

热泵热水器中 R1234ze(E)/HCs 混合工质 替代 R134a 的理论研究

丁德锋^{1,2}, 朱珍香³, 郑超瑜^{1,2}, 朱子文^{1,2}, 林华建^{1,2}, 陈庆鹏^{1,2}

(1. 集美大学轮机工程学院, 福建 厦门 361021; 2. 福建省船舶与海洋工程重点实验室, 福建 厦门 361021;
3. 厦门市政南方海洋科技有限公司, 福建 厦门 361024)

[摘要] 为替代热泵热水器中的 R134a 工质, 选择 MIX01($m(\text{R1234ze(E)}) : m(\text{R290}) = 40:60$)、MIX02($m(\text{R1234ze(E)}) : m(\text{R600}) = 85:15$)和 MIX03($m(\text{R1234ze(E)}) : m(\text{R600a}) = 75:25$)进行研究。建立热泵系统热力学模型, 利用 Matlab 软件、调用 Refprop 物性参数、参照国家标准对 3 种混合工质进行变工况计算, 并与已有的工质 R134a 进行对比分析。结果显示: 3 种 R1234ze(E)/HCs 工质的臭氧损耗潜值(ozone depression potential, ODP)为 0, 全球变暖潜值(global warming potential, GWP)都小于 20, 这 3 种工质均为近共沸工质。其中, MIX01 在排气温度、压缩比及单位容积制热量上都优于 R134a。

[关键词] 热泵工质替代; R134a; R1234ze(E); 热泵热水器

[中图分类号] TK 61

Theoretical Study on the Replacement of R134a by R1234ze(E)/HCs Mixture in Heat Pump Water Heater

DING Defeng^{1,2}, ZHU Zhenxiang³, ZHENG Chaoyu^{1,2}, ZHU Ziwen^{1,2}, LIN Huajian^{1,2}, CHEN Qingpeng^{1,2}

(1. School of Marine Engineering, Jimei University, Xiamen 361021, China;

2. Fujian Provincial Key Laboratory of Naval Architecture and Ocean Engineering, Xiamen 361021, China;

3. Xiamen Municipal Southern Ocean Technology Co., Ltd., Xiamen 361024, China)

Abstract: In order to replace the R134a used on the heat pump water heater, MIX01($m(\text{R1234ze(E)}) : m(\text{R290}) = 40:60$), MIX02($m(\text{R1234ze(E)}) : m(\text{R600}) = 85:15$), MIX03($m(\text{R1234ze(E)}) : m(\text{R600a}) = 75:25$) were studied in this paper. The thermodynamic model of the heat pump system was established. Matlab was used for theoretical circular calculation of the mixtures by employing property parameters from Refprop developed by NIST. According to the national standard, the three mixed working fluids were calculated under variable working conditions, and compared with the working fluid R134a. The results showed that the ozone depression potential(ODP) of the three R1234ze(E)/HCs working fluids was 0, and the global warming potential(GWP) was less than 20. All of them belong to near-azeotropic working fluids. Among them, MIX01 was superi-

[收稿日期] 2023-08-22

[基金项目] 福建省自然科学基金项目“余热驱动的船用两级转轮除湿空调的除湿优化控制研究”(2023J01781)、“基于热泵再生的新型船用转轮除湿空调系统研究”(2023J01782); 福建省中青年教育科研项目“HFOs 类工质在空气源热泵热水器上的应用研究”(JAT200240); 厦门市科技计划项目“基于太阳能/风能电解水制氢与燃料电池储能的船用混合动力系统研制”(3502Z20226011)

[作者简介] 丁德锋(1986—), 讲师, 硕士, 从事船舶废热回收利用、制冷研究, E-mail: dingdefeng8866@163.com。通信作者: 朱珍香(1989—), 工程师, 从事节能减排研究, E-mail: m13459232803@163.com

or to R134a in terms of exhaust temperature, compression ratio and volumetric heating capacity.

Keywords: substitution of heat pump working fluid; R134a; R1234ze(E); heat pump water heater

热泵热水器能够从自然界中获取低品位能源，在消耗等量高品位能源时，其热水产量为传统热水器的 2~3 倍^[1]，在高效性、经济性、安全性和减碳方面均显示出良好的应用前景^[2]。当前运用于热泵热水器上的 R134a，虽然其臭氧损耗潜值（ozone depression potential, ODP）为 0，但全球变暖潜值（global warming potential, GWP）约为 1 300^[3]，属氢氟烃（hydrofluorocarbons, HFCs）类工质。根据 2016 年 10 月《蒙特利尔议定书》第 28 次缔约方大会上达成的“基加利修正案”，发达国家在 2019 年之前需逐步淘汰 HFCs，发展中国家需于 2024—2028 年间对 HFCs 进行冻结停产^[4]。

当前热泵热水器上的 R134a 替代工质主要有碳氢化合物类（hydrocarbons, HCs）、氢氟烯烃类（hydrofluoroolefins, HFOs）及其相关的混合热泵工质^[5]。HCs 类工质是自然工质中较有潜力的一种替代工质，它具有 ODP 为 0、GWP 较低的优点。孔祥强等^[6]搭建了以丙烷（R290）为工质的直膨式太阳能热泵供暖实验平台，分析冬季不同运行工况下环境参数对系统热力性能的影响，结果表明，该热泵系统性能系数保持在 2.57~4.30，能够对室内实现稳定供热。雷博雯等^[7]针对 R290 在高背压旋转压缩机油池中溶解度大、R290 与润滑油形成的混合物黏度低的问题，提出高补气过热度的经济器循环。相比单级循环，该系统性能系数提升 11.4%，单位容积制热量提升 23.4%，但 HCs 往往具有易燃、易爆等缺陷^[8]，需要添加阻燃剂以降低其可燃性。R1234ze(E) 是霍尼韦尔和杜邦公司联合推出的新型热泵工质，具有 ODP 为 0、GWP 较低的优点，且无毒，可做阻燃剂，但汽化潜热较低^[9]。将 R1234ze(E) 与 HCs 类工质组成混合工质，其优势能够互补。Righetti 等^[10]对 R1234yf、R1234ze(E)、R600a 内置商用滚结式的蒸发器在蒸发温度分别为 15℃、20℃和不同制冷剂质量流量下的蒸发性能进行了评价。陈秀萍等^[11]基于量子化学理论模拟了 R290/R227EA、R1234ZE/R600A 混合工质气液平衡的有关性能，为热泵工质的替代提供了基础数据。Qiu 等^[12]研究了家用冰箱中混合制冷剂 R1234ze/R600a 替代 R600a 的可能性，结果表明，R1234ze/R600a 的可燃性比 R600a 低，但单位容积制冷量基本相同。为深入研究热泵热水器上的 R134a 替代工质，本文选用 NIST REFPROP10.0 软件，采用亥姆赫兹自由能方程计算工质物性^[13-14]，从温度滑移特性出发，确定混合工质的最佳混合比例，并将混合工质应用于热泵热水器上的运行特性与 R134a 进行比较，分析 3 种 R1234ze(E)/HC 混合工质替代 R134a 的可行性。

1 混合工质组分的确定

热泵热水器上 R134a 工质的替代选择主要遵循以下原则^[8]：1) ODP 为 0，GWP 尽可能小；2) 冷凝压力不超过 2.5 MPa，蒸发压力高于 0.1 MPa；3) 单位容积制热量不低于 R134a。

本文用来尝试替代 R134a 的混合工质的组分^[15]见表 1。

表 1 几种热泵工质的特性参数
Tab. 1 Characteristics parameters of several heat pump working fluids

热泵工质	结构式	标准沸点/℃	ODP	GWP	大气寿命/a	安全性	主要缺点
R1234ze(E)	C ₃ F ₄ H ₂	-18.973	0	4	0.049	A2L	单位容积制热量和汽化潜热小
R134a	C ₂ H ₂ F ₄	-26.074	0	1 300	13.600	A1	GWP 较高
R600a	C ₄ H ₁₀	-11.700	0	4	0.019	A3	具有高可燃性
R600	C ₄ H ₁₀	-0.490	0	20	0.018	A3	具有高可燃性
R290	C ₃ H ₈	-42.100	0	3	<1 h	A3	具有高可燃性

由表 1 可知, 这几种工质的 ODP 均为 0, R134a 的 GWP 为 1 300, 而 R600a、R290、R600 的 GWP 分别为 4、3、20; R1234ze(E) 的 GWP 仅为 4, 且大气寿命仅为 0.049 a。R1234ze(E)、R600a、R600、R290 的 GWP 均小于欧盟 F-gas 法规要求的 150 限值^[16]。纯质 R1234ze(E) 在干空气中的燃烧极限为 7.5%~16.4%, 经 ASTM E-681 方法及欧盟 A-11 方法测试, R1234ze(E) 不可燃^[17], R600、R600a、R290 具有高可燃性。

2 混合工质组分热力学性能比较

2.1 饱和蒸气压力

热泵热水器上使用的 R134a 的替代, 通常要求替代工质的饱和压力与 R134a 的尽可能接近, 这样可以减少管路和部件的替代成本。5 种工质的饱和蒸气压力随温度的变化曲线如图 1 所示, 可见, 在这 5 种工质中, R134a 的饱和蒸气压力与 R290 基本持平, 而 R600 的最低。在 -30~95℃, R134a 的饱和蒸气压力比 R1234ze(E) 高约 31.9%, R600a 比 R134a 低 53.7%, R600 比 R134a 低 86.2%。

2.2 汽化潜热

5 种工质的汽化潜热随温度的变化曲线如图 2 所示, 可见, 5 种工质的汽化潜热均随温度的升高逐渐降低, 其中 R600 的汽化潜热值最大, 在 -30~75℃, R1234ze(E) 的汽化潜热值最小, R134a、R600a 与 R290 的汽化潜热值介于 R600 和 R1234ze(E) 之间。在温度为 -30~95℃, R600、R600a、R290 的汽化潜热值分别约为 R134a 的 2.27、2.24、1.83 倍, R1234ze(E) 的汽化潜热值比 R134a 低约 26%, 较小的汽化潜热值不利于 R1234ze(E) 作为 R134a 的直接替代。

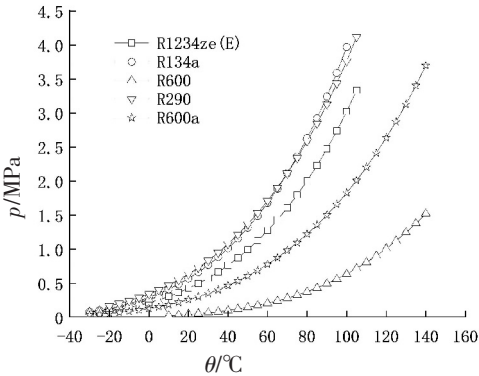


图 1 饱和蒸气压力随温度的变化曲线

Fig.1 Variation curves of the saturated steam pressure at different temperatures

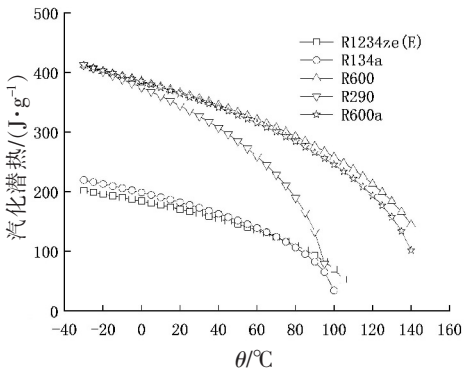


图 2 汽化潜热随温度的变化曲线

Fig.2 Variation curves of the latent heat of vaporization at different temperatures

2.3 气态黏度

工质的气态黏度影响热泵工质与管道的流动阻力, 低黏度一方面可以降低工质在管道内的流动阻力, 另一方面, 低黏度的工质在管道内流动时附着层小, 有利于传热系数的增大。由图 3 可知, 在温度低于 80℃ 时, 5 种工质的气态黏度随温度的变化较为平缓, R600 的气态黏度最低, 而 R1234ze(E) 的气态黏度最高, R134a、R290、R600a 的气态黏度介于 R600 和 R1234ze(E) 之间, 较高的气态黏度也不利于 R1234ze(E) 对 R134a 的直接替代。

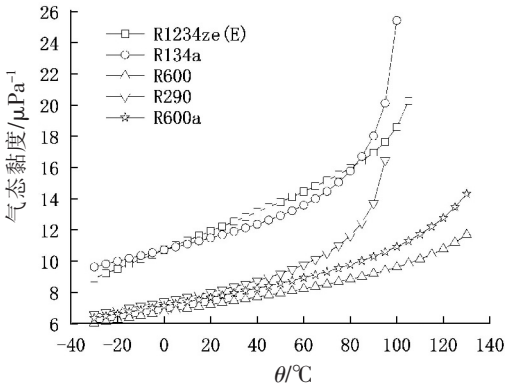


图 3 气态黏度比较

Fig.3 Comparison of vapor viscosity

2.4 导热系数

热泵工质的导热系数影响工质在换热器内的热量传递，导热系数越大，越有利于换热，进而提高系统性能。5 种工质的气态导热系数随温度的变化过程如图 4 所示，可见，在 $-30 \sim 75\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，5 种工质的导热系数相差不大，但在温度高于 $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时，5 种工质的导热系数剧增。在这 5 种工质中，R290 的导热系数最大，R1234ze(E) 的最小，在 $0 \sim 95\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，R1234ze(E) 的导热系数比 R134a 低 4.0%，而 R600、R290、R600a 的导热系数分别比 R134a 高 14.5%、35.3%、19.2%，较高的导热系数有利于 R600、R290、R600a 作为 R134a 的替代工质。

2.5 油溶性

R134a 与传统的矿物油不相溶，只能溶解于合成油，如聚乙二醇类（PAG）、聚酯类（POE）、聚乙烯醚（PVE）等^[14]。

R1234ze(E) 与矿物油、烷基苯、聚烯醇油、改性聚烯醇油、乙烯醚油、PAG、POE 等都具有良好的互溶性^[18]。R290 与 PAG 润滑油具有良好的互溶性，可以兼顾安全性、系统制热性能及回油等多方面要求^[19]。R600、R600a 对不同基础油类型的冷冻机油具有较好的适应性^[20]。

综上，R290、R600 及 R600a 汽化潜热值大，导热系数高，能溶于如 PAG 的润滑油，但具有较高的可燃性能；R1234ze(E) 具有汽化潜热值小、导热系数低、运动黏度大等缺点，但有良好的溶油性能和一定的阻燃性。HCs 与 R1234ze(E) 组合形成的混合工质能够实现优势互补，无需更换原热泵热水器机组所使用的润滑油。

3 组分质量分数的确定

混合工质具有近似纯工质的加和特性，可以实现各类工质性能的优势互补。但混合工质的温度往往滑移过大，若热泵系统发生泄漏，将影响系统内工质的配比，进而影响系统性能。在标准大气压下，混合工质的温度滑移随 R600、R600a、R290 质量分数的变化曲线如图 5 所示。由图 5 可知，在 R290 质量分数超过 60% 时，由 R1234ze(E) 和 R290 组成的混合工质的温度滑移低于 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，为近共沸工质^[21]。但并非 R290 的质量分数越高越好，R290 的含量越高，混合工质的可燃性也越高。为充分发挥 R290 和 R1234ze(E) 这 2 种工质各自的优点，最终选择 R290 和 R1234ze(E) 按质量比为 60:40 组成混合工质 MIX01。利用相同的分析方法，确定 R600 和 R1234ze(E) 按质量比为 15:85 组成混合工质 MIX02，R600a 和 R1234ze(E) 按质量比为 25:75 组成混合工质 MIX03。

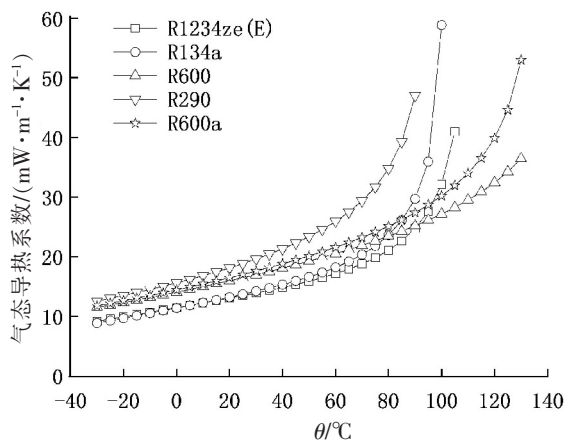


图 4 气态导热系数比较

Fig.4 Comparison of the thermal conductivity coefficient of vapor

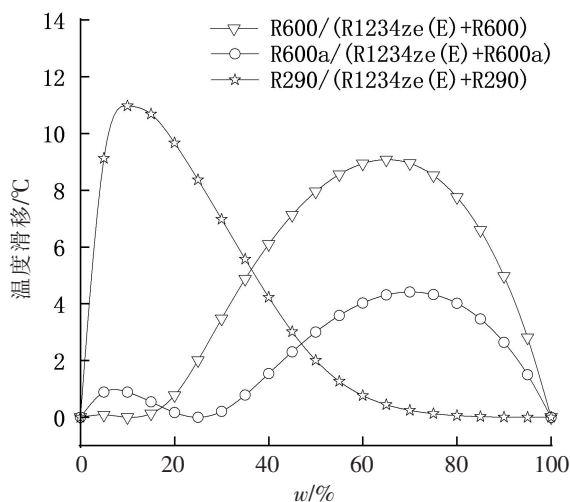


图 5 标准大气压下温度滑移随质量分数的变化曲线

Fig.5 Variation curves of temperature glide with mass fraction at standard atmospheric pressure

4 工质理论循环性能结果及分析

4.1 热泵系统模型的建立

为分析工质在热泵热水系统中的运行性能, 绘制如图 6 所示的系统压焓图。建立热泵热水器的能量分析方程, 并作如下假设^[22]: 1) 工质稳定流动; 2) 各连接管路及设备内工质的压降为 0; 3) 压缩和膨胀过程绝热; 4) 节流过程为绝热节流。

工质在热泵热水系统的理论循环中的主要计算公式如下。

1) 压缩机的能量方程为

$$W_{com} = q_{mr}(h_2 - h_1)。$$
 (1)

其中: q_{mr} 为热泵工质质量流量 (kg/s); h_1 为压缩机进口焓值 (J/g); h_2 为压缩机的实际出口焓值 (J/g); W_{com} 为压缩机的功耗 (kW)。

2) 压缩机的质量流量方程为

$$q_{mr} = \eta_v V_{dis} n / (60 V_1)。$$
 (2)

其中: V_{dis} 为压缩机的排气量 (m^3/r); n 为压缩机的转速 (r/min); V_1 为压缩机进口热泵工质的比体积 (m^3/kg); η_v 为压缩机的容积效率, 其计算公式为

$$\eta_v = 0.9 - 0.003\ 5p_2/p_1。$$
 (3)

其中: p_1 为压缩机进口压强 (MPa); p_2 为压缩机的出口压强 (MPa)。

3) 压缩机的实际出口焓值公式为

$$h_2 = h_1 + (h_3 - h_1)/\eta_{is}。$$
 (4)

其中: h_3 为等熵压缩压缩机的理论出口焓值 (J/g); η_{is} 为等熵效率, 其计算公式为

$$\eta_{is} = 0.874 - 0.013\ 5p_2/p_1。$$
 (5)

4) 冷凝器的能量方程为

$$Q_H = q_{mr}(h_2 - h_6)。$$
 (6)

其中: h_6 为冷凝器的出口焓值 (J/g)。

5) 蒸发器的能量方程为

$$Q_e = q_{mr}(h_1 - h_7)。$$
 (7)

其中: h_7 为蒸发器的进口焓值 (J/g)。

4.2 计算工况的选择

采用三菱 RB247GHAC 的压缩机模型, 其转速为 2 860 r/min, 排气量为 24.7 mL/r, 额定功率为 1 030 W, 制热量为 2 880 W。根据 GB/T 23137—2020 《家用和类似用途的热泵热水器》的规定, 空气源热泵热水器的名义工况要求进/出水温度为 15 ℃/55 ℃, 空气干/湿球温度为 20 ℃/15 ℃^[23]。因此, 在分析冷凝温度对系统性能的影响时, 保持热泵热水器的蒸发温度为 10 ℃, 冷凝温度为 60 ~ 90 ℃; 在分析蒸发温度对系统性能的影响时, 保持冷凝温度为 65 ℃, 蒸发温度为 -20 ~ 20 ℃, 过热度 and 过冷度均为 5 ℃。利用 Matlab 软件对工质进行理论模拟计算, 其中, 工质的热力学参数通过接口程序调用美国 NIST 开发的 Refprop 10.0 软件得到。

4.3 冷凝温度对循环性能的影响

压缩机的排气温度影响热泵热水器的安全运行, 若压缩机长时间高温运行, 润滑油的黏度会降低, 其性能会恶化, 危害热泵机组, 故选用热泵替代工质必须严格控制压缩机的排气温度。由图 7 可见, 4 种工质的排气温度均随冷凝温度的升高而升高, 基本呈线性关系。其中: R134a 的排气温度最高, 当冷凝温度为 60 ~ 90 ℃ 时, R134a 的排气温度在 75.4 ~ 109.6 ℃; MIX03 的排气温度最低,

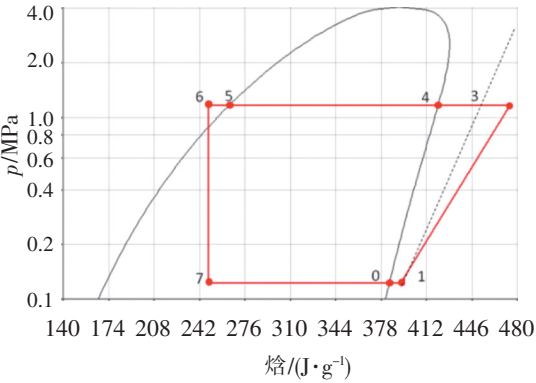


图 6 系统压焓图

Fig.6 Diagram of system pressure-enthalpy

MIX01、MIX02 在 R134a 和 MIX03 之间变化，在冷凝温度为 60~90℃ 时，MIX01、MIX02、MIX03 的排气温度分别比 R134a 平均低 2.5%、11.1%、11.7%。

单位容积制热量体现一定体积工质的制热能力，在制热量一定时，单位容积制热量小的工质需要更大的循环量，需要匹配更大排气量的压缩机。在图 7 中，实线显示的是单位容积制热量随冷凝温度的变化趋势，可见，当压缩机输气量一定时，4 种工质的单位容积制热量均随冷凝温度的升高而降低，呈线性关系。其中：MIX01 的单位容积制热量最高，比 R134a 平均高 18.4%；MIX03 的单位容积制热量平均比 R134a 低 24.3%；MIX02 的单位容积制热量最低，比 R134a 低 27.4%。在这 3 种混合工质中，MIX01 的单位容积制热量较高，具有替代 R134a 的有利优势。

压缩机功耗随冷凝温度的变化关系如图 8 实线所示，可见，4 种工质的压缩机功耗均随冷凝温度的升高而升高，且随着冷凝温度的升高，压缩机功耗升高速率越大。其中：MIX01 的压缩机功耗最高，R134a 的压缩机功耗最低，MIX01、MIX02、MIX03 的压缩机功耗分别比 R134a 高 10.7%、0.7%、3.5%。

系统在 4 种工质下的性能系数（coefficient of performance, COP）如图 8 虚线所示，可见，随着冷凝温度的升高，4 种工质的 COP 均逐渐下降。其中：MIX01 的 COP 最低，而 R134a 的最高，MIX02 的 COP 基本与 R134a 持平。在冷凝温度为 60~90℃ 时，采用 MIX02 作为热泵工质的热泵热水器，其 COP 平均比 R134a 约低 0.73%，是这 3 种 R1234ze(E)/HCs 混合工质中的最高者，较高的 COP 是 MIX02 作为 R134a 替代工质的有利优势。

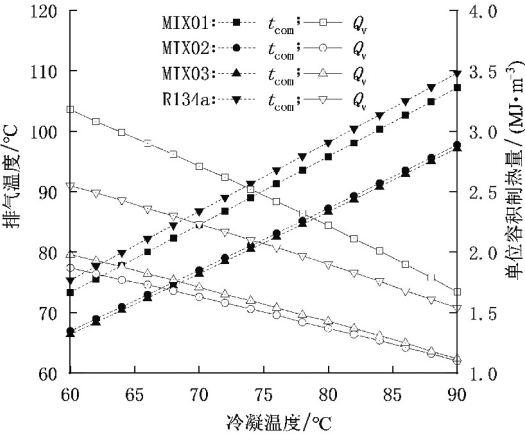


图 7 排气温度及单位容积制热量随冷凝温度的变化曲线
Fig.7 Variation curves of discharge temperature and volumetric heating capacity at different condensation temperatures

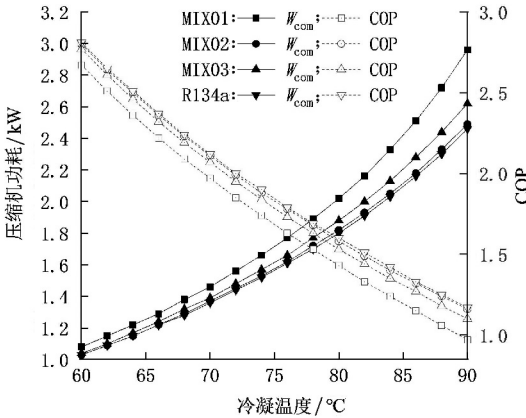


图 8 压缩机功耗和 COP 随冷凝温度的变化曲线
Fig.8 Variation curves of compressor power consumption and COP at different condensation temperatures

4.4 蒸发温度对循环性能的影响

在热泵热水器系统中，当冷凝温度一定时，蒸发温度的升高会导致压缩机吸气压力增大，吸气比容降低，压缩机的质量流量增加。图 9、图 10 是 4 种工质的循环性能随蒸发温度的变化曲线图。

由图 9 可知，对于 4 种工质，压缩机的排气温度均随蒸发温度的升高而降低，环境温度越低，越不利于系统运行。其中：R134a 的压缩机排气温度最高，MIX01 次之，MIX03 的排气温度最低。在蒸发温度为 -20~20℃ 时，使用 R134a 作为热泵工质的压缩机，其排气温度保持在 78.6~92℃。使用 MIX01、MIX02、MIX03 作为热泵工质的系统，其压缩机的排气温度分别比 R134a 约低 3.3%、12.6%、13.6%。4 种工质的单位容积制热量均随蒸发温度的升高而升高，且升高速率越来越大，这是由于蒸发温度越低，压缩机吸气比体积越大，从而导致单位容积制热量降低，如图 9 虚线所示。其中：MIX01 的单位容积制热量最高，R134a 次之，MIX02 最小。当蒸发温度在 -20~20℃ 间变化时，

MIX01 的单位容积制热量比 R134a 高 28.1%, 而 MIX02、MIX03 的单位容积制热量分别比 R134a 低 27.9%、23.1%。

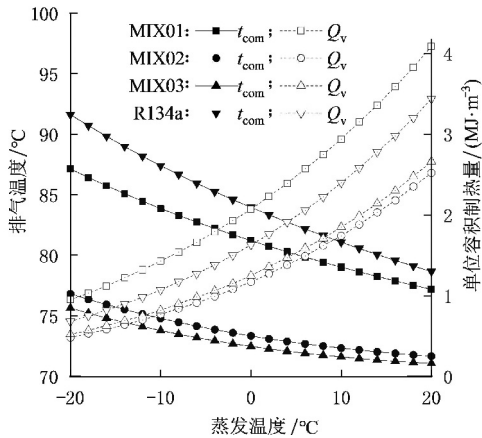


图9 排气温度及单位容积制热量随蒸发温度变化关系
Fig.9 Variation curves of discharge temperature and volumetric heating capacity at different evaporation temperature

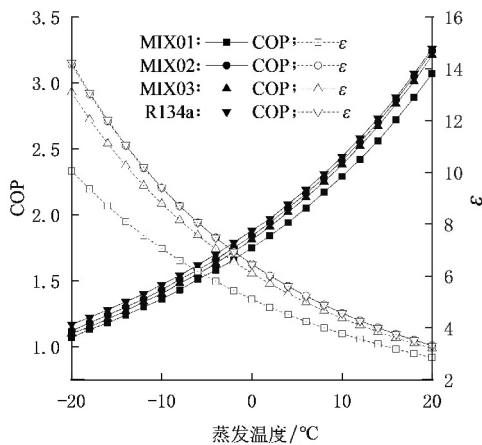


图10 COP 及压缩比随蒸发温度的变化关系
Fig.10 Variation curves of COP and compression ratio at different evaporation temperature

压缩比是压缩机排气与进气绝对压力的比值, 压缩比过大将导致压缩机容积效率降低, 排气温度升高, 实际功耗增加。通常压缩机的安全压缩比要求在 8.0 以下。4 种工质的压缩比随蒸发温度的变化趋势如图 10 虚线所示, 蒸发温度越低, 压缩比越高。同时可以发现, R134a 在蒸发温度低于 $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$, MIX01 在低于 $-14\text{ }^{\circ}\text{C}$, MIX02 在低于 $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$, MIX03 在低于 $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 它们的压缩比均超过 8.0, 若长时间运行, 将缩短压缩机的使用寿命, 需采用多级压缩。在 $-20\sim 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, MIX02 的压缩比基本与 R134a 持平, 而 MIX01、MIX03 的压缩比分别比 R134a 低 21%、5.5%。在这 4 种工质中, MIX01 的压缩比随蒸发温度的变化最为平缓, 表明其更有利于热泵系统在低温环境下运行。

4 种工质的 COP 随蒸发温度的变化趋势如图 10 实线所示, 可见, 4 种工质的 COP 均随蒸发温度的升高而增大, 表明环境温度越高, 系统运行性能越好。其中: R134a 的 COP 最高, 在蒸发温度为 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 其 COP 为 2.44, 比 MIX01 高 6.1%, 比 MIX03 高 2.5%; 在整个温度区间, MIX02 的 COP 比 R134a 平均低 1.9%。

5 结论

本文对 MIX01($m(\text{R1234ze(E)}) : m(\text{R290}) = 40 : 60$)、MIX02($m(\text{R1234ze(E)}) : m(\text{R600}) = 85 : 15$)、MIX03($m(\text{R1234ze(E)}) : m(\text{R600a}) = 75 : 25$)等 3 种潜在的 R1234ze(E)/HCs 工质在热泵热水器上作为 R134a 的替代进行了理论分析, 结果表明: 1) 3 种 R1234ze(E)/HCs 的 ODP 为 0, GWP 均低于 20, 温度滑移小于 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$, 为近共沸工质; 2) 在蒸发温度低于 $-14\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, 3 种 R1234ze(E)/HCs 的压缩比均超过 8.0, 需采用多级压缩; 3) 在理论循环性能方面, MIX01 的单位容积制热量是 3 种 R1234ze(E)/HCs 工质中的最高者, 其 COP 略低于 R134a, 但在排气温度、压缩比及单位容积制热量上都优于 R134a, 且有利于系统在低温下稳定运行。

[参考文献]

[1] 郭兴国, 敖宇强, 刘向伟. 夏热冬冷和夏热冬暖地区家用空气能热水器的经济性分析[J]. 流体机械, 2019, 47(7): 80-84.
[2] 张志刚, 刘莹, 姚万祥. 空气源热泵热水器在寒冷地区冬季的能效分析[J]. 太阳能学报, 2023, 44(1): 543-550.

- [3] 鲍鑫,沈浩,陈新文,等. R152a 在无油直线压缩机中应用的试验研究[J]. 流体机械,2022,50(12):14-19,85.
- [4] 联合国环境规划署.《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》基加利修正案[R/OL]. (2016-10-15)[2023-07-30].
https://www.miiit.gov.cn/cms_files/filemanager/1226211233/attach/20238/977c1d1d233449a78a7969b094482d51.pdf.
- [5] 杨梦,张华,秦延斌,等. 混合制冷剂 R134a/R1234yf(R513A)与 R134a 热力学性能对比及实验[J]. 化工进展,2019,38(3):1182-1189.
- [6] 孔祥强,张鹏,徐显,等. R290 直膨式太阳能热泵供暖系统实验研究[J]. 太阳能学报,2023,44(6):323-329.
- [7] 雷博雯,吴建华,吴启航. R290 低压比热泵高补气过热度循环研究[J]. 化工学报,2023,74(5):1875-1883.
- [8] 向璨,常华伟,段晨,等. 中高温热泵混合工质 R131I/R290/R600a 替代 R134a 的理论研究[J]. 太阳能学报,2018,39(10):2760-2766.
- [9] 王博,张伟,吕剑. 新型制冷剂 HFO-1234ze[J]. 化工新型材料,2008(2):10-12.
- [10] RIGHETTI G, ZILIO C, GIOVANNI A. Comparative performance analysis of the low GWP refrigerants HFO1234yf, HFO1234ze(E) and HC600a inside a roll-bond evaporator[J]. International Journal of Refrigeration,2015,54:1-9.
- [11] 陈秀萍,祁影霞,陆岷山,等. 新型二元混合制冷剂(R1234ZE + R290, R290 + R227ea)气液相平衡研究[J]. 计算机与应用化学,2014,31(6):713-718.
- [12] QIU J Y, ZHANG H, WANG Z L, et al. Theoretical analysis of low GWP mixture R600a /R1234ze as a possible alternative to R600a in domestic refrigerators[J]. Thermal Science,2014,25(15):1516-1522.
- [13] KUNZ O, WAGNER W. The GERG2004 wide-range equation of state of natural gases and other mixtures[J]. Journal of Chemical & Engineering Data,2012,57(11):103-116.
- [14] 钟权,董学强,张海洋,等. 环保混合工质 R290 + R1234ze(E) /R1234yf 的亥姆霍兹模型[J]. 工程热物理学报,2019,40(4):737-743.
- [15] ABAS N, KALAIR A R, KHAN N, et al. Natural and synthetic refrigerants, global warming; a review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2018,90:557-569.
- [16] The European Parliament and the Council of the European Union. Regulation(EU) No 517/2014 of the European parliament and the council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing regulation(EC) No 842/2006 text with EEA relevance[J]. Official Journal of the European Union,2014,57(150):195-230.
- [17] 邱金友,张华,祁影霞,等. 新型制冷剂 R1234ze(E) 及其混合工质研究进展[J]. 制冷学报,2015,36(3):9-16.
- [18] 田田. 制冷剂与冷冻机油互溶性的理论及实验研究[D]. 天津:天津大学,2015.
- [19] 王博,张伟,吕剑. 新型制冷剂 HFO-1234ze[J]. 化工新型材料,2008(2):10-12.
- [20] 曹睿,祁影霞,陈日帅. 二元混合制冷剂气相 pVTx 性质测量[J]. 建筑节能,2017(7):94-98.
- [21] 李彪. 含 R1234ze(E) 二元混合工质的热物性及其循环特性研究[D]. 南昌:南昌大学,2021.
- [22] MAHMOOD M J, MOHAMMAD S H, AMIR R, et al. Exergy analysis and optimization of R600a as a replacement of R134a in a domestic refrigerator system[J]. International Journal of Refrigeration,2013,36(4):1233-1242.
- [23] 国家市场监督管理总局,国家标准化管理委员会. 家用和类似用途热泵热水器:GB/T 23137—2020[S]. 北京:中国标准出版社,2020.

(责任编辑 马建华 英文审校 郑青榕)