

# 有隔热涂层的气膜冷却火焰筒壁温计算

李名家<sup>1</sup>, 曲 哲<sup>2</sup>, 林 枫<sup>1</sup>, 李伟顺<sup>1</sup>

(1. 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036; 2. 哈尔滨电站工程有限责任公司, 黑龙江 哈尔滨 150040)

**摘 要:** 对薄壁火焰筒, 给出了壁温计算模型和计算方法, 应用该方法进行了某环管型燃烧室火焰筒壁温计算, 查找了该燃烧室火焰筒一次主燃孔出现裂纹的原因, 并研究了气膜冷却、隔热涂层及其厚度对壁温径向和轴向分布的影响。结果表明: 火焰筒最高壁温 946 °C, 符合火焰筒对最高壁温的设计要求; 火焰筒一次主燃孔附近壁温分布梯度较大, 是热应力易集中的地方, 为查找火焰筒故障原因提供了依据; 气膜冷却和隔热涂层能显著降低火焰筒壁温, 有效改善壁温径向和轴向分布; 隔热涂层厚度对火焰筒壁温影响很小。

**关键词:** 火焰筒; 隔热涂层; 气膜冷却; 壁温计算

中图分类号: O643.2 文献标识码: A

## 引 言

随着燃气轮机燃烧室进口温度和进口压力的不断提高, 不仅导致火焰筒冷却空气的冷却能力下降, 而且导致火焰筒比容积热强度的增加, 极大增强燃气与火焰筒壁面的传热。为降低火焰筒壁面温度和温度梯度, 提高火焰筒工作可靠性及其使用寿命, 必须对火焰筒采取有效的冷却和隔热措施<sup>[1-5]</sup>。

气膜冷却和隔热涂层是燃烧室防护技术中应用较多的两种方式。前者具有结构简单、重量轻、耗气量少和冷却效率高等特点, 能有效隔离高温燃气与壁面的直接接触, 减小燃气对筒壁的对流加热。后者具有低导热率、高反射率和低吸收率的特点, 可显著降低燃气对筒壁的辐射加热<sup>[1-3]</sup>。

本文在对有隔热涂层的气膜冷却火焰筒进行壁温计算时, 考虑了隔热涂层和火焰筒冷热边温差, 因筒壁很薄, 忽略了火焰筒轴向和周向传热<sup>[3]</sup>。利用热平衡方程, 运用迭代法求解火焰筒内外壁温分布。

## 1 计算模型与计算方法

### 1.1 物理模型

火焰筒由若干气膜冷却段组成, 图 1 中两虚线

之间为火焰筒的一个气膜冷却段。火焰筒内外壁面均有隔热涂层, 内壁面隔热涂层直接接收高温燃气辐射传热, 并与冷却气膜存在对流换热, 内壁面隔热涂层获得的热量通过径向导热经火焰筒金属薄壁传给火焰筒外壁面隔热涂层, 随后通过与二次气流的对流换热和同燃烧室外壳内壁面辐射传热把热量传出<sup>[6-8]</sup>。

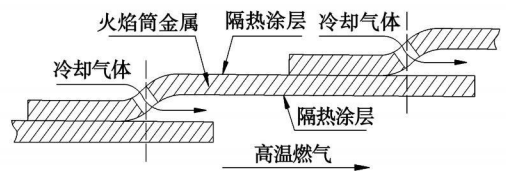


图 1 火焰筒气膜冷却结构示意图

为了得到沿火焰筒轴向不同位置的内外壁面温度, 将气膜冷却火焰筒沿轴向划分为若干个计算气膜冷却微元段, 如图 2 所示。

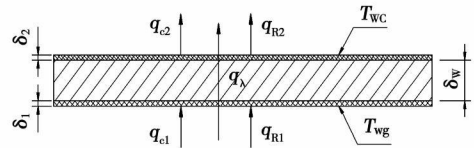


图 2 气膜冷却微元段

### 1.2 数学模型

在计算中假定<sup>[3,6]</sup>: (1) 燃烧室内流动为一维稳态定常流; (2) 燃烧室外壳外壁为绝热壁, 内壁壁温为二次气流温度; (3) 忽略二次气流在环形通道内流动时的温升; (4) 火焰筒内辐射为一维径向燃气辐射模型; (5) 不考虑隔热涂层与金属壁面之间的热阻。

如图 2 所示, 气膜冷却微元段热平衡方程为:

$$q_{c1} + q_{r1} = q_{c2} + q_{r2} = q_{\lambda} \quad (1)$$

式中:  $q_{c1}$ —火焰筒内壁面隔热涂层与冷却气膜对流

传热热流密度,  $W/m^2$ ;  $q_{R1}$ —火焰筒内壁面隔热涂层与高温燃气辐射传热热流密度,  $W/m^2$ ;  $q_{c2}$ —火焰筒外壁面隔热涂层与二次气流对流传热热流密度,  $W/m^2$ ;  $q_{R2}$ —火焰筒外壁面隔热涂层与燃烧室外壳内壁面辐射传热热流密度,  $W/m^2$ ;  $q_{\lambda}$ —火焰筒径向导热热流密度,  $W/m^2$ 。

### 1.3 计算方法

#### 1.3.1 $q_{\lambda}$ 的计算

导热热流密度  $q_{\lambda}$  的计算可近似用平壁传热方程式, 即:

$$q_{\lambda} = \frac{T_{wg} - T_{wc}}{\delta_i/\lambda_1 + \delta_w/\lambda_w + \delta_o/\lambda_2} \quad (2)$$

式中:  $T_{wg}$ 、 $T_{wc}$ —火焰筒内壁和外壁温度, K;  $\delta_i$ 、 $\delta_o$ 、 $\delta_w$ —火焰筒内、外壁隔热涂层及火焰筒金属壁面厚度, m;  $\lambda_1$ 、 $\lambda_2$ 、 $\lambda_w$ —火焰筒内、外壁隔热涂层及火焰筒金属导热系数,  $W/(m \cdot K)$ 。

#### 1.3.2 $q_{cl}$ 的计算

$$q_{cl} = h_f(T_{aw} - T_{wg}) \quad (3)$$

式中:  $h_f$ —气膜冷却气与火焰筒内壁对流传热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $T_{aw}$ —火焰筒绝热壁温, K。

绝热壁温  $T_{aw}$  可根据气膜冷却效果  $\eta_t$  来计算。气膜冷却效果  $\eta_t$  的定义为:

$$\eta_t = \frac{T_g - T_{aw}}{T_g - T_c} \quad (4)$$

式中:  $T_g$ —燃气温度, K;  $T_c$ —气膜冷却气进口温度, K。

通常认为绝热壁温  $T_{aw}$  可近似等于气膜冷却气边界层内混合气体平均温度, 于是有:

$$\eta_t = 1/[1 + C_m(\frac{x}{MS}) \frac{c_{pg}}{c_{pc}}] \quad (5)$$

式中:  $C_m$ —火焰筒内气体紊流混合系数, 一般取值 0.09~0.11;  $x$ —气膜射流离射流口的距离, m;  $S$ —射流口缝槽的宽度, m;  $c_{pg}$ —燃气定压比热容,  $kJ/(kg \cdot K)$ ;  $c_{pc}$ —气膜冷却气定压比热容,  $kJ/(kg \cdot K)$ ;  $\bar{M}$ —吹风比, 即气膜冷却气密度流与燃气密度流之比。

吹风比  $\bar{M}$  的定义为:

$$\bar{M} = \rho_c u_c / \rho_g u_g \quad (6)$$

式中:  $\rho_c$ 、 $\rho_g$ —气膜冷却气和燃气密度,  $kg/m^3$ ;  $u_c$ 、 $u_g$ —气膜冷却气和燃气速度, m/s。

气膜冷却气与火焰筒内壁对流传热系数  $h_f$  可由下述公式计算:

$$(1) \bar{M} \leq 1$$

$$\frac{x}{S} < 8 \text{ 时, } h_f = 0.00182\lambda_c(\frac{\rho_g u_g}{\mu_c})\bar{M}^{0.3} \quad (7)$$

$$8 \leq \frac{x}{S} < 60 \text{ 时, } h_f = 0.004\lambda_c(\frac{\rho_g u_g}{\mu_c})^{0.9}(x\bar{M})^{-0.1} \quad (8)$$

$$(2) 1 < \bar{M} < 2$$

$$\frac{x}{S} < 10 \text{ 时, } h_f = 0.057\lambda_c(\frac{\rho_c u_c}{\mu_c})^{0.7}x^{-0.3} \quad (9)$$

$$10 \leq \frac{x}{S} \leq 35 \text{ 时, } h_f = 6.39 \times 10^{-5}\lambda_c$$

$$(\frac{\rho_c u_c}{\mu_c})^{1.3}x^{0.3}\bar{M}^{-1.3} \quad (10)$$

$$(3) \bar{M} \geq 2$$

$$h_f = 0.02\lambda_c(\frac{\rho_c u_c}{\mu_c})^{0.8}d_n^{-0.2} \quad (11)$$

式中:  $\mu_g$ 、 $\mu_c$ —燃气和气膜冷却气粘性系数,  $N \cdot s/m^2$ ;  $\lambda_c$ —气膜冷却气导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $d_n$ —火焰筒内直径, m。

由以上公式可看出: 当吹风比  $\bar{M} > 1$  时, 气膜冷却气对流传热系数  $h_f$  主要取决于其流动参数; 当吹风比  $\bar{M} \geq 2$  时, 气膜冷却气与火焰筒内壁传热公式与一般管内紊流传热公式相同。

#### 1.3.3 $q_{R1}$ 的计算

火焰筒内壁隔热涂层与高温燃气辐射传热热流密度  $q_{R1}$  可由一维径向燃气辐射模型求得, 即:

$$q_{R1} = F\sigma\epsilon_g T_g^{1.5}(T_g^{2.5} - T_{wg}^{2.5}) \quad (12)$$

式中:  $F$ —壁面为非黑体而引入的修正系数;  $\sigma$ —史蒂芬—波尔兹曼常数,  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}W/(m^2 \cdot K^4)$ ;  $\epsilon_g$ —燃气黑度。

修正系数  $F$  在无隔热涂层时, 通常引入 Mc Adams 修正系数<sup>[9]</sup>, 即:

$$F = 0.5(1 + \epsilon_{w1}) \quad (13)$$

式中:  $\epsilon_{w1}$ —火焰筒内壁黑度, 通常取  $\epsilon_{w1} = 0.7$ 。

在有隔热涂层时, 修正系数  $F$  可取:

$$F = \epsilon_{ce} \quad (14)$$

式中:  $\epsilon_{ce}$ —隔热涂层黑度, 通常取  $\epsilon_{ce} = 0.5$ 。

燃气黑度  $\epsilon_g$  可由经验公式计算求得, 即:

$$\epsilon_g = 1 - \exp[-0.286Bp(rL)^{0.5}T_g^{-1.5}] \quad (15)$$

式中:  $B$ —亮度因子;  $p$ —燃气总压, MPa;  $r$ —油气质量比;  $L$ —射程平均长度, m。

亮度因子  $B$  由下式求得:

$$B = 3(C/H - 5.2)^{0.75} \quad (16)$$

或使用下式<sup>[10]</sup>:

$$B = 0.0366/H^2 \quad (17)$$

式中:  $C$ —燃料中碳含量;  $H$ —燃料中氢含量。

射程平均长度  $L$  由下式求得:

$$L = 3.6 \frac{V}{A} \quad (18)$$

式中:  $V$ —火焰筒体积,  $\text{m}^3$ ;  $A$ —火焰筒内表面积,  $\text{m}^2$ 。

### 1.3.4 $q_{c2}$ 的计算

火焰筒外壁面隔热涂层与二次气流对流传热热流密度  $q_{c2}$ 为:

$$q_{c2} = h(T_{wc} - T_c) \quad (19)$$

式中:  $h$ —火焰筒外壁面隔热涂层与二次气流对流传热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

传热系数  $h$  可用管内紊流传热式(11)计算。

### 1.3.5 $q_{R2}$ 的计算

$$q_{R2} = \sigma \left[ \frac{\epsilon_{w2}\epsilon_a}{\epsilon_a + \epsilon_{w2}(1 - \epsilon_a)} \frac{d_w}{d_a} \right] (T_{wc}^4 - T_a^4) \quad (20)$$

式中:  $\epsilon_{w2}$ —火焰筒外壁黑度;  $\epsilon_a$ —燃烧室外壳内壁黑度;  $d_w$ —火焰筒外直径,  $\text{m}$ ;  $d_a$ —燃烧室外壳内直径,  $\text{m}$ ;  $T_a$ —燃烧室外壳内壁温度,  $\text{K}$ 。

燃烧室外壳内壁温度  $T_a$  可取二次气流温度, 即:

$$T_a = T_c \quad (21)$$

## 1.4 求解步骤

火焰筒内外壁温计算步骤为: (1)根据燃气和气膜冷却气参数, 计算气膜冷却效果  $\eta_1$ 、绝热壁温  $T_{aw}$ 、气膜冷却气与火焰筒内壁对流传热系数  $h_f$  和燃气黑度  $\epsilon_g$ ; (2)根据二次气流参数, 计算火焰筒外壁面对流传热系数  $h$ 。(3)假设火焰筒内壁面温度  $T_{wg}$ ; (4)计算火焰筒内壁冷却气膜对流热流密度  $q_{c1}$  和火焰筒内壁隔热涂层与高温燃气辐射热流密度  $q_{R1}$ ; (5)计算火焰筒外壁温度  $T_{wc}$ ; (6)计算火焰筒外壁面对流热流密度  $q_{c2}$  和辐射热流密度  $q_{R2}$ ; (7)比较火焰筒内外壁面的总热流密度, 即

$$\Delta q = (q_{c1} + q_{R1}) - (q_{c2} + q_{R2}) \quad (22)$$

迭代计算的目标是: 找出  $\Delta q = 0$  时对应的火焰筒内壁温度  $T_{wg}$  和外壁温度  $T_{wc}$ 。

## 2 算例及结果分析

以燃用 10 号轻柴油的某环管型燃烧室火焰筒壁温计算为例, 进行设计状态下火焰筒内外壁温计算, 验证对火焰筒最高壁温的设计要求, 查找火焰筒一次主燃孔出现裂纹的可能原因, 并进行气膜冷却和隔热涂层对火焰筒内外壁温的影响分析。火焰筒筒壁金属材料导热系数  $25.1 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ , 厚度  $1.5 \text{ mm}$ 。内外筒壁隔热涂层厚度均为  $0.16 \text{ mm}$ , 导热系数  $2.5 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。火

焰筒为图 1 所示气膜冷却结构。

图 3 为设计状态下火焰筒有隔热涂层和气膜冷却时各层壁面沿火焰筒轴向温度分布。从图中可以看出, 火焰筒最高壁温未超过设计规定的  $950 \text{ }^\circ\text{C}$ , 壁面径向最大温差不超过  $41 \text{ }^\circ\text{C}$ , 轴向最大温差不超过  $220 \text{ }^\circ\text{C}$ , 轴向温度分布梯度较大的地方位于自空气旋流器衬套出口轴向距离  $0.132 \text{ m}$  的主燃孔附近。由于主燃孔前后附近壁温变化较大, 是热应力易集中的地方, 这为分析查找火焰筒一次主燃孔出现裂纹的原因提供了依据。

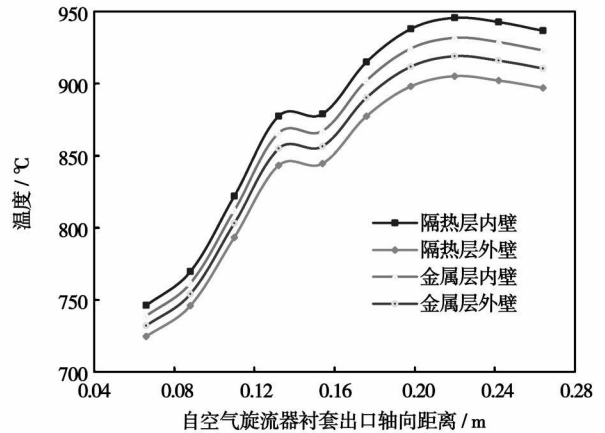


图 3 有隔热层和气膜冷却时火焰筒壁面温度分布

图 4 为火焰筒有隔热层而无气膜冷却时壁温轴向分布。从图中可以看出, 此时壁面径向最大温差达到  $96 \text{ }^\circ\text{C}$ , 轴向最大温差达到  $460 \text{ }^\circ\text{C}$ , 轴向温度分布梯度较大的地方仍位于主燃孔前后区域。

图 5 为气膜冷却对火焰筒金属壁面温度的影响分布。从图中可以看出, 由于采用了气膜冷却, 火焰筒金属层壁温得到了不同程度的下降, 最大下降达  $455 \text{ }^\circ\text{C}$ , 最小下降达  $242 \text{ }^\circ\text{C}$ , 且壁温越高的地方, 受气膜冷却效果越好。

图 6 为隔热涂层对火焰筒金属壁面温度的影响分布。从图中可以看出, 由于采用了隔热涂层, 火焰筒金属层壁温得到了不同程度的下降, 最大下降达  $214 \text{ }^\circ\text{C}$ , 最小下降达  $108 \text{ }^\circ\text{C}$ , 且壁温越高, 受辐射传热越强的地方, 涂层隔热效果越好。

图 7 和图 8 分别为隔热涂层厚度对火焰筒金属层外壁温度和内壁温度的影响分布。从两图可以看出, 隔热涂层越厚, 火焰筒金属层壁温越低, 随着隔热涂层厚度的增大, 获得的降温效果逐渐降低, 且隔热涂层厚度的变化对金属层壁温的影响不大。综合考虑火焰筒结构、工艺等因素, 隔热涂层厚度通常以  $0.15 \sim 0.3 \text{ mm}$  为宜。

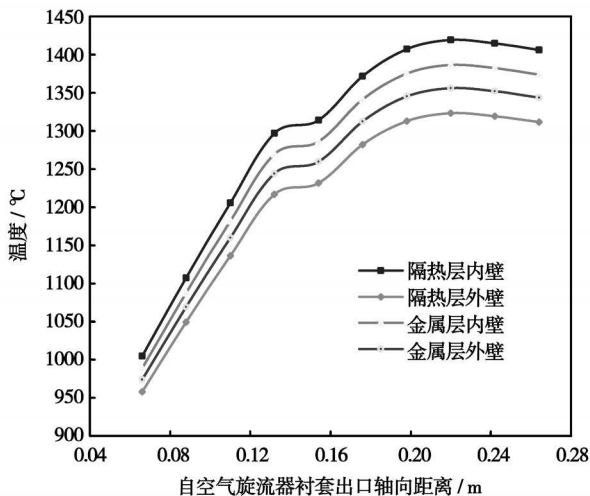


图 4 有隔热层而无气膜冷却时火焰筒壁面温度分布

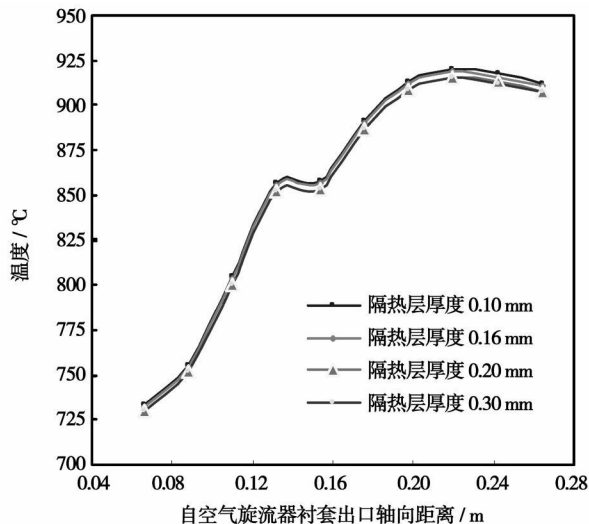


图 7 隔热涂层厚度对火焰筒金属层外壁温度的影响

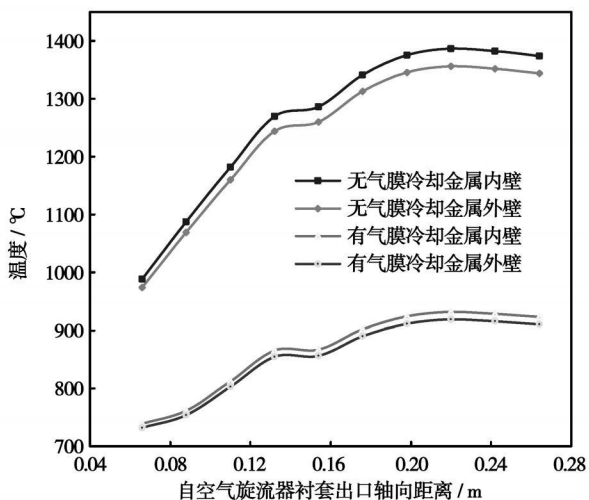


图 5 气膜冷却对火焰筒金属壁面温度的影响

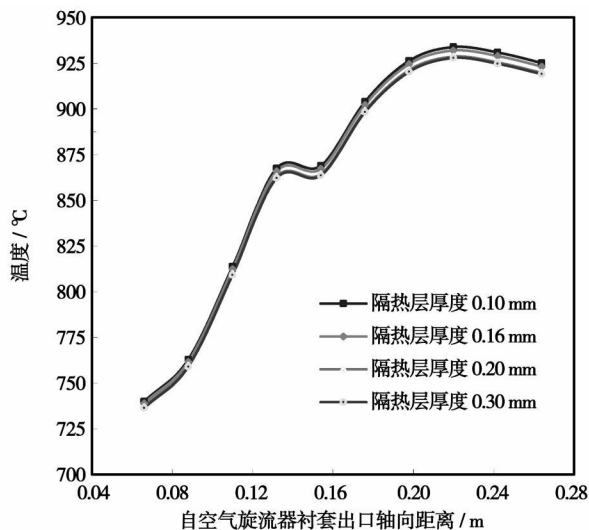


图 8 隔热涂层厚度对火焰筒金属层内壁温度的影响

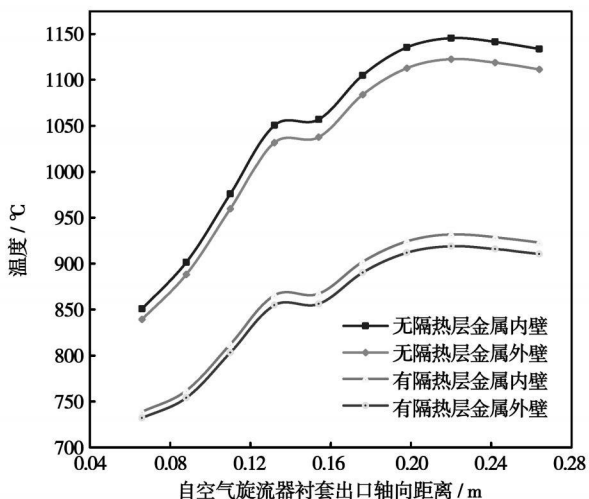


图 6 隔热涂层对火焰筒金属壁面温度的影响

### 3 结 论

(1) 建立有隔热涂层的气膜冷却火焰筒壁温计算模型和计算方法, 基于迭代法求解热平衡方程, 对某环管型燃烧室火焰筒壁温进行了求解和分析, 验证了对火焰筒最高壁温的设计要求。

(2) 通过对火焰筒壁温的计算和分析, 表明火焰筒一次主燃孔附近壁温分布梯度较大, 是热应力易集中的地方, 为查找火焰筒一次主燃孔出现裂纹的原因并进行结构改进提供了依据。

(3) 气膜冷却和隔热涂层能显著降低高温燃气与火焰筒壁面的热交换, 有效改善火焰筒壁温径向

(下转第 515 页)

氧气的消耗量作为判断火焰结束的标准。图 8 给出的是不同操作条件下氧气浓度由撞击中心至炉膛内壁的变化趋势。可以看出, 氧气在撞击火焰中心浓度最高, 在过渡区内越是靠近火焰中心氧气浓度越高, 当火焰结束后氧气浓度基本保持最小值不变; 在气化火焰存在的区域内, 随着氧油比的增加, 氧气浓度相应增大。不同氧油比的条件下, 氧气浓度都会在某个位置发生突变, 该突变位置与撞击火焰边缘相一致, 此时氧气量基本上在 0.03% 附近, 近似于零。也就是说对于这种气化燃烧火焰来说, 氧气的结束也就意味着火焰的结束。

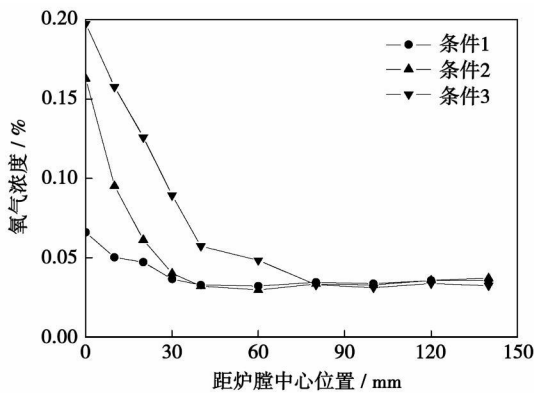


图 8 喷嘴平面不同操作条件与取样位置氧气浓度

### 3 结 论

利用图像灰度值的变化将气化炉内火焰图像分割为无火焰区、过渡区和主体区。通过对气化炉内喷嘴平面的气体浓度分布的研究表明, 相同操作条

件下, 无火焰区内各物质浓度基本保持不变。气体组成发生明显变化的区域产生在过渡区。CO<sub>2</sub>、O<sub>2</sub> 浓度的最高点出现在炉膛中心位置, 即气化火焰撞击中心; 随着撞击后火焰的衰减, CO<sub>2</sub>、O<sub>2</sub> 浓度逐渐降低, CO、H<sub>2</sub> 的浓度逐渐增加。当火焰结束后气体组成基本保持不变。

气体浓度的变化与火焰形状有密切关系, CO 与 CO<sub>2</sub> 收率的比值仍可以作为火焰结束的标志; 同时撞击区域内氧气量的消耗也可以作为判断气化火焰结束的依据, 当氧气浓度降到小于 0.03% 时认为火焰已经结束。

### 参考文献:

- [1] AG 盖顿, HG 伍福德. 火焰学[M]. 王 方译. 北京: 中国科学技术出版社, 1994.
- [2] TAMIR A. 撞击流反应器的原理与应用[M]. 伍 沅译. 北京: 化学工业出版社, 1996.
- [3] 龚 欣, 刘海峰. 新型水煤气气化炉[J]. 节能与环保, 2001(6): 15-17.
- [4] HAWTHORNE W R, WEDDELL D S, HOTTEL H C. Mixing and combustion in turbulent gas jets // Third Symposium on Combustion and Flame[C]. Williams & Wilkins, 1949.
- [5] HOTTEL H C. Fire modeling. International symposium on the use of fire models[C]. 1961, 32-47.
- [6] WADE R, GORE J P. Visible and chemical flame lengths of acetylene/air jet diffusion flame[C]. NISTR 5904; 1996; 41-52.
- [7] NEWMAN S J, WIECZOREK C J. Chemical flame heights[J]. J. Fire Safety, 2004, 39: 375-382.
- [8] 梁钦锋, 牛苗任. 撞击气化火焰边缘的分形特性[J]. 热动力工程, 2007, 22(1): 57-60.

(编辑 陈 滨)

(上接第 484 页)

和轴向分布, 对火焰筒起到很好的保护作用。从算例可看出, 前者可使火焰筒壁温平均降低 350 °C, 后者可使火焰筒壁温平均降低 160 °C。

(4) 隔热涂层厚度对火焰筒壁温影响很小, 厚度选取需综合考虑火焰筒结构、工艺等因素, 通常以 0.15~0.3 mm 为宜。

### 参考文献:

- [1] 侯晓春, 季鹤鸣. 高性能航空燃气轮机燃烧技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2002.
- [2] 韩介勤. 燃气轮机传热和冷却技术[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2005.
- [3] 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.

- [4] 焦树建. 燃气轮机燃烧室[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [5] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册: 第 9 册—主燃烧室[Z]. 北京: 中国航空工业出版社, 2000.
- [6] 李永康, 胡正义. 有隔热涂层的火焰筒壁温计算方法[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1997, 10(2): 27-31.
- [7] 胡正义, 陈志杰. 对气流膜冷却火焰筒壁温计算方法[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1993, 10(3): 21-25.
- [8] 李 彬, 程 波. 高温升火焰筒壁面及头部复合冷却设计分析[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2007, 20(3): 8-10.
- [9] 董志锐, 刘高文. 双层壁火焰筒二维壁温计算[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1999, 12(4): 25-29.
- [10] LEFEBVRE A H. Influence of fuel properties on gas turbine combustion performance[R]. AFWAL-TR-84-2104, 1985.

(编辑 韩 锋)

late unsteadily, triggering the inception of a spike type rotating stall and resulting in a concrete embodiment of overflow from the blade tip leakage at the leading edge. However, when the outlet back pressure is relatively low, the unsteady behavior of the clearance leakage flow has all along been relatively stable. **Key words:** clearance leakage flow, non-steady, near-stall operating condition, unstable

某电站燃气轮机温控系统故障分析= **Fault Analysis of the Gas Turbine Temperature Control System of a Power Plant**[刊, 汉]/ JIN Wei-wu (Wuxi Subsidiary, Harbin No. 703 Research Institute, Wuxi, China, Post Code: 214151), CHEN Cai-wang, HE Dong-lin, TIAN Ming-guan (Tarim Oil Field Sub-company, Southwest Tarim Power Company, Ze-pu Petroleum Base, China, Post Code: 844804)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(5). — 478 ~ 480

The authors have studied the fault phenomenon that has often befallen the gas turbine temperature control system of a power plant and performed a detailed analysis of the phenomenon in conjunction with a model for the above control systems. Through a comparison of the influence of various correction parameters of the above-cited model on control effectiveness, presented were the countermeasures for dealing with the faults of the control system in question. The tests under various operating conditions show that the countermeasures proposed can effectively eliminate the faults of the temperature control system, providing valuable experience for the commissioning tests and operation of gas turbine power plants of a similar type. **Key words:** gas turbine, temperature control system, fault

有隔热涂层的气膜冷却火焰筒壁温计算= **Wall Temperature Calculation of an Air-film Cooled Flame Tube with a Heat Insulation Coating**[刊, 汉]/ LI Ming-jia, LIN Feng, LI Wei-shun (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036), QU Zhe (Harbin Power Plant Engineering Co. Ltd., Harbin, China, Post Code: 150040)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(5). — 481 ~ 484, 515

With a thin-wall flame tube serving as an object of study, presented was a wall temperature calculation model and method for an air-film cooled flame tube with a heat insulation coating. By using the method in question, the wall temperature of the flame tube of an annular-tube combustor was calculated with the possible cause of a crack occurring to the primary main combustion hole of the flame tube being identified. In addition, the influence of the air-film cooling, heat insulation coating and its thickness on the radial and axial distribution of the flame tube wall temperature was also studied. The results of the study show that the maximum wall temperature of the flame tube at 946 °C can meet the design requirement for the maximum wall temperature of the flame tube. The wall surface temperature distribution gradient near the primary main combustion hole on the flame tube is relatively big, where a thermal stress concentration is liable to be located, providing an underlying basis for identifying the cause of any fault occurring to the flame tube. The air-film cooling and heat insulation coating can remarkably lower the wall temperature of the flame tube and effectively improve the wall temperature radial and axial distribution on the latter. The heat insulation coating thickness exercises a very small influence on the wall temperature of the flame tube. **Key words:** flame tube, heat insulation coating, air-film cooling, wall temperature calculation

并联型化工动力多联产系统主导因素与变工况特性= **Leading Factors and Off-design Operating Condition Characteristics of the Power Polygeneration System of a Parallel-type Chemical Engineering Unit**[刊, 汉]/ FENG Jing, NI Wei-dou, LI Zheng (Thermal Energy Engineering Department, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(5). — 485 ~ 489

Electric power is one of the main products of a polygeneration system. Therefore, it will unavoidably encounter load variation problems during its operation. From a load variation viewpoint, the authors have mulled how to design a polygeneration system to meet the requirements of an electric network. Through a detailed simulation analysis, two leading factors influencing the load variation ability of the parallel polygeneration system have stood out, i. e. design power/chemical ratio and synthetic unit capacity surplus. The relationship of the leading factors and the system load variation ability was shown in the form of a four-quadrant chart. In addition, the characteristics of the system operating during load variations were further analyzed. The results of the analysis reveal the law governing the load distribution between a power generation unit and chemical engineering one during the load variation operation of the polygeneration system as well as the