

船用燃气轮机低压盘腔系统流动特性研究

于洋¹, 牛夕莹², 米泓博³, 胡博³

(1. 海装沈阳局驻哈尔滨地区第三军事代表室, 黑龙江 哈尔滨 150078; 2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078; 3. 清华大学能源与动力工程系, 北京 100084)

摘要: 为了充分理解与掌握实际工程中盘腔多腔室流动特性, 以实际船用燃气轮机低压盘腔系统为研究对象, 基于 ANSYS CFX 软件, 采用 SST $k-\omega$ 湍流模型开展数值模拟, 对比分析了船用燃气轮机低压盘腔系统在不同工况下的流动特性。研究表明: 在各支路流量分配中, 随着雷诺数增加, 接受孔流量先波动后持续增大, 平衡孔流量逐渐减小; 在气体预旋比分布中, 对于腔体 C3, C4, C5, 随着雷诺数增加, 气体预旋比逐渐减小; 对于涡系结构, C4 和 C5 盘腔涡系结构基本保持稳定; 预旋喷嘴出口和接受孔进口之间的总压差随着雷诺数增加呈现指数增长趋势, 总温差随着雷诺数增加先增大后减小。

关键词: 燃气轮机; 低压盘腔; 流动特性; 涡系结构

中图分类号: TK221 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.01.001

[引用本文格式] 于洋, 牛夕莹, 米泓博, 等. 船用燃气轮机低压盘腔系统流动特性研究[J]. 热能动力工程, 2023, 38(1): 1-8. YU Yang, NIU Xi-ying, MI Hong-bo, et al. Research on flow characteristics of low-pressure disk cavity system of marine gas turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(1): 1-8.

Research on Flow Characteristics of Low-Pressure Disk Cavity System of Marine Gas Turbine

YU Yang¹, NIU Xi-ying², MI Hong-bo³, HU Bo³

(1. The Third Military Representative Office of the Naval Equipment Department, Harbin, China, Post Code: 150078;
2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078;
3. Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084)

Abstract: To fully understand and master the flow characteristics of multi-chamber in the actual engineering, the actual marine gas turbine low-pressure disk cavity system was taken as the research object. The SST $k-\omega$ turbulence model was used to carry out numerical simulation based on ANSYS CFX software. The flow characteristics of marine gas turbine low-pressure disk cavity system under different working conditions were compared and analyzed. The results show that in the flow distribution of each branch, with the increase of Reynolds number, the flow at the receiving hole fluctuates first and then increases continuously, while the flow at the equilibrium hole decreases gradually. In the distribution of gas core swirl ratio K , the K value gradually decreases with the increase of Reynolds number for cavities C3, C4 and C5. For the vortex system structure, the C4 and C5 disk cavity vortex system structure is basically

收稿日期: 2022-08-19; 修订日期: 2022-10-26

基金项目: 中船集团自立科技项目(202109Z); 黑龙江省自然科学基金(TD2021E001)

Fund-supported Project: Science and Technology Project of China State Shipbuilding Corporation(202109Z); Natural Science Foundation of Heilongjiang Province(TD2021E001)

作者简介: 于洋(1982-), 男, 海装沈阳局驻哈尔滨地区第三军事代表室工程师。

通讯作者: 胡博(1990-), 男, 清华大学助理研究员。

stable. The total pressure difference between the outlet of pre-swirl nozzle and the inlet of receiving hole increases exponentially with the increase of Reynolds number, and the total temperature difference increases first and then decreases with the increase of Reynolds number.

Key words: gas turbine, low pressure disc cavity, flow characteristics, vortex structure

引 言

船用燃气轮机盘腔系统是二次空气系统中最复杂的结构,该系统由压气机供气,盘腔外径处通过轮缘密封结构连接高温燃气主流道,起到冷气分配、透平轮缘密封等重要作用,其设计水平很大程度上影响着燃气轮机效率、寿命及运行稳定性等核心指标^[1-5]。

目前,先进盘腔系统设计方法主要由少数外国企业所掌握。为了缩小我国在二次空气系统设计领域与世界先进水平的差距,急需探索先进盘腔系统的设计理念和方法,而掌握其内部流动特性是进行盘腔系统设计的前提。国内外研究者针对盘腔系统流动特性进行了许多研究,20 世纪 60 年代 Daily 等人^[6-7]根据雷诺数和腔室宽高比对盘腔湍流流态进行了分类,并给出了盘腔流体周向速度经验关联式。此后,Dadkhah^[8]基于大量的试验研究完善了盘腔流体速度经验关联式。Owen 等人^[9-10]提出将盘腔分为源区和核心区,并基于数值模拟与试验研究发现,在低半径处的源区湍流由过流主导,流态为 Stewartson 型(S 型);在高半径处的核心区,由于气体具有较高周向速度,流态逐渐转变为 Couette 型(C 型)或 Batchelor 型(B 型)。Hu 等人^[11-13]基于数值模拟和试验研究,分析了盘腔的性能影响机制,揭示了盘腔内部流体旋流相互作用过程中涡系的时均变化规律。Idris 等人^[14]通过试验研究了接受孔流量系数的影响因素,归纳了不同入射角度下流量系数与气体流动参数、孔口结构参数的拟合关系式。Zhu 等人^[15]对盖板式轴向预旋系统开展了数值模拟研究,揭示了旋转雷诺数、流量系数、旋流比等参数对压力损失和系统温降的影响。He 等人^[16]开展了盖板预旋系统的模化试验研究,测量了不同湍流参数和流速下预旋系统内的速度压力分布、喷嘴流量系数变化、温降特性等,试验结果表明,离心升压

作用导致了压力沿径向向外增加,预旋比随半径增加增幅逐渐变缓。Cai 等人^[17]对轴向直导式预旋系统内部流动特性开展了试验研究,发现预旋进气盘腔内压力随流量和转速的增加而增大。Zhang 等人^[18]对径向预旋系统展开了研究,揭示了旋转雷诺数和流量系数对温降和流阻特性的影响机制。文献[19]还对带有增压叶轮的径向预旋系统开展了数值模拟研究,发现在径向预旋系统中哥氏力对叶轮间的流动具有显著的影响。Wu 等人^[20]在带盖板的轴向预旋结构中安装了周向排布的叶片,通过数值模拟研究了增加叶片对预旋腔流动特性及功耗的影响,结果表明,叶片能够对气流做功,有利于供气出口气流相对压力的提升;叶片能影响上游喷嘴出口的气流预旋比,增大了温降;预旋系统的总功耗略有下降,说明增加叶片有利于提升预旋系统的性能。Wang 等人^[21]基于数值模拟研究了某船用燃气轮机预旋系统的流动特性,揭示了纵截面上旋涡结构随流量的变化规律,定性分析了其对预旋系统性能的影响。

现有针对盘腔系统流动特性的研究主要基于单腔室,而实际船用燃气轮机低压盘腔系统为多腔室。为了满足实际工程中低压盘腔系统的设计需求,以实际船用燃气轮机低压盘腔系统为研究对象,建立低压盘腔系统计算模型,开展数值模拟研究,分析多腔室低压盘腔系统的流动特性,为多腔室低压盘腔系统的设计打下基础。

1 低压盘腔系统结构和计算模型

1.1 低压盘腔系统结构

某型船用燃气轮机低压盘腔系统结构如图 1 所示,其中 C1 ~ C5 为低压盘腔系统 5 个腔室。

1.2 低压盘腔系统数值模拟模型与设置

使用 ICEM 对低压盘腔系统计算域进行了网格划分,如图 2 所示。其中左上的预旋喷嘴、预旋腔、

接受孔和动叶进气流路等部分为我们重点研究的区域,故在此处进行了网格加密。

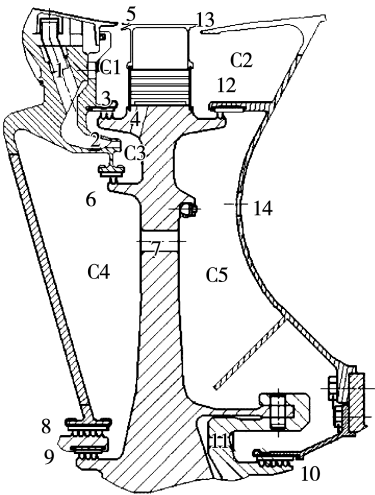


图 1 低压盘腔系统结构图

Fig.1 Structure diagram of low pressure disk cavity system

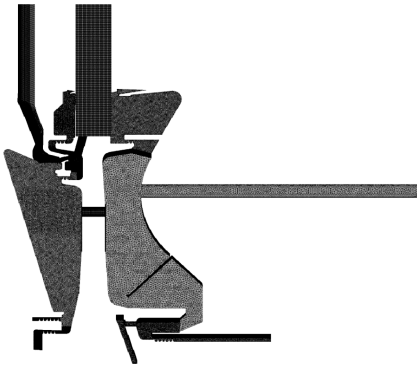


图 2 低压盘腔系统计算域网格

Fig.2 Computational domain mesh of low pressure disk cavity system

接受孔出口连接动叶进气流路,其流量决定了预旋系统向动叶提供冷气的能力。因此,选取接受孔流量系数来验证网格无关性,如表 1 所示。接受孔出口流量随网格的增加而增加。当网格数从 778.8 万增加到 1 023.6 万时,接受孔流量变化很小,且与经过验证的流网结果偏差小于 5%。因此,本项目数值模拟选取的网格数为 778.8 万。此时的网格质量如表 2 所示。转角、网格最大与最小边长

度比及壁面网格质量参数 y^+ 的结果均表明,网格的质量满足数值模拟要求。

表 1 数值模拟流量与流网偏差随网格数的变化规律
Tab.1 Mass flow difference between numerical simulation and flow net vs. number of mesh nodes

网格数/万	接受孔出口流量与流网结果偏差
286.5	-7.12%
315.6	-6.94%
462.1	-6.33%
543.2	-5.68%
778.8	-4.83%
1 023.6	-4.79%

表 2 低压盘腔系统网格质量

Tab.2 Mesh quality of low pressure disc cavity system

腔室/部件	最大转角/(°)	网格最大与最小边长度比	最大 y^+
C1	45.9	0.82	6.96
C2	52.1	0.87	7.82
C3	39.5	0.79	8.91
C4	27.3	0.74	9.23
C5	33.2	0.73	10.6
喷嘴	21.9	0.24	18.8
接受孔和动叶进气流路	28.1	0.27	21.9
密封	19.9	0.31	11.7

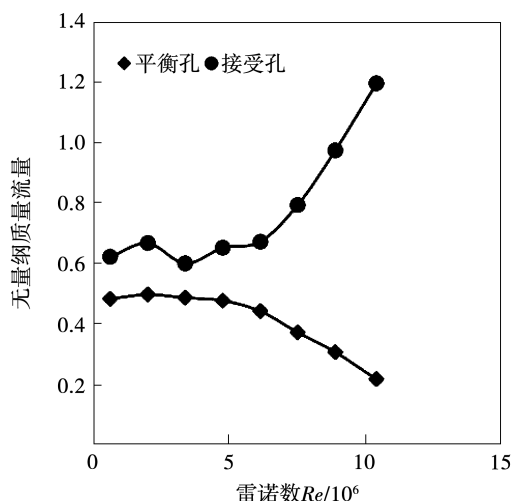
边界条件设置为:喷嘴入口设置为压力入口,出口为开放出口,压力参考值来自经过验证的流网;湍流模型为 SST $k-\omega$ 模型,收敛准则为 RMS 残差小于 10^{-4} 。为了确保进出口流量的平衡,本文选取各支路入流量总和与出流量总和偏差小于 1% 作为判断收敛的依据。

2 低压盘腔系统流动特性

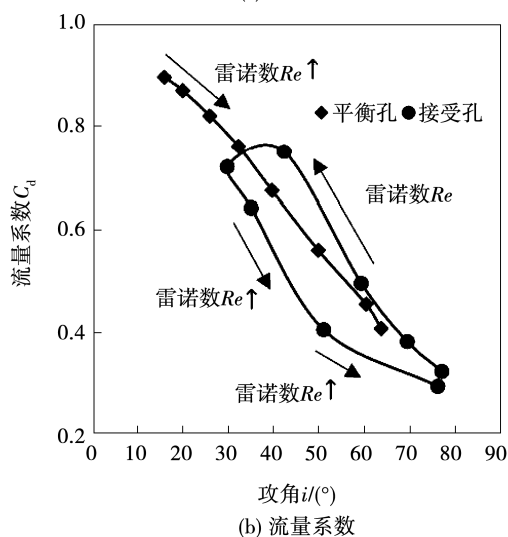
2.1 低压盘腔系统各支路流量分配结果

经过数值模拟计算得到的低压盘腔系统各支路流量分配结果如图 3 所示,其中各流量为将实际流量除以 1% 进口流量得到无量纲流量。随着雷诺数 Re 增加,接受孔的质量流量在一段波动之后持续增大,平衡孔的流量则逐渐减小。由图 3(b) 可见,随着雷诺数 Re 增加,接受孔中的攻角 i 值先减小后增

加,对应的流量系数 C_d 值先快速升高,达到最大值后开始降低。 C_d 值并非 i 值的单调函数,其在雷诺数 $Re = 6.16 \times 10^6$ 和 $Re = 7.53 \times 10^6$ 之间达到最大值,最经济转速对应的雷诺数位于这两者之间。与接受孔不同,平衡孔中的流量系数随 i 的增加而单调减小。



(a) 质量流量



(b) 流量系数

图3 低压盘腔系统各支路流量分配结果

Fig.3 Flow distribution of each branch in low pressure disk cavity system

为了分析流量系数 C_d 的变化规律,进一步研究曲面1上的压力和速度分布,考虑到流体域内流体的运动以周向运动为主导,因此根据空气的周向运动定义了迎风方向和顺风方向。经过计算得到的曲面1上的压力分布如图4所示。

由图4可见,在接受孔入口的下游方向出现高

压区,高压区影响范围随着雷诺数 Re 的增加而减小,直到完全被低压区取代。当 $Re \leq 6.16 \times 10^6$ 时,上游区域主要由低压区域占据并且其占据的空间随着雷诺数的增大而不断增大。随着雷诺数的进一步增大,接受孔上游区域的压力增大,接受孔内的流动阻力不断增大。

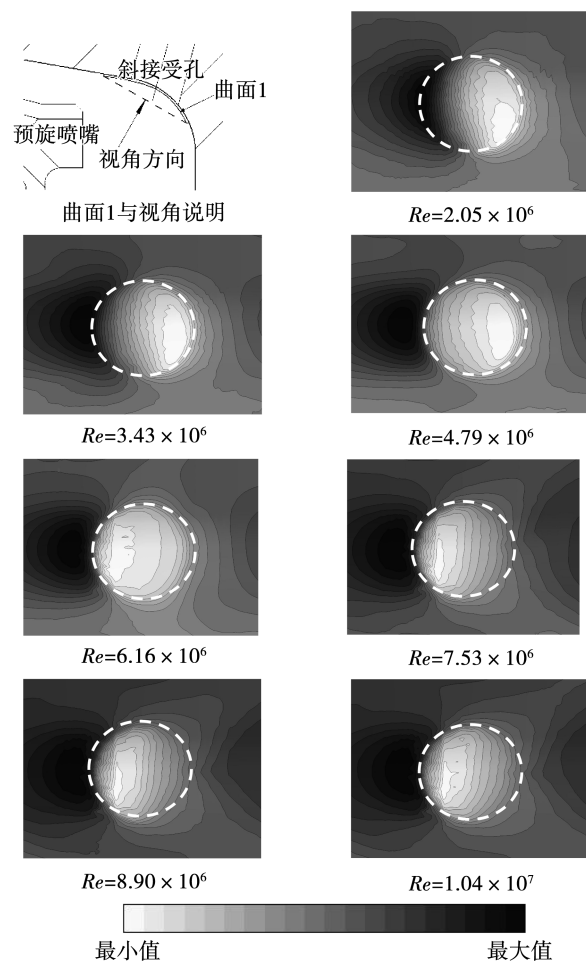


图4 曲面1上的压力分布

Fig.4 Pressure distribution on surface 1

曲面1上相对周向速度差 γ 的分布云图如图5所示。其中,无量纲相对周向速度差的定义为 $\gamma = (v_\theta - \Omega \cdot r) / (\Omega \cdot r)$,用以分析射流速度对流量系数的影响。随着转速提升, γ 先增加后减小。当转速较低时,低 γ 区主要位于接受孔进口上游区域,而随着转速的增加,低 γ 区转移至接受孔进口下游区域。当 $Re \leq 4.79 \times 10^6$ 时,空气比圆盘的移动速度快,特别是在靠近接受孔的区域。由于速度差较大,流动阻力较大,空气很难进入接受孔。当雷诺数增加到

6.16×10^6 , 7.53×10^6 和 8.90×10^6 时, γ 值明显下降。在背风面的左侧, 几个较小的高 γ 值区域合为一体。当雷诺数进一步增加到 1.04×10^7 时, 尽管影响范围有所缩小, 但是高 γ 值区域的最大值在背风侧附近上升, 表明此时的流动阻力较大。

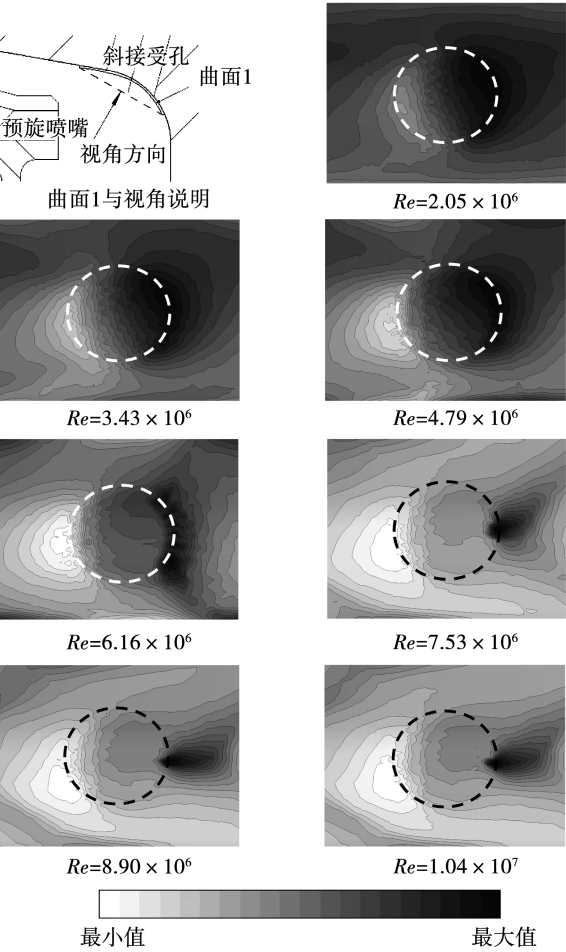


图 5 曲面 1 上相对周向速度差 γ 的分布
Fig. 5 Distribution of relative tangential velocity γ on surface 1

曲面 1 上相对径向速度 ϕ 分布云图如图 6 所示。其中相对径向速度定义为 $\phi = v_r / (\Omega \cdot r)$, 用以分析通流速度对于流量系数的影响。由图 6 可见, 与 γ 分布规律不同, 接受孔背风面附近的流场具有较小 ϕ 值区域, 比迎风面附近的要大。随着雷诺数的增加, 大 ϕ 值区域影响范围先减小后增大。当 $Re \geq 6.16 \times 10^6$ 时, ϕ 在接受孔背风面附近逐渐下降, 这表明流动情况恶化, 流动阻力增大。

在不同工况下, 各支路流量分配结果如图 7 所

示, 其中无量纲质量流量的正负表示相应部件的流出或流入。其中, 图 7(a) 为部件 5, 13, 14 在不同工况下的流量结果, 对于 C1 中的 5 号轮缘密封件, 除了在最大输出功率 ($Re = 1.04 \times 10^7$) 时, 大多数运行条件下都会发生燃气入侵; 图 7(b) 为部件 8, 9, 10 和 11 在额定工况下的流量分配, 流量分配结果表明, 8 号和 10 号迷宫密封性能良好。各部件类型及其在盘腔系统中的位置如图 1 所示。

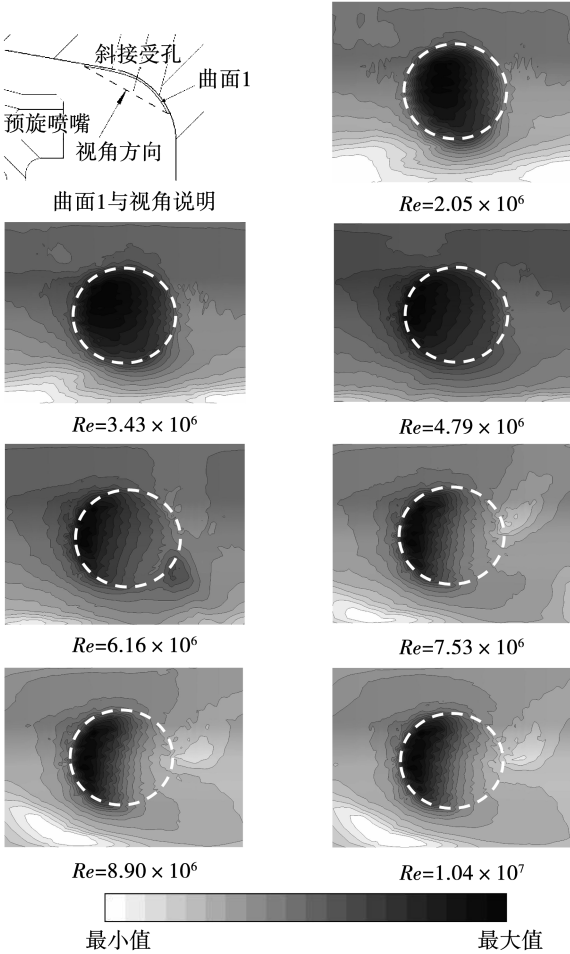
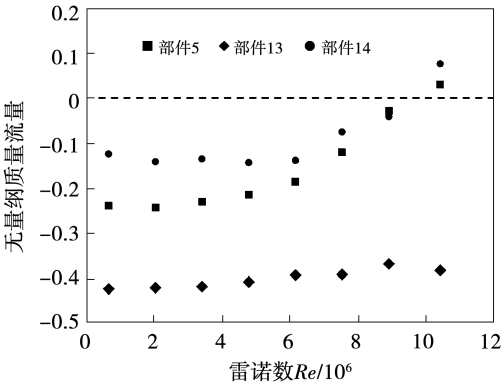


图 6 曲面 1 上相对径向速度 ϕ 的分布
Fig. 6 Distribution of relative radial velocity ϕ on surface 1

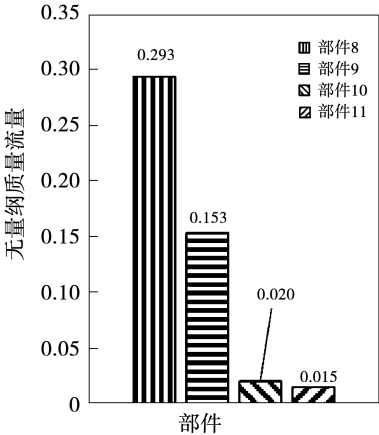
2.2 低压盘腔系统气体预旋比分布结果

低压盘腔系统腔体 C3 中气体预旋比 K 的分布如图 8 所示, 其定义为一半转静间距处气流周向速度与当地转盘面旋转速度之比。随着雷诺数 Re 的增加, K 值逐渐减小。在预旋喷嘴下方的半径处, K 值随着无量纲半径 x 的减小而减小。在预旋喷嘴与

接受孔之间的径向位置, K 值随 x 的增大而增大, 在接受孔半径处达到最大值。当 x 进一步增大时, 周向速度开始减小。在盘腔中, 当 K 值超过 1 时, 由于转面旋转速度小于气流周向速度, 转面和静面都将使空气减速。在预旋喷嘴和接受孔之间, K 值随着径向位置增大而增大。



(a) 部件5, 3, 14在不同工况下的流量



(b) 部件8, 9, 10, 11在额定工况下的流量分配

图7 流量在其他支路的分配

Fig.7 Flow distribution among the branches

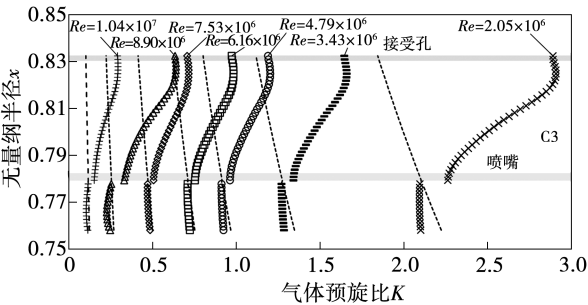
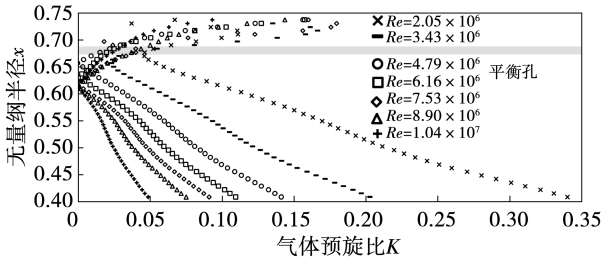


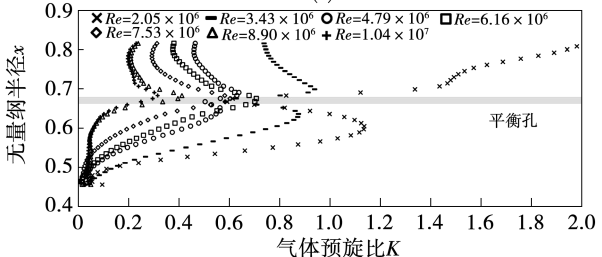
图8 C3腔气体预旋比的径向分布

Fig.8 Radial distribution of gas core swirl ratio in C3 cavity

低压盘腔系统 C4 和 C5 腔中预旋比 K 的径向分布结果如图 9 所示。两个腔室中的 K 分布趋势类似, 随着雷诺数 Re 的增加, K 呈现下降趋势。对于 C4 腔, 随着 x 的增大, K 先减小后增加, 且随着 Re 的增加, K 变化的拐点更靠近 $x=0$ 。对于 C5 腔, 在所有工况小半径处, K 先随 x 增大而增大, 然后逐渐下降到较小的值。当 x 进一步增加时, 受通过 12 号迷宫密封流入流体的影响, K 又明显上升。当 $Re = 3.43 \times 10^6$ 时, K 值朝圆盘的外半径波动。当雷诺数较大时, K 值在达到最大值后下降。



(a) C4



(b) C5

图9 C4 和 C5 腔气体预旋比的径向分布

Fig.9 Radial distribution of gas core swirl ratios in C4 and C5 cavities

2.3 低压盘腔系统涡系结构

不同转速下低压盘腔系统涡系结构如图 10 所示。由图 10 可见, C4 盘腔内的涡系结构基本保持稳定, 形成 3 个通道涡 V1, V2 和 V3, 随着转速的增大, V2 影响的范围有所扩大, V1 被压缩。C5 盘腔中的涡系结构也基本保持稳定, 平衡孔出口附近诱导形成一对环形涡分支 V4 和 V5。当转速低于 4 500 r/min 时, V5 还会诱导产生分离涡 V6。当转速高于 5 500 r/min 时, V6 消失, 角涡 V7 变成了一对涡系 V7 和 V7'。

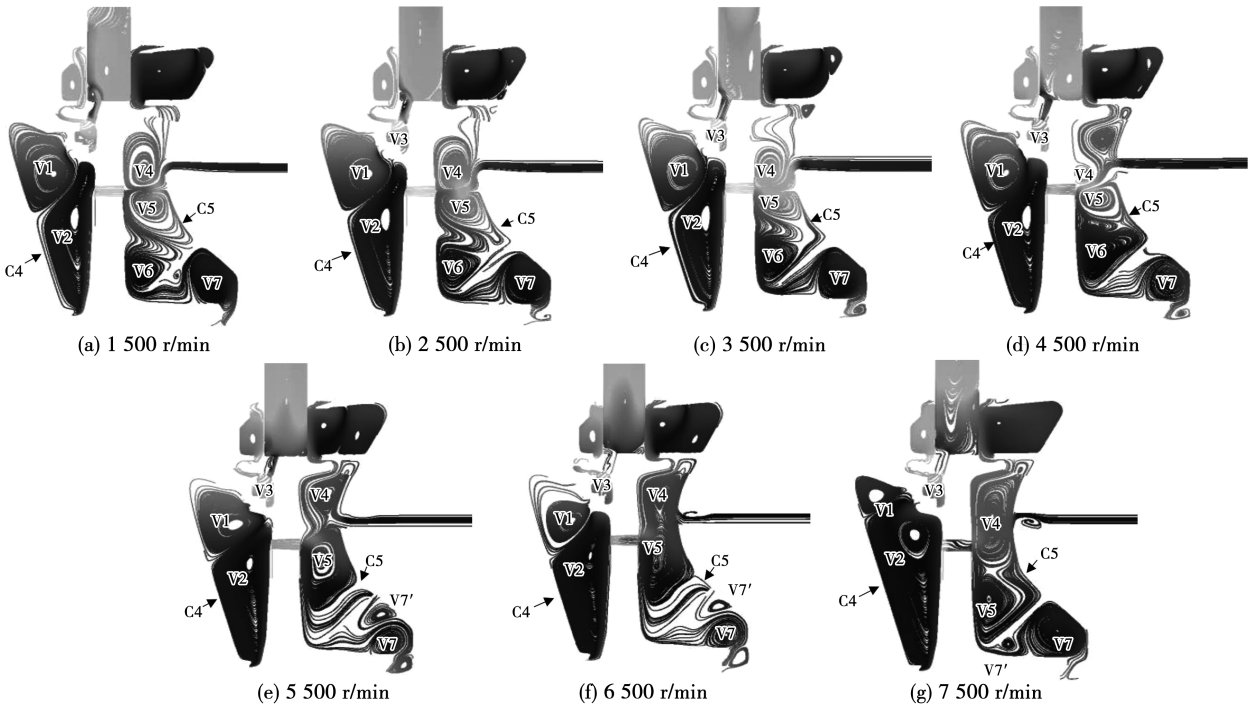


图 10 低压盘腔系统涡系结构图

Fig. 10 Structure diagram of vortex system of low pressure disk cavity system

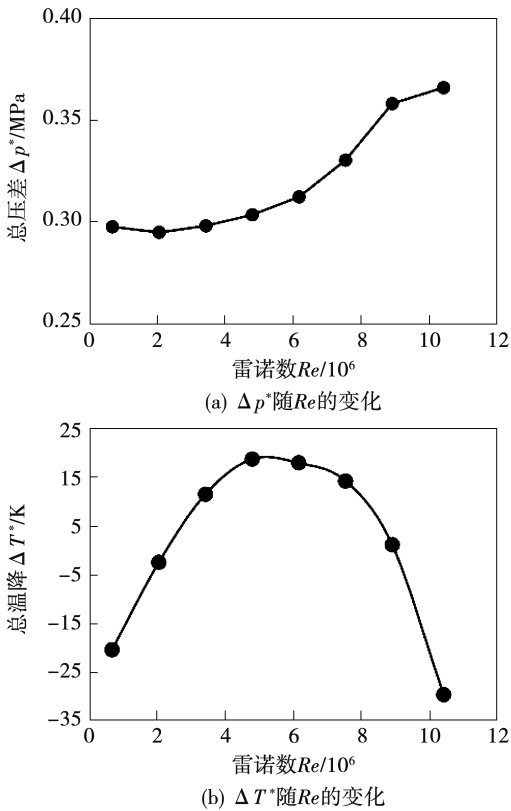


图 11 总压差和总温降随雷诺数的变化规律

Fig. 11 Total pressure difference and total temperature drop vs. Reynolds number

2.4 低压盘腔系统预旋系统性能

总压差和总温降随雷诺数的变化规律如图 11 所示。其中, Δp^* 定义为预旋喷嘴出口和接受孔进口之间的总压差, ΔT^* 定义为预旋喷嘴出口处的总温与接收孔进口处总温之差, 这两个参数可以用于表征预旋系统的性能。

随着 Re 的增加, Δp^* 呈现指数增长趋势, 随着预旋喷嘴半径处 K 的增大, 预旋喷嘴的 Δp^* 增大, 较大的压力损失可以部分解释图 3 所述的较大 Re 时流量系数 C_d 值较小的成因。由图 11 (b) 可见, ΔT^* 随着 Re 的增加先增大, 之后不断降低, 在当前研究的 Re 范围内未能实现所有工况下的总温降低。当 Re 增加至 1.04×10^7 时, ΔT^* 突然下降, 低压盘腔预旋系统最高可以实现 18.8 K 的温降。结果说明, 在较低和较高转速下, 预旋降温失效。

3 结 论

(1) 对于各支路流量分配, 随着雷诺数 Re 的增加, 接受孔的流量前期呈现波动情况, 后期持续增

大,而平衡孔的流量则逐渐减小。

(2) 在气体预旋比分布中,对于腔体 C3,C4,C5,随着雷诺数 Re 的增加, K 值逐渐减小。

(3) 对于涡系结构,C4,C5 盘腔涡系结构基本保持稳定,即 C4 盘腔形成 3 个通道涡 V1,V2 和 V3,C5 盘腔平衡孔附近诱导形成一对涡 V4 和 V5。

(4) 对于预旋系统, Δp^* 随着雷诺数 Re 的增加呈现指数增长趋势, ΔT^* 随着雷诺数 Re 的增加先增大后减小。在较小转速与较高转速下,预旋降温失效,需开展喷嘴与接受孔匹配特性研究。

参考文献:

[1] GU C J,ZHANG W F,YANG X C, et al. Numerical investigation on leakage and rotordynamic performance of the honeycomb seal with swirl-reverse rings[J]. Chinese Journal of Aeronautics,2022, 35(6):87-100.

[2] ZHANG W F, GU C J, YANG X C, et al. Effect of hole arrangement patterns on the leakage and rotordynamic characteristics of the honeycomb seal[J]. Propulsion and Power Research, 2022, 11(2):181-195.

[3] ZANIEWSKIA D,KLIMASZEWSKI P,KLONOWICZ P, et al. Performance of the honeycomb type sealings in organic vapour micro-turbines[J]. Energy,2021,226:120242.

[4] ZHOU W J,ZHAO Z B,WANG Y F, et al. Research on leakage performance and dynamic characteristics of a novel labyrinth seal with staggered helical teeth structure[J]. Alexandria Engineering Journal,2021,60(3):3177-3187.

[5] CHEN Y X,LI Z G,LI J, et al. Effects of swirl brake axial arrangement on the leakage performance and rotor stability of labyrinth seals[J]. Chinese Journal of Aeronautics,2021,34(1):22-31.

[6] DAILY J W,NECE R E. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks[J]. Journal of Basic Engineering,1960,82(1):217-232.

[7] DAILY J W,ERNST W D,ASBEDIAN V V. Enclosed rotating discs with superposed throughflow; mean steady and periodic unsteady characteristics of induced flow[J]. MIT Department of Civil Engineering, Hydrodynamics Laboratory Report No. 64, 1964; 19-29.

[8] DADKHAH S. Ingestion and sealing performance of rim seals in rotor-stator wheelspaces[D]. UK:University of Sussex,1989.

[9] OWEN J M,ROGER R H. Flow and heat transfer in rotating-disc

systems, volume I: rotor-stator systems [J]. NASA STI/Recon Technical Report A,1989,90:45759.

[10] OWEN J M, ROGERS R H. Flow and heat transfer in rotating-disc systems, volume 2: rotating cavities [J]. Research Studies Press,1995,319:125-146.

[11] HU B,LI X S,FU Y X, et al. Experimental investigation on the flow and flow-rotor heat transfer in a rotor-stator spinning disk reactor[J]. Applied Thermal Engineering,2019,162:114316.

[12] HU B,LI X S,FU Y X, et al. Numerical investigation of flow and heat transfer in a rotor-stator cavity with centripetal carbon dioxide through-flow[J]. Energies,2019,12:2613.

[13] HU B,LI X S,FU Y X, et al. Axial thrust, disk frictional losses, and heat transfer in a gas turbine disk cavity[J]. Energies,2019, 12:2917.

[14] IDRIS A,PULLEN K R. Correlations for the discharge coefficient of rotating orifices based on the incidence angle[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2005, 219 (5): 333-352.

[15] ZHU X H,LIU G W,LIU S L. Numerical studies of temperature drop and pressure loss in a cover-plate pre-swirl system[J]. Journal of Aerospace Power,2010,25(11):2498-2506.

[16] HE Zhen-wei, et al. Experiment of the flow in a cover-plate pre-swirl system[J]. Journal of Propulsion Technology,2011,32(5): 654-657,689.

[17] CAI Xu, XU Guo-qiang, LUO Xiang, et al. Experiment of flow characteristics of direct transfer pre-swirl system[J]. Journal of Aerospace Power,2012,27(10):2222-2228.

[18] ZHANG Jian-chao,WANG Suo-fang. Numerical investigation on flow structure of radial pre-swirl system with deflector vanes[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science),2014,28(1):43-48.

[19] ZHANG Jian-chao,WANG Suo-fang. Numerical study on characteristics of temperature reduction and flow loss in radial pre-swirl system [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(10): 2284-2291.

[20] WU Heng, LIU Gao-wen, FENG Qing, et al. Numerical simulations on effects of impellers in a pre-swirl system[J]. Journal of Propulsion Technology,2016,37(1):57-64.

[21] WANG Yan, HU Bo, NIU Xi-ying, et al. Numerical investigation on the flow and the heat transfer in a gas turbine disk cavity with pre-swirl nozzles [C]//The Engineering Thermophysics Conference Proceedings,2020.