

制冷剂充注量对冷暖空调性能的影响*

王敏^{1,2,3,4}, 邓立生^{1,2,3†}, 何兆红^{1,2,3}, 黄宏宇^{1,2,3}

(1. 中国科学院广州能源研究所, 广州 510640; 2. 中国科学院可再生能源重点实验室, 广州 510640; 3. 广东省新能源和可再生能源研究开发与应用重点实验室, 广州 510640; 4. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘要: 利用 ORNL 热泵设计模型对制冷和制热两种模式下空调系统的制冷剂最佳充注量进行了一系列计算及分析, 探究了换热器面积和制冷剂充注量对空调系统性能的影响。结果表明, 在制冷和制热两种工况下, 大换热器面积系统的最佳充注量均比小换热器面积系统的有所增加, 同一系统中, 制冷和制热两种模式下的最佳充注量不相等; 当冷暖空调室内侧换热面积大于室外侧时, 制冷与制热两种模式间最佳充注量的差异缩小。

关键词: 换热面积; 冷暖空调; 充注量; 制冷剂

中图分类号: TK123

文献标志码: A

doi: 10.3969/j.issn.2095-560X.2017.02.010

Effects of Refrigerant Charge on Performance of Dual Air-Conditioning System

WANG Min^{1,2,3,4}, DENG Li-sheng^{1,2,3}, HE Zhao-hong^{1,2,3}, HUANG Hong-yu^{1,2,3}

(1. Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou 510640, China; 2. CAS key Laboratory of Renewable Energy, Guangzhou 510640, China; 3. Guangdong Provincial Key Laboratory of New and Renewable Energy Research and Development, Guangzhou 510640, China; 4. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: An ORNL heat pump design model was adopted to calculate and analysis the optimal amount of charging for dual cooling and heating air conditioner. The effects of heat transfer area and amount of refrigerant charge on the performance of air conditioner were investigated. Results show that under the conditions of heating and cooling, the system with larger heat exchanger area needs more charge than system with small heat exchanger area. For the given system, the optimal refrigerant charges of the cooling and heating modes were different. When indoor heat transfer area of the air conditioner was larger than the outdoor area, the difference optimal refrigerant charge between the cooling and heating modes tends to be reduced.

Key words: heat transfer area; dual air-conditioning; charge; refrigerant

0 引言

随着科学技术进步和经济发展, 空调技术得到了广泛应用。在我国长江、黄河流域, 由于单冷型空调不能满足人们冬季制热的需求, 冷暖两用型空调将逐渐成为主流。冷暖两用型空调的使用和普及促使建筑能耗增加, 有统计表明, 空调能耗比重甚至超过了建筑能耗的 50%^[1]。在环境保护和能源危机双重压力下, 能源的高效利用成为了人们关注的重点, 对空调系统运行特性及节能技术的研究也逐渐开展, 并且取得了丰富的研究结果。

空调制冷剂充注量会直接影响空调系统的性

能^[2], 充注量不足时系统的制冷能力得不到充分发挥, 充注量过量时会影响系统的性能, 特别是无储液器的小型系统。JUNG 等^[3]对热泵系统在不同充注量下的压缩机耗功、蒸发压力、冷凝压力等进行了实验分析。张良俊等^[4]分析了充注量变化对空气源热泵热水器系统热性能和运行稳定性的影响。俞炳丰等^[5]通过建立稳态模型研究了制冷剂充注量对制冷系统性能的影响。王志远等^[6]对变频空调器制冷剂充注量进行了研究并提出了确定最佳充注量的原则。王海峰等^[7]基于 COP 最大原则, 通过实验研究了多功能空调热水器在不同工况下的最佳充注量, 结果表明, 不同工况下系统所需的制冷剂充

* 收稿日期: 2017-02-13

修订日期: 2017-03-28

基金项目: 广州市科技计划项目 (2016201604030014); 佛山市科技创新专项资金 (2014HK100331)

† 通信作者: 邓立生, E-mail: dengls@ms.giec.ac.cn

注量存在较大差异。运行工况大幅度变化的情况同样存在制冷剂充注量差异,比如冷暖空调从夏季制冷模式切换到冬季制热模式后,制冷剂存在盈余^[8]。KIM等^[9]研究制冷剂充注量对热泵空调性能影响,结果表明,系统在制热和制冷模式下具有各自不同的最佳充注量。PALMITER等^[10]采用R410A实验研究了充注量对空气源热泵分别在制冷与制热工况下运行性能的影响,得出了与KIM等相同的结论。

随着国家能效标准要求的逐渐提高,为了提高空调能效并满足国家标准,通常从优化换热器出发,对管内或者管外侧的换热进行强化。目前,国内外关于制冷剂充注量对系统性能影响的研究较多,而关于不同换热器面积的空调系统分别在制冷和制热两种模式下的最佳充注量的研究相对较少。本文利用美国橡树岭国家实验室(ORNL)热泵设计模型对不同换热器面积的空调系统在制冷和制热两种模式下的最佳充注量进行了计算,并分析换热器面积引起充注量差异的原因。

1 冷暖空调理论计算

1.1 理论模型

计算中所使用的模型是由美国橡树岭国家实验室、美国建筑技术研究和集成中心(BTRIC)开发的。ORNL热泵设计模型是空冷型热泵和空调的稳态设计、分析使用的重要研究工具。制冷剂的物性计算参数通过调用REFPROP 7.1数据库中的子函数

来实现。压缩机选用AHRI 10参数模型。换热器中制冷剂的传热采用THOME、HAJAL等^[11-16]相关传热关联式;压降采用CHOI等^[17]关联式。绝热毛细管选用WOLF等^[18]关联式。制冷剂充注量计算选用HUGHMARK^[19]空泡系数模型。

1.2 计算条件及方法

计算中选用的制冷剂是R22,压缩机AHRI 10参数模型数据如表1所示。考虑到系统各部件之间的匹配,本文在该压缩机的流量范围内,对换热器管内流路优化,换热器的结构参数如表2和表3所示。计算工况如表4所示。其他设备的参数为:室内侧风机风量及功率分别为860 m³/h和40.2 W;室外侧风机风量及功率分别为2200 m³/h和149 W。

表1 压缩机AHRI 10参数模型数据

Table 1 Parameters of compressor AHRI 10

参数	压缩机功率系数	压缩机质量流量系数
C1	408.600519	82.93333492
C2	0.759058195	2.434125244
C3	2.187353794	-0.367898087
C4	-0.039172195	-0.000856106
C5	0.059713215	-0.005476529
C6	0.000825624	0.001773147
C7	-6.69938×10^{-5}	-1.10146×10^{-5}
C8	7.0076×10^{-6}	6.51114×10^{-5}
C9	4.9687×10^{-5}	-1.58774×10^{-5}
C10	-3.84318×10^{-6}	-8.92467×10^{-6}

表2 换热器结构参数

Table 2 Structure parameters of heat exchangers

换热器	管径/mm	中心距(垂直气流)/mm	中心距(沿气流)/mm
室内侧换热器	7.2	21	12.7
室外侧换热器	7.2	21	12.7

表3 换热器管外侧换热面积参数

Table 3 Outside heat transfer area of heat exchangers

序号	室内侧换热器管外换热面积/m ²	室外侧换热器管外换热面积/m ²
第一组	11.96	5.33
第二组	7.36	5.33
第三组	5.52	5.33
第四组	7.36	7.44
第五组	5.52	7.44

表4 理论计算工况条件

Table 4 Working conditions for theoretical calculation

工况	室内干球温度/	室内湿球温度/	室外干球温度/	室外湿球温度/
制冷	27	19	35	24
制热	20	15	7	6

由于毛细管和制冷剂充注量对系统性能都有影响，因此对不同长度的毛细管以及不同制冷剂充注量的系统进行计算，探讨最佳毛细管长度的制冷剂充注量对系统性能影响。在选定系统结构和尺寸下，根据实际情况选取毛细管管径为 1.6 mm，长度范围为 700 ~ 1300 mm，每间隔 100 mm 分别进行制冷和制热的理论计算。

2 结果与分析

2.1 充注量对吸气和排气温度的影响

图 1 为制冷与制热工况下吸气温度随充注量变化情况。由图可知，吸气温度随着充注量增加而降低，且当制冷剂充注量增加到一定值时，吸气温度降幅变小，趋于平缓。这是由于充注量 m 增加导致蒸发器中的制冷剂质量增加，因而蒸发器的制冷剂蒸发面积增大，但是蒸发器的面积是固定不变的，因此，蒸发器中过热区的面积相对减少，使得出口的过热度相对减少，即压缩机吸气温度 T_1 随之降低。

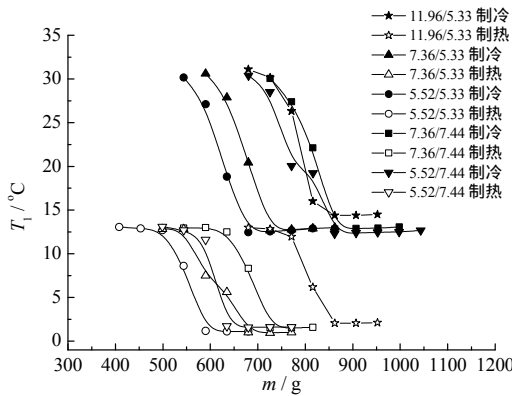


图 1 吸气温度随充注量的变化
Fig. 1 Inspiratory temperature variation with refrigerant charge

图 2 为制冷与制热工况下排气温度随充注量变化情况。由图可知，排气温度同样是随着充注量增加而降低。其原因是可将压缩机看成绝热过程，则有 $T_2/T_1=(P_2/P_1)^{(1-1/K)}$ 。由于吸气温度 T_1 降低，而排气压力 P_2 和吸气压力 P_1 比 P_2/P_1 、绝热指数 K 几乎不变，所以排气温度 T_2 降低^[20]。

对比制冷和制热工况下给定空调系统的吸气、排气温度，结果表明，不同工况下吸气、排气温度处于不同区间，制冷模式下吸气、排气温度均比制热模式下的高。对比不同换热器面积组合的吸气、排气温度，可以看出整体换热器面积越大，达到相同吸气、排气温度所需的充注量越多。而当充注量过多

时，不同换热器面积组合系统的吸气温度都趋向于一致，这是受到压缩机能力限制，此时制冷剂过多，蒸发器的出口处于气液两相区。

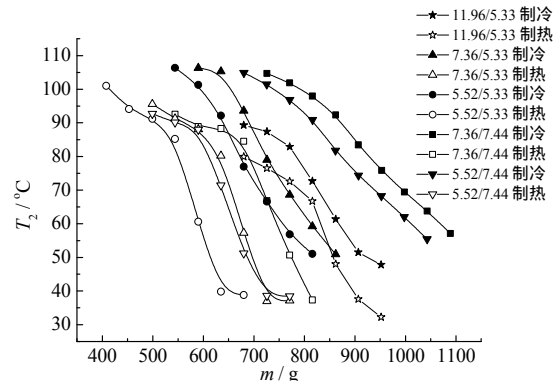


图 2 排气温度随充注量的变化
Fig. 2 Exhaust gas temperature variation with refrigerant charge

2.2 充注量对吸气压力和排气压力的影响

制冷与制热工况下吸气、排气压力随充注量的变化如图 3 和图 4 所示。从图中可以看出，吸气压力 P_1 、排气压力 P_2 都随充注量 m 的增加而增加，因为充注量 m 增加时，系统的制冷剂循环质量流量增大，从而使吸气压力 P_1 和排气压力 P_2 增加^[20]。

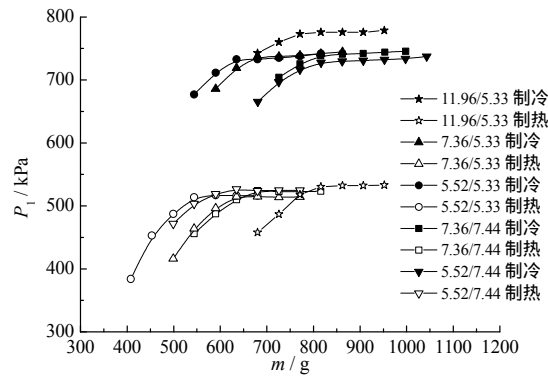


图 3 吸气压力 P_1 随充注量 m 的变化
Fig. 3 Inspiratory pressure variation with refrigerant charge

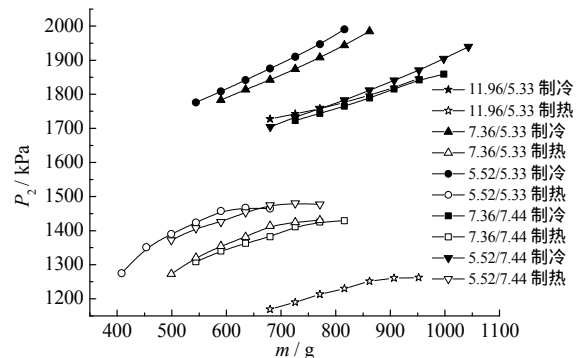


图 4 排气压力 P_2 随充注量 m 的变化
Fig. 4 Exhaust pressure variation with refrigerant charge

对比同一系统在制冷和制热两种工况下的吸气、排气压力，同样发现，制冷工况下吸气、排气压力要高于制热工况。对比不同换热器面积组合的吸气、排气压力，从图中可以看出，整体换热器面积越大，达到相同吸气、排气压力所需的充注量越多。当充注量增加到一定量时，吸气压力基本趋于一致，与吸气温度类似，受压缩机能力限制所致。

2.3 充注量对制冷/制热量、COP 的影响

图 5 和图 6 为系统的制冷/热量 Q 和能效比 COP 随充注量 m 的变化情况。随着充注量 m 的增加，系统的制冷/制热量 Q 呈现先增大后减小的趋势。COP 随充注量的变化同样呈现先增大后减小的规律，这是由于在制冷剂充注量 m 不足时，系统制冷剂质量流量小，导致换热量变小；随着制冷剂充注量 m 的增加，系统的电耗功不断增大，系统制冷剂质量流量、过冷度增加以及蒸发器入口处制冷剂的干度降低，从而使蒸发器有效换热面积增大。但随着制冷剂充注量 m 的进一步增加，由于蒸发压力和温度的升高使传热温差减少，且过量的液体制冷剂在冷凝器尾部减少冷凝器有效换热面积，无法进一步降低进入蒸发器的制冷剂干度，抑制了制冷量的进一步增加。当传热温差与有效换热面积的变化比较，传热温差减少占主导地位时，制冷量反而减少，这就是系统的能效比 COP 和制冷量 Q 随着制冷剂充注量 m 的增多先增大后减小的原因^[20]。制热状态下，当充注量 m 增加时，由于排气压力增加，冷凝器传热温差增大，使得制热量和 COP 增大；当制冷剂过多时，多余的制冷剂以液相状态积聚在冷凝器尾部，减少的冷凝器有效换热面积占据主导地位，使得系统能效降低、制热量减少。

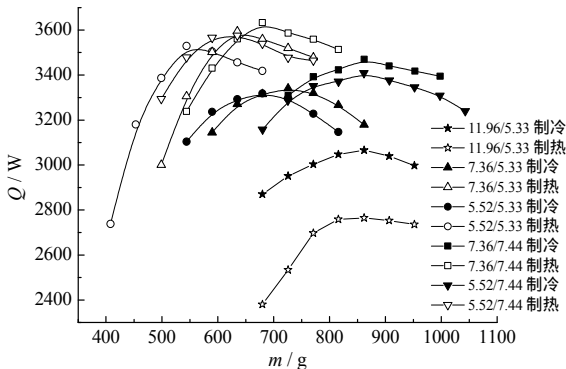


图 5 制冷/热量 Q 随充注量 m 的变化
Fig. 5 Cooling/heating capacity variation with refrigerant charge

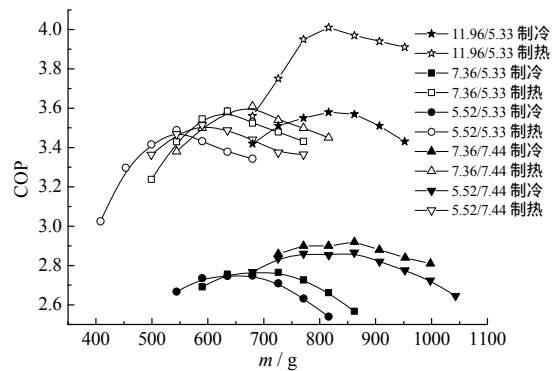


图 6 COP 随充注量 m 的变化
Fig. 6 Coefficient of performance variation with refrigerant charge

在同一系统中，获得最大制冷量和最大制热量所对应的充注量不同，且制冷和制热时的最大 COP 所对应的最佳充注量也不同。不同的系统所获得的最大制冷/制热量和最大 COP 对应的充注量和最佳充注量也不同。当制冷与制热的最佳充注量偏离幅度大于 20%，以制冷工况的最佳充注量作为系统充注量时，制热的 COP 相对该系统的最大制热 COP 下降 3%~5%。

本文以最大 COP 所对应的制冷剂充注量为最佳充注量，表 5 为不同情况下的最佳充注量及 COP。从表中可以看出，制冷剂最佳充注量在制冷和制热工况下存在差异，由于制热工况的环境温度比制冷工况的低，因此所需的制冷剂充注量相对少一些。考虑不同换热器面积的情况下，换热器面积越大，所需的制冷剂充注量越多，由于内部空间的增加，要获得相应的运行压力所需的制冷剂也增加。对比发现，在不考虑压缩机、风机结构的情况下，增加室外侧换热器的面积可以提高制冷效率，增加室内侧换热器的面积可以提高制热效率。对比五组数据，可以看出，第一组到第五组制热工况比制冷工况的最佳充注量分别少 5.3%、6.3%、20%、21%和 26%。从第一组、第二组及第三组的室内、室外侧换热器面积可以看出，室内侧换热器面积大于室外侧换热器面积，制冷与制热两种模式下的最佳充注量差异缩小。对于温湿度独立控制冷暖空调，可通过增大室内侧换热器面积来提升蒸发温度，使系统在制冷模式下只处理空气显热部分，一方面可以大大提高冷暖空调的能效，同时可以使制冷剂在制冷制热工况下的最佳充注量差异缩小，使得系统稳定高效运行。

表 5 不同情况的最佳充注量及 COP

Table 5 Optimum refrigerant charge and COP under different conditions

序号	制冷工况		制热工况		质量差比 / %
	最佳充注量 / g	COP	最佳充注量 / g	COP	
第一组 11.96/5.33	862	3.58	816	4.01	5.3
第二组 7.36/5.33	726	2.77	680	3.59	6.3
第三组 5.52/5.33	680	2.75	544	3.49	20.0
第四组 7.36/7.44	862	2.88	680	3.62	21.0
第五组 5.52/7.44	862	2.87	635	3.49	26.0

注：质量差比 = (制冷工况最佳充注量 - 制热工况最佳充注量) / 制冷工况最佳充注量 × 100%。

3 结 论

本文提出了通过增加换热器面积的方法来提高冷暖空调的性能，并对不同换热器面积组合的冷暖空调系统进行理论计算，结论如下：

(1) 制冷和制热两种工况下，大换热器面积系统的最佳充注量均大于小换热器面积系统；两种工况下，系统的最佳制冷剂充注量也不同。

(2) 当冷暖空调室内侧换热器面积大于室外侧时，制冷与制热两种模式间最佳充注量的差异缩小。

参考文献：

- [1] 陈小花. 我国建筑中央空调能耗现状及节能措施研究[J]. 科技信息, 2013, (14): 241-242.
- [2] WULFINGHOFF D R. Energy efficiency manual[M]. Wheaton, MD, USA: Energy Institute Press, 1999: 342-346.
- [3] CHAE J H, CHOI J M. Evaluation of the impacts of high stage refrigerant charge on cascade heat pump performance[J]. Renewable energy, 2015, 79: 66-71. DOI: 10.1016/j.renene.2014.07.042.
- [4] 张良俊, 吴静怡, 王如竹. 充注量对小型热泵热水器性能影响的实验及分析[J]. 上海交通大学学报, 2006, 40(8): 1307-1311. DOI: 10.3321/j.issn.1006-2467.2006.08.011.
- [5] 俞炳丰, 王志刚, 何晓明. 变频空调器制冷系统充灌量的影响分析和确定原则研究[J]. 流体机械, 1998, 26(9): 52-56.
- [6] 王志远, 徐志亮. 变频空调器制冷剂最佳充灌量试验研究[J]. 低温与超导, 2008, 36(11): 77-80. DOI: 10.3969/j.issn.1001-7100.2008.11.019.
- [7] 王海峰, 张守兵, 原惠惠, 等. 多功能空调热水器最佳制冷剂充注量的实验与分析[J]. 制冷学报, 2015, 36(3): 87-91. DOI: 10.3969/j.issn.0253-4339.2015.03.087.
- [8] 苏顺玉, 张春枝, 陈俭. 热泵型空调系统制冷剂流量控制方法的研究[J]. 暖通空调, 2009, 39(3): 128-130. DOI: 10.3969/j.issn.1002-8501.2009.03.030.
- [9] KIM W, BRAUN J E. Impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance[C]// International Refrigeration and Air Conditioning Conference. West Lafayette City: Purdue University, 2010: 2433-2440.
- [10] PALMITER L, KIM J H, LARSON B, et al. Measured effect of airflow and refrigerant charge on the seasonal performance of an air-source heat pump using R-410A[J].

Energy and buildings, 2011, 43(7): 1802-1810. DOI: 10.1016/j.enbuild.2011.03.026.

- [11] THOME J R. On recent advances in modelling of two-phase flow and heat transfer[C]//Proceedings of the 1st International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. Kruger Park, South Africa: HEFAT, 2002: 27-39.
- [12] THOME J R, EL HAJAL J. Two-phase flow pattern map for evaporation in horizontal tubes: latest version[C]// Proceedings of the 1st international conference on heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics. Kruger Park, South Africa: HEFAT, 2002: 182-187.
- [13] EL HAJAL J, THOME J R, CAVALLINI A. Condensation in horizontal tubes, part 1: two-phase flow pattern map[J]. International journal of heat and mass transfer, 2003, 46(18): 3349-3363. DOI: 10.1016/S0017-9310(03)00139-X.
- [14] THOME J R, EL HAJAL J, CAVALLINI A. Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes[J]. International journal of heat and mass transfer, 2003, 46(18): 3365-3387. DOI: 10.1016/S0017-9310(03)00140-6.
- [15] DEL COL D, CAVALLINI A, THOME J R. Condensation of zeotropic mixtures in horizontal tubes: new simplified heat transfer model based on flow regimes[J]. Journal of heat transfer, 2005, 127(3): 221-230. DOI: 10.1115/1.1857951.
- [16] CHOI J Y, KEDZIERSKI M A, DOMANSKI P A. A Generalized pressure drop correlation for evaporation and condensation of alternative refrigerants in smooth and micro-fin tubes[M]. NISTIR 6333: 1-50.
- [17] KATTAN N, THOME J R, FAVRAT D. Flow boiling in horizontal tubes. Part 1—development of a diabatic two-phase flow pattern map[J]. Journal of heat transfer, 1998, 120(1): 140-147. DOI: 10.1115/1.2830037.
- [18] WOLF D A, BITTLE R R, PATE M B. Adiabatic capillary tube performance with alternative refrigerants[M]. ASHRAE RP-762, 1995.
- [19] CORPO E, HUGHMARK G A. Holdup in gas-liquid flow[J]. Chemical engineering progress, 1962, 58(4): 62-65.
- [20] 龙建佑, 朱冬生, 陈礼. 制冷剂充注量与毛细管长度对家用空调性能的影响[J]. 流体机械, 2006, 34(4): 67-70. DOI: 10.3969/j.issn.1005-0329.2006.04.017.

作者简介：

王 敏 (1990-), 男, 硕士研究生, 主要从事制冷空调与热泵的节能技术研究。

邓立生 (1985-), 男, 硕士, 助理研究员, 主要从事低品位能源利用、制冷空调技术的研究。