

引用格式:许树学,王家正,勾倩倩,等.家用空气源热泵热水器微通道冷凝器仿真研究[J].北京工业大学学报,2024,50(5):600-609.

XU S X, WANG J Z, GOU Q Q, et al. Simulation of microchannel condenser for household air source heat pump water heater[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2024, 50(5): 600-609. (in Chinese)

# 家用空气源热泵热水器微通道冷凝器仿真研究

许树学,王家正,勾倩倩,赵 谱,卢天宇,马国远

(北京工业大学环境与生命学部,北京 100124)

**摘要:**为提升家用空气源热泵热水器水箱外微通道冷凝器的性能,建立了家用空气源热泵热水器水箱外微通道冷凝器的准稳态模型,实验验证结果显示模型误差能控制在 $\pm 9\%$ 以内。依据模型对微通道冷凝器的换热量、换热系数、压降等性能进行仿真研究。结果发现,微通道冷凝器为四流程时能够减小压降并保证换热量满足需要;关键参数微通道截面的最佳尺寸在 $1.6 \sim 2.6 \text{ mm}^2$ 系统性能最优,同时扁管内微通道数应控制在 $16 \sim 24$ 根。研究结果为家用空气源热泵热水器微通道冷凝器的设计提供借鉴。

**关键词:**热泵热水器;微通道冷凝器;数学模型;仿真;制热量;优化

中图分类号:TB 61<sup>+</sup>2

文献标志码:A

文章编号:0254-0037(2024)05-0600-10

doi: 10.11936/bjtxb2022110020

## Simulation of Microchannel Condenser for Household Air Source Heat Pump Water Heater

XU Shuxue, WANG Jiazheng, GOU Qianqian, ZHAO Pu, LU Tianyu, MA Guoyuan

(Faculty of Environment and Life, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China)

**Abstract:** To improve the performance of the micro-channel condenser outside the tank of domestic air source heat pump water heater, a quasi-steady state model of the household air source heat pump water heater with microchannel condenser was established. The experimental results show that the model error can be controlled within  $\pm 9\%$ . The heat transfer, heat transfer coefficient, and pressure drop of the microchannel condenser were simulated by the model. Results show that when the microchannel condenser has four processes, the pressure drop can be reduced while the heat transfer is guaranteed. The optimal size of microchannel cross section, a key parameter, is between  $1.6$  and  $2.6 \text{ mm}^2$ . The system performance is optimal, and the number of microchannels in the flat tube should be controlled within  $16 - 24$ . The research results provide reference for the design of micro-channel condenser of household air source heat pump water heater.

收稿日期:2022-11-11;修回日期:2022-12-04

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2022YFC3800098)

作者简介:许树学(1981—),男,副研究员,主要从事热泵技术及其应用、自然工质、制冷系统测试技术方面的研究,E-mail:xsx@bjut.edu.cn

通信作者:马国远(1963—),男,教授,博士生导师,主要从事热泵技术及其应用、制冷与空调系统的环保节能技术方面的研究,E-mail:magy@bjut.edu.cn

**Key words:** heat pump water heater; microchannel condenser; mathematic modeling; simulation; heating capacity; optimization

随着我国“双碳”目标的提出,能源消耗问题再次被广泛关注<sup>[1]</sup>。作为高能耗行业的建筑行业,资料显示2017年其能源消耗比就达到了21.11%<sup>[2]</sup>,家用热水能耗在建筑总能耗中的占比逐渐增大<sup>[3]</sup>。空气源热泵热水器因其节能高效的优点被诸多国家推广并应用<sup>[4]</sup>,在我国,自21世纪初空气源热泵热水器在华南及西南地区获得了较好的应用。

目前,对于空气源热泵热水器的研究内容主要集中在制冷剂工质优化、控制逻辑改良、系统部件优化3个方面。Hakkaki-Fard等<sup>[5]</sup>采用R32/CO<sub>2</sub>的混合工质来提高低温下空气源热泵热水器的性能,发现使用混合工质较R410A不仅GWP降低16%,还能使能耗节省23%。张雷等<sup>[6]</sup>对R1234ze在空气源热泵热水器中应用进行了研究,发现R1234ze性能与R22相似,但优于R417A。范晓伟等<sup>[7]</sup>对混合制冷剂R32/R290进行了研究,发现其最佳配比为0.16/0.84,制热COP较R32和R290系统分别提升3.2%和16.8%。控制逻辑方面,嵇天炜等<sup>[8]</sup>提出了一种定排气过热度的控制方式,与定阀开度及定吸气过热度2种控制方式进行对比发现,定排气过热度控制下系统制热COP虽略低于定吸气过热度,但排气温度较定吸气过热度降低了7℃,且能避免液击风险。虞中旻等<sup>[9]</sup>对电子膨胀阀的节流特性进行实验研究,发现制冷剂充注量增大将降低电子膨胀阀调节精度,当充注量在最佳值附近发生偏离时,可通过调节阀开度和水流量使充注量返回最佳值。孙成龙等<sup>[10]</sup>设计了一种基于R134a的热泵热水器系统研究算法,发现该算法随着排气温度增加,通过调节吸气过热度来调节排气控制阀,能解决排气温度过高导致的压缩机线圈绝缘性降低、机油碳化等问题。在系统部件优化方面,Wang等<sup>[11]</sup>在低温工况下对空气源热泵热水器进行融霜实验,发现使用毛细管的系统制热COP随着水温的上升先上升而后逐渐下降。Peng等<sup>[12]</sup>对R134a工质使用毛细管、电子膨胀阀及短管孔板进行对比研究,发现使用电子膨胀阀的系统节流性能较好,短管孔板在经济性及实用性方面具有优势。Loh等<sup>[13]</sup>对分体式及一体式空气源热泵热水器的性能进行实验,发现夏季工况和冬季工况空气源热泵热水器的性能差异显著,分体式的效果优于一体式。赵晓丹等<sup>[14]</sup>对中间补气型空气源热泵热水器进行了实验,发现相对

于不补气系统,中间补气系统在低温运行时压缩机排气温度明显降低,制热COP、制热量等均有提升。在系统部件方面,冷凝器及其和水箱的结合方式是研究重点。刘恒等<sup>[15]</sup>利用数值模拟的方法对等/变扁管间距形式热水器系统的水箱温度分布、传热效果和系统性能进行了分析,发现采用变扁管间距系统性能更好。林旭<sup>[16]</sup>对传统和分液式微通道冷凝器进行对比研究,发现分液式微通道冷凝器的平均功率上升了4.31%,制热COP提高了4.88%,冷凝器的平均压降及制冷剂分布更加合理。

本文建立了空气源热泵热水器微通道冷凝器及水箱的数学模型,通过实验对模型准确性进行验证,在该模型基础上对微通道冷凝器内流程排布、扁管参数对冷凝器整体性能的影响进行分析,为家用空气源热泵热水器微通道冷凝器的优化设计提供借鉴。

## 1 系统原理

家用空气源热泵热水器由压缩机、冷凝水箱、膨胀阀及管翅式蒸发器组成,循环过程为:低温低压的气态制冷剂经压缩机后变成高温高压的气态制冷剂,随后进入缠绕在水箱外壁的微通道冷凝器,变为中温高压的液态制冷剂,释放出热量对水箱内的水进行加热,之后通过电子膨胀阀节流后进入蒸发器中吸热,最后回到压缩机完成一次循环。

按照与水的换热方式不同,冷凝器可以分为外绕式冷凝盘管和内置式冷凝盘管。外绕式冷凝盘管缠绕于水箱外壁,图1所示为外绕微通道式空气源热泵热水器系统。内置式冷凝盘管将换热盘管放置于水箱内,冷凝盘管和水直接接触换热。由于内置式盘管存在结垢等问题,目前市场上冷凝盘管结构大多数采用外绕式<sup>[17-18]</sup>,且冷凝器采用微通道型,具有换热面积大、传热效果好的特点。微通道冷凝器通常由2根集流管连接若干根平行分布的扁管,每根扁管由若干根细小(0.2~3.0 mm)的微通道构成,集流管内布置挡板将微通道冷凝器划分成多流程。为使扁管与水箱紧密结合,将微通道冷凝器弯成弧形并包裹在水箱外壁用弹簧连接首尾,微通道冷凝器与水箱外壁的接触面上涂导热胶。水箱内胆采用不锈钢材质,冷凝器外是约30 mm厚的聚氨酯保温层<sup>[15]</sup>,外绕微通道冷凝器结构如图2所示。

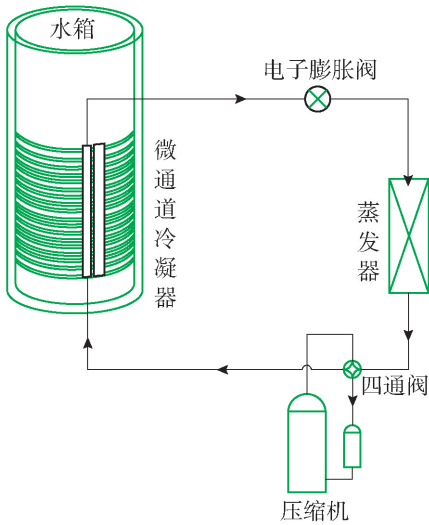


图1 外绕微通道式空气源热泵热水器系统

Fig. 1 System of air source heat pump water heater with microchannel condenser

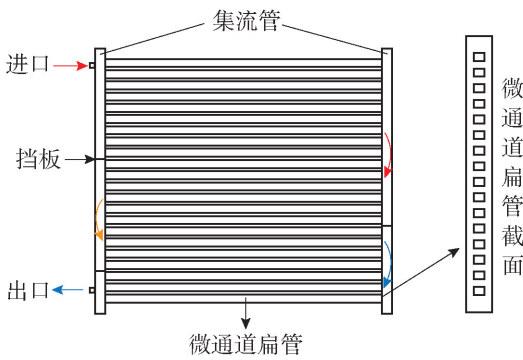


图2 微通道冷凝器示意

Fig. 2 Schematic diagram of microchannel condenser

## 2 模型建立

在计算微通道冷凝器与水箱的换热过程时,将流程划分为“计算网格-扁管-流程”3个层次。最底层的计算网格如图3所示,微通道中的制冷剂以对流换热的方式与微通道内壁面换热,微通道壁面和水箱壁面以热传导方式换热,水箱内壁面和水以对流换热方式换热,微通道外壁和保温层处认为绝

热。扁管层由划分的计算网格层累加组成,而流程层由扁管层累加而来,最终得到的微通道冷凝器由流程层计算组成,计算原理如图4所示。

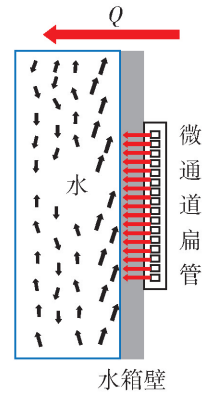


图3 计算网格

Fig. 3 Diagram of computational grid

由于冷凝器在加热热水时,制冷剂温度、压力和质量流量等状态参数随时间发生变化,因此采用“准稳态”的计算方法建立冷凝水箱模型,在保证准确性的前提下对模型进行合理简化:

- 1) 同一时间内,各个计算网格的制冷剂物性不发生变化;
- 2) 同一流程流入各个扁管内的制冷剂流量、干度相同;
- 3) 制冷剂在管内为一维流动;
- 4) 水箱中水温始终均匀,忽略自然对流造成的温度分层。

微通道冷凝器及水箱模型遵循能量守恒,每个计算网格的能量守恒方程可表示为

$$Q_r = Q_w \quad (1)$$

式中: $Q_r$ 为计算网格的制冷剂侧换热量,W; $Q_w$ 为计算网格的水侧换热量,W。

计算网格内制冷剂侧及水侧的换热量计算式分别为

$$Q_r = h_r A_r (T_r - T_{wall}) \quad (2)$$

$$Q_w = h_w A_w (T_{wall} - T_w) \quad (3)$$

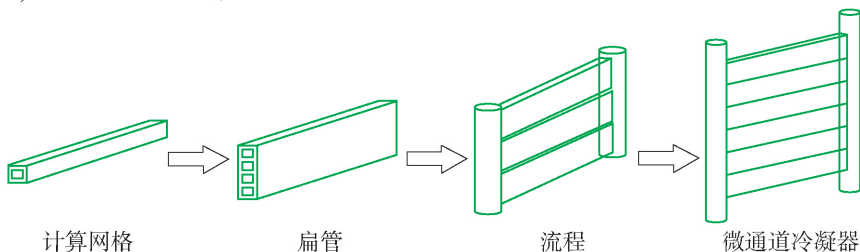


图4 微通道冷凝器计算原理

Fig. 4 Calculating schematic of microchannel condenser

式中:  $h_r$ 、 $h_w$  分别为制冷剂侧及水侧的对流换热系数,  $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $A_r$ 、 $A_w$  分别为制冷剂侧及水侧的换热面积,  $m^2$ ;  $T_r$ 、 $T_{wall}$ 、 $T_w$  分别为制冷剂温度、壁面温度、水温,  $K$ 。

制冷剂侧及水侧对流换热系数  $h$  表示为

$$h = \frac{Nu\lambda}{l} \quad (4)$$

式中:  $Nu$  为制冷剂或水的努塞尔特数;  $\lambda$  为制冷剂或水的导热系数,  $W/(m \cdot K)$ ;  $l$  为计算网格的当量直径,  $m$ 。

水侧换热视为无限大空间下的自然对流换热:

$$Nu_w = C (Gr_w Pr_w)^n \quad (5)$$

$$Gr_w = \frac{g\alpha_w (T_{wall} - T_w) D^3}{\nu_w} \quad (6)$$

式中:  $Gr_w$  为水的格拉晓夫数;  $Pr_w$  为水的普朗特数;  $g$  为重力加速度,  $m/s^2$ ;  $\alpha_w$  为水的体积膨胀率,  $K^{-1}$ ;  $D$  为水箱直径,  $m$ ;  $\nu_w$  为水的运动黏度,  $m^2/s$ ;  $C$ 、 $n$  为经验系数。

制冷剂侧分为单相(包括过冷及过热态)和两相,单相采用 Dittus 等<sup>[19]</sup>的关联式:

$$Nu_r = 0.023 \times Re_r^{0.8} Pr_r^{0.3}; Re_r \leq 1.2 \times 10^5 \quad (7)$$

$$Nu_r = 1.86 \left( \frac{Re_r \times Pr_r}{l/d} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_r}{\mu_{wall}} \right)^{0.14}; Re_r > 1.2 \times 10^5 \quad (8)$$

式中:  $Re_r$  为制冷剂的雷诺数;  $Pr_r$  为制冷剂的普朗特数;  $d$  为微通道水力直径,  $m$ ;  $\mu_r$ 、 $\mu_{wall}$  分别为制冷剂、壁面的动力黏度,  $Pa \cdot s$ 。

两相态区参考 Koyama 等<sup>[20]</sup>的关联式为

$$Nu_r = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2} \quad (9)$$

式中:  $Nu_F$  为制冷剂强制对流换热部分的努塞尔特数;  $Nu_B$  为制冷剂自然对流换热部分的努塞尔特数。

采用 Zhang<sup>[21]</sup>研究的压降关联式,当制冷剂为单相状态时:

$$\left( \frac{dp}{dl} \right)_{SP} = \frac{2 \times f_{SP} G^2}{dp_{SP}} \quad (10)$$

$$f_{SP} = \frac{16}{Re_{SP}}; Re_{SP} < 2000 \quad (11)$$

$$f_{SP} = \frac{0.079}{Re_{SP}^{-0.25}}; Re_{SP} > 2000 \quad (12)$$

式中:  $f_{SP}$  为单相制冷剂达西摩擦因数;  $G$  为制冷剂质量流量,  $kg/s$ ;  $\rho_{SP}$  为单相制冷剂的密度,  $kg/m^3$ ;  $Re_{SP}$  为单相制冷剂的雷诺数。

制冷剂两相流压降可表示为

$$\varphi^2 = C_{F1} + \frac{3.34 C_{F2}}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (13)$$

$$C_{F1} = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_{SL} f_{SV}}{\rho_{SV} f_{SL}} \quad (14)$$

$$C_{F2} = x^{0.78} (1-x)^{0.24} \left( \frac{\rho_{SL}}{\rho_{SV}} \right)^{0.91} \left( \frac{\mu_{SV}}{\mu_{SL}} \right) \left( \frac{1-\mu_{SV}}{\mu_{SL}} \right)^{0.7} \quad (15)$$

$$We = \frac{G^2 d}{\rho_{TP} \sigma} \quad (16)$$

$$Fr = \frac{G^2}{gd\rho_{TP}} \quad (17)$$

式中:  $\varphi^2$  为两相制冷剂两相倍增系数;  $Fr$  为两相制冷剂弗劳德数;  $We$  为两相制冷剂的韦伯数;  $\rho_{SL}$ 、 $\rho_{SV}$  及  $\rho_{TP}$  分别表示过冷、过热及两相制冷剂的密度,  $kg/m^3$ ;  $x$  为两相制冷剂的干度;  $\sigma$  为两相制冷剂的表面张力,  $N/m$ 。

评价微通道冷凝器性能时,应综合考虑冷凝器的换热系数( $h_{setting}$ )及压降( $\Delta p$ )对整体换热性能的影响,Zhang 等<sup>[22]</sup>定义了参数  $E$  作为一个评价换热器传热效率的指标,其公式为

$$E = \frac{\overline{h}_{setting}}{\overline{h}_{base}} \frac{\Delta p_{base}}{\Delta p_{setting}} \quad (18)$$

式中:  $E$  为定义的评价指标;  $\overline{h}_{base}$ 、 $\overline{\Delta p}_{base}$  在本文中分别假设为三流程微通道冷凝器的平均传热系数( $W/(m^2 \cdot K)$ )和平均压降( $kPa$ );  $\overline{h}_{setting}$ 、 $\overline{\Delta p}_{setting}$  分别为设定流程的平均传热系数( $W/(m^2 \cdot K)$ )和平均压降( $kPa$ )。  $E$  的数值越大说明该流程方案下的冷凝器平均传热系数更大且平均压降更小,整体热力性能更佳,因此  $E$  的数值应越大越好。微通道冷凝器模型主要参数如表 1 所示。

### 3 模拟方法与实验验证

本文利用 MATLAB 建立水箱外微通道冷凝器的准稳态模型数学模型,制冷剂物性参数调用 REFPROP9.1 软件包。流程如图 5 所示。首先,输入制冷剂种类、微通道冷凝器的结构参数、冷凝器进口温度、进口压力、质量流量以及初始水温等初始条件。在每个时间步长内对制冷剂干度是否在 0~1 范围之内进行判断,进而判断出制冷剂处于过冷、过热还是两相状态。两相状态下,首先通过假设壁面温度以及计算网格的出口干度,计算出该计算网格内的换热量并迭代出准确的出口干度。单相状态下,通过假设壁面温度对制冷剂侧换热量进行计算,通过能量守恒方程得到水侧换热量,迭代后得到准



表1 模型主要参数

Table 1 Main parameters of the model

装置	参数	值	装置	参数	值
水箱	初始水温/°C	15	微通道冷凝器	扁管数/根	42
	设定水温/°C	55		流程排布	16—11—9—6
	容积/L	200		扁管长度/mm	1 185
	水箱内径/mm	412		扁管宽度/mm	16
	水箱高度/mm	1 580		扁管内微通道尺寸/mm × mm	1 × 2
			扁管内微通道数/根	18	

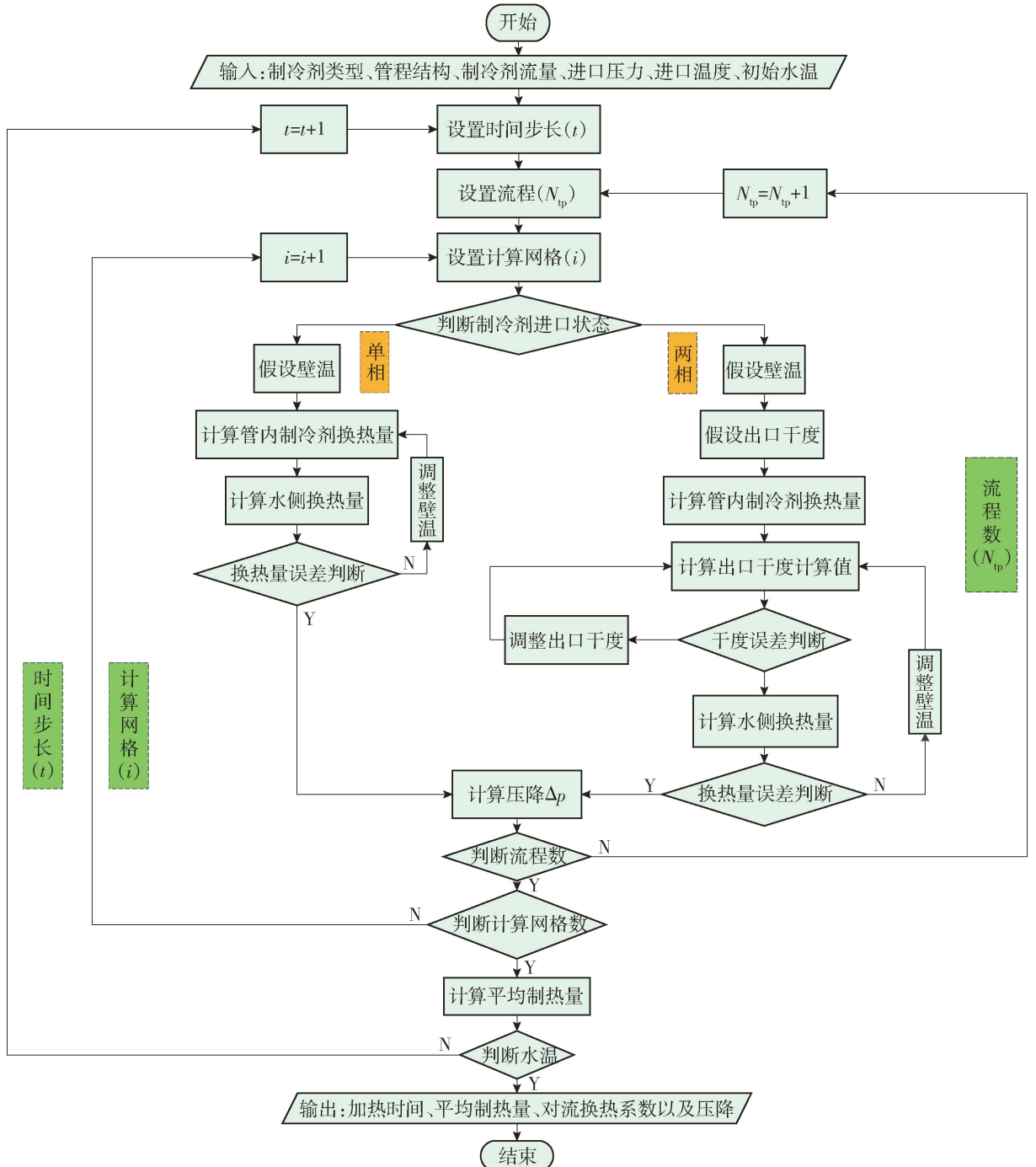


图5 微通道冷凝器计算流程

Fig. 5 Flow chart of microchannel condenser calculation

确的壁面温度并计算压降。前一网格( $i$ )的出口参数作为下一网格( $i + 1$ )的进口参数重复计算,直至该流程计算所有计算网格计算完成。

流程( $N_p$ )计算完成后,流程的出口参数作为下一流程( $N_p + 1$ )的进口参数进行下一流程的程序计算,直至所有流程计算完成。所有流程计算结果叠加,得到一个时间步长( $t$ )内水的上升温度并判断其是否达到设定值,若水温未达到设定值则进入下一个时间步长( $t + 1$ )继续计算,直到水温满足设定值。

为验证模型的准确性,搭建了家用空气源热泵热水器实验装置,制冷剂为 R410A。微通道冷凝器及水箱参数同模型参数一致,其余实验系统部件参数如表 2 所示。依据标准《家用和类似用途热泵热水器》(GB/T 23137—2020)对该装置进行测试,测

试工况干球温度 ( $20 \pm 0.5$ ) $^{\circ}\text{C}$ ,湿球温度 ( $15 \pm 0.5$ ) $^{\circ}\text{C}$ ,图 6、7 分别为实验系统图及实验测试图。

表 2 实验装置部件参数

Table 2 Experimental facility component parameters

装置部件	参数	值
管翅式蒸发器	管排数/根	12 × 2
	管长/mm	760.00
	管间距/mm	23.00
	内径/mm	8.92
	翅片间距/mm	1.40
	翅片数量	508
压缩机	排气量/( $\text{mL} \cdot \text{r}^{-1}$ )	8.80
电子膨胀阀	内径/mm	1.00

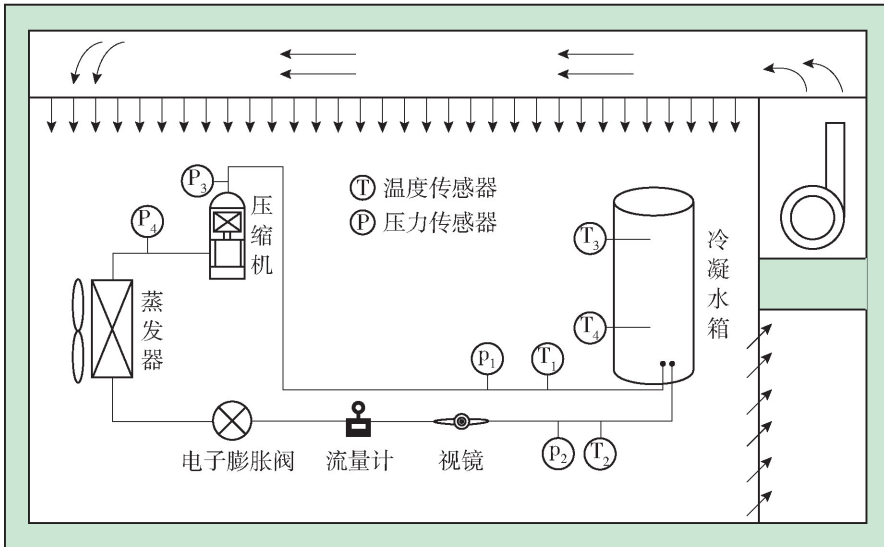


图 6 家用空气源热泵热水器实验系统

Fig. 6 System of household heat pump water heater



图 7 家用空气源热泵热水器实验测试

Fig. 7 Test facility of household air source heat pump water heater

实验过程如下:

- 1) 设定并调节出所需的环境控制室温度。
- 2) 开启加热水系统和循环水供水系统,将水箱内水温控制在初始水温。
- 3) 待环境室及水箱初始水温稳定后,开启实验装置并关闭循环水系统供水阀,同时开启数据采集系统。

图 8 给出了网格数量无关性验证的结果,为加热时间、制热量随计算网格数的变化情况。由图 8 可以看出,随网格数量的增加,观测参数的变化幅度越来越小。每根扁管的计算网格数为 45 与 60 时,两者计算结果误差控制在 3% 以内。为减少计算时间,选择每根扁管计算网格数为 45 作为计算的设定点。

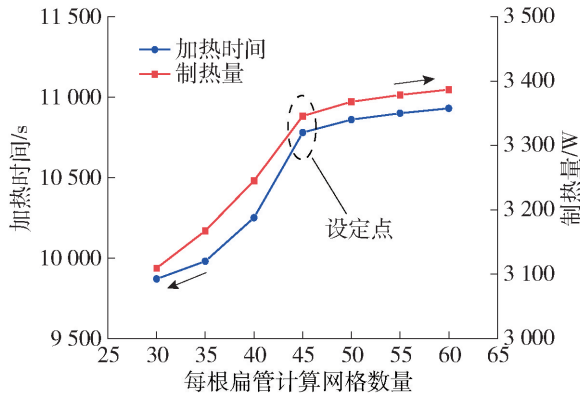


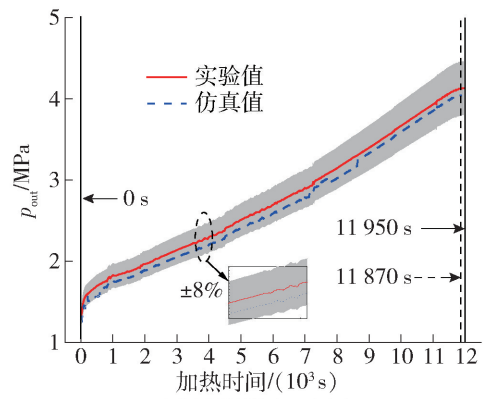
图8 网格无关性验证

Fig. 8 Grid independence validation

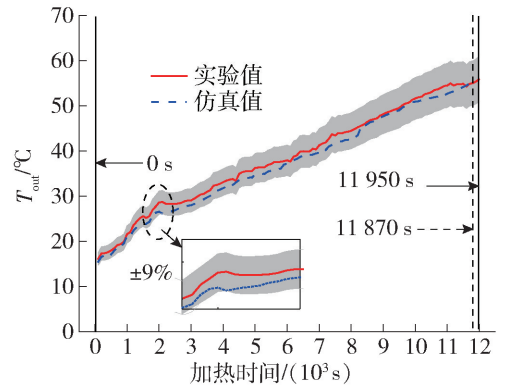
图9所示为微通道冷凝器出口压力、出口温度以及水箱温度仿真和实验值随加热时间的变化关系。仿真结果表明,水箱初始水温从15℃时加热至55℃需要11870 s,而实验测试结果为11950 s,误差相差80 s,误差范围仅在0.67%以内。出口压力的仿真值略小于实验值且误差范围在±8%以内;出口温度除了加热初期系统运行不稳定造成了冷凝器出口温度实验值有一定波动外,仿真值与实验值误差控制在±9%以内;水箱温度实验和仿真值随加热时间的变化关系误差较小,控制在±4%。

#### 4 模拟结果与分析

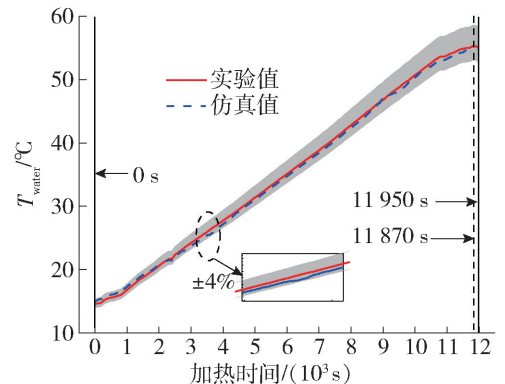
基于验证后的微通道冷凝器及水箱数学模型,对微通道冷凝器的流程排布方式及扁管内微通道对冷凝器整体性能的影响进行了分析。在分析过程中应作出以下结构限制:1)流程数不应小于3,不应大于6;2)前一流程中扁管数量应大于等于后一流程中扁管数量;3)任一流程中扁管根数应介于6~16根。对三流程、四流程、五流程及六流程微通道冷凝器进行计算,该4种流程排布共有87种组合方式,从每个定流程方案中选取最优化的流程排



(a) 冷凝器出口压力



(b) 冷凝器出口温度



(c) 水箱温度

图9 仿真及实验结果对比

Fig. 9 Comparison of simulation and experimental results

布方案来代替该流程的布置,具体数据如表3所示。

表3 流程排布方案

Table 3 Plan of tube pass lay out

编号/流程数	流程排布	平均换热量 $Q/W$	平均换热系数 $\bar{h}_{\text{setting}}/$ $(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	平均压降 $\Delta p_{\text{setting}}/$ $kPa$	评价指标 $E$
#1/3	16—14—12	3 332.76	432.07	17.85	1.000
#2/4	16—11—9—6	3 345.68	469.86	18.68	1.039
#3/5	12—9—8—7—6	3 347.68	478.76	33.69	0.587
#4/6	10—8—6—6—6—6	3 351.60	480.62	46.85	0.424

图 10 所示为不同流程排布方案下的微通道冷凝器的平均换热系数 ( $\bar{h}_{\text{setting}}$ )、平均压降 ( $\Delta\bar{p}_{\text{setting}}$ ) 及评价指标 ( $E$ ) 的变化情况。由表 3 及图 9 可知, 流程数最少的三流程结构其平均换热量为 3 332.76 W, 平均换热系数为 432.07 W/(m<sup>2</sup>·K), 平均压降为 17.85 kPa; 流程数最多的六流程结构其平均换热量为 3 351.60 W, 平均换热系数为 480.62 W/(m<sup>2</sup>·K), 平均压降为 46.85 kPa; 系统的平均换热量越多, 平均压降也越大; 六流程结构的平均换热量及平均换热系数较三流程分别提升了 0.57%、11.2%, 而平均压降却提升了 162%, 导致其评价指标较三流程微通道冷凝器降低了 0.576。平均换热量及平均换热系数虽然均有所增大, 但增大幅度较小。这是由于流程数的增加增大了制冷剂在管内的扰动程度, 使其进一步强化换热; 同时制冷剂的流动阻力增大, 导致其平均压降的增长。在经过  $E$  的综合评价后, 发现采用三流程或四流程能保证换热能力同时避免压降过大。而制冷剂一般在集流管内同侧进出且四流程结构的  $E$  略大于三流程结构, 所以微通道冷凝器的流程排布应当采用四流程结构。

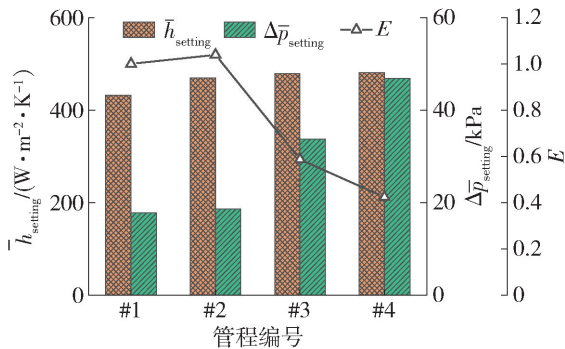


图 10 流程排布性能对比

Fig. 10 Comparison of tube pass lay out capacity

扁管内微通道的数量、截面尺寸也会对微通道冷凝器的整体性能产生影响, 设计了 5 组不同数量及截面尺寸的微通道冷凝器模型, 研究其对换热量及压降的影响。具体方案及结果如表 4 所示。

扁管内微通道截面尺寸保持不变, 随着微通道数量的增加, 平均换热量及平均压降减小。这是因为微通道数量的增加使得换热器总截面面积增大, 制冷剂流经截面流速减小, 使得换热量减弱; 而压降的变化是因为制冷剂流速所带来的沿程阻力的变化。流速越大, 沿程阻力越大, 进而导致冷凝器平均压降的增大。当扁管内微通道总截面尺寸不变, 改变扁管内微通道的数量时, 随着微通道数量的增加,

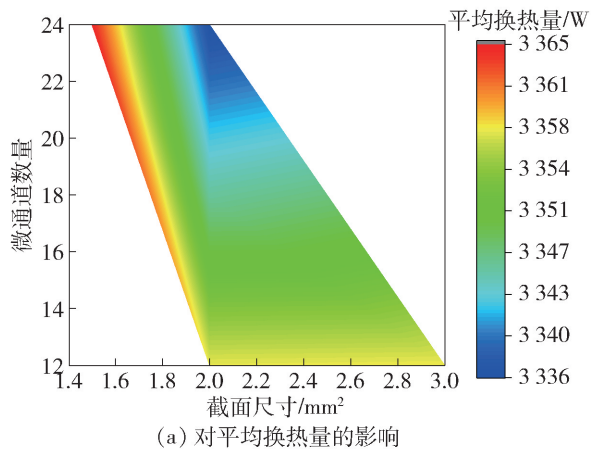
表 4 扁管设计方案

Table 4 Plan of pipe design

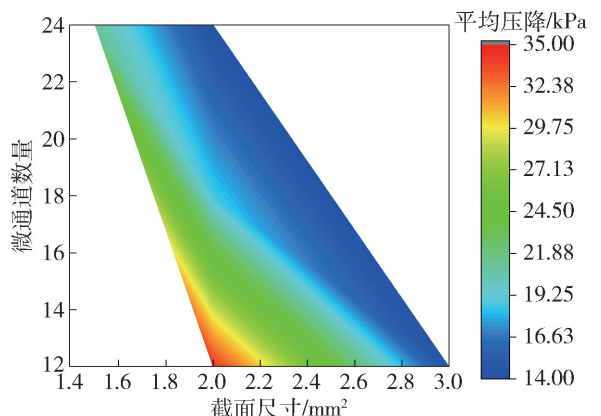
编号	微通道数量	截面尺寸/(mm × mm)	平均换热量 $Q/W$	平均压降 $\Delta p/kPa$
1	18	1.0 × 2.0	3 345.68	18.68
2	12	1.0 × 2.0	3 357.54	34.25
3	24	1.0 × 2.0	3 336.13	14.17
4	12	1.5 × 2.0	3 357.74	14.47
5	24	1.5 × 1.0	3 364.98	21.09

微通道冷凝器的平均换热量及平均压降与之呈现正增长的关系。微通道数量的增加, 使得制冷剂侧换热面积计算时当量直径减小, 湿周增加, 因此更利于进行换热, 同时数量的增加导致了摩擦表面积的增加, 进而使压降增大。

图 11 所示为微通道数量及截面尺寸对于微通道冷凝器平均换热量及平均压降的影响云图, 由云图中趋势可以看出, 在工艺流程允许的情况下截面



(a) 对平均换热量的影响



(b) 对平均压降的影响

图 11 扁管参数对微通道冷凝器的影响云图

Fig. 11 Contour of influence of tube parameters on micro-channel condenser



尺寸范围应该控制在  $1.6 \sim 2.6 \text{ mm}^2$ , 每根扁管内微通道根数应控制在  $16 \sim 24$ 。这样既可以保证微通道冷凝器的平均换热量, 又不会造成平均压降过大的问题。

## 5 结论

本文建立了家用空气源热泵热水器的微通道冷凝器仿真模型, 并通过实验证明了其精度在可接受范围内, 仿真结果得到的结论如下:

1) 随着微通道冷凝器流程数的增加, 平均换热量、平均换热系数和平均压降均增大, 六流程结构较三流程分别增大了  $0.57\%$ 、 $11.2\%$ 、 $162\%$ 。

2) 微通道冷凝器的流程排布在上述流程结构中四流程结构的评价指标  $E$  较好, 能够保证平均换热量的同时避免了压降过大的问题, 保持了微通道冷凝器的最佳性能。

3) 当采用 R410A 作为制冷剂时, 微通道冷凝器扁管内的微通道截面尺寸范围应该在  $1.6 \sim 2.6 \text{ mm}^2$ , 每根扁管内微通道  $16 \sim 24$  根。

## 参考文献:

[1] 张涛. 《2030年前碳达峰行动方案》解读[J]. 生态经济, 2022, 38(1): 9-12.

ZHANG T. Interpretation of the action plan for carbon peaking before 2030 [J]. Ecological Economy, 2022, 38(1): 9-12. (in Chinese)

[2] WILLEM H, LIN Y, LEKOCV A. Review of energy efficiency and system performance of residential heat pump water heaters [J]. Energy & Buildings, 2017, 143: 191-201.

[3] WEI C, LIANG S, GUO Y, et al. Investigation on the thermal performance and optimization of a heat pump water heater assisted by shower waste water [J]. Energy and Buildings, 2013, 64: 172-181.

[4] CHUA K J, CHOU S K, YANG W M. Advances in heat pump systems: a review [J]. Applied Energy, 2010, 87(12): 3611-3624.

[5] HAKKAKI-FARD A, AIDOUN Z, OUZZANE M. Improving cold climate air-source heat pump performance with refrigerant mixtures [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 78: 695-703.

[6] 张雷, 王芳, 王珂, 等. HFO-1234ze 在空气源热泵热水器中替代 R417A、R22 的研究[J]. 制冷学报, 2014, 35(3): 102-108.

ZHANG L, WANG F, WANG K, et al. Research on

HFO-1234ze replacing R417A and R22 used in HPWH [J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(3): 102-108. (in Chinese)

[7] 范晓伟, 郭壮雨, 巨福军, 等. R32/R290 混合制冷剂用于热泵热水器系统循环性能分析[J]. 低温与超导, 2016, 44(4): 62-66.

FAN X W, GUO Z Y, JU F J, et al. Thermodynamic analysis of heat pump water heater using R32/R290 mixtures as refrigerant [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2016, 44(4): 62-66. (in Chinese)

[8] 嵇天炜, 陶乐仁, 虞中旸, 等. 不同电子膨胀阀控制方式下空气源热泵热水器性能[J]. 制冷学报, 2019, 40(6): 70-77.

JI T W, TAO L R, YU Z Y, et al. Performance of an air source heat pump water heater using different electronic expansion valve control methods [J]. Journal of Refrigeration, 2019, 40(6): 70-77. (in Chinese)

[9] 虞中旸, 陶乐仁, 袁朝阳. 热泵热水器中电子膨胀阀节流特性的试验研究[J]. 热能动力工程, 2018, 33(9): 79-85.

YU Z Y, TAO L R, YUAN C Y. Experimental study on throttling characteristic of electronic expansion valve in heat pump water heater [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(9): 79-85. (in Chinese)

[10] 孙成龙, 杨磊, 杜顺祥, 等. 一种高温热泵热水器控制平台的搭建和算法研究[J]. 家电科技, 2018(2): 38-41.

SUN C L, YANG L, DU S X, et al. Construction and algorithm research of a high temperature heat pump water heater control platform [J]. Journal of Appliance Science & Technology, 2018(2): 38-41. (in Chinese)

[11] 王生软, 时阳, 武秋俊, 等. 空气源热泵热水器冬季性能实验研究[J]. 制冷, 2007, 26(3): 10-12.

WANG S R, SHI Y, WU Q J, et al. The performance experiment of air-source heat pump water heater working in winter [J]. Refrigeration, 2007, 26(3): 10-12. (in Chinese)

[12] PENG J W, LI H, ZHANG C L. Performance comparison of air-source heat pump water heater with different expansion devices [J]. Applied Thermal Engineering: Design, Processes, Equipment, Economics, 2016, 99: 1190-1200.

[13] TANGWE S L, SIMON M. Comparison of the operation performance of split and integrated type air source heat pump water heater via modelling and simulation [J].

- Thermal Science & Engineering Progress, 2018, 8: 355-369.
- [14] 赵晓丹, 苏之勇, 张超, 等. 补气技术对低温型空气源热泵热水器性能的影响[J]. 低温与超导, 2019, 47(10): 72-76.  
ZHAO X D, SU Z Y, ZHANG C, et al. Effect of vapor injection technology on performance of low temperature air source heat pump water heater [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2019, 47 ( 10 ): 72-76. ( in Chinese)
- [15] 刘恒, 李舒宏, 杜明浩, 等. 外绕微通道冷凝盘管结构对热泵热水器性能的影响[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2021, 52(6): 1854-1864.  
LIU H, LI S H, DU M H, et al. Influence of wrapped-tank mini-channel condenser structure on performance of heat pump water heater [J]. Journal of Central South University ( Science and Technology ), 2021, 52 ( 6 ): 1854-1864. ( in Chinese)
- [16] 林旭. 分液冷凝在空气源热泵热水器的应用研究[D]. 广州: 广东工业大学, 2020.  
LIN X. Research on application of liquid-vapor separation in air source heat pump water heater [D]. Guangzhou: Guangdong University of Technology, 2020. ( in Chinese)
- [17] 张俊杰, 曹磊, 程丽薇. 冷凝换热器在空气能热泵热水器中的优化设计[J]. 给水排水动态, 2010(5): 2.  
ZHANG J J, CAO L, CHENG L W. Optimization design of condensing heat exchanger in air energy heat pump water heater [J]. Water Supply and Drainage Behavior, 2010(5): 2. ( in Chinese)
- [18] BO S, KASHIF N, VAN B, et al. Development and validation of quasi-steady-state heat pump water heater model having stratified water tank and wrapped-tank condenser [J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 87: 78-90.
- [19] DITTUS F W, BOELTER L. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type [J]. International Communications in Heat & Mass Transfer, 1985, 12(1): 3-22.
- [20] KOYAMA S, KUWAHARA K, NAKASHITA K, et al. An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multi-port extruded tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(4): 425-432.
- [21] ZHANG M. A new equivalent Reynolds number model for vapor shear-controlled condensation inside smooth and micro-fin tubes [D]. State College: The Pennsylvania State University, 1998.
- [22] ZHANG X, JIN Z, JI H, et al. Heat transfer enhancement and pressure drop performance for R417A flow boiling in internally grooved tubes [J]. Energy, 2015, 86: 446-454.

(责任编辑 张 蕾)