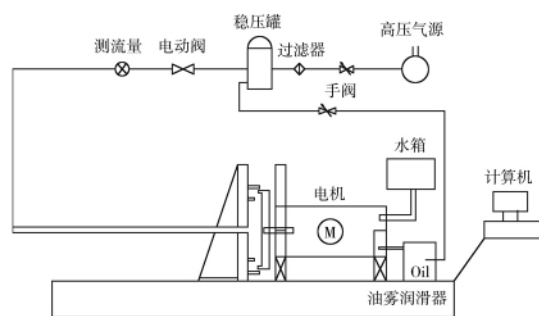


图 1 高速旋转实验台结构示意图

Fig. 1 High rotating speed test rig

根据实验要求,需要研究图 2 给出的 6 种封严结构以及每种结构不同的出气间隙对封严效果的影响. Z_0 对于封严效果也有一定的影响,但是考虑实验件设计过于复杂,本文只研究出气间隙对封严效果的影响.对于图 2 封严结构(d)、封严结构(e)、封严结构(f)所示 3 种结构, Z_0 取固定值 0.033. 对于每种封严结构,需要各改变 5 个出

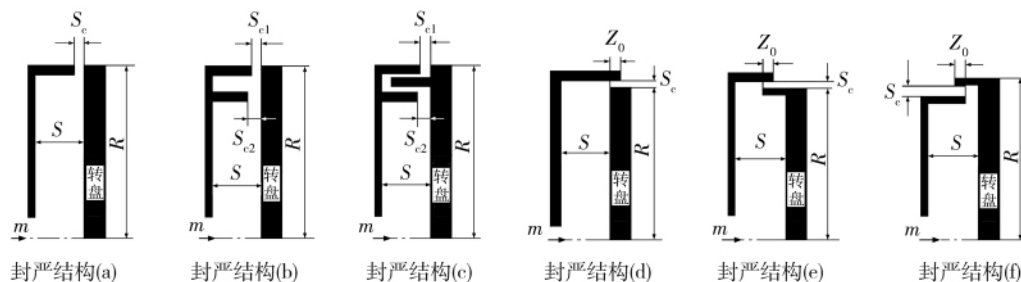


图2 转静封严结构图

Fig. 2 Rotor-stator systems

气间隙 S_c , 具体出气间隙 S_c 为: 对于图2中轴向封严结构(a)、封严结构(b)、封严结构(c)为1, 1.5, 2, 2.5和3 mm, 对于径向封严结构(d)、封严结构(e)、封严结构(f)为1, 2, 2.5, 3和4 mm. (对于双罩结构: S_c 取外罩间隙, 内罩间隙 = 外罩间隙 + 1 mm).

2 实验方法

本文的最小封严流量由体积分数法测量, 首先测量实验系统外流的二氧化碳体积分数, 由于本实验无外流, 所以只需测量空气中的二氧化碳体积分数 φ_{air} ; 在冷气中加入一定量的二氧化碳, 使其达到稳定体积分数, 测量盘腔进口二氧化碳体积分数 φ_{inlet} 与盘腔内的二氧化碳体积分数 φ_{in} , 定义封严效率 η

$$\eta = \frac{\varphi_{\text{in}} - \varphi_{\text{air}}}{\varphi_{\text{inlet}} - \varphi_{\text{air}}}$$

理论上, 如果腔内没有外流入侵, 那么, $\eta = 1$; 如果有外流入侵, 则 $\varphi_{\text{cavity}} < \varphi_{\text{inlet}}$, $\eta < 1$; 规定, 当 $\eta = 99\%$ 时, 达到封严效果, 此时流量为最小封严流量.

二氧化碳体积分数由二氧化碳体积分数分析仪完成测量, 其主要由 GXH—3010E 型便携式红外线分析器组成. 其工作原理是根据比尔定律和气体对红外线有选择性吸收的原理设计而成的. 空气中的二氧化碳体积分数一般为 $0.05\% \sim 0.06\%$, 实验时添加适量二氧化碳, 使其体积分数保持在 $2\% \sim 4\%$, 这样, 满足测量目的的同时, 又使对空气密度的影响较小.

本实验设计的工作转速为 3 900, 5 100, 10 200, 15 000, 19 500 r/min, 在每个转速下, 由小到调节流量, 直到 $\eta = 99\%$, 记录此时的流量为最小封严流量.

对于最小封严冷气流量的分析, 包括以下几个方面: 不同出气结构、不同出气间隙、不同转盘

转速下的最小封严冷气流量值; 将 $C_{w, \min}$ 整理成形如 $C_{w, \min} = CG_c^m Re_\omega^n$ 的函数关系式, 其中 C, m, n 为常数.

由于实验中要测出出口和进口处的二氧化碳体积分数, 盘腔内的二氧化碳体积分数可能并不是均匀一致的, 因此确定测点的位置十分重要. Owen^[12] 将压差法和流动可视化法、体积分数测量法进行比较, 经过对比得出, 测量在静盘半径比为 $r/r_0 \approx 0.97$ 的径向位置处比较合理 (r 为测点半径位置, r_0 为盘腔内流体域半径). 所以, 本实验中也采用了这样的处理.

3 实验数据处理及分析

定义各无量纲参数如下:

$$\text{流量系数 } C_w = \frac{\dot{m}}{\mu R}; \text{ 间隙比 } G_c = \frac{S_c}{R}; \text{ 旋转雷}$$

$$\text{诺数 } Re_\omega = \frac{\rho \omega R^2}{\mu}.$$

如图3所示为封严结构(a)在不同出气间隙下最小封严冷气流量 $C_{w, \min}$ 随旋转雷诺数 Re_ω 变化的分布图. 图中的点即为各旋转雷诺数下的最小封严冷气流量值. 从图中可以看出: 在固定的出气间隙值下, 最小封严冷气流量随转盘转速的增加而增大, 且几乎呈线性变化; 对于固定的转速, 随着出气间隙的增加, 最小封严冷气流量也随之增加.

这是由于转速的增加, 使盘腔内“泵效应”加剧, 腔内气体电出量增加, 使得腔内压力降低, 从而所需的最小封严流量增加, 以补充腔内压力, 防止外流入侵. 另外, 间隙比的增加, 使得出气间隙增大, 从而腔内气体更容易被电出, 所需相应的最小封严流量增加.

对于图2中其他5种封严结构(b)~封严结构(f)中 $C_{w, \min}$ 随 G_c 和 Re_ω 的变化规律, 有类似于上述封严结构(a)的结论.

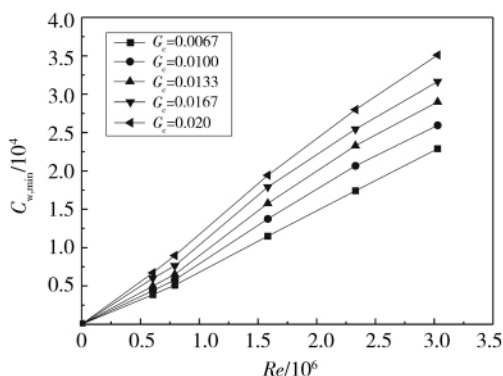
图 3 封严结构(a)中 $C_{w,\min}$ 随 G_c 和 Re_w 的变化规律

Fig. 3 Distribution of $C_{w,\min}$ for different G_c in rotor-stator system (a)

本实验要求将 $C_{w,\min}$ 整理成形如 $C_{w,\min} = CG_c^m Re_w^n$ 的函数关系式,其中 C, m, n 为常数.由上可知, $C_{w,\min}, G_c, Re_w$ 的值均可由实验得到,这样便可以用多元回归的方法求出常数 C, m, n 的值,即可得到所求的函数关系式.

封严结构(a)~封严结构(f)的实验数据经过拟合之后得到函数关系式的参数值如表 1 所示.

表 1 封严结构封严准则关系式中各参数值
Table 1 Parameters in formulas of different rotor-stator systems

	C	m	n
封严结构(a)	0.0412	0.4258	1.0274
封严结构(b)	0.0118	0.5017	1.1314
封严结构(c)	0.022	0.6731	1.112
封严结构(d)	0.008	0.6078	1.17
封严结构(e)	0.0085	0.5485	1.1527
封严结构(f)	0.0095	0.4797	1.13

当各封严结构的封严间隙相同时,通过比较不同封严结构的最小封严流量可以看出个封严结构的封严效果.下图 4 给出了在封严间隙为 1 mm ($G_c = 0.0067$) 情况下各封严结构的最小封严流量.

从图中可以看出,在相同的封严间隙下,封严结构(c)最小封严流量最小.这意味着在相同的封严间隙下,封严结构(c)的封严效果最强.

封严结构(a)为最简单的轴向密封结构,封严结构(b)为内外双罩封严结构,外封严罩对盘腔内的压力影响很小,为防止外界气体入侵到内部腔体所需的最小流量仅仅与内封严罩相关.当内

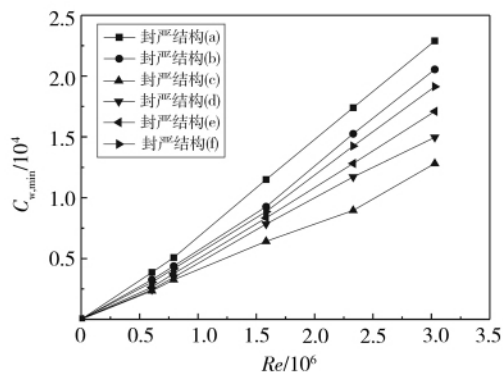


图 4 间隙比 $G_c = 0.0067$ 下各封严结构最小封严流量比较

Fig. 4 Distribution of $C_{w,\min}$ for different rotor-stator systems ($G_c = 0.0067$)

部出气间隙 S_{c2} 小于外部出气间隙 S_{c1} 时,对外腔封严不利,由于冷气从内腔通过出气间隙 S_{c2} 后会产生突胀效应,导致外界流体入侵到外腔.当内部出气间隙大于外部出气间隙时,外部封严罩的作用与单一封严结构相似.于是,当无外部主流时,在相同转速和间隙下,可认为封严结构(b)与封严结构(a)相比在封严效果上有一定的优势,但不是很大.封严结构(d)属于径向封严,它的静止环罩包裹了部分转盘,存在冲击射流现象.当冷气流量较大时,随转盘转速的提高,盘腔内的压力是不断提高的,也就是存在压力逆增效应.在同样转速和相同间隙下,其封严效果强于封严结构(a)和结构(b).封严结构(c)中既有类似于封严结构(b)的部分,又增加了随转盘一起旋转的封严罩部分,在同样的转速和相同间隙下,冲击射流现象更为明显,所以其封严效果最好.

4 结 论

本文用体积分法对旋转盘腔最小封严流量进行了实验研究,得到了在系统外部无主流的情况下,在不同出气间隙、不同转盘转速下的各封严结构的最小封严冷气流量值;将 $C_{w,\min}$ 整理成形如 $C_{w,\min} = CG_c^m Re_w^n$ 的函数关系式(其中 C, m, n 为常数),并对不同封严结构效果比较分析.

在此基础上得出的主要结论:在固定的出气间隙值下,最小封严冷气流量随转盘转速的增加而增大,且几乎呈线性变化;对于固定的转速,随着出气间隙的增加,最小封严冷气流量也随之增加.

通过对各封严结构在相同出气间隙下的封严效果的比较和封严机理的分析,可以发现:在相同

的转速下,对于相同的间隙值,封严结构(c)的最小封严流量最小,其封严效果最强。

参考文献:

- [1] Abe T, Kikuchi J, Takeuchi H. An Investigation of Turbine Disc Cooling[R]. Vienna: 3rd CIMAC Congress, Paper GT30, 1979.
- [2] Kobayashi N, Matsumoto M, Shizuya M. An experimental investigation of a gas turbine disk cooling system[J]. Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106(1): 136-141.
- [3] Phadke U P, Owen J M. Aerodynamic aspects of the sealing of gas-turbine rotor-stator systems Part 2: the performance of simple seals in a quasi-axisymmetric external flow[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1988, 9(2): 106-112.
- [4] Hamabe K, Ishida K. Rim seal system with nonaxisymmetric main flow[R]. ASME Paper 92-GT-160, 1992.
- [5] Chew J M, Green T, Turner A B. Rim sealing of rotor-stator wheelspaces in the presence of external flow[R]. ASME Paper 94-GT-126, 1994.
- [6] Green T, Turner A B. Ingestion into the upstream wheel-space of an axial turbine stage[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1994, 116(2): 327-332.
- [7] Bohn D, Rudzinski B, Sturken N, et al. Experimental and numerical investigation of the influence of rotor blades on hot gas ingestion into the upstream cavity of an axial turbine stage[R]. ASME Paper 2000-GT-284, 2000.
- [8] Bohn D, Decker A, Ma H, et al. Influence of sealing air mass flow on the velocity distribution in and inside the rim seal of the upstream cavity of a 1.5-stage turbine[R]. ASME Paper GT2003-38459, 2003.
- [9] Bohn D, Wolff M. Improved formulation to determine minimum sealing flow $C_{w,min}$ for different sealing configurations[R]. ASME Paper GT2003-38465, 2003.
- [10] Bohn D, Decker A, Ohlendorf N. Influence of an axial and radial rim seal geometry on hot gas ingestion into the upstream cavity of a 1.5-stage turbine[R]. ASME Paper GT2006-90453, 2006.
- [11] Johnson B, Mack G, Paolillo R, et al. Turbine rim seal gas path flow ingestion mechanisms[R]. AIAA Paper 94-2703, 1994.
- [12] Phadke U P, Owen J M. Aerodynamic aspects of the sealing of gas-turbine rotor-stator systems Part 1: the behavior of simple shrouded rotating-disk systems in a quiescent environment[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1988, 9(2): 98-105.