

文章编号:1000-8055(2013)07-1503-07

具有凹陷涡发生器的网格冷却结构 内的流动与传热特性

张 翔, 饶 宇

(上海交通大学 机械与动力工程学院 叶轮机械研究所, 上海 200240)

摘 要: 对一种具有 U 形子通道以及凹陷涡发生器的新型网格冷却结构内的流动和传热特性进行了实验和数值计算研究, 通过数值计算可以较准确地获得网格冷却结构的传热性能和流阻性能. 在数值计算模型得到验证的基础上, 还分别对具有 U 形子通道和凹陷涡发生器的网格冷却结构, 以及具有 U 形和矩形子通道的网格冷却结构内的流动和传热性能进行了对比研究. 对比研究表明: 与矩形子通道相比, U 形子通道结构能够改善子通道底部的流动状况, 降低流动阻力, 但同时也略微降低了总体传热性能; 在 U 形子通道壁上布置凹陷涡发生器能够显著增强底部流动扰动, 大幅提高传热性能, 但同时也增加了流动阻力.

关 键 词: 涡轮叶片; 网格冷却; 传热; 流动阻力; 凹陷

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Flow and heat transfer characteristics in latticework cooling structure with dimple vortex generators

ZHANG Xiang, RAO Yu

(Turbo Machinery Institute, School of Mechanical and Power Engineering,
Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: The flow and heat transfer characteristics in the latticework cooling structure with U shaped sub-channels combined with dimple vortex generators were studied experimentally and numerically, the numerical computation model could reasonably predict the heat transfer and pressure loss in the latticework cooling channels. Based on the satisfactory validation of numerical computation, a comparative numerical investigation was made on the flow and heat transfer in the latticework cooling structures with three sub-channel configurations: U shaped sub-channels with dimples, U shaped sub-channels and rectangular sub-channels. The computational results show that, as compared to the case of rectangular sub-channel, U shaped sub-channels could improve the flow capability in the bottom of the sub-channels, helping to reduce the flow resistance while decreasing the heat transfer slightly. The Dimples arranged in the U sub-channels distinctively increased the turbulent mixing in the bottom flow, thereby significantly enhancing the convective heat transfer while increasing the flow resistance in the cooling channels.

Key words: turbine blade; latticework cooling; heat transfer; flow resistance; dimple

收稿日期:2012-07-06

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130711.1810.201307.1503_013.html

基金项目:国家自然科学基金(51176111)

作者简介:张翔(1987—),男,江苏南京人,硕士生,主要从事航空发动机涡轮叶片传热研究.

饶宇(1978—),男,江西东乡人,副教授,博士,主要从事航空发动机/燃气轮机气动与传热研究.

提高燃气发动机涡轮前燃气温度是提高循环热效率的有效措施. 现代燃气涡轮前燃气的温度在 $1600\sim 1800\text{ K}$ ^[1], 已远超过了目前所用金属材料的熔化温度, 因此伴随着涡轮入口燃气温度的再提高, 迫切需要更加高效、更加先进的冷却技术保证燃气轮机高温部件的正常工作, 保证它们具有足够的使用寿命.

燃气涡轮叶片的冷却结构已从简单的内部光滑流道, 发展到复杂的内外部复合冷却结构. 内部冷却结构有肋扰流^[2]、针肋阵列^[3-6]、冲击冷却^[7]、旋流器^[8]和网格冷却^[9-17]. 其中网格冷却结构起源于前苏联的工程设计研究机构, 而俄罗斯和乌克兰的涡轮叶片技术领域仍在大量使用这种结构^[9]. 与光滑通道相比, 网格冷却结构可以显著地增强表面传热系数, 尤其在流体转弯的地方, 可以增至 3 倍左右. 同时由于其交错的冷却通道结构特点, 保持了很好的冷却结构强度^[10].

最近几年, 有诸多的学者对这种结构进行了研究. Bunker^[9]应用热色液晶和红外成像技术研究了子通道倾角 45° 的网格冷却结构的传热效率, 研究发现网格冷却结构的内表面传热性能是光滑的流道 1.5 倍, 在流体撞击侧壁面改变流向的局部区域传热是光滑流道的 3 倍, 网格冷却结构总体传热强化效果在 2.5~3 倍之间. 该研究充分地说明网格冷却结构对于强化换热有非常重要的意义, 有必要进一步深入研究. Acharya 等^[11]和 Oh 等^[12]则研究了旋转运动对传热性能的影响. 在高雷诺数下, 叶片旋转对传热和流动没有影响; 低雷诺数下局部地区努塞尔数随旋转速度升高而下降. 张勃等^[13]和刘庆东等^[14]则对肋向角、肋宽高比以及肋宽与肋间距比等结构参数进行了深入研究, 揭示了各个参数对传热性能的影响. 邓宏武等^[15-17]亦对网格结构进行了研究. 其对涡轮叶片尾缘段内冷通道的交错肋结构研究表明带交错肋结构通道的综合换热效果明显好于带扰流柱结构的通道.

在本文中, 通过实验和数值计算对实际应用于燃气轮机涡轮叶片内部具有 U 形子通道和凹陷涡发生器的网格冷却结构进行了流动和传热特性的研究. 在计算模型得到验证的基础上, 分别对具有 U 形子通道和凹陷涡发生器的网格冷却结构, 以及具有 U 形和矩形子通道的网格冷却结构内流动和传热性能进行了数值计算对比研究.

1 实验模型和实验方案

1.1 实验模型几何结构和参数

如图 1 所示, 网格冷却结构实验模型由上、下两部分组成, 每部分具有数个 35° 角的子通道, 并且这两部分旋转对称, 以保证这两部分贴合后能形上下交替、连续贯通的冷却子通道. 在本实验模型中, 基板入口处布置 5 个 U 形子通道, U 形子通道由两部分组成, 上半部分深 $h_1 = 5\text{ mm}$, 下半部分为半径 5 mm 的半圆, 因此 U 形子通道总深 $h_2 = 10\text{ mm}$. 每个子通道内按一定的分布规律, 布置了多个凹陷. 凹陷布置在 U 形子通道的侧壁和底部, 壁面上凹陷直径为 13 mm . 实验件材料为紫铜. 其他参数参见表 1 和图 2.

表 1 几何参数(单位: mm)
Table 1 Geometric parameters(unit: mm)

$\beta/^\circ$	t	w	h_1	h_2	H	L	l_1	l_2
35	4	10	5	10	14	268.49	85.45	19.89

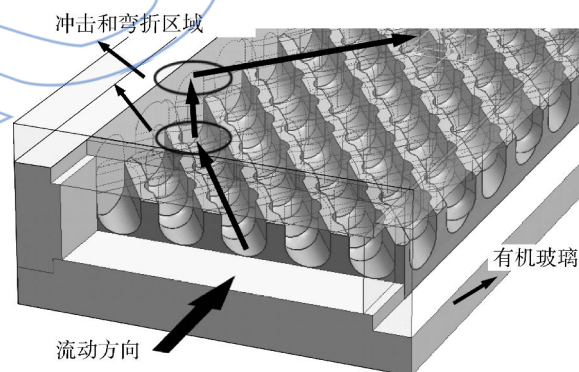


图 1 网格冷却结构内部通道示意图

Fig. 1 Sketch of latticework cooling structure inner channel

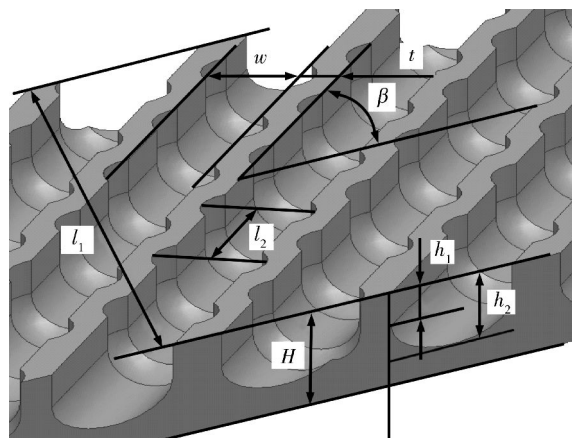


图 2 网格冷却结构几何参数

Fig. 2 Geometric parameters of latticework cooling structure

1.2 实验系统

实验系统如图3所示,实验件被放置在有机玻璃风洞内,有机玻璃风洞壁面提供良好的隔热条件。气流经喷嘴流量计和引流段后到达网格实验件入口。在实验件内部与紫铜表面发生换热后从出口段流入稳压箱,最后在高压风机的作用下从装置中流出。实验件背面加工有热电偶孔,孔端至传热通道底部表面约0.5 mm。紫铜试件背面还贴有0.3 mm厚的加热膜。加热膜连接至直流电源以精确控制加热功率。

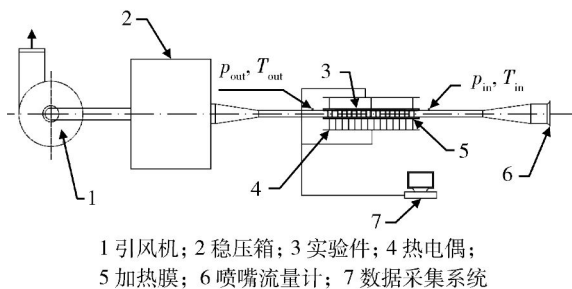


图3 实验系统示意图

Fig. 3 Schematic diagram of test system

实验采集的数据主要包括:温度,流量,压力,加热器功率。其中实验件内表面温度采用微型K型热电偶测量(热电偶直径为0.5 mm),热电偶均匀布置在试件上下外表面的热电偶孔中;出入口温度采用K型铠装热电偶,入口布置2只;为了测得较为准确的出口平均温度,出口布置了5只热电偶。喷嘴流量计布置在风洞入口处。网格冷却结构进、出口端之间的压差通过高精度差压变送器测量获得。

2 数值计算模型和模拟方法

数值计算的几何模型如图4、图5所示。为了减小来流的影响,设置了光滑的前后通道,通道长度为6倍水力直径 D_h 。实验件的上下面设定为恒定热流边界,流体和固体的交界面为耦合传热面,其余设定为绝热壁面。矩形和U形子通道几何模型的比较如图5所示。

计算采用软件CFX 13.0,选用 $k-\epsilon$ 湍流模型和Scalable壁面函数。Scalable壁面函数通过限制对数方程中的 $\tilde{y}^* = \max(y^*, 11.06)$,避免了 y^* 过小时引起的计算结果恶化,因此对于任意加密的网格,能给出合理的数值解。本文采用软件ICEM 13.0对计算区域进行网格划分,由于模型结构复杂,使用非结构网格并在边界层内添加6层三棱柱网格(如图6所示),保证了 y^* 在5~20

之内。为了验证网格独立性,分别对266万、362万和489万3种不同密度的网格进行了计算,结果显示后两种最大换热误差已在1%以内,综合考虑计算经济性,最终选择第2种网格用于数值模拟。所有计算的残差都收敛于 10^{-6} 以下,同时对入口压力、出口温度和内壁面温度进行了监控,作为判断收敛的严格标准。

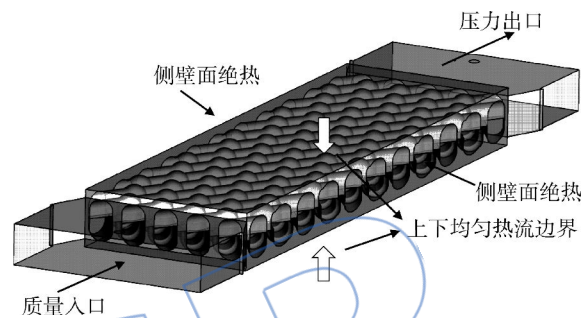


图4 网格冷却结构计算域模型

Fig. 4 Computational model of latticework cooling structure

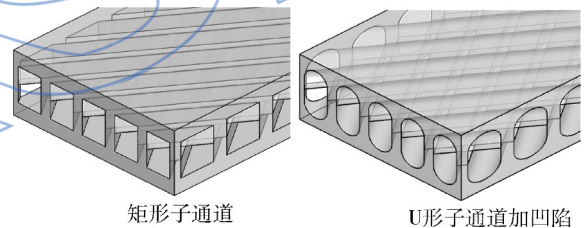


图5 具有矩形和U形子通道的网格冷却结构计算模型

Fig. 5 Computational model of rectangular and U style sub-channel of latticework cooling structure

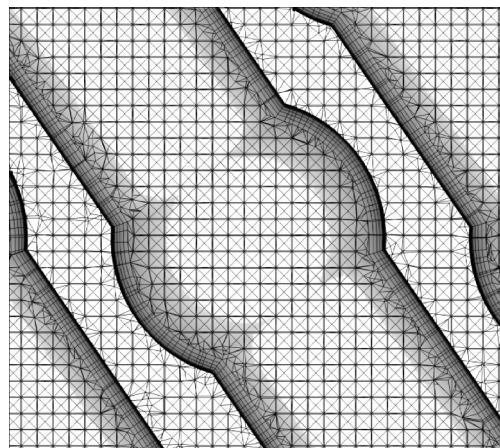


图6 局部网格示意图

Fig. 6 Schematic diagram of local grid

3 数据处理

网格冷却结构总体平均传热系数由下式获得:

$$h = \frac{Q - Q_{\text{loss}}}{A \Delta T_{\text{lm}}} \quad (1)$$

其中 Q 是加热功率, Q_{loss} 是实验系统的散热损失, A 是试件底面加热面积, ΔT_{lm} 是对数平均温度. 加热功率即直流电源的输出功率. Q_{loss} 可由实验测得, 具体方法为: 封住实验测试段的出入口, 打开加热电源, 将试件表面的平均温度维持在 43°C 左右 (稳态实验达到热平衡时试件表面的平均温度). 记录此时加热器的输出功率, 即可将此功率近似作为实验系统的散热损失.

对数平均温度定义为

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{(T_w - T_{\text{in}}) - (T_w - T_{\text{out}})}{\ln \left[\frac{T_w - T_{\text{in}}}{T_w - T_{\text{out}}} \right]} \quad (2)$$

式中 T_w 是换热壁面的平均温度, 是 15 只壁面热电偶的平均值; T_{in} 是入口平均温度, T_{out} 是出口平均温度.

平均努塞尔数定义式为

$$\overline{Nu} = \frac{h D_h}{\kappa} \quad (3)$$

局部努塞尔数定义式为

$$Nu = \frac{h_{\text{loc}} D_{\text{hsub}}}{\kappa} \quad (4)$$

式中 D_h 为冷却结构入口矩形通道水力直径, D_{hsub} 为子通道的水力直径, κ 为流体导热系数, h_{loc} 为局部传热系数, 其定义式为

$$h_{\text{loc}} = \frac{Q_{\text{loc}}}{T_w - T_{\text{ref}}} \quad (5)$$

式中 Q_{loc} 是局部热流流量, T_{ref} 是参考温度, 其定义为

$$T_{\text{ref}} = T_{\text{in}} + \frac{x}{L} (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \quad (6)$$

式中 x 是轴向距离, L 是试件长度.

网格冷却结构总体 Fanning 摩擦因数定义为

$$f = \frac{\Delta p}{[(L/D_h)(\frac{1}{2}\rho u^2)]} \quad (7)$$

其中 Δp 为出入口的压差, 由差压变送器测得; u 是入口流道的平均流速, $u = \frac{\dot{m}}{\rho A}$, $\dot{m}$ 是质量流量, A 是矩形入口通道截面积.

为了更好地进行数据比较, 引入光滑流道的努塞尔数和摩擦因数的经验关系式.

光滑流道的努塞尔数使用 Dittus-Boelter

公式^[18]

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (8)$$

摩擦因数使用 Blasius 公式^[19]

$$f_0 = 0.079 Re^{-0.25} \quad (9)$$

引入综合传热性能参数 η ^[20]

$$\eta = (\overline{Nu}/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3} \quad (10)$$

4 计算结果及分析

4.1 计算结果与实验结果对比

图 7 是 U 形底部加凹陷模型的总体 $\overline{Nu}$ 数值计算结果和实验值的比较. 从图中可以看出: 在雷诺数范围 $13600 \sim 62000$, 数值计算结果与实验结果较好地吻合, 平均误差约为 8.2% , 数值计算结果与实验值保持较好的一致性.

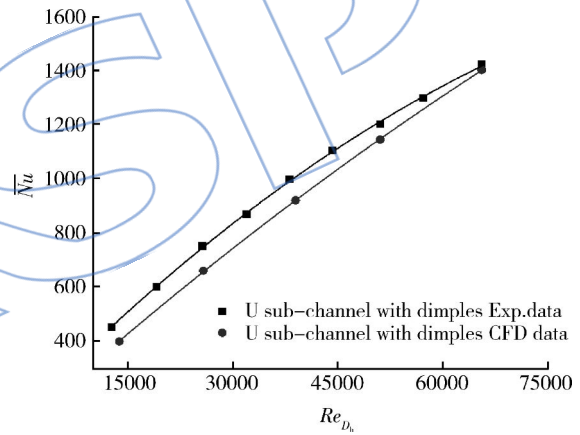


图 7 数值计算的平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 与实验结果对比

Fig. 7 Comparison of average Nusselt number of computational and experimental results

图 8 是数值计算的摩擦因数与实验值的比较, 但是数值计算对于阻力的预估偏高, 平均误差

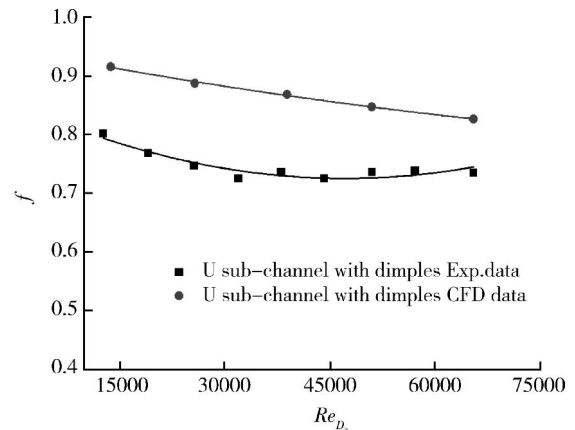


图 8 数值计算的摩擦因数 f 与实验结果对比

Fig. 8 Comparison of friction factors of computational and experimental results

约为 15.5%。总体来说,计算结果和实验值保持了一致的下降趋势,并且数值计算结果与实验值的偏差在合理范围内。

4.2 不同几何模型的计算结果比较

图 9 是具有 U 形底部, U 形底部和壁面加凹陷, 以及底部为矩形模型的平均努塞尔数比较图。其中矩形结构深度为 7.854 mm, 宽度与 U 形底部结构一致, 以保证两者有相同的换热面积。从图中可以看出: 底部改为 U 形以后, 传热性能稍有下降, 下降幅度为 2.6%~4.5% 左右, 且降幅随雷诺数升高而下降。这是由于 U 形结构改善了底部流动, 减小了底部的扰动从而降低了局部地区的换热。而 U 形底部加上凹陷后, 传热性能大幅升高, 平均增幅在 12% 左右。3 种结构的总体平均传热性能分别是光滑通道的 9.8 倍、8.4 倍和 8.7 倍, 都具有很高的传热性能。

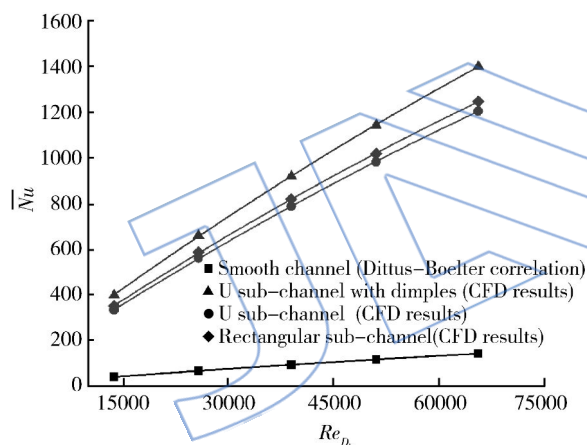


图 9 不同几何模型的平均努塞尔数

Fig. 9 Average Nusselt number of different geometric models

图 10 是 3 个网格冷却结构的摩擦因数比较。底部改 U 形后, 摩擦因数大幅下降, 平均降幅为 24.2%; 由于底部改为 U 形, 在保持换热面积相同的情况下, 矩形结构的通流面积较小, 这也是矩形摩擦阻力升高的原因之一。而凹陷结构的加入不可避免地增加了子通道的压力损失, 压力损失总体上与矩形结构相同。

图 11 是综合传热性能的比较。综合传热性能计算基于矩形入口水力直径。由于 U 形结构阻力小, 所以综合传热性能比矩形结构平均高出 6.2%, 而 U 形加凹陷的结构则平均高出 11.7%。

综上所述可知 U 形结构有利于降低流动阻力, 而凹陷结构则强化了传热。综合 U 形与凹陷结构的优势, 改进后的网格冷却结构有更高的综合传热

性能。

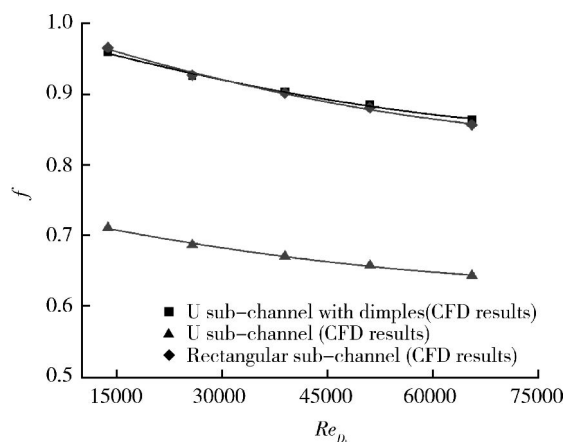


图 10 不同几何模型的摩擦因数

Fig. 10 Friction factors of different geometric models

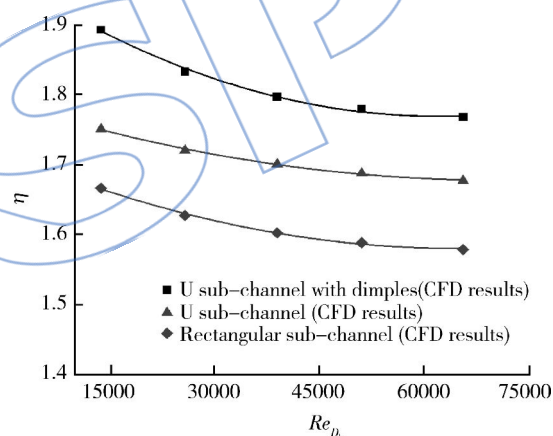


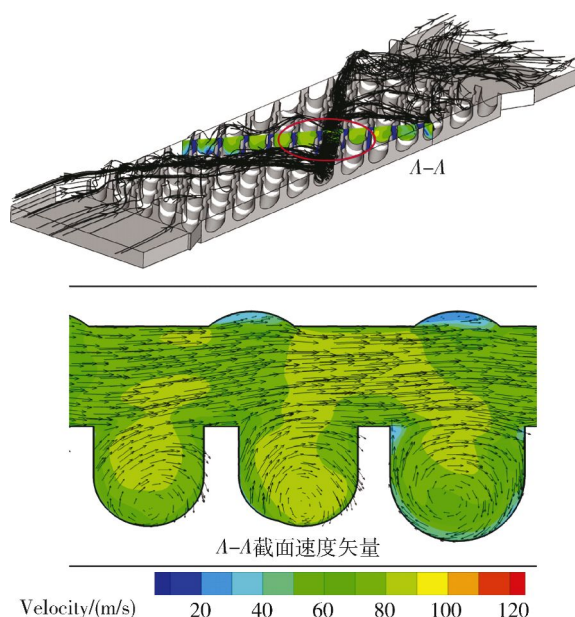
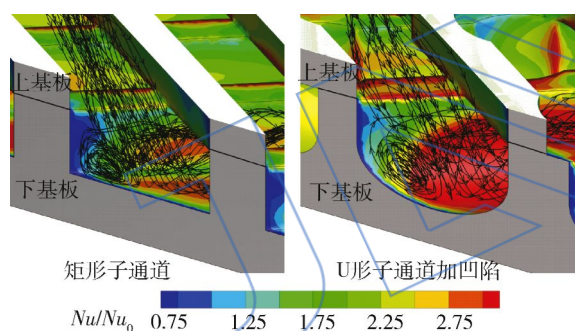
图 11 不同几何模型的总体综合传热性能

Fig. 11 Thermal performance factors of different geometric models

4.3 流场结构和换热机理分析

图 12 是网格冷却结构子通道内的流线图。从图中可以看出: 流过该子通道 A-A 截面的流体来自各个通道。从 A-A 截面的速度矢量图可以看出, 上部分子通道中的流体在向前流动的过程中, 和与其相交的下部分子通道内的流体发生相互作用, 加强了下部分各子通道内流动的顺时针旋转, 这有利于提高子通道壁面的传热。

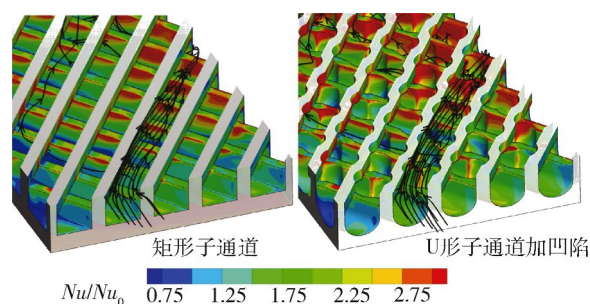
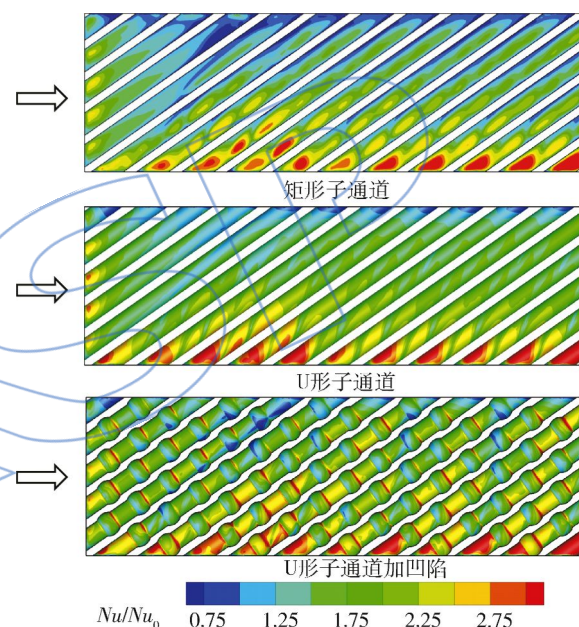
图 13 表示的是矩形子通道和 U 形子通道带凹陷涡发生器结构弯折处的局部流线和子通道壁面局部 Nu/Nu_0 分布的对比。这里子通道壁面局部传热强化比 Nu/Nu_0 是基于子通道水力直径。从图中可以看出: 来自上部分子通道的流体撞击侧壁面后进入下部分子通道中, 并且在下部分子通道的入口产生强烈的涡旋运动。流体撞击壁面

图 12 $Re_{D_h} = 65576$ 时子通道内部流场图Fig. 12 Chart of interior flow field of sub-channel at $Re_{D_h} = 65576$ 图 13 $Re_{D_h} = 65576$ 时弯折处 Nu/Nu_0 分布Fig. 13 Normalized Nusselt number distribution of turning area at $Re_{D_h} = 65576$

的弯折效应是产生涡旋流动的主要原因. 较之于传统的矩形肋, 将底部改为 U 形有利于加强这种涡旋流动, 并向下游传递, 这有利于减小流动损失. 由于冲击和旋流的存在, 被冲击的壁面和底部通道的传热系数急剧升高, 传热强化比在 3 以上.

图 14 是子通道肋壁面的传热强化比分布. 由于受到上部子通道内流动的冲击, 肋壁顶部受冲击面传热强化比在 3 以上. 子通道流体的冲击作用随流动距离增加而明显增强.

图 15 是网格冷却结构内部表面局部传热强化比 Nu/Nu_0 的分布. 综合前面的分析, 流体撞击壁面的弯折效应, 流体冲击肋壁顶部的冲击作用和交错流动作用是网格冷却结构强化传热的三大主因. 在这 3 个因素的影响下, 网格冷却结构内部换热呈现左右不平衡、上下不对称的特点. U 形

图 14 $Re_{D_h} = 65576$ 时子通道肋壁 Nu/Nu_0 分布Fig. 14 Normalized Nusselt number distribution of sub-channel wall at $Re_{D_h} = 65576$ 图 15 $Re_{D_h} = 65576$ 时内部表面局部 Nu/Nu_0 分布Fig. 15 Local normalized Nusselt number distribution of inner surface at $Re_{D_h} = 65576$

底部改善了流动状况, 而凹陷结构则强化了各自通道内的换热并使内部表面的换热强度分布趋于均匀.

5 结 论

1) 本文对一种具有 U 形子通道以及凹陷涡发生器的新型网格冷却结构内的流动和传热特性进行了实验和数值计算研究. 实验数据和计算结果的比较表明: 通过数值计算可以较准确地获得网格冷却结构的传热性能和流阻性能.

2) U 形结构改善了底部流动, 可以降低流动阻力, 同时也会降低传热性能, 降幅在 2.6% ~ 4.5% 左右. 凹陷结构增大了流道底部的扰动, 使得流动阻力升高, 同时也大幅提高了传热性能, 平均增幅在 12% 左右. 综合考虑传热和阻力, 改进

后的网格冷却结构较强的综合传热性能。

3) 网格冷却内部流动复杂,各流道流体相互掺混,并且子流道内流体呈现涡旋式流动。交错流动的相互作用对旋转流动的强化,流体撞击壁面的弯折效应和流体对肋壁上部的冲击作用是网格冷却结构强化传热的三大主因。

4) U形底部有利于子流道内的流体以涡旋的方式向下游传递,降低了流动阻力;凹陷结构的加入,增大了流道底部的扰动强化了传热,并且使内表面传热强度分布趋于均匀。

参考文献:

- [1] 曹玉璋,陶智,徐国强,等. 航空发动机传热学[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2005.
- [2] Han J C, Chen H C. Turbine blade internal cooling passages with ribs turbulator[J]. AIAA Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(2): 226-248.
- [3] Armstrong J, Winstanley D. A review of staggered array pin fin heat transfer for turbine cooling application[J]. Journal of Turbomachinery, 1988, 110(1): 94-103.
- [4] Chyu M K. Recent advances in turbine heat transfer with a view of transition to coal-gas based systems[J]. Journal of Heat Transfer, 2012, 134(3): 031006. 1-031006. 9
- [5] RAO Yu, WAN Chaoyi, XU Yamin. An experimental study of pressure loss and heat transfer in the pin fin-dimple channels with various dimple depths[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(23/24): 6723-6733.
- [6] RAO Yu, ZHANG Xiang, WAN Chaoyi. Pressure loss and heat transfer in channels with pin-fin dimple combined arrays for gas turbine cooling application[R]. ACGT2012-4095, 2012.
- [7] Han B, Goldstein R J. Jet impingement heat transfer in gas turbine systems[J]. Annals of the New York Academy of Sciences, 2001, 934(1): 147-161.
- [8] Ligrani P M, Oliveira M M, Blaskovich T. Comparison of heat transfer augmentation techniques[J]. AIAA Journal, 2003, 41(3): 337-362.
- [9] Bunker R S. Latticework (vortex) cooling effectiveness: Part 1 stationary channel experiments[R]. ASME Paper, GT-2004-54157, 2004.
- [10] Nagoga G P. Effective methods of cooling of blades of high temperature gas turbine[R]. Moscow: Publishing House of Moscow Aerospace Institute Gas Turbine, 1996.
- [11] Acharya S, Zhou F, Lagrone J, et al. Latticework (vortex) cooling effectiveness: Part 2 rotating channel experiments[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(3): 471-478.
- [12] Oh I T, Kim K M, Lee D H, et al. Local heat/mass transfer and friction loss measurement in a rotating matrix cooling channel[J]. Journal of Heat Transfer, 2012, 134(1): 0119011-0119019.
- [13] 张勃, 吉洪湖, 张靖周, 等. 网格式肋化通道换热与总压损失特性研究[J]. 航空动力学报, 2004, 19(2): 201-205. ZHANG Bo, JI Honghu, ZHANG Jingzhou, et al. Experimental study of heat transfer and total pressure drop of a grid-ribbed rectangular channel[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(2): 201-205. (in Chinese)
- [14] 刘庆东, 秦岭. 交错肋结构形式对换热和流阻特性的影响试验研究[J]. 航空发动机, 2007, 33(4): 36-39. LIU Qingdong, QING Ling. Experimental investigation of heat transfer and flow resistance characteristics on crossed-rib configuration[J]. Aeroengine, 2007, 33(4): 36-39. (in Chinese)
- [15] 丁水汀, 秦岭, 邓宏武, 等. 交错肋通道换热和流阻特性的研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(2): 205-209. DING Shuiting, QING Ling, DENG Hongwu, et al. Experimental investigation of heat transfer and flow resistance in a crossed-rib channel[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(2): 205-209. (in Chinese)
- [16] 邓宏武, 潘文艳, 陶智, 等. 开槽交错肋通道换热和流阻特性[J]. 北京航空航天大学学报, 2007, 33(10): 1158-1161. DENG Hongwu, PAN Wenyan, TAO Zhi, et al. Heat transfer and flow resistance in a notched crossed-rib channel[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007, 33(10): 1158-1161. (in Chinese)
- [17] 邓宏武, 谭艳, 王佳仁, 等. 带交错肋结构涡轮叶片复合通道的实验[J]. 航空动力学报, 2010, 25(9): 1931-1937. DENG Hongwu, TAN Yan, WANG Jiaren, et al. Wxperimental study on the turbine blade cooling channel with crossed-ribs[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(9): 1931-1937. (in Chinese)
- [18] Dittus F W, Boelter L M K. Publications on engineering [M]. California: University of California Press, 1930.
- [19] Kays W M, Crawford M E. Convective heat and mass transfer[M]. 3rd ed. New York: McGraw Hill, 1993.
- [20] Han J C, Park J S, Lei C K. Heat transfer enhancement in channels with turbulence promoters[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107(3): 628-635.