

室内障碍物对嵌入式空调气流组织的影响

连之伟¹, 戚大海², 刘蔚巍³, 宋金良²

1. 中原工学院 能源与环境学院, 河南 郑州, 450007;
2. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海, 200240;
3. 中南大学 能源科学与工程学院, 湖南 长沙, 410075)

摘要: 为研究室内障碍物对嵌入式空调气流组织的影响, 根据不同送风角度的主流方向设计4种布局: 室内无障碍物、送风主流恰好落在障碍物上沿、送风主流越过障碍物上沿以及送风主流完全被障碍物挡回。建立气流组织仿真模型, 并用实验验证模型的正确性。在气流组织实验和数值模拟的基础上, 采用整体气流组织评价法和分区气流组织评价法, 对房间整体以及各区域的气流组织进行评价。研究表明: 室内障碍物相对于送风口的位置及送风角度对室内整体及各区域气流组织有显著影响; 建议室内应尽量少布置障碍物, 避免将障碍物放置在完全挡住出风主流的位置, 办公地点应尽量设在离出风主流较远之处, 而离出风主流较近之处, 可作为人员暂时停留的地点。

关键词: 障碍物; 嵌入式室内机; 气流组织; 分区评价法; 整体评价法

中图分类号: TU834.3

文献标志码: A

文章编号: 1672-7207(2010)01-0364-06

Influence of indoor partition on air distribution of ceiling-mounted cassette type indoor unit

LIAN Zhi-wei¹, QI Da-hai², LIU Wei-wei³, SONG Jin-liang²

1. School of Energy and Environment Engineering, Zhongyuan University of Technology, Zhengzhou 450007, China;
2. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;
3. School of Energy and Power Engineering, Central South University, Changsha 410075, China)

Abstract: In order to investigate the influence of partition on air distribution of indoor ceiling-mounted cassette type indoor unit, four different layouts i.e., there is no partition, where mainstream gets to the upside of the partition, where mainstream gets across the upside of the partition and where main stream is totally blocked by the partition, were designed by considering mainstream directions of different air supply angles. Based on experiments and CFD, the whole and zoning evaluation methods were used to evaluate the air distribution of the test room under different layout conditions. The results show that the relative position of the partition to the air supply outlet and the angle of the air supply have significant influence on the whole air distribution and zoning air distribution. The partition should not be put at the position where it blocks mainstream, office spots should be far from mainstream, while aisle can be near mainstream where people do not stay for a long time.

Key words: partition; ceiling-mounted cassette type indoor unit; air distribution; zoning evaluation method; whole evaluation method

收稿日期: 2008-11-25; 修回日期: 2009-03-02

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50878125)

通信作者: 连之伟(1963-), 男, 山东荣成人, 博士, 教授, 博士生导师, 从事空调系统节能与空调设备开发、热舒适与工作效率的研究; 电话: 13621673819; E-mail: zwlian@sjtu.edu.cn

嵌入式空调室内机具有外形美观、大方、不占用室内有效面积等优点, 广泛应用于写字楼、商场、别墅等。由于室内一般布置有家具、隔板等, 往往会改变嵌入式空调气流组织分布情况, 从而影响空调的热舒适性及能耗, 因此, 有必要研究室内障碍物对嵌入式空调气流组织的影响。目前, 国内外对空调气流组织方面的研究虽然很多^[1-9], 但大都针对集中式空调系统, 对分体式特别是嵌入式空调器室内气流组织的研究不多^[3, 6-9]。在对嵌入式空调器室内气流组织的少数研究者中, 周燕蕊等^[7]研究了嵌入式空调不同送风参数对房间速度场和温度场的影响, 结果发现: 送风角度对室内气流场及温度场有较大影响, 而送风速度的影响并不明显; 存在短路现象, 该现象随送风角度的增大而严重, 当送风角度大时, 温度场较均匀, 而当送风角度较小时, 速度场较均匀, 能量利用率也较高。Noh 等^[8]研究了嵌入式空调送风速度对通风性能的影响, 认为在评价通风性能时, 若工作区有污染源, 需要同时考虑平均空气龄和滞留时间, 室内风速的增加有益于通风性能的提高。Noh 等^[9]采用数值模拟与实验的方法研究装有嵌入式空调系统的教室气流组织, 考察送风角度、送风量、通风效率与热舒适性、室内空气品质之间的关系, 结果发现: 随着送风角度的增加, 热舒适性降低, 但室内空气品质并没有显著降低; 送风量对热舒适和室内空气品质无明显影响; 随着通风效率的提高, 热舒适性也提高。本文作者设计 4 种不同障碍物的布局, 结合实验与数值模拟, 采用整体及区域分析法, 分析障碍物对嵌入式空调器气流组织的影响, 并给出相应的气流组织设计建议。

1 实验方案

由于室内障碍物的存在会改变嵌入式空调出风的主流方向, 从而显著影响室内气流组织分布情况。为此, 依据不同送风角度的主流方向, 设计障碍物尺寸及障碍物的 4 种布局 layout(0), layout(1), layout(2)和 layout(3), 研究 4 种室内障碍物布局对不同空调送风角度下嵌入式空调气流组织的影响。图 1 所示为气流实验室整体布置图, 实验室为 1 间矩形房间, 长×宽×高为 10.00 m×6.00 m×3.05 m, 嵌入式空调室内机位于天花板中央; 障碍物长×宽×高为 2.400 m×0.045 m×1.800 m。表 1 和图 2 所示为 4 种室内障碍物的布局。表 1 中: x 表示障碍物距离出风口 1 的距离, layout(1)和 layout(3)中的障碍物与风口 1 之间的距离均为 1 m, 而 layout(2)中的障碍物与风口 1 之

的距离为 0.5 m, layout(0)中无障碍物; layout(0), layout(1)和 layout(2)均是水平送风模式(送风方向与水平方向夹角 θ 约为 30°); layout(3)为垂直送风模式(送风方向与水平方向夹角 θ 大约为 60°)。这样, layout(1)中出风主流正好落在障碍物上沿, layout(2)中出风主流越过障碍物上沿, 而 layout(3)中出风主流则完全被障碍物挡住。所有工况均为制热、高风速, 设定温度为 30°C , 风量为 $25.3\text{ m}^3/\text{min}$ 。

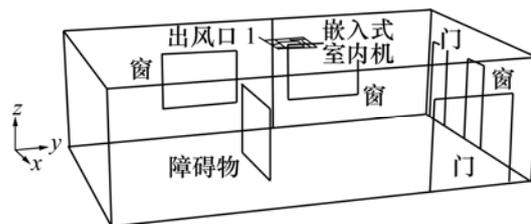


图 1 气流实验室气流组织

Fig.1 Air distribution of test room

表 1 布局设计

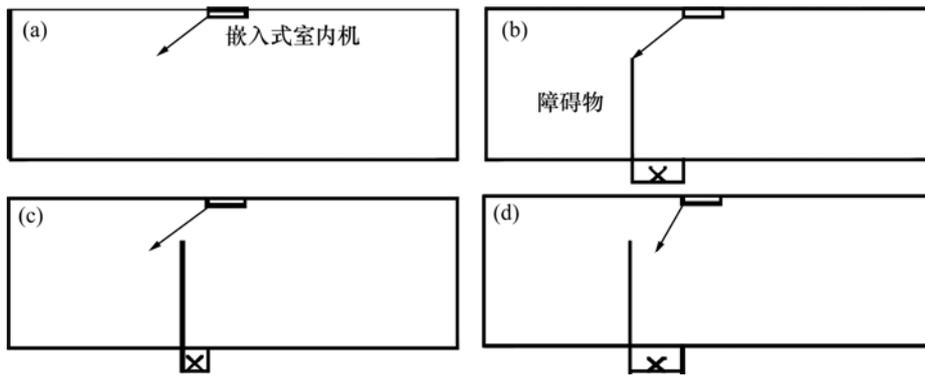
Table 1 Layout design

布局	送风角度 $\theta/^\circ$	x/m	送风速度	特征
Layout(0)	水平	—	高风速	室内无障碍物
Layout(1)	水平	1.0	高风速	送风主流恰好落在障碍物上沿
Layout(2)	水平	0.5	高风速	送风主流越过障碍物上沿
Layout(3)	垂直	1.0	高风速	送风主流完全被障碍物挡住

气流实验室中布置 200 个温度测点, 高度分别为 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 和 2.5 m, 考察各种不同布局的室内温度场分布状况。出风口温度采用热电偶测量, 每个出风口均匀分布 2 个测点, 每面墙外布置 2 个温度测点。

室内速度测点 1~3 在图 1 所示水平面上的坐标分别为(2.2, 5.0), (3.0, 3.9)和(3.8, 5.0), 其余测点坐标对称类推, 高度方向 a, b 和 c 分别代表高度为 0.75, 1.50 和 2.25 m。风口速度及其角度的测量位置如图 3 所示, 在每个风口均匀布置 30 个速度测点, 当空调工作时, 测出 30 cm 长的轻细绳末端距天花板距离, 即可得风口角度 θ 。

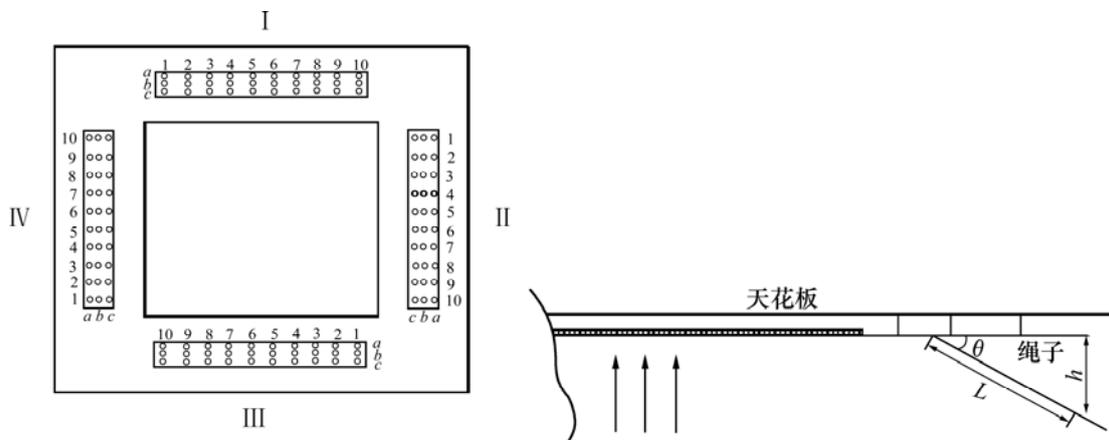
采用美国 NI 公司制造的多通道数据采集仪实时记录温度, 采用美国 Degree C 公司制造的 UAS1000 系列气流检测仪测量速度, 其精度符合 ASHRAE 55—1992 标准及 ISO 7726 标准^[10-11]。



(a) Layout(0); (b) Layout(1); (c) Layout(2); (d) Layout(3)

图 2 隔板障碍物侧面图

Fig.2 Position of partition from side view



(a) 送风口速度测点布置; (b) 角度测量原理

图 3 送风口速度测点布置及角度测量

Fig.3 Distribution of outlet velocity measuring points and velocity angle measuring

2 气流组织数值仿真

2.1 数学模型

气流实验室数学模型如图 1 所示。空调房间内的气流作湍流运动。湍流是一种高度复杂的三维非稳态、带旋转的不规则流动。在湍流中流体的各种物理参数如速度、压力、温度等都随时间与空间发生随机变化。这里采用 Reynolds 平均法来模拟湍流运动^[12]。以张量形式表示的湍流对流换热的 Reynolds 时均方程如下^[13]。

连续方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \\ -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\eta \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) + S_i \end{aligned} \quad (2)$$

其他变量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} - \overline{\rho u_j' \phi'} \right) + S \quad (3)$$

其中: ρ 为密度; u 为速度; t 为时间。 $-\overline{\rho u_i' u_j'}$ 称为湍流应力。引入 Boussinesq 假设^[14], 湍流应力可表示为:

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = -p_t \delta_{i,j} + \eta_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \eta_t \delta_{i,j} \quad (4)$$

对于其他变量方程中的湍流脉动附加项, 引入相应的湍流扩散系数 Γ_t , 则湍流脉动所传递的流量可表示为:

$$-\overline{\rho u_j' \phi'} = \Gamma_t \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \quad (5)$$

湍流黏性系数 η_t 和湍流扩散系数 Γ_t 都不是流体的物性参数, 而取决于湍流的流动。实验结果表明, 二者的比值可近似地视为 1 个常数, 因此, 计算湍流

的关键在于确定 η_t 。这里采用 Realizable $k-\varepsilon$ 两方程模型来确定 η_t 。该模型中关于湍流脉动动能 k 和脉动动能耗散率 ε 的输运方程如下:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 E \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} \quad (7)$$

$$\eta_t = c_\mu \rho k^2 / \varepsilon \quad (8)$$

Realizable $k-\varepsilon$ 两方程模型是对 Standard $k-\varepsilon$ 两方程模型的修正, 引入了与旋转和曲率有关的参数。对于固体壁面附近的流动, 采用标准壁面函数来处理。

2.2 计算条件

由于模型结构规整, 采用六面体网格。送风口、回风口选用密网格, 其长×宽分别为 0.01 m×0.02 m 和 0.02 m×0.02 m, 其他区域采用疏网格, 其长×宽为 0.10 m×0.10 m。

离散方法: 压力 P 选用 PRESTO 方法离散, 压力和速度耦合项选用 SIMPLEC 方法离散, 动量、湍流动能 k 、湍流耗散率 ε 及能量项均选用二阶迎风格式离散。

残差控制: 能量项残差和连续性残差要求小于 10^{-6} , 其他各项残差小于 10^{-3} 。

边界条件: 风口采用速度实测值作为边界条件, 即分别对实测的速度、角度进行拟合作为速度边界条件, 壁面采用第三类边界条件。

3 评价指标

评价气流组织的指标通常有不均匀系数(包括温度不均匀系数 k_t 和速度不均匀系数 k_v)、空气分布特性指标 I_{ADPI} 和能量利用系数 η 。由于 I_{ADPI} 反映了风速及温度对人体热舒适性的综合影响, I_{ADPI} 越大, 说明感到舒适的人群比例越大, 因而本文不考虑不均匀系数评价指标。空气分布特性指标 I_{ADPI} 和能量利用系数 η 的定义式如下^[15-17]。

空气分布特性指标 I_{ADPI} 为:

$$I_{ADPI} = \frac{n_1}{n_0} \times 100\% \quad (9)$$

$$\eta = \frac{t_p - t_0}{t_n - t_0} \times 100\% \quad (10)$$

式中: I_{ADPI} 为空气分布特性指标; η 为能量利用系数; n_1 为 $-1.7 < [(t_i - t_n) - 7.66(u_i - 0.15)] < 1.1$ 的测点数; n_0 为总测点数; t_i 和 t_n 分别为工作区某点的空气温度和给定的室内温度; u_i 为工作区某点的空气流速; t_p 为排风温度; t_n 为工作区空气平均温度; t_0 为送风温度。

此外, 本文提出一种新的指标即温升速率, 表征空调器调节房间温度的速度。在这些指标中, 温升速率是通过实验计算得出, 其余各指标均基于数值模拟结果计算得出。

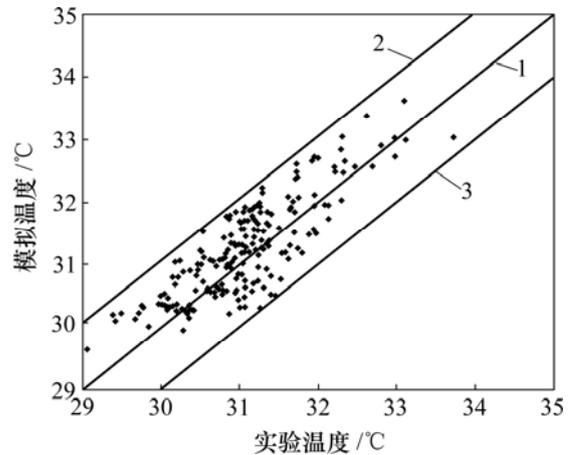
$$v_t = \frac{|\bar{t}_0 - t_{set}|}{T} \quad (11)$$

式中: \bar{t}_0 为初始时刻室内平均温度; t_{set} 为空调设定温度; T 为房间内平均温度达到设定温度所需的时间。

4 结果及分析

4.1 实验验证

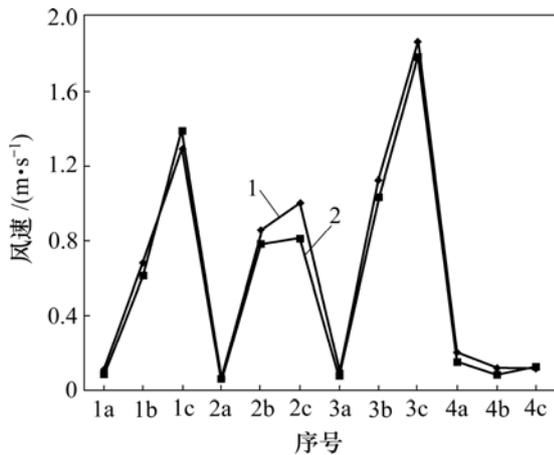
图4所示为温度的实验值与模拟值的比较结果。若实验值与模拟值相同, 则图中的点落在直线1上。直线2和3分别表示实验值与模拟值相差+1 °C和-1 °C。从图4可以看出: 模拟值相对于实验值的绝对误差都在 1.0 °C 以内, 平均误差为 0.4 °C。图5所示为速度的实验值和模拟值, 相对误差最小为 4%, 最大为 22%。由于室内风速通常很低(序号 2a 处的风速只有 0.06 m/s), 同时, 风速也在不断波动, 要精确测量很难, 因而, 在比较速度的模拟值与实验值时, 速度场分布趋势的一致性更为重要^[3]。综合温度场、速度场的实验值与模拟值的比较可知, 所建立的数值模型是正确的。



1—实验值与模拟值相同; 2—实验值与模拟值相差+1 °C;
3—实验值与模拟值相差-1 °C

图4 layout(3)温度实验值与模拟值的比较

Fig.4 Comparison of experimental value and simulation value of temperature for layout(3)



1—实验值; 2—模拟值
序号位置见图 3(a)

图 5 layout(3)风速实验值与模拟值的比较

Fig.5 Comparison of experimental value and simulation value of velocity for layout(3)

4.2 障碍物对整体气流组织的影响

表 2 所示为采用整体气流组织评价法所得出的整个房间的气流组织评价指标。从表 2 可以看出: 室内无障碍物的 layout(0)各项指标最高, 当房间中增加了障碍物后, I_{ADPI} 显著下降, 这是因为不同布局中的障碍物在不同程度上改变了出风主流方向, 从而显著地影响了房间整体的气流组织状况; 而对于 layout(3), 其各项指标都是最低的, 尤其是温升速率最低。这是因为在该布局方式中, 障碍物完全阻挡了出风口 1 的出风主流, 由于出风口离回风口较近, 使气流短路现象更加严重, 回风口的温度更容易达到设定值, 也就是说, 当房间内的温度还远远没有达到设定值时, 压缩机就停止工作了, 因而, 需要花更长的时间才能使房间平均温度升值至设定值, 导致温升速率很低。

表 2 各种布局的指标

Table 2 Indexes for each layout

	layout(0)	layout(1)	layout(2)	layout(3)
$I_{ADPI}/\%$	80.77	69.55	69.43	61.750
η	0.90	0.86	0.85	0.610
$v_t/(10^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}\cdot\text{s}^{-1})$	1.03	1.01	1.01	0.493

根据以上分析可以看出: 室内障碍物会显著降低空调气流组织的热舒适性。因此, 应尽量在室内少布置障碍物; 对于室内的障碍物, 要避免将其设置于挡住送风并将送风反射到回风口之处。

4.3 障碍物对局部气流组织的影响

由于整体气流组织评价法只能反映出障碍物对房

间整体气流组织的影响, 不能体现障碍物对各区域气流的影响, 因此, 需要运用分区域气流组织评价法考察局部气流分布状况。如图 6 所示, 基于障碍物的具体位置及对称的原则将房间工作区划分成 9 个区域并编号, 计算反映热舒适性的重要指标 I_{ADPI} , 结果如图 7 所示。

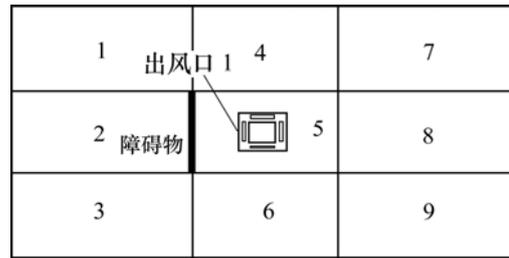
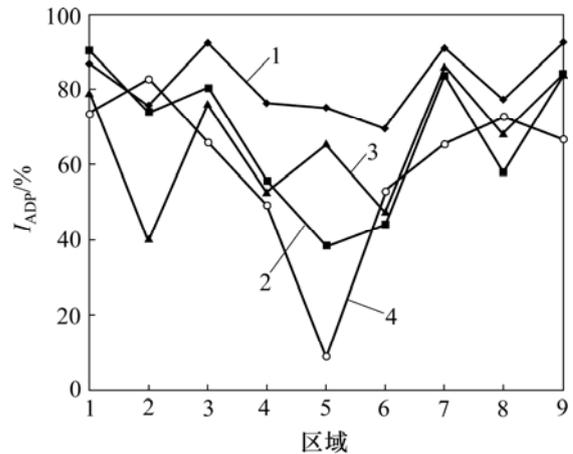


图 6 房间区域划分

Fig.6 Room division



1—layout(0); 2—layout(1); 3—layout(2); 4—layout(3)

图 7 各布局的 I_{ADPI}

Fig.7 I_{ADPI} for each layout

由图 7 可知, 从局部局域气流组织来看, layout(0)的 I_{ADPI} 几乎均大于其他各布局的 I_{ADPI} , 尤其是在靠近出风主流的区域 4~6。这是因为障碍物正是通过改变主流方向从而影响室内气流组织, 而靠近出风主流的区域所受到的影响更大。

相关研究表明, 在一般情况下, 应使 $I_{ADPI} \geq 80\%$ ^[16-18]。由前面的分析结果可知: 对于大多数布局(除 layout(3)), 远离出风口的区域 1, 3, 7 和 9 的 I_{ADPI} 均大于 80%; 而靠近出风口的区域 4~6 其 I_{ADPI} 则很低, 为非舒适区域。这是因为嵌入式空调有 4 个出风口, 能使房间形成较为均匀的温度场。造成不舒适感的主要原因是风速过高而导致的吹风感, 远离出风口的区域风速较低, 因而 I_{ADPI} 较高, 即热舒适感较高; 而离风口较近的区域, 风速较高, 因而 I_{ADPI} 较低, 即热舒

适感较低。

对于 layout(3), 在 9 个区域中, 有 6 个区域的 I_{ADPI} 最低(如图 7 所示), 因而, 导致该种布局的整体热舒适感最差。仅在区域 2 中, I_{ADPI} 较高(为 83.16%)。这是因为区域 8 离风口较远, 区域 2 因障碍物作用, 在该区域中风速都较小, 吹风感较小。所以, 在布置障碍物时要避免类似 layout(3)这样的布局, 将出风主流完全挡住。

5 结论

(1) 所建仿真模型及对边界条件的测量方法合理, 采用气流组织整体评价法和局部评价法所得评价结果是可信的。

(2) 室内障碍物会显著降低嵌入式空调房间的整体舒适性及局部区域的热舒适性, 所以, 室内应尽量少布置障碍物。

(3) 当障碍物放置在完全挡住出风主流的位置时, 气流组织短路现象十分严重, 且其各局部气流组织评价指标都很低, 因而要尽量避免这种现象发生。

(4) 离出风口主流越远, 热舒适性越高, 反之, 热舒适性则越低。所以, 在设计时, 办公地点应尽量设在离出风主流较远之处; 而离出风主流较近之处特别是回风口附近, 可作为过道等人员暂时停留的地点。

参考文献:

- [1] 连之伟, 张桂荣, 叶晓江. 铁路空调客车气流组织评价[J]. 上海交通大学学报, 2004, 36(6): 961-966.
LIAN Zhi-wei, ZHANG Gui-rong, YE Xiao-jiang. Evaluation of air distribution in an air conditioned railway carriage[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2004, 36(6): 961-966.
- [2] KONG Qiong-xiang, YU Bing-feng. Numerical study on temperature stratification in a room with under floor air distribution system[J]. Energy and Buildings, 2008, 40(4): 495-502.
- [3] LIU Wei-wei, LIAN Zhi-wei, YAO Y. Optimization on indoor air diffusion of floor-standing type room air-conditioners [J]. Energy and Buildings, 2008, 40(2): 59-70.
- [4] Lin Z, Chow T T, Fong K F, et al., Comparison of performances of displacement and mixing ventilations. Part I: Thermal comfort[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(2): 276-287.
- [5] Sekhar S C, Ching C S. Indoor air quality and thermal comfort studies of an under-floor air-conditioning system in the tropics[J]. Energy and Buildings, 2002, 34(5): 431-444.
- [6] Bojic M, Yik F, Lo T Y, Locating air-conditioners and furniture inside residential flats to obtain good thermal comfort[J]. Energy and Buildings, 2002, 34(7): 745-751.
- [7] 周燕蕊, 俞炳丰, 赵蕊. 空调器送风参数对房间速度场和温度影响的计算模拟和试验研究[J]. 制冷与空调, 2004, 4(3): 37-41.
ZHOU Yan-rui, YU Bing-feng, ZHAO Rui. The numerical simulation and experimental study of air-conditioner inlet parameters' influence on the temperature distribution and fluid flow inside room[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2004, 4(3): 37-41.
- [8] Noh K C, Han C W, Oh M D. Effect of the airflow rate of a ceiling type air-conditioner on ventilation effectiveness in a lecture room[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(2): 180-188.
- [9] Noh K C, Jang J S, Oh M D. Thermal comfort and indoor air quality in the lecture room with 4-way cassette air-conditioner and mixing ventilation system[J]. Building and Environment, 2007, 42(2): 689-698.
- [10] ANSI/ASHRAE Standard 55—1992, Thermal environmental conditions for human occupancy[S].
- [11] International Standard 7730, Moderate thermal environments-determination of the PMV and PPD indices and the specification of conditions for thermal comfort[S].
- [12] 王福军. 计算流体力学分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 118-119.
WANG Fu-jun. Computation fluid dynamics analysis[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004: 118-119.
- [13] 周丹, 田红旗, 鲁寨军. 国产磁浮列车气动外形的优化[J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2006, 37(3): 813-817.
ZHOU Dan, TIAN Hong-qi, LU Zhai-jun. Optimization of aerodynamic shape for domestic maglev vehicle[J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2006, 37(3): 813-817.
- [14] Teodosiu C, Hohota R, Rusaouen G, et al. Numerical prediction of indoor air humidity and its effect on indoor environment[J]. Building and Environment, 2003, 38(5): 655-664.
- [15] Koestel A, Tuve G L. Performance and evaluation of room air distribution systems[J]. ASHRAE Transactions, 1955, 61: 533-550.
- [16] 朱颖心. 建筑环境学[M]. 2 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005: 203-205.
ZHU Ying-xin. Built environment[M]. 2nd ed. Beijing: China Architecture Industry Press, 2005: 203-205.
- [17] Gan G, Evaluation of room air distribution systems using computational fluid dynamics[J]. Energy and Buildings, 1995, 27(2): 83-93.

(编辑 陈灿华)