涡轮叶片全表面换热特性的试验与数值研究

薛树林[1,2],吴学深[3],吴 楠[1,2],刘丽平[1,2],郝旭生[1,2],余 毅[1,2]
(1. 中国航发湖南动力机械研究所,湖南 株洲 412002;2. 中小型航空发动机叶轮机械湖南省重点实验室,湖南 株洲 412002;3. 陆装航空军代局驻株洲地区航空军代室,湖南 株洲 412002)

摘 要:通过试验与数值计算相结合的方法,对无气膜涡轮叶片和带叶盆、叶背两排气膜孔涡轮叶片的全表面的换热进行了对比研究。结果表明,叶片表面换热特性受叶栅通道结构影响较大,在叶片前缘驻点和叶栅通道喉部主流加速剧烈位置流动换热程度较高,通道涡的产生明显增强了叶片端部换热效果且使气流向叶片中部收缩;气膜孔可明显增强叶片表面局部对流换热特性,但对叶片全表面换热趋势影响不大。

关键词:航空发动机;涡轮叶片;对流换热;气膜冷却;试验;数值模拟
中图分类号:V231.1 **文献标识码**:A **文章编号**:1672-2620(2024)02-0041-08

Experimental and numerical investigation of heat transfer characteristics on the whole turbine vane surface

XUE Shulin[1, 2], WU Xueshen[3], WU Nan[1, 2], LIU Liping[1, 2], HAO Xusheng[1, 2], YU Yi[1, 2]
(1. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China; 2. Hunan Key Laboratory of Turbomachinery on Medium and Small Aero-Engine, Zhuzhou 412002, China; 3. Military Representative Office of Aviation in Zhuzhou Region, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: A comparative study on heat transfer characteristics of the whole turbine vane surface without films and another one with two rows of film holes was conducted through tests and numerical calculations. The results show that the heat transfer of the vane surface is influenced greatly by the cascade passage structure. Heat transfer is strong at the stagnation point of the vane leading edge and the mainstream severely accelerated position. The generations of channel vortices enhance the heat transfer at the vane end wall and compress the mainstream towards the middle of the vane. Film holes can enhance local convection heat transfer of the vane surface, but do not change the trend of the whole vane surface heat transfer.

Key words: aero-engine; turbine vane; convective heat transfer; film cooling; experiment; numerical simulation

1 引言

随着航空发动机性能的不断提高,涡轮前燃气温度逐渐升高,能否对涡轮叶片进行有效的冷却已成为制约涡轮叶片长寿命稳定工作的关键。20世纪90年代之前,研究工作主要集中在对平板上气膜冷却和单个叶片上气膜冷却的研究,且试验以热电偶测量技术为主,局限性较大,不可能获得叶片表面的整体温度分布。

随着科学进步和对试验要求的提高,对叶片全表面换热的研究成为了发展趋势。国外,NEALY等[1]利用传统的热电偶测量技术,研究了2种静叶在改变马赫数、雷诺数、湍流强度等参数下全表面的传热分布。ZHANG等[2]采用压敏涂层(PSP)测量技术,获得了带气膜孔的涡轮叶片压力面的冷却效率分布云图。DROST和BÖLCS[3]采用瞬态液晶测量技术,获得了带气膜孔的叶片表面的换热系数和冷却效率二维分布云图。国内,孙兆文等[4]通过热电偶测量技术,对全气膜覆盖的涡轮叶片表面进行了传热实验研究。朱彦伟和朱惠人[5]采用5种湍流模型及2种壁面函数,计算了NASA-MarkII导叶全表

收稿日期:2024-01-18
作者简介:薛树林(1991−),男,山东龙口人,工程师,硕士,研究领域为航空发动机热端部件结构设计与热防护技术。

面换热并与试验数据进行了对比,研究表明某些湍流模型的计算值只是在某个区域较为理想,还不能找到在整个叶片表面计算结果与试验数据较为接近的湍流模型。白江涛等[6]采用瞬态液晶技术,测量了涡轮导叶全表面的换热系数和冷却效率,结果表明气膜孔下游的换热系数和冷却效率均较高,受叶栅通道涡的影响,吸力面气膜覆盖区域收缩,压力面覆盖区域扩张;吸力面换热系数分布受气流分离和通道涡的影响。

目前,国内还鲜少见到利用非接触式测温的红外热像仪对叶片全表面流动换热特性进行试验测量及研究的报道。本文利用红外热像仪,通过试验与数值计算相结合的方法,对涡轮叶片全表面的换热特性进行研究。

2 试验系统

试验系统主要包括气流管路系统、加热流系统和红外测量系统3部分。空气由压气机1流出,进入稳压罐2,经过阀门后分为两股气流,一股经主流管路3进入试验段7,另一股经次流管路4进入试验段7。主次流流量分别由流量计5、6测量,由计算机数据采集系统11自动采集。8为电加热器,试验中为叶片表面粘贴的加热膜通以恒定电流。红外测量系统包括红外相机9和计算机数据采集系统10。整个试验系统示意图如图1所示。

试验件原型为某型涡轮一级导叶,试验件是在原型叶片基础上放大3倍加工而成,如图2所示。试验件分为实心叶片和带气膜孔叶片两种,带气膜孔试验件是在实心叶片前缘和中弦位置加工有气膜孔。其中,叶片前缘气膜孔直径为1.5 mm,孔间距为6.0 mm,开孔角度为49°;压力面中弦气膜孔直径为1.8 mm,孔间距为6.0 mm,开孔角度为23°。叶型几何参数见表1。为保证加热热流的单向性,试验件采用低导热系数的有机玻璃加工而成。试验所需热流是通过在叶片表面粘贴康铜加热膜,通以直流电以获得恒定的热流密度。二次流通过叶片底部供气,根据主流流量与二次流流量,试验工况共分6组,如表2所示。

试验段如图3所示,包括2个完整叶栅通道和1个叶片。该试验件主流入口截面高180.0 mm,宽67.5 mm。试验采用红外热像仪直接读取叶片吸力面和压力面的温度,故在试验通道侧壁上开有红外测量窗口,并安装了2块红外玻璃。为了保证红外热像仪的测量精度,在叶片加热膜表面喷涂了1层黑色油漆,使叶片表面发射率尽量接近1。

在试验前对红外热像仪的测量结果进行标定[7-9]。具体方法为:在加热膜中心线分别布置4个热电偶,将主流温度由常温逐渐加热到80 ℃,每次升温5~7 ℃,待稳定后分别用热电偶和红外热像仪读取热电偶相应位置的温度。由于压力面和吸力面的拍摄角度和距离有所差别,所以分别对压力面和吸力面的红外测量温度进行标定,并通过最小二乘

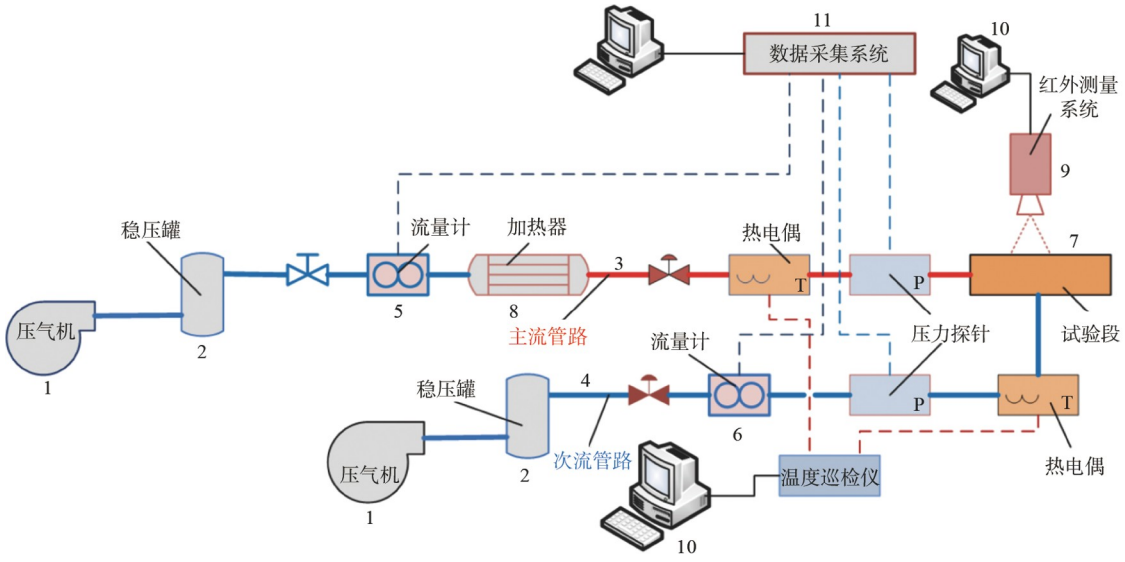
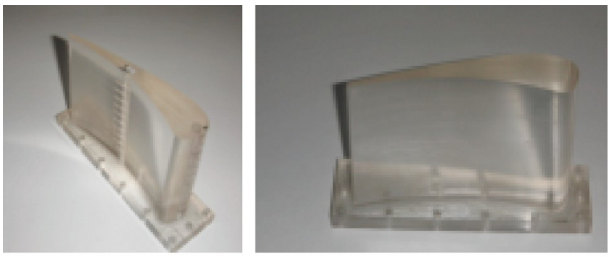


图1 试验系统示意图

Fig.1 Experimental system



(a) 带气膜孔　　(b) 无气膜孔

图2 试验件

Fig.2 Experimental piece

表1 叶片几何参数

Table 1 Geometric parameters of the vane

叶高/mm	弦长/mm	叶型转折角/(°)	入射角/(°)	出流角/(°)
67	110	105	90	15

法得出校正公式:

$$T=\begin{cases}1.048t+2.746 & (\text{吸力面})\\ 1.360t-5.797 & (\text{压力面})\end{cases} \tag{1}$$

式中:T为校正后温度,t为红外热像仪拍摄校正前温度。

图4给出了同一温度下热电偶测得的温度与红外热像仪校正后的温度的对比,可见红外测温经标定后两者的相对误差小于2%。

表2 试验参数

Table 2 Experiment parameters

工况	主流流量/(kg/s)	主流温度/K	二次流温度/K	二次流流量/(g/s)		
				M=0.8	M=1.3	M=1.8
1(无气膜孔叶片)	0.40	293				
2(无气膜孔叶片)	0.50	293				
3(无气膜孔叶片)	0.60	293				
4(带气膜孔叶片)	0.40	323	293	0.35	0.57	0.79
5(带气膜孔叶片)	0.50	323	293	0.44	0.72	0.99
6(带气膜孔叶片)	0.60	323	293	0.53	0.86	1.19

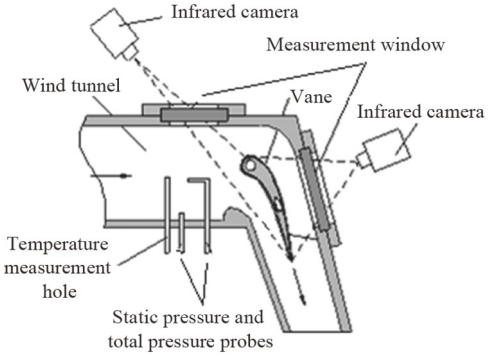


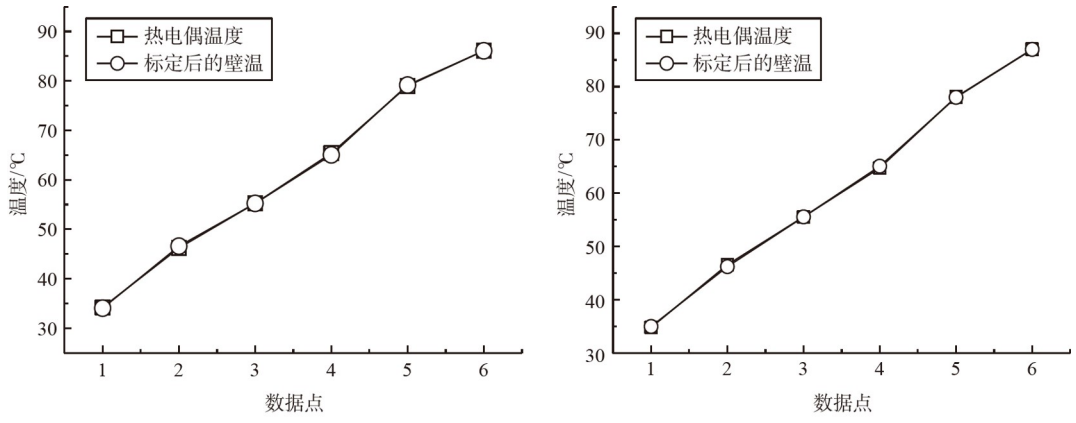
图3 试验段示意图

Fig.3 Sketch of the experimental section

3 计算方法

3.1 计算过程

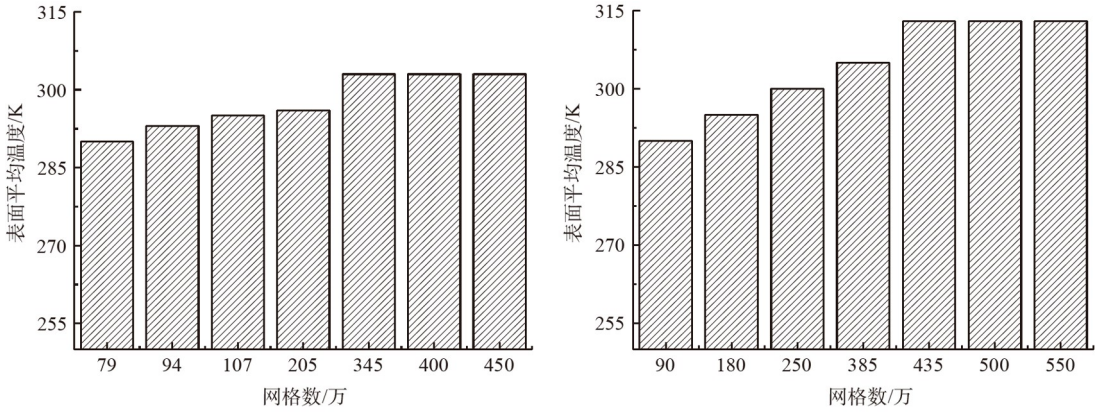
计算模型与试验件完全一致。考虑到叶片对主流的影响,为了能够准确计算叶栅通道中叶片表面的流动换热,由文献[10]可知,叶片上游入口距叶片前缘驻点的距离应为0.7倍弦长,叶片下游出口距叶片尾缘的距离应为1.0倍弦长。叶片表面和通道端壁处进行了网格加密。如图5所示,经网格无关性分析,当无气膜出流叶片模型计算域网格数为345万,带气膜出流叶片模型计算域网格数为435万时,叶片表面平均温度与网格数无关。计算选用RNG $k-\varepsilon$双



(a) 吸力面　　(b) 压力面

图4 红外热像仪标定结果

Fig.4 Calibration results from the infrared thermal imager



(a) 无气膜孔 (b) 带气膜孔

图5 网格无关性分析

Fig.5 Grid independence analysis

方程湍流模型加非平衡壁面函数;离散格式均为二阶迎风格式;压力-速度耦合采用SIMPLEC算法;以空气为工质;残差要求均小于1×10^{-4}。计算域边界条件设置:叶片表面设置为绝热壁面;主、次流进口均为质量流量入口,出口为压力出口,出口气压为大气压。

3.2 参数定义

文中相关准则参数定义如下:

(1) 吹风比M

$$M=(\rho_2 u_2)/(\rho_\infty u_\infty) \tag{2}$$

式中:ρ_2、u_2分别为次流的密度和速度,ρ_∞、u_∞分别为主流的密度和速度。

(2) 叶片表面绝热冷却效率η

$$\eta=(T_\infty-T_{aw})/(T_\infty-T_2) \tag{3}$$

式中:T_∞为主流温度,T_2为次流温度,T_{aw}为绝热壁温。

(3) 叶片表面对流换热系数h

$$\begin{cases} h=q/(T_w-T_\infty) & (\text{无气膜}) \\ h=q/(T_w-T_{aw}) & (\text{带气膜}) \end{cases} \tag{4}$$

式中:q为电加热热流密度,由式$q=(UI)/A$算得;T_w为壁温。

(4) 主流雷诺数Re

$$Re=\rho_\infty u_\infty l/\nu \tag{5}$$

式中:l为叶栅通道出口当量直径,ν为主流运动黏度。

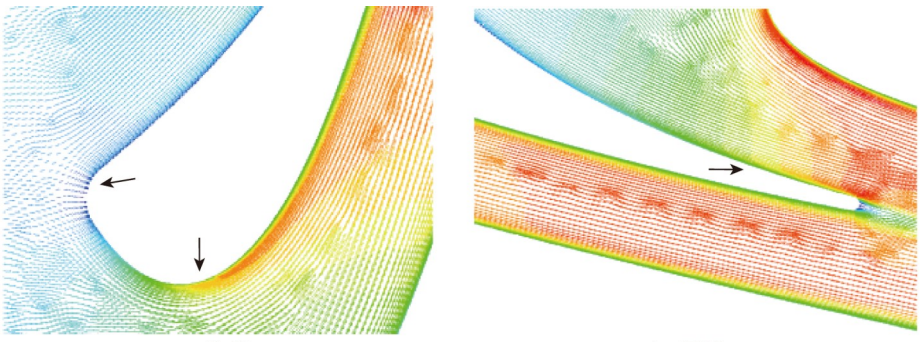
4 结果分析

4.1 无气膜孔叶片全表面换热

4.1.1 流场与温度场分析

图6为数值计算所得的叶片外部流场流线分布图。从图中可以看到,在前缘滞止点位置由于主流的垂直冲刷,边界层变得很薄;吸力面靠近前缘以及压力面靠近尾缘位置接近喉道区域,通道截面缩小而导致流速增加、流动增强,边界层也会变薄,换热效果随之增强。

图7示出了通道中通道涡沿主流方向的变化规律。图中,x/R表示叶高位置无量纲参数,其中x为



(a) 前缘 (b) 尾缘

图6 流场流线分布

Fig.6 Flow distribution in the flow field

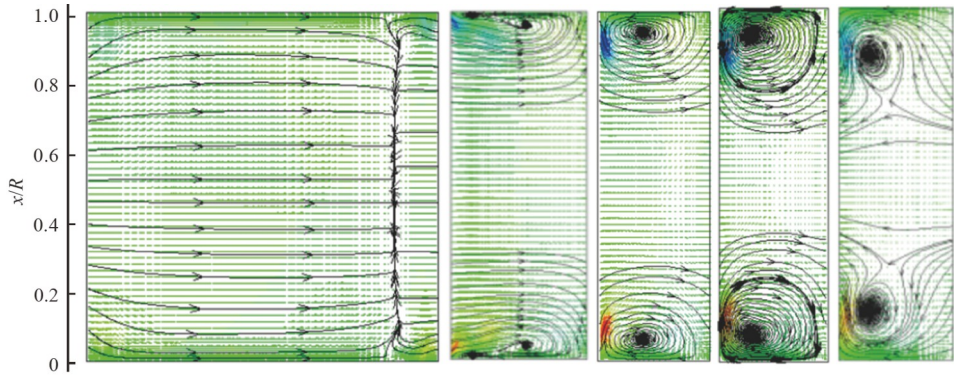


图7 流场中的通道涡

Fig.7 Channel vortex in the flow field

叶高高度值,R为叶片总高度值。可以看到,在叶片入口位置并没有形成通道涡,之后在紧靠叶片端部位置出现通道涡,随后通道涡影响范围不断扩大,且涡核不断地向叶片中部移动,导致叶片前缘至尾缘气流流动逐渐收缩。

图8示出了试验与数值计算所得的叶片表面温度分布。对比试验与数值计算结果可以看到,吸力面的温度由前缘到尾缘逐渐升高。由于红外热像仪只测量了叶片中部位置的温度分布,为此试验结果中看不到通道涡影响下的低温区域。从数值计算结果中可以看到,叶片端部位置由于受到通道涡的影响换热增强,所以其温度较中部位置的低;低温区域沿叶片表面到尾缘逐渐向叶片中部扩大;压力面中弦曲率最大位置由于附面层不断增厚,换热效果较差,其温度最高并向两边逐渐降低。

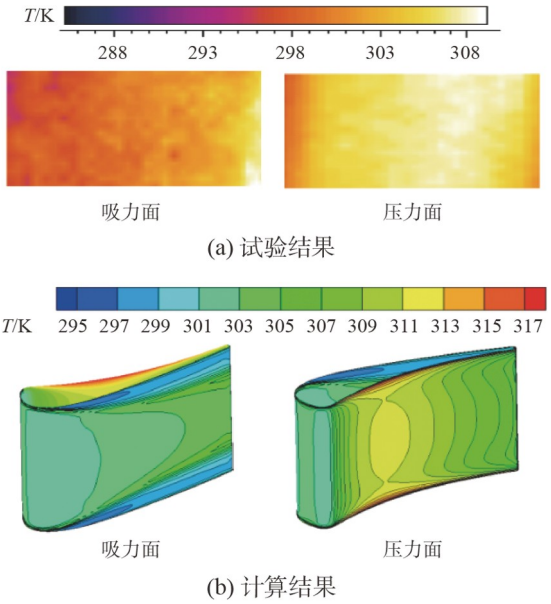


图8 叶片表面温度分布(无气膜孔)

Fig.8 Temperature distribution on the vane surface without film

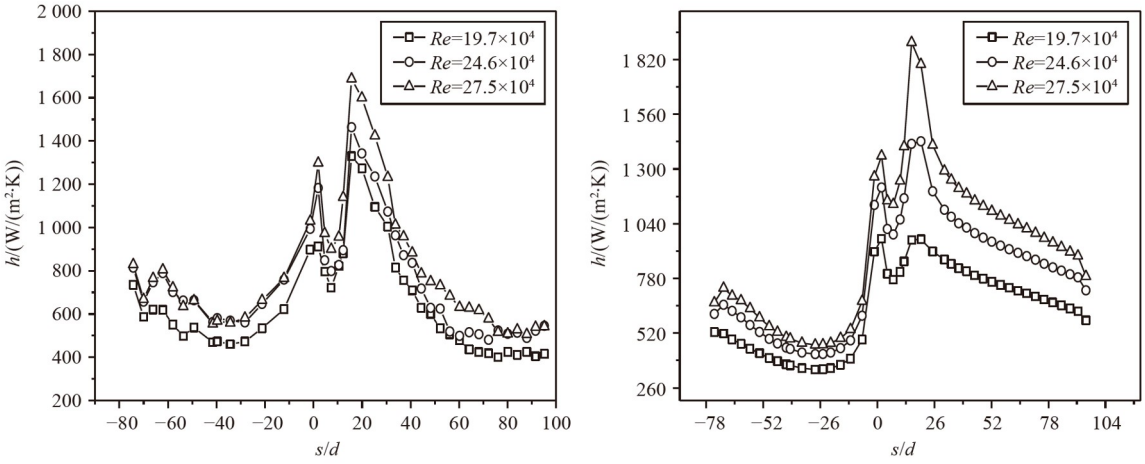
4.1.2 对流换热系数分析

图9给出了无气膜情况下叶片表面的平均对流换热系数分布。图中,s/d表示吸力面或压力面弧长位置无量纲参数,其中s为当地弧长值×100,d为总弧长值。选择前缘滞止点位置作为坐标原点,x轴正方向为吸力面,x轴负方向为压力面。从图中可以看出,叶片前缘滞止点和吸力面靠近前缘附近2个位置的对流换热系数较大。前缘滞止点由于主流在此滞止,速度减为0,压力增大,迫使边界层变薄,加强了换热;而吸力面靠近前缘位置正好处于叶栅通道内主流加速最剧烈的位置,流速的增加提升了主流湍流度,使边界层变薄,加强了换热。在压力面,换热系数先减小,在距离前缘s/d=30弧长位置处达到最小(该位置刚好为温度较高的叶片中弦位置),而后又缓慢增大。此外,随着雷诺数的增大,换热也不断增强。

4.2 带气膜孔叶片全表面换热

4.2.1 流场与温度场分析

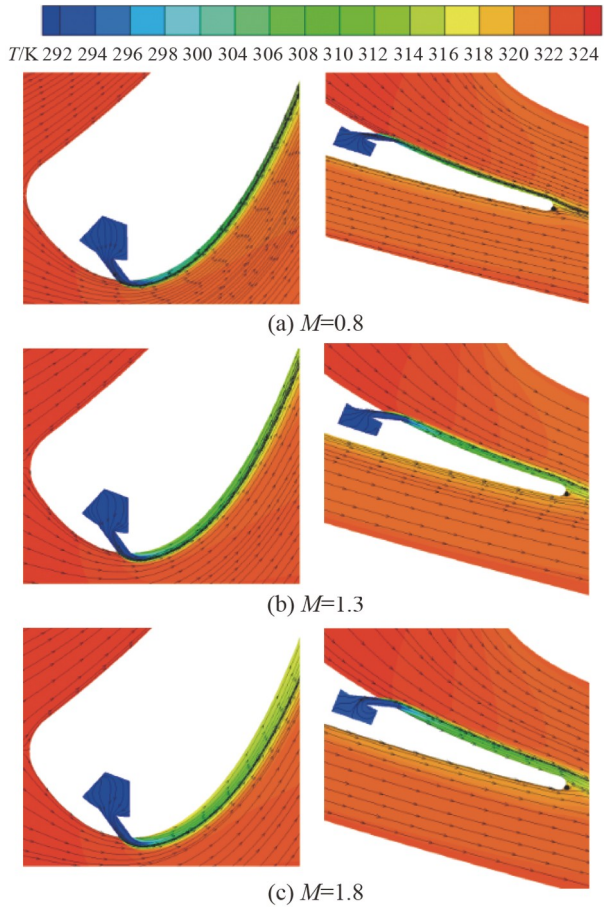
图10为数值计算所得的叶片截面温度及流线分布图。从图中可以看出,前缘位置的气膜孔在吹风比较小时受主流压迫作用,气膜孔出流流线迅速弯折向壁面,很好地贴附在叶片表面形成气膜层;随着吹风比的增加,气膜孔出流动量增加,气膜孔出流流线向主流的穿透能力明显增强,整体气膜层厚度也有所增厚,能够对叶片表面起到更好的降温隔离作用。但是穿透能力的增加导致气膜孔出流直接射入主流,与主流相互作用,而不能贴附在壁面,造成气膜孔附近区域壁温反而有所升高。在压力面位置,由于主流速度较高、压强较大、压迫作用较强,气膜孔出流



(a) 试验结果 (b) 计算结果

图9 叶片表面平均对流换热系数分布

Fig.9 Distribution of average convective heat transfer coefficient on the vane surface



(a) M=0.8

(b) M=1.3

(c) M=1.8

图10 叶片截面温度及流线分布

Fig.10 Temperature and flow distribution of the vane cross-section

随吹风比的增加只在气膜孔出口位置略有穿透,但是很快又贴附在壁面,总体来说气膜覆盖较好。

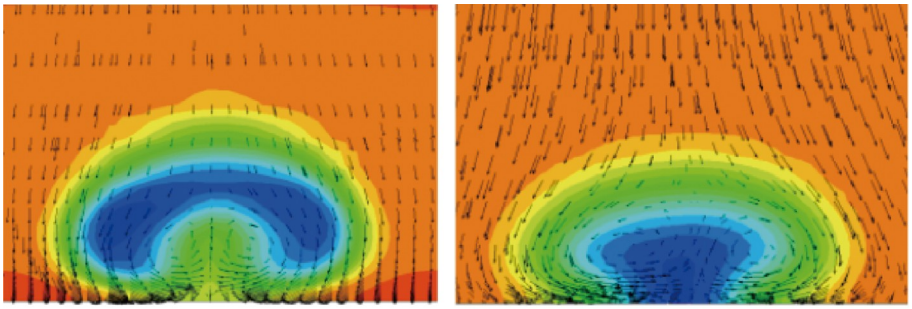
图11为气膜孔出口叶片表面流场计算结果分布。可以看出,冷气由气膜孔射出与主流相互作用形成反向涡对,吸力面前缘位置形成的涡对受主流压迫较少,涡对的形状比较饱满;而压力面气膜孔出口处形成的涡对受主流压迫较严重,涡对明显被挤压成椭圆形,能够很好地贴附在叶片表面。

图12示出了叶片表面的温度分布。从试验结果可以看到,吸力面的前半部分随吹风比的增加,温度云图由暗变亮,即温度有所升高;后半部分随吹风比的增加,温度云图由亮变暗,温度有所降低。从计算结果可以看出,靠近气膜孔出口位置,随吹风比的增加,温度云图黄色框选区域增大,温度升高,与试验结果较吻合;尾缘位置温度云图黄色区域减小,高温区域减小,也与试验结果较吻合;随吹风比的增加,压力面下游温度云图由亮变暗,温度降低;气膜孔之间的红色框选区域长度缩小,高温区域缩小,仍与试验结果较吻合。

4.2.2 对流换热系数与绝热冷却效率分析

图13给出了不同吹风比下叶片表面的平均对流换热系数分布。仍选择前缘滞止点位置作为坐标原点,x轴正方向为吸力面,x轴负方向为压力面;两排气膜孔分别位于s/d为15和−45位置。可以看到,叶片表面由于气膜的存在破坏了附着在叶片表面的边界层,增加了贴近壁面流体的扰动,导致气膜覆盖位置的换热均明显增强。换热系数沿叶片表面的整体变化规律与无气膜时的一致。吹风比对吸力面换热系数的影响不明显,在压力面换热系数则是随着吹风比的增加而增加。

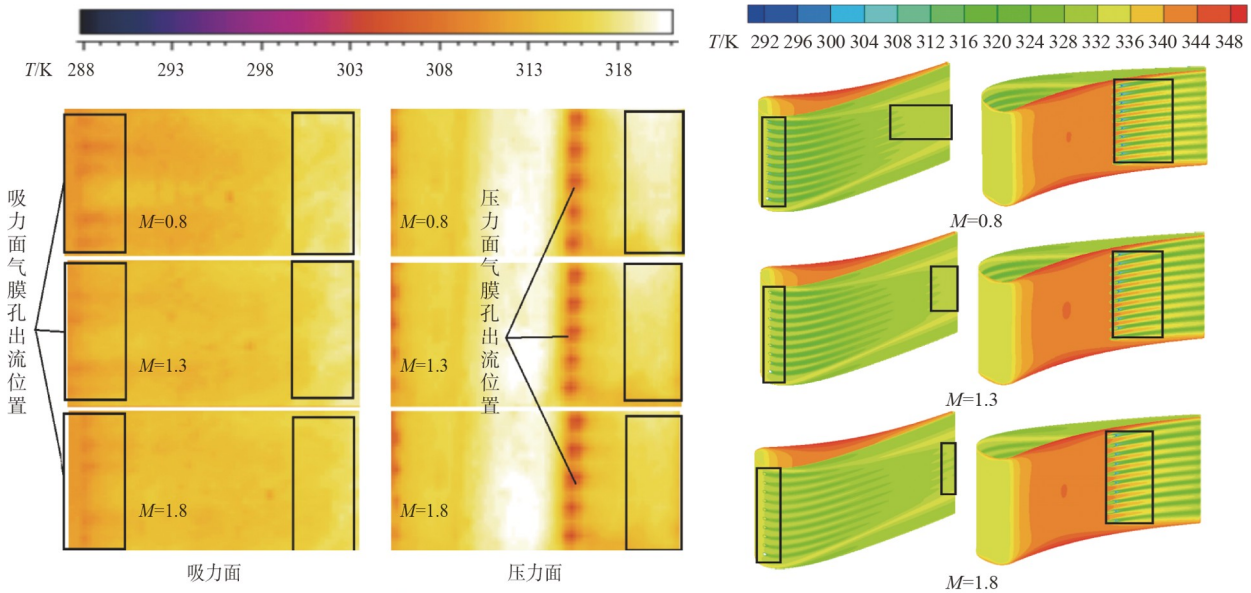
图14给出了不同吹风比下叶片表面的绝热冷却



(a) 吸力面气膜孔　　(b) 压力面气膜孔

图11 气膜孔出口叶片表面流场分布

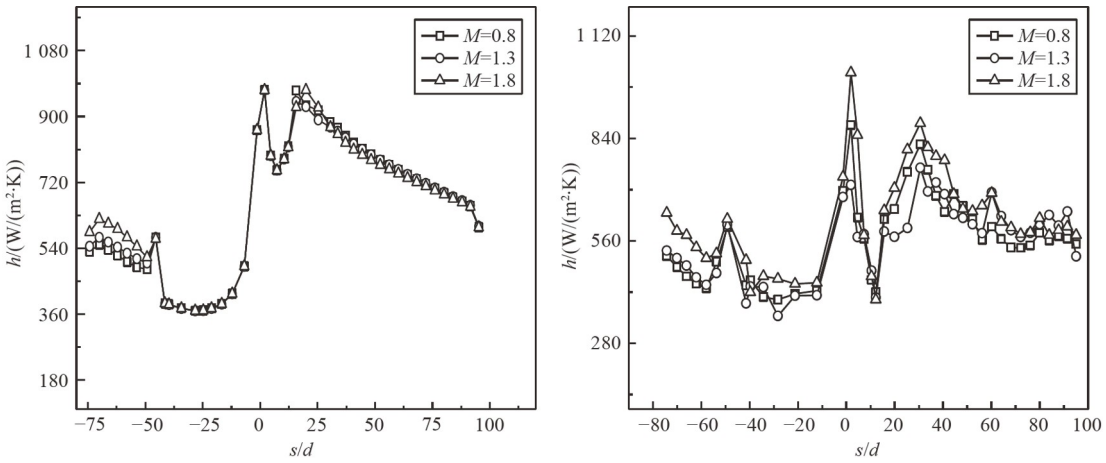
Fig.11 Flow distribution of the film hole on the vane surface



(a) 试验结果　　(b) 计算结果

图12 叶片表面温度分布(带气膜孔)

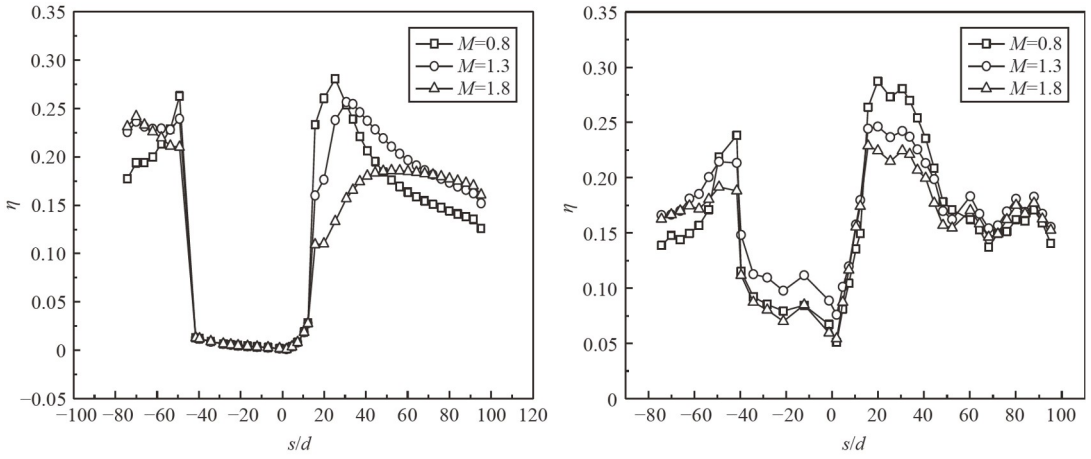
Fig.12 Temperature distribution on the vane surface with films



(a) 计算结果　　(b) 试验结果

图13 叶片表面平均对流换热系数分布(Re=24.6×10^4)

Fig.13 Distribution of average convective heat transfer coefficient on the vane surface (Re=24.6×10^4)



(a) 计算结果 (b) 试验结果

图14 叶片表面绝热冷却效率分布(Re=24.6×10^4))

Fig.14 Distribution of cooling effectiveness on the vane surface (Re=24.6×10^4)

效率分布。在吸力面,靠近气膜孔出口位置的绝热冷却效率随着吹风比的增加而减小,吹风比为1.3和1.8时冷气从气膜孔射出时均未贴壁,而是不同程度地进入了主流,但吹风比为1.8时有明显的再附壁现象。在压力面,靠近气膜孔出口位置的绝热冷却效率也随着吹风比的增加而减小,但是受主流压迫作用,冷气很快又贴附在叶片表面,之后冷却效率随吹风比的增加而增加。

5 结论

(1) 在气流速度与附面层综合作用下,无气膜孔叶片的前缘滞止点位置和前缘靠近吸力面位置是叶片表面换热较强位置,叶片吸力面换热系数整体由高变低,叶片压力面换热系数先减小后又有所增大。

(2) 受端部通道涡影响,在叶片吸力面前缘至尾缘方向,气体流动呈现自叶片端部向中部逐渐收缩规律,换热效果呈现端区强中部弱规律。

(3) 带气膜孔叶片气膜出流增加了叶片表面流体扰动,气膜存在处换热均有所增强,但叶片表面整体变化趋势与无气膜叶片的一致。

(4) 叶片吸力面在不同吹风比下换热没有明显变化。叶片压力面则随着吹风比从0.8增至1.8,绝热冷却效率增加20%。

参考文献:

[1] NEALY D A,MIHELC M S,HYLTON L D,et al. Measurements of heat transfer distribution over the surfaces of highly loaded turbine nozzle guide vanes[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984,106(1):149-158.

[2] ZHANG Luzeng,YIN Juan,MOON H K. The effect of compound angle on nozzle pressure side film cooling [R]. ASME GT2009-59141,2009.

[3] DROST U,BÖLCS A. Investigation of detailed film cooling effectiveness and heat transfer distributions on a gas turbine airfoil[J]. Journal of Turbomachinery, 1999,121(2):233-242.

[4] 孙兆文,朱惠人,周雷声,等. 涡轮叶片表面全气膜冷却传热实验研究[J]. 汽轮机技术,2008,50(2):109-112.

[5] 朱彦伟,朱惠人. 湍流模型对叶片表面换热计算的影响[J]. 航空动力学报,2007,22(10):1652-1657.

[6] 白江涛,朱惠人,张宗卫,等. 叶片全表面换热系数和冷却效率的实验测量[J]. 西安交通大学学报,2010, 44(11):92-97.

[7] 刘慧开,杨 立. 红外热像仪的最大测温误差分析[J]. 热科学与技术,2002,1(2):169-172.

[8] 孙 丽,宦克为,邸 旭,等. 距离对红外热像仪测温精度的影响及校正方法研究[J]. 长春理工大学学报(自然科学版),2008,31(1):33-35.

[9] 郭帮辉,黄剑波,王 志,等. 目标距离和视场角变化对红外热像仪测温量精度影响的理论分析[J]. 长春理工大学学报(自然科学版),2011,34(1):16-19.

[10] HERMANSON K S,THOLE K A. Effect of inlet conditions on endwall secondary flows[J]. Journal of Propulsion and Power,2000,16(2):286-296.