

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.01.004

小型 CO₂ 热泵系统的搭建与性能研究

王通, 陶乐仁, 王勤, 王燕江

(上海理工大学制冷与低温工程研究所, 上海 200093)

摘要:天然工质 CO₂ 以其优良的热物理性能和友好的环境特性成为热泵系统中运行工质最有潜力的替代物之一。为了加快 CO₂ 作为制冷剂向实用化产品迈进, 采用 CO₂ 作为制冷剂, 确定了跨临界 CO₂ 热泵系统方案及工况, 对气体冷却器、蒸发器及辅助部件进行了选型设计, 并最终搭建了一个带回热器的跨临界 CO₂ 热泵系统实验台, 该试验台结构紧凑, 制造、运行成本较低。同时文章中就冷却水、冷冻水对系统性能的影响做了初步研究。研究表明: 提高冷冻水流量对提高热泵出水温度的影响很小; 提高冷却水流量可以有效提高能效比 E_{EER} , 并对制取高温热水有很大帮助, 但是同时会增加流动阻力。

关键词: CO₂ 热泵系统; 制冷剂; 回热器; 冷冻水流量; 冷却水流量

中图分类号: TK124 文献标志码: A 文章编号: 1005-2895(2017)01-0014-05

Construction and Performance Study of Small CO₂ Heat Pump System

WANG Tong, TAO Leren, WANG Qin, WANG Yanjiang

(Institute of Refrigeration & Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Natural refrigerant CO₂ has become one of the most potential substitutes in the heat pump system, because it has excellent thermal property and environment friendly features. In order to make CO₂ as a new refrigerant more practical, the scheme of trans-critical CO₂ cycle heat pump system and operating condition was determined to select and calculate the gas cooler, evaporator and other parts, a trans-critical CO₂ heat pump system was eventually built using CO₂ as refrigerant, which had a heat regenerator. This heat pump was compact and had a low manufacturing and operating cost. In the meantime, a preliminary study about the effect of cooling water and chilled water with the machine was conducted, it showed that increasing the flow rate of chilled water had little effect on the output-water temperature of heat pump; Increasing the flow rate of the cooling water could effectively improve the E_{EER} , and the hot water could be produced at high temperature more easily, while the flow resistance would increase.

Keywords: CO₂ heat pump system; refrigerant; heat regenerator; cooling water flow rate; chilled water flow rate

热泵技术是近年来在全世界倍受关注的新能源技术。所谓热泵是一种从外界(如空气、水或土壤)获取低位热能,通过消耗一定的能量(如电能),将其转化为能被人直接利用的高位热能的装置^[1]。

传统热泵运行的工质一般为氟利昂,但是目前我们已经知道它对大气臭氧层有破坏作用,为了保护地球环境,增加能源利用率,各国开始关注新型制冷剂的开发。二氧化碳作为一种自然工质,因其具有良好的环境性能,开始逐渐进入各国研究者的视野。二氧化

碳具有很多优点:它对臭氧层的破坏的潜能值(ODP)为零,全球变暖潜能值(GWP)为1,远小于CFCs(氯氟烃)和HFCs(氢氟烃),符合环保要求;它的安全性和化学稳定性表现良好,在高温下也不分解产生有害气体;它具有优良的经济性,且无回收问题;它绝热指数大,临界温度很低(31.3℃)。因为CO₂冷凝过程不在两相区内,而是在接近或超过临界点区域的气体冷却器中放热,放热过程为变温过程,有较大的温度滑移,这正好与热泵所需要的变温热源匹配,放热系数高对

收稿日期:2016-09-20;修回日期:2016-10-30

基金项目:上海市动力工程多相流动与传热重点实验室项目(13DZ2260900)。

第一作者简介:王通(1990),男,安徽宿州人,硕士研究生,主要研究方向为强化换热、热泵。E-mail:wt5144@126.com

加热水很有利,变相地节约了能源;此外由于 CO₂具有良好的流动和传热特性,可显著减小压缩机与系统的尺寸,使整个系统更加紧凑^[2]。目前,日本、挪威等一些先进国家已经在 CO₂热泵热水器方面做了大量研究,并且已经有成品投入市场^[3]。因此,本文中将以日本冷冻协会制定的标准设计工况为基础,结合国内外制造商的技术水平,进行 CO₂热泵实验台的搭建。

1 实验台搭建

1.1 系统原理

图1为实验台原理图,CO₂经压缩后从压缩机排出,进入气冷器与水换热,然后进入回热器进行过冷以降低节流前温度,然后通过毛细管节流,再进入蒸发器,CO₂在蒸发器内吸收热量蒸发,然后再进入回热器与气体冷却器出口的 CO₂进行热交换,最后进入压缩机,完成一个循环^[4]。考虑到二氧化碳临界点特别低,系统循环压力高,为了避免异常运行导致系统压力过高造成危险,因此在压缩机前设置了1个高压保护装置,一旦压力过高可以自动切断电源,使压缩机停机。本实验台采用的是上海某厂生产的压力控制器 D505/18D,断电压力设定为 16 MPa。

整个实验段共设置 12 个温度测点,3 个压力测点和 2 个水流量测点。其中温度由 T 型热电偶采集,然后信号传输给 2 块阿尔泰的 DAM3038 采集卡;压力由上海某厂生产的 NA-P-I 系列压力变送器采集,然后信号传输到北京某公司生产的 ADAM4017 采集模块;水流量由余姚市某厂生产的 LZS-15 型浮子流量计测量。

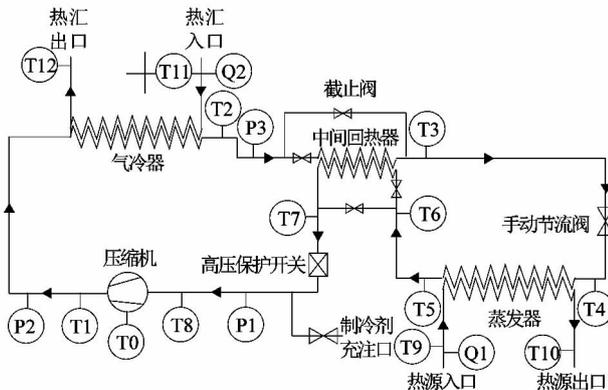


图1 系统原理图

Figure 1 Principle of heat pump system

1.2 气冷器的设计计算

气冷器是热泵热水器的核心部件之一,提高气冷器的换热性能可有效减小系统的焓损失,提高系统的

焓效率。CO₂热泵系统采用跨临界循环,高压部分的工质处于超临界状态,此时工质在冷却时,热物理性能变化非常剧烈。因此,本实验台先采用有限元分析法建立气冷器模型,再使用集中参数法进行设计计算^[5]。

计算时先做如下假设:系统处于稳定状态;管子沿轴线没有热传导;忽略散热损失;CO₂和水沿着管长方向是一维流动,并且忽略润滑油的影响。沿着气冷器的管长方向将其分为许多微型单元,每一分段分别根据水侧吸热量、CO₂侧放热量和由传热方程计算的换热量建立能量平衡方程进行求解。

水侧吸热量 Q_{H_2O} :

$$Q_{H_2O} = m_{H_2O} \times C_{H_2O} \times (T_{H_2O,out} - T_{H_2O,in})。$$

CO₂侧放热量 Q_{CO_2} :

$$Q_{CO_2} = m_{CO_2} \times (h_{CO_2,in} - h_{CO_2,out})。$$

式中: $T_{CO_2,in}$, $T_{CO_2,out}$ 分别为气冷器 CO₂ 侧进口和出口温度; $T_{H_2O,in}$, $T_{H_2O,out}$ 分别为气冷器水侧进口和出口水温; $h_{CO_2,in}$, $h_{CO_2,out}$ 分别为气冷器 CO₂ 侧进口和出口焓值, C_{H_2O} 为水的比热。

总换热量 Q :

$$Q = K \times A \times \Delta T。$$

式中: K 为总传热系数, A 为换热面积, ΔT 取对数平均温差。其中,

$$\Delta T = \frac{(T_{CO_2,in} - T_{H_2O,out}) - (T_{CO_2,out} - T_{H_2O,in})}{\ln[(T_{CO_2,in} - T_{H_2O,out}) / (T_{CO_2,out} - T_{H_2O,in})]}。$$

由于能量守恒,得:

$$Q = Q_{H_2O} = Q_{CO_2}。$$

应用于超临界 CO₂ 冷却的关联式有很多,但是由于特定的实验条件限制了它们的适用范围。考虑到本实验台运行范围,对于 CO₂ 侧换热我们使用 Gnielinski (1976)^[6] 的关联式:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7 \sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)}。$$

得 $f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}$ 。

压降关联式选用涵盖流动区域和相对粗糙度较为广泛的 Churchill (1977)^[7] 关联式:

$$\Delta p = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2\rho}。$$

式中: f 为阻力系数, L 为管长, D 为特征长度, v 是流速, ρ 为密度, Nu 为努赛尔系数, Pr 为普朗特数, Re 为雷诺数。同时根据上文选择的 CO₂ 侧换热关联式和压降关联式,利用已经建立好的模型对 CO₂ 气冷器进行求解,其基本流程如下:先输入气体冷却器的结构参

数,冷却水的入口流量和温度,制冷剂的入口温度和流量等,然后先假定一个冷却水的出口温度,通过上面的关系式计算出此微元段冷却水的进口温度,然后将此进口温度作为下一微元段的冷却水出口温度,计算新的进口温度,不断地重复、迭代,直到假设值与计算值的误差在规定范围之内为止,此时计算结束^[8]。

考虑到回热器和蒸发器的设计计算也是类似,在此就不做赘述。根据日本冷冻协会制定的标准工况,最终各部件设计参数如表 1 所示。

表 1 实验台各部件具体设计参数

Table 1 Specific design parameters of parts

名称及结构形式	mm				长度
	外管 外径	外管 壁厚	内管 外径	内管 壁厚	
气冷器套管	19	1.0	6	1.0	4 640
蒸发器套管	16	1.2	10	0.8	8 400
中间回热器套管	10	0.8	6	0.5	2 000

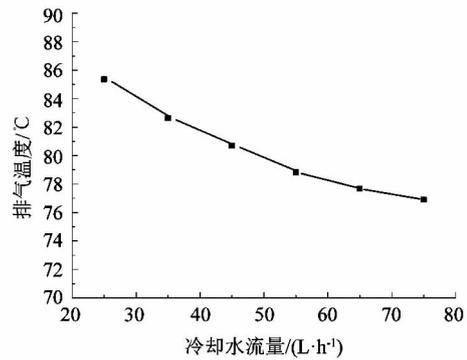
2 实验研究

2.1 冷却水流量对系统循环性能的影响

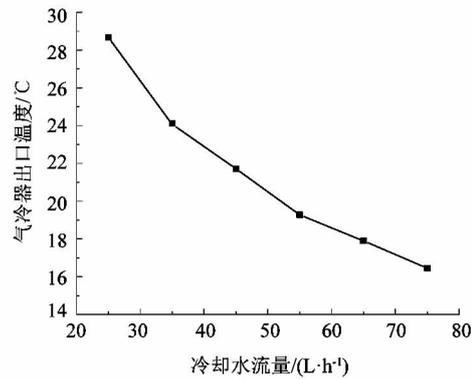
先充注一定量的制冷剂,使其循环高压侧压力进入超临界区(将冷冻水与冷却水流量调至较大的流量防止压缩机液击),待系统稳定后,保持冷冻水流量 200 L/h 不变,冷却水流量从 25 L/h 开始逐渐增长到 75 L/h,记录期间的压力、温度和功率等参数变化,并对数据加以分析。

图 2 是气冷器进出口温度和冷却水流量的关系。从图中可以明显看出随着冷却水流量的增加,压缩机排气温度逐渐降低,这就意味着气冷器进口温度也是逐渐降低的;又因为冷却水流量的增加意味着单位时间内气冷器中流过的水增多,这无形中增强了气冷器中的换热效果,导致 CO₂ 侧温差增大,所以气冷器出口温度也会随之降低,并且低于 CO₂ 31.3 °C 的临界温度^[9]。同时冷却水水流量增大还会导致气冷器出水温度降低,因此热泵想要得到更高的出水量,必须要付出降低出水温度的代价。

图 3 中,随着冷却水流量的增加,系统制热量增大,耗电减小,制冷量与有效输入功率之比(E_{EER})整体增大。出现这种现象是因为气冷器水流量增大,蒸发器的出口温度也会相应降低,蒸发温度下降,这有利于系统制热量与有效输入功率之比(C_{COP})的上升。同时蒸发压力的降低,压缩机吸气比容增大,制冷剂流量减小,所以压缩机耗电也会不断减小。



(a) 压缩机排气温度随冷却水流量变化的趋势



(b) 气冷器出口温度随冷却水流量变化的趋势

图 2 压缩机排气温度和气冷器出口温度随冷却水流量变化的趋势

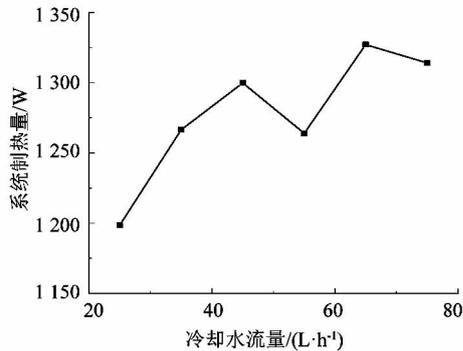
Figure 2 Trend of outlet temperature of compressor and outlet temperature of air cooler with cooling water flux

2.2 冷冻水流量对系统循环性能的影响

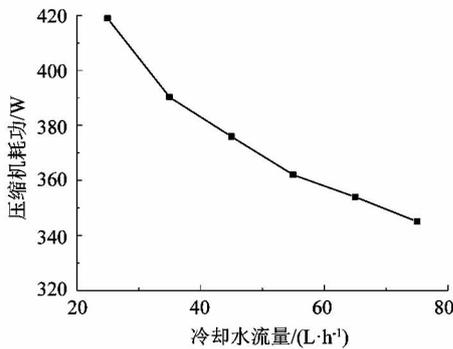
系统稳定后,保持冷却水流量 20 L/h 不变,逐渐增加冷冻水流量(从 40 L/h 开始逐增加至 220 L/h),记录压力、温度、功率等计算参数,并对数据加以分析。

由图 4 可以看出,在保持冷却水流量不变的情况下,随蒸发器侧冷冻水流量增加,气冷器出水温度(热泵出水温度)也在不断提高。这是因为增加蒸发器侧水流量使得水侧换热系数增大,传热温差增大,可以让系统从流过蒸发器的更多的水中吸收更多的热量^[10]。同时压缩机吸气过热度增加,排气温度也就随之升高,但是冷冻水温度并不是无限增加的,所以排气温度总体变化趋势是先增大后趋于平缓。

如图 5 所示,当冷冻水流量较小时,吸气过热度较小,随着冷冻水流量的增大,蒸发器中制冷剂吸收的热量越来越多,但是当制冷剂过热至接近水温后,蒸发器前后焓差几乎不再增大,此时制冷剂流量基本不变,因此系统制冷量随着冷冻水流量的增加先增大后趋于平



(a) 系统制热量随冷却水流量变化的趋势



(b) 压缩机耗功随冷却水流量变化的趋势

图3 系统制热量和压缩机耗功随冷却水流量变化的趋势

Figure 3 Trend of system heat production and power of compressor with cooling water flux

缓。由于压缩机排气状态受冷冻水流量的影响较小,而此时冷却水流量是固定的,所以系统制热量随着冷冻水流量增加呈缓慢上升趋势。

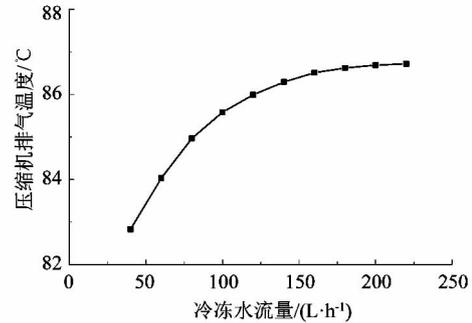
图6所示是压缩机耗功和冷冻水流量的关系,可以看出整体先增大后趋于平缓。这其中原因很多,随着冷冻水流量的慢慢增加,压缩机吸气过热度逐渐升高,吸气比容增大,导致压缩机耗功增加。但是当冷冻水流量达到一定程度后,制冷剂过热温度接近水温,此时再增大水流量,压缩机的吸气状态受冷冻水流量的影响越来越小,所以当冷冻水流量达到140 L/h后,耗功变化趋于平缓。

3 结论

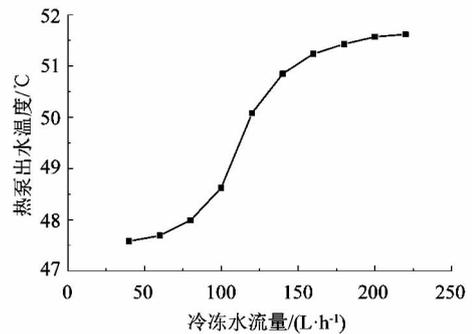
为了加快 CO₂ 的实用化进程,本文搭建了一个小型 CO₂ 热泵热水器系统实验台,并就冷却水、冷冻水流量对性能的影响做了初步研究,得出以下几点结论:

1) 该试验台结构紧凑,方便移动,制造、运行成本较低,并且运行稳定,可操作性强。

2) 在保持冷冻水、冷却水进口温度不变的前提下,冷却水流量不变改变冷冻水的流量对系统的制冷



(a) 压缩机排气温度随冷冻水流量变化的趋势



(b) 热泵出水温度随冷冻水流量变化的趋势

图4 压缩机排气温度和热泵出水温度随冷冻水流量变化的趋势

Figure 4 Trend of outlet temperature of compressor and outlet temperature of heat pump with chilled water flux

量、制热量影响不大,提高冷冻水流量对热泵出水温度影响也很小,反而提高了使用热泵的用水成本;保持冷冻水、冷却水进口温度不变,冷冻水流量不变冷却水流量增大,系统能效比 E_{ER} 增大,从而能够制取温度更高的热水,但同时流动阻力也会增加,所以用户应根据实际需要来选择合适的水流量。

3) 二氧化碳是在高压下运行,比常规制冷剂更容易泄漏,建议后续工作者进一步对超临界 CO₂ 泄漏的机理进行研究,设计不同的泄漏点以及动态泄漏实验装置,验证不同形式的泄漏模型,为设计高效 CO₂ 压缩机及制冷系统提供理论支持。

4) 可以使用膨胀阀代替毛细管。从系统的热力学分析可知,导致系统焓损失最大的部件就是毛细管,因此选用膨胀阀代替毛细管有利于提高系统焓效率;另一方面,毛细管选型太过复杂,是造成实验数据与理论计算存在差距的另一个原因,选用膨胀阀就不会存在此现象。

5) 本文尚未考虑润滑油对系统性能的影响,建议后续工作者可做定量计算实验。

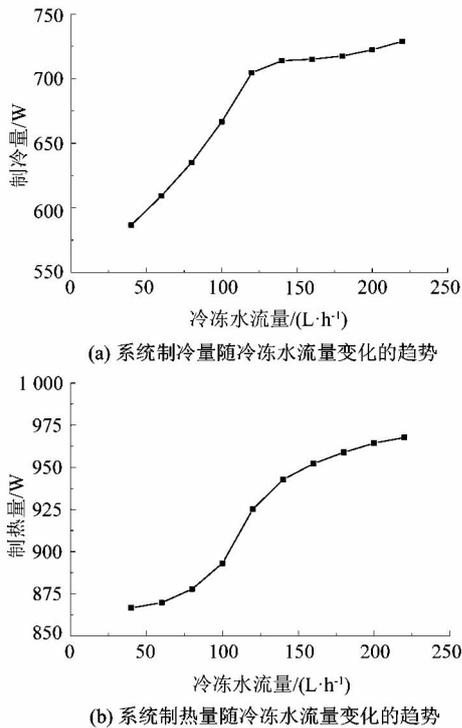


图5 系统制热量和制冷量随冷冻水流量变化的趋势

Figure 5 Trend of heat production and cold reduction of heat pump with chilled water flux

参考文献:

[1] 周赤忠. 热泵热水器技术及应用[J]. 能源研究与信息, 2009, 25(4): 224-227.

[2] 陆宏. 二氧化碳作为制冷剂在大客车空调中的应用[J]. 能源研究与信息, 1997, 13(3): 40-43.

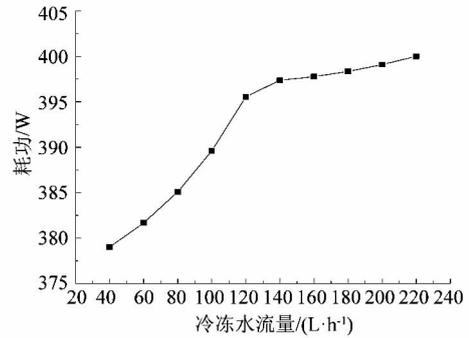


图6 压缩机耗功随冷冻水流量变化的趋势

Figure 6 Trend of power of compressor with chilled water flux

[3] 蔡操平, 刘业凤, 苏强. 跨临界 CO₂ 热泵热水器系统的试验研究[J]. 制冷与空调, 2011, 11(1): 66-70.

[4] 陆军亮, 钱永康, 赵建峰, 等. 二氧化碳热泵热水器系统运行特性[J]. 节能, 2016, 35(1): 31-33.

[5] 李敏霞, 马一大, 杨俊兰. CO₂ 跨临界水水热泵气体冷却器研究[J]. 太阳能学报, 2008, 29(12): 1511-1513.

[6] GNIELINSKI V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow [J]. International chemical engineering, 1976, 16(2): 359-368.

[7] CHURCHILL S W. Friction factor equation spans all fluid flow regimes [J]. Chemical engineering, 1977, 84: 91-92.

[8] 张仙平, 王凤坤, 范晓伟, 等. CO₂ 跨临界循环热泵热水器用气冷器的优化设计 [J]. 流体机械, 2008, 36(3): 81-85.

[9] 殷少有, 吴治将, 李东洛. 水流量对空气源热泵热水器性能的影响 [J]. 制冷, 2011, 30(2): 27-29.

[10] 孙天宇, 王庆阳, 任建兴, 等. 水温水量对水源热泵制热性能的影响 [J]. 热力发电, 2014, 43(10): 8-11.

(上接第13页)

[3] 刘娜, 杨启容, 吴荣华. 太阳能喷射式制冷系统热力学分析[J]. 石油化工设备, 2014, 43(5): 23-28.

[4] HUANG B J, CHANG J M, PETRENKO V A, et al. A solar ejector cooling system using refrigerant R141b [J]. Solar energy, 1998, 64(4/5/6): 223-226.

[5] 李光元, 耿刚, 潘友军, 等. 基于 PLC 与三维力控组态技术的太阳能热水工程监控系统 [J]. 节能技术, 2007, 25(2): 134-136.

[6] 朱聘冠. 换热器原理及计算 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1985.

[7] 白惠峰, 田琦, 王增长. 基于熵分析的太阳能喷射制冷系统运行参数优化 [J]. 建筑热能通风空调, 2008, 27(4): 26-32.

[8] 马国强, 陶乐仁. 太阳能喷射式制冷系统的实验研究 [J]. 制冷技术, 2014, 34(6): 1-4.

[9] 季一新, 陶乐仁, 王金锋. 太阳能喷射式制冷循环的热力学熵分析 [J]. 低温与超导, 2008, 36(12): 52-55.