

文章编号: 1000-8055 (2008) 02-0201-07

高压燃气涡轮径向内冷叶片气热耦合的数值分析

董 平, 黄洪雁, 冯国泰

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 采用气热耦合方法对采用径向内冷方式的 MarkII 型跨声速高压燃气涡轮金属导叶进行数值模拟, 通过分析叶片通道内的传热和流动过程发现叶片表面附面层内流动非常复杂, 包含层流流动、转捩和湍流流动状态, 所以只有使用转捩模型计算的叶片附面层内流动与实际情况相符, 叶片壁面温度和换热系数分布与实验结果吻合的较好, 使用其他湍流模型由于不能准确描述附面层内流动而使得计算结果误差相对较大, 但是所有的湍流模型都能很好的模拟附面层以外流动。

4 关 键 词: 航空、航天推进系统; 气热耦合; 高压燃气涡轮; 内部冷却; 转捩流动; 数值模拟
中图分类号: V231.3 **文献标识码:** A

Conjugate heat transfer analysis of a high pressure turbine vane with radial internal cooling passages

DONG Ping, HUANG Hong-yan, FENG Guo-tai

(School of Energy Science and Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin, 150001, China)

Abstract: In order to accurately predict aerodynamics and heat transfer between external hot gas and internal cooling passages as well as conduction within metal blade, numerical analysis using conjugate heat transfer methodology for the MarkII transonic turbine guide vane, which was cooled internally by air flowing through 10 radial round pipes, was carried out. The results show that the flow inside boundary layer is very complex, which includes laminar flow, transition process and turbulent flow. The prediction with M-L (Menter and Langtry) transition model provides the closest agreement with the actual flow conditions inside boundary layer, and the distributions of vane temperature and heat transfer coefficient predicted by this model agree well with the measured experimental data whereas the results with other turbulence models over-predict. However, all turbulence models can well predict aerodynamics of gas outside boundary layer.

Key words: aerospace propulsion system; conjugate heat transfer methodology; high pressure turbine guide vane; internal cooling; transition process; numerical simulation

现代燃气轮机涡轮进口温度已经远超出当前材料的温度极限, 因此除了提高材料和隔热层的温度极限外, 还必须采用复杂的冷却技术来保持

材料在高温下的正常运行和工作寿命。目前涡轮叶片设计中, 如果预测的叶片温度超过实际工作温度 28 K, 叶片寿命将会减半^[1], 所以为了保证

收稿日期: 2007-01-11; 修订日期: 2007-07-18

基金项目: 国家自然科学基金(50476028); 国家自然科学基金(50576017)

作者简介: 董平(1974-), 男, 黑龙江齐齐哈尔人, 博士生, 主要从事叶轮机气动热力学研究。E-mail: dps777@163.com.

涡轮叶片在高温工况下的正常运行和延长寿命,不得不采用“过冷却”的方法弥补对温度估计的误差,这样不能充分高效地利用现有的冷却技术,因此准确地估算叶片的传热系数和温度有助于预防热腐蚀和设计高效率的冷却系统。

内冷涡轮叶片包含三个方向的传热:叶片与燃气侧对流换热、叶片与冷气侧对流换热和金属叶片内的热传导,这三个方向的传热相互耦合作用决定了涡轮叶片内的温度梯度,目前工程上主要应用的经验公式,计算误差较大.数值计算(CFD)作为辅助工具在工程设计中得到越来越普遍的应用,但是文献[2]指出 CFD 方法对流固耦合传热计算的准确性还不尽如人意,这主要因为靠近壁面附近的气动和传热情况都比较复杂而且湍流壁面模型还不够完善等原因,所以对涡轮通道内高温燃气与涡轮叶片之间的气动和传热过程进行研究,提高数值模拟耦合传热(Conjugate heat transfer methodology)的计算精度是十分必要的。

本文中选用 Hylton 等人^[3]所作的关于带有径向冷却通道的高压涡轮叶片系列传热实验来进行气流耦合传热的数值模拟,叶片选用 Allison 发动机公司设计的 MarkII 型燃气涡轮导叶,该系列实验是目前公开文献中少有的采用金属叶片、内冷方式,并且实验条件与燃气涡轮中第一级导叶实际工作条件比较相近的实验,数据比较完整,通常被用来验证气热耦合程序的有效性.文献[4-7]对文献[3]中的 C3X 型叶片进行了研究,对本文启发很大。

1 数值方法和模拟工况

根据文献[3]选用 MarkII 型叶片 5411 号实验工况进行模拟,几何尺寸和进出口边界条件参数见图 1,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} 见表 1.在数值模拟中对流体部分采用分块化六面体网格,涡轮流道内网格数量约为 99 万,冷却孔内的网格数量约为 16 万,固体叶片部分采用棱柱型网格,网格数量约为 12 万,另外在流固耦合壁面的流体侧(燃气侧和冷气侧)的附面层内采用加密网格(30 层),并保证 $y^+ < 1$,网格具体排列方式见图 2。

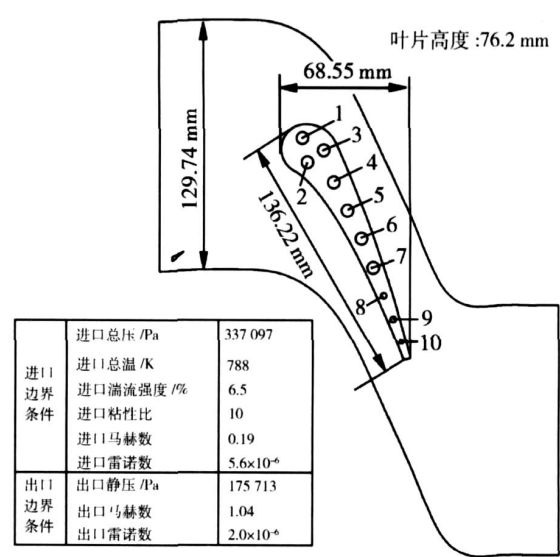


图 1 MarkII 的几何尺寸和进出口边界条件
Fig. 1 Geometrical parameters and test conditions for MarkII

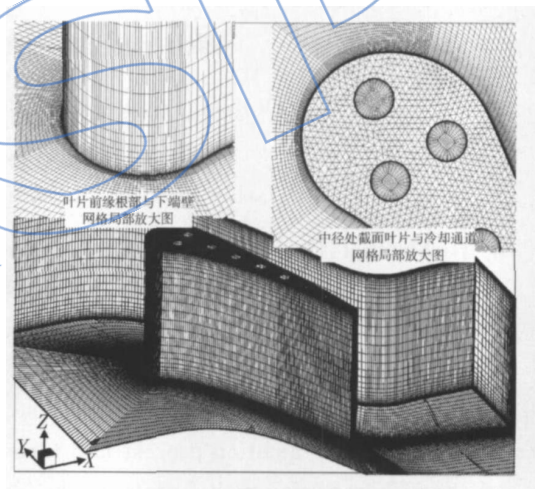


图 2 MarkII 计算网格
Fig. 2 Grid topology of MarkII

数值模拟流体工质选用可压理想燃气,分子粘性和热传导系数均采用 Sutherland 公式表示为温度的函数,比热容用温度多项式进行拟合

$$c_p = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4;$$

其中 $a_0 = 957.110\ 256$; $a_1 = 0.236\ 5234$; $a_2 = 5.141\ 114 \times 10^{-6}$; $a_3 = -3.391\ 744\ 6 \times 10^{-9}$; $a_4 = -6.092\ 964\ 6 \times 10^{-12}$.

叶片材料根据文献[3]选用 ASTM 标准的 310 不锈钢(0Cr25Ni20),其物理属性由文献[8]得到,密度 $\rho = 8\ 030\ \text{kg/m}^3$,比热容 $c_p = 502\ \text{J/kg} \cdot \text{K}$,热传导系数为温度的线性函数

$$K = 0.011\ 5 T + 9.910\ 5$$

根据进出口边界条件,MarkII 导叶流道内属

于中等强度湍流流动,选用的不同湍流模型见表 2,其中 Menter & Langtry (M-L) 转捩模型^[9] 选用 Gama Theta 格式.本文计算选用商用程序 Fluent 和 CFX 在曙光 2000 并行计算机上完成,计算中的差分格式均选取二阶迎风格式.

2 叶片计算结果分析

由图 3 所示流道中径处截面的马赫数 (Ma) 云图可见,MarkII 型导叶流道内为跨声速流动,在吸力面 $X/L = 0.45$ 处流动被加速形成一个强激波 ($Ma = 1.55$),在吸力面尾缘 $X/L = 0.95$ 处形成一个弱激波 ($Ma = 1.2$);在强激波后附面层流动发生分离;另外速度分布显示叶片前缘滞止点位置不与几何顶点重合,而是大约位于压力面上 $X/L = 0.025$ 处.在图 4 中可以看到使用 Fluent 和 CFX 各种湍流模型计算的附面层边缘处速度分布基本重合,不同湍流模型计算的叶片中径处壁面静压分布也与实验值吻合得很好,由于附面层内任一点的压强都与附面层边缘处的压强相同,所以可以推知使用不同湍流模型数值计算的附面层外流场基本相同;图 4 中选用层流模型计算的速度分布和压力分布与采用湍流模型的计算结果在压力面和吸力面激波前的区域基本相同,这说明该部分区域的流动可能是层流流动.值得注意的是在图 4 中吸力面发生激波位置附近 A 处和 B 处,FLUENT 的计算结果与 CFX 的计算结果与实验值都有差别,在 A 处 Fluent 的计算结果相对误差小一些,在 B 处 CFX 的误差相对小一些,这说明不同 CFD 软件对于激波这种复杂流动模拟能力的差别.

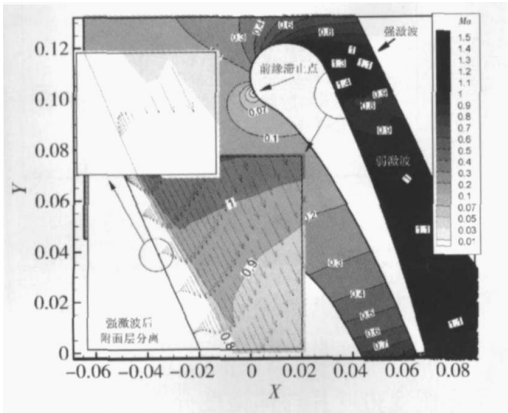


图 3 中径截面马赫数分布和吸力面边界层分离
Fig. 3 Distribution of mach number at mid-span and separation detail on suction side

在图 5 和图 6 中可以看出叶片表面中径处静

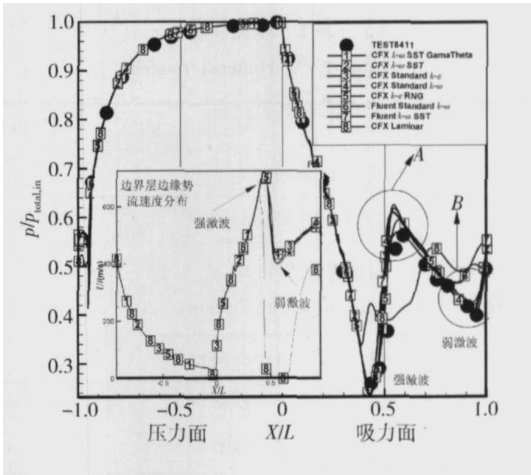


图 4 叶片中径壁面压力分布和势流速度分布
Fig. 4 Predicted and measured vane surface pressure distribution and mainstream velocity distribution at mid-span

温和传热系数计算结果的差别与选用不同湍流模型计算有密切关系,图 5 中使用 $k-\epsilon$ 高雷诺数湍流模型 (SKE 和 RNG 格式) 和 $k\omega$ 湍流模型 (SKW 或 SST 格式) 计算的表面静温分布与实验值差别都比较大,其中使用 $k-\epsilon$ 湍流模型在前缘处误差最大处超过 20 %,温差达到约 160 K,而应用 M-L 转捩模型的计算结果与实验值符合得很好,尤其是在压力面和吸力面的前缘,壁面平均误差仅为 2 %左右.在图 6 中的叶片表面换热系数的公式为: $H = Q_{wall} / (T_{gas} - T_{wall})$,其中 T_{gas} 为叶片进口总温,并选用平板近似法经验公式^[10] 计算湍流和层流状态的换热系数与之对比,层流区域换热关系式

$$Nu_x = 0.332 Re_x^{0.5} Pr^{1/3}$$

表 1 冷却通道进口条件
Table 1 Coolant flow conditions

#	直径/mm	流量/(kg/s)	T_{mid}/K	T_{in}/K	Cr
1	6.3	0.024 6	336.39	326	1.118
2	6.3	0.023 7	326.27	316	1.118
3	6.3	0.023 8	332.68	322	1.118
4	6.3	0.024 7	338.86	328	1.118
5	6.3	0.023 3	318.95	308	1.118
6	6.3	0.022 8	315.58	305	1.118
7	6.3	0.023 8	326.26	313	1.118
8	3.1	0.007 75	359.83	335	1.056
9	3.1	0.005 11	360.89	330	1.056
10	1.98	0.003 34	414.85	354	1.025

表 2 湍流模型

Table 2 Turbulence models		CFX	FLUENT
层流模型 (Laminar)		√	
$k-\varepsilon$	标准格式 (Standard)	√	
高雷诺数湍流模型	重整化群格式 (Renormalization Group)	√	
	标准格式 (Standard)	√	√
$k-\omega$	剪切应力原型 (Original)	√	√
低雷诺数湍流模型	输运格式 (Shear Stress Transport)		
	M-L 转捩模型 (Gamma Theta)	√	

湍流区域准则关系式

$$Nu_x = 0.029 Re_x^{0.8} Pr^{1/3}$$

从图 6 中可以看到使用转捩模型的计算结果与实验值符合得较好,特别是在层流区域;CFD 计算结果在层流和湍流区域与经验公式计算结果在数量级和趋势上基本吻合,这说明转捩过程确实发生。

在图 5 和图 6 中,在吸力面强激波后侧计算值与实验值的误差突然增大,这可能是因为是在计算过程中产生的马赫数效果 (Mach number effect)^[11]使得湍动能被过分高估,这也是目前学术界一个公认的有待解决的问题;在压力面靠近尾缘区域的误差可能是因为当地的附面层流动受到相邻叶片压力面强激波的影响。

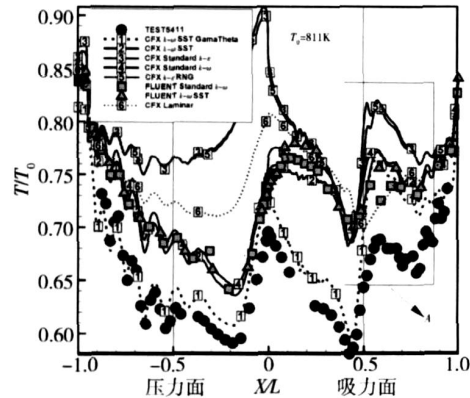


图 5 叶片中径壁面温度分布对比

Fig. 5 Predicted and measured vane surface temperature distribution at mid-span

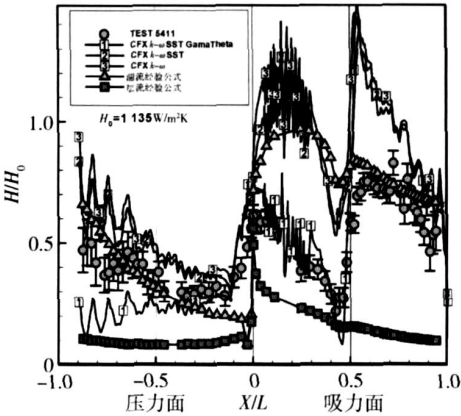


图 6 叶片中径壁面换热系数分布对比

Fig. 6 Predicted and measured vane surface heat transfer coefficient distribution at mid-span

金属叶片的温度分布同时受燃气侧和冷气侧对流传热的影响,根据上文图 7 选用 M-L 转捩模型计算的冷却通道内中径处截面努塞尔数分布,根据文献[3]采用经验公式

$$Nu_{cool} = Cr 0.022 Re_D^{0.8} Pr^{0.5}$$

其中 Cr 为修正系数,取值见表 1,为了进行对比还选用努塞尔数定义公式: $Nu = h_x x / \lambda$ 对冷却通道进行计算.由图 7 可见冷却通道内中径处经验公式计算的努塞尔数值与文献[3]实验值几乎完全吻合,而采用努塞尔定义式的计算值与实验值有所差别,但是在数量级和趋势上非常接近。

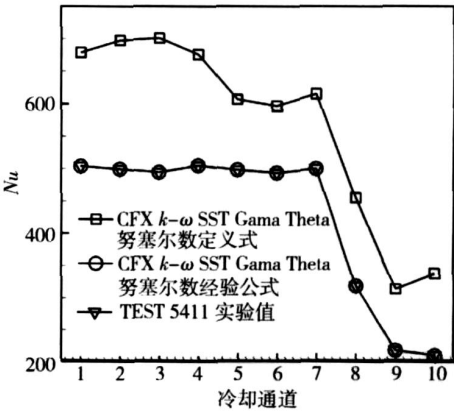


图 7 叶片中径壁面形状参数分布

Fig. 7 Distribution of vane surface shape factor at mid-span

在图 8 中叶片内部温度分布可以看到,使用不同湍流模型计算的叶片内温度梯度和分布有很大区别,相应热应力也会有显著的区别,而我们研究壁面附近流动和传热过程的最终目的就是准确预测叶片内部的温度分布以减少叶片内部的热应

力延长叶片的工作寿命。

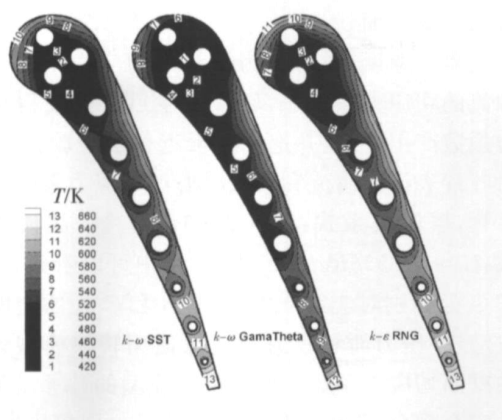


图8 叶片中径截面温度分布

Fig. 8 Predicted solid vane temperature distribution at mid-span

综上所述,MarkII型叶片流道内、叶片壁面附面层内的流动都比较复杂,而使用M-L转捩模型的计算结果在叶片燃气侧、冷气侧的气动和换热结果都与实验值符合得较好,而其他湍流模型的计算结果相比误差较大。

3 叶片表面流动状态分析

一般认为在燃气涡轮导叶内,燃气沿滞止点两侧的压力面和吸力面向出气边流动,先在靠近前缘附近区域的压力面和吸力面形成层流边界层,层流发展到一定阶段转捩后在出气边侧转变为湍流边界层。导叶内边界层的转捩是一个重要现象,这是因为层流边界层和湍流边界层在发展规律、边界层内的结构、壁面切应力和传热效果等方面都有很大不同,因而在工程实践中必须首先明确边界层内的流动状态,进而采用相应的数值计算方法保证计算的准确性。

通过上一节的论述,我们发现采用不同湍流模型计算结果在边界层外的流动基本相同,其差别应该主要集中在对壁面传热影响巨大的附面层内流动的计算上。当使用 $k-\varepsilon$ 模型和 $k-\omega$ 模型时,它们所描述附面层内流动实际上都是湍流边界层流动特性, $k-\varepsilon$ 模型(SKE和RNG格式)在计算时对附面层内部的流动不求解,必须使用壁面函数,壁面函数是根据无压力梯度下平面湍流边界层的特性推导出来的经验公式,相应第一个网格节点($y^+ > 11.06$)处于附面层中湍流对数层(Log-law region)和粘性底层(Viscous sub-layer)之间的混合层中(Buffer layer),并不能准确地描述附面层粘性底层的流动情况,误差较大; $k-\omega$ 模型(SKW

或SST格式)虽然属于低雷诺数湍流模型,在计算过程中对附面层内部流动直接求解,但是一方面它是基于全湍流的假设,另外由于在附面层粘性底层壁面附近采用阻尼耗散(Damping function),壁面附近的湍动能也被人为减小,使得低雷诺数湍流模型不能准确的模拟转捩流动,而且也不能准确描述自由流湍流速度、压力梯度和马赫数等因素对壁面附近的影响;Menter & Langtry (M-L)^[9]转捩模型的通用性和准确性都比较高^[12],对叶片表面不同区域的流动特性区别和转捩的过程的描述都比较准确,前文的计算结果说明了这个问题。

图9中表示的是使用不同湍流模型计算的叶片中径处附面层流动的形状参数(Shape factor)分布,形状参数是衡量边界层流动状态的参数,定义是: $H = \delta^*/\delta$, δ^* 为边界层位移厚度, δ 为边界层动量损失厚度,一般情况下层流状态的形状参数应该大于2,在湍流边界层内由于流速分布更趋均匀化而边界层位移厚度 δ^* 减小,由于阻力的增加而边界层动量损失厚度 δ 增加,形状参数下降到1.5以下,所以如果发生转捩,形状参数必然有一个从高向低的跳跃过程。图9中使用 $k-\varepsilon$ 湍流模型和 $k-\omega$ 湍流模型计算的表面形状参数除了在驻点附近(A处)、吸力面激波后(C处)大于2,其他区域形状参数均小于2,为湍流状态;使用M-L转捩模型Gamma Theta格式的计算结果显示在前缘和压力面上为层流(形状参数为2.2左右),与完全层流假设计算结果非常接近,并在吸力面C处由于激波后壁面流动分离(见图3)诱导发生转捩转变为湍流,形状参数相应下降到1.2左右,这与我们在前面的分析是符合的,至于在吸力面激波前(B处)的发生有限振幅周期性阻尼振动,在图6中相应位置的换热系数也发生相同的震荡,通过与其他湍流模型计算结果相比可以发现,产生这种现象的原因与当地流动状态和对于壁面附近流动的计算方法有关,当地处于叶片前缘与吸力面交接区,曲率变化非常大,流体流动受到较大的离心力影响,并且由于处于强激波上游而当地速度梯度也很大,所以当按层流状态计算时,当地复杂的流动状况可能引起较大的误差,按湍流状态计算则抗干扰能力增强,振幅迅速减小,而当使用壁面函数时由于不需计算附面层内流动则基本没有影响,这只是计算方法尚不完善的原因,并且只是在特定区域、振幅很小、振动中心与实验值符合得很好,所以是可以接受的。

图 10 表示中径处壁面附近的湍流强度分布，其定义是 $I = \sqrt{2/3} K / U_{ref}$ ，其中 K 为湍流动能，参考速度 U_{ref} 为附面层边缘处势流区域的速度，从图 10 中可以看到使用 $k-\epsilon$ 湍流模型计算得到的湍流强度在相对其它模型要高得多，它直接反映的是湍流状态；而使用 $k-\omega$ 模型计算的湍流强度虽然较低，但如前所述它只反映了湍流边界层粘型底层的层流流动状态，没有正确区分叶片表面流动的变化；而使用转捩模型的计算结果显示在压力面、驻点附近、压力面激波前等层流区域湍流强度很小，而在激波后区域发生转捩层流转换为湍流，湍流强度随之突然大幅增加，这与图 9 中相应位置的形状参数是相对应的，与实际流动情况也是相符的，能比较正确反映叶片表面流动状态的变化。

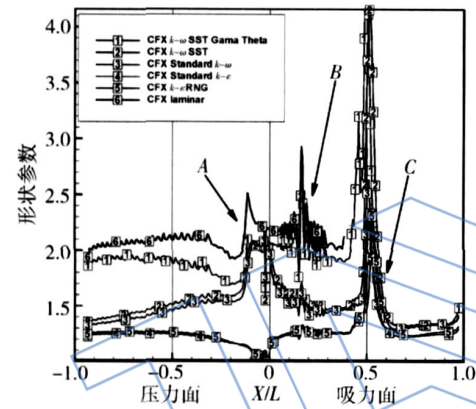


图 9 叶片中径壁面形状参数分布

Fig.9 Distribution of vane surface shape factor at mid-span

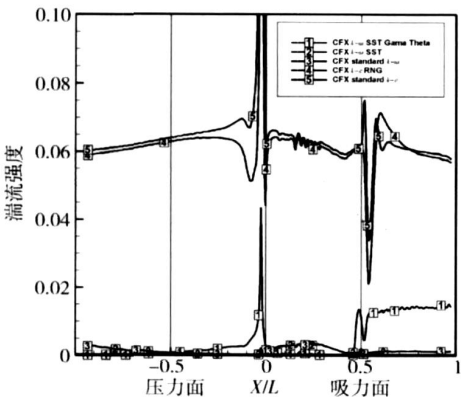


图 10 叶片中径壁面湍流强度分布

Fig.10 Vane surface normalized turbulence intensity distribution at mid-span

在图 11 中显示的是壁面切应力系数分布图，

壁面切应力系数的定义： $C_f = \tau / 0.5 \rho U_{ref}^2$ ， τ 是流向方向上的壁面切应力，参考速度 U_{ref} 为附面层边缘处势流速度，通常认为层流的切应力系数要比湍流的切应力系数小，转捩发生后必然使得切应力系数产生跳跃，并选用平板近似法经验公式^[13]对叶片表面的湍流和层流状态的切应力系数进行计算，层流关系式： $C_f = 0.664 Re_x^{-0.5}$ ，湍流关系式： $C_f = 0.0576 Re_x^{-0.2}$ 。由图 11 中可以看到，A、B 和 C 处分别对应图 9 中的 A、B 和 C 处的突跃和波动，在压力面和吸力面前缘使用转捩模型计算的壁面切应力系数与使用层流模型的计算结果几乎完全吻合，与层流经验公式曲线也比较接近，显示该区域为层流流动，而在吸力面激波后切应力系数又突然增大，与湍流经验公式曲线相近，显示附面层流动发生转捩并转化为湍流流动；而相比之下使用 $k-\epsilon$ 湍流模型 (SKE 和 RNG 格式) 和 $k-\omega$ 湍流模型情况下 (SKW 或 SST 格式) 计算的壁面切应力系数曲线仅与湍流经验公式曲线相近，显示在叶片的整个区域均为湍流流动，与前面分析是相互印证的；在强激波前产生的阻尼振动与图 6 和图 9 相同。

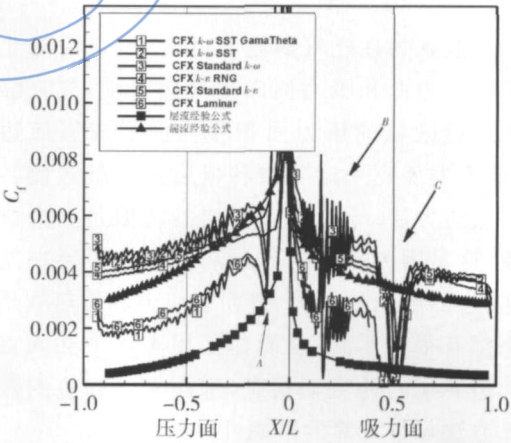


图 11 叶片中径壁面阻力摩擦系数分布

Fig.11 Vane surface skin-friction coefficient distribution at mid-span

综上所述，叶片表面附面层内的不同流动状态 (层流、湍流和转捩) 有很大差别，其对于当地的传热过程也有重要的影响，所以选择正确的湍流模型对于提高叶片传热过程的数值预测能力是至关重要的。

4 结 论

通过对比计算结果得出以下的结论：

MarkII 型叶片表面的流动状态非常复杂，在

整个前缘(包含压力面的大部和吸力面激波前区域)为层流状态,在吸力面的中后部因为一个强激波的诱发分离转捩为湍流,并在吸力面靠近尾缘处还形成一个较弱的激波,通过分析发现附面层内的不同流动状态(层流、湍流和转捩)对于当地的传热过程有很大的影响。

选用不同的湍流模型对于叶片表面传热性能的数值预测有很大影响,使用各种湍流模型对壁面附面层外流场的数值模拟都比较准确符合真实流场,但是对附面层内流动和传热过程的数值模拟因为对壁面附近流动的采用不同的处理方式而差别很大,当使用全湍流假设的 $k-\varepsilon$ 模型(SKE 和 RNG 格式)和 $k-\omega$ 模型(SKW 或 SST 格式)时只能求解湍流边界层流动,不能准确分辨层流及转捩状态,求解的壁面温度和换热系数误差都较大, M-L 转捩模型(Gama Theta 格式)相对其它模型能较好地模拟附面层内的复杂流动过程和传热过程,计算结果与实验结果符合较好,但是对于附面层内某些复杂流动区域(如曲率变化较大、激波前后区域等)的计算还有较大的误差。

参考文献:

- [1] Han J C, Dutta S, Ekkad S. Gas turbine heat transfer and cooling technology [M]. London: Taylor & Francis, 2000.
- [2] Dunn M G. Convective heat transfer and aerodynamics in axial flow turbines [J]. ASME Journal of Turbo-machinery, 2001, 123: 637-686.
- [3] Hylton L D, Milheo M S, Turner E R, et al. Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surface of turbine vanes [R]. NASA-CR-168015, 1983.
- [4] York W D, Leylek J H. Three-dimensional conjugate heat transfer simulation of an internally-cooled gas turbine vane [R]. ASME Paper GT2003-38551.
- [5] Zecchi S, Arcangeli L, Facchini B. Features of a cooling system simulation tool used in industrial preliminary design stage [R]. ASME Paper GT2004-53547.
- [6] Facchini B, Magi A, Greco A S D. Conjugate heat transfer simulation of a radially cooled gas turbine vane [R]. ASME Paper GT2004-54213.
- [7] Jiang Luo, Razinsky E H. Conjugate heat transfer analysis of a cooled turbine vane using the V2F turbulence model [R]. ASME Paper GT2006-91109.
- [8] Allegheny Ludlum Corporation Company. Stainless steel types 309 and types 310 [S/OL]. Allegheny Ludlum Corporation Company, 2002. <http://www.alleghenyludlum.com/ludlum/Documents>
- [9] Menter F R, Langtry R B, Likki S R, et al. A correlation-based transition using local variables part I: model formulation [R]. ASME Paper 2004-GT-53452.
- [10] 曹玉璋. 航空发动机传热学 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005.
- [11] Steelant J, Dick E. Modeling of laminar-turbulent transitional for high freestream turbulence [J]. Journal of Fluids Engineering, 2001, 123: 22-30.
- [12] Langtry R B, Menter F R, Likki S R, et al. A correlation-based transition using local variables Part II: test cases and industrial application [R]. ASME Paper 2004-GT-53454.
- [13] 章梓雄, 董曾南. 粘性流体力学 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1998.