

# 具有纵向外肋片的水平复合管外表面自然对流换热的数值计算

武俊梅<sup>1,2</sup> 陶文铨<sup>1</sup>

( 1. 西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室; 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049  
2. 西安工程科技学院环境与化学工程学院, 陕西 西安 710048 )

**摘要** 为了方便而有效地模拟具有纵向外肋片的水平复合管外表面大空间自然对流换热的数值计算时计算区域外边界条件, 本文提出一种新的边界条件处理方式。数值实验表明, 用该条件计算的具有恒壁温的水平圆柱外表面自然对流换热数值解与文献中的基准解相比, 平均  $Nu$  数的误差在 0.5% 以下。本文在极坐标系下, 采用固体区与流体区耦合计算原始变量法, 模拟计算了具有纵向外肋片的水平复合管外表面在不同肋片高度和肋片数下的自然对流换热量。数值计算表明, 管外布置 6 个对称的肋片时, 在肋片相对高度  $h/r_0 = 4.0$  时, 对换热最为有利, 对应的肋片管平均肋效率为 87.92%; 而在相同肋片高度下, 布置 8 个对称的肋片时, 换热量最大。

**关键词** 复合管; 自然对流; 数值计算

中图分类号: TK124 文献标识码: A 文章编号: 0253-231X(2004)Suppl.-0091-04

## NUMERICAL COMPUTATION OF LAMINAR NATURAL CONVECTION HEAT TRANSFER AROUND A HORIZONTAL COMPOUND TUBE WITH EXTERNAL LONGITUDINAL FINS

WU Jun-Mei<sup>1,2</sup> TAO Wen-Quan<sup>1</sup>

(1. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering; School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;  
2. School of Environment and Chemistry Engineering, Xi'an University of Engineering and Technology, Xi'an 710048, China)

**Abstract** A new boundary condition in the pseudo-boundary is developed to simulate numerically the laminar natural convection heat transfer around a horizontal compound tube with external longitudinal fins. It can be implemented easily and more efficiently to save CPU time. Numerical tests indicate that the relative errors of the average Nusselt number of the laminar natural convection around a horizontal isothermal cylinder using this boundary condition is less than 0.5% compared with the bench mark solutions available in the literature with less computational effort. The heat fluxes of the laminar natural convection around a horizontal compound tube with different height of fins and different number of fins are calculated using the conjugated computation method with primitive variables in cylindrical coordinates. Numerical solutions show that for the tube with 6 fins the heat transfer rate reaches its maximum when the relative fins height  $h/r_0 = 4.0$ , while for the tube with 8 fins the maximum heat transfer rate is obtained at  $h/r_0 = 3.64$ . Numerical results also revealed that the position of the fin has great effect on the heat transfer rate. For example, for the tube with 8 fins, the fin should not be positioned at the vertical line.

**Key words** compound tube; natural convection; numerical computation

## 1 引言

在空分与化工工业中, 有时需要汽化低温的液体。由于其沸点远低于大气温度, 一般采用空浴式

汽化器, 即, 使低温液体直接通过置于大气中的水平肋片管。本文以这种换热情况为背景, 研究内壁温度恒定的水平肋片管外的自然对流换热问题。所

收稿日期: 2004-02-17; 修訂日期: 2004-06-20

基金项目: 国家 973 重点基础研究发展计划项目资助 (No.G2000026303); 国家自然科学基金资助项目 (No.50076034)

作者简介: 武俊梅 (1966-), 女, 内蒙古人, 博士生, 主要从事强化换热、制冷、空调系统及设备优化的研究。

计算的换热器的截面积如图 1 所示。对于水平圆柱外表面的大空间自然对流换热，文献 [1~3] 进行了数值模拟计算。他们采用的计算区域的外边界条件各不相同。在 Saitoh, et al.<sup>[1]</sup> 的基准解中，计算区域外边界用到固体边界条件，但其计算区域很大，约为圆柱直径的 1000~20000 倍。为此，径向坐标和控制方程都作了变换。即便如此，计算工作量仍很大。在 Wang 与 Kahawita<sup>[2]</sup> 的数值解中，计算区域外边界选到  $L/r_0 \geq 12.5/Ra^{0.25}$ ，且在假想边界上使用了流入和流出边界，边界上切向速度为零，流体只在径向流入和流出。计算区域虽有所减小，但其计算出的流线与<sup>[1]</sup>不同。Chouikh et al.<sup>[3]</sup> 选取了方形的计算区域，在直角坐标系下进行了计算，流线也偏离了基准解。文献 [1~3] 的共同之处在于控制方程组中的 N-S 方程均采用了涡量 - 流函数的表达形式，所以计算区域的假想边界上的边界条件也是给出了此处的涡量和流函数的大小或表达式。

本文目的是要计算带纵向外肋片的水平复合管外表面的自然对流换热，采用流固耦合的原始变量法求解，并给出了计算区域外边界条件的合适提法。

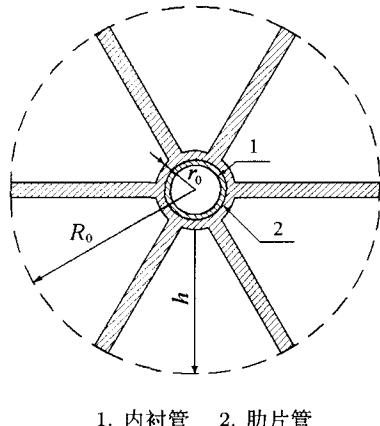


图 1 具有纵向外肋片的水平复合管

## 2 控制方程及算法简介

对图 1 所示的截面，采用二维模型。引入 Boussinesq 假设和有效压力后，在极坐标系下的控制方程组可以用下列通用形式表示<sup>[4]</sup>：

$$\operatorname{div}(\rho U \phi) = \operatorname{div}(\Gamma_\phi \operatorname{grad} \phi) + S_\phi \quad (1)$$

其中，不同方程的  $\Gamma_\phi$ 、 $S_\phi$  表达式见表 1。

考虑到计算区域的左右对称性，计算一半区域即可，以右半边为例边界条件如下：

复合管内表面：

$$u = 0, v = 0, T = T_w$$

对称线上：

$$u = 0, \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0, \frac{\partial T}{\partial \theta} = 0$$

计算区域外边界（假想边界）：

$$v \geq 0 \text{ 时, } \frac{\partial u}{\partial r} = 0, \frac{\partial v}{\partial r} = 0, \frac{\partial T}{\partial r} = 0;$$

$$v < 0 \text{ 时, } \frac{\partial u}{\partial r} = 0, \frac{\partial v}{\partial r} = 0, T = T_f$$

表 1  $\Gamma_\phi$ 、 $S_\phi$  的表达式

$\phi$	$S_\phi$	$\Gamma_\phi$
u	$-\frac{\rho u v}{r} + \frac{2\eta}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{\eta u}{r^2} + g\rho\alpha(T - T_r) \sin \theta$	$\eta$
v	$\frac{\rho u^2}{r} - \frac{2\eta}{r^2} \frac{\partial u}{\partial \theta} - \frac{\eta v}{r^2} + g\rho\alpha(T - T_r) \cos \theta$	$\eta$
T	0	$\lambda/C_p$

此处外边界上采用流入流出边界条件，但同 Wang 与 Kahawita 不同的是切向速度并不等于 0，而是取它在径向的一阶导数等于 0，这样的处理更切合实际，因为在有限计算区域内，壁面外表面自然对流的切向速度分布符合边界层的特点，即随径向坐标的增大切向速度逐渐接近 0，而不等于 0。至于固体区的处理则采用固体与流体耦合计算的办法，即固体区  $\eta = \infty$ ，导热系数  $\lambda$  为材料本身的值，而比热为空气的值<sup>[4]</sup>。

针对环形计算区域和以上控制方程，采用区域离散方法 B，在周向网格等分，径向渐疏，计算区域的大小靠径向节点数来控制。控制方程按控制容积积分法离散。离散方程求解采用了 SIMPLE 算法<sup>[4]</sup>。

## 3 边界条件的检验

为了检验本文提出的边界条件的正确性，首先计算了水平圆柱在恒壁温下的自然对流换热。在条件下，网格数在  $72 \times 38 \sim 72 \times 118$  之间，计算了平均数随计算区域大小的变化，如图 2 所示。本文计算的  $L/r_0$  的范围是 1.6~58。图 2 表明，在计算的  $L/r_0 > 10$  的范围内，平均  $Nu$  数基本不随  $L/r_0$  的变化而变化。说明本文所取的计算区域已经足够大。当  $Ra$  数增

大时, 计算区域还可以进一步减小, 且与 Wang 与 Kahawita 给出的恰当计算区域吻合。

采用本文边界条件计算的平均  $Nu$  数与基准解的对比列于表 2 中, 由此可知, 二者符合较好。图 3 是计算出的典型的等温线和流线与文献的比较。由图可知, 使用该边界条件计算所得流线与基准解的流线符合很好。这充分说明在取有限大计算区域时, 采用假想边界上径向和切向速度一阶导数为 0 的流入流出边界条件是恰当的。

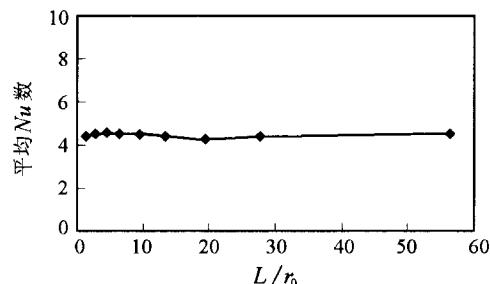
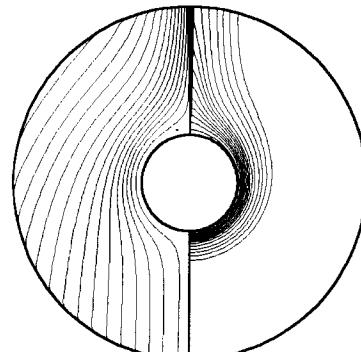


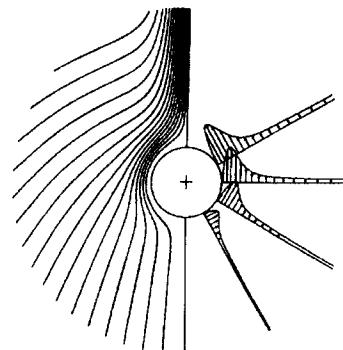
图 2 计算区域对水平横圆柱外表面前平均  $Nu$  数的影响

表 2 在本文的边界条件下得到的结果与文献的对比

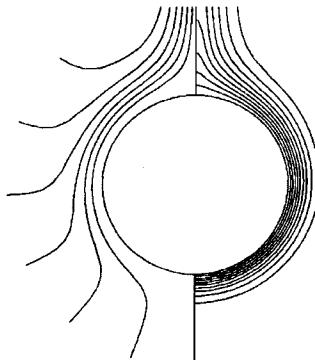
$Ra$	平均 $Nu$		
	Saitoh 等基 准解 [1]	Wang 与 Kahawita [2]	本文
$10^3$	3.024	3.06	3.0265
$10^4$	4.826	4.86	4.8316
$10^5$	7.898	7.97	7.9447



(a) 本文计算得到的流线 (左) 和等温线 (右)



(b) Saitoh 等基准解的流线



(c) Wang and Kahawita 计算的流线

图 3 计算所得的流线与文献的比较

## 4 带纵向外肋片的水平复合管外自然对流换热计算

### 4.1 计算条件

内衬管:  $\phi 20 \times 2$ , 内壁温  $t_w = -125^\circ\text{C}$ , 材料: 0Cr18Ni9, 导热系数  $\lambda_1 = 11.8 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ 。肋片管:  $\phi 26 \times 3$ , 材料 LD31, 导热系数  $\lambda_2 = 142.4 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ , 肋片厚度 5 mm, 肋片高度可变, 肋片数可变。环境温度:  $t_f = 25^\circ\text{C}$ , 为干空气。在实际换热器中, 由于很低的壁温必然在肋片中逐渐形成霜层。作为分析研究的第一步, 先不考虑积霜的影响。计算的结果可以认为是在给定的温差下最佳的换热效果。

### 4.2 计算说明

网格数为  $120^{(\theta)} \times 160^{(r)}$ , 肋片两侧与空气接触的边界采用阶梯形变化来逼近等厚的肋片。松弛因子: 速度: 0.02~0.03, 温度: 0.2~0.4, 压力: 0.7~0.95。

终止迭代判据: 用内节点上连续方程节点余量的最大绝对值  $R_{\max}$  与计算区域中某一径向断面上的流量  $q_m$  之比小于一定值来控制。即  $R_{\max}/q_m = \leq \varepsilon$ ,  $\varepsilon = 10^{-6} \sim 10^{-7}$ 。肋效率  $\eta_f$  按  $\eta_f = \phi_{\text{实际}} / \phi_{\text{理想}}$  计算。计算理想散热量时, 取肋片导热系数为  $1010 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ 。

### 4.3 计算结果

在不同相对肋片高度 ( $h/r_0$ ) 条件下, 本文计算了带有 6 个肋片的肋片管的散热量的变化, 如图 4 所示。由图可知, 随着肋片高度的增加, 换热量增加; 在肋片高度增加到一定值时, 随着肋片高度的增加, 换热量的增加较慢。在本计算条件下,  $h/r_0 = 4.0$ , 对换热最有利, 对应的肋片管平均肋效率达 87.92%。具有 6 个肋片时的温度场如图 5 所示, 肋片附近的速度场如图 6 所示。由图 6 可见在上下两对肋片间有较大的滞流区, 在水平肋片下还有回流区。肋片

高度越大，滞流区越大。滞流区对换热不利，所以当肋片高度达到一定值时，继续增加肋片高度，换热量的增加不明显。

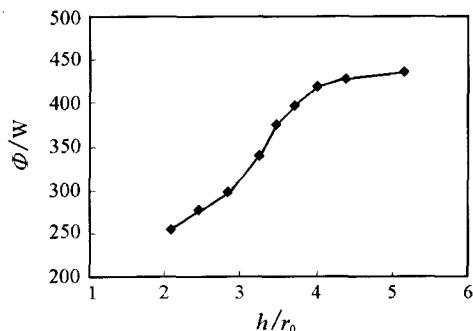


图 4 6 个肋片时，肋片相对高度对肋片管换热量的影响

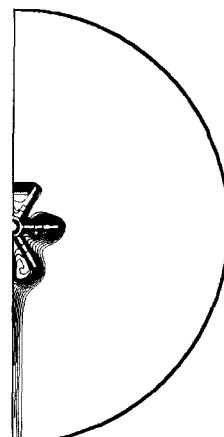


图 5 肋片管外的温度场

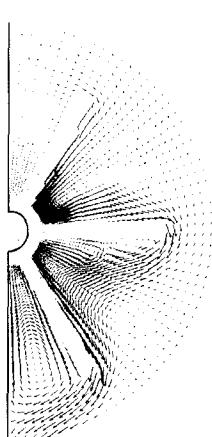


图 6 肋片附近的速度场

接着本文计算了在  $h/r_0 = 3.62$  时，不同肋片数对换热量和肋片管平均肋效率的影响，计算结果如图 7 和图 8 所示。由图可知，8 个肋片时对肋片管

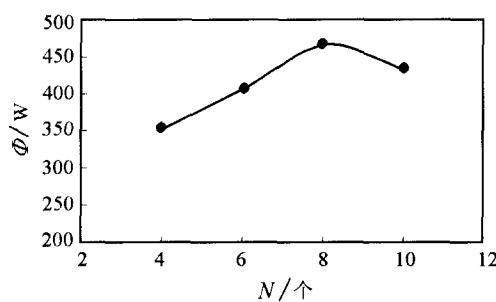


图 7 肋片数对肋片管换热量的影响

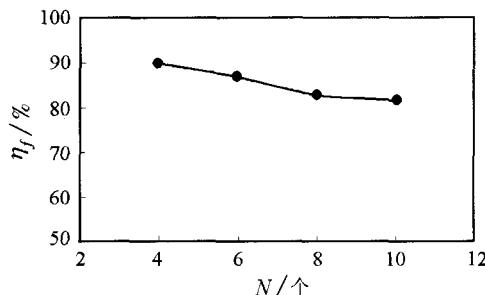


图 8 肋片数对肋片管平均肋效率的影响

换热有利。其平均肋效率达 83.43%。在数值实验中，本文还改变了肋片管放置方式，计算了有 8 个肋片的肋片管一对肋片位于垂直方向时的情况，发现该放置方式下，滞流区更大，换热量比图 7 中的最大换热量减少了 7.26%。

## 5 结 论

- (1) 本文提出的计算大空间自然对流换热的外边界条件是正确的，且简单易行。
- (2) 有 6 个肋片的肋片管，当肋片相对高度  $h/r_0 = 4.0$  时，可几乎达到计算条件下的最大换热量。
- (3) 肋片相对高度为 3.62 时，最佳的肋片数是 8，其时换热量最大。
- (4) 肋片管的放置方式对自然对流换热有较大影响，放置原则是尽量减小肋片间的滞流区，对 8 个肋片的情况，肋片不应放置在直线上。

## 参 考 文 献

- [1] Saitoh T, Sajiki T, Maruhara K. Bench Mark Solutions to Natural Convection Heat Transfer Problem around a Horizontal Circular Cylinder. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1993, 36(5): 1251-1259
- [2] Wang P, Kahawita R. Numerical Computation of the Natural Convection Flow about a Horizontal Cylinder Using Splines. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 1990, 17: 191-215
- [3] Chouikh R, Guizani A, Maalej M. Numerical Study of the Laminar Natural Convection Flow around Horizontal Isothermal Cylinder. *Renewable Energy*, 1998, 13(1): 77-88
- [4] 陶文铨著. 数值传热学. 第 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001