

具有新型双层壁结构的透平叶片流热耦合研究

王辉辉¹, 牛夕莹², 邓清华¹, 丰镇平¹

(1. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049;
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)

摘要:多通道壁面射流冷却结构是一种新型的燃气透平动叶内部冷却结构,具有消耗冷气少、压力损失小等优点。本文构建了简化的壁面射流冷却叶片与 GE-E3 冷却结构叶片模型,采用流热耦合方法对比研究了其流动与换热特性。结果表明,壁面射流冷却通道内的狭小空间抑制了横流的发生,冷气在冷却通道中形成了流向涡;前缘冷气流道中的大量冷气流经吸力侧冷却区,并从出口压力更小、面积更大的尾缘排出,使得前缘气膜孔出流的冷气流量和动量较小,冷气在叶片外表面的气膜覆盖特性更好;离心力的影响导致前缘冷气流道中叶根处的压力较低,叶根附近的气膜孔出现燃气主流入侵现象。相比于 GE-E3 叶片,壁面射流冷却叶片的前缘温度和温度梯度都较小,因此多通道壁面射流冷却在前缘具有更优异的冷却特性。

关键词:燃气透平;内部冷却;壁面射流冷却;冷却性能

中图分类号:TK14 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.mdjgc.2023.12.016

[引用本文格式]王辉辉,牛夕莹,邓清华,等.具有新型双层壁结构的透平叶片流热耦合研究[J].热能动力工程,2023,38(12):139-148. WANG Hui-hui, NIU Xi-ying, DENG Qing-hua, et al. Research on conjugate heat transfer of turbine blades with a novel double-wall structure[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(12):139-148.

Research on Conjugate Heat Transfer of Turbine Blades with a Novel Double-wall Structure

WANG Hui-hui¹, NIU Xi-ying², DENG Qing-hua¹, FENG Zhen-ping¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049;
2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: Multi-channel wall jet cooling structure is a novel internal cooling structure for gas turbine blades, which has advantages of less coolant consumption and low pressure loss. The simplified blade with wall jet cooling and GE-E3 blade are built, and their flow and heat transfer characteristics are studied comparatively by using the conjugate heat transfer method. The results show that the narrow space in the wall jet cooling channel suppresses the occurrence of crossflow, and cooling air forms streamwise vortices in the cooling channel; lots of coolant from air chamber at the leading edge flows through the cooling area on the suction side, and then is discharged from the trailing edge with low outlet pressure and large outflow area. The cooling air discharged from the film holes at the leading edge has lower flow rate and momentum, which contributes to better film coverage characteristics for cooling air on the outer surfaces of the blade; centrifugal force decreases the pressure at the root of the blade in the cooling chamber at the

收稿日期:2023-10-18; 修订日期:2023-10-24

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52276037)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China(52276037)

作者简介:王辉辉(1998-),男,西安交通大学博士研究生。

通讯作者:邓清华(1975-),男,西安交通大学副教授。

leading edge, which results in mainstream intrusion. Compared with the GE-E3 blade, the temperature and its gradient at the leading edge are lower for the blade with wall jet cooling, so multi-channel wall jet cooling has better cooling characteristics for the leading edge.

Key words: gas turbine, internal cooling, wall jet cooling, cooling performance

引 言

提高燃气透平进口温度是提升燃气轮机性能的重要手段之一^[1]。然而,燃气透平叶片面临的极高热负荷可能会导致其运行失效。因此,先进高效的冷却技术是保障燃气透平安全稳定运行的关键。

冲击冷却是利用高速流动的冷却介质直接冲击冷却腔室壁面,产生强烈对流换热的冷却技术^[2-3]。在实际工程应用中,按照射流孔的布置方式射流冲击可以分为单排孔冲击^[4-5]和阵列冲击^[6-7],前者主要用于前缘区域,后者主要用于中弦区,但是两者均存在横流干涉的问题^[8-9]。此外,冲击冷却过程中不均匀的换热强度会在局部引起过大的温度梯度并产生较高的热应力^[10],存在透平叶片失效风险^[11]。旋流冷却是利用射流的气旋效应,即射流通过射流孔喷出后,在腔室内部形成贯通腔室的涡流,强化叶片内部流道的对流换热技术^[12-14]。刘高文等人^[15]发现旋流形成的涡流作用可有效强化冷却腔室内壁面的换热效果,壁面温度分布更加均匀,减小了温度梯度,基本不会出现冲击冷却情况下较大的叶片疲劳应力。Qian 等人^[16]通过实验比较了旋流冷却和冲击冷却,研究发现两种冷却方法在入口区域表现出相似的传热强度,但是对于靶面的冷却效果,旋流冷却具有明显的优势。此外,旋流冷却还得益于喷嘴的流动与离心力对径向流动的改善,强化了旋流冷却的效果。但是,旋流冷却腔中同样存在横流干扰问题。此外,Han 等人^[17]总结了诸多传统的透平叶片内部冷却方式。

2017 年张鲁增等人^[18]提出了一种多通道壁面射流结构的新型双层壁冷却方法。壁面射流结构的主要特点是对冷气流道的组织非常独特,充分利用了动叶前缘和吸力侧的空间,避免了传统冷却结构

中常见的冷气横流、交叉、回流等容易造成流动损失的问题,实现了冷却效率更高和冷气量消耗更少的目的。传统叶片内部冷却通道通过熔模铸造,限制了叶片中冷气的流动方向和流道尺寸^[19]。而壁面射流结构在目前已有的铸造条件下,无复杂的结构,可以有效控制制造成本。因此,研究该新型双层壁冷却结构的流热耦合问题,有助于拓展透平叶片冷却结构设计思维,提升叶片内部冷却技术^[4]。何伟等人^[20]研究了多通道壁面射流冷却的实际冷却性能,证明了其在叶片前缘和吸力侧区域的明显优势,冷却效率和有效冷却面积比旋流冷却与冲击冷却都更具优势。弯曲通道内的涡流结构与射流孔宽度有关,其对弯曲通道冷却的流动和传热特性的影响比转弯半径更明显,射流孔宽度较小时会产生高冷却性能和更大的压力损失^[21]。

为进一步考核具有此新型双层壁结构的壁面射流冷却在实际燃气透平叶片中应用,本文基于 GE-E3^[22]第一级动叶叶片构建带有气膜孔的壁面射流冷却结构叶片,通过流热耦合方式对比分析了壁面射流冷却的流动与传热特性,并提出结构优化方案,同时为了与传统冷却方式进行对比,论文中也构建了具有前缘冲击冷却结构的 E3 叶片。研究结果对于具有多通道壁面射流冷却结构叶片的流动与换热特性的学术研究,以及此新型内部冷却结构的应用研究,具有重要的参考价值。

1 几何模型和数值方法

1.1 几何模型

多通道壁面射流结构的内部通道结构如图 1 所示。冷气自叶片前缘内壁面射流孔流出后,流过多与叶高位置平行排布且沿叶片型线的弯曲通道,即由前缘滞止线区域开始贯通整个吸力侧,最后由叶片尾缘的劈缝排出。

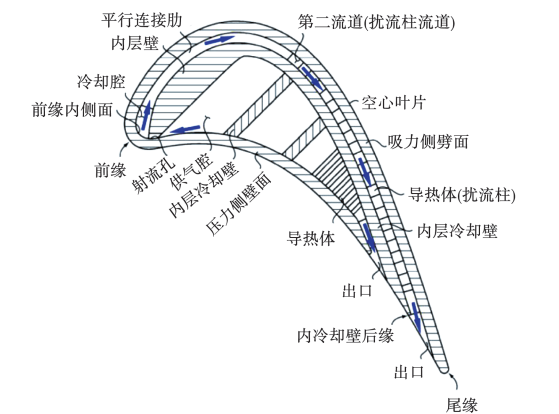


图 1 多通道壁面射流冷却结构示意图^[18]

Fig. 1 Schematic diagram of multi-channel wall jet cooling structure^[18]

图 2 给出计算模型的计算域和内部结构。图 2(a)所示的是本文所使用的主流计算域。

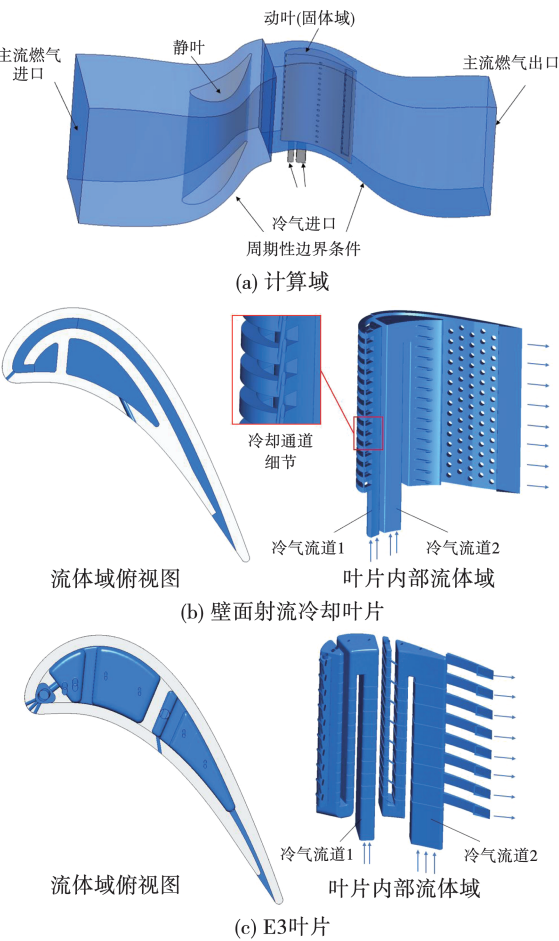


图 2 计算域和叶片模型内部结构

Fig. 2 Computational domain and internal structure of blade models

图 2(b)所示的是基于 GE-E3^[22] 第一级动叶型线构建的壁面射流冷却叶片。如图 2 所示,沿叶高在叶片吸力侧只有 16 个平行冷却通道,冷气自叶片前缘壁面射流孔流出后,沿着多个沿叶高方向平行排布的弯曲通道流过,由尾缘劈缝排出。叶片高度、弦长、壁面厚度、前缘弯曲通道节距等叶片和壁面射流冷却结构的几何参数如表 1 所示。

表 1 壁面射流冷却叶片几何参数

Tab. 1 Geometrical parameters of the blade with wall jet cooling

参 数	数值
叶片高度 h/mm	39.60
弦长 L/mm	35.21
壁面厚度 e/mm	1.2
前缘弯曲通道节距 f/mm	2.4
射流孔长度 H/mm	45.7
射流孔宽度 B/mm	1.2
气膜孔直径 d/mm	0.9
气膜孔轴线与叶顶夹角 $\alpha/(\text{°})$	70

为了比较壁面射流冷却在前缘区域的冷却性能,本文还完整地构建了带有前缘冲击冷却和蛇形通道结构的实际 GE-E3 叶片模型,如图 2(c)所示。

1.2 边界条件和数值方法

数值计算方法中,动静交界面采用混合平面法。与叶片固体域交接的流体域表面都是耦合交界面,通过交界面的热通量守恒。此外,对流项和湍流项均采用高精度求解格式。数值计算边界条件如表 2 所示,叶根是绝热壁面,且所有壁面保持转动。值得说明的是,壁面射流冷却叶片中尾缘开缝区域的冷却气来自前缘,由冷气流道 1 提供;而在 E3 叶片中来自蛇形通道,由冷气流道 2 提供。因此,为了保证流入叶片尾缘开缝区换热性能的一致性,E3 叶片冷气流道 2 中通入的冷却气质量流量与壁面射流冷却叶片冷气流道 1 中的相当。

表 2 边界条件

Tab.2 Boundary conditions

参 数	数值
壁面射流冷却叶片冷气流道 1 冷气流量/ $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$	16.30
E3 叶片冷气流道 1 冷气流量/ $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$	16.71
壁面射流冷却叶片冷气流道 2 冷气流量/ $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$	5.30
E3 叶片冷气流道 2 冷气流量/ $\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$	17.11
冷气进口总温/K	863
主流入口总温/K	1 780
主流入口总压/MPa	2.526
进口湍流度/%	5
主流出口静压/MPa	1.122 7
叶片转速/ $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	12 630

本文采用 ANSYS CFX 求解雷诺时均 N - S 方程,气体工质选用空气,叶片固体材料选用 DD6 镍基高温合金。

1.3 湍流模型和网格无关性验证

湍流模型验证采用文献[23]中的叶片,其内部冷却结构如图 3(a)所示,实验系统如图 3(b)所示。选用标准 $k-\varepsilon$ 、RNG $k-\varepsilon$ 、标准 $k-\omega$ 和 SST $k-\omega$ 4 种湍流模型对叶片流动换热进行湍流模型验证。图 4 给出了采用不同湍流模型计算时叶片壁面侧向平均综合冷却效率 Φ_{sp} 分布曲线与实验数据的对比情况。可以看出 SST $k-\omega$ 湍流模型对叶片冷却的预测结果与实验结果吻合最好,因此,本文最终选择 SST $k-\omega$ 湍流模型进行计算。

计算域采用四面体非结构化网格进行剖分,由于计算叶片模型尺寸较小但结构复杂,所以第 1 层边界层网格距离壁面 0.000 1 mm,共布置 20 层,增长率为 1.2,以满足 SST $k-\omega$ 湍流模型对壁面最大 $y^+ < 1$ 的要求。选取网格数分别为 1 144 万,1 368 万和 2 094 万的 3 套网格进行计算,以叶片壁面综合冷却效率作为无关性验证的评价指标。网格无关性计算结果如图 5 所示,1 368 万和 2 094 万网格结果相差非常小,综合考虑计算精度和时间成本,最终选择 1 368 万作为本研究的网格数,壁面射流冷却研究所用的计算网格如图 6 所示。

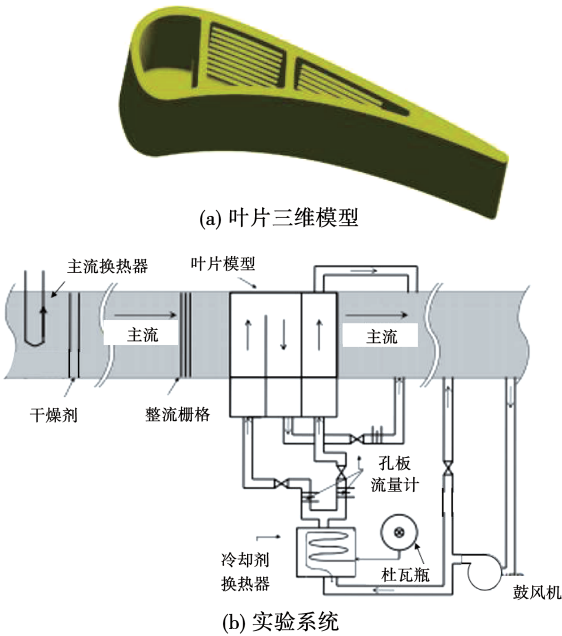


图 3 湍流模型验证用叶片及实验装置^[13]

Fig.3 Blade and experimental setup for turbulence model validation^[13]

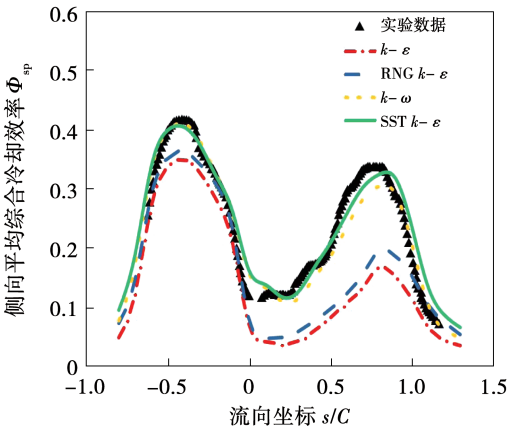


图 4 湍流模型验证结果

Fig.4 Results of turbulence model validation

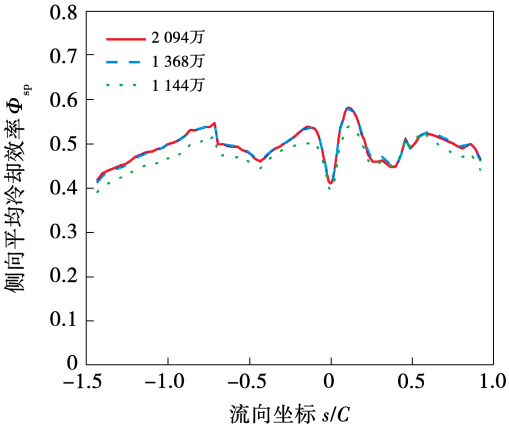


图 5 网格无关性验证结果

Fig.5 Results of grid independence verification

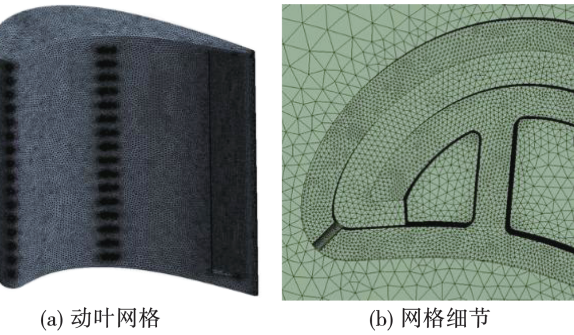


图 6 壁面射流冷却叶片计算网格
Fig.6 Computational grids for the blade
with wall jet cooling

1.4 参数定义

表征对流换热强度的努塞尔数定义为:

$$Nu = \frac{q_w \cdot D_h}{(T_w - T_c) \lambda}$$
 (1)

式中: q_w —壁面热流密度, W/m^2 ; D_h —射流孔水力直径; T_w —壁面温度, K; T_c —冷气进口总温, K; λ —流体导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。

表征冷却性能的综合冷却效率定义为:

$$\Phi = \frac{T_r - T_w}{T_r - T_c}$$
 (2)

式中: T_r —壁面恢复温度, K。

表征流动损失的整体压力损失系数定义为:

$$C_{tp} = \frac{Mr_{c1} \times p_{cin1} + Mr_{c2} \times p_{cin2} + Mr_G \times p_{int1} - p_{gou}}{p_{int1}} \times 100\%$$
 (3)

式中: Mr_{c1} —冷气供气腔入口 1 的流量比; Mr_{c2} —冷气供气腔入口 2 流量比; Mr_G —主流流量比; p_{cin1} —冷气供气腔入口 1 总压, Pa; p_{cin2} —冷气供气腔入口 2 总压, Pa; p_{int1} —主流入口总压, Pa; p_{gou} —主流出口总压, Pa。

吹风比定义为:

$$BR = \frac{\rho_f \cdot u_f}{\rho_g \cdot u_g}$$
 (4)

式中: ρ_f —气膜孔内的气体密度, kg/m^3 ; u_f —气膜孔内气体速度, m/s; ρ_g —主流(动叶流道入口)气体密度, kg/m^3 ; u_g —主流(动叶流道入口)气体速度, m/s。

此外,出现主流入侵的气膜孔的吹风比定义为零。

2 计算结果与分析

2.1 流动特性分析

2.1.1 压力损失特性比较

图 7 展示了壁面射流冷却叶片和 E3 叶片通道的总压损失系数 C_{tp} , 分别为 5.144% 和 8.286%, 可见壁面射流冷却叶片的总压损失系数显著低于 E3 叶片。

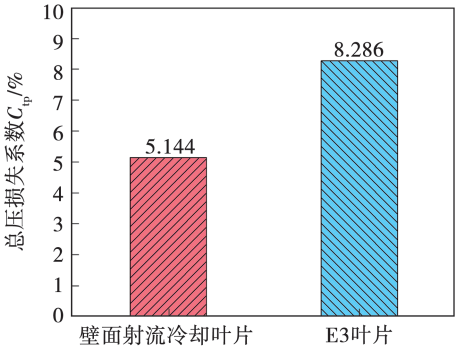


图 7 总压损失系数比较
Fig.7 Comparison of total pressure loss coefficients

图 8 为叶片前缘切面湍流动能分布图。叶片前缘纵切面位置如图 8(a) 所示, 图 8(b) 和 8(c) 展示了前缘纵切面的湍流动能分布图。

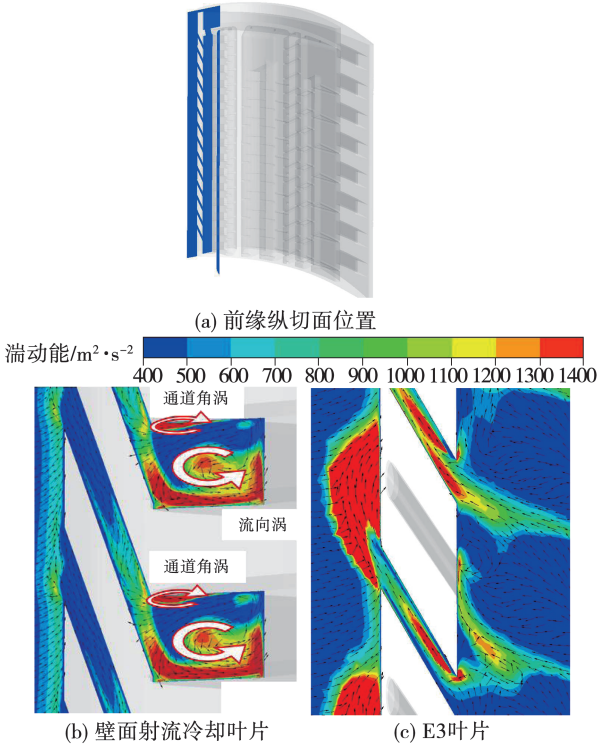


图 8 叶片前缘切面湍流动能分布
Fig.8 Turbulent kinetic energy distribution on
longitudinal section at leading edge

由图 8(a)可见,壁面射流冷却通道中的冷气主要以流向涡的形式存在,流向涡与气膜孔进口上方角落里的低速流体的剪切作用诱发了通道角涡。

图 9 给出了前缘滞止线位置的气膜孔吹风比,壁面射流冷却叶片中气膜孔出流的冷气动量与前缘主流动量相差较小,因此两者掺混导致的流动损失也较小。然而,E3 叶片气膜孔吹风比较大,出流的冷气与主流发生掺混的过程中使当地流体的流场产生剧烈扰动,于是在气膜孔出口附近出现高湍动能区,这一方面会导致较大的掺混损失并降低主流燃气的做功能力,另一方面也会削弱冷气对叶片的外部保护作用。

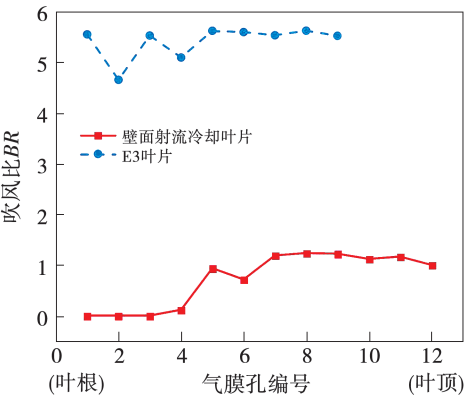


图 9 叶片前缘滞止线气膜孔吹风比

Fig. 9 Blowing ratio of film holes on stagnation line of blade leading edge

据以上分析,E3 叶片气膜孔出流的冷气吹风比较高,与主流掺混损失较大。此外,尾缘开缝区附近冷气与主流的掺混损失也是透平叶栅流道中冷气损失的重要组成部分。尾缘开缝射流与叶片表面脱落的附着涡层在交汇的过程中发生剧烈掺混,速度差异会在两者之间造成强烈的剪切运动并引起动量损失。同时,掺混过程中,冷气与主流温度的不同将会造成热力学损失。与壁面射流冷却叶片相比,E3 叶片尾缘开缝出流的冷气具有更大的射流速度和更低的温度,这导致 E3 叶片尾缘开缝射流与主流在掺混过程中将会有更大的动量损失和热力学损失。因此,E3 叶片的总压损失要高于壁面射流叶片。

2.1.2 冷气流动特性比较

图 10 给出叶片内外的冷气流线分布。由图 10(a)

和 10(c)可见,在壁面射流冷却叶片中,冷气流道 1 与尾缘冷气出口通过前缘冷却通道和压力侧冷却区相连通,尾缘出口具有更低的出口压力和更大的出流面积,所以冷气流道 1 中的大量冷却气流经压力侧从尾缘排出,只有少量冷气从前缘气膜孔流出,且吹风比较小。前缘排出的低动量冷气具有更好的贴壁性,为吸力侧提供了较好的气膜冷却保护。但是,由于靠近叶根位置部分冷却通道内的冷气压力比较小,导致对应的气膜孔中存在主流入侵现象。由图 10(b)和 10(d)可见,在 E3 叶片中,前缘流道中的冷气从叶顶和前缘的气膜孔排出,由于气膜孔出流面积的限制,前缘气膜孔排出的冷气动量较大,导致冷气难以贴附于叶片外表面。并且在主流的影响下,冷气向着叶顶方向产生了较大的偏转,这对气膜冷却效果也产生了较大影响。

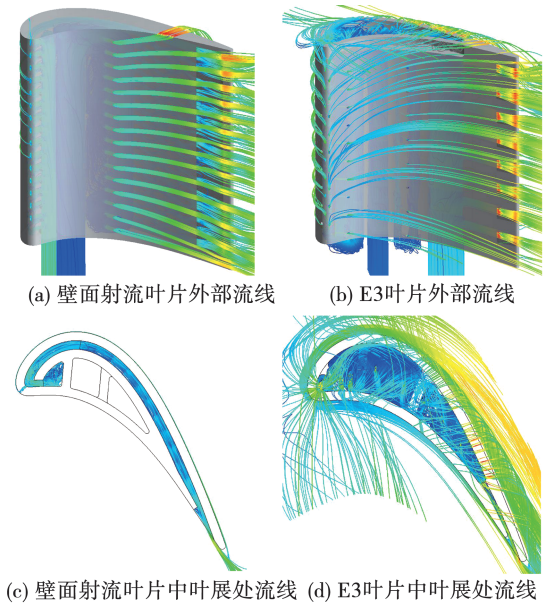


图 10 叶片内外的流线分布比较

Fig. 10 Comparison of streamline distributions inside and outside the blade

与 E3 叶片尾缘冷却区相比,壁面射流冷却叶片尾缘开缝区具有更大的出口面积,冷气出口速度更小,使得主流与冷气的掺混过程中具有更小的损失。

对于壁面射流冷却叶片,供气通道中的冷气受到离心力和柯里奥利力影响,在前缘冷气流道内的冷气向叶顶与压力侧方向偏离。同时,射流孔中的

冷气紧贴压力侧流动,并以较高的射流速度持续冲刷压力侧壁面,有利于提高当地的对流换热系数。

图 11 展示了前缘纵切面马赫数分布图,在壁面射流冷却叶片中,前缘相对独立且狭窄的平行冷却通道避免了横流的产生。靠近前缘内壁面出流的冷气与通道内部的冷气的剪切作用促使流向涡的形成。在离心力的影响下径向冷气流道中的流体向叶顶聚集,因此靠近叶顶的冷却通道获得了较大的冷气流量和流速。E3 叶片中也出现类似的现象,主要体现在射流冲击孔中的冷气流速沿叶高方向增大。

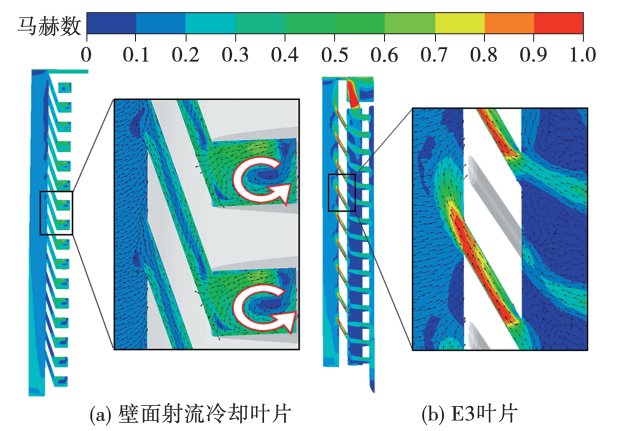


图 11 叶片前缘纵切面马赫数分布

Fig. 11 Mach number distributions on longitudinal section at blade leading edge

在布置有冲击冷却结构的 E3 叶片中,前缘冷却腔室内存在着大量低速横流,这导致冷气射流在冲击前缘靶面之前与周围低速横流发生剧烈的剪切和掺混,从而削弱了射流的核心速度。此外,在离心力和横流作用下,冷气射流在腔室中发生了径向偏转,导致冲击位置偏离了设计点。从冷气流道 1 中流入的冷气只能从气膜孔流出,气膜孔横截面积的限制导致出流的冷气具有较高的速度,从而使得出流的冷气偏离叶片外表面,对叶片难以形成气膜防护。

2.2 冷却特性分析

2.2.1 叶片综合冷却效率比较

图 12 给出了壁面射流冷却叶片与 E3 叶片侧向平均综合冷却效率的比较。数据采样方式是从叶片吸力侧尾缘开始沿着叶片表面到前缘,最后在压力侧尾缘附近结束, $s/L = 0$ 对应前缘滞止线,每个采

样线取侧向平均冷却效率。
如图 12 中的阴影区所示,在前缘滞止线处,壁面射流冷却叶片与 E3 叶片的侧向平均冷却效率相当。

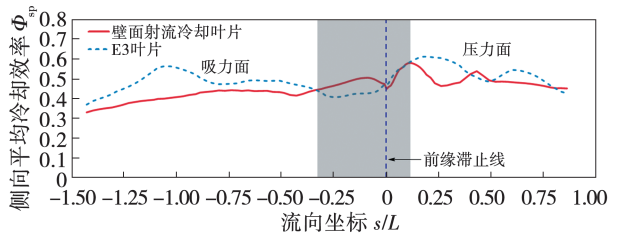


图 12 叶片侧向平均综合冷却效率分布

Fig. 12 Distribution of spanwise area-averaged overall cooling effectiveness

但是在吸力侧上游一段距离的区域,壁面射流冷却叶片的侧向平均冷却效率显著高于 E3 叶片,这主要得益于壁面射流冷却叶片独特的结构特点和优势。在壁面射流冷却叶片内部,冷却通道作为相对独立的冷却单元被平行布置在前缘区域,并且沿流向在吸力侧延伸一段距离,一方面冷却通道中较为狭窄的流动空间会抑制横流产生,另一方面吸力侧弯曲冷却通道会通过曲率增强通道外壁面附近当地冷气的湍流特性,延缓压力侧弯曲通道中冷气湍流度的衰减。在叶片外表面,由气膜孔出流的低动量冷气具有较好的附壁特性,为叶片提供了良好的外部防护。

综上所述,壁面射流冷却叶片在前缘和吸力侧上游一段区域有较高的侧向平均冷却效率。随着冷却通道内的冷气与压力侧内壁不断进行热量交换,冷气温度上升,导致冷却能力下降,再者由于前缘气膜孔出流的冷气在吸力侧覆盖的区域有限,所以壁面射流冷却叶片的吸力侧下游的侧向平均冷却效率相对较低。

E3 叶片的冷气流道内均设置了扰流肋,同时在冷气流道 2 中有大量温度相对较低的新鲜冷气注入,因此,E3 叶片压力侧和吸力侧对应位置的侧向平均冷却效率高于壁面射流冷却叶片。

图 13 展示了壁面射流冷却叶片与 E3 叶片的压力侧和吸力侧表面的冷却效率分布图。可以看出,在壁面射流冷却叶片表面,前缘出流的低动量冷气

在前缘吸力侧的中上部区域具有良好的气膜覆盖特性,在当地具有较高的综合冷却效率。对于 E3 叶片,前缘气膜孔的吹风比较大,从前缘附近综合冷却效率的分布中几乎看不出气膜覆盖的痕迹。E3 叶片中通过内部带肋蛇形通道的设计强化了冷气与叶片内壁的对流换热,使得其在相应位置表现出高于壁面射流冷却叶片的冷却特性。

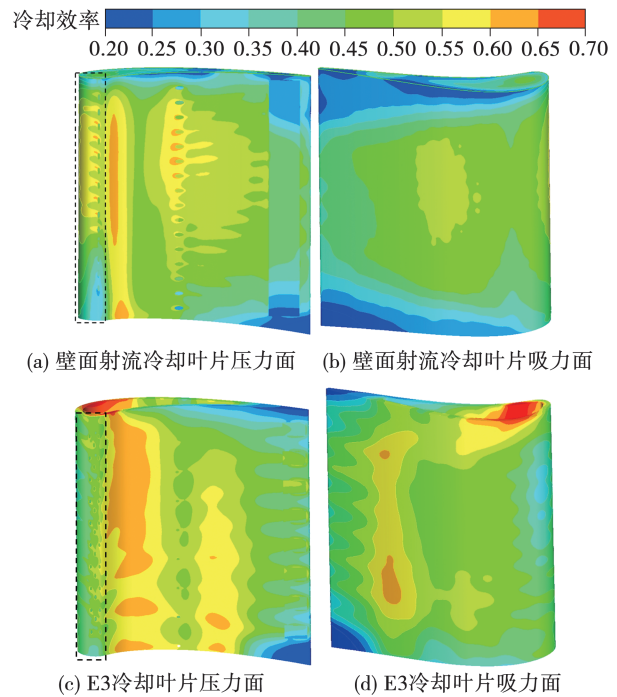


图 13 叶片外壁面的综合冷却效率对比

Fig. 13 Comparations of overall cooling effectiveness on outer surface of the blades

2.2.2 耦合传热特性对比

图 14 展示了壁面射流冷却叶片和 E3 叶片内部前缘附近的努塞尔数分布云图。由图 14(a)可以看出,壁面射流冷却叶片中部和顶部的平行冷却通道在前缘吸力侧表现出较高且均匀的换热强度,而位于叶根附近的冷却通道由于主流入侵现象的原因,在前缘附近的换热较差。在前缘压力侧附近,旋转离心力使得冷却通道中的冷气贴近上壁面流动,导致射流孔外壁面(前缘压力侧)上的高换热区主要集中在上半部分。由图 14(b)可见,在 E3 叶片的前缘冲击冷却腔室中,冷气的射流形态受到横流的影响而产生了不同的变化,由此导致前缘靶面上冲击区域也出现了较大的差异,最终在前缘呈现出不规

则的强换热区,且射流在冲击靶面后迅速衰减,因此,所展现的强换热区范围仅仅局限于冲击点附近。此外,前缘靶面根部的传热不均匀性尤为突出,这会造成较大的热应力梯度。

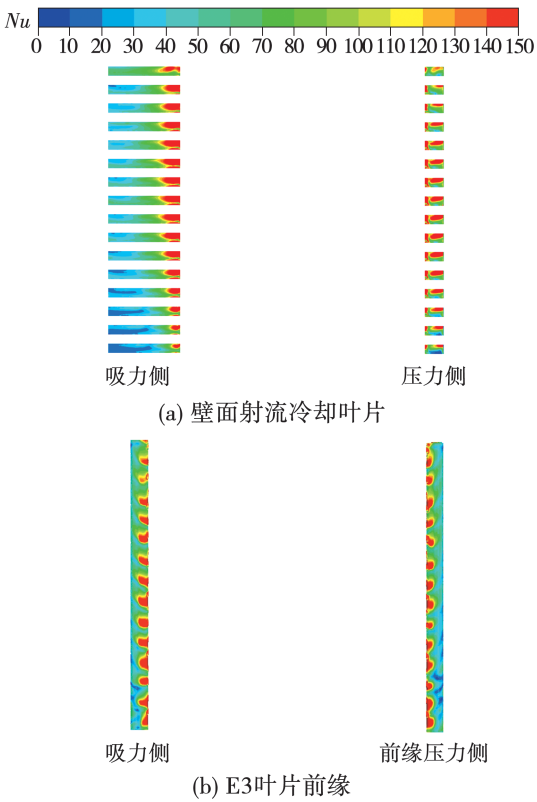


图 14 叶片内部前缘靶面努塞尔数分布

Fig. 14 Nusselt number distributions of target surface at the leading edge inside the blade

图 15 展示了叶中展截面的温度分布图。在前缘附近区域,壁面射流冷却叶片温度较低,且温度梯度也较小,如图 15 中的标记 A 所示,这表明壁面射流冷却结构能够为透平叶片前缘以及前缘吸力侧区域提供有效且均匀的冷却。而对于 E3 叶片,受限前缘冲击冷却腔室和冷气射流的冲击范围,前缘吸力侧出现大范围高温区域并伴随较大的温度梯度。

在尾缘冷却区,壁面射流冷却与 E3 叶片表现出明显的差异,前者的冷却表现更差,一方面是因为壁面射流冷却叶片尾缘区的冷气流经前缘和压力侧后,温度上升,冷却能力下降;另一方面,尾缘开缝区的流动横截面积大,冷气流速低,导致冷气流速对流换热能力下降。而 E3 叶片尾缘区较为新鲜的冷气

来自冷气流动道 2,温度较低,并且相比于壁面射流冷却叶片,E3 叶片具有更狭窄的尾缘开缝,所以叶片尾缘的温度更低。因此,壁面射流冷却叶片的尾缘冷却结构需要优化以满足尾缘区域的冷却需求。

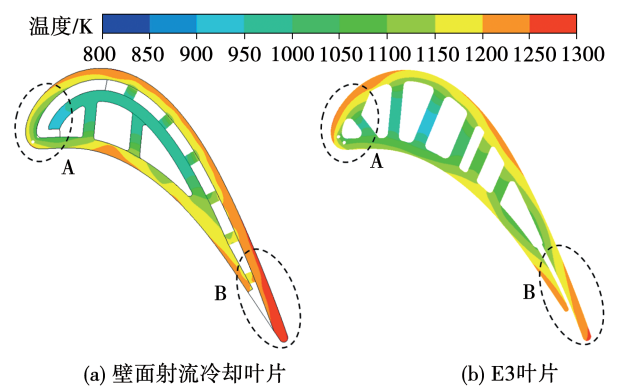


图 15 叶高中部截面温度分布

Fig. 15 Temperature distributions on the section of the middle height

2.3 壁面射流冷却叶片内部结构优化

基于以上分析,壁面射流冷却叶片在叶片前缘滞止线附近及前缘吸力侧有着优秀的冷却效果,在叶片内其他区域的冷却结构以及冷气的安排上还有可优化的空间。

在前缘平行冷却通道方面,由于前缘冷气流动道中的冷气会受到离心力影响出现径向压力梯度,同时主流在叶片前缘的径向压力分布也会造成前缘气膜孔出口压力出现差异,从而导致叶根附近气膜孔中出现主流入侵,削弱对叶片的保护力度。因此,可以对位于压力侧的射流孔进行非均匀布置,增大叶根附近冷却通道中冷气流量,防止主流入侵。

在吸力侧冷却区方面,来自前缘的冷气的流量和冷却能力显然不能满足吸力侧大面积的冷却需求,因此可以改进流动道结构以适当增加冷气流量,同时布置扰流结构来提高吸力侧的冷却性能。

在供气流动道方面,可以效仿 E3 叶片在冷气流动道中设置扰流结构来提升当地的换热能力。

3 结 论

本文研究了具有壁面射流冷却结构叶片与 E3 叶片的流动与换热特性,主要结论如下:

(1) 相较于传统的 E3 叶片,壁面射流冷却叶

片在叶片前缘区域实现了良好的冷气流动特性。该冷却结构在前缘相对独立的平行冷却通道抑制了横流的产生并形成流向涡;同时,大量冷气流经吸力侧并从尾缘排出,也确保了前缘气膜孔具有较小的吹风比,使得冷气在叶片前缘吸力侧外表面具有良好的气膜覆盖特性。

(2) 壁面射流冷却叶片和 E3 叶片的总压损失系数分别为 5.144% 和 8.286%,原因主要在于壁面射流冷却叶片前缘气膜孔出流的冷气动量低,尾缘开缝区排出的冷气动量也较低,且温度较高,因此与主流的掺混损失小,从而压力损失更小。

(3) 相较于 E3 叶片,壁面射流冷却叶片在前缘附近区域具有更高的换热性能。壁面射流冷却叶片本身在前缘温度较低,且温度梯度也较小,这表明壁面射流冷却结构能够为透平叶片前缘附近提供优良且均匀的冷却特性。

(4) 在优化内部结构方面,可以对壁面射流冷却叶片前缘的射流孔和冷却通道沿叶高进行非均匀化设计以提高叶根冷却通道中冷气压力,防止燃气主流入侵;同时,可以适当提高吸力侧冷气流量,布置扰流结构以改善吸力侧的冷却特性;此外,还可以在冷气流动道中布置扰流结构以提高冷气在流动道中的换热能力。

参考文献:

[1] 张效伟,朱惠人. 大型燃气涡轮叶片冷却技术[J]. 热能动力工程,2008,23(1):1-6.
ZHANG Xiao-wei,ZHU Hui-ren. Blade cooling technology of heavy-duty gas turbines[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2008,23(1):1-6.

[2] BRADBURY L J S. The structure of a self-preserving turbulent plane jet[J]. Journal of Fluid Mechanics,2006,23(1):31-64.

[3] MARTIN H. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces[J]. Advances in Heat Transfer,1977,13:1-60.

[4] METZGER D E,BUNKER R S. Local heat transfer in internally cooled turbine airfoil leading edge regions, part I: impingement cooling without film coolant extraction [J]. Journal of Turbomachinery,1990,112 (3):451-458.

[5] BUNKER R S,METZGER D E. Local heat transfer in internally cooled turbine airfoil leading edge regions, part II: impingement cooling with film coolant extraction [J]. Journal of Turbomachin-

- ery, 1990, 112 (3): 459 – 466.
- [6] SHAN Y, ZHANG J Z, XIE G N. Convective heat transfer for multiple rows of impinging air jets with small jet-to-jet spacing in a semi-confined channel[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 86: 832 – 842.
- [7] NOURIN F N, AMANO R S. Heat transfer augmentation with multiple jet impingement cooling on dimpled surface for gas turbine blades [J]. Journal of Energy Resources Technology, 2023, 145 (2): 022101. 1 – 022101. 10.
- [8] GOLDSTEIN R J, BEHBAHANI A I. Impingement of a circular jet with and without cross flow [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1982, 25 (9): 1377 – 1382.
- [9] TASLIM M E, BETHKA D. Experimental and numerical impingement heat transfer in an airfoil leading edge cooling channel with cross-flow [J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131 (1): 206 – 212.
- [10] KIM K M, MOON H, PARK J S, et al. Optimal design of impinging jets in an impingement/effusion cooling system [J]. Energy, 2014, 66: 839 – 848.
- [11] CARTER T J. Common failures in gas turbine blades [J]. Engineering Failure Analysis, 2005, 12 (2): 237 – 247.
- [12] LING J P C W, IRELAND P T, HARVEY N W. Measurement of heat transfer coefficient distributions and flow field in a model of a turbine blade cooling passage with tangential injection [C]//ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air, Barcelona, Spain, 2006.
- [13] JING Q, XIE Y H, ZHANG D. Numerical investigation on the flow and heat transfer in swirl chambers with distributed multi exit slots and dimple/protrusion structure [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2020, 119: 104923. 1 – 104923. 17.
- [14] WANG J F, LI J, LI J W, et al. Numerical investigation on flow and heat transfer characteristics of vortex cooling in an actual film-cooled leading edge [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 185: 115942. 1 – 115942. 22.
- [15] 刘高文, 薛彪, 彭力, 等. 叶片前缘旋流和常规冲击对比数值研究 [J]. 推进技术, 2011, 32 (4): 576 – 585.
- LIU Gao-wen, XUE Biao, PENG Li, et al. Numerical investigation on difference between blade leading edge vortex and normal impingement cooling [J]. Journal of Propulsion Technology, 2011, 32 (4): 576 – 585.
- [16] QIAN C, FLANNERY K, SAITO K, et al. Innovative vortex cooling concept and its application to turbine airfoil trailing edge cooling design [C]//33rd Joint Propulsion Conference and Exhibit, Seattle, Washington, USA, 1997.
- [17] HAN J C, WRIGHT L M. The gas turbine handbook [M]. Morgantown: National Energy Technology Laboratory, 2006.
- [18] ZHANG L Z, YIN J, MOON H K. Airfoil for turbomachine and airfoil cooling method [P]. United States: No. US 2017/0248022 A1, 2017.
- [19] HE W, DENG Q H, YANG G Y, et al. Effects of turning angle and turning internal radius on channel impingement cooling for a novel internal cooling structure [J]. Journal of Turbomachinery, 2021, 143 (9): 091005. 1 – 091005. 11.
- [20] HE W, DENG Q H, HE J, et al. Effects of jetting orifice geometry parameters and channel Reynolds number on bended channel cooling for a novel internal cooling structure [C]//ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Phoenix, Arizona, USA, 2019.
- [21] DENG Q H, WANG H H, HE W, et al. Cooling characteristic of a wall jet for suppressing crossflow effect under conjugate heat transfer condition [J]. Aerospace, 2022, 9 (1): 29.
- [22] TIMKO L P. Energy efficient engine high pressure turbine component test performance report: NASA-CR-168289 [R]. Cincinnati: NASA, 1984.
- [23] DEES J E, BOGARD D G, LEDEZMA G A, et al. Experimental measurements and computational predictions for an internally cooled simulated turbine vane with 90 degree rib turbulators [C]//ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air, Glasgow, UK, 2010.

(湛鑫编辑)