

文章编号:0253-4339(XXXX)XX-0001-11
doi: 10.12465/issn.0253-4339.20250704001

遗传算法驱动冷凝器仿真模型的快速预测

王成¹ 蒲亮² 袁封明¹ 柳高¹ 朱清¹ 段吉如¹ 王昕杨² 刘光弟² 陈雨² 苏唯询³

(1 宁波奥克斯电气有限公司 宁波 315100; 2 西安交通大学能源与动力工程学院 西安 710049;

3 奥克斯集团有限公司 宁波 315100)

摘要 冷凝器作为制冷与热泵系统中的关键部件,其性能的快速、准确预测对于系统的选型与优化设计具有重要意义。针对现有冷凝器性能计算方法(如计算流体力学仿真与实验测试)存在计算效率低、周期长等问题,本文提出一种基于遗传算法与冷凝器仿真模型相结合的优化方法,对单相区的传热关联式中的关键参数进行修正,从而提升模型预测精度。研究表明:在该优化方法下,板式冷凝器和翅片管冷凝器的过冷度平均绝对误差分别为 1.83 °C 和 2.23 °C。此外,基于 32 组宽工况实验数据的验证结果显示,换热量与制冷剂出口温度的平均相对误差均控制在 5% 以内。该方法在一定程度上提升了冷凝器仿真模型的预测精度,为制冷系统的快速仿真与工程应用提供了有效的技术支持。

关键词 冷凝器;热力学模型;遗传算法;快速预测

中图分类号: TK011;TK112

文献标识码: A

Genetic Algorithm-Enabled Rapid Prediction of Condenser Simulation Models

Wang Cheng¹ Pu Liang² Yuan Fengming¹ Liu Gao¹ Zhu Qing¹ Duan Jiru¹ Wang Xinyang²
Liu Guangdi² Chen Yu² Su Weixun³

(1. Ningbo Aux Electric Co., Ltd., Ningbo, 315100, China; 2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China; 3. AUX Group Co., Ltd., Ningbo, 315100, China)

Abstract Condensers, a critical component in refrigeration and heat pump systems, require rapid and accurate performance prediction, which is crucial for system selection and design optimization. Conventional condenser performance evaluation methods, such as computational fluid dynamics simulations and experimental testing, suffer from computational inefficiency and prolonged cycle times. To address their technical limitations, this study developed a synergistic optimization framework integrating genetic algorithms with the simulation modes of the condenser. This approach refined the heat transfer correlations in the single-phase region to enhance the predictive accuracy of the model. The results show that under this optimization method, the average absolute errors in the degree of under subcooling for the plate and finned tube condensers are 1.83 °C and 2.23 °C, respectively. In addition, validation results based on 32 sets of experimental data covering a wide range of operating conditions showed that the average relative errors for both the heat transfer capacity and outlet temperature of the refrigerant were maintained within 5%. This method improved the prediction accuracy of simulation models to some extent, providing effective technical support for the rapid simulation and engineering applications of refrigeration systems.

Keywords condenser; thermodynamic model; genetic algorithm; fast prediction

冷凝器作为制冷与热泵系统中的能量枢纽,其传热效率与结构设计直接影响系统的 COP(性能系数, coefficient of performance)及运行稳定性,是实现“双碳”目标的关键技术支撑之一^[1-2]。当前在冷凝器性能预测领域主要存在 2 类方法:一类是基于 CFD(计算流体力学, computational fluid dynamics)的三维流固耦合仿真技术,依托 Navier-Stokes 方程构建多物理场模型,能够精确解析冷凝器内部的湍流脉动与相变传质过程,具有较高的预测精度^[3-4]。然而,该方法需处理复杂的边界层网格划分与多相流耦合计

算,单一工况下的仿真计算时间较长,难以满足工程中对快速建模的需求。另一类方法是基于分布参数法的一维热力学模型,通过节点离散化可将计算时间压缩至分钟级,具备良好的计算效率^[5]。但由于该模型普遍采用均相流假设,并依赖于经验关联式,导致其在变工况条件下的预测误差一般超过 15%,在工程应用中受到一定限制。因此,亟需构建一种兼具计算速度与精度的冷凝器仿真模型,以实现其流动与传热性能的快速准确预测。

换热器内制冷剂的流动过程通常分为两相流动

传热和单相流动传热2个阶段,传热关联式的选择对于准确预测冷凝器性能起到关键作用。由于两相流动中的流动结构和传热机理极为复杂,目前该领域仍主要依赖大量实验数据拟合出的传热关联式来估算传热系数。尾花英朗^[6]指出,平板表面的冷凝传热可类比处理为垂直平板上的膜状冷凝过程,且当传热表面存在波纹结构时,其传热系数可提高约20%~30%,实际工程计算中常取放大系数为1.25。天津大学的Wang Zhongzheng等^[7]在研究中引入了蒸汽高速流动下冷凝液膜的相对无量纲厚度参数 H ,显著降低了传热曲线点的离散度,提高了预测的稳定性与准确性。Zhang Ji等^[8]选取7种不同工质,在较宽的冷凝温度范围内开展实验,综合考虑液气密度比与邦德数(Bd)2个无量纲参数,建立了适用于多工况条件下的冷凝传热新型关联式,其传热系数的预测误差为8.9%。在翅片管管内两相流动传热领域,常见的关联式包括Cavallini^[9]和Yu^[10]等。其中Cavallini关联式的研究表明,流体类型、质量流量、饱和温度、干度和换热器的几何结构对传热系数有显著影响。

在单相湍流传热研究中,Dittus-Boelter公式^[11]与Gnielinski公式^[12]是最经典的传热关联式。Dittus-Boelter公式奠定了湍流核心区传热预测的基础框架,

而Gnielinski公式在此基础上引入摩擦因子 f ,实现了流动与传热过程的耦合建模,显著提升了模型的预测精度。随后,针对不同类型的换热器结构及其运行工况,研究人员在上述关联式的基础上引入多种修正项,以增强其适应性与通用性,从而更准确地实现传热性能的预测。以板式换热器为例,F. Rene等^[13-14]学者对相同波纹角度下的人字形板片传热关联式进行了修正,通过拟合常数项与雷诺数(Re)指数项,提高了模型的预测精度。B. Thonon^[15]对4种不同波纹角的人字形板片进行了系统研究,针对不同几何特征的板片分别建立了具有独立参数的关联式,显著提升了模型的适用性。A. Muley等^[16]则综合考虑了人字形板片的3种不同布置形式,提出引入波纹角与表面放大系数作为影响因素,构建了适用于单相水流动的努塞尔特数(Nu)经验关联式。白书诚等^[17]基于数值模拟方法,采用等速法对 $Nu-Re$ 关系进行了拟合,其模拟结果与实验数据的相对误差控制在10%以内,验证了方法的有效性。表1列出了常用换热器内单相流传热的关联式,虽然不同换热器类型和几何结构对应的传热关联式有所差异,但大多数为Dittus-Boelter公式的衍生形式。

表1 常见的冷凝器内单相传热的关联式

Tab.1 Common correlations for single-phase heat transfer in condenser

序号	提出者	换热器类型	传热关联式
1	F. W. Dittus and L. M. K. Boelter ^[11]	翅片管换热器	$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n$
2	V. Gnielinski ^[12]	翅片管换热器	$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}\left(Pr^{2/3} - 1\right)}$
4	B. Thonon ^[15]	板式换热器	$Nu = 0.2946Re^{0.7}Pr^{1/3}$
3	H. Kumar ^[18]	板式换热器	$Nu = 0.348Re^{0.663}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$
5	R. A. Buonopane等 ^[19]	板式换热器	$Nu = 0.2536Re^{0.65}Pr^{0.4}$
6	K. Okada等 ^[20]	板式换热器	$Nu = 0.327Re^{0.65}Pr^{0.4}$
7	L. Kovalenko等 ^[21]	板式换热器	$Nu = 0.46Re^{0.53}Pr^{1/3}$

上述研究表明:制冷剂两相流传热关联式的预测精度受到换热器类型、几何结构、运行工况及制冷剂种类等多种因素的影响,导致其通用性和跨场景适用性受限。相比之下,单相流传热关联式多采用Dittus-Boelter公式或其衍生形式,具有统一的无量纲表达式框架,不同换热器类型间的差异仅体现在系数和幂指数的取值上,如表1所示。为了提高换热器仿真模型的预测精度和泛化能力,本研究提出遗传

算法-仿真模型协同标定策略,通过将遗传算法的全局寻优能力集成到换热器仿真模型,对单相区传热关联式中的关键参数进行自适应标定,突破传统试错法的局限,可在保证计算效率的前提下,实现不同几何构型的换热器仿真模型的快速校准。

1 模型描述

本研究以水冷板式冷凝器和风冷翅片管冷凝器

为研究对象,基本结构如图1所示。根据已知的几何结构和运行工况(包括制冷剂入口温度、压力及流量等),采用分区分段法进行计算。该方法的工作原理如下:首先,根据制冷剂在冷凝器中的流动状态,将其划分为过热区、两相区和过冷区。其中,过热区和过冷区根据温度对其进行微元段划分并进行计算,而两相区则根据干度对其进行微元段划分并计算。各微元段的计算采用集总参数法,状态参数采用其平均值进行计算。2类换热器的几何尺寸如表2所示。

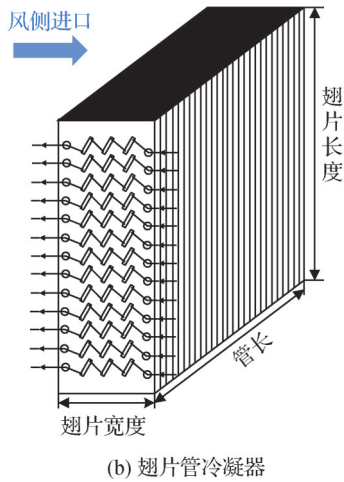
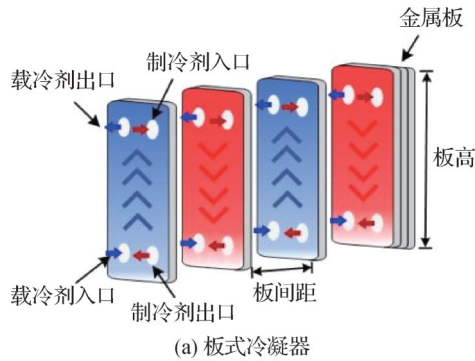


图1 板式冷凝器和翅片管冷凝器

Fig.1 The plate and finned-tube condensers

2 模型构建

由于冷凝器通常在稳态或亚稳态条件下运行,为了提高计算效率,本研究作以下假设:

- 1)假设流体和空气在冷凝器内部均匀分布;
- 2)假设冷凝器保温效果良好,与外界无额外热交换;
- 3)假设流体沿管长方向流动,忽略径向和轴向的变化;
- 4)忽略辐射传热的影响;
- 5)假设制冷剂与载冷剂侧的流动为逆流。

表2 所研究冷凝器的几何尺寸

Tab.2 Geometric dimensions of the studied condensers

类型	参数	数值
板式冷凝器	板宽度/mm	121
	板的有效长度/mm	255
	板厚度/mm	0.79
	板间距离/mm	0.70
翅片管冷凝器	换热管类型	Cu
	换热管内径/mm	7.0
	垂直管间距/mm	19.1
	水平管间距/mm	22.0
	翅片厚度/mm	0.095
	翅片宽度/mm	19.05
	翅片高度/mm	1 276
	每排管数/个	58
排数	2.5	

2.1 数学模型

冷凝器内的传热方程式为:

$$Q = KA\Delta t_m \quad (1)$$

式中: K 为传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; F 为传热面积, m^2 ; Δt_m 为两股流体之间的平均温差, $^\circ C$ 。传热系数 K 的表达式如下:

$$\frac{1}{K} = \left(\frac{1}{\alpha_1} + r_1\right) + \left(\frac{1}{\alpha_2} + r_2\right) + \frac{\delta}{\lambda} \quad (2)$$

式中: δ 为厚度, m ; λ 为导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; α_1 和 α_2 分别为两侧的对流传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; r_1 和 r_2 为两侧的污垢热阻, $m^2 \cdot ^\circ C/W$ 。

板式冷凝器内的热平衡方程式为:

$$Q = m_1(h_{1,in} - h_{1,out}) = m_2(h_{2,out} - h_{2,in}) \quad (3)$$

式中: m_1 和 m_2 分别为制冷剂和载冷剂的质量流量, kg/s ; h 为流体的比焓, J/kg ; 下标1表示制冷剂;2表示载冷剂;in表示入口;out表示出口;

单相区的传热关联式为:

$$Nu = CRe^n Pr^m \quad (4)$$

式中: C , n 和 m 的取值与冷凝器的几何结构和运行工况有关。

对于板式冷凝器的两相凝结传热,采用Zhang Ji等^[8]提出的实验关联式,通过引入液相与气相的密度比及邦德数(Bd),描述制冷剂在板内的流动传热现象。

$$\alpha = 0.4703Re_{eq}^{0.5221} Pr_1^{1/3} Bd^{0.1674} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.2126} \left(\frac{k_l}{D_e}\right) \quad (5)$$

$$Re_{eq} = G \left[1 - x + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \right] \frac{D_e}{\mu_l} \quad (6)$$

$$Bd = g(\rho_l - \rho_v) \frac{D_e^2}{\sigma} \quad (7)$$

式中： Re_{eq} 为等效雷诺数； Bd 为表面张力的无量纲数； ρ_l 和 ρ_v 分别为制冷剂的饱和液相和饱和气相密度， kg/m^3 ； k_l 为液相的导热系数， $W/(m \cdot K)$ ； D_e 为当量直径， m ； m 为制冷剂的质量流量， kg/s ； x 为制冷剂的干度； g 为重力加速度， m/s^2 ； σ 为表面张力， N/m 。

对于翅片管冷凝器的两相凝结换热，采用J. Yu等^[10]提出的关联式进行计算：

$$\alpha = \varepsilon Nu \frac{\lambda_l}{D_e} \quad (8)$$

式中： ε 为修正系数； D_e 为当量直径， m 。

Nu 的计算如下：

$$Nu = (Nu_l^2 + Nu_b^2)^{0.5} \quad (9)$$

其中， Nu_l 的计算如下：

$$Nu_l = \frac{0.152(0.3 + 0.1Pr_l^{1.1})Re_l^{0.68}\Phi_v}{X_u} \quad (10)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_e}{\mu_l} \quad (11)$$

$$\Phi_v = 1.1 + 1.3(Fr_e X_u)^{0.33} \quad (12)$$

$$Fr_e = \frac{G}{(\rho_v(\rho_l - \rho_v)gD_e)^{0.5}} \quad (13)$$

$$X_u = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (14)$$

式中： Re_l 为液相雷诺数； Φ_v 为两相倍增系数； Fr_e 为弗劳德数； X_u 为Martinelli数； G 为质量流速， $kg/(m^2 \cdot s)$ ； μ 为动力黏度， $Pa \cdot s$ ；下标 l 和 v 分别表示饱和液相和饱和气相。

Nu_b 的计算如下：

$$Nu_b = 0.725 \left(\frac{d\varepsilon}{D_e} \right)^{-0.25} H(\beta) \left(\frac{Ga_e Pr_l}{Ph} \right)^{0.25} \quad (15)$$

$$Ga_e = \frac{g\rho_l^2 D_e^3}{\mu_l^2} \quad (16)$$

$$H(\beta) = \beta + [10(1-\beta)^{0.1} - 8]\beta^{0.5}(1-\beta^{0.5}) \quad (17)$$

$$\beta = \left\{ 1 + \frac{\rho_l}{\rho_v} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left[0.4 + 0.6 \left(\frac{\rho_l + 0.4 \frac{1-x}{x}}{\rho_v} \right) \left(\frac{1-x}{x} \right) \right] \right\}^{-1} \quad (18)$$

$$Ph = \frac{c_p \Delta T}{h_{fg}} \quad (19)$$

式中： Ga_e 为格拉晓夫数； d 为管内径， m ； D_e 为当量直

径， m ； H 为修正系数； β 为空泡系数； Ph 为相变系数； h_{fg} 为制冷剂饱和气态焓与饱和液态焓的差值， J/kg 。

空气侧的传热系数采用D. Bacellar等^[22]研究中修正的关联式进行计算。

$$h = \frac{jG_{max}c_p}{Pr^{2/3}} \quad (20)$$

$$j = C_1 Re_{D_c}^{j_1} N^{j_2} \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{j_3} \left(\frac{P_t}{D_e} \right)^{j_4} \left(\frac{P_l}{D_e} \right)^{C_2} \quad (21)$$

$$J_1 = C_3 + \frac{C_4 N}{\ln(Re_{D_c})} + C_5 \ln \left(N \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{C_6} \right) \quad (22)$$

$$J_2 = C_7 + \frac{C_8}{\ln(Re_{D_c})} \left(\frac{P_t}{D_e} \right)^{C_9} \quad (23)$$

$$J_3 = C_{10} + \frac{C_{11} N}{\ln(Re_{D_c})} \quad (24)$$

$$J_4 = C_{12} + C_{13} \ln \left(\frac{Re_{D_c}}{N} \right) \quad (25)$$

式中： j 为Coburn因子； G_{max} 为速度最快截面处的质量通量， $kg/(m^2 \cdot s)$ ； c_p 为空气侧的比定压热容， $J/(kg \cdot K)$ ； Pr 为普朗特数； F_p 为翅片间距， m ； P_t 为沿空气流动方向的管间距， m ； P_l 为垂直于空气流动方向的管间距， m ； D_c 为翻边直径，其定义为管外径与两倍翅片厚度之和， m ； D_e 为当量直径， m ； N 为沿气流方向的排数； $C_1 \sim C_{13}$ 为实验系数。

2.2 计算过程

本研究基于Python语言开发了冷凝器性能仿真计算平台，其中制冷剂与载冷剂的热物理性质通过Cool Prop 6.4.4物性库进行调用，当换热器为板式冷凝器时，载冷剂为水；当换热器为翅片管冷凝器时，载冷剂为湿空气。根据能量守恒原理，分别构建了水冷板式冷凝器和风冷翅片管冷凝器的计算程序。尽管二者所选用的关联式有所不同，但迭代求解过程相同，如图2所示。具体求解过程如下：

1) 输入计算参数，包括冷凝器的几何参数和运行工况。运行工况包括制冷剂进口温度、压力和流量等；

2) 计算各区的换热量：假设制冷剂过冷度 t_{sc} ，并根据式(3)计算过热区、两相区和过冷区的换热量；

3) 计算各区的比例，利用传热关联式计算过热区、两相区和过冷区制冷剂和载冷剂侧的传热系数，然后根据式(1)和式(2)计算单位面积的换热量，进而得出各区的传热面积；

4) 迭代计算过冷度，根据过冷区的换热量得到新的过冷度 t_{sc1} ；当 t_{sc} 和 t_{sc1} 之间的相对误差小于1%时，计算完成收敛并输出过冷度；否则，重新假设过冷度并重复上述操作，直到达到收敛要求；

5)输出计算结果,包括换热量、制冷剂出口温度和载冷剂流量等性能参数。

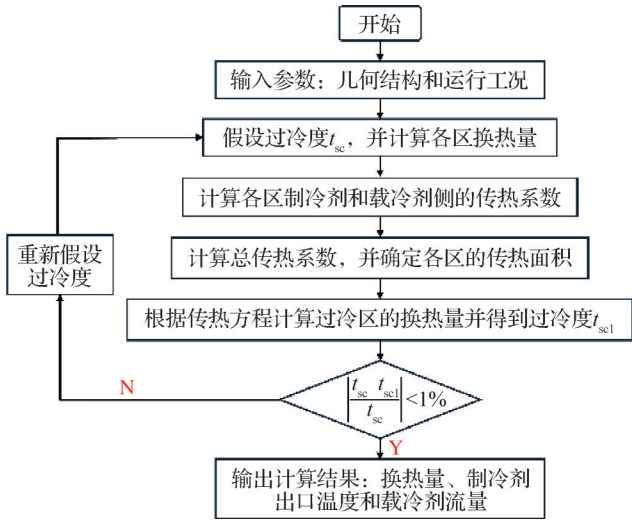


图2 基于能量守恒的迭代求解程序

Fig.2 Iterative solution program based on energy conservation

在求解板式冷凝器性能计算程序之前,需要对其预测准确性进行标定,以往的标定方法通常是在传热关联式的基础上加入修正项,利用实验数据进行调整。然而,虽然复杂的传热关联式能够提升计算精度,但其泛化能力较差。为提高计算模型的精度和泛化能力,本研究选取单相区传热关联式(式(4))中的系数项 C 和幂指数项 n 作为标定对象,并以过冷度预测值和实验值之间的平均绝对误差作为目标函数,旨在确定最佳参数组合,使目标函数的均方误差达到最小。最终,建立了兼具工程适用性和准确性的冷凝器仿真模型。具体计算过程如下:

- 1) 问题定义与编码:将传热关联式中的参数 C 和 n 作为决策变量,并定义各变量的取值范围;
- 2) 初始化种群:随机生成一定规模的初始种群,确保样本覆盖广泛的搜索空间;
- 3) 选取适应度函数:以实验测得的过冷度作为参考,利用仿真模型计算过冷度,并将预测值与实验值之间的均方误差定义为目标函数;
- 4) 更新种群:通过选择、交叉和变异操作,筛选出优秀个体以组成新种群;
- 5) 迭代终止条件:当适应度函数的变化满足收敛要求时,停止迭代。

采用遗传算法优化冷凝器仿真模型的流程图如图3所示。

2.3 微元段无关性验证

在进行仿真计算之前,需要对各区域进行网格

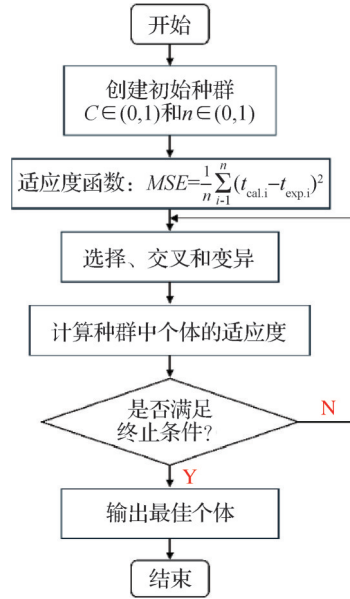


图3 采用遗传算法优化冷凝器仿真模型的流程图

Fig.3 Flowchart of the condenser simulation model is optimized by using the genetic algorithm

无关性验证,以消除离散化误差对计算结果的影响。图4所示为过热区、两相区及过冷区微元段数对换热量的影响。随着微元段数的增加,各区域的换热量逐渐上升;当微元段数分别达到过热区10段、两相区10段和过冷区5段时,换热量趋于稳定,进一步增加微元段数对计算结果的影响较小。因此,过热区、两相区和过冷区的微元段数分别取为10、10和5,以确保计算的准确性和效率。

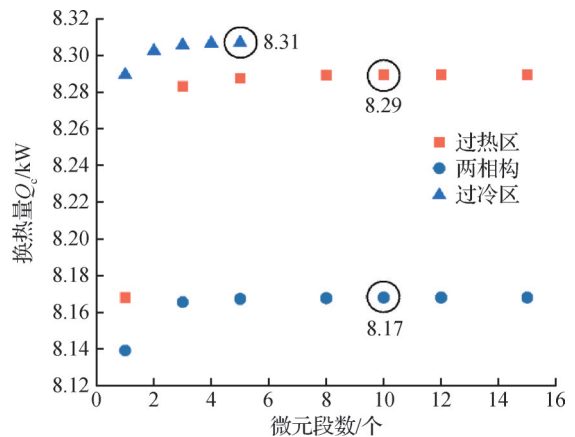


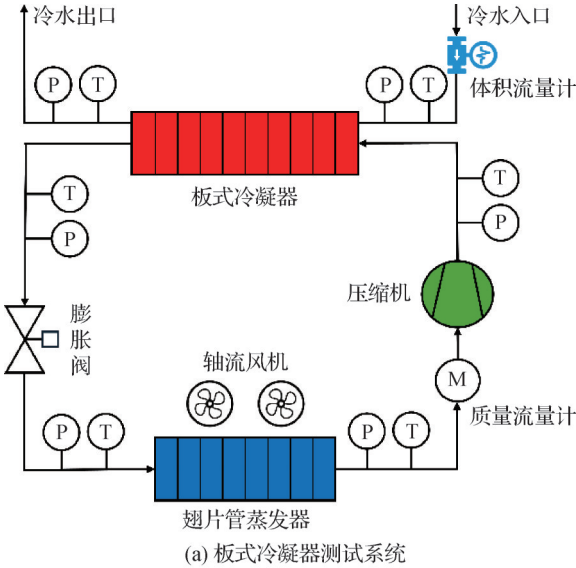
图4 冷凝器内各区的微元段无关性验证

Fig.4 Verification of micro-segment independence in each zone within the condenser

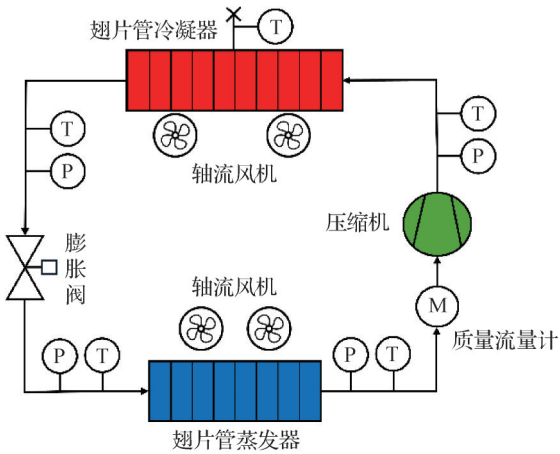
2.4 实验测试台介绍

图5所示为实验测试系统的原理,包括冷凝器(板式冷凝器和翅片管冷凝器)、压缩机、电子膨胀阀和翅片管蒸发器,环境温度为25℃。当对板式冷凝

器进行测试时,采用循环冷却水对制冷剂进行冷却,体积流量计和温度传感器测量冷却水流量和进、出口温度;当对翅片管冷凝器进行测试时,采用轴流风机循环空气对其进行冷却,功率计和温度传感器测量轴流风机的功率和风侧出口温度,表3所示为用于实验测试的各种传感器的详细信息和不确定性。



(a) 板式冷凝器测试系统



(b) 翅片管冷凝器测试系统

图5 实验测试系统原理

Fig.5 Principle of the experimental test system

表3 实验测试系统各传感器的详细信息

Tab.3 Detailed information of each sensor in the experimental test system

参数	类型	不确定度
温度传感器	铂电阻 Pt100	±0.1 °C
压力传感器	电压型	满量程的±0.15%
质量流量计	科式流量计	满量程的±1%
体积流量计	AXG040	±0.15%
输入功率	数字功率计 WT666E	±0.5%
制冷剂充注量	电子秤	±0.01kg

基于表3中实验测试系统传感器的不确定度,用 R. J. Moffat 提出的式(26)和式(27)计算得出换热量的不确定性约为3%^[23]。

$$R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (26)$$

$$\frac{\delta R}{R} = \left(\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (27)$$

2.5 实验测试数据

为验证所建立冷凝器仿真模型的准确性,通过实验测量了板式冷凝器和翅片管冷凝器的性能数据,详见表4和表5。2类换热器的几何尺寸如表2所示。

3 结果和讨论

为验证所提出优化方法的可靠性,本研究选取水冷板式和风冷翅片管冷凝器作为验证对象,进行宽工况范围内的热力性能测试,实验结果详见表4和表5。随后,将优化后的传热关联式重新导入仿真模型进行计算,以评估其适用性和准确性。

3.1 板式冷凝器的优化结果

基于遗传算法 (genetic algorithm, GA) 的全局寻优结果如图6所示,本研究以式(4)中的无量纲关联式系数 C 和指数 n 为优化变量,并以过冷度预测值和实验值之差的 MAE (平均绝对误差, mean absolute error) 作为目标函数。经 182 步迭代后,算法表现出稳定的收敛特性,最终收敛于全局最优解, MAE 为 1.83 °C, 对应的最优参数组合为 $C=0.115$ 和 $n=0.65$ 。与迭代初始值相比,采用该优化方法可显著降低过冷度的绝对误差,从而提高仿真模型的预测精度。

板式冷凝器预测值和实验值的对比如图7所示,通过对比换热量、制冷剂出口温度及冷却水流量3个关键参数的实验数据(表5)发现:1) 换热量的平均相对误差为 1.89% (最大相对误差为 4.63%); 2) 制冷剂出口温度的平均相对误差为 4.62% (最大相对误差为 -10.23%); 3) 冷却水流量的平均相对误差为 1.85% (最大相对误差为 4.45%)。对比分析表明,各参数的预测值与实验值的平均相对误差均控制在 5% 以内,换热量与冷却水流量的最大误差未超过 5%,仅在个别工况点(制冷剂为 R290 时的工况点4)制冷剂出口温度出现 10.23% 的负偏差。总体而言,模型的预测精度较高,能够满足工程应用的要求。

3.2 翅片管冷凝器的优化结果

为验证所提出优化方法的泛化能力,本文对翅片管冷凝器的仿真模型进行了优化,如图8所示。遗传算法在迭代至第 176 步时收敛至全局最优解,此时

表4 水冷板式冷凝器的运行工况和实验数据

Tab.4 Operating conditions and experimental data of water-cooled plate condensers

制冷剂	序号	$T_c/^\circ\text{C}$	$T_{r,in}/^\circ\text{C}$	$m_f/(\text{kg/h})$	$T_{w,in}/^\circ\text{C}$	$T_{w,out}/^\circ\text{C}$	Q/kW	$m_w/(\text{m}^3/\text{h})$	$T_{r,out}/^\circ\text{C}$
R32	1	52.7	72.0	138.3	46.8	49.99	9.59	2.60	48.7
	2	46.4	65.0	114.4	42.2	44.99	8.35	2.60	42.4
	3	47.0	73.5	233.5	39.0	45.00	18.0	2.59	42.0
R290	1	56.4	64.6	193.4	49.6	54.99	16.28	2.60	52.4
	2	42.2	50.3	88.2	37.8	42.11	8.14	1.62	38.2
	3	53.4	72.3	138.0	45.2	51.97	12.85	1.62	49.4
	4	57.2	75.1	139.9	48.3	54.95	12.63	1.62	53.2
	5	36.3	59.1	105.8	30.8	34.49	11.00	2.60	32.3

表5 风冷翅片管冷凝器的运行工况和实验数据

Tab.5 Operating conditions and experimental data of the air-cooled finned tube condenser

制冷剂	序号	$T_c/^\circ\text{C}$	$T_{r,in}/^\circ\text{C}$	$m_f/(\text{kg/h})$	$V_{air}/(\text{m}^3/\text{h})$	Q/kW	$T_{a,out}/^\circ\text{C}$	$T_{r,out}/^\circ\text{C}$
R32	1	45.3	85.6	247.0	7 600	20.0	43.3	43.5
	2	45.5	86.1	249.1	7 600	20.1	43.4	43.6
	3	45.6	82.6	254.9	7 600	20.2	43.4	44.0
	4	46.4	83.6	248.8	7 600	20.3	43.5	40.7
	5	42.6	75.3	183.6	7 300	14.5	41.2	41.6
	6	42.6	78.6	180.0	7 300	14.4	41.2	41.7
	7	42.3	82.3	175.7	7 300	14.3	41.2	41.7
	8	42.5	83.0	175.3	7 300	14.4	41.2	41.4
R454B	1	46.6	73.3	258.9	6 400	16.8	43.2	43.8
	2	45.9	73.7	255.8	6 700	16.8	42.9	43.1
	3	37.7	56.0	166.8	4 200	11.0	35.2	34.7
	4	37.9	59.1	168.1	4 200	11.3	35.4	34.9
	5	37.8	62.2	165.3	4 200	11.3	35.4	34.8
	6	37.5	64.1	159.0	4 200	11.0	35.2	34.5
	7	36.1	61.8	158.8	5 200	11.1	33.7	33.2
	8	37.7	62.2	162.7	4 700	11.2	34.5	34.0
R454B	9	37.8	62.5	164.9	4 200	11.3	35.4	34.8
	10	27.5	41.4	108.4	3 700	7.5	25.3	24.4
	11	27.1	37.1	105.2	3 700	7.1	25.0	24.1
	12	27.3	38.6	106.3	3 700	7.3	25.1	24.2
	13	27.4	39.8	107.5	3 700	7.4	25.2	24.3
	14	27.5	42.1	108.4	3 700	7.5	25.4	24.4
	15	27.2	45.0	102.1	3 700	7.2	25.1	24.1
	16	26.1	51.4	83.8	3 700	6.2	24.2	23.3

过冷度预测值和实验值之差的MAE为2.23 $^\circ\text{C}$,对应的参数 C 和 n 分别为0.322和0.73。这表明,所提出的优化方法不仅适用于水冷板式冷凝器,同样有效应用于不同制冷剂和冷凝器类型的仿真模型性能预

测,展示出较强的泛化能力。

图9所示为优化后仿真模型的预测值与实验值的对比,实验测试数据见表5,所选取的制冷剂为R32和R454B。结果表明:1)换热量的平均相对误差为

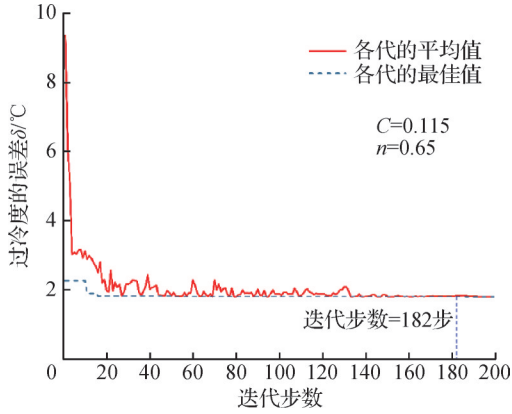


图6 板式冷凝器仿真模型的遗传算法寻优结果
Fig.6 Genetic algorithm optimization results of the simulation model of the plate condenser

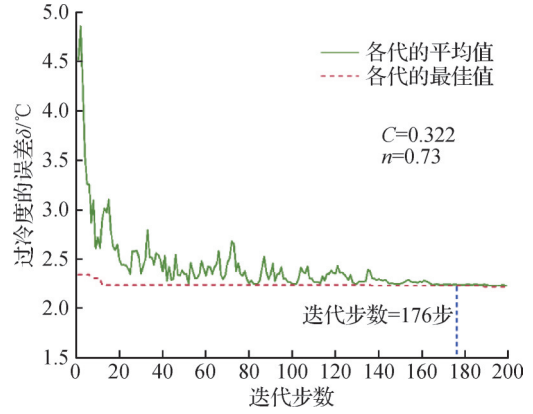


图8 翅片管冷凝器仿真模型的遗传算法寻优结果
Fig.8 Genetic algorithm optimization result of the simulation model of finned tube condenser

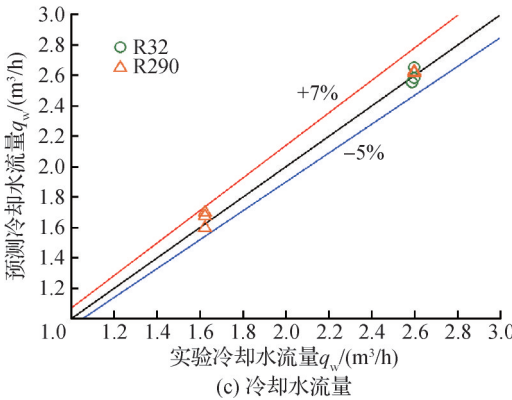
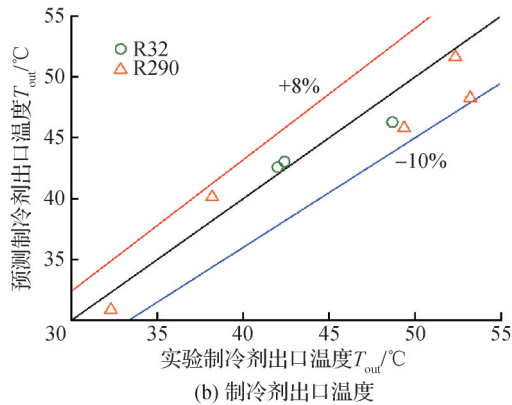
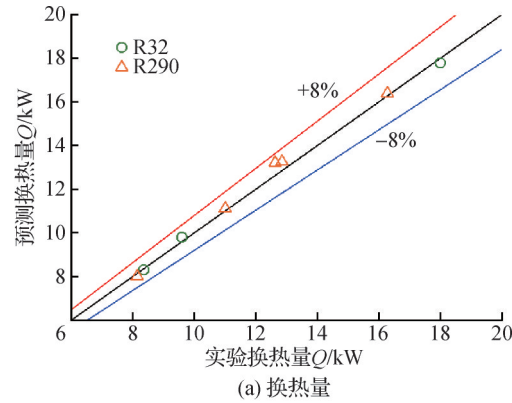


图7 板式冷凝器预测值和实验值的对比

Fig.7 Comparison of the predicted values and experimental values of the plate condenser

2.30% (最大相对误差为6.23%); 2) 制冷剂出口温度的平均相对误差为4.31% (最大相对误差为10.25%); 3) 空气侧出口温度的平均相对误差为2.27% (最大相对误差为5.57%)。对比分析表明, 各参数的预测值与实验值的平均相对误差均控制在5%以内, 换热量与空气侧出口温度的最大相对误差未超过6%, 仅在个别工况点(制冷剂为R454B时的工况点5)制冷剂出口温度出现10.25%的偏差。总体而言, 模型的预测精度较高, 能够满足工程应用要求。

3.3 与现有研究的对比

为进一步验证遗传算法-仿真模型标定策略的可行性, 选取文献中典型的传热关联式分别代入板式冷凝器和翅片管冷凝器的仿真模型, 并基于实验数据开展预测精度对比验证, 如图10所示。2种冷凝器换热量的平均相对误差呈现显著差异, 当换热器为板式冷凝器时, 4组传热关联式换热量的平均相对误差分别为1.89% (当前研究)、34.08%、36.27%和20.49%; 当换热器为翅片管冷凝器时, 2组传热关联式换热量的平均相对误差分别为2.30% (当前研究)和12.26%。结果表明, 遗传算法-仿真模型协同标定策略通过全局寻优与参数自适应标定机制, 突破传统关联式对换热器类型、几何特征和运行工况的强依赖性限制, 将跨场景预测误差控制在10%以内。

4 结论

本文提出了一种系统化且高效的换热器仿真模型优化方法, 通过将遗传算法与仿真模型相结合, 以过冷度预测值和实验值之间的平均绝对误差作为优化目标, 对传热关联式中的参数进行全局寻优, 从而显著提升仿真模型的预测精度。同时, 利用涵盖宽

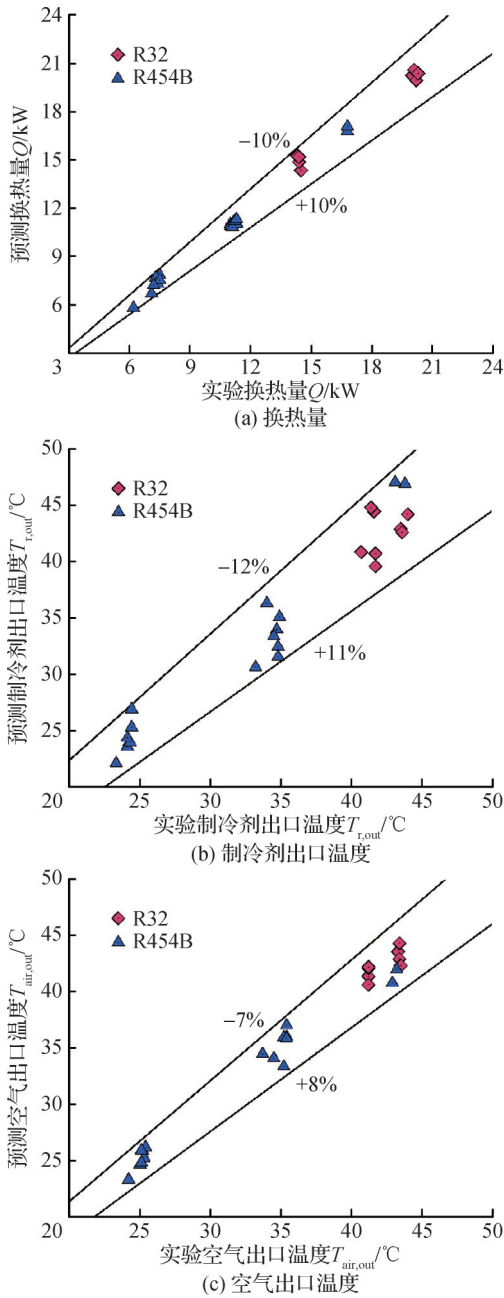


图9 翅片管冷凝器仿真模型预测值和实验值的对比
Fig.9 Comparison of predicted values and experimental values in the simulation model of finned tube condensers

工况范围的32组实验数据,对优化方法的预测精度和泛化能力进行了验证。得到结论如下:

1)微元段无关性分析结果表明,过热区和两相区各需设置10个微元段,而过冷区则需设置5个微元段。

2)当研究对象为板式冷凝器时,通过遗传算法寻优得到过冷度的MAE为1.83℃,对应的最佳参数组合为 $C=0.115$ 和 $n=0.65$ 。与实验数据对比结果表明,换热量、制冷剂出口温度和冷却水流量的平均相对误差分别为1.89%、4.62%和1.85%,显示出优化

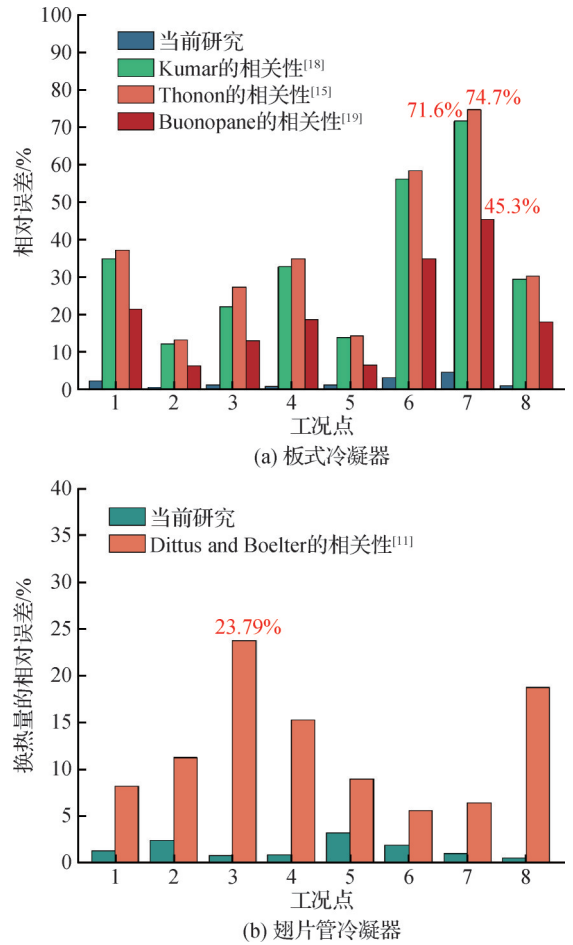


图10 不同传热关联式的对比

Fig.10 Comparison of different heat transfer correlations

后的模型具有较好的预测精度。

3)当研究对象为翅片管冷凝器时,通过遗传算法寻优得到过冷度的MAE为2.23℃,对应的最佳参数为 $C=0.322$ 和 $n=0.73$ 。与实验数据相比,模型预测的换热量、制冷剂出口温度及空气侧出口温度的平均相对误差分别为2.30%、4.31%和2.27%,表明优化后的模型在整体性能预测上具有良好的准确性。

这表明,将遗传算法集成到换热器仿真模型中,不仅能够显著提升预测精度,还能大幅缩短仿真计算时间,展现出较高的工程应用价值。后续研究应进一步开展广泛的测试,验证该方法在不同类型换热器和多种制冷剂条件下的适用性与稳定性。

符号说明

- c_p —— 比定压热容, $J/(kg \cdot ^\circ C)$
- D_e —— 当量直径, m
- F —— 传热面积, m^2
- F_p —— 翅片间距, m
- g —— 重力加速度, m/s^2

h ——比焓, J/kg
 K ——传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$
 m ——质量流量, kg/s
 P_1 ——沿空气流动方向的管间距, m
 r ——污垢热阻, $m^2 \cdot ^\circ C/W$
 x ——干度
 α ——对流传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$
 ρ ——密度, kg/m^3
 σ ——表面张力, N/m
 Nu ——努塞尔数
 Re ——雷诺数
 Pr ——普朗特数

参考文献

- [1] Chua K J, Chou S K, Yang W M. Advances in heat pump systems: a review [J]. Applied Energy, 2010, 87(12): 3611–3624.
- [2] 顾屹, 谢建, 张俊, 等. 小通道钎焊板式冷凝器性能仿真与实验研究[J]. 制冷学报, 2020, 41(4): 111–117. (Gu Yi, Xie Jian, Zhang Jun, et al. Simulation and experimental study on performance of a mini-channel brazed plate condenser [J]. Journal of Refrigeration, 2020, 41(4): 111–117.117.)
- [3] Zhang Yu, Zhang Pingtao, Chen Liang, et al. Numerical study on thermal and hydraulic performance of a stacked-plate jet-impingement/microchannel heat sink[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 225: 120134.
- [4] Taufiq A, Dhakar P S. CFD analysis of plate heat exchanger by using ANSYS [J]. International Journal of Research and Analytical Reviews, 2020, 7(3):677–684.
- [5] 邵双全, 梁楠, 田长青. 多联式空调制冷系统动态仿真研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(1): 16–22. (Shao Shuangquan, Liang Nan, Tian Changqing. Dynamic simulation of variable refrigerant flowrate air-conditioning system[J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(1): 16–22.)
- [6] 尾花英朗. 热交换器设计手册[M]. 徐忠权, 译. 北京:石油工业出版社, 1981. (OBAHANA E. Heat exchanger design handbook [M]. Xu Zhongquan, Trans. Beijing: Petroleum Industry Press, 1981.)
- [7] Wang Zhongzheng, Zhao Zhennan, Li Rujun. Study on performance of steam condensation and pressure drop in plate condenser [C]//Chinese Journal of Chemical Engineering, 1991.
- [8] Zhang Ji, Elmegaard B, Haglind F. Condensation heat transfer and pressure drop correlations in plate heat exchangers for heat pump and organic Rankine cycle systems [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 183: 116231.
- [9] Cavallini A, Doretto L, Klammsteiner N, et al. Condensation of new refrigerants inside smooth and enhanced tubes [C]//19th International Congress of Refrigeration, 1995: 105–114.
- [10] Yu J, Koyama S. Condensation heat transfer of pure refrigerants in micro-fin tubes [C]//International Refrigeration Conference at Purdue University, 1998:325–330.
- [11] Dittus F W, Boelter L M K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 1985, 12(1): 3–22.
- [12] Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow [J]. International Chemical Engineering, 1976, 16(2): 359–368.
- [13] Rene F, Leuliet J C, Lanlande M. Heat transfer to Newtonian and non-Newtonian food fluids in plate heat exchangers: experimental and numerical approaches [J]. Food and Bioproducts Processing: Transactions of the ICHE, Part C, 1991, 69(3):115–126.
- [14] Roetzel W, Das S K, Luo X. Measurement of the heat transfer coefficient in plate heat exchangers using a temperature oscillation technique [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1994, 37: 325–331.
- [15] Thonon B. Design method for plate evaporators and condensers [C]//1st International Conference on Process Intensification for the Chemical Industry, 1995, 18: 37–47.
- [16] Muley A, Manglik R M. Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates [J]. Journal of Heat Transfer, 1999, 121(1): 110–117.
- [17] 白书诚, 吴俐俊, 田梦雨. 波纹板式换热器传热与流动特性分析 [J]. 热能动力工程, 2022, 37(6): 114–121. (Bai Shucheng, Wu Lijun, Tian Mengyu. Analysis of heat transfer and flow characteristics of corrugated plate heat exchanger [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(6): 114–121.)
- [18] Kumar H. The plate heat exchanger: construction and design [C]//First U. K. National Conference on Heat Transfer, 1984: 1275–1288.
- [19] Buonopane R A, Troupe R A, Morgan J C. Heat transfer design methods for plate heat exchangers [J]. Chemical Engineering Progress, 1963, 59(7): 57–61.
- [20] Okada K, Ono M, Tomimura T, et al. Design and heat transfer characteristics of a new plate heat exchanger [J]. Heat Transfer Japanese Research, 1972, 1(1): 90–95.
- [21] Kovalenko L, Maslov A. Hydraulic resistance and heat transfer in plate heat exchangers [J]. Molochnaya Promyshlennost (in Russian), 1972(10): 20–22.
- [22] Bacellar D, Aute V, Radermacher R. CFD-based correlation development for air side performance of finned

and finless tube heat exchangers with small diameter tubes [C]//15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2014.

- [23] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1988, 1(1): 3-17.

通信作者简介

王成,男,宁波奥克斯电气有限公司商用研发总监助理,

13736095897, E-mail: 15888506735@139.com。研究方向:热泵空调系统研发。

About the corresponding author

Wang Cheng, male, Assistant Director of Commercial Research & Development, Ningbo Aux Electric Co., Ltd., 86-13736095897, E-mail: 15888506735@139.com. Research fields: research and development of heat pump air-conditioning systems.

(责任编辑:王亚薇)