

大管径下 R152a 冷凝流动与传热特性研究

夏扬凯,罗向龙,何嘉诚,陈颖

(广东工业大学 材料与能源学院,广东 广州 510006)

摘要:工质在大管径通道内的流动与传热特性对于有机朗肯循环系统冷凝器设计至关重要。本文实验研究了内径为 9 mm 的水平光滑管内 R152a 在质量流速 131 ~ 306 kg/(m²·s)、饱和温度 303 ~ 323 K 下的冷凝流动与传热特性,在实验数据与传统传热流动关联式对比基础上,对关联式进行了修正。结果表明:R152a 冷凝传热系数和摩擦压降梯度在干度、质量流速和饱和温度的影响下呈现相同的变化趋势和变化幅度;质量流速增大对传热的强化作用在高干度区域更加明显;修正后的传热和摩擦压降梯度关联式对实验数据的平均预测偏差分别为 5.3% 和 6.3%,预测精度显著提高。

关键词:大管径;冷凝传热;实验;R152a;有机朗肯循环

中图分类号:TQ021.3 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2023.09.012

[引用本文格式]夏扬凯,罗向龙,何嘉诚,等.大管径下 R152a 冷凝流动与传热特性研究[J].热能动力工程,2023,38(9):96-102. XIA Yang-kai, LUO Xiang-long, HE Jia-cheng, et al. Experimental investigation on flow condensation heat transfer characteristics of R152a in a horizontal circular macro-channel[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(9): 96-102.

Experimental Investigation on Flow Condensation Heat Transfer Characteristics of R152a in a Horizontal Circular Macro-channel

XIA Yang-kai, LUO Xiang-long, HE Jia-cheng, CHEN Ying

(School of Materials and Energy, Guangdong University of Technology, Guangzhou, China, Post Code: 510006)

Abstract: The flow condensation heat transfer characteristics of the working fluid in a macro-channel are critical to the design of condenser in the organic Rankine cycle. In this paper, an experimental investigation on the flow condensation heat transfer characteristics of R152a with a mass flux of 131 to 306 kg/(m²·s) and a saturation temperature of 303 to 323 K in a horizontal smooth circular tube with 9 mm inner diameter is conducted. The comparison of experimental data and the predicted values based on traditional flow heat transfer correlations is conducted, and the correlations are revised. The result shows that the condensation heat transfer coefficient and frictional pressure drop gradient of R152a present the same change trend and amplitude under the influence of dryness, mass flux and saturation temperature. The enhanced effect of increasing mass flux on heat transfer is more obvious in the high dryness region; the mean prediction deviations of the revised correlations for heat transfer coefficient and frictional pressure drop gradient to experimental data are 5.3% and 6.3% respectively, indicating an obvious improved prediction accuracy.

Key words: macro-channel, condensation heat transfer, experiment, R152a, organic Rankine cycle

收稿日期:2022-10-11; 修订日期:2022-10-26

基金项目:国家自然科学基金面上项目(51876043);国家自然科学基金重点项目(51736005)

Fund-supported Project:General Program of National Natural Science Foundation of China (51876043); Key Program of National Natural Science Foundation of China (51736005)

作者简介:夏扬凯(1997-),男,广东工业大学硕士研究生。

通讯作者:罗向龙(1978-),男,广东工业大学教授。

引言

“双碳”目标的提出极大地促进了可再生能源利用和低品位余热回收技术的发展,有机朗肯循环(Organic Rankine Cycle, ORC)被认为是最具推广前景的中低温可再生能源和余热发电技术之一^[1-2]。

工质的物性以及流动与传热特性对 ORC 性能影响显著。R152a 具有零臭氧消耗潜能值(Ozone Depletion Potential, ODP),低全球变暖潜能值(Global Warming Potential, GWP)的特点,对环境影响较小的同时具有较好的热力学性能。Tchanche 等人^[3]针对低温太阳能 ORC,通过理论计算对 20 种工质进行筛选,结果表明,R152a 能满足各项指标,可作为低温太阳能 ORC 的优选工质。Yang 等人^[4-5]和 Le 等人^[6]也分别在大型船用柴油机余热回收和低温热回收系统的研究中肯定了 R152a 在热力学以及热经济方面的优越性能。

同时,R152a 的流动与传热特性也受到学者们的广泛关注。Li 等人^[7]实验研究了 R1234yf, R152a 和 R134a 在水平管内的沸腾传热和流动压降特性,结果显示,R152a 传热性能最好。Longo 等人^[8]研究了 R152a 和 R600a 在水平光滑管内的流动沸腾传热特性,结果表明,对流沸腾对传热有较大的影响,尤其是在低饱和温度、高质量流速、低热流密度以及高干度的情况下。Liu 等人^[9]研究了 R152a 在内径 0.75 mm 管道中的流动冷凝两相流型,结果发现,在小管径通道内,重力效应不再起主导作用。Longo 等人^[10]还通过实验对比了 R134a, R152a, R1234yf 以及 R1234ze(E)在内径 4 mm 水平光滑管内的冷凝流动与传热特性,发现 R152a 冷凝传热特性只对质量流速和干度的变化敏感。同时,R152a 的冷凝传热和流动压降特性都与 R134a 相似,可作为 R134a 的低 GWP 替代物。

尽管上述学者对 R152a 的流动与传热特性开展了较多的研究,但大多数研究都集中在制冷等方面的应用,所研究的管径较小。然而 ORC 中多采用大管径换热器^[11],现有的公开文献中对大管径下 R152a 的冷凝流动与传热特性研究还相对匮乏。因此,本文基于单管传热流动实验台,开展 R152a 管内冷凝流动与传热特性实验研究,分析各因素对其

管内流动冷凝传热特性的影响,对比了不同传热流动关联式的预测精度,进而提出了修正的传热系数及摩擦压降梯度关联式,为 ORC 系统冷凝器设计提供指导。

1 实验方法

1.1 实验设备

图 1 为实验装置示意图。该装置包括工质循环系统、冷却水循环系统和数据采集系统。在工质基础循环回路中,从储液罐流出的工质进入过冷器进行过冷以避免工质泵中出现汽蚀现象,在工质泵被加至高压,进入预热段,在预热段中加热至预设状态,随后进入测试段进行冷凝测试,接着在过热段中被加热至过热,并通过节流阀 2 降压,最终在冷凝器中冷凝为液态回到储液罐。

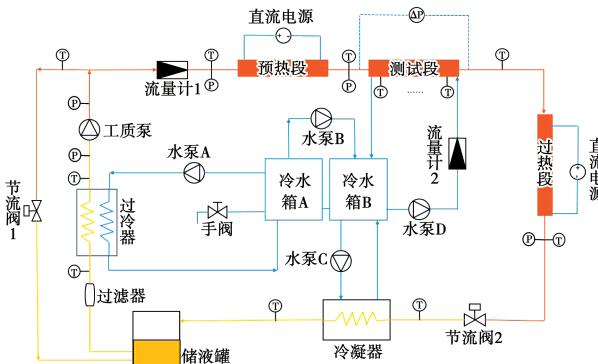


图 1 实验装置系统图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental facility

为了对工质流量和压力进行解耦控制,增设了泵后旁路。工质在工质泵出口分为两路,工作工质进入主路并完成循环,旁路工质通过旁路节流阀 1 回到储液罐;工质压力则由主回路节流阀 2 控制。阀后压力由冷凝器调节,过冷器控制工质泵进口的过冷度。以上调节均采用 PID 调节器进行控制,以保证实验过程的稳定性。

在实验过程中,冷量全部由水循环系统提供,水循环系统主要由两个冷水箱、水冷机组和不同温度范围的水泵组成。冷水箱 A 向过冷器提供 278 ~ 293 K 的低温冷却水。冷水箱 B 向冷凝器和测试段提供 288 ~ 313 K 的常温冷却水。冷水箱 A,B 温度由冷水机和 9 kW 可变功率加热器控制。两个不同温度的水箱满足了过冷器、冷凝器以及测试段的冷

量要求,保证了实验系统的安全运行。

图 2 为冷凝测试段结构图。测试段为一水平套管换热器,实际换热长度 1 500 mm。工质在内管内流动,冷却水则逆流通过内外管之间的环型通道。内管内径为 9 mm,外径为 12 mm;外管内径为 32 mm,外径 35 mm。为了精确地测量工质的管内传热特性,在内管以及外管进出口分别采用铂电阻温度测量传感器(PT-100)测量工质及水进出口温度,并在内管进出口设置压差计,测量工质的管内流动压降。

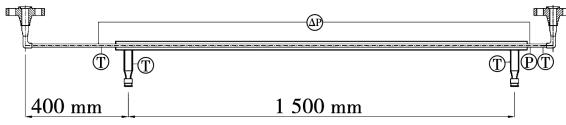


图 2 冷凝测试段结构图

Fig. 2 Structure diagram of condensation test section

1.2 数据处理与实验不确定性

计算所用物性数据均来自软件 REFPROP (Version 10.0a)。平均两相传热系数 h_{tp} , 可根据式(1)计算得到:

$$h_{\text{tp}} = \frac{1}{\left(\frac{\Delta T_{\text{LMTD}}}{Q} - \frac{1}{h_c \cdot A_i} - R_w\right) A_i} \quad (1)$$

式中: A_i, A_o —测试段内管的内、外壁换热面积, m^2 ; h_c —冷却水与内管外壁面之间的传热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 由 Gnielinski 关联式计算得出^[12]。 ΔT_{LMTD} —对数平均温差, K, 由式(2)计算得出; R_w —管道自身所引起的导热热阻, K/kW , 可通过式(3)计算得出; Q —测试段的冷凝负荷, kW , 通过冷却水流量以及进出口温度之差计算得到式(4):

$$\Delta T_{\text{LMTD}} = \frac{(T_{\text{sat}} - T_{c,\text{in}}) - (T_{\text{sat}} - T_{c,\text{out}})}{\ln[(T_{\text{sat}} - T_{c,\text{in}})/(T_{\text{sat}} - T_{c,\text{out}})]} \quad (2)$$

$$R_w = \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\lambda_l l} \quad (3)$$

$$Q = c_{p_e} \cdot m_e \cdot (T_{c,\text{out}} - T_{c,\text{in}}) \quad (4)$$

式中: $T_{c,\text{in}}, T_{c,\text{out}}$ —冷却水进出口温度, K, 由实验测量得到; T_{sat} —工质饱和温度, K; d_i, d_o —测试段内管的内、外直径, m; l —测试段的有效换热长度, m; λ_l —测试段内管材料的导热系数, $\text{kW}/(\text{m} \cdot \text{K})$; c_{p_e} —冷却水的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; m_e —冷却水流量, kg/s 。

平均干度 x 由式(5)计算得到:

$$x = \frac{x_{\text{in}} + x_{\text{out}}}{2} \quad (5)$$

式中: $x_{\text{in}}, x_{\text{out}}$ —工质进、出口干度,由式(6)~(7)计算得出:

$$x_{\text{in}} = \frac{H_{\text{ph,in}} + \frac{Q_{\text{ph}} - Q_{\text{loss,ph}}}{m_{\text{wf}}} - H_{\text{eva}}}{H_{\text{lv}}} \quad (6)$$

$$x_{\text{out}} = x_{\text{in}} - \frac{Q - Q_{\text{loss,test}}}{m_{\text{wf}} \cdot H_{\text{lv}}} \quad (7)$$

式中: $H_{\text{ph,in}}, H_{\text{eva}}$ —预热段入口焓值以及饱和液焓, kJ/kg ; H_{lv} —工质汽化潜热, kJ/kg ; Q_{ph} —预热段加热功率, kW ; $Q_{\text{loss,ph}}, Q_{\text{loss,test}}$ —预热段和测试段的漏热量, kW ; m_{wf} —工质流量, kg/s 。

摩擦压降梯度 $\Delta p_f/\Delta z$, kPa/m 由式(8)计算得出:

$$\frac{\Delta p_f}{\Delta z} = \frac{\Delta p_{\text{tot}} + \Delta p_{\text{ac}}}{l} \quad (8)$$

式中: Δp_{tot} —流动总压降, kPa , 由实验测量所得。 Δp_{ac} —加速压降, kPa , 由式(9)计算得出;

$$\Delta p_{\text{ac}} = G^2 \cdot (x_{\text{in}} - x_{\text{out}}) \cdot (V_v - V_i) \quad (9)$$

式中: G —工质质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; V_v, V_i —工质气、液相比体积, m^3/kg 。

所有实验数据均待系统稳定 30 min 后记录。测量参数不确定度如表 1 所示。传热系数由基本测量参数计算得到,其不确定度根据式(10)计算,最终传热系数不确定度为 13.5%。

$$\delta R = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{0.5} \quad (10)$$

式中: δR —总不确定度; R —因变量; X_i —自变量, 表示影响因变量 R 的测量参数。

表 1 实验设备及测量参数不确定度

Tab. 1 Uncertainties of measured and calculated values

测量参数	测量范围	不确定度
T/K	73 ~ 1 073	± 0.100
p/kPa	140 ~ 14 000	$\pm 0.075\ 0\%$
$M/\text{L} \cdot \text{h}^{-1}$	0 ~ 270	$\pm 0.100\%$
x	0.1 ~ 0.8	$\pm 0.964\%$
A/m^2	-	$\pm 0.160\%$
Q/kW	0 ~ 7	$\pm 4.80\%$
$h_{\text{tp}}/\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	-	$\pm 13.5\%$

2 结果与讨论

本文实验研究了 R152a 在不同工况下的管内冷凝流动与传热特性,分析了不同因素对传热系数及摩擦压降梯度的影响规律,工况范围如表 2 所示。

表 2 实验测试工况

Tab. 2 Experimental testing conditions

影响因素	工况范围
饱和温度 T_{sat}/K	303 ~ 323
质量流速 $G/\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$	131 ~ 306
干度 x	0.1 ~ 0.8

2.1 干度对摩擦压降梯度和传热系数的影响

图 3 为不同饱和温度和质量流速下,干度对摩擦压降梯度及传热系数的影响。图中可以看出,随着干度的降低,不同饱和温度和质量流速下的传热系数都呈现单调下降的趋势。这是由冷凝过程中流型的变化所引起的。如图 4 所示,工质由过热气体先后冷凝为环-雾流、环状流、半环状流等,最终成为过冷液。随着流型的转变,由于气液界面处受到的剪力减小,界面附近的湍流强度减弱,摩擦压降梯度降低。相应地,由于湍流强度的降低和液膜的增厚,

工质与管壁之间的传热热阻逐渐增大,传热受到抑制。

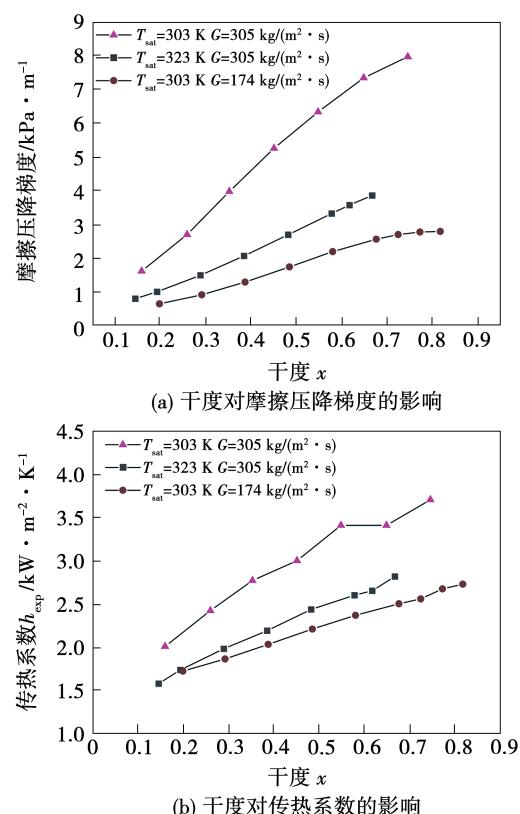


图 3 干度对摩擦压降梯度和传热系数的影响

Fig. 3 Influences of dryness on frictional pressure drop gradient and heat transfer coefficient



图 4 冷凝过程中的流型变化

Fig. 4 Transition of flow pattern during condensation

2.2 质量流速对摩擦压降梯度和传热系数的影响

质量流速对摩擦压降梯度和传热系数的影响如图 5 所示。图中可以看出,传热系数随质量流速增大而增大,且随着干度的升高,质量流速对传热性能的强化作用越来越明显。这是因为质量流速的增大不仅提高了工质对管壁的冲刷作用,还增大了气液界面附近的速度梯度从而造成更大的剪切应力,液膜厚度减小,大大降低了环状流区域的传热热阻。该过程也体现在摩擦压降梯度随质量流速的变化

上,更大的速度梯度、剪切应力以及气液界面面积使得摩擦压降梯度随着质量流速增大而增大,且随着干度的增大增幅逐渐明显。

2.3 饱和温度对摩擦压降梯度和传热系数的影响

图 6 为饱和温度对摩擦压降梯度和传热系数的影响。图中可以看出,随着饱和温度的升高,摩擦压降梯度和传热系数逐渐下降,这是由物性变化引起的。

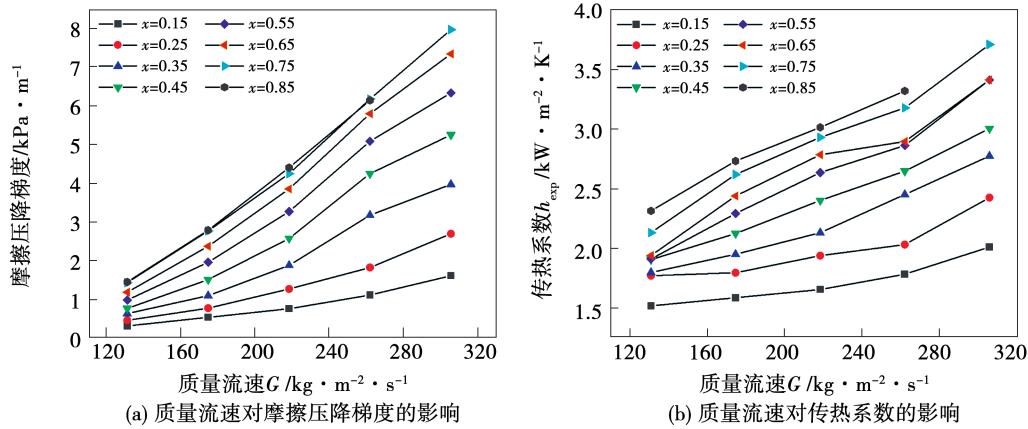


图 5 质量流速对摩擦压降梯度和传热系数的影响

Fig. 5 Influences of mass flux on frictional pressure drop gradient and heat transfer coefficient

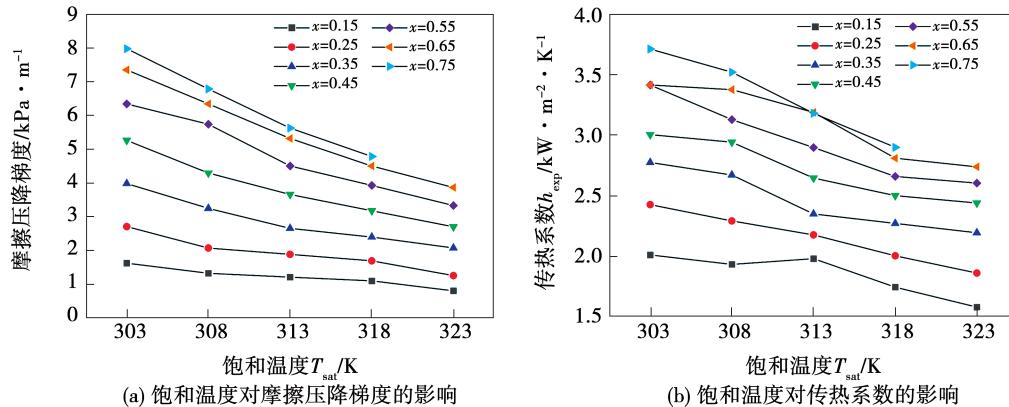


图 6 饱和温度对摩擦压降梯度和传热系数的影响

Fig. 6 Influences of saturation temperature on frictional pressure drop gradient and heat transfer coefficient

表 3 为工质热物理性质。随着饱和温度的升高,气相密度增大,气液密度差减小,气液之间的滑移速度随之减小。同时,气相运动粘度 ν_v 也随饱和温度的升高而降低,进一步降低了气液界面处的剪切应力,因此摩擦压降梯度随饱和温度的升高而降低;从表中也可以看出,饱和温度的升高也导致液相导热系数 λ_l 降低,从而增大了液膜所引起的导热热阻,进一步恶化了传热。

表 3 工质 R152a 热物理性质

Tab. 3 Thermal physical properties of R152a

T_{sat}/K	$\rho_l/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	$\rho_v/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	$\rho_l - \rho_v/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	$\lambda_l/10^{-3}\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$\nu_v/10^{-7}\text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$
303	886.6	21.4	865.2	96.0	4.8
313	859.7	28.3	831.4	91.8	3.8
323	830.8	37.1	793.7	87.7	3.0

2.4 关联式对比与修正

将传热流动实验数据分别与文献[13]~[21]中的传热或摩擦压降梯度关联式进行对比,结果如图 7 所示。其中文献[17]和文献[18]的关联式对本文实验数据预测精度最高,平均偏差分别为 12.7% 和 12.6% 左右。

通过观察发现,当实验工况进入“ ΔT -相关流型区”^[22](如图 8 所示),关联式预测偏差较高,分别可达 41.4% 和 49.3%。

如式(11)所示,由修正弗劳德数 J_G 的定义可知,由于管径较大,当干度和质量流速较小时,重力对流动的影响更容易超过惯性力而成为主导,使实验工况进入“ ΔT -相关流型区”。

$$J_G = \frac{x \cdot G}{[g \cdot d_i \cdot \rho_v \cdot (\rho_l - \rho_v)]^{0.5}} \quad (11)$$

式中: ρ_v, ρ_l —工质气相和液相密度, kg/m³; g —重力

加速度, m/s^2 。

针对这一区域,通过拟合对文献[17]和文献[18]关联式中的常系数进行修正。修正后的文献[17]关联式如下,平均两相传热系数 h_{tp} ,由式(12)计算得到。

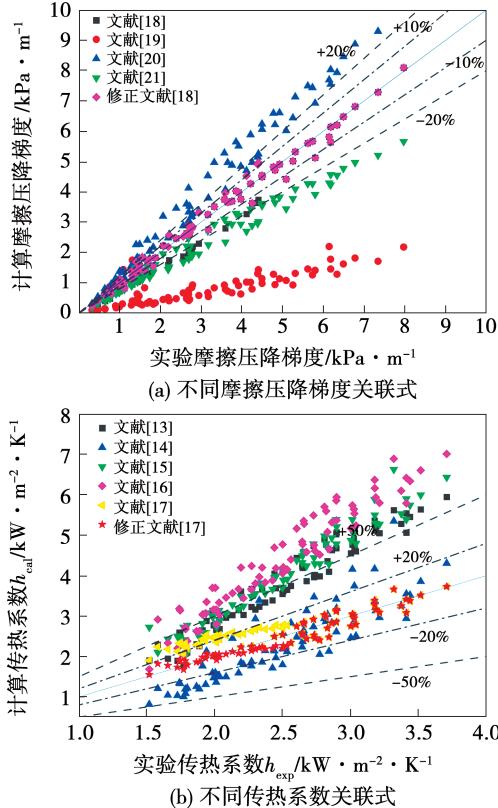


图7 各关联式的不确定性分布

Fig. 7 Uncertainty distribution of each correlation

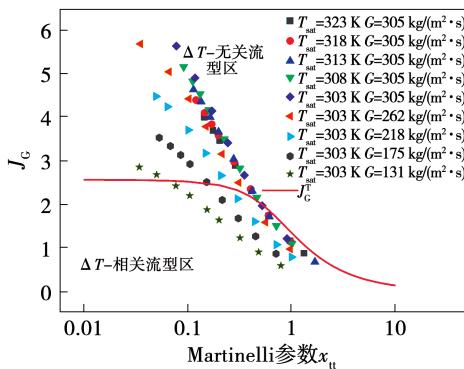


图8 实验工况在 Cavallini^[22]流型图上的分布

Fig. 8 Distribution of experimental working conditions in flow pattern map of Cavallini^[22]

$$h_{\text{tp}} = \frac{\lambda_1}{d_i} \cdot Nu \quad (12)$$

式中: λ_1 —饱和压力下工质的液相导热系数,

$\text{kW}/(\text{m} \cdot \text{K})$; Nu —平均努塞尔数,由式(13)计算。

$$Nu = \begin{cases} 0.0265 Re_{1,\text{eq}}^{0.8} \cdot Pr_1^{1/3}, & Re_{1,\text{eq}} > 50000 \\ 4.2 Re_{1,\text{eq}}^{1/3} \cdot Pr_1^{1/3}, & Re_{1,\text{eq}} \leq 50000 \end{cases} \quad (13)$$

式中: Pr_1 —饱和压力下工质的液相普朗特数;

$Re_{1,\text{eq}}$ —冷凝液层的流动,其计算方法如式(14):

$$Re_{1,\text{eq}} = \frac{G \cdot d_i \cdot [(1-x) \cdot x \cdot (\rho_l/\rho_v)^{0.5}]}{\mu_l} \quad (14)$$

式中: μ_l —工质液相动力粘度, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 。

修正后的 Haraguchi^[18]关联式如下。工质摩擦压降梯度 $\Delta P_f / \Delta z$, kPa/m , 由全气相摩擦压降梯度与其两相摩擦因子的乘积组成,计算如式(15)。

$$\frac{\Delta P_f}{\Delta z} = \varphi_v^2 \cdot \frac{\Delta P_v}{\Delta z} \quad (15)$$

式中: $\Delta P_v / \Delta z$ —全气相摩擦压降梯度, kPa/m , 由式(16)计算得出:

$$\frac{\Delta P_v}{\Delta z} = \frac{0.092 \cdot x^2 \cdot G}{\rho_v \cdot d_i \cdot Re_v^{0.2}} \quad (16)$$

气相雷诺数 Re_v 为:

$$Re_v = \frac{G \cdot x \cdot d_i}{\mu_v} \quad (17)$$

式中: μ_v —工质气相动力粘度, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ 。

全气相两相摩擦因子 φ_v^2 计算方法如式(18):

$$\varphi_v^2 = (1 + n \cdot Fr^{0.75} \cdot X_{\text{tt}}^{0.35})^2 \quad (18)$$

$$n = \begin{cases} 0.5, Fr > 5.9 \\ 0.7, Fr \leq 5.9 \end{cases} \quad (19)$$

$$Fr = \frac{G}{(g \cdot d_i \cdot \rho_v \cdot (\rho_l - \rho_v))^{0.5}} \quad (20)$$

$$X_{\text{tt}} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad (21)$$

其中,常系数 n 由式(19)计算得到;弗劳德数 Fr 以及 Martinelli 数 X_{tt} 分别由式(20)和(21)得出。

修正后的关联式不确定性分布如图7所示,平均偏差分别为 5.3% 和 6.3%,预测精度得到较大提高。

3 结论

实验研究了 R152a 在大管径通道内不同工况下的冷凝流动与传热特性,分析了各因素对冷凝传热系数及摩擦压降梯度的影响规律,对比了不同传热与流动压降关联式并进行修正。得到以下结论:

(1) R152a 冷凝传热系数和摩擦压降梯度在干度、质量流速和饱和温度的影响下呈现相同的变化趋势和变化幅度。随着冷凝的进行,气液界面所受的剪力减小,摩擦压降梯度和传热系数随之降低。质量流速的增大对传热的强化效果在高干度区域更加明显。饱和温度的升高会改变工质的物理性质,最终导致摩擦压降梯度的降低和传热恶化。

(2) 文献[17]与文献[18]等的关联式对实验数据预测精度最高,然而当工况进入“ ΔT -相关流型区”^[22]时关联式预测偏差仍较大。针对这一区域对冷凝传热系数和摩擦压降梯度提出了修正关联式,平均预测偏差分别为5.3%和6.3%,预测精度明显提高。

参考文献:

- [1] QUOILIN S, VAN DEN BROEK M, DECLAYE S, et al. Techno-economic survey of organic Rankine cycle (ORC) systems[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013, 22: 168–186.
- [2] 顾伟,翁一武,曹广益,等.低温热能发电的研究现状和发展趋势[J].热能动力工程,2007,22(2):115–119.
GU Wei, WENG Yi-wu, CAO Guang-yi, et al. The latest research findings concerning low-temperature heat energy-based power generation and its development trend[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2007, 22(2): 115–119.
- [3] TCHANCHE B F, PAPADAKIS G, LAMBRINOS G, et al. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(11/12): 2468–2476.
- [4] YANG Min-hsiung. Optimizations of the waste heat recovery system for a large marine diesel engine based on transcritical Rankine cycle[J]. Energy, 2016, 113: 1109–1124.
- [5] YANG Min-hsiung, YEH Rong-hua. Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery[J]. Energy, 2015, 82: 256–268.
- [6] VAN L, FEIDT M, KHEIRI A, et al. Performance optimization of low-temperature power generation by supercritical ORCs (organic Rankine cycles) using low GWP (global warming potential) working fluids[J]. Energy, 2014, 67: 513–526.
- [7] LI Zhao-hua, JIANG Han-ying, CHEN Xin-wen, et al. Evaporation heat transfer and pressure drop of low-GWP refrigerants in a horizontal tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 148: 1–8.
- [8] LONGO G A, MANCIN S, RIGHETTI G, et al. Flow boiling heat transfer capabilities of R134a low GWP substitutes inside a 4 mm ID horizontal smooth tube: R600a and R152a[J]. Heat and Mass Transfer, 2020, 56(11): 1–19.
- [9] LIU Na, ZHAO Qian, LAN Zhi-xiang. Flow regimes and transitions for two-phase flow of R152a during condensation in a circular minichannel[J]. Frontiers in Energy Research, 2021, 9: 1–8.
- [10] LONGO G A, MANCIN S, RIGHETTI G, et al. Saturated vapour condensation of R134a inside a 4 mm ID horizontal smooth tube: comparison with the low GWP substitutes R152a, R1234yf and R1234ze(E)[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 133: 461–473.
- [11] KAYA A, LECOMpte S, PAPEPE M D. Experimental flow boiling study of R245a at high reduced pressures in a large diameter horizontal tube[J]. Energies, 2022, 15(3): 1–27.
- [12] GNIELINSKI V. Turbulent heat transfer in annular spaces—a new comprehensive correlation[J]. Heat Transfer Engineering, 2015, 36(9): 787–789.
- [13] SHAH M M. General correlation for heat transfer during condensation in plain tubes: further development and verification[J]. ASHRAE Transactions, 2013, 119(2): 3–11.
- [14] PATEL T, PAREKH A D, TAILOR P R. Experimental analysis of condensation heat transfer and frictional pressure drop in a horizontal circular mini channel[J]. Heat Mass Transfer, 2020, 56(5): 1579–1600.
- [15] THOME J R, HAJAL J E, CAVALLINI A. Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(18): 3365–3387.
- [16] CAVALLINI A, ZECCHIN R. High velocity condensation of organic refrigerants inside tubes[J]. Proceedings of 8th International Congress of Refrigeration, 1974, 2: 193–200.
- [17] AKERS W W, DEANS H A, CROSSER O K. Condensing heat transfer within horizontal tubes[J]. Chemical Engineering and Proceeding, 1959, 55(29): 171–176.
- [18] HARAGUCHI H, KOYAMA S, FUJII T. Condensation of refrigerants HCFC 22, HFC 134a and HCFC 123 in a horizontal smooth tube: 2nd report, proposals of empirical expressions for local heat transfer coefficient[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, 1994, 60(574): 2117–2124.
- [19] BASHAR M K, NAKAMURA K, KARIYA K, et al. Development of a correlation for pressure drop of two-phase flow inside horizontal small diameter smooth and microfin tubes[J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 119: 80–91.
- [20] MIYARA A, NONAKA K, TANIGUCHI M. Condensation heat transfer and flow pattern inside a herringbone-type micro-fin tube[J]. International Journal of Refrigeration, 2000, 23(2): 141–152.
- [21] MIYARA A, KUWAHARA K, KOYAMA S. Correlation of frictional pressure loss of two-phase flow including effects of tube diameter and mass velocity[J]. Proceedings of JSME, 2004(57): 117–118.
- [22] CAVALLINI A, COL D D, DORETTI L, et al. Condensation in horizontal smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design[J]. Heat Transfer Engineering, 2006, 27(8): 31–38.