

[文章编号] 2-8528(2009)2-84-4

香港地区溶液除湿与蒸发冷却复合系统的节能分析

宣永梅, 肖 赋² (1. 西安工程大学, 西安 710048; 2. 香港理工大学 屋宇设备工程学系, 香港)

[摘 要] 本文提出了溶液除湿与蒸发冷却相结合的复合系统, 并根据香港地区的气候条件和相关的空调设计参数, 将该复合系统的能耗与一次回风空调系统的能耗进行对比。计算结果表明, 在设计工况下复合系统的节能率为 2.3%, 当采用太阳能、地热等可再生能源或其它废热时, 系统的节能率更大。结果表明该复合系统在香港具有较好的运用前景。

[关键词] 液体除湿; 蒸发冷却; 空调系统; 建筑节能

[中图分类号] TU83.3 [文献标识码] A

Analysis on Energy Efficiency of a Hybrid Liquid Desiccant and Evaporative Cooling System in Hong Kong

XUAN Yong-mei¹, XIAO Fu² (1. Xi'an Polytechnic University, Xi'an 710048, China; 2. Department of Building Service Engineering, The Hong Kong Polytechnic University, Hong Kong SAR, China)

[Abstract] A hybrid liquid desiccant and evaporative cooling system was presented in this paper. According to the climate conditions and air-conditioning design parameters in Hong Kong, energy consumptions of this hybrid system and primary air system were compared. The calculation results indicated that the energy-saving efficiency of the hybrid system was 2.3%, and this data could be increased when renewable energy, such as solar energy, geothermal or waste heat, was used. The comparison results show that hybrid system was valuable in Hong Kong.

[Keywords] liquid desiccant, evaporative cooling, air-conditioning system, building energy efficiency

1 引言

随着人们生活水平的提高, 人们对室内环境的要求也日益增加, 随之而来的是空调系统带来的高能耗以及对环境的污染, 研究和开发节能环保的空调技术已经成为空调行业发展的一个迫切问题。

蒸发冷却采用水为制冷剂, 不使用氯氟烃(CFCs)产品, 对大气臭氧层没有破坏, 同时利用空气和水之间的热湿交换获得冷量, 不必将蒸发后的水蒸气再进行压缩, 不消耗压缩功, 是一种节能、环保的空调方式。目前蒸发冷却技术在我国西北, 尤其是新疆地区得到了广泛的应用, 并收到良好的使用效果, 其主要原因是我国西北地区气候干燥, 干湿球温差大, 非常适合蒸发冷却技术的应用^[1]。

香港地区经济发达, 建筑物室内环境要求高, 能耗也随之增大, 建筑能耗中空调能耗约占 5%, 近些年来, 香港地区尤其是商业和办公建筑中电力消费增长迅猛, 空调已经成为香港地区最大的能耗终端, 而且香港属于亚热带气候, 空调期长达 7~9 个月^[2-4], 进一步加剧了空调的能耗。因此, 香港地区空调整节能潜力巨大, 若能将蒸发冷却这种节能技术应用到香港地区, 对实现香港可持续发展具有非常积极的意义。

然而, 香港地区气候湿润, 干湿球温差小, 室外空气湿球温度较高, 焓值和含湿量均大于室内设计点, 单独使用蒸发冷却技术无法得到满意的送风状态, 需要将蒸发冷却与除湿系统联合使用。

2 系统原理

溶液除湿与蒸发冷却复合系统是一种新型的空调系统, 首先利用溶液除湿将室外空气或室外与室

[收稿日期] 2008-12-27

[作者简介] 宣永梅(1977), 女, 博士

[联系方式] beymxuan@polyu.edu.hk

内的混合空气进行除湿,降低所处理空气的湿度,再利用蒸发冷却技术将空气处理到所需的温湿度范围。该系统可以将蒸发冷却技术应用到非干燥地区,从而充分发挥蒸发冷却系统的节能效果^[5]。

2.1 溶液除湿

溶液除湿系统相对其它除湿技术而言,再生温度较低,一般只要求 7 ~ 8 °C,可利用太阳能、废热等低品位热源实现再生,性能系数较高,具有较好的热力学性能,不仅对环境无污染,而且除湿盐溶液能杀死葡萄球菌、链球菌、肝炎杆菌、大肠杆菌、变形菌、绿脓杆菌等多种细菌^[6]。

根据溶液除湿器在除湿过程中冷却与否,可将除湿器分为绝热型和内冷型。早期的研究主要集中在绝热型除湿器上,但是除湿和再生过程中同时发生潜热和显热的转换,空气与吸湿介质在传质的同时产生或吸收相变热,湿空气和吸湿介质的温度同时发生变化,而这一变化恰恰抑制了传质推动力,从而不可能实现传热传质推动力在接触面上的均匀,由此导致较大的不可逆损失,能源利用效率低。为了改善空气除湿器的效果,从 2 世纪 9 年代起,内冷型除湿器受到了人们的关注,该技术的关键就是变等焓过程为等温过程,吸收空气与吸湿介质之间传质产生的相变潜热,从而减少这一过程的不可逆损失,即在溶液除湿装置中增加外加冷源(如冷却水或冷却空气等),实现等温的吸湿和再生过程,提高除湿效率。

除湿器的性能除受结构的影响外,除湿剂的选择对溶液除湿系统的性能也有很大的影响。目前,空调工程中常用的液体除湿剂有 LiCl、LiBr、CaCl₂ 等水溶液,这 3 种溶液中, LiCl 溶液价格较高,但是相同的工作条件下,若不考虑成本, LiCl 溶液处理后的空气相对湿度最低,其 pH 值为 7.,属于中性盐,在再生过程中对设备的腐蚀较其它 2 种物质小。此外,再生热源温度、溶液入口质量分数等参数也是影响溶液除湿系统再生效率(能源利用效率)的重要因素,再生温度越高,入口溶液质量分数越高,能源利用效率越高,除湿效果越好,在相同的质量分数下, LiCl 溶液处理过的空气相对湿度最低,除湿性能最好。

本文讨论的系统采用 LiCl 溶液除湿,系统的能源利用效率 η 取为 8 %^[7]。

2.2 蒸发冷却

溶液除湿后的空气可以利用蒸发冷却技术进一步降温,蒸发冷却技术有多种应用及组合方式,其基本形式主要是直接蒸发冷却(DEC)和间接蒸发冷却(IEC),直接蒸发冷却(见图 1)中被处理空气与水直接接触,被处理空气实现等焓冷却,空气温度下降,湿度增加;间接蒸发冷却(见图 2)中被处理空气(一次空气)通过换热元件把热量传递给处理空气(二次空气),水与二次空气接触,蒸发吸热,一次空气实现等湿冷却。

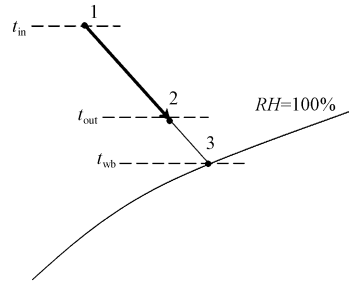


图 1 直接蒸发冷却过程的焓湿图表示

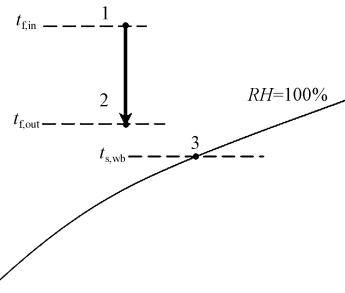


图 2 间接蒸发冷却过程的焓湿图表示

直接蒸发冷却的效率 η_{DEC} 可表示为:

$$\eta_{DEC} = \frac{t_{in} - t_{out}}{t_{in} - t_{wb}} \quad (1)$$

式中, t_{in} 和 t_{out} 为被处理空气的进、出口干球温度, °C; t_{wb} 为被处理空气的进口湿球温度, °C。一般直接蒸发冷却处理后空气的相对湿度可达到 9 % ~ 95%。

间接蒸发冷却的效率 η_{IEC} 可表示为:

$$\eta_{IEC} = \frac{t_{f, in} - t_{f, out}}{t_{f, in} - t_{s, wb}} \quad (2)$$

式中, $t_{f, in}$ 和 $t_{f, out}$ 为一次空气的进、出口干球温度, °C; $t_{s, wb}$ 为二次空气的进口湿球温度, °C。间接蒸发冷却效率的主要影响因素为换热器结构、一二次空气风量比以及空气的进口状态。

2.3 空气处理过程焓湿图

传统的一次回风空调系统的空气处理过程及其在焓湿图上的表示见图 3。室外新风 W 与室内回风 N 混合处理到 C 点, 经过表冷器冷却去湿到状态 L, 再经再热器再热到送风状态点 O 送入房间。该系统的主要缺点是: 1) 被处理空气先冷却后再热, 存在冷热抵消问题; 2) 表冷器在湿工况下工作, 需要温度较低的冷源。

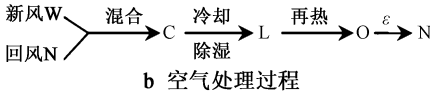
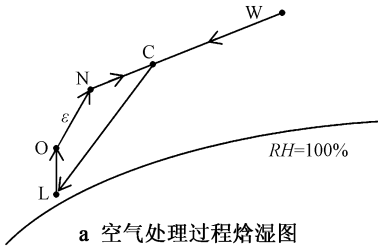


图 3 一次回风系统空气处理过程及其焓湿图

复合系统空气处理过程及其在焓湿图上的表示见图 4。室外新风 W 与室内回风 N 按一定的新风比混合到 C 点, 进入溶液除湿装置, 等温除湿到状态 D, D 状态的空气经间接蒸发冷却器等湿冷却为 E, E 状态的空气分为 2 部分, 一部分旁通, 一部分经直接蒸发冷却绝热冷却为 F, 2 部分空气在送入房间前混合到送风状态点 O, 吸收房间的余热余湿, 沿热湿比线 ε 到 N 点。

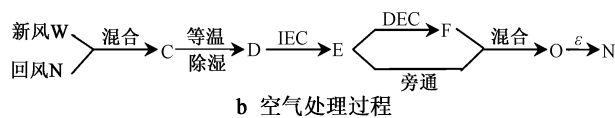
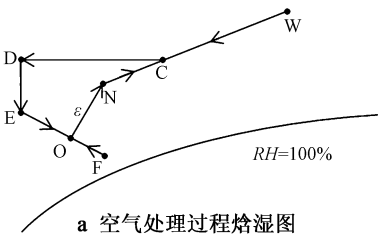


图 4 复合系统空气处理过程及其焓湿图

该复合系统的主要特点是: 1) 间接蒸发冷却中的二次空气应尽可能采用室内排风而不是室外空气, 这是由于香港地区室外气候潮湿, 室外空气湿球温度较高, 应充分利用室内空气湿球温度较低的特

点, 实现对室内排风的余热回收; 2) 根据房间热湿比的要求, 调节旁通比来灵活调节送风状态点 O 的位置, 以适应空调房间热湿负荷的不同变化; 3) 整个系统不使用氯氟烃或氢氯氟烃类制冷剂, 不存在破坏大气臭氧层和温室效应等问题; 4) 溶液除湿为等温除湿过程, 除湿效率高, 在除湿的同时还能有效地杀灭细菌; 5) 可以采用低品位热源驱动溶液除湿, 实现低品位热源的有效利用; 6) 直接蒸发冷却过程可以对空气进行净化, 有助于提高空气品质; 7) 实现了热湿负荷独立处理, 避免了再热和表冷器冷凝水问题。

本文着重讨论内冷型溶液除湿与蒸发冷却复合系统在香港地区的应用, 并对比该复合系统与一次回风空调系统的节能效果。

3 复合系统节能分析

为了讨论复合系统在香港地区的应用情况, 以香港地区某建筑为例, 对比计算复合系统和表冷器冷却一次回风系统在潮湿气候中的能耗状况, 分析复合系统的节能效果。

3.1 计算条件

香港地区夏季空气调节室外计算干、湿球温度分别为 33. °C 和 28 °C, 室内设计温度为 23 °C, 相对湿度为 55%; 建筑面积为 m², 人员密度为 人/m², 体力活动性质为轻度活动, 室内余热 Q 为 22 kW; 新风比为 3 %, 送风温差为 8 °C; 直接蒸发冷却效率为 9 %; 溶液除湿的再热热源温度为 7 °C, 系统的能源利用效率 η_r 为 8 %^[7]; 表冷器冷却时, 机组 COP 为 4.42^[8]; 电热价比为 4, 即 W 电的价格相当于 4 W 热的价格^[8]。

根据上述条件, 可计算得到房间的余湿量 W 为:

$$W = \varphi \cdot n \cdot \tau \cdot g = 0.89 \times 58 = 4.6 \text{ kg/h} = 3.9 \text{ g/s}$$

式中, φ 为群集系数; nτ 为空调区的总人数; g 为名成年男子每 h 散湿量, g/h。

$$\text{则热湿比 } \varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{22}{3.9 \times 10^{-3}} = 5627$$

3.2 计算过程及结果

3.2.1 各状态点参数

根据图 3 和图 4, 结合上述计算条件, 计算得到香港地区气候条件下, 2 种不同系统空气处理过程中各状态点的参数值, 见表 1。

表 1 复合系统及一次回风系统中各状态点参数值

	$t/^\circ\text{C}$	$d/(\text{g}/\text{kg})$	$h/(\text{kJ}/\text{kg})$	$\varphi/\%$	$t_d/^\circ\text{C}$
N	23.	9.74	48.	55.	7.
W	33.	22.23	9.3	68.6	28.
C	26.	3.49	6.7	63.	2.9
O	5.	7.9	33.	66.2	.5
L	.4	7.9	28.3	9.	9.5
D	26.	4.83	38.6	22.9	3.8
E	2.6	4.83	33.	3.8	.5
F	2.4	8.5	33.	9.	.5

根据表 1 中各状态点参数, 计算得到复合系统间接蒸发冷却所需的效率 η_{IEC} 如下:

$$\eta_{\text{IEC}} = \frac{t_D - t_E}{t_D - T_{\text{Ns}}} \times 100\%$$

$$= \frac{26 - 2.6}{26 - 7} \times 100\% = 6\%$$

式中, t_{Ns} 为室内排风对应的湿球温度, $^\circ\text{C}$ 。

而设计系统流程中, 间接蒸发冷却二次空气与一次空气的比值为 0.3, 该风量比下间接蒸发冷却很难达到 6% 的冷却效率, 假设该风量比下, 其冷却效率为 4%^[9], 则间接蒸发冷却可将状态 D 的空气处理到 E (E 温度高于 E), E 的空气仍分为 2 部分, 一部分旁通, 一部分经直接蒸发冷却绝热冷却为 F; 2 部分空气在送入房间前混合到送风状态点 O。E、F、O 状态点的参数见表 2, 从表中可见, 由于间接蒸发冷却效率的影响, 复合系统送风状态点温度增加, 若要得到和一次送风系统相同的送风状态点, 需采用三级蒸发冷却系统进一步冷却。

表 2 间接蒸发冷却效率校核后复合系统各状态点参数值

	$t/^\circ\text{C}$	$d/(\text{g}/\text{kg})$	$h/(\text{kJ}/\text{kg})$	$\varphi/\%$	$t_d/^\circ\text{C}$
E'	22.4	4.83	34.9	28.5	2.2
F'	3.2	8.56	34.9	9.	2.2
O'	6.	7.4	34.9	64.8	2.2

3.2.2 系统送风量

1) 一次回风系统送风量 G

按消除余热计算:

$$G = \frac{Q}{h_N - h_O} = \frac{22}{48. - 33.} = .48 \text{ kg/s}$$

按消除余湿计算:

$$G = \frac{W}{d_N - d_O} = \frac{3.9}{9.74 - 7.9} = .48 \text{ kg/s}$$

2) 复合系统送风量 G'

由于复合系统送风温度提高, 送风温差减小, 送

风量增加。

按消除余热计算:

$$G' = \frac{Q}{h_N - h_O'} = \frac{22}{48. - 34.9} = .68 \text{ kg/s}$$

按消除余湿计算:

$$G' = \frac{W}{d_N - d_O'} = \frac{3.9}{9.74 - 7.4} = .68 \text{ kg/s}$$

3.2.3 复合系统能耗

1) 溶液再生耗热量 Q_{zs}

$$Q_{zs} = \frac{\Delta W \times r}{\eta_r} = \frac{G' \times (d_C - d_D) \times r}{\eta_r}$$

$$= \frac{.68 \times (3.49 - 4.83) \times 25}{.8} = 45.47 \text{ kW}$$

式中, r 为水的汽化潜热; η_r 为溶液除湿的能源利用效率, 也称为溶液的再生效率, 即溶液再生时有效能耗与总能耗之比。

2) 溶液再生耗电量 E_{zs}

由于电热价为 4, 可将溶液再生耗热量折合成等价的耗电量。

$$E_{zs} = \frac{Q_{zs}}{4} = \frac{45.47}{4} = .37 \text{ kW}$$

3) 复合系统总能耗 E

复合系统的能耗除了溶液再生的能耗外, 还包括辅助电能, 即溶液泵、蒸发冷却循环水泵以及一、二次风机等能耗, 一般不超过溶液再生能耗的 1%^[7]。假设此比例取为 1%, 则复合系统的总能耗 E 为:

$$E = .37 + 45.47 \times 1\% = 5.92 \text{ kW}$$

3.2.4 二次回风系统能耗

1) 表冷器冷却除湿所需的冷量 Q

$$Q = G \times (h_C - h_D) = .48 \times (6.7 - 28.3)$$

$$= 47.95 \text{ kW}$$

2) 再热器加热量 Q_x

$$Q_x = G \times (h_O - h_L)$$

$$= .48 \times (33. - 28.3) = 7. \text{ kW}$$

3) 表冷器冷却除湿能耗 E

$$E = \frac{Q}{COP} = \frac{47.95}{4.42} = .85 \text{ kW}$$

4) 再热器能耗 E_x

$$E_x = Q_x = 7. \text{ kW}$$

5) 一次回风系统总能耗 E_2

(下转第 63 页)

动态,即根据自然风的风向变化,由电脑系统控制进、出风口的相互转换,确保进风口处于迎风面,出风口在背风面;其两者之间由特制的通风管道系统相连,保证空气流动的畅通无阻。

4) 设置喷淋系统

在双层玻璃幕墙之间安装消防喷淋系统,在夏季温度很高时,可喷水降温,同时起消防作用。

5 结 论

我国于 2005 年 7 月 1 日正式施行《公共建筑节能设计标准》(GB 50189-2005),其中对大宾馆、商场、办公大楼等公共建筑采用玻璃幕墙提出了更严格的

要求和限制,使玻璃幕墙行业面临极大挑战。双层通风玻璃幕墙作为一种具有实用价值的新型节能幕墙,需要在实践中不断改进和完善,幕墙行业专业技术人员要共同探讨双层玻璃幕墙的相关技术问题,为进一步降低能耗,推动玻璃幕墙的发展作出努力。

[参考文献]

- [1] 赵西安.建筑幕墙工程手册[M]. 版.北京:中国建筑工业出版社,2002:427~428.
- [2] 周嘉陵.一种双层玻璃幕墙的通风技术和方法及构造:中国,2007.773758[P].

(上接第 87 页)

同复合系统一样,一次回风系统的总能耗还应包括送风机带来的辅助能耗,但由于送风量减小,其送风机能耗小于复合系统,而且没有溶液泵、蒸发冷却循环水泵及二次风机的能耗,所以该系统辅助能耗小于复合系统,假设其辅助能耗为复合系统辅助能耗的 5%,则一次回风系统的总能耗 E_2 为:

$$E_2 = E + E_x + 2.27 \\ = 5.92 + 7.1 + 2.27 = 2.22 \text{ kW}$$

3.2.5 节能效率 η

$$\eta = \frac{E_2 - E}{E_2} \times 100\% \\ = \frac{2.22 - 5.92}{2.22} \times 100\% = 2.3\%$$

4 结论与分析

1) 在香港地区,由于室外空气潮湿,单独采用蒸发冷却技术无法得到要求的室内空气状态,需要采用溶液除湿将空气先行干燥后再进行蒸发冷却,该复合系统相对表冷器冷却的一次回风全空气系统在空气处理过程中无冷热抵消过程,设计工况下节能率达到 2.3%,在使用过程中虽然需要消耗一定的水量,但用水量不大,其带来的额外费用远远小于节电带来的效益,具有良好的应用前景。

2) 如果溶液除湿中部分再生热可以采用太阳能、地热等可再生能源或者工业废热,而不消耗一次能源,那么除湿供冷的节能效果将更加突出。

3) 相比一次回风系统而言,复合系统的结构形式较为复杂,由于间接蒸发冷却效率影响,采用两级蒸发冷却的复合系统送风温度增加,送风量增加,风机能耗增加,若和一次回风系统采用相同的送风温度,则需要采用三级蒸发冷却系统,系统投资和复杂程度会进一步增加,在系统设计时需要进一步进行经济性分析。

[参考文献]

- [1] 黄翔,刘鸣,于向阳.我国新疆地区蒸发冷却技术应用现状分析[J].制冷与空调,2006,(6):33~38.
- [2] 杨嘉,陈国泰,吴祥生,等.香港办公建筑中空调系统的节能分析[J].后勤工程学院学报,2008,24(1):85~89.
- [3] 王伟,马最良.中高档旅馆免费热水供应系统在我国应用节能效果的初步评价[C]//全国暖通空调制冷 2002 年学术文集.北京:中国建筑工业出版社,2002.
- [4] 姚秀,魏玲.关于空调冷凝热回收技术推广的分析研究[J].制冷空调与电力机械,2007,28(3):68~71.
- [5] Daou K, Wang RZ, Xia ZZ. Desiccant cooling air conditioning: a review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2006, (2): 55~77.
- [6] 张立志.除湿技术[M].北京:化学工业出版社,2005.
- [7] 蒋毅,张小松,殷勇高.溶液除湿蒸发冷却系统构建及其性能[J].东南大学学报(自然科学版),2006,36(5):78~784.
- [8] 陈晓阳,江亿,李震.湿度独立控制空调系统的工程实践[J].暖通空调,2004,34(1):3~9.
- [9] 王玉刚.管式间接蒸发冷却器中强化传热传质的实验研究[D].西安:西安工程大学,2006.
- [10] 周斌.间接蒸发冷却器中均匀布水的实验研究[D].西安:西安工程大学,2005.