

基于 DPM 模型的非共沸混合工质两相冷凝传热研究

王严冬, 陈永东, 邓 静, 夏春杰

(合肥通用机械研究院有限公司, 安徽 合肥 230031)

摘要:为研究非共沸混合工质在螺旋折流板换热器(HBHX)中的传热机理和热力参数对冷凝传热系数的影响,建立 HBHX 冷凝分布参数模型(DPM),并进行乙烯、丙烷和异戊烷混合工质冷凝实验,利用实验结果验证模型的正确性。结果表明:冷凝过程中混合工质沿程分别经历剪切力控制区、过渡区和重力控制区,受气相热阻和液相热阻共同影响,冷凝传热系数随干度的减小先增大后减小,在干度 0.72 处达到最小值;质量流速对冷凝传热系数的影响在剪切力控制区和过渡区大于重力控制区;随混合工质轻组分的增加在剪切力控制区和过渡区冷凝传热系数减小,在重力控制区冷凝传热系数增加。

关键词:混合工质;分布参数模型;冷凝传热;剪切力控制区;重力控制区

中图分类号:TK124;TK172 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.11.010

[引用本文格式]王严冬,陈永东,邓 静,等.基于 DPM 模型的非共沸混合工质两相冷凝传热研究[J].热能动力工程,2021,36(11):72-79. WANG Yan-dong, CHEN Yong-dong, DENG Jing, et al. Research on two-phase condensation heat transfer of non-azeotropic mixture refrigerant based on DPM model[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(11):72-79.

Research on Two-phase Condensation Heat Transfer of Non-azeotropic Mixture Refrigerant based on DPM Model

WANG Yan-dong, CHEN Yong-dong, DENG Jing, XIA Chun-jie

(Hefei General Machinery Research Institute Co., Ltd., Hefei, China, Post Code:230031)

Abstract: In order to study the heat transfer mechanism of non-azeotropic mixture refrigerant in the helical baffle heat exchanger (HBHX) and the influence of thermodynamic parameters on the condensation heat transfer coefficients, the condensation distributed parameter model (DPM) of HBHX was established, the condensation experiments were conducted about mixture refrigerants of ethylene, propane and isopentane, and the correctness of the model was verified by the experimental results. The research results show that the mixture refrigerants undergo shear force control zone, transition zone and gravity control zone along the route respectively during the condensation process. The condensation heat transfer coefficient increases firstly and then decreases with the reduction of dryness and reaches the minimum value at the dryness of 0.72, which is affected by the gas-phase and liquid-phase thermal resistances jointly. The influence of mass flow rate on the condensation heat transfer coefficient is greater in the shear force control zone and the transition zone than in the gravity control zone. With the increase of the light component ratios of the mixture refrigerants, the condensation heat transfer coefficient decreases in the shear force control zone and the transition zone and increases in the gravity control zone.

收稿日期:2021-03-24; 修订日期:2021-04-27

基金项目:安徽省科技重大专项(202003a05020025);合肥通用机械研究院有限公司青年科技基金项目(2019010368)

Fund-supported Project: Science and Technology Major Project of Anhui Province (202003a05020025); Youth Science and Technology Fund Project of Hefei General Machinery Research Institute Co Ltd (2019010368)

作者简介:王严冬(1986-),男,安徽淮南人,合肥通用机械研究院有限公司助理研究员。

Key words: mixture refrigerant, distributed parameter model, condensation heat transfer, shear force control zone, gravity control zone

引 言

浮式液化天然气生产储卸装置 (FLNG) 是集海上天然气生产、储存和装卸为一体的新型浮式液化天然气生产储卸装置,具有建造周期短、开发风险小、便于迁移和安全性高等特点^[1-2]。双混合制冷剂液化工艺 (DMR) 因比功耗低、液化规模较大等优点^[3],是 FLNG 液化天然气生产的首选方案。在 DMR 预冷流程的冷凝换热器型式选择上,螺旋折流板换热器 (HBHX) 相比传统弓形折流板换热器,具有更优越的传热性能和更小的流体诱导振动危险,成为优选的冷凝传热装备^[4-5]。

螺旋折流板换热器在 DMR 预冷流程中,海水作为冷却介质在管内流动,非共沸混合工质在壳程冷凝过程与纯工质不同,冷凝过程存在温度滑移和质量扩散的现象。

目前,对于混合工质冷凝的研究集中在对冷凝传热规律及强化管对冷凝传热的增强效应研究上。与此同时 Honda 等人^[6]采用混合工质 R123/R134a 对 4 种不同结构参数的低翅管束进行管外冷凝实验,发现混合工质冷凝传热系数显著小于纯净物,同时由于管翅尖部分形成冷凝液膜,限制了表面积增加带来的传热效果增强,低翅管结构参数改变对混合物冷凝影响较小。Belghazi 等人^[7]通过错列铜管束对 HFC134a/HFC23 进行管外冷凝实验,讨论了管排数、壁面过冷度及热流密度对冷凝传热系数的影响,揭示了工质冷凝过程的流型变化和温度滑移现象。D. Jung 等人^[8]采用混合物 R407C 对光管和 turbo-c 管进行管外冷凝实验,发现由于 turbo-c 管对冷凝流层的分割作用,冷凝传热系数相较于光管有 3~8 倍的提升。上海交大胡海涛团队^[9-10]采用螺旋折流板换热器对非共沸混合工质冷凝进行一系列实验与理论研究,分析了热流密度、流量、组分等变化对冷凝传热的影响,并拟合出冷凝传热关联式。

目前,针对螺旋折流板换热器的混合工质两相

冷凝研究报道较少。混合工质的温度滑移现象很难在较大温度区间运用统一传热方程对换热器冷凝传热系数进行准确计算。因此,本文运用分布参数模型 (DPM) 对螺旋折流板换热器中的两相冷凝过程进行微元段划分^[11],每微元段视为 1 个传热单元,依据各单元的气液相物性参数、组分比及流型变化,采用不同传热准则方程得到单元传热系数及对数平均温差,最终得到换热器整体冷凝传热系数。搭建混合工质冷凝实验平台,通过与实验结果对比验证模型正确性,分析干度、质量流速及组分对传热的影响规律。

1 冷凝模型

非共沸混合工质冷凝机理示意图如图 1 所示,图中 T_w 和 T_l 分别代表壁面温度和冷却介质温度。由于组成混合工质的轻重组分具有不同的挥发性和扩散传递性,因此混合工质开始冷凝时,重组分首先开始冷凝,轻组分被吹到气液相界面处,使界面处轻组分气相浓度增大,轻组分分压 $p_{轻}$ 增大。在总压一定的情况下,相界面处重组分分压 $p_{重}$ 相应减小,与之对应的露点温度降低,相界面的温度 T_s 低于主流气体温度 T_v ,使液膜内侧的传热温差减小,相当于引进了附加热阻,减小局部冷凝传热膜系数。图中 T_w 和 T_l 分别代表壁面温度和冷却介质温度。

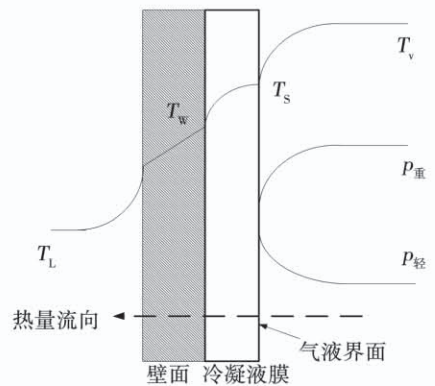


图 1 非共沸混合工质冷凝机理示意图

Fig. 1 Schematic diagram of condensation mechanism of non-azeotropic mixtures refrigerant

同时,混合工质沿管束轴向方向冷凝也具有不

同的流动控制区。混合工质刚发生冷凝时,沿轴向方向具有较大的气相流速,产生的冷凝液从换热管束上被带走,换热器各截面气液混合较好,液膜厚度由气相剪切力来控制,此区域称为剪切力控制区。随着混合工质中重组分大部分冷凝,气相流速降低,出现分层流或塞状流等流型,此时管束液膜冷凝厚度由重力控制,此区域称为重力控制区。而介于剪切控制区和重力控制区之间的流动区域称为过渡区。

综合以上的分析,建立相应的非共沸混合工质冷凝模型,对壳程工质进行微元段划分,共分为 i 段,各段热负荷为:

$$Q_i = m_m \cdot (H_{m,i} - H_{m,i+1}) \quad (1)$$

式中: Q_i —微元段第 i 段热负荷, W; m_m —混合工质质量流量, kg/s; $H_{m,i}, H_{m,i+1}$ —第 i 段和第 $i+1$ 段的混合工质焓值, J/(kg · K)。

根据热量平衡方程,由混合工质各段热负荷,冷却水质量流量及入口温度,可得水侧各微元段温度:

$$t_{wa,i+1} = t_{wa,i} + \frac{Q_i}{m_{wa} \cdot c_{p,wa}} \quad (2)$$

式中: m_{wa} —冷却水质量流量, kg/s; $c_{p,wa}$ —冷却水比定压热容, J/(kg · K); $t_{wa,i}, t_{wa,i+1}$ —第 i 段和第 $i+1$ 段的冷却水温度, °C。

混合工质冷凝和纯净物冷凝的不同之处是多了气相热阻。基于 Bell-Ghaly 法^[12],分别计算混合工质冷凝过程中各微元段气相换热系数 $h_{mv,i}$ 和液相换热系数 $h_{ml,i}$,进而可求得综合换热系数 $h_{m,i}$ 。

$$\frac{1}{h_{m,i}} = \frac{1}{h_{ml,i}} + \frac{Z_i}{h_{mv,i}} \quad (3)$$

式中: $h_{m,i}, h_{ml,i}, h_{mv,i}$ —第 i 段混合工质的综合换热系数,液相换热系数和气相换热系数, W/(m² · K); Z_i —第 i 段气相热阻影响参数,在用分布参数模型计算各微元段冷凝换热系数时,可用混合工质局部显热通量与局部总热通量之比来求得分段的 Z_i 值。

$$Z_i = \frac{Q_{mv,i}}{Q_{t,i}} = x_i c_{p,mv,i} \frac{\Delta t_{m,i}}{\Delta H_{m,i}} \quad (4)$$

式中: $Q_{mv,i}$ —第 i 段混合工质气相显热通量, W/m²; $Q_{t,i}$ —第 i 段混合工质总热通量, W/m²; x_i —第 i 段混合工质干度; $c_{p,mv,i}$ —第 i 段混合工质气相比定压热容, J/(kg · K); $\Delta t_{m,i}$ —第 i 段混合工质温差, °C;

$\Delta H_{m,i}$ —第 i 段混合工质焓差, J/kg。

混合工质气相显热换热系数 $h_{mv,i}$ 为^[13]:

$$h_{mv,i} = j_i c_{p,mv,i} G_m Pr_{mv,i}^{-0.67} \quad (5)$$

式中: $Pr_{mv,i}$ —第 i 段混合工质气相普朗特数; G_m —混合工质质量流速, kg/(m² · s); j_i —第 i 段传热 colburn 因子,由公式(6)确定:

$$j_i = K_3 \left[\frac{1.33}{(s/d_o)} \right]^{K_1/(1+0.14Re_{mv,i}^{K_2})} \cdot Re_{mv,i}^{K_4} \quad (6)$$

式中: s —换热管管间距, m; d_o —换热管外径, m; $Re_{mv,i}$ —第 i 段混合工质气相雷诺数; K_1, K_2, K_3, K_4 — j_i 因子拟合曲线相关常数,当换热管呈 30° 排列时,取值如表 1 所示^[3]。

表 1 布管角度 30° 时 $K_1 \sim K_4$ 取值

Tab. 1 Values of K_1 to K_4 under the piping angle of 30°

雷诺数 Re	K_1	K_2	K_3	K_4
>1000	1.45	0.519	0.321	-0.388
100 ~ 1000	1.45	0.519	0.593	-0.477
10 ~ 100	1.45	0.519	1.360	-0.657
<10	1.45	0.519	1.400	-0.667

计算冷凝过程混合工质液相换热系数 $h_{ml,i}$, 首先需依据流动状态参数判断该微元段属于剪力控制区、重力控制区还是过渡区,然后采用不同的传热准则方程。流态判断参数 η_i ^[13]:

$$\eta_i = \frac{0.35 G_m}{\sqrt{g \rho_{mv,i} (\rho_{ml,i} - \rho_{mv,i}) (s - d_o) \left(\frac{1 - x_i}{x_i} \right)}} \quad (7)$$

式中: g —重力加速度, m/s²; $\rho_{ml,i}, \rho_{mv,i}$ —第 i 段混合工质液相密度和气相密度, kg/m³; G_m —混合工质的质量流速, kg/(m² · s)。

$\eta_i < 0.7$ 时,微元段处于重力控制区,以努塞尔特冷凝模型为基础,液相换热系数 $h_{ml,i}(\eta < 0.7)$ 为^[14]:

$$h_{ml,i}(\eta < 0.7) = 1.51 C_{lr} \lambda_{ml,i} \left[\frac{\rho_{ml,i} (\rho_{ml,i} - \rho_{mv,i}) g}{\mu_{ml,i}^2} \right]^{1/3} (Re_{ml,g,i})^{-1/3} \quad (8)$$

式中: C_{lr} —重力控制区波动修正因子,对于水平方向错流取值为 1.7; $\lambda_{ml,i}$ —第 i 段混合工质液相导热系数, W/(m · K); $\mu_{ml,i}$ —第 i 段混合工质液相粘度, Pa · s; $Re_{ml,g,i}$ —第 i 段重力控制下混合工质液相雷

诺数,由公式(9)确定。

$$Re_{ml,g,i} = \frac{4N_{RV} [m_m(1-x_{i+1}) - m_m(1-x_i)]}{\mu_{ml,i} \cdot n_t \cdot L_{i,o}} \quad (9)$$

式中: N_{RV} —管束有效管排数; n_t —换热管总管根数; $L_{i,o}$ —预设第 i 段换热管长度, m。

当 $\eta_i > 1.3$, 微元段处于剪切力控制区, 液相换热系数 $h_{ml,i}(\eta > 1.3)$ 为^[13]:

$$h_{ml,i}(\eta > 1.3) = 0.38 \left(\frac{\lambda_{ml,i}}{d_o} \right) (Re_{mls,i})^{0.6} (Pr_{ml,i})^{0.33} F_{tp,i} \quad (10)$$

式中: $Pr_{ml,i}$ —第 i 段混合工质液相普朗特数; $Re_{mls,i}$ —第 i 段剪切力控制下混合工质液相雷诺数; $F_{tp,i}$ —两相对流因子, 由公式(11)确定。

$$F_{tp,i} = \left(1 + \frac{C_x}{X_{tt,i}} + \frac{1}{X_{tt,i}^2} \right)^{0.43} \quad (11)$$

式中: C_x —冷凝修正因子, 对于壳程冷凝取值为 8; $X_{tt,i}$ —第 i 段马提内利数。

当 $0.7 \leq \eta_i \leq 1.3$, 微元段处于过渡区, 其液相换热系数 $h_{ml,i}(0.7 \leq \eta \leq 1.3)$:

$$h_{ml,i}(0.7 \leq \eta \leq 1.3) = \frac{\eta_i - 0.7}{0.6} (h_{ml,i}(\eta > 1.3) - h_{ml,i}(\eta < 0.7)) + h_{ml,i}(\eta < 0.7) \quad (12)$$

综合换热器各微元段混合工质综合换热系数 $h_{m,i}$, 水侧换热系数 h_{wa} , 冷凝段第 i 微元段总传热系数为:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_{m,i}} + r_m + \frac{d_o}{2\lambda_w} \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + r_{wa} \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_{wa}} \frac{d_o}{d_i} \quad (13)$$

式中: U_i —第 i 段总传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; r_m, r_{wa} —混合工质和冷却水污垢热阻, $m^2 \cdot K/W$; d_i —换热管内径, m; λ_w —换热管导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。通过式(1)和式(2), 得各微元段对数平均温差 Δt_i :

$$\Delta t_i = \frac{\Delta t_{i,max} - \Delta t_{i,min}}{\ln(\Delta t_{i,max}/\Delta t_{i,min})} \quad (14)$$

式中: Δt_i —第 i 微元段对数平均温差, $^{\circ}C$; $\Delta t_{i,max}$, $\Delta t_{i,min}$ — $(t_{m,i+1} - t_{wa,i})$ 与 $(t_{m,i} - t_{wa,i+1})$ 中较大值和较小值, $^{\circ}C$ 。

结合各微元段热负荷 Q_i , 总传热系数 U_i , 得各段所需的换热长度:

$$L_i = \frac{Q_i}{U_i \cdot \Delta t_i \cdot n_t \cdot \pi \cdot d_o} \quad (15)$$

根据各微元段的管长 L_i 进行累加得到换热器总长 L_s , 进而求得换热器总换热面积 A_s , 再根据混合工质和冷却水进出口温度得到整体对数平均温差 Δt , 结合换热器总热负荷 Q_s , 得到换热器总传热系数 U_s 为:

$$U_s = \frac{Q_s}{A_s \cdot \Delta t} \quad (16)$$

2 求解过程

非共沸混合工质冷凝计算流程如图 2 所示, 计算流程分为 4 部分。

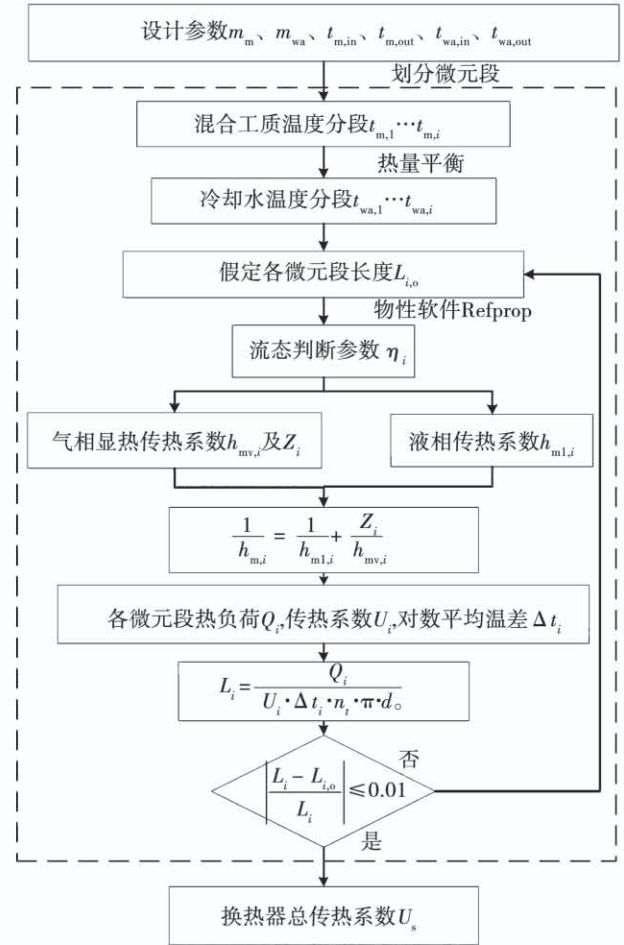


图 2 非共沸混合工质冷凝计算流程图

Fig. 2 Calculation flow chart of the condensation of non-azeotropic mixtures refrigerant

首先, 根据混合工质及冷却水质量流量 m_m, m_{wa} 和进出口温度 $t_{m,in}, t_{m,out}, t_{wa,in}, t_{wa,out}$, 对混合工质进行微元段温度划分, 基于热量平衡易得到冷却水侧

各微元段温度;其次,假设各微元段的长度 $L_{i,0}$, 计算各微元段流态判断参数 η_i , 依据微元段所处控制区不同,采用不同传热准则方程,通过与物性软件 Refprop 的交互调用得到混合工质气相传热系数 $h_{mv,i}$ 、气相热阻影响参数 Z_i 及液相传热系数 $h_{ml,i}$;再次,根据各微元段总传热系数 U_i 、各段热负荷 Q_i 及对数平均温差 Δt_i , 得到各微元段所需换热长度 L_i , 并与假定长度 $L_{i,0}$ 进行比较,当相对误差小于 1% 认为计算合理,否则重新假定进行下一步计算;最后,根据各微元段计算的热负荷及面积进行累加,依据公式(16)得到换热器整体传热系数 U_0 。

3 结果与分析

图 3 为混合工质冷凝实验平台示意图^[15]。实验平台包括混合工质配比系统、热水循环系统、冷却水循环系统、混合工质循环系统、数据测控系统 5 部分组成。

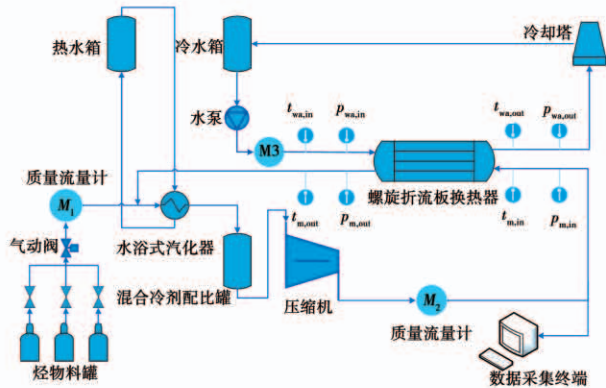


图 3 混合工质冷凝实验平台示意图

Fig. 3 Schematic diagram of mixture refrigerant condensation experiment platform

混合工质配比系统通过流量计 M_1 和气动阀联合控制充装量,将烃物料罐内物质按照一定充装顺序导入混合工质循环系统;热水循环系统实现测试样机出口过冷工质的再汽化;冷却水循环系统提供实验所需的冷源;混合工质循环系统将换热器出口工质经水浴式汽化器完全汽化,混合制冷剂配比罐充分混合后,经压缩机进入螺旋折流板测试样机进行实验;数据测控系统实现各个节点参数(温度、压力、流量)的实时监测和数据采集,保证实验的稳定运行。图 3 中流量计 M_2 和 M_3 分别用来测量进入

螺旋折流板换热器混合工质和冷却水的流量,温度传感器 $t_{m,in}, t_{m,out}$ 用于测量换热器进出口混合工质的温度,温度传感器 $t_{wa,in}, t_{wa,out}$ 用于测量换热器进出口冷却水的温度,压力传感器 $p_{m,in}, p_{m,out}$ 用于测量换热器进出口混合工质的压力,压力传感器 $p_{wa,in}, p_{wa,out}$ 用于测量换热器进出口冷却水的压力。

表 2 为螺旋折流板换热器实验样机结构参数。管材料为 S304,混合工质采用乙烯、丙烷、正戊烷混合物,工质摩尔比 $C_2:C_3:C_5=0.41:0.5:0.09$,混合工质进口压力为 3.2 MPa,入口温度为 79 °C,质量流量保持在 360 kg/h,冷却水入口温度为 20 °C,流量从 6.18 ~ 10.15 m³/h 逐渐增加。

表 2 螺旋折流板换热器实验样机结构参数

Tab. 2 Structural parameters of experimental prototype of helical baffle heat exchanger

参 数	数 值
壳内径/mm	128
管长/mm	1
管根数	14
排列形式/(°)	30
管间距/mm	25
管外径/mm	19
壁厚/mm	1.8
螺旋角/(°)	30
螺距/mm	112

采用混合工质冷凝实验平台进行试验,试验数据如表 3 所示。

表 3 混合工质冷凝实验数据

Tab. 3 Experimental data of mixtures refrigerant condensation

M_2 /kg · h ⁻¹	$t_{m,in}$ /°C	$t_{m,out}$ /°C	M_3 /m ³ · h ⁻¹	$t_{wa,in}$ /°C	$t_{wa,out}$ /°C
360.33	79.68	49.16	6.18	20.63	23.71
360.18	79.27	48.82	7.12	20.24	23.01
360.20	79.43	48.42	8.13	20.18	22.65
360.14	79.22	48.08	9.14	20.39	22.61
360.34	79.55	47.73	10.15	20.33	22.35

采用 DPM 冷凝模型进行计算,不同水流速下样机总传热系数实验值与理论值的对比如图 4 所示。可以发现,当水流速从 0.65 增加到 1.1 m/s,模型计算值与实验值以相同趋势增加,螺旋折流板换热器总传热系数实验值从 644 增加至 717 W/(m² · K),总传热系数模型计算值从 567 增加至 624 W/(m² · K),两者相对误差在 8.16% ~ 12.4% 之间,且传热系数变化趋势一致,确认了理论模型的正确性。

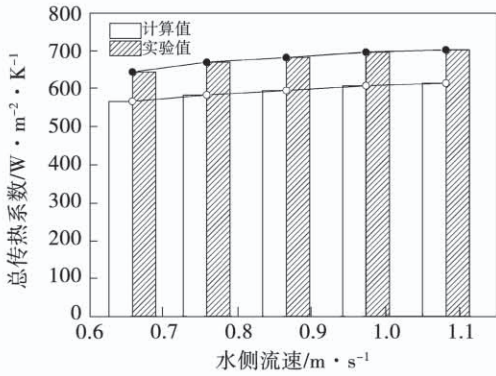


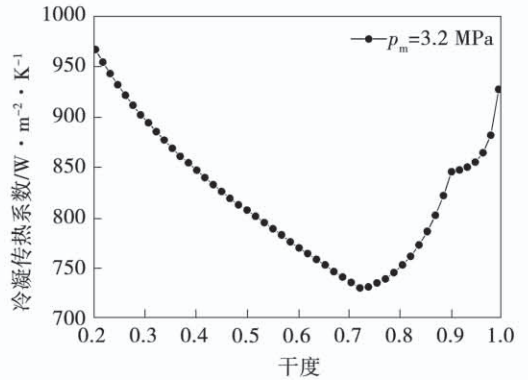
图 4 不同水流速下样机总传热系数

Fig.4 Total heat transfer coefficient of the prototype under different water flow rates

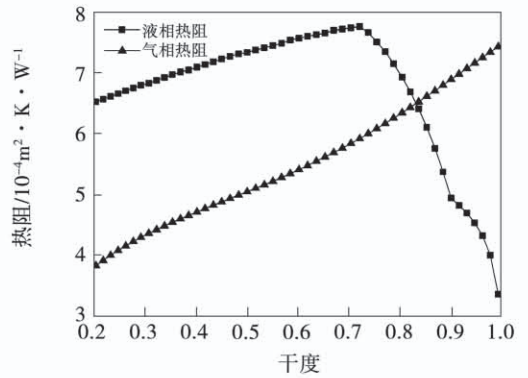
将冷凝模型取 50 个微元段,混合工质流量 360 kg/h,水侧流量 10.15 m³/h 时壳侧冷凝传热系数及气液相热阻随干度的变化如图 5 所示。可以发现,随干度减小冷凝传热系数先减小后增大,并在干度 0.72 附近出现最小值。根据流态判断参数 η_i ,干度 0.72 为过渡区和重力控制区的交汇点。这是由于对于非共沸混合工质,在工质凝结初期混合工质处于剪切力控制区和过渡区,此时换热器各截面气液混合较好,形成的冷凝液体不会在管底部集结,热阻主要是由于气-液界面处的未凝结气体层导致,气相热阻远大于液相热阻,降低了管外凝结换热效率,因此在工质冷凝初期冷凝传热系数不断降低。在干度小于 0.72 后,混合工质进入重力控制区,换热管壁面过冷度增大,未凝结气体层开始凝结,气膜厚度开始变薄,气相热阻降低,同时此时冷凝液由重力控制,随着冷凝液雷诺数 $Re_{m,g,i}$ 增大液相热阻也降低,因此凝结传热系数开始不断增大。

改变混合工质质量流量,当混合工质的质量流

量为 280,320 和 360 kg/h 时,相应的壳程质量流速分别为 36,41 和 46 kg/(m² · s),混合工质冷凝传热系数随干度变化如图 6 所示。



(a) 冷凝传热系数随干度变化



(b) 热阻随干度变化

图 5 壳侧冷凝传热系数及气液相热阻随干度变化
Fig.5 Variation curves of condensation heat transfer coefficient of shell side and gas-liquid phase thermal resistance with degree of dryness

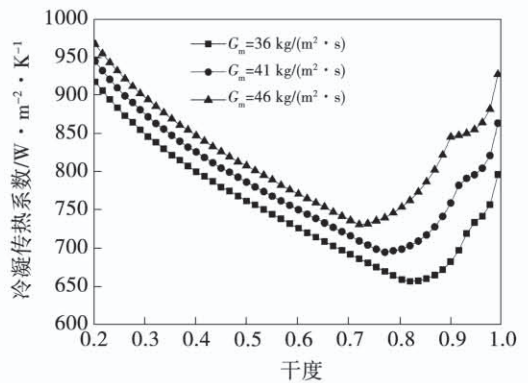


图 6 不同质量流速时壳侧冷凝传热系数随干度变化
Fig.6 Variation curves of condensation heat transfer coefficient of shell side with degree of dryness under different mass flow rates

从图中可以发现,冷凝传热系数随着质量流速的增加而增大,且在高干度情况下比在低干度情况下冷凝传热系数增量要大。干度为 0.9 时,冷凝传热系数从 682.1 增加至 845.4 $W/(m^2 \cdot K)$,增加 23.94%;当干度为 0.2 时,冷凝传热系数从 917 增加至 966.6 $W/(m^2 \cdot K)$,增加 5.41%。这主要是因为,在高干度情况下,混合工质处于剪切力控制区和过渡区,更多的换热管暴露在分层液面以外,传热系数受质量流速的影响更为明显。同时,传热系数的拐点随着质量流速的增大向左偏移,因为质量流速的增加扩展了剪切流控制区域,也从一定程度上提高了冷凝传热系数。

为研究组分对混合工质冷凝传热系数的影响,改变混合工质组分为乙烯和丙烷混合物,两者摩尔比分别为 $C_2/C_3 = 0.2/0.8$, $C_2/C_3 = 0.3/0.7$ 和 $C_2/C_3 = 0.4/0.6$,混合工质冷凝传热系数随干度变化如图 7 所示。

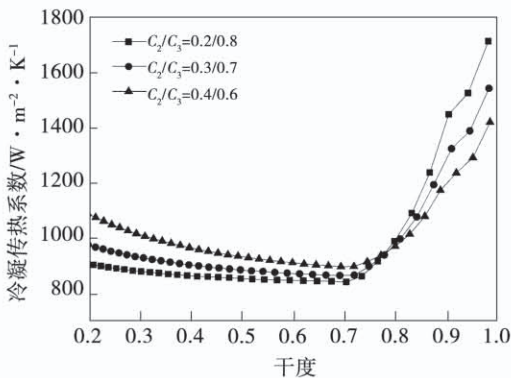


图 7 不同组分比时壳侧冷凝传热系数随干度的变化
Fig. 7 Variation curves of condensation heat transfer coefficient of shell side with degree of dryness at different composition ratios

根据流态判断参数 η_i ,干度 0.72 附近为过渡区和重力控制区的交汇点。干度大于 0.72 时,冷凝传热系数随乙烯摩尔分数的减小而增大,干度小于 0.72 时,冷凝传热系数随乙烯摩尔分数的减小而减小,

同时随着乙烯摩尔组分减小,传热系数曲线趋于平缓。这是因为干度大于 0.72 为剪切力控制区和过渡区,随着乙烯组分减小,混合工质气液相间的气相热阻减小,冷凝传热系数增大;而在干度小于

0.72 时,由于乙烯组分的减小推迟了工质从过渡区向重力控制区的转化,导致冷凝传热系数随着乙烯摩尔分数的减小而减小。

4 结论

通过理论建模的方法,建立 HBHX 冷凝分布参数模型 (DPM)。同时进行乙烯、丙烷、异戊烷混合工质冷凝实验,在混合工质进口压力 3.2 MPa,入口温度 79 $^{\circ}C$,冷却水入口温度 20 $^{\circ}C$ 时得到实验结果。通过与实验结果对比验证模型的正确性,分析干度、质量流速及组分比对传热的影响规律,得出结论:

(1) 干度 0.72 附近为乙烯、丙烷和异戊烷混合工质过渡区和重力控制区的交汇点,受气相热阻和液相热阻的共同影响,随混合工质干度降低冷凝传热系数先减小后增大,并在干度 0.72 处达到最小值。

(2) 混合工质质量流速从 36 增加至 46 $kg/(m^2 \cdot s)$,干度为 0.9 时,冷凝传热系数从 682.1 增加至 845.4 $W/(m^2 \cdot K)$,增加 23.94%,当干度为 0.2 时,冷凝传热系数从 917 增加至 966.6 $W/(m^2 \cdot K)$,增加了 5.41%。冷凝传热系数随混合工质质量流速的增大而增大,质量流速对剪切力控制区和过渡区的影响大于重力控制区。

(3) 混合工质组分为乙烯和丙烷混合物,组分摩尔比分别为 $C_2/C_3 = 0.2/0.8$, $C_2/C_3 = 0.3/0.7$ 和 $C_2/C_3 = 0.4/0.6$ 时,干度大于 0.72 时,冷凝传热系数随乙烯摩尔分数的减小而增大,干度小于 0.72 时,冷凝传热系数随乙烯摩尔组分的减小而减小,同时随着乙烯摩尔组分减小传热系数曲线趋于平缓。

参考文献:

- [1] 陈杰. 中国南海 FLNG 液化技术与关键设备方案研究[J]. 化工学报, 2015, 66(S2): 300-310.
CHEN Jie. Scheme research of FLNG liquefaction technology and key device in the South China Sea[J]. CIESC Journal, 2015, 66(S2): 300-310.
- [2] 谢彬, 喻西崇, 韩旭亮, 等. FLNG 研究现状及在中国南海深远海气田开发中的应用前景[J]. 中国海上油气, 2017(2): 127-133.
XIE Bin, YU Xi-chong, HAN Xu-liang, et al. Research status of

- FLNG and its application prospect for deep water gas field development in South China Sea[J]. *China Offshore Oil and Gas*, 2017(2):127-133.
- [3] 孙崇正,陈杰,李玉星,等. 双混合制冷剂液化工艺应用于海上 FLNG 的适应性模拟分析[J]. *中国海上油气*, 2017(29):142-149.
- SUN Chong-zheng, CHEN Jie, LI Yu-xing, et al. Simulation analysis of the applicability of DMR liquefaction process in offshore FLNG[J]. *China Offshore Oil and Gas*, 2017(2):127-133.
- [4] ZHANG Jian-fei, HE Ya-ling, TAO Wen-quan. A design and rating method for shell-and-tube heat exchangers with helical baffles[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2010, 132(5):689-694.
- [5] STEHLÍK P, NĚMČANSKÝ J, KARL D, et al. Comparison of correction factors for shell-and-tube heat exchangers with segmental or helical baffles [J]. *Heat Transfer Engineering*, 2012, 15(1):55-65.
- [6] HONDA H, TAKAMATSU H, TAKATA N, et al. Experimental measurements for condensation of downward-flowing R123/R134a in a staggered bundle of horizontal low-finned tubes with four fin geometries [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1999, 22(8):615-624.
- [7] BELGHAZI M, ANDREÉ B, SIGNE J C, et al. Condensation heat transfer of a pure fluid and binary mixture outside a bundle of smooth horizontal tubes. Comparison of experimental results and a classical model[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24(8):841-855.
- [8] 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.
- [9] YANG G, HU H, DING G, et al. Experimental investigation on heat transfer characteristics of two-phase propane flow condensation in shell side of helically baffled shell-and-tube condenser [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 88:58-66.
- [10] HU H, DING C, DING G, et al. Heat transfer characteristics of two-phase mixed hydrocarbon refrigerants flow boiling in shell side of LNG spiral wound heat exchanger [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 131:611-622.
- [11] PACIO J C, DORAO C A. A review on heat exchanger thermal hydraulic models for cryogenic applications [J]. *Cryogenics*, 2011, 51(7):366-379.
- [12] BELL K J, GHALY H A. An approximate generalized design method for multicomponent / partial condensers [J]. *A. I. ChE. Symp*, 1973, 131:72-79.
- [13] HTRI design manual [M]. Texas, USA: Heat Transfer Research Inc, 2013.
- [14] 刘巍,邓方义. 冷换设备工艺计算手册 [M]. 北京: 中国石化出版社, 2003.
- LIU Wei, DENG Fang-yi. Heat transfer design manual [M]. Beijing: China Petrochemical Press, 2003.
- [15] 闫永超,陈永东,程沛,等. 多种烃混合制冷剂换热器热工性能测试平台设计 [J]. *流体机械*, 2019, 47(8):12-15, 49.
- YAN Yong-chao, CHEN Yong-dong, CHENG Pei, et al. Design of thermal performance test-rig of multiple hydrocarbon-mixed refrigerant heat exchanger [J]. *Fluid Machinery*, 2019, 47(8):12-15, 49.

(姜雪梅 编辑)