

复合空调系统供冷参数与房间动态响应的研究^{*}

西安建筑科技大学 赵蕾[☆]

中国联合工程公司 张佩东

陕西省天然气股份有限公司 刘庆荣

摘要 针对采用复合空调系统的办公室进行了 CFD 仿真,通过极差法和方差分析法得出了送风温度、送风速度、送风相对湿度、冷顶板表面温度及冷顶板占天花板面积比等参数对室内热舒适影响的主次关系,并对最显著的影响因素——送风速度的变化进行了动态模拟,分析了室内工作区和非工作区的温、湿度随时间的变化规律。结果显示,室内热湿状况再次达到稳态所需的响应时间长,不建议采用变风量调节方案;辐射冷顶板表面出现结露的可能性很小。

关键词 复合空调系统 辐射供冷 置换通风 供冷参数 送风速度

Cooling parameters of hybrid air conditioning system and dynamic responses of rooms to parameter change

By Zhao Lei[★], Zhang Peidong and Liu Qingrong

Abstract Conducts CFD simulation on an office with the hybrid air conditioning system of chilled ceiling panel and displacement ventilation, and reveals the influences on indoor thermal comfort of such cooling parameters as the rate, temperature and relative humidity of supply air flow, the surface temperature of chilled ceiling panel and the area ratio of chilled ceiling panel to ceiling by means of range analysis and variance analysis methods. Simulates the dynamic responses of room air to the change in supply air flow rate, which has the largest effect on PMV, and analyses the change of the air temperature and relative humidity in the occupied zone and non-occupied zone with time. The results show that the time that the indoor air reaches steady state again is longer so the VAV control method is not applicable, and that the possibility of dew occurring on the chilled ceiling panel is very less.

Keywords hybrid air conditioning system, chilled ceiling panel cooling, displacement ventilation, cooling parameter, supply air flow rate

★ Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an, China

①

0 引言

目前,置换通风+辐射顶板空调系统被认为是一种舒适、节能的复合空调系统,置换通风与辐射顶板二者结合可以发挥各自的优点,并弥补单独运行供冷量不足的缺陷。迄今,关于置换通风与辐射顶板空调系统的可行性与室内热环境舒适性的研

究已经很多^[1-2],但是,关于不同供冷组合参数对室内热舒适性的影响以及参数变化后室内热环境动态变化规律的研究尚不多见,而这些又直接关系到

①☆ 赵蕾,女,1971年3月生,博士,教授
710055 西安建筑科技大学环境与市政工程学院
(029) 82202169
E-mail: zhaolei@xauat.edu.cn

收稿日期:2008-04-11

一次修回:2008-11-26

二次修回:2009-11-09

* 陕西省教育厅专项科研计划项目(编号:05JK252),中国教育部留学回国人员科研启动基金项目(编号:教外司留[2007]1108)

系统设计参数的选取和运行调节方案的确定。因此,笔者首先对送风温度、相对湿度及速度,冷顶板表面温度及冷顶板占天花板面积比 5 种供冷参数通过正交试验设计法安排仿真试验方案,进行了 5 因素 5 水平的正交仿真试验,利用极差法和方差分析法分析了各供冷参数对室内 PMV 影响的主次关系;接着,对主要参数变化所引起的室内环境变化进行了动态模拟,分析了参数变化对室内热、湿环境的影响规律以及响应时间,并对辐射冷顶板表面结露的可能性进行了分析。

1 CFD 仿真模型及试验工况

1.1 物理模型

以图 1 所示的办公室为研究对象,其几何尺寸为 $6.0\text{ m} \times 4.0\text{ m} \times 3.0\text{ m}$ (长×宽×高)。2 台 300 W 的电脑分别放置在 0.7 m 高的书桌上。电脑前坐有 2 个人,3 盏 100 W 的荧光灯分别布置在天花板上, $1.0\text{ m} \times 0.2\text{ m}$ 的置换通风送风口布置在外墙下部, $0.5\text{ m} \times 0.5\text{ m}$ 的排风口位于对面墙壁上部。冷顶板布置于 3 盏荧光灯之间。

1.2 数学模型

选用 CFD 软件 Airpak2.1 为工具进行数值仿真研究。选用室内零方程模型作为湍流附加方程,与质量、动量及能量方程联立,求解室内的温、湿度及速度场。质量守恒、动量守恒、能量守恒通用控制方程如下

$$\frac{dI(\mathbf{r}, \mathbf{s})}{ds} + (a + \sigma_s)I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\mathbf{r}, \mathbf{s}') \Phi(\mathbf{s}, \mathbf{s}') d\Omega' \quad (2)$$

式中 $\mathbf{r}$ 为位置向量; $\mathbf{s}$ 为方向向量; s 为沿程长度(行程长度); a 为吸收系数; σ_s 为散射系数; I 为辐照度,依赖于位置($\mathbf{r}$)与方向($\mathbf{s}$); n 为折射系数; σ 为斯忒藩-玻耳兹曼常量, $5.672 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$; T 为当地温度; $\mathbf{s}'$ 为散射方向向量; Φ 为相位函数; Ω' 为空间立体角。 $(a + \sigma_s)s$ 为介质的光学深度(光学模糊度)。

式(2)可以计算壁面由于辐射而引起的加热/冷却的热量源。在考虑辐射因素时,将该式计算出的热量源并入能量守恒方程中的广义源项。对于半透明介质的辐射,折射系数很重要。

1.3 模拟试验工况

模拟时,壁面边界条件设置为定温:外墙内表面 30°C ,3 面内墙表面 27°C ,地板表面 26°C ,天花板上不设辐射冷顶板处视为绝热。

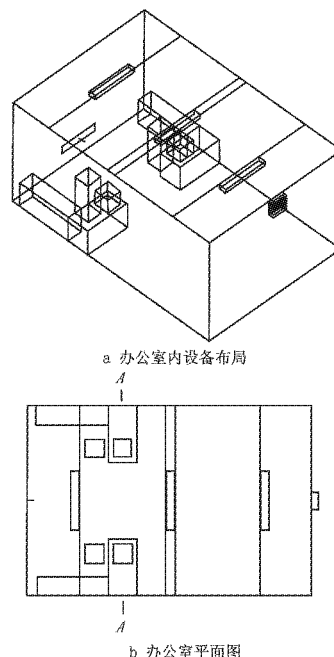


图 1 办公室内设备布局及平面图

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{U}\varphi) = \text{div}(\Gamma_\varphi \text{grad}\varphi) + S_\varphi \quad (1)$$

式中 $\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t}$ 为非稳态项,若是稳态问题,则该项为 0; $\text{div}(\rho\mathbf{U}\varphi)$ 为对流项; φ 为通用变量,可以代表 u, v, w, T 等求解变量; $\text{div}(\Gamma_\varphi \text{grad}\varphi)$ 是扩散项; Γ_φ 为广义扩散系数; S_φ 为广义源项。

辐射积分控制方程为

影响复合空调室内热、湿环境的主要供冷参数为送风速度(A)、送风温度(B)、冷顶板表面温度(C)、冷顶板占天花板面积比(D)、送风相对湿度(E)等,按表 1 给出的 5 水平,利用正交试验设计法安排模拟试验方案,进行 CFD 模拟。

表 1 因素与水平对照表

水平	送风速度 (A)/(m/s)	送风温度 (B)/ $^\circ\text{C}$	冷顶板表面温度 (C)/ $^\circ\text{C}$	冷顶板占天花板 面积比(D)	送风相对 湿度(E)/%
1	0.1	18	18	0.30	75
2	0.2	19	19	0.45	81
3	0.3	20	20	0.60	85
4	0.4	21	21	0.75	65
5	0.5	23	23	0.90	95

2 试验结果分析

2.1 直观分析法(极差法)

表 2 给出了各供冷参数对 PMV 值影响主次关系的直观分析法分析结果。

表 2 各供冷参数对 PMV 值影响主次关系的直观分析法分析结果

	A	B	C	D	E
K1	$K1^A=2.66$	$K1^B=0.52$	$K1^C=0.94$	$K1^D=1.67$	$K1^E=1.23$
K2	$K2^A=1.68$	$K2^B=0.76$	$K2^C=1.08$	$K2^D=1.25$	$K2^E=1.31$
K3	$K3^A=0.99$	$K3^B=1.08$	$K3^C=1.25$	$K3^D=1.42$	$K3^E=1.20$
K4	$K4^A=0.50$	$K4^B=1.43$	$K4^C=1.36$	$K4^D=0.95$	$K4^E=0.93$
K5	$K5^A=0.22$	$K5^B=2.26$	$K5^C=1.42$	$K5^D=0.76$	$K5^E=1.38$
极差 R	2.44	1.74	0.48	0.91	0.38

注: Ki^X 代表因素 X 在第 i 个水平下的 5 次试验工作区的 PMV 之和;极差 $R=\max\{Ki^X\}-\min\{Ki^X\}$ 。

极差 R 越大,说明该因素的水平变化对试验结果指标影响越大,因而这个因素对试验指标就越重要。由表 2 可以看出,各因素对 PMV 影响的主次关系依次为:送风速度、送风温度、冷顶板占天花板面积比、冷顶板表面温度和送风相对湿度。

2.2 方差分析法

采用方差分析法的分析结果见表 3。取置信概率为 95%,查表得 $F_a(4,4)=6.39$,可见 $F_A=31.5$, $F_B=15.1$,都大于临界值 6.39,这表明送风速度(A)、送风温度(B)对 PMV 指标有显著影响,送风速度对室内热舒适的影响最为显著,其他参数的影响较小。

表 3 方差分析法分析结果

来源	离差平方和	自由度	均方离差	F 值
送风速度(A)	$Q_A=0.771\ 20$	4	0.192 80	$F_A=31.5$
送风温度(B)	$Q_B=0.369\ 28$	4	0.092 32	$F_B=15.1$
冷顶板表面温度(C)	$Q_C=0.031\ 60$	4	0.007 90	$F_C=1.30$
冷顶板占天花板面积比(D)	$Q_D=0.105\ 48$	4	0.026 37	$F_D=4.31$
送风相对湿度(E)	$Q_E=0.023\ 56$	4	0.005 89	$F_E=0.96$
误差	$Q_F=0.024\ 48$	4	0.006 12	
总和	$Q_T=1.325\ 60$	24		

以上两种分析方法得到的结果基本相同,都表明送风速度(A)、送风温度(B)对 PMV 指标有显著影响,其他参数次之。

3 送风速度改变后的动态 CFD 仿真模拟

在该模拟中启动 CFD 中的瞬态求解方程,时间步长按 60 s 设置,以 1 h 为时间段。其中复合空调系统运行前相对湿度设定为 50%。物理模型、数学模型和壁面边界条件如前所述,各供冷参数设置为:送风温度 18℃,冷顶板表面温度 23℃,送风相对湿度 95%,冷顶板占天花板面积比 0.9,送风速度设置见表 4。

表 4 不同工况下送风速度的取值 m/s

	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
0~1 200 s	0.3	0.3	0.4	0.5
1 200~3 600 s	0.4	0.5	0.3	0.3

3.1 送风速度变化对室内热环境的影响

图 2,3 分别给出了整个供冷系统开始运行后,室内 2 m 以下工作区和 2 m 以上非工作区平均温度随时间的变化规律。从图 2,3 可以看出,工作区和非工作区温度基本都在 600 s 后趋于稳定;在 1 200 s 时,由于送风速度改变,室内温度又发生变化,但到 2 400 s 后又基本达到稳态。这表明,当送风速度改变时,温度场将改变并逐渐趋于稳定的响应时间约为 20 min,这一时间与速度变化的大小没有明显关系。但是,送风速度变化后,平均温度随时间的变化率与速度变化量有关,送风速度变化愈大,室温的变化速率愈大。

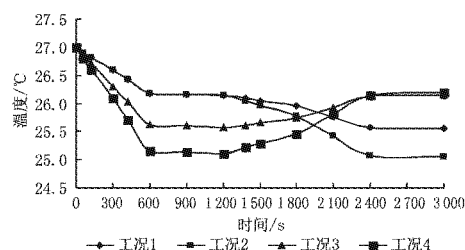


图 2 工作区温度随时间的变化关系

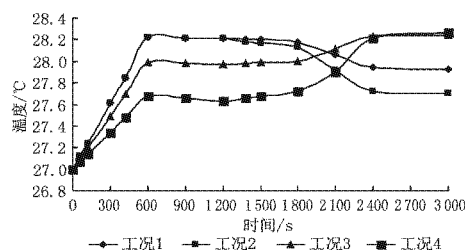


图 3 非工作区温度随时间的变化关系

非工作区温度在 1 200~1 800 s 之间变化较小,主要是置换通风系统送风气流首先在地面平铺开,然后在热压作用下向上推进。所以,送风速度的变化首先对工作区温度产生明显影响,而对非工作区温度的影响有所延迟,延迟时间约为 600 s。

3.2 送风速度变化对室内湿环境的影响

图 4 给出了室内 2 m 以下工作区相对湿度随时间的变化曲线。从图 4 可见,600 s 前工作区相对湿度变化剧烈,而 600 s 后仍然有所增大,但增加速率减小,这主要是在供冷系统运行后的前 600 s 内,工作区温度迅速降低,故相对湿度相应增大较快,而 600 s 之后工作区温度基本趋于稳定,因此工作区相对湿度增大也趋于缓慢;到 1 200 s 时由于送风速度改变,工作区平均相对湿度

度变化又加剧。但到 2 400 s 后趋于稳定。这表明,当送风速度改变时,工作区相对湿度将改变并逐渐趋于稳定的响应时间约为 20 min,这一时间与送风速度变化量的大小没有明显关系。但是,由于工作区平均温度随时间的变化率、送风所带入水蒸气量等与送风速度变化量有关,所以送风速度变化愈大,工作区内相对湿度的变化速率愈大。

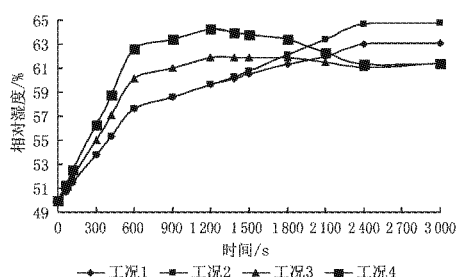


图4 工作区相对湿度随时间的变化

图5给出了冷顶板表面下 100 mm 内空气层的相对湿度随时间的变化规律。从图5可以看出,该层空气的相对湿度低于工作区的平均相对湿度,这是由于房间上部非工作区平均温度较高的缘故;在 1 200 s 后工况2的相对湿度明显大于工况1,在 1 200 s 前工况4的相对湿度大于工况3,这表明冷顶板表面附近空气的相对湿度与送风速度的

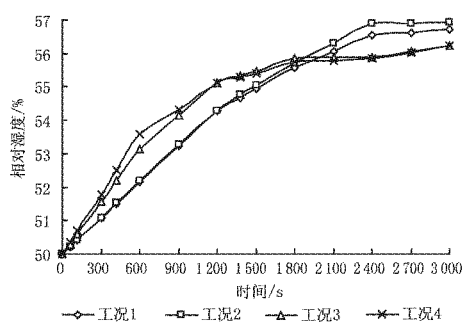


图5 冷顶板下 100 mm 内空气层相对湿度随时间的变化规律

变化趋势相同。工况4的送风速度为 0.5 m/s,工况3的送风速度为 0.4 m/s,在 1 200 s 时两种工况的送风速度皆变为 0.3 m/s,所以 1 200 s 后工况4相对湿度与工况3相近。对于工况1和工况2,在 1 200 s 之前两者送风参数相同,所以室内相对湿度也相同,1 200 s 后送风速度分别变为 0.4 m/s 和 0.5 m/s,冷顶板表面附近空气层的相对湿度随送风速度增大而增大,因此,二者的相对湿度差值越来越大。只要供冷参数选择得当,辐射冷顶板表面不会出现结露现象。

4 结论

4.1 供冷参数对室内热舒适性影响的强烈程度依次为:送风速度、送风温度、冷顶板占天花板面积比、冷顶板表面温度和送风相对湿度。

4.2 调节送风速度后,工作区的温、湿度再次达到稳态的时间大约为 20 min,响应时间较长,不宜选取变风量的调节方法对复合空调系统进行控制调节。

4.3 组合供冷参数选择合适的情况下,辐射冷顶板表面不会出现结露现象。

参考文献:

- [1] Hodder S G. Thermal comfort in chilled ceiling and displacement ventilation environments; vertical radiant temperature asymmetry effects[J]. Energy and Buildings, 1998,27(2):167-173
- [2] Loveday D L. Displacement ventilation environments with chilled ceilings; thermal comfort design within the context of the BS EN ISO 7730 versus adaptive debate[J]. Energy and Buildings, 2002,34(6): 573-579
- [3] 袁锋. 顶板辐射-置换通风复合空调室内热环境研究[D]. 西安:西安建筑科技大学,2007
- [4] 赵蕾,张佩东,袁锋,等. 供冷参数对复合空调室内热湿环境的影响分析[J]. 西安建筑科技大学学报:自然科学版,2008,40(2)

(上接第 128 页)

参考文献:

- [1] 北京市建筑设计研究院. DBJ 11-602-2006 居住建筑节能设计标准[S]. 北京:北京市建筑设计标准化办公室,2006
- [2] 中国建筑科学研究院. JGJ 26-95 民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)[S]. 北京:中国建筑工业

出版社,1995

- [3] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2 版. 北京:中国建筑工业出版社,2008:635,758
- [4] 王飞,张建伟. 直埋供热管道工程设计[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2007:97
- [5] 贾晋庆. 直埋保温管保温厚度的计算与分析[J]. 山西建筑,2002,28(2):76-77