

室外换热器流路布置对热泵空调器的性能影响分析

黄东, 贾杰楠

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 在压缩机、毛细管、室内换热器及室外换热器的几何结构尺寸均相同的情况下,对室外换热器的流路布置进行了优化. 实验结果表明:室外换热器作冷凝器时采用逆交叉流,作蒸发器时采用顺交叉流,这样能够提高换热器和热泵系统的性能,使得热泵空调的制冷和制热循环压缩机功率分别降低 3.81%和 5.46%,制冷量和制热量分别增加 2.73%和 2.78%,使制冷能效比 EER 提升 6.82%,制热能效比 COP 提升 8.73%. 数值比较结果表明:优化后的流路布置可增大换热器各支路后半部分的传热温差和传热系数,从而提高了换热器的性能.

关键词: 室外换热器;流路布置优化;实验验证;数值模拟

中图分类号: TB65 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2010)07-0033-05

Effect of Refrigerant Circuit Arrangement of Outdoor Heat Exchanger on Performance of Heat Pump Air Conditioner

HUANG Dong, JIA Jienan

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The refrigerant circuit arrangement of an outdoor heat exchanger was optimized for a heat pump air conditioner when the compressor, capillary tube, indoor heat exchanger, and the geometric parameters of the outdoor heat exchanger were unchanged. The experimental results of the air conditioner with the outdoor heat exchanger optimized were compared with those of the primary heat pump air conditioner. The results show that the performances of both the outdoor heat exchanger and the heat pump increased when the outdoor heat exchanger had the counter cross-flow arrangement serving as a condenser and the parallel cross-flow serving as an evaporator. The compressor power input with the optimized outdoor circuit arrangement in the cooling and heating cycles decreased by 3.81% and 5.46%, respectively. Moreover, the cooling and heating capacities increased by 2.73% and 2.78%, respectively. Hence, the EER in the cooling cycle and the COP in the heating cycle increased by 6.82% and 8.73%, respectively. The numerical simulation results indicate that the capacity improvement of the optimized outdoor heat exchanger is attributed to the increase of both the heat transfer coefficient and the air-and-refrigerant temperature difference at the second half of each circuit.

Keywords: outdoor heat exchanger; circuit arrangement optimization; experiment verification; numerical simulation

翅片管换热器广泛应用于空调和制冷行业,而流路布置是影响换热性能的重要因素之一^[1]. 文献[2-3]发现:对蒸发器和冷凝器来说,空气侧和制冷剂侧的热阻基本相当,甚至在低干度和过热区的主

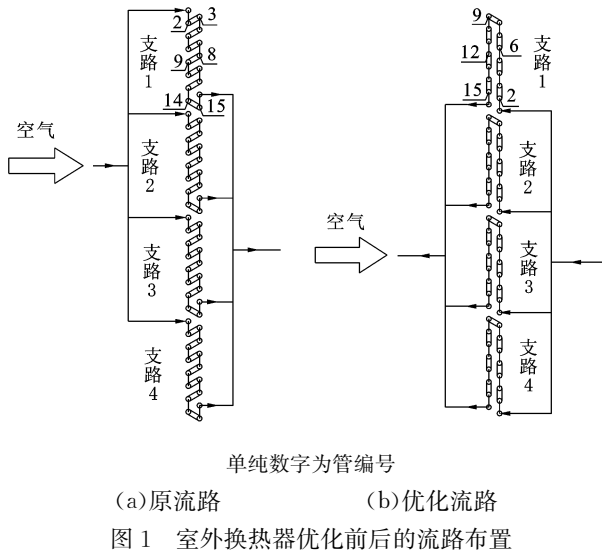
要热阻位于制冷剂侧. 文献[4]提出,在多支路冷凝器中,支路的进口与出口间的距离应尽量的大,这样可减少因进口高温制冷剂和出口低温制冷剂间的热量传递而导致的换热量损失. 文献[5]指出,冷凝器

底部的过冷管可增大过冷度,减小蒸发器进口的制冷剂干度,提高制冷量和制热量,还可以减小制热时换热器底部的结霜厚度,以便于化霜。文献[6]利用软件 EVAP-COND1.0 优化了 6 种制冷剂的蒸发器流路,使制冷能效比 EER 提高了 11.7%。

本文以某品牌 KFR-72LW/D021B 为原型机,在压缩机、毛细管、室内换热器及室外换热器的几何结构尺寸均相同的情况下,对室外换热器流路布置进行了优化,并通过实验验证了优化后的空调器性能显著提高,同时用数值模拟法分析了制冷循环时优化前后流路布置的差别以及换热器性能提高的原因。

1 室外换热器流路布置的优化

室外换热器优化前后的流路布置如图 1 所示。优化主要依据作者先前的研究结果:对于热泵式空调的蒸发和冷凝两用换热器,作蒸发器时采用顺交叉流,作冷凝器时采用逆交叉流,这样能同时提高制冷和制热循环的性能^[7]。冷凝器、蒸发器的传热温差和传热系数具有空间分布性,所以可以对它们之间的匹配度进行优化。优化的流路布置作为冷凝器时,因制冷剂进口在迎风第 2 排、出口在迎风第 1 排,所以可利用进口过热段传热温差大的特点来弥补迎风第 2 排传热温差小的缺点,同时利用迎风第 1 排传热温差大的优点来弥补出口过冷段总传热系数较小的缺点,从而达到了提高换热量的目的。



2 室外换热器流路布置优化的实验验证

2.1 实验装置

2.1.1 焓差实验室 本实验在焓差实验室内进行,

如图 2 所示。焓差实验室是由室内侧室和室外侧室组成,通过测定实验室的温湿度、风量、压力以及电气性能等参数,可对空调器制冷量、制热量及其他各种性能进行测试^[8]。焓差实验室的实验误差按照国标中关于制冷量和热泵制热量的实验规定严格执行,即:室内外侧空气干、湿球温度的平均值相对额定工况的偏差分别为 $\pm 0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$,各测点的干、湿球温度相对额定工况的最大偏差为 $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $\pm 0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$;空气体积流量的平均值相对额定工况的偏差为 $\pm 5\%$,各测点的空气体积流量相对额定工况的最大偏差为 $\pm 10\%$;功率的最大偏差为 $\pm 5\text{ W}$ 。

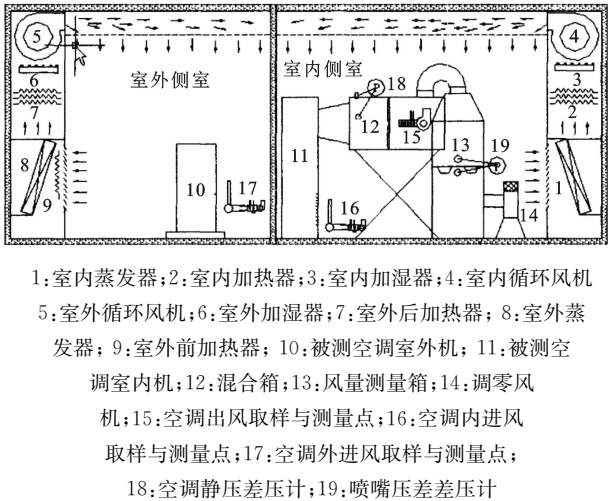


图 2 焓差实验室测试系统图

实验工况为标准制冷和制热工况,即:制冷运行时,室外机进风干、湿球温度分别为 $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $24\text{ }^{\circ}\text{C}$,室内机进风干、湿球温度分别为 $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $19\text{ }^{\circ}\text{C}$;制热运行时,室外机进风干、湿球温度分别为 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $6\text{ }^{\circ}\text{C}$,室内机进风干、湿球温度分别为 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

2.1.2 热泵空调器原型机 实验以某品牌 KFR-72LW/D021B 为原型机。分体热泵空调器有 4 个基本部件:压缩机、节流装置、蒸发器和冷凝器,该原型机的 4 个基本部件的型号如表 1 所示。

2.2 热泵空调器实验数据分析

室外换热器优化前后的实验数据如表 2 所示。由表 2 可知:当额定制冷循环时,室外换热器优化后与优化前相比,压缩机吸气压力基本未变,排气压力降低了 4.58%,压力比降低了 4.46%,制冷量增加了 2.73%,压缩机功率降低了 3.81%,EER 增大了 6.82%;当额定制热循环时,室外换热器优化后与优化前相比,压缩机吸气压力增加了 4.5%,排气压力降低了 9.35%,压力比降低了 13.2%,制热量增大

表 1 原型机 4 个基本部件型号

原型机部件	型号及参数	
压缩机	PH421	
毛细管	主毛细管(Φ×长度)	Φ1.9 mm×600 mm
	辅毛细管(Φ×长度)	Φ1.9 mm×800 mm
室外换热器	管根数/管径/管型	32×2/Φ9.52 mm/U 型波纹管
	长×宽×高	(986+954) mm×44 mm×800 mm
	片距/片厚/片型	1.8 mm/0.097 mm/波纹片
	流程	4 进 4 出,合 1
	空气流量	3 000 m ³ ·h ⁻¹
室内换热器	管根数/管径/管型	34×2/Φ7 mm/U 型波纹管
	长×宽×高	415 mm×28 mm×720 mm
	片距/片厚/片型	1.3 mm/0.097 mm/单桥片
	流程	6 进 6 出(分液器的连接毛细管为Φ3.0mm×1.5 mm)
	空气流量	1 080 m ³ ·h ⁻¹

表 2 室外换热器优化前后的实验数据

	换热器	原流路布置	优化后的流路布置	优化前后对比
额定制冷循环	制冷量/W	6 839	7 026	+0.027 3
	功率/W	2 333	2 244	−0.038 1
	EER	2.932	3.132	+0.068 2
	吸气压力/MPa,温度/℃	0.51,16.5	0.51,18.2	
	排气压力/MPa,温度/℃	1.945,88.4	1.856,86.5	
	室内出风干球温度/℃,湿球温度/℃	12.9,12.37	12.5,12.04	
	风量/m ³ ·h ⁻¹	1 066.6	1 041.0	
额定制热循环	制热量/W	7 270	7 472	+0.027 8
	功率/W	2 548	2 409	−0.054 6
	EER	2.853	3.102	+0.087 3
	吸气压力/MPa,温度/℃	0.355,−1.1	0.371,−0.7	
	排气压力/MPa,温度/℃	2.279,78.2	2.066,70.0	
	室内出风干球温度/℃,湿球温度/℃	38.99,21.59	39.63,22.46	
	风量/m ³ ·h ⁻¹	1 198.7	1 179.1	

了 2.78%，压缩机功率降低了 5.46%，制热能效比 COP 增大了 8.73%。由此表明，优化后热泵空调的制冷和制热性能都得到了显著的提高。

在本实验中，制冷循环排气压力的降低和制热循环吸气压力的提高，即制冷和制热循环时，室外换热器传热温差的减小，均表明优化后的流路布置具有更好的传热和压降特性。

3 室外换热器流路布置优化的数值分析

3.1 模拟程序及运行条件

本文采用美国国家标准技术研究院 Domanski

设计的软件 EVAP-COND 2.1^[9]作为辅助工具，详细分析了制冷剂在各管路中的状态变化。该软件在翅片管换热器的数值模拟方面具有一定的代表性，在国际上也具有广泛的影响^[6,10-11]。在本次模拟中，为了单纯分析流路布置变化对热泵空调的影响，优化前后的流路采用了相同的运行条件。

在制冷循环时室外换热器起冷凝器作用，冷凝器的进口压力和温度不但会影响压缩机的功率，而且可以反映冷凝温度。冷凝器的出口过冷度会影响制冷量的大小，而足够的过冷度更是制冷系统稳定运行的必要条件。因此，可将制冷剂的进口状态和出口过冷度作为冷凝器模拟的收敛条件，如表 3 所示。为使模拟和实验具有对比性，表中的数据也尽量与

实验接近,进口空气的干、湿球温度采用标准制冷工况数据.

表3 冷凝器模拟运行条件

制冷剂			进口空气	
进口压 力/MPa	进口温 度/℃	出口过 冷度/℃	干球温 度/℃	湿球温 度/℃
2	87	5	35	24

3.2 模拟结果分析

3.2.1 室外换热器流路布置优化前后的总体性能对比 制冷循环室外换热器作冷凝器时,原流路的模拟换热量为 11.45 kW,优化流路的模拟换热量为 12.47 kW,优化后的换热量提高了 8.91%,说明优化后的流路布置优于原流路布置.

3.2.2 室外换热器流路布置优化前后的各性能对比 在本次模拟中,由于风速是均匀分布的,各支路间的性能几乎完全相同,所以只选取支路 1 做详细分析.为了便于分析,沿图 1a 和图 1b 的制冷剂流向分别对各支路的管路进行编号.

图 3 为优化前后支路 1 逐管换热量对比.由图 3 可知:在前半个支路,原流路的各管换热量之和为 1.531 kW,优化流路的为 1.331 kW,优化后的换热量降低了 13.1%;在后半个支路,原流路各管的换热量之和为 1.271 kW,优化流路的为 1.732 kW,优化后的换热量提高了 36.3%.由此可见,优化后的流路布置,其后半个支路逐管换热量之和增加的幅度要大于前半个支路降低的幅度,从而整体提高了支路 1 的换热量.因此,优化后流路换热量的提高主要取决于后半支路.

图 4 为优化前后支路 1 逐管传热平均温差对比.由图 4 可知:在前半个支路,原流路各管的传热平均温差的平均值为 11.95 ℃,优化流路的为 9.61 ℃,优化后的传热平均温差的平均值降低了 19.6%;在后半个支路,原流路各管的传热平均温差的平均值为 10.57 ℃,优化流路的为 11.56 ℃,优化后的传热平均温差的平均值提高了 9.4%.

图 5 为优化前后支路 1 逐管总传热系数对比.由图 5 可知:在前半个支路,原流路各管的总传热系数的平均值为 34.24 W/(m²·℃),优化流路的为 36.36 W/(m²·℃),优化后的总传热系数的平均值提高了 6.2%;在后半个支路,原流路各管的总传热系数的平均值为 27.55 W/(m²·℃),优化流路的为 35.99 W/(m²·℃),优化后的总传热系数的平

均值提高了 3.1%.每根管的传热系数由管外空气侧表面传热系数和管内制冷剂侧表面传热系数构成.在本模拟中,由于风速均匀分布,所以制冷剂侧表面传热系数变化是导致总传热系数变化的主要原因,而制冷剂侧表面传热系数则受干度、流量、流型等因素的影响.图 6 为优化前后支路 1 逐管制冷剂进口干度对比.由图 6 可知,优化后流路的制冷剂进口干度只在支路进口处与原流路的相同,其余部分的均高于原流路,干度高、流速高,进而传热系数大.

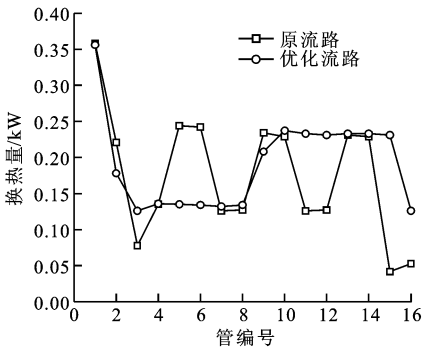


图3 优化前后支路 1 逐管换热量对比

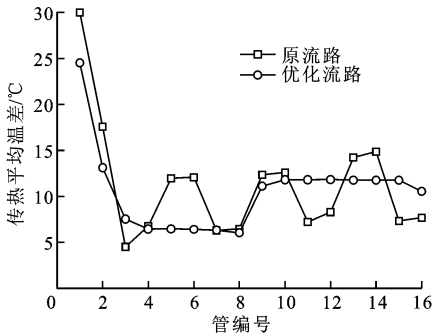


图4 优化前后支路 1 逐管传热平均温差对比

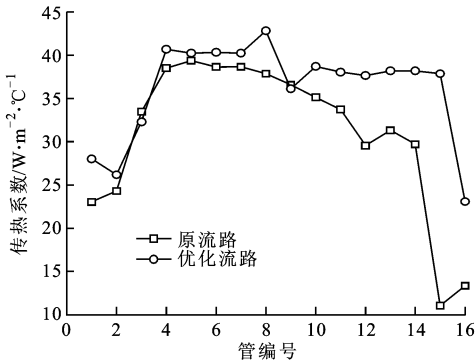


图5 优化前后支路 1 逐管总传热系数对比

换热量是总传热系数、平均传热温差和换热面积三者的乘积.由上述分析可知,在换热面积不变的情况下,传热温差的降低是影响优化流路各支路前半部分换热量降低的决定因素,而后半支路换热

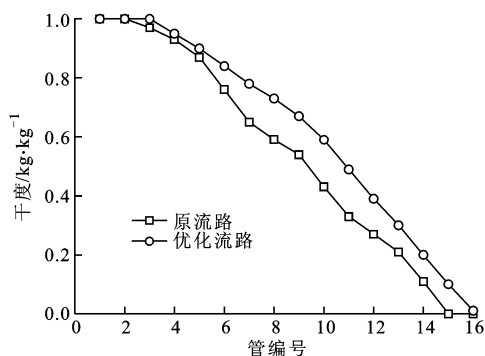


图6 优化前后支路1逐管制冷剂进口干度对比

量的提高是传热温差和总传热系数综合作用的结果。

4 结 论

(1)室外换热器作冷凝器时采用逆交叉流,而作蒸发器时采用顺交叉流,这样能够提高换热器和热泵系统的性能。

(2)实验数据分析得出,优化流路布置的制冷量比原流路的提高了2.73%,EER提高了6.82%,制热量提高了2.78%,COP提高了8.73%。

(3)室外换热器作冷凝器的数值模拟分析表明,优化流路布置的各支路后半部分逐管换热量之和提高的幅度,要大于前半部分换热量之和降低的幅度,各支路后半部分换热量的提高是整体换热量提高的主要原因。

(4)室外换热器作为冷凝器时,优化流路布置的各支路后半部分传热温差和传热系数均比原流路的大,换热量增大是二者综合作用的结果。

参考文献:

- [1] 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.
- [2] LIANG S Y, WONG T N, NATHAN G K. Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils [J]. International Journal of Refrigerant, 2001, 24(8): 823-833.
- [3] LIANG S Y, WONG T N, NATHAN G K. Study on

refrigerant circuitry of condenser coils with exergy destruction analysis [J]. Applied Thermal Engineering, 2000, 20(6): 559-577.

- [4] 张智, 金培耕, 涂旺荣, 等. 制冷剂流路对冷凝器换热特性的影响 [J]. 暖通空调, 2002, 32(5): 61-63.
ZHANG Zhi, JIN Peigeng, TU Wangrong, et al. Effect of circuit arrangement on the heat exchange performance of air-cooled condensers [J]. Heat Ventilating & Air Conditioning, 2002, 32(5): 61-63.
- [5] 饶荣水, 魏富党. 翅片管换热器过冷管设计对系统性能影响研究 [J]. 制冷, 2009, 28(1): 36-40.
RAO Rongshui, WEI Fudang. Investigation on the subcooled U tube design of a fin-tube heat exchanger on the performance of the air conditioner [J]. Refrigeration, 2009, 28(1): 36-40.
- [6] DOMANSKI P A, YASHAR D, KIM M S. Performance of a finned-tube evaporator optimized for different refrigerants and its effect on system efficiency [J]. International Journal of Refrigerant, 2005, 28(6): 820-827.
- [7] 黄东, 李权旭, 吴蓓, 等. 流路布置对热泵空调中冷凝和蒸发两用换热器性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(9): 1107-1112.
HUANG Dong, LI Quanxu, WU Bei, et al. Effect of refrigerant circuitry on indoor coil serving as condenser and evaporator in heat pump [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(9): 1107-1112.
- [8] 徐志亮, 严玉雄. 焓差法试验室调试常见问题分析 [J]. 制冷与空调, 2007, 7(3): 66-70.
XU Zhiliang, YAN Yuxiong. Analysis of common problem for the enthalpy test method laboratory [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2007, 7(3): 66-70.
- [9] DOMANSKI P A. Simulation models for finned-tube evaporator and condenser — EVAP-COND 21 [CP/DK]. Gaithersburg, USA: National Institute of Standards and Technology. [2006-08-12]. <http://www2.bfrl.nist.gov/software/evdp-cond>.
- [10] DOMANSKI P A. Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution [J]. ASHRAE Transaction, 1991, 97(1): 793-802.
- [11] DOMANSKI P A. Finned-tube evaporator model with a visual interface [C]//20th International Congress of Refrigeration. Sydney, Australia: International Institute of Refrigeration, 1999: 1-7.

(编辑 苗凌 王焕雪)