

环管型燃烧室火焰筒壁温气热耦合数值模拟

董红¹, 闻雪友², 李名家², 贺星¹

(1. 海军工程大学 动力工程学院, 武汉 430033;

2. 中国船舶重工集团公司 第七〇三研究所, 哈尔滨 150078)

摘 要: 针对某型燃气轮机运行时回流式环管型燃烧室的火焰筒常发生烧蚀和裂纹, 需获取其火焰筒壁温分布特点, 进行分析以提出改进措施. 全面考虑固体导热和辐射传热、气体与固体间的对流换热以及火焰和燃气的辐射, 对燃烧室进行三维气热耦合数值模拟计算, 获取流场、温度场以及壁温分布信息, 并结合实验验证了三维气热耦合数值模拟能够较有效预测火焰筒壁温分布. 由模拟结果知该型火焰筒壁温未超过设计值 1223 K, 但在联焰管与筒体连接处以及多个主燃孔处的温度较高、温度梯度较大, 需要对这些部位的冷却方案进行改进.

关 键 词: 环管型燃烧室; 火焰筒壁温; 气热耦合; 温度梯度; 实验验证

中图分类号: V231.2; TK474⁺.9

文献标志码: A

Coupled heat transfer numerical simulation of wall temperature of can-annular combustor flame tube

DONG Hong¹, WEN Xue-you², LI Ming-jia², HE Xing¹

(1. College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China;

2. The 703 Research Institute of China Shipbuilding Industry Corporation, Harbin 150078, China)

Abstract: The wall temperature distribution of a can-annular reversed combustor flame tube was obtained and analyzed to ameliorate the flame tube design, since the flame tube was often ablated partly and cracked when a gas turbine running. The distributions of flow field, temperature field and wall temperature were obtained by the method of three-dimensional numerical simulation of coupled heat transfer, while heat conduction and radiation of solid, heat convection between gas and solid, radiation of flame and flue gas were took into account. The simulation result was checked by experiments, so the temperature distribution of flame tube can be predicted with the method of three-dimensional numerical simulation of coupled heat transfer. According to the simulation result, the wall temperature of combustor flame tube doesn't exceed the design value 1223 K, but the temperature and temperature gradient are relatively high at several primary holes and the joint of the flame crossover tube and flame tube, and the cooling design of these parts needs to be improved.

Key words: can-annular combustor; wall temperature of flame tube; coupled heat transfer; temperature gradient; checking by experiment

燃烧室是燃气轮机的重要热端部件, 内部的火焰筒要承受高温和高热应力. 因长期受高温、高

热应力和变工况运行的不稳定热冲击等因素的影响, 某燃气轮机的火焰筒常发生裂纹和烧蚀, 需改

进火焰筒设计和壁面冷却方案. 对燃烧室进行三维数值模拟计算预测壁温场, 能够为火焰筒改型和改进壁面冷却方案提供依据.

早期, 火焰筒壁温预测通常是理论结合实验数据和经验公式进行一维或二维分析计算, 做了大量简化处理, 无法给出实际燃烧过程中的热源放热、壁面和燃气辐射, 难以得到呈现三维特性的火焰筒壁温场^[1-5]. 随着 CFD 技术的发展, 广大学者对燃烧室三维数值模拟展开大量研究, 火焰筒壁温分布预测取得了大量成果^[6-11], 研究对象主要集中在环形燃烧室, 如文献^[8-11]对环形燃烧室的流场和壁温分布进行了三维数值模拟, 获得较为理想的结果, 但对环管型燃烧室火焰筒壁温的三维数值模拟较少. 环管型燃烧室火焰筒结构相对更复杂, 壁面薄、气膜孔多, 数值模拟时通常进行简化, 比如忽略壁面厚度只对流体域进行模拟; 对气膜孔进行简化, 使用等体积的方形孔带来代替等^[7]. 简化后无法计算壁面传热, 或者无法准确模拟气膜冷却, 难以获得准确的火焰筒壁温分布. 本文全面考虑火焰筒结构, 细致划分火焰筒固体域网格, 设置流体、固体的物性参数后进行气热耦合数值模拟计算, 在获取流体域温度、流动等信息的同时, 获取固体域(火焰筒体)的温度场, 并与实验进行对比验证.

1 研究对象

该型燃气轮机回流式环管型燃烧室有 16 个火焰筒, 取其 1/16 进行研究. 如图 1 是单个火焰筒模型, 火焰筒头部有喷嘴和塔式旋流器, 左右两侧各 1 个联焰管, 周向分布 10 个主燃孔和 10 个掺混孔, 轴向分布 10 排气膜孔(孔径为 1~1.5 mm). 模型复杂, 难以实现结构化网格划分, 因此采用非结构四面体网格进行细致划分. 火焰筒壁面局部网格如图 2, 总网格数量约为 1650 万.

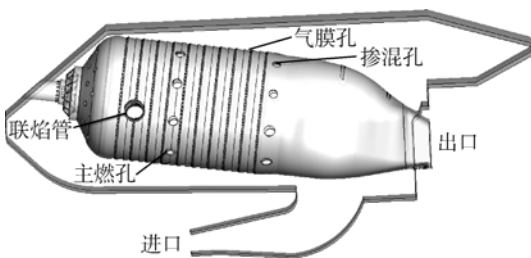


图 1 单个火焰筒模型

Fig. 1 Signal flame tube model

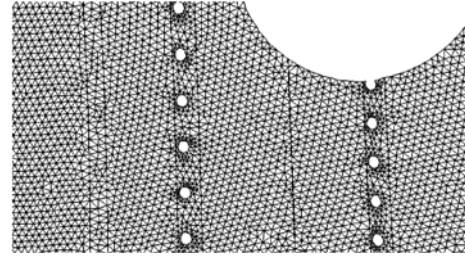


图 2 火焰筒壁面局部网格

Fig. 2 Local mesh of flame tube wall

2 数学模型

数值模拟计算遵守质量守恒方程、动量守恒方程(N-S 方程)和能量守恒方程. 燃烧室流场十分复杂, 无法直接求解三维瞬态 N-S 方程, 本文采用 RNG(renormalization group) k - ϵ 湍流模型进行稳态计算, 通过求解湍动能 k 与耗散率 ϵ 确定湍流黏性^[12](式(1)、式(2)). 气流马赫数小于 0.3, 燃气可近似为不可压理想气体.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_k \mu_{\text{eff}}) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}}) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (2)$$

式中 ρ 为气体密度, u_i 为速度分量, G_k 表示平均速度梯度引起的湍动能产生, G_b 是浮力影响引起的湍动能产生. $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, $C_{3\epsilon}$ 为模型常数, α_k 和 α_ϵ 分别是湍动能 k 和耗散率 ϵ 有效湍流普朗特数的倒数. 动量扩散系数 $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$, μ 为流体黏度.

对于高雷诺数, $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$, $C_\mu = 0.0845$.

针对有旋流动, 进行修正

$$\mu_t = \mu_{t0} f \left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\epsilon} \right) \quad (3)$$

其中 μ_{t0} 是不考虑有旋的湍流黏度; Ω 是特征旋流数; 对于弱旋流, 旋流修正系数 α_s 取 0.07.

液体燃料的喷雾模拟采用离散相方法, 给定液滴的直径分布规律、范围和喷射速度, 并作为离散的第二相加入到气流中. 根据液滴上力的平衡, 可得液滴在 Lagrangian 坐标系的运动方程^[13]

$$\frac{d u_p}{dt} = F_d(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \quad (4)$$

其中 $F_d(u - u_p)$ 为液滴单位质量曳力; u 是连续

相速度; u_p 是颗粒速度; ρ_p 是颗粒的密度; F_x 为其附加力, 如 thermophoretic force 等。

液滴在气体中运动时, 离散相和连续相之间存在动量的交换, 通过计算颗粒动量变化来求解连续相传递给离散相的动量值, 液滴动量变化计算如下:

$$I = \sum \left[\frac{18\rho\mu C_d Re}{24\rho_p d_p^2} (u_p - u) + F_{\text{other}} \right] \dot{m}_p \Delta t \quad (5)$$

其中 d_p 为颗粒直径, Re 为相对雷诺数, C_d 为曳力系数, $\dot{m}_p$ 为颗粒质量流量, Δt 为时间步长, F_{other} 为其他相间作用力。

在流动过程中, 连续相和离散相间存在质量交换。离散相颗粒质量变化值可简写为

$$M = \frac{\Delta m_p}{m_{p,0}} \dot{m}_{p,0} \quad (6)$$

这个质量交换作为质量“源”用到流体相质量平衡计算中, 又作为分的组分“源”用于组分方程。

燃烧化学反应过程中存在物质组分的转换, 化学物质 i 的化学反应净源项通过其参加的 N_r 个化学反应的 Arrhenius 反应源的和计算得到, 则有组分守恒方程为

$$R_i = M_{w,i} \sum_{r=1}^{N_r} R_{i,r} \quad (7)$$

式中 $M_{w,i}$ 为第 i 种物质的相对分子质量, $R_{i,r}$ 为第 i 种物质在第 r 个反应中的产生/分解速率。

耦合传热计算即计算流体区域的同时求解固体区域的传热问题。在固体区域内没有流动存在, 在固体区域内只有热传导方式存在, 所以在固体区域中能量守恒方程被简化为^[14]

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho c_p T) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_e \quad (8)$$

式中 c_p 为比定压热容, T 为温度, λ 为热导率, S_e 为能量源项。

3 CFD 计算参数设置及计算方法 步骤

使用的燃料为-10号轻质柴油, 代替化学式为 $C_{16}H_{29}$, 密度为 850 kg/m^3 。喷油模拟采用锥体模型, 出口速度为 50 m/s , 喷射锥角为 75° , 旋流分数为 0.5 , 燃油雾化最大直径为 $130 \mu\text{m}$, 平均直径为 $70 \mu\text{m}$, 粒径分布特性参数为 3.5 。火焰筒材质为 GH-3044 高温合金, 密度为 8890 kg/m^3 , 其固体热导率 λ_s 和固体比热容 c_s 随温度 T 变化的三次拟合多项式如下^[8]:

$$\lambda_s = 9.946 + 0.018T - 1.489 \times 10^{-5} \times T^2 + 1.364 \times 10^{-8} \times T^3 \quad (9)$$

$$c_s = 411.222 + 0.293T - 2.412 \times 10^{-4} \times T^2 + 1.507 \times 10^{-7} \times T^3 \quad (10)$$

其中 $300 \text{ K} < T < 2800 \text{ K}$ 。

喷雾燃烧的化学反应机理十分复杂, 并与气体流场强烈耦合。本文采用单步反应 eddy dissipation 模型、五步反应 eddy dissipation concept (EDC) 模型进行模拟。

Eddy dissipation 模型忽略复杂化学反应动力学速率, 认为燃料和氧化剂进入反应区混合后快速燃烧, 反应 r 中物质 i 的产生速率 $R_{i,r}$ 为

$$R_{i,r} = \min \left[v'_{i,r} M_{w,i} A B \rho \frac{\epsilon}{k} \min \left[\frac{\omega_R}{v'_{i,r} M_{w,R}} \right], v'_{i,r} M_{w,i} A B \rho \frac{\epsilon}{k} \frac{\sum_p \omega_p}{\sum_j v''_{j,r} M_{w,j}} \right] \quad (11)$$

式中 ω_R 是某种反应物的质量分数; ω_p 是某种产物的质量分数; $v'_{i,r}$ 为反应 r 中反应物 i 的化学计量系数, $v''_{j,r}$ 为反应 r 中生成物 j 的化学计量系数; A, B 为经验常数, 取 $4.0, 0.5$ 。化学反应速率由大尺度涡混合时间尺度 k/ϵ 控制。

在 eddy dissipation 模型中, 每个反应使用同样的湍流速率, 而多步反应机理是基于 Arrhenius 速率, 每个反应的参数都不一样, 因而该模型一般用于单步或两步反应。若考虑多步化学动力学机理, 可使用 EDC 模型。EDC 模型是 eddy dissipation 模型的扩展, 它假设化学反应发生在小涡中, 反应时间由小涡与化学反应所需时间来共同控制。

小涡的空间分辨率为

$$\xi^* = C_\xi \left(\frac{\nu \epsilon}{k^2} \right)^{3/4} \quad (12)$$

式中 C_ξ 为容积比率常数, 取 2.1377 , ν 为运动黏度。

化学组分在 τ^* 时间内发生化学反应, τ^* 为

$$\tau^* = C_\tau \left(\frac{\nu}{\epsilon} \right)^{1/2} \quad (13)$$

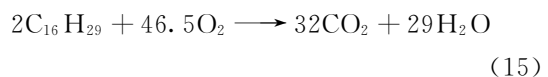
式中 C_τ 为时间尺度常数, 取 0.4082 。

组分守恒方程中物质 i 的化学反应源项为

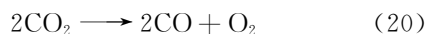
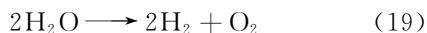
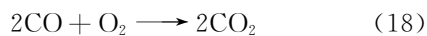
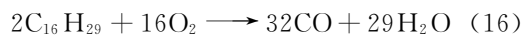
$$R_i = \frac{\rho (\xi^*)^2}{\tau^* [1 - (\xi^*)^3]} (\omega_i^* - \omega_i) \quad (14)$$

式中 ω_i^* 为经 τ^* 时间化学反应之后的组分质量分数; ω_i 为物质在反应前的组分质量分数。

单步反应化学式



五步反应化学式



燃烧过程中火焰和壁面存在大量辐射传热, 计算时将固体壁面近似为灰体, 同时考虑燃气(含有大量三原子气体)对辐射的吸收和散射作用, 采用 DO(discrete ordinates) 辐射模型. 燃气的热导率 λ_g 与动力黏度 μ_g 随温度 T 的变化关系式如下^[8]:

$$\lambda_g = -4.040 \times 10^{-4} + 8.515 \times 10^{-5} \times T \quad (21)$$

$$\mu_g = 2.957 \times 10^{-6} + 5.039 \times 10^{-8} \times T - 1.471 \times 10^{-11} \times T^2 + 2.517 \times 10^{-15} \times T^3 \quad (22)$$

其中 $300\text{ K} < T < 2800\text{ K}$.

因采用非结构化网格, 使用 2 阶差分格式提高计算精度. 整个计算过程遵从先冷态后热态计算, 先简单反应后复杂反应计算的原则.

4 计算结果及其分析与验证

给出单步反应、五步反应气热耦合数值模拟计算结果如图 3~图 8.

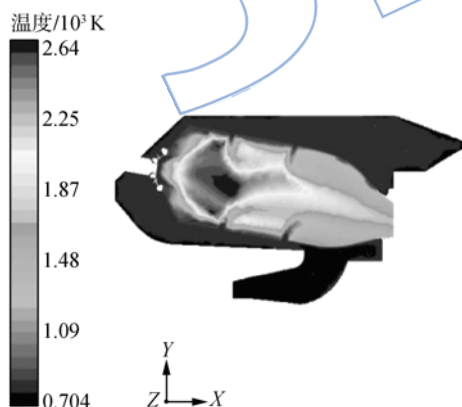


图 3 单步反应纵剖面温度场

Fig. 3 Temperature field of vertical section with one-step reaction

从图 3、图 4 可以看出五步反应火焰更长, 最高温度比单步反应低. 由图 5、图 6 知单步反应的火焰筒头部温度要比五步反应高, 原因是单步反应的火焰高温区位于火焰筒前部, 而五步反应的靠后一点. 火焰筒壁面高温区, 两个模拟结果大致

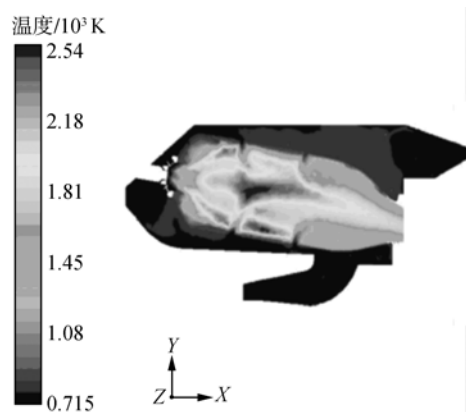


图 4 五步反应纵剖面温度场

Fig. 4 Temperature field of vertical section with five-step reaction

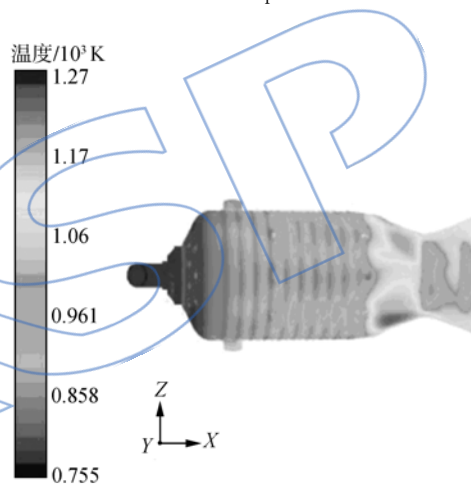


图 5 单步反应火焰筒温度场

Fig. 5 Temperature field of flame tube with one-step reaction

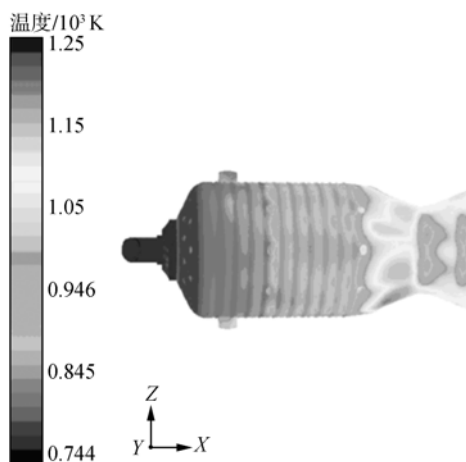


图 6 五步反应火焰筒温度场

Fig. 6 Temperature field of flame tube with five-step reaction

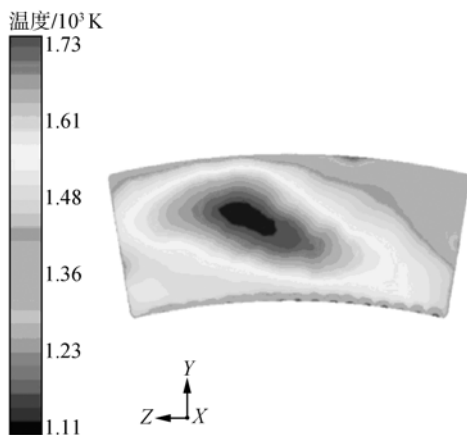


图7 单步反应火焰筒出口温度场
Fig. 7 Temperature field of flame tube exit with one-step reaction

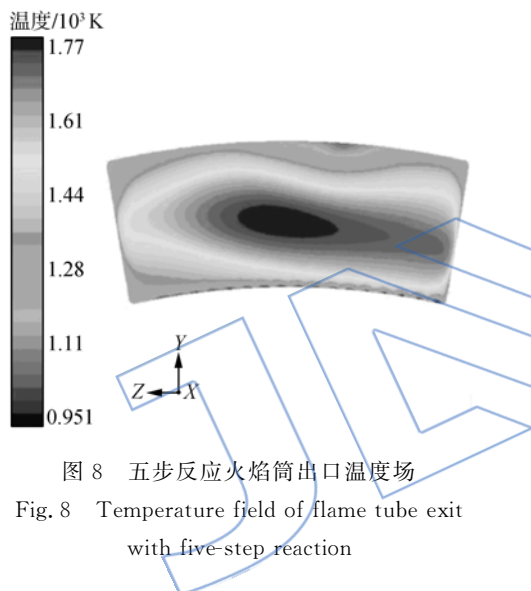


图8 五步反应火焰筒出口温度场
Fig. 8 Temperature field of flame tube exit with five-step reaction

相似,最高温度均位于火焰筒掺混段的两侧,其他高温区位于两侧联焰管下根部,两侧联焰管下方的多个主燃孔的内层下沿(右侧比左侧多)。图7、图8为火焰筒出口温度场,单步反应出口最高温度为1736 K,平均温度为1520 K;五步反应出口最高温度为1773 K,平均温度为1526 K。

数值模拟计算是根据单个火焰筒模化实验条件进行的,图9是实验后火焰筒表面示温漆照片。火焰筒联焰管以上部分示温漆基本保持原色,该区温度较低,五步反应计算结果与之较相符。火焰筒后部示温漆因气流冲刷脱落严重,尤其在掺混段,无法显示温度场。

在火焰筒出口布置了20个测温点(如图10),测得最高温度为1793.2 K,最低温度为1372.3 K,平均温度为1640.9 K,根据所测温度插值绘制出温度场图11。

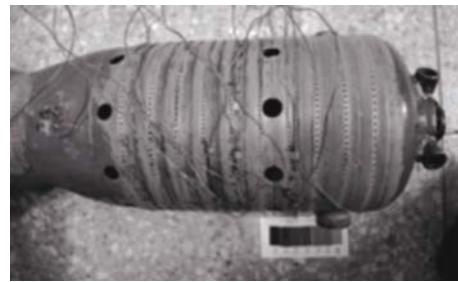


图9 实验后火焰筒表面示温漆照片
Fig. 9 Photo of temperature-sensitive paint on surface of flame tube after experiment

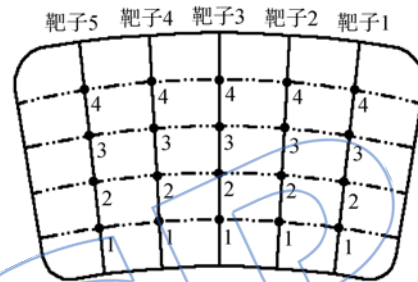


图10 火焰筒出口测温点示意图
Fig. 10 Sketch map of temperature measure locations at flame tube exit

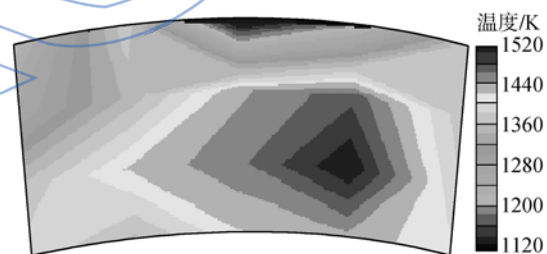


图11 实验所得火焰筒出口温度场
Fig. 11 Temperature field of flame tube exit by experiment

对比模拟计算和实验所得火焰筒出口温度场,单步反应模拟出口温度场(图7)高温区位于左上侧,五步反应模拟出口温度场(图8)高温区位于中部偏右下侧,而实验出口温度场(图11)高温区偏右下侧,存在一定的差别,主要原因是模拟计算对实际湍流燃烧过程进行了简化,比如用稳态的 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型代替实际有瞬态特性的湍流流动;用简单的化学反应方程代替实际极其复杂、包含上千个基元反应的燃烧反应;简化处理湍流与燃烧反应之间的耦合作用,这些简化必然导致模拟计算和实验存在误差。为便于比较,给出模拟计算和实验的燃烧室出口周向平均温度沿径向高度分布图(图12),五步反应与实验更为接近。

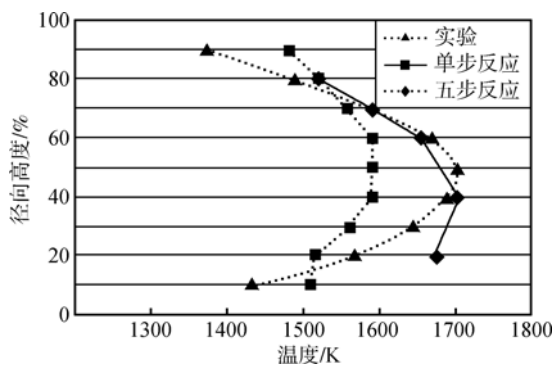


图12 燃烧室出口周向平均温度沿径向高度分布

Fig. 12 Distribution of circumferential average temperature along radial height at combustor exit

实验所得出口平均温度为 1640.6 K, 比五步反应高 114.6 K, 存在较大误差, 分析原因如下:

1) 实验所得出口温度场和平均温度源于出口处的 20 个测温点, 测温点分布相对靠中间, 无法获得边缘低温区温度, 故出口平均温度偏高。

2) 测量时, 热电偶直接面向燃烧区, 受到高温火焰的热辐射, 使热电偶温度升高, 从而导致测量温度高于出口处燃气的实际温度。

3) 计算使用的代用燃料 $C_{16}H_{29}$ 的低热值为 42.68 MJ/kg, 而经测定实验使用的一10号轻质柴油的低热值为 45.2 MJ/kg. 参考文献[15]进行估算, 代用燃料 $C_{16}H_{29}$ 较低的低热值会使得数值模拟出口温度降低约 45 K。

综合以上原因, 就可以解释实验出口平均温度为何比数值模拟结果高 114.6 K。

实验时对火焰筒表面比较有代表性的 26 个点铺设热电偶测量温度, 铺设位置如图 13. 图 14 是 26 个测温点实验数据与五步反应模拟结果的

对比图. 实验温度要高于数值模拟温度(平均高约 60 K), 但大体趋势相同. 根据前文分析出口温度差异中燃料低热值的影响, 可知, 若燃料低热值同样, 数值模拟温度与实验的差值应远小于 60 K。

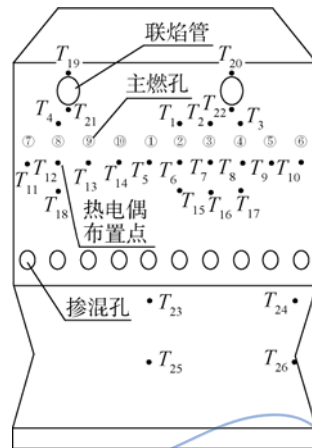


图13 火焰筒表面热电偶布置

Fig. 13 Disposal of thermocouples on surface of flame tube

图 14 中, 18~22 号 5 个测点实验与数值模拟相差较大. 实际运行中, 联焰管下部接口处常发生裂纹和烧蚀, 对应位置靠近 21 号、22 号测点, 这两点也是数值模拟所得的高温点, 数值模拟与实际故障情况吻合. 而实验测得 19 号、20 号测点温度较高, 21 号、22 号测点温度较低, 与实际故障不一致, 原因是实验时两侧联焰管用于安装点火器和热电偶接线, 严重影响该区域的流场和温度场。

为详细考察该火焰筒数值模拟壁温分布情况, 沿火焰筒轴向截取 102 个面(图 15), 由于联焰管和主燃孔处温度梯度相对较大, 对这两处取面更为密集. 根据截面上火焰筒内壁和外壁的最

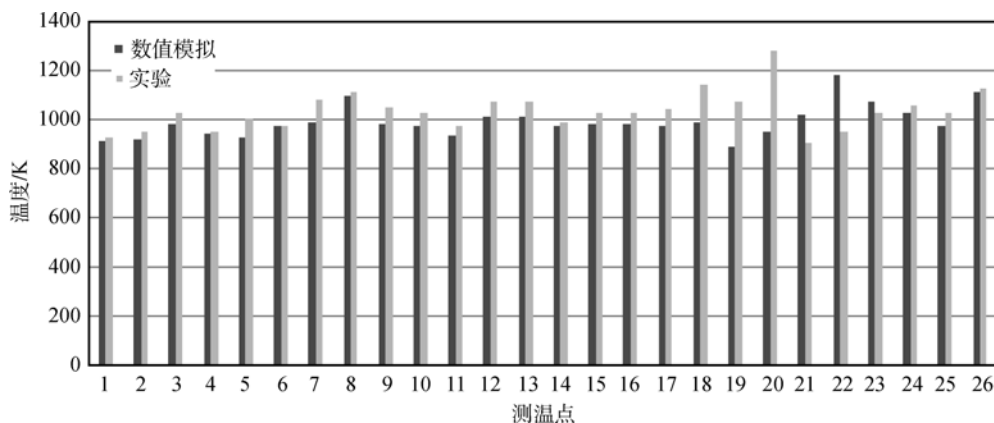


图14 实验温度与数值模拟温度对比

Fig. 14 Comparison between experimental temperature and numerical simulative temperature

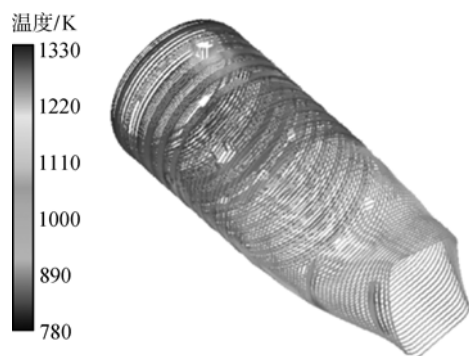


图15 火焰筒壁温截面

Fig. 15 Temperature of sections of flame tube wall

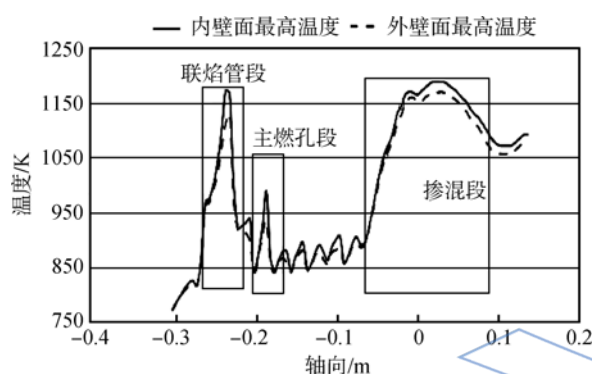


图16 火焰筒内、外壁面最高温度沿轴向分布

Fig. 16 Distributions of the highest temperatures of inner wall and out wall of flame tube along axial direction

高温度,得出火焰筒内、外壁面最高温度沿轴向分布情况,如图16所示(该型火焰筒壁面采用搭接结构,有内外两层壁,本图只考察外层壁的内、外壁温)。由图15、图16可以看出:

1) 火焰筒壁面上有3处壁温较高,分别位于联焰管段、主燃孔段以及掺混段,其中掺混段壁温最高,内壁温度接近1220 K(该火焰筒长期工作温度设计值不超过1223 K)。联焰管段的壁温最高点位于联焰管靠下侧与筒体连接处,主燃孔段的壁温较高点位于联焰管下游的3号、4号、5号、8号和9号主燃孔附近。

2) 联焰管段和主燃孔段的最高壁温沿轴向变化较快,相应的轴向温度梯度较大。

图17是火焰筒102个截面内、外壁面最高温度差值沿轴向分布图。可以看出,在联焰管段和主燃孔段的内、外壁面最高温度差值较大,在30 K以上,最大达到60 K以上;而其余部分的内、外壁面最高温度差值较小,基本在20 K以下。可见联焰管段和主燃孔段沿壁厚的径向温度梯度较大。

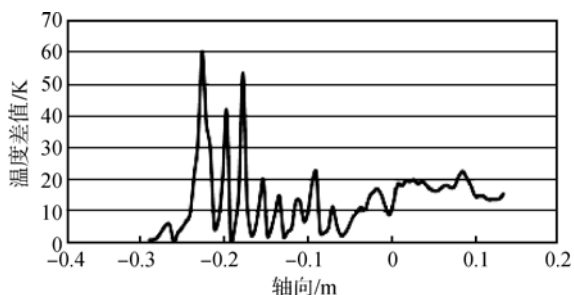


图17 火焰筒内、外壁面最高温度差值沿轴向分布

Fig. 17 Distributions of difference between the highest temperatures of inner wall and out wall of flame tube along axial direction

由模拟结果知,联焰管和筒体连接处、两侧联焰管下游的几个主燃孔的壁温较高,温度梯度也较大,会产生较大的热应力,易发生裂纹和烧蚀,这些部位在实际运行中也常发生裂纹和烧蚀;掺混段筒体温度较高,实际运行中也常发生搪瓷涂层脱落。可见,火焰筒气热耦合数值模拟结果较符合壁温的实际分布,能为火焰筒改型和进一步改进冷却方案提供理论依据和决策参考。

5 结论

本文对燃烧室火焰筒壁温气热耦合进行数值模拟,计算时细致划分火焰筒固体域网格、考虑流体和固体的物性参数随温度的变化、考虑固体壁面和燃气辐射。计算结果与实验对比后,得出结论:

1) 气热耦合方法预测火焰筒壁温分布较为有效,与实验和实际运行情况基本相符,能够为工程应用和火焰筒改型设计提供一定的参考依据。

2) 该型火焰筒壁面最高温度未超过1223 K,符合设计要求。

3) 计算发现联焰管与筒体连接处以及两侧联焰管下游的几个主燃孔的温度较高、温度梯度较大,实际运行中这些部位也经常发生裂纹和烧蚀,需要对这些部位的壁面冷却进行改进。

4) 数值模拟结果和实验还存在一定的误差,需在以后的工作中采用脱体涡模拟(DES)、大涡模拟(LES)等更先进的湍流模型进行数值模拟,提高模拟精确度,减少计算误差。

参考文献:

- [1] 董志锐. 具有陶瓷涂层的火焰筒壁温和热流计算[J]. 航空学报, 1993, 14(2): B109-B112.
DONG Zhirui. Numerical method for calculating wall temperature and heat flow of flame tube with ceramic coating

- [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 1993, 14(2): B109-B112. (in Chinese)
- [2] Pai B R, Whitelaw J. The predications of wall temperature in the presence of film cooling[J]. *Heat and Mass Transfer*, 1971, 21(5): 23-31.
- [3] 邢玉明, 赵云惠, 王丰. 某发动机气膜冷却火焰筒壁温的数值计算[J]. *北京航空航天大学学报*, 1997, 23(2): 173-177.
- XING Yumin, ZHAO Yunhui, WANG Feng. Numerical calculation of a gas turbine liner wall temperature in the presence of film cooling[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 1997, 23(2): 173-177. (in Chinese)
- [4] 李名魁, 何立明, 蒋永健. 燃烧室新型迷宫复合冷却结构二维壁温数值模拟[J]. *机械科学与技术*, 2007, 26(2): 245-248.
- LI Mingkui, HE Liming, JIANG Yongjian. Numerical simulation of 2-D wall temperature of combustor's maze composite cooling structure[J]. *Mechanical Science and Technology*, 2007, 26(2): 245-248. (in Chinese)
- [5] 韩振兴, 朱谷君. 气膜冷却燃烧室火焰筒二维壁温分布计算[J]. *航空动力学报*, 1995, 10(1): 83-86.
- HAN Zhenxing, ZHU Gujun. 2-D wall temperature distribution calculation of an air-film cooled combustor liner[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1995, 10(1): 83-86. (in Chinese)
- [6] 李名家, 曲哲, 林枫, 等. 有隔热涂层的气膜冷却火焰筒壁温计算[J]. *热能动力工程*, 2008, 23(9): 481-484.
- LI Mingjia, QU Zhe, LIN Feng, et al. Wall temperature calculation of an air-film cooled flame tube with a heat insulation coating[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2008, 23(9): 481-484. (in Chinese)
- [7] 穆勇, 郑洪涛, 李志明, 等. 燃气轮机双燃料燃烧室流场对比数值研究[J]. *航空动力学报*, 2009, 24(9): 1937-1944.
- MU Yong, ZHENG Hongtao, LI Zhiming, et al. Comparative numerical simulation of combustion flows in a dual-fuel-combustor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(9): 1937-1944. (in Chinese)
- [8] 高金海, 王建军, 马艳红, 等. 基于热-流-固耦合方法火焰筒壁温三维数值模拟[J]. *北京航空航天大学学报*, 2011, 37(3): 300-304.
- GAO Jinhai, WANG Jianjun, MA Yanhong, et al. Numerical simulation of three dimensional wall temperature of combustor liner based on thermal-fluid-solid coupling method[J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2011, 37(3): 300-304. (in Chinese)
- [9] 胡好生, 蔡文祥, 赵坚行, 等. 回流燃烧室燃烧过程的三维数值模拟[J]. *航空动力学报*, 2008, 23(3): 454-459.
- HU Haosheng, CAI Wenxiang, ZHAO Jianxing, et al. Numerical simulation of three-dimensional combustion flows in annular reversed combustor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(3): 454-459. (in Chinese)
- [10] 张勃, 吉洪湖, 杨芳芳, 等. 多斜孔壁与机加环气膜冷却燃烧室的壁面换热特性数值研究[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(4): 832-836.
- ZHANG Bo, JI Honghu, YANG Fangfang, et al. Numerical investigation of heat transfer characteristics of effusion cooling and machinery film cooling combustors[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(4): 832-836. (in Chinese)
- [11] 蔡文祥, 赵坚行, 胡好生. 回流环形燃烧室反应流场数值模拟[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(3): 544-550.
- CAI Wenxiang, ZHAO Jianxing, HU Haosheng. Numerical simulation of reacting flow field in reverse-flow annular combustor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(3): 544-550. (in Chinese)
- [12] 王福军. 计算流体动力学分析: CFD 软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2007.
- [13] 张财红. 旋流强度对液雾燃烧影响的数值模拟[D]. 天津: 河北工业大学, 2007.
- ZHANG Caihong. Numerical simulation of the influences of swirl intensity on spray combustion [D]. Tianjin: Hebei University of Technology, 2007. (in Chinese)
- [14] 董平. 航空发动机气冷涡轮叶片的气热耦合数值模拟研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009.
- DONG Ping. Research on conjugate heat transfer simulation of aero turbine engine air-cooled vane [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2009. (in Chinese)
- [15] 范作民, 傅巽权. 热力过程计算与燃气表[M]. 北京: 国防工业出版社, 1987.