

存在热斑旋流时变几何导叶弯曲对 涡轮级气热特性的影响

张筠松¹, 刘永葆^{1,2}, 李钰洁^{1,2}, 李启杰¹

(1. 海军工程大学动力工程学院, 430033, 武汉; 2. 海军工程大学舰船动力工程军队重点实验室, 430033, 武汉)

摘要: 针对变几何涡轮导叶端区复杂二次流动和传热问题, 采用数值模拟方法对某型燃气轮机高低压两级涡轮进行了三维计算, 分析了存在进口热斑旋流时, 变几何导叶弯曲对高压涡轮级端区流动及传热特性的影响。结果表明: 静叶正弯引起气流的径向流动, 从而有效抑制了泄漏涡的形成, 降低了静叶端壁载荷及端区二次流强度, 有效削弱了变几何导叶带来的端区附加损失, 且随着正弯角度的增加效果愈明显; 静叶正弯抑制了热斑高温核心的径向扩散, 但在旋流的带动作用使得静叶端区温度增加; 相比于静叶, 动叶叶顶的平均温度和平均传热系数受旋流方向的影响更大, 且反向旋流始终大于正向旋流。变几何导叶的大角度正弯设计虽然增加了静叶端区的平均温度, 但有效降低了静叶端区的传热系数和动叶叶顶平均温度, 降低了端区热负荷。

关键词: 热斑; 旋流; 变几何导叶; 弯曲; 气热特性

中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202102021 **文章编号:** 0253-987X(2021)02-0172-09



OSID 码

Effects of Bowed Variable Geometry Guide Vane on Aerothermal Performance of Turbine Stage with Hot Streak and Swirl

ZHANG Yunsong¹, LIU Yongbao^{1,2}, LI Yujie^{1,2}, LI Qijie¹

(1. College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;

2. Military Key Laboratory for Naval Ship Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: Aiming at the complex secondary flows and heat transfer problem in the end zone of a variable geometry turbine guide vane, the effect of bowed variable geometry guide vane on aerothermal performance of a gas turbine with two stages of high and low pressure is studied by using 3-D simulation, and the influence of inlet hot streak and swirl is analyzed. The results show that the radial flow caused by the positive bowed vane inhibits the formation of leakage vortex effectively and reduces the load and the intensity of secondary flow of the end wall area, and the additional loss of the end zone caused by the variable geometry guide vane is effectively weakened. These effects become more obvious with the increase of the positive angle. The radial diffusion of the hot streak core is restrained by the positive bow of the stator blade, but the temperature at the end of the stator blade increases under the driving action of the swirling flow. Compared with the stator blade, the average temperature and average heat transfer coefficient at the tip of the rotor blade are more sensitive to the swirl direction, and the effect of negative swirl is always greater than that of the positive swirl. Although the design of positively bowed variable

geometry guide vane with large angle increases the average temperature at the end of the stationary blade, but effectively reduces the heat transfer coefficient at the end of the stationary blade and the average temperature at the tip of the rotor blade, thus reduces the heat load at the end zone.

Keywords: hot streak; swirl; variable geometry guide vane; bowed; aerothermal performance

燃气轮机变几何涡轮技术广泛应用于航空、船舶等动力系统中。变几何涡轮通过调节静叶喉部面积控制进口流量,优化燃机各部件间的匹配关系,提高燃气轮机的变工况性能^[1]。采用变几何涡轮时,必须在静叶端部留有一定的间隙^[2],以避免静叶与机匣和轮毂的刮蹭,保证静叶的自由转动,这就不可避免地给端区带来附加的二次流损失。Gunaraj 等研究表明,端区损失占整个涡轮级损失的 1/3^[3]。因此如何更好地控制和减少端区的二次流动损失是变几何涡轮设计中需要重点考虑的问题。

弯曲叶片是目前涡轮叶片设计中的常用方式,最早由 Deich 等^[4]提出,王仲奇院士发展的“附面层迁移理论”从流动的物理机制方面解释了弯曲叶片对涡轮气动性能的影响^[5],并对弯曲叶片的研究工作进行了总结和展望^[6]。随后国内外研究人员对叶片弯曲的作用机制进行了大量的数值和实验研究。Bagshaw 等实验测量了反向弯扭叶片对气动损失和流量的影响,结果表明反向弯扭叶片叶身中部气动损失要小于端部,总体损失减小了 11%^[7]。桑迪亚实验室团队针对叶片的弯掠优化设计进行了一系列的验证实验^[8]。Tan 等实验测量了叶片表面静压分布,研究了叶片弯曲角度对高负荷涡轮叶栅涡结构分布及流场能量损失的影响^[9-10]。Huang 等研究了叶片弯曲对涡扇低雷诺数工况性能的影响,并对弯曲叶片进行了优化设计和效果评估^[11]。刘建等对跨声速涡轮导叶倾斜和弯曲的非定常计算表明,导叶正弯能有效降低动叶片因上游尾迹作用产生的非定常扰动,提升涡轮效率^[12-13]。Gao 等指出反弯叶片增加了湍流强度,此时上游尾迹有利于降低动叶的非定常载荷波动^[14]。Zhang 等对导叶弯掠的研究表明,二次流强度并不是决定导叶气动损失的关键参数,弯掠引起的叶片荷载分布及质量流量的径向分布才是影响气动损失的关键因素^[15]。

上述文献多从流场气动损失和涡轮效率的角度讨论叶片弯曲设计的作用机制,而较少考虑叶片弯曲设计引起的二次流变化对叶片及端壁热负荷分布的影响。可变几何导叶端部及动叶顶部间隙的存在使得端区二次流动愈加复杂的同时带来较高的热负

荷^[16]。提高涡轮进口温度是提高涡轮效率的主要途径,同时燃烧室出口(即涡轮进口)存在温度分布不均的“热斑”和速度分布不均的“旋流”现象^[17],进一步增加了端区的热负荷和传热分布的不均匀性。

本文采用数值计算方法,以某型燃气轮机可变几何导叶的高低压两级涡轮为研究对象,研究进口热斑和旋流条件下,可变几何导叶弯曲对涡轮级气动性能和传热特性的影响,同时考虑了弯曲角度,以期对变几何涡轮的设计及优化提供理论依据。

1 数值计算方法

1.1 计算模型及边界条件

本文以某型燃气轮机高低压两级涡轮为计算模型,其中 I 级静叶为可变几何导叶,导叶顶部和根部都留有相同高度的间隙,机匣和轮毂区域采用球面端壁设计,涡轮级的主要设计参数如表 1 所示,计算模型如图 1 所示。

表 1 涡轮级主要设计参数

参数	I 级静叶	I 级动叶	II 级静叶	II 级动叶
叶片数	40	86	45	86
叶高/mm	60	56	72	90
展弦比	0.84	1.42	1.13	2.06
间隙/mm	0.60	0.56		2.2

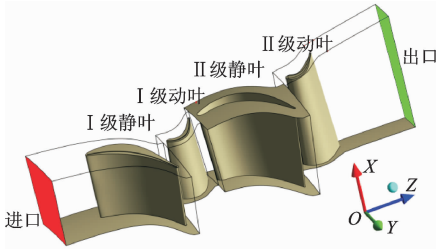


图 1 计算模型示意图

计算边界条件给定进口均匀总压 1 945.5 kPa, 出口平均静压 374.65 kPa, 进口湍流强度为 10%, I、II 级动叶转速分别为 9 316、7 184 r/min。涡轮进口考虑了热斑和旋流的存在,热斑正对 I 级静叶前缘,旋流给定两个方向,如图 2a 所示,分别是顺时针方向的正向旋流(SP)和逆时针方向的反向旋流(SN)。径向温比和旋流速度(正向旋流 SP)分布如

图2b所示,进口平均总温 $T_{\text{mean}} = 1\,536\text{ K}$,热斑温比(最高温度/最低温度)为1.23。旋流中心和半径与热斑分布相同,旋流周向速度由中心向外延伸,大致呈正弦函数分布,速度峰值为157.3 m/s,此时与轴向速度比为1.35:1。

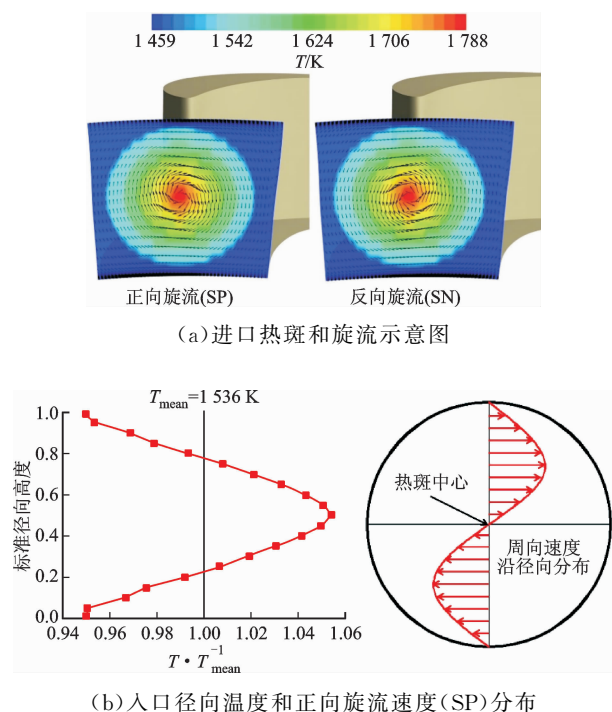


图2 进口热斑和旋流

计算采用2种无滑移壁面条件,分别为绝热壁面和等温壁面,主流温度与等温壁面的温比参照文献[18]设置为1.5,此时等温壁面温度为1 024 K。

1.2 网格划分及无关性验证

利用 NUMECA 软件中的 Autogrid5 模块进行结构网格划分,结果如图3所示,采用 HOH 型多块拓扑结构,其中叶片近壁面和间隙区域采用 O 型网格,主流道区域采用 H 型网格。根据间隙高度,间隙内分别设置了21、21、33个网格节点进行加密。为满足湍流模型的计算要求,对边界层进行加密,保证平均 y^+ 小于1(y^+ 表示无量纲壁面距离),最大 y^+ 小于3。

为消除网格数量对计算结果的影响,生成3套网格,网格节点数分别为392万、503万和697万。计算结果表明,节点数从503万增加到697万时,I级静叶和I级动叶叶顶平均传热系数分别变化0.07%和0.09%,可见节点数对计算结果的影响较小,因此选用503万节点数的网格,此时I级静叶、I级动叶、II级静叶、II级动叶的网格节点数分别为149万、127万、101万和135万。

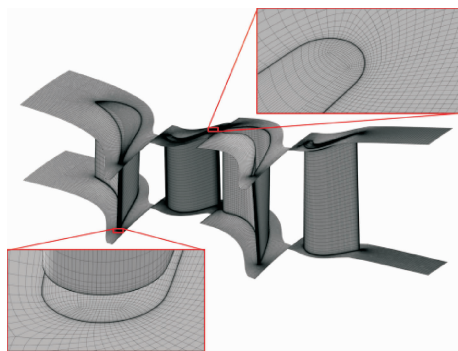


图3 计算域网格划分

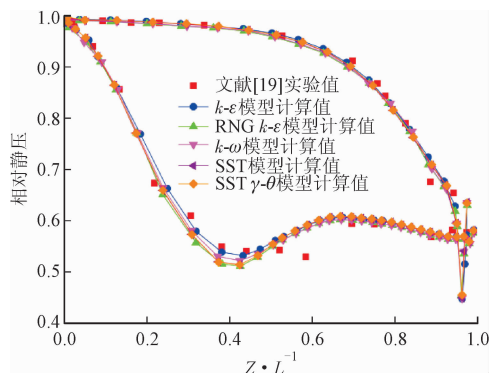
1.3 湍流模型

湍流模型对近壁面流动和传热系数的预测有较大的影响,本文对照 C3X 静叶叶栅 4521 工况实验结果^[19]校核了不同湍流模型对叶栅流动与传热特性的预测能力,结果如图4所示。定义传热系数为

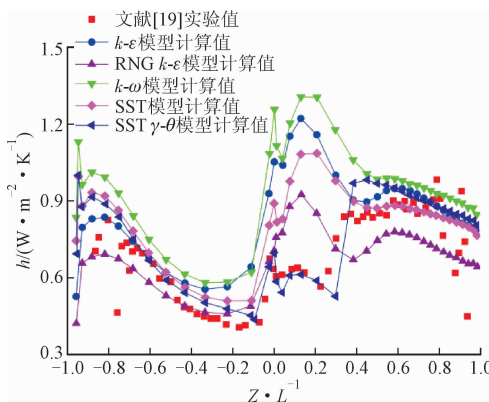
$$h = \frac{q_w}{T_{\text{in}} - T_w} \quad (1)$$

式中: q_w 为壁面热流量; T_{in} 为进口总温; T_w 为壁面温度。

图4a为不同湍流模型下C3X中截面静压曲线分布。横坐标 Z/L 表示叶片沿流动方向的标准化坐标值,其中 Z 为流向距离, L 为间隙出口处长度,0



(a)C3X 中截面静压分布



(b)C3X 中截面传热系数分布

图4 叶栅流动与传热特性计算与实验结果对比

表示前缘,1 表示尾缘。从图中可以看出,在压力面,各湍流模型计算值与实验值较吻合,而在吸力面 20%至 70%轴向弦长处,计算值与实验值存在一定差异,其中 $k-\epsilon$ 模型计算值与实验值最为接近。

图 4b 为不同湍流模型下 C3X 中截面传热系数分布。可以看出,对于非转捩湍流模型,不同湍流模型的计算值与实验值基本一致,但都不能很好地预测转捩点位置,且传热系数存在较大差异。在压力面,RNG $k-\epsilon$ 模型对传热系数预测较好,其次是 SST 模型。在吸力面,SST 模型计算值与实验值基本一致。SST $\gamma-\theta$ 转捩湍流模型可以较好地预测转捩发生的位置,传热系数计算值与实验值吻合度较高。

Luo 等研究表明,SST 湍流模型在预测叶顶端区二次流流动及其传热系数方面有较高的精度^[21],本文对照 Kwak 等对动叶叶栅叶顶传热实验的结果^[20]进一步验证 $k-\omega$ 、SST 和 SST $\gamma-\theta$ 3 种湍流模型对叶顶传热系数预测的精度,结果如图 5 所示。可以看出, $k-\omega$ 模型的计算值整体偏高,且未能捕捉到吸力面前缘的高传热系数区域,SST 模型对长条状高传热区的预测值偏低,SST $\gamma-\theta$ 模型与实验结果吻合较好。考虑到带有 $\gamma-\theta$ 转捩的 SST 湍流模型在对叶片前缘、吸力面转捩区以及端区复杂流动传热预测方面比 SST 湍流模型有明显的优势,本文数值计算选用 SST $\gamma-\theta$ 湍流模型。

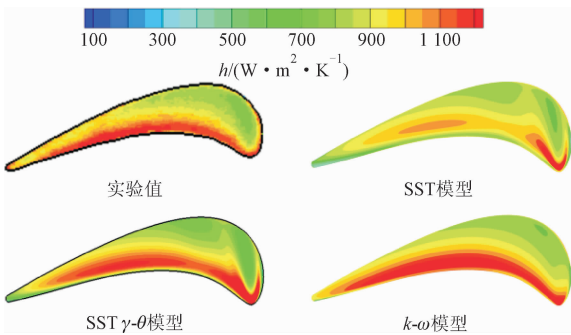


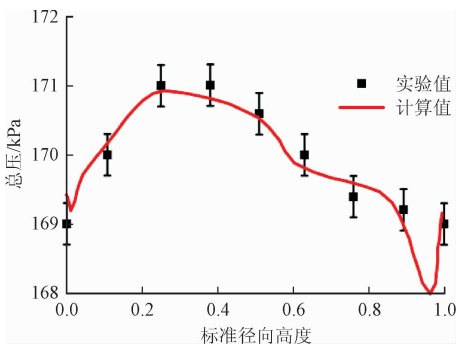
图 5 叶顶传热系数实验与计算结果对比

使用 ANSYS CFX 18.1 软件求解三维定常雷诺平均 Navier-Stokes 方程,对流离散项采用高精度格式,传热计算方程采用考虑流体黏性的总能量模型。当收敛残差控制在 10^{-5} 以下,进出口质量流量在 0.1%以内,监测点第一级前缘静压、流道温度、动叶壁面热流量迭代数据误差小于 0.01%时认为计算达到收敛。

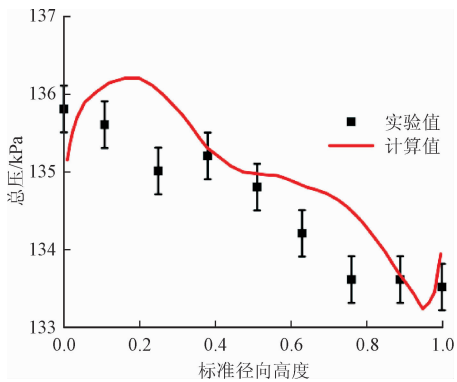
1.4 多级轴流涡轮的实验验证

多级轴流涡轮的实验验证选取汉诺威大学的四级轴流涡轮实验^[22],经网格无关性验证后确定网格

节点数为 894 万。图 6a、6b 分别为Ⅱ级和Ⅲ级叶片尾缘后总压沿叶高方向分布。图 6a 中总压计算值与实验结果基本一致;图 6b 中,除叶根外,总压分布趋势与实验值大致相同,但数值上存在一定差异。差异一方面来自实验测量误差,另一方面有定常计算未能考虑到叶片级之间相对运动的非定常效应带来的计算误差。本文计算模型为两级涡轮,Ⅱ级尾缘后总压沿叶高分布结果表明,前两级涡轮计算结果可信,实验效率为 94.30%,计算效率 92.75%,误差 1.55%,在合理范围内,表明本文数值模拟能够正确预测多级轴流涡轮的流动特性。



(a) Ⅱ级叶片



(b) Ⅲ级叶片

图 6 叶片尾缘后总压沿叶高方向分布

1.5 叶片弯曲设置

利用 NUMECA 的 Design 3D 模块对Ⅰ级静叶进行弯曲造型,径向积叠规律为简单 Bezier 曲线,正弯为积叠线从吸力面向压力面偏移,偏移角度 α_1 与 α_2 一致。图 7 给出了原型(INI)、10°正弯(P10)和 10°反弯(N10)三维示意图。

1.6 工况说明

字母“P”表示静叶正弯,“N”表示静叶反弯,“INI”表示原始叶片,数字表示弯曲角度,则“P10”和“N15”分别表示 10°静叶正弯和 15°静叶反弯。“SP”和“SN”分别表示正向旋流和反向旋流。将静

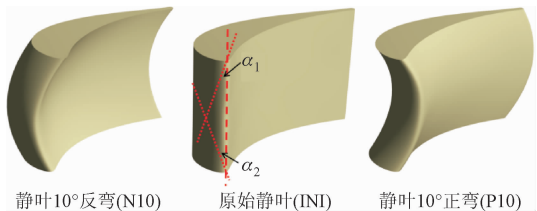


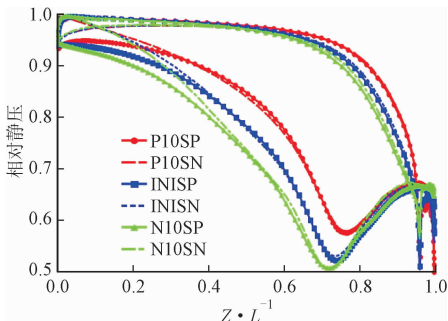
图 7 I 级静叶弯曲示意图

叶弯曲和旋流方向组合得:10°静叶正弯正向旋流为“P10SP”,15°静叶反弯反向旋流为“N15SN”等。

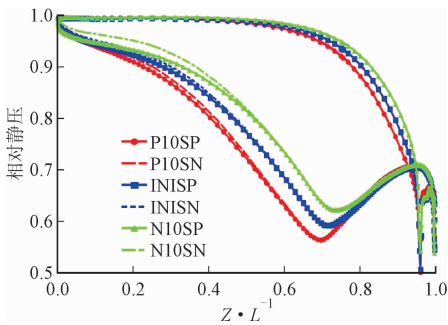
2 计算结果及分析

2.1 叶片弯曲对高压涡轮级气动性能的影响

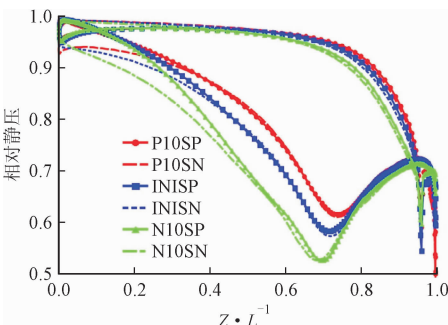
图 8 为不同工况 I 级静叶(以下简称静叶)不同叶高处叶身相对静压分布。可以看出,静叶正弯使得端区吸力面静压升高,端壁载荷降低;静叶反弯则相反,端壁载荷降低使得端壁二次流强度减弱,削弱



(a)5%叶高



(b)50%叶高

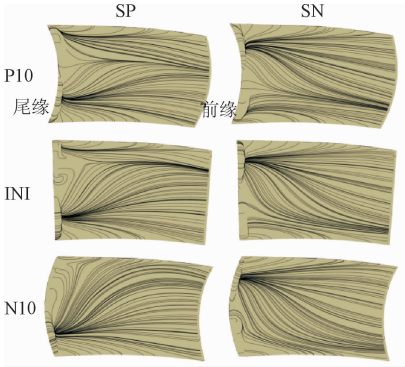


(c)95%叶高

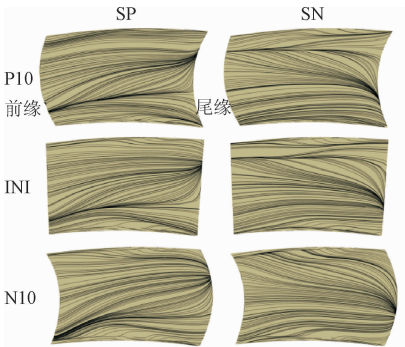
图 8 第一级静叶不同叶高处相对静压分布

了端区损失。总体上,静叶弯曲对吸力面侧静压分布的影响较大,对压力面侧静压分布的影响较小。旋流方向对中叶展静压分布的影响较小,对静叶端区近前缘区域的静压分布影响较大。反向旋流使得静叶轮毂端区前缘出现逆压力梯度,正向旋流使得静叶机匣端区前缘出现逆压力梯度。

静叶弯曲和旋流方向的变化引起静叶壁面区域气流显著的径向流动,叶身壁面极限流线分布如图 9 所示。图 9a 中,相对于原始叶片,静叶正弯使得压力面侧端壁流体向中叶展迁移,旋流与前缘分离的对转涡相互作用产生的汇流区向中部移动,削弱了泄漏流的形成;静叶反弯在压力面侧没有形成明显的汇流区,在旋流的作用下分别流向上下端壁,加剧了泄漏流动。旋流在前缘产生的逆压力梯度使得对应位置出现回流。从图 9b 中泄漏流流线的范围可以看出,静叶正弯有效抑制了泄漏涡的形成,降低了端区二次流损失,而静叶反弯则起到了相反的作用。



(a)压力面



(b)吸力面

图 9 静叶表面极限流线分布

图 10 给出了机匣端区间隙内马赫数分布云图,A 处间隙入口处的快速流动以及 B 处泄漏流与前缘分离流的汇合分别在图中呈现两块高马赫数区域,可以看出静叶正弯降低了端区间隙内的马赫数,起到了抑制端区二次流的作用。由于反向旋流在机

匣端区对压力面侧流体的增强作用和吸力面侧流体的削弱作用,因此增加了 A 处的马赫数,而降低了 B 处的马赫数。

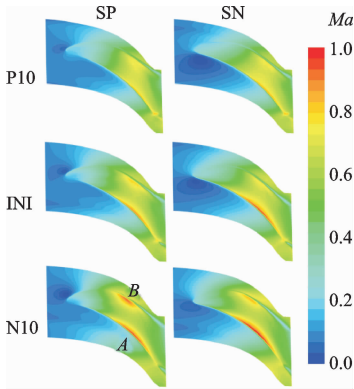


图 10 机匣端区间隙中截面马赫数分布

静叶尾缘后相对总压(P_r = 当地总压/进口总压)分布如图 11 所示,可以看出,可变几何静叶上下端区间隙的存在使得流道上下端区出现明显的总压损失区域。静叶正弯有效降低了端区泄漏涡范围以及涡核区域的总压损失,静叶反弯增加了端区的荷载使得静叶端区角区位置出现了明显的总压损失。静叶反弯正向旋流工况下,轮毂端区涡核区域出现了最高的总压损失。

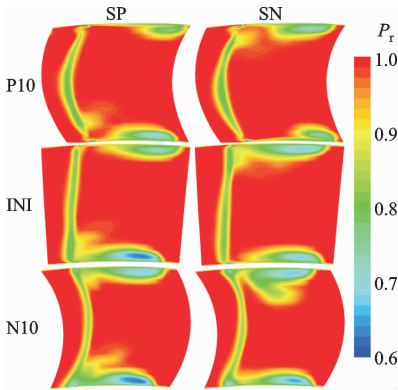
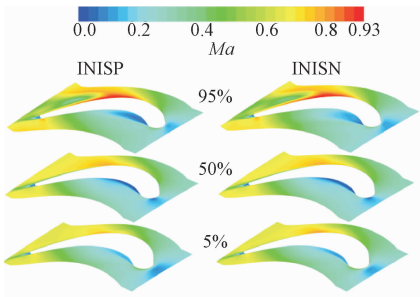
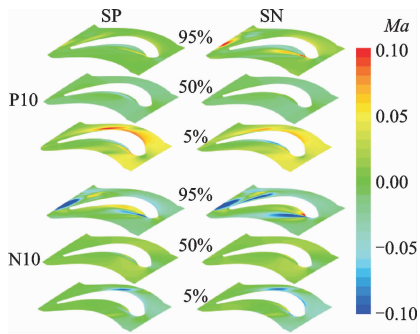


图 11 静叶尾缘后相对总压分布

图 12a 为原始静叶不同进口旋流下 I 级动叶(以下简称动叶)各截面处的马赫数分布。总体上,涡轮进口旋流经过静叶的耗散,对下游动叶马赫数的影响较小;不同旋流方向对动叶前缘及压力面的低速区域略有影响。图 12b 为弯曲静叶与原始静叶对应动叶各截面处的马赫数差(马赫数差 = 弯曲静叶马赫数 - 原始静叶马赫数)。静叶弯曲时各工况的马赫数变化幅度较小,在 ± 0.1 马赫数之间,静叶正弯增加了动叶端区特别是 5% 截面处吸力面的马赫数,而静叶反弯减小了动叶端区特别是 95% 截面处前缘压力面侧及尾缘吸力面的马赫数。



(a) 原始静叶下动叶各截面马赫数分布



(b) 各截面马赫数差值分布

图 12 I 级动叶各截面处马赫数分布

图 13 给出了动叶尾缘后相对总压分布,涡轮进口旋流对动叶的气动特性影响较弱,相对于原始叶片,静叶正弯不仅降低了动叶泄漏涡的总压损失,也降低了叶展中部的对转涡强度,静叶反弯则加剧了上述两者的总压损失。

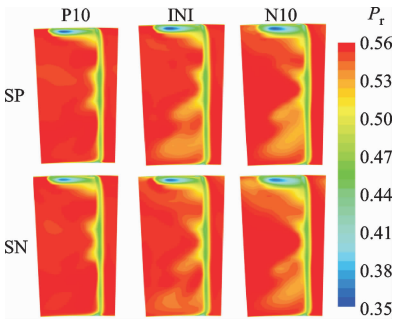
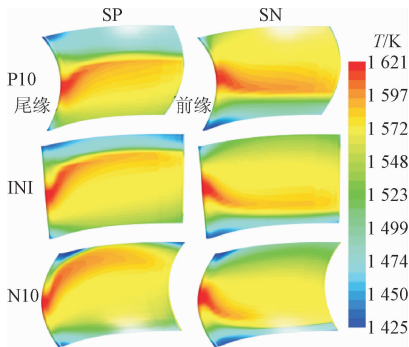


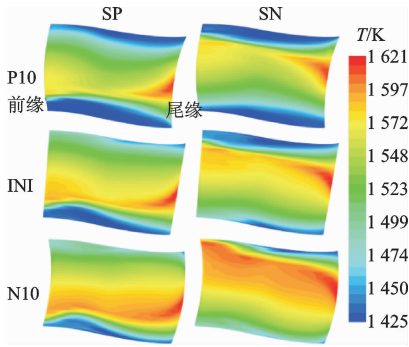
图 13 动叶尾缘后相对总压分布

2.2 叶片弯曲对涡轮级传热特性的影响

静叶弯曲和进口旋流不仅影响叶片载荷、通道马赫数、总压损失等气动性能,对涡轮级的热负荷和传热特性也有影响,特别是存在进口热斑时,其迁移规律的变化会引起涡轮级传热性能的改变。图 14 给出了不同静叶弯曲及旋流下静叶壁面的温度,结合图 8、图 9 可以得到,在静叶正弯的作用下,热斑径向迁移受到抑制,核心处的高温流体主要集中于叶展中部区域;吸力面侧端区在静叶正弯对载荷的削弱作用下呈现明显的低温度区域。



(a)压力面



(b)吸力面

图 14 静叶壁面温度分布

静叶端区温度分布如图 15 所示,受静叶弯曲压力面侧形状的影响,尽管静叶正弯抑制了热斑高温核心的径向扩散,但在旋流作用下部分较高温度的流体仍能进入端区间隙,因此静叶正弯时的端区壁面温度较高,且高温区域的范围逐渐向前缘靠近,而静叶反弯时端区壁面温度较低。

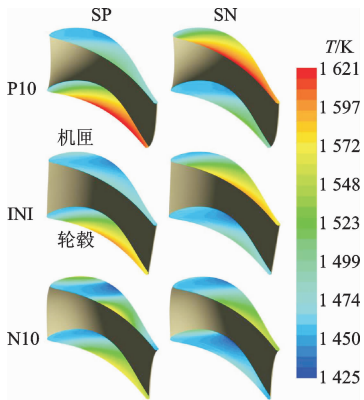


图 15 静叶端区温度分布

图 16 给出了动叶 50% 轴向截面处温度分布。正向旋流使得动叶压力面中下位置处出现高温区域,在动叶吸力面靠近顶部处出现低温区域,此时静叶正弯增加了中部高温区域径向的扩散范围,同时降低了顶部端区的温度。反向旋流在压力面靠近顶

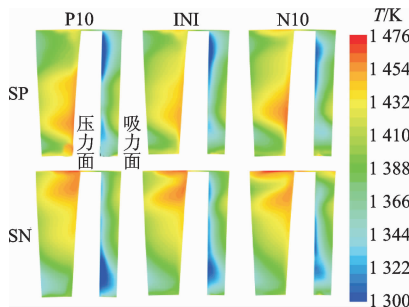


图 16 动叶 50% 轴向截面温度分布

部位置处出现高温区域,在吸力面靠近底部处出现低温区域,此时静叶反弯增大了高温区域径向的扩散范围,增加了顶部端区的温度。

图 17 给出了弯曲静叶与原始静叶对应的动叶叶顶温差(温差=弯曲静叶温度-原始静叶温度)。相对于原始叶片,静叶正弯降低了动叶叶顶的热负荷,正向旋流时叶顶后半部分热负荷减小最多;静叶反弯增加了动叶叶顶的热负荷,反向旋流工况下尤为明显,最高增加 40 K 左右,这一现象与图 16 中反向旋流下高温流体向叶顶区域靠拢的结果一致。

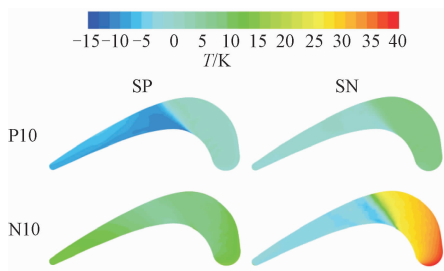


图 17 动叶叶顶温差

图 18 为动叶叶顶的传热系数分布。受前缘分离流的影响,叶顶近前缘吸力面侧出现长条状高传热系数区域,旋流方向对该区域的影响较小,正向旋流叶顶中部的低传热系数范围要大于反向旋流的。静叶正弯增加了高传热系数区域的同时缩小了低传热系数区域的范围,整体上使得动叶叶顶传热系数恶化。

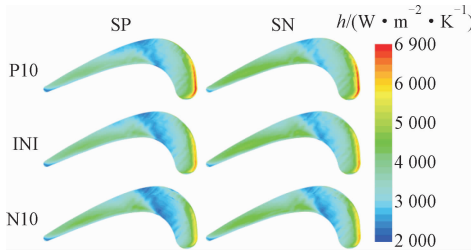


图 18 动叶叶顶传热系数

2.3 弯曲角度对涡轮级总体性能的影响

图 19 给出了静叶不同工况下静叶和动叶尾缘

截面处的平均相对总压。静叶尾缘处平均相对总压随着静叶正弯角度的增大而升高,随着反弯角度的增大而降低;动叶尾缘处平均相对总压随着弯曲角度的增大而升高,相同弯曲角度下,静叶正弯时的平均相对总压要高于静叶反弯。旋流方向对截面处的平均相对总压影响较小,只在静叶反弯时,正向旋流工况才略高于反向旋流工况。

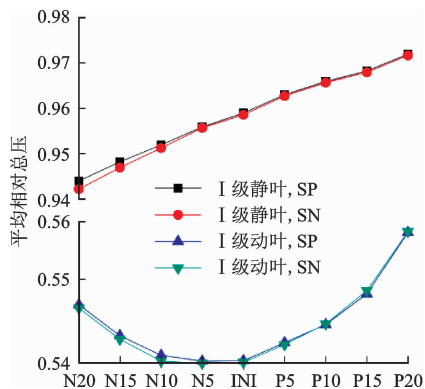


图 19 不同工况下尾缘截面平均相对总压

图 20 为不同工况下静叶端区和动叶叶顶的平均温度。静叶端区平均温度随着静叶正弯角度的增大而升高,随着反弯角度的增大而降低;动叶顶部平均温度随着静叶反弯角度的减小而降低,而静叶正弯角度变化时没有呈现出一致的变化规律。静叶正弯反向旋流工况下,静叶端区平均温度要高于正向旋流,静叶反弯时刚好相反。相对于静叶,动叶叶顶平均温度受旋流方向的影响更大,且反向旋流始终大于正向旋流。

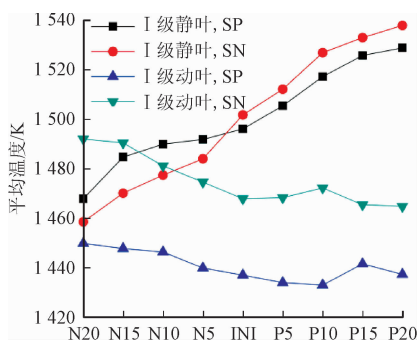


图 20 不同工况下端区平均温度

图 21 为不同工况下静叶端区和动叶叶顶的平均传热系数。静叶弯曲降低了静叶端区的平均传热系数,且随着弯曲角度的增加,平均传热系数减小。计算工况从大角度反弯变化到大角度正弯时,动叶叶顶的平均传热系数先减小后增加,最低点出现在 N10 工况时。旋流方向对端区平均传热系数的影响与图 20 中类似,需要注意的是,静叶反弯时静叶叶

顶的平均传热系数受旋流方向的影响相对较小。

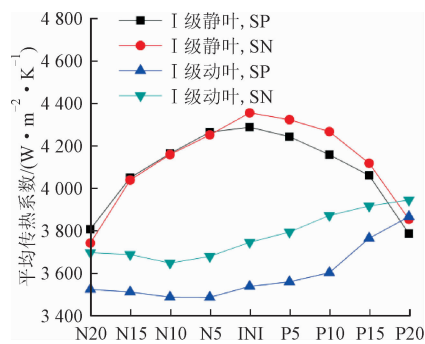


图 21 不同工况下端区平均传热系数

3 结 论

(1)变几何导叶在端区引入了泄漏流,带来了附加二次流损失。可变几何静叶正弯设计引起气流的径向流动,从而有效抑制了泄漏涡的形成,使得端壁载荷降低,端壁二次流强度减弱,削弱了端区损失,同时静叶正弯降低了端区间隙内马赫数,进一步减小了端区二次流损失,有效削弱了变几何导叶带来的端区附加损失。

(2)可变几何静叶正弯设计减少了静叶尾缘处的总压损失,且随着弯曲角度的增加这一现象愈加明显;静叶弯曲减少了动叶尾缘处的总压损失,平均总压最低点出现在 5° 静叶反弯工况;旋流方向对平均总压影响较小,只在静叶反弯时,正向旋流工况才略高于反向旋流工况。

(3)尽管静叶正弯抑制了热斑高温核心的径向扩散,但此时旋流对高温流体的带动作用增加了静叶端区温度;静叶正弯降低了动叶顶部温度,此时反向旋流对动叶叶顶温度的增加有较大的影响;相对于静叶,动叶叶顶的平均温度和平均传热系数受旋流方向的影响更大,且反向旋流始终大于正向旋流。

(4)变几何导叶的大角度正弯设计虽然增加了静叶端区的平均温度,但有效降低了静叶端区的传热系数和动叶叶顶平均温度,降低了端区热负荷。

参考文献:

- [1] KARSTENSEN K W, WIGGINS J O. A variable-geometry power turbine for marine gas turbines [J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(2): 165-174.
- [2] RAZINSKY E H, KUZIAK W R. Aerothermodynamic performance of variable nozzle power turbine stage for an automotive gas turbine [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1977, 99(4): 587-592.

- [3] GUNARAJ J, HANSON D, HAYES J, et al. A comparison of two fan stage designs with different rotor leading edge sweep [C]// Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2014, 37(2): 53.
- [4] DEICH M E, GUBALEV A B, FILIPPOV G A. A new method of profiling the guide vane cascades of turbine stages with small diameter-span ratio [J]. Teploenergetika, 1962, 8(8): 42-46.
- [5] 王仲奇, 徐文远, 韩万今. 透平长叶片级的气动力计算及某些计算结果的讨论 [J]. 工程热物理学报, 1981(4): 328-334.
WANG Zhongqi, XU Wenyuan, HAN Wanjin. Aerodynamic calculation of turbine stage with long blades and discussion of its results [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1981(4): 328-334.
- [6] WANG Zhongqi, ZHENG Yan. Research status and development of the bowed-twisted blade for turbomachines [J]. Engineering Science, 2000(6): 40-48.
- [7] BAGSHAW D A, INGRAM G L, GREGORY-SMITH D G, et al. An experimental study of reverse compound lean in a linear turbine cascade [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part A Journal of Power and Energy, 2005, 219(6): 443-449.
- [8] ASHWILL T D, KANABY G, JACKSON K, et al. Development of the sweep-twist adaptive rotor (STAR) blade [C]// 48th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition. Reston, VA, USA: AIAA, 2010: 1582.
- [9] TAN Chunqing, ZHANG Hualiang, CHEN Haisheng, et al. Flow separation control by using bowed blade in highly loaded turbine cascades [J]. Science in China; Series E Technological Sciences, 2009, 52(6): 1471-1477.
- [10] TAN Chunqing, ZHANG Hualiang, CHEN Haisheng, et al. Flow fields and losses downstream of an ultra-highly loaded turbine cascade with bowed blades [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part A Journal of Power and Energy, 2011, 225(1): 131-140.
- [11] HUANG Enliang, ZHAO Shengfeng, GONG Jianbo, et al. Numerical investigation of the bowed stator effects in a transonic fan at low Reynolds number [J]. Journal of Thermal Science, 2017, 26(1): 25-29.
- [12] 刘建, 乔渭阳, 段文华. 倾斜/弯曲导叶对跨声速涡轮非定常性能的影响 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2019, 51(1): 94-101.
LIU Jian, QIAO Weiyang, DUAN Wenhua. Effect of bowed/leaned vane on the unsteady performance of transonic turbine [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2019, 51(1): 94-101.
- [13] LIU Jian, QIAO Weiyang, DUAN Wenhua. Effect of bowed/leaned vane on the unsteady aerodynamic excitation in transonic turbine [J]. Journal of Thermal Science, 2019, 28(1): 133-144.
- [14] GAO Keke, LIN Tao, XIE Yonghui, et al. Investigation on unsteady flow of a turbine stage with negative bowed stator [J]. International Journal of Energy and Power Engineering, 2017, 11(4): 467-474.
- [15] ZHANG S W, MACMANUS D G, LUO J Q. Parametric study of turbine NGV blade lean and vortex design [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2016, 29(1): 104-116.
- [16] BUNKER R S. Axial turbine blade tips: function, design and durability [J]. AIAA Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 271-285.
- [17] KHANAL B, HE L, NORTHALL J, et al. Analysis of radial migration of hot-streak in swirling flow through high-pressure turbine stage [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(4): 041005.
- [18] QURESHI I, SMITH A D, POVEY T. HP vane aerodynamics and heat transfer in the presence of aggressive inlet swirl [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(2): 021040.
- [19] HYLTON L D, MIHELIC M S, TURNER E R. Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes [R/OL]. (1983-05-01)[2020-09-26]. <https://www.ntrs.nasa.gov/citations/19830021015>.
- [20] KWAK J S, HAN J C. Heat transfer coefficients of a turbine blade tip and near tip regions [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2003, 17(3): 297-303.
- [21] LUO J, RAZINSKY E H, MOON H K. Three-dimensional RANS prediction of gas-side heat transfer coefficients on turbine blade and endwall [J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(2): 021005.
- [22] FOTTNER L. Test cases for computation of internal flows in aero engine components [R/OL]. (1990-07-01)[2020-09-26]. <https://www.researchgate.net/publication/247714615>.

(编辑 亢列梅)