文章编号:0253-4339(2017) 05-0057-09 doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2017.05.057

CO, 热泵热电池储能性能实验研究

朱威全 刘 方 蔡 洋

(上海电力学院能源与机械工程学院 上海 200090)

摘 要 CO₂热泵热电池系统由跨临界二氧化碳水源热泵与蓄冷蓄热装置组成,其在储能过程中系统的效率会逐渐降低。本文 实验研究了 CO₂热泵热电池的储能性能,分析了储冷罐、储热罐循环水体积流量、压缩机频率和电子膨胀阀开度对储能效率的影 响。结果表明:低循环水流量既可使储能罐获得良好的温度分层,又能获得较大的换热量;压缩机频率越高,系统效率越大;同时 电子膨胀阀开度也影响系统的储能效率。当压缩机频率为 50 Hz,电子膨胀阀开度为 330 脉冲,储冷罐、储热罐循环水体积流量 分别为 0.2 m³/h、0.1 m³/h 时,总体 COP 最大,为 5.49。同时数学拟合了系统 COP 与储冷罐、储热罐出水温度、控制参数的关联 式,提出了一种基于遗传算法的优化控制策略,系统总 COP 可达 6.29。

关键词 CO₂;热泵;储能;性能测试;遗传算法

中图分类号:TQ051.5; TK124

文献标识码:A

Experimental Study on CO₂ Heat Pump Thermal Battery System

Zhu Weiquan Liu Fang Cai Yang

(College of Energy and Mechanical Engineering, Shanghai University of Electric Power, Shanghai, 200090, China)

Abstract CO_2 heat pump thermal battery system consists of a water-source transcritical carbon dioxide heat pump coupled with hot and cold thermal storage, and its performance gradually decreases during the process of thermal energy storage. This paper presents experimental studies of a CO_2 heat pump thermal battery system. The performance of this system was tested under a variable water-circulation volume flow rate for the hot/cold tank, a variable compressor frequency, and electronic expansion valve (EEV) opening. The results show that a-doption of a lower water-circulation flow rate allows the tank to obtain good thermal stratification and a larger capacity. Further, a high compressor frequency benefits the system performance. The EEV opening also influences the system performance. The overall coefficient of performance (COP) reaches a maximum of 5.49 when the compressor frequency is 50 Hz, the EEV opening is 330 pulse, and the hot and cold water volume flow rates are 0.1 and 0.2 m³/h, respectively. Moreover, through mathematical fitting, a correlation was established between the COP, the outlet temperatures of the hot and cold tanks, and the control parameter. Overall, the total COP is 6.29 when the optimal control strategy based on the genetic algorithm is applied.

Keywords CO₂; heat pump; thermal storage; performance test; genetic algorithm

环境问题一直以来都是世界各国普遍关注的焦 点,全球变暖、能源匮乏和大气污染成为人们亟待解 决的问题。CO₂ 热泵热电池是由 M. B. Blarke 等^[1] 于 2012 年提出的新概念,即在用电低谷时期将热泵 同时制冷制热的能量储存起来以满足建筑间歇性供 冷供热的需要,对电能的合理利用起到调峰填谷的作 用,可以提高间歇性可再生能源在能源系统中的利用 率。相比一般热泵,热电池最大的优势是在制热的同 时,将冷量进行回收,热量冷量同时储存,同时考虑制 冷制热之间的相互影响。CO₂ 作为天然工质,绿色环 保,相比其他工质显示出巨大优势^[2],尤其是在热泵 应用中,如空气源热泵^[3-4]、水源热泵^[5-6]等。因此, 近年来 CO₂ 工质在热泵热水器领域发展迅速, CO₂ 热泵制冷制热双模式运行也成为研究的热点之一。

国外的大量研究进一步推动了 CO₂ 热泵储能的 发展。J. Sarkar 等^[7-8]通过模拟提出了跨临界 CO₂ 热泵系统的性能与环境温度、压缩机转速和高压压力 等有关,并基于模拟研究设计了以水作为储能介质的 CO₂ 热泵热电池实验台,研究系统压力、循环水体积 流量、进水温度和膨胀阀开度对系统性能的影响,结 果表明系统性能随着气体冷却器进水温度的升高而 降低。T. Wang 等^[9]通过实验研究发现储能过程中 系统效率随着储能罐内流体温度变化瞬时变化,COP 从6 降到 2。L. H. Jensen 等^[10]通过模拟研究 CO₂

收稿日期:2016年9月24日

热泵热电池储能的动态过程,结果表明储能罐内流体 温度分布影响热泵性能。

国内主要是对 CO₂ 热泵热水器的研究较多。徐 洪涛等^[11]实验研究了 CO₂ 热泵热水器的性能,与传 统热水器相比,可以节省 75% 的能量。吕静等^[12]实 验对比研究了水箱水温对 CO₂ 热泵热水器性能的影 响,根据实验结果对热水箱结构进行改进,使气冷器 入口水温稳定在较低水平,提高系统的性能。仇富强 等^[13]分析了冷却压力对系统制热性能系数和单位压 缩功的影响。孙李等^[14]实验研究了电子膨胀阀开度 和压缩机频率对压缩机吸气温度和压力、排气温度和 压力、系统制热量和制热 COP 的影响。

目前针对 CO, 热泵热电池系统优化设计和优 化控制方面的研究较少。对于热泵控制方面,主要 是基于定工况下的最优排气压力控制,如宋昱龙 等[15]模拟了气冷器对系统性能及最优排气压力的 影响,分析了气冷器换热面积及制冷剂侧质量流速 对最优排气压力的影响;W.W. Yang 等^[16]通过模 拟和实验分析了最优压力随压缩机转速及相对容 积的变化情况。然而,CO, 热泵热电池储能是一个 动态的过程,气冷器的进水温度会不断上升、蒸发 器进水温度会不断下降,所以需要找出储能过程中 不同进水温度对应的最优工况。本文通过搭建 CO, 热泵实验台,对系统进行不同工况的实验研究,分 析了冷热储能罐循环水体积流量、压缩机频率、电 子膨胀阀开度对热泵热电池储能性能的影响,并对 系统效率进行了数学拟合,提出了一种提高系统效 率的优化控制策略。

1 实验系统

1.1 实验装置

图1所示为CO₂热泵热电池系统。该系统由跨临界CO₂热泵系统和储能罐两部分组成。热泵系统 由压缩机、气体冷却器、回热器、蒸发器、电子膨胀阀 组成。压缩机采用意大利Dorin公司生产的CO₂跨临界压缩机,最大功率为3kW,额定转速为 1450 r/min,理论排气量为1.46m³/h;蒸发器和回 热器采用同轴套管式换热器,气体冷却器采用板式换 热器;电子膨胀阀采用三花电子膨胀阀。储能罐部分 主要由储冷罐、储热罐、变频循环水泵、电磁流量计等 组成。储能罐是以水作为储能介质,其中储冷罐约为 163 L,储热罐约为176 L,为了获得更好的温度分层 效果,在储冷罐底部加入一块挡板,在储热罐内部加 入三块挡板,图中还标明了储能罐不同高度的温度测 点,以便监测罐内水沿竖直方向的温度梯度,从而分 - 58 - 析其对整个系统性能的影响。



1.2 测量系统

实验测量中采用 20 个热电偶(其中储能罐 14 个,热泵系统 6 个)、4 个压力测点、2 个水流量测 点、1 个制冷剂流量测点。实验数据通过 Agilent34970A数据采集仪采集到电脑上,测量仪器精 度如表1 所示。

表 1 测量精度 Tab.1 Measurement accuracy

		v
测量对象	测量范围	测量精度
CO ₂ 温度/℃	- 30 ~ 150	±0.1 °C
循环水温度/℃	- 10 ~ 100	±0.1 °C
储能罐温度/℃	- 10 ~ 80	±0.1 °C
高压压力/ MPa	0~15	±0.1%
低压压力/ MPa	0~9	±0.1%
循环水体积流量/(m³/h)	0. 2 ~ 1	±0.5%
CO ₂ 质量流量/(kg/h)	0~500	±0.2%
电功率/W	0 ~2 500	±(0.4%读数+
		0.1%量程)

1.3 COP 误差

热泵系统 COP:

$$COP_{sys} = \frac{Q_{evap} + Q_{gc}}{W_{comp} + W_{c} + W_{h}}$$
(1)

$$Q_{\rm evap} = \frac{V_{\rm c}\rho}{3\ 600} c_p \left(t_{\rm c,o} - t_{\rm c,i}\right)$$
(2)

系统的制热功率:

$$Q_{\rm gc} = \frac{V_{\rm h}\rho}{3\ 600} c_p (t_{\rm h,i} - t_{\rm h,o})$$
(3)

由于测量仪器的精度,实验结果与真实值必然存 在误差,由式(1)~式(3)可知,系统 COP 的相对误差 取决于体积流量、温度和电功率测量误差,根据实验设 置和实验数据,利用 Engineering Equation Solver(EES) 软件对 COP 误差进行计算,结果见表 2。可以看出,压 缩机功率的测量误差对计算 COP 的误差影响较大,达 到 36.63%,其次是储冷罐的进出口温度测量,为 15.01%,最后计算得,由仪器测量误差导致的 COP 绝对误差为 0.051 42,相对误差为 0.96%。

表 2 COP 误差计算 Tab. 2 Error calculation of COP

测量项	测量值	绝对	各物理量对	
		误差	误差贡献比例	
$t_{c,o}$ /°C	15	0.1	15.01%	
$t_{\rm c,i}$ /°C	4. 29	0.1	15.01%	
$t_{\rm h,i}$ /°C	59.46	0.1	3.75%	
$t_{\rm h,o}$ /°C	37	0.1	3.75%	
$V_{\rm c}/({\rm m}^3/{\rm h})$	0.2	0.001	4.30%	
$V_{\rm h}/({\rm m}^3/{\rm h})$	0.1	0.000 5	9.89%	
$W_{ m comp}/{ m W}$	1 068	6.77	36.63%	
$W_{\rm e}/W$	52.5	2.71	5.87%	
$W_{ m h}/W$	47.1	2.69	5.78%	
COP 计算结果			5. 367	
COP 绝对误差		—	0.051 42	
COP 相对误差	_	—	0.96%	

1.4 实验步骤

本文的所有实验中,储冷罐、储热罐的初始温 度为27 ℃(±0.5 ℃)。为了研究 CO₂ 热泵热电池 储能效率最优的工况,实验中设置了多个控制参 数,分别通过改变储冷罐的循环水体积流量 V_e 、储 热罐的循环水体积流量 V_h 、压缩机频率f、电子膨胀 阀开度 n,控制参数如表 3,对热电池储能系统进行 不同工况的实验研究。电子膨胀阀开度通过调节 电子膨胀阀的脉冲来实现,根据厂家提供的资料, 当脉冲为 52 以下时阀体处于闭阀状态,当全开脉 冲为 480 时,阀体完全打开。数据采集系统在系统 启动到储热罐平均温度达到 60 ℃的时间内,每隔 5 s 采集数据一次。

表3控制	参数
Tab. 3 Controls	parameter

控制对象	参数
$V_{\rm c}/({\rm m}^3/{\rm h})$	0.2,0.3,0.4,0.5
$V_{\rm h}/({\rm m}^3/{\rm h})$	0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5
<i>f</i> ∕Hz	35、40、45、50
n/脉冲	240、270、300、330、350

2 实验结果与分析

2.1 压缩机频率f的影响

设定 $V_h = 0.4 \text{ m}^3/\text{h}$, $V_e = 0.2 \text{ m}^3/\text{h}$, n = 330 脉冲,改变压缩机频率,分别进行 35、40、45、50 Hz 四组 实验。

如图 2 所示, 压缩机频率越高, 制冷剂的质量流 量越高, 原因是频率升高, 压缩机转速增大, 吸气量增 大。而制冷剂的质量流量越大, 制热功率、制冷功率 都会上升。虽然降低频率可以降低压缩机功率, 但会 导致系统的储能时间上升。实验发现, 50 Hz 工况相 比 35 Hz 工况, 系统储能耗时减少了 1/2。图 3 为不 同压缩机频率下的系统总制冷 COP 和总制热 COP, 可以发现, 频率越高时 COP 越高, 所以 50 Hz 工况下 运行时系统效率较好。



图 2 V_c = 0.2 m³/h, V_h = 0.4 m³/h, n = 330 脉冲时 不同压缩机频率下的制冷剂流量

Fig. 2 The flow rates of refrigerant at different frequencies

with $V_c = 0.2 \text{ m}^3/\text{h}$, $V_h = 0.4 \text{ m}^3/\text{h}$, n = 330 pulse



图 3 $V_c = 0.2 \text{ m}^3/\text{h}$, $V_h = 0.4 \text{ m}^3/\text{h}$, n = 330 脉冲时不同压缩机频率下的系统总制冷/制热 COPFig. 3 The overall cooling and heating COP at $different frequencies with <math>V_c = 0.2 \text{ m}^3/\text{h}$, $V_h = 0.4 \text{ m}^3/\text{h}$, n = 330 pulse

2.2 热水体积流量 V_h 的影响

设定f = 50 Hz, $V_c = 0.2$ m³/h, n = 330 脉冲, 改变

— 59 —

第38卷第5期	制 冷 学 报	Vol. 38, No. 5
2017 年 10 月	Journal of Refrigeration	October, 2017

 V_n ,分别进行 0.1、0.2、0.3、0.4、0.5 m³/h 五组实验。 图 4 为不同 V_h 下制热 COP 的瞬时变化,虽然在储能 前期 V_h 较大时,其瞬时制热 COP 较大,但随着时间 推移,制热 COP 下降较快,当 $V_h = 0.1 \text{ m}^3/h$ 时,在储 能的前5 000 s,制热 COP 基本不变。从图 5 中可以 分析其原因,储热罐的出水温度与制热 COP 的变化 是基本同步的,即制热 COP 主要受储热罐出水温度 的影响,随着储热罐出水温度上升,制热 COP 下降。 要想保持制热 COP 不变,就要控制储热罐的出水温 度不变,这就需要对储热罐进行温度分层控制,一方 面从结构上来控制,如上文提到的加挡板,另一方面 就需要控制储热罐的进口流量。



图 4 f = 50 Hz, V_c = 0.2 m³/h, n = 330 脉冲时不同 V_h 下制热 COP 的瞬时变化

Fig. 4 The transient heating COP at different hot water

volume flow rates with f = 50 Hz, $V_c = 0.2$ m³/h,

n = 330 pulse



图 5 f = 50 Hz, $V_c = 0.2$ m³/h, $V_h = 0.3$ m³/h, n = 330脉冲时,制热 COP、储热罐出水温度的瞬时变化 Fig. 5 The transient heating COP and outlet temperature of the hot tank with f = 50 Hz, $V_c = 0.2$ m³/h, $V_h = 0.3$ m³/h, n = 330 pulse

如图 6 所示, $V_h = 0.1 \text{ m}^3$ /h 时储热罐各点温度 变化,可以看出其温度分层明显。储热罐里的热水是 上进下出,温度点 5 位于储热罐上部,温度最先开始 上升至 60 \mathbb{C} , 然后温度点 4、温度点 3、温度点 2、温 度点 1 依次上升到 60 \mathbb{C} , 水温自上而下一层一层变 化。最后在 6 000 s 左右, 整个储热罐水温混合均匀。 由于储热罐内存在良好的温度分层, 导致其出水口的 温度可以在一段时间内保持不变, 这样可以保证制热 COP 不下降, 而增大 V_h, 虽然在储能前期会获得较高 的 COP, 但会加速储热罐内水温的混合, 出水温度上 升也越快, 如图 7 所示。再结合图 5 可知, 出水温度 上升越快, COP 下降也越快。



图 6 $V_{\rm h}$ = 0.1 m³/h 时储热罐各点温度变化







另一方面,循环水体积流量较低时,其水泵功率 也较低;根据式(3)可知,要想增大制热量,一是增大 气体冷却器水侧进出口温差(即储热罐的进出口温 差),二是增大 V_b。实验发现,储能前期, V_b较小时, 储热罐的温度分层较好,其出水温度在一段时间内维 持不变,同时可以获得较大的进水温度(即气冷器出 水温度),如图8所示。从图7中可以看出,V_b较小 时,储热罐进出口温差也较大。但V_h较大时,破坏了 储热罐的温度分层,随着储能的进行,储热罐出水温 度开始升高,同时,结合图7、图8,储热罐进出口温差 减小,制热 COP 开始下降。所以在气冷器换热面积 一定的情况下,增大 V_h,储热罐进出口温差减小;减 小 V_h,储热罐进出口温差增大,制热量必定存在一个 极值,同时考虑实验的目标是将储热罐的水加热至 60 ℃,所以需找到储热罐进水温度为60 ℃时,制热 COP 最大情况下的热水循环体积流量。



Fig. 8 The hot tank inlet water temperature at different hot water vulume flow rates

2.3 冷水体积流量 V。的影响

与储热罐相同,储冷罐内部的温度分层与冷水流 量有关,流量越小,温度分层越好。图 9 为 V_e = 0.2 m³/h 时储冷罐各点温度变化,储冷罐的冷水是下进 上出,储冷罐温度点 1 先开始下降,然后自下而上依 次降温。由于 V_e 较大,水在蒸发器处释放的热量较 少,导致储冷罐进水温度较高(约为15 °C),和储冷罐 的初始温度(27 °C)的温差较小,再加上低温冷水传 热到储冷罐上部存在时间延迟,所以约在 4 000 s 时, 储冷罐内部的水温已混合均匀,然后温度点 1 的水温 继续下降,重复这一过程,直到储能实验结束。





当储冷罐开始第二次温度分层时,其出水温度进 一步下降,在蒸发器出水温度不变的情况下,制冷量 必然会减少,导致系统 COP 下降。笔者也想过进一 步降低 V_e ,使储冷罐只产生一次温度分层,但实验发 现,当 $V_e = 0.1 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,CO₂蒸发温度为 $-3 \, \mathbb{C}$,水温 在蒸发器侧迅速下降,虽然蒸发器出水温度为5 \mathbb{C} 左 右,但是蒸发器局部水温达到冰点,进而结冰堵塞管 道,实验无法继续,所以只能从调节电子膨胀阀开度 的角度去提高制冷量。

2.4 电子膨胀阀开度 n 的影响

设置 $V_c = 0.2 \text{ m}^3/\text{h}$ 不变,进行不同 $V_h(0.1, 0.2,$

0.3、0.4、0.5 m³/h)和不同电子膨胀阀脉开度(240、 270、300、330、350 脉冲)实验,得到如图 10 所示,不 同 V_h下,系统总 COP 随 *n* 的变化,可以看出当 V_h = 0.1 m³/h,开度处于 330 ~ 350 脉冲时,系统总 COP 较大。



图 10 不同 V_c、不同 n 的系统总 COP Fig. 10 The overall COP at different hot water volume flow rates and EEV openings

图 11 所示为f = 50 Hz, $V_e = 0.2$ m³/h, $V_h = 0.1$ m³/h,储热罐出水温度为 30 °C时,不同 n 下,CO₂ 循环的压焓图。压焓图由六个节点连接而成,分别是 压缩机进口(1点)→压缩机出口(2点)→气冷器出 口(3点)→回热器高压侧出口(4点)→蒸发器进口 (5点)→蒸发器出口(6点)→压缩机进口(1点)。 使用 EES 软件,通过每个节点的温度和压力来计算 其焓值,其中回热器高压侧出口至蒸发器进口默认为 等焓过程。从图中可以看出,n 越小,排气压力越高, 蒸发压力越低,单位质量制冷剂的制热量与制冷量都 有所增加。所以,当储冷罐出现第二次温度分层时, 可以调小电子膨胀阀开度,提高制冷量。

但是,当n过小时,蒸发压力会很低,蒸发温度也 会降低,会造成水结冰堵塞蒸发器管道,所以应避免





Fig. 11 The *p*-*h* diagram at different EEV openings and the outlet water temperature of 30 ℃

n 过小运行,这样系统运行比较安全。

3 储能运行优化

前面所做的实验都是单变量实验,但是 CO₂ 热 泵热电池的性能效率受多种因素影响,在前面分析出 单变量对系统 COP 的影响关系后,还需要确定各控 制变量对系统的共同影响。在此基础上又继续补充 了多组实验,改变 V_e和 V_h,得到系统总 COP 三维图, 如图 12 所示。





3.1 优化问题的数学描述

当系统瞬时 COP 时刻保持最大时,其储能的总 COP 也最大,所以以热电池储能瞬时 COP 最大为目 标建立优化函数 F:

$$F(\text{COP},g) = \begin{cases} \text{COP} \\ g \le 0 \end{cases}$$
(4)

式中:COP为储能瞬时效率;g为约束条件。

基于之前的实验分析,COP 主要受储冷罐、储热 罐的出口水温的影响较大,可以对不同储冷罐、储热 罐出口水温在不同控制变量下的 COP 值进行数学拟 合,得到关联式如下:

 $F(\text{COP}) = 9.113 - 0.218 \ 8t_{\text{h},\text{o}} - 0.001 \ 515 \ t_{\text{h},\text{o}}^2 - 0.259 \ 4t_{\text{e},\text{o}} + 0.007 \ 364 \ t_{\text{e},\text{o}}^2 - 0.368 \ 5V_{\text{h}} - 0.085 \ 31 \ V_{\text{h}}^2 + 7.325 \ V_{\text{c}} - 3.3 \ V_{\text{c}}^2 + 0.017 \ 26n - 0.000 \ 031 \ 8n^2$ (5)

图 13 为式(5)计算值与实际测得的 COP 对比图,相关度 R² = 96.55%。

同时,通过补充实验,得到了不同 V_e(0.2~0.5 m³/h)、V_h(0.1~0.5 m³/h)和不同 n(240~350 脉冲)的储能效率。对于同一储热罐、储冷罐出水温度,在不同的控制参数下,必定存在一个最大瞬时 COP。将不同储热罐、储冷罐出水温度所能达到的最大瞬时 COP 进行数学拟合,得到式(6),作为评价函数,用来判定式(5)所求解的 COP 是否为最优 COP。





图 13 预测 COP 与实际 COP 对比 Fig. 13 Predicted vs measured COP

3.2 优化控制策略

遗传算法采用 MATLAB 的遗传算法工具箱,直接以待解的目标函数 F(COP)转化为适应度函数 Fit (F(COP)),令

Fit(F(COP)) = F(COP)(7)

给定储冷罐、储热罐的出水温度,考虑储能罐的 温度分层,带入式(5)计算种群个体的适应度 COP, 若大于寻优结果的初始值且等于式(6)所得的 COP_{max},则输出最佳个体及其代表的最优解,若小于 寻优初始值,则选择适应度高的个体组成种群,进行 变异生成新的个体,并组成新的种群,代入式(5)计 算新个体的适应度,直至满足适应度大于初始值且等 于COP_{max}的准则,得到此出水温度下系统的最大瞬时 COP,并按照求解的冷、热水流量和电子膨胀阀开度 对系统进行调节;当储冷罐出水温度开始下降时,瞬 时 COP 最大值改变,利用式(5)继续求解;随着储能 的进行,储热罐出水温度开始上升,重复上述骤。

3.3 优化结果验证

如图 15 所示,对控制策略进行了实验验证,将储 冷罐、储热罐的出口水温代入式(5)优化求解,得到 COP = 6.42,对应的实验初始控制参数为 V_e = 0.20 m³/h, V_h = 0.13 m³/h, n = 339。实验结果显示,在 0 ~2 400 s 的时间内,瞬时 COP 从 6.1 逐渐增大至 6.42 左右,这是由于气冷器进口 CO₂ 的温度从启动 阶段逐渐增大直至趋于稳定,导致储热罐的进口水温 在逐渐增大,换热量增加,瞬时 COP 逐渐增大。在 2 100 s 时,储冷罐出口水温开始下降,由于水温从 26 ℃下降至 15 ℃较快,在出口水温为 25 ℃(A 点)和 15 ℃(B 点)时分别进行调节,根据式(5)求解得 A 点: COP = 6.17, V_e = 0.20 m³/h, V_h = 0.13 m³/h, n = 346, B 点:COP = 6.04, V_e = 0.21 m³/h, V_h = 0.13 m³/h, n =319。在4215 s时,储热罐 5个测点平均温度达到60 ℃,实验结束,结果与式(5)优化求解较为吻合。



图 14 优化控制流程图 Fig. 14 The diagram of optimizing control



experimental results

对于整个储能过程,固定参数运行时,系统总 COP 最大为5.49,其控制参数为 $V_e = 0.2 \text{ m}^3/\text{h}, V_h =$ 0.1 m³/h, n = 330 脉冲。采用优化控制运行后,系统 总 COP 为 6.29,提高了 14.57%,同时储能耗时减少 了 27.52%。

4 总结

本文用实验的方法在不同实验工况下测试了 CO₂ 热泵热电池的储能效率,在变冷、热水体积流 量实验中,冷、热水体积流量一方面影响储能罐在 竖直方向的温度分层,一方面影响与换热器的换热 量,考虑到冷水温度过低时会造成蒸发器管道结冰 堵塞,在储能初期阶段,当设定 V_e = 0.20 m³/h、V_h = 0.13 m³/h 时,储能效率最大;在变压缩机频率实 验中,压缩机频率越高,制冷剂流量越大,制冷功 率、制热功率越大,频率设置为50 Hz 为宜;在变电 子膨胀阀开度实验中发现,电子膨胀阀开度在330 ~350 脉冲时,系统总 COP 较大。当冷水出水温度 开始下降时,需要调小电子膨胀阀开度,同时增大 冷水流量;当储热罐出水温度开始上升时,进一步 调小电子膨胀阀开度,同时增大热水体积流量,减 缓储能效率的下降。

在单变量实验中, $V_{\rm c} = 0.20 \text{ m}^3/\text{h}$, $V_{\rm h} = 0.1 \text{m}^3/\text{h}$, n = 330 b, 系统总 COP 最高, 为 5.49。通过对 实验数据进行拟合, 利用遗传算法, 得出多变量优化 的控制策略, 并进行实验验证, 发现与实验结果较为 吻合, 优化后系统总 COP 为 6.29, 相比固定控制参数 实验最大总体 COP 提高了 14.57%, 同时储能耗时减 少了 27.52%。

符号说明

f-----压缩机频率,Hz *c_p* ——水的比热容,取4 186.8 J/(kg·℃) V. -----冷水体积流量, m3/h ρ----水的密度,取1000 kg/m3 V_h-----热水体积流量,m³/h —储冷罐出口水温,℃ t. n----电子膨胀阀开度,脉冲 —储冷罐进口水温,℃ $t_{\rm c,i}$ — COP_{sys}——系统 COP $t_{\rm h,i}$ — —储热罐进口水温,℃ $Q_{\rm evap}$ --制冷功率,W -储热罐进口水温,℃ $t_{\rm h.o}$ -制热功率,W $Q_{\rm gc}$ -COP_--制冷 COP W_{comp} ——压缩机功率,W COP_b----制热 COP --冷水泵功率,W W. --th n -----储热罐各点温度, ℃, n = 1~5 $W_{\rm h}$ — ——热水泵功率,W

t_{c,n} ——储冷罐各点温度, ℃, n = 1~5

本文受上海市自然科学基金(15ZR1417700);上海高校 特聘教授(东方学者)岗位计划(2013-66);上海市教育发展基 金会和上海市教育委员会"曙光计划"(14SC50)项目资助。 (The project was supported by the Natural Science Foundation of Shanghai in China (No. 15ZR1417700), the Program for Professor of Special Appointment (Eastern Scholar) supported by Shanghai Institutions of Higher Learning (No. 2013-66), and "Shuguang program" supported by Shanghai Education Development Foundation and Shanghai Municipal Education Commission in China (No. 14SC50).)

参考文献

- BLARKE M B, YAZAWA K, SHAKOURI A, et al. Thermal battery with CO₂ compression heat pump: Techno-economic optimization of a high-efficiency Smart Grid option for buildings [J]. Energy and Buildings, 2012, 50 (7): 128-138.
- BOEWE D E, MCENANEY R P, PARK Y C, et al. Comparative experimental study of subcritical R134a and transcritical R744 refrigeration systems for mobile applications
 [C]// ACRCCR-17, Urbana-Champaign (IL). Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1999.
- [3] RIEBERER R, HALOZAN H, CAVALLINI A, et al. CO₂ heat pumps in controlled ventilation systems[J]. Science et Technique du Froid, 1998, 212-222.
- [4] 孙兆虎,姜培学,邓建强.太阳能辅助空气源跨临界二氧 化碳热泵热水与空调系统初探[J].制冷与空调,2006,6
 (6):20-22. (SUN Zhaohu, JIANG Peixue, DENG Jianqiang. Discussion of solar-air compound source transcritical CO₂ heat pump water heater and air-condition system[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2006,6(6):20-22.)
- [5] SAIKAWA M, HASHIMOTO K, KOBAYAKAWA T, et al. Development of prototype of CO₂ heat pump water heater for residential use [J]. Science et Technique du Froid, 2001, 97-102.
- [6] 吕静,周传煜,王伟峰. 跨临界 CO₂ 热泵热水器的应用 研究 [J]. 节能,2009,28(1):10-13. (LYU Jing, ZHOU Chuanyu, WANG Weifeng. Study on application of transcritical carbon dioxide heat pump water heater system [J]. Energy Conservation, 2009, 28(1):10-13.)
- [7] SARKAR J, BHATTACHARYYA S, GOPAL M R. Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications[J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(5): 735-743.
- [8] SARKAR J, BHATTACHARYYA S, GOPAL M R. A transcritical CO₂ heat pump for simultaneous water cooling

and heating: Test results and model validation [J]. International Journal of Energy Research, 2009, 33 (1): 100-109.

- [9] WANG T, DHARKAR S, KURTULUS O, et al. Experimental study of a CO₂ thermal battery for simultaneous cooling and heating applications [C]//International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2014,2701;1-10.
- [10] JENSEN L H, HOLTEN A, BLARKE M B, et al. Dynamic analysis of a dual-mode CO₂ heat pump with both hot and cold thermal storage [C]//Proceedings of the ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, San Diego, California, USA, 2013, IMECE2013-62894.
- [11] 徐红涛,袁秀玲,李国强,等. 跨临界循环二氧化碳在热 泵型热水器中的应用研究 [J]. 制冷学报,2001,22(3):
 12-16. (XU Hongtao, YUAN Xiuling, LI Guoqiang, et al. The research of transcritical carbon dioxide heat pump water heater [J]. Journal of Refrigeration, 2001,22(3):12-16.)
- [12] 吕静,任莹莹,杨杰,等.水箱水温对 CO₂ 热泵热水器性 能影响的实验研究[J]. 制冷学报,2012,33(6):73-78.
 (LYU Jing, REN Yingying, YANG Jie, et al. Experimental study on the influence of the water temperature to the performance of CO₂ heat pump water heater [J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(6):73-78.)
- [13] 仇富强,朱兴旺,龚毅. 空气源 CO₂ 热泵热水器最佳冷却工况热力学分析[J]. 制冷与空调,2008,22(3):46-48. (QIU Fuqiang, ZHU Xingwang, GONG Yi. The thermodynamic analysis of the optimum cooling condition to air source CO₂ heat pump water heater[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2008,22(3):46-48.)
- [14] 孙李,崔晓龙. 基于变频压缩机的跨临界 CO₂ 热泵热水 器名义工况的试验研究[J]. 制冷与空调(北京),2016, 16(4):34-37. (SUN Li, CUI Xiaolong. Experimental study on transcritical CO₂ heat pump water heater based on variable frequency compressor under nominal working condition [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2016,16(4):34-37.)
- [15] 宋昱龙,唐学平,王守国,等. 跨临界 CO₂ 热泵气体冷却 器对系统性能及最优排气压力的影响 [J]. 制冷学报, 2016,36(4):7-15. (SONG Yulong, TANG Xueping, WANG Shouguo, et al. The effects of the gas cooler on both the system performance and the optimal discharge pressure at a transcritical CO₂ heat pump [J]. Journal of Refrigeration, 2016,36(4):7-15.)
- [16] YANG W W, FARTAJ A, TING S K. CO₂ automotive A/ C system optimum high pressure control[C]//SAE International, 2005(1):20-22.

(下转第75页)

— 64 —

业出版社, 2010:76-110. (YAN Qisen. Air conditioning refrigeration technologies[M]. Beijing: China Building Industry Press, 2010:76-110.)

- [5] 余建祖. 换热器原理与设计 [M]. 北京:北京航空航天 大学出版社,2006:131-170. (YU Jianzu. Heat exchanger principle and design [M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 2006:131-170.)
- [6] 陈江平,穆景阳,刘军朴,等. 二氧化碳跨临界汽车空调 系统开发[J]. 制冷学报,2002,23(3):14-17. (CHEN Jiangping, MU Jingyang, LIU Junpu, et al. Development of the trans-critical carbon-dioxide automotive air-conditioning system[J]. Journal of Refrigeration, 2002,23(3):14-17.)
- [7] ZHAO X, BANSAL P K. Flow boiling heat transfer characteristics of CO₂ at low temperatures [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(6):937-945.
- [8] OZAWA M, AMI T, ISHIHARA I, et al. Flow pattern and boiling heat transfer of CO₂ in horizontal small-bore tubes[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2009, 35(8):699-709.
- [9] YUN R, KIM Y, MIN S K. Flow boiling heat transfer of carbon dioxide in horizontal mini tubes [J]. International Journal of Heat & Fluid Flow, 2005, 26(5):801-809.
- [10] CHOI K I, PAMITRAN A S, OH C Y, et al. Boiling heat

transfer of R-22, R-134a, and CO_2 , in horizontal smooth minichannels [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(8):1336-1346.

- [11] 申江. 制冷装置设计[M]. 北京:机械工业出版社,2010:
 26. (SHEN Jiang. Refrigeration Units Design[M]. Beijing: China Machine Press,2010:26.)
- [12] 李锐. 冷风机翅片管的数学模型及性能的比较法辨析
 [J]. 制冷与空调(四川), 2014,28(2):211-214. (LI Rui. The mathematical correlation of cooling fan finned tube and its performance analysis using comparison methods
 [J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2014, 28(2): 211-214.)

通信作者简介

赵泽波,男,博士,烟台冰轮股份有限公司研发设计部,+86 535-6692928,E-mail;zzbwork@163.com。研究方向:金属塑性 成形过程行为仿真及工艺设计,换热设备设计与换热机理研 究。

About the corresponding author

Zhao Zebo, male, Ph. D., Research and Design Department, Yan Tai Moon Co., Ltd., + 86 535-6692928, E-mail: zzbwork @ 163. com. Research fields: simulation and process design of metal plastic forming process, design and principle research of heat exchanger.

(上接第64页)

通信作者简介

刘方,女,教授,上海电力学院能源与机械工程学院,021-35303902,E-mail:fangliu_shiep@163.com。研究方向:热力循环与系统优化、绿色制冷工质、数值传热。

About the corresponding author

Liu Fang, female, professor, College of Energy and Mechanical Engineering, Shanghai University of Electric Power, + 86 21-35303902, E-mail: fangliu_shiep@163.com. Research fields: thermodynamic cycle and system optimization, environmental friendly refrigerants, numerical heat transfer.