

电动汽车 R290 回热-补气耦合热泵性能实验研究

邵闻聪^{1,2,3}, 孙尧^{1,2,3}, 史初良⁴, 张荣荣⁴, 王芳⁴, 杨天阳^{1,2,3}, 邹慧明^{1,2,3}

(1. 中国科学院理化技术研究所, 100190, 北京; 2. 中国科学院大学, 100049, 北京; 3. 中国科学院低温科学与技术全国重点实验室, 100190, 北京; 4. 浙江三花汽车零部件有限公司, 310018, 杭州)

摘要: 为解决电动汽车 R290 热泵系统在宽温区工况下制热与制冷性能难以协同优化的问题,提出了一种适用于电动汽车 R290 制冷剂补气-回热耦合式热泵系统。该系统采用一个中间换热器耦合补气循环经济器与回热循环回热器的功能,可以实现两种循环灵活切换。通过宽温区工况下的实验与理论分析,验证系统的性能优势。结果表明:制热工况补气循环制热量与性能系数(COP)均优于回热循环,−30℃环境下,补气循环制热量较回热循环提升 44.4%,COP 提升 7.4%;制冷工况回热循环 COP 高于补气循环,50℃环境下,回热循环 COP 较补气循环提升 7.6%。进一步分析中间换热器特性,宽温区工况下,回热器的换热量较大,焓效率较低,故耦合中间换热器的选型应优先满足回热循环工况条件。基于不同工况的实验结果,提出了回热器的传热与压降特性评价方法,并得到了相应的经验关系式。该研究为电动汽车热泵系统的能效提升与全气候适应性设计提供了理论与实验参考。

关键词: 电动汽车; R290 制冷剂; 热泵; 补气循环; 回热循环

中图分类号: TB61; TB69 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202603002 **文章编号:** 0253-987X(2026)03-0009-11

Experimental Study on the Performance of R290 Regenerative-Vapor Injection Coupled Heat Pump for Electric Vehicles

SHAO Wencong^{1,2,3}, SUN Yao^{1,2,3}, SHI Chuliang⁴, ZHANG Rongrong⁴,
WANG Fang⁴, YANG Tianyang^{1,2,3}, ZOU Huiming^{1,2,3}

(1. Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China; 2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China; 3. State Key Laboratory of Cryogenic Science and Technology, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China; 4. Zhejiang Sanhua Automotive Components Co., Ltd., Hangzhou 310018, China)

Abstract: To address the challenge of synergistically optimizing the heating and cooling performance of R290 heat pump systems for electric vehicles across a wide temperature range, this study proposes a novel R290 vapor injection-regenerative coupled heat pump system. The system employs an intermediate heat exchanger that integrates the functions of an economizer for the vapor injection cycle and a regenerator for the regenerative cycle, allowing flexible switching between the two cycles. Experimental and theoretical analyses under wide temperature range conditions validate the system's performance advantages. The results show that in heating mode, the vapor injection cycle outperforms the regenerative cycle in both heating capacity and coefficient of performance

收稿日期: 2025-07-03。 作者简介: 邵闻聪(1999—),男,博士生;杨天阳(通信作者),男,助理研究员。 基金项目: 中国科学院国际伙伴计划资助项目(174GJHZ2023065GC);长春市科技发展计划资助项目(23SH19);中国博士后科学基金资助项目(2024M763358)。

网络出版时间: 2025-09-22

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.t.20250922.0942.006>

(COP). At a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ambient temperature, the heating capacity of the vapor injection cycle increases by 44.4% and the COP improves by 7.4% compared to the regenerative cycle. In cooling mode, the regenerative cycle achieves a higher COP than the vapor injection cycle. At a $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ambient temperature, the COP of the regenerative cycle is 7.6% higher. Further analysis of the intermediate heat exchanger characteristics reveals that under wide temperature range conditions, the regenerator exhibits greater heat transfer capacity but lower exergy efficiency. Therefore, the selection of the intermediate heat exchanger should prioritize meeting the operating conditions of the regenerative cycle. Based on experimental data from different conditions, an evaluation method for the heat transfer and pressure drop characteristics of the regenerator is proposed, along with corresponding empirical correlations. This study provides theoretical and experimental references for enabling greater energy efficiency and all-climate adaptability design in heat pump systems for electric vehicles.

Keywords: electric vehicles; R290 refrigerant; heat pump; vapor injection cycle; regenerative cycle

热泵空调系统已成为电动汽车热管理的主流技术方案,但仍面临环保工质的替代和宽温域能效的提升两方面问题。制冷剂 R290 作为一种天然工质,凭借零臭氧消耗潜能值(ODP,数值为 0)和极低的全球变暖潜能值(GWP,数值为 3.3),被认为是最具潜力的替代制冷剂之一^[1-2]。热力学分析证实,在多种替代 R134a 的测试制冷剂中,R290 具有领先的制冷 COP 和焓效率^[3]。考虑到制冷剂 R290 的易燃性,工程实践通常采用二次回路架构,通过冷却液介质隔离冷媒与乘员舱,提升系统安全性^[4-5]。同时,该二次回路还可有效回收来自动力电池和电驱系统的余热,从而提高制热能力,显著提升系统的整体热效率^[6]。

我国地域气候差异显著,要求热泵系统在 $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 至 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境内均需稳定高效运行。特别是在低温工况下,热泵系统的制热效率显著下降,制热量不足成为限制电动汽车推广应用的重要瓶颈。喷射补气技术作为实现宽温域高效运行的重要手段,能够通过向压缩机中喷射气态或液态工质,有效提升循环流量、降低压缩机排气温度,从而增强系统性能^[7-10]。唐景春等^[11]实验研究表明,在 $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境温度下,采用准双级喷气增焓技术的涡旋压缩机相比单级系统,制热量提升 8.3%,COP 提高 8.2%。空气源热泵的喷射补气技术方案主要包括带有闪发罐或经济器的两种系统。Qin 等^[12]实验验证了带经济器的喷射补气热泵可以满足电动汽车 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境的供暖需求,无需电加热。在设计带有省煤器的热泵时,最具挑战性的因素之一是确定省煤器最佳压力,研究表明可以通过理论分析最小熵产进行确定^[13]。

提高系统能效的另一成熟技术路径是采用回热循环。在蒸汽压缩循环中,采用增设回热器可以确保压缩机不会进液,并使蒸发器出口的过热最小化,

同时在膨胀阀入口处获得额外的过冷,从而增加蒸发器的制冷能力。回热器的增效潜力高度依赖于工质物性^[14]。李紫薇等^[15]通过热力学计算分析方法研究指出,多组运行工况下,制冷剂 R290 的有效过热循环性能总是正向有利的。Cabello 等^[14]实验对比了 R404a 及其 5 种替代工质是否采用回热器的冷冻柜系统性能,表明 R290 工质应用回热循环可以使能耗降低 2.98%~6.01%。Nasution 等^[16]同样证实了在室内空调场景下,R290 应用回热器的性能提升有效性,在制冷量为 1.47 kW 时,较不采用回热器的系统性能系数(COP)提升 22.2%。黄广燕等^[17]对 R290 电动汽车热泵空调性能实验进行了研究,表明使用回热器可以改善系统制冷性能。Yang 等^[18-19]揭示了充注量平台期与环境温度的关联性,为系统匹配设计提供了关键依据。

值得注意的是,在中间换热器(IHX)的设计方面,回热器的设计需在性能增益与潜在代价间精细权衡。尽管回热器在提高蒸发器过冷度、增大制冷量方面具有积极作用,但也可能因吸气过热和压降增加而对压缩机性能产生不利影响^[20-21]。因此,对于回热器的选取,要结合冷媒热物性、工况参数及换热器设计,合理匹配换热能力。文献[22-23]从理论上分析了热泵热水器中螺旋管式回热器长度对跨临界 CO_2 热泵系统的影响,证明回热器长度较长对 COP 有利,但换热量过大会导致排气温度急剧升高,危及热泵系统安全性。文献[24]通过焓分析表明, CO_2 热泵系统应用中间换热器降低了除气冷器外大多数组件的不可逆性。Hermes^[20]通过对回热器传热和压降共同效应的分析,表明存在一种最佳换热器设计条件以提高系统性能,在空调工况下,制冷剂 R290 的回热器最佳设计条件为传热单元数约为 2,压降效应增大对性能下降的影响显著。

上述文献揭示了 R290 制冷剂在热管理领域的显著潜力。然而,现有研究多聚焦于单一循环模式,兼具制热与制冷性能协同提升的集成化解决方案仍较为匮乏。本研究旨在针对电动汽车热管理需求,解决 R290 热泵系统在宽温区工况下制热与制冷性能难以协同优化的问题,通过构建补气-回热耦合式系统架构,采用双侧二次回路换热架构及多功能中间换热器(兼具回热器与经济器功能),实现变温区循环切换并提升系统集成度。在宽温区(制热为 $-30\sim 0\text{ }^{\circ}\text{C}$,制冷为 $35\sim 50\text{ }^{\circ}\text{C}$)工况下,开展补气循环与回热循环的对比实验,明确不同循环模式对系统性能的影响。基于实验数据,解析了中间换热器的传热-压降关联特性,并建立其分析方法与拟合关系式,为 R290 热泵系统的集成设计与性能提升提

供理论依据和工程指导。进一步量化了两种循环下中间换热器的热力性能与焓效率,表明耦合式设计应优先基于回热循环优化。本研究为电动汽车热泵系统提供了回热-补气耦合集成方案,并建立了中间换热器的系统性能评价方法。

1 系统原理及实验测量

1.1 系统原理

本文研究了应用于电动汽车的 R290 补气-回热耦合式热泵系统,系统原理如图 1 所示,包括冷媒回路和双侧冷却液回路。该系统的冷媒回路包括补气涡旋压缩机、板式冷凝器、板式蒸发器、主路电子膨胀阀和支路电子膨胀阀,采用一个中间换热器,兼作补气循环过程的经济器和回热循环的回热器。

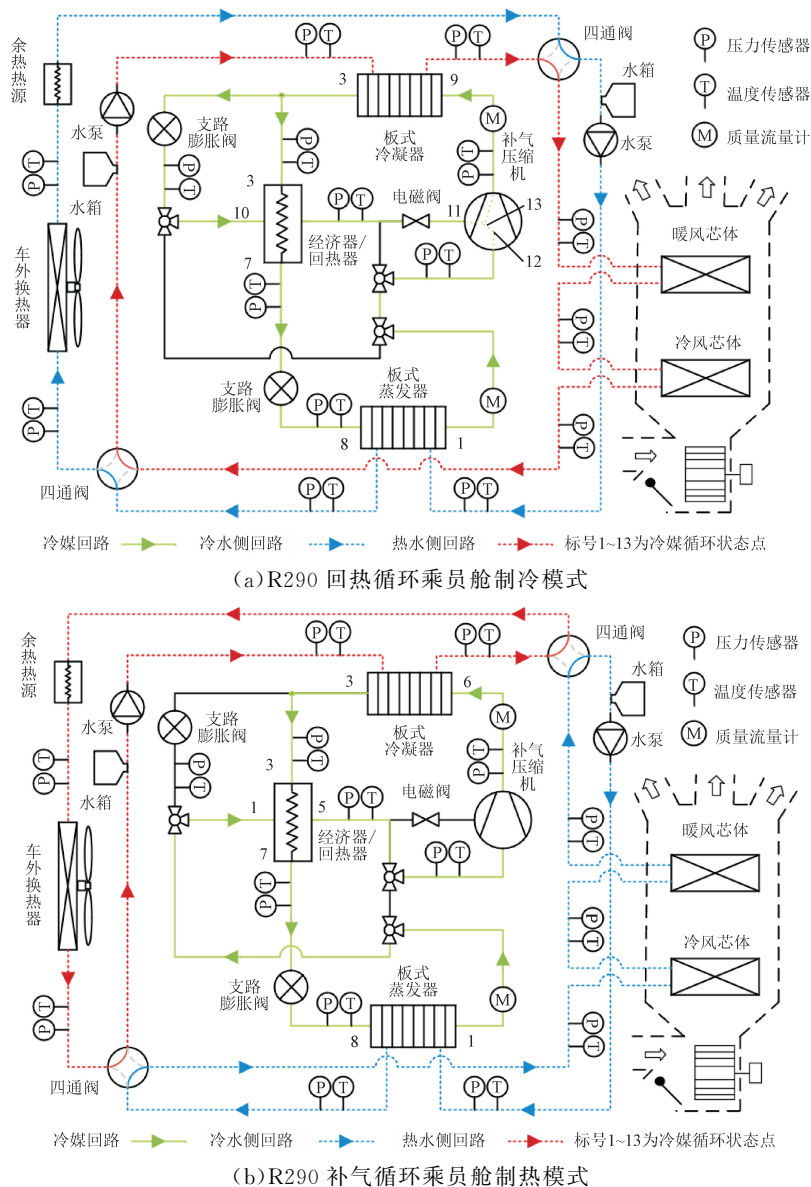


图1 R290补气-回热耦合式热泵系统原理示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the R290 injection-regenerative coupled heat pump system

图 2 所示为基本/回热/补气循环热泵压焓图,其中基本 (BAS) 循环可表示为 1-2-3-4-1,回热 (REG) 循环表示为 1-5-6-3-7-8-1,补气 (INJ) 循环可表示为 1-12-13-9-3-7-8-1 和 3-10-11-13。由于补气循环中压缩机内部状态点 12 和 13 难以直接测得,因此准二级压缩过程的理论耗功等价于虚线 1-9 和 11-9。循环中假定节流前后的焓值相等。

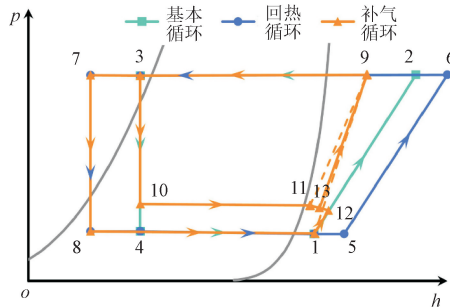


图 2 BAS、REG 和 INJ 循环模式下 R290 的压焓图
Fig. 2 p - h diagrams of R290: BAS, REG and INJ cycles

当运行补气循环时,压缩机排出的高温高压 R290 蒸气在水冷冷凝器中与二次介质进行热量交换,冷凝后的液态制冷剂分别进入主路与支路。支路的制冷剂通过补气膨胀阀节流,再流入经济器中压侧,进一步冷却主路制冷剂。经过热交换的支路工质也变为具有一定过热度的蒸气状态,然后由压缩机补气口吸入,与主路工质混合完成喷射补气的过程。主路的制冷剂经过经济器高压侧后,再由膨胀阀节流降压,进入蒸发器吸热并蒸发,然后返回压

缩机完成循环。

运行回热循环时,压缩机排出的高温高压 R290 蒸气在水冷冷凝器中与二次介质进行热量交换,冷凝后的液态制冷剂进入回热器高压侧被进一步冷却,然后由膨胀阀节流降压,进入蒸发器吸热并蒸发,再进入回热器低压侧吸热,随后返回压缩机完成循环。

该系统还包括双侧二次回路系统,通过采用二次流体冷却液作为传热介质,使热泵更加紧凑模块化。冷却液系统包括两个可切换的二次回路,室内侧回路拥有车内换热器,室外侧回路则有车外换热器以及余热回收换热器。两个回路内安装了两套膨胀水箱和水泵,分别驱动两侧的冷却液与制冷剂回路中的冷凝器、蒸发器进行换热。

该系统拥有制冷和制热两种基本模式,可以通过两个四通阀的切换来实现。当运行在制热模式时,室内侧回路与冷凝器相连,室外侧回路与蒸发器相连。吸收冷凝器散热后的冷却液,在设置于风道的室内换热器中使进风空气升温。当运行转换为制冷模式时,需要切换两个四通阀,使室内侧回路与蒸发器相连,低温的冷却液流入室内换热器对空气降温。

1.2 实验装置

基于上述系统原理,搭建了 R290 补气-回热耦合式热泵系统实验台架,如图 3 所示。实验采用排量为 34 mL 的补气压缩机、孔径为 2.2 mm 的电子膨胀阀,系统采用的主要部件具体参数如表 1 所示。

表 1 R290 热泵系统主要部件参数

Table 1 Key component parameters of R290 heat pump system

部件	类型	参数
压缩机	补气式涡旋压缩机	排量为 34 mL, 转速范围为 800~8 500 r/min
蒸发器	板式换热器	板片尺寸为 153 mm×69 mm, 换热器厚度为 104 mm, 板片数为 18
冷凝器	板式换热器	板片尺寸为 153 mm×69 mm, 换热器厚度为 85 mm, 板片数为 24
中间换热器	板式换热器	板片尺寸为 88 mm×64 mm, 换热器厚度为 70 mm, 板片数为 30
膨胀阀	电子膨胀阀	口径为 2.2 mm, 开度范围为 0~500
室外换热器	百叶窗翅片换热器	芯体外形尺寸为 710 mm×440 mm×16 mm, 扁管数为 67
室内换热器	百叶窗翅片换热器×2	芯体外形尺寸为 210 mm×180 mm×32 mm, 扁管数为 27

实验系统的多工况性能测试在焓差实验室内进行。实验室分为车内环境模拟室与车外环境模拟室,车内环境模拟室可以提供 0~50 ℃ 的环境温度,车外环境模拟室可以提供 -40~55 ℃ 的环境温度。车外环境室和车内环境室各有一套制冷和加热、加湿设备,通过空气循环可以精确控制环境车内的温

度和湿度。

风量测量装置可以为试验精确提供所需的循环风量。测试用的焓差实验室符合 GB/T 21361—2017《汽车用空调器》、QCT 656—2000《汽车空调制冷装置性能要求》等汽车空调行业标准的相关规定,满足汽车空调系统的制热量、风量等技术参数的测量要求。

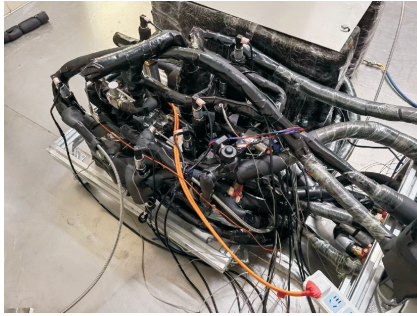


图3 R290 热泵系统实验台架

Fig. 3 Experimental bench of R290 heat pump system

实验系统的车外换热器与室外侧的受风箱相连,车内气冷器与室内侧的受风箱相连。受风箱内设置有干球和湿球温度传感器,用于测量出风的干球和湿球温度。压缩机的输入功由焓差室内置的数字功率计测量。主要部件的进出口都设有温度和压力传感器,两个流量测点分别设在压缩机吸气口前和排气口后,分别测量吸气和排气的冷媒流量。焓差实验室相关测量参数和各测试仪表的不确定度见表2。

表3 R290 热泵系统测试工况

Table 3 Test conditions of R290 heat pump system

序号	运行模式	冷媒循环	环境温度/℃	环境湿度/%	室内温度/℃	室内湿度/%
1	制热	回热/补气	-30		20	40
2	制热	回热/补气	-20		20	40
3	制热	回热/补气	0		20	40
4	制冷	回热/补气	35	40	27	40
5	制冷	回热/补气	45	40	27	40
6	制冷	回热/补气	50	40	27	40

2 理论分析及参数计算

2.1 热泵系统换热能力计算

区别于一般的热泵系统回路,本系统为 R290 热泵空调设计了双侧二次回路,计算的系统换热量将从车内回路的冷凝器/蒸发器水侧换热量和室内两个换热芯体空气侧换热量两端进行分析。

水侧换热量可以通过测量板式换热器冷却液出口温度、进口温度,冷却液流量和比热计算获得。制热模式下的换热量(制冷模式同此)计算式如下

$$Q_w = \dot{m}_w c_{p,w} (t_{w,out} - t_{w,in}) \times 10^3 \quad (1)$$

式中: Q_w 为制热模式下水侧换热量; $\dot{m}_w$ 为冷却液质量流量; $c_{p,w}$ 为板式换热器冷却液平均温度下的比定压热容; $t_{w,out}$ 、 $t_{w,in}$ 分别为板式换热器冷却液出口温度、进口温度。

表2 测量仪器及精度

Table 2 Accuracy of the measuring devices

测量仪器	量程范围	精度
温度传感器	-50~200℃	±0.1℃
冷媒侧压力传感器	0~3.5 MPa	±0.5%
冷却液侧压力传感器	0~200 kPa	±0.5%
冷媒质量流量计	0~250 kg/h	±0.2%
冷却液体积流量计	0.4~5.0 m ³ /h	±0.5%
压差式空气风洞	0~1 000 Pa	±1.0%
电功率计	0~500 V, 0~50 A	±0.2%

实验中回热循环系统充注量为 320 g,处于平台期内,控制压缩机转速为 3 000 r/min。制热模式下,调节主路膨胀阀使冷凝器出口控制过冷度为 $(2.0 \pm 0.5)^\circ\text{C}$; 制冷模式下,冷凝器出口控制过冷度为 $(6.0 \pm 0.5)^\circ\text{C}$ 。对补气循环控制相同的压缩机转速。R290 热泵系统具体测试工况如表3所示。此外,评估了二次回路带来的性能损失,为车用 R290 热泵空调系统性能提升与推广应用提供了数据支持。

空气侧换热量则通过测量车内换热器风道空气出口温度、入口温度,风量和空气比热计算获得

$$Q_a = \rho_{a,out} V_{a,out} (h_{a,out} - t_{a,in}) / 3.6 \quad (2)$$

式中: Q_a 为制热模式下空气侧换热量; $\rho_{a,in}$ 为进风密度; $V_{a,out}$ 为进风体积流量; $h_{a,out}$ 、 $h_{a,in}$ 分别为车内换热器空气出风比焓、进风比焓。

同时,有必要获得中间换热器的换热量,以便进行换热器性能评估。中间换热器在两种循环模式下高压侧进出口条件一致,均为从冷凝器出口至主路膨胀阀阀前进口。因此,采用冷媒高压侧进行换热量计算

$$Q_{IHx} = \dot{m}_r (h_{h,in} - t_{h,out}) \times 10^3 \quad (3)$$

式中: Q_{IHx} 为中间换热器的换热量; $\dot{m}_r$ 为冷却液质量流量; $h_{h,in}$ 、 $h_{h,out}$ 分别为中间换热器冷媒高压侧进出口比焓。

制冷剂循环中各点焓值通过温度与压力测量值计算得到, R290 的特性从制冷剂物性查询软件 REFPROP 9.1 获得。

2.2 系统性能评价指标计算

系统的制热性能系数 ε (制冷模式同理) 采用下式计算

$$\varepsilon = Q/W \quad (4)$$

式中: Q 为水侧制热量 Q_w 或者空气侧制热量 Q_a ; W 为系统功耗。

定义冷凝器或蒸发器水侧换热量与室内换热器空气侧换热量性能衰减为热损失 ΔQ , 表达式为

$$\Delta Q = Q_w - Q_a \quad (5)$$

热力学系统中的焓是最大的理论有用功^[23], 但在实际系统中, 不能完全使用焓, 焓的破坏和损失是不可避免的。

对于本文提出的系统, 任一状态点的焓可用下式表示

$$\dot{E}_{x,j} = \dot{m}_j [h_j - h_0 - T_0 (s_j - s_0)] \quad (6)$$

式中: $\dot{m}_j$ 为该状态点 j 的质量流量; h_j 、 s_j 为状态点 j 的比焓、比熵; T 为温度; 下标 0 表示对应参数的参考状态。

为了对系统各个部件的性能进行评价, 引入焓效率的概念, 将其定义为收益焓和输入焓的比值^[25]。对于本系统的中间换热器, 部件焓损失 $\dot{E}_{\text{IHX},D}$ 及焓效率 $\eta_{\text{IHX},\text{ex}}$, 计算式如下

$$\dot{E}_{\text{IHX},D} = \dot{m}_j T_0 [(s_{h,\text{in}} - s_{h,\text{out}}) - (s_{l,\text{in}} - s_{l,\text{out}})] \quad (7)$$

$$\eta_{\text{IHX},\text{ex}} = 1 - \frac{\dot{E}_{\text{IHX},D}}{\dot{E}_{\text{IHX},\text{in}}} \quad (8)$$

式中: 下标 h 和 l 分别表示中间换热器高压侧和低压侧; 下标 in 和 out 表示输入和输出; $\dot{E}_{\text{IHX},\text{in}}$ 为部件的输入焓。

根据 Moffat^[26] 提出的实测参数不确定度计算方法, 测得值 (R) 和直接测量值 ($X_1, X_2, X_3, \dots, X_k$) 具有以下函数关系

$$R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_k) \quad (9)$$

则相对不确定度 U_R 为

$$U_R = \left[\sqrt{\sum_{i=1}^k \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2} \right] / R \quad (10)$$

根据上述公式和各测量值的计算方法和精度, 确定制热量和 COP 的最大相对不确定度分别为 $\pm 3.9\%$ 和 $\pm 4.2\%$ 。

2.3 传热压降特性参数计算

传热和压降特性是评价换热器性能的重要指

标。板式换热器总传热系数 K 的计算式如下

$$K = Q / (A \Delta t_m) \quad (11)$$

式中: Δt_m 为平均换热温差, 一般采用对数平均温差形式, 当换热器两端最大温差与最小温差比 $\Delta t_{\text{max}} / \Delta t_{\text{min}} \leq 2$ 时, 可以采用算术平均温差。

总传热系数 K 满足以下定义式

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + r_1 + R_p + r_2 + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \quad (12)$$

式中: $1/\alpha_1$ 为板片热侧流体传热热阻, α_1 为热侧换热系数; R_p 为板片层热阻; $1/\alpha_2$ 为板片冷侧流体传热热阻, α_2 为冷侧换热系数; r_1, r_2 为两侧污垢热阻。板片热阻和污垢热阻的影响较小, 总传热系数 K 主要与 α_1, α_2 相关。

对流换热系数 α 与 Nu 相关, 表达式如下

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_e} = f(Pr, Bo, x_m) Re^n \quad (13)$$

式中: f 为已知换热器结构参数的函数, 与普朗特数 Pr 、沸腾数 Bo 、平均干度 x_m 相关; d_e 为换热器水力直径; λ 为冷媒换热系数; n 为雷诺数指数。

在温度、压力等状态条件变化较小时, 物性参数较为相近, 换热系数 α 主要受到雷诺数 Re 的影响, 可以采用质量流量 G 表征。

板式换热器中的两相总压降 Δp_t 包括了加速压降 Δp_a 、进出口压降 Δp_p 、重力压降 Δp_g , 以及摩擦压降 Δp_f 。换热器中的压降以板片内的摩擦压降为主, 表达式为

$$\Delta p_f = \Delta p_t - \Delta p_a - \Delta p_p - \Delta p_g \quad (14)$$

换热器进出口压降可以采用 Shah 和 Focke^[27] 所推荐的关系式进行估算

$$\Delta p_p = 1.5 G^2 / (2 \rho_m) \quad (15)$$

$$\rho_m = 1 / [x_m / \rho_v + (1 - x_m) / \rho_l] \quad (16)$$

式中: G 为进出口质量流量; ρ_m 为进出口两相混合工质平均密度, 通过平均干度 x_m 及气液相密度计算得到; ρ_v, ρ_l 分别为工质气体、液体密度。

重力压降和加速压降通过两相气液流动的齐次模型估算

$$\Delta p_g = \rho_m g L_v \quad (17)$$

$$\Delta p_a = (G_{\text{eq}}^2 x / \rho_m)_{\text{out}} - (G_{\text{eq}}^2 x / \rho_m)_{\text{in}} \quad (18)$$

$$G_{\text{eq}} = G [1 - x + x (\rho_v / \rho_l)^{1/2}] \quad (19)$$

式中: L_v 为板片换热长度; G_{eq} 为等效质量流量。

3 实验结果分析与讨论

3.1 制热性能分析

实验在环境温度为 $-30 \sim 0^\circ\text{C}$ 制热工况下开

展,图4为R290二次回路热泵系统分别进行补气循环和回热循环制热的性能对比情况。在制热模式下,所有环境温度的补气循环制热量始终高于回热循环。以空气侧数据为依据,在 -30°C 工况下,补气循环的制热量相比回热循环提高了44.4%。在环境温度为 -20°C 和 0°C 时,补气循环的制热量相比回热循环分别提高了29.8%和25.9%。随着环境温度的升高,补气循环较回热循环的制热量提升优势逐渐减少。

如图4所示,环境温度为 $-30\sim 0^{\circ}\text{C}$ 工况下,相较于回热循环,补气循环COP同样有优势。以空气侧数据为依据,在 -30°C 工况下,补气循环的COP相比回热循环提高了7.4%;在 -20°C 和 0°C 时,补气循环的COP相比回热循环分别提高了4.5%和3.9%。随着环境温度的升高,补气循环较回热循环的COP优势也逐渐减小。

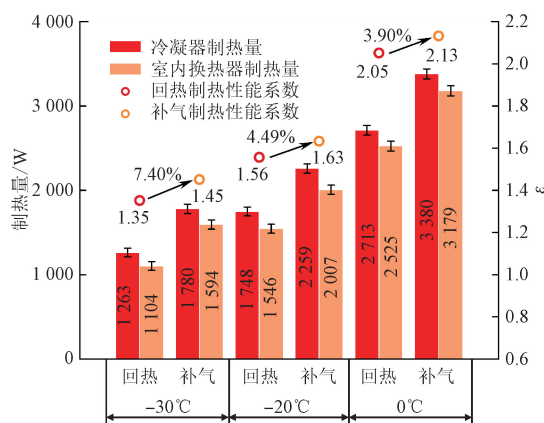


图4 环境温度为 $-30\sim 0^{\circ}\text{C}$ 时的回热/补气循环的制热性能对比

Fig. 4 Heating performance of REG vs. INJ cycles at ambient temperature of -30°C to 0°C

在制热过程中,对于高压侧二次回路系统,冷却液在冷凝器中经过与冷媒的换热后,进入车内暖风芯体,并与室内进风空气换热。冷却液在二次回路中难免会通过部件外壁面与环境换热,或通过四通阀与低压侧二次回路存在漏热,本文通过分析冷凝器与车内暖风芯体的换热量,确定二次回路系统的热损失情况。如图4所示,在 $-30\sim 0^{\circ}\text{C}$ 环境温度范围内,回热循环与补气循环的暖风芯体换热量相较于冷凝器换热量均存在一定的热损失。在 -30°C 工况下,回热循环与补气循环的二次回路系统的热损失分别比冷媒侧减少了159 W和186 W,占冷凝器换热量的12.6%和10.4%。在 -20°C 工况下,热损失占比分别为11.6%和11.2%;在 0°C 工况下,

热损失占比仍然有7.0%和6.0%。补气循环热损失始终大于回热循环,而热损失占比则少于回热循环。同时实验结果表明,随着环境温度的升高,系统与环境之间的换热温差减小,两个循环的热损失占比也逐渐减少。

在 -20°C 环境相同控制条件下,回热循环与补气循环的吸气压力基本一致,但补气循环的排气压力明显高于回热循环,补气循环的冷凝温度也高于回热循环。同时,由于引入补气支路,使补气循环中压缩机出口的冷媒质量流量增加,因此其制热量更大,送风温度也更高。具体而言,补气循环与回热循环的冷凝温度分别为 35.5°C 和 32.4°C ,对应的出风温度则为 32.0°C 和 29.1°C 。

3.2 制冷性能分析

在环境温度为 $35\sim 50^{\circ}\text{C}$ 制冷工况下,R290二次回路热泵系统分别进行补气循环和回热循环制冷的性能对比情况见图5。制冷工况下,补气循环制冷量始终高于回热循环。以空气侧数据为依据,在 35°C 工况下,补气循环的制冷量较回热循环提升23.8%;在环境温度为 45°C 和 50°C 时,补气循环的制冷量较回热循环分别提升22.5%和18.7%。

在制冷工况下,回热循环COP高于补气循环。以空气侧数据为依据,在 35°C 工况下,回热循环的COP较补气循环提升9.87%,取得最大性能提升;在 45°C 和 50°C 时,回热循环的COP较补气循环分别提升2.38%和7.62%。

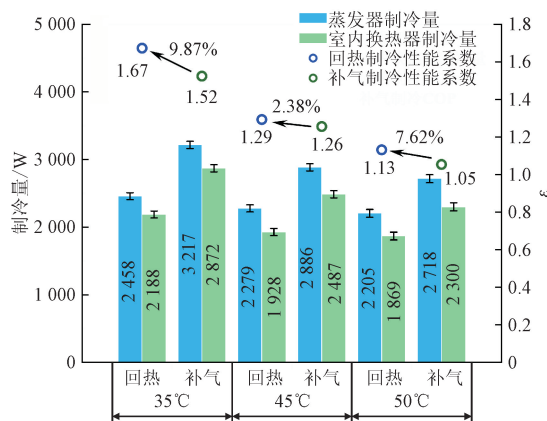


图5 环境温度为 $35\sim 50^{\circ}\text{C}$ 时的回热/补气循环的制冷性能对比

Fig. 5 Cooling performance of REG vs. INJ cycles at ambient temperature of 35°C to 50°C

在制冷工况下,二次回路中空气侧较冷媒也存在制冷量和效率的衰减。在 35°C 工况下,补气循环与回热循环的冷风芯体换热量分别比冷凝器减少了

345 W 和 270 W, 占蒸发器换热量的 10.7% 和 11.0%; 在 45 °C 工况下, 热损失占比分别为 13.8% 和 15.4%; 在 50 °C 工况下, 热损失占比仍然有 15.4% 和 15.2%。补气循环热损失始终大于回热循环, 而热损失占比则相差不大。

在 45 °C 环境相同控制条件下, 补气循环的蒸发压力略低于回热循环, 而冷凝压力则略高于回热循环, 但整体差异不大。回热循环通过回热器有效提高了节流阀前的过冷度, 从而在提升制冷量的同时, 也改善了系统的 COP 性能。相比之下, 虽然补气循环同样借助经济器提高了节流前的过冷度, 但由于引入补气支路, 使压缩机做功的冷媒流量增加而进入吸气口流量减少, 导致 COP 低于回热循环。值得注意的是, 回热循环的压缩机排气温度高于补气循环, 这意味着在转速一致的情况下, 回热循环将先于补气循环达到排气温度安全上限。

3.3 中间换热器对比分析

补气-回热耦合式系统共用一个中间换热器。对于补气循环, 不同的经济器在高压侧会改变主路阀前的过冷状态, 同时会在中压侧影响补气中间压力以及补气口状态的调控, 引起准二级压缩过程的变化。对于回热循环, 回热器的换热能力同样会改变主路阀前过冷状态, 而回热器在低压侧的压降性能对压缩机吸气口状态产生重要影响。

图 6 展示了不同蒸发温度下, 回热循环回热器低压侧压降与冷媒流量的变化情况。在制热模式下, 蒸发器二次水回路中与车外散热器相连, 从环境中吸收热量。环境温度由 -30 °C 升高至 7 °C 过程中, 蒸发温度显著提升, 进而使冷媒流量由 9.4 kg/h 增大至 30.5 kg/h, 回热器低压侧压降随之增大。在制冷模式下, 蒸发器通过二次回路与室内冷风芯体相连, 对乘员舱环境制冷。因此, 环境温度由 35 °C 升高至 50 °C 时, 蒸发温度变化并不明显, 仅随着环境温度略有升高, 范围是 8~11 °C。制冷模式冷媒流量较制热模式更大, 流量范围为 34~40 kg/h。制冷模式回热器低压侧压降虽然随蒸发温度提高存在下降趋势, 但是较制热模式显著增大, 为 36~42 kPa, 与蒸发器压降之比约为 3。制冷模式回热器低压侧压降较大, 造成吸气口压力及吸气密度降低, 导致冷媒流量减少, 最终使制冷量减少, 同时吸气压力降低, 使压缩机压比增大, 循环效率下降。

在制热和制冷模式、环境温度由 -30 °C 变化至 50 °C 的实验中, 中间换热器在补气循环与回热循环

下换热性能与焓效率的对比见图 7。结合图 6 分析, 随着环境温度的升高, 冷媒流量增大, 因此回热器与经济器换热量均随之增大。相同环境温度下, 中间换热器作为回热器的换热量要显著大于作为经济器的换热量。在环境温度 -30 °C 和 50 °C 下, 回热量分别增大 20.4% 和 34.8%, 且回热器的焓效率始终低于经济器的焓效率。因此, 耦合的中间换热器应当优先考虑回热模式的极端工况进行设计选型, 使其换热量满足回热循环需求, 并减小回热器给压缩机吸气口带来的压降。

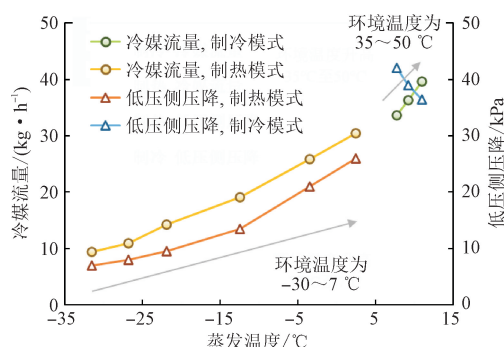


图 6 蒸发温度改变时回热器冷媒流量与低压侧压降的关系

Fig. 6 Effects of evaporation temperature on pressure drop and refrigerant flow rate in regenerator low-pressure side

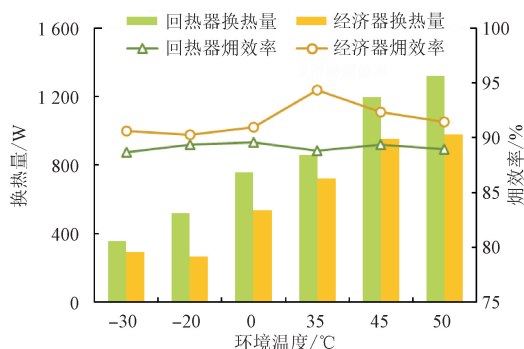


图 7 不同环境温度下中间换热器回热/补气循环的换热量和焓效率对比

Fig. 7 Heat exchange capacity and exergy efficiency of IHX in REG vs. INJ cycles under varying ambient temperatures

图 8 呈现了制热和制冷模式下回热器的传热特性关系。由理论分析可知, 回热器总热阻与换热器冷媒质量流量倒数存在函数关系。在实验过程中, 回热器高压侧平均 Pr 范围相对稳定, 为 2.8~3.0, 低压侧平均 Pr 范围则是 0.9~1.3。在此工况下,

回热器冷媒流速倒数与回热器总热阻存在近似线性关系,并可以通过拟合关系式,采用冷媒流量估计回热器总传热系数

$$K = \left(3.04 \times 10^{-5} \frac{1}{G} + 9.98 \times 10^{-5} \right)^{-1} \quad (20)$$

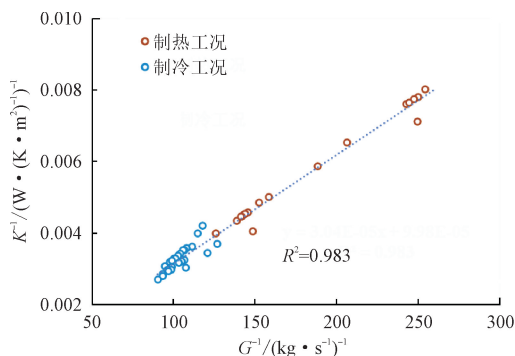


图8 回热器总热阻系数

Fig.8 Total thermal resistance coefficient of regenerator

回热器低压侧与高压侧动力黏度之比的范围为0.18~0.41。低压侧传热热阻不可忽略,在线性低压侧与高压侧的雷诺数指数 n 可以认为接近一致,则可以按照改进的威尔逊标绘法拟合高低压侧换热系数关联式。

换热器中的压降以板片内的摩擦压降为主, Jassim 等^[28] 基于实验研究,发现惯性力决定了两相流体在板式换热器中的摩擦压降,并且摩擦压降与单位体积动能呈线性关系,进而提出了单位体积动能 E_{KE}/V 模型(V 为单位体积),用于板式换热器中两相流体摩擦压降的预测。模型中的 E_{KE}/V 由下式计算得到

$$\frac{E_{KE}}{V} = \frac{G^2}{2\rho_m} \quad (21)$$

两相流摩擦压降 Δp_f 则通过下式进行预测

$$\Delta p_f = C \frac{E_{KE}}{V} \quad (22)$$

式中:常数 C 根据实验数据归纳得到。

图9展示了制热和制冷模式下回热器低压侧摩擦压降特性关系。结合实验数据归纳 E_{KE}/V 模型系数,得到摩擦阻力拟合关联式。该系数相较于板式蒸发器更大,表现为回热器低压侧压降性能较差。还应注意的是,对于目前的实验数据,摩擦压降范围为测量总压降的81%~95%。中间换热器低压侧摩擦压降 Δp_f 可以表示为

$$\Delta p_f = 7.42 \frac{E_{KE}}{V} \quad (23)$$

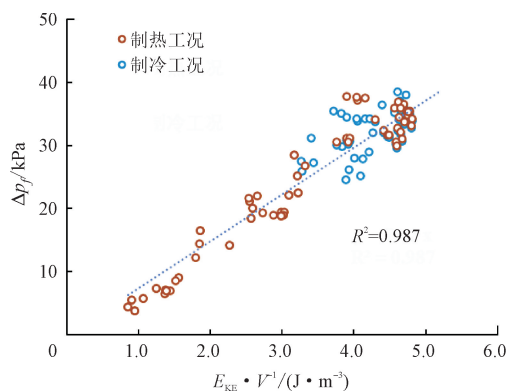


图9 回热器低压侧摩擦压降系数

Fig.9 Frictional pressure drop coefficient in regenerator low-pressure side

4 结 论

根据实验与理论分析,针对 R290 补气-回热耦合式热泵系统在宽温区下的性能展开研究,并提出中间换热器设计的工程指导,具体结论如下。

(1)在-30~0℃环境温度的制热工况下,补气循环制热量及 COP 始终大于回热循环,0℃环境下补气制热量提升25.9%,COP提升3.9%。随着环境温度降低,两个循环制热量均显著减小。制热工况下补气循环排气温度低于回热模式。

(2)在环境温度为35~50℃的制冷工况下,回热循环 COP 始终高于补气循环,35℃环境下的 COP 提升9.9%。补气循环制冷量大于回热循环,35℃环境下的 COP 提升9.9%。随着环境温度升高,两个循环的制冷量均减小,二次回路热损失占比增大。

(3)相同环境温度下,回热循环中间换热器换热量大于补气模式,且作为回热器的焓效率低于作为补气模式的经济器。对于经济器与回热器耦合的中间换热器,设计选型时应优先考虑回热循环,满足其换热量需求,同时应减小回热器低压侧压降,以提高换热效率。

(4)通过中间换热器实验数据分析,建立回热器传热与压降特性分析方法。回热器质量流量倒数与总传热热阻存在近线性关系,基于 E_{KE}/V 模型得到摩擦压降拟合式,有助于进一步联合优化中间换热器的传热与压降。

参考文献:

- [1] YADAV S, LIU Jie, KIM S C. A comprehensive study on 21st-century refrigerants-R290 and R1234yf: a review [J]. International Journal of Heat and Mass

- Transfer, 2022, 182: 121947.
- [2] HUANG Yue, WU Xiuchun, JING Jiahao. Research on the electric vehicle heat pump air conditioning system based on R290 refrigerant [J]. Energy Reports, 2022, 8(S7): 447-455.
- [3] GAURAV, KUMAR R. Computational energy and exergy analysis of R134a, R1234yf, R1234ze and their mixtures in vapour compression system [J]. Ain Shams Engineering Journal, 2018, 9(4): 3229-3237.
- [4] WANG Haimin, JI Zhiyuan, WANG Chuanwei, et al. Experimental study of propane heat pump system with secondary loop and vapor injection for electric vehicle application in cold climate [J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 217: 119196.
- [5] ZHANG Yun, LIU Cichong, WANG Tianying, et al. Leakage analysis and concentration distribution of flammable refrigerant R290 in the automobile air conditioner system [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 110: 286-294.
- [6] TIAN Zhen, GAN Wei, ZHANG Xuelai, et al. Investigation on an integrated thermal management system with battery cooling and motor waste heat recovery for electric vehicle [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 136: 16-27.
- [7] YANG Huaiyu, WU Jianghong, XUE Xiangjin, et al. A refrigerant-injection heat pump-based efficient integrated thermal management system for electric vehicles approaching the wide temperature range in China [J]. Energy Conversion and Management, 2023, 288: 117102.
- [8] HAN Xinxin, ZOU Huiming, KANG Wei, et al. Experimental investigation on vapor injection ASHP for electric rail vehicles in cold region [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 153: 473-482.
- [9] YANG Y, YANG T, SHAO W, et al. Heating performance improvement on an R290 vapor-injection heat pump system with waste heat recovery for electric vehicles [EB/OL]. [2025-06-22]. <https://www.energy-proceedings.org/heating-performance-improvement-on-an-r290-vapor-injection-heat-pump-system-with-waste-heat-recovery-for-electric-vehicles/>.
- [10] 何戴, 曹健, 李康, 等. 电动汽车用短型线涡旋压缩机补气特性 [J]. 化学工程, 2023, 51(4): 28-33.
- HE Dai, CAO Jian, LI Kang, et al. Vapor injection characteristics of short wrap profile scroll compressor for electric vehicles [J]. Chemical Engineering, 2023, 51(4): 28-33.
- [11] 唐景春, 李晨凯, 叶斌, 等. 采用涡旋压缩机的电动汽车空调准双级压缩热泵性能实验研究 [J]. 制冷学报, 2018, 39(1): 34-39.
- TANG Jingchun, LI Chenkai, YE Bin, et al. Experimental study on performance of heat pump cycle of quasi two-stage compression for electric vehicle air-conditioning with scroll compressor [J]. Journal of Refrigeration, 2018, 39(1): 34-39.
- [12] QIN Fei, XUE Qingfeng, ALBARRACIN VELEZ G M, et al. Experimental investigation on heating performance of heat pump for electric vehicles at -20°C ambient temperature [J]. Energy Conversion and Management, 2015, 102: 39-49.
- [13] RAD E A, MADDAH S. Entropic optimization of the economizer's pressure in a heat pump cycle integrated with a flash-tank and vapor-injection system [J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 97: 56-66.
- [14] CABELLO R, SÁNCHEZ D, LLOPIS R, et al. Energy impact of the internal heat exchanger in a horizontal freezing cabinet. Experimental evaluation with the R404A low-GWP alternatives R454C, R455A, R468A, R290 and R1270 [J]. International Journal of Refrigeration, 2022, 137: 22-33.
- [15] 李紫薇, 孙志利, 干苗根, 等. 回热器对单级蒸气压缩式制冷系统性能的影响 [J]. 冷藏技术, 2018, 41(2): 21-25.
- LI Ziwei, SUN Zhili, GAN Miaogen, et al. Influence of internal heat exchanger on performance of single stage vapor compression refrigeration system [J]. Journal of Refrigeration Technology, 2018, 41(2): 21-25.
- [16] NASUTION D M, IDRIS M, PAMBUDI N A, et al. Room air conditioning performance using liquid-suction heat exchanger retrofitted with R290 [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2019, 13: 100350.
- [17] 黄广燕, 邹慧明, 唐明生, 等. R290 电动汽车热泵空调性能实验研究 [J]. 制冷学报, 2020, 41(6): 40-46.
- HUANG Guangyan, ZOU Huiming, TANG Mingsheng, et al. Cooling and heating performance of an R290 heat pump system for electric Cars [J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(6): 40-46.
- [18] YANG Yunchun, SHAO Wencong, YANG Tianyang, et al. Analysis of an R290 injection-regenerative coupled heat pump: combined effects of refrigerant charge mass and ambient temperature [J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 267: 125784.
- [19] YANG Yunchun, SHAO Wencong, YANG Tianyang, et al. Performance analysis of an R290 vapor-injection heat pump system for electric vehicles in cold regions [J]. Science China Technological Sciences, 2024, 67(12): 3673-3681.

- [20] HERMES C J L. Heat transfer and pressure drop trade-offs in liquid-to-suction heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 104: 496-500.
- [21] CHO H, LEE H, PARK C. Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 61(2): 563-569.
- [22] FANG Jianmin, YIN Xiang, WANG Anci, et al. Cooling performance enhancement for the automobile transcritical CO₂ air conditioning system with various internal heat exchanger effectiveness [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 196: 117274.
- [23] CAO Feng, WANG Yikai, YE Zuliang. Theoretical analysis of internal heat exchanger in transcritical CO₂ heat pump systems and its experimental verification [J]. International Journal of Refrigeration, 2019, 106: 506-516.
- [24] CAO Feng, YE Zuliang, WANG Yikai. Experimental investigation on the influence of internal heat exchanger in a transcritical CO₂ heat pump water heater [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 168: 114855.
- [25] 白涛, 晏刚, 张倩. R41 跨临界单级压缩带回热器热泵系统研究 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(3): 35-39.
- BAI Tao, YAN Gang, ZHANG Qian. Transcritical R41 single-stage compression heat pump cycle with internal heat exchanger [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(3): 35-39.
- [26] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(1): 3-17.
- [27] SHAH R K, FOCKE W W. Plate heat exchangers and their design theory [M]. Washington D. C., USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1988: 227-254.
- [28] JASSIM E W, NEWELL T A, CHATO J C. Refrigerant pressure drop in chevron and bumpy style flat plate heat exchangers [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2006, 30(3): 213-222.

(编辑 杜秀杰)