

# 冰箱用压缩机变工况运行的热力性能实验研究

王晓燕<sup>1</sup>, 沈 希<sup>2</sup>, 翁孟超<sup>1</sup>

(1.浙江师范大学工学院, 浙江 金华 321004; 2.浙江工业大学机械工程学院, 浙江 杭州 310014)

**[摘要]:**采用实验的方法,以R600a为工质,吸排气压力为自变量,分析了吸排气压力对往复压缩机的热力性能影响。实验结果表明:在其他参数不变时,提高吸气压力使制冷量和功耗增加,但因制冷量增幅比功耗增幅大,故性能系数COP增加;提高排气压力造成压缩机制冷量降低,功耗反而增大,COP显著降低,排气温度先降低后升高,运行经济性变差。

**[关键词]:**往复压缩机;变工况;计算模型;热力性能

中图分类号:TH457 文献标志码:A

文章编号:1006-2971(2015)06-0012-05

DOI:10.16051/j.cnki.jsjjs.2015.06.003



## Experimental Study on Thermodynamic Performance of Refrigerator Compressor Running at Variable Condition

WANG Xiao-yan<sup>1</sup>, SHEN Xi<sup>2</sup>, WENG Meng-chao<sup>1</sup>

(1. College of Engineering, Zhejiang Normal University, Jinhua 321004, China; 2. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

**Abstract:**The paper adopts the method of experiment, the reciprocating compressor takes R600a as the refrigerant and suction and discharge pressure as the independent variable, analyses the impact of suction and discharge pressure on the thermodynamic performance. The experiment result shows that elevation of suction will increase the refrigeration capacity and power consumption with other parameters unchanged, but the growth range of refrigeration capacity is greater than power consumption, so coefficient of performance (COP) increases. The increasing of discharge pressure will make the refrigeration capacity of compressor reduce, power consumption increase, coefficient of performance (COP) significantly reduce, the discharge temperature reduce at first and rise afterwards, and this will make the operational efficiency of reciprocating compressor worse.

**Key words** reciprocating compressor; variable condition; calculation model; thermodynamic performance

### 1 引言

压缩机是电冰箱的核心部件和动力源,能耗占家用冰箱总能耗的80%以上,其热力性能的好坏直接关系到整个冰箱性能的优劣,因而全面、透彻地分析压缩机热力性能是电冰箱节能的关键<sup>[1-3]</sup>。但因受其周围环境等因素影响,使之在实际运行时偏离额定状态点,处于变工况运行,其工作状态大幅度变化,且常处于瞬变温压、油气混合等

状况,因此对其研究显得尤为困难和复杂<sup>[4]</sup>。目前,部分学者在制冷压缩机计算模型和性能仿真实验方面开展了一些研究<sup>[5-8]</sup>,得出了一些有益结论,为继续开展变工况研究提供了理论依据。文章在前期工作基础上,依据热力学和动力学理论,建立了往复式制冷压缩机控制容积计算模型,采用“第二制冷剂量热器法”,研究吸排气压力对冰箱用往复压缩机制冷量、功率消耗、性能系数(COP)以及排气温度等参数的影响。

收稿日期:2015-08-31

基金项目:浙江省教育厅一般项目(Y201225635)

## 2 压缩机热力计算模型

目前全封闭往复式制冷压缩机在冰箱应用中占主导地位<sup>[9]</sup>，活塞的往复运动是一个涉及多门类多学科（包括动力学、热力学等）的复杂运动。为了研究方便，取气缸壁、活塞顶部及气缸盖所构成的空间为压缩机控制容积，建立其控制容积示意图，如图1所示。图中 $dm_i$ 、 $dm_o$ 分别为吸、排气工质质量变化量， $dq_c$ 、 $dw_c$ 分别为通过控制容积壁面传给气缸内气体的热量和对控制容积内气体所做的功量变化量； $v_s$ 、 $h_s$ 、 $p_s$ 、 $t_s$ 为进气腔内气体的比容、比焓、压力、温度； $v_d$ 、 $h_d$ 、 $p_d$ 、 $t_d$ 为排气腔内气体的比容、比焓、压力、温度； $p_c$ 、 $t_c$ 、 $m_c$ 、 $h_c$ 、 $u_c$ 为控制容积内气体的压力、温度、质量、比焓、比内能。

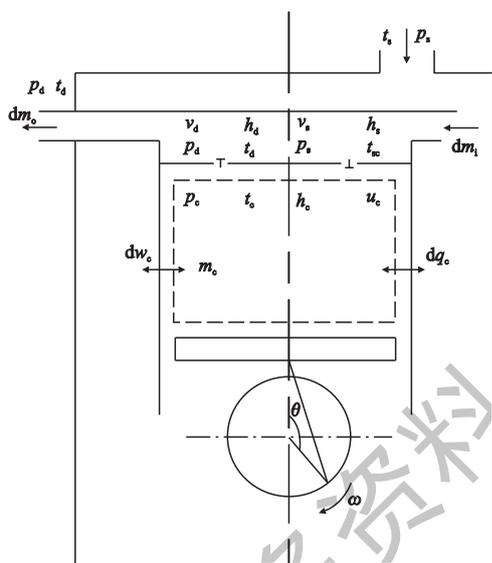


图1 压缩机控制容积示意图

可通过能量和质量守恒定律以及气态状态方程来描述工质在压缩机气缸控制容积内的状态变化规律。依据热力学第一定律，规定外界对控制容积内工质做功为正，不考虑吸排气阀内和气阀通道内的气流脉动，不计进、出控制容积气体的动能和势能，视工质进出压缩机气缸内的流动为一维稳定绝热流动，压缩机转速不变，可推导出控制容积内的气体压力变化率为

$$\frac{dp_c}{d\theta} = \frac{\frac{1}{v_c} \left[ \left( \frac{\partial h_c}{\partial v_c} \right)_{t_c} - \frac{(\partial h_c / \partial t_c)_{v_c} (\partial p_c / \partial v_c)_{t_c}}{(\partial p_c / \partial t)_{v_c}} \right] \frac{dv_c}{d\theta}}{1 - \frac{1}{v_c} \frac{(\partial h_c / \partial t_c)_{v_c}}{(\partial p_c / \partial t_c)_{v_c}}}$$

$$\frac{\frac{1}{V_c} \left[ \sum \frac{dq_c}{d\theta} + \sum \frac{dm_i}{d\theta} (h_s - h_d) \right]}{1 - \frac{1}{v_c} \frac{(\partial h_c / \partial t_c)_{v_c}}{(\partial p_c / \partial t_c)_{v_c}}} \quad (1)$$

式中  $\theta$ ——曲柄的旋转角度，rad

$V_c$ ——控制容积体积， $m^3$

控制容积内的温度变化率为

$$\frac{dt_c}{d\theta} = \frac{\left[ \frac{1}{v_c} \left( \frac{\partial h_c}{\partial v_c} \right)_{t_c} - \left( \frac{\partial p_c}{\partial v_c} \right)_{t_c} \right]}{\left( \frac{\partial p_c}{\partial t_c} \right)_{v_c} + \frac{1}{v_c} \left( \frac{\partial h_c}{\partial t_c} \right)_{v_c}} \frac{\frac{1}{V_c} \left[ \sum \frac{dq_c}{d\theta} + \sum \frac{dm_i}{d\theta} (h_s - h_d) \right]}{\left( \frac{\partial p_c}{\partial t_c} \right)_{v_c} + \frac{1}{v_c} \left( \frac{\partial h_c}{\partial t_c} \right)_{v_c}} \quad (2)$$

不考虑往复式制冷压缩机内工质的泄漏，压缩机各控制容积内的质量守恒关系式可表达为

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \frac{dm_i}{d\theta} - \frac{dm_o}{d\theta} \quad (3)$$

本文冰箱用制冷压缩机采用的工质为新型碳氢化合物R600a（异丁烷），文献指出马丁-候方程能准确反映其热力性质，其表达式<sup>[10]</sup>为

$$p = \frac{Rt}{v-b} + \sum_{i=2}^5 \frac{A_i + B_i t + C_i e^{-\frac{K_i}{t_c}}}{(v-b)^i} \quad (4)$$

式中  $p$ ——压力，MPa

$R$ ——气体常数

$t$ ——温度， $^{\circ}C$

$v$ ——比容， $m^3/kg$

$b$ ——常数

$A_i$ 、 $B_i$ 、 $C_i$  ( $i=2\sim 5$ ) ——常系数

$K$ ——绝热指数

$t_c$ ——临界温度， $^{\circ}C$

压缩机的排气温度可用该公式计算

$$T_d = \left( T_s \frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (5)$$

式中  $T_s$ 、 $T_d$ ——压缩机的进排气温度，K

$m$ ——压缩过程中的温度多变指数，取1.15

## 3 实验装置及结果分析

### 3.1 实验装置

采用“第二制冷剂量热法”进行性能实验，

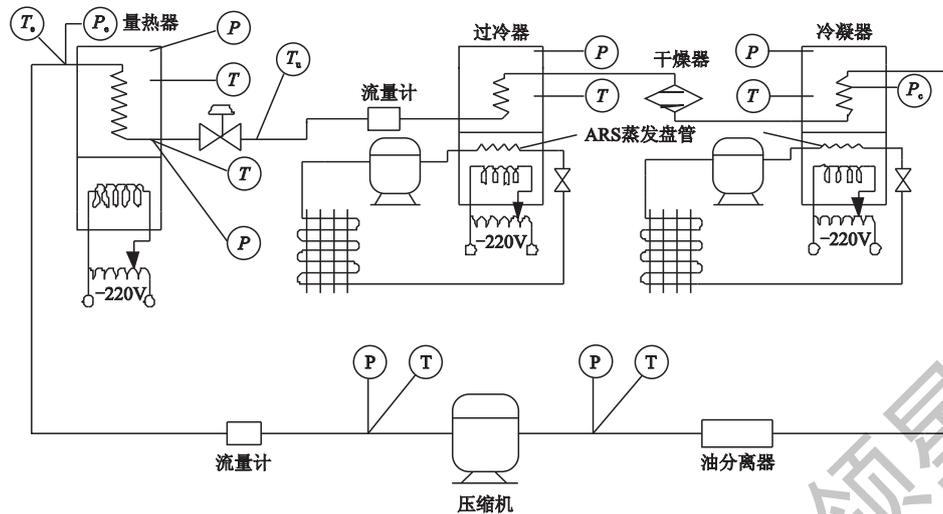


图2 实验台被测制冷系统结构简图

被测制冷系统结构原理如图2所示。在正常情况下，压缩机处于额定运行，但只要流程工艺参数变化引起过冷温度、吸气压力和排气压力中的其一发生改变，使其偏离额定工况，压缩机即处于变工况运行。本文仅对压缩机吸排气压力与其主要热力性能参数之间的定量关系开展实验研究。其中，压缩机吸气压力通过膨胀阀调节，排气压力通过冷凝器的辅助制冷系统调节控制。实验采用工控机控制，压缩机进入工作状态后，工控机每间隔20 min自动记录一次数据，每种工况测试200 min，总共记录10次，以最后4次记录结果的平均值作为输出数据。本次实验采用加西贝拉公司生产的型号为NS1112冰箱用往复压缩机，制冷剂为异丁烷R600a，实验依据GB/T5773-2004，吸气温度、过冷温度和环境温度均为32.2℃，分别以吸、排气压力为自变量（在国标工况作大幅度变化），制冷量、功耗等主要热力性能参数为因变量开展实验。

### 3.2 吸气压力对往复压缩机的热力性能影响

标准工况下，其他参数不变时，选取0.03743 MPa、0.04243 MPa、0.04743 MPa、0.05243 MPa、0.05743 MPa、0.06243 MPa、0.06743 MPa、0.07243 MPa、0.07743 MPa、0.08243 MPa、0.08743 MPa、0.09243 MPa（均为表压）共12个吸气压力值在3个不同排气压力0.5613 MPa、0.6613 MPa、0.7613 MPa（均为表压）下进行实验。吸气压力对往复式压缩机的热力性能影响如图3所示。

由图3可知，当压缩机其他工况不变时，其主要热力性能制冷量、功率消耗和性能系数COP随着吸气压力的增大而增大，它们之间存在着较好的线性关系；同时，吸气压力的增加也同样引起了其排气温度的升高，虽然各条曲线斜率不同，但总体变化趋势一致。

当排气压力 $p_d$ 一定时，由气体状态方程可知，因 $pV/T=c$ ，假设吸气温度 $T_s$ 保持恒定，而吸气压力 $p_s$ 升高，则压缩机吸入的气体分子体积 $V_s$ 减小，单位容积的气体质量增大，即压缩机实际吸入的气体质量流量增加，如果将其换算到标准状态下，排气量 $V_d$ 会相应增大，压缩机制冷量也会相应增加。指示功率 $p_i$ 和摩擦功率 $p_m$ 之和构成了压缩机输入功率，文献[4]中指出，在压缩机转速保持不变的情况下，摩擦功率 $p_m$ 与压缩机的运行工况几乎无关，而压缩机的吸气压力 $p_s$ 、压缩比 $\varepsilon$ 以及容积系数 $\lambda_v$ 决定了指示功率的大小。在排气压力 $p_d$ 一定时，随着吸气压力 $p_s$ 的升高，压缩比 $\varepsilon=p_d/p_s$ 减小。根据经验公式知， $\lambda_v$ 增大， $p_i$ 亦增大，故压缩机输入功率即功耗增加。又因压缩机制冷量增加的幅度比压缩机功耗增加的幅度要大，因此其比值COP仍然是增加的。排气温度随着吸气压力的增加而增加，与前面3种热力性能参数不同的是，排气温度增加的趋势是先平缓增加，后温度变化斜率增大，最后又趋于平缓近乎不变的一种变化趋势。该实测值与排气温度 $T_d=T_s(p_d/p_s)^{(m-1)/m}$ 计算值相差较大的主要原因是计算值得出的是压缩机内部压缩机排

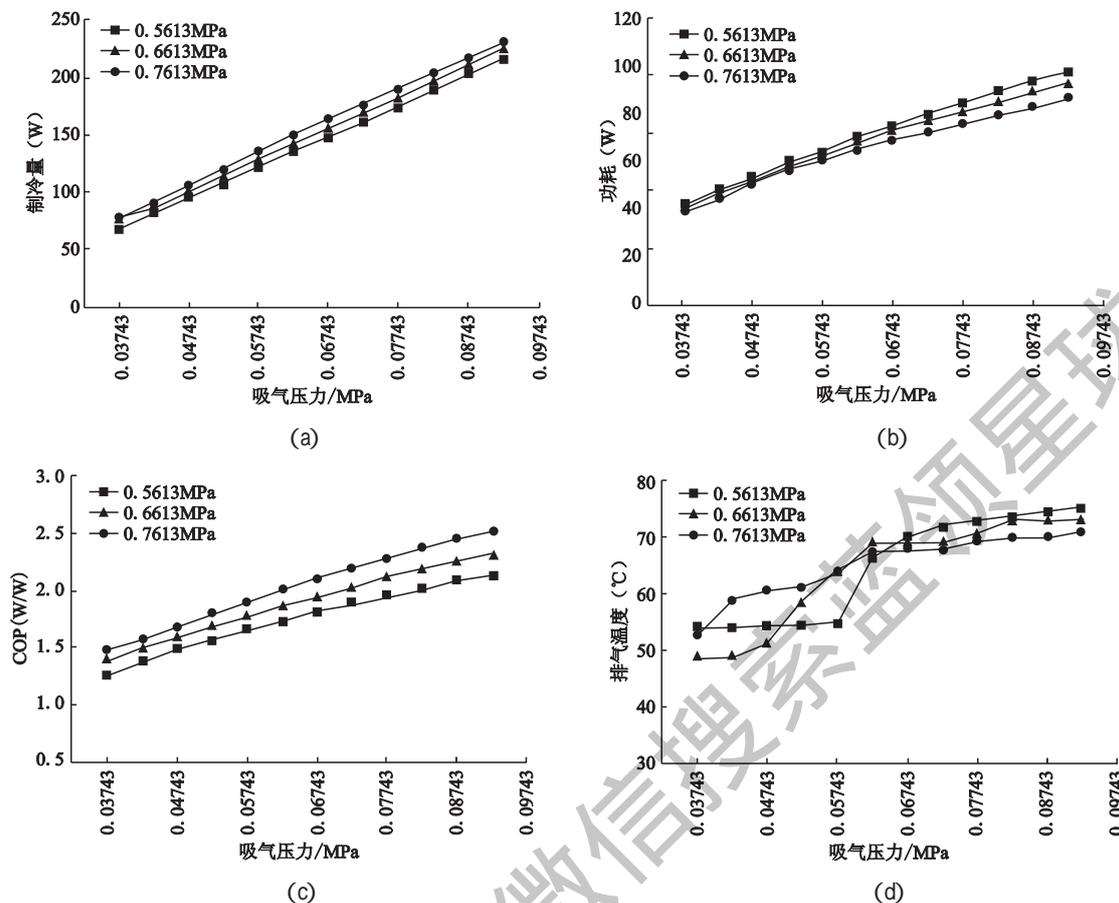


图3 吸气压力 $p_s$ 对压缩机热力性能影响

气腔内的实际制冷剂温度值，而实验测试值是按照GB/T5773-2004，测试位置距排气口20 cm处，故造成实测值与计算值之间存在一定误差，但总体变化趋势大致相同。

另外，从图中可看出，在0.5613 MPa、0.6613 MPa、0.7613 MPa 3种不同的排气压力下，随着吸气压力的升高，压缩机制冷量逐渐增大，曲线斜率近似相等；功耗和性能系数COP的曲线也近似平行。这表明，在不同排气压力下，吸气压力对压缩机热力性能（制冷量、功耗和COP）影响变化趋势类似。可见，提高吸气压力 $p_s$ 可改善往复压缩机的制冷系能，其运行经济性在一定程度上得到了提高。

### 3.3 排气压力对往复压缩机的热力性能影响

在吸气压力和吸气温度不变时，吸气压力在0.03743 MPa、0.06243 MPa、0.08743 MPa（均为表压）时，排气压力的变化时对往复制冷压缩机热力性能影响如图4所示。

图4表明，在其他参数保持不变时，随着排气

压力的升高，压缩机的制冷量降低，功耗增大，COP减小，排气温度先减小后增大并逐渐趋于稳定。这是因为当吸气压力 $p_s$ 不变时，排气压力 $p_d$ 升高，压缩比 $\varepsilon$ 增大，容积系数 $\lambda$ 减小，使其活塞有效行程减少，排气量下降，导致单位质量制冷量下降，所以总制冷量降低。同时指示功率 $p_i$ 增加，压缩机轴功率增加，即功耗增大，故制冷量与压缩机功耗比值COP减小。同时排气压力过高，容易造成排气温度过高，对压缩机运行不利，这一点不容忽视。

另外，当吸气压力 $p_s$ 不同时，随着排气压力 $p_d$ 的变化，压缩机的主要热力性能（制冷量、功率消耗及COP）以及排气温度变化的曲线近乎平行。这也表明，在不同的吸气压力 $p_s$ 工况条件下，提高排气压力 $p_d$ 对各压缩机热力性能影响类似。

## 4 结论

(1) 在其它条件保持不变前提下，提高吸气压力 $p_s$ ，可增大压缩机的制冷量和功率消耗，但因

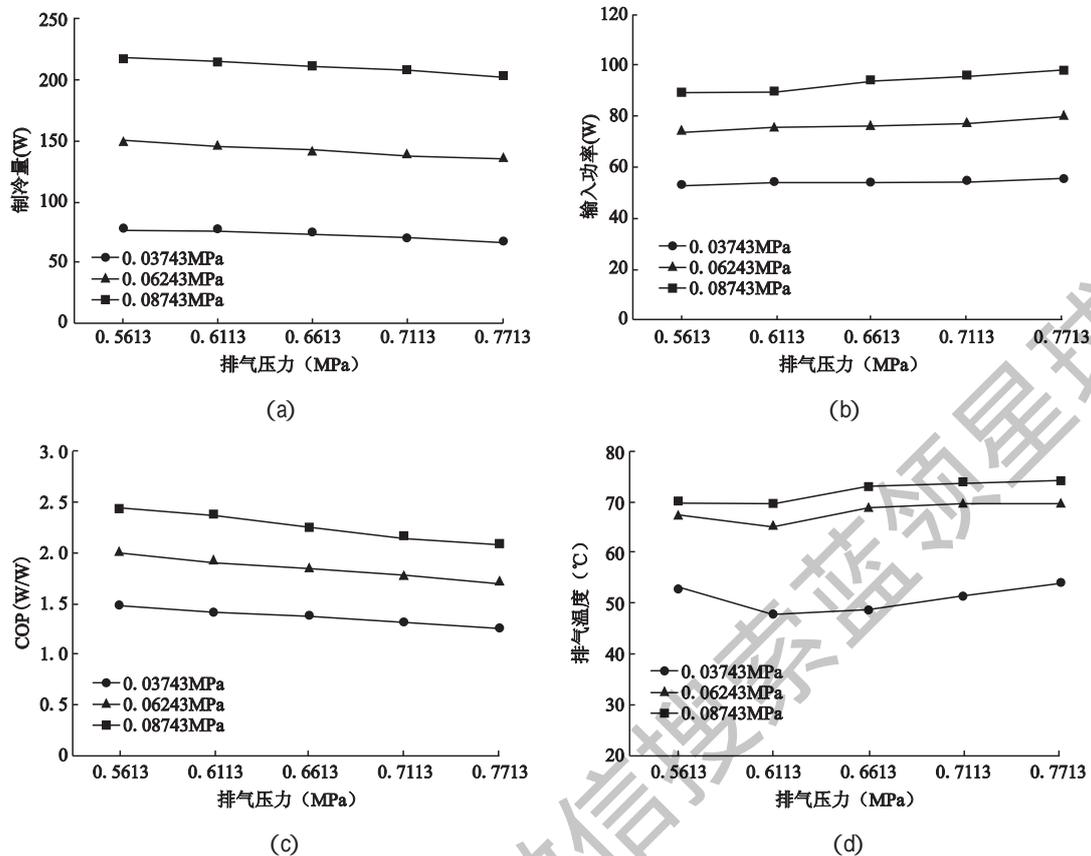


图4 排气压力 $p_d$ 对压缩机热力性能影响

其制冷量增大的幅度高于功率消耗增大的幅度，故性能系数COP也近似成线性增加。在压缩机实际运行中，吸气压力不能无限制的提高，它受冰箱使用条件制约。

(2) 当压缩机吸气压力 $p_s$ 一定时，其主要热力性能制冷量随着 $p_d$ 的升高而降低，功耗反而增加，性能系数COP显著减小，其运行经济性变差。另外，当压缩机排气压力 $p_d$ 升高时，压缩机的排气温度也随之升高，使其润滑条件变差，对压缩机工作不利，需要引起注意。

(3) 提高压缩机制冷量以及降低功率消耗最有效的措施是提高其吸气压力而降低其排气压力，即降低压缩比。其中以提高吸气压力对压缩机制冷量的影响最为显著，随着吸气压力的提高，压缩机制冷量增大幅度上升，并且基本成线性关系。

参考文献：

[1] 严天宏,梁嘉麟,等.压缩机的现状、发展及新型技术展望[J].压缩机技术,2011,(1):52-57.  
[2] 史敏,张秀平,等.制冷压缩机标准发展及趋势[J].流体机械,2013,41(12):79-82.

[3] 任金禄,陈俊健.新型制冷压缩机[J].制冷与空调,2003,3(16):1-6.  
[4] 沈希,王晓燕,等.制冷压缩机变工况运行的热力性能研究[J].制冷学报,2009,30(6):15-19.  
[5] 陈文卿,马元,等.制冷压缩机基础理论与关键技术开发[J].制冷学报,2010,31(4):14-21.  
[6] 陈林辉,张东斌,等.制冷压缩机热力性能仿真计算[J].制冷与空调,2005,5(6):29-32.  
[7] 商君萍,陈利军.冷凝温度和蒸发温度变化时往复压缩机的变工况特性[J].制冷,2008,27(2):68-71.  
[8] Shuangquan Shao, Wenxing Shi, Xianting Li, etc. Performance Representation of Variable-speed Compressor for Inverter Air Conditioners Based on Experimental Data[J]. International Journal of Refrigeration, 2004, (27): 805-815.  
[9] 谢英柏,徐周璇,等.吸排气压力对线性压缩机性能影响分析[J].工程热物理学报,2009,30(3):361-364.  
[10] 赵凯华,陈熙谋.电磁学[M].北京:高等教育出版社,2006:25-34.

作者简介:王晓燕(1981-)女,浙江师范大学工学院讲师,硕士,主要从事制冷技术的教学与研究工作。