

文章编号: 1000-8055(2006) 01-0071-06

肋片几何形状对仿螺旋肋片内冷通道 流动与换热的影响

邱庆刚, 沈胜强

(大连理工大学 能源与动力工程学院, 辽宁 大连 116024)

摘要: 利用数值模拟方法, 分析了仿螺旋肋片内冷通道在通道宽高比 $AR = 2.9$ 、肋高与通道当量直径比 $e/D_h = 0.336$ 、肋高与通道高度比 $e/H = 0.5$ 、肋片与轴面的夹角 $\beta = 15^\circ$ 及雷诺数在 $1 \times 10^4 \sim 2 \times 10^5$ 之间时, 矩形肋片和楔形肋片对仿螺旋肋片内冷通道强化传热与流动阻力特性的影响。计算结果表明, 仿螺旋内冷通道平均换热系数得到了明显的提高, 但同时流动阻力也显著增加。在所研究的范围内, 矩形仿螺旋肋片内冷通道的换热强化比要高于同等几何排列条件下的楔形仿螺旋肋片内冷通道, 但其综合肋化效率要低于相同几何排列条件下的楔形仿螺旋肋片内冷通道。

关键词: 航空、航天推进系统; 燃气轮机; 叶片; 冷却; 仿螺旋肋片

中图分类号: V 231.1

文献标识码: A

Effect of Helix-Alike Fin Surface Shape on Flow and Heat Transfer in the Internal Cooling Passage

QIU Qing-gang, SHEN Sheng-qiang

(School of Energy and Power Engineering,

Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: 3-D Navier-Stokes equations were solved with the conventional $k-\epsilon$ turbulence model to predict turbulent flow and heat transfer in the internal cooling passage of the gas turbine blades, in which the staggered arrays of discrete helix-alike rectangular-fins or wedged-fins with a certain angle were used along two inside opposite walls. Results were presented for Reynolds number in the range of 1×10^4 to 2×10^5 , cross-section aspect ratio of 2.9, fin height to hydraulic diameter ratio of 0.336, fin height to passage height ratio of 0.5, and the inclined angle of the helix-alike fin of 15° . A complicated 3-D accelerated spiral-flow which just likes the fluid flow in helical-fin tube has been formed and it has significant effects on the heat transfer. The averaged Nusselt number ratios decrease and the friction factor ratios increase with the increasing Reynolds number for all the studied cases. Also the detailed discussion of the influence of helix-alike fin surface shape on heat transfer and pressure drop was given. It is found that, the heat transfer enhancement in the internal cooling passage with helix-alike rectangular-fin is better than others, but the comprehensive enhancement performance ratio is lower than that with helix-alike wedged fins.

收稿日期: 2004-12-20; 修订日期: 2005-04-18

联系人: 沈胜强

基金项目: 国防重点实验室基金资助(51459030101 JW 0901)

作者简介: 邱庆刚(1969-), 男, 辽宁辽阳人, 大连理工大学能源与动力工程学院讲师, 在职博士生, 主要从事传热传质强化及过程系统能量集成的研究。

Key words: aerospace propulsion system; gas turbine; blade; cooling; helix-alike fins

随着航空燃气涡轮发动机性能的不 断提高, 涡轮前进气温度越来越高, 这使得燃气涡轮发动机叶片在越来越高的温度下工作, 其温度已远远高出燃气轮机叶片材料所能承受的范围, 要保证涡轮叶片在高温下可靠工作, 就必须对其进行冷却。在现代先进燃气涡轮发动机涡轮叶片的内部通道中, 特别是在叶中弦区部位几乎都应用了肋化内冷通道强迫对流冷却技术, 一方面增强对流体的扰动, 增加流体流动的湍流度及破坏壁面附近边界层的层流底层, 另一方面增大换热面积, 用以强化换热, 带走大部分高温燃气传给叶片壁面的热量, 有效降低叶片内壁的温度。肋化内冷通道通常使用短肋条、针肋、矩形肋以及楔形肋等, 国内外已经有许多学者对于上述的几种几何形状的肋, 从不同角度进行了大量卓有成效的研究。其中对短肋条强化换热手段的研究较多也较成熟^[1~6], 短肋条的排列方式、冲击角及几何尺寸等参数对内冷通道换热及流动阻力特性具有很强的影响。吉洪湖^[7]、田丽亭^[8]等人研究了带有针肋内冷通道的换热特性, 指出由于针肋的扰流作用, 在针肋附近局部换热系数得到增强。苑中显等人^[9]利用数值方法研究了带有矩形肋内冷通道的流动与换热特性, 数值计算表明, 矩形肋具有较高的强化换热效果。张勃和吉洪湖等人^[10, 11]实验研究了网格式肋化内冷通道的强化换热与流动阻力特性。实验表明, 当雷诺数在 $0.5 \times 10^5 \sim 1.2 \times 10^5$ 范围内变化时, 网格式肋化内冷通道换热效果比光滑内冷通道提高了 5~9 倍, 但伴随的总压损失增加了 3 个数量级。邱庆刚等人^[12]利用数值方法研究了楔形仿螺旋肋片内冷通道的流动与换热特性, 其研究表明, 在楔形肋片间存在复杂的三维加速旋转流动, 且该仿螺旋流动的效果随着楔形肋片与主流方向的夹角 α 角的增大而效果越明显, 这种三维加速旋转流动特性对内冷通道的强化传热和流阻特性具有很强的影响, 通道平均换热系数得到了明显的提高, 比光滑内冷通道提高了 3~7 倍, 但同时流动阻力也显著增加。

仿螺旋肋片内冷通道的主要特点是把倾斜间断性肋片布置在通道横截面积为矩形的内冷通道中, 形成仿螺旋肋片, 以期流体旋转流动, 增强总体换热强度。这种新型的内冷通道冷却方案与文献[9]相比, 不仅利用了肋片作为扩展面积达到强化换热的目的, 同时利用其一定的几何排列来仿

效螺旋肋片管的强化换热机理, 起到了迫使流体旋转运动、提高流速和减小层流底层厚度的作用; 与文献[10, 11]相比, 虽然肋片高度同样达到了矩形通道高度的一半, 但仿螺旋肋片内冷通道中肋片是间断性排列且倾斜一定的角度, 在内冷通道换热得到强化的同时, 其流动阻力的增加相对要小。本文用数值模拟的方法, 分析了肋片的几何形状对内冷通道强化传热与流动阻力特性的影响。

1 几何物理模型及计算方法

本文所研究的仿螺旋肋片内冷通道中的流体流动假定为稳态不可压缩且为充分发展流, 不考虑叶片的旋转效应。图 1 为矩形仿螺旋肋片内冷通道计算区域三维立体结构示意图, 图 2 为所建立的物理模型计算区域平面示意图。该物理模型

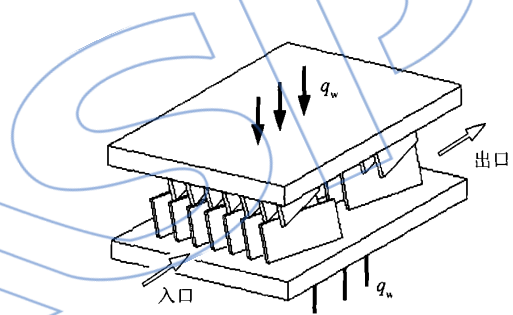


图1 仿螺旋肋片内冷通道三维结构示意图
Fig. 1 3-D Schematic diagram of computational domain

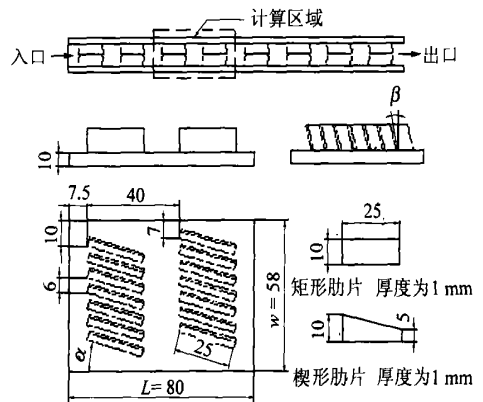


图2 仿螺旋肋片内冷通道平面结构示意图
Fig. 2 Schematic diagram of construction

长为 320 mm, 从入口到出口沿流动方向上下板各有 8 排肋片, 每排分别有 7 片肋片。上下板之间对应的肋片倾斜方向相反, 且相互之间错列 3

mm, 如图 1 所示。这种结构模仿螺旋肋片管通道, 以期促使流动形成螺旋流动。每排肋片中各个肋片之间间距为 6 mm, 各排矩形肋片沿流动方向间距为 40 mm, 且相互错列 3 mm; α 是肋片与流动方向的夹角, β 是肋片的倾斜角, 该模型的其它几何参数参看图 2。在该流动模型中, 内冷通道的几何结构沿流动方向上具有重复性的特点, 从而导致了周期性完全发展的流动, 周期性条件在足够的入口长度后就会形成, 因此对于充分发展流, 由于流动的周期性可取图 2 中的虚线所示部分为计算区域。为了研究矩形肋片和楔形肋片的几何形状因素对仿螺旋肋片内冷通道的强化传热与流动阻力特性的影响, 两种几何形状肋片的仿螺旋肋片内冷通道, 除肋片本身的几何参数之外, 其它几何参数, 包括肋片排列方式、倾斜角度等都是同样的, 矩形肋片及楔形肋片的具体几何参数见图 2。

本文计算了通道宽高比 $AR = 2.9$ 、肋高与通道当量直径比 $e/D_h = 0.336$ 、肋高与通道高度比 $e/H = 0.5$ 、肋片与轴面的夹角 $\beta = 15^\circ$ 、肋片与主流方向夹角 α 分别为 15° 、 30° 以及雷诺数 Re 分别取值为 1×10^4 、 2×10^4 、 4×10^4 、 6×10^4 、 8×10^4 、 1×10^5 、 2×10^5 , 叶片静止情况下, 肋片的几何形状对仿螺旋肋片内冷通道强化传热与流动阻力特性的影响。计算过程中, 上下板外表面加热为定热流 $q_w = 40 \text{ kW/m}^2$, 其它 2 个侧面为绝热表面; 冷却介质为空气, 在进口处平均温度为 293 K。文中 4 个算例中, 算例 1 为矩形肋片, $\alpha = 15^\circ$; 算例 2 也为矩形肋片, 但 $\alpha = 30^\circ$; 算例 3 则为楔形肋片, $\alpha = 15^\circ$; 算例 4 同为楔形肋片, 但 $\alpha = 30^\circ$; 4 个算例的其他几何及流动参数相同。

设仿螺旋肋片内冷通道沿流动方向的几何周期长度矢量为 L , 则在完全充分发展周期性流动计算区域, 对于位置矢量 r , 速度矢量分量有如下形式的关系:

$$\left. \begin{aligned} u(r) &= u(r + L) = u(r + 2L) = \cdots \\ v(r) &= v(r + L) = v(r + 2L) = \cdots \\ w(r) &= w(r + L) = w(r + 2L) = \cdots \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

在上述的完全充分发展周期性流动形成之后, 沿主流方向的压力不是周期性的, 但周期流动会在流向的每一个几何周期模块之间有一个定压降 Δp , 也即模块之间的压降是周期性的, 其关系如下^[13]:

$$\Delta p = p(r) - p(r + L) = p(r) -$$

$$p(r + L) - p(r) - p(r + 2L) = \cdots \quad (2)$$

对于计算区域内每一位置的压力梯度可以分解为 2 个部分, 即周期性部分的压力梯度 $\nabla \bar{p}$ 以及沿流向线性变化部分的压力梯度 $\nabla \bar{p}$ 。对于一定的几何通道, γ 与流量之间有一一对应关系, 给定了质量流量就相当于给定了 γ 值。 $\nabla \bar{p}$ 和 γ 关系式如下(式中 l 为沿流动方向上几何长度):

$$\Delta p(r) = \gamma \frac{l}{|L|} + \nabla \bar{p}(r) \quad (3)$$

当指定热流量条件时, 可以获得周期性完全发展的温度场。在这种情况下, 周期性流动各个几何周期模块之间的温度差值变成了常数, 且与边界处获取的热量的净增量有关, 温度场的形式与周期性流动的压力场相似, 有如下的关系式^[13]:

$$\begin{aligned} \frac{T(r) - T(r + L)}{|L|} &= \\ \frac{T(r + L) - T(r + 2L)}{|L|} &= \sigma \end{aligned} \quad (4)$$

式中, 温度梯度 σ 与计算区域内部总的热量增加 Q 的关系为:

$$\sigma = \frac{Q}{mc_p |L|} = \frac{T_{\text{bulk, exit}} - T_{\text{bulk, inlet}}}{|L|} \quad (5)$$

式中: mc_p 是指计算区域内冷却介质的热容流率; $T_{\text{bulk, inlet}}$ 和 $T_{\text{bulk, exit}}$ 分别是指计算区域内冷却介质的进、出口的体积平均温度。

流体的流动为湍流, 冷却介质为空气, 忽略自然对流的影响, 空气流动马赫数低而认为流动为不可压缩流, 也即本文数值计算模型为三维不可压缩湍流强制对流模型。假定流体在固体壁面上无滑移以及流动为稳态且充分发展流动, 加热壁面为第二类边界条件。采用 $k-\epsilon$ 两方程紊流模型, 对控制方程采用有限容积法进行离散, 采用二阶迎风差分格式, 压力和速度的耦合采用 SIMPLE 算法, 在近壁面处采用标准壁面函数法进行处理, 有关 $k-\epsilon$ 两方程紊流模型及标准壁面函数法参见参考文献[14]。

由于流动的周期性, 对计算区域(如图1、图2)进行独立分析研究。应用 GAMBIT 商业软件对计算区域进行网格生成, 区域离散采用非结构化的混合网格, 即网格单元主要有四面体单元组成, 同时在需要的位置包括六面体、金字塔形棱锥体以及楔形体等网格单元。本文的计算区域(4 个算例) 网格单元数大约为 10^6 。再利用 FLUENT 软件对离散后的控制方程组进行求解计算。

2 计算结果与讨论

文中通道雷诺数、平均努谢尔数及阻力系数定义为:

$$Re = UD_h/\nu, \quad Nu = hD_h/\lambda, \quad f = 2\Delta p D_h/\rho U^2 l \quad (6)$$

式中, ν 为按流体进出口平均温度计算的运动粘度, U 为来流平均速度, D_h 为光通道的当量直径, h 为按光通道面积计算的平均换热系数, λ 为空气的导热系数, Δp 为计算区域平均压降, ρ 为空气的密度。

为了处理数据的方便, 以及和光滑圆管充分发展湍流的换热特性相比较, 文中引进了通道换热强化比, 也即仿螺旋肋片内冷通道平均努谢尔数与具有相同当量直径的光滑圆管充分发展湍流平均努谢尔数 Nu_o 的比值^[10]:

$$Nu/Nu_o = (hD_h/\lambda)/(0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}) \quad (7)$$

同样, 为了处理数据的方便, 以及和光滑圆管充分发展湍流的流动阻力特性相比较, 文中引进了通道阻力增大比, 也即仿螺旋肋片内冷通道平均阻力系数 f 与具有相同当量直径的光滑圆管充分发展湍流平均阻力系数 f_o 的比值^[10]:

$$f/f_o = f/0.046 Re^{-0.2} \quad (8)$$

为了综合评定仿螺旋内冷通道强化换热与流动阻力特性, 文中引进了通道综合肋化效率^[10]:

$$\eta = (Nu/Nu_o)/(f/f_o) \quad (9)$$

由矩形仿螺旋肋片而引起的通道流场基本特性和由楔形仿螺旋肋片而引起的通道流场基本特性基本上是一致的, 由于仿螺旋肋片的存在, 而迫使流体顺着肋片旋转起来, 达到了螺旋流动的效果, 而且通道内流体螺旋流动的效果随着肋片与主流方向的夹角 α 的增大而加强。冷却介质从周期性边界的入口开始, 靠近通道下表面处的倾斜肋片迫使其附近的冷却介质流向通道的中部和上

近的冷却介质流向通道的中部和下表面, 冷却介质在冷却通道内旋转起来, 使得冷却介质在通道内扰动加强并充分混合从而促使其温度更趋均匀 (参见图3)。通道中仿螺旋肋片间的流体在沿流体流动方向上被周期性加速和减速, 靠近肋片表面的速度梯度加大, 肋片表面的速度边界层和热边界层变薄; 同时, 由于各排肋片沿流动方向上间断性布置且各排之间相互错列, 使得肋片表面及通道上下表面的速度边界层和热边界层被周期性破坏 (参见图4)。这种速度场的特性, 强化了冷却介质对内冷通道固体壁面冷却作用。

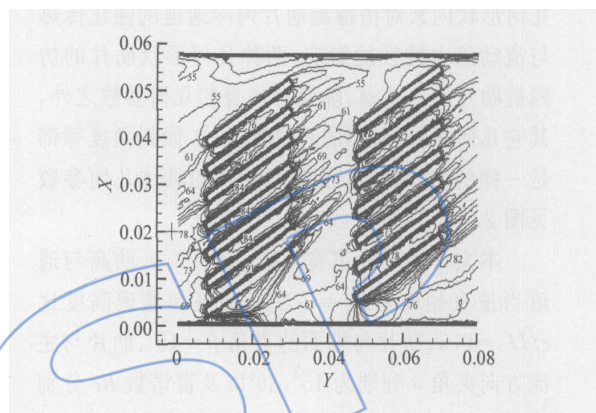


图4 算例2速度等值线($z/D_h = 0.3$)

Fig. 4 Velocity Contours of case 3 at $z/D_h = 0.3$

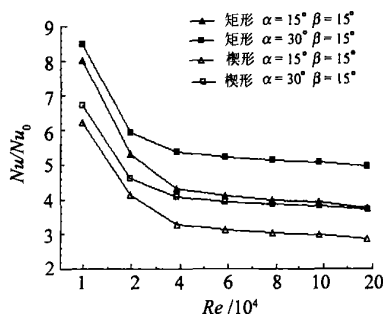


图5 平均努谢尔随雷诺数的变化

Fig. 5 Average Nusselt number ratio vs. Reynolds number

图5 为算例1~4 的通道换热强化比 随雷诺数的变化趋势图。从图5 中可见, 随着雷诺数的增加, 仿螺旋肋片内冷通道换热强化比 Nu/Nu_o 呈下降趋势, 尤其是在低雷诺数下, 其下降趋势更为明显, 在高雷诺数下, 其下降趋势趋于平缓。由于仿螺旋肋片的存在, 4 个算例的通道平均努谢尔数相对于充分发展湍流光滑圆管都在不同程度上得到提升, 也即换热强度得到不同程度的加强。对于矩形仿螺旋肋片内冷通道, 随着与主流方向夹

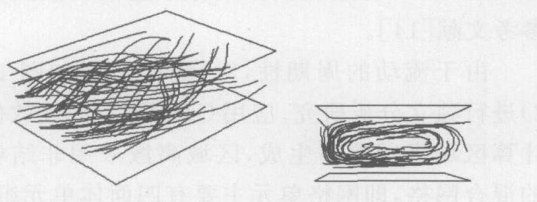


图3 算例2的流场流线图

Fig. 3 Particle traces released from periodic-inlet

表面; 而靠近通道上表面处的倾斜肋片迫使其附

角 α 角度的增大,矩形肋片对冷却介质空气的扰动增强,换热强化比也随之增大,算例1 换热强度增强到 7.96~4.02 倍,算例2 换热强度增强到 8.41~5.14 倍。对于楔形仿螺旋肋片内冷通道情况类似,也是随着 α 角度的增大,换热强化比 Nu/Nu_0 也随之增大,算例3 换热强度增强到 6.30~3.19 倍,算例4 换热强度增强到 6.78~4.00 倍。从图3 中还可看出,矩形仿螺旋肋片内冷通道的换热强化比要高于在同样的几何排列条件下的楔形仿螺旋肋片内冷通道,在雷诺数为 1×10^4 时,算例1 的换热强化比是算例3 的1.26 倍,算例2 的换热强化比是算例4 的1.24 倍,在所研究的4 个算例中,算例2 的强化换热效果最好。张勃等人的实验是针对网格格式肋化内冷通道的,其中 $e/D_h=0.246$, $e/H=0.5$ (本文模型 $e/D_h=0.336$, $e/H=0.5$),其换热强化比是充分发展光滑管湍流的5~8.5 倍,仿螺旋肋片内冷通道的换热强化比是充分发展光滑管湍流的3.1~5.5 倍(相近雷诺数条件时, $Re=0.5\times 10^5\sim 1.2\times 10^5$)。

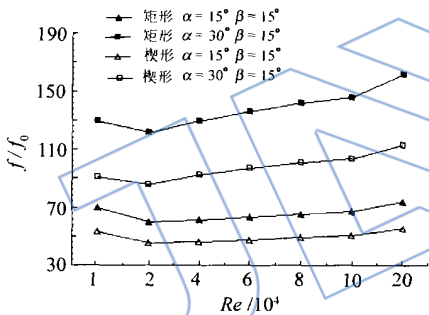


图6 阻力系数随雷诺数的变化

Fig. 6 Average friction factor ratio vs. Reynolds number

图6 为算例1~4 的通道阻力增大比 f/f_0 随雷诺数的变化图。从图6 中可见,随着雷诺数的增加,4 个算例的通道阻力增大比 f/f_0 均呈上升趋势。算例1 的阻力增大比明显高于算例3,算例2 的阻力增大比明显高于算4,这主要是在仿螺旋肋片内冷通道中压力损失不仅仅是由于壁面摩擦引起的,随着 α 角度的增大,通道的阻塞以及螺旋流的存在是引起压力损失的重要原因。相同类型仿螺旋肋片内冷通道相比较,算例2 的阻力增大比同算例1 相比增加了1.2 倍,算例4 的阻力增大比同算例3 相比增加了1 倍,这说明随着 角的增大,空气冷却介质的扰动和换热强度得到提高的同时,流动阻力也明显增大。矩形同楔形仿螺旋肋片内

冷通道相比较,算例1 的阻力增大比是算例3 的1.3 倍,算例2 的阻力增大比是算例4 的1.4 倍,可见矩形仿螺旋内冷通道的流动阻力高于相同几何排列条件下的楔形仿螺旋内冷通道。

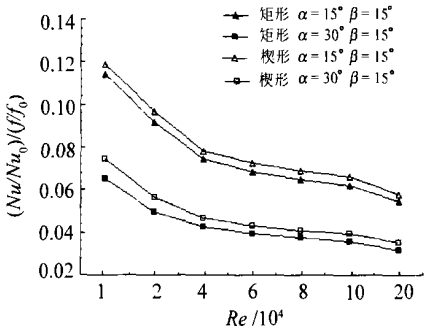


图7 综合肋化效率随雷诺数的变化

Fig. 7 Enhancement performance ratio vs. Reynolds number

图7 给出了仿螺旋肋片内冷通道综合肋化效率随通道雷诺数变化的趋势图。算例1 的综合肋化效率要高于算例2,算例3 的综合肋化效率要高于算例4,这说明在同类仿螺旋肋片内冷通道中,随着与通道主流方向夹角 α 角度的增大,肋片的综合肋化效率有下降的趋势,主要原因是随夹角 α 增大,通道的有效过流面积减少,通道阻力迅速增加,而其强化换热效果增长较为缓慢。横向比较算例1、2 和算例3、4 可以看出,在其它流动条件相同的情况下,楔形仿螺旋肋片内冷通道综合肋化效率要高于相同几何排列条件下的矩形仿螺旋肋片内冷通道综合肋化效率。在所研究范围内,4 个算例中算例3 要优于其它3 个算例,其综合肋化效率最高,达到了0.12。同文献[10] 相比,仿螺旋肋片内冷通道综合肋化效率高与网格格式肋化内冷通道综合肋化效率,在相近雷诺数条件下($Re=0.5\times 10^5\sim 1.2\times 10^5$),网格格式肋化内冷通道综合肋化效率在0.004~0.009 之间,而本文的通道综合肋化效率在0.033~0.075 之间。这是由于网格格式肋化内冷通道的 α 远大于本文模型,通道的摩擦阻力要远大于本文模型。

3 结 论

本文数值模拟了燃气轮机叶片内部仿螺旋肋片内冷通道对流冷却方案的传热与流动特性,分析了肋片几何形状以及部分几何排列参数对仿螺旋肋片内冷通道的换热与流动阻力特性的影响,主要结论如下:

(1) 仿螺旋肋片通道内流体螺旋流动的效果随着肋片与主流方向的夹角 α 角的增大而加强, 通道内三维加速旋转流动对内冷通道的强化传热和流阻特性具有很强的影响。计算结果表明, 仿螺旋肋片提高了通道换热效果, 尤其是在低雷诺数时强化换热效果更为明显, 在高雷诺数时其换热强化比趋于平缓。在其它流动条件相同的情况下, 矩形仿螺旋肋片内冷通道的换热强化比要高于同等几何排列条件下的楔形仿螺旋肋片内冷通道。4个算例中, 算例2的换热强化比最高, 是光滑通道的8.41~5.14倍。

(2) 仿螺旋肋片内冷通道提高了通道平均换热系数的同时, 其流动阻力的增加也是明显的, 算例2的换热强化比虽然最高, 但其流动阻力增大比也是最大, 在同样雷诺数范围内是光滑通道的121.34~161.95倍。在所研究范围内, 在其它流动条件相同的情况下, 楔形仿螺旋肋片内冷通道的流动阻力要小于同等几何排列条件下的矩形仿螺旋肋片内冷通道。

(3) 仿螺旋肋片内冷通道综合肋化效率随着与通道主流方向夹角 α 角度的增大有下降的趋势。楔形仿螺旋肋片内冷通道综合肋化效率要高于相同几何排列条件下的矩形仿螺旋肋片内冷通道综合肋化效率。在所研究范围内, 4个算例中算例3要优于其它3个算例, 其综合肋化效率最高, 达到了0.12。

参考文献:

- [1] Chandra P R, Alexander C R, Han J C. Heat Transfer and Friction Behaviors in Rectangular Channels with Varying Number of Ribbed Walls[J]. *Int. Jour. of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46: 481~495.
- [2] Iacovides H, Kelemenis G, Raisee M. Flow and Heat Transfer in Straight Cooling Passages with Inclined Ribs on Opposite Walls: an Experimental and Computational Study[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2003, 27: 283~294.
- [3] Hsieh S S, Liao H C. Local Heat Transfer and Pressure Drop in a Rotating Two-Pass Ribbed Rectangular Channel[C]. *Proc. 8th Int. Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of rotating Machinery, ISROMAC-T*, 2000, Vol. I: 588~595.
- [4] 邓斌, Wong T T, 陶文铨, 等. 带交叉肋方形截面通道内强制对流换热的实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2002, 36(9): 881~885.
- [5] Jang Y J, Chen H C, Han J C. Numerical Prediction of Flow and Heat Transfer in a Two-Pass Square Channel with 90° Ribs[R]. *Proc. 8th Int. Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of rotating Machinery, ISROMAC-T*, Honolulu, 2000, 1: 588~595.
- [6] Ooi A, Iaccarino G, Durbin P A. Reynolds Averaged Simulation of Flow and Heat Transfer in Ribbed Ducts[J]. *Int. Jour. of Heat and Fluid Flow*, 2002, 23: 750~757.
- [7] 吉洪湖, 王宝官, 王代军. 涡轮叶片尾缘出流对带叉排扰流柱阵列的内冷通道传热特性的影响[J]. 航空动力学报, 1999, 14(3): 237~241.
- [8] 田丽亭, 关志强, 凌长明, 等. 叉排肋楔形通道换热数值研究[J]. 热科学与技术, 2004, 3(1): 34~37.
- [9] 苑中显, 王秋旺, 马重芳. 带间断性矩形肋的平行平板通道中三维流动与换热的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 1998, 19(6): 720~723.
- [10] 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.
- [11] 张勃, 吉洪湖, 张靖周, 等. 肋的几何参数对网格式肋化通道的传热与总压损失特性的影响[J]. 航空动力学报, 2004, 19(2): 206~212.
- [12] 张勃, 吉洪湖, 张靖周, 等. 肋的几何参数对网格式肋化通道的传热与总压损失特性的影响[J]. 航空动力学报, 2004, 19(2): 206~212.
- [13] Qiu Q G, Shen S Q, Zhang B. Numerical Investigation on Flow and Heat Transfer in Rectangular Passage with Internal Angled Uniform Fins[J]. *Proceeding of the 6th International Symposium on Heat Transfer (ISH T6)*, Beijing, China, June 15-19, 2004: 814~818.
- [14] Patankar S V, Liu C H, Sparrow E M. Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area[J]. *ASME J. of Heat Transfer*, 1977, 99: 180~186.
- [15] 陶文铨. 数值传热学[M]. 陕西西安: 西安交通大学出版社, 2001.