

冰箱风冷式冷凝器与箱壁式冷凝器能耗对比 实验研究

庄友明 张驰

(集美大学轮机工程学院, 厦门 361021)

摘要: 把翅片风冷式冷凝器和铝制平行流冷凝器分别并联到两台相同型号的箱壁式冷凝器冰箱制冷系统, 利用阀门转换装置, 实现不同结构形式冷凝器在同一制冷系统中的切换, 从而对箱壁式冷凝器冰箱和风冷式冷凝器冰箱能耗分别进行测试和分析比较。结果显示: 装有风冷式冷凝器的样机冰箱比自然冷却箱壁式冷凝器冰箱节省电耗约 15%, 从而验证在冰箱系统中风冷式冷凝器比箱壁式冷凝器更节能。

关键词: 冰箱; 冷凝器; 能耗

DOI: 10.16711/j.1001-7100.2016.06.018

The experimental research on energy consumption comparison between air-cooled condenser and hot-wall condenser of refrigerator

Zhuang Youming Zhang Chi

(Jimei University, Xiamen 361021, China)

Abstract: The air cooled finned tube condenser and parallel-flow type condenser were installed respectively in two same type refrigerators which were equipped with hot-wall condenser. The refrigerator performance combined with different kind of condenser by control a switch valve. The energy consumption between air cooled condenser and hot-wall condenser were tested and analyzed. The test results show that the refrigerator used air cooled condenser saves power by 15% than the refrigerator used hot-wall condenser. This further demonstrates that air cooled condenser is much better than hot-wall condenser in refrigerator energy saving.

Keywords: Refrigerator, Condenser, Energy saving

1 引言

冰箱作为最普遍的家用电器,一直是每户家庭最主要的耗电因素。考虑到环境温度、内部存储食物以及冰箱使用次数(即开关门次数),一般家用双开门(或三开门)所使用的冰箱耗电量大约在 1.5 度/每天浮动。根据中国电冰箱产业市场深度调研及发展前景咨询报告指出,2015 年国内冰箱保有量将达到 3.25 亿台,全国家用冰箱每年耗电达千亿度。随着国家经济发展,冰箱市场未来潜力巨大,因此,冰箱的节能优化对节能减排有着极大的促进作用。

本文通过对家用冰箱风冷式冷凝器的设计选型,提出相应的实验样机改造方案,规划试验样机制冷系统原理图,对样机进行改造。1#样机冰箱

加装翅片管风冷式冷凝器;2#样机冰箱加装平行流冷凝器,通过加装截止阀装置实现风冷式冷凝器与箱壁式冷凝器在同一台冰箱制冷系统中的切换。通过实验测试验证风冷式冷凝器的节能效果。

2 冰箱冷凝器性能对比实验台介绍

冰箱冷凝器性能对比试验台主要是用于分别进行箱壁式冷凝器、铝制平行流冷凝器以及风冷翅片管冷凝器的家用冰箱样机测试。

本实验台以普通家用冰箱作为改造基础,为某品牌型号 BCD-211TC(三开门)。尺寸 556mm × 570mm × 1740mm(长 × 宽 × 高)。控制及制冷方式为机械直冷式,制冷剂采用 R600a。压缩机采用东贝 LM68CY 型号,其性能参数见表 1。

收稿日期: 2016-03-28

基金项目: 福建省自然科学基金项目(2013J01199)。

作者简介: 庄友明(1958-),男,教授,主要从事小型制冷装置的节能减排技术研究。

表 1 压缩机相关参数

Tab.1 The parameters of compressor

型号	电压/V	频率/Hz	冷却方式	汽缸容积/cm ³	制冷量/W	COP/(W/W)
LM68CY	220—240	50	S	6.8	120	1.84

注: 其测试工况执行 ASHRAE 标准^[1]。

根据实验目的以及对实验台的要求,对冰箱样机进行相应的改造处理。下图为冰箱制冷系统改造原理图。

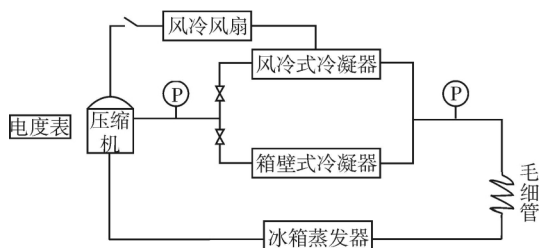


图 1 冰箱制冷系统改造原理图

Fig.1 The schematic diagram of refrigerator refrigeration system

改造说明: (1) 基于同一冰箱,加装风冷式冷凝器(1#样机冰箱加装翅片管风冷式冷凝器;2#样机冰箱加装风冷平行流冷凝器)。风冷式冷凝器的风冷风扇与压缩机进行电动联锁。(2) 风冷式冷凝器和箱壁式冷凝器入口处分别装有截止阀,从而进行冷凝器结构形式的转换,以获得因冷凝器结构形式的不同对冰箱制冷系统的影响效果。(3) 在冰箱制冷系统冷凝器模块入口处和出口处分别加装压力表,通过比对出、入口处的压力表数值,得出每种结构形式的冷凝器压降。

改造后的实样照片见图 2。



图 2 实验样机照片

Fig.2 The photos of the experimental prototype

注: 1#为翅片管风冷式冷凝器改造样机;2#为平行流冷凝器改造样机。

3 冰箱冷凝器的设计选型与制作

3.1 风冷式翅片管冷凝器设计选型

针对本文选用的家用冰箱规格,风冷式翅片管冷凝器宜选择 $\Phi 10\text{mm} \times 0.5\text{mm}$ 的紫铜管作为传热管,翅片选用厚度为 $\delta_f = 0.15\text{mm}$ 的整张波纹型铝套片。翅片间距取 2mm ,迎风面上传热管中心距为 25mm ,管簇排列采用正三角形叉排^[2]。

根据 BCD-211TC 型号冰箱压缩机运行工况 (ASHRAE 标准),利用 R600a 的压-焓图 (如图 3),得出该型号冰箱冷凝器总热负荷: $Q_k = 185.2\text{W}$ 。

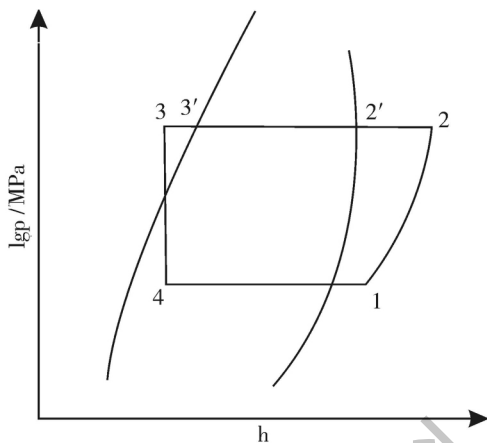


图 3 制冷系统压焓图

Fig. 3 The logP-h drawing of the refrigeration system

以翅片管风冷式冷凝器外表面为基准的冷凝器总传热系数^[3]为:

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ki}} + \frac{\alpha_{of}}{a_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{a_{of}}{a_m} + r_0 + r_b + \frac{1}{\alpha_{of} \cdot \eta_0}} \quad (1)$$

式中 α_{of} : 空气侧表面传热系数, $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{C}$; α_{ki} : R600a 在管内凝结的表面传热系数, $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{C}$; a_i : 每米管长管内面积, m^2/m ; a_{of} : 每米管长翅片侧总面积, m^2/m ; a_m : 紫铜管每米管长平均面积, m^2 ; δ : 翅片厚度, mm ; η_0 : 翅片管表面效率; λ : 紫铜管热导率^[3] (取 $\lambda = 393\text{W}/(\text{m} \cdot \text{C})$); r_b : 管壁与翅片间接触热阻^[3] (取 $r_b = 0.004\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$); r_0 : 空气侧污垢热阻^[3] (取 $r_0 = 0.0001\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)。计算得 $K_0 = 30.57\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C})$ 。

翅片管风冷式冷凝器内外两种换热介质的对数平均温差 θ 由冷凝器进出口空气温度和进出口

制冷剂温度决定,经济温差范围一般控制在 $12 \sim 20\text{C}$ 之间。本设计实例选取 $\theta = 18\text{C}$,由传热学

$$\text{基本公式}^{[4]}: A = \frac{Q}{K\theta} \quad (2)$$

得风冷式翅片管冷凝器所需换热面积为 $A = 0.337\text{m}^2$ 。

依据前文对风冷式翅片管冷凝器的选型设计,制作冷凝器样品。因翅片管风冷式冷凝器制作技术较为成熟,本文不做过多阐述。

3.2 冰箱平行流冷凝器的结构设计及成品制作

平行流冷凝器是由数根多孔扁管与两根集流管组成。扁管内部孔道采用平行微通道结构,其内部孔径相当狭小,因此传统风冷式冷凝器传热计算公式并不适用。

对于冰箱平行流冷凝器,换热计算应按冷凝器内部制冷剂工质状态分区分段进行。

3.2.1 平行流冷凝器结构设计

(1) 空气侧换热模型

由于空气侧百叶窗翅片的特殊结构,应采用传热因子 j 公式^[5] 计算空气侧换热系数:

$$\alpha_0 = j \times Re_a \times Pr_a^{1/3} \times \lambda_a / P_{f0} \quad (3)$$

式中 j : 传热因子; Re_a : 空气侧雷诺数; Pr_a : 空气侧普朗特数; λ_a : 空气导热系数, $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{C}$; P_{f0} : 百叶窗间距, m 。

j 因子关联式^[5] 为:

$$j = Re_a^{-0.49} \times \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.27} \times \left(\frac{S_f}{P_{f0}}\right)^{-0.14} \times \left(\frac{h_f}{P_{f0}}\right)^{-0.29} \times \left(\frac{w_0}{P_{f0}}\right)^{-0.23} \times \left(\frac{l_l}{P_{f0}}\right)^{0.68} \times \left(\frac{z}{P_{f0}}\right)^{-0.28} \times \left(\frac{d_f}{P_{f0}}\right)^{-0.05} \quad (4)$$

式中 θ : 百叶窗角度, $^\circ$; S_f : 翅片间距, m ; h_f : 翅片高度, m ; w_0 : 扁管宽度, m ; l_l : 百叶窗长度, m ; z : 扁管间距, m ; d_f : 翅片厚度, m 。

(2) 制冷剂侧过热区传热系数

制冷剂在过热区以气态存在,其 $Re > 2330$, 因此可作为紊流状态考虑。换热系数可依据 Dittus-Boelter 微小通道内对流换热关联式^[6] 计算:

$$Nu_{ui} = \frac{\alpha_i \cdot d_i}{\lambda_i} = 0.023 Re_{ei}^{0.8} \cdot Pr_{ri}^{0.3} \quad (5)$$

式中 μ_i 为流体的动力粘度; λ_i 为导热系数; c_{pi} 为定压比热; d_i 为扁管内侧水力直径。

(3) 制冷剂侧两相区传热系数

制冷剂侧两相区换热系数可依据 Shah 关联

式^[6]计算:

$$\alpha_{TP} = \alpha_i \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr_i^{0.38}} \right] \quad (6)$$

其中 α_{TP} 为两相区换热系数; α_i 为饱和液体状态换热系数; x 为任一瞬时两相区干度; Pr_i 为饱和液体制冷剂的普朗特数。

(4) 制冷剂侧过冷区传热系数

针对 R600a 液体在扁管微通道内的流动, 宜采用 Bruno Agostini, et al. 推荐利用 Petukhov - Popov 修正后的换热关联式^[6]:

$$Nu = \frac{\alpha_r D_{hr}}{\lambda_r} = \frac{Re_r Pr_r (f_r/8)}{1.07 + 12.7 \sqrt{f_r/8} (Pr_r^{2/3} - 1)} \quad (7)$$

平行流冷凝器结构设计思路是以 R600a 制冷剂在冷凝器流动方向上的焓差划分微元体。基于空气侧和制冷剂侧能量守恒方程求解制冷剂出口状态和微元出风状态。通过对微元积分迭代求解, 从而求出平行流冷凝器传热系数, 并确定冷凝器的扁管长度。

采用 EES(工程求解器) 软件^[7], 计算相应平行流冷凝器结构参数如下表:

表 2 平行流冷凝器主要结构参数

Tab.2 The main structure parameters of parallel-flow condenser

参数名称	参数值
翅片高度 h_f /mm	8
翅片间距 S_f /mm	1.3
翅片宽度 W_f /mm	12
翅片厚度 d_f /mm	0.12
百叶窗间距 P_l /mm	1.3
百叶窗长度 l_l /mm	6.8
百叶窗角度 $\theta/^\circ$	27
扁管宽度 W_0 /mm	12
扁管高度 H_0 /mm	1
微通道数 n	10
扁管内孔高度 h_{ii} /mm	0.6
扁管内孔宽度 w_{ii} /mm	0.6
扁管数/流程	2 2 2 2 2 1
扁管长度 L /mm	100
冷凝器长度 L /mm	120
冷凝器宽度 W /mm	12
冷凝器高度 H /mm	150
实际空气侧总传热面积/ m^2	0.194

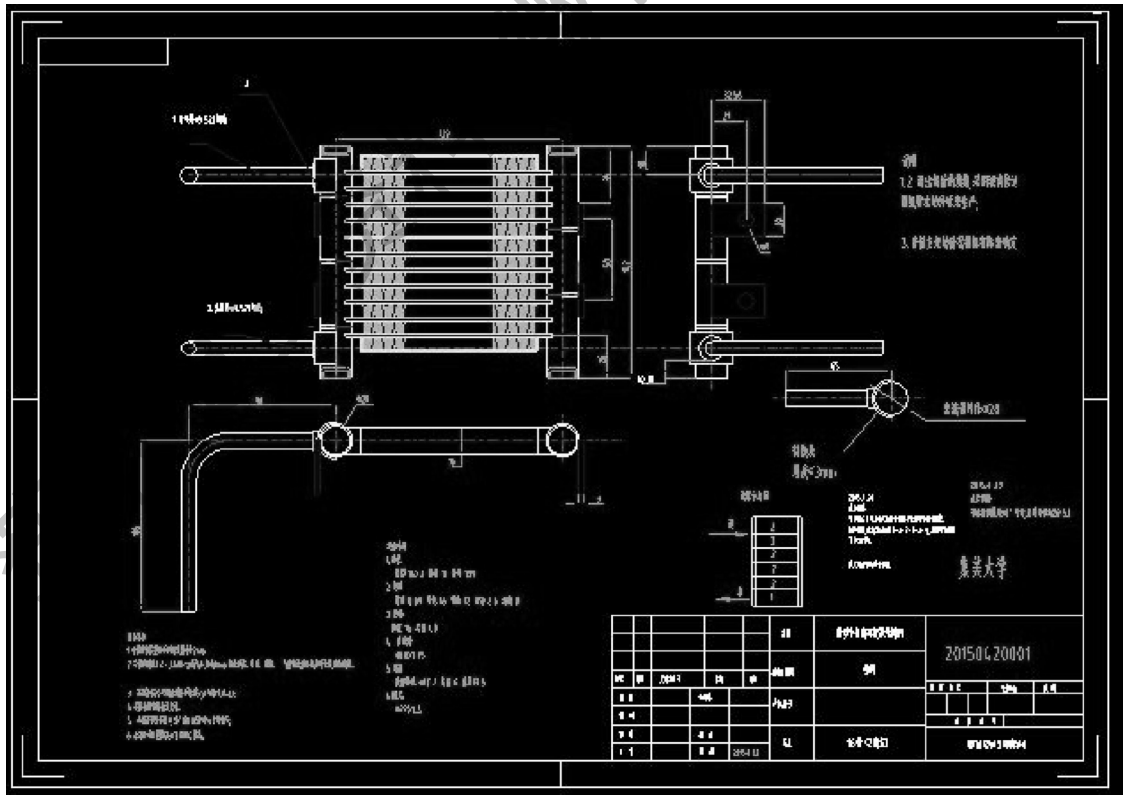


图 4 平行流冷凝器制作图

Fig.4 The CAD drawing of the parallel flow condenser

3.2.2 平行流冷凝器成品制作

根据计算出的冰箱用平行流冷凝器的相关结构尺寸数据,利用计算机绘图软件 AutoCAD 2013 版本绘制相关图纸,如图 4。

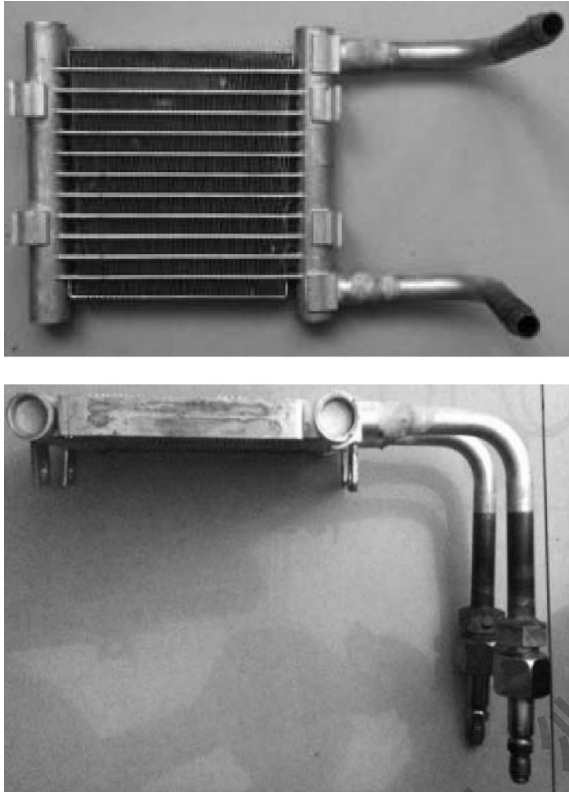


图5 用于对比测试的平行流冷凝器实物照片

Fig.5 The photos of parallel flow condenser for comparison test

平行流冷凝器工艺制作技术的具体要求:

- (1) 芯体炉钎焊整形后对角线差小于 2mm。
- (2) 芯体内通以 3.4 ~ 3.6MPa 的气压,保持 3min 应无泄露、变形、破损。气密性试验后应及时干燥,以防腐蚀。
- (3) 平行流冷凝器在 20℃ 时,泄漏量不超过 5g/年(R134a)。
- (4) 芯体表面喷黑色亚光漆。
- (5) 平行流冷凝器进出口端封口,出厂充 0.05MPa 干燥氮气。
- (6) 未注尺寸公差按 GB/T1804 标准执行。

图5 为按设计图纸加工制作的平行流冷凝器样机。

4 冰箱冷凝器性能对比实验研究

经改造后,加装风冷式冷凝器的家用冰箱样机测试工况采用以下工况:

表3 ASHRAE 标准测试工况

Tab.3 The standard test condition of ASHRAE

测试工况	ASHRAE 标准
蒸发温度	-23.3℃ (由压力换算)
吸气温度	32.0℃
环境温度	32.0℃

实验步骤:

(1) 把两台冰箱放置在装有空调设备的隔热小室内,以保证测试的环境温度恒定。

(2) 第一阶段:两台冰箱分别以箱壁式冷凝器作为冷凝装置运行,以两周(14天)作为测试时间段,记录运行开始时间的电度表数值和运行结束时间的电度表数值。测试期间禁止开启冰箱冷藏室、冷冻室门,防止额外负荷进入。

(3) 第二阶段:调整截止阀装置,使两台冰箱分别以翅片管风冷式冷凝器和平行流冷凝器运行,以14天作为测试时间段,记录运行开始时间的电度表数值和运行结束时间的电度表数值。测试期间,同样禁止开启冰箱冷藏室、冷冻室门,防止额外负荷进入。每隔七天记录风冷式冷凝器(翅片管式和平行流式)前后压力表数值。

实验数据见表4:

表4 1#样机(箱壁式冷凝器)耗电实验数据

Tab.4 The experimental data of No. 1 prototype for consuming power

测试时间	1#样机(箱壁式冷凝器)电度表 /kW·h	2#样机(箱壁式冷凝器)电度表 /kW·h
2015年7月4日9时	120	102
2015年7月11日9时	125.5	107.2
2015年7月18日9时	130.5	111.9

表5 2#样机(强对流风冷式冷凝器)耗电实验数据

Tab.5 The experimental data of No. 2 prototype for consuming power

测试时间	1#样机(风冷翅片管式)电度表 /kW·h	2#样机(风冷平行流式)电度表 /kW·h
2015年7月18日9时5分	130.6	111.9
2015年7月25日9时5分	134.1	116.2
2015年8月1日9时5分	139.4	120.3

表 6 第二阶段 1#样机(翅片管风冷式)与 2#样机(平行流式)冷凝器前后压力值
Tab.6 The pressure value of the condenser both finned tube and parallel flow during second stage

		2015 年 7 月 18 日 9 时 5 分	2015 年 7 月 25 日 9 时 5 分	2015 年 8 月 1 日 9 时 5 分
电度表		130.5	134.1	139.4
1# 样机	冷凝器入口处压力/MPa	0.59	0.59	0.59
	冷凝器出口处压力/MPa	0.58	0.58	0.57
	冷凝器压降/kPa	10	10	16
电度表		111.9	116.2	120.3
2# 样机	冷凝器入口处压力/MPa	0.55	0.56	0.55
	冷凝器出口处压力/MPa	0.52	0.53	0.52
	冷凝器压降/kPa	31	25	27

5 结论

本文通过介绍家用冰箱制冷系统中冷凝器的结构形式,分别对自然对流箱壁式冷凝器、翅片管风冷式冷凝器以及平行流冷凝器的试验样机进行家用冰箱制冷系统进行能耗对比。

(1) 1#样机风冷翅片管式比箱壁式冷凝器节省电耗 15%,而 2#样机的平行流冷凝器比箱壁式冷凝器节省电耗也是 15%。

(2) 1#样机风冷翅片管式冷凝器比 2#样机平行流冷凝器的阻力压降要小很多。

由此可见,在家用冰箱领域,风冷式冷凝器取代箱壁式冷凝器,在经济节约上具有较大优势。

参考文献

- [1] American Society of Heating, Refrigerating and Air – Conditioning Engineers, Inc. 《ASHRAE 标准 62 – 1989》.
- [2] 张驰,庄友明. 冰箱冷凝器的节能效应及热力分析[J]. 制冷, 2014, 33(4): 77 – 81.
- [3] 吴业正. 小型制冷装置设计指导[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [4] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [5] Chang Y J, Wang C C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(3): 533 – 544.
- [6] 汪敏,吴俊云,方亮. 多元平行流式冷凝器的仿真优化[J]. 流体机械, 2010, 38(9): 79 – 82.
- [7] 张驰,庄友明. 平行流冷凝器在冰箱制冷系统中的应用研究[J]. 低温与超导, 2015, 43(9): 87 – 92.

(上接 65 页)

参考文献

- [1] 金苏敏,赵之海,岳海兵. 利用家用空调器的冷凝水冷却冷凝器的研究[J]. 流体机械(增刊), 2002, 127 – 129.
- [2] 陈恩,史敏,郭建,等. 利用空调冷凝水冷却冷凝器节能效果的分析[J]. 制冷与空调, 2004(4): 75 – 77.
- [3] 张桃,肖洪海,谭成斌. 小型分体式空调器冷凝水利

- 用与节能实验探索与研究[J]. 制冷与空调, 2006(2): 1 – 4.
- [4] 沈达,罗卫东,刘晶茹,等. 超声波雾化空调冷凝水冷却换热器装置的研究[J]. 山西建筑, 2014, 24: 129 – 130.
- [5] 姬利明,祁影霞,欧阳新萍. 家用空调冷凝水节能利用探讨[J]. 低温与超导, 2011(5): 53 – 57.