

DOI:10.16356/j.1005-2615.2021.04.009

带内部叶轮结构的涡轮盘腔流动与温降特性研究

邓丽君¹, 朱宇²

(1. 中国航发湖南动力机械研究所, 株洲 412002; 2. 南京航空航天大学能源与动力学院, 南京 210016)

摘要: 在典型涡轮盘腔内设计了叶轮结构以增大冷却气流的出口温降, 并对带叶轮结构的盘腔内部流动与温降特性开展了数值模拟。计算结果表明: 在相同工况下, 低半径叶轮的总温降大于高半径叶轮的总温降, 且前向叶轮的温降能力优于直叶轮, 而直叶轮的温降能力优于后向叶轮。叶轮进出口角度对温降效果影响显著, 在航空发动机实际工况下, 存在叶轮工作最佳进出口角度。

关键词: 航空发动机; 涡轮盘; 内部流动特性; 温降特性

中图分类号: V233.93 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-2615(2021)04-0562-08

Flow Characteristics and Temperature Drop of Air Through Turbine Disk with Internal Impeller Structure

DENG Lijun¹, ZHU Yu²

(1. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China; 2. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: To increase the outlet temperature drop of cooling air, the impeller structure is designed into a typical turbine cavity. The numerical simulation of the flow and temperature drop characteristics in the cavity with impeller structure is carried out. And the simulation results show that: Under the same conditions, the total temperature drop of low radius impeller is greater than that of high radius impeller, and the temperature drop ability of forward impeller is better than that of straight impeller, while the temperature drop ability of straight impeller is better than that of backward impeller. The inlet and outlet angle of impeller has a significant effect on the temperature drop effect, and there is an optimal inlet and outlet angle of impeller under the actual working conditions of aeroengine.

Key words: aero-engine; turbine disk; internal flow characteristics; temperature drop characteristics

随着航空工业对飞行器续航能力和经济性要求的不断提高, 未来的高性能航空发动机必然兼备良好的温度控制能力和更高的能量利用效率。为了实现热端部件的热防护功能, 航空发动机冷却系统通常需要借助预旋系统降低涡轮转子零件表面所感受的冷气温度, 同时实现涡轮转子叶片进口冷气相对总温的降低, 达到涡轮转子充分冷却的目的。

在相同的外部热源条件下, 涡轮叶片进口冷气的温度越低, 所需的冷却气流量越减少, 引气所导致的发动机效率损失越低。

针对预旋系统内空气的流动与传热特性, 国内外学者开展了一系列理论和实验研究。文献[1-2]中均对动静接受孔安装位置及结构对预旋系统出口的影响进行了数值计算和理论分析; 文献[3-5]通

收稿日期: 2021-01-11; 修订日期: 2021-06-05

通信作者: 邓丽君, 男, 高级工程师, E-mail: denglijun2021@163.com。

引用格式: 邓丽君, 朱宇. 带内部叶轮结构的涡轮盘腔流动与温降特性研究[J]. 南京航空航天大学学报, 2021, 53(4): 562-569. DENG Lijun, ZHU Yu. Flow characteristics and temperature drop of air through turbine disk with internal impeller structure[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2021, 53(4): 562-569.

过数值计算以及实验验证的方法从流量系数、旋流比以及温降等几个方面对预旋喷嘴性能进行对比分析;文献[6]从理论上分析了等熵预旋系统的流动规律,从而推导出理想温度和功率的损失方程;文献[7]通过数值模拟的方法针对预旋系统中接受孔部分的温降压损特性进行分析研究,发现接受孔角度的变化对气流的静温静压以及质量流量均存在一定的影响。以上研究主要针对一般空腔预旋系统的结构进行分析。文献[8]使用数值模拟的方法探究预旋系统结构对出口温降的影响,发现可以采用减小气流与盘腔周向速度差、安装叶轮以及倾斜接受孔等方法提升出口温降;文献[9]通过数值计算比较空盘腔模型与简单直叶轮盘腔模型的出口相对总温,发现叶轮可以优化盘腔流场旋流比,达到降低出口相对总温的效果;文献[10]对带有叶轮的预旋系统进行了初步的研究,并着重于研究盘腔叶轮对预旋系统出口插销槽处流动损失的影响。

综上所述,目前有关预旋系统冷却气流的研究

主要集中在预旋喷嘴、接受孔以及预旋系统进出口半径等部分,只有少许关于简单盘腔叶轮结构的研究,且较少关注涡轮盘腔内部叶轮结构设计对出口气流温降特性的影响。本文聚焦于共转涡轮盘腔内部的导流叶轮结构,采用计算流体力学方法,探究不同的导流叶轮方案对气体流动与温降特性的影响。

1 数值计算

1.1 物理模型

为保证计算结果的实用性及参考价值,数值计算采用实际发动机几何模型及工况参数,涡轮盘腔预旋系统物理模型及其内流道结构如图1(a)所示。在发动机涡轮叶片冷却系统中,预旋系统从压气机引气,并将冷却气流通过预旋系统导入涡轮叶片中,从而加强对叶片的高温防护。文中盖板式预旋系统主要由3部分组成:预旋喷嘴、接受孔以及带有叶轮的共转盘腔,其结构分布如图1(b)所示。

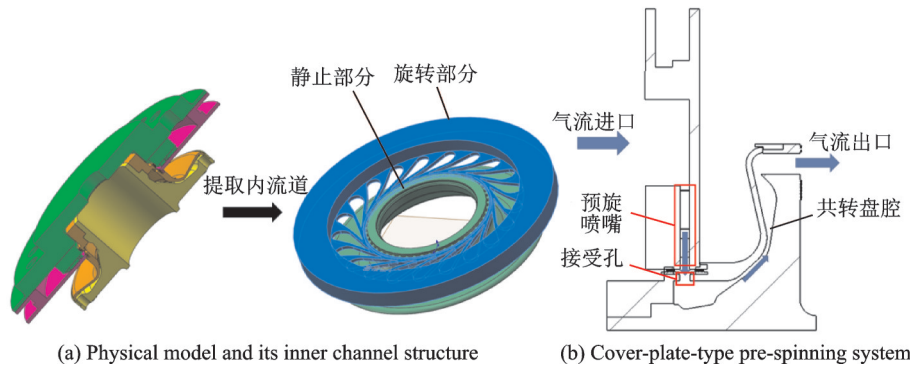


图1 涡轮盘腔物理模型结构示意图

Fig.1 Structure diagram of physical model of turbine disk cavity

涡轮盘腔沿周向统一安装7个叶轮叶片,参考离心压气机的直叶轮和二维弯曲叶轮定义3种基本叶型:直叶片叶轮、前向叶轮和后向叶轮^[11]。其中,直叶片叶轮的进出口安装角相等;前向叶轮的入口安装角大于出口安装角;后向叶型的入口安装角小于出口安装角度。此外,根据高低半径处的内

部流场流动规律的不同及实际应用中的技术要求,提出了高低半径两种安装方案:低半径叶轮半径为80~100 mm,高半径叶轮半径为100~130 mm。采用Ansys自带的Bladegen软件开展盘腔叶轮叶型设计以保证叶轮安装角自进口至出口均匀变化^[12-14],生成叶片的叶型结构如图2所示。

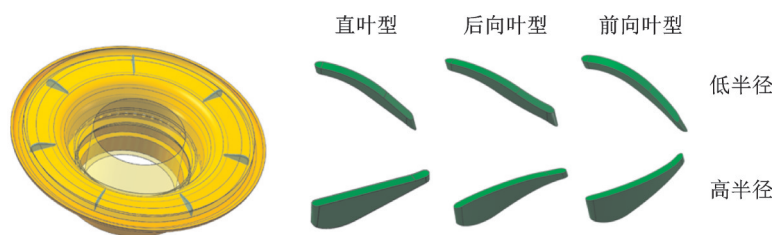


图2 盘腔叶轮结构三维示意图

Fig.2 3-D schematic diagram of disc cavity impeller structure

1.2 数学模型

数值计算采用CFX软件,选用全隐式耦合求解器进行求解。计算为稳态计算,差分格式均为高分辨率格式;对时间尺度的控制采用给定物理时间尺度。在接受孔处的动静交界面,采用转子冻结法^[15]求解。

计算采用压力进出口边界条件,并给定进口总温和盘腔转速,如表1所示。

表1 计算边界条件

Table 1 Calculation boundary conditions

参数	进口压力/ kPa	进口总 温/K	出口背 压/kPa	转速/($r \cdot \min^{-1}$)
工况	1 918.7	749	1 208	25 250

在预旋系统数值计算中常用的是标准 $k-\epsilon$ 湍流模型、RNG $k-\epsilon$ 模型和 SST 模型。SST 模型是低雷诺数模型,主要适用于低转速工况,文中所涉及的导流增压盘内部流场具有高转速、高雷诺数的特点,标准 $k-\epsilon$ 模型及 RNG $k-\epsilon$ 模型更为适用。RNG $k-\epsilon$ 模型在高雷诺数 $k-\epsilon$ 模型的基础上提供了应对低雷诺数黏性流动的解析公式^[15],能够有效地处理窄流道以及近叶轮的近壁区域附近的低速流动^[16-17],因此本文选用 RNG $k-\epsilon$ 模型。

1.3 网格独立性分析

网格使用ICEM和TurboGrid绘制,为保证计算精度、成本和网格质量,选取了模型的1/7作为数值仿真的计算域。并采用组合网格,结构复杂的区域采用非结构网格,其余采用结构网格,如图3所示。

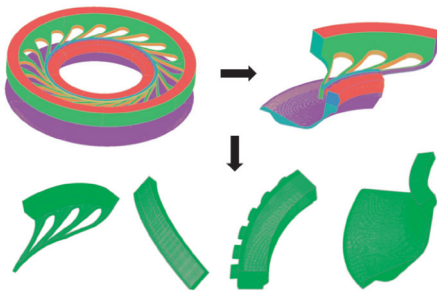


图3 组合网格示意图

Fig. 3 Schematic diagram of combined grid

分别对4块网格区域均进行了独立性分析,结果如图4所示。当图4中所设计网格达到600万个左右时,4个计算区域相对出口总温偏差均在 $\pm 1\%$ 内,满足网格独立性的条件^[18]。数值计算中,4块区域网格数分别为128.7、19.8、63.5和385.8万

个,且总网格数不低于600万个时,网格数量变化对计算结果的影响相对较小。

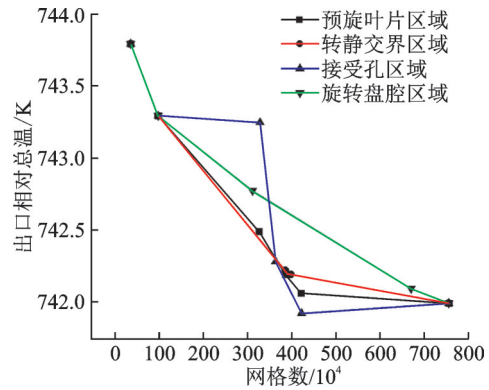


图4 网格独立性分析验证

Fig. 4 Grid independence analysis and verification

2 结果分析

2.1 涡轮盘腔性能参数

在涡轮旋转的过程中,由于预旋系统出口处的高温叶片与涡轮盘腔以相同的圆周速度旋转,故最终进入涡轮叶片感受到并发挥作用的冷端温度为气流出口的相对总温。因此,定义冷却气流总温降 $\Delta T^{[9]}$ 为预旋系统出口的气流相对总温与预旋系统进口绝对总温之差,即有

$$\Delta T = T_{A}^{*} - T_{rel,E}^{*} \quad (1)$$

式中: $T_{rel,E}^{*}$ 为预旋系统出口相对总温; T_{A}^{*} 为预旋系统进口绝对总温。总温降越高,出口相对总温越低,冷却效果越强。

为分析内流道气壁相对速度和流体脉动损失对出口温降 ΔT 的影响,引入旋流比 $\beta^{[1]}$ 和湍流耗散率 $\epsilon^{[15]}$,有

$$\beta = \frac{V_{\phi}}{\omega r} \quad (2)$$

$$\epsilon = k^2 \frac{C_{\mu} \rho}{\mu_t} \quad (3)$$

式中: V_{ϕ} 为气流的周向速度; ω 为共转盘腔的旋转角速度;定值 C_{μ} 为湍流耗散模化系数; μ_t 为湍流黏度; ρ 为流体介质的密度。

2.2 叶片径向安装位置对温降效果的影响

本节将从流场流态、旋流比以及湍流耗散3个角度分析高低半径对最终出口相对总温降的影响。流场流态对出口温升的影响主要在于不稳定分离涡流动造成的局部热耗散,其耗散区域主要集中于叶轮附近;流场旋流比表征流场气流流速与当地壁面转速的相对大小,当旋流比趋近于1时,说明气壁相对流动的流速较低,因壁面法向速度梯度

造成流动摩擦耗散较低;在 RNG $k-\epsilon$ 模型中,湍流耗散 ϵ 主要受湍动能 k 的影响,而 k 的大小又取决于流体脉动速度,因此 ϵ 值的大小与流体在流场中的脉动耗散程度有关。

如图 5 所示,不稳定流动所产生的分离涡流场主要出现在导流叶轮及其下游区域,且高半径叶型均产生了明显的流动分离涡。此外,流场流动分离区域的马赫数较低,但在旋流比云图中(图 6),此处的旋流比则相对较高,说明流体径向流动在此处剧

烈变化,以致此处径向速度大小相对周向速度可忽略不计。对比图 7 的湍流耗散图,在高半径的近叶轮区域下游出现局部 ϵ 较低的区域,这是因为此处的流动速度低,使得脉动速度和湍流耗散值几乎为零;而在低耗散区周围存在大范围的高耗散区与图 5 中的分离涡区域相吻合,因为此处强烈的分离涡扰动使得湍流脉动速度急剧上升形成高耗散区,而高半径叶轮的高耗散区明显较大。故高半径叶轮因局部流动分离产生的热耗散明显高于低半径叶型。

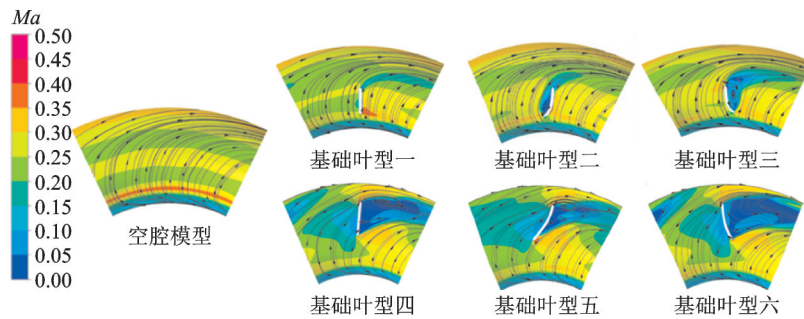


图 5 不同高低半径基础叶型的流场云图

Fig.5 Flow field nephograms of different basic blade profiles with high and low radii

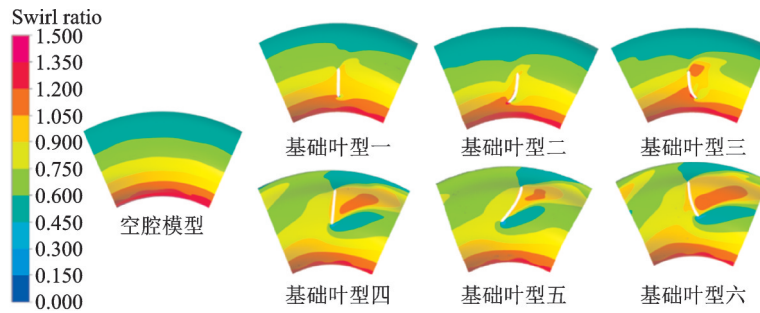


图 6 不同高低半径基础叶型的旋流比云图

Fig.6 Swirl ratio cloud diagrams of different basic blade profiles with high and low radii

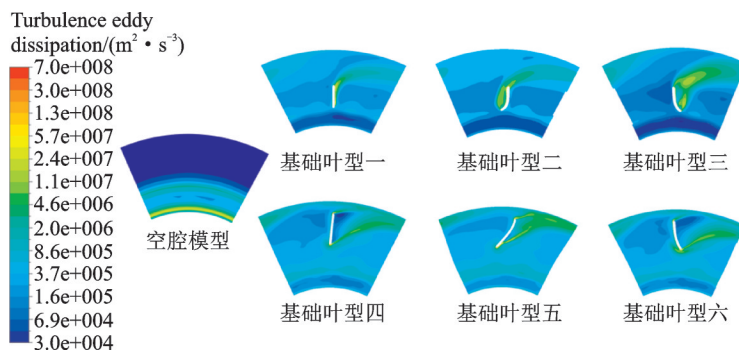


图 7 高低半径不同基础叶型的湍流耗散云图

Fig.7 Turbulence dissipation nephograms of different basic blade profiles with high and low radii

从旋流比的角度分析,冷却气流以一定的圆周速度进入旋转叶轮,其在盘腔中的圆周速度基本不变,而共转盘腔壁面的旋转速度却随着半径线性增加,故随着半径增加,流场旋流比从接受孔出口处 $\beta > 1$ 最终降低至出口处的 $\beta < 1$,如图 6 所示。就气壁相对流动的摩擦耗散而言,出口处及入口处均

属高耗散区域,其旋流比与最佳旋流比 1 的差值均远大于中间部分。故在低半径区域,导流叶片能够降低气流周向流速,使当地旋流比接近最佳旋流比 1。同理,在高半径区域布置导流叶片也可通过提升气流的圆周速度,使流场旋流比整体接近于 1,减少因为气流与盘腔圆周速度差而引起的摩擦耗

散。相对于图6中的空腔模型,其他模型均在一定程度上优化了旋流比的流场分布。但对比高低半径云图可知,高半径叶型提升了出口区域的周向流速,促进高半径区域旋流比的增加;而低半径叶型虽一定程度上降低了低半径区域的旋流比,但未能从根本上影响进口区域的旋流比分布。因此,从优化旋流比分布,降低流场整体相对速度梯度,高半径叶型方案优于低半径叶型。

从图7的空腔模型中可知,原流场的湍流耗散主要集中于进口区域,这是因为进口区域流体刚通过接受孔和转折流道导入盘腔,此时的流体扰动程度较高。而后由于径向盘腔的流动截面宽度较窄,脉动速度逐渐降低,ε值也随之降低。对比6种基本叶型的湍流耗散云图可知,加入导流叶轮使进口区域的脉动耗散明显降低,但同时也加剧了高半径区域的耗散。低半径叶型对进口区域的流场脉动稳定效果更加突出,而高半径叶型在低半径处的稳定效果明显较差。此处,在高半径区域生出的扰动明显比低半径更加强烈。因此,就脉动流体的稳定效果而言,低半径叶型方案明显优于高半径叶型。

综上所述,在空盘腔模型中加入导流叶轮既有优化流场旋流比、降低流体脉动耗散,从而降低流动耗散的作用,也导致流场中出现局部流动分离、失稳等高耗散区域。较高半径叶轮而言,低半径叶轮的旋流比优化效果相对较差,但其因流动不稳定产生的热耗散却远小于高半径流场。如表2所示,虽然高低半径叶轮的安装均能一定程度上提升总温降,但低半径叶轮安装在旋转盘腔部分产生的出口总温降明显优于安装高半径叶轮。在3种低半径基础叶型中,基础叶型三出现明显的气流分离涡并且其在近叶轮区域的高脉动耗散区明显大于叶型一、二,这直接导致其出口相对总温降低于基础叶型一、二。由此可知,低半径在湍流耗散和稳定流场方面的降温效果优于高半径在改善旋流比上的降温效果;且在3个低半径叶型中,后向叶型的温降效果相对较差,前向叶轮温降效果优于直叶轮。

表2 高低半径叶轮安装下的总温降

Table 2 Total temperature drop under installation of high and low radius impellers

低半径基本叶型	相对总温降/K	高半径基本叶型	相对总温降/K
基本叶型一	9.9	基本叶型四	7.8
基本叶型二	10.1	基本叶型五	7.9
基本叶型三	9.5	基本叶型六	8.0
空腔模型	7.1		

2.3 叶型进出口安装角对温降效果的影响

以前向叶型为基础,对不同进出口安装角的低半径叶型(2-1~2-11)进行数值分析,具体叶型结构见表3,其中进出口安装角结构如图8所示,其对应的相对出口温降如图9所示。

表3 低半径叶型进出口安装角

Table 3 Inlet and outlet angles of low radius profile

叶片叶型	进口安装角 α/(°)	出口安装角 β/(°)	叶片叶型	进口安装角 α/(°)	出口安装角 β/(°)
2-1	25	0	2-7	45	-25
2-2	35	0	2-8	45	25
2-3	45	0	2-9	45	-50
2-4	55	0	2-10	45	50
2-5	65	0	2-11	45	65
2-6	75	0			

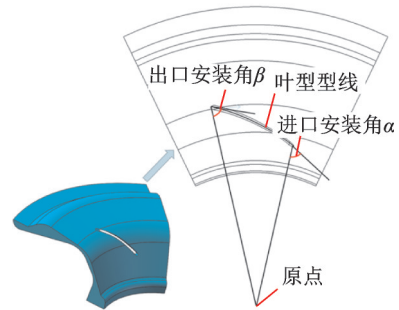


图8 叶型进出口安装角示意图

Fig.8 Schematic diagram of inlet and outlet installation angles of blade profile

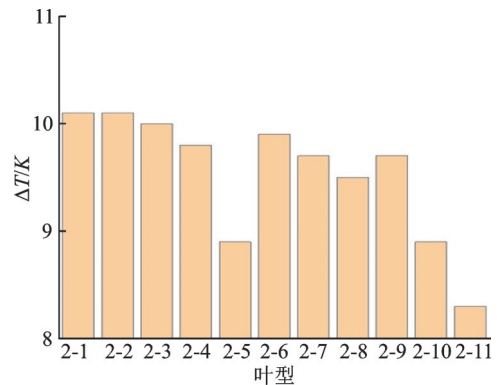


图9 不同叶型对应的相对出口温降

Fig.9 Relative outlet temperature drop corresponding to different blade profiles

如图9所示,在进口角度均为45°时,出口安装角为0°的出口温降ΔT较高。在相同出口安装角0°和不同进口安装角的叶轮结构下,ΔT在一定范围内随进口安装角的增加而降低,但当进口安装角达到75°时,ΔT会出现明显的上升。针对以上现象,本文从气流流动状态和旋流比的角度出发,结合流

场湍流耗散云图进行分析,如图 10~12 所示。

(1)在图 10 中,随着叶型进口安装角的增大,叶轮区域的流动分离区总体呈扩大的趋势,且分离区气流剧烈扰动,流速相对较低。分离涡的产生扩大同时也提升了叶轮区域对流场的影响,在旋流比云图(图 11)与湍流耗散云图(图 12)中均可发现,分离涡越大,低半径处的高旋流比区域越小,且远叶轮区的湍流耗散值越低。对比湍流耗散云图(图 12)发现,随着进口安装角增加,分离涡区域的流动耗散逐渐加剧。

(2)对比 6 种叶型的旋流比云图(图 11)发现,随着进口安装角的增大,整体流场旋流比分布得到优化,尤其是低半径高旋流比区域的面积进一步降低,弥补了低半径叶型高旋流比区域优化效果差的缺点。这是因为安装角增大使得分离涡产生扩大,增大了叶轮区域对低半径流场流速和旋流比的影响,从而使一部分远叶轮区域的流体周向速度趋于盘腔当地旋转线速度。

(3)如图 12 所示,当叶型进口安装角增大时,

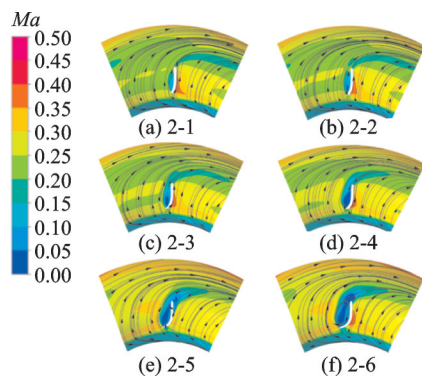


图 10 不同叶型的流场图

Fig.10 Flow field diagrams of different blade profiles

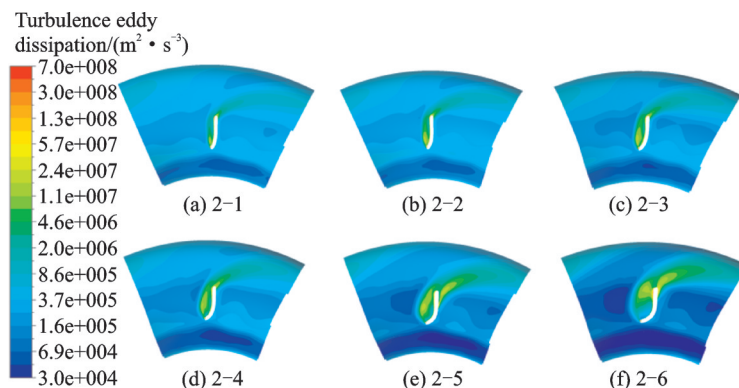


图 12 不同叶型的湍流耗散云图

Fig.12 Turbulence dissipation nephograms of different blade profiles

涡轮盘腔内部的叶轮设计是一个折中的过程,增加盘腔叶轮可以降低涡轮盘腔内流道的壁面向速度梯度、稳定进口区域流动,但同时也产生流动失稳、分离涡等剧烈的耗散现象。当流场整体旋

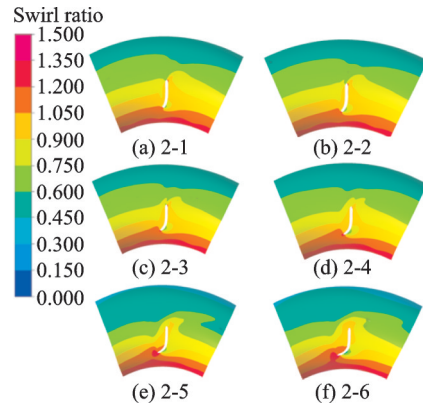


图 11 不同叶型的旋流比云图

Fig.11 Swirl ratio cloud diagrams of different blade profiles

伴随分离涡的产生扩大,一方面,加剧了近叶轮区域的流场不稳定性,使得局部流动脉动耗散剧烈增加,通过对比图 12(a)与图 12(f)可明显看出;另一方面,分离涡的存在增大了叶轮对整体流场的影响,使得部分低半径区域的旋流比分布得到优化,并在一定程度上提升远叶轮区域的流体脉动稳定性,图 12(f)中的近叶轮区域因分离涡的产生出现大范围的流体脉动耗散,但同时也使得远叶轮区域的湍流耗散明显下降。由此可以推断:随着进口安装角由 25°开始增大,叶轮区域的流动分离现象逐渐加剧,但未能形成足够大的分离涡来影响旋流比和流场脉动稳定性,因此出口相对总温逐渐下降;当进口安装角增大至 75°时,叶型 2-6 处形成足够大的分离涡,使得高旋流比和远叶型区域的湍流耗散均得到极大优化,分离涡扩大所产生的流体脉动以及气固摩擦耗散降低效果抵消了高耗散区域的扩大效果,因此,叶型 2-6 的出口相对总温降要高于叶型 2-5,但始终低于叶型 2-1 和 2-2。

流比趋近于 1、流场脉动相对稳定且流动分离较小时,出口温降最大。在盘腔涡轮的设计过程中,若能保证分离涡产生的流动耗散在一定可控范围内,可通过产生分离涡的方法,增加叶轮对整体流场的

控制,稳定进口区域流动,优化流场旋流比,降低周向相对流动产生的热耗散;相反,若无法保证,则应减小分离涡产生的可能,降低因局部流动不稳定产生的耗散损失,通过改变叶轮附近的流体流动,优化流场旋流比,稳定进口来流,从而提升出口相对总温降。

叶型 2-1、2-2 的温降效果最好,故为提升导流盘腔的冷气质量,应在低半径位置安装叶轮,且叶片进口安装角在 25° 至 35° 之间、出口安装角为 0° 时叶型设计最优。在后续的研究中,可进一步通过叶型径向安装位置和叶型进出口角度等耦合设计,在控制一定分离涡耗散的前提下,优化旋流比分布和进口流场稳定性,达到进一步提升盘腔出口相对总温降的目的。

3 结 论

盘腔结构和流场的径向变化相对复杂,本文通过数值计算的方法,首先对高低半径叶轮安装位置的温降特性进行对比分析,而后对不同进出口安装角叶轮叶型的流场特性和温降效果进行对比分析,得出以下结论:

(1)通过盘腔结构设计提升出口温降主要有两种方法:一是优化旋转盘腔内的旋流比流场分布,在高低半径处安装导流叶片优化流场,使全局旋流比接近于 1;二是在采用导流叶轮调整流场旋流比的基础上,减少流动失稳和分离等高耗散现象的发生。

(2)前向叶轮在优化旋流比流场分布的同时能够减少导流叶片附近流动分离“涡”的产生,降低耗散。尽管高半径叶轮安装也可达到温降的效果,但由于高半径叶轮附近的流动不稳定和分离现象严重,使得流场的温降效果劣于低半径叶轮流场。

(3)在叶轮区域产生的流动分离涡能够扩大叶轮对盘腔流场区域的影响,从而降低远叶轮区域的湍流耗散并优化流场旋流比。但根据目前计算结果,分离涡的优化效果低于其产生的流动耗散。

(4)叶片进口安装角对流场特性和温降效果的影响较大,叶型的变化能够优化流场旋流比,减少不稳定流场造成的流动损耗。当叶片进口安装角在 $25^\circ \sim 35^\circ$ 之间,且出口安装角为 0° 时,温降效果明显优于其他叶轮结构,较空腔模型提升了 42% 左右。

参考文献:

[1] TIAN S, ZHANG Q, LIU H. CFD investigation of vane nozzle and impeller design for HPT blade cooling air delivery system[C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and

Exposition. Volume 3A: Heat Transfer. San Antonio, Texas, USA: ASME, 2013.

[2] 吴衡. 预旋系统温降及功耗特性的数值研究[D]. 西安:西北工业大学, 2016.

WU Heng. Numerical study on temperature drop and power consumption characteristics of pre-spinning system[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2016.

[3] LEE H, LEE J, KIM S, et al. Pre-swirl system design including inlet duct shape by using CFD analysis [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. [S. l.]: ASME, 2018.

[4] PILBROW R, KARABAY H, WILSON M, et al. Heat transfer in a "Cover-Plate" preswirl rotating-disk system[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(2): 249-56.

[5] 徐昊, 王锁芳. 预旋喷嘴对预旋系统温降特性的数值研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2015, 29(3): 30-36.

XU Hao, WANG Suofang. Numerical study on temperature drop characteristics of pre-swirl nozzle in pre-swirl system[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2015, 29(3): 30-36.

[6] GUPTA A K, RAMERTH D, RAMACHANDRAN D. Numerical simulation of TOBI flow: Analysis of the cavity between a seal-plate and HPT disc with pumping vanes [C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air. [S. l.]: ASME, 2008.

[7] 陈帆, 王锁芳, 张光宇, 等. 接受孔角度对预旋系统流动特性影响的数值研究[J]. 推进技术, 2018, 39(7): 1449-1555.

CHEN Fan, WANG Suofang, ZHANG Guangyu, et al. Numerical study on the influence of receiving hole angle on flow characteristics of pre-swirl system[J]. Propulsion Technology, 2018, 39(7): 1449-1555.

[8] LIU G, WU H, FENG Q, et al. Theoretical and numerical analysis on the temperature drop and power consumption of a pre-swirl system [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference & Exposition. [S. l.]: ASME, 2016.

[9] 张建超, 王锁芳. 带导流片的径向预旋系统流动结构数值研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学版), 2014, 28(1): 43-48.

ZHANG Jianchao, WANG Suofang. Numerical study on flow structure of radial pre-swirl system with guide vane[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2014, 28(1): 43-48.

[10] WU C, VAISMAN B, MCCUSKER K. Analyses of

- HPT blade air delivery system with and without impellers [C]//Proceedings of the ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. Volume 5: Heat Transfer, Parts A and B. Vancouver, British Columbia, Canada: ASME, 2011.
- [11] 徐忠. 离心式压缩机原理[M]. 北京:机械工业出版社, 1990.
- XU Zhong. Principle of centrifugal compressor[M]. Beijing: China Machine Press, 1990.
- [12] 何坤, 陈志鹏, 袁新. 离心压气机叶片三维气动优化设计[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(3): 393-396.
- HE Kun, CHEN Zhipeng, YUAN Xin. Three dimensional aerodynamic optimization design of centrifugal compressor blades[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(3): 393-396.
- [13] 冀国锋, 桂幸民. 轴流/离心压气机叶片通用任意中弧造型设计方法[J]. 航空动力学报, 2009, 24(1): 150-156.
- JI Guofeng, GUI Xingmin. General arbitrary mid arc modeling design method for axial / centrifugal compressor blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(1): 150-156.
- [14] 冀国锋, 殷明霞, 桂幸民. 某小型离心压气机气动设计[J]. 航空动力学报, 2010, 25(3): 557-564.
- JI Guofeng, YIN Mingxia, GUI Xingmin. Aerodynamic design of a small centrifugal compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(3): 557-564.
- [15] ANSYS Inc. ANSYS CFX reference guide[M]. Canonsburg, PA: Southpointe, 2016.
- [16] 杨成凤, 张靖周. 高旋转雷诺数下预旋进气转-静盘腔流动换热特性[J]. 航空动力学报, 2006, 21(2): 104-108.
- YANG Chengfeng, ZHANG Jingzhou. Flow and heat transfer in a pre-swirl rotor-stator cavity under high rotational Reynolds number[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(2): 104-108.
- [17] 冶萍, 张靖周. 有预旋进气转静盘腔中的流动和换热特性数值研究[J]. 航空动力学报, 2004, 19(3): 370-374.
- YE Ping, ZHANG Jingzhou. A numerical investigation of flow and heat transfer performances in pre-swirl rotor-stator cavity[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(3): 370-374.
- [18] YU Bo, LI Jingfa, SUN Dongliang. Practical training of numerical heat transfer[M]. Beijing: Science Press, 2018.

(编辑:孙静)