文章编号：1671-6612（2026）05-686-11

办公空间冬季不同气流组织的数值模拟与综合评价

李凯鹏　刘　寅　董岁具　罗振鸣　王　晨　闫　旭　张帅杰　聂呈祥

（中原工学院智慧能源与环境学院　郑州　450007）

【摘　要】　针对办公空间冬季供暖过程中易出现垂向热分层、热舒适与能效难以兼顾的问题，构建了包含头踝垂直温差（Δ*T*）、预测平均投票（PMV）和能量利用系数（EUC）的多维评价体系，并采用计算流体力学（CFD）数值模拟方法，系统比较了混合通风、碰撞射流通风与置换通风在冬季供暖工况下的热环境特性与能效表现。研究结果表明：混合通风对送风角度较敏感，送风角由 30°增至 60°时，Δ*T* 降低 64.3%，表明增大送风角可显著改善近地层热量覆盖；碰撞射流通风中，低位送风（0.6m）较高位送风（2.0m）的Δ*T* 降低 28.4%，EUC 提高 1.6%，更有利于热量有效输送至占用区；置换通风的Δ*T* 与低位碰撞射流接近，但整体热感觉偏暖。基于等权综合评价，各工况综合性能排序为：低位碰撞射流>置换通风>高位碰撞射流>混合通风 60°>混合通风 45°>混合通风 30°。在设定条件下，低位碰撞射流在抑制热分层、改善热舒适和提升能量利用效率方面表现最优，可作为办公空间冬季供暖的优先气流组织形式。

【关键词】　气流组织；数值模拟；碰撞射流通风；热舒适；能量利用系数

中图分类号　TU831　　文献标志码　A

Numerical Simulation and Comprehensive Evaluation of Different Airflow Organization Modes for Winter Heating in Office Spaces

Li Kaipeng　Liu Yin　Dong Suiju　Luo Zhenming

Wang Chen　Yan Xu　Zhang Shuaijie　Nie Chengxiang

(School of Smart Energy and Environment, Zhongyuan University of Technology, Zhengzhou, 450007)

【**Abstract**】　To address vertical thermal stratification and the difficulty of balancing thermal comfort and energy efficiency in office spaces during winter heating, a multidimensional evaluation framework incorporating the head-to-ankle vertical temperature difference (ΔT), predicted mean vote (PMV), and energy utilization coefficient (EUC) was established. Computational fluid dynamics (CFD) simulations were conducted to systematically compare the thermal environment and energy efficiency of mixing ventilation, impinging jet ventilation, and displacement ventilation under winter heating conditions. The results indicate that mixing ventilation is sensitive to the supply air angle. Increasing the angle from 30° to 60° reduced ΔT by 64.3%, indicating a significant improvement in heat distribution near the floor. For impinging jet ventilation, low-level air supply (0.6 m) reduced ΔT by 28.4% and increased EUC by 1.6% compared with high-level air supply (2.0 m), facilitating more effective heat delivery to the occupied zone. Displacement ventilation achieved a comparable ΔT to low-level impinging jet ventilation but exhibited a generally warmer thermal sensation. Based on an equally weighted comprehensive evaluation, the overall performance ranking was as follows:

基金项目：河南省重点研发项目（清洁能源智慧高效供热供冷关键技术研究及应用 No.251111321200）
作者简介：李凯鹏（2001.08-），男，硕士，E-mail：15093130651@163.com
通讯作者：刘　寅（1974.07-），男，博士，教授，E-mail：2024108025@zut.edu.cn
收稿日期：2026-04-16

low-level impinging jet ventilation > displacement ventilation > high-level impinging jet ventilation > mixing ventilation at 60° > mixing ventilation at 45° > mixing ventilation at 30°. Under the specified conditions, low-level impinging jet ventilation demonstrated the best overall performance in mitigating thermal stratification, improving thermal comfort, and enhancing energy utilization efficiency, making it a preferred air distribution strategy for winter heating in office spaces.

【**Keywords**】 Air distribution; Numerical simulation; Impinging jet ventilation; Thermal comfort; Energy utilization coefficient

0　引言

气流组织形式是影响空调系统能效和室内热环境品质的关键因素[1,2]。对于具有独立围护结构、非开敞布局的单间式办公空间[3]，冬季供暖时易在热浮力与送风动量共同作用下形成明显的垂向温度分层，进而导致头热脚冷、热舒适下降及热量利用效率降低等问题[4,5]。因此，合理选择气流组织形式并优化关键参数，对改善冬季供暖效果具有重要意义。

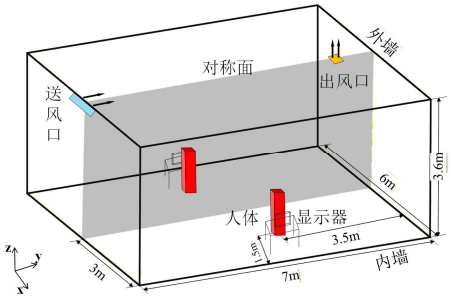
围绕室内气流组织优化，国内外学者已开展了较多研究。徐秋雨[6]对会议室不同送风方式进行了数值比较，指出送风口布置会显著影响工作区温度场均匀性及节能效果；时敏等[7]针对小型隔声会议室，对下送上回、上送上回及定点送风进行了模拟比较，发现送风方式不仅影响温度场和速度场，还会改变热舒适评价结果；陆坤等[8]进一步对会议室不同送风方式下的室内热环境进行了模拟分析，表明送风组织形式的变化会引起明显的热分层差异和热舒适性差别。国外研究也呈现类似特点。Cheng 等[9]围绕分层空调系统、Hu 等[10]围绕碰撞射流分别开展了实验与数值研究，均表明在制冷工况下，回排风组织形式、送风参数及内部热源布置会显著影响室内温度分层、热舒适及系统能耗。相比之下，直接面向冬季供暖的研究明显偏少，且多聚焦于送风形式的宏观对比，缺乏对不同气流组织形式下的送风角度、风口高度等关键几何与运动参数在复杂热浮力场中影响机理的深入探讨。且针对置换通风在冬季供暖时的能效衰减特征，系统性研究仍有待加强。此外，现有研究多采用温度场、速度场或热舒适等单一指标进行评价，针对热分层控制、热感觉及能效表现的多指标综合评价仍显不足。

基于此，针对单间式办公空间冬季供暖需求，构建包含头踝垂直温差（ΔT）、预测平均投票（PMV）和能量利用系数（EUC）的多维评价体系，采用 CFD 数值模拟方法，对混合通风、碰撞射流通风和置换通风在不同送风参数下的热环境与能效表现进行比较分析。研究结果可为单间式办公空间冬季供暖气流组织优化及空调系统设计运行提供参考。

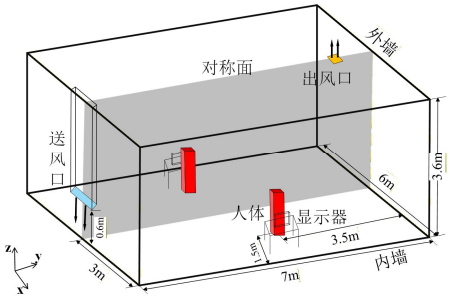
1　数值模拟方法

1.1　物理模型与几何建模

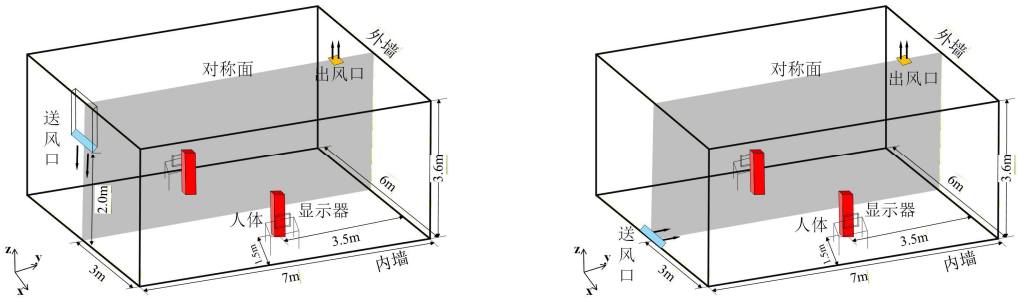
以郑州市某单间式办公空间为研究对象，构建三维稳态数值模型。房间尺寸为 7.0m（长）×6.0m（宽）×3.6m（高），设置一面外墙以模拟冬季传热损失，其余围护结构按内墙处理。送回风口采用简化矩形风口，其尺寸分别为 1000mm×200mm 和 800mm×200mm，送风口布置于一侧内墙上部，回风口位于对侧顶部，以形成明确的送回风路径。室内显热源包括 2 名坐姿办公人员与 2 台电脑显示器，分别简化为 0.4m×0.4m×1.2m 和 0.5m×0.4m×0.05m 的矩形体。为保证对比的工程代表性与参数可比性，混合通风选取 30°、45°与 60°作为常用导风叶调节范围内的三档代表角度[11]；碰撞射流通风以送风口高度为主变量，选取 0.6m 与 2.0m 分别代表低位与高位两种典型安装方式[12]；置换通风送风口高度取 0.2m，对应近地送风的常见布置形式[13]。各工况布置与参数如图 1 与表 1 所示。



（a）工况一至工况三



（b）工况四



（c）工况五　　（d）工况六

图 1　各工况几何模型

Fig.1　Geometric models for different cases

表 1　不同工况方案

Table 1　Configurations of different simulation cases

工况编号	气流分布模式	风口布置形式	送风口高度	送风角度
工况一	混合通风	上侧送上回	3.4m	30°
工况二	混合通风	上侧送上回	3.4m	45°
工况三	混合通风	上侧送上回	3.4m	60°
工况四	碰撞射流通风	下侧送上回	0.6m	0°
工况五	碰撞射流通风	下侧送上回	2.0m	0°
工况六	置换通风	下侧送上回	0.2m	0°

1.2　控制方程与边界条件

为保证数值模拟的合理性与计算精度，假设室内空气为不可压缩稳态湍流[14]，忽略壁面辐射及空气渗漏影响，湍流模型则选用标准 k-ε模型[15-17]，近壁区采用标准壁面函数处理；压力—速度耦合采用 SIMPLE 算法，计算采用双精度稳态求解。收敛判据设定为能量方程残差小于 10^{-6}，其余方程残差小于 10^{-4}。

室内设计温度取 24℃，室内送风温度取 30℃，室外温度按代表性冬季室外边界温度取-3.8℃。根据《民用建筑供暖通风与空气调节设计规范》（GB 50736-2012）[18]，计算室内热负荷，对应送风量为 688m^3/h（即质量流量 0.2226kg/s）。具体边界条件如表 2 所示。

表 2　边界条件参数

Table 2　Boundary condition parameters

编号	边界名称	边界条件	参数
1	人体	热流密度	70W/m^2
2	外墙	传热系数	1.2W/(m^2·℃)
3	电脑显示器	热流密度	50W/m^2
4	桌子	绝热	——
5	内墙、屋顶、地板	绝热	——
6	送风口	质量流量	0.2226kg/s
7	送风温度	30℃	
8	回风口	压力出口	

1.3　网格无关性与模型验证

本研究共划分 5 套不同尺度网格，并以工况二为基准，沿 Z 方向布置垂直采样线，均匀设置 15 个采样点提取温度分布。结果表明，当网格数量达到约 160 万单元时 GCI 值低于 1%[19]，基本满足网格无关性要求，最终选取约 160 万单元的网格作为后续模拟的最优网格。具体结果如图 2 所示。为验证模型可靠性，选取韩腾等[20]和赵立影等[21]的实验结果，在相同物理边界条件下进行复现计算。其中相对误差定义为模拟温度与实验温度之差的绝对值占实验温度的百分比。韩腾等实验验证中模拟值与实验值的平均相对误差为 1.17%，最大相对误差为 2.80%；赵立影等实验验证中模拟值与实验值的平均相对误差为 1.40%，最大相对误差为 2.90%。已有室内热环境 CFD 研究表明[22]，最大相对误差控制在 3.5%以内时，模拟结果具有较好的可靠性。

由于两组模型验证算例最大相对误差均低于3.5%，因此误差处于可接受范围内，具体结果如图3所示。图中标注值为最大相对误差对应测点的实验值与模拟值。

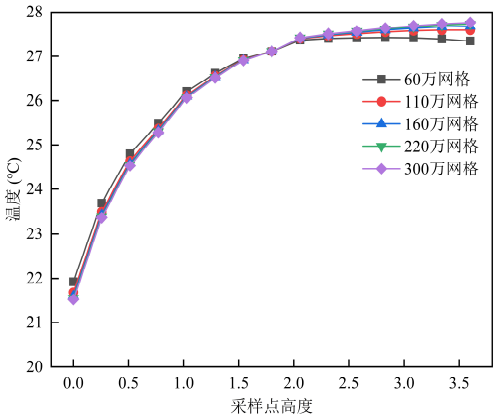
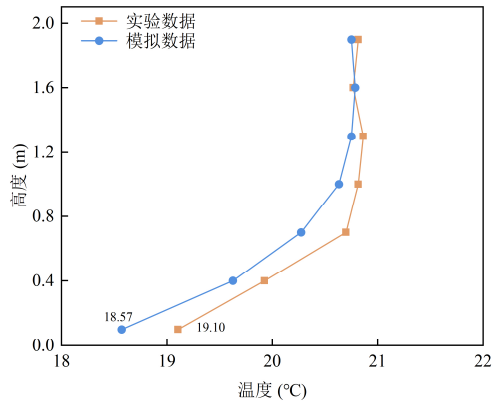
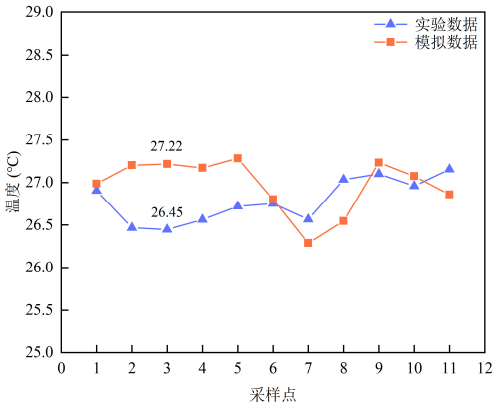


图 2　不同网格尺度下垂直温度分布对比

Fig.2　Comparison of vertical temperature distributions under different mesh resolutions



（a）韩腾等实验与模拟温度分布对比



（b）赵立影等实验与模拟温度分布对比

图 3　两组实验文献的温度分布验证对比

Fig.3　Comparison of simulated temperature distributions with two sets of experimental data

2　热舒适性评价指标

2.1　垂直温差评价

为量化热分层引起的局部热不适，采用ASHRAE 55 标准[23]作为评价指标。该指标定义为人体头部（1.1m）与脚踝（0.1m）处的空气温差，其定义如式（1）所示。

$$\Delta T_{1.1-0.1}=T_{1.1}-T_{0.1} \tag{1}$$

式中：$T_{1.1}$ 与 $T_{0.1}$ 分别为距地面 1.1m 与 0.1m 高度处的空气温度，℃。标准建议该温差应小于3℃。

2.2　预测平均投票

PMV 是基于热平衡理论提出的多数人对环境热舒适度的平均感受的量化值，范围从-3（冷）到+3（热），0 表示热中性和舒适[24]，具体采用计算公式（2）。

$$\begin{aligned}\mathrm{PMV}=&\left(0.303\mathrm{e}^{-0.036\times M}+0.028\right)\times(M-W)-3.05\times10^{-3}\\&\times\left[5733-6.99(M-W)-P_{\mathrm{a}}\right]-0.42\times\left[(M-W)-58.15\right]\\&-1.7\times10^{-5}M(5867-P_{\mathrm{a}})-0.0014M(34-t_{\mathrm{a}})-3.96\times10^{-8}f_{\mathrm{cl}}\\&\times\left[(t_{\mathrm{cl}}+273)^4-(\overline{t}_{\mathrm{r}}+273)^4\right]-f_{\mathrm{cl}}h_{\mathrm{c}}(t_{\mathrm{cl}}-t_{\mathrm{a}})\end{aligned} \tag{2}$$

式中：M 为代谢率，W/m²；W 为外部功率，W/m²；t_{a} 为空气温度，℃；$\overline{t}$ 平均辐射温度，℃；P_{a} 为水蒸气分压，Pa；f_{cl} 为着衣表面积系数；t_{cl} 为着衣表面温度（℃）；h_{c} 为对流换热系数，W/(m²·K)。

2.3　节能性能评价

能量利用系数（EUC）用于表征空调送风热量在人员活动区的有效利用率[25]，该指标反映了气流组织对送风能量的分配能力，计算公式如式（3）所示。

$$EUC=\frac{t_e-t_s}{t_{oz}-t_s} \tag{3}$$

式中：t_e、t_{oz} 和 t_s 分别为排风温度、占用区平均空气温度和送风温度。在冬季供暖工况下，EUC 值越大，表明热量越集中于人员活动区，能量利用效率越高。

2.4　多指标无量纲化

为消除不同评价指标的量纲差异，采用极值归一化方法将各指标映射至[0,1]区间。其中，EUC

为效益型指标（数值越大越优），ΔT 与|PMV|为成本型指标（数值越小越优），归一化公式[26]如式（4）所示。

$$X_i' = \begin{cases} \dfrac{X_i - X_{\min}}{X_{\max} - X_{\min}} \\ \dfrac{X_{\max} - X_i}{X_{\max} - X_{\min}} \end{cases} \tag{4}$$

式中：X_i 为第 i 个工况下评价指标的原始取值；X_i' 为归一化后的无量纲值；$X_{\max}$、$X_{\min}$ 分别为该指标在所有工况中的最大值与最小值；上式适用于效益型指标，下式适用于成本型指标。

考虑到$\Delta T'$、|PMV|′和 EUC′分别表征热分层控制、热感觉偏差及能量利用效率，且三者对冬季供暖工况下的气流组织评价均具有重要意义，为避免主观赋权带来的偏差[27]，本文取三项指标权重均为 1/3。具体如式（5）所示：

$$C_i = \frac{\Delta T_i' + |PMV_i'| + EUC_i'}{3} \tag{5}$$

式中：C_i 为取值范围[0,1]，数值越大表示该工况在热分层抑制、热舒适和能量利用方面的综合表现越优。

3　结果与分析

考虑到本研究重点关注办公空间占用区热舒适特性，相关温度与速度数据均提取自 Z=0.1～1.1m 高度范围内的工作区；云图与迹线图分别选取 Z=0.1m、Z=1.1m 水平截面及 Y=3.0m 纵向截面进行展示。

3.1　室内热环境与流场特性分析

混合通风工况一至工况三随送风角增大呈现出明显的动量下移特征。由图 4、图 6 和图 8 可知，工况一在 Z=0.1m 处的平均温度和平均速度仅为 14.83℃和 0.050m/s，而 Z=1.1m 处分别达到 19.16℃和 0.074m/s；其 0.1～0.6m 低层平均温度和平均速度仅为 15.95℃和 0.052m/s，表明占用区下部供热明显不足。图 5 显示，30°送风时主射流沿顶棚贴附发展，下冲分量较弱，热量主要滞留于上部区域，因此形成了较明显的垂向温度分层。送风角增至 45°后，工况二在 Z=0.1m 处提高至 22.81℃和 0.058m/s，0.1～0.6m 低层平均温度和平均速度升至 24.03℃和 0.070m/s，较工况一分别提高 50.7%和 34.2%。图 7 中近地层暖区明显扩大，顶棚附近高温带开始下压，说明射流垂向动量增强后，热量已开始向下部输运；但其速度峰值仍出现在 Z=1.05m 处，说明射流主导区仍位于占用区上部。送风角进一步增至 60°后，工况三在 Z=0.1m 处达到 25.89℃和 0.167m/s，0.1～0.6m 低层平均温度和平均速度升至 26.31℃和 0.149m/s，较工况二进一步提高 9.5%和 114.3%。图 9 表明，Z=0.1m 平面暖区连续性进一步增强并向占用区中心扩展，速度峰值也前移至 Z=0.1m，说明较大送风角显著强化了射流下冲及卷吸掺混作用，使更多热量和动量直接作用于近地层。总体来看，混合通风供暖效果随送风角增大而改善的关键，在于下部区域热量覆盖和动量补给的持续增强，而非整体温度的简单抬升。

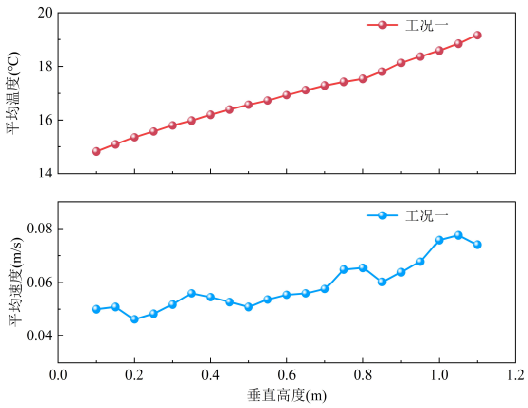
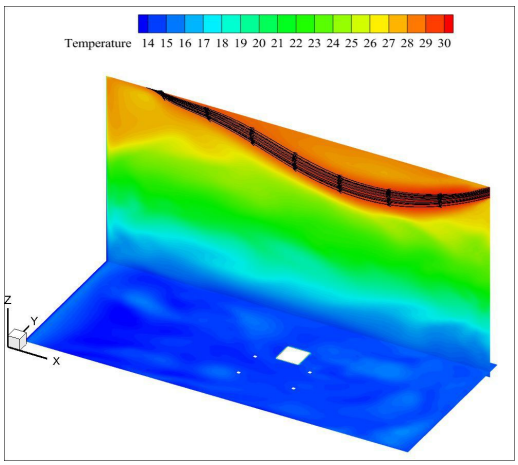
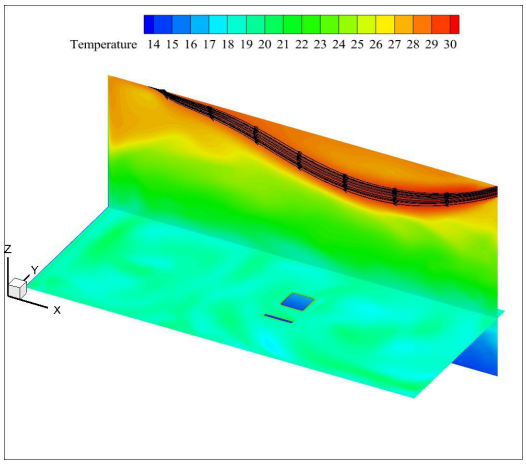


图 4　工况一占用区平均温度与平均速度数据

Fig.4　Average temperature and air velocity in the occupied zone under case 1



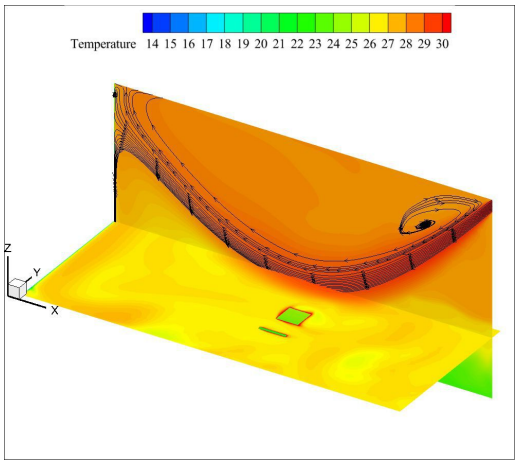
（a）Z=0.1m 与 Y=3.0m 温度与迹线云图



（b）*Z*=1.1m 与 *Y*=3.0m 温度与迹线云图

图 5　工况一的温度与迹线云图

Fig.5　Temperature contours and particle trajectories under case 1



（b）*Z*=1.1m 与 *Y*=3.0m 温度与迹线云图

图 7　工况二的温度与迹线云图

Fig.7　Temperature contours and airflow trajectories under case 2

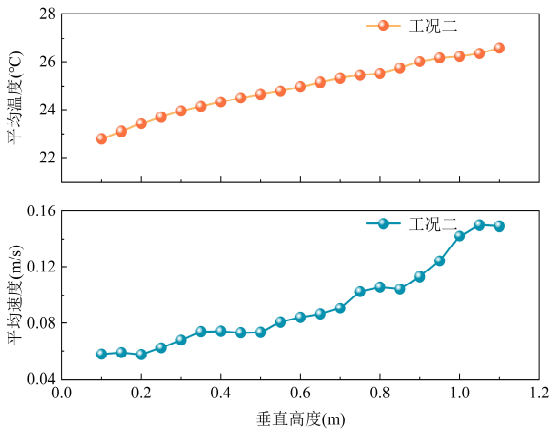


图 6　工况二占用区平均温度与平均速度数据

Fig.6　Average temperature and air velocity in the occupied zone under case 2

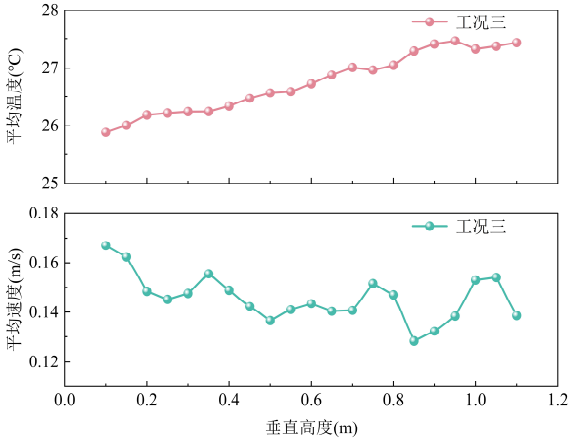
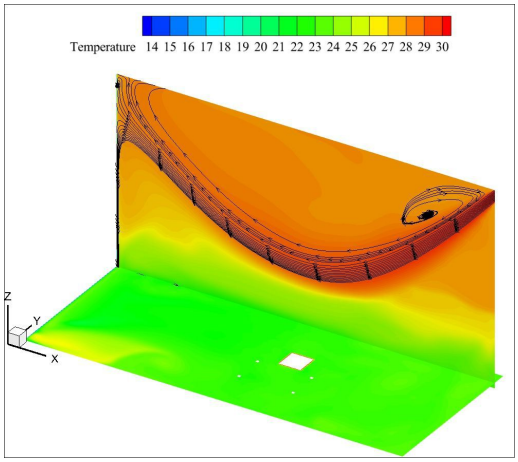
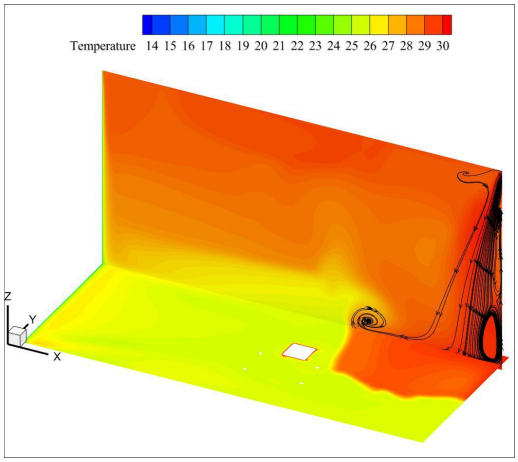


图 8　工况三占用区平均温度与平均速度数据

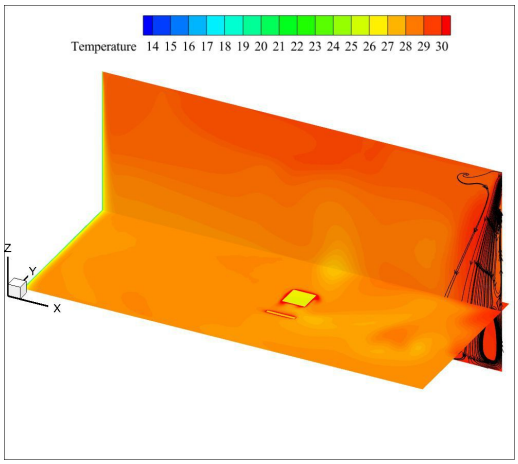
Fig.8　Average temperature and air velocity in the occupied zone under case 3



（a）*Z*=0.1m 与 *Y*=3.0m 温度与迹线云图



（a）*Z*=0.1m 与 *Y*=3.0m 温度与迹线云图



（b）Z=1.1m 与 Y=3.0m 温度与迹线云图

图 9　工况三的温度与迹线云图

Fig.9　Temperature contours and airflow trajectories under case 3

碰撞射流通风的工况四与工况五，均表现出较强的近地层供热能力，但送风口高度变化后，射流到达碰撞区前的沿程衰减特征明显不同，二者差异主要体现为下部热量覆盖程度的差别。由图 10 和图 12 可知，工况四在 0.1～0.6m 低层的平均温度和平均速度分别为 26.84℃和 0.188m/s，高于工况五的 26.68℃和 0.157m/s；其 Z=0.1m 处平均温度和平均速度分别为 26.40℃和 0.221m/s，而工况五对应为 26.26℃和 0.178m/s。相比之下，两工况在 Z=1.1m 处的平均温度分别为 27.52℃和 27.82℃，差异较小，说明高低位碰撞射流的区别并不主要体现在上部温度水平，而主要体现在近地层热量和动量能否有效保留。图 11 表明，工况四喷口位置较低，射流到达碰撞区前的发展距离较短，沿程卷吸和掺混较弱，因此原有热量和动量损失较少；碰撞后暖流沿下部区域迅速铺展，使占用区中下部形成较连续的高温区和高速度区。图 13 所示工况五则因送风口抬高，射流路径明显加长，卷吸增强，到达碰撞区前射流核心已发生较强衰减，碰撞后对近地层的铺展和支撑能力随之减弱，更多流动作用停留在较高区域，因此虽仍能保持较高整体温度水平，但下部供热能力弱于工况四。由此可见，碰撞射流供暖效果的差异，本质上取决于射流在碰撞前的动量保持能力及碰撞后对占用区下部的热量再分配能力。

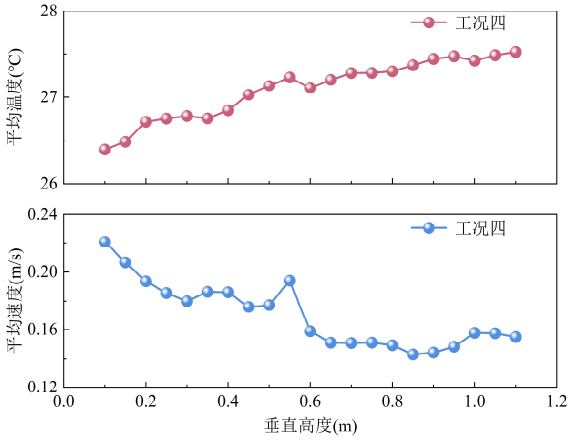
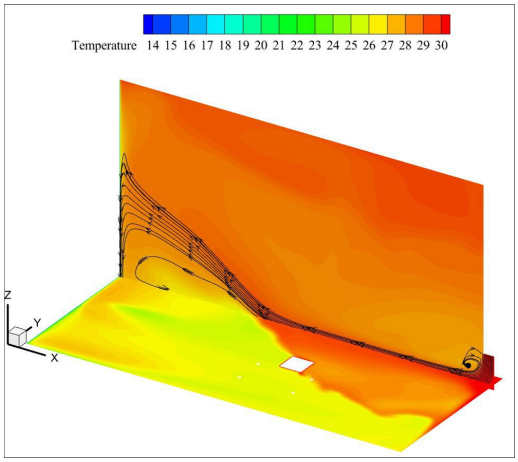
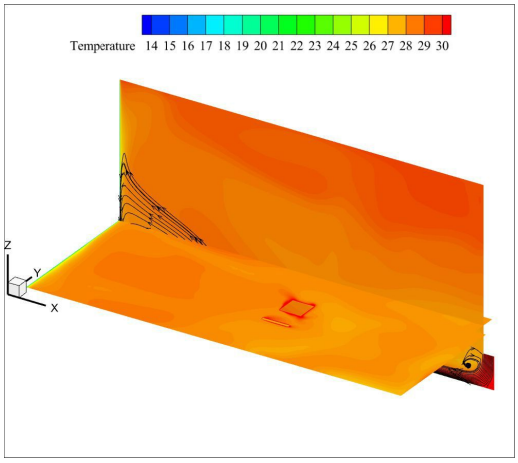


图 10　工况四占用区平均温度与平均速度数据

Fig.10　Average temperature and air velocity in the occupied zone under case 4



（a）Z=0.1m 与 Y=3.0m 温度与迹线云图



（b）Z=1.1m 与 Y=3.0m 温度与迹线云图

图 11　工况四的温度与迹线云图

Fig.11　Temperature contours and airflow trajectories under case 4

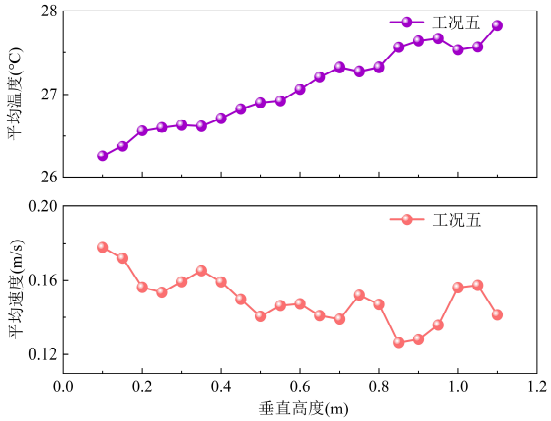
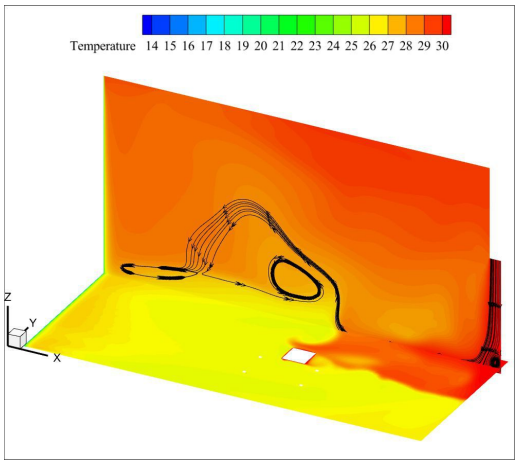
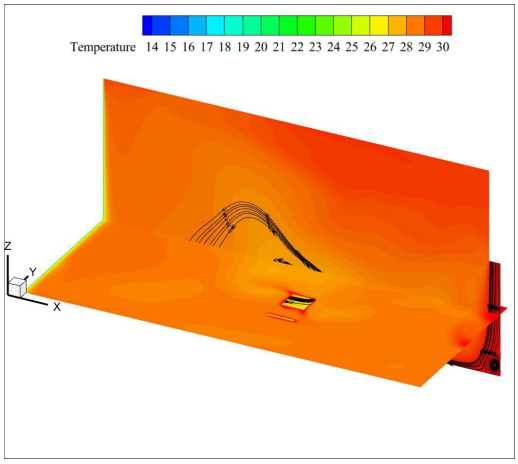


图 12　工况五占用区平均温度与平均速度数据

Fig.12　Average temperature and air velocity in the occupied zone under case 5



（a）Z=0.1m 与 Y=3.0m 温度与迹线云图



（b）Z=1.1m 与 Y=3.0m 温度与迹线云图

图 13　工况五的温度与迹线云图

Fig.13　Temperature contours and airflow trajectories under case 5

置换通风工况六呈现出近地层热环境较好、垂向温差较小但整体温度偏高的特征。图 14 显示，其 0.1～0.6m 低层平均温度为 27.09℃，较工况三和工况五分别提高 2.9%和 1.5%；Z=0.1m 处平均温度为 26.68℃，说明该工况能够较稳定地维持下部热环境。与此同时，Z=1.1m 处平均温度达到 27.83℃，表明该工况并非仅改善脚部区域，而是使整个占用区温度整体抬升。其低层平均速度为 0.170m/s，在 Z=0.15m 处达到峰值 0.200m/s，随后逐渐衰减至 Z=1.1m 处的 0.146m/s，显示出较平顺的近地层流动特征。图 15 表明，暖空气由低位送风口直接进入占用区下部后，先沿地面和下部区域缓慢铺展，随后在热浮力及室内热源羽流带动下逐步上升。该过程有利于持续向下部区域补充热量，从而减弱脚踝区域偏冷并削弱垂向分层；但暖空气在上升过程中又不断抬升中上部温度，最终使整个占用区呈现整体偏暖特征。因此，置换通风的优势在于近地层供热平稳、分层较弱，其不足则在于整体温度更易偏高。

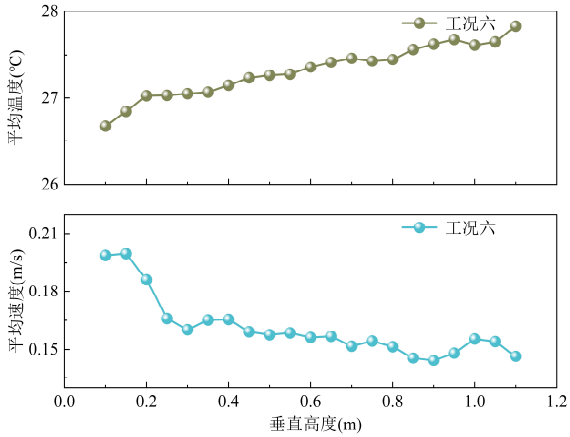
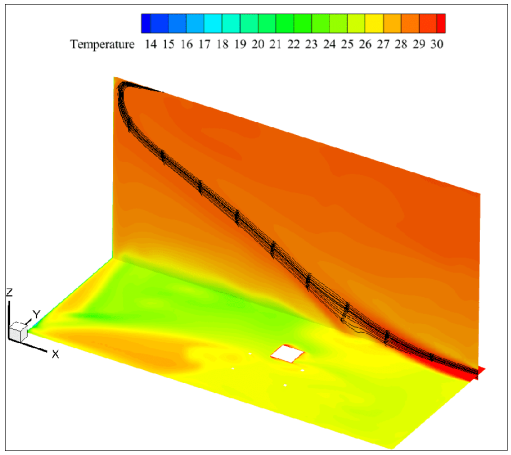
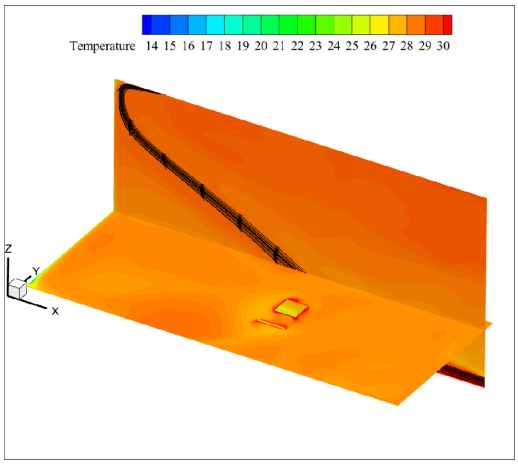


图 14　工况六占用区平均温度与平均速度数据

Fig.14　Average temperature and air velocity in the occupied zone under case 6



（a）Z=0.1m 与 Y=3.0m 温度与迹线云图



（b）Z=1.1m 与 Y=3.0m 温度与迹线云图

图 15　工况六的温度与迹线云图

Fig.15　Temperature contours and airflow trajectories under case 6

3.2　热舒适性与垂直温差分析

为表征静坐人员头部与脚踝之间的热环境差异，采用 Z=1.1m 与 Z=0.1m 两个高度的水平平均温度计算ΔT，结果如图 16 所示。

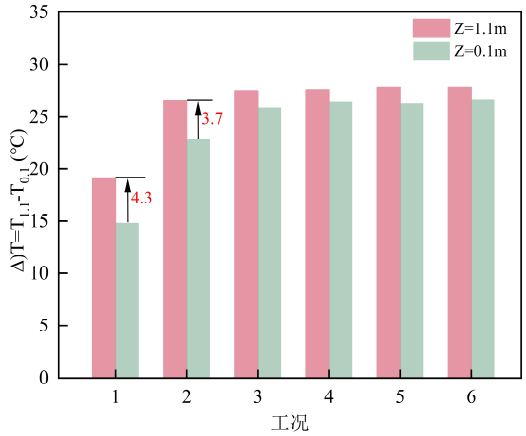


图 16　不同送风方式对头踝垂直温差的影响

Fig.16　Effect of different air supply methods on the vertical temperature difference between head and ankle levels

混合通风工况一至工况三中，随着送风角由 30° 增至 45° 和 60°，ΔT 由 4.333℃降至 3.776℃和 1.545℃。其中，45° 工况较 30° 工况降低 12.9%，60° 工况较 45° 工况进一步降低 59.1%；若以 30° 工况为基准，60° 工况累计降低 64.3%。这表明，增大送风角能够显著增强热量向占用区下部的输运能力，从而有效削弱混合通风条件下的垂向热分层。碰撞射流通风工况四与工况五的ΔT 分别为 1.121℃和 1.566℃。当送风口高度由 0.6m 提高至 2.0m 时，温差增幅为 39.6%。这说明低位送风更有利于将热量和动量作用于占用区中下部，从而获得更小的头踝温差；高位送风则因射流沿程衰减较强，对近地层支撑作用减弱。尽管如此，两工况ΔT 均低于 3℃，表明碰撞射流在冬季供暖条件下整体具有较好的分层控制能力。置换通风工况六的ΔT 为 1.151℃，与低位碰撞射流工况四接近，仅高 2.7%，明显低于混合通风 30° 和 45° 工况，也低于混合通风 60° 工况，说明置换通风在本研究供暖条件下能够有效压缩头踝温差，减弱头热脚冷现象。需要指出的是，ΔT 主要反映垂向分层程度及局部热不适风险，不能单独代表整体热舒适水平，因此仍需结合 PMV 和 EUC 进行综合评价。

3.3　基于能效与舒适度的综合评价

为保证不同评价指标在综合分析中的可比性，本文对各指标进行无量纲统一处理，其中数值越接近 1 表示综合性能越优，越接近 0 表示性能越差。

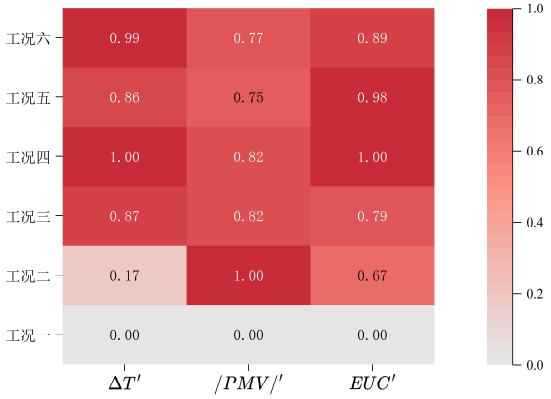


图 17　基于ΔT、PMV 与 EUC 的各工况综合评价热图

Fig.17　Heatmap of comprehensive evaluation of different cases based on ΔT, PMV and EUC

由图 17 可知，混合通风工况一至工况三的综合色值随送风角增大而逐步提高。工况一在ΔT′、|PMV|′和 EUC′三项指标中均为 0，综合性能最差。工况二的|PMV|′达到 1.000，最接近热中性，但ΔT′仅为 0.173，说明其热感觉虽有所改善，垂向分层仍较明显。工况三的ΔT 和 EUC′分别提高至 0.868 和 0.785，均优于工况二，而|PMV|′为 0.820，略低于工况二。表明较大送风角更有利于兼顾分层抑制与能量利用，但热感觉略偏暖。碰撞射流通风工况四与工况五整体处于高值区。工况四的ΔT′、|PMV|′和 EUC′分别为 1.000、0.815 和 1.000，三项指标均保持较高水平，综合性能最优。工况五对应为 0.862、0.751 和 0.977，整体仍较优，但在垂直温

差控制和热感觉偏差方面略逊于工况四。说明碰撞射流两工况均具有较强优势，其中低位送风表现更均衡。置换通风工况六的$\Delta T'$、|PMV|'和 EUC'分别为 0.991、0.767 和 0.886，表明其在分层控制和能量利用方面表现较好，但热感觉仍存在一定偏暖倾向。因此，置换通风综合性能优于高位碰撞射流和混合通风各工况，但略低于低位碰撞射流。

4　结论

本文以单间式办公空间为研究对象，采用 CFD 数值模拟方法，对冬季供暖条件下混合通风、碰撞射流通风与置换通风的室内热环境及能效特性进行了对比研究，并基于头踝垂直温差、预测平均投票和能量利用系数构建了综合评价体系。主要结论如下：

（1）混合通风对送风角度敏感。送风角由 30°增至 60°时，头踝垂直温差降低 64.3%，表明增大送风角可显著增强射流下冲与卷吸掺混作用，改善近地层热量覆盖，有效削弱上暖下冷的垂向分层。

（2）碰撞射流通风在冬季供暖条件下表现出较强的分层控制能力，其中 0.6m 低位送风优于 2.0m 高位送风。低位送风工况的ΔT较高位降低 28.4%，EUC 提高 1.6%，表明喷口高度降低有利于强化近地层热量输运并提高能量利用效率。

（3）置换通风可将ΔT控制在较低水平（1.15℃），与低位碰撞射流接近，但占用区整体温度偏高，热感觉偏暖。说明垂直温差较小并不必然意味着整体热舒适最优，需结合多指标综合评价。

（4）基于等权综合评价，各工况综合性能排序为：低位碰撞射流>置换通风>高位碰撞射流>混合通风 60°>混合通风 45°>混合通风 30°。低位碰撞射流在分层抑制、热舒适和能量利用三方面表现最为均衡，综合性能最佳。在本文设定的房间尺寸、送风参数及内部热扰动条件下，建议将低位碰撞射流作为单间式办公空间冬季供暖的优先气流组织形式。

参考文献：

[1] Cao G, Awbi H, Yao R, et al. A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings[J]. Building and Environment, 2014,73:171-186.

[2] 郁文红,李杨,高艳.空调室内气流组织与建筑节能[J].建筑节能,2017,45(5):7-9.

[3] Gjerland A, Søiland E, Thuen F. Office concepts: A scoping review[J]. Building and Environment, 2019,163:106294.

[4] Cheng F, Li Y, Wu Y, et al. Experimental study of air distribution and heating performances of deflection ventilation[J]. Energy and Buildings, 2023,282:112800.

[5] Rabani M, Madessa H B, Nord N, et al. Performance assessment of all-air heating in an office cubicle equipped with an active supply diffuser in a cold climate[J]. Building and Environment, 2019,156:123-136.

[6] 徐秋雨.不同送风方式下会议室气流组织模拟分析[J].福建建设科技,2020(6):98-100.

[7] 时敏,牛宝联,张忠斌.隔声控制对室内气流组织影响案例分析[J].暖通空调,2022,52(2):95-102.

[8] 陆坤,李翠敏,孙志高,等.送风方式对室内热环境影响模拟分析[J].制冷与空调,2021,21(6):36-41.

[9] Cheng Y, Niu J, Liu X, et al. Experimental and numerical investigations on stratified air distribution systems with special configuration: Thermal comfort and energy saving[J]. Energy and Buildings, 2013,64:154-161.

[10] Hu J, Kang Y, Yu J, et al. Numerical study on thermal stratification for impinging jet ventilation system in office buildings[J]. Building and Environment, 2021,196:107798.

[11] Mao N, Song M, Deng S. Application of TOPSIS method in evaluating the effects of supply vane angle of a task/ambient air conditioning system on energy utilization and thermal comfort[J]. Applied Energy, 2016,180:536-545.

[12] 陈新秋,钟珂,朱辉,等.碰撞射流通风系统热风输运距离影响因素的分析[J].东华大学学报(自然科学版),2015,41(6):814-820.

[13] Tognon G, Zarrella A. Displacement ventilation: A systematic review of the interactions with indoor environment and simplified modelling approaches[J]. Journal of Building Engineering, 2024,96:110474.

[14] Wang L, Li G, Gao J, et al. Case study: impacts of air-conditioner air supply strategy on thermal environment and energy consumption in offices using

BES-CFD Co-simulation[J]. Sensors, 2023,23(13):5958.

[15] Chen Q. Comparison of different k-e models for indoor air flow computations[J]. Numerical Heat Transfer, Part B Fundamentals, 1995,28(3):353-369.

[16] Sheng S, Yamanaka T, Kobayashi T, et al. Ventilation efficiency and improvements for displacement ventilation systems during heating: A case study of a ward with vertical induction units[J]. Building and Environment, 2024,266:112037.

[17] Stamou A, Katsiris I. Verification of a CFD model for indoor airflow and heat transfer[J]. Building and Environment, 2006,41(9):1171-1181.

[18] GB 50736-2012,民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国建筑科学研究院,2012.

[19] Celik I B, Ghia U, Roache P J, et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications[J]. Journal of fluids Engineering-Transactions of the ASME, 2008,130(7).

[20] 韩腾,邓红娜,李安桂,等.竖壁贴附通风与混合通风供热方式室内热环境及通风性能实测比较[J].暖通空调,2021,51(10):138-144.

[21] 赵立影,南晓红,杨彦宾.变频空调与散热器采暖房间温度场对比研究[J].制冷学报,2009,30(5):8-13.

[22] Benito P A, Ram I Rez C P N A, Viccione G, et al. CFD simulation study and experimental analysis of indoor air stratification in an unventilated classroom: A case study in Spain[J]. Heliyon, 2024,10(12).

[23] ASHRAE. ANSI/ASHRAE Standard 55-2017: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy[S]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2017.

[24] Standardization I O F. ISO 7730:2005(E) Ergonomics of the thermal environment - Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria[S]. 2005.

[25] Zhang S, Lin Z, Ai Z, et al. Effects of operation parameters on performances of stratum ventilation for heating mode[J]. Building and Environment, 2019,148: 55-66.

[26] VAFAEI N, RIBEIRO R A, CAMARINHA-MATOS L M. Assessing normalization techniques for simple additive weighting method[J]. Procedia Computer Science, 2022,199:1229-1236.

[27] AYAN B U C S, ABAC I O U G LU S, BASILIO M P. A comprehensive review of the novel weighting methods for multi-criteria decision-making[J]. Information, 2023,14(5):285.