

文章编号: 1000-8055(2006)06-0995-06

带 60°肋和气膜孔矩形通道换热研究

李广超, 朱惠人, 郭 涛

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘 要: 采用非结构化网格和 realizable $k\epsilon$ 紊流模型, 求解三维 N-S 方程, 对带 60°肋和气膜孔矩形通道在入口雷诺数 9×10^4 , 气膜孔总出流比为 0.22 时进行了换热特性的数值模拟。带气膜孔的壁面换热特性和实验数据吻合的很好, 在此基础上, 分析了其它各个壁面的换热特性。结果表明, 带肋和气膜孔的通道流场非常复杂, 扰流肋的存在使各壁面的换热都得到了增强, 但增强幅度的差别较大。换热最强的区域并不是带肋的上下壁面, 而是光滑的右侧壁面。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 内冷通道; 传热; 肋; 出流孔; 数值模拟

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Heat transfer in the rectangular passage with 60-degree ribs and film holes

LI Guangchao, ZHU Huiren, Guo Tao

(College of Propulsion and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Numerical simulation was conducted to investigate heat transfer in a rectangular channel with both 60-degree rib roughened wall and film hole suction with Reynolds number of 9×10^4 and suction ratio of 0.22. A finite volume method with unstructured meshes was used to solve the three dimensional compressible Navier-Stokes equations. The realizable $k\epsilon$ model was used carefully and the enhanced wall function was utilized for near wall treatment. The numerical results agree well with the experimental data of the surface with both ribs and film holes. Based on this, investigation was focused on the heat transfer of three other surfaces. The numerical result shows that the flow of the passage is very complex. Heat transfer is enhanced because of the ribs. Maximum Heat transfer coefficient is found on the smooth right surface but not the surfaces with ribs.

Key words: aerospace propulsion system; aircraft engines; internal cooling passage; heat transfer; ribs; film holes; numerical simulation

因为航空发动机涡轮入口温度已远高于涡轮材料的熔点, 所以为了保证叶片的正常工作, 复杂的冷却技术, 如气膜冷却、冲击冷却、内部对流冷却被广泛地应用在了涡轮叶片上。采用气膜冷却时, 冷气从叶片的根部或者顶部流入叶片内部冷

气通道, 再从气膜孔喷出覆盖在叶片表面。内冷通道壁面通常布置扰流直肋或者斜肋, 肋不仅可以起到改变气膜孔流量系数的作用^[1], 同时也会改变通道的流阻和换热特性^[2]。气膜孔出流的抽吸作用也会增加冷气通道换热的复杂性, 所以, 研

收稿日期: 2005-11-29; 修订日期: 2006-03-15

作者简介: 李广超(1979-), 男, 辽宁铁岭人, 西北工业大学博士研究生, 主要从事航空发动机热端部件传热与冷却技术研究。

究内冷通道换热特性对涡轮叶片结构和冷气流设计具有非常重要的意义。目前国内外在这方面的研究大多数是针对壁面带粗糙肋^[3,4]或是带气膜孔出流^[5,6]通道单独展开的,而真实涡轮叶片内冷通道往往是肋和气膜孔同时存在。基于这一点,本文利用商业软件对带60°肋和气膜孔矩形通道的换热特性进行了数值模拟。

1 数值计算

1.1 计算方法和基本方程

利用 Fluent6.1 分离隐式求解器对 N-S 紊流时均运动方程进行求解,速度和压力的耦合采用 SIMPLE 算法处理,各参数的离散采用二阶精度的迎风格式。压力修正方程、连续方程、动量方程、 k 和 ϵ 方程都实施亚松弛因子。解收敛的判断标准是相对残差小于 1×10^{-5} 。计算域的入口给定质量流量。出口压力值按实验时测量的静压值给定。入口处给出紊流强度和紊流尺度,其中紊流强度按照 $I = u'/u = 0.16(Re)^{-1/8}$ 计算给出,紊流尺度按照 $l_w = 0.07 d_h$ 计算给出。紊流模型利用 FLUENT 提供的 Realizable $k\epsilon$ 紊流模型^[6], Realizable $k\epsilon$ 模型被广泛的应用到了各个计算领域:包括旋转的各向剪切流,带射流和混合层的自由流,回流,以及通道和边界层流动。求解的精度也显著的提高。

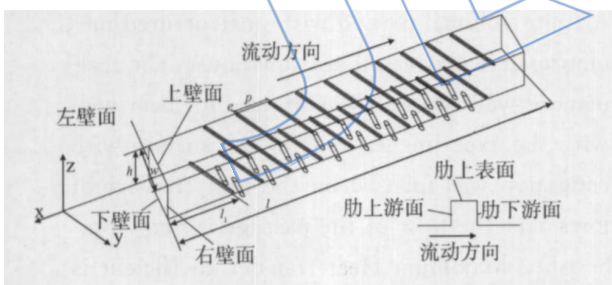


图1 计算域模型

Fig.1 Computation domain

1.2 计算域和计算网格

图1给出了本文计算模型。图2为网格结构,其中上下表面各有9根方形肋,按错排布置,肋与流动方向成60°夹角,肋间距与肋高比 $p:e = 10:1$ 。在下表面每两根肋之间布置有一对气膜孔,气膜孔位于两根肋的中心,孔的长径比 $l:d = 10:3$,气膜孔轴线与通道下壁面的夹角为35°。气膜孔入口到较近的侧壁的距离和气膜孔直径的比是5:1。通道的宽高比 $w:h = 2.5:1$ 。

本文的计算模型较复杂,由于气膜孔的存在,

无法利用结构化网格对整个通道进行网格生成,在具体生成网格时,将通道分成若干个域分别生成网格,在各个壁面生成边界层网格,在和下壁面肋等高位置采用交接面处理的方法,交接面下部为非结构网格,上部为结构化网格。肋表面采用 y^+ 自适应处理方法。整个通道和孔的网格总数大约为 110×10^4 。靠壁面第一层网格的 y^+ 控制在10左右。

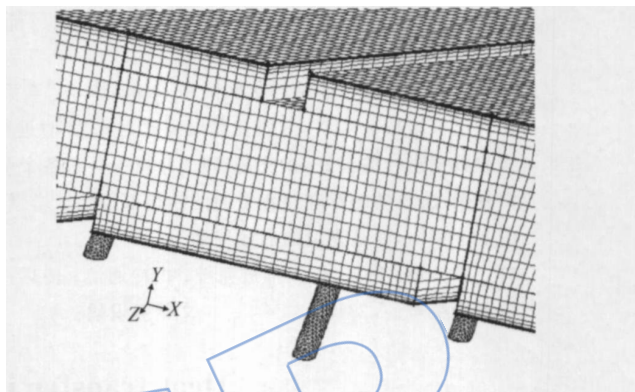


图2 网络结构

Fig.2 Surface mesh structure of one period

2 计算结果与分析

2.1 参数定义

传热系数的定义为 $h = q_w / [(T_{in} + T_{out})/2 - T_w]$, 努赛尔数的定义为 $Nu = hd/\lambda$, 无量纲温度的定义为 $\theta = (T - T_w) / (T_{in} - T_w)$, 入口雷诺数的定义为 $Re = \rho u d / \mu$, 其中 ρ 为气体的密度, u 为气体入口处的平均速度, d 为通道水利直径, μ 为气体的动力粘性系数, q_w 为壁面热流, T 为流体的当地温度, T_{in} 为气体的入口温度, T_{out} 为气体的出口温度, T_w 为壁面温度, λ 为空气的导热系数。通道总出流定义为 $SR = (\sum \dot{m}_i) / \dot{m}_{inlet}$, 其中 $\dot{m}_i$ 为通过第 i 对气膜孔出流的质量流量, $\dot{m}_{inlet}$ 为通道进口的质量流量。增强因子的定义为计算得到的努赛尔数和利用光滑通道的经典传热学公式 $Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ 计算的努赛尔数比。

2.2 计算结果与实验数据的对比

本文的实验测量方法采用的是瞬态液晶技术,由于实验段较长,摄像机的视角范围有限,只测量了下壁面第4根肋和第5根肋之间的换热系数,所以也将相同的计算域结果和实验数据进行对比。从计算结果和实验数据都可以看出(图3),在一个周期上,换热系数的分布表现出相同的

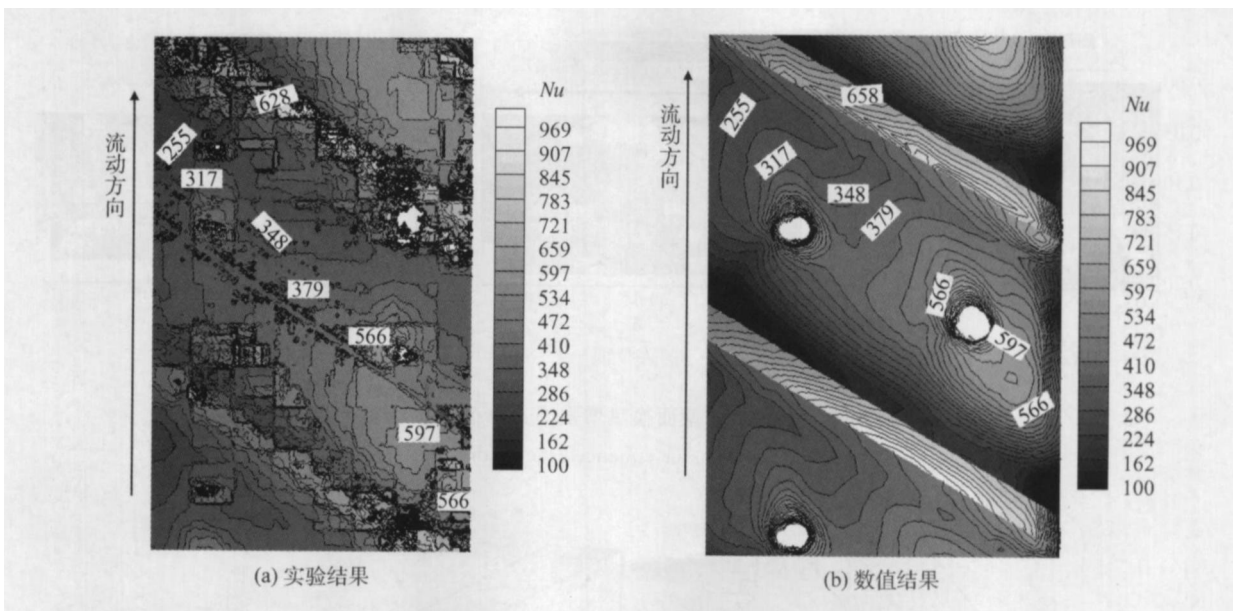


图 3 计算结果和实验数据的对比

Fig. 3 Comparison of CFD and experimental results

变化规律,而且换热系数值也基本相同,这就证实了本文计算网格的可靠性。换热系数基本上是从右侧壁面向着左侧壁面方向逐渐减小,在孔的下游,换热系数略有增加,肋表面的换热系数较大,肋后的换热系数较小。需要指出的是,由于摄像机存在光学几何变形,所以看上去实验模型和计算模型并不完全重合。

2.3 各个壁面换热系数计算结果与分析

由于上表面没有气膜孔出流作用,其换热系数分布主要体现肋对换热影响。从上壁面换热系数分布可以看出(图 4a),靠右侧的换热系数明显高于靠左侧的换热系数。对比上下表面的换热系数分布规律可以看出,下表面气膜孔的出流使孔下游换热系数略有增加,其它位置的换热系数分布没有明显变化。这说明同时带肋和气膜孔的通道,肋对换热特性起决定性作用,而气膜孔的出流只对孔附近的换热特性略有影响。从左侧壁面的换热系数云图可以看出(图 4b),在不同位置,换热系数差别较大,肋前区域换热系数很大,并且越靠近肋,换热系数越大,换热增强因子最大值可以达到 3;在肋后区域的换热系数较小,并且越靠近肋,换热系数越小,换热增强因子最小值只有 0.3。在通道的中心位置,换热系数和光滑通道的换热系数差别不大。右侧面的换热系数和左侧面的换热系数相比要大的多(图 4c),增强因子大多在 2~3 之间,同样在肋前区域的换热显著增强,在肋后区域的换热略有减弱。

从各个壁面的换热系数分布规律来看,右侧

壁面和上下壁面右侧的换热系数较大,而左侧壁面和上下壁面左侧的换热系数较小,分析其原因,主要是斜肋的存在引发了由右侧壁面流向左侧壁面的二次流动,从而导致在靠近右侧壁面的附近,主流方向的合速度很大,而靠近左侧壁面的主流合速度较小,较大的合速度导致了右侧壁面和上下壁面的右侧边界层变薄,热流密度加大,换热增强。

2.4 肋表面换热系数计算结果与分析

从计算结果看(图 5),肋的三个表面换热系数数值有较大区别。上表面的换热系数值最大,上游面的次之,下游面的换热系数较小。上游面的换热系数大是因为表面的边界层重新发展,上游面的换热系数较大是因为流体的冲击,而下游面的换热系数较小是由于流体在肋后形成了流动死区。

从换热系数在肋表面的分布看,上游面的换热系数沿着肋高方向基本是增加的,而在相同的肋高处,换热系数值基本是相同的。下游面的换热系数的等直线在靠近右侧面的一侧基本是按照同心圆分布的,并且越靠近右侧面,同心圆的密度越大,在靠近左侧面的一侧,换热系数较小。上表面的换热系数分布为,从上游面到下游面方向逐渐减小,从右侧面到左侧面方向逐渐减小。

2.5 无量纲温度分布计算结果与分析

无量纲温度在壁面附近值的大小代表了热边界层厚度,从图 6 可以看出,肋表面和肋前位置的温度梯度较大,而在肋后位置的温度梯度较小。这

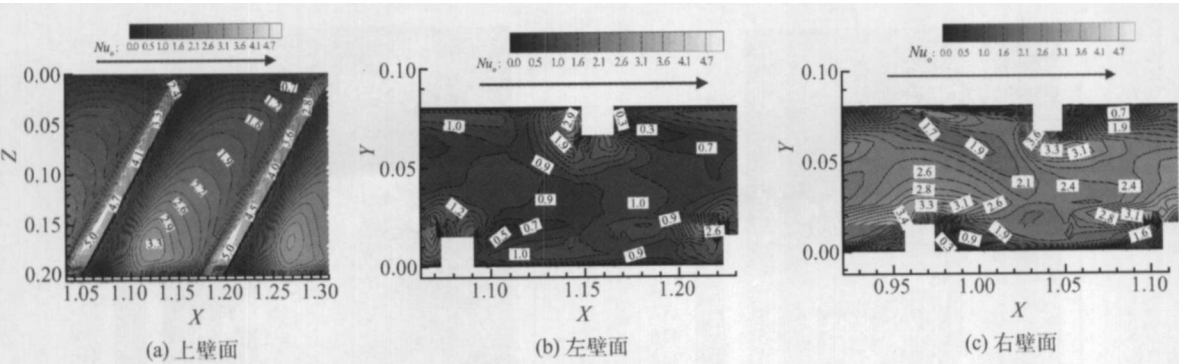


图 4 各壁面换热增强因子分布

Fig.4 Heat transfer enhanced factor distribution

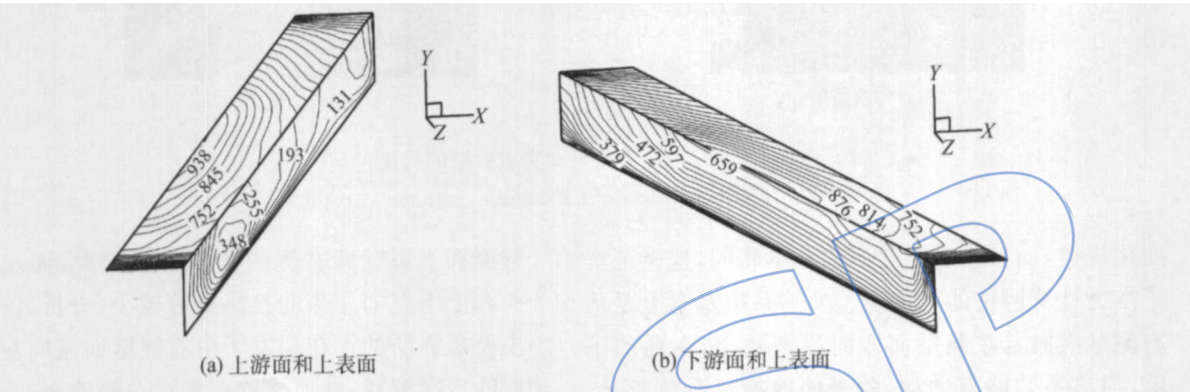


图 5 肋表面的努赛尔数

Fig.5 Nu of the rib surfaces

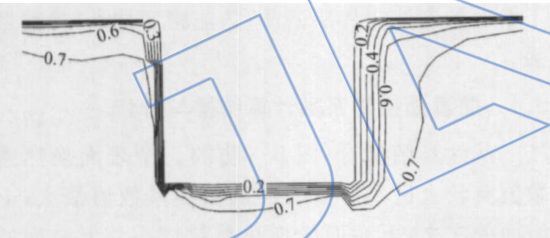


图 6 肋表面附近温度分布

Fig.6 Temperature contours of the ribs

2.6 各个壁面中心线换热系数计算结果与分析

从上下壁面中心线的换热系数分布可以看出(图 8a、b),从通道入口到第一根肋的位置,换热系数逐渐减小,这是由于边界层正在生成。而后由于周期肋的存在,换热系数的分布也呈现周期性的分布。但是在不同周期上的换热系数值却不完全一样,就肋的表面来说,下壁面肋的换热系数最大值出现在第三根肋表面,从第一根肋表面到第三根肋表面,换热系数迅速增加,从第三根肋表面到第九根肋表面,换热系数逐渐减小。而上壁面肋表面的换热系数最大值出现在第四根肋。通道出口段(无肋区)的换热系数逐渐减小,这是由于主流受到前方扰流肋的扰流作用逐渐减弱,同时也可以看出,在肋后的换热系数非常小,而肋前的换热系数比肋后略大。从图 8a、b 还可以看出,肋表面的换热系数大约是肋前区域的两倍,肋后区域的 4 倍。

对于左右壁面(图 8c、d),在通道入口也有由于边界层的生成所造成的换热系数逐渐减小的过程。同时可以看出换热系数虽然由于受到周期肋的扰动而表现出周期的变化规律,但是从总的趋势看,左侧壁面的换热系数逐渐减小,右侧壁面的

就说明了肋表面和肋前区域换热系数较大的原因。

从图 7 可以看出,沿着垂直主流方向上的无量纲温度变化较大,说明在垂直主流的同一横截面上,温度分布是不均匀的,并且这种不均匀性有一定的发展过程。在通道的入口(图 7a),核心区的温度基本是一致的,随着流体向前流动,温度分布的不均匀性越来越明显(图 7b、c、d),越靠近右侧,无量纲温度值越大,说明右侧流体和壁面的温差相对较大。对速度场分析得出的结论是,靠右侧流体的速度大。虽然较大的主流速度导致较大的当地热流密度,但是较大的主流速度同时也导致了较大质量流量,较大的质量流量具有较大的内能,来不及和壁面进行充分的热量交换,所以靠右侧的流体和壁面的温差较大。

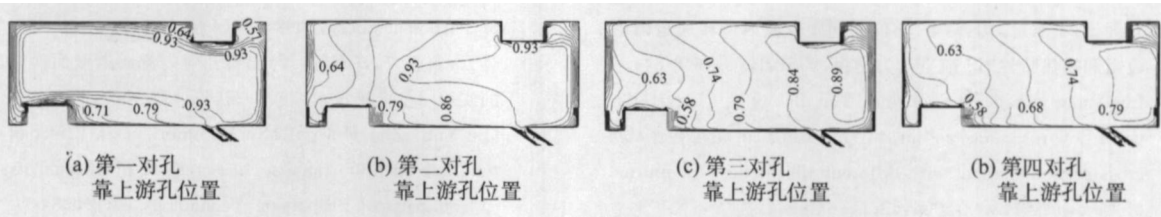


图7 通道横截面温度分布

Fig. 7 Spanwise temperature contours

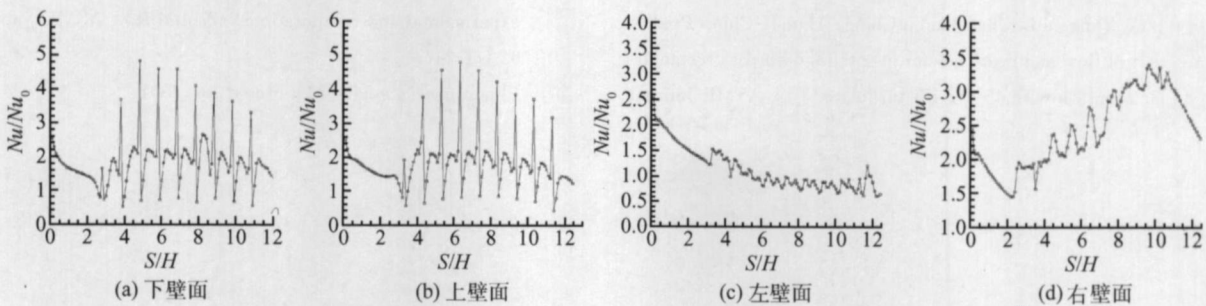


图8 通道各壁面中心线的换热增强因子分布

Fig. 8 Heat transfer coefficient enhanced factor distribution of the center line on the surfaces

换热系数逐渐增大。分析其原因,靠右侧的流体在斜肋的作用下加速,同时更多的流体从靠近右侧的气膜孔流出,导致靠右侧的流体沿着主流方向加速运动,所以换热系数增大。左侧流体则由于减速流动而导致换热系数较小。

2.7 各个壁面平均换热系数计算结果对比

图9为计算得到的一个周期上每个壁面平均换热系数和下壁面测量的对应区域平均换热系数

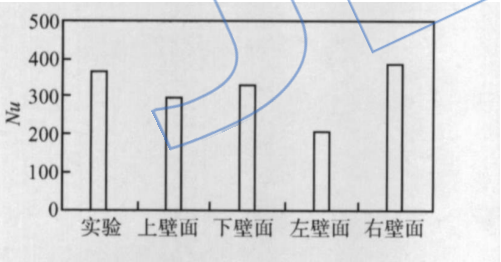


图9 各表面平均换热系数的对比(包括实验)

Fig. 9 Comparison of average heat transfer coefficient on surfaces(including experiment)

对比,从图上可以看出,下壁面的计算结果比实验值偏小。对比4个壁面平均换热系数的计算结果可以看出,光滑的右侧壁面的换热系数最大,光滑的左侧壁面的换热系数最小,而带肋的上下壁面的换热系数居中,并且差别不大。这说明在通道中布置斜肋不仅可以使带肋壁面的换热增强,同样会对光滑侧壁面的换热产生具大影响。

3 结 论

通过数值模拟的方法获得了带60°肋和气膜孔出流的矩形通道的换热机理,详细的分析了各个壁面的换热系数分布规律,获得的结论如下:

- (1) 换热系数的数值计算结果和实验数据具有相同的变化规律,计算值略小于实验值。
- (2) 由于斜肋引发了由右侧壁面流向左侧壁面的二次流动,使通道右侧流体合速度大于通道左侧流体合速度,从而导致右侧壁面和上下壁面的右侧具有较大的换热系数。
- (3) 扰流肋的存在导致各个壁面的换热系数表现出周期性的规律,但是从总的趋势看,各个壁面的换热系数分布沿着主流方向表现出不同的变化规律。上下壁面的换热系数先增加后减小,左侧壁面的换热系数逐渐减小,右侧壁面的换热系数逐渐增加。
- (4) 由于扰流肋的存在,主流核心区的温度沿着横向表现出不均匀的分布。

参考文献:

[1] 裘云,朱惠人,倪萌,等.带肋壁与出流孔内流通道中肋角度对流量系数的影响[J].航空动力学报,2003,18(2):233-238.
Qiu Yun, Zhu Huiren, Ni Meng, et al. Effect of rib turbulator orientation on the discharge coefficient of suction hole in the internal passage[J]. Journal of Aerospace Power. 2003, 18(2): 233-238.

[2] 刘湘云, 丁水汀, 陶智, 等. 不同肋间距变截面回转通道内的流阻和换热特性[J]. 航空动力学报, 2004, 19(5) : 640-644.
Liu Xiang-yun, Ding Shui-ting, Tao Zhi, et al. Characteristic of flow resistance and heat transfer in a turnover variable cross section channel with different rib pitches[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(5) : 640-644.

[3] Han J C. Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators[J]. ASME. Journal of Heat Transfer, 1998, 110: 321-328.

[4] Jang Yong-Jun, Chen Hamr Ching, Han Je Chin. Prediction of flow and heat transfer in rotating two pass rectangular channels with 45-deg rib turbulators[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2002, 124(4) : 146-152.

[5] 裘云, 朱惠人, 许都纯, 等. 出流孔对内流通道壁面换热影响的实验[J]. 推进技术, 2002, 23(6), 477-480.
Qiu Yun, Zhu Hui-ren, Xu Du-chun, et al. Effect of suction hole on heat transfer characteristic of internal passage [J]. Journal of Propulsion Technology, 2002, 23(6) : 477-480.

[6] Byerley A R, Jones T V, Ireland P T. Internal cooling passage heat transfer near the entrance to a film cooling hole: experimental and computational results[R]. ASME Paper 92-GT-241.

[7] Fluent user' s guide [M]. Fluent Inc, 2001.

