

微通道平行流蒸发器流程布置研究与分析

赵宇 祁照岗 陈江平

(上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240)

摘要 微通道平行流蒸发器作为新一代汽车空调用蒸发器正在逐步取代传统的层叠式蒸发器,但是目前业界对微通道平行流蒸发器的流程排布对其性能的影响还不是十分清晰。针对微通道平行流蒸发器的双排结构,利用仿真和实验的方法对两组不同流程结构的蒸发器进行了性能分析,建立的模型仿真结果与实验结果误差在 $\pm 10\%$ 以内。对于不同流程的微通道平行流蒸发器的仿真与实验结果表明,2流程设计比4流程设计具有更好的传热与压降特性。

关键词 工程热物理; 车用空调; 微通道平行流蒸发器; 流程排布; 优化设计

中图分类号: TB657.5; TK172

文献标识码: A

Flow Configuration in Micro-channel Parallel Flow Evaporator

Zhao Yu Qi Zhaogang Chen Jiangping

(Inst. of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiaotong Univ., Shanghai, 200240, China)

Abstract In this study, the performance simulation and experiments on a micro-channel parallel flow evaporator were conducted. The predictions by the simulation model developed agree well with the experimental data with the error range of $\pm 10\%$. The performances of two different refrigerant flow configuration evaporators were compared. The simulation and experiment results show that the thermal and hydraulic performance of the designed evaporator with two flow paths was better than that with four flow paths.

Keywords Engineering thermophysics; Mobile air conditioning; Micro-channel parallel flow evaporator; Flow configuration; Optimization design

随着人们对车内环境舒适性和汽车内空间紧凑性要求的提高,汽车空调用换热器研究越来越受到人们的重视。车用空调蒸发器作为直接向车内提供冷量和调节湿度的部件,它的性能对于车内环境的舒适性有着至关重要的影响。汽车空调系统对于蒸发器有着特殊要求,一方面,汽车仪表板下面的安装空间非常狭小,因此要求单位体积的换热器必须提供足够大的换热量,即蒸发器必须足够紧凑高效;另一方面,空气中稀释出来的冷凝水必须能够尽快排出空调的HVAC模块,从而避免细菌和异味的滋生。微通道平行流蒸发器相比传统层叠式蒸发器具有体积小、单位换热量大的优势,已经成为汽车空调蒸发器的发展趋势。

提高换热器性能主要有以下几个手段:强化空气侧和制冷剂侧换热系数;增加换热面积;增加空气侧和制冷剂侧的平均温差^[1]。其中最后一种方法往往被研究者所忽略,对换热器内管子的流程布置进行优化可以增加空气侧和制冷剂侧的平均温差,有效地提高换热器的性能。目前国内外关于换

热器流程布置的研究多是针对管片式换热器^[2~3],对于扁管平行流蒸发器流程布置的研究比较少见。这里首先针对双排结构的微通道平行流蒸发器,对不同流程布置进行仿真与实验研究,为微通道平行流蒸发器的优化设计提供依据。

1 仿真模型描述

微通道平行流蒸发器一般采用扁管加百叶窗翅片的结构形式,如图1所示。这种结构一方面可以减少换热器内的制冷剂流量,另一方面能增加翅片表面对空气的扰动,破坏空气流动的边界层,从而强化换热。

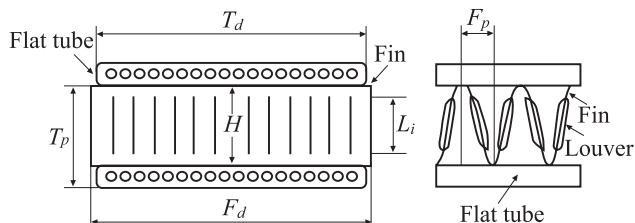


图1 典型的微通道管和百叶窗翅片

Fig.1 Typical micro-channel evaporator tube and louver fin

由于微通道管内制冷剂流动与换热与普通圆管情况下存在很大的不同, 平行流蒸发器微通道扁管内两相制冷剂与空气的换热机理, 是现在国内外学者的研究重点, 近年来也提出了很多的实验关联式。其中J. Thome^[4]利用沸腾传热过程中制冷剂处于的不同流型来计算沸腾对流传热系数, 主要集中在管径大于3mm的传热管内的换热。Kandlikar和Steinke^[5]在前面工作的基础上提出了一个可以适用于微通道沸腾传热的实验关联式并有Grosse^[6]等人的实验对比分析表明, 该关联式计算值与实验值的误差最小。

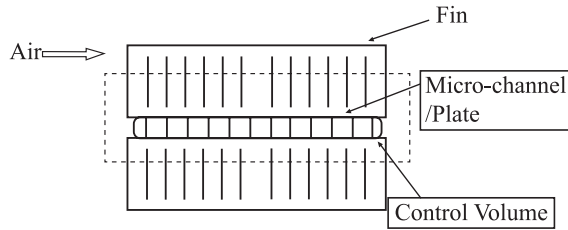


图2 计算控制单元
Fig.2 Control volume

这里对平行流蒸发器采用有限单元法划分为若干的控制单元, 如图2, 对每一个控制单元内的换热过程进行热力分析, 采用 ϵ -NTU方法对换热量进行求解。对于湿工况下的换热情况, 制冷剂侧换热系数采用修正后的Kandlikar和Steinke^[5]的关联式:

$$h_{TP} = \text{MAX}(h_{TP,NBD}, h_{TP,CBD}) \quad (1)$$

$$h_{TP,NBD} = 0.6683 Co^{-0.2} (1-x)^{0.8} f_2(Fr_{LO}) h_{LO} + 1058 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{FI} h_{LO} \quad (2)$$

$$h_{TP,CBD} = 1.136 Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} f_2(Fr_{LO}) h_{LO} + 667.2 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{FI} h_{LO} \quad (3)$$

该关联式是根据制冷剂全部为液态情况下的换热系数来预测两相沸腾换热系数, 其中 h_{TP} 为两相换热系数, $h_{TP,NBD}$ 为核态沸腾换热系数, $h_{TP,CBD}$ 为对流沸腾换热系数, Bo 为沸腾系数, Co 为对流系数, F_{FI} 是一个与液体表面有关的参数, 对R134a, $F_{FI}=1.63$ 。 h_{LO} 为全部为液态情况下的换热系数:

$$h_{LO} = \frac{Re_{LO} Pr_L (f/2) (\lambda_L / D)}{1 + 12.7 (Pr_L^{2/3} - 1) (f/2)^{0.5}} \quad (10^4 \leq Re_{LO} \leq 5 \times 10^6) \quad (4)$$

$$h_{LO} = \frac{(Re_{LO} - 1000) Pr_L (f/2) (\lambda_L / D)}{1 + 12.7 (Pr_L^{2/3} - 1) (f/2)^{0.5}} \quad (1600 \leq Re_{LO} \leq 10^4) \quad (5)$$

$$h_{LO} = 3.66 \lambda_L / D \quad (Re_{LO} < 1600) \quad (6)$$

其中 Re_{LO} 为全液态情况下的雷诺数, Pr_L 为液态的普朗特数, λ_L 为液体导热系数, D 为管子内径。

$$f \text{ 为摩擦因子, } f = [1.58 \ln Re_{LO} - 3.28]^{-2} \quad (7)$$

$$Fr_{LO} \text{ 为全液态情况下的弗劳德数, } Fr_{LO} = G^2 / (\rho_L^2 g D) \quad (8)$$

$$f_2 \text{ 为弗劳德数修正因子, } f_2(Fr_{LO}) = 25 Fr_{LO} \quad (9)$$

$$\text{如果, } f_2(Fr_{LO}) > 1.0, f_2(Fr_{LO}) = 1.0 \quad (10)$$

当蒸发器表面处于湿工况时, 空气侧的换热系数使用Kim和Bullard^[7]提出的关于百叶窗在湿工况下的传热特性实验关联式:

$$h = j \frac{\rho_m V_c c_{p,a}}{Pr^{2/3}} \quad (80 < Re_{Lp} < 300) \quad (11)$$

其中 h 为空气侧换热系数, ρ_m 为空气的平均密度, V_c 为最大风速, $c_{p,a}$ 为空气定压比热容, Pr 为普朗特数, Re_{Lp} 为基于翅片间距的空气侧雷诺数, j 为换热因子。

$$j = Re_{Lp}^{-0.512} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.25} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.171} \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0.29} \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0.248} \left(\frac{L_1}{L_p}\right)^{0.68} \left(\frac{T_h + F_h}{L_p}\right)^{-0.275} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (12)$$

式(12)中 j 因子内的各参数含义如图1所示, θ 为百叶窗角度, δ_f 为翅片厚度。

这里采用以上传热关联式, 求解过程在FORTRAN语言中编程实现, 用于不同流程排布的平行流蒸发器的换热性能模拟, 误差在 $\pm 10\%$ 以内。

2 实验装置

实验台采用焓差法测量换热器的性能, 其结构如图3所示, 测试系统中制冷剂为R134a。在实验过程中, 空气和制冷剂侧的压力, 温度和流量以及压缩机转速测量精度如表1所示, 换热量测量的不确定性度为3%^[8]。

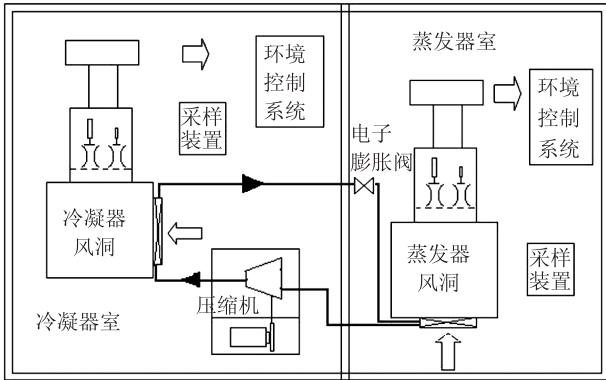
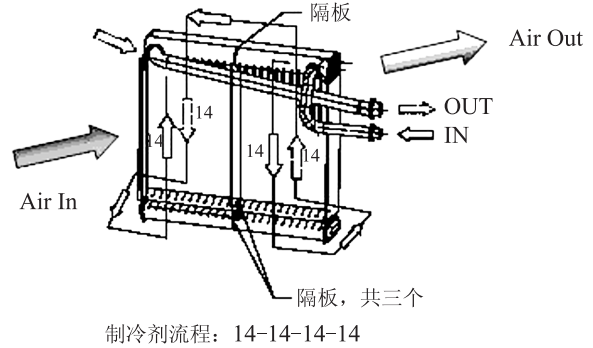


图3 汽车空调综合性能实验台
Fig.3 Calorimeter room for car air conditioning

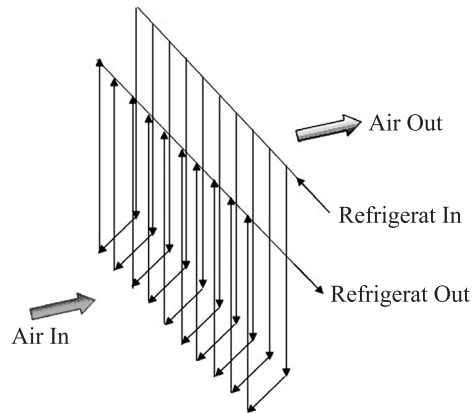
为了考察流程排布对平行流蒸发器换热和压降特性的影响，在对比实验中，2个对比样件均为双排结构的微通道平行流蒸发器，它们具有相同大小的迎风面积，且扁管和翅片的细节尺寸都保持一致，只是在流程排布上有所不同，被测样件的主要结构参数如表2所示。样件I中制冷剂流经4个流程，每个流程有14个扁管即14-14-14-14；而样件II中制冷剂流经2个流程，每个流程有28个扁管即28-28，如图4所示。

3 结果与分析

图5显示了样件I和样件II两种不同流程蒸发器之间换热量仿真结果以及实验结果的对比情况。从图中可以看出，仿真模型与实验结果有着很好的一致性，在不同风量的情况下，模型仿真的结果与实验结果误差在 $\pm 10\%$ 以内，说明采取的仿真方法对于平行流蒸发器具有较好的可靠性。图中可以看出，不论是仿真结果还是实验结果，2流程



样件I: 4流程结构



制冷剂流程：28-28，没有隔板

样件II: 2流程结构

图4 实验样件流程排布示意图

Fig. 4 Flow configuration of two different evaporator samples

的样件II在不同风量下的换热量都比4流程的样件I的换热量大，两者在不同风量下的换热量的差值在15%以上。为了更好的对2流程结构和4流程结构的平行流蒸发器的换热性能进行对比，采用上述仿真工具，对4种不同扁管布置的4流程蒸发器(扁管布置形式分别为14-14-14-14，12-16-12-16，10-18-10-18，8-20-8-20)进行换热性能的模拟，

表1 实验测量参数及测量精度

Tab.1 Measured parameters and precision

测量参数	热电偶温度	制冷剂侧压力	空气喷嘴压差	制冷剂流量	压缩机转速
测量精度	$\pm 0.5\text{K}$	$\pm 10.0\text{kPa}$	$\pm 2.0\text{Pa}$	$\pm 1.5\text{kg/h}$	$\pm 10\text{r/m}$

表2 实验样件结构尺寸

Tab.2 Parameter list of test samples

迎风面积 $/\text{m}^2$	芯体厚度 $/\text{mm}$	芯体高度 $/\text{mm}$	翅片高度 $/\text{mm}$	翅片间距 $/\text{mm}$	开窗高度 $/\text{mm}$	百叶窗角度 $/^\circ$	百叶窗距 $/\text{mm}$
0.052	38	235	8.1	1.25	7.1	34	1.2

并与扁管数相同的2流程的布置形式(28-28)进行对比,如图6。可以看到2流程排布结构的平行流蒸发器换热能力比任何一种4流程结构的布置都要好,而且随着4流程结构中每排的两个流程管子数的差别变大,也就是趋向于2流程结构的布置,蒸发器换热能力有增加的趋势。这说明增加换热器的流程并不能够提高蒸发器的换热性能,相反过多的流程反而会使蒸发器的换热能力降低。

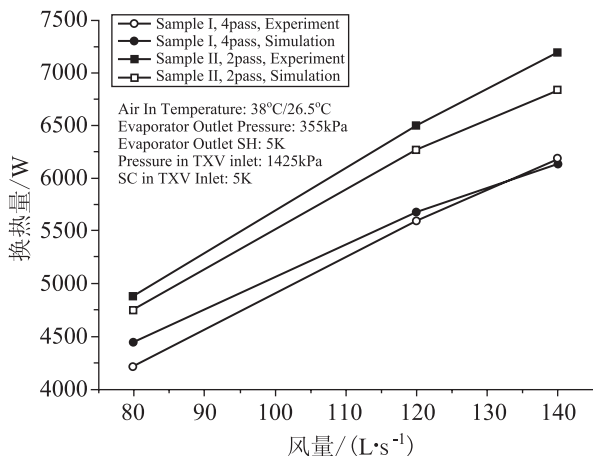


图5 样件I与样件II换热能力对比

Fig. 5 Capacity comparison between sample I and II

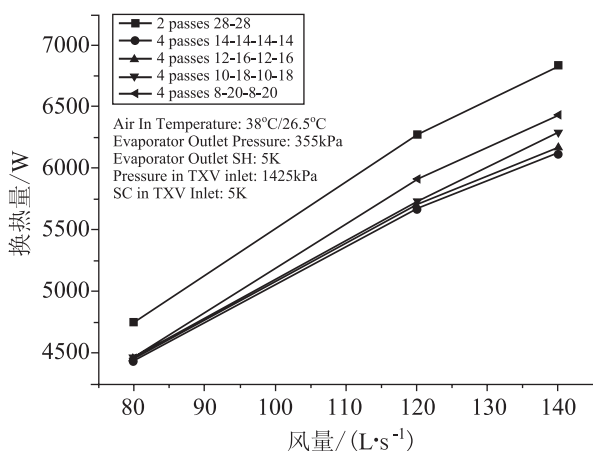


图6 2流程结构与不同4流程结构蒸发器换热能力的仿真结果对比

Fig.6 Capacity comparison of simulation results between the 2 passes configuration and kinds of 4 passes configuration

由于蒸发器的压降涉及到冷凝水等比较复杂的问题,对压降的准确仿真较难实现,对于蒸发器压降特性的研究主要采取实验的方法。图7显示了两个样件在不同风速下、干湿工况下的空气侧压降特性。从图中可以看出,在干工况下,两个样件的空气侧压降几乎一样,表明在没有传热和空气冷

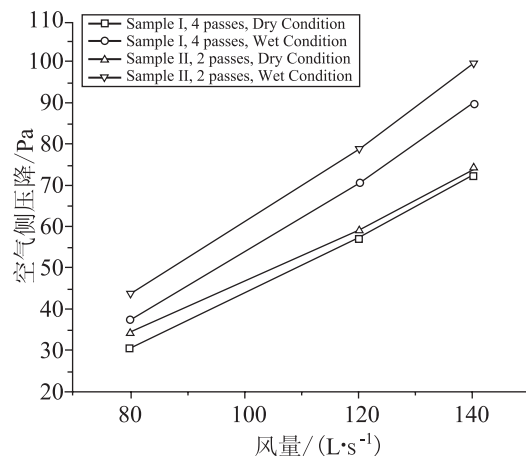


图7 样件I与样件II空气侧压降特性

Fig. 7 Air side pressure drop comparison between sample I and II

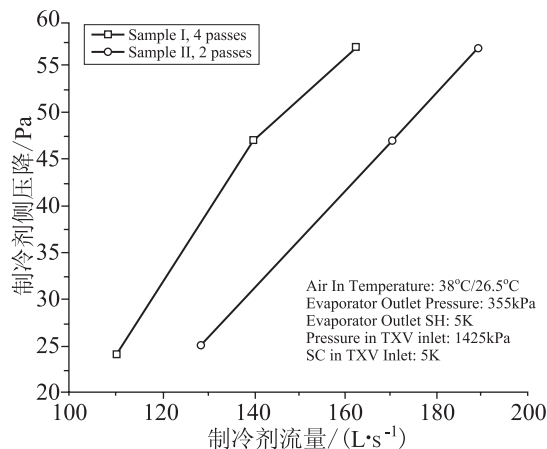


图8 样件I与样件II制冷剂侧压降特性

Fig. 8 Refrigerant side pressure drop comparison between sample I and II

凝的情况下,流程排布对空气侧没有影响。而在湿工况下,样件II(2流程)的空气侧压降比样件I(4流程)大11%以上,这主要是由于样件II的换热比较大,在翅片和扁管上形成的冷凝水比较多,从而增加了空气流动阻力。图8所示为在上述工况下的两个样件制冷剂压降的对比。从图中可以看出,在相同的制冷剂质量流量下,4流程设计的蒸发器制冷剂侧压降比2流程设计的要大,这主要是因为:1)4流程设计中制冷剂流动管长是2流程设计的2倍,由于制冷剂侧压降与流动长度成正比,所以4流程设计的压降要更大;2)在相同制冷剂质量流量下,4流程设计中的制冷剂质量流量也比2流程设计要大,在制冷剂两相压降中,制冷剂质量流量是影响压降的最重要因素之一。

从上述的对比分析可以看出, 更多流程的平行流蒸发器设计并不能带来性能上面的提升, 这主要是由以下几个原因造成的: 1) 多流程设计中并没有明显改善制冷剂在各个流程中的分配均匀性; 2) 多流程设计虽然增加了制冷剂质量通量使得制冷剂传热系数更大, 但是由于制冷剂压降对蒸发器传热影响非常大, 所以, 4流程设计中的更大的制冷剂压降恶化了制冷剂传热效果。

4 结论

1) 对于不同流程的平行流蒸发器湿工况下的换热情况进行了仿真研究, 建立换热模型与实验结果具有很好的一致性, 仿真结果与实验结果误差在 $\pm 10\%$ 以内。采用该模型对不同流程排布的双排结构平行流蒸发器的换热量进行模拟, 发现2流程的设计具有更好的换热特性。

2) 针对流程排布对平行流蒸发器的性能影响进行了实验研究。研究结果表明在相同的实验条件和换热器尺寸下, 2流程排布的微通道平行流蒸发器样件在不同风量下的换热量比4流程排布的样件大15%以上; 2流程排布的样件制冷剂侧压降也比4流程排布的样件小。仅在湿工况, 2流程排布的样件比4流程排布的样件风阻大11%, 而这也是由于2流程样件较大的换热量导致的。因此, 2流程排布设计的微通道平行流蒸发器具有更好的传热与压降特性。

参考文献

- [1] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 第三版. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [2] 姜盈霓, 虎小红. 流程布置对翅片管换热器换热性能影响的研究现状与展望 [J]. 制冷与空调, 2007, 7(3): 14-20. (Jiang Yingni, Hu Xiaohong. Prospect and research status of the effect of circuit arrangement on the heat exchanger performance of finned tube exchanger [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2007, 7(3): 14-20.)
- [3] 陶于兵, 何雅玲, 唐连伟, 等. 管翅式换热器管路布置优化设计的数值研究 [J]. 化工进展, 2007, 26(6): 893-898. (Tao Yubing, He Yaling, Tang Lianwei, et al. Numerical study on optimization design of circuit arrangement for tube-fin heat exchanger [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2007, 26(6): 893-898.)
- [4] Anthony M Jacobi, John R Thome. Heat Transfer Model for Evaporation of Elongated Bubble Flows in Microchannels [J]. Journal of Heat Transfer, December 2002, 124: 1131-1136.
- [5] Satish G Kandlikar, Mark E Steinke. Predicting Heat Transfer During Flow Boiling in Minichannels and Microchannels[J]. ASHRAE Transactions 2003, 109, Pt.1.
- [6] G Grosse, H Robidou, C Chevallier. Heat Transfer in Minichannels Tubes for Automotive Evaporator[C]. SAE Paper, 2006-01-1449.
- [7] Man-Hoe Kim, Clark W Bullard. Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions[J]. International Journal of Refrigeration, 2002 (25): 924-934.
- [8] R J Moffat. Describing the Uncertainties in Experimental Results [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1998, 1(1): 3-17.