

文章编号:0253 - 4339(2015) 05 - 0030 - 07

doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2015. 05. 030

多管程布置微通道分液冷凝器的热力性能

钟天明 陈颖 郑文贤 乐文璞 罗向龙 杨庆成

(广东工业大学材料与能源学院 广州 510006)

摘要 分液式微通道冷凝器(LSMC)是一种新型的微通道平行流冷凝器。本文通过理论计算并实验验证了不同管程布置方案 LSMC 的管内换热系数和压力降,并采用惩罚因子(PF)对其综合性能进行评价。结果表明:管程数(NP)和每管程换热管数(TNPP)对平行流冷凝器的热力性能都有明显影响。在完全分液效果下,优化的4、5管程 LSMC 的换热系数分别比3管程 LSMC 提高了5.7%和13.8%,而4、5管程 LSMC 的压降也分别比3管程 LSMC 增大超过23.5%和138.7%。与此比较,LSMC 的传热系数和压降在不同 TNPP 的变化较小,说明优化区间内管程数比每管程换热管数对 LSMC 单一的热力性能影响更大。此外,实现完全分液的 LSMC 比部分分液的 LSMC 热力综合性能好。与实验值比较,LSMC 理论传热系数和压降的最大偏差分别为25.6%和20.8%。

关键词 微通道分液冷凝器;管程组合;冷凝传热系数;惩罚因子

中图分类号:TB61⁺1;TB657.5

文献标识码:A

Effect of Tube Pass Arrangement on the Thermodynamic Performance of Liquid-vapor Separation Microchannel Condenser

Zhong Tianming Chen Ying Zheng Wenxian Le Wenpu Luo Xianglong Yang Qingcheng

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

Abstract Liquid-vapor separation microchannel condenser (LSMC) is a novel microchannel condenser. This paper calculated heat transfer coefficient and pressure drop theoretically, and the theoretical results have been verified by experiments. Penalty factor (PF) was employed to evaluate the thermodynamic performance of the LSMC. The results showed number of pass (NP) and tube number per pass (TNPP) have obvious effect on the thermodynamic performance. Under the condition of completely liquid-vapor separation, the 4-tube-pass and 5-tube-pass LSMC showed 5.7% and 13.8% higher heat transfer coefficient than 3-tube-pass LSMC separately. In addition, the pressure drop of 4-tube-pass and 5-tube-pass LSMC is also 23.5% and 138.7% more than 3-tube-pass LSMC separately. In contrast, the TNPP showed a less effect on the heat transfer coefficient and pressure drop. It showed that the NP had a larger effect on simplex performance than the TNPP within the research scope. The thermodynamic performance for the LSMC with completely liquid-vapor separation was better than that with incompletely liquid-vapor separation. Compared with the experimental results, the theoretical heat transfer coefficient showed a maximum deviation of 25.6% and the theoretical pressure drop showed a maximum deviation of 20.8%.

Keywords liquid-vapor separation microchannel condenser; tube pass scheme; heat transfer coefficient; penalty factor

风冷管翅式冷凝器广泛应用于各种制冷系统和冷却系统中,是系统中进行能量传递的关键部件,因此其热力性能的优劣对系统的整体性能有重要影响。微通道平行流冷凝器因其突出的紧凑性和较高的传热效率,在工业应用中越来越受到青睐。对于平行流冷凝器,通过恰当的管程配合,其热力性能可获得显著的提高。龚堰珏等^[1]以 R134a 为工质,对换热管数为36、水力直径约为3 mm 的五种5管程布置的平

行流冷凝器热力性能进行仿真模拟。表明在制冷剂流量为0.05 kg/s 时,热力性能最好的10-9-8-5-4(管程依次的管数,下同)冷凝器比热力性能最差的9-8-8-7-4 冷凝器换热量高0.15%,压降低8.3%。Bullard C W 等^[2]通过数值模拟方法研制了水力直径为1.9 mm、优化管程为38-24-9 的3管程微通道平行流冷凝器,并应用在 R410A 空调测试系统,在达到同等换热能力时,其能耗比采用外管径为9.5 mm,且未经

优化的基准平行流冷凝器低 25%。在实际工作中,对优化工作者而言,管程优化设计往往是唯一可选择的自由度。微通道冷凝过程的换热物理机制较常规尺度的管内冷凝有很大的不同,气液两相界面之间的剪切力起主要作用。Yan Y Y 等^[3]在管内径为 2.0 mm、制冷剂截面质量流速为 100 ~ 200 kg/(m²·s)的细管中使用 R134a,进行传热实验并提出传热模型,得到平均偏差约 10% 的较好结果,但是在较高流量下(约 350 ~ 650 kg/(m²·s))未得到实验验证。Kima N H 等^[4]采用 Webb 微通道传热关联式,计算 R22 和 R410a 在水力直径为 1.41 mm 和 1.56 mm 的微通道管的传热系数,发现有较大比例预测值至与实验值的偏差超过 30%。Koyama S 等^[5]以水力直径为 0.81 mm、1.1 mm 的微通道在流量范围为 100 ~ 700 kg/(m²·s)下进行实验,并根据大量实验数据提出平均偏差在 20% 以内的微通道传热关联式。

不少学者对微通道管内两相流压降进行了研究。Friedel L^[6]根据 25000 组平行流和垂直流的实验数据,提出了适合两相流动摩擦压降计算的关联式,随后用管径为 4 mm 的细管进行了实验验证。Zhang M^[7]基于 Friedel L 关联式提出改进适用于水力直径为 0.96 ~ 2.64 mm 的微通道管两相压降关联式,与 119 组实验数据对比,发现其平均偏差仅为 11.5%。

Peng X F 等^[8]提出分液式冷凝强化方法,有效解决了冷凝器后管束内因冷凝液不断增多导致换热能力下降的问题。由于分液冷凝器的联箱内的气液分离作用和管程设计导致各管程中管内两相流动流量与干度不连续变化,以致无法用统一的方法计算整个冷凝器的热力性能参数。陈二雄等^[9]、Chen Y 等^[10-11]对于常规尺度(管外径为 7 mm 和 9.52 mm)的气液分离冷凝器的管程优化策略进行了较深入的研究,提出了一种逐程计算方法,成功获得分液冷凝器的管程优化方案。本文将利用这种方法探讨管程数以及不同程度的分液效果对微通道分液冷凝器热力性能的影响,并找出讨论条件下的最优管程组合。

1 微通道分液冷凝器

微通道气液分离冷凝器(LSMC)的结构图如图 1 所示,由微通道管排和两侧联箱组成。联箱的适当位置上设置了多孔圆形薄铝板,称为气液分离器。隔板上小孔的孔径为 0.5 ~ 2.0 mm。这些隔板将冷凝器划分为多个拥有不同换热管数的流程,除了第一管程以外,各管程进口处的气-液两相混合物均进行了气

液分离,并将冷凝液直接从联箱中排走。有效的气液分离是通过制冷剂混合物气-液相之间的重力差(密度差)、小孔的毛细作用力和气液分离器两侧的压差实现的。通过匹配分液小孔的大小、数量以及开口位置,大部分液态制冷剂能通过小孔沿着联箱排走,而剩下的一部分液体则在气液分离器上形成一层薄液膜,阻隔气态制冷剂通过分液小孔,气相制冷剂继续进入下一个换热管程进行冷凝。这样各个管程的换热管内都能维持较高的平均干度,从而提升冷凝换热系数。

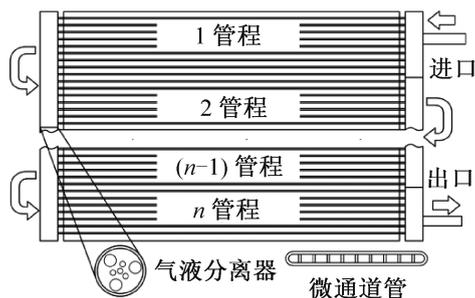


图 1 LSMC 结构图

Fig. 1 Structure of the LSMC

2 管程的理论优化方法

2.1 传热与压降关联式的选取

在管内强制对流两相换热过程,制冷剂的流型对平均冷凝传热系数(AHTC)有重要影响。当两相流型为环状流及雾状流型时,传热管将获得较优的传热特性。本文采用基于湍流理论和努塞尔理论的 Koyama S 等^[5]冷凝传热模型。

由于多管程冷凝器冷凝过程的总压降可由下式计算:

$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_b + \Delta p_a + \Delta p_g \quad (1)$$

式中: Δp_f 为摩擦压降,Pa; Δp_b 为局部压降,Pa; Δp_a 为加速度压降,Pa; Δp_g 为重力压降,Pa。对于微通道平行流冷凝器,加速度压降和重力压降较其他两项压降小得多,可忽略不计。因此 LSMC 的总压降可简化为:

$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_b \quad (2)$$

本文中摩擦压降计算应用上述 Zhang M^[7]模型,而局部压降计算则采用 Payne W T^[12]模型。

2.2 惩罚因子

本文采用 Cavallini A^[13]提出的惩罚因子(PF)对冷凝器的管内热力性能进行评价。PF 是工质冷凝过程中饱和温度与管壁的传热温差和饱和温度降的乘积,PF 值越小,表明冷凝器的热力性能越好。其简化

的计算式为:

$$PF = DT_{sr}DT_{dr} = \frac{q_v d_h T_s}{4\alpha_i} \left(\frac{1}{\rho_3} - \frac{1}{\rho_v} \right) \frac{dp}{dz} \quad (3)$$

式中: dp/dz 是冷凝过程中的压力梯度, Pa/m。

2.3 管程优化的方法

对管程进行理论优化之前,需要给出几个必要的假设,以便简化优化过程:

- 1) 冷凝过程中,整个冷凝器中制冷剂的饱和温度和管壁温度为恒定值;
- 2) 制冷剂的物性参数,包括运动粘度、表面张力、比热容等在换热过程均为常数;
- 3) 制冷剂在各管程的换热管内质量流率相同。

管程优化的迭代求解过程应用 Hua N 等^[14]优化换热器采取的分管程迭代方法, Hua N 等^[14]以大量的实验数据验证了此方法能准确获得优化管程的冷凝器。冷凝器迭代获得的总热负荷满足设定值时, AHTC 和管内总压降用下式计算:

$$\alpha_m = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^{i=n} (\alpha_i A_i) \quad (4)$$

$$\Delta p_{tot} = \sum_{i=1}^n (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_n) \quad (5)$$

通过计算 LSMC 的惩罚因子可知,在换热面积一定时,最小 PF 值对应下的管程分配方案为 LSMC 的

最优管程配合。

3 管程优化的案例分析

LSMC 的热力性能受到管程方案影响,管程方案包括管程数 (NP, Number of Pass) 和每管程管子数目 (TNPP, Tube Number Per Pass)。本节通过案例阐述怎样对 LSMC 的管程进行优化,前提条件:两种冷凝器的换热面积和换热管的结构参数相同(见表 1),并且总换热管数都为 48。制冷剂采用 R134a,热流密度为 2.45 kW/m^2 ,冷凝温度为 $45 \text{ }^\circ\text{C}$,工质在冷凝器进口为饱和气态。本文在两类条件下分析它们的热力性能。

第一类条件:假设 LSMC 的气液分离效果最佳,即各管程中制冷剂的进口干度均假设为理想值 1.0。制冷剂在冷凝器进口处的质量流率变化范围为 $0.017 \sim 0.033 \text{ kg/s}$ 。

第二类条件:制冷剂在冷凝器进口处的质量流率为恒值 0.02 kg/s ,气液分离不完全,第二个流程及其以后流程中换热管的进口干度在 $0.75 \sim 1.0$ 范围内变化。

本文逐一计算冷凝器管程数分别为 3、4 与 5 管程下不同管数组合 LSMC 的热力性能。

表 1 微通道管的结构参数

Tab. 1 Parameter of the microchannel tube

冷凝器结构参数	规格	冷凝器结构参数	规格
微通道管长度/mm	650	单管微通道数	12
微通道管宽度/mm	14.8	微通道间隔板厚/mm	0.25
微通道管高度/mm	1.7	联箱内径 (LSMC)/mm	18.0
微通道水力直径/mm	1.05	联箱长度 (LSMC)/mm	480
微通道管管距/mm	10	第 2 隔板小孔直径 & 数量	1 mm/3&1.5 mm/5
管壁厚/mm	0.30	第 3 隔板小孔直径 & 数量	1 mm/3&1.5 mm/2

4 结果分析

根据冷凝传热的特点,为获得换热器整体较为均匀的换热效果,平行流冷凝器前一管程的管子数应不少于后一管程的管子数(因冷凝液不断排出),而且防止 Re 数过大造成的热力性能迅速下降,最后管程的换热管数也应达到一定数量,通过初步计算,3 管程 LSMC 的最后管程换热管数应不低于 8,存在 25 种换热管排列组合方式,4 管程 LSMC 的最后管程换热管数应不低于 7,有 21 种管组合方式,5 管程 LSMC

的最后管程换热管数也应不低于 6,有 14 种组合方式(仅示出每种管程中的 5 个代表性组合于各图中)。

如图 2 所示,在制冷剂质量流率为 $0.017 \sim 0.033 \text{ kg/s}$ 范围内,3、4 和 5 管程 LSMC 的 PF 随流量变化规律。PF 值最小的换热管组合(最佳 LSMC)分别为 21-15-12, 19-12-9-8 和 13-10-9-9-7,其 PF 值用线条标示在图上,其他组合方式的结果用点标示在图上。相同管程数 LSMC 中,3 管程 LSMC 的最大 PF 比最小 PF 高 $7.4\% \sim 13.1\%$,类似地,4 管程和 5 管

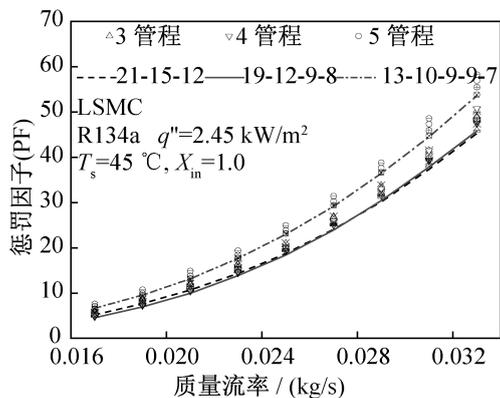


图 2 不同管程 LSMC 的 PF 变化

Fig. 2 The PF of different tube pass LSMC

程中不同 TNPP 下 LSMC 的 PF 值分别相差 15.0% ~ 17.3% 和 11.6% ~ 16.8%, 可见 TNPP 对 LSMC 综合热力性能影响明显。

考察管程数对 LSMC 的作用, 发现所列管程布置策略中, 4 管程 LSMC 的 PF 值范围与 3 管程 LSMC 的 PF 值范围相当, 5 管程 LSMC 的 PF 值比 3 管程和 4 管程 LSMC 的 PF 值范围都有较明显的增加。其中 4 管程最优 LSMC 排列 (19-12-9-8) 的 PF 在质量流率为 0.017 ~ 0.029 kg/s 范围下于所有冷凝器中最低, 较 5 管程最优 LSMC 排列 (13-10-9-9-7) 的 PF 低 16.4% ~ 26.2%, 在质量流率为 0.029 ~ 0.033 kg/s 下, 3 管程最优 LSMC 排列 (21-15-12) 的 PF 最低, 较 5 管程最优 LSMC 的 PF 低 15.7% ~ 17.1%。分别总体看来, 不同 NP 对 LSMC 的 PF 值影响比 TNPP 对 PF 影响更大, 且随着进口流量增大越发突出。

图 3 给出了制冷剂质量流率对三种管程中各种换热管组合方式下 LSMC 的管内传热系数的影响。同样, 图上的曲线表示三种管程中最佳 LSMC 的管内传热系数, 其他排列方式的数据用点表示。从图中可看出, 在制冷剂质量流率为 0.017 ~ 0.033 kg/s 范围内, 相同管程中 TNPP 不同, 换热系数略有区别, 在 3 管程中它们之间相差 2.0% ~ 3.1% (最大与最小相比), 在 4 管程中它们之间相差 2.4% ~ 4.3%。在 5 管程中它们之间相差 1.7% ~ 3.2%。NP 对换热能力影响更大, 不同管程的最佳 LSMC 的 AHTC 有明显的区别, 5 管程最佳 LSMC (13-10-9-9-7) 的 AHTC 比 3 管程最佳 LSMC (21-15-12) 的 AHTC 高 11.9% ~ 13.8%, 4 管程最佳 LSMC (19-12-9-8) 的 AHTC 比 3 管程的 AHTC 高 4.9% ~ 5.7%。

各管程 LSMC 的总压降随制冷剂质量流量增加的变化趋势如图 4 所示。图中的曲线表示三种管程中最佳 LSMC 的压降, 其他排列方式的数据用点表

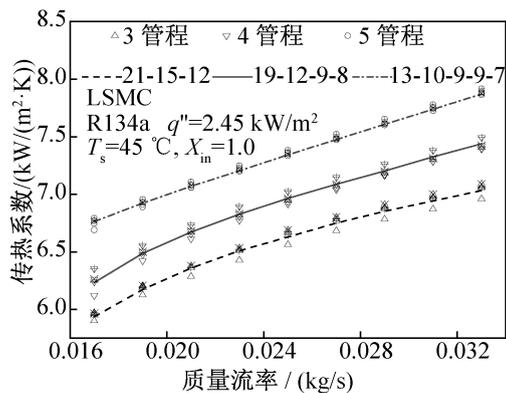


图 3 AHTC 随制冷剂流量增大的变化

Fig. 3 The effect of mass flow on the AHTC

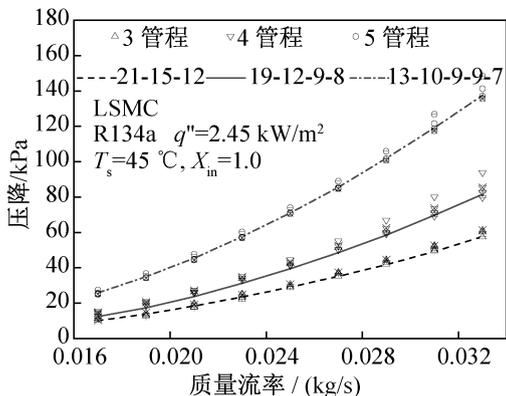


图 4 总压降随制冷剂流量增大的变化

Fig. 4 The effect of mass flow on the pressure drop

示。可以看到同管程数不同 TNPP 的 LSMC 压降差别明显, 在 3 管程中它们之间相差 14.2% ~ 29.1% (最大与最小相比), 在 4 管程中它们之间相差 16.2% ~ 27.8%, 在 5 管程中它们之间相差 17.5% ~ 22.3%。而不同管程数对 LSMC 的压降影响更突出, 5 管程最佳 LSMC 的压降比 3 管程最优 LSMC 的压降比高 138.7% ~ 155.8%, 4 管程最优 LSMC 的压降比 3 管程最优 LSMC 的压降比高 23.5% ~ 41.8%。此外, 质量流量的增加对高管程数 LSMC 影响更剧烈。

图 5 ~ 图 7 表示在第二类条件下 LSMC 的热力性能变化特征。

图 5 为 LSMC 的 PF 随分液后制冷剂干度变化的规律。假设各流程 (除了第一流程) 制冷剂的进口干度在分液作用下保持同步变化。最佳 LSMC 的传热系数仍用曲线表示, 其他排列方式的数据用点表示。可知 3、4 和 5 管程 LSMC 的最佳管程配合仍为 21-15-12、19-12-9-8 和 13-10-9-9-7。随着各管程制冷剂的进口干度增大, 冷凝器 PF 值不断下降。当分液后制冷剂干度由 0.75 增至 1.0 时, 3 管程 25 组管程配

合 LSMC 的 PF 值下降幅度为 4.9% ~ 8.7%, 类似地, 4 管程 21 组管程配合 LSMC 的 PF 值下降幅度为 10.4% ~ 11.9%, 5 管程 14 组管程配合 LSMC 的 PF 值下降幅度为 15.4% ~ 17.3%。增大各管程进口处制冷剂干度有利于提高冷凝器的热力性能。

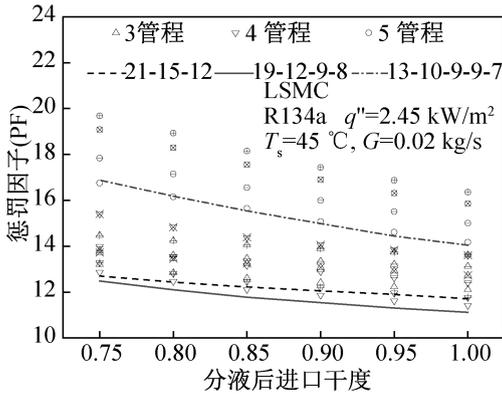


图 5 不同分液效果下的 PF

Fig. 5 The PF at incompletely liquid-vapor separation

图 6 给出了 LSMC 管内传热系数随各管程进口制冷剂干度(经分液后)变化的规律。曲线表示 3 种管程数下最优管程下的 AHTC。当热流密度为 2.45 kW/m² 时, 随着管程进口干度的增大, 冷凝器的换热系数都持续增长。当分液后干度由 0.75 增至 1.0 时, 3 管程不同管程组合 LSMC 的换热系数增大 2.2% ~ 3.1%, 而对于 4, 5 管程 LSMC, 其换热系数分别增大了 2.3% ~ 3.5% 和 5.2% ~ 5.6%。可见, 分液后下管程进口干度越高, 换热越好。在质量流量为 0.02 kg/s 下, 当分液后干度从 1.0 到 0.75 下降时, 不同 TNPP 导致的最高与最低 AHTC 之差越接近于 NP 变化对 AHTC 造成的变化。

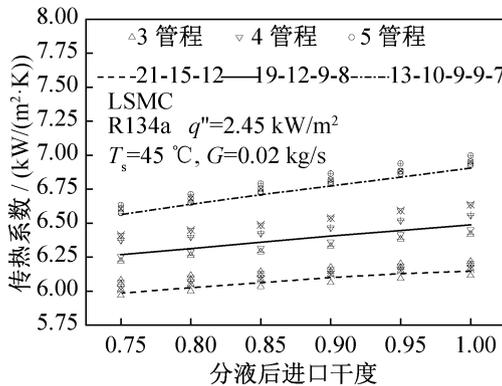


图 6 LSMC 管内传热系数

Fig. 6 The AHTC of the LSMC

图 7 所示为 LSMC 总压降随分液后制冷剂干度变化的规律。曲线表示 3 种管程数下最优管程下的

压降。可以看到, 在不同的 TNPP 下, 当分液后下管程的进口干度由 0.75 增至 1.0 时, 3 管程 LSMC 的压降下降了 2.1% ~ 7.3%, 4 管程 LSMC 的压降下降了 8.4% ~ 10.0%, 5 管程 LSMC 压降下降了 7.6% ~ 11.9%, 表明 NP 较少时, TNPP 对 LSMC 压降的作用受管程间的分液效果影响不大, 而管程数增加时, TNPP 受分液效果影响也增大。此外当分液后干度为 1.0 时, 19-12-9-8 和 13-10-9-9-7 管程组合 LSMC 的压降比组合为 21-15-12 的 LSMC 分别高 32.6% 和 152.8%, 而在分液后干度为 0.75 时, 其百分比变为 40.0% 和 165.1%, 表明不完全分液增大了管程数对压降的影响。

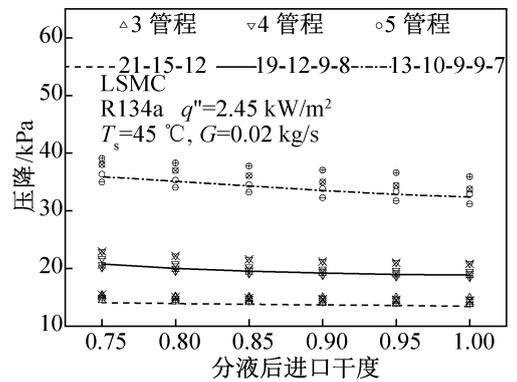


图 7 LSMC 总压降

Fig. 7 The total pressure drop of the LSMC

5 实验验证

5.1 实验过程及分析

本文应用 Zhong T M 等^[15]文中使用的实验平台对 4 管程最优管排布置 19-12-9-8 进行实验验证。实验件采用与理论计算相同的结构参数, 而且 96 个 T 型热电偶被焊接在换热管的外表面, 测量其传热壁温。实验中的用到的测量仪器和精度列于表 2, 经计算, 实验系统的最大误差为 9.5%。

表 2 实验仪器精度

Tab. 2 Uncertainty of the measuring apparatus

仪器	测量范围	精度
Pt-100	-50 ~ 200 °C	± 0.15 °C
T 型热电偶	-200 ~ 350 °C	± 0.15 °C
压力传感器	0 ~ 1.6 MPa	± 0.5%
微压差计	0 ~ 800 Pa	± 1.0%
质量流量计	0 ~ 0.2 kg/s	± 0.15%
体积流量计	0 ~ 6.361 m ³ /h	± 0.17%

5.2 数据处理

5.2.1 热负荷

空气侧与制冷剂侧的热负荷由下式计算:

$$Q_a = \rho_a V_a (c_{p,in} T_{a,in} - c_{p,out} T_{a,out}) \quad (6)$$

$$Q_r = G(h_{r,in} - h_{r,out}) \quad (7)$$

所有的制冷剂物性参数根据 REFPROP 7.0 软件获得。

5.2.2 平均传热系数

$$\alpha_i = Q/A_i(t_{r,m} - t_{w,m}) \quad (8)$$

式中: $t_{r,m}$ 和 $t_{w,m}$ 分别为制冷剂平均温度和管壁温平均温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

5.2.3 压降计算

制冷剂流动压降可由下式计算:

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (9)$$

5.2.4 标准偏差计算

本文采用均方根误差 (RMS) 分别评价理论传热系数和压降与实验值之间的偏差, 表达式可表述为:

$$\text{RMS}_{\alpha_i} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum \left(\frac{\alpha_{i,\text{pre}} - \alpha_{i,\text{exp}}}{\alpha_{i,\text{exp}}} \right)^2} \times 100\% \quad (10)$$

$$\text{RMS}_{\Delta p} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum \left(\frac{p_{\text{pre}} - p_{\text{exp}}}{p_{\text{exp}}} \right)^2} \times 100\% \quad (11)$$

5.3 结果比较

图 8 为在质量流率为 0.015 ~ 0.035 kg/s 时, 模型计算传热系数与实验值的对比。实验范围内, 理论模型计算 LSMC 的传热系数与实验获得的 LSMC 的传热系数偏差较小, 为 6.1% ~ 25.6%, 特别地, 在高流量时理论值与实验值非常吻合, 偏差低于 15%。低流量时, 理论值与实验值偏差相对增大, 因为在定热流密度的条件下, 进口质量流率越低, 工质具有的动能较小, 而且分液隔板两侧的压力差较小, 导致分液隔板未能充分发挥分液作用, 因此与按照完全分液的理论计算偏差增大, 而当流量不断增加时, 分液隔板的分液作用较充分发挥, 故计算值与实验值偏差较小。

图 9 是模型计算压降与实验值的偏差范围。由于模型同时计算了冷凝过程的摩擦压降还有局部压降, 因此模型计算的总压降与实验值比较吻合, 偏差范围为 5.5% ~ 20.8%, 可见理论计算得到的优化管程, 能正确反映不同 LSMC 热力性能的优劣。

6 结论

1) 质量流率为 0.017 ~ 0.029 kg/s 范围内, 管程数 (NP) 以及每管程换热管数 (TNPP) 对分液式微通

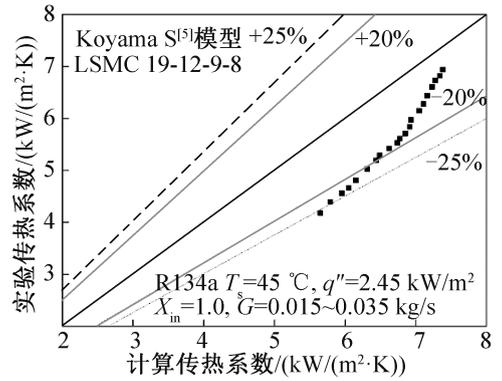


图 8 模型计算传热系数与实验值的对比

Fig. 8 Theoretical AHTC and experimental results

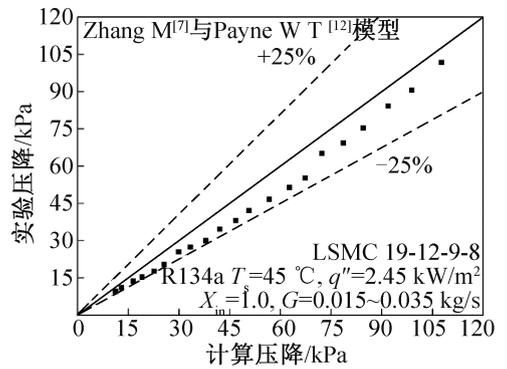


图 9 模型计算压降与实验值的对比

Fig. 9 Theoretical and experimental pressure drop

道冷凝器管内冷凝换热系数和压力降均有明显影响, 即合理管程的布置对冷凝器的热力性能有明显的改善, 而管程数的选择在换热器优化中占更重要的位置。

2) 质量流率为 0.017 ~ 0.029 kg/s 范围内, 管程数增加时, TNPP 对 LSMC 换热系数和压降的影响受各管程进口干度变化影响增大。而且管程进口干度降低时, 不同管程布置的 LSMC 之间的热力性能差异增大。

3) 质量流率为 0.02 kg/s 时, 管程间的气液分离效果对分液式微通道冷凝器的换热系数有较大的影响。分离效果越好, LSMC 的综合热力性能越好。

本文受粤港关键领域重点突破项目 (2009Z011) 和广州市科技计划 (7411804865260) 项目资助。(The project was supported by the Critical Breakthrough on Key Fields in Guangdong and Hong Kong (No. 2009Z011) and Guangzhou Science and Technology Plan Project (No. 7411804865260).)

符号说明

A_i ——管程传热面积, m^2

α_i ——传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$
 n ——管程数
 q_v ——截面质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$
 G ——质量流率, kg/s
 d_h ——水力直径, m
 q'' ——热流密度, W/m^2
 DT_{sr} ——冷凝温度降, K
 DT_{dr} ——传热温差, K
 h ——比焓, J/kg

下标

V, L——气相, 液相
M——平均值
w——换热管壁
S——饱和态
r, a——制冷剂, 空气

参考文献

[1] 龚堰珏, 张兴群, 郑维智, 等. 汽车空调平行流冷凝器热力性能计算机辅助分析[J]. 北京工商大学学报(自然科学版), 2006, 24(6): 22-25. (Gong Yanjue, Zhang Xingqun, Zheng Weizhi, et al. Computer-aided thermal performance analysis of automobile air-conditioning parallel flow condenser[J]. Journal of Beijing Technology and Business University (Natural Science Edition), 2006, 24(6): 22-25.)

[2] Bullard C W, Practor J, Brezner J. Modeling and testing of a unity peak reducing residential hot/dry air conditioner (HDAC) using microchannel heat exchangers [J]. ASHRAE Transfer, 2006, 112: 162-170.

[3] Yan Y Y, Lin T F. Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a small pipe[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(4): 697-708.

[4] Kima N H, Cho J P, Kima J O, et al. Condensation heat transfer of R-22 and R-410A in flat aluminum multi-channel tubes with or without micro-fins[J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(7): 830-839.

[5] Koyama S, Kuwahara K, Nakashita K, et al. An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multi-port extruded tube[J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26(4): 425-432.

[6] Friedel L. Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow[R]. Ispra, Italy: European Two-phase Flow Group Meeting, 1979.

[7] Zhang M. A new equivalent Reynolds number model for vapor shear-controlled controlled condensation inside smooth and micro-fin tubes[D]. PA: Pennsylvania State College, 1998.

[8] 彭晓峰, 贾力. 等流速汽-水换热器: 中国, 02130914.0 [P]. 2005-02-09.

[9] 陈二雄, 陈颖, 陈雪清. 分液冷凝器的管程理论设计及热力性能评价[J]. 制冷学报, 2012, 33(6): 19-25. (Chen Erxiong, Chen Ying, Chen Xueqing. The theoretical design of tube-pass and thermodynamic performance evaluation of liquid-vapor separation condenser[J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(6): 19-25.)

[10] Chen Y, Hua N, Deng L S. Performances of a split-type air conditioner employing a condenser with liquid-vapor separation baffles[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(2): 278-289.

[11] Chen Y, Hua N, Wu D. Comparative study of fin-and-tube heat exchangers with and without liquid-vapor separation in air conditioning units[J]. International Journal of Green Energy, 2014, 11(5): 488-499.

[12] Payne W T, Nino G, Hrnjak P S, et al. Void fraction and pressure drop in microchannels[R]. Air Conditioning and Refrigeration Center TR-178. Urbana: University of Illinois at Urbana-Champaign, 2000.

[13] Cavallini A. In-tube condensation performance of refrigerants[R]. 11th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. Indiana, America; Herrick Laboratories at Purdue University, 2006.

[14] Hua N, Chen Y, Chen E X, et al. Prediction and verification of the thermodynamic performance of vapor-liquid separation condenser[J]. Energy, 2013, 58: 384-397.

[15] Zhong T M, Chen Y, Hua N, et al. In-tube performance evaluation of an air-cooled condenser with liquid-vapor separator[J]. Applied Energy, 2014, 136: 968-978.

通信作者简介

陈颖, 女, 教授, 广东工业大学材料与能源学院, (020) 39322581, E-mail: chenying@gdut.edu.cn. 研究方向: 制冷空调强化传热技术的研究。

About the corresponding author

Chen Ying, female, professor, School of Material and Energy, Guangdong University of Technology, + 86 20-39322581, E-mail: chenying@gdut.edu.cn. Research fields: heat transfer enhancement in cooling and refrigeration application.