

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

牛宝联, 宋倩倩, 夏学鹰, 吴 薇

(南京师范大学 动力工程学院, 江苏 南京 210042)

[摘要] 为减少辐射供冷系统热湿处理机组的能耗, 提出采用两级热泵与除湿单元联用的系统形式. 低温热泵子系统提供辐射供冷所需的冷负荷, 高温热泵子系统则根据设计的系统形式大小不同, 可长期运行, 也可与蓄热水箱或者太阳能联用 3 种方式. 并对 3 种方式下的液体除湿、固体除湿与传统的冷却除湿, 液体除湿 + 冷水机组和固体除湿 + 冷水机组的形式进行能耗分析对比, 结果表明 3 种方式下的液体除湿和固体除湿系统都较节能, 且以 3 种改进方式与液体除湿联用的系统最为节能, 与冷却除湿相比, 能源消耗可以减少 48%.

[关键词] 辐射供冷, 除湿机组, 能耗分析

[中图分类号] TU 831 [文献标识码] A [文章编号] 1672-1292(2009)03-0037-05

Energy-saving Refrigeration and Dehumidification Unit on Radiant Cooling and its Energy-Consumption Analysis

Niu Baolian Song Qianqian Xia Xueying Wu Wei

(School of Power Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

Abstract In order to save energy of heating and dehumidifying unit in radiant cooling system, it is proposed that the combined use of two-stage heat pump and dehumidifying unit. Low-temperature-stage heat pump is used to supply cooling load of radiant cooling system, and high-temperature-stage heat pump is designed in three shapes. One is low load system that is only to dehumidify when the room is need to, the other two are not only dehumidifying but also are combined with heat storage water tank or solar energy. And the energy consumption analysis is done on the new system style of liquid dehumidifying, solid dehumidifying and cooling dehumidifying in contrast to liquid dehumidifying+ water chiller, and solid dehumidifying+ water chiller. The results show that liquid and solid dehumidifying are more energy-saving and the three new system+ liquid dehumidifying is the most energy-saving and the energy consumption is reduced by 48% when compared with cooling dehumidifying.

Key words radiant cooling, dehumidifying unit, energy consumption analysis

辐射空调是一种符合可持续发展的新型绿色空调系统, 与传统的空调相比, 它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, 最终为人们提供健康舒适的环境^[1]. 但辐射供冷中却存在结露问题. 为消除室内结露, 一般是辐射供冷与置换通风或对流送风一起使用, 通过热湿分别处理来降低结露的危险. 因此, 系统是否节能, 不仅取决于辐射供冷末端, 还要考虑制冷除湿机组的能耗. 机组能耗的降低对整个系统的节能具有重要意义. 本文将对辐射供冷中的制冷与除湿机组进行分析, 提出新的能源利用方案.

1 常用的除湿方式及能量回收除湿方式的提出

空调系统常用的除湿方式有冷却除湿、固体干燥剂除湿^[2, 3]和液体除湿^[4, 5] 3 种. 其中, 冷却除湿热湿负荷同时处理, 形式最简单, 施工方便, 但受到冷冻水温度的限制不能达到较低的相对湿度, 而且在湿工况

收稿日期: 2009-04-17

基金项目: 住房和城乡建设部(2008-K1-25)资助项目.

通讯联系人: 牛宝联, 博士, 讲师, 研究方向: 制冷与热泵系统优化. E-mail: niubaolian@163.com

下运行,容易滋生细菌和病毒,影响室内空气品质.固体干燥剂除湿系统与液体干燥剂除湿系统通常与冷负荷分开处理.固体干燥剂除湿一般采用转轮式除湿器,利用多孔材料如硅胶、活性炭、分子筛以及氯化锂晶体等盐类吸湿能力强的特性,将空气处理到低含湿量.空气在处理过程中近似为等焓过程.新风温度会有所上升.液体干燥剂除湿系统利用三甘醇、氯化锂、氯化钙以及溴化锂等水溶液较强的吸湿特性对空气进行除湿.新风的处理过程近似为等温过程.相对于冷却除湿,后两种除湿过程中,没有露点温度限制,可以将新风的含湿量处理到很低,在辐射供冷空调系统中对消除室内结露大有益处.但必须有高温的热源提供再生温度,除湿才得以往复.为提供高温热量,同时充分利用机组自身的废热,本文将提出双级热泵与除湿机组相结合的复合空调方式.

一般情况下,需要除湿的地方,往往也需要制冷,通常会用冷水机组来提供冷量.冷水机组的出水温度通常为 7°C ,这个温度远远低于人体舒适度.因此除湿后的冷风还需要再次加热才能通入空调房间,造成一定的能耗.此外,若为风冷式冷水机组,其冷凝热大量排入空气中,还会形成热污染.根据除湿再生温度的需要和提供接近人体舒适度的冷水设想,可以将冷水机组进行改造,将蒸发温度和冷凝温度同时提高,使蒸发器侧冷水出口温度为 20°C 左右,冷凝器侧热水(或热风)温度接近 70°C 左右.这样冷水可以直接送入室内,热水又可以作为热源,提供干燥剂除湿所需的再生温度,使能源得到充分的利用.这样将冷水机组工况改变,作为热泵使用,使热源和热汇的能量都得到充分利用,简化了系统构建,使控制更加简单,消除了冷水机组的热污染,是一种既节能又环保的系统形式.

2 能量回收热湿处理的系统原理

能量回收热湿处理系统原理如图 1 所示.图 2 为相应于图 1 中室外新风经过除湿单元处理过程的焓湿图.图 1a 的除湿单元代表液体干燥剂除湿,为液体除湿单元与热泵系统的耦合系统(LDHP系统), W 点为室外状态点, W_1 为经过焓回收器后新风的状态点, O_1 为经过液体除湿单元后的状态点, N 为室内状态点.由于除湿过程温度保持不变,除湿后与回风进行二次换热,温度降低后再送入室内.这种系统组合结构简单,控制方便,而且比较节能.图 1b 的除湿单元代表固体干燥剂除湿,为固体干燥剂除湿单元与热泵的耦合系统(SDHP系统).由于转轮除湿处理过程中,新风近似为等焓过程,湿度降低,温度上升,而且温度会高于室内温度,需进一步换热使其温度降低后才能送入室内.状态点 O_1 表示其温度降低至室内温度的等焓线上后被送入室内, O_1 点不承担室内热负荷; O_2 状态点则低于室内温度的等焓线,需承担一部分室内热负荷.

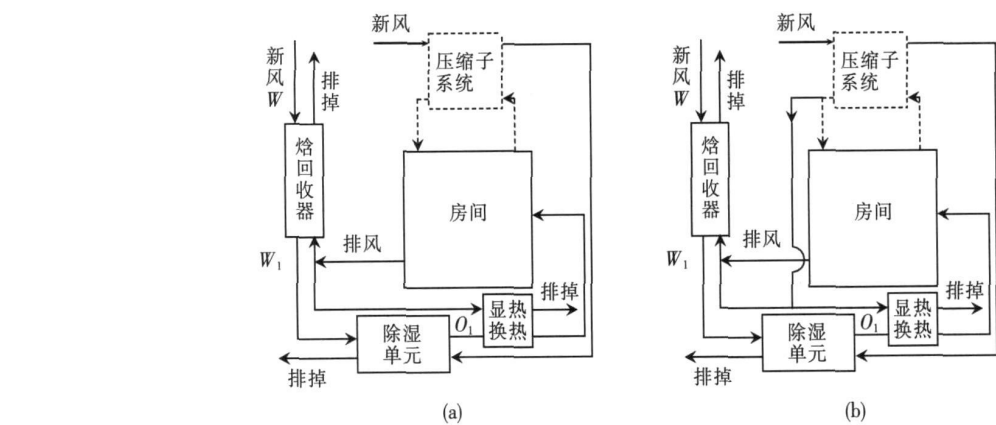


图 1 能量回收热湿处理系统原理图

Fig.1 Energy recovery schematic of heat-wet treatment

图 3 为压缩子系统原理.在办公室、住宅等民用建筑场合,一般除湿负荷远远小于冷负荷.而在压缩系统中,用来提供再生温度的冷凝热却远远高于制冷量.很明显,再生温度无法全部使用这部分热量.而且,热泵提供高温热量时,自身的性能系数也会下降,反而使热泵工作在并不节能的工况下.根据实际的供冷和除湿的需要,这里的压缩子系统并不是一个单级热泵系统.如图 3 所示,压缩子系统是由两个热泵系统串联组成,除湿用的高温水与蓄热水箱并联使用,蓄热水箱还可以与太阳能结合使用.根据不同模块组合,整个压缩子系统可以有 3 种运行方式.

方式一: 低温压缩子系统 + 高温压缩子系统组合方式. 这里低温压缩子系统的冷凝热部分作为高温压缩子系统的热源. 但在一般民用建筑中, 除湿所需热源的量较少. 因此, 高温压缩子系统可以采用小型热泵装置, 吸收一部分的低温压缩子系统的冷凝热做热源, 提供的高温热量供最不利工况下除湿使用即可. 这种方式下, 系统的工作工况为: 低温压缩子系统工作在蒸发温度 18°C , 冷凝温度 52°C 的工况. 高温压缩子系统则工作在蒸发温度为 48°C , 冷凝温度 82°C 左右. 这种组合方式中, 高、低温压缩子系统始终同时工作. 其能耗与冷冻除湿大体相同, 只是冷冻除湿有结露现象, 会有微生物繁殖, 空气品质较差. 而采用转轮或液体除湿后, 可将一部分微生物杀死, 提高空气品质. 这种运行方式适合办公楼、居民住宅等产湿量较少的地方使用.

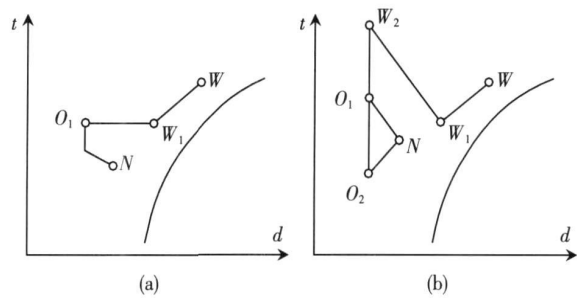


图2 能量回收热湿处理系统新风焓-湿图示意
Fig.2 i-d diagram on energy recovery heat-wet treatment

这种运行方式适合办公楼、居民住宅等产湿量较少的地方使用.

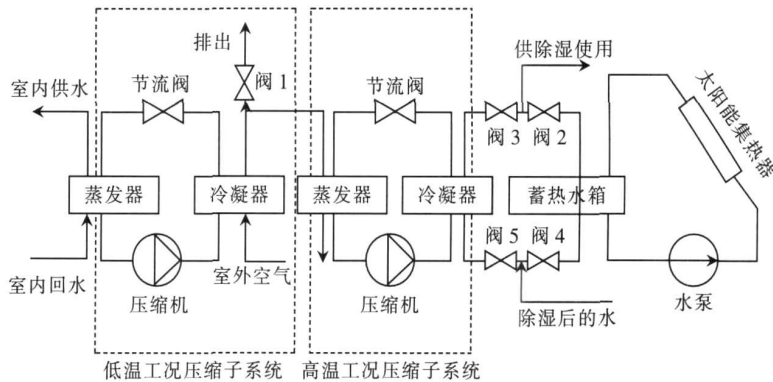


图3 压缩子系统原理图
Fig.3 Schematic of compression subsystem

方式二: 低温压缩子系统 + 高温压缩子系统 + 蓄热水箱组合方式. 在不考虑热损失的情况下, 低温压缩子系统的冷凝热全部被高温压缩子系统吸收. 当系统刚开始启动时, 建筑内的湿负荷较大, 这时两台压缩子系统同时启动. 阀门 1 关闭, 阀门 2 3 4 5 打开. 低温压缩子系统工作在蒸发温度 18°C , 冷凝温度 52°C 的工况. 高温压缩子系统则工作在蒸发温度为 48°C , 冷凝温度 82°C 左右. 由于高温压缩子系统提供的高温热水在提供除湿使用后, 还有大量的盈余, 故与蓄热水箱联用. 高温压缩子系统一方面提供除湿的高温热源, 一方面向水箱蓄热. 当水箱的水蓄热完毕, 阀门 1 打开, 高温压缩子系统停止工作, 阀门 3 5 关闭, 使用蓄热水箱水提供除湿用高温热源. 当蓄热水箱水温降低时, 高温压缩子系统重新启动. 这样, 低温压缩子系统始终工作在一个高效的工况下, 高温压缩子系统不用始终工作在高温的环境下, 可以延长设备的使用寿命. 蓄热水箱还可以与生活水箱连接, 提供家庭用热水和洗澡用热水. 这种系统适合用于室内产湿量较大的场合, 如厨房、餐厅或工业生产中大量产湿的地方.

方式三: 低温压缩子系统 + 高温压缩子系统 + 蓄热水箱 + 太阳能集热器串并联组合方式. 这种组合方式基本思路与方式二相同. 低温压缩子系统 + 高温压缩子系统 + 蓄热水箱可以组合使用. 而当阳光充足, 高温压缩子系统停止使用, 低温压缩子系统提供制冷负荷, 太阳能作为除湿用高温热源. 这种方式比方式二更加节能. 为防止方式三提供的高温热水温度不够, 方式三更适合与液体除湿转轮联合使用. 这种组合方式, 也适用于产湿量较大的场合.

3 能耗分析

以南京地区某办公楼为例, 分析不同除湿方式所消耗的电能, 比较几种除湿方式的节能效果. 建筑面积 $1\,000\,\text{m}^2$, 室外状态点 w (南京市夏季空调室外计算参数), 室内状态点 N (满足舒适性空调要求), 单位面积冷负荷按照 $150\,\text{W}/\text{m}^2$, 室内冷负荷为 $Q_0 = 150\,\text{kW}$. 室内湿负荷主要由室内人员产生, 室内人员从事

的是极轻劳动, 每人的产湿量大约为 $109(\text{g}/\text{人} \cdot \text{h})$, 房间的人员密度按 $6\text{m}^2/\text{人}$, 约为 167 人, 则房间余湿量 $W = 5.056\text{g/s}$ 按照卫生标准, 取每人所需新风量为 $30\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$, 则房间总的新风送风量为 $G_w = 1.67(\text{kg/s})$. 室内设计参数: $t_N = 25^\circ\text{C}$, $\phi_N = 50\%$. 室外计算参数: $t_W = 35^\circ\text{C}$, $t_{W.s} = 28.3^\circ\text{C}$. 新风送风含湿量最高为 $7.04\text{g}/(\text{kg} \cdot \text{d})$, 露点温度 8°C . 室内显冷设备使用冷却顶板. 转轮除湿中被处理空气与再生风量比为 3:1, 吸附剂为氯化锂.

对于传统的冷却除湿系统, 冷冻水供回水温度 $7/12^\circ\text{C}$, 制冷机组的制冷系数一般在 4.0 左右. 新风负荷为新风与回风混合后的状态点到被处理到露点温度所消耗的能量, 经计算, $Q_x = 53.99\text{kW}$, 但新风会承担部分室内冷负荷, 冷负荷的大小为空气露点温度到室内温度之间所消耗的能量, 经计算 $Q_{x1} = 36.19\text{kW}$. 因此, 传统冷却除湿所消耗的电能为:

$$P = \frac{Q_0 + (Q_x - Q_{x1})}{\text{COP}} = 41.95(\text{kW}).$$

对于液体除湿 + 冷水机组形式, 冷水机组不再承担湿负荷, 所以冷水机组供回水温度一般在 $15/20^\circ\text{C}$, 此时制冷机组的制冷系数会提高到 6.34 左右^[6]. 虽然新风经液体除湿后温度会高于室内送风温度, 一般会增加显热热交换器, 使其温度降低至室内送风温度. 因此, 冷水机组只承担室内冷负荷 $Q_0 = 150\text{kW}$. 再生所需要的热量为 $Q_z = 11.8\text{kW}$. 再生的热量如果采用太阳能、工业废热等能源时, 可以视其为零.

因此, 液体除湿 + 冷水机组系统所消耗的电介于 $\frac{Q_0}{\text{COP}} \leq P \leq \frac{Q_0}{\text{COP}} + Q_z$ 之间, 即如果采用太阳能等零耗能能源, 系统能耗为 23.66kW , 其他能源的能耗则为 35.46kW . 很明显, 液体除湿 + 冷水机组的形式, 能耗明显低于传统的冷却除湿系统.

对于固体除湿 + 冷水机组形式, 冷水机组的工作状态点同液体除湿 + 冷水机组形式. 只是固体除湿的再生温度一般高于液体除湿. 除湿后的新风温度通过显热回收器不足以使其温度降低到室内送风温度, 还需要冷水机组承担一部分显热负荷 Q_x , 经计算 $Q_x = 15\text{kW}$. 另外, 再生负荷 $Q_z = 25\text{kW}$. 同样, 再生温度如果有太阳能等能源来提供, 这部分热量也可视为零. 因此, 固体除湿 + 冷水机组形式的电能消耗最小为 26kW , 采用常规能源的能耗为 41kW . 显然, 它的能耗是接近于冷冻除湿系统的.

由于压缩子系统有 3 种方式, 对应于 LDHP 和 SDHP 系统分别有 3 种不同的能耗方式. 方式一的 SDHP 系统, 低温压缩子系统的 COP_1 依照 6.34 计算, 制冷量为制冷负荷 Q_0 与转轮除湿后的冷却量 Q_x 之和. $Q_0 = 150\text{kW}$, $Q_x = 15\text{kW}$. 耗电量为 $P_1 = (Q_0 + Q_x) / \text{COP}_1 = 26\text{kW}$. 高温压缩系统的制热 COP_2 假定为 6 再生负荷 $Q_z = 25\text{kW}$, 则耗电量为 $P_2 = Q_z / \text{COP}_2 = 4.2\text{kW}$. 系统总的耗电量 P 为 30.2kW . 很显然, 这种组合方式接近于液体除湿 + 冷水机组形式, 远远低于冷冻除湿方式.

方式二的 SDHP 系统, 根据能量守恒原理, 蓄热水箱中的水也是由高温压缩子系统提供的, 因此总能耗与方式一持平. 但由于蓄热水箱的热损失, 其总能耗会略高于方式一系统.

方式三的 SDHP 系统, 由于太阳能的加入, 其能耗要低于方式一. 同时由于热泵本身就是一种节能产品, 因此与采用其他辅助加热的太阳能除湿系统相比, 是最节能的系统形式.

LDHP 系统与 SDHP 系统计算过程相同, 不再重复, LDHP 系统能耗查表 1 可得.

由表 1 可知, 方式三的 LDHP 系统形式最节能, 冷冻除湿系统最耗能. 与液体除湿 + 冷水机组相比, 3 种运行方式的 LDHP 系统和 SDHP 都较节能. 而且, 3 种运行方式的 LDHP 系统和 SDHP 系统的热源更加稳定, 受外界条件的影响较小, 故整体的运行性能也更加稳定. 3 种系统形式都是较节能的形式.

4 结论

本文提出了 3 种压缩子系统形式, 他们与太阳能、液体除湿和固体除湿结合使用, 适用于辐射制冷供暖一体化系统. 与常规的冷却除湿系统、液体除湿加冷水机组形式、固体除湿 + 冷水机组系统形式相比, 3 种压缩子系统形式都是比较节能的系统形式. 其中, 与太阳能结合使用的方式三 HDHP 系统与冷却除湿系统相比, 能耗减少 48%. 结果证明 3 种改进的压缩子系统形式均为节能环保的系统形式.

表 1 不同系统形式的能耗比较

Table 1 Energy consumption comparison of different systems

	制冷量 /(kW)	再热量 /(kW)	除湿量 /(kg/h)	COP	耗电量 /(kW)
冷却除湿	150+ 17. 8	0	18. 2	4	41. 95
液体除湿 + 冷水机组	150	11. 8	18. 2	6. 34	35. 46
固体除湿 + 冷水机组	150+ 15	25	18. 2	6. 34	41
方式一的 LDHP系统	150	11. 8	18. 2	6. 34/6	25. 63
方式二的 LDHP系统	150	11. 8	18. 2	6. 34/6	略高于 25. 63
方式三的 LDHP系统	150	11. 8	18. 2	6. 34/6	低于 25. 63
方式一的 SDHP系统	150+ 15	25	18. 2	6. 34/6	30. 2
方式二的 SDHP系统	150+ 15	25	18. 2	6. 34/6	略高于 30. 2
方式三的 SDHP系统	150+ 15	25	18. 2	6. 34/6	低于 30. 2

[参考文献] (References)

[1] Jae-W eon Jeong Stanley A Munn a Ceiling radiant cooling panel capacity enhanced by mixed convection in mechanically ventilated spaces[J]. Applied Thermal Engineering, 2003, 23: 2 293-2 306

[2] 丁云飞, 丁静, 杨晓西. 基于太阳能再生的转轮除湿独立新风系统 [J]. 流体机械, 2006, 34(8): 63-66
Ding Yunfei Ding Jing Yang Xiaoxi Dedicated outdoor air systems by rotary wheel removing moisture load based on solar energy regeneration[J]. Fluid Machinery, 2006, 34(8): 63-66 (in Chinese)

[3] 丁云飞, 丁静, 王卓越, 等. 除湿转轮处理冷却顶板空调系统的湿负荷 [J]. 华南理工大学学报: 自然科学版, 2004, 32 (3): 10-14
Ding Yunfei Ding Jing Wang Zhuoyue et al Removing of moisture load in cooling ceiling air-conditioning system by rotary dehumidifier[J]. Journal of South China University of Technology: Natural Science Edition, 2004, 32(3): 10-14 (in Chinese)

[4] 孙健, 施明恒. 太阳能液体除湿空调系统性能参数的研究 [J]. 流体机械, 2007, 35(7): 61-66
Sun Jian Shi Mingheng Study on coefficient of performance of solar liquid desiccant air-conditioning system [J]. Fluid Machinery, 2007, 35(7): 61-66 (in Chinese)

[5] 施明恒, 杜斌, 赵云. 太阳能液体除湿空调系统再生和蓄能特性的研究 [J]. 太阳能学报, 2006, 27(1): 49-53
Shi Mingheng Du Bin Zhao Yun Investigation on the regeneration and energy storage characteristic of a solar liquid desiccant air-conditioner[J]. Acta Energaie Solaris Sinica, 2006, 27(1): 49-53 (in Chinese)

[6] 施泰姆勒 F. 湿度控制与冷却顶棚 [J]. 戴茹, 曹叔维, 译. 暖通空调, 1998, 28(2): 1-4
Steinle F Moisture control and cooling ceilings[J]. Dai Ru Cao Shuwei Translation: HVAC, 1998, 28(2): 1-4 (in Chinese)

[责任编辑: 刘健]