

涡轮叶片尾缘内冷通道旋流冷却特性

徐虹艳, 张靖周, 谭晓茗

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 针对简化的叶片尾缘, 设计了 3 种旋流冷却结构, 即冷气分别从旋流腔中部射流孔、旋流腔异侧射流孔、旋流腔同侧射流孔进出旋流腔, 并与常规凸台扰流柱冷却结构进行了对比数值研究, 分析其强化换热机理和效果。结果表明: 旋流腔的结构和冷气的进流布置对旋流冷却性能的影响很大, 冷气从旋流腔某侧射流孔进出的旋流冷却结构不仅在流向截面产生涡旋, 在展向截面也会产生涡旋, 从而有效强化对流换热; 相比凸台扰流柱冷却结构, 旋流冷却结构能够增强换热, 平均努塞尔数增大 6.8%~22.9%, 但流动阻力也随之增加; 冷气从旋流腔异侧射流孔进出的冷却结构强化换热能力较高; 而冷气从旋流腔同侧射流孔进出的冷却结构流动换热综合系数比凸台扰流柱提高 4.2%, 综合性能相对较优。

关 键 词: 涡轮叶片; 尾缘; 旋流冷却; 对流换热; 强化换热

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Vortex cooling performance in internal cooling channel of turbine blade trailing edge

XU Hong-yan, ZHANG Jing-zhou, TAN Xiao-ming

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Three different kinds of vortex cooling configurations were designed and applied to the simplified blade trailing edge. The cooling air flow was injected into the vortex cavities from jet orifices located at the middle of the vortex cavity, staggered side of the vortex cavity and the inline side of the vortex cavity, respectively. A comparison with the common cooling channel fitted with bumps and pin fins was made by numerical simulation. The mechanism and effect of enhanced heat transfer were analyzed. Results show that the configuration of vortex flow cavity and the arrangement of cooling air inflow have important influences on the vortex cooling performances. The vortex cooling configurations with the cooling air injected to one side of the vortex cavity causes significant vortex flows not only in the streamwise plane but also in the spanwise plane, which enhances the convection heat transfer. The vortex cooling configuration can enhance heat transfer in comparison with the bumps and pin fins, with the average Nusselt number increasing 6.8%—22.9%. However, the flow resistance also increases. The vortex cooling configuration with the jet orifices located at the staggered side of the vortex cavity enhances heat transfer capacity greatly, and the configuration with the jet orifices located at the inline side of the vortex cavity, of which the comprehensive coefficient of convection heat transfer is 4.2% higher than that of the bumps and pin fins, achieves the best comprehensive performance.

收稿日期: 2012-12-01

基金项目: 国家自然科学基金(51106073); 江苏省自然科学基金(BK20130790)

作者简介: 徐虹艳(1987—), 女, 江苏无锡人, 硕士生, 主要从事涡轮叶片冷却的研究。

Key words: turbine blade; trailing edge; vortex cooling; convection heat transfer; enhanced heat transfer

随着航空燃气涡轮发动机的迅速发展,发动机热效率和推质比的不断提高,导致涡轮进口燃气温度呈现不断升高的趋势. 涡轮叶片之所以能够在严酷的环境下稳定工作,得益于耐高温材料和高效强化冷却技术的发展. 涡轮叶片尾缘承受的热负荷高,且内冷通道空间受限,因此成为叶片冷却结构设计的难题. 目前广泛应用于叶片尾缘的冷却结构有扰流柱强化换热^[1-7]、肋壁强化换热^[8-10]、半劈缝气膜冷却^[11-13]等. 冷却结构的优化及新型冷却结构的探索也在不断进行中.

利用内冷通道气流流动诱导的旋流强化传热是一种有待深入探索的涡轮叶片尾缘冷却结构. Hedlund 等^[14-15]实验研究了圆管内旋流冲击的涡流结构和强化换热机理,得到了努塞尔数与雷诺数的经验关系式. Glezer 等^[16]首先提出将旋流应用于燃气轮机涡轮叶片的冷却结构, Qian 等^[17]将旋流冷却结构应用于涡轮叶片尾缘,他们通过实验对旋流冷却结构和传统的冲击冷却结构进行了比较,研究发现在不同的雷诺数下旋流冷却结构的平均努塞尔数要大于冲击冷却结构;其他研究人员针对旋流冷却结构在涡轮叶片前缘和弦中区的应用也进行了有益的探索^[18-22]. 综合已有研究发现:气流旋流流动能够加强壁面换热,并使得壁面温度分布更为均匀,但同时会使通道内流动阻力增加. 本文将叶片尾缘简化成等腰梯形,将该旋流冷却结构应用到叶片尾缘中. 共设计了 3 种不同的旋流冷却结构,通过数值模拟,对其梯形通道内的流动换热特性进行对比,分析其强化传热机理和效果.

1 计算模型

叶片尾缘简化成等腰梯形结构,如图 1(a) 所示,壁面倾斜角约为 4.7° ,梯形结构前端高为 6 mm,长为 22 mm,在展向截取为 14 mm 的对称段,在通道前设置一定长度的稳定段. 作为对比基准的凸台扰流柱冷却结构,如图 1(a)、图 1(b) 所示,凸台宽度为 2 mm,间距为 5 mm;扰流柱错排排列,直径为 1.67 mm,垂直于流向扰流柱间距为 2 mm,沿流向各排扰流柱间距为 5 mm,扰流柱高度均为 1.67 mm.

在尾缘内部设置 3 个旋流腔,3 个旋流腔的 z 向截面积分别为 19.8 、 11.8 mm^2 和 6.9 mm^2 ,用

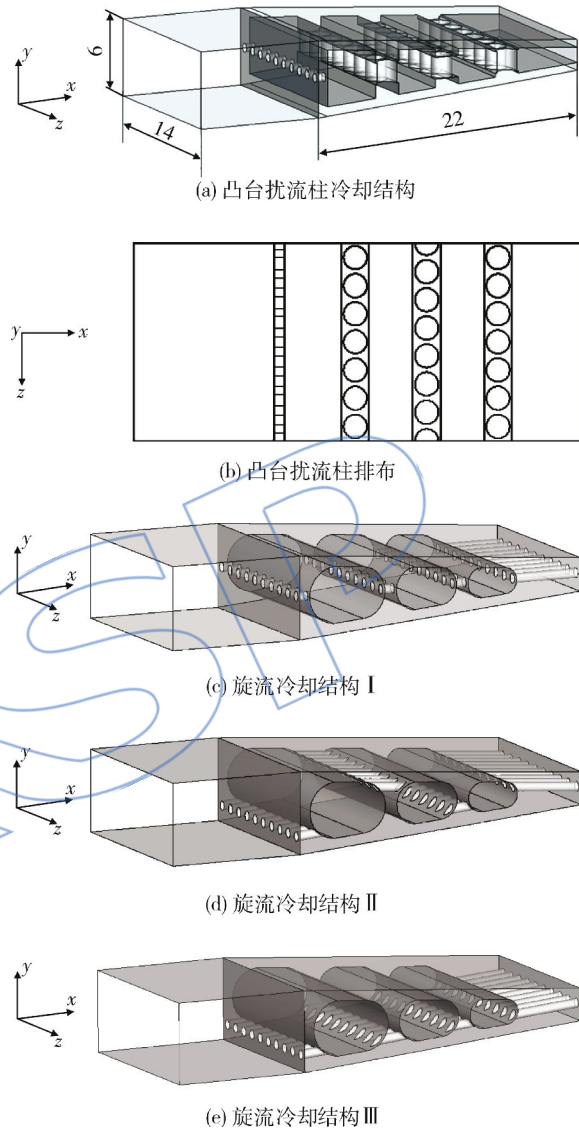


图 1 计算模型 (单位:mm)

Fig. 1 Computational model (unit:mm)

射流孔相连通,射流孔直径 $d=0.7$ mm,孔间距为 1.4 mm,各腔的射流孔均呈顺排. 根据不同的射流孔排布,形成了 3 种不同的旋流冷却结构. 连接旋流腔的射流孔截面积与凸台扰流柱冷却结构 3 排扰流柱的最小流通截面积相等.

3 种旋流冷却结构的区别在于射流孔连接旋流腔的位置. 结构 I 中,冷却气流从旋流腔中部依次流入和流出;结构 II 中,冷却气流从旋流腔上下侧交替流入;结构 III 中,冷却气流从旋流腔同侧依次流入.

为了更好地分析流动特征,在 x 方向沿流向截取 3 个截面,每个旋流腔分别截取一个平面,以

尾缘内冷通道进口射流隔板作为 x 坐标起点, S 为梯形尾缘总长,如图2所示。

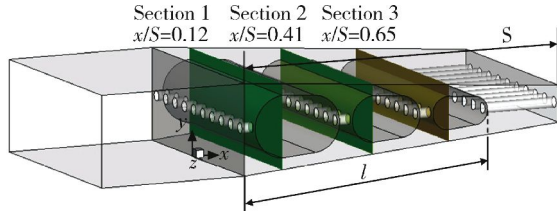


图2 展向截面位置

Fig. 2 Arrangement of spanwise sections

气体进口质量流量为 2 g/s ,对应的进口雷诺数为 $11\,000$,温度为 800 K ,湍流强度为 5% ;气体出口压力为 0.157 MPa ,且满足质量守恒条件;上下壁面加恒热流,热流密度 $q=500\,000\text{ W/m}^2$;气体为可压理想气体,固体材料选用耐高温合金,导热系数取为 $26\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 。

2 计算方法及验证

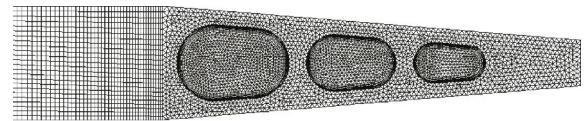
本文采用流固耦合的 Fluent 软件分离隐式求解器进行稳态求解;各物理量的离散格式均为2阶迎风格式;压力-速度耦合采用 SIMPLEC (semi-implicit method for pressure-linked equations-consistent)算法;解收敛的标准是各项残差精度均小于 10^{-5} 、残差曲线趋于平直且梯形通道上下表面的平均温度基本不变。

经过网格独立性分析,计算网格量约为150万。如图3所示,梯形通道冷却结构采用非结构化网格。在内冷通道的旋流腔贴壁处流体的速度、温度梯度较大,为了能准确模拟旋流的对流换热特性,在旋流腔内壁面划分了附面层网格;由于射流孔结构较小,且对内流的影响较大,也作了局部加密。

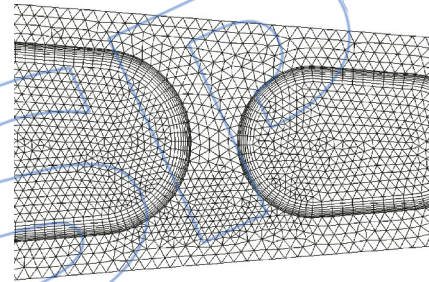
计算域的边界条件设置:气体进口为质量流量进口,出口为压力出口;两侧对称面为对称边界,上下壁面采用恒热流边界,所有壁面均为无滑移速度边界,进行叶片冷却结构的流-固耦合热分析。

在计算前需要根据内部冷却结构的对流换热特性进行湍流模型的验证和选取,才能获得较为准确的数值模拟结果。本文通过文献[7]中圆形扰流柱结构的实验结果来选取湍流模型和验证计算方法。图4为实验模型示意图,扰流柱高度为 2.5 mm ,直径为 5 mm ,凸台宽为 7 mm ;扰流柱错排排列,沿流向间距为 10.5 mm ,沿展向间距为

8.75 mm 。雷诺数定义为 $Re=UD_h/\nu$ (U 为气流进口速度, D_h 为扰流柱当量直径, ν 为空气的运动黏度),取值范围为 $1\,280\sim5\,300$ 。选择4种湍流模型与文献[7]的实验结果相比较,如图5所示,各种湍流模型的计算结果与实验结果趋势大致相同,平均努塞尔数随着雷诺数的增大而增大。其中 realizable $k-\epsilon$ 湍流模型与实验结果最接近。因此本文采用 realizable $k-\epsilon$ 湍流模型。



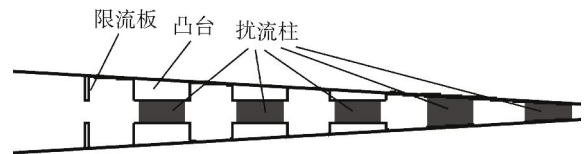
(a) 梯形通道旋流冷却结构网格



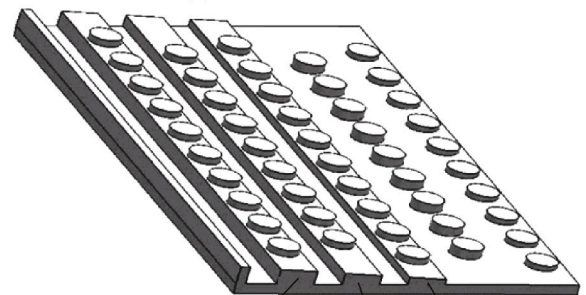
(b) 旋流腔网格局部放大

图3 计算域网格

Fig. 3 Grid of computational region



(a) 内冷通道结构



第1排 第2排 第3排

(b) 通道内部结构

图4 实验模型^[7]

Fig. 4 Experimental model^[7]

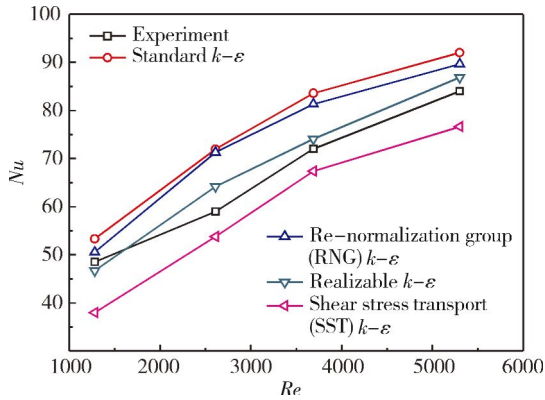


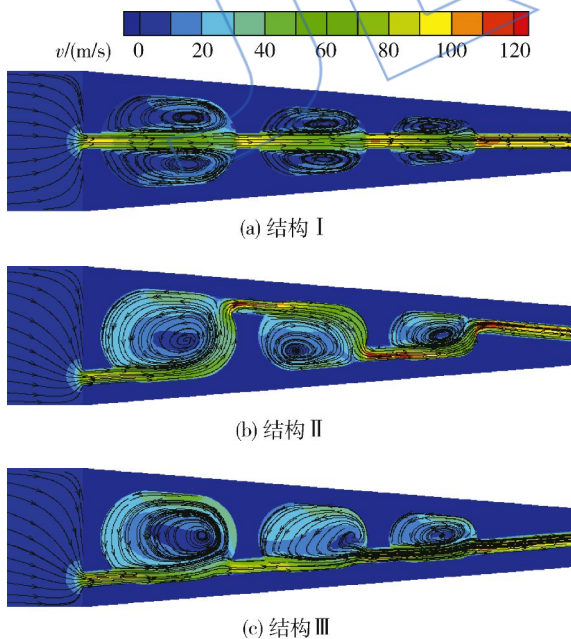
图 5 湍流模型验证

Fig. 5 Validation of turbulence models

3 计算结果与分析

3.1 流动性能分析

图 6 是 3 种旋流冷却结构梯形通道 z 方向中截面上的流场分布。由图可以看出, 结构 I 中, 冷却气体流进旋流腔后形成相向旋转的一对旋涡; 而结构 II 中, 气流旋转方向则为顺时针、逆时针、顺时针交叉进行; 结构 III 中 3 个旋流腔中气流旋转均为逆时针方向。旋涡周边气流速度较高, 而在旋涡中心则形成低速区, 不同旋流冷却结构在尾缘内部形成截然不同的流场分布。

图 6 梯形通道 z 方向中截面流场分布Fig. 6 Distribution of flow field at middle section of trapezoidal channel in z -direction

涡量是反映流动特性的一个关键的物理参量, 流体微团的旋转在流场中表现为不同尺度和

不同旋转频率的旋涡, 旋涡的大小和强弱可以用涡量 ω 表征。

$$\omega_z = \partial v / \partial x - \partial u / \partial y \quad (1)$$

图 7 是梯形通道 z 方向中截面上的涡量分布。结构 I 在狭小的离散射流孔内及出口区域形成较为对称、涡量较大的区域, 旋向相反; 小涡量区出现在射流孔出口附近的上下两侧。结构 II 和结构 III 也在射流孔及出口区域形成大涡量区, 不同的是腔内正负涡量值区域呈不均衡分布, 主要以某一方向的旋涡为主, 且涡量大的区域沿旋流腔腔周分布, 小涡量区主要出现在旋流腔的中心。涡量大的区域则旋流流动剧烈, 换热增强。对比流场图可以看出, 尾缘内流结构中涡量分布与流场分布有一定的对应关系。在流速较大及旋流流动较强的区域, 当地涡量较大。

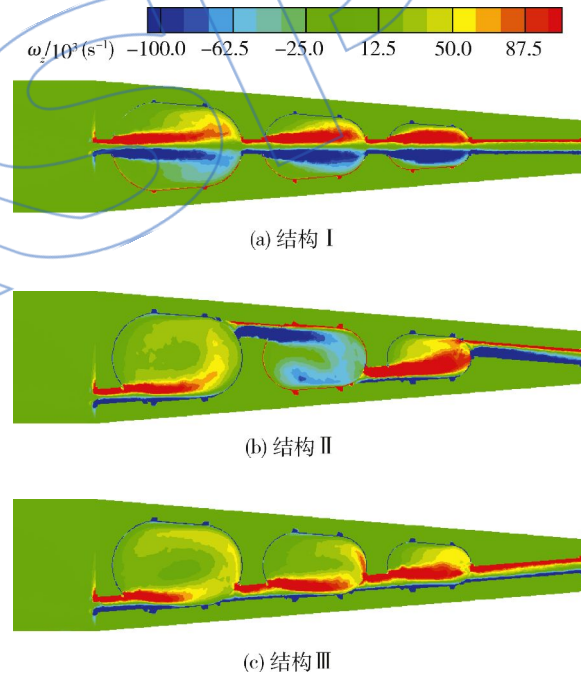
图 7 梯形通道 z 方向中截面上涡量分布Fig. 7 Distribution of vorticity at middle section of trapezoidal channel in z -direction

图 8 为结构 I 与结构 III 旋流冷却结构沿 x 方向各展向截面流场分布。从图中可以发现, 结构 I 与结构 III 在 $y-z$ 平面上的速度矢量截然不同。结构 I 中, 射流孔设置在旋流腔的中间位置, 气流由射流孔中流出后垂直冲击在旋流腔壁上, 因此在截面中间位置形成高速区。 x 方向截面上下部分流体速度以 y 方向为主, 这说明了气体出流后除了向前流动外, 主要向上下翻转, 形成了图 6 中结构 I 在 z 方向截面上的对称旋涡。而在结构 III 中,

气流从近腔壁处切向流进旋流腔, 气流表现出很强的三维流动特征. 从 x 方向截面上的速度矢量图中可以看出, 气体从射流孔流出后, 有组织地向左右两侧偏转, 旋流流动不仅在 x - y 平面内, 同时在 y - z 平面内也形成涡旋流动. y - z 平面内的涡旋流动使得气流速度沿 z 方向不均衡. 此外, 随着旋流腔尺寸的变化, 涡包的大小也随之改变. 旋流腔尺寸越小, 形成的涡包越小, 涡包的数量则增多. 可见气流在旋流冷却结构Ⅲ的旋流腔内形成了复杂的三维涡旋.

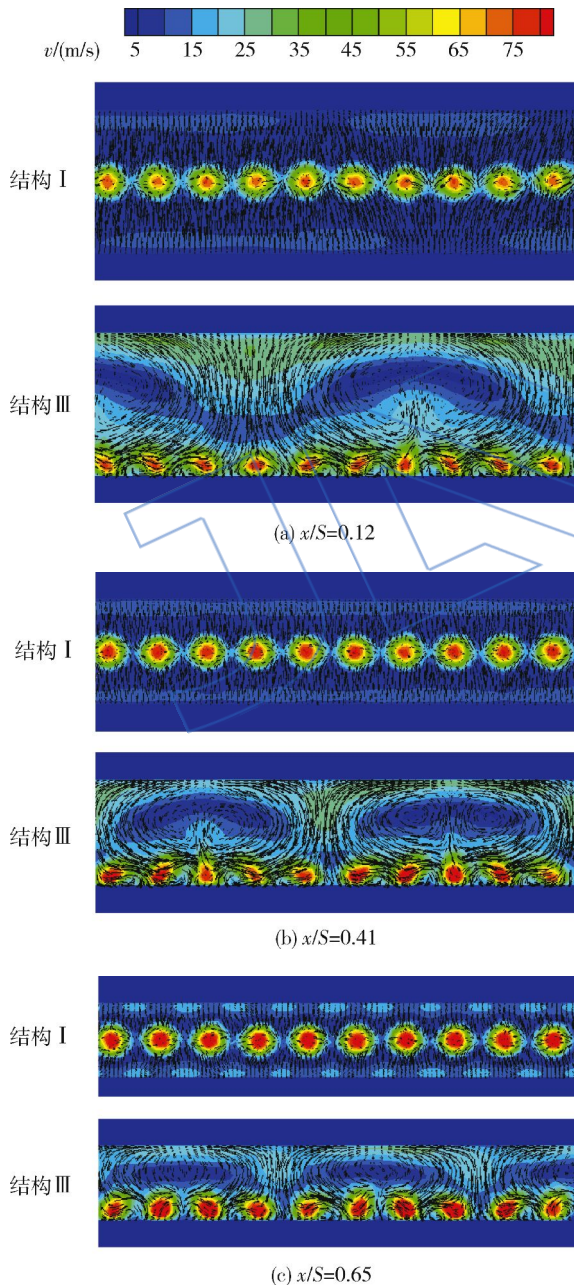


图 8 不同旋流冷却结构各展向截面流场分布

Fig. 8 Distribution of flow field at spanwise sections of different vortex cooling configurations

图 9 为不同冷却结构通道内沿程阻力系数的分布.

$$C_p = \frac{p_{\text{in}} - p_{\text{tf}}}{0.5(\rho u^2)_{\text{in}}} \quad (2)$$

式中 p_{in} 为进口总压, $0.5(\rho u^2)_{\text{in}}$ 为射流孔进口处动压头. 当计算冷却结构总阻力系数时, p_{tf} 为出口总压; 当计算沿程阻力系数时, 则将 p_{tf} 取为当地总压.

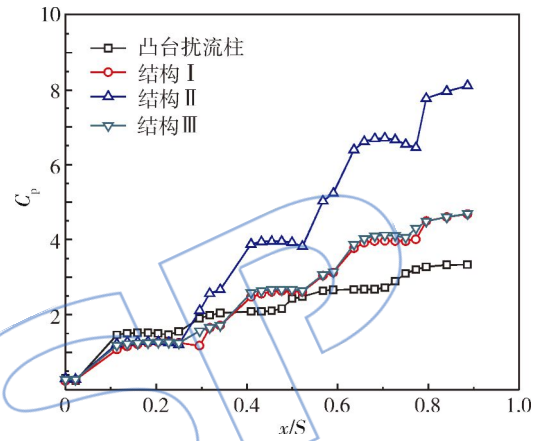


图 9 不同冷却结构通道沿程阻力系数分布

Fig. 9 Distribution of travel resistance coefficient in different cooling configuration channels

比较 3 种旋流冷却结构, 在 3 个旋流腔内, 沿程阻力系数变化不大, 流体在射流孔进出口处, 沿程阻力系数陡增. 同样, 结构 I 和结构 III 的沿程阻力系数相差不大, 而结构 II 要明显大于其他两者, 说明结构 II 会带来很大的气动损失. 常规凸台扰流柱冷却结构沿程阻力系数曲线较为平缓, 明显小于旋流冷却结构.

3.2 传热性能分析

图 10 分别是 4 种不同冷却结构梯形通道外壁面上、下表面平均努塞尔数分布图.

外壁面平均表面传热系数定义为

$$h_{\text{av, outer}} = \frac{q}{T_{\text{w, outer}} - T_{\text{f, in}}} \quad (3)$$

式中 q 为梯形通道外壁面施加的恒热流. 在通道外壁面上、下表面作展向截线, $T_{\text{w, outer}}$ 为外壁面截线上平均壁温, $T_{\text{f, in}}$ 为气流进口温度.

外壁面平均努塞尔数定义为

$$Nu_{\text{av}} = \frac{h_{\text{av, outer}} \cdot l}{\kappa} \quad (4)$$

式中将梯形通道外壁面从射流孔进口到第 3 个旋流腔末端对应区域作为有效壁面, 有效长度为 l , κ 为流体导热系数. 如图 2 所示.

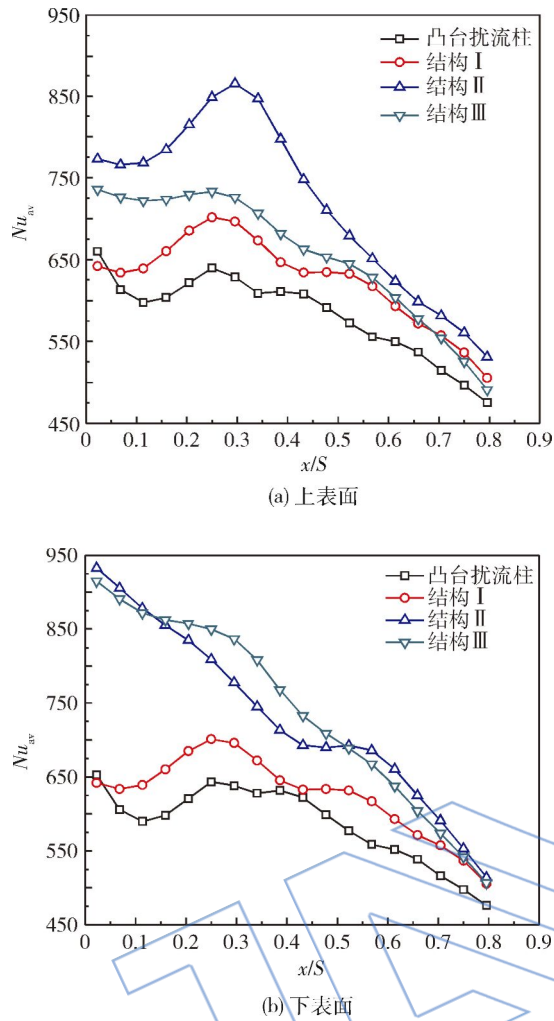


图 10 梯形通道外壁面平均努塞尔数分布
Fig. 10 Distribution of average Nusselt number outside trapezoidal channel

从上表面的努塞尔数分布曲线可以看到, 4 种冷却结构的努塞尔数分布曲线总体均呈下降趋势. 凸台扰流柱冷却结构上表面努塞尔数最小; 结构 II 的努塞尔数最大; 结构 I 和结构 II 的努塞尔数曲线波动较大, 而结构 III 则相对平稳; 努塞尔数越大则换热效果越好, 对应的壁温越低; 从图中可以看出 4 种冷却结构上表面的换热效果: 结构 II > 结构 III > 结构 I > 凸台扰流柱冷却结构. 从下表面的努塞尔数分布曲线可以看到, 由于凸台扰流柱和结构 I 的结构对称, 其上下表面的努塞尔数也对称分布; 结构 III 的射流孔靠下表面排布, 使得结构 III 下表面换热增强, 努塞尔数最大; 结构 I 曲线波动较大, 结构 II 和结构 III 曲线相对平稳; 从图中可以看出 4 种冷却结构下表面的换热效果: 结构 III > 结构 II > 结构 I > 凸台扰流柱冷却结构. 相比常规凸台扰流柱冷却结构, 旋流冷却结构使通道上、下表面的换热效果明显改善.

环绕 3 个旋流腔壁作平行于 z 轴的截线 (不截经射流孔). X 是以旋流腔最左点作为起始点沿壁的弧线长度, 以示区别, 沿壁顺时针为正值, 逆时针为负值. L 是当前旋流腔的半周长. 图 11 是不同旋流冷却结构中 3 个旋流腔内壁面平均表面传热系数分布.

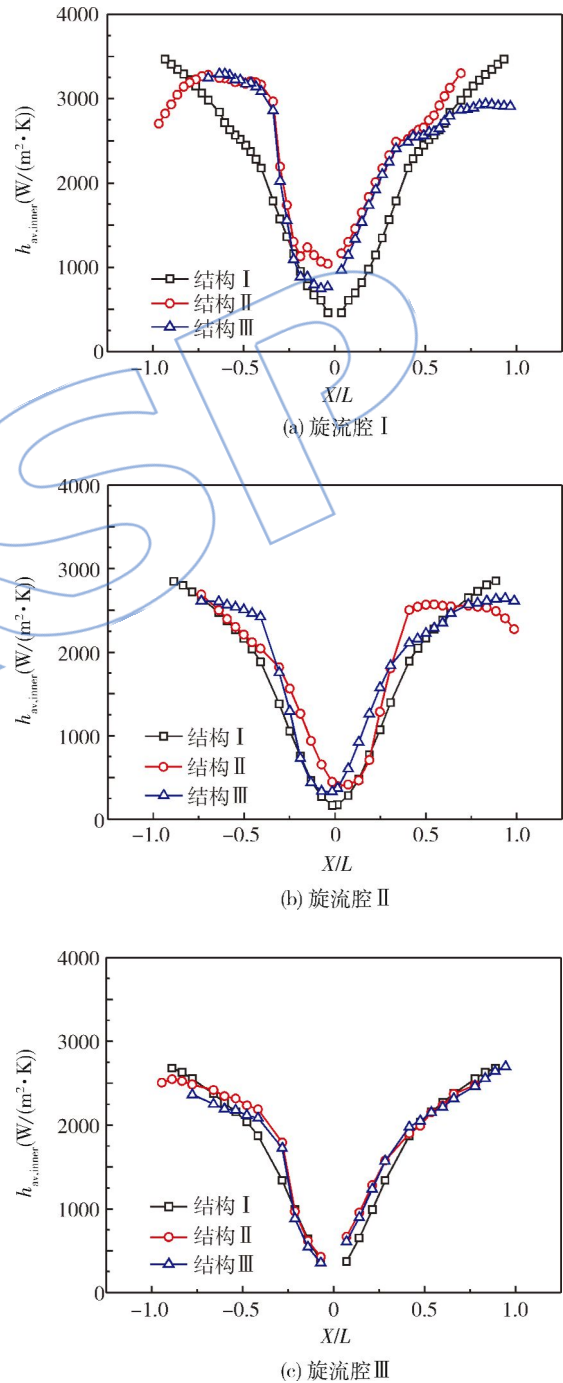


图 11 旋流腔内壁面平均表面传热系数分布
Fig. 11 Distribution of average surface heat transfer coefficient at inside wall of vortex cavities

内壁面平均表面传热系数定义为

$$h_{av,inner} = \frac{q_{av}}{T_{w,inner} - T_{f,in}} \quad (5)$$

式中 q_{av} 为截线上的平均热流, $T_{w,inner}$ 为内壁面截线上的平均温度。

从图 11 中可以看到, 3 个旋流腔中内壁面平均表面传热系数从前往后均大体呈上升趋势, 旋流腔前部(邻近进气截面 $X/L=0$)的平均表面传热系数很低, 而后部的平均表面传热系数高。这是因为气流从射流孔中流出, 冲刷后部壁面, 气流转折, 最后流到腔的前端, 在此过程中气流动能减小, 温度也逐渐升高, 因此旋流腔的内壁面平均表面传热系数呈前低后高的趋势。对比图 7 的涡量图可以发现, 若内壁面附近气流涡量较大, 则该壁面平均表面传热系数也较大; 此外在靠射流孔一侧的内壁面平均表面传热系数增大明显, 这是因为此处内壁面流经的气体流速相对较大, 换热能力较强。比较 3 种不同冷却结构对应的旋流腔平均表面传热系数曲线可知, 换热增强主要有两个因素: 冲击和旋流作用。由于结构 I 中, 冲击作用占主导, 在正对射流冲击的内壁面位置处 ($X/L=1$ 或 -1), 对流换热能力最强, 旋流腔前后端平均表面传热系数差异最大, 曲线变化较陡。在第 1 个旋流腔中, 结构 II 和结构 III 中的射流从旋流腔下壁流入, 因此在旋流腔下壁 $X/L \in (-0.25, -0.75)$ 的平均表面传热系数较高且基本相当, 同时由于腔内的旋流流动, 在腔体内壁面的大部分区域的平均表面传热系数均高于结构 I, 对比而言, 由于结构 II 中的气流进出旋流腔的位置分别在下侧和上侧, 腔体内部诱导的旋流对前部和上侧壁后部的换热增强效果更优; 在第 2 个旋流腔中, 旋流腔的进出流方式的影响体现得尤为显著, 对结构 II, 气流从旋流腔上侧进入, 在 $X/L \in (0.35, 0.75)$ 的对流换热能力较高, 对结构 III, 气流从旋流腔下侧进入, 在 $X/L \in (-0.3, -0.75)$ 的对流换热能力较高; 而在第 3 个旋流腔中, 结构 II 和结构 III 的旋流冷却结构趋于一致, 两者的平均表面传热系数分布几乎没有差异。

3.3 综合性能分析

表 1 是对 4 种冷却结构的综合性能的一种衡量, 列出了 4 种冷却结构外壁面的平均努塞尔数、阻力系数和流动换热综合系数 ξ 。

通道外壁面有效壁面总平均表面传热系数定义为

表 1 不同冷却结构流动换热综合系数对比

Table 1 Comparison of comprehensive coefficient of convection heat transfer of different cooling configurations

结构	$\overline{Nu}_{av}$	C_p	ξ
凸台扰流柱	591.9	3.322	396.7
结构 I	632.0	4.876	372.7
结构 II	727.5	8.312	359.1
结构 III	701.6	4.887	413.4

$$\bar{h}_{av,outer} = \frac{q}{T_{w,outer} - T_{f,in}} \quad (6)$$

式中 $T_{w,outer}$ 为通道外壁面上有效壁面平均壁温。

冷却结构平均努塞尔数定义为

$$\overline{Nu}_{av} = \frac{\bar{h}_{av,outer} \cdot l}{\kappa} \quad (7)$$

式中 $\bar{h}_{av,outer}$ 为有效壁面总平均表面传热系数。

流动换热综合系数定义为

$$\xi = \frac{\overline{Nu}_{av}}{C_p^{1/3}} \quad (8)$$

比较而言, 结构 II 的平均努塞尔数最高, 外壁面的换热最强, 但对应的流动阻力也最大; 凸台扰流柱冷却结构的努塞尔数最小, 阻力系数也最小; 结构 I 和结构 III 位于前两者中间。由表 1 可知: 冷却结构换热越好同时代价越大, 所以采用流动换热综合系数来衡量换热强化与流动阻力之间的关系。针对本文所研究的几种冷却结构, 其流动换热综合系数的相对关系为: 结构 III > 凸台扰流柱冷却结构 > 结构 I > 结构 II。结构 I 和结构 II 流动换热综合系数小于凸台扰流柱冷却结构, 说明旋流冷却结构在一定程度上能够增强换热, 改善冷却效果, 但是通道内流动阻力也大幅增加; 综合考量, 结构 III 在 4 种冷却结构中性能最优。

4 结 论

1) 3 种不同的旋流冷却结构中, 进出口射流孔的位置不同使得内冷通道中流体的流场、涡量分布截然不同, 结构 II 和结构 III 不仅在 $x-y$ 平面内产生旋流, 在 $y-z$ 平面内也出现成对旋涡。结构 I 的强化换热能力在三者中最差。

2) 相比凸台扰流柱冷却结构, 旋流冷却结构能够增强换热, 改善通道表面冷却效果, 但流动阻力也随之增加。

3) 结构 II 的冷却效果最好, 但对应的流动阻

力也相对较高;结构Ⅲ的冷却效果仅次于结构Ⅱ,且流动阻力相对较小;比较3种旋流冷却结构,结构Ⅲ综合性能最优。

参考文献:

- [1] Metzger D E, Berry R A, Bronson J P. Developing heat transfer in rectangular ducts with staggered arrays of short pin fins [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1982, 104 (4): 700-706.
- [2] Chyu M K, Hsing Y C, Natarajan V. Convective heat transfer of cubic fin arrays in a narrow channel[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(2): 362-367.
- [3] Hwang J J, Lui C C. Measurement of endwall heat transfer and pressure drop in a pin-fin wedge duct[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, 45(4): 877-889.
- [4] Giovanni T. Heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with diamond-shaped elements[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, 44 (8): 3529-3541.
- [5] 王奉明,张靖周,王锁芳. 不同形状扰流柱矩形通道内流动特性研究[J]. *航空学报*, 2007, 28(1): 37-41.
WANG Fengming, ZHANG Jingzhou, WANG Suofang. Study of flow characteristics inside rectangular channel with different pin fins[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2007, 28(1): 37-41. (in Chinese)
- [6] 张丽,朱惠人,刘松龄,等. 短扰流柱排端壁的平均换热实验[J]. *推进技术*, 2008, 29(5): 523-526, 556.
ZHANG Li, ZHU Huiren, LIU Songling, et al. Experiments on heat transfer in trapezoidal channel with short pin-fin arrays[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2008, 29(5): 523-526, 556. (in Chinese)
- [7] 谭晓茗,胡训尧,张靖周. 涡轮叶片尾缘梯形通道异形扰流柱流动换热特性实验[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(2): 319-325.
TAN Xiaoming, HU Xun Yao, ZHANG Jingzhou. Experimental on flow and heat transfer characteristics in trapezoidal passage of turbine blade trailing with different pin-fins[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(2): 319-325. (in Chinese)
- [8] Buchlin J M. Convective heat transfer in a channel with perforated ribs[J]. *International Journal of Thermal Science*, 2002, 41(4): 332-340.
- [9] 陶智,袁星,丁水汀,等. 涡轮叶片尾缘通道中纵向肋对换热特性的影响[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(7): 1189-1193.
TAO Zhi, YUAN Xing, DING Shuiting, et al. Effect of different clapboards structure in turbine blade trailing edge complex passages on heat transfer characteristics[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(7): 1189-1193. (in Chinese)
- [10] 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.
- [11] DENG Hongwu, TAN Yan, WANG Jiaren, et al. Experimental study on the turbine blade cooling channel with crossed-ribs[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(9): 1931-1937. (in Chinese)
- [12] Taslim M E, Spring S D, Mehlman B P. Experimental investigation of film cooling effectiveness for slots of various exits geometries[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 1992, 6(2): 302-307.
- [13] YUAN Hepeng, ZHU Huiren, KONG Manzhao. Effects of blowing ratio measured by liquid crystal on heat transfer characteristics of trailing edge cutback[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2008, 21(6): 488-495.
- [14] Joo J, Durbin P. Simulation of turbine blade trailing edge cooling[J]. *Journal of Fluid Engineering*, 2009, 131 (2): 021102. 1-021102. 14.
- [15] Hedlund C R, Ligrani P M, Glezer B, et al. Heat transfer in a swirl chamber at different temperature ratios and Reynolds numbers[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999, 42(6): 4081-4091.
- [16] Hedlund C R, Ligrani P M. Local swirl chamber heat transfer and flow structure at different Reynolds numbers [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2000, 122(3): 375-385.
- [17] Glezer B, Moon H K. A novel technique for the internal blade cooling[R]. ASME Paper 96-GT-181, 1996.
- [18] Qian C, Flannery K, Saito K, et al. Innovative vortex cooling concept and its application to turbine airfoil trailing edge cooling design[R]. AIAA 97-3013, 1997.
- [19] Khalatov A A, Syred N, Bowen P J, et al. Quasi two-dimensional cyclone-jet cooling configuration: evaluation of heat transfer and pressure losses[R]. ASME Paper 2001-GT-0182, 2001.
- [20] Hedlund C R, Ligrani P M, Glezer B, et al. Heat transfer and flow phenomena in a swirl chamber simulating turbine blade internal cooling [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(4): 804-813.
- [21] Ekkad S V, Pamula G, Acharya S. Influence of crossflow-induced swirl and impingement on heat transfer in an internal coolant passage of a turbine airfoil[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2000, 122(3): 421-429.
- [22] John P C W L, Ireland P T, Harvey N W. Measurement of heat transfer coefficient distributions and flow field in a model of a turbine blade cooling passage with tangential injection[R]. ASME Paper 2006-GT-90352, 2006.
- [23] 刘高文,薛彪,彭力,等. 叶片前缘旋流和常规冲击对比数值研究[J]. *推进技术*, 2011, 32(4): 576-585.
LIU Gaowen, XUE Biao, PENG Li, et al. Numerical investigation on difference between blade leading edge vortex and normal impingement cooling[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2011, 32(4): 576-585. (in Chinese)