

文章编号:0253 – 4339(2017) 05 – 0065 – 06  
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2017. 05. 065

# 电子膨胀阀调节对空气源热泵热水器性能的影响

虞中旸 陶乐仁 袁朝阳 王超

(上海理工大学制冷与低温工程研究所 上海 200093)

**摘 要** 节流装置的调节对空气源热泵热水系统的性能有着重要影响,电子膨胀阀因其调节范围广而逐渐得到应用,因此需要对其深入研究。以空气源热泵热水器实验系统为研究对象,通过改变电子膨胀阀开度,研究不同调节方式对系统性能的影响。结果表明:1)相同膨胀阀开度下,系统制热量和系统 COP 随加热的进行均呈先上升后下降的趋势;不同膨胀阀开度下,在加热前期(20 ~ 30 ℃),膨胀阀开度越大,系统 COP 越大;在加热后期(45 ~ 55 ℃)结果相反;2)在加热过程中,各膨胀阀开度下系统 COP 趋势线相互交叉,由于压缩机少量吸气带液可以改善系统性能,因此交叉点与各阀开度下过热度达到 0 K 的点相近但并不重合;3)以水箱平均温度为控制对象调节电子膨胀阀的方法(优化 1#)对系统 COP 的最大优化率为 24.8%;以压缩机吸气过热度为控制对象调节电子膨胀阀的方法(优化 2#)与优化 1#系统 COP 相比,最大相差 4.2%,且经过实验验证具有适用性。

**关键词** 空气源;热泵;电子膨胀阀;控制

中图分类号:TB61<sup>+</sup>1; TK124; TQ051.5

文献标识码: A

## Effects of Control for Electronic Expansion Valve on Performance of Air-source Heat-pump Water Heater

Yu Zhongyang Tao Leren Yuan Chaoyang Wang Chao

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

**Abstract** Control of the electronic expansion valve (EEV) in an air-source heat-pump water heater has considerable influence on the system performance and should be the focus of investigation. In this study, the effect of the opening of the electronic expansion valve on the performance of an air-source heat-pump water heater was analyzed. The results show that, when the system operates with the same valve opening, the heating capacity and coefficient of performance (COP) exhibit a declining trend after an initial ascent. For different valve openings, the system COP is in direct proportion to the opening when the average cistern temperature is 20-30 ℃, whereas it is in inverse proportion to the opening for an average cistern temperature of 45-55 ℃. The system COP trend lines for each valve opening indicate a cross each other. As compressor suction with little liquid refrigerant can improve the system performance, the intersection occurs close to the point at which the superheated temperature reaches 0 K, but does not coincide with it. Although the maximum optimization ratio on system COP for the method of controlling the electronic expansion valve via the average cistern temperature (optimization #1) can reach 24.8%, its feasibility is poor. The maximum optimization ratio on system COP for the method of controlling the electronic expansion valve via the superheated temperature in the compressor suction (optimization #2) is lower than that for optimization #1, at 4.2%. However, the results of the confirmatory experiment verify the feasibility of optimization #2.

**Keywords** air-source; heat pump; electronic expansion valve; control

空气源热泵以热力学第一定律为工作原理,吸收空气中贮存的低品位能量,同时消耗一部分功,即压缩机功耗。通过系统循环在冷凝器中放热。由于热泵输出的能量总是大于压缩机消耗的能量,因此,采用空气源热泵技术可以节约大量电能<sup>[1-2]</sup>。

由于空气源热泵系统运行时,高低压力相差较大,且易受季节气候影响,运行工况复杂多变。通过

空气源热泵系统中节流装置可以调制冷剂质量流量,从而达到匹配工况,提高系统的稳定性和能效比。因此,节流装置的调节特性和控制策略非常重要,众多学者对此进行了研究。

王志华等<sup>[3]</sup>实验研究了不同热力膨胀阀开度下,空气源热泵热水器瞬时 COP 的变化,实验结果表明:系统瞬时 COP 随水箱温度先升高后下降。当水

箱温度高于 32 ℃ 时,膨胀阀开度为 60% 时系统的性能开始高于开度为 45% 时的性能。张良俊等<sup>[4]</sup>对热力膨胀阀在空气源热泵热水器的稳定特性进行了实验研究,指出空气源热泵热水器的稳定性与热力膨胀阀的开度有密切关系,在实际调节中要使系统工作点接近最小稳定过热度点,确保系统稳定运行。郭俊杰等<sup>[5]</sup>同样研究了空气源热泵热水器中热力膨胀阀的工作特性,结果表明热力膨胀阀在低温工况下工作时,会表现出与高温环境不同的工作特性,并且提出采用电子膨胀阀作为节流元件。

为了适应空气源热泵热水系统运行工况的大幅变化,电子膨胀阀因其具有较宽的流量调节范围和快速精准的调节特点,逐渐受到关注。J. M. Choi 等<sup>[6]</sup>对比了毛细管和电子膨胀阀对热泵系统的影响,结果表明:通过调节电子膨胀阀可以使系统过热度基本保持不变,大大提高了热泵系统在运行工况变化较大时的性能。

申江等<sup>[7]</sup>对带有电子膨胀阀的低环温空气源热泵机组样机进行了实验研究和性能分析,认为随着电子膨胀阀开度的增加,系统制热量和系统 COP 相应增加,但并未提出实际控制方法。李卫国等<sup>[8]</sup>

对使用电子膨胀阀的空气源热泵热水器系统动态性能进行了实验研究,结果表明在加热过程初期,设置电子膨胀阀为大开度可提高系统性能和制热量,但在加热后期恰恰相反;并提出通过在不同加热时间使用不同电子膨胀阀开度来改善热泵系统运行性能。但此控制方案以加热时间为控制对象,不具有适用性。

综上所述,电子膨胀阀对空气源热泵热水器系统的运行有重要影响,但对此的研究尚未充分。同时,当前膨胀阀控制多以压缩机吸气过热度为控制对象,但对于压缩机少量吸气带液时系统性能变化和控制方法的研究较少。因此,本文通过实验研究空气源热泵热水器中电子膨胀阀调节对系统各参数的影响,解释其变化机理,并以此为依据试图找出适用于各工况下电子膨胀阀控制的优化方法。

## 1 实验原理及方法

### 1.1 实验装置

空气源热泵热水器装置如图 1 所示,整体结构与循环加热式热泵热水器类似。空气源热泵热水实验系统可分为制冷剂循环部分和水循环部分。

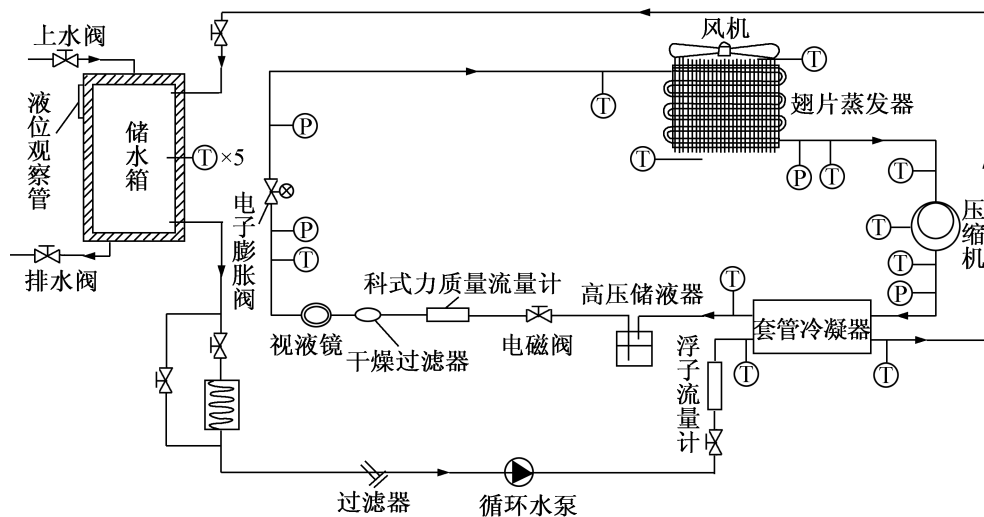


图 1 实验装置原理  
Fig. 1 Principle of experimental installation

制冷剂循环部分压缩机选用 WHP02830-C4AT 型滚动转子式压缩机,额定频率 50 Hz,理论排气量 18 mL,制冷剂为 R134a。压缩机吸气口自带气液分离器,可以避免大量液态制冷剂进入压缩机。当压缩机吸入少量液态制冷剂时,制冷剂液滴较小,会在极短时间内吸收机体耗散热量和高温气态制冷剂热量而迅速蒸发,因此,长时间运行不会发生“液击”现象。但当压缩机长时间吸入大量液态制冷剂而来不

及吸热蒸发时,就会造成“液击”现象,影响压缩机的运行和寿命。

采用科氏力流量计测量制冷剂质量流量  $m$ , g/s, 精度  $\pm 0.1\%$ 。蒸发器选用翅片管式换热器,蒸发器换热面正对着 YWF 型外转子轴流风机,风机额定电压 220 V,输入功率 40 W,额定风量 530 m<sup>3</sup>/h。冷凝器选用 TY1222 型套管式换热器,铜管外径为 16 mm,铜管长度为 1 790 mm。制冷剂与水流动方向相

反,呈逆流换热。电子膨胀阀 (EEV, electronic expansion valve) 为步进电机控制器驱动的直动式电子膨胀阀,可通过手动调节控制器改变 EEV 开度。

水循环部分由电加热器调节初始水温,加热量由调压调功器控制。水循环装有一个浮子流量计,可以测得水侧体积流量  $q_v$ , mL/s, 测量精度  $\pm 3\%$ 。循环水泵采用 RS-15/6 型屏蔽泵,可调流量范围 3 ~ 11 L/min。加热后的热水从储热水箱上部入水口进入,从下部出水口回水,再次加热完成循环。储水箱为热水器专用水箱,内外壁间含有保温材料。储水体积  $V$  为 100 L,安装了五个测温孔和液位观察管。

选用智能数字功率表测量压缩机、水泵和风机的总功耗  $W$ , kW, 精度等级 0.5 级。T、P 分别为温度和压力测点。采用温度偏差为  $\pm 0.15\text{ }^{\circ}\text{C} + 0.002|t|$  ( $t$  为测量温度,  $^{\circ}\text{C}$ ) 的内置式铂电阻测量冷凝器出口制冷剂温度  $t_{c,out}$ 、压缩机排气温度  $t_{dis}$ 、压缩机吸气温度  $t_{suc}$  和水箱内五个测温点温度  $t_1$ 、 $t_2$ 、 $t_3$ 、 $t_4$ 、 $t_5$ 。采用精度为 0.5% 的压力变送器测量蒸发器出口压力  $p_e$  和冷凝器出口压力  $p_c$ , kPa。

### 1.2 实验方法

通过电加热器调节加热初始温度  $t_a$  为  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 系统运行终止温度  $t_b$  为  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。初始温度和终止温度均以水箱内 5 个测温点的平均温度为标准。调节水泵将水流量设置为 11 L/min。蒸发器入风温度为  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。手动调节步进电机控制器,使 EEV 开度分别为 15%、16%、17%、18%、20%,在各 EEV 开度下运行至终止温度,并记录数据。

### 1.3 计算公式

根据实验测得数据,通过 Refprop9.0 软件,计算得到以下参数:

- 水箱平均温度:
- $$t_{ave} = (t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5) / 5$$
(1)
- 蒸发温度  $t_e$ :
- $$t_e = f(p_e)$$
(2)
- 压缩机排气焓值  $h_{dis}$ :
- $$h_{dis} = f(p_c, t_{dis})$$
(3)
- 冷凝器出口制冷剂焓值  $h_{c,out}$ :
- $$h_{c,out} = f(p_c, t_{c,out})$$
(4)
- 压缩机吸气过热度  $t_{sh}$ :
- $$t_{sh} = t_{suc} - t_e$$
(5)
- 系统压比  $p_r$ :
- $$p_r = p_c / p_e$$
(6)
- 系统制热量  $Q$ :
- $$Q = m(h_{dis} - h_{c,out})$$
(7)

- 系统 COP(瞬时):
- $$COP = Q / W$$
(8)
- 平均  $COP_i$ :
- $$COP_i = 4.18(t_b - t_a)V / (3\,600W_i)$$
(9)
- 式中:  $W_i$  为系统总耗电量, kW·h。

## 2 实验结果分析

### 2.1 不同 EEV 开度下的系统性能

由图 2 可知,随着水箱内水温逐渐升高,在各 EEV 开度下,系统 COP 先上升后下降;在加热前期 ( $20 \sim 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),当达到相同水箱平均温度时,EEV 开度越大,系统 COP 越大;在加热后期 ( $45 \sim 55\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),EEV 开度越大,系统 COP 越小。各 EEV 开度下系统 COP 趋势线会在加热过程中相互交叉。图 3 为不同 EEV 开度下系统制热量的变化趋势。可以看出制热量都是先增大后减小;在加热前期 ( $20 \sim 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) 相同水箱平均温度下,EEV 开度越大,制热量越大;加热后期 ( $45 \sim 55\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),EEV 开度越大,制热量越小。这一规律与系统 COP 变化规律相同。

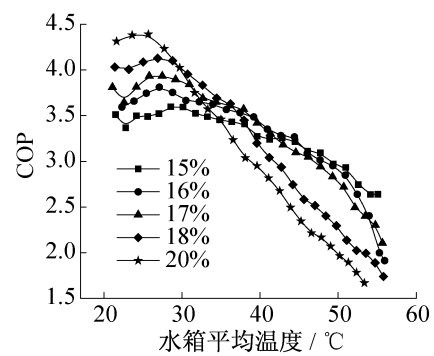


图 2 不同 EEV 开度下系统 COP 的变化

Fig. 2 The tendency of COP at different EEV openings

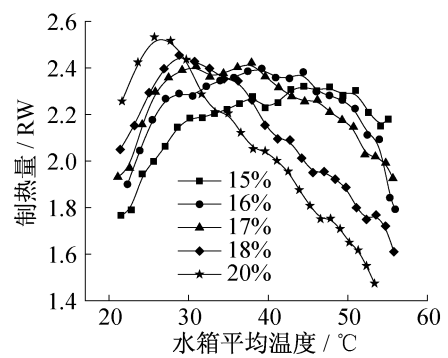


图 3 不同 EEV 开度下系统制热量的变化

Fig. 3 The tendency of heating capacity at different EEV openings

对于不同 EEV 开度,在加热前期 ( $20 \sim 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),EEV 开度越大,制冷剂质量流量越大,系统制热量越大。由于 EEV 开度越大,蒸发压力越高,压缩机吸排

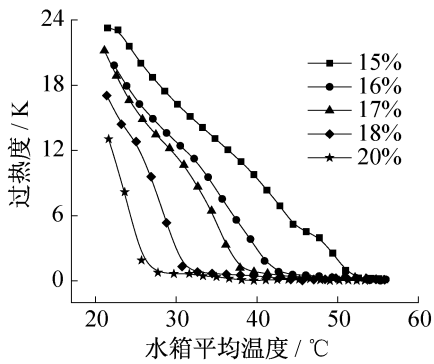


图 4 不同 EEV 开度下压缩机吸气过热度的变化  
Fig. 4 The tendency of superheated temperature at different EEV openings

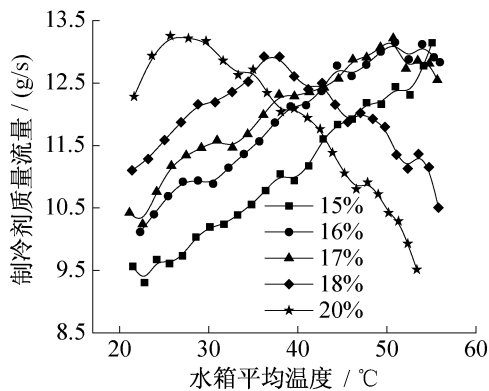


图 5 不同 EEV 开度下制冷剂质量流量的变化  
Fig. 5 The tendency of mass flow at different EEV openings

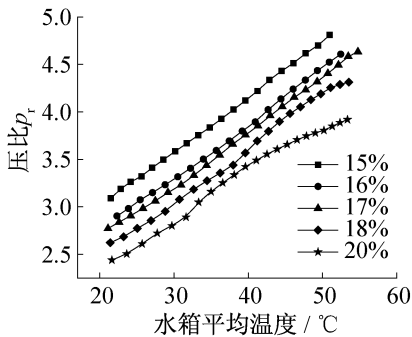


图 6 不同 EEV 开度下压缩机吸排气压比的变化  
Fig. 6 The tendency of compressor pressure ratio at different EEV openings

气压比越小,压缩机功耗越小。所以,在加热前期,EEV 开度越大,系统 COP 越大。

由图 4 可知,随着加热的进行,对于较大的 EEV 开度(18% ~ 20%),水箱平均温度达到 30 °C 左右时,压缩机吸气过热度已达 0 K,压缩机开始吸气带液;而对于较小的 EEV 开度(15% ~ 17%),此时压缩机吸气还有一定的过热度。同时,对比图 5 可以发现,在压缩机吸气带液一段时间后,制冷剂质量流量逐渐下降。这是因为当冷凝器的水侧温度逐渐升高

时,冷凝压力和蒸发压力同时升高,但冷凝压力增长幅度较大。蒸发压力的上升导致了蒸发器中空气与制冷剂的换热温差降低,压缩机吸气过热度降低,甚至进入两相态。压缩机吸气带液会影响其容积效率<sup>[9]</sup>,使制冷剂质量流量开始逐渐下降,系统制热量在加热后期下降。另外,压缩机吸气带液也会影响其等熵压缩效率<sup>[10]</sup>,使压缩机功耗增加。上述原因导致了在加热后期(45 ~ 55 °C),达到相同水箱温度时,EEV 开度越大,压缩机吸气带液程度越大,系统 COP 越小。值得注意的是,压缩机少量吸气带液(吸气干度 0.96 ~ 1),对系统性能有一定改善<sup>[11-12]</sup>。因此,各 EEV 开度下过热度达到 0 K 的点与系统 COP 趋势线交叉点虽然相近,但并非是重合的。

对于相同 EEV 开度,在开始加热时,压缩机功耗会随着压缩机吸排气压比的增大而增大,但由于制冷剂质量流量的变大,系统制热量也逐渐变大,且幅度大于功耗的变化,系统 COP 逐渐上升;随着加热的进行,压缩机逐渐吸气带液,导致容积效率降低,质量流量变小,同时吸气带液也会使压缩机排气温度下降(即冷凝器进口制冷剂温度下降),使系统制热量开始逐渐下降,下降点与压缩机起始吸气带液点相对应,因此系统 COP 逐渐下降。所以,系统 COP 随着水箱内水温逐渐升高而呈现出先上升后下降的趋势。

## 2.2 EEV 控制策略的优化方法

结合以上分析与图 2,提出以水箱平均温度为控制对象调节 EEV 开度的控制方法(以下简称优化 1#),具体操作如下:在系统开机前将 EEV 开度调至 20%,运行至水箱平均温度达到 30 °C 时,即处于图 2 中 EEV 开度 20% 和 18% 的系统 COP 趋势线交叉点时,将 EEV 开度减小至 18% 并保持不变;待运行至水箱平均温度达到 37 °C 时,即处于图 2 中 EEV 开度 18% 和 17% 的系统 COP 趋势线交叉点时,将 EEV 开度减小至 17% 并保持不变;以此类推,直到加热到目标水温 55 °C。

实验结果如图 7 所示,可以看出,优化 1# 的系统 COP 趋势线不论在加热前期还是在加热后期,都高于最大 EEV 开度 20% 和最小 EEV 开度 15% 的系统 COP 趋势线。表 1 是优化 1# 与不同 EEV 开度的系统平均 COP 对比,可以看出,优化 1# 对较大 EEV 开度(18% ~ 20%)的优化效果明显,最大优化率为 24.8%。

然而在实际运行过程中,以水箱平均温度为控制对象调节 EEV 的方法不具有普适性。根据 2.1 节的实验结果分析可知,系统 COP 趋势线交叉是由于此

时较大 EEV 开度下,压缩机吸气带液量较多造成的。因此,提出另一种优化方法,即以压缩机吸气过热度为控制对象调节 EEV 开度(以下简称优化 2#),具体操作如下:在系统开机前将 EEV 开度调至 20%,运行至压缩机吸气过热度小于 0.5 K,且持续 5 min 后,使压缩机少量吸气带液,将 EEV 开度减小至 18%并保持不变;待运行至压缩机吸气过热度再次小于 0.5 K,且持续 5 min 后,将 EEV 开度减小至 17%并保持不变;以此类推,直到加热到目标水温 55℃。

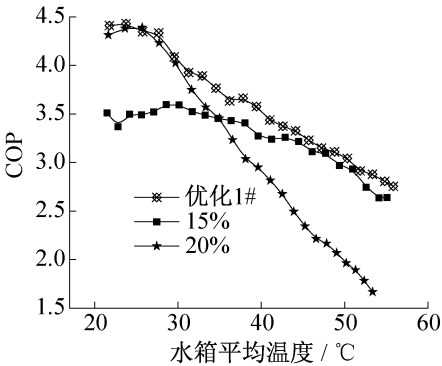


图 7 优化 1#与不同 EEV 开度时系统 COP 对比  
Fig.7 The comparison of COP between optimization #1 and different EEV openings

表 1 优化 1#与各 EEV 开度下系统平均 COP 的对比  
Tab.1 The comparison of average COP of optimization #1 with that at each EEV opening

| 控制方法  | 平均 COP | 优化率/% |
|-------|--------|-------|
| 15%   | 3.24   | 2.7   |
| 16%   | 3.22   | 3.0   |
| 17%   | 3.17   | 4.6   |
| 18%   | 2.76   | 20.2  |
| 20%   | 2.66   | 24.8  |
| 优化 1# | 3.32   | —     |

由图 8 可知,优化 2#的系统 COP 与优化 1#的较为相近,最大相差 4.2%,证明优化 2#方法可行,且优化 2#是以压缩机过热度为对象进行控制,具有普适性。

2.3 优化方法的实验验证

通过改变实验工况,验证优化 2#同样适用于其他工况。设置水流量 8 L/min,初始水温 21℃,入风温度 20℃,EEV 开度从 20%开始调节。实验结果如图 9 所示,可以看出,优化 2#的系统 COP 趋势线要高于最大 EEV 开度(20%)和最小 EEV 开度(13%)的趋势线,且变化趋势与图 8 一致,证明优化 2#的方案

可行且具有适用性。

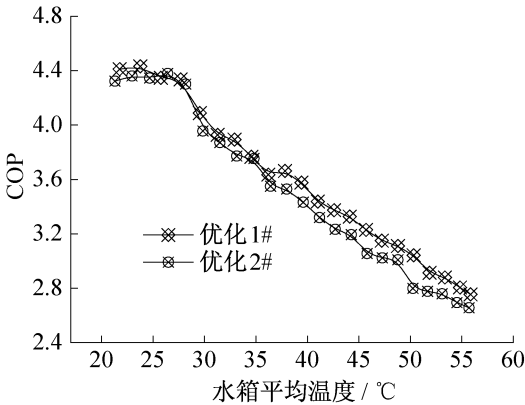


图 8 优化 1#与优化 2#时系统 COP 对比  
Fig.8 The comparison of COP between cptimization #1 and optimization #2

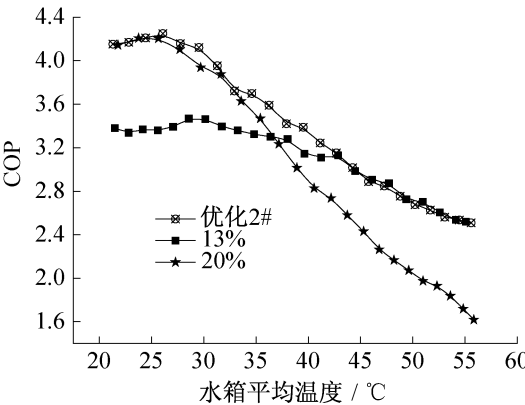


图 9 优化方法实验验证  
Fig.9 The result of the confirmatory experiment

3 结论

以空气源热泵热水器系统为研究对象,通过改变 EEV 开度,研究 EEV 的调节方式对空气源热泵热水器运行性能的影响,得出以下结论:

- 1) 对于相同 EEV 开度,随着系统的运行,系统制热量和系统 COP 均呈现先上升后下降的趋势;对于不同 EEV 开度,在加热前期(20~30℃),当达到相同水箱平均温度时,EEV 开度越大,系统 COP 越大;在加热后期(45~55℃),EEV 开度越大,系统 COP 越小。
- 2) 各 EEV 开度下系统 COP 趋势线会在加热过程中相互交叉,压缩机少量吸气带液会对系统性能有一定改善。所以,交叉点与各 EEV 开度下过热度达到 0 K 的点虽然相近,但并非重合。
- 3) 以水箱平均温度为控制对象调节 EEV 的方法(优化 1#)对系统 COP 有显著的优化作用,最大优化

率为24.8%,但此方法不具有普适性。以压缩机吸气过热度为控制对象调节EEV的方法(优化2#)与优化1#系统COP相比,最大相差4.2%,证明优化2#同样具有较好的优化效果。

4)改变实验工况,通过数据验证了优化2#同样适用于其他工况,具有普适性,可以推广使用。

本文提出的以压缩机吸气过热度为控制对象调节EEV的优化控制方法,主要是针对环境温度较高的工况(环境温度大于15℃),而对于低环境温度工况,蒸发器结霜现象会影响到系统运行性能和EEV调节特性。同时,对于不同型号产品需要进行大量实验验证,找寻最佳控制间隔时间,这在今后的研究中需要重点关注。

本文受上海市动力工程多相流动与传热重点实验室(13DZ2260900)项目资助。(The project was supported by the Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Shanghai Power Engineering (No. 13DZ2260900).)

#### 参考文献

- [1] 张华俊,陈伟,李勇. 空气源热泵热水器研究与发展前景[J]. 供热制冷, 2007(8):11-13. (ZHANG Huajun, CHEN Wei, LI Yong. Study and development future of air/water heat pump water heater[J]. Heating & Refrigeration, 2007(8):11-13.)
- [2] 高渊博,杨紫娟,张洁明,等. 空气源热泵技术研究现状及发展[J]. 区域供热, 2016(4):101-104. (GAO Yuanbo, YANG Zijuan, ZHANG Jieming, et al. The state of art of air source heat pump[J]. District Heating, 2016(4):101-104.)
- [3] 王志华,郑煜鑫,郝吉波,等. R134a空气源热泵热水器实验研究与性能分析[J]. 制冷学报, 2014, 35(3): 71-76. (WANG Zhihua, ZHENG Yuxin, HAO Jibo, et al. Experimental investigation and performance analysis on R134a air source heat pump water heater[J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(3): 71-76.)
- [4] 张良俊,吴静怡,王如竹,等. 热力膨胀阀在空气源热泵热水器系统中稳定特性的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(1):13-16. (ZHANG Liangjun, WU Jingyi, WANG Ruzhu, et al. Experimental research on the stability of thermostatic expansion valve in the system of air source heat pump water heater[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006, 27(1): 13-16.)
- [5] 郭俊杰,吴静怡,王如竹,等. 空气源热泵热水器节流特性试验与分析[J]. 太阳能学报, 2007, 28(9): 1017-1021. (GUO Junjie, WU Jingyi, WANG Ruzhu, et al. Experimental study on the throttle performance of an air-source heat pump water heater[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica,

2007, 28(9): 1017-1021.)

- [6] CHOI J M, KIM Y C. The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube[J]. Energy, 2002, 27(4): 391-404.
- [7] 申江,李园园. 低环温空气源热泵系统的试验研究[J]. 工程热物理学报, 2008, 29(6): 943-946. (SHEN Jiang, LI Yuanyuan. Experimental study on air source heat pump in low temperature ambient[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(6): 943-946.)
- [8] 李卫国,郭宪民,孙涛. 使用电子膨胀阀的热泵热水器动态性能数值模拟与实验研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(4): 25-29. (LI Weiguo, GUO Xianmin, SUN Tao. Numerical simulation and experimental study on the dynamic performance of heat pump water heater with electronic expansion valve[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(4): 25-29.)
- [9] 缪道平. 活塞式制冷压缩机[M]. 2版. 北京:机械工业出版社, 1992. (MIAO Daoping. Piston refrigeration compressor[M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 1992.)
- [10] 孙帅辉,郭鹏程,孙龙刚,等. 变吸气工况R32涡旋压缩机湿压缩过程模拟研究[J]. 西安理工大学学报, 2015, 31(3): 282-288. (SUN Shuaihui, GUO Pengcheng, SUN Longgang, et al. Simulation research on wet compression process in R32 scroll compressor under different suction operational conditions[J]. Journal of Xi'an University of Technology, 2015, 31(3): 282-288.)
- [11] 杨丽辉,陶乐仁,陶宏,等. 滚动转子式压缩机吸气状态与排气温度的实验研究[J]. 制冷学报, 2014, 35(2): 49-53. (YANG Lihui, TAO Leren, TAO Hong, et al. Experimental study on suction refrigeration state and discharge temperature for rolling piston compressor[J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(2): 49-53.)
- [12] YANG Minghong, WANG Baolong, LI Xianting, et al. Evaluation of two phase suction, liquid injection and two phase injection for decreasing the discharge temperature of the R32 scroll compressor[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 59: 269-280.

#### 通信作者简介

陶乐仁,男,教授,上海理工大学能源与动力工程学院,制冷与低温工程研究所,13916356948, E-mail: cryo307@usst.edu.cn. 研究方向:低温制冷系统,低温生物医学技术。

#### About the corresponding author

Tao Leren, male, professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, +86 13916356948, E-mail: cryo307@usst.edu.cn. Research fields: low temperature refrigeration system, cryobio-medical technology.