

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201902038



太阳能喷射增效的中高温空气源 热泵系统性能分析

郭瑞, 李风雷

(太原理工大学 环境科学与工程学院, 山西 晋中 030600)

摘要: 为进一步研究太阳能喷射增效的中高温空气源热泵系统的性能,建立一维喷射热泵系统热力学模型(高温级以 R1234yf 为制冷剂,低温级以 R245fa 为制冷剂).采用能量模型和烟模型相结合的方法,研究设计工况的变化对系统性能的影响.研究表明:当冷凝温度从 45 ℃ 升高到 70 ℃ 时,系统机械效率(COP_m)从 6.28 减小至 3.42,以集热量为基准的热效率(COP_s)从 0.79 增大至 1.00,以集热器吸收的有效热量为基准的热效率(COP_h)从 1.55 增大至 1.95,烟效率从 20.0% 增大至 31.8%;当蒸发温度从 -20 ℃ 升高到 0 ℃ 时, COP_m 从 4.58 增大至 5.28, COP_s 从 0.75 增大至 1.03, COP_h 从 1.46 增大至 2.02,烟效率从 23.3% 增大至 28.9%;当中间蒸发温度从 5 ℃ 升高到 25 ℃ 时, COP_m 从 4.33 增大至 5.14, COP_s 从 1.05 减小至 0.84, COP_h 从 2.00 减小至 1.75;当中间蒸发温度为 13 ℃ 时,系统烟效率最大值可达 25.7%;在冷凝温度和蒸发温度不变条件下,13 ℃ 是较为合理的一个中间温度值.

关键词: 太阳能喷射器;空气源热泵;热力学分析;设计工况;模拟计算

中图分类号: TK 519

文献标志码: A

文章编号: 1000-5013(2019)06-0763-08

Analysis on Performance of Medium-to-High Temperature Air-Source Heat Pump System With Solar Injection Synergy

GUO Rui, LI Fenglei

(College of Environmental Science and Engineering, Taiyuan University of Technology, Jinzhong 030600, China)

Abstract: In order to investigate the system performance of medium-to-high temperature air-source heat pump with solar injection synergy, a 1-D ejector heat pump thermodynamic model was developed (by adopting the refrigerant R1234yf as high temperature circuits and R245fa as low temperature circuits). The integration of the energy model and the exergy model was deployed to analyze the impact of changeable design conditions on the system performance. The results showed that when the condensing temperature increased from 45 ℃ to 70 ℃, the system mechanical efficiency (COP_m) decreased from 6.28 to 3.42, the thermal efficiency based on heat collection (COP_s) improved from 0.79 to 1.00, the thermal efficiency based on effective heat absorbed by the collector (COP_h) grew from 1.55 to 1.95, and the exergy efficiency enhanced from 20.0% up to 31.8%. While the evaporation temperature raised from -20 ℃ to 0 ℃, the COP_m improved from 4.58 to 5.28, the COP_s grew from 0.75 to 1.03, COP_h increased from 1.46 to 2.02, and the exergy efficiency enhanced from

收稿日期: 2019-02-24

通信作者: 李风雷(1967-),男,教授,博士,主要从事空调制冷新技术、热能利用与节能技术的研究. E-mail: fengleili@126.com.

基金项目: 国家国际科技合作专项项目(2013DFA61580);山西省重点研发计划项目(201803D31036);山西省回国留学人员科研资助项目(2016-032)

23.3% up to 28.9%; When the intermediate evaporation temperature increased from 5 ℃ to 25 ℃, the COP_m improved from 4.33 to 5.14, the COP_s reduced from 1.05 to 0.84, and the COP_h dropped from 2.00 to 1.75. It is found that the exergy efficiency of the system reached to the maximum of 25.7% when the intermediate evaporation temperature was 13 ℃. Therefore, the intermediate evaporation temperature was 13 ℃ with assuming unchangeable conditions of evaporation and condensing temperature.

Keywords: solar ejector; air source heat pump; thermodynamic analysis; design condition; numerical simulation

将太阳能与空气源热泵系统相结合,不仅可有效地降低能耗,还可减轻因燃烧化石燃料所带来的环境污染,因此,得到国内外学者的广泛关注^[1-3]. Dhesikan 等^[4]指出运行条件对喷射器的性能有极大的影响作用. Eames 等^[5]基于等压混合理论研究 ERS 系统,引入喷嘴、混合室及扩压室的等熵效率来考虑不可逆损失对系统性能的影响. 常墨等^[6]以 R245fa 为制冷剂,运用能量分析和焓分析相结合的方法,研究设计工况的变化对喷射热泵系统及喷射器性能的影响. Chen 等^[7]提出一种可以有效利用太阳能和空气能的新型直接膨胀式太阳能辅助喷射压缩热泵循环系统. Xu 等^[8]通过建立喷射压缩耦合热泵系统,得到压缩机的焓损最大,约占总焓损的 77.0%. Chen 等^[9]介绍一种使用非共沸混合制冷剂 R417A 为工作流体的新型喷射器增强蒸汽压缩的热泵循环系统. Zhu 等^[10]提出一种新型双喷嘴喷射增强蒸汽压缩循环的太阳能辅助空气源热泵系统. Qi 等^[11]提出一种带有过冷器和闪蒸器的蒸汽喷射空气源热泵系统. Moreno-Rodríguez 等^[12]以 R134a 为工作流体,研究直接膨胀太阳能辅助热泵. 目前,空气源热泵系统的研究存在以下 3 个问题:1) 空气源热泵系统的效率不高;2) 压缩机吸气压力较低;3) 室外温度的降低使压缩机的功耗增加,且电能消耗较大,建筑能耗增加. 因此,空气源热泵系统在寒冷地区的适应性受到很大限制. 太阳能喷射热泵循环系统可以利用太阳能作为驱动力,实现系统的供热,具有很大的潜力. 本文采用一维等压混合喷射器模型(高温级以 R1234yf 为制冷剂,低温级以 R245fa 为制冷剂),利用 Fortran 编程,采用能量模型和焓模型相结合的方法,分析设计工况的变化对系统性能的影响.

1 循环原理

太阳能喷射增效的中高温空气源热泵系统原理图和相应的压焓图,如图 1 所示. 图 1 中: p 为压力; h 为比焓. 喷射热泵系统系统工作循环过程包括高温级循环和低温级循环.

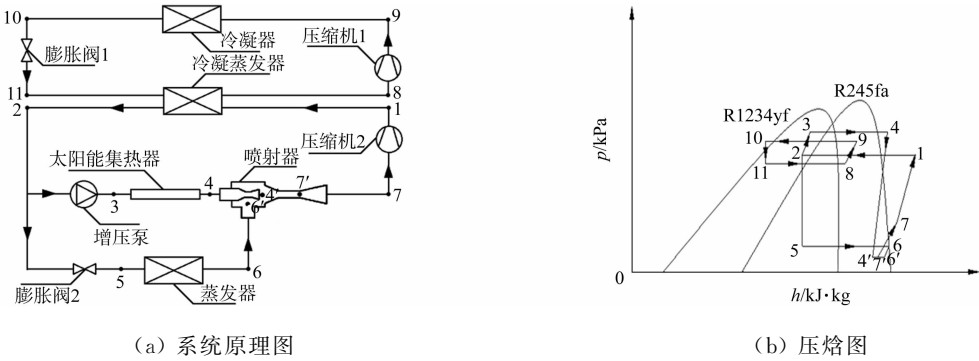


图 1 喷射热泵系统原理图和压焓图

Fig. 1 Principle diagram and pressure enthalpy diagram of jet heat pump system

- 1) 高温级循环的过程. 首先,压缩机 2 出口的高温高压气态制冷剂(状态 1)进入冷凝蒸发器,在冷凝蒸发器内,高温级流体与低温级流体互相换热;然后,在高温级流体换热后,经过压缩机 1 压缩成为高温高压的过热蒸汽(状态 9);最后,在冷凝器内,冷凝放热变为过冷液态制冷剂(状态 10),经膨胀阀 1 节流后,进入冷凝蒸发器. 至此,高温级循环完成.
- 2) 低温级循环的过程. 在低温级流体换热后分为两路,一路经膨胀阀 2 节流后,进入蒸发器吸热变为低压饱和蒸汽(状态 6),即喷射器的二次流体;另一路经增压泵升压后(状态 3),进入太阳能集热器,吸收太阳能变为过热蒸汽(状态 4),即喷射器的一次流体,一次流体引射来自蒸发器的二次流体,并在喷射器的喷嘴内膨胀为两相流(状态 4'),一、二次流体在喷射器内混合升压后(状态 7),进入压缩机 2.

至此,低温级循环完成.

一维等压混合喷射器结构示意图,如图 2 所示. 图 2 中: f, s 分别为一、二次流体; c 为扩压器的出口处; t 为喉部; A_t 为喉部面积; A_3 为混合室面积; $1-1, 2-2, 3-3, y-y, m-m, s-s$ 为截面.

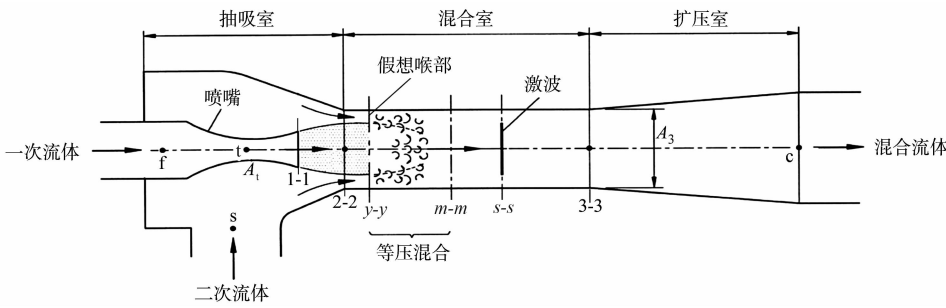


图 2 一维等压混合喷射器结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of 1-D constant pressure mixing ejector

2 热力学模型

2.1 喷射器模型

喷射器的主要部件包括喷嘴、抽吸室、混合室和扩压室. 文中采用一维等压混合模型.

2.1.1 基本假设 为简化计算,作如下 6 点基本假设^[13].

- 1) 流体为理想流体,其定压比热容(c_p),以及定压比热容与定容比热容(c_v)的比值均为定值.
- 2) 喷射器内流体为一维稳态流体.
- 3) 忽略一次流体在喷嘴入口、二次流体入口及混合流体在扩压室出口处的动能^[14].
- 4) 为了简化推导一维模型,通过引入喷射器部件效率来考虑非理想流动过程中摩擦和混合带来的影响^[15].
- 5) 一次流体从喷嘴排出后(1-1 截面),不会立即与二次流体混合,而是在假想喉部($y-y$ 截面)开始等压混合,即 $p_{f,y} = p_{s,y}$,在此截面处,二次流体发生壅塞现象.
- 6) 喷射器内壁是绝热的.

2.1.2 喷嘴模型 在壅塞状态下,喷嘴的一次流体质量流量 m_f 为

$$m_f = \frac{p_4 A_t}{\sqrt{T_4}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \cdot \sqrt{\eta_f}. \quad (1)$$

式(1)中: η_f 为一次流体在喷嘴中的等熵系数, $\eta_f = 0.96$; γ 为制冷剂的绝热系数, $\gamma = c_p/c_v$; R 为制冷剂的 气体常数; p_4, T_4 分别为一次流体在喷嘴入口处的压力和集热器出口温度.

一次流体在 1-1 截面处的马赫数为 $M_{f,1}$,则有

$$\left(\frac{A_{f,1}}{A_t} \right)^2 \approx \frac{1}{M_{f,1}^2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{f,1}^2 \right) \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}. \quad (2)$$

式(2)中: $A_{f,1}$ 为一次流体在 1-1 截面处的面积.

2.1.3 抽吸室模型 一次流体在 $y-y$ 截面处所占面积为 $A_{f,y}$,则有

$$\frac{A_{f,y}}{A_{f,1}} = \frac{\frac{\varphi_f}{M_{f,y}} \cdot \left(\left(\frac{2}{\gamma+1} \right) \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M_{f,y}^2 \right) \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\frac{1}{M_{f,1}} \cdot \left(\left(\frac{2}{\gamma+1} \right) \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2} \right) M_{f,1}^2 \right) \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}. \quad (3)$$

式(3)中: $M_{f,y}$ 为一次流体在 $y-y$ 截面处的马赫数; φ_f 为衡量一次流体从 1-1 截面流至 $y-y$ 截面的损失, $\varphi_f = 0.96$.

二次流体在 $y-y$ 截面处所占面积 $A_{s,y}$ 为

$$A_{s,y} = A_3 - A_{f,y}. \quad (4)$$

式(4)中: A_3 为 3-3 截面的面积,即混合室面积.

二次流体在入口截面处的质量流量 m_s 为

$$m_s = \frac{p_s A_{s,y}}{\sqrt{T_s}} \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/(\gamma-1)}} \cdot \sqrt{\eta_s} \tag{5}$$

式(5)中: η_s 为二次流体从入口到 y 截面的等熵系数, $\eta_s=0.70$; p_s, T_s 分别为二次流体在喷嘴入口处的压力和温度.

喷射器的喷射系数 μ 可表示为

$$\mu = m_s/m_f \tag{6}$$

2.1.4 混合室模型 一、二次流体在 $m-m$ 截面完成混合,其混合流体的速度(v_m)和温度(T_m)分别满足的条件为

$$\left. \begin{aligned} \varphi_m (m_f v_{f,y} + m_s v_{s,y}) &= (m_f + m_s) v_m, \\ m_f (c_p T_{f,y} + v_{f,y}^2/2) + m_s (c_p T_{s,y} + v_{s,y}^2/2) &= (m_f + m_s) (c_p T_m + v_m^2/2). \end{aligned} \right\} \tag{7}$$

式(7)中: φ_m 为衡量混合过程的损失, $\varphi_m=0.86$; $v_{f,y}, v_{s,y}$ 分别为一次、二次流体在 y 截面处的速度; $T_{f,y}, T_{s,y}$ 分别为一次、二次流体在 y 截面处的温度.

2.1.5 扩压室模型 在扩压器的出口, c 点处混合流体的压力(p_c), 比焓(h_c)分别为

$$p_c = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M_3^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \cdot p_3, \quad h_c = \frac{h_4}{1+\mu} + \frac{h_6 \mu}{1+\mu} \tag{8}$$

式(8)中: p_3, M_3 分别为混合流体在 3-3 截面处的压力和马赫数; h_4, h_6 分别为一次、二次流体在喷嘴入口处的比焓.

2.2 能量分析

2.2.1 喷射子循环 集热器所吸收的太阳能辐射热量(Q_{rad})及有效热量(Q_u)分别为

$$Q_{rad} = A_{pl} G, \quad Q_u = m_{ge} (h_4 - h_3) \tag{9}$$

式(9)中: A_{pl} 为平板集热器的面积; G 为太阳辐射照度; m_{ge} 为太阳能集热器内制冷剂的质量流量. 集热器面积^[16]的计算式为

$$Q_u = A_{pl} F_R (\eta_{opt} G - U_L (T_{pl} - T_a)) = m_{ge} (h_4 - h_3) \tag{10}$$

式(10)中: F_R 为太阳能集热器的换热系数, $F_R=0.80$; U_L 为集热器总热损系数, 取 $F_R U_L$ 为 $3.5 \text{ W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$; η_{opt} 为集热器效率, $\eta_{opt}=0.76$; T_{pl} 为吸热板温度, 其值近似等于集热器进、出口算术平均温度, 即 $T_{pl} = (T_3 + T_4)/2$; T_a 为周围环境温度; h_3 为集热器入口的比焓.

蒸发器换热量 Q_e 可表示为

$$Q_e = m_s (h_6 - h_5) \tag{11}$$

压缩机 2 的功耗 $W_{com,2}$ ^[16] 可表示为

$$W_{com,2} = m_{com,2} (h_{1,s} - h_7) / \eta_{is,2} \tag{12}$$

工质泵所做的功 W_{pu} ^[16] 可表示为

$$W_{pu} = m_{ge} (h_{3,s} - h_2) / \eta_{pu} \tag{13}$$

式(11)~(13)中: h_5, h_6 分别为蒸发器内制冷剂进、出口的比焓; $m_{com,2}$ 为压缩机 2 的质量流量; $h_{1,s}$ 为假设压缩机等熵压缩时的状态 1 经压缩后的制冷剂的比焓; h_7 为压缩机 2 入口的比焓; $\eta_{is,2}$ 为压缩机 2 的等熵效率, $\eta_{is,2}=0.874-0.0135 p_1/p_7$, p_1, p_7 分别为压缩机 2 出口、入口的压力; $h_{3,s}$ 为假设工质泵等熵压缩时的状态 3 经压缩后的制冷剂的比焓; η_{pu} 为工质泵的等熵效率, $\eta_{pu}=0.75$.

喷射子循环的总功耗 W_{sys} 可表示为

$$W_{sys} = W_{com,2} + W_{pu} \tag{14}$$

2.2.2 压缩子循环 由于压缩机 1 和压缩机 2 所用的模型相同,故压缩机 1 模型不再赘述. 冷凝蒸发器的能量平衡关系可表示为

$$Q_{c,int} = m_{com,2} (h_1 - h_2), \quad Q_{e,int} = m_{com,1} (h_8 - h_{11}), \quad Q_{c,int} = Q_{e,int} \tag{15}$$

式(15)中: $Q_{c,int}, Q_{e,int}$ 分别为喷射子循环冷凝器换热量和压缩子循环蒸发器换热量; h_1, h_2 分别为喷射子循环冷凝器内制冷剂进、出口的比焓; h_{11}, h_8 分别为压缩子循环蒸发器内制冷剂进、出口的比焓.

冷凝器换热量 Q_{cn} 可表示为

$$Q_{\text{cn}} = m_{\text{cn}}(h_9 - h_{10}). \quad (16)$$

式(16)中: m_{cn} 为冷凝器中制冷剂的质量流量; h_9, h_{10} 分别为冷凝器进、出口的比焓。

复叠热泵系统以集热器吸收的有效热量为基准的热效率 COP_h 表示为

$$\text{COP}_h = Q_{\text{cn}}/Q_u. \quad (17)$$

机械效率 COP_m 表示为

$$\text{COP}_m = \frac{Q_{\text{cn}}}{W_{\text{sys}} + W_{\text{com},1}}. \quad (18)$$

以集热量为基准的热效率 COP_s 表示为

$$\text{COP}_s = Q_{\text{cn}}/Q_{\text{rad}}. \quad (19)$$

2.3 焓分析

在太阳能集热器中, 由太阳辐射通量所携带的焓值 $Ex_{\text{rad}}^{[17]}$ 可表示为

$$Ex_{\text{rad}} = Q_{\text{rad}}(1 - T_a/T_{\text{pl}}). \quad (20)$$

考虑到热损失, 由太阳能集热器吸收所获得的焓值 Ex_{abs} 可表示为

$$Ex_{\text{abs}} = Q_u(1 - T_a/T_{\text{pl}}). \quad (21)$$

太阳能集热器产生的焓损失 $Ex_{\text{des, coll}}$ 表示为

$$Ex_{\text{des, coll}} = Ex_{\text{rad}} - (Ex_4 - Ex_3). \quad (22)$$

压缩机 1, 2 的焓损失 $Ex_{\text{des, com}, 1}, Ex_{\text{des, com}, 2}$ 分别表示为

$$\left. \begin{aligned} Ex_{\text{des, com}, 1} &= Ex_8 - Ex_9 + W_{\text{com}, 1} = m_{\text{com}, 1} T_a (s_9 - s_8), \\ Ex_{\text{des, com}, 2} &= Ex_7 - Ex_1 + W_{\text{com}, 2} = m_{\text{com}, 2} T_a (s_1 - s_7). \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

冷凝器内的焓损失 $Ex_{\text{des, c}}$ 可表示为

$$Ex_{\text{des, c}} = Ex_9 - Ex_{10} - (Ex_{\text{cw, out}} - Ex_{\text{cw, int}}). \quad (24)$$

膨胀阀 1, 2 的焓损失 $Ex_{\text{des, exp}, 1}, Ex_{\text{des, exp}, 2}$ 分别表示为

$$\left. \begin{aligned} Ex_{\text{des, exp}, 1} &= Ex_{10} - Ex_{11} = m_{\text{cn}} T_a (s_{11} - s_{10}), \\ Ex_{\text{des, exp}, 2} &= Ex_2 - Ex_5 = m_s T_a (s_5 - s_2). \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

工质泵的焓损失 $Ex_{\text{des, pu}}$ 可表示为

$$Ex_{\text{des, pu}} = Ex_2 - Ex_3 + W_{\text{pu}} = m_f T_a (s_3 - s_2). \quad (26)$$

喷射器的焓损失 $Ex_{\text{des, eje}}$ 可表示为

$$Ex_{\text{des, eje}} = Ex_4 + Ex_6 - Ex_7 = m_s T_a ((m_f + m_s)s_7 - m_f s_4 - m_s s_6). \quad (27)$$

蒸发器内的焓损失 $Ex_{\text{des, e}}$ 可表示为

$$Ex_{\text{des, e}} = Ex_5 - Ex_6 = m_s ((h_5 - h_6) - T_a (s_5 - s_6)). \quad (28)$$

冷凝蒸发器内焓损失 $Ex_{\text{des, int}}$ 可表示为

$$Ex_{\text{des, int}} = Ex_1 - Ex_2 - (Ex_{11} - Ex_8) = T_a (m_{\text{com}, 2} (s_1 - s_2) + m_{\text{com}, 1} (s_{11} - s_8)). \quad (29)$$

系统内总焓损失 $Ex_{\text{des, tot}}$ 可表示为

$$\begin{aligned} Ex_{\text{des, tot}} &= Ex_{\text{des, coll}} + Ex_{\text{des, com}} + Ex_{\text{des, e}} + Ex_{\text{des, int}} + Ex_{\text{des, eje}} + Ex_{\text{des, exp}, 1} + \\ &\quad Ex_{\text{des, exp}, 2} + Ex_{\text{des, pu}} + Ex_{\text{des, com}, 1} + Ex_{\text{des, com}, 2}. \end{aligned} \quad (30)$$

系统内各部件的焓损失占总焓损失的比值 ϕ_k 可表示为

$$\phi_k = \frac{Ex_{\text{des}, k}}{Ex_{\text{des, tot}}}. \quad (31)$$

式(22)~(31)中: 下标数字表示系统原理图中的状态点; s 为熵; k 为系统中各部件。

系统中总焓输入 $Ex_{\text{sys, input}}$ 可表示为

$$Ex_{\text{sys, input}} = Ex_{\text{rad}} + W_{\text{pu}} + W_{\text{com}, 1} + W_{\text{com}, 2}. \quad (32)$$

系统的焓效率 η_{sys} 可表示为

$$\eta_{\text{sys}} = Ex_{\text{cw}}/Ex_{\text{sys, input}}. \quad (33)$$

喷射热泵循环系统性能的计算流程, 如图 3 所示。图 3 中: $t_g, t_e, t_{e, \text{int}}, t_{\text{cn}}, t_a$ 分别表示发生温度、蒸发温度、中间蒸发温度、冷凝温度、环境温度; $d_t, d_{p, 1}, d_3$ 分别表示喉部直径、一次流体在 1-1 截面处的直

径、混合室截面直径。

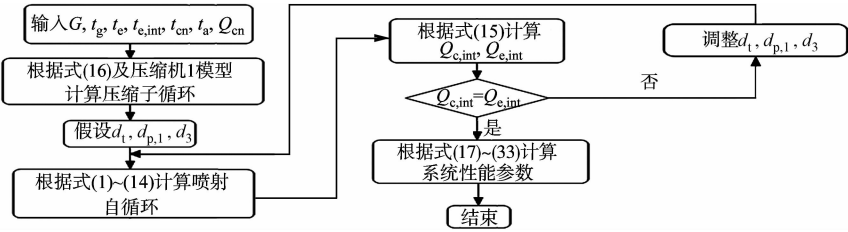


图 3 系统性能计算流程图

Fig. 3 Flow chart for calculation of system performance

3 结果与分析

3.1 冷凝温度变化对系统性能的影响

当中间蒸发温度 $t_{e,int}$ 、发生温度 t_g 、蒸发温度 t_e 分别为 13, 70, $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 热泵系统各部件的焓损失, COP_m , COP_s 和 COP_h 随冷凝温度的变化情况, 如图 4, 5 所示。

由图 4 可知: 随着冷凝温度的升高, 膨胀阀 1、冷凝器、压缩机 1 的焓损失均增大, 原因是当冷凝温度升高时, 膨胀阀 1 和压缩机 1 中工作流体进、出口温差增大, 导致它们的焓损失增大; 冷凝器的焓损失随着压缩子循环中工作流体质量流量的增大而增大; 增压泵、集热器、喷射器及冷凝蒸发器的焓损失均减小, 其原因为冷凝蒸发器、增压泵、集热器、喷射器中工作流体质量流量减小, 导致其焓损失减小; 膨胀阀 2 和蒸发器的焓损失保持不变。

由图 5 可知: 当冷凝温度从 $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, COP_m 从 6.28 减小至 3.42, COP_s 从 0.79 增大至 1.00, COP_h 从 1.55 增大至 1.95。 COP_m 减小的原因是压缩机 1 的功耗随着冷凝温度的升高而增大, 导致机械效率 COP_m 减小; COP_s , COP_h 增大的原因是在设计工况下, 冷凝温度的升高使冷凝器出口工作流体焓值增大, 冷凝蒸发器蒸发侧工作流体入口焓值也增大, 出、入口焓差减小, 尽管压缩子循环工作流体质量流量增大, 但受进、出口焓差的影响较大, 所以蒸发冷凝器的换热量减小, 而喷射子循环的发生温度保持不变, 因此, 集热器中有效集热量和集热量均减小, 导致 COP_s , COP_h 均增大。

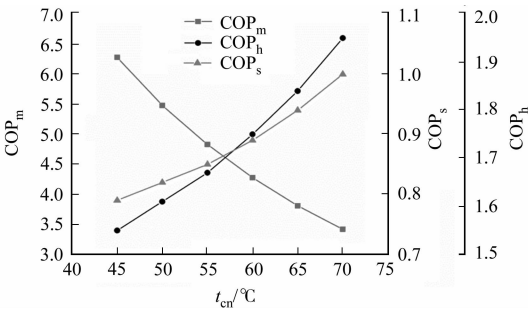
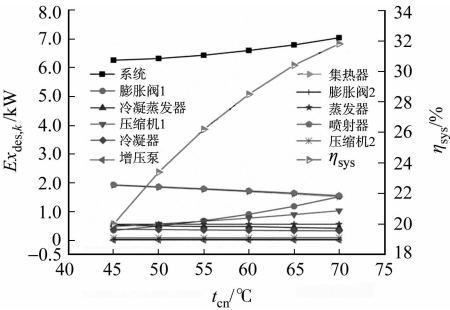


图 4 热泵系统各部件焓损失随冷凝温度的变化

Fig. 4 Variation of component exergy destruction of heat pump system with condensing temperature

图 5 热泵系统 COP_m , COP_s , COP_h 随冷凝温度的变化

Fig. 5 Variation of COP_m , COP_s , COP_h of heat pump system with condensing temperature

3.2 蒸发温度变化对系统性能的影响

当冷凝温度 t_{cn} 、中间蒸发温度 $t_{e,int}$ 、发生温度 t_g 分别为 54, 13, $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 热泵系统各部件的焓损失, COP_m , COP_s 和 COP_h 随蒸发温度的变化情况, 如图 6, 7 所示。

由图 6 可知: 随着蒸发温度的升高, 集热器、增压泵、冷凝蒸发器、膨胀阀 2、喷射器及压缩机 2 的焓损失均减小, 集热器和增压泵焓损失减小的原因是当蒸发温度升高时, 喷射系数增大, 一次流体质量流量减小, 导致集热器和增压泵焓损失减小, 而冷凝蒸发器、膨胀阀 2、喷射器、压缩机 2 焓损失减小的原因是它们的进、出口流体温差减小导致它们的焓损失减小; 蒸发器的焓损失随着二次流体质量流量的增大而增大; 膨胀阀 1、压缩机 1、冷凝器的损失均不变; 热泵系统的总焓损失减小, 其原因是集热器和喷射器焓损失的降低。

由图 7 可知:当蒸发温度从 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, COP_m 从 4.58 增大至 5.28, COP_s 从 0.75 增大至 1.03, COP_h 从 1.46 增大至 2.02. COP_h , COP_s 增大的原因是随着蒸发温度的升高,喷射系数增大,一次流体质量流量和集热器中有效集热量减小,导致在设计工况下所需集热面积减小,因此,集热器集热量减小,故 COP_h , COP_s 均增大. COP_m 增大的原因是在压缩机 1 功耗不变的情况下,增压泵和压缩机 2 功耗和减小,导致 COP_m 增大.

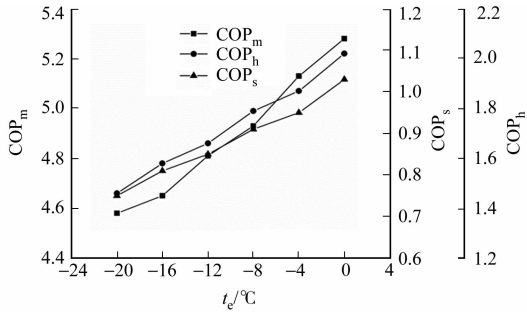
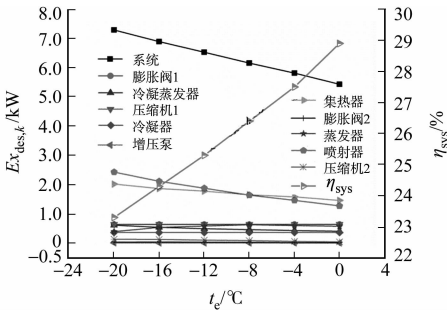


图 6 热泵系统各部件熵损失随蒸发温度的变化
Fig. 6 Variation of component exergy destruction of heat pump system with evaporating temperature

图 7 热泵系统 COP_m , COP_s , COP_h 随蒸发温度的变化
Fig. 7 Variation of COP_m , COP_s , COP_h of heat pump system with evaporating temperature

3.3 中间蒸发温度变化对系统性能的影响

当冷凝温度 t_{cn} 、发生温度 t_g 、蒸发温度 t_e 分别为 $54, 70, -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,热泵系统各部件的熵损失, COP_m , COP_s 和 COP_h 随中间蒸发温度的变化情况,如图 8,9 所示.

由图 8 可知:随着中间蒸发温度的升高,集热器、喷射器、冷凝蒸发器、膨胀阀 2 及压缩机 2 的熵损失均增大,其他部件的熵损失减小;当中间蒸发温度为 $13\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,系统的总熵损失最小,熵效率最高.故在分析计算中,取 $13\text{ }^{\circ}\text{C}$ 作为中间蒸发温度.

由图 9 可知:当中间蒸发温度从 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高到 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, COP_m 从 4.33 增大至 5.14, COP_s 从 1.05 减小至 0.84, COP_h 从 2.00 减小至 1.75. COP_h , COP_s 减小的原因是随着中间蒸发温度的升高,喷射子循环的冷凝温度升高,喷射系数减小,一次流体质量流量和集热器中有效集热量增大,导致在设计工况下所需集热面积增大,使集热器集热量增大,故 COP_h , COP_s 均减小. COP_m 增大的原因是喷射子循环冷凝温度升高,虽然增压泵和压缩机 2 的功耗增大,但压缩机 1 的功耗减小,且压缩机 1 功耗占系统总功耗的比例远大于增压泵和压缩机 2,故 COP_m 增大.

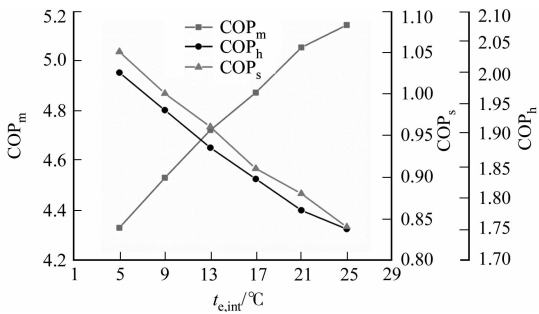
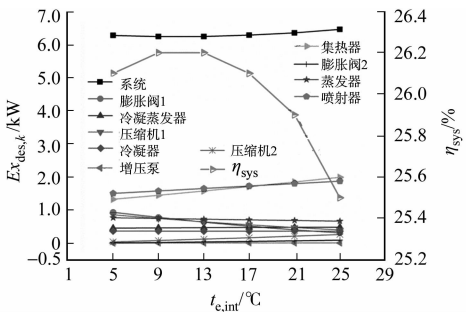


图 8 热泵系统各部件熵损失随中间蒸发温度的变化

图 9 热泵系统 COP_m , COP_s , COP_h 随中间蒸发温度的变化

Fig. 8 Variation of component exergy destruction of heat pump system with intermediate evaporation temperature

Fig. 9 Variation of COP_m , COP_s , COP_h of heat pump system with intermediate evaporation temperature

4 结论

基于一维等压混合的理论,对喷射热泵系统建立热力学分析模型,并利用能量分析和熵分析相结合的方法对喷射热泵系统性能进行分析,在保持发生温度为 $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的条件下,得出以下 3 点结论.

1) 当冷凝温度从 45 ℃ 升高到 70 ℃ 时, COP_m 从 6.28 减小至 3.42, COP_s 从 0.79 增大至 1.00, COP_h 从 1.55 增大至 1.95, 焓效率从 20.0% 增大至 31.8%; 当冷凝温度高于 70 ℃ 时, 机械效率 COP_m 过低, 文中所述系统不适宜工作。

2) 当蒸发温度从 -20 ℃ 升高到 0 ℃ 时, COP_m 从 4.58 增大至 5.28, COP_s 从 0.75 增大至 1.03, COP_h 从 1.46 增大至 2.02, 焓效率从 23.3% 增大至 28.9%; 当蒸发温度低于 -20 ℃ 时, 机械效率 COP_m 过低, 文中所述系统不适宜工作。

3) 当中间蒸发温度从 5 ℃ 升高到 25 ℃ 时, COP_m 从 4.33 增大至 5.14, COP_s 从 1.05 减小至 0.84, COP_h 从 2.00 减小至 1.75, 焓效率先升高后降低, 即有一个最佳工况点; 当中间蒸发温度为 13 ℃ 时, 系统效率最大为 25.7%。

参考文献:

- [1] 王栋鹏, 王彤, 葛万斌, 等. 太阳能空气源热泵热水系统的设计和运行[J]. 中国给水排水, 2015, 31(16): 68-71.
- [2] 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.
- [3] 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.
- [4] DHESIKAN S, POLK J. Recent developments in the design theories and applications of ejectors[J]. Journal of the Institute of Energy, 1995, 68(475): 65-79. DOI:10.1016/0378-7753(95)02193-K.
- [5] EAMES I W, APHORNRATANA S, HAIDER H. A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator[J]. International Journal of Refrigeration, 1995, 18(6): 378-386. DOI:10.1016/0140-7007(95)98160-m.
- [6] 常墨, 李风雷. 喷射式热泵系统的能量分析及分析[J]. 华侨大学学报(自然科学版), 2018, 39(2): 227-232. DOI:10.11830/ISSN.1000-5013.201707033.
- [7] CHEN Jiaheng, YU Jianlin. Theoretical analysis on a new direct expansion solar assisted ejector-compression heat pump cycle for water heater[J]. Solar Energy, 2017, 142: 299-307. DOI:10.1016/j.solener.2016.12.043.
- [8] XU Shuxue, MA Guoyuan. Exergy analysis for quasi two-stage compression heat pump system coupled with ejector[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011, 35(4): 700-705. DOI:10.1016/j.expthermflusci.2011.01.004.
- [9] CHEN Xiaojuan, ZHOU Yuanyuan, YU Jianlin. A theoretical study of an innovative ejector enhanced vapor compression heat pump cycle for water heating application[J]. Energy and Buildings, 2011, 43(12): 3331-3336.
- [10] ZHU Lin, YU Jianlin, ZHOU Mengliu, *et al.* Performance analysis of a novel dual-nozzle ejector enhanced cycle for solar assisted air-source heat pump systems[J]. Renewable Energy, 2014, 63: 735-740.
- [11] QI Hongjie, LIU Fuya, YU Jianlin. Performance analysis of a novel hybrid vapor injection cycle with subcooler and flash tank for air-source heat pumps[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 74: 540-549.
- [12] MORENO-RODRÍGUEZ A, GONZÁLEZ-GIL A, IZQUIERDO M, *et al.* Theoretical model and experimental validation of a direct-expansion solar assisted heat pump for domestic hot water applications[J]. Energy, 2012, 45(1): 704-715. DOI:10.1016/j.energy.2012.07.021.
- [13] HUANG B J, CHANG J M, WANG C P, *et al.* A 1-D analysis of ejector performance[J]. International Journal of Refrigeration, 1999, 22: 354-364. DOI:10.1016/S0140-7007(99)00004-3.
- [14] KHALIL A, FATOUH M, ELGENDY E. Ejector design and theoretical study of R134a ejector refrigeration cycle[J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(7): 1684-1698. DOI:10.1016/j.ijrefrig.2011.01.005.
- [15] CHEN Weixiong, LIU Ming, CHONG Daotong, *et al.* A 1D model to predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes[J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(6): 1750-1761.
- [16] 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.
- [17] JAFARKAZEMI F, AHMADIFARD E. Energetic and exergetic evaluation of flat plate solar collectors[J]. Renewable Energy, 2013, 56: 55-63. DOI:10.1016/j.renene.2012.10.031.

(责任编辑: 黄晓楠 英文审校: 刘源岗)