

某单元式空调多工质实验研究及焓分析

赵静姝¹, 黄虎¹, 张忠斌¹, 王磊¹, 李雅清¹, 戴亚东², 石滨泉²

(1. 南京师范大学能源与机械工程学院, 江苏 南京 210042)
(2. 江苏永昇空调有限公司, 江苏 泰兴 225400)

[摘要] 针对某单元式空调系统,进行3种工质(R22、R404A、R407C)下的实验研究及焓分析,找出了系统不可逆损失最大的部件,在优化设计中将其作为重点优化部件,同时分析了3种工质的焓损失特点,为该类系统的节能优化和工质替代工作提供参考。
[关键词] 单元式空调,焓分析,R22,R404A,R407C
[中图分类号] TU831 [文献标志码] A [文章编号] 1672-1292(2013)02-0027-05

Experiments and Exergy Analysis of an Unitary Air Conditioning Unit Using Different Refrigerants

Zhao Jingshu¹, Huang Hu¹, Zhang Zhongbin¹, Wang Lei¹, Li Yaqing¹, Dai Yadong², Shi Binqun²

(1. School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)
(2. Jiangsu Yongsheng Air Conditioning Co., Ltd., Taixing 225400, China)

Abstract: The performance experiments and exergy analysis on a unitary air-conditioner using R404A, R407C and R22 are conducted. The component which losses the maximum amount of the irreversible energy is found. This component will be the preferred component to be improved for the optimization of the system. This paper also analyses exergy loss characteristics of three refrigerants, which provided reference to unitary air-conditioner's energy saving and refrigerant replacing work.
Key words: unitary air-conditioner, exergy analysis, R22, R404A, R407C

近年来我国建筑业发展迅速,带动了空调产业的飞速增长,为了减少温室效应和保护大气臭氧层,一些大规模应用、性能优良且价格低廉的空调制冷剂品种逐渐被淘汰,目前广泛采用的 R22 制冷剂也正面临淘汰,而 R404A、R407C 这两种制冷剂的循环特性和 R22 比较接近,环保性能良好,在原 R22 系统机组的基础上不做改动或仅做很小的改动就可进行替换,非常方便.因此,本文用这3种制冷剂在同一单元式空调机组中进行了实验研究,同时建立单元式空调系统的焓分析模型,对实验结果进行了焓损失计算和分析,一方面找出不可逆损失较大的部件,为机组的节能优化提供方向,另一方面比较不同制冷剂的焓损差异,为3种制冷剂系统的合理设计提供参考.

1 实验情况介绍

本文的实验对象为某公司单元式空调产品,是一台水冷风管式单元空调机组,图1为实验样机原理图.实验参考 GB17758—2010—T《单元式空气调节机》规定的名义制冷工况,在南京师范大学人工环境实验室进行.样机原理与测点布置如图1所示.其中实际测试工况为室内侧入口空气干球温度 27℃,湿球温度 19℃,冷凝器进水温度 30℃,进出水温差 5℃.为了便于进行焓分析,另外设置了7个温度、压力测点,其位置设置如表1所示.

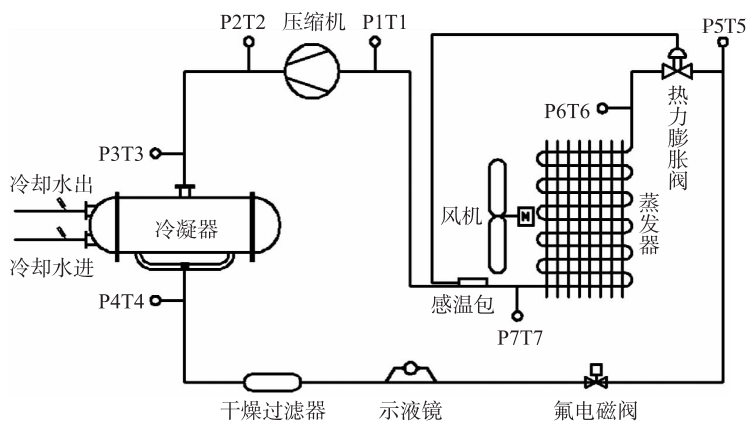


图1 实验样机原理图和测点布置图

Fig. 1 Experiment system and measuring points diagram

表 1 压力、温度测点设置位置
Table 1 Instruction of pressure and temperature measuring points

| 压力、温度测点 | 设置位置 |
|-----------|-------|
| $P_1 T_1$ | 压缩机吸气 |
| $P_2 T_2$ | 压缩机排气 |
| $P_3 T_3$ | 冷凝器进口 |
| $P_4 T_4$ | 冷凝器出口 |
| $P_5 T_5$ | 膨胀阀前 |
| $P_6 T_6$ | 膨胀阀后 |
| $P_7 T_7$ | 蒸发器出口 |

2 烟分析模型

通常,衡量制冷系统性能优劣的方法为热力学第一定律分析法(能量数量分析法),这种方法采用制冷系数(COP)作为评价标准,能够说明能量传递和转换的效率情况,优点是简单直观^[1],但其将不同质的能量等价对待,不能说明能量利用过程中各部件的不可逆损失程度和能量利用过程中的不合理性,掩盖了系统用能的薄弱环节^[2]。焓是系统由任意状态可逆变化到环境状态时,能量最大限度转换的有用功^[3],焓损可以作为系统不可逆尺度的度量^[4],因此焓分析法(能量品质分析法)能够更加深刻地揭示能量在传递和转化过程中能质退化的本质,为节约用能指明方向^[2]。使用焓分析法计算制冷系统主要部件的焓损及焓效率,可以衡量各个部件能源利用的合理程度,找出能量利用的薄弱环节,为系统的节能优化提供指导^[5]。当能量利用的品质(即焓效率)得到提升时,能量利用的数量(即COP)也能得到提升。

制冷系统实际运行工况的高温热源与低温热源温度是变化的,可以构成一劳伦兹循环,为简化计算将其等价为一个逆卡诺循环,高低温热源温度取劳伦兹循环两热源进出口温度的平均值,即为 T_h 和 $T_l^{[6]}$. 以此逆卡诺循环作为计算的理想循环,简化出本单元式空调制冷系统各部件焓损失以及系统焓效率的计算模型:

压缩机焓损失: $e_{x, \text{comp}} = (h_2 - h_1) - (e_{x,2} - e_{x,1})$,

冷凝器焓损失: $e_{x,\text{cond}} = e_{x,3} - e_{x,4}$,

热力膨胀阀焓损失: $e_{x, \exp} = e_{x, 5} - e_{x, 6}$,

蒸发器的损失: $e_{x, \text{eva}} = (e_{x, 6} - e_{x, 7}) - (T_h/T_l - 1)(h_7 - h_6)$,

管路焓损失: $e_{x, \text{pip}} = (e_{x,2} - e_{x,3}) + (e_{x,4} - e_{x,5}) + (e_{x,7} - e_{x,1})$,

$$\text{部件焓损失系数: } \eta_i = \frac{e_{x,i}}{\sum e_x}; \sum e_x = e_{x,\text{comp}} + e_{x,\text{cond}} + e_{x,\text{exp}} + e_{x,\text{eva}} + e_{x,\text{pip}}$$

$$\text{系统炯效率: } \eta_{ex} = \frac{(T_h/T_l - 1)(h_7 - h_6)}{h_2 - h_1},$$

式中: h 为比焓/(kJ/kg); T 为温度/K; e_x 为比焔/(kJ/kg); 下标数字对应表 1 中的测点位置.

3 实验结果与分析

3.1 各测点热力状态表

根据系统运行稳定时各测点的温度、压力值,查询某制冷剂物性软件,可得出该状态点的比焓和比焓值,列于表2中.

表 2 各测点热力状态表
Table 2 Thermodynamic state of measuring points

| 工质 | 测点 | 温度/K | 压力/kPa | 比焓/(kJ/kg) | 比焓/(kJ/kg) |
|-------|--------------------------------|---------|--------|------------|------------|
| R22 | 高温热源:305.6 K 低温热源:293.37 K | 1. 吸气 | 284.06 | 419.86 | 414.53 |
| | | 2. 排气 | 356.32 | 1 328.77 | 457.13 |
| | | 3. 冷凝器进 | 356.20 | 1 327.94 | 457.05 |
| | | 4. 冷凝器出 | 305.42 | 1 323.48 | 239.53 |
| | | 5. 膨胀阀前 | 304.08 | 1 321.44 | 237.80 |
| | | 6. 膨胀阀后 | 275.08 | 530.04 | 237.80 |
| | | 7. 蒸发器出 | 279.24 | 435.45 | 410.80 |
| R404A | 高温热源:305.64 K 低温热源:293.49 K | 1. 吸气 | 282.66 | 533.65 | 376.66 |
| | | 2. 排气 | 338.48 | 1 609.28 | 416.28 |
| | | 3. 冷凝器进 | 338.51 | 1 609.89 | 416.31 |
| | | 4. 冷凝器出 | 305.92 | 1 600.35 | 248.34 |
| | | 5. 膨胀阀前 | 305.10 | 1 592.15 | 247.02 |
| | | 6. 膨胀阀后 | 278.62 | 741.63 | 247.02 |
| | | 7. 蒸发器出 | 284.59 | 551.07 | 378.14 |
| R407C | 高温热源:305.53 K 低温热源:293.42 K | 1. 吸气 | 288.14 | 485.64 | 422.83 |
| | | 2. 排气 | 346.57 | 1 497.14 | 463.84 |
| | | 3. 冷凝器进 | 346.71 | 1 499.52 | 463.95 |
| | | 4. 冷凝器出 | 306.55 | 1 489.27 | 249.77 |
| | | 5. 膨胀阀前 | 306.04 | 1 486.26 | 248.96 |
| | | 6. 膨胀阀后 | 270.13 | 673.32 | 248.96 |
| | | 7. 蒸发器出 | 284.72 | 505.11 | 419.17 |

3.2 焓损计算

使用以上的焓分析模型,计算制冷循环各部件的焓损失、焓损系数以及制冷系统焓效率,计算结果见表 3.

表 3 焓损失计算结果
Table 3 Results of exergy analysis

| 部件 | R22 | | | R404A | | | R407C | | |
|-----|----------------|----------|-----------|----------------|----------|-----------|----------------|----------|-----------|
| | 焓损/ (kJ/kg) | 焓损 系数 | 系统焓 效率 | 焓损/ (kJ/kg) | 焓损 系数 | 系统焓 效率 | 焓损/ (kJ/kg) | 焓损 系数 | 系统焓 效率 |
| 压缩机 | 10.1 | 28.5% | 16.9% | 14.7 | 42.9% | 13.7% | 10.4 | 30.6% | 17.1% |
| 冷凝器 | 4.2 | 11.8% | | 3.0 | 8.7% | | 5.0 | 14.8% | |
| 膨胀阀 | 2.7 | 7.5% | | 2.6 | 7.7% | | 2.4 | 7.0% | |
| 蒸发器 | 17.2 | 48.5% | | 13.3 | 38.8% | | 14.9 | 43.9% | |
| 管路 | 1.3 | 3.8% | | 0.6 | 1.8% | | 1.2 | 3.6% | |
| 总焓损 | 35.4 | 100% | | 34.2 | 100% | | 34.0 | 100% | |

3.3 结果分析

3.3.1 部件焓损分析

从表 7 可以看出系统焓效率不高,这意味着系统不可逆损失较大,能源利用存在不合理的环节,会导致系统 COP 的降低,实验结果也证明系统 COP 仅略高于单元式空调的国家标准限定值,改进的空间很大.要想提高系统的 COP 就必须提高系统的焓效率,也就是必须设法降低各部件的焓损失,而部件焓损失以蒸发器最大,为重点改进部件.

蒸发器焓损失的主要原因是传热温差,温差越大,焓损越大.由蒸发器换热公式 $Q=kS\Delta t^{[7]}$ (其中, Q 为换热量; k 为传热系数; S 为换热面积; Δt 为传热温差)可知,当换热量一定时,要降低传热温差,必须提高传热系数或增加换热面积.蒸发器传热系数的计算公式为 $K=\frac{1}{\left(\frac{1}{h_o}+R_o\right)\frac{1}{\eta_o}+R_w+\left(\frac{1}{h_i}+R_i\right)\left(\frac{A_o}{A_i}\right)^{[7]}}$ (其中, h_i 、 h_o 为换热管内外侧的表面传热系数; R_i 、 R_o 为换热管内外侧的污垢系数; R_w 为换热管管壁导热热阻; η_o 为

肋面总效率),其中 h_i 、 h_o 对传热系数的影响很大,提高 h_i 、 h_o 的方法主要有增大换热流体流速、采用强化换热翅片、使用扰流装置等,但一般情况下实现困难,且效果有限. 增加换热面积的方法则相对简单,但会带来制造成本的上升. 本课题蒸发器大小与系统不匹配是 COP 偏低的最主要原因,增加蒸发器换热面积可以简单有效地降低蒸发器焓损,从而带来 COP 的大幅提高.

压缩机焓损失的主要原因是摩擦引起的压缩偏离等熵过程,这主要与压缩机制造技术和压缩比有关,选用合适的润滑油也有助于减少摩擦,降低焓损失. 但压缩机的选型受到了定型产品的限制,自动调节能力有限,通过减少吸气压比或选用等熵效率高的压缩机等方式均可以有效减少焓损失^[5].

冷凝器的焓损失也主要是由传热温差引起的,改进的方法和蒸发器类似. 本课题冷凝器设计基本合理,不作为系统改进的首选部件.

膨胀阀焓损失的主要原因是粘性液体的摩擦阻力,降低压降和增加阀前过冷可以降低焓损失. 降低压降可通过改进两器的设计、提高蒸发压力、降低冷凝压力等来实现,而增加阀前过冷可通过采用回热循环^[1]、改进冷凝器的设计等方法实现. 以上方法均需要进行系统改动来配合,相对困难,且本文中膨胀阀焓损失所占比例很小,说明选型基本合理,故不需要改动.

管路焓损失主要是流动阻力引起的,加大管径、减少管路长度、避免不必要的弯头以及加强管路保温是减少焓损的主要方法. 本系统设计紧凑,保温良好,故管路焓损也不大.

系统焓效率整体不高,蒸发器的改进可以降低传热温差,提高蒸发温度,降低压缩比,在降低自身焓损失的同时,也能降低压缩机和膨胀阀的焓损失,从而提高整个系统的焓效率.

3.3.2 工质焓损分析

R22 的蒸发器焓损高于另外两种工质,但压缩机的焓损较另外两种工质低,说明在 R22 系统设计时要更加注意蒸发器的设计,对压缩机的要求可以稍稍放松.

R404A 的压缩机焓损远远高于另外两种工质,在 R404A 系统设计时要格外注意压缩机的选型优化.

R407C 的冷凝器的焓损比另外两种工质大,蒸发器的焓损也不小,两器的设计应该是 R407C 系统设计的重点.

在计算制冷循环焓效率时,如果计算冷量焓时的环境温度就是卡诺循环的高温热源温度 T_h ,那么热力循环的热力学完善度与循环的焓效率是等价的^[3]. 测试工况下 R22 与 R407C 的系统焓效率差不多, R404A 的略低,说明 R22 与 R407C 的热力学完善度类似, R404A 低一些. 这与系统 COP 的测试结果也是一致的.

4 结论

本文采用焓分析方法对某单元式空调系统进行了分析,焓分析方法较其他分析方法更加全面细致,得出的结论更加合理准确,较为明确地指出了系统循环中各部件的用能情况及对系统焓效率的影响程度,找出不可逆损失的主要环节,为提高能量利用率、合理节约用能指明了方向,同时对 3 种制冷剂的焓损差异进行了分析,可以作为该类系统优化设计和制冷剂替代工作的参考.

[参考文献](References)

[1] 张海军. 多功能热泵系统的焓分析[J]. 广西轻工业,2011(6):50-51.
Zhang Haijun. Exergy analysis of multi-function heat pump system[J]. Guangxi Journal of Light Industry,2011(6):50-51. (in Chinese)

[2] 赵芳,杨前明,孔祥强,等. 太阳能辅助热泵多功能复合机实验系统焓分析[J]. 流体机械,2007,35(11):66-69.
Zhao Fang, Yang Qianming, Kong Xiangqiang, et al. Exergy analysis for experimental system of solar assisted heat pump multi-function machine[J]. Fluid Machinery,2007,35(11):66-69. (in Chinese)

[3] 高志宏. 制冷系统的焓效率分析[J]. 辽宁师专学报,2003,5(3):17-18.
Gao Zhihong. Exergy efficiency analysis of refrigeration system[J]. Journal of Liaoning Teachers College,2003,5(3):17-18. (in Chinese)

[4] 马一太,田华,刘春涛. 制冷与热泵产品的能效标准研究和循环热力学完善度的分析[M]. 北京:科学出版社,2012:

54-56.

Ma Yitai, Tian Hua, Liu Chuntao. Analysis on Exergy Efficiency Standards and Thermodynamic Perfectibility for Products of Refrigeration and Heat Pump[M]. Beijing: Science Press, 2012: 54-56. (in Chinese)

- [5] 沈维道, 蒋智敏, 童钧耕. 工程热力学[M]. 3 版. 北京: 高等教育出版社, 2001: 153-153.

Shen Weidao, Jiang Zhimin, Tong Jungeng. Engineering Thermodynamics[M]. 3 ed. Beijing: Higher Education Press, 2001: 153-153. (in Chinese)

- [6] 马一太, 凌泓. 制冷与热泵产品热力学完善度的原理与实例[J]. 流体机械, 2011, 39(3): 71-74.

Ma Yitai, Ling Hong. Principle and examples of thermodynamic perfectibility of refrigeration and heat pump production[J]. Fluid Machinery, 2011, 39(3): 71-74. (in Chinese)

- [7] 杨世铭, 陶文栓. 传热学[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 484-494.

Yang Shiming, Tao Wenshuang. Heat Transfer Theory[M]. 4 ed. Beijing: Higher Education Press, 2006: 484-494. (in Chinese)

- [8] 张健一, 李莉. 制冷空调装置节能原理与技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007: 33-35.

Zhang Jianyi, Li Li. Refrigeration and Air Conditioning Energy Saving Principle and Technology[M]. Beijing: China Machine Press, 2007: 33-35. (in Chinese)

[责任编辑: 刘 健]

(上接第 12 页)

[参考文献] (References)

- [1] 钟清. 智能电网关键技术研究[M]. 北京: 中国电力出版社, 2011: 108-129.

Zhong Qing. Research on Smart Grid Key Technology[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2011: 108-129. (in Chinese)

- [2] 张文亮, 武斌, 李武峰, 等. 我国纯电动汽车的发展方向及能源供给模式的探讨[J]. 电网技术, 2009, 33(4): 1-5.

Zhang Wenliang, Wu Bin, Li Wufeng, et al. Discussion on development trend of battery electric vehicles in China and its energy supply mode[J]. Power System Technology, 2009, 33(4): 1-5. (in Chinese)

- [3] Kempton W, Letendre S. Electric vehicles as a new power source for electric utilities[J]. Transportation Research, 1997, 2(3): 157-175.

- [4] Kempton Dhanju. Electric vehicles with V2G: storage for large-scale wind power[J]. Windtech International, 2006, 2(1): 18-21.

- [5] 卢艳霞, 张秀敏, 蒲孝文. 电动汽车充电站谐波分析[J]. 电力系统及其自动化学报, 2006, 18(3): 51-54.

Lu Yanxia, Zhang Xiumin, Pu Xiaowen. Analysis of electric vehicles charging station harmonics[J]. Journal of Electric Power System and Automation, 2006, 18(3): 51-54. (in Chinese)

- [6] 黄梅, 黄少芳, 姜久春. 电动汽车充电机(站)接入电力系统的谐波分析[J]. 北京交通大学学报, 2008, 32(5): 85-88.

Huang Mei, Huang Shaofang, Jiang Jiuchun. Harmonic study of electric vehicle chargers[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2008, 32(5): 85-88. (in Chinese)

- [7] 张兴, 张崇巍. PWM 整流器及其控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012: 49-65.

Zhang Xing, Zhang Chongwei. PWM Rectifier and Its Control[M]. Beijing: China Machine Press, 2012: 49-65. (in Chinese)

- [8] 陈耀军, 钟炎平. 基于合成矢量的电压型 PWM 整流器电流控制研究[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(2): 141-148.

Chen Yaojun, Zhong Yanping. Study on the current control for voltage-source PWM rectifier using complex vectors[J]. Proceedings of the CSEE, 2006, 26(2): 141-148. (in Chinese)

- [9] Venayagamoorthy G K, Mitra P, Corzine K, et al. Real-time modeling of distributed plug-in vehicles for V2G transactions [C]//IEEE Energy Conversion Congress and Exposition Conference Publications, San Jose: ECCE, 2009: 3937-3941.

[责任编辑: 刘 健]