

基于 Airpak 的办公室热环境数值模拟分析

贡 欣 蒋琴华

(华东建筑设计研究院有限公司, 上海 200041)

【摘 要】建立了基于 Airpak 的 VRV 加新风空调系统模型和一次回风空调系统模型, 模拟得到夏季两种工况下的室内气流的温度场、速度场分布状况, 并采用 PMV-PPD 及空气龄等指标对室内人员热舒适性及空气品质进行评价, 结果表明两种方案工作区的风速均能达到舒适性空调的要求, 人员无明显吹风感, 一次回风空调系统相比 VRV 加新风空调系统: 气流扰动较小, 人员呼吸区温度波动较小, 新鲜空气能够及时送达, 室内空气品质较好

【关键词】热环境; 气流组织; 热舒适; 模拟分析

【中图分类号】TU17 【文献标识码】A

【版权声明】本文被《土木工程信息技术》、中国知网重要会议论文全文数据库(CPCD)收录上网, 未经授权严禁登载。

引言

室内气流速度、温湿度都是人体热舒适的要素, 污染物的浓度是室内空气品质的一个重要指标。因此, 要使房间内人群工作区成为一个温湿度适宜、空气品质优良的环境, 不仅要有合理的系统形式及对空气的处理方案, 还必须有合理的气流分布^[1]。计算流体力学分析方法是国内外公认的室内气流组织设计和评价最简便的方法^[2]。通过 CFD(Computational Fluid Dynamics)数值模拟方法研究室内热环境已成为现代通风空调工程研究规划和设计中的课题之一^[3]。本文采用 Airpak 软件强大的可视化后处理功能, 全面综合评价办公室两种空调送风方案下的工作区空气的温度、湿度、速度和空气品质。

1 工程概况及设计参数

1.1 建筑概况

该建筑是武汉市某 35 层办公楼, 其中 1-6 为层裙房, 层高 4.5m, 7-35 层为主楼, 层高 4.2m, 总

建筑面积约 76 000 m², 办公建筑面积约 52 800 m², 由于建筑楼层较多, 且每层空调布局基本相同, 选取第 8 层办公室为例进行分析, 办公室长为 9m, 宽为 8m, 外墙均采用玻璃幕墙, 房间有 2 扇 2 100mm × 1 500mm 的内门。走廊、楼梯及卫生间不设空调, 该层办公室空调区域面积约为 1 090 m²。其围护结构传热系数见表 1。

《实用供热空调设计手册》^[4]推荐的高档办公室人均面积指标为 8m²/人, 故每间办公室分配 8 个办公人员, 8 台电脑, 8 个荧光灯。

1.2 空调系统设计参数

该办公楼空调系统采用 VRV 多联机加新风的形式, 其空调系统布置见图 1。其室外气象设计计算参数见表 2, 室内设计计算参数见表 3。

2 供冷供暖方式变化对室内热环境的影响及分析

2.1 Airpak 软件简介

Airpak 是美国 Fluent 公司开发生产, 现在已被

表 1 办公室围护结构传热系数

Table 1 Office envelope heat transfer coefficient

外墙传热系数 W/(m ² ·K)	内墙传热系数 W/(m ² ·K)	楼板传热系数 W/(m ² ·K)	外窗传热系数 W/(m ² ·K)	内门传热系数 W/(m ² ·K)
0.55	1.45	1.88	2.8	2.33

【作者简介】贡欣(1987-), 女, 硕士研究生, 助理工程师, 主要研究方向: 建筑环境的模拟与调控。

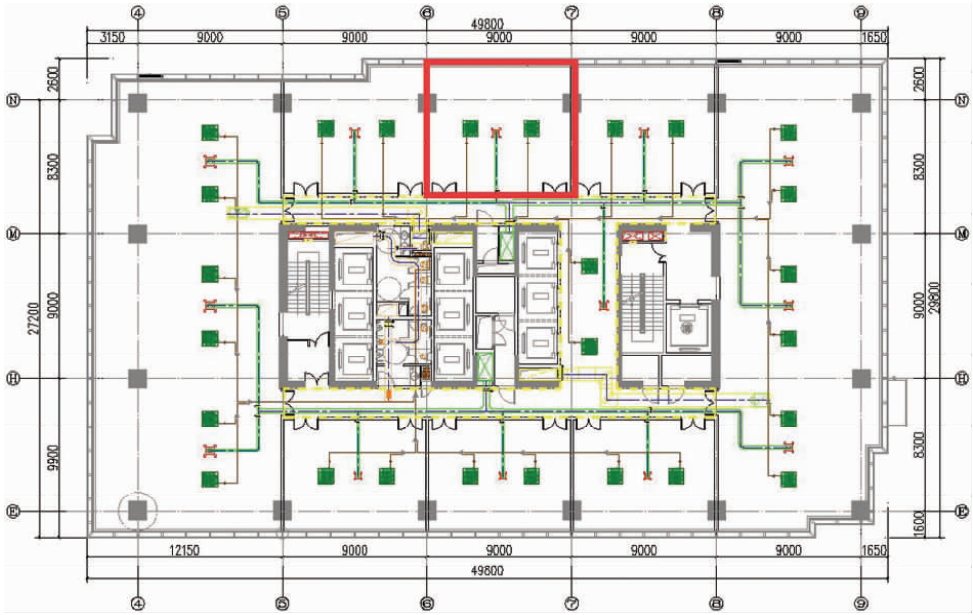


图 1 空调平面图

Fig. 1 Air conditioning floor plan

表 2 空气调节室外气象参数

Table 2 Air conditioning outdoor weather parameters

夏季室外计算干球温度(℃)	夏季室外计算湿球温度(℃)	夏季室外计算日平均温度(℃)	冬季室外计算温度(℃)	冬季室外计算日相对湿度(%)
35.3	28.4	32.2	-2.4	72

表 3 空气调节室内设计参数

Table 3 Air conditioning interior design parameters

季节	计算温度(℃)	相对湿度(%)	气流平均速度(m/s)
夏季	26	50	≤0.3
冬季	20	50	≤0.2

广泛应用于模拟室内和气流组织分布^[5]。还可以应用于冷却隧道中的节能研究,Alonso MJ 隧道设计的分析就是通过 Airpak 的模拟来执行,模拟的结果表明,风扇功率和空气分布可以受到天花板设计和空气引导叶片的使用的强烈影响,与基准配置相比,几种替代的天花板设计使总能量消耗减少约 12%^[6]。Airpak 还被应用于一些特殊场合比如火车站和空调列车内,从模拟结果中可以直观分析通风系统设计的优良以及影响气流组织分布的因素^[7-8]。有时模拟结果也存在一些误差,YH Di 模拟办公室内空气速度和温度场,通过比较测量数据和模拟,比较表明,由于边界条件,参数设置,模型选择和操作者的理论经验的问题,模拟与测量数据和测量有些误差^[9]。

Airpak 有很多优势:能自动进行网格划分,并对网格的疏密、长细比、质量进行检查,可以局部加密特定部位的网;拥有强大的后处理功能和全面的数值报告,一次计算,可提供室内空气组织、PMV、PPD 等衡量室内空气质量技术指标的图像及数据结果;运用 Airpak 可预估设计风险,从而减少设计成本。本课题选用 Airpak3.0 软件,基于 CFD 模拟方法,运用标准 k-模型进行模拟计算。

2.2 模拟采用的技术路线

- (1)收集数据,并确保数据的准确性。
- (2)根据前期数据及分析软件要求,建立气流组织分析所需模型。
- (3)设置合理的控制方程、初始条件、边界条件,并划分网格、求解方程。

(4)借助软件模拟分析气流组织的速度场、温度场、湿度场等。

(5)根据气流组织分析结果,评估该房间或区域的空调、通风方案是否合理。

气流组织模拟分析操作流程如图 2 所示。

2.3 物理模型及边界条件确定

全空气一次回风系统中(A方案),简化模型:送风口为4个尺寸为 $0.3\text{m} \times 0.3\text{m}$ 送风速度为 2.7m/s ,送风温度为 19°C ,2个尺寸为 $0.6\text{m} \times 0.3\text{m}$ 回风口,VRV多联机加新风空调系统中(B方案),简化模型:室内机中部为 $0.6\text{m} \times 0.6\text{m}$ 回风口,设为自然回风,四周为 $0.5\text{m} \times 0.05\text{m}$ 送风口,送风方向与水平面夹角 45° ,出口风速为 4.5m/s ,送风温度为 19°C ,新风口 $0.18\text{m} \times 0.18\text{m}$,风速 2.0m/s ,送风温度为 19.5°C 。系统布局见图3。

假设室内空气为不可压缩流体,室内热源主要考虑人员、电脑、灯具散热。PMV-PPD计算按照人员静坐,人体新陈代谢率设为 $58\text{W}/\text{m}^2$ ^[10],办公室物理模型见图3,两系统边界条件具体数值如表4

所示。

2.4 夏季工况下不同供冷方式对室内热环境影响的对比分析

选择合适的室内空气品质评价指标的基本原则^[11-12]应具有代表性、全面性、可操作性,并便于计算机处理。《室内空气质量标准》(GB/T 18883 - 2002)设立了19项检测指标,涵盖了物理性、化学性、生物性、放射性四大类。物理性指标包括温度、相对湿度、空气流速^[13]。另外为了准确客观的对空气质量进行评估,本文选取了Fanger提出的PMV舒适行指标进行综合评价。

2.4.1 办公室内速度场的对比分析

工作区的风速是影响热舒适的一个重要因素。实验表明,风速在 0.5m/s 以下时。人没有太明显的感觉。采暖通风与空气调节设计规范^[14]规范规定:舒适性空调冬季室内风速不应大于 0.2m/s ,夏季不应大于 0.3m/s 。选取两种方案下 $X = 3.15\text{m}$ 处(人员工作垂直平面)、 $y = 1.1\text{m}$ 处(人员静坐脖子处高度)的速度场对比分析。

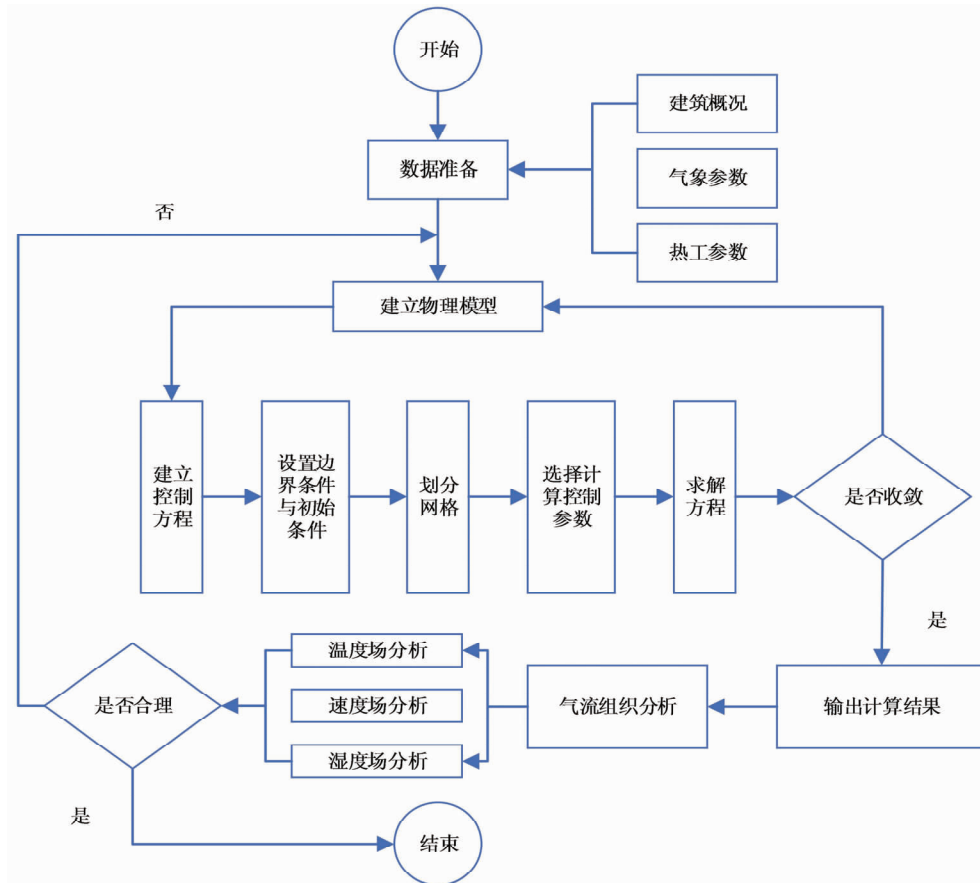
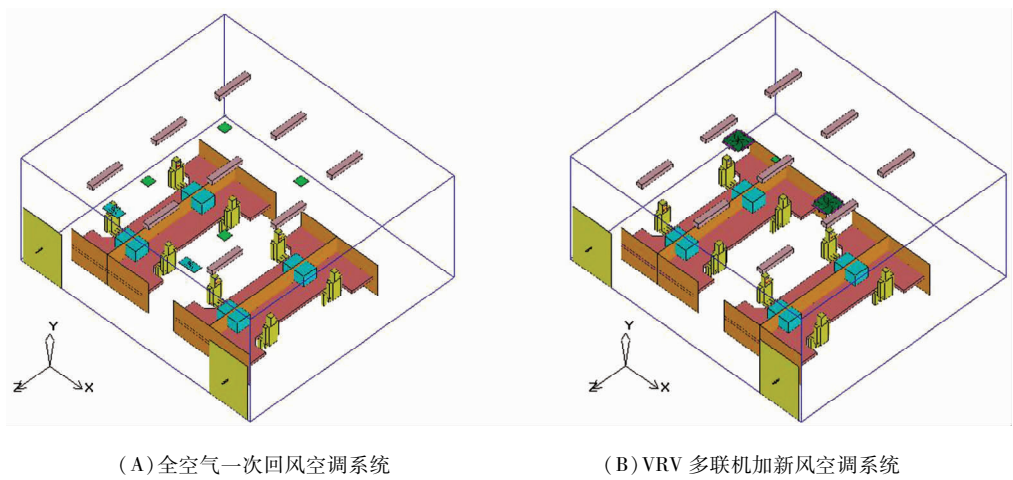


图 2 气流组织模拟分析流程

Fig. 2 Airflow distribution simulation analysis process



(A)全空气一次回风空调系统 (B)VRV 多联机加新风空调系统

图 3 办公室物理模型

Fig. 3 Office physical model

表 4 物理模型参数及边界条件

Table 4 Physical model parameters and boundary conditions

名称	数量	尺寸 (m)	边界类型	工况参数
房间	1 间	9 × 8 × 4	绝热 (仅外墙为稳态等温边界)	外墙 34℃
电脑	8 台	0.4 × 0.4 × 0.4	定热流量	110w
人员 (坐姿)	8 人	1.73 × 0.3 × 0.2	定热流量	75w
荧光灯	9 盏	1.2 × 0.2 × 0.2	定热流量	35w

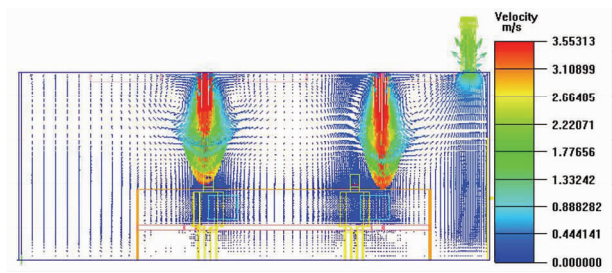


图 4 X=3.15m 处 A 方案速度场云图

Fig. 4 Velocity vector at X=3.15m plane of case A

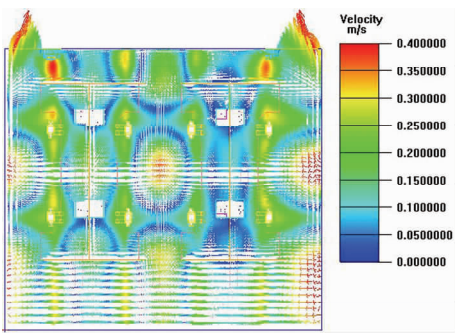


图 6 y=1.1m 处 A 方案速度场云图

Fig. 6 Velocity vector at Y=1.1m plane of case A

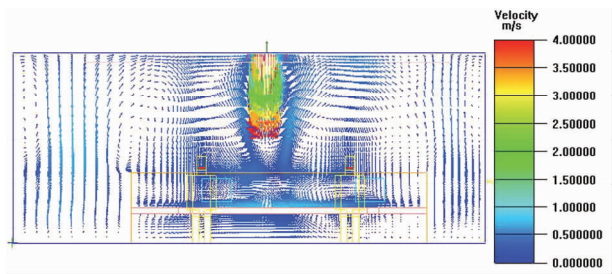


图 5 X=3.15m 处 B 方案速度场云图

Fig. 5 Velocity vector at X=3.15m plane of case B

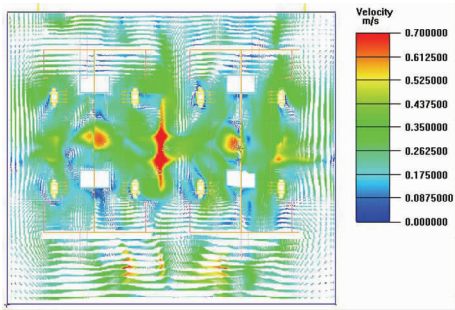


图 7 y=1.1m 处 B 方案速度场云图

Fig. 7 Velocity vector at Y=1.1m plane of case B

由图 3 至 7 可知,A、B 两方案作用下的气流到达工作区域进行混掺换热,后由于电脑桌等障碍物

的阻挡,在电脑、人体等热源的驱动力下上升,经回风口排出。A 方案室内布置四个风口和两个回风口,室内涡流较少,人体呼吸区风速约为 $0.05 \sim 0.25\text{m/s}$,人员感觉舒适,局部风速达到 0.45m/s ; B 方案室内布置两个室内机和一个新风口,送风不如 A 方案均匀,VRV 室内机与新风联合作用,使得室内空气扰动比较剧烈,涡流相对较多,人体呼吸区风速约为 $0.08 \sim 0.35\text{m/s}$,个别人员有轻微吹风感,局部风速达到 0.7m/s ,风速较大人员应避免在此处长时间逗留。

2.4.2 办公室内温度场的对比分析

在空调房间内,在舒适的范围内,按照 ISO7730 标准,在工作区内地面上方 1.1m 和 0.1m 之间的温差不应大于 3°C (坐着工作的情况)^[1]。选取两种方案下 $Y=0.1\text{m}$ 处(脚踝高度)、 $y=1.1\text{m}$ 处(人员静坐脖子处高度)的速度场对比分析。

将图 8-9 中工作区域均匀分布的 9 个点(依次从上到下、从左到右)温度汇总于图 10,分析可知, $y=1.1\text{m}$ 截面平均温度为 23.7°C , $y=0.1\text{m}$ 截面平均温度为 23.6°C ,工作区内地面上方 1.1m 和 0.1m 之间的温差最大为 0.4°C ,故工作区人员舒适感较强。

将图 11-12 中工作区域均匀分布的 9 个点(依次从上到下、从左到右)温度汇总于图 13,分析可知, $y=1.1\text{m}$ 截面平均温度为 25.1°C , $y=0.1\text{m}$ 截面平均温度为 24.4°C ,工作区内地面上方 1.1m 和

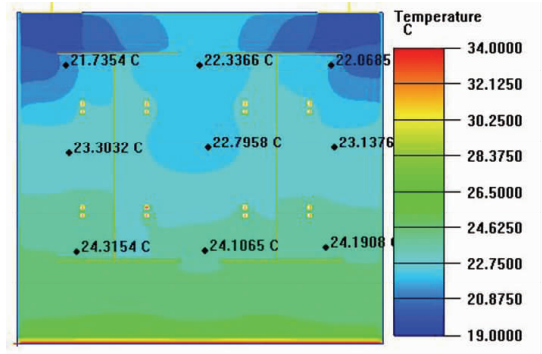


图 8 $Y=0.1\text{m}$ 处 A 方案温度场云图

Fig. 8 Temperature contours at $Y=0.1\text{m}$ plane of case A

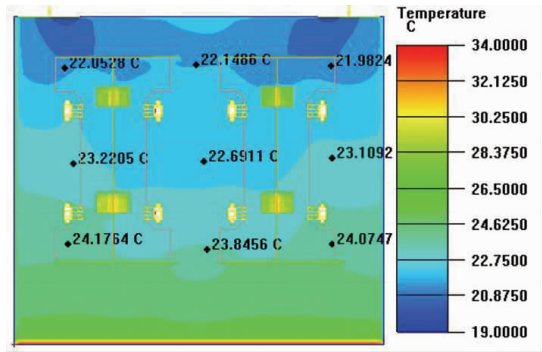


图 9 $Y=1.1\text{m}$ 处 A 方案温度场云图

Fig. 9 Temperature contours at $Y=1.1\text{m}$ plane of case A

0.1m 之间的温差最大为 1.4°C ,故工作区人员舒适。

将图 8-9、11-12 中工作区域均匀分布的 9 个点(依次从上到下、从左到右)温度汇总于图 14,分

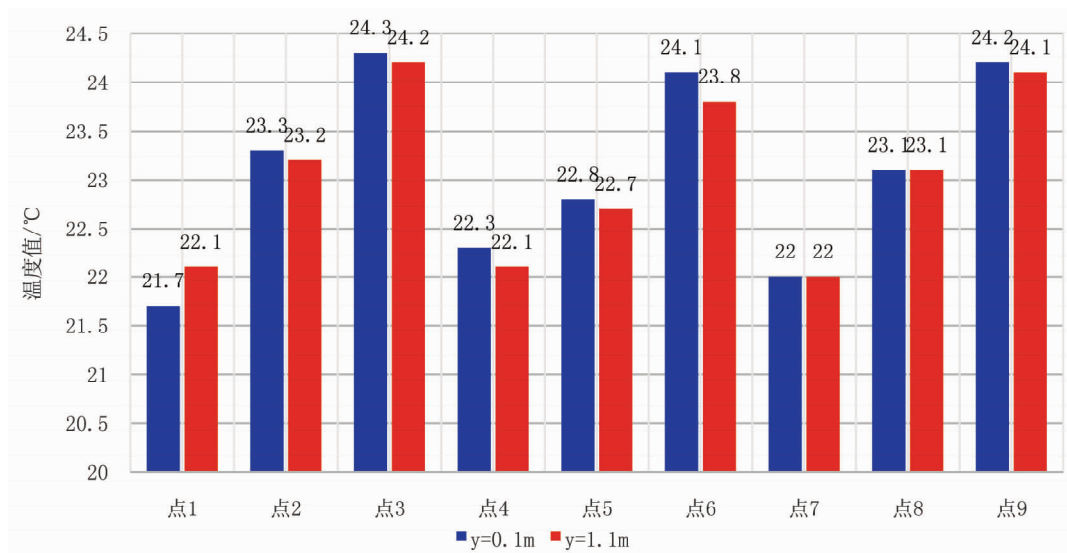


图 10 A 方案两高度平面温度值

Fig. 10 Two height plane temperature contours of case A

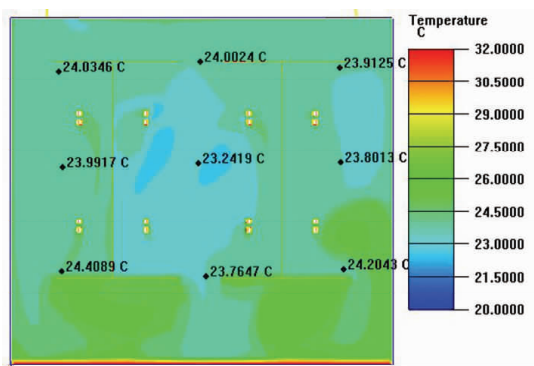


图 11 Y = 0.1m 处 B 方案温度场云图

Fig. 11 Temperature contours at
Y = 0.1m plane of case B

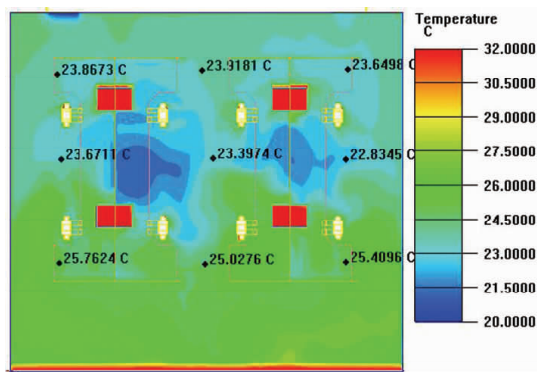


图 12 Y = 1.1m 处 B 方案温度场云图

Fig. 12 Temperature contours at
Y = 1.1m plane of case B

析可知,两种方案在 $y = 1.1\text{m}$ 处温差不大,在 $y = 0.1\text{m}$ 处方案 B 温度明显偏高,这主要是因为房间面积较大,室内空气扰动比较剧烈,气流不允导致

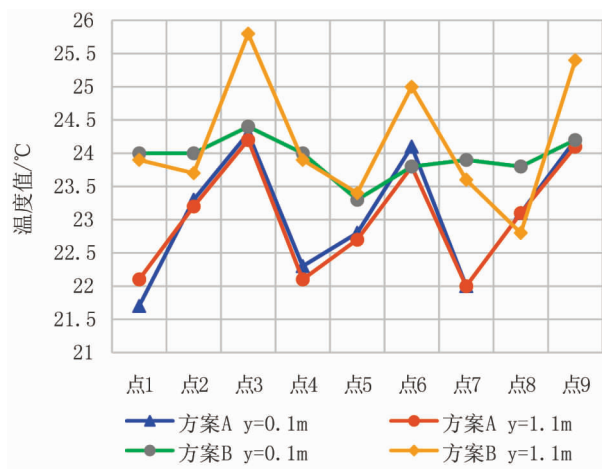


图 14 A、B 方案两高度平面温度值

Fig. 14 Two height plane temperature contours
of case a and B

对房间底部换气效率降低,送风气流不能及时带走人体及设备散发热量,这些将导致人体脚部附近偏暖。

2.4.3 办公室内空气龄的对比分析

空气龄指空气质点自进入房间至到达室内某点所经历的时间。空气龄短,预示着达到该处的空气掺混的污染物少,排除室内污染物的能力较强^[15]。对于办公室,A 方案和 B 方案分别作用于它,对室内空气龄影响的数值模拟效果,如图所示。

将图 15 - 16 中工作区域均匀分布的 9 个点(依次从上到下、从左到右)空气龄值汇总于图 17 中,分析可知,方案 A 中空气龄约为 104 - 210s,平均值为 166s,方案 B 中空气龄约为 240 - 327s,平均值为

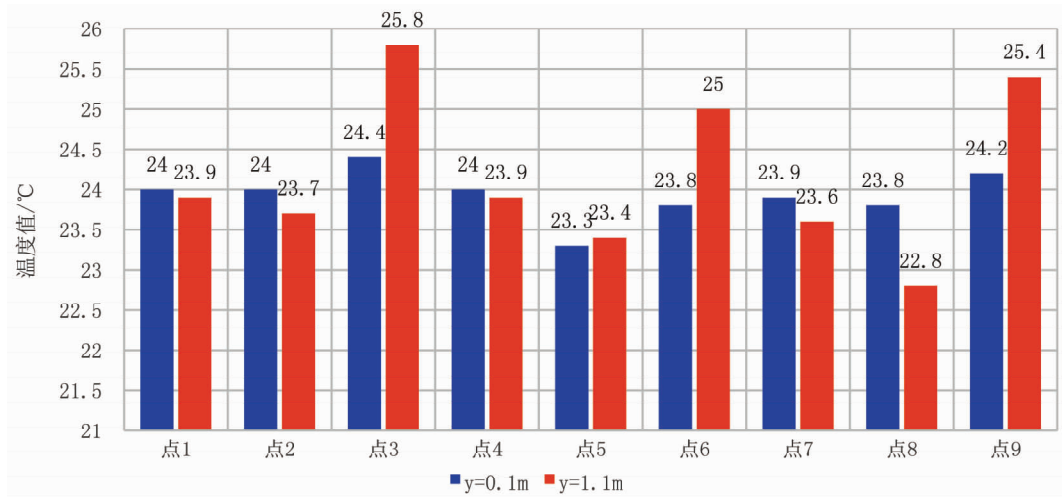


图 13 B 方案两高度平面温度值

Fig. 13 Two height plane temperature contours of case B

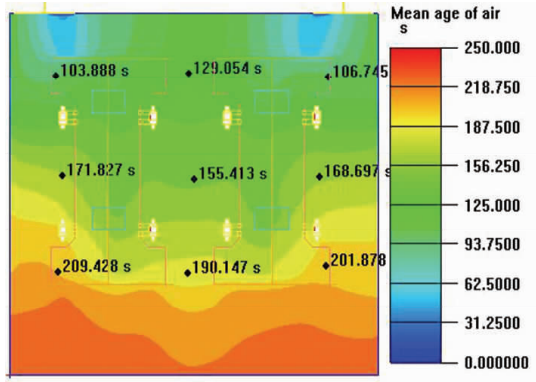


图 15 Y=1.1m 处 A 方案空气龄云图
Fig. 15 Air mean age at Y = 1.1 m plane of case A

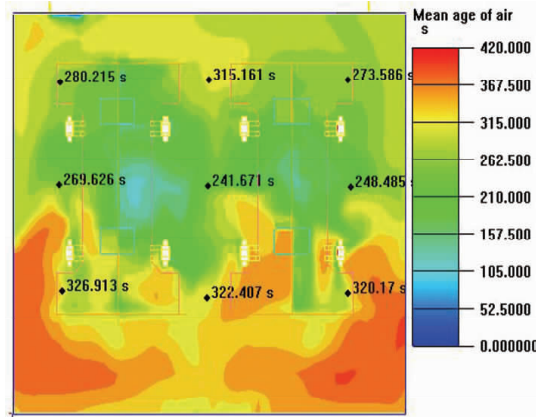


图 16 Y=1.1m 处 B 方案空气龄云图
Fig. 16 Air mean age at Y = 1.1 m plane of case B

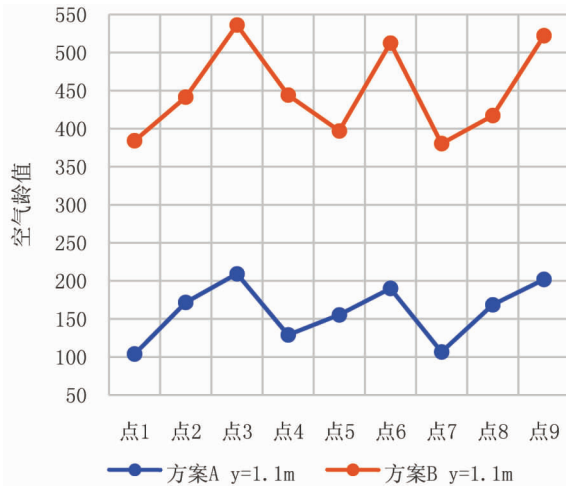


图 17 A、B 两方案 Y=1.1m 处空气龄值
Fig. 17 Air mean age at Y = 1.1 m plane of case a and B

299s,空气从送风口进入室内后的流动过程中,不断混杂室内的污染物,空气清洁程度不断降低。方案 B 中气流扰动区域相对较多,置换效果较差,故空气质量较差。

2.4.4 办公室内 PMV-PPD 的对比分析

PMV 指数表明群体对于(+3~-3)七个等级热感觉投票的平均指数,PMV 热感觉标尺见表 5, PPD 指人群对热环境不满意百分数,对于相同的办公室,A 方案和 B 方案分别作用于它,对室内 PMV-PPD 影响的数值模拟效果,结果如图所示。

表 5 PMV 热感觉标尺
Table 5 PMV thermal sensation ruler

热感觉	热	暖	微暖	适中	微凉	凉	冷
PMV 值	+3	+2	+1	0	-1	-2	-3

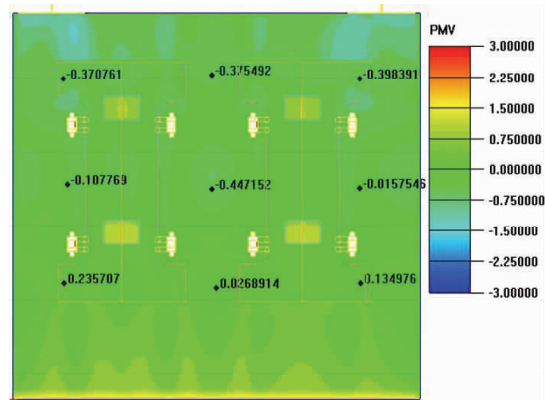


图 18 Y=1.1m 处 A 方案 PMV 云图
Fig. 18 PMV at Y = 1.1 m plane of case A

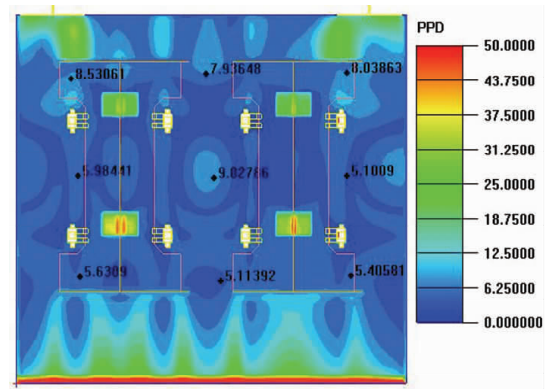


图 19 Y=1.1m 处 A 方案 PPD 云图
Fig. 19 PPD at Y = 1.1 m plane of case A

将图 18 - 19、20 - 21 中工作区域均匀分布的 9 个点(依次从上到下、从左到右)PMV、PPD 汇总于图 22,分析可知,在 A 方案作用下,由于送风平缓均匀,冷空气在房间上部快速的与室内空气进行热交换,当气流下降到约 Y = 1.1m(人体呼吸区)时 PMV 为 -0.45 ~ -0.24,人体热感觉适中,PPD 在 5.1% ~ 9.0% 之间,PPD 未超过 ISO7730 标准规定的不超过

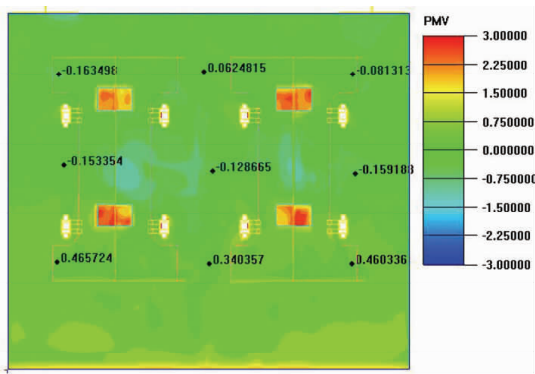


图 20 Y=1.1m 处 B 方案 PMV 云图
Fig. 20 PMV at Y=1.1m plane of case B

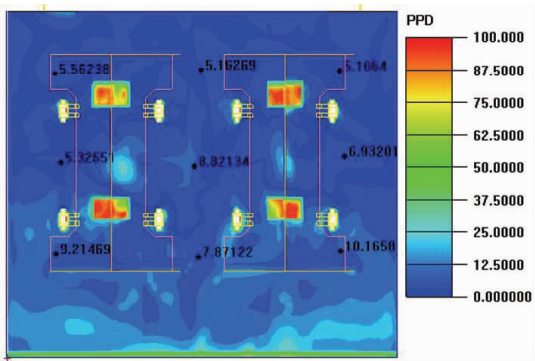


图 21 Y=1.1m 处 B 方案 PPD 云图
Fig. 21 PPD at Y=1.1m plane of case B

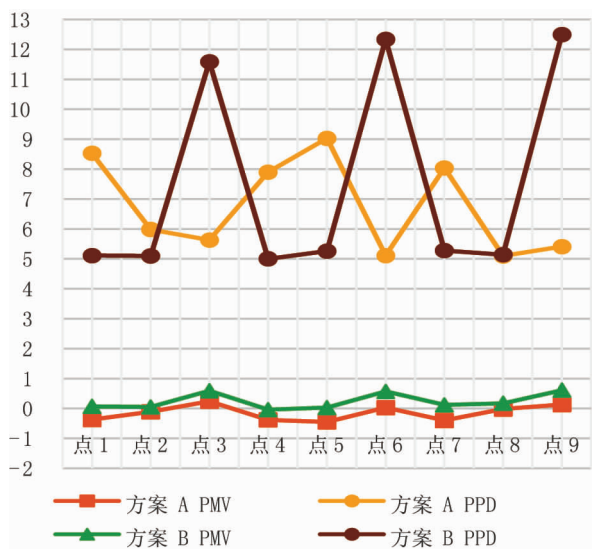


图 22 Y=1.1m 处两方案 PMV、PPD 值
Fig. 22 PMV、PPD at Y=1.1m plane of case a and B

10%^[16]的不满意率。B 方案作用下 PMV 为 -0.04 ~ -0.61, 人体热感觉适中, PPD 在 5% ~ 12.50% 之间, PPD 超过 ISO7730 标准规定的不超过 10% 的不满意率。

3 结论

针对办公室的空调系统,对两种方案下的速度场、温度场、空气龄、PMV、PPD 进行数值模拟及分析,结果表明:两种方案工作区的风速均能达到要求,人员无明显吹风感,A 方案相比于 B 方案气流扰动较小,人员呼吸区温度波动较小,房间其他区域垂直温差均较小,从空气龄模拟数据中可以很直观的看出,A 方案新鲜空气能够及时送达,同时能够及时排出室内污染物,使得室内人员工作区空气品质较好。从 PMV 数值中可看出两种方案人员的热感觉都很舒适,B 方案中局部区域人员不满意率已经超过 10%,需避免长时间停留。由此可知风口布置是影响气流组织分布的主要因素之一,在选用送风方式时应综合考虑各种情况。

参考文献

- [1] 周怀改. 通风对建筑物室内污染物浓度分布的影响[D]. 重庆大学, 2007.
- [2] 刘彩霞, 邹声华, 杨如辉. 基于 Airpak 的室内空气品质分析[J]. 制冷与空调(四川), 2012(4): 381-384.
- [3] 黄寿元, 赵伏军, 李刚. 基于 Airpak 的夏季空调室内热环境数值模拟研究[J]. 湖南科技大学学报(自然科学版), 2011, 26(2): 11-17.
- [4] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 中国建筑工业出版社, 1993.
- [5] Fang T, Feng H, Wu B. Indoor Ventilation Simulation in Green Building Based on Airpak [C]//International Conference on Computer Distributed Control and Intelligent Environmental Monitoring. IEEE Computer Society, 2011, 848-851.
- [6] Alonso M J, Andresen T, Frydenlund F, et al. Improvements of air flow distribution in a freezing tunnel using Airpak [J]. Annales Geophysicae, 2011, 1(2): 1231-1238.
- [7] 狄育慧, 徐子龙, 邓保顺. 火车站候车厅不同回风形式的热环境研究[J]. 西安建筑科技大学学报自然科学版, 2014, 46(5): 742-748.
- [8] Liu X N, Shen J, Yang Y A, et al. Application of the Software Airpak on the Design of the Air-conditioning Train[J]. Journal of Tianjin University of Commerce, 2004.
- [9] Di Y H, Wang S C. Error analysis of simulation of indoor airflow organizations with Airpak [J]. Xian Jianzhu Keji Daxue Xuebao/journal of Xian University of Architecture

- & Technology, 2013, 45(1): 73-78.
- [10] 吴珊. 北方农村被动式住宅通风换气技术研究 [D]. 2016.
- [11] WHO guidelines for indoor air quality: selected pollutants [M]. Bonn Office: WHO Regional Office for Europe, 2010.
- [12] ASHRAE 62.1 – 2007 Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality[S].
- [13] 杨阳, 曹小林, 何凯, 等. 室内空气品质评价指标和方法简述[J]. 流体机械, 2014(12): 73-76.
- [14] 中华人民共和国建设部. 采暖通风与空气调节设计规范: GB50019-2003[S]. 北京: 中国计划出版社, 2004.
- [15] 向璐, 厚彩琴, 李振华, 等. 上置式置换通风模式的数值模拟及其性能分析[J]. 甘肃科学学报, 2017(6): 81-88.
- [16] 向璐. 毛细管顶板辐射与置换通风复合空调系统作用下室内热环境的数值研究[D]. 兰州理工大学, 2017.

Numerical Simulation and Analysis on Office Thermal Environment by Airpak

Gong Xin, Jiang Qinhu

(East China Architectural Design & Research Institute Co., Ltd., Shanghai 20041, China)

Abstract: The simulation models of VRV&fresh air conditioning system and primary return air conditioning system were built and analyzed by software Airpak. The temperature field and velocity field of indoor airflow under two working conditions in summer were simulated, evaluation of indoor thermal comfort and air quality are carried out using PMV-PPd and air mean age indicators, the results shown that the wind speed of two schemes could meet the requirements of comfortable air conditioning and the person had no obvious hair sensation. Compared with VRV&fresh air conditioning system, primary return air conditioning system had less airflow disturbance and less temperature fluctuation in personnel breathing zone, the fresh air could be delivered in time and indoor air quality was better.

Key Words: Thermal Environment; Air Diffusion; Thermal Comfort; Simulation Analysis