

低 GWP 工质闪蒸补气式高温热泵性能对比*

李华山^{1,2,3}, 黄思浩^{1,2,3,4}, 王显龙^{1,2,3}, 曲 勇⁵, 龚宇烈^{1,2,3†}

(1. 中国科学院广州能源研究所, 广州 510640; 2. 中国科学院可再生能源重点实验室, 广州 510640;

3. 广东省新能源和可再生能源研究开发与应用重点实验室, 广州 510640; 4. 中国科学院大学, 北京 100049;

5. 烟台欧森纳地源空调股份有限公司, 山东 烟台 831870)

摘 要: 高温热泵作为一种有效的节能技术可以满足大多数的工业用热需求, 遴选安全、环保、高效的制冷剂是当前高温热泵技术研究的重要工作之一。针对闪蒸补气式高温热泵, 基于 EES (Engineering Equation Solver) 软件建立系统数学模型, 以性能系数 (COP)、制热量、单位容积制热量、冷凝压力、压缩比以及压缩机排气温度为性能指标, 在冷凝温度 $\geq 100^\circ\text{C}$, 温升分别为 40°C 、 50°C 和 60°C 工况下, 对 R1224yd(Z)、R1233zd(E)、R1336mzz(Z) 和 R1234ze(Z) 四种氢氟烯烃制冷剂在闪蒸补气式热泵系统中的应用潜力进行分析, 并与 R245fa 比较。结果表明, R1336mzz(Z) 的 COP 最大、冷凝压力最低, 但单位容积制热量最小, 相对适用于小容量供热系统; R1234ze(Z) 的单位容积制热量最大, 且 COP 与 R245fa 相当, 是 R245fa 的良好替代工质, 尤其适用于大容量高温升供热系统; R1233zd(E) 虽然单位容积制热量偏低, 但其 COP、制热量和冷凝压力相对 R245fa 具有显著优势, 亦可作为 R245fa 的替代工质; 与 R245fa 相比, R1224yd(Z) 的热力性能无明显优势。

关键词: 补气技术; 闪蒸器; 准两级压缩; 高温热泵; 氢氟烯烃; 热力性能

中图分类号: TK123

文献标志码: A

DOI: 10.3969/j.issn.2095-560X.2020.05.008

Performance Comparison of Low GWP Refrigerant in Flash Tank Vapor Injection High-Temperature Heat Pump

LI Hua-shan^{1,2,3}, HUANG Si-hao^{1,2,3,4}, WANG Xian-long^{1,2,3}, QU Yong⁵, GONG Yu-lie^{1,2,3}

(1. Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China;

2. CAS Key Laboratory of Renewable Energy, Guangzhou 510640, China;

3. Guangdong Provincial Key Laboratory of New and Renewable Energy Research and Development, Guangzhou 510640, China;

4. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;

5. Yantai Oceanair Refrigeration & Air-Conditioning Co., Ltd., Yantai 831870, Shandong, China)

Abstract: High-temperature heat pumps, as an effective energy-saving technology, can meet most of the industrial heat demand. At present, selection of safe, environmental-friendly and efficient refrigerant is one of the important works in the research of high-temperature heat pump technology. Based on EES (Engineering Equation Solver) software, a mathematical model of the flash tank vapor injection (FTVI) high-temperature heat pump was developed. The application potential of four hydrofluoroolefin refrigerants r1224yd (z), r1233zd (E), r1336mzz (z) and r1234ze (z) in the FTVI heat pump system was analyzed and compared with R245fa under the conditions of condensation temperature $\geq 100^\circ\text{C}$ and temperature rise of 40 K, 50 K and 60 K respectively. Results showed that the COP of R1336mzz(Z) was the highest, while its condensing pressure was the lowest and its volumetric heating capacity was the smallest, make it relatively suitable for the system with small heating capacity. The volumetric heating capacity of R1234ze(Z) was the largest and its COP was comparable to R245fa, and thus it can be recommended as an excellent alternative to R245fa, especially for the system with large heating capacity under high temperature lift conditions. Compared to R245fa, though with relatively low volumetric heating capacity, R1233zd(E) has a significant advantage in COP, heating capacity and condensing pressure and thus can also be used as an alternative. R1224yd(z) has no obvious superiority in thermodynamic performance with R245fa as reference.

* 收稿日期: 2020-06-22 修订日期: 2020-08-17

基金项目: 国家重点研发计划项目 (2019YFB1504105); 山东省重大科技创新工程项目 (2019JZZY010910); 烟台“双百计划”蓝色产业领军人才团队项目“海洋渔业养殖与烘干热泵装备产业化”

† 通信作者: 龚宇烈, E-mail: gongyl@ms.giec.ac.cn

Key words: vapor injection technology; flash tank; quasi two-stage compression; high-temperature heat pump; hydrofluoroolefin; thermodynamic performance

0 引言

近年来,高温热泵作为一种有效的节能减排技术受到能源行业的广泛关注^[1]。高温热泵一般具有较高的蒸发温度和冷凝温度,且随着冷凝温度的进一步升高会出现一系列问题导致系统制热量不足,能效下降;这与低环境温度下空气源热泵存在的问题相似^[2]。为了解决上述问题,研究人员提出了多种解决办法,包括多级循环^[3]、复叠循环^[4]以及经济器补气循环^[2]等,其中经济器补气循环凭借其良好的综合性能成为该领域的研究热点之一。

目前,补气技术主要有过冷器和闪蒸器两种基本型式,其在空气源热泵系统中应用较为普遍^[5],但在高温热泵领域研究还相对较少^[6]。刘昭云等^[7]以 R245fa 为工质,在冷凝温度 70 ~ 130℃、温升 40 ~ 65℃工况范围内,对比分析了基于过冷补气和闪蒸补气的四种两级中高温热泵循环,指出中间不完全冷却式闪蒸补气带来的性能系数(coefficient of performance, COP)改善幅度最大,该结论与 CAO 等^[8]的研究(R152a,热源 45℃,出水 95℃)一致。潘利生等^[9]的研究表明,当蒸发温度为 55℃、冷凝温度为 100℃时,在最优中间压力下,与单级系统相比,R152a 和 R245fa 闪蒸补气式两级高温热泵系统的 COP 分别提高 15.2%和 12.4%,同时压缩机的排气温度也相对较低。此外,与过冷补气相比,闪蒸补气技术还具有结构简单、成本较低等优点^[10]。上述研究表明,闪蒸补气在高温热泵中具有很大的应用潜力。

另一方面,文献调研表明,目前闪蒸补气式高温热泵涉及的工质主要为氢氟烃类制冷剂。作为新一代制冷剂,氢氟烯烃(hydrofluoroolefin, HFO)制冷剂的臭氧消耗潜能值(ozone depletion potential, ODP)为 0,全球变暖潜能值(global warming potential, GWP)低且无毒,被认为是理想的替代制冷剂^[11],其应用涉及制冷、热泵以及有机朗肯循环等系统。如 LI 等^[12]分析了 R1234yf 喷射/压缩制冷系统的热力特性;NAWAZ 等^[13]探讨了 R1234yf 和 R1234ze(E)替代 R134a 在家用热泵热水器中的应用;NAVARRO-ESBRÍ 等^[14]通过实验论证了 R1224yd(Z)可直接替代 R245fa 用于有机朗肯循环发电系统,但

目前针对 HFO 工质在闪蒸补气式高温热泵中应用的研究还基本处于空白。

本文在不同的温升条件($\Delta t = 40^\circ\text{C}$ 、 50°C 、 60°C)下,以 COP、制热量、单位容积制热量、冷凝压力、压缩比以及压缩机排气温度为性能指标,对几种 HFO 制冷剂在闪蒸补气式高温热泵系统中的应用潜力进行分析,并与 R245fa 进行对比,以期获得适宜的循环工质。

1 系统描述

闪蒸补气式热泵系统流程如图 1 所示,包括蒸发器、冷凝器、闪蒸器、压缩机以及节流阀,其工作原理为:从冷凝器流出的制冷剂液经一级节流阀膨胀至某一中间压力后进入闪蒸器,其中的闪发蒸气通过补气口被压缩机吸入,闪蒸器底部的制冷剂液经二级节流阀膨胀至蒸发压力后进入蒸发器,在其中制冷剂吸收低温热源的热量从而变为低压制冷剂蒸气,经吸气口被压缩机吸入,在其中压缩到中间压力后与经补气口吸入的制冷剂蒸气在压缩机工作腔内混合,随后再进一步被压缩至冷凝压力后排出压缩机进入冷凝器,从而完成循环。

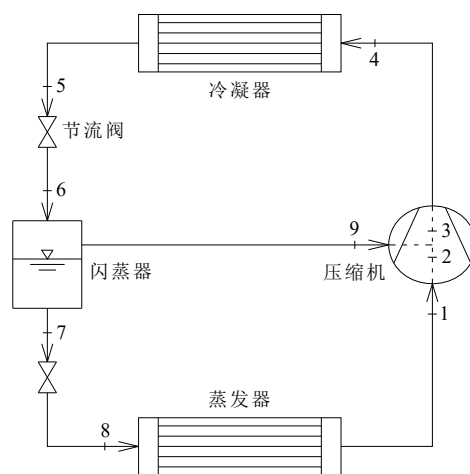


图 1 闪蒸补气式热泵系统流程图(1~9 表示状态点)

Fig. 1 Schematic diagram of flash tank vapor injection heat pump system (1-9 indicate state points)

2 数学模型

2.1 热力学模型

为简化分析,对闪蒸补气式高温热泵系统做如

下假设: (1) 系统处于热平衡和稳定流动状态; (2) 不计系统的压力损失、散热损失; (3) 工质节流降压过程视为等焓节流; (4) 不同工况下压缩机等熵效率保持不变。

对于(准)两级热泵系统而言,中间压力的确定尤为重要,其对系统的性能具有决定性作用。根据文献[15],两级系统的最优中间压力可取冷凝压力与蒸发压力的几何平均值,表达式如下:

$$p_{\text{int,opt}} = \sqrt{p_{\text{cond}} p_{\text{evap}}} \quad (1)$$

式中: p 为压力, kPa; 下标“int”、“cond”、“evap”以及“opt”分别表示中间补气、冷凝器、蒸发器以及最优工况。

闪蒸器是区别闪蒸补气式与常规系统的关键设备,其质量守恒与能量守恒方程分别如式(2)和式(3)所示:

$$m_{\text{cond}} = m_{\text{evap}} + m_{\text{int}} \quad (2)$$

$$m_{\text{cond}} h_6 = m_{\text{evap}} h_7 + m_{\text{int}} h_9 \quad (3)$$

式中: m 为质量流量, kg/s; h 为比焓, kJ/kg。

根据能量守恒原理,热泵系统制热量(Q_{cond} , kW)为:

$$Q_{\text{cond}} = Q_{\text{evap}} + W_{\text{comp}} = m_{\text{cond}} (h_4 - h_5) \quad (4)$$

式中: Q_{evap} 为蒸发器热负荷, kW; W_{comp} 为压缩机耗功, kW。 Q_{evap} 和 W_{comp} 分别按式(5)和式(6)计算:

$$Q_{\text{evap}} = m_{\text{evap}} (h_1 - h_8) \quad (5)$$

$$W_{\text{comp}} = m_{\text{evap}} \frac{h_{2,s} - h_1}{\eta_{\text{comp}}} + m_{\text{cond}} \frac{h_{4,s} - h_3}{\eta_{\text{comp}}} \quad (6)$$

式中: η_{comp} 为压缩机的等熵效率; 下标“s”表示等熵过程。

热泵系统 COP 计算如下:

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{cond}}}{W_{\text{comp}}} \quad (7)$$

此外,单位容积制热量(q_{vol} , $\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$)、压缩机排气温度(t_{disc} , $^{\circ}\text{C}$)以及压缩比(r_{pres})也是衡量蒸气压缩式热泵性能的常用指标:

$$q_{\text{vol}} = \frac{Q_{\text{cond}}}{V_{\text{suc}}} \quad (8)$$

$$t_{\text{disc}} = t_4 \quad (9)$$

$$r_{\text{pres}} = \frac{p_{\text{cond}}}{p_{\text{evap}}} \quad (10)$$

2.2 模型验证

本文数值计算通过 EES (Engineering Equation Solver) 软件来实现,其中制冷剂的物性通过 EES 的内嵌函数计算。为了检验闪蒸补气式热泵系统数学模型,以 R290 为工质,在冷凝温度为 50°C ,蒸发温度 -30°C ,过冷度 5°C ,过热度 0°C ,压缩机等熵效率 0.75,蒸发器出口工质流量 1.0 kg/s 的工况下^[16],对闪蒸补气式热泵系统 COP 与单位容积制热量随中间压力的变化进行模拟,并与文献[16]的计算结果进行对比,如图 2 所示。从图中可以看出,本文计算得到的 COP 及单位容积制热量与文献[16]的计算结果十分吻合,验证了本文计算模型的有效性。

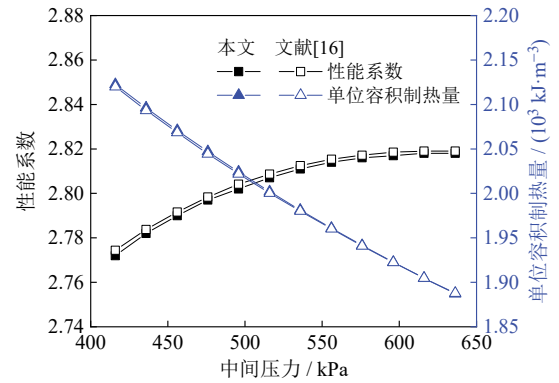


图 2 本文计算结果与文献[16]的对比(性能系数与单位容积制热量随中间压力的变化)

Fig. 2 Comparison between present work and Ref. [16] (COP and volumetric heating capacity versus intermediate pressure)

3 计算结果与分析

按冷凝温度划分,高温热泵的冷凝温度 $\geq 100^{\circ}\text{C}$ ^[11]。在亚临界工况下,本文针对三种温升,即 $\Delta t (= t_{\text{cond}} - t_{\text{evap}}^{\text{[15]}}) = 40^{\circ}\text{C}$ 、 50°C 和 60°C 条件对闪蒸补气式热泵系统性能随冷凝温度 ($\geq 100^{\circ}\text{C}$) 的变化进行分析。选取 R1224yd(Z)、R1233zd(E)、R1336mzz(Z) 以及 R1234ze(Z) 四种临界温度大于 150°C 的 HFO 制冷剂作为备选工质,并与 R245fa 进行对比,上述工质的基础物性如表 1 所示。计算分析过程中,过热度取 5°C (其中 R1336mzz(Z) 取保障避免湿压缩的最小过热度^[18]),过冷度 10°C ,压缩机等熵效率 0.7,蒸发器工质流量 1.0 kg/s ,结果如图 3 ~ 图 8 所示。

表 1 制冷剂基础物性

Table 1 Basic properties of refrigerants

制冷剂	摩尔质量 / (g/mol)	临界温度 / °C	临界压力 / MPa	标准沸点 / °C	安全等级 ^[17]	GWP ^[17]	ODP ^[17]
R245fa	134.05	154.01	3.65	15.18	B1	1 030	0
R1224yd(Z)	148.49	155.54	3.34	14.61	A1	1	0.000 12
R1233zd(E)	130.50	165.60	3.57	18.32	A1	1	0.000 34
R1234ze(Z)	114.04	150.12	3.53	9.28	A2L	<10	0
R1336mzz(Z)	164.06	171.27	2.90	33.47	A1	2	0

高温热泵的冷凝温度相对较高，采用低饱和蒸汽压工质有利于降低系统成本并拓宽部件选型的范围^[19]。工质冷凝压力随冷凝温度的变化如图 3 所示。在给定的工况范围内，R1336mzz(Z)、R1233zd(E)以及 R1224yd(Z) 的冷凝压力均低于 R245fa，其中 R1336mzz(Z) 冷凝压力最低，当冷凝温度 150℃时，其冷凝压力约为 2.0 MPa，仅为 R245fa 对应值的 59% 左右。R1234ze(Z) 的冷凝压力最高，相同的冷凝温度下，其冷凝压力比 R245fa 高出约 4%~6% 左右。

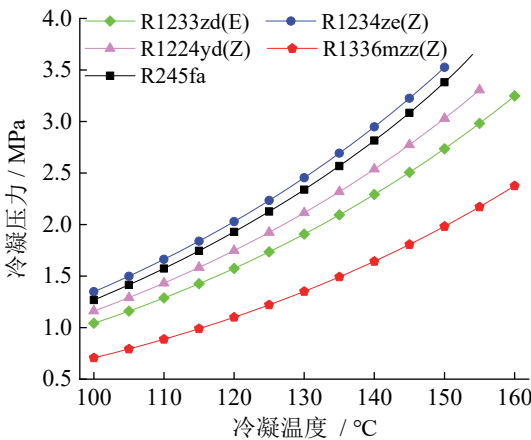


图 3 冷凝压力随冷凝温度的变化
Fig. 3 Condensing pressure versus condensing temperature

压缩机压缩比随冷凝温度的变化如图 4 所示。从图中可以看出，在特定温升下，压缩比随着冷凝温度的升高逐渐减小，主要原因在于蒸发温度同时升高导致压缩机进口压力升高所致。在相同冷凝温度下，随着温升的增大，压缩比也逐渐增大。在相同的工况下，R1234ze(Z)、R1224yd(Z) 与 R1233zd(E) 的压缩比较为接近，均小于 R245fa 的压缩比；而 R1336mzz(Z) 的压缩比相对较高，且随着温升的增大越发明显。

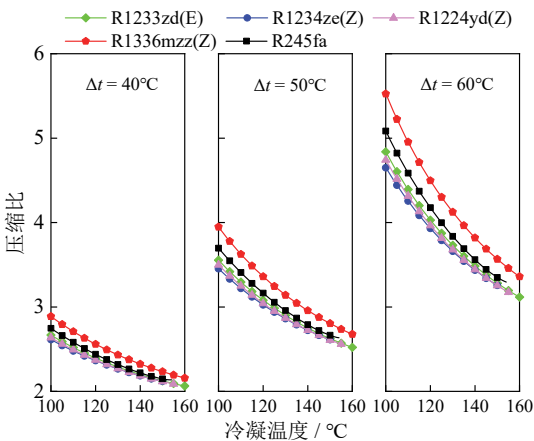


图 4 压缩比随冷凝温度的变化
Fig. 4 Compression ratio versus condensing temperature

从图 5 可以看出，在特定温升下，制热量随冷凝温度的升高逐渐减小，主要原因在于蒸发温度随冷凝温度升高而增大导致制热量减小。在相同冷凝温度下，随着温升的增大，制热量也逐渐增大。在相同工况下，R1234ze(Z) 与 R1233zd(E) 的制热量普遍高于 R245fa，其中 R1234ze(Z) 更优；R1224yd(Z) 制热量最小，相对 R245fa 低 11%~14%；当冷凝温度大于 132℃时，R1336mzz(Z) 的制热量相对 R245fa 具有优势，反之则 R245fa 制热量更大。

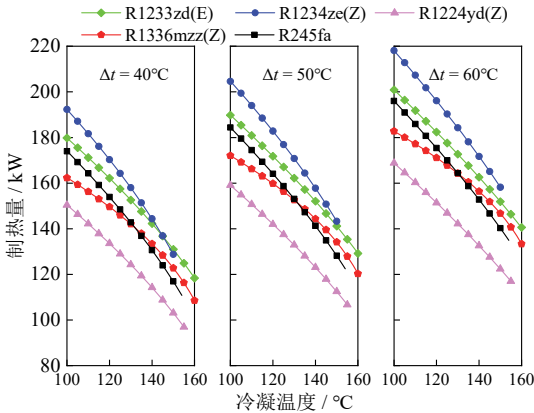


图 5 制热量随冷凝温度的变化
Fig. 5 Heating capacity versus condensing temperature

图 6 给出了热泵系统 COP 随冷凝温度的变化情况。从图中可以看出,在特定温升下,各工质的 COP 随冷凝温度呈先增大后减小趋势,其主要原因在于,随着冷凝温度的升高,系统制热量(如图 5 所示)与压缩机耗功(压缩比下降,如图 4 所示,压缩机功耗与压缩比成正比)同时降低但下降速率存在差异,二者相互作用致使各工质的 COP 出现极值。图 6 同时表明,在相同冷凝温度下,各工质的 COP 随着温升的增大而下降。因为随着温升的增大,尽管制热量增大,但压缩比增大导致压缩机耗功显著增加,从而使得各工质的 COP 随温升增大呈下降趋势。

从图 6 还可以发现,各工质最大 COP 对应的冷凝温度随着临界温度的升高而增大,且基本不受温升影响;R1224yd(Z)、R1233zd(E)、R1336mzz(Z)、R1234ze(Z)以及 R245fa 的最佳冷凝温度分别约为 123°C、132°C、137°C、119°C及 126°C,相当于其自身临界温度的 80%左右。相同工况下,R1336mzz(Z)的 COP 最大,R1233zd(E)次之,二者均大于 R245fa 的 COP,且冷凝温度越高差异越明显;R1224yd(Z)、R1234ze(Z)与 R245fa 基本相当,尤其是高温升工况。

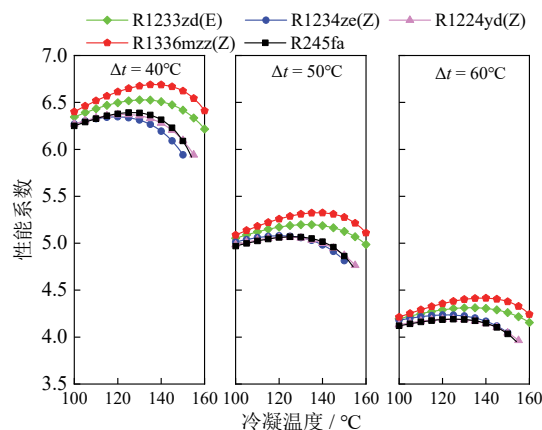


图 6 性能系数随冷凝温度的变化

Fig. 6 COP versus condensing temperature

单位容积制热量是衡量压缩机尺寸的重要参数之一^[19]。如图 7 所示,在特定温升下,随冷凝温度的升高,蒸发温度同时升高,压缩机吸气口工质蒸气密度迅速增大,从而致使各工质的单位容积制热量均随冷凝温度的升高而增大;在相同冷凝温度下,温升增大意味着蒸发温度降低,使得压缩机吸气口工质蒸气密度迅速降低,因此工质的单位容积制热量随着温升的增大呈逐渐减小趋势。在相同的工况下,R1234ze(Z)的单位容积制热量最大,比 R245fa 高约 4%~12%,其系统的压缩机体积相对最小;其余

工质的单位容积制热量均低于 R245fa,从大到小依次为 R1224yd(Z)、R1233zd(E)和 R1336mzz(Z),这一排序与工质的临界温度成反比,其中 R1336mzz(Z)的单位容积制热量比 R245fa 低约 34%~45%。

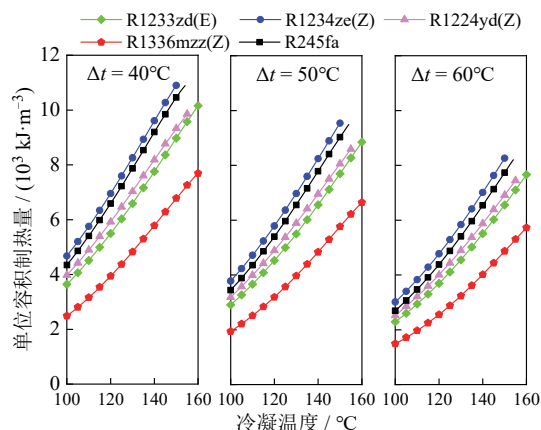


图 7 单位容积制热量随冷凝温度的变化

Fig. 7 Volumetric heating capacity versus condensing temperature

压缩机排气温度随冷凝温度的变化如图 8 所示。从图中可以看出,在特定温升下,随着冷凝温度升高,各工质的压缩机排气温度几乎均呈线性升高趋势,且温升对压缩机排气温度的影响不大。在相同工况下,R1336mzz(Z)系统的压缩机排气温度最低,随后从低到高依次为 R1224yd(Z)/R245fa、R1233zd(E)以及 R1234ze(Z)。值得一提的是,在给定工况范围内,工质的排气温度部分超出了当前技术水平下压缩机的正常运行温度范围($<140^{\circ}\text{C}$ ^[17]),不利于机组的长期运行,因此目前此类低 GWP 工质适宜在冷凝温度低于 140°C 的工况下工作,但随着压缩机型式的改进、材料更新和技术进步,这些问题终将得到解决^[20]。

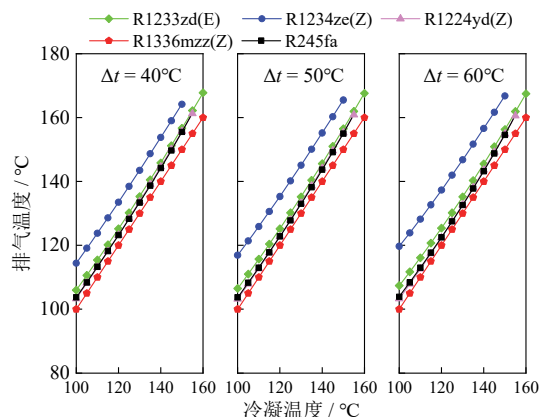


图 8 排气温度随冷凝温度的变化

Fig. 8 Discharge temperature versus condensing temperature

4 结 论

在三种温升条件 ($\Delta t = 40^\circ\text{C}$ 、 50°C 、 60°C) 下, 针对冷凝温度 $\geq 100^\circ\text{C}$ 工况, 对 R1224yd(Z)、R1233zd(E)、R1336mzz(Z) 和 R1234ze(Z) 工质在闪蒸补气式高温热泵系统中的潜力进行对比分析并与 R245fa 比较, 主要结论如下:

(1) 工质的 COP 随冷凝温度变化存在最大值, 最大 COP 对应的冷凝温度约相当于其自身临界温度的 80%; 工质单位容积制热量与其临界温度成反比。

(2) R1336mzz(Z) 的 COP 最大, 冷凝压力与排气温度最低, 其制热量适中但单位容积制热量远小于其他工质且压缩比较大, 适用于小容量供热系统。

(3) 虽然 R1234ze(Z) 的冷凝压力和排气温度较高, 但其制热量与单位容积制热量最大, 压缩比最小, 且 COP 与 R245fa 相当, 是 R245fa 的良好替代工质, 尤其适用于大容量高温升供热系统。

(4) 与 R245fa 相比, R1233zd(E) 单位容积制热量偏低, 但 COP 与制热量较大, 冷凝压力与压缩比较低, 且排气温度相近, 亦可作为 R245fa 的替代工质。

(5) R1224yd(Z) 的 COP、排气温度与 R245fa 接近, 冷凝压力与压缩比较低, 虽然单位容积制热量适中但制热量偏小, 热力性能无明显优势。

参考文献:

- [1] 刘炳仲, 龚宇烈, 陆振能, 等. 热泵蒸汽系统准两级压缩联合过热器循环的性能分析及优化[J]. 化工进展, 2017, 36(7): 2360-2367. DOI: 10.16085/j.issn.1000-6613.2016-2089.
- [2] 何永宁, 杨东方, 曹锋, 等. 补气技术应用于高温热泵的实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(6): 103-108. DOI: 10.7652/xjtub201506017.
- [3] MOTA-BABILONI A, MATEU-ROYO C, NAVARRO-ESBRÍ J, et al. Optimisation of high-temperature heat pump cascades with internal heat exchangers using refrigerants with low global warming potential[J]. Energy, 2018, 165: 1248-1258. DOI: 10.1016/j.energy.2018.09.188.
- [4] 杨卫卫, 曹兴起, 何雅玲, 等. 一种带中间换热器的双热源高温热泵系统[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(11): 70-74, 80. DOI: 10.7652/xjtub201411012.
- [5] 胡文举, 常默宁, 刘琴, 等. 补气压力损失系数与一级压比对补气增焓空气源热泵性能影响[J]. 化工进展, 2017, 36(S1): 115-120. DOI: 10.16085/j.issn.1000-6613.2017-0463.
- [6] HE Y N, CAO F, JIN L, et al. Experimental study on the performance of a vapor injection high temperature heat pump[J]. International journal of refrigeration, 2015, 60: 1-8. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.08.012.
- [7] 刘昭云, 王怀信, 郭东奇. 中高温热泵两级循环方式性能分析[J]. 热能动力工程, 2013, 28(5): 471-476.
- [8] CAO X Q, YANG W W, ZHOU F, et al. Performance analysis of different high-temperature heat pump systems

for low-grade waste heat recovery[J]. Applied thermal engineering, 2014, 71(1): 291-300. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.06.049.

- [9] 潘利生, 王怀信. 带经济器的两级压缩式热泵系统中高温工况循环性能理论研究[J]. 太阳能学报, 2012, 33(11): 1908-1913.
- [10] WANG W Y, LI Y Y. Intermediate pressure optimization for two-stage air-source heat pump with flash tank cycle vapor injection via extremum seeking[J]. Applied energy, 2019, 238: 612-626. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.01.083.
- [11] 杨梦, 张华, 孟照峰, 等. 新型环保高温工质 HFO-1336mzz(Z) 的研究进展[J]. 制冷学报, 2019, 40(6): 46-52, 110.
- [12] LI H S, CAO F, BU X B, et al. Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle[J]. Applied energy, 2014, 121: 96-103. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.01.079.
- [13] NAWAZ K, SHEN B, ELATAR A, et al. R1234yf and R1234ze(E) as low-GWP refrigerants for residential heat pump water heaters[J]. International journal of refrigeration, 2017, 82: 348-365. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2017.06.031.
- [14] NAVARRO-ESBRÍ J, AMAT-ALBUIXECH M, MOLÉS F, et al. HCFO-1224yd(Z) as HFC-245fa drop-in alternative in low temperature ORC systems: experimental analysis in a waste heat recovery real facility[J]. Energy, 2020, 193: 116701. DOI: 10.1016/j.energy.2019.116701.
- [15] MATEU-ROYO C, NAVARRO-ESBRÍ J, MOTA-BABILONI A, et al. Theoretical evaluation of different high-temperature heat pump configurations for low-grade waste heat recovery[J]. International journal of refrigeration, 2018, 90: 229-237. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.04.017.
- [16] QI H J, LIU F Y, YU J L. 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. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2016.11.024.
- [17] BAMIGBETAN O, EIKEVIK T M, NEKSÅ P, et al. Theoretical analysis of suitable fluids for high temperature heat pumps up to 125°C heat delivery[J]. International journal of refrigeration, 2018, 92: 185-195. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.05.017.
- [18] MATEU-ROYO C, NAVARRO-ESBRÍ J, MOTA-BABILONI A, et al. Thermodynamic analysis of low GWP alternatives to HFC-245fa in high-temperature heat pumps: HCFO-1224yd(Z), HCFO-1233zd(E) and HFO-1336mzz(Z)[J]. Applied thermal engineering, 2019, 152: 762-777. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.02.047.
- [19] 何永宁, 夏源, 金磊, 等. 制冷剂 R1234 ze 在高温热泵中应用的对比研究[J]. 流体机械, 2014, 42(3): 62-66. DOI: 10.3969/j.issn.1005-0329.2014.03.014.
- [20] 郭涛, 王怀信. 采用不同工质的中高温热泵理论循环特性[J]. 天津大学学报, 2010, 43(8): 667-673. DOI: 10.3969/j.issn.0493-2137.2010.08.002.

作者简介:

李华山 (1981-), 男, 博士, 副研究员, 硕士生导师, 主要从事低焓热能利用技术研究。

龚宇烈 (1978-), 男, 博士, 研究员, 博士生导师, 主要从事低焓热能利用技术研究。