

文章编号: 1671-6612 (2026) 03-317-09

一种确定跨临界 CO₂ 热泵热水器系统最优排气压力的新型方法: 试验研究

洪久超 余 豪 邓森森 王 栋 章康康

(安徽工业大学建筑工程学院 马鞍山 243002)

【摘 要】 为探究出一套准确度较高且可用性较强的最优排气压力计算关联式, 以一套跨临界 CO₂ 热泵热水器系统为研究对象, 试验研究不同环境温度下电子膨胀阀 (EEV) 开度和冷却水流量对系统的性能影响, 并阐述最优排气压力与峰值性能的关系; 并基于试验数据讨论了文献中所提出的 6 种经典最优排气压力关联式的计算准确性; 以冷却水流量和环境温度作为自变量提出了一种新型最优排气压力关联式以指导系统联合控制。研究表明: 所提出的新型最优排气压力关联式的计算值与试验值的最大偏差仅为 3.4%, 远低于传统关联式的误差 (最大高达 21.5%), 其所导致的 COP 值平均偏差仅为 1.97% (最大 COP 值偏差仅为 6.5%)。因此, 提出的新型最优排气压力关联式精度优于常用的最优排气压力关联式, 能够较好指导系统联合调控。

【关键词】 空气源热泵热水器; CO₂; 最优排气压力; 试验研究

中图分类号 TB657.5/TB61+5 文献标志码 A

A Novel Method for Determining the Optimal Discharge Pressure of a Transcritical CO₂ Heat Pump Water Heater System: Experimental Study

Hong Jiuchao Yu Hao Deng Sensen Wang Dong Zhang Kangkang

(School of Civil Engineering and Architecture, Anhui University of Technology, Ma'anshan, 243002)

【Abstract】 To develop an accurate and highly applicable optimal discharge pressure correlation, this study investigates a transcritical CO₂ heat pump water heater system. First, experimental studies were conducted to investigate the influence of the electronic expansion valve (EEV) opening and cooling water flow rate on the system performance under different ambient temperatures, and the relationship between the optimal discharge pressure and peak system performance was elucidated. Subsequently, using experimental data, the calculation accuracy of six classical optimal discharge pressure correlations proposed in the literature was evaluated. Finally, a novel optimal discharge pressure correlation was proposed, where cooling water flow rate and ambient temperature were selected as independent variables to guide system integrated control. The results show that the proposed correlation exhibits a maximum deviation of only 3.4% between calculated and experimental values, which is significantly lower than that of traditional correlations (maximum deviation up to 21.5%). The average deviation in COP caused by the proposed correlation is merely 1.97% (maximum COP deviation only 6.5%). Therefore, the novel optimal discharge pressure correlation proposed in this study demonstrates superior accuracy compared to commonly used correlations and can effectively guide system integrated control.

【Keywords】 Air source heat pump water heater; CO₂; Optimal discharge pressure; Experimental study

基金项目: 安徽工业大学青年教师科研基金项目 (批准号: QZ202416)

作者 (通讯作者) 简介: 洪久超 (2000-), 男, 硕士研究生, E-mail: hongjiuchao@163.com

收稿日期: 2025-12-09

0 引言

欧盟已明确将热泵收集的气热、地热和水热视为可再生能源的重要组成部分,空气源制冷与热泵技术的发展对推动冷暖供应领域的可再生能源改革至关重要^[1,2]。热泵工质的选择不仅对碳排放产生影响,更是会影响到系统节能效果^[3]。天然制冷剂(如 NH_3 、 CO_2 和 HC 等)被广泛认为是传统/合成制冷剂的替代品。其中, CO_2 因具有优异的热物理和运输性质、无毒、不易燃、易于获得以及零臭氧消耗潜能 (ODP) 和较低的全球变暖潜能值 (GWP)^[4], 获得越来越多的重视。同时跨临界 CO_2 循环放热过程发生在超临界区域, CO_2 与水的匹配性较好, 热水可以获得高出水温度^[5]。

由于 CO_2 在超临界点以上的等温线呈“S”形状, 应用跨临界 CO_2 循环的系统性能 (COP 值) 随着压缩机的排气压力的增加先增加然后降低, 即存在对应于最大 COP 值的最优高压^[6]。在 CO_2 跨临界循环系统的运行过程中, 先决条件是控制最优高压^[7]。LIAO 等^[8]通过基于带回热器的跨临界 CO_2 空调循环的仿真模型, 揭示了最优高压主要取决于压缩机的性能、蒸发温度和气体冷却器出口 CO_2 的温度。此外, OKASHA 等^[9], KIM 等^[10] 和 SARKAR 等^[11]基于各自跨临界 CO_2 循环机组的试验数据, 以气冷器出口温度或蒸发温度作为变量拟合不同类型的最优高压关联式。

然而, 热泵系统实际运行过程中, 蒸发温度和气冷器出口温度这两个参数处于复杂的动态变化中, 这导致系统难以通过 EEV 开度的及时调节确保系统排气压力处于最优值进而维持系统高效运

行, 即现有的这些关联式难以真正应用。CABELLO 等^[12]、CECCHINATO 等^[13]和 YANG 等^[7]的研究结果也显示以气冷器出口温度为自变量的最优高压关联式计算结果与试验值存在较大的偏差。LIANG 等^[14]对影响空气源跨临界 CO_2 系统最优高压的因素进行了模拟研究, 研究结果表明, 在 CO_2 热泵热水器系统中水侧参数作为机组实际运行中的重要参数, 对系统的最优高压控制具有良好调节特性。然而, 从水侧参数变化的角度出发探究系统最优排气压力变化规律的研究目前还较为匮乏。文章首先通过试验探究了在固定压缩机频率下, EEV 开度和冷却水流量对系统性能的影响; 然后分析了系统最优排气压力与峰值性能的匹配关系, 并讨论了现有主要关联式对最优排气压力预测的准确度; 最后从冷却水流量和环境温度的角度出发, 提出一种新型预测系统最优排气压力关联式以指导系统的联合调控, 以期系统高效运行提供理论指导。

1 试验研究

1.1 试验系统

文章所采用空气源跨临界 CO_2 热泵热水器系统主要由 CO_2 循环、水循环和数据监测系统组成 (见图 1)。蓄热水箱能够提供稳定进水流量, 而冷水箱和电加热器协同控制进水温度。同时, 为确定系统循环动态变化, 本试验机组分别采用压力传感器和 T 型热电偶监测 CO_2 工质压力和温度, 并通过温湿度传感器测量环境状态, 而进水流量通过变频水泵控制, 由电磁流量计进行测量。所述监测系统测量仪器型号及精度如表 1 所示。

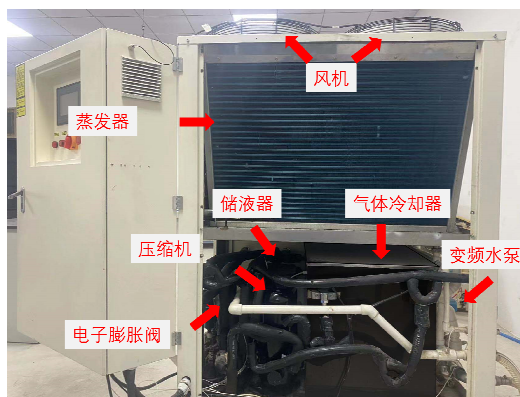
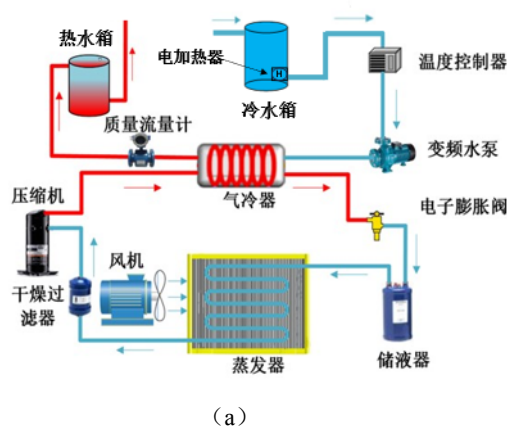


图 1 空气源 CO_2 热泵热水器试验机组原理及装置图

Fig.1 Schematic and installation diagram of the experimental air-source CO_2 heat pump water heater unit

表 1 测量仪器型号及精度

Table 1 Models and accuracy of the measuring instruments.

参数	不确定度	量程
温度 (T 型热电偶)	$\pm 0.5^{\circ}\text{C}$	$-250\sim 400^{\circ}\text{C}$
压力 (压力传感器 (NS-P-11))	$\pm 0.1\%$ 量程	40MPa
系统功耗 (数字功率计 (QINGZHI 8901F))	$\pm 0.25\%$ 读数	100kW
水流量 (电磁流量计 (FS01A-DN32))	$\pm 0.5\%$ 读数	14m ³ /h

1.2 试验步骤

本试验在标准焓差实验室内进行, 该实验室能够精准控制环境的温度和湿度。首先, 将环境温度控制在 10°C , 将冷却水进水温度设定为 15°C (依据 GB/T 38734-2020 的要求^[15])。然后, 启动试验系统并将 EEV 开度调至 50%, 并依次调节水流量为 0.3m³/h、0.4m³/h、0.5m³/h、0.6m³/h、0.7m³/h 和 0.8m³/h。所有工况均是在系统稳定运行 30min

后开始采集并存储各传感器数据。数据的采集间隔为 10s, 每种工况各记录 10 组数据, 取平均值作为最终试验结果。在后续试验中, 将 EEV 开度依次调整为 55%、60%、65%、70%、75% 和 80%。在不同开度条件下, 重复上述步骤, 以研究 EEV 开度和水流量对系统性能的影响。最后, 将环境温度分别调整为 0°C 和 -10°C 并重复上述试验, 具体试验方案如表 2 所示。

表 2 试验测试工况

Table 2 Specified test conditions.

条件	方案 1	方案 2	方案 3
压缩机频率/Hz	70	70	70
膨胀阀开度/%	50、55、60、65、70、75、80	50、55、60、65、70、75、80	50、55、60、65、70、75、80
进水温度/ $^{\circ}\text{C}$	15	15	15
进水流量/(m ³ /h)	0.3、0.4、0.5、0.6、0.7、0.8	0.3、0.4、0.5、0.6、0.7、0.8	0.3、0.4、0.5、0.6、0.7、0.8
环境温度/ $^{\circ}\text{C}$	10	0	-10

1.3 数据处理

基于试验所测得的数据, 再通过 REFPROP 9.1^[16] 获取各测点的其他状态参数, 采用公式 (1) – (3) 对所研究系统的性能进行计算。其中压缩机功耗计算公式如式 (1) 所示。

$$W_{com} = U_{com} \times I_{com} \quad (1)$$

式中: U_{com} 为压缩机输入电压, V; I_{com} 为压缩机输入电流, A。

系统制热量由水侧参数计算:

$$U_Q = \sqrt{\left(\frac{\partial Q}{\partial T_{w,out}} \times U_{T_{w,out}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{w,in}} \times U_{T_{w,in}}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial m_w} \times U_{m_w}\right)^2} \quad (4)$$

$$U_{COP} = \sqrt{\left(\frac{\partial COP}{\partial W} \times U_W\right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial T_{w,out}} \times U_{T_{w,out}}\right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial T_{w,in}} \times U_{T_{w,in}}\right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial m_w} \times U_{m_w}\right)^2} \quad (5)$$

式中: U_{COP} 为系统 COP 值不确定度; U_Q 为系统制热量不确定度, kW; U_T 为温度不确定度, $^{\circ}\text{C}$;

$$Q = m_w \times C_{p,w} \times (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (2)$$

式中: Q 为系统制热量, kW; m_w 为冷却水质量流量, kg/s; $C_{p,w}$ 为冷却水定压比热容, kJ/(kg·K); $T_{w,out}$ 和 $T_{w,in}$ 为冷却水出水 and 进水温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

系统实际制热系数:

$$COP = Q / W_{com} \quad (3)$$

1.4 不确定度分析

在试验开始之前, 已对所使用测量仪器进行了严格校正, 利用式 (4) 和 (5) 对系统制热性能系数和制热量的不确定度进行计算^[17]。

U_W 为系统功耗不确定度, kW; U_m 为水流量不确定度, kg/s。

制热性能系数和制热量的相对误差:

$$\delta_Q = \frac{U_Q}{Q} \times 100\% \quad (6)$$

$$\delta_{COP} = \frac{U_{COP}}{COP} \times 100\% \quad (7)$$

2 结果与讨论

经过计算, 试验结果具有足够的准确度, 以环境温度 0°C , 进水温度和流量分别为 15°C 和 $0.4\text{m}^3/\text{h}$ 工况为例, 制热量和 COP 值的相对误差分别为 1.37% 和 2.17%, 因此, 本试验测量结果准确可信。

2.1 EEV 开度和水流量对系统制热性能的影响

图 2 所示为不同环境温度和 EEV 开度下系统

制热量随水流量的变化规律。从图 2 中可以看出, 水流量增加能够增强水侧与 CO_2 侧换热效果, 从而导致系统制热量提高。而随着 EEV 开度的增加, 一方面, CO_2 质量流量增加会导致制热量增加, 另一方面也会导致排气温度和排气压力的下降, 即气冷器进口处 CO_2 焓值的下降进而使得制热量减小, 在所研究的工况条件下, 后者的效果更为明显, 因此, 二者共同作用下使得系统制热量随着 EEV 开度的增加呈现下降趋势。冷却水流量和 EEV 开度均能够显著影响系统制热量, 因此冷却水流量和 EEV 开度作为跨临界 CO_2 热泵系统的主要调节方式, 在系统实际运行时需要在一定的环境温度下, 对其进行联合调控方式以提升系统性能。

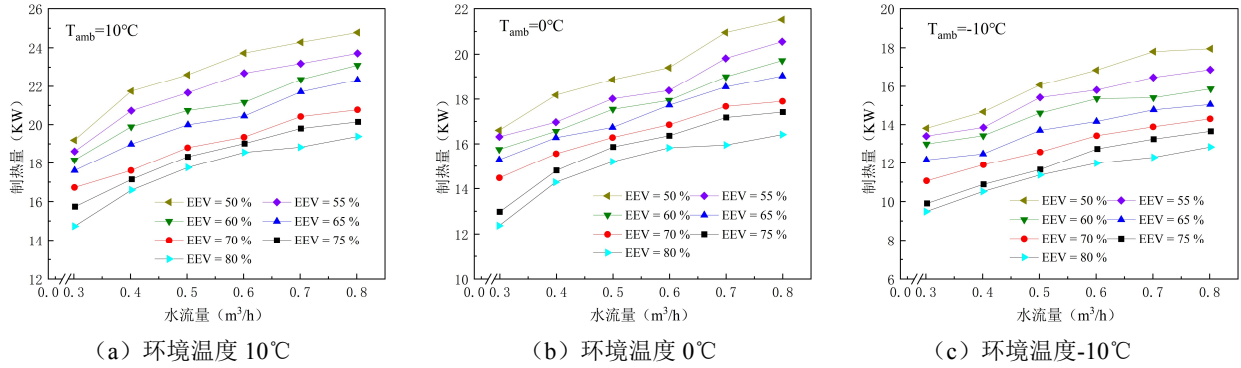


图 2 不同环境温度、不同 EEV 开度下系统制热量随水流量的变化

Fig.2 System heating capacity as a function of water flow rate under different ambient temperatures and EEV openings

图 3 所示为不同环境温度和冷却水流量下, 系统 COP 值随 EEV 开度的变化规律。从图 3 可以看出, 在不同的运行工况条件下, 均存在一个最优 EEV 开度对应系统最优性能。而固定 EEV 开度时, 随着冷却水流量的增加, 系统性能不断提高, 但其提高程度却在不断下降。在所研究工况范围内, 通过联合调节冷却水流量和 EEV 开度, 在环境温度

分别为 10°C 、 0°C 和 -10°C 时, 系统对应的最佳 COP 值分别为 4.996、4.639 和 4.285。此外, 从图 3 中还可以发现, 尽管不同冷却水流量下均对应一个最优 EEV 开度, 但所对应最优 EEV 开度并非固定不变, 而是不断变化的。因此, 在一定的环境温度下, 找出冷却水流量与 EEV 开度之间的最优匹配关系以维持系统高效运行具有重要的现实意义。

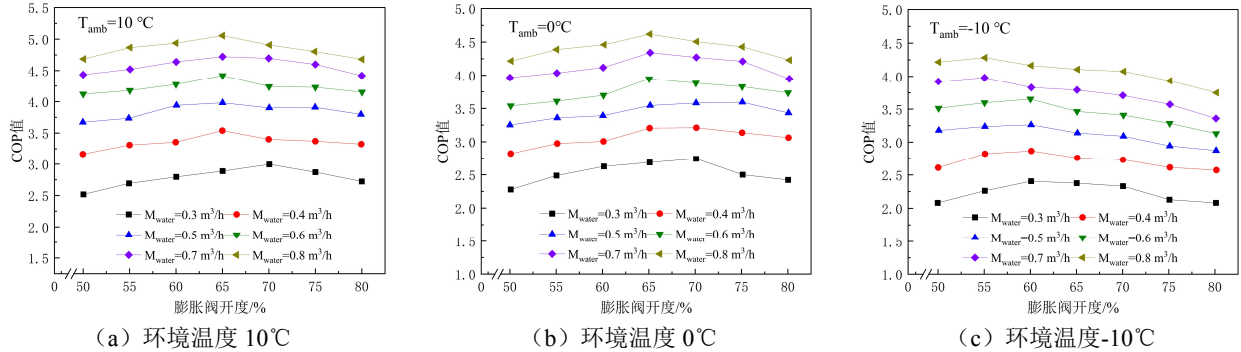


图 3 不同冷却水流量下系统 COP 值随 EEV 开度的变化

Fig.3 System COP as a function of EEV opening under different cooling water flow rates

2.2 建立冷却水流量与 EEV 开度的联合调控方法

图 4 为不同环境温度和冷却水流量下系统 COP 值随排气压力的变化规律。可以看出, 系统 COP 值随排气压力的增加先增大, 达到最大值后又降低, 这表明在每个冷却水流量下各对应一个最

优排气压力。以环境温度为 10℃ 时为例, 六种冷却水流量条件下 (依次从低往高) 所对应的最优排气压力分别为 10.12MPa、10.04MPa、9.4MPa、9.02MPa、8.71MPa、8.55MPa。这表明, 冷却水流量对系统的最优排气压力会产生显著的影响。

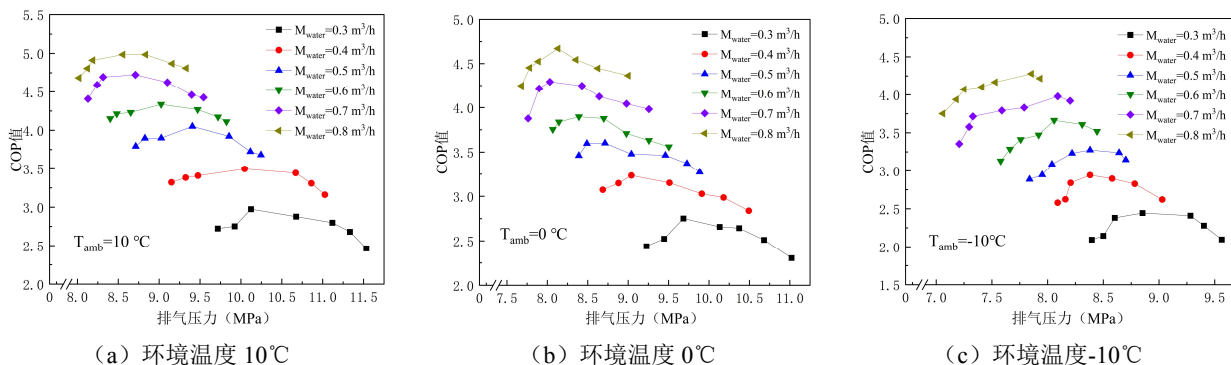


图 4 不同冷却水流量下系统 COP 值随排气压力的变化规律

Fig.4 System COP as a function of discharge pressure under different cooling water flow rates

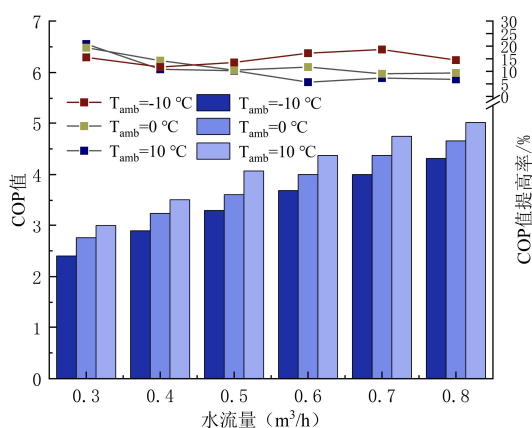


图 5 不同冷却水流量下所对应的最优 COP 值及其提高率

Fig.5 Optimal COP values and their improvement rates corresponding to different cooling water flow rates.

图 5 所示为不同环境温度下, 系统最佳 COP 值随水流量的变化趋势。如图 5 所示, 通过确定不同水

流量下对应的最优排气压力来实现系统最佳 COP 值具有显著效果, 在所研究范围中, 对应性能提升的区间为 4.0%~20.6%, 这表明, 对应于不同的水流量, 应该同时调整 EEV 开度以确保压缩机处于最优排气压力状态从而显著提升系统性能, 采用该方式进行系统联合调控具有较高实际应用潜力。

目前公开文献报道中常用的 CO₂ 跨临界系统最优排气压力的计算关联式中一般是以气冷器出口温度和蒸发温度作为自变量, 文章选取 6 种经典关联式 (见表 3) 进行对比研究。图 6 所示为应用不同关联式所导致的最优排气压力误差率。如图 6 所示, 采用经典关联式确定的最优排气压力计算值与试验值相比较, 最大误差高达 21.5% (所研究范围内的误差区间为 1.3%~21.5%)。这表明, 不考虑冷却水的流量会导致系统最优排气压力的预测产生不可忽略的误差。

表 3 最优排气压力预测公式

Table 3 Prediction formula for the optimal discharge pressure.

研究者	相关性公式
LIAO 等 ^[8]	$P_{opt} = \left[(2.778 - 0.0157T_e)T_{gc,out} + (0.381T_e - 9.34) \right] \times 10^{-1}$
OKASHA 等 ^[9]	$P_{opt} = 0.8197 + 0.1717T_{gc,out} + 0.001448T_{gc,out}^2$
KIM 等 ^[10]	$P_{opt} = 0.1938T_{gc,out} + 0.9872$
SARKAR 等 ^[11]	$P_{opt} = 2.27 + 0.021T_e + 0.106T_{gc,out} - 0.00094T_{gc,out}T_e + 0.00213T_{gc,out}^2$
MADDAH 等 ^[18]	$P_{opt} = 0.23264T_{gc,out}^{1.025}$
CHEN 等 ^[19]	$P_{opt} = 0.268T_{gc,out} - 0.6797$

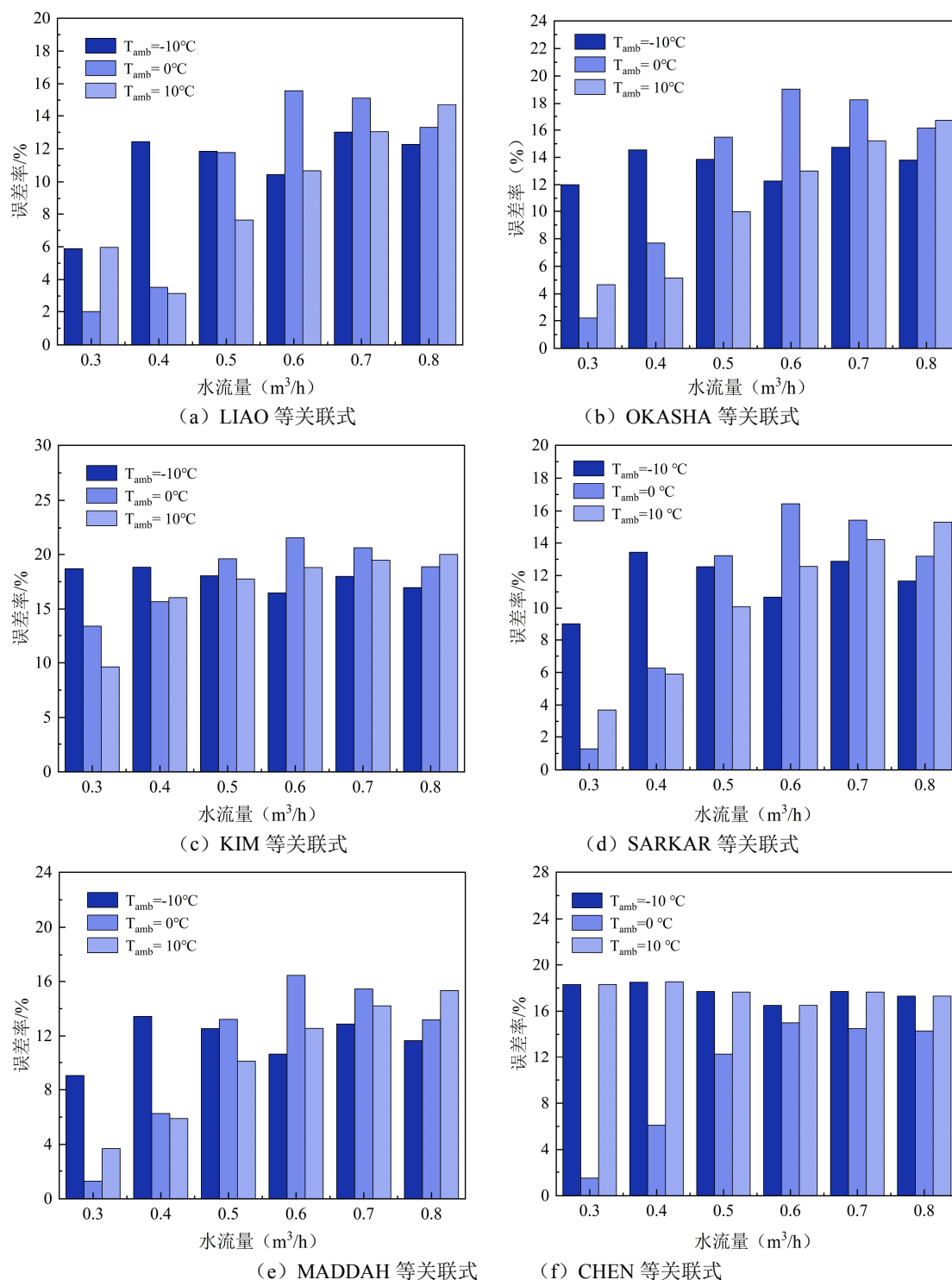


图6 不同关联式预测最优排气压力误差率

Fig.6 Error rates in predicting the optimal discharge pressure by different correlations

目前公开文献中所建立的拟合公式未重点关注水侧参数和环境温度对排气压力所产生的显著影响(见图4),因此,考虑冷却水流量对排气压力的高贡献率和良好调节特性,文章提出以环境温

度和冷却水流量作为变量建立关联式,预测不同环境温度和冷却水流量下系统最优排气压力以指导系统联合控制,在满足用户不同冷却水流量的热需求的同时尽可能提高系统能效。

因最优排气压力独特的物理意义导致其对应工况点有限, 目前文献中多采用多元回归模型进行关联式拟合。通过调研文献, 文章选取五种回归模型 (即线性回归, 二次多项式回归, 指数回归, 对数回归和幂函数回归) 进行最优排气压力关联式拟合。所拟合关联式及误差如表 4 所示, 从表 4 中可

以发现应用传统多元回归模型所导致的误差范围为 9.6%~14.4%。其中二次项回归模型和指数回归模型精确较高, 但也存在 10% 左右误差, 因最优排气压力偏差将导致较大的 COP 值误差, 因此其不能够精确指导系统联合调控。

表 4 不同拟合模型对应的预测公式及误差

Table 4 Prediction formulas and errors corresponding to different fitting models

拟合模型	相关性预测	误差/%
线性回归	$P_{opt} = 10.4246 + 0.472T_{amb} - 2.9826m_{v,m}$	13.9
二次多项式回归	$P_{opt} = 11.3716 + 0.0729T_{amb} - 6.9095m_{v,m} + 0.006T_{amb}^2 + 3.619m_{v,m}^2 - 0.0469T_{amb}m_{v,w}$	9.6
指数回归	$P_{opt} = 4.4939 \exp(0.0207T_{amb} - 1.3139m_{v,m}) + 6.554$	10.5
对数回归	$P_{opt} = 22.4434 \log(0.0112T_{amb} - 0.6931 + 5.7285) - 28.8064$	14.4
幂函数回归	$P_{opt} = 5.9538(T_{amb} + 20)^{0.0958}m_{v,m}^2 - 0.1718$	11.1

为进一步提高关联式预测精度, 在此基础上, 文章结合二次多项式回归和指数回归方法提出了适用于预测跨临界 CO₂ 热泵热水器系统最优排气压力的经验关联式:

$$P_{opt} = 1.7247 \exp(0.027018T_{amb}) - 2.5335m_{v,m}^2 + 7.8939 \quad (8)$$

式中: P_{opt} 表示最佳压缩机最优排气压力, MPa; T_{amb} 为环境温度, °C; $m_{v,w}$ 为冷却水体积流量, m³/h。

公式 (8) 的应用范围为环境温度 -10~10°C, 冷却水体积流量 0.3~0.8m³/h。通过试验验证, 最优排气压力预测值 (OHP_s) 的均方误差均在 3.4% 以内。为进一步讨论所提出关联式的精确性, 文章阐述了最优排气压力预测值所造成的 COP 值偏差及偏差率, 如图 7 所示。

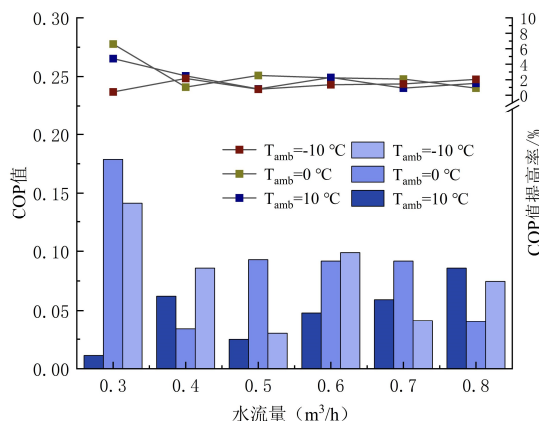


图 7 对应式计算最优高压对应 COP 值误差

Fig.7 Error in calculating the COP corresponding to the optimal high pressure using the correlation.

从图 7 可以看出, 最优排气压力预测值所造成的平均 COP 值误差为 1.97%, 具有较高精度。然而, 在低室外温度和水流量工况下其误差略大, 最大达到了 6.5%。究其原因发现, 相较于其他测试工况该工况系统性能系数偏小, 因此微小 COP 值扰动便会造成较大 COP 值误差, 故该工况下所造成的 COP 值误差偏大。

为了验证所提出最优排气压力预测关联式的通用性, 文章选取了文献[20,21]中所述 2 套空气源热泵热水器系统试验数据进行最优排气压力验证。结果如表 5 所示, 可以发现最优排气压力预测值与试验值的最大误差为 9.4%。证明了文章所提出跨临界 CO₂ 热泵热水器系统最优排气压力关联式具有较高的准确性和有效性。

表 5 所提出最优排气压力关联式预测偏差

Table 5 Prediction deviation of the proposed optimal discharge-pressure correlation

$T_{amb}/^{\circ}\text{C}$	$m_{v,w}/\text{m}^3/\text{h}$	OHP _s /MPa	OHP _e /MPa	Error/%
15	0.5	9.84	9.17	7.3
10	0.3	9.92	9.07	9.4

3 结论

文章通过试验研究了不同环境温度下, EEV 开度和冷却水流量对系统性能的影响; 之后基于试验数据讨论了文献中所提出最优排气压力关联式的计算准确性; 最后文章从环境温度和冷却水流量的角度提出一种新型跨临界 CO₂ 热泵热水器系统

最优排气压力的关联式,以指导系统进行 EEV 开度的自动调控,以维持系统的高效运行。

(1) 不同环境工况下,通过联合调控冷却水流量和 EEV 开度能够确定系统最优排气压力从而达到系统最优性能,在所研究工况下其性能提升程度最高可达 20.6% (与同水流量下最低性能工况点相比)。

(2) 每个环境温度下,不同的水流量都会有对应的 EEV 开度使得排气压力处于最优高压。当环境温度为 10℃ 时,6 种冷却水流量下(依次从低往高)所对应的最优排气压力分别为 10.12MPa、10.04MPa、9.4MPa、9.02MPa、8.7MPa、8.55MPa。

(3) 文章以冷却水流量和环境温度作为自变量提出了一种新型最优排气压力关联式,其所确定的高压与最优高压试验值的最大偏差仅为 3.4%,其所导致的 COP 值平均偏差仅为 1.97%(最大 COP 值偏差仅为 6.5%)。

本研究还有诸多不完善的地方,比如环境温度工况点仅设置了 3 个,试验系统仅有 1 套,因此,试验数据虽准确度较高但也会存在一定的局限性。在后续研究中,需要增加环境温度的工况点试验数据并在不同系统中进行试验研究,得到足够多的试验数据,然后通过诸如 BP 神经网络等人工智能方式进行不同工况下最优排气压力进行预测,最后进行关联式的拟合,这样可进一步加大关联式的普适性和准确性,为维持系统高效运行提供精确的理论指导。

参考文献:

- [1] Union E. Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC[J]. Official Journal of the European Union, 2009,5:2009.
- [2] Ministry of Housing and Urban-Rural Development of the People's Republic of China. Technical Guideline for Evaluation of Green Industrial Building[S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2015.
- [3] 李慧,曹祥,张春路.二氧化碳热泵技术的发展及应用案例分析[J].化工进展,2016,35(S2):421-426.
- [4] Qin X, Liu H, Meng X, 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.
- [5] Deng S, Wang D, Lu Y, et al. Novel optimal high pressure determination method for CO₂ air source heat pump water heater: Experimental study and methodology development[J]. Applied Thermal Engineering, 2025,258:124564.
- [6] Zhao X X, He Y J, Cheng J H, et al. Long-term performance evaluation of CO₂ heat pump water heater under different discharge pressure control strategies[J]. Applied Thermal Engineering, 2023,222:119918.
- [7] Yang L, Li H, Cai S W, et al. Minimizing COP loss from optimal high pressure correlation for transcritical CO₂ cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2015,89:656-662.
- [8] Liao S, Zhao T, Jakobsen A. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles[J]. Applied thermal engineering, 2000,20(9):831-841.
- [9] Okasha A, Müller N. Simulation and Performance Correlation for Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle[J]. International refrigeration and air conditioning conference, 2018:2643.
- [10] Kim M, Pettersen J, Bullard C. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems[J]. Progress in energy and combustion science, 2004,30(2):119-174.
- [11] Sarkar J. Optimization of ejector-expansion transcritical CO₂ heat pump cycle[J]. Energy 2008,33(9):1399-1406.
- [12] Cabello R, Sánchez D, Llopis R, et al. Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO₂ refrigerating plant working in transcritical conditions[J]. Applied thermal engineering, 2008,28(13):1596-1604.
- [13] Cecchinato L, Corradi M, Minetto S. A critical approach

- to the determination of optimal heat rejection pressure in transcritical systems[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2010,30(13):1812-1823.
- [14] Liang X Y, He Y J, Cheng J H, et al. Difference analysis on optimal high pressure of transcritical CO₂ cycle in different applications[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019,106:384-391.
- [15] GB/T 38734-2020, 以 CO₂ 为制冷剂的热泵热水器技术要求 and 试验方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2020.
- [16] Wei W, Ni L, Xu L, et al. Application characteristics of variable refrigerant flow heat pump system with vapor injection in severe cold region[J]. *Energy and Buildings*, 2020,211:109798.
- [17] Wang D, Chen Z, Gu Z, et al. Performance analysis and comprehensive comparison between CO₂ and CO₂/ethane azeotropy mixture as a refrigerant used in single-stage and two-stage vapor compression transcritical cycles[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2020,115:39-47.
- [18] Maddah S, Safaei M R. Determination of the optimal discharge pressure of the transcritical CO₂ heat pump cycles for heating and cooling performances based on new correlation[J]. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2021,145:1537-1546.
- [19] Chen Y, Gu J. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2005,28(8):1238-1249.
- [20] 杨凌晓. 跨临界 CO₂ 热泵系统特性及出水温度影响因素的实验研究[D]. 郑州: 郑州大学, 2019.
- [21] 秦翔. 跨临界 CO₂ 热泵系统性能及最优排气压力研究[D]. 郑州: 郑州大学, 2020.