

文章编号: 1006-2467(2023)10-1367-11

DOI: 10.16183/j.cnki.jsjtu.2022.155

绿色工质 HP-1 高温热泵系统中膨胀阀开度与流量匹配特性

王约翰¹, 南晓红¹, 欧阳洪生², 郭智恺², 胡斌³, 王如竹³

(1. 西安建筑科技大学 建筑设备科学与工程学院, 西安 710055; 2. 浙江省化工研究院有限公司
含氟温室气体替代及控制处理国家重点实验室, 杭州 310023;
3. 上海交通大学 制冷与低温工程研究所, 上海 200240)

摘要: 节流过程作为热泵系统中的重要环节, 对系统运行有着重要影响. 以新型环保工质 HP-1 准二级压缩高温热泵为对象, 考虑电子膨胀阀的阀体开度和制冷剂性质等参数影响, 利用 MATLAB 建立系统循环和电子膨胀阀的数学模型, 对系统在变工况下的电子膨胀阀开度与流量匹配特性进行模拟, 并利用实验数据通过幂律拟合的方法得到了 HP-1 的流量系数关联式. 研究结果表明: 椭圆锥形阀体结构的电子膨胀阀可用于 HP-1 高温热泵系统, 能够适应系统在变工况下的节流特性, 蒸发温度在 50~90 °C、冷凝温度在 60~120 °C 范围变化时, 该种类型阀体用于主节流阀的开度调节范围为 49.8%~69.8%, 用于补气路节流阀的开度调节范围为 41.5%~56.0%, 且经过实验验证具有良好适用性; 获得的拟合关联式与实际数据的相对偏差在 -7.8%~+7.5% 之间, 能够准确地预测电子膨胀阀的流量特性. 根据制冷剂性质选择与之匹配的电子膨胀阀, 并对其控制系统进行优化改进, 这对于实际机组的运行性能至关重要. 本研究为高温热泵用电子膨胀阀的选型与控制系统的优化提供了良好的研究基础.

关键词: HP-1 高温热泵; 电子膨胀阀; 流量特性; 实验研究; 经验关联式

中图分类号: TB 61+5; TB 653

文献标志码: A

Matching Characteristics of Expansion Valve Opening and Flow Rate of High Temperature Heat Pump with Green Refrigerant HP-1

WANG Yuehan¹, NAN Xiaohong¹, OUYANG Hongsheng²

GUO Zhikai², HU Bin³, WANG Ruzhu³

(1. School of Building Services Sciences and Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China; 2. State Key Laboratory of the Fluorinated Greenhouse Gases Replacement and Control Treatment, Zhejiang Research Institute of Chemical Industry Co., Ltd., Hangzhou 310023, China; 3. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: The throttling process, as an important part of the heat pump system, plays a crucial role in the efficient and reliable operation of the whole system. This paper, taking the quasi two-stage compression high-temperature heat pump with green refrigerant HP-1 as the research subject, established the

收稿日期: 2022-05-10 修回日期: 2022-06-06 录用日期: 2022-06-17

基金项目: 国家自然科学基金(52036004)资助项目

作者简介: 王约翰(1998-), 硕士生, 从事绿色环保高温热泵技术和新型制冷剂膨胀节流特性研究.

通信作者: 胡斌, 助理研究员; E-mail: hb1223@sjtu.edu.cn.

mathematical models of the circulatory system and electronic expansion valve by using MATLAB and considering the influence of the opening of electronic expansion valve and thermodynamic properties of the new green refrigerant. It simulated the matching characteristics of electronic expansion valve opening and flow rate under variable operating conditions, and fitted the HP-1 dimensionless flow coefficient correlation by power-law distribution using experimental data. The research results show that the electronic expansion valve with an elliptical conical body structure adapts to the throttling characteristics of the HP-1 high-temperature heat pump system under variable operating conditions. When the evaporating temperature varies from 50 °C to 90 °C and the condensing temperature varies from 60 °C to 120 °C, the opening adjustment range of this type of valve body is from 49.8% to 69.8% for the main throttle valve, and from 41.5% to 56.0% for the injection throttle valve. The relative deviation of the fitted correlation results and the actual test data is between -7.8% and +7.5%, and the flow coefficient correlation can accurately predict the flow characteristics of the electronic expansion valve with a similar body structure. The selection of favorable electronic expansion valve matching refrigerant properties and the optimization of the electronic expansion valve control system are essential for the actual operating performance. This study provides a good research foundation for the selection of electronic expansion valves and the optimization of the control system for the HP-1 high temperature heat pump.

Key words: HP-1 high temperature heat pump; electronic expansion valves; flow characteristics; experimental research; experimental correlation

目前,国家正大力倡导与发展节能低碳经济,努力实现“双碳”目标^[1]. 国际能源机构(IEA)提出了可持续发展的途径,重点是通过增加可再生能源的使用、提高能源效率和回收余热来减少对化石燃料的依赖^[2]. 在此背景下,热泵作为一种利用高品位能将低温热源的热量供给高温热源的节能装置,既能提高能源利用效率,又能减少化石燃料的燃烧^[3]. 利用热泵技术进行的年余热回收量约为 21 TW·h,相当于总潜在余热的 7%,每年可以减排 CO₂ 量为 2.6×10^6 t^[4]. 工业上将供热温度高于 80 °C 的热泵归为高温热泵,现阶段高温热泵应用场合广泛,例如在造纸、食品、化学工业、机械工业、纺织品和木材等工业部门,尤其是在许多工业部门的干燥工艺中,高温热泵拥有巨大的发展潜力^[5-6].

作为热泵系统的“血液”,制冷剂在经历了 4 代的发展后,氢氟烃(HFC)类制冷剂因其高全球变暖潜能(GWP)值逐渐被淘汰^[7]. 研究表明,氢氟烯烃类(HFO)和氢氯氟烯烃类(HCFO)化合物由于存在碳碳双键,在大气中的寿命极短,GWP 值也极低,被认为是第 4 代环境友好型制冷剂^[8]. Mateu 等^[9-10]通过理论建模和对比研究表明:相对于 R245fa, R1224yd(Z)、R1233zd(E)和 R1336 mzz(Z) 3 类制冷剂的等效二氧化碳排放量降低了 59%~61%. 而相对于 R134a, R1234ze(E)的等效二氧化碳排放量降低了 18%. Kondou 等^[11]与 Longo 等^[12]

将 R1234ze(Z)与 R245fa 进行了对比研究,认为两者的性能系数(COP)、单位容积制热量(VHC)较为接近,在相同的冷凝温度范围内具有相似的最高 COP,且 R1234ze(Z)压力比更小,理论上其使用性能与 R245fa 接近甚至更优,可作为 R245fa 在热泵系统中的替代品. 美国科慕公司^[13]对比了 R1336 mzz(E)与 R245fa 在单级热泵中的性能. 结果显示, R1336 mzz(E)的 VHC 大于 R245fa 且两者具有相近的 COP 值. 而对于 GWP 值, R1336 mzz(E)为 7^[14],远低于 R245fa 的 858,因此 R1336 mzz(E)作为热泵制冷剂具有良好的应用前景. 对于环境友好型制冷剂,近年来国内学者不断提高自主研发能力. 天津大学提出了消耗臭氧潜能值(ODP)为 0 的高温非共沸制冷剂 BY-4 和 BY-5^[15-16],通过单级循环进行了理论和实验研究,结果表明:当冷凝器侧出水温度与蒸发器侧进水温度之差在 35 °C 以内时, BY-4 的 COP 总是大于 3.5;温度之差在 46 °C 之内时, BY-5 的 COP 始终高于 3.0. 但两种制冷剂的 GWP 值分别为 755 和 800,均并不利于温室气体的减排. 浙江省化工研究院研发了一种 HP-1 制冷剂^[17],可用作重力热管、浸没式液冷、高温热泵和有机朗肯循环系统的传热流体. HP-1 和 R245fa 的基本物性参数相近. 在环境影响方面,HP-1 的 GWP 小于 1,远低于 R245fa. 因此 HP-1 可作为 R245fa 在热泵系统中的替代品.

在实际工程中,高温热泵系统的高低压力相差较大,且受不同余热温度和供热目标的影响,运行工况复杂多变.通过热泵系统中的节流装置可以调节各工况下制冷剂质量流量,从而达到匹配不同工况和提高系统运行稳定性的目的.因此,节流装置的调节特性和控制策略非常重要,众多学者对此进行了研究.胡鹏荣等^[18]通过实验研究了电子膨胀阀开度对 R32 水源热泵系统性能的影响.虞中旻等^[19]以空气源热泵热水器系统为研究对象,通过改变电子膨胀阀开度,研究电子膨胀阀的调节方式对空气源热泵热水器运行性能的影响.上述研究均表明,电子膨胀阀可以精确地控制制冷剂流量,并更快地响应不同条件下的变化^[20].与传统节流装置不同,制冷剂通过电子膨胀阀的质量流量是阀体结构参数的非线性函数,同时也与制冷剂的运行条件和热力学性能有关. Park 等^[21]在常规热泵温度工况内研究了 R22 和 R410A 用电子膨胀阀的流量特性,通过实验测量了两种制冷剂在不同运行工况下流经 6 种不同孔径大小电子膨胀阀时的质量流量. Cao 等^[22]研究了不同影响因素下电子膨胀阀的制冷剂流量,并利用神经网络模型提出了预测质量流量的经验关联式. Chen 等^[23]与 Liu 等^[24]通过实验分别研究了 R245fa 热泵和跨临界 CO₂ 热泵在不同进口压力、过冷温度和电子膨胀阀开度下的质量流量特性.

如上所述,现阶段,针对于电子膨胀阀流量特性的研究主要集中于 HFC 类制冷剂和常规供热温度的单级压缩热泵系统中.而高温热泵系统的循环方式以及温度范围均与常规热泵有着很大不同.因此,在常规热泵中使用到的研究方法、得到的相关结论在高温热泵系统工况范围内和新型环保制冷剂 HP-1 中是否适用目前还是未知的.本文研究了新型环保制冷剂 HP-1 应用于高温热泵系统时在变工况运

行下的节流特性,以此为依据着眼于电子膨胀阀阀针结构进行建模仿真并对其流量匹配特性进行理论研究,通过实验验证了模型的适用性,且利用实验数据进行拟合计算,获得了较为准确的预测 HP-1 用电子膨胀阀流量的经验关联式.

1 模型的建立

1.1 HP-1 高温热泵系统模型

粗“HP-1 和 R245fa 的基本物性参数如表 1 所示.表中:上标 a 表示在冷凝温度 120 ℃下;b 表示在蒸发温度 50 ℃下.高温热泵需要根据制冷剂种类、运行工况选择合适的循环配置^[25].因此本研究根据 HP-1 的物性参数及性质对 HP-1 高温热泵系统循环进行选择. Hu 等^[26]对低 GWP 工质高温热泵的单级、两级、三级循环进行了性能模拟和焓分析,结果表明,随着压缩级数的增加,多级压缩热泵可显著提高系统的 COP 和焓效率. Mateu 等^[27]评估了高温热泵在不同温升、不同制冷剂下各循环配置的运行性能.在冷凝温度为 120 ℃、温升为 70 ℃的工况下,带有中间换热器的两级压缩循环系统的 COP 优于单级压缩循环和复叠式循环系统. HP-1 高温热泵冷凝器出口的制冷剂温度可达到 120 ℃以上,为保证电子膨胀阀的安全运行,应将阀前制冷剂的温度降至 90 ℃或 90 ℃以下.综上所述,本文热泵系统采用带有中间换热器且换热后分流的准二级压缩循环.系统流程图及压焓图如图 1 所示.图中: h 为压焓图上各点对应制冷剂的焓值; p 为压力.该循环方式既保证了电子膨胀阀的安全运行,同时能够降低压缩机排气温度,提高相应工况下的系统性能.

为研究高温热泵系统中电子膨胀阀的流量特性,对准二级压缩高温热泵系统进行 MATLAB 模拟计算,HP-1 制冷剂的物性参数从 REFPROP

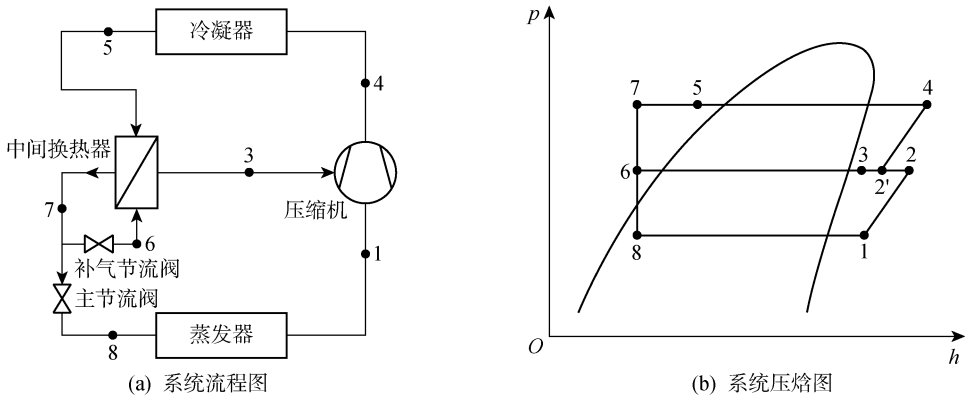


图 1 准二级压缩高温热泵系统

Fig. 1 Quasi two-stage compression high temperature heat pump system

表 1 HP-1 和 R245fa 的主要物性参数

Tab. 1 Main thermodynamic properties of HP-1 and R245fa

参数	HP-1	R245fa
临界温度/℃	150.21	153.86
临界压力/MPa	3.533	3.651
冷凝压力 ^a /MPa	2.026 6	1.930 4
蒸发压力 ^b /MPa	0.390 74	0.344 21
标准沸点/℃	9.75	15.05
压力比 ^{a,b}	5.19	5.61
ODP	0	0
GWP	<1	858
ASHRAE Std 34 安全等级	A2L	B1

10.0 中调取.

蒸发器模型:

$$Q_e = q_{m,D}(h_1 - h_8) \tag{1}$$

式中: Q_e 为制冷量; $q_{m,D}$ 为制冷剂流经蒸发器的质量流量.

制冷剂流经蒸发器进入压缩机,压缩机完成吸气过程后,制冷剂在其工作腔中进行低压段压缩,随着转子的转动,当工作腔与补气孔口连通时,制冷剂在内压力和中间压力的压差作用下从补气管道注入压缩机工作腔中.随着转子的继续转动,工作腔与补气孔口分离,气体进一步压缩至排气状态点.为了简便计算,此处认为工作腔与补气孔口连通时,腔内压力与补气管道内压力相同.简化后的压缩过程如图 1(b)中 1~4 点所示.其中压缩段考虑其等熵压缩效率^[28]:

$$p_m = a \sqrt{p_c p_e} \tag{2}$$

$$\eta_{i,1} = 0.801\,4 - 0.048\,4 \frac{p_m}{p_e} \tag{3}$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{i,1}} \tag{4}$$

$$q_{m,G}h_{2'} = q_{m,D}h_2 + q_{m,B}h_3 \tag{5}$$

$$\eta_{i,2} = 0.801\,4 - 0.048\,4 \frac{p_c}{p_m} \tag{6}$$

$$h_4 = h_{2'} + \frac{h_{4s} - h_{2'}}{\eta_{i,2}} \tag{7}$$

式中:带有下标 s 的 h 为等熵压缩时制冷剂的焓值; p_e 、 p_m 、 p_c 分别为蒸发压力、中间压力、冷凝压力; a 为准二级压缩循环的中间压力系数, $a = 0.95 \sim 1.1$,此处取 1; $\eta_{i,1}$ 、 $\eta_{i,2}$ 分别为低压级与高压级压缩过程的等熵效率; $q_{m,B}$ 、 $q_{m,G}$ 分别为制冷剂补气和压缩机排气的质量流量.

冷凝器与中间换热器模型:

$$Q_c = q_{m,G}(h_4 - h_5) \tag{8}$$

$$q_{m,G}(h_7 - h_5) = q_{m,B}(h_3 - h_6) \tag{9}$$

式中: Q_c 为制热量.

两节流过程压力降低,焓值不变:

$$h_6 = h_7 \tag{10}$$
$$h_8 = h_7 \tag{11}$$

在实际工业应用中,热泵要适应于不同的运行条件,如不同的热源和供热需求温度^[10].此外,还要考虑节流过程处的等焓过程,忽略系统向周围环境的传热和压降.表 2 给出了模拟过程相关设定值.

表 2 模拟中使用的参数及其设定值

Tab. 2 Assumptions and boundary conditions used in modeling simulation

参数	假定值
压缩机吸气过热度/℃	5
蒸发器入水温度/℃	60~100
冷凝器出水温度/℃	55~115
换热器进出水温差/℃	5
中间换热器过冷度/℃	30
冷凝器过冷度/℃	2
蒸发器侧制冷量/kW	94
补气过热度/℃	0

1.2 电子膨胀阀结构模型

电子膨胀阀的流量特性主要反映输入与输出的对应关系,即膨胀阀的脉冲输入(开度)与制冷剂质量流量变化的对应关系.由于膨胀阀流道复杂,所以在已发表的文献中通常采用包含局部阻力损失的 Bemoulli 方程^[29]推导出的质量流量关联式:

$$q_m = C_d A \sqrt{2\rho_{in}(p_{in} - p_{out})} \tag{12}$$

式中: A 为流通面积; ρ_{in} 为制冷剂在膨胀阀入口的密度; p_{in} 、 p_{out} 分别为膨胀阀进出口压力; C_d 为流量系数.

美国的 D. D. Wile 认为制冷剂的进口密度和出口比体积决定了膨胀阀的流量系数 C_d ^[30],常用于 R22、R410A、R245fa 热泵系统膨胀阀选型计算^[31]的流量系数经验公式如下:

$$C_d = 0.02 \sqrt{\rho_{in}} + 0.63 v_{out} \tag{13}$$

式中: v_{out} 为制冷剂在膨胀阀出口的比体积.

由上两式可知当电子膨胀阀进出口制冷剂状态参数确定后,所流经的质量流量为流通截面积 A 的函数.图 2 所示分别为椭圆锥体和圆锥体电子膨胀阀的阀针曲线图.图中: θ 为阀针锥角; d_{max} 为阀针孔径; l 为阀针开启度; l_{max} 为阀针最大开启度.

引入电子膨胀阀开度 φ :

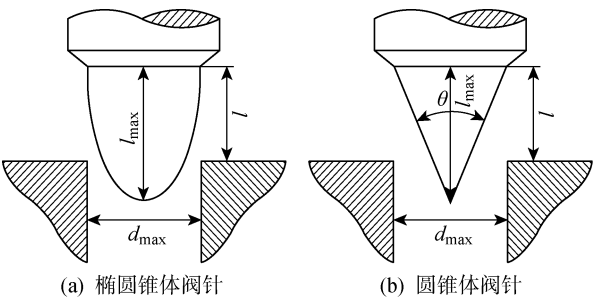


图 2 电子膨胀阀的几何结构

Fig. 2 Geometric structure of electronic expansion valve

$$\varphi = \frac{l}{l_{\max}}$$

(14)

对于圆锥形阀针^[31]:

$$A = \pi d_{\max} l \sin \frac{\theta}{2} - \pi l^2 \sin^2 \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2}$$

(15)

式中: θ 取 36° ^[31],则有:

$$A = \frac{1}{4} \pi d_{\max}^2 (1.92 \varphi - 0.867 \varphi^2)$$

(16)

对于椭圆锥形阀针:

$$A = \frac{1}{4} \pi d_{\max}^2 \varphi^2$$

(17)

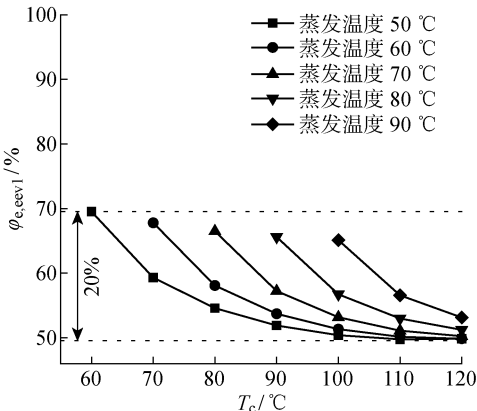
结合上述公式,流经电子膨胀阀的制冷剂质量流量可以写为开度与节流孔最大流通孔径 d_{\max} 的函数.

2 膨胀阀开度与流量匹配特性研究

2.1 HP-1 高温热泵系统节流特性

通过模拟仿真结果,分析 HP-1 高温热泵在变工况下的系统节流特性.制冷剂低压段流量与补气流量随蒸发温度、冷凝温度变化结果如图 3 所示.图中: T_c 为冷凝温度.

从图中结果可得:随着温度提升的增大,低压段



(a) 主路椭圆锥形电子膨胀阀的流量特性

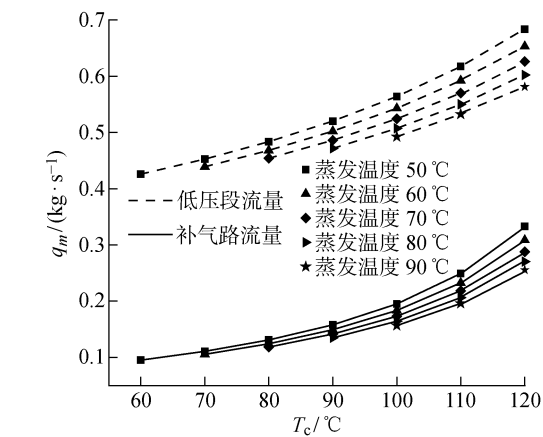


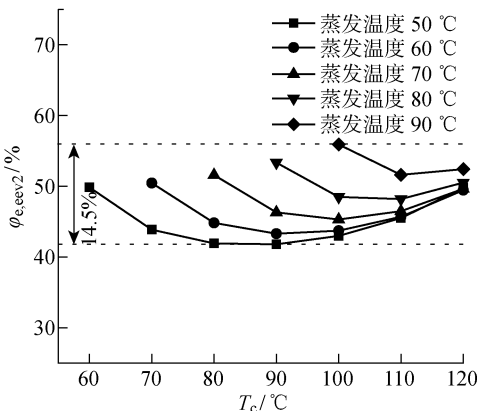
图 3 HP-1 高温热泵系统制冷剂流量特性

Fig. 3 Refrigeration flow characteristics of HP-1 high-temperature heat pump system

流量与补气流量均呈上升趋势;变工况运行时,系统低压段流量在 0.425~0.684 kg/s 内变化,补气流量在 0.095~0.333 kg/s 内变化.取蒸发温度 50 °C、冷凝温度 120 °C 下的制冷剂质量流量作为设计流量,以此作为输入值代入电子膨胀阀模型,并将此时膨胀阀的开度标定在 50%,从而推导出主路和补气路电子膨胀阀节流孔最大流通孔径 d_{\max} .对于椭圆锥形阀针,分别为 9.6 mm 和 7.4 mm;对于圆锥形阀针,分别为 5.5 mm 和 4.3 mm.

2.2 电子膨胀阀流量特性

制冷剂流经电子膨胀阀时,进出口压降以及制冷剂的状态参数随运行工况动态变化,故开度亦随之变化.图 4 和图 5 所示分别为椭圆锥形、圆锥形电子膨胀阀开度与各运行工况之间的关系.图中: $\varphi_{e,eev1}$ 、 $\varphi_{e,eev2}$ 、 $\varphi_{c,eev1}$ 、 $\varphi_{c,eev2}$ 分别为主路椭圆锥形阀体开度、补气路椭圆锥形阀体开度、主路圆锥形阀体开度以及补气路圆锥形阀体开度.



(b) 补气路椭圆锥形电子膨胀阀的流量特性

图 4 椭圆锥形电子膨胀阀在不同工况下的流量特性

Fig. 4 Flow characteristics of elliptical cone electron expansion valve under different working conditions

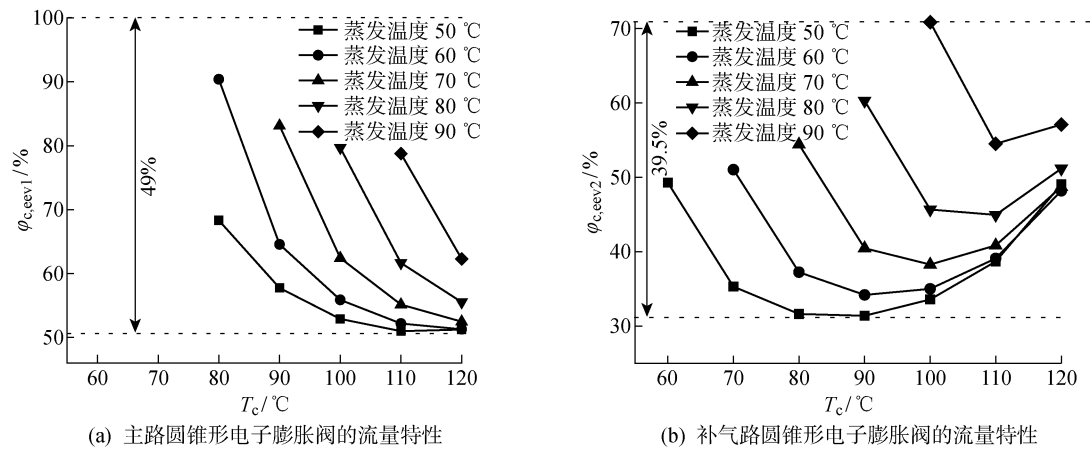


图 5 圆锥型电子膨胀阀在不同工况下的流量特性

Fig. 5 Flow characteristics of conical electronic expansion valve under different working conditions

综合分析电子膨胀阀开度随工况的变化趋势,对于主路和补气路,不同阀体结构的电子膨胀阀开度随冷凝温度的变化趋势相同:对于主电子膨胀阀,阀体开度随阀体前后压差的增大而减小;对于补气路电子膨胀阀,在相同的蒸发温度下,随着冷凝温度的升高,阀体开度呈现先降低后升高的趋势.针对这一规律,结合 HP-1 的热力学性质与式(12)和(13),分析蒸发温度 50 $^\circ\text{C}$ 时,使用圆锥形电子膨胀阀下 HP-1 密度、比容、阀体前后压差的组合参量 $C_d\sqrt{2\rho_{\text{in}}(p_{\text{in}}-p_{\text{out}})}$ 以及系统所需流量随工况的变化率(α),结果如图 6 所示.

综合分析图 6 可知,随着冷凝温度的上升,两路阀体的流量系数 C_d 持续下降,但下降速率不足 1%,对分析趋势的影响较小.对于主电子膨胀阀,各个工况下 $\sqrt{2\rho_{\text{in}}(p_{\text{in}}-p_{\text{out}})}$ 的增长率均大于该工况下系统低压流量的增长率.对于补气路电子膨胀阀,在冷凝温度持续上升的过程中, $\sqrt{2\rho_{\text{in}}(p_{\text{in}}-p_{\text{out}})}$ 的

增长率先大于而后又小于系统补气流量的增长率.因此,为响应在不同冷凝温度下系统流量的需求,主路阀体的流通面积应持续减小,补气路阀体的流通面积应先减小后增大.

对比分析图 4 和图 5 中两类型阀体的调控区间,可以看出,椭圆锥形电子膨胀阀能够满足各模拟工况下的流量需求:主电子膨胀阀开度在 49.8%~69.8%之间变化,调节范围为 20%;补气路电子膨胀阀开度在 41.5%~56.0%之间变化,调节范围为 14.5%,两路电子膨胀阀调节区间均保持在 1/3~2/3 之间.而圆锥形主电子膨胀阀,如图 5(a)所示,调节范围为 49%,且不具备匹配所有工况下制冷剂流量的能力.图 5(b)所示的圆锥形补气路电子膨胀阀,虽能匹配各工况下的制冷剂流量,但其调控范围并未保持在 1/3~2/3 之间.

综上所述,椭圆锥形阀体的流量特性与 HP-1 高温热泵节流的匹配能力更优良.

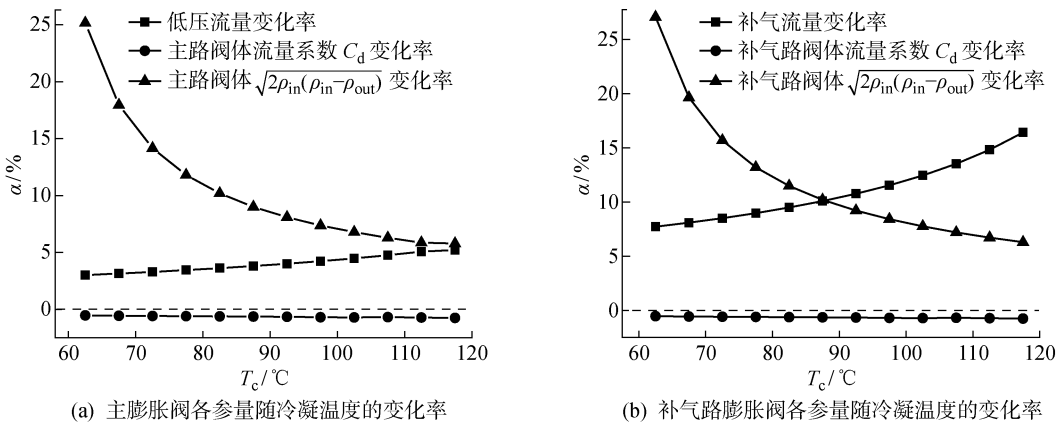


图 6 通过椭圆锥形电子膨胀阀时 HP-1 物性参数及系统流量的变化率

Fig. 6 Physical parameters of HP-1 and change rate of system flow rate through elliptical conical electronic expansion valve

3 电子膨胀阀的流量特性的实验研究

前文中,关于膨胀阀开度随流量、工况变化的分析是基于两种最大流通孔径的椭圆锥形阀针和圆锥形阀针而言的. 因此,在理论研究的基础上选取相应阀针结构的电子膨胀阀,搭建了 HP-1 高温热泵机组并进行实验研究.

3.1 HP-1 高温热泵实验系统介绍

根据研究结果,椭圆锥形电子膨胀阀的流量特性符合 HP-1 高温热泵系统在变工况下的流量需求. 故本实验台的主电子膨胀阀、补气路电子膨胀阀

均选用阀针形状为椭圆锥形的 CAREL E4V95HWT10 电子膨胀阀. CAREL 电子膨胀阀具有比例式调节和卓越的技术及功能特性,可以对空调以及热泵机组进行有效控制,同时达到显著的节能效果^[32]. CAREL E4V95 电子膨胀阀最大流通孔径为 9.5 mm,由步进电机驱动,实际控制步数为 480 步,阀针步进长度为 0.03 mm,阀体的步进速度为 50 步/s,控制频率为 50 Hz. 电子膨胀阀最大工作压力为 3.1 MPa,运行过程最大压降为 2.4 MPa. HP-1 高温热泵实验系统装置如图 7 所示. 图中:T 和 P 分别表示温度测点和压力测点. 制冷剂质量流

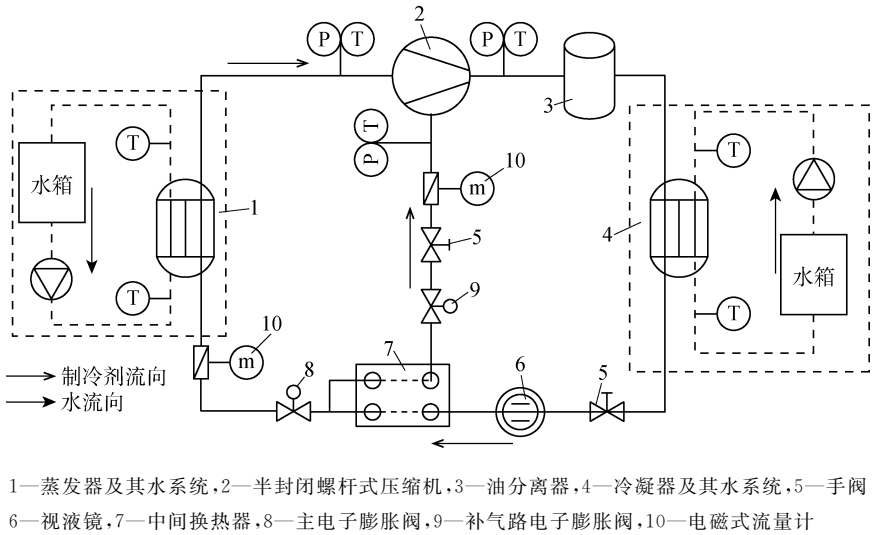


图 7 测试系统装置图

Fig. 7 Schematic diagram of experimental apparatus

量由电磁式流量计测量.

图 7 测试系统采用汉钟的半封闭螺杆式定频压缩机,理论排气量为 193 m³/h,额定频率为 50 Hz. 蒸发器和冷凝器均为壳管式换热器,理论换热量分别为 94 kW 和 152 kW. 表 3 为主要测量仪器及其精度.

表 3 测量仪器及其参数

Tab. 3 Information of measuring instrument and test accuracy

仪器	型号	精度
温度传感器	PT1000(补气温度)	±0.1℃
	PT1000(压缩机吸气温度)	±0.1℃
	PT100	±0.1℃
压力传感器	XSK-AC10B-107(低压侧)	±3%
	XSK-AC10B-107(高压侧)	±3%
电磁流量计	AE206MG	±0.5%

3.2 电子膨胀阀控制系统的优化

系统采用的电子膨胀阀根据蒸发器出口过热度进行制冷剂流量调节. 由于不同制冷剂的饱和压力和温度对应的函数关系 $T=f(p)$ 不同,而现有控制器内可设定的制冷剂均为常规制冷剂,且新型环保制冷剂 HP-1 的膨胀阀控制系统暂无应用先例,所以需要对其现有的控制特性进行优化调整.

在实验研究初期,电子膨胀阀控制器厂家仍然采用之前的物性参数,利用传统高温热泵常用制冷剂 R245fa 的控制策略作为阀体控制依据. 在后期的优化过程中,将新型环保制冷剂 HP-1 的饱和温度、饱和压力的函数关系写入控制器内,使得控制器能够根据压力传感器和温度传感器采集到的出口压力和出口温度以及该压力下制冷剂对应的饱和温度,精确计算出 HP-1 制冷剂实际的过热度,利用驱动器和内置的步进电机使阀针移动到所计算的位置. 以此替换原有物性函数所对应的控制特性,完成对膨胀阀控制系统的优化改进.

3.3 主电子膨胀阀实验结论

图 8 所示分别为电子膨胀阀控制系统优化前后,蒸发温度为 50 °C 时,不同冷凝温度下主电子膨

胀阀开度的理论值与实验值对比情况和系统低压段节流特性与流经主电子膨胀阀制冷剂质量流量实验值的对比情况. 图中: φ_{eevl} 为主路电子膨胀阀开度.

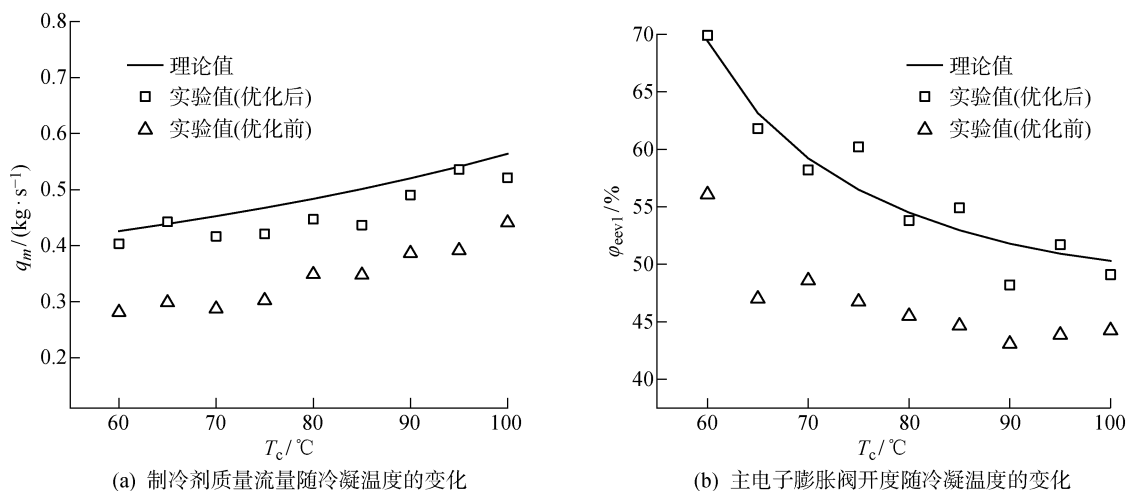


图 8 主电子膨胀阀流量特性与系统节流匹配情况

Fig. 8 Matching between flow characteristics of main EEV and system throttling

电子膨胀阀优化后,流经主电子膨胀阀的质量流量理论值与实验值的最大误差为-14.7%,平均误差为-6.9%;开度理论值与实验值的最大误差为-7.5%,平均误差为3%.可知优化后,电子膨胀阀的流量特性满足 HP-1 高温热泵系统的流量要求.通过实验测试结果可以看出,流经主电子膨胀阀的制冷剂质量流量随着冷凝温度的升高呈现上升趋势.对各测点进行数据比较,实验值较理论值偏低,这是因为在系统实际运行中,主电子膨胀阀出口至蒸发器入口的管段内存在流动阻力,所以电子膨胀阀出口的实际压力高于理论值,阀体前后压差小于理论值;且在该管段内存在管道对室外环境的放热过程,在蒸发器入口处,实际制冷剂的焓值略低于理论值,即蒸发器进出口制冷剂的焓差增大;在建立理论模型时,电子膨胀阀的流量系数采用的是前人总结出的经验公式,该公式并没有考虑 HP-1 的热力学性质,因此存在一定的误差.综合以上 3 个因素,实际循环中流经主电子膨胀阀的制冷剂质量流量与模拟值有所偏差.

电子膨胀阀的节流特性同样影响着系统运行性能,图 9 所示为电子膨胀阀控制系统优化前后热泵实验系统排气温度(T_{cond})的对比情况.

如图可知,电子膨胀阀控制系统优化后实验系统排气温度平均下降 7.4%,且更接近理论值,说明优化后系统的循环流量增加,排气焓值减小,压缩机排气温度降低,从而改善系统性能.

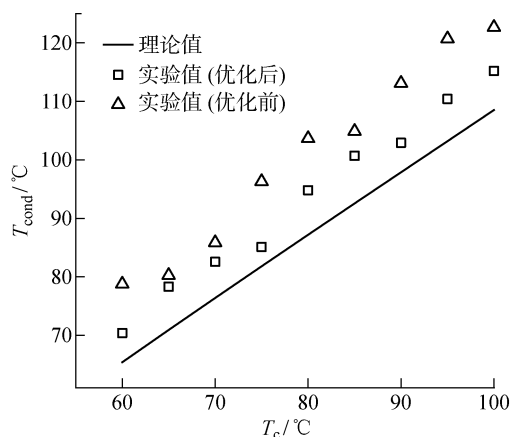


图 9 优化前后系统排气温度随冷凝温度的变化

Fig. 9 System exhaust temperature versus condensation temperature before and after optimization

3.4 电子膨胀阀的流量系数分析

针对于不同制冷剂与循环配置,流量系数与电子膨胀阀的几何参数、出入口条件以及制冷剂的热力学特性等参数有关^[30,33].由前文中的分析可知,传统的电子膨胀阀流量系数计算公式(13)无法准确预测 HP-1 高温热泵的系统流量.本研究采用幂律相关拟合的方法得到了针对 HP-1 高温热泵用电子膨胀阀的 C_d 表达式.其中选取的变量可通过下式表达:

$$f = (p_{\text{in}}, p_{\text{out}}, p_{\text{cri}}, T_{\text{sub}}, T_{\text{cri}}, \rho_{\text{in}}, v_{\text{out}}, \sigma, d_{\text{max}}, \varphi) \quad (18)$$

式中: p_{cri} 为制冷剂的临界压力; T_{cri} 为制冷剂的临界温度; T_{sub} 为电子膨胀阀入口制冷剂的过冷度; σ 为制冷剂的表面张力, 根据文献[34]进行计算。

采用白金汉原理^[35]对式(18)中所有变量进行无量纲化处理, 得到 5 个无量纲 π 组, 各项的意义如表 4 所示。因此流量系数可以表示为

$$C_d = a_0 \pi_1^{a_1} \pi_2^{a_2} \pi_3^{a_3} \pi_4^{a_4} \pi_5^{a_5}$$

(19)

表 4 各参数选取及其依据

Tab. 4 Selection of each parameter and its basis

无量纲参数 π	参数选取	影响考虑
π_1	$(p_{\text{in}} - p_{\text{out}}) / p_{\text{cri}}$	进出口压力
π_2	$T_{\text{sub}} / T_{\text{cri}}$	入口过冷度
π_3	$\rho_{\text{in}} v_{\text{out}}$	进口密度、出口比容
π_4	$\sigma / (d_{\text{max}} p_{\text{in}})$	表面张力
π_5	φ	电子膨胀阀开度

利用实验数据求解上式, 由此得出了流量系数 C_d :

$$C_d = 0.1046 \pi_1^{-0.3404} \pi_2^{0.0948} \pi_3^{-0.0610} \pi_4^{0.0223} \pi_5^{-1.8492}$$

(20)

引入相对误差、平均误差、标准误差的计算公式, 以此评估拟合结果的准确性:

$$E_R = \frac{q_{m,S} - q_{m,E}}{q_{m,E}}$$

(21)

$$E_A = \frac{1}{n} \sum_1^n \frac{q_{m,S} - q_{m,E}}{q_{m,E}}$$

(22)

$$E_S = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_1^n E_R^2 - E_A^2}$$

(23)

式中: E_R 、 E_A 、 E_S 分别为相对误差、平均误差、标准误差; $q_{m,S}$ 为拟合公式预测值; $q_{m,E}$ 为实验值; n 为样本数量。

图 10 所示为 HP-1 高温热泵实验流量与拟合关联式预测流量的对比结果。以实验流量作为基准值进行比较, 关联式预测流量值的相对误差在

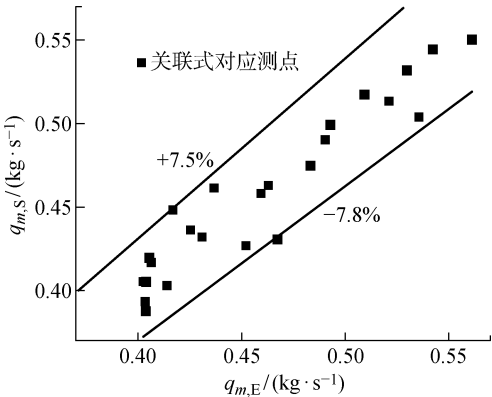


图 10 系统流量预测值分布规律

Fig. 10 Distribution law of system flow prediction value

$-7.8\% \sim +7.5\%$ 之间, 相对误差较小, 通过计算得到的平均误差和标准误差分别为 0.55% 和 3.2% 。因此, 通过幂律拟合的关联式可以较准确地描述 HP-1 高温热泵电子膨胀阀的流量特性。

4 结论

以新型环保制冷剂 HP-1 准二级压缩高温热泵为研究对象, 通过模拟仿真与实验相结合的方法, 进行了变工况条件下高温热泵系统节流与电子膨胀阀流量特性匹配的研究, 得到以下结论:

(1) 阀体结构为椭圆锥形的电子膨胀阀能够匹配 HP-1 高温热泵在变工况运行下的节流特性, 结果显示: 当蒸发温度在 $50 \sim 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、冷凝温度在 $60 \sim 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围变化时, 主路电子膨胀阀开度在 $49.8\% \sim 69.8\%$ 之间随进出口压差的减小而增大、补气路电子膨胀阀开度在 $41.5\% \sim 56.0\%$ 之间随进出口压差的增大先减小后增大。两路阀体的调节区间均保持在 $1/3 \sim 2/3$ 之间, 与新型环保制冷剂 HP-1 匹配特性良好。

(2) HP-1 热泵系统须对电子膨胀阀控制系统进行优化。优化后制冷剂流量的实验值与理论值的最大误差为 -14.7% , 平均误差为 -6.9% 。并且排气温度平均下降 7.4% , 改善了系统性能。

(3) 基于实验数据, 通过幂律拟合的方法得出了 HP-1 高温热泵电子膨胀阀流量特性的关联式, 关联式经实验验证, 相对误差在 $-7.8\% \sim +7.5\%$ 之间, 平均误差为 0.55% , 能够准确地预测 HP-1 在正常工况范围内电子膨胀阀流量特性。

(4) 相较于利用实验数据拟合得到的流量系数关联式, 传统流量系数公式(13)虽可以简单预估 HP-1 高温热泵电子膨胀阀开度的变化规律, 但无法准确预测 HP-1 高温系统流量和节流特性。为了精准预测, 研究所得到的基于实验数据拟合的流量系数关联式具有重要的学术价值。

本文对新型环保制冷剂用高温热泵的节流特性和电子膨胀阀的流量匹配特性进行研究, 该研究方法同样适用于其他种类制冷剂节流特性的研究。同时, 本研究为高温热泵用电子膨胀阀的选型与控制系统的优化提供了良好的研究基础。

参考文献:

[1] 柴麒敏. 中国新达峰目标与碳中和愿景的政策展望[J]. 世界环境, 2021(1): 20-22.
CHAI Qimin. Policy outlook on China's new goal of peaking carbon dioxide emissions and vision of carbon

- neutrality[J]. **World Environment**, 2021(1): 20-22.
- [2] IEA. Word energy outlook 2019[M]. Paris, France: International Energy Agency, 2019.
- [3] COOPER S J G, HAMMOND G P, HEWITT N, *et al.* Energy saving potential of high temperature heat pumps in the UK Food and Drink sector[J]. **Energy Procedia**, 2019, 161(2): 142-149.
- [4] KOSMADAKIS G. Estimating the potential of industrial (high-temperature) heat pumps for exploiting waste heat in EU industries[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2019, 156(25): 287-298.
- [5] ARPAGAU S C, FREDERIC B, UHLMANN M, *et al.* High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials[J]. **Energy**, 2018, 152(3): 985-1010.
- [6] 沈九兵, 郭霆, 武晓昆, 等. 单级/复叠双制式热泵干燥系统设计及试验研究[J]. **机械工程学报**, 2018, 54(10): 218-224.
- SHEN Jiubing, GUO Ting, WU Xiaokun, *et al.* Design and experimental study of a heat pump dryer with dual models of single stage and cascade cycles[J]. **Journal of Mechanical Engineering**, 2018, 54(10): 218-224.
- [7] 杨梦, 张华, 孟照峰, 等. 新型环保高温工质 HFO-1336 mzz(Z)的研究进展[J]. **制冷学报**, 2019, 40(6): 46-52.
- YANG Meng, ZHANG Hua, MENG Zhaofeng, *et al.* Research progress of the new environmentally friendly high temperature refrigerant HFO-1336 mzz(Z)[J]. **Journal of Refrigeration**, 2019, 40(6): 46-52.
- [8] 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(3): 557-569.
- [9] MATEU R C, NAVARRO E J, MOTA B 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-1336 mzz(Z)[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2019, 152(2): 762-777.
- [10] MATEU R C, MOTA B A, NAVARRO E J. Comparative analysis of HFO-1234ze(E) and R-515B as low GWP alternatives to HFC-134a in moderately high temperature heat pumps[J]. **International Journal of Refrigeration**, 2021, 124(4): 197-206.
- [11] KONDOU C, KOYAMA S. Thermodynamic assessment of high-temperature heat pumps using low-GWP HFO refrigerants for heat recovery[J]. **International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid**, 2015, 53(5): 126-141.
- [12] LONGO G A, MANCIN S, RIGHETTI G, *et al.* Assessment of the low-GWP refrigerants R600a HFO-1234ze(Z) and HFO-1233zd(E) for heat pump and organic Rankine cycle applications[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2020, 167(25): 114804.
- [13] KONTOMARIS K, KONSTANTINOS M. Use of E-1, 1, 1, 4, 4, 4-hexafluoro-2-butene in heat pumps; AU2013296453 [P]. 2015-01-29 [2022-05-10].
- [14] ORKIN V L, MARTYNOVA L E, KURYLO M J. Photochemical Properties of trans-1-chloro-3, 3, 3-trifluoropropene (trans-CHCl=CHCF₃): OH Reaction Rate Constant, UV and IR Absorption Spectra, GWP and ODP[J]. **The Journal of Physical Chemistry A**, 2014, 118(28): 5263-5271.
- [15] 张于峰, 孔令腾, 于晓慧, 等. 一种高温热泵制冷剂的理论和实验研究[J]. **天津大学学报**, 2016, 49(3): 314-319.
- ZHANG Yufeng, KONG Lingteng, YU Xiaohui, *et al.* Theoretical and experimental study on a high temperature heat pump refrigerant[J]. **Journal of Tianjin University**, 2016, 49(3): 314-319.
- [16] ZHANG Y, ZHANG Y, YU X. *et al.* Analysis of a high temperature heat pump using BY-5 as refrigerant[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2017, 127(25): 1461-1468.
- [17] 欧阳洪生, 郭智恺, 张琦炎, 等. 一种组合物及其应用; CN201910158918.1 [P]. 2020-07-07 [2022-05-10].
- OUYANG Hongsheng, GUO Zhikai, ZHANG Qiyang, *et al.* A composition and its application; CN201910158918.1 [P]. 2020-07-07 [2022-05-10].
- [18] 胡鹏荣, 陶乐仁, 何俊, 等. 电子膨胀阀开度对 R32 水源热泵系统性能的影响[J]. **制冷学报**, 2020, 41(3): 111-116.
- HU Pengrong, TAO Leren, HE Jun, *et al.* Influence of the degree of opening of electronic expansion valve on performance of R32 water source heat pump system[J]. **Journal of Refrigeration**, 2020, 41(3): 111-116.
- [19] 虞中畅, 陶乐仁, 袁朝阳, 等. 电子膨胀阀调节对空气源热泵热水器性能的影响[J]. **制冷学报**, 2017, 38(5): 65-70.
- YU Zhongyang, TAO Leren, YUAN Chaoyang, *et al.* Effects of control for electronic expansion valve on performance of air-source heat-pump water heater

- [J]. **Journal of Refrigeration**, 2017, 38(5): 65-70.
- [20] APREA C, MASTRULLO R. Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances using R22 and R407C [J]. **Applied Thermal Engineering**, 2002, 22(2): 205-218.
- [21] PARK C, CHO H, LEE Y, *et al.* Mass flow characteristics and empirical modeling of R22 and R410A flowing through electronic expansion valve[J]. **International Journal of Refrigeration**, 2007, 30(8): 1401-1407.
- [22] CAO X, LI Z, SHAO L, *et al.* Refrigerant flow through electronic expansion valve: Experimental and neural network modeling[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2016, 92(9): 210-218.
- [23] CHEN T, CHA D A, KWON O K, *et al.* Experimental investigation on mass flow characteristics of R245fa through electronic expansion valve[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2017, 125(6): 111-117.
- [24] LIU C, HOU Y, MA J, *et al.* Experimental study on the CO₂ flow characteristics through electronic expansion valves in heat pump[J]. **International Journal of Refrigeration**, 2016, 69(5): 106-113.
- [25] MATEU R C, NAVARRO E J, MOTA B 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(6): 229-237.
- [26] HU B, WU D, WANG L, *et al.* Exergy analysis of R1234ze(Z) as high temperature heat pump working fluid with multi-stage compression[J]. **Frontiers in Energy**, 2017, 11(4): 493-502.
- [27] MATEU R C, ARPAGAU S C, MOTA B A. Advanced high temperature heat pump configurations using low GWP refrigerants for industrial waste heat recovery: A comprehensive study [J]. **Energy Conversion and Management**, 2021, 229(5): 113752.
- [28] WU D, HU B, WANG R. Performance simulation and exergy analysis of a hybrid source heat pump system with low GWP refrigerants[J]. **Renewable Energy**, 2018, 116(10): 775-785.
- [29] 张川, 马善伟, 陈江平, 等. 电子膨胀阀制冷剂流量系数经验模型的试验研究[J]. **机械工程学报**, 2005, 41(11): 63-69.
- ZHANG Chuan, MA Shanwei, CHEN Jiangping, *et al.* Experimental research on empirical model of flow coefficient of electronic expansion valve[J]. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, 2005, 41(11): 63-69.
- [30] 马善伟, 张川, 陈江平, 等. 电子膨胀阀制冷剂流量系数的试验研究[J]. **上海交通大学学报**, 2005, 39(2): 247-250.
- MA Shanwei, ZHANG Chuan, CHEN Jiangping, *et al.* Experimental research on electronic expansion valve refrigerant flow coefficient [J]. **Journal of Shanghai Jiao Tong University**, 2005, 39(2): 247-250.
- [31] 张乐平, 张早校, 郁永章. 电子膨胀阀流量特性及选型的分析[J]. **流体机械**, 2000, 28(12): 51-53.
- ZHANG Leping, ZHANG Zaoxiao, YU Yongzhang. The analysis of the flow characteristic and model selection about the electronic expansion valve[J]. **Fluid Machinery**, 2000, 28(12): 51-53.
- [32] 李文清. 电子膨胀阀的性能特性分析[D]. 天津: 天津商业大学, 2020.
- LI Wenqing. Performance analysis of electronic expansion valve[D]. Tianjin: Tianjin University of Commerce, 2020.
- [33] 马善伟, 张川, 陈江平, 等. 电子膨胀阀制冷剂质量流量系数的试验研究[J]. **上海交通大学学报**, 2006, 40(2): 282-285.
- MA Shanwei, ZHANG Chuan, CHEN Jiangping, *et al.* Experimental study on electronic expansion valve refrigerant flow coefficient[J]. **Journal of Shanghai Jiao Tong University**, 2006, 40(2): 282-285.
- [34] 段远源, 张重华, 林鸿, 等. 环保制冷剂表面张力的预估方程[J]. **工程热物理学报**, 2001, 23(3): 278-280.
- DUAN Yuanyuan, ZHANG Chonghua, LIN Hong, *et al.* The prediction of surface tension for HFCs and HCFCs[J]. **Journal of Engineering Thermophysics**, 2001, 23(3): 278-280.
- [35] CHOI J, JIN T C, KIM Y. A generalized correlation for two-phase flow of alternative refrigerants through short tube orifices[J]. **International Journal of Refrigeration**, 2004, 27(4): 393-400.

(本文编辑:王-凡)