

层板冷却涡轮叶片前缘内部流动与 传热特性实验

胡娅萍¹, 卢元丽^{1,2}, 吉洪湖¹, 王 鸣²

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 基于相似理论,对简化的层板冷却涡轮叶片前缘放大模型内部的流动与传热特性进行实验研究,对比了无绕流柱和带菱形扰流柱两种实验模型的流动阻力系数、靶面温度和表面传热系数的分布.实验中采用红外热像技术测量换热面的温度,采用 ANSYS 软件计算换热面的局部热流密度.结果表明:两种模型的流动阻力随进气雷诺数逐渐增大,带菱形扰流柱模型的流动阻力总体上较大;靶面局部表面传热系数的分布特征基本相同,带菱形扰流柱模型的局部表面传热系数比无扰流柱模型的稍高;靶面平均表面传热系数的差别很小,相同进气雷诺数下带菱形扰流柱模型的平均表面传热系数值最大大 7%.

关 键 词: 层板; 涡轮叶片前缘; 扰流柱; 流动阻力; 表面传热系数

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Experiment on flow and heat transfer characteristics inside leading edge of lamilloy cooling turbine blade

HU Ya-ping¹, LU Yuan-li^{1,2}, JI Hong-hu¹, WANG Ming²

(1. College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Shenyang Engine Design and Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: Base on similarity theory, experimental investigation of flow and heat transfer characteristics were conducted on two amplificatory leading edge models of lamilloy colling turbine blade, including one model with rhombus pin-fins and the other without pin-fins, the flow resistance coefficient, temperature and surface heat transfer coefficient on target surface were compared between two models. The temperature was measured by infrared thermograph technique, and the local heat flux density was simulated by ANSYS. The results show that the flow resistance of two models increases gradually with the increase of inlet Reynolds number. And the model with rhombus pin-fins has larger flow resistance on the whole. The distribution of local surface heat transfer coefficient on the target surface of two models is similar while the model with rhombus pin-fins has slightly higher value. The difference of average surface heat transfer coefficient for the target surface of two models is also little and the value of the model with rhombus pin-fins is at most 7% larger than the that of other model at the same inlet Reynolds number.

Key words: lamilloy; leading edge of turbine blade; pin-fins; flow resistance; surface heat transfer coefficient

随着航空发动机性能的提升,涡轮进口温度不断增高,导致涡轮叶片的工作环境日趋恶劣;另一方面,发动机对冷却引气又有严格限制,因此,发展新型高效低阻的冷却技术十分迫切.在此需求背景下,美、英等国于 20 世纪七八十年代研发了层板冷却结构^[1-2],它包含了气膜、冲击、对流以及扰流柱强化等多种冷却方式.美、英等国在燃烧室、涡轮叶片冷却中开展的研究^[3-5]证实,层板冷却的冷气用量可比常规冷却减少 60%,而且冷却效率高达 0.7~0.9.

国外的层板冷却技术已经进入实际应用阶段.文献[6]指出,20 世纪 90 年代末,美国的 Allison 先进开发公司(AADC)在综合高性能涡轮发动机技术(IHPTET)研究计划的第 2 阶段将单晶层板(lamilloy)结构铸冷加工的导向叶片应用到 F-35 飞机发动机的第 1 级高压涡轮上,其中叶片前缘和尾缘采用气膜冷却,其余部分采用 lamilloy 结构冷却.国外公开发表的有关层板冷却研究的文献较少,而且其中大部分为平板层板冷却的基础研究^[7-9],很少有叶片前缘等大曲率表面的层板冷却研究报道,公开的相近文献如 Taslim 等^[10-12]采用实验与数值计算方法对光滑的、带圆锥形突块与带肋片的叶片前缘内壁面的冲击冷却进行了研究,发现前缘气膜孔的存在会显著增大靶面的冲击平均表面传热系数;带小尺寸突块靶面的冲击平均表面传热系数比光滑壁面增大了 35%;壁面的肋片会显著强化传热,凹形马蹄肋从冲击靶面传递最高的热量等.国内对层板冷却的研究从 20 世纪 90 年代开始,主要以简化的平板为模型研究了绕流方式、扰流柱形状与大小等结构参数以及吹风比、进气雷诺数等流动参数对层板流动与换热的影响^[13-19].近年来国内也对层板冷却开展了初步的应用基础研究:李江海^[20]通过实验研究发现层板叶片压力面的冷却效率略高于吸力面;张魏^[21]采用实验方法研究了层板叶片外表面全气膜冷却的平均表面传热系数和冷却效率;李冰等^[22]发展了一种流动与换热耦合的可快速计算层板冷却叶片温度场的工程算法;王玉梅^[23]对简易层板隔热屏进行数值及实验研究,分析流动参数对其流动阻力及冷却效果的影响;卢元丽等^[24]数值研究了层板冷却叶片前缘的流动和传热特性,发现扰流柱形状对靶面的表面传热系数的影响很小,方形扰流柱前缘表面的冷却效率最高.

纵观国内外关于层板冷却的公开研究报道可以发现,绝大部分都针对简化的平板模型开展,其研

究成果可为燃烧室、叶片中弦区等小曲率表面的冷却提供技术基础.对于叶片前缘等大曲率壁面,现有的实验研究^[21]仅关注其外表面的换热,而且关于平板层板冷却结构内部的研究结果也不能直接应用于叶片前缘的冷却中.为了揭示和验证层板冷却叶片前缘内部的流动与传热特性,本文在相似理论的指导下,采用实验方法对不同冷气进口雷诺数下简化的叶片前缘放大模型的层板冷却特性进行研究,分析比较无扰流柱和带菱形扰流柱模型流动阻力和靶面的温度、传热系数分布.

1 实验系统

1.1 实验台

实验装置如图 1 所示.实验以贴膜通电加热代替叶片实验件外表面的燃气加热,硅整流器提供加热电源.冷却气流由压气机提供,经浮子流量计后流入稳压段,再进入实验段的叶片内腔进行冷却.冷气流量为 0~0.04 kg/s.

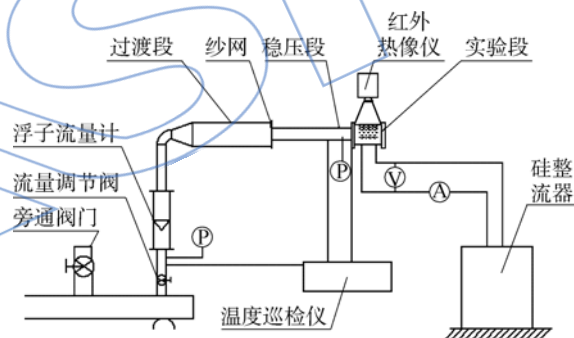


图 1 实验装置系统示意图

Fig. 1 Schematic of experiment equipment

1.2 实验模型

1.2.1 物理模型

根据叶片中截面的型面参数建立了简化的前缘模型,并设计了无扰流柱的冲击双层壁和带菱形扰流柱的层板冷却叶片前缘两种结构,气膜孔、冲击孔和扰流柱的相对位置关系如图 2 所示.图 3 为层板冷却叶片前缘,由内板、靶板、扰流柱及挡板组成,内板上有冲击孔,靶板上开有 8 排气膜孔 FH 1~FH 8.

1.2.2 实验模型

实验模型模型是将前缘物理模型放大到 5 倍进行加工,其中气膜孔径为 2.0 mm,冲击孔径为 4.0 mm,扰流柱的边长为 2.5 mm,扰流柱的高度为 2.5 mm.实验件的靶板与内板采用有机玻璃切

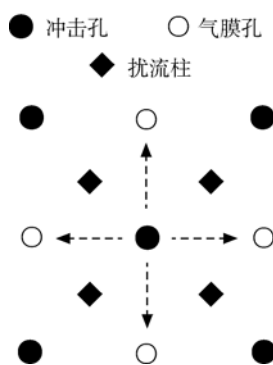


图2 带菱形扰流柱的层板结构示意图

Fig.2 Schematic of lamilloy with rhombus pin-fins

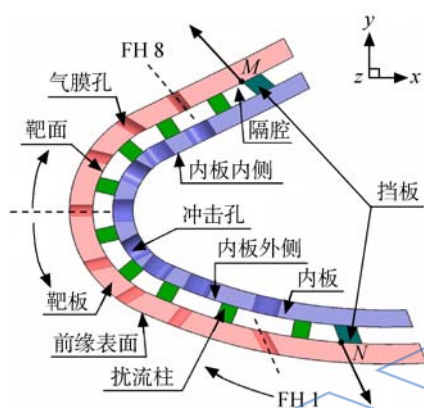


图3 层板冷却叶片前缘模型示意图

Fig.3 Schematic of leading edge model of lamilloy cooling blade

割而成,如图4所示。在靶面或内板外表面贴电加热膜(0Cr25Al5),如图5所示。靶面和内板外表面的温度是分开测量的,故对于每种前缘模型都加工两个不同的实验件分别进行靶面和内板外表面的温度测量,如表1所示。对于带菱形扰流柱的前缘模型,扰流柱为不锈钢材质,其一端嵌入靶面或内板外表面上开设的菱形小槽内,另一端与内板外表面或靶面上的加热膜之间存在很小缝隙,因此无论以靶面还是以内板外表面作为测量表面,

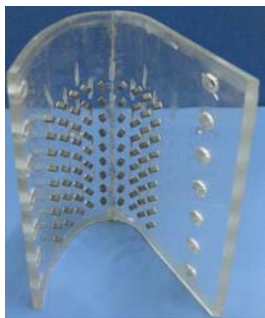


图4 带菱形扰流柱的靶板

Fig.4 Target board with rhombus pin-fins



图5 贴加热膜的內板

Fig.5 Inner board with heating film

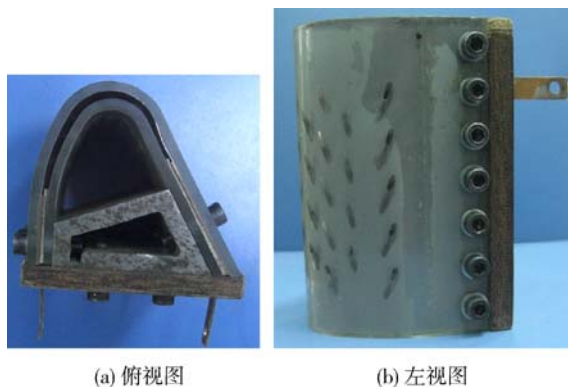
表1 实验模型说明

Table 1 Description of test model

序号	名称	靶面	内板外表面	测量目标
1	无扰流柱	贴加热膜	无加热膜	靶面温度
2	前缘模型	无加热膜	贴加热膜	内板外表面温度
3	带菱形扰流柱	无扰流柱、贴加热膜	嵌扰流柱、无加热膜	靶面温度
4	前缘模型	嵌扰流柱、无加热膜	无扰流柱、贴加热膜	内板外表面温度

扰流柱都不与该表面上所贴的加热膜接触,故扰流柱没有直接参与层板结构内的传热。

靶板和内板分别加工完毕后,再与挡板等组装机成叶片前缘实验模型。图6为不带扰流柱的冲击双层壁实验模型的实物。



(a) 俯视图

(b) 左视图

图6 实验模型照片

Fig.6 Photos of test model

1.3 测量设备与测试方法

冷气的流量采用LZB-25型浮子流量计进行测量,其精度为2.5级。实验模型进出口的总压采用精密压力表测量,其精度为2%。进口总压在实

验模型上游稳压段的末端测量,如图 1 所示,测量时探头置于流道的中心并正对来流.出口总压为实验环境大气压力.靶面和内板外表面的温度采用 Research-N3 型全数字动态红外热像仪测量,其工作波段为 $8 \sim 14 \mu\text{m}$,温度分辨率为 0.01 K .热像仪测量温度需要输入表面发射率,实验中设为定值 0.6 .实验前,在靶面和内板外表面上不同曲率处布置多个热电偶,用热电偶对热像仪测温进行多点标定,建立了在输入发射率为 0.6 下热像仪输出温度 T_{ir} 与热电偶测量温度 T_{real} 的关系曲线,如图 7 所示.实际测量值采用该曲线根据热像仪的图像确定.

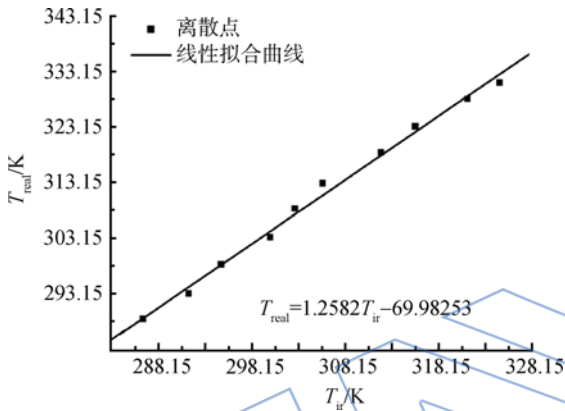


图 7 靶面温度标定曲线

Fig. 7 Calibration curve of temperature on target surface

2 实验数据处理方法

2.1 流动参数

1) 总压损失因子 C_p 的定义式为

$$C_p = \frac{p_1^* - p_2^*}{p_1^*} \quad (1)$$

其中 p_1^* , p_2^* 分别实验模型进、出口的总压.

2) 沿程流动阻力系数关系式^[13]为

$$\frac{(p_1 - p_2)\bar{\rho} d_{1e}^2}{\mu L \dot{m}} = a + bRe \quad (2)$$

式中 p_1 , p_2 分别为进、出口静压, μ 为气体的动力黏度, L 为层板总厚度, d_{1e} 为冲击孔的当量直径, $\bar{\rho}$ 为气体平均密度, $\dot{m}$ 为质量流率. a , b 由实验数据拟合求得.

2.2 温度场数据处理方法

由于红外热像仪拍得的温度场是“平面”的,为了获得弯曲靶面和内板外表面完整的温度场,本实验在多个不同角度下拍摄表面温度,然后把

图像在 Tecplot 软件中拼接合成“展开”的靶面和内板外表面的温度分布.

2.3 局部热流密度的求解

实验中在靶面和内板外表面所贴膜的两端通直流电进行加热,其局部热流密度采用 ANSYS 软件的电场模块求解.将加热膜“展开”,建立计算模型,其电阻率设为常数,两端电势差为实验工况对应的电压值.

图 8 给出了某工况下展开靶面的热流密度 q 分布及红框区域的放大.可见,气膜孔的存在使得热流密度分布不均匀,电流通过气膜孔时由于流通面积减小,在气膜孔的上下两端热流密度较大,左右两端的热流密度较小.这与文献[13]计算得到的加热带上热流密度的分布特征是一致的.

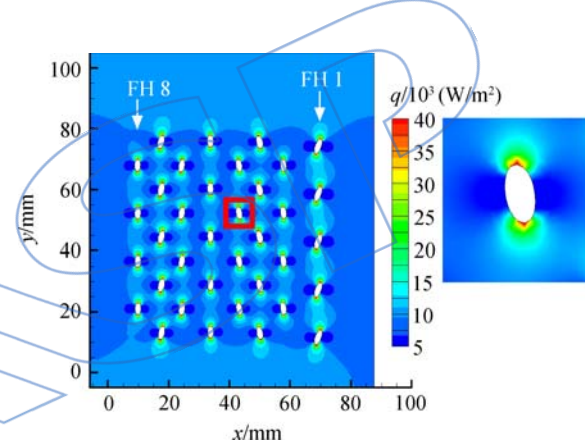


图 8 展开的靶面热流密度分布

Fig. 8 Heat flux density distribution on spread target surface

2.4 换热特性参数

1) 靶面和内板外表面的局部表面传热系数为

$$h = \frac{q_w - q_{\text{loss}}}{T_w - T_c} \quad (3)$$

式中 q_w 为 ANSYS 计算得到的局部热流密度, T_w 为热像仪测得的局部温度, T_c 为冷气腔进口温度, q_{loss} 是表面的平均热损失,包括板内的导热与表面的对流散热,即

$$q_{\text{loss}} = \frac{T_{\text{avg}} - T_{\text{en}}}{\delta_t / \kappa_t + 1/h_1} \quad (4)$$

其中 δ_t , κ_t 分别为板的厚度与导热系数,对于靶板, T_{avg} 为内表面平均温度, T_{en} 为环境温度, h_1 为外表面的表面传热系数,由经验公式确定.

2) 平均努塞尔数为

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} d_{1e}}{\kappa_a} = c Re^n Pr^m \quad (5)$$

其中定性温度为层板进口温度, $\bar{h}$ 为平均表面传

热系数, κ_g 为气体导热系数. 利用肖伍德实验数据可得 $m \approx 0.4$, c 和 n 由实验数据确定.

3 实验结果与分析

3.1 流动阻力特性

图9给出了无扰流柱与带菱形扰流柱的层板前缘的总压损失因子 C_p 随进气雷诺数 (Re) 的变化曲线. 由图可见, 两种实验模型的总压损失因子都随着雷诺数的增大而增大; 在本文研究的 Re 范围内, 菱形扰流柱前缘模型的总压损失因子都比无扰流柱模型的大; 而且随着 Re 的增大, 两者的差别逐渐增大, 当 Re 增大到约 43 000 时, 带菱形扰流柱模型的总压损失比无扰流柱模型的增大 35%.

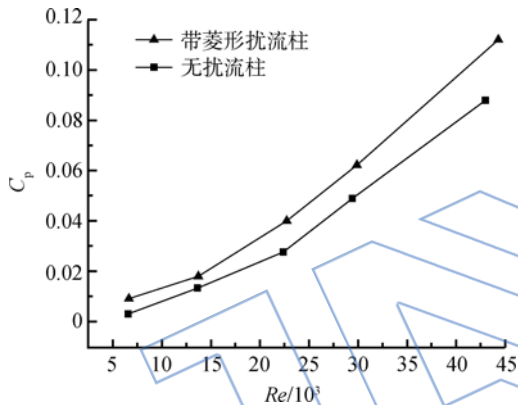


图9 不同 Re 下的总压损失因子

Fig. 9 Total pressure loss factor versus Re

图10给出了无扰流柱与带菱形扰流柱的层板前缘的流动阻力系数随冷气进口雷诺数的变化曲线. 从图中可以看出: 随着 Re 的增大, 两种模型的沿程流动阻力系数都是增大的; Re 较小 (约小于 15 000) 时, 有扰流柱模型的流动阻力系数比

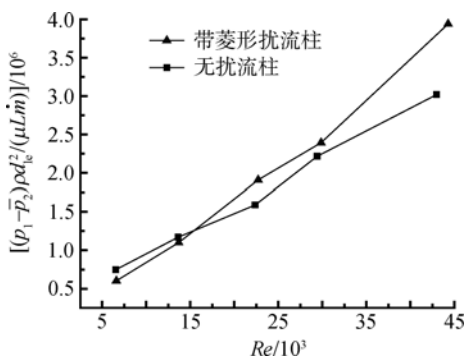


图10 不同 Re 下的流动阻力系数

Fig. 10 Flow resistance coefficient versus Re

无扰流柱模型的略小, 在其他情况下, 带菱形扰流柱模型的流动阻力系数都明显比无扰流柱模型的要大, 当 Re 增大到约 43 000 时, 前者比后者增大 25%. 图10所示的变化趋势说明带菱形扰流柱的前缘模型内部气体的流动阻力基本上都比无扰流柱模型内气体的流动阻力大, 这与平板层板冷却中扰流柱对流动阻力的影响规律^[13]是一致的.

3.2 温度分布

图11和图12分别给出了无扰流柱前缘模型在 $Re=29442$ 与带菱形扰流柱前缘模型在 $Re=29893$ 时“展开”靶面上的温度分布. 图中靶面四周的蓝色边框是实验件镶嵌在实验台内的部分, 此处红外热像仪无法拍摄图像.

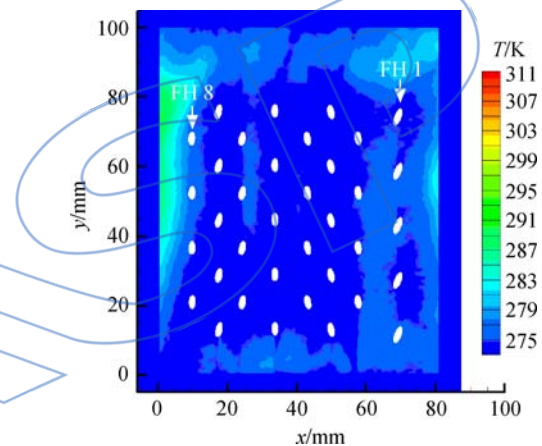


图11 $Re=29442$ 时无扰流柱模型靶面温度分布

Fig. 11 Temperature distribution on target surface of test model without pin-fins at $Re=29442$

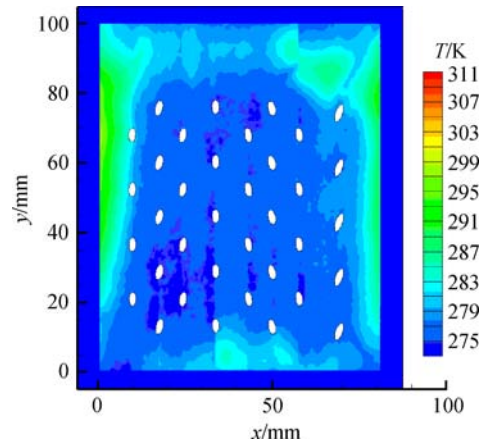


图12 $Re=29893$ 时带菱形扰流柱模型靶面温度分布

Fig. 12 Temperature distribution on target surface of test model with rhombus pin-fins at $Re=29893$

由图 11、图 12 可见,在分布有气膜孔的中心区域靶面温度较低,在 FH 8 和 FH 1 气膜孔的外侧,温度升高,尤其在 FH 8 气膜孔的外侧,高温范围较大,这主要是因为气膜孔区外侧不再有冷气流的冲击冷却作用,而且 FH 8 气膜孔的倾角接近 90° ,比 FH 1 气膜孔的倾角要大得多(如图 3 所示),孔内的对流冷却面积更大,故对靶面的局部冷却效果相对较好。

对比图 11 和图 12 可看出,无扰流柱靶面中心区的温度比带菱形扰流柱靶面的低约 3 K,而且边缘高温区范围稍小,这是由于本文实验中菱形扰流柱本身没有直接参与层板内的换热,而且扰流柱的存在还使得部分冲击到靶面的冷气流发生偏转、沿柱高方向爬升回到内板外表面,另外,与靶面黏合的底面也无法受到冷气的冲击,以上这些因素都导致带菱形扰流柱模型靶面的冷却效果略低。

从图 11 和图 12 中还可以看出,在中心区的绝大部分范围内,气膜孔周边局部温度变化很小,温差大多不超过 2 K,在此范围内加热膜电阻率的变化率不超过 1%,可忽略温度对电阻率的影响,故在热流密度的计算中将电阻率设为常数是可行的。靶面加热膜上横向温度梯度很小,由此导致的横向导热也可忽略,故本文采用 ANSYS 计算得到的热流密度分布并根据实验测得的温度分布来确定局部表面传热系数,文献[13]也采用了与此相同的处理方法。

3.3 换热特性

3.3.1 靶面的表面传热系数分布

图 13 和图 14 分别是两个实验模型靶面上根据式(3)确定的局部表面传热系数 h 分布。由图可见,在气膜孔上下两端的局部表面传热系数明显比左右两侧的局部表面传热系数高得多,这与 ANSYS 计算得到的热流密度分布特征有关。沿 y 方向上两排气膜孔之间的区域处于冲击孔的冲击位置,此处局部表面传热系数较高,原因是冷气流在从冲击孔进入隔腔后冲击靶板,在靶面速度降至零后偏转,故在冲击滞止区形成高的局部表面传热系数区。这种分布现象在靠近靶面边缘的几排气膜孔周围表现得更为明显。

对比图 13 和图 14 可见,在相近的 Re 条件下,在靶面上有气膜孔的中心范围内,两种实验模型局部表面传热系数的分布很接近,只在个别区域如气膜孔的上下侧,带菱形扰流柱模型的高局

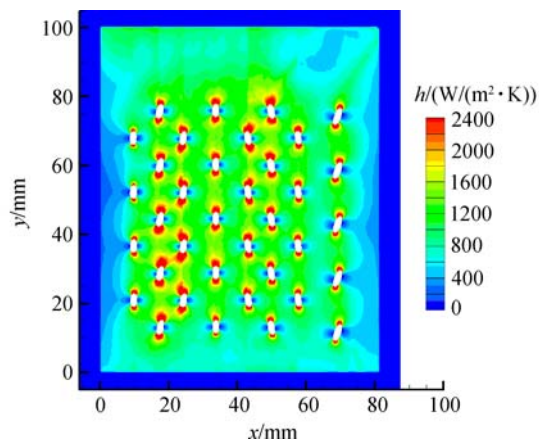


图 13 $Re=29442$ 时无扰流柱靶面局部表面传热系数分布

Fig. 13 Distribution of local surface heat transfer coefficient on target surface of test model without pin-fins at $Re=29442$

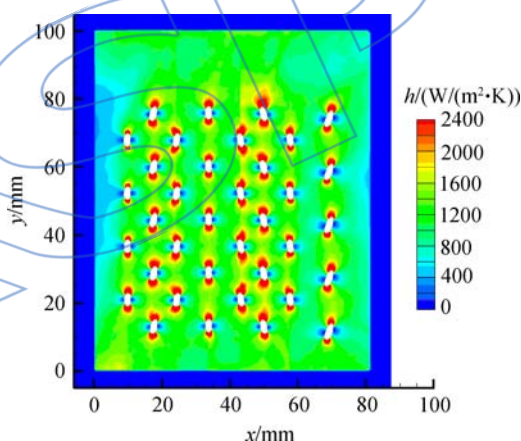


图 14 $Re=29893$ 时带菱形扰流柱靶面局部表面传热系数分布

Fig. 14 Distribution of local surface heat transfer coefficient on target surface of test model with rhombus pin-fins at $Re=29893$

部表面传热系数区比无扰流柱模型的略大,而且气膜孔左右侧的低局部表面传热系数区略小。两种实验模型靶面局部表面传热系数分布的差别主要体现在气膜孔区外侧的边缘区域,带菱形扰流柱模型的局部表面传热系数要比无扰流柱模型的明显高。带菱形扰流柱模型靶面中心区气膜孔附近的表面传热系数比无扰流柱模型的略大是由于扰流柱尽管不直接参与换热,但它可以通过增大对气流的扰动来增强换热,冲击到靶面的一部分气流会横掠扰流柱流向下游,在扰流柱前形成驻涡,扰流柱位于气膜孔进口之间局部表面传热系数较低的区域,它的存在使此处气流流动更加紊

乱,从而增大此处的局部表面传热系数.在靶面气膜孔区外的边缘区域,已经没有冲击射流的作用,但还存在扰流柱,因此导致局部表面传热系数较大.

在实验的其他进气雷诺数下,两种实验模型的局部表面传热系数有类似的分布,在此不再赘述.

以局部表面传热系数的云图分布来反映扰流柱对传热系数的影响不够直观,因此本文还研究了两种前缘模型靶面的平均表面传热系数.图15给出了两种模型靶面的平均表面传热系数 $\bar{h}$ 随进气雷诺数的变化.

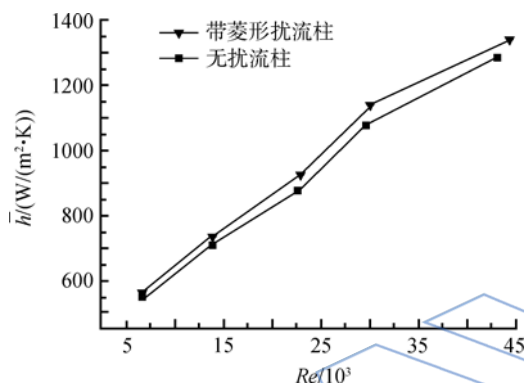


图15 靶面平均表面传热系数分布

Fig. 15 Distribution of average surface heat transfer coefficient on target surface

由图15可见,两种前缘模型的靶面平均表面传热系数都随进气雷诺数的增大而增大.这是因为 Re 增大,冷气的流量增大,冲击速度相应增大,从而增强换热.当 Re 从6500增大到约43000时,无扰流柱和带菱形扰流柱模型的靶面平均表面传热系数分别增大了约135%和141%.从图中还可以看出,在本文实验的所有进气雷诺数范围内,虽然带菱形扰流柱模型的平均表面传热系数都比无扰流柱模型的大,但两者的值还是很接近的,尤其是在低 Re 较低(<15000)时,前者只比后者略大;随着雷诺数的增大,两者的差别稍增大,在 Re 约为30000时,两者的差别最大,带菱形扰流柱模型的 $\bar{h}$ 也仅比无扰流柱模型的高7%左右.以上分析表明在本文叶片前缘实验模型中菱形扰流柱对换热的增强不如平板层板冷却中显著,这一方面是由于本文实验中菱形扰流柱并未直接参与换热,另一方面是前缘靶面的大曲率使得气流的流动比平板层板结构中的更加复杂,可能削弱了菱形扰流柱对冲击射流的扰动作用,故

有无扰流柱对靶面的平均表面传热系数影响很小.

3.3.2 靶面平均努塞尔数分布

根据前文2.4节可知,由于 $m \approx 0.4$,则 Nu 和 Re 的关系式(5)可以整理成以下形式:

$$\lg(Nu/Pr^{0.4}) = n \lg Re + \lg c \quad (6)$$

以 $\lg(Nu/Pr^{0.4})$ 为纵坐标、 $\lg Re$ 为横坐标,对不同进气雷诺数下的实验数据进行最小二乘法拟合就可求得层板冷却前缘模型的 c 和 n 值.图16是用式(6)处理得到的换热特性双对数曲线图.从图中可以看出,在本文实验中 $\lg(Nu/Pr^{0.4})$ 和 $\lg Re$ 之间的线性关系良好,而且,无扰流柱和带菱形扰流柱两种前缘模型的实验数据拟合出的直线斜率 n 比较接近,截距常数 c 的值也相差较小.两者在低 Re 范围内几乎重合, Re 较高时带菱形扰流柱模型的平均努塞尔数比无扰流柱模型的略大,而且随着 Re 的增大,两者的差别略增大.但总的来说,在本文的实验参数范围内,两种模型的差别较小,与平板层板冷却得到的换热特性双对数曲线^[13]相比较,也可发现有无扰流柱对平均努塞尔数的影响比平板模型的要小.

由实验数据拟合出如式(6)的换热准则关系式后就可以根据燃气与冷气的参数估算出冷气流量以及一定的冷气流量所能达到的冷却效率,或者进行优化层板结构设计.

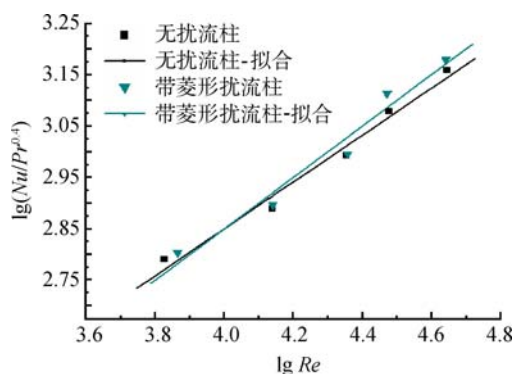


图16 层板前缘模型换热特性的双对数曲线图

Fig. 16 Dual logarithm reference frame of heat transfer characteristic curve of laminated leading edge

4 结 论

本文对简化的层板冷却涡轮叶片前缘放大模型内部的流动与传热特性进行了实验研究,对比了不同冷气进口雷诺数下无扰流柱和带菱形扰流

柱的前缘流动阻力系数、靶面温度和表面传热系数的分布。主要研究结论如下:

1) 两种实验模型的总压损失和流动阻力随进气雷诺数的增大而增大;带菱形扰流柱模型的总压损失和流动阻力总体上比无扰流柱模型的大。

2) 两种实验模型靶面上局部表面传热系数的分布特征基本相同,气膜孔上下侧的局部表面传热系数值远大于孔左右侧的值; Re 约为30 000时带菱形扰流柱模型靶面的局部表面传热系数值比无扰流柱模型的稍大。

3) 两种模型靶面平均表面传热系数随 Re 的变化类似,当 Re 从6 500增大到43 000时,无扰流柱与带菱形扰流柱模型的平均表面传热系数分别增大约135%和141%;相同 Re 下带菱形扰流柱模型的平均表面传热系数只比无扰流柱模型的略大,前者最多仅比后者大7%。

参考文献:

- [1] Wasell A B, Bhangu J K. The Development and application of improved combustor wall cooling technique[R]. ASME Paper 80-GT-66, 1980.
- [2] Nealy D A, Relder S B. Evaluation of laminated porous wall material for combustor liner cooling[J]. Journal for Engineering for Power, 1980, 102(2): 268-276.
- [3] Wear J D, Trout A M. Design and preliminary results of a semi-transpiration cooled (lamilloy) liner for a high-pressure, high-temperature combustor[R]. Las Vegas: AIAA/SAE 14th Joint Propulsion Conference, 1978.
- [4] Vershure R W Jr. Engine demonstration testing of a cooled laminated axial turbine[R]. AIAA 79-1229, 1979.
- [5] Nealy D A, Reider S B. Evaluation of laminated porous wall materials for combustor liner cooling[J]. Journal for Engineering for Power, 1978, 102(2): 268-276.
- [6] 梁春华, 王鸣, 刘殿春. 战斗机发动机涡轮叶片层板发散冷却技术的发展[J]. 航空制造技术, 2013(9): 90-93.
LIANG Chunhua, WANG Ming, LIU Dianchun. Development of laminated transpiration-cooled turbine blade for flight engine[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2013(9): 90-93. (in Chinese)
- [7] Shigemichi Y, Chiyuki N, Ryouji I. Cooling performance of an integrated impingement and pin cooling configuration [R]. ASME Paper GT2003-38215, 2003.
- [8] Funazaki K, Tarukawa Y, Kudo T, et al. Heat transfer characteristics of an integrated cooling configuration of ultra-high temperature turbine blades: experimental and numerical investigations [R]. ASME Paper GT2001-0148, 2001.
- [9] Funazaki K, Hachiya K. Systematic numerical studies on heat transfer and aerodynamic characteristics of impingement cooling devices combined with pins[R]. ASME Paper GT2003-38256, 2003.
- [10] Taslim M E, Pan Y, Spring S D. An experimental study of impingement on roughened airfoil leading-edge walls with film holes[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(10): 766-773.
- [11] Taslim M E, Setayeshgar L, Spring S D. An experimental evaluation of advanced leading edge impingement cooling concepts[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(10): 147-153.
- [12] Taslim M E, Bakhtari K, Liu H. Experimental and numerical investigation of impingement on a rib-roughened leading edge wall[R]. ASME Paper GT2003-38118, 2003.
- [13] 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 for flow resistance characteristics of the modelled laminated porous wall[J]. Journal of Propulsion Technology, 2000, 21(4): 47-50. (in Chinese)
- [14] 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)
- [15] 全栋梁, 郁新华, 刘松龄. 扰流柱形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)
- [16] 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)
- [17] 张魏, 朱惠人. 层板结构冷却机理的数值模拟研究[J]. 机械设计与制造, 2006(9): 127-129.
ZHANG Wei, ZHU Huiren. Numerical investigation of cooling mechanism of laminate porous plates[J]. Machinery Design and Manufacture, 2006(9): 127-129. (in Chinese)
- [18] 陶智, 魏豪杰, 丁水汀, 等. 典型层板冷却结构中流体流阻与换热特性的实验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(2): 193-198.
TAO Zhi, WEI Haojie, DING Shuiting, et al. Experimental investigation of flow resistance and heat transfer characteristics of typical lamilloy models[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(2): 193-198. (in Chinese)
- [19] 陶智, 吕东, 丁水汀, 等. 层板内冷通道辐射换热影响[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, 33(11): 1273-1276.
TAO Zhi, LÜ Dong, DING Shuiting, et al. Thermal radia-

- tion effects in the lamilloy interior cooling passage[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007, 33(11):1273-1276. (in Chinese)
- [20] 李江海. 层板冷却特性研究[D]. 西安:西北工业大学, 2005.
- LI Jianghai. Investigation of the cooling characteristics of lamilloy[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2005. (in Chinese)
- [21] 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 of lamilloy[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2006. (in Chinese)
- [22] 李冰, 朱惠人. 层板结构叶片温度场的工程计算[J]. 机械设计与制造, 2008(11):19-20.
- LI Bing, ZHU Hui ren. Calculation of wall temperature of lamilloy blade[J]. Machinery Design and Manufacture, 2008(11):19-20. (in Chinese)
- [23] 王玉梅. 简易层板隔热屏流阻及冷却效果研究[D]. 南京:南京航空航天大学, 2009.
- WANG Yumei. Investigation of flow and cooling effectiveness of lamilloy board[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2009. (in Chinese)
- [24] 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(2):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(2):57-61. (in Chinese)