

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2015.01.001

湿空气自然对流下相对湿度分布研究

陈文昌¹, 李 林¹, 肖 婷¹, 李朝军¹, 赵福云^{1,2}

(1. 湖南工业大学 土木工程学院, 湖南 株洲 412007; 2. 武汉大学 动力与机械学院, 湖北 武汉 430072)

摘 要: 针对建筑室内壁面结露位置问题, 利用计算流体力学(CFD)方法, 数值模拟室内多组热瑞利数和湿瑞利数作用下自然对流, 分析室内空气相对湿度分布, 判断室内冷凝发生的可能区域。研究结果表明: 当温度梯度和水蒸气质量分数梯度方向相同时, 室内流动加强; 反之, 流动减弱; 室内空气流动结构直接影响室内相对湿度的分布, 相对湿度最大点位于水分质量分数高的壁面上部, 且随着流动强度增大沿着流动方向移动。

关键词: 计算流体力学; 相对湿度; 结露

中图分类号: TU111

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2015)01-0001-09

Study on the Relative Humidity Distribution Under Moist Air Natural Convection

Chen Wenchang¹, Li Lin¹, Xiao Ting¹, Li Chaojun¹, Zhao Fuyun^{1,2}

(1. School of Civil Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China;

2. School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China)

Abstract: In view of the problem of the location of indoor wall condensation, simulates numerically the indoor natural convection under the action of thermal Rayleigh numbers and moisture Rayleigh numbers by the the method of computational fluid dynamics(CFD), and analyses the indoor air relative humidity distribution and determines the indoor possible condensation areas. The results indicate that the indoor air flow strengthens when the temperature gradient and the water vapor mass fraction gradient are in the same direction, otherwise it decreases. The indoor air flow structure directly affects the indoor relative humidity, and the point of maximum relative humidity locates at the wall of high moisture fraction, which moves along the flow direction with the increased flow intensity.

Keywords: computational fluid dynamics; relative humidity; condensation

0 引言

空气相对湿度对室内空气品质影响较大, 相对湿度的分布不仅影响人们对室内空气质量的感知程度, 而且会影响室内温度、污染物浓度分布, 对室内热舒适性产生直接影响。当湿度减小时, 人会感觉空气更加新鲜, 并感到凉爽; 当湿度增大时, 人体会感觉身体表面潮湿、闷热, 此外细菌等微生物繁殖速度加快, 形成微生物污染^[1-2]。因此在满足舒

适温度的前提下, 相对湿度的控制显得尤为重要, 同时它会直接影响建筑能耗。

自然对流下腔体双扩散热质传递的数值模拟计算和实验研究是一个非常意义的研究方向。许多研究者分析了腔体双扩散模型下的热质传递速率、流动结构特点、对流扩散相互作用等问题^[3-11], 还有多孔介质腔体内相似性的问题^[4,12-13]。但很少有研究腔体内温度梯度和水蒸气质量分数梯度相互耦合作

收稿日期: 2014-11-27

基金项目: 科技部十二五科技支撑计划子课题基金资助项目(2011BAJ03B07)

作者简介: 陈文昌(1989-), 男, 湖南长沙人, 湖南工业大学硕士生, 主要研究方向为建筑室内环境模拟及模型实验,

E-mail: chenwenchang1234@163.com

用下,相对湿度分布以及结露可能发生位置的判断问题。本文对多组平行温度梯度和水蒸气质量分数梯度相互作用下的热湿工况进行模拟研究,探寻腔体内相对湿度分布以及最有可能发生冷凝的位置。

1 物理数学模型

将建筑室内环境物理模型简化为二维稳态封闭方形腔模型,见图1。其几何尺寸为 $0.1\text{ m} \times 0.1\text{ m}$;左壁面恒定温度为 T_l ,恒定水蒸气质量分数为 C_l ;右壁面恒定温度为 T_r ,恒定水蒸气质量分数为 C_r ;上下面为绝热绝湿;重力加速度为 g ;左右壁面形成平行温度梯度和水蒸气质量分数梯度相互作用;计算介质为干空气与水蒸气组成的单相二元组分混合物。

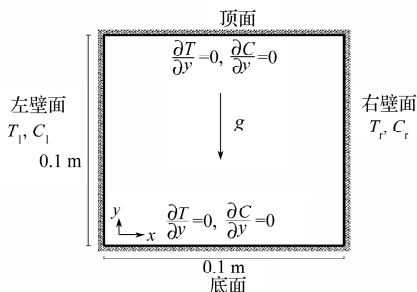


图1 二维封闭方形腔示意图

Fig. 1 Schematic of two-dimensional closed square cavity

方腔内假设为稳态层流,不考虑辐射,腔内介质完全混合,组分之间不发生化学反应,密度 ρ 变化符合 Boussinesq 假设。根据室内平均温度 \bar{T} 和平均水蒸气质量分数 \bar{C} 得

$$\rho(T, C) = \rho_0(1 - \beta_T \Delta T - \beta_C \Delta C), \quad (1)$$

式中: ρ_0 为室内平均温度 \bar{T} 和平均水蒸气质量分数 \bar{C} 对应下的混合物密度, kg/m^3 ;

ΔT 为室内温度与平均温度 \bar{T} 的差值, K;

ΔC 为室内水蒸气质量分数与室内平均水蒸气质量分数 \bar{C} 的差值;

β_T 为热膨胀系数, $1/\text{K}$;

β_C 为水蒸气质量分数膨胀系数, %。

根据理想气体方程计算, 得热膨胀系数

$$\beta_T = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial T} = \frac{1}{\bar{T}}. \quad (2)$$

根据 Costa 假设^[12], 得水蒸气质量分数膨胀系数

$$\beta_C = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial C} = \frac{M_a - M_v}{(M_a - M_v)\bar{C} + M_v} \times 100\%, \quad (3)$$

式中 M_a , M_v 分别为干空气和水蒸气的摩尔质量, kg/mol 。

比热、导热率和运动粘度按质量平均混合定律计算, 其他物性参数设为常数。

2 求解方程与离散方法

计算使用 Fluent 软件, 压力和速度耦合项采用压力耦合方程组的半隐式方法 (semi-implicit method for pressure linked equations, SIMPLE), 压力项采用 body weighted force 格式, 其余项采用二阶迎风格式。层流情况下质量、动量、能量、水蒸气质量分数守恒方程如下:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right), \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + (\rho - \rho_0)g, \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho C_p T u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho C_p T v)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right), \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho C)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho C u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho C v)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(D \frac{\partial(\rho C)}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(D \frac{\partial(\rho C)}{\partial y} \right). \quad (8)$$

式(4)~(8)中: u, v 分别为流体在 x, y 方向的速度, m/s ; p 为压力, Pa ; μ 为动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; τ 为时间, s ; C_p 为比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; λ 为导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; D 为质扩散率, m^2/s 。

3 边界条件

根据室内平均温度 \bar{T} 和平均水蒸气质量分数 \bar{C} , 可得普朗特数 $Pr=0.7$, 施密特数 $Sc=0.6$ 。

热瑞利数

$$Ra_T = \frac{gL^3 \beta_T \Delta T}{\nu a}, \quad (9)$$

湿瑞利数

$$Ra_C = \frac{gL^3 \beta_C \Delta C}{\nu D}, \quad (10)$$

式(9)~(10)中: L 为特征长度, m ; ν 为运动粘度, m^2/s ; a 为热扩散率, m^2/s 。

根据湿瑞利数和热瑞利数在 $10^3 \sim 2 \times 10^8$ 范围内变化, 来数值模拟方腔内流体热湿传递和相对湿度分布。根据气象资料, 查找可用湿空气饱和水蒸气

质量分数 C , 如图2所示^[12]。

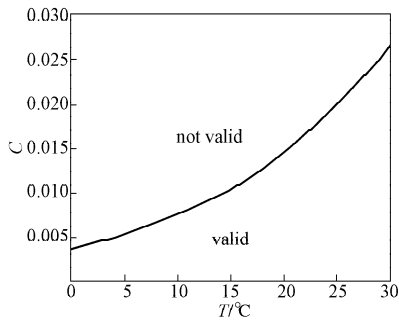


图2 摄氏温度对应下饱和水蒸气质量分数图

Fig. 2 The saturated water vapor mass fraction corresponding to celsius temperature

因为本文数值模拟过程未考虑湿空气冷凝结露

问题, 所以模拟得到的水蒸气质量分数应经过换算与可用的饱和水蒸气质量分数进行对比, 以确保模拟计算的合理性。

4 计算结果及分析

4.1 热浮升力作用

封闭腔体内流体流动是由热浮升力和湿浮升力相互作用引起的, 浮升力的特征参数是瑞利数。假设左右壁面水蒸气质量分数差 ΔC 恒定不变, 即 $Ra_c = 2 \times 10^5$; 随着温度差的增大, Ra_T 从 10^3 增大至 4×10^6 , 数值模拟腔体内热湿传递以及相对湿度分布。当湿瑞利数 Ra_c 不变, 热瑞利数 Ra_T 增大时, 腔体内的温度场、流场、相对湿度场如图3~8所示。

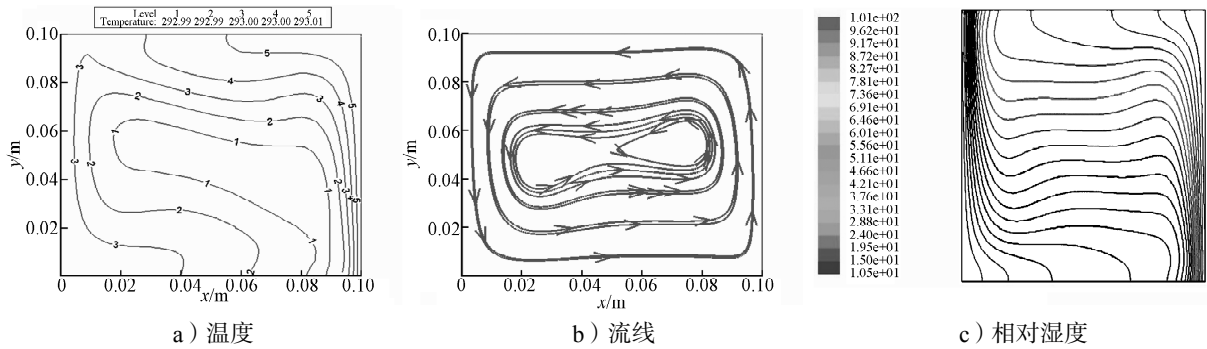


图3 当 $Ra_T=10^3$ 时, 温度、流线、相对湿度分布

Fig. 3 The distribution of temperature, streamline and relative humidity when $Ra_T=10^3$

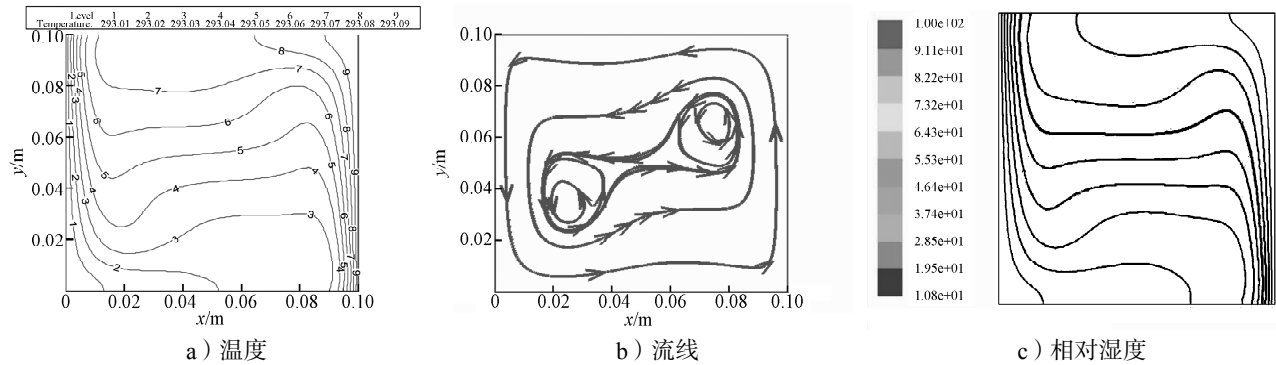


图4 当 $Ra_T=10^4$ 时, 温度、流线、相对湿度分布

Fig. 4 The distribution of temperature, streamline and relative humidity when $Ra_T=10^4$

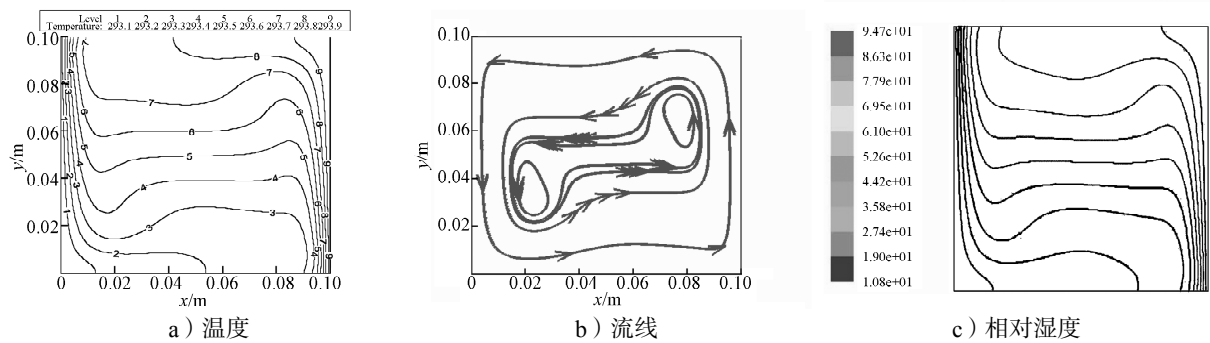
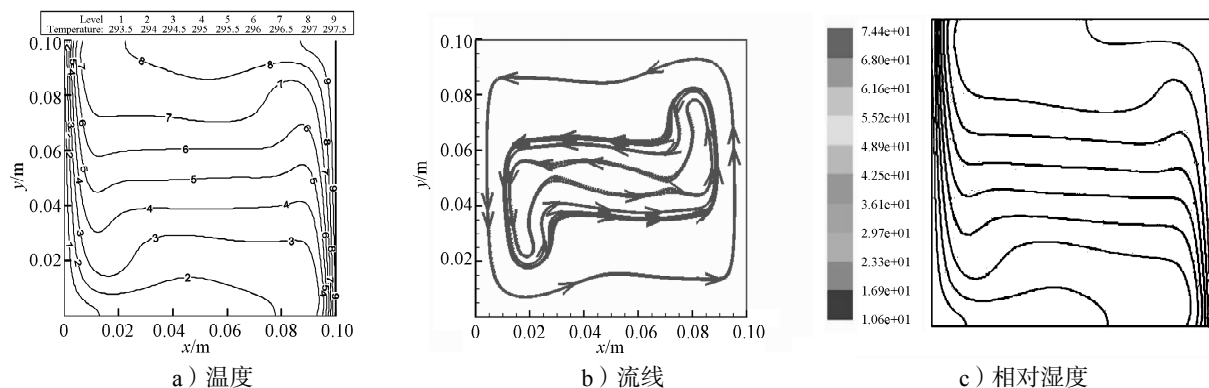
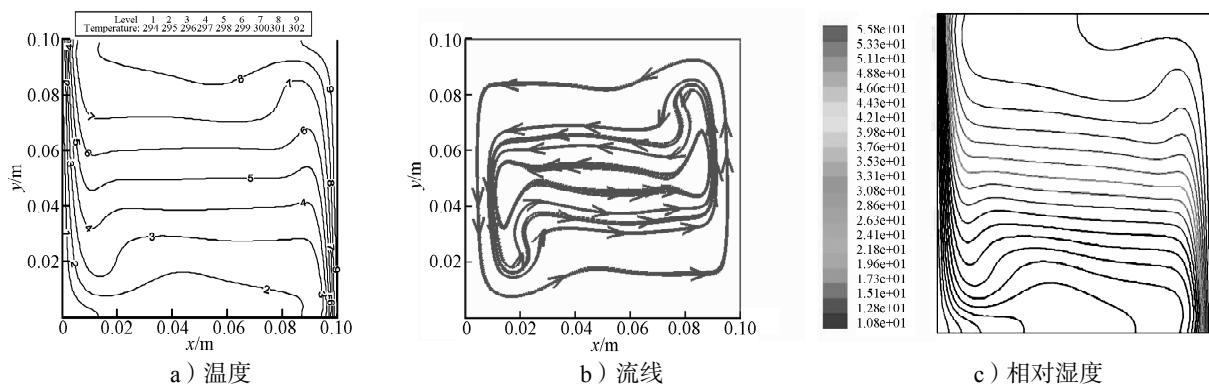
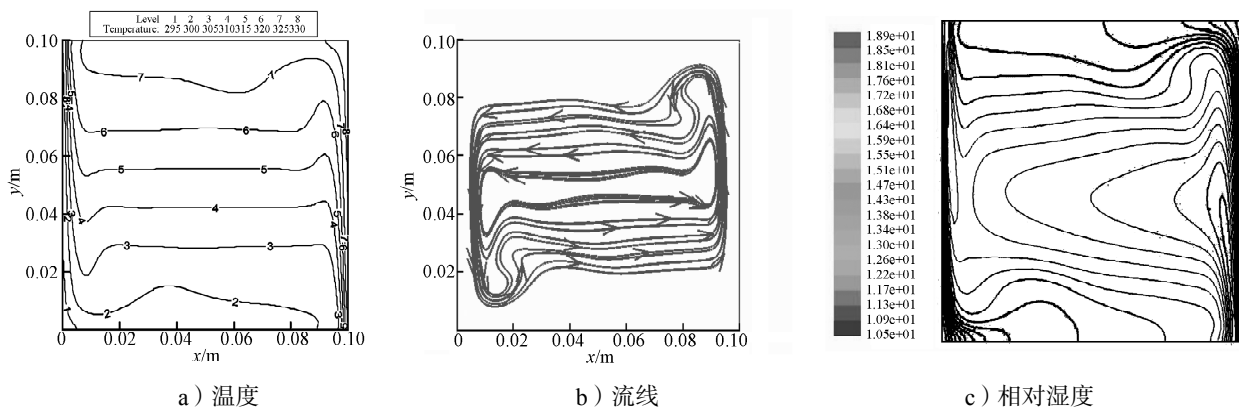


图5 当 $Ra_T=10^5$ 时, 温度、流线、相对湿度分布

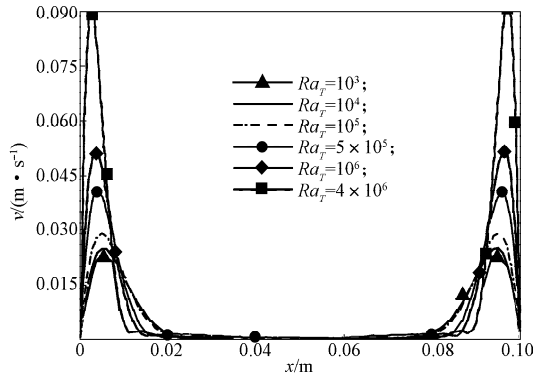
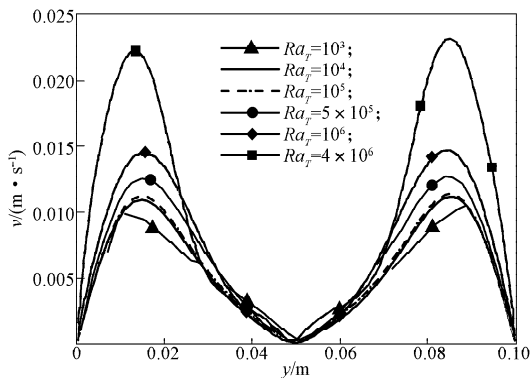
Fig. 5 The distribution of temperature, streamline and relative humidity when $Ra_T=10^5$

图6 当 $Ra_T=5 \times 10^5$ 时, 温度、流线、相对湿度分布Fig. 6 The distribution of temperature, streamline and relative humidity when $Ra_T=5 \times 10^5$ 图7 当 $Ra_T=10^6$ 时, 温度、流线、相对湿度分布Fig. 7 The distribution of temperature, streamline and relative humidity when $Ra_T=10^6$ 图8 当 $Ra_T=4 \times 10^6$ 时, 温度、流线、相对湿度分布Fig. 8 The distribution of temperature, streamline and relative humidity when $Ra_T=4 \times 10^6$

由图3~8的温度图可知,随着热瑞利数 Ra_T 的增大,腔内流动增强,等温线分层明显;腔内顶部温度高,底部温度低,等温线在腔体中心呈水平分布,较稀疏;在壁面处呈垂直分布,较密集。这是因为壁面处对流强度增加,等温线弯曲,幅度不断增大。

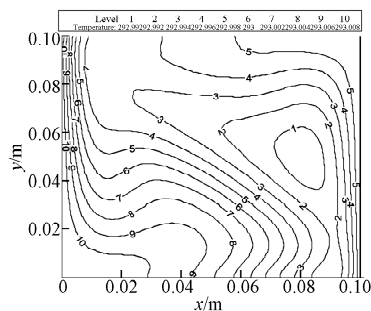
由图3~8的流线图可知,腔内流动结构基本相似,湿空气呈逆时针方向流动,沿着高温壁面上升,低温壁面下降,腔内衍生逆时针漩涡,影响区

域不断增大。靠近壁面流速较大,靠近腔体中心流速较小,这是由于湿浮升力和热浮升力相互作用,靠近壁面对流作用较中心强烈引起的。在面 $y=0.05$ m 和面 $x=0.05$ m 上的速度呈抛物线分布,分别如图9和图10所示。由图9可知,在面 $y=0.05$ m 上,点 $x=0.005$ m 和 $x=0.095$ m 附近处速度取得最大值,约为 0.09 m/s。由图10可知,在面 $x=0.05$ m 上,点 $y=0.013$ m 和 $y=0.088$ m 附近处速度取得最大值,约为 0.023 m/s。由此可见,腔体内扰动较小,湿空气热传递作用较弱。

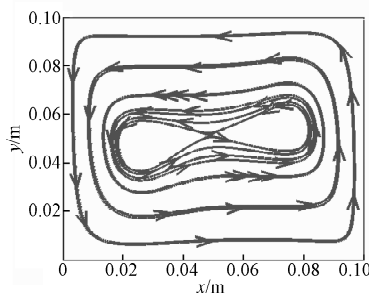
图9 面 $y=0.05$ m上速度分布Fig. 9 The velocity distribution at $y=0.05$ m图10 面 $x=0.05$ m上速度分布Fig. 10 The velocity distribution at $x=0.05$ m

随着热瑞利数 Ra_T 增大,室内平均温度升高,而平均水分质量分数不变,腔体内平均相对湿度减小。由图3~8的相对湿度图可知,等相对湿度线分层明显,呈水平分布,顶部相对湿度较高,底部较低,壁面附近等相对湿度线弯曲明显。这是由于壁面处对流作用不断增大,等相对湿度线在壁面处弯曲程度增加,且壁面附近弯曲度最大。在面 $y=0.05$ m和 $x=0.05$ m上,相对湿度场分布分别如图11~12所示。

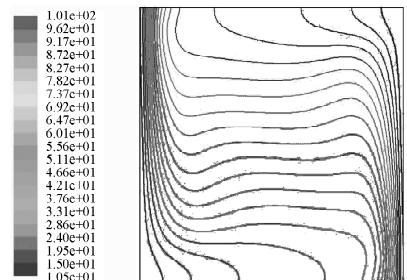
由图11可知,腔内中心沿 x 方向,靠近壁面处相对湿度呈增大趋势,中心基本保持不变。当热瑞利数 $Ra_T=10^3$ 时,在面 $y=0.05$ m上,点 $x=0.10$ m附近处相对湿度取得最大值,接近100%,达到冷凝的临界条件,是最有可能出现冷凝的位置。



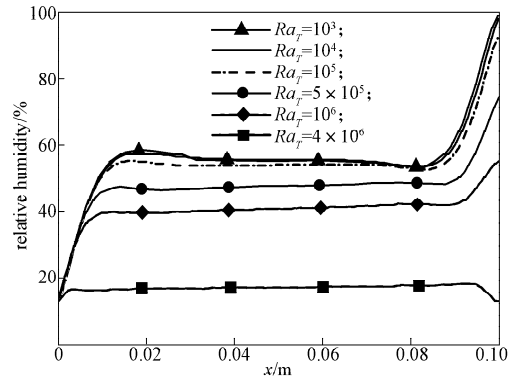
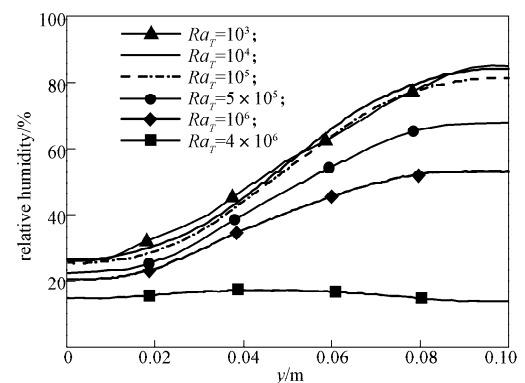
a) 温度



b) 流线



c) 相对湿度

图13 当 $Ra_T=10^3$ 时,温度、流线、相对湿度分布Fig. 13 The distribution of temperature, streamline and relative humidity when $Ra_T=10^3$ 图11 面 $y=0.05$ m上相对湿度分布Fig. 11 The distribution of relative humidity at $y=0.05$ m图12 面 $x=0.05$ m上相对湿度分布Fig. 12 The distribution of relative humidity at $x=0.05$ m

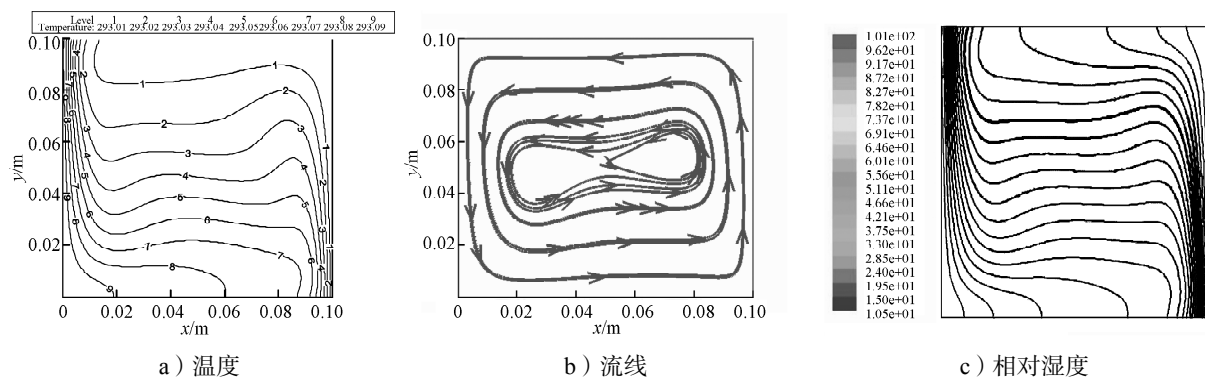
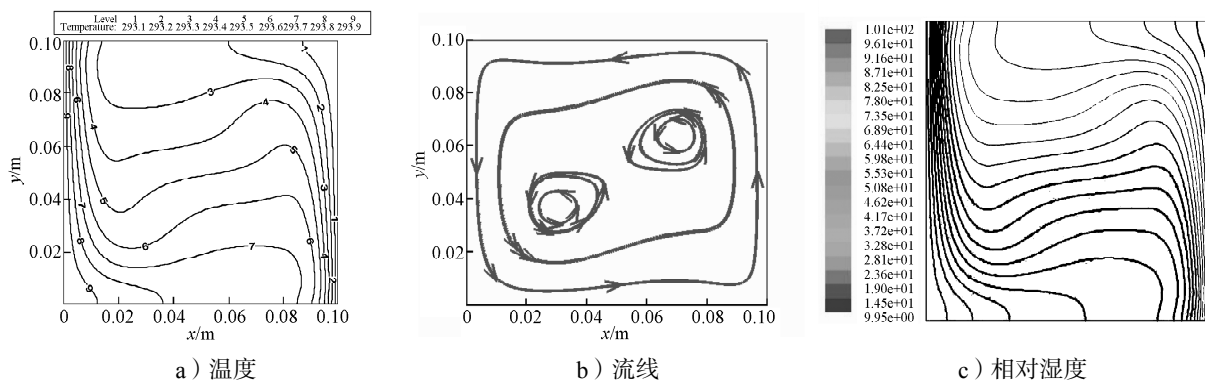
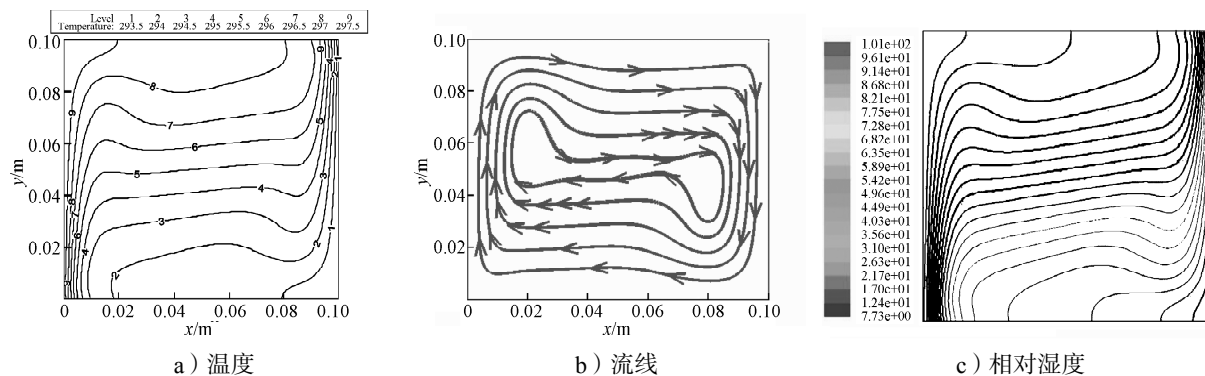
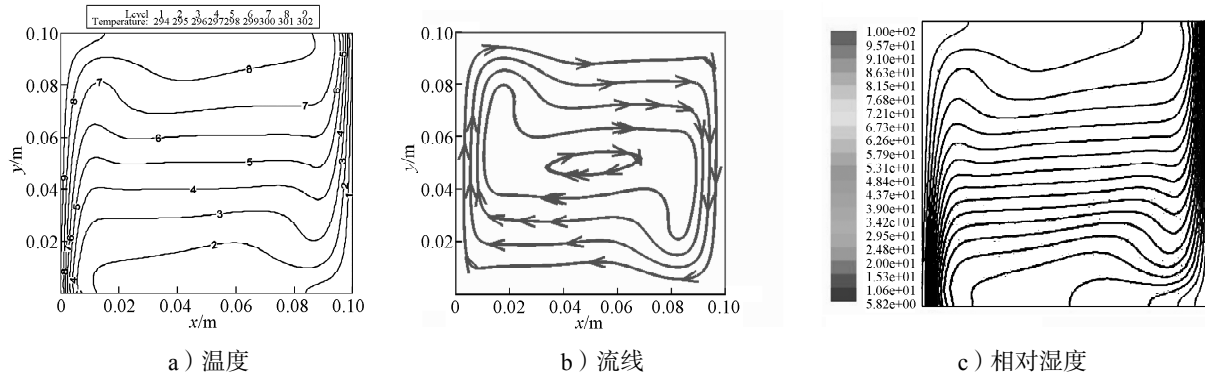
由图12可知,腔内中心沿 y 方向,相对湿度增大,在顶面处达到最大。

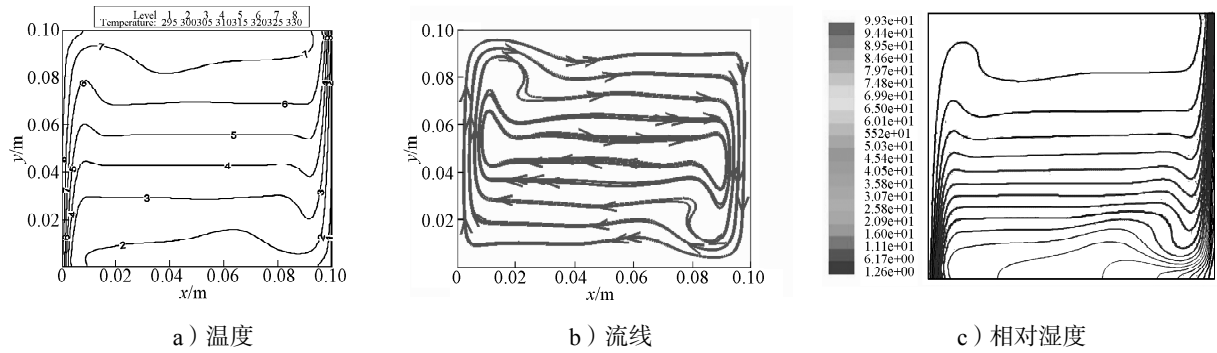
总体来看,随着热瑞利数增大,腔内流体热湿传递作用不断加强,但扰动较弱,对流作用不明显。

4.2 反向热浮升力作用

前面假设热瑞利数 Ra_T 和湿瑞利数 Ra_C 都为正,即热浮升力与湿浮升力同向。下面假设当湿瑞利数不变($Ra_C=2 \times 10^5$),热瑞利数 Ra_T 反向增大时,即热浮升力与湿浮升力反向,来数值模拟方腔内流体热湿传递和相对湿度分布。

当湿瑞利数 Ra_C 不变,热瑞利数 Ra_T 反向增大时,腔体内温度场、流场、相对湿度场,如图13~18所示。

图 14 当 $Ra_T = -10^4$ 时, 温度、流线、相对湿度分布Fig. 14 The distribution of temperature, streamline and relative humidity when $Ra_T = -10^4$ 图 15 当 $Ra_T = -10^5$ 时, 温度、流线、相对湿度分布Fig. 15 The distribution of temperature, streamline and relative humidity when $Ra_T = -10^5$ 图 16 当 $Ra_T = -5 \times 10^5$ 时, 温度、流线、相对湿度分布Fig. 16 The distribution of temperature, streamline and relative humidity when $Ra_T = -5 \times 10^5$ 图 17 当 $Ra_T = -10^6$ 时, 温度、流线、相对湿度分布Fig. 17 The distribution of temperature, streamline and relative humidity when $Ra_T = -10^6$

图 18 当 $Ra_T = -4 \times 10^6$ 时, 温度、流线、相对湿度分布Fig. 18 The distribution of temperature, streamline and relative humidity when $Ra_T = -4 \times 10^6$

由图13~15可知, 当热瑞利数 $Ra_T = -10^3, -10^4, -10^5$ 时, 由于热瑞利数小于湿瑞利数, 湿浮升力起主导作用, 流体呈逆时针流动, 腔内以湿扩散为主。等温线和等相对湿度线分层明显, 在腔体中心呈水平分布, 在壁面处呈垂直分布, 等温线从右向左弯曲, 等相对湿度线也呈现相同的趋势; 在腔体左上角和右下角, 水蒸气质量分数梯度和温度梯度最大。

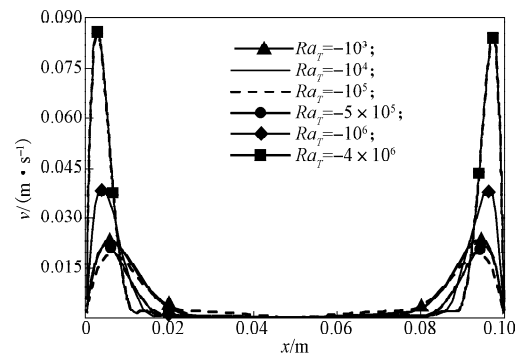
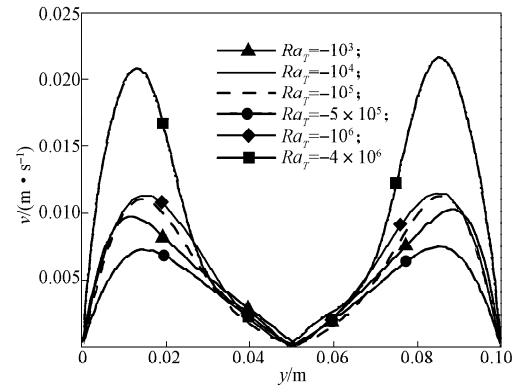
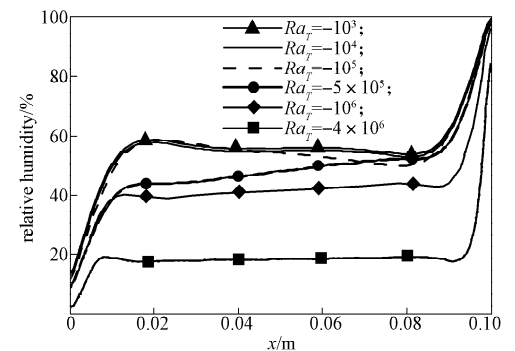
由图16~18可知, 当热瑞利数 Ra_T 达到 -5×10^5 , 大于湿瑞利数 Ra_C 时, 热浮升力起主导作用, 腔内流动反向, 呈顺时针流动。等温线和等相对湿度线分层明显, 分布与前面相似, 但弯曲方向相反, 从左向右; 在腔体左下角和右上角, 水蒸气质量分数梯度和温度梯度最大。随着热瑞利数的增大, 腔体流动强度增加。

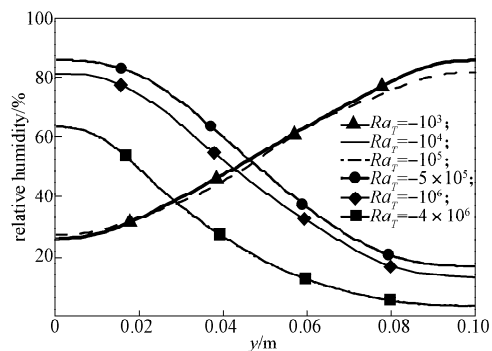
当热瑞利数 Ra_T 增大但小于湿瑞利数 Ra_C 时, 腔体内流动微弱; 当热瑞利数 Ra_T 增大且大于湿瑞利数 Ra_C 时, 腔体内流动明显加强。在面 $y=0.05$ m 和面 $x=0.05$ m 上, 速度和相对湿度分布如图19~22所示。

由图19可知, 在面 $y=0.05$ m 上, 点 $x=0.005$ m 和 $x=0.095$ m 附近处速度最大, 约为 0.087 m/s。由图20可知, 在面 $x=0.05$ m 上, 点 $y=0.015$ m 和 $y=0.085$ m 附近处, 速度最大, 约为 0.021 m/s。比较2个面的速度最大值可知, 壁面附近流速大, 腔体中心流速小, 但总体流速较小, 对流作用不明显。

由图21可知, 在面 $y=0.05$ m 上, 沿 x 方向靠近壁面 0.02 m 内, 相对湿度呈递增趋势, 在中心基本保持不变, 在右壁面取得最大值, 接近 100% , 最大相对湿度点随着热瑞利数增大下移。由图22可知, 当 $Ra_T = -10^3, -10^4, -10^5$ 时, 在面 $x=0.05$ m 上, 相对湿度沿 y 方向呈现单调递增的趋势, 在顶部右侧取到最大值, 接近 80% ; 当 Ra_T 继续增大时, 腔体内流动呈顺时针方向, 相对湿度呈现递减的趋势, 底部左侧较大, 顶部右侧较小。由此可见, 反向热浮升力和湿浮升力相互作用, 驱动腔内流体流动, 流动强度较

同向浮升力作用弱。

图 19 面 $y=0.05$ m 上速度分布Fig. 19 The velocity distribution at $y=0.05$ m图 20 面 $x=0.05$ m 上速度分布Fig. 20 The velocity distribution at $x=0.05$ m图 21 面 $y=0.05$ m 上相对湿度分布Fig. 21 The distribution of relative humidity at $y=0.05$ m

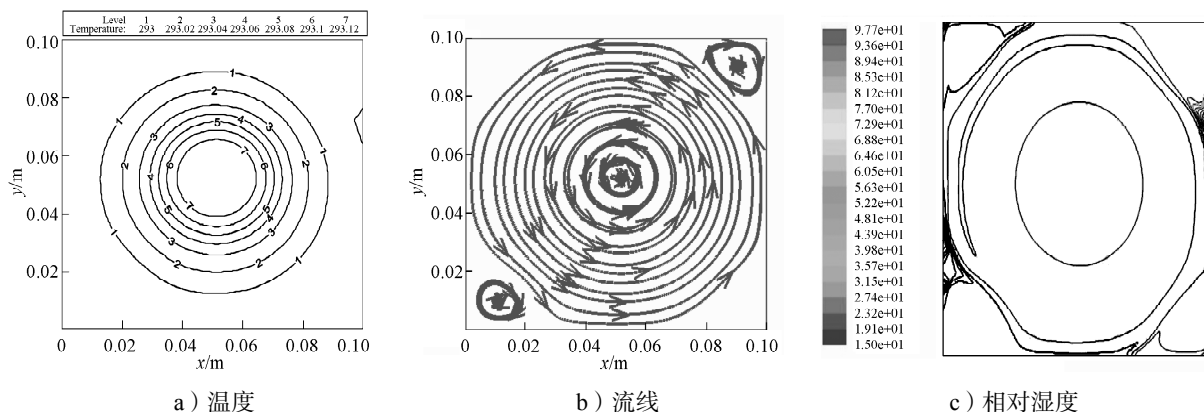
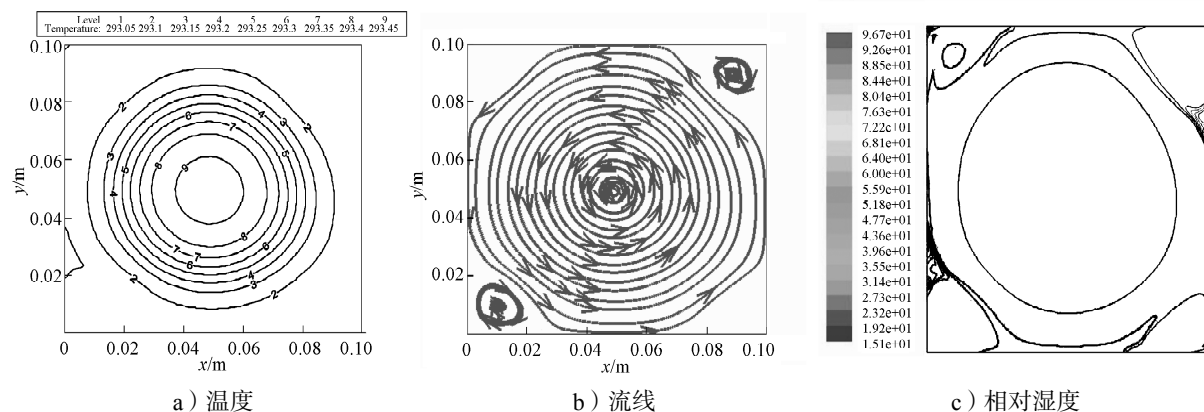
图22 面 $x=0.05\text{ m}$ 上相对湿度分布Fig. 22 The distribution of relative humidity at $x=0.05\text{ m}$

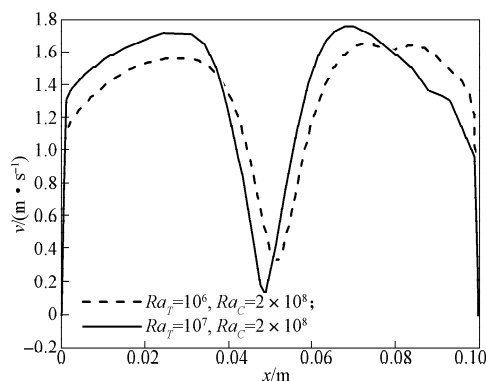
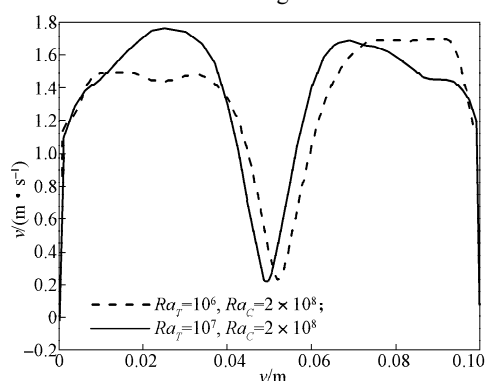
4.3 高瑞利数下热湿传递

根据前面数值模拟结果发现, 瑞利数在 10^6 级范围以内变化时, 腔内热湿传递强度较弱, 扰动不明显。为了更大范围研究浮升力作用下腔体热湿传递以及相对湿度的分布, 将瑞利数增大到 2×10^8 。下面在 2 种工况下进行模拟研究: 1) $Ra_T=10^6$, $Ra_C=2 \times 10^8$; 2) $Ra_T=10^7$, $Ra_C=2 \times 10^8$ 。腔体在 2 种工况下的温度场、流场、相对湿度场分布如图 23~24 所示。

由图 23~24 的温度图可知, 等温线由一组同心圆组成, 中心温度高, 向外逐渐降低, 这是由于壁面附近流体速度远大于腔体中心流体速度, 壁面附近热传递最强, 热量在中心积累引起的。由流线图可知, 同向热浮升力和湿浮升力相互作用, 腔内呈现逆时针流动。流线由一组同心圆组成, 对流作用非常明显, 且在左下角, 右上角开始衍生顺时针小漩涡, 这是由于流体在中心位置呈逆时针旋转, 驱动腔体局部死角形成的。由相对湿度图可知, 腔内右侧相对湿度高, 左侧相对湿度低, 中心基本不变, 腔体右上角相对湿度达 98%, 是冷凝最有可能发生的位置。

2 种工况下, 在面 $y=0.05\text{ m}$ 和面 $x=0.05\text{ m}$ 上, 速度分布如图 25~26 所示。由图可知, 当湿瑞利数 Ra_C 为 2×10^8 , 腔内最大速度约为 1.8 m/s 。工况 2) 时, 腔体内平均速度较工况 1) 时大, 扰动更加强烈。根据雷诺数 Re 计算结果, $Re_{\max}=2\ 135$, 判断该流动仍处于层流范围, 此时, 腔体内对流作用已非常明显。

图23 当 $Ra_T=10^6$, $Ra_C=2 \times 10^8$ 时, 温度、流线、相对湿度分布Fig. 23 The distribution of temperature, streamline and relative humidity when $Ra_T=10^6$, $Ra_C=2 \times 10^8$ 图24 当 $Ra_T=10^7$, $Ra_C=2 \times 10^8$ 时, 温度、流线、相对湿度分布Fig. 24 The distribution of temperature, streamline and relative humidity when $Ra_T=10^7$, $Ra_C=2 \times 10^8$

图25 2种工况下,面 $y=0.05$ m上的速度分布对比Fig. 25 The comparison of velocity distribution at $y=0.05$ m under two working conditions图26 2种工况下,面 $x=0.05$ m上的速度分布对比Fig. 26 The comparison of velocity distribution at $x=0.05$ m under two working conditions

5 结论和展望

1) 当热浮升力和湿浮升力方向相同时,室内空气流动得到加强;当两者相反时,流动减弱;湿浮升力对腔体内流动的作用较热浮升力小。

2) 室内空气流动结构直接影响室内空气相对湿度的分布;相对湿度最大点一般位于水分质量分数高的壁面上部,相对湿度最大点随着流动强度增大沿着流动方向移动;一般最先发生冷凝的位置是沿着流动方向的低温壁面附近。

3) 根据室内空气相对湿度的空间分布,可以确定最有可能发生冷凝的位置和冷凝量大小。

本文尚未将冷凝模型耦合到流动分析过程,希望在以后的研究中,能通过合理构建冷凝质量源项和能量源项模型,模拟室内空气自然对流条件下凝结露的动态过程,并通过相应实验模型进行验证。

参考文献:

[1] 张长兴,胡松涛,李安桂,等.空气相对湿度对室内污染物浓度的影响[J].环境与健康杂志,2008,25(9):840-842.

Zhang Changxing, Hu Songtao, Li Angui, et al. Influence of Air Relative Humidity on Indoor Air Quality[J]. Journal of Environment and Health, 2008, 25(9): 840-842.

[2] 胡敏,陈友明,郭兴国,等.空气湿度对人体舒适感的影响[J].制冷与空调,2007,21(3):111-115.

Hu Min, Chen Youming, Guo Xingguo, et al. Analyzing Air Humidity on Human Comfort[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2007, 21(3): 111-115.

[3] Zhao Fuyun, Tang Guangfa, Liu Di. Conjugate Natural Convection in Enclosure with External and Internal Heat Sources[J]. International Journal of Engineering Science, 2006, 44(3/4): 148-165.

[4] Asbik M, Sadki H, Hajar M, et al. Numerical Study of Laminar Mixed Convection in a Vertical Saturated Porous Enclosure: the Combined Effect of Double Diffusion and Evaporation[J]. Numerical Heat Transfer, 2002, 41(4): 403-420.

[5] Ma Xiaojun, Li Xianting, Shao Xiaoliang, et al. An Algorithm to Predict the Transient Moisture Distribution for Wall Condensation Under a Steady Flow Field[J]. Building and Environment, 2013, 67: 56-68.

[6] 汲水.室内空气温度梯度和湿度梯度对有机污染物扩散的耦合影响[D].山东:山东建筑大学,2008.

Ji Shui. Coupled Effects of Indoor Temperature and Humidity Concentration Gradients on the Diffusion of VOCs[D]. Shandong: Shandong Jianzhu University, 2008.

[7] Qin Menghao, Belarbi Rafik, Ait-Mokhtar Abdelkarim. Simulation of Coupled Heat and Moisture Transfer in Air-Conditioned Buildings[J]. Automation in Construction, 2009, 18(5): 624-631.

[8] Liu Jing, Aizawa Hiriyoshi, Yoshino Hiroshi. CFD Prediction of Surface Condensation on Walls and Its Experimental Validation[J]. Building and Environment, 2004, 39(8): 905-911.

[9] Liu Jing, Aizawa Hiriyoshi, Yoshino Hiroshi. Experimental and Numerical Study on Indoor Temperature and Humidity with Free Water Surface[J]. Energy and Buildings, 2005, 37(4): 383-388.

[10] Liu Di, Zhao Fuyun, Wang Hanqing. Passive Heat and Moisture Removal from a Natural Vented Enclosure with a Massive Wall[J]. Energy, 2011, 36(5): 2867-2882.

[11] Wee H K, Keey R B, Cunningham M J. Heat and Moisture Transfer by Natural Convection in a Rectangular Cavity[J]. Heat and Mass Transfer, 1989, 32(9): 1765-1778.

[12] Costa V A F. Double Diffusive Natural Convection in a Square Enclosure with Heat and Mass Diffusive Walls[J]. Heat and Mass Transfer, 1997, 40(17): 4061-4071.

[13] Bouddour A, Auriault J L, Mhamdi-Alaoui M. Heat and Mass Transfer in Wet Porous Media in Presence of Evaporation-Condensation[J]. Heat and Mass Transfer, 1998, 41(15): 2263-2277.

(责任编辑:邓光辉)