

变工况下跨临界二氧化碳空气源热泵系统 性能的实验研究

郑梓君, 陶乐仁, 林智博, 虞中旻

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要:以跨临界二氧化碳空气源热泵系统为研究对象,研究了电子膨胀阀开度、压缩机频率对系统 COP 以及制热量的影响,并提出更高效的热泵运行方案。实验结果表明:在不同的阀开度下,系统 COP 均出现先上升后下降的趋势,随着加热过程进行,阀开度越大 COP 下降的幅度越大;压缩机频率的提升会使系统最大 COP 下降;系统在 75 Hz 下加热水箱温度至 38 °C 后,将系统频率调节至 85 Hz 可以使系统在保持高 COP 运行的同时减少加热时长,加热速率提升约 18%。

关键词:二氧化碳;空气源热泵;实验研究

中图分类号:TK221 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.mdjgc.2022.10.007

[引用本文格式]郑梓君,陶乐仁,林智博,等.变工况下跨临界二氧化碳空气源热泵系统性能的实验研究[J].热能动力工程,2022,37(10):60-65. ZHENG Zi-jun,TAO Le-ren,LIN Zhi-bo,et al.Experimental investigation on transcritical carbon dioxide air source heat pump system performance under variable working condition[J].Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2022,37(10):60-65.

Experimental Investigation on Transcritical Carbon Dioxide Air Source Heat Pump System Performance under Variable Working Condition

ZHENG Zi-jun,TAO Le-ren,LIN Zhi-bo,YU Zhong-yang

(College of Energy and Power Engineering,University of Shanghai for Science and Technology,Shanghai,China,Post Code:200093)

Abstract: The transcritical carbon dioxide air source heat pump system was taken as the research target, to research the impact of different adjustment methods on system performance and heating capacity by changing the openings of the electronic expansion valve (EEV) and the frequency of the compressor, and propose a operation plan for optimizing the heat pump. The experimental results show that as the heating process progresses, the COP and heating capacity of the system under different EEV openings both increase first and then decrease. The larger the openings of EEV is, the greater the decrease of COP is. The increase of the compressor frequency will reduce the maximum COP of the system. After the system heats the water tank temperature to 38 °C at 75 Hz, adjusting the system frequency to 85 Hz can reduce the heating time and increase the heating rate by about 18% while maintaining high COP operation of the system.

Key words: carbon dioxide, air source heat pump, experimental investigation

引言

在跨临界 CO_2 热泵研究发展过程中关于压缩机最优排气压力的研究是一大热点。Kauf F 等人^[1-3]理论分析了最优排气压力产生的原因,并指出最优排气压力会随着不同的工况条件变化。Wang Shouguo 等人^[4]得出目标出水温度的提升会使最优排气压力点右移,导致系统达到 COP 峰值点时所对应的气冷器出口制冷剂温度升高。祝银海等人^[5]研究了压缩机频率与系统出水温度的变化对最优排气压力的影响,并对热泵进行优化。同时,祝银海等人^[6]人采用喷射器和膨胀机代替节流阀装置进行实验,结果表明,压缩机转速的提升会使得制热量上升,COP 下降。Sarkar J 等人^[7]开发了一种带回热器的跨临界二氧化碳同步加热和冷却的系统模型。Kim 等人^[8]在 CO_2 系统中引入了回热器、两级压缩循环等改进循环。Yudonago J 等人^[9-10]对回热器的流动和传热过程进行了数值分析,结果发现,进口温度和质量流量对于回热器高压侧流动传热的影响非常显著。在夏季工况下,使用回热器有益于提升 CO_2 跨临界循环的性能,而引入回热器无法提升 CO_2 亚临界循环的性能^[11-12]。在带回热器的热泵性能研究中,改变工况提升热泵性能是目前研究的主流。电子膨胀阀的调节对循环加热系统性能的影响研究与机理性研究较少。因此,本文以小型 CO_2

热泵实验系统为研究对象,探究在不同的电子膨胀阀开度和不同压缩机频率下系统性能参数的变化,分析了其变化的机理与规律,并针对循环式加热模式提出优化系统运行参数的方案。

1 实验原理及方法

1.1 实验装置

带回热器的小型空气源 CO_2 热泵实验台如图 1 所示。 CO_2 跨临界循环系统压缩机选用松下 CO_2 双转子变频压缩机,型号为 C-CV153H0P,压缩机频率范围为 75 ~ 200 Hz,理论容积 4.5 cm^3/r 。气冷器选用的是同轴套管式换热器,壳程走制冷剂,管程走水。回热器的结构与气冷器一样,壳程走高压 CO_2 ,管程走低压 CO_2 。蒸发器采用翅片管式冷风机,型号为 GACC CX040. 1/1 - 40. A,配有额定风量为 3 150 m^3/h 的轴流风机。节流装置选用 1 个电子膨胀阀,最大工作压力为 15 MPa,水循环系统使用了 1 个蓄热水箱增加系统水容量并以此完成循环水加热实验。水泵采用 3 档可调热水泵,转速调节范围为 1 450/1 900/2 200 r/min 。依靠水泵增压提供内部水循环的运转动力。实验测量与控制系统使用涡轮流量计测量循环系统水侧的体积流量。温度传感器选用跨临界循环热泵常用的 T 型热电偶作为主要测温元件,精度等级为 A 级。数据采集系统选用西门子 S7 - 300 型 PLC 模块。

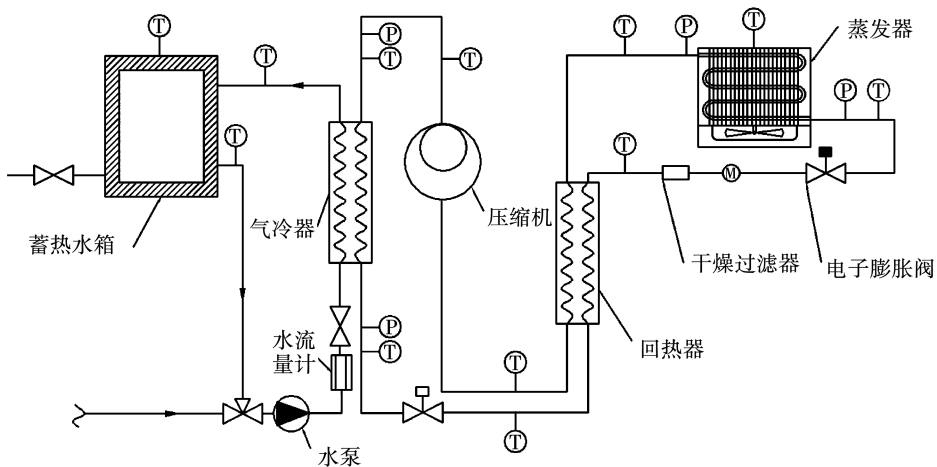


图 1 跨临界 CO_2 热泵实验台系统

Fig. 1 Transcritical CO_2 heat pump test bench system

1.2 实验方法

环境温度控制在 $(24 \pm 1)^\circ\text{C}$, 水侧进水温度为 22°C , 加热终止水温为 45°C , 调节水流量为 2.7 L/min 。手动调节脉冲变换器, 使各组实验阀开度分别为 40%, 37% 和 35%, 在 75 Hz 压缩机频率下运行实验系统, 加热水温至终止温度, 并记录数据。手动调节变频器, 将压缩机频率分别控制为 75, 80 和 85 Hz,

1.3 计算公式

根据测得的实验数据, 查询不同状态点下 CO_2 物性参数后, 计算相关参数。

水箱平均温度:

$$t_{\text{ave}} = \frac{1}{5}(t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5) \quad (1)$$

制冷剂侧制热量 Q_c :

$$Q_c = m_r(h_3 - h_4) \quad (2)$$

水侧制热量 Q_w :

$$Q_w = V_w \rho_w c_{p,w} \Delta t \quad (3)$$

压缩机输入功 W_{comp} :

$$W_{\text{comp}} = \sqrt{3} U_{\text{comp}} I_{\text{comp}} \cos\varphi \quad (4)$$

系统 COP:

$$\text{COP} = \frac{Q_w}{W_{\text{comp}}} \quad (5)$$

式中: t_{1-5} —水箱 5 个测温点的温度, $^\circ\text{C}$; m_r —制冷剂质量流量, kg/s ; V_w —水的体积, m^3 ; ρ_w —水的密度, kg/m^3 ; $c_{p,w}$ —水的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; Δt —水温升, $^\circ\text{C}$; U_{comp} —压缩机线电压, V ; I_{comp} —压缩机线电流, A ; $\cos\varphi$ —功率因数。

2 实验结果与分析

2.1 不同阀开度下对系统性能的影响

75 Hz 频率不同阀开度下系统 COP 及制热量的变化如图 2 ~ 图 3 所示。同一阀开度下, 随着水箱内水温逐渐升高, 系统 COP 先上升后下降; 在加热前期 ($21 \sim 28^\circ\text{C}$), COP 不断上升, 且阀开度越大, 系统 COP 越大。随着加热过程的进行, 电子膨胀阀开度越大, 系统 COP 下降越快。在加热后期 ($40 \sim 45^\circ\text{C}$), 系统阀开度越大, 系统 COP 越小。

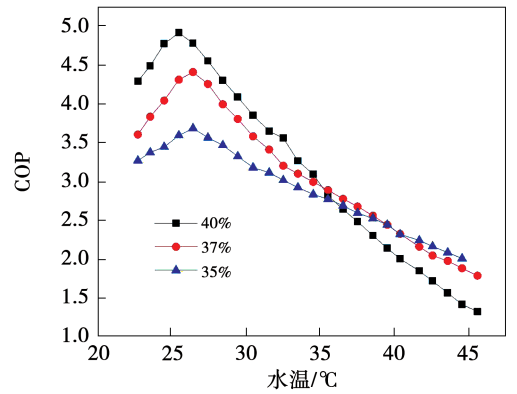


图 2 75 Hz 频率、不同阀开度下系统 COP 的变化
Fig. 2 Variations of system COP under different EEV openings at 75 Hz frequency

同一阀开度下, 在加热初期电子膨胀阀开度越大、系统工质的质量流量越大, 此时气冷器进口压力较低并处于快速爬升状态, 工质处于亚临界区域, 其制热量随着排气压力的上升而快速上升。到达一定的排气压力后, 随着水箱温度的继续上升, 蒸发压力也不断上升, 但蒸发压力上升的速度不及排气压力导致压缩比不断提升使系统效率下降, CO_2 质量流量降低的幅度变大, 制热量开始随着加热进行持续降低直至加热结束。在达到最大制热量后, 阀开度越大, 工质质量流量的下降幅度越大, 制热量下降的速率越快。上述原因导致电子膨胀阀开度越大, 在达到最大制热量后系统制热量降低幅度越大。

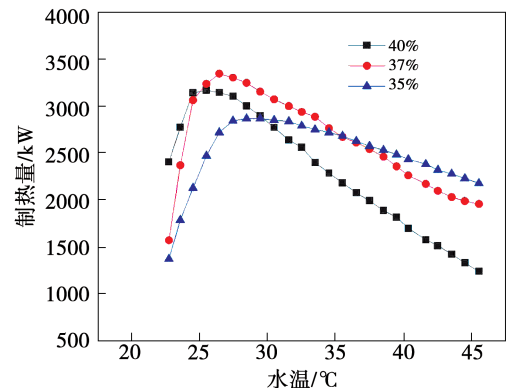


图 3 75 Hz 频率、不同阀开度下系统制热量的变化
Fig. 3 Variations of system heating capacities under different EEV openings at 75 Hz frequency

在热泵实验系统中, 水箱温度的不断上升会使

压缩机排气压力持续升高,排气压力变化影响着不同状态点下 CO_2 的焓值,从而对系统制热量产生影响,结合压缩比的变化进而对系统 COP 产生影响。不同阀开度下系统排气压力和压缩比的变化如图 4 ~ 图 5 所示。

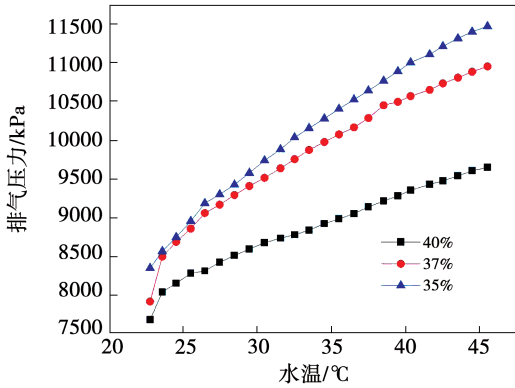


图 4 不同阀开度下排气压力的变化

Fig.4 Variations of system exhaust pressures under different EEV openings

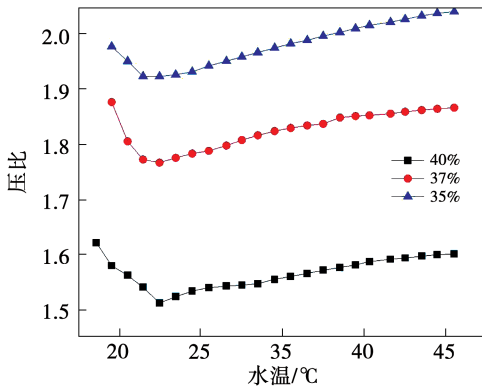


图 5 不同阀开度下压缩比的变化

Fig.5 Variations of compression ratios under different EEV openings

在加热过程全程,压缩机功耗会随着排气压力与压缩比的上升而不断上升。在加热前期(22 ~ 28 °C),阀开度越大,制热量越大,其 COP 也越大。

CO_2 热泵系统中的制热量受到工质在气冷器中的进出口焓值所影响,并随着水温的上升如图 3 所示呈现先上升后下降的趋势。由于 CO_2 特殊等温线的影响, CO_2 在不同温度区间下的焓值变化很大。 CO_2 出口温度对其焓值影响如图 6 所示。由图

6 可知,在靠近临界点的亚临界区域及在临界点附近的临界区域, CO_2 等温线均十分平缓,随着工质的状态偏离临界点,其等温线变越来越陡峭^[13]。在加热初期,气冷器出口压力上升,跨临界 CO_2 受其特殊等温线的影响, CO_2 焓值会随着温度的快速上升而增大,在接近临界点的临界区域尤为明显^[14],焓值的增大使得系统制热量快速增大。当工质的温度在 8 MPa 压力下从 40 °C 增加到 60 °C 时,其出口焓对应增量 Δh_2 仅为 8 MPa 压力下从 20 到 40 °C 的焓增量 Δh_1 的 35%。在 50 ~ 100 °C 间的温度曲线比 20 °C ~ 50 °C 间的温度曲线要更加密集,这意味着加热前期气冷器入口温度从 20 °C 不断提升过渡至加热后期气冷器入口温度达到 100 °C 的过程中,温度和压力的上升所引起的 CO_2 焓值上升幅度越来越小。电子膨胀阀开度越小蒸发压力越低,低压差不断加大使得压缩比不断增大,导致系统功耗也不断增大。可见,系统 COP 在加热前期达到峰值后呈现不断下降的趋势,这是制热量不断减小以及系统功耗不断上升所导致。但较大的阀开度会导致制热量下降的幅度增大。在加热后期(40 ~ 45 °C),阀开度越大 COP 越小。在进行系统性能优化时可以依照 COP 的变化趋势调整阀开度以达到 COP 最优。

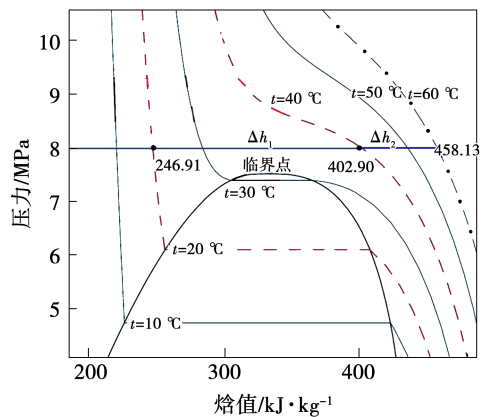


图 6 CO_2 出口温度对其焓值的影响

Fig.6 The influence of CO_2 outlet temperature on its enthalpy

2.2 不同压缩机频率对系统性能的影响

不同压缩机频率下系统 COP 及制热量的变化如图 7 ~ 图 8 所示。由图 7 和图 8 可以看出,在电子

膨胀阀开度相同的情况下,压缩机频率增大所能达到的最大 COP 越低。这是由于,在压缩机转速增加后压缩机功耗开始随着转速的增加而提升。压缩机转速增加导致的 CO₂ 质量流量的上升,使系统加热过程的制热量提高。压缩机频率的提升会快速提高气冷器进口压力,在进出口水温相差较大的加热前期,更高的压缩机转速会造成更大的压缩比差,因此功耗也更大,此时压缩机频率提升引起的制热量增加不及所造成的耗功增量。不同于一次加热模式,水箱循环加热方式会使系统进水温度不断上升,蒸发压力也不断上升,压缩比的提升幅度不大,功耗的提升幅度较小,更高的压缩机转速提供的制热量收益变大。因此,在加热过程中压缩机频率越大,COP 下降的幅度越小,在加热后期(40 ~ 46 °C)压缩机频率越大 COP 越大。

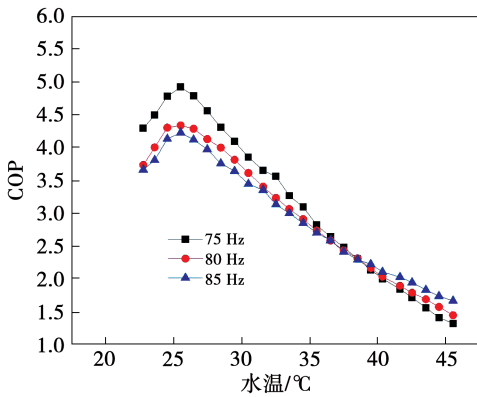


图 7 不同运行频率下系统 COP 的变化

Fig. 7 Variations of system COP at different frequencies

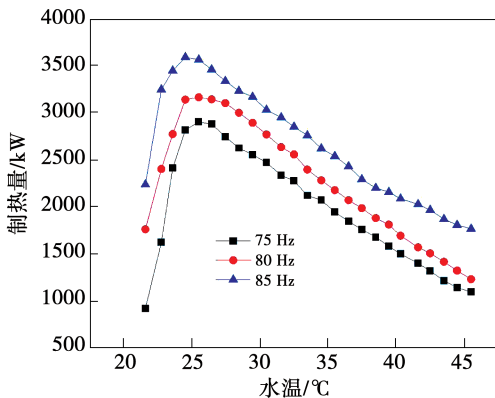


图 8 不同运行频率下系统制热量的变化

Fig. 8 Variations of system heating capacities at different frequencies

2.3 提升压缩机频率对热泵加热速率的影响

不同压缩机频率下的水箱加热时长如图 9 所示。由图 9 可知,压缩机频率的上升,会使水箱完成加热的速度加快,这是由于压缩机的转速加快,制热量上升,出口水温上升的速度加快。在 21 ~ 38 °C 的加热过程中,压缩机频率越高 COP 越低,但加热耗时与低频工况下的耗时相差无几。80 与 85 Hz 的加热耗时相同,比 75 Hz 下的耗时仅少 1 min,提升速率为 2%; 在 38 ~ 45 °C 加热过程中,压缩机频率越高 COP 越高,加热速率的提升幅度变大。80 Hz 下的加热耗时比 75 Hz 下的加热耗时少 9 min,加热速率提升 26.5%。85 Hz 下的加热耗时比 75 Hz 下的加热耗时少 15 min,加热速率提升 44%。

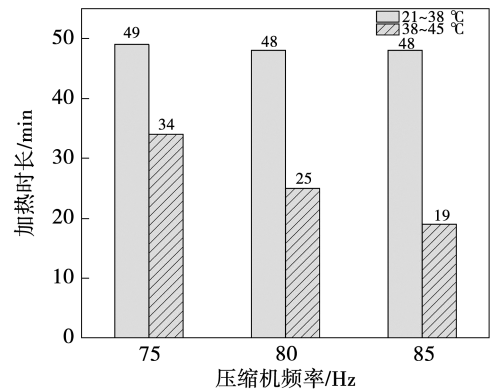


图 9 不同压缩机频率下的水箱加热时长

Fig. 9 The heating time of water tank at different frequencies

基于其加热耗时分布以及 COP 曲线的特性,在进行实际加热的过程中,可以在水箱加热到 21 ~ 38 °C 时调节阀开度到 40%,在 38 °C 后调节阀到 35%,可以使系统在高 COP 下快速提升水箱温度。

3 结论

对小型 CO₂ 跨临界热泵热水器实验系统的循环加热实验进行研究。调节阀开度,压缩机频率以研究不同变量对系统的影响,对比不同工况下系统性能的优劣并分析产生趋势的机理,得出结论:

(1) 同一阀开度下,加热过程中系统 COP 和系统制热量均呈现先上升后下降的趋势;不同的阀开

度下,在加热前期(21 ~ 28 °C),相同的水箱平均温度下,阀开度越大系统 COP 越大;随着加热的进行,在加热后期(40 ~ 45 °C),阀开度越大系统 COP 越小。

(2) 更高的压缩机频率会使系统所能达到的最大 COP 下降,同时具有更高的系统制热量。在加热前期(22 ~ 38 °C),压缩机频率越高系统 COP 越小。在加热水箱温度到达 38 °C 后,压缩机频率越高 COP 越大。

(3) 在 21 ~ 38 °C 的加热过程中,80 及 85 Hz 工况下水箱完成加热的时长为 48 min,75 Hz 工况下为 49 min。在 38 ~ 45 °C 的加热过程中,75 Hz 加热完成时长为 34 min;80 Hz 加热完成时长为 25 min,相较 75 Hz 工况,加热速率提升了 26.5%;85 Hz 加热完成时长为 19 min,相较 75 Hz 工况,加热速率提升了 44%。采用该方案完成的热泵加热全过程相较于 75 Hz,加热速率总体提升可以达到 18%。

(4) 在水箱温度达到 38 °C 时,提高压缩机运转频率,可以极大程度缩减加热时长,提升系统 COP。

参考文献:

[1] KAUF F. Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂ refrigeration cycles [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 1999, 38(4): 325 - 330.

[2] CHEN Ying, GU Jun-jie. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2005, 28(8): 1238 - 1249.

[3] 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*, 2004, 29(5): 735 - 743.

[4] WANG Shou-guo, TUO Han-fei, CAO Feng, et al. Experimental investigation on air-source transcritical CO₂ heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2013, 36: 701 - 716.

[5] 祝银海,李聪慧,姜培学. 跨临界 CO₂ 热泵高温热水器性能实验研究 [J]. *工程热物理学报*, 2018, 39(10): 2113 - 2117.

ZHU Yin-hai, LI Cong-hui, JIANG Pei-xue. Experimental investigation of transcritical CO₂ heat pump high-temperature water heater [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2018, 39(10): 2113 - 2117.

[6] ZHU Yin-hai, HUANG Yu-lei, LI Cong-hui, et al. Experimental investigation on the performance of transcritical CO₂ ejector-expansion heat pump water heater system [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 167: 147 - 155.

[7] SARKAR J, BHATTACHARYYA S, RAM M G. Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27(8): 830 - 838.

[8] KIM M H, PETERSEN J, BULLARD C W. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems [J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2004(30): 74 - 119.

[9] YUDONAGO J, FLORES J, BLANCAS F. Numerical investigation of CO₂ behavior in the internal heat exchanger under variable boundary conditions of the transcritical refrigeration system [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017(115): 1063 - 1078.

[10] RIGOLA J, ABLANQUE N, CARLOS D. Numerical simulation and experimental validation of internal heat exchanger influence on CO₂ transcritical cycle performance [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2010(33): 664 - 674.

[11] LOPIS R, SANZ-KOCK C, CABELLO R, et al. Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ subcritical refrigeration cycle with gas-cooler [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015(80): 31 - 41.

[12] ZHANG Fu-zhen, JIANG Pei-xue, LIN Yu-shu, et al. Efficiencies of subcritical and transcritical CO₂ inverse cycles with and without an internal heat exchanger [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011(31): 432 - 438.

[13] YANG Lin-xiao, WEI Xin-li, ZHAO Lin-hua, et al. Experimental study on the effect of compressor frequency on the performance of transcritical CO₂ heat pump system with regenerator [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 150: 1216 - 1223.

[14] QIN Xiang, LIU Hua-dong, MENG Xiang-rui, et al. A study on the compressor frequency and optimal discharge pressure of the transcritical CO₂ heat pump system [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019, 99: 101 - 113.