

考虑扁管换热的平行流蒸发器制冷剂两相分配特性

赵兰萍¹, 鲍 国^{1,2}, 杨志刚²

(1. 同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 同济大学 上海市地面交通工具空气动力与热环境模拟重点实验室, 上海 201804)

摘要: 考虑换热扁管中制冷剂的相变过程, 采用 SST (shear stress transmission) $k-\omega$ 湍流模型和 Eulerian-Eulerian 两相流模型对平行流蒸发器内的制冷剂两相分配特性进行研究。发现制冷剂质量流量和入口干度的增加均会导致制冷剂分配均匀性下降: 当制冷剂质量流量从 $15\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$ 增加到 $25\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$, 入口干度从 0 增加到 0.3 时, 总流量分配不均匀指标分别升高 39.4% 和 50.8%。适当增加出口集管内径和蒸发器长宽比有利于改善制冷剂分配的均匀性: 出口集管内径增加一倍, 总流量分配不均匀指标降低 41.8%; 长宽比从 1.005 增大到 1.455, 制冷剂分配不均匀指标降低 21.6%。

关键词: 平行流蒸发器; 相变过程; 两相流分配; 不均匀指标; 计算流体力学

中图分类号: TK172

文献标志码: A

Two-phase Flow Distribution Characteristics of Parallel-flow Evaporator Considering Heat Transfer in Flat Tubes

ZHAO Lanping¹, BAO Guo^{1,2}, YANG Zhigang²

(1. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Key Laboratory of Vehicle Aerodynamics and Vehicle Thermal Management Systems, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Considering the phase change process of refrigerant in flat tubes, the SST (shear stress transmission) $k-\omega$ model and the Eulerian-Eulerian two-phase flow model are used to simulate the two-phase distribution characteristics of refrigerant in parallel-flow evaporators. It is found that increasing the refrigerant mass flow rate and inlet quality will lead to a decrease in the uniformity of refrigerant distribution. When the refrigerant mass flow rate increases from $15\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$ to $25\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$, the distribution inhomogeneity increases by 39.4%; When the inlet quality increased from 0 to 0.3, the

corresponding increase in inhomogeneity is 50.8%. Appropriately increasing the inner diameter of the outlet header as well as the aspect ratio of the evaporator is beneficial to improve the uniformity of refrigerant distribution. Doubling the inner diameter of the outlet header results in a decrease of 41.8% in the inhomogeneity; compared with the basic structure, the evaporator with an aspect ratio of 1.455 achieves a decrease of 21.6% in the refrigerant inhomogeneity.

Key words: parallel flow evaporator; phase change process; two-phase flow distribution; inhomogeneity; computational fluid dynamics

平行流换热器作为蒸发器时, 制冷剂侧流量分配不均严重影响其性能。Bernoux 等人^[1]发现平行流换热器中液相和气相制冷剂的不均匀分配会造成系统 COP 下降 20%。Benouali J 等人^[2]发现在竖直集管两流程平行流蒸发器中, 由于制冷剂分配不均匀导致约 30% 到 40% 的迎风面积没有参与换热。Hrnjak^[3]指出单相制冷剂分配主要受出口集管和微通道中的压降影响, 而影响两相制冷剂分配的主要因素是气液两相的热力性质, 包括密度、运动黏度和表面张力等参数。

平行流蒸发器流量分配研究方法包括实验法, 一维建模法及三维 CFD 仿真方法。实验研究法中, 如使用可视方法研究制冷剂在进口集管内的分配情况, 一般不考虑换热过程^[4], 而考虑换热过程时, 往往通过红外热像仪获得换热器表面的温度分布^[5]来推测内部制冷剂分配的大致情况。一维建模法依据流网节点间压降相等的原理, 基于进口集管内制冷剂均匀混合^[6]或已知的两相制冷剂分布^[7-8]建立换热器整体仿真模型, 借助单相及两相传热和压降关联式考虑换热管的传热, 但不考虑流动的具体细节。与一维仿真方法相比, 两

收稿日期: 2022-02-22

基金项目: 国家重点研发计划 (2022YFE0208000); 中央高校基本科研业务费专项资金资助 (2022YFE0208000)

第一作者: 赵兰萍 (1967—), 女, 副教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为整车热管理及高效换热技术。

E-mail: Lanpingzhao@toingji.edu.cn



论文
拓展
介绍

相CFD仿真方法不需要假设集管内的两相分配。现有关于平行流蒸发器的研究较多仅考虑集管建模,采用较为简单的两相流模型,其中以VOF模型和Mixture模型为主,忽略扁管中的换热过程^[4,9-11]。张永锴^[12]和Panda^[13]等在平行流蒸发器制冷剂流量分配研究中考虑了扁管换热,借助蒸发/冷凝过程的Lee模型,但对Lee模型中的相变系数的取值各不相同。Lee模型中的相变系数与工质的物理性质和状态有关,其取值对两相CFD中的相变换热仿真结果有着重要影响。另外,相关研究对平行流换热器两相CFD仿真中的诸多重要问题如网格划分,湍流模型选择,物性确定等少有提及。

本文同时考虑集管内的两相流量分配和扁管内的蒸发换热过程,基于两相CFD方法建立单流程平行流蒸发器整体模型,研究制冷剂质量流量、入口干度、出口集管内径以及蒸发器长宽比对制冷剂两相分配特性的影响。

1 数学模型

1.1 两相流模型

两相流模型分为基于欧拉—欧拉方法和基于欧拉—拉格朗日方法两类。欧拉—欧拉法的两相流模型主要用于两种及多种连续的流体—流体或流体—固体的研究。而欧拉—拉格朗日方法为离散相模型,主要用于研究第二相体积分分数较小,且对主流区域影响较小的情况^[14]。尽管液相制冷剂在平行流蒸发器进口的体积占比较小,但液体会在集管内集聚和沉积,因此对主流区域的影响并不能忽略,故本研究将选用欧拉—欧拉法中的两相流模型。欧拉—欧拉方法中的3种两相流模型的选择依据为:①当气泡,液滴和颗粒在两相中占的体积分分数超过10%时,采用Mixture模型和Eulerian模型;②对于块状流和塞状流,使用VOF模型;③对于分层或者含有自由界面的流动特征,选择VOF模型。

本文中的平行流蒸发器涉及到多种尺度的流动,包括集管内的相对大尺度绝热两相流动,以及扁管微通道内的小尺度流动蒸发过程,流动特征较为

复杂,因此选择了Eulerian两相流模型。该模型单独求解每一相的质量方程,动量方程和能量方程,通过方程之间的相互作用项将两相进行关联,求解整个流动域中每一相的流动状态。

1.2 相间相互作用

欧拉两相流模型的特点是分别求解方程,通过相间作用关系进行耦合,因此需要考虑几个关键的相间作用^[14]。本文的相间拖曳作用选择Schiller-Naumann模型,相间分离时的浮升力采用Moraga模型,两相流相变过程的相间传热则采用Ranz-Marshall模型。

1.3 蒸发—冷凝Lee^[15]模型

对于蒸发过程:

$$S_{lg} = -r\alpha_l\rho_l \frac{T_s - T}{T_s} T \geq T_s \quad (1)$$

对于冷凝过程:

$$S_{gl} = -r\alpha_g\rho_g \frac{T - T_s}{T_s} T < T_s \quad (2)$$

式中 S_{lg} 为气相质量源项, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{s}^{-1}$; S_{gl} 为液相质量源项, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{s}^{-1}$; α 为相体积分分数; T 为温度,K; T_s 为饱和温度,K; 下标g,l分别代表气相和液相; r 为蒸发—冷凝系数, s^{-1} ,该值与工质的热物理性质和状态有关,本文采用Knudsen公式^[16]确定其取值。

1.4 湍流模型

参考微小通道中制冷剂冷凝过程的相关研究^[17-18],本文所涉及的两相流具有明显的分层特征。对于近壁面处液膜为层流,而中心区域的气体为湍流的情况,湍流模型的选择需要同时兼顾二者的流动情况,故本文选择SST $k-\omega$ 模型^[14],该模型能够适应较宽的流动范围。

2 网格划分与模型验证

2.1 物理模型

本文数值计算采用文献[19]中的平行流蒸发器结构,与建模相关的结构参数见表1,采用R134a为制冷剂。空气侧主要结构参数为:翅片宽度和高度分别为21.1mm和7.9mm,百叶窗高度和间距分别为7.4mm和1.4mm,百叶窗角度为27°。

表1 平行流蒸发器结构参数^[19]

Tab.1 Relevant geometric information of the parallel flow evaporator

集管尺寸/mm			扁管尺寸/mm			数量			
内径	长度	长度	宽度	厚度	间距	水力直径	扁管	扁管微通道	流程
18.77	230	285	18.77	1.3	9.8	0.775	23	19	1

2.2 网格划分

考虑到平行流蒸发器空气侧结构复杂,本文仅对内部流体域进行几何建模,如图 1 a所示。网格划分软件为 ICEM,为节省计算资源,扁管换热段采用结构化网格,集管部分则采用非结构化网格,同时对流动变化较为复杂的区域进行网格加密。将两个网格区域的交界面网格节点进行合并后,在 Ansys Fluent 中对非结构网格区域进行多面体网格转化。对网格数为 4 803 459、5 316 628、5 778 443 和 6 304 375 的 4 套网格进行无关性验证,得到相邻两套网格计算所得的换热量偏差分别为 1.65%、1.12% 和 0.18%,对应的压降偏差分别为 1.81%、1.25% 和 0.25%,最终采用的网格数为 5 778 443。集管和进口管或出口管连接处及扁管入口处的网格如图 1 b、1 c 所示。

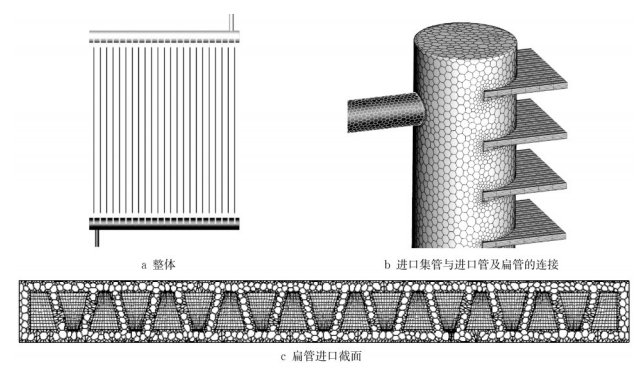


图 1 平行流蒸发器网格模型

Fig.1 Grid generation method of the parallel flow evaporator

2.3 模型验证

2.3.1 边界条件

- 假设:
- (1) 扁管换热段各微通道壁面为对流换热边界条件,集管区域为绝热边界条件;
 - (2) 忽略相邻扁管之间通过翅片的导热和相邻

微通道之间的固体导热。

扁管换热段仅包括零厚度的微通道壁面,将扁管空气侧的表面传热系数折算到每个微通道的表面。空气侧换热系数采用 Wang 和 Chang 关联式^[20]进行计算。整个计算域的进口为质量流量入口,出口为压力出口。由于蒸发器内液相制冷剂的温度基本保持不变,将其物性设置为定值。气相制冷剂的物性变化不可忽略,对其进行与温度相关的拟合。

2.3.2 模型验证

表 2 给出了文献[19]中的蒸发器测试工况。仿真结果与试验结果的对比见图 2,可以看出换热量和制冷剂侧压降的最大预测偏差分别为-4.52% 和 -11.25%,蒸发器出口干度和温度的最大预测偏差分别为-0.07 和 2.6℃。需要说明的是,蒸发器出口为过热状态,该出口温度预测偏差是可以接受的。

表 2 文献[19]中的蒸发器测试工况

Tab.2 Test condition in reference [19]

工况 编号	制冷剂侧			空气侧	
	入口温 度/℃	质量流量/($\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$)	进口干 度	进风温 度/℃	进风流量/ ($\text{L}\cdot\text{s}^{-1}$)
1	3.975	20.5	0.136 4		
2	2.411	18.8	0.159 6	35	189
3	-0.132	15.35	0.217 6		

图 3 给出了红外热像仪拍摄的蒸发器表面温度与仿真结果的对比,可以看出,仿真结果与实验结果的过热区均出现在入口侧扁管上端,入口质量流量越小,干度越大,则过热区越大,说明进口侧扁管的制冷剂质量流量较出口侧扁管小。仿真结果中,从制冷剂进口侧到出口侧,扁管上端的过热区逐渐减小直至无过热,并没有出现实验中的 V 型过热区域,分析原因如下:①仿真中入口制冷剂的液滴粒径固定,而实际入口粒径存在一个较宽的范围,受气相流动影响可能出现液滴的聚合或破碎,导致进口集管中制冷剂的两相分布的仿真结果与实际情况有所不

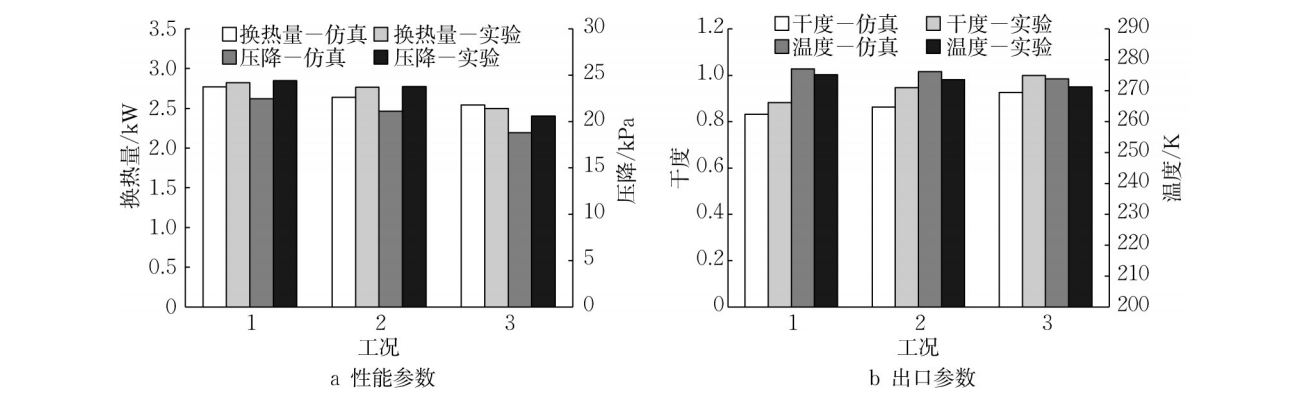


图 2 蒸发器性能验证

Fig.2 Model verification

同,使得各扁管的流量分配与实际分配出现差别;②铝的导热系数较大,而仿真模型中忽略了相邻扁管之间通过翅片的固体导热;③集管区域实际上并非

绝热,因为传热而出现液相少量汽化可能导致进口集管内的气液两相分布更为复杂。

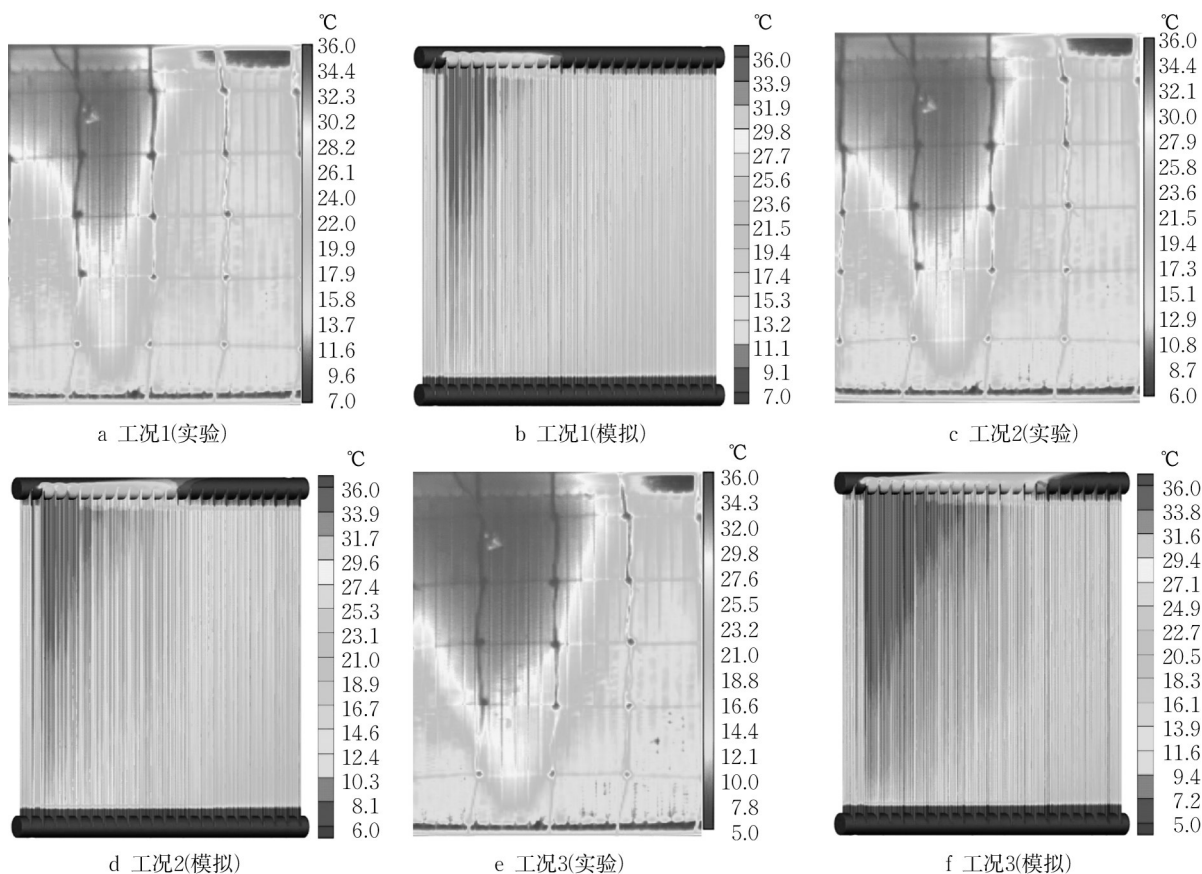


图3 蒸发器红外热成像(实验)与壁面温度仿真值的对比

Fig.3 Comparison of surface temperature from infrared photo and simulated wall temperature

3 结果与分析

定义相对质量流量比为

$$\sigma = \frac{m_{x,i}}{m_{x,u}} \quad (3)$$

定义制冷剂分配的不均匀性指标为

$$\mu = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \left(\frac{m_{x,i} - m_{x,u}}{m_{x,u}} \right)^2}{N}} \quad (4)$$

式中: σ 为相对质量流量比,即每根扁管的质量流量与所有扁管平均质量流量的比值; $m_{x,i}$ 对应第*i*扁管的质量流量; $m_{x,u}$ 对应所有扁管的平均质量流量;下标*x*为t,g,l分别代表两相混合物,气相和液相; μ 为制冷剂分配的不均匀性指标;*N*为总扁管数。

3.1 制冷剂进口参数对流量分配的影响

3.1.1 质量流量的影响

图4给出了进出口集管内,包括若干个截面在

内的液相体积分分数分布,入口制冷剂干度为0.2。进口集管中所选取的5个截面离集管左端的距离分别为2、20、100、170和225mm,分别代表入口管左右截面,集管中部,中后部和尾部截面。出口集管中所选取的两个截面离集管左端的距离分别为2mm和225mm。以质量流量 $20\text{g}\cdot\text{s}^{-1}$ 为例,入口制冷剂进入蒸发器后撞击在集管壁面使得液相回落,导致入口管左侧角落有积液,由于表面张力的作用,液体有沿集管壁面形成液膜的趋势;制冷剂从入口管进入后转而撞击下游的两根扁管,离左端20mm处截面的液相含量较少,而离左端100mm处截面的云图显示集管中间位置气相占绝对优势,离左端170mm处截面显示集管中后部有大量积液,尾部截面则几乎全部是液体。出口集管两端的角落积液可能跟这两个位置的换热条件有关。进口集管尾部液相制冷剂堆积区域随着制冷剂流量的减小而减小,淹没在液体中的扁管数随之减少。

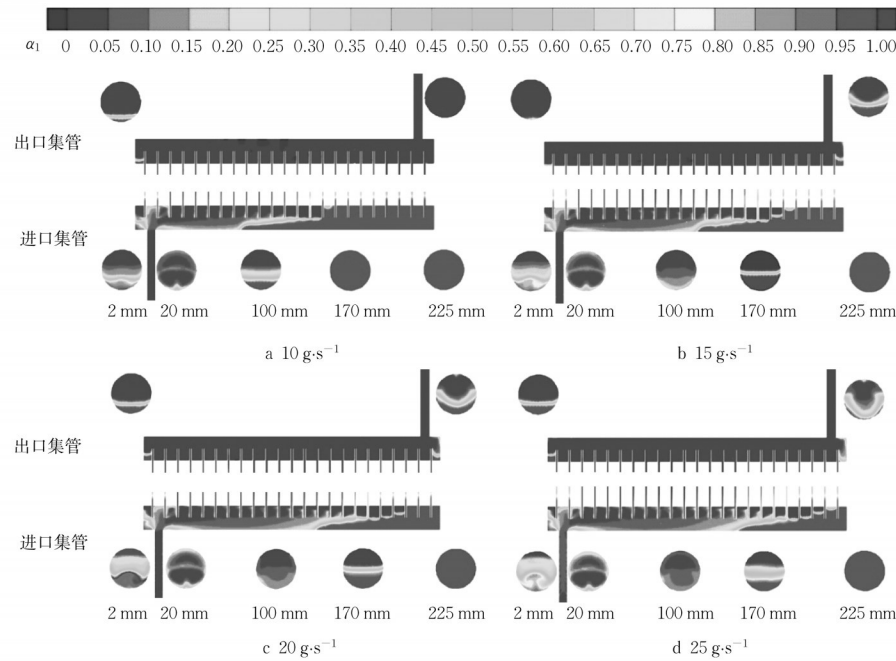


图4 不同质量流量下集管内的液相体积分数分布

Fig.4 Liquid volume fraction distribution in the headers at different mass flow rates

图5为不同质量流量下各扁管内的相对质量流量及扁管入口压力,入口制冷剂干度为0.2。可以看出,不同质量流量下,沿进口集管从制冷剂入口侧到出口侧,气相相对流量比总体呈先增加后减小的特点,而液相相对流量比则是先减小后逐渐增大。随着制冷剂流量的增加,总相对流量比与液相相对流

量比从第3根扁管开始,变化幅度逐渐增大,同时进口集管尾部制冷剂干度为0的扁管数逐渐减少。该结果与图4所示的进口集管中的气液两相分布相对应。不同质量流量下,扁管入口压力的最大值和最小值分别出现在扁管2与扁管3,从第3根扁管开始,各扁管入口压力的变化幅度不大。

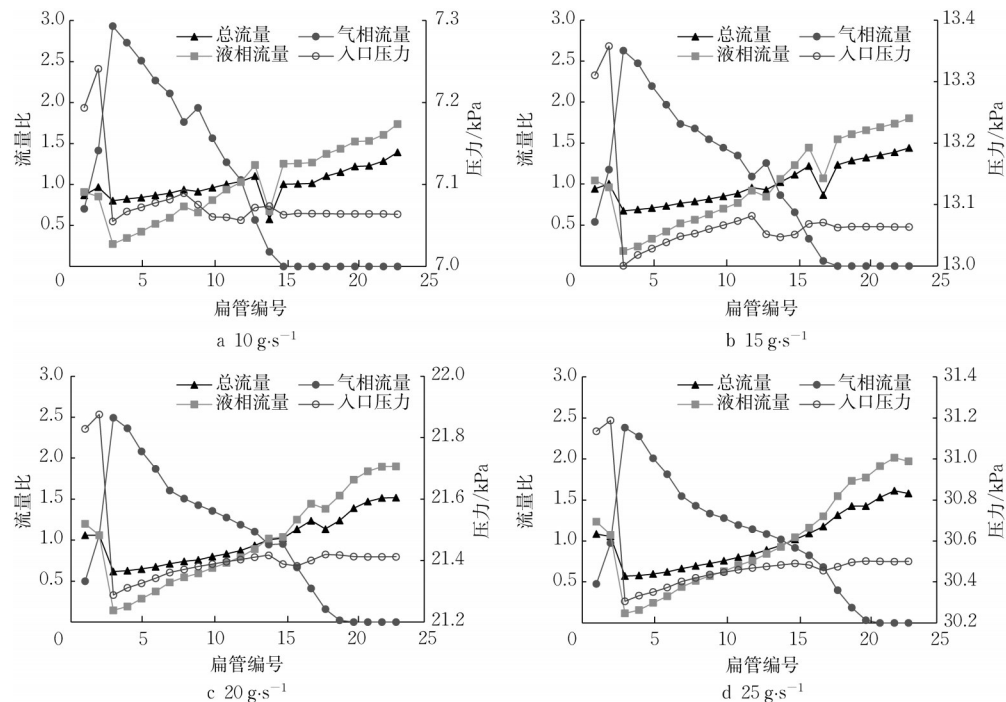


图5 质量流量与各扁管流量及进口压力的关系

Fig.5 Flow distribution and inlet pressure of tubes at different mass flow rates

图6为不同质量流量下的制冷剂分配不均匀指标 μ 。可以看出,随着制冷剂质量流量的增加,总流量分配 μ 值和液相分配 μ 值逐渐增大,气相分配 μ 值则逐渐减小。以总流量 $15\text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ 为基准, $20\text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ 和 $25\text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ 总流量所对应的气相分配 μ 值分别减小了9.9%和17.4%,液相分配 μ 值分别增加了8.2%和17.4%,总流量分配 μ 值则分别增加了18.7%和39.4%。由于制冷剂中液相制冷剂质量流量占总质量流量比重较大,总流量分配 μ 值主要由液相制冷剂的分配所决定。

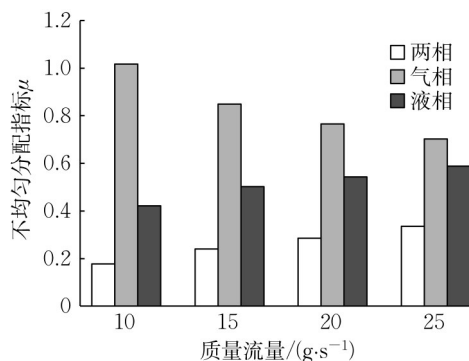


图6 质量流量与制冷剂分配不均匀指标的关系

Fig.6 Flow inhomogeneity at different mass flow rates

3.1.2 干度的影响

图7为不同进口干度下进出口集管内液相体积分数的分布,入口制冷剂质量流量为 $15\text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ 。可以看出,随着入口干度的增大,集管内的液相界面逐渐往制冷剂出口侧扁管推移,完全淹没在液体中的扁管数逐渐减少,进口集管尾部截面始终处于完全液相状态。不同入口干度下,制冷剂出口集管末端一直有积液。

图8给出了不同进口干度下各扁管的相对流量和入口压力,制冷剂质量流量为 $15\text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ 。可以看

出,蒸发器入口为全液相时,沿进口集管从制冷剂入口侧至出口侧,扁管制冷剂(总流量)相对流量比逐渐增加。在0.1~0.3入口干度范围内,扁管的液相制冷剂相对流量均呈现先减小后增大的趋势,扁管的气相制冷剂相对流量则是先增大再逐渐减小,扁管入口压力的最大值和最小值分别出现在扁管1与扁管3,从第3根扁管开始,各扁管入口压力的变化幅度不大。

图9给出了不同入口干度下的制冷剂分配的不均匀指标 μ 。可以看出,随着入口干度的增加,液相分配 μ 值和总流量分配 μ 值逐渐增加,而气相分配的 μ 值则逐渐减小。以干度为0时的液相分配 μ 值与总流量分配 μ 值为基准,干度为0.1时,液相分配 μ 值和总流量分配 μ 值分别增加了108.2%和37.9%。干度为0.2时,液相分配 μ 值和总流量分配 μ 值分别增加了190.2%和39.3%。干度为0.3时,液相分配 μ 值和总流量分配 μ 值分别增加了273.5%和50.8%。以干度为0.1时的气相分配 μ 值为基准,干度为0.2和0.3时,气相分配 μ 值分别减少了26.4%和43.5%。

3.2 出口集管内径及蒸发器长宽比对制冷剂分配的影响

以用于试验验证的蒸发器模型为基准,将出口集管内径分别增加50%和100%,固定制冷剂进口质量流量为 $15\text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$,干度为0.2。图10给出了3种不同出口集管内径下的蒸发器流量分配不均匀度。可以看出,与基准结构相比,出口集管内径增加后各扁管间液相制冷剂流量和气液总流量的差别变小,出口集管内径为1.5D时液相分配 μ 值和气液流量分配 μ 值分别降低了29.2%和46.9%,出口集管内径为2D时液相分配 μ 值和总流量分配 μ 值分别降低了28.0%和41.8%。这是因为制冷剂在出口集管内的压降随着出口集管内径的增加而减小,根

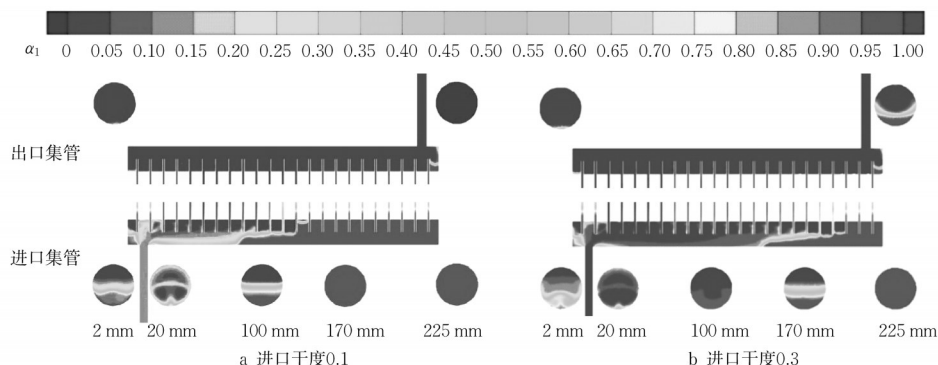


图7 不同制冷剂入口干度下集管内的液相体积分数分布

Fig.7 Liquid volume fraction distribution in the headers at different refrigerant inlet quality

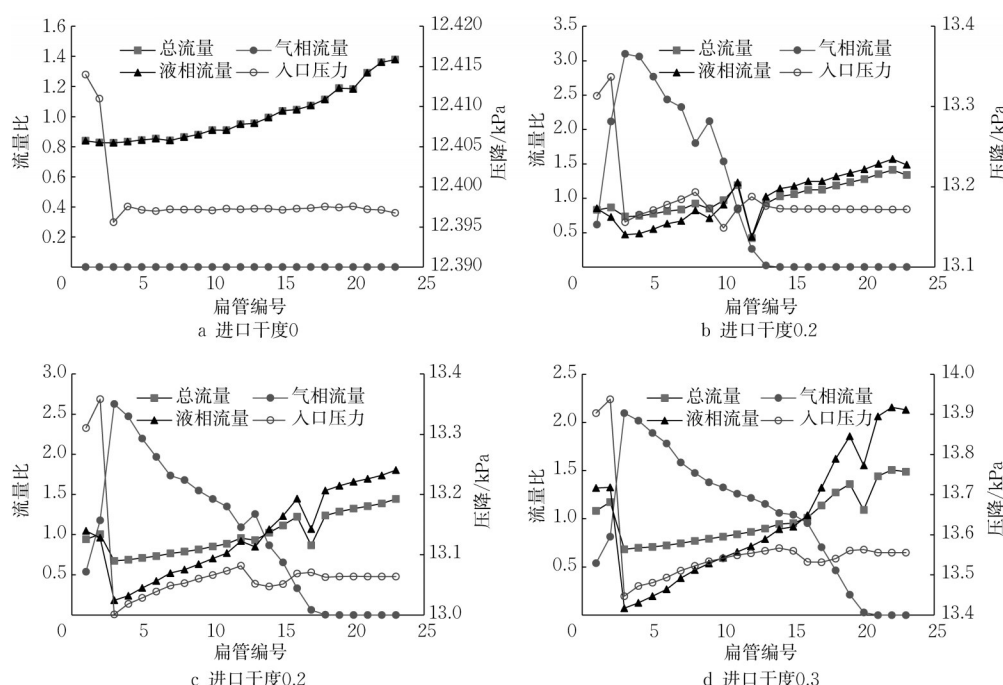


图8 制冷剂入口干度与各扁管流量及进口压力的关系

Fig.8 Flow distribution and inlet pressure of flat tubes at different inlet quality

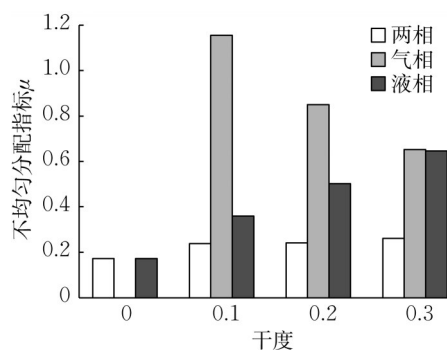


图9 入口干度与制冷剂分配不均匀指标的关系

Fig.9 Flow inhomogeneity at different inlet quality

据流网中任意两个节点之间的压降相等的原理,在进口集管内压降不变的情况下,导致各扁管的进出口压力差别减小,制冷剂分配均匀性提高。

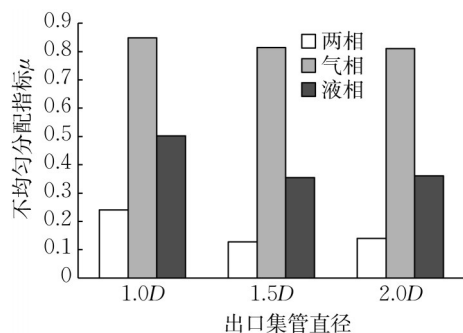


图10 出口集管内径与制冷剂分配不均匀指标的关系

Fig.10 Flow inhomogeneity under different inner diameters of outlet header

在保证总换热面积不变的情况下,改变蒸发器的长宽比,换热扁管的纵向长度代表蒸发器长度,集管长度则代表宽度。基准结构的长宽比为1.055,选取长宽比为0.755与1.455的两种结构,所对应的扁管总数分别为30和20。制冷剂进口质量流量为 $15 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$,干度为0.2。从图11可以看出,相对于基准结构,长宽比为1.455时,分配均匀性得到改善,液相分配 μ 值和总流量分配 μ 值分别下降了17.4%和21.6%;长宽比为0.755时,分配均匀性变差,液相分配 μ 值和总流量分配 μ 值分别增加了13.7%和25.8%。长宽比的改变,实际上改变了扁管内的压降在流路总压降中的占比,导致制冷剂分配均匀性发生改变。

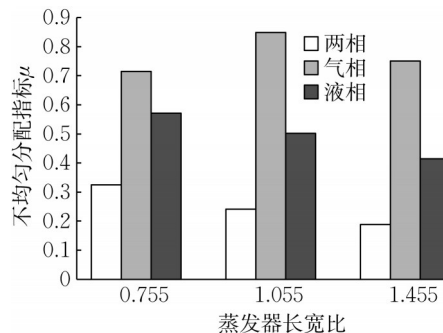


图11 蒸发器长宽比与制冷剂分配不均匀指标的关系

Fig.11 Flow inhomogeneity in evaporators with different aspect ratios

4 结论

(1)随着制冷剂质量流量的增加,总流量分配和液相分配的均匀性下降,而气相分配均匀性有所提高。进口干度为0.2时,流量从 $15\text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ 增加到 $25\text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,液相和总流量分配的 μ 值分别增加了17.4%和39.4%,气相分配的 μ 值则减小了17.4%。

(2)随着入口制冷剂干度的增加,总流量和液相分配的均匀性下降,气相分配均匀性则升高。当质量流量为 $15\text{ g}\cdot\text{s}^{-1}$,如干度从0增加到0.3,液相分配 μ 值和气液总流量分配 μ 值分别增加了273.5%和50.8%;干度从0.1增加到0.3时,气相分配 μ 值减小了43.5%。

(3)适当增加出口集管内径和蒸发器长宽比均可以提高蒸发器中扁管部分压降占比,从而提高制冷剂流量分配的均匀性。与基准结构相比,出口集管内径分别为1.5D和2D时,总流量分配的 μ 值可分别降低46.9%和41.8%;当长宽比为1.455和0.755时,总流量分配 μ 值则分别减少和增加了21.6%和25.8%。

作者贡献声明:

赵兰萍:理论指导,仿真分析,文章修改;

鲍国:初稿撰写;

杨志刚:计算资源提供。

参考文献:

- [1] BERNOUX P, MERCIER P, LEBUCHE M. Two-phase flow distribution in a compact heat exchanger[C]//Proceeding of the Third International Conference on Compact Heat Exchanger. Davos:[s.n.], 2001: 347-352.
- [2] BENOUALI J, PETITJEAN C, CITTI I, *et al.* Evaporator-condenser improvement and impact on heat pump system performances for EVs [EB/OL]. [2021-10-21]. <https://doi.org/10.4271/2014-01-0708>
- [3] HRNJAK P. Flow distribution issues in parallel flow heat exchangers [J]. ASHRAE Transactions, 2004, 110(1):301
- [4] FEI P. Adiabatic developing two-phase refrigerant flow in manifolds of heat exchangers [D]. Urbana-Champaign: University of Illinois, 2004.
- [5] TUO H, BIELSKUS A, HRNJAK P. Experimentally validated model of refrigerant distribution in a parallel microchannel evaporator [J]. ASHRAE Transactions, 2012, 118(1):375.
- [6] TUO H, HRNJAK P. Effect of the header pressure drop induced flow maldistribution on the microchannel evaporator performance [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(8):2176.
- [7] TUO H, BIELSKUS A, HRNJAK P. Effect of flash gas bypass on the performance of R134a mobile air-conditioning system with microchannel evaporator [J]. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 2011, 4(1):231.
- [8] ZOU Y, TUO H, HRNJAK P. Modeling refrigerant maldistribution in microchannel heat exchangers with vertical headers based on experimentally developed distribution results [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 64(1):172.
- [9] 袁培,常宏旭,李丹,等.微通道平行流换热器流量分配均匀性研究[J].低温与超导,2019,47(3):44.
YUAN Pei, CHANG Hongxu, LI Dan, *et al.* The flow distribution uniformity research on the microchannel parallel flow heat exchanger [J]. Cryogenics and Superconductivity, 2019, 47(3):44.
- [10] 赵兰萍,王仁杰,刘桂兰,等.平行流蒸发器制冷剂流量分配特性[J].同济大学学报(自然科学版),2019,47(2):261.
ZHAO Lanping, WANG Renjie, LIU Guilan, *et al.* Characteristics of refrigerant flow distribution in parallel microchannel evaporator [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2019, 47(2):261.
- [11] 杜琳,周黎暘,陈琪,等.微通道平行流换热器分配特性及优化研究[J].制冷学报,2021,42(5):111.
DU Lin, ZHOU Liyang, CHEN Qi, *et al.* Distribution characteristics and optimization on parallel flow microchannel heat exchanger [J]. Journal of Refrigeration, 2021, 42(5):111.
- [12] 张永锴.平行流蒸发器制冷剂流量分配数值模拟与翅片性能优化[D];北京:华北电力大学,2014.
Zhang Yongkai. Numerical simulation of refrigerant flow distribution in parallel flow evaporator and fin performance optimization [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2014.
- [13] PANDA K, HIROKAWA T, HUANG L. Design study of microchannel heat exchanger headers using experimentally validated multiphase flow CFD simulation [J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 178:115585.
- [14] WINKLER C M, PETERS J. Refrigerant droplet size measurements in conjunction with a novel method for improving flow distribution in evaporators [J]. Aerosol Science & Technology, 2002, 36(6):734.
- [15] WEN H L. A pressure iteration scheme for two-phase flow modeling [M]. Washington DC: Hemisphere Publishing, 1980.
- [16] KNUDSEN M, PARTINGTON J R. The kinetic theory of gases: some modern aspects [J]. Journal of Physical Chemistry, 1952, 39(2):307.
- [17] RIVA E, COL D. Numerical simulation of laminar liquid film condensation in a horizontal circular minichannel [J]. Journal of Heat Transfer, 2012, 134(5):051019.
- [18] RIVA E, COL D, GARIMELLA S V, *et al.* The importance of turbulence during condensation in a horizontal circular minichannel [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2012, 55:3470.
- [19] MILOSEVIC A S. Flash gas bypass concept utilizing low pressure refrigerants [D]. Urbana-Champaign: University of Illinois, 2011.
- [20] CHANG Y J, WANG C C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 1997, 40(3):533.