

文章编号: 1000-8055(2010)12-2779-08

涡轮叶片内部冷却通道传热和压力分布特性的实验

陈 伟, 阚 瑞, 任 静, 蒋洪德

(清华大学 机械工程学院 热能工程系 燃气轮机研究中心, 北京 100084)

摘 要: 针对带 45°肋片圆形弯头 U 型通道进行了传热和压力分布特性的实验研究. 实验中进口雷诺数变化范围在 30 000~55 000 之间. 研究表明, 肋片引起的横向二次流在弯头前区域是强化传热的主要因素. 不同雷诺数下传热分布和压力分布的趋势完全一致, 但弯头区后半段上传热分布有所差异. 通道中的最大压降出现在弯头区, 进口雷诺数越大, 弯头损失系数和总损失系数都有所减小. 流体在圆形弯头中, 加速效果没有矩形弯头强烈, 弯头区和弯头后的传热较矩形弯头都有较大幅度地减小.

关 键 词: 带肋 U 型通道; 瞬态液晶; 传热; 压力损失; 内部冷却

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a two-pass internal coolant passages of gas turbine airfoil

CHEN Wei, KAN Rui, REN Jing, JIANG Hong-de

(Gas Turbine Research Center, Department of Thermal Engineering,
School of Mechanical Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: An experimental investigation was conducted to assess the heat transfer and pressure drop distribution of a two-pass channel with a round turn. The Reynolds numbers investigated varied from 30 000 to 55 000. This demonstrates that the secondary flow induced by ribs is the main factor to enhance the heat transfer before turn region. Under different Reynolds numbers, the trend of heat transfer and pressure drop distribution in the duct is consistent. However, the heat transfer in the after turn region is different. Moreover, the largest pressure drop occurs in the turn region. As the Reynolds number increases, the loss coefficient of the turn and the whole duct will decrease. Compared with two-pass channel with a sharp turn, the heat transfer in the turn region and after turn region in this study is lower, because the acceleration effect in the round turn region is not as strong as that in sharp turn.

Key words: ribbed U-duct; transient liquid crystal; heat transfer; pressure loss; internal cooling

随着燃气轮机燃气温度的不断提高, 涡轮进口燃气温度已经远高于涡轮叶片材料可承受的长

期工作温度. 为了保证叶片的正常工作, 多种的复杂冷却技术, 如: 气膜冷却、对流冷却、冲击冷却

收稿日期: 2009-11-09; 修订日期: 2010-03-17

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(2007CB210100)

作者简介: 陈伟(1984—), 男, 湖南长沙人, 博士生, 主要从事高温涡轮叶片内部传热与冷却研究.

E-mail: w-chen06@mails. tsinghua. edu. cn

等已经被广泛应用在涡轮叶片的设计上。

在典型的涡轮冷却叶片中,内部冷却通道通过 180° 弯头连接,形成 U 型通道. 同时在通道中添加肋片以强化通道内的对流换热能力. 由于内部冷却通道中的传热分布和阻力系数决定冷却气体的分配,最终决定叶片的冷却效果,乃至影响整个燃气轮机的热效率. 因此研究带肋 U 型通道内的压力和传热分布特性是设计和优化叶片内部冷却通道结构的重要依据。

对于带肋通道对流换热问题,国内外学者已经进行了很多的实验研究. Han 等^[1]详细测量了带不同角度肋片直通道内的传热分布和压力分布,给出了相关的拟合经验公式. Metzger^[2], Han 等^[3]和 Ekkad 等^[4]的研究表明,在 U 型通道中添加肋片会强化通道内的传热,但同时会增大通道内的压损. Schabacker 等^[5]用粒子图像测速仪(PIV)测得 U 型光滑通道内的流场结构,显示了 U 型通道中的流场特征. Chanteloup^[6-7]使用瞬态液晶和 PIV 研究了带 45° 肋片矩形弯头 U 型通道中的流场结构和传热分布. 研究表明,肋片、弯头等几何因素共同决定着通道中的流场结构和传热分布. Bailey^[8]的实验结果表明,在 45° 肋片直通道中,肋片间传热努塞尔数比随雷诺数增大而减小. Pape^[9]和 Jenkins^[10]则发现,弯头的几何形状严重影响着弯头区和弯头后的流场结构和传热分布。

由于叶片形状结构的特点,靠近叶片根部的 U 型内部冷却通道通常采用圆形弯头的形式. 刘浪、戚磊、Iacovides 等^[11-13]测量了这类通道内的传热和压力分布,但实验对象离真实通道结构还有一定距离,传热特性上显示也并不明确. 到目前为止,对该结构内流动传热问题的研究还较少,但在工程应用上,该区域内的流动传热情况对于叶片根部的温度分布有非常重要的影响. 因此本文针对带 45° 肋片的圆形弯头 U 型通道,结合传热和压力测量方法,分析其内部流动传热机理。

1 实验装置和方法

1.1 实验装置

图 1 是实验系统示意图,该实验系统主要用来进行瞬态实验. 在吸气式离心风机抽吸作用下,室内空气通过过滤器进入电加热器. 电加热器的功率可以调节,根据室温的不同,将空气从室温加热到实验所需的温度. 三通电磁转向阀通过开闭状态来控制加热气体的流动方向. 实验开始时,旁路通道打开,关闭实验段通道,即空气通过旁路通

道直接排出. 待加热空气温度稳定,并满足实验要求后,三通转向阀关闭旁路通道,打开实验段通道,加热空气通过实验段. 与此同时实验段内热电偶温度采集和 CCD(charge coupled device)相机同步工作,开始进行瞬态液晶测量实验. 在加热空气进入实验段以前,有一段 1.8 m 的长直稳定段用来稳定气流,并使来流充分发展. 在距实验段入口前 400 mm,安装了 5 排栅格,以产生 7% 左右的湍流度。

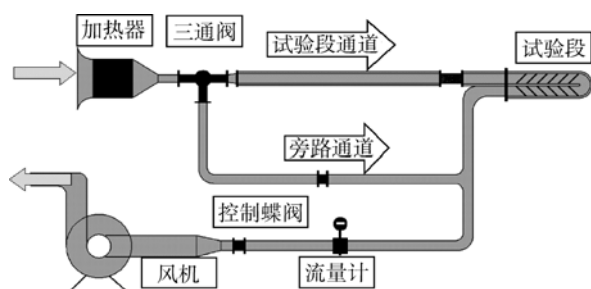


图 1 实验系统示意图

Fig. 1 Sketch of the test rig

沿程压力分布的测量在同一个实验系统中进行. 压力测量时,三通转向阀门一直打开实验段通道,而关闭旁路通道. 加热器没有对气体进行加热. 实验过程中的进口流量通过离心风机前的控制蝶阀和涡街流量计进行调节。

图 2 给出了实验段模型图. 实验段可以拆卸,通过法兰与实验系统本体相连. 在本实验中,实验段由 20 mm 厚的有机玻璃制成. 实验段通道横截面尺寸为 $100\text{ mm} \times 100\text{ mm}$,肋片横截面为 $10\text{ mm} \times 10\text{ mm}$,通道水力直径 D_h 为 100 mm,肋片高度 $e=0.1 D_h=10\text{ mm}$,肋片间距 $p=10e=100\text{ mm}$,其他尺寸如图 2 所示。

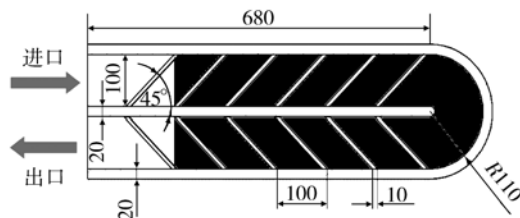


图 2 实验段模型尺寸图(深色区域为拍摄区域)

(单位:mm)

Fig. 2 Sketch of the test section (unit:mm)

1.2 瞬态热敏液晶测量技术和单色捕捉技术

液晶在不同的温度条件下会呈现不同的颜色,并与温度成一定对应关系. 根据这一特性,将

液晶喷涂在物体表面上, 当一股不同于物体表面温度的流体流过其表面时, 由于对流换热, 物体表面的温度将会逐渐改变, 液晶颜色则会随之改变. 通过观察表面上液晶颜色的变化情况, 可以求解出表面的传热系数 h , 这就是瞬态液晶测量技术的基本原理. 有关该技术的详细介绍可参考文献 [14-15]. 求解传热系数 h 的公式为

$$\frac{t_w - t_i}{t_m - t_i} = 1 - \exp\left[\frac{h^2 \alpha t}{k^2}\right] \operatorname{erfc}\left[\frac{h \sqrt{\alpha t}}{k}\right] \quad (1)$$

其中 t_i 为物体表面的初始温度, $t_w \sim t$ 为瞬态实验过程中, 物体表面温度随时间的变化, 通过液晶颜色变化确定. t_m 为实验过程中主流流体的温度. α, k 为物理表面的热物理特性. 根据 Höcker^[16] 的研究结果, 当无量纲温度 $T = (t_w - t_i) / (t_m - t_i) = 0.2 \sim 0.4$ 时, 获得的传热系数误差最小. 在本实验中, $t_i \approx 25^\circ\text{C}$, $t_m \approx 80^\circ\text{C}$, $t_w \approx 39^\circ\text{C}$, $T = 0.25$.

公式(1)成立的前提条件是实验段表面满足半无限大平板假设条件. 根据 Weigand^[17] 的研究结果, 当无量纲时间 $\tau_d = \alpha t / d^2 < 0.25$ 时, 可以忽略实验段表面厚度的影响, 其中 t 为实验进行时间, d 为实验段厚度. 本实验实验段使用 20 mm 厚有机玻璃制成, 瞬态实验的进行时间在 115 s 内, $\tau_d = 0.03$, 因此满足半无限大平板假设条件.

主流流体的温度 T_m 通过热电偶测得, 由于通道中各处主流的温度变化通常都经历一个逐渐温升的一个过程, 根据 Duhamel 叠加原理用若干个温度阶跃变化来近似真实的温度变化(如图 3 所示). 求解传热系数 h 的公式为

$$\frac{t_w - t_i}{\Delta t_{m(j, j-1)}} = \sum_{j=1}^N \left\{ 1 - \exp\left[\frac{h^2 \alpha (t - \tau_j)}{k^2}\right] \operatorname{erfc}\left[\frac{h \sqrt{\alpha (t - \tau_j)}}{k}\right] \right\} \quad (2)$$

本实验采用单色捕捉技术, 即在数据处理过程中, 捕捉通道壁面各处液晶颜色变成红色的时刻点. 使用这种技术, 对液晶的标定要求较低. 由于条件所限, 没有对使用的窄带液晶进行标定, 而直接采用液晶技术指标参数.

液晶喷涂在实验段内侧壁面上, 同时在液晶层上再喷涂一层黑色底漆以使液晶颜色变化更加明显. 在实验过程中, 由于受到主流热流体的加热作用, 壁面各处液晶颜色将会逐渐发生改变. 整个变化的过程通过 CCD 相机透过透明的有机玻璃进行拍摄(如图 4 所示). 在本实验数据处理中, 测

量实验表面每个像素达到特定颜色所需时间.

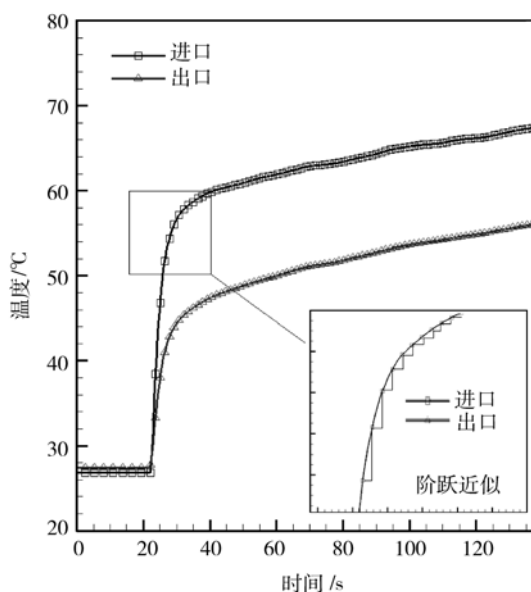


图 3 实验中热电偶测得的主流温度变化曲线

Fig. 3 Mainstream temperature increase for heat transfer post processing

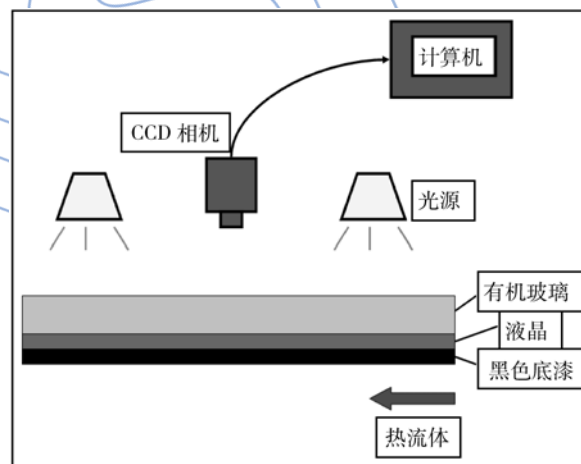


图 4 图像采集系统

Fig. 4 Image capture system

1.3 不确定度分析

对瞬态液晶测量得到的传热系数进行不确定度分析. 传热实验过程中会出现误差的相关参数主要有: 温度、时间和所用到的物性参数. 实验中所使用的热电偶经过恒温水浴的标定, 测量精度在 $\pm 0.2\text{K}$. 空气和有机玻璃的热物理性质参数相对不确定度为 0.8%, 但有机玻璃的热导率误差可达到 5%. 由于有机玻璃的加工误差, 几何参数误差为 1%. 具体误差分析如表 1 所示. 最终获得 Nu 的误差为 $\pm 8.2\%$.

压力测量的误差为 3%~4%，流量计的误差为 2.5%，由此获得的进口 Re 数误差为 3.0%，由回归分析，获得的阻力系数误差为 6%。

表 1 使用瞬态液晶技术获得传热系数的误差分析

Table 1 Uncertainty analysis of heat transfer measurement

参数	误差/%	参数	误差/%
ρ	0.8	t	1.9
Re	3.0	$t_m - t_i$	0.7
D_h	1.0		

2 实验结果及分析

2.1 带肋壁面传热分布云图

本实验测量了 6 个不同进口雷诺数工况下的传热分布。雷诺数范围在 30 000~55 000 之间，进口雷诺数定义为： $Re = uD_h/\nu$ 。其中 u 为进口速度， D_h 为通道水力直径， ν 为运动黏度。

图 5 给出了不同工况下带肋壁面上的传热分布云图。其中 $Nu = hD_h/\lambda$ ， λ 为气体的导热系数， h 为瞬态液晶实验测得的壁面传热系数， Nu_0 为根据光滑管内湍流流动传热的经验关联式获得的传热分布。本文使用 Ditus-Bolter 公式

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3)$$

从传热系数的分布云图上可以看到，不同 Re 数下通道内带肋壁面上传热分布的趋势和形状类似。在弯头前区域，由于实验段前有足够长度供流动充分发展，消除了流动的入口段效应，因此入口处没有出现高传热系数区。

弯头前区域：观察弯头前区域两肋片间传热系数的分布情况可以发现，流体进入实验段以后，传热系数的分布随着流动的进行逐渐强化，一方面体现在肋片间传热系数的峰值不断提高；另一方面，高传热系数区域不断扩大，如图 6 所示。这是由于，在 45°肋片的作用下，通道中逐渐形成了强烈的横向二次流。形成的横向二次流首先在两肋片间区域的前角区域进行强度较大的冲击和附着作用，强化带肋壁面该区域的传热，形成传热系数峰值区。随后，冲击到壁面的流体在主流作用下将沿肋片布置方向向后角区域流动，在两肋片间形成火焰状的传热分布区域。而在第二个肋片前与内侧壁面交界处，有第二个高传热系数区，并且随着流动的发展有与第一个高传热系数区连成一片的趋势。第二个高传热系数区是由于流体在第

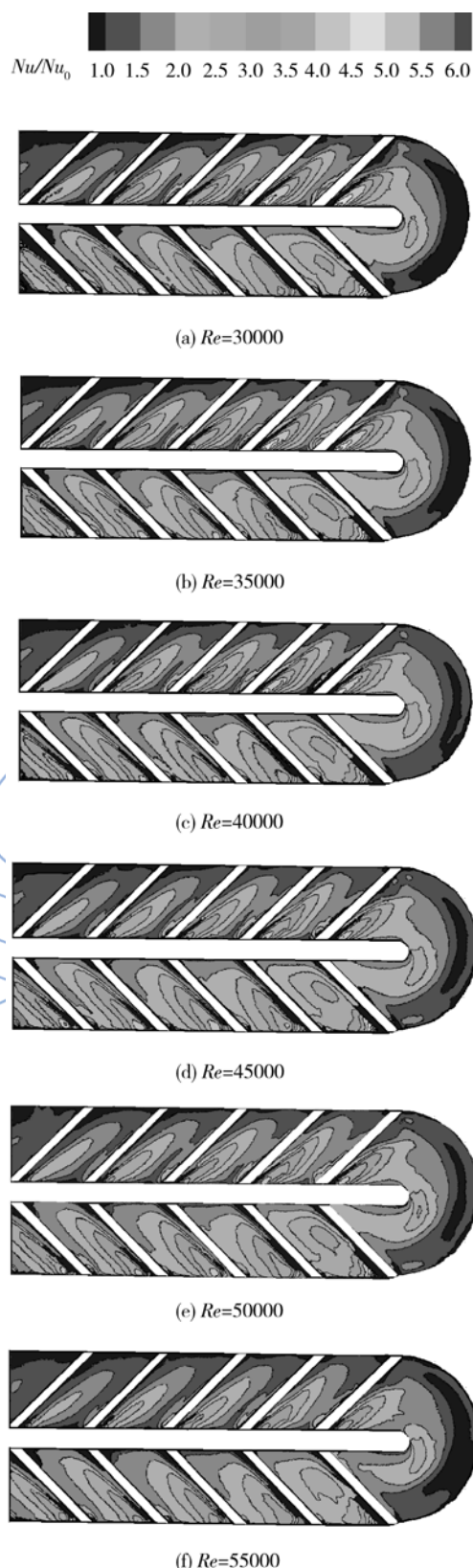
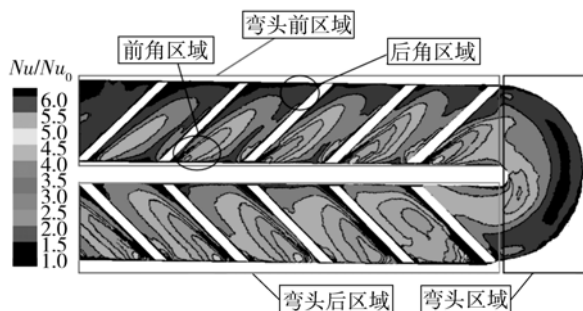


图 5 不同工况下带肋壁面上的传热分布

Fig. 5 Heat transfer distribution under different Re

二个肋片前形成涡系产生的。而流动在向后角区域前进的过程中，传热系数逐渐降低，最终在靠近外侧区域形成一个低传热系数区。

图 6 $Re=50000$ 时带肋壁面上的传热分布Fig. 6 Heat transfer on the ribbed wall ($Re=50000$)

从弯头前区域传热系数分布上可见, 通道的横向二次流是强化传热的最主要因素. 比较第 5 个肋片和第 6 个肋片后的传热分布, 可以看到, 虽然由于弯头的影响, 第 6 个肋片后高传热系数区的分布形状有所改变, 但基本形状与第 5 个肋片后的传热系数分布差别不大, 峰值上也差别不多. 这说明, 在 45° 肋片的作用下, 在本实验对应的 Re 数下, 传热系数的分布在第 5 个肋片或第 6 个肋片后达到稳定状态, 呈现周期性的变化.

弯头区域: 在第 6 个肋片以后, 流体已经进入弯头区. 由于弯头的影响, 第 6 个肋片后火焰状传热系数的分布形状已经发生了一定的偏移. 该区域传热分布最明显的特征是: 弯头区靠近分隔板弧状区域的传热系数较高. 这是由于流体在经过弯头区时, 一方面, 流体发生强烈加速, 靠近分隔板的流体加速尤其剧烈, 并且在分隔板顶部发生分离, 使得在此处形成高传热系数区; 另一方面, 在离心力作用下, 通道中主流流体向外侧壁面移动, 靠近带肋壁面的流体则向分隔板方向移动, 从而在弯头区形成又一个横向二次流——Dean 涡. 在这两种因素的作用下, 弯头区靠近外侧的流体速度较低, 传热系数小. 而靠近内侧的流体速度高, 传热系数较大. 弯头区靠近内侧的高传热系数区沿着通道弧线, 延续到弯头后的第一个肋片处.

弯头后区域: 流体在弯头区得到加速以后, 会以很高的速度冲击在弯头后区域的外侧壁面上, 因此, 带肋壁面上靠近外侧处具有一个很高的传热系数区. 同时值得说明的是, 由于弯头后区域的流动复杂, 同时具有肋片引起的横向二次流和弯头引起的二次流, 以及冲击作用共同影响. 在这种复杂流动的作用下, 弯头后肋片间的传热系数要比弯头前高很多, 分区形状上比弯头前饱满. 但 3 个肋片以后, 传热系数分布有呈现细条状发展的趋势, 这是由于弯头区的加速冲击作用逐渐消失,

弯头引起的二次流逐渐耗散, 肋片引起的横向二次流重新在传热中起主导作用导致的. 可以预见, 随着流动的继续发展, 肋片间传热系数的分布必然会重新呈现周期性变化.

2.2 带肋壁面中心线传热分布

为进一步研究带肋壁面上的传热分布与进口 Re 数的关系, 不同雷诺数下带肋壁面中心线上的传热分布情况进行了比较, 所取中心线位置如图 7 所示.

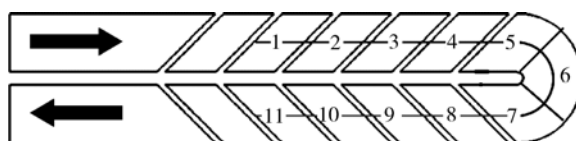


图 7 所取中心线的位置和面积平均区域代号

Fig. 7 Centerline and averaged segment of ribbed wall

为图象清晰, 图 8 只给出了三个 Re 数下的传热分布, 其他几个工况下的数据没有列出. 从中心线传热系数分布上看, 不同雷诺数下传热系数的分布趋势上完全一致. 最大的差别在弯头区, 尤其是弯头区后半部分的传热趋势有所不同, 这是由于雷诺数的不同, 导致流体在弯头区的加速和分离强度不一致, 从而导致传热分布上的差异. 另一方面, 由于弯头前区域受弯头影响较小, 基本可视为带肋直通道的流动传热问题. 从传热分布上看, 努塞尔数比随着雷诺数的增大而减小, 这与 Bailey^[8]的研究结果是一致的. 在弯头后区域, 由于流动复杂, 努塞尔数比与雷诺数的关系并不明确.

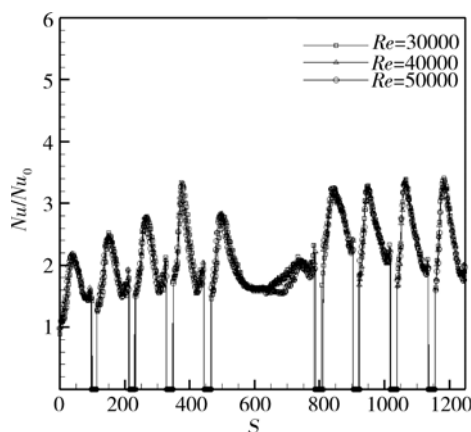


图 8 不同雷诺数下带肋壁面中心线上的传热分布

Fig. 8 Heat transfer along the centerline

2.3 带肋壁面平均传热系数的分布

传热分布的区域平均结果对于 U 型通道内

传热分布的趋势预测有着重要的指导意义. 为此, 这里将实验研究区域分成 11 个区域进行传热系数的面积平均, 如图 7 所示.

不同雷诺数下的平均传热分布如图 9 所示. 同时与矩形弯头(sharp turn)U 型通道内的平均传热分布进行了比较, 以便于分析圆形弯头下传热分布的特征. 矩形弯头 U 型通道实验结果参考 Chanteloup^[7], 该 U 型通道中的肋片形状和布置形式与本实验一致, 但弯头形状不同, 如图 10 所示.

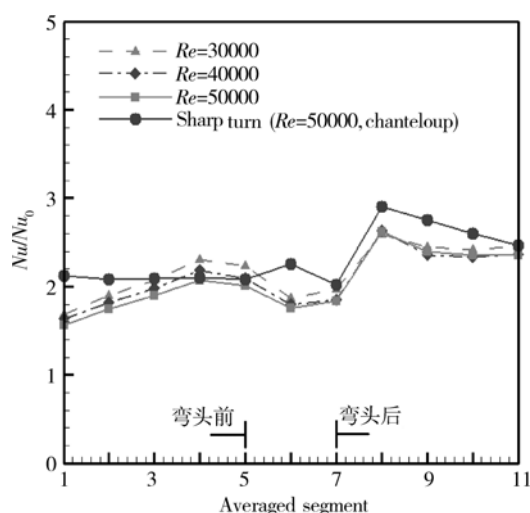


图 9 平均传热分布比较

Fig. 9 Averaged heat transfer distribution

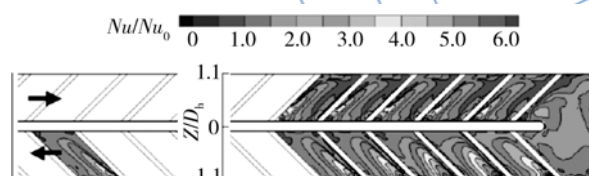


图 10 矩形弯头 U 型通道内的传热分布^[7]

Fig. 10 Heat transfer in the sharp turn U-duct^[7]

由图 9 可进一步确定: 在弯头前区域, 随着肋片引起的横向二次流逐渐形成, 肋片间传热不断提高, 直至稳定状态. 在弯头前, 努塞尔数比随着雷诺数的增加不断减小的现象很明显, 但在弯头后区域却相差不大. 就传热分布的趋势而言, 弯头后的传热要强于弯头前区域的传热, 可见弯头对传热的强化作用很大.

比较本实验结果与矩形弯头 U 型通道实验结果可见, 两者在区域 1, 2, 3 的传热分布差异很大. 这是因为与本实验不同, 在矩形弯头 U 型通道实验中, 肋片布置很多, 在区域 1 以前, 二次流已经完全形成, 流动和传热在这些区域前已经周

期性变化. 因此传热分布稳定, 并且比本实验结果要高. 本实验中, 当流动传热稳定并呈周期性变化时(如区域 4, 5), 与矩形弯头实验结果完全一致, 这一方面验证了本实验的有效性, 也进一步验证了弯头对弯头前区域的影响很小.

由图 9 同样可以发现, 由于弯头形式的不同, 弯头区和弯头后的传热分布发生了较大的改变. 首先是弯头区前半段的传热, 圆形弯头下, 该区域的传热减弱了很多, 这可能是由于在矩形弯头中存在尖角处的两个角涡导致的. 弯头后区域两者的传热分布完全一致, 但矩形弯头的传热更高. 这是由于流体在矩形弯头中的分离区域更大, 加之两个角涡的存在, 使得矩形弯头中的流通面积减小, 流体在矩形弯头中的加速效果更强烈, 对弯头后区域的冲击作用更大引起的.

2.4 沿程压力分布

本实验利用 U 型水压差计测出了通道内带肋壁面上沿程的压力分布. 压力测量布置点如图 11 所示. 其中弯头前和弯头后区域各布置了 7 个测点, 弯头区域布置了 5 个测点.

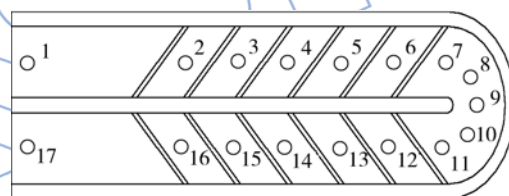


图 11 实验中压力测点的布置

Fig. 11 Location of pressure tap measurement

压力测点布置在带肋壁面上, 由于流体在肋片通道的分离再附, 对带肋壁面有冲击作用, 因此测得的实际是压力测点附近的静压和垂直壁面动压的和, 参考刘浪等人^[11]的研究, 定义为有效压力. 对所测得压力进行无量纲化

$$f = \frac{2(p - p_{\text{inlet}}^*)}{\rho u_{\text{inlet}}^2} \quad (4)$$

其中 p 为测得的压力, p_{inlet}^* 为测点 1 处的总压, u_{inlet} 为入口流速.

如图 12 所示, 流体进入实验段后, 在第二个压力测点, 即第一个肋片后, 压力较低, 这是因为流体虽然在第一个肋片发生了分离, 随后在肋片后形成回流区, 但流动并未稳定, 肋片后的回流区较大, 对测点 2 的壁面冲击不明显, 因此测点 2 测得的有效压力较低. 而随着流体在肋片引起的分离逐渐规则化, 对带肋壁面的冲击作用增强, 所以测点 3 测得的压力重新回升. 随着流动的发展, 在

肋片作用下, 压力逐渐下降。

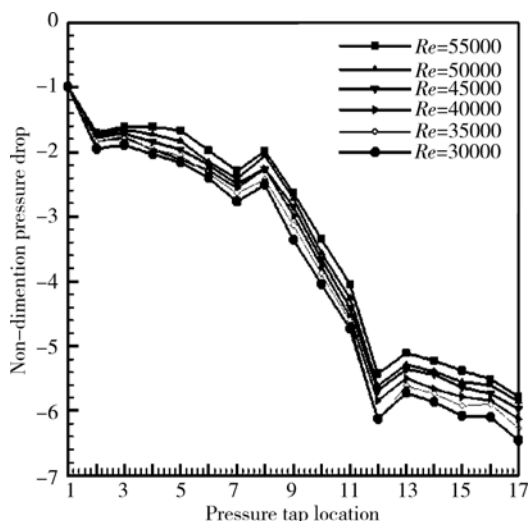


图 12 不同雷诺数下通道内的沿程压力分布

Fig. 12 Pressure drop in the channel under different Re

流体进入弯头区后, 由于弯头区 Dean 涡的形成, 以及弯头外侧壁面的阻碍作用, 测点 8 的压力有所回升。随后, 由于流体在弯头的加速和分离, 该区域上的压力急剧降低。流体经过弯头区以后, 将以较高的速度冲击在弯头后区域, 并且在这个区域具有很大的冲击速度, 从压力分布上看, 压力最低点位于测点 12 的区域, 可以预见, 冲击点即在这个区域附近。随着冲击效果的结束, 压力在测点 13 附近逐渐回升并稳定。随着流动的继续进行, 压力则又开始逐渐下降。

不同进口雷诺数下的沿程压力分布趋势完全一致, 最大压降出现在弯头区, 尤其是对应测点 8~12 的区域。可见该区域内的分离加速流动是造成通道内压降的主要原因。就整个通道的无量纲压降而言, 进口雷诺数越大, 通道中的无量纲压降反而越小。

2.5 损失系数

通道中的损失系数对于涡轮叶片设计人员来说非常重要, 从通道中沿程压力的分布可以看到, 弯头区的无量纲压降是造成通道内压损的主要原因。因此, 这里着重讨论弯头区损失系数和整个通道的损失系数, 分别定义如下:

整个通道的损失系数

$$f = 2\Delta p_{\text{total}} / (\rho u_{\text{inlet}}^2) \quad (5)$$

弯头区的损失系数

$$f_t = 2\Delta p_t / (\rho u_{\text{inlet}}^2) \quad (6)$$

其中 Δp_{total} 为测点 1 和 17 之间的压差, Δp_t 为测

点 6 和 13 之间的压差, 这是因为考虑到弯头的影响不仅局限于测点 7~11 之间的区域, 其冲击作用也决定了弯头后区域的压力回升点。

图 13 显示了不同进口雷诺数下的弯头损失系数和总损失系数。从图中可见, 弯头区损失系数随着 Re 的增大而略有减小, 但总体而言变化并不明显。对于总损失系数而言, 其随 Re 的增大不断减小, 并且变化较大。可以预见, 对于带肋 U 型通道而, Re 对损失系数的影响主要体现在肋片引起的损失系数上。

根据损失系数的实验值, 拟合了相关的经验公式为

弯头区损失系数

$$f = 25.5(Re)^{-0.19} \quad (7)$$

通道总损失系数

$$f_t = 126.5(Re)^{-0.3} \quad (8)$$

对本实验段而言, 该经验公式均较好地拟合了实验数据。

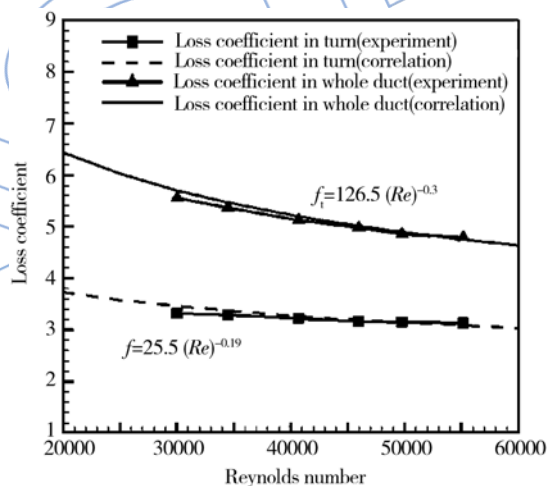


图 13 弯头区损失系数和通道总损失系数

Fig. 13 Loss coefficient of the turn region and the whole duct

3 结 论

本文针对涡轮叶片内部冷却通道的一种典型结构——带 45°肋片圆头 U 型通道, 使用瞬态液晶等测量技术获得了通道中的传热分布和沿程压力分布。实验结果表明:

1) 在弯头前区域, 肋片引起的横向二次流是强化传热的最主要因素。随着二次流的形成和稳定, 肋片间的传热得到强化, 并逐渐呈现周期性变化。

2) 不同雷诺数下传热分布的趋势完全一致。

但由于雷诺数的不同,导致流体在弯头区的加速和分离强度不一样,从而导致弯头区后半段上传热分布的差异.弯头前区域内努塞尔数比随着雷诺数的增大而减小.在弯头后区域,由于流动复杂,努塞尔数比与雷诺数的关系并不明确.

3) 弯头形状的改变对弯头区和弯头后有很大影响,流体在圆形弯头中,加速效果没有矩形弯头强烈,对弯头后区域的冲击作用较小,弯头区和弯头后的传热较矩形弯头都有较大减小.

4) 不同雷诺数下的沿程压力分布趋势完全一致.最大压降出现在弯头区,该区域内的分离和加速流动是造成通道内压降的主要原因.就整个通道的无量纲压降而言,进口雷诺数越大,通道中的无量纲压降反而越小.

5) 弯头区损失系数和通道总损失系数都随着 Re 数的增大而减小.但总损失系数变化较大.可以推测,对于带肋 U 型通道, Re 对损失系数的影响主要体现在肋片引起的损失系数上.

从实验结果看,瞬态液晶测量技术能很好地测量内部冷却通道中的传热分布.为研究工作的进一步开展打下了基础.带肋 U 型通道中弯头区的传热还需要进一步的强化.同时,该区域内的压降巨大,需采取措施减小该区域的压损.这也是下一步研究的工作目标.

参考文献:

- [1] Han J C, Park J S. Measurement of heat transfer and pressure drop in rectangular channels with turbulence promoters[R]. NASA Contractor Report 4015, 1986.
- [2] Metzger D E. Heat transfer around sharp 180-deg turns in smooth rectangular channels[J]. Journal of Heat Transfer, 1986, 108(1): 500-506.
- [3] Han J C, Chandra P R. Local heat/mass transfer and pressure drop in a two-pass rib-roughened channel for turbine airfoil cooling [R]. NASA Contractor Report 179635, 1987.
- [4] Ekkad S V, Han J C. Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(1): 2525-2537.
- [5] Schabacker J, Bolcs A. PIV investigation of the flow characteristics in an internal coolant passage with two ducts connected by a sharp 180 degree bend[R]. ASME 98-GT-544, 1998.
- [6] Chanteloup D. Combined 3-D flow and heat transfer measurements in a 2-pass internal coolant passage of gas turbine airfoils[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(2): 710-718.
- [7] Chanteloup D. Flow effect on the bend region heat transfer distribution of 2-pass internal coolant passages of gas turbine airfoils: influence of film cooling extraction [R]. ASME GT2003-38702, 2003.
- [8] Bailey J C. Heat transfer and friction in channels with very high blockage 45 degree staggered turbulators[R]. ASME GT2003-38611, 2003.
- [9] Pape D. Influence of the 180° bend geometry on the pressure loss and heat transfer in a high aspect ratio rectangular smooth channel[R]. ASME GT2004-53753, 2004.
- [10] Jenkins S C. The effect of ribs and tip wall distance on heat transfer for a varying aspect ratio two-pass ribbed internal cooling channel[R]. ASME GT2008-51207, 2008.
- [11] 刘浪, 丁水汀, 陶智, 等. 带肋变截面回转通道内沿程有效压力分布特性的实验研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(3): 353-357.
LIU Lang, DING Shuiting, TAO Zhi, et al. An experimental study of efficient pressure distribution in a turn-over channel with ribs[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(3), 353-357. (in Chinese)
- [12] 戚磊, 丁水汀, 徐国强, 等. 带肋变截面回转通道内换热特性的实验研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(5): 629-633.
QI Lei, DING Shuiting, XU Guoqiang, et al. An experimental study of flow performance in a 180° turn-over channel with ribs[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(5): 629-633. (in Chinese)
- [13] Iacovides H. The measurement of local wall heat transfer in stationary U-ducts of strong curvature, with smooth and rib-roughened walls[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 386-392.
- [14] Ekkad S V. A transient liquid crystal thermography technique for gas turbine heat transfer measurements [J]. Measurement Science Technology, 2000, 11(2): 957-968.
- [15] Jenkins S C. Transient thermal field measurements in a high aspect ratio channel related to transient thermochromic liquid crystal experiments [R]. ASME 2007-27812, 2007.
- [16] Höcker R. Optimization of transient heat transfer measurements using thermochromic liquid crystals based on an error estimation[R]. ASME 96-GT-235, 1996.
- [17] Wagner G. The transient liquid crystal technique; influence of surface curvature and finite wall thickness[R]. ASME GT2004-53553, 2004.