

带单排气膜孔的叶片前缘气膜冷却换热实验*

李广超, 朱惠人, 廖乃冰, 许都纯

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘 要: 针对叶片前缘结构的特点, 建立了前缘气膜冷却实验台, 实验模型由半圆柱面和两个平板组成, 在距离滞止线 2倍孔间距位置布置了 1排气膜孔。详细地测量了主流湍流度, 二次流与主流密度比以及动量比对前缘径向平均换热系数和换热系数比的影响。二次流与主流密度比为 1和 1.5。动量比变化范围为 0.5~4。主流在前缘位置的湍流度分别为 0.4%和 8%。结果表明, 随着动量比的增加, 径向平均换热系数增加。无二次流时, 湍流度的增加使换热显著增强, 有二次流时, 湍流度增加使换热增强的幅度较小。密度比对径向平均换热系数的影响非常小。随着孔间距的增加, 径向平均换热系数略有减小。径向角对径向平均换热系数的影响较小。在高湍流度下, 前缘位置的径向平均换热系数比沿着流动方向是逐渐降低的。在低湍流度下, 前缘位置的径向平均换热系数比在 $x/d = 4.5$ 的位置出现了一个峰值。

关键词: 航空发动机; 涡轮叶片; 薄膜冷却; 传热; 实验

中图分类号: V231.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2008) 03-0290-05

Experimental investigation of leading edge film cooling heat transfer with a row of film cooling holes

LI Guang-chao, ZHU Hui-ren, LIAO Nai-bing, XU Du-chun

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical Univ., Xi'an 710072, China)

Abstract Heat transfer coefficient on leading edge with one row of holes was studied experimentally. The model was a blunt body with a half cylinder leading edge and two flat plates. One row of holes was located at 2 hole diameter away from the stagnation line. Foreign gas injection was used to obtain a density of approximately 1.5. High turbulence intensity was produced by a passive grid. Momentum ratios were varied from 0.5 to 4 for both air and CO₂ injections. The results indicate that heat transfer coefficients increase with increasing momentum flux ratio. High turbulence has pronounced influence on the heat transfer without secondary injection, but this effect is very weak with secondary injection. Various density ratios have little influence on heat transfer. In the case of high turbulence, heat transfer coefficients decrease along the flow direction and in the case of low turbulence and peak enhanced factor occurs at the $x/d = 4.5$.

Key words Aircraft engine; Turbine blade; Film cooling; Heat transfer; Experimentation

1 引 言

在现代高性能航空发动机中, 为了提高发动机的热效率, 涡轮入口温度已经远高于叶片材料的熔点, 因此必须采用有效的冷却措施对叶片进行冷却。特别是导向叶片前缘区域, 由于直接受到燃烧室高温燃气的冲击, 工作环境更为恶劣。对叶片前缘多采用内

部冲击强化对流换热和外部气膜冷却相结合的冷却方式。当有气膜冷却时, 冷气从气膜孔喷出覆盖在壁面上, 使壁面附近的燃气温度降低, 由于主流和二次流的掺混会强化换热, 所以有必要研究带气膜冷却时的换热特性。国内外针对前缘的气膜冷却研究很多, 文献[1~4]研究了前缘有两排孔的气膜冷却情况下的换热系数和冷却效率, 文献[5, 6]研究了前缘有 3

* 收稿日期: 2007-01-08 修订日期: 2007-07-18.

作者简介: 李广超 (1979—), 男, 博士生, 研究领域为航空发动机热端部件传热与冷却技术。

E-mail: ligc706@yahoo.com.cn

排孔的气膜冷却情况下的换热系数。文献 [7] 研究了湍流参数对椭圆柱面和圆柱面的换热影响。这些文献都是针对一种实验模型来研究不同的气动参数下换热系数和冷却效率的分布, 而气膜孔布局对换热系数的影响在公开发表的文献中却没有见到。由于真实的发动机中二次流与主流的密度比并不是 1, 主流的湍流度也较高, 本文在研究气膜冷却换热时, 二次流采用二氧化碳来实现 1.5 的密度比, 风洞实验段入口用方形栅格产生较高的湍流度。基于以上基点, 本文详细地研究了孔间距、径向角、动量比、湍流度、密度比对前缘气膜冷却换热的影响。

2 实验装置及数据处理方法

2.1 实验装置

本文采用半圆柱面模拟叶片的前缘 (图 1), 圆柱直径 D 为 75 mm, 半圆柱后面连接长度 L 为 500 mm 的平板。为了减少主流流动损失, 尾部连接长轴为 1000 mm, 短轴为 75 mm 的椭圆柱面。前缘与滞止线 2 倍气膜孔直径的位置开有 1 排 7 个气膜孔, 气膜孔的径向角 ϕ 分别为 0° , 45° , 65° , 径向角为孔轴线和壁面法线之间的夹角, 径向指气膜孔轴线与来流速度的夹角为 90° , 孔间距 P 与气膜孔直径 d 的比分别为 2 3 4。圆柱面厚度 t 与气膜孔直径的比为 3。径向角和孔间距的定义如图 2 所示。前缘柱面直径 D 与气膜孔直径的比为 10。表 1 给出了本文所研究的气膜孔布局的细节结构实验件用有机玻璃制成。在气膜孔下游贴有 4 条厚度为 0.04 mm 的钢带, 每条钢带长 490 mm, 宽 60 mm, 每两条钢带间有 2 mm 的间距。热电偶布置在钢带下面, 共 11 排, 每排 12 个, 用来测量实验件表面温度, 详细的热电偶分布如图 3 所示。实验在回流风洞上进行, 风机出口安装了换热器保证主流气流温度恒定, 详细的风洞系统如图 4 所示, 主流来流速度用探针测量, 大约为 10 m/s 二次

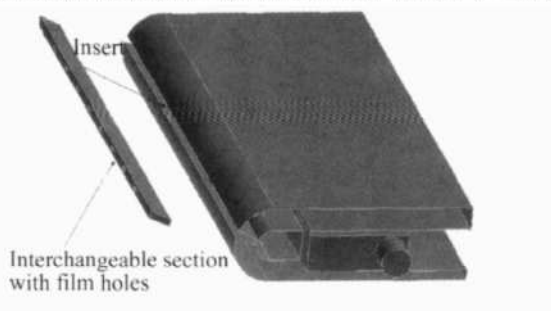


Fig. 1 Sketch of leading edge with interchangeable section

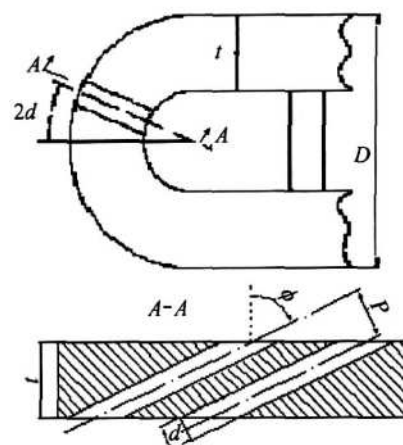


Fig. 2 Definition of hole geometry

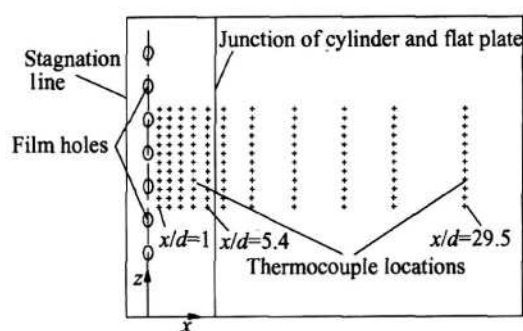


Fig. 3 Distribution of thermocouples on the surface

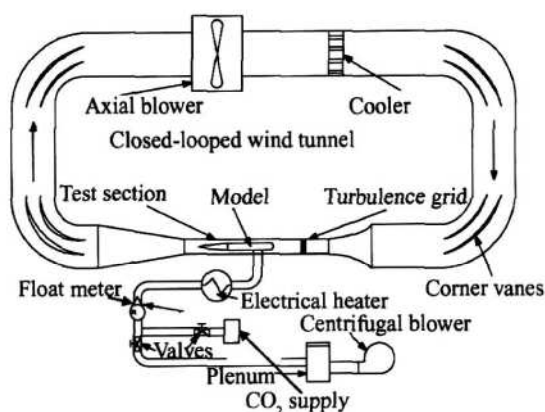


Fig. 4 Sketch of tunnel system

流流量用浮子流量计测量, 根据前缘压力分布计算出主流当地速度。

2.2 数据处理方法

换热系数的定义为

$$h = \frac{q_h}{t_w - t_{\infty}} \quad (1)$$

式中 q_h 为对流换热量, t_w 为壁面温度, t_{∞} 为主流和二次流的掺混温度, 测量换热系数时, 对加热钢带通直流电进行加热, 与气流形成温差, 但为了降低数据处

理难度,保持主流与二次流温度一样,在具体测量时由于离心风机和二氧化碳气灌提供的二次流温度低于主流温度,所以将二次流进行适当的加热来达到主流温度。此时气流的绝热壁温就是主流(二次流)温度 t_{∞} ,式(1)转换为

$$h = \frac{q_h}{t_w - t_{\infty}} = \frac{q_w - q_c - q_r}{t_w - t_{\infty}} \quad (2)$$

式中 q_w 为底板单位面积上的电加热量, q_r 是底板测量表面由于热辐射所造成热损失, q_c 是通过底板所造成热传导损失。 q_r 和 q_c 均可按传热学基本原理进行测量计算。此时获得的换热系数在工程上必须和冷却效率同时进行设计计算。

主流雷诺数定义为 $Re = \rho u_{\infty} D / \mu$ 努赛尔数的定义 $Nu = hD / \lambda$ 傅洛士林数定义为 $Fr = Nu / Re^{0.5}$, 动量比定义为 $I = \rho_c u_c^2 / \rho u^2$, 密度比定义为 $dr = \rho_c / \rho$ 吹风比定义为 $br = \rho_c u_c / \rho u$, 增强因子定义为 $r = h / h_0$, 其中, ρ_c 为二次流密度, u 为主流当地速度, u_c 为气膜孔内平均速度, D 为前缘半圆柱直径, λ 为主流空气导热系数, h_0 为没有二次流时的换热系数。坐标原点位于气膜孔的中心, x 为气膜孔下游方向曲面距离, d 为气膜孔直径, 实验结果处理成随 x/d 的变化。详细的实验工况如表 1 和表 2 所示。换热系数的不确定度为 5%。

Table 1 Aerodynamic parameters of test

dr		Tu		I			
1.0	1.5	0.4%	8%	0.5	1	2	4

Table 2 Geometry parameters of test model

P/d	2	3	4
Radial angle	0°	45°	65°

3 实验结果与分析

3.1 实验数据和文献的对比

在前缘柱面上, 本文将没有气膜冷却时的换热系数和文献[1]进行了对比。其中包括高湍流度来流(实验件上游安装方形栅格产生)和低湍流度来流(没有栅格)两种情况。如图 5 所示, 横坐标为从前缘滞止线向着流动方向的模型表面距离和前缘柱面直径的比。由于本文的来流雷诺数以及主流湍流度和文献有所不同, 高湍流度时略低于 Mehendale 的结果, 低湍流度时基本相同, 分布规律都是一致的。

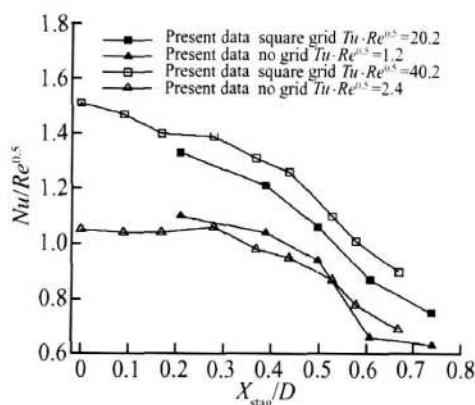


Fig. 5 Comparison of present data and literature

3.2 气动参数对径向平均换热系数的影响

3.2.1 动量比对换热特性的影响

图 6 给出了带二次流时的径向平均换热系数和没有二次流时换热系数的比值, 该值的大小代表了二次流对换热系数增加的贡献大小。对比图 6(a) 和图 6(b) 可以看出, 湍流度为 0.4% 时的换热增强因子要大于湍流度为 8% 时的换热增强因子, 这是由于没有气膜冷却时, 低湍流度下的换热系数要明显地低于高湍流度下的换热系数, 后面在分析湍流度对换热系数的影响时将做进一步的论述。

动量比在低湍流度下对换热系数的影响比高湍流度下对换热系数的影响大。湍流度为 0.4% 时, 动量比从 0.5 增加到 4 前缘位置的换热系数比大约增加了 0.3 而湍流度为 8% 时, 动量比从 0.5 增加到 4 前缘位置的换热系数比大约增加了 0.15。在 $x/d > 14$ 的位置, 湍流度为 0.4% 时, 换热系数比增加了大约 0.1, 而湍流度为 8% 时, 换热系数比没有显著的变化。湍流度为 8% 时, 增强因子沿着流动方向基本是逐渐下降的, 在 $3 < x/d < 4$ 的位置, 增强因子略有上升。这是由于主流和二次流的掺混是逐渐减弱的, 在 $3 < x/d < 4$ 的位置, 二次流从气膜孔喷出后所形成的再附着流动使换热得到了进一步的增强。主流湍流度为 0.4% 时, 在 $x/d = 4.5$ 位置, 换热增强因子突然上升。这主要是由于没有气膜冷却时, 换热系数在该位置迅速地下降, 也就是该位置的 h_0 非常小。在 $x/d > 14$ 的位置, 换热增强因子随着动量比的增加幅度比湍流度为 8% 时的增加幅度大。从图 6 还可以看出, 随着动量比的增加, 增强因子增加, 这是由于动量比增加使主流和二次流的掺混增强, 掺混范围增加, 壁面附近的湍流度增强。

3.2.2 湍流度对换热特性的影响

由于发动机中燃烧室出口的燃气湍流度大约在

20% ~ 30%, 如此高的湍流度和通常实验室中进行的换热测量时的气流湍流度相差特别大, 所以, 研究高湍流度下的换热特性, 可以为工程设计提供更加可靠的参考价值。图 7 给出了在不同的湍流度下, 换热系数的分布规律。从图上可以看出, 没有二次流时, 湍流度的增加使换热得到了显著的增强, 而有二次流时, 换热增强的幅度相对要小。在没有二次流时, 主流湍流度的增加会显著的增加边界层的传热量从而使换热系数增强。当有二次流时, 壁面附近的湍流度主要由主流和二次流的掺混作用决定, 主流湍流度的提高并不会明显地改变壁面附近的湍流度。

在柱面和平板相接位置的下游 ($6 < x/d < 10$), 主流湍流度为 0.4%, 无二次流时换热系数升高的更为明显。这是由于低湍流度时的分离涡较强, 而较高的湍流度会减弱分离涡的强度。

3.2.3 密度比对径向平均换热系数的影响

密度比对径向平均换热系数的影响较小, 从图 8 可以看出, 无论是高湍流度还是低湍流度下, 低密度比时的径向平均换热系数比高密度比时的径向平均换热系数略大。这是由于在相同的动量比下, 低密度

比时二次流的速度较高, 使二次流和主流在更加宽广的横向范围内进行掺混, 主流被扰动的范围更大一些, 所以径向平均换热系数略大。

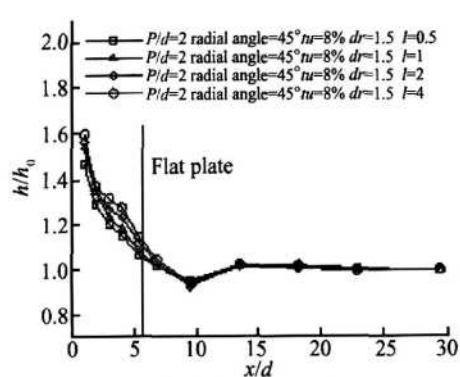
3.3 几何参数对径向平均换热系数的影响

3.3.1 孔间距对换热特性的影响

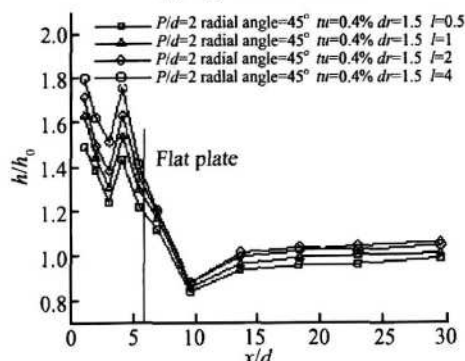
如图 9 所示, 在前缘柱面上, 随着孔间距的增加, 径向平均换热系数有所减小, 这是由于孔间距增加, 二次流和主流的掺混面积相对减小, 掺混强度减弱, 所以径向平均换热系数降低。

3.3.2 径向角对换热特性的影响

如图 10 所示, 径向角 α 对径向平均换热系数的影响较小, 这是由于径向角增加, 相邻两个气膜孔在壁面的距离增加, 这种变化趋势使径向平均换热系数减小; 同时径向角的增加使二次流的法向动量减小, 径向动量增加, 使二次流的径向扩散范围增加, 主流受二次流扰动的横向范围增加, 这种变化趋势使径向平均换热系数增加。从本文的结果看, 两者对径向平均换热系数的影响幅度是接近的, 所以径向平均换热系数受径向角的影响较小。

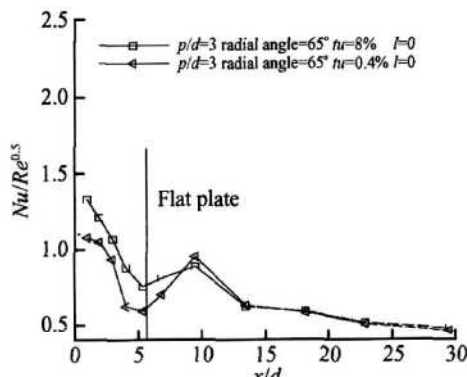


(a) High turbulence level

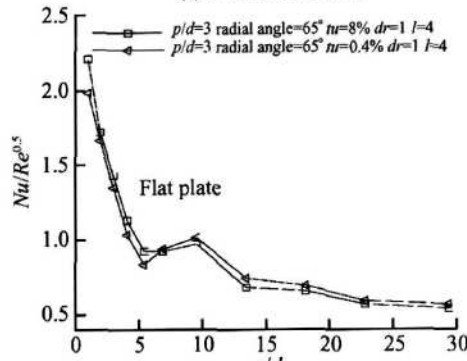


(b) Low turbulence level

Fig. 6 h/h_0 distribution of leading edge for different turbulence

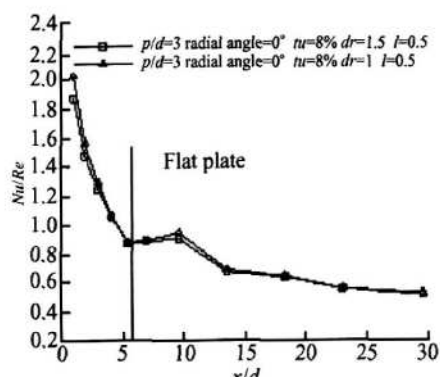


(a) In case of no film

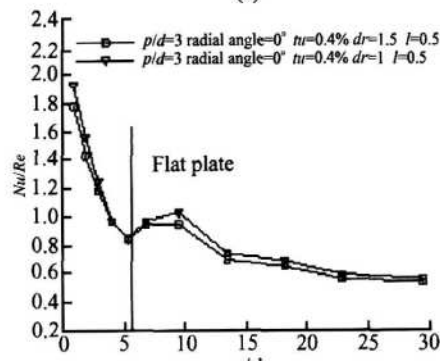


(b) In case of film cooling

Fig. 7 Effect of turbulence intensity on heat transfer



(a)



(b)

Fig. 8 Effect of density ratio on heat transfer

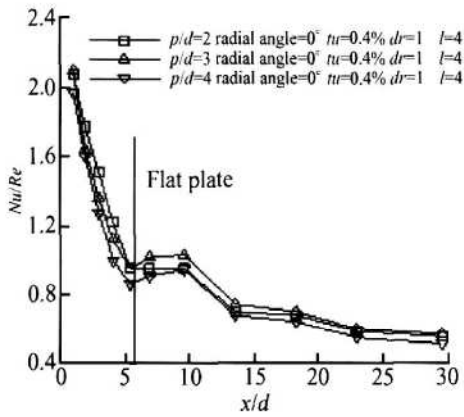


Fig. 9 Effect of hole pitch on heat transfer

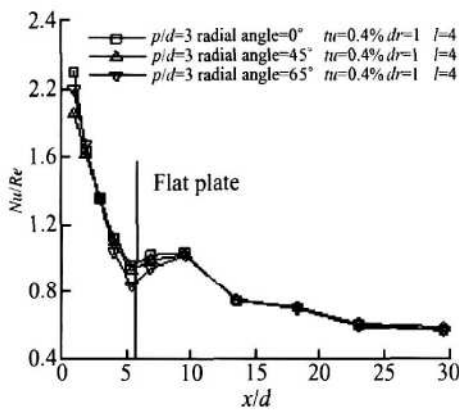


Fig. 10 Effect of radial angle on heat transfer

4 结 论

(1) 随着动量比的增加, 径向平均换热系数增加。

(2) 在低湍流度和高湍流度下的径向平均换热系数增强因子沿着孔下游方向的分布规律差别较大, 在低湍流度下, 增强因子在前缘柱面 $x/d=5$ 的位置出现了一个峰值, 而在高湍流度下, 增强因子在前缘柱面沿着流动方向逐渐降低。

(3) 在有二次流时湍流度对换热系数的影响比没有二次流时湍流度对换热系数的影响小。

(4) 随着密度比的增加, 径向平均换热系数径向

平均换热系数略有减小。

(5) 随着孔间距的增加, 径向平均换热系数有所减小。

(6) 径向角对径向平均换热系数没有明显的影响。

致 谢: 本项研究在 Rolls-Royce 公司资助下完成, 在此表示感谢。

参考文献:

- [1] Mehendale A B, Han J C. Influence of high mainstream turbulence on leading edge film cooling heat transfer[R]. ASME 90-GT-9.
- [2] Ou S, Rivier R B. Leading edge film cooling heat transfer with high free stream turbulence using a transient liquid crystal image method[J]. *Journal of Heat and Fluid Flow*, 2001, 22: 614~623.
- [3] York W illiam D, Leylek James H. Leading-edge film-cooling physics Part I-Adiabatic effectiveness[R]. ASME 2002-GT-30166.
- [4] York W illiam D, Leylek James H. Leading-edge film-cooling physics Part II-Heat transfer coefficients[R]. ASME 2002-GT-30167.
- [5] 朱惠人, 许都纯, 郭 涛. 叶片前缘气膜冷却效率的实验研究[J]. *航空动力学报*, 1999, 4(2).
- [6] 朱惠人, 许都纯, 郭 涛, 等. 叶片前缘气膜冷却换热的实验研究[J]. *推进技术*, 1999, 20(2). (ZHU Hui-ren, XU Du-chun, GUO Tao, et al. Experimental investigation of film cooling heat transfer on turbine blade leading edge[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 1999, 20(2).)
- [7] Van G J, Simoneau R J, Chen C Y. Influence of turbulence parameters Reynolds number and body shape on stagnation-region heat transfer[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1995, 117: 597~603.

(编辑: 梅 瑛)