

文章编号:1000-8055(2013)10-2240-08

冲击孔对层板冷却叶片前缘传热影响的数值研究

王 鸣¹, 卢元丽¹, 吉洪湖²

- (1. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015;
2. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 根据典型涡轮导向叶片型面和边界条件,对简化的层板冷却叶片前缘的流动和传热特性进行数值研究.考察了两种冲击孔与气膜孔和扰流柱的孔阵排布方式、两种冲击孔轴线与靶面的夹角设置方式对叶片前缘换热的影响,计算中采用 re-normalization group(RNG) $k-\epsilon$ 湍流模型.结果表明:在气膜孔、扰流柱排布一定的条件下,不同冲击孔的模型的冷却流量相差不到 1%.冲击孔数目越多和孔径越小的模型的靶面表面传热系数越高;叶片前缘表面的冷却效率越高,提高约 2%.在同一种冲击孔孔阵排布方式下,冲击孔轴线和靶面的夹角对流阻和叶片前缘的换热影响不大.

关 键 词: 层板冷却; 涡轮叶片前缘; 冲击孔; 冷却效率; 表面传热系数

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Numerical investigation on the influences of impingement holes on heat transfer of leading edge in lamilloy

WANG Ming¹, LU Yuan-li¹, JI Hong-hu²

- (1. Shenyang Engine Design and Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China;
2. College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: According to the typical guide vane shape and the boundary conditions, numerical investigation was carried out to study the flow and heat transfer characteristics on simplified vane leading edge in lamilloy. Two arrangements of impingement holes, film holes and pin-fins, and two axis modes of impingement holes were analyzed, and re-normalization group (RNG) $k-\epsilon$ turbulent model was used. The results show that with the same arrangement of film holes and pin-fins, the models with different impingement holes have less than 1% of cooling flow rate varies. Besides, the model with more impingement holes and smaller diameter of impingement holes can achieve higher heat transfer coefficient and cooling effectiveness, by about 2%. The angle of impingement holes axis has little influence on heat transfer of leading edge in the same arrangement impingement holes.

Key words: lamilloy; leading edge of turbine vane; impingement hole; cooling effectiveness; heat transfer coefficient

随着发动机涡轮前温度的提高,涡轮叶片的工作环境日趋恶劣,尤其是前缘部分边界层薄,燃

收稿日期:2013-07-07

网络出版地址:

作者简介:王鸣(1958—),男,安徽寿县人,研究员,博士生,主要从事航空发动机设计.

气对前缘的传热速率很高,为了保证叶片的正常工作,对它的有效保护方式有两种:一是采用耐高温材料;二是采用有效的冷却方式.耐高温材料的研制费用高周期长,相对来说采用有效的冷却方式是稳定可靠的.从上世纪 60 年代起对涡轮叶片采用气冷方式发展到目前为止,通过验证并付诸实施的涡轮叶片冷却和热控制的基本方案有气膜冷却、带肋粗糙通道和扰流柱强化对流冷却、射流冲击冷却及热障涂层.目前对叶片前缘研究较多的是气膜冷却,Thakur 等^[1]研究了气膜孔的角度和排列方式对叶片前缘冷却效率的影响.杨帆、朱惠人等^[2-4]对前缘气膜冷却效率和流动特点进行研究.

美国通用汽车公司注册了一种以 lamilloy 命名的层板结构,这种层板冷却结构具有气膜冷却、冲击冷却、强化对流冷却的优点.层板冷却技术已在国外的发动机上得到实际应用^[5].层板冷却技术是新一代航空发动机必需的冷却技术,对于提高涡轮前温度、减少冷气用量、提高涡轮叶片寿命具有十分重要的意义.

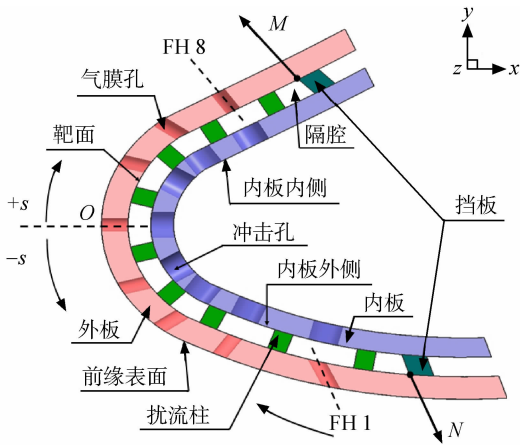
Favaretto 等^[6]对不同通道高度,不同冲击孔、气膜孔、扰流柱直径的层板冷却结构进行数值模拟和传热优化分析.Cho 等^[7-8]研究了层板上小孔和板间距与换热能力的关系.Funazaki 等^[9]研究了扰流柱高度和排布对强化换热和压力损失的影响.郁新华等^[10-15]以平板模型为对象,通过数值模拟以及实验的手段研究了层板冷却结构的几何参数和气动流场参数对其流动与换热的影响.结果表明:开孔率对层板的流动与换热影响很大;气流的冲击和反冲击、内部换热面积增大对层板冷却结构换热效果增强起关键影响作用.绝大多数研究者都是以平板为研究对象来讨论层板冷却的流动与传热特性,层板冷却结构具体运用到叶片上时如何设计气膜孔、扰流柱以及冲击孔的布局以实现有效的冷却,需要进一步研究.

本文以叶片前缘为研究对象,采用层板冷却方式进行数值研究.本文在气膜孔孔径和排布不变、扰流柱形状(圆形)和排布不变的情况下,比较两种冲击孔、气膜孔和扰流柱的组合排布方式、两种冲击孔轴线与靶面的夹角设置方式对叶片前缘的换热特性的影响.

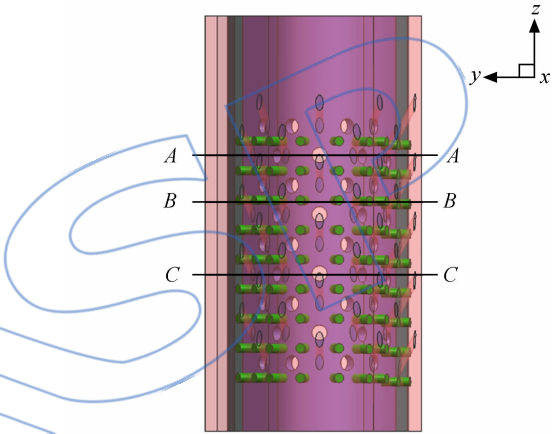
1 计算模型

1.1 物理模型

本文建立的简化竖直叶片的前缘模型如图 1



(a) 叶片前缘俯视图



(b) 叶片前缘左视图

图 1 叶片前缘模型

Fig. 1 Model of vane leading edge

所示.模型和坐标系的建立方法详见文献[16].本文共设计了四种层板冷却叶片前缘结构,它们具有相同的气膜孔孔径、扰流柱形状(圆形)及两者的相对分布关系(如图 2 中的气膜孔和扰流柱分布所示),不同的冲击孔排布,不同的冲击孔轴线与靶面的夹角.图 2(a)和图 2(b)给出了冲击孔相对于扰流柱和气膜孔分布的两种孔阵排布方式: A1 和 A2,其中具体参数如表 1 所示.气膜孔叉排分布,孔径为 d_f ,沿叶高方向的间距为 h ,气膜孔轴线与叶高方向(z 向)的倾角为 30° .扰流柱直径为 d_{pf} ,冲击孔孔径为 d_{ih} ,冲击孔与气膜孔的流通面积比为 S ,冲击孔的排数为 Z .孔阵排布方式 A1 的冲击孔孔径比孔阵排布方式 A2 大,由于前缘区域空间有限难以布置相同数量的冲击孔,于是减少两排冲击孔.冲击孔轴线与靶面的夹角关系有两种,方式 E 和方式 U 如图 3 所示,方式 E 的冲击孔轴线与靶面不垂直,与图中对应的气膜

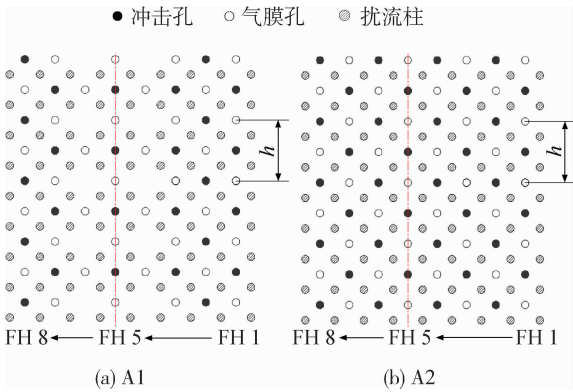


图 2 气膜孔、冲击孔和扰流柱排布方式
Fig. 2 Arrangement of film-holes/impingement holes/pin-fins

表 1 冲击孔参数

Table 1 Parameter of impingement hole array

参数	孔阵排布方式 A1	孔阵排布方式 A2
h	$7.825d_f$	$7.825d_f$
d_{pf}	$1.25d_f$	$1.25d_f$
d_{ih}	$2.75d_f$	$2d_f$
S	2.67(方式 U)/ 2.93(方式 E)	1.93(方式 U)/ 2.06(方式 E)
Z	6	8

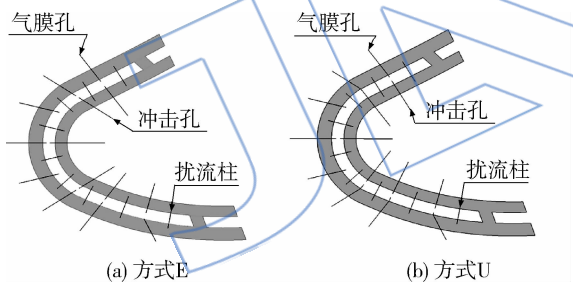


图 3 冲击孔轴线设置方式
Fig. 3 Axis modes of impingement hole

孔轴线平行,方式 U 的冲击孔轴线与靶面垂直。
叶片前缘层板结构中内板厚 $h_{in}=1.5d_f$,外板厚 $h_{out}=1.75d_f$,隔腔厚 $h_s=1.5d_f$,由以上介绍的两种孔阵排布方式和两种冲击孔轴线与靶面夹角关系组合成的四种前缘模型编号见表 2。

表 2 模型编号表
Table 2 Cases of model

序号	孔阵排布方式	夹角设置方式	模型编号
1	A1	U	A1-U
2	A1	E	A1-E
3	A2	U	A2-U
4	A2	E	A2-E

1.2 计算域、边界条件与物理性能参数

为节约计算资源,经全叶栅通道计算验证之后,本文截取一个叶栅通道的叶片前缘部分进行研究.文中计算域包括叶片前缘固体域、热流域和冷气域。

本文中模型的计算域边界条件设置如图 4 所示,热流域的进口和冷气腔的进口都为压力进口;冷热气掺混后的气流出口为压力出口,出口压力的数值取自全叶栅通道的计算结果.垂直气流的栅距方向的两侧面为周期边界条件。

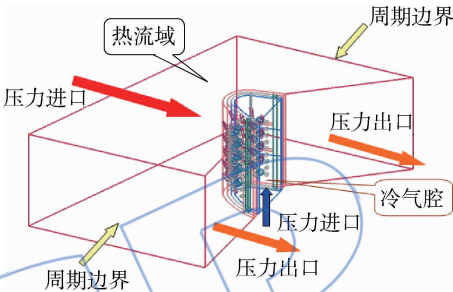


图 4 计算域边界条件设置
Fig. 4 Boundary conditions of computational domain

本文中热流域的燃气及冷气腔的冷气均视为理想气体,气体的比热容、黏度和导热系数随温度变化.叶片材料的密度、比热容和导热系数取自 DD6 单晶高温合金的数据,比热容和导热系数随温度线性变化。

1.3 网格划分与独立性验证

计算过程中采用四面体非结构化网格划分计算域.内板表面,外板表面以及扰流柱柱面等与气体接触的表面附近的网格采取加密措施.对叶片前缘内板、外板、隔腔、冲击孔、扰流柱及气膜孔等主要关注区域网格划分较细密.图 5 给出的是靶面平均温度随网格量的变化,本文计算网格量为 255 万左右。

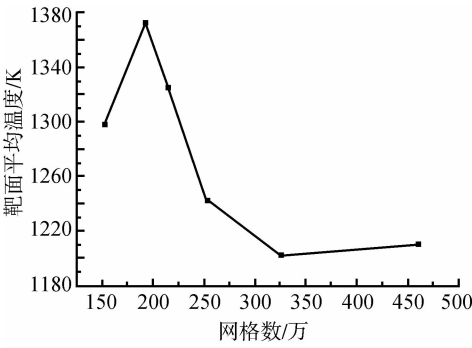


图 5 靶面平均温度变化
Fig. 5 Average temperature variation of target surface

2 计算方法

本文采用 FLUENT 的隐式稳态求解器结合非平衡壁面函数法求解三维 Navier-Stokes(N-S)方程,湍流模型选取 re-normalization group (RNG) $k-\epsilon$ 模型.计算中各物理量选取 2 阶迎风离散格式;判断解收敛的标准是除质量方程的最大相对残差小于 10^{-3} 外,其余各变量的相对残差均小于 10^{-5} ,并且靶面和前缘外表面平均温度的变化范围都在 $\pm 1\text{ K}$ 之内^[16].

3 计算结果与分析

3.1 层板冷却叶片前缘流动特性

图 6 为截面速度流线.图 6(a)为叶片前缘冲击孔阵列排布方式 A1,A2 在图 1 中的 B-B 截面内的速度流线图.从图中可以看出在扰流柱周围

的气体流动剧烈,有流动涡存在,并且孔阵排布方式 A2 的扰流柱附近气体的流动比孔阵排布方式 A1 的涡多且大.气流在进出口压差的驱动下由冷气腔流经冲击孔进入隔腔冲击外板,在靶面速度降至 0 后偏转,一部分气流沿着扰流柱流向内板,在扰流柱前形成流动涡;一部分横掠扰流柱流向下游,另外一部分沿着靶面流向气膜孔,之后与燃气掺混换热,这些气流形成复杂的三维流动.由于孔阵排布方式 A1 比孔阵排布方式 A2 在前缘驻点两侧少两排冲击孔,冲击孔开孔率较小,冲击扰流的作用比孔阵排布方式 A2 差.图 6(b)给出的是图 1 中 C-C 截面内两种冲击孔轴线设置方式的速度流线图,发现冲击孔轴线分布方式 U 和 E 的流动相近,而且 B-B 截面的流动比 C-C 截面的流动涡数目多,说明扰流柱的存在对隔腔通道的气流扰动作用明显,可以提高换热能力.

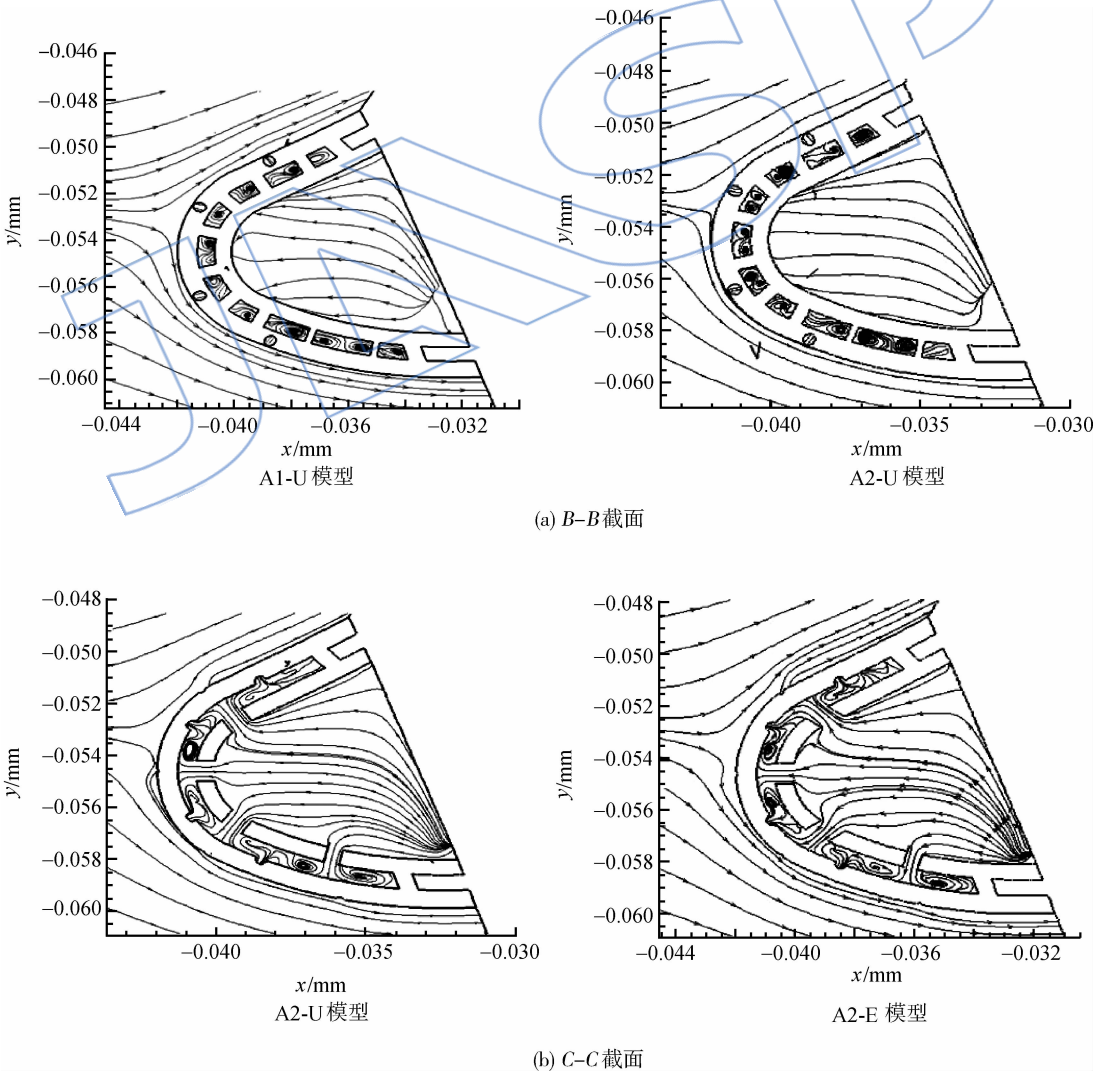


图 6 截面速度流线
Fig. 6 Velocity streamline of sections

流阻系数和总压损失系数的定义如下：

$$\xi = \frac{p_1^* - p_2^*}{\frac{1}{2} \rho_1 u_1^2} \tag{1}$$

$$C_p = \frac{p_1^* - p_2^*}{p_1^*} \tag{2}$$

其中 p_1^* 、 p_2^* 分别为冲击孔进口、气膜孔出口的平均总压； ρ_1 、 u_1 分别为冲击孔的进口处气流的平均密度和平均速度。

图 7 给出了叶片前缘各排气膜孔的流阻系数分布,可以看出 5 号气膜孔排的流阻系数最小,其两侧的气膜孔的流阻系数逐渐增大,并且吸力面侧的 1 号气膜孔排到 4 号气膜孔排的流阻系数大于压力侧的 6 号气膜孔排到 8 号气膜孔排的流阻系数. 其原因是: $B-B$ 截面、 $C-C$ 截面内的隔腔通道中 1 号气膜孔排到 4 号气膜孔排处的涡的扰动比 4 号气膜孔排到 8 号气膜孔排处剧烈(如图 6),于是吸力侧的 1 号气膜孔排到 4 号气膜孔排处的流动损失大,导致流阻系数偏大。

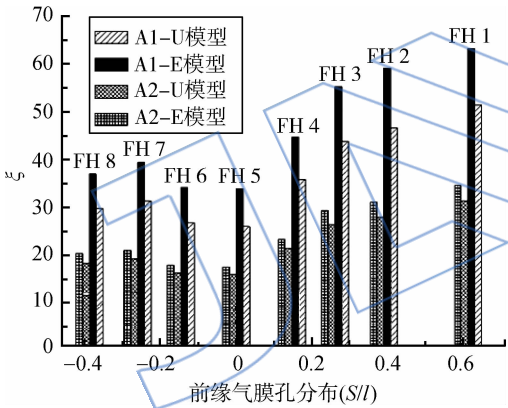


图 7 叶片前缘的流阻系数

Fig. 7 Flow resistance of vane leading edge

由图 8 可见,在任意给定的气膜孔位置上,四个不同结构的模型总压损失几乎相等. 孔阵排布方式 A2 的叶片前缘层板结构的流阻系数比孔阵排布方式 A1 的流阻系数小;对于同一种孔阵排布方式,冲击孔轴线设置方式 E 的流阻系数偏大,孔阵排布方式 A1 尤其明显. 本文中四个模型的总冷却流量大致相等,差别不到 1%(如图 9),孔阵排布方式 A2 的冲击孔阵进口面积比孔阵排布方式 A1 小,导致孔阵排布方式 A2 的冲击孔阵进口平均速度更大,流阻系数会相对较小;对于同一种孔阵排布方式,冲击孔轴线设置方式 E 的冲击孔阵的流通面积比方式 U 大,冲击孔阵进口的平均速度减小,流阻系数反而增大。

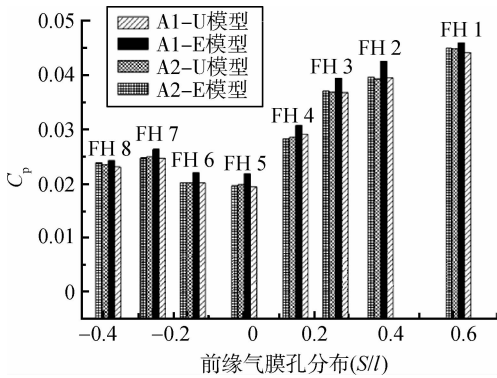


图 8 叶片前缘的总压损失系数

Fig. 8 Loss coefficient of total pressure of vane leading edge

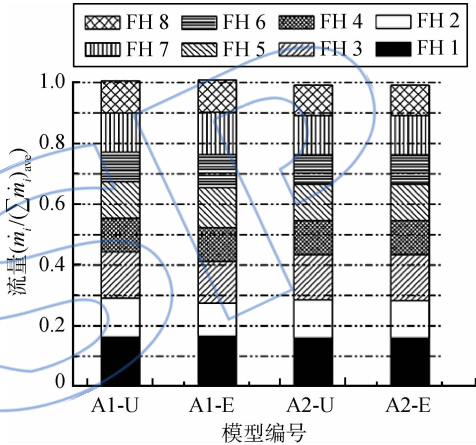


图 9 不同模型的冷气流量

Fig. 9 Cooling mass flow of different models

3.2 层板冷却叶片换热特性

本文的换热数据和表面的云图数据方法与文献[16]相同,只给出图 1 中的 $A-A$ 到 $C-C$ 截面之间的结果。

3.2.1 各表面换热量分析

表 3 给出了层板冷却叶片前缘各模型的靶面、内板外侧面、内板内侧面、冲击孔壁面、气膜孔壁面及扰流柱柱面的散热量百分比。

从表 3 中可以看出,靶面与气膜孔壁面的换热占较大比例,其次是内板的内外侧面,扰流柱柱面和冲击孔壁面换热占的比例相对较少. 原因可以归结为:冷气从冲击孔进入隔腔,与靶面、内板外侧面、扰流柱柱面发生热量交换时换热强度依次减弱. 此外,对同一种冲击孔轴线分布,孔阵排布方式 A2 的靶面换热量大于孔阵排布方式 A1,其他表面的换热量比孔阵排布方式 A1 小;对不同的冲击孔轴线角度,前缘各表面的换热量相差

很小,不到 1%.

表 3 叶片前缘散热量 (单位:%)

Table 3 Heat dissipation of vane leading edge (unit:%)

模型	靶面	内板外侧面	内板内侧面
A1-U	34.3	11.81	12.53
A1-E	34.55	11.30	12.06
A2-U	36.34	11.23	12.62
A2-E	36.67	10.98	12.63

模型	冲击孔壁面	气膜孔壁面	扰流柱柱面
A1-U	5.99	27.05	8.33
A1-E	6.76	26.65	8.67
A2-U	5.96	25.54	8.31
A2-E	6.21	25.20	8.30

3.2.2 靶面的表面传热系数分布

图 10 给出了不同模型的靶面的表面传热系数分布,可以明显看出冲击孔孔阵排布方式 A2 的靶面的表面传热系数高于孔阵排布方式 A1,而且在靶面上的冲击区的表面传热系数最高,远离冲击区的表面传热系数逐渐减小.在 5 号气膜孔排两侧,孔阵排布方式 A1 没有布置冲击孔,与孔阵排布方式 A2 相比此位置的表面传热系数明显较低.原因是在不同模型的冷气流量几乎相等的前提下,孔阵排布方式 A2 的冲击孔的冷气的流通面积小于孔阵排布方式 A1,于是气流冲击到靶面的平均速度更高,换热增强.比较图 10(a)与图 10(c)、图 10(b)与图 10(d)发现冲击孔轴线设置方式 U 的靶面上冲击区的表面传热系数比冲击孔轴线设置方式 E 稍大,原因是 E 的冲击孔轴线与靶面型线存在夹角,对冲击孔冲出的气流起到“导流”作用,对靶面冲击起到减缓作用,相应的表面传热系数变小.

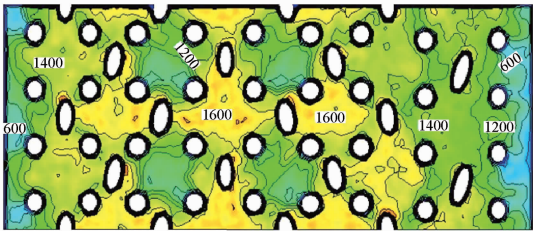
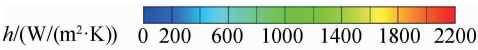
3.2.3 叶片前缘表面冷却效率分布

冷却效率的定义为

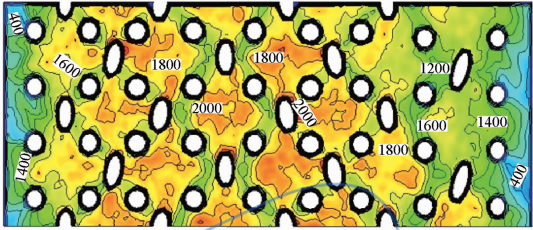
$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_w}{T_{\infty} - T_c} \tag{3}$$

式中 T_{∞} 是主流温度, T_w 是壁面温度, T_c 是冷却气体温度.

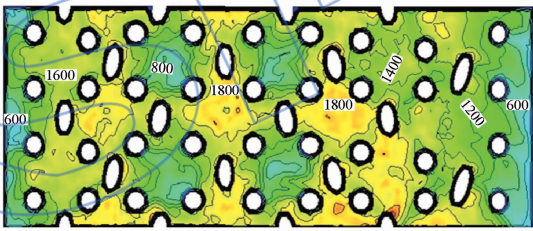
图 11 给出各模型的前缘表面的冷却效率分布.从图中可见在叶片前缘 5 号气膜孔排附近的区域(驻点附近)冷却效率较低,沿流向冷却效率逐渐增大,由于本文所建模型的原因,在靠近挡板的区域冷却效率下降,且压力面侧的高冷却效率



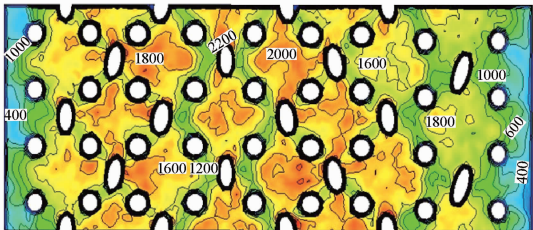
(a) A1-U 模型



(b) A2-U 模型



(c) A1-E 模型



(d) A2-E 模型

图 10 叶片前缘靶面的表面传热系数
Fig. 10 Heat transfer coefficient variation of vane leading edge

区的面积大于吸力面侧的区域.根据图 9 给出的各模型气膜孔排的冷气流量,虽然 1 号气膜孔排的冷气流量最大,但是 1 号气膜孔排靠近挡板,附近的气流流动受阻,所以冷却效率依然较低;3 号气膜孔排、7 号气膜孔排的冷气流量较大而且远离挡板,因此气膜孔下游的气膜覆盖良好,冷却效率较高;而 5 号气膜孔排处于叶片前缘驻点区,冷气流出后难以形成气膜,导致冷却效率不高.比较

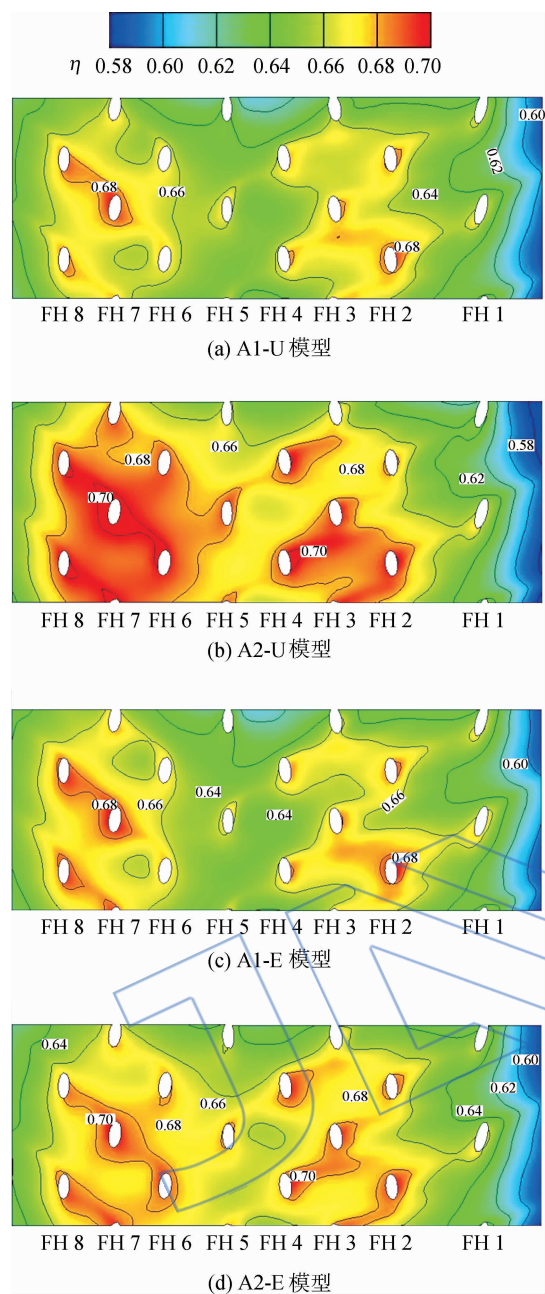


图 11 叶片前缘表面冷却效率

Fig. 11 Cooling effectiveness of vane leading edge

两种冲击孔排布方式,发现孔阵排布方式 A2 的叶片前缘表面的冷却效率比孔阵排布方式 A1 的对应位置的冷却效率高 2% 左右,而且孔阵排布方式 A2 的表面气膜覆盖均匀,气膜孔出口下游形成的低温区面积较大.原因是孔阵排布方式 A2 中的冲击孔比孔阵排布方式 A1 的冲击孔在单位面积内分布数目多,冲击到靶面形成更多的冲击射流区,平均传热系数增大,使得叶片前缘表面温度较低.此外,冲击孔轴线设置方式不同的叶片前缘表面的冷却效率分布相近,说明冲击孔轴线设置方向对孔阵排布方式 A1、孔阵排布方式 A2 的

层板冷却叶片前缘的换热影响不大.

4 结 论

1) 孔阵排布方式 A2 比孔阵排布方式 A1 的流阻系数小,冲击孔轴线设置方式 E 的流阻系数大于冲击孔轴线设置方式 U. 四个模型的冷却气体流量相差较小,不到 1%.

2) 冷却流量大致相同的条件下,孔阵排布方式 A2 的靶面表面传热系数比孔阵排布方式 A1 的靶面表面传热系数高,并且孔阵排布方式 A2 叶片前缘表面的冷却效率比孔阵排布方式 A1 的叶片前缘表面的冷却效率高约 2%,气膜孔出口下游形成低温区面积较大.

3) 在同一种孔阵排布方式下,冲击孔轴线和靶面的夹角对靶面的表面传热系数和前缘表面的冷却效率影响不大.

参考文献:

[1] Thakur S, Wright J, Shyy W. Convective film cooling over a representative turbine blade leading-edge[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(12): 2269-2285.

[2] 杨帆,朱惠人,李广超. 叶片前缘气膜冷却数值模拟[J]. 机械设计与制造, 2007(4): 23-25.

YANG Fan, ZHU Hui ren, LI Guangchao. Numerical simulation of film cooling on the edge of turbine[J]. Machinery Design & Manufacture, 2007(4): 23-25. (in Chinese)

[3] 朱惠人,许都纯,郭涛,等. 孔排布局对叶片前缘气膜冷却的影响[J]. 航空学报, 2000, 21(5): 385-388.

ZHU Hui ren, XU Duchun, GUO Tao, et al. Influences of position of hole-rows on film cooling on leading edge of Turbine blade[J]. Acta Aeronautic et Astronautica Sinica, 2000, 21(5): 385-388. (in Chinese)

[4] 杨帆,曹辉,郑洪涛,等. 涡轮静叶前缘气膜冷却数值模拟[J]. 汽轮机技术, 2006, 48(4): 269-271.

YANG Fan, CAO Hui, ZHENG Hongtao, et al. Numerical simulation of leading edge film-cooling of turbine blades[J]. Turbine Technology, 2006, 48(4): 269-271. (in Chinese)

[5] Nealy D A, Reider S B. Evaluation of laminated porous wall materials for combustor liner cooling[J]. Journal of Engineering for Power, 1980, 102(4): 268-276.

[6] Favaretto C F F, Funazaki K. Application of genetic algorithms to design of an internal turbine cooling system[R]. ASME Paper GT 2003-38408, 2003.

[7] Cho H H, Rhee D H. Local heat/mass transfer measurement on the effusion plate in impinging/effusion cooling systems[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2001, 123(3): 601-608.

[8] Cho H H, Goldstein R J. Total-coverage discrete holes wall

cooling[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1997, 119 (2): 320-329.

[9] Funazaki K, Hachiya K. Systematic numerical studies on heat transfer and aerodynamic characteristics of impingement cooling devices combined with pins[R]. ASME Paper 2003-GT-38256, 2003.

[10] 郁新华,董志锐,刘松龄,等. 层板模型流阻特性的研究[J]. 推进技术, 2000, 21(4): 47-50.

YU Xinhua, DONG Zhirui, LIU Songling, et al. Study of flow resistance characteristics of the modeled laminated porous wall[J]. Journal of Propulsion Technology, 2000, 21(4): 47-50. (in Chinese)

[11] 郁新华. 层板冷却特性的研究[D]. 西安:西北工业大学, 2001.

YU Xinhua. Investigation of the cooling characteristics of lamilloy[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2001. (in Chinese)

[12] 孙昌林. 层板冷却结构内部流阻与换热特性研究[D]. 西安:西北工业大学, 2001.

SUN Changlin. Investigation of flow and heat transfer characteristics in lamilloy[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2001. (in Chinese)

[13] 张魏. 层板结构换热特性研究[D]. 西安:西北工业大学, 2006.

ZHANG Wei. Investigation of heat transfer characteristics in lamilloy[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2006. (in Chinese)

[14] 全栋梁,郁新华,刘松龄. 绕流柱型对层板流阻特性影响的数值模拟研究[J]. 西北工业大学学报, 2003, 21(6): 692-695.

QUAN Dongliang, YU Xinhua, LIU Songling. On optimizing pin-fin shape for efficient cooling of turbine blades[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2003, 21(6): 692-695. (in Chinese)

[15] 全栋梁,刘松龄,李江海. 层板冷却结构强化换热机理[J]. 航空动力学报, 2004, 19(6): 860-865.

QUAN Dongliang, LIU Songling, LI Jianghai. Numerical investigation on mechanism of heat transfer augmentation in lamilloy[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(6): 860-865. (in Chinese)

[16] 卢元丽,王鸣,吉洪湖,等. 扰流柱对层板冷却叶片前缘传热影响的数值研究[J]. 航空发动机, 2013, 39(4): 57-61.

LU Yuanli, WANG Ming, JI Honghu, et al. Effect of Pin-fin on Heat Transfer of Leading Edge for Laminated Plate Cooling Blade[J]. Aeroengine, 2013, 39(4): 57-61. (in Chinese)