

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2020.222

不同通风模式下变温度送风的节能特性研究

王 焱^{a, b}, 白玉洁^a, 闫若文^a

(兰州交通大学 a.环境与市政工程学院; b.铁道车辆热工教育部重点实验室, 兰州 730070)

摘要:通风模式对室内环境品质及建筑运行能耗均有重要影响。文章在采用非稳定传热方法得到建筑围护结构热边界条件的基础上,对比研究了寒冷地区某办公室分别采用置换通风和层式通风的通风效果和节能特性。结果表明:在保证舒适性的前提下,研究对象采用置换通风的送风温度范围为 13.0~27.0 °C,采用层式通风的送风温度范围为 19.0~24.0 °C。采用实时调整送风温度的措施可以使置换通风中处理送风的机械制冷量日平均节约率达到 2.87%,使层式通风中处理送风的机械制冷量日平均节约率达到 5.16%,与基准送风温度对应的送风量相比,两种通风模式下的送风量均有所下降,其风量节约率可分别达到 22.65%和 32.14%。置换通风的室内温度更接近舒适,两种通风模式下室内污染物浓度均未超标。

关键词:置换通风;层式通风;节能特性;室内空气品质;舒适性

中图分类号:TU832

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2020)05-040-10

Study on energy saving characteristics of variable temperature air supply under different ventilation modes

WANG Ye^{a, b}, BAI Yujie^a, YAN Ruowen^a

(a. School of Environmental and Municipal Engineering; b. Key Laboratory of Railway Vehicle Thermal Engineering, Ministry of Education of China, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, P. R. China)

Abstract: Ventilation mode has important effect on indoor environmental quality and building operation energy consumption. Based on the unsteady heat transfer method, the thermal boundary conditions of building envelope are obtained. The ventilation effect and energy-saving characteristics of displacement ventilation and stratum ventilation in an office in cold zone are compared when the building envelope thermal properties meet the requirement of 65% energy saving. The results show that under the premise of thermal comfort, the air supply temperature range of displacement ventilation is 13.0–27.0 °C while that of stratum ventilation is 19.0–24.0 °C. By changing the air supply temperature at different time, the daily average saving rate of mechanical refrigeration capacity of displacement ventilation and that of stratum ventilation can reach 2.87% and 5.16% respectively for fresh air treatment. And the indoor temperature of the displacement ventilation is more comfortable. The air supply volume under both ventilation modes decreases greatly compared with that corresponding to the basis air supply temperature, and the air supply saving rate is up to 22.65% and 32.14%, respectively. The indoor pollutant concentration under both

收稿日期:2019-08-16 网络出版日期:2019-11-13

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51476073, 51266004);甘肃省建设科技攻关资助项目(JK2016-2)。

Supported by National Natural Science Foundation of China (51476073, 51266004) and Gansu Province Scientific and Technological Development Project (JK2016-2).

作者简介:王焱(1972—),博士,教授,博士生导师,主要从事自然对流及暖通空调研究,(E-mail) wangye@mail.lzjtu.cn.

ventilation modes is below the standard value. The research has important engineering guiding significance for further exploring the correlation between climatic conditions and ventilation modes, optimizing the design and operation management of air-conditioning systems.

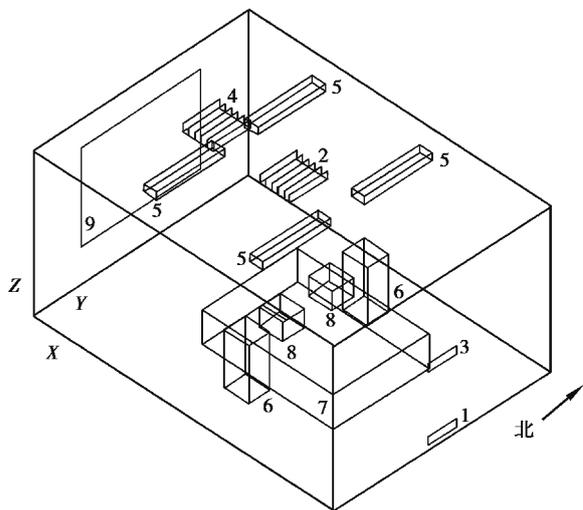
Keywords: displacement ventilation; stratum ventilation; energy saving characteristics; indoor air quality; thermal comfort

室内环境品质对人们的身心健康、工作效率、幸福指数等具有重要影响^[1]。近几十年来,各种通风模式的探索和尝试为改善室内环境品质、提高舒适性、降低建筑运行能耗发挥了积极的作用,也产生了大量的研究成果。在诸多通风模式中,置换通风与层式通风由于综合性能较好而备受关注^[2-5]。Zhong等^[6]研究了置换通风下沿房间高度方向的气流分布特征,发现送风口位置对房间下部温度分层的影响更明显。陈勇等^[7]对比分析了3种通风模式对办公房间内环境参数、舒适性的影响,发现适当提高送风温度可以改善居住满意率。许健等^[8]对南京某办公房间通风过程的数值结果表明,层式通风兼备改善室内空气品质和提高舒适性的双重优点。面临能源危机的严峻形势,人们不仅追求空调效果的好坏,而且关注不同通风方式下的能耗大小^[9-11]。目前关于实时调整送风参数时置换通风和层式通风节能特性的对比研究,报道得很少。笔者在考虑围护结构对温度波衰减效应的基础上,以寒冷地区建筑围护结构热工属性符合节能标准65%要求的某办公室为例,对比分析置换通风和层式通风下室内的环境参数、舒适性及空调能耗等,旨在获得适合寒冷地区办公建筑的节能通风模式。

1 模型介绍

1.1 物理模型

寒冷地区的气候特征是冬季寒冷(最冷月平均温度 $0 \sim -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $< -10\text{ }^{\circ}\text{C}$),建筑外围护结构承受低温和风、雪的侵扰;夏季炎热,晴天日数多,建筑物受太阳辐射的影响和雨水的侵扰。建筑物设计时满足冬季保温、防寒、防冻等要求,夏季则兼顾防潮、防热、防暴雨等要求。笔者以兰州地区(东经 36.03° ,北纬 103.53° ,大气压力为 84.15 KPa)的气候条件为模拟和讨论背景。物理模型如图1所示。房间进深 5.0 m ,宽 3.6 m ,高 3.0 m ,西墙、北墙为外墙,传热系数为 $0.46\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,东墙、南墙为内墙,假定邻室不传热。外窗传热系数为 $2.2\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。建筑围护结构热工属性符合寒冷地区65%的节能要求。送风口尺寸均为 $0.6\text{ m} \times 0.2\text{ m}$,回风口尺寸均为 $0.5\text{ m} \times 0.4\text{ m}$,置换送风口和层式送风口分别在东墙距地面 0.5 m 和 1.4 m 处居中布置,置换排风口和层式排风口分别在顶部距西墙 2.5 m 和 1.25 m 处居中布置。室内有2个工作人员、2台电脑、4个悬挂于天花板的照明灯及2个办公桌,具体尺寸、定位及散热热流密度等相关参数见文献^[12]。空调系统在 $8:00 \sim 18:00$ 期间运行。其中,置换通风和层式通风采用全新风运行,不设回风。



注:1.置换通风送风口;2.置换通风排风口;3.层式通风送风口;4.层式通风排风口;5.照明灯;6.人体;7.办公桌;8.电脑;9.窗户

图1 计算房间

Fig. 1 The calculating room

1.2 数学模型

通风期间,室内气流运动属于湍流。研究采用 Realizable $k-\epsilon$ 模型进行计算。通用控制方程^[1]为

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \varphi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \varphi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w \varphi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma \frac{\partial \varphi}{\partial z}\right) + S_{\varphi}, \quad (1)$$

式中: φ 为通用变量,分别表示 $u, v, w, T, k, \epsilon, \tau_p$ 。方程中各变量含义见表 1 所示。为了简化计算,假定空气为不可压缩流体,流态为稳态湍流,不考虑流体粘性力引起的耗散热,室内空气不参与辐射换热,密度的变化满足 Boussinesq 假设。

表 1 控制方程中各变量含义

Table 1 The meaning of each variable in the control equation

Φ	Γ	S_{Φ}
连续性方程	0	0
u	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	$-\partial p / \partial x$
v	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	$h_c = \begin{cases} 2.38 (T_{ct} - T_a) 0.25 \\ 12.1 \sqrt{v} \end{cases}$
w	$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$	$-\partial p / \partial z$
T	$\mu / P_r + \mu_t / \sigma_t$	S_T
k	$\mu + \mu_t / \sigma_k$	$G_k + P_k - \rho \epsilon$
ϵ	$\mu + \mu_t / \sigma_{\epsilon}$	$(c_{e1} G_k + c_{e3} P_k - c_{e2} \rho \epsilon) \epsilon / k$
τ_p	$\mu + \mu_t / \sigma_{\tau}$	ρ

1.3 边界条件

1) 室内壁面边界条件:

①室内所有气固交界面的空气流动选取速度无滑移条件^[1]。

②考虑室外太阳辐射,采用谐波法得到室外空气综合温度,进而得到不同时刻西墙、北墙内壁面温度,作为求解控制方程的室内壁面温度给定值。东墙、南墙为内墙,其内壁面、桌子等障碍物表面均视为绝热边界^[1]。

2) 热源边界:2 个人的热流密度均为 69.33 W/m^2 ,2 台电脑热流密度均为 208.30 W/m^2 ,4 盏灯的散热强度均为 111.00 W/m^2 ^[1]。

3) 污染源条件设置:以 CO_2 作为代表性污染物,送风口带入的体积分数设为 0.04% ,办公室内人员呼吸产生的 CO_2 体积分数为 4% ^[13]。

夏季室内设计温度取 $26.0 \text{ }^\circ\text{C}$,相对湿度为 60% 。人体呼吸区设为速度入口,速度为 0.02 m/s ^[13]。根据文献[14],置换通风的送风速度范围为 $0.2 \sim 0.4 \text{ m/s}$,本次模拟取 0.4 m/s ;层式通风的送风速度设为 0.5 m/s 。为了获得合理的送风速度,对两种通风方式进行了数值试验,结果如图 2 所示。可以看出,图 2(a)中工作区附近风速在 0.01 m/s 左右,图 2(b)中工作区附近风速在 0.05 m/s 左右,满足 GB 50736—2012 中对办公室内工作人员呼吸区风速小于 0.25 m/s 的要求^[15],工作人员没有吹风感,因此所选风速可以用于后续比较分析的模拟计算中。

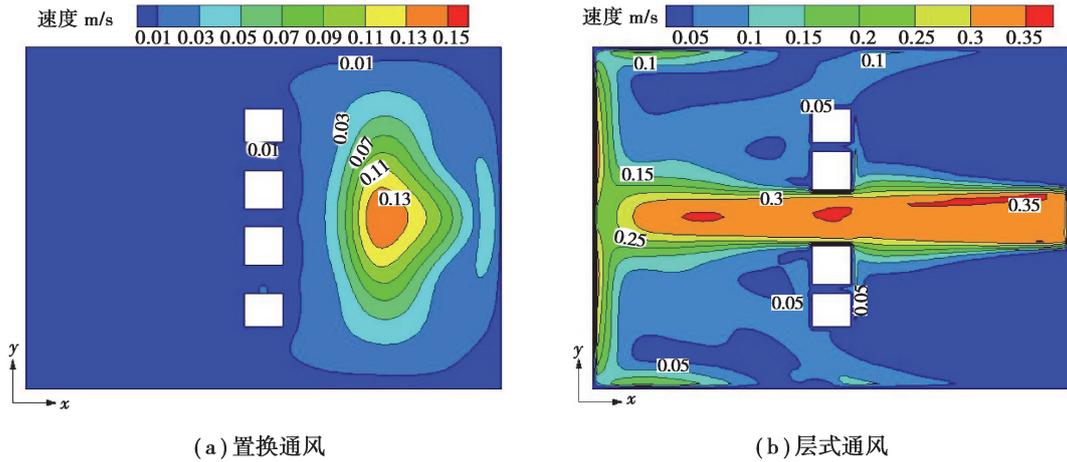


图 2 水平截面上速度分布 ($Z=1.1\text{ m}$)

Fig. 2 Velocity distribution in $Z=1.1\text{ m}$ section

2 数值求解方法

2.1 网格划分

采用非结构化网格对计算区域进行离散,对流动参数变化剧烈的区域进行了局部加密处理。取坐标 ($X=1.0\text{ m}$, $Y=1.8\text{ m}$)沿高度方向的温度进行网格独立性验证,考核结果如图 3 所示,考虑计算工作量,确定 425 948 为文中计算的网格数。

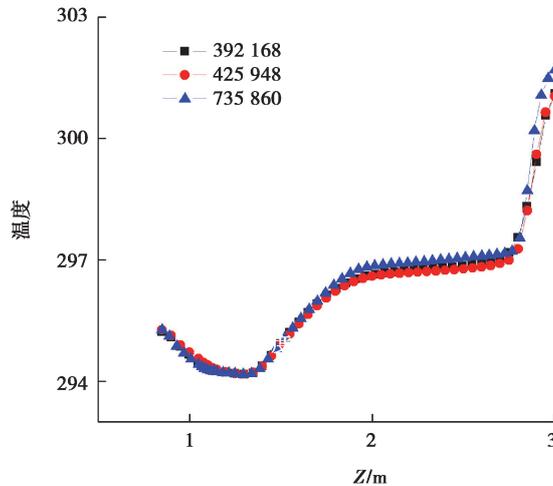


图 3 网格独立性验证 ($X=1.0\text{ m}$, $Y=1.8\text{ m}$)

Fig. 3 Validation of grid independence ($X=1.0\text{ m}$, $Y=1.8\text{ m}$)

2.2 数值方法

利用有限容积法离散控制方程,压力和速度耦合通过 SIMPLE 算法实现^[16];能量方程、动量方程、湍流动能方程、湍流动能耗散率方程、组分输运方程均采用二阶迎风格式离散^[1]。

3 负荷计算及空气处理过程

采用冷负荷系数法计算工作时间内不同送风温度下 2 种通风方式所需要的冷负荷。空气处理过程如图 4 所示, $W-L$ 过程可以采用表冷器对室外空气等湿冷却到送风温度,采用电极式加热器将 L 点空气等温加湿处理以实现 $L-O$ 过程。当室外气温较低时,可以直接采用室外空气温度作为送风温度以节约用来冷却

空气的冷却量,此时只需对空气进行加湿处理,即只有 $L-O$ 过程。研究定义将室外空气(状态点 W)处理到送风状态点 O 所需的负荷称为冷量,分为 $W-L$ 和 $L-O$ 2 个过程,其计算公式分别如下:

$$W-L \text{ 过程冷却量: } Q' = cm(t_w - t_L), \quad (2)$$

$$L-O \text{ 过程加湿量: } W = V \times 1.2 \times (d_O - d_L), \quad (3)$$

$$Q'' = \frac{W}{3600} \times r_{\text{水蒸气}}, \quad (4)$$

式中: c 为空气的定压比热, $J/(kg \cdot ^\circ C)$; m 为需要处理的空气质量, kg ; t 为温度, $^\circ C$; W 为加湿量, kg/h ; V 为风量, m^3/h ; d 为含湿量, $kg/kg_{\text{干}}$; $r_{\text{水蒸气}}$ 为水蒸气的汽化潜热,文中取 2257.2 kJ/kg 。

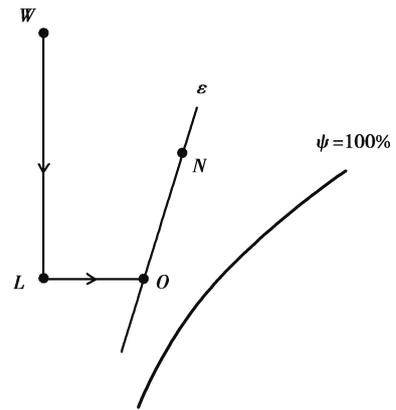


图 4 空气处理过程

Fig. 4 Air treatment process

4 结果分析

4.1 基准送风温度的确定

以 15:00 时刻的计算结果为例确定不同通风模式的基准送风温度。根据文献[12],北墙和西墙内表面温度分别为 $25.89 \text{ }^\circ C$ 和 $26.46 \text{ }^\circ C$,西窗内表面温度为 $30.6 \text{ }^\circ C$ 。室温设定为 $26.0 \text{ }^\circ C$,改变送风温度进行模拟试验,如图 5 所示,得到了 15:00 不同通风模式下的基准送风温度,置换通风为 $T_1 = 20.8 \text{ }^\circ C$,层式通风为 $T_3 = 21.4 \text{ }^\circ C$ 。

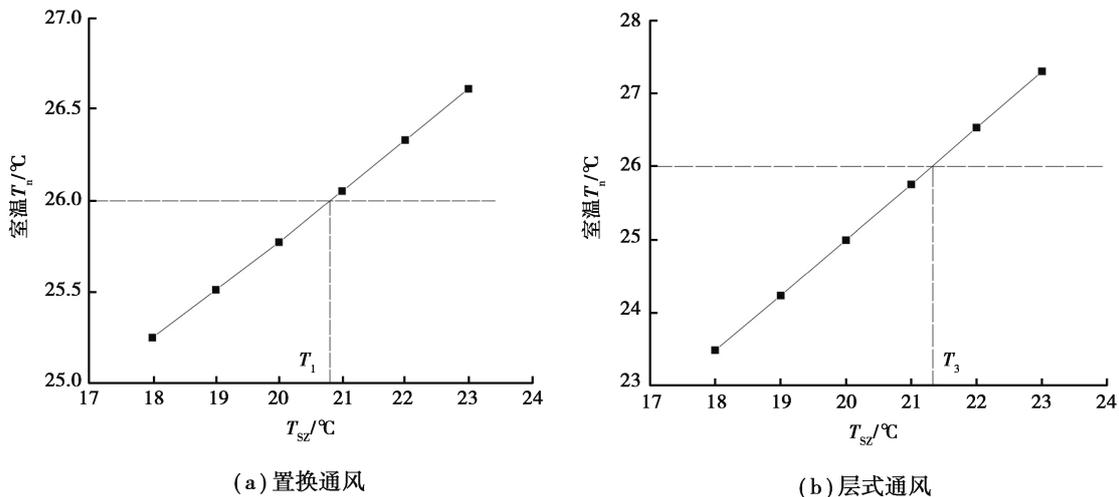


图 5 基准送风温度的确定

Fig. 5 Determination of basis air supply temperature

图 6 为采用各自基准送风温度得到的呼吸区高度所在水平面上的温度分布。图 6(a)中,置换通风时室内温度梯度明显,温度均匀性较差。自送风口朝西窗方向温度逐渐升高,温差最大达到了 $8 \text{ }^\circ C$,工作区附近温度为 $30 \text{ }^\circ C$ 左右,人体感觉较热,热舒适性较差。图 6(b)中,层式通风时呼吸区温度的整体水平要低于置换通风,且由于层式通风是直接将新鲜空气送至工作区,所以工作区附近温度在 $26 \text{ }^\circ C$ 左右,人体感觉较为舒适。这说明以室内温度为设计目标时,置换通风对室内环境参数的影响结果与人们期望的热感觉并不一致。

4.2 CO_2 浓度场比较

2 种通风方式采用各自基准送风温度时所得室内 CO_2 浓度分布如图 7 所示。室内 CO_2 的主要来源为人体的呼吸作用。图 7(a)所示置换通风中,由于受温度场及流场结构的综合影响,自送风口朝西墙方向 CO_2 浓度逐渐增大,人员呼吸区局部区域 CO_2 浓度较高;图 7(b)所示层式通风中,呼吸区 CO_2 浓度分布均匀,其平均水平远低于置换通风的情况,体现了层式通风较强的排污能力。2 种通风方式下室内 CO_2 浓度均未超过文献[17]要求的上限值 0.10% 。所以,当送风速度给定、以室温为通风设计目标时两种通风方式采用各自基准送风温度时的排污效率差异可以不考虑。

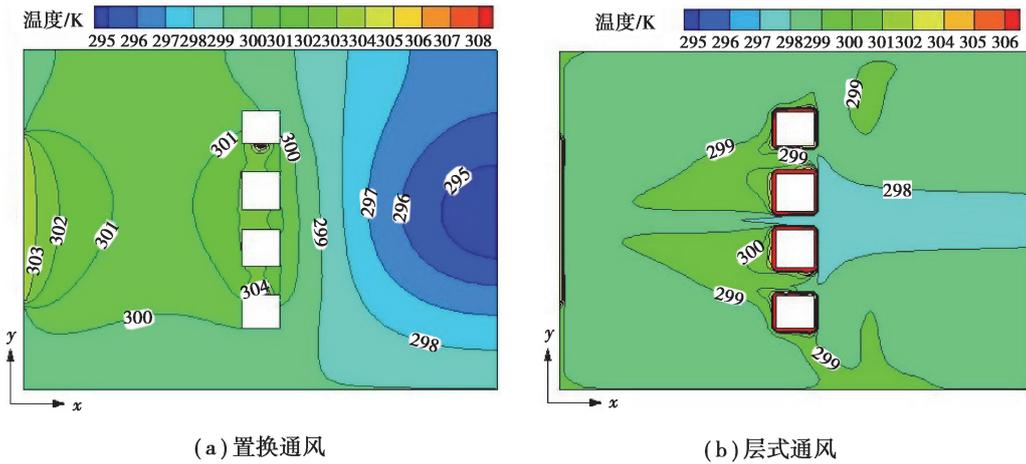


图 6 水平截面上温度分布比较(Z=1.1 m)

Fig. 6 Comparison of temperature distribution in Z=1.1 m section

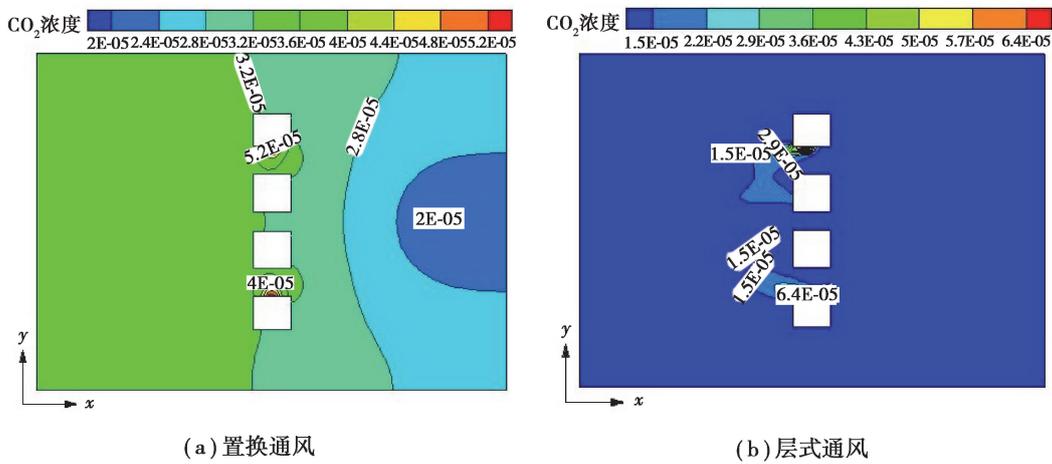


图 7 水平截面上 CO₂ 浓度分布比较(Z=1.1 m)

Fig. 7 Comparison of CO₂ concentration distribution in Z=1.1 m section

4.3 对气候的适应性比较

舒适性是人体对客观环境综合感受的主观反映。研究采用 PMV 指标评价室内舒适性^[18], 计算公式及各参数取值参见文献[12]。对于室内的热舒适性要求^[19], 国际通用的要求范围为 $PMV = -0.5 \sim +0.5$ 。根据中国经济水平状况, 文献[20]中提出的中国通用范围为 $PMV = -0.75 \sim +0.75$ 。

图 8 为 2 种通风方式时不同送风温度与室内 PMV 计算结果间的关系。可以看出, 适用于中国的 PMV 范围内置换通风的送风温度范围为 $13.0 \sim 27.0 \text{ }^\circ\text{C}$, 层式通风的送风温度范围为 $19.0 \sim 24.0 \text{ }^\circ\text{C}$ 。这表明: 置换通风对于气候的适应性较强, 更适用于气温变化范围较大的地区, 而层式通风适应性较弱, 适用于气温波幅不大的地区。这就导致在将室外空气处理到送风状态点时不同送风方式的耗冷量不同。在工程实际中,

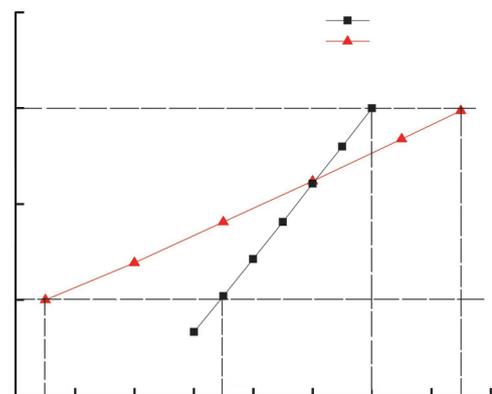


图 8 不同通风方式送风温度范围比较

Fig. 8 Comparison of air supply temperature ranges for different ventilation modes

如果以舒适性指标 PMV 值为主要评价指标,则送风温差可以在规范要求的 $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 基础上适当拓宽以避免上文中置换通风采用基准温度送风导致的室内偏热现象。

4.4 能耗分析

在空调负荷设计计算中是以逐时负荷计算的最大值作为设备选型、流量分配、管道水力计算依据的。而且,在空调系统运行期间,送风状态点是固定的,这就引发一个问题:当室外空气参数值与送风状态点参数值接近时,处理送风的冷量会比较小;当室外气象参数值与送风状态点参数值相差较远时,如果仍然采用固定的送风状态点,在空气处理过程中会产生较大的能耗,尤其对于早晚气温差异较大的地区,由此造成的能耗更显著。所以,为了降低处理送风所需冷量,在满足舒适性的前提下尽可能地采用较高的送风温度,即采用接近由图 8 所确定的送风温度范围的上限值送风。这样,全天中空调系统能耗必然低于定工况运行时的总能耗。通过试算,得到了不同时段(1 h 间隔)满足室内舒适性要求的送风温度值,如表 1 所示。置换通风下 8:00~10:00 采用了图 9 中的室外空气温度为送风温度值^[21],层式通风只有 8:00 采用了室外空气温度为送风温度值。

表 2 不同时刻的送风温度

Table 2 Air supply temperature at different times

时刻	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
置换通风送风温度	23.1	24.8	26.4	27.0	27.0	27.0	27.0	27.0	27.0	27.0	27.0
层式通风送风温度	23.1	24.0	24.0	24.0	24.0	24.0	23.8	23.8	23.7	23.7	23.9

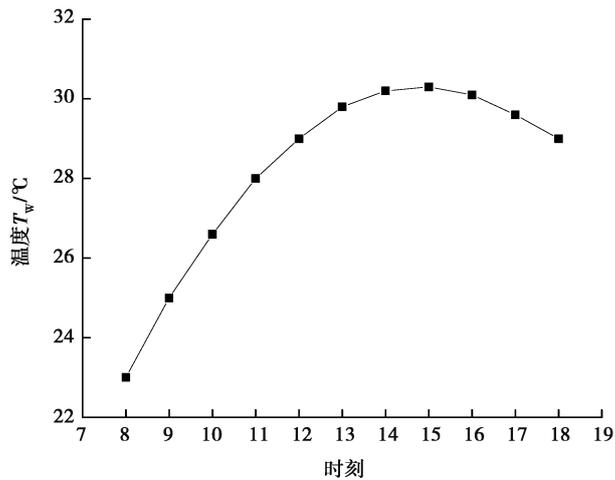


图 9 空调室外计算温度

Fig. 9 Air conditioning outdoor calculation temperature

根据与室外逐时温度对应的围护结构内表面温度以及表 1 所示该时刻送风温度双重条件下模拟得到了不同时刻的室内空气平均温度,如图 10 所示。可以看出,在 8:00~10:00 时刻,送风温度对 2 种通风方式的室温影响明显。10:00 以后,无论采用哪种通风方式,送风温度对室内温度的平均水平影响均很微弱,但层式通风的室内平均温度均比置换通风高 $1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右,工作人员会感觉稍热,置换通风下室温维持在一个较为舒适的状态。

逐时计算时,不同时刻的室内 PMV 计算结果如图 11 所示,2 种通风方式下采用变温度送风,得到的室内 PMV 随时间变化规律与温度曲线相似。空调运行期间各时段层式通风的 PMV 值均高于置换通风的值,且 9:00 以后接近于中国标准规定的在 $-0.75\sim+0.75$ 范围的上限值,室内人员有偏热的感觉;而置换通风的 PMV 值为 0.56 左右,室内人员感觉较舒适。这说明对于特定的送风方式,逐时改变送风温度,室内平均温度虽然高于空调设计室内温度 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$,但仍能保证居住者的舒适性,这也是通过提高室内设计温度达到节

能目标的努力方向。

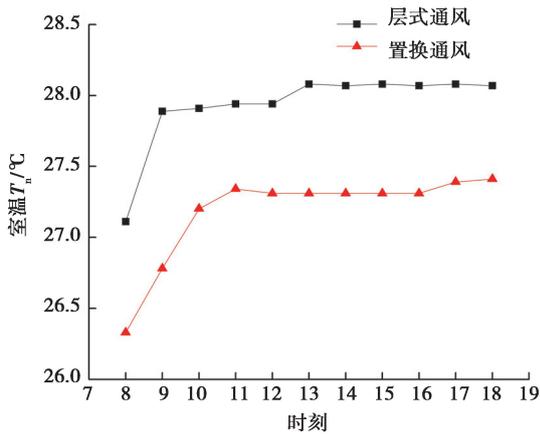


图 10 水平截面上平均温度随时刻变化曲线 (Z=1.1 m)

Fig. 10 Average temperature varies time in horizontal section (Z=1.1 m)

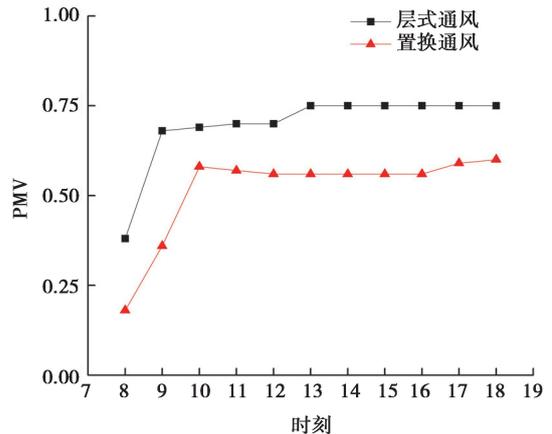


图 11 水平截面上不同时刻 PMV 值 (Z=1.1 m)

Fig. 11 PMV values at different times in horizontal section (Z=1.1 m)

图 12 为不同通风模式下处理送风的冷量变化曲线。上午某些时段由于不必对室外新风进行冷却,冷量主要来源于对空气的加湿量,冷量较中午和下午时刻要小。由图 5 可知,采用基准送风温度进行送风时,层式通风和置换通风需要提供的冷量是相同的;调整逐时送风温度后,2 种通风模式下的室内温度发生了变化,从而使得冷量有所下降。其中,层式通风模式下实时调整送风温度对冷量的节约效果较置换通风更显著;随着时间的推移,由于处理新风所需冷量逐渐增大,实时调整送风温度对于 2 种通风模式下冷量的节约幅度有所降低。由于采取了实时调整送风温度,使得置换通风冷量的节约率日平均值达到了 2.87%,层式通风冷量的节约率日平均值达到了 5.16%。图 13 为不同通风模式下送风量逐时计算值与基准送风温度对应的送风量以及传统设计方法所得送风量比较。采用冷负荷系数法计算所得置换通风和层式通风的送风量分别为 0.48 kg/s 和 0.43 kg/s;采用基准温度送风时,置换通风和层式通风的送风量最大值则为传统设计计算方法所得送风量;采用逐时调整送风温度,两种通风模式下的送风量均有所下降,其风量平均节约率分别达到了 22.65%和 32.14%。

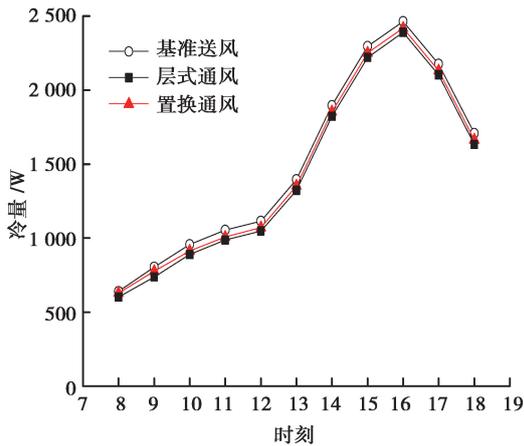


图 12 冷量比较

Fig. 12 Comparison of cooling capacity

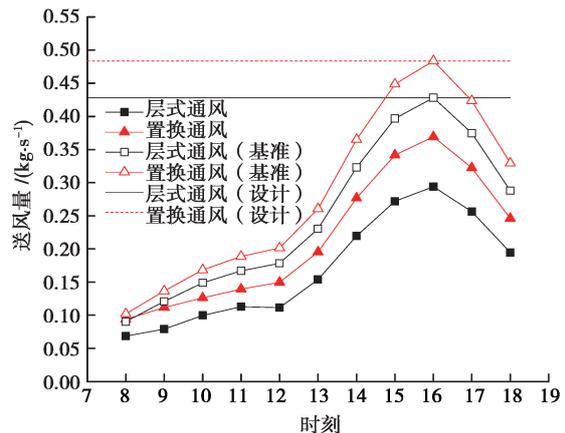


图 13 送风量比较

Fig. 13 Comparison of air supply volume

综上,对于办公建筑,若能够在规范要求的范围内提高送风温度,则逐时调整送风温度的通风方式可以在一定程度上减少对新风的机械制冷所消耗的能量,同时可以避免室内忽冷忽热现象。文章虽然只是以兰州地区某办公室为研究对象对不同通风模式下的节能特性进行的初步探索,但所提出的逐时变温度送风方

式可为其他气候分区建筑节能提供理论参考,揭示了冷量和送风量的变化与不同时刻室内温度之间的内在关联性。另外,要通过在1天内不同时刻调节工况来达到节能的目的,这需从空调系统的自动控制方面进行深入研究,以提高其工作可靠性及精确度。

5 结 论

数值分析了寒冷地区夏季某办公室内不同通风模式下的环境参数分布特性及其对空气处理能耗的影响,得到了如下主要结论:

1) 在传统空调负荷设计计算中,是假定室内温度恒定的条件下获得逐时负荷的最大值并以此作为后续设计依据,但由于室外气象参数对室内环境参数影响的动态特性,传统方法中固定送风状态点的送风方式在工程实际中是无法保证室内温度恒定性的,从而导致居住者在某些时段产生不适感。

2) 以舒适性指标 PMV 值为目标优化通风模式及送风工况,结果表明:置换通风更适用于气温变化范围较大的地区,而层式通风对气候的适应性较弱。

3) 与传统方法中采用定温度送风方式相比,实时调整送风温度,使得置换通风和层式通风中对新风进行机械制冷的冷量节约率日平均值分别达到了 2.87% 和 5.16%,两种通风模式下的送风量均有下降,其风量日平均节约率可分别达到 22.65% 和 32.14%。变温度送风的置换通风可有效改善室内舒适性。

4) 研究以兰州地区某办公室为研究对象对不同通风模式下的节能特性进行的初步探索,但所提出的逐时变温度送风方式可为其他气候分区空调系统运行模式的优化提供理论参考,揭示了冷量和送风量的变化与不同时刻室内温度之间的内在关联性。

参考文献:

- [1] 王焯, 张文霞, 胡文婷. 室内环境参数对室外气象参数瞬时变化的动态响应研究[J]. 重庆大学学报, 2015, 38(3): 8-14.
WANG Ye, ZHANG Wenxia, HU Wenting. Dynamic response study of the indoor environmental parameters for variable outdoor meteorological conditions[J]. Journal of Chongqing University, 2015, 38(3): 8-14. (in Chinese)
- [2] Gilani S, Montazeri H, Blocken B. CFD simulation of stratified indoor environment in displacement ventilation: Validation and sensitivity analysis[J]. Building and Environment, 2016, 95: 299-313.
- [3] Hweij W A, Ghaddar N, Ghali K. Optimized performance of displacement ventilation aided with chair fans for comfort and indoor air quality[J]. Energy and Buildings, 2016, 127(9): 907-919.
- [4] Huan C, Wang F H, Zhang L. An experimental investigation into stratum ventilation for the cooling of an office with asymmetrically distributed heat gains[J]. Building and Environment, 2016, 110(12): 76-88.
- [5] Cheng Y, Li Z. Experimental investigation into the interaction between the human body and room airflow and its effect on thermal comfort under stratum ventilation[J]. Indoor Air, 2016, 26(2): 274-285.
- [6] Zhong K, Kang Y M, Wang Y J. Effect of source location on particle dispersion in displacement ventilation rooms [J]. Particuology, 2008, 6(5): 362-368.
- [7] 陈勇, 王军, 龙恩深. 建筑室内热舒适性随通风条件变化的敏感性研究[J]. 建筑热能与通风空调, 2015, 34(3): 5-8.
CHEN Yong, WANG Jun, LONG Enshen. Variation sensitivity of indoor thermal comfort with ventilation conditions [J]. Building Energy & Environment, 2015, 34(3): 5-8. (in Chinese)
- [8] 许健, 余跃进. 办公建筑的层式通风气流组织优化分析[D]. 南京: 南京师范大学, 2015.
XU Jian, YU Yuejin. The stratum ventilation airflow organization optimization analysis of office building[D]. Nanjing: Nanjing Normal University, 2015. (in Chinese)
- [9] Chu C M, Jong T L. Enthalpy estimation for thermal comfort and energy saving in air conditioning system[J]. Energy Conversion Management, 2008, 49(6): 1620-1628.
- [10] Kanaan M, Ghaddar N, Ghali K, et al. New airborne pathogen transport model for upper-room UVGI spaces conditioned by chilled ceiling and mixed displacement ventilation: enhancing air quality and energy performance[J]. Energy Conversion Management, 2014, 85: 50-61.
- [11] Gao C, Lee W, Chen H. Locating room air-conditioners at floor level for energy saving in residential buildings[J]. Energy Conversion Management, 2009, 50(8): 2009-2019.

- [12] 闫若文, 王焯. 通风模式对办公室内空气品质与舒适性的影响[J]. 兰州交通大学学报, 2018, 37(6):92-98.
YAN Ruowen, WANG Ye. Influences of different ventilation modes on indoor air quality and thermal comfort in office [J]. Journal of Lanzhou Jiaotong University, 2018, 37(6): 92-98. (in Chinese)
- [13] 邹通. 青藏线(格-拉段)空调旅客列车冬季车内环境参数沿线变化数值研究[D]. 兰州:兰州交通大学, 2016.
ZOU Tong. Numerical research on indoor environment and air quality in Qinghai-Tibet air-conditioned passenger train in winter[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiaotong University, 2016. (in Chinese)
- [14] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册 [M]. 第二版. 北京:中国建筑工业出版社, 2015.
LU Yaoqing. Practical heating air conditioning design manual [M]. 2nd. Beijing: China Building Industry Press, 2015. (in Chinese)
- [15] 刘松, 程勇, 刘东. 人体吹风感影响因素的总结与分析[J]. 建筑热能通风空调, 2012, 31(2): 7-11.
LIU Song, CHENG Yong, LIU Dong. Analysis and summary of impact factors on draft sensation[J]. Building Energy & Environment, 2012, 31(2): 7-11. (in Chinese)
- [16] 陶文铨. 数值传热学[M]. 第二版. 西安:西安交通大学出版社, 2001.
TAO Wenquan. Numerical heat transfer[M]. 2nd. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001. (in Chinese)
- [17] 国家质量监督检验检疫总局. GB/T 18883-2002, 室内空气质量标准[S]. 北京: 中国标准出版社, 2003.
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of China. GB/T 18883-2002, Indoor air quality standard[S]. Beijing: Standards Press of China, 2003. (in Chinese)
- [18] 王焯, 孙鹏宝, 胡文婷. 不同壁面边界条件下冬季自然通风数值研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2016, 37(11):1606-1012.
WANG Ye, SUN Pengbao, HU Wenting. Numerical study on the natural ventilation in winter under different wall boundary conditions[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2016, 37(11): 1006-1012. (in Chinese)
- [19] ISO International Standard 7730. Moderate thermal environment determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort [S]. Geneva: International Standard Organization, 1984.
- [20] 王昭俊. 严寒地区居室热环境与热舒适性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2002: 27-57.
WANG Zhaojun. Study on indoor thermal environment and thermal comfort of residence in cold area[D]. Harbin: Harbin University of Technology, 2002: 27-57. (in Chinese)
- [21] 单寄平. 空调负荷实用计算法[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1989.
SHAN Jiping. Practical calculation of air conditioning load [M]. Beijing: China Building Industry Press, 1989. (in Chinese)

(编辑 詹燕平)