

CO₂ 热泵最优排气压力理论分析与试验

Theoretical analysis and experimental study on optimal exhaust pressure for CO₂ heat pump

刘孝厅^{1,2} 顾众^{1,2} 谢晶^{1,2,3,4}

LIU Xiao-ting^{1,2} GU Zhong^{1,2} XIE Jing^{1,2,3,4}

(1. 上海海洋大学食品学院, 上海 201306; 2. 上海冷链装备性能与节能评价专业技术服务平台, 上海 201306; 3. 上海水产品加工及贮藏工程技术研究中心, 上海 201306; 4. 食品科学与工程国家级实验教学示范中心[上海海洋大学], 上海 201306)

(1. College of Food Science and Technology, Shanghai Ocean University, Shanghai 201306, China; 2. Shanghai Professional Technology Service Platform on Cold Chain Equipment Performance and Energy Saving Evaluation, Shanghai 201306, China; 3. Shanghai Engineering Research Center of Aquatic Product Processing & Preservation, Shanghai 201306, China; 4. National Experimental Teaching Demonstration Center for Food Science and Engineering [Shanghai Ocean University], Shanghai 201306, China)

摘要:目的: 优化热泵系统性能, 探讨二氧化碳系统在不同工况下的最优排气压力。方法: 通过建立 CO₂ 跨临界热泵模型, 分析了排气压力和制热量、吸气过热度、制冷剂质量流量及系统能效的关系, 深入研究了进出水温度和环境温度对最优排气压力的影响, 再利用搭建的 CO₂ 热泵试验台验证模型的可靠性。结果: 3 种出水温度下, 制热量随排压的升高而增大, 质量流量随排压的升高而减小, 循环性能系数和过热度随排压的升高呈先增大后减小趋势, 最优排气压力随着进出水温度和环境温度升高而升高, 但进出水温度的升高会降低系统循环性能系数, 据此拟合了出水温度 60 ℃ 下的最优排气压力关联式, 并设计了 5 组试验证明了其具有可靠性。结论: 通过大量的仿真数据确定了系统的最优排气压力, 并与试验值对比发现, 误差值均小于 5%, 满足试验及设计需求。

关键词: CO₂ 热泵; 最优排气压力; COP; 进水温度; 环境温度

Abstract: Objective: This study aimed to optimize the performance of heat pump system and discuss the optimal exhaust pressure of carbon dioxide system under the control of different working conditions. **Methods:** By establishing a CO₂

trans-critical heat pump model, the relationship between exhaust pressure and heat production, inspiratory superheat, refrigerant mass flow rate and system energy efficiency was analyzed, and the influence of inlet and outlet water temperature and ambient temperature on the optimal exhaust pressure was deeply studied. Moreover, the reliability of the model was verified by the CO₂ heat pump test bench. **Results:** At the three effluent temperatures, the heat production increased with the increase of exhaust pressure, and the mass flow rate decreased with the increase of exhaust pressure. The cycle performance coefficient and superheat showed a trend of first increasing and then decreasing with the increase of exhaust pressure, the optimal exhaust pressure increased with the increase of inlet and outlet water temperature and ambient temperature, but the increase of inlet and outlet water temperature reduced the system cycle performance coefficient. Based on this, the optimal exhaust pressure correlation formula at the outlet temperature of 60 ℃ was fitted, and five groups of tests were designed to prove its reliability. **Conclusion:** The optimal exhaust pressure of the system is determined by a large number of simulation data, and compared with the test values, it is found that the error values are less than 5%, which meets the test and design requirements.

Keywords: CO₂ heat pump; optimal discharge pressure; COP; water inlet temperature; water outlet temperature

基金项目: 国家海水鱼产业技术体系(编号: CARS-47); 上海市科委公共服务平台建设项目(编号: 20DZ2292200, 19DZ2284000)

作者简介: 刘孝厅, 男, 上海海洋大学在读硕士研究生。

通信作者: 谢晶(1968—), 女, 上海海洋大学教授, 博士。

E-mail: jxie@shou.edu.cn

收稿日期: 2022-10-17 **改回日期:** 2023-02-15

温室效应和臭氧层的破坏已成为当今社会面临的巨大环境问题, 因此新型环保制冷剂成了当下最热门的研究之一。自从《蒙特利尔议定书》签订之后, 各国相继限

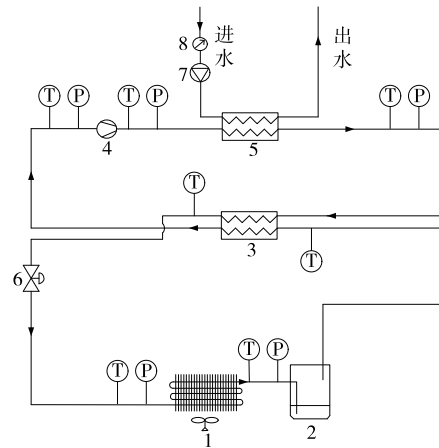
制了氢氯氟烃(HCFC)、氢氟烃(HFC)类的使用,因此自然制冷剂则愈发受到人们的青睐,如:R290、水、氨、CO₂等。CO₂作为一种天然制冷剂^[1],其高密度、低黏性、单位容积制冷量大等物理性质可以有效地减小在管路中的流动阻力损失,提高系统的热效率。与锅炉等传统加热设备相比,空气源热泵可以有效利用环境中的能量,并将其转化成供使用的热能,是一种低碳、环保、能效比高的设备。张春路^[2]开发了压缩机、换热器、节流装置模型及相关辅助零部件,对于制冷系统仿真方法的推广具有重要意义。张永明等^[3]对跨临界CO₂热泵系统建立了动态模型,为系统优化设计提供了良好的理论基础。彭梦博等^[4]利用MATLAB软件模拟了CO₂热泵空调在不同工况下的制热性能,并得出最优排气压力的计算关联式。Nawaz等^[5]将CO₂和R134a热泵热水器进行对比,综合考虑供水温度、水循环率、冷凝器配置等因素,发现CO₂热泵在较低的环境温度下,能够更有效的运行,在商用领域具有潜在优势。Song等^[6]采用PSO-BP神经网络建立新的模型来预测最优排气压力,模型误差精度可以控制在1%以内。Yang等^[7]研究了25,30,35 Hz 3种不同的压缩机频率对带回热器的CO₂热泵性能的影响,结果表明CO₂气体冷却器出口状态和进水温度对制热量和循环性能系数(COP)均有显著影响。王迪等^[8]研究了不同蒸发温度和气冷器出口温度对最优排气压力的影响,结果表明最优排压主要与气冷器出口温度和蒸发温度有关。Chen等^[9]在对带有中间换热器的跨临界CO₂系统的最优排压研究中,提出了以气冷器出口的CO₂温度或者环境温度为自变量的关联式。宋昱龙等^[10]通过大量的试验测试,发现环境及进出水温度是影响最优排压的重要因素,通过数据拟合出预测最优排压公式,并通过对比发现试验值与理论预测制热能效(COP_h)之间的误差小于1.3%。Sarkar等^[11]通过理论计算证明了最优排压的存在,并建立最佳循环参数表达式。李东哲等^[12]利用Modelica/Dymola软件建立跨临界CO₂热泵系统模型,对系统排压进行大量仿真计算,结果表明在相同工况下,随着排气压力上升,CO₂热泵系统存在一个最优排压使系统性能最大。

目前,中国以CO₂热泵在环境温度-30~30℃极限高低温工况下以及进水温度为切入点的研究较少,尤其涉及到极限环境温度及进水温度对最优排压的影响。因此,研究拟在前人成果的基础上,进一步探究CO₂热泵系统性能的变化规律,以期对跨临界CO₂热泵的设计和调试提供参考。

1 跨临界CO₂热泵系统数学模型

1.1 工作原理

跨临界CO₂热泵系统原理如图1所示。回热器出口



1. 蒸发器 2. 气液分离器 3. 回热器 4. 压缩机 5. 气体冷却器 6. 电子膨胀阀 7. 水泵 8. 涡旋流量计

图1 跨临界CO₂热泵原理图

Figure 1 Schematic diagram of transcritical CO₂ heat pump

体后进入气冷器与水进行换热,并通过回热器进一步冷却,冷却后的液体经电子膨胀阀节流后进入蒸发器,在蒸发器中完成与空气换热过程经气液分离器,最后重新进入回热器,完成一次循环。

1.2 压缩机模型

压缩机排量设定为9.21 m³/h,频率50 Hz(转速3 000 r/min),并对压缩过程作出以下假设:① 将压缩看作准静态过程,不考虑压缩机工作过程中各部件的动态变化;② 压缩机的容积效率和等熵效率均由试验数据校核所得。已知压缩机的理论吸气量和排气压力,计算制冷剂的质量流量,压缩机排气焓值以及压缩机的输入功率,通过调用物性参数求出排气温度。

$$m_r = \eta_v \rho_s V_{com}, \quad (1)$$

$$W_s = \frac{m_r (h_{dis} - h_s)}{\eta_{adia}}, \quad (2)$$

$$h_d = h_s + \frac{h_{dis} - h_s}{\eta_{adia}}, \quad (3)$$

$$W = \frac{W_s}{\eta_{mec}}, \quad (4)$$

$$T_d = f(p_d, h_d), \quad (5)$$

式中:

η_v ——容积效率;

ρ_s ——制冷剂吸气密度,kg/m³;

V_{com} ——理论吸气量,m³/s;

m_r ——制冷剂质量流量,kg/s;

h_s, h_d, h_{dis} ——压缩机的吸气焓、排气焓以及等熵压缩时的排气焓,kJ/kg;

W_s ——系统轴功率,kW;

η_{adia} ——等熵效率;

W ——压缩机总输入功率, kW;

η_{mec} ——机械效率;

p_d ——排气压力, MPa;

T_d ——排气温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

1.3 蒸发器模型

蒸发器采用翅片管式换热器, 蒸发器性能计算采用集总参数模型, 建模前作出如下假设: ① 制冷剂和空气在蒸发器内各点流量不随时间变化; ② 制冷剂和空气均为一维稳态流动; ③ 忽略蒸发器内的阻力损失和压降; ④ 忽略管壁热阻。

空气侧换热方程:

$$Q_a = m_a (h_{a,\text{in}} - h_{a,\text{out}}) = \alpha_a A_a (T_a - T_w), \quad (6)$$

空气侧换热系数关联式:

$$\alpha_a = Bv^{0.55}, \quad (7)$$

制冷剂侧换热过程:

$$Q_r = m_r (h_{r,\text{in}} - h_{r,\text{out}}) = \alpha_r A_r (T_w - T_r), \quad (8)$$

水平光管内平均沸腾换热系数关联式:

$$\alpha_r = 0.00573 \lambda \mu_{\text{rl}}^{(-0.8)} \psi^{0.4} V_m^{0.4} \left(\frac{d_i}{1000} \right), \quad (9)$$

式中:

α_a ——空气侧的换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;

T_w ——管壁内侧的温度, $^{\circ}\text{C}$;

T_a ——空气侧温度, $^{\circ}\text{C}$;

Q_a ——空气侧换热量, kW;

m_a ——空气的质量流量, kg/s;

$h_{a,\text{in}}, h_{a,\text{out}}$ ——空气的进出口焓值, kJ/kg;

A_a ——空气侧换热面积, m^2 ;

B ——片型修正系数;

v ——最窄面空气流速, m/s;

Q_r ——制冷剂侧换热量, kW;

m_r ——制冷剂质量流量, kg/s;

$h_{r,\text{in}}, h_{r,\text{out}}$ ——制冷剂进、出蒸发器的焓值, kJ/kg;

α_r ——制冷剂侧换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;

A_r ——制冷剂侧换热面积, m^2 ;

T_r ——制冷剂温度, $^{\circ}\text{C}$;

λ ——冷凝液导热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;

μ_{rl} ——冷凝液动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;

ψ ——热流密度, W/m^2 ;

V_m ——质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

d_i ——管内径, m。

1.4 气冷器模型

气体冷却器采用板式换热器, 完成高温高压的制冷剂蒸气与冷却水换热的过程。忽略气冷器与周围环境的换热, 采用逆流换热方式, 根据能量守恒定律, 制冷剂侧换热:

$$Q_c = m (h_{g,\text{in}} - h_{g,\text{out}}), \quad (10)$$

侧换热:

$$Q_w = C_p m_w (t_{w,\text{out}} - t_{w,\text{in}}), \quad (11)$$

气冷器内的传热负荷:

$$Q_c = Q_w = Q = KA \Delta t_m, \quad (12)$$

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \quad (13)$$

$$A = N_e A_p = (N_t - 2) A_p, \quad (14)$$

$$\Delta t_m = \psi \Delta t_{\text{lm}}, \quad (15)$$

$$\Delta t_{\text{lm}} = \frac{(t_{r,\text{in}} - t_{w,\text{in}}) - (t_{w,\text{out}} - t_{r,\text{out}})}{\ln \frac{t_{r,\text{in}} - t_{w,\text{in}}}{t_{w,\text{out}} - t_{r,\text{out}}}}, \quad (16)$$

式中:

$h_{g,\text{in}}, h_{g,\text{out}}$ ——气冷器进、出口制冷剂焓值, kJ/kg;

C_p ——水的定压比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$;

m_w ——水的质量流量, kg/s;

$t_{w,\text{in}}, t_{w,\text{out}}$ ——气冷器进、出水温度, $^{\circ}\text{C}$;

α_1, α_2 ——板片表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;

δ_p ——板片厚度, m;

λ_p ——板片导热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$;

A ——换热面积, m^2 ;

A_p ——单片换热面积, m^2 ;

N_e ——有效传热板片数;

N_t ——总板片数;

Δt_m ——传热平均温差, $^{\circ}\text{C}$;

ψ ——逆流时对数平均温差修正系数(根据试验结果进行修正)。

1.5 膨胀阀模型

节流过程中, 可认为节流前后焓值不变,

$$m = C_f A_v \sqrt{2(p_{\text{in}} - p_{\text{out}})} \rho, \quad (17)$$

$$h_{\text{in}} = h_{\text{out}}, \quad (18)$$

式中:

m ——制冷剂质量流量, kg/s;

C_f ——流量系数;

A_v ——阀孔的流通截面积, m^2 ;

$p_{\text{in}}, p_{\text{out}}$ ——进、出口压力, MPa;

ρ ——密度, kg/m^3 ;

$h_{\text{in}}, h_{\text{out}}$ ——进、出口焓值, kJ/kg。

1.6 模拟工况

在环境温度 15°C , 进水温度 10°C , 出水温度 $50 \sim 70^{\circ}\text{C}$ 工况下, 以排气压力为自变量, 模拟不同排气压力对制热量、吸气过热度、质量流量以及循环性能系数的影响。结合前人的研究成果, 发现进出水温度和环境温度对系统最优排气压力均有不同程度的影响, 利用 Dymola 软件建立跨临界 CO_2 热泵模型, 重点对变量为进水温度和环境温度进行系统性研究, 并将仿真结果导入到

Origin 2018 中,进行数据处理及图像绘制。基于以下 3 种工况进行仿真:① 在环境温度 15 ℃,出水温度 60 ℃ 的工况下,探究进水温度(10~30 ℃)对最优排压的影响;② 在进水温度 10 ℃,出水温度 60 ℃ 的工况下,探究环境温度(-10~10 ℃)对最优排压的影响;③ 在出水温度 60 ℃ 的工况下,研究环境温度-30~30 ℃,进水温度 10~40 ℃对最优排压的影响,并根据上述模拟结果合理设定热泵系统参数。

2 结果与分析

2.1 排气压力对制热量和吸气过热度的影响

由图 2 和图 3 可知,随着出水温度升高,系统的制热量呈降低趋势,以排压 10.0 MPa 为例,出水温度在 50 ℃ 的制热量较 70 ℃ 的高出 25%。因此设置合理的出水温度可以有效提升系统制热量。同一出水温度下制热量随排压升高呈先快速增加后缓慢增加的趋势,这是因为排气压力升高,系统压缩比增大,在吸气温度变化不大的情况下,排气温度升高,压缩机排气焓值增大,气冷器内焓差随排气压力的升高而增大,因此系统制热量急速增大,但压比的增大使质量流量降低,所以在一定程度上延缓

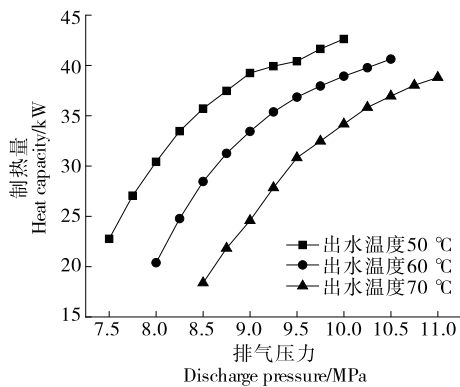


图 2 排气压力对制热量的影响

Figure 2 Effects of exhaust pressure on heat production

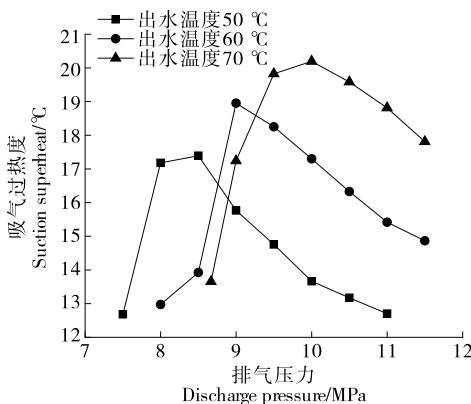


图 3 排气压力对吸气过热度的影响

Figure 3 Effects of exhaust pressure on inspiratory superheat

了制热量的增长率。相较于其他学者关于排压和制热量的关系研究,试验增设了 50 ℃ 的出水温度,更好地证明了水温度升高对制热量的影响。由图 3 可以看出,吸气过热度随排气压力的升高先增大后减小,因为排气压力的升高会导致电子膨胀阀开度减小,进入蒸发器内的制冷剂质量流量减少,因此出口过热度增大。但随着排气压力继续增大,吸气温度降低,导致吸气过热度减小。

2.2 排气压力对制冷剂质量流量的影响

大多学者在研究系统排气压力时,很少考虑其对制冷剂质量流量的影响,主要认为环境温度不变,蒸发压力变化不大,从而质量流量的变化也不明显。如图 4 所示,出水温度为 50~70 ℃ 时,随着排气压力的升高,质量流量却逐渐减小,当排气压力高于 10.5 MPa 时,质量流量减幅明显降低,最终趋于稳定。因为排气压力的升高使系统压缩比增大,质量流量减小,但排压受限于压缩机性能参数,不会无限升高,即压比最终趋于稳定值。纵向分析来看,出水温度升高会使得质量流量增大。这是因为出水温度升高,气冷器水侧质量流量减小,虽然制热量增大,但气冷器制冷剂侧进出口焓差增大的速率高于制热量,且出水温度越高,质量流量随排压的影响就越大,70 ℃ 出水工况下,排压从 8.5 MPa 上升至 11.5 MPa,质量流量下降了 30.5%,而 60 ℃ 出水则仅下降了 6.7%,差距尤为明显。

2.3 排气压力对系统 COP 的影响

如图 5 所示,同一出水温度下,系统 COP 随排气压力的升高呈先增大后减小趋势,存在一个最优排气压力(系统 COP 最大时对应的排气压力),可以看出最优排压与出水温度呈正相关。这是因为随着排气压力升高,系统制热量和功耗随之增大,但制热量的增速高于功耗,COP 开始增大,但当排气压力继续升高,制热量的变化不明显,而功耗却继续增大,此时 COP 开始减小。另外,出水温度的升高也会使系统 COP 减小,以排压 9.0 MPa 为

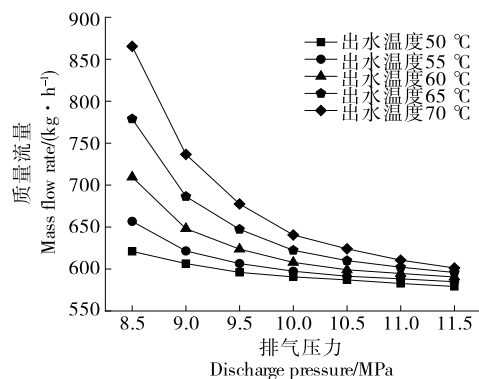


图 4 排气压力对质量流量的影响

Figure 4 Effects of exhaust pressure on mass flow rate

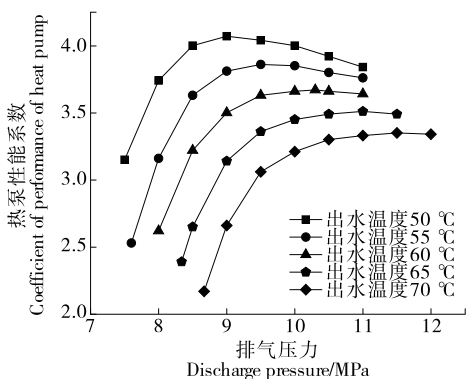


图 5 排气压力对热泵性能系数的影响

Figure 5 Effects of the performance coefficient of exhaust pressure heat pump

例,5种出水温度下对应的 COP 依次为 4.07,3.81,3.50,3.14,2.66,因此设置合理的出水温度可以有效改善系统性能。

2.4 进水温度对最优排气压力的影响

进水温度是影响热泵热水器性能的一个重要因素。基于刘泽勤等^[13]的研究结果发现,通过升高热泵气冷器进水温度虽然一定程度上提高了水流量,但气冷器出口温度也随之升高,利用建立的气冷器模型得出气冷器出口温度升高导致换热能力下降的结论。在该结论的基础上,进一步研究不同进水温度下排气压力对 COP 的影响。设定环境温度 15 °C 和出水温度 60 °C 工况,模拟计算了 5 种不同进水温度下热泵系统 COP,如图 6 所示,随着进水温度升高,系统的 COP 降低,这是因为进水温度升高,气冷器制冷剂出口温度升高,这样就会导致气冷器内换热量减小,影响系统性能。以进水温度 10,30 °C 为例,在排压 8.5 MPa 时,前者 COP 高出 38.8%。同一进水温度下,COP 随排气压力的升高先显著增大到峰值后略微减小,而最优排气压力和进水温度呈正相关。

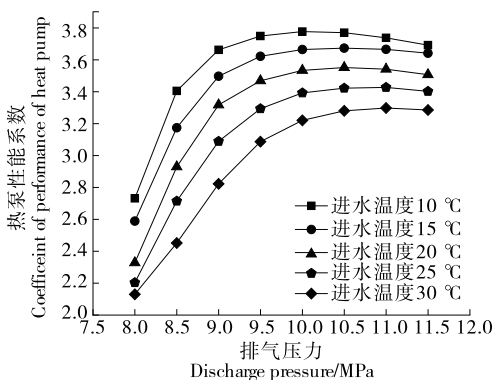


图 6 进水温度对热泵性能系数的影响

Figure 6 Effects of inlet water temperature on performance coefficient of heat pump

2.5 环境温度对最优排气压力的影响

在进水温度 10 °C,出水温度 60 °C 工况下,研究不同环境温度对 COP 的影响。结果表明,制热量和 COP 在一定排压范围内随环境温度的升高而增大。因为环境温度的升高会使蒸发压力升高,而压缩机等熵效率基本不变,导致排气温度升高,因此系统制热量增大。虽然排压升高会使得系统功耗增大,但其增长速率远低于制热量,故 COP 也增大。以环境温度为 -10,10 °C 为例,随着排气压力的升高,COP 呈先增大后减小趋势,环境温度为 10 °C 的 COP 相较于 -10 °C 的高出 19%;同一环境温度下排气压力对 COP 的影响并不大,但随着环境温度的升高,排气压力对 COP 影响越大。

为了进一步找出最优排气压力,设定出水温度 60 °C,改变进水和环境温度,通过大量的仿真结果,得出各工况下最优排气压力。可以看出,最优排气压力和环境温度,进水温度呈正相关。但为了系统安全性考虑,进水温度不宜太高。以进水温度 40 °C 为例,当环境温度为 30 °C

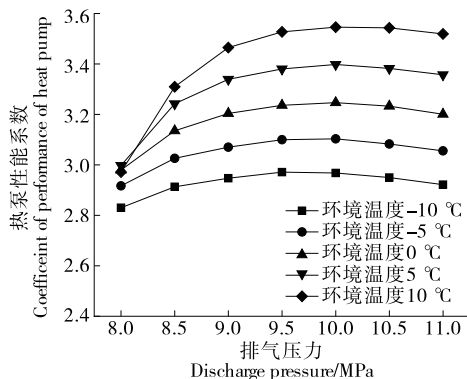


图 7 环境温度对热泵性能系数的影响

Figure 7 Effects of ambient temperature on performance coefficient of heat pump

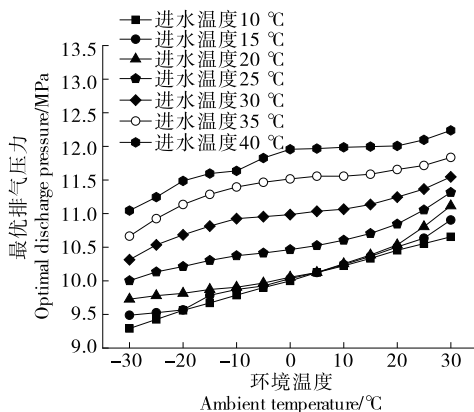


图 8 多工况下系统最优排压情况

Figure 8 Optimal exhaust pressure of the system under multiple operating conditions

时,系统最优排压达到 12.23 MPa,过高的排气压力可能会引起高压报警。在环境温度较低时,应尽量降低进水温度,使系统排气温度降低。

基于前面的理论分析结果,设定出水温度在 60 ℃,研究最优排气压力随环境温度和进水温度的变化,并根据图 8 得出不同工况下最优排压的拟合公式:

$$p_{opt} = 10.2 + 0.021\ 97t_{air} + 0.000\ 171t_{air}^2, 10 \leq t_{w,in} < 20, \tag{19}$$

$$p_{opt} = 10.24 + 0.012\ 8t_{air} + 0.000\ 314\ 4t_{air}^2 + 0.000\ 010\ 68t_{air}^3, 20 \leq t_{w,in} < 25, \tag{20}$$

$$p_{opt} = 10.72 + 0.008\ 974t_{air} + 0.000\ 0701\ 1t_{air}^2 + 0.000\ 013\ 64t_{air}^3, 25 \leq t_{w,in} < 30, \tag{21}$$

$$p_{opt} = 11.25 + 0.007\ 309t_{air} - 0.000\ 183\ 1t_{air}^2 + 0.000\ 014\ 2t_{air}^3, 30 \leq t_{w,in} < 35, \tag{22}$$

$$p_{opt} = 11.69 + 0.009\ 397t_{air} - 0.000\ 295\ 8t_{air}^2 + 0.000\ 011\ 22t_{air}^3, 35 \leq t_{w,in} < 40, \tag{23}$$

式中:

p_{opt} ——最优排气压力,MPa;

t_{air} ——环境温度,℃;

$t_{w,in}$ ——进水温度,℃。

3 试验测试

3.1 试验设备选型

压缩机选用 Dorin 公司开发的型号为 CD4 120-9.2H,主要性能参数见表 1。气冷器和回热器均采用板式换热器,结构性性能参数见表 2,蒸发器类型为翅片管式换热器,内螺纹管外径 7 mm,壁厚 0.5 mm,管间距 19.05 mm,排距 16.5 mm,铜管分 4 排,每排 64 根,管数

表 1 CD4 120-9.2H 压缩机性能参数

Table 1 CD4 performance parameters of 120-9.2H compressor

型号	排量/ (m ³ · h ⁻¹)	功率/ kW	最大运行 电流/A	最高工作 压力/MPa	注油 量/kg
CD4 120-9.2H	9.21	10.75	24	12	1.7

表 2 气冷器、回热器结构性性能参数

Table 2 Structural performance parameters of air cooler and regenerator

结构性性能参数	单位	气冷器	回热器
总传热面积	m ²	2.580	0.552
传热通量	kW/m ²	22.00	4.58
板数		65	48
污垢系数	m ² · ℃/kW	0.000	0.039
接口尺寸	mm	24.0	17.5

共 256,翅片为铝制的开窗片,片距 2.6 mm,翅片厚度 0.2 mm。

3.2 试验设计和结果分析

为了验证理论模型的准确性,设计了试验组进行对比。在出水温度 60 ℃,进水温度 20 ℃,测试 0,5,10,15,20,25,30 ℃ 7 种不同环境温度下的最优排气压力,并将试验值和仿真值进行对比,如表 3 所示,误差值均在 5% 以下,最大误差仅为 3.7%,因此拟合的最优排压关联式与试验结果基本匹配,所建立的模型满足设计参考需求。

表 3 最优排压仿真值和试验值对比

Table 3 Comparison between the simulation value and the experimental value of optimal exhaust pressure

环境温度/℃	最优排压 试验值/MPa	最优排压仿真 值/MPa	误差值/%
0	10.20	10.05	1.5
5	10.38	10.12	2.5
10	10.50	10.25	2.4
15	10.66	10.38	2.6
20	10.90	10.53	3.4
25	11.15	10.80	3.1
30	11.54	11.11	3.7

4 结论

通过仿真研究不同出水温度下排气压力对系统性能的影响及环境和进水温度对最优排压的影响。结果表明,制热量和质量流量均随排气压力升高而减小,而吸气过热度和循环性能系数先增大后减小,即存在最大值。进水温度的升高会大幅度降低系统性能,但最优排压会因此升高,在 30 ℃ 进水时,最优排压达到 11.3 MPa,因此为了系统的安全性,进水温度不宜太高,环境温度的升高会使系统循环性能系数增大,且温度越高,增幅越明显。结合大量的仿真数据得到在出水温度 60 ℃ 下,最优排压、进水温度、环境温度三者之间的拟合公式。最后通过试验的方式得出出水温度在 60 ℃ 下试验值和仿真值的最大误差为 3.7% 左右,具备较好的匹配度。但研究未考虑系统环境湿度和风机风速因素,低温下湿度过大蒸发器会结霜影响换热效果,风机风速在一定程度上也会影响蒸发器换热。后续将对热泵化霜及充注量等问题进行理论性研究。

参考文献

[1] VELDERS G J M, SOLOMON S, DANIEL J S, et al. Growth of

- climate change commitments from HFC banks and emissions[J]. *Atmospheric Chemistry and Physics*, 2014, 14(9): 4 563-4 572.
- [2] 张春路. 制冷空调系统仿真原理与技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2012: 41-68.
- ZHANG C L. Fundamentals of vapor-compression refrigeration and air-conditioning system modeling[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2012: 41-68.
- [3] 张永明, 陈振乾. 跨临界二氧化碳热泵系统动态性能的仿真研究[J]. *建筑热能通风空调*, 2021, 40(2): 15-20.
- ZHANG Y M, CHEN Z Q. Dynamic simulation and research of transcritical CO₂ heat pump system [J]. *Building Energy & Environment*, 2021, 40(2): 15-20.
- [4] 彭梦博, 陈炳耀, 王定标, 等. 跨临界 CO₂ 热泵空调系统仿真优化研究[J]. *低温与超导*, 2022, 50(3): 51-57.
- PENG M B, CHEN B Y, WANG D B, et al. Simulation and optimization of transcritical CO₂ heat pump air conditioning system [J]. *Cryogenics & Superconductivity*, 2022, 50(3): 51-57.
- [5] NAWAZ K, SHEN B, ELATAR A, et al. Performance optimization of CO₂ heat pump water heater [J]. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 2018, 85: 213-228.
- [6] SONG Y L, YIN X, CAO F, et al. Investigations on optimal discharge pressure in CO₂ heat pumps using the GMD hand PSO-B ptypeneural network Part A: Theoretical modeling [J]. *Journal of Engineering*, 2019, 106: 549-557.
- [7] YANG L X, WEI X L, ZHAO L H, 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: 1 216-1 223.
- [8] 王迪, 王定标, 杨雨燊, 等. 跨临界 CO₂ 热泵系统最优排气压力模拟与实验研究[J]. *郑州大学学报(工学版)*, 2021, 42(4): 33-39.
- WANG D, WANG D B, YANG Y S, et al. Simulation and experimental analysis on the optimal discharge pressure of a transcritical CO₂ heat pump system [J]. *Journal of Zhengzhou University (Engineering Science)*, 2021, 42(4): 33-39.
- [9] CHEN Y, GU J J. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers[J]. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 2005, 28(8): 1 238-1 249.
- [10] 宋昱龙, 唐学平, 王守国, 等. 空气源跨临界 CO₂ 热泵最优排气压力的理论和实验[J]. *西安交通大学学报*, 2014, 48(9): 81-87.
- SONG Y L, TANG X P, WANG S G, et al. Theoretical and experimental investigation for optimal discharge pressure of air-source transcritical CO₂ heat pump[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2014, 48(9): 81-87.
- [11] SARKAR J, BHATTACHARYYA S, GOPAL M R, et al. Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications[J]. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 2004, 27(8): 830-838.
- [12] 李东哲, 崔靖, 王驿凯, 等. 跨临界 CO₂ 制热系统最优排气压力的模拟研究[J]. *压缩机技术*, 2017(1): 1-5, 10.
- LI D Z, CUI J, WANG Y K, et al. Simulation research on the optimum discharge pressure of transcritical CO₂ heat pump system [J]. *Compressor Technology*, 2017(1): 1-5, 10.
- [13] 刘泽勤, 高梦晗. 供水温度对 CO₂ 空气源热泵系统性能的影响[J]. *低温与超导*, 2020, 48(4): 100-104.
- LIU Z Q, GAO M H. Effect of water supply temperature on the performance of CO₂ air source heat pump system[J]. *Cryogenics & Superconductivity*, 2020, 48(4): 100-104.
-
- (上接第 20 页)
- [21] 韩畅, 林江涛, 岳清华, 等. 苦荞麸皮粉添加量对面团性质及馒头品质的影响[J]. *食品与发酵工业*, 2022, 48(7): 140-145.
- HAN C, LIN J T, YUE Q H, et al. Effect of tartary buckwheat bran powder on dough characteristic and steamed bread quality[J]. *Food and Fermentation Industries*, 2022, 48(7): 140-145.
- [22] 崔建涛. 荞麦馒头质构特性与荞麦粉糊化特性相关性研究[J]. *现代食品*, 2020(10): 211-213.
- CUI J T. Correlation research between texture profile properties of buckwheat steamed bread and gelatinization properties of buckwheat[J]. *Modern Food*, 2020(10): 211-213.
- [23] 孔晓涵, 樊红秀, 张闪闪, 等. 荞麦一小麦混合粉流变学特性及其对冷面质构的影响[J]. *粮食与油脂*, 2022, 35(10): 31-34, 67.
- KONG X H, FAN H X, ZHANG S S, et al. Rheological properties of buckwheat-wheat mixed flour and its effect on cold noodle texture[J]. *Cereals & Oils*, 2022, 35(10): 31-34, 67.
- [24] 姚哲, 张辉, 彭金龙, 等. 不同品种大米营养组分与糊化、酶解特性的相关性分析[J]. *食品与发酵工业*, 2022, 48(13): 173-180.
- YAO Z, ZHANG H, PENG J L, et al. Correlation analysis between nutrient component, pasting properties and enzymatic hydrolysis properties of different varieties of rice[J]. *Food and Fermentation Industries*, 2022, 48(13): 173-180.
- [25] 任顺成, 李翠翠, 邓颖颖. 鹰嘴豆、饭豆、绿豆淀粉性质的比较[J]. *中国粮油学报*, 2011, 26(1): 61-64.
- REN S C, LI C C, DENG Y Y. Comparison of starch properties of chickpea, mung bean and rice bean [J]. *Journal of the Chinese Cereals and Oils*, 2011, 26(1): 61-64.
- [26] 赵敏, 杨保卫, 胡舰, 等. 荞麦面条复合预制粉组配参数优化及其应用[J]. *食品与机械*, 2022, 38(4): 207-212.
- ZHAO M, YANG B W, HU J, et al. Optimum parameters and application of buckwheat noodle composite preformed powder[J]. *Food & Machinery*, 2022, 38(4): 207-212.