

文章编号: 1671-6612 (2024) 02-189-07

孔隙率对多孔板弥散送风效果的影响研究

朱淮东¹ 江世杰²

(1. 中铁上海设计院集团有限公司 上海 200070;

2. 西南交通大学机械工程学院 成都 610031)

【摘要】 弥散送风系统(DCV)由上部静压室、多孔吊顶板、下部房间三部分组成,送风气流通过多孔吊顶板进入下部房间,吊顶板的孔隙大小与弥散送风过程密切相关,目前缺乏吊顶板孔隙率对弥散送风效果的影响研究。采用CFD数值模拟方法,建立了某采用弥散送风系统的办公室的数值计算模型,分析了不同孔隙率下吊顶板对流和辐射传热、室内热环境、热舒适性和空气龄。结果表明:孔隙率由5%增加至20%时,室内垂直温度梯度随之增加;孔板与下部房间的对流和辐射换热量随孔隙率增加而降低,对流换热量占比由6%降低至-3.2%,辐射换热量占比由32%降至17%;人员的热舒适性和平均空气龄随孔隙率增加而变差,PMV值由 ± 0.5 变化至 ± 0.8 ,空气龄由467s变化至541.4s。

【关键词】 弥散送风; 辐射换热; 热环境; 热舒适; 空气龄

中图分类号 TU831.3 文献标志码 A

Study on the Influence of Porosity on the Effectiveness of Diffuse Ceiling Ventilation Using Porous Panel

Zhu Huaidong¹ Jiang Shijie²

(1.China Railway Shanghai Design Institute Group Corporation Limited, Shanghai, 200070;

2.School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031)

【Abstract】 Diffuse ceiling ventilation system consists of three parts: upper plenum chamber, porous ceiling panel and lower room. The supply air enters into the lower room through the porous ceiling panel, so the opening size of the porous panel is closely related to the diffuse air supply process. However, there is currently a lack of research on the influence of porosity on the effectiveness of diffuse ceiling ventilation. This paper adopts the CFD numerical simulation method to establish a numerical calculation model for an office room using diffuse ceiling ventilation system, and analyzes the convective and radiant heat transfer of the ceiling panel, indoor thermal environment, thermal comfort and air age under different porosities. Results show that as the porosity increases from 5% to 20%, the indoor vertical temperature gradient increases. The convective and radiative heat transfer between the porous ceiling panel and the lower room decreases, with the proportion of convective heat transfer decreasing from 6% to -3.2% and the proportion of radiative heat transfer decreasing from 32% to 17%. Both personnel thermal comfort and average air age deteriorate, with PMV values changing from ± 0.5 to ± 0.8 and air age changing from 467 seconds to 541.4 seconds.

【Keywords】 diffuse ceiling ventilation; radiant heat transfer; thermal environment; thermal comfort; air age

0 引言

弥散送风(DCV)作为一种新型的通风空调末端,在商场、办公室、公共建筑及住宅等多种热源

集中的场所已有应用。现有关于DCV系统的研究较多,国内外学者通常采用实验与数值模拟相结合的方法,对DCV系统在不同人员密度^[1]、送风温

作者(通讯作者)简介:朱淮东(1981.11-),男,本科,高级工程师,E-mail: huaidong1109@sohu.com

收稿日期:2024-03-04

度、送风量^[2]及多孔吊顶板材料类型^[3]等条件下的室内热环境、热舒适性、节能性及空气品质等方面进行了深入探讨, 得出 DCV 系统室内温度分布均匀、舒适度较高^[2,4]、通风效率优良^[5]、节能效果显著^[6,7]等优势。在当前关于 DCV 系统的研究中, 尚存在一定的不足, 尚未充分探讨在考虑辐射换热之后不同孔隙率条件下, DCV 系统的室内热环境、换热量、热舒适性和空气龄的分布情况。实际上, 综合考虑各表面间的辐射换热效应, 有助于提高室内热舒适性。

为解决上述问题, 本文采用 CFD 数值模拟方法, 以某办公房间为例, 探讨在考虑辐射换热之后不同孔隙率下 DCV 系统的室内热环境、传热特性、热舒适性及空气龄。研究结果将有助于完善弥散送风理论, 为今后暖通空调设计与优化提供重要参考依据。

1 DCV 系统工作原理

DCV 系统由上部静压室、多孔吊顶板、下部房间三部分组成。其工作原理为: 经过处理后的空气先送入静压室内, 再通过多孔吊顶板小孔进入下部房间, 最终通过回风口流出, 其原理如图 1 所示。目前对于 DCV 系统的研究, 并未考虑辐射换热的影响, 仅是考虑其对流换热过程, 在处于夏季供冷工况时, 通过多孔吊顶板的空气以及静压室内的空气会降低吊顶板的温度, 使得吊顶板的温度低于室内围护结构温度, 多孔吊顶板会以辐射方式与室内围护结构进行换热。对于多孔板与下部房间的传热, 目前缺乏深入研究, 并且孔隙率的大小对其传热等也存在一定的影响。其中, 孔隙率的定义为孔板开孔面积与整个吊顶板平面面积之比。

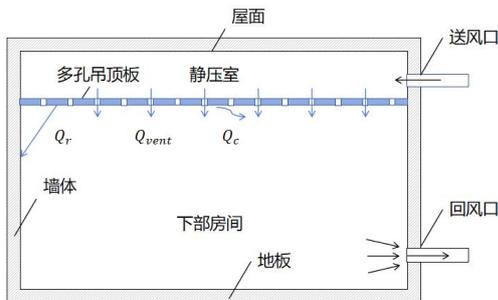


图 1 DCV 系统工作原理示意图

Fig.1 Schematic diagram of the principle of DCV system

根据 DCV 系统的工作原理, 考虑其辐射换热的影响, 将其传热过程分为以下三部分: 孔板下表面和下部房间之间的辐射换热量 Q_r 、孔板下表面和下部房间之间的对流换热量 Q_c 、送风空气与房间内空气之间的对流换热 Q_{vent} 。

2 数值计算模型

为获得 DCV 在不同孔隙率下的通风效果, 本文建立了包含有 DCV 系统的某办公室数值计算模型, 对比研究目前常见的四种孔隙率 (5%、10%、15%、20%) 下吊顶板传热过程、室内热环境、热舒适性、空气龄变化情况。

2.1 模型建立

本文以某办公房间作为模拟场景, 如图 2 所示, 该房间尺寸为 $6\text{m} \times 2.4\text{m} \times 3.5\text{m}$ (长×宽×高), 吊顶板位于 3m 高度处, 厚度为 2mm 。在室内放置了 8 个长方体模型以模拟人体散热, 模型尺寸为 $0.4\text{m} \times 0.3\text{m} \times 1.1\text{m}$ (长×宽×高), 这些模型假定为人静坐状态, 其单个人体模型散热量假定为 108W 。吊顶内分布 4 个送风口, 其大小为 $0.2\text{m} \times 0.2\text{m}$, 一个回风口布置在房间下部, 大小为 $0.2\text{m} \times 0.2\text{m}$ 。

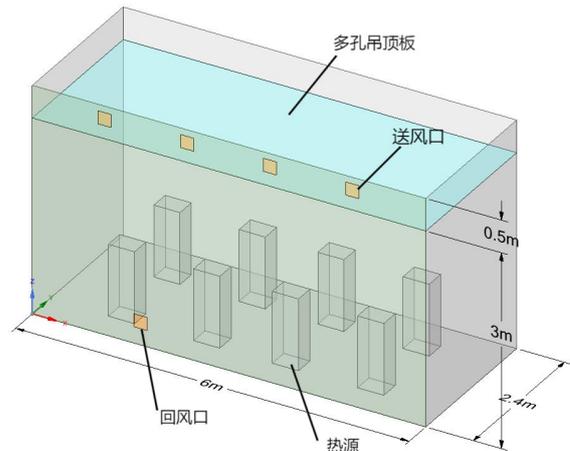


图 2 模型示意图

Fig.2 Model schematic diagram

2.2 网格划分及模型设置

利用 ICEM 软件建立数值计算模型, 采用六面体结构化网格, 最大网格尺寸为 0.05m , 对送风口、回风口进行局部加密, 送回风口网格最大尺寸为 0.025m , 对热源周围以及多孔吊顶板上下表面附近设置网格边界层, 网格增长率设置为 1.2, 最终网格数量约 400 万左右, 局部网格加密如图 3 所示。

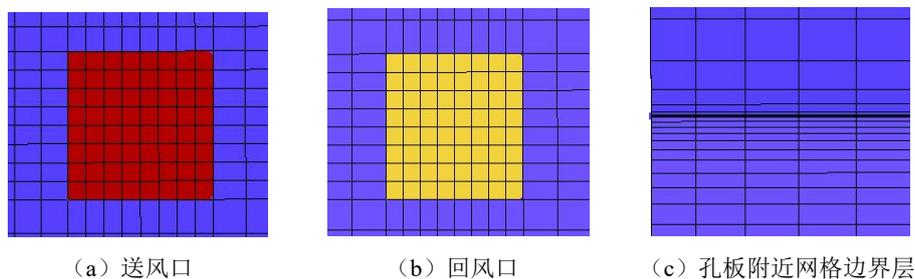


图 3 网格局部加密示意图

Fig.3 Schematic diagram of local grid refinement

采用 Fluent 软件对稳态送风过程进行求解, 选择 Realizable k-ε 模型作为湍流模型。忽略了室内空气的散射现象, 即空气不参与辐射换热过程, 因此选用 S2S 表面辐射模型^[8], 并采用 Couple 算法, 选用二阶迎风离散格式进行计算。由于本文的数值计算模型需考虑空气热浮升力与送风气流的相互作用过程, 因此采用 Boussinesq 假设, 相较于将流体密度视为温度函数的假设, 求解结果更容易收敛^[9]。

2.3 边界条件

本文研究夏季供冷工况, 室内设计温度 26°C, 送风温度为 19°C, 送风量为 375m³/h。送风口采用速度入口边界条件, 回风口采用压力出口边界条件。假定模拟房间周围均存在空调, 不考虑壁面与外界的热交换, 壁面设置为绝热边界条件。

2.4 评价指标

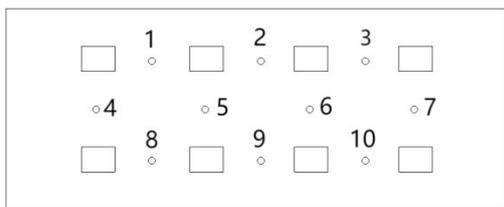


图 4 温度测点位置分布图

Fig.4 Distribution of temperature measuring points

本文将对室内温度和速度进行对比分析, 对于垂直温度分布, 通过在热源附近 0.5m 处建立温度监测点, 共计布置 10 处, 根据欧洲标准 EN ISO 7726:2001^[10], 在每处设置 6 个测点, 高度分别为 0.1m、0.6m、1.1m、1.7m、2.0m 和 2.95m, 测点共计 60 个, 测点布置位置如图 4 所示。同时, 选取房间内 X=3.6m (第三个风口剖面) 的剖面温度和速度云图进行研究。DCV 传热过程分为三部分, 本文将通过对比三部分换热量随孔隙率的变化, 来研究 DCV 系统传热特性随孔隙率的变化。对于室

内热舒适性, 本文将通过热舒适性评价指标 PMV 和 PPD^[11,12]进行评价分析。对于室内空气品质, 本文将通过空气龄^[13]进行对比分析。

3 结果分析

3.1 不同孔隙率下室内温度场和速度场分布

图 5 所示为不同孔隙率下 X=3.6m 断面的温度分布, 在室内垂直方向上, 温度分布较为均匀, 但随着孔隙率增大, 室内垂直温度呈现上升趋势。孔隙率增加, 送风口下侧出现负压, 部分热羽流卷吸周围空气进入到静压室内, 导致下部房间通过多孔吊顶板小孔进入静压室的空气量增多, 进而提高了静压室内空气的温度。通过孔板进入下部房间的空气温度也随之升高, 热羽流与送风射流之间混合的均匀性变差, 从而使得室内垂直温度分布整体上升, 但四种孔隙率下室内平均温度均在合理范围内。在四种工况下, 靠近孔板处和脚踝处的温度始终相对较低, 这是由于从孔板向下, 随着高度降低, 温度呈现先上升后降低的趋势。在 1.7m 至 1.1m 的高度区间, 空气受到热源影响最大, 温度达到最高值。在脚踝处, 一方面冷热空气已充分交换, 另一方面, 结合速度分布 (见图 6) 可以看出, 热羽流在上升过程中与送风射流混合后, 沿着孔板向两侧墙壁流动, 最终到达脚踝附近, 因此, 此时脚踝处的速度个别区域相对较大, 温度相对较低, 在各工况下脚踝处冷风感均在可接受范围内。脚踝处温度呈现出随孔隙率增大而增大的趋势, 同样是由于随孔隙率增大, 送风射流与房间内热羽流之间的混合也变差, 沿孔板向两侧墙壁流动的空气量也随之变少, 脚踝处速度随之降低, 从而使温度升高, 但均在可接受范围内。整个房间内垂直温度分布如图 7 所示, 孔隙率越大, 房间内垂直温度分布也逐渐增大, 但均在设计温度 26°C 左右。

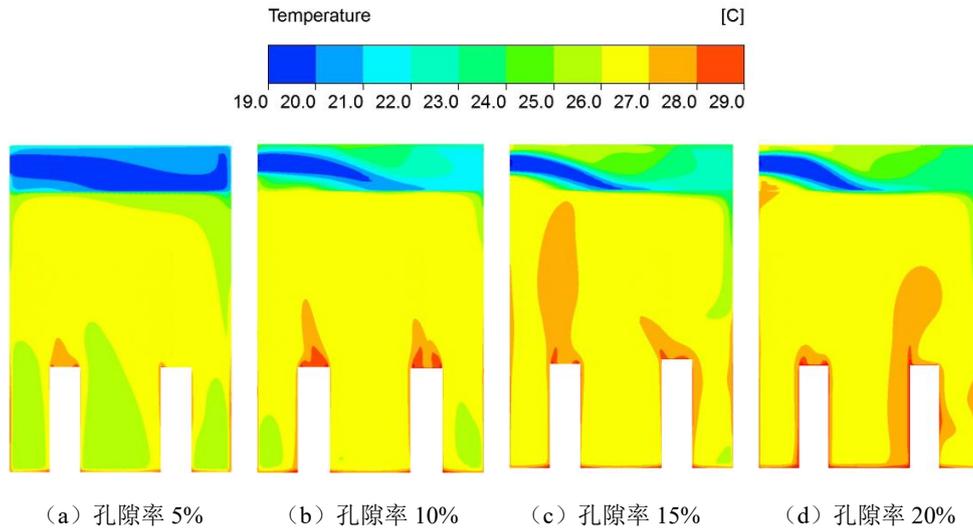


图 5 不同孔隙率下 X=3.6m 剖面温度分布图

Fig.5 Temperature distribution of X=3.6m under different porosities

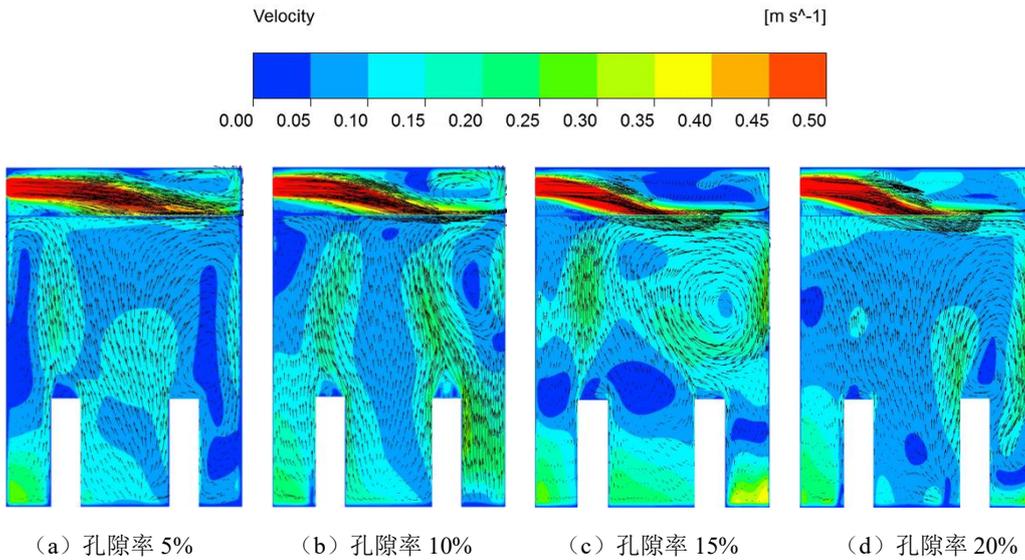


图 6 不同孔隙率下 X=3.6m 剖面速度分布图

Fig.6 Velocity distribution of X=3.6m under different porosities

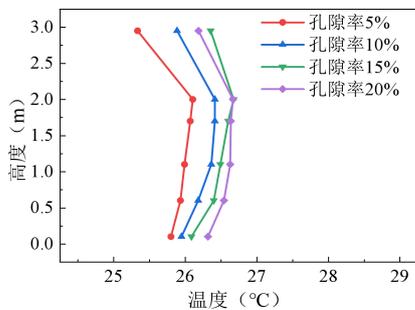


图 7 不同孔隙率下垂直温度分布

Fig.7 Vertical temperature distribution under different porosities

3.2 不同孔隙率下孔板的换热特性

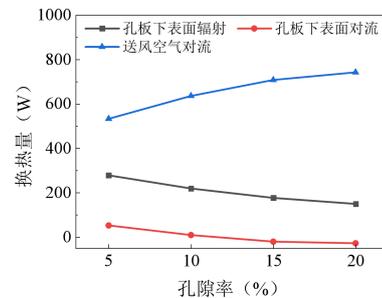


图 8 不同孔隙率下孔板的换热量

Fig.8 Heat transfer of porous panel under different porosities

图 8 给出了 DCV 系统的三部分传热量, 随孔隙率增大, 孔板下表面对流和辐射换热量呈下降趋势。孔隙率对孔板辐射换热量的影响较为显著, 当孔隙率从 5% 提升至 20% 时, 孔板辐射换热量由 278.4W 降低至 149.6W, 其热量占比自 32% 降至 17%。相较之下, 孔板对流换热量受孔隙率影响较小, 孔隙率为 5% 时, 孔板表面对流换热量达到最大值 52.5W, 其热量占比为 6%; 当孔隙率为 20% 时, 孔板表面对流换热量最低, 达到 -28W, 占比为 -3.2%, 说明此时孔板与下部房间之间的对流换热方向有所改变, 因此其为负值。孔板孔隙率的增大, 使得通过孔板进入下部房间的空气速度产生影响。在孔隙率较高的情况下, 进入下部房间的空气速度相对较小。根据热羽流相互作用特性^[14], 送风射流速度越小, 热羽流与冷空气相互作用的高度越高, 从而使热羽流与送风射流的混合区域更靠近孔板附近, 因此在孔隙率为 20% 时, 静压室内通过小孔进入到下部房间的空气未能与室内空气充分换热之后再与多孔板进行对流换热, 此时与多孔板下

表面进行对流换热的空气为通过小孔进入到下部房间的空气, 而这部分空气温度低于孔板下表面温度, 因此出现孔板对流换热量为负值的情况, 此时孔板表面不再以对流换热方式承担室内的冷负荷。

3.3 不同孔隙率下室内热舒适

选取人员坐姿头部区域 ($Z=1.1\text{m}$) 处 PMV 和 PPD 进行研究, 结果如图 9 和图 10 所示, 在孔隙率为 5% 时, PMV 值在 ± 0.5 以内, PPD 值在 10% 以内, 人员处于舒适状态, 图中 PMV 和 PPD 值较大区域为热源顶部附近, 该处受热源影响较大, 因此出现局部 PMV、PPD 值较大的情况。随着孔隙率的增加, 逐渐偏离热舒适状态, 在孔隙率为 20% 时, 可以看到部分区域 PMV 值达到 0.8 左右, PPD 值相应也有部分区域为 15% 左右, 此时人员热感觉处于适中至微暖之间。说明孔隙率的增大会对房间内人员热舒适性产生一定影响, 人员热舒适性会逐渐变差, 在孔隙率为 20% 时, 人员处于适中至微暖之间, 还在可接受范围内, 但孔隙率若再增加, 人员的不适感觉则会增加。

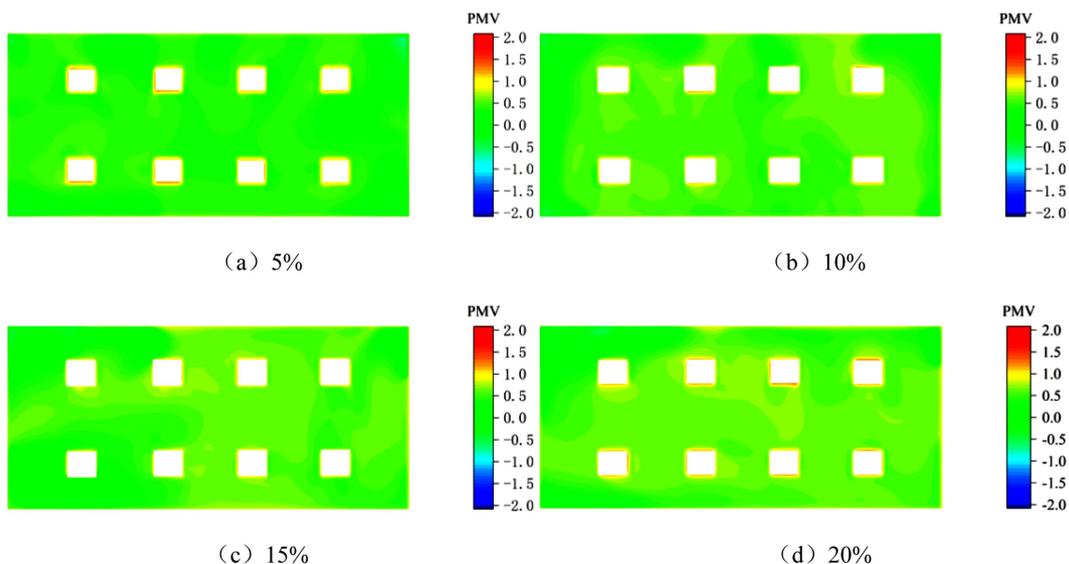
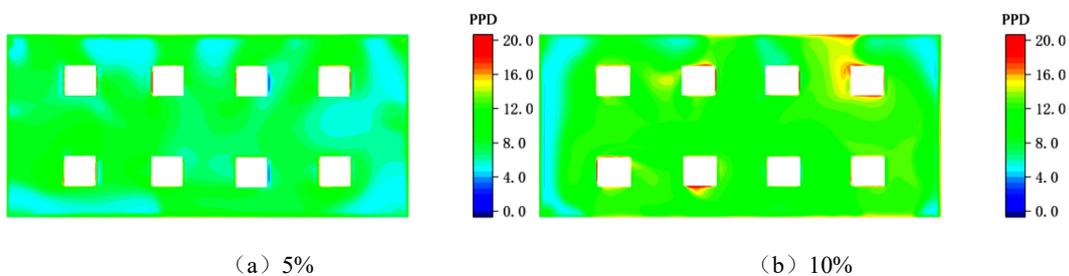


图 9 不同孔隙率下 $Z=1.1\text{m}$ 平面的 PMV 分布

Fig.9 PMV distribution at $Z=1.1\text{m}$ under different porosities



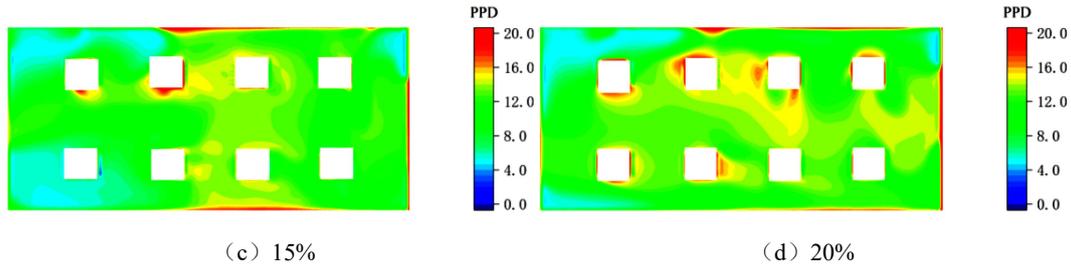


图 10 不同孔隙率下 Z=1.1m 平面的 PPD 分布

Fig.10 PPT distribution at Z=1.1m under different porosities

3.4 不同孔隙率下室内空气龄

对于室内空气品质的变化，选取 Z=1.1m 高度处空气龄进行研究。四种孔隙率下 Z=1.1m 平面空气龄如图 11 所示，四种孔隙率下的空气龄都在 600s 以内，说明整体空气龄表现较好，空气质量较佳。在孔隙率为 5% 时，其平均空气龄最小，为 467s；在孔隙率为 20% 时，其平均空气龄最大，为 541.4s。

说明孔隙率的增大，会使得房间内平均空气龄增大。这是由于孔隙率增大的同时，静压室内空气混合的不均匀，以至于部分热羽流通过孔板小孔进入到静压室内，然后与静压室内空气混合之后再进入到下部房间。此时，房间内的涡流现象较强，空气不易排除，因此空气龄随孔隙率增大而增大。

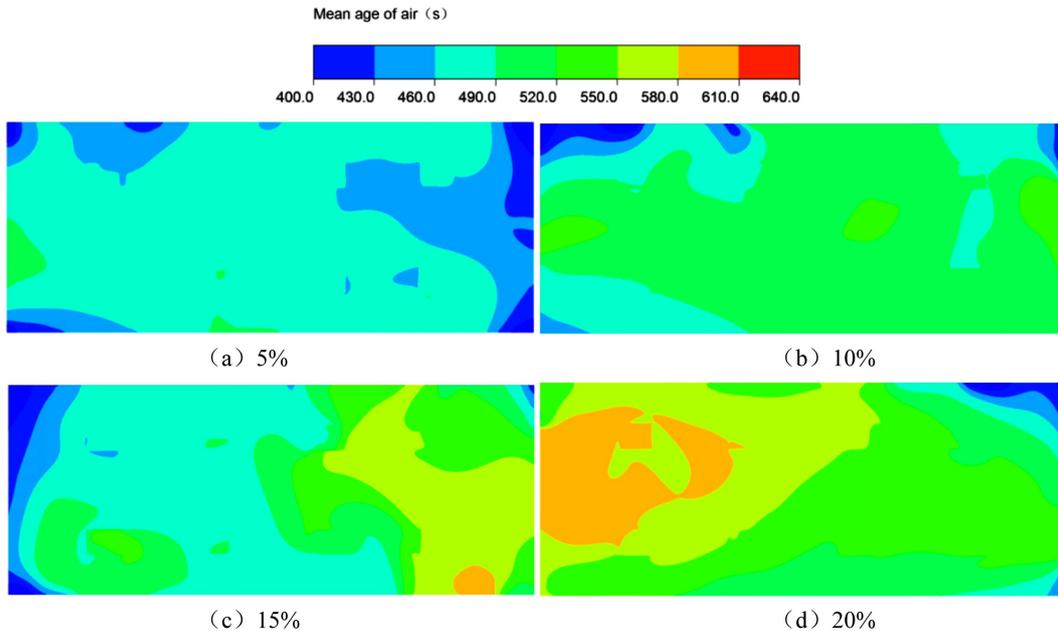


图 11 不同孔隙率下平均空气龄

Fig.11 Average air age under different porosities

4 结论

本文采用 CFD 数值计算方法，对 4 种不同孔隙率（5%、10%、15%、20%）下的某办公室弥散送风效果进行了深入研究，探讨了孔板传热、室内热环境、热舒适和空气龄的变化，得到结论如下：

(1) 孔隙率对室内温度和速度分布有一定影响，随孔隙率增大，室内垂直温度梯度相应升高。但在 4 种孔隙率下，房间内垂直温差均较低，不超

过 0.5℃，表明 DCV 系统具备有效混合冷热空气的能力。

(2) 孔隙率对室内对流和辐射换热量的影响较为显著。随孔隙率增大，室内对流和辐射换热量呈现下降趋势，当孔隙率达到 20% 时，孔板下表面的对流换热量为负值，即孔板将会加热孔板下表面周围空气，孔板此时将仅以辐射换热的方式承担室内冷负荷。

(3) 孔隙率对室内热舒适性有一定影响。在孔隙率较低时,人体可保持热舒适状态;当孔隙率达到20%时,人体舒适度将介于舒适与微暖之间,此时室内PMV和PPD值还在可接受范围内,但过大孔隙率将降低室内热舒适性。

(4) 孔隙率越大,室内平均空气龄随之增加。

综上所述,在对DCV系统进行设计和优化时,应综合考虑孔隙率对室内热环境、热舒适性和空气品质的影响。合理选择孔隙率,可有效提高DCV系统的送风效果,为室内人员提供更为舒适的环境。

参考文献:

- [1] 赵江东,余涛,雷波.弥散式吊顶送风在商场内区冬季供冷中的适用性分析[J].制冷与空调,2019,33(4):414-420.
- [2] Jacobs P, Knoll B. Diffuse ceiling ventilation for fresh classrooms[C]. In: 4th International Symposium on Building and Ductwork Air Tightness. Berlin, Germany, 2009:127-133.
- [3] Zhang C, Heiselberg P. Diffuse Ceiling Ventilation—A Review[J]. International Journal of Ventilation, 2014, 13(1):49-64.
- [4] Mikeska T, Fan J H. Full scale measurements and CFD simulations of diffuse ceiling inlet for ventilation and cooling of densely occupied rooms[J]. Energy and Buildings, 2015,107:59-67.
- [5] Kristensen M H, Jensen J S, Heiselberg P K. Field study evaluation of diffuse ceiling ventilation in classroom during real operating conditions[J]. Energy and Buildings, 2017,138:26-34.
- [6] Hviid C A, Svendsen S. Experimental study of perforated suspended ceilings as diffuse ventilation air inlets[J]. Energy and Buildings, 2013,56:160-168.
- [7] Terkildsen S, Svendsen S. Performance of low pressure mechanical ventilation concept with diffuse ceiling inlet for renovation of school classrooms[C]. In:32nd AIVC Conference and 1st TightVent Conference. Brussels, Belgium,2011.
- [8] 张臻.顶板多孔对流辐射空调的换热特性研究[D].株洲:湖南工业大学,2015.
- [9] 王安全.夜间热压通风建筑围护结构内表面对流换热过程分析[D].扬州:扬州大学,2019.
- [10] Ergonomics of the thermal environment-instruments for measuring physical quantities: ISO 7726[S]. Geneva Switzerland: International Standard Organization, 2002.
- [11] Fanger P O. Thermal Comfort-analysis and Application in Environment Engineering[M]. Copenhagen: Danish Technology Press, 1970.
- [12] Fanger P O, Melikov A, Hanzawa H. Air Turbulence and Sensation of Draught[J]. Energy and Buildings, 1988, 12(1):21-33.
- [13] 朱颖心.建筑环境学(第四版)[M].北京:中国建筑工业出版社,2016.
- [14] 石盼弟,余涛,袁艳平.弥散吊顶通风系统气流相互作用原理分析[J].制冷与空调,2021,35(2):143-150.
- [15] [J]. Building and Environment, 2016,106:340-351.
- [20] Bjørn E, Nielsen P V. Dispersal of exhaled air and personal exposure in displacement ventilated rooms [J]. Indoor air, 2002,12(3):147-164.
- [21] Li Y, Huang X, Yu I T, et al. Role of air distribution in SARS transmission during the largest nosocomial outbreak in Hong Kong [J]. Indoor air, 2005,15(2):83- 95.
- [22] Nielsen P V. Control of airborne infectious diseases in ventilated spaces [J]. Journal of the Royal Society Interface, 2009,6(suppl6):S747-S755.
- [23] Villafuela J M, Olmedo I, San José J F. Influence of human breathing modes on airborne cross infection risk [J]. Building and Environment, 2017,116: 246-256.
- [24] Wu Y, Gao N. The dynamics of the body motion induced wake flow and its effects on the contaminant dispersion [J]. Building and Environment, 2014,82:63-74.
- [25] Gao N, He Q, Niu J. Numerical study of the lock-up phenomenon of human exhaled droplets under a displacement ventilated room [J]. Building Simulation, 2012,5(1):51-60.
- [26] Zhou Q, Qian H, Ren H, et al. The lock-up phenomenon of exhaled flow in a stable thermally-stratified indoor environment [J]. Building and Environment, 2017,116: 246-256.

(上接第188页)