

高速条件下吸力面复合角孔气膜冷却特性

王晓增¹, 阚 瑞¹, 任 明², 刘存良²

(1. 中国航发商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241;

2. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为探究高速条件下涡轮叶片吸力面上复合角孔的气膜冷却特性, 在高速风洞中实验测量了吸力面复合角孔的气膜冷却效率与传热系数比, 并通过净热通量减少(NHFR)衡量了复合角孔对吸力面的气膜冷却净收益。分析了雷诺数、吹风比以及湍流度对气膜冷却效率、传热系数比及净热通量减少的影响规律, 结果表明: 低雷诺数下气膜冷却效率受雷诺数影响较大, 但当雷诺数增大至 6.4×10^5 以上时, 气膜冷却效率几乎不再变化; 随湍流度的增大, 气膜冷却效率整体降低, 低吹风比下气膜冷却对雷诺数、湍流度较为敏感。传热系数比随气膜吹风比增加而增大, 但在湍流度较大时, 气膜冷却对传热系数的影响降低。湍流度的增大使 NHFR 有所升高。研究表明对高的湍流度工况, 吹风比为 0.8 时复合角孔呈现最佳的气膜冷却性能。

关 键 词: 高速风洞; 复合角孔; 气膜冷却效率; 传热系数比; 净热通量减少 (NHFR)

中图分类号: V235.1

文献标志码: A

Film cooling characteristics of compound angle hole on suction side under high-speed conditions

WANG Xiaozeng¹, KAN Rui¹, REN Ming², LIU Cunliang²

(1. Commercial Aircraft Engine Company Limited,

Aero Engine Corporation of China, Shanghai 200241, China;

2. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: To investigate the film cooling characteristics of compound angle holes on turbine vane under high-speed conditions, a row of compound angle holes were set up on the suction surface of the turbine vane. The film cooling effectiveness and heat transfer coefficient ratio of the compound angle holes were measured. And the net gain of film cooling was measured by net heat flux reduction (NHFR). The effects of Reynolds number, blowing ratio and turbulence intensity on the film cooling effectiveness, heat transfer coefficient ratio and net heat flux reduction were analyzed. It was found that the film cooling effectiveness was affected by the Reynolds number, but when Reynolds number was larger than 6.4×10^5 , the film cooling effectiveness almost didn't change with Reynolds number any more. When the turbulence intensity increased, the film cooling effectiveness decreased, making it more sensitive to the turbulence intensity at a low blowing ratio. The heat transfer coefficient ratio increased with the blowing ratio, but its sensitivity decreased under higher turbulence intensity. When the turbulence intensity increased, NHFR also increased. In general, at the blowing ratio is 0.8, the compound angle hole presents the best film cooling performance at a higher turbulence intensity.

Keywords: high-speed cascade; compound angle hole; film cooling effectiveness; heat transfer coefficient ratio; net heat flux reduction (NHFR)

收稿日期: 2022-07-26

作者简介: 王晓增(1984—), 男, 高级工程师, 硕士, 主要从事航空发动机涡轮叶片设计。

引用格式: 王晓增, 阚瑞, 任明, 等. 高速条件下吸力面复合角孔气膜冷却特性[J]. 航空动力学报, 2023, 38(2): 269-278. WANG Xiaozeng, KAN Rui, REN Ming, et al. Film cooling characteristics of compound angle hole on suction side under high-speed conditions[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(2): 269-278.

涡轮机械在实际应用过程中经历着十分严酷的高温工作环境,为应对这一情况,气膜冷却技术被应用于降低涡轮叶片表面的温度^[1]。并经历了孔型、孔倾角等参数的优化和发展^[2]。

当前在平板上有关气膜冷却技术已经有大量的研究,但由于实际叶片工作情况较为复杂,涉及多种因素的耦合干涉。众多因素会对气膜冷却特性产生影响,例如密度比^[3],湍流度^[4],吹风比^[5],长径比^[6],压力梯度^[7-8],曲率^[9-10]等。

真实的涡轮叶片工作在高温高压的复杂环境中,因此平板上获得的研究规律仍需要在叶片上进行相应的实验研究。Ito 等^[11]在涡轮叶片上测量了叶身圆形孔的气膜冷却效率,研究结果表明表面曲率对气膜冷却效率影响较大。在吸力面,冷气周围的静压分布有利于气膜附着在壁面上,在压力面,曲率对冷却效率的影响与吸力面相反。Ammari 等^[12]和 Qin 等^[13]也针对曲率对叶片气膜冷却效率的影响进行了研究,发现小吹风比下凸面处的流动使气膜冷却效率增强,凹面处的流动使气膜冷却效率减弱。黄逸等^[14]和陶智等^[15]也研究了叶片表面曲率对气膜冷却性能的影响,发现曲率的变化会导致气膜冷却效率发生显著变化。Drost 等^[16]测量了涡轮叶片叶身圆柱形气膜孔的冷却效率分布,研究结果表明在高湍流度下压力面气膜孔冷却效率更高,主流雷诺数对冷却效率的影响主要是由于边界层的改变。

在圆柱孔的基础上添加一个展向角即可形成复合角孔,探究复合角孔的气膜冷却特性及传热特性,并分析其影响因素对将改孔型应用于实际涡轮叶片的特定位置具有重要意义。Li 等^[17]使用压力敏感漆(PSP)技术探究了复合角孔的气膜冷却效率,并探究了复合角孔的流动结构,发现复合角孔主要通过改变长径比和吹风比来提高气膜冷却效率。Ligrani^[18]对带有复合角的单排气膜孔下游的传热系数开展了研究,发现复合角造成的冷却射流横向分量能够使气膜更好的附着在壁面上。Sen 等^[19]也研究了有无复合角的气膜孔下游的传热系数,发现在吹风比较高的情况下,气膜孔传热较强,

综上所述,对于高速条件下实际叶栅带复合角气膜孔的气膜冷效和传热系数综合性的实验研究相对较少。因此本研究在短周期跨声速风洞中进行了实验,探究了涡轮叶片吸力面靠近前缘区域一排复合角孔的气膜冷却特性及传热特性,并

通过净热通量衡量了复合角孔布置对涡轮叶片净收益。研究了雷诺数、吹风比及湍流度对气膜冷却效率、传热系数比及净热通量减少的影响规律。

1 实验系统

1.1 实验风洞

风洞系统如图 1 所示,主流系统由主流高压气源供气,叶栅进口总压可达 $0.2 \times 10^5 \sim 3.5 \times 10^5$ Pa。叶片外表面温度通过埋设的热电偶监测,热电偶输出的数字信号通过数据采集软件记录。实验的整体过程经历为 8 s,在实验开始 3.5 s 后流动趋于稳定,因此数据处理时取用 3.5 s 后的数据进行处理,从而得到叶片表面复合角孔的气膜冷却效率及传热系数。关于风洞结构的其他详细参数见参考文献 [20-21]。

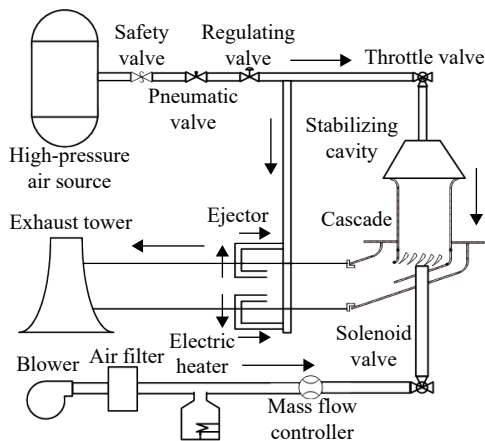


图 1 实验装置简图

Fig. 1 Experimental device schematic diagram

1.2 叶栅结构

实验过程中的叶栅结构如图 2 所示,实验通道高度为 0.120 m,中间叶片为实验叶片。通过进

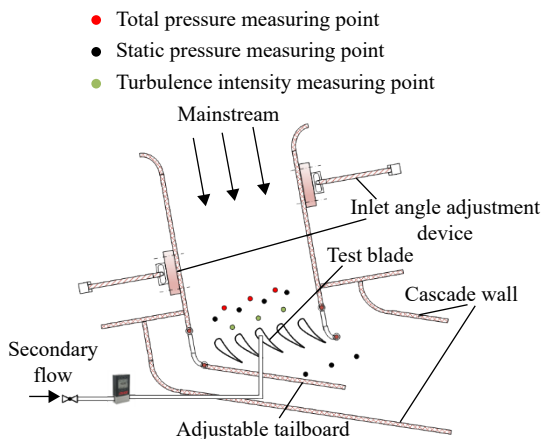


图 2 实验叶栅

Fig. 2 Experimental cascade

气角调整装置调整进气角, 实验采用的主流入射角为 0° 。叶片的栅距 N 为 0.0875 m , 叶高 H 为 0.120 m , 弦长 C 为 0.104 m 。在叶栅前布置有静压, 总压测点, 在叶栅后布置静压测点, 用以计算来流雷诺数及马赫数。并通过湍流度测点利用三维热线风速仪测量三点平均值, 从而获得叶栅前的湍流度。将湍流格栅放置在距离叶栅前 0.33 m 处, 测量得到的湍流度为 15.2% 。无湍流格栅时, 测量得到的湍流度为 1.5% 。

1.3 实验叶片及工况

图3展示了实验叶片模型及气膜孔位置, 气膜孔直径 $d=0.6\text{ mm}$, 孔间距 $n=3d$ 。在气膜孔后设置了14个热电偶测点, 用以测量孔后的气膜冷却效率及表面传热系数。气膜孔倾角 $\alpha=60^\circ$, 并有复合角 $\gamma=50^\circ$ 。

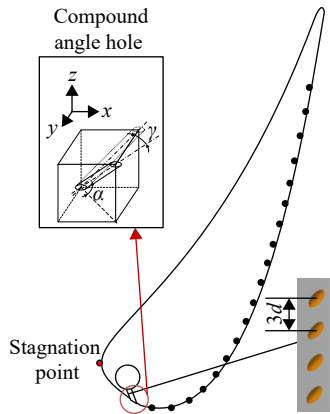


图3 叶片及复合角孔

Fig. 3 Vane and compound angle hole

实验过程中定义入口雷诺数 Re , 出口马赫数 Ma , 吹风比 M 及湍流度 I 如下:

$$Re = \frac{\rho_1 u_1 C}{\mu_1} \quad (1)$$

$$Ma = \sqrt{\frac{2}{\lambda - 1} \left[\left(\frac{p^*}{p_0} \right)^{\frac{\lambda - 1}{\lambda}} - 1 \right]} \quad (2)$$

$$M = \frac{\rho_c u_c}{\rho_1 u_1} \quad (3)$$

$$I = \frac{v'}{\bar{v}} \quad (4)$$

其中 ρ_1 、 u_1 分别为主流通道叶栅进口的气体密度、速度。 μ_1 为叶栅进口的动力黏度。算出口马赫数时, 按式(2)进行计算, $\lambda = 1.4$ 为气体定熵指数, p^*

为气体进口总压, p_0 为气体出口静压。 ρ_1 、 u_1 分别为叶片表面气膜孔位置处的主流当地密度及速度, 通过测量叶片表面的 Ma 分布即可获得。 ρ_c 、 u_c 分别为二次流入口的气体密度、速度。 v' 为脉动速度, $\bar{v}$ 为时均速度。表1展示了实验的工况参数。

表1 实验工况

Table 1 Experimental case

Ma	$Re/10^5$	$I/\%$	M
0.83	3.0 6.4 9.0	1.5 15.2	0.5
			0.8
			1.2
			1.6
			2.0

1.4 实验方法及误差分析

本实验原理以一维半无限大原理为基础, 对于气膜冷却条件下有气膜冷却效率 η 、表面传热系数 h 及净热通量减少 (net heat flux reduction) N_{HFR} 的定义如下所示:

$$\eta = \frac{T_r - T_{\text{aw}}}{T_r - T_c} \quad (5)$$

$$h = \frac{q_w}{T_r - T_w} \quad (6)$$

$$N_{\text{HFR}} = 1 - (h/h_0) \left(1 - \frac{\eta}{\varphi} \right) \quad (7)$$

其中 q_w 为叶片的表面传热热流量, 可通过脉冲响应法获得, T_r 为叶片上特定位置的当地恢复温度, T_w 为叶片表面的当地壁温, T_{aw} 为叶片表面的绝热壁温, T_c 为二次流入口温度, 通过热电偶测量得到。 φ 为叶片表面的综合冷却效率, 在实际叶片上一般为 $0.5 \sim 0.6$, 本实验中取 $\varphi = 0.5$, h_0 为无气膜孔叶片表面的传热系数, h/h_0 为有无气膜孔叶片表面传热系数的增强效果。

联立可得:

$$\frac{q_w}{T_r - T_c} = h \cdot \left(\frac{T_r - T_w}{T_r - T_c} - \eta \right) \quad (8)$$

$$\text{令 } x = \frac{T_r - T_w}{T_r - T_c}, y = \frac{q_w}{T_r - T_c}, \text{ 则可得}$$

$$y = h \cdot (x - \eta) \quad (9)$$

于是如图4所示, 可得在实验叶片常温条件及加热情况下各做一次实验, 即可通过两组数据拟合获得叶片的 h 和 η 。

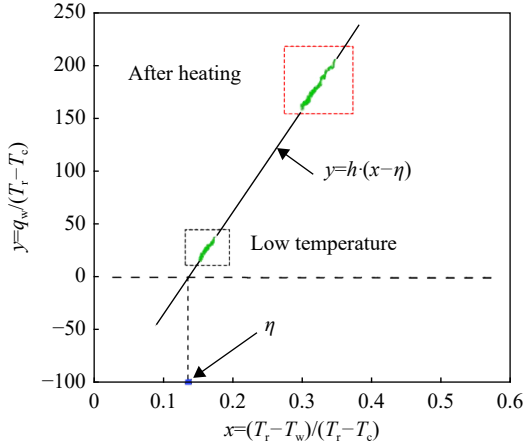


图 4 实验原理简图

Fig. 4 Schematic diagram of experimental principle

通过误差传递公式可得:

$$\delta(\eta) = \frac{\delta(y)}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}} \quad (10)$$

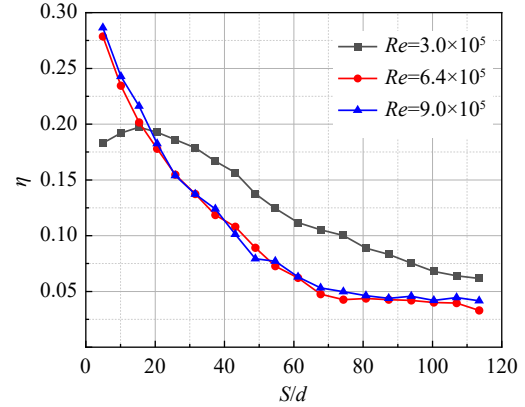
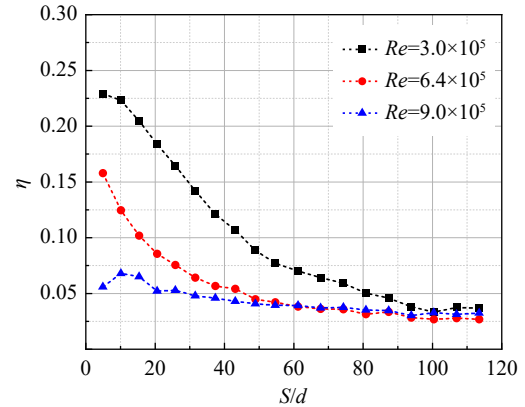
$$\delta(h) = \frac{1}{b} \sqrt{\frac{\delta^2(y) \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \eta)^2}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}} \quad (11)$$

通过分析可得用于拟合的数据点在实验过程中越分散则实验误差越小,在实际实验过程中进行两次实验,分别为常温条件及加热条件,以保证数据的分散性。计算可得实验过程中 h 和 η 的误差分别为 5% 和 8%。

2 结果分析

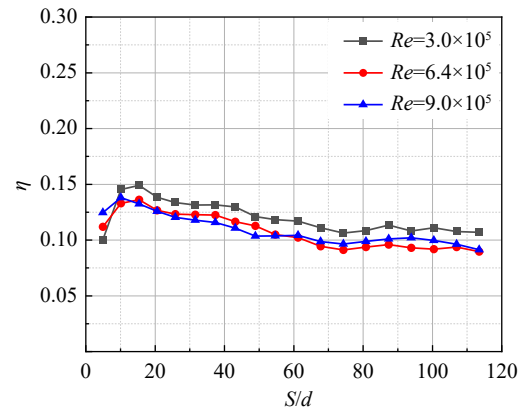
2.1 气膜冷却效率分析

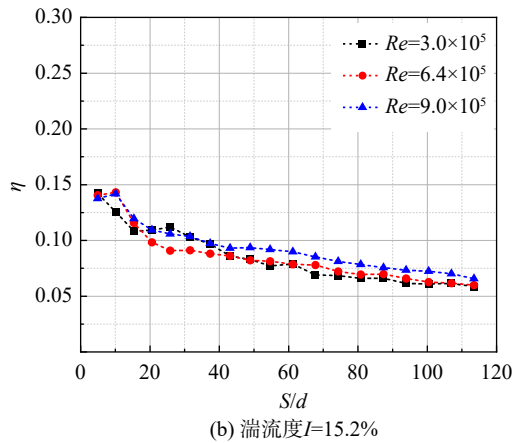
图 5 中展示了在吹风比 $M=0.5$ 时两个湍流度下气膜冷却效率随雷诺数 Re 的变化规律。图中 S 为叶片表面弧长。可以发现吹风比 $M=0.5$ 及湍流度 $I=1.5\%$ 时,在低雷诺数即 $Re=3.0 \times 10^5$ 时呈现出最佳的气膜冷却效果,气膜贴附效果较高。这是由于吹风比 $M=0.5$ 时,主流的动量相对气膜射流较大,主流此时在掺混时起主要作用,在 Re 较小情况下,主流与冷气的相对速度均较小,两者的相互作用较小。随着 Re 增大,主流及二次流速度有所增大,主流与冷气的作用增强,气膜冷效降低。在湍流度较小($I=1.5\%$)时,雷诺数增大到 $Re=6.4 \times 10^5$ 和 $Re=9.0 \times 10^5$ 气膜冷却效率的流向分布几乎相同,即当 Re 增大至 6.4×10^5 时气膜冷却效率几乎不随 Re 增大而变

(a) 湍流度 $I=1.5\%$ (b) 湍流度 $I=15.2\%$ 图 5 在不同 Re 下的气膜冷却效率($M=0.5$)Fig. 5 Film cooling effectiveness in different Re ($M=0.5$)

化。当湍流度较大($I=15.2\%$)时,气膜冷却效率在 $Re=6.4 \times 10^5$ 以上仍然下降,说明气膜冷却效率对雷诺数的敏感度增强。此外,湍流度较大时下游气膜冷却效率的绝对值有所降低,仅为 $\eta=0.05$ 左右,当雷诺数增大至 $Re=9.0 \times 10^5$ 气膜冷却效率几乎稳定在 $\eta=0.05$ 左右。

图 6 中展示了在吹风比 $M=2.0$ 时两个湍流度下气膜冷却效率随 Re 的变化规律。

(a) 湍流度 $I=1.5\%$

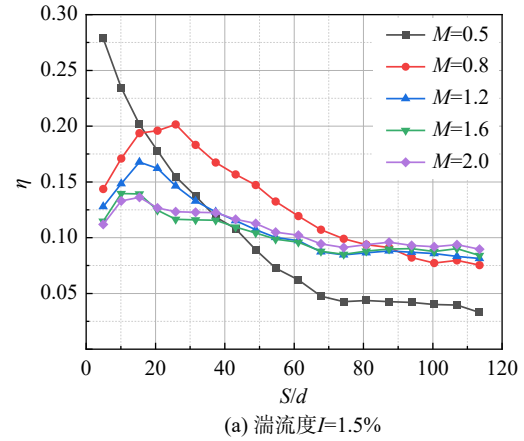
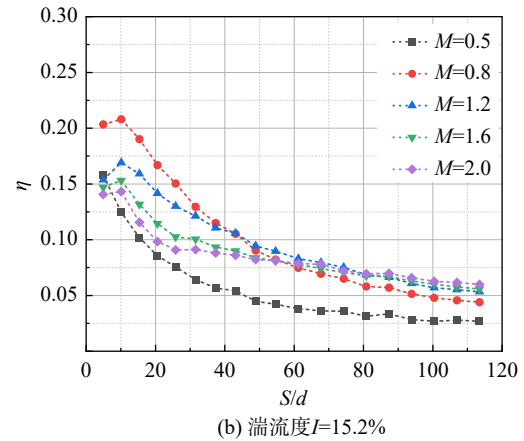
图6 在不同 Re 下的气膜冷却效率 ($M=2.0$)Fig. 6 Film cooling effectiveness in different Re ($M=2.0$)

当湍流度 $I=1.5\%$ 时, 在低雷诺数即 $Re=3.0 \times 10^5$ 时呈现出最佳的气膜冷却效果, 但各雷诺数下的气膜分布几乎相同, 说明高吹风比下气膜冷效对 Re 不敏感。这是由于冷气动量增大, 冷气在掺混过程中占主导地位, Re 的变化对气膜冷却效率的影响明显削弱。当湍流度 $I=15.2\%$ 时, 气膜冷效同样对 Re 不敏感, 且高湍流度增加了气膜的耗散, 使得气膜冷效在孔下游比 $I=1.5\%$ 情况下更低。

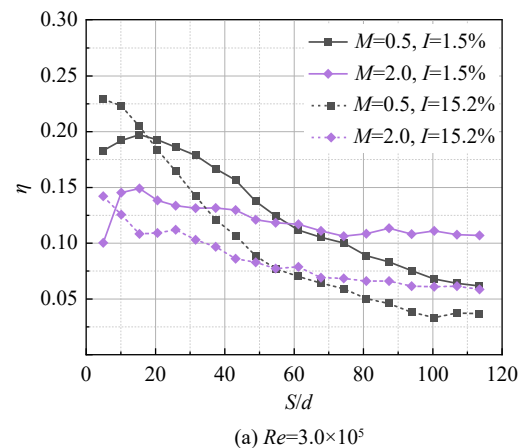
图7展示了 $Re=6.4 \times 10^5$ 时两个不同湍流度的气膜冷却效率随吹风比的变化规律。

在湍流度较小 ($I=1.5\%$) 时, 对气膜孔附近 $S/d < 15$ 的区域, 随吹风比增大气膜冷却效率呈现下降趋势, 吹风比 $M=0.5$ 时气膜冷效最高。对距离孔较远的 $S/d > 90$ 的区域, 气膜冷却效率随吹风比增大而逐渐增大。平均而言, 气膜冷却效率最佳的吹风比为 $M=0.8$ 。当湍流度增大至 $I=15.2\%$ 时, 相比低湍流度的情况, 各吹风比下的气膜冷却效率均有所降低。冷气流量较小的吹风比 $M=0.5$ 和 $M=0.8$ 的工况受到湍流度的影响较大, 气膜冷却效率下降明显, 吹风比 $M=0.5$ 工况的气膜冷却效率最低。这主要是由于冷气动量较小, 在大的主流脉动的影响下, 冷气与主流的掺混更为剧烈, 更多的冷气与主流在远离叶片壁面的位置发生掺混, 导致其气膜冷却效率明显降低。在近孔区域 $S/d < 40$ 时, 吹风比 $M=0.8$ 呈现出最佳的气膜冷却效率。在远孔区域 $S/d > 80$ 时, 气膜冷却效率与湍流度 ($I=1.5\%$) 时基本相同, 且气膜冷却效率随吹风比增大逐渐增大。平均而言, 吹风比为 $0.8 \sim 1.2$ 的范围内, 气膜冷却效率处于最佳水平。

图8展示了三个雷诺数及两个吹风比下, 气膜冷却效率随湍流度的变化规律。

(a) 湍流度 $I=1.5\%$ (b) 湍流度 $I=15.2\%$ 图7 在不同吹风比下的气膜冷却效率 ($Re=6.4 \times 10^5$)Fig. 7 Film cooling effectiveness in different blowing ratio ($Re=6.4 \times 10^5$)

可以发现在各个雷诺数下湍流度增加均会使气膜冷却效率有所降低。当吹风比 $M=0.5$ 时, 气膜冷却效率对湍流度的敏感度随 Re 的增大而增大, 高雷诺数下气膜冷效随湍流度的增加而出现更大的下降。当吹风比 $M=2.0$ 时, 气膜冷却效率对湍流度的敏感度随 Re 的增大而略有减小, 高雷诺数下气膜冷却效率随湍流度的下降和低雷诺数情况相似。尽管湍流度增加后气膜冷效整体下降, 近孔区域气膜冷却效率却随湍流度增大而有所升高。

(a) $Re=3.0 \times 10^5$

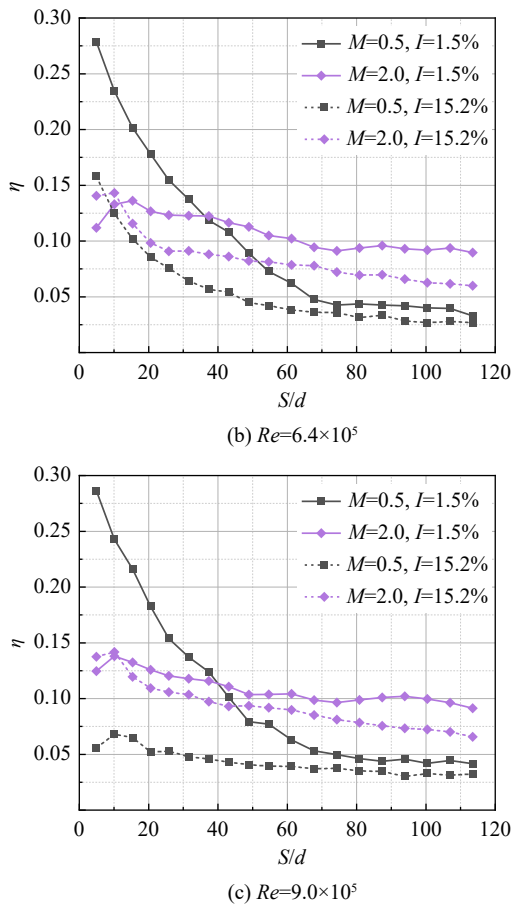


图 8 在所有 Re 时在不同湍流度下的气膜冷却效率
Fig. 8 Film cooling effectiveness at all Re in different turbulence intensity

2.2 传热系数比分析

图 9 展示了在吹风比 $M=0.5$ 时两个湍流度下传热系数比随 Re 的变化规律。

其中 h_0 为无气膜孔条件下的传热系数, h 为带气膜孔条件的传热系数。以 h/h_0 衡量气膜孔对传热的增强效果。灰色区域为 $h/h_0 < 1.0$, 即气膜孔后的传热削弱区域。灰色区域以上为传热增强区域。当湍流度较小 ($I=1.5\%$) 时, 低雷诺数下 ($Re=3.0 \times 10^5$) 气膜冷却对传热的增强效果较强。当 $Re \geq 6.4 \times 10^5$ 时, 复合角孔对传热的增强效果明显有所削弱。当湍流度增大后, 复合角孔对传热的增强效果则不明显, 在孔后区域内几乎均满足 $h/h_0 < 1.0$ 。高端流度工况下传热系数比随主流 Re 的变化不大, 在雷诺数 $Re=6.4 \times 10^5$ 时, 传热系数比最小。

图 10 展示了在吹风比 $M=2.0$ 时两个湍流度下传热系数比随雷诺数的变化规律。对于低湍流度 $I=1.5\%$ 的情况, 低雷诺数 ($Re=3.0 \times 10^5$) 下复合角孔对传热的增强效果较强, 这与吹风比 $M=0.5$ 的情况相同。吹风比 $M=2.0$ 时, 传热系数比整体

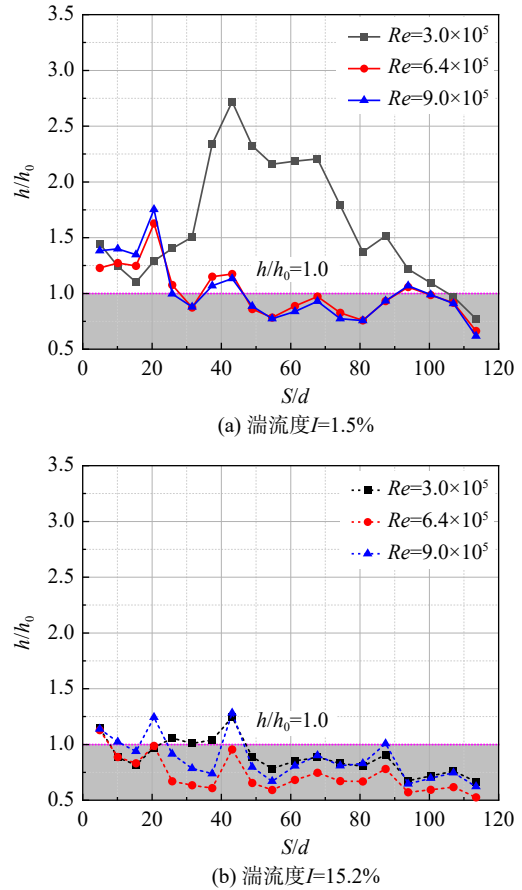
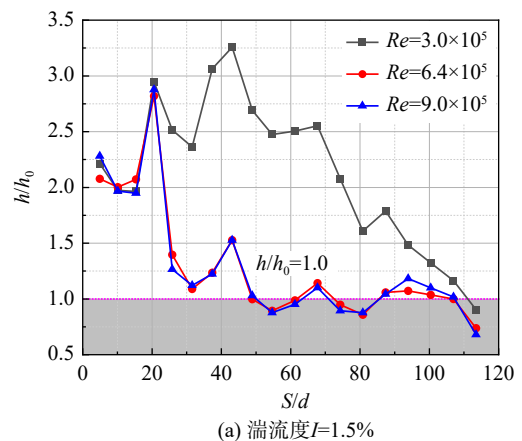


图 9 在不同 Re 下的传热系数比 ($M=0.5$)
Fig. 9 Heat transfer coefficient ratio in different Re ($M=0.5$)

较吹风比 $M=0.5$ 有所升高, 但分布趋势几乎相同, 传热系数比低于 1.0 的无量纲流向距离从 $S/d=25$ 延长至 $S/d=50$ 。当湍流度增大到 $I=15.2\%$ 时, 湍流度的增大增加了壁面附近的主流与冷气的掺混, 使得涡轮叶片外表面的传热整体提升, 传热系数比则有所下降。 $Re=3.0 \times 10^5$ 时, 传热系数比处于较高水平, 雷诺数 $Re=6.4 \times 10^5$ 时, 传热系数比处于最低水平。



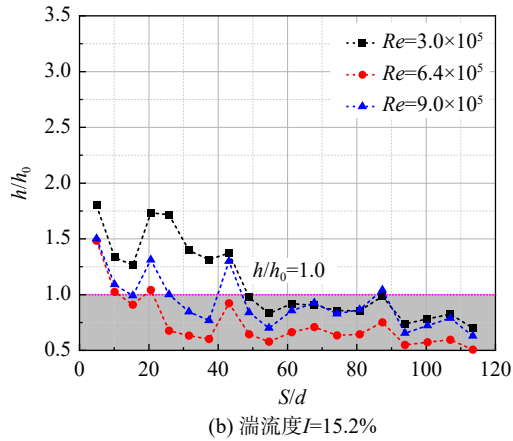
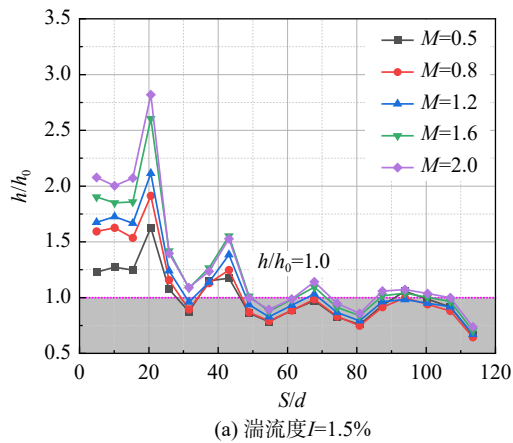
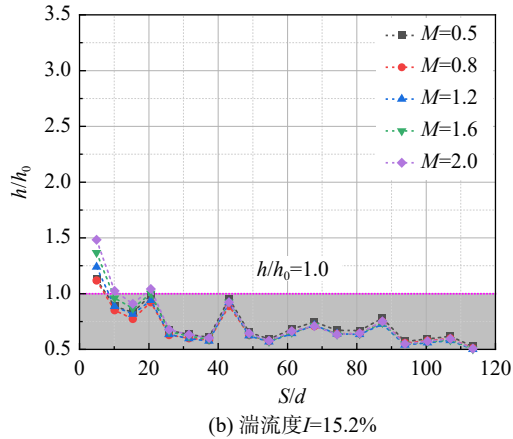
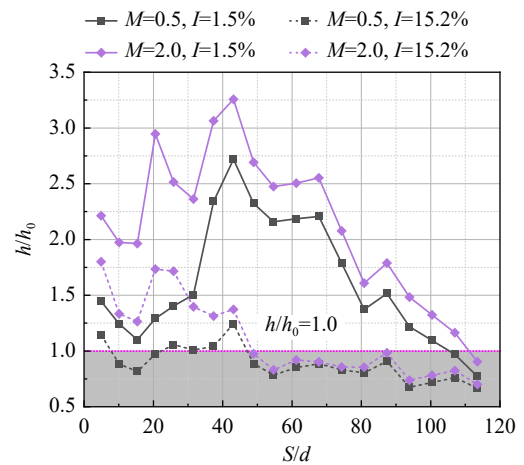
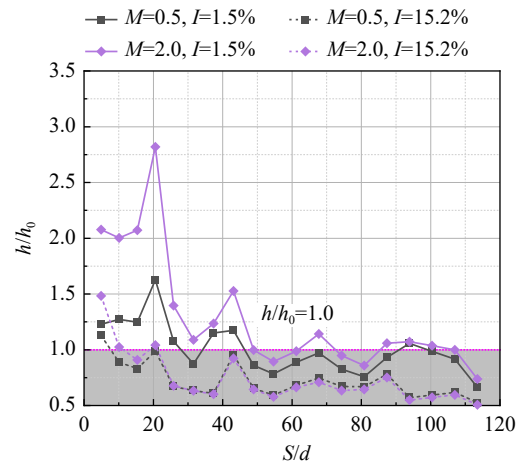
图10 在不同 Re 下的传热系数比 ($M=2.0$)Fig. 10 Heat transfer coefficient ratio in different Re ($M=2.0$)

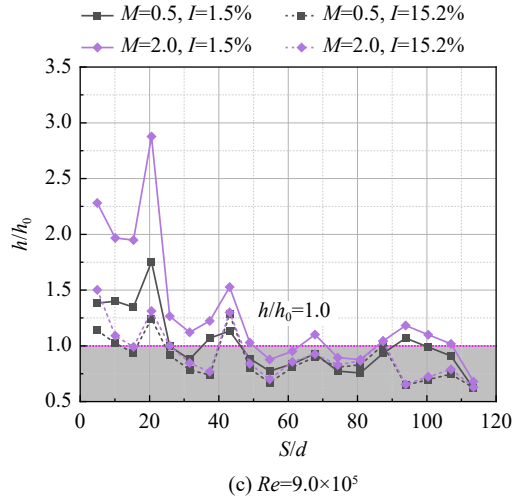
图11展示了主流雷诺数为 $Re=6.4 \times 10^5$ 时两个不同湍流度的传热系数比随吹风比的变化规律。湍流度为1.5%时,传热系数比随吹风比增加整体逐渐提升,但变化趋势基本一致。当在 $S/d=21$ 的区域,传热系数比达到峰值,吹风比 $M=0.5$ 时传热系数比峰值约1.6,而吹风比 $M=2.0$ 时传热系数

(a) 湍流度 $I=1.5\%$ (b) 湍流度 $I=15.2\%$ 图11 在不同吹风比下的传热系数比 ($Re=6.4 \times 10^5$)Fig. 11 Heat transfer coefficient ratio in different blowing ratio ($Re=6.4 \times 10^5$)

比峰值达到了2.8。当 $S/d=50$ 时,传热系数比基本低于1.0,即设置的气膜孔有利于降低叶片外壁面传热。当湍流度增大至 $I=15.2\%$ 时,吹风比的变化几乎对传热系数比不产生影响,仅在近孔的 $S/d < 21$ 左右,随吹风比增大传热系数比逐渐增大。当 $S/d > 21$ 后传热系数比基本维持在小于1.0的水平。因此可以发现复合角孔在湍流度较大时在各个吹风比下均能保证气膜布置对涡轮叶片吸力面的外表面传热没有明显增强。

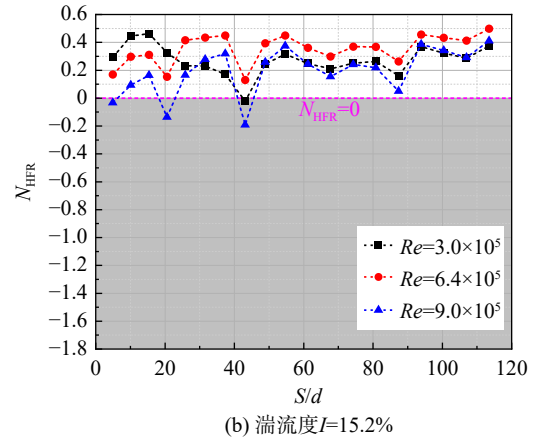
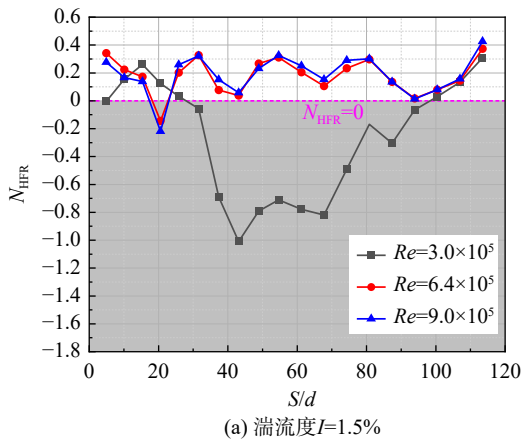
图12展示了相同雷诺数条件及两个吹风比下传热系数比随湍流度的变化规律。可以发现在各个雷诺数下,传热系数比随湍流度的增大均有所降低,湍流度增大使得气膜掺混对传热的增强效果有所削弱。这主要是由于主流湍流度的增大使得叶片表面的外传热系数有所增强,使得相同条件下的 h_0 有所增大,而其与气膜射流对 h 的增强的综合效果的比重变低,从而导致了传热系数比的降低。如前所述,当 $Re \geq 6.4 \times 10^5$,且在大湍流度条件下时,当 $S/d > 21$ 时 h/h_0 均小于1,布置的复合角孔使得孔下游涡轮叶片表面的传热系数有所降低。这对气膜冷却是十分有利的。

(a) $Re=3.0 \times 10^5$ (b) $Re=6.4 \times 10^5$

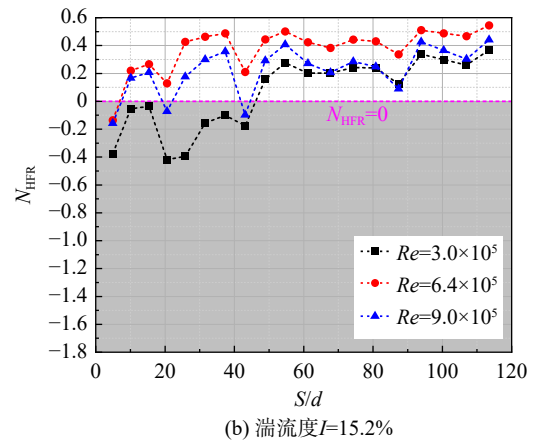
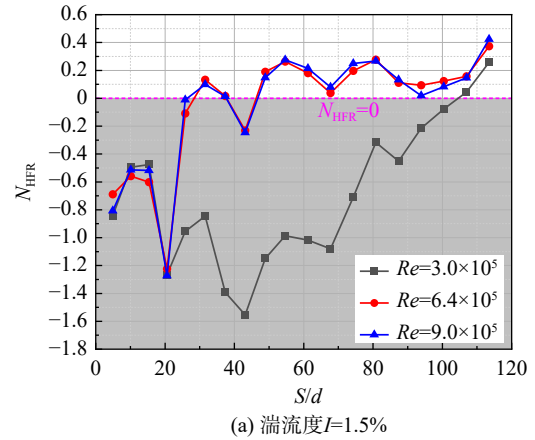
图 12 在所有 Re 时在不同湍流度下的传热系数比Fig. 12 Heat transfer coefficient ratio at all Re in different turbulence intensity

2.3 净热通量减少分析

图 13 展示了在吹风比 $M=0.5$ 时两个湍流度下净热通量减少(N_{HFR})随 Re 的变化规律。净热通量减少可以综合反映气膜结构对传热温度的降低与传热系数的增强效果,从而衡量气膜结构带来的冷却收益, N_{HFR} 大于 0 说明气膜减少了叶片的净热通量。对于湍流度 $I=1.5\%$ 的情况, $Re=3.0\times 10^5$ 时 N_{HFR} 仅在近孔区域大于 0,远孔区域则小于 0,这是由于吹风比为 0.5 的情况下气膜孔射流的冷气量较少,经过与主流的掺混作用,冷气迅速耗散,而气膜出流明显增强了孔后的传热,导致气膜孔后的很大区域内净热通量时增加的。随 Re 增大(大于等于 6.4×10^5),相同吹风比下冷气射流的动量增大,冷气的延伸效果明显增强,且对壁面传热系数比的增强效果也较低,孔后的 N_{HFR} 水平也相应升高。对于湍流度 $I=15.2\%$ 的情况,随 Re 增大 N_{HFR} 在近孔区域($S/d<20$)逐渐降低,在远离气膜孔的区域($S/d>20$) N_{HFR} 则先升高后降低,这是由于传热系数比先降低后升高造成的(图 10(b))。

图 13 在不同 Re 下的 N_{HFR} ($M=0.5$)Fig. 13 N_{HFR} in different Re ($M=0.5$)

当吹风比增大至 $M=2.0$ 时,两个湍流度下 N_{HFR} 随 Re 的变化规律如图 14 所示。在湍流度为 1.5% 时,各个雷诺数下的 N_{HFR} 在孔后 $S/d<30$ 区域内均小于 0,但在低雷诺数 $Re=3.0\times 10^5$ 条件下, N_{HFR} 小于 0 的范围更大,几乎包含了整个区域。湍流度增大至 15.2% 时,孔后的 N_{HFR} 有所升高,但在 $S/d<10$ 的区域内 N_{HFR} 仍小于 0,这主要由于孔下

图 14 在不同 Re 下的 N_{HFR} ($M=2.0$)Fig. 14 N_{HFR} in different Re ($M=2.0$)

游的气膜冷却效率带来的增益低于对传热系数比的增强效果。

图15展示了 $Re=6.4\times 10^5$ 时两个不同湍流度下的 N_{HFR} 随吹风比的变化规律。

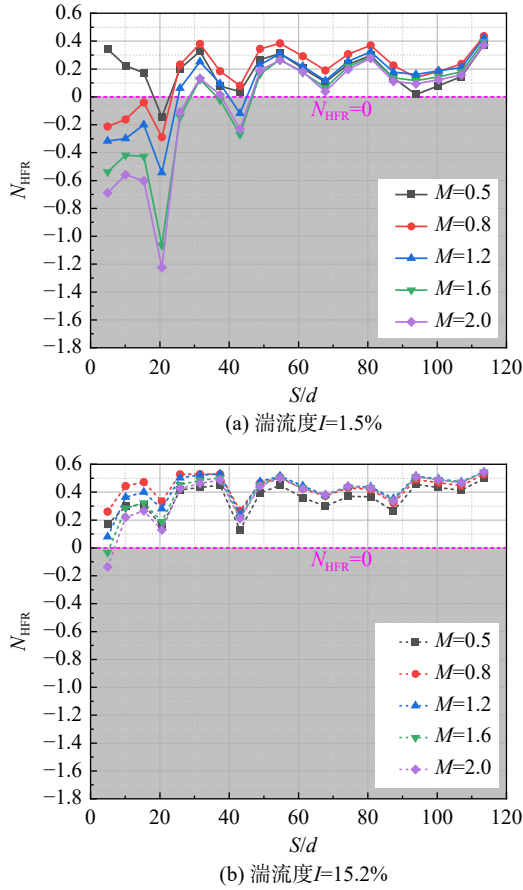


图15 在不同吹风比下的 N_{HFR} ($Re=6.4\times 10^5$)

Fig. 15 N_{HFR} in different blowing ratio ($Re=6.4\times 10^5$)

低湍流度条件下,在接近气膜孔的区域, N_{HFR} 小于0,且随吹风比增大逐渐降低。在远离气膜孔的区域,随着吹风比增大 N_{HFR} 有所波动,但基本维持在0以上。随湍流度增大,可以发现 N_{HFR} 有了明显提升,这主要是传热系数比的减小造成的。高端湍流度下,随吹风比增大,气膜孔下游近孔区域 N_{HFR} 先增大后降低,最佳的吹风比为 $M=0.8$,此时近孔区域 N_{HFR} 最高,获得最佳的气膜冷却收益。在远离气膜孔的区域, N_{HFR} 随吹风比的增大首先增加,随后变化不大。

图16展示了相同雷诺数条件及两个吹风比下净热通量减少随湍流度的变化规律。

可以发现在各个雷诺数下,湍流度的增大均使得 N_{HFR} 有所升高,这主要与湍流度增大对传热系数比的增大有关,对于近孔区域,吹风比 $M=2.0$ 时 N_{HFR} 受湍流度的影响较大,湍流度增大使

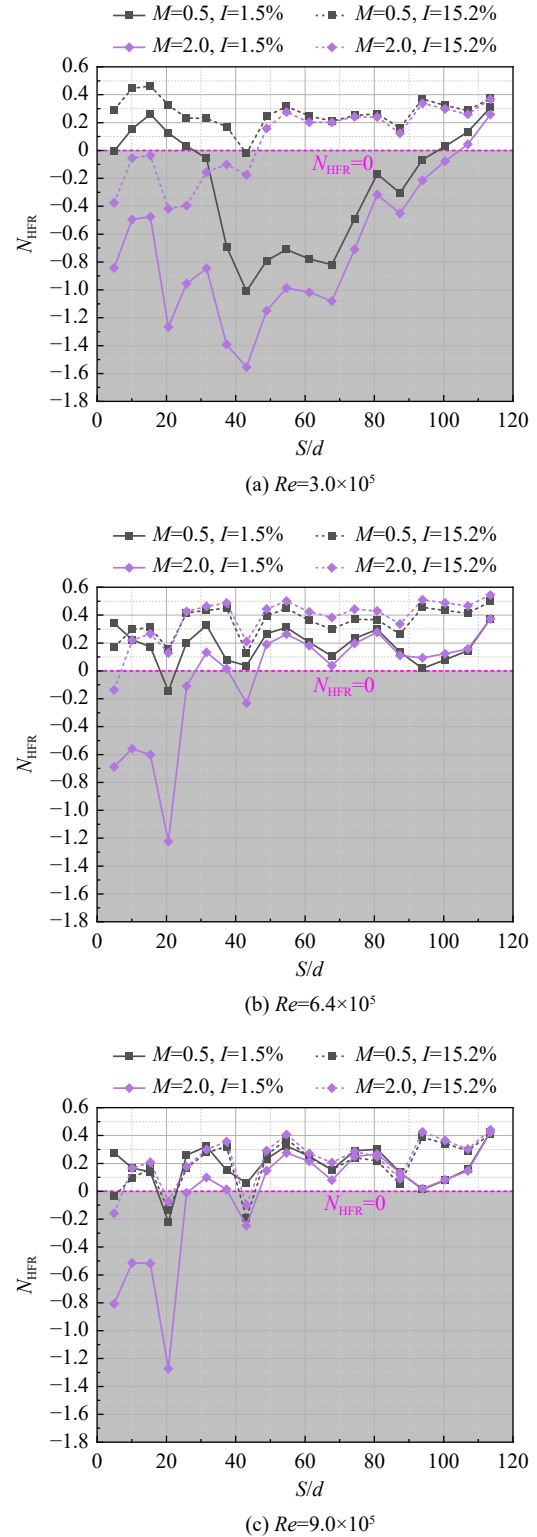


图16 所有 Re 下在不同湍流度下的 N_{HFR}

Fig. 16 N_{HFR} at all Re in different turbulence intensity

得孔后区域从完全的气膜冷却负收益变为部分气膜冷却正收益。在远离气膜孔的区域,随着 Re 的增大,湍流度的影响明显降低。例如, $Re=9.0\times 10^5$ 时,在 $S/d=50\sim 90$ 的范围内,不同湍流度下 N_{HFR} 相差不大。

3 结 论

本研究在短周期跨声速风洞中针对涡轮叶片上的复合角孔的气膜冷却特性进行了实验研究,通过热电偶测量了叶片表面的气膜冷却效率及传热系数比,并通过综合分析获得了高速条件下叶片表面的净热通量减少。主要结论如下:

1) 低雷诺数下气膜冷却效率受雷诺数影响较大,但当雷诺数增大至 6.4×10^5 以上时,气膜冷却效率几乎不再变化。随湍流度的增大,气膜冷却效率整体降低,低吹风比下气膜冷却效对雷诺数、湍流度较为敏感,高吹风比下气膜冷却效对湍流度和雷诺数不太敏感。总的来说在导叶较高的湍流度下,吹风比 $M=0.8$ 时气膜冷却效率处于最佳水平。

2) 传热系数比随吹风比增加逐渐提升,但当湍流度增大至 $I=15.2\%$ 时,吹风比的对传热系数比的影响较小,仅在近孔的 $S/d < 21$ 左右,在 $S/d > 21$ 后传热系数比几乎维持在小于 1.0 的水平。这是由于在远离孔的区域,冷气与主流的掺混作用相对主流湍流度对于叶片表面传热的增强来说是较小的。低雷诺数下传热系数比较大,而主流雷诺数增大到 6.4×10^5 以上时,传热系数比几乎不随雷诺数变化而变化。

3) 湍流度的增大使 N_{HFR} 有所升高,随着雷诺数的增大,湍流度的影响有所下降。总的来说在吹风比 $M=0.8$ 时,在较高的湍流度下,复合角孔呈现最佳的气膜冷却性能。

参考文献:

- [1] BUNKER R S. A review of shaped hole turbine film cooling technology[J]. *ASME Journal of Heat Transfer*, 2005, 127: 441-453.
- [2] BUNKER R S. Evolution of turbine cooling[R]. ASME Paper GT2017-63205, 2017.
- [3] EKKAD S, HAN J C. A review of hole geometry and coolant density effect on film cooling[R]. ASME Paper GT 2013-17250, 2013.
- [4] SCHROEDER R P, THOLE K A. Thermal field measurements for a shaped hole at low and high freestream turbulence intensity[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2017, 139(2): 1-9.
- [5] ERIKSEN V L, GOLDSTEIN R J. Heat transfer and film cooling following injection through inclined circular tubes[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1974, 96(2): 239-245.
- [6] ANDREWS G E, BAZDIDI-TEHRANI F, HUSSAIN C I, et al. Small diameter film cooling hole heat transfer: the influence of the hole length[R]. ASME Paper 91-GT-344, 1991.
- [7] SCHMIDT D L, BOGARD D G. Pressure gradient effects on film cooling[R]. ASME Paper 95-GT-18, 1995.
- [8] VANGA S R, REN Z, CLICK A J, et al. Double wall cooling of a full coverage effusion plate with main flow pressure gradient, including internal impingement array cooling[R]. ASME Paper GT2018-77036, 2018.
- [9] QIN Y, LI X, REN J. Effects of compound angle on film cooling effectiveness with different streamwise pressure gradient and convex curvature[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 86: 482-491.
- [10] MOORE J D, YOON C, BOGARD D G. Surface curvature effects on film cooling performance for shaped holes on a model turbine blade[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2020, 142(11): 1-9.
- [11] ITO S, GOLDSTEIN R J, ECKERT E R G. Film cooling of a gas turbine blade[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1978, 100(3): 476-481.
- [12] AMMARI H D, HAY N, LAMPARD D. Effect of acceleration on the heat transfer coefficient on a film-cooled surface[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1991, 113: 442-449.
- [13] QIN Y, REN J, JIANG H. Effects of streamwise pressure gradient and convex curvature on film cooling effectiveness[R]. ASME Paper GT 2014-25808, 2014.
- [14] 黄逸, 徐强, 戴韧, 等. 叶型表面曲率对离散孔气膜冷却性能的影响[J]. *热能动力工程*, 2012, 27(2): 149-153.
HUANG Yi, XU Qiang, DAI Ren, et al. Effect of blade curvature to film cooling effectiveness of discrete holes[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2012, 27(2): 149-153. (in Chinese)
- [15] 陶智, 李林, 罗翔, 等. 圆形孔排的气膜冷却曲率实验研究[J]. *热科学与技术*, 2009, 8(1): 8-12.
TAO Zhi, LI Lin, LUO Xiang, et al. Influence of curvature on film cooling on turbine blade surface[J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2009, 8(1): 8-12. (in Chinese)
- [16] DROST U, BOLCS A. Investigation of detailed film cooling effectiveness and heat transfer distributions on a gas turbine airfoil[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(1): 233-242.
- [17] LI W, SHI W, LI X, et al. On the flow structures and adiabatic film effectiveness for simple and compound angle hole with varied length-to-diameter ratio by large eddy simulation and pressure sensitive paint techniques[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2017, 139(12): 122201.1-122201.13.
- [18] LIGRANI P M, WIGLE J M, CIRIELLO S, et al. Film cooling form holes with compound angle orientations: Part 1 results downstream of two staggered rows of holes with 3d spanwise spacing[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1994, 116(2): 341-352.
- [19] SEN B, SCHMIDT D L, BOGARD D G. Film cooling with compound angle holes: heat transfer[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1989, 118(4): 800-806.
- [20] 姚春意, 朱惠人, 付仲议, 等. 主流湍流度对涡轮导叶吸力面W型气膜孔冷却效率影响的实验研究[J]. *推进技术*, 2019, 40(12): 2779-2787.
YAO Chunyi, ZHU Hui ren, FU Zhongyi, et al. Experimental investigation for effects of mainstream turbulence on film cooling effectiveness of W-shaped film hole on suction side of a turbine guide vane[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(12): 2779-2787. (in Chinese)
- [21] 刘聪, 朱惠人, 付仲议, 等. 涡轮导叶吸力面簸箕型孔气膜冷却特性实验研究[J]. *推进技术*, 2016, 37(6): 1142-1150.
LIU Cong, ZHU Hui ren, FU Zhongyi, et al. Experimental study of film cooling characteristics for dust-pan shaped holes on suction side in turbine guide vane[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(6): 1142-1150. (in Chinese)

(编辑: 张 雪)