

通风槽式地板下送风空调系统性能分析

朱宏辉,牛宝联,张忠斌

(南京师范大学能源与机械工程学院,江苏 南京 210023)

[摘要] 以空间小、人员密集的小型隔音会议室为研究对象,设计了一种通风槽式地板下送风系统。采用CFD模拟与实验验证相结合的方式,对该会议室的通风性能进行了研究。通过对比3种送回风结构的室内温度场和速度场分布得出,当采用送回风口异侧模型时室内人员有更好的舒适性体验;对于小型会议室,为了提升人体舒适感,更适宜采用非静压箱型地板送风方式。在此送回风方式基础上,分析了小型会议室内人员数量和送风温度对室内热舒适度的影响,并以典型工况为例将实测结果与模拟结果进行了对比。实验结果表明,实测与模拟的误差在可接受范围内,说明模拟结果具有可信性,通风槽式地板下送风系统用于小空间可满足人员的舒适性要求。

[关键词] 小空间空调,人员密集,地板送风,通风性能,热舒适

[中图分类号] TU831.3 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2020)04-0057-08

Performance Analysis on the Air Conditioning System Under Floor with Ventilation Trough

Zhu Honghui, Niu Baolian, Zhang Zhongbin

(School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210023, China)

Abstract: A small soundproof conference room with small space and dense personnel is taken as the research object in this paper. A ventilation trough type underfloor air supply system is designed, and CFD simulation and experimental verification are combined to study the ventilation performance of the conference room. By comparing the distributions of indoor temperature field and velocity fields of three kinds of return air structures, it can be concluded that indoor personnel has better comfort experience when the model of the different side of the return air outlet is adopted. At the same time, for small conference rooms, in order to improve human comfort, it is more appropriate to adopt the non-static pressure box type floor air supply mode. Based on this method, the influence of the staff number and supply air temperature on indoor thermal comfort in a small type conference room is analyzed, and the typical working conditions are used as the example to compare the measured results with the simulated results. The experimented results show that the error between the measurement and simulation is within the acceptable range, which shows that the simulation results are credible. The ventilation trough underfloor air supply system can meet the requirements of personnel comfort shows when used in small space.

Key words: small space air conditioning, assembly occupancies, underfloor air distribution, ventilation performance, thermal comfort

随着社会的发展和进步,人们在商业活动及日常生活中对商业机密和个人隐私的保护需求也在日益增加,在这种需求的刺激下诞生了一种可拆卸式的小型隔音会议室。该会议室由预制好的标准化构件组成,可在原有建筑房间内根据需要临时搭建和拆卸。但因为隔音的特殊要求,不能采用开窗、安装换气扇等常规的通风方式^[1],使得会议室相对密闭且人员密集。同时,人员散发的热量以及呼吸产生的代谢废物,会严重影响室内的热舒适性和空气品质。室内环境的好坏也影响着人员的工作效率,环境温度过高或过低都会导致工作效率下降,其中环境较热时下降幅度更大^[2]。因此,如何在满足隔音等限制条件下优化通风系统,确保会议室内环境的舒适性以提高人员工作效率已成为研究的重点。针对类似的问题,李安桂等^[3]对将一种贴附式的气流组织形式用于小微空间中的有效性进行了研究,刘志永等^[4]基于乘客热舒适性对空调列车气流组织进行优化设计使其能更好地满足人员舒适性要求。

收稿日期:2019-12-18。

通讯作者:牛宝联,博士,副教授,研究方向:建筑环境气流组织优化和管理、制冷设备性能优化。E-mail: niubaolian@njnu.edu.cn

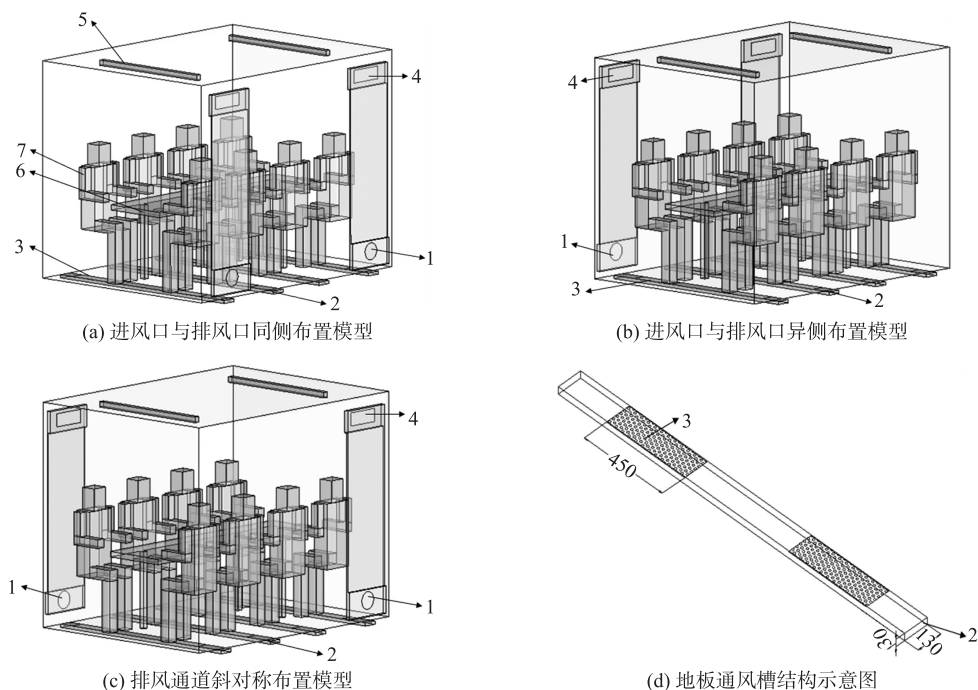
有研究表明,对于夏季室内空调采用地板下送上回的气流组织形式有更好的热舒适性和室内空气品质^[5]. 地板下送风作为一种下送上回式的送风方式,在人员密集^[6]的场所使用有利于提高室内的热舒适性和空气品质,同时降低能耗. Li 等^[7]对不同回风高度的地板送风系统进行了研究,结论都表明降低回风口高度对降低能耗是有利的,同时室内热舒适性没有很大的变化,但对污染物浓度有较大的影响. 相比于常规的地板送风系统,在小空间中送风的热衰减^[8]影响会降低,从而有更高的通风效率. 但在小空间中使用地板送风系统,需要考虑风口离人员较近时可能带来的“吹风”影响以及垂直温差带来的不适. Lin 等^[9]通过研究分析全尺寸室内空气分布系统的热环境特征发现,室内垂直温度受室内温度场的影响很大. 在人员密集的小空间中室内温度场较复杂,对地板送风系统的垂直温度有较强影响,因此针对人员密集小空间通风的研究具有重要意义.

本文的研究对象为某小型隔音会议室,因其特殊用途,为保证隔音性能和结构强度,不能直接通风或采用静压层送风. 在满足限制条件的前提下,本文设计了一种利用通风槽送风的地板下送风系统. 该方式通过外置分配静压箱使风量均匀分配到各风道,因无静压层使送风动压充分转化为静压,气流从地板风口送出后不会竖直向上吹向人体,避免了风口离人体较近时直吹造成的吹风感. 而后通过数值模拟方法分析了不同送回风结构对室内热环境的影响,确定最合理的送回风结构模型. 在此基础上考虑人员数量与送风温度的不同组合工况对通风性能的影响,并结合实测进行验证,为小空间地板送风系统的优化设计提供参考.

1 研究方法

1.1 物理模型

以某隔音会议室为例,在模拟过程中忽略了风道内的消音隔声结构,并对模型进行了适当简化. 房间的外形尺寸为 3 000 mm×2 000 mm×2 200 mm(长×宽×高),墙厚为 60 mm 且内部填充隔声材料. 由于隔声的要求对风道及风口大小都有严格限制,送风利用地板下的通风槽送风,通风槽断面尺寸为 130 mm×30 mm(宽×高);回风采用隐藏在墙内的双回风通道回风,回风风道断面尺寸为 600 mm×20 mm;根据外部进风口与回风口的不同设置分为 3 种布置方式,如图 1 所示. 出风口采用穿孔地板风口,尺寸为 450 mm×120 mm,穿孔率为 20%;回风口采用格栅风口布置在距地面 1 800 mm 处,尺寸为 450 mm×120 mm;外部排风口为直径 160 mm 的圆形风口,布置在距地面 200 mm 处. 由于人体几何外形及生理热调节的复杂性,且人体不同的部位具有不



1. 外部排风口; 2. 外部进风口; 3. 地板穿孔风口; 4. 内部回风口; 5. 灯具; 6. 桌子; 7. 人员

图 1 隔音会议室物理模型

Fig. 1 Physical model of soundproof conference room

同的热特性和热调节,使得身体不同部位的热感觉和热舒适指标不同,本文基于 Nilsson^[10]模型,经简化建立了接近人体实际形状的矩形节段模型。

1.2 数学模型

为便于计算,对数学模型作如下假设:(1)会议室均在室内临时使用且为空调房间,忽略太阳辐射热和围护结构传热;(2)忽略送回风通道中的消声结构,将其简化为同等截面的扁平风道,不考虑表面粗糙度对气流的影响;(3)室内的空气流动满足 Boussineq 假设^[11],即空气的密度变化仅对动量方程中的浮生力项产生影响,其余项的密度均为常数;(4)会议室内热源只有人员和灯具;(5)房间密闭性能好,忽略漏气的影响。对于不可压缩流体,其直角坐标系下的连续性方程为:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0; \quad (1)$$

动量守恒方程为:

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} \right) + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho g_i + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2}; \quad (2)$$

能量守恒方程为:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right); \quad (3)$$

湍动能 k 方程为:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \frac{\partial \left[\alpha_k \left(\mu + \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} + G_k - \rho \varepsilon; \quad (4)$$

湍动能耗散率 ε 方程为:

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial \left[\alpha_\varepsilon \left(\mu + \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]}{\partial x_j} + C_{1\varepsilon}^* \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (5)$$

式中, u 为流体的速度, m/s ; p 为流体的压力, Pa ; ρ 为流体密度, kg/m^3 ; μ 为流体动力粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; α 为热扩散系数, m^2/s ; T 为温度, K ; t 为时间, s ; g 为重力加速度, m/s^2 ; k 为湍动能, m^2/s^2 ; ε 为湍动能耗散率, m^2/s^3 ; C_μ 为粘性常数; $C_{1\varepsilon}^*$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 为模型常数; G_k 为平均速度梯度引起的紊动能生产项, $G_k = \mu_t (\partial u_i / \partial x_j + \partial u_j / \partial x_i) \partial u_i / \partial x_j$; μ_t 为紊流粘性系数, $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$ 。

1.3 网格划分

本文采用结构化六面体网格划分方法,最大网格尺寸不超过 0.1 m,同时将外部进风口、排风口、地板送风口、回风口均进行局部加密。进回风口同侧、进回风口异侧、进回风口斜对称布置 3 种模型的网格数量分别为 417 161、393 879、443 394。利用 Airpak 建立相应模型并进行计算。由于 RNG $k-\varepsilon$ 模型相比标准 $k-\varepsilon$ 模型具有更高的可信度和精度^[12],故本文采用 RNG 湍流模型,并采用基于压力的分离式求解器。流场数值计算方法采用 SIMPLE 算法耦合速度场与压力场,动量、能量、湍动能、耗散率的离散格式均设置为二阶迎风格式,温度的收敛准则设为 10^{-6} ,其他参数的收敛准则设为 10^{-3} 。

1.4 边界条件

在本文的模拟研究中,先选取 20 °C 作为送风温度,4 个外部进风口均定义为速度入口,通过外置的静压分配器实现等风量送风,外部排风口定义为压力出口。地板送风口与回风口边界条件均设置为多孔阶跃模型,设置一定的有效面积系数和阻力系数。灯具的散热量为 34 W/盏。该会议室按最大使用人数为 8 人设计,人员散热量为 75 W/人^[13]。

1.5 实验设备及测点布置

实验器材:Testo425 热敏风速仪,带有可伸缩手柄、热敏风速探头,可用于直接测量风速和温度,同时还具备计算多点和时间段平均值的功能;安捷伦数据采集仪 34972A 并配合 K 型热电偶,可实时记录测点温度数据;AR854 声级计,探头为电容传感器,量程为 30~130 dBA,精度为 ± 1.5 dB,分辨率为 0.1 dB,频率计权为 A 权。

取房间宽度方向 $Y=0.2\text{ m}$ 及 $Y=1.7\text{ m}$ 两个面为测试截面,两个测试截面的监测点位布置相同,如图 2 所示,每个测试截面上共 16 个监测点,测点分布距离地面的高度分别为 0.1 m 、 0.5 m 、 1.1 m 、 1.7 m . 实验开始时,人员进入室内按照一侧 4 人就坐,通过测点记录人体所在区域周围的温度场和速度场分布情况. 此外,在会议室内设置声源,利用声级计在会议室外测试隔音效果.

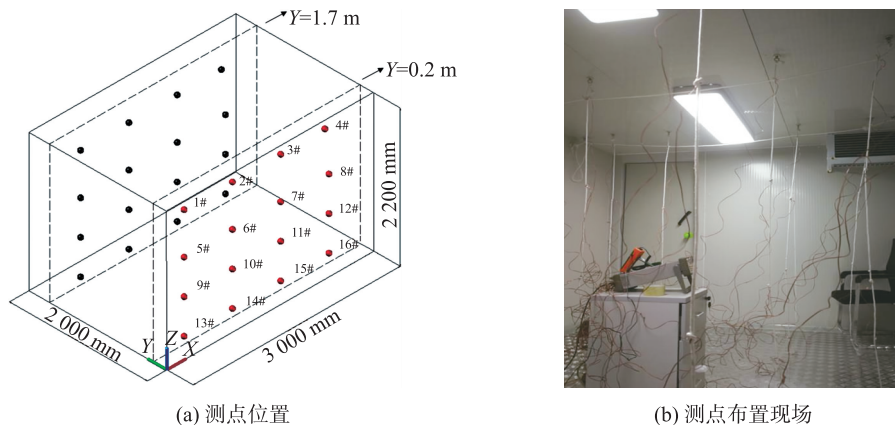


图 2 测试截面测点布置及实测现场图
Fig. 2 Arrangement of measurement points on test section

2 数值计算及结果分析

2.1 不同回风结构分析

将由 Airpak 计算所得的数据导入后处理软件 Tecplot 中进行图像处理,得到各隔音会议室气流组织模型内部的温度场和速度场. 如图 3 所示,以送回风口同侧模型为例,选取 $Y=0.35\text{ m}$ 和 $X=0.4\text{ m}$ 两个截面作为展示截面,受送风形式影响 $Y=0.35\text{ m}$ 处为最不利一侧,当该侧人员舒适性得到满足,房间内的整体舒适性都能得到满足. $X=0.4\text{ m}$ 处的截面是人员与回风通道所处的侧视截面,从该截面可以看到两侧人员周围的温度分布情况以及气流流向. 图 4~6 是 3 种模型在 Y 轴和 X 轴方向人员所在截面 ($Y=0.35\text{ m}$ 和 $X=0.4\text{ m}$) 的温度与速度分布情况. 由模拟结果可知,3 种结构模型在相同送风条件下,室内的整体环境温度均在 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右. 由于采用下送风方式,在房间的下部会形成温度较低的“空气湖”,气流受热源影响上升,特别是在 $Y=0.35\text{ m}$ 处的温度云图可明显看到人体周围形成的热羽流. 由于送风风道的尺寸较小无法起到静压箱作用,送风气流的动压不能充分转化为静压. 因此,气流从地板送风口出流之后仍会保持一定的原有送风方向分速度,从而导致图中所示房间左侧温度要明显低于右侧,避免了因风口离人体较近且气流直吹而造成的“吹风感”. 由此可知,小型会议室因其结构特点原因,与大型空间的送风明显有一定的差异. 采用非静压箱地板送风可适度调整送风方向,明显提升人体舒适度.

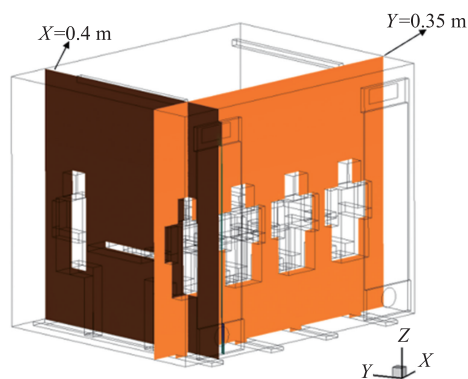


图 3 所取截面位置示意图
Fig. 3 Diagram of the section taken

对比 3 种模型的室内温度场,从 $X=0.4\text{ m}$ 处的截面可以发现,因送风气流流向的原因使得房间左侧人员周围的环境温度较低一些,而右侧人员周围的环境温度略高. 在送回风口同侧模型中,房间底部与左侧人员处的温度相比于其他两种模型要低一些,但在右侧人员处可以明显看到, 297 K 的等温线与回风口异侧模型的分布情况类似,都在接近房间底部的位置. 且在同侧模型中,虽然房间底部的温度较低,但在人员以及房间上部区域有出现高于 302 K 的区域. 从 $X=0.4\text{ m}$ 处截面分析其原因,主要是由于右侧原本就是送风条件不利的一侧,将回风口设在此处使得热气在该侧上部聚集,同时因回风通道截面较小排风不及时,使得右侧人员所处的热环境更加恶化. 相比之下,异侧布置时室内的温度场更舒适,从图 5 可以看到,两侧人员处温度分布相比其他模型更均匀,且未出现局部热点. 在斜对称模型中,人体头部以上区域出现高于 302 K 的情况,但该范围相较于同侧模型要小得多. 从各模型的速度场分布来看,地板出风口处的风速较大,但气流送出风口后

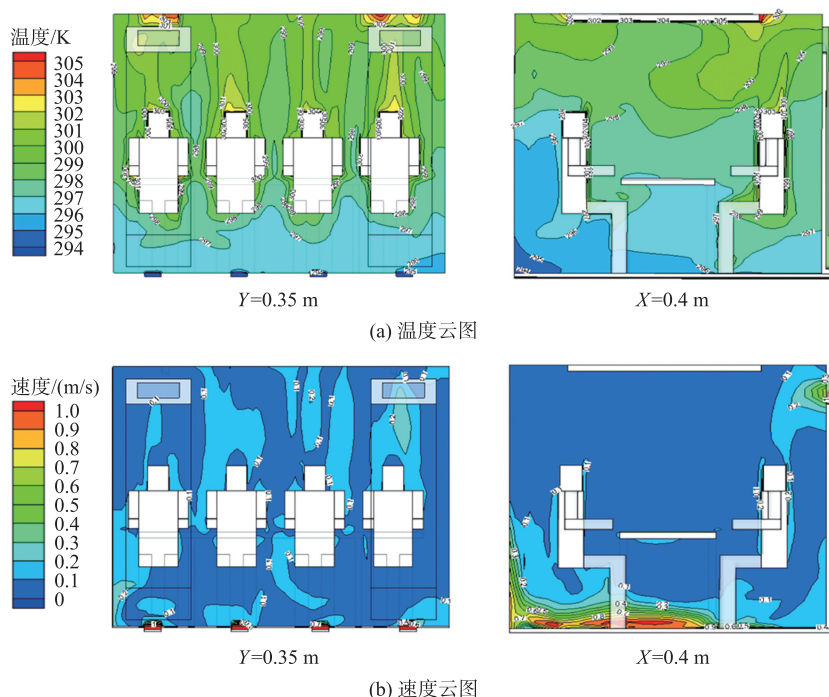


图4 送回风风口同侧模型模拟结果

Fig. 4 Simulated result of the model with inlet and outlet on the same side

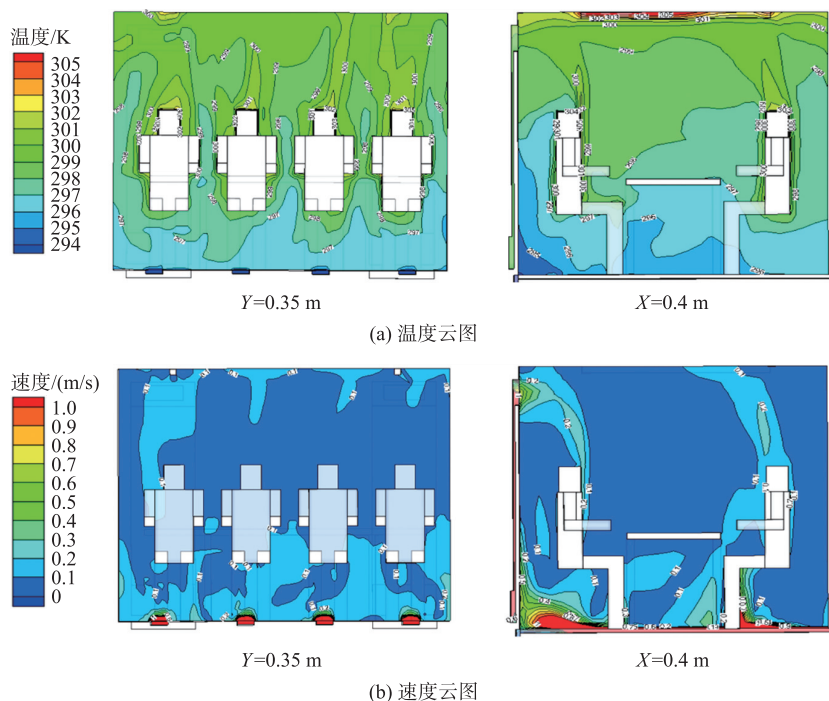


图5 送回风风口异侧模型模拟结果

Fig. 5 Simulated result of the model with inlet and outlet on the different side

速度会迅速衰减,在到达人员工作区周围时风速均在 0.3 m/s 以下,符合舒适性要求. 在同侧模型中,从 $X=0.4\text{ m}$ 的截面可以看到,左侧人员受送风影响较大,腿部区域的气流速度较大,但躯干及头部以上区域气流速度很小;右侧人员处仅在靠近回风口的地方有明显的气流流动,但回风口对室内气流的影响范围较小,且回风通道尺寸较小排风不及时,使得人员头部以上区域会热量积聚,出现温度较高的区域从而影响热舒适性. 在异侧模型中,两侧人员处都有明显的上升气流,冷空气在房间底部形成空气湖后,受人体热量作用形成热羽流上升,然后经回风口排出. 但在斜对称模型中,因两个回风口布置在不同方向,使得室内气流流向更加复杂,从图 6 可看到仅一侧人员处有明显的上升之流,排热效果不如异侧模型. 因此,相比于其他两种模型,

异侧模型中人体周围温度较低,未出现温度较高的区域,且房间两侧的温度分布最均匀.而斜对称模型介于以上两种模型之间,优于同侧模型,但比之异侧模型有所不足.综上所述,针对通风槽式的地板送风系统,采用送回风风口异侧布置模型更有利于室内热环境的优化.

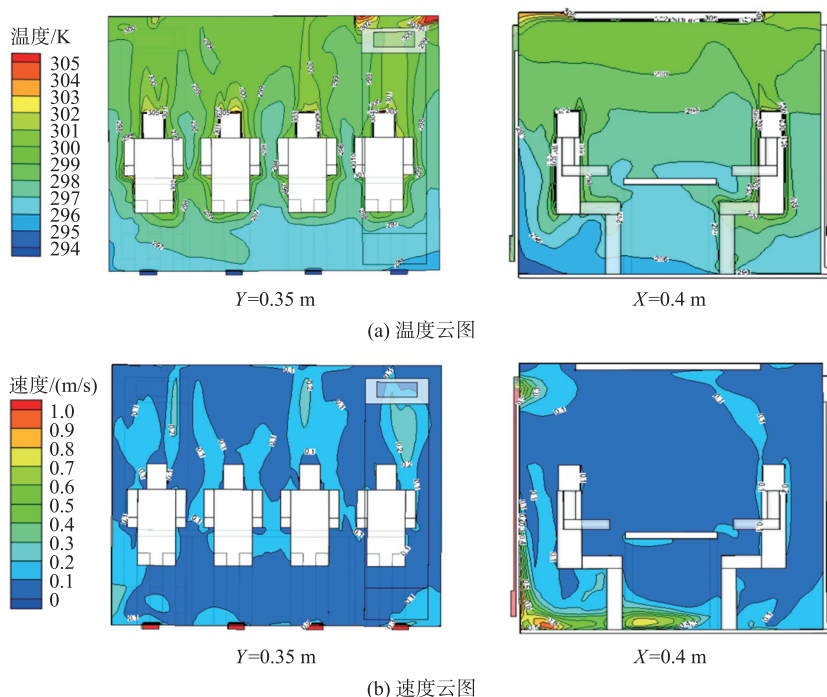


图 6 回风口斜对称模型模拟结果

Fig. 6 Simulated result of the model with oblique symmetrical arrangement of return air port

2.2 不同送风工况分析

空调送风量可由下式确定^[14]:

$$L_s = \frac{3.6Q}{1.2 \times 1.01 \times \Delta t}, \quad (6)$$

式中, L_s 为空调送风量, m^3/h ; Q 为室内的显热冷负荷, W ; Δt 为送风温差, $^{\circ}\text{C}$. 由于室内的设计温度确定为 26°C , 故影响送风量的因素只有显热冷负荷与送风温度. 在本研究中室内热源只有人员 (Q_p) 和照明 (Q_l), 因此不同热源在人员活动区产生的冷负荷可由下式给出^[15]:

$$Q = \alpha_p Q_p + \alpha_l Q_l, \quad (7)$$

式中, α_p 、 α_l 分别为人员和照明的冷负荷减小系数, 取 0.8 和 0.7.

针对影响室内冷负荷的两大因素, 人员数量以 2 人为变化步长, 送风温度以 2°C 为变化步长, 相互组合形成 15 个送风工况, 如表 1 所示. 基于送回风口异侧模型对这 15 种工况进行模拟, 并对人员数量、送风温度、风量、0.1 m 与 1.1 m 处平均垂直温差、呼吸区平均空气龄和工作区 (1.1 m 处) 通风效率进行统计分析, 并利用 Airpak 软件在室内平均选取 200 个状态点, 分析其有效温度差是否在 $-1.7 \sim 1.1^{\circ}\text{C}$ 之间, 从而得到空气扩散性能指标 (ADPI).

表 1 所示为各工况的统计数据. 随着人员数量的增加, 室内热负荷也相应增加, 为了维持室内热环境的舒适性, 在送风温度不变的情况需增大风量. 在人员相同的情况下, 送风温度的提升会使得送风量增加, 但送风量的增加会令 0.1 m 与 1.1 m 处的平均垂直温差相应减小, 房间整体温度更均匀, 舒适性更好. 从总体情况来看, 各工况下 0.1 m 与 1.1 m 处的平均垂直温差均不超过 3°C , 大部分工况都在 1.5°C 左右, 少数情况能达到 1°C 以下, 说明在该送风方式下不会产生较大的垂直温差, 符合地板送风的舒适性要求. 此外, 送风量的增加会使房间换气次数增多, 空气龄减小, 有利于提高房间内的空气品质. 但送风量过大会造成能耗的增加, 同时会产生强烈的吹风感影响人体舒适性体验, 且因排风通道的限制当风量达到一定量时很难及时排出, 使得室内正压升高影响送风及人体舒适性体验. ADPI 作为舒适性空调的一个重要

评价条件,可以判别一个空调系统能否满足舒适性要求. 表 1 中显示了 ADPI 指标基本与通风效率保持相同的趋势且大部分都能保持在 70%以上,虽略低于舒适性空调的要求,但作为一个人员密集的小空间且人员停留时间较短,对舒适性的要求可以适当降低. 因此,在人员较少时采用小温差大风量效率更高,人员较多时采用大温差送风更能满足舒适性要求.

表 1 不同工况下的通风性能统计

Table 1 Statistical table of ventilation performance under different working conditions

| 工况 | 人数/人 | 送风温度/℃ | 风量/(m ³ /h) | 垂直温差/℃ | 空气龄/s | 通风效率/% | ADPI/% |
|----|------|--------|------------------------|--------|-------|--------|--------|
| 1 | 4 | 16 | 88 | 1.55 | 346 | 89.30 | 71.63 |
| 2 | 4 | 18 | 110 | 1.32 | 304 | 89.40 | 74.04 |
| 3 | 4 | 20 | 146 | 1.16 | 237 | 85.94 | 75.49 |
| 4 | 4 | 22 | 220 | 0.88 | 145 | 93.89 | 79.80 |
| 5 | 4 | 24 | 440 | 0.53 | 73 | 95.85 | 80.26 |
| 6 | 6 | 16 | 120 | 2.45 | 282 | 92.60 | 67.60 |
| 7 | 6 | 18 | 154 | 1.72 | 211 | 89.00 | 71.35 |
| 8 | 6 | 20 | 200 | 1.40 | 168 | 97.65 | 76.74 |
| 9 | 6 | 22 | 300 | 1.06 | 96 | 89.16 | 73.13 |
| 10 | 6 | 24 | 600 | 0.65 | 53 | 85.12 | 74.50 |
| 11 | 8 | 16 | 160 | 2.15 | 217 | 95.70 | 79.32 |
| 12 | 8 | 18 | 200 | 1.64 | 164 | 95.05 | 77.86 |
| 13 | 8 | 20 | 265 | 1.42 | 115 | 90.47 | 75.94 |
| 14 | 8 | 22 | 360 | 1.13 | 61 | 91.28 | 74.86 |
| 15 | 8 | 24 | 720 | 0.71 | 42 | 83.60 | 68.76 |

2.3 模拟与实测结果对比

根据我国的测量行业标准 JJF1059—2012^[16],测量不确定度是根据所用到的信息来表征赋予被测量值分散性的一个非负参数,用来评价测量结果质量,综合了所有误差因素对测量结果的影响. 随着不确定度分析理论不断发展,可将不确定度分 A 类随机不确定度和 B 类系统不确定度. 合成不确定度可由下式求出:

$$\Delta X = \sqrt{\Delta X_A^2 + \Delta X_B^2}, \tag{8}$$

式中,ΔX 为合成不确定度,即所求的最终不确定度;ΔX_A 为随机不确定度;ΔX_B 为系统不确定度,通常取 ΔX_B=ΔX_仪.

本文以工况 11 和 13 作为典型工况,取 Y=0.2 m 截面为实测面,将实测所得数据根据式(8)计算得出,工况 11 温度和风速的不确定度分别为:ΔX_{T1}=0.143,ΔX_{V1}=0.037;工况 13 温度和风速的不确定度分别为:ΔX_{T2}=0.108,ΔX_{V2}=0.034.

图 7 所示为模拟与实测的对比结果,可以看出,室内的温度场在高度方向上有一定的垂直温差. 当大温差送风时,工况 11 送风量较少,在垂直方向上最大有 1.5℃的温差,此时冷量虽满足负荷要求,但风量不足使得房间局部温度偏低而整体温度较高,同时新风量的不足也会导致室内污染物浓度升高,空气品质

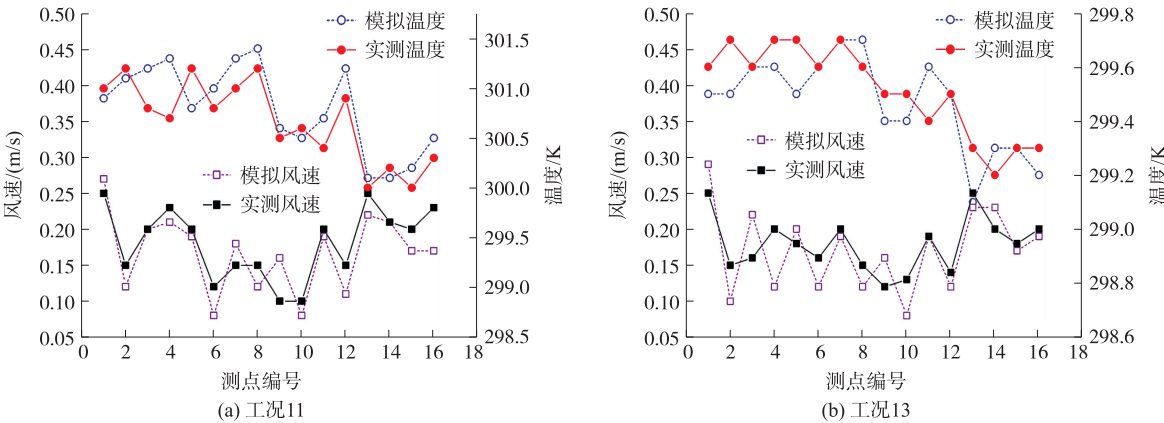


图 7 模拟与实测结果对比

Fig. 7 Comparison between simulation and measured results

下降。相比之下,工况13减小温差增大风量,使得室内整体温度降低且垂直温差较小,更好地稀释室内的污染物使人员呼吸到更新鲜的空气。此外,两种工况下各测点高度的风速均未超过 0.3 m/s ,能满足舒适性要求。工况11温度模拟值与实测值的最大误差为 1.7% ,速度模拟值与实测值的最大误差为 33.3% ;工况13温度模拟值与实测值的最大误差为 1.5% ,速度模拟值与实测值的最大误差为 38.4% 。由于实际风速较小,相对偏差并不大,因此结果均在可接受范围,故本文的模拟结果与实际相符合,模拟结果对实际工程具有参考价值。同时对会议室的隔音性能进行检测,结果显示采用本结构的隔音会议室隔音量能达到 35 dB 以上,按照正常人语音在 $40\sim 60\text{ dB}$ 之间,而人耳能听清语音需要在 25 dB 以上,所以能满足隔音的要求。

3 结论

本文以小型隔音会议室为研究对象,在满足限制条件的基础上设计了一种通风槽式地板下送风系统,并通过数值模拟与实验验证相结合的方法对其送回风结构及多种送风工况进行了分析,并得出以下结论:

(1)通过对比3种送回风结构模型发现,采用通风槽式的地板下送风形式,选择送回风风口异侧布置结构,有利于改善气流组织,两侧人员的舒适性更好;

(2)当室内人员较少时,采用小温差的送风形式通风效率高、空气龄小,有利于提高室内空气品质。当室内人员较多时,采用大温差的送风方式更节能,舒适性更好,但考虑到空气品质,送风温度不宜低于 $18\text{ }^{\circ}\text{C}$,否则易造成垂直温差过大、室内新风量不足从而导致空气品质下降等问题;

(3)采用本通风结构及送风工况确定方法时,各工况下最小垂直温差为 $0.53\text{ }^{\circ}\text{C}$,最大为 $2.45\text{ }^{\circ}\text{C}$;通风效率最低为 83.60% ,最高为 97.65% ;ADPI最小值为 67.60% ,最大值为 80.26% ;说明在不同工况时,对送风参数进行适当调整,就能满足人员短时间停留的舒适性要求。

[参考文献](References)

- [1] 苗春卫,王思叶,冯维森. 保密会议室声音防护技术研究[J]. 保密科学技术,2011(5):26-30.
- [2] 兰丽. 室内环境对人员工作效率影响机理与评价研究[D]. 上海:上海交通大学,2010.
- [3] 李安桂,李明明. 小微空间通风空调贴附式气流组织的有效性研究[J]. 西安建筑科技大学学报(自然科学版),2016,48(1):115-121.
- [4] 刘志永,尹海国,孙翼翔,等. 基于乘客热舒适性的空调列车软卧包厢送风气流组织优化研究[J]. 铁道学报,2017,39(12):50-57.
- [5] 杨丽,BING W. 不同通风方式与室内空气环境质量的数值模拟分析[J]. 建筑科学,2014,30(4):78-83.
- [6] FATHOLLAHZADEH M H, HEIDARINEJAD G, PASDARSHAHRI H. Prediction of thermal comfort, IAQ, and energy consumption in a dense occupancy environment with the under floor air distribution system[J]. Building and Environment, 2015,90:96-104.
- [7] LI X D, YAN Y H, TU J Y, et al. Overall performance evaluation of underfloor air distribution system with different heights of return vents[J]. Energy and Buildings, 2017,147:176-187.
- [8] SCHIAVON S, WEBSTER T, LEE K H, et al. Thermal decay in underfloor air distribution(UFAD) systems: fundamentals and influence on system performance[J]. Applied Energy, 2012,91(1):197-207.
- [9] LIN Y J P, TSAI T Y. An experimental study on a full-scale indoor thermal environment using an under-floor air distribution system[J]. Energy and Buildings, 2014,80:321-330.
- [10] NILSSON H O. Thermal comfort evaluation with virtual manikin methods[J]. Building and Environment, 2007,42:4000-4005.
- [11] LI S H, ZHANG X S, ZHANG K. Simplified model for desired airflow rate in under floor air distribution(UFAD) systems[J]. Applied Thermal Engineering, 2016,93:244-250.
- [12] VICTOR Y, STEVEN A O. Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory[J]. Journal of Scientific Computing, 1986,1(1):3-51.
- [13] GLICKSMAN L R, HU Y Q, YUAN X X, et al. Measurements and computations of room airflow with displacement ventilation[J]. ASHRAE Transactions, 1999,105(1):340-352.
- [14] 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,2007:1928-1940.
- [15] 徐洪涛,牛建磊. 地板送风系统的人体活动区域冷负荷计算的一种数值方法[J]. 建筑科学,2007,23(2):37-40,75.
- [16] 全国法制计量技术委员会. 测量不确定度评价与表示:JJF1059—2012[S]. 北京:中国标准化出版社,2010:3-20

[责任编辑:严海琳]