

文章编号:0253 - 4339(2014) 04 - 0099 - 05

doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2014. 04. 099

无接触热阻全铝换热器空调系统制冷性能研究

荣俊 王义春 王瑞君 贾润泽 唐帅

(北京理工大学 热能与工程研究所 北京 100081)

摘要 本文用新型无接触热阻全铝换热器对传统家用空调换热器进行了替代设计,利用空气焓值法对使用新型换热器和管片式换热器的家用窗式空调器进行对比实验,优化并测试了毛细管规格和制冷剂充灌量对新型换热器空调系统制冷性能的影响。研究表明,新型无接触热阻全铝换热器在换热面积减小 37.53% 时,制冷量反而提高 3.59%,能效比 EER 提高 7%。新型换热器有更强的换热能力,是目前家用空调换热器的理想替代产品。

关键词 空调器;制冷性能;无接触热阻换热器;全铝换热器;实验研究

中图分类号:TB657.5;TK172;TM925.1

文献标识码:A

Cooling Performance of Air Conditioning Systems with Non-contact Thermal Resistance Aluminum Heat Exchanger

Rong Jun Wang Yichun Wang Ruijun Jia Runze Tang Shuai

(Beijing Institute of Technology, Institute of Thermal Engineering, Beijing, 100081, China)

Abstract In order to replace the traditional heat exchanger of room air conditioner, a new non-contact thermal resistance aluminum heat exchanger was designed. Enthalpy method is then used to compare the cooling performance between new heat exchanger and tube-fin heat exchanger of household air conditioner. The capillary size and refrigerant charge capacity of air conditioner are tested and optimized for better cooling performance. The results show that the heat transfer area of the new non-contact thermal resistance aluminum heat exchanger is decreased 37.53%, the rated cooling capacity is just reduced by 2.7%, EER increased by 7% instead. The new heat exchanger has a stronger heat capacity and is the ideal alternative product for heat exchangers of room air conditioners.

Keywords air conditioner; cooling performance; non-contact thermal resistance heat exchanger; experimental study

蒸发器和冷凝器都是热交换器,是家用空调器的重要组成部分,直接影响空调器的性能和设备成本^[1]。目前国内外家用空调器主要采用管片式换热器,此结构加剧了铜资源的消耗,全球铜资源保障时间仅为 35 年。随着铜价的不断上涨,空调器铝代铜技术越来越受关注^[2]。

目前,应用广泛的铝制换热器有微通道换热器和管片式全铝换热器。其中微通道换热器技术已经非常成熟,并在汽车空调上广泛使用,但在家用空调器上的应用仍处于起步研究阶段^[3-5],而管片式全铝换热器的腐蚀性以及焊接工艺的可靠性则仍未能完全解决^[6]。本文设计并制造了一种新型的无接触热阻全铝换热器,并通过实验对比了无接触热阻全铝换热器与传统管片式换热器的性能,优化并测试了毛细管规格和制冷剂充灌量对使用新型冷凝器的窗式空调器制冷性能的影响^[7],指出该新型全铝换热器在家

用空调器上应用的可行性。

无接触热阻全铝换热器的芯体是整体式无接触热阻翅片管传热元件,如图 1 所示。传热元件翅片与制冷工质通道管为一体成型,材质为铝合金材料。这种结构彻底消除了通道管与翅片间的接触热阻,翅片侧传热系数增大;翅片为连续的波纹形结构,有效地增大了冷却空气的扰动,提高了对流换热能力;翅片与通道一体化成型,大大提高了散热器芯体的刚度和强度^[8]。

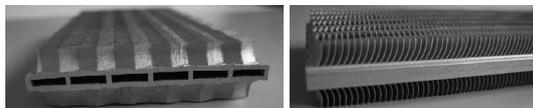


图 1 无接触热阻全铝翅片管传热元件

Fig. 1 Non-contact thermal resistance aluminum finned tube heat transfer components

1 实验方法

在运行工况相同的条件下,测定 LG 窗式空调器(型号是 LW8102)制冷量和功耗以及使用新型冷凝器后窗式空调机器的制冷量和功耗,分析判断新型冷凝器的换热性能以及其替代原机冷凝器的可行性。

1.1 管片式换热器的替代设计

对 LG 窗式空调器(型号是 LW8102)的冷凝器进行替代设计。原机冷凝器结构尺寸为 420 mm × 310 mm × 28.2 mm,其中翅片厚度为 0.093 mm,翅片间距是每英寸 17 片,铜管直径为 6.35 mm,铜管壁厚为

0.28 mm,制冷剂有 4 个流程。

利用 Fluent 软件对无接触热阻全铝翅片管传热元件进行优化设计,优化结果是翅片厚度 0.15 mm,翅片高度 7.9 mm,翅片间距为 2 mm,波纹翅片波峰与波峰之间间距 7 mm,波纹高度 1.1 mm。无接触热阻换热器的整体结构尺寸为 420 mm × 300 mm × 30 mm,传热元件截面尺寸 28.2 mm × 2.8 mm,有 5 个矩形制冷剂流通通道,单个通道高 3 mm,宽 1.5 mm,通道之间壁厚为 0.5 mm,无接触热阻全铝换热器有 4 个制冷剂流程。窗式空调器所用管片式换热器与无接触热阻全铝换热器参数对比如表 1 所示。

表 1 管片式换热器与无接触热阻全铝换热器参数对比

Tab. 1 Comparison of tube-fin and non-contact thermal resistance aluminum heat exchanger

换热器类型	迎风面积/mm ²	空气流通面积/mm ²	换热面积/m ²	芯体体积/m ³	材质
管片式换热器	120000	82226.42	4.836	0.00367	铝 + 铜
无接触热阻换热器	130200	103989.6	3.021	0.00310	铝
比较	8.5%	26.47%	-37.53%	-15.53%	—

由表 1 可知,无接触热阻全铝换热器可以减小体积,节省材料,这有利于降低空调器换热器成本、便于安装运输、节省安装空间。

1.2 实验装置

空调器制冷量实验测试主要有两种方法:房间型量热计法和空气焓差法^[9]。本文采用空气焓差法进行实验测试,根据国标 GB/T 7725—2004《房间空气调节器》搭建实验平台,实验装置结构简图如图 3 所示。

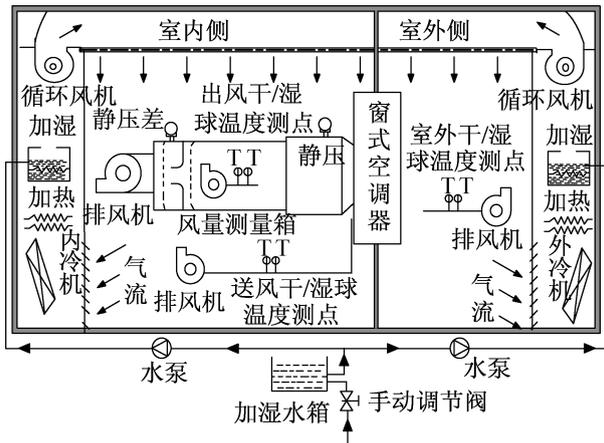


图 2 空气焓差实验装置结构图

Fig. 2 Air enthalpy test device structure

在此实验台上对 LG 窗式空调器(型号是 LW8102)原机和冷凝器使用新型换热器替代的样机进行额定制冷性能对比实验。LG 窗式空调机的铭牌

性能参数如表 2 所示。

表 2 LG 窗式空调机(型号 LW8102)的性能参数

Tab. 2 LG window air conditioners (Model LW8102) performance parameters

额定制冷量/W	额定电压/V	额定频率/Hz
2344	115	50
额定功率/W	额定能效比	制冷剂
740	3.16	R410a/355 [g]

1.3 实验原理

空调器工作在稳定状态后,测量空调器的循环风量及室内机进、出口空气焓值,计算得到制冷量。空气焓值是由空气的干球温度、湿球温度决定的,风量的测量主要采用循环风量测量装置进行。实验工况条件为室内侧的温度是干球(26.7 ± 0.3) °C,湿球(19.4 ± 0.2) °C,室外侧干球(35 ± 0.3) °C,湿球(23.9 ± 0.2) °C^[10]。

使用空气焓值法时,空调器室内侧总制冷量的计算公式为:

$$\Phi = q(h_{a1} - h_{a2})/v_n(1 + d_n)$$

式中:Φ 为室内侧测量的总制冷量, W; q 为空调器室内测点的风量, m³/s; h_{a1} 为空调器室内侧回风空气焓值, J/kg 干空气; h_{a2} 为空调器室内侧送风空气焓值, J/kg 干空气; v_n 为测点处湿空气比容, m³/kg;

d_n 为测点处空气含湿量, kg/kg 干空气。

空调器能效比的计算公式为: $EER = \Phi/P$ 。式中: P 为空调器机组总耗电, W。

2 实验结果及分析

2.1 原机和样机额定制冷性能对比

在相同的毛细管内径和工况条件下, 对 LG 窗式空调器原机与冷凝器使用新型换热器替代的空调器样机进行额定制冷性能对比实验, 实验结果如表 3 和表 4 所示。

由表 3 可知, 样机冷凝器换热面积较原机减小 37.53%, 制冷剂充灌量减小 11.42%, 制冷量反而提

高 3.59%, 能效比 EER 提高 7%。由传热学理论可知, 换热器的换热量与换热面积之间是线性关系, 随着换热面积的增大而增大^[11]。无接触热阻换热器的换热面积比管片式换热器的换热面积减小 37.53%, 制冷量反而提高 3.59%, 这表明无接触热阻换热器的换热性能优于管片式换热器。这是由于无接触热阻全铝换热器翅片与制冷剂通道是一体成型, 没有接触热阻; 而且无接触热阻换热器的翅片是波纹形翅片, 有利于加强冷却空气的扰动, 可以提高冷却空气与翅片间的对流换热能力。所以无接触热阻全铝换热器较管片式换热器的换热能力有很大提高。

表 3 原机与样机制冷性能比较

Tab. 3 Original machine and the prototype cooling performance comparison

空调器类型	毛细管规格 /mm	制冷剂量 /g	空气流量 /(m ³ /min)	制冷量 /W	消耗总功率 /W	能效比 EER
原机	Φ1 × 1050	350	5.76	2132.33	870.5	2.44
样机	Φ1 × 600	310	5.79	2208.87	845	2.61
比较	—	-11.42%	0.52%	3.59%	-2.92%	7%

表 4 原机与样机蒸发器和冷凝器入口、出口的温度

Tab. 4 Evaporator and condenser's inlet, outlet temperature of original machine and the prototype

空调器类型	蒸发器入口温度/℃	蒸发器出口温度/℃	冷凝器入口温度/℃	冷凝器出口温度/℃
原机	13.4	14.2	54.5	43
样机	12.4	16	71.5	45.9

由表 4 可知, 样机蒸发器出入口温差与原机蒸发器出入口温差相差不大, 而样机冷凝器出入口温差与原机出入口温差相差较大。这是因为样机冷凝器的新型无接触热阻换热器的换热性能较管片式换热器有很大提高。

由换热器理论分析可知, 若换热器制冷量 Φ 与换热面积不变, 换热器换热系数提高, 空调器制冷系统蒸发温度会提高, 冷凝温度会降低, 相应的空调器制冷循环会发生变化, 如图 3 所示。理论循环由 1-2-3-4-1 变成了 1'-2'-3'-4'-1', 单位制冷量为 $q_0' = (h_1' - h_4') > q_0$, 单位理论功为 $w_0' = (h_2' - h_1') < w_0$, 制冷系数为 $\varepsilon_0' = (q_0'/w_0') > \varepsilon_0$, 减少了压缩过程耗电, 提高了制冷系统的制冷性能。因此, 样机冷凝器换热面积较原机减小 37.53%, 制冷剂充注量减小 11.42% 时, 空调器机组消耗总功率减小 2.92%, 能效比 EER 提高 7%。

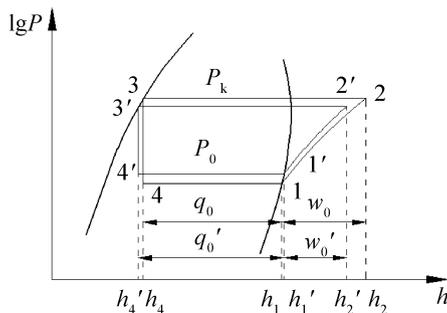


图 3 传热系数提高, 制冷循环变化示意图
Fig. 3 The refrigeration cycle changes with the increase of the heat transfer coefficient

2.2 毛细管规格和制冷剂充灌量对制冷性能的影响

1) 毛细管规格对样机额定制冷性能的影响

由图 4 和图 5 可知, 在实验工况条件下, 样机冷凝器毛细管内径 $d = 1.2$ mm 时, 空调制冷性能最佳,

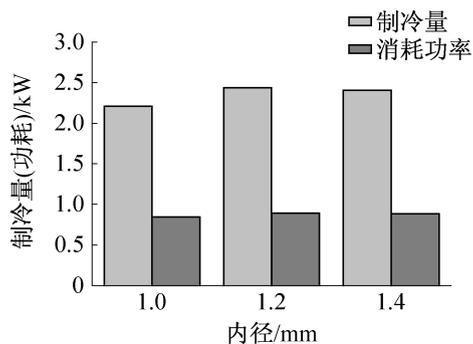


图 4 不同毛细管内径的制冷量和消耗功率对比
Fig. 4 Comparison in cooling capacity and power consumption of different capillary diameter

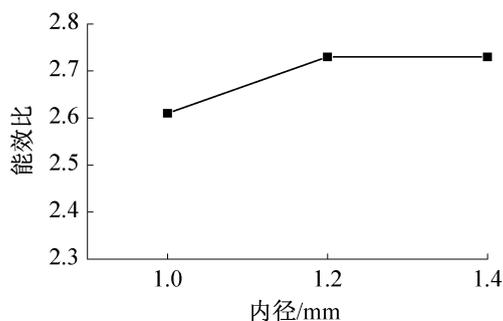


图 5 不同毛细管内径能效比对比
Fig. 5 Comparison in EER of different capillary diameter

制冷量为 2440.5 W, 消耗功率为 891.66 W, 此时能效比 EER 达到 2.73。

由图 6 和图 7 可知, 在实验工况条件下, 毛细管内径一定, $d = 1.2$ mm, 样机冷凝器毛细管长度 $L = 600$ mm 时, 空凋制冷性能最佳, 制冷量为 2027.3 W, 消耗功率为 826.5 W, 能效比 EER 达到 2.45。

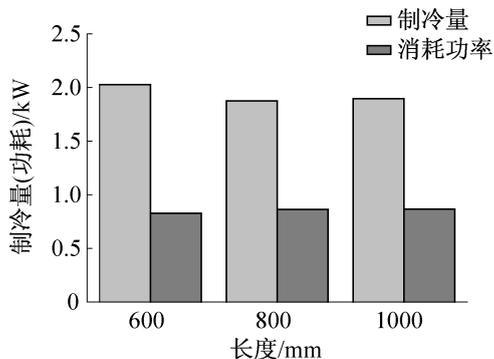


图 6 不同毛细管长度制冷量和消耗功率对比
Fig. 6 Comparison in cooling capacity and power consumption of different capillary length

2) 制冷剂充灌量对样机额定制冷性能的影响

图 8 和图 9 所示给出了随着制冷剂充灌量的变化, 样机制冷量、消耗功率以及能效比的变化规律。当毛细管内径 $d = 1.2$ mm, 长度 $L = 600$ mm 时, 制

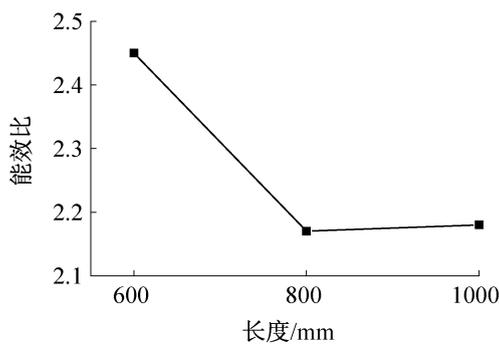


图 7 不同毛细管长度能效比对比

Fig. 7 Comparison in EER of different capillary length

剂充灌量在 $M = 340$ g 时, 样机制冷性能最好, 制冷量为 2148.92 W, 消耗功率为 858.4 W, 能效比达到 2.51。

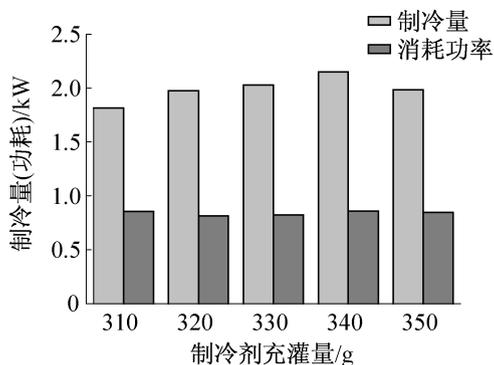


图 8 不同制冷剂充灌量制冷量和消耗功率对比

Fig. 8 Comparison in cooling capacity and power consumption of different refrigerant

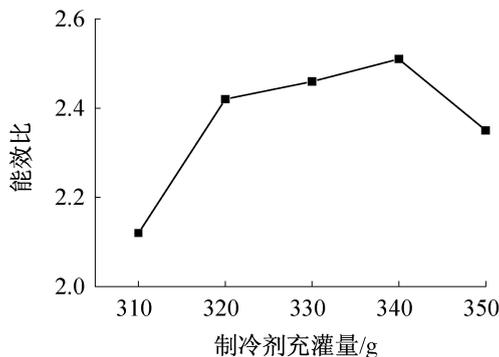


图 9 不同制冷剂充灌量能效比对比

Fig. 9 Comparison in EER of different refrigerant

3 结论

1) 在相同制冷工况条件下, 样机冷凝器换热面积较原机减小 37.53%, 制冷剂灌注量减小 11.42%, 制冷量反而提高 3.59%, 能效比 EER 提高 7%, 表明无接触热阻全铝换热器具有较强的换热能力。

2) 在相同制冷工况条件下, 无接触热阻全铝换

热器窗式空调器的冷凝器毛细管内径 $d = 1.2 \text{ mm}$, 长度 $L = 600 \text{ mm}$, 制冷剂充灌量 $M = 340 \text{ g}$ 时, 样机制冷性能最好。

3) 换热器中铜的成本占家用空调总成本的 15% 左右, 研制成功的全铝无接触热阻全铝换热器为家用空调 Al 代 Cu 提供了技术保障, 可以降低成本, 其高效的传热性能和小型化使得其将成为家用空调换热器理想的替代品。

参考文献

[1] 王瑞, 王义春, 冯朝卿, 等. 空调全铝新型换热器结构优化与性能研究[J]. 北京理工大学学报, 2012, 32(7): 699-704. (Wang Rui, Wang Yichun, Feng Chaoqing, et al. Structural Optimization and Performance Test About Aluminum Heat Exchanger of Air-Condition[J]. Beijing University of Technology, 2012, 32(7): 699-704.)

[2] 张正国, 高学农, 陆应生, 等. 家用及商用空调换热器的铜材替代[J]. 家用电器, 2008(1): 44-45. (Zhang Zhengguo, Gao Xuenong, Lu Yingsheng, et al. Residential and commercial air heat exchanger copper substitution [J]. Household appliances, 2008(1): 44-45.)

[3] 张超, 刘婷, 周光辉. 微通道换热器在制冷空调系统中的应用分析[J]. 低温与超导, 2011, 39(9): 42-47. (Zhang Chao, Liu Ting, Zhou Guanghui. Application analysis for micro-channel heat exchanger in refrigeration and air-conditioning system [J]. Cryogenics and Superconductivity, 2011, 39(9): 42-46.)

[4] 林创辉. 平行流换热器在空调机上的应用研究[J]. 制冷, 2011, 30(4): 1-5. (Lin Chuanghui. Applicable Studies of Parallel Flow Heat Exchanger on Air Conditioner [J]. Refrigeration, 2011, 30(4): 1-5.)

[5] 康盈, 柳建华, 张良, 等. 微通道换热器的研究进展及其应用前景[J]. 低温与超导, 2012, 40(6): 45-48. (Kang Ying, Liu Jianhua, Zhang Liang, et al. The Research Progress and Application Prospect of The Micro-channel Heat Exchanger [J]. Cryogenics and Superconductivity, 2012, 40(6): 45-48.)

[6] 赵新雨, 刘泽勤. 空调制冷行业铝制换热器发展存在的

问题及对策[J]. 绿色科技, 2012(4): 284-286. (Zhao Xinyu, Liu Zeqin. The Problems and Countermeasures of Aluminum Heat Exchanger Development in Air Conditioning and Refrigeration Industry [J]. Green Technology, 2012(4): 284-286.)

[7] 李廷勋, 杨九铭, 曾昭顺, 等. R290 灌注式替代 R22 空调整机能研究[J]. 制冷学报, 2010, 31(4): 31-34. (Li Tingxun, Yang Jiuming, Zeng Zhaoshun, et al. Experiment on R290 Substituting for R22 in A Room Air-conditioner [J]. Refrigeration Technology, 2010, 31(4): 31-34.)

[8] 王义春, 杨英俊, 姚仲鹏. 整体式无接触热阻散热器传热元件的研究[J]. 车用发动机, 2002(6): 41-43. (Wang Yichun, Yang Yingjun, Yao Zhongpeng. Integral Non-contact Thermal Resistance of The Radiator Heat Transfer Components [J]. Vehicle engines, 2002(6): 41-43.)

[9] 王文治, 李芳, 彭飞. 空气焓差法测量空调制冷量的影响因素分析[J]. 制冷与空调(四川), 2012(4): 385-387. (Wang Wenzhi, Li Fang, Peng Fei. Analysis of Influencing Factors on Air Conditioners by Air Enthalpy Test [J]. Refrigeration and Air Conditioning (Sichuan), 2012(4): 385-387.)

[10] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局中国国家标准化委员会. GB/T 7725-2004 房间空气调节器, 中华人民共和国国家标准[S]. 北京: 中国标准出版社, 2004.

[11] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 第四版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 459-462.

通信作者简介

王义春, 男(1963-), 副教授, 博士生导师, 北京理工大学机械与车辆学院, (010) 68949859, E-mail: wych@bit.edu.cn. 研究方向: 动力机械系统工程与控制理论。

About the corresponding author

Wang Yichun (1963 -), male, Associate Professor, School of Mechanical and Vehicle, Beijing Institute of Technology, 010-68949859, E-mail: wych@bit.edu.cn. Research fields: Power Machinery Systems Engineering and Control Theory.