

CO₂ 热泵热水器充注量确定及系统实验研究

刘业凤, 朱洪亮, 张 峰, 卓之阳

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 设计搭建蒸发器和气冷器均采用套管式换热器的跨临界 CO₂ 热泵热水器性能测试实验台, 采用额定工况法理论计算系统充注量, 实验研究充注量对系统性能的影响并确定系统最佳充注量. 在最佳充注量下, 实验研究节流阀开度和气冷器水流量的变化对系统性能的影响. 结果表明, 充注量的变化对排气压力、性能系数 *COP* 影响最大, 对蒸发压力影响很小; 节流阀开度过小会提高系统高压压力, 增加系统能耗, 而对产热水温度提升不大; 只有气冷器水流量适中时, 系统才能在较高的 *COP* 时提供温度满足使用要求的热水.

关键词: 二氧化碳; 制冷剂充注量; 跨临界循环; 热泵热水器; 实验研究

中图分类号: TK 124

文献标志码: A

Determining the Refrigerant Charging Amount and Experimental Study on CO₂ Heat Pump Water Heater

LIU Yefeng, ZHU Hongliang, ZHANG Feng, ZHUO Zhiyang

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: A performance testing platform for heat pump water heater of CO₂ trans-critical cycle was designed and then constructed. Its evaporator and gas cooler were both sleeve type heat exchanger. The optimum charging amount was determined through experimental study. With the optimum charging amount, the effects of throttle opening degree and gas cooler water flow on the performance of the system were studied experimentally. The results show that the change of charging amount has more influence on discharge pressure and *COP* (coefficient of performance) of the system, and its influence on the evaporation pressure is rather small. If the throttle opening degree is too small, the discharge pressure and energy consumption of the system will be increased rapidly. Only when the water flow of gas cooler is appropriate, the system can provide hot water to meet the requirements with higher *COP*.

Key words: carbon dioxide; refrigerant charge amount; trans-critical cycle; heat pump water heater; experimental study

收稿日期: 2013-12-12

第一作者: 刘业凤(1973-), 女, 副教授. 研究方向: CO₂ 应用性研究、地源热泵. E-mail: yfliu209@163.com

近十多年来,天然环保工质 CO_2 的研究与应用已成为全球范围内的热点, CO_2 跨临界热泵热水器也因放热性能良好和产热水温度高备受瞩目.很多年前 CO_2 冷媒就已经开始使用,直到人工合成剂出现后被行业漠视.在当今节能环保的主题下, CO_2 再次引起了行业的重视.

CO_2 制热循环的放热过程为变温过程,在整个过程中, CO_2 温度和压力相互独立^[1],正好与热水温升相匹配,有效减少传热过程中的损失,这在工业和民用两方面都有很大的发展潜力^[2]. CO_2 热泵热水器主要有以下优点:a. 加热一定量的热水,能耗仅是电热水器和燃气热水器的 $1/4$ ^[3];b. 制取 $90\text{ }^\circ\text{C}$ 高温热水,传统热泵热水器制取热水一般不超过 $60\text{ }^\circ\text{C}$ ^[4];c. 在低温环境下能够维持较高的供热量,传统热泵在低温环境下的使用受到很大的限制^[5].

小型制冷系统(冰箱、展示柜、家用热泵热水器等)一般不设置储液装置且节流机构调节流量作用有限(如毛细管).这类小型制冷系统运行能效、稳定性受充注量的影响很大.2011 年刘杰等^[6]实验研究了 R134a 充注量对采用新型微通道换热器的汽车空调运行性能的影响,结果表明,采用新型换热器能减少充注量,提高系统运行效率.2012 年 Kim 等^[7]实验研究了 R22 制冷剂对热泵和空调运行性能的影响,结果表明,不合适的充注量会降低能效比.2015 年 Kim 等^[8]又模拟和实验研究了 R134a 和 R410a 充注量对单极和复叠热泵系统性能的影响,

模拟和实验结果在系统最优过冷度上吻合得很好.2015 年 Boeng 等^[9]讨论了制冷剂充注量和节流阀开度对家用冰箱运行性能的影响,结果表明,充注量和节流阀开度不匹配会增加 30% 的能耗.

近年来 CO_2 制冷剂成为研究热点,针对 CO_2 制冷系统的研究主要集中在循环改进^[10-11]、控制优化、强化换热、换热器设计^[12]、压缩机设计、润滑油等方面,而对 CO_2 充注量的研究不多.2005 年刘洪胜等^[13]研究了 CO_2 充注量对汽车空调性能的影响,结果表明, CO_2 充注量对跨临界制冷系统的性能影响很大,存在一个最佳 CO_2 充注量,此时系统的性能系数 COP 最大.2005 年 Cho 等^[14]研究了 CO_2 充注量对热泵热水器性能的影响,结果表明, CO_2 比传统制冷剂受充注量变化影响更大.

本文设计搭建 CO_2 热泵热水器实验台,对其充注量进行理论计算,实验研究确定最佳充注量,讨论充注量对系统性能的影响.通过实验研究节流阀开度和气冷器水流量对系统性能的影响,实验结果对 CO_2 热泵热水器的研发和改进提供参考.

1 跨临界 CO_2 机组及测试设备介绍

实验台的搭建参考了日本冷冻协会制定的标准.设计时结合实验台所在地上海市的环境条件选定具体设计工况,如表 1 所示.

表 1 系统设计工况
Tab.1 Working conditions for system design

蒸发温度/ $^\circ\text{C}$ / 压力/ MPa	气冷器 CO_2 进口温度/ $^\circ\text{C}$ / 出口温度/ $^\circ\text{C}$	压缩机 吸气温度/ $^\circ\text{C}$	气冷器 冷凝压力/ MPa	气冷器水进口温度/ $^\circ\text{C}$ / 出口温度/ $^\circ\text{C}$	蒸发器 进口水温度/ $^\circ\text{C}$
5/3.97	109/25	20	10	17/90	17

热泵热水器系统简图及主要温度、压力、流量测量点布置如图 1 所示. CO_2 热泵循环系统包括的主要部件有压缩机、气冷器、中间换热器、节流阀、蒸发器、安全阀等.

压缩机采用意大利 Dorin 压缩机有限公司最新开发的型号为 CD180H 的跨临界 CO_2 专用压缩机,其主要性能参数和排气压力运行界限分别如表 2 和图 2 所示.

表 2 CD180H 型压缩机性能参数

Tab.2 Performance parameters of CD180H compressor

型号	转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	排量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	380 V/50 Hz 最高工作 工作电流/A	额定电机 压力/Pa	功率/W
CD180H	1 450	1.12	4.4	15	1 296

气冷器、蒸发器、中间换热器均采用套管形式.其中,气冷器和蒸发器为纯逆流型换热器.各换热器设计尺寸如表 3 所示.市场上没有满足设计要求的电子膨胀阀,最终选用手动调节阀作为本系统的节流阀.

由于 CO_2 跨临界循环的工作压力高,需要对系统管道进行安全性分析.根据 JB/T4750 - 2003 装置用压力容器标准的规定进行校核^[15].铜管的理论厚度 $\delta = 0.51\text{ mm}$,所选紫铜管壁厚为 1 mm ,满足安全要求.

需要测量的参数主要有温度、压力、循环水流量和压缩机功率.温度和压力的数据采集是用美国 Agilent 公司生产的型号为 34970 A 的数据采集仪

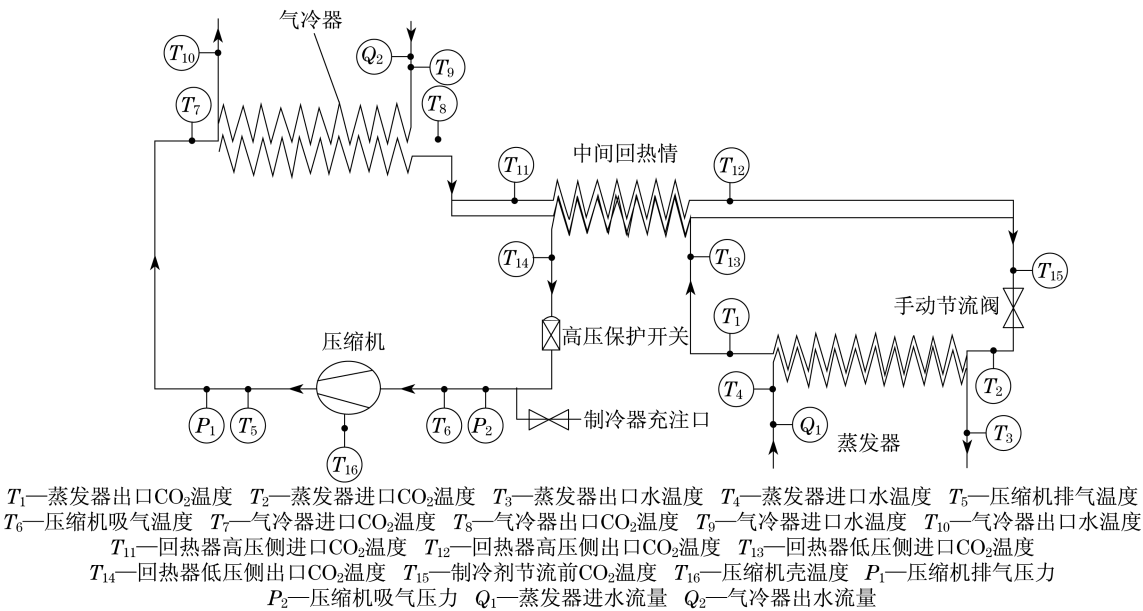


图 1 热泵热水器系统及主要测量点图
Fig.1 Heat pump water heater system and measurement points

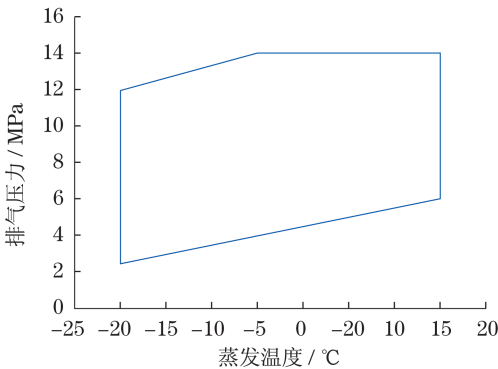


图 2 CD180H 压缩机运行压力界限图
Fig.2 Exhaust pressure limit diagram of CD180H compressor

表 3 系统换热器尺寸
Tab.3 Sizes of heat exchangers

尺寸结构	气冷器	蒸发器	中间热交换器
结构形式	套管:一根大管套两根小管	套管:一根大管套两根小管	套管:一根大管套一根小管
尺寸	外管外径:19 mm 壁厚:1.5 mm 两根内管 内径:5 mm	外管外径:22 mm 壁厚:1.5 mm 两根内管 内径:6 mm	外管外径:12 mm 壁厚:1 mm 一根内管 内径:6 mm
长度	8.5 m	8.0 m	3.0 m

来实现.温度测量采用铜-康铜热电偶线(又称 T 型热电偶),测量精度为 $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,测量范围为 $-40\sim 350\text{ }^{\circ}\text{C}$.压力测量采用上海天沐 NS-I1 型压力传感器,量程分别为 $0\sim 16\text{ MPa}$ (高压侧)和 $0\sim$

10 MPa (低压侧),精度为 $\pm 0.1\%$.配合在压缩机进口和出口分别安装的上海自动化仪表厂生产的耐高压压力表,对系统的高低压力进行测量,其量程分别为 $0\sim 15\text{ MPa}$ (高压侧)、 $0\sim 10\text{ MPa}$ (低压侧),精度为 $\pm 5\%$.功率测量采用由山东艾诺公司生产的型号为 AN 7931 A 三相电参数综合测量仪进行测量,精确度为 $\pm 0.001\text{ kW}$.流量测量采用家用水表根据测量单位时间内通过的水的体积流量,然后计算出水的质量流量,测量数据的精确度为 $\pm 0.001\text{ m}^3/\text{s}$.

2 实验结果与分析

2.1 充注量对系统性能的影响和最佳充注量的确定

2.1.1 充注量简化理论计算

采用额定工况计算法^[16]初步得到系统所需 CO₂ 充注量.该方法是当机组运行在额定工况时,查询得到 CO₂ 在系统各个部件内的状态参数(包括压力、温度、气体和液体所占容积百分率等),计算出各主要部件内 CO₂ 的量,再相加得到总充注量.

根据设计工况(见表 1),在循环 $P-h$ 图(见下页图 3)中确定 CO₂ 在各点主要参数如表 4 所示(见下页),其中, T 表示温度, P 表示压力, ρ 表示密度, h 表示焓.主要计算蒸发器、气冷器和回热器内的制冷剂量,其它部分(连接管道、节流装置和压缩机等)含有制冷剂量很少,可以忽略.

气冷器和回热器内 CO₂ 量 m_1 由式(1)计算得到.

$$m_1 = \frac{(\rho_1 + \rho_2)}{2} V \tag{1}$$

式中, ρ_1 和 ρ_2 分别为换热器出口和入口的 CO_2 密度; V 是换热器内 CO_2 所占容积.

蒸发器内 CO_2 发生了相变, 所含 CO_2 量 m_2 由式(2)得到

$$m_2 = \left[\left(1 - \frac{X_1 + X_2}{2} \right) \rho_l + \frac{X_1 + X_2}{2} \rho_g \right] V \tag{2}$$

式中, X_1 和 X_2 分别为蒸发器出口和入口 CO_2 干度; ρ_l 和 ρ_g 分别为蒸发压力下对应的 CO_2 饱和液体和饱和气体的密度.

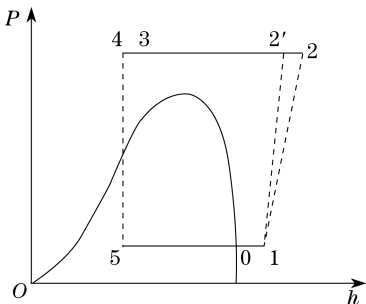


图 3 跨临界 CO_2 热泵循环压焓图

Fig. 3 Pressure-enthalpy diagram of trans-critical CO_2 heat pump cycle

表 4 CO_2 各状态点主要参数

Tab.4 Main parameters of CO_2 at each state point

状态点	T/℃	P/MPa	$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	$h/(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	干度
0(蒸发器出口)	5	3.97	114.60	427.48	1
1(压缩机吸气口)	20	3.97	96.41	453.51	1
2(压缩机排气口)	109	10	178.03	518.53	1
2'(理论压缩机排气口)	94.6	10	195.90	495.77	1
3(气冷器出口)	25	10	817.63	256.38	1
4(节流前)	15	10	890.10	230.35	1
5(蒸发器入口)	5	3.969	114.27(5点对应饱和气体密度)	230.35	0.082
			897.91(5点对应饱和液体密度)	230.35	

由表 3 可以得到各换热器内不同状态 CO_2 所占容积, 其它参数见表 4, 现介绍 CO_2 充注量的简化理论计算.

蒸发器中制冷剂含量

$$m_e = ((1 - (0.082 + 1)/2) \times 897.91 + (0.082 + 1)/2 \times 114.27) \times 3.14 \times (9.5^2 - 2 \times 2^2) \times 8 \times 10^{-6} =$$

$$0.983 \text{ kg} = 983 \text{ g}$$

气冷器中制冷剂含量

$$m_c = (817.63 + 178.03)/2 \times 3.14 \times 1.5^2 \times 8.5 \times 2 \times 10^{-6} = 60 \text{ g}$$

同样算得回热器高压侧制冷剂含量 m'_{ex} 和低压侧制冷剂含量 m''_{ex} 分别为

$$m'_{\text{ex}} = 169 \text{ g}, \quad m''_{\text{ex}} = 4 \text{ g}$$

得到制冷剂充注量

$$m = m_e + m_c + m'_{\text{ex}} + m''_{\text{ex}} = 1\,216 \text{ g}$$

2.1.2 充注量对系统高低压及 COP 的影响

理论计算得到 CO_2 充注量为 1 216 g. 由于忽略了压缩机、连接管道和节流装置内的制冷剂量, 计算结果有一定的误差, 实际充注量的确定需要通过不同充注量的实验研究, 分析系统性能, 才能确定系统最佳充注量.

对于家用 CO_2 热泵热水器, 产热水温度和水量都是使用中用户非常关心的问题. 一味追求一次性产高温热水, 会使热水流量降低, 不符合实际使用条件.

根据热泵热水器系统设计、安装及使用规范中规定热泵热水器供水温度为 50~60 ℃. 实验中蒸发器水流量固定为 390 L/h, 调节气冷器水流量使产热水温度保持为 60 ℃, 改变制冷剂充注量 (从 1 190 g 开始充注, 每次加 10 g) 进行实验. 分析实验结果, 得到充注量对系统性能的影响, 从而确定最佳充注量.

图 4 是固定产热水温度 60 ℃, 改变产热水流量时系统压力 P_1, P_2 与 CO_2 充注量之间的关系, 其中, Q_2 为气冷器水流量, m 是充注量, P_1, P_2 分别为排气压力和吸气压力. 随着充注量增加, 排气压力呈先升高后降低、再升高趋势, 蒸发压力呈逐渐上升趋势. 排气压力的突降是由于此时气冷器出口 CO_2 处于假临界状态. 假(准)临界点状态是超临界流体在靠近临界点的重要特性. 杨俊兰等研究了超临界压力下 CO_2 流体的性质, 并给出了假临界温度对应压力关系式^[17]. 在假临界状态下, 换热系数急剧增大, 质量流量增大, 压降增大, 从而导致了排气压力的下降.

一旦充注量过多, 蒸发压力和排气压力会超过系统设计时的最高运行压力. 因此, 充注量过多会带来过高的压力, 降低系统的安全性, 对机组高压部件的耐压性、管道连接的气密性都提出更高的要求, 加大投入成本.

从图 4 还可以看到, 随着充注量的增加, 产热水

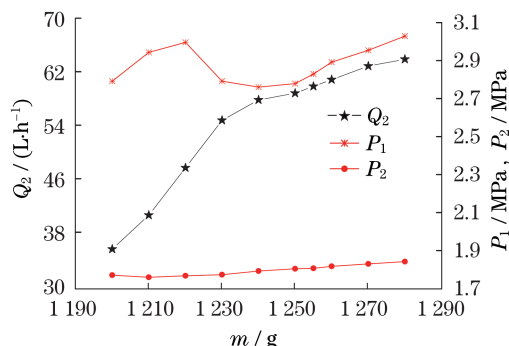


图4 充注量和吸排压力及气冷器水流量的关系

Fig.4 Charging amount versus suction and exhaust pressure

流量呈上升趋势,但上升的坡度逐渐变缓.充注量过少会使产热量很少,满足不了使用要求.但是,当充注量过多时,每增加一定量制冷剂,增加的热水量却越来越少,得不偿失.因此,只有合适的充注量才能带来最大的效益.

系统性能系数 COP (coefficient of performance) 的计算公式为

$$COP = \frac{Q_2 c (t_{out} - t_{in})}{P'} = \frac{Q}{P'} \quad (3)$$

式中, P' 为压缩机的功率; t_{in} 和 t_{out} 分别为气冷器中水的进、出口温度; c 为水的比热容; Q 为气冷器换热量.

图5是系统 COP 及产热水流量和充注量的关系.随着充注量的增加, COP 的增长速率逐渐放缓,这是因为充注量不足时,随着充注量的增加,气冷器的换热量会显著增加,同时压缩机耗功提高不大,导致 COP 上升很快.当充注量足够时,再增加制冷剂对气冷器换热效果提升不大,反而过多的制冷剂会增加压缩机耗功,导致 COP 增长速率逐渐放缓.可以预见,当充注量继续增加, COP 会达到一个最大值,此时再增加充注量,由于压缩机耗功的增大效果大于气冷器换热效果,系统 COP 会逐渐下降.

2.1.3 最佳充注量的确定

充注量的确定是在理论计算系统充注量的基础上,通过实验对不同充注量进行具体实验研究,综合分析系统性能,得出使系统运行情况最佳、最能满足用户需求的充注量.

综合分析图4和图5可知,充注量为1200~1300 g之间系统的 COP 和产热量呈上升趋势.在充注量为1240~1270 g之间气冷器的 COP 和气冷器产热水的流量上升趋势已经很缓慢了, COP 提高0.14,产热水流量增加5 L/h.充注量为1270 g

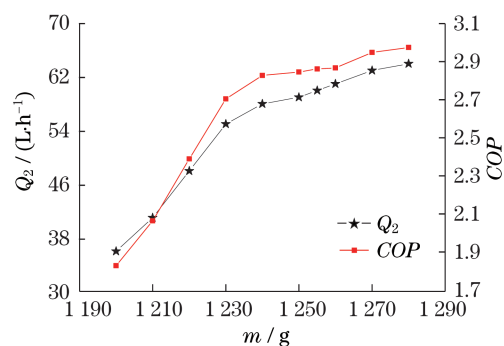


图5 充注量和 COP 及气冷器水流量的关系

Fig.5 Charging amount versus COP of the systems

时,排气压力很快达到 10.56 MPa,超出了系统设计的最高运行压力 10.5 MPa.选定最大 COP 及最大气冷器水流量对应的充注量作为最佳充注量.最后将系统制冷剂的充注量确定为 1260 g,此时系统未开机前,压力表显示压力为 5.23 MPa,满足二氧化碳机组正常的关机压力范围.

2.2 节流阀的开度对系统性能的影响

节流阀开度是影响 CO₂ 热泵热水器系统性能的主要因素之一.确定了最佳充注量(1260 g),通过改变节流阀开度,分析其对气冷器进口 CO₂ 温度和气冷器产热水温度的影响,从而推断手动节流阀开度对整个系统性能的影响.

实验过程中,只改变节流阀开度,使排气压力逐渐上升.保持排气压力分别为 8, 8.5, 9, 9.5, 10, 10.5 MPa,研究气冷器进气口温度、气冷器产热水温度随压缩机排气压力的变化.图6~8(见下页)给出了气冷器水流量 320 L/h、蒸发器水流量 390 L/h 保持不变的情况下,只改变节流阀开度、气冷器进口 CO₂ 温度、气冷器产热水温度、压缩机耗功、蒸发压力、节流前后温度随排气压力的变化.排气压力的变化体现的是节流阀开度的变化.

如图6所示, T_7 是气冷器进口 CO₂ 温度, T_{10} 是气冷器出口水温度,即产热水温度, P_1 是排气压力.只改变节流阀开度(在这个开度范围内,压缩机排气压力变化了 2.5 MPa)并不能使气冷器的产热水温度达到很高(温差只有 9.3 °C),相反却使压缩机高压端排气压力很快升高,并导致系统运行压力不断上升.

如图7所示, P' 为压缩机功率.在调节节流阀开度过程中,蒸发压力的变化基本维持在 4.2 MPa,上下有 0.5 MPa 的波动,变化幅度较小.虽然在调

节流阀开度时,压缩机排气压力不断升高,但节流后的制冷剂气体温度变化只有 2°C 左右(如图 8 所示).这样,蒸发器制冷剂进出口温度及蒸发压力变化幅度都很小.

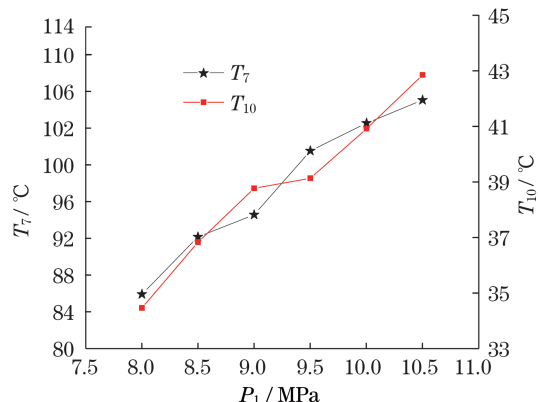


图 6 气冷器入口 CO_2 温度和产热水温度与排气压力的关系
Fig.6 CO_2 temperature at the inlet of gas cooler and hot water temperature versus discharge pressure

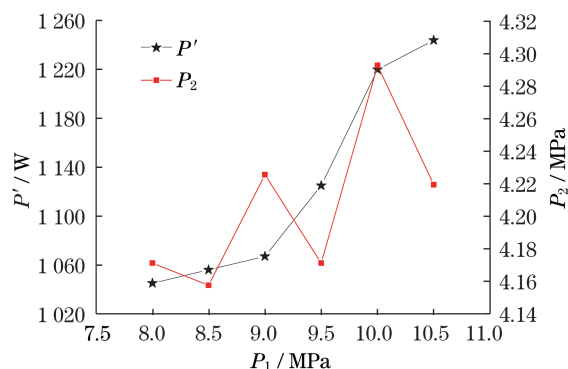


图 7 压缩机功率和蒸发压力与排气压力的关系
Fig.7 Compressor power and evaporating pressure versus discharge pressure

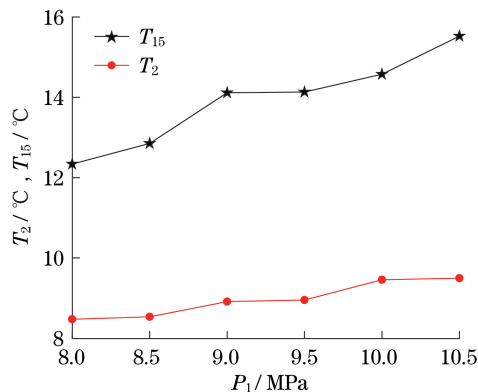


图 8 节流阀前后 CO_2 温度和排气压力的关系
Fig.8 CO_2 temperature before and after throttling versus discharge pressure

综上所述,随着节流阀的开度变小,排气压力迅

速上升,会增加压缩机能耗,而蒸发压力变化很小,且产热水温度上升幅度也很小.结合 CO_2 热泵热水器实际运行工况分析,过高的运行压力会使系统安全性受到威胁,增加系统能耗,而对产热水温度提升帮助不大.因此,节流阀的开度应该控制在合适的范围内.开启度过大,会失去膨胀作用;开启度过小,又会导致压缩机排气压力快速升高.

图 2 所示是 CD180H 型 CO_2 压缩机排气压力和蒸发温度的关系,此型号压缩机蒸发温度最低可达到 -20°C ,最高可达到 15°C .在蒸发温度为 -5°C 以下时,其最高排气压力随着蒸发温度的提高由 12 MPa 变化到 14 MPa,而在蒸发温度为 -5°C 以上时,其最高排气压力不变都为 14 MPa.所以,排气压力最大值不能超过 14 MPa.系统设计蒸发温度为 5°C ,其对应最小排气压力为 5 MPa.所以,系统通过调节节流阀开度应保持排气压力在 5~14 MPa 之间.

2.3 气冷器水流量对系统性能的影响

2.3.1 水流量对气冷器换热效果的影响

气冷器作为跨临界 CO_2 热泵热水器的核心部件之一,其换热效果对热水器产热水温度和水量都有重要影响,直接影响到热泵系统的性能和经济效益.保持节流阀合适的开度、蒸发器水流量 390 L/h、蒸发器进水温度 10.6°C 、气冷器进水温度 10.6°C 不变的条件下,调节气冷器水流量,研究气冷器的换热性能.

图 9 是气冷器进水温度为 10.6°C 时,进出口 CO_2 温度和产热水温度随气冷器水流量的变化情况.随着水流量增大,气冷器产热水温度变低,气冷器进口 CO_2 温度与产热水温度的温差变大.而气冷器进口和出口 CO_2 温差随水流量的变化幅度并不大.图 10 是计算出的气冷器水侧换热量和产热水温度随水流量的变化关系图,其中, Q 是制热量.随着水流量增大,对应的气冷器产热水温度降低,气冷器水侧的换热量增大.

综合分析图 9 和图 10 可知,当气冷器产热水流量越小时,气冷器产热水温度越高,但此时气冷器水侧换热量很低,气冷器内换热不充分.同时,过小的流量满足不了使用要求.当产热水流量很大时,虽然气冷器水侧换热量很高,但是,产热水温度比较低,过低的温度也达不到用户的要求.所以,气冷器水流量和产热水温度相互协调,达到流量和温度都能满足使用要求是非常重要的.

另外,从图 9 可知,不管水流量多大,气冷器产

热水与进口CO₂的温差都很大,且随着气冷器水流

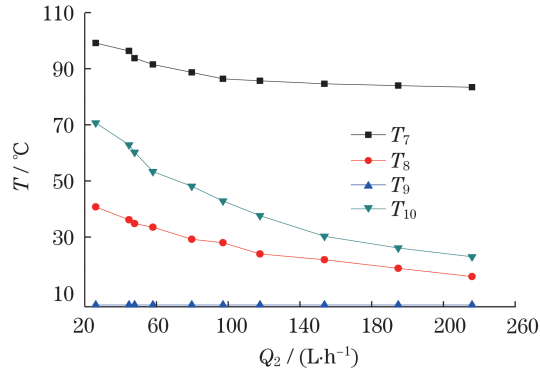


图9 气冷器进出口水和CO₂温度与气冷器水流量的关系
Fig.9 Water and CO₂ temperature at the inlet and outlet of gas cooler versus water flow of gas cooler

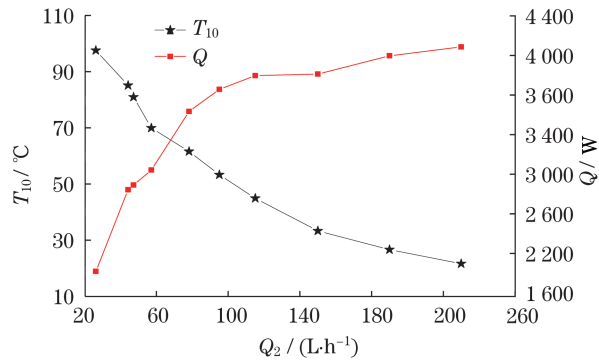


图10 热水温度和水侧换热量与水流量的关系
Fig.10 Hot water temperature and water-side heat transfer versus water flow of gas cooler

量的增加,该温差还在增大.当水流量为230 L/h时,该温差为57 °C.说明气冷器的换热面积不够,可以通过增加气冷器套管长度来降低气冷器产热水与进口CO₂的温差,提高换热量.这样可以在保证产热水温度的情况下,提高产热水流量.

2.3.2 水流量对系统性能的影响

保持节流阀合适的开度、蒸发器水流量390 L/h、蒸发器进水温度10.6 °C、气冷器进水温度10.6 °C不变条件下,调节气冷器水流量,测试气冷器不同出水温度下压缩机吸排气压力、压缩机功率、系统COP的变化情况,从而推断气冷器水流量对CO₂热泵热水器性能的影响.

图11和图12分别为压缩机排气压力、压缩机功率随着气冷器水流量增大的变化情况.综合分析这2个图,随着气冷器水流量的增加,压缩机排气压力、压缩机功率和产热水温度都降低,而且变化趋势相近.这是因为流量增加,气冷器换热量增加(见图10),气冷器内CO₂温度下降幅度快,导致冷凝压力

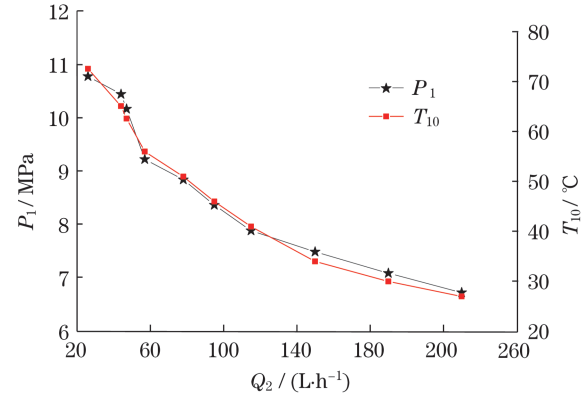


图11 排气压力和气冷器水流量的关系
Fig.11 Discharge pressure versus water flow of gas cooler

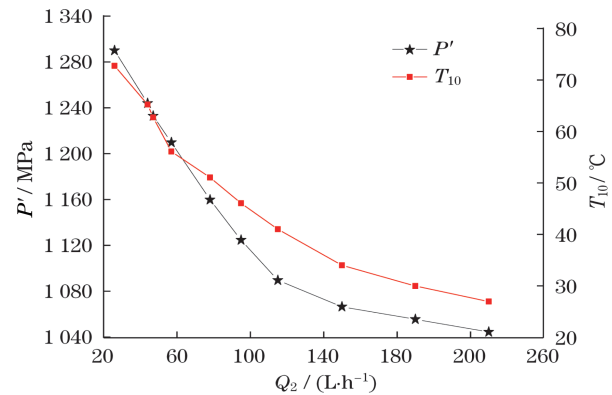


图12 压缩机功率和气冷器水流量的关系
Fig.12 Compressor power versus water flow of gas cooler

降低.压缩机的压比减小,导致压缩机功率也降低.

由图13(见下页)可知,系统COP则随着水流量的增加呈上升趋势.水流量越低,产热水温度越高,同时系统COP也越低.这主要与压缩机排气压力有关,气冷器内水流量越低,排气压力越高,系统的耗功增大(如图11和图12所示).气冷器出水流量Q₂增加时,流速增大,扰动增加,水与CO₂之间的总传热系数增大,因此,虽然出入口水温差 $t_{out} - t_{in}$ 会变小,但是,总换热量 $Q_2(t_{out} - t_{in})$ 会增加.系统耗功W随着水流量的增大而减少,由式(1)分析可知,水流量增大时,系统COP增大.当水流量为230 L/h时,气冷器产热水温度仅为25 °C,此时系统COP为4.2;当水流量为26 L/h时,系统产热水温度为72.5 °C,系统COP为1.5.

因此,不能一味追求高产热水温度,这会导致产热水流量和系统COP都降低.例如,产热水温度为72.5 °C时,水流量只有26 L/h, COP仅为1.5.对于即时式热泵热水器,这样的低流量已经基本失去实际应用意义.

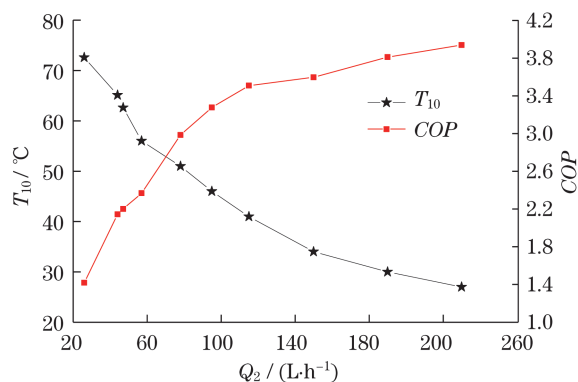


图13 系统COP和气冷器水流量的关系

Fig.13 COP of the system versus water flow of gas cooler

3 结论

对跨临界CO₂热泵热水器进行了充注量的实验研究,并在最佳充注量情况下研究节流阀开度和气冷器水流量对系统性能的影响。

a. 制冷剂充注量对压缩机排气压力、产60℃热水流量及系统COP影响很大,对蒸发压力影响不大。

b. 热泵热水器节流阀应有合适的开度。节流阀开度过小,会提高系统高压,使压缩机功率增加,但对产热水温度的提升作用不大。

c. 气冷器水流量对压缩机排气压力和耗功、产热水温度、系统COP都有很大影响。合适的水流量才能使系统保证高COP的情况下产热水温度能满足要求。水流量过小,产热水温度虽高,但系统COP太低。水流量过大,系统COP升高,但是,产热水温度太低。

d. 气冷器的换热性能对系统产热水温度和产热量都有很大影响。替换换热效果更好的气冷器,能使系统提供更高温度的热水时还有较高COP。

参考文献:

- [1] 赵镇南. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
- [2] 丁国良, 黄冬平. 二氧化碳制冷技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.

- [3] Neksa P. CO₂ heat pump systems[J]. Int J Refrig, 2002, 25(4): 421 - 427.
- [4] Neksa P, Pekstad H, Zakeri G R, et al. CO₂ - heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results[J]. Int J Refrig, 1998, 21(3): 172 - 179.
- [5] 范晓伟. CO₂ 热泵系统及其应用前景[J]. 制冷与空调, 2002, 2(2): 1 - 5.
- [6] 刘杰, 赵宇, 祁照岗, 等. 制冷剂充注量对新型换热器汽车空调的影响[J]. 制冷学报, 2011, 32(1): 12 - 15.
- [7] Kim W, Braun J E. Evaluation of the impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance[J]. Int J Refrig, 2012, 35(7): 1805 - 1814.
- [8] Kim D H, Park H S, Kim M S. The effect of the refrigerant charge amount on single and cascade cycle heat pump systems[J]. Int J Refrig, 2014, 40: 254 - 268.
- [9] Boeng J, Melo C. Mapping the energy consumption of household refrigerators by varying the refrigerant charge and the expansion restriction[J]. Int J Refrig, 2014, 41: 37 - 44.
- [10] 张辉, 余敏, 杨荣. 有限时间的蒸汽压缩制冷循环热力参数优化[J]. 上海理工大学学报, 2009, 31(3): 234 - 241.
- [11] 吴晓敏, Webb R L, 王维城. 回热器对制冷系统性能的影响[J]. 上海理工大学学报, 2001, 23(3): 247 - 251.
- [12] 陶宏, 陶乐仁, 郑志皋, 等. 变制冷剂流量制冷循环性能与气液两相流流型的研究[J]. 上海理工大学学报, 2009, 31(6): 521 - 524.
- [13] 刘洪胜, 陈江平, 陈芝久. CO₂ 充注量对跨临界轿车空调系统性能的影响[J]. 化工学报, 2005, 56(8): 1426 - 1432.
- [14] Cho H, Ryu C, Kim Y, et al. Effects of refrigerant charge amount on the performance of atranscritical CO₂ heat pump[J]. Int J Refrig, 2005, 28(8): 1266 - 1273.
- [15] 国家经济贸易委员会. JB/T4750 - 2003 制冷装置用压力容器[S]. 昆明: 云南科技出版社, 2003.
- [16] 吴业正. 小型制冷装置设计指导[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [17] 杨俊兰, 马一太, 曾宪阳, 等. 超临界压力下 CO₂ 流体的性质研究[J]. 流体机械, 2008, 36(1): 53 - 57.

(编辑: 石 瑛)