

基于分布参数模型的降膜式蒸发器性能智能仿真研究

乔波涛¹, 杜燊¹, 李明佳², 宋霞³

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 北京理工大学机械与车辆学院, 100081, 北京; 3. 广东美的暖通设备有限公司, 528311, 广东佛山)

摘要: 为对大型水平管降膜式蒸发器进行高精度的设计计算和优化分析,建立了降膜式蒸发器的智能换热仿真模型,并分析研究了蒸发器的性能。首先,采用分布参数法建立了单出口水平管降膜式蒸发器的换热仿真模型;其次,通过贝叶斯优化算法利用蒸发器实验数据对模型进行参数辨识,使得换热仿真模型的预测精度和适应性有所提高;最后,探究了传热系数和热流密度沿管长方向的变化情况,以及满液区换热面积所占比例对蒸发器换热量的影响规律。仿真结果表明:结合分布参数法和贝叶斯优化算法的智能换热仿真模型对大型水平管降膜式蒸发器 19 个工况换热量的预测误差不超过 $\pm 6\%$;在较大的换热量范围内,单出口水平管降膜式蒸发器的最优池沸腾换热面积比例维持不变;从管内对流换热和二次布液两个角度优化降膜式蒸发器能有效提升其换热性能。

关键词: 降膜式蒸发器;分布参数模型;贝叶斯优化;参数辨识

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtubx202409005 **文章编号:** 0253-987X(2024)09-0038-11

Intelligent Simulation of Performance of Falling Film Evaporator Based on Distributed Parameter Model

QIAO Botao¹, DU Shen¹, LI Mingjia², SONG Xia³

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Machinery and Vehicle, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China;

3. Midea HVAC & Building Technologies Division Research and Development Center, Foshan, Guangdong 528311, China)

Abstract: To carry out high-precision design calculations and optimization analyses for a large horizontal-tube falling film evaporator, an intelligent simulation model for heat exchange of the falling film evaporator is established, and performance analysis research is conducted on the evaporator. Firstly, a simulation model for heat exchange of a single-outlet horizontal-tube falling film evaporator is constructed based on a distributed parameter model. Secondly, the Bayesian optimization algorithm and experimental data from the evaporator are used to identify the parameters of the model. This approach improves the prediction accuracy and adaptability of the simulation model for heat exchange. Finally, the changes in heat transfer coefficient and heat flux along the axis of the tube are explored, and the influence of the proportion of heat transfer area in the flooded zone on the heat transfer of the evaporator is examined. The research findings show

that the intelligent simulation model, integrating the distributed parameter method and Bayesian optimization algorithm, achieves a $\pm 6\%$ prediction error for heat transfer in the evaporator across 19 operating conditions. Within a wide range of heat exchange, the optimal proportion of heat transfer area in the flooded zone remains unchanged. Optimization from the perspectives of convective heat transfer inside the tube and secondary liquid distribution will effectively improve the performance of heat transfer of the falling film evaporator.

Keywords: falling film evaporator; distributed parameter model; Bayesian optimization; parameters identification

随着能源问题和环境问题日益严峻,制冷与空调行业中的节能减排在实现可持续发展中的作用愈发重要。据统计,2019年全球制冷行业造成的当量碳排放有63%来自制冷设备的电能消耗,剩下的37%来源于各种含氟制冷剂的泄漏^[1-2]。因此,为了有效减少碳排放,需采取多方面措施。一方面,高效节能的制冷设备是应对能源危机的重要途径,其可以减少能源消耗和碳排放^[1,3];另一方面,制冷剂的减量使用有助于减少温室气体排放,对环境保护具有积极的影响^[2]。传统的满液式蒸发器具有结构简单紧凑、换热性能稳定等优势,但也具有冷媒充注量大、机组回油困难等不足。相比传统的满液式蒸发器,降膜式蒸发器具有制冷剂充注量少、换热效率高等优势。因此,降膜式蒸发器的提质提效与推广应用有助于缓解当前的能源危机和环境问题。

对降膜式蒸发器的研究通常是从实验和仿真两个方面展开的。与实验相比,仿真研究可以更详细地反映蒸发器内部的流动和传热规律。对降膜式蒸发器的仿真方法主要分为计算流体力学(CFD)仿真方法和基于分布参数模型的仿真方法(分布参数法)。基于CFD方法,学者们开展了大量的工作。Wang等^[4]研究了由R32和R134a组成的非共沸制冷剂在水平管外的降膜蒸发过程,发现热流密度对管外平均换热系数的影响很小,且管径的增大不能提升管外平均换热系数。Xu等^[5]分析了降膜式蒸发器整机的换热过程,综合考虑了由25根光滑管组成的正方形管束外的降膜蒸发过程和管内热水的冷却,研究结果表明:在蒸发器上部分管排中,位于中间的换热管传热系数较高;在下部分管排中,位于两侧的换热管传热系数较高。Zhao等^[6]研究了液膜流速、布液器高度、管间距和管束布置方式对降膜流动和传热的影响,发现首排管的液膜厚度随着布液器高度的增加而减小,且管间距对液膜厚度和换热系数的影响不具有单调性。Guo等^[7]探究了液膜雷诺数、饱和温度对液膜厚度和局部传热系数的影响,发现随着圆周角的增大,局部传热系数先减小后略

有上升;随着液膜雷诺数和饱和温度的增大,液膜厚度和传热系数均增大。

CFD仿真方法比较适用于分析结构简单且小型的降膜式蒸发器,或是少量换热管上的降膜蒸发过程^[8],但针对包含大量强化管的降膜式蒸发器,采用CFD方法不仅耗时长且计算精度较低,难以满足工程设计的要求。因此,目前国内外学者对中大型的水平管降膜式蒸发器的整机仿真研究大多采用结合经验关联式的分布参数法。

针对分布参数模型,学者对降膜式蒸发器整机进行了大量的仿真研究工作。Hou等^[9]采用分布参数模型对用于海水淡化的降膜式蒸发器的传热性能进行预测,计算误差为 $-1.70\% \sim 1.53\%$,证明了分布参数模型的可靠性。Shen等^[10]建立了降膜式蒸发器的分布参数模型,并对管束口处蒸气流速的不均匀性进行了研究,结果发现,随着进料海水喷淋密度的增加和盐度的降低,入口处蒸气流速的不均匀性沿管排方向呈下降趋势。Gong等^[11]研究了用于海水淡化的降膜式蒸发器在不同工况下传热系数的空间分布规律,发现:蒸发区的传热系数高于预热区;相比管排和管长方向,传热系数沿管列方向的变化更小。Gong等^[12]研究了降膜式蒸发器在不同工况下海水温度的空间分布规律,发现海水温度的极差随进料海水喷淋密度和盐度的增加而减小。

对制冷、热泵系统中降膜式蒸发器的仿真研究有以下成果。Yang等^[13]基于分布参数模型研究了水平布置、载冷剂上进下出和载冷剂下进上出3种管程布置方式对水平管降膜式蒸发器换热性能的影响,发现载冷剂下进上出时的换热性能较好。翟玉燕等^[14]建立了两流程水平管降膜式蒸发器的分布参数模型,发现通过合理设计管排布置和满液位置可以减少或避免干斑现象的发生。Hu等^[15]对热泵系统中的四流程降膜式蒸发器进行了仿真研究,并通过研究换热管局部传热系数沿管轴向的分布规律提出了降膜区和满液区之间最佳液位的确定方法。Li等^[16]建立了再循环式水平管降膜式蒸发器的仿真模

型,并研究了制冷剂的再循环流量对降膜传热的影响,发现该过程有助于消除干斑区域进而提升蒸发器的换热能力。采用分布参数法建立降膜式蒸发器的换热仿真模型需要用到降膜换热模型。经过调研,Roques 等^[17]的降膜换热模型被广泛应用于制冷、热泵系统中水平管降膜式蒸发器的性能仿真^[13-16]。

当前文献中的降膜换热模型大多是在单一制冷剂和管型下得到的,当推广到其他新型制冷剂和管型时,换热仿真模型的预测精度和适应性相对较差。目前,国内外学者大多针对回油式或制冷剂再循环式的降膜式蒸发器建立性能仿真模型,缺乏非回油式和制冷剂非循环式降膜式蒸发器的仿真研究。本文将非回油式和制冷剂非循环式蒸发器统称为单出口水平管降膜式蒸发器,其特点是在维持满液区液位不变时,进入蒸发器的制冷剂都以气态形式从蒸发器出口流出。目前,部分企业倾向于采用磁悬浮制冷技术规避蒸发器的回油问题,单出口水平管降膜式蒸发器也由此占据了一定的市场,因此需要建立这类蒸发器的高精度换热仿真模型。

针对上述情况,本文结合分布参数模型和贝叶斯优化算法建立了单出口水平管降膜式蒸发器的智能换热仿真模型,使得该仿真模型具有较高的预测精度和适应性。另外,在换热仿真模型的基础上对单出口水平管降膜式蒸发器进行了性能分析研究。

1 降膜式蒸发器换热量仿真模型构建

1.1 单出口水平管降膜式蒸发器的物理模型

单出口水平管降膜式蒸发器由布液器、蒸发管道、排气通道等组成。水平管束降膜蒸发过程为:①节流后的制冷剂通过布液器分散在蒸发管外侧管壁;②分散的制冷剂在重力作用下在加热表面上扩散成薄膜;③薄膜被表面加热,部分制冷剂液体吸收热量蒸发为蒸气并向上流动离开蒸发器进入压缩机,其余的液膜继续向下流动。值得注意的是,单出口蒸发器只有顶部一个出口,意味着进入蒸发器的制冷剂全部以气态流出蒸发器。

随着液膜流动方向管排数量的增加,在蒸发器下半部分,有些换热管表面会出现由布液器布液不均或蒸发器结构设计不合理等因素造成的干斑现象,这会导致管外对流换热系数急剧下降。为提高降膜式蒸发器的传热系数,可采用混合降膜的换热方式,即让蒸发器下半部分的部分换热管浸没到制冷剂液体中以池沸腾的形式进行换热,其余换热管仍保持降膜换热的形式。制冷剂液池的区域称为满液区,其他换热区域称为降膜区,如图 1 所示。因此,换热管外的对流换热系数需要在满液区和降膜区分别计算。

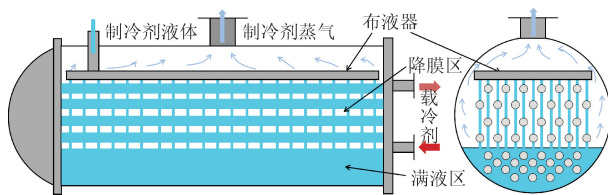


图 1 单出口水平管降膜式蒸发器示意图

Fig. 1 Schematic diagram of single-outlet horizontal-tube falling film evaporator

1.2 换热量计算的数学模型

1.2.1 分布参数模型

降膜式蒸发器中发生的实际热力过程十分复杂,可以作出适当的简化假设:①气液界面处于热力学平衡态,液态制冷剂始终处于饱和状态;②忽略制冷剂蒸气的剪切作用以及制冷剂液体的飞溅,并假设制冷剂在同一列管上进行理想的一维向下流动。基于该假设,下排管的降膜流量可以通过上排管的降膜流量减去上排管的蒸发量得到;③忽略蒸发器和外界环境的热交换,忽略管间流动模式对传热的影响;④管壁湿润区域的换热形式为降膜换热或池沸腾换热,假设该区域的换热量只用于液态制冷剂的蒸发;⑤管壁完全干斑区域的换热形式为干蒸气的单相对流换热,假设该区域的换热量只用于制冷剂蒸气的升温。

以分布参数模型建立降膜式蒸发器的换热量仿真模型,即把所有换热管沿载冷剂流动方向划分为若干计算单元,如图 2 所示。首先,在管列方向(k 方向)根据实际管列数将蒸发器分为若干单元;其次,沿管排方向(j 方向)将每一列管根据实际管排数划分为单元,每列沿着 j 方向的单元数可能不同;最后,将每根换热管沿管长方向(i 方向)均等分为若干单元。计算单元在蒸发器内是三维分布的,通过每个单元内的换热计算即可获得蒸发器内详细的换热状况。

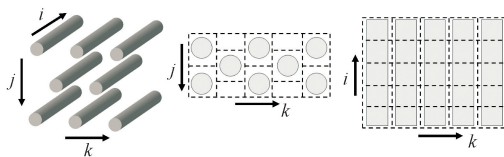


图 2 计算单元划分示意图

Fig. 2 Diagram of unit division

1.2.2 单元计算模型

每个计算单元都采用管内一维流动换热模型进行计算。对单个计算单元,制冷剂和载冷剂的进口状态已知,通过求解建立在各个单元上的守恒方程组即可得到各单元的制冷剂和载冷剂的出口状态。单元

内热负荷 Q 的计算公式包括

$$Q = q_m (h_{in} - h_{out}) \quad (1)$$

$$Q = h_o A_o (T_{wall} - T_{film}) \quad (2)$$

$$Q = k_o A_o \frac{T_{in} - T_{out}}{\ln[(T_{in} - T_{film}) / (T_{out} - T_{film})]} \quad (3)$$

式中: q_m 是载冷剂的质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$; h_{in} 、 h_{out} 分别为单元进口和出口处制冷剂的比焓, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$; h_o 是管外对流换热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$; T_{wall} 和 T_{film} 分别为管壁温度和管外制冷剂液膜的温度, K ; T_{in} 、 T_{out} 分别为单元进口和出口处制冷剂的温度, K ; k_o 是以管外换热面积 A_o 为基准的传热系数, 可表示为

$$k_o = [1/h_o + R_w + (1/h_i + R_f) d_o/d_i]^{-1} \quad (4)$$

其中, R_w 和 R_f 分别是换热管导热热阻和水侧污垢热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$; d_i 和 d_o 分别是换热管的内径和外径, m ; h_i 是管内对流换热系数, 采用 Sieder-Tate 关联式计算, 公式为

$$h_i = c_i \frac{\lambda_f}{d_i} Re^{0.8} Pr_f^{1/3} (\mu_f/\mu_w)^{0.14} \quad (5)$$

式中: $c_i = 0.07$; λ 为热导率, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; μ 为动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; 下标 f 和 w 分别表示管内载冷剂和换热管壁面。

满液区管外的换热形式可认为是池沸腾换热, h_o 可表示为

$$\ln h_o = a_0 + a_1 \ln q + a_2 \ln^2 q + a_3 \ln^3 q \quad (6)$$

式中: q 为热流密度, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$; $a_0 = -107.6$; $a_1 = 32.75$; $a_2 = -3.06$; $a_3 = 9.6 \times 10^{-2}$ 。

降膜区的管外换热有两种形式, 分别是管外壁完全干斑时制冷剂蒸气在管外的对流换热和液膜在管外的降膜换热。当前者的对流换热系数比后者高时, 认为所计算区域的管外壁完全干斑。液膜在管外的降膜换热以 1.2.3 节介绍的降膜换热模型计算。干蒸气在管外的对流换热系数以式(7)计算^[18], 公式为

$$h_o = 0.3\lambda_v/d_o + \lambda_v/d_o \cdot \frac{0.62Re_v^{1/2} Pr_v^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr_v)^{2/3}]^{1/4}} [1 + (Re_v/282\,000)^{5/8}]^{4/5} \quad (7)$$

式中: λ_v 是制冷剂蒸气的热导率, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; Re_v 为制冷剂蒸气的雷诺数; Pr_v 为制冷蒸气的普朗特数。若同一列的第一排管上相同位置处单元的制冷剂质量流量为 $\dot{m}_{i,1}$, 则以流量为 $\dot{m}_{i,1}$ 的饱和蒸气横掠管壁的速度计算 Re_v 。

图 3 所示为计算单元示意图。同一列换热管中, 下排管中计算单元的降膜流量可表示为

$$\dot{m}_{\text{liquid, lower}} = \dot{m}_{\text{liquid, upper}} - \dot{m}_{\text{vapor}} \quad (8)$$

式中: $\dot{m}_{\text{liquid, upper}}$ 和 $\dot{m}_{\text{liquid, lower}}$ 分别表示上、下排管单元

降膜流量; $\dot{m}_{\text{vapor}}$ 表示上排管单元的制冷剂蒸发量。

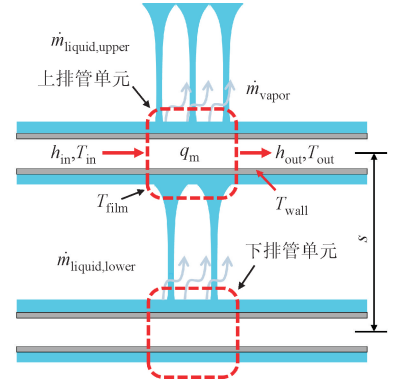


图 3 计算单元示意图

Fig. 3 Schematic diagram of computing unit

对每一个计算单元, 式(1)~式(8)都是封闭的。通过迭代单元内载冷剂出口温度 T_{out} 获得该单元内的换热和流动信息, 计算流程如图 4 所示。

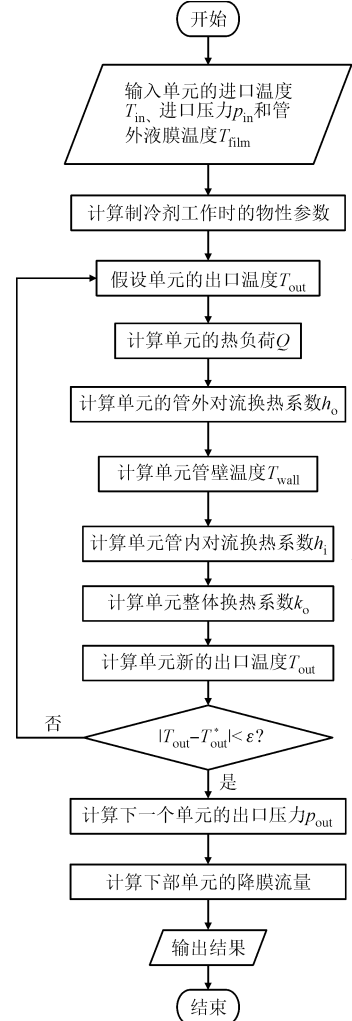


图 4 计算单元内迭代求解方程组的计算流程图

Fig. 4 Computational flowchart for iteratively solving equations within a unit

1.2.3 降膜换热模型

对降膜换热模型的研究包括管外全润湿、管外有干斑时的换热性能预测以及管外表面从全润湿到有干斑的转变过程预测。Roques 等^[17]于2007年提出一种降膜换热因子模型,将全润湿下水平管管外降膜换热的对流换热系数 h_o 定义为降膜因子 K_{ff} 与相同热流密度下核态沸腾传热系数 h_{pb} 的乘积,即

$$h_o = K_{ff} h_{pb} \quad (9)$$

当液膜处发生核态沸腾且管外完全润湿时, K_{ff} 只和热流密度 q 及垂直管间距 s 有关。定义 K_{ff} 为

$$K_{ff} = (1 + b_1 s/s_0) [b_2 + b_3 (q/q_{crit}) + b_4 (q/q_{crit})^2] \quad (10)$$

式中: $s_0 = 22.5 \text{ mm}$; $b_1 \sim b_4$ 是与管型有关的常数。为对 q 进行无量纲化,引入饱和大容器沸腾的临界热流密度

$$q_{crit} = 0.149 \rho_v^{0.5} r [g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{0.25} \quad (11)$$

其中, ρ_v 和 ρ_l 分别是制冷剂蒸气和液体的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; g 为重力加速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$; r 为汽化潜热, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$; σ 为表面张力, $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ 。

在降膜流动换热过程中,换热管外壁面会随着制冷剂的蒸发和流动出现部分干斑现象,此时管外对流换热系数将急剧下降。通过管外表面从全润湿向有干斑转变的临界液膜雷诺数 Re_{onset} 可刻画管外干斑的发生,即当 $Re_l < Re_{onset}$ 时认为管外出现部分干斑现象。 Re_l 和 Re_{onset} 分别表示为

$$Re_l = 4\Gamma_l/\mu_l \quad (12)$$

$$Re_{onset} = 2(b_5 q_{onset} + b_6) \quad (13)$$

式中: Γ_l 是单位管长的液膜质量流量(单侧管), $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$; μ_l 是液相制冷剂的动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; q_{onset} 表示在一定液膜流量 Γ_l 下管外表面从全润湿向有干斑转变的临界热流密度; b_5 和 b_6 是待定参数,需根据实验确定。根据大量实验数据,当管外有干斑时存在以下关系^[17]

$$q/q_{onset} = (Re_l/Re_{onset})^{0.5} \quad (14)$$

联立式(13)和(14)可求解出 q_{onset} ,从而可得出管外出现部分干斑时的降膜换热因子

$$K_{ff} = \frac{K_{ff,onset}}{Re_{onset}} Re_l \quad (15)$$

式中: $K_{ff,onset}$ 表示管外表面从全湿润向有斑转变的临界降膜换热因子。

Habert 等^[19]将全润湿下降膜换热的对流换热系数 h_o 定义为

$$h_o = h_{wet} F \quad (16)$$

式中: h_{wet} 表示管外壁面全润湿时的对流换热系数, $h_{wet} = K_{ff,wet} h_{pb}$; F 表示管外壁润湿部分的面积与整个管外换热面积之比,计算公式为

$$F = \begin{cases} Re_l/Re_{onset}, & Re_l < Re_{onset} \\ 1, & Re_l \geq Re_{onset} \end{cases} \quad (17)$$

Habert 和 Thome 根据大量实验数据提出 Re_{onset} 的关联式^[19]

$$Re_{onset} = 65.8(qd_o/\mu_l r)^{0.63} \quad (18)$$

考虑到管间距对降膜因子的影响非常有限,且管间距在蒸发器中是固定的,Habert 和 Thome 在式(10)的基础上提出管外全润湿时降膜因子的新关联式

$$K_{ff,wet} = c_1 (q/q_{crit})^{c_2} \quad (19)$$

式中: c_1 和 c_2 是待定参数,需根据实验确定。综上,Roques 和 Thome^[17]与 Habert 和 Thome^[19]提出的降膜换热关联式分别有6个和2个待定参数,本文称两种关联式模型分别为 Roques 降膜换热模型和 Habert 降膜换热模型。

1.3 蒸发器换热量的计算方法

蒸发器的换热量可通过分别计算显热和潜热获得,表示为

$$\Phi = \Phi_{lh} + \Phi_{sh} = q_{m,l} r + \Phi_{sh} \quad (20)$$

式中: Φ 、 Φ_{lh} 、 Φ_{sh} 分别是蒸发器换热量、制冷剂 and 管壁间的潜热换热量及显热换热量; W ; $q_{m,l}$ 是进入蒸发器的液态制冷剂流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 。蒸发器的蒸发温度、液位位置、载冷剂的流量和入口温度已知,接着以液态制冷剂全部蒸发为饱和气态制冷剂为迭代条件可计算出 $q_{m,l}$,具体的计算流程如图5所示。显热换热量 Φ_{sh} 由式(2)和式(7)计算。

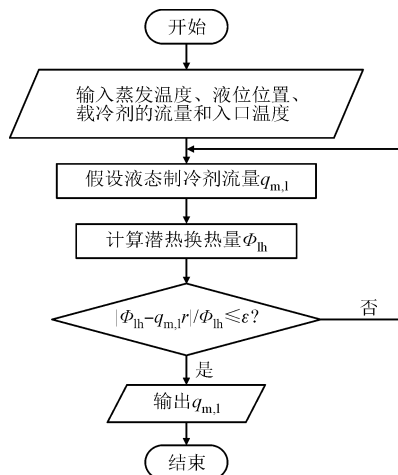
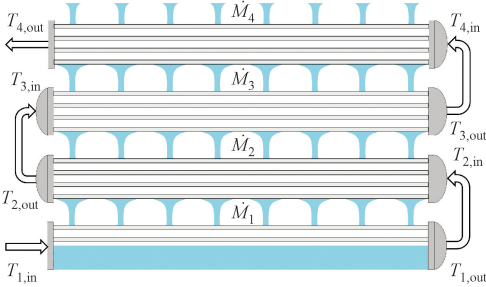


图5 液态制冷剂流量的计算流程

Fig. 5 Calculation process of flow rate of liquid refrigerant

图 6 所示为四流程降膜式蒸发器管程排布示意图。蒸发温度、液位位置、第一流程载冷剂的进口温度、流量和第四流程的降膜流量分布已知,且液位位置在第一流程内,待求解的是蒸发器的换热量。由 $q_{m,1}$ 的假设值计算潜热换热量 Φ_h 的流程如图 7 所示。



M_i 表示上一流程到下一流程的降膜流量分布。

图 6 四流程降膜式蒸发器的管程排布示意图

Fig. 6 Schematic diagram of tube arrangement for a four-process falling film evaporator

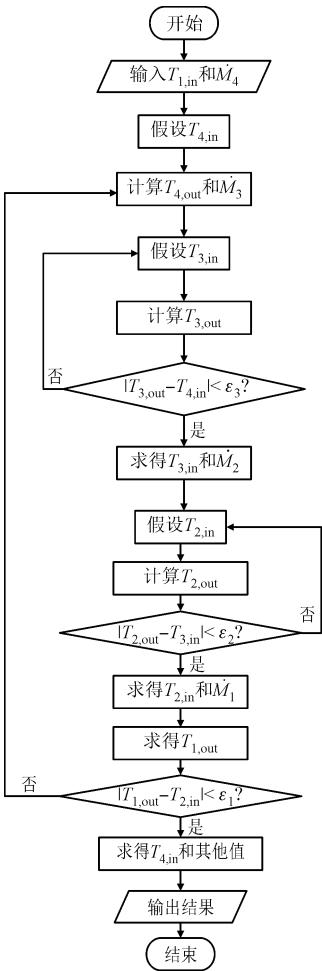


图 7 降膜式蒸发器的换热量计算流程(以四流程为例)

Fig. 7 Calculation process of heat transfer of falling film evaporator (taking four-process evaporator as an example)

计算四流程蒸发器换热量的具体过程为:首先,假设第四流程载冷剂的进口温度 $T_{4,in}$,从而可以由第一流程载冷剂的进口温度 $T_{1,in}$ 和第四流程的降膜流量分布 M_4 计算出 $T_{4,out}$ 和 M_3 ;其次,通过迭代依次计算出 $T_{3,in}$ 和 M_2 、 $T_{2,in}$ 和 M_1 以及第一流程载冷剂的出口温度 $T_{1,out}$;最后,比较 $T_{1,out}$ 和 $T_{2,in}$,若误差满足要求,则求出 $T_{4,in}$,从而求出潜热换热量 Φ_h 。该计算流程适用于任意流程降膜式蒸发器的仿真计算。

1.4 基于贝叶斯优化算法的参数辨识

将当前文献中的降膜换热模型推广到新的制冷剂 and 管型时,亟需修正模型参数。鉴于此,本文在降膜式蒸发器换热量预测模型的基础上,采用最小二乘法和贝叶斯优化算法基于整机实验数据提出一种降膜换热关联式的参数辨识方法。

贝叶斯优化算法是一种对黑箱函数进行全局优化的高效优化方法,主要用于解决具有以下两个特点的参数优化问题:①目标函数的计算时间长;②目标函数无法对待优化参数求梯度^[20-21]。参数辨识的步骤如下:首先,基于机理构建降膜式蒸发器的换热量预测模型并获取整机实验数据;其次,构建待优化的目标函数,如式(22)所示;最后,基于贝叶斯优化算法,以均方根误差(RMSE)函数最小为目标获取模型参数 $a_i (i=1,2,3,\dots)$ 的最优取值。均方根误差计算公式为

$$RMSE(a_1, a_2, a_3, a_4, \dots) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N [(\Phi_i^* - \Phi_i) / \Phi_i^*]^2} \quad (21)$$

式中:RMSE 函数用于表示预测换热量和实验换热量之间的误差; N 是用于拟合参数的实验数据样本数; Φ_i^* 和 Φ_i 分别是蒸发器的实验换热量和基于预测模型的计算换热量, kW。

2 模型的参数辨识与校核

整机实验数据来源于使用相同制冷剂和强化管的二流程和四流程降膜式蒸发器,分别属于 600 冷 t 和 170 冷 t 的冷水机组。采用四流程蒸发器的实验数据进行参数辨识,以二流程蒸发器实验数据验证模型的可靠性。蒸发器的制冷剂是 R134a,载冷剂是水。换热管的参数为:内径和外径分别是 16.19 mm 和 19.05 mm;材质是铜,热导率为 $398 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$;垂直管间距为 22.3 mm;管长是 3.94 m;水侧污垢热阻是 $1.0 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ 。首先,以二流程降膜式蒸发器为研究对象,对蒸发器划分的单元数进行无关性验证,结果如图 8 所示。二流程降膜式蒸发器中第一流程的换热管数为 230,第二流程的换热管数为 239。由图 8 可知,当蒸发器划分的单

元数达到 4 690 时,随着单元数的增加,计算换热量在 4 种工况下的绝对变化不超过 0.47%。因此,当单元数达到 4 690 时,可认为蒸发器的计算换热量与单元数无关。

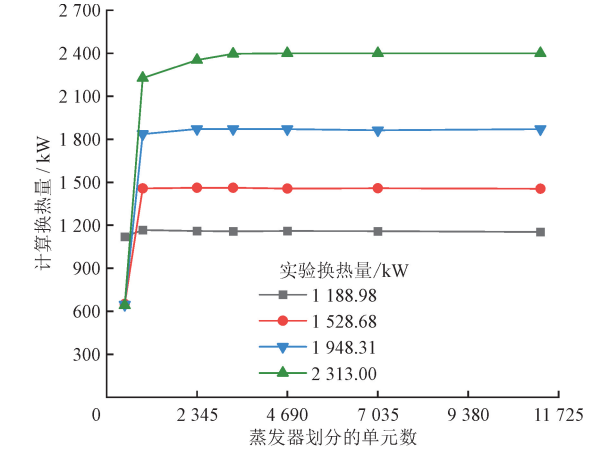


图 8 蒸发器划分单元数的无关性验证
Fig. 8 Verification of the independence of the number of units of evaporator

2.1 模型参数辨识

如图 9 所示,以四流程蒸发器实际测试的 13 组实验数据对 Roques 降膜换热模型和 Habert 降膜换热模型中的参数进行辨识,参数拟合的误差在 ±5% 以内。通过参数辨识获得的模型参数如表 1 所示。

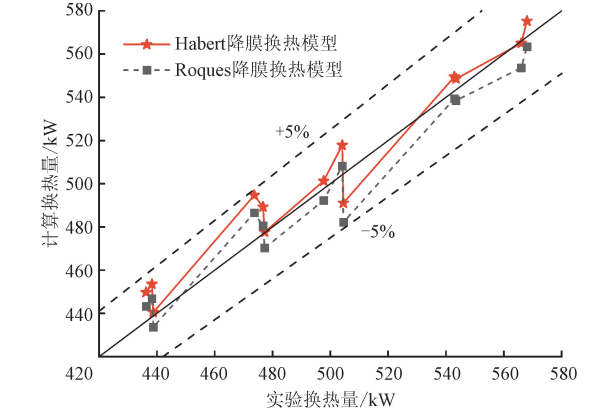


图 9 降膜换热模型的参数辨识误差
Fig. 9 Errors for parameter identification of falling film heat transfer model

表 1 降膜换热模型的参数取值

模型	参数取值
Roques 降膜 换热模型	$b_1 = -0.10, b_2 = 4.27, b_3 = -18.63,$ $b_4 = 74.32, b_5 = 0.06, b_6 = 31.61$
Habert 降膜 换热模型	$c_1 = 0.96, c_2 = -0.31$

2.2 模型校核

将表 1 的参数值代入换热量预测模型,计算二流程蒸发器的换热量。经过计算和验证,该换热量模型对蒸发器实际测试的 19 个工况的换热量预测误差在 ±6% 以内,如图 10 所示,证明了该模型的准确性和可靠性。若以均方根误差衡量换热仿真模型对二流程蒸发器 19 个工况的换热量预测精度,经计算,使用 Roques 降膜换热模型和 Habert 降膜换热模型时的均方根误差分别为 0.044 和 0.033。可见,相比 Roques 降膜换热模型,在本文提出的蒸发器换热量仿真模型中使用 Habert 降膜换热模型时的预测精度更高,且模型参数更少,因此本文接下来的研究采用 Habert 降膜换热模型。

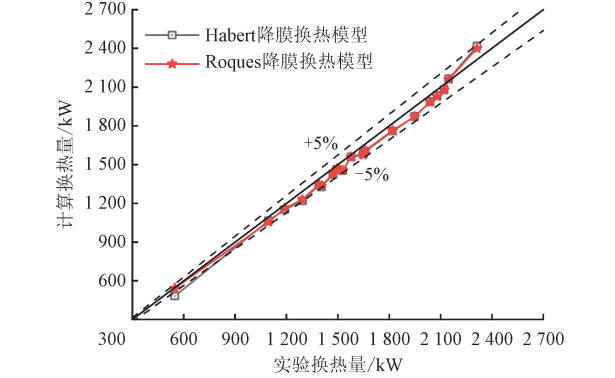


图 10 二流程降膜式蒸发器的换热量预测
Fig. 10 Prediction of heat exchange in two-process falling film evaporator

3 结果与讨论

为了探究温度、热流密度和传热系数沿管长方向的变化情况,以及满液区换热面积所占比例对换热量的影响规律,对管束排布如图 11 所示的二流程水平管降膜式蒸发器的换热量进行仿真计算。仿真计算 4 种工况的运行参数如表 2 所示。

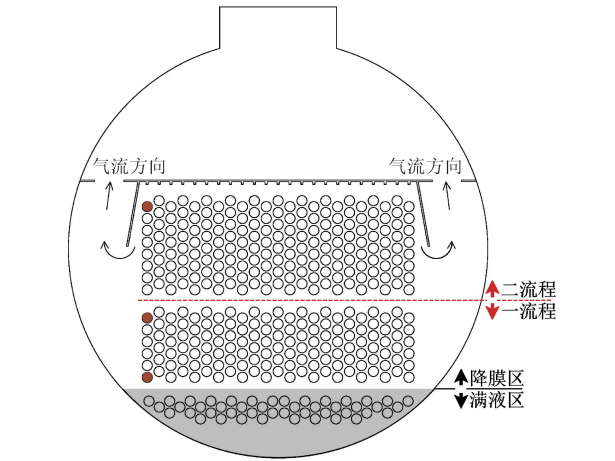


图 11 管束排布图(两个流程各有 184 根换热管)
Fig. 11 Bundle layout diagram (184 tubes per process)

表 2 4 种工况的运行参数

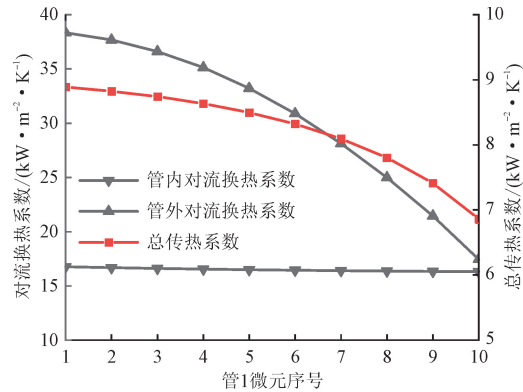
Table 2 Operating parameters for four operating conditions

工况	载冷剂 进口温度/K	载冷剂流量/ (kg·s ⁻¹)	蒸发 温度/K	制冷剂 进口干度
1	283.15	75.12	279.87	0.15
2	285.02	75.05	279.79	0.14
3	286.34	75.10	279.71	0.14
4	290.49	75.12	282.08	0.13

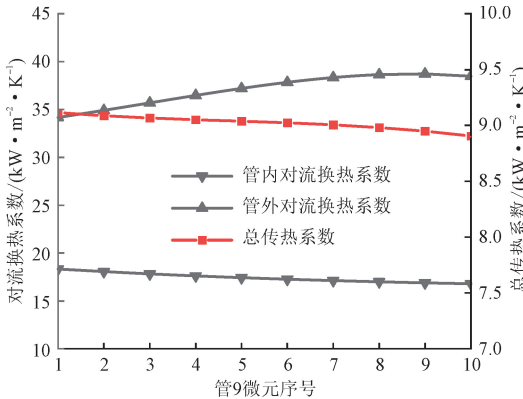
3.1 传热系数、热流密度和降膜因子沿管长的变化

以工况 2 为例,探究传热系数、热流密度和降膜因子沿着管长方向的变化情况,如图 12~如图 13 所示。对第 1 列管中位于第二流程的第 1 排管和位于第一流程的第 9 排管、第 14 排管进行研究,分别称这 3 排管为管 1、管 9 和管 14(图 11 中的深色管)。

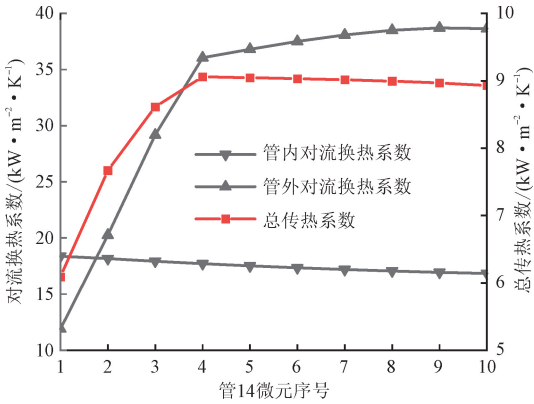
由图 12(a)、(b)可知,沿着管内流体的流动方向,管 1 和管 9 计算单元处的总传热系数逐步降低,这是因为传热温差逐步降低,进而导致热流密度逐步降低。由图 12(c),管 14 在前 4 个单元的总传热系数有所上升,这是由于单元外表面的干斑现象逐渐消失所造成的。



(a)管 1



(b)管 9



(c)管 14

图 12 传热系数沿管长方向的变化

Fig. 12 Variation of heat transfer coefficient along the tube

由图 13 可知,当管内流速为 $1.98\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,管 1 的平均热流密度是 $8.09\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$,换热管内、外壁面对流换热的热阻之比大约是 1.84;管 9 的平均热流密度是 $27.00\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$,换热管内、外的热阻之比大约是 2.13。因此,当该管型用于降膜式换热时,其管内热阻是主要热阻,强化管内的传热更有利于降膜式蒸发器的能效提升。

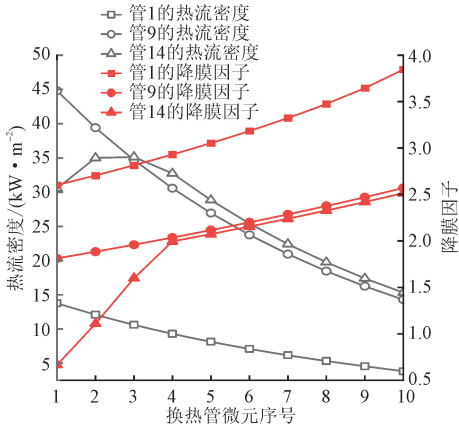


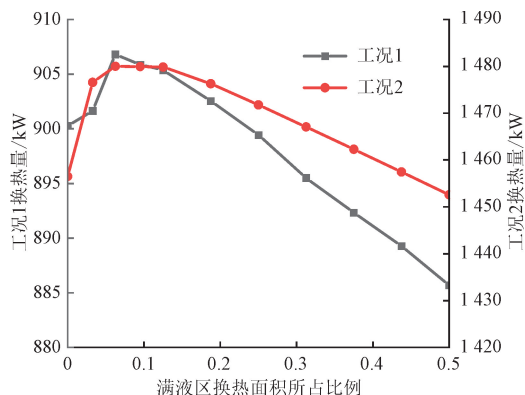
图 13 热流密度和降膜因子沿管长的变化

Fig. 13 Variation of heat flux and falling film factor along tube

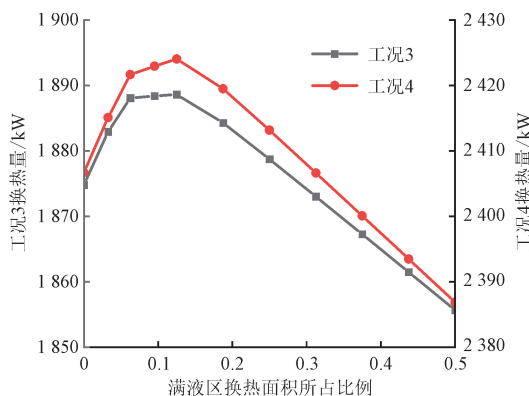
3.2 满液区换热面积所占比例比对换热量的影响

不同满液区换热面积下 4 种工况的换热量计算结果如图 14 所示。对于 4 种工况,蒸发器的换热量均随着满液区换热面积所占比例的增大先增大后减小。换热量先增大的原因是降膜区的换热管外表面干斑区域的面积随着满液区换热面积所占比例的增大而减小;换热量随后下降的原因是此时换热管外表面干斑区域的面积可以忽略不计,但是

在该热流密度下,降膜换热的对流换热系数较池沸腾高。



(a) 工况 1 和 2



(b) 工况 3 和 4

图 14 满液区换热面积所占比例对换热量的影响

Fig. 14 Effect of the proportion of heat transfer area in the flooded zone on heat transfer

由图 14 可以看出,当满液区换热面积所占比例为 0.063 时,工况 1 和工况 2 的换热热量最大,分别为 906.82 kW 和 1480.02 kW;当满液区换热面积所占比例为 0.125 时,工况 3 和工况 4 的换热热量最大,分别为 1888.63 kW 和 2424.06 kW。由此可知,在较大的换热热量范围(超过 500 kW)内,最优的池沸腾换热面积比例维持不变。这主要是由于蒸发器换热热量较高时,降膜区的降膜流量也大,因此降膜区换热管外不易发生干斑现象;蒸发器换热热量低的时候虽然降膜流量小,但降膜区换热管外发生干斑的可能性也大大降低。然而,该换热热量仿真模型忽略了蒸气剪切作用等因素的影响,因此最优满液区换热面积所占比例的实际值应该比计算值大,如图 15 所示。

对于本文研究的蒸发器,降膜沸腾是主要的换热形式,因此管束外表面的润湿性是影响蒸发器性能的关键因素。根据文献中的模拟结果,液态制冷剂在水平管束的流动呈现如下规律:上部分管排的

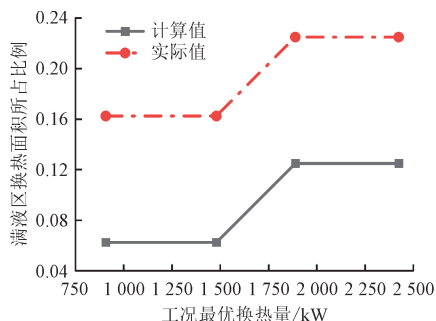


图 15 最优换热热量下对应的满液区换热面积所占比例
Fig. 15 Proportion of heat transfer area in the flooded zone corresponding to the optimal heat transfer

液膜流动相对稳定,而下部分管排液膜干涉现象(液滴飞溅和液膜搭桥等)严重^[6, 22-24]。这些液膜干涉现象将造成下部分管排出现管壁干斑的问题,从而降低降膜式蒸发器的性能。

要使计算值尽量接近实际值,应该对降膜过程进行优化以尽量抑制下部分管排的液膜干涉现象。针对蒸发器下部管束处由于液膜干涉现象导致的管壁干斑的问题,可以参考何茂刚等^[25]提出的二次布液思想,在降膜区的中间区域加装一个布液装置。通过二次布液可以减少单次布液下降膜流动的管排数,从而减少液膜干涉现象的发生。

4 结 论

本文结合分布参数模型和贝叶斯优化算法,提出了蒸发器换热的智能仿真模型,该仿真模型具有较高的计算精度和适应性。通过分析研究,主要得出以下结论。

(1)融合机理和数据的仿真方法可以提高模型的精度和适应性。建立的蒸发器换热仿真模型对大型单出口二流程水平管降膜式蒸发器的 19 种工况的换热热量预测误差不超过 $\pm 6\%$,可以为水平管降膜式蒸发器的设计和优化提供参考。

(2)使用 Roques 降膜换热模型和 Habert 降膜换热模型时的均方根误差分别为 0.044 和 0.033。相比 Roques 降膜换热模型,在所提出的模型中采用 Habert 降膜换热模型时的计算精度更高,且模型参数从 6 个减少为 2 个。

(3)在较大的换热热量范围(超过 500 kW)内,单出口水平管降膜式蒸发器的最优池沸腾换热面积比例维持不变,这指明了蒸发器在设计和运行方面的优化方向。

(4)当管内流速为 $1.98 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 且管外是降膜

式换热时,换热管内、外壁面对流换热的热阻之比超过1.8。对于本文研究的水平管降膜式蒸发器,从管内对流换热和二次布液两个角度进行优化均能有效提升蒸发器的换热性能。

参考文献:

- [1] 王从飞,曹锋,李明佳,等. 碳中和背景下新能源汽车热管理系统研究现状及发展趋势[J]. 科学通报, 2021, 66(32): 4112-4128.
WANG Congfei, CAO Feng, LI Mingjia, et al. Research status and future development of thermal management system for new energy vehicles under the background of carbon neutrality [J]. Chinese Science Bulletin, 2021, 66(32): 4112-4128.
- [2] HE Yaling, TANG Songzhen, TAO Wenquan, et al. A general and rapid method for performance evaluation of enhanced heat transfer techniques [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 145: 118780.
- [3] “中国学科及前沿领域发展战略研究(2021—2035)”项目组. 中国能源科学 2035 发展战略[M]. 北京: 科学出版社, 2023.
- [4] WANG Qifan, LIU Xuetao, LI Minxia, et al. Numerical simulation of heat transfer characteristics of falling-film evaporation of R32/R134a non-azeotropic refrigerant outside a horizontal tube [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2023, 148: 107001.
- [5] XU Bo, JIANG Chun, CHEN Zhenqian. Numerical study on flow heat transfer characteristics of horizontal tube falling-film evaporator [J]. Journal of Thermal Science, 2021, 30(4): 1302-1317.
- [6] ZHAO Chuangyao, YAO Zhuoliang, QI Di, et al. Numerical investigation of tube bundle arrangement effect on falling film fluid flow and heat transfer [J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 201(Part B): 117828.
- [7] GUO Yali, BAO Minle, GONG Luyuan, et al. Numerical investigation of the falling film thickness and heat transfer characteristics over horizontal round tube [J]. International Journal of Multiphase Flow, 2022, 149: 103977.
- [8] ZHAO Chuangyao, QI Di, JI Wentao, et al. A comprehensive review on computational studies of falling film hydrodynamics and heat transfer on the horizontal tube and tube bundle [J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 202: 117869.
- [9] HOU Hao, BI Qincheng, ZHANG Xiaolan. Numerical simulation and performance analysis of horizontal-tube falling-film evaporators in seawater desalination [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2012, 39(1): 46-51.
- [10] SHEN Shengqiang, GONG Luyuan, LIU Hua, et al. Characteristic study of steam maldistribution in horizontal-tube falling film evaporators [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 75: 635-647.
- [11] GONG Luyuan, SHEN Shengqiang, LIU Hua, et al. Three-dimensional heat transfer coefficient distributions in a large horizontal-tube falling film evaporator [J]. Desalination, 2015, 357: 104-116.
- [12] GONG Luyuan, ZHOU Shihe, GUO Yali, et al. Distribution of brine temperature in a large-scale horizontal-tube falling film evaporator [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 164: 114437.
- [13] YANG Li, WANG Wen. The heat transfer performance of horizontal tube bundles in large falling film evaporators [J]. International Journal of Refrigeration, 2011, 34(1): 303-316.
- [14] 翟玉燕, 黄兴华. 基于分布参数模型的水平管式降膜蒸发器模拟 [J]. 机械工程学报, 2009, 45(7): 284-290.
ZHAI Yuyan, HUANG Xinghua. Prediction of the performance of falling film evaporator with horizontal tube bundle based on a distributed parameter model [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(7): 284-290.
- [15] HU Bin, YAN Hongzhi, WANG R Z. Modeling and simulation of a falling film evaporator for a water vapor heat pump system [J]. Applied Energy, 2019, 255: 113851.
- [16] LI YingLin, WANG Ke, WU Wei, et al. Study on the effect of refrigerant distributing nonuniformity on the performance of falling-film evaporator with liquid recirculation system [J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 82: 199-211.
- [17] ROQUES J F, THOME J R. Falling films on arrays of horizontal tubes with R-134a: part II flow visualization, onset of dryout, and heat transfer predictions [J]. Heat Transfer Engineering, 2007, 28(5): 415-434.
- [18] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [19] HABERT M, THOME J R. Falling-film evaporation on tube bundle with plain and enhanced tubes: part II new prediction methods [J]. Experimental Heat Transfer, 2010, 23(4): 281-297.
- [20] GHAHRAMANI Z. Probabilistic machine learning and artificial intelligence [J]. Nature, 2015, 521(7553): 452-459.

(下转第 82 页)

- 123-138.
- [12] YI Tinghua, LI Hongnan, WANG Chuanwei. Multiaxial sensor placement optimization in structural health monitoring using distributed wolf algorithm [J]. *Structural Control and Health Monitoring*, 2016, 23 (4): 719-734.
- [13] LI Shiqi, ZHANG Heng, LIU Shiping, et al. Optimal sensor placement using FRFs-based clustering method [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 385: 69-80.
- [14] YOGANATHAN D, KONDEPUDI S, KALLURI B, et al. Optimal sensor placement strategy for office buildings using clustering algorithms [J]. *Energy and Buildings*, 2018, 158: 1206-1225.
- [15] 张恒, 李世其, 刘世平, 等. 一种聚类优化的传感器布置方法研究 [J]. *振动与冲击*, 2017, 36 (14): 61-65.
- ZHANG Heng, LI Shiqi, LIU Shiping, et al. Optimal sensor placement by using clustering method [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017, 36 (14): 61-65.
- [16] SUN Hao, BÜYÜKÖZTÜRK O. Optimal sensor placement in structural health monitoring using discrete optimization [J]. *Smart Materials and Structures*, 2015, 24 (12): 125034.
- [17] YI Tinghua, LI Hongnan, ZHANG Xudong. Sensor placement on Canton Tower for health monitoring using asynchronous-climb monkey algorithm [J]. *Smart Materials and Structures*, 2012, 21 (12): 125023.
- [18] 刘艳, 刘贵杰, 刘波. 传感器优化布置研究现状与展望 [J]. *传感器与微系统*, 2010, 29 (11): 4-6.
- LIU Yan, LIU Guijie, LIU Bo. Research status and prospect on optimal placement of sensor [J]. *Transducer and Microsystem Technologies*, 2010, 29 (11): 4-6.
- [19] KARABOGA D. An idea based on honey bee swarm for numerical optimization: technical report TR06 [R/OL]. (2005-01-01) [2023-12-01]. http://mf.erciyes.edu.tr/abc/pub/tro6_2005.pdf.
- [20] CHEN Benlan. Analysis of shock calculation based on Newmark integral method [C]//*Journal of Physics: Conference Series*. Bristol, United Kingdom: IOP Publishing, 2021: 012056.
- [21] 杨金亮. 基于智能算法的传感器布设多目标优化方法研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2021.
- [22] 杨宝锋, 金路, 王晓锋, 等. 两条流体力传递途径下涡轮泵壳体振动特性 [J]. *火箭推进*, 2023, 49 (1): 72-79.
- YANG Baofeng, JIN Lu, WANG Xiaofeng, et al. Vibration characteristics of the turbopump casing under two different fluid force transmission paths [J]. *Journal of Rocket Propulsion*, 2023, 49 (1): 72-79.
- [23] 刘士杰, 梁国柱. 航天飞机主发动机高压燃料涡轮泵的故障模式 [J]. *航空动力学报*, 2015, 30 (3): 611-626.
- LIU Shijie, LIANG Guozhu. Failure modes of space shuttle main engine high-pressure fuel turbopump [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2015, 30 (3): 611-626.

(编辑 亢列梅)

(上接第 47 页)

- [21] SHIELDS B J, STEVENS J, LI Jun, et al. Bayesian reaction optimization as a tool for chemical synthesis [J]. *Nature*, 2021, 590 (7844): 89-96.
- [22] ABRAHAM R, MANI A. Heat transfer characteristics in horizontal tube bundles for falling film evaporation in multi-effect desalination system [J]. *Desalination*, 2015, 375: 129-137.
- [23] NIU Runping, KUANG Daqing, WANG Shizheng, et al. Simulation and experimental studies on the liquid desiccant dehumidification of horizontal tubes having a staggered arrangement [J]. *Journal of Building Engineering*, 2020, 27: 100931.
- [24] LIN Haoyu, MUNEESHWARAN M, YANG Chengmin, et al. On falling film evaporator: a review of mechanisms and critical assessment of correlation on a horizontal tube bundle with updated development [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2024, 150: 107165.
- [25] 何茂刚, 王小飞, 张颖. 制冷用水平管降膜蒸发器的研究进展及新技术 [J]. *化工学报*, 2008, 59 (S2): 23-28.
- HE Maogang, WANG Xiaofei, ZHANG Ying. Review of prior research and new technology for horizontal-tube falling-film evaporator used in refrigeration [J]. *Journal of Chemical Industry and Engineering (China)*, 2008, 59 (S2): 23-28.

(编辑 亢列梅)