

文章编号: 1000-8055(2024)11-20220963-12

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220963

高压涡轮导叶压力面异型气膜孔特性

江 艳¹, 李海旺^{1,3}, 谢 刚³, 陶 智^{1,2}, 周志宇^{1,3}

(1. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

3. 北京航空航天大学 航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 研究采用数值仿真方法对高压涡轮导叶压力面上圆柱孔、扇形孔、簸箕孔和后置孔的流动和传热特性进行了对比分析。其中扇形孔在展向上扩张 12°, 后置孔在流向上扩张 7°, 簸箕孔在两个方向上都有扩张。结果表明: 在所研究的吹风比范围内, 扇形孔和簸箕孔的气膜冷却效率最大, 且当吹风比为 2 时, 扇形孔和簸箕孔的气膜冷却效率分别最高比圆柱孔提高了 128.9% 和 146.9%。此外, 簸箕孔的热流密度净收益最大, 比圆柱孔提高了 28.8%, 说明簸箕孔是最佳方案。另外研究发现, 展向扩张角对流动和换热特性的影响大于流向扩张角, 且气膜冷却效率对热流密度净收益的影响大于传热系数。

关 键 词: 气膜冷却; 传热系数; 异型孔; 高压涡轮导叶; 压力面

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Characteristics of shaped holes on the pressure surface of turbine vane

JIANG Yan¹, LI Haiwang^{1,3}, XIE Gang³, TAO Zhi^{1,2}, ZHOU Zhiyu^{1,3}

(1. Research Institute of Aero-Engine, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

3. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: Numerical simulations were employed to investigate the performance of the flow fields and heat transfer characteristics of four types of film holes: cylindrical holes, fan-shaped holes, laidback fan-shaped holes and laidback holes, on pressure surface of the turbine vane. Fan-shaped holes were expanded with the lateral divergence angle of 12 degrees compared with cylindrical holes, and laidback holes expanded with the forward divergence angle of 7 degrees. Furthermore, laidback fan-shaped holes were expanded in both directions. Results showed that fan-shaped holes and laidback fan-shaped holes showed the maximum film cooling effectiveness within the range of blowing ratios. When the blowing ratio was 2, the film cooling effectiveness of fan-shaped holes and laidback fan-shaped holes was improved to the greatest extent by 128.9% and 146.9%, respectively, in contrast with cylindrical. Additionally, laidback fan-shaped holes had the largest net heat flux reduction, 28.8% higher than cylindrical holes, which indicated the laidback fan-shaped hole was the best scheme. And the forward divergence angle had less influence on the flow and heat transfer characteristics than the lateral divergence angle due to inobvious advantages of laidback holes. Besides, the effect of the film cooling effectiveness

收稿日期: 2022-12-18

基金项目: 国家自然科学基金(51906008, 51822602); 中央高校基本科研业务费(YWF-19BJ-J-293); 国家科技重大专项(2017-III-0003-0027)

作者简介: 江艳(1998—), 女, 博士生, 主要从事涡轮叶片气膜冷却研究。

通信作者: 周志宇(1993—), 男, 博士, 主要从事涡轮叶片气膜冷却研究。E-mail: zhongkongwen0924@163.com

引用格式: 江艳, 李海旺, 谢刚, 等. 高压涡轮导叶压力面异型气膜孔特性[J]. 航空动力学报, 2024, 39(11): 20220963. JIANG Yan, LI Haiwang, XIE Gang, et al. Characteristics of shaped holes on the pressure surface of turbine vane[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(11): 20220963.

on net heat flux reduction was dominant on account of similar distributions of net heat flux reduction and the film cooling effectiveness.

Keywords: film cooling; heat transfer coefficient; shaped holes; turbine vanes; pressure surface

在先进的航空发动机中,为实现更高的推力和热效率,要求不断提高涡轮前进口温度,但这也势必会给涡轮叶片的冷却技术带来更大的挑战。目前,气膜冷却技术是广泛应用于高温部件的一种重要的高效冷却技术。它主要有两个功能:一是通过带走壁面的一部分热量来进行冷却;二是在叶片表面形成一层保护膜,隔离壁面与高温主流气体^[1]。

Bergeles 等人^[2-3]首先用实验方法研究了平板表面单个气膜孔的出流特性。结果表明,在气膜孔出口下游存在一个明显的反向流动区域,现在被称为肾涡。肾涡是由注入的冷气与主流相互作用形成的,其不利于冷却射流向两侧扩散^[4]。在 Walters 等人^[5]的研究中发现,当射流动量较大时,冷气很容易从壁面上抬离,这导致了气膜冷却效果较低,故圆柱孔的应用受到限制。

基于平板圆柱孔的气膜冷却性能,学者们开始对气膜孔的结构进行大量的研究。Goldstein 等人^[6]在 20 世纪 70 年代首先提出了具有 10° 扩张角的扇形孔,发现扇形孔可以显著提高气膜冷却效率。特别是当吹风比大于 0.5 时,扇形孔通过降低冷气的出口速度,减弱了冷气与主流的混合程度,从而有效提高了冷却效果^[7-9]。此后,又出现了各种异型孔,如簸箕孔^[10-14]、姊妹孔^[15-19]、圆锥孔^[20-21]、槽孔^[22-25]等。在异型孔中,使用最广泛的是簸箕孔,它在扇形孔的基础上增加了一个流向扩张角,有利于提高冷气贴壁性,减少主流与冷气的掺混^[10]。Kusterer 等人^[19]对姊妹孔的主孔和副孔的相对位置进行了数值分析,结果表明,当副孔位于主孔上游时,副孔产生的涡系能有效抑制主孔涡的发展,气膜冷却效果因此有明显提高。Cho 等人^[21]研究了圆锥孔的流动和换热特性,发现当吹风比大于 0.5 时,气膜冷却效率呈上升趋势,传热系数呈下降趋势。此外,槽孔利用出口又长又窄的优势稳定了下游的冷气流场,从而也大大增强了冷却效果^[23]。但由于其自身的结构特点,应用范围也有限,一般应用于叶片端壁或尾缘。

时至今日,学者们仍在不断提出新的异型孔,

包括椭圆孔^[26]、沟槽孔^[27]、收敛槽孔^[25]、圆槽孔^[28]等,且许多的异型孔研究^[24, 29-34]是在凸面或凹面上进行的,这些曲面近似于涡轮叶片的真实曲面,而不再局限于平板气膜孔的机理研究。例如, Yu 等人^[24]在压力面上利用实验研究了膨胀槽孔和扇形孔的气膜冷却特性,发现孔距前缘越远,气膜冷却效果越高,且扇形孔对压力面上的位置更为敏感。Najafabadi 等人^[30]利用实验研究了涡轮叶片吸力面上圆柱孔和扇形孔的气膜冷却效率、传热系数和热流密度净收益。结果表明,位于较高凸面曲率上的冷却孔排表现出对冷气吹风比最显著的影响。Pu 等人^[29]更全面地探索了复合角、壁面曲率和冷气质量流量对扇形孔气膜冷却效率的综合影响,为涡轮叶片冷却方案提供了指导。

目前,大多数研究并没有充分解释典型气膜孔在真实工程涡轮叶片上的应用,且评价参数基本都是气膜冷却效率和传热系数,不能考虑两者的综合效应。在本研究中,对涡轮叶片压力面上 3 个典型气膜孔和常规圆柱孔的流场和换热特性进行了数值模拟,吹风比在 0.5~2.0 范围内变化,并采用气膜冷却效率、传热系数比和热流密度净收益 3 个评估参数对各类异型孔进行了全面详细的对比分析,为高压涡轮导叶的冷却设计提供了参考。

1 数值计算方法

1.1 物理模型

图 1 展示了广泛应用于涡轮叶片压力面上的 4 种气膜孔,包括圆柱孔、簸箕孔、扇形孔和后置孔。孔型的主要形状参数包括孔直径(D)、安装角(α)、展向扩张角(β)、流向扩展角(δ)和异型段占比(L_f/L),如图 1 所示。在 Bunker 等人^[20]对以上孔型结构参数的常用值已有足够统计归纳的基础上,本文分别将它们固定为 $D=0.5\text{ mm}$, $\alpha=25^\circ$, $\beta=12^\circ$, $\delta=7^\circ$, $L_f/L=1/2$ 。与圆柱孔相比,后置孔在叶片流向方向上扩张了 7° ($\delta=7^\circ$),如图 1(d)所示,扇形孔在叶高方向上扩张了 12° ($\beta=12^\circ$),如图 1(c)所示,而簸箕孔在两个方向上分别扩张 7° 和 12° ($\delta=7^\circ$, $\beta=12^\circ$),如图 1(b)所示。

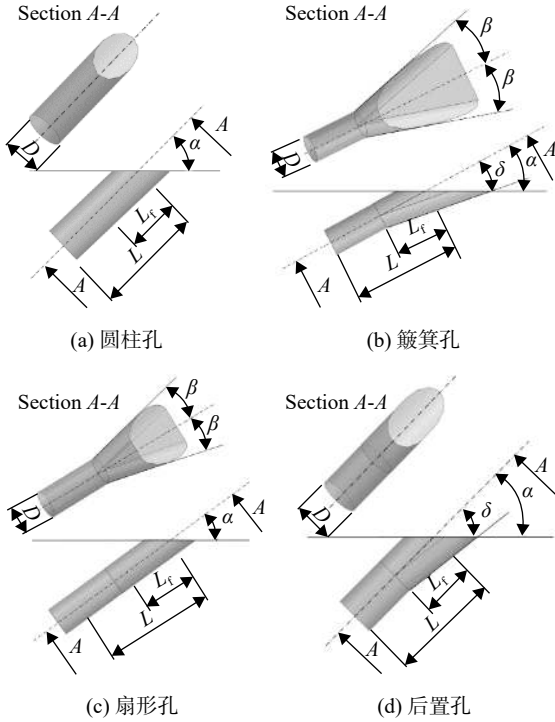


图 1 异型孔结构示意图

Fig. 1 Geometry of the shaped holes

图 2 显示了单叶栅通道的计算域。在叶片压力面中间叶高位置沿高度方向布置了 5 个孔, 孔距为 1.8 mm, 以避免单孔计算带来的误差以及上下端壁对气膜冷却效果的影响。压力面上该位置的曲率半径为 168 mm, 近似于实际的涡轮叶片构型, 计算结果可为真实叶片压力面的冷却设计提供参考。

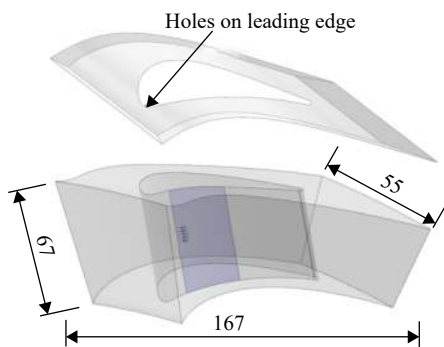


图 2 流体域及孔排布位置示意图(单位: mm)

Fig. 2 Geometry of the computational domain and hole position (unit: mm)

1.2 数值计算方法

网格和计算边界条件如图 3 所示。主流入口设置为质量流量入口, 为 1.6 kg/s, 总温为 1 769 K, 取特征长度为叶片弦长 70.4 mm, 则主流进口雷诺数为 566 410 ($Re_g = 566\ 410$)。主流出口设置

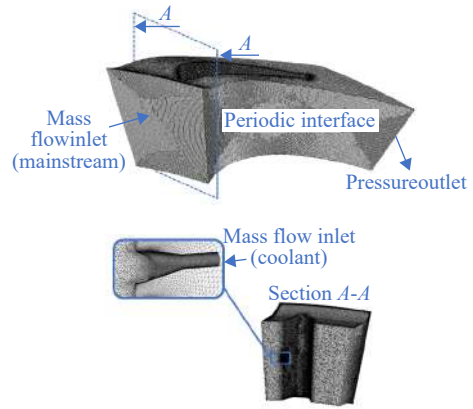


图 3 网格及边界条件

Fig. 3 Grids and computational boundary conditions

静压出口, 为 1 178 800 Pa。对于冷气进口, 总温为 827 K, 设置质量流量入口, 具体质量流量数值由选取的吹风比而定:

$$M = \frac{\rho_c u_c}{\rho_g u_g} = \frac{\dot{m}_c / A_c}{\dot{m}_g / A_g} \quad (1)$$

式中 ρ_c 、 u_c 、 ρ_g 和 u_g 分别为冷气入口密度、冷气入口平均速度、主流入口燃气密度和主流入口燃气平均速度。同样地, 吹风比可以由质量流量和入口面积求得, 式(1)中 $\dot{m}_c$ 、 A_c 、 $\dot{m}_g$ 和 A_g 分别为冷气进口质量流量、冷气进口面积、主流进口质量流量和主流进口面积。本文选取吹风比为 0.5、1、1.5、2, 故可以得到冷气进口的质量流量。此外, 所有壁面均为无滑移条件, 并将周期条件应用于流体域的两侧面。特别地, 在考虑传热特性时, 为避免前缘加热后主流温度的上升对压力面气膜冷却造成影响, 仅在图 2 中所示框内设置壁面热流密度, 热流密度为 -50 kW/m^2 。若为计算气膜冷却效率, 则所有壁面均设置为绝热条件。

该非结构化网格由商用计算流体动力学 (CFD) 软件 ANSYS FLUENT MESHING 生成。为了提高计算精度, 本文进行了网格无关性检验, 结果如图 4 所示。很明显, 当四面体网格数量增加到 2 400 万时, 叶片表面的面积平均温度开始趋于稳定, 故最终网格数量选取为 2 400 万左右, 以避免流体域网格数量对计算结果带来敏感性影响。此外, 在利用 ANSYS CFX 求解可压稳态的 Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) 方程过程中, 流体设置为理想气体, 其比热容 (c) 和热导率 (λ) 均随当地温度的变化而变化, 动力黏度 (μ) 由 Sutherlands 公式确定。数值仿真计算中的控制方程包括连续性方程、动量方程、能量方程和湍流

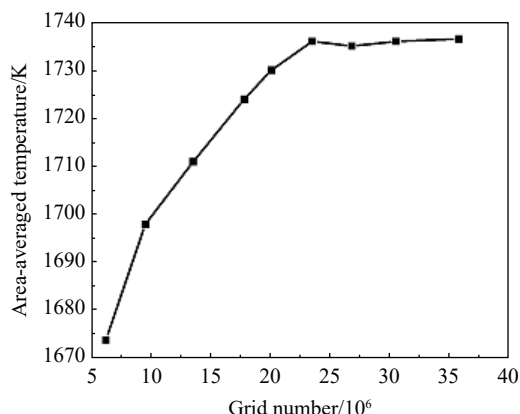


图 4 网格独立性检验

Fig. 4 Grid independence validation

输运方程,所有方程的对流项都采用了高阶精度的方法进行离散化。值得注意的是,本文选择了 SST (shear stress transfer) $k-\omega$ 湍流模型^[33, 35-36],为满足该湍流模型对近壁面网格的要求,设置 y^+ 为 1,则气膜孔壁面的第 1 层网格高度为 0.001 1 mm,其余壁面的第 1 层网格高度为 0.001 3 mm。同时,所有壁面均设置 15 层边界层网格,以 1.1 的增长率向主流方向生成。最后,当最大残差值小于 10^{-5} 且所监控的图 2 中蓝色区域的平均壁面温度保持稳定时,即认为计算收敛。

为了验证本研究数值仿真方法的可信度,现根据 Yao 等人^[37]研究中的实验模型建立可验证的计算模型。在计算过程中,采用了本文的网格生成方法和湍流模型(SST $k-\omega$),边界条件与 Yao 等人^[37]的实验保持一致,对比结果如图 5 所示,横坐标为流向距离与孔径的比值,纵坐标为展向平均气膜冷却效率($\bar{\eta}_s$)。可以看出, Yao 等人^[37]在两个吹风比下的实验结果都与当前数值仿真的计算结果基本一致,最大差异为 12%,该差异在可

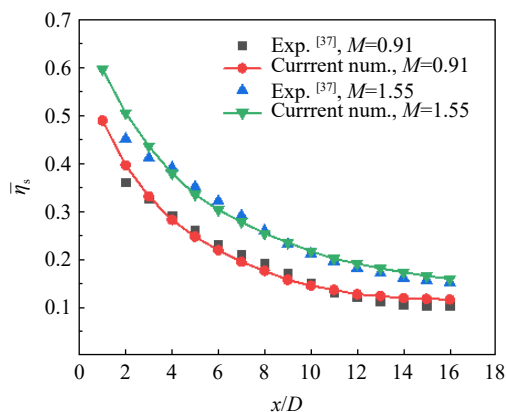


图 5 数值计算方法验证

Fig. 5 Validation of numerical simulation method

接受范围内,因此证实了本文的数值仿真方法是具有说服力的。

1.3 主要参数定义

为了对不同异型孔的流动和换热特性进行对比评估,本文采用气膜冷却效率(η)、传热系数比(h_r/h_0)和热流密度净收益(γ_{nhf})作为评估指标。它们通常定义如下:

$$\eta = \frac{T_g - T_{\text{aw}}}{T_g - T_c} \quad (2)$$

$$h = \frac{q}{T_{\text{aw}} - T_w} \quad (3)$$

$$\gamma_{\text{nhf}} = 1 - \frac{h_r}{h_0} \left(1 - \frac{T_g - T_{\text{aw}}}{T_g - T_w} \right) = 1 - \frac{h_r}{h_0} \left(1 - \frac{\eta}{\phi} \right) \quad (4)$$

式(2)中 T_g 、 T_{aw} 和 T_c 和分别为主流入口燃气温度、绝热条件下的壁面温度和孔入口冷气温度,气膜冷却效率一般用来评估气膜冷却的效果, η 值越高即表示冷却效果越好。式(3)中 T_w 和 q 分别为换热条件下的壁面温度和热流密度,为了研究异型孔自身结构而非叶片曲率等对换热的影响,本文采用无量纲参数传热系数比(h_r/h_0)来评估气膜孔的传热特性,其中 h_r 为安装气膜孔时压力面上的传热系数, h_0 为无气膜孔时光叶片表面的传热系数。式(4)中的参数定义与式(2)、式(3)相同, ϕ 为综合冷却效率,通常取值 0.6~0.8。很明显, γ_{nhf} 是一个综合参数,它同时考虑了换热和气膜冷却特性,一般认为,较好的气膜孔具有较高的气膜冷却效率和热流密度净收益。

本文在压力面沿流向 40 倍孔径沿展向 5 个孔高度范围内分别计算了以上 3 个评估参数,并在后期处理中,利用数学软件 MATLAB 2016b 将该曲面区域的参数云图展开成平面,以便更直接清晰地进行对比分析。

2 结果与讨论

2.1 气膜冷却效率对比分析

图 6 和图 7 分别显示了压力面上的气膜冷却效率(η)分布云图和无量纲轴向位置的展向平均气膜冷却效率($\bar{\eta}_s$)曲线图。从图 6 可以看出,冷气向下端壁方向偏转,这主要是因为整个叶栅通道内上下端壁沿流向是逐渐收缩的。在气膜孔出口,气膜冷却效率最大,随着冷气 and 主流不断掺混,气膜冷却效率沿流向逐渐减小。低吹风比 ($M=0.5$) 条件下,圆柱孔出流后的冷气能够较好

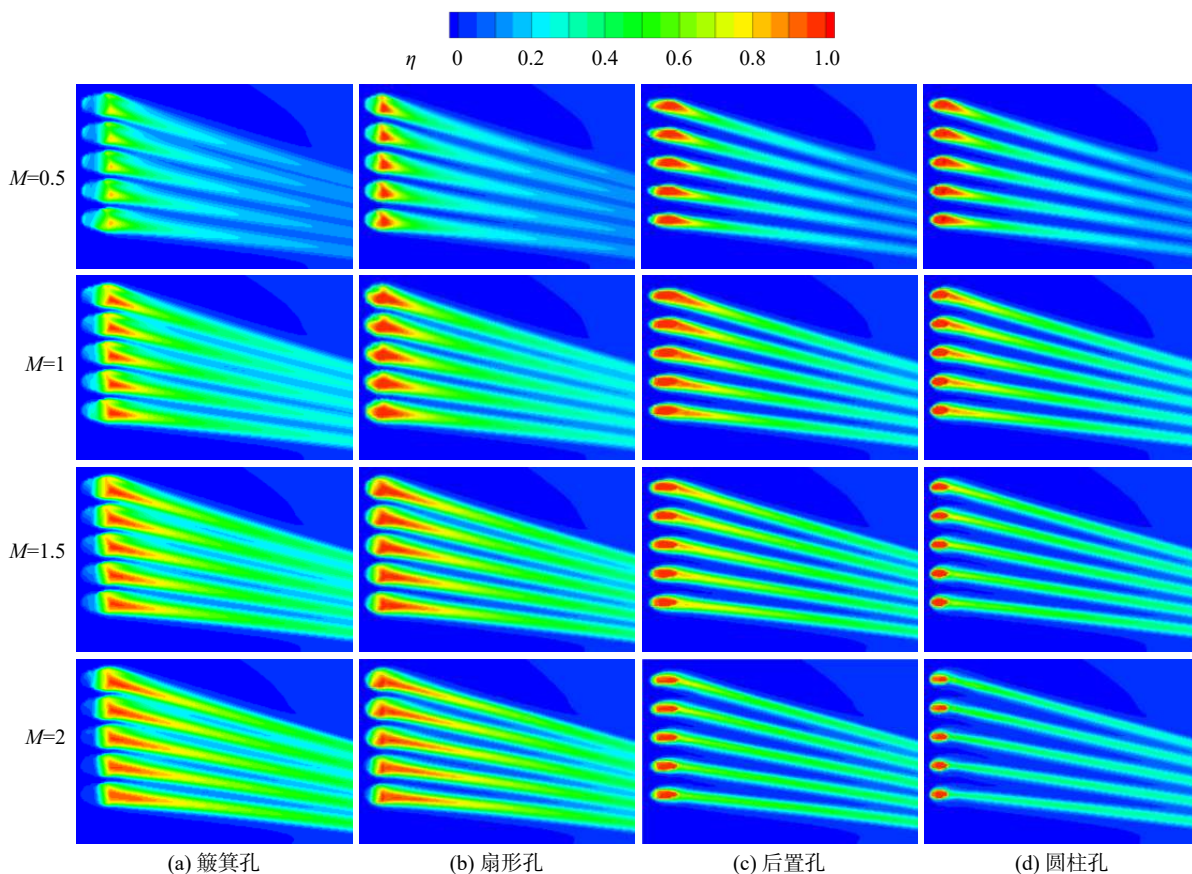


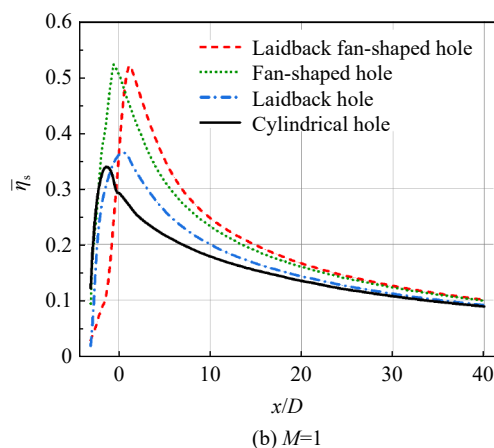
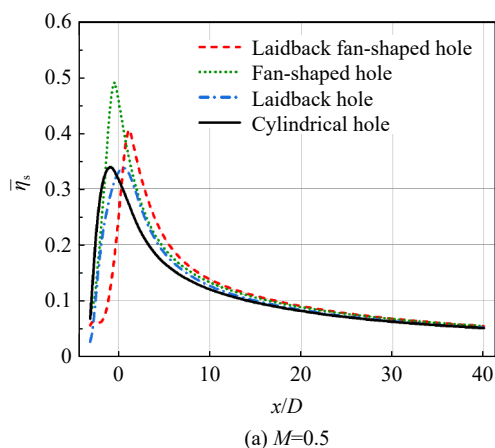
图 6 气膜冷却效率分布云图

Fig. 6 Distribution of the film cooling effectiveness on pressure surface

地附着在叶片表面, 因此具有良好的气膜冷却效果。而当吹风比较大时, 气膜冷却效果逐渐不理想。冷气由于出口动量过大而增大了穿透深度, 导致冷气脱离壁面, 该现象在孔出口处尤为明显。如图 7 所示, 当吹风比为 1.5 和 2 时, 孔出口 ($x/D=0$) 的气膜冷却效率值明显低于吹风比为 0.5 时的气膜冷却效率值。并且, 随着吹风比的增大, 下游的气膜冷却效率衰减速率减慢。所以, 在不同吹风比下, 圆柱孔存在一个最优的气膜冷却效率值, 即当吹风比为 1 ($M=1$) 时, 圆柱孔的最

大气膜冷却效率为 0.159。

与圆柱孔相比, 异型孔可以通过改变近场流场来获得更高的气膜冷却效果。类似于扇形孔之类的展向扩张孔, 大多旨在通过增大展向扩张角来增加出口面积, 进一步降低孔出口的冷气速度, 从而增强冷气在压力面上的横向扩散, 所以提供了更好的气膜冷却效果。图 8 给出了气膜孔下游 3 个位置 ($x/D=0$, $x/D=2.5$, $x/D=5$) 处的速度分布和流线分布, 进一步证明了上述分析。同时, 展向扩张孔使得冷气沿展向分布更均匀, 减小了冷



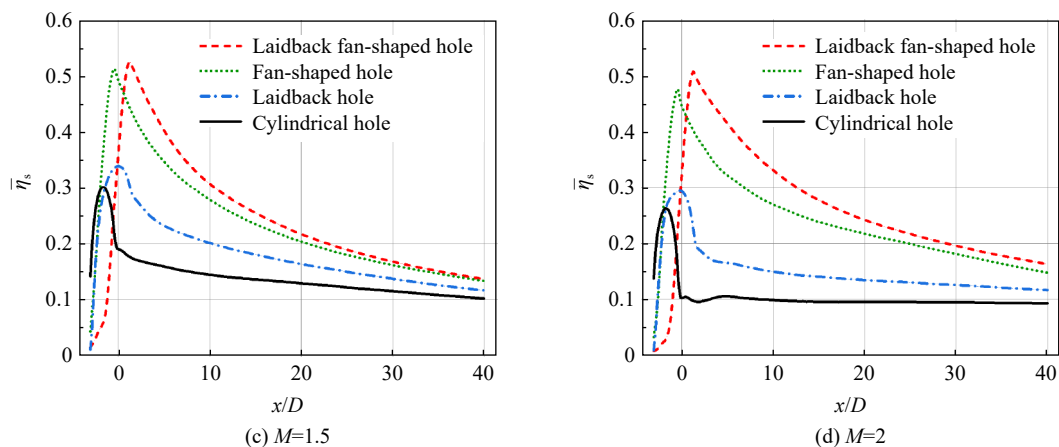
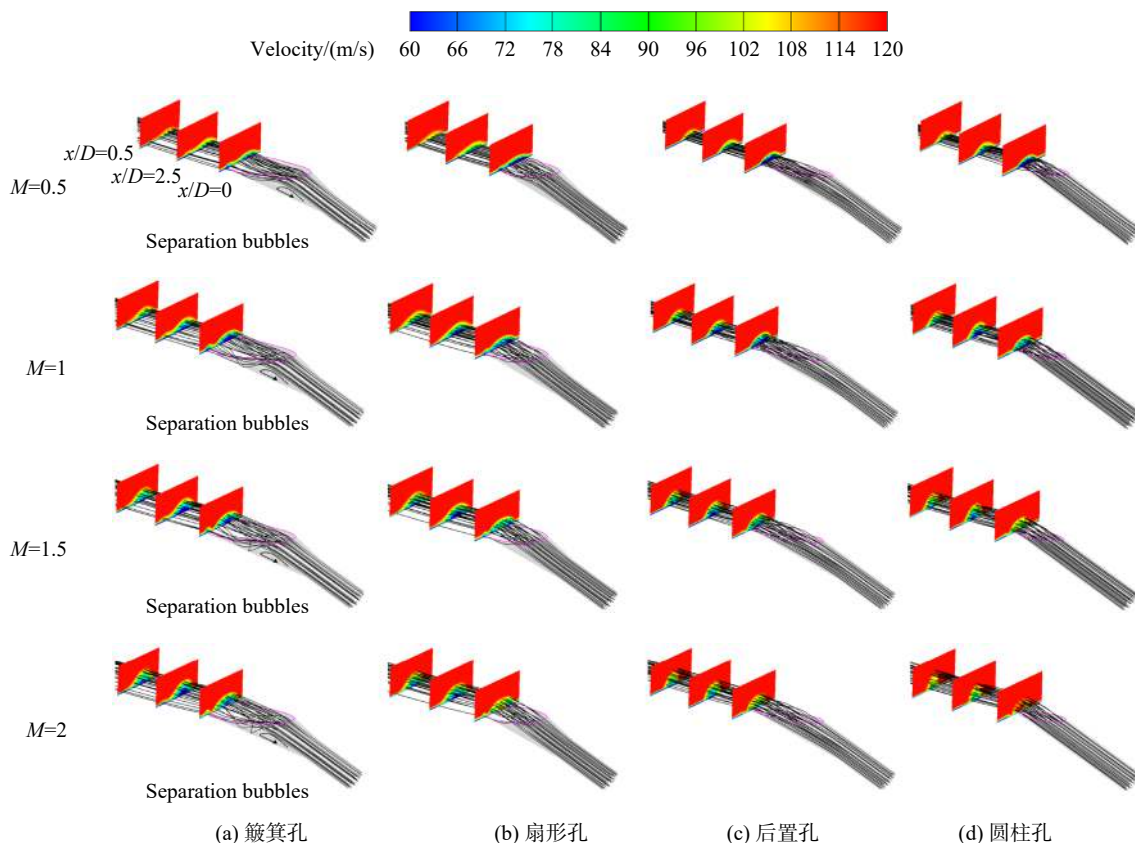


图 7 展向平均气膜冷却效率沿程曲线图

Fig. 7 Spanwise-averaged film cooling effectiveness at dimensionless axial positions

气尾迹之间的间隙。流向扩张孔与展向扩张孔类似,但其主要用于流动方向上的前向扩散,并且有利于提高射流穿透长度,特别是当吹风比较大时。簸箕孔在两个方向上均有一定角度的扩张,充分发挥了两个方向扩展角带来的优势,具有最大的气膜冷却效率。同时,冷气在两个方向上的膨胀能力都是有限的,如果展向扩张角(β)较大,必然导致过度膨胀,因此出口横截面积将不再

随扩张角度的增大而增大^[8]。由于异型孔结构参数是由 Bunker 等人^[20]的综述获得的,因此本研究中不涉及该现象。此外,由于冷气膨胀能力有限,气膜孔扩张通道内也会发生流动分离,如图 8 中簸箕孔通道内流线所示,当吹风比较大时,流线开始变得不光滑,孔通道内产生分离泡,会造成一定的气动损失,故扩张型气膜孔也应避免非常大的流向扩张角(δ)。

图 8 气膜空下游 3 个位置的速度分布及流线图($x/D=0, 2.5, 5$)Fig. 8 Velocity distribution and streamlines of the three sections of hole($x/D=0, 2.5, 5$)

如前所述,与圆柱孔相比,异型孔可以实现更高的气膜冷却效率。但是,当吹风比较低($M=0.5$)时,图 7 显示 3 种异型孔与圆柱孔之间没有显著差异,特别是在距离孔出口较远下游区域($x/D \geq 10$)。随着吹风比的增加,异型孔的优势逐渐凸显。在本文所研究的吹风比范围内,后置孔和圆柱孔相比的最大优势体现在其冷气出口后沿流向气膜冷却效率衰减得更慢。当吹风比达到 2 时,孔出口处的气膜冷却效率下降趋势变得急剧,这归因于冷气出口动量过大,无法保证冷气有效地附着在壁面上。可以看出,后置孔相对于圆柱孔的优势并没有其他两种异型孔明显,说明流向扩张角(δ)对气膜冷却效率的影响较小。相反,展向扩张角(β)对气膜冷却效率的影响显著,扇形孔和簸箕孔表现出更高的气膜冷却效率,且随着吹风比的增加,这种优势更加突出。由于展向扩张孔有效地降低了冷气出口动量,同时增大了横向的气膜覆盖范围,如图 8 所示,因此气膜冷却效果优于圆柱孔,该类展向扩张型气膜孔可用于更高的吹风比工况。

图 9 为不同吹风比下不同气膜孔的面积平均气膜冷却效率($\bar{\eta}_a$)曲线图。显然,3 种异型孔相较于圆柱孔在气膜冷却效率上都表现出了更大的优势。此外,与上述分析相同,当吹风比分别为 1 和 1.5 时,扇形孔和后置孔的气膜冷却效率最大,同时表明,后置孔表现出相较于圆柱孔来说更强的抗分离能力,可应用于更高的吹风比。当吹风比为 2 时,后置孔的气膜冷却效率最大程度上比圆

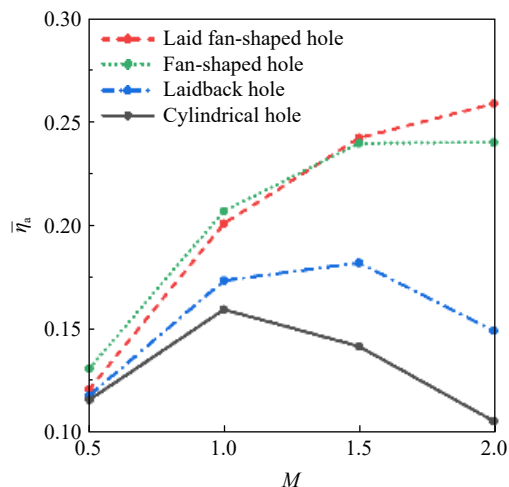


图 9 不同气膜孔的面积平均绝热气膜冷却随吹风比变化曲线图

Fig. 9 Area-averaged film cooling effectiveness of different holes with different blowing ratios

柱孔提高了 41.8%。此外,扇形孔和簸箕孔的面积平均气膜冷却效率随着吹风比的增大而增大,不存在峰值点。当吹风比为 2 时,簸箕孔表现出最大气膜冷却效率,比圆柱形孔提高了 146.9%,而扇形孔也提高了 128.9%。更重要的是,可以发现当吹风比较低($M=0.5$, $M=1$)时,扇形孔获得了较高的气膜冷却效果。但当吹风比较大($M=1.5$, $M=2$)时,在簸箕孔中可以发现较高的气膜冷却效果,这与气膜孔通道内及下游的湍流强度有关。

2.2 传热系数对比分析

图 10 为高压涡轮导叶压力面上的传热系数比(h_t/h_0)分布。一般情况下,由于主流与孔出口处冷气的掺混,所有结果均在孔出口处表现出较高的传热系数比,而随着流场的发展,传热系数比逐渐降低,最终趋于稳定。在低吹风比条件下($M=0.5$),具有展向扩张角(β)的扇形孔在孔出口的传热系数比最高,这是因为冷气横向扩散增强了反向对转涡的强度,产生了强烈的换热。具有流向扩张角(δ)的后置孔增加了射流穿透距离和换热距离。在两个方向上均具有一定扩张角度的簸箕孔同时增大了换热的展向和流向距离,传热系数比分布更加均匀。随着吹风比的增大,流向速度分量增大,反向对转涡强度增大,这导致了传热系数比的增大。而在一些有流动分离的情况下,则表现出相反的规律,如圆柱孔和后置孔,更全面的流场和换热特性分析如图 11 和图 12 所示。

图 11 为吹风比为 2 时,孔出口下游 3 个位置上的湍动能分布和速度矢量图以及壁面的温度分布,该 3 个位置分别为流向长度与孔径之比(x/D)分别为 0、2.5 和 5 处。在孔出口处,存在反向旋转的涡,卷吸冷气两侧的主流使其更靠近壁面,边界层厚度变薄,导致传热系数更高。当吹风比为 2 时,可以看出簸箕孔拥有最高的传热系数比,这归因于其有最大的湍动能,如图 11 所示,极大程度上增大了涡系强度,从而进一步增加了其与壁面的换热。此外,可以看出簸箕孔和扇形孔中,湍动能最高的区域相较于圆柱孔和后置孔而言更靠近壁面,这也相应地导致了该区域上更高的传热系数,同时反向对转涡相距更远,从而使该强换热区域的展向范围更大。相反,由于圆柱孔出流的冷气与壁面分离,较高的湍动能区域离壁面更远,从而增加了边界层厚度,导致传热系数较低。

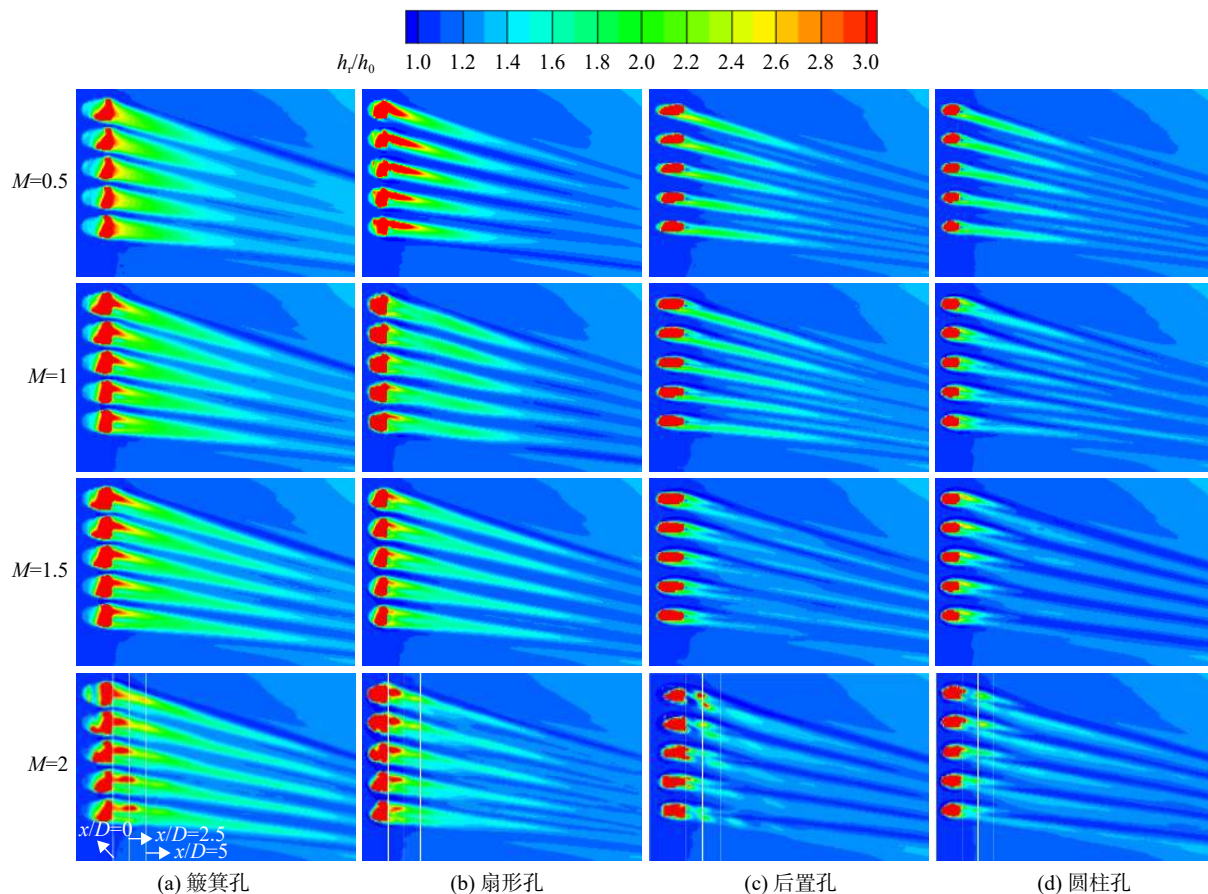


图 10 传热系数比分布云图

Fig. 10 Distribution of heat transfer coefficient ratio

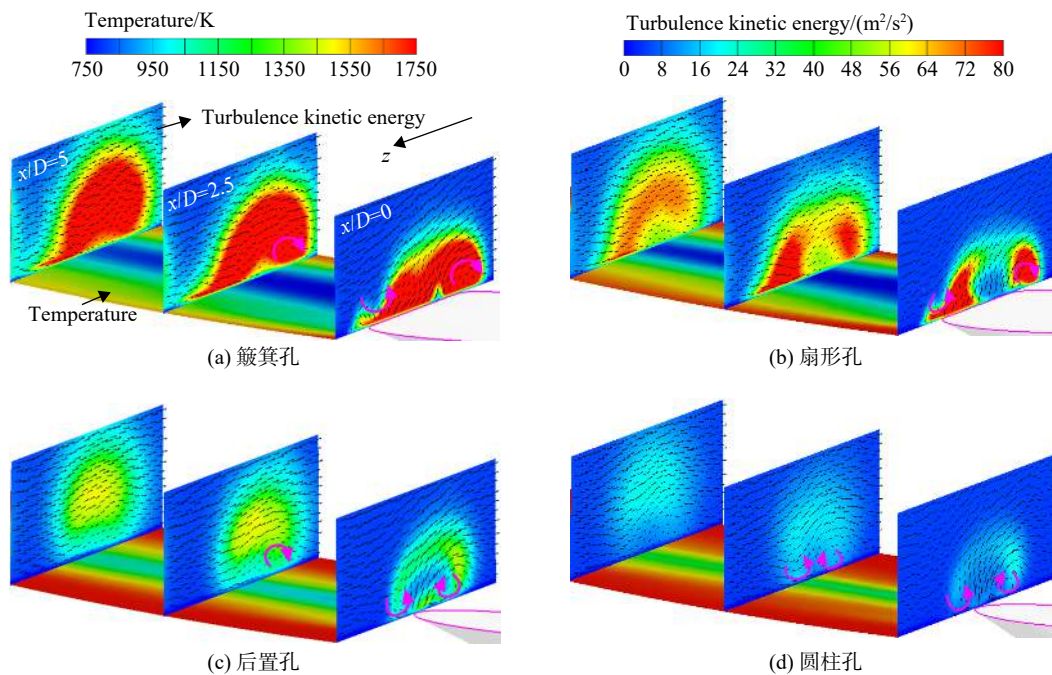


图 11 孔出口下游的壁面温度分布及湍动能分布 (\$M=2\$)

Fig. 11 Temperature distribution in flow direction and turbulent kinetic energy distribution of three downstream sections (\$M=2\$)

此外,在簸箕孔和扇形孔中,传热系数比最高的区域出现在靠近叶片上端壁的孔出口位置,如

图 10 所示,这种现象与流域的强收缩倾向而导致的流场偏转有关。冷气向叶片下端壁方向偏转,

使得反向旋转涡的中心也向叶片下端壁方向偏转,这就导致了近叶片上端壁方向的冷气贴壁长度变长,如图 11(a)和图 11(b)所示,高端动能区域并非呈现对称式分布,因此,压力面上的传热系数比分布也体现出不对称性。另外,当吹风比较大时,可以明显看出,后置孔和圆柱孔的传热系数比分布存在“分叉”现象。例如,当吹风比为 2 时,反向对转涡强度较强,如图 11(c)和图 11(d)所示,反向对转涡在孔出口两侧呈对称分布,孔出口中心线上的湍动能较低,中心线两侧的湍动能更大,具有更大的传热系数,随着冷气与主流的进一步掺混,反向旋转涡逐渐消失,最终形成单一的传热系数分布轨迹。

图 12 为吹风比为 2 时,中间叶高截面的湍动能分布及流线图,揭示了孔内外的流场和换热特性。如图 12(b)所示,冷气通过圆柱段进入孔通道内的扩张段开始膨胀,同时在两侧区域产生回

流,增加了气膜孔内冷气的湍流强度。因此,湍动能最高的区域分布在孔通道内扩张段。同时,冷气在孔出口处开始与主流互相掺混,进一步增加了孔下游的湍动能。图 12(c)显示冷气在流向扩张段内膨胀,低动量流体产生了回流形成分离区域,而高端动能区域也开始产生。随着分离流的发展,湍动能逐渐增大,最终对孔出口下游的流动和换热产生了较大的影响。如上所述,簸箕孔在孔下游表现出最高的湍动能,这也可以在图 12 中得到证实,由于簸箕孔通道内横向和流向通道的变大,无论是孔内还是孔下游,湍动能的增强都提供了更强的换热,因此当吹风比为 2 时,簸箕孔表现出最高的传热系数比分布。

2.3 热流密度净收益对比分析

图 13 给出了热流密度净收益(γ_{nhf})在压力面上的分布情况。根据式(4)的定义, γ_{nhf} 是一个综合参数,它既包括气膜冷却效率,也包括传热系

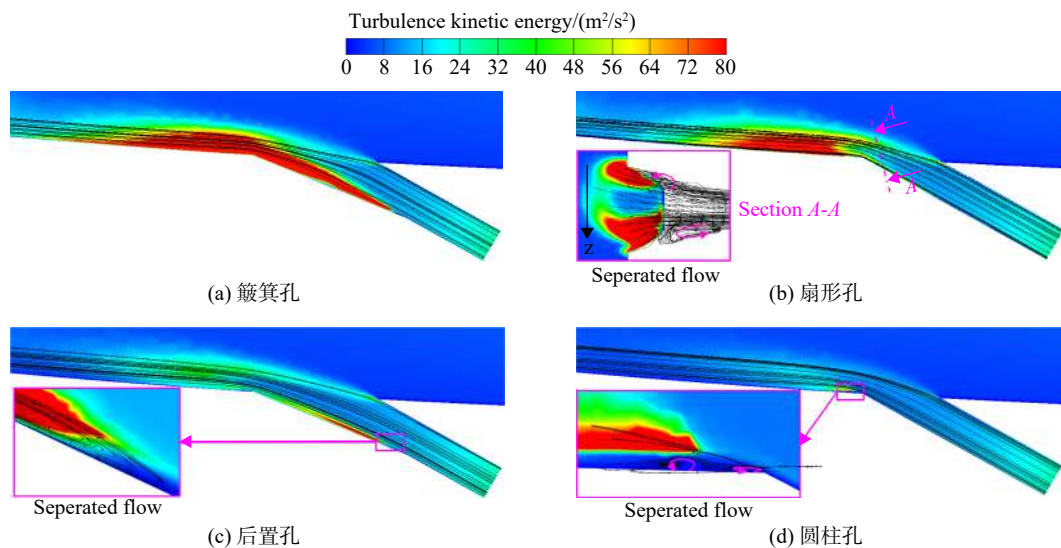
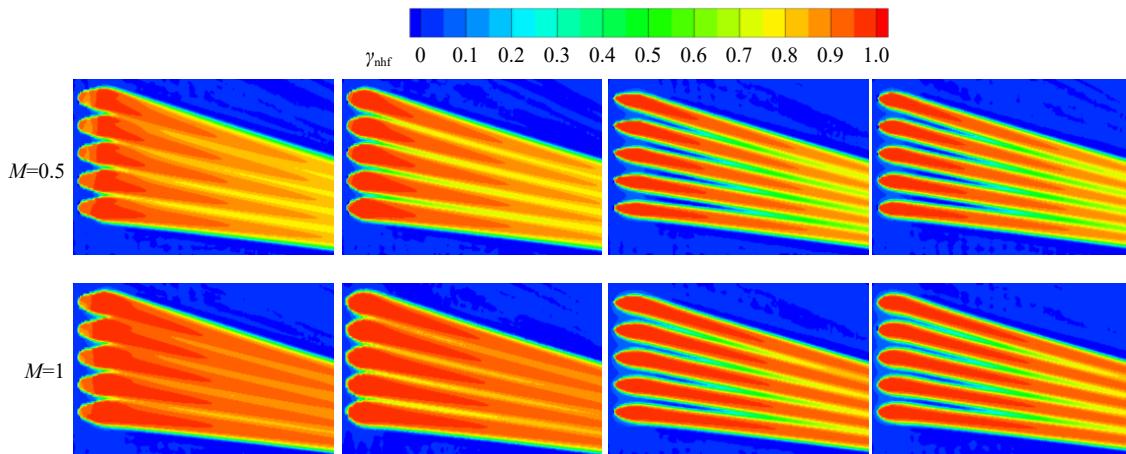


图 12 中间叶高截面湍动能分布及流线图($M=2$)

Fig. 12 Streamlines and turbulent kinetic energy distribution of X - Y plane at middle vane height ($M=2$)



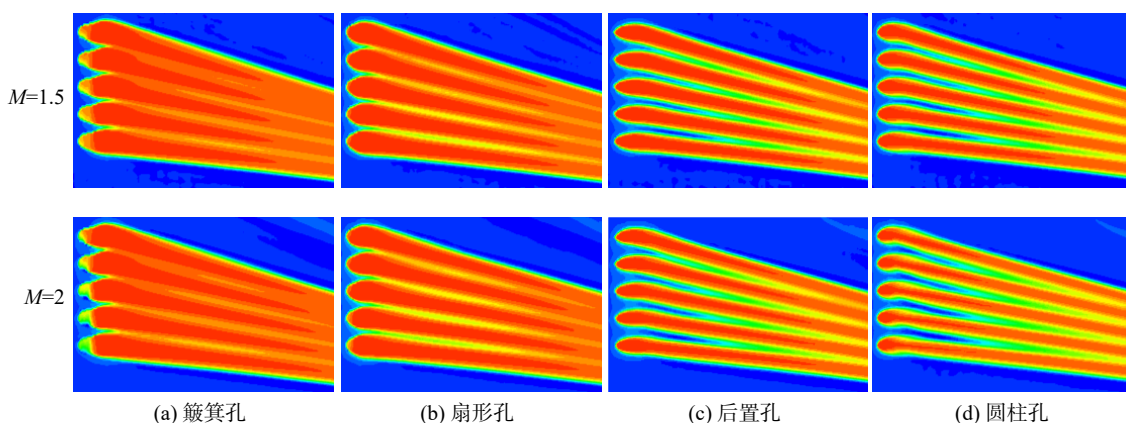


图 13 热流密度净收益分布云图

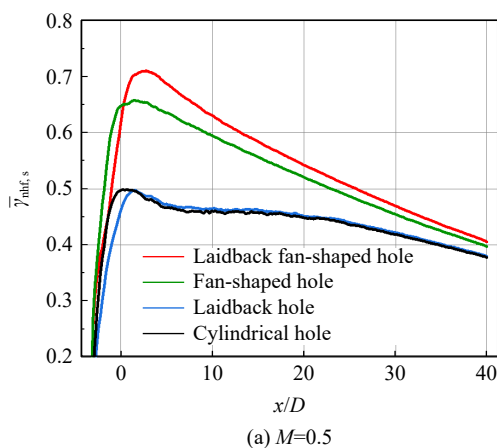
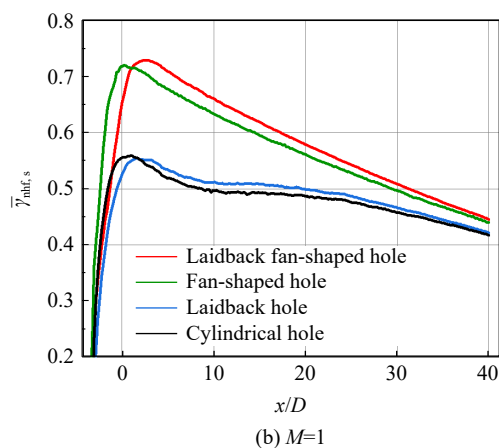
Fig. 13 Distribution of net heat flux reduction

数比。显然,较高的气膜冷却效率和较低的传热系数比会获得较高的 γ_{nhf} ,较好的气膜孔总是具有较高的 γ_{nhf} 值。同样,在气膜冷却效率和传热系数比较高的孔出口, γ_{nhf} 的表现也较高,然后逐渐降低,说明气膜冷却效率对 γ_{nhf} 的影响占主导地位。此外, γ_{nhf} 的展向分布比气膜冷却效率的展向分布更宽,且分布普遍为中间大,边缘小。原因在于,每条轨迹的中心都呈现出了最高的气膜冷却效率,而在轨迹的边缘,虽然该处的涡系不接近壁面,但它增加了该处的湍流强度,从而增强了换热。所以,气膜冷却效率很低,传热系数比较高,这就导致了边缘处较低的 γ_{nhf} 分布。此外,可以发现,簸箕孔下游 γ_{nhf} 的分布也是不对称的,高 γ_{nhf} 更多分布在孔出口下游近下端壁区域。如图 6 和图 10 所示,在该处表现出较高的气膜冷却效率和较低的传热系数比,解释了 γ_{nhf} 较高的原因。

图 14 显示了无量纲轴向位置(x/D)下的展向平均热流密度净收益($\bar{\gamma}_{\text{nhf},s}$),更清晰地揭示了 4 种类型气膜孔之间差异。很明显后置孔和圆柱孔

在 $\bar{\gamma}_{\text{nhf},s}$ 上的差异较小,特别是在吹风比较低时,随着吹风比的增加,后置孔的优势逐渐增大。此外,扇形孔与簸箕孔表现出较大的优势,但 $\bar{\gamma}_{\text{nhf},s}$ 衰减速度较快,而扇形孔与簸箕孔之间差异不大,且此差异基本不随吹风比变化。

图 15 给出了压力面不同吹风比下不同气膜孔的面积平均热流密度净收益($\bar{\gamma}_{\text{nhf},a}$)。后置孔和圆柱孔的 $\bar{\gamma}_{\text{nhf},a}$ 随吹风比先增大后减小,这与气膜冷却效率的变化规律一致。同时, $\bar{\gamma}_{\text{nhf},a}$ 的最优值也与气膜冷却效率的峰值位置一致。与圆柱孔相比,后置孔的 $\bar{\gamma}_{\text{nhf},a}$ 提高幅度最大为 6.10%。扇形孔和簸箕孔在 $\bar{\gamma}_{\text{nhf},a}$ 上有较大的优势。当吹风比为 2 时,它们相较于圆柱孔的 $\bar{\gamma}_{\text{nhf},a}$ 分别提高了 25.7% 和 28.8%。与扇形孔相比,可以发现本文研究的吹风比范围内,簸箕孔均具有更高的 $\bar{\gamma}_{\text{nhf},a}$ 。这表明在本文研究的 4 种气膜孔中,簸箕孔在压力面上的气膜冷却效果最好。而当吹风比较低($M=0.5$)时,对比图 9,扇形孔具有更高的气膜冷却效率,这是因为扇形孔此时的传热系数也较高,如图 10 所示,因此大大降低了 $\bar{\gamma}_{\text{nhf},a}$ 。在相同吹风

(a) $M=0.5$ (b) $M=1$

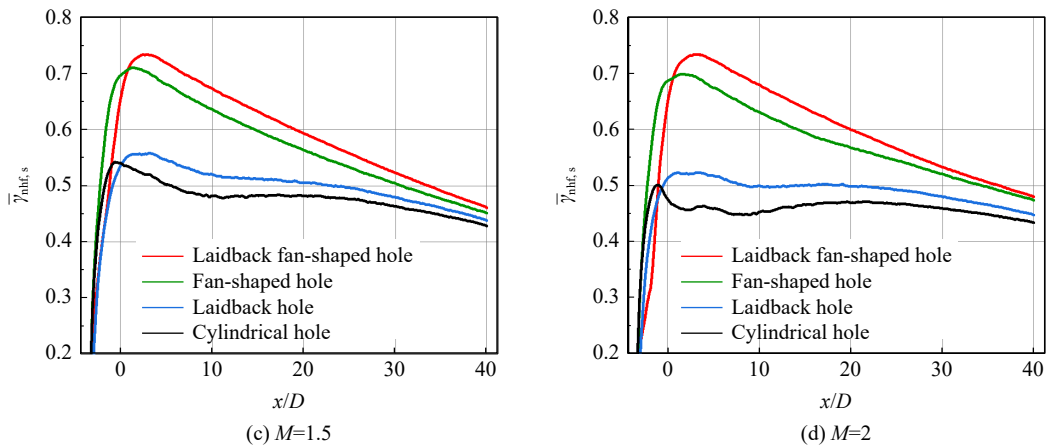


图 14 展向平均热流密度净收益曲线图

Fig. 14 Spanwise-averaged net heat flux reduction at different dimensionless axial positions

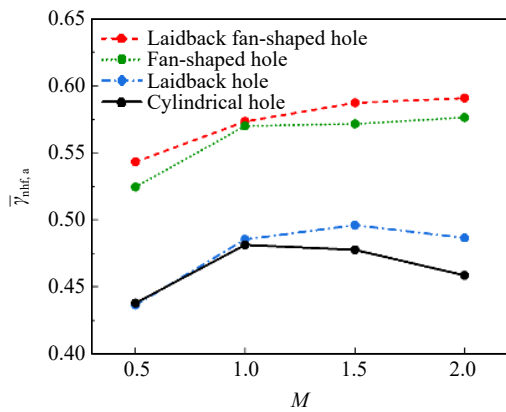


图 15 不同吹风比下不同气膜孔的面积平均热流密度净收益

Fig. 15 Area-averaged net heat flux reduction of different holes with different blowing ratios

比下,后置孔和圆柱孔之间也出现了类似的现象,原因相同。特别是当吹风比为 0.5 时,4 种气膜孔在图 9 所示的气膜冷却效率上存在微小差异,但图 15 表明,扇形孔和簸箕孔具有明显的优势。这主要是因为不同孔型的 $\bar{\gamma}_{nhf,a}$ 分布在展向上的差距,展向扩张孔增加了 $\bar{\gamma}_{nhf,a}$ 分布的展向范围,相比之下,后置孔和圆柱孔中存在 $\bar{\gamma}_{nhf,a}$ 最低的区域,在这些区域中,冷气没有覆盖或旋涡不影响换热。

3 结 论

本研究利用商用 CFD 软件 ANSYS CFX 对高压涡轮导叶压力面上 4 种气膜孔的绝热膜冷却效率(η)、传热系数比(h_t/h_0)和热流密度净收益(γ_{nhf})进行了详细的对比分析。通过对流场和换热特性的分析,得出如下结论:

1) 在本文研究的吹风比范围内,扇形孔和簸箕孔的气膜冷却效率最大。因为展向扩张孔增大

了出口截面积,有效降低了冷气出口动量,增强了冷气在压力面上的横向扩散。当吹风比为 2 时,扇形孔和簸箕孔的气膜冷却效率提高幅度最大分别比圆柱孔提高了 128.9% 和 146.9%。

2) 在本文研究的吹风比范围内,簸箕孔的热流密度净收益最大,说明在压力面上簸箕孔是最佳方案,其表现出最高的气膜冷却效率和相对较低的传热系数比。当吹风比为 2 时,簸箕孔的 γ_{nhf} 提高幅度最大达 28.8%。

3) 与圆柱孔相比,扇形孔和簸箕孔等展向扩张孔具有较大的优势,而后置孔的优势不明显。这表明流向扩张角(δ)对流动和换热特性的影响小于展向扩张角(β)。

4) 由于热流密度净收益与气膜冷却效率分布相似,因此气膜冷却效率对热流密度净收益的影响占主导地位,传热系数的影响更小。

参考文献:

- [1] BUNKER R S. Film cooling: breaking the limits of diffusion shaped holes[J]. *Heat Transfer Research*, 2010, 41(6): 627-650.
- [2] BERGELES G, GOSMAN A D, LAUNDER B E. The near-field character of a jet discharged normal to a main stream[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1976, 98(3): 373-378.
- [3] BERGELES G, GOSMAN A D, LAUNDER B E. Near-field character of a jet discharged through a wall at 30 deg To a mainstream[J]. *AIAA Journal*, 1977, 15(4): 499-504.
- [4] BERNSDORF S, ROSE M G, ABHARI R S. Modeling of film cooling: Part I experimental study of flow structure[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2006, 128(1): 141-149.
- [5] WALTERS D K, LEYLEK J H. A detailed analysis of film-cooling physics: Part I streamwise injection with cylindrical holes[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2000, 122(1): 102-112.
- [6] GOLDSTEIN R J, ECKERT E R G, BURGGRAF F. Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1974, 17(5): 1011-1020.

- 595-607.
- [7] SAUMWEBER C, SCHULZ A. Effect of geometry variations on the cooling performance of fan-shaped cooling holes[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(6): 061008.
- [8] WANG Chunhua, ZHANG Jingzhou, FENG Hongke, et al. Large eddy simulation of film cooling flow from a fanshaped hole[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 129: 855-870.
- [9] KANG Y S, JUN S, RHEE D H. Large eddy simulations on film cooling flow from a fan-shaped cooling hole on a flat plate[J]. *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, 2018, 21(6): 5-13.
- [10] PARK S H, KANG Y J, SEO H J, et al. Experimental optimization of a fan-shaped film cooling hole with 30 degrees-injection angle and 6-hole length-to-diameter ratio[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 144: 118652.
- [11] GAO Zhihong, NARZARY D P, HAN J C. Film-cooling on a gas turbine blade pressure side or suction side with compound angle shaped holes[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2009, 131(1): 011019.
- [12] SEO H J, KANG Y J, LEE H C, et al. Optimization of the configuration of the laidback fan-shaped film cooling hole with a lateral expansion angle of 10 degrees[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 153: 379-389.
- [13] LEE K D, HUSAIN A, KIM K Y. Multi-objective optimization of a laidback fan shaped film-cooling hole using evolutionary algorithm[J]. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2010, 3(2): 150-159.
- [14] AGARWAL S, GICQUEL L, DUCHAINE F, et al. Analysis of the unsteady flow field inside a fan-shaped cooling hole predicted by large-eddy simulation[R]. ASME Paper GT2020-14201, 2020.
- [15] JAVADI K, TAEIBI-RAHNI M, DARBANDI M. Jet-into-cross-flow boundary-layer control: innovation in gas turbine blade cooling[J]. *AIAA Journal*, 2007, 45(12): 2910-2925.
- [16] JAVADI A, JAVADI K, TAEIBI-RAHNI M, et al. A new approach to improve film cooling effectiveness using combined jets [EB/OL]. [2022-12-10]. https://www.researchgate.net/publication/228741776_A_new_approach_to_improve_film_cooling_effectiveness_using_combined_jets.
- [17] ELY M J, JUBRAN B A. A numerical evaluation on the effect of sister holes on film cooling effectiveness and the surrounding flow field[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2009, 45(11): 1435-1446.
- [18] ELY M J, JUBRAN B A. Film cooling from short holes with sister hole influence[R]. ASME Paper GT2012-68081, 2012.
- [19] KUSTERER K, ELYAS A, BOHN D, et al. A parametric study on the influence of the lateral ejection angle of double-jet holes on the film cooling effectiveness for high blowing ratios[R]. ASME Paper GT2009-59321, 2009.
- [20] BUNKER R S. A review of shaped hole turbine film-cooling technology[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2005, 127(4): 441-453.
- [21] CHO H H, RHEE D H, KIM B G. Enhancement of film cooling performance using a shaped film cooling hole with compound angle injection[J]. *JSME International Journal Series B*, 2001, 44(1): 99-110.
- [22] SARGISON J E, GUO S M, OLDFIELD M L G, et al. A converging slot-hole film-cooling geometry: Part 1 low-speed flat-plate heat transfer and loss[R]. ASME Paper 2001-GT-0126, 2001.
- [23] BAYRAKTAR S, YILMAZ T. Two-dimensional numerical investigation of film cooling by a cool jet injected at various angles for different blowing ratios[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2008, 222(7): 1215-1224.
- [24] YU Zhiqiang, LI Chen, AN Baitao, et al. Experimental investigation of film cooling effectiveness on a gas turbine blade pressure surface with diffusion slot holes[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 168: 114851.
- [25] WANG Chunhua, FAN Fangsu, ZHANG Jingzhou, et al. Large eddy simulation of film cooling flow from converging slot-holes[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, 126: 238-251.
- [26] ZHANG Guohua, LIU Jian, SUNDÉN B, et al. Comparative study on the adiabatic film cooling performances with elliptical or super-elliptical holes of various length-to-width ratios[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2020, 153: 106360.
- [27] HOU Rui, WEN Fengbo, LUO Yuxi, et al. Large eddy simulation of film cooling flow from round and trenched holes[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 144: 118631.
- [28] HUANG Ying, ZHANG Jingzhou, WANG Chunhua. Shape-optimization of round-to-slot holes for improving film cooling effectiveness on a flat surface[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2018, 54(6): 1741-1754.
- [29] PU Jian, ZHANG Tiao, WANG Jianhua. Experimental study of combined influences of wall curvature and compound angle on film cooling effectiveness of a fan-shaped film-hole[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2022, 130: 105834.
- [30] NAJAFABADI H N, KARLSSON M, KINELL M, et al. Film-cooling performance of a turbine vane suction side: the showerhead effect on film-cooling hole placement for cylindrical and fan-shaped holes[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2015, 137(9): 091005.
- [31] LI Haiwang, ZHAO Guoqin, ZHOU Zhiyu, et al. The characteristics and divergence of fan-shaped and cylindrical holes on the suction side of a turbine blade under rotating conditions[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 139: 432-441.
- [32] KO S Y, XU Jingzhong, YAO Yongqing, et al. Film cooling effectiveness and turbulence distribution of discrete holes on a convex surface[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1984, 27(9): 1551-1557.
- [33] JIANG Yuting, LIN Hongfēi, YUE Guoqiang, et al. Aero-thermal optimization on multi-rows film cooling of a realistic marine high pressure turbine vane[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 111: 537-549.
- [34] LIU Runzhou, LI Haiwang, LIN Juqiang, et al. An experimental and numerical investigation of film cooling effectiveness on a gas turbine blade tip region[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2022, 177: 107544.
- [35] LIU Cunliang, XIE Gang, WANG Rui, et al. Study on analogy principle of overall cooling effectiveness for composite cooling structures with impingement and effusion[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 127: 639-650.
- [36] LEE S, HWANG W, YEE K. Robust design optimization of a turbine blade film cooling hole affected by roughness and blockage[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2018, 133: 216-229.
- [37] YAO Yu, ZHANG Jingzhou, WANG Liping. Film cooling on a gas turbine blade suction side with converging slot-hole[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2013, 65: 267-279.

(编辑: 陈 越)