

## 数值模拟舰船排气引射装置的红外特性

林维德 邢平平<sup>√</sup> 张克然 杜朝辉

(上海交通大学应用物理系, 上海, 200030)

U665

**摘要** 采用  $k-\epsilon$  两方程模型和壁面函数法数值模拟舰船排气系统红外抑制装置缩比模型的湍流场和温度场分布, 经实验校模后利用自模化原理将数值模拟方法推广到实物装置上去, 在建立了观察点与装置有关区域之间看视关系后, 利用 Hottel 的区域法就可计算获得装置的红外辐射场分布。

舰船排气系统

**关键词** 红外抑制装置,  $k-\epsilon$  两方程模型, 壁面函数法, 红外特性模拟。

## 引言

舰船的排气系统是整个舰船系统中最主要的红外辐射源, 由于高温废气的影 响, 壁面温度高, 自身暴露面积又大, 所以排气系统的高温辐射在整个舰船的红外辐射中占最主要的地位, 以红外辐射强度的大小和导弹制导视角范围而言, 排烟道出口段往往是红外制导的主要目标, 因此对排气系统采用红外抑制措施尤为重要, 最新被安装在舰船排气系统上的红外抑制装置是由 A. M. Birk 和 W. R. Davis 在 1998 年提出的 The DRES Ball IRSS System, 其它国家也有类似装置, 国内外都对该类装置缩比模型和实物进行过测量, 但至今为止, 国内外都没对该类装置进行过理论计算, 我们对装置缩比模型的湍流场和温度场进行了数值计算, 经实验校模后利用自模化原理将数值模拟方法推广到实物装置上, 当得到装置高温废气和壁面温度分布, 建立观察点与装置有关区域之间的看视关系后, 利用 Hottel 的区域法就能获得装置的红外辐射强度分布。

## 1 排气系统红外抑制装置的数理模型

我们研究的红外抑制装置是一种引射器/多级扩压器型的红外抑制装置(见图 1), 图 2 是经变换后的装置示意图, 图 1 和图 2 中 EF 代表高温废气排入区域, AE, FO, BC, GH, JK, MN, SP, QR 均为冷空气引射区, 该系统包括四个与装置中轴线略有倾角的喷嘴, 一个混合筒和六个扩压环, 高温废气由四个喷嘴排入混合筒, 并引射喷嘴口与混合筒间隔中的冷空气, 冷热空气在混合筒壁内掺混, 降低废气的温度, 并且冷空气在混合筒壁形成气膜冷却, 隔绝了壁面与废气之间直接的热交换, 起了热屏蔽作用, 当废气经过混合筒与扩压环, 扩压环与扩压环之间间隙时, 也引射冷空气流入, 冷空气同样在扩压环壁面形成气膜冷却, 从实验结果来看, 排气系统采用了该装置后壁温降低到 30℃ 以下, 废气温度也降低了 150℃ 以上。

数值模拟该装置的红外辐射特性是一桩困难的工作, 因为该装置的红外特性是一个复

杂边界条件的流体和换热耦合在一起的问题,引射条件很难确定,具体建模方案如下:

(1) 本文研究的四喷嘴多级式叠加空气射流冷却器,严格讲是一个三维流场和温度场的问题.由于装置结构的轴对称性和气流的掺混作用,从实验数值发现流场分布和温度场分布仍具有对称性,这样可采用环形喷嘴来模拟四喷嘴.经计算表明,当环形喷嘴面积与四喷嘴总面积相等,环形喷嘴外径等于四喷嘴与混合筒之间最短径向距离时,计算值与实验值基本相符,这样三维流场和温度场问题可简化成二维轴对称的流场和温度场问题.

由于装置内温度变化范围不很大,装置内气体可看成是不可压缩的牛顿流体.

由于装置缩比模型雷诺数  $> 3.2 \times 10^5$ ,实物雷诺数  $> 1.4 \times 10^6$ ,装置内流场为湍流场.可采用标准  $\kappa$ - $\epsilon$  两方程模型.这样描述湍流运动规律的控制方程组列举如下(见下表):

坐标	通用形式, $\Phi = u, v, T, K, \epsilon$	源项
圆柱轴对称坐标系	$\frac{\partial(\rho u \Phi)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho v \Phi)}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial x} (\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x}) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial r}) + S$	$u, S = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (j \mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial r})$
	对 $u, v, T, K, \epsilon$ 扩散系数为:	$v, S = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x} (\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial r}) - \frac{2u_{eff} v}{r^2}$
	$u, v, \Gamma = \mu + \mu_t$	$\mu_{eff} = j \mu + \mu$
	$T, \Gamma = \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$T, S = 0$
	$K, \Gamma = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$K, S = G - \rho \epsilon$
	$\epsilon, \Gamma = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}$	$\epsilon, S = \frac{\epsilon}{K} (c_1 G - c_2 \rho \epsilon)$
	$\mu_t = C_\mu \frac{\rho \kappa^2}{\epsilon}$ $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$	$G = \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{v}{r} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\}$

表中  $\mu$  是流体分子粘性系数;  $\mu_t$  是湍流粘性系数,它是空间坐标的函数,取决于湍流流动状态,而不是物性参数;  $Pr$  代表分子 prandtl 数,可取 0.7.

标准  $\kappa$ - $\epsilon$  模型有关参数取值见下表.

$C_\mu$	$C_1$	$C_2$	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$	$\sigma_T$
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3	0.9~1.0

(2) 鉴于在壁面附近粘性支层内的速度梯度和温度梯度都很大,因而需布置相当多的节点.为节约计算时间和内存,我们采用壁面函数法,湍流流核中采用高  $Re$  数  $\kappa$ - $\epsilon$  模型,即在粘性支层内不布置任何节点,把与壁面相邻的第一内节点  $p$  布置在旺盛湍流区域,或称为对数规律层.壁面函数法的关键在于确定第一内节点  $p$  的有效扩散系数和  $\kappa, \epsilon$  的边界条件.结合固体壁面条件将有关关系式列出:

(a) 与壁面平行的流速  $u$ . 在壁面上,  $u_w=0$ . 第一内节点  $p$  与壁面的当量扩散系数  $\Gamma_w = \frac{u y_p^+}{2.5 \ln(9 y_p^+)}$ .  $y_p^+$  是无因次离壁面法向距离, 定义为  $y_p^+ = \frac{\rho k^{1/2} c_w^{1/4} y_p}{\mu}$ . 采用壁面函数法时  $y_p^+$  应满足  $y_p^+ \geq 11.5 \sim 30$ . 壁面切应力  $\tau_w \Gamma_w = \frac{\mu}{y_p}$ .

(b) 与壁面垂直的速度. 在壁面上  $v_w=0$ . 第一内节点  $p$  与壁面的当量扩散系数  $\Gamma_w=0$ .

(c) 温度. 鉴于冷空气在壁面的气膜冷却作用, 取绝热条件  $(\frac{\partial T}{\partial y})_w=0$ , 即热流密度  $q_w = \Gamma_w \frac{T_p - T_w}{y_p} = 0$ .

(d) 紊流脉动耗散功能,  $(\frac{\partial K}{\partial y})_w=0$ , 壁面上端流脉动动能当量扩散系数  $\Gamma_w=0$ .

(e) 脉动动能耗散率, 第一内节点上  $\epsilon_p = \frac{c_\mu^{3/4} K_p^{3/2}}{0.4 y_p}$ , 壁面上端流脉动动能耗散率的当量扩散系数  $\Gamma_w=0$ .

(3) 装置出口边界条件均按坐标局部单向化方式处理.  $\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial k}{\partial x} = \frac{\partial \epsilon}{\partial x} = 0$ .

(4) 装置对称轴边界条件: 对称轴上的径向速度为零, 其它  $\frac{\partial u}{\partial r} = \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\partial k}{\partial r} = \frac{\partial \epsilon}{\partial r} = \frac{\partial p}{\partial r} = 0$ .

(5) 在混合筒入口区域可分为高温废气入口区域和冷空气引射区域. 高温废气入口区域废气的速度和温度都取实验值. 引射区域的冷空气温度取环境温度, 速度采用自然边界条件. 即初值取零, 第一次迭代计算后将第二层节点上的速度值赋予第一层相应的节点. 引射区域的  $k$  值取平均动能的  $0.5 \sim 1.5\%$ ,  $\epsilon$  值取  $0.1 k^2$ ; 混合筒和扩压环, 以及压环之间的引射区域也同样处理.

(6) 由于采用 simple 计算方法, 所以要生成适体坐标系, 即所计算物体的边界与各坐标轴一一相符合的坐标系. 换言之, 要把物理平面上的控制方程及边界条件变换成计算平面上的形式. 在计算平面上用 simple 方法求解, 然后按节点之间的对应关系将解传送到物理平面上来. 由于该装置壁面有倾角, 我们实施了变换<sup>[3]</sup>(见图 2), 这样就成为规则边界了.

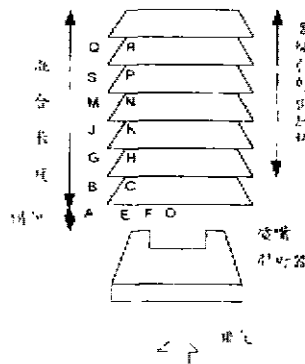


图1 燃气轮机红外抑制排气引射系统  
Fig. 1 Modern gas turbine infrared suppression exhaust system

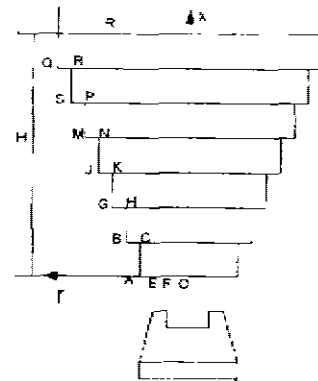


图2 装置变换图  
Fig. 2 Transformed device structure

(7) 暂不考虑装置内壁面和废气热辐射的影响, 因为考虑该项热辐射前后壁面和废气温度变化不大, 不超过原值的 1~2%, 但大大增加了计算时间, 故一般不予以考虑.

## 2 计算结果与分析

定义无量纲壁比温度  $T_w^* = \frac{T_w - T_{\infty}}{T_{in} - T_{\infty}}$  和气流比温度  $T_{out}^* = \frac{T_{out} - T_{\infty}}{T_{in} - T_{\infty}}$ . 式中  $T_{\infty}$  代表外界气温,  $T_w$  代表壁面温度,  $T_{out}$  代表装置出口处气流温度,  $\bar{T}_{in}$  代表混合筒入口处主气流和引射流的平均温度, 定义为  $\bar{T}_{in} = \frac{\int_0^R 2\pi r dr u c_p T_{in}}{\int_0^R 2\pi r dr u c_p}$ .

$$\bar{T}_{in} = \frac{\int_0^R 2\pi r dr u c_p T_{in}}{\int_0^R 2\pi r dr u c_p}$$

计算结果见图 3~6. 模型与实物之间的模化比为 1:4.5. 图中  $X/H$  代表装置相对高度,  $r/R$  代表装置相对径向位置.

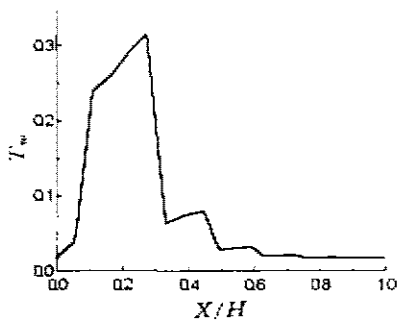


图3 模型 0.2 工况下壁比温度分布图  
Fig. 3 Temperature distribution on wall (Model 0.2)

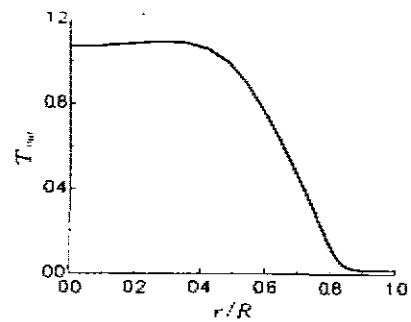


图4 模型 0.2 工况下出口处比温度分布图  
Fig. 4 Temperature distribution on outlet (Model 0.2)

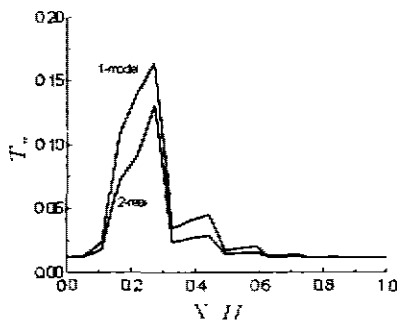


图5 模型与实物 1.0 工况下壁比温度分布图  
Fig. 5 Temperature distribution on wall (Model 1.0)

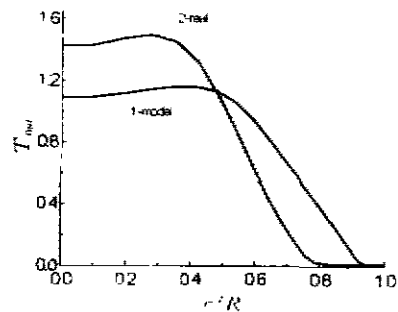


图6 模型与实物 1.0 工况下出口处比温度分布图  
Fig. 6 Temperature distribution on outlet (Model 1.0)

由计算结果可得出如下结论:

(1) 从计算结果看,模型壁温与实验结果基本相符,出口处气流温度稍高于实验值。在 0.2 工况时,出口处气流平均温度与实验平均值基本相符;在 1.0 工况时,出口处气流平均温度计算值高于实验平均值 10%。这主要因为在壁面存在气膜冷却效应,因此在理论建模时我们将壁面考虑成绝热壁面,事实上装置与外界之间仍存在着对流换热,在工况较大时,废气温度较高,必须考虑壁面的对流换热效应。

(2) 带有引射流的流体问题至今仍是流体力学领域中的一个难题,在本文中我们对引射流速度采用自然边界条件,从结果来看还是令人满意的。

(3) 与不加红外抑制装置的排气系统比较,显见红外抑制装置的优越性,它可大大地降低壁面温度,同时通过多级引射也降低了废气温度。从排气系统来讲,壁面的红外辐射占主要地位,若在排气系统外边包上绝热材料,其材料外表面温度仍比红外抑制装置表面温度约大于 1 倍左右,而且出口处废气温度比不包绝热材料更高。多级引射是降低废气辐射强度的好方法。

(4) 装置模型和实物装置间存在着几何相似,运动相似和动力相似,模化比为 1:4.5,换言之,模型的雷诺数远小于实物雷诺数,其余参数皆相同。但从图 5 和图 6 可见,模型的壁温比实物高,这种现象在混合段入口段最明显。随着流动和多级掺混的加剧,实物出口处壁温与模型出口处壁温相接近。由于模型的引射系数大于实物,即被引射的冷空气比例大,其结果是实物出口处气流温度高于模型。

计算结果表明,虽环境条件,进口条件相同,由于几何尺寸不一样,雷诺数和努谢尔数等准则数不同,系统内部换热没有保持相似,即几何相似的装置会有温度分布不相似。

计算出排气系统红外抑制装置壁面和废气温度后,建立装置与观察点之间看视关系后就可利用 Hottel 的区域法计算出红外辐射强度。该项工作结果将另文发表。

## REFERENCES

- 1 Cheng M Z. G. Calculation for Viscous Liquid Dynamics & Turbulent Engineer G, Beijing: Beijing Aeronautics College Press (陈矛章, 粘性流体动力学理论及紊流工程计算, 北京: 北京航空学院出版社), 1986, 293~350
- 2 Patankar S V. *Calculation for Conduction and Liquid Flow* (S. V. 帕坦卡, 传热与流体流动的数值计算, 合肥: 安徽科学技术出版社), 1984, 230~298
- 3 Tao W Q. *The Calculation for Conduction*, Xi'an, Xi'an Jiaotong University Press (陶文铨, 数值传热学, 西安: 西安交通大学出版社), 1988, 120~145, 220~134
- 4 Cheng H P. *Calculation for Flow Mechanics*, Beijing: Hydraulic & Electric Power Press (陈汉平, 计算流体力学, 北京: 水利电力出版社), 1995, 45~67
- 5 Wan X W. *Study of Naval Gas Turbine Infrared Suppression Exhaust Eductor*, Master's Thesis, Shanghai Jiaotong University (王先炜, 舰船燃气轮机红外抑制排气引射器的研究, 硕士学位论文, 上海交通大学), 1990
- 6 Wan X D. *Numerical Studies of Three-Dimensional Turbulent Flows and Thermal Radiation in the Eductor / Diffuser Infrared signature Suppression System*, Doctor's Thesis, Shanghai Jiaotong University (王晓岛, 引射器/扩压器型红外抑制装置三维湍流场及热辐射数值计算, 博士学位论文, 上海交通大学), 1991
- 7 Patankar S V, Spalding D B. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1972 15, 67~86

- 8 Launder B E, Spalding D B. *Mathematical Models of Turbulence*. Academic, New York, 1972
- 9 Birk A M, Davis W R. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1988, **111**:123~129
- 10 Birk A M, VanDan D. *Transactions of the ASME Journal of Engineering for GAS Turbines and Power*, 1994, **116**:75~81
- 11 Launder B E, Spalding D B. *Comp. Methods Appl. Mech. Eng.* 1974, **3**:269~289

## NUMERICALLY SIMULATED INFRARED CHARACTERISTIC OF MARINE EXHAUST EDUCTOR SYSTEM

LIN Wei-De XIN Pin-Pin ZHANG Ke-Ran DU Zao-Hui

(Department of Applied Physics, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030, China)

**Abstract** The  $\kappa$ - $\epsilon$  two-equation model and wall function were adopted to numerically simulate the turbulent flow and temperature field of the infrared suppression device of marine exhaust system. After experimental tests, the self-simulation principle was used to develop the numerical simulation method to physical device. The Hottel method was used to calculate the distribution of infrared radiation after the view-factor between viewpoint and device was established.

**Key words** infrared suppression device,  $\kappa$ - $\epsilon$  two-equation model, wall function, infrared characteristic simulation