

三级蒸发冷却空调系统空气处理过程的焓分析

裴秀英, 王玉刚, 马益民

(集美大学机械与能源工程学院, 福建 厦门 361021)

[摘要] 为优化三级蒸发冷却空调系统能量转换与利用效率, 通过对其进行热力学分析, 建立三级蒸发冷却空调系统空气处理过程的焓分析模型。在典型工况下对系统内各级蒸发冷却器进行了焓计算, 获得了各级蒸发冷却过程的焓损失以及系统的焓效率。结果显示, 系统的焓效率为 24.27%, 一、二级间接蒸发冷却器的焓损失分别占总输入焓的 36.98% 和 33.66%, 第三级直接蒸发冷却器的焓损失仅为 5.09%。可见, 三级蒸发冷却空调系统的空气处理过程的焓损失, 主要源于间接蒸发冷却器内热质交换过程的不完善以及二次排风的热损失。因此, 提高间接蒸发冷却器有效输出焓和能源利用效率是优化三级蒸发冷却空调系统的关键。

[关键词] 焓分析; 空调系统; 三级蒸发冷却; 空气处理

[中图分类号] TU-831

Exergy Analysis of Air Handling Processes in Three-stage Evaporative Cooling Air-conditioning System

PEI Xiuying, WANG Yugang, MA Yimin

(School Mechanical and Energy Engineering, Jimei University, Xiamen 361021, China)

Abstract: To optimize the energy transition and utilization efficiencies of three-stage evaporative cooling air-conditioning system, the exergy analysis model of air handling processes in the three-stage evaporative cooling air-conditioning system was established by thermodynamic analysis of the system, and the exergy of evaporative coolers in each stage of the system was calculated under typical operating conditions so as to obtain the exergy losses of each stage and the system exergy efficiency. Results showed that the system exergy efficiency was 24.27%, and the exergy loss of the first and the second stage indirect evaporative coolers accounted for 36.98% and 33.66% of the system total input exergy, while that of the third stage direct evaporative cooler was 5.09% only. Therefore, exergy loss of air handling processes in the three-stage evaporative cooling air conditioning system derive mainly from the defective heat and mass transfer processes and secondary exhaust air in the indirect evaporative coolers. Hence, the key to optimizing the three-stage evaporative air-conditioning system is to improve the effective exergy output and energy utilization efficiency of indirect evaporation processes.

Keywords: exergy analysis; air-conditioning system; three-stage evaporative cooling; air handling

[收稿日期] 2018-11-28

[基金项目] 福建省自然科学基金项目(2018J01487)

[作者简介] 裴秀英(1967—)女, 硕士, 副教授, 从事制冷空调系统集成优化、建筑空调系统运行节能以及建筑内部环境质量控制等研究。E-mail: pxy910@126.com

0 引言

暖通空调系统能耗约占建筑总能耗的 50% 左右^[1], 其中空调系统能耗较大的主要原因在于机械制冷压缩设备的大量使用, 这种制冷设备的能效比较低, 导致其消耗的一次能源和碳排放量较大, 并且 CFCs 和 HCFCs 等制冷剂的使用加剧了全球温室效应^[2]。

蒸发冷却空调系统采用水作为冷媒, 利用水的自然蒸发吸热使空气降温, 通过合理的设计, 可以将降温后的空气作为送风送到空调区域以降低室温, 因此, 这种蒸发冷却空调能耗较低。另外, 由于设备中不使用制冷压缩机, 主要使用风机和水泵作为动力设备, 系统的能效比 (COP 值) 很高。据资料统计, 机械制冷系统的单位面积耗电量约为 50 W/m², 而蒸发型冷却空调系统的单位面积耗电量约为 10 W/m², 节能 80% 左右, 是一种环境友好型的空调方式^[3-4]。蒸发冷却型的空调冷却器, 综合间接蒸发和直接蒸发的工艺特点, 目前多为两级蒸发冷却空调系统和三级蒸发冷却空调系统。其中三级蒸发冷却空调系统是由两级间接蒸发冷却器和一级直接蒸发冷却器串接构成。目前, 三级蒸发冷却空调系统在我国西北地区的工业建筑和民用建筑中已经得到了广泛地应用, 并取得了良好的节能效果; 在我国其他地区的工业建筑和半开敞空间中也得到了越来越多的应用。

在应用中, 间接蒸发冷却器在理想状态下可将环境空气的干球温度冷却至其湿球温度, 但由于其实际冷却效率较低 (50% ~ 60%)^[3-5], 为了满足送风要求只能增大其体积, 因此导致三级蒸发冷却空调机组整体体积较大, 限制了蒸发冷却技术的推广应用。

本文利用焓分析法, 研究三级蒸发冷却空调系统能量转换与利用中的问题所在, 以便为系统的优化指明方向。

1 系统工作原理

目前, 三级蒸发冷却空调系统流程如图 1 所示^[6]。

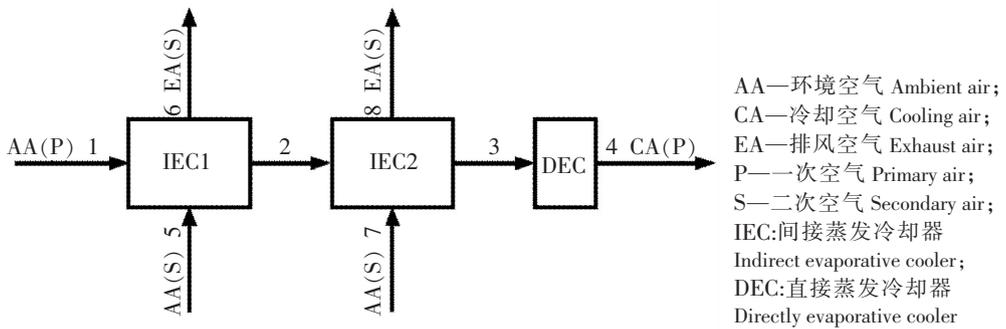


图 1 三级蒸发冷却空调系统流程图

Fig.1 Flow diagram of three-stage evaporative cooling air-conditioning system

第一、二级多为板式间接蒸发冷却器 (图中的 IEC1 和 IEC2 部分), 其中 IEC1 为预冷段, IEC2 为再冷段。第三级为空气与水直接接触式蒸发冷却器 (图中的 DEC 部分), 对空气进行等焓加湿。系统中一、二次空气均采用室外环境空气。

图 2 为三级蒸发冷却系统空气处理过程的焓湿图。首先, 一次空气在第一级间接冷却器中被冷却, 该冷却过程控制为等湿降温, 表现为图 2 中的 1→2 处理过程; 降温后的一次空气再进入第二级间接蒸发冷却器的空气侧干通道, 表现为图 2 中的 2→3 处理过程, 在这个处理过程中, 一次空

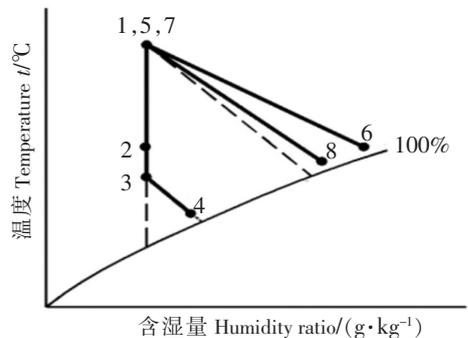


图 2 三级蒸发冷却空调系统空气处理过程焓湿图
Fig.2 Enthalpy humidity chart of air handling process by a three-stage evaporative cooling air-conditioning system

气的含湿量仍然维持不变, 但是其温度进一步被降低, 这一级温度降低幅度小于第一级的温度降低幅度。最后, 一次空气进入直接蒸发式冷却器, 被喷淋水等焓加湿, 温度再一次降低 (3→4), 然后 4 状态点的一次空气被送入室内, 用于空气调节; 而第一级和第二级间冷蒸发冷却器的二次空气分别与水进行蒸发冷却作用后排出, 见图中的 5→6 和 7→8。

2 热力学分析

三级蒸发冷却空调系统的一、二级冷却器的二次空气从系统流出后, 都没有再回流入系统, 而是直接排到室外大气环境中, 是典型的开式直流系统, 而一次空气也是排入空调环境中没有循环使用, 这样, 一、二次空气具备的可用能都无端被损失了, 系统产生了不可逆的能量损失。为了能详细地确定其损失的程度, 利用热力学的原理, 对一、二次空气在每一级热交换器中的热质交换过程进行分析。

2.1 分析模型

在某特定的环境中, 物质所拥有的能量能最大程度地转换为有用功的那部分能量被定义为焓^[7]。对于三级蒸发冷却空调系统, 其一、二次空气源都为环境空气, 而环境空气是由干空气和水蒸气组成的湿空气。

对于温度为 T 、压力为 p 、含湿量为 d 的湿空气, 其比焓的理论计算公式为

$$e_a = e_{ph} + e_{ch} \quad (1)$$

式中: e_a 为比焓; e_{ph} 为比物理焓; e_{ch} 为比化学焓。

$$e_{ph} = i - i_0 - T_0(s - s_0) \quad (2)$$

式中: i 为湿空气的比焓, kJ/kg; s 为湿空气的比熵, kJ/(kg·K); T 为湿空气的热力学温度, K。

式 (2) 中的下角标 “0”, 是为了方便计算而定义的一个状态, 代表焓分析的参考状态。本文选取大气环境的状态作为焓分析的参考状态^[7]。在大气环境状态下, 湿空气的热力学性质与理想气体的热力学性质非常接近, 为简化计算, 将湿空气视为理想气体。

$$i = c_{p,da}t_a + (2500 + c_{p,v}t_a)d \quad (3)$$

式中: $c_{p,da}$ 为干空气的定压比热, kJ/(kg·K); $c_{p,v}$ 为水蒸气的定压比热, kJ/(kg·K); t_a 为干空气的温度, K; d 为含湿量, g/kg。

$$s = c_p \ln(T/T_0) - R \ln(p/p_0) \quad (4)$$

式中: $c_{p,v}$ 为湿空气的定压比热, kJ/(kg·K); p 为湿空气的压强, Pa; p_0 为参考计算状态湿空气的压强, Pa。

将式 (3) 和式 (4) 代入式 (2), 并整理得到

$$e_{ph} = (c_{p,da} + dc_{p,v})[T - T_0 - T_0 \ln(T/T_0)] + (R_{da} + dR_v)T_0 \ln(p/p_0) \quad (5)$$

式中: R_{da} 为干空气的气体常数; R_v 为水蒸气的气体常数。

式 (5) 为比物理焓的计算模型, 公式右边定义为比热量焓和比机械焓。

比化学焓 e_{ch} 的计算公式如式 (6) 所示:

$$e_{ch} = T_0 \{ (R_{da} + dR_v) \ln \{ (R_{da} + d_0R_v) / (R_{da} + dR_v) \} + dR_v \ln(d/d_0) \} \quad (6)$$

因此, 湿空气比焓的计算公式如式 (7) 所示:

$$e_a = (c_{p,da} + dc_{p,v})[T - T_0 - T_0 \ln(T/T_0)] + (R_{da} + dR_v)T_0 \ln(p/p_0) + T_0 \{ (R_{da} + dR_v) \ln \{ (R_{da} + d_0R_v) / (R_{da} + dR_v) \} + dR_v \ln(d/d_0) \} \quad (7)$$

在三级蒸发冷却空调系统中, 进入间接蒸发器冷却器的二次空气的温度由水来控制, 水通过喷淋的形式与空气直接接触, 让二次空气温度降低, 这样, 在冷却一、二次空气的过程中会发生喷淋水的损耗。

水的比焓为

$$e_w = i_w(T) - i_v(T_0) - T_0[s_w(T) - s_v(T_0)] + [P - P_{\text{sat}}(T)]v_w(T) - R_v T_0 \ln(\varphi_0) \quad [8] \quad (8)$$

式中: i_w 为水的比焓, kJ/kg; i_v 为水蒸气的比焓, kJ/kg; s_w 为水的熵, kJ/(kg·K); s_v 为水蒸气的比焓, kJ/(kg·K); p_{sat} 为饱和湿空气的压强, Pa; φ_0 为参考计算状态的相对湿度。

由此可见, 三级蒸发冷却空调系统在空气的处理过程中, 由于湿空气被降温, 水有损耗, 最终使得整个系统的入口焓总是大于出口焓, 其差值就是系统产生的焓损失。而决定空气处理过程效果的因素有很多, 比如蒸发冷却器的结构形式, 系统运行时空气的状态参数等。作为理论分析, 本文以系统焓平衡为前提建立计算模型, 分析三级蒸发冷却空调系统中空气处理过程的热力特性。

第一级间接蒸发冷却器焓平衡方程

由 $E_{\text{in}} - E_{\text{out}} - E_{\text{d}} = 0$ 可得

$$m_{a1}e_{a1} + m_{a5}e_{a5} + m_w^{\text{IEC1}}e_w - m_{a2}e_{a2} - m_{a6}e_{a6} - T_0S_g^{\text{IEC1}} = 0 \quad (9)$$

式中: E_{out} 为有效输出焓, kW; E_{in} 为总输入焓, kW; E_{d} 为焓损失, kW; m_a 为空气的质量流量, 下标中数字代表各个状态点标识, kg/s; e_a 为空气的比焓, 下标中数字代表各个状态点标识, kJ/kg; m_w^{IEC1} 为一级间接蒸发冷却器的水的质量流量, kg/s; S_g^{IEC1} 为一级间接蒸发冷却器的熵产, kW/K。

第二级间接蒸发冷却器焓平衡方程为

$$m_{a2}e_{a2} + m_{a7}e_{a7} + m_w^{\text{IEC2}}e_w - m_{a3}e_{a3} - m_{a8}e_{a8} - T_0S_g^{\text{IEC2}} = 0 \quad (10)$$

式中: m_w^{IEC2} 为二级间接蒸发冷却器的水的质量流量, kg/s; S_g^{IEC2} 为二级间接蒸发冷却器的熵产, kW/K。

直接蒸发冷却器焓平衡方程为

$$m_{a3}e_{a3} + m_w^{\text{DEC}}e_w - m_{a4}e_{a4} - T_0S_g^{\text{DEC}} = 0 \quad (11)$$

式中: m_w^{DEC} 为三级直接蒸发冷却器的水的质量流量, kg/s; S_g^{DEC} 为三级直接蒸发冷却器的熵产, kW/K。

2.2 评价指标

在三级蒸发冷却空调系统中, 系统的总换热效率不是每一级换热效率的叠加。本文采用焓效率概念作为评价指标, 对三级蒸发冷却空调系统的热力过程进行评价。

定义系统的输出焓与输入焓之比为系统的焓效率。系统的输出焓包括: 一次空气的输出焓, 二次空气的输出焓。但是只有一次空气的输出焓是有效的, 二次空气的输出焓直接排到大气中, 不可逆, 记为焓的损失。而系统的输入焓包括一、二次空气的输入焓和水的总输入焓。焓效率的热力学计算模型如式 (12) 所示。

$$\eta_E = E_{\text{out}}/E_{\text{in}} = (E_{\text{in}} - E_{\text{d}})/E_{\text{in}} = 1 - (E_{\text{d}}/E_{\text{in}}) \quad (12)$$

式中: η_E 为焓效率; E_{d} 为系统的焓损失。

将其分解在各级蒸发冷却器之中, 如式 (13) 所示。

$$E_{\text{d}} = E_{\text{d}}^{\text{IEC1}} + E_{\text{d}}^{\text{IEC2}} + E_{\text{d}}^{\text{DEC}} \quad (13)$$

式中: $E_{\text{d}}^{\text{IEC1}}$ 、 $E_{\text{d}}^{\text{IEC2}}$ 、 $E_{\text{d}}^{\text{DEC}}$ 分别为一级、二级间接蒸发冷却器、三级直接蒸发冷却器的焓损失。将式 (13) 带入式 (12), 得到焓效率的热力学计算模型:

$$\eta_E = 1 - (E_{\text{d}}^{\text{IEC1}} + E_{\text{d}}^{\text{IEC2}} + E_{\text{d}}^{\text{DEC}})/E_{\text{in}} \quad (14)$$

3 计算结果分析

设定三级蒸发冷却空调系统空气处理过程的工况: 环境空气干球温度为 30℃, 相对湿度为 35%, 间接蒸发冷却器中, 一、二次空气的风量比均取 1:1, 第一级间接蒸发冷却器湿球效率取 70%^[9], 第二级间接蒸发冷却器湿球效率取 45%^[10], 直接蒸发冷却器湿球效率取 90%^[9]。利用公式 (7) 的热力学分析模型, 对三级蒸发冷却空调系统的空气处理过程进行热力学分析计算, 得出图 2 所示的各个

状态点的热力参数, 如表 1 所示。

表 1 三级蒸发冷却空调系统空气处理过程中各状态点的热力参数

Tab. 1 Thermodynamic properties of state points in the of air handling process of three-stage evaporative cooling air-conditioning system

空气状态点 Air state points	温度 Temperature $T/^\circ\text{C}$	含湿量 Humidity ratio $d/(\text{g} \cdot \text{kg}^{-1})$	比焓 Specific exergy $e_a /(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$
1	30.0	9.20	1.10
2	22.2	9.20	1.20
3	19.6	9.20	1.28
4	15.8	10.70	1.24
5	30.0	9.20	1.10
6	22.6	15.20	0.53
7	30.0	9.20	1.10
8	20.6	13.90	0.70

由表 1 计算结果分析可知, 间接蒸发冷却器中, 一次空气经过第一级间接蒸发冷却器冷却 (热力过程为 1→2), 再经过第二级蒸发冷却器冷却 (热力过程为 2→3) 后, 其比焓是增加的, 而在直接蒸发冷却器等焓加湿 (热力过程为 3→4) 后, 其比焓略有减少。而经过两级间接蒸发冷却器的二次空气 (热力过程为 5→6、7→8), 其比焓都是减少的, 减少的比焓是由于一次空气与二次空气之间热容量的不平衡造成的, 为不可逆传热损失, 定义为内部焓损失。状态点 6 和状态点 8 是两个间接蒸发冷却器二次空气的出口状态, 这两部分空气直接排到室外, 其损失的能量定义为排风焓损失。这两部分损失是构成间接蒸发冷却器焓损失的主要组成。系统中各级蒸发冷却器的焓损失的计算结果如表 2 所示。

通过计算各级蒸发冷却器的焓损失, 再结合式 (14) 的计算模型, 对三级蒸发冷却空调系统的整体焓效率进行分析计算, 分析计算结果如表 3 所示。

表中有效输出焓指的是在一次空气经过系统处理后的送风状态具有的焓值, 为 1.24 kJ/kg。而系统总输入焓为 5.11 kJ/kg。由此可得, 在环境空气干球温度为 30℃、相对湿度为 35% 的工况下, 三级蒸发冷却空调系统的焓效率为 24.27%。

表 2 各级蒸发冷却器的焓损失
Tab.2 Exergy loss of each stage evaporative cooler

蒸发冷却器 Evaporative cooler	焓损失 Exergy loss/(kJ · kg ⁻¹)
IEC1	1.361
IEC2	1.023
DEC	0.268

表 3 三级蒸发冷却空调系统的焓分析计算结果
Tab.3 Calculated results by exergy analysis of three stage evaporative cooling air-conditioning system

计算参数 Parameters calculated	$E_{out} /(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	$E_{in} /(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	$\eta_E / \%$
计算结果 Results calculated	1.24	5.11	24.27

综合分析, 系统的焓效率较低, 主要是由于系统的不可逆损失造成的。图 3 为设定工况下, 三级蒸发冷却空调系统内有效输出焓以及各种焓损失分布情况。由图 3 可知, 系统的有效输出焓占系统总输入焓的 24.27%, 直接蒸发冷却器的焓损失为 5.09%, 而两个间接蒸发冷却器的焓损失之和为 70.64%。说明第一、第二级间接蒸发冷却器的焓损失是系统焓损失的主要部分, 这与对表 1 计算结果的分析相吻合。

根据间接蒸发冷却器的工作原理分析, 间接蒸发冷却器的焓损失的主要原因为: 1) 内部焓损失, 一、二次空气间的不可逆传热产生的损失以及二次空气与喷淋水之间的不可逆传质产生的损失, 这个损失的大小取决于一、二次空气热量交换以及二次空气与喷淋水之间进行热质交换的完善程度;

2) 排风焓损失, 二次空气与喷淋水进行接触, 直接换热, 被冷却后再与一次空气进行间接换热, 带走一次空气中的部分显热, 最后被直接排入周围环境中, 这个排风所具备的能量没有被利用, 造成排风的焓损失。间接蒸发冷却器总的内部焓损失和二次空气排风焓损失分别占总输出焓的 46.57% 和 24.07%。

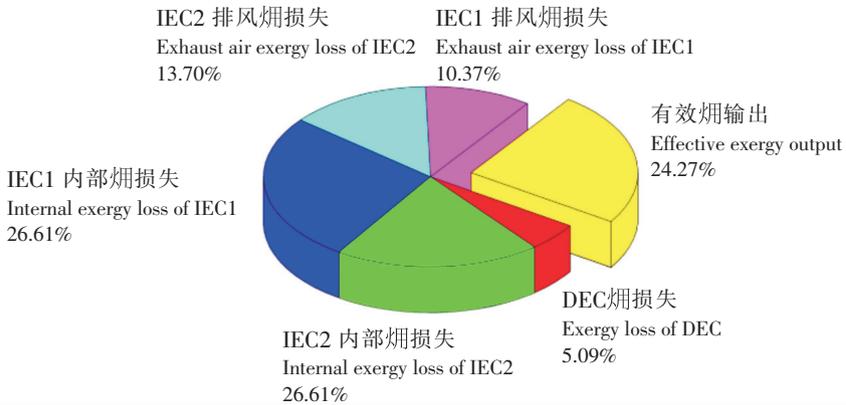


图 3 三级蒸发冷却空调系统有效输出焓及焓损失分布

Fig.3 Effective exergy output and exergy loss distribution of three stage evaporative cooling air-conditioning system

4 结论

1) 三级蒸发冷却空调系统的焓损失主要发生在间接蒸发冷却器中, 由二次空气的排风不可逆损失以及内部热质交换的不完善造成, 直接蒸发冷却器内部的不可逆损失较小。

2) 典型工况下的三级蒸发冷却空调系统中, 第三级直接蒸发冷却器的焓损失只有 5.09%, 一、二级间接蒸发冷却器的焓损失分别占总输入焓的 36.98% 和 33.66%, 系统的性能影响较大。根据这部分焓损失产生的机理, 提升间接蒸发冷却器中热质交换的完善程度, 优化间接蒸发冷却器的结构参数 (外形及外形尺寸、换热器中空气通道的形式等), 匹配系统运行的参数 (一、二次空气的风量、风速, 喷淋水的水量、喷水模式) 等, 是提高蒸发冷却空调系统能效的主要途径。

[参 考 文 献]

[1] CHUA K J, CHOU S K, YANG W M, et al. Achieving better energy-efficient air conditioning-A review of technologies and strategies [J]. Appl Energy, 2013, 104, 87-104.

[2] SULTAN M, EL-SHARKAWY I, MIYAZAKI T, et al. An overview of solid desiccant dehumidification and air conditioning systems [J]. Renew Sustain Energy Rev, 2015, 46, 16-29.

[3] 王芳. 蒸发冷却空调技术的应用现状 [J]. 科技风, 2012(6): 66.

[4] STEVEN B J, DOMANSKI P A. Review of alternative cooling technologies [J]. Appl Therm Eng, 2014, 64, 252-262.

[5] 黄翔. 蒸发冷却空调理论与应用 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010: 100-110.

[6] 王玉刚, 新型露点蒸发冷却系统理论与实验研究 [D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2015.

[7] 朱明善. 能量系统的焓分析 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1988.

[8] BEJAN A. Advanced engineering thermodynamics. 3rd ed [M]. Hoboken NJ: John Wiley & Sons, 2006.

[9] GLANVILLE P, KOZLOV A, MAISOTSENKO V. Dew point evaporative cooling: technology review and fundamentals [J]. ASHRAE Transactions, 2011(11): 111-118.

[10] 黄翔, 屈元, 狄育慧. 多级蒸发冷却空调系统在西北地区的应用 [J]. 暖通空调, 2004, 34(6): 67-71.

(责任编辑 陈 敏 英文审校 郑青榕)