

应用于溶液除湿空调中跨临界CO₂循环热泵的性能优化分析

刘丽孺, 程 甜, 王璋元, 王晓霞, 丁泽智

(广东工业大学土木与交通工程学院, 广州 510006)

摘 要: 介绍CO₂跨临界循环与溶液除湿一体化空调系统的运行原理, 确定应用于溶液除湿空调的CO₂跨临界循环的温度及压力范围, 建立循环性能分析模型。以1 kg/s制冷剂流量为基准, 用经过验证的Coolpack软件对系统进行模拟优化分析研究, 分析跨临界CO₂循环不同蒸发温度、冷却器出口温度以及压缩机排气压力对系统COP的影响, 为跨临界CO₂循环热泵在溶液除湿空调中的应用提供理论支持。

关键词: CO₂跨临界热泵循环; 溶液除湿空调; 气体冷却器; 最优排气压力; 性能系数

中图分类号: TU831.6

文献标识码: A

0 引 言

溶液除湿空调系统^[1,2]由于具有独特的“热、湿独立处理”优势, 近年来发展迅速。与传统的热湿耦合空调处理方式不同, 在该系统中, 由于去除建筑的潜热(湿)负荷的任务由溶液除湿系统承担, 所以去除显热负荷就不必再用传统的7℃低温冷冻水, 可采用15~18℃高温的冷水。若采用机械制冷方式制备这样的高温冷水, 可明显提高冷机的性能系数(COP)。但该系统除湿后的稀溶液需消耗大量能源进行再生。

目前除湿溶液再生能耗的主要形式包括直接电加热、废热、太阳能等^[3,4], 电加热能耗高, 难以适用, 利用废热和太阳能也受到时间、气候和区域的限制。目前也有文献利用传统的热泵来为溶液除湿空调同时供冷、供热^[5-7], 但所能提供的冷凝温度最高也就40~50℃, 再生效率较低。

CO₂的临界温度仅为30.98℃, 所以用CO₂作为工质的制冷循环大多采用跨临界循环^[8]。在跨临界循环中, 压缩机的排气压力高于临界压力, 工质在高压侧(气体冷却器)的换热在超临界状态下通过显热来完成, 将会产生较大的温度滑移, 正好适合于产出70~90℃的热水, 目前很多研究集中

在利用超临界状态下的高压侧换热器生产热水上^[9-11]。2006年清华大学的江亿院士首次提出一种CO₂超临界循环热泵与溶液除湿相结合的新型空调系统^[12], 但缺乏相关的深入研究。

本文在上述研究的基础上, 进一步深入研究当应用在溶液除湿空调时, 跨临界CO₂循环热泵不同蒸发温度、冷却器出口温度以及压缩机排气压力对系统COP的影响, 为跨临界CO₂循环热泵在溶液除湿空调中的应用提供理论支持。

1 CO₂跨临界热泵循环与溶液除湿一体化空调系统

在CO₂跨临界循环与溶液除湿一体化空调系统中(如图1^[12]所示), 循环的吸热过程仍在亚临界条件下进行, 换热过程主要靠潜热来完成, 用该循环的蒸发器制备高温冷冻水, 满足建筑内消除显热的要求(温度控制)。建筑内的潜热依靠新风溶液除湿系统去消除(湿度控制), 利用CO₂循环工质在高压侧超临界状态下(气体冷却器中)的显热换热制备出70~90℃的热水用于除湿溶液的浓缩再生。在二者一体化系统中, 由于蒸发器的制冷量和气体冷却器的排热量均得到有效利用, 整个系统的COP较高。

收稿日期: 2015-12-28

基金项目: 广东省自然科学基金(2016A030313711); 2015年度广东省省级大学生创新创业训练项目(2015111845103)

通信作者: 刘丽孺(1971—), 女, 博士、教授, 主要从事建筑节能、空调系统节能方面的研究。liruhongfu2006@126.com

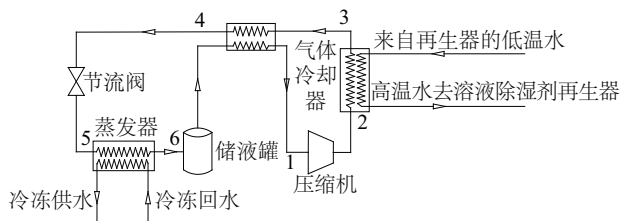


图1 CO₂跨临界热泵循环与溶液除湿一体化空调系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of a transcritical carbon dioxide heat pump cycle integrated with liquid desiccant air conditioning system

2 循环性能分析模型的建立

为方便分析,作以下假定:

- 1) 系统循环处于稳态;
- 2) 压缩过程为绝热非等熵过程;
- 3) 换热器与环境无热交换;
- 4) 忽略CO₂在系统中的节流和压力损失。

以单位质量CO₂为计算对象,结合图1所示,建立热力学模型:

$$q_{ev} = h_6 - h_5 \quad (1)$$

$$q_{gc} = h_2 - h_3 \quad (2)$$

$$w = h_2 - h_1 \quad (3)$$

$$q_{ev} + w = q_{gc} \quad (4)$$

$$COP_c = q_{ev} / w \quad (5)$$

$$COP_h = q_{gc} / w \quad (6)$$

式中, q_{ev} ——蒸发器的制冷量; h_i ——工质CO₂在不同位置状态点的比焓(i 代表图1所示的各状态点); q_{gc} ——气体冷却器的制热量; w ——压缩机功耗; COP_c ——制冷性能系数; COP_h ——制热性能系数。

由于在CO₂跨临界循环与溶液除湿一体化空调系统中,蒸发器的制冷量和气体冷却器的排热量均得到有效利用,应以整个系统的COP_s来评价系统性能的优劣,即整个系统冷热同用的性能系数如式(7)所示。

$$COP_s = COP_c + COP_h \quad (7)$$

3 性能模拟及结果分析

以往的研究^[9,10]表明,对于CO₂跨临界热泵循环,机组的最优排气压力对机组的性能有重要影

响,而对最优排气压力影响较大的是机组的蒸发温度 t_e 和气体冷却器的出口温度 t_3 。但当应用于溶液除湿空调中时,跨临界CO₂循环热泵的上述温度范围又有其特殊性,不同的温度范围,对应的最优排气压力不同,因此有必要进一步深入研究。本文依据研究^[9,10]的实验条件,利用Coolpack软件^[13]进行模拟,将模拟结果与实验结果对比分析,该模拟软件的精确度达93.2%,因此可用该软件来模拟CO₂热泵循环的相关性能。

3.1 模拟条件

夏季舒适性空调室内空气的温度为26℃,相对湿度为50%,此时露点温度约为15℃。如果满足排除室内显热的要求,干式风机盘管或平面辐射式毛细管等干式末端的供水温度一般高于室内空气露点温度,低于室内空气的干球温度即可,一般不低于16℃^[1]。而蒸发温度通常比冷冻水出口水温低2~6℃,则蒸发温度取值范围是10~14℃。以往的研究^[9,10]表明:在超临界区内,工质在气体冷却器的出口温度和压力接近临界点对系统性能的提高有利。结合实际,气体冷却器出口温度取值范围定为32.5~45.0℃,出口压力范围定为7.5~12.0 MPa。本文以1 kg/s 制冷剂质量流量进行模拟。

此外还有初始假设条件:

- 1) 内部换热器的换热效率为0.6;
- 2) 压缩机的等熵效率为0.7;
- 3) 过热度为5 K;
- 4) 忽略压缩机和管线输送的热损失和压降。

本文拟运用以上理论计算公式和初始假设条件,结合Coolpack软件^[13],对CO₂跨临界制冷循环的最优排气压力进行优化分析。

3.2 模拟结果及其分析

图2为在不同的气体冷却器出口温度 t_3 下,机组的蒸发温度 t_e 分别为10、11、12、13、14℃时,在不同的压缩机排气压力 p 下系统的COP模拟结果。从图2可看出:1)对每个固定的气体冷却器出口温度 t_3 ,随着蒸发温度 t_e 的提高,系统的COP均会增加;但随着 t_3 的增大,COP增加的幅度越来越小;2)随着 t_3 的增大,系统的COP明显降低;3)对每一对固定组合的气体冷却器出口温度 t_3 和机组的蒸发温度 t_e 下,均存在一个最优的排气压力 p_{opt} ,在此压力下,整个系统的COP最大(记为COP_{max})。之所以存

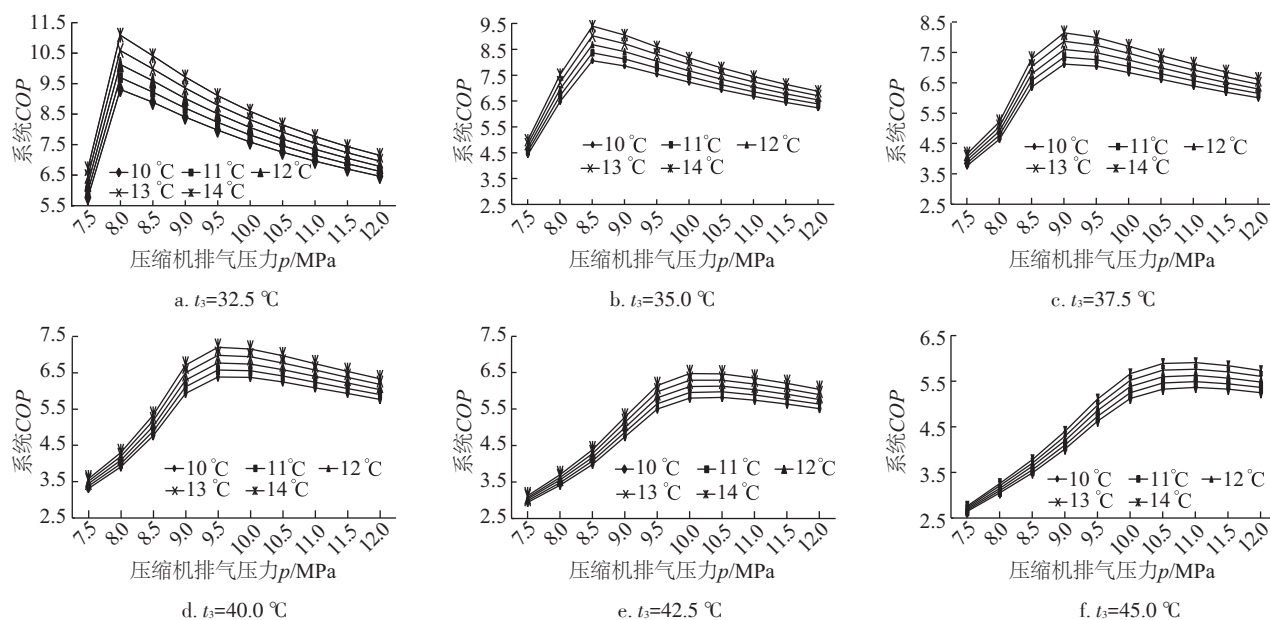


图2 不同气体冷却器出口温度、不同蒸发温度及排气压力下系统的COP

Fig. 2 System COP at different evaporating temperature and discharge pressure for different t_3

在 p_{opt} , 是由于 CO_2 在超临界状态下的特殊性质造成的。从 CO_2 的压焓图^[9,10]中可看出,在超临界和近临界区中,温度分布曲线呈 S 型,只有在近临界区一定的压力范围内,等温线的分布较平缓,在此范围内,随着压力的升高,系统制热、制冷量的增加高于压缩机耗功量的增加,因此系统的 COP 增加;当超过此压力后,随着压力的升高,等温线变得陡峭起来,在此范围内,随着压力的升高,系统制热、制冷量的增加低于压缩机耗功量的增加,系统的 COP 反而开始下降;因此,当蒸发温度、气体冷却器出口温度保持恒定不变时,随着高压侧排气压力的变化,循环系统的 COP 必然存在着最大值点。对应于该点的压力,称为最优排气压力。表 1 为不同 t_3 和 t_e 组合时的最优排气压力 p_{opt} 。

从表 1 可看出:气体冷却器出口温度 t_3 是决定循环最优排气压力的关键因素,蒸发温度几乎对最优排气压力无影响。结合图 2 和表 1 可知,随着 t_3 的增大, p_{opt} 也逐渐增大,但系统的 COP 却逐渐下降。当 $t_3=32.5\text{ }^\circ\text{C}$,系统的 COP_{max} (在 $t_e=14\text{ }^\circ\text{C}$, $p_{opt}=8.0\text{ MPa}$ 的最优运行条件下)为 11.086;但当 $t_3=45.0\text{ }^\circ\text{C}$, COP_{max} (在 $t_e=14\text{ }^\circ\text{C}$, $p_{opt}=11.0\text{ MPa}$ 的最优运行条件下)为 5.910,下降了 46.7%,且排气压力增加,也让相应部件的承压增加,对系统的安全运行不利。可见为了达到系统最大的 COP_{max} ,系统

应在尽可能低的 t_3 下运行。当系统在 $t_3=32.5\text{ }^\circ\text{C}$, $p_{opt}=8.0\text{ MPa}$ 时,随着 t_e 的增加, COP_{max} 由 9.308 (当 $t_e=10\text{ }^\circ\text{C}$ 时),增加到 11.086 (当 $t_e=14\text{ }^\circ\text{C}$ 时),增加了 19.1%,随着 t_3 的增加, t_e 对系统 COP_{max} 的影响越来越小。

表 1 不同气体冷却器出口温度 t_3 和蒸发温度 t_e 组合时的最优排气压力 p_{opt} (MPa)Table 1 Optimum discharge pressure p_{opt} at different gas cooler outlet temperature and evaporating temperature (MPa)

$t_3/^\circ\text{C}$	$t_e/^\circ\text{C}$				
	10	11	12	13	14
32.5	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0
35.0	8.5	8.5	8.5	8.5	8.5
37.5	9.0	9.0	9.0	9.0	9.0
40.0	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5
42.5	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5
45.0	11.0	11.0	11.0	11.0	11.0

此外,在 CO_2 跨临界循环与溶液除湿一体化空调系统中(如图 1 所示),需要利用 CO_2 循环工质在高压侧超临界状态下(气体冷却器中)的显热换热制备出 $70\sim 90\text{ }^\circ\text{C}$ 的热水用于除湿溶液的浓缩再生。气体冷却器的入口温度,决定制备出热水的温度,因为最终到溶液除湿剂再生处要经过 2 次换热(气体冷却器处和溶液除湿剂再生处),考虑 $10\text{ }^\circ\text{C}$ 换

热温差,则为制备出 70~90 °C 的热水,需要气体冷却器入口温度为 80~100 °C。图 3 为在最优的排气压力下,气体冷却器的入口温度变化线。

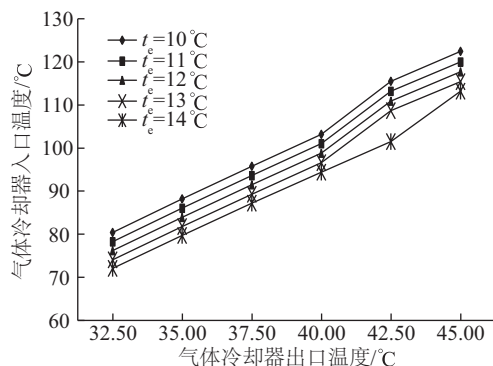


图3 最优的排气压力下气体冷却器的入口温度变化线

Fig. 3 Gas cooler inlet temperature at optimum discharge pressure

由图 3 可知,气体冷却器入口温度会随气体冷却器出口温度 t_3 增高而增高,随蒸发温度 t_e 增高而降低,其中 t_3 的影响远大于 t_e 的影响,当 t_e 为 10 °C 时, t_3 为 32.5~37.5 °C,对应的气体冷却器入口温度为 80~100 °C;但从前面的分析已知:随着 t_3 的增大,系统的 COP 明显降低; p_{opt} 也逐渐增大。当 t_e 为 10 °C 时, t_3 由 32.5 °C 增至 37.5 °C,相应的 p_{opt} 由 8.0 MPa 增至 9.0 MPa,系统的 COP_{max} 由 9.308 降至 7.115,降低了 23.56%。可见较高的气体冷却器入口温度是以增加 p_{opt} 、降低系统 COP_{max} 为代价获得的。因此,从系统的角度来看,若气体冷却器入口温度的下限能满足再生的要求,就不要盲目追求高温,否则将得不偿失。

4 结 论

1) 在适用于溶液除湿空调的蒸发温度范围内 ($t_e=10\sim14$ °C) 对每一对固定组合的气体冷却器出口温度 t_3 和机组的蒸发温度 t_e 下, CO₂ 跨临界循环都存在一个最优的排气压力 p_{opt} , 在此压力下, 整个系统的 COP 最大 (COP_{max})。

2) 气体冷却器出口温度 t_3 是决定循环最优排气压力的关键因素, 蒸发温度几乎对最优排气压力无影响。随着 t_3 的增大, p_{opt} 也逐渐增大。

3) 气体冷却器出口温度 t_3 和蒸发温度 t_e 对 COP_{max} 有影响, 其中 t_3 的影响远大于 t_e 。随着 t_3 的增大, COP_{max} 明显降低; 对每个固定的气体冷却器出口

温度 t_3 , 随着蒸发温度 t_e 的增高, COP_{max} 也会增加; 但随着 t_3 的增高, COP_{max} 随 t_e 增高而增大的幅度越来越小。

4) 气体冷却器入口温度会随气体冷却器出口温度 t_3 增高而增高, 随蒸发温度 t_e 的增高而降低, 其中 t_3 的影响远大于 t_e 的影响。

[参考文献]

- [1] Liu Xiaohua, Li Zhen, Jiang Yi, et al. Annual performance of liquid desiccant based independent humidity control HVAC system[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26: 1198—1207.
- [2] 张 涛, 刘晓华, 张海强, 等. 温湿度独立控制空调系统设计方法[J]. 暖通空调, 2011, 41(1): 1—8.
- [2] Zhang Tao, Liu Xiaohua, Zhang Haiqiang, et al. Design method of temperature and humidity independent control air condition system[J]. HV&AC, 2011, 41(1): 1—8.
- [3] Mei Lin, Dai Yanjun. A technical review on use of liquid-desiccant dehumidification for air-conditioning application [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008, 12 (3): 662—689.
- [4] Mujahid Rafique M, Gandhidasan P, Shafiqur Rehman, et al. A review on desiccant based evaporative cooling systems[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, 45: 145—159.
- [5] Lazzarin R M, Castellotti F. A new heat pump desiccant dehumidifier for supermarket application[J]. Energy and Buildings, 2007, 39: 59—65.
- [6] Zhang Lizhi, Zhang Ning. A heat pump driven and hollow fiber membrane-based liquid desiccant air dehumidification system: Modeling and experimental validation[J]. Energy, 2014, 65: 441—451.
- [7] Mohan B S, Tiwari S, Maiya M P. Experimental investigations on performance of liquid desiccant-vapor compression hybrid air conditioner [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 77: 153—162.
- [8] 武 孟. 二氧化碳跨临界循环特性及系统控制研究 [D]. 长沙: 中南大学, 2009.
- [8] Wu Meng. Characteristic and system control for transcritical carbon dioxide cycle [D]. Changsha: Central South University, 2009.
- [9] 高原原. 二氧化碳热泵供热系统的理论分析及实验研究 [D]. 天津: 天津大学, 2011.
- [9] Gao Yuanyuan. Theoretic analysis and experimental

- study of heating system with carbon dioxide heat pump [D]. Tianjin: Tianjin University, 2011.
- [10] 袁秋霞, 马一太, 张子坤, 等. CO₂水源热泵热水机气体冷却器的实验研究[J]. 太阳能学报, 2012, 33(10): 1797—1802.
- [11] Yuan Qiuxia, Ma Yitai, Zhang Zikun, et al. Experimental study of gas cooler for hot water production with carbon dioxide water-source heat pump [J]. *Acta Energaie Solaris Sinica*, 2012, 33(10): 1797—1802.
- [12] 江 亿, 刘晓华, 李 震, 等. 二氧化碳超临界循环热泵与溶液除湿相结合的空调系统[P]. 中国: ZL200610011504.9, 2006-03-17.
- [13] Jiang Yi, Liu Xiaohua, Li Zhen, et al. Liquid desiccant air conditioning system combined with transcritical carbon dioxide heat pump [P]. China: ZL200610011504.9, 2006-03-17.
- [14] Coolpack version1.5[M]. Copenhagen: Technical University of Denmark, 2012.

PERFORMANCE OPTIMIZATION ANALYSIS OF TRANSCRITICAL CO₂ CIRCULATING HEAT PUMP USED IN LIQUID DEHUMIDIFICATION AIR CONDITIONING SYSTEM

Liu Liru, Cheng Tian, Wang Zhangyuan, Wang Xiaoxia, Ding Zezhi

(School of Civil and Transportation Engineering, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510006, China)

Abstract: The operational principle of transcritical carbon dioxide circulation heat pump and liquid dehumidification integration air conditioning system was introduced. The temperature and pressure range of transcritical carbon dioxide circulation heat pump for liquid dehumidification air conditioning system were determined and the analysis model of cycle performance was also established. Based on the 1 kg/s refrigerant flow rate, the system was simulated and optimized with the verified Coolpack software, analyzing the effect of transcritical CO₂ cycle on the system *COP* at different evaporation temperatures, cooler exit temperatures, and compressor discharge pressures, providing theoretical support for the application of transcritical CO₂ circulating heat pump in solution dehumidification air conditioning system.

Keywords: transcritical CO₂ heat pump cycle; liquid desiccant air conditioning system; gas cooler; optimum discharge pressure; coefficient of performance(*COP*)