

平行流蒸发器制冷剂流量分配特性

赵兰萍¹, 王仁杰^{1,2}, 刘桂兰^{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: 采用标准 $k-\epsilon$ 模型和 Eulerian 模型对平行流蒸发器集管内两相制冷剂分配特性进行模拟, 发现在集管加入分流管后, 制冷剂流量分配不均匀性得到明显改善. 在此基础上, 分别对扁管插入集管的深度、分流管开孔率对流量分配的影响情况展开分析. 发现当扁管伸入集管深度大约在分流管下方 1/2 时流量分配均匀性最好; 对比不同开孔率时的流量分配情况, 发现随着开孔率的增大流量分配均匀性先变差后变好, 之后随着开孔率进一步增大, 流量分配均匀性又变差. 分流管在小开孔率下, 需要注意与制冷系统中节流阀的匹配.

关键词: 平行流蒸发器; 计算流体力学; 两相流; 分流管; 扁管插入深度; 开孔率

中图分类号: TB657.5

文献标志码: A

Characteristics of Refrigerant Flow Distribution in Parallel Flow Evaporator

ZHAO Lanping¹, WANG Renjie^{1,2}, LIU Guilan^{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: The standard $k-\epsilon$ turbulence model and the two phase flow Eulerian model are used to simulate the refrigerant distributions in the heads of parallel-flow evaporators, and the experimental results in literature is used to validate the numerical method. Then, the comparison of distributions between base line structure and the structure with perforated tube in heads is conducted and the reason behind the performance improvement of the structure with perforated tube is revealed. The comparison of flow distribution in heads with perforated tubes in the open ratio ranging from 0.11 to 1.00 indicates that the uniformity of flow distribution decreases at first and then increases, after which it worsens with the further increase of open ratio. The matching issue of

expansion valve with refrigerant systems should be concerned under the condition of small open ratio of perforated tubes.

Key words: parallel flow evaporator; computational fluid dynamics (CFD); two-phase flow; perforated tube; depth of pipe insertion into the header; open ratio

制冷剂侧两相流流量分配不均是平行流蒸发器的共性问题. 有研究表明, 对于制冷剂 R134a, 制冷剂侧流量分配不均会导致其性能降低 20%~30%. 现阶段, 主要通过试验来探索改善蒸发器内制冷剂流量分配不均的问题. Tompkins 等^[1]、Zou 等^[2]发现集管水平或垂直放置时, 相较于其他流型, 塞状流或混沌流的流量分配均匀性较好. Lee 等^[3]以及 Kim 等^[4]发现当扁管插入集管深度为集管半径时流量分配均匀性最好. Kim 等^[5]则发现当集管内插入分流管或分流板时, 集管内的流量分配不均匀性可以得到明显的改善. 少数研究者利用数值模拟方法来探索改善流量分配不均匀性的方法, 如 Wang 等^[6]、Yang 等^[7]通过试验和 CFD (computational fluid dynamics) 对 Z 型和 U 型换热器液相在换热器中的流量分配展开分析. Ramadevi 等^[8]用 CFD 模拟了制冷剂 R22、R134a、R407C 在高压(最高压力 2 MPa)蒸发器换热管段中, 不同质量流量下的蒸发过程, 模拟结果表明, VOF (volume of fluid) 模型可以预测所有流型; 且制冷剂在质量流量较小时, 模拟压降与实验值的误差要比大多数关联式与实验值的误差小; 但是对于 R134a, 质量流量为 $200 \text{ kg} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{s})^{-1}$ 且低干度或质量流量为 $400 \text{ kg} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{s})^{-1}$ 且中干度时, 所对应的两相流型分别为泡状流和塞状流, 气液之间没有明显的界限, 此时, 适用于有明显两相界面情况的 VOF 模型误差较大.

试验研究虽然是探索流量分配不均匀方法的最

收稿日期: 2018-05-14

基金项目: 上海市地面交通工具空气动力与热环境模拟重点实验室项目(18DZ2273300)

第一作者: 赵兰萍(1967—), 女, 副教授, 工学博士, 主要研究方向为汽车空调及换热器. E-mail: lanpingzhao@tongji.edu.cn

可靠途径,但成本大、周期长,而且要获取更多的信息难度很大. 本文将利用 CFD 模拟蒸发器集管中两相流的流量分配问题,解释流量分配不均的原因,并就改善集管中流量分配不均匀性的措施展开分析.

1 两相流模型验证

1.1 两相流模型简介^[9-10]

两相流模型的模拟方法主要分为两类:欧拉-拉格朗日法和欧拉-欧拉法. 拉格朗日法不能模拟多相流中每一相的分布,如 DPM(discrete phase model)模型. 欧拉法主要包括 3 种模型:VOF 模型、Mixture 模型,Eulerian 模型,可以模拟多相流中每一相的分布.

稳态的 VOF 模型主要用于计算结果依赖初始条件和每一相进口边界条件不同的情况. VOF 模型是一种固定在欧拉网格下的表面追踪方法,当需要得到每一种或多种互不相融流体间的交界面时,可以采用该模型. Mixture 模型可用于两相或多相流(流体或颗粒),其应用包括低负载的负载粒子流、气泡流、沉降和旋风分离器等. Mixture 模型也可用于没有离散相,相对速度均匀的多相流. Eulerian 模型是 Fluent 中最为复杂的多相流模型,它包含有 n 个动量方程和连续方程,可以用来求解每一相的情况,其中压力项和各界面交换系数耦合在一起. 耦合的方式则依赖于所含相的情况,颗粒流(流-固)的处理与非颗粒流(流-流)是不同的. 欧拉模型可以用在包括气泡柱、上浮、颗粒悬浮和流化床等的场合.

1.2 模型选择

1.2.1 湍流模型、制冷剂物性及边界条件

采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型,非平衡壁面函数,分离求解器及隐式格式求解. 制冷剂物性及边界条件分别见表 1 和表 2. 模型设置中,重力加速度为 $9.81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$;若是气体在液相中的上升,其操作密度为 0;若是液相在气相中的重力下降,操作密度为气相密度.

表 1 制冷剂物性表

Tab.1 Physical properties of refrigerant

制冷剂物性参数	数值及说明
制冷剂	R134a
饱和温度/°C	22
压力/MPa	0.605
液相密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	1218.5
液相黏度系数/($\text{Pa} \cdot \text{s}$)	2.0266×10^{-4}
气相密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	29.404
气相黏性系数/($\text{Pa} \cdot \text{s}$)	1.1563×10^{-5}

表 2 边界条件

Tab.2 Boundary condition

边界条件参数	数值及说明
入口	质量流量入口
流量/($\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$)	35~50
干度	0.1~0.3
入口液滴尺寸/mm	0.4
滑移率	1
出口	压力出口
壁面	绝热、无滑移

1.2.2 两相流模型选择

Schwarzkoeppe 等^[11]指出两相流模型的选择与颗粒荷载、Stokes 数有关.

颗粒荷载 β 是影响相间相互作用的主要因素. 它的定义如下:

$$\beta = \frac{\alpha_d \rho_d}{\alpha_c \rho_c} \quad (1)$$

式中:下标 d 和 c 分别代表离散相和连续相; α_d 为离散相体积分; α_c 为连续相体积分; ρ_d 为离散相密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; ρ_c 为连续相密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

假设离散相的体积分 $\alpha_d = 0.1$, 则连续相的体积分 $\alpha_c = 0.9$; 气相为连续相, 液相为离散相. 故 β 的值大约为 4.6.

两相密度比 γ 的定义为

$$\gamma = \frac{\rho_d}{\rho_c} \quad (2)$$

文中气相为连续相,液相为离散相,液滴-气流体的 γ 值大约为 41.4. 利用这些参数,液滴间的平均距离可根据文献^[12]估算,颗粒间距 L/D 定义为

$$\frac{L}{D} = \left(\frac{\pi}{6} \frac{1+k}{k} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

式中: L 为液滴平均距离,mm; D 为液滴直径,mm; $k = \beta/\gamma$;

计算得到 L/D 大约为 1.47. 在低荷载流体流动中,相间耦合是单向的,连续相通过拽力和湍动能影响液滴,离散相对连续相没有反作用,拉格朗日法和欧拉法都可以处理这种问题;对于中级荷载,耦合是双向的,欧拉法可以处理该问题;而对于高荷载,相间耦合与颗粒间的相互作用都应考虑在内,在这种情况下,只有欧拉法中的 Eulerian 模型可以处理该问题.

Schwarzkoeppe 等^[11]指出,当荷载为 1,颗粒平均间距为 10 时,颗粒可以作为孤立的个体处理,属于低级荷载. 当荷载大于 1,颗粒间距小于 10 时,属于中级或高级荷载. 本文中,颗粒荷载 β 为 4.6,颗粒间距 L/D 大约为 1.74,因此本文两相流颗粒属于中级荷载或高级荷载.

对于颗粒属于中级荷载的流体系统,Stokes 数的计算可以帮助选择模型.当 $St \ll 0.1$ 时,流体颗粒紧随气体流动,DPM 模型、Mixture 模型和 Eulerian 模型都可以对其进行较为准确的模拟,可优先考虑计算代价较小的 DPM 模型和 Mixture 模型;当 $St > 1.0$ 时,离散相中的颗粒会独立于连续相的流动,只有欧拉-欧拉法中的 Eulerian 模型能较为准确地模拟真实情况;当 $St \approx 1$ 时,三种模型都可使用.

根据 PDPA(phase doppler particle analyzer)测量法^[13]得到液滴尺寸在 $50 \sim 430 \mu\text{m}$ 之间,所以 Stokes 数的计算采用 Fei 等^[12]提出的公式

$$St = \frac{\tau_p}{\tau_f} \quad (4)$$

式中: τ_p 为颗粒响应时间,s; τ_f 为流体响应时间,s.

颗粒响应时间计算公式为

$$\tau_p = \frac{(2\rho_p + \rho_f)d_p^2}{36\mu_f} \quad (5)$$

式中: ρ_p 、 ρ_f 分别为液滴与蒸汽的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; d_p 为液滴尺寸,m; μ_f 为蒸汽黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$.

流体响应时间计算公式为

$$\tau_f = \frac{5H}{U_0} \quad (6)$$

式中: H 为管半径,m; U_0 是管子中心线处的速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$.

本文模拟的制冷剂流动中,质量流量范围为 $35 \sim 50 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$,入口干度范围为 $0.1 \sim 0.3$,入口直径为 9.5 mm .由图 1^[12]、图 2^[12]可知, St 大部分处于大于 1.0 的区域,所以 Mixture 模型并不合适,因此选择欧拉-欧拉法中的 Eulerian 模型进行模拟计算.

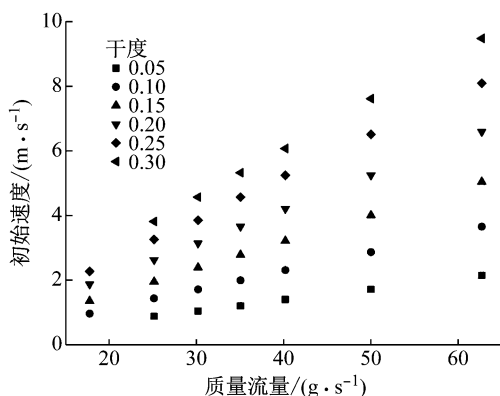


图 1 入口初始速度分布图^[12]

Fig.1 Initial velocity distribution at inlet^[12]

1.2.3 相间作用力

在气液两相流的模拟中,第二相一般假设有液滴或气泡,所以制冷剂气相为第一相,液相为第二

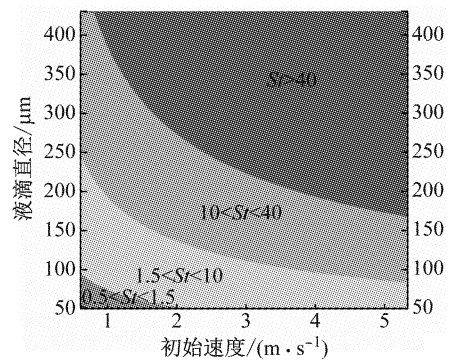


图 2 Stokes 数分布图^[12]

Fig.2 Distribution of Stokes number^[12]

相.本文升力模型采用 Moraga 模型,拽力模型采用 Symmetric 模型,且不考虑虚拟质量力.

1.3 模型验证

采用文献^[12]中的实验结果进行模型验证,该文献采用如图 3 所示的方形集管配合 5 个圆形出口的分流结构进行试验,集管中未插入分流管.试验用工质为 R134a,入口流量及干度范围分别为 $35 \sim 50 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ 和 $0.1 \sim 0.3$,通过进口压力的调整,保持左侧制冷剂入口温度与环境温度相同.

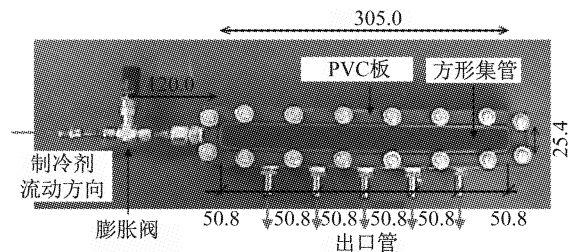


图 3 验证用物理模型^[12] (单位:mm)

Fig.3 Physical model for validation (unit:mm)

图 4 为质量流量分别为 $35, 40, 50 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$,干度为 0.2 时的实验数据与模拟结果的对比结果.总体而言,除个别管子外,大多数管子的流量分配情况与实验结果较为吻合.文献^[12]的分析表明,实验中管子 1 中的制冷剂主要包括两部分:一是液相制冷剂射流进入集管时,一部分液相制冷剂以离散液滴的形式落在集管入口附近,流入管子 1;另一部分是液相制冷剂由下游回流形成.而在 CFD 模拟中,液相制冷剂入口射入集管时,直接掠过第 1 根管子,与第 1 根管子没有直接接触,欧拉模型自身的局限性使得在模拟过程中没有这部分离散液滴出现.模拟结果与实验中的质量流量分布规律较为一致,只有个别管子流量误差稍大,基于两相流的复杂性,认为该误差在可以接受的范围内.

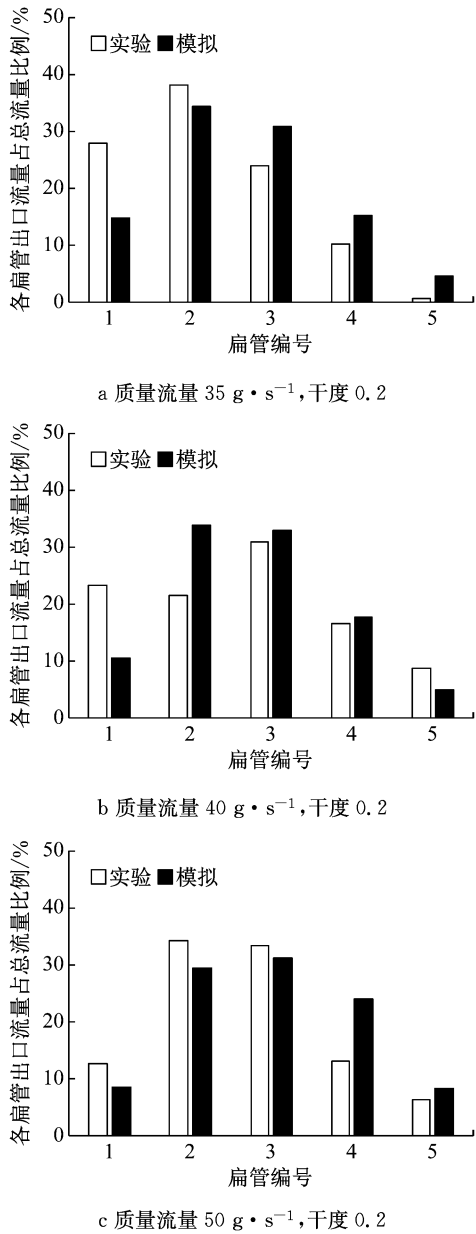


图 4 模型验证

Fig.4 Validation of numerical calculation

2 集管网格划分

2.1 集管结构

本文数值计算采用水平集管带 12 根扁管的基本结构, 对在该结构中插入分流管前后的情况进行流量分配规律的分析, 制冷剂进口温度与环境温度一致. 图 5 为基本结构插入分流管后的示意图, 具体参数描述如下: 马蹄形集管水平放置, 制冷剂上进下出, 集管宽度和长度分别为 12.0 mm 和 234.0 mm; 12 根扁管的长、宽、高分别为 150.0 mm、11.0 mm 和 2.5 mm; 入口段长 120.0 mm, 直径 9.4 mm; 集管内分流管孔口数量为 12, 孔口位于两扁管中间位置,

扁管插入集管深度为 0 mm. 定义开孔率为分流管孔口总面积与扁管总流通面积的比值.

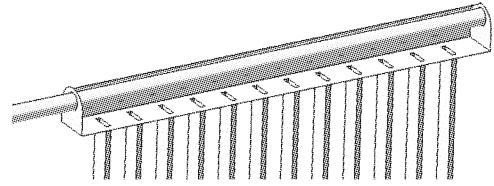


图 5 集管插入分流管示意图

Fig.5 Head with inserted perforated tube

2.2 网格划分

网格划分如图 6 所示. 为了提升计算的稳定性, 采用六面体网格对模型进行划分. 入口圆管及孔口处采用 O-block 的网格处理方式, 如图 6a、6b 所示, 圆管与集管连接处采用两次 O-block 对网格进行划分, 如图 6c 所示. 计算域总体网格数量约为 70 万~90 万, 扁管在集管内深度不同或分流管孔径不同时, 网格数量有所不同.

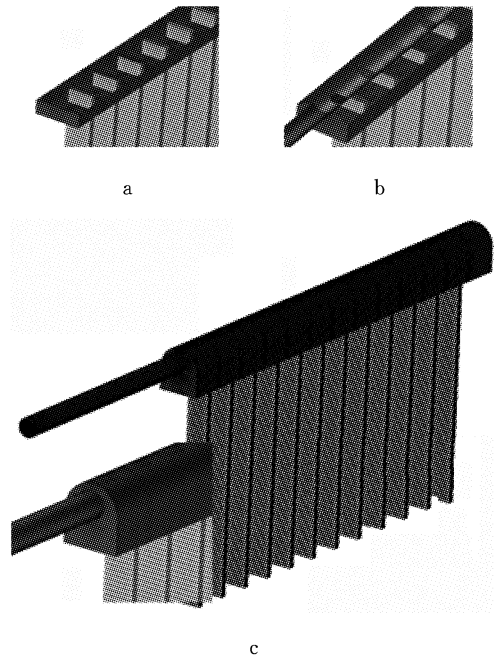


图 6 网格划分图

Fig.6 Grid system

3 结果分析

定义第 i 根扁管出口质量流量与平均质量流量的比值为

$$R_i = \frac{m_i}{m_a} \quad (7)$$

式中: m_i 为第 i 根扁管气(液相)质量流量; m_a 为扁管气(液)相平均质量流量; 文献[5]中用流量分配的标

准差 D_s 来衡量不均匀程度, D_s 值越接近 0, 流量分配均匀性越好, 其定义如下:

$$D_s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (R_i - 1.0)^2}{N}} \quad (8)$$

式中: N 为扁管数量, 本文中 $N=12$.

3.1 分流管对流量分配的影响

定义开孔率为 0.46, 对应孔径 4 mm, 当扁管伸入集管深度为 0 mm 时, 对比集管加入分流管前后的流量分配如图 7 所示. 可以看出, 未插分流管时, D_s 值随质量流量增大而减小, 这与文献[12]得到的结论一致. 集管内未加分流管时, D_s 平均值大小为 0.80, 集管内插入分流管后, D_s 平均值为 0.59, D_s 平均值减小 26.3%. 图 8 表明, 固定流量而改变干度时, 集管内未加分流管时, D_s 平均值为 0.79, 集管内插入分流管后, D_s 平均值为 0.64, D_s 平均值减小 19.0%. 两种情况均表明, 插入分流管可以明显改善平行流蒸发器的流量分配不均匀性.

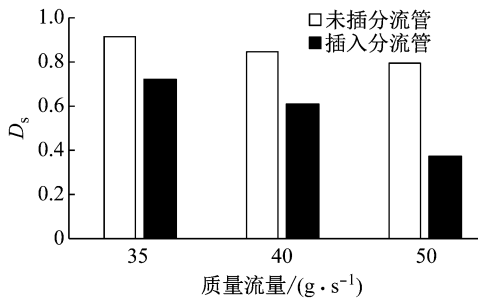


图 7 插入分流管前后 D_s 对比(干度为 0.2)
Fig.7 D_s with/without a perforated tube (constant quality)

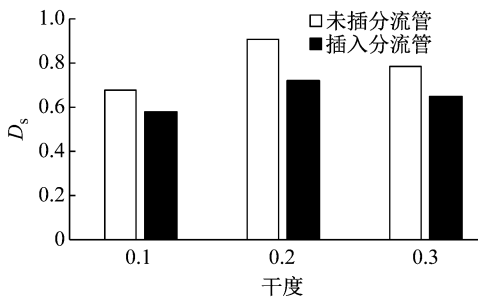


图 8 插入分流管前后 D_s 对比(质量流量为 $35 g \cdot s^{-1}$)
Fig.8 D_s with/without a perforated tube (constant mass flow rate)

图 9 中纵坐标 R_g 和 R_l 分别代表液相流量比和气相流量比, 即每根扁管内气相(液相)质量流量与平均气相(液相)质量流量的比值. 从图 9 可以看出, 无论集管中是否加入分流管, 液相制冷剂流量分配都是中间扁管流量大两端扁管流量小, 气相制冷剂

流量分配规律与液相制冷剂的分配规律基本相反. 集管中有无分流管时, 各个扁管中液相制冷剂 R_l 最大值与最小值的差分别为 1.97 和 2.30; 集管中插入分流管后, 各个扁管液相制冷剂 R_l 值较无分流管时更加接近 1, 表明集管中加入分流管后液相分配均匀性变好.

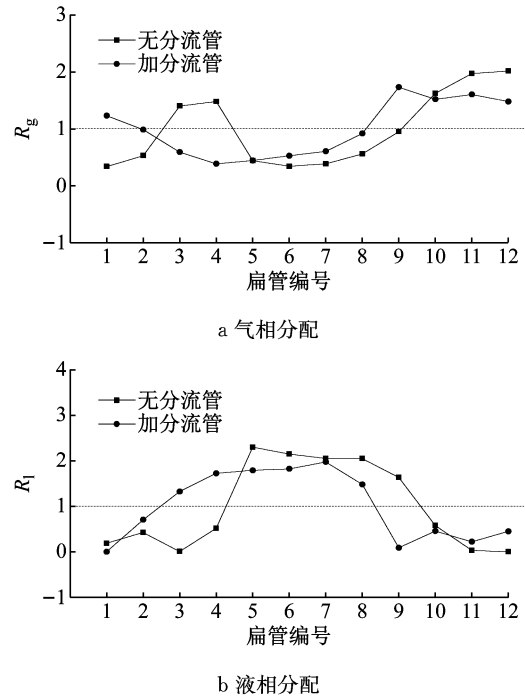


图 9 加入分流管前后的流量分配(质量流量为 $35 g \cdot s^{-1}$, 干度为 0.2)

Fig.9 Flow distribution with/without a perforated tube ($35 g \cdot s^{-1}$, 0.2)

插入分流管对制冷剂分配不均匀性的改善, 可以通过集管中的液相速度云图和压力云图作进一步的解释. 由图 10 可知, 集管内插入分流管之后, 制冷剂的流动形态发生了显著的改变. 未加分流管时, 液相制冷剂在入口处形成射流, 在重力作用下与气相制冷剂分离, 使得液相制冷剂分配主要集中在上游扁管, 而下游扁管分配得到的液相制冷剂的量微乎其微; 集管中插入分流管后, 气液分离滞后, 流量分配不均匀性较不插分流管时有明显的改善. 集管中压力梯度的存在是造成流量分配不均的一个重要因素[14]. 图 11 表明, 集管中未加入分流管时, 集管内部最大静压差为 115 Pa; 而集管中插入分流管时, 集管内最大静压差为 60 Pa, 管内静压压力梯度明显降低, 流量分配不均程度减小.

插入节流管后, 会引起集管压降的增加. 定义集管压降为集管入口处与最远扁管入口之间的压力差, 包括分流管引起的压降. 集管插入分流管前后集

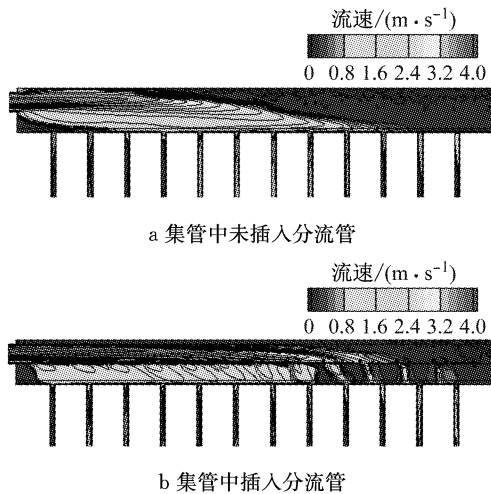


图 10 集管中加入分流管前后的液相速度分布图(质量流量为 $35 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, 干度为 0.2)

Fig.10 Velocity distribution in head ($35 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, 0.2)

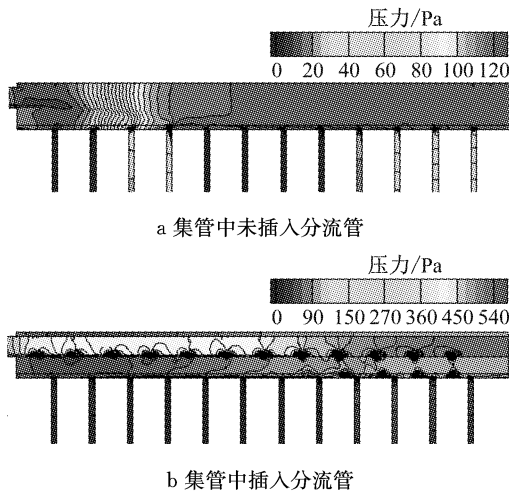


图 11 集管中加入分流管前后的液相压力分布(质量流量为 $35 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, 干度为 0.2)

Fig.11 Pressure distribution in head ($35 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, 0.2)

管压降如表 3 所示. 由表 3 可以看出, 由于分流管管径较小, 制冷剂流速快, 集管中插入分流管时压降明显增大, 约为不插分流管压降的 2 倍左右. 分流管在制冷系统中相当于起了两次节流的作用, 只要合理设计系统的节流阀, 集管压降的增加并不会增加制

表 3 不同工况下插入分流管前后集管压降

Tab.3 Pressure drop in manifold

质量流量/ ($\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$)	干度	集管压降/kPa	
		未插分流管	插入分流管
35	0.1	0.133	0.229
35	0.2	0.389	0.870
35	0.3	0.625	0.806
40	0.2	0.537	1.125
50	0.2	0.863	1.727

冷系统的能耗.

3.2 扁管伸入集管深度对流量分配的影响

从图 9 还可以看出, 集管中加入分流管后, 虽然流量分配的总不均匀性得到了改善, 但集管两端扁管液体流量依然较小. 为改善这种状况, 将扁管伸入集管一定深度, 研究插入深度对流量分配的影响. 扁管伸入集管深度分别为 0、3、6 和 9 mm, 定义开孔率为 0.46, 对应孔径 4 mm.

从图 12 可以看出, 随着扁管伸入集管深度的增大, D_s 平均值先变小后变大, 对应的流量分配均匀性先变好后变差. 扁管伸入集管深度为 6 mm 时, 对应 D_s 平均值最小值为 0.47, 且 D_s 最小值 0.22 也出现在扁管伸入集管深度为 6mm 的结构中; 扁管伸入集管深度为 0 mm 时, 对应 D_s 最大平均值为 0.59. 故 4 种扁管伸入集管深度下, 深度为 6 mm 的情况, 集管流量分配均匀性最好, 插入深度为 0 时流量分配均匀性最差.

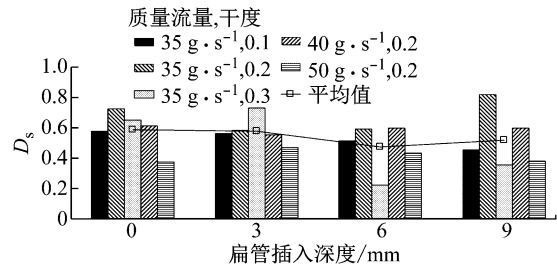


图 12 扁管伸入集管不同深度下的 D_s 值

Fig.12 D_s at different insert depth of microchannel tube in head

4 种扁管深度下的流量分配如图 13 所示, 其区别主要集中在入口附近扁管和尾部扁管. 当扁管伸入集管深度为 0、3 mm 时, 入口附近第 1 根扁管内的液相质量流量接近 $0 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$; 扁管伸入集管深度为 6 mm 时, 第 1 根扁管液相 R_l 接近 1.00, 扁管流量适中; 深度为 9 mm 时, 第 1 根扁管 R_l 接近 2.00, 流量较大. 对于尾部扁管质量流量分配, 当扁管伸入集管深度为 3 mm 时, 从扁管 8 到扁管 12, 液相 R_l 由 0.20 不断增大到 1.77, 涨幅比较剧烈; 其余深度下尾部扁管液相 R_l 在 0.10~0.50 之间波动. 总体而言, 质量流量为 $35 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, 干度为 0.2, 当扁管插入深度为 6 mm 时, 第 1 根扁管和最后 1 根扁管的液相 R_l 和气相 R_g 均较其余深度更接近 1.00. 图 14 进一步给出了扁管插入深度为 6 mm 时, 不同流量和干度下, 各扁管的液相 R_l 和气相 R_g 分布. 从图 14 可以看出, 不同进口状态下, 第 1 根和最后 1 根扁管的气相和液相流量均较为合理.

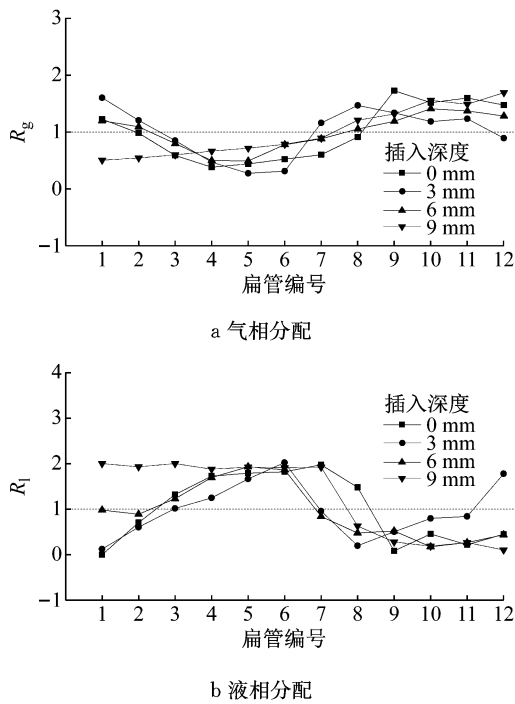


图 13 不同扁管伸入深度下的流量分配(质量流量为 $35 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, 干度为 0.2)

Fig.13 Flow distribution at different microchannel tube depths ($35 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, 0.2)

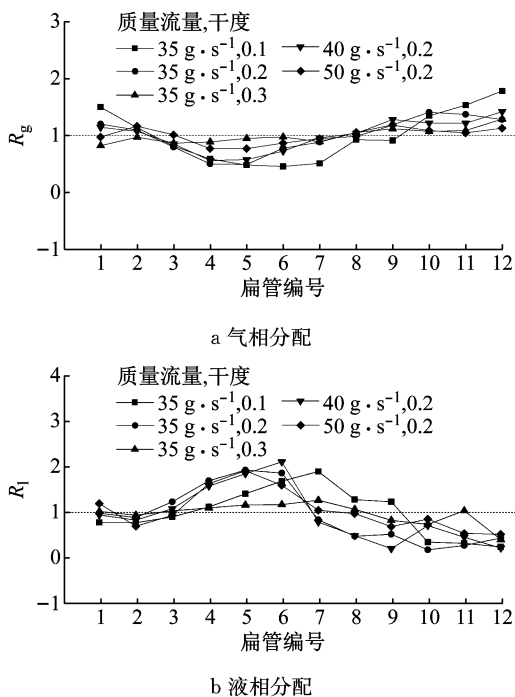


图 14 扁管伸入集管深度 6mm 时流量分配

Fig.14 Flow distribution at 6mm depth of microchannel tubes

本文所研究的工况及扁管插入深度下,集管压降在 $0.229 \sim 1.904 \text{ kPa}$ 之间,可见扁管插入集管的深度对集管压降影响不大,在此不再一一列出。

3.3 开孔率对流量分配的影响

设定扁管伸入集管深度为 6 mm ,进一步分析分流管开孔率对流量分配的影响.开孔率分别为 0.11 、 0.26 、 0.46 、 0.71 、 1.00 时,对应的均匀布置孔径分别为 2 、 3 、 4 、 5 和 6 mm 。

图 15 为分流管在不同开孔孔径下的 D_s 值对比.由图 15 可知, D_s 在孔径为 $2 \sim 6 \text{ mm}$ 范围内先增大后缓慢减小,之后在 6 mm 时稍有上升.分流管孔径为 2 mm 时, D_s 的平均值最小,对应值为 0.34 ,流量分配的均匀性最好;分流管孔径为 3 mm 时, D_s 平均值最大,对应数值为 0.51 ,流量分配均匀性最差.当孔径为 $4 \sim 6 \text{ mm}$ 时, D_s 平均值在 $0.44 \sim 0.47$ 之间波动,波动范围较小,说明开孔率对流量分配的影响不大.干度为 0.2 ,质量流量分别为 35 、 40 、 $50 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, D_s 随流量的增大减小,流量分配均匀性与质量流量成正比;质量流量为 $35 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$,干度为 0.3 时流量分配均匀性最好, D_s 值在 0.4 以下;干度为 0.2 时流量分配均匀性最差(分流管孔径为 2 mm 除外)。

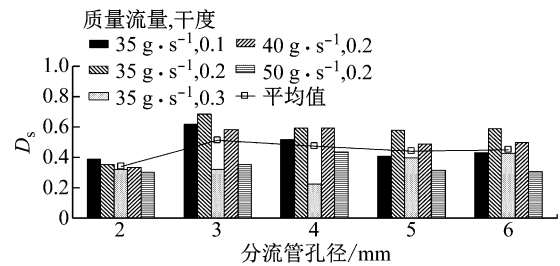
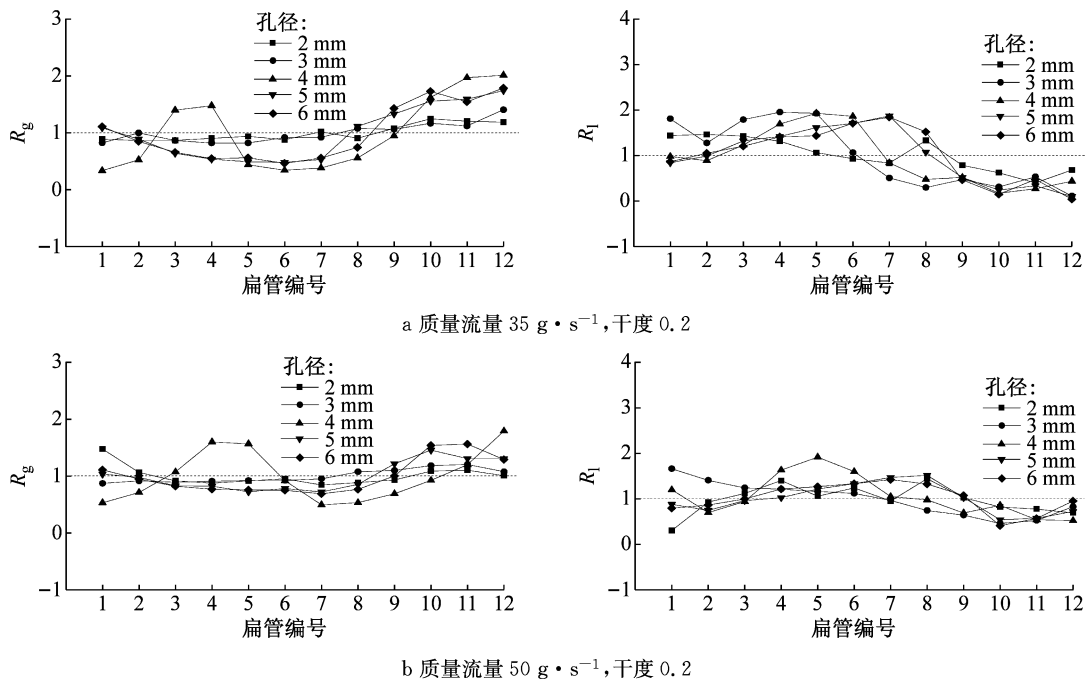


图 15 分流管在不同孔径下的 D_s 值

Fig.15 D_s with perforated tubes at different open ratios

质量流量分别为 $35 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$ 和 $50 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$,干度为 0.2 时的流量分配如图 16 所示.总体而言,随着流量的增加,液相和气相不均匀性均得到改善,同时气相制冷剂的流量分配均匀性要比液相制冷剂好.孔径为 2 mm 时,流量分配均匀度最高,气相制冷剂流量分配也是最均匀的,这归因于小开孔率下分流管的静压箱效应.分流管孔径为 3 mm 时,流量分配均匀性最差.其余结构流量分配规律相似,流量沿程先增大后减小,但出现波峰的扁管位置有所不同.从图 16 中还可以看出,不同孔径下,液相制冷剂在尾部扁管流量分配不足的现象始终存在.一方面是因为分流管中液相制冷剂动量削弱,尾部孔口出流液相流量降低;另一方面则是由于气液分离导致气相尾部孔口出流速度较大,对液面造成冲击,使得尾部液面降低而导致的。



a 质量流量 $35 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, 干度 0.2

b 质量流量 $50 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$, 干度 0.2

图 16 不同孔径下的流量分配

Fig.16 Flow distribution with perforated tubes at different open ratios

表 4 为分流管在不同孔径下的集管压降. 从表 4 可以看出, 分流管孔径越大, 集管压降越小. 分流管孔径为 2 mm 时集管压降最大, 为 8.961 kPa, 压降较大; 分流管孔径在 3 mm 及以上时, 最大压降为 2.021 kPa, 压降较小. 若分流管作为二次节流管, 分流管带来的压降作为节流压降的一部分, 可以降低对制冷系统性能的影响. 否则, 小开孔率时, 集管压降相对较大, 导致蒸发器压降上升, 导致压缩机性能降低, 制冷系统性能变差.

表 4 分流管在不同孔径下集管压降

Tab.4 Pressure drop in heads with perforated tubes of different open ratios

质量流量/ ($\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$)	干度	未插分 流管	集管压降/Pa				
			孔径/mm				
			2	3	4	5	6
35	0.1	0.133	2.572	0.801	0.488	0.374	0.351
35	0.2	0.389	4.395	1.005	0.888	0.736	0.695
35	0.3	0.625	7.695	2.170	1.261	1.041	1.030
40	0.2	0.537	5.747	1.308	1.163	0.952	0.922
50	0.2	0.863	8.961	2.021	1.797	1.458	1.357

4 结论

(1) 加入分流管后, 通过制冷剂气液分离的推迟和集管内静压梯度的降低, 制冷剂流量分配不均匀性得到了明显的改善; 加入分流管前后, 两者的流量分配规律相似, 即中间扁管流量大两端扁管流

量小.

(2) 扁管伸入集管深度大约为分流管下方的二分之一时, 集管两端扁管液相流量不足的现象有了较明显的改善, 流量分配整体均匀性最好.

(3) 最佳扁管伸入集管深度下, 随着开孔率的增大, 流量分配均匀性先变差后变好, 随着开孔率进一步增大, 流量分配均匀性又变差. 分流管在小开孔率下, 需要注意与制冷系统中节流阀的匹配.

参考文献:

[1] TOMPKINS D M, YOO T, HRNJAK P, *et al.* Flow distribution and pressure drop in micro-channel manifolds[C]// International Refrigeration and Air Conditioning Conference. West Lafayette: Purdue University, 2002: No. 554.

[2] ZOU Y, HRNJAK P. Effects of fluid properties on two-phase flow and refrigerant distribution in the vertical header of a reversible microchannel heat exchanger-comparing R245fa, R134a, R410A, and R32[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 70(1): 966.

[3] LEE J K, Lee S Y. Distribution of two-phase annular flow at header-channel junctions[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2004, 28(2): 217.

[4] KIM N H, HAN S P. Distribution of air-water annular flow in a header of a parallel flow heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(5): 977.

(下转第 274 页)

(3) 对于使用时段在夜间的建筑物,如果在使用时段内空调器持续运行,采用外墙内保温的形式更有利于降低建筑物的空调能耗;如果利用建筑物的蓄冷量,使空调器在使用时段内间歇运行则应当评估建筑物热源的大小以确定适宜的外墙保温形式。

参考文献:

- [1] BOJIC M, YIK F, SAT P. Influence of thermal insulation position in building envelope on the space cooling of high-rise residential buildings in Hong Kong [J]. *Energy & Buildings*, 2001, 33(6):569.
- [2] 阮方, 钱晓倩, 朱耀台, 等. 分室间歇用能对墙体内外保温节能效果的影响[J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2016, 50(1):1. RUAN Fang, QIAN Xiaoqian, ZHU Yaotai, *et al.* Wall insulation effect on building energy efficiency with the intermittent and compartmental energy consuming method[J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2016, 50(1):1.
- [3] 刘晓庆. 间歇空调运行模式下住宅墙体热工性能研究[D]. 重庆:重庆大学, 2011. LIU Xiaoqing. Study on the thermal performance of residential walls in intermittent air conditioning run mode [D]. Chongqing: Chongqing University, 2011.
- [4] KOLAITIS D I, MALLIOTAKIS E, KONTOGEORGOS D A, *et al.* Comparative assessment of internal and external thermal insulation systems for energy efficient retrofitting of residential buildings[J]. *Energy & Buildings*, 2013, 64(5):123.
- [5] BARRIOS G, HUELSZ G, ROJAS J. Thermal performance of envelope wall/roofs of intermittent air-conditioned rooms[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012, 40(4):1.
- [6] 潘黎, 徐强. 上海地区外墙内保温技术的适宜性分析[J]. *建筑科学*, 2014, 30(12):71. PAN Li, XU Qiang. Suitability analysis on interior thermal insulation technology of building exterior walls in Shanghai[J]. *Building Science*, 2014, 30(12):71.
- [7] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范:GB 50736—2012[S]. 北京:中国建筑工业出版社, 2012. Ministry of Housing and Urban-Rural Construction of the People's Republic of China. Design code for heating ventilation and air conditioning of civil buildings: GB50736—2012 [S]. Beijing, China Architecture & Building Press, 2012.
- [8] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 采暖通风与空气调节设计规范:GB 50019—2003[S]. 北京:中国建筑工业出版社, 2003. Ministry of Housing and Urban-Rural Construction of the People's Republic of China. Code for design of heating, ventilation and air conditioning GB 50019—2003 [S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2003.
- [9] KIM N H, LEE E J, BYUM H W. Improvement of two-phase refrigerant distribution in a parallel flow minichannel heat exchanger using insertion devices [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 59(1): 116.
- [6] WANG C C, YANG K S, TSAI J S, *et al.* Characteristics of flow distribution in compact parallel flow heat exchangers. Part I: typical inlet header [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(16): 3226.
- [7] HUANG C H, WANG C H. The study on the improvement of system uniformity flow rate for U-type compact heat exchangers [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 63: 1.
- [8] RAMADEVI T, VIJAYANAND P. CFD analysis of dual phase refrigerant flow inside an evaporator tube of refrigerator[J]. *International Journal of Advance Industrial Engineering*, 2015, 3(3):111.
- [9] VERSTEEG H K, MALALASEKERA W. An introduction to computational fluid dynamics; the finite volume method[M]. London: Pearson Prentice Hall, 2007.
- [10] SCHEPPER S C K D, HEYNDRICKX G J, MARIN G B. CFD modeling of all gas-liquid and vapor-liquid flow regimes predicted by the Baker chart [J]. *Chemical Engineering Journal*, 2008, 138(1):349.
- [11] SCHWARZKOPF J D, SOMMERFELD M, CROWE C T, *et al.* Multiphase flows with droplets and particles[M]. Boca Raton: CRC Press, 2011.
- [12] FEI P, HRNJAK P. Adiabatic developing two-phase refrigerant flow in manifolds of heat exchangers[D]. Champaign-Urbana: University of Illinois at Urbana-Champaign, 2004.
- [13] BACHALO W D, HOUSER M J. Phase/doppler spray analyzer for simultaneous measurements of drop size and velocity distributions[J]. *Optical Engineering*, 1984, 23(5): 583.
- [14] KULKARNI T, BULLARD C W, CHO K. Header design tradeoffs in microchannel evaporators [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2004, 24(5/6): 759.

(上接第 268 页)