

文章编号: 0253-4339(2013)01-0057-05

doi: 10.3969/j.issn. 0253-4339. 2013. 01. 057

转速可控型房间空调器用压缩机能效评价方法研究及应用

张海锋¹ 吴建华² 厉彦忠²

(1 上海日立电器有限公司 上海 201206; 2 西安交通大学 西安 710049)

摘 要 随着全球环境保护意识的加强, 家用空调能耗水平不断增高, 房间空调器能效评价方法已从单工况向全年运行效率(APF)转变。压缩机作为空调器中的主要耗能部件, 其能效评价方法也要随之变化。这里提出了变速压缩机全年综合能效比指标--COAP来衡量压缩机在全年变工况条件下的运行效率, 此指标综合考虑了变速压缩机全年运行的能效情况, 能客观反映压缩机在不同气候条件下实际运行效率。为简化测试COAP, 给出了COAP基准工况及各工况权重, 讨论了压缩机效率曲线对COAP的影响, 最后通过举例说明如何利用COAP进行压缩机选型及设计优化。

关键词 空调压缩机; 全年综合能效比; 转速可控型房间空调器; 变速压缩机; 能效评价

中图分类号: TU831.7; TB652

文献标识码: A

Analysis and Application of Evaluation Method on Compressors for Variable Speed Room Air Conditioners

Zhang Haifeng¹ Wu Jianhua² Li Yanzhong²

(1. Shanghai Hitachi Electrical Appliances Co., Ltd., Shanghai, 201206, China; 2. Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China)

Abstract The efficiency requirement of room air conditioner (RAC) has become stricter and stricter with the development of global environment consciousness. The efficiency evaluation method of RAC has been updated from single working condition to annual performance factor (APF) with multiple working condition. Performance evaluation method of compressors must be changed accordingly which account for main energy consumption of RAC. Compressor efficiency of annual performance (COAP) is proposed to evaluate the efficiency level of inverter compressor which is applied in variable speed RAC with multiple working conditions. Actual operation efficiency can be indicated by COAP because inverter compressor performance is considered according to COAP. In order to simplify test procedure of COAP, standard test conditions and its weight are generated. Then the effect of efficiency curve of inverter compressor on COAP is discussed. Finally examples with this method are illustrated for compressor matching and design optimization.

Keywords compressors for air conditioner; coefficient of annual performance (COAP); variable speed room air conditioner; inverter compressors; efficiency evaluation

近年来各国纷纷提高空调能效等级要求或对空调能效测试标准进行修改, 以推动业界有效提高空调器能效水平。同时空调节能的关注方向已从单一工况的性能系数COP转化为全年性能系数APF。国际上相关标准均使用部分负荷性能系数(IPLV)、季节能效比(SEER)、全年性能系数(APF)作为空调性能的评价指标^[1-4]。中国2004年修订的《GB/T 7725—2004 房间空气调节器》^[5]也提出了全年性能系数APF来评价空调器的全年能源消耗情况。

由于房间空调器的性能评价指标已从单一工况的性能系数COP转化为全年性能系数APF, 作为房间空调器中能量消耗占绝大部分的压缩机的优化与评价工况也要随之发生变化。但基于空调APF

评价体系下的压缩机评价指标和方法, 尚无一个统一的标准, 这里根据空调APF评价体系, 确定了房间空调器用变速压缩机的APF基准工况, 提出了变速压缩机的性能评价指标——全年综合能效比COAP(Coefficient of Annual Performance, 简称COAP)用于指导压缩机的设计优化和选型。

1 压缩机年度综合能效比(COAP)

1.1 压缩机综合能效比COAP定义及基准测试工况

目前空调压缩机仅规定了在定格点下的性能表现, 如ASHRAE工况、ARI工况等, 这些工况点是在空调器单工况的情况下得到。但由于空调器的性能评价标准已从单工况向多工况转变, 压缩机作

为空调的主要耗能部件,消耗空调器接近90%的能量输入,压缩机的能效评价标准也需要从单工况向多工况转化。基于以上背景,这里提出压缩机全年综合能效比衡量压缩机在全年变工况条件下的运行效率:

$$\text{COAP} = \frac{\text{压缩机制冷季节总制冷量} + \text{压缩机制热季节总制热量}}{\text{压缩机制冷季节总耗电量} + \text{压缩机制热季节总耗电量}} \quad (1)$$

1.2 压缩机综合能效比COAP权重法构成

对于公式(1),可进行以下变形:

$$\begin{aligned} \text{COAP} &= \frac{\sum \dot{\phi}_c(t_i) \times H_c(t_i) + \sum \dot{\phi}_h(t_j) \times H_h(t_j)}{\sum \dot{P}_c(t_i) \times H_c(t_i) + \sum \dot{P}_h(t_j) \times H_h(t_j)} \\ &= \sum \frac{\dot{\phi}_c(t_i) \times H_c(t_i)}{\dot{P}_c(t_i) \times H_c(t_i)} \times \tau_c(t_i) + \sum \frac{\dot{\phi}_h(t_j) \times H_h(t_j)}{\dot{P}_h(t_j) \times H_h(t_j)} \times \tau_h(t_j) \\ &= \sum \text{COP}_c(t_i) \times \tau_c(t_i) + \sum \text{COP}_h(t_j) \times \tau_h(t_j) \end{aligned} \quad (2)$$

式中:下标c为制冷模式;下标h为制热模式; $\text{COP}_c(t_i)$ 为制冷温区 t_i 实际能效比; $\text{COP}_h(t_j)$ 为制热温区 t_j 实际能效比; $H_c(t_j)$ 为制冷季节中对应于环境温度 t_j 下空调器实际运转的小时数; $\dot{\phi}_h(t_j)$ 为供暖季节的空调器制热量; $\dot{P}_h(t_j)$ 为供暖季节实际功率消耗; $H_h(t_j)$ 为供暖季节中对应于环境温度 t_j 下空调器实际运转的小时数。

$$\tau_c(t_i) = \frac{[\dot{\phi}_c(t_i) \times H_c(t_i)]}{\sum \dot{P}_c(t_i) \times H_c(t_i) + \sum \dot{P}_h(t_j) \times H_h(t_j)}$$

制冷温区 t_i 所占全年能耗比

$$\tau_h(t_j) = \frac{[\dot{\phi}_h(t_j) \times H_h(t_j)]}{\sum \dot{P}_c(t_i) \times H_c(t_i) + \sum \dot{P}_h(t_j) \times H_h(t_j)}$$

制热温区 t_j 所占全年能耗比。

通过公式(2)可以看到COAP是由各温区COP(t_i)与权重之积构成,并且所有权重之和为1^[9],同时COAP与温度分区和时长分布密切相关,同一台空调器在不同地区使用,其压缩机COAP性能表现是不一样的。

1.3 压缩机综合能效比COAP采用基准工况的权重法

按照定义COAP的获得需要测试所有制冷和制热区间中的性能参数,如果这样做首先工作量太大,不利于标准的推广,其次划分过细对于测试结果精度的提升并无帮助。基于以上考虑可将公式(2)进一步简化,COAP的计算进一步简化基于以

下假设:在保证室内温度条件不变的情况下,房间空调器的制冷量、制热量及功率与室外温度成线性关系,此项假设对变转速空调能够很好的成立^[6-7],对于定速空调存在部分负荷下的停开问题,制冷量、制热量及功率与室外温度的对应关系比较复杂,不存在简单的线性对应关系^[8]。

参考APF基准工况的测试方法,仅需测试有代表性基准工况的性能参数,其余工况参数插值计算。考虑到房间空调器APF测试基准工况已经确定,压缩机COAP基准工况需要与之相对应。下表是几款规格不同的房间空调器采用R410A变速压缩机在APF基准工况下的实测参数值。

表1 APF工况R410A变速压缩机对应工况实测结果
Tab.1 Testing result of APF condition with R410A DC compressor

工况	额定 制冷	中间 制冷	额定 制热	中间 制热
空调22机一				
吸气压力/排气压力 /MPa	1.18 /2.7	1.33 /2.34	0.73 /1.94	0.77 /1.68
冷凝温度/℃	46.1	40.4	33.1	27.8
蒸发温度/℃	15.7	19.7	1.23	2.7
空调22机二				
吸气压力/排气压力 /MPa	1.22 /2.59	1.38 /2.33	0.73 /1.83	0.78 /1.66
冷凝温度/℃	44.4	40.2	31.0	27.4
蒸发温度/℃	16.8	20.9	1.23	3.1
空调25机				
吸气压力/排气压力 /MPa	1.108 /2.683	1.351 /2.311	0.712 /1.952	0.791 /1.601
冷凝温度/℃	45.9	39.9	33.4	26.1
蒸发温度/℃	13.7	20.2	0.5	3.5
空调28机				
吸气压力/排气压力 /MPa	1.286 /2.541	1.395 /2.348	0.829 /2.028	0.879 /1.746
冷凝温度/℃	42.1	38.8	32.9	27.1
蒸发温度/℃	15.9	18.8	1.2	3.0

R410A由于其优异的流动性能与传热性能,以额定制冷工况为例,冷凝器的换热温差7~11℃,蒸发器换热温差11~14℃。对于翅片管换热器,换热器中冷媒与铜管的相变换热系数较大,热阻主要集中在空气侧,换热面积及换热温差的改变对空调器的性能提高呈衰减状态,但成本线性提高,基于产品成本及产品生命周期的考虑,R410A压缩机在不同空调中的运行工况基本保持稳定,实验数据统计可以确定R410A压缩机的APF基准工况及与ASHRAE/T1工况对比,如表2。

表2 R410A冷媒压缩机COAP基准工况
Tab.2 COAP standard conditions of R410A compressors

工况	ASHRAE /T1	A	B	C	D
	额定 制冷	额定 制冷	中间 制冷	额定 制热	中间 制热
吸气压力/排 气压力/MPa	0.996 /3.376	1.287 /2.653	1.438 /2.410	0.835 /1.976	0.875 /1.754
冷凝温度/℃	54.4	44	40	32	27.4
蒸发温度/℃	7.2	16	20	1.5	3.0
吸气温度/℃	35	28	30	12	12
环境温度/℃	35.0	35.0	35.0	7.0	7.0
压缩机理论 COP	4.47	8.06	12.02	7.37	9.57

注：上述饱和温度/压力按露点法确定。

COAP可简化成制冷和制热五个工况下的性能与权重和组成，且以上5个工况的权重和等于1。对于制冷模式下室外温度在24℃~38℃变化，温度变化范围较窄，采用两点插值线性化与实际运行能较好的吻合。对于制热模式室外温度-9℃~16℃，室外温度变化范围宽，并且存在化霜与除霜的影响，为了更准确的得到系统的性能，对于寒冷地区在低温区运行较多的空调制热工况可采用三个点代表其制热性能。

$$\text{COAP} = \text{COP}_{(A)} \times \chi_A + \text{COP}_{(B)} \times \chi_B + \text{COP}_{(C)} \times \chi_C + \text{COP}_{(D)} \times \chi_D + \text{COP}_{(E)} \times \chi_E \quad (3)$$

1.4 压缩机效率曲线对COAP的影响

以1HP空调为例，额定制冷量工况、额定制热量工况下的制冷量分别为2500W、2600W；则中间制冷与中间制热工况的制冷量分别为1400W、1300W。对于定速空调在部分负荷时压缩机能力过剩，通过压缩机的开停控制来适应建筑负荷的变化，变速压缩机通过转速的调节使压缩机能力与建筑负荷相匹配，避免压缩机频繁开停从而提升效率。

表3 实验样机的基本情况
Tab.3 Testing compressors parameters

样机编号	1	2	3	4
行程容积/cm ³	7.2	8.4	9.2	10.4
转毡范围/(r/min)	1000~ 7200	1000~ 7200	1000~ 7200	1000~ 7200
使用制冷剂	R410A	R410A	R410A	R410A
活塞外径/mm	Φ37.3	Φ36.3	Φ35.6	Φ34.4

对于转速可控型房间空调器，压缩机的制冷量或制热量可以通过转速变化来调节，要达到相同

的制冷量或制热量，可以选择不同排量的压缩机。在这个研究中有4台不同排量压缩机供选择，在1匹转速可控性房间空调器进行优化配置，压缩机基本情况如表3所示。

不同的工况和转速下影响对不同压缩机各部件效率影响不尽相同，最终表现在压缩机的效率随工况和转速也不同，在这里我们称各个基准工况下压缩机效率随转速变化的曲线称为效率曲线，4台压缩机的效率随制冷量的变化如图1所示。

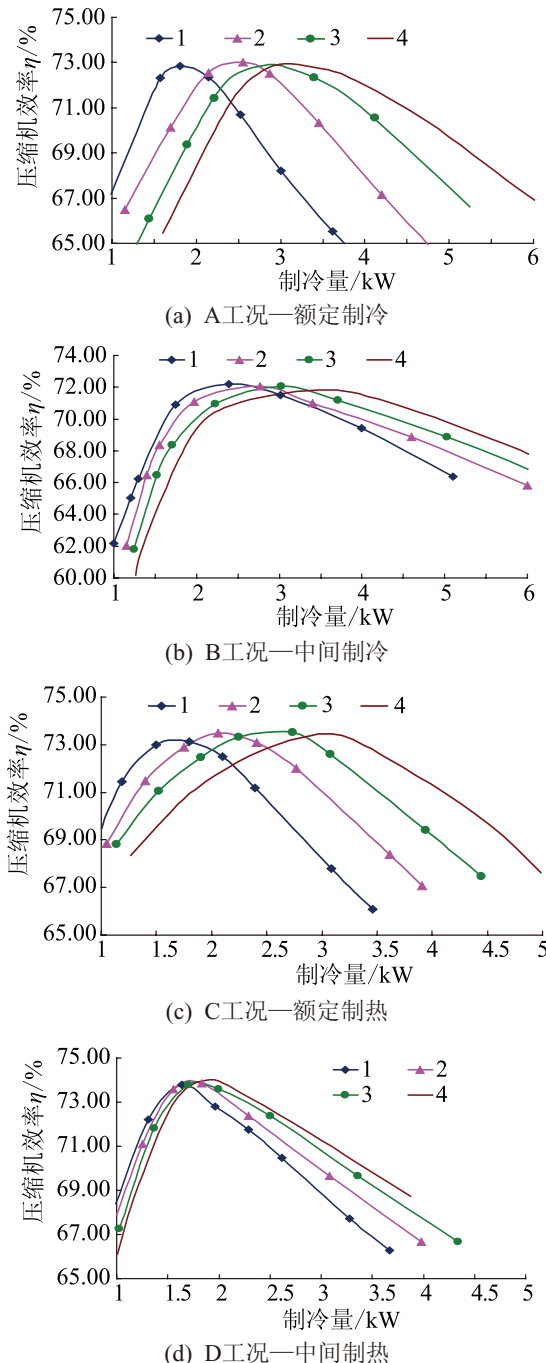


图1 不同工况下的压缩机效率曲线

Fig.1 The efficiency curuse of compressors in different conditions

从压缩机效率曲线图上可以看出：1) 压缩机的效率曲线随转速先增加后降低，其形状大小取决于运行工况和结构设计。2) 由于行程容积不同，最高效率点对应的制冷量也不同，从图中可以看出，行程容积大的压缩机，最高效率点对应的制冷量也大。对于压缩机选择来说应该使压缩机效率最高点能力与空调器所需能力相匹配，发挥压缩机的最佳水平。

2 特定地区COAP分析举例

以上分析了压缩机效率曲线对工况和转速变化情况，COAP的最终确定还要结合各工况的权重，不同地区的房间空调器，压缩机COAP权重系数也是不一样的，中国某地地区运行的空调器COAP权重系数见表4。

根据制冷量的需求，结合压缩机在基准工况下的性能，得到对应的转速和压缩机效率在表5列出，根据中国某地区的相应权重系数，按公式(2)计算出对应的全年综合能效比。从表5的计算数据

表4 中国某地区空调COAP权重系数

Tab.4 Weight of COAP standard condition in a region of China

额定制冷	中间制冷	额定制热	中间制热	低温制热
χ_A	χ_B	χ_C	χ_D	χ_E
7%	21%	22%	50%	0

可看出，针对中国某地区的1匹直流转速可控型空调器，2号机(行程容积为 8.4cm^3)的COAP最高。4号机(行程容积为 10.4cm^3)的COAP最低。产生以上结果的原因是4号机排量太大，其压缩机效率最高点的制冷量或制热量远超房间空调器所需，压缩机没在效率最高点附近运行。

由表4可知，重点要改善中间制热工况(占50.4%的权重)。而根据图1(d)的中间制热效率曲线图，此4台压缩机在这个工况下效率反而差别不大，其COAP效率的差别最终反而是前面三个工况贡献。这也给了我们一个思路，如果要提升COAP，最先优化的工况中间制热工况，由于篇幅所限，COAP在压缩机优化方面的作用不再展开。

表5 全年综合能效比比较

Tab.5 Comparison COAP of among 4 compressors

测试条件	权重系数	1号机		2号机		3号机		4号机	
		转速/(r/min)	效率	转速/(r/min)	效率	转速/(r/min)	效率	转速/(r/min)	效率
A工况	5.94%	2950	0.708	2550	0.729	2350	0.725	2100	0.716
B工况	26.59%	1450	0.670	1250	0.663	1150	0.642	1030	0.626
C工况	17.07%	4250	0.702	3650	0.724	3350	0.736	3000	0.730
D工况	50.4%	1920	0.720	1650	0.717	1510	0.710	1350	0.703
COAP		6.67		6.69		6.62		6.53	

3 结论

在国际上房间空调器能效评价均转向全年运行能效的背景下，得出以下结论：

1) 提出了与房间空调器APF相对应的适合变速压缩机全年能效评价指标COAP，并得出了COAP的基准工况

2) 利用基准工况推导了COAP权重法构成，压缩机COAP可以由额定制冷、中间制冷、额定制热、中间制热、低温制热等5个基准工况点配合不同权重构成，对于不同的地区，权重系数也不同。

3) COAP应用进行了探讨，说明如何根据压缩机效率曲线，结合其应用地区的不同工况权重系数，如何选择最适合的压缩机使空调的能效达到最高。并举例进行说明。

参考文献

- [1] AHRI. AHRI 210/240—2006Performance rating of water chilling packages using the vapor compression cycle[S]. USA, 2006.
- [2] JIS. JIS B 8616-2006 Unitary air conditioners - Central AC Split type[S]. Japan, 2006.
- [3] JIS. JIS C 9612—2005Room Air Conditioners[S]. Japan, 2005.
- [4] AHRI. AHRI Standard 210/240—2006Standard for performance rating of unitary air-conditioning and air-source heat pump equipment, Air-conditioning, Heating, and Refrigeration Institute[S]. USA, 2006.
- [5] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局，中华人民共和国标准化管理委员会.GB/T7725-2004房间空气调节器[S]. 北京：中国标准出版社，2004.

(下转第64页)

- 2007, 46(11):1172-1181.
- [2] S Lin, P A Kew, K Cornwell. Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1 mm diameter tube[J]. *Int. J. Refrigeration*, 2001, 24(1): 51-56.
- [3] C Vlasie, H Macchi, J Guilpart, et al. Flow boiling in small diameter channels[J]. *Int. J. Refrigeration*, 2004, 27(2): 191-201.
- [4] T N Tran, M W Wambsganss, D M France. Small circular-and rectangular-channel boiling with two refrigerants[J]. *Int. J. Multiphase Flow*, 1996, 22(3): 485-498.
- [5] P A Kew, K Cornwell. Confined bubble flow and boiling in narrow spaces[C]// *Proc. 10th Int. Heat Transfer Conf. Brighton*, 1994: 473-478.
- [6] J Bonjour, M Lallemand. Flow patterns during boiling in a narrow space between two vertical surfaces[J]. *Int. J. Multiphase Flow*, 1998, 24(6): 947-960.
- [7] M C Diaz, H Boye, I Hapke, et al. Flow boiling in mini and microchannel[C]// *Proc. 2nd Int. Conf. on Microchannels and Minichannels. Rochester, New York*, 2004: 445-452.
- [8] B Agostini, A Bontemps. Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels[J]. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2004, 26(2): 296-306.
- [9] DANILOVA G N, AZARSKOV V M, ZEMSKOV B B, et al. Heat transfer and two—phase flow of freons in evaporators of refrigerators[J]. *Heat Transfer: Soviet Res*, 1986, 18(6): 18-23.
- [10] 蒲鹏飞, 潘良明, 李午申, 等. 竖直矩形狭缝通道内环状流沸腾换热分析模型[J]. *热科学与技术*, 2005, 4(3): 208-212. (Pu Pengfei, Pan Liangming, Li Wushen, et al. Annular flow analysis model for boiling heat transfer in vertical narrow rectangular gap[J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2005, 4(3): 208-212.)

作者简介

郑志皋, 男(1960—), 工程师, 上海理工大学, 制冷及低温工程研究所, 13651889137, E-mail: zhengzhigao@yahoo.com.cn。研究方向: 动力工程测控技术和流体机械。

About the author

Zheng Zhigao(1960—), male, engineer, Refrigeration and cryogenic engineering research institute, University of Shanghai for Science and Technology, 13651889137, E-mail: zhengzhigao@yahoo.com.cn. Research fields: power engineering measurement and control technology, fluid mechanics.

(上接第60页)

- [6] 何学平, 方建良, 赵巍, 等. VRV家用中央空调器 SEER 的计算与分析 [J]. *节能技术*, 2005, 23(1): 37-39. (He Xueping, Fang Jianliang, Zhao Wei, et al. Calculation and Analysis of SEER of VRV Household Central Air Conditioner[J]. *ENERGY CONSERVATION TECHNOLOGY*, 2005, 23(1): 37-39.)
- [7] S A Tassou, T Q Qureshi. Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications [J]. *Int. J. Refrig.* 1998, 21(1): 29-41.
- [8] Larry Palmiter, Jun-Hyeung Kim, Ben Larson, 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.
- [9] 胡健, 曾伟平, 谷波, 等. 基于多标准的空调系统季节能效比计算分析[J]. *流体机械*, 2007, 35(9): 77-81. (Hu Jian, Zeng Weiping, Gu Bo, et al. Analysis on SEER of Air-conditioner Based on Multi-standard[J]. *Fluid Machinery*, 2007, 35(9): 77-81.)

作者简介

张海锋, 男(1971—), 高级工程师, 上海日立电器有限公司技术中心, (021) 50554560, E-mail: zhanghf@shcc.com.cn。研究方向: 制冷及压缩机技术。

About the author

Zhang Haifeng(1971—), male, Advanced Engineer, The technology centre of Shanghai Electrical Co., Ltd., (021) 50554560, E-mail: zhanghf@shcc.com.cn. Research fields: Refrigeration and compressors technology.