

doi:10.3969/j.issn.1673-9833.2012.04.009

图书馆阅览室冷冻除湿辐射空调系统设计

谭超毅, 刘盛酉, 欧阳琴

(湖南工业大学 土木工程学院, 湖南 株洲 412007)

摘要: 图书馆阅览室一般人员较多, 热湿负荷较大。其冷冻除湿辐射空调系统的设计, 应以控制辐射板不结露、能耗低、舒适度最佳为目标。为此, 以人体平均舒适度指标作为主要依据, 确定了图书馆阅览室室内的设计温湿度。同时, 为了降低能耗, 应合理搭配除湿机组和辐射系统负荷。并探讨了用准热湿比线逼近法进行系统的除湿机组和辐射板冷负荷设计的辅助计算。经过逼近计算, 可以得到比较准确的设计参数, 并对某图书馆阅览室的设计实例进行分析, 证明了该方法的有效性。

关键词: 阅览室; 冷冻除湿; 辐射空调; 平均舒适度指标; 准热湿比线

中图分类号: TU831.4

文献标志码: A

文章编号: 1673-9833(2012)04-0037-05

Design of Freezing Dehumidification-Based Radiant Air-Conditioning System for Library Reading Room

Tan Chaoyi, Liu Shengyou, Ouyang Qin

(School of Civil Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China)

Abstract: Library reading room is a crowded building with large thermal and moisture load. Design of freezing dehumidification and radiant air-conditioning system for the reading room should achieve the target of non-dewfall condition of the radiant panels, low energy consumption and optimal comfort. For this purpose, the indoor design temperature and humidity of the room were figured out mostly according to predicted mean vote. Meanwhile, in order to lower the energy consumption, air-conditioning load should be rationally allocated between dehumidifier unit and radiant panels. And a method of calculation aided by quasi thermal-humidity ratio line approximation was discussed. Through the approximation calculation, considerable accurate design parameters can be obtained. By an analysis on a design example of a library reading room, the efficiency of the method was verified.

Keywords: reading room; refrigeration dehumidification; radiant air-conditioning system; predicted mean vote; quasi thermal-humidity ratio line

0 引言

随着人们对生活环境舒适度要求的不断提高, 空调系统及其相关设备成为人们日常生活中的一部分, 建筑空调已经成为创造室内舒适环境的保证。

但空调在营造舒适环境的同时, 也消耗了大量能源。据报道, 我国的空调能耗高达建筑能耗中的 35%^[1], 因此, 空调的发展方向将直接影响到国民经济的发展、能源的利用及环境的保护。为了降低空调能耗, 近年来, 相关科研人员加大了对空调用能方式的研

收稿日期: 2012-06-10

基金项目: 国家科技支撑计划基金资助项目(2011BAJ03B07)

作者简介: 谭超毅(1956-), 男, 湖南双峰人, 湖南工业大学教授, 硕士, 主要从事建筑设备节能技术方面的教学与研究,

E-mail: tanchaoyi123@yahoo.com.cn

究和对空调系统节能技术方面的开发与研究。

辐射空调可很好地与低能耗或绿色建筑结合,是一种能降低建筑能耗的空调系统,与传统的空调相比,辐射空调可降低空调能耗的20%左右^[2]。辐射空调除了具有传统空调的换热方式外,还通过辐射吊顶,以辐射的方式与室内环境换热,为人们提供健康舒适的环境^[3]。但辐射空调的辐射供冷中存在结露问题,对于这一问题,不是仅依靠材质的改变就能有效避免的^[4]。为了解决辐射空调的室内结露问题,在空调设计中一般通过热湿分别处理来控制。因此,辐射空调系统是否节能,不仅取决于其辐射供冷末端,还要考虑其制冷除湿机组的能耗。

图书馆阅览室多安装冷冻除湿辐射空调,但由于其使用过程中一般人员较多,热湿负荷较大,有必要对其负荷与能耗进行研究与设计。因此,本文将从系统节能的角度,对图书馆阅览室的辐射空调系统各部分承担的负荷进行设计与探讨。

1 图书馆阅览室辐射空调室内温湿度的确定

辐射空调系统室内温湿度的设计,是以满足人体平均舒适度指标(predicted mean vote, PMV),经计算确定的。PMV与人体衣着热阻、空气温度、平均辐射温度、空气流动速度、空气湿度以及人体活动程度等因素有关,可由公式(1)计算确定。

$$PMV = [0.303 \exp(-0.036M) + 0.0275] \times \left\{ (0.752 + 2.877 \times 10^{-2} P_a + 2.328 \times 10^{-3} t_a) M - W - 1.663 f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) - 6.585 \times 10^{-8} f_{cl} \left[(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4 \right] \right\} \quad (1)$$

式(1)中:

M 为人体代谢量,表示人活动程度的大小,单位为 W/m^2 ,人在静坐时, M 的取值为 $58.15 W/m^2$ 。

W 为机械功,单位为 W/m^2 ,人在静坐时, W 的取值为0。

f_{cl} 为着装系数,与热阻 I_{cl} 有关,其关系式为

$$f_{cl} = \begin{cases} 1.00 + 1.290 I_{cl}, & I_{cl} \leq 0.078; \\ 1.05 + 0.645 I_{cl}, & I_{cl} > 0.078 \end{cases}$$

夏季时, I_{cl} 取 $0.5clo$ (相当于 $0.08 m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$);冬季, I_{cl} 取 $1.0clo$ (相当于 $0.16 m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$)^[1]。

h_c 为人体与周围空气的对流换热系数,单位为

$W/(m \cdot ^\circ C)$,且

$$\begin{cases} h_c = 12.1\sqrt{v}, & 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} < 12.1\sqrt{v}; \\ h_c = 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25}, & 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} > 12.1\sqrt{v}. \end{cases} \quad (2)$$

其中 v 为室内风速,夏季取 $0.2 m/s$,冬季取 $0.1 m/s$ 。

t_{cl} 为衣服外表面温度,单位为 $^\circ C$,且

$$t_{cl} = 35.7 - 0.0275(M - W) - I_{cl} \cdot \left\{ 3.96 f_{cl} \left[\left(\frac{t_{cl} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{\bar{t}_r + 273}{100} \right)^4 \right] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) \right\} \quad (3)$$

t_a 为室内设计温度,单位为 $^\circ C$ 。

\bar{t}_r 为环境的平均辐射热力学温度,单位为 K 。

室内平均辐射温度 \bar{t}_r 采用围护结构内表面加权平均计算,即 $\bar{t}_r = \frac{\sum A_i t_i}{\sum A_i}$ 。其中, A_i 为第 i 面的面积, t_i 为第 i 面的温度,计算时一般取室内设计温度^[5]。

P_a 为人体周围环境的水蒸气分压力,单位为 kPa ,且计算公式^[6]为:

$$P_a = \varphi \times \exp[16.6536 - 4030.183 / (t_a + 235)], \quad (4)$$

其中 φ 为室内空气相对湿度。

本设计中,采用Newton迭代法求解式(1)中的 PMV ,所得结果如图1所示。

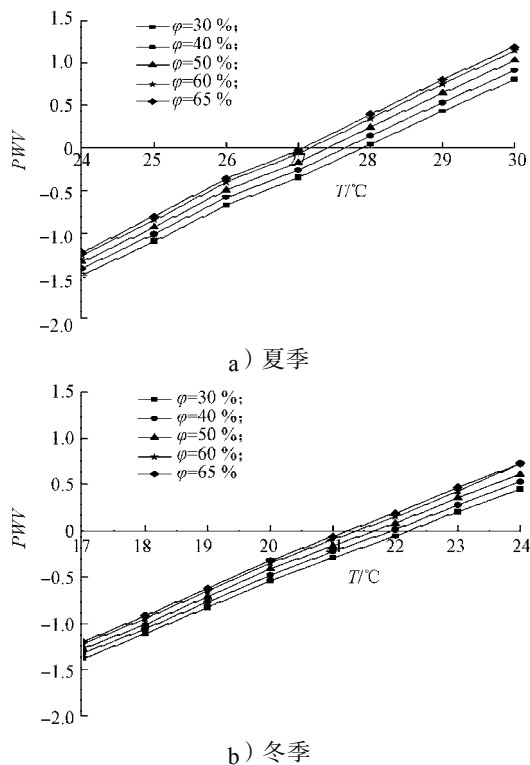


图1 不同季节下温度和湿度对PMV指标的影响
Fig.1 PMV indexes under different temperature and humidity of different seasons

PMV-PPD (predicted percentage of dissatisfied) 热舒适模型中, $PMV = 0$ 时, 意味着室内热环境为最佳热舒适状态。ISO7730对PMV的推荐值为 $-0.5 \sim +0.5$ 之间。因此, 通过图1可以看出, 图书馆阅览室冬季供暖的设计温度为 $20 \sim 23 \text{ }^\circ\text{C}$; 夏季供冷的设计温度为 $26 \sim 28 \text{ }^\circ\text{C}$ 。从图1中还可以看出, 图书馆阅览室合理的冬季室内设计湿度应在 $30\% \sim 60\%$; 夏季室内设计湿度应在 $50\% \sim 65\%$ 。

对于图书馆阅览室辐射空调房间冷负荷与湿负荷的计算, 与传统空调负荷的计算相同, 只是室内的冷负荷计算时, 室内设计温度宜为 $27 \sim 28 \text{ }^\circ\text{C}$ 。空调的冷负荷与湿负荷的具体计算过程参考相关文献[7], 本文从略。

2 准热湿比线逼近法辅助冷冻除湿辐射空调系统设计

2.1 计算与设计

图书馆阅览室冷冻除湿辐射空调系统一般包括辐射部分、除湿部分和新风部分。本研究中, 以控制辐射板不结露、能耗低、舒适度最佳为设计目标。在冷冻除湿辐射空调系统中, 为使能耗最低, 其除湿机组和辐射系统负荷必须合理搭配, 以尽量减少能源浪费。要达到这一目标, 即使经冷冻除湿后的空气携带的冷量供给没经过除湿机的空气后, 高温空气温度刚好下降至室内温度的设计值。因此, 合理分配冷冻除湿机和辐射系统的负荷是本研究的重点。

在冷冻除湿辐射空调系统研究中, 首先需做如下假定:

- 1) 新风负荷由新风机组承担, 直接处理至室内状态, 与除湿机组和辐射系统无关;
- 2) 湿负荷全部由除湿机组承担;
- 3) 除新风冷负荷之外的其余冷负荷均由除湿机组和辐射系统共同承担;

4) 室内空气可分为2部分, 一部分质量为 m_1 , 这部分空气由室内设计状态点 N 经除湿机处理至露点 L ; 另一部分质量为 m_2 , 这部分空气由辐射板从室内空气初始点 O 沿等湿线处理至点 2 。这两部分空气混合于室内设计状态点 N 。根据本假设, 可以在焓湿图上作出除湿机与辐射板联合作用的过程图, 如图2所示。

冷冻除湿辐射空调系统的负荷分配, 按下述步骤进行。

第一步, 作近似热湿比线, 交于机器露点 L 。

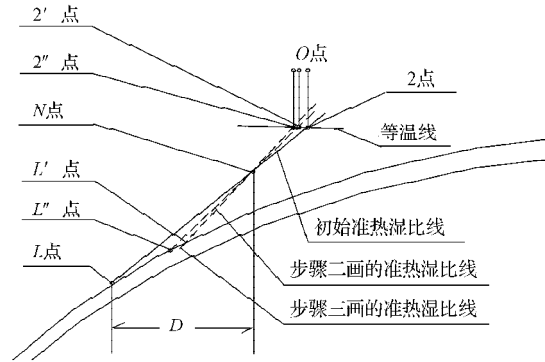


图2 除湿机与辐射板联合作用过程图

Fig. 2 Combined effect of dehumidifier unit and radiant panels

为了使经逼近计算后的准热湿比线与实际的热湿比线比较接近, 初次作近似热湿比线时, N 点至 L 点的水平距离为单位时间的湿负荷 D 。此热湿比延长线上的另一端点为 2 点。 2 点由空气初始点 O 的等湿线与近似热湿比线的交点确定。 N 点是质量 m_1 状态点为 L 点的空气与质量 m_2 状态点为 2 的的空气的混合点; 根据热湿平衡原理可列出如下方程:

$$m_1 i_L + m_2 i_2 = m i_N, \quad (5)$$

$$m_1 d_L + m_2 d_2 = m d_N, \quad (6)$$

$$m_1 + m_2 = m = \rho V \dot{V}. \quad (7)$$

式中: i 为该点的焓值, 单位为 kJ/kg ;

m 为室内空气的总质量, 单位为 kg ;

d 为该点空气绝对含湿量, 单位为 g/kg 。

联立式(5)~(7), 可解出 m_1 和 m_2 。求出 m_1 , m_2 后, 按公式(8)~(12)估算冷冻除湿辐射空调系统各部分的负荷, 以 q_1, q_2, q_3, Q' 表示, 单位均为 W ; q_4 为单位面积辐射板的辐射冷负荷, 单位为 W/m^2 。

新风机负荷 q_1 的计算式为

$$q_1 = 0.1m(i_o - i_N) + 0.001 \times 0.1m(d - d_N)r, \quad (8)$$

式中 r 为水的汽化潜热, 且 $r = 2439 \text{ kJ/kg}$ 。

除湿机负荷 q_2 的计算式为

$$q_2 = m_1(i_N - i_L) + 0.001m_1(d_N - d_L)r. \quad (9)$$

辐射板负荷 q_3 的计算式为

$$q_3 = m_2(i_o - i_2) + q_4 S, \quad (10)$$

式中 S 为辐射板面积, 单位为 m^2 。

单位面积辐射板的辐射冷负荷 q_4 的计算参考文献[5], 可得其计算式为

$$q_4 = C_b \frac{\bar{t}_r^4 - t_p^4}{R_d} = 4.73 \times 10^{-8} (\bar{t}_r^4 - t_p^4), \quad (11)$$

式中: \bar{t}_r 为系统平均辐射温度, 单位为 K ;

t_p 为辐射板的平均温度, 单位为 K ;

C_b 为黑体辐射常数, 常取 $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K}^4)$;

R_d 为辐射换热系数, 其计算式为

$$R_d = \frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{X_{1-2}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \left(\frac{A_1}{A_2} \right),$$

其中, ε_1 为顶棚的表面黑度;

ε_2 为非供冷表面的表面黑度;

X_{1-2} 为顶板与非供冷表面的辐射换热角系数;

A_1 为顶板下表面的表面积, 单位为 m^2 ;

A_2 为室内非供冷表面的表面积, 单位为 m^2 。

设备的总冷负荷 Q' 的计算式为

$$Q' = q_1 + q_2 + q_3 \quad (12)$$

由图2所示焓湿图可以看出, 空调系统的初始准热湿比线是由 N 点和除湿量 D 决定的, 若除湿量太大, 则焓湿图上准热湿比线不可能与饱和线相交而得到 L 点。这说明一个问题: 辐射空调的湿负荷不能太大, 否则, 若要除去它, 则房间的温度会因为降温除湿而变得过低, 因而体现不了辐射空调的节能性。因此, 湿负荷的大小是决定是否采用辐射空调的关键因素。

值得注意的是, 按上述准热湿比线计算出来的结果是有偏差的, 必须采取增大 m_1 的方式进行逐步逼近计算, 直至湿负荷满足下述公式要求:

$$\frac{(Q-Q')}{Q} \leq 5\% \quad (13)$$

第二步, 以 $\varepsilon' = \frac{i_N - i_L}{D}$ 准热湿比线取代步骤一得到的准热湿比线, 使 ε' 线穿过 N 点, 得到新的机器露点 L' 和 $2'$ 点, 再以此新参数重新按公式(5)~(12)进行计算, 得到新的 $m'_1, m'_2, d'_1, d'_2, i'_1, i'_2$ 。

第三步, 以 $\varepsilon'' = \frac{i_N - i_{L'}}{D - \Delta d'}$ 准热湿比线取代步骤二得到的准热湿比线, 其中 $\Delta d'$ 为 L 点与 L' 点之间的含湿量之差。使 ε'' 线穿过 N 点, 得到新的机器露点 L'' 和点 $2''$, 再以此新参数重新按公式(5)~(12)进行计算, 得到新的 $m''_1, m''_2, d''_1, d''_2, i''_1, i''_2$ 。如此重复进行逼近计算, 直至湿负荷满足式(13)的要求为止。

第四步, 计算负荷分配 $\frac{q_2}{q_2 + q_3}$ 和 $\frac{q_3}{q_2 + q_3}$, 进而计算辐射和冷却除湿系统的负荷, 除湿系统的循环风量由 m_1 确定。

2.2 实例分析

为了验证前述方法的有效性, 特对湖南工业大学图书馆阅览室冷冻除湿辐射空调系统进行了验证分析。

湖南工业大学图书馆阅览室的室内面积为 520 m^2 , 层高为 3.4 m , 冷负荷为 72.8 kW ; 湿负荷为 8.04 g/kg 。

初次计算时, 取 $i_L = 29 \text{ kJ/kg}$, $d_L = 7.5 \text{ g/kg}$, $i_N = 68 \text{ kJ/kg}$, $d_N = 15.5 \text{ g/kg}$, 假定初始点 $i_O = 82 \text{ kJ/kg}$, $d_O = 18 \text{ g/kg}$, i_2 点为准热湿比线与 dO 线的交点, 得 $i_2 = 80 \text{ kJ/kg}$; 以空气质量 $m = 2121 \text{ kg}$ 为依据, 初次计算的结果为:

$$m_1 = 499 \text{ kg}, m_2 = 1622 \text{ kg}, d_2 = 17.96 \text{ g/kg},$$

$$\frac{Q-Q'}{Q} = \frac{72.8-67.94}{72.8} = 6.7\%,$$

显然不满足要求, 需进行逼近计算。

$$\text{接下来计算 } \varepsilon' = \frac{68-29}{8.04 \times 10^{-3}} = 4850, \text{ 重新取得}$$

$i_L = 42 \text{ kJ/kg}$, $d_L = 10.8 \text{ g/kg}$; $i_2 = 77 \text{ kJ/kg}$, $d_2 = 17.5 \text{ g/kg}$, 计算结果为:

$$m_1 = 546 \text{ kg}, m_2 = 1575 \text{ kg},$$

$$\frac{Q-Q'}{Q} = \frac{72.8-64.64}{72.8} = 11.2\%,$$

仍然不满足要求, 需要再次进行逼近计算。

第三步计算 ε'' ,

$$\varepsilon'' = \frac{68-41}{8.04 \times 10^{-3} - (10.8-7.5) \times 10^{-3}} = 5485,$$

重新取得 $i_L = 43 \text{ kJ/kg}$, $d_L = 11 \text{ g/kg}$; $i_2 = 76 \text{ kJ/kg}$, $d_2 = 17 \text{ g/kg}$, 计算结果为:

$$m_1 = 475 \text{ kg}, m_2 = 1646 \text{ kg},$$

$$\frac{Q-Q'}{Q} = \frac{72.8-66}{72.8} = 9.34\%,$$

还是不满足要求, 故需要增大 m_1 , 经反复逼近计算可得:

$$m_1 = 780 \text{ kg}, m_2 = 1341 \text{ kg},$$

$$\frac{Q-Q'}{Q} = \frac{72.8-72.4}{72.8} = 0.55\%,$$

达到工程允许偏差。

若新风负荷由新风机组承担除湿机与辐射板的负荷分配, 则

$$q_2 = 29.79 \text{ kW}, q_3 = 32.23 \text{ kW},$$

即除湿机所占负荷比应为 $\frac{q_2}{q_2 + q_3} = 48.03\%$, 辐射板所占负荷比为 $\frac{q_3}{q_2 + q_3} = 51.97\%$ 。

这一计算结果表明: 试验图书馆阅览室的除湿机组的冷负荷应不小于总负荷的 48% , 循环风量应不小于总空气量的 $780/2121 = 36.8\%$, 辐射板的冷负荷为总负荷的 52% 为宜。

3 结论

1) 以人体平均舒适度指标 PMV 来计算确定的图

书馆阅览室辐射空调房间的温湿度,夏季的温度宜设为 $28\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、相对湿度为65%;冬季的温度应设为 $22\text{ }^{\circ}\text{C}$,相对湿度为60%;相比常规空调房间的设计温度约提高 $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

2) 用室内空气状态点 N 和湿负荷点 D 画出的准热湿比线,可辅助设计冷冻除湿辐射空调系统,经过逼近计算,可以得到比较准确的设计参数,是一种不错的设计方法。

3) 湿负荷的大小是决定是否采用辐射空调的关键因素。辐射空调的湿负荷不能太大,否则辐射空调的节能性无从体现。

4) 冷冻除湿辐射空调系统中,冷冻除湿机和辐射板的冷负荷比宜为48:52,冷冻除湿机组循环风量应不小于房间空气总量的36.8%。

参考文献:

- [1] 张萌,马立. 新型辐射冷吊顶夏季实验研究[J]. 建筑热能通风空调, 2010, 29(6): 27-31.
Zhang Meng, Ma Li. Summer Experimental Research of New Ceiling Radiant Cooling Panel[J]. Building Energy & Environment, 2010, 29(6): 27-31.
- [2] 汪洋. 冷辐射空调及其节能原理[J]. 建筑热能通风空调, 2010, 29(3): 71-74.
Wang Yang. Energy Saving of Radiation Cooling System[J]. Building Energy & Environment, 2010, 29(3): 71-74.
- [3] 牛宝联,宋倩倩,夏学鹰,等. 应用于辐射供冷系统的双级热泵复合除湿空调系统及能耗分析[J]. 南京师范大学学报: 工程技术版, 2009, 9(3): 39-41.
Niu Baolian, Song Qianqian, Xia Xueying, et al. Energy-Saving Refrigeration and Dehumidification Unit on Radiant Cooling and Its Energy-Consumption Analysis[J]. Journal of Nanjing Normal University: Engineering and Technology Edition, 2009, 9(3): 39-41.
- [4] 何婧,沈晋明,寿青云,等. 独立新风与辐射供冷系统防结露问题探讨[J]. 暖通空调, 2008, 38(6): 159-162.
He Jing, Shen Jinming, Shou Qingyun, et al. Discussion on Condensation of Radiant Cooling System Combined with DOAS[J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2008, 38(6): 159-162.
- [5] 刘学来. 毛细管格栅空调系统的动态仿真与实验研究[D]. 青岛: 中国石油大学(华东), 2011.
Liu Xuelai. Dynamic Models & Experimental Study on Capillary Grating Plane Air-Conditioning System[D]. Qingdao: China University of Petroleum, 2011.
- [6] McIntyre D A. Indoor Climate[M]. London: Applied Science Publisher, 1980: 88-90.
- [7] 黄翔. 空调工程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 41-79.
Huang Xiang. Air Conditioning Engineering[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2005: 41-79.

(责任编辑:廖友媛)