

文章编号:0253 - 4339(2018) 03 - 0073 - 06

doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2018. 03. 073

## 充注量对空气源热泵热水器性能的影响

袁朝阳 陶乐仁 虞中旻 谷志攀

(上海理工大学能源与动力学院 上海 200093)

**摘要** 本文通过实验比较了热泵热水器在不同制冷剂充注量下的制热性能和电子膨胀阀的调节特性,定量研究了电子膨胀阀调节方式对制热性能的影响。结果表明:阀开度 16% 和定过热度 10 °C 工况下的最佳充注量均为 1.1 kg,相应的最佳整体制热性能 COP<sub>a</sub> 分别为 3.05 和 3.68;过大的充注量降低了制热性能和电子膨胀阀的调节范围;与阀开度调节相比,过热度调节可避免吸气带液的发生;在最佳充注量下,对比阀开度和过热度两种电子膨胀阀调节方式得出,后者制热性能更优。

**关键词** 空气源热泵;变制冷剂质量流量;制热性能;电子膨胀阀;过热度

**中图分类号**:TK124; TU822; TU831.4

**文献标识码**: A

## Effect of Refrigerant Charge on the Performance of Air-source Heat Pump Water Heater

Yuan Zhaoyang Tao Leren Yu Zhongyang Gu Zhipan

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

**Abstract** In this paper, the effects of a refrigerant charge on the system performance of a heat pump water heater and the regulating characteristics of the electronic expansion valve were studied experimentally. The system performance under different regulation modes of electronic expansion valve was also quantitatively analyzed. The experimental results show that 1.1 kg is the best refrigerant charge when the valve opening is 16% and the superheat temperature is 10 °C. The corresponding maximum coefficient of performance (COP<sub>a</sub>) was 3.05 and 3.68, respectively. Excessive refrigerant charge reduces the system performance and the adjustment range of electronic expansion valve. To avoid the liquid suction of compressor, the adjustment of superheated temperature is better than that of valve opening. The system performances of the two regulating modes are compared under the optimum refrigerant charge, and the results show that the superheat regulation method is the best.

**Keywords** air-source heat pump; variable refrigerant mass flow rate; coefficient of performance; electronic expansion valve; degree of superheat

制冷剂作为热泵系统的热载体,不断将热量由低温热源向高温热源转移。制冷剂充注量的变化直接影响热泵装置的工作性能,研究最佳充注量可为优化系统设计、提高系统制热性能提供方法,国内外学者对此进行了大量研究。N. Vjacheslav 等<sup>[1]</sup>由模型估算了系统最佳充注量。J. H. Chae 等<sup>[2]</sup>对复叠热泵在不同充注量下的压缩机功耗、蒸发压力、冷凝压力等进行了实验分析。J. M. Choi 等<sup>[3]</sup>结合系统节流方法对充注量进行了研究。张良俊等<sup>[4]</sup>由实验得出系统各个运行参数对充注量变化的敏感程度。王志华等<sup>[5]</sup>通过改变膨胀阀开度研究了不同充注量下的系统性能。杨强等<sup>[6]</sup>由实验结论提出了判断带有高压储液器的热泵系统充注量是否适量的依据。

针对热泵热水器最佳充注量的研究,目前多使用冰箱、热泵空调等稳态换热装置中的实验结论作为判定依据。认为超过最佳充注量后,冷凝器末端液态制冷剂段延长,冷凝器换热性能变差,制热性能下降,而下降起始点的充注量即为最佳值<sup>[7-10]</sup>。但对于储热式热泵热水器而言,因其循环加热的模式,高温侧不断升高,制冷剂流量和压缩机吸气口过热度时刻变化,运行中极易发生吸气带液现象,降低制热性能<sup>[11-12]</sup>,从而干扰最佳充注量的判定,这在对比制热性能时应加以区分。

张超等<sup>[13]</sup>研究发现充注量过大时蒸发温度和冷凝温度上升,蒸发器未能将冷量完全释放出来,制冷剂以气液两相态离开蒸发器,造成冷量损失,

电功率增大,系统工作性能恶化,在某些情况下不能正常工作。研究充注量对制热性能的影响时,还要考虑系统在不同充注量下的工作适应性自我调节能力。对于使用电子膨胀阀这类可调节阀开度的热泵热水器,虽然较宽的阀开度调节范围满足了电子膨胀阀通过不同调节方式来提升制热性能的要求,并增强了系统的工作适应性,但充注量的变化也改变了电子膨胀阀的调节范围,这一变化对制热性能的影响不可忽视。目前国内外在此方面的研究尚少,可做进一步的研究。

本文以电子膨胀阀调节的空气源热泵热水器为平台,以制冷剂充注量、电子膨胀阀开度和过热度等参数为变量,对制热性能等进行比较分析,以期在系统优化方面得出一些具有参考性的结论。

## 1 热泵热水器实验装置

空气源热泵热水器的性能测试实验在上海理工大学高精度焓差实验室内完成,可控温度  $-10 \sim 45$   $^{\circ}\text{C}$ 。实验中通过一台 Delta 数据采集仪和电脑对各参数进行连续、频繁的采样测量,以确定热泵热水器的制热量及功耗等参数的变化。

实验环境工况设定为  $22$   $^{\circ}\text{C}/16$   $^{\circ}\text{C}$ ,实验装置采

用 R134a 为工质的一体式循环加热空气源热泵热水器,水箱容量为 100 L。压缩机选用 WHP02830-C4AT 型热泵专用滚动转子式压缩机,额定转速为 2 860 r/min (50 Hz),功率为 685 W,理论排气量为 18 mL/r。压缩机吸气和排气口接入丹佛斯 KP 型压力控制器,保护压缩机工作在正常压力范围内。吸气口自带一个壶型储液器 ( $\Phi 70$  mm  $\times$  220 mm),用于保护压缩机,防止吸入过多的液态制冷剂而造成压缩机“液击”损伤。蒸发器采用风冷式翅片管换热器,2 支路,4 排管布置,冷凝器选用逆流套管式换热器,铜管外径为 16 mm,管长为 1 790 mm。节流采用步进电机控制器驱动的直动式电子膨胀阀。

为了直观地评价制热性能,实验测量了主要部件的温度和压力,各测点具体布置位置如图 1 所示。采用压力变送器测量压力,内置式铂电阻测量温度。智能数显功率表测量压缩机、循环水泵和风机的总功耗。所有数据均通过 Delta 数据采集仪传输到电脑中,对运行数据实时调用监控。

充注量由高精度实验室电子天平测量,量程 0 ~ 30 kg,精度 0.1 g。为避免冷凝压力过高导致停机保护,实验测试之前对充注量及电子膨胀阀开度进行多次调试,以保证实验的顺利进行。

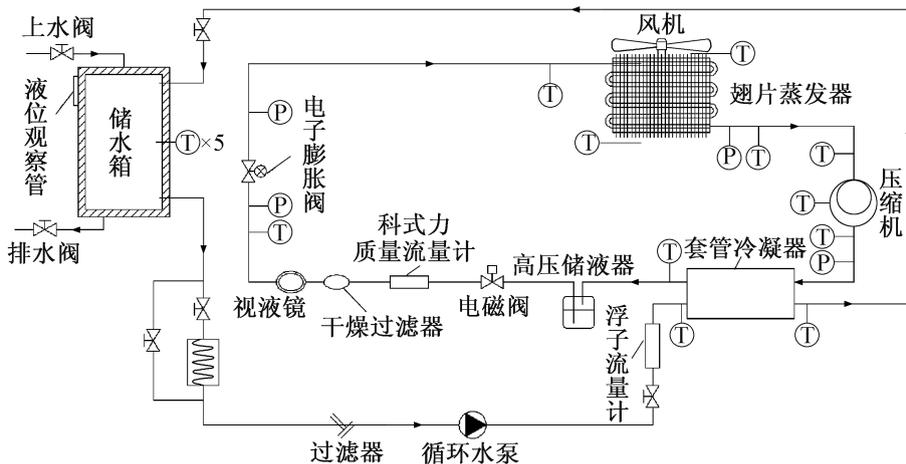


图 1 实验装置原理

Fig. 1 Principle of the experimental installation

## 2 计算公式

实验可测得压缩机吸气温度  $T_{\text{suc}}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )、排气温度  $T_{\text{d}}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )、阀前温度  $T_{\text{v}}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )、制冷剂质量流量  $q_{\text{m}}$  ( $\text{g/s}$ )、蒸发压力  $p_{\text{e}}$  ( $\text{kPa}$ )、系统功耗  $W_1$  ( $\text{W}$ ) 等数据。并由 Refprop9.0 软件得到蒸发温度  $T_{\text{e}}$  ( $^{\circ}\text{C}$ )、排气焓值  $h_{\text{d}}$  ( $\text{kJ/kg}$ ) 和阀前焓值  $h_{\text{v}}$  ( $\text{kJ/kg}$ ),通过公式计算可得以下参数:

压缩机吸气过热度  $T_{\text{sh}}$ :

$$T_{\text{sh}} = T_{\text{suc}} - T_{\text{e}} \quad (1)$$

系统制热量  $Q_{\text{h}}$ :

$$Q_{\text{h}} = q_{\text{m}}(h_{\text{d}} - h_{\text{v}}) \quad (2)$$

逐时制热性能(以下简称 COP):

$$\text{COP} = Q_{\text{h}}/W_1 \quad (3)$$

整体制热性能(平均 COP,以下简称  $\text{COP}_{\text{a}}$ ):

$$COP_a = \frac{4.18(T_{w,end} - T_{w,set})V}{\int_{\tau_1}^{\tau_2} W_t d\tau} \quad (4)$$

式中： $T_{w,set}$  为初始水温，25 ℃； $T_{w,end}$  为终止水温，55 ℃； $\tau_1$ 、 $\tau_2$  分别为初始水温和终止水温下对应的时间，s。

### 3 实验结果与分析

#### 3.1 充注量对 $COP_a$ 的影响

实验对比了电子膨胀阀开度 16% 和定过热度 10 ℃ 时，不同充注量下的  $COP_a$ 。为排除吸气带液的干扰，所有实验均在压缩机吸气过热的状态下进行。

图 2 所示为不同充注量下的  $COP_a$ 。由图 2 可知，阀开度 16% 时， $COP_a$  因充注量增加而先增大后减小。依据  $COP_a$  最大原则，制冷剂最佳充注量为 1.1 kg，对应的最大  $COP_a$  为 3.05。

充注量偏少时，制冷剂流量小而吸气过热度大，蒸发器中过热区长，换热面积未得到充分利用，系统加热时间长， $COP_a$  小。随着充注量的增加，制冷剂载热能力提升，制热性能逐渐改善。然而，当充注量增至过多时，高压储液器内已存储了大量液态制冷剂，甚至漫过储液器积存在冷凝盘管中。此时高压储液器对冷凝器出口工质状态的制约作用消失，其作用仅相当于一定容积的高压管道<sup>[6]</sup>。冷凝器的相变传热面积和传热强度减小，制热量减小，导致  $COP_a$  下降。

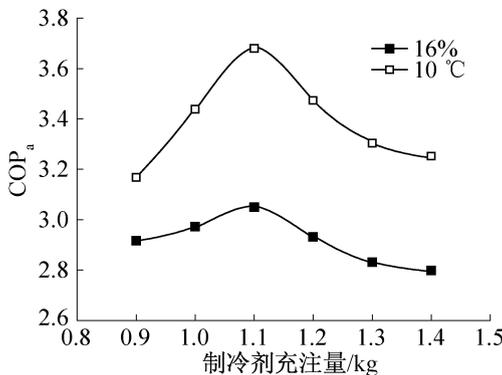


图 2 制冷剂充注量与  $COP_a$  的变化关系

Fig. 2 Relationship between refrigerant charge and  $COP_a$

从图 2 还可看出，定过热度 10 ℃ 时的  $COP_a$  同样先增大后减小，在充注量为 1.1 kg 时达到最大值 3.68。定过热度时的  $COP_a$  始终高于定阀开度时的  $COP_a$ ，原因是在实验过程中，定阀开度运行时系统过热度大部分时间均大于 10 ℃。对于相同的制冷剂充注量，过热度越大说明蒸发器中的换热面积利用的越不充分，换热效果越差，因此定阀开度时的

$COP_a$  相应较小。

#### 3.2 充注量对电子膨胀阀调节范围的影响

定阀开度下运行热泵热水器时，阀开度设置过小，充注的制冷剂未能充分利用而使  $COP_a$  偏低；阀开度设置过大，压缩机在加热中吸气带液， $COP_a$  也会下降<sup>[14]</sup>。对于不同的充注量，电子膨胀阀有其相应的调节范围，阀开度超过调节范围时将不利于系统高效运行。调节范围的大小体现了系统适应能力的强弱<sup>[15-16]</sup>，而充注量改变了调节范围的大小，因此充注量的变化同时影响着系统的适应性。

图 3 所示为不同充注量下，阀开度对  $COP_a$  的影响。阀开度 18% 的  $COP_a$  均高于阀开度 16% 的  $COP_a$ ，两个阀开度下的最佳充注量均为 1.1 kg，此时阀开度未对最佳充注量产生影响。 $COP_a$  的增长率为阀开度由 16% 增大到 18% 时  $COP_a$  的提升幅度，先上升后下降，充注量为 1.2 kg 时存在最大值。

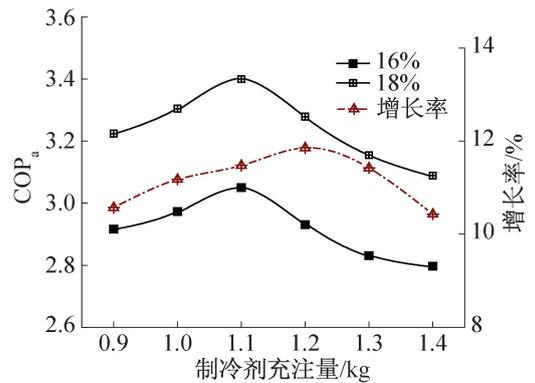


图 3 阀开度对  $COP_a$  的影响

Fig. 3 The effect of valve opening on  $COP_a$

由图 3 可知，充注量小于 1.1 kg 时，阀开度 16% 和 18% 时的压缩机均在吸气过热下运行，增大相同的阀开度，充注量越大制冷剂流量越大，因此  $COP_a$  的增长率上升。充注量大于 1.2 kg 时，阀开度 18% 的系统出现吸气带液现象，部分加热时间的  $COP$  下降，导致  $COP_a$  的增长率下降。因此充注量大于 1.2 kg 后，阀开度 18% 已逐渐超出电子膨胀阀的最佳调节范围，过大的充注量不仅浪费了制冷剂，使  $COP_a$  得不到提升，还缩小了电子膨胀阀的调节范围，降低了系统的适应性。

#### 3.3 电子膨胀阀调节方式对制热性能的影响

由图 2 可知，与定阀开度相比，定过热度下  $COP_a$  较高。为了更好地对比电子膨胀阀调节方式对制热性能的影响，本文在最佳充注量下对系统进行了两组测试实验。实验 1 为阀开度调节，实验前阀开度分别手动设置为 16%、18% 和 19.2%；实验 2 为过热度调

节, 实验中过热度分别稳定在 10、6、4 °C, 运行中过热度由步进电机驱动器调节电子膨胀阀开度来调节控制。

图 4 所示为  $q_m$  与水箱温度的变化关系。阀开度调节时,  $q_m$  随水温的升高不断增大, 阀开度越大  $q_m$  越大。过热度调节时, 过热度低的  $q_m$  大, 但变化趋势较为平缓。这是因为冷凝温度和压比的升高虽使  $q_m$  增大, 但在不断减小阀开度来稳定过热度时又减缓了  $q_m$  的增长速率。

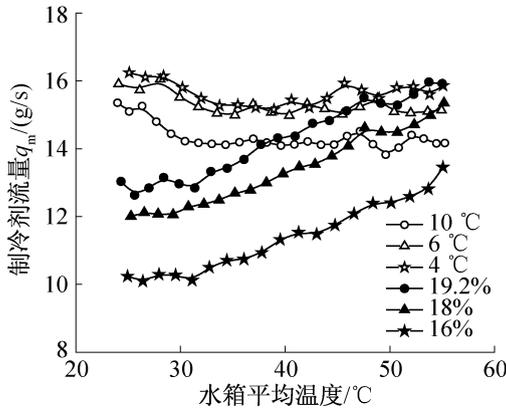


图 4 制冷剂质量流量的变化

Fig. 4 Variation of refrigerant mass flow

系统制热量与  $q_m$  有关。由图 5 可知, 二者变化趋势基本一致。阀开度 19.2% 时系统少量吸气带液, 此时  $q_m$  并未下降但制热量却已出现下降拐点。这是由于吸气带液降低了排气温度, 减小了冷凝器进出口焓差, 所以制热量在吸气带液后出现下降趋势。

对比两种调节方式可知, 阀开度调节类似于毛细管节流, 开度固定不变, 系统运行区间受限, 适应性差。过热度调节发挥了电子膨胀阀对制冷剂流量精准控制的优势, 使系统在  $q_m$  大且吸气过热的条件下运行, 因此其制热量普遍高于阀开度调节的制热量。

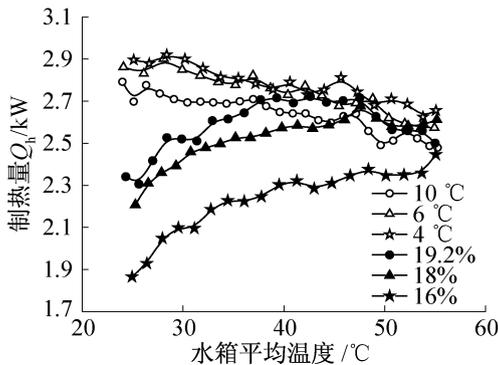


图 5 制热量的变化

Fig. 5 Variation of heating capacity

气压比与冷凝温度同步升高,  $q_m$  随压比的升高而增大。由图 6 可知, 增大阀开度和降低过热度, 功耗增加, 但其变化对功耗的影响较小。相同水温下, 功耗皆在 10% 以内变化, 增长幅度明显低于制热量。表明适当增大阀开度或减小过热度皆可提升制热性能。

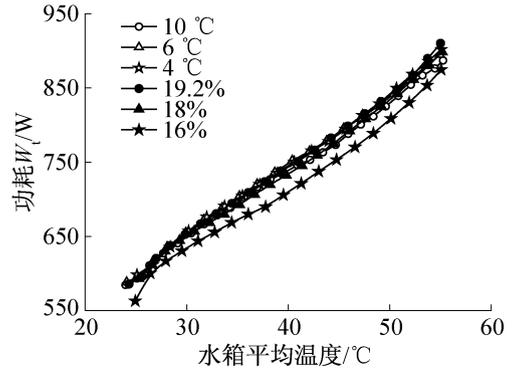


图 6 功耗的变化

Fig. 6 Variation of power consumption

图 7 所示为两种调节方式对 COP 的影响。图中 COP 曲线均呈下降趋势, 曲线间差值不断减小, 变化区间整体呈三角形。在开始加热时过热度调节对 COP 的提升较大, 随着加热的进行, 提升幅度逐渐减小, 与阀开度调节相比, 过热度调节对 COP 的提升主要集中在加热初期阶段。结合图 5 和图 6 可知, 两种调节方式下系统功耗的变化较小, COP 的差别主要由制热量的变化引起。加热初期 (25 ~ 40 °C), 阀开度调节的过热度远大于 10 °C, 相应的制冷剂流量小、制热量低, 所以 COP 与过热度调节的差距较大。随着水温的升高, 阀开度调节的制热量升高而过热度调节的制热量基本不变, 二者差距不断减小, 因此在加热后期过热度调节对 COP 的提升幅度明显降低。

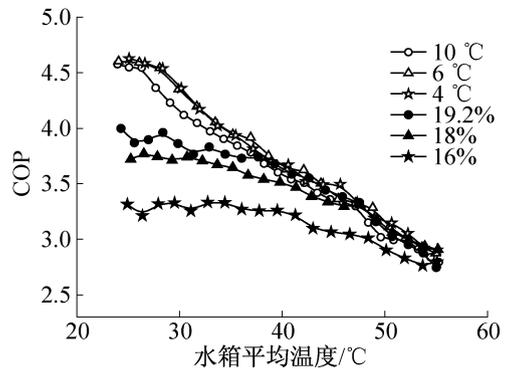


图 7 COP 的变化

Fig. 7 Variation of COP

对于阀开度调节, 对比 16% 与 18% 发现, 加热过程中压缩机吸气过热时, 阀开度大的 COP 始终较大。对于 18% 和 19.2% 而言, COP 曲线在加热过程中有

交叉,原因是由于压缩机吸气带液降低了系统制热量。阀开度 19.2% 的吸气带液时间较短,与阀开度 18% 相比,COP 大部分时间较大,所以二者曲线虽交叉但增大阀开度 COP<sub>a</sub> 仍增大。然而,若阀开度一直增大,COP 曲线与上一阀开度的交叉点会不断提前,终会出现 COP<sub>a</sub> 因阀开度增大而减小的情况<sup>[12]</sup>。此时较低 COP<sub>a</sub> 与小阀开度下 q<sub>m</sub> 不足明显不同,这是由阀开度较大造成压缩机大量吸气带液所引起。

对于过热度调节,过热度越低 COP 越大。相同水箱温度,过热度低时,其对应的阀开度大,COP 高。且因压缩机吸气过热,各 COP 曲线未出现交叉。

总结电子膨胀阀的两种调节方式可知,运行中只要有较大的 q<sub>m</sub> 和较小的过热度,系统即可获得较高的 COP<sub>a</sub>。图 8 所示为运行方法对 COP<sub>a</sub> 的影响,由图 8 可知,与增大阀开度相比,降低过热度对 COP 的提升并不明显。原因是阀开度的变化对 q<sub>m</sub> 的影响大,而 q<sub>m</sub> 的变化对过热度的影响大,因此过热度调节时,其变化梯度远小于阀开度调节的变化梯度。

过热度调节的结果表明,热泵在 10 °C 以内的低过热度下运行时,过热度的变化对性能的影响较小,原因是阀开度的区别较小,系统对过热度稳定值的控制要求不高。说明系统只要保证在 10 °C 以内的过热度下运行,即可达到与精准控制定过热度相近的制热性能,可大幅降低电子膨胀阀的调节要求。

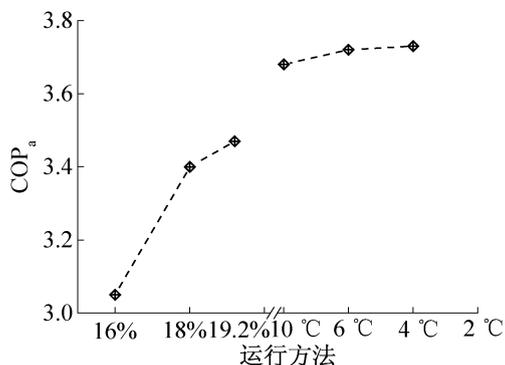


图 8 运行方法对 COP<sub>a</sub> 的影响

Fig. 8 The effect of operating methods on COP<sub>a</sub>

## 4 结论

本文以空气源热泵热水器为平台,以制冷剂充注量、电子膨胀阀开度和过热度等参数为变量,对热泵热水器性能进行实验研究与分析,得出如下结论:

1) 压缩机吸气过热时,电子膨胀阀开度 16% 和定过热度 10 °C 工况下的系统最佳充注量均为 1.1 kg,相应的最大 COP<sub>a</sub> 分别为 3.05 和 3.68。

2) 充注量过大,不仅浪费了制冷剂,使制热性能

得不到提升,还缩小了电子膨胀阀的调节范围,降低了系统的适应性。

3) 对比电子膨胀阀两种调节方式在最佳充注量下的制热性能,发现较大的制冷剂质量流量和较小的过热度是提升制热性能的关键。与阀开度调节相比,过热度调节更具优势。且系统对于 10 °C 以内的定过热度控制要求不高,今后可进行进一步实验研究,以获得更简便的调节方式。

本文受上海市动力工程多相流动与传热重点实验室项目(1N-15-301-101)资助。(The project was supported by the Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer in Shanghai Power Engineering (No. 1N-15-301-101).)

## 参考文献

[1] VJACHESLAVA N, ROZHENTSEVB A, WANG Chichuan. Rationally based model for evaluating the optimal refrigerant mass charge in refrigerating machines[J]. Energy Conversion and Management, 2001, 42(18): 2083-2095.

[2] CHAE J H, CHOI J M. Evaluation of the impacts of high stage refrigerant charge on cascade heat pump performance [J]. Renewable Energy, 2015, 79: 66-71.

[3] 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.

[4] 张良俊, 吴静怡, 王如竹. 充注量对小型热泵热水器性能影响的实验及分析[J]. 上海交通大学学报, 2006, 40(8): 1307-1311. (ZHANG Liangjun, WU Jingyi, WANG Ruzhu. Experimental study on the performances of small sized heat pump water heater at different R22 charge [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2006, 40(8): 1307-1311.)

[5] 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, ZHEN 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.)

[6] 杨强, 王怀信. 带有高压贮液器的热泵系统不同充注量下的实验研究 [J]. 制冷学报, 2006, 27(3): 50-53. (YANG Qiang, WANG Huaixin. Experimental research on heat pump system with high pressure liquid receiver at different refrigerant charges [J]. Journal of Refrigeration, 2006, 27(3): 50-53.)

[7] 刘金平, 祁元龙, 曹乐. 制冷剂充注量对冷藏柜制冷性能影响的试验研究 [J]. 低温与超导, 2010, 38(12): 37-43. (LIU Jinping, QI Yuanlong, CAO Le. Experimental

- study on the effect of the charge of refrigerant on refrigerated cabinet performance [J]. *Cryogenics and Superconductivity*, 2010, 38(12): 37-43. )
- [8] 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. (LIU Jie, ZHAO Yu, QI Zhaogang, et al. Impact of refrigerant charge on mobile air conditioning system with new heat exchanger [J]. *Journal of Refrigeration*, 2011, 32(1): 12-15. )
- [9] 杨萍,王铁,纪志坚,等. R134A 充注量对内藏式冷柜系统影响的试验研究[J]. 流体机械, 2014, 42(2): 1-4. (YANG Ping, WANG Tie, JI Zhijian, et al. Experiment study on the effect of R134A charge quantity on the built in refrigerator system [J]. *Fluid Machinery*, 2014, 42(2): 1-4. )
- [10] 王海峰,孙亚娟,王冲,等. 多功能空调热水器的改进及最佳充注量的研究[J]. 制冷技术, 2013, 33(3): 27-30. (WANG Haifeng, SUN Yajuan, WANG Chong, et al. Improvement of multifunctional air conditioning water heater and research on optimal refrigerant charge [J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2013, 33(3): 27-30. )
- [11] 杨丽辉,陶乐仁,李芳芹,等. 压缩机少量吸气带液对制冷系统性能的影响[J]. 制冷学报, 2014, 35(5): 83-87. (YANG Lihui, TAO Leren, LI Fangqin, et al. Influence of a little liquid entrainment into compressors on refrigerating system performance [J]. *Journal of Refrigeration*, 2014, 35(5): 83-87. )
- [12] 陶宏,杨军,刘春慧,等. 吸气过热度对滚动转子式压缩机性能影响的实验研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(6): 25-29. (TAO Hong, YANG Jun, LIU Chunhui, et al. Experimental investigation on effect of suction gas superheat on rotary compressor performances [J]. *Journal of Refrigeration*, 2011, 32(6): 25-29. )
- [13] 张超,刘泽华,张小红,等. 空气源热泵热水器制冷剂充注量的试验研究[J]. 制冷与空调(北京), 2016, 16(9): 41-44. (ZHANG Chao, LIU Zehua, ZHANG Xiaohong, et al. Experimental study on refrigerant charge in air source heat pump water heater [J]. *Refrigeration and Air-conditioning*, 2016, 16(9): 41-44. )
- [14] 韩磊,陶乐仁,郑志皋,等. 回气带液对滚动转子压缩制冷系统性能影响实验研究[J]. 制冷学报, 2010, 31(4): 22-34. (HAN Lei, TAO Leren, ZHENG Zhigao. Experiment on effect of liquid-refrigerant return on performance of refrigerant system with rolling rotor compressor [J]. *Journal of Refrigeration*, 2010, 31(4): 22-34. )
- [15] 田怀璋,朱瑞琪,刘星. 电子膨胀阀技术综述[J]. 流体工程, 1992, 20(7): 1-5. (TIAN Huaizhang, ZHU Ruiqi, LIU Xing. The review of the electronic expansion valve [J]. *Fluid Engineering*, 1992, 20(7): 1-5. )
- [16] 商萍君,易佳婷. 电子膨胀阀的优势和发展趋势[J]. 制冷与空调(四川), 2007(2): 72-76. (SHANG Pingjun, YI Jiating. Advantages and developing trend of electrical expansion valve [J]. *Refrigeration and Air Conditioning*, 2007(2): 72-76. )

#### 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.