

单、双级直接蒸发式空气冷却器的对比研究

刘济南¹, 黄 虎¹, 张忠斌¹, 陈泽民²

(1 南京师范大学 能源与机械工程学院, 江苏 南京 210042 2 江苏丹阳苏科空气能源研究中心有限公司, 江苏 丹阳 212300)

[摘要] 提出了一种用于处理大温差新风的双级直接蒸发式空气冷却器的设计方案, 针对不同的中间温度和蒸发温度对其进行了仿真计算, 同时对单级直接蒸发式空气冷却器在不同蒸发温度下进行了仿真计算, 并对二者进行了对比分析, 提出了双级直接蒸发式空气冷却器的设计最优值。
[关键词] 大温差, 直接蒸发式空气冷却器, 双级, 单级, 蒸发温度
[中图分类号] TK 223 [文献标识码] A [文章编号] 1672-1292(2010)03-0047-05

Comparative Study Between the Single-stage and the Two-stage Direct Type of Evaporative Air Cooler

Liu Jinan¹, Huang Hu¹, Zhang Zhongbin¹, Chen Zemin²

(1 School of Energy and Mechanical Engineering Nanjing Normal University, Nanjing 210042 China
2 Jiangsu Danyang Suke Air Source Energy Research Center Co., Ltd. Danyang 212300, China)

Abstract According to the different middle temperatures and evaporation temperatures on the simulation calculation, a design proposal of the two-stage direct type of evaporative air cooler was proposed to be used in dealing with large temperature differences of the fresh air. At the same time, simulated and calculated the single-stage direct type of evaporative air cooler. Through the comparison analysis between them, we get the optimum value of the two-stage direct type of evaporative air cooler.
Key words large temperature difference; direct type of evaporative air cooler; two-stage; single-stage; evaporation temperature

顶板辐射供冷空调系统通过辐射和自然对流的方式来降低室温,不但室内的舒适度高,而且系统高效节能^[1]。但是顶板辐射供冷空调系统也存在其固有的缺点:(1)辐射顶板只能去除室内的显热负荷,而无法去除潜热负荷,当辐射顶板表面温度低于室内空气露点温度时,表面易结露;(2)若该系统无新风送入,则不仅室内空气品质较差,而且随着室内湿负荷的增加(人员散湿等),冷顶板也会出现结露;(3)单位热强度低^[2],由于存在结露的问题,供水温度较高,地板辐射承担的室内冷负荷的能力受到削弱,甚至不能满足室内冷负荷的要求,尤其在夏季炎热潮湿地区这个问题更加明显^[3]。

上述问题可以通过引入经过降温除湿的新风得到有效解决,由新风承担室内全部的潜热负荷和小部分显热负荷^[4]。所以整个系统是否节能,不仅取决于辐射供冷末端,还要考虑到新风处理机组的能耗^[5]。由于辐射供冷空调系统新风除湿量较大,所以需要将新风处理到较低的温度水平,从而使得新风处理机组的能耗较高,针对上述问题,本文提出了一种大温差双级直接蒸发式空气处理机组,不仅可以使新风的除湿量大大增加,保证新风供应,而且该双级系统比单级 COP 较高,具有更好的节能性。

1 直接蒸发式空气冷却器

在顶板辐射供冷空调系统中,由于室内湿负荷全部由新风承担,这就要求全新风机组将室外温度较高的新风处理到较低的温度(考虑到管道温升,一般为 14℃)才能送入室内。而单级直接蒸发式空气冷却器

为避免压缩机出现液击, 蒸发器出口温度一般需留有 5℃左右的过热度, 考虑到传热温差, 故单级蒸发器的蒸发温度不宜高于 8℃, 且蒸发温度在 6~ 8℃之间时, 由于传热温差较小, 需要较大的换热面积.

由于进出风温差较大, 且出风温度较低, 所以新风机组需要较低的蒸发温度, 而蒸发温度越低则在相同工况下机组的 COP 也越低. 所以, 本文针对这种新风大温差提出一种新型的新风处理机组即双级大温差新风处理机组, 以期能提高机组的 COP. 其示意图如图 1 所示. 该蒸发器分为两级, 第一级为高温级, 蒸发温度为 8~ 12℃, 将新风从室外环境温度处理到 22~ 28℃; 第二级为低温级, 蒸发温度为 3~ 7℃, 将从高温级出来的新风继续处理到 14℃.

2 蒸发器的分析计算

为对单级和双级直接蒸发式空气冷却器的性能进行对比分析, 编制了蒸发器的仿真计算程序, 研究计算了蒸发器在不同蒸发温度和中间温度的性能. 蒸发器的几何参数^[6]如表 1 所示, 新风进出蒸发器的状态参数如表 2 所示.

表 1 蒸发器的几何参数

Table 1 Geometric parameters of the evaporator

几何参数	换热管外径	换热管内径	翅片形式	翅片厚度	翅片间距	排管纵向间距	排管横向间距	排管形式
参数值	9.52 (mm)	8.82 (mm)	波纹片	0.12 (mm)	2.2 (mm)	25.4 (mm)	22 (mm)	正三角形叉排

表 2 新风进出蒸发器的状态参数

Table 2 The state parameter of the fresh air pass in and out of the evaporator

	迎面风速 / (m/s)	风量 / (m ³ /h)	进口空气 干球温度 /℃	进口空气 相对湿度 /%	空气出口 干球温度 /℃	出口空气 相对湿度 /%	制冷剂蒸发温度 /℃
单级蒸发器	1.5	2 000	35	60	14	90	2~ 8
双级高温段	1.5	2 000	35	60	22~ 28	90	8~ 12
双级低温段	/	2 000	22~ 28	/	14	90	3~ 7

在研究过程中, 为避免结霜的危险, 蒸发温度不宜低于 2℃, 而且前文已述及单级机组蒸发温度不宜高于 8℃, 故单级蒸发器选取蒸发温度范围为 2~ 8℃, 双级蒸发器的蒸发温度范围为: 高温级蒸发温度 8~ 12℃, 低温级蒸发温度为 3~ 7℃. 程序算法流程图如图 2 所示.

空气侧换热系数:

$$\alpha_{a.e} = \xi \cdot \alpha_a \left(\frac{\eta_f \cdot A_f + A_p}{A} \right), \tag{1}$$

$$\alpha_a = C_1 C_2 \left(\frac{\lambda}{d_o} \right) \left(\frac{L}{d_o} \right)^n Re^m, \tag{2}$$

其中, $\alpha_{a.e}$ 为空气侧当量表面传热系数; α_a 为干表面传热系数; ξ 为析湿系数; 其余参数的选择计算参见文献 [7 8].

管内制冷剂侧换热系数:

$$\frac{\alpha_h}{\alpha_l} = c_1 (Co)^{c_2} (25Fr_1)^{c_3} + c_3 (Bo)^{c_4} F_{fb} \tag{3}$$

总的传热系数:

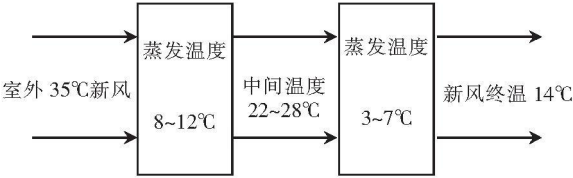


图 1 双级直接蒸发式空气冷却器新风处理示意图

Fig.1 The air handling schemes of two-stage direct type of evaporative air cooler

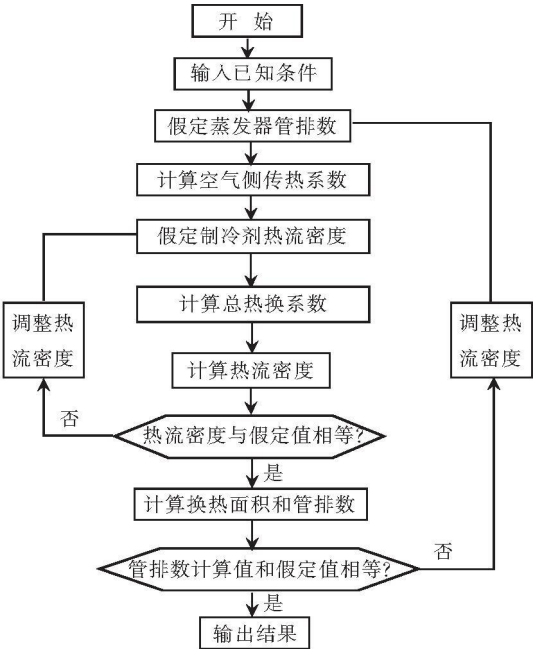


图 2 蒸发器的程序算法流程图

Fig.2 The procedure flow chart algorithm evaporator

$$K = \left[\frac{1}{\alpha_{a\ e}} + R_f + \frac{\tau}{\alpha_b} \right]^{-1}, \tag{4}$$

其中, R_f 为管壁和管内污垢热阻, 可取 $0.004\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$; τ 为肋化系数, 其他参数的选择和计算方法参见文献 [6 9, 10].

3 计算结果及分析

为验证程序的准确性, 对已有单级机组进行了仿真, 并与实验数据作对比. 蒸发器的空气入口参数为定值, 通过改变蒸发温度, 得到单级机组在不同蒸发温度下的制冷剂质量流量和机组 COP. 单级直接蒸发式空气冷却器在不同蒸发温度下的仿真结果如图 3 和图 4 所示, 其中机组 COP 直接由蒸发器内制冷剂, 进出口参数结合压缩机出口参数通过理论计算得到, 理论值和实验值的误差结果小于 3%, 说明仿真结果是可信的. 将其应用于仿真设计, 可以得到不同蒸发温度下的蒸发器的换热面积, 如图 5 所示.

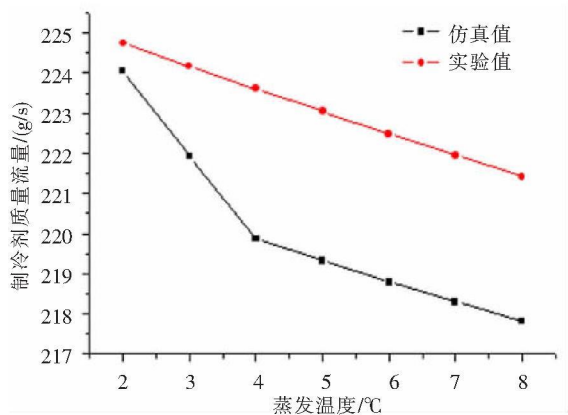


图 3 不同蒸发温度下制冷剂质量流量

Fig.3 Refrigerant mass flow with the different evaporation temperature

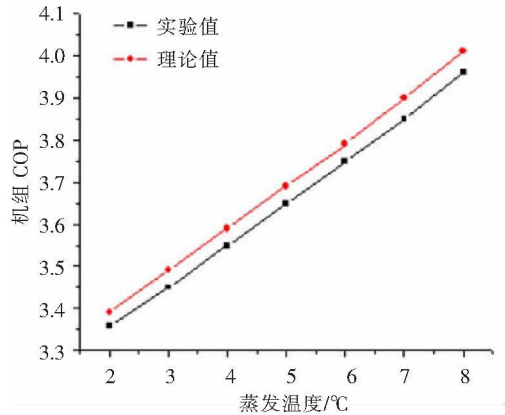


图 4 不同蒸发温度下机组 COP

Fig.4 The unit COP with the different evaporation temperature

由上图分析可知, 随着蒸发温度的提高, 制冷剂质量流量减小, 蒸发器的换热面积提高, 与此同时, 机组的 COP 也在提高, 在取定的蒸发温度范围内, 蒸发温度为 8℃ 时换热面积最大, 机组 COP 达到最大值; 在蒸发温度为 2℃ 时, 换热面积最小, 但机组的 COP 也最小. 考虑到结霜问题, 所以蒸发温度不宜低于 2℃; 同时, 因为新风出风温度为 14℃, 考虑到出口过热和传热温差等因素, 蒸发温度也不宜超过 8℃. 所以, 对于机组采用单级的大温差新风处理机组, 建议蒸发温度取 3~6℃.

对于双级直接蒸发式空气冷却器, 高温级蒸发器因为出风温度较高, 为 22~28℃ 之间, 故可以相应地选择较高的蒸发温度, 根据压缩机的性能限制可以将蒸发温度提高到最高 12℃. 在仿真中, 新风从高温级直接进入低温级蒸发器, 即高温级空气的出口状态作为低温级空气的进口状态. 仿真结果如图 6~图 8 所示:

在双级蒸发器的仿真计算中, 高低温级的蒸发温度分别取 8℃ 和 3℃、10℃ 和 5℃ 以及 12℃ 和 7℃ 这 3 组比较有代表性的情况.

由图可知, 在相同的中间温度下, 随着蒸发温度的提高, 制冷剂的质量流量减小, 机组 COP 和蒸发器所需的换热面积提高, 这和单级是相同的. 在蒸发温度相同, 中间温度不同时, 随着中间温度的提高, 制冷剂的质量流量提高, 机组的 COP 减小. 这是因为当中间温度降低时, 高压级的功耗减小, 低压级的功耗增加, 而总的功耗减小, 如在中间温度为 22℃ 时, 高温级蒸发器承担的负荷占总负荷较大, 而高温级的 COP 较高, 从而使得整个机组的 COP 较高. 此外, 由于双级蒸发器需要高温级和低温级具有相同的迎风面积,

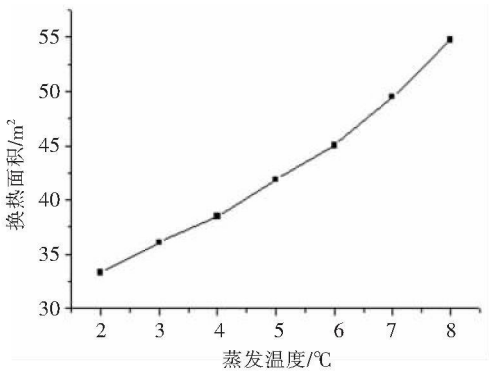


图 5 不同蒸发温度下蒸发器的换热面积

Fig.5 The evaporator transfer surface with the different evaporating temperature

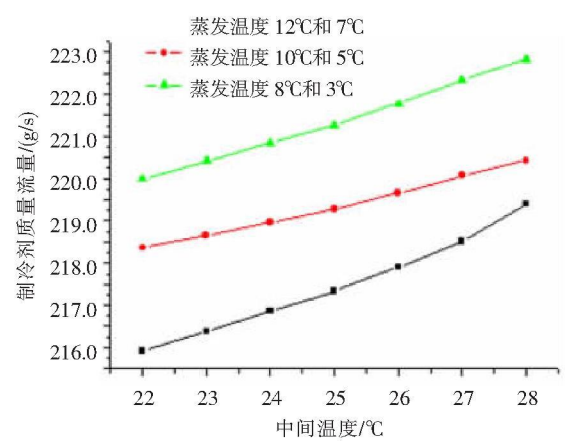


图 6 不同中间温度下制冷剂质量流量

Fig.6 Refrigerant mass flow with the different middle temperature

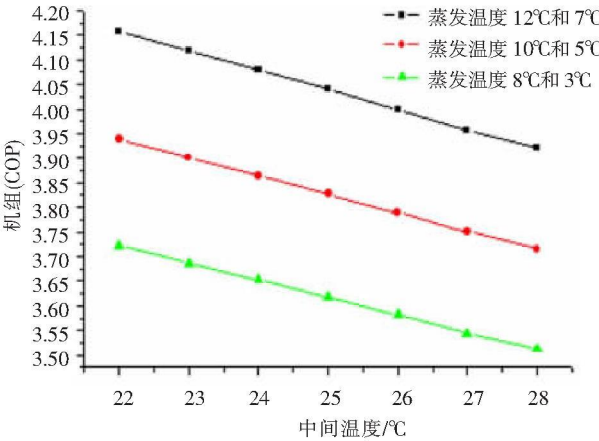


图 7 不同中间温度下机组 COP

Fig.7 The unit COP with the different middle temperature

这就使得二者之间的管排布置受到了相应的限制, 从而对换热效率和换热面积产生了一定的影响. 所以, 由图 8 可以看出, 在蒸发温度相同的情况下, 换热面积并没有随着中间温度的升高成线性变化, 而是在中间温度为 26°C 时达到一个最小值.

通过对单级和双级直接蒸发式空气冷却器的对比分析可知, 在将风量相同, 空气初始状态相同的新风处理相同的最终状态时, 采用双级直接蒸发式空气冷却器时, 机组的 COP 可以比单级最高提高 22.7%. 在设计双级机组时, 若考虑使机组的 COP 较高, 可以采用较低的中间温度, 例如在本文研究中, 中间温度为 22°C 时比中间温度为 28°C 时机组的 COP 提高了 6%. 但是也要注意, 双级蒸发器尺寸相对单级偏大, 所以为减小蒸发器的尺寸, 可以选择较低的蒸发温度, 如高低温级分别为 8°C 和 3°C, 但是此时双级机组相对于单级机组 COP 提高的不明显, 仅能提高 3% ~ 10%.

4 结论

(1) 双级直接蒸发式空气冷却器通过选择合理的高低温级的蒸发温度, 控制了蒸发器各排的传热温差, 有效避免单级蒸发器前面几排的传热温差过大, 后面传热温差过小的问题, 减少了由于温差所造成的传热过程中的能量损失.

(2) 在温差较大的新风处理场合, 双级机组相对于单级机组具有较好的节能优势, 通过本文分析可知, 双级机组的中间温度为 22°C 时, COP 相对于单级机组可以提高 20% 以上. 但是一味的追求高 COP 可能导致机组尺寸过大, 所以若需要蒸发器尺寸较小时, 双级蒸发器可采用中间温度 26°C 以上, 蒸发温度可采用 7°C 和 3°C, 但是此时双级机组相对于单级机组节能优势不明显.

(3) 双级蒸发器相对于单级更加节能, 适用于进出风温差较大的场合, 包括低温送风系统中^[11]. 双级的高温级蒸发温度可选择 10~12°C, 低温级可根据最终的送风温度来确定, 一般可选择 5~7°C 左右. 但是机组结构较复杂, 且设计繁琐, 因为前一级对后一级的迎风面积有直接影响和限制, 从而影响整个机组的性能.

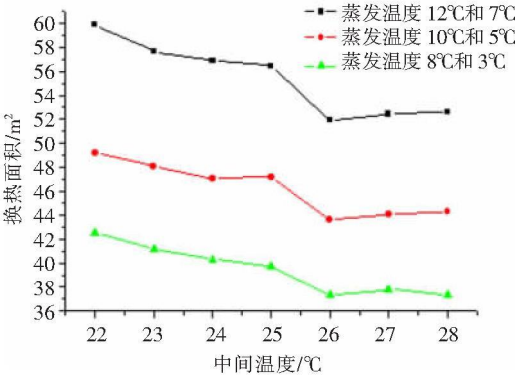


图 8 不同中间温度下蒸发器换热面积

Fig.8 The evaporator transfer surface with the different middle temperature

[参考文献] (References)

- [1] 周西文, 王雨, 马爱华. 转轮除湿 冷辐射吊顶空调系统及其研究进展 [J]. 制冷与空调, 2008, 22(3): 87-91.
Zhou Xiwen, Wang Yu, Ma Aihua. Research and review of the radiant cooling ceiling air conditioning system combined with rotary dehumidifier [J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2008, 22(3): 87-91. (in Chinese)
- [2] 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
Wang Zijie. Low-temperature Radiant Heat and Radiation Cooling [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2004. (in Chinese)
- [3] 夏学鹰, 张旭, 蔡宁, 等. 地板辐射供冷独立新风系统的技术分析与实验研究 [J]. 制冷学报, 2008, 29(4): 18-23.
Xia Xueying, Zhang Xu, Cai Ning et al. Technology analysis and experimental research on radiant floor cooling combined with dedicated outdoor air system [J]. Journal of Refrigeration, 2008, 29(4): 18-23. (in Chinese)
- [4] 夏学鹰, 王子介, 夏道明. 地板辐射供冷与地板送风混合式空调系统应用分析 [J]. 南京师范大学学报: 工程技术版, 2007, 7(1): 41-45.
Xia Xueying, Wang Zijie, Xia Daoming. Application analysis of radiant floor cooling combined with under floor distribution system [J]. Journal of Nanjing Normal University: Engineering and Technology Edition, 2007, 7(1): 41-45. (in Chinese)
- [5] 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): 37-41.
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): 37-41. (in Chinese)
- [6] 吴业正. 小型制冷装置设计指导 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
Wu Yezheng. The Design Guidelines Small Refrigeration Equipment [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1998. (in Chinese)
- [7] 张祉祐. 制冷原理与设备 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
Zhang Zhiyou. Principle and Equipment of Refrigeration [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1987. (in Chinese)
- [8] 吴业正. 制冷原理及设备 [M]. 2版. 西安: 西安交通大学出版社, 1997.
Wu Yezheng. Principle and Equipment of Refrigeration [M]. 2nd ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1997. (in Chinese)
- [9] 彦启森, 石文星, 田长青. 空气调节用制冷技术 [M]. 3版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2004.
Yan Qisen, Shi Wenxing, Tian Changqing. Refrigeration Technique in Air-Conditioning [M]. 3rd ed. Beijing: Mechanical Industry Press, 2004. (in Chinese)
- [10] 丁国良, 张春路, 赵立. 制冷空调新工质 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2003.
Ding Guoliang, Zhang Chunlu, Zhao Li. New Refrigeration and Air Condition Referant [M]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University Press, 2003. (in Chinese)
- [11] Allan T, Kirkpatrick, James S, Elleson. Cold Air Distribution System Design Guide [M]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., 1996.

[责任编辑: 刘 健]