

家用热泵空调用的室外机换热器流路优化

涂小苹 梁祥飞 吴迎文 郑波

(国家节能环保制冷设备工程技术研究中心, 珠海 519070)

摘 要 本文采用仿真的方法, 以一台家用热泵空调器用的 $\Phi 9.52$ 和 $\Phi 7$ 双排室外换热器作为研究对象, 进行了制冷制热额定工况下的流路数对换热器性能影响的研究, 在最佳流路数基础上对 $\Phi 9.52$ 换热器的流路进行了进一步优化, 得到制冷制热综合性能更优的流路布置方式, 并在整机上进行了实验验证。研究表明: 无论是冷凝器还是蒸发器, 如果单流路布置时换热器制冷剂侧压降过大, 换热量随着流路数的增加先增加后降低; 如果单流路布置时换热器制冷剂侧压降已经较小, 换热量随着流路数的增加总是降低的。制冷剂侧压降对蒸发器换热性能的影响较大, 热泵空调室外机用的换热器作冷凝器时对应的最佳流路数少于作蒸发器时的。对 $\Phi 9.52$ 换热器的流路的进一步优化可知, 适当增加过冷管数会进一步提高热泵空调室外机换热器的综合换热能力。

关键词 热泵空调 换热器 流路优化

CIRCUIT OPTIMIZATION OF OUTDOOR HEAT EXCHANGER USED IN RESIDENTIAL HEAT PUMP AIR-CONDITIONER

Tu Xiaoping Liang Xiangfei Wu Yingwen Zheng Bo

(Chinese National Engineering Research Center of Green Refrigeration Equipment, Zhuhai 519070)

Abstract The simulation method was applied to investigate $\Phi 9.52$ and $\Phi 7$ two rows heat exchanger circuit arrangement used in residential heat pump air-conditioner outdoor coil. At the rated cooling and heating conditions, the effect of circuit numbers on the heat transfer performance was carried out. Then the better circuit optimization of $\Phi 9.52$ two rows heat exchanger was made based optimal circuit numbers. and validated with experimental results of heat pump air-conditioner. It was shown that heat transfer capacity increased firstly and then decreased with increasing circuit number for one circuit arrangement heat exchanger with higher refrigerant side pressure drop for both condenser and evaporator. Otherwise, heat transfer capacity always decreased with increasing circuit number. The refrigerant side pressure drop had more effect on evaporator performance. The optimal circuit number of condenser was fewer than that of evaporator. The advanced circuit optimization of $\Phi 9.52$ two rows heat exchanger showed that increasing tube numbers behind junction was propitious to improve heat exchanger overall performance in cooling and heating conditions.

Keywords Heat pump air-conditioner Heat exchanger Circuit optimization

0 前言

翅片管换热器是制冷和空调系统中广泛应用的一种换热器, 其换热的好坏直接关系到系统的结构

和性能。

长期以来, 在提高翅片管换热器换热性能时往往将注意力放在改变换热管和翅片结构形式上^[1~2]。近三十年来, 换热管的管内结构由原来的光管发展到二维内螺纹管甚至三维内螺纹管, 而翅片由最早的平片发展到波纹片, 再到窗片、桥片等各种开缝片等。这些方法主要是从提高换热器的总传热系数

和换热面积的角度出发。从传热学基础理论来看，换热量是总传热系数 U 、换热面积 A 以及两种换热介质之间的传热温差 t 三者的乘积。因此，提高换热介质之间的传热温差 t 也是提高换热器的换热性能的一种有效途径。曾经一些学者认为当换热器两侧高、低温介质进口温度一定，传热温差就随之定。但在换热器性能研究时发现当换热器高低温介质的进口温度一定时，两侧流体逆流布置比顺流布置有着更大的传热平均温差，因而也具有更大的换热量。这说明换热器流路布置会改变传热温差的分布，从而对换热量产生影响。正是基于此，很多研究人员已经开始关注换热器的流路布置的研究。

邓斌^[3]和姜盈霓^[4]分别在 2004 年和 2007 年对翅片管换热器流路布置的研究现状进行了综述。从这两篇综述文献可以看出，前人研究的换热器流路布置大多针对的是一些简单流路，如“Z”字形、“U”字形、“单进单出”、“双进单出”、“单进双出”“单-双-单”等双排换热器流路形式，得出了一些有指导意义的结论。S.Y. Liang 和 T. N. Wong^[5,6]研究结果指出当选择合适的分合点之后，“单-双-单”流路要比简单的“Z”字形布置节省约 5% 的面积，热流量较小时，推荐采用“Z”字形和有合适分合点的“单-双-单”流路，热流量较大时，冷凝器最好采用“双进单出”流路，而蒸发器最好采用“单进双出”的流路。Chi-Chuan Wang 等^[7]实验研究结果表明，单回路流路布置中逆流“U”字形布置是最好的布置方式，但翅片间的逆向导热影响了换热性能，为消除逆向导热，可在两排管中间开缝或者抽掉迎风侧的几根管；对于双回路的流路布置，明显存在由于重力影响而造成的 2 个回路制冷剂流量分配不均，导致一路完全冷凝而另一路仍处于两相区，在出口混合时导致一部分能量损失。刘建等^[8]建立的仿真模型考虑了翅片间的导热影响，仿真结果表明，单回路换热器，逆流布置并非最佳，在合理的布置下，混流布置的换热性能可比逆流布置提高 2-4%，这是因为逆流布置因为进出口布置太近，造成冷（热）量损失；在压力损失允许的情况下，采用单支路换热结构设计可以获得较高的换热能力；对于多支路换热器，应尽量使各支路制冷剂换热均匀，避免换热器内部制冷剂流量分配不均造成换热量的损失。

虽然已有很多学者对换热器流路布置进行了研究分析，但对于家用热泵空调器中的冷凝和蒸发两用的换热器流路布置的研究却很少，目前公开文献中只有黄东^[9]对此进行了研究分析。黄东采用

EVAP-COND 2.1 作为仿真优化软件，对室内换热器在制冷制热工况下的流路数对换热器性能的影响进行了仿真研究，研究结果指出流路数会影响换热器的温差场和传热系数场，且二者变化趋势相反，冷凝器换热量随流路数增加而减小，而蒸发器存在使换热量最大的流路数，综合考虑制冷制热性能，认为热泵空调的室内换热器存在最佳流路数。因此，对于热泵空调系统，制冷转制热时，相同流路布置的蒸发器变为冷凝器时性能并不是最优的。

基于此，本文以一台家用热泵空调器用的 9.52 和 7 双排室外换热器作为研究对象，采用某仿真软件，进行了制冷制热额定工况下的流路数对换热器性能影响的研究，并在已确定的最佳流路数基础上对 9.52 换热器的流路进行了进一步优化，最后在整机上进行了实验验证。

2 仿真对象结构参数及仿真工况

本文以一台 R32 家用热泵空调用的 9.52 和 7 内螺纹管双排换热器作为仿真对象，结构参数见表 1 所示。

表 1 换热器结构参数

换热管外径/mm	9.52	7
换热器长度/mm	710	715
换热器宽度/mm	44	38.1
换热器高度/mm	558.8	550
换热管横向间距/mm	25.4	22
换热管纵向间距/mm	22	19.05
换热管排数	2	2
单排孔数	22	24
翅片形式	平片	波纹片
翅片片距/mm	1.4	1.4

对换热器进行不同流路的性能计算时空气侧参数按家用热泵空调器国标工况给定，换热器迎面风速均按均匀来流给定。作为冷凝器时，给定冷凝器的进口参数和出口温度，因为冷凝器的进口参数和出口温度是影响压缩机耗功和系统制冷量的关键参数；作为蒸发器时，给定蒸发器的进口比焓和出口参数，因为蒸发器的进口比焓表征了冷凝器出口参数情况，而蒸发器的出口参数表征了压缩机吸气情况，都是影响系统性能的重要参数。

室外换热器作为冷凝器和蒸发器时的工况条件见表 2 所示，参照了一般较高能效范围内的家用空

调系统的实测数据，基本能够反映换热器在整机系统中的运行条件。

表 2 仿真工况

冷凝器		蒸发器	
进口饱和温度/	45	进口比焓/(kJ/kg)	266.65
进口过热度/	25	出口饱和温度/	2
出口温度/	39	出口过热度/	3
进风干球/	35	进风干球/	7
进风湿球/	24	进风湿球/	6
风速/(m/s)	1.5	风速/(m/s)	1.5

基于前人在流路布置方面的研究成果，冷凝器选用交叉逆流布置时的性能最好，相应地蒸发器为交叉顺流布置时的性能最好，同时为了避免制冷剂进出口之间的逆向导热，流路布置时尽可能使进口和进口在一起，出口和出口在一起，同时为了减小排与排间的逆向导热，所研究的换热器排间翅片是切开的。

本文首先进行设定工况下不同流路数时换热器性能的研究，然后针对最佳流路数进行有汇合或者交叉点的较复杂流路时换热器性能的研究。以 7 冷凝器为示意，改变流路数时流路布置见图 1 中(a)~(d)所示，有汇合点的流路布置以图 1(e)（两进一出）所示，其他有汇合点的流路布置形式均与图 1(e)所示，只是汇合后的 U 管数量不一样。

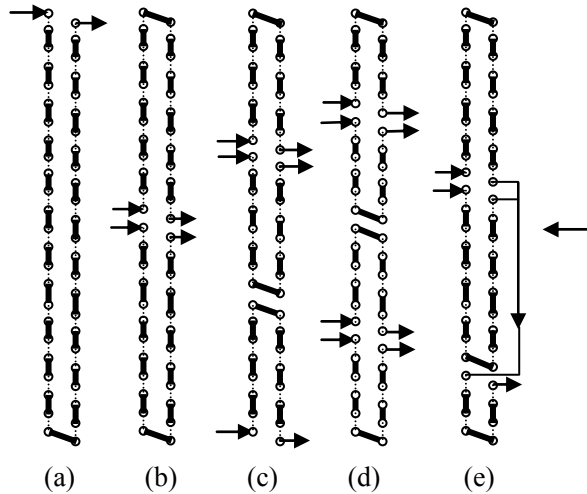


图 1 冷凝器流路布置示意图

图 1 中粗实线为弯头，虚线为长 U 底部，进风方向为箭头所示方向，即图 1 所示的换热器右侧进风。9.52 换热器流路布置形式同图 1。空调系统制冷运行时，室外换热器为冷凝器，制热运行时通

过四通阀的转向作用室外换热器为蒸发器，且制冷制热运行时，室外换热器的进出口也相应变化，即制冷运行时的换热器进口为制热运行时的换热器出口，即进出口方向与图 1 所示相反，但进风方向不变。

2 仿真结果及分析

为了较好地分析流路布置对换热器换热能力的影响，本文从换热器的总传热系数及平均传热温差两个角度出发，探讨流路变化时，换热系数及传热温差的变化规律，以方便找到换热性能较好的流路布置形式。

从传热学理论可知，换热器的换热量按式(1)计算：

$$Q = UA \cdot LMTD \quad (1)$$

其中： Q - 换热量，W；

UA - 总传热系数与换热面积的乘积，也是总热阻的倒数，W/K；

$LMTD$ - 传热平均温差，K。

忽略换热管管壁热阻时，总热阻按式(2)计算：

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{\eta h_o A_o} \quad (2)$$

式(2)中等号左边表示总热阻，等号右边第一项表示制冷剂侧热阻，第二项表示空气侧热阻。传热平均温差按对数平均温差计算，换热器中制冷剂出口温度按饱和温度计算，如式(3)所示：

$$LMTD = \frac{(T_{r,in} - T_{a,out}) - (T_{r,s,out} - T_{a,in})}{\ln \left(\frac{T_{r,in} - T_{a,out}}{T_{r,s,out} - T_{a,in}} \right)} \quad (3)$$

2.1 换热器性能随流路数的变化

2.1.1 冷凝器

图 2 和图 3 分别给出了 9.52 和 7 双排换热器作冷凝器时换热量和制冷剂侧压降随流路数的变化。

从图 2 和图 3 可以看出，冷凝器的换热量随着流路数的增加并不总是降低的，对 9.52 双排换热器，换热量是随着流路数的增加而降低的，但对于 7 双排换热器，换热量随着流路数的增加先增加后降低，两流路时对应的换热量最大。两种管径的换热器制冷剂侧压降随着流路数的增加都是降低的，因为影响压降的主要因素是流程长度和换热管内流速，随着流路数的增加，流程变短，换热管内

流速降低，所以压降总是减降低的。

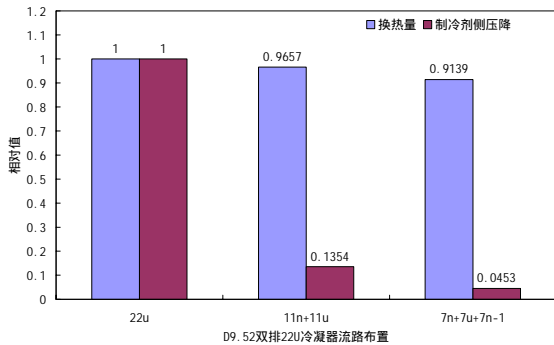


图 2 9.52 冷凝器换热量和制冷剂侧压降

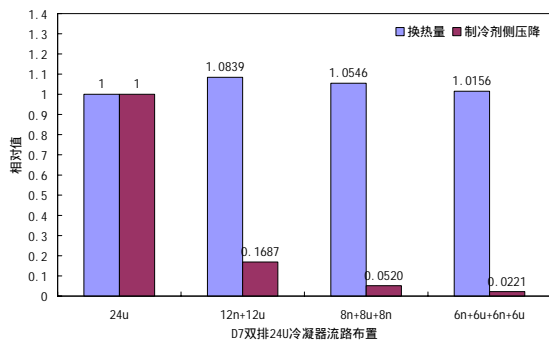


图 3 7 冷凝器换热量和制冷剂侧压降

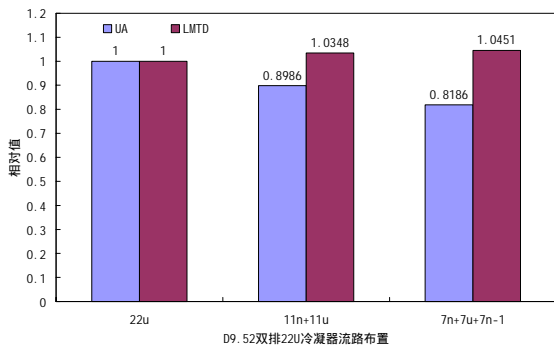


图 4 9.52 冷凝器 UA 和 LMTD

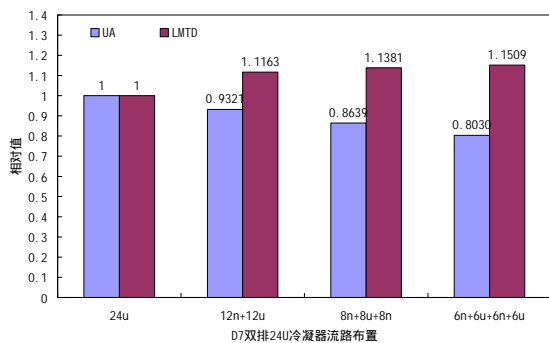


图 5 7 冷凝器 UA 和 LMTD

当流路数增加时，换热管内制冷剂流量变小，

相应地，管侧换热系数降低，单位长度的换热管内压降降低。管侧换热系数降低将直接导致换热器的 UA 值降低，而压降降低对换热的影响有两个：1) 换热管内制冷剂压降降低，使得平均冷凝温度升高，而冷凝温度升高使得管侧换热系数升高，从而使得换热器的 UA 值有一定程度的升高；2) 换热管管内制冷剂压降降低，平均冷凝温度升高，制冷剂与空气间的平均传热温差增加。因此，随着流路数增加，制冷剂侧压降降低，会补偿一点 UA，使 UA 值降低的幅度变小，但 LMTD 是增加的，见图 4 和图 5 所示。

对于 9.52 换热器，虽然随着换热器流路数增加，制冷剂侧压降在降低，但因为换热管管径较大，单流路数时的压降仍然不是很大，对应饱和温降较小，冷凝温度增加幅度不大，所以随着流路数的增加，制冷剂与空气间的传热温差增加幅度不大，但 UA 值随着流路数的增加迅速降低，即 UA 值的降低占主导地位，所以 9.52 换热器作冷凝器时，换热量随着流路数的增加而降低。

相对 9.52 换热器，7 换热器管径变小，单流路时换热器压降很大，换热器从单流路布置变为双流路布置时，压降降低的幅度很大，冷凝温度增加幅度较大，所以 LMTD 增加幅度很大，LMTD 增加占主导地位，换热量增加。当流路数继续增加时，压降虽然还在降低，但由于压降降低的幅度不大，冷凝温度增加的幅度变小，而 UA 值进一步降低，此时 UA 值降低占主导地位，所以换热量减小。因此，对于小管径换热器作冷凝器时，压降对换热性能的影响较大，特别是流路数较少时，过大的压降使得换热器的平均传热温差较小，所以此时尽管换热器的 UA 值很大，但总的换热能力仍然较小。

2.1.2 蒸发器

图 6 和图 7 分别给出了 9.52 和 7 双排换热器作蒸发器时换热量和制冷剂侧压降随流路数的变化。

从图 6 和图 7 可以看出，随着流路数的增加，蒸发器换热量都是先增加后降低。对于 9.52 换热器，两流路时对应的换热量最大，相比单流路换热量增加了 17.8%；对于 7 换热器，三流路时对应的换热量最大，相比单流路的换热量增加了 72.48%。由此可见，流路数对蒸发器性能的影响很大。

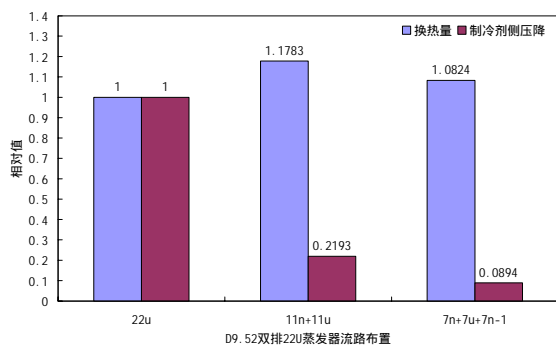


图 6 9.52 蒸发器换热量和制冷剂侧压降

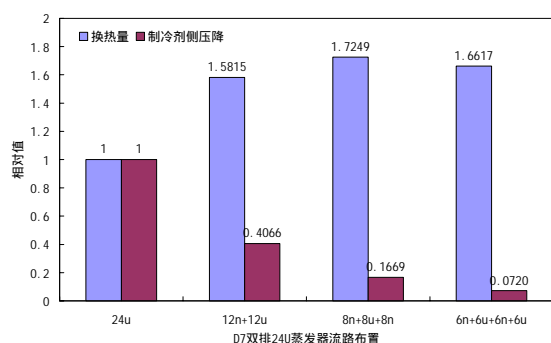


图 7 7 蒸发器换热量和制冷剂侧压降

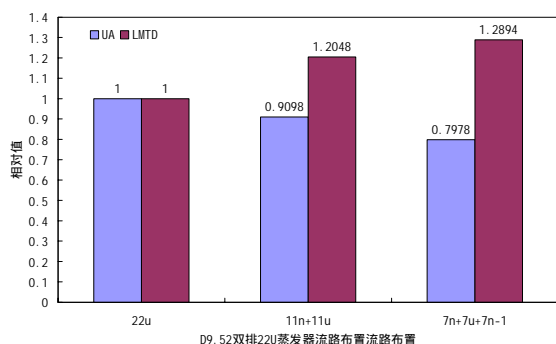


图 8 9.52 蒸发器 UA 和 LMTD

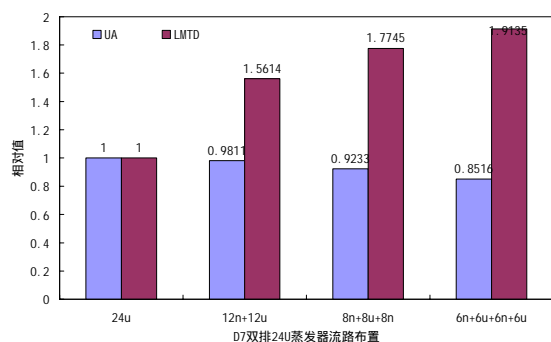


图 9 7 蒸发器 UA 和 LMTD

图 8 和图 9 给出了两种管径的换热器作蒸发器时 UA 与 LMTD 随流路数的变化。

从图 8 和图 9 可以看出，作为蒸发器时的 UA 随着流路数的增加的变化趋势及幅度与作为冷凝器的是基本一致的，但 LMTD 随着流路数的增加而增加的幅度很大，特别是对于小管径的换热器。这是因为，作为蒸发器时的制冷剂侧压降远大于作为冷凝器时的，且在低温区饱和温降随压降的变化较大，所以蒸发器内压降对平均蒸发温度的影响更大。换热管管径越小，制冷剂侧压降越大，平均蒸发温度降低幅度越大，因此 LMTD 变化也越大。

从以上仿真结果可以看出，当单流路布置时的换热器制冷剂侧压降过大时，无论是作冷凝器还是作蒸发器，随着流路数的增加，换热器的换热性能理论上都将呈现先增加后降低的趋势。这是因为，随着流路数的增加，制冷剂流量减小，制冷剂侧压降降低，前者使得换热器的 UA 值降低，后者使得换热器两侧介质的平均传热温差 LMTD 增加，流路数较少时，平均传热温差 LMTD 占主导地位，流路数过多时，UA 值占主导地位，所以，换热量随着流路数的增加将呈现先增加后降低的趋势。

一般地，蒸发器压降通常是冷凝器压降的几倍，所以同样结构的换热器，作冷凝器对应的最佳流路数总是少于作蒸发器对应的流路数。本文仿真的 9.52 和 7 双排换热器，作冷凝器时，最佳流路数分别为 1 和 2，作蒸发器时，最佳流路数分别为 2 和 3。

对于 9.52 换热器，相对单流路布置：1) 两流路数，作冷凝器时换热量降低 3.44%，作蒸发器时换热量增加 17.82%；2) 三流路数，作冷凝器时换热量降低 8.61%，作蒸发器时换热量增加 8.24%。所以，考虑制冷制热，9.52 换热器选用两流路布置时综合性能较好。

对于 7 换热器，相对两流路布置：1) 三流路数，作冷凝器时换热量降低 2.93%，作蒸发器时换热量增加 14.34%；2) 四流路数，作冷凝器时换热量降低 7.83%，作蒸发器时换热量增加 8.03%。所以，考虑制冷制热，7 换热器选用三流路布置时综合性能较好。

2.2 9.52 双排换热器流路进一步优化

换热器管内侧的传热及流动特征在不同相区明显不同。过热区制冷剂为气态，蒸气比容较大，密度小，有较高的制冷剂流动阻力，换热系数一般较小，但有较大的传热温差，因此对于过热区，一般主要考虑的是阻力的影响因素，即过热区常常分为多路。两相区换热系数较大，但由于相变，阻力也

较大，因此两相区要综合考虑换热和阻力的影响因素，而两相区换热系数和压降基本都是随着干度的减小而降低的，因此两相区干度较大的部分可以采取多分路的形式降低流阻，干度较小的部分采取少分路的形式增大换热。过冷区制冷剂为液态，流阻较小，可采取少分路的形式以增强换热。综合以上因素，较优的冷凝器流路布置应该是“多进少出”，蒸发器采用“少进多出”，其中的关键问题就是汇合点和分叉点的选取。

对于本文研究的 9.52 换热器，双流路布置时，制冷制热综合性能最好。为了进一步提高换热器的性能，本文对不同过冷管数的“两进一出”流路布置的换热器性能进行了仿真分析，以找到最佳的汇合或者交叉点。

图 10 和图 11 对比了三种“两进一出”流路与“两进两出”流路布置的换热器分别作冷凝器和蒸发器时的换热量与制冷剂侧压降及 UA 与 $LMTD$ 值。从图 10 可以看出，“两进一出”流路换热器随着汇合后单路流程长度的加长，作冷凝器时的换热量一直增加，作蒸发器时的换热量先增加后降低，制冷剂侧压降均一直增加。

从图 11 可以看出，随着单路流程长度的增加，换热器的 UA 值都是增加的，而平均传热温差 $LMTD$ 降低，相对冷凝器来说，汇合后单路流程长度对蒸发器 UA 值和 $LMTD$ 值的影响较大。对于 9.52 换热器，作冷凝器时压降的影响较小， UA 值对换热量的影响占主导地位，作蒸发器时压降的影响较大，随着压降的减小先是 $LMTD$ 值占主导地位，后变成 UA 值占主导地位。所以，冷凝器的换热量随着汇合后单路流程长度的加长而增加，但增加的幅度越来越小，蒸发器的换热量随着汇合后单路流程长度的增加先增加后降低。

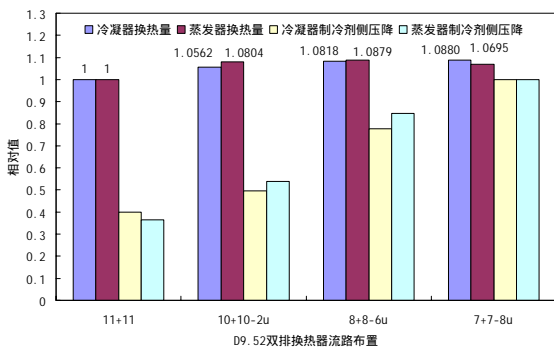


图 10 9.52 换热器换热量和压降

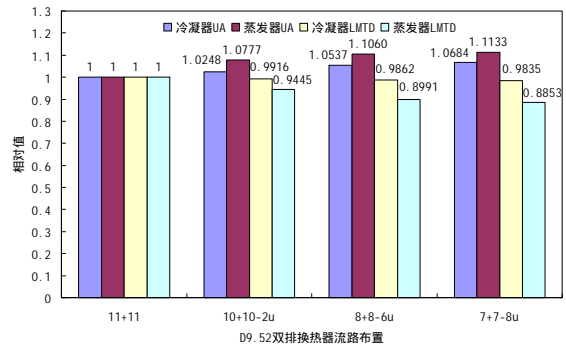


图 11 9.52 换热器 UA 和 $LMTD$

相对“两进两出”流路，“8+8-6u”流路作冷凝器时换热量增加 8.18%，作蒸发器时换热量增加 8.79%；相对“8+8-6u”流路，“8+8-6u”流路作冷凝器时换热量增加 2.56%，作蒸发器时换热量增加 0.76%；相对“7+7-8u”流路，“8+8-6u”流路作冷凝器时换热量降低 0.62%，作蒸发器时换热量增加 1.84%，所以综合制冷制热效果，“8+8-6u”流路可认为是最优流路。

2.3 9.52 双排换热器流路在整机上的对比

对一台家用热泵空调器进行了测试，对比了室外机换热器流路为“10+10-2u”流路和“8+8-6u”流路在额定工况下的制冷制热时性能。对比结果见表 3 所示。

表 3 整机流路对比实验结果

冷凝器流路		/	10+10-2u	8+8-6u
制冷	制冷量	W	3589.3	3555
	能效比 EER	W/W	3.596	3.648
制热	制热量	W	3662.4	3746
	能效比 COP	W/W	3.549	3.57

从表 3 的结果可以看出，室外机换热器流路由“10+10-2u”改为“8+8-6u”后，虽然整机制冷能力略有下降（降低 0.956%），但制冷能效，制热能力及制热能效均有一定程度提高，其中制冷能效提高 1.45%，制热能力和制热能效分别提高 2.28%和 0.592%。

实验结果与仿真软件的计算结果趋势基本一致，说明仿真软件计算的最优流路有一定的参考价值。

3 结论

本文尝试通过一些传热学基础理论对家用热泵空调用的室外换热器的流路布置进行分析,从中得到了一些有利于流程设计的经验总结。

(1) 换热面积一定,换热器的换热能力与流程布置有一定的关系。流程布置不仅影响总换热系数,还影响平均传热温差,因此换热器换热能力也有一定的变化。无论是冷凝器还是蒸发器,如果单流路布置时换热器制冷剂侧压降过大,换热量随着流路数的增加先增加后降低;如果单流路布置时换热器制冷剂侧压降已经较小,换热量随着流路数的增加总是降低的。制冷剂侧压降对蒸发器换热性能的影响较大,热泵空调室外机用的换热器作冷凝器时对应的最佳流路数少于作蒸发器时的。本文仿真的 9.52 和 7 双排换热器,作冷凝器时,最佳流路数分别为 1 和 2,作蒸发器时,最佳流路数分别为 2 和 3。综合考虑制冷制热能力,9.52 换热器选用两流路布置时综合性能较好,7 换热器选用三流路布置时综合性能较好。

(2) 对 9.52 换热器的流路的进一步优化可知,适当增加过冷管数会进一步提高热泵空调室外机换热器的综合换热能力。相对“两进两出”流路布置,“8+8-6u”流路作冷凝器时换热量增加 8.18%,作蒸发器时换热量增加 8.79%,对于本文研究的 9.52 换热器,“8+8-6u”流路是制冷制热综合性能较优的流路。

参 考 文 献

- [1] 周子成. 房间空调器用换热器的技术进步. 制冷与空调, 2002, 2(2): 3-9.
- [2] 陈颖, 邓先和, 王杨君等. 房间空调器中换热器的研究概况及进展. 制冷学报, 2002, (4): 34-39.
- [3] 邓斌, 王惠林, 林澜. 翅片管换热器流程布置研究现状及发展. 制冷, 2004, 23(4): 29-32.
- [4] 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. 制冷与空调, 2007, 7(3): 14-20.
- [5] S.Y. Liang, T.N. Wong, G.K. Nathan. Study on refrigerant circuitry of condenser coils with exergy destruction. Applied Thermal Engineering, 2000, 20(6): 559-577.
- [6] S.Y. Liang, T.N. Wong, G.K. Nathan. Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils. International Journal of Refrigeration, 2001, 24(8): 823-833.
- [7] C.C. Wang, J.Y. Jang, C.C. Lai, et al. Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled condensers. International Journal of Refrigeration, 1999, 22(6): 275-282.
- [8] 刘建, 魏文建, 丁国良等. 对具有复杂流路布置的翅片管换热器的性能仿真与分析. 化工学报, 2005, 56(1): 47-56.
- [9] 黄东, 陈群, 袁秀玲. 支路数对热泵空调中冷凝和蒸发两用换热器性能的影响. 西安交通大学学报, 2007, 41(5): 543-548.