

冰箱微通扁管冷凝器的热力仿真

刘冈云¹ 黄昌华² 刘迎文¹

(1. 西安交通大学 能动与动力工程学院 热流科学与工程教育部重点实验室, 陕西 西安 710049;
2. 徐州空军学院, 江苏 徐州 221000)

摘要 本文提出了一种用于冰箱或冰柜系统的扁管式冷凝器的结构设想, 建立了现有板管式和新型扁管式冷凝器的数理模型, 并基于有限差分法和等效热阻法分别编写了相应的热力仿真程序, 对两种冷凝器的热力性能进行了详细的比较分析。结果表明: 新型扁管式冷凝器的散热性能比现有板管式提高大约 25%, 具有使冰箱系统的能效比进一步提高的潜能。另外, 本文还深入研究了扁管孔数、扁管孔径、扁管宽度、制冷剂流量等参数对扁管式冷凝器散热特性的影响规律, 发现制冷剂流量和扁管宽度是影响扁管式冷凝器散热性能的两个重要因素, 对未来扁管式冷凝器的优化设计提供了必要的理论基础。

关键词 微通扁管; 冷凝器; 热力仿真; 冰箱

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2012)09-1471-04

Thermal Simulation of Micro-channel Flat tube Condenser for Refrigerator

LIU Gang-Yun¹ HUANG Chang-Hua² LIU Ying-Wen¹

(1. MOE Key Laboratory of Thermal-Fluid Science and Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. Xuzhou Air Force College, Xuzhou 221000, China)

Abstract A new idea that micro-channel flat tube condenser could be used to household refrigeration system has been provided. In order to validate it feasible, the physical models and programs of hot-wall condenser and micro channel flat tube condenser have been built and developed respectively in this paper, based on finite difference method (FDM) and equivalent thermal resistance method. The thermal performance of two kinds of condensers has been analyzed and compared with each other in detail. The result has shown that new flat tube condenser could increase the heat rejection which was more than that of hot-wall condenser about 25 percent, and it could further improve the refrigerator's EER. Otherwise, the influence of pore number, pore diameter, flat tube width, plate thickness and refrigerant flow rate on the heat rejection performance of flat tube condenser has been studied in detail. It was found that refrigerant flow and flat tube width have been the important factors which influence the heat rejection performance of flat tube condenser. This paper could provide the theoretical base on optimal design of flat-tube condenser.

Key words micro-channel flat tube; condenser; thermal simulation; refrigerator

0 引 言

微通道换热器, 通常是指换热管当量直径为 10~1000 μm 的换热器。微通道换热器的传热机理和常规尺度的换热器有所不同, 通道内表面粗糙度、流体黏性以及流道几何形状都对换热有重要的影响。国内外对于微通道换热器的理论研究主要集中在管内换热系数和制冷剂流动压降等方面^[1]。目前, 微通道换热器主要应用于电子器件冷却、汽车空调等, 在家用空调系统上的应用也在研究评估之中^[2], 但在冰箱或冰柜上的应用还未见涉及。本文基于进一

步改善空气侧换热性能的研究设想, 提出将微通扁管应用于冰箱冷凝器的结构设想, 称之为微通道扁管式冷凝器。由于冰箱冷凝器的主要热阻在空气侧, 如何降低和改善空气侧的热阻是提升冰箱冷凝器性能的关键, 所以, 冰箱冷凝器中引入微通扁管主要是利用其与散热背板的接触面积较大的优势, 来提高散热背板的平均温度, 从而进一步改善空气侧的换热性能, 进而提高冰箱的能效比, 实现制冷系统的节能需求。

收稿日期: 2012-03-10; 修订日期: 2012-08-11

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No.51076119); 重点实验室基金资助项目 (No.ZD201003)

作者简介: 刘冈云 (1987-), 男, 硕士研究生, 主要从事强化换热技术的机理分析及工程应用研究。通信作者: 刘迎文, 副教授, ywliu@mail.xjtu.edu.cn or ywliu76@gmail.com.

为了深入分析研究新型扁管式冷凝器在冰箱制冷系统的应用可行性及其热力性能的主要影响因素和影响规律, 本文基于有限差分法和等效热阻法, 分别对现有板管式冷凝器和新型扁管式冷凝器建立了数理模型, 并采用 Fortran 语言与 VB 语言混合编程的方法分别编写了相应的热力仿真程序, 重点对扁管式冷凝器的扁管孔数、扁管孔径、扁管宽度、制冷剂流量等参数对冷凝器热力性能的影响规律进行了分析研究, 同时也对这两种冷凝器的热力性能进行了比较分析, 进一步验证本文所提出的扁管式冰箱冷凝器的应用可行性。

1 两种冷凝器的数理模型

现有板管式和新型扁管式冷凝器的结构及计算微元段的选取方式如图 1 所示, 为了更好地对两种冷凝器的热力性能作出更加合理的比较, 本文规定了换热管的长度和散热背板的宽度与厚度均一致的结构设计条件, 并沿着制冷剂的流动方向将冷凝器分成若干计算单元, 每个单元的长度为 Δz 。

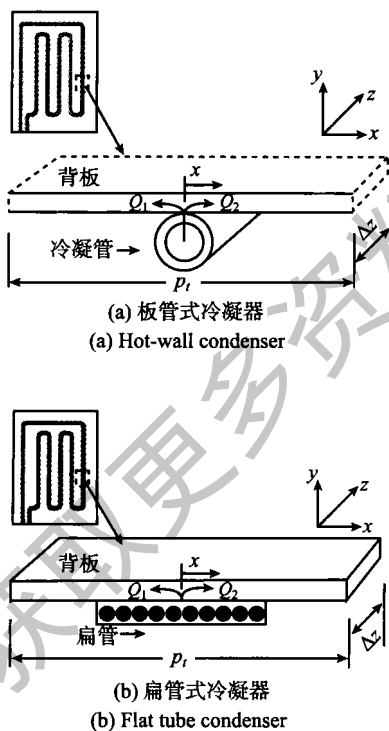


图 1 冷凝器微元段结构示意图
Fig. 1 Structural schematic of condenser's element

为了更好地抓住主要因素, 同时简化计算, 本文做出如下几点假设 [3]:

1) 对于冷凝管外的冰箱背板, 视为一种强化翅片, 其内部为一维传热, 如图 2 所示;

2) 在选取的一个微元段之中垂直于换热管方向的导热系数是恒定不变的;

3) 忽略透过隔热层向冰箱内部的漏热量, 故冰箱背板的内侧为绝热边界条件;

4) 由于换热管与钢板的接触热阻很小, 认为与扁管接触的钢板温度与换热管的温度一致。

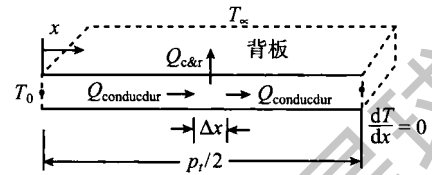


图 2 微元段内热量传递示意图
Fig. 2 Schematic of heat transferring in an element

2 冷凝器的热力性能研究

2.1 不同制冷剂流量下, 两种冷凝器的性能比较

在保证其它参数不变的前提下, 只改变制冷剂流量, 分别研究了制冷剂流量对两种冷凝器热力性能的影响规律, 并进行热力性能比较。

图 3 所示为两种冷凝器的散热量随制冷剂质量流量变化的规律。由图可知, 随着制冷剂质量流量的增加, 两种冷凝器的换热量都呈现出先急剧增大, 后基本保持不变的趋势。因为制冷剂流量增大时, 即制冷剂流速增大, 导致制冷剂的热边界层减薄, 与管壁间的换热热阻减小而换热加强, 从而管壁温度有所升高, 即增大了管壁与周围空气的传热温差。所以冷凝器的换热量随制冷剂流量的增加而增加。但是制冷剂热边界层的减薄是有限度的, 当热边界层达到最小值后, 制冷剂的热边界层不再减小或者减小的幅度非常小, 所以冷凝器的散热量也不再增大, 基本趋于平衡。

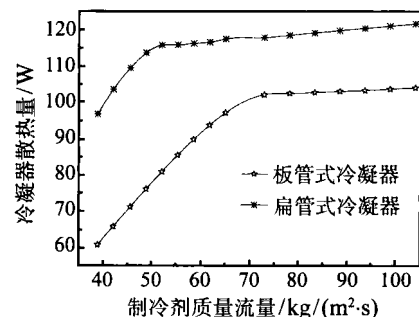


图 3 散热量随制冷剂流量的变化
Fig. 3 Heat rejection vs refrigerant flow rate

通过比较图 3 中的两条性能曲线可知, 在制冷剂流量相同时, 扁管式冷凝器的换热量均大于板管

式冷凝器。根据文献 [4] 分析, 由于扁管式冷凝器中换热管与冰箱壁板之间是面接触, 而板管式冷凝器中换热管与冰箱壁板的接触是线接触, 可见, 在换热管长度、制冷剂入口状态及周围环境状态等条件相同的条件下, 扁管式冷凝器从制冷剂到环境的传热总热阻小于板管式冷凝器, 因此, 对于任一相同的制冷剂流量, 扁管式冷凝器的散热性能会明显大于板管式冷凝器。

另外, 由图 3 还可以看出, 扁管式冷凝器的散热量达到最大值时的制冷剂流量小于板管式冷凝器。扁管式冷凝器散热量比板管式冷凝器增大的比例随制冷剂流量的增大而减小, 当制冷剂流量增大到一定程度时, 这一比例达到最小值并保持不变。这是由于扁管式冷凝器中制冷剂流动通道的直径 (即扁管孔径) 仅为板管式冷凝器中换热管直径的五分之二, 所以当制冷剂的流量增大时扁管式冷凝器换热管内的制冷剂热边界层减小得更快, 更容易达到最小热边界层厚度, 从而能够比板管式冷凝器更快达到散热量的最大值。同时, 由于扁管式冷凝器在较小流量时就能达到散热量的最大值, 而板管式冷凝器的换热量还在继续随着制冷剂流量的增大而增加, 于是就出现了图 3 所示的现象, 这一情况可以理解为在本文选取的制冷剂流量 (目前冰箱常用的制冷剂流量) 范围内, 扁管式冷凝器对于制冷剂流量的变化更不敏感, 更能适用于变工况条件下的冰箱工作需求。

扁管式冷凝器达到最大散热量时, 制冷剂流量比板管式减小 28.6%, 并且比相同工况下的板管式冷凝器的最大散热量提高 16% 以上。采用扁管式冷凝器后, 冰箱中制冷剂的充灌量可以大大减少, 使压缩机的功耗降低。可见, 该扁管冷凝器具有增大制冷量和降低功耗的作用, 同时具有提高冰箱制冷系统的能效比 (EER) 的潜力; 或者制冷量相同时, 减小换热管长度, 降低冰箱生产成本。

2.2 扁管式冷凝器关键结构参数的分析

在只改变单一参数的情况下, 探究了扁管孔数、扁管孔径、扁管宽度、散热背板厚度等参数对扁管式冷凝器换热性能和热力参数的影响规律。

图 4 为冷凝器散热量随扁管孔数的变化规律。由图可知, 当保持扁管的宽度不变时, 随着微通道孔数的逐渐增加, 冷凝器的散热量也逐渐增加, 但增加的幅度相对较小, 这进一步说明了冰箱冷凝器的主要热阻在空气侧, 改变孔数, 虽然进一步提升了管内的换热系数, 但对总体热阻影响较小, 所以, 冷凝器的换热量增加幅度较小。

图 5 为冷凝器散热量随散热背板厚度的变化规律。由图可知, 在其它参数保持不变的前提下, 随着

冰箱散热背板厚度的增加, 冷凝器的换热量也略有增加, 但增加的幅度很小, 这进一步说明了冰箱冷凝器的热阻主要在空气侧, 改变冰箱背板厚度, 相当于增加了肋片的厚度, 但对总体热阻影响较小, 当背板的厚度从 1 mm 增加到 4 mm 时, 总的换热量只有 0.096% 的增幅, 这就说明若想通过增加换热板厚度的方式来增强换热性能是不可行的。

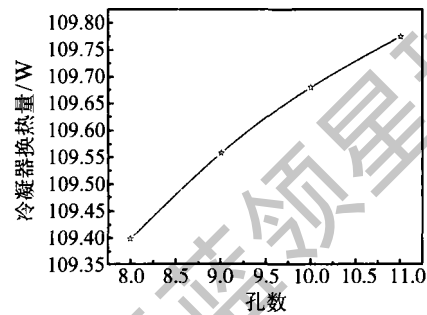


图 4 散热量随扁管孔数的变化
Fig. 4 Heat rejection vs pore number

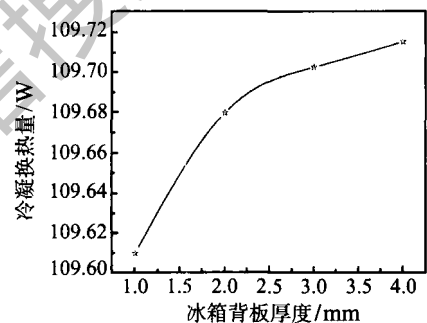


图 5 散热量随背板厚度的变化
Fig. 5 Heat rejection vs plate thickness

图 6 和图 7 分别为冷凝器散热量随扁管宽度和扁管孔径的变化规律。由图可知, 随着扁管孔径和扁管宽度的增大, 冷凝器的换热量都有所增加, 但是扁管孔径增加了 25% 时冷凝器的换热量仅增加了 0.19%。在扁管宽度仅为 2 mm, 通孔数为 1 时 (相当

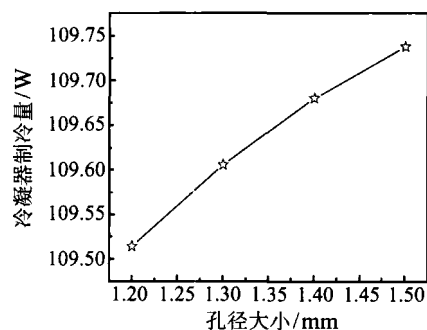


图 6 散热量随扁管孔径的变化
Fig. 6 Heat rejection vs pore diameter flat tube

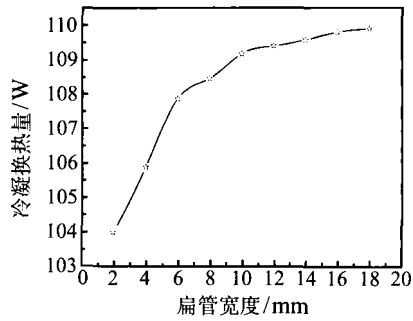


图7 散热量随扁管宽度的变化

Fig. 7 Heat rejection vs flat tube width

注: 扁管宽度的变化伴随着孔数的变化, 即 2 mm 宽度对应 1 孔, 4 mm 对应 2 孔, 6 mm 对应 4 孔, 依次类推

于冷凝管同背板接触线为 2 mm 的板管式冷凝器), 制冷量为 103.97 W。当扁管宽度增加到 12 mm 时, 制冷量为 109.37 W, 制冷量增大了 5.2%。这说明, 冷凝器的换热热阻主要在管外空气侧, 由板管冷凝器改为扁管冷凝器后换热效果的提高是十分可观的。而从 12 mm 增加到 18 mm 后冷凝器的换热量只有 0.45% 的提升, 这说明若想通过增大扁管宽度的途径进一步增大换热效果是没有必要的。

3 新型扁管式冷凝器的结构设想

尽管新型扁管式冷凝器较现有板管式的散热性能有较大改善, 但扁管结构同样也存在一些现实使用弊端, 例如, 无法做到板管的长尺寸散热管任意弯曲布置的优势。如果考虑类似于板管的蛇形布置, 将势必需要增加多余的 U 型连接件, 这不利于工程实用。但由前文的结论可知, 扁管在较小流量下实现板管的大流量散热性能的性能优势, 这大大确保了并行分流冷凝的结构设想的可行性。为此, 本文提出了微通道扁管冷凝器的并行分流冷凝的结构形式, 仅采用上下两根集液管即可轻松实现扁管凝

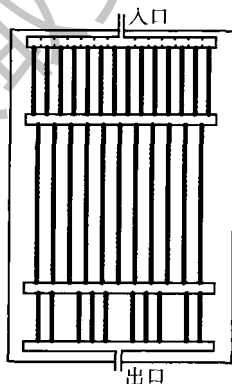


图8 非均匀、并行分流冷凝器的结构示意图

Fig. 8 Structural schematic of condenser with non-uniform, parallel distribution flow

器的工程应用需要。

另外, 考虑到制冷剂在冷凝过程中, 其比容和流速逐渐降小, 这势必会影响末端的换热能力。为此, 本文在并行分流冷凝的基础上, 提出非均匀通道布置形式, 如图 8 所示, 即根据流体比容的变化趋势来设计和选择换热管的结构尺寸, 从过热区到两相区再到过冷区通道数逐渐减少, 在满足散热需求的同时, 进一步改善了冷凝器散热性能, 并进一步节约了材料。

4 结 论

本文首先提出了一种用于小型家用冰箱或冰柜系统的扁管式冷凝器的全新结构设想, 并对现有板管式冷凝器和新型扁管式冷凝器分别编制了热力仿真程序, 对两种冷凝器的热力性能和工作特性进行了系统比较分析, 得出如下主要结论:

1) 通过比较两种冷凝器的热力性能, 发现在制冷剂流量和换热管长度一致时, 扁管式冷凝器的散热量比板管式高 25% 左右, 进而使冰箱系统的能效比有较大程度的改善, 尤其是显著地拓宽了制冷剂的工作流量范围, 可见新型扁管冷凝器进一步降低了传热热阻和拓宽了应用区域, 强化换热和节能效果非常明显;

2) 获得了扁管式冷凝器的热力和结构参数对其性能的影响规律, 并进一步指明扁管冷凝器的参数优化方向, 即扁管式冷凝器优化设计重要参数为制冷剂流量和扁管宽度。

3) 提出根据流体比容的变化趋势来设计和选择换热管的结构尺寸的设计思路, 并提出了非均匀、并行分流冷凝的冷凝器的结构设想。

参 考 文 献

- [1] Pietro Asinari, Luca Cecchinato, Ezio Fornasieri. Effects of Thermal Conduction in Micro-Channel Gas Coolers for Carbon Dioxide [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(6): 577-586
- [2] 李俊明, 张红旗. 家用空调器采用微细尺度强化传热技术展望 [J]. 中国建设信息供热制冷. 2005(11): 29-31
LI Junming, ZHANG Hongqi. Expectation of Micro/Mini Scale Heat Transfer Enhancement for Household Air Conditioners [J]. China Construction Heating & Refrigeration, 2005(11): 29-31
- [3] 陶文铨. 数值传热学 [M]. 第 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001: 78-129
TAO Wenquan. Numerical Heat Transfer [M]. Second Edition. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001: 78-129
- [4] 刘冈云, 徐升华, 胡露露, 等. 一种冷凝器: 中华人民共和国, ZL201120142476.0 [P]. 2011-11-16
LIU Gangyun, XU Shenghua, HU Lulu, et al. A Condenser: People's Republic of China, ZL201120142476.0 [P]. 2011.11.16