文章编号：1008－8857(2025)01－0019－08 **DOI**: 10.13259/j.cnki.eri.2025.01.003

CO_2 管翅式蒸发器低温工况下运行的实验研究

谢海英，李世豪，吕 静，黄佳豪，马思彤
（上海理工大学 环境与建筑学院，上海 200093）

摘 要：受低温环境的影响，CO_2 空气源热泵蒸发器性能不佳，从而使得热泵性能下降。通过实验研究 CO_2 热泵热水机管翅式蒸发器在夏热冬冷地区低温环境下的运行性能，分析了进水温度、进水流量、环境温度和相对湿度对其性能的影响。结果表明：进水参数间接影响蒸发器性能，当进水温度由 9 ℃ 上升至 15 ℃ 时，CO_2 干度、质量流量均增大，使得蒸发器吸热量减小，从而缓解了结霜导致的蒸发温度降低问题，但机组功耗增大。随着进水流量由 80 L/h 增加至 120 L/h，蒸发温度和蒸发器入口 CO_2 干度均减小，但蒸发器吸热量增大，使得结霜导致的性能恶化情况更为严重。当环境干球温度由−4 ℃ 上升至 4 ℃ 时，蒸发温度由−9.1 ℃ 上升至 1.6 ℃，且蒸发器与环境的换热温差增大；而相对湿度越大，蒸发温度和蒸发压力越早开始下降且降幅越大。进水流量越小，进水温度越高，则蒸发器吸热量越小；低温高湿工况下空气更容易在翅片管上形成霜层，从而使得蒸发器换热性能恶化。

关键词：CO_2 热泵热水机；管翅式蒸发器；低温工况；运行性能
中图分类号：TK17 **文献标志码**：A

Experimental investigation on the performance of finned tube vaporator in transcritical CO_2 heat pump water heater

XIE Haiying，LI Shihao，LÜ Jing，HUANG Jiahao，MA Sitong
(School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: The efficacy of CO_2 air-source heat pump evaporators is adversely influenced by low-temperature environments, thereby diminishing the overall efficiency of the heat pump system. The performance of a CO_2 heat pump water heater equipped with a finned tube evaporator under low temperature conditions in hot summer and cold winter zones was examined in this paper. The influence of inlet water temperature, flow rate, ambient temperature, and relative humidity on the heat pump's performance was systematically analyzed. Results show that the performance of

收稿日期：2023－08－08
第一作者：谢海英(1973—)，女，讲师。研究方向：CO_2 热泵性能开发及研究。
E−mail：xiehaiying_usst@163.com
通信作者：吕 静(1964—)，女，教授。研究方向：CO_2 热泵性能开发及研究。
E−mail：lvjing810@usst.edu.cn

evaporator is indirectly affected by the parameters of the inlet water. Increasing the inlet water temperature from 9 to 15 ℃ enhances the CO_2 dryness and mass flow rate, thereby reducing the heat absorbed by the evaporator and lowering the evaporating temperature because of frosting. Consequently, more power is consumed. Increasing the inlet water flow rate from 80 to 120 L/h reduces the evaporating temperature and the CO_2 dryness at the evaporator inlet and increases the heat absorbed by the evaporator, which significantly impairs its performance due to frosting. As the ambient dry bulb temperature elevates from −4 to 4 ℃, the evaporating temperature increases from −9.1 to 1.6 ℃, accompanied by an increase in the heat transfer temperature difference between the evaporator and the environment. With higher relative humidity, there is an earlier and more pronounced decrease in evaporating temperature and pressure. A lower inlet water flow rate and a higher temperature result in reduced heat absorption by the evaporator. Under low-temperature and high-humidity conditions, frost formation on the finned tube is more likely, which degrades the heat transfer performance of the evaporator.

Keywords: CO_2 heat pump water heater; finned tube evaporator; low temperature conditions; operating performance

目前建筑能源消耗已成为最大的能源需求之一，全球约 32% 的能源被用于热水产出、房间供暖和冷却[1]。在建筑供暖领域，常用的方式有燃煤加热、空气源热泵、燃气锅炉和电加热，其中空气源热泵系统的一次能源利用率最高[2–3]。到 2030 年，空气源热泵系统中较常见的高全球变暖潜能（GWP）的传统制冷剂，如 R134a、R410A 和 R22，将受到严格控制[4]。与以上制冷剂相比，CO_2 具有环保、无毒、不易爆炸、臭氧消耗潜能（ODP）为 0 和 GWP 低等优点[5–6]。此外，CO_2 在气体冷却器变温放热过程中有较大的温度滑移，从而能大大降低由于温差导致的传热不可逆损失，且 CO_2 热泵热水机因跨临界循环可制得 65 ℃ 甚至 90 ℃ 的高温热水[7–8]。因此，CO_2 热泵热水机受到广泛关注。许多学者为了提高 CO_2 热泵热水机的实用性，在热泵系统性能方面做了许多实验研究，通过寻找较优制冷剂充注量、电子膨胀阀开度、气体冷却器侧参数、蒸发器侧参数以及排气温度等提升系统的性能[9–13]。

CO_2 热泵在环境温度−7 ～ 5 ℃、相对湿度高于 65% 的空气中运行时，蒸发器上会形成霜冻[14]。虽然蒸发器结霜在初期增大了蒸发器换热面积，有利于系统性能的提高，但随着霜层厚度的增加，系统性能系数显著降低[15–16]。管翅式蒸发器作为跨临界 CO_2 热泵的重要部件之一，其换热能力直接影响热泵的供热量，因此对低温环境下 CO_2 热泵运行时管翅式蒸发器的运行性能进行研究具有实用价值。Yang 等[17]提出了一种预测翅片管换热器结霜行为的模型。Zhao 等[18]建立液滴撞击模型，研究了湿空气温度、相对湿度、速度和冷表面温度对结霜生长的影响。Shao 等[19]建立数值模型研究了结霜条件下结构参数对蒸发器性能的影响。结果表明，较低的翅片密度设计可以缩短翅片管热泵的加热时间，且对翅片管系统的容量和系统性能系数的负面影响较小。

然而，低温工况下，热泵运行参数对管翅式蒸发器性能影响的研究对其优化设计及除霜有较大作用，但相关研究较少。因此，本文通过实验研究气体冷却器进水温度、进水流量、环境温度和相对湿度对蒸发器性能的影响。

1 实验方案

1.1 实验系统与设置

CO_2 热泵热水机实验系统流程图如图 1 所示。该系统主要由半封闭式往复压缩机、套管式气

体冷却器、电子膨胀阀和管翅式蒸发器组成。管翅式蒸发器采用外径为 7 mm、厚度为 0.41 mm 的铜管，单孔长度为 0.86 m，铜管中心距为 18.2 mm，管垂直间距为 21 mm；翅片为平直片，高度为 630 mm，宽度为 55 mm，厚度为 0.3 mm，翅片间距为 1.9 mm，共计 380 个翅片。运行过程中不同位置的铜管壁温由分布于 20 个测点的热电偶测得。图 2 为实验装置以及蒸发器测点图，其中：星形测点监测各流路制冷剂入口蒸发温度；三角形测点监测各流路制冷剂过热后的出口温度；圆形测点沿第 3 流路沿程布置，以观察两相区与过热区的温度变化。实验在焓差实验室进行。该实验室由控制环境温度和相对湿度的环境室以及控制给水温度和容积流量的供水系统组成。

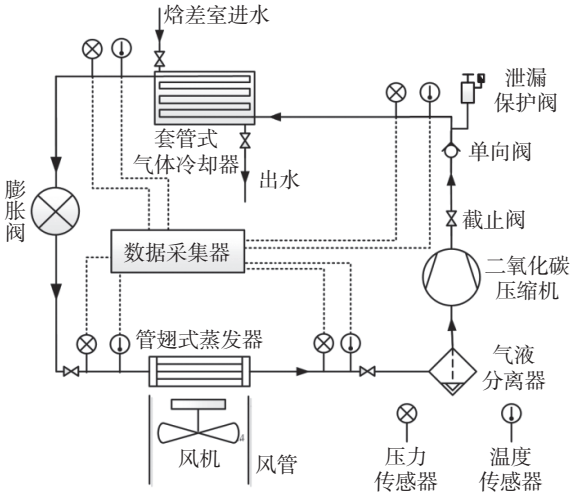
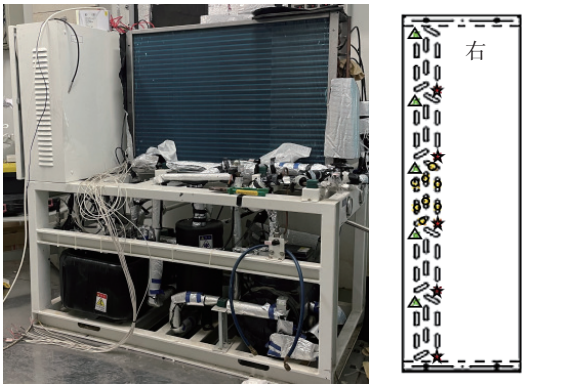


图 1　实验系统流程图

Fig. 1　Schematic diagram of the experimental system



(a) 实验装置　　(b) 蒸发器测点右视示意图

图 2　实验装置以及蒸发器测点图

Fig. 2　Evaporator and measurement points

1.2　数据采集及处理

蒸发器铜管壁温采用 T 型热电偶测量，精度为±0.5 ℃，测量范围为−40 ～ 350 ℃；水侧和制冷剂侧的温度均采用 PT100 铂电阻测量，精度为±0.3 ℃，测量范围为−200 ～ 550 ℃；环境参数采用温湿度传感器测量，温度精度为±0.5 ℃，相对湿度(RH)精度为±2.5%，温度测量范围为−10 ～ 60 ℃，RH 测量范围为 0 ～ 100%；各部件压力均采用压力传感器测量，精度为 0.3%FS(满量程)，测量范围为 0 ～ 20 MPa；功耗采用功率表测量，精度为 1 级，量程为 0 ～ 2 500 W；水的流量采用涡轮流量计测量，精度为±1%R，即实际值与测量值偏差为±1%，测量范围为 0.06 ～ 0.6 m^3/h。T 型热电偶测得的蒸发器铜管壁温采用安捷伦软件采集并记录，除此之外，其他数据如蒸发器、压缩机运行参数，气体冷却器和电子膨胀阀前、后 CO_2 温度及压力，进水、出水温度等，均经采集后显示于控制面板上，并以录像方式记录，时间间隔为 2 min。

气体冷却器换热量计算式为

$$Q = c_{p,\mathrm{w}} m_{\mathrm{w}} \Delta t_{\mathrm{w}} \tag{1}$$

式中：Q 为气体冷却器换热功率，kW；$c_{p,\mathrm{w}}$ 为水的定压比热容，kJ/(kg·℃)；m_{w} 为水的质量流量，kg/s；Δt_{w} 为气体冷却器进水、出水温差，℃。

系统性能系数ε计算式为

$$\varepsilon = \frac{Q}{W} \tag{2}$$

式中，W 为系统功耗，kW。

CO_2 的质量流量计算式为

$$m_{\mathrm{r}} = \frac{Q}{h_{\mathrm{r,o}} - h_{\mathrm{r,i}}} \tag{3}$$

式中：m_{r} 为 CO_2 的质量流量，kg/s；$h_{\mathrm{r,o}}$、$h_{\mathrm{r,i}}$ 分别为气体冷却器进水、出水的焓值，kJ/kg。

蒸发器入口 CO_2 的干度 x 计算式为

$$x = \frac{h_{\mathrm{q,o}} - h_{\mathrm{l}}}{h_{\mathrm{v}} - h_{\mathrm{l}}} \tag{4}$$

式中：$h_{\mathrm{q,o}}$、h_{v}、h_{l} 分别为气体冷却器出口焓值、CO_2 在蒸发温度下饱和蒸汽的焓值和 CO_2

在蒸发温度下饱和液体的焓值，kJ/kg。

式 (4) 中的焓值可以通过测量气体冷却器出口温度以及蒸发温度后使用 Excel 软件并调用 REFPROP 函数进行物性查阅获得。

2 进水参数对运行性能的影响

2.1 进水温度

在干球温度为 2 ℃、湿球温度为 1 ℃、膨胀阀开度为 15%、进水流量为 80 L/h 的条件下，依据《GB/T 23137—2020 家用和类似用途热泵热水器》[20]要求，设置进水温度分别为 9、11、13、15 ℃ 进行实验研究。在运行过程中发现蒸发器上会出现不同程度的结霜，因此对 160 min 内设备运行的实验数据进行分析以反映结霜导致蒸发器性能恶化的程度。

随着进水温度的升高，气体冷却器出口 CO_2 温度升高，使得蒸发温度和蒸发压力均升高。图 3 为进水温度对蒸发温度的影响。当进水温度由 9 ℃ 上升至 15 ℃ 时，蒸发温度由−2.61 ℃ 上升至−1.60 ℃。进水温度的升高可以有效改善运行过程中由于结霜造成蒸发压力、蒸发温度降低，从而导致系统制热量降低的现象。运行至 160 min、进水温度为 15 ℃ 时，蒸发温度下降 0.22 ℃；而进水温度为 9 ℃ 时，蒸发温度下降 1.04 ℃。

图 4 为进水温度对蒸发器入口 CO_2 参数的影响。当进水温度由 9 ℃ 上升至 15 ℃ 时，蒸发器入口 CO_2 干度由 0.200 增加至 0.235，CO_2 质量流量由 19.0 g/s 增加至 20.3 g/s。蒸发温度、蒸发压力的升高使得 CO_2 比热容减小，即 CO_2 升高 1 K 所需的热量减小，所需 CO_2 质量流量增大。并且蒸发温度升高也会使得蒸发器吸热量减小，从而使得液相 CO_2 占比降低。

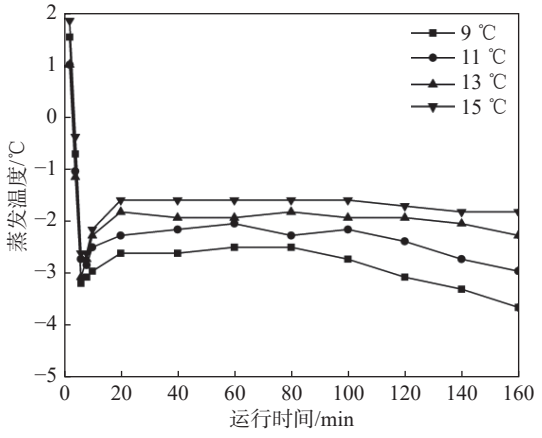


图 3 进水温度对蒸发温度的影响

Fig. 3 Effect of inlet water temperature on the evaporating temperature

2.2 进水流量

根据国标[20]要求，低温环境下热泵热水机最低出水温度为 55 ℃，当进水流量为 80 L/h 时可满足国标要求。因此，在干球温度为 2 ℃、湿球温度为 1 ℃、电子膨胀阀开度为 15%、进水温度为 9 ℃ 时，设置进水流量分别为 80、100、120、140 L/h，研究进水流量对蒸发器运行性能的影响。考虑到在进水流量较大（120、

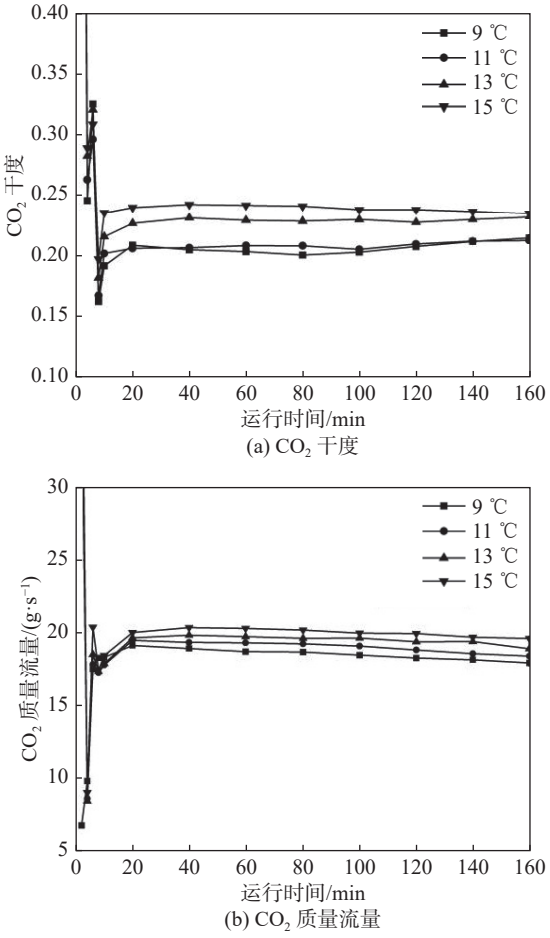


图 4 进水温度对蒸发器入口 CO_2 参数的影响

Fig. 4 Effect of inlet water temperature on the parameters of inlet CO_2

140 L/h)时，出水温度过低，导致系统运行 30 min 后会自动停机，因此仅对运行 30 min 内的数据进行分析。

图 5 为进水流量对蒸发温度的影响。当进水流量由 80 L/h 增加至 140 L/h 时，气体冷却器出口 CO_2 温度随之降低，蒸发温度由−2.16 ℃ 降低至−2.96 ℃，且蒸发器侧空气与制冷剂的换热温差变大，吸热量增大。

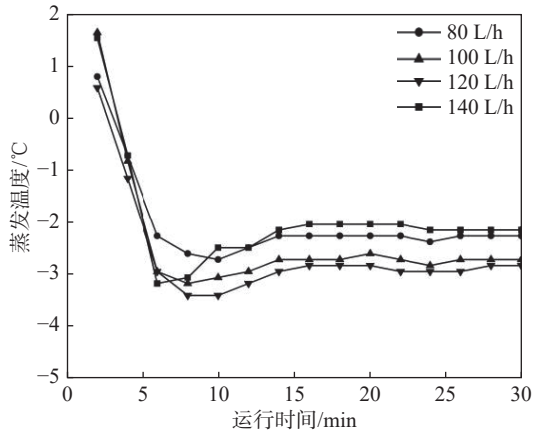


图 5　进水流量对蒸发温度的影响

Fig. 5　Effect of inlet water flow rate on the evaporating temperature

实验数据显示，当进水流量分别为 80、100 L/h 时，蒸发器入口 CO_2 干度相差较大，因此补充了进水流量为 90 L/h 时的实验数据，结果如图 6 所示。随着进水流量由 80 L/h 增加至 140 L/h，CO_2 质量流量由 19.22 g/s 增加至 19.70 g/s，蒸发器入口 CO_2 干度由 0.200 降低至 0.100。当 CO_2 干度较小时，液相 CO_2 占比较大，使得蒸发器的吸热量增加，结霜现象更为严重。

进水流量直接影响气体冷却器的制热量和热泵系统的性能。随着进水流量的升高，系统性能系数增大，但出水温度会降低。若进水流量过大，则难以保证出水温度达到设定的最低出水温度。

3　环境参数对运行性能的影响

3.1　环境温度

当进水温度为 9 ℃、进水流量为 80 L/h、膨胀阀开度为 15%、环境相对湿度为 85% 时选择

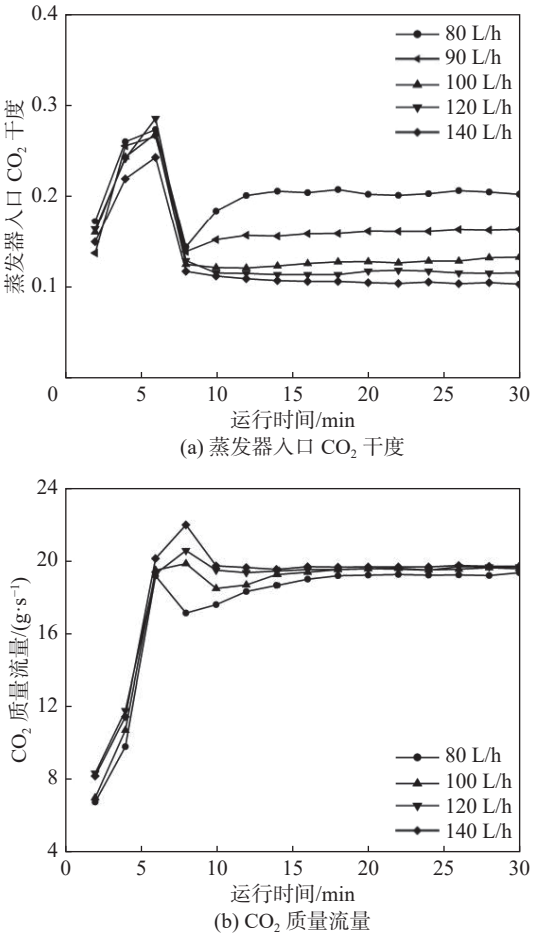


图 6　进水流量对蒸发器入口 CO_2 参数的影响

Fig. 6　Effect of inlet water flow rate on the parameters of inlet CO_2

环境干球温度分别为−4、−2、0、2、4 ℃ 时的实验数据进行分析。当干球温度为−4 ℃ 时，系统出水温度会低于设定的最低出水温度 45 ℃，导致系统运行 30 min 后会自动停机，因此干球温度为−4 ℃ 时的实验组仅有 30 min 内的实验数据。

图 7 为环境干球温度对蒸发温度的影响。在稳定运行阶段，当干球温度由−4 ℃ 上升至 4 ℃ 时，蒸发温度由−9.1 ℃ 上升至−1.6 ℃。随着环境干球温度的升高，蒸发温度与环境温度的换热温差越大，蒸发器的吸热量越大：当干球温度为 −2 ℃ 时，换热温差为 2.2 ℃；当干球温度为 4 ℃ 时，换热温差为 5.6 ℃。当干球温度为 2、0、−2 ℃ 时，运行过程中有霜层形成，使得蒸发压力和蒸发温度均出现不同程度的下降，而干

球温度为 4 ℃ 时仅结露不结霜。其中，当运行至 120 min、干球温度为 2 ℃ 时，蒸发温度降幅最大。这是因为在相同相对湿度下，干球温度越高，空气中含湿量越大，结霜层堆积情况越严重。

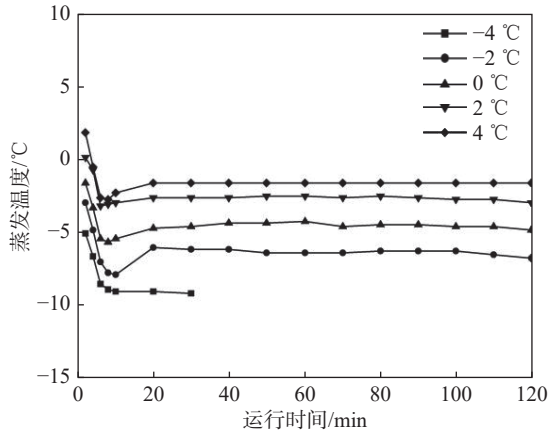


图 7 环境干球温度对蒸发温度的影响

Fig. 7 Effect of ambient dry bulb temperature on the evaporating temperature

图 8 为环境干球温度对蒸发器入口 CO_2 参数的影响。当环境干球温度由−4 ℃ 上升至 4 ℃ 时，蒸发器入口 CO_2 干度由 0.282 降低至 0.196，而 CO_2 质量流量由 15.45 g/s 增加至 19.77 g/s。这是因为蒸发器入口 CO_2 干度越小，液相 CO_2 占比越大，使得蒸发器吸热量增大，CO_2 质量流量增加。当运行至 120 min、干球温度由−2 ℃ 上升至 2 ℃ 时，因结霜导致蒸发器吸热量减少，CO_2 质量流量也不断减小。

3.2 环境湿度

在进水温度为 9 ℃、进水流量为 80 L/h、膨胀阀开度为 15%、环境干球温度为 2 ℃ 时，设置相对湿度分别为 55%、70%、85%、100%，研究相对湿度的变化对运行参数的影响。图 9 为相对湿度对蒸发温度的影响。此处仅分析运行 120 min 内的实验数据。

由图 9 中可以看出，相对湿度越大，蒸发压力和蒸发温度越早开始下降，且降幅越大。当运行至 30 min、相对湿度为 55% ～ 85% 时，蒸发温度为−4.24 ℃；当相对湿度为 100% 时，蒸发温度为−4.47 ℃。当运行至 120 min、相对湿度

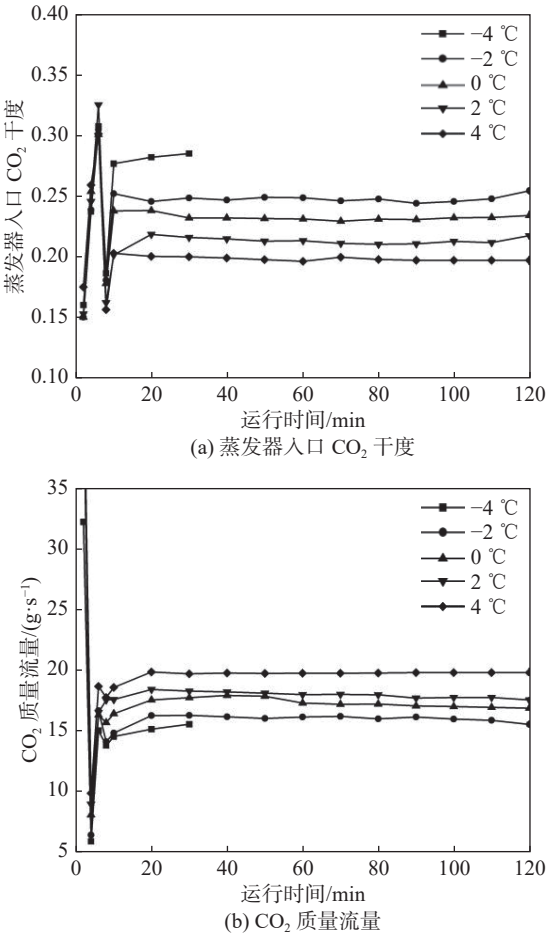


图 8 环境干球温度对蒸发器入口 CO_2 参数的影响

Fig. 8 Effect of ambient dry bulb temperature on the parameters of inlet CO_2

为 55% 时，蒸发温度始终在−4.24 ℃ 上下浮动且幅度较小；但当相对湿度为 70% 、85%、100% 时，受结露和结霜的影响，蒸发温度分别下降至−4.7、−5.2、−5.7 ℃。

在实验过程中发现，当相对湿度为 55% 时无结露和结霜现象出现。这是因为蒸发器入口空气露点温度为−8 ～ −7 ℃，低于蒸发器管外壁温。图 10 为相对湿度对蒸发器结霜量的影响。随着相对湿度由 70% 增加至 100%，结霜量由 140 g 增加至 408 g。当相对湿度为 70% 时，运行过程中蒸发温度会低于空气露点温度−4.26 ℃，理论上霜层会形成并堆积，但在实际运行过程中，蒸发器内第 1～5 流路的蒸发温度并不一致，由上而下蒸发温度逐渐升高，仅有位于中上部的第 1、2 流路出现结霜而位于中下部的第

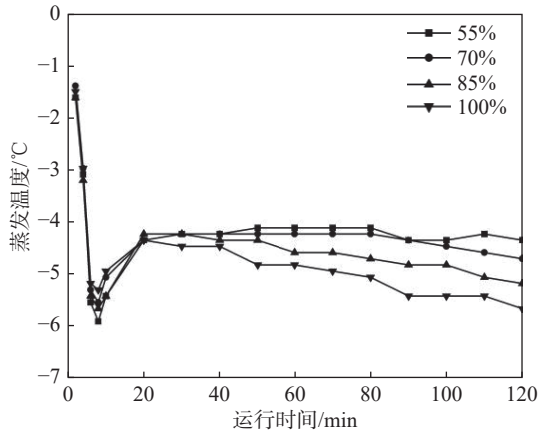


图 9　相对湿度对蒸发温度的影响

Fig. 9　Effect of relative humidity on the evaporating temperature

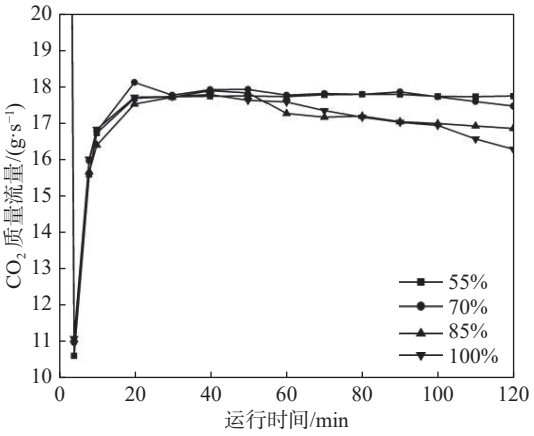


图 11　相对湿度对 CO_2 质量流量的影响

Fig. 11　Effect of relative humidity on the mass flow rate of CO_2

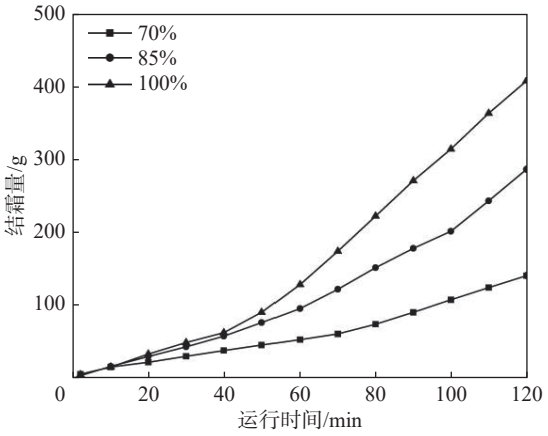


图 10　相对湿度对蒸发器结霜量的影响

Fig. 10　Effect of relative humidity on the frost mass of evaporator

3、4、5 流路结露。图 10 中相对湿度为 70% 时的结霜量实际为空气含湿量变化量，包含了结霜与结露导致的含湿量的下降量，因此该组实际结霜量应小于图 10 中的值。

图 11 为相对湿度对 CO_2 质量流量的影响。当运行至 30 min 时，各组蒸发器 CO_2 质量流量均约为 17.8 g/s；当运行至 120 min、相对湿度为 55% 时，CO_2 质量流量基本保持不变，而相对湿度为 70%、85%、100% 时 CO_2 质量流量分别下降至 17.5、16.9、16.3 g/s。这是因为蒸发器入口空气相对湿度越大，霜层堆积越严重，从而阻碍了蒸发器的吸热过程。

4　结论

在夏热冬冷地区，对 CO_2 热泵热水机翅片管蒸发器在室外低温环境下运行性能进行了实验研究，并分析了进水参数和环境参数的变化对翅片管蒸发器运行性能的影响。主要结论为：

(1) 进水参数的变化间接影响管翅式蒸发器运行性能。随着进水温度的升高，气体冷却器出口 CO_2 温度降低，导致蒸发压力和蒸发温度均升高，蒸发器吸热量减少。进水流量越大，气体冷却器内 CO_2 与水之间的热交换量越多，气体冷却器出口 CO_2 温度降低，使得蒸发温度降低，CO_2 干度降低，蒸发器吸热量增加。提高进水温度可以延缓蒸发器结霜，但会导致系统功耗增加。

(2) 环境参数直接影响蒸发器的吸热过程。随着干球温度从−2 ℃ 上升到 4 ℃，CO_2 与环境的温差从 2.2 ℃ 增大到 5.6 ℃。当设备在低干球温度和高相对湿度下运行时，蒸发器容易结霜，从而使得蒸发器和热泵性能变差。当相对湿度为 70%、85% 和 100% 时，蒸发器性能分别在第 90、56 和 38 min 时开始恶化。为了保证蒸发器在低温条件下的性能，需要进一步研究除霜措施。

参考文献：

[1]　CAO F, SONG Y L, LI M J. Review on development of

air source transcritical CO_2 heat pump systems using direct-heated type and recirculating-heated type[J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 104：455 − 475.

[2] 曲明璐, 闫楠楠, 王海洋, 等. 光伏光热–热泵系统供热水箱与蓄热水箱匹配研究 [J]. 上海理工大学学报, 2022, 44(4)：381 − 387.

[3] LIU S C, LI Z, DAI B M, et al. Energetic, economic and environmental analysis of air source transcritical CO_2 heat pump system for residential heating in China[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 148：1425 − 1439.

[4] 马一太, 王派, 李敏霞, 等. 温室效应及第四代制冷工质 [J]. 制冷技术, 2017, 37(5)：8 − 13.

[5] LORENTZEN G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant[J]. International Journal of Refrigeration, 1994, 17(5)：292 − 301.

[6] LORENTZEN G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament[J]. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(3)：190 − 197.

[7] NEKSÅ P, REKSTAD H, ZAKERI G R, et al. CO_2-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results[J]. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(3)：172 − 179.

[8] STENE J. Residential CO_2 heat pump system for combined space heating and hot water heating[J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(8)：1259 − 1265.

[9] QI P C, HE Y L, WANG X L, et al. Experimental investigation of the optimal heat rejection pressure for a transcritical CO_2 heat pump water heater[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 56(1 − 2)：120 − 125.

[10] ZHANG Z, DONG X J, REN Z, et al. Influence of refrigerant charge amount and EEV opening on the performance of a transcritical CO_2 heat pump water heater[J]. Energies, 2017, 10(10)：1521.

[11] YANG Y Y, LI M X, WANG K Y, et al. Study of multi-twisted-tube gas cooler for CO_2 heat pump water heaters[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 102：204 − 212.

[12] 李小龙, 杨俊玲, 张振涛, 等. 跨临界 CO_2 热泵性能试验及优化分析 [J]. 低温与超导, 2018, 46(7)：75 − 80.

[13] 祝银海, 李聪慧, 姜培学. 跨临界 CO_2 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.

[14] QU M L, TANG Y B, ZHANG T Y, et al. Experimental investigation on the multi-mode heat discharge process of a PCM heat exchanger during TES based reverse cycle defrosting using in cascade air source heat pumps[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 151：154 − 162.

[15] QU M L, QIN R F, TANG Y B, et al. An experimental study on the improvement of reverse cycle defrosting performances for a cascade air source heat pump using thermal energy storage based defrosting method[J]. Procedia Engineering, 2017, 205：818 − 825.

[16] CHUNG Y, YOO J W, KIM G T, et al. Prediction of the frost growth and performance change of air source heat pump system under various frosting conditions[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 147：410 − 420.

[17] YANG D K, LEE K S, SONG S. Modeling for predicting frosting behavior of a fin-tube heat exchanger[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(7 − 8)：1472 − 1479.

[18] ZHAO B Y, BI H Q, WANG H L, et al. Experimental and numerical investigation on frosting of finned-tube heat exchanger considering droplet impingement[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 216：119134.

[19] SHAO L L, YANG L, ZHANG C L. Comparison of heat pump performance using fin-and-tube and microchannel heat exchangers under frost conditions[J]. Applied Energy, 2010, 87(4)：1187 − 1197.

[20] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. GB/T 23137—2020 家用和类似用途热泵热水器 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2020.