

文章编号: 1000-8055(2002) 04-0451-07

带冷气掺混的涡轮级流场数值模拟

陈海昕, 沈孟育
(清华大学 工程力学系, 北京 100084)

摘要: 为了实现对带冷气掺混的涡轮级流场的数值模拟, 利用 Jameson 有限体积方法在 H 型结构化网格上求解 Reynolds 平均 Navier-Stokes 方程组。根据混合平面假设实现涡轮级(导向叶片/转子)动静流场的联算。采用一维等熵流动模型求解冷却气体在冷却孔出口的流动参数, 并通过在边界注入相应的通量引入冷却气体对主流流场的影响。通过对典型算例计算, 获得与实验吻合的结果。验证了本文方法的可行性和计算精度。基于此, 本文对亚音速和跨音速两组涡轮级的带冷气掺混的三维流场进行了粘流流场和换热分析, 获得了合理的计算结果。

关键词: 有限体积法; 涡轮级; 混合平面模型; 冷气掺混

中图分类号: V 211. 15

文献标识码: A

Numerical Simulation of Turbine Stage with Cooling Gas Injection

CHEN Hai-xin, SHEN Meng-yu

(Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: In order to numerically simulate the viscous flow field in turbine stage with cooling gas injection, Jameson's Finite Volume Methods are employed to solve Reynolds averaged Navier-Stokes Equations on H-H type structural grid generated with elliptical method. For the simplicity and robustness of the software, Baldwin-Lomax algebraic model is chosen for turbulence closure. According to the so called One-Dimension Isentropic Flow model, the mass, momentum, and energy flux injected through film cooling holes or slots to flow field are computed and then coupled to the boundary conditions to reveal the effects of cooling gas. Using of Mixing Plane model makes the simulation of stator-rotor interaction be realized with acceptable computer resource costs. A typical configuration- C3x cascade with film cooling, which has experimental data, is computed to validate the present methods. Results of both flow field parameters and heat transfer parameters are in good agreement with experimental data. To illustrate the present methods' capability of handling configurations with engineering complexity, simulation results of two realistic turbine stages, a transonic one and a subsonic one, both with complex layout of cooling holes and slots, are presented.

Key words: finite volume method; turbine stage; mixing plane model; cooling

1 引言

在涡轮级流场中, 由于静子和转子的相对转动, 流动从本质上来说是非定常的。严格的非定常模拟不仅在理论和方法上有很多的困难, 其巨大的计算量也是难以承受的。为此人们提出了平均通道模型、混合平面模型等多种简化模型, 以尽可能模拟流动信息在静子和转子之间的传递。

为提高效率, 现代涡轮发动机工作在极高的温度之下。为保护叶片和轮毂、机匣等暴露在高温燃气中的表面不被破坏, 常常在需要冷却的壁面和叶片后缘等位置设置气膜孔和冷气槽缝, 从中向流场中注入冷却气流, 以实现壁面的防护^[4, 7], 称之为冷气掺混。显然, 冷气掺混增加了涡轮级内流场的复杂性, 对其进行准确的模拟对改善涡轮的冷却效果、提高涡轮级的效率具有重要的意义。

本文研究的目的是向工程部门提供一种高效、可靠的涡轮级内复杂流场的模拟工具。故而选用了 Jameson 的有限体积法。它形式简单, 对网格质量依赖较小, 具有较高的效率和精度。是公认的一种具有很强的适应性的流场计算方法, 被广泛应用于内外流计算之中^[2, 3, 6]。

2 控制方程及求解方法

2.1 控制方程

采用积分形式的三维非定常可压缩 Reynolds 平均 N-S 方程作为控制方程, 取时间推进收敛解逼近定常问题解。在绕涡轮轴随涡轮以 ω 转动的非惯性柱坐标系 (x, r, θ) 下, 方程可写为^[8]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \vec{U} d(Vol) + \oint_S (\vec{F} - \vec{F}_v) \cdot d(\vec{A}) = \iiint_V (\vec{S} + \vec{S}_v) d(Vol) \quad (1)$$

其中:

$$\vec{U} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho W_x \\ \rho W_r \\ \rho W_\theta \\ \rho E \end{bmatrix}$$

$$\vec{F} = \begin{bmatrix} \rho W_x, \rho W_r, \rho W_\theta \\ \rho W_x^2 + p, \rho W_x W_r, \rho W_x W_\theta \\ \rho W_r W_x, \rho W_r^2 + p, \rho W_r W_\theta \\ \rho W_\theta W_x, \rho W_\theta W_r, \rho W_\theta^2 + p \\ \rho I W_x, \rho I W_r, \rho I W_\theta \end{bmatrix}$$

$$\vec{F}_v = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \tau_{xx} & \tau_{xr} & \tau_{x\theta} \\ \tau_{rx} & \tau_{rr} & \tau_{r\theta} \\ \tau_{\theta x} & \tau_{\theta r} & \tau_{\theta\theta} \\ \Phi & \Phi & \Phi \end{bmatrix}$$

$$\vec{S} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \rho \left(\frac{W_\theta^2}{r} + r\omega^2 + 2\omega W_\theta \right) + \frac{p}{r} \\ -\rho\omega W_r - \rho \frac{W_r W_\theta}{r} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\vec{S}_v = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{\tau_{\theta\theta}}{r} \\ \frac{\tau_{r\theta}}{r} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$I = c_p T_{\text{Orel}} - \frac{1}{2}(\omega^2) = E + \frac{p}{\rho}$$

为转焓, 其中 T_{Orel} 为相对总温。Vol 为控制体, A 为其表面积。

采用 Baldwin-Lomax 代数湍流模式对雷诺应力项进行封闭。本文在叶片与轮毂的交接处等拐角部位选择距离最近的壁面确定模式中壁面到点的距离。

2.2 基本求解方法

采用 Jameson 的格心有限体积法对方程 (1) 进行空间离散。为了使属于中心格式的有限体积法保持稳定、消除奇偶失联和大梯度区的数值振荡现象, 在离散方程中加上人工粘性项, 针对 N-S 方程网格在壁面附近长宽比极大的情况, 为减少人工粘性对真实物理粘性的干扰, 利用方程系数矩阵的谱半径对各网格方向的人工粘性进行各项异性的限制, 提高了粘性计算的精度^[2, 6]。

在时间方向采用 Dawes^[3] 的预处理两步格式。这种格式实质是一步向前推进附加一步隐式残值光顺。通过调节各个方向的残值光顺系数可以获得较高的计算稳定允许时间步长和收敛效率。

为了加速收敛, 采用了当地时间步长等措施。收效最为明显的是采用 Brandt 等的 FAS (Full Approximate Scheme) 多重网格方法。目前, 仅采

用了二重的 V 循环多重网格。数值实验表明, 计算时间可节约 50% 左右。

有限体积法的一大优点是边界条件实现简单。对于等温壁面边界, 速度无滑移。因此网格侧壁的通量向量 $\vec{F} \cdot \vec{A}$ 变为:

$$[0, p \cdot A_x, p \cdot A_r, p \cdot A_\theta, 0]^T$$

对于一般的涡轮流动, 进口和出口边界按如下方式给出:

进口: 进口轴向速度为亚音速时, 给定总温(绝对)、总压(绝对)和子午面及周向进气角; 进口轴向速度为超音速时, 所有参数由来流条件给出。

出口: 在轮毂面给定静压, 径向分布由简单径向平衡方程给出, 即求解: $\partial p / \partial r = \rho W_\theta^2 / r$

3 冷气掺混模型

冷气掺混的原理是在叶面或轮毂、机匣等需要冷却的壁面以一定角度射入一股冷却气流, 将高温主气流与壁面隔开, 从而对壁面进行防护。

如图1所示, 冷却气流从腔室经过一定的管道从气膜孔射入主流。由于腔室的体积相对较大, 我们近似认为气流是从无穷大的腔室流出, 在管道中则为一维等熵流动。这样在给定了腔室中冷却气体的总温 T_{0c} 、总压 p_{0c} 及气流喷射角 α 后, 只须根据外流情况给出气膜孔出口处的压力 p_c , 便可根据等熵关系式确定出口的所有流动参数^[4]:

$$\begin{cases} M_c = \frac{2[(p_{0c}/p_c)^{(Y-1)/Y} - 1]}{Y-1} \\ T_c = T_{0c} \left[1 + \frac{Y-1}{2} M_c^2 \right]^{-1} \\ \rho_c = \frac{p_c}{RT_c}, \quad U_c = M \sqrt{YRT_c} \end{cases}$$

本文取 p_c 为与气膜孔毗邻的网格单元压力平均值。

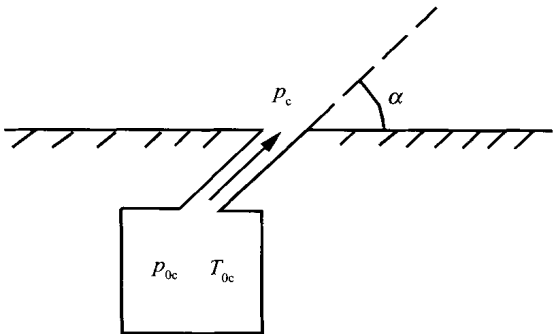


图1 冷气掺混模型示意图

Fig.1 Sketch of cooling gas injection

严格地构造网格来精确模拟冷却口形状是非常困难的, 为简化问题, 降低网格数和计算量, 同时保证计算的精度, 通过向与气膜孔毗邻的网格注入相应的质量、动量和能量来反映冷却气流的效应。具体作法是在计算相应网格单元的物面侧壁通量 $\vec{F} \cdot \vec{S}$ 时加入如下项:

$$\begin{bmatrix} \rho_c U_c A_c \\ \rho_c U_c^2 A_c n_x \\ \rho_c U_c^2 A_c n_r \\ \rho_c U_c^2 A_c n_\theta \\ \rho_c U_c A_c \left(\frac{Y}{Y-1} \frac{p_c}{\rho_c} + \frac{U_c^2}{2} - \frac{\omega_r^2}{2} \right) \end{bmatrix}$$

其中: A_c 为冷气管道横截面积, n_x , n_r 和 n_θ 为喷射方向与3个坐标方向夹角的余弦。

冷却槽缝转化成相应区域相同总流量和面积的一排连续气膜孔来进行等价模拟。

4 动静叶流场联算

混合平面法是目前多叶片排计算中应用最多的一种动静叶数据传递方法。这种方法假设在两排叶片间存在一个流动参数混合平面, 也就是说将上下游流动信息在这个平面上进行周向平均, 将平均后的物理量在叶片排间进行传递。从而将非定常问题简化成定常问题, 极大地减少了计算量, 使得动静叶联算得以在工程计算中以较小的成本实现。

本文将混合平面选择在动静叶间距的 1/2 处, 需要传递的参数在周向按照网格单元的面积进行加权平均。选择什么样的参数进行传递是一个关键问题, 一条思路是类似多块网格的办法将混合平面看作一个网格交界面, 各流场独立变量在此面上进行交换。这种方法涉及到选取哪些量进行平均, 以尽量保证能量、动量、质量守恒的问题^[5]。

另一种方案是把混合平面分别看作是上游流场的出口和下游流场的入口, 根据上一章提到的进出口平面所需给定的流动参数来确定所传递的变量的数目。具体说就是将混合平面上游流场的最后一层流向网格的密度、3个速度分量进行周向平均, 然后作为入口条件传给下游。而只将混合平面下游的压力进行周向平均后作为出口条件传给上游。

经过对比, 在叶片区两种方案的结果基本没有区别。所不同的是第一种方案需要妥善处理混合平面附近的人工粘性等的计算方法, 否则可能导致数值振荡发生。此外这种方法的计算量相对

较大,所以本文选用了第二种方案。

5 网格生成

以旋成面切割叶片,获得拟 S1 面的叶间流道,并根据预估的前后流线大致方向构造前后延伸区流道。以带源项控制的椭圆型方程方法^[6]便可生成拟 S1 面整个流道的网格,并实现对边界正交性及网格间距控制。拟 S1 面网格沿叶高方向堆砌便构成整个流道的三维网格。在网格生成的过程中同时进行对包含气膜孔网格单元的搜索。

6 计算结果及分析

6.1 C3X 直立叶栅三维计算

为了验证前述方法,首先选择了有实验结果的 C3X 直立叶栅带气膜冷却流场进行了流动和传热数值分析。文献[7]提供了该叶栅的外形及传热和部分气动力实验结果。

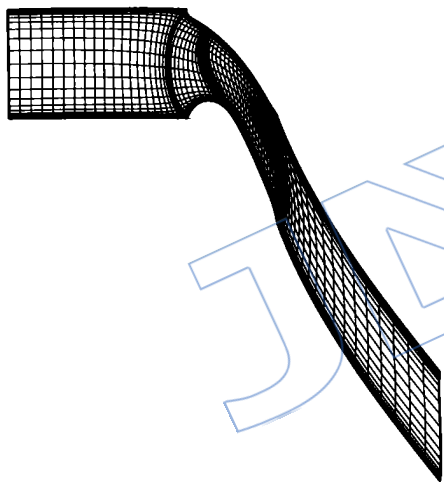


图2 C3X 叶栅的计算网格
Fig. 2 Grid about C3X cascade

先计算了某无冷气喷射的工况。入口总温707 K,总压304.65 kPa,出口等熵马赫数为0.75,平均壁温为0.81倍入口总温。从图3的计算结果与实验的对比可以看出,压力系数(静压/进口总压)分布计算与实验值吻合良好。换热系数(定义为:

$$\frac{H}{H_{\text{ref}}} = \frac{k(\partial T/\partial n)/(T_0 - T_w)}{H_{\text{ref}}}$$

其中: k 为导热系数, $\partial T/\partial n$ 为壁面温度法向导数, T_0 为来流总温, T_w 为叶片表面温度, $H_{\text{ref}}=1135.6\text{ W/m}^2\text{ K}$ 为圆柱绕流的驻点对流换热系数值,此处用于对换热系数进行归一化。)分布计算结果也基本与实验数据吻合,由于文献[7]仅给出冷却孔之后的壁温分布(测温点同图3中换热系数测量

点),对之前的壁温无法准确给出,致使在冷却孔位置附近的换热系数计算出现一些偏差。

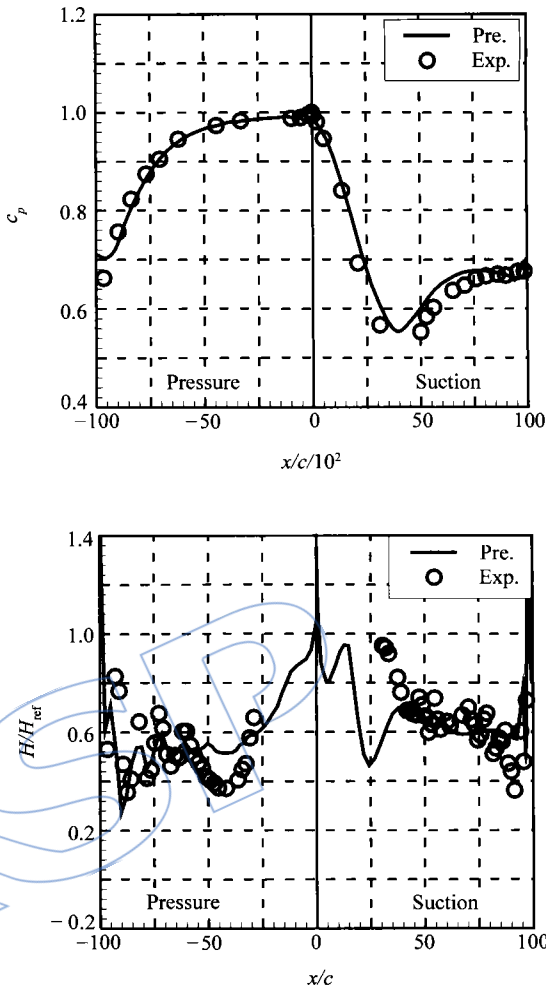


图3 某无冷气喷射工况的压力分布及换热系数结果
Fig. 3 Results of a case without cooling gas injection

另外计算了一个有冷气喷射的工况。入口总温为708 K,总压282.02 kPa,出口等熵马赫数为0.90,平均壁温为0.77倍入口总温。冷却气体总压1.021倍于进口总压,总温为0.75倍进口总温,自压、吸力面各两排冷却孔喷射。计算的压力分布见图4,在气膜孔附近压力出现了明显跳动。这是由于冷却气流对外部流场的扰动造成的。从图5中可以看到冷却气流的喷射情况。图4的换热系数计算结果显示,在气膜孔后换热系数先出现了剧烈的下降,体现了由气膜孔喷出的冷气沿壁面流向下游,将其下游附近壁面与高温燃气隔开,从而降低壁面附近的气体温度,引起换热系数下降的效应。由于计算的边界条件为给定壁面温度。而所给定的壁温可能高于冷却气体的温度,因此在冷却孔附近出现壁面向气体传热,从而换热系数小于零的现象。在实际中,冷气喷射还有另一个相反的效

应,即造成气膜孔后湍流度增大,提升换热系数^[7]。本文的计算由于湍流模式和网格密度的不

足,未能良好反映出这一部分影响,造成模拟出的换热系数回升较慢,下降区范围过大。

6.2 某跨音涡轮级计算

该涡轮级导叶叶片数为21,动叶为41。涡轮转速为45000 r/min。进口总压为1019.75 kPa,平均进口总温为1370 K,出口静压为236.39 kPa。导叶前缘吸力面、近尾缘压力面各有1排气膜孔;尾缘压力面有5条冷气槽缝。动叶前缘吸力面有1排气膜孔。

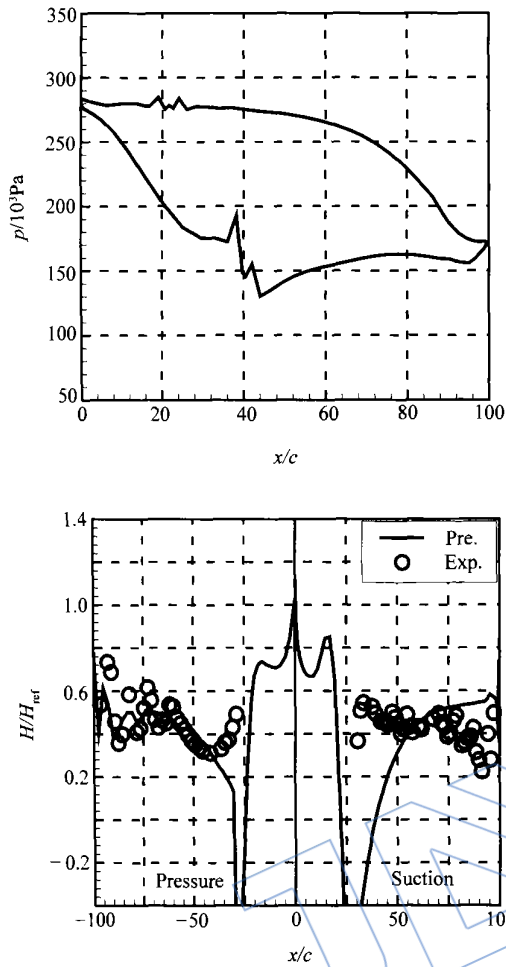


图4 带气膜冷却情况的压力分布和换热系数计算结果

Fig. 4 Results of a case with cooling gas injection

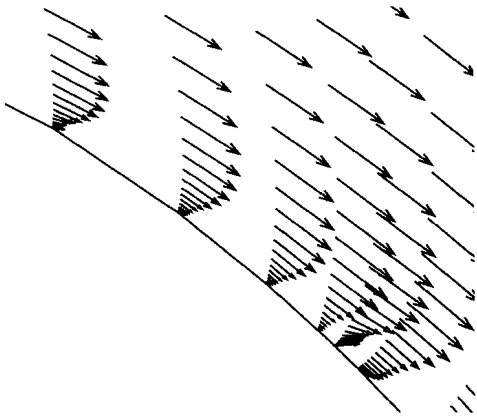


图5 气膜冷却孔附近流动矢量图

Fig. 5 Velocity vectors near film cooling hole

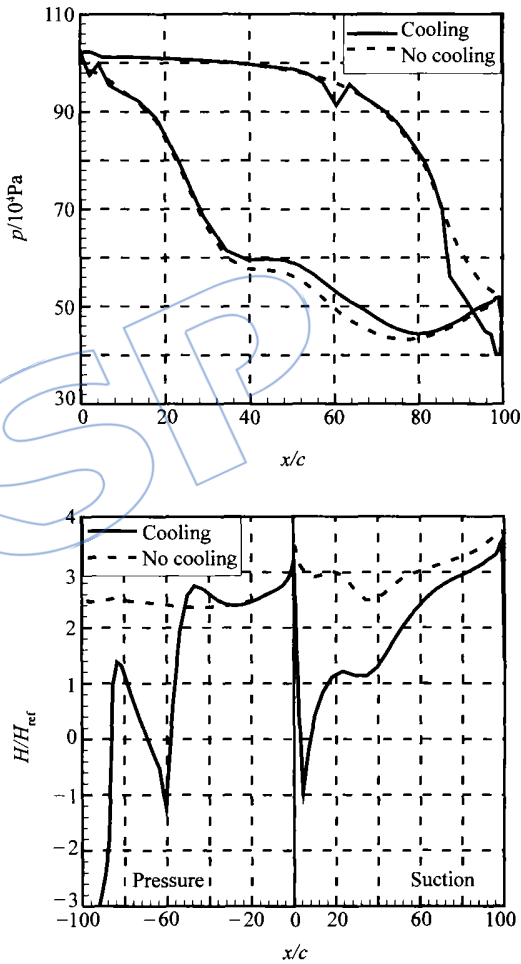


图6 导叶50%叶高截面压力分布和换热系数有无冷气喷射情况的对比

Fig. 6 Pressure and heat-exchange coefficient results on mid-span section of stator blade

图6展示了导叶有无冷气喷射时的压力分布和换热系数对比,压力在气膜孔和尾缘压力面冷气槽缝附近出现明显变化。换热系数在冷却孔后也出现十分明显的下降。计算发现动叶给定的冷气总压为420 kPa,低于气膜孔外压力,在这种情况下冷气无法喷出,认为冷却孔失效。

6.3 某亚音涡轮级计算

该涡轮级导叶有叶片24片, 动叶有34片。涡轮

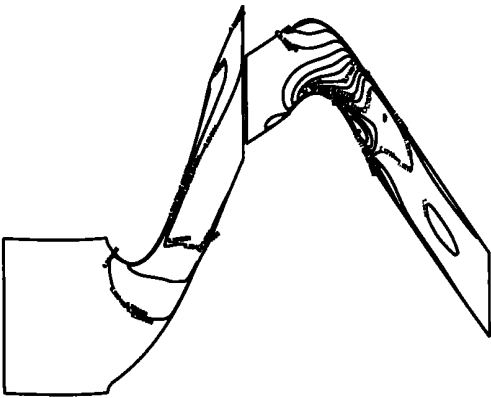


图7 50% 叶高截面等 Mach 图

Fig. 7 Iso-Mach contours on mid-span section of stator blade

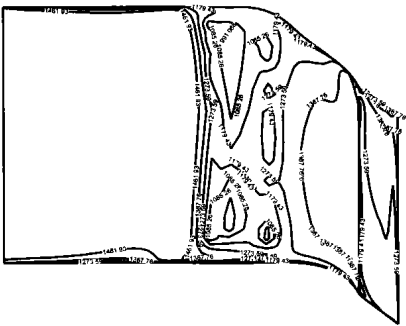


图9 导叶吸力面等温线图

Fig. 9 Iso-Temperature contours on mid-span section of stator blade

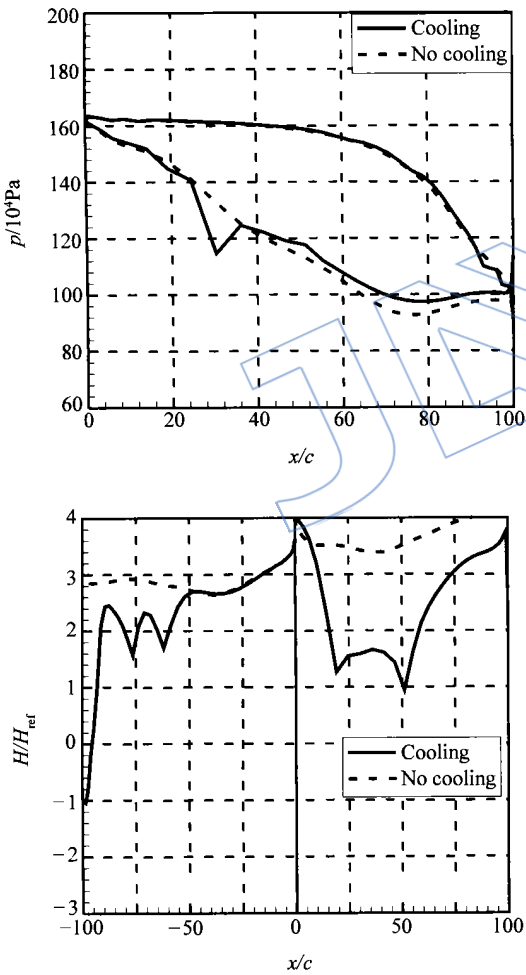


图8 导叶50% 叶高截面压力分布和换热系数有无冷气喷射情况的对比

Fig. 8 Pressure and heat-exchange coefficient results on suction side of stator blade

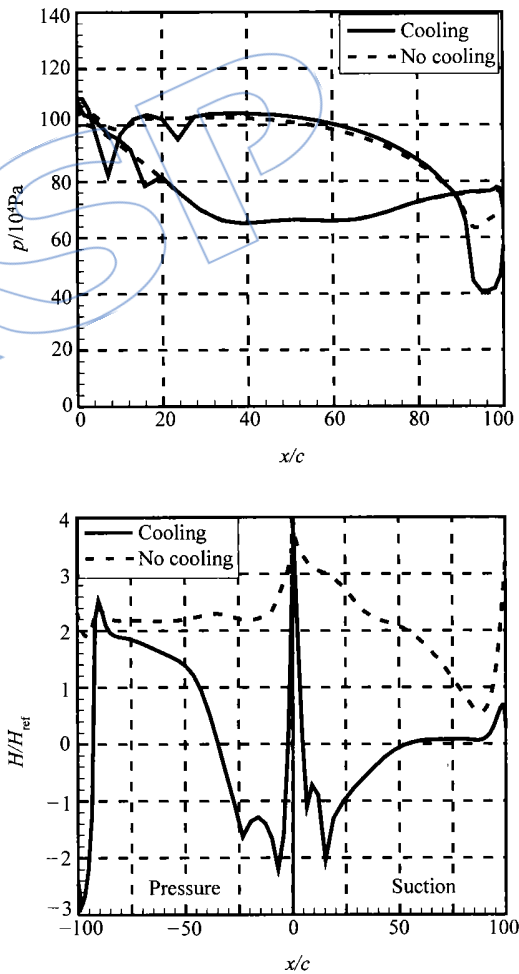


图10 动叶50% 叶高截面压力分布和换热系数有无冷气喷射情况的对比

Fig. 10 Pressure and heat-exchange coefficient results on mid-span section of turbine blade

转速为37800 r/min。进口平均总温总压分别为

1628.82 kPa 和1540 K, 出口静压为820 kPa。导叶叶背侧有3排气膜孔、叶盆侧有2排气膜孔; 尾缘叶盆侧有10个冷气槽缝。另外机匣和轮上各有3排冷却孔。动叶前缘叶背侧有2排气膜孔、叶盆侧有3排气膜孔, 尾缘叶盆侧有7条冷气槽缝。

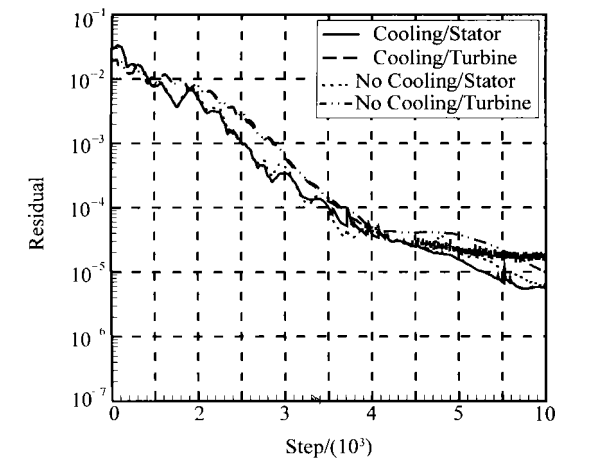


图11 残值收敛历程

Fig. 11 History of residual convergence

从图9等温线图上可以看出各个气膜孔和冷气槽缝对周围温度的影响。从图11可以看出本文方法具有较高的收敛效率。但冷气的注入会影响收敛的速度和程度, 体现在图11上为带有冷气喷

表1 级效率表

Tab 1 Efficiency of turbine stages

	带冷气掺混	无冷气掺混
跨音级	82.76%	83.12%
亚音级	86.17%	89.00%

射的导叶流场的残值在下降3个量级后出现摆动, 不再下降。

计算的级效率见表1。一般认为冷气掺混会导致级效率产生1~2个百分点的下降, 本文的计算结果基本反映了这一点。

7 结 论

本文对带冷气掺混的涡轮级内三维粘性流场进行了模拟, 获得了合理的结果, 验证了所采用的有限体积法、混合平面模型及一维等熵模型对于解决这一类型的问题的可行性。

参考文献:

[1] 任育新. 跨音速压气机在非设计工况下动静叶相互作用的数值模拟[J]. 航空动力学报, 1999, 14(3): 265- 269.

[2] Arnore A. Viscous Analysis of Three-Dimensional Rotor Flow U sing a Multigrid Method[J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116:435- 445.

[3] Dawes W N. A Numerical Study of the 3-D Flow Field in a Transonic Compressor Rotor with a Modelling of the Tip Clearance Flow[R]. ADARD- CP- 401, 1987.

[4] 曾扬兵. 带有气膜冷却的涡轮内跨音速流动和传热的数值研究[D]. 北京: 清华大学, 1997.

[5] 张宏武. 透平级全工况气动性能的全三维粘性数值模拟[D]. 北京: 清华大学, 2000.

[6] 陈海昕. 复杂外形绕流Euler/ N-S 方程数值分析[D]. 西安: 西北工业大学, 1999.

[7] Hylton Z D, et al. The Effects of Leading Edge and Downstream Film Cooling on Turbine Vane Heat Transfer[R]. NASA CR 182133, 1988.

[8] 郭延虎. 跨音速叶轮机机械中三维粘性流场结构的数值研究[D]. 北京: 清华大学, 1996.

(责任编辑 吴一黄)