

不同热源位置下室内自然对流换热数值模拟

常建国, 薛思浩, 杨琳琳

(辽宁工程技术大学 建筑工程学院, 辽宁 阜新 123000)

摘要:以不同热源位置下室内自然对流换热过程为研究对象,采用有限容积数值方法对质量守恒方程、能量守恒方程进行离散求解,研究了瑞利数 Ra 在 $10^3 \sim 10^6$ 之间,不同热源位置情况下,室内的流体流线、等温线的分布特征和 Nu 数的变化。分析结果表明: $Ra=10^3$ 时,等温线以热源为中心向外扩散呈均匀拱形,随着 Ra 数的增加,等温线逐渐弯曲变形,在冷壁和热壁附近形成薄边界层;流线呈现为两个反面对称的涡,随着 Ra 的增大,涡的大小改变并发生运动; $Ra=10^3$ 时, $D=0$ 情况下的 Nu 最大;热源的位置对换热量的影响较大, $D=0.5$ 时, Nu 数曲线最陡, $D=0$ 时最平缓; Nu 数与 Ra 数呈幂数关系,拟合的线性相关性可达 90%。结论为研究室内复杂传热机理提供理论依据。

关键词:室内;热源;流线;等温线

中图分类号:TU 832, TK11+2

文献标志码:A

文章编号:1674-4764(2012)S2-0017-04

Numerical analysis of indoor natural convection heat transfer under different heat source location

CHANG Jianguo, XUE Sihao, YANG Linlin

(College of Civil Architecture Engineering of Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China)

Abstract: The research object is indoor natural convection heat transfer under different heat source location, using FVM numerical method to dispersed solving for mass conservation equation and energy conservation equation. Researched distribution of streamline and isotherm and variation of Nu in powerhouse with Ra among $10^3 \sim 10^6$ when different heat source location. The results of analysis indicate that when $Ra=10^3$, the isotherms expand outward centring on the heat source and present shapely arcuation. When increasing Ra , isotherm shape changes gradually, thin boundary layers appear on cold wall and hot wall. The streamlines are two symmetrically reverse vortices. As increasing Ra , the vortices change in size and move. As $Ra=10^3$, Nu reaches maximum in the case of $D=0$. the effect of heat source location on heat transfer quantity is obvious. The curve of Nu is steepest when $D=0.5$ and smoothest. There is a power relationship between Nu and Ra , the linear correlation fitting 90%. The conclusion provides a theory basis for the research of complex indoor heat transfer mechanism.

Key words: indoor; heat source; streamline; isotherm

自然对流换热问题是计算流体力学与数值传热学研究的重要课题之一,研究自然对流换热问题对改善室内空气环境、节约建筑能耗、抑制有害物扩散等具有重要的理论和现实意义^[1]。1983年,De Vahl Davis G^[2]对封闭方腔内的自然对流换热问题进行了研究,并发表了关于封闭方腔自然对流换热问题的基准解。Ben Yedder^[3]、Bilgen^[4]、Basak^[5]对方腔侧壁呈线性变化的自然对流换热模型进行了数值研究。国内汤广发^[6]、李光正^[7]、马洪林^[8]等人先后对二维方腔内自然对流换热问题进行了不同方法的数值计算分析。

以上文献并没有涉及室内热源问题,笔者采用有限容积数值方法对质量守恒方程、能量守恒方程^[9-10]进行离散求解,分析了在热源位置不同、不同 Ra 数的情况下,室内流体温度场、流场分布特征和 Nu 数的变化特征,为进一步研究室内自然对流换热过程提供一定的理论基础和参考数据。

1 数值计算

1.1 模型建立

物理模型^[11-12]如图1所示。边长为 $H \times H$, 房间屋面坡度 $\theta=30^\circ$, 室内为空气,考虑重力影响, $Pr=0.71$ 。底部中心位置有一内热源,尺寸为 $l \times s$ (设 $a=l/L, b=s/L$, 本例取 $a=0.1, b=0.2$), 温度为 T_h , 房间的左右壁面保持低温 T_c , 屋顶及地面除去热源的部分均为绝热。

计算网格采用非均匀网格划分^[13], 靠近壁面处加密以满足精度要求^[14]。为验证网格数对计算结果的影响,增加网格总数 10% 及 20%, 计算得到结果偏差均在 1.0% 之内,说明采用的网格具有独立性。

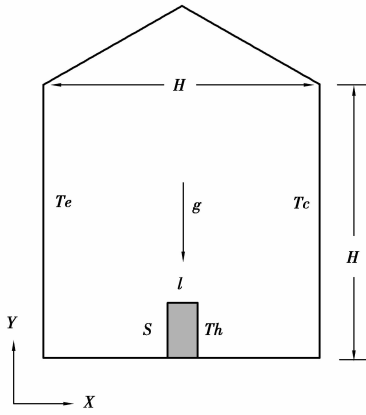


图 1 物理模型

1.2 控制方程

为简化分析,做如下假设:将空气流动视为层流、稳态、不可压缩;室内空气热物性为常数,密度随温度的变化遵循 Boussinesq 假设。则该问题的无量纲控制方程^[15]为连续性方程

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

动量方程

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

$$\frac{\partial UV}{\partial X} + \frac{\partial VV}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + PrRaT \quad (3)$$

能量方程

$$\frac{\partial (UT)}{\partial X} + \frac{\partial (VT)}{\partial Y} = \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} \quad (4)$$

控制方程中采用的无量纲变量分别定义为

无量纲几何参数: $(X, Y) = (x, y) / H$;

无量纲速度: $(U, V) = (u, v) H / \alpha$;

无量纲压力: $P = p / \rho(\alpha / H)^2$;

无量纲温度:

$$T = (t - t_0) / (t_h - t_c) = (t - t_0) / \Delta T.$$

上述方程中, $H, \alpha / H, \Delta T$ 分别作为长度、速度、温度的特征尺度进行无量纲参数化。此外,引入 Prandtl 数 Pr 、

Rayleigh 数 Ra 作为无量纲控制参数,分别定义为: $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$,

$$Ra = \frac{g\beta_r\Delta TH^3}{\nu\alpha},$$

其中 ν 为运动粘滞系数, α 为导热系数。

1.3 物性参数

所采用物理参数为:参考温度为 300K, $Pr = 0.71$, $T_h = 305K$, $T_c = 295K$, $\beta = 0.00333$, $\nu = 1.589 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, $\alpha = 2.724 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, $\rho = 1.1766 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 1.8754 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$, 重力加速度 $g = 9.807 \text{ m/s}^2$ 。

1.4 数值求解

计算了 Ra 为 $10^3 \sim 10^6$ 时封闭室内自然对流情况^[16]。采用控制容积法(FVM)进行离散,压力-速度耦合方程采用 SIMPLE 算法^[17];压力差值方案选择标准格式,动量和能量方程均采用二阶迎风格式;压力和动量欠松弛因子分别采用 0.3 和 0.25^[18]。

2 结果与讨论

2.1 等温线与流线特征

图 2 为 $Ra = 10^3 \sim 10^6$, 热源处于中间位置时的温度场和流场图。从图中可以看出,室内温度场和流场随着 Ra 的变化而变化。对于温度场,在 $Ra = 10^3$ 时,等温线以热源为中心向外扩散呈拱形,靠近壁面处多为竖直方向,说明此时的传热机理主要以导热为主。在 $Ra = 10^4$ 时,以内热源所在界面为对称面,温度场等值线开始发生弯曲变形,即逐渐由竖直方向向水平方向变化。随着 Ra 的增大,变形逐渐明显,对流换热作用逐渐增强。当 Ra 增大到 10^6 时,冷壁面附近的温度等值线几乎保持垂直,形成薄边界层,说明此时的换热机理为对流换热。对于流场,从图中可以看出,所有流场的共同点为:在底部热源浮升力的作用下,气流先从热源中部向上运动,后在房间左、右壁面处向下运动,整个流场由两个对称反向的涡旋组成。随着 Ra 的增大,两个涡旋也逐渐增大并变成椭圆,涡旋的中心逐渐上升向房间顶部靠拢。

由上述分析可知,存在热源的封闭房间在低温壁面处会产生边界层,较大的温度梯度会使人产生不舒适感,建议工作人员避免在墙壁区域工作。在高 Ra 数时,房间地面和冷壁面的交汇处会形成漩涡死角,易造成污染,应注意清洁。

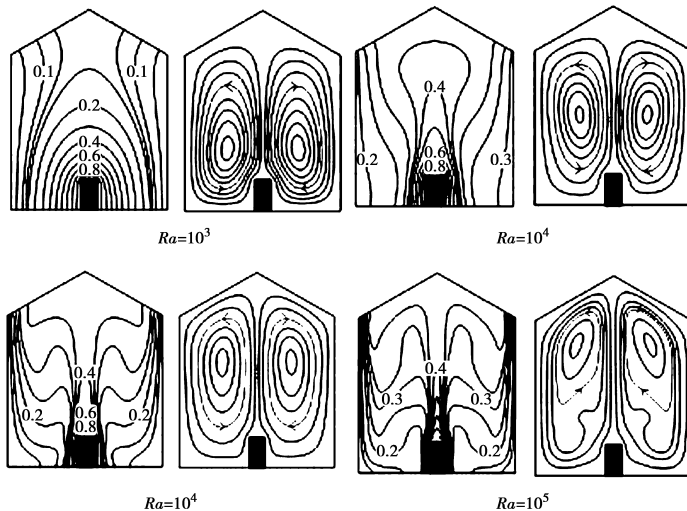


图 2 $D=0.5$ 时不同 Ra 下的温度场和流场图

为研究热源位置对室内自然对流过程的影响,设 $D = \frac{\text{热源距左墙面距离}}{\text{地面宽度}}$ 。对 $D=0, D=0.25, D=0.5, D=0.75, D=1$, 5 种情况下室内自然对流情况进行了数值计算(由于所选热源位置是对称的关系,因此文中只列举 $D=0, D=0.25, D=0.5$, 3 组图形)。如图 2~4 所示,可以看出,等温线和流线是随着热源位置的改变而改变,靠近热源位置的温度梯度较大。随着 Ra 的增大、室内对流换热作用的增强,室内

中心部位的等温线由均匀曲线变为形状不规则的曲线。在流线图中,除 $D=0.5$ 情况,其余 4 种情况的流线都是形状不规则、大小不一的涡。 $D=0$ 时,热源紧靠冷壁面,一侧接触空气,影响气流的运动,形成了两个涡,上面的涡随着 Ra 的增大而增大且有向上运动的趋势;而在 $D=0.25, Ra=10^5$ 和 $Ra=10^6$ 时,热源两侧都会接触空气,因此 Ra 增大时会分裂成 3 个涡,这种现象的产生与热源位置有关。

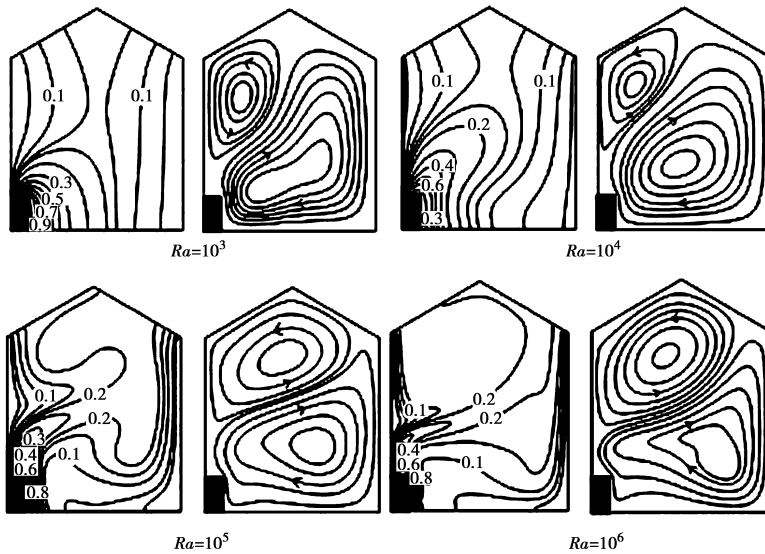


图 3 $D=0$ 时不同 Ra 下的温度场和流场图

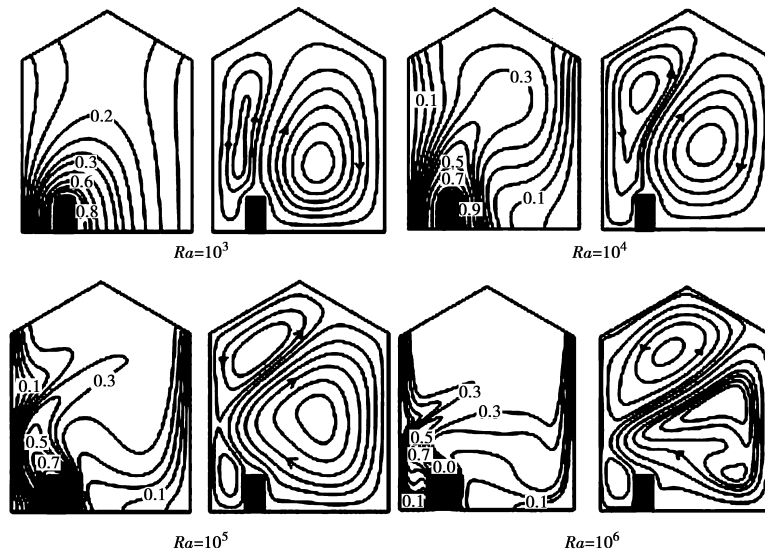


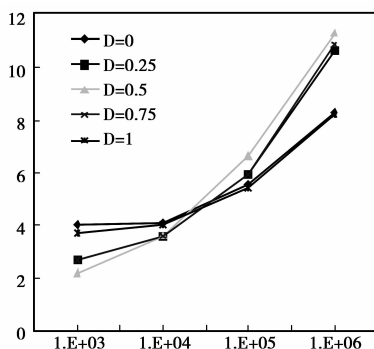
图 4 $D=0.25$ 时不同 Ra 下的温度场和流场图

2.2 Nu 数的变化特征

Nu 数随 Ra 数的变化关系如图 5 所示。将不同 Ra 数、不同热源位置下计算出的 Nu 数进行比较,可以看出,不同 D 值下, Nu 与 Ra 数的关系曲线形状大致相同,均为以 Ra 为自变量的幂指数函数,拟合的线性相关性可达 90%。 $D=0.5$ 时的曲线最陡, $D=0$ 时的曲线最平缓, $D=0.25$ 与 $D=0.75$ 2 种情况下 Nu 曲线几乎重合,只是在 $Ra=10^6$ 时有较小的差值。当 $Ra=10^3$ 时, $D=0$ 与 $D=1$ 两种情况下 Nu 最大,

这是由于 2 种情况下的热源位置都在壁面附近,虽然此时的室内传热以热传导为主,但仍然存在较弱的热对流形式,而热源只与一侧空气接触,故对流换热阻力较小, Nu 值相对较大。随着 Ra 的增大,室内的对流换热越来越强烈,与空气接触的热壁面无量纲场地增大, Nu 值也必然增大。

将 5 种情况下的 Nu 与 Ra 数进行拟合,得到的公式如表 1 所示。

图5 不同热源位置下 Nu 随 Ra 的变化表1 不同热源位置时的 Nu 数公式

D	Nu
0	$1.732Ra^{0.107}$
0.25	$0.627Ra^{0.201}$
0.5	$0.410Ra^{0.0241}$
0.75	$0.609Ra^{0.203}$
1	$1.522Ra^{0.116}$

3 结论

$Ra=10^3$ 时,等温线以热源为中心呈均匀拱形向外扩散,靠近热源位置的温度梯度较大,随着 Ra 数的增加,传热由热传导向热对流转变,等温线逐渐弯曲变形,在冷壁和热壁附近形成薄边界层。

$Ra=10^3$ 时,流线呈现为两个反方向对称的涡,涡的大小与热源位置有关。随着 Ra 增大,热源上方的涡逐渐增大且有向上的运动趋势。 $D=0.25$ 情况下分裂为3个涡。

$Ra=10^3$ 时, $D=0$ 与 $D=1,2$ 种情况下的 Nu 最大。 Nu 数与 Ra 数呈幂数关系,拟合的线性相关性可达90%,符合理想效果。

热源的位置对换热量的影响较大, $D=0.5$ 时 Nu 数曲线最陡, $D=0$ 时曲线最平缓。

存在热源的封闭房间在低温壁面处会产生边界层,较大的温度梯度会使人产生不舒适感,建议工作人员避免在墙壁区域工作;在高 Ra 数时,房间地面和冷壁面的交汇处会形成漩涡死角,易造成污染,应注意清洁。

参考文献:

- [1] 赵福云. 室内空气多态模拟及对流反演[D]. 长沙: 湖南大学, 2008.
- [2] De Vahl Davis G, Jones I P. Natural Convection of Air in a Square Cavity[J]. Int. J. Numerical Methods in Fluids, 1983(3): 249-264.
- [3] E. Bilgen, R. Ben Yedder. Natural convection in enclosure with heating and cooling by sinusoidal temperature profiles on one side[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2007 (50): 139-150.
- [4] E. Bilgen. Natural convection in cavities with a thin fin on the hot wall[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2005(48): 3493-3505.
- [5] T. Basak, S. Roy, A. R. Balakrishnan. Effects of thermal boundary conditions on natural convection flows within a square cavity [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2006 (49): 4525-4535.
- [6] 汤广发, 陈在康, 吕文翔, 等. 二维层流室内自然对流数值解[J]. 空气动力学学报, 1986(4): 407-414.
- [7] 李光正, 马洪林, 张宁. 原始变量法计算封闭腔内自然对流[J]. 华中科技大学学报, 2004, 21(2): 4-7.
- [8] 马洪林. 封闭腔内高瑞利数(Ra)层流与湍流自然对流数值模拟[D]. 武汉: 华中科技大学, 2004.
- [9] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [10] 章熙民, 任泽需, 等. 传热学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001.
- [11] 李光正, 李贵, 张宁. 封闭腔内自然对流数值研究[J]. 华中科技大学学报: 城市科学版, 2002, 19(4): 20-22.
- [12] 马洪林. 封闭腔内高瑞利数(Ra)层流与湍流自然对流数值模拟[D]. 武汉: 华中科技大学, 2004.
- [13] 傅德薰, 马延文. 计算流体力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
- [14] 杨伟, 孙跃, 薛思浩, 等. 射流混水过程数值研究[J]. 水资源与水工程学报, 2010, 21(5): 72-75.
- [15] 王福军. 计算流体力学分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [16] 江帆, 黄鹏. Fluent高级应用与实例分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.
- [17] Pantankar S V. Numerical heat transfer and fluid flow[J]. McGraw Hill, New York, 1980.
- [18] 杨伟, 孙跃, 杨光, 等. 高压切割喷嘴冲击磨损的数值分析[J]. 水资源与水工程学报, 2011, 22(4): 133-135.

(编辑 王维朗)