

气膜冷却火焰筒壁温的 数值计算方法

西北工业大学 朱长青 董志锐

关于火焰筒壁温,文献[1~4]均做过计算。一般采用了下列假定:①一维稳定紊流,②外套为绝热壁面,③忽略火焰筒内外壁面温差,④热辐射为一维模型,⑤忽略火焰筒壁面内的纵向导热,⑥忽略气膜段搭接处的接触导热,⑦忽略气膜段端面的对流换热,⑧忽略冷却空气在环形通道中的温升,⑨忽略物性随温度变化的影响。由于火焰筒为薄壁结构,③和④两假定不会带来大的误差;⑤—⑨的假定,与火焰筒的实际情况不符,会给壁温的计算带来较大的误差,本文舍弃了这些假定。

1. 壁温计算方法

考虑到波纹形气膜冷却火焰筒的结构和火焰筒壁面的换热情况,本文采用具有热辐射和对流换热边界条件的二维稳定导热过程的物理模型。在一气膜段中有三类节点:①边界节点1和 n ;②端部节点2和 $n-1$;③中部节点3,4,...,i,...,n-3,n-2(图1)。

各节点通用热平衡方程(图2)为

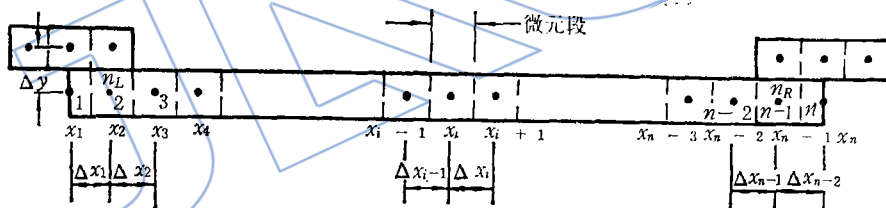


图1 物理模型简图

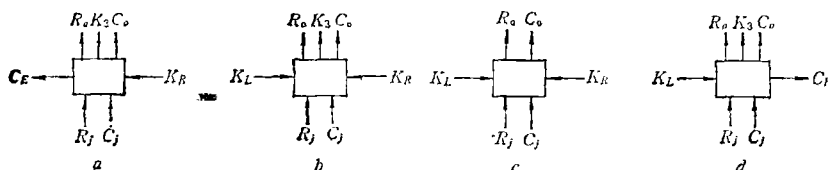


图2 热平衡示意图

$$R_j + C_j + K_L + K_R = R_o + C_o + C_E + K_3 \quad (1)$$

式中 R 为辐射热流, C 为对流热流, K 为纵向或接触导热热量;下标 j 、 o 、 E 分别指火焰筒内外壁侧及端面。对于左边界点1、端部节点2和 $n-1$ 、中部节点及右边界点 n , K_L 、 C_E 、 C_E

和 K_3 、 K_R 各项分别等于零。

燃气对内壁微元段和外壁微元段对外套的辐射热量分别为

$$R_{ji} = 0.5 A_{ji} \sigma (1 + \varepsilon_w) \varepsilon_{gi} T_{gi}^{1.5} (T_{gi}^{2.5} - T_{wi}^{2.5}) \quad (2)$$

$$R_{oi} = 0.4 A_{oi} \sigma (T_{wi}^4 - T_{ci}^4) \quad (3)$$

式中 A_{ji} 和 A_{oi} 分别为微元段 i 的内外表面积, T 为绝对温度, σ 为斯蒂芬——波尔兹曼常数。下标 g 、 w 、 c 分别指燃气、壁面和环道中的冷却空气。 ε_g 为燃气黑度^[5], $\varepsilon_g = 1 - \exp[-2.95 \times 10^4 LP(r)^{0.5} T_g^{-1.5}]$, 其中 L 为亮度因子, 主燃区 $L=4$, 补燃区 $L=3$, 掺混区 $L=2$; P 为燃气压力, r 为油气质量比, 射线平均行程 $l=0.6d$, d 为火焰筒内径。

冷气膜与内外壁及端面与冷却空气的对流换热热量分别为

$$C_{ji} = A_{ji} h_{ji} (T_{ri} - T_{wi}) \quad (4)$$

$$C_{oi} = A_{oi} h_{oi} (T_{wi} - T_{ci}) \quad (5)$$

$$C_{Ei} = A_{Ei} h_{oi} (T_{wi} - T_{ci}) \quad (6)$$

式中 A_{Ei} 为火焰筒气膜段端面面积, h_{ji} 、 h_{oi} 分别为气膜与内壁、外壁与空气的换热系数, T_r 为绝热壁温。式中 h_j 、 T_r 、 h_o 和 T_c 的计算方法均见文献^[6]。

节点 i 与 $(i-1)$ 和 $(i+1)$ 之间的纵向导热热量分别为

$$K_{Li} = A_{i-1} \lambda_{i-1} (T_{wi-1} - T_{wi}) / \Delta X_{i-1} \quad (7)$$

$$K_{Ri} = A_i \lambda_i (T_{wi+1} - T_{wi}) / \Delta X_i \quad (8)$$

式中 A_{i-1} 和 A_i 分别为 i 与相邻微元段的接触面积, λ_{i-1} 和 λ_i 均为平均导热系数。

K_{3i} 为火焰筒壁面微元段 i 与波纹带接触部分间的接触导热热量。由于波纹带内外壁面有冷却空气流过, 可假定其温度等于 T_{ci} , 由此 K_{3i} 可用下式计算:

$$K_{3i} = A_{3i} \lambda_{3i} (T_{wi} - T_{ci}) / \Delta y \quad (9)$$

式中 A_{3i} 为接触面积, λ_{3i} 为平均导热系数。

将(2)~(9)式中的有关项代入(1)式中的有关项, 取 $A_{oi} = A_{ji}$, $\varepsilon_w = 0.7$, $\sigma = 5.669 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$, 并将式中与 T_w 有关的一次项放在方程的左边, T_w 的高次项和其它项移到方程的右边, 从而得到如下的求解时使用的方程组:

$$-(A+B+C+D)T_{wi} + CT_{wi+1} = -E - (B-D)T_{ci} - F \quad (i=1) \quad (10)$$

$$GT_{wi-1} - (H+G+C+D)T_{wi} + CT_{wi+1} = -A_{ji}I - DT_{ci} - F \quad (2 \leq i \leq n_L \text{ 和 } n_R \leq i \leq n-1) \quad (11)$$

$$GT_{wi-1} - (H+G+C)T_{wi} + CT_{wi+1} = -A_{ji}I - F \quad (n_L < i < n_R) \quad (12)$$

$$GT_{wi-1} - (A+B+G+D)T_{wi} = -E - BT_{ci} - DT_{ci} - F \quad (i=n) \quad (13)$$

式中 $A = A_{ji} h_{ji}$, $B = h_{oi} (A_i + A_{ji})$, $C = A_i \lambda_i / \Delta X_i$, $D = A_{3i} \lambda_{3i} / \Delta y$, $E = A_{ji} h_{ji} T_{ri}$, $F = A_{ji} [0.4819 \times 10^{-7} \varepsilon_{gi} T_{gi}^{1.5} (T_{gi}^{2.5} - T_{wi}^{2.5}) - 0.2268 \times 10^{-7} (T_{wi}^4 - T_{ci}^4)]$, $G = A_{i-1} \lambda_{i-1} / \Delta X_{i-1}$, $H = A_{ji} (h_{ji} + h_{oi})$, $I = h_{ji} T_{ri} + h_{oi} T_{ci}$ 。

如果给定一组(或已知一组) T_{wi} 和 T_{ci} 的初值, 根据这组初值求出方程组中的各系数, 然后与 T_{wi} 和 T_{ci} 一同代入方程中, 该方程组就变成下列常系数三对角线性方程组:

$$\left. \begin{aligned} b_1 T_{w1} + C_1 T_{w2} &= d_1 \\ a_k T_{wk-1} + b_k T_{wk} + C_k T_{wk+1} &= d_k \quad (k=2, \dots, n-1) \\ a_n T_{wn-1} + b_n T_{wn} &= d_n \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

其中 a 、 b 、 c 和 d 的数值通过式(14)与式(10)~(13)的对比可以求得。由于该方程组为严

格对角占优,故有唯一确定的收敛解,可采用追赶法和迭代法求解 T_w 的温度场。本文先用追赶法求出 T_w 的一组初始值,然后用赛德尔迭代法计算。

方程组(10)~(13)的边界条件并不涉及其它气膜段的壁温,故对于波纹形气膜冷却火焰筒,独立地分段采用对流-导热耦合计算可同时求解壁面温度和二次空气温度的分布。

2. 计算结果和讨论

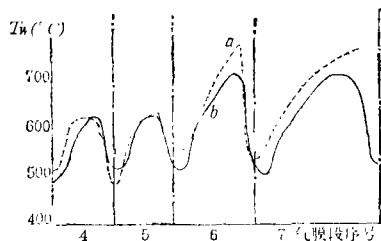


图3 斯贝-25火焰筒壁温分布曲线

(1) 图3示出了斯贝-25火焰筒第四到第七波纹形气膜段沿轴向的壁温分布曲线,其中曲线a为实测曲线,曲线b为本文的计算曲线;可以看出,两曲线符合得相当好。

计算表明:①纵向导入热通量与总输入热通量的比值,最大可达到50%,纵向导出热通量与总输出热通量的比值,最大可达到75%;②接触导热热通量与总输出热通量的比值,最大可达到80%;③端面放热的热通量为总输出热通量的2~4%;④环形通道中的冷却空气,在经过四个气膜段之后, T_c 的温升为 2.5°C ,相应的壁温变化约为 2°C 。

(2) 本文在计算壁温方法上做了较大的改进,建立了比较符合火焰筒壁面换热情况的物理模型,考虑到了以往文献没有考虑的影响壁温计算准确度的一些因素(考虑了纵向导热、接触导热、端面放热、变物性和冷气在环道中的温升等),并引用了比较切合实际的计算 ε_g 、 h_j 、 h_o 和 T_r 的公式,故计算结果与实测结果符合得相当好,比文献[1,4]的计算结果符合程度高。

本文前面所提到的以往文献所做的假定⑤~⑨中的诸因素,对壁温计算的准确度有相当大的影响,其中尤以纵向导热和接触导热不能忽略不计,因其热通量与 C_j 、 C_o 和 R_j 的热通量具有同一数量级。

在考虑了火焰筒壁面的纵向导热、接触导热和端面放热以后,轴向壁温分布趋于比较均匀,从而降低轴向壁温分布的高峰值;由此一气膜段壁温的高峰值并不像文献[4]所得出的出现在一气膜段的末端,而是在气膜段的中后部,这和实测的结果是一致的。

冷却空气沿火焰筒环形通道流动时的温升,在冷却空气流量较大的情况下可以忽略不计,但在流量较小的情况下,应当考虑。

本文提出的数值计算方法和计算机程序可用于波纹形气膜冷却火焰筒的设计和验算,对于钻孔式气膜冷却结构或其它气膜冷却结构的火焰筒,只要对边界条件作出相应的修改,仍然可用。

参 考 文 献

- [1] 朱长青,“涡轮喷气发动机火焰筒壁温计算”,工程热物理学报,2卷3期,1981,-8。
- [2] “A Proposed Method for Calculating Film-cooled Wall Temperature in Gas-turbine Combustion Chambers”, SME 4,1973.6.
- [3] 中国科学院力学研究所,“气膜冷却火焰筒壁温和热流量计算机程序”,力学情报,1976,4。
- [4] 黎明机械厂设计所,“斯贝-25火焰筒壁温计算”,1974,7。
- [5] D.R.Balla,“Estimation and Optimization of the Film Cooling Requirements in a Gas Turbine Combustion Chamber”, Granfield Report SME No.5.
- [6] 朱长青、董志锐,“气膜冷却燃烧室壁温的数值计算方法”,中国工程热物理学术讨论会,1986.10。

(责任编辑 杨帆)

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON HEATING CHOKE AND COMBUSTION INSTABILITY

Ji Heming, Zhang Xiaoxian, Liu Fengxian, Wang Hungzhao

(Shenyang Aeroengine Research Institute)

Abstract

A phenomenon of combustion instability with frequency 106Hz was found in afterburner of a turbofan engine at testbed. The traditional approaches for excluding combustion instability, such as resigning damping inner liner, changing fuel concentration distribution, appeared ineffective. Theoretical analysis and experimental investigation show that this combustion instability is a kind of heating choke due to aerodynamics of internal flow. This heating choke leads up to unstable burning in overall afterburner. The conditions of emergence of this combustion instability and approaches to eliminate it are elaborated in accordance with various test results.

NUMERICAL METHOD FOR CALCULATING WALL TEMPERATURE OF FLAME TUBE WITH FILM COOLING

Zhu Changqing and Dong Zhirui

(Northwestern Polytechnical University)

Abstract

This paper deals with a numerical method for calculating the wall temperature profile of turbo-jet flame tube with film cooling. The following factors affecting the accuracy of the calculation are considered: the longitudinal heat conduction in flame tube wall; the heat conduction at the interface of the film-cooled section with the corrugated strap; the convective heat transfer on two end surfaces of the film-cooled section; the temperature rise of cooling air in the annular cooling passage; the effects of temperature on physical properties. A sample computation using this numerical technique is performed for calculating the temperature profile of the corrugated film-cooled sections of spey-25 flametubes. Owing to improvement of the calculation method, the obtained temperature profile agrees quite well with the experimental one.