

辐射供冷住宅设计最小新风量的有效利用

隋学敏^{1,2}, 张旭¹

(1. 同济大学 机械工程学院暖通空调及燃气研究所, 上海 200092; 2. 长安大学 环境科学与工程学院, 西安 710061)

摘要: 以低冷负荷住宅建筑为研究对象, 采用计算流体力学(CFD)方法, 研究送风末端与冷吊顶结合时, 最小新风量的有效利用, 通过数值模拟得出了上送风、置换通风、下送风三种气流组织形式与冷吊顶相结合时室内各位置的风速、温度、相对湿度、污染物浓度等参数, 对三种气流组织下的室内空气品质水平和热舒适水平进行了综合评价. 研究结果表明, 与冷吊顶结合时, 采用置换通风和下送风形式, 室内可获得最佳的室内空气品质, 最小新风量可获得更有效的利用.

关键词: 住宅; 辐射供冷; 最小新风量; 室内空气品质; 热舒适

中图分类号: TU 831.3

文献标识码: A

Effective Use of Minimum Outdoor Air Ventilation Rate in Radiant Cooling Residential Buildings

SUI Xuemin^{1,2}, ZHANG Xu¹

(1. Department of Heating, Ventilation, Air Conditioning and Gas Institute, College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China; 2. School of Environmental Science and Engineering, Chang'an University, Xi'an 710054, China)

Abstract: The purpose of this paper was to investigate the effective use of the minimum outdoor air ventilation rate using computational fluid dynamics (CFD) methods in residential buildings with low cooling load, where a chilled ceiling in combination with a fresh air handling unit was adopted. Some thermal environment parameters such as air speed, temperature, relative humidity, concentration of pollutants were obtained under three kinds of air distribution such as mixing ventilation, displacement ventilation, underfloor air supply. And the comprehensive evaluation of the indoor air quality and thermal comfort level of three kinds of air distribution were also given. The results show that when displacement ventilation or underfloor air supply is adopted, the better indoor air quality will be obtained, and the minimum

outdoor air ventilation rate will be used more efficiently.

Key words: residential building; radiant cooling; the minimum outdoor air ventilation rate; indoor air quality; thermal comfort

欧洲国家的许多实验研究及实际应用研究^[1-3]表明, 冷辐射吊顶与常规空调相比可获得更高的热舒适性, 但是冷吊顶并不能消除室内潜热负荷、CO₂、挥发性有机物、气味等气体污染物, 因此在冷吊顶应用的基础上, 必须增加通风系统. 住宅建筑通常采用全新风系统, 新风量大小的确定涉及到舒适和节能的两个关键问题, 也是暖通空调界一直关注的问题. 文献[4]已对住宅建筑最小新风量的大小进行了探讨, 认为以人均最小新风量和简单的一次换气次数定义新风量均不合理, 应根据人均居住面积来确定人均折算新风量和换气次数. 在新风量大小已确定的情况下, 最小新风量能否有效利用, 能否获得良好的室内空气品质, 气流组织是否合理设计至关重要. 气流组织设计合理, 才能将新鲜空气按质按量送到居住区, 及时有效地排出室内异味和污染物, 确保新风分配均匀, 使得新风得到最有效利用.

上送混合通风、置换通风、下送风是最常用的几种气流组织方式. 通常情况下, 在常规对流空调的设计中, 从室内空气品质的角度出发, 置换通风通常被应用, 这是因为当人体为主要污染源时, 置换通风比混合通风能够在居住区提供更低的污染物水平. 但是, 当置换通风与冷吊顶结合, 若冷吊顶承担大部分显热负荷时, 置换通风在空气质量方面的优越性会被减弱. 对于这种情况, 冷吊顶结合混合送风的方式有可能更适用^[5]. 另外, 由于送风末端结合了冷吊顶, 室内辐射、对流换热过程有所改变, 因此, 与冷吊顶结合时, 各种气流组织的适用

收稿日期: 2009-05-02

基金项目: “十一五”国家科技支撑计划重大资助项目(2006BAJ01A05; 2006BAJ01B05)

作者简介: 隋学敏(1981—), 女, 讲师, 工学博士, 主要研究方向为辐射供冷技术. E-mail: suixuemin@163.com

张旭(1955—), 男, 教授, 工学博士, 博士生导师, 主要研究方向为热湿交换过程. E-mail: zhangxu-hvac@tongji.edu.cn

性和优劣性有必要重新考虑.

本文以计算流体动力学 CFD 软件为工具,以低冷负荷住宅建筑为研究对象,研究送风末端与冷吊顶结合时,最小新风量的有效利用.通过模拟得出了上送风、置换通风、下送风三种末端形式与冷吊顶相结合下的室内各个位置的风速、温度、相对湿度、污染物浓度等参数,对三种气流组织下的室内空气质量水平和热舒适水平进行了综合评价.

1 室内空气质量的评价指标

气流组织的通风性能,通常用室内空气质量评价指标来进行评价.目前常用的室内空气质量评价指标主要有:排污效率^[6]、换气效率^[7]、实际新风换气次数^[8]、空气龄^[9]等,各种空气质量评价指标均有各自的优缺点和适用范围.排污效率是当今使用最为广泛的评价指标之一,反映了气流组织排除污染物的能力,不仅跟气流组织本身的特性(风量、送排风口位置、送风速度、房间空间特性)有关,还与污染源的特性(包括强度,位置)有关,排污效率能够准确地表达出污染源状况已知时通风系统的排污能力,但是不能评价不同的通风量的排污效果^[10-11].换气效率是气流本身的特性参数,并不能代表污染物的排除能力,适用于污染源未知的情况下的整体评价.实际新风换气次数将新风换气次数与排污效率集成,表征为稳态状态下,系统排出污染物的频率,即相对于均匀混合状况系统排除污染物的驱动力的大小,适合评价不同的通风量的排污效果.介于各种室内空气质量评价指标的适用范围,本文评价与冷吊顶结合的最小新风量下的不同气流组织下的室内空气质量,因此采用排污效率及与排污效率有关的量纲一浓度单位进行评价,并结合空气龄对工作区新风更新的有效性进行评价.

1.1 排污效率

室内某点的排污效率可计算如下:

$$\eta_c = \frac{c_p - c_0}{c_x - c_0} \quad (1)$$

式中: c_p 为排风污染物浓度; c_0 为送风污染物浓度; c_x 为房间中某点污染物浓度.

在计算整个房间的排污效率时,通常以工作区为控制目标,其计算公式为

$$\eta_z = \frac{c_p - c_0}{c_z - c_0} \quad (2)$$

式中: η_z 为工作区的排污效率; c_z 为工作区污染物

浓度.

为反映局部空气质量指标,许多文献采用与排污效率有关的量纲一浓度单位 μ_x ,其计算公式如下:

$$\mu_x = \frac{c_x - c_0}{c_p - c_0} \quad (3)$$

当新鲜空气与室内空气充分混合的时候,室内每个位置的污染物浓度是一致的,这代表理想的混合气流,此时 μ_x 为 1.0.因此,污染物量纲一浓度反映的是某一特定气流组织下,某点的污染物浓度与理想的混合气流下的污染物浓度的比值. μ_x 低于 1.0,说明该点具有低污染物浓度值,意味着比理想的混合气流可提供更好的空气质量. μ_x 大于 1.0,说明室内污染物没有被新风稀释.

1.2 空气龄

空气龄是房间内某点处空气在房间内已经滞留的时间,反映了室内空气的新鲜程度.对整个房间的空气龄测定通常在排风口处.某测点示踪气体浓度(体积百分数)随时间的衰减曲线,与坐标轴所围的面积,再与 $t=0$ 时刻该点示踪气体的浓度的比值,就是该点的空气龄.公式如下:

$$\tau_i = \frac{\int_0^{\infty} C_i(t) dt}{C_i(0)} \quad (4)$$

其中: $C_i(0)$ 为 $t=0$ 时刻某一点示踪气体的浓度, 10^{-6} ; $C_i(t)$ 为 t 时刻该点示踪气体的浓度, 10^{-6} .

2 数值模拟

2.1 物理模型

以外形及室内布局如图 1 所示的住宅建筑为研究对象,其几何尺寸为 $4.6 \text{ m} \times 3.4 \text{ m} \times 2.8 \text{ m}$.室内热源为人体、灯具及用电器,灯具照明功率根据 GB50034—2004《建筑照明设计标准》设计,居住建筑取 $7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$.送风口布置在外墙下部,排风口位于对面墙壁上部.冷板布置在吊顶上,与天花板的面积比为 74.4%.用电器散热量为 150 W,代表电脑、电视或者其他发热电器中的一种.住宅建筑中,除人员活动引起的污染物外,其他建筑污染源也占到很大一部分.因此,模拟过程中污染物分为两种:人体等排放出的 CO_2 气体,地板家具等散发出的甲醛污染物.人体活动强度为静坐休息状态时, CO_2 呼出量为 $0.013 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{人}^{-1}$,房间内有 2 人.根据普通地板的平均甲醛挥发速率计算出地板的甲醛挥发量为 $1.75 \times 10^{-8} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ ^[12],散发源为地板表面.

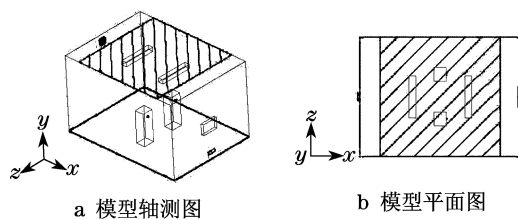


图1 模拟房间的物理模型及室内布局

Fig.1 Physical model of simulating room and interior layout of room

2.2 数学模型

选用室内零方程模型作为紊流附加方程,与质量、动量、能量方程及污染物扩散方程联合,求解室内速度场、温度场及浓度场.采用理想气体状态方程考虑浮升力的影响,采用表面-表面模型来考虑冷板与其他固体表面的辐射传热.因壁面和热源附近存在较大的温度和速度梯度而采用加密网格;送风口和排风口附近,网格宜加密;其余计算空间,网格较疏,以提高计算速度.

2.3 边界条件的处理

假定模拟房间临室均为空调房间,不考虑户间传热,模拟中内壁面为绝热边界条件,内热源为人体、灯具及用电设备.污染源的处理方法为将实际污染源转化为离壁距离很小的空气层中的源项.送风口设为速度入口,甲醛、 CO_2 两种污染物的入口为质量入口,排风口为压力出口,出口压力设为一个大气压.室外新风 CO_2 浓度为 300×10^{-6} ,甲醛质量浓度为 $0.03 \text{ mg} \cdot \text{m}^{-3}$.

2.4 CFD模拟的实验验证

为验证本文所采用数值模型的准确性,本文采用实验数据进行验证.图2给出了实验房间CFD模拟的物理模型.模型尽量按实际测试情况,同时又进行适当的简化,模型尺寸为实际测试房间使用空间.送风口尺寸为 $110 \text{ mm} \times 80 \text{ mm}$,排风口尺寸为 $700 \text{ mm} \times 40 \text{ mm}$.人体简化为 $0.3 \text{ m} \times 0.2 \text{ m} \times 1.75 \text{ m}$ 的棱柱,位于房间中间,每人散热量为 108 W ,设备负荷为 100 W .实验工况房间壁面边界条件及送风参数见表1.

以实验工况做为边界条件对室内流场进行数值模

拟,将模拟计算结果与实验数据进行对比,图3给出了室内中心位置垂直温度分布实验结果与模拟结果的对比值.从图中可看出,实验结果与模拟结果的吻合度较好,这表明本文所建立的数值计算模型是合理可靠的,可以用来进行辐射-送风空调系统的模拟.

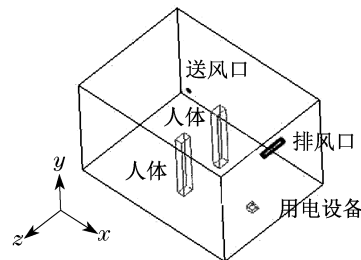


图2 数值模拟的物理模型

Fig.2 Physical model of CFD simulation

表1 实验工况的送风及壁面条件

Tab.1 Experimental conditions of the air supply and wall conditions

送风温度 / $^{\circ}\text{C}$	送风速度 / $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	地面温度 / $^{\circ}\text{C}$	东墙温度 / $^{\circ}\text{C}$	南墙温度 / $^{\circ}\text{C}$	西墙温度 / $^{\circ}\text{C}$	北墙温度 / $^{\circ}\text{C}$	吊顶温度 / $^{\circ}\text{C}$
26.2	2	25.44	26.66	30.14	27.2	29.54	22.98

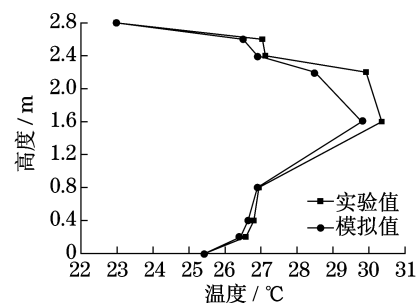


图3 实验结果与模拟结果比较

Fig.3 Comparison of experimental results and simulation results

2.5 模拟工况及供冷条件

为了研究送风末端与冷吊顶结合时,最小新风量的有效利用,结合实际应用,建立了三种模拟工况:顶板供冷+上送混合通风;顶板供冷+置换通风;顶板供冷+下送风,模拟工况边界条件见表2.

表2 模拟工况及边界条件

Tab.2 Simulation conditions and boundary conditions

空调模式	送风温度 / $^{\circ}\text{C}$	送风速度 / $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	冷板单位面积供冷量 / $(\text{W} \cdot \text{m}^{-2})$	送风口尺寸 / $(\text{mm} \times \text{mm})$	回风口尺寸 / $(\text{mm} \times \text{mm})$	新风量 / $(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	冷板面积比 /%
工况1 顶板供冷+上送混合通风	18	1.56	20.98	80×80	200×200	36	74.4
工况2 顶板供冷+置换通风	26	0.28	29.31	120×300	200×200	36	74.4
工况3 顶板供冷+下送风	18	0.83	20.98	100×120	200×200	36	74.4

3 模拟结果分析

3.1 室内速度场分布

图4给出了三种工况下的室内速度场分布,从图中可看出:

(1) 工况1:顶板供冷与上送混合通风结合,热源对室内的气流流型影响很小,热源上方几乎看不到上升气流.上送新风速度较大,形成射流,伴随能量及动量的交换,速度逐步衰减.整个房间除风口下部区域速度较大外,其余空间速度分布均匀.冷吊周围很难区分冷吊顶是否对气流流动造成影响.

(2) 工况2:顶板供冷与置换通风结合,房间下部区域,特别是在墙体表面处,有一个明显的空气循

环.这种空气流动形式是在冷吊顶承担大部分冷负荷时比较有代表性的气流组织形式.形成这种气流组织形式的原因主要有三个:首先,冷吊顶附近存在对流换热,冷却上升气流,上升气流被冷却后密度减小,开始下降.其次,冷吊顶与墙壁之间存在辐射换热,从而引起浮力羽流.第三,由热源引起的浮力羽流量远远大于送风气流,因此房间内形成一个显著的气流组织循环形式.这些机制之间彼此相互影响.

(3) 工况3:顶板供冷与下送风结合,室内流场分布与置换通风流场分布相似,热源附近上方有明显的上升气流,房间中上部两侧壁面出现回流,说明浮升力对气流组织仍起着很重要的作用.不同之处是由于下送风送风速度比较大,房间下部地板附近气流速度较大,但仍在舒适性允许的范围内.

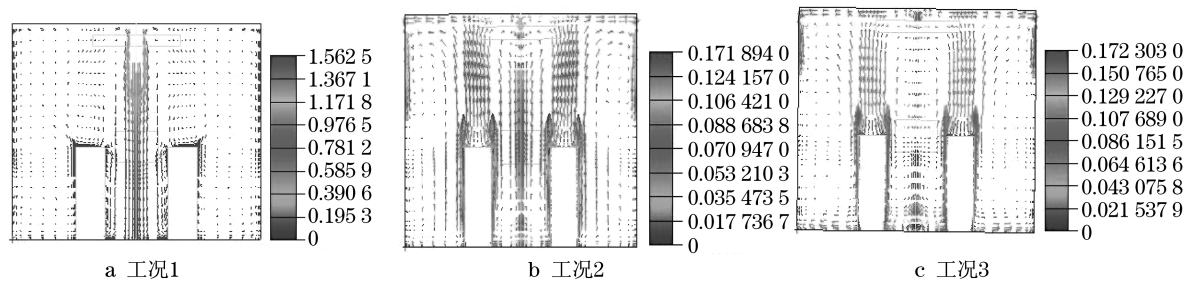


图4 不同工况下的室内速度场分布(单位: $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

Fig.4 Indoor velocity field distribution of different conditions(unit: $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

3.2 室内温度场分布

为了更好地分析室内空气温度分布,提出了局部空气温差的概念 $\Delta t_{\text{air},x}$,其计算公式为

$$\Delta t_{\text{air},x} = t_{\text{air},x} - \overline{t_{\text{air}}} \quad (5)$$

式中: $t_{\text{air},x}$ 为某一特殊测量点的空气温度; $\overline{t_{\text{air}}}$ 为室内平均空气温度.采用局部空气温差来表示室内温度

梯度分布,既可以反映房间局部温度分布的均匀性,又可以反映房间垂直方向上的温度变化特性.

为全面分析室内温度分布,选取 z 方向中间断面3个竖轴, $x = 0.6 \text{ m}$ 为 a 轴, $x = 2.3 \text{ m}$ 为 b 轴, $x = 4.0 \text{ m}$ 为 c 轴.图5给出了以室内局部空气温差表示的垂直温度梯度,从图中可看出:

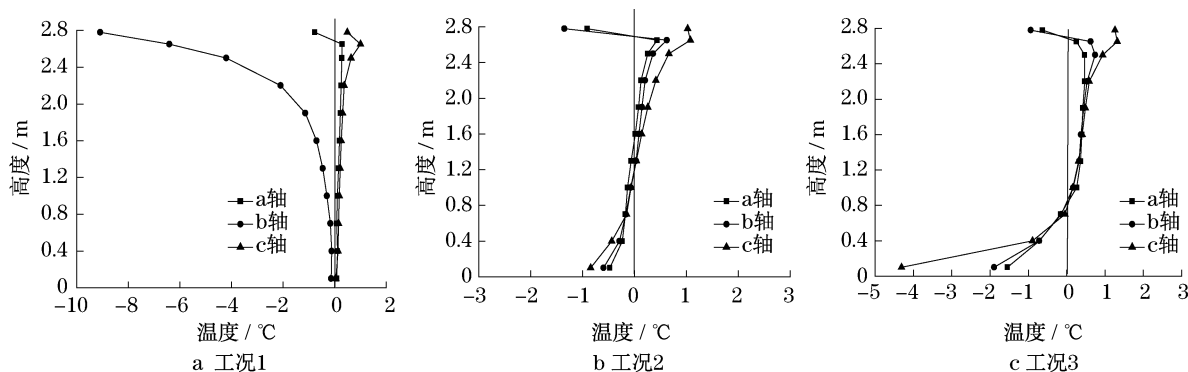


图5 不同工况下的室内垂直方向温度分布

Fig.5 Indoor vertical temperature distribution of different conditions

(1) 工况1:顶板供冷与上送混合通风结合,除 b 轴上部由于上送冷风的影响垂直温度梯度变化比较

大之外,其余两轴基本重合,垂直方向温度梯度基本为零.说明采用混合通风时,新风与室内空气掺混良

好,室内空气分布非常均匀.

(2) 工况 2: 顶板供冷与置换通风结合, 从三轴的变化规律可知室内温度梯度分布与置换通风分布相似, 靠近地面接近新风入口处, 由于冷风的影响, 空气温度比较低, 沿高度方向, 温度逐渐升高, 到冷吊顶附近温度又变低. 这是由于热上升气流对周围冷空气的卷吸, 伴随能量交换, 温度出现逐渐上升的趋势. 到冷吊顶附近, 由于冷吊顶的冷却作用, 使得空气温度降低. 但室内温度分层并不明显, 垂直方向温度梯度比置换通风要小. 3 轴 0.4 m 到 2.2 m 高度的温差只有 0.5 °C. 室内空气温度分布相对均匀, 尽管采用了置换通风, 但送入的新风与室内空气混合良好. 这是因为冷吊顶的对流冷却作用削弱了置换通风的分层.

垂直方向上, 3 轴 0.1~1.1 m 之间的温差低于 1 K, 满足 ISO7730 舒适性标准的限值. 冷吊顶占主导地位的特点均衡了气流组织形式, 室内各部分之间没有明显的区别.

(3) 工况 3: 顶板供冷与下送风结合, 0.4 m 到 2.2 m 高度范围内三条曲线基本重合, 说明采用下送风房间中部室内空气的掺混更好, 室内空气温度水平方向分布更均匀. 但垂直方向室内空气温度梯度要大于置换通风, 0.4 高度到 2.2 高度的温差达到 5 K. 由于下送风送风温度比较低, 靠近新风口处, c 轴 0.1~1.1 m 之间的温差高于 3 K, 不满足热舒适标准的限值. a, b 两轴 0.1~1.1 m 之间温差约为 2 K, 均满足热 ISO7730 舒适性标准的限值.

3.3 局部污染物量纲一浓度的比较

为了更直观地比较两种气流组织下的空气质量, 提出了相对污染物量纲一浓度这一概念, 定义为

$$\chi_x = \frac{\mu_{x,\text{disp}}}{\mu_{x,\text{mix}}} \quad (6)$$

式中: $\mu_{x,\text{disp}}$ 为某位置采用置换通风时室内 x 点的污染物量纲一浓度; $\mu_{x,\text{mix}}$ 为在同一位置时采用混合通风时的污染物量纲一浓度.

当相对污染物量纲一浓度比 χ_x 小于 1 时, 说明置换通风提供的空气质量要优于混合通风提供的空气质量. 当 χ_x 大于 1 时, 说明混合通风提供的空气质量要优于置换通风提供的空气质量.

图 6 给出了工况 2 及工况 3 下的 CO₂ 的相对量纲一浓度比, 从图中可以看出:

(1) 工况 2: 冷吊顶与置换通风置换通风结合, 房间下部区域(0.1~0.8 m)的相对量纲一浓度比较小, 说明新风被送到所有的轴区. 三轴工作区 0.1~

1.1 m 以下的相对量纲一浓度比 χ_x 的范围为 0.42~0.96 之间, 说明工作区置换通风提供的空气质量要优于混合通风提供的空气质量. 1.1 m 以上 a 轴及 c 轴相对量纲一浓度比 χ_x 的值接近于 1, b 轴由于混合通风上送风的影响使得 χ_x 大于 1, 说明房间 1.1 m 高度以上得到的新鲜空气很少, 被混合气体所代替, 因此上部空间置换通风和混合通风两种气流组织下的室内空气品质差别不大.

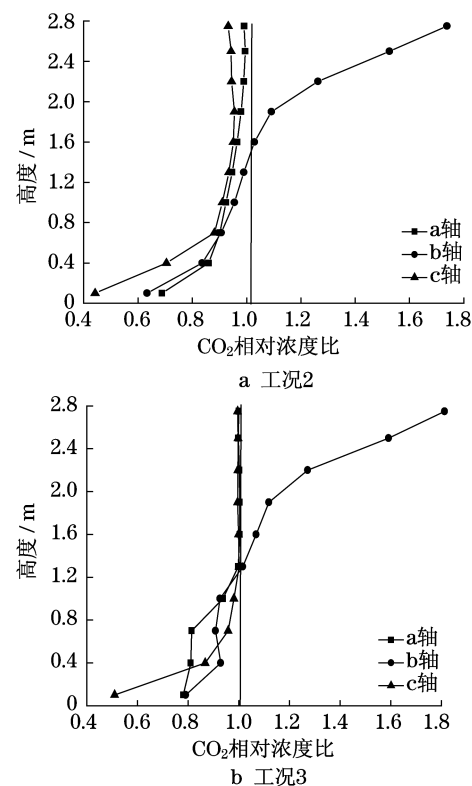


图 6 工况 2 及工况 3 的 CO₂ 的相对量纲一浓度比
Fig. 6 Relative non-dimensional carbon dioxide concentration ratio of Condition 2 and Condition 3

(2) 工况 3: 冷吊顶与下送风结合, 三轴工作区 0.1~1.1 m 以下的相对量纲一浓度比 χ_x 的范围为 0.45~1.0 之间, 说明工作区下送风提供的空气质量要优于混合通风提供的空气质量. 1.1 m 以上 a 轴及 c 轴相对量纲一浓度比 χ_x 的值为 1, 说明下送风下房间两侧上部区域的空气质量与混合上送风几乎无区别. b 轴由于混合通风上送新风的影响使得 χ_x 大于 1.

(3) 从左右两图的对比中可以看出, 置换通风和下送风相比混合通风均可提供更优的空气质量, 下送风由于送风速度较大, 出风具有较大的掺混性, 类似于混合通风, 难以保证工作区人员呼吸到“刚出炉”的空气, 室内空气品质较置换通风差. 但下送风

由于送风温度较低,在相同送风量的情况下,下送风比置换通风可承担更多的冷负荷量.

图7给出了工况2及工况3下的甲醛的相对浓度比,从图中可以看出:

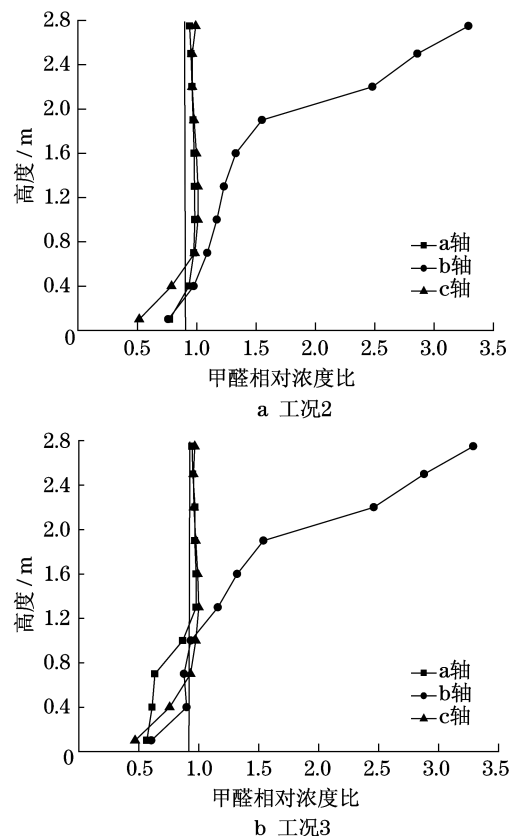


图7 工况2及工况3的甲醛相对量纲一浓度比

Fig.7 Relative non-dimensional formaldehyde concentration ratio of Condition 2 and Condition 3

(1) 工况2:冷吊顶与置换通风置换通风结合,三轴工作区0.1~1.1 m以下的相对量纲一浓度比 χ_x 的范围为0.5~1.0之间,说明房间工作区置换通风提供的空气质量要优于混合通风提供的空气质量.1.1 m以上a轴及c轴相对量纲一浓度比 χ_x 的值接近于1,b轴由于混合通风上送风的影响使得 χ_x 大于1,说明房间1.1 m以上得到的新鲜空气很少,被混合气体所代替,因此上部空间置换通风和混合通风两种气流组织下的室内空气品质差别不大.

(2) 工况3:冷吊顶与下送风结合三轴工作区0.1~1.1 m以下的相对浓度比 χ_x 的范围为0.48~1.0之间,说明工作区下送风提供的空气质量要优于混合通风提供的空气质量.1.1 m以上a轴及c轴相对浓度比 χ_x 的值为1,说明下送风房间两侧上部区域的空气质量与混合上送风几乎无区别.b轴由于混合通风上送新风的影响使得 χ_x 大于1.

(3) 对比左右两图可看出,考虑甲醛污染的空气品质,置换通风相和下送风比混合通风更优.

3.4 通风效率的比较

为了直观上分析三种工况下最小新风量是否能够有效利用,对呼吸区污染物浓度进行分析,并对三种工况下的通风效率进行了计算比较,具体数值见表3.呼吸区取 $y = 1.025$ m(人员口部大体高度)截面,工作区污染物浓度取离地面1.1 m处空间的平均浓度(对于坐姿的人体).根据表中数据可看出,三种工况呼吸区 CO_2 浓度均在 $1\ 000 \times 10^{-6}$,呼吸区甲醛浓度小于 75×10^{-9} ,均满足GB/T18883—2002G《室内空气质量标准》,可知采用最小新风量送风时,三种送风方式均能使室内污染物浓度在标准限值内.采用置换通风和下送风时排除 CO_2 及甲醛的排污效率均高于混合通风,三种工况采用置换通风时的排污效率高,可见,采用冷吊顶与置换通风结合的通风方式,虽然冷吊顶在一定程度上破坏了置换通风的分层效果,但仍可获得较高的排污效率.

表3 呼吸区污染物浓度及通风效率的比较

Tab.3 Comparison of pollutants concentration in breathing zone and ventilation efficiency

	呼吸区 CO_2 浓度/ 10^{-6}	呼吸区甲醛 浓度/ 10^{-9}	CO_2 通风 效率	甲醛通风 效率
工况1	960~990	22.7	1.0	1.0
工况2	760~950	22.6	2.0	1.7
工况3	870~980	22.6	1.8	1.6

3.5 空气龄的比较

图8给出了三种方案下 $y = 1.025$ m(人员口部大体高度)截面的不同空气龄分布,结合图9三种工况新风流动线图对三种工况空气龄进行比较和评价.从图中可以看出,上送风下除风口下部区域空气龄较小外,左侧区域空气龄较大,为4 200 s左右,右侧区域空气龄较小,为4 000 s左右,这是因为上风下房间左侧区域处于房间回流区,出现空气滞留现象,人体周围空气龄较大.置换通风下人体呼吸断面空气龄较大,为4 200 s左右,但人体周围空气龄较小,为3 600 s左右,这是因为置换通风下,人体周围类似层流的活塞流的新风在热羽流的作用下不断“置换”人体周围污气,使得人体周围呼吸区空气保持较高的新鲜度.置换通风下人体呼吸断面空气龄较大,为4 200 s左右,这是因为置换通风出口风速较低,送风气流基本上已经没有什么动能可以出射了,只能利用冷空气的自身重力向四周缓慢平铺,平铺

的气流同时向上推进,“置换”上部气体,再加上房间上部由于冷吊顶冷却引起的下沉气流的影响,使得该面空气龄较大.下送风下人体周围空气龄较小,为3 600 s左右,说明下送风下人体热源附近,新风仍起

了置换周围污气的作用.整个截面空气龄在三种工况下空气龄最小,约为3 800左右,这是因为下送风送风速度较大,出口送风具有一定的动能,使得下部送入的新风很快达到房间下部,因而空气龄较小.

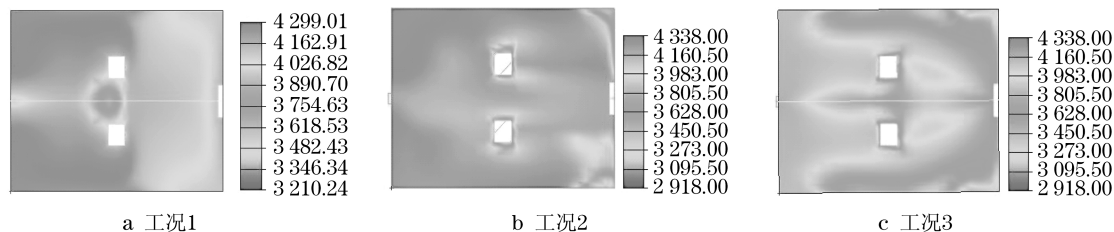


图8 不同工况空气龄分布(单位:s)

Fig.8 Air age distribution of different conditions(unit:s)

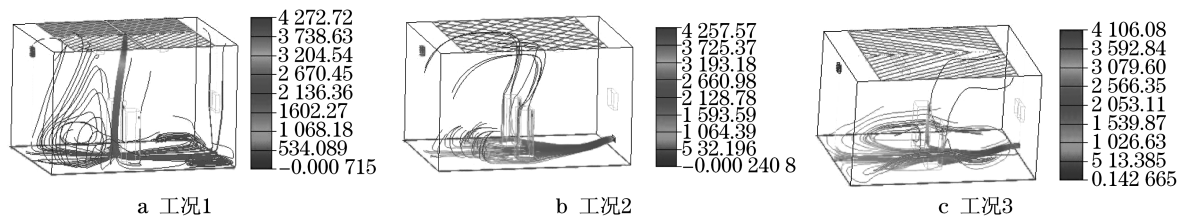


图9 不同工况新风流动迹线图(单位:s)

Fig.9 Fresh air flow trace map of different conditions(unit:s)

为进一步对房间工作区空气的新鲜程度进行评价,表4列举了房间工作区0.7~1.1 m呼吸高度范围内的平均空气龄,以便进一步比较.从表中数据可看出,方案1和方案2空气龄均小于方案3,因此,从房间工作区空气的新鲜程度看,采用冷吊顶+置换通风与冷吊顶+下送风均优于冷吊顶+上送风,采用冷吊顶+下送风工作区空气龄新鲜工作区空气被更新的有效性最好.

表4 三种方案工作区空气龄数据比较

Tab.4 Comparison of air age in work area of three kinds of programs

	方案1	方案2	方案3
工况	置换通风	下送风	上送风
0.7~1.1 m 空气龄平均值/s	3 895	3 674	4 050

4 结论

(1) 冷吊顶的存在削弱了置换通风的分层,虽然室内仍有一定的温度梯度分布,但上下温差变化不大,垂直方向上,0.1~1.1 m之间的温差低于1 K,满足ISO7730舒适性标准的限值.冷吊顶与上送风及下送风结合,室内温度分布相对更均匀.

(2) 冷吊顶+置换通风工作区0.1~1.1 m以下的相对浓度比 χ_x 的范围为0.42~0.96之间,冷吊顶与下送风结合三轴工作区0.1~1.1 m以下的相对浓度比 χ_x 的范围为0.45~1.0之间,说明就排除CO₂而言,工作区置换通风及下送风提供的空气质量要优于混合通风提供的空气质量.

(3) 冷吊顶与置换通风置换通风结合,三轴工作区0.1~1.1 m以下的相对浓度比 χ_x 的范围为0.5~1.0之间,冷吊顶与下送风结合三轴工作区0.1~1.1 m以下的相对浓度比 χ_x 的范围为0.48~1.0之间,说明就排除甲醛而言,置换通风及下送风工作区提供的空气质量要优于混合通风提供的空气质量.

(4) 三种工况呼吸区CO₂浓度均在 $1\ 000 \times 10^{-6}$,呼吸区甲醛浓度小于 75×10^{-9} ,均满足GBT18883—2002G《室内空气质量标准》,可知采用最小新风量送风,三种送风方式均能使室内污染物浓度在标准限值内.采用置换通风和下送风时排除CO₂及甲醛的排污效率均高于混合通风,三种工况采用置换通风时的排污效率高.

(5) 人员呼吸区空气龄三种通风方案中置换通风和下送风人体周围空气龄较小,均为3 600 s左右,相比上送风,人体周围空气具有较高的新鲜度.

就工作区空气的新鲜度而言,采用下送风工作区空气最新鲜,工作区空气被更新的有效性最好。

参考文献:

- [1] Niu J L, Zhang L Z. Energy savings potential of chilled-ceiling combined with desiccant cooling in hot and humid climates[J]. Energy and Buildings, 2002, 34: 487.
- [2] Mumma S A. Direct digital temperature, humidity, and condensate control for a dedicated outdoor air-ceiling radiant cooling panel system [J]. ASHRAE Transactions, 2005, 111 (1): 547.
- [3] Takehito Imanari, Toshiaki Omori, Kazuaki Bogaki. Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system[J]. Comparison with the Conventional All-air System, Energy and Buildings, 1999(30):167.
- [4] 隋学敏,张旭. 夏热冬冷地区住宅空调设计最小新风量的探讨[J]. 暖通空调, 2008, 38(10):99.
SUI Xuemin, ZHANG Xu. Minimum fresh air requirement of air conditioning system for residential buildings in hot summer and cold winter zone[J]. Journal of HV & AC, 2008, 38(10):99.
- [5] Behne M B. Temperatur-, Luftgeschwindigkeits- und Konzentration-sverteilungen in Räumen mit Deckenkühlung[D]. Berlin: Technische Universität Berlin, Hermann-Rietschel-Institut für Heiz- und Klimaanlagen, 1995.
- [6] Elisabeth M. Non-buoyant pollutant sources and particles in displacement ventilation[J]. Building and Environment, 2001, 36: 829.
- [7] Chung Keechiang, Hsu Shouping. Effect of ventilation pattern on room air and contaminant distribution [J]. Building and Environment, 2001, 36: 989.
- [8] 罗志文,赵加宁. 改进的通风性能评价指标——实际新风换气次数[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2007, 39(6):316.
LUO Zhiwen, ZHAO Jianing. Revised index for ventilation performance evaluation: number of real outdoor air exchanges [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2007, 39 (6):316.
- [9] Novoselac A, Srebric J. Comparison of air exchange efficiency and contaminant removal effectiveness as IAQ indices [J]. ASHRAE Transactions, 2003, 108(1):339.
- [10] Akoua A A, Allard F, Beghein C. Critical analysis of contaminant removal efficiency assessment in a ventilated room [C] // Proceedings of Roomvent 2004. Coimbra: University of Coimbra, 2004:124 - 132.
- [11] Hirnikel D J, Lipowicz P J, Raymond W Lau. Predicting contaminant removal effectiveness of three-air-distribution systems by CFD modeling [J]. ASHRAE Trans, 2002, 107 (1):350.
- [12] 周佳. 气流组织对室内空气品质影响的数值模拟[D]. 南京:东南大学能源与环境学院, 2006.
ZHOU jia. Numerical simulation about influence on indoor air quality of air distribution[D]. Nanjing: Southeast University. School of Energy & Environment, 2006.
- ZHANG Hongtian, ZHANG Zhihua, WANG Zhiqiu, et al. Link substructure in free-interface mode synthesis technique[J]. Journal of Vibration and Shock, 1994, 13(1):55.
- [5] 楼梦麟. 具有连接区的混合子结构模态综合法[J]. 计算结构力学及其应用, 1994, 11(3):306.
LOU Menglin. A new modal synthesis technique for mixed-interface substructures with link area[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 1994, 11(3):306.
- [6] 楼梦麟. 连接子结构与子结构模态综合法[J]. 振动工程学报, 1995, 8(1):52.
LOU Menglin. Link substructure and modal synthesis for substructuring[J]. Journal of Vibration Engineering, 1995, 8 (1):52.
- [7] 许克勤. 非协调动态子结构综合法[J]. 振动与冲击, 1989, 8 (3):64.
XU Keqin. Non-compatible modal synthesis method[J]. Journal of Vibration and Shock, 1989, 8(3):64.
- [8] 周谦,洪钟瑜. 弹性连接模态综合法[J]. 应用力学学报, 1993, 10(3):115.
ZHOU Qian, HONG Zhongyu. Component mode synthesis methods under the elastic-connecting condition [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 1993, 10(3):115.
- [9] 王永岩. 动态子结构方法理论及应用[M]. 北京:科学出版社, 1999.
WANG Yongyan. Theory and application of dynamic substructure methods[M]. Beijing: Science Press, 1999.
- [10] 卢凯良,邱惠清,归正. 自动化码头低架桥结构屈曲和局部稳定性分析[J]. 中国工程机械学报, 2008, 6(3):287.
LU Kailiang, QIU Huiqing, GUI Zheng. Analysis on structural buckling and local stability for truss low bridge of automated container terminal [J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2008, 6(3):287.
- [11] 范立础,王志强. 桥梁减隔震设计[M]. 北京:人民交通出版社, 2001.
FAN Lichu, WANG Zhiqiang. Seismic isolation design for bridges[M]. Beijing: China Communications Press, 2001.

(上接第 1220 页)