

文章编号: 1671-6612 (2021) 04-483-07

供暖工况下嵌入式空调房间传热关系及 负荷分布特性的研究

江聪鑫 范丹丹 肖益民

(重庆大学 重庆 400045)

【摘要】 为研究分析房间热量流动特征,在重庆地区某办公房间内搭建以 133 个温度测点为基础的温度场测试系统,不间断测试 10 小时,每十秒采集一次数据,得到 3600 个时刻的温度场数据。通过绘制热量传递网络图的方法,来计算各表面之间的辐射、对流换热量。在传统空调器的研究中往往忽略辐射作用的影响,但在实验测试中发现在嵌入式空调房间顶板向其他围护结构表面的辐射换热量高达 391.4W,占空调器总传热量的 28.5%,虽然不是传热途径中的主要手段但也是不可忽视的一部分;并比较网络法求解顶板辐射传热量与虚构表面法求解的差异性,计算得两者相差 3.06%。根据实验结果分析发现围护结构负荷中顶板向上方未供暖房间传热形成的负荷占据主导地位,此项负荷远大于外围护结构向室外空气传热部分,占房间围护结构总负荷的 30.49%,外围护结构负荷占房间围护结构总负荷的 17.28%,这主要是由于顶板面积远大于外墙面积,同时顶板未采取任何保温措施,导致温差较大,两者相乘使得顶板负荷远大于其他围护结构。由此可见对房间顶板进行保温处理是有着巨大的节能潜力的,此实验结果有助于研究南方地区以空调器供暖房间负荷计算,并根据顶板温度分布特性有针对性的对楼板围护结构进行节能改造。

【关键词】 嵌入式空调传热; 顶板保温; 负荷分布特性; 空调系统; 节能

中图分类号 TU831 文献标识码 A

Research on Heat Transfer Relationship and Load Distribution Characteristics of Embedded Air-Conditioning Room under Heating Conditions

Jiang Congxin Fan Dandan Xiao Yimin

(Chongqing University, Chongqing, 400045)

【Abstract】 In order to study and analyze the heat flow characteristics of the room, a temperature field test system based on 133 temperature measurement points was built in an office room in Chongqing. The test was performed continuously for 10 hours, and data was collected every ten seconds to obtain the temperature field at 3,600 moments data. By drawing the heat transfer network diagram, the radiation and convection heat transfer between the surfaces are calculated. In the research of traditional air conditioners, the influence of radiation is often ignored. However, in experimental tests, it is found that the radiant heat transfer from the ceiling of the embedded air conditioner room to the surface of other enclosure structures is as high as 391.4W, which accounts for 28.5% of the total heat transfer of the air conditioner. Although it is not the main method in the heat transfer path, it is also a part that cannot be ignored. The difference between the network method and the imaginary surface method for the radiative heat transfer of the roof is compared, and the difference between the two is 3.06%. According to the analysis of the experimental results, it is found that the load caused by the heat transfer of the roof to the upper unheated room in the envelope structure is

作者简介: 江聪鑫 (1997.9-), 男, 在读研究生, E-mail: 1275746787@qq.com

通信作者: 肖益民 (1974.2-), 男, 博士, 教授, E-mail: xiaoyimin1974@126.com

收稿日期: 2021-06-24

dominant, and this load is much larger than the heat transfer part of the envelope structure to the outdoor air. It accounts for 30.49% of the total load of the room envelope structure, and the load of the outer envelope structure accounts for 17.28% of the total load of the room envelope structure. This is mainly because the roof area is much larger than the outer wall area, and the roof does not take any heat preservation measures, resulting in a relatively large temperature difference. Large, the multiplication of the two makes the roof load much greater than other enclosure structures. It can be seen that the thermal insulation treatment of the roof of the room has huge energy-saving potential. The results of this experiment are helpful to study the calculation of the load of the room heating by air conditioners in the southern area, and the floor envelope structure is targeted according to the temperature distribution characteristics of the roof. Energy Saving.

【Keywords】 Embedded air conditioner heat transfer; roof insulation; load distribution characteristics; air conditioning system; energy saving

0 引言

根据 20 世纪 50 年代,周恩来总理亲自主导以秦岭、淮河为界,划定北方为集中供暖区,南方不集中供暖,此即为南北供暖线。划定理由是秦岭在冬季可以阻挡西伯利亚冷空气入侵,划定年日均气温稳定低于或等于 5°C 的日数大于或等于 90 天被界定为集中供暖的地区,其他地区则不供暖。然而随着人们舒适性的提高,当南方的阴冷天气给人们造成的不舒适感已经不能靠抖一抖来解决时,南方供暖问题一度成为热门话题。但是面对广泛的供暖面积与巨大的能源消耗,我们不能照搬北方的集中供暖模式,应当研究现有的南方供暖手段分析其是否有较大的提升潜力。南方地区供暖多采用部分空间、部分时间的方式,以分散式供暖为主。王占伟等^[1]调查显示,夏热冬冷地区典型城市中使用带直膨式对流末端的热泵型空调供暖方式的占 73%。直膨式对流末端较多采用嵌入式、壁挂式和风管式,安装在房间上部,主要是基于制冷工况,且不占室内使用空间。供暖时热风易滞留在房间上部,气密性不好的建筑甚至直接渗出^[2],房间内空气、围护结构之间传热过程复杂,空间上不均匀、时间上动态变化是要研究的难点。Rahim 等人^[3]采用稳态净辐射法模型计算了顶板辐射供暖系统中从热水盘管加热的天花板表面到其他内表面的辐射传热量,并获得了辐射换热量的占比。王军、魏文建等人^[4]结合郑州地区的气象条件和某住宅典型房间利用矩阵形式的房间热平衡方程进行自然室温和空调负荷计算、间歇运行空调系统热环境分析等,并给出了各分析项的求解过程及相应算法。孙立新等人^[5]研究通过房间、围护结构的热平衡,墙体自身热过程的分析,推导了外墙、外墙内(外)侧刷涂料和外墙内外刷涂料四种的墙体的热流密度计算公

式,计算了不同热阻情况下不同发射率墙体的热流密度。张继刚^[6]等人采用实验与模拟仿真的方法对壁挂式空调房间温度场进行了定性的描述,以热舒适为指标评价房间温度场,没有定量的计算结果。对嵌入式供暖房间对流-辐射耦合换热关系研究的比较少。基于空调器房间热力学特征与迫切的民生需求,本文以嵌入式空调器供暖为例,以实验数据为支撑,理论分析为手段,研究其中的传热特性,阐述房间内热流导向、比例分配、负荷分布,旨在为现有空调末端节能改造提供依据。

1 实验设计

本实验在某实验楼二楼的一间长×宽×高分别为 $6.7\text{m}\times 3.5\text{m}\times 3.2\text{m}$ 的实际房间内进行实测,办公室仅一面外墙外窗位于北围护结构,房间上侧、下侧、西侧均为未供暖的闲置办公室,房间西侧、南侧为走廊。

1.1 实验条件



图 1 房间示意图

Fig.1 Schematic diagram of the room

实验对象为重庆地区某建筑二楼办公室,房间采用吸顶嵌入式空调器供暖,房间尺寸为 $6.7\text{m}\times 3.5\text{m}\times 3.2\text{m}$, 房间内部布置情况如图 1 所示,空调器型号为 FDT45, 额定风量为 $16\text{m}^3/\text{min}$, 设定温

度为 26°C, 送风气流与天花板最小夹角 7° 向房间供暖。测试时长约为 10 小时。

1.2 测试仪器与测点布置

在房间内共布置 133 根热电偶用来测量房间内温度场, 以○表示测点, 以数字编号表示名称, 以□表示嵌入式空调末端。具体布置情况如图 2 所示, 在水平方向上布置测点 14 组测点 (组 1-组 14)。每组在垂直方向上设置 1-9 个热电偶探头, 设定高度分别为 0m (地面)、0.5m、1m、2m、3m、3.05m、3.10m、3.15m、3.20m (屋顶表面), 如图 3 所示。热电偶命名法为水平方向组编号+垂直方向编号 (如测点 1-2 代表水平测点 1 处, 高度为 0.5m 的测点)。此外, 对室外温度进行了监测, 在房间西、南、东墙表面分别均匀布置 5 个热电偶测点 (25-29、15-19、20-24), 在北墙表面均匀布置两个热电偶 (30、31)。

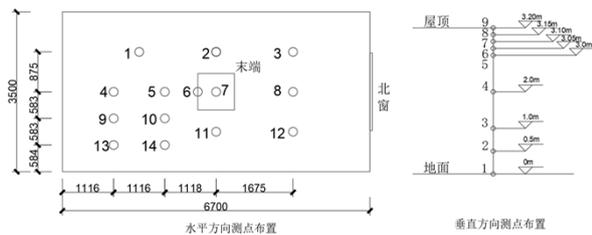


图 2 房间测点布置

Fig.2 Layout of measuring points in the room

主要实验仪器及其参数如表 1 所示。

表 1 主要测试仪器及其参数

Table 1 Main test instruments and their parameters

测试参数	型号	主要参数
风速	Testo425	量程: 0~20m/s, -20~70°C; 精度: ±(0.03m/s+5%), ±0.5°C
	热敏风速仪	
温度	T 型热电偶	量程: -200~+350°C; 精度: ±0.5°C或±0.004 t



图 3 房间测点布置现场图

Fig.3 Site map of room measuring point layout

2 实验结果与分析

在房间内无人员、无热源、封闭性良好的情况下对所有测点进行了约 10 小时的监测。在空调开启前室内温度场稳定, 垂直温差约 1.2°C。空调开启后, 送风温度可以达到 39°C。在设定温度 26°C, 送风气流与顶板夹角 7° 的条件下, 约 2.5h 后室内温度场基本达到稳定。

2.1 垂直方向的温度分布

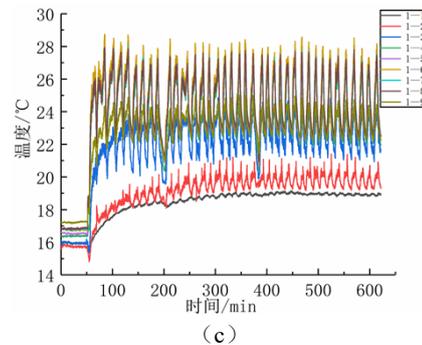
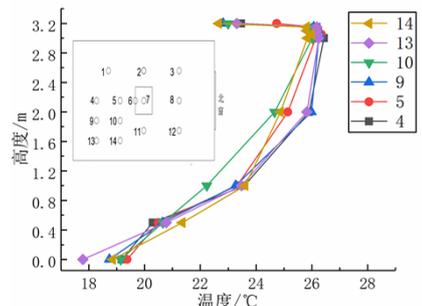
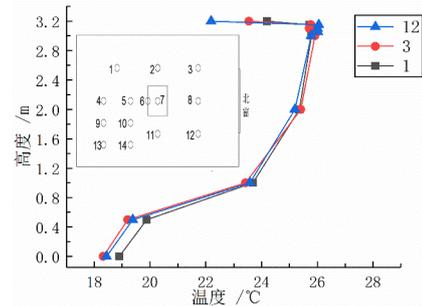


图 4 垂直温度分布图

Fig.4 Vertical temperature distribution diagram

由图 4 (a) 可知顶板温度并不是最高的, 它的温度与 0.8m 高度处的空气温度相近, 表明送风气流向顶板的传热热阻远大于热空气向冷空气扩散的热阻。其他测点温度测量值均随着高度的升高而不断升高, 在顶板边界 3.2m 附近的空气担当着热源的角色, 并在这个高度表现出相当集中的温度

水平,表明热空气在顶板边界形成了一个空气湖,在 3.15m 处此空气湖水平范围包纳了顶板的所有测点,平均温度高达 25.6℃。且由图 4 (b) 可知测点 1、3、12 在垂直温差上表现出来高度的一致性,三者温度在 1m 到 3.2m 基本相同,表明房间上部空腔气流存在对称性,并未受到下方门窗的影响。图 4 (c) 以不被送风口直接吹到的测点组 1 为例,稳定后地面温度约 19℃,屋顶表面温度约 24℃。1-4、1-5、1-6、1-7、1-8 温度变化情况相似,说明在 2m 高度之上的空间内温度分层不再明显,最高温度约 28℃。最低空气温度出现在 1-2 测点,最高约 20℃,垂直温差可达 8℃。1-1 与 1-2 温差在 2℃ 以内,而 1-2 与 1-3 之间,1-3 与 1-4 之间温度相差都较大,可达 4℃,说明温度分层主要出现在 0.5~2m 之间。

2.2 传热量计算

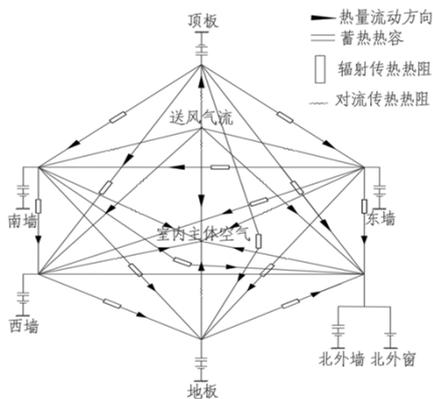


图 5 房间内部热量传递网络图

Fig.5 Network diagram of heat transfer inside the room

房间内部热量传递图中以 \curvearrowright 表示对流传热热阻,以 \ominus 表示墙体蓄热热容,以 \square 表示辐射传热热阻,图中箭头表示热量流动方向,由于测试地点位于重庆,根据重庆的气象规律,与测试条件,透过窗户投射到室内各表面的日照净得热量微乎其微,基本可以忽略其影响故不在图中表示。由图可知,房间传入热量分为热空气直接与各围护结构表面进行对流换热和空气加热顶板后由顶板向其他围护结构进行辐射换热。而房间热量的最终消散形式也分为冷风渗透耗热量与通过围护结构向外散失耗热量两种。由热平衡原理可知空调器流入房间的热量=维护结构耗热量+冷风渗透耗热量。

2.2.1 辐射传热量计算

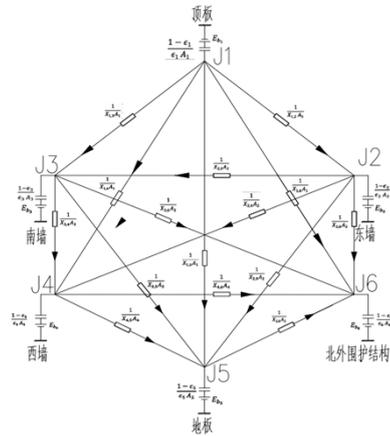


图 6 房间辐射传热网络图

Fig.6 Room radiation heat transfer network diagram

根据房间辐射传热网络图建立方程组^[7],使用矩阵解法得到各表面有效辐射 J_1, J_2, \dots, J_n , 最终求解封闭空腔内六灰表面的净辐射传热量 ϕ_i 。具体方程组如式 (1) ~ (2) :

$$\left. \begin{aligned} J_1 \left(X_{1,1} - \frac{1}{1-\epsilon_1} \right) + J_2 X_{1,2} + J_3 X_{1,3} + L + J_n X_{1,n} &= \left(\frac{\epsilon_1}{\epsilon_1 - 1} \right) \sigma_b T_1^4 \\ J_1 X_{2,1} + J_2 \left(X_{2,2} - \frac{1}{1-\epsilon_2} \right) + J_3 X_{2,3} + L + J_n X_{2,n} &= \left(\frac{\epsilon_2}{\epsilon_2 - 1} \right) \sigma_b T_2^4 \\ &\vdots \\ J_1 X_{n,1} + J_2 X_{n,2} + J_3 X_{n,3} + L + J_n \left(X_{n,n} - \frac{1}{1-\epsilon_n} \right) &= \left(\frac{\epsilon_n}{\epsilon_n - 1} \right) \sigma_b T_n^4 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\phi_i = \frac{E_{bi} - J_i}{1 - \epsilon_i} \quad i=1, 2, \dots, n \quad (2)$$

解得顶板净辐射传热量为 379.76W,表示顶板以辐射方式向其他围护结构表面传递 379.76W 热量。并使用虚构表面法简化方程计算顶板净辐射传热量,此方法将顶板以外其他表面合成为一个表面,使得房间中只有顶板与虚构表面进行辐射换热,其他表面采用围护结构相关物性参数加权平均值做为虚构表面温度^[8],具体参数、方程如式 (3) ~ (4) :

$$t_r = \frac{\sum_{i=1}^n A_i \epsilon_i t_i}{\sum_{i=1}^n A_i \epsilon_i} \quad i=1, 2, \dots, n-1 \quad (3)$$

$$Q = A_f \sigma_b \phi_r (t_f^4 - t_r^4) \quad (4)$$

其中, t_r 为虚构表面平均温度(非加热表面平均温度), K; A_i 为房间第 i 表面的表面积, m²; ϵ_i 为房间第 i 表面的发射率; t_i 为房间第 i 表面的平均温度, K; Q 为简化后的顶板辐射传热量,

W/m^2 ; σ_b 为黑体辐射常数, $5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$; φ_r 为地板与虚构表面间的相当辐射角系数, 常取 0.89; J_i 为 i 表面净辐射传热量。

代入各参数值求得在房间稳定时刻送风温度为 $35.1^\circ C$, 回风温度为 $26.1^\circ C$, 顶板通过辐射与其他围护结构表面的总换热量为 $391.4W$, 此方法与根据网络法求解的顶板净辐射传热量仅相差 3.06%。

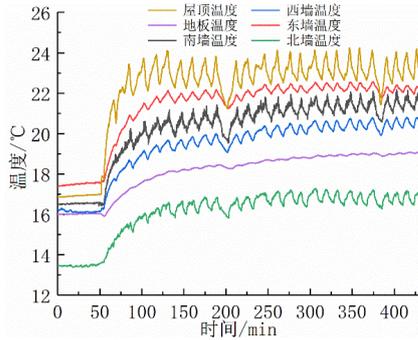


图 7 围护结构表面温度图

Fig.7 Surface temperature map of enclosure structure

由图 7 可知, 在室内嵌入式空调系统启动时顶板率先响应, 其升温坡度斜率最大为 $0.269^\circ C/min$, 而后是东南西北四个壁面陡坡式升温, 斜率分别为 $0.144^\circ C/min$ 、 $0.139^\circ C/min$ 、 $0.108^\circ C/min$ 、 $0.075^\circ C/min$, 地板为离热空气最远的围护结构, 受对流换热的影响效果最小, 受顶板辐射换热的影响效果最大, 在嵌入式空调传热初始阶段, 地板升温最缓慢, 为 $0.061^\circ C/min$, 当房间设定温度为 $26^\circ C$ 时, 空调导流板以最小出风角度 7° 向外送风, 在达到稳定时刻取后两百分钟平均值作为计算条件, 送风平均温度为 $29^\circ C$, 回风平均温度为 $24.6^\circ C$, 空调为房间提供的平均总热量为 $1.37kW$, 在 400 分钟时刻, 顶板通过辐射与其他围护结构表面的总换热量为 $391.4W$, 辐射占比为 28.5%, 随后由于回风温度达到设定值, 空调加热器停止工作, 但由于顶板边界空气层温度与顶板温度还有较大的温差, 于是热流继续加热顶板, 1.7 分钟后辐射换热量达到峰值为 $442.2W$, 此刻顶板平均温度为 $24^\circ C$ 。

2.2.2 冷风渗透耗热量

采用缝隙法^[10]计算加热由门窗缝隙渗入室内的冷空气的耗热量, 见式 (5) ~ (10)。

$$Q = 0.28C_p \rho_{WN} L (T_N - T_{WN}) \quad (5)$$

$$L = L_0 L_1 m^b \quad (6)$$

$$L_0 = \alpha_1 \left(\frac{\rho_{WN} v_0^2}{2} \right)^b \quad (7)$$

$$m = C_r \cdot \Delta C_f \cdot \left(n^{\frac{1}{b}} + C \right) \cdot C_h \quad (8)$$

$$C_h = 0.3h^{0.4} \quad (9)$$

$$C = 70 \cdot \frac{h_2 - h}{\Delta C_f v_0^2 h^{0.4}} \cdot \frac{T_N' - T_{WN}}{273 + T_N'} \quad (10)$$

式中, C_p 为空气的定压比热容, 取 $1.01kJ/(kg \cdot K)$; ρ_{WN} 为供暖室外计算温度下的空气密度, 重庆地区取 $1.30kg/m^3$; T_{WN} 为供暖室外计算温度, 重庆地区取 $4.1^\circ C$; T_N 为供暖室内设计温度, $^\circ C$, 取 $26^\circ C$; L 为渗透冷空气量, m^3/h ; L_0 为在单纯风压作用下, 不考虑朝向修正和建筑内部隔断情况时, 通过每米门窗缝隙进入室内的理论渗透冷空气量, $m^3/(m \cdot h)$; L_1 为外门窗缝隙的长度, m ; m 为风压与热压共同作用下, 不同朝向、不同高度的门窗冷风渗透压差综合修正系数; α_1 为外门窗缝隙渗风系数, 由于考虑到实际施工的不确定性, α 取 $0.9m^3/(m \cdot h \cdot Pa)$; v 为冬季室外最多风向的平均风速, 重庆地区取 $1.6m/s$; C_r 为热压系数, 对于有前室门、楼梯间门且密封性较差的房间取 0.9; n 为单纯风压作用下的朝向修正系数取 1; C 为作用于门窗上的有效热压差与有效风压差之比; h 为计算门窗的中心线标高, m ; h_2 为单纯热压作用下建筑物中和面的标高, m ; T_N' 为竖井计算温度, $^\circ C$; b 为外门窗缝隙渗风系数, 取 0.67。

将各参数值带入方程, 解得冷风渗透耗热量 $Q=177.83W$ 。

3 负荷分布

3.1 各围护结构负荷计算与分析

房间热量由嵌入式空调器加热器以热射流的方式传入房间, 以围护结构向外导热方式流出房间, 流向未供暖空间 (邻室、走廊) 与室外空气。以未开启空调的墙壁测点初始时刻温度作为房间未供暖空间壁温, 对房间内各围护结构进行负荷分布的探究。假设未供暖房间不因热量流入而升温, 根据热传递基本公式计算各围护结构向外传递的热量 ϕ_i , 见式 (11)。

$$\phi_i = k_i A_i (t_i - t_{i0}) \quad i=1, 2, \dots, n \quad (11)$$

式中, t_i 为表面 i 的表面温度, $^{\circ}\text{C}$; t_{i0} 为表面 i 在空调未开启时刻的初始壁温, $^{\circ}\text{C}$; k_i 为各围护结构导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$, 计算结果如图 8 所示。

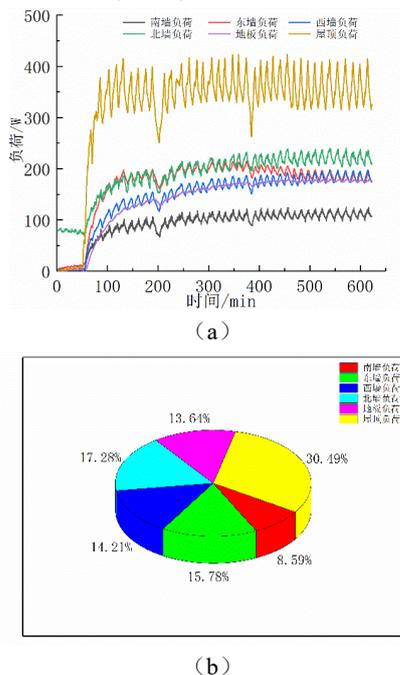


图 8 围护结构负荷分布图

Fig.8 Load distribution diagram of enclosure structure

图 8 (a) 描述了各建筑围护结构负荷随时间变化特性, 由图可知, 顶板围护结构的负荷上升最快斜率最大, 表明顶板最先受到热气流加热, 加热 40 分钟左右负荷达到最大值, 此时顶板围护结构的蓄热量也达到了最大值。顶板是受送风热气流影响最大的板块, 在时刻 200 分钟时, 空调器停机停止送风, 此刻顶板负荷陡降, 表明顶板温度也在剧烈下降, 产生这一现象是因为顶板向楼上未供暖空间传热巨大, 同时其表面温度在所有围护结构表面中是最高的, 这也就意味着顶板在不断向上损失热量的同时还要不断地向下方进行辐射传热。这一点也可以从地板的负荷特性曲线看出, 地板离送风气流最远, 所以其温度上升最慢, 负荷上升最慢, 但当 150 分钟后, 地板负荷已经高于除顶板外的其他围护结构负荷, 随着时间的增加各墙体负荷已经趋于稳定, 但地板负荷还在呈现上升趋势, 直至最后稳定时刻地板负荷仍然大于其他墙体负荷。由于地板负荷特性曲线在开机初始时刻上升最缓, 在停机时刻下降幅度最小, 表明地板温度受到送风气流的影

响最小, 受到顶板辐射传热的影响最大, 但停机时刻地板温度下降表明各围护结构与室内空气传给地板的换热量仍不够支撑地板向下散失的热量。

3.2 顶板的保温与节能

图 8 (b) 为房间各围护结构温度达到稳定时, 各围护结构负荷占总负荷的比例。由图可知顶板负荷占比最大, 高达 30.49%, 具体数值为 380.9W, 远高于外围护结构负荷占比 17.28%, 产生这一现象的主要原因是外围护结构受到人们的广泛关注, 其内部结构已经有了各种改良创新, 使得保温性能能达到非常良好的效果。而楼板的保温性能, 研究的很少, 因为承重问题楼板不能做的很厚, 而墙体却没有这种限制, 但主要原因还是人们没有认识到楼板保温的经济性。将围护结构传热量除去面积的影响, 得到屋顶热流密度为 $16.2\text{W}/\text{m}^2$, 外围护结构热流密度 $19.2\text{W}/\text{m}^2$, 地板热流密度 $7.3\text{W}/\text{m}^2$ 。在保温性能不如外围护结构的条件下, 顶板的温度又远高于外围护结构内表面壁温, 而顶板占据的表面积又是最大的, 于是造成了顶板向房间外散失的热量远高于外围护结构。在国家大力倡导节能节电的大背景下, 给负荷占比最大的板块——顶板做保温以降低空调器电能消耗就显得相当的必要。而对顶板做保温, 也应该根据其温度场分布不均匀的特性进行针对性的处理, 顶板温度分布特性如图 9 所示, 由图 9 (a) 可知, 整个顶板的温度曲线呈现相同升降趋势没有时间上的延迟, 具有时间上的一致性, 传热上的一致性。图 9 (b), 将顶板分为三块区域, 以红色测点构成的射流核心区温度最高, 以黑色测点构成的边角区由于靠近送风口, 且能受到两股射流的传热, 使得其温度略高于由蓝色测点构成的射流扩散区的温度。在四条射流路径上的温度曲线是数值最高的, 而在射流路径以外的温度曲线是十分相近的, 表明在主要射流区热空气冲刷顶板时向顶板的传热是最剧烈最充分的, 在扩散卷吸空气后, 速度下降, 温度下降, 对顶板的加热能力也随之下降。

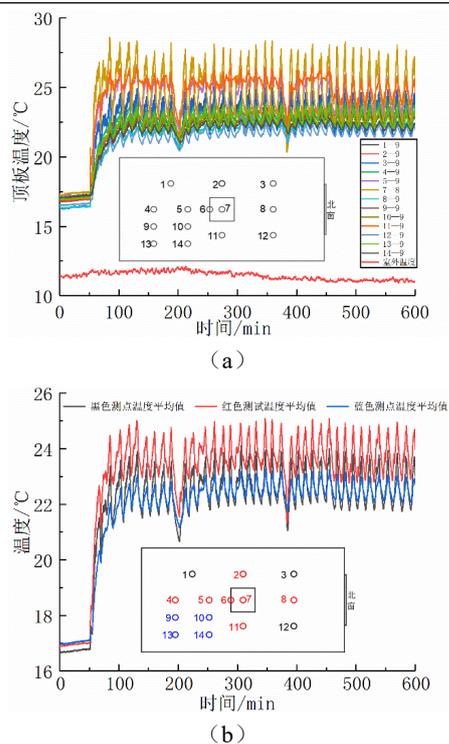


图 9 顶板温度分布图

Fig.9 Top plate temperature distribution diagram

由热平衡原理可知:

$$\text{空调器流入房间的热量} = \text{维护结构耗热量} + \text{冷风渗透耗热量} \quad (12)$$

经过计算上述两等式两边误差为 4.1%。

4 结论

本文采用实验测试的方法针对嵌入式空调供暖房间进行传热关系的研究与负荷分布特性的探讨。求解了各围护结构表面净辐射换热量, 并与简化公式进行对比; 对稳态时刻各个围护结构表面与室内空气的换热量进行求解; 分析了房间的负荷分布规律, 定性探讨了顶板保温的重要性。

(1) 构建电位网络图对各围护结构表面净辐射换热量进行求解, 得出在稳定时刻顶板辐射面换热量高达 391.4W, 占总供热量的 28.5%。表明在嵌入式空调房间传热过程中, 辐射换热扮演着不可忽视的角色。并将顶板净辐射换热量计算结果与虚构表面法简化方程计算结果相比较仅有 3.06% 的误差。

(2) 在达到稳定时刻发现 3.15m 高度出现“空气湖”现象, 其范围几乎包含 3.15m 平面内所有测点。

(3) 在稳定时刻采用稳态传热方程对各围护结构进行求解, 对热平衡等式两端进行验算, 计算得出等式两边误差为 4.1%。

(4) 顶板散热量是房间采暖负荷的最大来源, 其占比远远大于外围护结构散热量。计算得出屋顶热流密度为 16.2W/m², 外围护结构热流密度 19.2W/m², 凸显出了顶板保温的重要性, 并建议根据顶板负荷分布不均匀的特征进行针对性的保温。

参考文献:

- [1] 王占伟, 王智伟, 石柳红. 夏热冬冷地区典型城市的不同供暖方式综合评价[J]. 建筑科学, 2014, 30(12): 1-8.
- [2] 王如竹, 张川, 翟晓强. 关于住宅用空气源热泵空调、供暖与热水设计要素的思考[J]. 建筑工程技术与设计, 2014, 34(1): 32-41.
- [3] M Rahimi, A Sabernaemi. Experimental study of radiation and free con-vection in an enclosure with a radiant ceiling heating system[J]. Energy Build, 2010, 42: 2077-2082.
- [4] 王军, 魏文建, 王晓璐. 房间热平衡方程应用分析[J]. 郑州大学学报(理学版), 2001, 23(3): 89-93.
- [5] 孙立新, 冯驰. 反射隔热涂料北方冬季保温性能的基础热过程分析[J]. 工业建筑, 2017, 47(z): 601-604.
- [6] 张继刚. 壁挂式空调房间内流场温度场特性与人体热舒适的研究[D]. 济南: 山东大学, 2007.
- [7] 章熙民, 朱彤, 安青松, 等. 传热学(6版)[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2014: 170-178, 238-252.
- [8] 宗杰, 涂光备, 王荣光, 等. 低温地板辐射采暖系统热性能研究[C]. 中国动力工程学会热力专业委员会 2004 年学术交流会论文集, 2004: 97-102.
- [9] 王梅杰, 赵青玲, 陈园园. 地板辐射供暖房间热负荷计算研究[J]. 建筑科学, 2020, 36(4): 169-177.
- [10] 赵磊磊. 低温地板辐射采暖系统的传热性能研究[D]. 北京: 北京化工大学, 2010.
- [11] 徐伟, 邹瑜, 徐宏庆, 等. 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范 GB50736-2012[J]. 建设科技, 2015, (10): 31-32.
- [12] Experimental study on the characteristics of non-steady state radiation heat transfer in the room with concrete ceiling radiant cooling panels[J]. Building and environment, 2016, 96: 157-169.
- [13] Roberto, Garay, Martinez. Disaggregation process for dynamic multidimensional heat flux in building

- simulation[J]. Energy and buildings, 2017,148:298-310.
- [14] Wu X, Liu Y, Liu G, et al. Effect of Supply Air Temperature on Indoor Thermal Comfort in a Room with Radiant Heating and Mechanical Ventilation[J]. Energy Procedia, 2017,121:206-213.
- [15] S Okamoto, H Kitora, H Yamaguchi, et al. A simplified calculation method for estimating heat flux from ceiling radiant panels[J]. Energy and Buildings, 2010,42:29-33.