

管间距对通道内竖直排列水平双管自然对流的影响

王治云, 吴涛, 杨茉

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 分析了管间距对圆管自然对流的影响,为解决河道热扩散问题提供理论依据,具有实际的应用价值。抽象出通道内竖直排列水平双管的模型,采用 SIMPLE 算法模拟了不同管间距下的自然对流现象。结果表明:随着管间距 S 的增大,两管之间的流动逐渐增强,上管的换热明显增强, Ra 越大,增强效果越明显。此外,研究了管间距 S 对烟囱效应的影响。结果表明:随着 S 的增大,流经通道的流体流量增加,即烟囱效应增强。

关键词: 热扩散; 数值模拟; 自然对流; 通道; 间距

中图分类号: TV14

文献标识码: A

文章编号: 1672-643X(2016)02-0164-05

Effect of pipe spacing on nature convection flow around a pair of horizontal cylinders in a channel

WANG Zhiyun, WU Tao, YANG Mo

(College of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: The paper analyzed the influence of pipe spacing on natural convection of cylinders so as to provide theory reference for solving thermal diffusion problem of river. The result has certain application value. The model of a pair of horizontal cylinders in a channel is abstracted. It introduced SIMPLE to simulate the natural convection under different longitudinal pitch. The results showed that with the increase of pipe spacing S , the flow between two horizontal cylinders become stronger. The heat transfer around the upper cylinder is enhanced obviously, the more the Ra , the more evident the enhancing effect. In addition, the paper investigated the influence of longitudinal pitch ratios on chimney effect. The volume flow rate in the channel increases with the increase of S . The chimney effect is strengthen.

Key words: thermal diffusion; numerical simulation; natural convection; channel; pipe spacing

1 研究背景

河道中的发热物体会加热河水,使水温升高,破坏河道的生态系统。为了解决河道热扩散问题,抽象出通道内竖直排列水平双管模型,流体由于浮升力作用,从通道底部流入,上方流出,在流经圆管时,由于黏性力的存在,会在圆管周围形成附面层分离,而由于通道的存在,圆管对流体造成阻塞作用,这使得通道内圆管自然对流问题变得十分复杂。

20 世纪 80 年代后,研究者们开始关注大空间内双管周围的自然对流问题。Sparrow 等^[1]、Tokura 等^[2]以及 Chouikh 等^[3]研究了大空间内竖直水平双管的间距对圆管周围的自然对流的影响,发现在小

间距时,上管底部的换热很弱,随着管间距的增大,下管的换热能力剧烈增大。后来,Chouikh 等^[4]还进行了实验研究,发现上圆管流动发生位置与 Rayleigh 数有关, $Ra = 10^2$ 时,上圆管周围的大部分流动从圆管底部发生, $Ra = 10^4$ 时,大部分流动从圆管两侧发生。Reymond 等^[5]通过实验研究圆管之间的相互影响,实验结果表明不加热的圆管不会影响另一根圆管,但是,当两根圆管同时被加热时,上管羽状区域震荡,震荡随间距增大而增大。Persoons 等^[6]通过实验比较单管与双管的震荡问题, $1.8 \times 10^6 \leq Ra \leq 6 \times 10^6$ 时,单管的 Nu_ϕ 不随时间震荡,但是,水平双管模型的 Nu_m^U 随时间周期性震荡,最剧烈震荡点位于圆管底部和顶部。Grafsrønningen 等^[7]

收稿日期:2015-07-30; 修回日期:2015-10-04

基金项目:国家自然科学基金项目(51306121、51476103);上海市教育委员会科研创新项目(14ZZ134)

作者简介:王治云(1981-),男,云南丽江人,讲师,硕士生导师,主要从事流动与传热的数值技术研究。

通过实验比较了单根圆管和上圆管周围的换热和流动特性($1.82 \times 10^7 \leq Ra \leq 2.55 \times 10^8$, $S = 1.5 \sim 5$),得到不同 Ra 下的最佳管间距,他们还发现,上圆管顶部的湍流度大于单根圆管顶部,前者的羽状区域宽度是后者的两倍。

通道内圆管在实际工程中广泛应用,因此,不少研究者对通道内圆管周围的自然对流问题进行了研究。Farouk 等^[8]模拟了通道内单管周围的自然对流问题,得到了一些不同 Rayleigh 数和通道宽度($C = W/D$)情况下的结果,但是,并没有观察到通道宽度对圆管换热的明确影响规律。Karim 等^[9]对通道内圆管周围的流动特性做了大量的实验研究,通过改变 C 和圆管温度,发现通道对换热的增强效果最大可以达到 40%。然后, Sadehipour 等^[10], Sadehipour 等^[11]在以前的基础上研究了通道宽度对换热的影响,不过分析的 Rayleigh 数范围比较小($650 < Ra < 910$),因此, Clifford 等^[12]扩大了 Rayleigh 数范围,取了 $C = 1.125 \sim 18$ 范围内 18 种宽度进行研究,提出了与 Rayleigh 数有关的最佳宽度的计算公式。

当 Raleigh 数较大时,自然对流更加复杂化,流动和换热出现震荡、分岔及混沌等非线性现象。近期这方面所做的研究工作主要有:申春赞等^[13], Yang Mo 等^[14]和 Zhang Kun 等^[15-16]对圆内开缝圆自然对流进行了数值模拟研究,指出流场和温度场的数值解是震荡的。Fariborz Karimi 等^[17]研究发现封闭腔内圆管自然对流随着管间距以及 Raleigh 数的变化经历稳定,周期性振荡和混沌等现象。

由上述文献分析可知,目前大部分研究集中于大空间双管以及通道内单管周围的自然对流问题。然而,实际换热设备中,换热管往往以管排形式出现在通道内,处于后排的换热管由于前排的影响,其换热规律应与单排管的情况不同。因此,本文对通道内竖直布置双管自然对流换热进行了数值模拟研究,只关注稳定的自然对流问题,分析了管间距 S 和 Ra 对圆管周围自然对流的影响。

2 计算模型和数学描述

所研究问题的物理模型如图 1 所示,两根壁面保持恒定高温(T_w)的圆管竖直排列置于通道中。圆管外径为 D ,管间距为 L ,通道宽度 $W = 3D$ 。为了消除进出口边界条件对圆管周围自然对流的影响,取通道长度 $H = 50D$ 。外界流体由浮力作用从通道底部流入,并保持恒定低温(T_∞)。由于问题的对称

性,本文选取物理模型一半进行计算,对称面采用对称边界条件,如图 2 所示。计算采用的流体为空气, $Pr = 0.7$ 。假设为不可压缩牛顿流体,忽略粘性耗散,浮力的处理采用 Boussinesq 假设。虽然本文的计算工质不是水,但研究方法与水流问题无本质区别,对水利工程问题有借鉴作用。

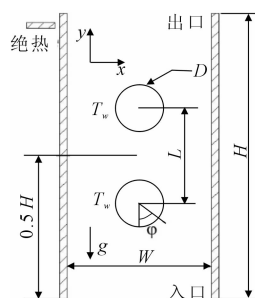


图1 计算模型

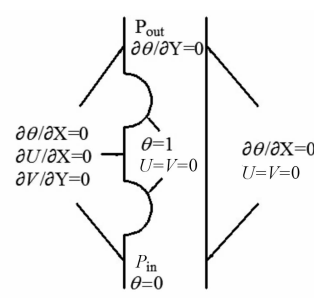


图2 边界条件

二维稳态的流动与换热无量纲控制方程如下:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = \sqrt{\frac{Pr}{Ra}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) - \frac{\partial P}{\partial X} \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = \sqrt{\frac{Pr}{Ra}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) - \frac{\partial P}{\partial Y} + \theta \quad (3)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{\sqrt{RaPr}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (4)$$

上述方程中的无量纲参数定义为:

$$X = \frac{x}{D}, Y = \frac{y}{D}, U = \frac{u}{u_R}, V = \frac{v}{u_R}, \theta =$$

$$\frac{T - T_\infty}{T_w - T_\infty}, P = \frac{p}{\rho u_R^2}, u_R = (RaPr)^{1/2} \frac{a}{D}, Ra = \frac{\beta g D^3 (T_w - T_\infty)}{a \nu}, Pr = \frac{\nu}{a}$$

式中: u_R 是参考速度; u, v, T 分别为速度分量和温度; β, g, a, ν 分别为热膨胀系数、重力加速度、热扩散系数和粘度。无量纲管间距定义为 $S = L/D$ 。

边界条件如下: 入口处: $P_{in} = (p_{atm} + \rho g H) / \rho u_R^2$, $\theta = 0$; 出口处: $P_{out} = p_{atm} / \rho u_R^2$, $\partial\theta/\partial Y = 0$; 圆管壁面处: $U = V = 0$, $\theta = 1$; 通道壁面处: $U = V = 0$, $\partial\theta/\partial X = 0$; 对称边界条件: $\partial U/\partial X = \partial V/\partial Y = \partial\theta/\partial X = 0$

局部 Nusselt 数和平均 Nusselt 数定义为:

$$Nu_\varphi = \frac{h_\varphi D}{\lambda} = - \left(\frac{\partial \theta}{\partial n} \right)_{\text{cylinder wall}} \quad (5)$$

$$Nu_m = -\frac{1}{\pi} \int_0^\pi \left(\frac{\partial \theta}{\partial n} \right)_{\text{cylinder wall}} d\varphi \tag{6}$$

式中： n 为表面法向方向。

流经通道的流体无量纲流量定义为：

$$Q = \int_0^{W/D} U dX \tag{7}$$

3 网格独立性和计算方法验证

本文采用有限容积方法求解流动和换热的控制方程,离散项求解采用二阶迎风格式,压力和速度的耦合采用 SIMPLE 算法。为了保证计算的准确性,在最大管间距 S 和最大 $Ra(S = 10, Ra = 10^5)$ 时,本文对 5 种不同密度网格进行计算,通过比较圆管表面的 Nu_m ,观察网格对计算的影响。图 3 中,Grid 1、Grid 2、Grid 3、Grid 4、Grid 5 的网格数量依次为:9899、14341、25422、72201、140429。从图 3 可以观察到,随着网格密度的增加,计算误差逐渐减小。

使用 Grid 4 计算得到的平均 Nusselt 数与 Grid 5 的结果的相对误差很小,综合考虑计算时间以及精度,本文采用 Grid 4 的网格密度作为计算网格。

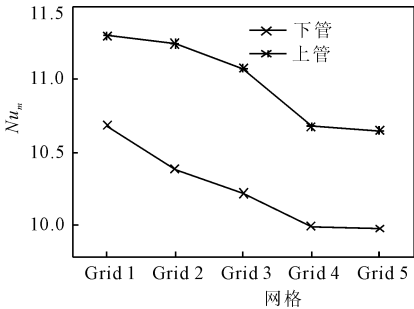


图 3 Nu_m^U 和 Nu_m^L 随网格的变化图 ($S = 10, Ra = 10^5$)

本文所有计算的连续性方程、动量方程和能量方程的计算残差均小于 10^{-6} 。将本文计算结果与文献[12]进行对比,研究计算方法的正确性。分析表 1 中的数据可以看出,本文的结果与文献[12]吻合良好,因此,本文的计算方法是正确的。

表 1 单管表面局部努塞尔数比较 ($C = 30$)

Ra	数据来源	$\varphi = 0$	$\varphi = \pi/6$	$\varphi = \pi/3$	$\varphi = \pi/2$	$\varphi = 2\pi/3$	$\varphi = 5\pi/6$	$\varphi = \pi$
10^3	本文	3.856	3.805	3.671	3.393	2.857	1.963	1.219
	文献[12]	3.886	3.838	3.686	3.398	2.869	1.973	1.214
10^4	本文	6.037	5.957	5.771	5.432	4.751	3.256	1.531
	文献[12]	6.058	5.993	5.792	5.433	4.766	3.288	1.521
10^5	本文	9.924	9.794	9.456	8.913	7.982	5.714	1.967
	文献[12]	9.997	9.882	9.521	8.937	8.003	5.756	1.934

4 结果分析

4.1 流场和温度场特性分析

以下给出了 $Ra = 10^4$ 时,管间距 S 对流场和温度场的影响。图 4 显示了 $Ra = 10^4$ 时,在本文所考虑的管间距下,流体在通道内的流动为分层流动。在 $S = 1.5$ 时,大部分流体在掠过下管之后,直接流向上管的侧面,因此,上管周围流动从侧面发生,两管之间区域几乎没有流动。随着 S 的增大,上下管之间流动逐渐增强,并且上管的流动发生点向管底部转移,下管的流动脱离点逐渐向管顶部转移,此现象与文献[4]中大空间内双管周围自然对流规律相似。进一步增大 S ,当 $S \geq 5$ 时,上下管周围的流动颇为相似,这说明随着 S 增大,下管对上管的影响减弱。

从图 4 的等温度线分布可以观察到,温度梯度的变化主要集中在发热圆管附近,在离圆管较远的地方,等温线分布均匀。在 $1.5 \leq S \leq 10$ 范围内,下

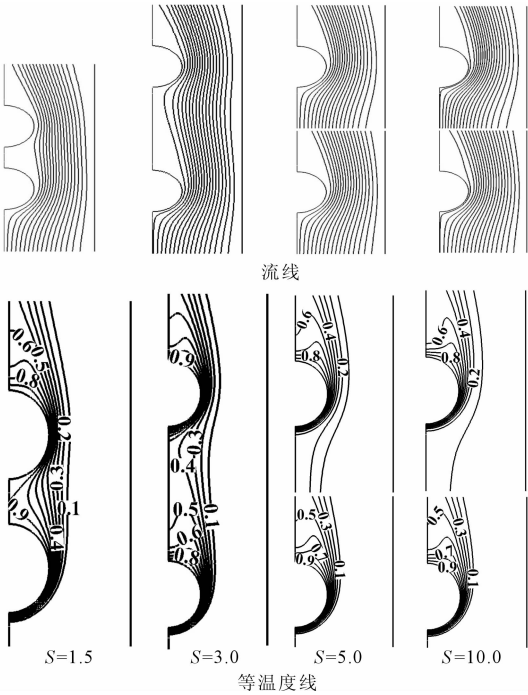


图 4 $Ra = 10^4$ 时不同 S 下流线和等温度线分布

管附近温度梯度最大位置,即换热最强位置,始终在 $\varphi = 0^\circ$ 处,然而,随着 S 增大,上管附近温度梯度最大位置逐渐向圆管底部转移。

从图 4 的等温度分布还可以看出, $\varphi > 90^\circ$ 时,温度梯度剧烈减小,对应的,发热圆管与流体之间换热剧烈减弱。

4.2 管间距 S 对平均 Nusselt 数的影响

图 5 显示了管间距 S 对上管平均 Nusselt 数 (Nu_m^U) 的影响。在 $1.5 \leq S \leq 10$ 范围内,随着 S 增

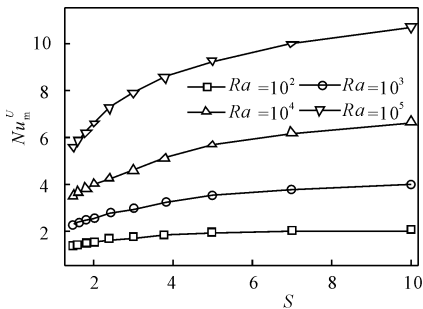


图 5 Nu_m^U 随 S 的变化曲线

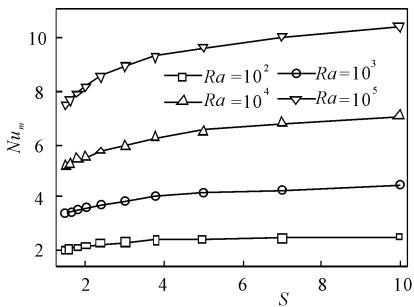


图 7 Nu_m^L 随 S 的变化曲线

4.3 管间距 S 对烟囱效应的影响

通道内的流体受到发热圆管的加热,温度升高,密度减小,在浮力作用下向上流动,这使得通道内形成负压,通道底部的流体在压差的作用下源源不断地从通道底部流入,经由圆管加热后从通道顶部流出。这样循环往复,流体主流在通道内形成了一致的向上流动,此即所谓的烟囱效应。

在相同的通道内,通道内外温差越大,流动动力越大,流体流量越大,因此可以用流量来衡量烟囱效应的强弱。

如图 8 所示, Ra 越大,通道内流体的体积流量越大。相同 Ra 下,随着管间距 S 增大,通道内流体的质量流量增大。从图 8 中还可以看出, Ra 较小,即 $Ra = 10^2, 10^3$ 时,改变 S 对通道内质量流量的增加影响很小,随着 Ra 增大,这种影响效果逐渐增大。

大, Nu_m^U 增大,然而,增大管间距减小了管子相互的影响,因此 Nu_m^U 增长幅度随 S 增大逐渐减小。从图 5 中还观察到, Ra 越大, Nu_m^U 增大越明显。

从图 6 可以看出, $Ra = 10^2, 10^3, 10^4, 10^5$ 时,上管对下管的换热影响很小,仅仅在 S 较小时,圆管的换热被轻微减弱,当 $S > 3$ 时,改变管间距 S , Nu_m^L 几乎不变,此结果与观察到的流线与等温线分布规律很吻合。

如图 7 所示,随着管间距 S 增大,通道内双管的平均 Nusselt 数 (Nu_m) 增大, Ra 越大, Nu_m 增长幅度越大。

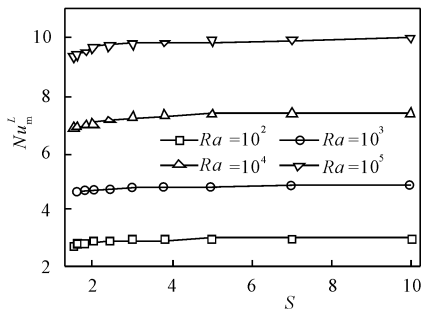


图 6 Nu_m^L 随 S 的变化曲线

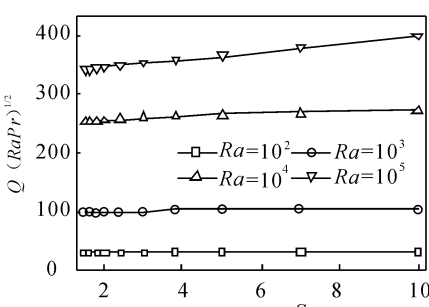


图 8 通道内体积流量随 S 的变化曲线

5 结 论

本文对通道内竖直排列水平双管自然对流问题进行了数值模拟,得到了以下结论。

随着管间距 S 增大,上下管之间的流动逐渐加强,上管的流动发生点从侧面转移至底部,下管的流动脱离点逐渐向管子顶部靠近。换热过程与流动密切相关。

随着管间距 S 增大,上管的平均 Nusselt 数 (Nu_m^U) 明显增大,然而,下管的平均 Nusselt 数 (Nu_m^L) 增长幅度很小。平均 Nusselt 数的增长幅度还与 Ra 有关, Ra 越大, Nu_m^U 和 Nu_m^L 随着 S 增大的增长幅度越大。

管间距 S 对烟囱效应有增强作用,而且, Ra 越大,通道内的烟囱效应越强,管间距 S 的变化对烟囱效应的影响越明显。

参考文献:

- [1] Sparrow E M, Niethammer J E. Effect of vertical separation distance and cylinder - to - cylinder temperature imbalance on natural convection for a pair of horizontal cylinders[J]. Journal of Heat Transfer, 1981, 103(4):638 - 644.
- [2] Tokura I, Saito S, Kishinami K, Muramoto. K. An experimental study of free convection heat transfer from a horizontal cylinder in a vertical array set in free space between parallel walls[J]. Journal of Heat Transfer 1983, 105(1):81 - 96.
- [3] Chouikh R, Guizani A, Maâlei M, et al. Numerical study of the laminar natural convection flow around an array of two heated horizontal isothermal cylinders[J]. International Communications in Heat Mass Transfer, 1999, 26(3):329 - 338.
- [4] Chouikh R, Guizani A, Cafsi A E, et al. Experimental study of the natural convection flow around an array of heated horizontal cylinders[J]. Renewable Energy, 2000, 21(1):65 - 78.
- [5] Reymond O, Murray D B, O'Dono van T S. Natural convection heat transfer from two horizontal cylinder[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(8):1702 - 1709.
- [6] Persoons T, David B, et al. Natural convection heat transfer and fluid dynamics for a pair vertically aligned isothermal horizontal cylinder[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011, 54(25):5163 - 5172.
- [7] Stig Grafsrønningen, Atle Jenen. Natural convection heat transfer from two horizontal cylinders at high Rayleigh numbers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(21):5552 - 5564.
- [8] Farouk B, Güçeri S. Natural and mixed convection heat transfer around a horizontal cylinder within confining walls [J]. Numerical Heat Transfer, 1982, 5(3):329 - 341.
- [9] Karim F, Farouk B, Namer I. Natural convection heat transfer from a horizontal cylinder between vertical confining adiabatic walls[J]. Journal of Heat Transfer, 1986, 108(2):291 - 298.
- [10] Sadeghipour M S, Hannani S K. Transient natural convection from a horizontal cylinder confined between vertical walls: A finite element solution[J]. International Journal of Numerical Methods, 1992, 34(2):621 - 635.
- [11] Sadeghipour M S, Razi Y P. Natural convection from a confined horizontal cylinder: The optimum distance between the confining walls [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44(2):367 - 374.
- [12] Corey E Clifford, Mark L Kimber. Optimizing laminar natural convection for a heat generating cylinder in a channel[J]. Journal of Heat Transfer, 2014, 136(11):112502.
- [13] 申春赞, 杨 莱, 王 津, 等. 圆内开缝圆不同开缝方向自然对流换热[J]. 上海理工大学学报, 2013, 35(5):425 - 429.
- [14] Yang Mo, Zhou Yuwei, Zhang Yuwen, et al. Lattice boltzmann method simulation of flows in cylinder with internal slotted hollow [J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2014, 28(2):279 - 286.
- [15] Zhang Kun, Yang Mo, Wang Jin, et al. Experimental study on natural convection in a cylindrical envelope with an internal concentric cylinder with slots[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2014, 76:190 - 199.
- [16] Zhang Kun, Yang Mo, Zhang Yuwen. Two - and three - dimensional numerical simulations of natural convection in a cylindrical envelope with an internal concentric cylinder with slots [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 70:434 - 438.
- [17] Fariborz Karimi, Xu Hong Tao, Wang Zhiyun, et al. Numerical simulation of unsteady natural convection from heated horizontal circular cylinders in a square enclosure[J]. Numerical Heat Transfer, Part A, 2014, 65:715 - 731.