

蒸发冷却与毛细管辐射供冷复合空调系统实验研究

西安工程大学 黄翔[☆] 闫振华 宣永梅

摘要 基于蒸发冷却辐射供冷复合空调系统工程设计方法,对蒸发冷却和辐射供冷承担的负荷进行了分配,并于复合空调系统实验台上用实验的方法对其夏季工况的新风系统、高温冷水系统和室内热湿环境进行了测试。结果表明,在中湿度地区,当供水温度 19℃、置换送风温度 17℃时,0.1~1.1 m 高度最大温差小于 2℃,1.1 m 高度室内温度 26~26.5℃,0.1~1.1 m 高度室内温度梯度小于 2℃/m,1.1~2.7 m 高度室内温度梯度小于 1℃/m,室内空气相对湿度为 53.3%~65.4%,温、湿度均满足热舒适性要求。辐射板表面平均温度为 21.75~21.9℃,始终高于室内空气露点温度,避免了结露的可能性。

关键词 蒸发冷却 辐射供冷 毛细管 实验研究

Experimental research on air conditioning system based on evaporative cooling with radiant cooling by capillary tube mats

By Huang Xiang[★], Yan Zhenhua and Xuan Yongmei

Abstract Gives a balanced load distribution between evaporative cooling and radiant cooling based on the engineering design of the composite air conditioning system advanced by the authors. Tests the fresh air system, high temperature chilled water system and indoor temperature and humidity environment on the composite test-bed under summer air conditioning conditions. Test results show that when the air conditioning systems run in the summer of mid-humidity area whose supply water temperature is 19℃ and supply air temperature is 17℃, the maximum temperature difference is less than 2℃ at all sections between 0.1 and 1.1 m above the floor, and the indoor temperature is about 26 to 26.5℃ at 1.1 m. The experimental results also show that the gradient of temperature is less than 2℃/m between the heights of 0.1 and 1.1 m and is less than 1℃/m between 1.1 and 2.7 m, meanwhile indoor relative humidity is in a range of 53.3% to 65.4%. So the experimental results illustrate that the composite air conditioning system can meet thermal comfort for the occupants. In addition the mean surface temperature of radiant cooling panel is 21.75 to 21.9℃, which avoids the risk of condensation, because the ceiling surface temperature is higher than the dew point temperature.

Keywords evaporative cooling, radiant cooling, capillary tube mat, experimental research

★ Xi'an Polytechnic University, Xi'an, China

①

蒸发冷却与毛细管辐射供冷复合空调系统是一种节能、环保、经济和可提高室内空气质量的新型空调方式,在西北地区的应用前景十分乐观^[1-3],文献[4-5]提出了基于蒸发冷却的辐射供冷/热复合空调系统(以下简称复合空调系统)工程设计方法。本文在已搭建的复合空调系统实验台上^[6],用实验的方法对其夏季工况下蒸发冷却新风侧、辐射供冷高温冷水侧及室内热湿参数等进行了详细的

实验研究,以期验证工程设计的有效性。

1 实验设计

在进行实验测试之前,首先计算和分配复合空

①☆ 黄翔,男,1962年7月生,工学硕士,教授,副校长
710048 西安市金花南路19号西安工程大学
(029) 82330016
E-mail: huangx@xpu.edu.cn
收稿日期:2009-03-02

调系统负荷。具体过程如下。

1.1 确定室内外设计参数和空调区冷负荷

夏季室外干球温度 35.2 °C, 湿球温度 26 °C, 相对湿度 49.6%; 夏季室内设计温度 26 °C, 相对湿度 55%, 露点温度 16.3 °C, 风速小于 0.3 m/s。

采用谐波反应法进行负荷计算, 最大冷负荷 1 829 W, 湿负荷 0.174 4 kg/h, 单位面积冷负荷指标为 83 W/m², 房间体积 66 m³。

1.2 负荷分配计算

图 1 为蒸发冷却新风+毛细管辐射吊顶负荷分配计算焓湿图。

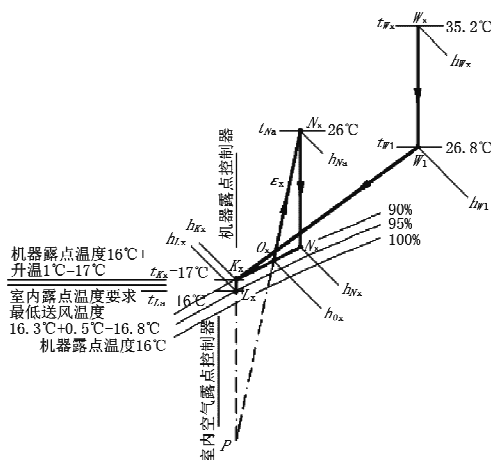


图 1 蒸发冷却新风+毛细管辐射吊顶负荷分配计算焓湿图

1) 确定室内送风状态点 O_x 及空调房间总送风量 q_m

热湿比计算:

$$\epsilon_x = \frac{\sum Q_x}{W} \quad (1)$$

式中 ϵ_x 为热湿比, kJ/kg; $\sum Q_x$ 为总冷负荷, kW; W 为湿负荷, kg/h。

根据式(1)可得

$$\epsilon_x = \frac{1.829 \text{ W}}{0.1744 \text{ kg/h}} = 37755 \text{ kJ/kg}$$

送风状态点 O_x 干球温度 $t_{O_x} = 17.6$ °C, 相对湿度 90%, 送风比焓 57.8 kJ/kg, 室内空气比焓 48.5 kJ/kg, 房间总送风量为

$$q_m = \frac{\sum Q_x}{h_{N_x} - h_{O_x}} \quad (2)$$

式中 q_m 为总送风量, kg/h; h_{N_x} 为室内空气的比焓, kJ/kg; h_{O_x} 为室内送风状态点的比焓, kJ/kg。

根据式(2)可得

$$q_m = \frac{1.829 \text{ W}}{57.8 \text{ kJ/kg} - 48.5 \text{ kJ/kg}} = 0.1967 \text{ kg/s} = 708 \text{ kg/h}$$

2) 确定考虑温升新风处理后的送风状态点 K_x (按最小新风量方法计算)

① 计算满足人员所需最小新风量 $q_{m \cdot w \cdot 1}$ 。按无烟办公室确定每人所需最小新风量为 30 m³/h, 室内 2 人, 故 $q_{m \cdot w \cdot 1} = 60$ m³/h 即可满足室内人员卫生标准。

② 按室内 1.5 h⁻¹ 换气次数进行估算, 维持房间正压所需最小新风量 $q_{m \cdot w \cdot 2}$ 为 1.5 h⁻¹ × 66 m³ = 99 m³/h。

③ 按机器露点控制线要求所需最小新风量 $q_{m \cdot w \cdot 3}$ 为

$$q_{m \cdot w \cdot 3} = q_m \times \frac{N_x O_x}{N_x P} \quad (3)$$

式中 $N_x O_x$ 和 $N_x P$ 为线段长, mm。

根据式(3)可得

$$q_{m \cdot w \cdot 3} = 708 \text{ kg/h} \times \frac{3435 \text{ mm}}{10119 \text{ mm}} = 240 \text{ kg/h}$$

④ 确定按室内空气露点控制线要求所需最小新风量 $q_{m \cdot w \cdot 4}$ 。由图 1 可知, 送风露点控制线与 NO 延长线的交点 P 落在机器露点控制线的左侧, 显然 $q_{m \cdot w \cdot 4} < q_{m \cdot w \cdot 3}$, 故不必再求 $q_{m \cdot w \cdot 4}$ 。

⑤ 取 $q_{m \cdot w \cdot 1}$, $q_{m \cdot w \cdot 2}$, $q_{m \cdot w \cdot 3}$ 和 $q_{m \cdot w \cdot 4}$ 中的最大者作为最小新风量 $q_{m \cdot w}$, 即

$$q_{m \cdot w} = \max\{q_{m \cdot w \cdot 1}, q_{m \cdot w \cdot 2}, q_{m \cdot w \cdot 3}, q_{m \cdot w \cdot 4}\} \quad (4)$$

根据式(4)可得

$$q_{m \cdot w} = \max\{60, 99, 240\} = 240 \text{ kg/h}$$

则房间内辐射供冷处理的风量为

$$q_{m \cdot R} = q_m - q_{m \cdot w} \quad (5)$$

式中 $q_{m \cdot R}$ 为辐射供冷处理的风量, kg/h。

根据式(5)可得

$$q_{m \cdot R} = 708 \text{ kg/h} - 240 \text{ kg/h} = 468 \text{ kg/h}$$

连接 $N_x O_x$ 并延长到点 P , 使

$$\frac{N_x O_x}{O_x P} = \frac{q_{m \cdot w}}{q_{m \cdot R}} = \frac{240 \text{ kg/h}}{468 \text{ kg/h}} = 0.513 \quad (6)$$

过 P 点作 d_P 线与 $\phi = 95\%$ 的等相对湿度线相交于点 L_x , 考虑到风机温升的影响, 沿 d_{L_x} 线向上取温升为 Δt (实验台用空调机组由实验知 $\Delta t = 1.0$ °C) 的线段, 即确定温升后的送风状态点 K_x , 干球

温度为 17℃,相对湿度 90%。

3) 确定辐射供冷处理后的状态点 M_x

连接 $\overline{K_x O_x}$ 并延长与 d_{N_x} 线相交于 M_x 点。连接 $\overline{N_x M_x}$ 。求得状态点 M_x 参数:干球温度为 18℃,比焓 h_M 为 49.5 kJ/kg。新风负担的冷负荷为

$$Q_w = \frac{q_{m,w}}{3600} (h_{N_x} - h_{K_x}) \quad (7)$$

式中 Q_w 为新风负担的冷负荷, kW; h_{K_x} 为考虑温升后新风处理后的送风点空气比焓, kJ/kg, 本文取 46.55 kJ/kg。

根据式(7)可得

$$\begin{aligned} Q_w &= q_{m,w} (h_{N_x} - h_{K_x}) \\ &= \frac{240 \text{ kg/h}}{3600 \text{ s}} (57.8 \text{ kJ/kg} - 46.55 \text{ kJ/kg}) \\ &= 0.75 \text{ kW} \end{aligned}$$

4) 新风负担的湿负荷为

$$\sum W_x = q_{m,w} (d_{N_x} - d_{L_x}) \quad (8)$$

式中 $\sum W_x$ 为室内设计状态点湿负荷, kg/s; d_{N_x} 为室内设计状态点含湿量, kg/kg; d_{L_x} 为送风点空气含湿量, kg/kg。

根据式(8)可得

$$\begin{aligned} \sum W_x &= 240 \text{ kg/h} \times (0.0124 \text{ kg/kg} - \\ &\quad 0.011673 \text{ kg/kg}) = 0.1744 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

5) 辐射供冷承担的显热冷负荷为

$$Q_R = q_{m,R} (h_{N_x} - h_{M_x}) \quad (9)$$

式中 Q_R 为辐射供冷负担的冷负荷, kW; h_{M_x} 为 M_x 状态点空气比焓, kJ/kg, 本文取 49.5 kJ/kg。

根据式(9)可得

$$\begin{aligned} Q_R &= \frac{468 \text{ kg/h}}{3600 \text{ s}} \times (57.8 \text{ kJ/kg} - 49.5 \text{ kJ/kg}) \\ &= 1.078 \text{ kW} \end{aligned}$$

1.3 毛细管吊顶辐射供冷水系统设计

1) 确定辐射末端铺设方式

辐射末端采用 KS15 型毛细管席同程结构。

2) 确定单位面积辐射供冷能力

当采用毛细管辐射进行夏季供冷时,系统的供冷能力和毛细管直径、布管间距、管子埋深、填充层材料及厚度、辐射面热阻、室内外空气温度、围护结构尺寸、围护结构材料及内表面温度等参数有直接关系。笔者对铝扣板毛细管辐射吊顶的热工性能进行了实验研究和分析,结果如下。

室内设计温度为 26℃,毛细管间距 15 mm,管径 $\Phi 3.35 \times 0.5$ mm,采用铝扣板吊顶,改变毛细管内冷水温度时,其供冷能力及辐射板表面温度的变化如图 2 所示。

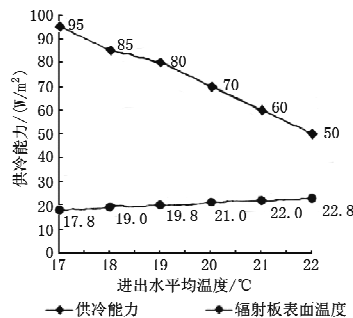


图 2 室温 26℃条件下毛细管辐射吊顶供冷能力

在室温 26℃、辐射板结构一定时,单位面积供冷能力与辐射板表面温度有直接关系。设计时取辐射板表面温度 21.5℃,查图 2 知单位面积辐射供冷量 q_f 为 65 W/m²。

3) 确定辐射板铺设面积 A_f

$$A_f = \frac{Q_R}{q_f} \quad (10)$$

式中 A_f 为辐射板铺设面积, m²; q_f 为单位面积供冷量, W/m²。

根据式(10)可得

$$A_f = \frac{1.078 \text{ kW}}{65 \text{ W/m}^2} = 16.58 \text{ m}^2$$

4) 确定进出水平均温度

查图 2 知进出水平均温度为 20.5℃,进出水温差按 3℃计算^[7],则进水温度 19℃,回水温度为 22℃。

5) 冷水参数确定后,可确定系统水的质量流量 V

$$V = \frac{Q_R}{c \Delta t} \quad (11)$$

式中 V 为水的质量流量, kg/s; c 为水的比定压热容, kJ/(kg·℃); Δt 为进出水温差,℃。

根据式(11)可得

$$V = \frac{1.078 \text{ kW}}{4.2 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{°C)} \times 3 \text{ °C}} = 0.085556 \text{ kg/s}$$

6) 水流阻力损失确定

阻力损失按文献^[7]第 6.5.3 节进行计算,在此不再详述。

7) 水泵选型

略。

8) 水系统型式选择

末端采用同程布置方式,在此不再详述。

1.4 蒸发冷却新风系统设计

1) 最小新风量的确定

$$q_{m,w} = 240 \text{ kg/h} = 210 \text{ m}^3/\text{h}。$$

2) 新风送风状态点的确定

确定温升后的送风状态点 K_x ,干球温度为 17℃,相对湿度为 90%。

3) 蒸发冷却送风系统设计

送风末端采用置换通风型式,选用型号为 QL-90-N/400×750/RAL9010 型置换通风器 1 台,置于墙角。

置换通风器出口面积 0.471 m²,置换通风器出口风速 0.12 m/s。

1.5 冷源设备选型

1) 蒸发冷却组合式空调机组选型

① 西安地处中湿度地区,夏季选用管式间接蒸发冷却段和空气冷却段(表冷段)作为空调的新风机组功能段。

② 在春秋季节工况下,选用一级管间接蒸发冷却段和直接蒸发冷却段作为空调的新风机组功能段,甚至可以采用直接蒸发冷却段作为空调的新风机组功能段。故蒸发冷却组合式空调机组由管式间接蒸发冷却段+空气冷却段+直接蒸发冷却段组成。

③ 新风量的确定。空调机组承担的新风量即最小新风量为

$$q_{m,w} = 240 \text{ kg/h} = 0.0667 \text{ kg/s}$$

④ 机组冷负荷为

$$Q_z = q_{m,w}(h_{w_x} - h_{K_x}) \quad (12)$$

式中 Q_z 为机组承担冷负荷, kW; h_{w_x} 为夏季室外空气状态点空气比焓, kJ/kg, 本文取 84.5 kJ/kg。

根据式(12)可得

$$Q_z = 0.0667 \text{ kg/s} \times (84.5 \text{ kJ/kg} - 46.55 \text{ kJ/kg}) = 2.531 \text{ kW}$$

⑤ 机组承担的湿负荷为

$$W_z = q_{m,w}(d_{w_x} - d_{L_x}) \quad (13)$$

式中 W_z 为机组承担湿负荷, kg/h; d_{w_x} 为夏季室外空气状态点空气含湿量, kg/kg, 本文取 0.0191 kg/kg。

根据式(13)可得

$$W_z = 240 \text{ kg/h} \times (0.0191 \text{ kg/kg} - 0.01167 \text{ kg/kg}) = 1.783 \text{ kg/h}$$

实验时,选用的机组设计风量为 5 000 m³/h, 仅用其处理的一部分风量,其余大部分风量排至 2 层大厅。

2) 蒸发冷凝式冷水机组选型

① 机组制冷量的确定

$$Q_{ZL} = q_{m,w}(h_{w_1} - h_{K_x})\eta_1 + q_{m,R}(h_{N_x} - h_{M_x})\eta_2 \quad (14)$$

式中 Q_{ZL} 为机组制冷量, kW; η_1 为空气冷却器(表冷器)换热效率; η_2 为(板式)换热器换热效率。

根据式(14),代入相关参数可得

$$Q_{ZL} = 1.605 \text{ kW}$$

② 机组冷水循环流量的确定

$$G_{ZL} = \frac{Q_{ZL}}{c\Delta t} \quad (15)$$

式中 G_{ZL} 为水的质量流量, kg/s。

根据式(15)可得

$$G_{ZL} = \frac{1.605 \text{ kW}}{4.2 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{°C)} \times 5 \text{ °C}} = 0.0764 \text{ kg/s} = 275 \text{ kg/h}$$

③ 冷水循环水泵扬程的确定

经水力计算,水泵扬程采用 22 m 即可。

结合实验台新风机组(设计风量 5 000 m³/h)制冷量和水力计算结果,最终选用 30 kW 蒸发冷凝式冷水机组既可满足新风机组全负荷运行的需要,又能满足测试室风侧和水侧的需要。

2 实验方案

复合空调系统实验流程如图 3 所示。

新风由蒸发冷却组合式空调机组提供,辐射供冷末端采用毛细管辐射吊顶形式。在即定的热湿负荷条件下,按实验设计的要求分别对蒸发冷却新风侧和辐射供冷末端的水侧进行调整,同时记录测试室温度场和湿度场的变化,运行工况稳定时,确认室内温湿度场,进而对实验设计的有效性进行验证。

3 实验测试仪器及方法

3.1 测试内容、测点布置及测试仪器

实验测试时,测点布置如图 4 所示,测试内容及所需仪器见表 1。

3.2 实验方法

本次实验主要是测试复合式空调系统夏季工况特性,包括蒸发冷却新风和辐射末端的运行特性、测试室的热舒适性(房间内温度场和湿度场)

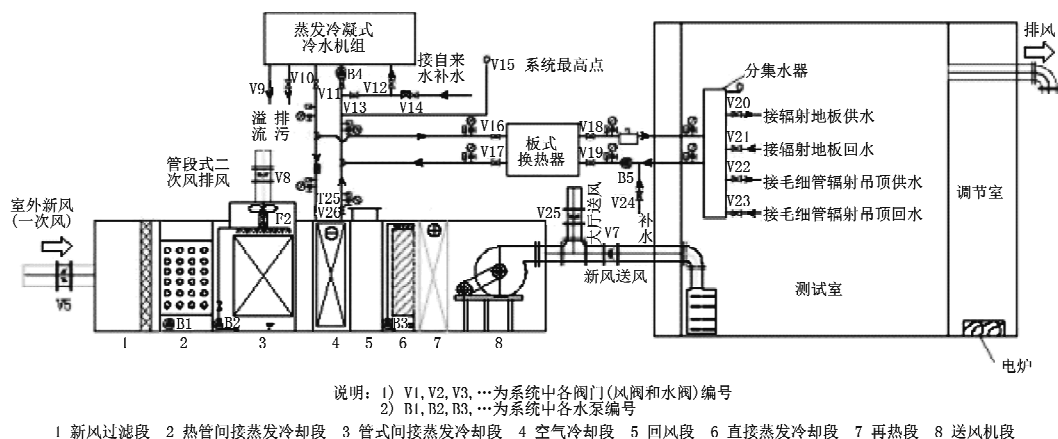


图 3 复合空调系统实验流程

表 1 测点对应测试安排

测点编号	测试对象	测试内容	测试仪器(型号)	备 注
①	蒸发冷却组合	入口空气	干球温度和	1) 将测试仪器用配套软件设置好后置于相应测点;
②	式空调机组	热管间接蒸发冷却段	相对湿度	2) 测试时要注意测头防污、防尘、防结露,确保测试精度;
③		一次侧出口空气		3) 测试结束后数据上传到电脑
④		热管间接蒸发冷却段		
⑤		二次侧入口空气		
⑥		管式间接蒸发冷却段		
⑦		一次侧出口空气		
⑧		表冷段出口空气		
⑨	置换通风器	送风管内空气	智能热球风速仪	采用等面积布点法布置测点
图 4a		送风管内空气	(ZRQF-F 30JV)	
图 4b		出口空气	风速	
⑦	辐射末端	供水/回水	温度/流量/热量	将热量表安装于辐射末端供水主管上,并把 pt1000 高精度测温传感器分别安装于供水和回水测温点上
图 4d	测试室	室内空气	温度	在测试室的不同高度(0.1 m, 0.7 m, 1.1 m, 1.7 m, 2.2 m, 2.7 m)共布置 6 组共 40 个铜-康铜热电偶测点
⑧			湿度	在 0.1 m, 1.1 m, 2.2 m, 2.7 m 高度处共布置 4 个测点
⑨	调节室	室内空气	温度	于 0.1 m, 1.1 m, 2.2 m, 2.7 m 高度处共布置 4 个测点
图 4a	测试室	排风	风速	采用等面积布点法布置测点
图 4c	测试室	内围护表面(地板、顶棚和墙)	温度	采用等面积布点法布置测点

注:测试前应对所有仪器进行认真校核,及时消除测量中产生的误差。

等。测试时以实验设计理论计算参数为导向,对风侧和水侧进行相应调整。

1) 调节室温湿度调整

开启调节室内加热电炉,启动风机 F5,使模拟温湿度场趋于均匀。依西安夏季空气调节计算干球温度为基准,调整温度至 $(35 \pm 2)^{\circ}\text{C}$,相对湿度 $60\% \pm 10\%$,待开启一段时间调节室空气参数稳定后方可进行下一步。

2) 开启水系统(以地板为例,毛细管辐射吊顶参照执行)

3) 测试记录

水系统和风系统开启后,每隔 20 min 记录以下参数:室外空气温度和相对湿度;蒸发冷却机组各功能段进出空气温度和相对湿度;置换通风器送风管内风速、送风温度,相对湿度及出口断面风速;测试室排风口风速;测试室不同高度空气温度和相对湿度;调节室不同高度空气温度和相对湿度;辐射末端供水回水温度及流量;测试室围护结构内表面温度。

3.3 实验测试过程

实验于 2008 年 7 月 29 日至 8 月 20 日进行。调节室温度控制在 $(35 \pm 2)^{\circ}\text{C}$,相对湿度 $60\% \pm$

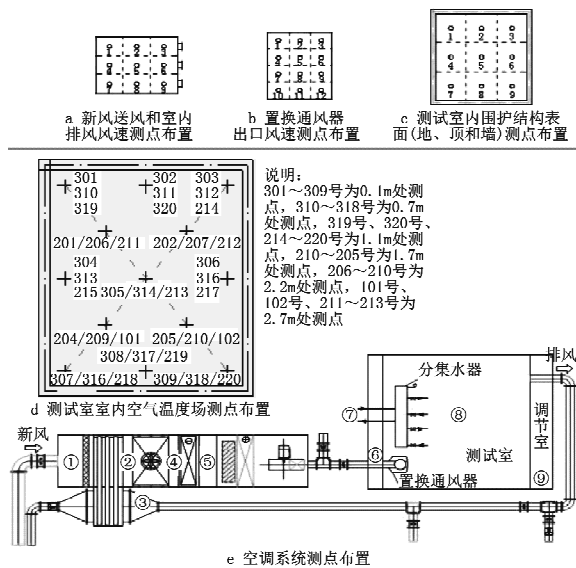


图4 测点布置

10%,然后开启水系统和风系统。空调机组测试时开启新风过滤段、热管式间接蒸发冷却段、机械制冷段和送风段。其一次风进风和二次风进风均来自室外环境,二次风排风排至室外。

本次实验验证时,测试室夏季空调设计温度为26℃,相对湿度为55%,空气露点温度为16.3℃。

连续运行10h后测试室内温湿度场、风系统和水系统均已稳定,每隔20min记录一次数据。

4 数据整理及分析

4.1 蒸发冷却新风机组负荷分配及新风送风温湿度参数结果分析

图5为蒸发冷却新风机组及新风送风温湿度参数变化图。

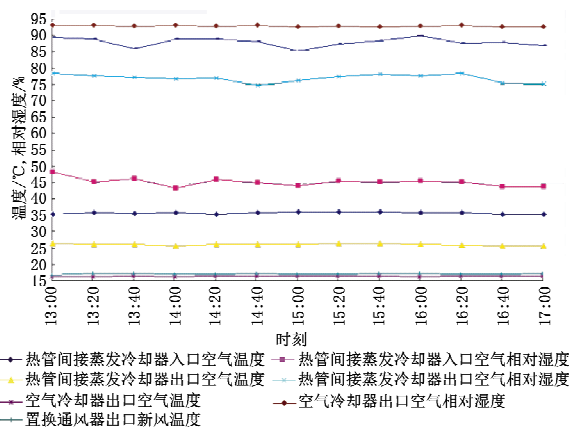


图5 蒸发冷却新风机组、新风送风温湿度变化图

由蒸发冷却机组的热管间接蒸发冷却段和空气冷却段承担室内余热、余湿和新风负荷。

热管间接蒸发冷却段入口空气最高温度为35.99℃,最低温度为35.19℃,平均温度为35.66℃,相对湿度最高值为48.2%,最低值为43.3%,平均值为45.1%。热管间接蒸发冷却段出口空气最高温度为26.35℃,最低温度为25.6℃,平均温度为26.08℃。相对湿度最高值为78.4%,最低值为74.7%,平均值为76.91%。空气冷却器出口空气最高温度为16.55℃,最低温度为16.19℃,平均温度为16.37℃,平均温度与实验设计理论值相对偏差为 $(16.37℃ - 16℃) / 16℃ \times 100\% = 2.3\%$ 。相对湿度最高值为93%,最低值为92.6%,平均值为92.79%,平均湿度与实验设计理论值偏差甚小。

蒸发冷却新风机组实测承担的冷负荷为

$$\begin{aligned} Q_z &= q_{m-w}(h_{w_x} - h_{L_x}) \\ &= 0.06956 \text{ kg/s} \times (81.6 \text{ kJ/kg} - 45.8 \text{ kJ/kg}) \\ &= 2.49 \text{ kW} \end{aligned} \quad (16)$$

其中实测热管段承担的冷负荷为: $0.06956 \text{ kg/s} \times (81.6 \text{ kJ/kg} - 71 \text{ kJ/kg}) = 0.7373 \text{ kW}$

实测空气冷却段承担的冷负荷为: $0.06956 \text{ kg/s} \times (71 \text{ kJ/kg} - 45.8 \text{ kJ/kg}) = 1.7529 \text{ kW}$

实测蒸发冷却新风机组承担的湿负荷为

$$\begin{aligned} W_z &= q_{m-w}(d_{w_x} - d_{L_x}) \\ &= 251 \text{ kg/h} \times (17.8 \text{ g/kg} - 11.5 \text{ g/kg}) \\ &= 1581 \text{ g/h} = 1.581 \text{ kg/h} \end{aligned} \quad (17)$$

实测蒸发冷却新风机组承担的冷负荷与实验设计理论值相对偏差为

$$\eta = \frac{2.49 \text{ kW} - 2.531 \text{ kW}}{2.531 \text{ kW}} \times 100\% = -1.62\%$$

实测的蒸发冷却新风机组承担的湿负荷与实验设计理论值相对偏差为

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{1.581 \text{ kg/h} - 1.783 \text{ kg/h}}{1.783 \text{ kg/h}} \times 100\% \\ &= -11.3\% \end{aligned}$$

蒸发冷却新风机组的间接蒸发冷却段能对室外高温空气进行预冷,温降达8~10℃,预冷后的空气再由空气冷却器进行除湿,并进一步冷却至送风状态。实测结果表明,冷负荷偏差在5%范围内,湿负荷偏差在5%~10%左右,新风机组所承担的冷负荷和湿负荷与实验设计值吻合较好。

4.2 辐射末端实测参数分析

1) 辐射末端供回水平均温度

图6为辐射末端参数变化图。

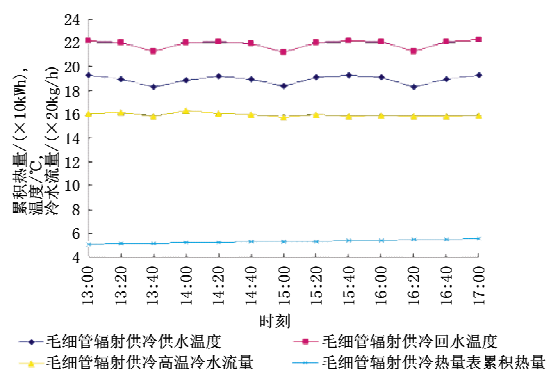


图6 毛细管辐射末端参数变化图

供、回水温度分别在 18.3~19.3℃ 和 21.2~22.3℃ 之间近似周期性波动, 供水平均温度为 18.9℃, 回水平均温度为 21.9℃, 供、回水平均温差为 20.4℃, 与实验设计理论值相对偏差为 0.49%。

2) 辐射末端承担的冷负荷

实验过程中, 由热量表实时采集供、回水温差和流量, 自动计算出辐射末端热功率和热量累计值。两次实验稳定运行时间均为 4 h。

累积热量从初值 51 kWh 到 55.5 kWh, 毛细管辐射末端承担的冷负荷为 $Q_R = (55.5 \text{ kWh} - 51 \text{ kWh}) / 4 \text{ h} = 1.125 \text{ kW}$ 。

与实验设计理论值相对偏差为

$$\eta = (1.125 \text{ kW} - 1.078 \text{ kW}) / 1.078 \text{ kW} \times 100\% = 4.36\%$$

由以上可知, 实测辐射末端供冷量能满足实验设计辐射末端需要承担的显热供冷量。

毛细管辐射吊顶实际供冷能力与设计值偏差在 5% 以内, 偏差不大。这是由于在接近辐射吊顶的区域, 热烟羽所形成的对流气流风速很小, 很少超过 0.1 m/s, 湍流度也低于 20%^[48], 置换通风对其供冷能力影响效果不明显。

4.3 置换通风器出口风速实测分析

置换通风器出口测点风速均在推荐风速 0.3 m/s 以下, 满足置换通风器最大送风速度要求, 且各点风速偏差甚微, 断面空气分布较均匀。

断面风速在 0.14 m/s 上下波动 (见图 7), 风量在 224 m³/h 上下变化。风量实测值与实验设计值相对偏差为

$$\eta = \frac{224 \text{ m}^3/\text{h} - 210 \text{ m}^3/\text{h}}{210 \text{ m}^3/\text{h}} \times 100\% = 6.67\%$$

4.4 室内温度场设计验证

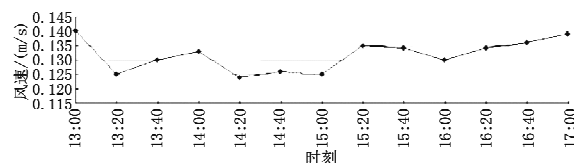


图7 置换通风器出口断面风速变化图

温度沿高度方向呈梯度升高趋势, 至顶板附近骤然下降, 0.1~2.7 m 纵向温度变化过程比较缓和。

辐射吊顶表面平均温度为 21.75~21.9℃, 始终高于室内空气露点温度。图 8 为室内温度场分布图。

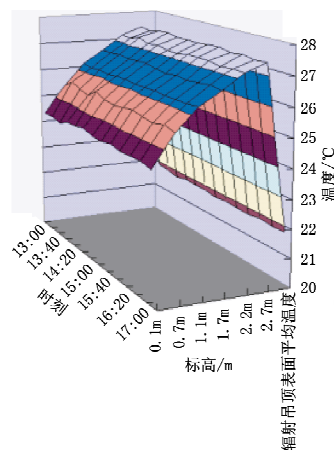


图8 室内温度场分布图

距地面 0.1 m 断面平均温度为 24.3~24.6℃, 距地板 0.7 m 标高断面处的平均温度是 25.378~25.687℃, 0.1~0.7 m 纵向温差为 0.906~1.236℃, 整个纵向温差取绝对值后的平均值为 1.055℃, 平均温度梯度为 1.759℃/m, 温度梯度适中, 在舒适性要求的范围内。

距地板 1.1 m 标高断面处的平均温度是 26.117~26.224℃, 与室内设计温度 26℃ 偏差在 0.45%~0.86% 之间。总平均温度为 26.176℃, 与室内设计温度 26℃ 平均偏差为 0.68%, 满足室内设计温度的要求。0.1~1.1 m 纵向温差为 1.605~1.844℃, 温度梯度为 1.605~1.844℃/m, 整个纵向温差取绝对值后的平均值为 1.699℃, 平均温度梯度为 1.699℃/m, 温度梯度适中, 满足 ISO 7730 推荐的室内环境热舒适性标准。

距地板 2.7 m 标高断面处的平均温度为 27.403~27.525℃, 1.1~2.7 m 纵向温差为 1.217~1.408℃, 整个纵向温差取绝对值后的平

均值为 $1.284\text{ }^{\circ}\text{C}$, 平均温度梯度为 $0.8025\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{m}$, 温度梯度较小, 温度场较均匀。

辐射吊顶表面平均温度为 $21.733\sim 21.856\text{ }^{\circ}\text{C}$, 2.7 m 至吊顶表面纵向温差为 $5.547\sim 5.758\text{ }^{\circ}\text{C}$, 整个纵向温差取绝对值后平均值为 $5.666\text{ }^{\circ}\text{C}$, 温差显著。但此区域为非工作区, 只需保证辐射吊顶表面不结露即可。

实验测试结果表明, 复合空调系统室内温度场比较均匀, 工作区实测温度与设计温度吻合性较好, 从而证实了实验设计方法在工程应用中能对冷负荷进行正确的分配。

4.5 室内湿度场设计验证

室内湿度场分布(见图 9)呈现如下特性:

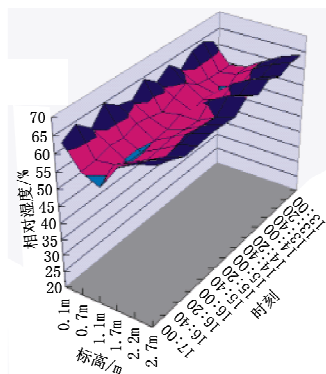


图 9 室内湿度场分布图

$0.1\sim 2.7\text{ m}$ 相对湿度变化范围为 $53.3\%\sim 65.4\%$, 符合《采暖通风与空气调节设计规范》(GB 50019—2003)对室内相对湿度的要求。

$0.1\sim 0.7\text{ m}$ 出现相对湿度低幅度平滑下降趋势, 相对湿度差范围为 $2.9\%\sim 8.1\%$, 相对湿度差均值为 5.4% 。 $0.7\sim 2.7\text{ m}$ 出现相对湿度缓慢上升趋势, 相对湿度差范围为 $3.2\%\sim 9.9\%$, 相对湿度差均值为 6.6% 。

1.1 m 标高相对湿度变化范围为 $53.3\%\sim 57.3\%$, 相对湿度均值为 55.7% , 与实验设计相对湿度 55% 相比较, 相对偏差为 1.27% 。

实验测试结果表明, 复合空调系统室内湿度场比较均匀, 工作区实测相对湿度与设计值吻合性较好, 从而证实了实验设计方法采用最小新风量原则确定的最小新风量完全能够承担室内湿负荷, 是温湿度独立控制原理在实际工程中的正确应用。

5 结论

本文以复合空调系统实验台为研究平台, 进行

了详细的实验设计, 并用实验的方法对复合空调系统进行了实验研究, 得到了其温、湿度场的变化特点, 结果表明:

在中湿度地区, 在室内设计温度 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度 55% 的条件下, 当供水温度 $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、温差 $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、置换送风温度 $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 毛细管辐射吊顶供冷能力为 $65\text{ W}/\text{m}^2$, $0.1\sim 1.1\text{ m}$ 纵向温差为 $1.605\sim 1.844\text{ }^{\circ}\text{C}$, 温度梯度为 $1.605\sim 1.844\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{m}$, 整个纵向温差取绝对值后的平均值为 $1.699\text{ }^{\circ}\text{C}$, 平均温度梯度为 $1.699\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{m}$; $1.1\sim 2.7\text{ m}$ 纵向温差为 $1.217\sim 1.408\text{ }^{\circ}\text{C}$, 整个纵向温差取绝对值后的平均值为 $1.284\text{ }^{\circ}\text{C}$, 平均温度梯度为 $0.8025\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{m}$; 1.1 m 高度室内温度为 $26\sim 26.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $0.1\sim 2.7\text{ m}$ 相对湿度变化范围为 $53.3\%\sim 65.4\%$, 1.1 m 标高处相对湿度变化范围为 $53.3\%\sim 57.3\%$, 相对湿度均值为 55.7% , 温、湿度均满足热舒适性要求。辐射吊顶表面平均温度为 $21.75\sim 21.9\text{ }^{\circ}\text{C}$, 始终高于室内空气露点温度, 无结露之忧。

复合空调系统实测温度场和湿度场较均匀, 温湿度实测数值满足设计要求, 辐射末端未出现结露现象, 从而验证了工程设计方法在负荷分配计算、蒸发冷却新风和高温冷水参数选取和设备选型等方面能够正确指导工程实际。

参考文献:

- [1] 闫振华, 黄翔, 宣永梅. 蒸发冷却与毛细管辐射供冷复合式空调初探[J]. 建筑热能通风空调, 2008, 27(4): 23-25
- [2] 黄翔. 面向环保、节能、经济及室内空气品质联合挑战的蒸发冷却技术[J]. 建筑热能通风空调, 2003, 22(4): 1-4
- [3] 黄翔. 国内外蒸发冷却空调技术研究进展(3)[J]. 暖通空调, 2007, 37(4): 24-29
- [4] 黄翔, 向瑾, 闫振华. 基于蒸发冷却的地板辐射供冷工程计算[J]. 暖通空调, 2007, 37(增刊): 32-34
- [5] 闫振华, 黄翔, 宣永梅. 蒸发冷却+辐射供冷空调系统设计[J]. 纺织高校基础科学学报, 2008, 21(4): 505-512
- [6] 闫振华, 黄翔, 宣永梅. 基于蒸发冷却辐射供冷热实验台设计探讨[J]. 暖通空调, 2009, 39(9)
- [7] 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, 2008
- [8] 王子介. 低温辐射供暖与辐射供冷[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004