

doi:10.11835/j.issn.1674-4764.2014.05.003

温度均匀分布辐射冷顶板的传热特性

李 严¹, 李念平¹, 严继光²

(1. 湖南大学 土木工程学院, 长沙 410082; 2. 珠海燕通环境科技开发有限公司, 广东 珠海 519015)

摘要:构建一种表面温度均匀分布的辐射冷顶板,分析其物理结构和传热机理,建立其辐射供冷传热过程的数学模型,利用 MATLAB 计算其供冷量,并通过该辐射冷顶板的热工特性试验验证模型的合理性,模拟得到的顶板温度和供冷量与实验结果的误差小于 6%。通过对实验结果和计算结果的分析,研究发现在定流量稳态工况下,该辐射冷顶板结构由于存在空气夹层,顶板的供冷量随顶板温度的增大而增大,但受冷冻水温度的限制,顶板的温度在实际运行时宜保持在 18~20 °C 之间。基于对实验数据的分析,研究了室内相对湿度随顶板温度的变化规律、房间的温度分布及其通过对流和辐射方式各自分担的冷负荷。

关键词:辐射供冷;传热;供冷量;数学模型;实验验证

中图分类号:TU831.3 文献标志码:A 文章编号:1674-4764(2014)05-0016-07

Heat Transfer Characteristics of a New Ceiling Radiant Cooling Panel with Uniform Temperature Distribution in the Surface

Li Yan¹, Li Nianping¹, Yan Jiguang²

(1. College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082, P. R. China;

2. Yan-Tong Environmental Science and Technology Development Co. Ltd, Zhuhai 519015, Guangdong, P. R. China)

Abstract: A new ceiling radiant cooling panel (CRCP) with a uniform temperature distribution in the surface was introduced, by analyzing the physical structure and heat transfer mechanism of CRCP. A mathematical model of the radiant heat transfer process was established, through which the cooling capacity of CRCP was calculated using MATLAB. Compared with the results of thermal performance test, the mathematical model was reasonable with a maximum error less than 6%. According to the results of model and experiment, in the constant flow condition, due to the air in the sandwich structure, cooling capacity of CRCP decreases as the temperature drops. Limited by the chilled water temperature, the temperature of CRCP usually is in range of 18~20 °C. Based on the experimental, the distribution of relative humidity and the temperature in the room and cold load undertaken by convection and radiation respectively in the room were also studied, aiming at providing some relevant basis for the application of CRCP system.

Key words: ceiling radiant cooling panel; heat transfer; cooling capacity; mathematic modeling; experimental validation

辐射空调以其节能性、舒适性和安全性受到众多学者的关注和研究^[1-2]。与传统全空气空调系统

相比,辐射空调方式可节约全年总能耗的 30% 以上^[3]。辐射冷顶板空调系统用辐射冷顶板代替传统

收稿日期:2014-01-07

基金项目:国家自然科学基金(51178169)

作者简介:李 严(1988-),女,主要从事辐射空调方式研究,(E-mail)776897570@qq.com。

李念平(通信作者),男,教授,博士生导师,(E-mail)linianping@126.com。

的风机盘管等末端设备在干工况下运行,通过辐射和对流的方式与室内进行热交换,没有噪声和凝结水产生^[4],房间内没有明显的吹风感^[5],提高了室内的空气品质及人体的热舒适^[6-7]。辐射冷顶板包括混凝土顶棚、金属辐射板和毛细管网板等多种形式,其中金属辐射板因其便于模块化生产,安装方便,易于控制调节,成为应用最为广泛的辐射冷顶板。但目前大多数金属辐射冷顶板空调技术由于顶板没有形成均匀的辐射面积较易出现顶板结露的现象,为避免结露顶板不得不使用高温水而又无法形成足够的辐射强度,因此结露和供冷能力成为限制辐射冷顶板空调系统发展的主要原因^[8-9],学者们也不断致力于新型金属辐射冷顶板的研究和开发。各国学者根据不同的地域气候和应用场合分析了适合自己国家气候特点的辐射顶板的冷却能力以及运行控制等。中国对金属辐射顶板的研究也从单纯的分析其他国家产品的性能及适用性到性能的改进和新产品的开发,从结构和板材上优化金属辐射板,例如表面进行憎水膜处理的辐射板^[10]、疏导结露辐射板^[11]以及具有倾斜铝箔的悬挂辐射板^[12]等,不同学者分别用实验和模拟等方法对金属辐射冷顶板的适用性、舒适性和节能性等进行了详细的研究。

笔者构建了一种新型辐射冷顶板,该辐射冷顶板具有表面温度均匀、单位面积供冷能力大的特点,在香港、珠海等地的实际工程应用中取得了较好的制冷效果^[13]。目前大部分研究都集中在工程应用中,对该辐射冷顶板传热机理的分析尚有欠缺,笔者从其物理结构入手,分析其传热机理并建立传热数学模型,利用 MATLAB 进行换热量计算,最后通过辐射冷顶板热工特性实验验证模型的合理性。

1 新型辐射冷顶板的传热特性理论分析

1.1 辐射冷顶板的结构

辐射空调起源于欧洲^[14],但该系统在中国湿热气候环境的工程应用中较易出现顶板结露问题^[9],新型辐射冷顶板由于其表面温度均匀,在一定程度上降低了顶板结露的可能性。传统金属辐射冷顶板的换热盘管直接与金属天花板接触,在湿热环境中为维持室内热环境常采用温度较低的循环水,顶板下表面较易出现局部温度低于露点温度而导致结露。将辐射冷顶板的换热盘管设置在辐射冷顶板的上方,换热盘管贴近辐射冷顶板但不与其直接接触,而与上方设置的铝箔直接接触,铝箔上方被保温层和密封层覆盖,盘管与顶板之间通过绝热支架固定,如图 1 所示^[13]。在此设计中,由于换热盘管不直接

接触辐射顶板,辐射冷顶板表面较易形成均匀的辐射面积从而能有效避免结露,同时铝箔直接与换热盘管和部分辐射板接触,增大了换热盘管的换热面积,提高了辐射冷顶板的换热效率,基本能满足湿热气候的使用要求。

1 200×600 型辐射冷顶板的换热盘管为铜管,导热系数 399 W/(m·K),管中心距 200 mm,内外管径 8/10 mm,水流速度 1.2 m/s;铝箔导热系数 236 W/(m·K),铝箔厚度 0.15 mm,发射率 0.12;辐射顶板采用铝板,导热系数 236 W/(m·K),面板厚度 4 mm,发射率 0.2;空气夹层厚度 11.5 mm。

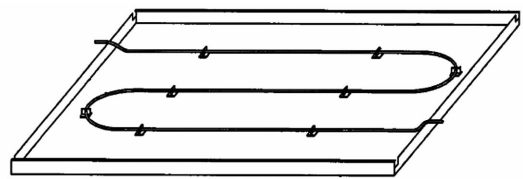


图 1 辐射冷顶板结构示意图

1.2 新型辐射冷顶板的传热机理分析

由于该辐射冷顶板的换热盘管不直接接触顶板,而是和铝箔接触,冷却顶板系统的换热过程较传统顶板复杂,其换热过程可以简化为 4 个环节:换热盘管中的流体通过对流、导热将热量传递到管壁;管壁与铝箔的导热换热;铝箔与顶板通过封闭空气夹层的换热;顶板表面与室内空气和围护结构的换热。为方便求解,对该辐射冷顶板的传热过程做以下假设和简化^[15]:

- 1) 讨论稳态工况下辐射冷顶板的传热性能,所有传热过程的分析都是在稳态条件下进行;
- 2) 该辐射板铝箔上边被保温材料和密封层覆盖,忽略通过顶板背面的传热,即辐射板为单面传热;
- 3) 忽略辐射冷顶板板面垂直厚度方向上的传热;
- 4) 忽略换热盘管、铝箔、辐射板及冷媒在冷媒流动方向上的轴向传热;
- 5) 换热盘管内的冷媒流动为均匀流动。

1.2.1 冷媒与盘管的换热过程 冷媒与盘管的换热可分为 2 个过程:冷媒与盘管内壁的强迫对流换热和管内壁与管外壁之间的导热换热,沿水流单位长度方向上的换热量 q_1 可表示为

$$q_1 = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{h_i \pi D_i} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} \quad (1)$$

式中: T_b 为管外壁温度; T_f 为冷水温度,取进出水温度的平均值; D_o 、 D_i 分别为盘管外径、内径; h_i 为管内对流换热系数, W/(m²·°C); λ 为水管的导热

系数, $W/(m \cdot K)$ 。

对于管道内冷水的强制对流传热, 采用Gnielinski公式^[16], 因此管内冷水对流换热系数表达式为

$$h_i = \frac{Nu_f \lambda_f}{D_i} \quad (2)$$

$$Nu_f = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr_f}{1 + 12.7\sqrt{\frac{f}{8}}(Pr_f^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{\frac{2}{5}}\right] c_t \quad (3)$$

$$c_t = \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.01}, \frac{Pr_f}{Pr_w} = 0.05 \sim 20 \quad (4)$$

$$f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2} \quad (5)$$

$$Re = \frac{uD_i}{\nu} \quad (6)$$

式中: Nu_f 为努谢尔数; Re 为雷诺数; λ_f 为水的导热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; Pr_f 为定性温度下水的普朗特数; Pr_w 为壁温下水的普朗特数; c_t 为温差修正系数; d 为盘管直径; u 为水流速度, m/s ; ν 为水的运动粘度, m^2/s ; l 为管长。

1.2.2 盘管与铝箔的换热过程 铝箔的导热系数大, 且厚度 b 远小于铝箔的长度 L , 因此沿铝箔厚度方向温度基本一致, 可以把热量在铝箔上的传热过程看作等截面直肋的导热问题: 盘管以上部分即长度为 D_0 的这部分铝箔为肋基, 温度为 T_b ; 肋片为距盘管边缘 $0 \sim (H - D_0)/2$ 的铝箔, 如图 2 所示; 相邻两根盘管的中间部分传热量为 0, 即肋片端部绝热。铝箔和辐射冷顶板围成的封闭空腔温度为 T_k , 取距离肋基 Δx 的微元肋片为研究对象^[16], 则铝箔表面温度沿 x 方向变化规律的控制方程为

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{h_1 P (T - T_k)}{\lambda A_1} \quad (7)$$

边界条件为: $x = 0, T = T_b$; $x = S, \frac{dT}{dx} = 0$ 。式中:

P 为铝箔沿 y - y 方向参与换热的截面周长, 因铝箔厚度较小, 文中取 $P = 2L$; A_1 为铝箔沿 y - y 方向参与换热的截面面积, $A_1 = bL$; λ, h_1 分别为铝箔的导热系数和铝箔表面的传热系数。

令 $\theta = T - T_k, m = \sqrt{\frac{h_1 P}{\lambda A_1}} = \sqrt{\frac{2h_1}{\lambda b}}$, 对式(7)求解, 得到肋片表面温度分布 T_x

$$T_x = T_k + (T_b - T_k) \frac{\text{ch}\left[m\left(x - \frac{H - D_0}{2}\right)\right]}{\text{ch}\left(m \frac{H - D_0}{2}\right)} \quad (8)$$

对式(8)积分, 得肋片表面的平均温度 T_i ^[17]:

$$T_0 = T_k + (T_b - T_k) \eta_1 \quad (9)$$

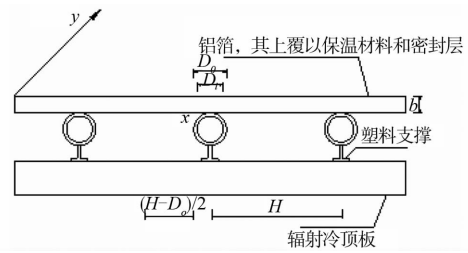


图 2 辐射冷顶板换热盘管与铝箔肋传热示意图

式中 η_1 为肋效率, 且

$$\eta_1 = \frac{\text{th}\left(m \frac{H - D_0}{2}\right)}{m \frac{H - D_0}{2}} \quad (10)$$

肋片表面的热流密度为

$$q_0 = h_1 (T_b - T_k) \cdot \eta_1 \quad (11)$$

通过铝箔沿水流单位管长的传热量为单位管长肋片和肋基的传热之和

$$q_2 = h_1 (T_b - T_k) \cdot [(H - D_0) \eta_1 + D_0] \quad (12)$$

铝箔表面的平均温度为

$$T_l = \frac{T_0 (H - D_0) + T_b D_0}{H} \quad (13)$$

1.2.3 铝箔与辐射冷顶板下表面的传热分析

铝箔和辐射冷顶板下表面围成的封闭夹层结构中的空气流动可视为有限空间中空气的传热过程, 该空气夹层的传热包括导热、对流和辐射 3 种过程^[18]。在封闭夹层结构中, 盘管中的冷量传递给铝箔, 冷顶板下表面则直接参与室内换热, 因此靠近顶板下表面的空气温度高于铝箔表面空气温度, 在夹层中产生自然对流, 顶板下表面的空气吸收室内热量向上运动, 而铝箔表面的空气则向下运动, 整个夹层空间内产生以每根盘管为中心, 沿管长方向若干有序的回流, 如图 3 所示。同时夹层空气、封闭夹层的上下表面存在温差, 又有导热和辐射换热产生, 因此该封闭夹层中的换热为导热、辐射和对流的综合作用。

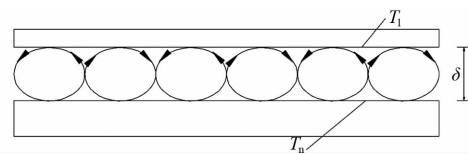


图 3 辐射冷顶板夹层空气气流示意图

空气夹层导热主要是由于空气分子的热运动产生的, 从宏观而言, 可利用傅里叶导热定律来描述空气夹层中分子的导热规律

$$q_{3,\lambda} = \frac{\lambda}{\delta} (T_n - T_1) \quad (14)$$

式中: T_1, T_n 分别为夹层上下表面铝箔和面板的温

度; λ 为夹层空气在定性温度下的导热系数; δ 为夹层空间的厚度。

在实际工程应用中,房间的天花板为多块辐射板敷设而成,因此视辐射冷顶板的四周壁面绝热,取 $(T_1 + T_n)/2$ 为夹层空气的定性温度,则夹层内的空气流动主要取决于以夹层厚 δ 为特征尺度的 Gr_δ 数

$$Gr_\delta = \frac{g\alpha_v(T_n - T_1)\delta^3}{\nu^2} \quad (15)$$

对于热面在下的水平夹层换热有^[13]

$$Nu_\delta = 0.059(Gr_\delta \cdot Pr)^{0.4} \quad 2.43 \times 10^3 < Gr_\delta < 1.0 \times 10^4 \quad (16-a)$$

$$Nu_\delta = 0.212(Gr_\delta \cdot Pr)^{\frac{1}{4}} \quad 1.0 \times 10^4 \leq Gr_\delta \leq 4.6 \times 10^5 \quad (16-b)$$

$$Nu_\delta = 0.061(Gr_\delta \cdot Pr)^{\frac{1}{3}} \quad Gr_\delta > 4.6 \times 10^5 \quad (16-c)$$

式中: g 为重力加速度,N/kg; α_v 为空气的容积膨胀系数,1/K; ν 为空气的运动粘度, m^2/s ; Pr 为气体的普朗特数; λ 为空气的导热系数。当 $Gr_\delta \leq 2430$ 时,夹层中的热量传递按照纯导热过程计算,封闭夹层空气通过对流传递的热量为

$$h_\delta = \frac{Nu_\delta \lambda}{\delta} \quad (17)$$

$$q_{3,c} = h_\delta(T_n - T_1) \quad (18)$$

由于夹层空间厚度远小于顶板的边长,可以把封闭夹层按照无限大平行平板间的辐射传热计算,则封闭夹层通过辐射传递的热量为

$$q_{3,r} = \frac{c_0 \left[\left(\frac{T_n + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1 + 273}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{\epsilon_n} + \frac{1}{\epsilon_1} + 1} \quad (19)$$

式中: c_0 为辐射黑体系数,值为 $5.67 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$; ϵ_n, ϵ_1 分别为辐射顶板下表面和铝箔的发射率。

通过封闭夹层的传热量为

$$q_3 = q_{3,\lambda} + q_{3,c} + q_{3,r} \quad (20)$$

1.2.4 辐射冷顶板与室内环境的换热过程分析 在辐射冷顶板与室内环境的换热过程中50%以上的能量以辐射方式传递给室内环境^[19],为便于数值计算,采用ASHRAE给出的辐射空调方式下辐射板与围护结构之间辐射换热的平均辐射温度法,将辐射板之外的室内表面假想为一表面,由于辐射冷顶板下表面的铝板比较薄,忽略铝板本身的传热,辐射冷顶板的辐射换热量可由两封闭表面空间模型计算得到

$$q_{4,r} = \sigma \cdot F_r \cdot (T_n^4 - T_r^4) \quad (21)$$

式中假想表面的温度 T_r 为除辐射板外的表面温度、面积与发射率乘积的加权平均,则

$$T_r = \frac{\sum_{j \neq p}^n A_j \cdot \epsilon_j \cdot T_j}{\sum_{j \neq p}^n A_j \cdot \epsilon_j} \quad (22)$$

辐射系数 F_r 由可Hottel公式得到

$$F_r = \frac{1}{\frac{1}{F_{n-r}} + \frac{1}{(\epsilon_n - 1)} + \frac{A_n}{A_r} \cdot \left(\frac{1}{\epsilon_r} - 1 \right)} \quad (23)$$

当式(23)各表面的发射率相近,且接受辐射的表面几乎没有加热或冷却时, T_r 可简化为室内除冷却顶板外各表面温度的面积加权平均值AUST。对于非金属或刷油漆金属的非反射围护结构表面的长波辐射发射率 ϵ 约为0.9~0.95,对于一般的房间形式,辐射系数 F_r 约为0.87,辐射冷顶板的单位辐射换热量方程可简化为

$$q_{4,r} = 5 \times 10^{-8} \cdot [(T_n + 273)^4 - (AUST + 273)^4] \quad (24)$$

ASHRAE手册提供的辐射板单位对流换热量的计算公式为

$$q_{4,c} = 2.13 \times (T_a - T_n)^{1.31} \quad (25)$$

辐射冷顶板的单位面积供冷量即为

$$q_4 = q_{4,r} + q_{4,c} \quad (26)$$

上述4个过程的换热过程相互联系,并同时进行,根据能量守恒定律,4个过程的换热量相等,因此联立式(1)~(26),编写MATLAB计算程序进行求解,当已知冷媒水温度与建筑物围护结构内表面及室内温度的前提下即可求得辐射冷顶板在此工况下的供冷量。

2 辐射冷顶板热工特性实验

为验证上述辐射冷顶板传热模型的正确性,探讨辐射冷顶板空调系统下室内环境的舒适度和辐射冷顶板通过辐射和对流各自承担的冷负荷比例,分析辐射冷顶板在不同工况下的供冷能力,在辐射冷顶板系统热工试验台上进行了辐射冷顶板的热工特性实验。

2.1 实验对象

测试对象为一位于珠海的尺寸为(长×宽×高)2.3 m×1.7 m×1.9 m的辐射冷顶板热工实验台,该试验台主要为测试金属辐射板的热工性能而设计,可创造一个可控且不受外界干扰的实验环境,如图4所示。实验台内各表面均布置金属辐射板,其中顶部辐射板表面喷涂白漆,实验中供冷冻水;为避免实际物体对投入辐射的吸收选择性对辐射传热计算的影响,在实验中其他壁面的发射率要无限接近1,因此选择发射率为0.96~0.98的无光黑漆对其他壁面喷涂,同时为避免外界环境等非实验因素对

壁面温度的干扰,试验台与外界绝热,为模拟墙体得热在其壁面通热水。试验台两侧设有送风口和回风口,正面设有小窗,供试验人员进出试验台,由于该测试主要研究辐射冷顶板系统的热工特性,因此在实验过程中两个风口及小窗均用铝板进行密封处理,使其与周围辐射板热工特性一致。

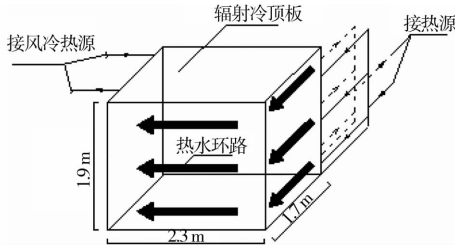


图4 辐射冷顶板试验台结构示意图

2.2 测量参数及仪器

测试的主要参数为冷冻水流量、冷冻水供回水温度、实验台内各表面温度、室内空气干球温度、室内空气相对湿度和室内黑球温度。在实验台表面安装热电偶,并通过 EN880 系列无纸记录仪进行数据采集来测量试验台各内表面温度。为减小测量误差,实验采用空间多点测量、时间上连续记录取平均值的方法。在实验中,试验台内各表面分别布置 3~6 个测点,其中顶板在每块辐射板中间布置一个热电偶,一共布置 6 个热电偶,地面均匀布置 4 个热电偶,其他 4 个侧面则在不同位置均匀布置 3 个热电偶。在试验台中间位置距地面 0.1、0.6 和 1.1 m 处各布置一个热电偶以采集不同高度下的室内空气干球温度。冷冻水的流量通过超声波流量计进行测量;室内的相对湿度及黑球温度利用设置在试验台中央的多功能参数风速仪及黑球温度仪测量。

2.3 实验内容

辐射冷顶板系统实验常以冷冻水流量或冷冻水

供水温度作为控制参数,该实验台的水系统控制方法采用定流量、变温差的方法控制,通过控制冷冻水供回水温度实现对金属辐射板表面温度的调节。实验中,使冷冻水的流量稳定在 250 L/h,避免流量变化对顶板供冷量产生影响,通过改变冷冻水供回水温度使辐射冷顶板的温度在 15~20 °C 之间变化,在设定的稳态工况下每 30 min 记录一组数据,得到对应的辐射冷顶板系统下的热工参数及室内参数,分析在该辐射冷顶板系统下辐射冷顶板与室内环境的换热情况,并计算辐射冷顶板的单位面积供冷量,进一步验证上述辐射冷顶板传热模型的正确性。

3 模型的验证及辐射冷顶板传热性能分析

传热模型的验证包括两个方面:针对模型中的未知量,顶板下表面温度和顶板单位面积供冷量的验证,其中顶板下表面的温度在实验中可以直接测量,辐射冷顶板制冷量可根据实验数据计算求得。表 1 为实验所测得的辐射冷顶板热工实验台各参数,表中各数据均为各测点的平均值,包括冷冻水供回水温、壁面温度的加权平均值 AUST、室内空气温度、室内黑球温度及室内相对湿度;表 2 为辐射冷顶板模型计算结果的对比表,并计算了在模拟条件下试验台的辐射传热量和对流传热量。从表中可以看出模型供冷量的计算误差控制在 6% 之内,顶板温度的误差基本小于 4.5%,因此模型计算值和实验值两者基本吻合,该传热模型可以作为分析该新型辐射冷顶板传热特性的数学模型。由于在实验过程中试验台并非与外界环境完全绝热,在模型的建立中并未考虑辐射板的部分铝箔与辐射板的面板铝板的直接接触,在模拟中忽略了部分铝箔与面板的导热,因此供冷量的模型计算值小于实验结果。

表 1 辐射冷顶板热工实验台参数统计表

序号	冷冻水温度/°C		空气温度 T_a /°C			AUST/°C	顶板温度 T_n /°C	黑球温度/°C	相对湿度/%
	供水温度	回水温度	0.1 m	0.6 m	1.1 m				
1	8.21	8.78	20.00	19.58	19.11	19.97	15.36	19.62	82.13
2	8.23	8.84	21.03	20.36	19.79	20.97	15.87	20.47	81.58
3	8.21	8.91	22.21	21.71	21.12	22.3	16.56	21.78	79.04
4	8.18	8.97	24.12	23.40	22.81	24.18	17.58	23.41	75.33
5	8.19	9.13	26.65	25.78	25.29	26.76	18.91	25.79	69.56
6	8.17	9.21	28.64	28.02	27.21	28.72	19.77	27.18	65.32

表2 辐射冷顶板模型计算结果与实验结果对比表

序号	顶板温度 测量值/°C	顶板温度 计算值/°C	顶板温度测量值与 计算值相对误差/%	顶板供冷量 测量值/°C	顶板供冷量 计算值/°C	顶板供冷量测量值与 计算值相对误差/%	辐射传热量 $Q_r/(W \cdot m^{-2})$	对流传热量 $Q_c/(W \cdot m^{-2})$	Q_r/Q_c %
1	15.36	14.74	4.05	42.59	40.19	5.64	25.52	14.67	63.50
2	15.87	15.23	4.02	45.50	43.90	3.53	28.31	15.58	64.50
3	16.56	15.86	4.22	52.22	50.74	2.84	32.09	18.64	63.25
4	17.58	17.01	3.22	58.93	57.53	2.38	36.28	21.24	63.07
5	18.91	18.53	2.00	70.12	68.62	2.14	42.54	26.08	61.99
6	19.77	19.84	-0.36	77.58	75.76	2.34	46.66	29.10	61.59

从表1和2表可以看出:

1)室内空气温度的平均温度与黑球温度相差不大,因此在辐射空调下人体的热舒适度更高;人员工作区距地面0.1~1.1m之间的垂直温差远小于3°C,并且在运行通风系统下由于对流作用垂直温差会更小;

2)在试验台模拟的定流量工况下,辐射板的供冷量随辐射板的温度升高而升高,究其原因,主要是由于辐射板空气夹层中空气的换热系数随温度的升高而升高(见图5)。辐射板的单位面积供冷量在40~80 W/m²之间变化,由于实验过程中未运行通风系统,因此其并不代表整个辐射冷顶板系统的实际供冷能力。

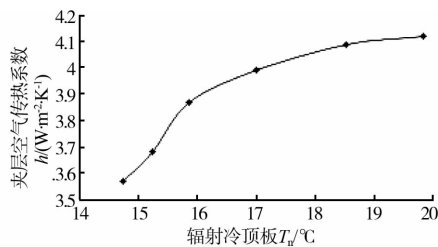


图5 辐射冷顶板夹层空气传热系数随顶板温度的变化

3)试验台内的相对湿度随顶板温度的降低而增大,因此在实际运行中为防止结露辐射冷顶板的温度不宜过低,且通常要运行通风系统才能维持室内热舒适。由于受冷冻水供水温度的限制,辐射板的温度一般维持在18~20°C之间,此时辐射板的供冷能力较大,结合独立新风系统等通风系统即能维持人体所需热环境。

针对第二个问题:从表2中可以看出金属辐射板的表面温度随供回水平均温度的减小而减小,在房间各壁面及室内空气温度一定的情况下,辐射冷顶板与室内的换热量增大,在不结露的情况下可以通过降低供水温度提高房间的冷却效果;实际运行数据也显示,顶板温度降为17°C时,顶板也没有出现结露现象。但辐射空调具有节能效果的原因之一

为可选择高温冷源,如果为提高房间冷却效果而降低冷水温度,不仅会造成系统能耗增大,同时由于房间内温度过低而造成人体在辐射房间中感觉越来越冷;随着建筑保温措施的提高,房间的热负荷越来越小,为辐射空调的应用提供了保证。因此通过降低供水温度来增加房间的冷却效果,笔者认为需对辐射冷顶板的供水温度、房间的舒适性以及系统的能耗做全面系统的研究,本文主要进行的是辐射板传热特性的研究,因此作者认为可能没有必要进行单一的对比说明,同时受篇幅限制,这一内容将通过建立模型进行系统的能耗及舒适性分析在后续研究中有所体现。

4)在辐射空调方式下,辐射冷顶板的单位面积辐射传热量大于其单位面积对流传热量,辐射传热占据整个单位面积供冷量的60%以上,为其主要换热方式。

4 结 论

该新型辐射冷顶板由于其换热盘管不与辐射冷顶板下表面直接接触,其供冷能力不仅受顶板表面温度、室内空气温度等的影响,由于上下表面空气夹层的存在,其供冷能力也受夹层空气传热系数的影响。辐射冷顶板在运行中温度不宜过低,否则夹层空间换热系数的减小而影响辐射板的供冷量;由于受冷冻水温度的限制,辐射冷顶板的温度通常维持在18~20°C之间,且要结合通风系统消除室内湿负荷,才能维持室内环境的舒适性要求。在辐射空调方式下,辐射换热为其主要换热方式,占换热总量的60%以上,人体主要通过与壁面的辐射换热获得舒适度,房间的平均空气温度接近黑球温度,且房间的垂直温差较普通空调方式小,人体在该空调方式下热舒适度更高。

参考文献:

[1] 宣永梅,王海亮,黄翔.地板辐射与置换通风空调系统运

- 行参数[J]. 土木建筑与环境工程, 2012, 34(6): 115-119.
- Xuan Y M, Wang H L, Huang X. Operational parameters of hybrid radiant cooling floor and displacement ventilation air conditioning system [J]. Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering, 2012, 34(6): 115-119.
- [2] Okamoto S, Kitora H, Yamaguchi H, et al. A simplified calculation method for estimating heat flux from ceiling radiant panels [J]. Energy and Buildings, 2010, 42(1): 29-33.
- [3] Fonseca N. Experimental study of thermal condition in a room with hydronic cooling radiant surfaces [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(3): 686-695.
- [4] 王子介. 低温辐射供暖和辐射制冷[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [5] Rees S J, Haves P. An experimental study of air flow and temperature distribution in a room with displacement ventilation and a chilled ceiling [J]. Building and Environment, 2013, 59: 358-368.
- [6] Andrés-Chicote M, Tejero-González A, Velasco-Gómez E, et al. Experimental study on the cooling capacity of a radiant cooled ceiling system [J]. Energy and Buildings, 2012, 54: 207-214.
- [7] Shou Q Y, He J. Research on suitable application sites of Radiant cooling system [J]. Energy Procedia, 2012, 14: 1002-1007
- [8] Jeong J W, Mumma S A. Simplified cooling capacity estimation model for top insulated metal ceiling radiant cooling panels [J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(14/15): 2055-2072.
- [9] Hu R, Niu J L. A review of the application of radiant cooling & heating systems in Mainland China [J]. Energy and Buildings, 2012, 52: 11-19.
- [10] 杨芳. 金属辐射冷却顶板的研究及其应用[D]. 长沙: 湖南大学, 2005.
- [11] 孔祥雷, 张小松, 路诗奎. 辐射供冷空调结露问题的研究现状及其对策[J]. 建筑热能通风空调, 2008, 27(1): 20-23.
- Kong X L, Zhang X S, Lu S K. Research status of condensation of radiant cooling and its countermeasures [J]. Building Energy & Environment, 2008, 27(1): 20-23.
- [12] Zhang L, Liu X H, Jiang Y. Experimental evaluation of a suspended metal ceiling radiant panel with inclined fins [J]. Energy and Buildings, 2013, 62: 522-529.
- [13] 严继光. 辐射换热天花板及含有该辐射换热天花板的空调: 中国, CN200810029359. 6[P]. 2010-01-13.
- [14] Tian Z, Yin X L, Ding Y, et al. Research on the actual cooling performance of ceiling radiant panel [J]. Energy and Buildings, 2012, 47: 636-642.
- [15] 马玉奇, 刘学来, 李永安, 等. 冷却顶板空调系统的分析计算[C]//中国制冷学会 2007 学术年会论文集, 2007: 342-346.
- [16] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2007.
- [17] 刘艳峰. 地板供暖设计与运行基础理论研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2004.
- [18] 邓月超, 赵耀华, 全贞花, 等. 平板太阳能集热器空气夹层内自然对流换热的数值模拟[J]. 建筑科学, 2012, 28(10): 84-87, 92.
- Deng Y C, Zhao Y H, Quan Z H, et al. Numerical study on natural convection heat transfer of air layer inside the flat plate solar collector [J]. Building Science, 2012, 28(10): 84-87, 92.
- [19] Sui X E, Zhang X. Effects of radiant terminal and air supply terminal devices on energy consumption of cooling load sharing rate in residential buildings [J]. Energy and Buildings, 2012, 49: 499-508.

(编辑 胡英奎)