

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.202102009



太阳能增效的复叠式空气源热泵 系统能量分析与及焓分析

刘慧俊, 李风雷

(太原理工大学 土木工程学院, 山西 太原 030024)

摘要: 为了提高空气源热泵的效率和稳定性,提出一种太阳能增效的复叠式空气源热泵系统,建立系统的能量模型和焓模型,以 R134a 为制冷剂进行计算分析. 结果表明:随着中间冷凝温度的升高,系统机械性能系数先增大后减小,当中间冷凝温度为 38 ℃ 时,系统机械性能系数达到最优值;随着中间冷凝温度的升高,焓效率先增大后减小,当中间冷凝温度为 22 ℃ 时,焓效率达到最优值;系统机械性能系数、制热量、焓损失随着蒸发温度的升高而增大;随着太阳辐射照度的增大,系统机械性能系数、焓效率及制热量均有明显提升;系统中焓损失最大的部件为集热发生器,提高集热效率、采用合理的运行参数是提高系统焓效率的关键.

关键词: 太阳能; 空气源热泵; 并联; 能量分析; 焓分析

中图分类号: TK 519 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2022)02-0160-08

Energy Analysis and Exergy Analysis of Solar Energy Enhanced Cascade Air-Source Heat Pump System

LIU Huijun, LI Fenglei

(College of Civil Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: In order to improve the efficiency and stability of the air-source heat pump, a solar energy enhanced cascade air-source heat pump system is proposed, the energy model and exergy model of the system are established, and R134a is used as the cryogen for calculation and analysis. The results show that with the increase of the intermediate condensation temperature, the system mechanical performance coefficient first increases and then decreases, when the intermediate condensation temperature is 38 ℃, the system mechanical performance coefficient reaches the optimal value. With the increase of intermediate condensation temperature, the exergy efficiency first increases and then decreases, when the intermediate condensation temperature is 22 ℃, the exergy efficiency reaches the optimal value. The system mechanical performance coefficient, heating capacity and exergy destruction increase with the increase of evaporation temperature. With the increase of solar irradiance, the system mechanical performance coefficient, exergy efficiency and heating capacity of the system are significantly improved. The most exergy destruction component in the system is the heat collector, improving the heat collection efficiency and adopting reasonable operating parameters are the key to improve the exergy efficiency of the system.

Keywords: solar energy; air-source heat pump; parallel connection; energy analysis; exergy analysis

收稿日期: 2021-02-04

通信作者: 李风雷(1967-),男,教授,博士,主要从事空调制冷和可再生能源利用技术的研究. E-mail: fengleili@126.com.

基金项目: 国家国际科技合作项目(2013DFA61580); 山西省科技攻关项目(20140313006-6); 山西省重点研发计划项目(201803D31036)

城镇化建设造成建筑供暖需求持续增大,从而导致能源消耗直线上升. 2017 年,中国建筑总运行能耗为 9.6 亿 t,占全社会总能耗的 20%,其中,北方城镇供热能耗 2 亿 t,占建筑能耗的 20.83%. 供暖能耗的增长必然引起以煤炭为主的供暖模式下污染物排放总量的增加,对我国蓝天保卫战提出了巨大挑战,亟需发展清洁能源供暖技术. 应用最为广泛的空气源热泵具有使用方便、运行成本低、环保、安全、使用地点不受限制等优点,但单一空气源热泵的应用受到气候条件的制约. 因此,一些学者提出采用多能互补驱动空气源热泵,或将其他能源作为空气源热泵供热量不足时的补充热源,以改善空气源热泵的应用局限性. 万磊^[1]在复合热源换热器的基础上,提出太阳能-空气复合热源热泵系统,可减少室外环境温度和太阳能资源对系统性能的影响. 黎珍等^[2]建立太阳能耦合空气源热泵一体化热水系统,在夏季工况下,相较于空气源热泵热水系统,该系统平均制热性能系数提高了 44.16%;在冬季工况下,相较于空气源热泵热水系统,该系统平均制热性能系数提高了 6.56%. Chen 等^[3]提出一种新型直膨式太阳能辅助补气热泵系统,通过太阳能改善压缩机补气增焓热泵系统的性能. Li 等^[4]提出太阳能喷射复叠热泵系统,该系统可以明显改善空气源热泵在低温环境下的系统性能. 王肖龙^[5]研究太阳能-空气源热泵热水系统的运行策略,对太阳能进行充分利用. 王洪利等^[6]分别将 R134a, R1234yf 应用于太阳能-空气源复合热泵系统,并进行性能分析,结果表明,选用 R134a 的系统性能系数(COP)较好,但 R1234yf 的环保性能更佳. 郭春梅等^[7]在广东地区不同的太阳辐射条件下,进行供暖、供生活热水实验测试,结果表明,相较于单独空气源热泵,太阳能与空气源热泵复合系统供热性能具有更加显著的优势. Wu 等^[8]将新型太阳能热管蓄热器应用于直膨式太阳能-空气源热泵系统,系统可根据不同太阳辐射照度切换运行模式,保证系统在寒冷地区的高效运行. 刘杰等^[9]对比了太阳能与空气源热泵的 3 种连接方式在兰州地区的应用,结果表明,相较于单独空气源热泵,太阳能-空气源热泵联合供热系统在太阳能集热量、太阳能保证率等方面均有明显改善. Cai 等^[10]对太阳能与空气源热泵的不同连接方式进行比较,获得不同连接方式的最佳工作条件. Liu 等^[11]研究一种新型太阳能/空气双源热泵供暖系统,为寒冷地区应用太阳能和空气源热泵的应用提供可靠的参考. 陈忠梅等^[12]研究太阳能-空气源双压缩热泵系统的制热特性,结果表明,相较于传统空气源热泵,在一定工况下,太阳能-空气源双压缩热泵系统能耗降低了 18%. 苏树强等^[13]针对高原高寒地区设计一种太阳能联合复叠热泵采暖系统,将太阳能集热系统产生的热量作为热泵系统的低温热源. 郭瑞等^[14]为改善空气源热泵系统在寒冷地区的适应性,提出太阳能喷射增效的中高温空气源热泵系统.

关于太阳能集热发生器与热泵系统联合供热方面的研究已取得一定的进展,但在目前的研究中,太阳能的集热温度一般与冷凝温度相同或更高,太阳能的集热效率较低,当太阳辐射照度较小时,甚至无法集热. 基于此,本文提出一种太阳能增效的复叠式空气源热泵系统,并对其进行能量分析与焓分析.

1 系统描述

太阳能增效的复叠式空气源热泵系统及其压力-比焓($p-h$)图,如图 1,2 所示. 图 1,2 中:1~9 表示状态点.

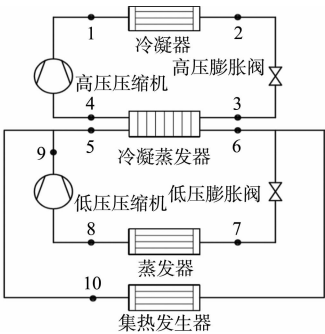


图 1 太阳能增效的复叠式空气源热泵系统
Fig. 1 Solar energy enhanced cascade air-source heat pump system

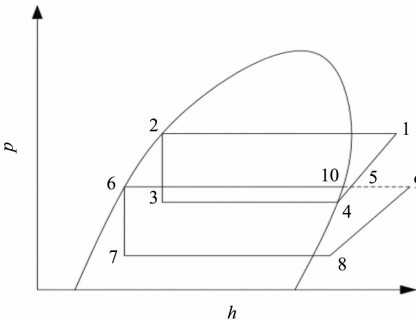


图 2 太阳能增效的复叠式空气源热泵系统 $p-h$ 图
Fig. 2 Solar energy enhanced cascade air-source heat pump system $p-h$ diagram

高压侧制冷剂在冷凝蒸发器中吸热后,通过高压压缩机升压后,进入冷凝器,冷凝至饱和液体后,再通过高压膨胀阀回到冷凝蒸发器. 低压侧制冷剂在冷凝蒸发器中与高压侧制冷剂换热后,分为两路,一路通过低压膨胀阀节流后进入蒸发器,蒸发器吸热后,变成饱和蒸汽制冷剂,再进入低压压缩机升压至状态点 9;另一路进入集热发生器吸热至状态点 10,与状态点 9 混合后,回到冷凝蒸发器中. 如此循环,完成制热过程.

2 计算模型

2.1 模型假设

为了简化模型,进行以下 3 个假设:1) 制冷剂在集热发生器、冷凝器、蒸发器和冷凝蒸发器出口均为饱和状态;2) 以等熵效率考虑压缩机工作过程中的损失;3) 忽略管道损失.

2.2 各部件模型

2.2.1 冷凝器模型 冷凝器换热量 Q_{cn} 表示为

$$Q_{cn}=m_h(h_1-h_2). \tag{1}$$

式(1)中: h_1, h_2 分别为状态点 1,2 的比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, 其他比焓的表示类似; m_h 为高压压缩机的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

2.2.2 蒸发器模型 蒸发器换热量 Q_e 表示为

$$Q_e=m_e(h_8-h_7). \tag{2}$$

式(2)中: m_e 为蒸发器的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

2.2.3 集热发生器模型 落在太阳能集热发生器上的太阳辐射热量 Q_{rad} 表示为

$$Q_{rad}=AG. \tag{3}$$

式(3)中: A 为集热面积, m^2 ; G 为太阳辐射照度, $\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$.

太阳能集热发生器吸收的有效热量 Q_g 表示为

$$Q_g=m_g(h_{10}-h_6). \tag{4}$$

式(4)中: m_g 为集热发生器的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

太阳能集热发生器吸收的有效热量 $Q_g^{[15]}$ 也可以表示为

$$Q_g=A[F_R G \eta_{opt}-F_R U_L(T_p-T_a)]. \tag{5}$$

式(5)中: F_R 为太阳能集热发生器的换热系数; η_{opt} 为集热发生器效率; U_L 为集热发生器总热损失系数; T_p 为吸热板温度, 近似认为其等于集热发生器进、出口算术平均温度, $T_p=\frac{(T_{10}+T_6)}{2}, \text{K}$; T_a 为采暖期室外温度, K ; 文中取 $F_R=0.8, \eta_{opt}=0.76, F_R U_L=3.5^{[15]}$.

2.2.4 冷凝蒸发器模型 冷凝蒸发器能量平衡, 有

$$Q_{cin}=m_h(h_4-h_3), \tag{6}$$

$$Q_{cin}=(m_g+m_e)(h_5-h_6), \tag{7}$$

$$Q_{cin}=Q_{cin}. \tag{8}$$

式(6)~(8)中: Q_{cin}, Q_{cin} 分别为冷凝蒸发器的冷凝侧换热量和蒸发侧换热量, kW .

2.2.5 压缩机模型 高压压缩机功耗 W_{com_h} 表示为

$$W_{com_h}=\frac{m_h(h_1-h_4)}{\eta_{is,com_h}}, \tag{9}$$

$$\eta_{is,com_h}=0.874-0.0135\frac{p_1}{p_4}, \tag{10}$$

$$\eta_{is,com_h}=\frac{h_{1,s}-h_4}{h_1-h_4}. \tag{11}$$

式(9)~(11)中: $h_{1,s}$ 为假设压缩过程为等熵压缩时高压压缩机出口比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; η_{is,com_h} 为高压压缩机等熵效率^[15]; p_4, p_1 分别为高压压缩机入口和出口的压力, Pa .

高压压缩机的质量流量 m_h 表示为

$$m_h = \frac{\eta_{v_h} V_{dis_h} n_h}{\nu_4}, \quad (12)$$

$$\eta_{v_h} = 0.9 - 0.035 \frac{p_1}{p_4}. \quad (13)$$

式(12), (13)中: η_{v_h} 为高压压缩机的容积效率; V_{dis_h} 为高压压缩机的理论排量, $\text{m}^3 \cdot \text{r}^{-1}$; n_h 为高压压缩机的转速, $\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$; ν_4 为高压压缩机的吸气比容, $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$.

低压压缩机功耗 W_{com_l} 表示为

$$W_{com_l} = \frac{m_c (h_9 - h_8)}{\eta_{is, com_l}}, \quad (14)$$

$$\eta_{is, com_l} = 0.874 - 0.0135 \frac{p_9}{p_8}, \quad (15)$$

$$\eta_{is, com_l} = \frac{h_{9,s} - h_8}{h_9 - h_8}. \quad (16)$$

式(14)~(16)中: η_{is, com_l} 为低压压缩机等熵效率; $h_{9,s}$ 为假设压缩过程为等熵压缩时低压压缩机出口比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$.

低压压缩机的质量流量(蒸发器的质量流量) m_e 表示为

$$m_e = \frac{\eta_{v_l} V_{dis_l} n_l}{\nu_8}, \quad (17)$$

$$\eta_{v_l} = 0.9 - 0.035 \frac{p_9}{p_8}. \quad (18)$$

式(17), (18)中: η_{v_l} 为低压压缩机的容积效率; V_{dis_l} 为低压压缩机的理论排量, $\text{m}^3 \cdot \text{r}^{-1}$; n_l 为低压压缩机的转速, $\text{r} \cdot \text{s}^{-1}$; ν_8 为压缩机的吸气比容, $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$.

2.2.6 膨胀阀模型 膨胀阀节流的过程为等焓过程, 即

$$h_3 = h_2, \quad (19)$$

$$h_7 = h_6. \quad (20)$$

2.3 系统性能

系统机械性能系数 COP_m 表示为

$$\text{COP}_m = \frac{Q_{cn}}{W_{com_h} + W_{com_l}}. \quad (21)$$

2.4 焓模型 流体在某一状态下的焓 $\text{Ex}^{[16]}$ 可表示为

$$\text{Ex} = m[(h - h_0) - T_0(s - s_0)]. \quad (22)$$

式(22)中: m 为所求状态点的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; h_0 为参考状态的比焓, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; s, s_0 分别为所求状态点和参考状态的比熵, $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$; T_0 为参考状态的温度, K .

部件 i 的焓损失 $\text{Ex}_{des,i}$ 表示为

$$\text{Ex}_{des,i} = \text{Ex}_{in} - \text{Ex}_{out} + \sum W_{in} - \sum W_{out} + \sum \left[Q_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \right]_{in} - \sum \left[Q_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \right]_{out}. \quad (23)$$

式(23)中: $\text{Ex}_{in}, \text{Ex}_{out}$ 分别为制冷剂流进和流出带来的焓, kW ; W_{in}, W_{out} 分别为外界对部件做的功和部件对外界做的功, kW ; T_i 为部件 i 的温度; Q_i 为部件 i 的热量.

在太阳能集热发生器中, 由太阳辐射照度携带的焓 $\text{Ex}_{rad}^{[4]}$ 表示为

$$\text{Ex}_{rad} = Q_{rad} (1 - T_0 / T_p). \quad (24)$$

系统有效焓 Ex_{sys} 表示为

$$\text{Ex}_{sys} = Q_{cn} (1 - T_0 / T_{cn}). \quad (25)$$

式(25)中: T_{cn} 为冷凝器中与制冷剂换热的周围空气的温度, K .

各部件焓损失计算公式, 如表 1 所示. 表 1 中: $\text{Ex}_{cw,o}, \text{Ex}_{cw,i}$ 分别为冷凝器水循环侧出口和入口的焓, kW ; $\text{Ex}_1 \sim \text{Ex}_{10}$ 分别为状态点 1~10 的焓; $\text{Ex}_{des,col}, \text{Ex}_{des,c}, \text{Ex}_{des,e}, \text{Ex}_{des,com_h}, \text{Ex}_{des,com_l}, \text{Ex}_{des,exp_h}, \text{Ex}_{des,exp_l}, \text{Ex}_{des,int}$ 分别为集热发生器、冷凝器、蒸发器、高压压缩机、低压压缩机、高压膨胀阀、低压膨胀阀和冷凝蒸发器的焓损失.

表 1 各部件焓损失计算公式

Tab. 1 Calculation formulas of exergy destruction of each component

部件	计算公式	部件	计算公式
集热发生器	$Ex_{des,col}=Ex_{rad}+(Ex_6-Ex_{10})$	冷凝器	$Ex_{des,c}=(Ex_1-Ex_2)-(Ex_{cw,o}-Ex_{cw,i})$
蒸发器	$Ex_{des,e}=Ex_8-Ex_7$	高压压缩机	$Ex_{des,com_h}=Ex_1-Ex_4+W_{com_h}$
低压压缩机	$Ex_{des,com_l}=Ex_9-Ex_8+W_{com_l}$	高压膨胀阀	$Ex_{des,exp_h}=Ex_3-Ex_2$
低压膨胀阀	$Ex_{des,exp_l}=Ex_7-Ex_6$	冷凝蒸发器	$Ex_{des,int}=Ex_5-Ex_6-(Ex_3-Ex_4)$

系统总焓损失 $Ex_{des,t}$ 表示为

$$Ex_{des,t}=Ex_{des,col}+Ex_{des,c}+Ex_{des,e}+Ex_{des,com_h}+Ex_{des,com_l}+Ex_{des,exp_h}+Ex_{des,exp_l}+Ex_{des,int}.$$

(26)

系统输入焓 $Ex_{sys,inp}$ 表示为

$$Ex_{sys,inp}=Ex+W_{com_h}+W_{com_l}.$$

(27)

系统焓效率 η_{sys} 表示为

$$\eta_{sys}=(Ex_{sys}/Ex_{sys,inp})\times 100\%.$$

(28)

3 实验结果与分析

在模拟计算中,制冷剂为 R134a,集热面积为 20 m²,低压压缩机和高压压缩机的排量分别为 120, 60 cm³ · r⁻¹,低压压缩机定速工作(转速为 2 900 r · min⁻¹),高压压缩机变速工作. 中间蒸发温度 $t_{e,int}$ 为 15~45 ℃,中间冷凝温度 $t_{c,int}$ 为 20~50 ℃,发生温度等于中间冷凝温度,蒸发温度 t_e 为 -20~5 ℃,冷凝温度 t_c 为 45~55 ℃,太阳辐射照度 G 为 100~1 000 W · m⁻².

3.1 中间冷凝温度

中间冷凝温度对系统性能及系统功耗的影响,如图 3,4 所示. 图 4 中: W_t 为总功耗.

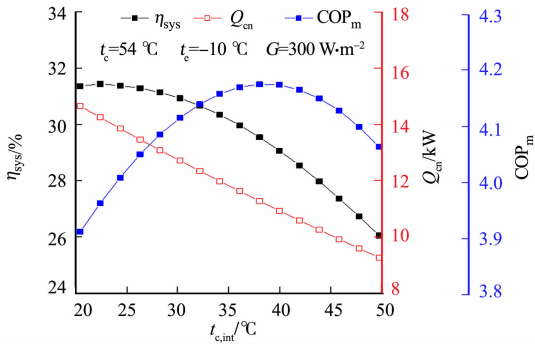


图 3 中间冷凝温度对系统性能影响
Fig. 3 Effect of intermediate condensation temperature on system performance

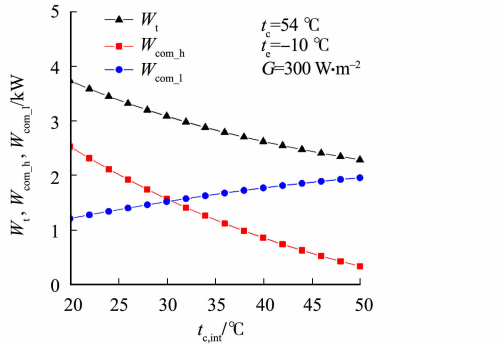


图 4 中间冷凝温度对系统功耗的影响
Fig. 4 Effect of intermediate condensation temperature on system power consumption

由图 3,4 可得以下 4 个结论. 1) COP_m 随中间冷凝温度的升高先增大后减小,当中间冷凝温度从 20 ℃升高到 38 ℃时,制热量(冷凝器换热量)从 14.59 kW 减小至 11.26 kW,高压压缩机功耗从 2.52 kW 减小至 0.98 kW,低压压缩机功耗从 1.21 kW 增大至 1.72 kW,总功耗从 3.73 kW 减小至 2.70 kW,总功耗减小幅度大于制热量减小幅度,因此, COP_m 增大. 2) 当中间冷凝温度从 38 ℃升高到 50 ℃时,制热量从 11.26 kW 减小至 9.27 kW,高压压缩机功耗从 0.98 kW 减小至 0.33 kW,低压压缩机功耗从 1.72 kW 增大至 1.95 kW,总功耗从 2.70 kW 减小至 2.28 kW,总功耗减小幅度小于制热量减小幅度,因此, COP_m 减小. 3) 当中间冷凝温度为 38 ℃时, COP_m 达到最大,最大值为 4.17. 4) 系统焓效率 η_{sys} 随着中间冷凝温度的升高先增大后减小,主要原因是系统输入焓随着中间冷凝温度先减小后增大,而冷凝器焓损失随着中间冷凝温度的升高而线性增大. 因此,当中间冷凝温度为 22 ℃时, η_{sys} 达到最优值 31.37%.

中间冷凝温度对焓损失(Ex_{des})的影响,如图 5 所示. 由图 5 可得以下 3 个结论. 1) 随着中间冷凝温度的升高,系统总焓损失逐渐减小;当中间冷凝温度从 20 ℃升高至 50 ℃时,系统总焓损失从 5.76 kW 减小至 4.40 kW. 2) 随着中间冷凝温度的升高,低压压缩机压比不断升高,低压压缩机容积效率不断降

低, 低压级循环的质量流量减小, 因此, 蒸发器、集热发生器焓损失不断减小, 低压压缩机、低压膨胀阀的焓损失不断增大, 但增量较小。3) 随着中间冷凝温度的升高, 高压压缩机压比不断降低, 高压压缩机、高压膨胀阀、冷凝器和冷凝蒸发器的焓损失减小, 且集热发生器焓损失减小较多。

由于集热发生器的焓损失远大于其他部件的焓损失, 故总焓损失减少。

3.2 冷凝温度

冷凝温度对系统性能及焓损失的影响, 如图 6, 7 所示。

由图 6 可知: 当冷凝温度从 45 °C 升高至 55 °C 时, COP_m 从 4.74 降至 3.96, η_{sys} 从 24.45% 升高至 31.86%, 制热量从 12.97 kW 升高至 13.69 kW; 冷凝温度升高时,

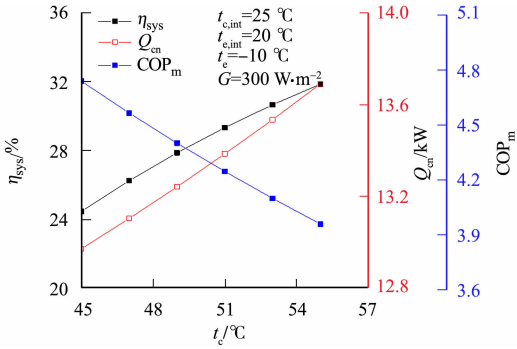


图 6 冷凝温度对系统性能影响

Fig. 6 Effect of condensation temperature on system performance

高压压缩机压比增大, 高压级压缩机功耗增大, 故 COP_m 减小。

由图 7 分析计算可知: 系统输入随冷凝温度的升高而不断增大, 低压压缩机功耗、集热发生器中的太阳辐射照度携带的值不变, 高压压缩机功耗增大, 使系统输入增大, 但系统输出增大远大于输入的增大, 故系统焓效率增大。由图 7 还可知: 随着冷凝温度升高, 系统总焓损失及冷凝器、高压压缩机、高压膨胀阀焓损失增大, 这是由于冷凝温度升高, 高压压缩机、高压膨胀阀中制冷剂进、出口压差增大, 故高压压缩机、高压膨胀阀的焓损失增大; 同时, 由于高压级循环中的质量流量增大, 冷凝器焓损失也随之增大, 而冷凝蒸发器、蒸发器、集热发生器、低压压缩机和低压膨胀阀的焓损失保持不变。

3.3 蒸发温度

蒸发温度对系统性能及焓损失的影响, 如图 8, 9 所示。

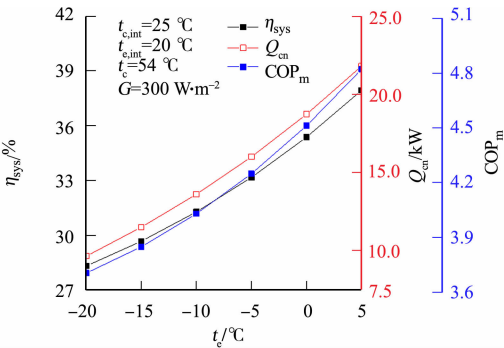


图 8 蒸发温度对系统性能影响

Fig. 8 Effect of evaporation temperature on system performance

由图 8 可知: 当蒸发温度从 -20 °C 升高到 5 °C 时, COP_m 从 3.70 增大至 4.82, η_{sys} 从 28.31% 增大

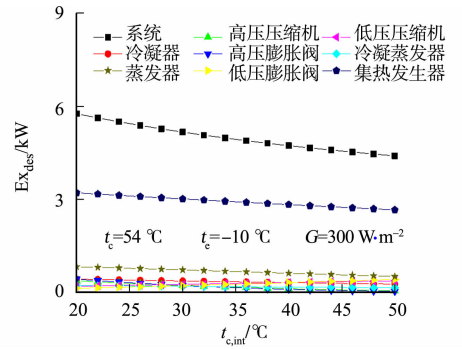


图 5 中间冷凝温度对焓损失的影响

Fig. 5 Effect of intermediate condensation temperature on exergy destruction

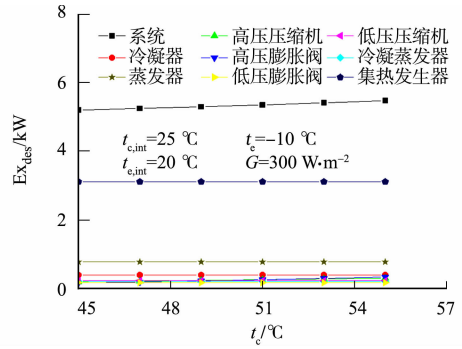


图 7 冷凝温度对焓损失的影响

Fig. 7 Effect of condensation temperature on exergy destruction

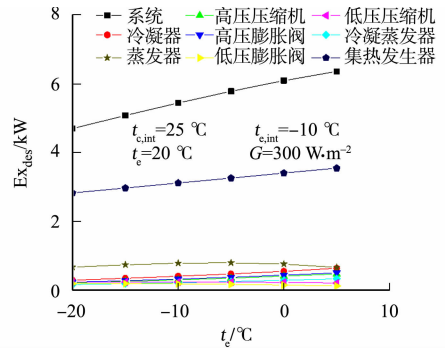


图 9 蒸发温度对焓损失的影响

Fig. 9 Effect of evaporation temperature on exergy destruction

至 37.94%，制热量从 9.66 kW 增大至 21.81 kW；由于蒸发温度升高，低压压缩机压比降低，低压压缩机功耗减小，COP_m 增大，当蒸发温度升高时，低压压缩机容积效率增大，通过低压压缩机的质量流量增大，而集热发生器质量流量不变，故冷凝蒸发器冷凝侧的质量流量增大，冷凝蒸发器换热量增大，高压级循环质量流量相应增大，进而导致制热量增大。

由图 9 可知：随着蒸发温度的升高，系统总焓损失从 4.69 kW 增大至 6.36 kW；蒸发温度升高，低压压缩机、低压膨胀阀的进、出口压差减小，焓损失减小，蒸发器焓损失增大是因为通过蒸发器的质量流量增大，冷凝器、高压压缩机、高压膨胀阀和冷凝蒸发器均因高压级质量流量增大而使焓损失增大，蒸发温度升高，集热效率升高，集热量增大，集热发生器焓损失增大。其中，集热发生器对系统总焓损失的影响最大，因此，提高集热发生器的集热效率是减少部件焓损失、提高系统焓效率的关键。

3.4 太阳辐射照度

太阳辐射照度对系统性能的影响，如图 10 所示。由图 10 可知：太阳辐射照度从 100 W·m⁻² 升高至 1 000 W·m⁻² 时，COP_m 从 3.62 增大至 4.89，η_{sys} 从 29.01% 增大至 35.54%，制热量从 10.61 kW 增大至 24.17 kW；当太阳辐射照度较高(500~1 000 W·m⁻²)时，系统制热量均在 16 kW 以上，COP_m 均在 4.3 以上，η_{sys} 均在 32% 以上，此时，系统机械性能较好，能量利用率较高，且 Q_{cn}，COP_m，η_{sys} 均呈上升趋势；当太阳辐射照度增大时，集热发生器吸收的有效热量增大，通过集热发生器的质量流量相应地增大，而通过低压压缩机的质量流量不变，低压压缩机功耗不变，冷凝蒸发器换热量增大，COP_m 增大。同时，由于冷凝蒸发器的换热量增大，导致高压级循环的质量流量增大，系统制热量增加。

太阳辐射照度对焓损失的影响，如图 11 所示。由图 11 可知：随着太阳辐射照度的增大，系统总焓损失、冷凝器、高压压缩机、高压膨胀阀、冷凝蒸发器和集热发生器的焓损失逐渐增大，这是因为高压级循环、集热发生器的质量流量及通过冷凝蒸发器的质量流量增大而引起的，低压压缩机、低压膨胀阀、蒸发器的焓损失不变，从而导致系统总焓损失增大。

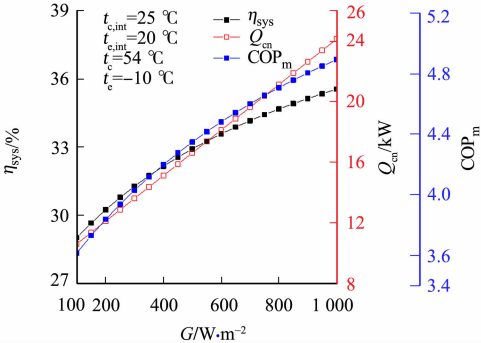


图 10 太阳辐射照度对系统性能影响
Fig. 10 Effect of solar irradiance on system performance

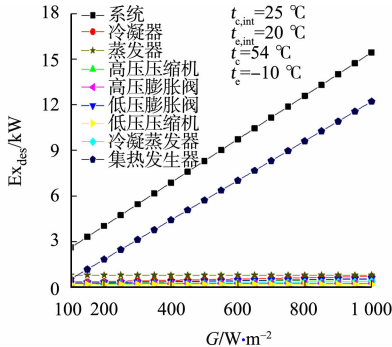


图 11 太阳辐射照度对焓损失的影响
Fig. 11 Effect of solar irradiance on exergy destruction

4 结 论

- 1) 当冷凝温度为 54 °C，蒸发温度为 -10 °C，太阳辐射照度为 300 W·m⁻² 时，中间冷凝温度从 20 °C 升高至 50 °C 的过程中，Q_{cn} 不断减小，COP_m，η_{sys} 均先增大后减小；当中间冷凝温度为 38 °C 时，COP_m 达到最优值 4.17；当中间冷凝温度为 22 °C 时，η_{sys} 达到最优值 31.37%。
- 2) 当蒸发温度为 -10 °C，太阳辐射照度为 300 W·m⁻²，中间冷凝温度为 25 °C，中间蒸发温度为 20 °C 时，冷凝温度从 45 °C 升高至 55 °C 的过程中，COP_m 不断地减小，但 Q_{cn}，η_{sys} 增大。
- 3) 当冷凝温度为 54 °C，太阳辐射照度为 300 W·m⁻²，中间冷凝温度为 25 °C，中间蒸发温度为 20 °C 时，蒸发温度从 -20 °C 升高至 5 °C 的过程中，Q_{cn}，η_{sys}，COP_m 都大幅升高。
- 4) 当冷凝温度为 54 °C，蒸发温度为 -10 °C，中间冷凝温度为 25 °C，中间蒸发温度为 20 °C 时，太阳辐射照度从 100 W·m⁻² 升高至 1 000 W·m⁻² 的过程中，Q_{cn}，η_{sys}，COP_m 均出现明显的升高。
- 5) 系统中焓损失最大的部件是集热发生器，其对 η_{sys} 的影响最大。因此，提高集热效率、采用合理的

运行参数是提高系统焓效率的关键。

参考文献:

[1] 万磊. 太阳能-空气复合热源双级压缩 CO₂ 热泵热水器系统特性研究[D]. 郑州: 中原工学院, 2020. DOI:10. 27774/d. cnki. gzygx. 2020. 000100.

[2] 黎珍, 田琦, 董旭. 太原地区太阳能耦合空气源热泵一体化热水系统性能分析[J]. 华侨大学学报(自然科学版), 2017, 38(5): 670-675. DOI:10. 11830/issn. 1000-5013. 201612014.

[3] CHEN Jiaheng, YU Jianlin. Energy and exergy analysis of a new direct-expansion solar assisted vapor injection heat pump cycle with subcooler for water heater[J]. Solar Energy, 2018, 171: 613-620. DOI:10. 1016/j. solener. 2018. 07. 019.

[4] LI Fenglei, CHANG Zhao, LI Xinchang, *et al.* Energy and exergy analyses of a solar-driven ejector-cascade heat pump cycle[J]. Energy, 2018, 165: 419-431. DOI:10. 1016/j. energy. 2018. 09. 173.

[5] 王肖龙. 太阳能-热泵热水系统控制策略研究与应用[D]. 杭州: 杭州电子科技大学, 2020. DOI:10. 27075/d. cnki. ghzdc. 2020. 000563.

[6] 王洪利, 张率华, 阚德民. 基于 R1234yf 和 R134a 制冷剂的太阳能-空气源复合热泵性能对比[J]. 节能, 2018, 37(1): 54-59. DOI:10. 3969/j. issn. 1004-7948. 2018. 01. 012.

[7] 郭春梅, 许卫龙, 王宇, 等. 广东地区太阳能-空气源热泵复合系统供暖供生活热水实验研究[J]. 热科学与技术, 2020, 19(2): 177-184. DOI:10. 13738/j. issn. 1671-8097. 018089.

[8] WU Jianghong, XIAN Ting, LIU Xuan. All-weather characteristic studies of a direct expansion solar integrated air source heat pump system based on PCMs[J]. Solar Energy, 2019, 191: 34-45. DOI:10. 1016/j. solener. 2019. 08. 057.

[9] 刘杰, 万鹏, 王亚妮, 等. 太阳能-空气源热泵联合供热系统的应用分析[J]. 区域供热, 2019(6): 121-129. DOI:10. 16641/j. cnki. cn11-3241/tk. 2019. 06. 018.

[10] CAI Jingyong, ZHANG Feng, JI Jie. Comparative analysis of solar-air dual source heat pump system with different heat source configurations[J]. Renewable Energy, 2020, 150: 191-203. DOI:10. 1016/j. renene. 2019. 12. 128.

[11] LIU Zhijian, WANG Qiaomei, WU Di, *et al.* Operating performance of a solar/air-dual source heat pump system under various refrigerant flow rates and distributions[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 178: 115631. DOI: 10. 1016/j. applthermaleng. 2020. 115631.

[12] 陈忠梅, 王林, 马爱华, 等. 太阳能-空气源双压缩热泵系统制热特性的影响因素研究[J]. 低温与超导, 2020, 48(8): 50-55. DOI:10. 16711/j. 1001-7100. 2020. 08. 010.

[13] 苏树强, 肖洪海, 刘迟. 太阳能联合复叠热泵系统在寒冷地区的应用研究与分析[J]. 建设科技, 2019(393): 28-31. DOI:10. 16116/j. cnki. jskj. 2019. 19. 004.

[14] 郭瑞, 李风雷. 太阳能喷射增效的中高温空气源热泵系统性能分析[J]. 华侨大学学报(自然科学版), 2019, 40(6): 763-770. DOI:10. 11830/issn. 1000-5013. 201902038.

[15] YAN Gang, BAI Tao, YU Jianlin. Energy and exergy efficiency analysis of solar driven ejector compressor heat pump cycle[J]. Solar Energy, 2016, 125: 243-255. DOI:10. 1016/j. solener. 2015. 12. 021.

[16] MEGDOULI K, TASHTOUSH B M, NAHDI E, *et al.* Performance analysis of a combined vapor compression cycle and ejector cycle for refrigeration cogeneration[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 74: 515-525. DOI: 10. 1016/j. ijrefrig. 2016. 12. 003.

(责任编辑: 钱筠 英文审校: 刘源岗)