

# 燃气轮机火焰筒肋化壁面逆流气膜冷却的数值模拟

李宝宽<sup>1</sup>, 张文博<sup>2</sup>, 王喜春<sup>1</sup>  
(1. 东北大学 冶金学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 沈阳航空航天大学 能源与环境学院, 辽宁 沈阳 110136)

**摘 要:** 针对燃气轮机火焰筒肋化壁面逆流气膜冷却的问题,建立了火焰筒内壁面冷却传热的流固耦合数学模型. 考虑湍流切应力的传播,近壁利用  $k-\omega$  模型的鲁棒性,捕捉黏性底层的流动. 主流区域利用  $k-\varepsilon$  模型避免  $k-\omega$  模型对入口湍流参数过于敏感的劣势. SST  $k-\omega$  模型是用混合函数将  $k-\omega$  模型和  $k-\varepsilon$  模型结合互补所取得的更适合本问题的湍流模型. 数值分析结果清晰展示了计算域流体的流场、温度场及火焰筒肋化壁面的温度场分布,并与文献中的实验结果符合良好.

**关 键 词:** 燃气轮机;肋化壁面;气膜冷却;流固耦合;数值仿真

中图分类号: TK 472      文献标志码: A      文章编号: 1005-3026(2018)10-1402-06

## Numerical Simulation for Counterflow Convection-Film Cooling of Gas Turbine Combustor Liner with Ribbed Wall

LI Bao-kuan<sup>1</sup>, ZHANG Wen-bo<sup>2</sup>, WANG Xi-chun<sup>1</sup>  
(1. School of Metallurgy, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. College of Energy and Environment, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China. Corresponding author: LI Bao-kuan, E-mail: libk@smm.neu.edu.cn)

**Abstract:** To study the cooling structure of gas turbine with counterflow convection-film for combustor liner, a fluid-solid coupling mathematical model of the cooling heat transfer of the combustor liner was established. Considering the propagation of Reynolds stress, the robustness of the  $k-\omega$  model was used to capture the flow of viscous underlying layer in the near wall. The  $k-\varepsilon$  model was used in the mainstream areas to avoid the  $k-\omega$  model being too sensitive to inlet turbulence parameters. The SST  $k-\omega$  model was a turbulence model which was more suitable for this study by using a mixture function combined with the  $k-\omega$  and the  $k-\varepsilon$  models. The results provided not only the distribution of flow and temperature fields in the computational domain fluid, but also the temperature distribution of the ribbed walls of the combustor liner. Moreover, these simulation results well agreed with the experimental ones.

**Key words:** gas turbine; ribbed wall; film cooling; fluid /solid coupling; numerical simulation

燃气轮机燃烧室火焰筒工作环境温度极高,为降低燃烧室火焰筒的故障率,延长火焰筒的工作年限,必须使火焰筒壁温及其温度梯度控制在耐热合金所能承受的限度之内,开展燃气轮机火焰筒冷却技术的研究对于延长燃烧室火焰筒的使用年限意义重大. 逆流气膜冷却在燃气轮机火焰筒冷却中的应用相对广泛,由于火焰筒内部旋流的存在,必然对火焰筒壁面温度分布产生重大影响,为了验证冷却结构的可行性,确保燃气轮机长时间稳定运行,对燃气轮机燃烧室火焰筒冷却结构的壁温分布进行数值计算非常必要.

到目前为止,国内外均对对流气膜冷却火焰筒冷却结构在数值计算和试验方面进行了一系列的深入研究,且取得了较大的研究成果<sup>[1-2]</sup>. Han<sup>[3]</sup>在两种肋间距下对一种方形通道和两种矩形通道研究了雷诺数对中心线换热系数的影响. Liou 等<sup>[4]</sup>用激光全息干涉照相获取了不同形状肋片的温度分布. Rau 等<sup>[5]</sup>用二维激光多普勒测

速系统测量了带肋通道的流场,并给出了肋间区和平滑侧壁上的详细换热系数分布. Silieti 等<sup>[6-7]</sup>研究了在耦合传热和绝热传热模型下,燃气轮机端壁机匣的气膜冷却效率的二维及三维数值计算问题. 结果表明,耦合热传递模型与绝热模型在温度预测的结果中表现出了显著的差异. 陶文铨<sup>[8]</sup>介绍了流固耦合传热问题的求解方法. 李彬等<sup>[9]</sup>采用数值模拟结合试验的方法对燃烧室火焰筒简化冷却结构进行了深入研究. Metzger 等<sup>[10]</sup>研究测量了缝槽上游和下游的速度和温度分布及下游表面的热传递速率,认为气膜孔喷射角度在低于 20° 的低倾角的情况下,下游流场和表面传热速率均可以准确预测. Na 等<sup>[11]</sup>运用两种不同的气膜冷却结构模型及其试验数据,对三种湍流模型的模拟精确性进行评估比较. 结果指出,对于平板结构而言,与可实现的  $k-\varepsilon$  和  $S-A$  模型相比, SST 模型能够更好地预测横向平均冷却效率. 到目前为止,燃气轮机火焰筒冷却问题的研究主要集中在对局部简化结构的流动传热数值模拟和气膜孔结构对冷却效率的影响等方面. 然而,对于具有肋化壁面的全尺寸火焰筒逆流气膜冷却的数值模拟却并不多见.

本文针对燃气轮机全尺寸火焰筒肋化壁面结构的逆流气膜冷却问题,建立火焰筒壁面冷却传热的流固耦合数学模型. 为了更好地模拟旋流器的作用,给出高温燃气进口旋流边界条件<sup>[12]</sup>,得到了在运行工况条件下的流场和壁温分布,并对本文的计算方法进行了可靠性验证,证明了本文方法切实可行.

# 1 火焰筒物理模型

该型燃气轮机回流分管型燃烧室共有 18 个火焰筒,取其 1/18 进行研究,由于模型复杂,略去了连焰管和主燃孔,对其简化模型进行研究. 图 1 是单个火焰筒冷却结构示意图,经由过渡段而来的冷却空气由火焰筒底端环面流向火焰筒顶端,通过高速气流与火焰筒外壁面肋片的强化换热进一步冷却火焰筒. 而后冷却气流冲击气膜缝槽舌片逆向向前流动,在气膜壁热边形成顺流气膜,将壁面与高温燃气隔开.

图 2a 为单个火焰筒计算模型的三维图,火焰筒轴向总长度为 910 mm,进口段内径与长度之比为 6. 189,出口段内径与长度之比为 2. 121,两者中间具有肋化壁面的倾斜段轴向长度为 671 mm,火焰筒中段壁面与轴线夹角为 4. 56°,火焰筒壁

厚为 3. 22 mm. 火焰筒冷端外壁面匀布 90 个环状肋片. 图 2b 为火焰筒中心剖面局部放大图,肋片截面形状类似梯形,上底为 0. 77 mm,下底为 2. 29 mm,肋高为 0. 78 mm,肋片之间间隔为 7. 66 mm. 对流通道高度为 4 mm.

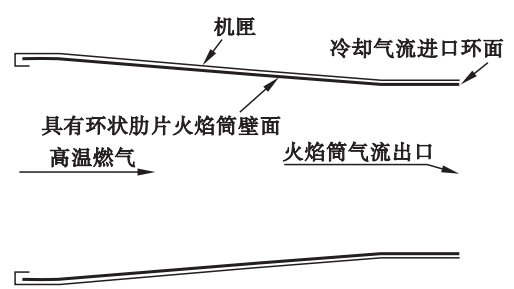


图 1 冷却结构示意图  
Fig. 1 Schematic of cooling structure

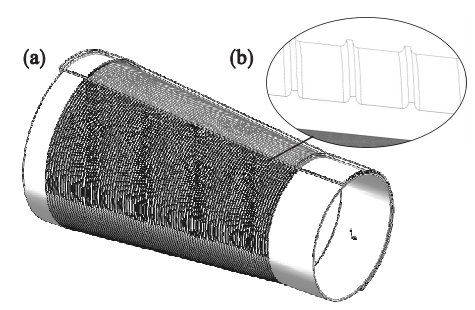


图 2 模型结构图  
Fig. 2 Sketch of model structure  
(a)—整体模型; (b)—火焰筒壁面.

# 2 计算区域网格划分

采用 Gambit 软件对实体模型进行三维网格划分和边界定义,计算域包括具有肋化壁面的逆流通道和火焰筒内部的流体部分,以及火焰筒壁的固体部分.

模型计算网格如图 3 所示,模型网格全部采用六面体结构划分,对火焰筒热端的近壁区采用加边界层的方法进行网格加密以更好地模拟近壁流动,网格总数约为  $3. 88 \times 10^6$ .

# 3 边界条件和计算方法

冷却流和热燃气流的进口均定义为质量流量控制边界条件,热燃气进口流量为 32 kg/s,为了更好地模拟旋流器的效果,给出热燃气进口旋流边界条件,其切向速度分量为 -0. 768,轴向速度分量为 0. 64,径向速度的分量为 0. 026 4;由于本文主要针对的是燃气轮机火焰筒肋化壁面结构逆流气膜冷却的问题,而且参考相关文献<sup>[13]</sup>,依据同级别燃气轮机实际燃烧室温度数据,火焰筒内

部燃烧相对稳定时温度为 1 400 ℃,故将热燃气进口温度设为 1 400 ℃;冷却流进口流量为 8 kg/s,温度为 471 ℃;出口采用自由流出口边界条件;参考压力为 1. 796 MPa,参考压力点设在出口处,计算域的最外层壁定义为等温边界条件,其余流体通道壁面均定义为无滑移及无渗透物面条件.

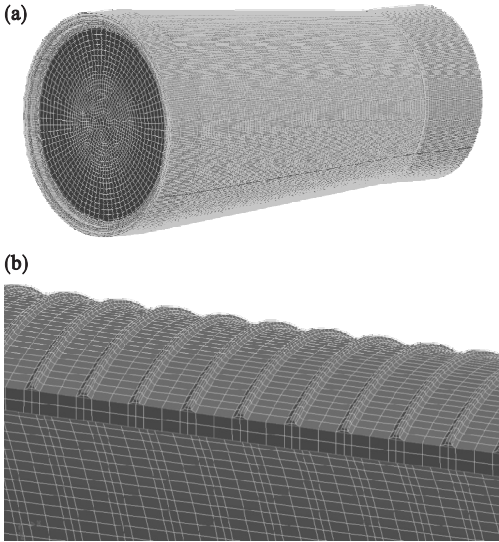


图 3 模型计算网格  
Fig. 3 Computational grid of model  
(a)—整体模型; (b)—火焰筒壁面.

与以往对火焰筒冷却结构对流换热问题进行数值计算不同,此次对燃气轮机肋化壁面逆流气膜冷却结构的数值模拟采用流固耦合的计算方法,既不预先指定流体与固体界面上的温度或热流密度,也不规定两者之间的变化关系,而是将其设置为未知量.这是因为流体与固体边界上的温度与热流密度的具体数值在计算中是由最外层边界条件所决定的,它是随着计算时间推移动态变化的物理量,这种将流固界面温度或热流密度设置成未知量的计算方法更加符合燃气轮机运行时肋化火焰筒逆流气膜冷却结构热量交换的具体情况,数值模拟的结果更加切合实际.

由于火焰筒完全处于流场之中,这时流体与火焰筒表面上的温度及热流密度的分布取决于肋化壁面的相对厚度、肋化火焰筒材料与冷却流体的热阻之比及流体的流动状态等因素,在求解之前无法确定,而是受到火焰筒内部主流与对流通道的冷却流体的相互作用影响.采用整场离散、整场求解的数值解法,直接将数值求解器程序的求解区域扩展到固体域,采用流体控制方程中的能量方程描述固体域中的传热过程,流体域与固体域的区别只是广义扩散系数及广义源项的不同,

将耦合界面包裹在计算区域的内部.求解描述流体流动和传热的连续性方程、动量守恒方程和能量守恒方程分别为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0. \tag{1}$$

式中: $\rho$  为流体的密度; $u_i$  为在时间  $t$  坐标  $x_i$  点的速度分量.

$$\frac{Du_i}{Dt} = \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + F_i + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{i,j}}{\partial x_j} + S_{mi}. \tag{2}$$

式中:

$$\tau_{i,j} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \left( \mu' - \frac{2}{3} \mu \right) \delta_{i,j} \frac{\partial u_k}{\partial x_k};$$

$p$  为流体压力; $F_i$  为单位质量流体所受外部体力在时间  $t$  坐标  $x_i$  点上的分量; $\tau_{i,j}$  为流体黏性应力在  $(i,j)$  上的分量; $\mu$  为流体黏度; $\mu'$  为膨胀黏性系数; $\delta_{i,j}$  为 Kronecker 函数; $S_{mi}$  为流体质量源在时间  $t$  坐标  $x_i$  点上的分量.

$$\frac{De}{Dt} = \frac{Q}{\rho} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \frac{p}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\Phi}{\rho}. \tag{3}$$

式中: $e$  为单位质量理想流体内能; $Q$  为单位时间内外部传递给控制体的热量; $T$  为流体温度; $k$  为流体热传导系数; $\Phi$  为黏性耗散所产生的热能.

马会民等<sup>[14]</sup>采用 3 种不同的湍流模型分别对燃气轮机排气筒简化结构引射流动进行了数值计算.通过对比数值计算结果与实验结果指出,采用不同湍流模型的数值模拟结果差异较大.而 SST  $k-\omega$  模型由 Menter<sup>[15]</sup>发展而来,其控制方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k, \tag{4}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega. \tag{5}$$

式中: $G_k$  为湍流的动能; $G_\omega$  为  $\omega$  方程; $\Gamma_k, \Gamma_\omega$  分别为  $k$  与  $\omega$  的有效扩散项; $Y_k, Y_\omega$  分别为  $k$  与  $\omega$  的发散项; $D_\omega$  为正交发散项; $S_k$  与  $S_\omega$  为用户自定义.

该模型更换了模型常量,考虑了湍流切应力的传播,贴近冷却结构壁面区域利用  $k-\omega$  模型的稳定性,模拟计算冷却结构近壁面的流动.外部区域利用  $k-\varepsilon$  模型避免  $k-\omega$  模型对入口湍动参数过于敏感的劣势.通过混合函数将标准  $k-\omega$  模型和标准  $k-\varepsilon$  模型结合到了一起,因而计算结果在广泛的流动领域中有更高的精度和可靠性.

采用耦合隐式稳态求解器;湍流模型选择



SST  $k-\omega$  模型,辐射模型采用 P1 模型,湍动能和湍耗散率的离散采用一阶迎风格式,压力、动量、能量项的离散采用二阶迎风格式,采用 SIMPLE 算法对速度与压力进行修正.

## 4 模型验证及结果分析

### 4.1 计算方法验证

李彬等<sup>[9]</sup>在作燃烧室壁冲击-逆向对流-气膜冷却特性研究时搭建了燃烧室壁冲击逆流气膜冷却的实验台,试验时在气膜壁的冷边均匀埋设了 4 个壁温电偶,据其试验条件,1:1 建立相应的燃烧室几何模型,采用本文建立的流固耦合数学模型进行计算,得出的冷边壁面温度与其试验中匀布的全部 4 个测温点的冷边壁面温度显示出较好的一致性,且相对误差控制在 3% 以内,验证了本文计算方法的可靠性. 试验结果<sup>[9]</sup>与计算结果对比如图 4 所示.

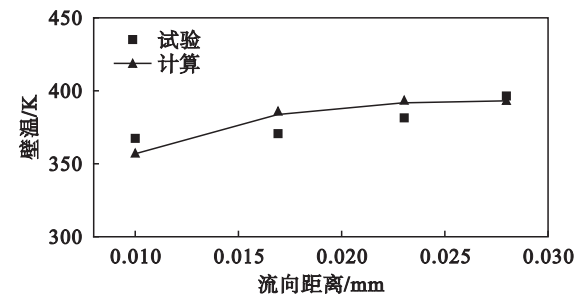


图 4 计算结果与试验结果<sup>[9]</sup>的比较  
Fig. 4 Comparison between simulation and experimental results

### 4.2 计算结果分析

#### 4.2.1 速度场

图 5 是火焰筒中心截面轴向速度整体分布矢量图及对流通道的流体掠过肋化壁面的速度矢量局部放大图. 可知,冷却流体在具有肋化壁面的对流通道的具有较高的流速,周向肋片在高速气流的冲击下,可使得对流换热得到很大强化. 从局部放大图中可以看出,由于肋片的引入减小了对流通道的横截面积,导致围绕肋片的冷却气体流动加速,而肋下游通道截面的突然膨胀导致流体掠过肋片时产生了分离现象,由分离现象在环形肋片背向来流面产生一个小涡流.

#### 4.2.2 温度场

图 6 是火焰筒中心截面的温度分布图,从图中可以看出,冷却气流在火焰筒内壁面形成了冷却气膜,将火焰筒内壁面与高温燃气隔开,整个火焰筒内部形成中心温度高、周向外围温度低的温

度分布状况. 而沿着冷却气膜流动方向,气膜与热燃气不断掺混而逐渐升温.

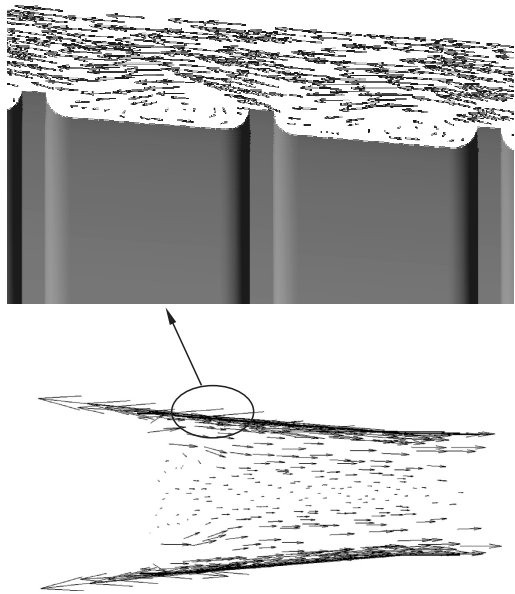


图 5 火焰筒中心截面速度矢量分布  
Fig. 5 Distribution of velocity vector in center section of combustor liner

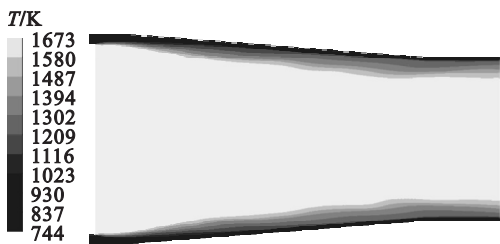


图 6 火焰筒中心截面温度分布  
Fig. 6 Temperature distribution in center section of combustor liner

图 7 为火焰筒外壁面和内壁面的温度分布云图,可知,在火焰筒出口部分,火焰筒形状由渐缩管形状变为圆管型,造成火焰筒内部流场流动边界层及热边界层骤然变薄,高温气流与火焰筒壁面传热骤然加强,致使火焰筒局部温度骤升.

如图 8 所示,沿火焰筒轴向方向在火焰筒内壁面选取两条特征线  $a$  和  $b$ ,它们分别是两个相互垂直的轴向截面 ( $Y+$ ,  $Z+$  方向) 与火焰筒内壁面的交线. 特征线沿线温度最高点位于火焰筒壁面形状由渐缩变为圆管的部分,也是该火焰筒热应力集中的部位.

图 9 是计算模型中心截面流体域温度分布云图,可以看出在对流通道的内环抱肋片轮廓周围冷却流体温度较高,较高的冷却流体温度表现了较好的冷却效果. 火焰筒外围壁面肋片增加了对流换热面积和换热壁面的表面粗糙度,从而强化了换热.

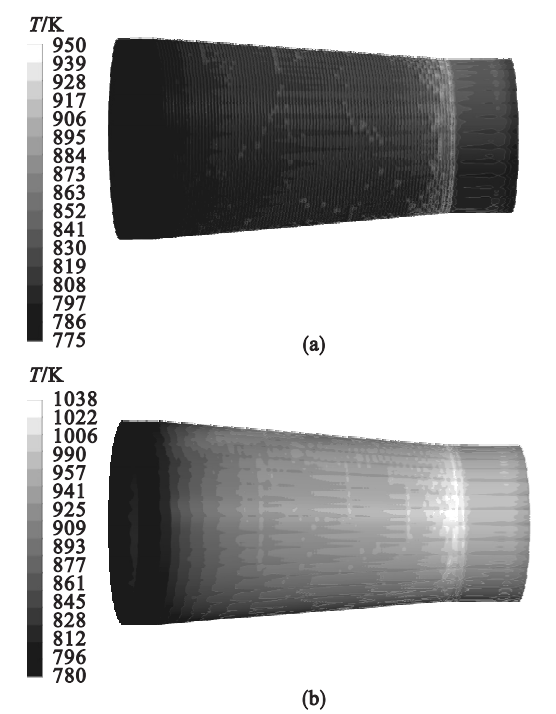


图 7 火焰筒壁面温度分布  
Fig. 7 Temperature distribution on combustor liner  
(a)—外壁面; (b)—内壁面.

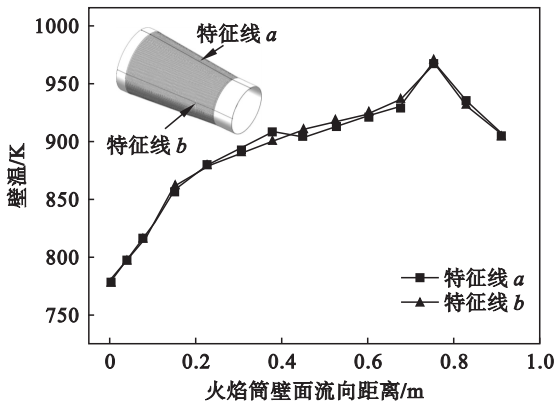


图 8 燃烧室内壁面特征线上壁面温度轴向变化  
Fig. 8 Distribution of wall temperature along axis on inner wall

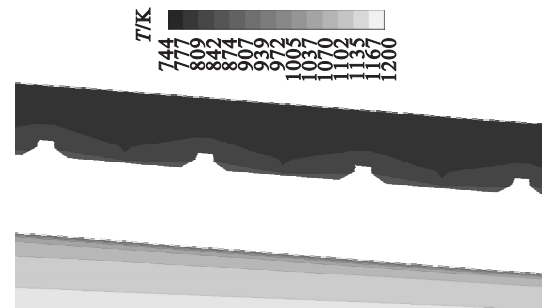


图 9 局部中心截面流体域温度分布云图  
Fig. 9 Temperature distribution of fluid in local central section

火焰筒壁面局部温度分布如图 10 所示. 从图 10a 中可以看出火焰筒内壁面温度较高, 而环绕

外围壁面的肋片温度较低. 从图 10 中可以看出环形肋片背朝来流方向的面要比面朝来流方向的面换热效果稍好. 主要原因是在冷却对流通道的内, 冷却气体在掠过肋片时产生了分离现象(图 5), 由分离现象在环形肋片背向来流面产生的回流强化了火焰筒壁面的散热.

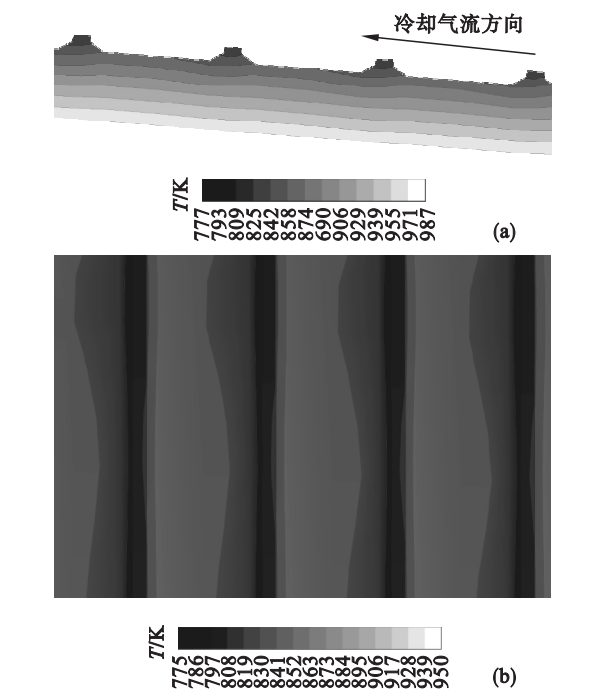


图 10 火焰筒壁面局部温度分布  
Fig. 10 Local temperature distribution at combustor liner wall  
(a)—中心截面; (b)—外壁面.

## 5 结 论

- 1) 模拟结果与公开文献中火焰筒壁温冷却试验的结果显示出较好的一致性, 且相对误差控制在 3% 以内, 计算结果可靠.
- 2) 燃气轮机火焰筒的局部高温及热应力集中区域形成的原因是沿流向火焰筒形状改变, 造成火焰筒内部流场流动边界层及热边界层变薄, 传热骤然加强, 致使火焰筒局部温度骤升; 同时计算结果表明, 沿特征线在流向距离 0.75 m 处壁面温度达到峰值.
- 3) 火焰筒环形肋片背朝来流方向的面要比面朝来流方向的面换热效果好, 由于冷却气体掠过肋片时产生了分离现象, 使背向来流面产生的回流强化了火焰筒壁面的散热.

## 参考文献:

[1] Lefebvre A H. Gas turbine combustion [M]. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1983.

[ 2 ] Meller A M. Design of modern turbine combustor [ M ]. New York:Academic Press Inc. ,1990.

[ 3 ] Han J C. Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators[ J ]. *ASME Journal of Heat Transfer*,1988,110( 2 ):321 – 328.

[ 4 ] Liou T M,Hwang J J. Effect of rib shapes on turbulent heat transfer and friction in a rectangular channel [ J ]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*,1993,36( 4 ):931 – 940.

[ 5 ] Rau G,Cakan M,Moeller D,et al. The effective of periodic ribs on the local aerodynamic and heat transfer performance of a straight cooling channel [ J ]. *ASME Journal of Turbomachinery*,1998,120:368 – 375.

[ 6 ] Silieti M,Divo E,Kassab A J. The effect of conjugate heat transfer on film cooling effectiveness [ C ]// ASME Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference. Charlotte: ASME,2004:795 – 804.

[ 7 ] Silieti M,Divo E,Kassab A J. Numerical investigation of adiabatic and conjugate film cooling effectiveness on a single cylindrical film cooling hole [ C ]// ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Anaheim: ASME,2004:333 – 343.

[ 8 ] 陶文铨. 数值传热学 [ M ]. 西安:西安交通大学出版社,2001.  
( Tao Wen-quan. Numerical heat transfer [ M ]. Xi'an:Xi'an Jiaotong University Press,2001. )

[ 9 ] 李彬,吉洪湖,江义军,等. 燃烧室壁冲击 – 逆向对流 – 气膜冷却特性的数值研究[ J ]. *航空动力学报*,2007,22( 3 ):365 – 369.  
( Li Bin, Ji Hong-hu, Jiang Yi-jun, et al. Numerical simulation for impingement-counterflow convection-film cooling of a combustor wall [ J ]. *Journal of Aerospace Power*,2007,22( 3 ):365 – 369. )

[ 10 ] Metzger D E, Jr Carper J H, Warren J M. Predicted film cooling near flush slots-comparison with experiment [ J ]. *Journal of Aircraft*,1971,9( 12 ):857 – 863.

[ 11 ] Na S,Zhu B,Bryden M,et al. CFD analysis of film cooling [ C ]// 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno:AIAA,2006:1 – 10.

[ 12 ] 汪凤山. 低 NO<sub>x</sub> 排放微型燃气轮机燃烧室的数值模拟及实验研究 [ D ]. 北京:中国科学院工程热物理研究所,2009.  
( Wang Feng-shan. Numerical and experimental investigation on a low NO<sub>x</sub> emission combustor for micro gas turbine[ D ]. Beijing:The Institute of Engineering Thermophysics Chinese Academy of Sciences,2009. )

[ 13 ] 顾华年,朱志劼. 冷却空气对燃气轮机性能影响的计算分析[ J ]. *热力透平*,2013,42( 4 ):240 – 244.  
( Gu Hua-nian, Zhu Zhi-jie. Calculation and analysis of the effect of cooling air on gas turbine performance[ J ]. *Thermal Turbine*,2013,42( 4 ):240 – 244. )

[ 14 ] 马会民,陈汉平,苏明,等. 三维引射流动数值模拟及紊流模型选择[ J ]. *上海交通大学学报*,2006,40( 2 ):326 – 330.  
( Ma Hui-min, Chen Han-ping, Su Ming, et al. The 3-D numerical simulation of turbulent jet flow and the selection of turbulence model [ J ]. *Journal of Shanghai Jiao Tong University*,2006,40( 2 ):326 – 330. )

[ 15 ] Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[ J ]. *AIAA Journal*,1994,32( 8 ):1598 – 1605.

( 上接第 1401 页 )

[ 4 ] Jiang H T,Yan X Q,Liu J X,et al. Effect of heat treatment on microstructure and mechanical property of Ti-steel explosive-rolling clad plate [ J ]. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*,2014,24( 3 ):697 – 704.

[ 5 ] Kundu S,Ghosh M,Chatterjee S. Diffusion bonding of commercially pure titanium and precipitation hardening stainless steel[ J ]. *Materials Science & Engineering A*,2006,428( 1/2 ):18 – 23.

[ 6 ] Kundu S,Ghosh M,Laik A,et al. Diffusion bonding of commercially pure titanium to 304 stainless steel using copper interlayer[ J ]. *Materials Science & Engineering A*,2005,407( 1/2 ):154 – 160.

[ 7 ] Ghanadzadeh A,Darviseh A. Shock loading effect on the corrosion properties of low-carbon steel [ J ]. *Materials Chemistry and Physics*,2003,82( 1 ):78 – 83.

[ 8 ] Grignon F,Benson D,Vecchio K S,et al. Explosive welding of aluminum to aluminum: analysis, computations and experiments [ J ]. *International Journal of Impact Engineering*,2004,30( 10 ):1333 – 1351.

[ 9 ] 王立鹏. 真空复合轧制钛/不锈钢复合板的组织与性能研究 [ D ]. 沈阳:东北大学,2012.  
( Wang Li-peng. Microstructure and properties of vacuum clad titanium/stainless steel composite plate [ D ]. Shenyang: Northeastern University,2012. )

[ 10 ] Ghosh M,Das S,Banarjee P S,et al. Variation in the reaction zone and its effects on the strength of diffusion bonded titanium-stainless steel couple [ J ]. *Materials Science & Engineering A*,2005,390( 1/2 ):217 – 226.

[ 11 ] Yu C,Xiao H,Yu H,et al. Mechanical properties and interfacial structure of hot-roll bonding TA2/Q235B plate using DT4 interlayer[ J ]. *Materials Science & Engineering A*,2017,695( 1 ):120 – 125.

[ 12 ] Prasanthi T N C,Sudha R,Saroja S. Explosive cladding and post-weld heat treatment of mild steel and titanium [ J ]. *Materials & Design*,2016,93:180 – 193.