

文章编号:1000-8055(2011)12-2704-06

旋转诱导燃气入侵的数值模拟

周昆原, 罗翔, 徐国强

(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)

摘 要: 在航空发动机涡轮级中, 动盘的旋转会导致主流高温燃气从盘缘封严侵入转静盘腔系统. 通过计算流体动力学方法对轴向封严结构下旋转诱导燃气入侵进行了研究, 得到了在不同封严冷气流量下盘腔压力和封严间隙处径向速度的变化规律. 分别计算基于质量和基于浓度定义的封严效率分布, 并得到了相应最小封严流量. 在不同旋转雷诺数下, 用压力参数法估算了最小封严流量, 所得结果与公开发表的经验关系式计算得出的一致.

关 键 词: 航空发动机; 涡轮级; 轮缘封严; 燃气入侵; 旋转诱导

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Numerical simulation of rotationally-induced ingress through turbine rim seals

ZHOU Kun-yuan, LUO Xiang, XU Guo-qiang

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 1000191, China)

Abstract: In the turbine stage of the aero-engines, the rotation of disk can cause high-temperature gas in annulus ingest into the rotor-stator system through rim seal. Computational fluid dynamics (CFD) was applied to study the so-called rotationally-induced (RI) ingress through an axial seal clearance. The variation of the cavity pressure and the radial velocity at the seal clearance with the sealing flow rate was investigated. The effectiveness distributions based on mass and concentration were computed respectively, and the minimum sealing flow rate required to seal the system was determined from the computed effectiveness data. Pressure criterion was also used to estimate the minimum sealing flow rate for different rotational Reynolds numbers, and the results accord with previously published experimental correlation.

Key words: aero-engine; turbine stage; rim seal; ingestion; rotationally-induced

提高航空发动机性能的主要途径之一是提高涡轮级前进气温度. 进气温度越高, 对涡轮级耐热材料和冷却技术要求就越高. 特别是涡轮的动盘和动叶根部, 由于其长期处在高温和高速旋转的恶劣工作环境下, 受到很高的热应力和离心拉应

力, 因而它们是决定整个发动机寿命的关键部件之一. 设计者一般通过在盘腔中通入由压气机级出口引入的冷气来对动盘和动叶根部进行热保护, 同时这部分气体也常作为封严气流, 以阻止外环主流高温燃气侵入到盘腔.

收稿日期: 2011-01-08; **修订日期:** 2011-03-17

基金项目: 国家自然科学基金(50806004)

作者简介: 周昆原(1985-), 男, 江西萍乡人, 博士生, 主要从事燃气轮机涡轮级换热方面研究.

当封严冷气量不够时,由于外环与盘腔的压力差,主流中的高温燃气会侵入到盘腔系统中,造成涡轮盘过热,使得其寿命大大降低,严重时甚至会导致发动机故障.此现象即称为燃气入侵或燃气倒灌^[1].为阻止燃气入侵的发生和减小盘腔的热负荷,需要向盘腔内通入足够封严冷气.但是封严冷气设计流量过大,会降低航空发动机的整体效率.有研究表明^[2],一方面只要入侵燃气浓度在盘腔内有一定程度增加,即足以降低转盘 50% 的寿命;另一方面,减少 50% 的封严冷气量,燃气涡轮的整体效率将提高 0.5%,且燃油消耗率将减小 0.5%.因此采用合适的封严冷气流量对发动机的整体设计具有重大意义.当通入的封严冷气流量正好使得盘腔系统无燃气入侵时,此冷气量称为最小封严流量.

在特定的封严结构和封严流量时,动盘旋转会导致盘腔内压力低于外环压力,使得外环燃气入侵^[3].Bayley 等^[4]通过涡轮盘腔实验台对燃气入侵进行了研究.结果表明影响燃气入侵的主要因素除动盘旋转速度外,还有封严间隙大小,而与动静盘间隙大小几乎无关.根据压力测量结果,他们发现无量纲最小封严流量($C_{w,min}$)与旋转雷诺数(Re_ϕ)和封严间隙比(G_c)成正比,可表示如下:

$$C_{w,min} = 0.61 G_c Re_\phi \quad (1)$$

Graber 和 Daniels 等人^[5-6]对有均匀外流的燃气入侵进行了实验研究.他们将二氧化碳作为示踪气体加入到封严流中,对燃气入侵进行定量研究.结果表明主流切向速度对燃气入侵几乎没有影响,而随着动盘转速的提高和封严间隙的增大,系统需要更多的空气进行封严.这与 Bayley 等^[4]的结论一致.

英国 Sussex 大学的 Phadke 等人^[7-8]、Chew 等人^[9-10]、Dadkhah 等人^[11]随后通过实验和理论分析研究了不同封严结构下旋转诱导盘腔燃气入侵情况.其中 Dadkhah 等人的结果表明由压力测量估计的 $C_{w,min}$ 偏高.

Owen 等人^[12-15]将主要受动盘旋转影响的此类入侵归纳为旋转诱导燃气入侵,并提出了预测封严效率的理论.当燃气轮机采用双封严结构时,内层封严的入侵主要受旋转影响.

在实验中,确定最小封严流量的方法主要有压力参数法(文献[4])和浓度效率法(文献[7]).在数值模拟中,不仅能应用以上两种方法,还可采用质量效率法.分别介绍如下:压力参数法是指通过比较盘腔内参考点静压(p_1)和外部参考点静压

(p_2)的大小来确定最小封严流量.当 $p_1 < p_2$ 时,系统未封严;当 $p_1 = p_2$ 时,系统恰好封严,此时的封严流量即为最小封严流量.这是一种间接测量方式.

目前实验研究中用得较多的是浓度效率法.基于浓度定义的效率计算公式如下:

$$\epsilon_c = \frac{c_s - c_a}{c_o - c_a} \quad (2)$$

其中 c_s , c_a , c_o 分别是测量参考点、主流入口和封严冷气流入口的示踪气体浓度.方便起见,后文称 ϵ_c 为浓度效率.在计算中,可通过加入标量方程来模拟示踪气体,由此可算出浓度效率.根据文献[5]建议,可使用对应浓度效率为 0.99 的封严冷气流量作为最小封严流量.

假设流动定常不可压,根据质量守恒原理,在封严间隙处,其出流和入流应遵循如下关系式:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_i + \dot{m}_o \quad (3)$$

其中 $\dot{m}_e$ 和 $\dot{m}_i$ 分别是封严间隙处出流气和入流气质量流量, $\dot{m}_o$ 是封严冷气质量流量.根据此式可定义质量封严效率,计算公式如下:

$$\epsilon_m = \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_e} = 1 - \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_e} \quad (4)$$

当出流气流量与封严冷气流量一样时,盘腔系统内没有燃气入侵,封严效率为 1.当系统没有封严冷气时,出流气与入流气流量(即入侵燃气量)相等,封严效率为 0.方便起见,后文称 ϵ 为质量效率.此时同样可采用对应质量效率为 0.99 的封严冷气流量作为最小封严流量.实验研究中一般无法使用该方法.

本文采用数值模拟方法对旋转诱导燃气入侵现象进行了研究,对不同计算封严效率和确定最小封严流量的方法进行了比较和探讨.

1 计算方法

数值模拟采用商业计算流体力学软件 ANSYS CFX 11 求解和网格生成软件 ICFM CFD 进行网格划分.求解过程中采用定常雷诺平均方程和剪切应力输运(SST)湍流模型,并加入了一个额外的标量输运方程模拟示踪气体.

1.1 几何模型和边界条件

几何模型如图 1 所示,其为轴对称结构,主要尺寸与英国 Bath 大学实验台一致.封严间隙比($G_c = s_c/b$)为 0.01,动静盘腔间隙比($G = s/b$)为 0.1,中心径向进气口的位置在无量纲半径($x = r/b$)为 0.6 处.封严结构为轴向封严,由动盘壁面与

静盘罩壁面构成. 本文仅研究旋转效应, 未将动叶和静叶放入模型中. 另外在前期工作中发现, 若采用实际封严结构进行模拟, 会得到定常封严间隙涡^[16], 使得封严效率被严重高估. 因此计算中采用的几何结构参照理论模型^[12]建立的概念进行了简化, 将实际封严的径向厚度简化为接近于0, 以消除会导致封严效率高估的封严间隙涡. 有关这点更为详细的讨论可参考文献^[14].

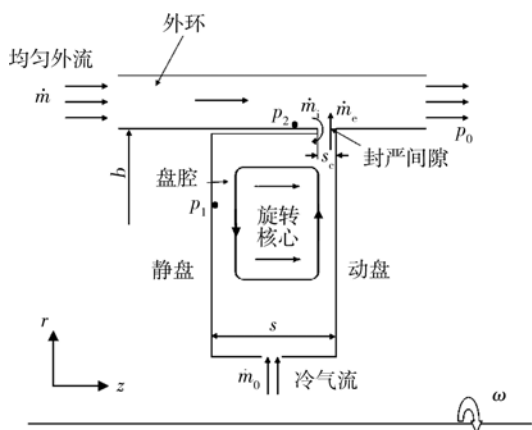


图1 计算几何模型及边界条件

Fig. 1 Geometrical model and boundary conditions

主流进口边界条件为质量流量 $\dot{m}=0.05 \text{ kg/s}$, 对应轴向雷诺数 Re_w 为 4.2×10^4 ($Re_w = \rho Wb/\mu$, 其中 W 为主流轴向速度), 示踪气体浓度为1. 文献^[8]的研究结果表明在此小 Re_w 条件下, 燃气入侵由动盘旋转控制. 封严流进口边界条件为质量流量 $0 \sim 0.034 \text{ kg/s}$, 对应无量纲封严冷气流 $C_{w,0}$ 为 $0 \sim 9300$ ($C_{w,0} = \dot{m}_0/\mu b$), 示踪气体浓度为0. 主流出口边界条件为平均静压且等于大气压力 p_0 为 $1.01 \times 10^5 \text{ Pa}$. 壁面处均采用无滑移条件, 其中动盘壁面转速为 $209 \sim 628 \text{ rad/s}$, 对应旋转雷诺数 $Re_\phi = \rho \Omega b^2/\mu$ 范围是 $0.5 \times 10^6 \sim 1.5 \times 10^6$. 其余壁面均为静止状态. 计算各无量纲量时所使用的密度 ρ 和动力黏度 μ 是在温度 $T=298 \text{ K}$ 和压力 $p_0=1.01 \times 10^5 \text{ Pa}$ 下算得.

模型划分为 5.9×10^4 个六面体网格, 绝大部分区域的无量纲壁面距离 y^+ 值都小于2, 在 SST 湍流模型的推荐范围内. 各流动参数与示踪气体收敛参数均为均方根误差小于 10^{-7} . 对计算模型进行的网格无关性检查表明当网格数量为当前网格的2倍时, 所得燃气入侵质量与当前模型相差不超过0.5%.

1.2 封严效率分布和最小封严流量的计算

流经封严间隙的出流气和入流气质量流量可

通过在封严间隙处积分得到, 而冷气流量已知, 代入公式(4)可得质量效率. 测量示踪气体浓度的参考点一般设在静盘壁面上, 此值可在计算中得到, 而主流进口和冷却流进口示踪气体浓度均为已知, 代入公式(2)可得浓度效率. 计算不同封严冷气流对应的封严效率, 即可得效率分布.

在得到质量效率和浓度效率从0到1的效率分布后, 可通过三次样条内插得到效率为0.99 (与文献^[5]一致)时对应的 $C_{w,min}$.

本文在使用压力参数法确定 $C_{w,min}$ 时, 在盘腔内测量静压的参考点位置为静盘上 $r/b=0.864$ 处 (与文献^[4]一致), 而测量外环静压的参考点为距封严前缘5 mm 的位置, 对应 Bath 大学实验台测压位置. 两参考点位置如图1所示. 当通入的封严冷气流使得两个参考点的压差相对值小于0.5%时, 即近似认为 $p_1=p_2$, 此时的 $C_{w,0}$ 即为 $C_{w,min}$.

2 结果分析与讨论

本文对典型实验工况下 ($Re_\phi=1.01 \times 10^6$) 所得计算结果进行了分析. 后文未注明的结果均在此 Re_ϕ 下取得.

如图2所示, 在特定转速和封严冷气流下, 外环参考点压力 p_2 为定值, 由于旋转效应, 静盘壁面上静压随半径减小而减小, 与 p_2 差值的绝对值相应增大. 如图2中虚线所示, 随着封严冷气流增加, 静盘壁面上参考点位置压力与外环参考点压力差值 (p_1-p_2) 绝对值逐渐变小, 表明封严冷气流量的增加提高了腔内压力, 能有效阻止燃气入侵发生. 同时由于盘腔内流体切向速度随冷气流增加而减小, 静盘壁面上压力梯度减小. 当选取参考点位置为 $r/b=0.864$ (与文献^[4]一致) 时, $C_{w,0}$ 增大到6468, 可使 $p_1-p_2=0$, 此 $C_{w,0}$ 即为压

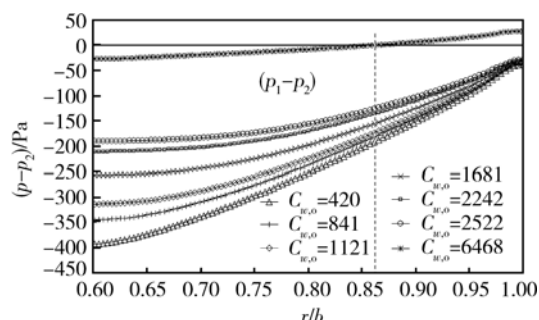


图2 静盘壁面静压径向分布随冷气流变化

Fig. 2 Static pressure radial distribution along the stator wall

力参数法定义下的 $C_{w, \min}$. 通过 Baylay-Owen 关系式^[4](即本文公式(1))算得的 $C_{w, \min}$ 为 6 338, 与数值模拟结果的相对误差为 2%, 说明本文运用的数值计算方法和几何模型的简化假设得到的结果具备一定可信度. 应当说明若选取的参考点位置无量纲半径小于 0.864 时, 则得到的 $C_{w, \min}$ 会大于 6 468, 反之 $C_{w, \min}$ 会小于 6 468, 即压力参数法得到的 $C_{w, \min}$ 与参考点位置的选取有关, 且其为一种间接测量方法, 并不能直接反映系统内的燃气入侵真实情况.

图 3 所示为封严间隙处的径向速度轴向分布情况. $V_r > 0$ 的部分为出流气, $V_r < 0$ 的部分为入流气, 即入侵燃气. 由于旋转盘的泵效应, 出流气都在动盘附近, 而入流燃气则在静盘罩附近. 当 $C_{w, 0}$ 增加时, 出流气所占比例增大, 入流气所占比例减小, 由公式(4)知, 质量效率增大. 当 $C_{w, 0} = 2522$ 时, 封严间隙无入流气, 即此时质量效率为 1, 系统完全封严. 此 $C_{w, 0}$ 仅为压力参数法所得 $C_{w, \min}$ 的 39%. 质量效率能直接反映侵入盘腔系统中的入侵气质量, 但其在实验中难以测定.

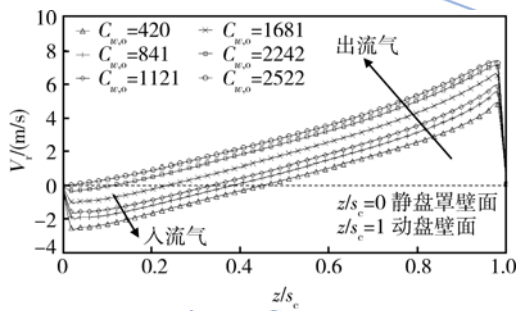


图 3 动盘外径处的封严间隙径向速度轴向分布情况

Fig. 3 Radial velocity axial distribution at the seal clearance

图 4 给出了 3 种不同封严流量下封严附近的速度矢量图和浓度效率云图. 随着 $C_{w, 0}$ 增加, 入侵燃气(向下矢量)减少, 出流气(向上矢量)增加, 封严间隙附近动盘和静盘壁面效率提高. 由于湍流扩散作用, 一方面在封严附近靠近盘腔没有入侵燃气的位置, 其浓度效率小于 1 (如图 4(b), 图 4(c)), 另一方面, 通过封严间隙入侵盘腔的燃气, 其浓度效率也大于 0 (如图 4(a), 图 4(b)). 在发生燃气入侵且 $C_{w, 0}$ 相同时, 湍流扩散作用是质量效率与浓度效率有差异的主要原因之一.

图 5 和图 6 所示分别为浓度效率沿动盘和静盘壁面径向分布情况. 从图 5 可看出, 当燃气入侵

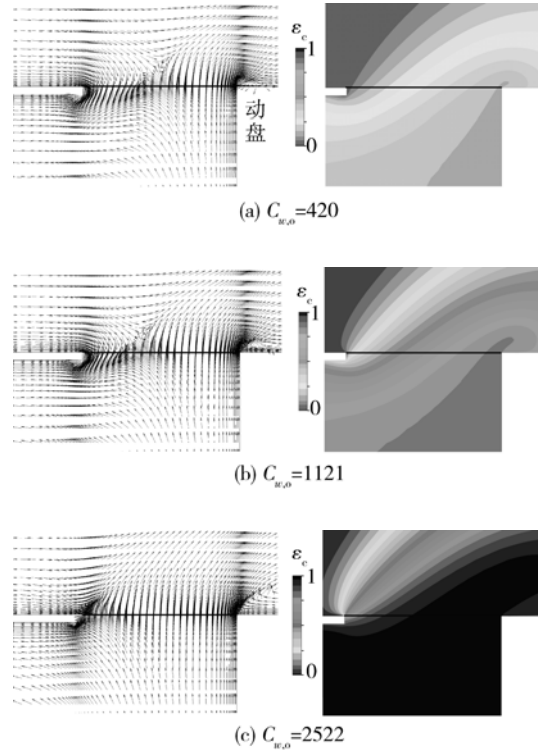


图 4 封严附近速度矢量图和效率云图
(黑线代表为封严间隙位置)

Fig. 4 Vector plot and concentration efficiency contour in the vicinity of the seal clearance (black line is the position of seal clearance)

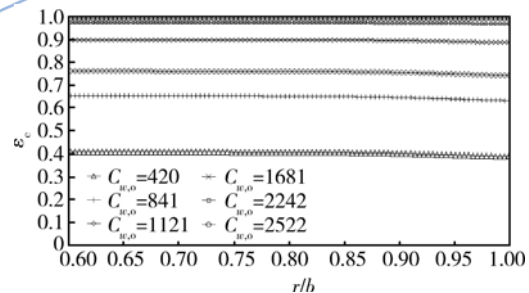


图 5 静盘壁面浓度效率径向分布

Fig. 5 Concentration effectiveness radial distribution along the stator wall

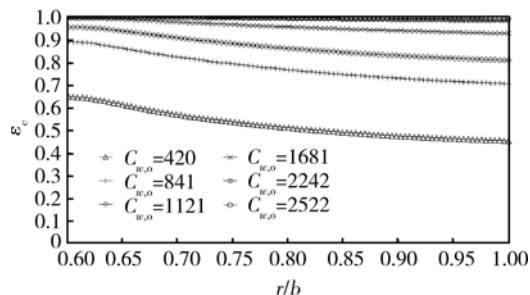


图 6 动盘壁面浓度效率径向分布

Fig. 6 Concentration effectiveness radial distribution along the rotor wall

发生时,静盘壁面浓度效率沿径向几乎不变,说明冷气与入侵气体组成的混合气在其进入静盘边界层前已经掺混均匀。比较图6和图5知,在发生燃气入侵且 $C_{w,o}$ 相同时,动盘壁面上的封严效率高于静盘,且随半径增加而降低。由于动盘先将冷气流抽吸到其边界层,随后将一部分泵出盘腔,另一部分进入静盘边界层,但此部分气体已与入侵燃气掺混,其冷却品质大大降低,因而封严流对动盘的冷却效果要优于静盘。另外由于盘腔内旋转核心的输运作用(如图1所示,可参考文献[4]),部分静盘边界层内的浓度效率较低的流体得以进入动盘边界层,使得动盘壁面的效率随半径增加逐渐降低。由此可见燃气入侵对盘腔的影响与盘腔内部的流动状况紧密相关。

由图5还可以看出计算浓度效率时,静壁上任意一点均具代表性。本文采用了 $r/b=0.8$ (径向中点)处的浓度来计算浓度效率,得到效率分布如图7所示。随着 $C_{w,o}$ 增大,系统封严效率提高,当其到达一定值时,系统实现封严。发生燃气入侵且 $C_{w,o}$ 相同时,质量效率比浓度效率略高。浓度效率所决定的最小封严流量比质量效率所决定的要大。当质量效率为1(如 $C_{w,o}=2502$)时,由其定义,没有入流通过封严。但由于封严间隙附近存在浓度差,流体中会发生湍流扩散(如图4(c)),故经过封严间隙附近而到达静壁的流体仍会带有示踪气体,因而此时静盘壁面上测得的浓度效率仍然小于1。

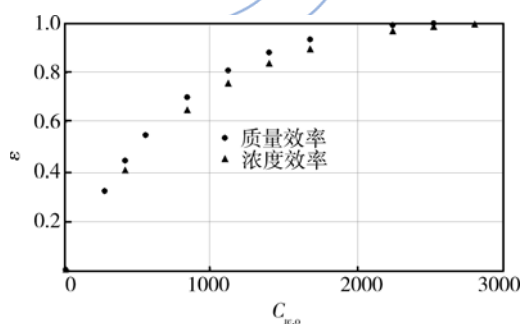


图7 质量效率与浓度效率分布比较

Fig. 7 Comparison between mass and concentration effectiveness

各方法所得 $C_{w,min}$ 如表1所示。可看出这三种方法决定的最小封严流量大小排序为:压力参数法>浓度效率法>质量效率法。这与文献[11]实验得到的有关压力参数法和浓度效率法关系的结论一致。其中质量效率法目前只能在数值模拟中采用;压力参数法高估了 $C_{w,min}$,但对于保护盘腔

而言,采取此 $C_{w,min}$ 是偏于保守和安全的;在浓度效率的计算中,其自动包含了湍流扩散的影响,并且可以了解动盘和静盘实际受燃气入侵影响的情况,因此其最有工程应用价值。

表1 各方法所得 $C_{w,min}$

Table 1 $C_{w,min}$ determined by different method

方法	压力参数法	浓度效率法	质量效率法
$C_{w,min}$	6468	2555	2209

通过压力参数法确定不同旋转雷诺数下 $C_{w,min}$ (所取参考点与 $Re_\phi=1.01\times 10^6$ 时所用一致),结果如图8所示,其与 Baylay-Owen 经验关系式(公式(1))符合较好。显然在本文研究的工况参数下,当主流流量不变时,随着旋转速度的增大,盘腔需要最小封严流量增加(Phadke 等人使用浓度效率法得到相同趋势的结果)。但是,应当注意使用此种方法确定 $C_{w,min}$ 的局限性。

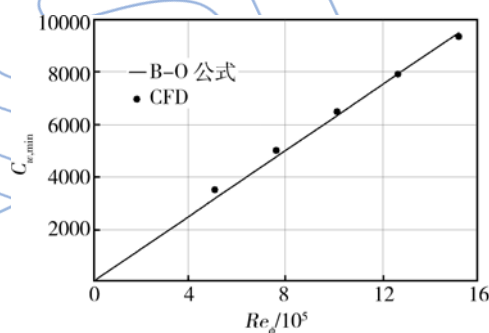


图8 数值模拟使用压力参数法得到的 $C_{w,min}$ 值与经验关系式比较

Fig. 8 $C_{w,min}$ comparison between the numerical simulation and the experimental correlation by pressure criteria

3 结 论

1) 压力参数法确定的最小封严流量与公开发表的实验所得经验关系式(公式(1))计算结果符合较好。

2) 在本文研究的小轴向雷诺数 ($Re_w=4.2\times 10^4$) 工况下,旋转雷诺数对盘腔系统所需最小封严流量起到决定性作用。

3) 由于湍流扩散现象的存在,当质量效率为1时,浓度效率仍可能小于1。

4) 不同估算最小封严流量的方法得到的最小封严流量不一样,其顺序为:压力参数法>浓度

效率法>质量效率法。

致谢

由衷感谢英国 Bath 大学 Owen 教授、Mike Wilson 博士和 Gary Lock 博士在作者于 Bath 工作期间的悉心指导和帮助。

参考文献:

- [1] 曹玉璋,陶智,徐国强,等. 航空发动机传热学[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2005.
- [2] Wang C Z, Johnson B V, De Jong F, et al. Comparison of flow characteristics in axial-gap seals for close- and wide-spaced turbine stages[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo 2007. Montreal, Canada: Amer. Soc. Mechanical Engineers, 2007: 1219-1229.
- [3] Owen J M, Rogers R H. Flow and heat transfer in rotating-disc systems Volume 1: rotor-stator systems [M]. UK: Research Studies Press, John Wiley and Sons, 1989.
- [4] Bayley F J, Owen J M. The fluid dynamics of a shrouded disk system with a radial outflow of coolant[J]. ASME J. Eng. Power, 1970, 92: 335-341.
- [5] Graber D J, Daniels W A, Johnson B V. Disk pumping test, final report[R]. Air Force Wright Aeronautical Laboratories, Report No. AFWAL-TR-87-2050, 1987.
- [6] Daniels W A, Johnson B V, Graber D J, et al. Rim seal experiments and analysis for turbine applications[J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(2): 426-432.
- [7] Phadke U P, Owen J M. Aerodynamic aspects of the sealing of gas-turbine rotor-stator systems Part 1: the behaviour of simple shrouded rotating-disk systems in a quiescent environment [J]. International Journal Heat Fluid Flow, 1988, 9(2): 98-105.
- [8] 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 Heat Fluid Flow, 1988, 9(2): 106-112.
- [9] Chew J W, Dadkhah S, Turner A B. Rim sealing of rotor-stator wheelspaces in the absence of external flow [J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(2): 433-438.
- [10] Chew J W. A theoretical study of ingress for shrouded rotating disk systems with radial outflow[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(1): 91-97.
- [11] Dadkhah S, Turner A B, Chew J W. Performance of radial clearance rim seals in upstream and downstream rotor-stator wheelspaces[J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(2): 439-445.
- [12] Owen J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals Part I: rotationally induced ingress [J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(3): 031005(9 pages).
- [13] Owen J M. Prediction of ingestion through turbine rim seals Part II: externally induced and combined ingress [J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(3): 031006(9 pages).
- [14] Owen J M, Zhou K, Pountney O, et al. Prediction of ingress through turbine rim seals Part 1: externally-induced ingress [C]// Proceedings of ASME Turbo Expo 2010. Glasgow, Scotland, UK: Amer. Soc. Mechanical Engineers, 2010: 1217-1234.
- [15] Owen J M, Pountney O, Lock G D. Prediction of ingress through turbine rim seals Part 2: combined ingress [C]// Proceedings of ASME Turbo Expo 2010. Glasgow, Scotland, UK: Amer. Soc. Mechanical Engineers, 2010: 1235-1245.
- [16] Bohn D, Rudzinski B, Surken N, et al. Influence of rim seal geometry on hot gas ingestion into the upstream cavity of an axial turbine stage [C]// Proceedings of ASME Turbo Expo 1999. Indiana, USA: Amer. Soc. Mechanical Engineers, 1999.