

基于室内 PM_{2.5} 控制和节能的通风策略探讨

吕晓慧, 张泠*, 徐秀, 王喜良, 吴静

湖南大学土木工程学院, 长沙 410082

摘要 细颗粒物(PM_{2.5})随空调新风进入室内,和室内产生的PM_{2.5}粒子一起作用,导致人体暴露在室内细颗粒物环境中。为保证室内空气品质,最大限度节约空调系统运行能耗,建立了室内PM_{2.5}浓度与CO₂体积分数双组分模型,提出了适用于某会议室不同室内外PM_{2.5}源、不同人数以及不同天气状况下的最佳通风策略,利用Simulink对炎热天气室内有无PM_{2.5}散发源、温和天气室内有无PM_{2.5}散发源4种工况下的不同通风方式进行仿真对比。模拟结果表明:炎热天气存在最小新风量,该值由室内人数决定,过滤送风对控制室内PM_{2.5}浓度效果最好;温和天气存在最大新风量,且该值与过滤器效率成正比;在所研究的情况下,温和天气节能潜力比炎热天气大。

关键词 室内空气品质;新风;PM_{2.5};CO₂;能耗

中图分类号 X513;TU834.8 文献标识码 A 文章编号 1673-9108(2017)07-4169-07 DOI:10.12030/j.cjee.201605062

Ventilation strategies based on PM_{2.5} and energy-saving

LYU Xiaohui, ZHANG Ling*, XU Xiu, WANG Xiliang, WU Jing

School of Civil Engineering in Hunan University, Changsha 410082, China

Abstract Outdoor haze particles (PM_{2.5}) enter indoor environments with fresh air. Human beings can consequently be exposed to fine particles combined with other indoor PM_{2.5} sources. In order to maximize indoor air quality while minimizing energy consumption, a dual-component model involving indoor PM_{2.5} concentration and CO₂ fraction was established in this study. Optimal ventilation strategies applied in meeting rooms were studied with various indoor-outdoor PM_{2.5} sources and persons, and under various weather conditions. Various strategies were modeled by a simulation system using indoor PM_{2.5} sources during hot and mild weather. The results showed that minimum outdoor air rate was determined by indoor human behavior during hot weather. In addition, filtering supply air can receive maximize air quality about controlling indoor PM_{2.5}. Furthermore, maximum outdoor air rate was proportional to filter efficiency during mild weather. Therefore, potential energy saving during mild weather is larger than during hot weather.

Key words indoor air quality; outdoor air; PM_{2.5}; CO₂; energy consumption

随着人们对生活质量要求的提高,各种形式的空调系统不断出现^[1-2]。人们对暖通空调系统的要求已不仅仅局限于基本的冷热负荷要求,还提升到与室内可挥发有机化合物、颗粒物等密切相关的室内空气品质问题,同时要使系统达到环保和节能^[3-4]。

国内外学者对基于室内空气品质要求的通风策略进行了大量研究,但都集中于以CO₂、CO和氡等与建筑物自身特性相关的污染物为指标^[5-7]。SCHELL等^[8]提出基于CO₂浓度的新风需求控制策略能够满足室内空气品质的要求,与定新风比的控制策略相比,新风负荷显著降低,节能效果显著。MAITIN^[9]通过比较CO₂与CO的浓度变化,认为地下车库以CO作为控制指标通风,相比以CO₂为控制指标节省能耗15%,提出需求控制通风应根据建筑特性等进行详细论证。CHAO等^[10]研究发现当单纯以CO₂为控制指标时,氡的含量超出规范,并指出通风策略应综合考虑建筑自身的污染物状况。

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51578221)

收稿日期:2016-05-06;录用日期:2016-06-30

第一作者:吕晓慧(1992—),女,硕士研究生,研究方向:室内PM_{2.5}浓度控制。E-mail:sdnancy@hnu.edu.cn

*通信作者,E-mail:lingzhang@hnu.edu.cn

雾霾天气频繁出现,而某些房间还存在 $PM_{2.5}$ 散发源(如吸烟、烹饪和打印等),人体遭受来自室内外细颗粒物的双重污染^[11-12]。 $PM_{2.5}$ 比表面积大,吸附能力强,很容易富集空气中有毒重金属、酸性氧化物、有机污染物和微生物等,成为空气中细菌、病毒的载体,对人体的心血管、神经系统和呼吸系统产生不同程度的危害^[13]。因此,本研究将 $PM_{2.5}$ 作为控制指标纳入空调系统的通风策略,结合室内 CO_2 浓度和空调运行能耗,提出不同工况的通风策略。

1 模型建立

1.1 双组分模型建立

根据浓度守恒原理,室内 $PM_{2.5}$ 浓度、 CO_2 体积分数与风量之间的动态关系可用下列方程组表示:

$$\begin{cases} \frac{dN}{dt} = R_{in} - R_o \\ V \frac{dC}{dt} = (C_{OA} - C) \cdot Q_{OA} + P \\ R_{in} = \frac{N_{OA} \cdot Q_{OA}}{V} \cdot (1 - p_1) + \frac{N \cdot Q_{RA}}{V} \cdot (1 - p_2) + \frac{S}{V} \\ R_o = \frac{N \cdot (Q_{RA} + Q_{Exf})}{V} + N \cdot (\lambda + k) \end{cases} \quad (1)$$

式中: N 为 $PM_{2.5}$ 浓度, $\text{个} \cdot \text{cm}^{-3}$; R_{in} 为进入室内的 $PM_{2.5}$ 浓度的变化,等式右侧第一项表示随新风进入的 $PM_{2.5}$ 颗粒,第二项表示随回风进入的 $PM_{2.5}$,第三项表示室内污染源散发的 $PM_{2.5}$; R_o 为单位时间内排出室内的 $PM_{2.5}$ 浓度,等式右侧第一项表示回风口吸取以及排风从室内排走的 $PM_{2.5}$ 粒子,第二项表示由于沉积、化学反应引发衰减的 $PM_{2.5}$ 粒子; C 为室内 CO_2 体积分数, $\text{mL} \cdot \text{m}^{-3}$; P 为室内人员散发的 CO_2 强度,一个静坐成年人平均 CO_2 释放速率为每人 $0.019\ 66\ \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ ^[14]; Q 为风量, $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$; p_1 为新风过滤器的过滤效率; p_2 为回风过滤器过滤效率; V 为房间体积, m^3 ; S 为室内 $PM_{2.5}$ 污染源散发强度, h^{-1} ; λ 为室内 $PM_{2.5}$ 的沉降率,文献[15]中取 $0.4\ \text{h}^{-1}$,本文的沉积率也采用该值; k 为室内 $PM_{2.5}$ 的化学反应衰减率,文献[16]提到办公建筑粒子衰变可忽略,本文不做考虑;下标 OA、RA、Exf 分别表示新风、回风和排风。

1.2 空调末端能耗模型建立

本文着力于改善通风策略,末端能耗的变化应从以下 2 个方面考虑:新风负荷的变化引起空调系统耗电量的改变以及附带净化装置的电耗。温和天气室外空气焓值低于室内设计状态点,充分利用新风可以增加节能潜力,免费利用的新风冷量 ΔE_1 如下式计算: $\Delta E_1 = \rho \cdot Q_{OA} \cdot (h_n - h_w)$,新风冷量的变化与空调系统耗电量变化并不一致,不妨引入空调系统运行能效比(operation energy efficiency ratio, OEER),将该部分变化的新风冷量转化为空调系统耗电量的改变 ΔP_1 ,即 $\Delta P_1 = \Delta E_1 / \text{OEER}$ 。张本利指出 OEER 介于 2.655~3.526 之间^[16],本文取 OEER 为 2.75。考虑上系统中的净化装置,则温和天气的节能潜力应按以下公式计算:

$$\Delta P = \Delta P_1 - \Delta P_{\text{过滤}} \quad (2)$$

式中: ρ 为空气密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; h_n 为室内空气焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; h_w 为室外空气焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; $\Delta P_{\text{过滤}}$ 为过滤器能耗, kW。鉴于静电过滤器体积小,阻力小,效率高的特点,本文选用静电过滤器作净化装置。静电过滤器能耗包括两部分:过滤器压降引起风机的能耗以及产生电晕现象所需要的电能,按下式计算:

$$\Delta P_{\text{过滤}} = P_{\text{风机}} + P_{\text{电晕}}, P_{\text{风机}} = \frac{\Delta p \cdot Q}{\eta}, \Delta p = \xi \cdot \frac{\rho \cdot Q^2}{2F^2}, P_{\text{电晕}} = N_{\text{电晕}} \cdot Q \quad (3)$$

式中: Δp 为过滤器压降, Pa; η 为风机的机械效率; ξ 为过滤器的阻力系数; F 为静电过滤器的有效面积, m^2 ; Q 为过滤器处理的风量, $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$; $N_{\text{电晕}}$ 为单位风量的电晕电压功耗, $\text{kW} \cdot (\text{1000}\ \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})^{-1}$ 。

炎热天气室外空气焓值高于室内设计状态焓值,新风冷负荷 $\Delta E_2 = \rho \cdot Q_{OA} \cdot (h_w - h_n)$,新风冷负荷变化引起的空调系统能耗 $\Delta P_2 = \Delta E_2 / \text{OEER}$ 。考虑到系统中附带的净化装置,炎热天气能耗变化按照下式计算:

$$\Delta P = \Delta P_2 + \Delta P_{\text{过滤}} \quad (4)$$

2 不同天气的预测最佳通风策略

2.1 炎热天气

炎热天气,室外焓值高于室内设计状态点,减小新风量不仅降低空调末端能耗,同时减小室外 PM_{2.5}对室内的影响。从该角度出发,新风量越小越有利,但会导致室内 CO₂ 体积分数升高。为了保证室内 CO₂ 浓度处于可接受水平,设置室内 CO₂ 体积分数限值 C_s , 当 $C \leq C_s$ 认为室内 CO₂ 浓度可接受。因此,炎热天气存在最小新风量 Q_{OA}^1 , 由 C_s 决定。不妨认为室内 CO₂ 体积分数的稳态值为 C_s , 根据式(1)第二个方程计算 Q_{OA}^1 。ASHRAE62.1-2010^[18]规定办公建筑室内 CO₂ 体积分数不得超过 1 000 mL · m⁻³, 本文定 C_s 为 1 000 mL · m⁻³, 并考虑 15% 的漏风, 式(5)即最小新风量:

$$Q_{OA}^1 = \frac{1.15P}{(C_s - C_{OA})} \quad (5)$$

值得注意的是,室外 PM_{2.5} 会随新风进入室内,且室内存在 PM_{2.5} 散发源,即便以最小新风量 Q_{OA}^1 运行,仍会导致室内 PM_{2.5} 浓度超出标准,因此,应安装过滤装置控制室内 PM_{2.5} 浓度。

2.2 温和天气

温和天气室外空气焓值低于室内设计状态点,充分利用新风冷量,不仅增加系统节能潜力,还能降低室内 CO₂ 浓度。然而,雾霾天气增加新风无疑会给室内引入大量的 PM_{2.5} 粒子。同炎热天气保证最小新风量思路一致,温和天气存在最大新风量,设置室内 PM_{2.5} 浓度限值 N_s , 则联合方程组(1)中方程得:

$$Q_{OA}^2 = \frac{N_s \cdot V \cdot (\lambda + k) + N_s \cdot Q \cdot (1 - p) - S}{(1 - p) \cdot (N_{OA} - N_s)} \quad (6)$$

式中: Q_{OA}^2 即最大新风量,当 $Q_{OA} > Q_{OA}^2$ 时,室内 PM_{2.5} 浓度将处于不可接受水平;为与所测的室外 PM_{2.5} 浓度单位保持一致,本文中 PM_{2.5} 浓度单位均是数量浓度,即个 · cm⁻³;目前空气质量标准对室内 PM_{2.5} 数量浓度还没做出明确规定,通过对办公建筑 PM_{2.5} 浓度的研究^[19-21],得到室内 PM_{2.5} 数量浓度最低接近 3 000 个 · cm⁻³, 本文定 N_s 为 3 000 个 · cm⁻³。

3 仿真系统

3.1 模型验证

1.1 节提出的双组分模型是本文新风量控制模型搭建的基础,为确保后续研究的准确性,需要对双组分模型进行验证。利用文献[19]中 QUANG 在澳大利亚昆士兰 Brisbane 的 A 楼所测数据验证 PM_{2.5} 求解模型,持续时间为 6:00—18:00;利用文献[13]中某自习室里全空气空调系统的实测数据验证 CO₂ 求解模型,持续时间 4 h,验证结果如图 1 所示。由于验证时忽略了室内 PM_{2.5} 散发源,室内 PM_{2.5} 实测浓度较预测浓度偏高,根据 Origin 得预测 PM_{2.5} 浓度与实测浓度曲线相关系数为 0.93,且两条曲线的走势大体一致,认为吻合度良好;室内 CO₂ 预测曲线与实测曲线相关系数为 0.90,二者的量值及走势吻合良好,最大偏差控制在 3% 以内,我们认为该双组分模型能够较为准确的预测室内 PM_{2.5} 和 CO₂ 浓度。

3.2 仿真模型搭建

应用 MATLAB/Simulink 工具箱搭建空调系统新风量控制模型。为简化起见,将各部分求解模块封装,如图 2 左所示。模型共 6 个模块:(一)模块表示新风量确定模块,将室外焓值与室内设计状态点进行比较后辨识出天气状况,看由 C_s 或 N_s 确定新风量,该模块的输出为模块(二)、(五)、(六)的输入;(二)、(五)模块为室内 PM_{2.5}、CO₂ 浓度求解模块,根

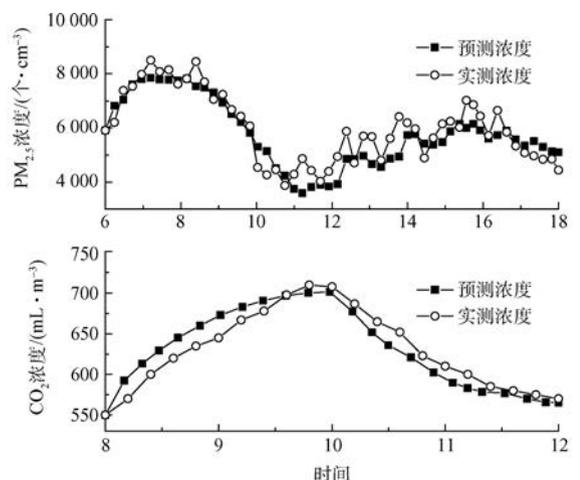


图 1 室内污染物浓度实测、预测曲线

Fig. 1 Measured pollutant concentration and modeled output

据式(1)封装,求解室内实时 $PM_{2.5}$ 浓度、 CO_2 浓度;(六)模块为末端能耗模块,根据式(2)~(4)封装,求解空调能耗的变化;(三)、(四)模块为 C_s 、 N_s 求解新风量模块,分别根据式(5)和(6)封装,求解最小、最大新风量,该 2 个模块的输出为模块(一)的输入。该模型有 6 个输入变量:室外 $PM_{2.5}$ 浓度、室内 $PM_{2.5}$ 散发源强、室外焓值、室内焓值、室外 CO_2 体积分数以及室内人数;4 个输出变量:室内 $PM_{2.5}$ 浓度、室内 CO_2 浓度、新风量和末端能耗。

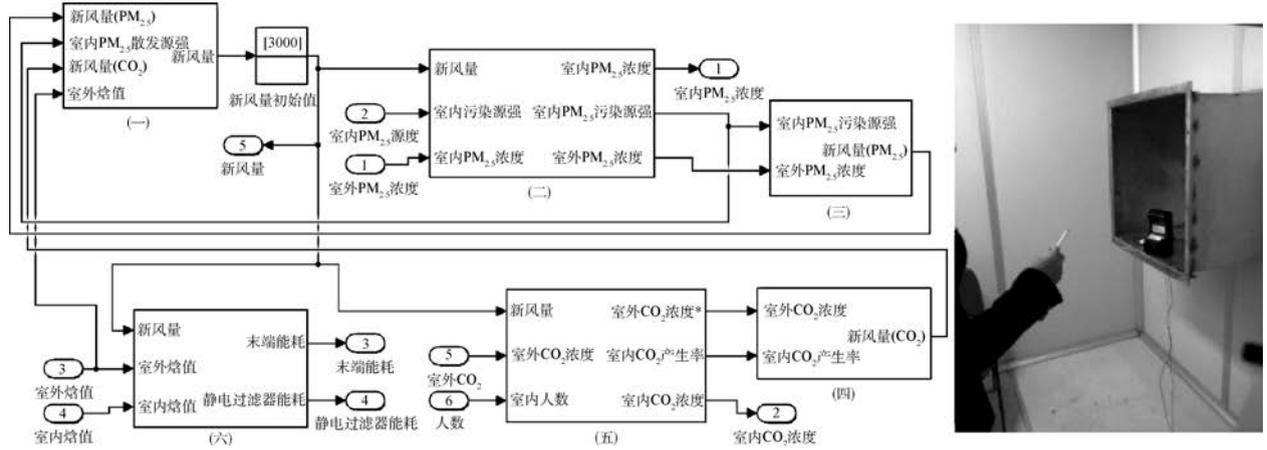


图 2 通风策略控制框图模型及实验装置

Fig. 2 Diagram model of ventilation strategy and experimental device

3.3 仿真模型输入数据

室外 $PM_{2.5}$ 浓度采用美国 Dylos 公司生产的型号为 DC1100PROEMI 的空气质量检测仪实时检测,结果如图 2 所示。为避免仪器在阳光下暴晒及雨雪等不利天气,将仪器放置在新风管处,新风管管径 600 mm × 600 mm,管长 1 米(见图 2 右)。该仪器能同时检测并显示 2 种不同粒径颗粒物:微型 ($>0.5 \mu m$) 和大颗粒 ($>2.5 \mu m$)。小于 $0.5 \mu m$ 的粒子该仪器无法进行精确检测。由于本文研究通风策略对室内空气品质的改善状况,用显示屏上左边数值-右边数值粗略标记每立方英尺 $PM_{2.5}$ 粒子数,为方便计数,本文 $PM_{2.5}$ 粒子数单位为 $个 \cdot cm^{-3}$,换算公式为 1 立方英尺 = $2.832 \times 10^4 cm^3$ 。当会议室有人吸烟时,烟草燃烧散发大量的 $PM_{2.5}$ 颗粒,一支烟平均散发 $1.14 \times 10^{13} 个 \cdot h^{-1}$ 的 $PM_{2.5}$ 粒子^[22]。本实验测试时间为 2015 年 7 月 15 日 8:00—18:00,10 月 3 日 8:00—18:00。室外温湿度从中国天气网实时查询,会议室设计室内温度 $26 \text{ }^\circ C$,室内湿度 55%。室外大气 CO_2 体积分数为 $400 mL \cdot m^{-3}$,该会议室面积 $300 m^2$,送风量保持 $6300 m^3 \cdot h^{-1}$ 运行,新风量平时按 $2850 m^3 \cdot h^{-1}$ 运行。

4 模拟结果分析与讨论

4.1 炎热天气、室内无 $PM_{2.5}$ 散发源

图 3 为炎热天气测试期间的输入参数,由于测试地点靠近岳麓山南公交站,可以看出室外 $PM_{2.5}$ 浓度最高可达 N_s 的 10 倍,室外雾霾污染严重。图 4 和图 5 分别是不同通风方式下的室内 $PM_{2.5}$ 、 CO_2 浓度、新风量及末端能耗,图中 A、B、C 和 D 表示 4 种不同的通风方式,A 表示过滤器效率为 0.9 的过滤器装设于新风段且以最小新风量运行,B 表示过滤器效率为 0.9 的过滤器设于回风段且以最小新风量运行,C 表示过滤器效率为 0.9 的过滤器设于送风段且以最小新风量运行,D 方式表示不装设过滤器且新风量按照初始值 $2850 m^3 \cdot h^{-1}$ 运行的原始通风方式。其

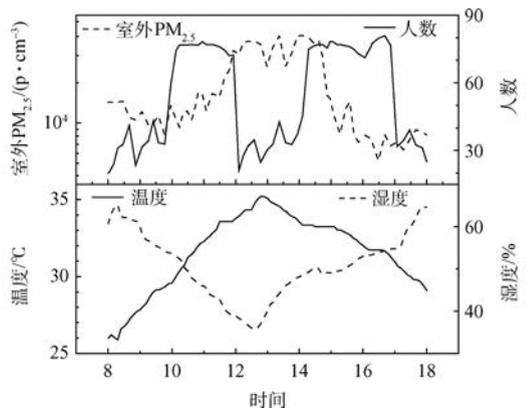


图 3 炎热天气的模型输入参数

Fig. 3 Model input parameters during hot weather

中,A、B、C 3 种通风方式的最小新风量由室内最大允许 CO₂ 浓度确定,由于过滤器对 CO₂ 无净化作用,故 A、B、C 3 种策略的新风量及室内 CO₂ 体积分数变化一致,图 4 中不再逐一画出。由图 4 和图 5 可以看出,送风过滤情况下室内 PM_{2.5} 浓度最低,其次是新风过滤,二者均能控制室内 PM_{2.5} 浓度符合卫生标准,但送风过滤器处理的风量较大,与原始方式 D 相比,A 每天节约 7.11 kW·h,C 策略反而比 D 每天多耗 5.6 kW·h。综上,炎热天气室内不存在 PM_{2.5} 散发源时,以由室内最大 CO₂ 浓度确定的最小新风量运行,并将过滤装置装设于新风处即可满足卫生要求,并节约能耗。

4.2 炎热天气、室内有源

该工况下的最小新风量由室内允许 CO₂ 体积分数确定,故新风量、室内 CO₂ 体积分数变化曲线均与 4.1 工况一致。本工况仅比较不同通风方式下的室内 PM_{2.5} 浓度以及各通风方式的能耗。由图 6 可以看出,C 通风方式对送风进行过滤后,室内 PM_{2.5} 浓度能控制在 3 000 个·cm⁻³ 以内,只过滤新风、回风的 A、B 通风方式的室内 PM_{2.5} 浓度超出接受范围。从能耗的角度来看,与空白对照组 D 相比,C 方式每天要多耗能 6.08 kW·h,这是由于过滤器处理的风量大引起净化装置的能耗增加。综上,炎热天气,室内存在 PM_{2.5} 散发源时,过滤装置应设于送风段,新风量由室内允许 CO₂ 体积分数确定,该策略虽然每天要多耗能 6.08 kW·h,但能控制室内 PM_{2.5} 浓度在接受范围之内。

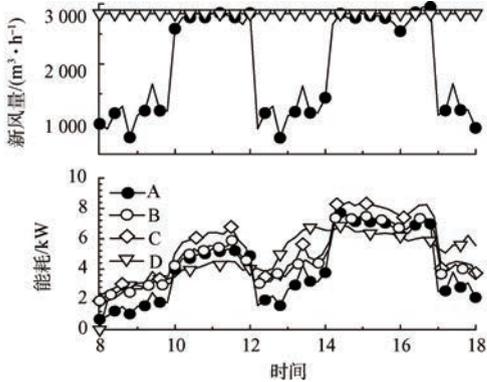


图 5 不同通风方式下的新风量及末端能耗
Fig. 5 Outdoor air rate and energy consumption under different strategies

4.3 温和天气、室内无源

图 7 是温和天气模拟参数的输入参数,图 8~9 分别为该工况下不同通风方式的室内 PM_{2.5} 浓度、CO₂ 浓度、新风量以及节约能耗。4.1 节已讨论过雾霾天气室内无源时过滤器设于新风段对室内 PM_{2.5} 净化效果最好,故该工况将过滤器设于新风段,比较不同过滤效率下的最大新风及节约能耗。A 通风方式表示以最大新风量运行且新风过滤器效率为 0.9,B 通风方式代表以最大新风量运行且新风过滤器效率为 0.7,C 通风方式表示以最大新风量运行且不开启新风过滤器,D 情况作为空白参照以原始通风方式运行,其中,A、B、C 3 种通风方式的新风量按照由室内最大允许 PM_{2.5} 浓度值决定的最大新风量运行。观察图 8,A、B、C 3 种通风方式下的室内 PM_{2.5} 浓度基本控制在 3 000 个·cm⁻³ 以内,B 新风过滤效率在 0.7,而 C 不开启过滤器,相当于过滤效率为 0,B 与 C 得出的最大新风量比 A 方式低,且节约能耗不如 A,可以看出过滤效率越大,最大新风量越大,且节能越多。另外,B、C 通风方式的最大新风都不能满足室内 CO₂ 卫生标准。

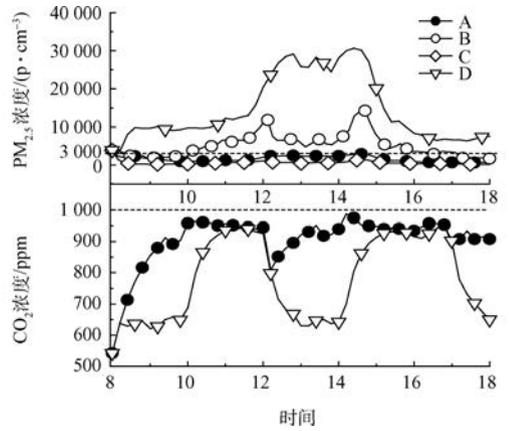


图 4 不同通风方式下的室内 PM_{2.5} 浓度及 CO₂ 体积分数

Fig. 4 Indoor PM_{2.5} and CO₂ under different strategies

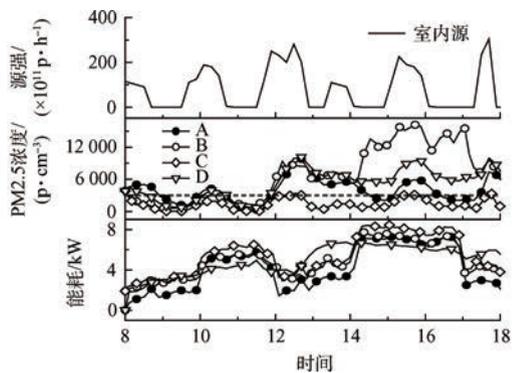


图 6 不同通风方式下的室内 PM_{2.5} 浓度及末端能耗 (该工况下的 A、B、C、D 通风方式与 4.1 工况一致)
Fig. 6 Indoor PM_{2.5} and energy consumption under different strategies

针对本文最大室外 $PM_{2.5}$ 浓度是室内允许细颗粒物 10 倍的情况,过滤器安装在新风段且过滤器效率在 0.9 以上,新风量按照室内最大允许 $PM_{2.5}$ 浓度确定的最大值运行时,不仅能引入较多新风,且该通风方式的节能潜力每天比 D 多 $31 \text{ kW} \cdot \text{h}$ 。

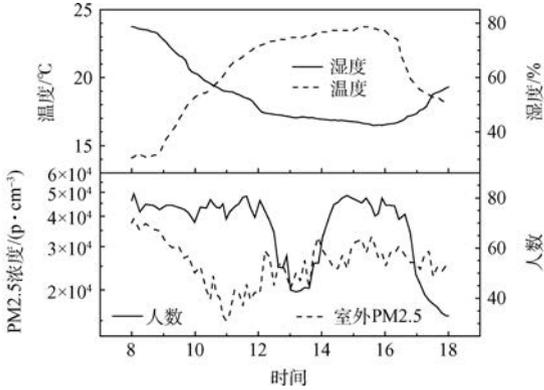


图 7 温和天气的模型输入参数图

Fig. 7 Model input parameters during mild weather

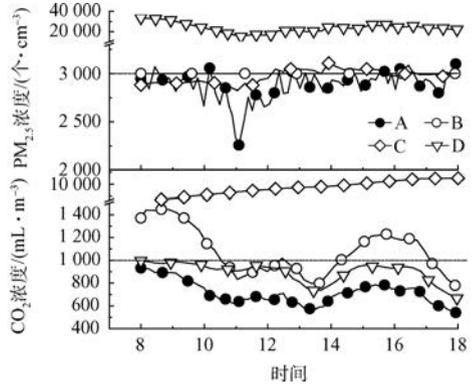


图 8 不同通风方式下的室内 $PM_{2.5}$ 浓度及 CO_2 体积分数

Fig. 8 Indoor $PM_{2.5}$ and CO_2 under different strategies

4.4 温和天气及室内有源

图 10 ~ 11 分别为该工况下不同通风方式的室内 $PM_{2.5}$ 浓度、 CO_2 浓度、新风量以及节约能耗。经 4.2 节的分析得出,当室内 $PM_{2.5}$ 浓度受来自室内外的双重污染时,对送风过滤效果最好,故本工况将过滤器设于送风段,并比较不同过滤效率下的最大新风量及能耗节约力度。A 通风方式表示以最大新风量运行且送风过滤器效率为 0.9, B 通风方式代表以最大新风量运行且送风过滤器效率为 0.7, C 通风方式表示以最大新风量运行且不开启送风过滤器, D 作为空白参照以原始通风方式运行。其中, A、B、C 3 种通风方式的新风量按照由室内最大允许 $PM_{2.5}$ 浓度值决定的最大新风量运行。分析图 10 ~ 11, A、B、C 方式的室内 $PM_{2.5}$ 浓度基本在 $3000 \text{ 个} \cdot \text{cm}^{-3}$ 上下

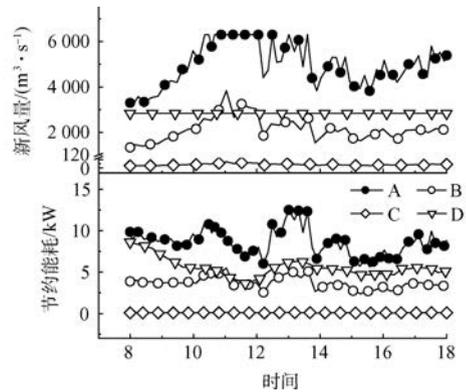


图 9 不同通风方式下的新风量以及末端节约能耗

Fig. 9 Outdoor air rate and energy saving under different strategies

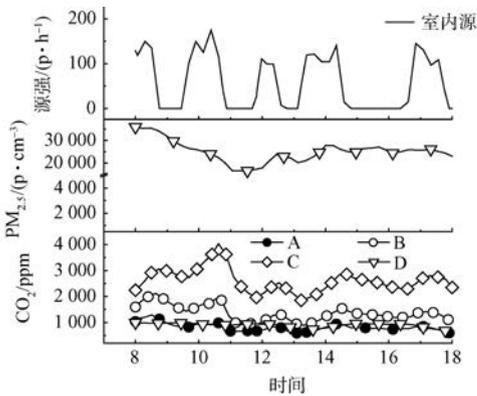


图 10 室内 $PM_{2.5}$ 散发源强及不同通风方式下的室内 $PM_{2.5}$ 浓度、 CO_2 体积分数

Fig. 10 Indoor $PM_{2.5}$ source strength and indoor $PM_{2.5}$ and CO_2 concentration under different strategies

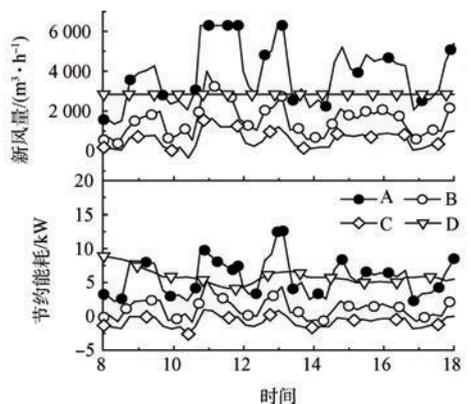


图 11 不同通风方式下的新风量及末端节约能耗

Fig. 11 Outdoor air rate and energy saving under different strategies

波动, B、C 的 CO₂ 体积分数超出 C_s。虽然 A 方式的新风携带免费冷量能节省空调系统电耗, 但送风过滤器能耗仍应引起注意, 通过计算, A 通风方式的能耗节约潜力每天比 D 少 0.75 kW·h。另外, 由图 10 看出, A 通风方式对控制室内 PM_{2.5} 浓度和 CO₂ 体积分数的效果最好, 故在该工况下 A 可作为通风策略。

5 结论

1) 炎热天气存在最小新风量, 该值由室内允许 CO₂ 体积分数最大值确定。不论室内是否存在 PM_{2.5} 污染源, 过滤送风对控制室内 PM_{2.5} 效果最佳。在室外 PM_{2.5} 粒子数最高达室内允许 PM_{2.5} 浓度 10 倍的情况下, 室内不存在 PM_{2.5} 散发源时, 在新风段安装过滤效率达 0.9 以上的过滤器才能满足卫生要求, 每天节约能耗 7.11 kW·h。若将过滤装置安装于送风段, 反而每天要多耗 5.6 kW·h。室内存在 PM_{2.5} 散发源时, 过滤新风、回风均不能控制室内 PM_{2.5} 浓度达标, 只有在送风段安装过滤效率达 0.9 以上的过滤器才能控制室内 PM_{2.5} 满足卫生要求, 并每天多耗能 6.08 kW·h。

2) 室外雾霾严重时, 通过引入室内允许 PM_{2.5} 浓度, 得出温和和天气存在最大新风量, 且过滤器效率越大, 最大新风量越大。在室外 PM_{2.5} 粒子数最高达室内允许 PM_{2.5} 浓度 10 倍的情况下, 室内不存在 PM_{2.5} 散发源时, 送风过滤器效率达 0.9 时, 室内 PM_{2.5} 浓度、CO₂ 体积分数控制良好, 每天的节约潜力比 D 多 31 kW·h; 室内存在 PM_{2.5} 散发源且送风过滤器效率达 0.9 时, 虽然室内 PM_{2.5} 浓度、CO₂ 体积分数控制良好, 但每天的能耗节约潜力比 D 少 0.75 kW·h; 室内有源的节能潜力低于无源状况。

参考文献

- [1] LIU Z, ZHANG L, GONG G, et al. Review of solar thermoelectric cooling technologies for use in zero energy buildings[J]. Energy and Buildings, 2015, 102: 207-216
- [2] TZIVANIDIS Christos, BELLOS Evangelos, MITSOPOULOS Georgios, et al. Energetic and financial evaluation of a solar assisted heat pump heating system with other usual heating systems in Athens[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 106: 87-97
- [3] BEN-DAVID T, WARING M S. Impact of natural versus mechanical ventilation on simulated indoor air quality and energy consumption in offices in fourteen U. S. cities[J]. Building and Environment, 2016, 104: 320-336
- [4] LIU Z B, ZHANG L, GONG G, et al. Experimental study and performance analysis of a solar thermoelectric air conditioner with hot water supply[J]. Energy and Buildings, 2015, 86: 619-625
- [5] 刘京, 邓小池. 需求控制通风技术在地下商场的节能研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2010, 42(11): 1783-1787
- [6] 甄肖霞. 通过控制二氧化碳含量来实现节能和优化空气质量[J]. 制冷, 2004, 23(2): 67-70
- [7] 沈晋明, 聂一新. 通风空调对室内空气品质的影响[J]. 建筑热能通风空调, 2006, 25(5): 17-21
- [8] SCHELL M B, TURNER S C, SHIM R O. Application of CO₂-based demand-controlled ventilation using ASHRAE Standard 62: optimizing energy use and ventilation[J]. Ashrae Transactions, 1998, 104(2): 1213-1225
- [9] MARTIN H. Demand-controlled ventilation in vehicle parks[J]. Sense Air, 2001, 3: 1-8
- [10] CHAO C Y H, HU J S. Development of a dual-mode demand control ventilation strategy for indoor air quality control and energy saving[J]. Building and Environment, 2004, 39(4): 385-397
- [11] 季海荣, 房艳兵, 宋天珩, 等. 人体室内外 PM_{2.5} 吸入暴露研究[J]. 环境污染与防治, 2014, 36(9): 66-69, 73
- [12] FERRO A R, KOPPERUD R J, HILDEMAN L M. Source strengths for indoor human activities that resuspend particulate matter[J]. Environmental Science & Technology, 2004, 38(6): 1759-1764
- [13] 张少红, 于少华. PM_{2.5} 的来源、危害及防治措施研究[J]. 环境科学与管理, 2014, 39(7): 92-94
- [14] 程浩. 基于人员适应性的需求控制通风措施研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2012
- [15] THATCHER T L, LUNDEN M M, REVZAN K L, et al. A Concentration Rebound Method for Measuring Particle Penetration and Deposition in the Indoor Environment[J]. Aerosol Science and Technology, 2003, 37(11): 847-864
- [16] MARIK T, JOHNSON R. HVAC air-quality model and its use to test a PM_{2.5} control strategy[J]. Building and Environment, 2008, 43(11): 1850-1857
- [17] 张本利. 基于运行能效比的空调系统节能研究[D]. 天津: 天津大学, 2013
- [18] ASHRAE. ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2010: Ventilation for acceptable Indoor Air Quality[M]. Atlanta: 1791 Tullie Circle NE, 2010: 37
- [19] WU X M, APTE M G, BENNETT D H. Indoor particle levels in small- and medium-sized commercial buildings in California[J]. Environmental Science and Technology, 2012, 46(22): 12355-12363
- [20] QUANG T N, HE C, MORAWSKA L, et al. Influence of ventilation and filtration on indoor particle concentrations in urban office buildings[J]. Atmospheric Environment, 2013, 79: 41-52
- [21] WANG Y, HOPKE P K, CHALUPA D C, et al. Long-term characterization of indoor and outdoor ultrafine particles at a commercial building[J]. Environmental Science and Technology, 2010, 44(15): 5775-5780
- [22] HE C. Contribution from indoor sources to particle number and mass concentrations in residential houses[J]. Atmospheric Environment, 2004, 38(21): 3405-3415