

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2015.03.002

# 室内环境参数对室外气象参数 瞬时变化的动态响应研究

王 焱<sup>1</sup>, 张文霞<sup>2</sup>, 胡文婷<sup>1</sup>

(1. 兰州交通大学 环境与市政工程学院, 兰州 730070; 2. 北京工业大学 建筑工程学院, 北京 100124)

**摘 要:** 为研究空调房间室内环境参数对室外气象参数瞬时变化的动态响应, 采用 CFD 中的标准  $k-\epsilon$  模型对兰州地区某办公室在考虑非稳定传热情况下的室内气流组织和污染物浓度场进行数值分析, 获得了顶送风/下回风和侧送风/下回风两种通风模式下室内流场、温度场及污染物浓度场的分布。结果表明: 不同时刻的太阳辐射通过激励室内自然对流换热过程对室内污染物的空间分布及迁移特性产生了显著影响。同一送风模式下, 16:00 时室内的污染物浓度较 8:00 时均匀, 而 8:00 时的污染物浓度平均水平较高; 在同一送风参数下, 采用顶送风方式时更有利于降低室内污染物浓度。

**关键词:** 室外气象条件; 非稳定传热; 通风模式; 气流组织; 空气品质

**中图分类号:** TU832

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-582X(2015)03-0008-07

## Dynamic response study of the indoor environmental parameters for variable outdoor meteorological conditions

WANG Ye<sup>1</sup>, ZHANG Wenxia<sup>2</sup>, HU Wenting<sup>1</sup>

(1. School of Environmental and Municipal Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, P.R.China; 2. College of Architecture and Civil Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100124, P.R.China)

**Abstract:** To study the indoor environment parameters dynamic response to the instantaneous variation of outdoor meteorological conditions in Lanzhou, a standard  $k-\epsilon$  turbulent model of CFD is adopted to numerically analyze the pollutant concentration field and airflow distribution in an office when the unsteady heat transfer through outer walls is considered. The velocity field, temperature field and pollutant concentration field of two air supply modes, ceiling air supply and lateral air supply, are obtained. The results indicate that the pollutant concentration field and migration characteristics are affected significantly by the solar radiation resulting from stimulating the natural convection heat transfer in the room. Under the same air supply mode, the indoor pollutant concentration is more uniform at 16:00 than that at 8:00. And the average value of pollutant concentration at 8:00 is relatively higher than that at 16:00. At the same air supply parameters, the ceiling air supply mode is more beneficial to lower the indoor pollutant concentration.

**Key words:** outdoor meteorological condition; unsteady heat transfer; ventilation mode; airflow organization; air quality

**收稿日期:** 2015-01-11

**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).

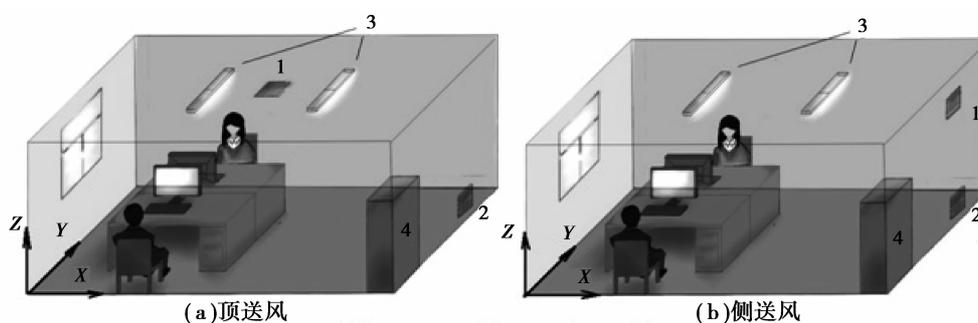
**作者简介:** 王焱(1972-), 男, 兰州交通大学教授, 博士, 主要从事暖通空调、强化传热教学及科研工作, (E-mail) wangye@mail.lzjtu.cn。

人的一生中 80%~90% 的时间是在室内度过的<sup>[1]</sup>,因此,室内空气品质的好坏直接关系到人体身心健康和工作效率。随着经济的发展,人们对室内空气品质的要求不断提高,关于室内通风模式与空气品质的研究也因此取得了大量的研究成果<sup>[2-5]</sup>。而室内污染物的分布与迁移特性受多重因素影响,其中,室外气象参数以气固耦合的方式时刻影响着室内热环境的变化,进而影响室内污染物的分布。目前,关于室内环境参数对室外气象参数瞬时变化的动态响应研究还未见报道。笔者借助 CFD 软件,采用湍流标准  $k-\epsilon$  模型,以兰州某办公室为例,在两种通风模式下对室内温度场、速度场和污染物  $\text{CO}_2$  浓度场进行了数值分析。

## 1 物理模型和数学模型

### 1.1 物理模型

所研究空调房间的物理模型如图 1 所示。其进深  $X=6.5\text{ m}$ ,宽  $Y=4.0\text{ m}$ ,高  $Z=3.2\text{ m}$ ,西、北墙为外墙,东、南墙为内墙。窗户在西墙上,其尺寸为高 $\times$ 宽 $=1.8\text{ m}\times 1.5\text{ m}$ 。采用散流器(顶送风)和百叶窗(侧送风)两种送风口形式。室内人员、送回风口位置及尺寸、设备等相关参数如表 1 所示。



1—送风口;2—回风口;3—灯;4—柜子

图 1 计算房间模型

Fig.1 Physical model of the calculating room

表 1 室内人员、设备相关参数

Table 1 Parameters of persons and equipments in the room

人员及设备	尺寸/m			位置/m			热流密度 $Q/(\text{W}\cdot\text{m}^{-2})$
	长度	宽度	高度	X	Y	Z	
房间	6.50	4.00	3.2				
上送	送风口	0.30	0.30	3.1	1.9	3.2	
	回风口	0.40	0.20	6.5	3.1	0.1	
侧送	送风口	0.32	0.25	6.5	3.1	3.0	
	回风口	回风口	0.40	0.20	6.5	3.1	0.1
人员 1	0.40	0.35	1.1	1.7	1.1		69.33
人员 2	0.40	0.35	1.1	1.7	2.9		69.33
计算机 1	0.40	0.40	0.4	1.7	1.6	1.0	208.30
计算机 2	0.40	0.40	0.4	1.7	2.4	1.0	208.30
桌子 1	2.50	0.80	1.0	1.0	1.2		
桌子 2	2.50	0.80	1.0	1.0	2.8		
照明灯 1	1.20	0.20	0.1	2.0	1.4	3.1	111.00
照明灯 2	1.20	0.20	0.1	4.2	1.4	3.1	111.00
柜子	1.20	0.60	1.8	6.5	0		

## 1.2 数学模型

计算中,忽略固体壁面间热辐射,室内空气为透明介质,不参与辐射换热<sup>[6]</sup>,室内空气流动为稳态湍流,不可压缩,密度的变化采用 Boussinesq 假设。室内人体呼出的 CO<sub>2</sub> 作跟随运动,不影响空气的运动。采用标准  $k-\epsilon$  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>[7]</sup>,对于稳态传热问题,通用控制方程形式均可表示为:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \Phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \Phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w \Phi) = \frac{\partial}{\partial x}(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial z}) + S_{\Phi}, \quad (1)$$

式中: $\Phi$  为通用变量,分别表示  $u, v, w, T, k, \epsilon, \tau_p$ 。方程中各系数列于表 2。

湍流动能剪切项:

$$G_k = \frac{\mu_t}{\rho} \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\}.$$

湍流动能浮升力产生项:  $P_k = -\frac{\mu_t g \beta}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial z}$ , 湍流粘性  $\mu_t = c_{\mu} \rho k^2 / \epsilon$ , 热膨胀系数  $\beta = 1 / (T_{\text{ref}} + 273.15)$ , 参考温度  $T_{\text{ref}}$  取房间 1.1 m 高度水平面上中心点温度值。表 2 中各系数取值<sup>[8]</sup>:  $c_{\mu} = 0.09, \sigma_t = 1.0, \sigma_k = 1.0, \sigma_{\epsilon} = 1.3, c_{\epsilon 1} = 1.44, c_{\epsilon 2} = 1.92, c_{\epsilon 3} = 1.44, \sigma_{\tau} = 1.0$ 。

表 2 控制方程中各系数的确定

Table 2 The coefficients definition of the governing equations

$\Phi$	$\Gamma$	$S_{\Phi}$
连续性方程	0	0
$u$	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	$-\partial p / \partial x$
$v$	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	$\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{\text{eff}} \frac{\partial w}{\partial y} \right) - \rho g$
$w$	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	$-\partial p / \partial z$
$T$	$\mu / Pr + \mu_t / \sigma_t$	$S_T$
$k$	$\mu + \mu_t / \sigma_k$	$G_k + P_k - \rho \epsilon$
$\epsilon$	$\mu + \mu_t / \sigma_{\epsilon}$	$(c_{\epsilon 1} G_k + c_{\epsilon 3} P_k - c_{\epsilon 2} \rho \epsilon) \epsilon / k$
$\tau_p$	$\mu + \mu_t / \sigma_{\tau}$	$\rho$

## 1.3 边界条件

影响室内空气品质的主要污染物包括 CO<sub>2</sub>、尘粒及挥发性有机物等。CO<sub>2</sub> 的浓度指标通常是空调新风量和保证空气品质的重要依据<sup>[9]</sup>,这里以 CO<sub>2</sub> 作为室内主要污染物。

1) 入口边界:以矩形送风口出口为计算区域的流动入口边界。

a. 温度:采用温差送风,温差为 8.0 °C,室内温度为 26.0 °C,则送风温度为 18.0 °C。

b. 速度:依据文献<sup>[10]</sup>中关于舒适性空调房间送风口选型、送风速度校核等过程进行了计算,最后确定送风速度为 3.9 m/s。因此,顶送风时: $u = v = 0, w = -3.9$  m/s;侧送风时: $v = w = 0, u = -3.9$  m/s。

c.  $k$  和  $\epsilon$  设置: $k = 0.002, \epsilon = 0.0008$ 。

d. CO<sub>2</sub> 的体积分数:送风口 CO<sub>2</sub> 的体积分数设为 0.04%。

2) 出口边界:以回风口为计算区域的出口边界,  $\partial k / \partial x = 0, \partial \epsilon / \partial x = 0$ 。回风口温度设为室内设计温度 26.0 °C, CO<sub>2</sub> 体积分数设为室内允许浓度值 0.1%。

3) 壁面边界:

a. 室内所有气固交界面的空气流动取速度无滑移条件,即  $u = v = w = 0$ 。

b. 考虑室外太阳辐射,采用谐波法得到室外空气综合温度,进而得到不同时刻西墙及北墙内壁面温度<sup>[11]</sup>,作为求解该时刻室内湍流自然对流换热控制方程的壁面温度给定值。南墙和东墙内壁面、桌子及柜子等障碍物表面均视为绝热边界。

4) 热源边界: 人体热源强度取  $69.33 \text{ W/m}^2$ , 计算机和灯的散热强度按表 1 中参数值计算。

5) 人体呼吸边界: 人体呼出的  $\text{CO}_2$  含量按  $0.0173 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{人}$  计算<sup>[12]</sup>, 人体呼出的  $\text{CO}_2$  体积分数为 4%。

## 2 数值求解方法

### 2.1 网格划分

在直角坐标系下将计算区域进行划分, 网格数目为  $130 \times 80 \times 64$ , 共 665 600 个网格, 网格最小体积为  $1.25 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ , 最小正交网格质量为 1, 网格最大纵横比为 1.732, 可判定网格质量优良。

### 2.2 数值方法

采用有限体积法对控制方程进行离散; 应用 SIMPLE 算法求解速度/压力耦合问题<sup>[13]</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、组分输运方程及 DO 辐射模型方程(描述太阳辐射对围护结构的热作用)均采用二阶迎风格式离散。

## 3 计算结果及分析

### 3.1 外气参数对室内污染物浓度场的影响

这里考虑的外气参数主要指室外温度。室外逐时温度和综合温度的逐时变化通过围护结构的热传递过程来影响室内热环境, 不断改变作为数值模拟热边界条件的两外墙内壁面温度。而空调室内的空气流动是一个空调送风的强迫对流和由温差引起的自然对流共存的流动形态, 因此, 流场、温度场和污染物浓度场之间存在强烈的耦合关系。限于篇幅, 笔者只给出 8:00 和 16:00 的浓度场模拟结果, 速度场和温度场的变化另文讨论。经计算可得 8:00 时, 北外墙和西外墙外侧室外综合温度分别为  $26.15 \text{ }^\circ\text{C}$  和  $26.54 \text{ }^\circ\text{C}$ , 北外墙和西外墙内壁面温度分别为  $26.04 \text{ }^\circ\text{C}$  和  $26.86 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 16:00 时, 北外墙和西外墙外侧室外综合温度分别为  $29.62 \text{ }^\circ\text{C}$  和  $50.0 \text{ }^\circ\text{C}$ , 北外墙和西外墙内壁面温度分别为  $25.9 \text{ }^\circ\text{C}$  和  $26.47 \text{ }^\circ\text{C}$ 。可以看出, 16:00 时两外墙内壁面温度稍低于 8:00 时的值, 这是墙体对温度波的延迟效应所致。

图 2 为顶送风时不同时刻室内工作区 ( $X=1.4 \text{ m}$ ) 横断面上的  $\text{CO}_2$  浓度分布。可以看出, 8:00 时室内污染物浓度关于房间纵轴线呈对称分布, 靠近南、北墙附近区域浓度梯度结构相近。这是因为此时的太阳辐射对北墙内壁面温度的影响非常微弱, 自然对流驱动力还不足以改变室内强迫对流形成的流场结构和温度场结构, 从而使得与之相关联的浓度场也就表现为图中显现的层状分布。到了 16:00 时, 室外温度波经过墙体的衰减、延迟效应后使得北墙内壁面温度有所升高, 激励了北墙内壁面附近的自然对流换热强度, 该区域的  $\text{CO}_2$  在浮升力作用下快速扩散, 浓度降低, 更趋均匀; 相反, 对于作为内墙的南墙内壁面由于温度较低,  $\text{CO}_2$  因此在其附近区域集聚。但两个时刻下室内污染物浓度均小于 0.1%, 符合室内空气质量标准要求<sup>[14]</sup>。

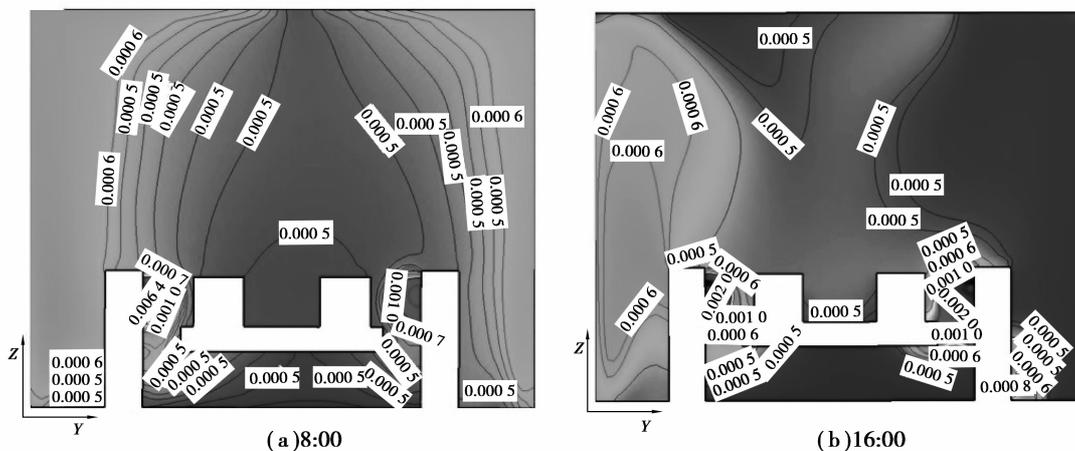


图 2 横断面  $\text{CO}_2$  浓度分布 ( $X=1.4 \text{ m}$ , 顶送风)

Fig.2  $\text{CO}_2$  concentration profile in transversal sections ( $X=1.4 \text{ m}$ , ceiling air supply)

从室外温度逐时值和室内污染物浓度变化过程来看, 室内空气质量在室外较高温度时要比室外较低温

度时好一些。这实质上是室内热环境参数通过围护结构对室外热环境参数变化动态响应的结果,室内热环境变化相对于室外换热环境状况存在时间上的滞后性,由于室内流场、温度场、污染物浓度场之间的耦合关系,这一滞后也体现在了室内污染物浓度的时空分布上:即下午室内局部区域污染物浓度比早上低,整体上更趋均匀。

图 3 为顶送风时不同时刻室内工作人员呼吸区( $Y=1.1\text{ m}$ )水平面上的  $\text{CO}_2$  浓度分布。新风自房间顶部流出,与室内原有空气进行热交换和动量交换,稀释了室内  $\text{CO}_2$  浓度。但这一过程与室内的流场和温度场结构有关。8:00 时室内温度受太阳辐射影响微弱,靠近南、北墙附近的浮升力不足以带动呼吸区的  $\text{CO}_2$  随边界层而运动,所以,靠近南、北墙附近区域的  $\text{CO}_2$  浓度集聚呈层状分布,梯度较大;到了 16:00 时,室内热环境受太阳辐射影响显著,自然对流换热强度增强,室内分子动量交换加剧,污染物  $\text{CO}_2$  迁移速率增大,其浓度更趋均匀,而且,总体水平低于 8:00 时的情况。

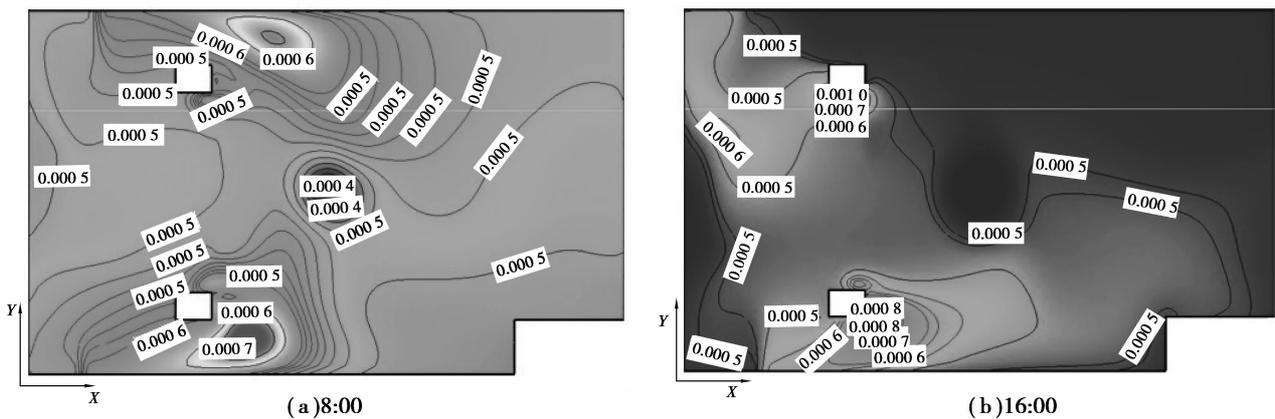


图 3 水平面  $\text{CO}_2$  浓度分布 ( $Z=1.1\text{ m}$ , 顶送风)

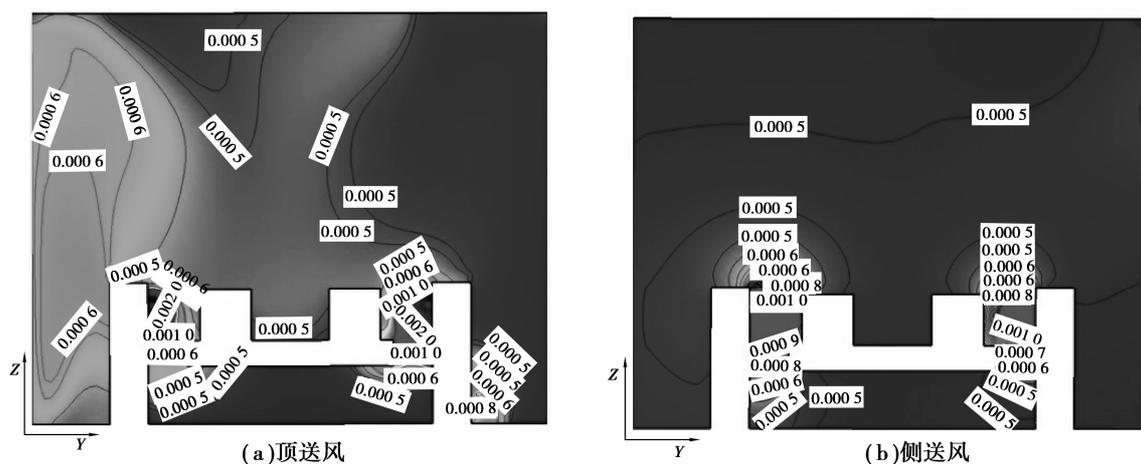
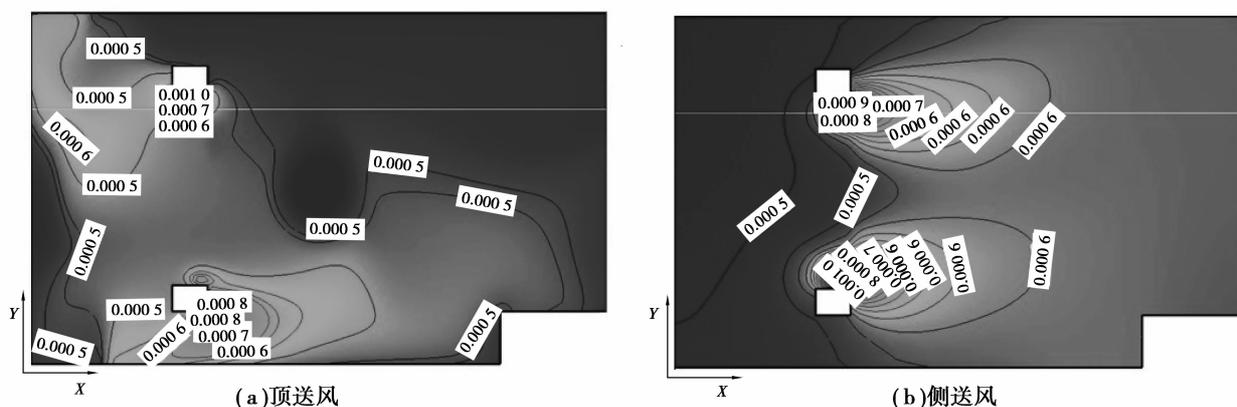
Fig.3  $\text{CO}_2$  concentration profile in horizontal sections ( $Z=1.1\text{ m}$ , ceiling air supply)

### 3.2 送风模式对室内污染物浓度场的影响

不同的送风模式必然对应不同的室内污染物空间分布和空气品质。笔者分别采用顶送风/下回风和侧送风/下回风两种通风模式进行了数值试验。这里只给出 16:00 时的模拟结果。

图 4 和图 5 分别为两种送风模式下工作区  $X=1.4\text{ m}$  横断面和  $Z=1.1\text{ m}$  水平面上的  $\text{CO}_2$  浓度分布。可以看出,顶送风情况下房间纵轴线两侧污染物浓度场结构差异较大,靠近北墙一侧污染物浓度较低且比较均匀,靠近南墙一侧污染物浓度较高且集聚严重;侧送风情况下室内污染物浓度场结构关于房间纵轴线近似对称,呼吸区之外区域的  $\text{CO}_2$  浓度水平低于顶送风时的情况,且分布较均匀。这是因为顶送风时的送风口并不在人体正上方(如果这样的话,可能会有吹风感),从风口向下运动的气流会与沿壁面上升气流相互作用,造成各自动量的衰减,从而抑制了工作区污染物浓度被稀释的速率。而侧送风是将新风直接送入呼吸区,部分用来稀释呼吸区的污染物浓度,部分会继续向下运动以吸收人体的预热和余湿。但侧送风时人员呼吸区的污染物浓度梯度要比相同送风参数下的顶送风时大,这是因为侧送风温度比室内温度低,到达呼吸区后继续向下运动,将该区域的污染物“压制”在呼吸区附近。这说明对于同样强度的污染源,顶送风/下回风时更有利于整个房间内污染物的排出,而侧送风/下回风只能达到“局部净化”的目的。

以上计算结果表明,CFD 技术能以快捷、经济的优势获得室内环境参数随室外气象参数变化的分布特征。建筑围护结构对室外条件的热反应取决于其各组成部分材料的热性能和它的自身结构,其热工性能是影响建筑能效的决定性因素。目前我国建筑节能工作的一个重点内容是,为实现节能 65% 的目标(部分地区已要求达到 70%),要求针对不同气候热工分区的建筑围护结构具有不同的热工属性。本文研究对象所在兰州地区属于寒冷地区,夏季日较差小,给出的 8:00 时和 16:00 时的模拟结果能够从理论上反映室内环境参数对室外气象参数瞬时变化的动态响应物理机制,揭示流动、传热与污染物扩散的耦合关系。所以,这一方法同样适用于研究处于气象参数变化显著、具有特殊功能建筑内的气流组织设计、空气品质需改善等问题。

图4 横断面 CO<sub>2</sub> 浓度分布( $X=1.4\text{ m}$ ,16:00 时)Fig.4 CO<sub>2</sub> concentration profile in transversal sections ( $X=1.4\text{ m}$ ,16:00)图5 水平面 CO<sub>2</sub> 浓度分布( $Z=1.1\text{ m}$ ,16:00 时)Fig.5 CO<sub>2</sub> concentration profile in horizontal sections ( $Z=1.1\text{ m}$ ,16:00)

## 4 结 论

以兰州某办公室为研究对象,采用标准  $k-\epsilon$  模型对室内污染物浓度场随室外气象参数的变化进行了数值分析,得到如下主要结论:

1) 太阳辐射以气固耦合的方式影响室内热环境,激励室内自然对流换热过程,从而导致了同一建筑物在不同时刻其室内污染物不同的空间分布及迁移特性。

2) 空调房间内气流是强迫对流和自然对流共存的流动形态,如何组织气流、布置热源及确定工作区范围等,对于污染物的排出关系重大。

3) 针对所研究模型,顶送风模式所得室内污染物浓度场更趋均匀,而侧送风模式则将污染物“压制”在了呼吸区,不利于污染物的排除。寻求合理的侧送(回)风口尺寸、位置及送风工况等以获得较高的室内空气质量是进一步需要研究的内容。

### 参考文献:

- [1] 朱天乐.室内空气污染控制[M].北京:化学工业出版社,2003.  
ZHU Tainle.Indoor air pollution control[M].Beijing:Chemical Industry Press,2003.
- [2] 贾代勇,耿世彬,袁印奎,等.基于 CO<sub>2</sub> 和 TVOC 浓度的空调新风随机控制系统[J].暖通空调,2004,34(6):14-16.  
JIA Daiyong,GENG Shibin,YUAN Yinkui,et al.Air conditioning fresh air random control systems based on concentration

- of CO<sub>2</sub> and TVOC[J]. Heating, Ventilation and Air Conditioning, 2004, 34(6): 14-16.
- [3] 袁东升, 王高飞, 田慧玲, 等. 气流组织和室内空气品质的数值模拟研究[J]. 河南理工大学学报, 2010, 29(5): 656-662.  
YUAN Dongsheng, WANG Gaofei, TIAN Huiling, et al. Numerical simulation of airflow distribution and indoor air quality[J]. Journal of Henan Polytechnic University, 2010, 29(5): 656-662.
- [4] 王沅浩, 刘晓东, 李远斌, 等. 办公建筑通风系统的实验与数值模拟研究[J]. 制冷学报, 2009, 30(5): 45-50.  
WANG Fenghao, LIU Xiaodong, LI Yuanbin, et al. Experiment and numerical simulation on ventilation system of office building[J]. Journal of refrigeration, 2009, 30(5): 45-50.
- [5] 高俊敏, 陈磊, 张英, 等. 重庆市地下商场 TVOC 污染调查及来源分析[J]. 中南大学学报, 2012, 43(11): 4554-4558.  
GAO Junmin, CHEN Lei, ZHANG Ying, et al. Occurrence and pollution source of TVOC in underground stores in Chongqing[J]. Journal of Central South University, 2012, 43(11): 4554-4558.
- [6] 吴俊云, 童灵, 陈芝久. 空调客车室内三维紊流流动与传热数值研究[J]. 上海交通大学学报, 1999, 33(3): 331-334.  
WU Junyun, TONG Ling, CHEN Zhijiu. Numerical research on 3 D turbulence flow & heat transfer in air conditioning bus passenger compartment[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 1999, 33(3): 331-334.
- [7] 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.
- [8] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.  
TAO Wenquan. Numerical heat transfer[M]. 2nd ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001.
- [9] 王东, 胡松涛, 张瑜. 青藏高原气候对旅客列车室内环境品质的影响[J]. 暖通空调, 2005, 35(5): 23-26.  
WANG Dong, HU Songtao, ZHANG Yu. Influence of Qinghai-Tibet plateau climate on environment quality in passenger trains[J]. Heating, Ventilation and Air Conditioning, 2005, 35(5): 23-26.
- [10] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007.  
LU Yaoqing. Practical heating air conditioning design manual[M]. Beijing: China Building Industry Press, 2007.
- [11] 王焯, 王良璧. 青藏铁路空调列车车体围护结构非稳定传热分析[J]. 中国铁道科学, 2009, 30(4): 81-85.  
WANG Ye, WANG Liangbi. Analysis on the unsteady heat transfer of the compartment enclosure of the air-conditioned train in Qinghai-Tibet Railway[J]. China Railway Science, 2009, 30(4): 81-85.
- [12] 李荷萍, 钟珂. 新风量和气流组织形式对室内污染物排除效果的影响[J]. 洁净与空调技术, 2007(1): 18-21.  
LI Heping, ZHONG Ke. Impacts of outdoor airflow rate and airflow pattern on removal of indoor contaminant[J]. Contamination Control & Air-conditioning Technology, 2007(1): 18-21.
- [13] Partaker S V. Numerical heat transfer and fluid flow[M]. Washington Dc: Hemisphere Publishing Crop, 1980.
- [14] 中国国家质量检验检疫总局. GB/T18883-2002, 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 China. GB/T 18883—2002 Standards of indoor air quality[S]. Beijing: Standards Press of China, 2003.

(编辑 张 莘)