

制冷工质 R245fa 在水平不锈钢强化管外 冷凝和沸腾换热性能的实验研究

姜东^{1,2}, 陈满³, 张富³, 张楠楠³, 程玉霖³, 冀文涛^{1,2}, 陶文铨^{1,2}

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学热流科学与工程教育部重点实验室,
710049, 西安; 3. 甘肃蓝科石化高新装备股份有限公司, 730070, 兰州)

摘要: 针对制冷工质 R245fa 在高温热泵和有机朗肯循环系统中换热效率低的问题, 对其开展了 304 不锈钢管外冷凝和沸腾换热性能的实验研究。以两根冷凝强化管(二维管 C1 和三维管 C2)和两根沸腾强化管(沸腾管 E1 和沸腾 T 型管 E2)为对象, 研究了冷凝温度为 50 °C、蒸发温度为 30 °C 条件下, 不同管型结构对不锈钢管强化相变换热性能的影响。研究表明: 对于冷凝换热较好的三维管 C2 和沸腾 T 型管 E2, 当流速为 1.0~4.0 m/s、热流密度为 20 kW/m² 时, 其总传热系数均在 2 500~3 200 W/(m²·K) 之间, 管壁热阻占总传热热阻的比例为 30%~40%; 管外不锈钢管翅片的管型对冷凝和沸腾换热性能有较大影响, 冷凝三维管 C2 和沸腾 T 型管 E2 的换热性能均表现较好, C2 管的总传热系数和管外传热系数分别比 C1 管高了 5%~7%、3%~8%, E2 管的总传热系数和管外传热系数分别比 E1 管高了 22%~32%、27%~38%。该研究可为高温热泵和有机朗肯循环系统中蒸发器和冷凝器的设计与优化提供重要参考, 有助于提高系统的换热效率和整体性能。

关键词: 制冷工质 R245fa; 不锈钢强化管; 传热系数

中图分类号: TK172 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202604018 **文章编号:** 0253-987X(2026)04-0218-09

Experimental Investigation on the Condensation and Boiling Heat Transfer Performance of Refrigerant R245fa Outside Horizontal Stainless Steel Enhanced Tubes

JIANG Dong^{1,2}, CHEN Man³, ZHANG Fu³, ZHANG Nannan³,

CHENG Yulin³, JI Wentao^{1,2}, TAO Wenquan^{1,2}

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

2. MOE Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

3. Gansu Lanke Petrochemical High-Tech Equipment Co., Ltd., Lanzhou 730070, China)

Abstract: To address the issue of low heat transfer efficiency of refrigerant R245fa in high-temperature heat pump and organic Rankine cycle systems, an experimental study on its condensation and boiling heat transfer performance outside 304 stainless steel tubes was conducted. Two enhanced condensation tubes (two-dimensional tube C1 and three-dimensional tube C2) and two enhanced boiling tubes (boiling tube E1 and T-type boiling tube E2) were selected as test subjects. The influence of different tube structures on the enhanced phase-change heat transfer performance of

收稿日期: 2025-08-08。 作者简介: 姜东(2001—),男,硕士生;冀文涛(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项
目: 国家自然科学基金资助项目(52476089)。

网络出版时间: 2025-10-10

网络出版地址: link.cnki.net/urlid/61.1069.t.20251009.0927.002

stainless steel tubes was investigated under a condensation temperature of 50 °C and an evaporation temperature of 30 °C. The results indicate that for the tubes with better heat transfer performance (the three-dimensional condensation tube C2 and the T-type boiling tube E2), the overall heat transfer coefficients range from 2 500 to 3 200 W/(m² · K) at a flow velocity of 1.0—4.0 m/s and a heat flux density of 20 kW/m². The thermal resistance of the tube wall accounts for 30%—40% of the total thermal resistance. The external fin structure of the stainless steel tubes significantly affects the condensation and boiling heat transfer performance. Both the three-dimensional condensation tube C2 and the T-type boiling tube E2 exhibit superior heat transfer performance. Compared to tube C1, the overall and external heat transfer coefficients of tube C2 are 5%—7% and 3%—8% higher, respectively. Similarly, compared to tube E1, the overall and external heat transfer coefficients of tube E2 are 22%—32% and 27%—38% higher, respectively. This study provides important references for the design and optimization of evaporators and condensers in high-temperature heat pump and organic Rankine cycle systems, contributing to the improvement of heat transfer efficiency and overall system performance.

Keywords: refrigerant R245fa; stainless-steel enhanced tubes; heat transfer coefficient

R245fa 是一种高温氢氟烃(HFC)工质,其全球变暖潜能值(GWP)相对较低,在高温、高沸点工况下具有较好的热力学性能和热稳定性,因此常被用于高温热泵和有机朗肯循环系统中。R245fa 的主要热量传递方式为沸腾和冷凝,其热量传递效率是影响系统效率的重要因素。

换热器是热泵的重要组成部分,而流动传热特性研究是设计和改良换热器的前提^[1]。刘炳伸等^[2]将制冷工质 R123、R141b、R245ca 和 R245fa 作为循环系统的工作介质,利用 REFPROP9.0 软件中的工质信息功能对比发现,R245fa 在单位容积制热量方面表现最佳,排气温度较低,显示出较好的循环性能。Cavallini 等^[3]在饱和温度为 40 °C 条件下,对 R245fa、R32 和 R134a 这 3 种制冷工质开展实验,实验对象为内直径为 0.96 mm 的水平光滑圆管。其研究结果表明,工质的流动模式主要呈现出由剪切力主导的环状流动特征。Ji 等^[4]对具有不同肋形结构的强化管开展实验研究,结果表明:翅片结构对强化管的换热性能有着显著影响,在管外蒸发过程中,R134a 的传热系数随着蒸发温度的升高以及热流密度的增大而显著提高。Kong 等^[5]对 R245fa 有机朗肯循环的分析表明,热水/饱和蒸汽组合热源提供最高的第二定律效率,随着热源温度升高,效率提高,但增加温差会降低效率;降低热水流量可提高效率,但流量过低需增大换热器面积。Zhang 等^[6]对 R410A 在厚度为 5 mm 微翅片管中的冷凝传热开展实验,发现微翅片管的传热系数是光管的 1.28 ~

1.65 倍。Bashar 等^[7]研究了 R1234yf 在光滑管和微翅片管中的冷凝传热特性,结果表明:微翅片管的传热性能是光滑管的 1.21~3.85 倍。郭雨等^[8]开展不锈钢三维强化管内冷凝传热实验,发现 1EHT 强化换热管的换热性能较为优异。唐苇羽^[9]通过研究表明,人字沟槽/涟漪纹强化管的冷凝传热系数是光滑管的 1.40~1.74 倍,且摩擦压降强化倍率可达 1.30~1.63。Wang 等^[10]开展强化管流动沸腾换热的实验研究,结果表明:复合高效的热传递管在沸腾强化传热实验中展现出最好的传热性能,且该管道的换热性能与管内核化点数的增加有关。Guo 等^[11]通过实验研究了纯工质 R245fa 及其混合物在光滑水平管内的流动沸腾换热特性,结果显示:在蒸发压力和管壁热流密度保持恒定的条件下,随着质量流量在特定范围内的增大,沸腾传热系数随之提升。Lin 等^[12]对制冷剂 R22 在不同微翅片管内的换热性能和压降规律进行研究,发现微翅片管的传热系数比光滑管高出 46.3%~63.6%,并通过研究确定了最优换热管的几何形状。王翠华等^[13]在雷诺数 Re 为 8 000~40 000 条件下,采用计算流体力学对内管为螺纹管的新型螺旋套管式换热器开展数值模拟研究,结果表明:在相同工况下,相较于光滑管换热器,采用螺纹管的螺旋套管式换热器管程中的努塞尔数提高显著,增幅在 36%~143%之间。唐华等^[14]的研究表明,增加螺旋角并优化齿形参数能够有效提升内螺纹铜管作为冷凝管的换热效率。然而,螺旋角的增加虽然有助于提高传热效率,但也可能导致

管内冷媒流动紊乱,压力损失增加^[15]。Liu等^[16]通过实验研究了饱和温度为30~45℃时,R245fa在内直径为4.58 mm的光滑管与强化管中的流动冷凝传热特性。其研究表明,增加管内冷却水的质量流速能够改善工质的传热性能,但强化效果存在一定的限制。Ji等^[17]对R134a、R1234ze(E)和R290这3种制冷剂在光滑管和强化管中的冷凝传热特性开展实验研究发现,R134a的传热性能最佳,在强化管上的整体传热系数比R1234ze(E)高出5.87%~13.88%,比R290高出13.39%~36.17%。尽管R290在光滑管中的传热性能接近R134a,但在强化管中的表现明显较差,这可能与低表面张力导致Gregorig效应减弱有关。Shu等^[18]对两种热回收工质R123和R245fa的换热性能开展研究,结果表明:在多种工况下,R245fa的换热性能明显优于R123,且其膨胀比也较低。Xie等^[19]以R245fa作为工质,在管径为14.81 mm、管长为1 200 mm的通道中开展冷凝换热实验,结果表明:冷凝传热系数不仅受到工质质量流量的影响,还与通道的倾斜角度密切相关,且可通过增加管壁的接触面积提高换热系数。

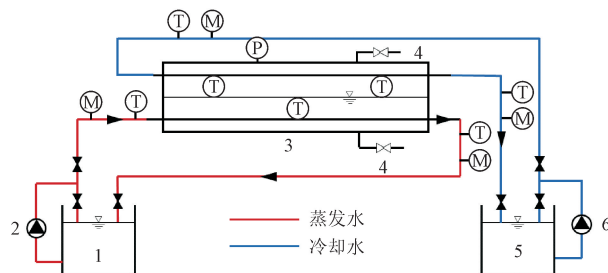
上述研究结果表明:R245fa工质在有机朗肯循环和热泵系统中有着重要应用。虽然已有较多学者开展了R245fa的相变换热研究,但针对304不锈钢材料强化传热管外沸腾和冷凝的系列研究仍然较少。由于余热回收过程中存在腐蚀工况,而不锈钢管的适用范围更广,与铜相比在价格方面也更有优势。因此,本文以光管和4根强化管为研究对象,对制冷工质R245fa在管外的换热性能开展实验研究,比较了管内、外传热系数和总传热系数并分析其影响因素,为热泵及有机朗肯循环系统蒸发器和冷凝器设计和优化提供参考。

1 实验系统与方案

1.1 实验系统与装置

如图1所示,实验系统由蒸发水循环系统、冷却

水循环系统和制冷剂循环系统组成。蒸发水和冷却水循环系统主要包括水箱、控制阀门、铂电阻、水泵、电加热棒、冷水机组和体积流量计等。制冷剂循环系统主要包括蒸发-冷凝器、测温铂电阻、压力表、测试管和角阀等。



1—热水箱;2—热水泵;3—冷凝蒸发器;4—排气阀;5—冷水箱;
6—冷水泵;T—铂电阻温度计;P—压力表;M—流量计。

图1 实验系统示意图

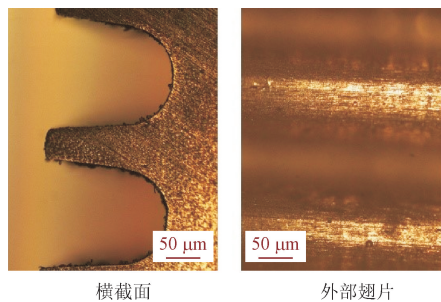
Fig. 1 Schematic diagram of experimental system

蒸发水在水泵的驱动下离开水箱,依次通过铂电阻和沸腾管,通过阀门调节水流量,电加热棒和冷水机组可根据要求调节水温,蒸发水离开沸腾管后经过铂电阻和体积流量计回到水箱。冷却水回路与蒸发水回路基本相同。制冷剂充满整个换热器,换热器内部固定两根沸腾管和两根冷凝管,液态制冷剂在沸腾管外蒸发,气态制冷剂在冷凝管外凝结。

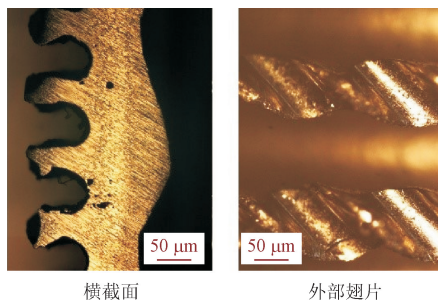
对于两个水循环系统,蒸发水水温可在0~80℃之间调节,冷却水水温可在0~60℃之间调节。采用铂电阻温度计测量回路的水温,精度为±0.05℃。采用数字压力表测量容器的压力,精度为±0.05%。采用西门子电磁流量计测量蒸发、冷却水的体积流量,精度为±0.10%。

1.2 测试管参数

对2根光管进行蒸发和冷凝工况实验校核,验证系统的测试精度。对4根强化管开展冷凝和蒸发换热实验。管子横截面和外部翅片的几何形状如图2所示。4根强化管的内、外两侧均通过螺纹肋进行强化,其几何结构参数由表1给出。



(a)C1(冷凝二维管)



(b)C2(冷凝三维管)

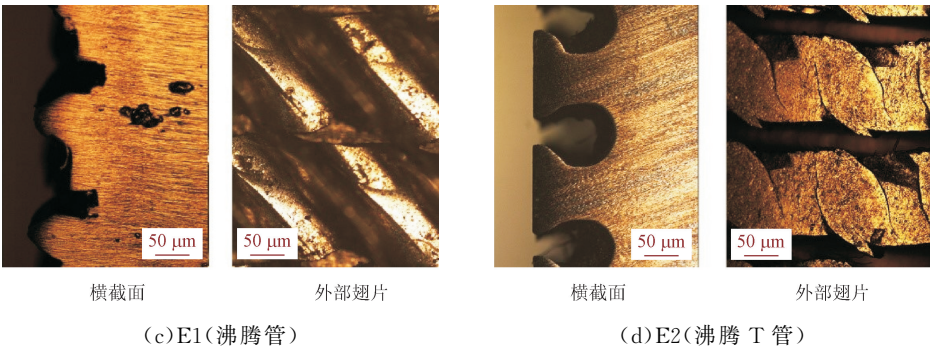


图 2 强化管横截面和外部翅片形貌

Fig. 2 Morphology of cross-sectional and external fins of enhanced tubes

表 1 强化管的几何结构参数

Table 1 Geometric parameters of enhanced tubes

管型	外直径/ mm	内直径/ mm	测试长度/ mm	内部肋高度/ mm	内部肋根 厚度/mm	内部肋 螺旋角度/(°)	外部肋 高度/mm	外部肋 间距/mm
冷凝光管	19.04	15.73	1 012					
沸腾光管	19.03	15.72	998					
C1(冷凝二维管)	19.05	15.58	963	0.395	1.476	50	0.978	0.752
C2(冷凝三维管)	19.05	15.81	1 017	0.524	3.012	50	0.997	0.724
E1(沸腾管)	19.03	15.59	941	0.681	3.478	50	0.568	0.548
E2(沸腾 T 管)	19.03	15.67	1 023	0.686	3.796	40	0.647	0.537

1.3 实验流程与工况

将待测管沿水平方向安装在换热压力容器内,开展密封性实验。首先,通过角阀将氮气充入换热器内,直至压力达到 1.0 MPa,每 4 h 记录一次压力数据,保证容器内的压力在 24 h 内无变化。随后,将容器内抽真空至 300 Pa,保证压力在 8 h 内无变化,此时认为实验系统密封性良好。接着,将制冷剂缓慢充进容器内,充入少量后立刻停止并重新抽真空至 300 Pa,重复该操作 4~5 次,以减少不凝结气体对实验带来的影响。最后,将各个走水管段与沸腾管和冷凝管用卡箍分别紧密连接,并将制冷剂充注到换热器内,使得制冷剂液面高于沸腾管约 20~30 mm。

将冷凝管和沸腾管一同安装在冷凝蒸发器中,通过控制水箱温度,调节沸腾管和冷凝管的进口水温,进而控制蒸发冷凝器内部的饱和温度。随着入口水温的变化,冷凝管和沸腾管的换热量也随之改变,进而控制换热热流密度,并使冷凝、蒸发换热量之间的偏差小于 5%,以确保测量数据的精度和系统运行的稳定性。

在有机朗肯循环和热泵系统中,R245fa 具有以下显著优势:①蒸发温度适中,蒸发潜热较大(25 ℃常温下达到 88.0~88.5 kJ/kg),能够有效匹配中低温废热和余热水源,提高系统的热能利用效率;②液相比热适中,气相膨胀特性良好,有利于换热器和循环系统的设计。表 2 列出了 R245fa 的热物性参数,为系统分析与实验提供基础数据。

在蒸发温度为 0~60 ℃、冷凝温度为 50~90 ℃时,R245fa 工质性能稳定,压力水平适中,蒸发温度接近余热温度,冷凝温度符合热泵供热要求,适合实验设备和热泵系统设计。综合考虑后,选择实验工况的蒸发温度为 30 ℃,冷凝温度为 50 ℃。

在制冷剂为 R245fa、冷凝饱和温度为(50.00±0.05) ℃、蒸发饱和温度为(30.00±0.05) ℃、管内冷却水雷诺数为 25 000~100 000、热流密度为 10~80 kW/m² 的工况下,对 3 根冷凝管和 3 根沸腾管分别开展冷凝换热及蒸发换热实验。整个实验过程中,由压力表读数得到的 R245fa 蒸气饱和温度,与冷凝-蒸发器压力容器由铂电阻温度计读出的温度温差小于 0.10 ℃,符合国际上通用的实验要求^[20-21]。

表2 R245fa 的热物性参数

Table 2 Thermophysical properties of R245fa

温度/℃	压力/MPa	饱和液密度/ (kg·m ⁻³)	饱和气密度/ (kg·m ⁻³)	饱和液比焓/ (kJ·kg ⁻¹)	饱和气比焓/ (kJ·kg ⁻¹)	液相比热/ (kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	气相比热/ (kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	蒸发潜热/ (kJ·kg ⁻¹)
0	0.21	1 426	4.25	63	151	1.36	0.87	95.2
10	0.25	1 410	5.10	67	155	1.35	0.88	93.1
20	0.31	1 395	5.99	71	159	1.34	0.88	91.0
30	0.37	1 380	6.92	75	163	1.33	0.88	88.8
40	0.44	1 365	7.90	79	167	1.32	0.89	86.5
50	0.52	1 350	8.93	83	171	1.31	0.89	84.1

2 实验数据

2.1 总传热系数

测定实验数据的过程中,应保证冷凝和沸腾换热的热平衡偏差小于5%。总传热系数计算式为

$$k = \frac{\varphi}{\pi d_o L \Delta t_m} \quad (1)$$

式中: φ 为总换热量; d_o 为管的外直径; L 为测量长度; Δt_m 为对数平均温差。

冷凝和蒸发工况下的对数平均温差分别为

$$\Delta t_{c,m} = \frac{t_{c,out} - t_{c,in}}{\ln((t_{c,s} - t_{c,in})/(t_{c,s} - t_{c,out}))} \quad (2)$$

$$\Delta t_{v,m} = \frac{t_{v,in} - t_{v,out}}{\ln((t_{v,s} - t_{v,out})/(t_{v,s} - t_{v,in}))} \quad (3)$$

式中: $\Delta t_{c,m}$ 、 $\Delta t_{v,m}$ 分别为冷凝和蒸发工况下的对数平均温差; $t_{c,s}$ 、 $t_{v,s}$ 分别为冷凝和蒸发工况下的温度; $t_{c,in}$ 、 $t_{c,out}$ 分别为冷凝工况下水的进口、出口温度; $t_{v,in}$ 、 $t_{v,out}$ 分别为蒸发工况下水的进口、出口温度。

热流密度的计算式为

$$q = \varphi/A_o \quad (4)$$

式中: A_o 为管的外表面积。

2.2 管内、外对流传热系数

对于管内无内螺纹强化的光管,可通过 Gnielinski 公式^[22-23]得到管内对流传热系数计算式如下

$$h_{ip} = \frac{\lambda_f}{d_i} \frac{(\xi/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(\xi/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{2/3}\right] \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.11} \quad (5)$$

$$\xi = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2} \quad (6)$$

式中: λ_f 为流体导热系数; d_i 为管的内直径; Pr_w 为壁面处的普朗特数。 Pr 取 $0.6 \times 10^5 \sim 1.0 \times 10^5$, Re 取 $2\,300 \sim 1\,000\,000$ 。

对于管内有内螺纹强化的强化管,总传热热阻的表达式可写为

$$\frac{1}{k} = \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + R_f + R_w \quad (7)$$

$$R_w = \frac{d_o}{2\lambda_t} \ln \frac{d_o}{d_i} \quad (8)$$

式中: A_i 为管的内表面积; h_o 、 h_i 分别为强化管的管外和管内传热系数; R_f 为管内污垢热阻,由于本文使用的传热管均出厂不久且实验水质良好,安装测试最长时间不超过一个月,因此在实验中可忽略不计; R_w 为管壁热阻; λ_t 为管的导热系数,管材质为 304L 不锈钢,其导热系数取 $15.2 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ 。

由式(5)和(6)得到光管内表面对流传热系数 h_{ip} ,再通过 Wilson 热阻分离法^[23-24]得到管内强化倍率 c_i ,然后由 $h_i = c_i h_{ip}$ 计算得到强化管的管内表面对流传热系数 h_i 。此外,将式(1)得到的总传热系数 k 以及上述方法得到的 h_i 代入式(7),采用分离变量法得到强化管的管外传热系数 h_o ,然后再根据实验得到的光管管外传热系数,进一步计算出管外强化倍率 c_o 。

2.3 不确定度分析

由于要求实验测定数据的热平衡偏差小于 5.00%,考虑到体积流量和温度测量误差的影响,总传热量的不确定度为 5.00%,热流密度的不确定度为 5.03%,总传热系数的不确定度为 5.17%^[23],Gnielinski 方程的偏差在 $\pm 10.00\%$ 以内,传热管管内侧热阻的不确定度为 10.00%,因此根据文献[25],得到管外传热系数的不确定度为 12.40%。

3 实验结果与讨论

3.1 光管校核实验

为验证实验系统的可靠性,在冷凝温度为 50℃、蒸发温度为 30℃时,将实验得到的水平光管外的冷

凝传热系数和沸腾传热系数分别与 Nusselt 理论解^[23]计算值、Cooper 公式^[23-26]预测值进行对比(表面粗糙度取 $0.3 \mu\text{m}$),得到的结果以双对数(以 10 为底)坐标形式呈现于图 3 和图 4 中。由图可见,实验测试结果与理论解和预测值的偏差均在 15% 以内,验证了实验测试系统的可靠性^[27]。

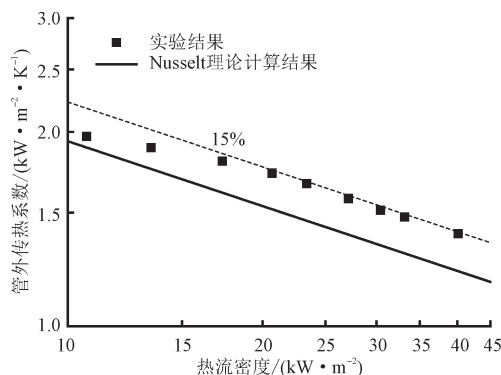


图3 冷凝光管管外传热系数实验结果与 Nusselt 理论结果的对比

Fig. 3 Comparison between experimental results of external heat transfer coefficient of condensed smooth tube and Nusselt theory results

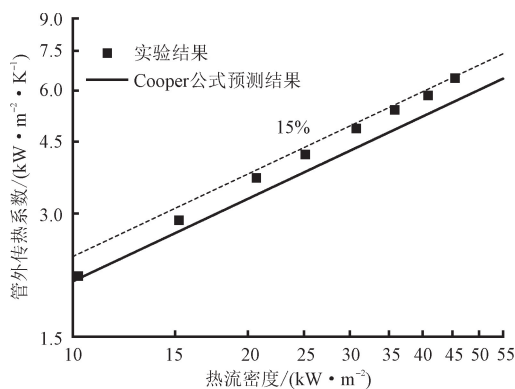


图4 沸腾光管管外传热系数实验结果与 Cooper 公式预测结果的对比

Fig. 4 Comparison between experimental results of external heat transfer coefficient of boiling smooth tube and Cooper formula prediction results

3.2 强化管管内传热系数

实验中,不锈钢强化管的管内壁面为内螺旋肋片结构,二维和三维冷凝管翅片的高度分别为 0.395 、 0.524 mm ,沸腾管肋高度为 0.680 mm 。对于制冷剂 R245fa,在冷凝温度为 50°C 、蒸发温度为 30°C 的工况下,保持热流密度为 20 kW/m^2 不变即

换热量不变,调节冷凝管、沸腾管管内水的流量和入口温度,对强化管的换热性能开展实验测试。通过调节管内水的雷诺数在 $25\,000 \sim 100\,000$ 之间,得到不同强化倍率下管内表面对流传热系数与雷诺数的关系,如图 5 所示。由图可知,管内强化倍率均大于 1,表明通过内螺纹强化之后,4 根强化管的管内换热性能均高于光管。这是因为水在内螺纹管内流动时,近壁面流体受肋结构扰动产生螺旋运动,破坏了热边界层发展;同时,轴向主流流经螺旋肋凸起影响产生周期性流动扰动,也提高了管内的对流换热效率。

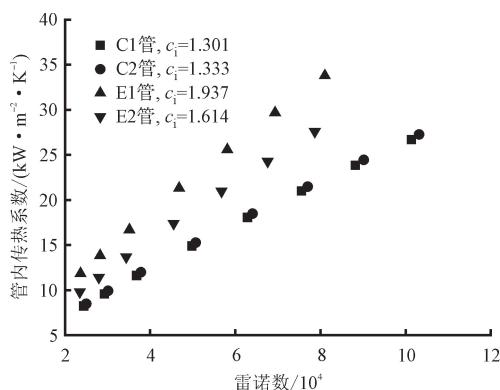


图5 不同强化管内传热系数随雷诺数的变化

Fig. 5 Variation of convective heat transfer coefficient with Reynolds number in different enhanced tubes

由图 5 还可以看出,尽管 C2 管的肋根厚度比 C1 管大 1 倍,且 C2 管的肋高更高,但管内换热效果却与 C1 管相近。这表明虽然肋片的高度和形状会影响管内水的湍流强度,但在此工况下,肋根厚度和肋高对管内水的扰动有限,因此对流换热效果的影响亦有限。E1 管内的换热性能明显优于 E2 管,平均提高了 22%。这是由于管内部肋的螺旋角度不同,E1 管的螺旋角度更大,对管内水的扰动更强烈,对流换热性能也明显增强,因此在此工况下改变内部肋的螺旋角度,较之改变肋根厚度和肋高有着更好的对流换热效果。

3.3 强化管总传热系数

在冷凝温度为 50°C 、蒸发温度为 30°C 的工况下,控制热流密度为 20 kW/m^2 不变,调节管内水的流速在 $1.0 \sim 4.0 \text{ m/s}$ 之间,分别得到冷凝管和沸腾管的总传热系数与管内水流速的关系,如图 6~图 7 所示。

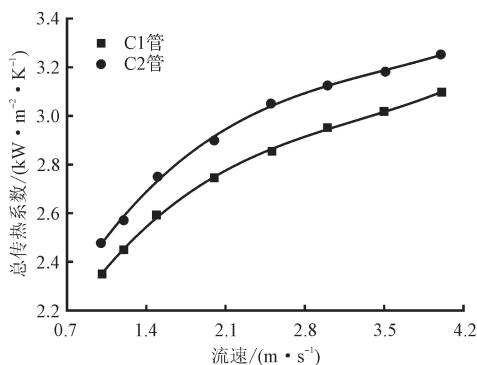


图6 不同冷凝管总传热系数随流速的变化

Fig. 6 Variation of overall heat transfer coefficient with flow velocity for different condenser tubes

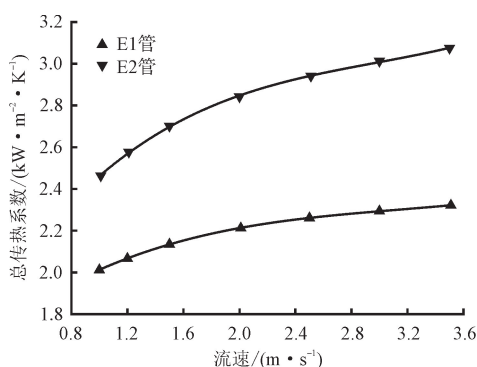


图7 不同沸腾管总传热系数随流速的变化

Fig. 7 Variation of overall heat transfer coefficient with flow velocity for different boiling tubes

对图6和图7进行分析,可得到以下结论。

(1)对于冷凝换热较好的C2管和沸腾较好的E2管,在流速为1.0~4.0 m/s、热流密度为20 kW/m²时,总传热系数均在2 500~3 200 W/(m²·K)之间。

(2)对于4根强化管,在热流密度为20 kW/m²、管内水流速为1.0~4.0 m/s的工况下,其总传热系数随管内水流速的增大而增大。随着流速升高,总传热系数增大趋势变缓。这是因为在低流速工况下,管内水侧对流热阻占总传热热阻的比例较大,从而在流速提升初期,总传热系数显著增大。随着流速持续增大,管内对流热阻占比下降,而管外(制冷剂侧)热阻占比上升,导致总传热系数的增长幅度趋于平缓。

(3)当管内水流速为1.0~4.0 m/s时,冷凝强化管C2的总传热系数较C1提高了5%~7%,而管内传热系数基本相近。这主要是由于总传热系数同时受管内和管外热阻的影响,液膜的厚度和流动状态是决定冷凝换热的关键因素。C2管的外结构能

有效扰动液膜、减小液膜热阻,从而显著提升了管外的对流换热性能。因此,C2管的管外换热效果优于C1管,导致其总传热系数显著提高。

(4)强化管E1的管内换热效果更好,但E2管的总传热系数较E1管高,在低流速下高出了22%~26%,在高流速下高出了27%~32%,表明E2管的管外换热性能明显优于E1管。这是因为沸腾换热不仅受到管内气泡强化和液膜搅动的影响,还受到管外对流换热的影响。随着流速增加,管外换热影响变大,E2的管外T型结构能够有效提高管外流体的对流换热能力,因此随着流速提高,总传热系数增大更明显。

3.4 管外传热系数

根据式(7)进行热阻分离,得到强化管管外传热系数,进而得到其随热流密度的变化规律。将得到的结果以双对数(以10为底)坐标形式呈现于图8和图9中。图10给出了C1、C2和E2管的管外强化倍率随热流密度的变化规律。

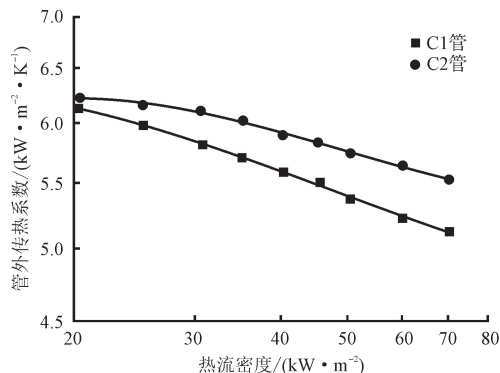


图8 不同冷凝管管外传热系数随热流密度的变化

Fig. 8 Variation of external heat transfer coefficient with heat flux density for different condenser tubes

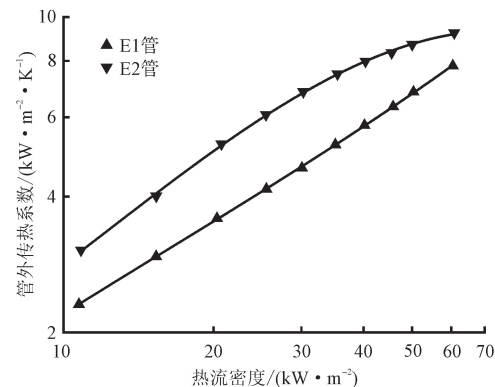


图9 不同沸腾管管外传热系数随热流密度的变化

Fig. 9 Variation of external heat transfer coefficient with heat flux density for different boiling tubes

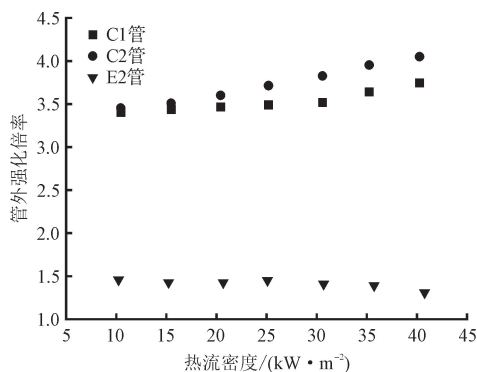


图10 不同强化管管外强化倍率随热流密度的变化

Fig. 10 Variation of external enhancement factor with heat flux density for different enhanced tubes

对图8~图10进行分析,可得到以下结论。

(1)冷凝管的管外传热系数随热流密度的增大而减小,沸腾管的管外传热系数随热流密度增大而增大。C1、C2和E2管的管外强化倍率分别为3.40~3.75、3.45~4.05和1.31~1.45,表明相较于光管,强化管的管外换热性能得到明显优化。然而,与图4中光管的管外传热系数相比,E1管管外传热系数的提高并不明显。

(2)C2管为三维管,相较于C1管的传热性能更优;E2管为更适用于沸腾换热强化的T型管,相较于E1管的换热性能更优。由此可知,对于导热系数较低的不锈钢管,换热管型改进对于提高沸腾和凝结相变传热系数仍有重要意义。二维强化管C2的管外换热性能较一维强化管C1提高了3%~8%,是光管的4倍左右。这是因为C1管和C2管的外部翅片结构不仅能增加换热面积,还能加速冷凝液的排出,从而进一步强化了换热性能。此外,C2的三维翅片更高,肋密度更大,顶端呈三维强化结构y型,上面的尖角使得冷凝液膜进一步变薄,从而减小了传热热阻。

(3)对于沸腾管,三维强化管E2的管外传热系数较二维强化管E1提高了7%~38%。这是由于E2管的翅片高度低,肋密度小,翅片呈T型,换热面积大,因此更易在翅片之间的T型空间内形成过热区域,生成汽化核心。同时,内部空穴结构中R245fa汽化产生的蒸汽大量排出,对翅片表面的液体有扰动作用,增强了液体工质与换热管表面的对流换热性能。相较于光管,E1管的强化效果并不明显。这是由于虽然E1管和E2管的管外肋密度基本相同,但其翅片结构并不能在换热管表面形成过热区域,仅通过换热面积的增加无法增强不锈钢管的相变换热。究其根本原因在于:不锈钢的导热系数相较于铜更

小,通过肋片传递到工质内部的热量有限。

4 结 论

采用R245fa工质,对304不锈钢光管和4根强化管在冷凝温度为50℃、蒸发温度为30℃工况下的相变换热进行传热实验研究,得到主要结论如下。

(1)对于冷凝换热较好的C2管和沸腾较好的E2管,在流速为1.0~4.0 m/s、热流密度为20 kW/m²时,总传热系数均在2500~3200 W/(m²·K),管壁热阻占总传热热阻的比例为30%~40%。

(2)对于冷凝换热,相较于光管,二维翅片结构C1管与三维翅片结构C2管的管外传热系数的强化倍率分别为3.40~3.75和3.45~4.05,其中三维强化结构C2管外部的翅片顶端呈y型,更有利于冷凝换热性能的提升。

(3)沸腾换热管E1和E2均为三维结构,E2管的管外传热系数比E1管提高了27%~38%,其呈T型的翅片更有利于不锈钢管沸腾传热性能的提高。

参考文献:

- [1] HUANG Lihao, TANG Cheng, JIANG Jingde, et al. Experimental research on refrigerant condensation heat transfer and pressure drop characteristics in the horizontal microfin tubes [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2022, 135: 106130.
- [2] 刘炳仲, 龚宇烈, 陆振能, 等. 用于高温热泵蒸汽系统的几种工质的循环性能 [J]. 可再生能源, 2015, 33(12): 1755-1761.
- [3] LIU Bingshen, GONG Yulie, LU Zheneng, et al. Several working fluids for high temperature heat pump steam system [J]. Renewable Energy Resources, 2015, 33(12): 1755-1761.
- [4] CAVALLINI A, BORTOLIN S, DEL COL D, et al. Condensation heat transfer and pressure losses of high-and low-pressure refrigerants flowing in a single circular minichannel [J]. Heat Transfer Engineering, 2011, 32(2): 90-98.
- [5] JI Wentao, LU Xiaodong, CHENG Dayong, et al. Effect of wettability on nucleate pool boiling heat transfer of a low surface tension fluid outside horizontal finned tubes [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2021, 125: 105340.
- [6] KONG R, DEETHAYAT T, ASANAKHAM A, et al. Thermodynamic performance analysis of a R245fa organic Rankine cycle (ORC) with different kinds of heat sources at evaporator [J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2019, 13: 100385.

- [6] ZHANG Jingzhi, ZHOU Naixiang, LI Wei, et al. An experimental study of R410A condensation heat transfer and pressure drops characteristics in microfin and smooth tubes with 5 mm OD [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 125: 1284-1295.
- [7] BASHAR M K, NAKAMURA K, KARIYA K, et al. Condensation heat transfer of R1234yf in a small diameter smooth and microfin tube and development of correlation [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2020, 120: 331-339.
- [8] 郭雨, 顾宗保, 张传财, 等. 不锈钢三维强化管管内流动沸腾与冷凝传热实验 [J]. *青岛科技大学学报(自然科学版)*, 2020, 41(5): 102-108.
GUO Yu, GU Zongbao, ZHANG Chuancai, et al. Experiments on flow boiling and condensation heat transfer in stainless steel three-dimensional enhanced tubes [J]. *Journal of Qingdao University of Science and Technology(Natural Science Edition)*, 2020, 41(5): 102-108.
- [9] 唐苇羽. 水平强化管内制冷剂冷凝与沸腾热力特性实验与数值模拟研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2021.
- [10] WANG Xu, KUKULKA D J, LIU Xiangzeng, et al. Evaporation flow heat transfer characteristics of stainless steel and copper enhanced tubes [J]. *Energies*, 2023, 16(5): 2331.
- [11] GUO Cong, WANG Jing, DU Xiaozhe, et al. Experimental flow boiling characteristics of R134a/R245fa mixture inside smooth horizontal tube [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 103: 901-908.
- [12] LIN Yuansheng, LI Junye, CHEN Zengchao, et al. Two-phase flow heat transfer in micro-fin tubes [J]. *Heat Transfer Engineering*, 2021, 42(5): 369-386.
- [13] 王翠华, 苏方正, 李光瑜, 等. 螺旋套管式换热器螺旋纹强化管程传热研究 [J]. *辽宁化工*, 2022, 51(6): 829-832.
WANG Cuihua, SU Fangzheng, LI Guangyu, et al. Study on heat transfer enhancement of screw thread in the tube side of spiral double-pipe heat exchanger [J]. *Liaoning Chemical Industry*, 2022, 51(6): 829-832.
- [14] 唐华, 李成恩, 武滔. 强化内螺纹铜管传热的试验研究及分析 [J]. *家电科技*, 2019(1): 114-117.
TANG Hua, LI Chengen, WU Tao. Experimental study on analysis on heat transfer of copper pipe with internal thread reinforcement [J]. *Journal of Appliance Science & Technology*, 2019(1): 114-117.
- [15] 丁永洁, 柳建华, 张良, 等. R404A 在水平内螺纹管中的冷凝换热研究 [J]. *热能动力工程*, 2020, 35(12): 141-147.
DING Yongjie, LIU Jianhua, ZHANG Liang, et al. Condensation heat transfer of R404A in horizontal inner-threaded tubes [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2020, 35(12): 141-147.
- [16] LIU Shengchun, SONG Ming, DAI Baomin, et al. Experimental study on R245fa condensation heat transfer in horizontal smooth tube and enhanced tube [J]. *Energy Procedia*, 2017, 142: 4169-4175.
- [17] JI Wentao, XIONG Shiming, CHEN Li, et al. Effect of subsurface tunnel on the nucleate pool boiling heat transfer of R1234ze(E), R1233zd(E) and R134a [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2021, 122: 122-133.
- [18] SHU Gequn, ZHAO Mingru, TIAN Hua, et al. Experimental comparison of R123 and R245fa as working fluids for waste heat recovery from heavy-duty diesel engine [J]. *Energy*, 2016, 115(Part 1): 756-769.
- [19] XIE Jian, XU Jinliang, CHENG Yu, et al. Condensation heat transfer of R245fa in tubes with and without lyophilic porous-membrane-tube insert [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 88: 261-275.
- [20] WEBB R L, RUDY T M, KEDZIERSKI M A. Prediction of the condensation coefficient on horizontal integral-fin tubes [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1985, 107(2): 369-376.
- [21] SUKHATME S P, JAGADISH B S, PRABHAKARAN P. Film condensation of R-11 vapor on single horizontal enhanced condenser tubes [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1990, 112(1): 229-234.
- [22] GNIELINSKI V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow [EB/OL]. [2025-05-23]. https://www.researchgate.net/publication/312656367_New_equation_for_heat_and_mass_transfer_in_turbulent_pipe_and_channel_flow.
- [23] 陶文铨. 传热学 [M]. 5 版. 北京: 高等教育出版社, 2019.
- [24] CHENG B, TAO W Q. Experimental study of R-152a film condensation on single horizontal smooth tube and enhanced tubes [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1994, 116(1): 266-270.
- [25] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1(1): 3-17.
- [26] COOPER M G. Saturation nucleate pool boiling: a simple correlation [M]. Oxford, UK: Pergamon, 1984.
- [27] JUNG D, KIM C B, HWANG S M, et al. Condensation heat transfer coefficients of R22, R407C, and R410A on a horizontal plain, low fin, and turbo-C tubes [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2003, 26(4): 485-491.

(编辑 李慧敏)