旋转诱导下向心涡轮盘腔流动和封严特性研究*

郑 派^{1,2}, 尹 钊^{2,3,4}, 张华良^{2,3,4}, 许波峰¹, 陈海生^{2,3,4}

(1. 河海大学 能源与电气学院,江苏南京 211100;
2. 中科南京未来能源系统研究院,江苏南京 211135;
3. 中国科学院 工程热物理研究所,北京 100190;
4. 中国科学院大学,北京 100049)

摘 要:针对向心涡轮盘腔旋转诱导入侵机制尚不明晰,以及轴流涡轮封严模型适用性有待考量的问题,采用数值模拟方法开展旋转诱导下向心涡轮盘腔流动和封严特性研究。分析了盘腔轴向间隙、径向间隙以及封严流量等参数对盘腔内部流动结构及转子轴向推力的影响规律,研究封严效率变化趋势并进行最小封严流量模型推导。研究表明:随着径向间隙减小以及封严流量增大,盘腔出口处的涡系外移且尺度减小;在减小轴向间隙或增大封严流量时,盘腔内流动结构从Batchelor流型向Stewartson流型演变;转子轴向推力合力主要受盘腔轴向间隙和封严流量影响;旋转诱导下的Orifice Model具有很好的适用性;本文推导出的最小封严流量模型表明其最小封严流量显著小于轴流涡轮。

关键词: 向心涡轮; 涡轮盘腔; 封严效率; 最小封严流量; 轴向推力

中图分类号: TK47 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2022) 12-210874-10 **DOI**: 10.13675/j.cnki. tjjs. 210874

Flow and Sealing Characteristics of Radial Turbine Disk Cavity Induced by Rotation

ZHENG Pai^{1,2}, YIN Zhao^{2,3,4}, ZHANG Hua-liang^{2,3,4}, XU Bo-feng¹, CHEN Hai-sheng^{2,3,4}

College of Energy and Electrical Engineering, HoHai University, Nanjing 211100, China;
 Nanjing Institute of Future Energy System, Nanjing 211135, China;

3. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

4. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: The research was conducted to study the mechanism of rotationally induced ingress in radial turbine cavity and the feasibility of axial turbine sealing model. The 3–D numerical simulations were carried out to investigate the flow and sealing characteristics of radial turbine disk cavity under rotational induction. The effects of the axial clearance, radial clearance, and the sealing flow on the internal flow structure and rotor axial thrust were analyzed. Then the variation of the sealing efficiency was studied as well as the minimum sealing flow model was presented. The results show that the vortex at the outlet of the disk cavity is out–shift and its size decreases with the decrease of the radial clearance and the increase of sealing flow. When the axial clearance decreases or the sealing flow increases, the flow structure in the disc cavity changes from Batchelor flow to Stewartson flow. Be-

^{*} 收稿日期: 2021-12-15;修订日期: 2022-03-09。

基金项目:北京市自然科学基金面上项目(3212026);国家科技重大专项(J2019-II-0008-0028)。

作者简介:郑 派,硕士生,研究领域为涡轮气热动力学。

通讯作者:张华良,博士,研究员,研究领域为叶轮机械内部流动分离及其控制方法。

引用格式:郑 派,尹 钊,张华良,等.旋转诱导下向心涡轮盘腔流动和封严特性研究[J]. 推进技术,2022,43(12):
 210874. (ZHENG Pai, YIN Zhao, ZHANG Hua-liang, et al. Flow and Sealing Characteristics of Radial Turbine Disk Cavity Induced by Rotation[J]. Journal of Propulsion Technology,2022,43(12):210874.)

sides, the rotor axial combined thrust is determined by the sealing flow and the axial clearance of the disk cavity. Orifice Model is of ideal applicability for the radial turbine under rotational induction. In addition, the minimum sealing flow model derived in this paper indicates that the minimum sealing flow of radial turbine is significantly smaller than that of axial turbine.

Key words: Radial turbine; Turbine cavity; Sealing efficiency; Minimum sealing flow; Axial thrust force

1 引 言

向心涡轮具有结构紧凑和单级焓降大等优点, 是燃气涡轮发动机、压缩空气储能系统、涡轮增压器 等能源动力装备中的重要部件,而高温高压燃气入 侵会极大地影响涡轮的寿命和气动性能。因此工程 中多采用过量封严气流进行冷却和密封,但封严气 与主流气掺混时会不可避免地产生气动损失^[1],如 Kevin等^[2]发现盘腔的冷气泄漏量每增加1%,涡轮气 动效率降低 0.56%。因此研究涡轮盘腔内部的流动 机理和封严特性至关重要。

在流动机理方面,向心涡轮盘腔大都属于典型的闭式转静系盘腔^[3],人们针对轴流涡轮中该类盘腔的内部流动结构开展了许多研究。早期Batchelor^[4]和Stewartson^[5]针对转静系盘腔的看法并不相同,主要争议点就在于动静盘附近的两边界层中间有无核心区的存在。后来多人^[6-9]验证了Batchelor和Stewartson的两种流动形式都存在,并且通过改变轴向间隙比和封严流入口流量可以使两种流型相互转化。

在盘腔封严特性方面,主要评价指标包括最小 封严流量 C_{wmin} 以及封严效率 ε ,二者之间相互关联。 计算封严效率主要有基于质量、浓度和温度三种方 法。理论上当封严效率为1时,对应的封严流量为最 小封严流量,实际确定最小封严流量的方法主要包 括压力参数法、质量效率法和浓度效率法,目前在数 值模拟和实验研究中多采用浓度效率法。Graber 等^[10]建议将浓度效率为0.99时对应的封严冷气流量 作为最小封严流量。Phadke 等^[11]将各种测量方法进 行对比,建议在静盘径向r/i≈0.97处布置测量点(其 中i为盘腔内的流体域外径)。孙纪宁等^[12]在 Phadke 等[11]的测量位置处分别对不同封严结构进行实验测 量,确定了在不同工况下的最小封严流量并得出其 变化规律。陶加银等[13]在数值仿真中采用附加变量 法对外部诱导的非定常燃气入侵和封严特性进行了 研究。经过综合考虑,本文采用浓度效率法定义封 严效率,并且在静盘侧97%径向高度处封严效率达 到0.99时的冷气流量作为最小封严流量。

在封严特性研究中,基于主流入侵盘腔的产生 原因通常将其分为旋转诱导入侵(RI)、外部诱导入 侵(EI)和复合诱导入侵(CI)。其中旋转诱导入侵是 由于轮盘的泵效应产生,外部诱导入侵是由于外部 压力不均匀产生,复合诱导入侵则两者兼而有之。 旋转诱导方面, Bayley等^[14], Owen等^[15], Childs^[16]先后 提出了形式为 $C_{w.min} = AG_e^B Re_\omega$ 的盘腔最小封严流量 模型,其中G。为盘腔相对轴向间隙,Re。,为旋转雷诺 数,A和B均为常数。各模型的区别在于适用范围随 着研究的深入而不断扩大。另外,目前被广泛接受 的是Owen^[17]提出的孔板模型(Orifice Model),不同于 前述公式,它表述为隐式形式,其中两个无量纲参数 可通过实验或数值模拟获得的数据进行拟合,Zhou 等[18]使用极大似然法拟合出的曲线与计算数据吻合 很好。Graber等^[19]和Sangan等^[20]分别通过实验测量 了不同密封结构的封严效率与最小封严流量的关 系,实验结果被Scobie等^[21]用来拟合并验证适用于 Orifice Model。外部诱导方面, Phadke 等^[11]通过总结 不同封严结构下外部不均匀压力对于最小封严流量 的影响,提出了适用于 EI 的关系式,并被 Bohn 等^[22] 使用浓度测量法加以验证。与旋转诱导相似的,目 前普遍适用的是 Owen 提出的适用于 EI 的隐式关 系式。

总结目前针对涡轮盘腔的研究,主要集中在轴 流涡轮,而向心涡轮盘腔的研究较少,且主要关注性 能影响和流动机理方面。刘祖煜等^[23]对向心涡轮启 动过程进行模拟,研究了启动过程的内部流动损失 特性。王星等^[24]通过优化向心涡轮叶片,使涡轮等 熵效率提高了0.7%。Larosiliere^[25]基于三维仿真模拟 向心涡轮叶冠和扇叶背面间隙流动的影响,描述并 解释了在背面和叶冠泄漏流动影响下转子内部流动 的气动特性。李耀阳等^[26]使用了数值模拟方法对三 种向心涡轮进行了研究,分析了封严流量、涡轮效率 和轴向推力的变化趋势,接着李耀阳等^[27]使用极大 似然估计方法对不同流量下的封严效率进行拟合, 验证了孔板模型同样适用于外部诱导下的向心涡轮 闭式盘腔。何平^[28]对开式向心涡轮背部间隙的流动 特性进行研究,分析了轮盘背部间隙封严流和叶片背部间隙内的传热与流动特性,发现考虑间隙的仿 真计算与实验结果吻合较好,Heidmann等^[29]也有同样的发现。

基于以上内容可见,目前向心涡轮盘腔流动和 封严特性的研究仍有待进一步开展:一方面,已有研 究为多种诱导因素耦合后的分析,尚需要开展旋转 诱导单因素的影响研究从而实现解耦;另一方面,需 要结合向心主流盘腔轴向间隙小和旋转雷诺数高等 特征,修正或构建其特有的封严模型。本文采用数 值方法对旋转诱导入侵下的向心涡轮盘腔的内部流 动机理及封严特性开展研究,并推导适用于本文向 心涡轮盘腔结构的最小封严流量模型。

2 计算方法及模型验证

2.1 计算域模型

研究对象为某 100kW 燃气轮机的向心涡轮盘腔,如图1所示,该燃气轮机采用离心压气机和向心 涡轮"背靠背"结构以实现紧凑性,通过压气机背部 向涡轮引气起到封严和冷却的目的。



Fig. 1 Geometry and cool air flow path of 100kW gas turbine

为了减少外部诱导入侵的影响,舍去了静叶域和动叶域中的动静叶片,主要分析旋转诱导入侵下的盘腔流动特性,同时对盘腔结构进行了简化(如图 2所示)。表1列出了主要几何参数,其中分别对轴向 和径向间隙取3个值,分析其影响规律。

2.2 数值方法

为了减少计算量,本文采用30°的扇形模型,网格划分如图3所示,使用ANSYS ICEM软件划分结构 化网格,网格质量雅可比行列式大于0.5,壁面处y*<4, 满足SST湍流模型要求。综合考虑计算的准确性及 收敛时间,采用网格数为46万进行计算,并通过网格 无关性验证。

采用 ANSYS CFX 软件计算求解,计算域由动叶



Fig. 2 Calculation domain of rotational induced ingress disk cavity

Table 1 Structural parameters of disk cavity (mm)





Fig. 3 Schematic diagram of computing domain and mesh

域,静叶域和盘腔域组成,其中,静叶域为静止域,其 余为旋转域,三个域沿周向交界面采用旋转周期面, 动叶域和静叶域的交界面采用冻结转子法。其余详 细边界条件如表2所示。

如前所述,本文使用浓度效率法来计算涡轮盘 腔内的封严效率^[12],如式(1)所示。

$$\varepsilon = \frac{c_{\rm s} - c_{\rm out}}{c_{\rm in} - c_{\rm out}} \tag{1}$$

式中c_s表示腔内待测点示踪气体浓度;c_{out}表示外部 示踪气体浓度;c_{in}表示入口处示踪气体浓度。

在计算中,通过加入标量方程来模拟示踪气体。 该标量方程的结构与流体控制方程一致^[13],如式(2) 所示。 2.96×10⁶

Table 2 Doundary conditions	
Parameter	Value
Mainstream inlet total temperature/K	1070
Mainstream inlet flow/(kg/s)	1.0
Mainstream inlet tracer particle concentration	0
Cooling air inlet total temperature /K	400
Cooling air inlet flow/(g/s)	0.36~6
Cooling air inlet tracer particle concentration	1
Outlet pressure/kPa	194
Rotational speed/(r/min)	61090

Table 2Boundary conditions

$$\frac{\partial \left(\rho \phi\right)}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho U \phi\right) = \nabla \cdot \left[\rho D_{\phi} + \frac{\mu_{\tau}}{Sc_{\tau}}\right] \nabla \phi + S_{\phi} \quad (2)$$

式中 ρ 为混合物密度; $\phi = H/\rho$ 为单位质量的守恒量, H为单位体积或浓度的守恒量; S_{ϕ} 为体积源项;为标 量的运动学扩散系数。

Rotational Reynolds number

2.3 数值方法验证

Phadke等^[11]给出的径向外流盘腔结构与本文研究的盘腔结构较为相似,因此可以通过研究 Phadke的盘腔结构来验证数值方法的准确性。使用 ANSYS ICEM 划分结构化网格,使用 CFX 18.0 进行数值计算,边界条件与实验条件相同。为了减小由于网格数量产生的误差,分别采用数量为12.7万,26.5万,37.7万和46.2万的网格数进行计算,并将仿真结果与试验结果进行对比。图4是 Phadke 盘腔结构以及出口网格划分示意图。



Fig. 4 Schematic diagram of Phadke disk cavity structure and outlet mesh (mm)

图 5 是四种网格数量下盘腔内沿径向的压力分布图。可以看出,在四种网格数量下,网格数量对计算误差的影响较小。由于仿真计算中出口条件采用 Opening边界条件,无法保证与实验条件完全一致,故 在盘腔出口处仿真结果与实验结果存在误差。



图 6 是四种网格数量下盘腔内沿轴向切向速度 分布图。其中,纵坐标中 *Q*为旋转角速度,r为当地半 径,纵坐标通过线速度对切向速度进行无量纲化处 理。横坐标起点为静盘面,终点至动盘面,利用轴向 间隙值进行无量纲化处理,下文均作类似处理。总 体来说 CFD 仿真的结果能够较好地反映盘腔内的流 场,并且与 Phadke 的实验结果吻合度较高,因此说明 本文使用的数值方法是合理的。



Fig. 6 Tangential velocity distribution along axial direction

3 结果分析

3.1 不同结构向心盘腔内部流动机理分析

3.1.1 流动图谱分析

图 7 给出了相同封严流量(m_e = 0.12g/s)和轴向 间隙(f=2.6mm),不同径向间隙(Sc)下盘腔出口处的 封严效率云图和速度矢量图,其中 STA 表示静盘面, ROT表示转盘面。封严冷气进入盘腔后由于轮盘的 泵效应,从动盘侧径向出流,并且与主流的高温燃气 在盘腔出口处进行掺混,掺混后的燃气一部分在盘 腔出口处形成涡,另一部分沿着静盘侧径向流入盘 腔,静盘侧和动盘侧的流体速度方向相反,导致腔体 内部形成较大的涡。可以看到,随着径向间隙的增 加,盘腔出口处的涡系逐渐增大并且向盘腔内部横 移,即有更多的高温燃气入侵盘腔,因此封严效率减小。



由于不同径向间隙下涡系变化和封严效率变化 规律相同,故选取*Sc*=1.8mm时的封严效率云图和速 度矢量图进行展示,图8和图9分别给出了径向间隙 相同时(*Sc*=1.8mm),小流量(*m*_e0.6g/s)和大流量(*m*_e 1.8g/s)下不同轴向间隙的封严效率云图和速度矢量 图。可以看出,随着轴向间隙的增大,盘腔出口处的 涡系尺寸略有减小,而腔体内部的涡系随之增大。 相比小封严流量,大封严流量下封严效率随轴向间 隙增加而显著下降。而随着流量的增加,盘腔出口 处的涡系存在减小和右移趋势,即流量较大时,燃气 入侵的程度更低,相应地,盘腔内封严效率增加。



Fig. 8 Flow diagram under different axial clearance at small sealing flow



Fig. 9 Flow diagram under different axial clearance at big sealing flow

3.1.2 流型分析

Batchelor流型和 Stewartson 流型的主要区别体现 在动静盘附近的两边界层中间有无核心区的存在, 造成该现象的根本在于惯性力和粘性力两者谁为主 导,其中 Batchelor流型中粘性力占主导地位,Stewartson流型中惯性力占主导地位。具体地,可以通过轴 向速度和切向速度分布间接表现出来。本节分别取 不同径向高度、封严流量和轴向间隙时的盘腔内径 向速度和切向速度沿轴向分布进行分析,进一步获 得其流型演变规律。

图 10 是 f=1.0mm, Sc=0.8mm, m_c=1.2g/s 时, 盘腔 不同高度处切向和径向速度分布图。



可以看出,动盘侧和静盘侧分别存在着旋转和 静止边界层,两边界层中间为旋转核心区。在静止 边界层内部的流体径向速度小于0,即径向内流;同 理,在旋转边界层中的流体径向外流。旋转核心区 的流体由于泵效应沿轴向流向动盘,随之沿动盘径 向外流,静盘边界层的流体沿静盘径向内流,随之流 入旋转核心区对流出的流体进行补充,为典型的

入旋转核心区对流出的流体进行补充,为典型的 Batchelor流型。随着高度的增加,边界层内的切向速 度和径向速度均增加,而流型不变。

下文选用50%径向高度作为典型位置。图11为

f=1mm, Sc=0.8mm时,不同封严流量下 50% 径向高度 处的切向速度和径向速度沿轴向分布图,可以看出 小流量时速度分布与图 10类似,为典型 Batchelor流 型。流量增大时,两边界层之间的旋转核心区逐渐 消失,切向速度从静盘到转盘沿轴向从小到大逐渐 增大,当流量增大到 6g/s时,径向速度分布图显示流 体均为径向外流,此时该处惯性力占主导,为 Stewartson流型。



Fig. 11 Velocity distribution at 50% radial height under different m_c when f=1.0mm, Sc=0.8mm

图 12是不同轴向间隙时盘腔 50% 高度处切向速 度和径向速度分布图。通过图 12 可以看出,对于三 种不同的轴向间隙,动静盘侧均存在着旋转和静止 边界层,两边界层之间存在着旋转核心区,不同的是 随着轴向间隙的减小,粘性力的影响逐渐减弱,惯性 力的影响逐渐体现出来,具体表现为随着轴向间隙 的减小,该处的径向速度和切向速度的流型有明显 的从 Batchelor流型向 Stewartson 流型变化的趋势。

3.2 轴向推力对比

图 13为不同结构下轮盘面(即图 2 中 A 面)推力, 轮毂面(图 2 中 B 面)推力和轴向推力合力随封严流 量变化图。其中,轴向推力合力为轮盘面与轮毂面 轴向推力的代数和。可以看出,对于轮盘面,轴向间



Fig. 12 Velocity distribution of different axial clearances at 50% radial height

隙增大时,对应的轴向推力也随之增大,这是由于盘 腔内封严流流速减小,轮盘面压力增大从而导致轴 向推力变大。当径向间隙增大时,对应的轴向推力 减小,仿真结果显示不同径向间隙下轮盘面上静压 分布几乎不变,而轴向有效受力面积变化百分比与 推力变化百分比基本相同,从而说明径向间隙引起 的受力面积变化是推力变化的主导因素。封严流量 主要受泵吸作用影响,在总作功能力一定的情况下, 流量越大,压升越小,由于出口静压相同,因此进口 压力越小,从而导致轮盘面静压和推力减小。而轮 毂面上压力主要受盘腔出流影响,因此只与径向间 隙有关,轴向间隙和流量变化对其影响较小。

综合考虑轴向合推力,盘腔轴向间隙增大时,对 应的轴向推力也随之增大,特别是轴向间隙较小时 该规律更为显著。而径向间隙变化时轴向合力无明 显规律。同时轴向合力随着流量增加而减小。

3.3 封严特性分析

图 14 给出了 f=2.6mm, Sc=1.8mm和 f=2.6mm, Sc= 0.8mm的盘腔静盘面封严效率沿径向分布图。同样 的,由于轮盘的泵效应导致主流气体沿着静盘侧入 侵,并且入侵的强度随着半径的减小而近似呈线性



Fig. 13 Variation of axial thrust with sealing flow under different structures

比例减小,相应的,封严效率增加。图15给出了f= 2.6mm, Sc=1.8mm和f=2.6mm, Sc=0.8mm的盘腔静盘 面97%径向高度处封严效率沿轴向的分布图。从静 盘面到动盘面,轴向封严效率逐渐增加,这是由于泵 效应导致的高温燃气从静盘侧入侵,冷气从动盘侧 出流,从而使得静盘面的封严效率低于动盘面。综 合对比不同径向间隙下封严效率的分布,发现相同 条件下,小径向间隙对于盘腔内封严效率的提高较 为显著,更有利于盘腔的封严。

3.4 封严效率和Orifice Model的适用性

Owen^[18]提出了适用于 RI 的孔板模型(Orifice



Fig. 14 Sealing efficiency distribution under different flow rates when *Sc* is different

$$\frac{\boldsymbol{\varphi}}{\boldsymbol{\Phi}_{\min,\mathrm{RI}}} = \frac{\boldsymbol{\varepsilon}}{\left[1 + \left(1 - \boldsymbol{\varepsilon}\right)^{1/2}\right] \left[1 + \boldsymbol{\Gamma}_{\mathrm{c}}^{-2} \left(1 - \boldsymbol{\varepsilon}\right)^{1/2}\right]} \quad (3)$$

式中

$$\Phi = \frac{C_{\rm w}}{2\pi G_{\rm c} Re_{\omega}}; C_{\rm w} = \frac{m_{\rm c}}{\mu i}; G_{\rm c} = \frac{Sc}{i}; Re_{\omega} = \frac{\rho \Omega i^2}{\mu}$$

式中 ϕ 为无量纲封严流量, $\phi_{min,RI}$ 是对应于旋转诱导 入侵的无量纲最小封严流量, C_{v} 是无量纲封严流量, m_{e} 为封严流量,Sc为盘腔出口径向间隙, G_{e} 是无量纲 径向间隙比, Re_{a} 是旋转雷诺数, Ω 为旋转角速度。

通过 CFD 计算得到一组 $\Phi \models \varepsilon$ 的数据之后,通过 极大似然法进行拟合,得到常数项 $\Phi_{\min,RI}$ 和 Γ_{c} 的值, 然后绘制出以 $\Phi \models \varepsilon$ 为横纵坐标的函数曲线,如图 16 所示。其中, *f*=1.0mm, *Sc*=1.8mm, Φ =0.0088 时, Orifice Model 与 CFD 结果误差最大,但最大误差不超过 2%。 可以看出, Orifice Model 所拟合的曲线与 CFD 计算的 结果吻合得较好,从而验证了 Orifice Model 对本文研 究的旋转诱导入侵向心涡轮盘腔适用性较好。值得 注意的是对于封严效率分布,小径向间隙时,轴向间 隙不同引起的封严效率差距很小,但随着径向间隙 增加,轴向间隙影响逐渐凸显出来。



Fig. 15 Sealing efficiency of 97% radial height changes axially under different flow rates when *Sc* is different

3.5 最小封严流量经验公式推导

图 17 给出了在不同轴向间隙下,最小封严流量 随着径向间隙变化图,可以看到,最小封严流量在出 口径向间隙相同时几乎不随轴向间隙的变化而变 化,而随着径向间隙的增大而增大。

1970年, Bayley和Owen^[14]提出了著名的Bayley-Owen关系式

$$C_{\rm w,min} = 0.61 G_{\rm c} R e_{\omega} \tag{4}$$

式中
$$G_{e}Re_{\omega}^{-0.2} \leq 0.359, 4 \times 10^{5} \leq Re_{\omega} \leq 10^{6}, G \gg G_{e^{\circ}}$$

1980年,Owen在原有的研究基础上,与Phadke^[15] 一起,通过实验得到了适用范围更广的最小封严流 量计算式

$$C_{\rm w,min} = 0.14 G_c^{0.66} Re_\omega$$
 (5)

式中 $0.0025 \leq G_{c} \leq 0.04$, $Re_{\omega} \leq 10^{6}$ 。

2010年, Childs¹⁶通过理论推导, 得到了最小封 严流量与间隙比, 旋转雷诺数的更新关系式为

$$C_{\rm w,min} = 0.86G_{\rm e}Re_{\omega} \tag{6}$$

$$\ensuremath{\vec{c}} \oplus G \gg G_{\rm e}, G_{\rm e} = 0.0067_{\circ}$$

相比轴流涡轮,本文所采用的向心主流盘腔结构具有轴向间隙小、旋转雷诺数高(2.96×10⁶)等特点,故有必要构建特有的封严模型。



Fig. 16 Comparison between Orifice Model predicted

results and CFD calculation results





从 3.4 节和图 17 可以看出,无量纲最小封严流量 与轴向间隙 f基本无关,参考使用 C_{w,min} = AG_e^B Re_w的 形式。其中 C_{w,min}, G_e和 Re_w已知, 拟合出 A, B 值即可。 公式变形可得

$$\ln \frac{C_{w,\min}}{Re_{\omega}} - \ln A = B \ln G_{c}$$
⁽⁷⁾

式中 G_{c} =0.0095,0.0213,0.0331; Re_{ω} = 2.96×10⁶。

此时将 ln A 看作整体, ln A 和 B 即呈线性关系,将 C_{w,min}-G_e值代入拟合即可得出适用于本文向心涡轮 的无量纲最小封严流量经验公式

$$C_{\rm w,min} = 0.071 G_{\rm c}^{-1.013} Re_{\omega}$$
(8)

相比前述模型,本公式中G。的指数幂B略大,同时比例系数A减少了1个量级,即意味着向心涡轮转静盘腔系统中,更易采用小流量实现高封严效率。 Bayley和Owen^[14]的实验中也有类似的结论,即当轴向间隙和径向间隙值相当时,径向间隙比的影响会变得更加显著。从而验证了本文模型的合理性。

4 结 论

本文对旋转诱导下的向心涡轮盘腔流动和封严 特性进行了研究,可得到如下结论:

(1)不同结构参数和封严流量下的旋转诱导盘 腔流动结构对比表明,随着径向间隙减小和封严流 量增大,盘腔出口处涡系外移,封严效率提高;通过 减小轴向间隙和增大封严流量,可使盘腔内流型由 Batchelor流型向Stewartson流型变化。

(2)轮盘的盘腔侧、轮毂侧轴向推力及二者合力 受多因素影响,其中轴向推力合力主要随轴向间隙 和封严流量变化显著。

(3)对于本文的向心涡轮盘腔, Orifice Model具 有很好的适用性,且随着径向间隙增加,轴向间隙对 封严效率的影响逐渐凸显。

(4)通过仿真数据给出了适用于本文向心涡轮 模型的最小封严流量模型。相关分析表明,当轴向 间隙与径向间隙接近时,最小封严流量显著降低。

致 谢:感谢北京市自然科学基金面上项目和国家科技 重大专项的资助。

参考文献

- Girgis S, Vlasic E, Lavoie J, et al. The Effect of Secondary Air Injection on the Performance of a Transonic Turbine Stage[R]. ASME GT-2002-30340.
- [2] Kevin R, John D, Graham P, et al. The Effect of Stator-Rotor Hub Sealing Flow on the Mainstream Aerodynamics of a Turbine[R]. ASME GT 2006–90838.

- [3] 刘松龄,陶 智.燃气涡轮发动机的传热和空气系统 [M].上海:上海交通大学出版社,2018.
- Batchelor G K. Note on a Class of Solutions of the Navier-Stokes Equations Representing Steady Rotationally-Symmetric Flow [J]. Quarterly Journal of Mechanics & Applied Mathematics, 1951(1): 29-41.
- [5] Stewartson K. On the Flow Between Two Rotating Coaxial Disks[J]. Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society, 1953, 49(2): 333-341.
- [6] Chew J W, Vaughan C M. Numerical Predictions for the Flow Induced by an Enclosed Rotating Disc [R]. ASME 88-GT-127.
- [7] Hide R. On Source-Sink Flows in a Rotating Fluid [J]. Journal of Fluid Mechanics Digital Archive, 1968, 32 (4): 737-764.
- [8] Poncet S, Chauve M P, Schiestel R. Batchelor Versus Stewarts on Flow Structures in a Rotor-Stator Cavity with Throughflow[J]. *Physics of Fluids*, 2005, 17(7): 253-668.
- [9] Mellor G, Chapple P, Stokes V. On the Flow Between a Rotating and a Stationary Disk[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1968, 31(1): 95-112.
- [10] Graber D J, Daniels W A, Johnson B V. Disk Pumping Test[R]. AFWAL-TR-87-2050, 1987.
- [11] Phadke U, Owen J. 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.
- [12] 孙纪宁,罗 翔,刘金楠,等.体积分数法测量几种 转静系中的最小封严流量[J].航空动力学报,2012, 27(5):981-985.
- [13] 陶加银,高 庆,宋立明,等.基于附加示踪变量法的涡轮轮缘密封非定常封严特性研究[J].工程热物 理学报,2014,35(11):2154-2158.
- [14] Bayley F J, Owen J. The Fluid Dynamics of a Shrouded Disk System with a Radial Outflow of Coolant [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1970, 92 (3): 335-341.
- [15] Owen J, Phadke U. An Investigation of Ingress for a Simple Shrouded Rotating Disc System with a Radial Outflow of Coolant[R]. ASME 88-GT-49.
- [16] Childs P R. Rotating Flow [M]. London: Elsevier, 2010.
- [17] Owen J M. Prediction of Ingestion Through Turbine Rim Seals—Part I: Rotationally Induced Ingress[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(3).
- [18] Zhou K, Wood S N, Owen J M. Statistical and Theoretical Models of Ingestion Through Turbine Rim Seals [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(2).

- [19] Graber D J, Daniels W A, Johnson B V. Disc Pumping Test[R]. AFWAL-TR-87-2050, 1987.
- [20] Sangan C M, Zhou K, Owen J M, et al. Experimental Measurements of Ingestion Through Turbine Rim Seals-Part II: Rotationally Induced Ingress [R]. ASME GT 2011-45313.
- [21] Scobie J A, Sangan C M, Owen J M, et al. Review of Ingress in Gas Turbines[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138(12).
- [22] Bohn D, Wolff M. Improved Formulation to Determine Minimum Sealing Flow-Cwmin-for Different Sealing Configurations[R]. ASME GT 2003-38465.
- [23] 刘祖煜,王 星,李 文,等. 启动过程压缩空气储 能向心涡轮三维流动特性研究[J]. 推进技术, 2022, 43(7): 201016. (LIU Zu-yu, WANG Xing, LI Wen, et al. Three Dimensional Flow Characteristics of a Radial Inflow Turbine in Compressed Air Energy Storage System During Start-Up Process[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(7): 201016.

- [24] 王 星,张雪辉,李 文,等.半开式向心涡轮多物 理场耦合优化设计[J].工程热物理学报,2018,39 (11):2376-2381.
- [25] Larosiliere L M. Navier-Stokes Analysis of Radial Turbine Rotor Performance [R]. AIAA 93-2555.
- [26] 李耀阳,张华良,尹 钊,等.轮盘结构对向心涡轮内部流动影响的数值研究[J].推进技术,2019,40
 (12):2715-2722. (LI Yao-yang, ZHANG Hua-liang, YIN Zhao, et al. Numerical Study for Effects of Scalloping on Performance of Radial Turbine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(12):2715-2722.)
- [27] 李耀阳,张华良,尹 钊,等.向心涡轮U型盘腔封严 特性研究[J].工程热物理学报,2020,41(11):2704-2710.
- [28] 何 平.开式向心涡轮背部间隙流的研究[D].北京: 中国科学院研究生院(工程热物理研究所),2012.
- [29] Heidmann J D, Beach T A. An Analysis of the Viscous Flow Through a Compact Radial Turbine by the Average Passage Approach [R]. ASME 90-GT-64.

(编辑:梅 瑛)