文章编号：SSR

**一种提升空调换热的室外机分布式流路模型开发**

张浩1，何哲旺1，武滔1,2，吴国明3，任滔3，丁国良[[1]](#footnote-1)\*3

（1-广东美的制冷设备有限公司，广东佛山 528311；  
2-重庆大学城市建议与环境工程学院，重庆 400044；  
3-上海交通大学制冷与低温工程研究所，上海 200240）

**[摘 要]** 空调换热器通常使用流路数目均一的常规流路，很难让空调器在不同的冷媒流动特性下均具有最佳的换热状态。本文提出了一种室外换热器的分布式流路的模型，来提升空调器的换热。本文针对室外换热器微元建立分流模型，求解获得最大微元换热量的极限质流密度；并通过室外换热器分布式分流模型求解整个换热器的分布式流路，使得室外换热器任何位置处的制冷剂质流密度尽可能接近极限质流密度。本文对一款常用的室外换热器进行分布式流路设计。采用分布式流路的室外换热器的额定制热量和低温制热量分别比采用流路数目均一的常规流路高8.8%和5.6%。

**[关键词]** 空调器；室外换热器；分布式流路；数值模型

**Development of Numerical Model of Distributed Flow Path for Outdoor Units to Improve Heat Transfer of Air Conditioner**

ZHANG Hao1, HE Zhewang1, WU Tao1, 2, WU Guoming3, REN Tao3, DING Guoliang\*3

(1-Guangdong Midea Refrigeration Equipment Co. Ltd, Foshan, Guangdong 528311, China;   
2-School of Urban and Environmental Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China;   
3-Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

**[Abstract]** The widely used flow paths of outdoor units have the constant path number from the inlet to the outlet, which leading to a bad heat transfer due to the different flowing characteristics of refrigerant between the inlet and the outlet. A distributed flow path is proposed for the outdoor units to improve the heat transfer of air conditioners. The path number is variable with the refrigerant quality in the outdoor unit. A distribution model is set up based on a small control volume to calculate the critical mass flow density which maximize the heat transfer capacity. The distributed flow path is designed for outdoor to make the mass flow density in the whole outdoor unit as close as possible to the critical mass flow density. A type of common air conditioner is used to design the distributed flow path. The capacities of air conditioner with distributed flow path under the rated heating condition and low temperature heating condition are 8.8% and 5.6% higher than that of widely used flow path, respectively.

**[Keywords]** Air conditioner; Outdoor unit; Distributed flow path; Numerical model

0 引言

由于高效紧凑化空调器的发展趋势，空调的室外换热器通常采用更小管径的铜管来提升空调器的换热性能[1-2]。空调室外换热器的管径减小会导致管内压降增加[3-4]，不利于换热器的性能进一步提升。目前的空调器通常采用多流路室外换热器来降低管内压降并提升空调器的性能[5]。

多流路室外换热器最常见的问题是常规的流路设计无法保证空调器在不同的冷媒流动特性下始终处于最佳的换热状态[6-7]。制冷剂的物性，比如流速、温度、压力等等，在换热器的进口阶段和出口阶段相差很大[8-9]。不同的制冷剂物性具有不同的压降特性，从而需要不同的分流方案才能达到最佳的换热。目前室外换热器通常采用均一分流数目的流路[10-12]，无法保证换热器内所有的制冷剂均具有最佳的分流特性和换热特性。

解决换热器内冷媒物性不同导致的分流问题的方法是在换热器的不同位置处采用不同的分流方案[13-14]。当制冷剂的干度很大时，制冷剂的流速较大[15-16]，导致压降很大；此时制冷剂需要较大的分流数目来减少压降，以便达到更好的换热。当制冷剂的干度很小时，制冷剂的流速很小，导致制冷剂的换热系数很小；此时制冷剂需要更少的分流数目来增大换热系数。

根据冷媒物性的变化设计新型流路的难点在于制冷剂物性和对应的分流特性之间的理论关系未知。新型流路需要根据制冷剂的物性精确计算对应的分流特性[17-18]。但是目前还没有关于制冷剂物性和分流特性的相关理论研究。因此有必要开展制冷剂流动特性和分流特性的理论研究。

本文的目的是提出一种能够提升空调换热的室外机分布式流路。

1 分布式流路模型开发原理

室外换热器分布式流路模型开发思路是：针对换热微元建立分流模型，求解使得微元换热量最大的临界质流密度；并通过换热器分流模型求解分布式流路，使得每个换热微元的制冷剂质流密度尽可能地接近极限质流密度。

临界质流密度*G*cri是使得换热微元换热量最大的质流密度，由管内制冷剂干度和制冷剂流量决定。不同换热器位置处的制冷剂具有不同的干度和流量，如图1(a)所示。在流路的入口阶段，制冷剂干度小，液相制冷剂体积远大于气相制冷剂体积，使得管内制冷剂流速很小。此时管内具有很小的压降和很小的换热系数，如图1(b)所示。这说明换热器需要通过减小分流数目，来提高质流密度*G*和换热系数。当制冷剂流到室外机管程的中部时，气相制冷剂逐渐增多，导致制冷剂流速增大，使得管内制冷剂的压降和换热系数同时升高，并达到一个最佳的匹配，如图1(c)所示。当制冷剂处于室外机管程的出口阶段，制冷剂的干度很大，气相制冷剂体积远大于液相制冷剂体积，使得管内制冷剂流速非常大，如图1(d)。此时制冷剂的压降非常大，严重影响了管内换热的换热温差。

整个换热器的分布式流路通过求解换热器分流模型得到。换热器分流模型以一根U管为最小换热单元，分别求解每一根U管的最佳分流方案，最终得到整个换热器的分布式流路。



图1 室外换热器制热工况下不同管程的换热压降特性

2 换热微元分流模型

首先建立换热微元换热的控制方程，确定换热微元的边界条件和补充方程，然后求解换热微元分流模型得到使换热微元换热量最大的临界质流密度*G*cri和对应的最佳分流数*N*opt。

2.1 换热微元分流模型控制方程

换热微元分流的控制方程包括1个换热量方程和3个能量平衡方程。换热量方程计算换热微元内的空气与制冷剂之间的换热量，用于评价室外换热器的换热性能。能量平衡方程是分别基于空气侧热平衡、制冷剂侧热平衡以及空气-制冷剂之间热平衡获得。

换热量方程是通过换热微元内的制冷剂焓差变化得到。换热微元是沿换热器管程方向上选取的一个*ds*长度的微小换热段，如图2(a)所示。换热微元的换热量由制冷剂的进出口焓差和制冷剂质量流量计算得到，如公式1和图2(b)所示。

 (1)

能量平衡方程是在换热微元被分成*N*个流路后针对每个流路微元建立的，如图3所示。换热微元被分成*N*个流路后，每个流路微元的长度为*ds/N*，管内面积为*A*i/*N*，管外面积为*A*o/*N*，进口制冷剂质流密度为*G*in/*N*，进口空气流量为*m*air/*N*。空气侧温度变化导致的能量变化是由空气与铜管外壁面换热导致的，如公式2所示；制冷剂侧焓差的变化是由制冷剂与铜管内壁面换热导致的，如公式3所示；在微元换热稳定后，空气侧的能量变化等于制冷剂侧的能量变化，如公式4所示。换热微元的4个控制方程中含有7个未知参数，即*T*wall、*T*ref,out、*T*air,out、*dQ*、*N*、*h*i、*H*ref,out。因此需要添加补充方程，才能求解换热微元的控制方程组。

 (2)

 (3)

 (4)

式中：

*D*——管径，m；

*ds*——管程，m；

*A*o——管外换热面积，m2；

*A*i——管内换热面积，m2；

*T*air,in——空气进风温度，K；

*m*air——空气流量，kg/s；

*h*o——空气侧换热系数，kJ/(kg·K)；

*T*air,out——出风温度，K；

*G*——冷媒质流密度，kg/(m2·s)；

*x*——干度，无量纲；

*p*——压力，Pa；

*T*——温度，K；

*h*i——管内换热系数，W/(m2·K)。



(a) 室外换热器流路示意图 (b) 微小单元的换热和压降参数

图2 换热微元内的结构参数和换热参数



图3 换热微元被分成N个流路后的参数变化

2.2 换热微元分流模型补充方程

补充方程包括管内换热系数*h*i计算方程和管内压降Δ*p*计算方程。管内换热系数*h*i采用GUNGOR的经验公式计算[19]，其平均计算精度经过试验验证为17.6%以内。管内压降采用胡海涛的经验公式计算[20]，其平均计算精度经过试验验证为10.8%以内。

2.3 换热微元分流模型求解结果

4个控制方程和2个补充方程组成的换热微元分流方程组中包括7个未知参数，即*T*wall、*T*ref,out、*T*air,out、*dQ*、*N*、*h*i、*H*ref,out。换热微元分流方程组存在无数个解，即每一个分流数*N*均对应一个微元换热量*dQ*。在无数个解当中，存在一个分流数*N*opt会产生最大的微元换热量*dQ*max。此时微元内的质流密度即为临界质流密度。

临界质流密度*G*cri的求解方法是：

1. 首先假设一个分流数*N*值，带入Δ*p*补充方程，求解得制冷剂出口压力*p*ref,out和制冷剂出口温度*T*ref,out；
2. 再将分流数*N*和制冷剂出口温度*T*ref,out带入控制方程和*h*i补充方程，求解空气出风温度*T*air,out，制冷剂出口焓*H*out和微元总换热量*dQ*；
3. 循环计算，直到总换热量*dQ*达到最大，并输出临界质流密度*G*cri和最佳分流数*N*opt，如图4所示。

临界质流密度*G*cri的求解结果如图5所示。临界质流密度*G*cri随着冷媒干度增大而减小，表明换热微元的最佳分流数目随着制冷剂的干度增大而增大。



图4 换热微元最佳分流求解思路



图5 换热微元临界质流密度求解结果

3 换热器分流模型

室外换热器分布式流路通过求解换热器分流模型得到。换热器分流模型是以单位U管长度的换热量为目标函数，求解使得单位U管长度换热量最大的分流方案，如公式5所示。

 (5)

式中：

*Q*——换热量，W；

*ds*——计算单元的长度，m；

*N*i——第*i*轮的分流数目；

*L*——U管长度，m。

分布式分流模型进行若干轮分流计算，并且每一轮各个分流支路的制冷剂均流过1个U管后进入汇总管等待下一轮的分流计算，如图6(a)所示。在每一轮分流之前，分布式流路模型均进行一次最佳分流数的求解，使得室外换热器的任何一个U管内的制冷剂质流密度尽可能地接近临界质流密度*G*cri，如图6(b)所示。



图6 室外换热器分布式流路设计方法



图7 室外换热器分布式流路求解思路

换热器分流模型的求解，如图7所示，主要包括以下5个步骤：

1. 分流前，进行最佳分流数目求解，获得使单位U管长度的换热量最大的分流数目，即最佳分流数目*N*i；
2. 求解最佳分流数目*N*i后，制冷剂按照最佳分流数目分别流入*N*i个U管；
3. 在流过1个U管长度后，所有制冷剂进入汇聚管等待下一次的分流；
4. 计算下一次分流的最佳分流数目*N*i+1，如果剩余U管数目大于*N*i+1，则进入下一次分流；
5. 重复步骤1）至4），直到剩余U管数目不足，即剩余U管数目小于下一次分流数目*N*i+1，则将剩余的U管连接到上一次分流中，室外换热器分布式流路设计结束。

4 案例分析

为了更清楚地展示室外换热器分布式流路的设计方法，本文提供一个案例的设计过程。

步骤1：输入室外换热器结构参数和运行参数，如表1所示。计算管内面积*A*i，管外面积*A*o，管外换热系数*h*o，制冷剂进口压力*p*refer,in，制冷剂进口干度*x*in，制冷剂进口焓*H*in，制冷剂质流密度*G*in。

步骤2：根据制冷剂进口参数求解第1轮分流的最佳分流数目*N*1。计算结果表明最佳分流数目*N*1为2。故第1轮分流方案是：制冷剂分成两个流路，分别流进1个U管，最后进入汇聚管。

步骤3：计算第1轮分流出口制冷剂状态参数，并根据制冷剂状态参数计算第2轮分流的最佳分流数目*N*2。第2轮分流的最佳分流数目*N*2为3。故第2轮分流方案是：制冷剂分成3个流路，分别流进1个U管，最后进入汇聚管。

步骤4：计算第2轮分流出口制冷剂状态参数，并根据制冷剂状态参数计算第3轮分流的最佳分流数目*N*3。第2轮分流的最佳分流数目*N*3为4。故第3轮分流方案是：制冷剂分成4个流路，分别流进1个U管，最后进入汇聚管。

步骤5：剩余U管数目为零，分布式流路设计结束。室外换热器的最终流路设计方案是2-3-4流路，如图8(a)所示。

为了比较分布式流路和常规流路的换热特性，本文将2-3-4分布式流路的换热量与2种常规流路进行比较。2种常规流路分别是2流路和3流路，分别如图8(b)和8(c)所示。

室外换热器流路与理论最佳流路之间的性能差异可以通过分析制冷剂沿程质流密度与临界质流密度之间的差异来获得。理论上最佳的流路设计应该满足管程任意位置处的质流密度等于临界质流密度*G*cri这个条件。但室外换热器的最小流路长度是1个U管，使得实际流路的制冷剂质流密度呈阶梯状，如图9(a)所示。当实际流路的阶梯状的质流密度越接近临界质流密度*G*cri，表明该流路分流越有利于换热。2-3-4流路的质流密度比2流路和3流路更接近临界质流密度*G*cri，表明2-3-4流路的性能比2流路和3流路更好。计算结果表明采用2-3-4分布式流路的室外换热器的额定制热量和低温制热量分别比采用流路数目均一的3流路的高8.8%和5.6%，如图9(b)所示。

表1 室外换热器输入参数

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| 参数 | 单位 | 值 |
| 高×长×宽 | m3 | 0.508×0.870×0.022 |
| 管外径 | m | 7×10-3 |
| 壁厚 | m | 2.5×10-4 |
| 管纵间距×管横间距 | m2 | 0.021×0.022 |
| 排数 | — | 1 |
| 翅片类型 | — | 平片 |
| 片距 | m | 1.3×10-3 |
| 进风干/湿球温度 | K | 275/274 |
| 风量 | m3/h | 2,100 |
| 蒸发温度 | K | -268 |



图8 室外换热器流路设计结果



(a) 不同流路室外换热器的质流密度



(b) 不同流路室外换热器的换热量

图9 不同流路室外换热器性能分析

5 结论

1）采用分布式流路的室外换热器的额定制热量和低温制热量分别比采用流路数目均一的3流路提高8.8%和5.6%。

2）本文提出的分布式流路设计方法是：针对室外换热器微元建立分流模型，求解使得微元换热量最大的临界质流密度；并通过室外换热器分布式分流模型求解分布式流路，使得室外换热器的制冷剂质流密度尽量接近极限质流密度。

3）临界质流密度可以作为流路设计的评价标准。制冷剂在流路中的沿程质流密度越接近临界质流密度，表明该流路越有利于换热。

# 参考文献：

1. 尤顺义, 张静, 林灿洪, 等. 小管径内螺纹铜管在空调系统中的应用[J]. 制冷技术, 2010, 30(2): 22-25.
2. 高晶丹. 采用小管径换热器的房间空调器特性研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2014.
3. 赵可可, 杜顺祥, 吴尚杰. 小管径换热器在R410A空调系统上的应用[J]. 家电科技, 2011(8): 74-76.
4. 王森. 小管径换热器应用于房间空调器的设计方法初探[J]. 科技风, 2015(14): 125.
5. 黄东, 贾杰楠. 室外换热器流路布置对热泵空调器的性能影响分析[J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(7): 33-37.
6. 丁炜堃, 樊菊芳, 高屹峰, 等. 小管径家用空调研发: 换热器流路计算软件开发[J]. 制冷技术, 2010, 30(2): 15-18.
7. 吴照国, 丁国良, 任滔, 等. 5 mm管房间空调器流路的优化设计[J]. 制冷技术, 2010, 30(2): 10-14.
8. 张圆明. 波纹翅片管换热器空气侧传热传质特性及R410A空调的制冷剂分布特性[D]. 上海: 上海交通大学, 2007.
9. 任滔, 丁国良, 韩维哲, 等. 空调器中采用小管径的影响分析及研发思路[J]. 制冷技术, 2012, 32(1): 51-54, 69.
10. 张立智, 杨晓, 刘丙磊, 等. 提升热泵型变频空调器APF技术途径的试验研究[J]. 制冷与空调, 2017, 17(8): 72-77.
11. 涂小苹, 梁祥飞, 吴迎文, 等. 家用热泵空调器室外机换热器的流路优化[J]. 制冷与空调, 2012, 12(3): 58-63.
12. 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.
13. 张智, 涂旺荣, 韩蔚, 等. 空调用冷凝器中的空气流动与传热分析[J]. 制冷技术, 2002, 12(1): 8-13.
14. 吴扬, 李长生, 邓斌. 采用小管径铜管空冷换热器的性能成本分析研究[J]. 制冷技术, 2010, 30(2): 19-21.
15. 王志刚, 俞炳丰. 国内外制冷空调用换热器的研究进展[J]. 制冷学报, 1997, 18(3): 16-22.
16. 刘荣, 陶乐仁, 高立博, 等. R410A在内螺纹管内无润滑油沸腾换热实验研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(4): 20-24.
17. 傅思劼, 晋欣桥, 祝用华, 等. 基于制冷剂物性计算修正的变流量空调系统控制分析仿真[J]. 制冷学报, 2013, 34(4): 53-58.
18. 赵丹. 面向制冷空调装置快速稳定仿真的部件模型拓展及系统仿真平台开发[D]. 上海: 上海交通大学, 2014.
19. GUNGOR K E, WINTERTON R H S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1986, 29(3): 351-358.
20. 胡海涛. R410A-润滑油混合物管内流动沸腾换热和压降特性的研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2008

1. \*丁国良（1966-），男，教授，博士生导师，博士。研究方向：制冷空调装置的仿真、优化与新工质应用。联系地址：上海市闵行区东川路800号机械与动力工程学院A楼424，联系电话：021-34206378，E-mail：[glding@sjtu.edu.cn](mailto:glding@sjtu.edu.cn)。 [↑](#footnote-ref-1)