

文章编号:1000-8055(2012)04-0837-09

带前缘涡轮动叶内冷通道流动换热数值模拟

刘裕盛, 吴 宏, 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: 在静止条件下,通过数值模拟的方法对接近真实的带前缘涡轮工作叶片腔模型内的流动与换热进行了分析.结果表明:腔内斜肋引发的三维涡对换热产生了巨大的影响,在一倍肋高范围内, $Y-Z$ 和 $X-Y$ 平面上都出现了肋后涡,使得此处传热系数降低;在 $X-Z$ 平面上,第 2 通道产生一对方向相反的涡,第 3 通道只产生一个涡.两个通道中的涡都占据整个横截面,这些涡增加了通道流阻.冲击和气膜流动主导了前缘通道内的换热,冲击产生的一对涡加强了流动掺混,促进了前缘吸、压力面上的换热,而高速的气膜出流推动了这一过程.相同流量工况下,第 2 通道带肋表面的平均换热和局部换热都是最好的,而光滑的第 1 通道总压降最小,综合换热性能在各个通道中最高.随着雷诺数的增加,各通道吸、压力面的局部换热和平均换热都增强,但压降系数变化不大.

关 键 词: 涡轮叶片; 前缘; 肋化通道; 冲击冷却; 气膜; 涡; 换热

中图分类号: V235.1

文献标志码: A

Numerical simulation of flow and heat transfer in internal cooling blade channel with leading-edge

LIU Yu-sheng, WU Hong, 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: Flow and heat transfer in approximate real model of blade channel with leading-edge was analyzed by numerical simulation at static condition. The results show: three-dimensional vortices introduced by inclined ribs lead to a great impact on heat transfer in the cavity. Within one rib height range, vortices after ribs occur in both $Y-Z$ and $X-Y$ cross-sections, which makes heat transfer coefficients here in decrease. In $X-Z$ cross-section, the second channel produces a pair of vortices in the opposite direction while the third channel results in just one vortex. Vortices in these two channels occupy the whole cross-section and increase flow resistance. The impingement and film flow play a leading role in heat transfer in leading-edge channel where vortex pair induced by impingement enhances flow mixing and stimulates heat transfer on suction and pressure sides, while high-speed film flow promotes this process. In the same flow conditions, average and local heat transfer on ribbed surface of the second channel perform the best, but the smooth first channel owns the highest comprehensive heat transfer performance due to its minimum total pressure drop in all the channels. With the increasing Reynolds number, local and average heat transfer on suction and

收稿日期:2011-05-13; **修订日期:**2011-10-10

基金项目:国家自然科学基金(50976008)

作者简介:刘裕盛(1987—),男,江西九江人,博士生,研究方向为涡轮叶片内部冷却.

pressure sides in each channel are enhanced in contrast with little change in the pressure drop coefficient.

Key words: turbine blade; leading-edge; ribbed channel; impingement cooling; film; vortices; heat transfer

航空发动机涡轮工作叶片是重要的热端部件,其性能的不断f提升导致热负荷急剧增加,因此需要对叶片内部进行高效的冷却.对于叶片中部的多程通道,主要依靠空气强制对流形式来冷却壁面,而在前缘位置,由于其空间狭小且直接面临高温燃气的冲击,所以常采用换热效率更高的冲击加气膜复合冷却方式.

对于叶片中部肋化通道, Kiml 等^[1]研究了斜肋引发的二次流的特性, Casarsa 等^[2]用 PIV (particle image velocimetry) 方法研究了带 90° 肋通道中的湍流流动, Rau 等^[3]用 LDV (laser Doppler velocimetry) 方法测量了带 90° 肋方腔内通道流动和肋间流动的结构. Elfert 等^[4]的 PIV 研究结果表明,在双程带肋通道中的弯头区域,流动分离和高湍流度涡的现象十分明显,第二通道内隔板处的分离流动具有三维特征. Lee 等^[5]实验研究了带 180° 弯头的双程梯形通道中的局部换热与传质分布.此外,文献[6-7]针对肋节距比对通道换热的影响进行了有关研究.其中文献[6]就两个相对面带 45° 平行肋的方形通道,系统地测量了换热强化与压力损失特性.结果显示肋节距比越小,肋高与水力直径比越大,传热系数越高.文献[7]用稳态液晶实验研究了宽高比为 5,带 45° 斜肋矩形通道中的换热和流阻.其雷诺数范围 9000~35500,肋节距比分别为 13.33 和 6.66,结果表明在一定流量下,节距比为 13.33 时通道的换热性能比 6.66 时的更好.

由于叶片几何形状的限制,前腔各通道的宽高比小于 1,这也给通道中的流动带来一些影响. Park 等^[8]研究了通道截面比对矩形通道中带肋壁面换热和压力降的综合影响,其通道截面比 (W/H 宽比高,肋在宽边面上) 依次为 1/4, 1/2, 1, 2, 4, 同时相应的肋攻角为 90°, 60°, 45° 和 30°. 结果表明窄截面比通道 ($W/H < 1$) 比宽截面比通道 ($W/H > 1$) 具有更好的换热性能.对于窄截面比通道 ($W/H = 1/4$ 或 $1/2$),建议用 45°/60° 肋.

针对前缘通道,文献[9]中的实验研究了水力直径 $D_h = 1.83$ cm 等边三角形通道的换热和压降. Amro 等^[10]实验研究了肋化三角通道中的换

热,综合考虑局部、整体换热强化和阻力因子,认为 45° 斜肋是最优选择.鉴于前缘通道内复杂的流动冷却方式,一些学者进行了耦合流动条件下的相关研究. Taslim 和 Khanicheh 通过实验和数值手段研究了有无喷淋气膜孔时冲击对叶片前缘鼻区、吸力面、压力面上传热系数的影响^[11].在文献[12]中, Taslim 和 Bethka 研究了横流存在时的叶片前缘冲击,测量了前缘内表面的传热系数,结果发现外部横流的存在削弱了鼻区和侧壁上的冲击射流效果.另外, Chambers 等^[13]发现赛道形冲击孔有利于改进前缘冲击射流对横流的穿透性.

最近, Ravelli 等^[14]借助商业软件 FLUENT 用数值方法评价了冲击冷却对动叶前缘的气膜冷却性能的影响.研究了三种不同的冲击装置,主要是变化冲击孔的位置和直径.用真实 $k-\epsilon$ 湍流模型进行求解.计算结果表明内部冲击没有明显降低叶片外部温度,减小孔直径提高射流速度并没有提升冷却效率,而改进冷流分布可以略微提高冷却效果.文献[15]模拟了 GE-E³ 发动机高压涡轮第一级工作叶片前缘简化模型内部的冲击冷却,分别使用 RNG (renormalization group) $k-\epsilon$, 标准 $k-\omega$, SST (shear stress transport) $k-\omega$ 模型模拟冲击换热,并与现有的实验数据进行比较.结果表明 SST $k-\omega$ 模型模拟精度最好,涡轮叶片前缘传热系数随射流马赫数和射流直径增加而增加,展向面积平均努赛数随着冲击距与射流直径之比的增加而降低.

目前单纯对工作叶片前缘通道和中部通道的研究资料都很丰富,但是这些研究的对象都是从完整叶片腔中分离出来的局部流道,其进口或出口的流动边界条件与真实情况存在一定的差异,进而可能导致计算结果偏离真实,故而有必要对一个完整独立的叶片腔内的流动与换热进行分析,这样可以更准确地获得复杂流动的信息和相关规律,便于为工程设计提供参考.基于这一目的,本文对叶片中独立完整的前腔模型进行了数值模拟,分析其内部流动与换热特性,并探索不同流动之间的耦合作用.

1 计算模型

如图 1 所示,动叶流体计算域由 3 块隔板将腔体分为 4 个通道,按流体经过的顺序依次记为第 1,2,3,4 通道.第 1 通道入口水力直径为 41.3 mm,包括发展段在内长 642 mm,其余通道长 450 mm,模型压力面宽度 121 mm.模型第 1 通道光滑无肋,第 2 通道吸、压力面带 60°交错斜肋,第 3 通道吸力面带 60°斜肋,压力面带 90°横肋.肋高 $d=4.4$ mm,第 2 通道肋节距比为 11,第 3 通道吸力面肋节距比为 12,压力面肋节距比为 5.第 4 通道对应叶片前缘,被扇形隔板分为长短两个腔,吸、压力面上各有 3 排气膜孔.第 3,4 通道之间有 17 个赛道形冲击孔,上游流体经过这些孔高速冲击前缘内各个表面.第一个弯头和第 3 通道在叶尖一侧位置各有一个出流孔.所有的气膜孔和出流孔为流体的出口.本文采用右手坐标系,沿叶片高度方向为坐标轴 Y 方向,叶片弦向为坐标轴 X 方向.

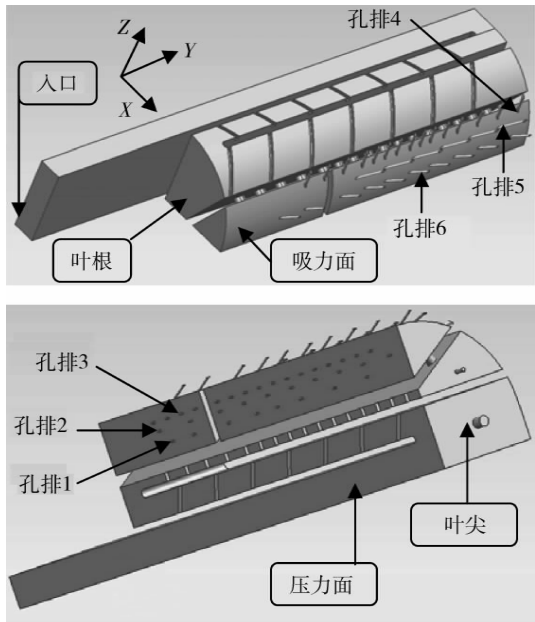


图 1 动叶内冷通道流体计算域模型
Fig. 1 Computational fluid domain model of internal cooling blade channel

本文采用四面体网格划分流体域,边界层为 6 层三棱柱网格,邻层比例为 1.05.近壁面第一层边界层网格满足 $Y^+ < 10$.表 1 中列出了三种网格方案,以及方案 2 与 1,方案 3 与 2 之间的相对偏差.由于方案 3 的结果与方案 2 接近,可以认为方案 2 的解基本与网格无关,同时考虑计算时间的

经济性,最终选择方案 2 用于数值模拟.图 2 展示了整体网格模型和进口及出口位置的边界层.

表 1 数值网格独立性验证
Table 1 Independent test of numerical grid

网格方案	网格总数	出口速度	壁面换热
		最大偏差/%	最大偏差/%
方案 1	785 654		
方案 2	1 358 441	4.1	10.1
方案 3	1 815 332	2.3	2.0

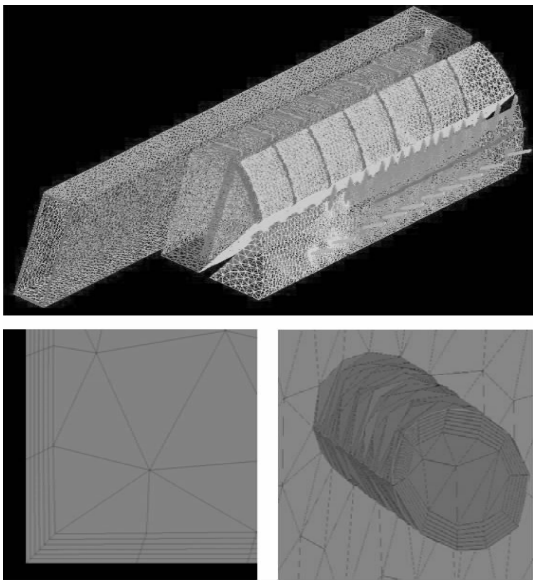


图 2 计算域网格及局部放大的边界层
Fig. 2 Computational domain mesh and local amplification of the boundary layer

2 计算方法

本文借助软件 CFX11.0 计算静止条件下的动叶多程通道,采用雷诺平均 N-S 方程 (Reynolds averaged Navier-Stokes, 即 RANS) 进行稳态求解.综合考虑本文研究的对象以及目前计算机的实际运算能力,决定利用 $k-\epsilon$ 模型模拟湍流的流动.计算中采用 Scalable 壁面函数,以适应任意加密的计算网格.

流体域工质选用理想空气,入口给定流量,湍流度为 5%,入口主流温度 $T_{in}=318$ K,出口给定平均静压,数值为一个大气压.壁面为无滑移粗糙壁面,粗糙度为 0.01 mm,其热边界条件设为等壁温,壁面温度 $T_w=303$ K.

计算共分 5 个流量工况,以第 1 通道入口水力直径作为特征长度,对应的雷诺数 $Re=31\,724$,

25 379, 22 207, 19 034, 15 862.

3 计算结果

对于研究的模型, 将从流动特性、换热分布两个方面分析动叶通道内部的热动力性能. 在同一工况下, 将各个通道的总压降无量纲化, 得到总压降系数 C_f

$$C_f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho_{in} V_{in}^2} \quad (1)$$

其中 Δp 为各通道进出口的总压降, ρ_{in} 为模型入口的空气密度, V_{in} 为模型入口的平均速度. 同时研究各个通道吸、压力面上的面积平均努塞尔数 Nu_{ave} , 用于分析综合的换热性能. 为了方便叙述, 在此做一些命名: 顺着冲击气流指向前缘顶端的方向, 压力面的 3 排气膜孔依次记为气膜孔排 1, 2, 3, 吸力面的 3 排孔依次记为气膜孔排 4, 5, 6; 在后面的某些图中, 第 1, 2, 3 通道依次简称为 first, second, third, 第 4 通道较长的一段简称 fourth1, 另一段简称 fourth2, 压力面用 p 代替, 吸力面用 s 代替, 而 first-p 表示第 1 通道的压力面, 其余通道表面依次类推.

3.1 流动特性

对于多通道的叶片前缘腔, 各种内冷结构的耦合使得腔内流动十分复杂, 因此信息量较大, 限于篇幅, 本文只对一些具有代表性的位置进行流动分析.

由于表面无肋, 第 1 通道壁面上的流动形式较为简单, 只是在通道末端与弯头连接的两个角区产生了一对方向相反的涡, 这是由于主流与叶尖顶壁冲击碰撞后产生两股分支, 分支流沿壁面循环在吸、压力面上与主流方向相反并发生剪切流动, 从而形成了旋涡. 同时从图 3 中应注意到, 旋涡造成的反向回流与主流在近壁处的附面层相

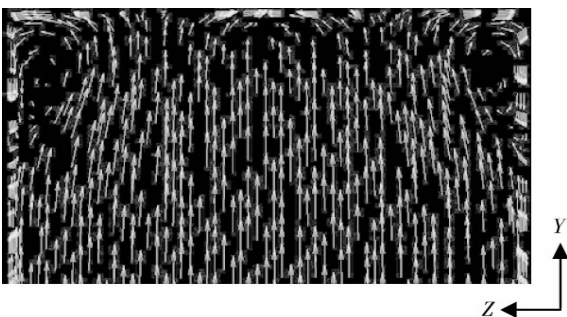


图 3 第 1 通道末端流动矢量图 ($Re=31724$)
Fig. 3 Flow vector at the end of the first channel ($Re=31724$)

遇, 从而阻止了主流附面层向顶壁扩展, 这必然会影影响该处壁面的换热.

与第 1 通道不同的是, 第 2 通道的吸、压力面上交错排布着斜肋. 除了有效中断边界层发展, 阻止其变厚外, 斜肋还可以扩大肋的扰动面积, 形成三维涡, 这是其优于 90° 横肋的特点所在. 从图 4 中可以看出, 由于节距比数值较高, 肋后涡的影响范围有限, 这样在控制边界层厚度发展的前提下, 又保证壁面上换热不受涡过多的影响.

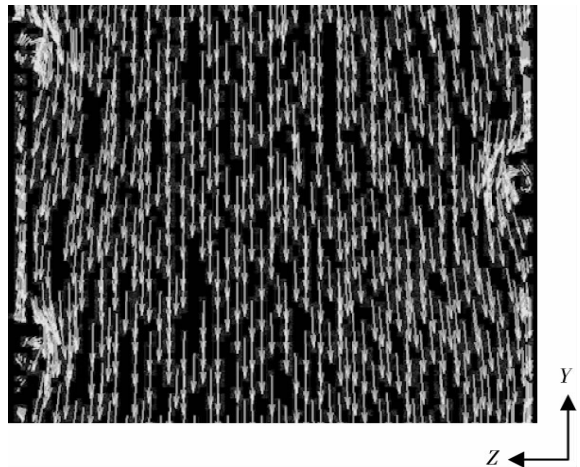


图 4 第 2 通道中段流动矢量图 ($Re=31724$)
Fig. 4 Flow vector in the middle of the second channel ($Re=31724$)

在图 5 中, 截取一个平行于模型压力面的平面, 来观察该面上斜肋扰流的特点. 可以发现, 肋排周期性流动特点显著, 第 2 通道每个斜肋后的一侧区域形成了涡, 而下游第 3 通道 90° 横肋并没有形成类似的涡. 这一现象的原因是主流经过斜肋时, 流动发生分离的位置在 Y 方向上有所不同, 远离第 1 通道的一侧先于靠近第 1 通道的一侧发生流动分离, 同样先分离的位置也先附着主流而恢复速度, 这样肋后近壁区沿 X 方向上流动



图 5 距离压力面 0.7 倍肋高处截面
流线图 ($Re=31724$)

Fig. 5 Streamline in the cross-section of 0.7 rib height from pressure side ($Re=31724$)

产生一个速度梯度,离第1通道远的一侧速度值更高,从而在靠近第1通道的肋后区域形成了图中的涡。

为了考察这类涡在肋高度方向上的作用范围,在距离模型压力面1.5倍肋高处截取一平行面。通过观察图6发现,斜肋在 X - Y 平面上的肋后涡消失了,说明这类涡仅存在于肋高度范围内的附面层,高于肋的位置主流流动影响占主导,没有肋后分离造成的 X 方向速度梯度,所以涡没有存在的条件。



图6 距离压力面1.5倍肋高处截面
流线图($Re=31724$)

Fig. 6 Streamline in the cross-section of 1.5 rib height from pressure side ($Re=31724$)

为了描述斜肋后在 X - Y 面上形成涡对横向换热分布的影响,在第2通道压力面上两相邻斜肋间作3条横线,沿着负 Y 轴方向依次记为line 1, line 2, line 3,具体位置可参考图7。

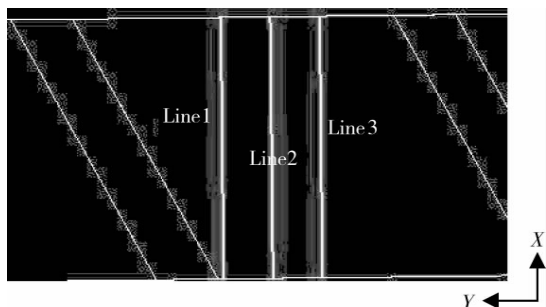


图7 第2通道压力面上斜肋后横线位置

Fig. 7 Line positions behind inclined rib on pressure side of the second channel

图8中, w 是横线 X 方向上从最左端起点开始计算的距离,以肋高 d 对其进行无量纲化。可以发现,3条横线沿 X 方向上努塞尔数呈现非对称的单峰分布,其峰值点偏右,最左端的换热最弱。随着横线沿着负 Y 方向移动,最左端努塞尔数值逐渐提高,而最右端的变化不明显。这说明斜肋在 X - Y 平面上形成的涡改变了横向速度分布,

从而影响了横向对流换热的分布。这种涡削弱了最左端的换热,离肋越近,削弱效果越明显。

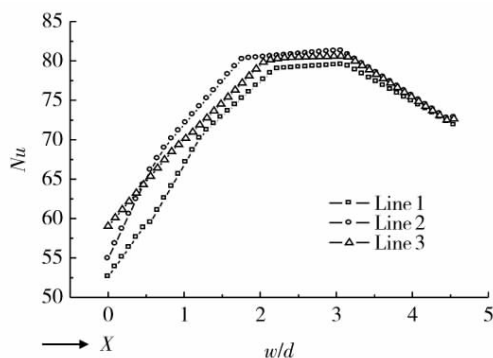


图8 斜肋后3条横线上努塞尔数分布($Re=31724$)

Fig. 8 Nusselt number distribution on three lines behind inclined rib ($Re=31724$)

由于腔内流动是三维的,不同截面上的流动各有特点,而不同通道结构和形状的差异也会影响流动结构,所以有必要对 X - Z 截面的流动进行分析。图9中,光滑的第1通道没有形成涡,流线均匀对称。而第2,3通道形成了覆盖整个通道流动截面上的涡,这些涡是由斜肋引起。因为主流绕过吸、压力面上的斜肋时,部分流体会沿肋的长度方向流动,由于这一流动导致的横向流动遇到隔板壁面后折转回旋,形成一对反向旋转的涡。这对涡一方面促进通道中心较热的流体向较冷的壁面流动来加强换热,同时对通道主流的输运起到了阻碍作用,无疑带来较大的总压损耗。第3通道压力面为 90° 横肋,所以没有形成涡,而吸力面引起的涡则几乎占据整个通道截面。在第4通道,冲击

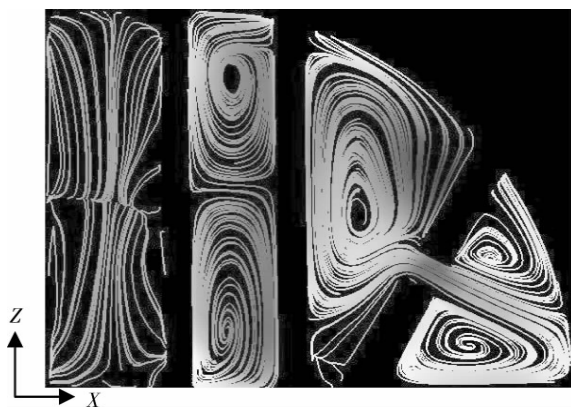


图9 距离通道入口47倍肋高处截面
流线图($Re=31724$)

Fig. 9 Streamline in the cross-section of 47 rib height from channel inlet ($Re=31724$)

流动引起前缘截面内涡对的形成,此处涡与壁面几何形状贴合较好,高效的掺混使流体与前缘吸、压力面进行充分的换热。

冲击对前缘内表面换热的贡献占主导地位,而气膜出流的高速抽吸进一步促进了前缘换热的强度,扩大了冷却范围,保证了壁面换热的均匀性.图 10~图 15,列出了吸、压力面上气膜孔排上的速度分布.对于不同工况,以各流量下的模型进口平均速度 V_{in} 对气膜孔出口速度进行无量纲化,图中 l 为沿 Y 方向气膜孔排连线上采样点距叶根一侧起点的距离,用肋高 d 进行无量纲化.从这

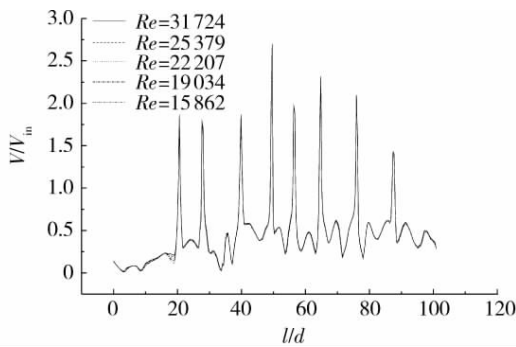


图 10 气膜孔排 1 速度分布

Fig. 10 Velocity distribution on row 1 of film holes

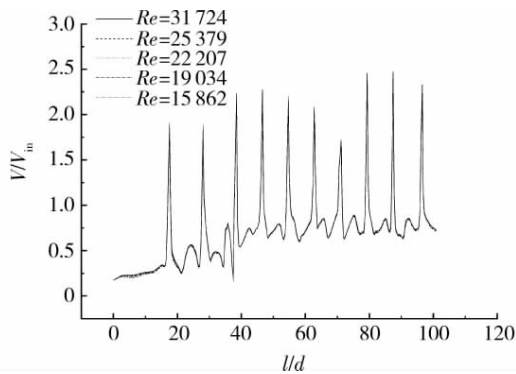


图 11 气膜孔排 2 速度分布

Fig. 11 Velocity distribution on row 2 of film holes

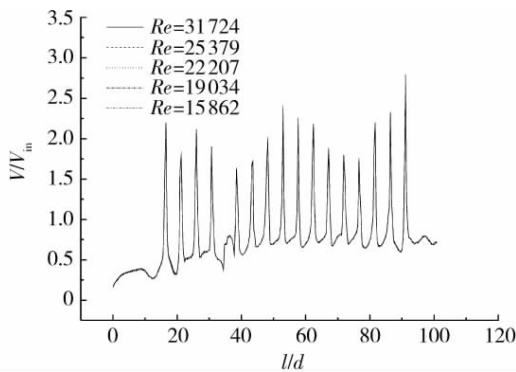


图 12 气膜孔排 3 速度分布

Fig. 12 Velocity distribution on row 3 of film holes

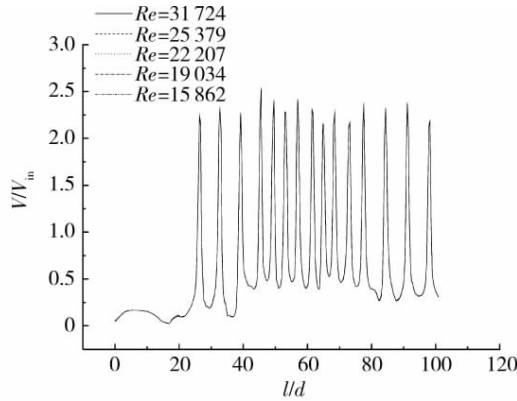


图 13 气膜孔排 4 速度分布

Fig. 13 Velocity distribution on row 4 of film holes

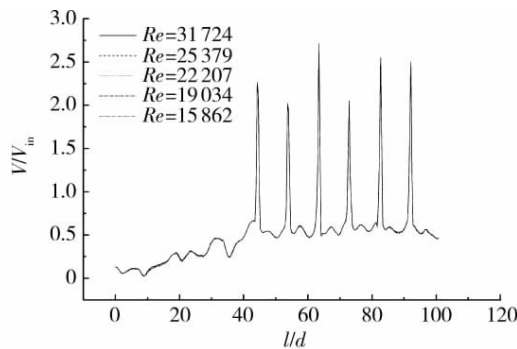


图 14 气膜孔排 5 速度分布

Fig. 14 Velocity distribution on row 5 of film holes

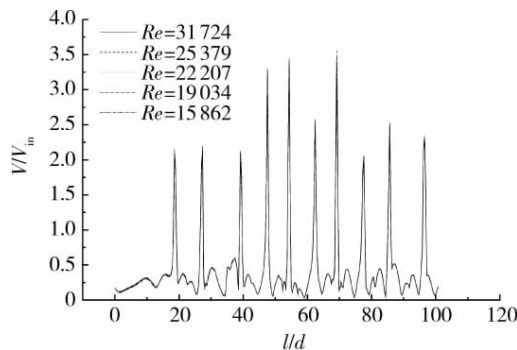


图 15 气膜孔排 6 速度分布

Fig. 15 Velocity distribution on row 6 of film holes

些图中的曲线趋势可以看出,气膜孔位置的速度极高,平均水平可达到同工况下入口平均速度的 2 倍,而气膜孔之间测点的无量纲速度值在 0.5 附近波动.而就换热而言,相邻气膜孔间的区域是高速出流强化换热的主要受益对象,孔出流换热的影响范围足以覆盖相邻孔间的区域.此外,可以注意到,随着雷诺数的增加,无量纲速度并没有相应随之提升,说明模型进出口速度增幅相当。

3.2 换热特性

特定的流动结构导致相应的换热分布,本文

针对模型的吸、压力面上局部与平均换热结果进行汇总,结合总压降分析其综合换热性能。

下面图中依次列出各个通道吸、压力面中心线上换热分布,以中心线上流动起点为横坐标原点,横坐标正方向与实际流动方向一致, l 为中心线上采样点与起点间的距离,用肋高对其无量纲化。

光滑通道中,由于附面层充分发展沿程不断增厚,增加了流体固壁间的换热热阻,使得努塞尔数沿流动方向不断降低,由于进口段湍流度剧烈的变化,单位流动距离内的努塞尔数降幅较大,其后的流动趋于稳定,下降速度减缓并趋于不变。从图16和图17看,在第1通道末端,努塞尔数出现一个拐点,先突然降低然后又急剧大幅提升。究其原因,主要有两点:一是前文图3中分析的一对反向涡在近壁处与主流附面层流动相反,速率大小相当,造成此处近壁绝对流速急降,所以相应地出现了努塞尔数快速下降的结果;二是主流对叶尖顶壁高速的冲击导致末端吸、压力面上换热迅速反弹回升。

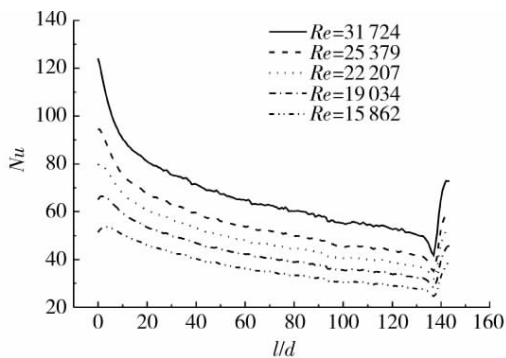


图16 第1通道压力面中心线努塞尔数分布

Fig. 16 Nusselt number distribution along the centerline of pressure side in the first channel

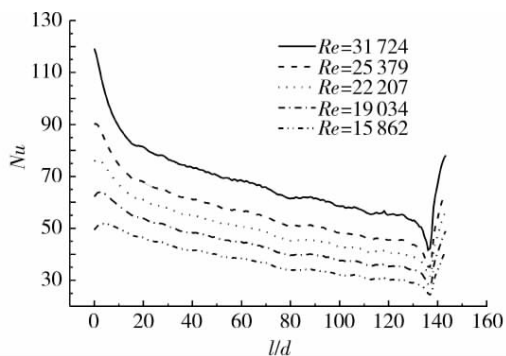


图17 第1通道吸力面中心线努塞尔数分布

Fig. 17 Nusselt number distribution along the centerline of suction side in the first channel

图18和图19所示的第2通道中,肋的周期性出现有效地中断附面层的发展,使通道表面的换热水平保持稳定,基本上没有出现沿程下降的迹象。相邻肋间换热呈单峰分布,雷诺数越大这一特征越明显。由于通道上游受弯头离心效应影响,努塞尔数显著高于下游的水平。

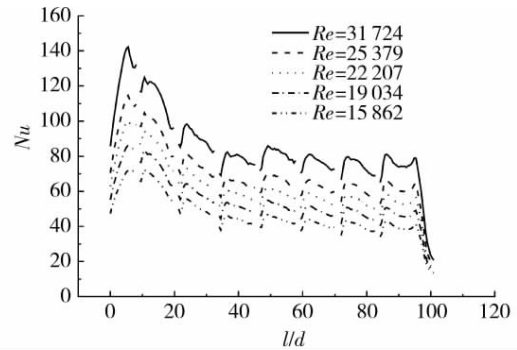


图18 第2通道压力面中心线努塞尔数分布

Fig. 18 Nusselt number distribution along the centerline of pressure side in the second channel

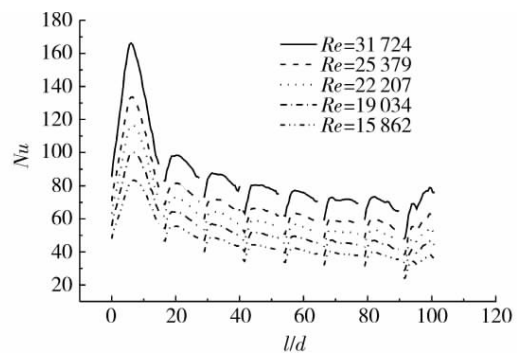


图19 第2通道吸力面中心线努塞尔数分布

Fig. 19 Nusselt number distribution along the centerline of suction side in the second channel

通过图20和图21可以发现,第3通道截面几何上的不对称导致了吸、压力面上换热变化趋势出现了巨大的差异。压力面过于窄小, $X-Z$ 面上的涡流动无法掺混至其固体壁面上,同时 90° 横肋节距比仅为5, $Y-Z$ 平面上的肋后涡几乎占据了两个相邻肋之间的壁面空间,同样不利于主流与带肋面的对流换热。此外,该通道上沿程冲击孔不断分配流量,沿通道长度方向流量不断减小,主流速度因而沿程不断下降。这三方面的因素使该通道中后段压力面上的换热停留在一个非常低的水平。而对于宽大的吸力面,只有流量沿程不断减小这一因素对其换热造成影响,其局部换热分

布呈现台阶式的下降.

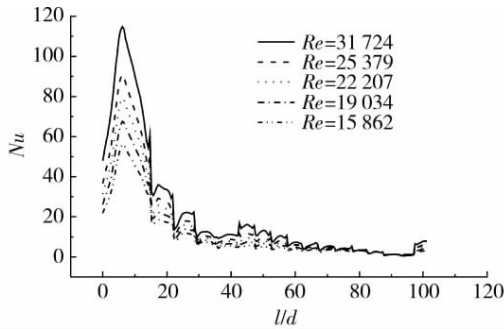


图 20 第 3 通道压力面中心线努塞尔数分布

Fig. 20 Nusselt number distribution along the centerline of pressure side in the third channel

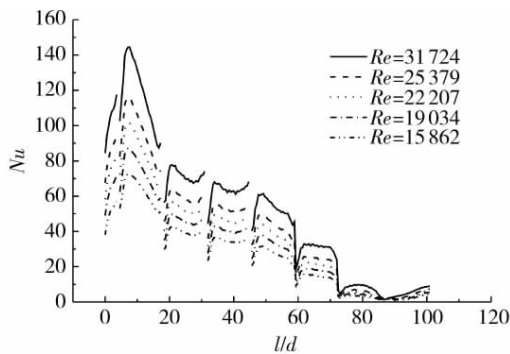


图 21 第 3 通道吸力面中心线努塞尔数分布

Fig. 21 Nusselt number distribution along the centerline of suction side in the third channel

局部换热分布体现的是冷却结构对流动的控制作用,而平均换热体现出整体的换热效果.图 22 中,对 4 个通道的吸、压力面上的面积平均努塞尔数进行了总结.通过观察可以发现平均努塞尔数与雷诺数呈线性正比例关系,所有通道中第 2 通道的平均努塞尔数在 5 个工况下都是最高的,其次是第 1 通道.除了第 3 通道外,其余各通道的吸、压力面上平均努塞尔数较接近.

图 23 列出了各通道的总压降系数,第 1 通道最小,第 3 通道次之,而第 4 通道的两部分都较高.对于第 1 通道,各表面光滑无肋,压降主要用于克服沿程的壁面摩擦阻力,所以较低.第 3 通道沿程流量不断下降,故而流阻也随之减小,所以总压降幅也不大.相比之下,第 4 通道中流体对壁面的冲击造成巨大的总压损失,导致其 C_f 数值非常高.

为了分析各通道的综合换热性能,将平均努

塞尔数与总压降系数相除,得到单位压降下换热量的大小.从图 24 中结果可以看出第 1 通道的综合换热性能远远高出其他通道,模型进口处大的

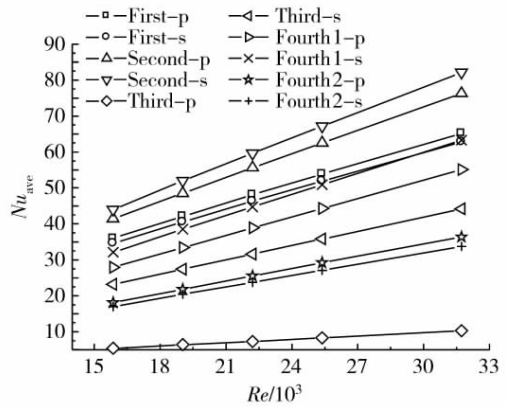


图 22 各通道表面平均努塞尔数分布

Fig. 22 Average Nusselt number distribution on each channel surface

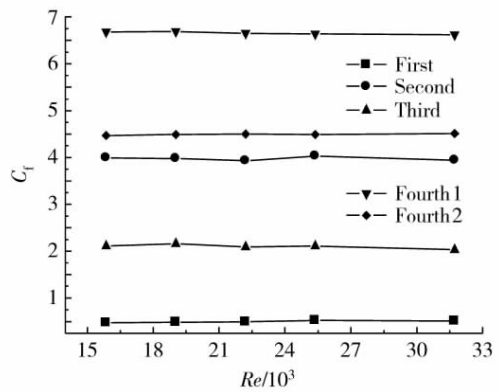


图 23 各通道总压降系数

Fig. 23 Total pressure drop coefficients in each channel

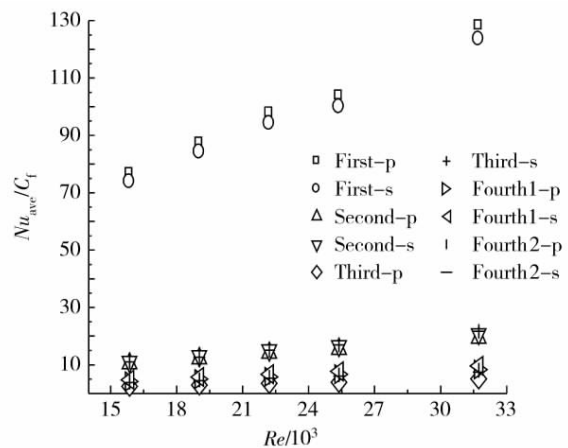


图 24 各通道表面努塞尔数与总压降系数之比

Fig. 24 Ratio of average Nusselt number and total pressure drop coefficient in each channel

湍流度,以及流体与壁面较高的温差都足以确保对光滑壁面进行足量有效的换热,所以将模型的第1通道设计为光滑通道不失为一个大胆而创新的理念。

4 结 论

通过数值模拟分析了静止状态下5种流量工况的复杂通道中的流动与内表面的换热分布特性。在本文研究的参数范围内,得到以下结论:

1) 通道表面上斜肋引发了三个维度上的涡,其中Y-Z截面和X-Y截面上的涡属于肋后涡,阻碍了流体对壁面的换热,其影响仅限于肋高以下范围内的近壁区域;X-Z截面上的涡属于通道涡,增加了通道的流阻,同时促进中心的流体与壁面流体进行掺混,有助于提升壁面的传热系数。

2) 90°横肋仅引发Y-Z截面上的肋后涡,肋节距比过小使得该涡占据肋间空间较多,不利于肋间壁面的换热。过于窄小的带肋表面因流动不畅而使传热系数非常低。

3) 冲击产生的一对涡加强了流动掺混,促进了前缘吸、压力面上的换热,而高速密集的气膜回流确保了换热分布的均匀性和高效性。

4) 随着雷诺数的增大,所研究的各表面上局部换热和平均传热系数都出现增加,但各通道进出口的总压降系数没有太大变化。

参考文献:

- [1] Kiml R, Mochizuki S, Murata A. Effects of rib arrangements on heat transfer and flow behavior in a rectangular rib-roughened passage; application to cooling of gas turbine blade trailing edge[J]. Journal of Heat Transfer, 2001, 123(4): 675-681.
- [2] Casarsa L, Cakan M, Arts T. Characterization of the velocity and heat transfer fields in an internal cooling channel with high blockage ratio [R]. ASME Paper GT2002-30207, 2002.
- [3] Rau G, Cakan M, Moeller D, et al. The effect of periodic ribs on local aerodynamic and heat transfer performance of a straight cooling channel[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(2): 368-375.
- [4] Elfert M, Jarius M P, Weigand B. Detailed flow investigation using PIV in a typical turbine cooling geometry with ribbed walls[R]. ASME Paper GT2004-53566, 2004.
- [5] 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.
- [6] 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): 1-10.
- [7] Giovanni T, Roberto A. Forced convection heat transfer in channels with rib turbulators inclined at 45 deg[J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(2): 1-10.
- [8] Park J S, Han J C, Ou S, et al. Heat transfer performance comparisons of five different rectangular channels with parallel angled ribs[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1992, 35(11): 2891-2903.
- [9] 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.
- [10] Amro M, Weigand B, Poser R, et al. An experimental investigation of the heat transfer in a ribbed triangular cooling channel [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2007, 46(5): 491-500.
- [11] Taslim, M E, Khanicheh A. Experimental and numerical study of impingement on an airfoil leading edge with and without showerhead and gill film holes [J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(2): 310-320.
- [12] Taslim, M E, Bethka D. Experimental and numerical impingement heat transfer in an airfoil leading-edge cooling channel with cross-flow [J]. Journal of Turbomachinery, 2009, 131(1): 1-7.
- [13] Chambers A C, Gillespie D R H, Ireland P T, et al. Enhancement of impingement cooling in a high cross flow channel using shaped impingement cooling holes [J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(2): 1-8.
- [14] Ravelli S, Dobrowolski L, Bogard D G. Evaluating the effects of internal impingement cooling on a film cooled turbine blade leading edge [R]. ASME Paper GT2010-23002, 2010.
- [15] LIU Zhao, FENG Zhenping, SONG Liming. Numerical study of flow and heat transfer of impingement cooling on model of turbine blade leading edge [R]. ASME Paper GT2010-23711, 2010.