

# 电动汽车空调热泵微通道换热器扁管 布置方式对制热性能的影响

刘妮<sup>1†</sup>, 贺剑锋<sup>1</sup>, 李欢<sup>1</sup>, 张华<sup>1</sup>, 孙润昌<sup>2</sup>, 靳晓堂<sup>2</sup>

1. 上海理工大学能源与动力工程学院, 上海 200093;

2. 上海北特科技股份有限公司, 上海 201807

收稿日期: 2022-05-23; 接收日期: 2022-07-27

**【摘要】** 本文针对电动汽车空调热泵系统的室内微通道换热器制热性能进行了研究. 首先对换热器的流程排布进行了优化分析, 得到四流程 12-13-13-12 模型性能最优. 在优化分析的基础上, 实验研究了室内换热器扁管横竖布置方式对单体及系统制热性能的影响. 结果发现在单体实验中, 扁管竖置布置时的内部制冷剂分布均匀度远好于扁管横置布置, 其换热量与出风温度比扁管横置布置分别提高了 11.2%~16.5% 与 6.3%~8.4%. 系统制热实验结果表明, 扁管横置布置的制冷剂分布均匀度仍小于扁管竖置布置, 且其受压缩机转速影响较大. 而当扁管竖置布置时, 制冷剂分布均匀度随着压缩机转速增大而减小. 而随着室外环境温度的降低, 扁管竖置布置的优势减弱.

**关键词:** 电动汽车空调, 微通道换热器, 制热性能, 流程排布, 扁管布置方式

**PACS:** U463.85+1; TB657.5

**DOI:** 10.13380/j.ltpl.2022.04.003

## Influence of Flat Tube Arrangement of Microchannel Heat Exchanger for Electric Vehicle Air Conditioning Heat Pump on Heating Performance

LIU Ni<sup>1†</sup>, HE Jianfeng<sup>1</sup>, LI Huan<sup>1</sup>, ZHANG Hua<sup>1</sup>, SUN Runchang<sup>2</sup>, JIN Xiaotang<sup>2</sup>

1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;

2. Shanghai Beite Technology Co., Ltd., Shanghai 201807, China

Received date: 2022-05-23; accepted date: 2022-07-27

**【Abstract】** In this work, the heating performance of the indoor micro-channel heat exchanger of the electric vehicle air-conditioning heat pump system was investigated. First, the process layout of the heat exchanger was optimized and analyzed, and the best performance of the four process 12-13-13-12 model was obtained. On the basis of optimization analysis, the effect of the horizontal and vertical layout of the indoor heat exchanger flat tubes on the heating performance of the unit and the system was experimentally studied. The results showed that the uniformity of the internal refrigerant distribution for the flat tube arranged vertically was much better than that of the flat tube arranged horizontally. Moreover, the heat exchange and outlet air temperature were increased by 11.2%~16.5% and 6.3%~8.4% respectively compared with the horizontal arrangement of the flat tube. The system heating experiment results showed that the refrigerant distribution uniformity of the horizontal arrangement of the flat tube was still less than that of the vertical arrangement of the flat tube, and it was greatly affected by the compressor speed. When the flat tube was arranged vertically, the uniformity of refrigerant distribution decreased as the

<sup>†</sup> liu\_ni@163.com

compressor speed increased. However, as the outdoor environment temperature decreased, the advantage of the refrigerant distribution uniformity for vertical arrangement of the flat tubes was weakened.

**Keywords:** Electric vehicle air conditioning; Micro-channel heat exchanger; Heating performance; Process arrangement; Flat tube arrangement

**PACS:** U463.85+1;TB657.5

**DOI:** 10.13380/j.ltpl.2022.04.003

**Reference method:** LIU Ni, HE Jianfeng, LI Huan, ZHANG Hua, SUN Runchang, JIN Xiaotang, Low. Temp. Phys. Lett. **43**, 0271 (2022)

## 1 引言

目前电动汽车通常采用 PTC 电加热作为冬季制热的主流方式,虽然其结构简单、性能稳定,但其热电转换能效低,严重削减电动汽车续航里程.热泵系统的加热效率高且不会造成任何污染,因此被应用于汽车空调中以长期解决汽车空调系统高耗能问题<sup>[1,2]</sup>.热泵空调系统中的微通道室内换热器更是关注的重点.与其它换热器相比,微通道换热器具有换热效率高、加热速度快的优点<sup>[3-5]</sup>,而且价格低廉、结构紧凑、坚固耐用、重量轻.但由于微通道换热器制冷剂侧的复杂流路组成,导致制冷剂侧容易出现制冷剂分布不均匀的现象<sup>[6]</sup>,进而导致换热器表面温度分布不均.微通道换热器表面温度分布均匀性是影响系统性能的重要因素<sup>[7]</sup>,表面温度分布均匀性越好,换热器的利用效率越高.而表面温度分布均匀性又与换热器的结构、扁管布置方式等有关<sup>[8]</sup>.

按制冷剂流动方向,依次减少每个流程扁管数的分配布置方式,所得冷凝器换热量和制冷剂出口过冷度相对最大,压降相对最小,冷凝器换热性能相对最优<sup>[9,10]</sup>.改变微通道换热器集流管内的结构可影响其流动均匀性和换热性能,明显使换热器的制冷剂分布更加均匀<sup>[11-14]</sup>.Wu<sup>[15]</sup>等提出了一种两相制冷剂均匀分布的新型分配器,与传统分配器相比,所提出的分配器在分配性能上具有很大的优势,并且当质量流量降低时,这种优势变得更加明显.Kim<sup>[16]</sup>等研究了集流管三种不同进口结构对制冷剂流动分布的影响,研究发现质量流量的提高可以改善制冷剂的流动分布均匀性.赵兰萍<sup>[17]</sup>等研究了扁管插入集管的深度对制冷剂分布均匀性的影响,发现当扁管伸入集管深度大约在分流管下方 1/2 时制冷剂分配均匀性最好.严瑞东<sup>[18]</sup>等实验研究了室外换热器在不同模式下的分液不均对系统性能的影响,发现温度分布不均对制冷与制热模式下对系统性能影响分别达到 7.3% 与 3.5%.其中,流程数对不同模式下的温度分布均匀性影响不同,当室外换热器用于制热模式时,流程越多,温度分布均匀性越好,而当用于制冷模式时,则温度分布均匀性越差.唐启天<sup>[19]</sup>等通过实验分析了室外换热器的表面温度分布均匀性的影响因素,结果表明表面温度分布均匀性受制冷剂充注量和压缩机转速等因素影响.当系统处于制热模式时,表面温度分布均匀性随压

缩机转速的增大而提高,当系统处于制冷模式时,则随之相反.Kim 等<sup>[20]</sup>研究了平行流冷凝器中两相流分布,发现在集管进口,流量分布相对均匀,但最顶部通道除外.

综上所述,目前针对制冷剂分配均匀性的研究主要集中在集流管、扁管内部结构等,而对扁管布置形式的研究目前集中于室外换热器的结霜和系统性能变化<sup>[21,22]</sup>,因此仍需进一步研究.本文针对两换热器的电动汽车热泵空调系统中的室内换热器,通过实验研究其流程排布及扁管横竖布置形式对室内换热器制冷剂分配均匀性、换热器单体及系统制热性能的影响.

## 2 室内换热器流程优化

室内换热器在制冷/制热工况下分别作为蒸发器和冷凝器,所需的最优流程是不同的,在实际的流程设计中,通常需要兼顾两个工况.由于室内换热器基于双排扁管设计,故其流程数设计为偶数,分别设计为 2、4 流程,其流程扁管分布见表 1.由于过多的流程会加剧制冷剂侧的流动阻力,进而影响换热器性能,所以并未考虑 6 及以上流程数.其中以 25-25 为例,表示每个流程均有 25 根扁管.

表 1 室内换热器流程分布参数

| 管排布置  | 流程布置        |
|-------|-------------|
| 双排两流程 | 25-25       |
| 双排四流程 | 12-13-13-12 |
| 双排四流程 | 15-10-10-15 |

对室内换热器进行仿真试算时,根据不同模式设定不同工况,其工况汇总于表 2.制冷工况参考国标 GB/T21361-2017;制热工况参考企业标准 Q/GY0203-2022 及合作厂商建议.

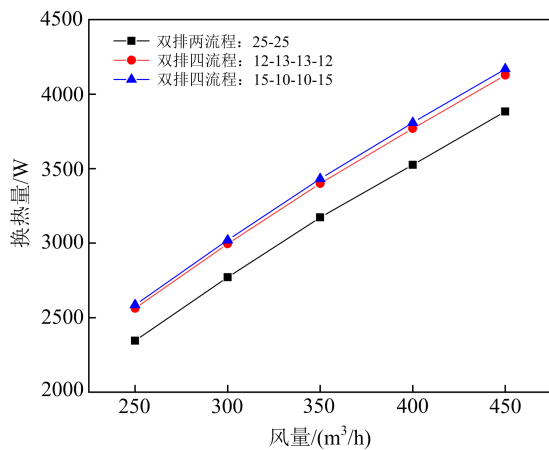
如图 1 为不同工况下的室内换热器不同流程排布的换热结果随风量变化情况.制冷工况时,四流程模型比两流程模型分别高出 6.3%~9.3% 与 7.3~10.2%.制热工况时,四流程模型比两流程模型分别高出 7.9%~10.8% 与 4.5%~7.0%.其原因是两流程模型中的制冷剂内部扰动不足,制冷剂流速低,未完全换热导致换热性能低于四流程.而四流程由于流程数较多,其每个流程的流动横截面积小,相同制冷剂质量流量下,流程数多的模型中制冷

剂流速高,从而使制冷剂侧换热系数增大.另外,流程数的增多,也增大了单位质量制冷剂的接触面积,从而使四流程模型的换热量高于两流程,但同时也造成了制冷剂侧压降的剧烈增大,如图2所示.同时可发现12-13-13-12模型在制冷/制热工况下的制冷剂侧压降均低于15-10-10-15模型.从图1(a)可

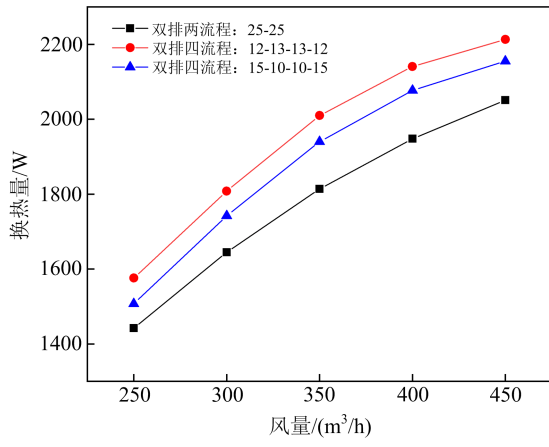
知,制冷工况下四流程两个模型之间的换热性能相差无几,四流程15-10-10-15模型换热量比12-13-13-12模型仅高出0.87%~1.06%.当系统处于制热工况时,如图1(b)所示,四流程12-13-13-12模型的换热能力则强于15-10-10-15模型,其换热量高出2.69%~4.58%.

表2 室内换热器仿真模拟工况

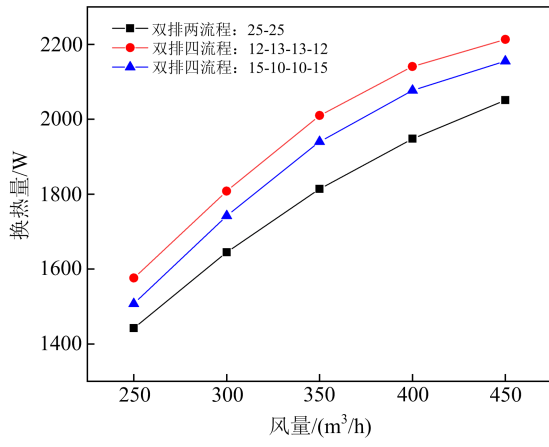
| 制冷工况                      |         | 制热工况                      |         |
|---------------------------|---------|---------------------------|---------|
| 项目                        | 设定值     | 项目                        | 设定值     |
| 制冷剂出口压力/kPa               | 290     | 制冷剂进口压力/kPa               | 1160    |
| 制冷剂进口干度                   | 0.2     | 制冷剂进口温度/℃                 | 55      |
| 空气进风温度/℃                  | 27      | 空气进风温度/℃                  | 17      |
| 空气进风量/(m <sup>3</sup> /h) | 200~450 | 空气进风量/(m <sup>3</sup> /h) | 200~450 |
| 制冷剂质量流量/(kg/s)            | 0.028   | 制冷剂质量流量/(kg/s)            | 0.012   |



(a) 制冷工况

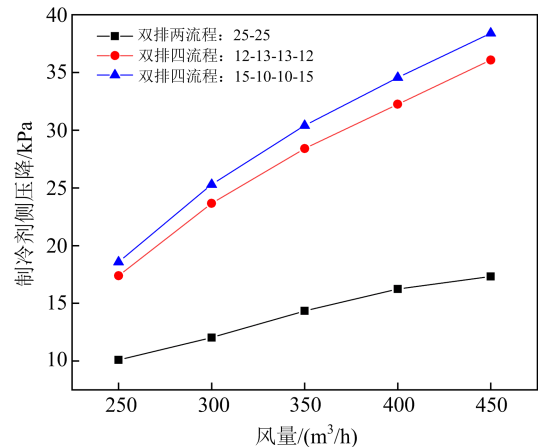


(a) 制冷工况



(b) 制热工况

图1 室内换热器不同工况下流程排布对换热量的影响



(b) 制热工况

图2 室内换热器不同工况下流程排布对制冷剂侧压降的影响

图 3 为四流程模型在制热工况下的制冷剂侧换热系数分布图. 由于该室内换热器为双排设计, 为了直观展示制冷剂侧换热系数分布, 以室内换热器右侧边缘为对称轴将换热器两排展开, 分为第一排与第二排.

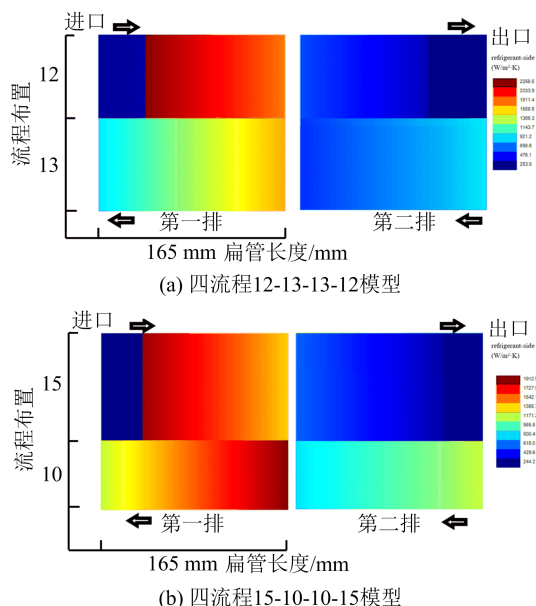


图 3 制热工况下四流程模型的制冷剂侧换热系数分布

从图 3(a)可得出, 制热工况下四流程 12-13-13-12 模型在两相区最高的制冷剂侧换热系数高达  $2256.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , 最低为  $253.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . 从图 3(b)可得出, 15-10-10-15 模型在两相区最高的制冷剂侧换热系数高达  $1912.9 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , 最低处为  $244.2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . 12-13-13-12 模型制冷剂侧平均换热系数较 15-10-10-15 模型高  $3.8\% \sim 17.9\%$ . 同时还发现 12-13-13-12 模型的制冷剂侧换热系数分布较均匀, 整体换热系数较高.

综上分析可得, 四流程 12-13-13-12 模型虽然在制冷工况时换热能力稍逊于 15-10-10-15 模型, 但其在制热工况时, 制热性能及制冷剂侧换热系数均高于 15-10-10-15 模型. 另外, 在制冷剂侧压降方面, 12-13-13-12 模型整体小于 15-10-10-15 模型. 因此, 选择四流程 12-13-13-12 模型作为最佳流程布置.

### 3 实验系统及方法

实验是在新能源汽车空调焓差实验室完成的, 实验中所使用的制冷剂为 R134a. 焓差实验室分别由冷凝器室、蒸发器室和总控制室三个独立房间组成, 其结构示意图如图 4 所示. 冷凝器室和蒸发器室

分别安装有吸风式风洞与空气调节装置, 以保证每个实验房间可以精准控制其环境的温度与湿度. 压缩机实验台安装在冷凝器室, 控制柜及总控制计算机安装在控制室中.

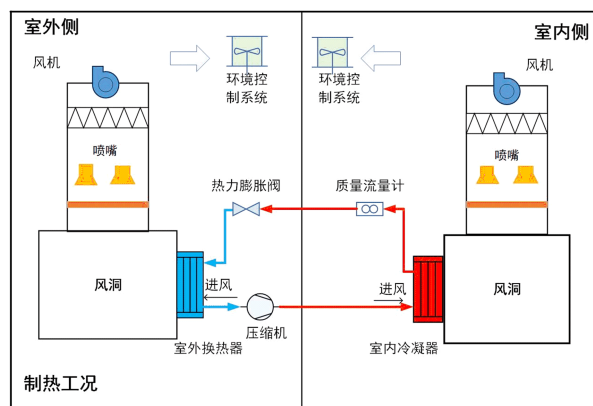


图 4 性能评估实验台示意图

实验所用仪器参数见表 3, 仪器测量精度见表 4. 实验采用双排四流程 12-13-13-12 微通道换热器, 尺寸为  $190 \times 205 \times 40 (\text{mm} \times \text{mm} \times \text{mm})$ 、扁管长度为  $165 \text{ mm}$ 、扁管宽度为  $18 \text{ mm}$ .

为了分析室内换热器表面温度的分布状况, 在其表面均布 8 个热电偶温度测点进行测温, 如图 5 所示. 其中热电偶的测量精度为  $\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ . 由于该室内换热器是双排微通道换热器, 其中有一排换热板无法布置热电偶, 因此只对一排换热板进行测温, 但由于室内换热器每排流程设置一致, 因此其表面温度分布情况类似.



图 5 室内换热器温度测点布置

为了更加清晰地获得表面温度分布情况, 定义换热器表面温度均匀系数  $\sigma$ <sup>[18]</sup>, 通过计算 8 个温度测点的方差来得到  $\sigma$ , 其计算公式为如下所示.  $\sigma$  越



小,代表换热器表面温度分布均匀性越高.当 $\sigma$ 为0时,代表换热器表面温度相同.其中 $T_i$ 为每个测点的温度, $T_{\text{avg}}$ 为8个测点的平均温度.

$$\sigma = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_i - T_{\text{avg}})^2 \quad (1)$$

表3 测量仪器参数

| 测量仪器           | 具体参数                                                                     |
|----------------|--------------------------------------------------------------------------|
| PT100 铂电阻温度传感器 | -100~200 °C                                                              |
| K 型热电偶         | -50~200 °C                                                               |
| 压力传感器          | 0~10 MPa                                                                 |
| 湿度传感器          | 0~100%RH                                                                 |
| 科里奥利质量流量计      | F025 型,0~300 kg·h <sup>-1</sup>                                          |
| 压缩机            | 涡旋式,27 cm <sup>3</sup> ·r <sup>-1</sup> ,1 000~5 000 r·min <sup>-1</sup> |

表4 测量精度

| 制冷剂侧温度<br>误差/°C | 制冷剂侧压力<br>误差/MPa | 制冷剂流量误差<br>/(Kg·h <sup>-1</sup> ) | 压缩机功率<br>误差/kW | 换热器表面温度<br>误差/°C |
|-----------------|------------------|-----------------------------------|----------------|------------------|
| ±0.2            | ±0.01            | ±0.5                              | ±0.001         | ±0.5             |

表5 实验工况

| 单体实验(制热)                                 |         | 系统实验(制热)                                 |           |
|------------------------------------------|---------|------------------------------------------|-----------|
| 项目                                       | 数值      | 项目                                       | 数值        |
| 制冷剂进口压力/kPa                              | 1160    | 室内温度/°C                                  | 17        |
| 制冷剂进口温度/°C                               | 55      | 室外温度/°C                                  | 0/-7      |
| 空气进风温度/°C                                | 17      | 室内进风量/(m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ) | 300       |
| 空气进风量/(m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup> ) | 200~450 | 室外进风风速/(m·s <sup>-1</sup> )              | 4.5       |
| 制冷剂质量流量/(kg·s <sup>-1</sup> )            | 0.012   | 压缩机转速/(r·min <sup>-1</sup> )             | 2000~4000 |

## 4 结果与分析

### 4.1 扁管布置方式对单体制热性能的影响

按照室内换热器制热单体实验工况,通过控制其进风量来分析室内换热器扁管不同布置方式对换热器性能的影响.

由图6可知,制热工况下的室内换热器温度均匀系数随着进风风量的增加而逐渐降低,表明随着进风量的增大,换热器表面温度分布均匀性越好,内部制冷剂分布越均匀.这是由于随着进风量的增大,引起了制冷剂的质量流量增大,制冷剂气液两相分

表5为室内换热器的单体及系统制热实验工况,实验中通过改变室内换热器的扁管横竖摆放位置对单体及系统制热性能的影响进行对比分析.

离程度降低.此外,当室内换热器为扁管横置时,其温度均匀系数远大于扁管竖置,说明换热器扁管竖置时内部制冷剂分布更加均匀.这是由于当扁管横置时,随着扁管内部制冷剂沿程换热逐渐冷凝为气液两相状态,制冷剂气态密度较小,液态密度较大,因此管道内部制冷剂将形成“上气下液”的分布状态.此外当流程转换时,液态制冷剂由于重力原因沉积在流程对应的集流管下端,气态制冷剂由于密度小且流动速度快,将聚集在流程对应的集流管上端,这将造成气态制冷剂进入到靠近集流管上端附近的扁管中,而液态制冷剂则会进入到集流管下端的扁

管中,从而形成制冷剂气液分离现象,导致制冷剂分布不均.而对于换热器扁管竖置布置的方案,由于制冷剂气液密度不同的原因,其气态制冷剂易分布于流程侧边,根据图6可知,其分布不均匀程度小于扁管横置.

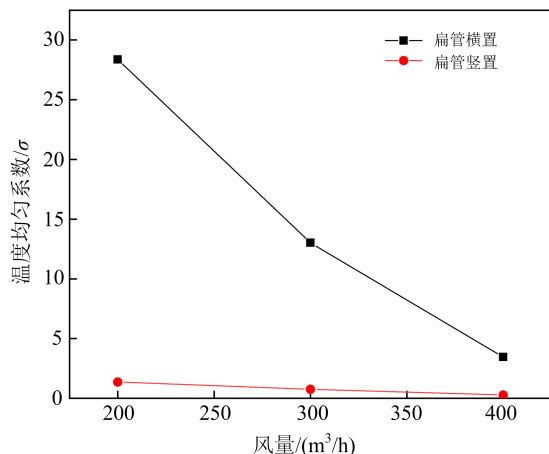
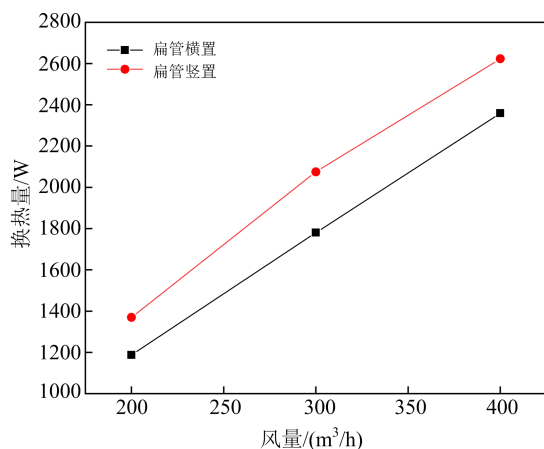
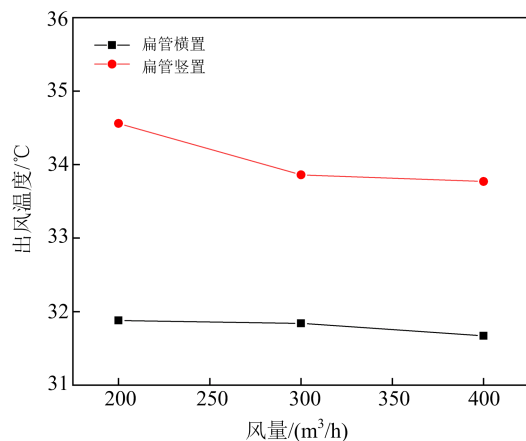


图6 不同布置方式下室内换热器表面温度均匀系数随风量的变化



(a) 换热量随进风量的变化



(b) 出风温度随进风量的变化

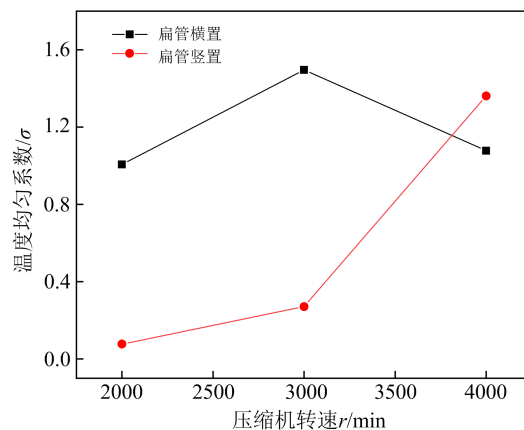
图7 不同布置方式下换热量与出风温度随进风量的变化趋势

图7为制热工况时两种扁管布置方式下的换热量与出风温度随进风量的变化情况.由图可知,随着进风量的增加,换热量随之增加.当进风量从300 m³/h提升到400 m³/h时,换热量增大了26.4%~32.5%.这是由于进风量的增大,提高了空气侧的换热系数并且增大了空气与换热器后排翅片表面之间的温差,因此导致换热量有了大幅提升.另外,扁管竖置布置时比扁管横置换热量高出11.2%~16.5%,这是由于扁管竖直时其内部制冷剂分布更加均匀.

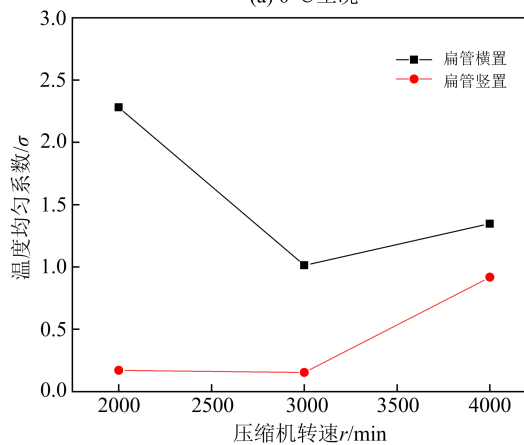
此外,风量的增大也会改变出风温度,随着风速的增大,两者的出风温度皆略有下降.这是由于风速的增大降低了空气滞留翅片的换热时间,导致出风温度降低.由图可知,换热器扁管竖直布置的出风温度比扁管横置布置高出6.3%~8.4%.

#### 4.2 扁管布置方式对系统制热性能的影响

实验中保持室内侧环境条件不变,室外侧温度分别设置为0 °C和-7 °C两种工况,分析了不同压缩机转速下室内换热器扁管布置方式对系统制热性能的影响.



(a) 0 °C 工况



(b) -7 °C 工况

图8 温度均匀系数随压缩机转速的变化

图 8 为两种制热工况下室内换热器表面温度均匀系数随压缩机转速的变化. 由图可知, 虽然扁管横置布置在系统实验时的表面温度均匀系数相比于单体实验工况有所降低, 但其整体仍大于扁管竖置布置, 表明室内换热器扁管竖置时, 内部制冷剂分布更加均匀. 扁管横置布置时其表面温度均匀系数受压缩机转速影响较大, 没有明显规律性. 当扁管竖置布置时, 在两种不同室外温度的工况下, 其总体随着压缩机转速增大而增大, 因此当扁管竖置布置时, 可使用中低压缩机转速以提升换热器的利用效率.

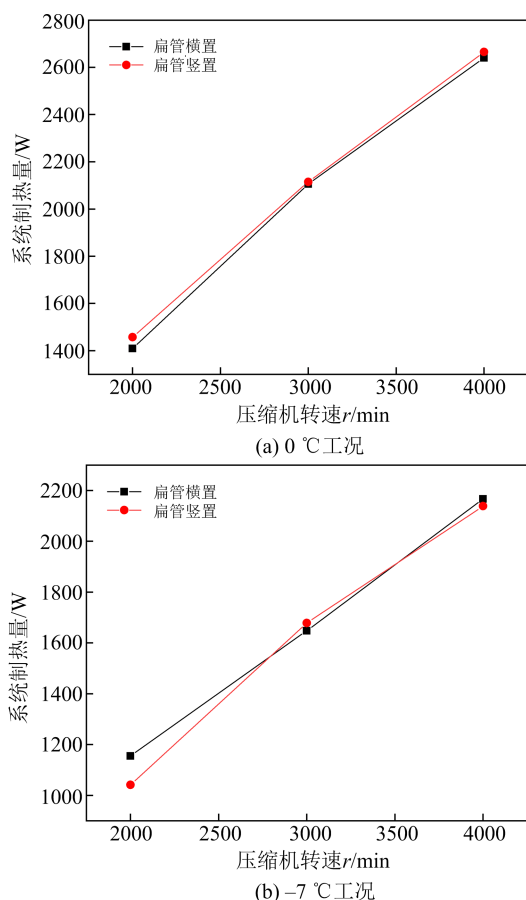


图 9 不同压缩机转速下系统制热量的变化

图 9 为两种制热工况下系统制热量随压缩机转速变化状况, 由图可知, 当室外侧为 0 °C 工况时, 换热器扁管竖置布置时的系统制热量比扁管横置布置时高出 0.45%~3.4%. 而当室外侧为 -7 °C 工况时, 换热器扁管竖置布置与横置布置的系统制热量几乎一致, 甚至在低转速时低于扁管横置. 这是由于随着环境温度的降低, 室外换热器换热性能下降, 压缩机功耗增大, 因此热泵系统性能降低, 进而导致扁管竖置布置的优势减弱. 从图 10 也可得出相似结

论, 当室外处于 0 °C 工况时, 扁管竖置布置时的系统 COP 比扁管横置布置高出 8.2%~14.2%, 而当室外处于 -7 °C 工况时, 扁管竖置布置的系统 COP 在中低转速时略低于扁管横置布置.

综上所述, 室内换热器扁管竖置布置比扁管横置布置时表面温度分布均匀性高, 室内换热器扁管竖置时的整体性能较高.

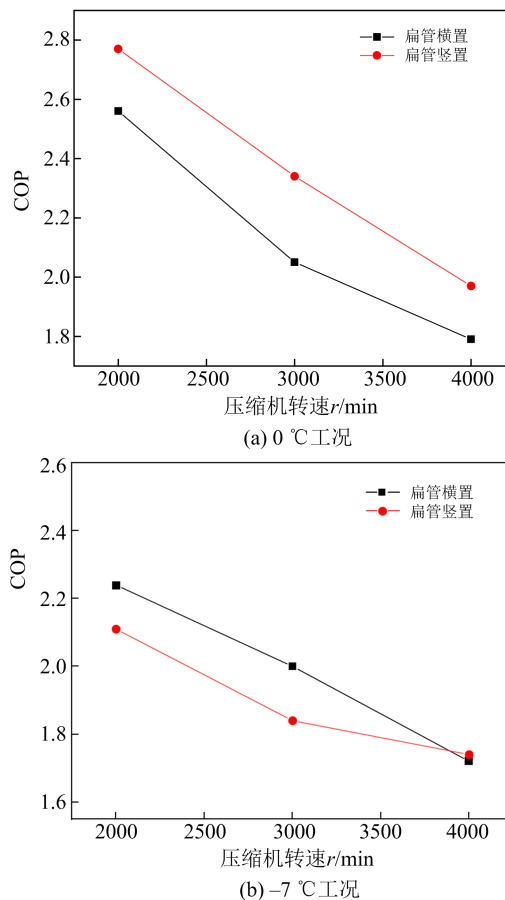


图 10 不同压缩机转速下系统 COP 的变化

## 5 结 论

1) 实验工况下双排四流程的换热性能均强于双排两流程. 制冷工况时, 四流程 12-13-13-12 模型的换热量略低于 15-10-10-15 模型; 制热工况时, 换热性能及制冷剂侧换热系数均高于后者, 且制冷剂测压降较小, 因此四流程 12-13-13-12 模型为最佳流程布置.

2) 单体实验结果表明扁管竖置布置时内部制冷剂分布均匀性明显优于扁管横置布置. 随着进风量的增大, 两者差值逐渐减小. 换热器扁管竖置布置时, 其换热量与出风温度比扁管横置布置分别高出



11.2%~16.5%与6.3%~8.4%.

3)系统制热实验中,扁管横置布置的制冷剂分布均匀性仍低于扁管竖置布置,且其受压缩机转速影响较大,没有明显规律性.而当扁管竖置布置时,其制冷剂分布均匀性总体随着压缩机转速增大而降

低.因此当扁管竖置布置时,可使用中低压缩机转速以提升换热器的利用效率.

4)随着室外环境温度的降低,室外换热器的换热性能随之下降,热泵系统性能降低,进而导致扁管竖置布置的优势减弱.

## 参 考 文 献

- [1] G. H. Zhou, Y. F. Li, Y. Liu, *Applied Mechanics and Materials*, Trans. Tech. Publications Ltd., 2012, p2811
- [2] 何泽辉,王芳,汪青青,刘登辉,王宇翔,农业装备与车辆工程, **59**(2021), 135
- [3] 尤文焘,郁林枫,中国石油和化工标准与质量, **39**(2019), 141
- [4] K. N. Ramesh, T. K. Sharma, G. Rao, *Arch. Comp.*, **M**(2020), 1
- [5] Y. Han, L. Yan, L. Ming, H. Jin, *Energy Procedi.*, **14**(2012), 148
- [6] A. J. Mahvi, S. Garimella, *Int. J. Refrig.*, **104**(2019), 84
- [7] 巫江虹,薛志强,金鹏,李会喜,浙江大学学报(工学版), **50**(2016), 1537
- [8] 熊通,晏刚,樊超超,鱼剑琳,制冷学报, **42**(2021), 23
- [9] 薛庆峰,张晓强,邹慧明,田长青,汽车技术, (2018), 25
- [10] 王荣汉,蔡亮,蔡华林,刘翀,建筑热能通风空调, **29**(2010), 37
- [11] J. Y. Shi, X. H. Qu, Z. G. Qi, J. P. Chen, *Appl. Therm. Eng.*, **30**(2010), 1016
- [12] G. W. A, Z. Y. A, D. Z. A, G. D. A, F. C. B, J. M. B, *Int. J. Refrig.*, **119**(2020), 420
- [13] 袁培,常宏旭,李丹,刘子扬,吕彦力,低温与超导, **47**(2019), 44
- [14] 陈含冰,李万勇,陈超华,陈涛,施骏业,刘雨声,陈江平,制冷学报, **42**(2021), 77
- [15] G. M. Wu, T. Ren, G. L. Ding, B. Xu, *Int. J. Refrig.*, **98**(2019), 238.
- [16] N. H. Kim, D. Y. Kim, H. W. Byun, *Int. J. Refrig.*, **34**(2011), 1209
- [17] 赵兰萍,王仁杰,刘桂兰,杨志刚,同济大学学报(自然科学版), **47**(2019), 261
- [18] 严瑞东,徐博,陈江平,李峰,汪年结,李冬,潘晓勇,制冷学报, **34**(2013), 20
- [19] 唐启天,李康,呼延吉,苏林,轻工机械, **36**(2018), 77
- [20] C. H. Kim, N. H. Kim, *Appl. Therm. Eng.*, **184**(2020), 116259
- [21] X. Zhang, Q. Xue, H. Zou, J. Liu, C. Tian, X. Zhang, *Energy Procedi.*, **105**(2017), 5085
- [22] W. J. Hu, F. Jin, M. J. Song, P. Jia, Y. Gao, *Energy Bldg.*, **224**(2020), 110254