

文章编号: 1000-8055(2001)04-0370-06

高温下加热/冷却管内参与性介质的辐射 与对流耦合换热研究

夏新林^{1,2}, 黄 勇², 刘顺隆¹, 谈和平²

1 哈尔滨工程大学 动力工程系, 黑龙江 哈尔滨 150001;

2 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001

摘要: 本文通过数值模拟方法研究了高温下加热/冷却管内层流充分发展流动的参与性介质热起始段的辐射与对流耦合换热。采用离散坐标法求解圆柱坐标系下的非线性积分微分辐射传递方程, 采用有限差分法求解辐射与对流的耦合换热能量方程。通过计算, 分析了不同壁温及入口温度下, 介质导热系数、壁面发射率、介质散射反照率及散射相函数等因素对局部努谢尔数、壁面热流密度及有效加热/冷却长度的影响, 并同时采用努谢尔数和壁面热流密度评价了耦合换热中辐射对对流换热的影响。

关键词: 辐射与对流耦合换热; 加热/冷却管; 参与性介质; 数值模拟

中图分类号: TK124

文献标识码: A

1 引言

参与性介质内辐射与对流的耦合换热是一种广泛存在的传热方式, 在涉及高温或入射辐射的工业技术中有重要的应用背景, 如高温换热器、核反应堆安全、燃烧室中的燃烧与传热等^[1,2]。90 年代以来, 一些新技术的发展为辐射与对流的耦合换热研究提供了新的应用领域, 如火箭与导弹的高焓喷管技术(4000 K)、新一代超高温气冷堆技术(3500 K)、材料的热泳沉积加工以及太阳能驱动高温热化学反应(2000 K)^[3~5]等。目前对辐射与对流耦合换热的研究, 着重于了解辐射与对流这两种传热方式的相互作用, 即流场不受换热温度场的影响^[6]。除工程性计算外, 关于机理和规律性的研究多以层流为对象^[7,8]。对辐射换热的研究已由早期的一维辐射传递模型和近似计算, 发展为考虑多维辐射传递模型和采用比较精确的区域法、蒙特卡洛法、离散坐标法等数值计算方法^[6,8,9]。

本文研究高温下, 定壁温加热/冷却管内参与性介质的辐射与对流耦合换热, 介质在管内的流

动为层流充分发展流动。采用离散坐标法求解圆柱坐标系下的非线性积分微分辐射传递方程, 在参考文献[9]的基础上, 进一步分析辐射换热对管内热起始段温度分布及对流换热规律的影响。

2 物理模型与控制方程

考虑圆管内参与性灰介质的辐射与对流耦合换热。假设介质与管壁热物性为常数, 管内速度分布为流动已充分发展的层流泊肃叶分布, 热边界层正在发展, 介质入口温度为 T_{in} , 管壁温度为 T_w , 管壁无限长, 管入口具有黑体表面性质。柱坐标系下, 参与性介质的辐射与对流耦合换热的能量方程为:

$$\rho c u \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) - k_a \left(4\sigma T^4 - \int_{\Omega} I d\Omega \right) \quad (1)$$

式中: ρ , c , λ 和 k_a 分别为介质的密度、比热、导热系数和吸收系数; σ 为 Stefan-Boltzman 常数; Ω 为空间立体角; 轴向速度 $u = 2\bar{u}[1 - (2r/D)^2]$, $\bar{u}$ 为管截面平均速度, D 为圆管直径; I 为定向辐射

收稿日期: 2001- 04- 10; 修订日期: 2001- 07- 10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50076010)

作者简介: 夏新林(1966-), 男, 哈尔滨工业大学能源科学与工程学院副教授, 博士后

强度,由辐射传递方程确定。

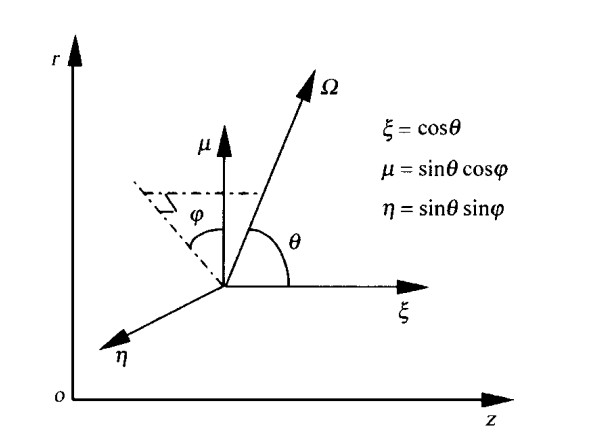


图 1 求解辐射传递方程的系统坐标系与局部坐标系
Fig 1 System ic coordinate and local coordinate
for radiative transfer solution

在圆柱坐标系下,采用如图 1 所示的坐标系,辐射传递方程的形式为:

$$\frac{\mu}{r} \frac{\partial(rI)}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial(\eta I)}{\partial \varphi} + \xi \frac{\partial I}{\partial z} = -\beta I + k_a \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{k_s}{4\pi} \int_{\Omega'} P(\Omega' \rightarrow \Omega) I d\Omega' \quad (2)$$

式中: $\beta = k_a + k_s$ 为介质的衰减系数, k_s 为散射系数; $P(\Omega' \rightarrow \Omega)$ 为散射相函数; μ, η 和 ξ 表达式如图 1 所示。

3 辐射传递方程的离散及求解

对于离散坐标法的 S-N 模型, 4π 空间总共可以离散为 $n = N \times (N + 2)$ 个方向,离散坐标的方向取值满足在坐标原点的反射对称性及沿各离散坐标的旋转不变性。考虑到圆周方向无变化,即 η 方向的对称性,可离散为 $n/2$ 个方向。

对于离散的空间方向, (2) 式中的积分项可以表示为:

$$\int_{\Omega'} P(\Omega' \rightarrow \Omega) I d\Omega' = \sum_j P(j \rightarrow i) W_j I_j \quad (j = 1, \cdots, n/2) \quad (3)$$

对于某一节点在任一离散方向 i 上的辐射强度 I_i , 可得到如下形式的离散坐标方程:

$$\frac{\mu_i}{r} \frac{\partial(rI_i)}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\alpha_{i+1/2} I_{i+1/2} - \alpha_{i-1/2} I_{i-1/2}}{W_i} + \xi_i \frac{\partial I_i}{\partial z} = -\beta I_i + k_a \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{k_s}{4\pi} \sum_j P(j \rightarrow i) W_j I_j \quad (4)$$

式中 $I_{i-1/2}$ 和 $I_{i+1/2}$ 分别为上一个离散方向和下一个离散方向与本离散方向界面间的辐射强度值,

系数 $\alpha_{i+1/2}$ 有如下递推关系:

$$\alpha_{i+1/2} - \alpha_{i-1/2} = W_i \mu_i \quad (i = 1, \cdots, N_i) \quad (\xi_i \text{ 不变}) \quad (5)$$

N_i 为对每个不同的 ξ 角度所取的离散方向个数。

对控制容积进行积分, 并且利用关系式:

$$I_i = f_r I_i^e + (1 - f_r) I_i^s = f_z I_i^e + (1 - f_z) I_i^s = f_\mu I_{i+1/2} + (1 - f_\mu) I_{i-1/2} \quad (6)$$

将控制方程中下游界面的辐射强度值消去, 进行迭代计算。式中, 辐射强度的上标 e 和 s 分别表示控制容积下游界面和上游界面的值。 f_r, f_z 和 f_μ 为系数, 为尽快将上游的信息传递到下游, 其取值为 $[0.5, 1]$ 。计算过程中, 利用式 (6) 计算下游的辐射强度可能得到负值, 这时取下游值辐射强度为零, 重新计算节点的辐射强度。

4 计算结果分析

本文考察相关参数变化对当地努谢尔数和壁面热流密度的影响。如非特别声明, 计算中各参数的取值为: 圆管直径 $D = 0.2 \text{ m}$ 、管截面平均流速 $\bar{u} = 0.3 \text{ m/s}$ 、管壁面发射率 $\epsilon_w = 1.0$; 介质的导热系数 $\lambda = 1.0 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ 、热扩散率 $\kappa = 0.0004 \text{ m}^2/\text{s}$ 、衰减系数 $\beta = 2.5 \text{ m}^{-1}$ 。某截面的平均温度 $\bar{T}$ 和当地的对流换热努谢尔数 Nu^C 定义为:

$$\bar{T} = \frac{\int_0^R T \cdot u \cdot r \, dr}{\int_0^R u \cdot r \, dr} \quad N u^C = \left. \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) \right|_w \cdot D / [2(T_w - \bar{T})] \quad (7)$$

不考虑辐射时的纯对流换热壁面热流密度 q_n , 考虑辐射时 (耦合换热情况) 壁面处的对流换热热流密度 q_c 、辐射换热热流密度 q_r 和总热流密度 q_t 分别为:

$$\left. \begin{aligned} q_n &= -\lambda \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) \Big|_w \\ q_c &= -\lambda \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right) \Big|_w \\ q_r &= \sum \mu W_i I_i \\ q_t &= q_c + q_r \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

4.1 吸收性介质的辐射与对流耦合换热

图 2~ 图 5 给出了流体为吸收性介质时, 加热与冷却管内对流换热的局部努谢尔数、壁面热流密度以及耦合换热的壁面总热流密度在不同情况下的计算结果。对加热管, 介质入口温度 $T_{in} = 773 \text{ K}$; 对冷却管, 壁面温度 $T_w = 773 \text{ K}$ 。可以看出, 高温下辐射在吸收性介质与管壁的换热中的作用很重要。等壁温时, 无论加热管还是冷却管, 与只有对流换热的非参与性介质相比, 在相同的

条件下,耦合换热都促进了管内介质温度场的发展,使管内的截面平均温度更快地接近壁面温度;相应地,壁面热流密度迅速减小(图 2 和图 3 中, q_t 与 q_n 的曲线比较)、有明显加热/冷却作用的管壁长度大幅度减小。例如, $T_w = 1000\text{ K}$ 时,加热管的明显作用长度减小为无辐射时的 $1/3$ 左右(图

温度分布趋于平坦,壁面附近的温度梯度降低,从而造成耦合换热中的对流换热壁面热流密度小于

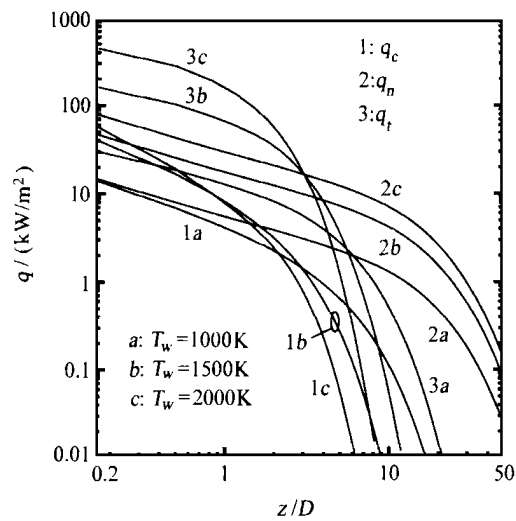


图 2 辐射对加热管壁面热流密度的影响
Fig. 2 Effect of radiation on wall heat flux of heated tubes ($T_{in} = 773\text{ K}$)

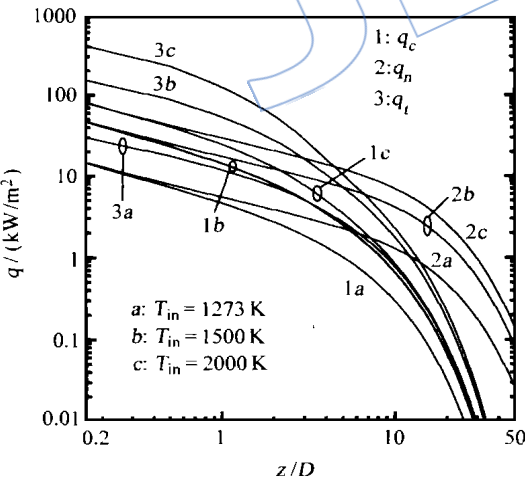


图 3 辐射对冷却管壁面热流密度的影响
Fig. 3 Effect of radiation on wall heat flux of cooled tubes ($T_w = 773\text{ K}$)

2 中 2a 与 3a); $T_{in} = 1500\text{ K}$ 时,冷却管的明显作用长度减小为无辐射时的 $1/2$ 左右(图 3 中 2b 与 3b)。由于辐射换热影响的全场性,使管内的截面

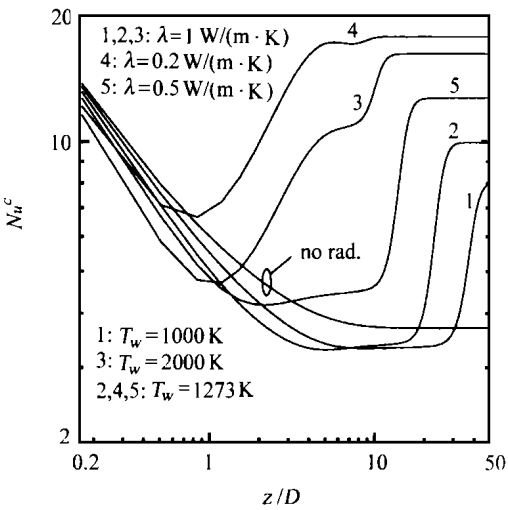


图 4 导热系数及壁温对加热管壁面 Nu_c 的影响
Fig. 4 Effects of medium thermal conductivity and wall temperature on Nu_c of heated tubes ($T_{in} = 773\text{ K}$)

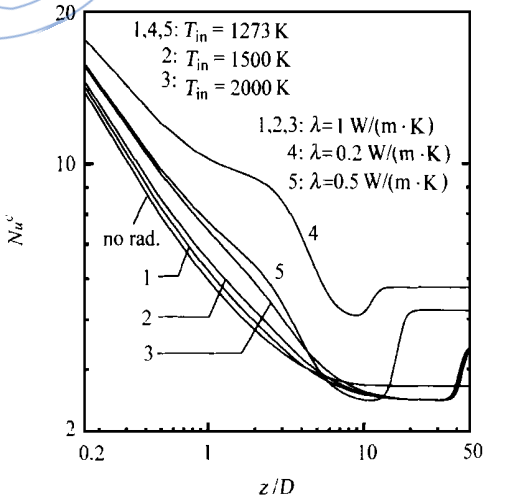


图 5 导热系数及壁温对冷却管壁面 Nu_c 的影响
Fig. 5 Effects of medium thermal conductivity and wall temperature on Nu_c of cooled tubes ($T_w = 773\text{ K}$)

单纯对流换热的壁面热流密度(图 2 和图 3 中, q_c 与 q_n 的曲线比较)。

在加热管中,离入口较近的一段区域内耦合换热中的 Nu_c 小于纯对流换热的 Nu_c (图 4);这与由对图 2 分析得出的在耦合换热中,辐射换热抑

制了对流换热的结论一致。但在离开入口一定距离后,耦合换热中的 Nu^c 开始增大,并最终大大超过纯对流换热的 Nu^c 值。这似乎表示,在该区域内辐射换热增强了对流换热。而在冷却管内(图 5),自入口开始的相当一段区域内,耦合换热中的 Nu^c 都大于纯对流换热的 Nu^c 。表面上看,这种现象的出现似乎与图 2 和图 3 的结果相悖。出现这种现象是由于努谢尔数不但与壁面处的温度梯度 $|(\partial T/\partial r)|_w$ 有关,而且与壁温和截面平均温度之差 $|T_w - \bar{T}|$ 有关。在加热管中,介质温度低,壁面温度高,介质的吸收与壁面的发射能力控制辐射换热。在离入口较近区域,壁面对贴壁处介质的辐射加热作用远大于对轴线附近中心区的加热作用,使 $|(\partial T/\partial r)|_w$ 的减小程度大于 $|T_w - \bar{T}|$ 的减小程度,于是耦合换热中的 Nu^c 小于纯对流换热的 Nu^c 。随着离入口距离的增加,轴线附近中心区介质获得来自上游壁面的辐射加热增强,逐渐使 $|(\partial T/\partial r)|_w$ 的减小程度小于 $|T_w - \bar{T}|$ 的减小程度,导致耦合换热中的 Nu^c 大于纯对流换热的 Nu^c 。在冷却管中,介质温度高,壁面温度低,介质的发射与壁面的吸收能力控制辐射换热。轴线附近中心区介质温度高,发射能力大于贴壁处介质的辐射能力,因此轴线处的辐射换热比壁面处的辐射换热强烈,轴线处温度的发展也比壁面处快。所以自入口开始, $|(\partial T/\partial r)|_w$ 的减小程度就小于 $|T_w - \bar{T}|$ 的减小程度,导致耦合换热中的 Nu^c 大于纯对流换热的 Nu^c 。这表明对于辐射与对流耦合换热问题,努谢尔数与热流密度都只能部分的反应换热时的信息,同时采用努谢尔数和热流密度进行热评价能更充分地、正确地反映耦合换热换热的情况。

介质导热系数对耦合换热有很大影响。随导热系数的减小,辐射换热作用增强,在一定条件下使耦合换热中的 Nu^c 迅速增大。例如图 4 和图 5 中的曲线 4,虽然温度最低($T_w = 1273\text{ K}$ 或 $T_{in} = 1273\text{ K}$),但由于介质导热系数最小($\lambda = 0.2, 0.1\text{ W/m}\cdot\text{K}$),除加热管入口附近外, Nu^c 是各种情况中最大的。

管壁发射率对耦合换热也有重要影响。以加热管为例,随管壁发射率 ϵ_w 的降低,其通过辐射直接向管内介质加热的能力减小。耦合换热的能量传递途径趋于由壁面以导热方式加热壁面附近介质,再由该区域介质以导热和热对流方式加热

其临近介质,同时以辐射方式加热管中心区域的介质。这使得贴壁处介质的温度梯度随 ϵ_w 的降低而增大,从而导致 Nu^c 增大,如图 7 所示;相应地, q_c 也逐渐增大,如图 6 中曲线 1a~1c。但由于 ϵ_w

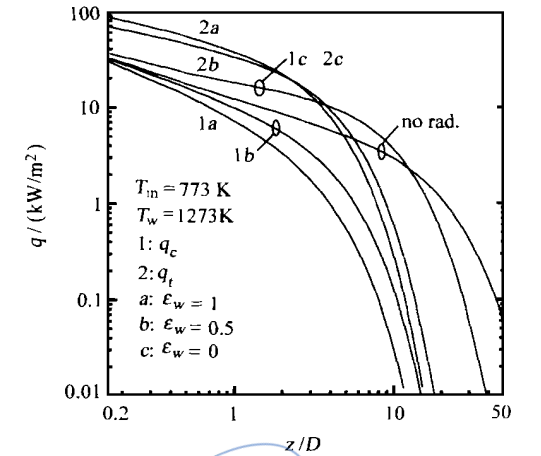


图 6 管壁发射率对壁面热流密度的影响
Fig 6 Effect of wall emissivity on wall heat flux

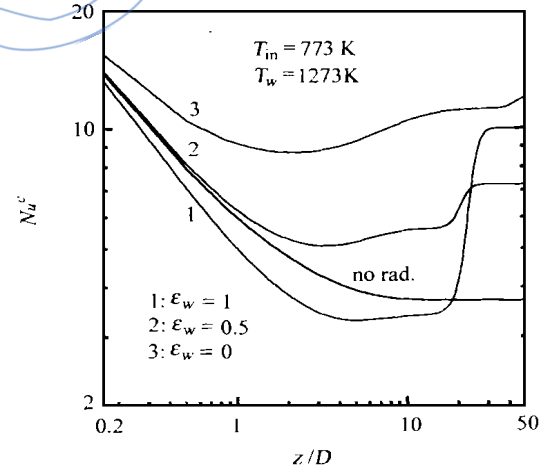


图 7 管壁发射率对局部努谢尔数的影响
Fig 7 Effect of wall emissivity on local Nusselt number Nu^c

的降低从根本上降低了壁面向介质传递热量的能力,所以耦合换热的壁面总热流密度 q_c 随 ϵ_w 的降低而减小,如图 6 中曲线 2a~2c。

4.2 介质散射性对辐射与对流耦合换热的影响

散射对换热的影响包括散射反照率和散射相函数两方面。以加热管为例(图 8),介质各向同性散射。在介质衰减系数一定时,散射反照率 ω 越

大,其对辐射能的吸收能力越小,壁面发射的辐射能更多地被介质散射重新分配。在相同的壁面发射条件下,贴壁处介质吸收辐射能减少,降低了对对流换热的抑制,所以 q_c 随 ω 的增大而增大(图8中曲线1a~1c)。但由于 ω 的增大使辐射换热作用大大减小,所以壁面的总热流密度 q_t 随 ω 的增大而减小,管截面平均温度接近管壁温度所需加热管长度增加,当然 q_t 沿轴向的衰减变缓,在离入口较远处(较小的 q_t)出现 q_t 随 ω 的增大而增

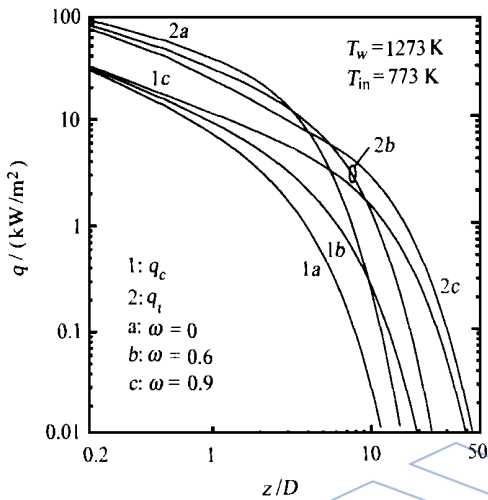


图8 散射反照率对壁面热流密度的影响

Fig 8 Effect of medium scattering albedo on wall heat flux

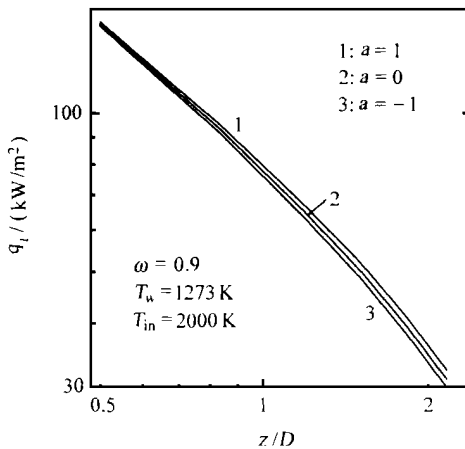


图9 散射相函数对壁面热流密度的影响

Fig 9 Effect of medium scattering phase function on wall heat flux

大的现象(图8中曲线2a~2c)。

图9是介质入口温度 $T_{in} = 2000$ K、壁面温度 $T_w = 1273$ K、散射反照率 $\omega = 0.9$ 时,散射相函数对耦合换热壁面总热流密度 q_t 的影响。计算中,线性散射相函数系数 a 取值范围为 $[-1, 1]$ 。 a 大于0时,前向散射强烈; a 小于0时,后向散射强烈; a 等于0为各向同性散射。由图中结果可以看出,前向散射下的耦合换热效果比各向同性散射时好,后向散射下的耦合换热效果不如各向同性散射时好。但即使在散射很强的情况下($\omega = 0.9$),散射相函数不同造成的差别也较小。图中所绘曲线是差异比较大的区段, $a = 1$ 和 $a = -1$ 两种情况下 q_t 的最大差值出现在 $z = 1.5D$ 处,二者相差大约 3.4 kW/m^2 ,相对差异不到7%。

5 结论

本文通过对高温下加热/冷却管内参与性介质层流充分发展流动热起始段的对流与辐射耦合换热数值模拟,考察了不同温度下壁面发射率、介质导热系数、散射反照率及散射相函数对耦合换热壁面热流密度和对流换热努谢尔数的影响。经结果分析,得出如下结论:

(1) 等壁温时,无论加热管还是冷却管,与只有对流换热的非辐射性介质相比,参与性介质的辐射换热促进了管内介质温度场的发展,使管内的截面平均温度更快地接近壁面温度;相应地,壁面热流密度迅速减小、有明显加热/冷却作用的管壁长度大幅度减小。即使不考虑介质物性随温度的变化,加热与冷却管内的耦合换热规律有所不同。

(2) 辐射换热影响的全场性,使壁面附近的温度梯度降低,从而造成耦合换热中的对流换热壁面热流密度小于单纯对流换热的壁面热流密度,即对对流换热有抑制作用。加热与冷却管内的对流换热努谢尔数变化规律相差很大。

(3) 管壁发射率、介质导热系数和介质散射反照率都对耦合换热有较大影响,而散射相函数的影响相对较小。

参考文献

- [1] Chawla T C, Chan S H. Combined Radiation and Convection in Thermally Developing Poiseuille Flow with Scattering [J]. ASME J. Heat Transfer, 1980, 102(2): 297-302
- [2] Al-Turki A M, Smith T F. Radiative and Convective Transfer in a Cylindrical Enclosure for a Gas/Soot Mixture

- [J]. ASME J. Heat Transfer, 1987, 109(2): 259- 262
- [3] Claudio M, Bakhitier F. Convection-Non-Gray Gas Radiation Interaction in a Channel Flow [J]. ASME HTD, 1996, 325(3): 103- 113
- [4] Anghaie S, Chen G. A Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer Model for Gaseous Core and Very High Temperature Gas-Cooled Reactors[J]. Nuclear Science and Engineering, 1998, 130: 361- 373
- [5] Park S H, Kim S S. Thermophoretic Deposition of Absorbing, Emitting and Isotropically Scattering Particles in Laminar Tube Flow with High Particle Mass Loading [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1993, 36(14): 3477- 3485
- [6] Viskanta R. Overview of Convection and Radiation in High Temperature Gas Flows [J]. Int. J. Engineering Science, 1998, 36: 1667- 1699
- [7] Martin A R, Saltiel C, Chai J, et al. Convective and Radiative Internal Heat Transfer Augmentation with Fiber Arrays [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1998, 41: 3431- 3440
- [8] Baek S W, Yu M J, Kim T Y. Thermally Developing Poiseuille Flow Affected by Radiation [J]. Numerical Heat Transfer, Part A, 1999, 35: 681- 694
- [9] 黄勇, 夏新林, 谈和平等. 辐射对圆管内非散射性半透明流体的层流对流换热影响[C]. 中国工程热物理学会传热传质学术会议论文集, 2000 年全国传热传质学术会议: 济南, 2000: 20003091

(责任编辑 吴一黄)

Coupled Radiation and Convection Heat Transfer in High Temperature Heated/Cooled Tubes with Inside Participating Medium Flowing

XIA Xin-lin^{1,2}, HUANG Yong², LU Shun-long¹, TAN He-ping²

- [1. Power Engineering Department, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;
2. School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China]

Abstract: The coupled radiation and convection heat transfer in high temperature heated/cooled tubes with inside participating medium flowing is investigated by numerical simulation. The laminar flow is developed with a Poiseuille velocity distribution but thermal status is developing. By the discrete ordinate method, the nonlinear integrodifferential radiative transfer equation in cylindrical coordinate system is solved to obtain the radiative source term in the energy equation. And the energy equation for the coupled heat transfer is discretized by the finite difference approximation. The local Nusselt number and wall heat flux for convection and the total wall heat flux for coupled heat transfer are used to evaluate the influence of radiation on convection. The effects of the medium thermal conductivity, scattering albedo and phase function as well as the wall emissivity are discussed based on the calculated results. The analysis shows that the effect of radiation weakens convection heat transfer, but compared with the simplex convection, the coupled heat transfer accelerates the development of temperature field and significantly shortens the tube length with obvious heated/cooled effect. Difference appears between the two cases of coupled heat transfer in heated/cooled tubes even though the medium property parameters keep constant. The wall emissivity, the medium thermal conductivity and scattering albedo have great influences on the coupled heat transfer, while the effect of the medium scattering phase function is small.

Key words: coupled radiation and convection heat transfer; heated/cooled tube; participating medium; numerical simulation