

能量回收型制冷压缩机测试装置及其分析

潘亚梅, 黄 虎, 张忠斌, 张敬坤, 蒋 青

(南京师范大学能源与机械工程学院, 江苏 南京 210042)

[摘要] 提出一种能量回收型的制冷压缩机测试装置, 并对比传统的第二制冷剂量热器法进行分析. 该装置回收冷凝器的热量来自我平衡蒸发器的冷量, 可有效实现能量的循环利用. 计算结果表明, 能量回收型制冷压缩机测试装置最终获得的冷量达到 36.42%, 高出第二制冷剂量热器法 19.29%. 结合流程图揭示出压缩机和蒸发器是该装置进一步性能优化的主要改进对象.

[关键词] 压缩机测试装置, 分析, 流程图

[中图分类号] TU831 [文献标志码] A [文章编号] 1672-1292(2014)01-0035-04

An Energy Recovery Type Refrigeration Compressor Testing Device and Energy Analysis

Pan Yamei, Huang Hu, Zhang Zhongbin, Zhang Jingkun, Jiang Qing

(School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

Abstract: In this paper, an energy recovery type of refrigeration compressor testing device is presented and energy analysis is adopted to evaluate its energy conservation compared with the traditional second-refrigerant recovery calorimeter method. The device retrieves heat from condenser to balance the cold from evaporator, which effectively realizes recycling of energy. The results show that the energy recovery type refrigeration compressor testing device receives cold energy of 36.42%, 19.29% higher than the second refrigerant calorimeter method. And the Chart of energy currency reveals the compressor and evaporator are the main object of improvement for further performance optimization.

Key words: compressor testing device, energy analysis, chart of energy currency

第二制冷剂量热器法, 以其原理简单, 制作方便, 是容积式制冷压缩机性能测试的最常用的方法, 特别是对于 30 kW 以下的小型制冷压缩机^[1]. 但是这种方法能源消耗很大, 当被试压缩机提供试验工况环境的冷凝器的冷凝热量全部耗散到周围环境时, 量热器一侧需要加热器提供热量以平衡能量.

随着能源成本的日益提高, 试验装置是否节能已成为选择压缩机性能试验方法的重要衡量标准. 科研人员已不再局限于关注第二制冷剂量热器法测试精度的提高与量热器漏热量的降低^[2,3], 而在不断寻求对第二制冷剂量热器法进行节能优化. 于是, 提出一种能量回收型制冷压缩机测试方法来优化压缩机性能测试装置, 即利用冷凝器的热量来自我平衡蒸发器的冷量. 而多余的冷凝热量采用外加冷源消耗掉, 装置简便, 并且可以降低系统的运行能耗^[4].

大量文献证明, 分析法可有效评价蒸汽压缩制冷循环的能量利用状况^[5,6]. 如将损失、效率、损率、损系数结合起来对地源热泵的制冷工况进行全面分析, 几种评价指标相辅相成^[7]. 制冷压缩机系统即为蒸汽压缩制冷循环, 可采用分析法对第二制冷剂量热器法与能量回收型测试方法进行节能评价与对比分析, 以客观数据突出能量回收型压缩机测试装置的节能优势. 焓流图可直观反映第二制冷剂量热器法与能量回收型测试方法的流情况, 为系统改进提供指导^[8].

收稿日期: 2013-12-02.

基金项目: 江苏省高校自然科学基金(12KJB470010)、江苏省产学研联合创新资金项目(BY2013001-05)、南京师范大学科技成果转化基金(2013-07).

通讯联系人: 张忠斌, 博士研究生, 工程师, 研究方向: 制冷空调设备性能优化和试验新方法. E-mail: zhangzhongbin@163.com

1 系统描述

1.1 第二制冷剂量热器法装置

图 1 为传统的第二制冷剂量热器法流程图. 从量热器流出的饱和制冷剂气体过热后, 经压缩机压缩成高温高压气体, 在冷凝器中液化, 经膨胀阀节流成为气液两相流, 再进入量热器, 完成整个制冷循环. 同时, 在量热器中还要设置电加热器对第二制冷剂加热, 能量消耗巨大.

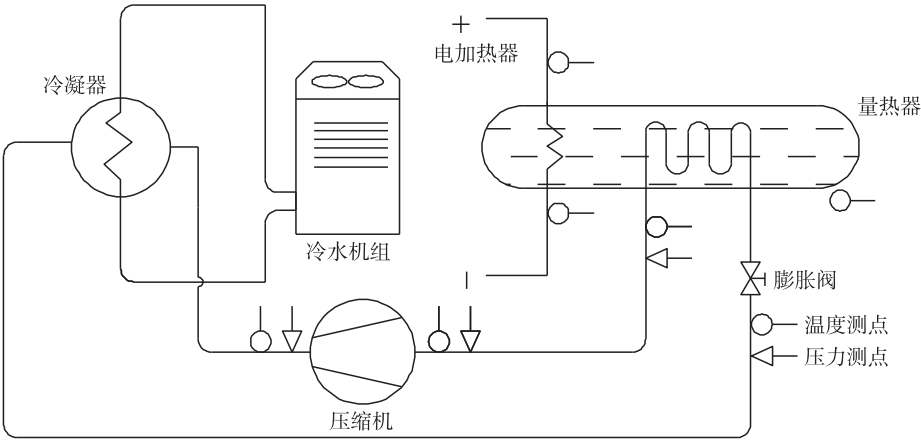


图 1 第二制冷剂量热器压缩机性能测试装置原理图
Fig. 1 The schematic of second-refrigerant calorimeter testing device schematic

1.2 能量回收型装置

图 2 为能量回收型的制冷压缩机测试装置的原理图. 该系统包括制冷剂循环回路和水循环回路. 制冷剂循环回路工作原理与上述相同. 但在水循环回路中, 在量热器内部增设的热交换盘管与水冷冷凝器的热交换盘管构成能量回收水流回路, 水冷冷凝器中的绝大部分冷凝热量通过载冷剂水带到量热器中, 用于加热第二制冷剂. 通过体积流量计和温度测点可以得到水流量和水温差, 也就可以计算出回收的冷凝热量.

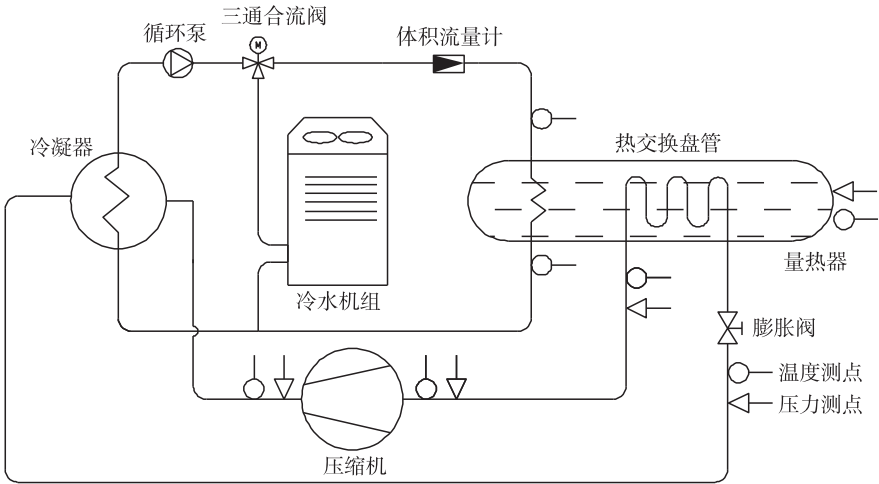


图 2 能量回收型压缩机性能测试装置原理图
Fig. 2 The schematic of energy recovery testing device

空气源冷水机组与水冷冷凝器的热交换盘管构成旁通能量耗散水流回路, 多余的热量通过空气源冷水机组耗散到周围环境中. 冷凝和旁通的比例通过三通合流阀调节水量得以实现.

该装置将试验系统的冷凝器和蒸发器联系起来, 回收冷凝热量加热第二制冷剂, 保证了系统的节能性. 系统结构简单实用, 对大冷量尤其是 50 kW 以上的制冷压缩机的性能试验节能效果尤其显著.

2 工况设定及计算

两种压缩机测试装置都采用 R134a 制冷剂. 运行工况设定见表 1^[1].

相同工况,两种压缩机性能测试装置的压焓图相同,如图3所示。1-2-3-4表示两种压缩机制冷测试装置的制冷循环。1为吸气状态点;2为排气状态点;3为冷凝器出口状态点;4为蒸发器进口状态点。

对两种压缩机测试装置进行分析。定义: T_0 为环境温度; T_c 为冷凝温度; T_e 为蒸发温度,单位均为 $^{\circ}\text{C}$; e 为收益; i 为损失,单位均为 kJ/kg 。为更好地评价系统的能量利用状况,在分析中引入了效率、损率和损系数这3个评价指标。 η 为效率, d 为损率,均无单位量纲。效率表示的利用率,对于改进系统具有重要的指导意义。损率是某环节损失占总环节损失的比值。损系数是某一环节损失和全部代价的比值。 h_n 表示状态点 n 的焓值, s_n 表示状态点 n 的熵值, ψ_n 表示状态点 n 的值。对于一个任意状态点,其 $\psi=(h-h_0)-T_0(s-s_0)$ 。

2.1 系统

- (1)对于第二制冷剂量热器法:系统总收益 $e_{\text{sys}}=e_a=e_{23}$,系统总损失 $i_{\text{sys}}=i_a=i_{12}+i_{23}+i_{34}+i_{41}+e_{41}$ 。
- (2)能量回收法:系统总收益 $e_{\text{sys}}=e_b=e_{23}+e_{41}$,系统总损失 $i_{\text{sys}}=i_b=i_{12}+i_{23}+i_{34}+i_{41}+e_{41}-e_{23}$ 。
- (3)系统总效率 $\eta=e_{\text{sys}}/w$ 。

2.2 压缩机

单位压缩功 $w=h_2-h_1$,损失 $i_{12}=\psi_1-\psi_2+w=T_0(s_2-s_1)$,损率 $e_{23}=q_c\left(1-\frac{T_0}{T_c}\right)$ 。

2.3 冷凝器

冷凝热量 $q_c=h_2-h_3$,热量 $e_{23}=q_c\left(1-\frac{T_0}{T_c}\right)$,损失 $i_{23}=(\psi_2-\psi_3)-e_{23}$,损率 $i_{41}=T_0(s_1-s_4)\left(1-\frac{T_c}{T}\right)$ 。

2.4 膨胀阀

损失 $i_{34}=\psi_3-\psi_4=T_0(s_4-s_3)$,损率 $d_{\text{ex}}=\frac{i_{34}}{i_{\text{sys}}}$ 。

2.5 蒸发器

单位质量制冷量 $q_e=h_1-h_4$ 。

冷量 $e_{41}=q_e\left(\frac{T_0}{T_c}-1\right)$,损失 $i_{41}=(\psi_4-\psi_1)-e_{41}$,损率 $d_e=\frac{i_{41}}{i_{\text{sys}}}$ 。

3 结果分析

表2为分析的计算结果。由表2可知,两种系统中压缩机的平均耗功是 30.54 kJ/kg 。第二制冷剂量热器法压缩机测试装置的收益为 7.51 kJ/kg ,损失为 23.03 kJ/kg 。而能量回收型制冷压缩机测试装置回收了耗散的冷凝热量来自平衡蒸发器的冷量,收益为 15.01 kJ/kg ,损失为 15.53 kJ/kg 。能量回收型制冷压缩机测试装置的收益是第二制冷剂量热器法的2倍。因而,能量回收型制冷压缩机测试装置是一种充分考虑能量合理利用的节能型制冷压缩机性能试验系统。

对于两个测试装置,系统总效率是各个设备综合作用的结果,所以两个系统的总效率都低于各个设备。因此,提高各个设备的效率可以促进提高整个系统的效率。而压缩机具有最大的损失,蒸发器具有最小的效率,冷凝器具有最小的损失、损率。对于两种测试装置,压缩机和蒸发器都是系统改进的主要对象,而冷凝器改进的潜力不大。

图4可直观显示系统中的流动。以压缩机耗功100%为基准,按比例绘制出两个系统的焓流图。由图4可知,能量回收法中,蒸发器的损失通过回收冷凝器的热量得到平衡,系统最终获得的冷量高出第二自平衡法19.29%。

表1 工况假定

Table 1 Hypothesis working conditions

第二制冷剂量热器法和能量回收型压缩机测试装置工况/ $^{\circ}\text{C}$				
环境温度	蒸发温度	冷凝温度	过热度	过冷度
35	5	50	15	0

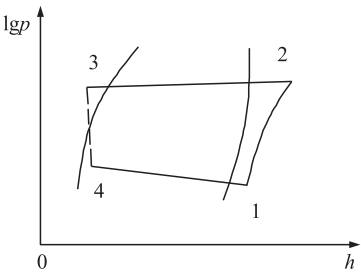


图3 第二制冷剂量热器法和能量回收型装置的压焓图
Fig.3 The pressure-enthalpy diagram of both testing devices

表 2 焓分析		
Table 2 Exergy analysis		
计算项目	计算结果(夏季)	
	第二制冷剂量热器法/(kJ/kg)	能量回收法/(kJ/kg)
压缩机	w	30.54
	i_{12}	1.29
	d_{com}	5.6
冷凝器	e_{23}	8.11
	i_{23}	0.43
	d_c	1.87
膨胀阀	i_{34}	5.06
	d_{ex}	21.97
	e_{41}	7.51
蒸发器	i_{41}	8.14
	d_e	35.35
	e_{sys}	7.51
系统	i_{sys}	23.03
	η	24.58
		51.15

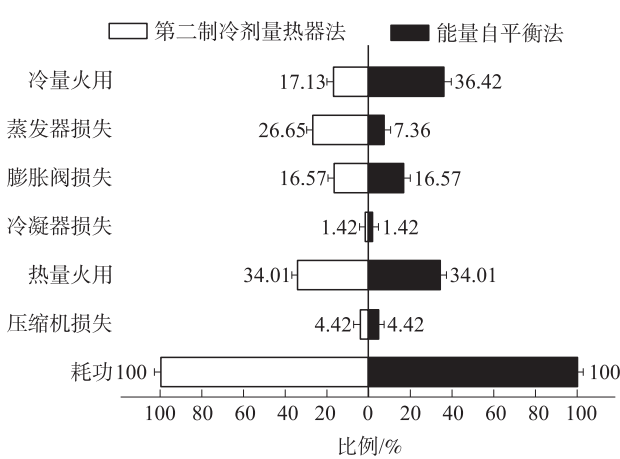


图 4 第二制冷剂量热器法(L)和能量回收法(R)焓流图
Fig.4 Annual average exergy-flow diagram of second refrigerant calorimeter method(L) and energy recovery method(R)

4 结论

- (1)一种能量回收型的制冷压缩机测试装置,利用冷凝器的热量来自我平衡蒸发器的冷量,取代第二制冷剂量热器法中的电加热,具有良好节能效果.
- (2)无论是第二制冷剂量热器法还是能量回收型压缩机测试装置,压缩机和蒸发器都是系统改进的主要对象,而冷凝器改进潜力不大.
- (3)能量回收型制冷压缩机测试装置最终获得的冷量达到 36.42%,高出第二自平衡法 19.29%.

[参考文献](References)

[1] 中国国家标准化管理委员会. GB/T 5773—2004 容积式制冷剂压缩机性能试验方法[S]. 北京:中国标准出版社,2004.
Standardization Administration of the People's Republic of China. GB/T 5773—2004 Displacement Refrigerant Compressor Performance Test Methods[S]. Beijing:China Standards Review,2004. (in Chinese)

[2] 王晓燕. 小型制冷压缩机全自动性能测试试验台研制[J]. 实验室研究与探索,2011,30(8):52-56.
Wang Xiaoyan. Development of automatic refrigeration compressor performance test device[J]. Research and Exploration in Laboratory,2011,30(8):52-56. (in Chinese)

[3] 范力群. 制冷压缩机性能试验系统:中国,201531407[P]. 2010-07-21.
Fan Liqun. Refrigeration Compressor Performance Test System:China,201531407[P]. 2010 -07-21. (in Chinese)

[4] 张忠斌,黄虎,王晓霖,等. 一种冷凝热量回收型制冷压缩机性能试验系统:中国,101581294[P]. 2011-03-30.
Zhang Zhongbin,Huang Hu,Wang Xiaolin,et al. One Kind of Condensation Heat Recovery Type Refrigeration Compressor Performance Test System:China,101581294[P]. 2011-03-30. (in Chinese)

[5] Hepbasli A. Low exergy (LowEx) heating and cooling systems for sustainable buildings and societies[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2012,16(1):73-104.

[6] Hepbasli A. A review on energetic, exergetic and exergoeconomic aspects of geothermal district heating systems (GDHSS_s) [J]. Energy Conversion and Management,2010,51(10):2 041-2 061.

[7] 王欣红,毕月虹,张华. 土壤源热泵系统的焓分析[J]. 太阳能学报,2009,30(6):732-737.
Wang Xinhong,Bi Yuehong,Zhang Hua. Exergy analysis of gshp[J]. Acta Energiæ Solaris Sinica,2009,30(6):732-737. (in Chinese)

[8] Hepbasli A. Exergetic modeling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences[J]. Energy and Buildings,2007,39(12):1 211-1 217.

[责任编辑:刘健]