

稳定蒸汽浸没射流冷凝传热系数评价

王珏, 陈力生, 刘建阁, 胡晨, 蔡琦

Evaluation of Condensation Heat Transfer Coefficient of Stable Steam Jet Submerged in Water

Wang Jue, Chen Lisheng, Liu Jiange, Hu Chen, and Cai Qi

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.13832/j.jnpe.2021.04.0027>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

喷洒器蒸汽浸没射流汽羽长度实验研究

Experimental Investigation on Plume Length of Submerged Steam Jet through Spargers

核动力工程. 2021, 42(4): 86–90

管束效应对含空气蒸汽冷凝传热影响数值分析

Numerical Analysis of Bundle Effect on Steam Condensation in Presence of Air

核动力工程. 2019, 40(5): 61–66

竖直管束外含空气蒸汽冷凝传热特性数值分析

Numerical Analysis on the Characteristics of Steam Condensation in Presence of Air under Vertical Tube Bundle Conditions

核动力工程. 2019, 40(5): 29–34

蒸汽发生器传热管密度波振荡现象研究

Research on Density Wave Oscillations in Steam Generator Heat Transfer Tube

核动力工程. 2021, 42(1): 8–14

危冷系统对蒸汽发生器传热管破损事故缓解能力分析

Analysis of Alleviation Capability of Emergency Cooling System in Steam Generator Heat Transfer Pipe Damage Accident

核动力工程. 2018, 39(4): 116–122

3×3棒束通道内蒸汽对流换热特性数值分析

Numerical Analysis of Convective Heat Transfer Characteristics of Steam in 3×3 Rod Bundles

核动力工程. 2020, 41(1): 21–27



关注微信公众号, 获得更多资讯信息

文章编号: 0258-0926(2021)04-0027-06; doi:10.13832/j.jnpe.2021.04.0027

稳定蒸汽浸没射流冷凝传热系数评价

王 珏^{1,2}, 陈力生¹, 刘建阁², 胡 晨², 蔡 琦¹

1. 海军工程大学核科学技术学院, 武汉, 430033; 2. 武汉第二船舶设计研究所, 武汉, 430064

摘要: 为分析稳定蒸汽浸没射流的传热特性, 对 3 类典型冷凝传热系数开展评价。结果表明: 平均传热系数实验值精度主要受界面面积计算模型影响, 由冷凝驱动势和蒸汽质量流速表征的传统半经验关系式在不同孔径下的预测偏差较大, 新增排放孔径为独立拟合变量的纯经验关系式适用范围更广且误差在 $\pm 30\%$ 以内; 界面传热系数的预测精度主要受汽羽微观参数取值的影响; 由压力振荡主频表征的无量纲传热系数在低池水过冷度下与实验值偏差较大, 关系式中纳入汽羽贯穿长度后, 预测趋势与实验值类似。

关键词: 蒸汽浸没射流; 冷凝传热; 汽羽贯穿长度; 平均传热系数

中图分类号: TL334 **文献标志码:** A

Evaluation of Condensation Heat Transfer Coefficient of Stable Steam Jet Submerged in Water

Wang Jue^{1,2}, Chen Lisheng¹, Liu Jiange², Hu Chen², Cai Qi¹

1. College of Nuclear Science and Technology, Naval University of Engineering, Wuhan, 430033, China;
2. Wuhan Second Ship Design and Research Institute, Wuhan, 430064, China

Abstract: In order to analyze the heat transfer characteristics of a stable submerged steam jet, three types of condensation heat transfer coefficients (HTCs) were evaluated. The results show that the accuracy of the experimental values of the average HTC is mainly influenced by the calculation of the interfacial area, and the traditional semiempirical correlation (characterized by the condensation driving potential and the steam mass flux) has a large deviation from the prediction at different discharge diameters. A fully-empirical correlation with a wider applicable range can be obtained by adding the discharge diameter as independent fitting variable, and the discrepancy between prediction and experimental data is within $\pm 30\%$. The accuracy of the interfacial HTC is mainly influenced by the microscopic parameters of the steam plume. The dimensionless HTC (characterized by the dominant frequency of pressure oscillation) deviates significantly from the experimental value at low water subcooling, and the predicted trend is similar to the experimental value when the steam plume penetration length is fitted in the correlation.

Key words: Submerged steam jet, Condensation heat transfer, Steam plume penetration length, Average heat transfer coefficient

0 引 言

蒸汽-过冷水直接接触式冷凝技术换热效率高且无需配备换热器, 广泛应用于核电厂安全系统设计中, 如先进压水堆的自动卸压系统和沸水堆的安全壳抑压系统。蒸汽浸没射流冷凝是该技

术的关键机理现象, 由于流动传热过程复杂多变, 国内外学者对此开展了广泛研究^[1]。

蒸汽射流浸入过冷水后, 汽-液两相呈现不同的界面特性。Cho 等^[2]根据高速摄像图像及压力振荡信号, 提出了 6 区域冷凝相图, 包括:

收稿日期: 2020-06-04; 修回日期: 2020-08-16

基金项目: 国家重点研发计划(2017YFC0307800)

作者简介: 王 珏(1989—), 男, 工程师, 博士研究生, 现从事核安全与核应急研究工作, E-mail: wangjuebey@sina.com

①间歇区 (C): 池水周期性回流入排放管, 伴随低频高强度振荡; ②过渡区 (TC): 排放出口形成小汽泡簇, 汽泡颈缩时产生间歇性振荡; ③冷凝振荡区 (CO): 汽-液界面剧烈运动, 形成高频振荡; ④汽泡冷凝振荡区 (BCO): 不规则蒸汽泡脱离排放管, 逃逸或被冷凝; ⑤稳定冷凝区 (SC): 蒸汽平稳地冷凝; ⑥界面振荡冷凝区 (IOC): 汽-液界面振荡剧烈, 部分蒸汽泡逃逸。

评估不同区域的传热特性对研究蒸汽射流冷凝机理具有重要意义。在 IOC 区和 BCO 区, 蒸汽可能会逃逸出液面而不被冷凝, 实际应用中多通过加装冷却系统、限制运行温度等方式进行规避; 在 C 区和 CO 区 (含 TC 区), Aya 等^[3]定义了不同的传热系数, 并基于实验数据开展了对比分析, 得出其数量级分别为 $10^6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}$ 和 $10^5 \sim 10^6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{C}^{-1}$; 在 SC 区, 国内外学者提出了不同的计算模型, 但涉及传热系数评价的研究相对较少。本文基于实验数据对 SC 区 3 类典型传热系数模型开展分析, 以丰富蒸汽浸没射流传热特性的研究。

1 冷凝传热系数的定义

与换热器式冷凝相比, 直接接触式冷凝质能交换剧烈, 汽-液交界面不固定, 传热特性通常无法直接测量, 传热系数的具体定义或处理方法对其评价有重要意义。

1.1 平均传热系数

假设汽-液传热传质仅发生在两相交界面且热流分布均匀^[4], 根据能量平衡可定义对流换热式平均传热系数如式 (1) 所示^[5]。其中, 传热面积难以直接测量, 前人多假定其为轴对称规则几何面。圆锥、椭球等^[6]可由式 (2-1) 和式 (2-2) 计算, 抛物状、球状等^[1]可由式 (2-3) 计算。具体地, 由高速摄像机捕捉汽羽侧视图, 获取轴、径向特征长度后带入式 (2), 求得传热面积后带入式 (1) 即可计算平均传热系数。

$$h_{\text{ave}} = \frac{G_c A_c h_{\text{fg}}}{A_i (T_s - T_f)} \quad (1)$$

$$A_i = \int_0^l 2\pi r(x) dx = \frac{1}{2} \pi d_c l \quad (2-1)$$

$$A_i = \int_0^l 2\pi r(x) dx = \frac{1}{2} \pi (d_c x_{\text{max}} + d_{\text{max}} l) \quad (2-2)$$

$$A_i = 2\pi \int_0^l r(x) \sqrt{1+r'^2(x)} dx \quad (2-3)$$

式中, h_{ave} 为平均传热系数; G_c 为出口蒸汽质量流速; h_{fg} 为汽化潜热; A_c 为排放面积; A_i 为界面面积; T_s 为蒸汽温度; T_f 为池水温度; $r(x)$ 为汽羽径向值; d_c 为排放管径; d_{max} 为汽羽径向最大值; x_{max} 为最大值对应的轴向长度; l 为汽羽长度。

1.2 界面传热系数

基于界面输送理论, Kim 等^[7]提出了 3 种界面传热系数模型: ①湍流强度模型认为汽-液界面的能量传输可通过界面附近的涡结构来描述, 局部涡基本不受主流区湍流的影响, 由蒸汽冷凝形成后脱离界面。涡结构的储能等于汽-液界面所承受的动能, 引入湍流 Stanton 数后可得表达式如式 (3) 所示; ②表面更新模型认为分子扩散由表面涡进行更新, 表达式如式 (4) 所示; ③剪切应力模型认为冷凝 Stanton 数 (由界面剪切速度表征) 与 Prandtl 数相关, 表达式如式 (5) 所示。后 2 种模型在推导中都代入了剪切速度和界面面积的表达式, 故结构形式类似, 详细推导过程参见文献 [7]。

$$h_i = St_t \left(\frac{1}{2n} \right)^{1/3} \left(\frac{\rho_f}{\rho_s} \right)^{2/3} c_p G_c \quad (3)$$

$$h_i = G_c \sqrt{\frac{k_f c_p}{85 \nu_f \rho_s} \frac{1}{4-2\eta} \left(\frac{d_c}{l} \right)} \quad (4)$$

$$h_i = 0.14 G_c \sqrt{\frac{k_f c_p}{\nu_f \rho_s} \frac{1}{4-2\eta} \left(\frac{d_c}{l} \right)} \quad (5)$$

式中, h_i 为界面传热系数; St_t 为湍流 Stanton 数, $St_t=0.0131$; n 为热边界层厚度与涡尺寸之比, $n=5$; ρ_f 为水密度; ρ_s 为蒸汽密度; c_p 为水定压比热容; k_f 为水导热系数; ν_f 为水运动粘度; η 为汽羽因子, $\eta=1-x_{\text{max}}/l$ 。

1.3 无量纲传热系数

武心壮等^[8]和 Qiu 等^[9]根据实验观察, 提出稳定蒸汽浸没射流的冷凝传热与压力振荡的变化趋势相似。对于压力振荡主频 (f), Hong 等^[10]提出的计算式如式 (6) 所示, f 线性反比于 l 。武心壮等^[8]对式 (6) 进行变形, 得到 l 关于 f 的表达式, 带入式 (7) 后, 获得无量纲传热系数如式 (8) 所示。在式 (8) 的基础上, Qiu 等^[9]根据实验数据拟合得出形式更简洁的表达式如式 (9) 所示。

$$f = \frac{\sqrt{3\gamma} K}{2\pi} \frac{K}{l} \sqrt{\frac{p_\infty}{\rho_f}} \quad (6)$$

$$h_{\text{ave}} = ac_p G_m B^b \left(\frac{G_e}{G_m}\right)^c \quad (7)$$

$$\frac{h_{\text{ave}}}{c_p G_m} = \frac{\pi d_e f}{BK} (G_e/G_m)^{1/2} \sqrt{\frac{\rho_f}{3\gamma p_\infty}} \quad (8)$$

$$\frac{h_{\text{ave}}}{c_p G_m} = 4.3 f d_e \sqrt{\frac{\rho_f}{p_\infty}} \quad (9)$$

式中, γ 为绝热系数, $\gamma=1.32$; K 为形状因子, $K=3.26$; p_∞ 为环境压力; G_m 为临界蒸汽质量流速, $G_m=275 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$; B 为冷凝驱动力, $B=c_p \Delta T/h_{\text{fg}}$, 其中 ΔT 为池水过冷度; a 、 b 、 c 为实验拟合经验系数。

2 冷凝传热系数的评价

本节基于文献 [11-13] 和本文开展的稳定蒸汽浸没射流实验, 对上节定义的冷凝传热系数开展评价。

2.1 平均传热系数

平均传热系数非直接测量, 实验值由式 (1) 计算, 变量包括蒸汽质量流速 (由质量流量和排放孔径计算)、池水过冷度 (测量)、排放孔径 (给定) 和界面面积 [由式 (2) 计算]。当蒸汽质量流速增大时, 界面面积增大, 但二者对于传热系数的影响相反; 类似地, 当池水过冷度减小时, 界面面积增大, 二者对于传热系数的影响也相反。因此, 汽水参数对平均传热系数的影响为非单调函数。

不同池水过冷度和排放孔径下的典型平均传热系数值如图 1 所示。由图 1 可知, 平均传热系数随排放孔径 (Φ) 的增大而减小, 但在不同池水过冷度下的变化不大。Kerney 等 [14] 通过引入无量纲输送模量 $S [S = h_{\text{ave}}/(c_p G_e)]$ 和 B 提出的汽羽贯穿长度 (l/d_e) 的机理模型如式 (10) 所示。Chun 等 [13] 对其变形获得了平均传热系数的半经验关系式 [式 (7)]。

$$l/d_e = B^{-1} (G_e/G_m)^{1/2} S^{-1} \quad (10)$$

对于 Chun 等 [13] 和 Kim 等 [12] 提出的半经验关系式, 在拟合范围内 c_p 、 h_{fg} 等参数波动不大, 故传热系数主要是池水过冷度 (幂指数 0.03~0.04) 和蒸汽质量流速 (幂指数 0.1~0.4) 的函数。此类拟合关系式与各自实验值的偏差能够控制

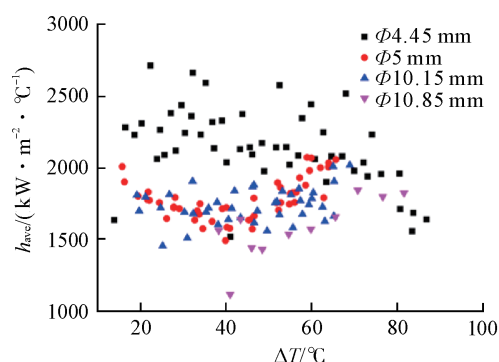


图 1 平均传热系数实验值分布^[11-13]
Fig. 1 Experimental Data of Average HTC^[11-13]

在 20%~30% 以内, 但与其他实验值的偏差较大, 部分工况超过了 50%。Chun 等 [13] 的排放孔径为 1.35~10.85 mm, 而 Kim 等 [12] 的排放孔径为 5~20 mm。虽然在推导中代入了汽羽贯穿长度, 但未将排放孔径作为独立变量, 这可能是造成外推误差偏大的原因。

鉴于此, 定义平均传热系数为蒸汽质量流速、池水过冷度和排放孔径的函数, 对文献 [11] 和文献 [13] 中的传热系数实验值进行拟合, 获得下式:

$$h_{\text{ave}} = 4.9552 \times 10^3 d_e^{-0.3597} \Delta T^{0.0707} G_e^{-0.0914} \quad (11)$$

式 (11) 中, 各参数的拟合范围分别为: $1.35 \text{ mm} \leq d_e \leq 20 \text{ mm}$ 、 $13 \text{ }^\circ\text{C} \leq \Delta T \leq 87 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $250 \leq G_e \leq 1188 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$; 平均传热系数随排放孔径的增大而减小, 随池水过冷度的变化而基本不变, 与 Gulawani 等 [15] 的结论一致; 但当蒸汽质量流速增大时, 传热系数随之减小, 与 Kim 等 [12] 和 Chun 等 [13] 的结论不一致。这是由于: 当孔径变小时, 维持稳定射流所需的蒸汽质量流速变高, 故实验研究中小孔径对应的高蒸汽质量流速工况更多。蒸汽质量流速增大时, 对应工况点的孔径可能更小 (幂指数更高), 传热系数实际可能增大。式 (11) 预测值与实验值误差在 $\pm 30\%$ 以内。

2.2 界面传热系数

Kim 等 [7] 使用 Chun 等 [13] 的实验数据 ($300 \sim 500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$) 验证了界面传热系数表达式, 并得出 n 值和汽羽因子是影响计算精度的主要因素。本节使用更广范围实验值评价此类模型。

湍流强度模型预测值与实验值 [13] 和纯经验拟合值的对比如图 2 所示。固定蒸汽质量流速

($\sim 460 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$) 时, 界面传热系数随池水过冷度的增大而略有减小, 与二者的偏差约在 20% 以内; 固定池水过冷度为 $\sim 65^\circ\text{C}$ 时, 界面传热系数随蒸汽质量流速的增大而明显增大。在蒸汽质量流速为 $400\sim 500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 范围内, 湍流强度模型与二者的偏差约在 15% 以内。当蒸汽质量流速小于 $400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 或大于 $700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 湍流强度模型的计算值明显偏大。观察式 (3) 可知, 在实验工况范围内, 等号右侧前 4 项的波动范围相对较小, 故界面传热系数近似线性正比于蒸汽质量流速, 这造成了较大的计算误差。由实验值的变化趋势推算, n 值随蒸汽质量流速的增大而增大, 在蒸汽质量流速为 $400\sim 500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 附近取 $n=5$ 能获得较合理的计算值。

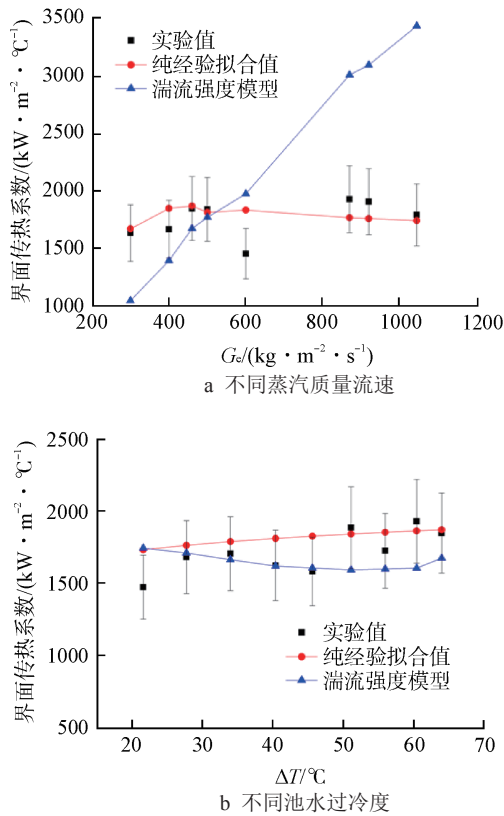


图 2 传热系数的湍流强度模型预测值与实验值的比较
Fig. 2 Comparison of Predicted HTC by Turbulence Model with Experimental Data

表面更新及剪切应力模型预测值与实验值^[13]及纯经验拟合值对比如图 3 所示, 汽羽因子基于 Kim 等^[7]的推荐值并根据蒸汽质量流速进行线性插值得出。固定蒸汽质量流速 ($\sim 460 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$)

时, 表面更新模型计算值略低, 与实验值及纯经验拟合值的偏差约在 25% 以内, 剪切应力模型计算值略高, 与实验值及纯经验拟合值的偏差约在 20% 以内。固定池水过冷度 ($\sim 65^\circ\text{C}$) 时, 当蒸汽质量流速低于 $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 2 种模型与实验值及纯经验拟合值的偏差约在 25% 以内。当蒸汽质量流速高于 $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, 剪切应力模型的计算值偏高, 与实验值偏差大于 50%。观察式 (4) 和式 (5) 可知, 界面传热系数正比于汽羽因子, 后者的取值对其数值有重要影响。

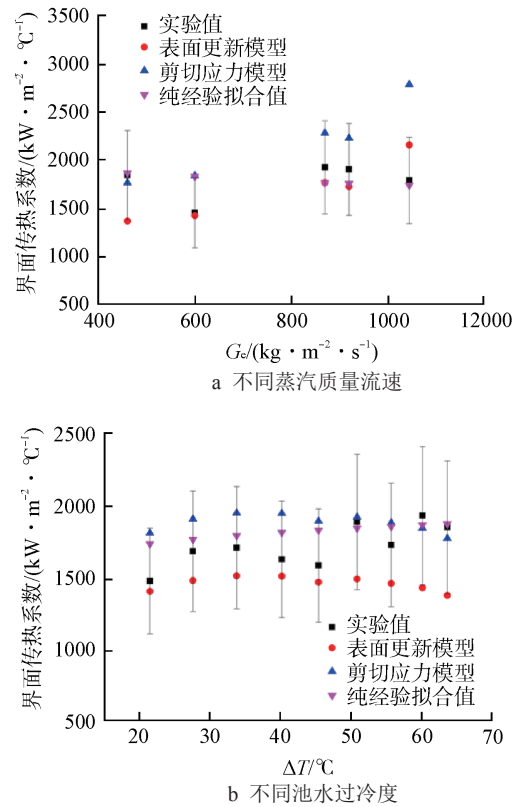


图 3 传热系数的表面更新及剪切应力模型预测值与实验值的比较
Fig. 3 Comparison of Predicted HTC by Surface Renewal and Shear Stress Models with Experimental Data

2.3 无量纲传热系数

本文对蒸汽质量流速为 $350、500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 工况下的压力振荡频率进行了测量, 并通过快速傅里叶转换获得了主频数值, 分别代入式 (8) 和式 (9) 后获得预测值, 其与实验值及纯拟合值的对比如图 4 所示。池水过冷度低于 40°C 时, 式 (8) 与实验值符合度更好; 池水过冷度高于

40℃ 时，式 (9) 与实验值符合度更好。考虑 c_p 、 ρ_l 等参数在实验工况范围内波动不大，取实验平均值带入式 (8) 和式 (9)，获得平均传热系数简化表达式如式 (12) 和式 (13) 所示。

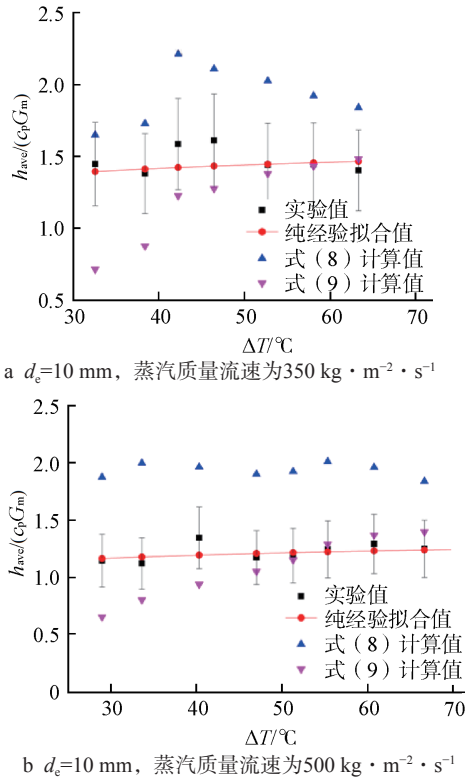


图4 无量纲传热系数预测值与实验值的比较

Fig. 4 Comparison of Predicted Dimensionless HTC with Experimental Data

$$h_{ave} \approx 2.0fd_c\Delta T^{-1}G_c^{0.5} \quad (12)$$

$$h_{ave} \approx 0.488fd_c \quad (13)$$

式 (12) 中，各参数的拟合范围分别为： $d_c=8$ mm、 $40^\circ\text{C} \leq \Delta T \leq 80^\circ\text{C}$ 、 $370 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1} \leq G_c \leq 724 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ ；式 (13) 中，各参数的拟合范围分别为： $d_c=8$ mm、 $30^\circ\text{C} \leq \Delta T \leq 80^\circ\text{C}$ 、 $441 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1} \leq G_c \leq 865 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

实验研究表明，稳定蒸汽浸没射流的压力振荡主频随池水温度的升高而减小，式 (13) 中的传热系数近似线性正比于频率值，故其变化趋势与频率值类似。但在固定蒸汽质量流速时，平均传热系数的实验值与池水温度关联性不强。因此，随池水温度的升高，二者的偏差逐渐增大。除压力振荡主频，式 (12) 还与蒸汽质量流速、池水过冷度和排放孔径相关，更符合物理规律，故其

计算趋势与实验值类似，偏差主要源于汽羽贯穿长度关系式，对经验系数重新拟合将获得更高的预测精度。

3 结 论

本文基于实验数据对 3 类稳定蒸汽浸没射流冷凝的传热系数开展评价，包括平均传热系数、界面传热系数和无量纲传热系数，得出结论如下：

(1) 平均传热系数实验值的精度主要受界面面积计算模型的影响。由于实验工况数有限，平均传热系数半经验关系式的适用范围较窄。当排放孔径不在拟合范围时，预测值与实验值偏差比较大。

(2) 基于蒸汽质量流速、池水过冷度和排放孔径对平均传热系数实验值重新拟合，得出纯经验关系式的适用范围较传统半经验关系式更广，与非拟合用实验值的偏差在 $\pm 30\%$ 以内。

(3) 湍流强度模型在蒸汽质量流速为 $400 \sim 500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 时与实验值偏差在 $\pm 20\%$ 以内，其他蒸汽质量流速工况下偏差较大，需对 n 值进行修正；表面更新模型和剪切应力模型在蒸汽质量流速在 $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ 以内时与实验值偏差在 $\pm 25\%$ 以内，蒸汽质量流速更高时，需对汽羽因子进行修正。

(4) 由压力振荡主频表征的无量纲传热系数在池水过冷度大于 45°C 时与实验值偏差在 $\pm 20\%$ 以内，由于结构形式简洁且变量可测，适合对传热系数进行估算；拟合汽羽长度的无量纲传热系数的变化趋势与实验值类似，对汽羽贯穿长度关系式进行修正后能获得更好的预测精度。

综上，平均传热系数和无量纲传热系数的预测精度主要取决于汽羽贯穿长度和界面换热面积的计算，界面传热系数的预测精度主要取决于汽羽微观参数 (n 值和汽羽因子) 的取值。

参考文献：

- [1] SONG C H, KIM Y S. Direct contact condensation of steam jet in a pool[J]. Advances in Heat Transfer, 2011(43): 227-288.
- [2] CHO S, SONG C H, PARK C K, et al. Experimental study on dynamic pressure pulse in direct contact condensation of steam jets discharging into subcooled water[C]//Proceedings of the 1st Korea-Japan

- Symposium on Nuclear Thermal Hydraulics and Safety. Pusan: Korean Nuclear Society, 1998: 291-298.
- [3] AYA I, NARIAI H. Evaluation of heat-transfer coefficient at direct-contact condensation of cold water and steam[J]. *Nuclear Engineering and Design*, 1991, 131(1): 17-24.
- [4] CUMO M, FARELLO G E, FERRARI G. Heat transfer in condensing jets of steam in water (pressure-suppression systems): RT/ING(77)8[R]. Italy, Roma: Comitato Nazionale Energia Nucleare, 1977.
- [5] SIMPSON M E, CHAN C K. Hydrodynamics of a subsonic vapor jet in subcooled liquid[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1982, 104(2): 271-278.
- [6] 孙露, 师二兵, 郝锐, 等. 音速浸没射流气羽特性实验研究[J]. *原子能科学技术*, 2018, 52(5): 834-838.
- [7] KIM Y S, PARK J W, SONG C H. Investigation of the stem-water direct contact condensation heat transfer coefficients using interfacial transport models[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2004, 31(3): 397-408.
- [8] 武心壮, 黄秀杰, 邱斌斌, 等. 蒸汽射流凝结换热系数计算的一种新方法[J]. *核动力工程*, 2015, 36(6): 41-44.
- [9] QIU B B, YAN J J, REVANKAR S T, et al. Pressure oscillation and a new method to calculate the heat transfer coefficient for steam jet condensation[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 104: 1152-1159.
- [10] HONG S J, PARK G C, CHO S, et al. Condensation dynamics of submerged steam jet in subcooled water[J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2012(39): 66-77.
- [11] KIM H Y, BAE Y Y, CHO H B, et al. A study on the behavior of bubble in quenching tank and optimal sparger design: KAERI/TR-962/98[R]. Daejeon, South Korea: Korea Atomic Energy Research Institute, 1998.
- [12] KIM H Y, BAE Y Y, SONG C H, et al. Experimental study on stable steam condensation in a quenching tank[J]. *International Journal of Energy Research*, 2001, 25(3): 239-252.
- [13] CHUN M H, KIM Y S, PARK J W. An investigation of direct condensation of steam jet in subcooled water[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1996, 23(7): 947-958.
- [14] KERNEY P J, FAETH G M, OLSON D R. Penetration characteristics of a submerged steam jet[J]. *AIChE Journal*, 1972, 18(3): 548-553.
- [15] GULAWANI S S, JOSHI J B, SHAH M S, et al. CFD analysis of flow pattern and heat transfer in direct contact steam condensation[J]. *Chemical Engineering Science*, 2006, 61(16): 5204-5220.

(责任编辑: 孙 凯)