

文章编号:1000-8055(2011)12-2641-07

带前缘冲击复杂叶片内冷通道换热特性实验

吴 宏, 刘裕盛, 徐国强

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 采用瞬态热色液晶方法对不同雷诺数下静止状态涡轮工作叶片带前缘冲击复杂蛇形通道的换热特性进行了考察,得到了不同位置吸、压力面的表面传热系数分布. 实验结果表明:相同雷诺数下,叶片通道内表面带肋区域两肋间的局部换热强于光滑区域,相邻两肋间的传热系数沿流动方向呈单峰分布. 随着雷诺数增加,内表面传热系数提高,在弯头下游的光滑区域离心作用加强,带来该处局部换热分布不均匀,而弯头下游肋的出现可以削弱这种效果. 此外,通道的收缩扩张导致主流速度的变化也给局部换热的数值和分布带来了影响.

关 键 词: 涡轮叶片; 蛇形通道; 冲击气膜冷却; 换热; 热色液晶

中图分类号: V235.1

文献标志码: A

Experimental investigation on heat transfer in complex internal cooling blade channel with leading-edge

WU Hong, LIU Yu-sheng, XU Guo-qiang

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: Heat transfer characteristics of complex serpentine channels with leading-edge impingement in static turbine blade were investigated using the transient thermochromic liquid crystal technique under different Reynolds numbers. Distributions of local heat transfer coefficient at different positions were obtained on both pressure and suction sides. Experimental results show that: local heat transfer between two ribs is stronger than that in smooth region on inner surface of blade channels. A single heat transfer peak occurs between two adjacent ribs along the flow direction. With increase of Reynolds number, heat transfer is enhanced on all surfaces and centrifugal effect of fluid is strengthened in non-rib area downstream the bend, resulting in uneven distribution of local heat transfer there. However, ribs after the bend can reduce this effect significantly. Besides, mainstream speed changes caused by expansion and contraction of channel cross-section also influence the values and distributions of local heat transfer.

Key words: turbine blade; serpentine channels; impingement film cooling;
heat transfer; thermochromic liquid crystal

收稿日期:2010-12-28; 修订日期:2011-04-12

基金项目:国家自然科学基金(50976008)

作者简介:吴宏(1971—),男,福建浦城人,副教授,博士,主要从事涡轮叶片冷却研究.

航空发动机涡轮工作叶片是重要的热端部件,高温、高转速、高压的恶劣工作环境极易引起叶片损伤及疲劳断裂.因而需要整体的叶片内表面换热状况为叶片设计和故障诊断提供参考依据.本文中的实验模型基于完整的叶片前腔通道,中部的强迫对流以及前缘带气膜的冲击流动有助于详尽地揭示通道内表面换热分布的机理.以往的叶片通道内表面换热实验多以两通道为主^[1-2],实验方法上以稳态实验居多^[3-4].另外,现有研究中实验件通道截面多为直角的方形^[3,5-6]或矩形截面^[1-2,4,7],且通道多为等截面,一些结构上的局部特征被忽略,这样对当地换热结果的预测难免会产生一定偏差.对于特殊截面通道内表面的换热,国外 Liu 等人^[8]实验分析了入口水力直径为 18.3 mm 等截面三角形通道的换热和压力降,测试了三种角度肋(45°, -45°, 90°)、四个雷诺数(10 000, 20 000, 30 000, 40 000)、五个转速(0, 100, 200, 300, 400 r/min)不同组合工况.所有肋装置的肋节距比为 8(肋间距比肋高),肋高与水力直径比为 0.087.旋转数范围为 0~0.58,浮升力数范围为 0~2.3.结论是在静止条件下,45°交叠肋强化换热最显著.旋转条件下在叶片前缘区域 45°交叠肋和 90°肋拥有更高的可相比的换热效果. Lee 等人^[9]研究燃气涡轮静子叶片内蛇形冷却通道的换热特征,冷却通道模化为带 180°弯头的双程梯形截面通道.进行了蔡升华实验,运用热质分析研究局部热质传递分布,得到了雷诺数在 10 000~60 000 范围内,光滑壁面、单壁面横肋及相对两壁面带横向肋等通道的传热传质分布.研究的工况中,弯头下游的平均热质传递比上游更强.对于壁面带肋条件下,局部热质传递比光滑壁面工况更大,尤其在弯头及其下游.弯头局部热质传递分布的情况受变化的空气质量流量影响并不明显.对于变截面通道的研究,国内刘湘云等人^[10]采用实验方法研究了在定常状态下,肋高度对横肋变截面 U 形通道内的换热特性的影响.肋间距为 15 mm,肋宽均为 2 mm,肋高分别为 1, 1.5, 2, 2.5 mm.雷诺数在 12 000~56 000 之间变化.结果表明,肋增强了通道的换热,肋高度的变化对变截面蛇形通道换热的影响不是单峰的,呈多峰分布;肋高度对阻力系数的影响却随肋高增大而增大.周雷声、杨通海、朱惠人等^[11-12]则利用瞬态热色液晶方法对测试表面的传热系数进行了测量. Wagner G 等^[13]提出一种用于瞬态液晶测试的新数据分析方法.该分析基于空心圆柱导热

方程并考虑曲率和有限壁厚的影响.与经典半无限大平板方法对比及简化的曲率修正显示出曲率和有限壁厚对瞬态换热实验有明显的影响.为确认分析结果,对瞬态液晶实验采用不同分析方法进行了评价.其实验结果验证了理论分析并与最近的换热关联式极好地符合.本文针对涡轮动叶带气膜出流和冲击的复杂渐变截面蛇形内冷通道,进行了全表面的瞬态换热实验分析.实验模型包含带圆角方形渐变截面带肋直通道,这使得模型与原型几何相似,流阻更接近真实情况,从而达到精确分析叶片内冷通道温度场分布的目的.

1 实验装置及原理

1.1 实验装置

图 1 描绘了实验装置的构造,其中黑色箭头为气流流动方向.气源为压气机产生的压缩空气,进入储气罐后形成一定压力.采用 LZB 系列浮子式流量计测量流量,通过调节流量计上下游的阀门开度控制流量大小.气流经过稳压腔和加热器后进入蛇形通道,最终从冲击腔的气膜孔流出.实验通道采用全透明有机玻璃制成,整个模型由四个直通道和四个 90°弯头法兰装配而成.

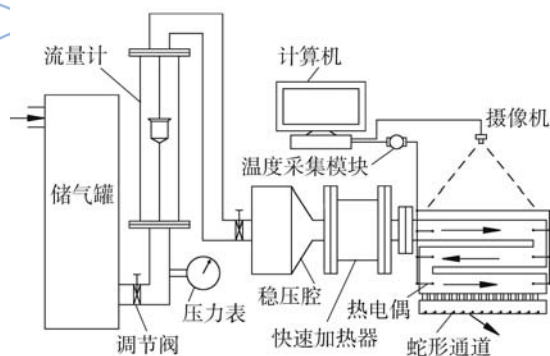


图 1 实验装置示意图

Fig. 1 Experimental facility

实验中在每个直通道进出口位置布置热电偶测量气体温度,并用温度采集模块传输至电脑中,记录并存储温度随时间变化的历史.用摄像机拍摄实验测试面,捕获加热开始后测试壁面上液晶颜色的变化.

从图 2 看,由右至左依次记为第一、二、三、冲击腔通道,各通道面向读者的一侧为压力面,相反一侧为吸力面.四个直通道在安装边处分半,第三通道与冲击腔相邻的分半通过 16 个等间距的赛道形短管同冲击腔粘接为一体.每个安装边和法

兰盘上都开有若干螺栓孔,通过螺栓垫片紧固和密封通道.模型进气口一侧为叶根,另一侧为叶尖,第一通道入口水力直径 D_h 为 33.8 mm.类似地,第二、三通道入口水力直径分别为 34 mm 和 30 mm,冲击腔水力直径为 14.5 mm.第一、二、三通道从叶根至叶尖方向是渐扩的,其截面为带半径 6.4 mm 圆角的正方形,水力直径变化在 2 mm 左右.冲击腔为带有特别形状的等截面通道.四个通道长度按照第一通道至冲击腔通道的顺序依次为 288, 292, 321, 336 mm.冲击腔通道上有五排气膜孔,每排孔等间距,前缘顶端三排每排 13 个孔,压力面侧的一排有 12 个孔,吸力面侧的一排有 14 个孔,孔的出口方向均朝向叶尖.第一、二、三通道的压力面和吸力面均带非对称直肋,而第三通道前半部光滑无肋.所有肋的宽高均为 $d=3$ mm,相邻两肋间距为 21 mm.

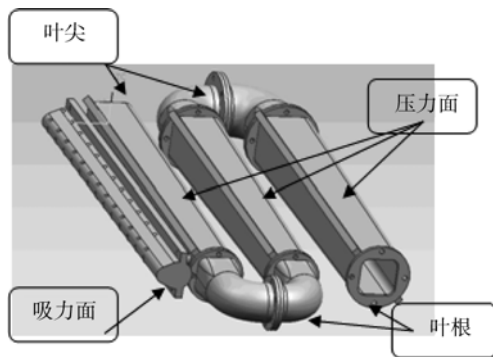


图 2 复杂蛇形通道实验件结构简图
Fig. 2 Experimental structure of complex serpentine channel

图 3 展示了吸力面侧带肋通道内表面上肋分布的情况.为适应通道截面内的圆角过渡,肋的两端靠近壁面一侧被削出斜角,使得肋形成梯形截面.第一通道带肋面(图 3(a))放大后效果见图 3(d).为与连接冲击腔的短管相连,图 3(c)中第三通道的光滑壁面上开有 16 个赛道形通孔.

1.2 实验原理及方法

本实验采用热色液晶多步小阶跃的瞬态方法对各通道吸、压力面处的内表面进行了传热系数的测量.根据文献[14]和半无限大固体假设,可以得到壁面温度对主流温度变化的依赖关系,通过测量温度随时间的变化可以求解壁面处的表面传热系数.与一维热传导相关的公式如下:

$$T_w - T_i = \sum_{j=1}^N U(t - \tau_j) \Delta T_{\infty} \quad (1)$$

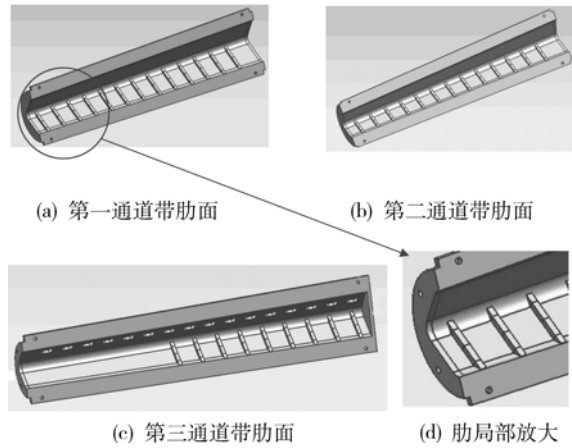


图 3 带肋通道分半零件内表面示意图

Fig. 3 Inner surface of half part in each ribbed channel

$$U(t - \tau_j) = 1 - \exp\left[\frac{h^2}{\kappa^2} \alpha(t - \tau_j)\right] \operatorname{erfc}\left[\frac{h}{\kappa} \sqrt{\alpha(t - \tau_j)}\right] \quad (2)$$

式中 T_w 是壁面温度, T_i 是原始温度, ΔT_{∞} 是每次小阶跃主流温度的变化量, t 为时间, τ_j 为 j 时刻, h 为壁面的表面传热系数, κ 为壁面材料的导热系数, α 为壁面材料的热扩散系数, U 是 t 和 τ_j 的函数.每个测试面的有机玻璃壁厚为 8 mm,每次实验时间小于壁面材料穿透时间.因此,测试面的半无限大平板假设是正确的.

实验选用的热色液晶为 R30C0.8W 型窄幅液晶,显色对应的实际温度界限为 302.65 ~ 303.65 K.实验前用喷枪在各通道分半的内表面喷涂若干层液晶,然后在液晶层外喷涂黑色亚光漆,当液晶显色时提供较好的背景.

实验定义的通道入口雷诺数 $Re = \rho u_{in} D_h / \mu$, 其中 ρ, μ 分别为空气密度和动力黏度, u_{in} 为入口空气平均流速;局部努塞尔数 $Nu = h D_h / \lambda$, h 为通道表面传热系数, λ 为空气的导热系数;测试表面平均努塞尔数记为 Nu_{av} .

基于入口水力直径的实验雷诺数范围为 28552 ~ 57104,共五个流量工况,吸力面和压力面分开测试.瞬态测试的误差主要是温度、时间、测量表面物理属性参数的测量误差.在实验中,热电偶和液晶的测量误差假定一致: $\Delta T = \pm 0.2$ K, $\Delta t = \pm 0.1$ s, $\Delta \sqrt{\rho c \lambda} = \pm 24$.综合考虑各项测量误差,由误差传递公式算出传热系数的相对不确定度为 9.56%.

2 实验结果分析

2.1 平均换热特性

鉴于蛇形通道模型的复杂性,现有经验关联式描述不够准确,通过数值模拟的方法与实验值进行对比.由图4对比发现,在第一通道,同一测试面的实验值要高于计算值,吸压力面实验值间的差异要大于计算值的差异,这是实验中拍摄面变化后带来的表面光折反射条件改变引起的.另外,在低雷诺数时,实验和计算值的相对误差要大于高雷诺数的情况,说明实验在高雷诺数下的结果可靠性更高.

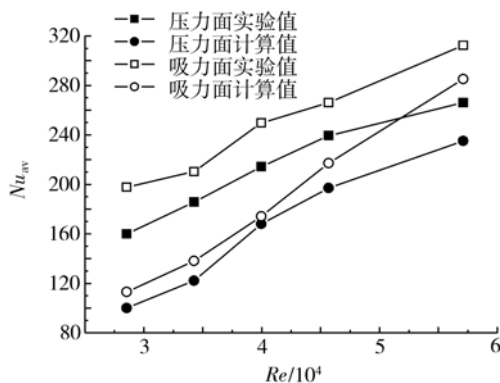


图4 第一通道平均努塞尔数实验和计算值对比

Fig. 4 Comparison of Nu_{av} between experiments and simulations in the first ribbed channel

2.2 局部换热特性

2.2.1 带肋通道壁面

为进一步揭示蛇形通道的换热特性,同时鉴于模型的对称性,以下仅列出压力面各通道内表面局部换热分布图.由图5和图6看出,等间距 90° 直肋的扰流结构形成了两肋间传热系数较高、肋后传热系数低的周期性格局.由于图片处理技术的原因,云图中垂流方向的深色窄条状区域代表肋所在位置.随着 Re 减小,带肋通道同一位置的 Nu 减小,同时流速的降低也导致下游边缘和肋后的换热盲区范围扩大.由图5可看出,通道来流入口处传热系数高于下游,这是两方面原因导致的.首先,对于管内流动而言,较大的入口流动扰动通常会使得通道进口处换热更强.随着流动沿通道流向充分发展,流动扰动程度降低,换热持续下降.这就是通常所说的入口效应.其次,第一通道沿流动方向横截面不断增加,因而在流量一定条件下,沿程流速不断降低,导致换热随之不

断削弱.在图6中,第二通道沿流向横截面不断收缩,故从进口至出口主流速度逐渐提高.如果没有入口效应,第二通道本应该是出口处换热高于入口处换热.事实上,云图结果显示进出口的换热水水平大致相当,这说明通道的入口效应与主流加速的影响力量相当.

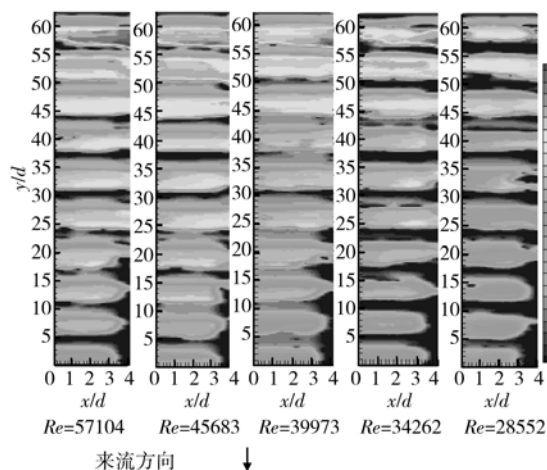


图5 五个雷诺数第一通道压力面换热云图

Fig. 5 Heat transfer contour on pressure side in the first channel at five Reynolds numbers

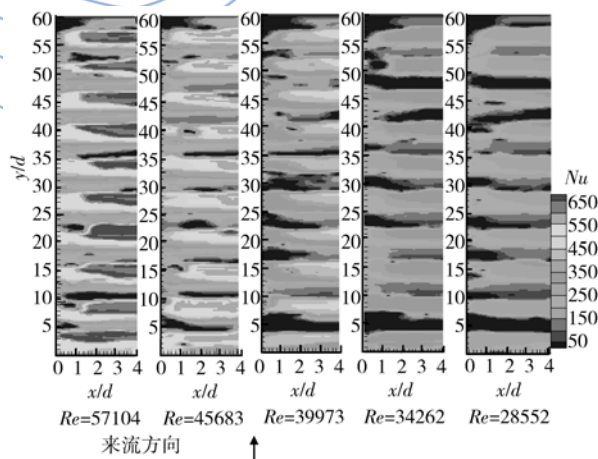


图6 五个雷诺数第二通道压力面换热云图

Fig. 6 Heat transfer contour on pressure side in the second channel at five Reynolds numbers

2.2.2 弯头效应

图7展示第三通道来流前半部的换热分布,在上游弯头的离心作用下,来流气体集中冲向右侧边缘.这就导致了这部分光滑区域垂流方向上换热分布不均匀.经过一段行程后,由于弯头效应减弱,这种不均匀效果得到缓解.同时, Re 减小后,离心惯性减弱,弯头下游的惯性区呈现菱

缩. 因此,光滑区域同一位置的弯头效应随雷诺数降低而削弱,使得横向换热的差异性减小. 反观图 6 中第二通道入口区域,由于肋的存在,主流没有出现离心力引起的弯头效应,换热分布均衡. 充分说明肋不仅干扰边界层形成,还能消除弯头引起的离心效应^[15].

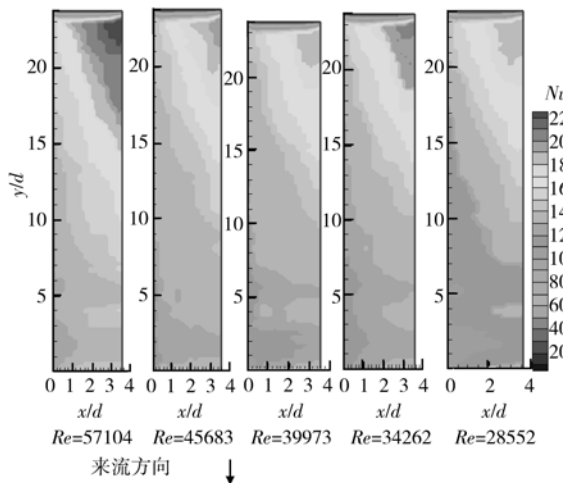


图 7 五个雷诺数第三通道光滑区压力面换热云图

Fig. 7 Heat transfer contour on pressure side in smooth area of the third channel at five Reynolds numbers

2.2.3 带气膜冲击腔

对于冲击腔,气膜孔附近区域是关注点. 从图 8 看出,在研究的拍摄表面上,气膜孔周围形成了局部强化换热区. Re 较高的工况下,气膜腔内横流的对流换热效果也很强,因而连同气膜孔排形成了窄带状的强换热区;而在低 Re 条件下,横流与气膜孔周围区域换热差异凸显. 原因有两方面,一是流速降低后气膜抽吸作用减弱,换热强度下降,影响区域萎缩;二是随着速度不断降低,横流的对流换热效果比气膜孔出流换热削弱幅度更加显著.

2.2.4 渐变截面通道

上文云图表述了整体换热效果,为进一步揭示带肋通道沿流动方向的换热特征,以下列出典型通道测试面中心线上 Nu 分布.

图 9 和图 10 横坐标 $y/d=0$ 为通道出口一侧,图 11 和图 12 横坐标 $y/d=0$ 为通道入口一侧. 从这四幅图看, Nu 沿流动方向周期性涨落与前述云图的现象吻合. 相邻两肋之间 Nu 呈现先增后减的单峰分布,峰值点约处于两肋的中心位置. 随着 Re 增加,明显看出通道沿程各峰值点的

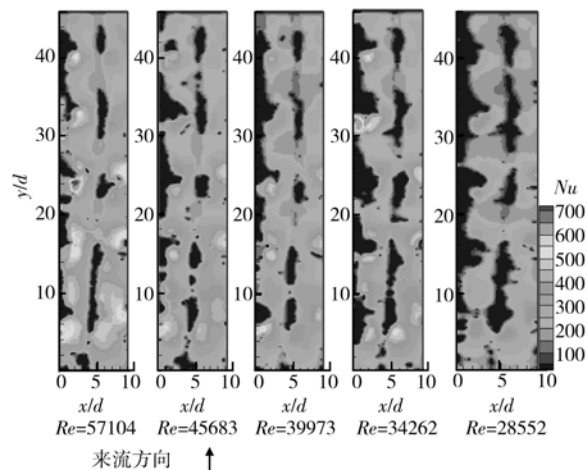


图 8 五个雷诺数冲击腔通道叶片中部至叶尖压力面换热云图

Fig. 8 Heat transfer contour on pressure side from middle to tip in the impingement cavity channel at five Reynolds numbers

Nu 递增,局部换热加强,尤其是在第二通道不同流量工况间差异更明显. 这是由于第二通道比第一通道截面更小,使得相邻流量工况间流速的差别被更小的截面放大,对流换热的差异也就变得更显著. 另外值得注意的是,图 9 和图 10 入口到出口沿程峰值不断降低,而图 11 和图 12 从入口到出口各峰值点几乎持平. 就管内湍流换热而言,入口效应导致通道进口处换热略强是常见规律. 本实验中由于各通道是均匀收扩的,所以同一流量工况下,第一通道沿流向渐扩导致主流速度不断降低,换热峰值出现下降. 第二通道沿流向渐缩使得主流不断加速,峰值提高,与入口效应叠加后的效果是确保通道末端的换热峰值点没有出现衰减.

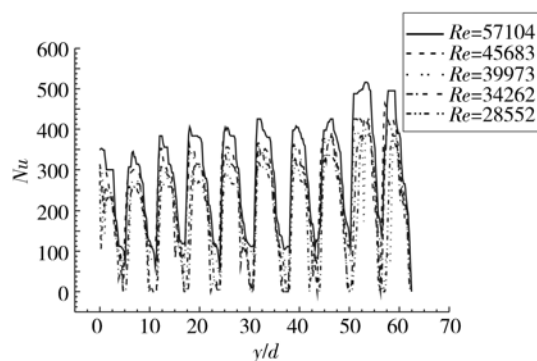


图 9 五个雷诺数下压力面第一通道中心线换热分布
Fig. 9 Heat transfer distribution along the centerline of pressure side in the first channel at five Reynolds numbers

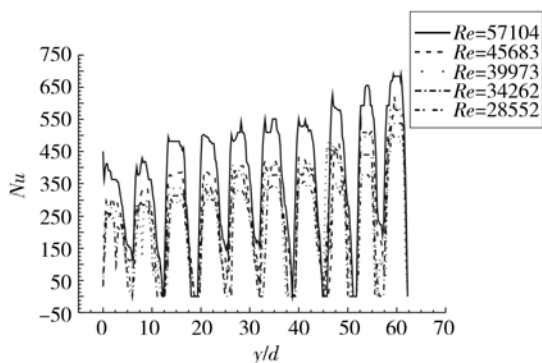


图 10 五个雷诺数下吸力面第一通道中心线换热分布
Fig. 10 Heat transfer distribution along the centerline of suction side in the first channel at five Reynolds numbers

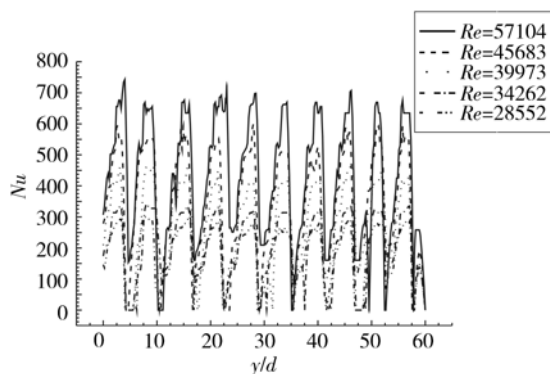


图 11 五个雷诺数下压力面第二通道中心线换热分布
Fig. 11 Heat transfer distribution along the centerline of pressure side in the second channel at five Reynolds numbers

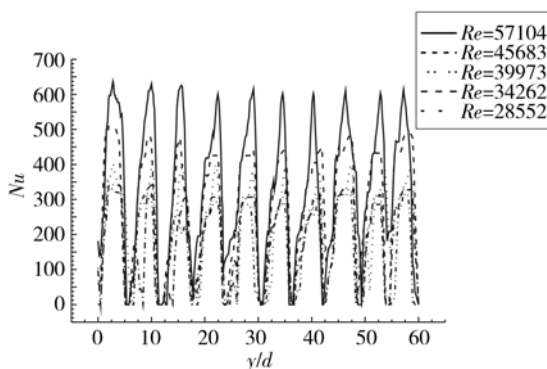


图 12 五个雷诺数下吸力面第二通道中心线换热分布
Fig. 12 Heat transfer distribution along the centerline of suction side in the second channel at five Reynolds numbers

3 结 论

通过实验分析了静止状态下五种流量工况的复杂蛇形通道内表面的换热分布. 在本文研究的

参数范围内, 得到以下结论:

1) 相同雷诺数下, 带肋通道的肋间表面传热系数高于光滑区域. 随着 Re 增加, 所有测试表面的 Nu 增加.

2) 带肋表面沿流向 Nu 呈现周期性涨落, 相邻两肋间 Nu 呈单峰分布.

3) 弯头引起的离心效应使下游通道光滑区域的 Nu 在垂直流动方向上分布不均匀, Re 越大, 这种不均匀性越明显. 但是在弯头下游更远处光滑区域, 这种效应削弱了. 而弯头下游的肋可以消除离心效应, 保证换热均匀分布.

4) 同一流量工况下, 通道沿流向的收缩扩张可以改变主流速度, 从而改变流向沿程 Nu 峰值大小. 通道截面合理的收缩可以加速主流, 具有抵消入口效应所带来的通道后段 Nu 下降的作用.

参考文献:

- [1] Huh M, Lei J, Liu Y H, et al. High rotation number effects on heat transfer in a rectangular ($AR = 2:1$) two pass channel[R]. ASME Paper GT2009-59421, 2009.
- [2] Zehnder F, Schüler M, Weigand B, et al. The effect of turning vanes on pressure loss and heat transfer of a ribbed rectangular two-pass internal cooling channel[R]. ASME Paper GT2009-59482, 2009.
- [3] Rallabandi A P, Yang H T, Han J C. Heat transfer and pressure drop correlations for square channels with 45 deg ribs at high Reynolds numbers[J]. Journal of Heat Transfer, 2009, 131(7):071703-1-10.
- [4] Tanda G, Abram R. Forced convection heat transfer in channels with rib turbulators inclined at 45 deg[J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(2):021012(10 pages).
- [5] Chanteloup D, Böls A. Flow characteristics in two-leg internal coolant passages of gas turbine airfoils with film-cooling hole ejection [J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(3):499-507.
- [6] Babu C S, Das P, Prabhu S V. Local heat transfer distribution in a square channel with single walled and double walled ribs[R]. AIAA Paper 2002-3088, 2002.
- [7] Schüler M, Zehnder F, Weigand B, et al. The effect of side wall mass extraction on pressure loss and heat transfer of a ribbed rectangular two-pass internal cooling channel[R]. ASME Paper GT2009-59481, 2009.
- [8] Liu Y H, Han J C, Huh M, et al. High rotation number effect on heat transfer in a triangular channel with 45°, inverted 45°, and 90° ribs[R]. ASME Paper GT2009-59216, 2009.
- [9] Lee S W, Ahn H S, Lau S C. Heat(mass) transfer distribution in a two-pass trapezoidal channel with a 180 deg turn [J]. Journal of Heat Transfer, 2007, 129(11):1529-1537.
- [10] 刘湘云, 丁水汀, 陶智, 等. 变截面 U 形通道内肋高对换热

- 特性影响的实验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7): 1138-1141.
- LIU Xiangyun, DING Shuiting, TAO Zhi, et al. Experimental study of heat transfer in snake-shaped variable cross-section channels with different ribs heights[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(7): 1138-1141. (in Chinese)
- [11] 周雷声, 朱惠人, 杨祺, 等. 带射流的收缩型通道内部换热特性液晶瞬态实验[J]. 航空学报, 2010, 31(1): 35-40.
- ZHOU Leisheng, ZHU Hui ren, YANG Qi, et al. Internal heat transfer experiment with liquid crystal transient technique in contraction channel with jet[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2010, 31(1): 35-40. (in Chinese)
- [12] 杨通海, 朱惠人, 张丽, 等. 窄通道内冲击冷却局部换热特性的瞬态液晶测量[J]. 航空学报, 2009, 30(11): 2031-2036.
- YANG Tonghai, ZHU Hui ren, ZHANG Li, et al. Local heat transfer measurements in narrow impingement channel by transient liquid crystal technique[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2009, 30(11): 2031-2036. (in Chinese)
- [13] Wagner G, Kotulla M, Ott P, et al. The transient liquid crystal technique; influence of surface curvature and finite wall thickness[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(1): 175-182.
- [14] Metzger D E, Larson D E. Use of melting point surface coatings for local convection heat transfer measurements in rectangular channel flows with 90-deg turns[J]. Journal of Heat Transfer, 1986, 108(1): 48-54.
- [15] Schabacker J, Bölcs A, Johnson B V. PIV investigation of the flow characteristics in an internal coolant passage with 45° rib arrangement[R]. ASME Paper 99-GT-120, 1999.