

湍流、转捩模型对气冷涡轮气热耦合计算影响的对比研究

李 涛¹ 边 昕¹ 马海红² 黄洪雁¹

(1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院 黑龙江 哈尔滨 150001;
2. 中国船舶重工集团公司第 703 研究所 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要: 开发了基于三维非结构网格的导热求解程序,将数值解与解析解对比验证了加权最小二乘法相对于格林函数法在求解梯度时具有更高的精度。将基于加权最小二乘法的三阶精度的导热程序与叶栅流场计算程序 HIT-3D 耦合,实现了气热耦合计算。对 MARKII 叶片 5411 实验工况进行了数值模拟,并借助于 HIT-3D 程序具备的湍流模型研究了转捩对传热计算的影响。结果表明: BL 模型预测的温度与实验值相差最大,在转捩点相差 10%,BL+AGS 转捩模型、SST-Gama 模型、 $q-\omega$ 模型由于具备模拟转捩的能力,因此在转捩区计算的温度误差较小,约 5%,可见考虑转捩的湍流模型能更好地预测涡轮叶片的温度。

关 键 词: 有限体积法; 加权最小二乘法; 气热耦合; 转捩

中图分类号: TK263.3 文献标识码: A
DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2014.06.003

引 言

在最近的几年里,基于求解雷诺平均 N-S (RANS) 方程的 CFD 技术被普遍地用来预测机翼或叶片的压力载荷^[1-3]。文献[4]指出大部分 CFD(计算流体动力学软件)代码在预测压力分布方面要比换热系数的分布好得多,原因是目前的湍流模型没法很好地模拟边界层的流动状态。CHT(气热耦合方法)已经越来越普遍地用来解决涡轮的传热问题。文献[5]用 CHT Flow 程序对 MARKII 型叶片进行了数值研究,计算的壁温与实验结果吻合较好,文献[6]又将该技术应用于气膜冷却的涡轮叶片中,详细分析了流场的传热特性。文献[7-8]在 HIT-3D 程序的基础上,开发了有限差分法导热求解程序,实现了气热耦合计算,对气冷涡轮进行了三维的

气热耦合计算,并且研究了提高传热计算精度的方法。

本研究在非结构化网格上采用有限体积法计算涡轮叶片的导热问题,并将导热程序与课题组自主研发的基于结构化网格的流场计算程序 HIT-3D 耦合在一起,实现气热耦合计算,最后通过 MARKII 型叶片的算例对气热耦合程序进行了验证,并且验证了不同的湍流模型对气热耦合结果的影响。

1 计算方法和物理模型

1.1 流场的控制方程及离散格式

任意曲线坐标系下无量纲形式的 N-S 方程为:

$$\frac{\partial \tilde{U}}{\partial t} + \frac{\partial \tilde{E}}{\partial \xi} + \frac{\partial \tilde{F}}{\partial \eta} + \frac{\partial \tilde{G}}{\partial \zeta} = \frac{\tilde{f}_1}{r} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\tilde{f}_2}{r} + \frac{\partial \tilde{Q}}{\partial \xi} + \frac{\partial \tilde{R}}{\partial \eta} + \frac{\partial \tilde{S}}{\partial \zeta} \right) \quad (1)$$

式中: \tilde{E} 、 \tilde{F} 、 \tilde{G} 为无粘通量, \tilde{Q} 、 \tilde{R} 、 \tilde{S} 为粘性通量。其它量的具体形式见文献[9]。

流场部分计算采用 HIT-3D 程序, HIT-3D 基于有限差分方法,对流项采用具有高精度的三阶 TVD 格式,具有 Godunov 性质,采用近似因式分解法隐式求解。本研究采用了 HIT-3D 程序包含的 4 种湍流模型: BL 模型、 $q-\omega$ 模型、BL 加 AGS 转捩模型、SST-Gama 模型^[10-11]。对 $q-\omega$ 和 SST 低雷诺数湍流模型,采用了考虑传热和可压缩性的壁面函数^[12],当第一层网格的 y^+ 值大于 5 时采用壁面函数,小于 5 时将湍流模型直接应用到壁面。

收稿日期: 2014-01-26; 修订日期: 2014-05-07

作者简介: 李 涛(1984-),男,山东泰安人,哈尔滨工业大学博士。

1.2 稳态导热控制方程及求解方法

1.2.1 稳态导热的控制方程及离散方法

在直角坐标系下 稳态的导热(扩散)方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right) + S_\varphi = 0 \quad (2)$$

式中: φ —温度; Γ —导热系数, S_φ —单位体积中的净源项。

将方程(1)在控制体上积分得:

$$\iiint_V (\text{div}(\Gamma \nabla \varphi) + S_\varphi) dV = 0 \quad (3)$$

并利用高斯定理得:

$$\iiint_V \text{div}(\Gamma \nabla \varphi) dV = \iint_A (\Gamma \nabla \varphi) \cdot \vec{dA} \quad (4)$$

在控制体 p 中积分离散得:

$$\iiint_V (\text{div}(\Gamma \nabla \varphi) + S_\varphi) dV = \sum_{i=1}^{nb} D_i + S_\varphi \cdot \Delta V_p \quad (5)$$

式中: ΔV_p —控制体 P 的体积; D_i —扩散项;

D_i 可写成以下形式:

$$D_i = D_{P_i} + D_{S_i} \quad (6)$$

式中: D_{P_i} —法向扩散项; D_{S_i} —切向扩散项。具体形式为:

$$D_{P_i} = \Gamma_i \frac{(\varphi_E - \varphi_P) \vec{A}_i \cdot \vec{A}_i}{ds_i \vec{A}_i \cdot \vec{e}_{s_i}} \quad (7)$$

$$D_{S_i} = \Gamma_i (\nabla \varphi)_f \cdot \vec{A}_i - \Gamma_i (\nabla \varphi)_f \cdot \vec{e}_{s_i} \frac{\vec{A}_i \cdot \vec{A}_i}{\vec{A}_i \cdot \vec{e}_{s_i}} \quad (8)$$

式中: \vec{e}_{s_i} —由 p 单元中心指向相邻单元中心的单位矢量; \vec{A}_i — p 单元的 i 面的法向矢量, 其大小为 i 面的面积。

于是, 可导出离散方程的具体形式为:

$$a_p \varphi_p = \sum_{i=1}^n a_i \varphi_i + \sum_{i=1}^n D_{S_i} + S_p \Delta V_p \quad (9)$$

其中, $a_i = \frac{\Gamma_i \vec{A}_i \cdot \vec{A}_i}{ds_i \vec{A}_i \cdot \vec{e}_{s_i}} a_p = \sum_{i=1}^n a_i$

离散得到一个非对称的大型稀疏矩阵, 采用 BI-CGSTAB(非对称方程组求解技巧) [13] 方法求解该线性方程组。

1.2.2 $(\nabla \varphi)_f$ 的求解方法

$(\nabla \varphi)_f$ 是通过共享该面的单元的梯度线性插值得到的, 目前求解单元梯度的方法主要有格林函数法和加权最小二乘法^[14], 普遍认为格林函数法的精度较低, 所以本研究采用加权最小二乘法求解单元梯度。将标量函数 $\varphi(x, y, z)$ 在单元 i 中心泰勒展

开得到:

$$\begin{aligned} \varphi(x, y, z) &= \varphi_i + \frac{\partial \varphi}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial \varphi}{\partial y} \Delta y + \frac{\partial \varphi}{\partial z} \Delta z + \\ &\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} \frac{\Delta x^2}{2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} \frac{\Delta y^2}{2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} \frac{\Delta z^2}{2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial y} \Delta x \Delta y + \\ &\frac{\partial^2 \varphi}{\partial y \partial z} \Delta y \Delta z + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial z} \Delta x \Delta z \end{aligned} \quad (10)$$

Δx 、 Δy 、 Δz 分别为 i 单元周围的单元的中心与单元 i 的中心 x 、 y 、 z 坐标之差。为了求解此多项式的 9 个系数, 选用单元 i 的 4 个共边单元和 8 个共点单元, 从而形成超定的方程组。

可以通过求解如下形式的加权法方程从而得到多项式的系数。

$$S^T W S d\varphi = S^T W \Delta \varphi \quad (11)$$

$$\Delta \varphi = \begin{bmatrix} \varphi_1 - \varphi_i \\ \varphi_2 - \varphi_i \\ \dots \\ \varphi_n - \varphi_i \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$S = \begin{bmatrix} \Delta x_1 \Delta y_1 \Delta z_1 \frac{\Delta x_1^2}{2} \frac{\Delta y_1^2}{2} \frac{\Delta z_1^2}{2} \Delta x_1 \Delta y_1 \Delta y_1 \Delta z_1 \Delta x_1 \Delta z_1 \\ \Delta x_2 \Delta y_2 \Delta z_2 \frac{\Delta x_2^2}{2} \frac{\Delta y_2^2}{2} \frac{\Delta z_2^2}{2} \Delta x_2 \Delta y_2 \Delta y_2 \Delta z_2 \Delta x_2 \Delta z_2 \\ \dots \\ \Delta x_n \Delta y_n \Delta z_n \frac{\Delta x_n^2}{2} \frac{\Delta y_n^2}{2} \frac{\Delta z_n^2}{2} \Delta x_n \Delta y_n \Delta y_n \Delta z_n \Delta x_n \Delta z_n \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$d\varphi = \left[\frac{\partial \varphi}{\partial x} \frac{\partial \varphi}{\partial y} \frac{\partial \varphi}{\partial z} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial y} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y \partial z} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial z} \right]^T \quad (14)$$

式中: W — $n \times n$ 阶的权函数对角矩阵, 其中 $w_{i,j} = 1/r_i$, $r_i = \sqrt{\Delta x_i^2 + \Delta y_i^2} / d_0$, d_0 —插值模板的最大半径。

根据矩阵运算法则可以得到:

$$d\varphi = (S^T W S)^{-1} S^T W \Delta \varphi \quad (15)$$

从而求得单元的梯度 $\left(\frac{\partial \varphi}{\partial x}, \frac{\partial \varphi}{\partial y}, \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right)$ 。

对于如图 1 所示的单元 P 的面 S 处的梯度可通过梯度的泰勒展开式求得:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)_{P,S} &= \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)_P + \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} \right)_P \Delta x + \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial y} \right)_P \Delta y + \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial z} \right)_P \Delta z \\ \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y} \right)_{P,S} &= \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y} \right)_P + \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} \right)_P \Delta y + \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial y} \right)_P \Delta x + \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial y \partial z} \right)_P \Delta z \end{aligned}$$

$$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial z}\right)_{P,S} = \left(\frac{\partial \varphi}{\partial z}\right)_P + \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2}\right)_P \Delta z + \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial z}\right)_P \Delta x + \left(\frac{\partial^2 \varphi}{\partial y \partial z}\right)_P \Delta y \quad (16)$$

$\Delta x, \Delta y, \Delta z$ 为面 s 的中心与 P 单元的中心 3 个坐标之差 同理可求出

$$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial x}\right)_{E,S}, \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x}\right)_{E,S}, \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x}\right)_{E,S}$$

然后通过线形插值求解面 S 的梯度:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x}\right)_f &= \left(\left(\frac{\partial \varphi}{\partial x}\right)_{P,S} + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x}\right)_{E,S}\right)/2 \\ \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y}\right)_f &= \left(\left(\frac{\partial \varphi}{\partial y}\right)_{P,S} + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y}\right)_{E,S}\right)/2 \\ \left(\frac{\partial \varphi}{\partial z}\right)_f &= \left(\left(\frac{\partial \varphi}{\partial z}\right)_{P,S} + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial z}\right)_{E,S}\right)/2 \end{aligned} \quad (17)$$

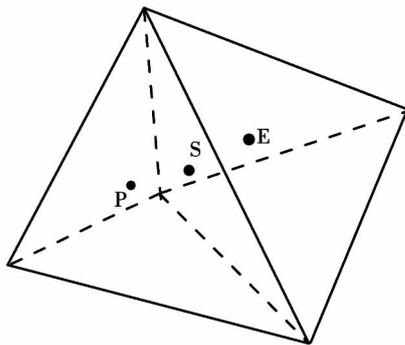


图 1 相邻单元示意图

Fig. 1 Schematic diagram of neighboring units

1.3 耦合方法

采用弱耦合的计算方法,流场和叶片的导热分别单独求解,通过在交界面上传递数据实现耦合。根据交界面处热流量和温度分别相等的条件,叶片传递给流场第一类边界条件(温度),流场传递给叶片第二类边界条件(热流量)。通过不断的迭代,直到流场和温度场都收敛。为了加速迭代,以绝热壁面条件的收敛结果作为初场。

1.4 导热程序计算的物理模型

验证导热程序时采用的计算域为长、宽、高都为 1 的正方体。将计算域划分为三套网格,网格单元数分别为 2401, 7325, 35469。图 2 的非结构化网格是用 Gambit 软件生成的,通过读取 neu 和 msh 文件,获得了非结构化网格的数据结构,编写了接口程序,将网格文件导入计算程序。

采用解析解:

$$T(x, y, z, \tau) = 100e^{-3\pi^2\tau} \sin(\pi x) \sin(\pi y) \sin(\pi z) \quad (18)$$

对温度场程序进行验证,对于定常问题解析解

中关于时间变量 τ 取 0,同时需要对源项进行修正,源项上加上 $-\pi^2 300 \sin(\pi x) \sin(\pi y) \sin(\pi z)$ 。边界条件通过精确解给出。

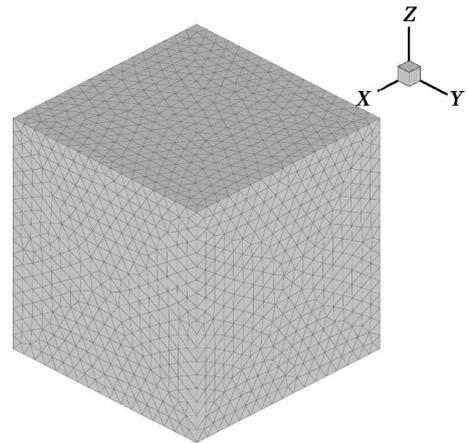


图 2 计算网格示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the grid for calculation

1.5 气热耦合程序计算的物理模型

选用文献[5]中 MARKII 型叶片 5411 号实验工况,叶片几何尺寸、计算域尺寸以及边界位置如图 3 所示,进出口边界条件参数为:入口总压 337 097 Pa;入口总温 788 K;入口湍流强度 6.5%;入口粘性比 10;出口静压 175 713 Pa。叶片内部有 10 个径向圆管型冷却通道,其冷却通道的直径、冷却气体流量、冷却气体中径处平均总温 T_{mid} 和根据冷却通道内温度线性升高假设估算出的冷却气体进口总温 T_{in} 如表 1 所示,其中 MFR 为质量流量。

表 1 MarkII 叶片冷却管的边界条件

Tab. 1 Boundary conditions for MarkII blade cooling tubes

管道号	直径 /mm	质量流量 /kg·s ⁻¹	中径处平均总温 T_{mid} /K	进口总温 T_{in} /K
1	6.3	2.46×10^4	336.4	326
2	6.3	2.37×10^4	326.3	316
3	6.3	2.38×10^4	332.7	322
4	6.3	2.47×10^4	338.9	328
5	6.3	2.33×10^4	318.9	308
6	6.3	2.28×10^4	315.6	305
7	6.3	2.38×10^4	326.3	313
8	3.1	7.75×10^3	359.8	335
9	3.1	5.11×10^4	360.9	330
10	1.98	3.34×10^4	414.9	354

叶片材料与文献[5]中的实验叶片材料相同即 ASTM 标准的 310 不锈钢(0Cr25Ni20),密度 $\rho =$

8 030 kg/m³ ,比热 $C_p = 502 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,热传导系数常数 $\lambda = 16.9 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

要低于最小二乘法。

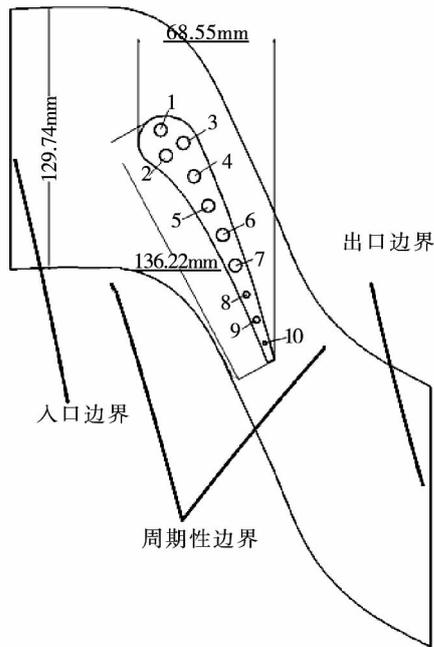


图 3 MARKII 叶片的几何形状

Fig.3 Geometrical shape of a MARKII blade

图 4 给出了 MARKII 叶栅的计算网格 ,流场的网格是由 AutoGrid 网格生成器生成 ,外流场采用 HOH 型结构化网格 ,为了保证传热计算的精度 ,在流体和固体交界面处的附面层区域对网格进行了加密 ,第一层网格到壁面的距离在 0.03 mm ,增长因子 1.12 ,控制第一层网格的 y^+ 尽量在 5 以内 ,网格数为 30.5 万。冷却通道采用 OH 网格 ,靠近叶片的区域采用 O 型网格 ,靠近里面的部分采用 H 型网格 ,总网格数为 15 万。固体的网格和前面的非结构化网格一样 ,采用 Gambit 软件生成 ,网格单元数为 32.8 万 ,在靠近冷却管附近进行了加密。

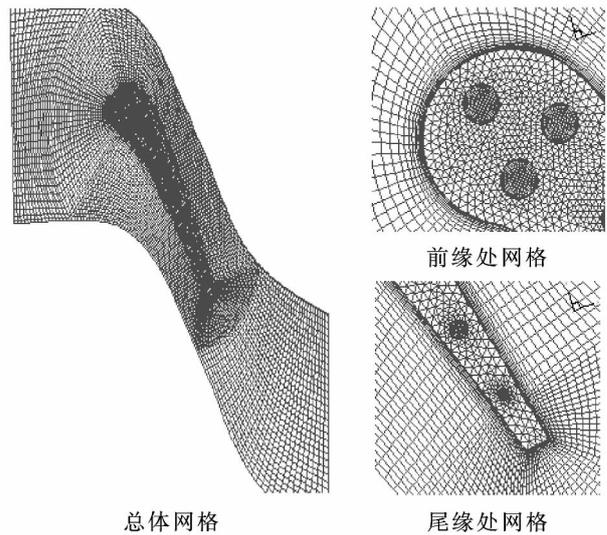


图 4 耦合计算的网格示意图

Fig.4 Schematic diagram of the grid for coupling calculation

2 计算结果及分析

2.1 三维导热程序的验证

通过图 5(采用单元数为 35 469 的网格计算的结果)截面 $z=0.5$ 处的数值解和解析解的对比可以看出最高温度位于正方体的中心 ,向周围逐渐递减。WLS(加权最小二乘法)计算的结果和解析解基本完全吻合 ,精度比较高。二阶精度的格林函数法(GL)计算的结果在截面中心处误差比较大 ,其精度

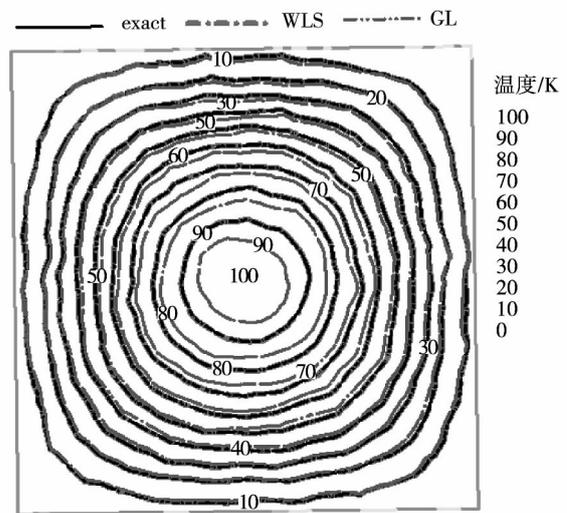


图 5 解析解与数值解的对比

Fig.5 Contrast of the analytical solution with the analytic one

采用以下方法计算误差:

$$\varepsilon = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[(\varphi_{ji} - \varphi_{si}) \frac{V_i}{V} \right]^2} \quad (19)$$

其中, φ_{ji} 、 φ_{si} 分别为解析解和数值解, V_i 为单元 i 的体积, V 为总体积 n 为单元总数。

单元梯度的求取分别采用格林函数法和加权最小二乘法 ,计算结果如表 2 所示。

表 2 计算误差
Tab. 2 Calculation errors

单元数	格林函数法	加权最小二乘法
2 401	0.043 24	0.009 41
7 325	0.028 96	0.001 58
35 469	0.010 82	0.000 25

通过表 2 的数据对比可以看出,本研究所采用的加权最小二乘法在求解温度场导热问题时精度要比格林函数法高。为了提高气热耦合的计算精度,计算中均采用加权最小二乘法。

2.2 气热耦合程序的验证

图 6 分别给出了耦合壁面条件和绝热壁面条件下交界面的温度云图。在耦合过程中,高温燃气将叶片加热,冷却管中的冷气通过对流换热,对叶片进行冷却,从图中可以看出,叶片表面的温度沿轴向高低交替分布,高点靠近两冷却管的中间位置,低点靠近冷却管的位置,可以看出冷却管的冷却效果是明显的。当壁面绝热时,由于该叶片为直叶片,因此温度沿径向基本无变化。还可以看出,耦合壁面的温度要比绝热壁面的温度低大约 30%,因此气热耦合计算对于预测叶片的温度是非常必要的。对于冷却管,由图 7 可以看出,冷气入口的温度是最低的,沿径向不断地被叶片加热,温度逐渐升高。

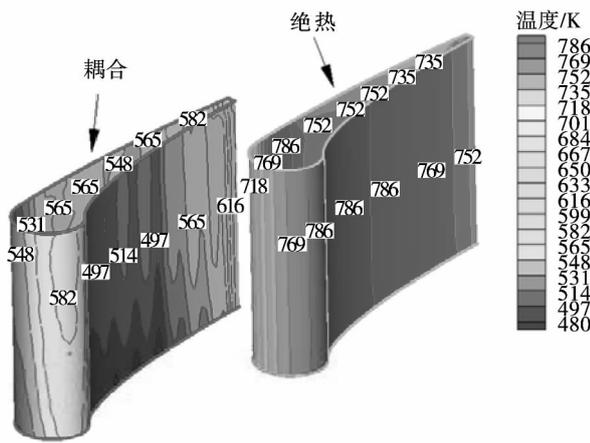


图 6 绝热和耦合条件下交界面温度的对比(K)
Fig. 6 Contrast of the temperature on the interface under the adiabatic and coupling condition(K)

由图 8 流道中径处截面的马赫数 (Ma) 云图和图 9 叶片中径壁面压力分布 (P 为叶片表面压力, P_0 为入口总压) 可见,MARKII 导叶流道内流动为跨音速流动,气流从吸力面前缘开始,速度不断升高,压力不断下降,在 $X/C = 0.45$ (X 为轴向位置, C 为轴向弦长) 处形成一道强激波 ($Ma = 1.50$),速度下

降,压力升高;在经过喉部之后,气体不断膨胀,压力继续减小,可以看出气体在斜切部分产生了过膨胀,压力低于背压,在 $X/C = 0.95$ 处产生了一道弱激波 ($Ma = 1.23$),气体通过该激波将压力提高。

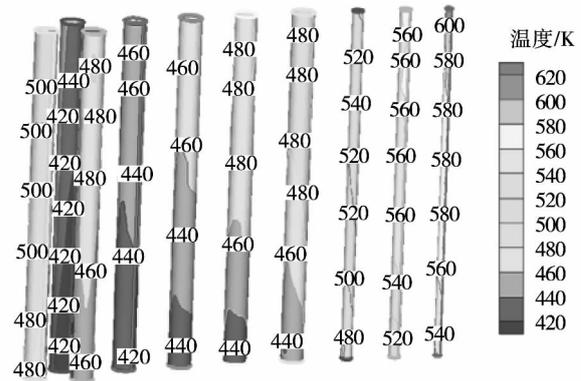


图 7 冷却管表面的温度分布(K)
Fig. 7 Temperature distribution on the surface of cooled tubes(K)

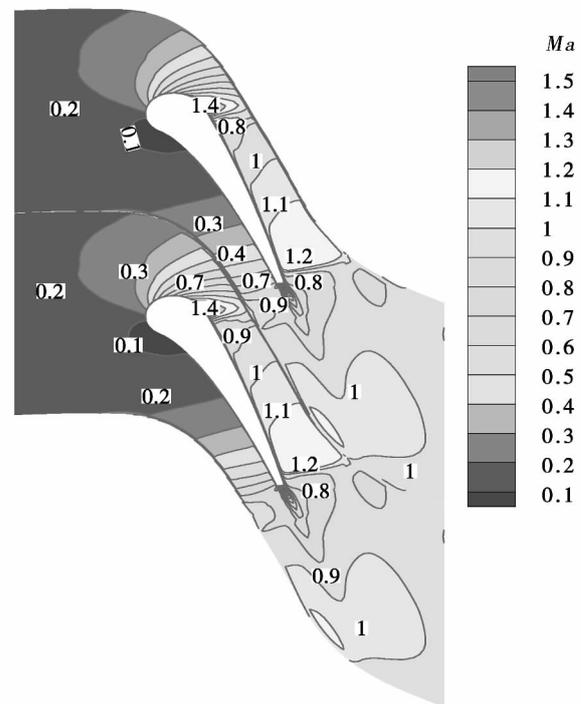


图 8 中径截面处的马赫数分布
Fig. 8 Mach number distribution at the location of the mid-diameter cross-section

从图 9 中可以看出,这几种湍流模型计算的压力与实验值吻合的都比较好,这是由于壁面边界的压力的法向梯度为零,因此边界层的压力和法向方向上边界层的外缘的压力是相同的。但是在激波处的压力和实验值有较大的差别,这是由于该区域激

波和边界层流动相互干扰, 流动非常复杂, 而不同的湍流模型对这种流动的模拟能力是不同的, 也是有限的。总体来说各种湍流模型都能够准确的预测出涡轮叶栅的流动特性。

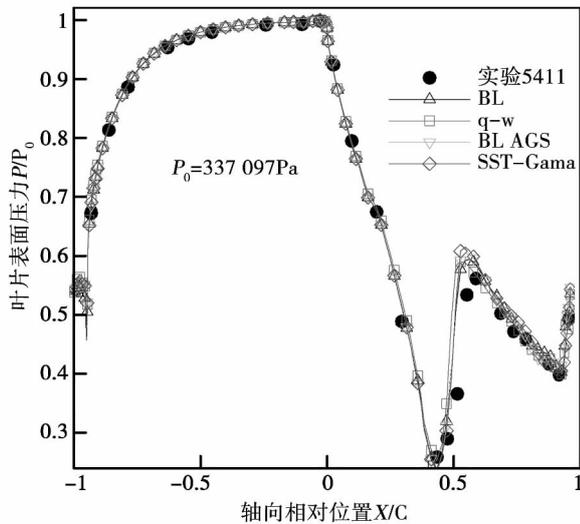


图 9 叶片表面中径处的压力分布
Fig. 9 Pressure distribution on the surface of blades at the mid-diameter location

叶片表面的换热系数的计算式为:

$$H = Q_{wall} / (T_{gas} - T_{wall}) \quad (20)$$

式中: T_{gas} —叶片的进口总温, K, 811 K, T_{wall} —叶片的表面静温; Q_{wall} —叶片表面的热流量。

图 10 给出了叶片中径处的温度分布 (T 为叶片表面的温度), 采用这几种湍流模型最后得到的温度相对于压力和实验结果相差较大。 $q - \omega$ 、BL AGS 和 SST - Gama 3 者计算的温度在 $X/C < 0.6$ 的区域相近, 与实验值吻合得比较好, 最大差值出现在转捩点, 约为 5%; BL 模型在该区域与实验值相差相对比较大, 特别在转捩点温度相差约 10%。在 $X/C > 0.6$ 的区域, $q - \omega$ 和 BL AGS 计算的结果相近, 与实验值相差约为 2%, BL 和 SST - Gama 计算的结果相近与实验值相差约为 4%。BL 模型算出的温度高于实验结果, 误差高于其它湍流模型, 这是由于它是全湍流假设模型, 所以整个流动过程都按湍流来计算, 导致计算出的传热系数偏大, 温度偏高。 $q - \omega$ 计算的温度和实验结果吻合得比较好, 这是由于它是低雷诺数湍流模型, 它同样也是基于全湍流假设的, 但是在壁面采用阻尼函数, 将附面层内的湍流效应阻尼掉, 从而具备一定的模拟转捩的能力。总体来说 $q - \omega$ 、BL AGS 和 SST - Gama 3 者计算的温度要比不考虑转捩的 BL 模型准确。图 11 给出了叶

片中径处的表面换热系数的分布 (H 为换热系数), 从图中可以看出, BL 模型算出的传热系数要高于实验果。 $q - \omega$ 和实验结果吻合的最好。BL AGS 和 SST - Gama 计算的换热系数在压力面 $X/C < -0.1$ 的区域相近, 二者都低于实验值, 并且在 $X/C = -0.7$ 的区域突然升高, 接近实验值。 $q - \omega$ 、SST - Gama 和 BL AGS 这 3 种模型在 $X/C > -0.1$ 的区域计算的结果相近, 和实验值吻合得比较好。

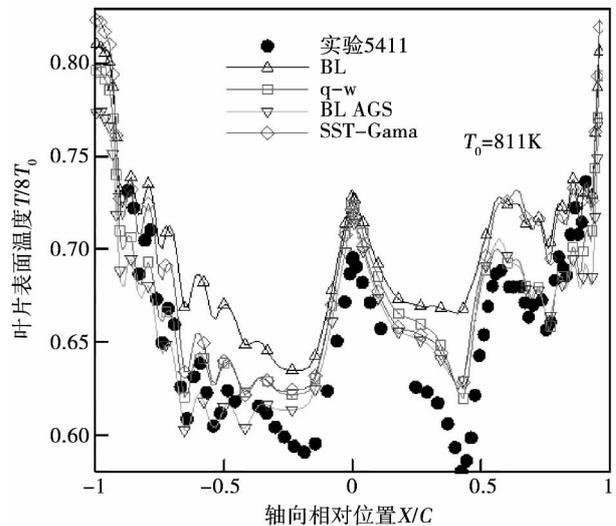


图 10 叶片表面中径处的温度分布
Fig. 10 Temperature distribution on the surface of blades at the mid-diameter location

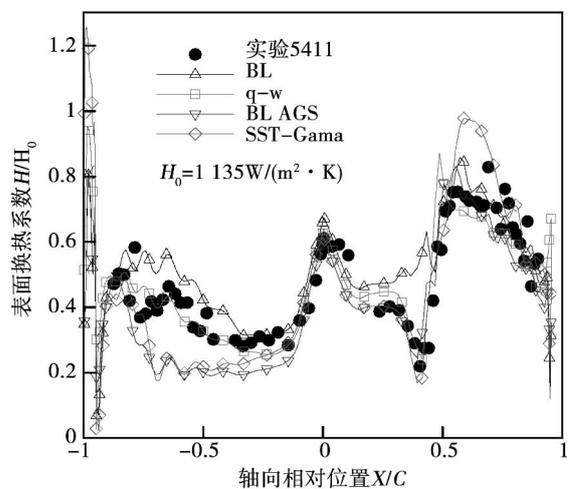


图 11 叶片表面中径处的换热系数分布
Fig. 11 Heat exchange coefficient distribution on the surface of blades at the mid-diameter location

通过图 12 叶片中径处横截面的温度云图可以看出, 叶片中的低温区位于靠近前缘的 3 根冷却管

的中间区域,这是由于该区域与冷却流体的接触面积是最大的,所以冷却效果最明显,温度最低。最高温度位于叶片的尾缘,这是由于该区域叶片很薄,而且距离第 10 根冷却管也较远,所以,没有被很好地冷却。不同的湍流模型最后计算得到的叶片的温度分布也不一样,这是由于它们对流场的模拟能力的不同,赋给叶片的边界条件也不一样。

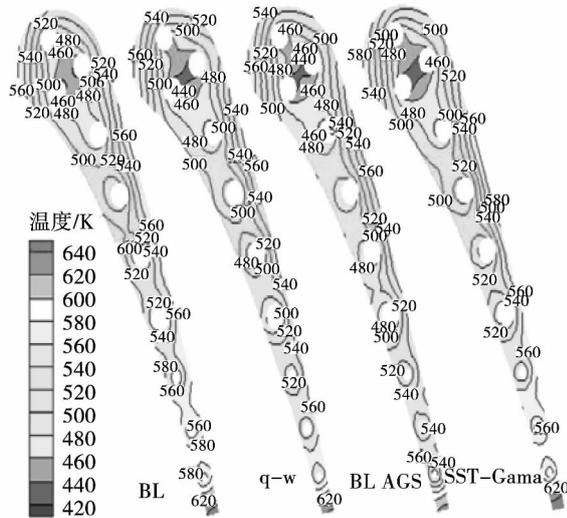


图 12 叶片中径截面处的温度分布 (K)

Fig. 12 Temperature distribution at the location of the mid - diameter cross - section of blades (K)

3 结 论

基于高精度的加权最小二乘法建立了高精度的导热计算程序,适用于四面体网格。在已有流场计算程序 HIT - 3D 的基础上,加入了高精度非结构化网格的固体导热程序,建立了较高精度的气热耦合平台,改善了原气热耦合平台对复杂结构的适用性,并且保留了流场和固体场的三阶精度,实现了基于不同离散方法的多物理场耦合求解。对 MARKII 叶片 5411 号实验工况进行了气热耦合数值模拟,对比了几种湍流模型对叶栅的气动参数和传热过程的模拟能力,得出结论:

(1) 在三维导热计算中,通过将数值解与解析解对比可以看出加权最小二乘法计算精度要比高斯 - 格林法计算精度更高,在最细网格时,高斯 - 格林法计算的误差在 0.01 左右,而加权最小二乘法的误差在 0.00025。

(2) 各模型在模拟流场的流动参数时,差别不大,但是在模拟叶片表面的换热时,BL 模型计算的

温度和换热系数普遍高于实验值,转捩区的温度与实验值相差 10%; $q - \omega$ 模型、BL 加 AGS 转捩模型、SST-Gama 模型预测的温度与实验结果的差值在 5% 以内。

参考文献:

- [1] Lakshminarayana ,B. Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery [M]. New York: J Wiley ,1996.
- [2] Han J C ,Dutta S ,Ekkad S V. Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology [M]. London: Taylor and Francis 2000.
- [3] Han J C ,Dutta S ,Ekkad S. Gas turbine heat transfer and cooling technology [M]. London: Taylor and Francis 2000.
- [4] Dunn M G. 2001 international gas turbine institute gas turbine scholar lecture: Convective heat transfer and aerodynamics in axial flow turbines [J]. Journal of turbomachinery 2001 ,123(4) : 637 - 686.
- [5] Bohn D ,Tummers C. Numerical 3-D Conjugate flow and heat transfer investigation of a transonic convection-cooled thermal Barrier coated turbine guide vane with reduced cooling fluid mass flow [R]. 2003 - GT - 38431 Atlanta: ASME 2003.
- [6] Kusterer K ,Bohn D ,Sugimoto T et al. Conjugate calculations for a film-cooled blade under different operating conditions [R]. 2004 - GT - 53719 ,Vienna: ASME 2004.
- [7] 郭兆元,王强,黄家骅,等. 涡轮叶片气热耦合数值模拟方法 [J]. 推进技术 2009 ,30(2) : 159 - 164.
- GUO Zhao-yuan ,WANG Qiang ,HUANG Jia-hua et al. Method for gas-thermal coupling numerical calculating a turbine blade [J]. Propulsion Technology 2009 ,30(2) : 159 - 164.
- [8] 周驰,王强,郭兆元,等. 气冷涡轮气热耦合数值模拟 [J]. 推进技术 2009 ,30(5) : 566 - 570.
- ZHOU Chi ,WANG Qiang ,GUO Zhao-yuan et al. Gas-thermal coupling numerical simulation of an air-cooled turbine [J]. Propulsion Technology 2009 ,30(5) : 566 - 570.
- [9] 王松涛. 叶轮机械三维粘性流场数值方法与弯叶栅内涡系结构的研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学 ,1999.
- WANG Song-tao. Method for numerically calculating 3-D viscous flow fields in turbomachinery and study of the vortex structure in a bowed blade cascade [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology ,1999.
- [10] 王强. 提高气冷涡轮气热耦合计算精度的计算方法研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学 2009.
- WANG Qiang. Research of the calculation methods for enhancing the gas-thermal coupling calculation precision of an air cooled turbine [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology 2009.
- [11] Abu-Ghannam B J ,Shaw R. Natural transition of boundary layers: the effects of turbulence pressure gradient and flowhistory [J]. Journal mechanical engineering science ,1980 22(5) : 213 - 228.
- [12] NICHOLS R H ,NELSON CC. Wall function boundary conditions including heat transfer and compressibility [J]. AIAA Journal , 2004 ,42(6) : 1107 - 1114.
- [13] Vander Vorst H A. Bi-CGSTAB. A fast and smoothly converging variant of Bi-CG for the solution of non-symmetric linear systems [J]. SIAM Journal on scientific computing 1992 ,13(4) : 631 - 644.
- [14] Mandal J C ,Subramanian J. On the link between weighted least-squares and limiters used in higher-order reconstructions for finite volume computations of hyperbolic equations [J]. Applied Numerical Mathematics 2008 ,58(5) : 705 - 725.

(丛敏 编辑)

弯管二次流及电厂锅炉均流技术的研究进展 = **Advances in the Study of the Flow Equalization Technology for the Secondary Flow in Bends and Boilers in Power Plants** [刊, 汉] ZHANG Wei-wei, LU Fan, WEI Jin-yu (College of Energy Source and Power Engineering, Inner Mongolia Polytechnic University, Huhhot, China, Post Code: 010051) ZHUANG Xiao-feng (North United Electric Power Baotou No. 2 Thermal Power Plant, Baotou, China, Post Code: 014030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014, 29(6). -603-609

The secondary flow in a bend has been studied in depth due to a wide-ranging use of the bend technology in various engineering domains. Firstly, on the basis of a large quantity of literatures both at home and abroad being summarized, an overview was given of the causes for the formation of the secondary flow in a bend and the flow characteristics and research methods (including the test method, numerical analysis method and CFD method). Secondly, the influence of the secondary flow in a bend on the flue gas and air system of a utility boiler and its economic operation was analyzed. Finally, the flow equalization technology for bends adopted in the air supply system in a utility boiler and in the flue gas duct of the SCR reactor was summarized and the prospects of the future studies in the high Reynolds number turbulent flow equalization technology in a large-sized bend were also given. **Key Words:** secondary flow, bend, Dean vortex, flow equalization technology, boiler

湍流、转捩模型对气冷涡轮气热耦合计算影响的对比研究 = **Contrast Study of the Influence of the Turbulent Flow and Transition Model on the Gas-heat Coupled Calculation of an Air-cooled Turbine** [刊, 汉] LI Tao, BIAN Xin, HUANG Hong-yan (College of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001), MA Hai-hong (CSIC No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150078) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014, 29(6). -610-616

Developed was a heat conduction solution-seeking program based on the three-dimensional non-structural grid. Through a contrast with the analytic solutions, it has been verified that the weighted least square method has a higher precision than the Green function method when seeking solutions to the gradient. The heat conduction program with a three-order precision based on the weighted least square method was coupled with the program HIT-3D for calculating the flow field in cascades to accomplish a gas-heat coupled calculation. The 5411 test conditions for MARKII blades were numerically simulated and with the help of the turbulent flow model available in the program HIT-3D, the influence of the transition on the heat transfer calculation was studied. It has been found that the temperature predicted by using the BL model has a greatest difference from the test value, being up to 10% at the transition point. As the software has an ability to simulate the transition, the temperature error in the transition zone calculated by using the BL + AGS transition model, SST-Gama model and $q-\omega$ model is relatively small, being around 5%. It can be seen that the turbulent flow models with the transition being taken into account can better predict the temper-

ature on turbine blades. **Key Words:** finite volume method ,weighted least square method ,gas-heat coupling ,transition

肋片振动对带肋矩形通道内流动和换热影响的数值研究 = **Numerical Study of the Influence of the Rib Vibration on the Flow and Heat Exchange in a Rectangular Channel with Ribs** [刊 汉] SHEN Jia-huan ,GE Li-shun ,SONG Ping ,WANG Hong-guang (College of Energy Source and Power Engineering ,Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(6) . -617 -621

Numerically simulated were the flow and heat exchange characteristics of a rectangular straight channel with ribs being vibrated in a two-dimensional flow field based on the Fluent mobile grid and UDF (user defined function) programming technology and analyzed was the influence of the amplitude and frequency on the heat exchange characteristics. The numerical calculation results show that compared with the heat exchange in a static rectangular straight channel with ribs ,the vibration has a certain influence on the heat exchange and with an increase in the amplitude and frequency ,the heat exchange effectiveness intensified by the vibration becomes more and more evident. In the meantime ,the vibration can also force the configuration in the flow field inside the channel to be changed and to increase either amplitude or frequency can make the static pressure in the channel quickly increase. During the vibration ,the two vortices in different sizes existing between the two ribs inside the channel will become smaller and smaller one after another with an increase of the amplitude and frequency until they are all finally carried away by the main stream. **Key Words:** vibration ,intensified heat exchange ,rectangular straight channel with ribs ,numerical simulation

竖直矩形窄通道内水沸腾换热的流型研究 = **Study of the Water Boiling Heat Exchange Flow Pattern in a Vertical Rectangular Narrow Channel** [刊 汉] YANG Li-hui ,TAO Le-ren ,HUANG Li-hao (Shanghai University of Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) ,WANG Xiao-song (Ingersoll Rand Asia and Pacific Ocean Engineering Technology Center ,Shanghai ,China ,Post Code: 200051) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(6) . -622 -626

By employing the visualization method ,observed was the two-phase pattern of a water flow heated at a single side in a vertical narrow channel. It has been found that there mainly exist four kinds of flow pattern ,namely ,isolated bubble flow ,combined bubble flow ,agitation flow and annular flow. Contrasted with the flow pattern charts under the similar operating conditions given in the literatures ,it has been discovered that the flow pattern transition has some-