

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2016.03.011

# 寒冷地区民用住宅冬季自然通风数值分析

王 焱<sup>a,b</sup>, 付银安<sup>a</sup>, 管国祥<sup>a</sup>, 王靖文<sup>b</sup>

(兰州交通大学 a.环境与市政工程学院; b.铁道车辆热工教育部重点实验室, 兰州 730070)

**摘 要:**为研究不同开窗通风模式对寒冷地区冬季室内环境参数的影响,采用 CFD 中的 Realizable  $k-\epsilon$  模型对兰州地区某住宅在考虑非稳定传热情况下的室内流场、温度场、热舒适性进行了数值分析,得到了既保证室内采暖温度要求又改善了室内空气品质的三种冬季自然通风模式。比较了三种通风模式下不同房间内的流场、温度场的分布特征。对不同通风模式下室内热舒适性的评价结果表明:室内整体上偏凉。

**关键词:**寒冷地区;非稳定传热;自然通风;气流组织;热舒适性

**中图分类号:** TU832

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-582X(2016)03-084-11

## Numerical analysis on the natural ventilation of a residence in winter in cold zone

WANG Ye<sup>a,b</sup>, FU Yin'an<sup>a</sup>, GUAN Guoxiang<sup>a</sup>, WANG Jingwen<sup>a</sup>

(a. School of Environmental and Municipal Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, P.R.China; b. Key Laboratory of Railway Vehicle Thermal Engineering, Ministry of Education, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, P.R.China)

**Abstract:** To study the effect of ventilation mode on indoor thermal environmental parameters in winter in cold zone, the realizable  $k-\epsilon$  turbulent model of CFD was adopted to numerically analyze the airflow field, temperature field and thermal comfort of a residence in Lanzhou when the unsteady heat transfer through outerwalls was considered. Three types of ventilation modes were obtained on the condition that the indoor heating temperature was ensured and the indoor air quality was improved simultaneously. Comparing the indoor characteristics of airflow field and temperature of the three types of ventilation modes, we analyzed the thermal comfort in different rooms subsequently. And the thermal comfort results indicate that the indoor environment feels a little cold for all the three feasible ventilation modes.

**Keywords:** cold zone; unsteady heat transfer; natural ventilation; airflow organization; thermal comfort

自然通风由于具有控制室内污染物浓度水平、改善室内空气品质、调节室内热环境等功能,并且具有节能、环保等优点,越来越受到人们的重视。文献[1]数值分析了通风量、窗户位置、开窗面积以及室外风速之间的关系。文献[2]对深圳 2 个典型户型在风攻角变化时房间的自然通风进行了数值研究。文献[3]实验研究了窗墙比、建筑前后风压差、进出风口面积比以及进出风口位置等条件对通风量的影响。文献[4]利用

**收稿日期:** 2016-01-06

**基金项目:** 国家自然科学基金项目(51266004, 51476073); 甘肃省自然科学基金项目(1308RJZA151)。

Supported by National Natural Science Foundation of China (51266004, 51476073) and Natural Science Foundation of Gansu Province (1308RJZA151).

**作者简介:** 王焱(1972-), 男, 博士, 兰州交通大学教授, 博士生导师, 主要从事暖通空调、强化传热方向研究, (E-mail) wangye@mail.lzjtu.cn。

CFD 软件数值模拟了自然通风条件下不同排风口布置方式对热压通风的影响。文献[5]对教室的自然通风效果进行了能耗分析。文献[6]对意大利传统建筑的自然通风节能潜力进行了调查研究,发现在意大利 3 种气候区中,自然通风相对于空调系统分别使冷负荷降低了 41%,46%和 52%。文献[7]调查分析了温带国家丹麦 7 月和 8 月建筑房屋的被动散热方式及自然通风的节能性能,得出了使用自然被动通风取代原先 90% 的机械通风时间仍满足室内热舒适性要求的结论。文献[8]对德国法兰克福办公楼的通风监测数据表明:冬季通风时间超过全天时间的 10%~25%,会使冬季的能量消耗增加。文献[9]对印度复杂气候条件下自然通风效果进行了仿真模拟。以上国内外研究工作主要是针对夏季或者过渡季展开的。而寒冷地区冬季气温低、昼夜温度波动大,人们通常利用长时间关闭窗户来维持室内温度的恒定。这样,人体、地板、墙壁、家具等散发的污染物就会聚集而使得室内空气质量严重恶化。如何满足居住者对室内采暖温度的需求和保证符合室内空气质量标准要求的室内空气品质因此成为暖通界研究的热点问题。笔者就此问题展开研究,借助 CFD 软件、采用 Realizable  $k-\epsilon$  湍流模型,以兰州某民用住宅为例,对室内流场、温度场、污染物浓度场、舒适性进行了数值分析,旨在探寻寒冷地区冬季自然通风的合理方式。

## 1 物理模型和数学模型

### 1.1 物理模型

所研究住宅为 3 室 2 厅,位于 8 层建筑的第 4 层,结构尺寸为: $x \times y \times z = 10.5 \text{ m} \times 13.2 \text{ m} \times 2.9 \text{ m}$ ,平面示意图如图 1 所示。其中,1# 为客厅与餐厅,2#、3#、4# 为卧室。外墙总传热系数  $K = 0.46 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。外窗传热系数  $K_c = 2.2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。室内为地板供暖。通过改变窗户 C1、C2 的开度来控制进入室内的新风量,通过改变窗户 C3、C4 的开度来控制室内的排风量。冬季通风量过大会造成室温下降过快,这里取每一窗户的最小可开启面积为:宽 $\times$ 高 $=0.1 \text{ m} \times 1.5 \text{ m}$ (下文中简称为 A);最大可开启面积为:宽 $\times$ 高 $=0.2 \text{ m} \times 1.5 \text{ m}$ (下文中简称为 2A)。

### 1.2 简化假设

为简化计算,做如下假设:

- 1) 室内空气不可压缩,密度的变化采用 Boussinesq 假设,忽略流体粘性力作功而引起的耗散热;
- 2) 流动为非稳态,流态为湍流;
- 3) 室内空气假定为辐射透明介质,不参与辐射换热,忽略各内壁面之间辐射换热;
- 4) 不考虑冷风渗透影响,室内气密性良好。

### 1.3 数学模型

采用标准  $k-\epsilon$  模型、RNG  $k-\epsilon$  模型以及 Realizable  $k-\epsilon$  模型分别对文献[10]的通风过程进行了数值计算,并将数值结果与文献[10]的实验结果进行了比对。结果表明:Realizable  $k-\epsilon$  模型计算结果和实验结果吻合度最好。所以,选用 Realizable  $k-\epsilon$  模型进行模拟。室内空气湍流流动与组分输运方程具有相同的形式<sup>[11]</sup>,对于非稳态传热问题,通用控制方程形式均可表示为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j \varphi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varphi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) + S_\varphi \quad (1)$$

式中: $\varphi$  分别代表连续性方程及动量方程中的速度在  $x$  轴向的分量  $u$ 、在  $y$  轴向的分量  $v$ 、在  $z$  轴向的分量  $w$ 、能量方程中的流体温度  $T$ 、湍动能方程中的湍动能  $k$ 、湍流动能耗散率方程中的湍流动能耗散率  $\epsilon$ 、组分输运方程中的污染物体积分数  $\tau_p$ ;  $\Gamma_\varphi$  分别代表相应方程中的有效扩散系数  $0, \mu + \mu_t, Pr + \mu_t/Pr_t, \mu + \mu_t/\sigma_k, \mu + \mu_t/\sigma_\epsilon, \mu + \mu_t/\sigma_\tau$ ;  $S_\varphi$  分别代表相应方程中的源项,组分输运方程中的源项为空气密度  $\rho$ ,其他方程中源项具体表达式见文献[12]。 $\mu$  为分子粘性系数; $\mu_t$  为湍流粘性系数,  $\mu_t = c_\mu \rho k^2/\epsilon$ ,  $c_\mu$  为经验常数;  $Pr_t$  为能量方程中的湍流普朗特数;  $\sigma_k$  为湍流动能方程中的普朗特数;  $\sigma_\epsilon$  为湍流动能耗散率方程中的普朗特数;  $\sigma_\tau$  为组分输运方程中的普朗特数。

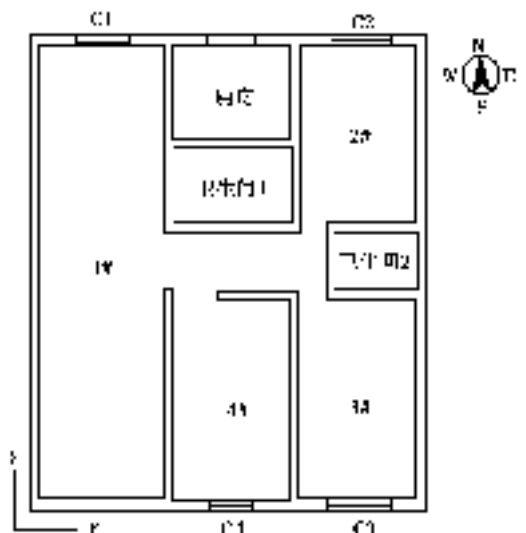


图 1 计算房间平面示意图

Fig.1 Physical model of the calculating room

方程中各系数取值<sup>[12]</sup>:  $c_\mu = 0.09$ ,  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\epsilon = 1.2$ ,  $Pr_t = 1.0$ ,  $\sigma_\tau = 1.0$ ,  $c_2 = 1.9$ ,  $c_1 = \max\{0.43, \tilde{\eta}/(5 + \tilde{\eta})\}$ ,  $\tilde{\eta} = Sk/\epsilon$ ,  $S = (2S_{i,j}S_{i,j})^{1/2}$ ,  $S_{i,j} = (\partial u_i/\partial x_j + \partial u_j/\partial x_i)/2$ 。

#### 1.4 寒冷地区气候条件

寒冷地区冬季气温低,一年内较冷的天数所占比重重大。以黄河上游的内陆城市兰州为例,属于中温带大陆性季风气候,全年降水少,太阳辐射潜力大,全年日照时数约为 2 600 h。1 月平均气温为  $-6.9\text{ }^\circ\text{C}$ ,极端最低温为  $-21.7\text{ }^\circ\text{C}$ 。计算中,根据室外逐时温度和太阳辐射强度得到室外综合温度,再以气固耦合的方式并考虑围护结构的衰减和延迟效应,获得通过外墙的热流密度,以此热流密度作为数值模拟室内热环境的热边界条件。所以,兰州冬季室外的低温条件决定了建筑自然通风模式与其他温和地区自然通风模式必然存在显著差异。

#### 1.5 边界条件

室内污染物的种类繁多。其中, $C_7H_8$ (甲苯)是引发“建筑综合症”以及人体癌变的诱因之一,对人体健康极为不利。国内外对室内  $C_7H_8$  污染非常重视,故笔者选取  $C_7H_8$  为室内的代表性污染物。

1) 入口边界:综合 IWEC(美国国家气象数据中心)和 CSWD(清华大学和中国气象局)所提供兰州冬季气象参数,兰州在冬季以北风为主导风向,故以北外窗 C1、C2 为计算区域的流动入口边界;11 月的月平均风速最小,两种统计结果均为  $0.2\text{ m/s}$ ,3 月份风速最大,2 种统计结果均为  $1.2\text{ m/s}$ ,故风速取  $1.2\text{ m/s}$  和  $0.4\text{ m/s}$  2 个值,对应湍流强度分别为  $4.92\%$  和  $5.64\%$ (开口面积为  $A$ ,水力直径为  $0.1875\text{ m}$ )以及  $4.54\%$  和  $5.21\%$ (开口面积为  $2A$ ,水力直径为  $0.3529\text{ m}$ )。进风温度取  $0\text{ }^\circ\text{C}$ (即  $273.15\text{ K}$ )。进风口空气成分及体积分数为: $O_2$  为  $21.0\%$ , $CO_2$  为  $0.03\%$ , $H_2O$  为  $0.04\%$ ,其余均为  $N_2$ 。

2) 出口边界:排风口与进风口距离较远,通风路径长,可认为气体流动已充分发展,故排风口设为自由出流边界(Outflow)<sup>[13-15]</sup>。

3) 壁面边界:气固交界面的空气流动取速度无滑移条件。

4) 热边界设置:采用非稳定传热方法得到不同时刻通过围护结构的热流密度,以通风初始时刻 11:00 时的热流密度为依据进行参数设置。具体数值为:东墙  $-8.26\text{ W/m}^2$ ,西墙  $-8.44\text{ W/m}^2$ ,南墙  $-8.00\text{ W/m}^2$ ,北墙  $-8.65\text{ W/m}^2$ ,南窗  $-20.68\text{ W/m}^2$ ,北窗  $-33.29\text{ W/m}^2$ ,负号表示室外向室内传递的热流为负值。室内采暖热负荷均由地板提供,设为定热流边界条件,根据文献[16]设定地板的热流密度为  $45\text{ W/m}^2$ 。内墙、天花板均设为绝热边界。

5) 污染源条件设置:来自地板的污染物  $C_7H_8$  是沿地板外法线方向向上均匀散发的。根据文献[17]对室内  $C_7H_8$  允许浓度规定,结合散发时长以及房间体积,可求得散发速率为  $5 \times 10^{-9}\text{ kg/s}$ 。选用层流模型模拟了污染物的扩散过程(限于篇幅,另文讨论)。对计算房间密闭情况下污染物散发 1、6、12、15 h 后的浓度分布进行分析并结合人们冬季开关窗的习惯,确定以密闭 15 h 后的室内污染物浓度场为自然通风数值模拟的初始条件。

## 2 数值求解方法

### 2.1 网格划分

在三维直角坐标系下采用 6 面体结构网格对计算空间进行离散。考虑进、排风口处流动参数的高梯度变化,为获得这些区域流动参数的准确信息,对其进行了局部加密。利用本文构造的 3 套网格(网格数分别为 520 590、672 138 和 868 434)进行了数值试验,所得( $x=8.98\text{ m}$ , $y=3\text{ m}$ )处的速度和温度计算结果均吻合得很好,说明所得解是网格独立性的。考虑计算的经济性,决定选用 672 138 作为后续计算的网格数。

### 2.2 数值方法

采用有限体积法对控制方程(1)进行离散;应用 SIMPLE 算法求解速度/压力耦合问题<sup>[18]</sup>;梯度项方程采用 Green-Gauss Cell Based 格式离散;动量方程、能量方程、湍流动能方程、湍流动能耗散率方程、组分输运方程均采用二阶迎风格式离散。

### 2.3 模拟工况及收敛准则

#### 2.3.1 工况确定

进风温度为  $0\text{ }^\circ\text{C}$ ,进风速度为  $1.2\text{ m/s}$  和  $0.4\text{ m/s}$ ,与不同进风口开启面积、排风口开启面积组合,形成 12 个工况,如表 1 所示。

表 1 自然通风模拟工况  
Table 1 Simulation cases of natural ventilation

工况	进风温度 / $^{\circ}\text{C}$	进风速度 / ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )	进风窗口编号及开启面积	排风窗口编号及开启面积
1	0	1.2	C1:A	C3:A
2	0	1.2	C1:A	C3:A C4:A
3	0	1.2	C1:2A	C3:A
4	0	1.2	C1:A C2:A	C3:A C4:A
5	0	1.2	C1:A C2:A	C3:A C4:2A
6	0	1.2	C1:A C2:A	C3:A
7	0	0.4	C1:A	C3:A
8	0	0.4	C1:A	C3:A C4:A
9	0	0.4	C1:2A	C3:A
10	0	0.4	C1:A C2:A	C3:A C4:A
11	0	0.4	C1:A C2:A	C3:A C4:2A
12	0	0.4	C1:A C2:A	C3:A

为了确定合理的通风工况,规定同时满足:通风 1 h 后距地面 1.1 m 高度水平面(规定为工作区高度)上温度的平均值不低于  $16.0^{\circ}\text{C}$  和该平面上污染物浓度不高于文献[17]的要求值  $2.17 \times 10^{-9} \text{ kmol/m}^3$ ,则认为该工况是符合通风要求的。据此,当进风温度为  $0^{\circ}\text{C}$ 、进风速度为  $1.2 \text{ m/s}$  时,工况 1~2 大约在通风 22 min 时温度下降到室内采暖要求的最低温度  $16.0^{\circ}\text{C}$ [17],而  $\text{C}_7\text{H}_8$  要降到室内空气质量标准要求上限值  $2.17 \times 10^{-9} \text{ kmol/m}^3$  以下则需要 29 min,这说明在通风时间上不能同时满足最低采暖温度和最高污染物允许浓度的要求。工况 3~6 更不能满足自然通风的要求(此处不再给出计算结果)。

当进风温度为  $0^{\circ}\text{C}$ 、进风速度为  $0.4 \text{ m/s}$  时,距地面 1.1 m 高度水平面上温度的平均值和该平面上污染物浓度平均值随时间变化趋势如图 2 和图 3 所示。由图 2 可以看出,不同通风工况下室内温度随时间的下降速度不同。但通风 60 min,工况 7~12 均能满足室内采暖温度需要。图 3 中工况 9~12 对应的  $\text{C}_7\text{H}_8$  平均浓度变化趋势非常接近,并且在 51 min 时接近文献[17]规定的上限值。综合室内采暖温度要求及污染物浓度上限值两个因素,确定工况 9~12 的通风时长为 51 min。而工况 7~8 的污染物浓度随时间下降趋势基本一致但过于缓慢,不利于健康。

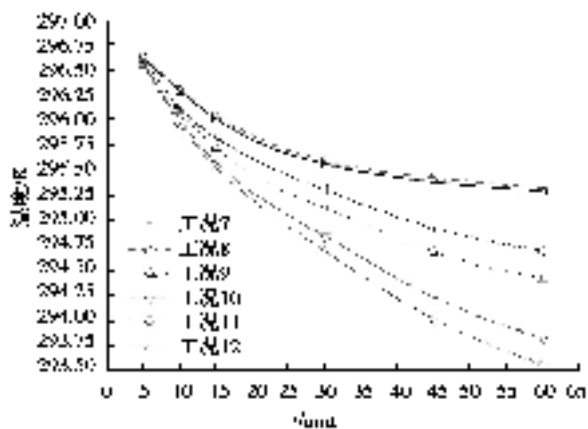


图 2 平均温度变化曲线  
Fig.2 Average temperature profile

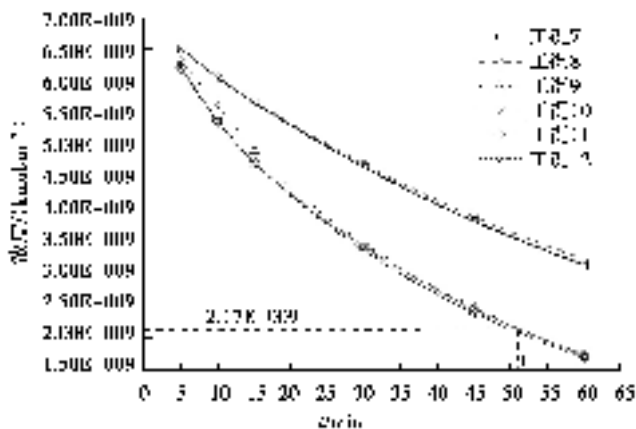


图 3  $\text{C}_7\text{H}_8$  平均浓度变化曲线  
Fig.3 Average concentration profile of  $\text{C}_7\text{H}_8$

综上,进风温度为  $0^{\circ}\text{C}$ 、进风速度为  $0.4 \text{ m/s}$  时的工况 9~12 为可行的通风工况。但根据对室内竖向温差的统计结果,工况 9 中地面上方  $0.1 \text{ m}$  到  $1.1 \text{ m}$  间的竖向温差大于  $3.0^{\circ}\text{C}$ ,不满足 ISO7730 对热舒适的要求。

求。所以,后续分析只列举工况 10~12 的计算结果。

### 2.3.2 收敛准则

计算中,同时满足以下条件,认为计算已收敛:1)连续性方程及动量方程残差设为  $10^{-3}$ ;2)能量方程求解残差设为  $10^{-6}$ ;3)监视位置气流参数不再波动;4)进出口流体质量守恒。

## 3 计算结果及分析

### 3.1 通风效率分析

通风效率表示外界进风的排污或排热能力。能维持稳态散发情况下较低的室内污染物浓度或能较快地降低室内污染物浓度,其通风效率就高。评价室内污染物浓度变化一般利用工作区的通风效率来反映污染物浓度水平,其定义式如式(2)所示。

$$\eta = \frac{C_P - C_S}{C_g - C_S}, \quad (2)$$

式中: $\eta$  为通风效率; $C_g$  为工作区平均浓度,  $\text{kmol}/\text{m}^3$ ;  $C_P$  为排风口浓度,  $\text{kmol}/\text{m}^3$ ;  $C_S$  为进风口浓度,  $\text{kmol}/\text{m}^3$ 。

对工况 10~12,统计不同通风时长  $Z=1.1 \text{ m}$  平面上的  $C_7H_8$  平均浓度作为工作区污染物平均浓度,同样的方法得到排风口对应时长的污染物平均浓度  $C_P$ ,进入室内的新风中认为不含有  $C_7H_8$ ,所以,取  $C_S=0$ 。据此得到 3 种工况下的通风效率,如图 4 所示。

可以看出,3 种工况的通风效率均在 0.95~1.0 之间波动。通风 15 min 后通风效率均呈下降趋势。这是因为刚开始通风时,房间内  $C_7H_8$  分布较均匀,随着通风的持续进行, $C_7H_8$  浓度出现分层现象, $Z=1.1 \text{ m}$  水平面上的  $C_7H_8$  面平均浓度下降趋势因此变缓,从而导致排风口的  $C_7H_8$  平均浓度下降速率比  $Z=1.1 \text{ m}$  水平面上的  $C_7H_8$  面平均浓度下降速率高。但总体上,工况 12 的通风效率要高于工况 10 和工况 11 的通风效率,这与不同的开窗方式密切相关。

由以上分析可知,“双进口、单出口”的开窗方式对于污染物的排除效率较高。这也是自然通风中流场、温度场与污染物浓度场耦合作用的结果。限于篇幅,笔者只给出速度场和温度场的模拟结果,浓度场变化另文讨论。

### 3.2 流场比较

为了同时保证室内采暖温度要求和污染物浓度不超标,2.3.1 节所确定的工况 10~12 通风时长为 51 min。下面给出这 3 个工况通风 51 min 时的模拟结果。

图 5 为不同工况时客厅进风窗口中轴线( $X=1.15 \text{ m}$ )纵截面上速度场分布。可以看出,3 个工况表现出了相似的特征:温度较低的室外新风进入房间后,沿窗台下内墙壁形成下降气流,与地板附近的热空气相遇后便朝远离窗口的方向运动,与被加热后向北运动的热气流相遇,形成了扁平状的漩涡。在靠近南墙附近区域,流动变得更加紊乱。但工况 12 靠近窗户附近的回流速度平均水平要比工况 10 和工况 11 的低。

图 6 为不同工况时  $X=7.93 \text{ m}$ (2# 房间和 3# 房间两房门中轴线)纵截面上的速度矢量分布。可以看出,3 个工况表现出了相似的特征:温度较低的室外新风进入房间后,地面附近的冷气湖自北朝南运动,流经房门时由于过流断面缩小而加速,遇到 3# 房间南墙时在浮升力作用下形成上升气流,在房间半高度处迅速降落并朝北向回流,再一次流经房门时受下部冷气流的顶托作用,加速后朝 2# 房间顶部运动,形成了热羽流,工况 12 的热羽流影响范围和强度要比工况 10 和工况 11 的弱。这样,就在 2# 房间上部形成了一个范围不同的热滞留区,这是污染物容易聚集的位置。

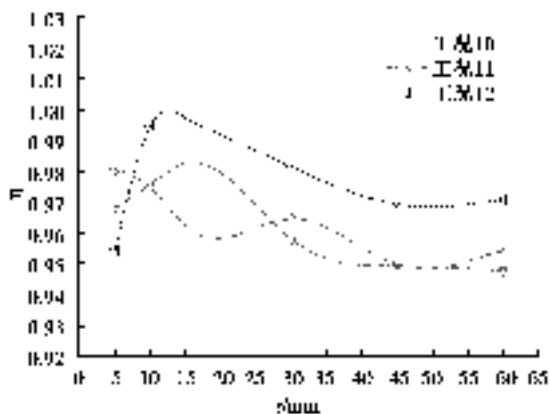


图 4 通风效率变化曲线( $Z=1.1 \text{ m}$ )

Fig.4 Ventilation efficiency profile ( $Z=1.1 \text{ m}$ )

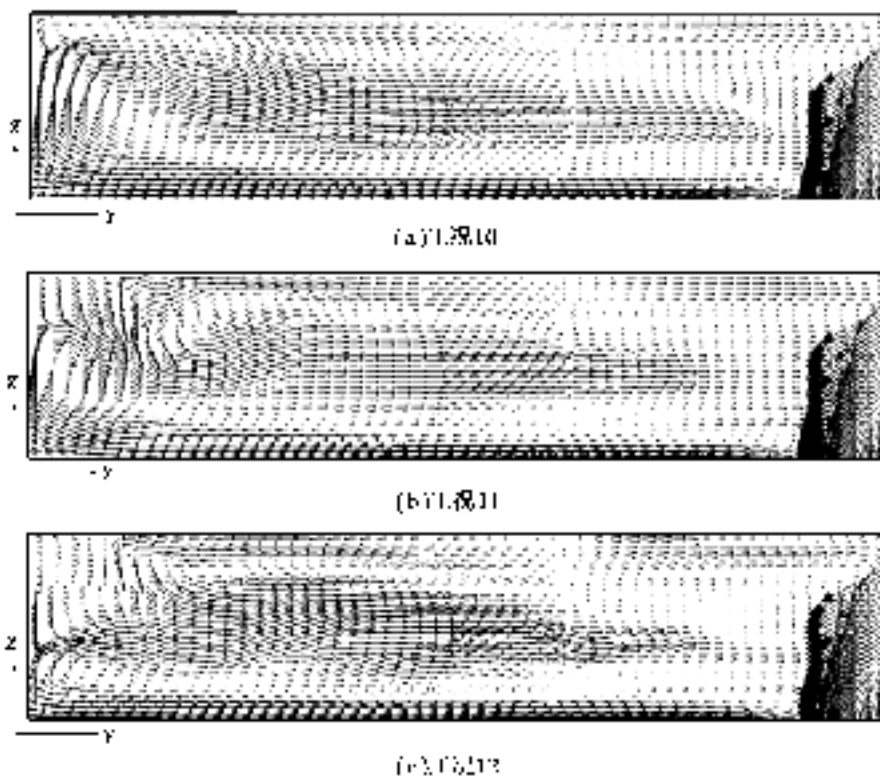


图 5  $X=1.15\text{m}$  截面速度矢量  
Fig.5 Velocity vectors in  $X=1.15\text{ m}$  section

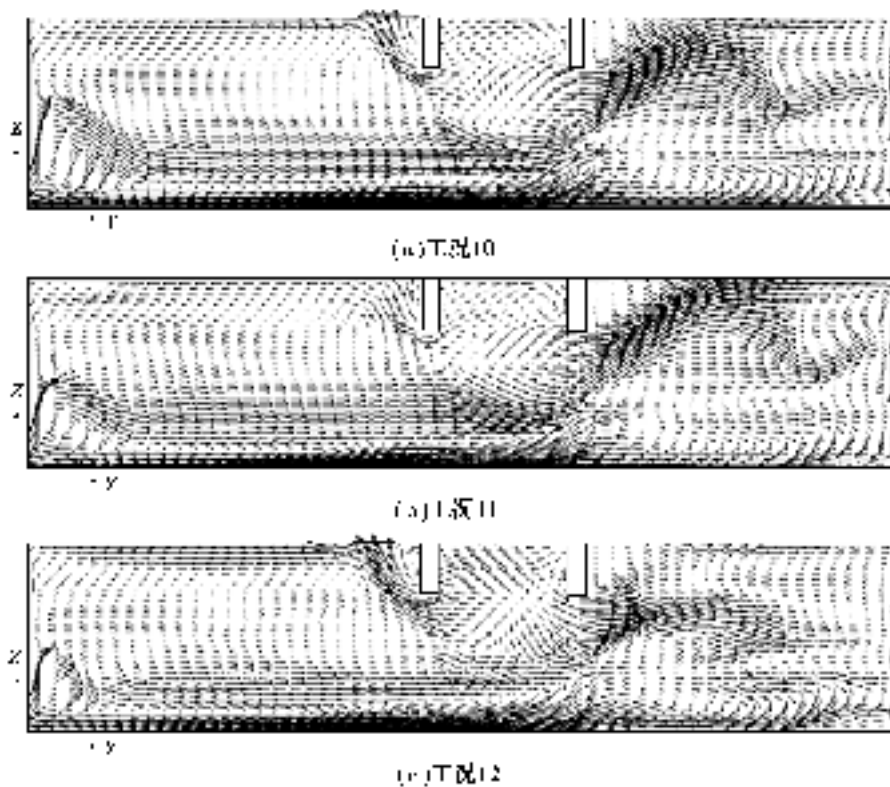


图 6  $X=7.93\text{ m}$  截面速度矢量  
Fig.6 Velocity vectors in  $X=7.93\text{ m}$  section

### 3.3 温度场比较

图 7 为不同工况时客厅进风窗口中轴线( $X=1.15\text{ m}$ )纵截面上温度场分布。可以看出,3 种工况下客厅温度场分布表现出了较一致的特征:地面附近温度梯较大,沿地面外法线方向呈现出典型的温度分层现象。但温度高于  $294\text{ K}$  的范围,工况 12 的最大,工况 11 的最小。这是因为工况 11 的开窗面积最大,室内空气流速平均水平较高,冷热气流的热交换更充分,从而形成了较厚的冷气湖。

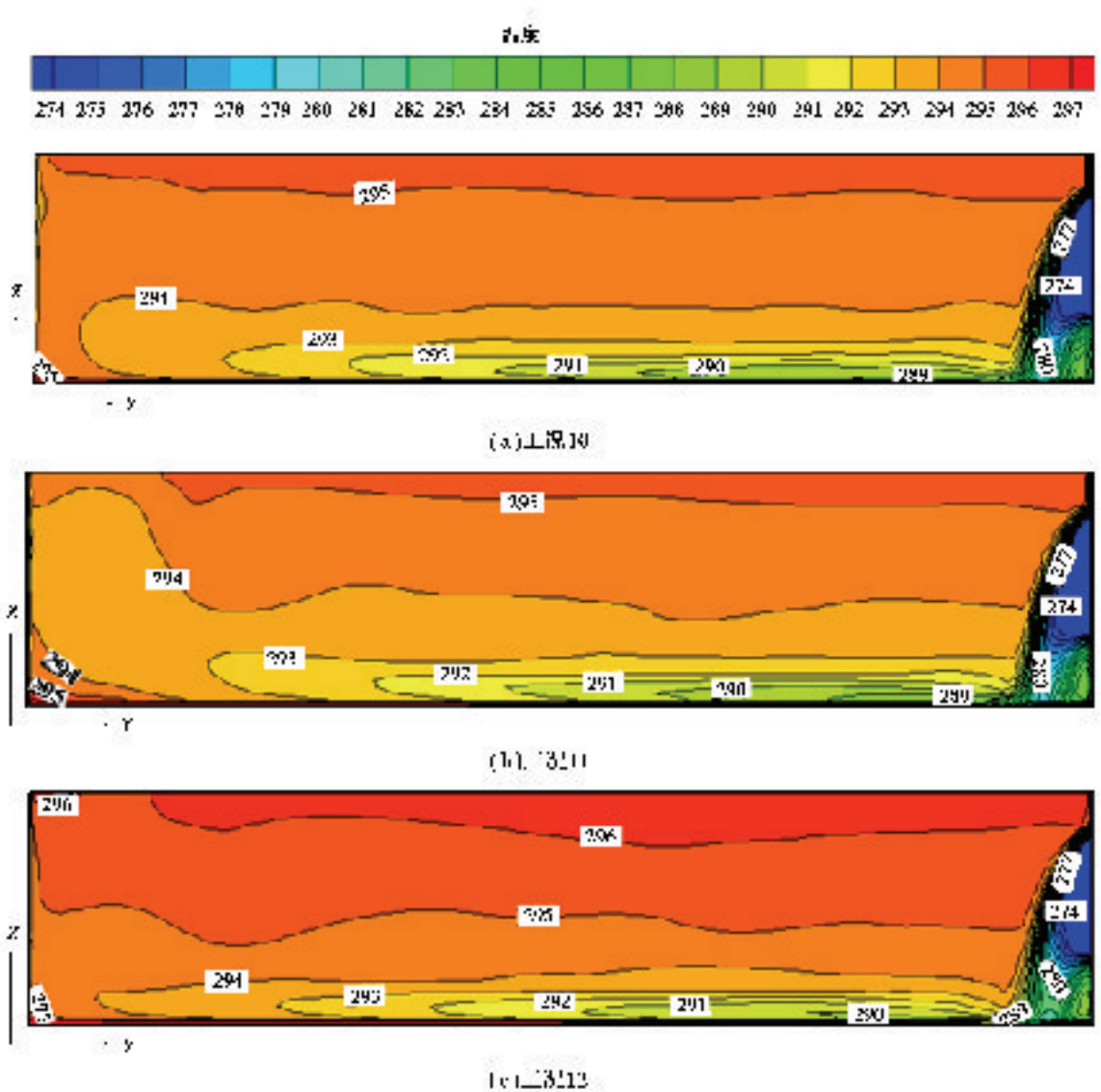


图 7  $X=1.15\text{ m}$  截面温度场

Fig.7 Temperature profile in  $X=1.15\text{ m}$  section

图 8 为不同工况时客厅进风窗口中轴线( $X=7.93\text{ m}$ )纵截面上温度场分布。可以看出,3 种工况下,2# 房间地面附近均存在较厚的冷气湖。到了 2# 房门时,由于过流断面的缩小,冷气湖厚度被大幅压缩。3 种工况下,在 2# 房门和 3# 房门之间的顶部区域,形成了不同范围的热滞留区,这与该区域漩涡的生成有关。与图 7 不同的是,该截面上温度高于  $294\text{ K}$  的范围,工况 12 的最大,工况 11 的最小。这是因为工况 11 中窗户 4 的开度要大于其他 2 个工况的开度,减小了室内气流运动的阻力,原来流经 4# 房间外通道并流向 3# 房间的部分气流此时会“短路”进入 4# 房间,进入 3# 房间的冷气流相对减少,温度整体会上会偏高。

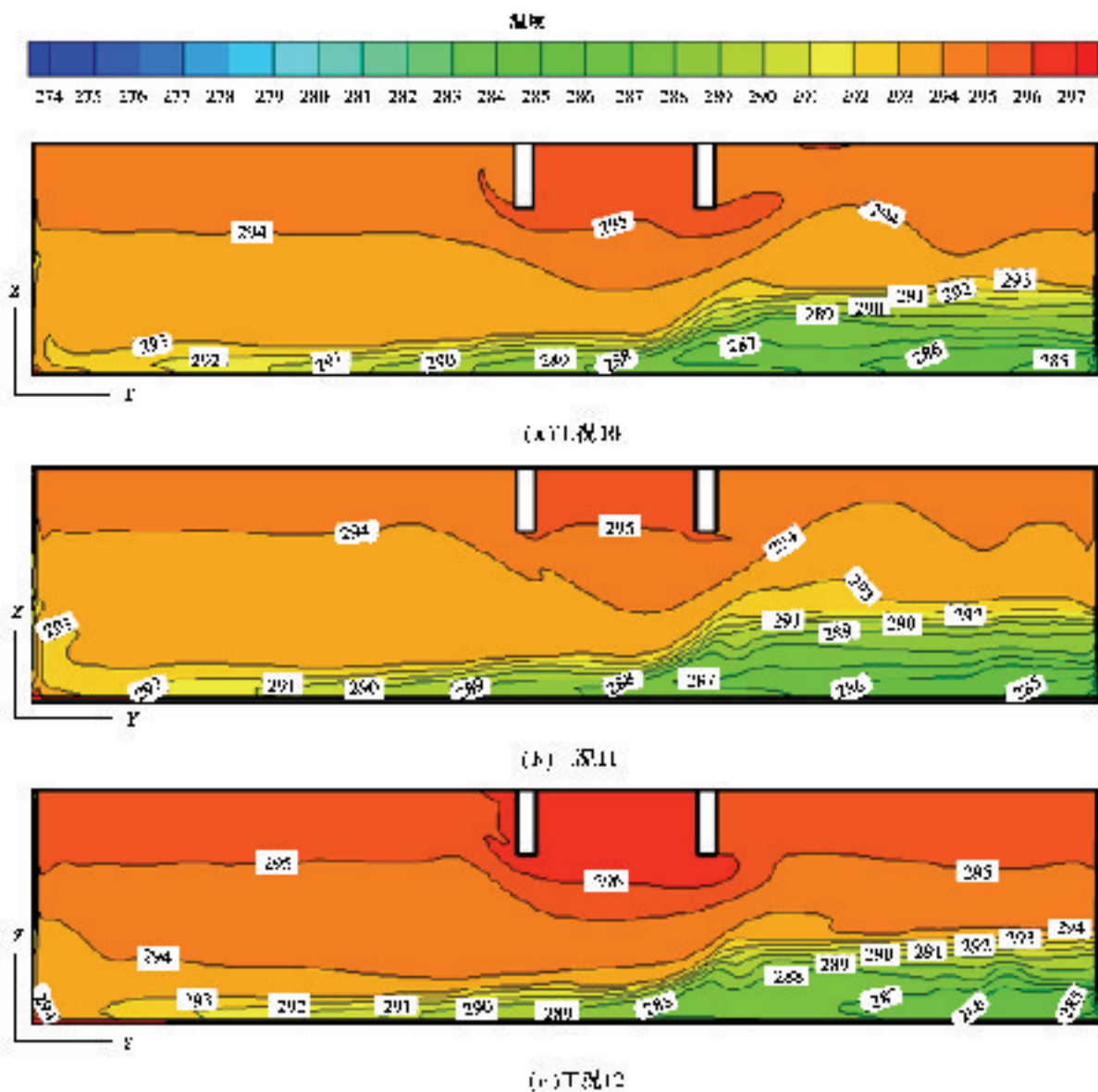


图 8 X=7.93 m 截面温度场

Fig.8 Temperature profile in X=7.93 m section

图 9 为工况 12 的 4 个水平面上的温度分布。图 9(a)显示了冷气流自北朝南运动过程中对脚踝高度 ( $Z=0.1\text{ m}$ ) 温度的影响特征,每一房间的不同位置温度差异显著。4# 房间温度整体上偏高,这是因为未开窗增大了流入气流的运动阻力,而 3# 房间作为回流气流唯一通过的房间,温度偏低。图 9(b)为膝盖部位 ( $Z=0.5\text{ m}$ ) 温度分布。与图 9(a)对照,发现各房间温度更趋均匀,温度水平有所提升,温度梯度有较大幅度减小。除了 2# 房间温度低于采暖最低要求温度外,其余房间绝大部分范围的温度均在采暖最低要求温度以上。图 9(c)显示了  $Z=1.1\text{ m}$  高度各房间水平面上的温度分布。各房间温度均匀性较图 9(b)有所改善,所有房间的温度均高于采暖最低要求温度值。另外,在靠近客厅南部位置出现了局部热点,这可能是因为在这一位置有旋涡存在,形成了热滞留区。图 9(d)显示了  $Z=1.7\text{ m}$  高度各房间水平面上的温度分布。各房间温度值及均匀性比较低的几个面上的值均有所提高,只有 4# 房间可能由于冷热气流的交汇对房间这一高度处的温度均匀性产生了一定影响,但对温度值的影响并不显著。



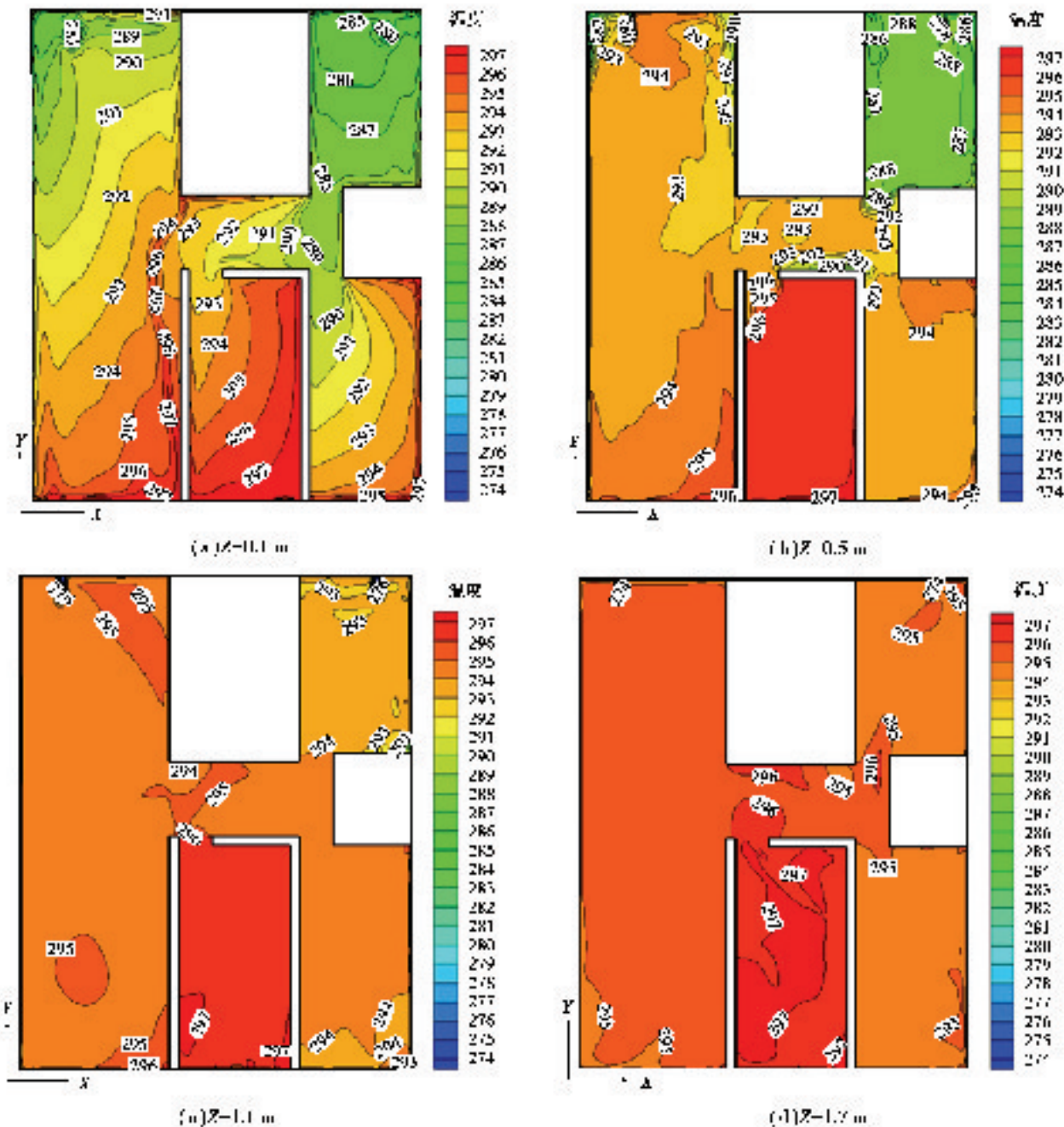


图 9 水平面上温度场(工况 12)

Fig.9 Temperature profile in horizontal sections (case 12)

### 3.4 舒适性比较

图 10 给出了工况 11~12 沿房间高度不同水平面上的舒适性评价结果。可以看出,3 种工况的舒适性表现出了相似的变化规律:PMV 值沿房间高度方向逐渐增大,但均小于 0。根据 PMV-PPD 的热舒适评价指标及 ISO7730 标准规定:以  $PPD \leq 10\%$  为设计依据<sup>[19]</sup>,即 90% 以上的人感到满意的热环境为热舒适环境,此时对应的  $PMV = -0.5 \sim +0.5$ 。但考虑中国的实际经济状况,一般计算时都将该值放宽至  $PPD \leq 20\%$ <sup>[20]</sup>,此时对应的  $PMV = -0.75 \sim +0.75$ 。所以,根据中国对舒适性要求的 PMV 值,对于工况 10,在 0.65 m 以上的空间可以满足舒适性要求;对于工况 11,在 0.72 m 以上的空间可以满足舒适性要求;对于工况 12,在 0.42 m 以上的空间可以满足舒适性要求。这 3 个工况对应的高度均低于一般建筑室内确定 PMV 值的水平面高度

1.1 m,但室内仍偏凉。另一方面,在 1.1 m 水平面上,工况 10 的 PMV 值接近 $-0.5$ ,工况 12 的 PMV 值为 $-0.3$ ,而工况 11 的 PMV 值近似为 $-0.6$ 。所以,只有工况 10 和工况 12 能满足国际上对舒适性要求的 PMV 值要求,但房间也偏凉。为了克服由于偏凉而引起的不适感,居住者可以通过改变衣着来适应环境。实际上,冬季室内温度偏低,反而有利于抑制污染物的释放<sup>[21]</sup>。

综上所述,本文所得的 3 种通风模式均能满足舒适性要求,工况 12 的舒适度最好,工况 10 次之,工况 11 稍差一些。

## 4 结 论

以兰州某民用住宅为研究对象,采用 Realizable  $k-\epsilon$  模型对冬季自然通风时室内热环境进行了数值分析,得到了如下主要结论:

1)寒冷地区无空调设施建筑冬季通过人为调节的自然通风是可行的,但并不是单纯的开关窗行为,具体方案应与户型、建筑布局、当地气象资料、大气环境状况以及人们的生活习惯相结合;

2)室内气流组织与维持室温、降低室内污染物浓度密切相关,合理选择通风时段、组织气流,对于提高通风效率关系重大;

3)所得的 3 种通风工况均能满足舒适性要求,但存在室内偏凉现象,这有利于抑制室内污染物的释放。

## 参考文献:

- [1] 唐毅.住宅自然通风与窗户的关系[D].广州:华南理工大学,2003.  
TANG Yi. The relationship between natural ventilation and residential window[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2003. (in Chinese)
- [2] 郭宏亮.居住区室内自然通风关键问题研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2009.  
GUO Hongliang. Study the key issues of residential areas indoor natural ventilation[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2009. (in Chinese)
- [3] 王旭.建筑室外风环境和室内通风的试验和数值模拟研究[D].杭州:浙江大学,2011.  
WANG Xu. Experiments and numerical simulation of outdoor wind environment and natural on ventilation of residential building [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011. (in Chinese)
- [4] Sui X M, Ma J P, Guan Y L. Optimized design of outlets layout in thermal pressure naturally ventilated rooms[J]. Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, 2013, 5(11): 3124-3129.
- [5] Wang Y, Zhao F Y, Kuckelkorn J, et al. Classroom energy efficiency and air environment with displacement natural ventilation in a passive public school building [J]. Energy and Buildings, 2014, 70: 258-270.
- [6] Cardinale N, Micucci M, Ruggiero F. Analysis of energy saving using natural ventilation in a traditional Italian building [J]. Energy and Buildings, 2003, 35(2): 153-159.
- [7] Oropeza-Perez I, Ostergaard P A. Potential of natural ventilation in temperate countries: A case study of Denmark[J]. Applied Energy, 2014, 114: 520-530.
- [8] Schakib-Ekbatan K, Çakici F Z, Schweiker M, et al. Does the occupant behavior match the energy concept of the building? -Analysis of a German naturally ventilated office building[J]. Building and Environment, 2015, 84: 142-150.
- [9] Rajasekar E, Udaykumar A, Venkateswaran R. Thermal comfort beyond building design-An investigation in naturally

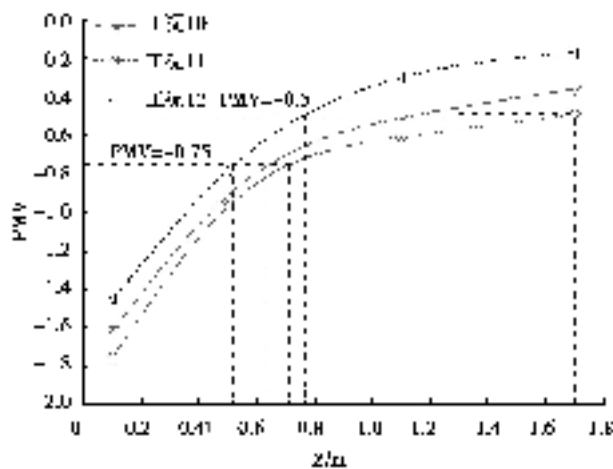


图 10 PMV 平均值沿房间高度变化曲线

Fig.10 Average value of PMV in vertical direction

- ventilated residential apartments in a hot-dry climate [J]. *Advances in Building Energy Research*, 2014, 8(2): 196-215.
- [10] Blay D, Mergui S, Nicolae C. Confined turbulent mixed convection in the presence of a horizontal buoyant wall jet [J]. *Fundamentals of Mixed Convection*, 1992, 213:65-72.
- [11] 李先庭, 江亿. 用计算流体动力学方法求解通风房间的空气年龄 [J]. *清华大学学报*, 1998, 38(5): 28-31.  
LI Xianting, JIANG Yi. Calculating air age in a ventilated room with CFD method [J]. *Journal of Tsinghua University*, 1998, 38(5): 28-31. (in Chinese)
- [12] 陶文铨. 数值传热学 [M]. (第2版). 西安: 西安交通大学出版社, 2001.  
TAO Wenquan. *Numerical heat transfer* [M]. (Second edition). Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001. (in Chinese)
- [13] 张卓鹏. 广州地区围合式住区室内自然通风研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2013.  
ZHANG Zhuopeng. *Research on indoor natural ventilation of enclosed residential districts in Guangzhou* [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2013. (in Chinese)
- [14] 王新华. 住宅自然通风的数值模拟及气候效应研究 [D]. 天津: 天津大学, 2008.  
WANG Xinhua. *Numerical simulation of natural ventilation and climate effect research on residential building* [D]. Tianjin: Tianjin University, 2008. (in Chinese)
- [15] 吕书强. 窗户位置和尺寸对住宅室内自然通风的影响及效果评价 [D]. 天津: 天津大学, 2010.  
LYU Shuqiang. *Evaluation on the effects of the window position and size on natural ventilation of residential building* [D]. Tianjin: Tianjin University, 2010. (in Chinese)
- [16] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册(2版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.  
LU Yaoqing. *Practical handbook of heating and air conditioning design (2nd ed)* [M]. Beijing: China Building Industry Press, 2007. (in Chinese)
- [17] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 卫生部, 国家环境保护总局. GB/T 18883—2002 室内空气质量标准 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2003.  
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, National Health and Family Planning Commission of the People's Republic of China, Ministry of Environmental Protection of the People's Republic of China. *GB/T 18883—2002 Indoor air quality standard* [S]. Beijing: Standards Press of China, 2003. (in Chinese)
- [18] Patankar S V. *Numerical heat transfer and fluid flow* [M]. New York: Hemisphere, 1980: 330-351.
- [19] ISO International Standard 7730, Moderate thermal environment determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort [S]. Geneva: International Standard Organization, 1984.
- [20] 王昭俊. 严寒地区居室热环境与热舒适性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2002: 27-57.  
WANG Zhaojun. *Study on indoor thermal environment and thermal comfort of residence in cold area* [D]. Harbin: Harbin University of Technology, 2002: 27-57. (in Chinese)
- [21] 徐东群. 居住环境空气污染与健康 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.  
XU Dongqun. *Air contamination and health of residential environment* [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005. (in Chinese)