

舰船排气系统红外抑制装置 的湍流场及温度场分析*

周绍荣 杜朝辉 陈汉平

(上海交通大学动力与能源工程学院, 上海, 200030)

U66486

摘要 采用数值计算方法对舰船排气系统红外抑制装置内的湍流场和温度场进行了研究. 针对装置内部具有的耦合传热作用, 采用整体求解法, 推导了界面上具有耦合传热时的控制体离散方程式, 界面上的辐射热流以附加源项的形式出现在离散方程中, 给出了引射处速度的确定方法. 与相应的实验结果比较表明, 本文的数值处理方法及计算结果是可靠的, 它是预测舰船排气系统红外辐射场分布的基础.

关键词 红外抑制装置, 耦合传热分析, 引射速度确定.

舰船排气系统
湍流场 温度场

ANALYSIS OF THE TURBULENT FLOW AND THERMAL FIELDS WITHIN THE INFRARED SIGNATURE SUPPRESSION DEVICE OF A MARINE GAS TURBINE EXHAUST SYSTEM*

ZHOU Shao-Rong DU Zhao-Hui CHEN Han-Ping

(School of Power and Energy Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030, China)

Abstract The flow and thermal fields within the infrared signature suppression (IRSS) device of a marine gas turbine exhaust system were investigated numerically. For the conjugate heat transfer within the device, an integrated solution method was adopted. The discretion equation was derived for the control volume with conjugate heat transfer at its interface, with the radiation heat flux at the interface appearing as an additional source term. The solution method of velocities at the entrance of secondary flow was presented. The numerical results agreed well with corresponding experimental data, which are the basis of the prediction of infrared radiation distribution of a marine gas turbine exhaust system.

Key words IRSS device, analysis of conjugate heat transfer, determination of pumping velocity.

引言

为了提高舰船对红外制导武器的防御能力, 现代舰船的燃气轮机排气系统的出口段大量使用红外抑制装置. 目前得到最广泛应用的是多级引射扩压环型的壁面气膜冷却装置. 冷却空气从各级扩压环的缝隙处被管内高温燃气引射, 使排气管壁面与热燃气隔离, 减少了热燃气对壁面的对流换热, 降低壁面温度, 有效抑制壁面的红外辐射. 在运行工况下, 该装置受到强迫对流换热, 导热及管壁与气体之间辐射换热的耦合传热作用. 国内外学者对此问题进行过理论或实验方面的研究^[1~4]. 因该装置比较庞大, 工程上均采用有选择性

的模型实验. 由于实验固有的局限性, 实验结果往往不尽人意. 这迫切要求发展一种有效的理论计算方法. 用于模拟该装置内的复杂流动传热问题. 对该问题进行研究能为我国军舰装备的论证提供一些参考, 在国防上具有重大意义. 因此本文建立了舰船排气系统红外抑制装置的流动传热数学模型, 并用数值方法对其进行了计算, 准确处理了管壁处的传热条件, 把计算出的红外抑制装置出口截面上的压力值作为反馈信息, 来调整二次流引射处的速度值大小, 并将计算结果与相应实验数据做了比较. 本文研究结果是进一步预测舰船排气系统红外辐射分布的基础.

* 国防预研基金(96. J2. 4. 2)资助项目

稿件收到日期 1999-08-30, 修改稿收到日期 1999-11-29

* The project supported by the Preliminary Research Foundation of National Defense

Received 1999-08-30, revised 1999-11-29

1 数学描述

在主流高温废气的作用下, 本文研究的排气引射冷却装置的多级扩压环具有引射管外环境冷却空气的作用, 因此本文涉及的是一个复杂边界条件下内部、外部混合流动及各种热交换方式耦合在一起的问题。结合舰船排气引射冷却装置的实际运行工况, 可以认为本文所研究的多级扩压环型排气管内部气流是不可压缩的常物性的定常湍流流动。

由于多级扩压环几何结构上的轴对称性, 从实测数据发现流场分布和温度场分布具有对称性, 因此可用二维圆柱轴对称坐标系下的流动控制方程描述排气引射冷却系统内的湍流运动规律, 描述本问题的控制方程包括连续性方程、动量方程及能量方程, 其通用形式为:

$$\frac{\partial(\rho\mu\Phi)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r\rho v\Phi)}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial\Phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r\Gamma \frac{\partial\Phi}{\partial r} \right) + S, \quad (1)$$

式(1)中, 通用因变量 $\Phi=1, u, v, T, k, \epsilon$ 符号含义及变量源项和湍流模型常数的取值详见文献[5]。

由于主流高温废气能通过各级扩压环缝隙处引射管外的环境冷却空气, 这是一个管内管外的混合流场问题, 因此本文采用扩大计算域的方法, 经计算, 计算域在 r 坐标方向的宽度延伸至 $1.8D$ (D 为图 1 中 AA 截面处的直径), 在 x 轴方向长度延伸至 $2L$ (L 为排气管高度, 见图 2), 即可方便地给定计算域边界条件。因对称性, 计算域仅取图 2 中以对称轴(边界 V)为中心的一半。

边界条件给定如下(这里暂不考虑环境风速的影

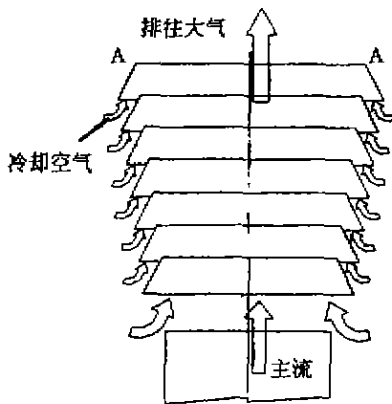


图 1 排气引射冷却装置示意图
Fig. 1 Schematic of exhaust injection cooling device

响)。边界 I: 该边界为主流进口边界, 所有参数给定第一类边界条件; 边界 II: 该边界为引射二次流边界, 直接通向大气, T 取大气温度的, 因速度 v 对引射量的贡献较小, 这里近似取为零, 先给速度 u 赋一个迭代初值, 详见下面的数值解法, k, ϵ 据 u, v 值按经验公式^[5]作为第一类边界条件给出; 边界 III: 该边界为延伸边界, T 为大气温度, $u=v=0, k, \epsilon$ 据 u, v 值按经验公式^[7]作为第一类边界条件给出; 边界 IV: 出流边界, 取各变量在边界的法向梯度为零; 边界 V: 对称边界, 除速度 v 为零外, 其余各变量在边界的法向梯度均为零。

采用区域离散方法 B 离散计算域, 在扩压环管壁上划分一个控制容积, 该固体区控制容积内的速度为零。在排气管的内壁面即气固交界面(见图 3 中的界面 e)处, 由能量平衡条件可得:

$$-\lambda_s \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_s = -\lambda_f \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_f + q_r, \quad (2)$$

式(2)中, λ 和 λ_f 分别为排气管管材和管内气体的导热系数, q_r 表示管壁表面单位面积的净辐射换热量, 以对外放热为正, 吸热为负, n 表示壁面外法向, 下标 s, f 分别表示固体和气体。在式(2)中引入了未知的辐射热流密度 q_r , 为使方程组封闭, 需补充 q_r 的计算式。这里考虑了管壁辐射及管内高温废气中的组分 CO_2 气体在 $3 \sim 5 \mu\text{m}$ 波段内的辐射^[6], 不计管外环境大气的辐射。

采用分区法^[6]计算 q_r , 将排气管内气体容积划分成 M 个气体控制体, 同时将管壁表面划分成 N 个子表面, 按照辐射换热的代数算法^[7]有:

$$q_r(i) = \frac{\epsilon(i)[5.67(T(i)/100)^4 - J(i)]}{1 - \epsilon(i)}, \quad (3)$$

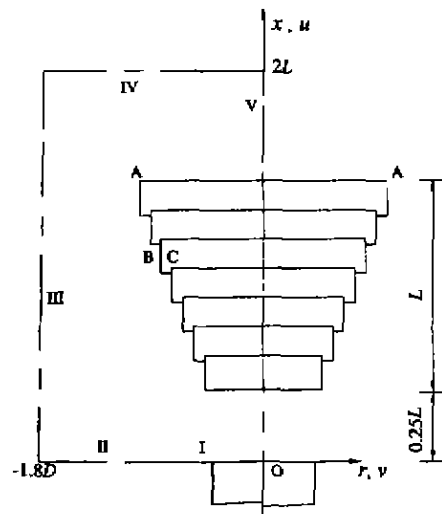


图 2 计算平面示意图
Fig. 2 Diagram of calculation plane

其中第 i 个管壁子表面的有效辐射 $J(i)$ 由下式确定:

$$J(i) = 5.67\epsilon(i)[T(i)/100]^4 + [1 - \epsilon(i)](\sum_{j=1}^N H_j X_{ij} + \sum_{j=1}^M H_j^s X_{ij}), \quad (4)$$

式(4)中, $\epsilon(i)$ 为黑度, X_{ij} 为角系数, 可由文献[7]查取, H_j 及 H_j^s 分别为管壁的所有其它子表面及管内高温废气中的 CO_2 气体对第 i 个管壁子表面的投射辐射力, 按文献[6]计算. 对某一段波长范围而言, 可近似认为气体是灰体, 这样可使计算得到相当简化^[6]. 这里假设高温废气中的 CO_2 气体在 $3\sim 5\mu\text{m}$ 波段内的辐射具有灰体性质.

式(1)~(4)及所给的计算域五个边界条件构成了所研究问题的完整的数学描述.

2 数值解法

本文采用 κ - ϵ 湍流模型和壁面函数法模拟所研究问题的湍流场和温度场分布, 使用控制容积积分法建立离散方程, 利用 SIMPLER 算法处理压力与速度耦合的问题, 对流-扩散项采用乘方格式, 用 SLUR 方法求解代数方程. 下面只着重介绍气固交界面即排气管壁面处具有耦合传热方式时能量方程的数值处理方法及引射处速度的确定方法.

2.1 管壁处耦合传热条件的处理

用附加源项法^[8]把式(2)所表示的气固交界面处的能量条件引入到能量方程的离散格式中, 现以气固交界面处固体控制容积 p 为例来说明. 如图3所示, 对 p 可列出以下能量平衡式:

$$Q_c = Q_w + Q_n + Q_e = (q_r + q_c)\Delta x, \quad (5)$$

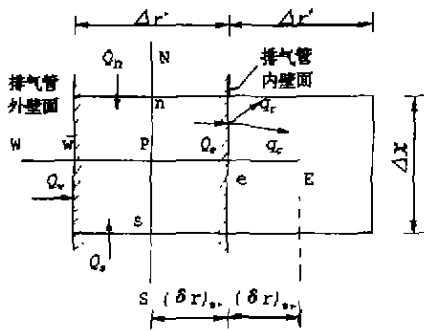


图3 气固界面上固体控制容积 p 的热平衡
Fig. 3 Schematic of thermal equilibrium at the interface of gas-solid control volumes

式(5)中, q_r, q_c 分别为气固界面上的辐射及对流热流密度, Δx 代表了 p 的界面面积, 由式(2)得:

$$Q_c = -\lambda_r \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r^-} \Delta x$$

$$= (-\lambda_r \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r^-} + q_r) \Delta x, \quad (6)$$

e^- 表示从固相侧趋近于气固交界面, e^+ 表示从气相侧趋近于气固交界面. 对式(6)进行离散可得:

$$Q_c = \frac{T_p - T_r}{(\delta Y)_{r^-} / \lambda_r} \Delta x = \frac{T_p - T_E}{(\delta Y)_{r^+} / \lambda_E} \Delta x + q_r \Delta x, \quad (7)$$

式(7)中已用 λ_r, λ_E 代替了式(6)中的 λ 及 λ_r . 由式(7)消去 T_r 得:

$$Q_c = \frac{T_p - T_E - q_r (\delta Y)_{r^+} / \lambda_E}{(\delta Y)_{r^-} / \lambda_r + (\delta Y)_{r^+} / \lambda_E} \Delta x, \quad (8)$$

将式(5)中的其它各项热量也用离散形式的表达式代入, 经整理后可得下列离散方程式:

$$a_r T_p = a_w T_w + a_E T_E + a_s T_s + a_n T_n + b, \quad (9)$$

其中

$$b = S_{\text{rad}} \Delta V, \quad (10)$$

$$S_{\text{rad}} = -\frac{1}{\Delta r} \left(\frac{r_r}{r_p} \right) \frac{q_r [(\delta r)_{r^+} / \lambda_E]}{(\delta r)_{r^-} / \lambda_r + (\delta r)_{r^+} / \lambda_E}, \quad (11)$$

式(9)中的其它各项的系数与不考虑辐射时的表达式完全相同, 参见文献[5]. 考虑辐射后只是引入了一个附加源项 S_{rad} . 类似地, 可知与气固界面相邻的气体控制容积(参见图3中的控制体 E)的附加源项为:

$$S_{\text{rad}} = -\frac{1}{\Delta r} \left(\frac{r_r}{r_E} \right) \frac{q_r [(\delta r)_{r^+} / \lambda_r]}{(\delta r)_{r^-} / \lambda_r + (\delta r)_{r^+} / \lambda_E}, \quad (12)$$

式中 r_r, r_E 及 r_p 分别表示界面 e , 节点 E 和节点 P 离装置中心轴(即计算域边界 V)的距离.

确定 S_{rad} 时需要知道 q_r , 而计算 q_r 要知道界面温度(见式(3)), 此值可据上一次迭代计算得出的界面两侧节点的温度插值得得. 对图3所示的气固界面, 由式(2)可得界面温度为:

$$T_r = \frac{T_p \lambda_r / (\delta r)_{r^-} - T_E \lambda_E / (\delta r)_{r^+} - q_r}{\lambda_r / (\delta r)_{r^-} + \lambda_E / (\delta r)_{r^+}}. \quad (13)$$

管内气体控制容积与环境(管壁及管内其它气体控制体)间的净辐射换热量按文献[6]计算, 这个净辐射换热量做为求解气体控制体能量方程的源项.

2.2 引射处速度的确定方法

在高温废气排往大气的出口处(图2中的AA截面), 由于属于自由淹没射流, 该截面上的压力应等于大气压, 因此可据计算出的AA截面上的压力值作为反馈信息来调整二次流引射处的速度值大小. 具体做法是:

在二次流引射处, 先假设一个速度, 经过一轮迭代后, 对计算得到的AA截面上的压力值取算术平均, 若这个压力平均值高于大气压, 说明假设的引射速度取

得偏小, 此时可适度增大引射处的速度, 以图 2 中的引射入口 BC 处为例, 新一轮迭代开始时, BC 处的速度可近似地按大气压与 BC 所在横截面上的压力平均值之差 ($P_{atm} - \bar{P}_{BC}$) 由伯努利方程确定, 并将此速度增大 5%~10% 作为新一轮迭代时已知的引射速度, 其它二次流引射处的速度按类似方法确定, 若计算出的 AA 截面压力平均值低于大气压, 说明假设的引射速度取得偏大, 此时应适度减小引射处的速度, 并以此作为新一轮迭代时已知的引射速度, 处理方法与上述类似, 直至算得的 AA 截面处的压力平均值与大气压之差小于一个预定的小量时, 即可认为流场计算已经收敛, 考虑到引射处的边壁效应, 计算中对引射量取了一个 0.8~0.85 的流量系数。

计算中采用大源项设置法^[1]使计算域内部的引射处速度取得给定值。

2.3 数值求解步骤

由于问题的强烈非线性, 整个求解过程必然具有迭代性质, 迭代计算步骤如下: (1) 采用 SIMPLER 算法迭代求出收敛的速度场分布; (2) 给 T 及管壁单位面积净辐射换热量 $q_w(i)$ 赋迭代初值, 用线迭代法计算温度场分布; (3) 用所得的温度分布, 按式 (13) 计算气固界面处的温度, 并按文献 [6] 中的方法计算管内气体控制容积的净辐射换热量, 以此做为求解气体控制体能量方程的源项; (4) 按计算出的界面温度及式 (4) 计算管壁子表面的有效辐射 $J(i)$, 从而按式 (3) 计算 $q_w(i)$; (5) 用算出的 $q_w(i)$ 按式 (11) 或 (12) 计算出相应的附加源项, 并重新求解温度场; (6) 返回步骤 (3), 直到满足下列收敛条件为止: 前后两次迭代温度场的最大相对偏差不超过 10^{-4} 。

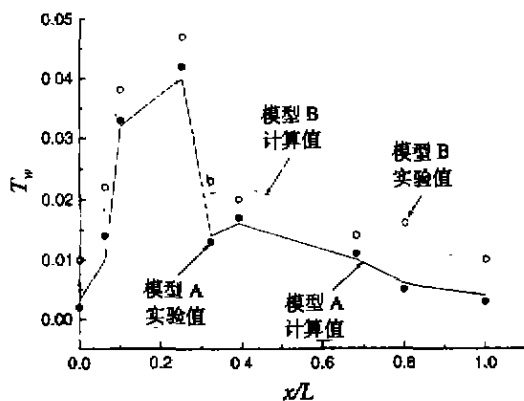


图 4 排气管壁面比温度分布
Fig. 4 Specific temperature distribution on the wall

3 计算结果及分析

本文全部参数都做了无因次处理, 为了便于与实测结果进行比较, 计算中采用的几何条件及工况参数与相应模型实验的相同, 由于本文最关心的是温度分布 (湍流场的计算结果只是为了使温度方程能在已知的流场上进行求解), 这里仅给出两种尺寸模型的排气管壁温分布与排气引射冷却装置出口处废气温度分布的计算结果及其与相应实验结果的比较。

图 4 表示的是排气管壁面无因次比温度 T_w 分布, 其中 L 表示排气管高度, x 表示坐标位置 (见图 2)。从图 4 中可见, 起初壁温沿流向是增加的, 到达某一位置后, 由于各级引射空气在管壁表面产生了气膜冷却作用, T_w 沿流向又呈下降趋势并保持到装置出口处, 从图 4 中可发现, 数值计算结果与实测数据符合较好, 结果表明, 通过多级扩压环引射冷却空气, 壁面温度得到有效降低, 由此使得该装置相应的红外辐射强度 (处于 $3\sim 5\mu\text{m}$ 波段内的中红外信号) 将减少 95%~99%^[3]。图 4 表明, 大尺寸模型 (模型 A) 的壁温小于小尺寸模型 (模型 B) 的, 这是因为大尺寸模型的管壁厚度已明显小于各级扩压环间的缝隙宽度, 气膜冷却效果很强, 并随雷诺数的增大气膜冷却效果相应增加 (与文献 [3] 的结论一致)。

图 5 表示的是装置出口处废气的无因次比温度 T_{out} 分布, 其中 R 表示出口处截面半径, r 表示坐标位置 (见图 2)。从图 5 中可见, 从装置的中心轴沿径向至排气管壁面处, 气流温度是单调下降的, 说明各级扩压环引射环境空气产生的气膜冷却效果是明显的, 图 5 表明, 本文数值计算结果与实测结果符合较好。

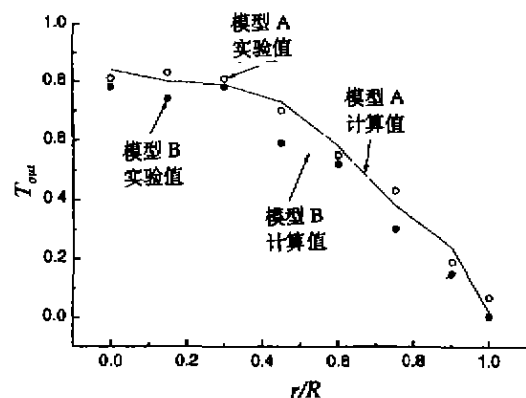


图 5 出口处废气比温度分布
Fig. 5 Specific temperature distribution of exhaust gas at the outlet of the system

4 结语

本文对燃气轮机排气引射冷却系统内气固界面处具有耦合传热方式的问题,用附加源项法将界面能量条件方便地引入到能量方程的离散格式中,准确模拟了管壁表面的传热条件,明确给出了引射处速度的确定方法.与相应的实验结果比较表明,本文的数值处理方法及计算结果是可靠的.用此计算方法,就能很方便地研究装置的几何尺寸对红外抑制效果的影响,对装置的优化设计有指导作用.

REFERENCES

- [1] LIN Wei-De, XING Ping-Ping, ZHANG Ke-Ran, *et al.* Numerical simulation on the infrared characteristic of marine exhaust eductor systems, *J. Infrared Millim. Waves* (林维德,邢平平,张克然等.数值模拟舰船排气引射装置的红外特性,《红外与毫米波学报》),1998,17(2): 107-112
- [2] Birk A M, Davis W R. Suppression of the infrared signatures of marine gas turbines, *ASME J. Eng. for Gas Turbines and Power.*, 1989,111(1): 123-129
- [3] Birk A M, Vandam D. Infrared signature suppression for marine gas turbine: comparison of sea trail and model test result for the DRES Ball IRSS system, *ASME J. Eng. for Gas Turbines and Power.*, 1994,116(1): 75-81
- [4] ZHONG Fang-Yuan, DAI Yu. The effects of scale factor on the aero-thermodynamic and infrared radiation performance of naval gas turbine system with infrared signature suppression device, *ASME Paper*, 93-GT-232, 1993
- [5] TAO Wen-Quan. *Numerical Heat Transfer*. Xi'an: Xi'an Jiao tong University Press (陶文铨.数值传热学,西安:西安交通大学出版社), 1988, 7
- [6] BIAN Bai-Hui. *Analysis and Computation of Radiation Heat Transfer*. Beijing: Tsinghua University Press (卞伯绘.辐射换热的分析与计算,北京:清华大学出版社), 1988, 10
- [7] Sparrow E M, Cess R D. *Radiation Heat Transfer* (augmented edition), McGraw-Hill Book Company, 1978.
- [8] Patankar S V, Baliga B R. Computation of heat transfer and fluid flow, Course Notes-A University of Minnesota Short Course for Engineers and Scientists, Minneapolis, Minnesota, 1981