2012 年 12 月 北京航空航天大学学报 December 2012
第38卷 第12期 Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics Vol. 38 No. 12

旋转叶片尾缘通道的换热特性

赵 斌 邓宏武 邱 璐 丁水汀

(北京航空航天大学 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 用实验的方法研究了旋转和静止状态下带交错肋和柱肋的涡轮叶片尾缘通道的换热特性. 通道截面为楔形,交错肋段上下表面肋错开布置,节距比约为7,柱肋段包含大小两排扰流柱. 在实验雷诺数为6 100 ~33 000,旋转数 0 ~0.6 的工况下对比分析了尾缘通道交错肋段和柱肋段的旋转静止换热特性. 研究结果表明:静态下,交错肋段前后缘面存在换热差异,且该差异沿程减小;在交错肋充分发展段,旋转增强了后缘面的换热,削弱了前缘面的换热;交错肋段前后缘面叶间处换热旋转下均得到增强;旋转下柱肋段的过渡段尺度减小,换热最强点向低半径处偏移.

关 键 词: 叶片冷却; 尾缘通道; 柱肋; 交错肋; 旋转

中图分类号: V 232.4

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2012)12-1634-05

Heat transfer in rotating trailing edge channels

Zhao Bin Deng Hongwu Qiu Lu Ding Shuiting

(National Key Laboratory on Aero-Engines, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The heat transfer characteristics of static and rotating turbine blade trailing edge channels with staggered-ribs and pin-fins was experimentally. The model was a wedge shaped channel. Ribs were staggered on trailing and leading walls ($p/e=7$), pins of two different sizes were placed in the pin-fin region. Reynolds number ranged from 6 100 to 33 000, while the Rotation number was up to 0.6 in the experiments. The results indicates that the difference of heat transfer decreases along the radial direction. Heat transfer in rotating condition increases on the trailing side, while on the leading side it decreases overall. Heat transfer near the blade tip increases on both trailing and leading walls. The scale of transition section in pin-fin region decreases under rotating condition, the max Nusselt number tends to appear in the low radius area.

Key words: turbine blade cooling; trailing edge channel; pin-fin; staggered ribs; rotating

航空发动机的不断发展对涡轮叶片冷却技术提出了更高的要求,旋转叶片尾缘通道的换热研究作为涡轮叶片冷却技术的组成部分越来越受到重视. 国际上对旋转叶片尾缘通道展开了一部分实验研究[1-4],其中既有针对光滑侧向出流通道的,也有关于带扰流柱结构通道的. 而国内关于叶片尾缘的换热研究大多在静止条件下完成[5],研究内容主要为增强换热的结构参数对通道换热的影响,对于旋转工况下换热问题的研究集中在数值方面[6],实验研究工作报道很少. 本文对带交错肋和柱肋结构的旋转尾缘通道展开了实验研究,为深入了解尾缘通道内的旋转效应积累了基础实验数据.

1 实验模型与实验装置

本文以一带交错肋和柱肋结构的典型涡轮叶片尾缘通道为研究对象,实验模型在原模型的基础上进行了简化放大,结构如图 1 所示.

该实验模型截面为楔形. 第 1 部分带交错肋,肋高 $e=3$ mm,前后缘面直肋交错布置,肋间距 $p=$

收稿日期: 2011-09-16; **网络出版时间**: 2012-12-20 17:22

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.2625.V.20121220.1722.002.html

作者简介: 赵 斌(1986-),男,江苏常州人,硕士生,m_robot@126.com.

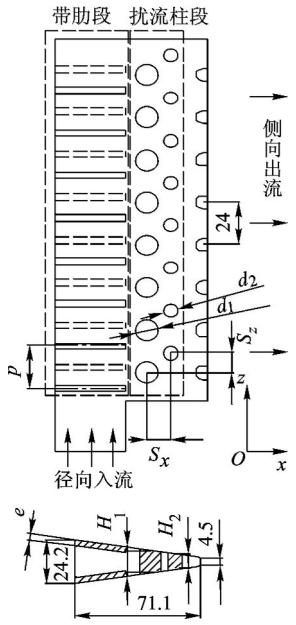


图 1　实验模型示意图

20 mm,第 2 部分带大小两排扰流柱,扰流柱直径分别为 $d_1=11.6$ mm,$d_2=7.2$ mm,扰流柱高度 $H_1/d_1=1.05$,$H_2/d_2=1.18$ 两排扰流柱弦向间距 $S_x=13.5$ mm,径向间距 $S_z=11$ mm,错开布置. 冷却气流沿径向从通道底端流入,由通道侧面的劈缝侧向流出,气流入口水力直径 $D_h=23.4$ mm,通道侧面出气劈缝由相隔 24 mm,宽度 3.6 mm 柱段分隔而成.

实验件带肋段和柱肋段两个面共布置了 32 个测点. 每个测温单元由紫铜制成的铜块、热电偶、电加热膜组成. 热电偶伸入铜块内部,铜导热系数很高,可以认为热电偶测得的温度即为局部平均温度. 加热膜用导热绝缘硅胶贴在铜块背面,所有加热膜串联之后接入滑环引电器,再由外部电源供电加热. 为了更好地模拟真实叶片,柱肋段的大小扰流柱由不锈钢制成,嵌装在上下铜块表面的柱形槽中. 起支撑作用的骨架由铸型尼龙加工而成,测温单元嵌装在骨架的安装槽中. 多块骨架围成楔形通道并通过螺栓紧固在旋转实验台实验段支座上. 实验段安装在主支撑座一侧的悬臂支架上,冷却气流通过动静密封装置引入实验系统. 测温所用的热电偶参考端接入一个温度补偿腔中,腔内温度视为相同,可由测温芯片获得. 热电偶信号在转换之后由滑环引电器引出,由数采系统获得. 实验系统的流量使用标称精度为 1.5 级的两个浮子流量计测得. 旋转实验台的动力由一台额定功率 30 kW 的直流电动机提供,电磁调速器可实现系统在 0 ~ 2 000 r/min 转速区间内的无级调速,转速值由转速仪采集获得. 进行实验所用的旋转实验台系统如图 2 所示.

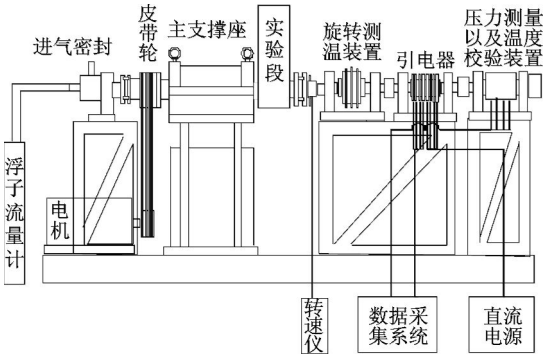


图 2　旋转实验台系统图

2　实验数据处理

通过对旋转状态下控制方程的无量纲分析[7]可以得到在几何相似的基础上,控制旋转系对流换热过程的准则数为雷诺数 Re、旋转数 Ro、浮力数 Bo、普朗特数 Pr 以及无量纲尺度 z/D_h. 实验中,表示物性的无量纲参数 Pr 基本为常数,因此,局部努塞尔数可表示为

$$Nu=f(Re,Ro,Bo,z/D_h)$$

式中,$Nu=hD_h/\lambda$;$Re=\rho_0 D_h\bar{V}_0/\mu$;$Ro=\Omega D_h/\bar{V}_0$;$Bo=(\Delta\rho/\rho)Ro^2R/D_h$,$\Delta\rho/\rho=(\rho_0-\bar{\rho}_w)/\rho_0=(\bar{T}_w-T_0)/\bar{T}_w$;$D_h$ 为冷却气流进口水力直径;z 为从进口位置开始沿径向到观测点的距离. 其中 λ 为空气热传导率;T_0 为进口气流温度,$\bar{T}_w$ 为壁面平均温度,Ω 为通道转速,$\bar{V}_0$ 为进口气流平均速度,R 为观测点旋转半径. 局部对流换热系数 $h=q_{net}/[A(\bar{T}_w-T_b)]$,其中 $q_{net}=I^2R_i(T)-q_{loss}$ 表示实际换热表面的热流量,q_{loss} 为进行热损失实验后估算得到的热损失量,T_b 为定性温度,多数旋转换热相关文献中取局部主流平均温度. 然而在侧向出流的尾缘通道中,冷却气流沿径向是不断减少的,冷气出流量径向分布未知,相应的局部主流平均温度难以估算,因此定性温度选取了工程上常用的进口温度 T_0.

此外,柱肋段的大小扰流柱由不锈钢制成,其前后缘面之间并不绝热,其在表面换热量的计算上无法按照两个面去处理,因此在处理柱肋段的数据时取前后缘平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 作为柱肋段研究对象,计算时所用的平均对流换热系数定义为 $\bar{h}=(q'_{net}+q''_{net})/A[(T'_w+T''_w)/2-T_b]$,其中 q'_{net} 和 q''_{net} 分别为前后缘面的热流量,T'_w 和 T''_w 分别为前

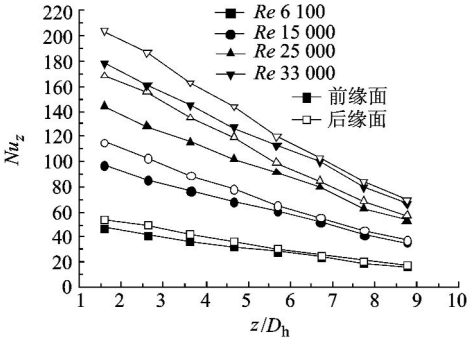
后缘面的壁面平均温度.

在实验的测量环节中,温度的测量误差主要来自热电偶测量误差和温度信号的动静传送失真,经过标定,最大不超过±1 K. 转速由光电测速表测定,其误差为±3 r/min,电流表的测量精度为0.5 级,浮子流量计的测量精度为 1.5 级. 按照误差传递原理,在间接测量中,雷诺数的相对误差最大为 6.5%,最小为 1.3%. 壁面净热流的误差一部分来自电加热功率的误差,另一部分则来自局部热损失的估算误差,本文热损失实验在静止工况下完成,通道内塞满绝热材料,稳定后认为加热量均通过骨架由环境带走,以此为基础进行净热流的修正. 热损失在小雷诺数高转速工况下较大,但不超过净热流的 50%,修正后计算得到的努塞尔数相对误差在叶根处较大,但在各工况下均不超过 11%.

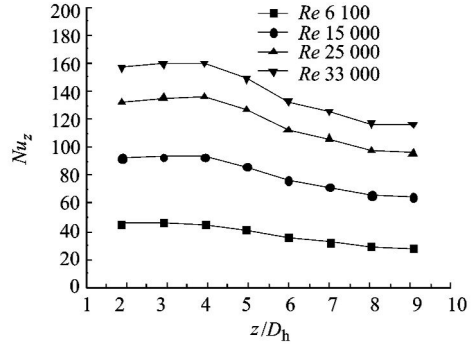
3 实验结果分析

3.1 静止工况下的沿程换热规律

该带肋扰流柱通道静态下的沿程换热情况对于研究旋转效应具有比较意义,图 3 给出了静止状态下该通道的沿程换热规律.



a 静态下交错肋段沿程 *Nu* 分布



b 静态下柱肋段沿程 *Nu* 分布

图 3 静态下沿程 *Nu* 分布

在静止工况下,交错肋段和柱肋段在沿径向的换热分布上呈现出不同的特点. 交错肋段两个面的努塞尔数沿径向均不断减小,由于肋在上下表面的分布不对称呈现出一定的换热能力差异,后缘面的努塞尔数高于前缘面:在各雷诺数工况下进口处第一个测点,后缘面 *Nu* 值要比前缘面高出 13.8% ~ 18.6%,这一差异沿径向不断减小. 柱肋段的努塞尔数沿径向呈现出先平缓上升后平缓下降的趋势,这是因为冷却气流流入柱肋段,在前两排尚未发展稳定,扰流柱排对通道内流场的扰动作用还未充分体现,在发展稳定后换热能力达到最大,而后随着壁面边界层的增长,努塞尔数呈下降趋势.

总体而言,在充分发展段($z/D_h>6$),柱肋段相同径向位置处的壁面平均换热能力要强于交错肋段. 静止状态各个雷诺数下,各部分努塞尔数沿程发展规律基本保持不变.

3.2 旋转工况下的沿程换热规律

旋转状态下,通道内气体流动受到哥氏力和离心浮升力的影响. 对于本文所研究的模型(如图 4),安装模型中心截面与转轴平行,旋转状态下气流所受切向受哥氏力指向后缘面,这将使前后缘面产生明显的换热能力差异,同时哥氏力、离心浮升力引发的二次流动与交错肋产生的二次流相互作用使旋转效应在各个面形成不同的表现形式.

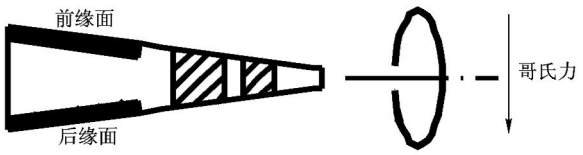
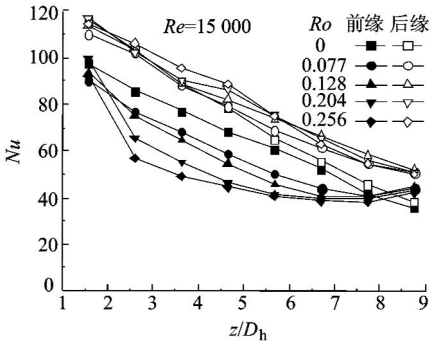


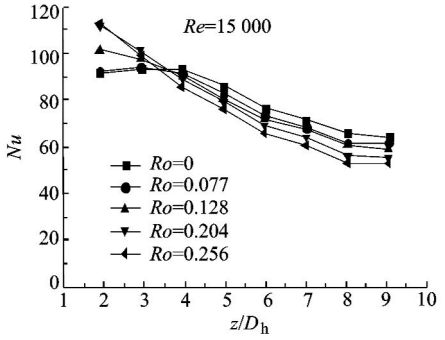
图 4 模型安装角与哥氏力方向

图 5 给出了 Re = 15 000 不同转速(0,300,500,800,1 000 r/min)工况下通道局部努塞尔数的沿程分布. 可以看到,在交错肋段,后缘面的换热整体得到了增强,这一增强效应在靠近入口的部分并不显著,在充分发展之后($z/D_h>6$)变得较为明显;前缘面的换热整体上被削弱,通道中低半径处的前后缘出现显著的换热差异,然而在靠近叶间处前缘努塞尔数出现了回升,前后缘差异变得不明显. 出现这种现象是因为,在旋转侧向出流通道内,离心力将导致侧向出流量沿径向的分配关系发生变化,相应位置壁面冷却气流量发生改变,从而导致低半径处的壁面换热被削弱,高半径处的换热被增强;另一方面,哥氏力将使得主流型向后缘面偏移,从而加强后缘面的换热,削弱前缘面的换热. 前后缘面不同位置的换热能力的改变都可以看成这两种效应共同作用的结果. 在柱肋段,靠近入口处测点的努塞尔数随旋转数的增加

而上升,这是因为离心力导致进入通道的冷却气流对柱肋段扰流柱排的冲击增强,同时,哥氏力产生的二次流动又进一步加强了入口段气流的湍流度,因而旋转状态下的柱肋冷却通道不再像静止状态下一样存在较长的柱肋扰流发展过渡段,柱肋段的努塞尔数在第一排测点即达到最大. 在充分发展之后,柱肋段沿程努塞尔数均随旋转数的增大而下降.



a　交错肋段沿程 *Nu* 分布



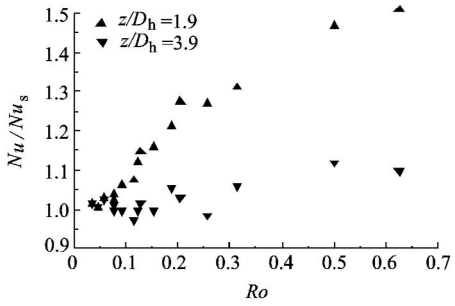
b　柱肋段沿程 *Nu* 分布

图 5　*Re* = 15 000 旋转工况沿程 *Nu* 分布

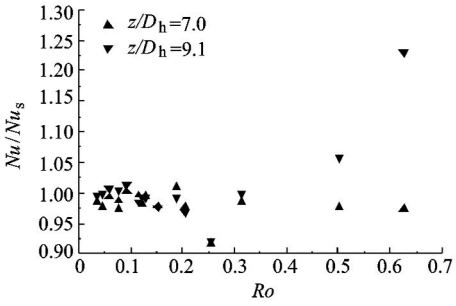
为了使旋转数对通道各部分的影响更为直观,图 6 和图 7 分别给出了柱肋段和交错段不同径向位置处努塞尔数转静比 Nu/Nu_s(其中 Nu_s 表示静止工况下的通道沿程努塞尔数)随旋转数的变化关系.

对于柱肋段,在冷气入口段($z/D_h = 1.9$),努塞尔数转静比基本随旋转数的增大而增大,正如前文所分析的,离心力导致冷却气流对扰流柱的冲击增强,这种冲击增强效应增大了柱肋的换热,相应的柱肋段壁面换热也得到增强. 在过渡发展段($z/D_h = 3.9$),努塞尔数转静比随旋转数增大略微上升,较静态工况下增长最大约 10%. 在近充分发展段($z/D_h = 7.0$),努塞尔数转静比基本不随旋转数发生变化,而在叶间部分($z/D_h = 9.1$),努塞尔数转静比先缓慢下降,在旋转数达到0.26时,柱肋区换热被削弱达到 10%,而后努塞尔数转静比又随旋转数上升.

对于交错肋段,在入口处($z/D_h = 2.6$),前缘



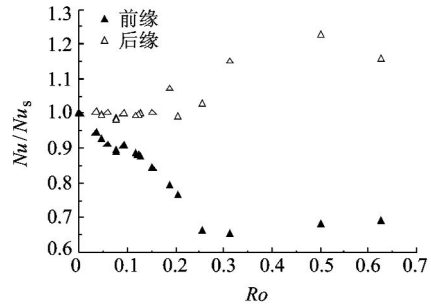
a　入口段、过渡段



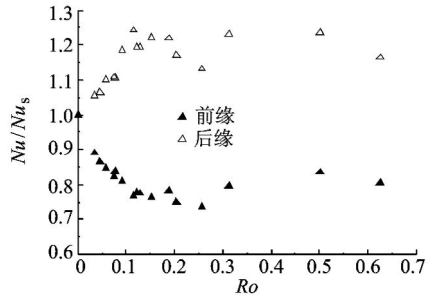
b　近充分发展段、叶间部分

图 6　柱肋段不同位置努塞尔数比

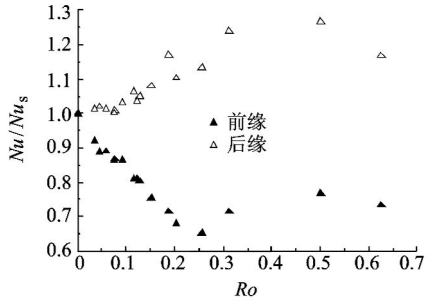
面努塞尔数转静比随旋转数下降,旋转效应对前缘面的换热起削弱作用,后缘面努塞尔数转静比开始没有明显变化. 当 *Ro*>0.2 时,后缘面的换热开始得到增强,当旋转数达到 0.3 时,旋转效应对前后缘面的换热能力的影响均趋于稳定,前缘面的换热比静止状态下降了约 35%,后缘面的换热约增强了 25%. 在过渡段($z/D_h = 4.7$)前后缘面的努塞尔数随旋转数变化趋势与入口处的相近,后缘面的换热加强效应在低旋转数下更明显,同时在旋转效应稳定后,前缘面的换热约比静止状态下降 25%,后缘面换热增强 25%. 在稳定发展段($z/D_h = 6.7$),前缘面的旋转换热强效果先迅速增大,而后小幅下降,在旋转数达到 0.3 时又再度上升而后趋于稳定,前缘面的换热削弱效果依然随旋转数增大而增强,但在旋转数达到 0.2 时就基本达到稳定,其换热削弱幅度在稳定后达到 20% 左右. 在叶间段($z/D_h = 8.8$),前后缘面的换热均得到增强,而后缘面的换热增强效果要强于前缘面,前后缘面的努塞尔数转静比均呈现出先增长后降低再增长发展至稳定的趋势,发展稳定后,后缘面换热约比静态条件下的增大 50%,前缘面换热约比静态条件下的增大 25%. 正如前文所分析的,离心力使得高半径处侧向出流增加,壁面换热增强,而这一效应与哥氏力、离心力共同作用对通道内表面的换热产生影响,它使得哥氏力二次流产生的前后缘差异在不同径向位置呈现出不同的现象.



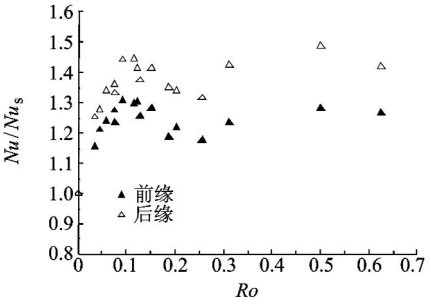
a $z/D_h=2.6$



b $z/D_h=4.7$



c $z/D_h=6.7$



d $z/D_h=8.8$

图 7 交错肋段不同位置努塞尔数比随旋转数变化关系

4 结 论

本文对带交错肋和柱肋的尾缘通道换热规律进行了实验研究,分析了旋转效应对通道交错肋前后缘面和柱肋段换热的影响.

实验结果表明:

1) 静止状态下,交错肋段前后缘面肋分布的不对称性造成了两个面之间的换热差异,在充分发展段($z/D_h>6$),柱肋段的换热能力要强于交错肋段的两个面.

2) 旋转状态下,哥氏力造成了主流向后缘面偏移,交错肋段前后缘面呈现出显著的换热差异.在旋转效应发展稳定后,近充分发展段($z/D_h=6.7$)的后缘面换热较静止状态增强约 25%,前缘面的换热较静止状态削弱约 20%.

3) 旋转状态下,交错肋段前后缘面顶部换热均增强,后缘面低半径处的换热增强效果不明显.

4) 旋转状态下,离心力增强了冷却气流对柱肋的冲击,柱肋段低半径处的换热得到显著增强.旋转状态下的柱肋冷却通道过渡发展段尺度减小,换热能力最强点向低半径处偏移.

参考文献 (References)

[1] Liu Y H. Heat transfer in trailing edge, wedge shaped cooling channels with slot ejection under high rotation numbers[C]// ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air. Berlin: International Gas Turbine Institute, 2008: 311-320

[2] Rallabandi A P. Heat transfer in trailing edge, Wedge-Shaped pin-fin channels with slot ejection under high rotation numbers [C]// ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air. Glasgow, UK: International Gas Turbine Institute, 2010: 369-380

[3] Woei C S, Tong-Miin L, Lirng Y T, et al. Heat transfer in radially rotating pin-fin Channel at high rotation numbers[J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(2): 132

[4] Su P J, Min K K, Hyun L D, et al. Heat transfer in rotating channel with inclined pin-fins[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(2): 133

[5] 李庆领,陈中. 扰流柱形状对透平机械尾部冷却效果的影响[J]. 化肥设计,1997,35(2):14-16
Li Qingling, Chen Zhong. Effects of pin fin shapes on cooling of blade trailing for turbomachinery [J]. Chemical Fertilizer Design, 1997, 35(2): 14-16(in Chinese)

[6] 张丽,朱惠人,刘松龄. 旋转对小间距扰流柱通道内的流动换热影响[J]. 航空动力学报,2009,24(11):2489-2494
Zhang Li, Zhu Huiren, Liu Songling. Numerical simulation on flow and heat transfer in rotating Channel with small spacing pin-fin arrays[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(11): 2489-2494(in Chinese)

[7] Wagner J V, Hajek T J. Heat transfer in rotating passages with smooth walls and radial outward flow[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1991 (113): 42-51

(编 辑:张 嵘)