

基于智能控制的制冷系统的节能优化研究

王建民, 申江, 范凤敏

(天津商业大学, 天津市制冷技术重点实验室, 天津 300134)

摘要: 建立了小型冷库制冷系统的数学模型, 搭建了小型冷库制冷系统试验台, 对基于智能控制的制冷系统的节能优化效果进行了实验研究。实验值与模拟值的变化趋势一致, 表明了控制系统良好的控制性和跟踪性。实验结果还表明, 基于智能控制的制冷系统在变频情况下要比定频情况下节能 10% 左右, 而且在变负荷情况下具有良好的调节性能。

关键词: 制冷系统; 智能控制; 节能; 性能

Research on energy saving and optimization of refrigeration system based on intelligent control

Wang Jianmin, Shen Jiang, Fan Fengmin

(Refrigeration Key Laboratory of Tianjin, Tianjin University of Commerce, Tianjin 300134, China)

Abstract: This paper established mathematical model of small-scale cold storage refrigeration system, set up a small cold storage refrigeration system test bench. The experiment study of the optimization and energy-saving effect of the cooling system based on intelligent control were carried out. The experimental and simulated values have the same change trend and it shows that the control system has good control and tracking performance. The experimental results also show that the refrigeration system of intelligent control in variable frequency case has 10% energy saving than fixed frequency case and also has a good regulation performance under varying load conditions.

Keywords: Cooling system, Intelligent control, Energy saving, Performance

1 前言

近些年来, 随着人民生活水平的不断提高, 对冷冻冷藏食品的需求也在不断地上升。但是, 在冷冻冷藏以及速冻加工等领域我国的企业装备水平也不高, 缺少合理的实时控制系统, 导致系统制冷效率低、能耗大。此外, 我国的制冷装置大多为手动控制, 尤其是在变负荷条件下, 其对压缩机、风机转动频率调节不够及时、不够准确。所以, 制冷系统的优化节能, 降低运营成本对国民经济的可持续发展有着重要意义^{[1][2]}。

制冷系统的智能控制研究在国际上始于 20 世纪 70 年代末, 其研究成果早已投入实际应用。文献 [3] 采用动态集中参数法建立了冷库制冷系统的压缩机、冷凝器、节流机构和蒸发器四大部件的数学模型, 并采用积分方法研究了冷库运行的各种工况下变化过程。文献 [4] 对房间空调器的动态集中参数模型进行了制冷运行时的瞬态仿

真, 模拟了启动过程中系统内部压力、制冷剂流量、房间温度等的变化。文献^[5]对压缩制冷空调装置的动态仿真开展了初步研究, 建立了制冷装置四大部件在内的较完整的制冷循环动态数学模型, 并应用于开机过程的动态模拟。

本文建立了制冷系统的数学模型以及对制冷系统多变量控制策略进行分析, 采用多变量稳定自适应模糊控制方法对制冷系统进行控制, 从而达到节能优化的目的。同时用 Matlab 软件进行模拟分析。而后在理论模型的基础上搭建了一套小型冷库制冷系统实验台进行实验研究, 并进行对比分析。

2 制冷系统总体数学模型

要实现制冷系统的智能控制, 首先要建立相应的数学模型^[6-8]。其中压缩机模型采用动态集中参数模型, 蒸发器、冷凝器、节流阀和小型低温库模型采用稳态集总参数模型, 选择冷库制冷系

收稿日期: 2014-12-30

作者简介: 王建民(1987-), 男, 研究生, 研究方向为制冷系统节能技术及优化

统的输入变量、输出变量和状态变量如下: 输入变量: 压缩机频率 f , 膨胀阀开度 A_v ; 输出变量: 库内温度 T_{in} , 蒸发器出口过热度 T_{sh} ; 状态变量: 冷凝器出口比焓 h_b , 冷凝器管壁温度 T_{cw} , 蒸发器

出口比焓 h_d ; 蒸发器管壁温度 T_{ew} , 库内温度 T_{in} 。

可得到冷库制冷系统的 5 阶非线性动态数学模型如下:

$$\begin{bmatrix} \frac{dh_b}{dt} \\ \frac{dT_{cw}}{dt} \\ \frac{dh_d}{dt} \\ \frac{dT_{ew}}{dt} \\ \frac{dT_{in}}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{m_c}{m_{con}}(h_a - h_b) + \frac{\alpha_{ci}A_{ci}}{m_{con}}(T_{cw} - T_{con}) \\ \frac{\alpha_{co}A_{co}}{C_{cw}L_c}(T_o - T_{cw}) - \frac{\alpha_{ci}A_{ci}}{C_{cw}L_c}(T_{cw} - T_{con}) \\ \frac{m_v}{m_{eva}}(h_a - h_d) + \frac{\alpha_{ei}A_{ei}}{m_{eva}}(T_{ew} - T_{eva}) \\ \frac{\alpha_{eo}A_{eo}}{C_{eo}L_e}(T_{in} - T_{eva}) - \frac{\alpha_{ei}A_{ei}}{C_{eo}L_e}(T_{ew} - T_{eva}) \\ \frac{\alpha_w A_w}{C_o + \rho_a C_p V_R}(T_o - T_{in}) - \frac{\alpha_e A_{ei}}{C_o + \rho_a C_p V_R}(T_{in} - T_{eva}) + \frac{Q_{in}}{C_o + \rho_a C_p V_R} \end{bmatrix}$$

对上述模型进行简化,可以得到冷库制冷系统数学模型的非线性标准表达式: $\begin{cases} \dot{x} = F(x) + g(x)u \\ y = h(x) \end{cases}$

$$\text{其中: } F(x) = \begin{bmatrix} F_1(x) \\ F_2(x) \\ F_3(x) \\ F_4(x) \\ F_5(x) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\alpha_{ci}A_{ci}}{m_{con}}(T_{cw} - T_{con}) \\ \frac{\alpha_{co}A_{co}}{C_{cw}L_c}(T_o - T_{cw}) - \frac{\alpha_{ci}A_{ci}}{C_{cw}L_c}(T_{cw} - T_{con}) \\ \frac{\alpha_{ei}A_{ei}}{m_{eva}}(T_{ew} - T_{eva}) \\ \frac{\alpha_{eo}A_{eo}}{C_{eo}L_e}(T_{in} - T_{eva}) - \frac{\alpha_{ei}A_{ei}}{C_{eo}L_e}(T_{ew} - T_{eva}) \\ \frac{\alpha_w A_w}{C_o + \rho_a C_p V_R}(T_o - T_{in}) - \frac{\alpha_e A_{ei}}{C_o + \rho_a C_p V_R}(T_{in} - T_{eva}) + \frac{Q_{in}}{C_o + \rho_a C_p V_R} \end{bmatrix}$$

$$g(x) = \begin{bmatrix} g_1(x) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & g_2(x) & 0 & 0 \end{bmatrix}^T; \quad g_1(x) = \frac{\lambda f V_{com}(1-s)(h_d + v_c F_{ph} - h_b)}{pv_c m_{con}};$$

$$g_2(x) = \frac{F_m V_{com}(1-s)(h_b - h_d)}{m_{eva}}; \quad h(x) = \begin{bmatrix} h_1(x) \\ h_2(x) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{in} \\ T_d - T_{eva} \end{bmatrix}$$

根据上述数学模型,使用 MATLAB 软件对制冷循环过程进行数值模拟,得出各种设定工况下制冷循环各个部分温度、压力等参数分布,从而分析不同运行条件对系统性能的影响。数值模拟可以作为实验研究的补充,将模拟结果与实验结果进行对比,修正模拟程序。最后得到相对准确的模拟程序用于预测研究。

3 制冷系统的智能控制

在冷库制冷系统中,控制目标是冷库库房内

的温度和系统 COP 值。控制方法是通过调节压缩机的转速和膨胀阀的开度,无论是调节压缩机转速还是调节膨胀阀开度都会影响冷库库内温度和 COP 值的改变。因而该系统是一个典型的大时滞、强耦合、非线性系统。使用模糊 PID 控制器来进行实时调节,以误差 e 和误差变化 ec 作为输入,可以满足不同时刻的 e 和 ec 对 PID 参数自整定的要求。利用模糊控制规则在线对 PID 参数进行 PID 参数模糊自整定是找出 PID 三个参数与 e 和 ec 之间的模糊关系,在运行中通过不断检测 e 和 ec ,根据模糊控制原理来对三个参数进行在线

修改,以满足不同 e 和 ec 时对控制参数的不同要求,而使被控对象有良好的动、静态性能^[9-11]。其工作流程图如图 1 所示。

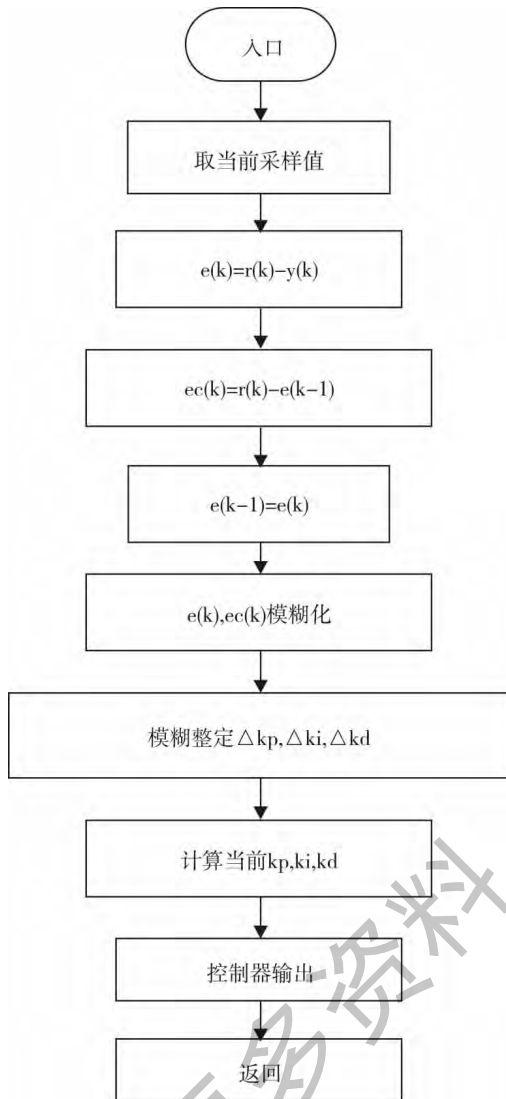


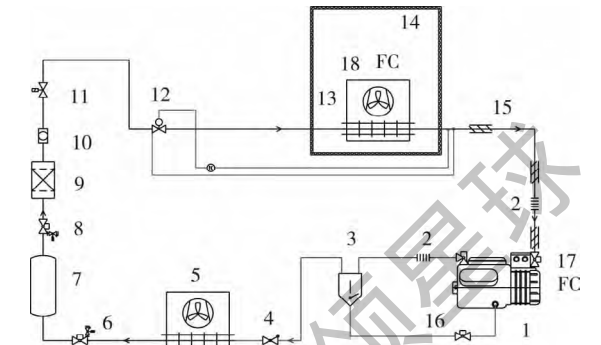
图 1 PID 控制器工作流程图
Fig. 1 The work flow chart of PID controller

4 实验研究

本文搭建了一套小型低温库的试验装置,以验证前面所设计的智能控制系统的可靠性。实验系统流程图如图 2 所示。

制冷系统主要通过外平衡式热力膨胀阀来实现节流效应。由于实验装置是低温库系统,所以系统设有储液罐,当系统到达 -38°C 时,系统内部制冷剂的质量流量大大减小,制冷量降低,此时制冷剂可以回到储液罐中,系统停机之后储液罐也

可以容纳蒸发膨胀的制冷剂蒸气。本实验系统最重要的是控制系统,要求控制系统能够准确及时地记录实验系统运行时系统内部相关参数,并进行合理的调节控制。其主要功能是控制制冷装置



1. 活塞压缩机; 2. 避震管; 3. 油分离器; 4. 单向截止阀; 5. 风冷冷凝器; 6. 带针阀的球阀; 7. 储液罐; 8. 带针阀的球阀; 9. 干燥过滤器; 10. 视液镜; 11. 电磁阀; 12. 外平衡式热力膨胀阀; 13. 铜管翅片式蒸发器; 14. 小型低温库; 15. 保温棉; 16. 球阀; 17. 压缩机变频器; 18. 蒸发器风机变频器

图 2 小型冷库制冷系统实验流程图

Fig. 2 The experiment flow chart of small cold storage refrigeration system

的启停;对温度、压力等相关数据的采集;经过算法控制器计算后输出数据以实现对变工况制冷装置的合理控制。控制硬件包括 PC 上位机,横河数据传输系统 MX180 - E - 3R,变频器,继电器,电磁阀等执行器。系统各点温度由铜—康铜热电偶(分度号 T)和 Pt100 铂电阻测定。为了保证温度测量的准确性,需要对热电偶进行校验,校验方法是将热电偶测点探头分别放置在冰水混合物及沸水中进行标定,同时为保证热电偶的线性,将热电偶的温度信号与标准温度计对比,保证热电偶的误差小于 0.5°C 。为了更加准确地测量低温库内的温度,在低温库中使用了三根上海自动化三厂生产的精度等级为 A 级的 Pt100 铂电阻,并且放置在不同位置进行温度测量。由热电偶和热电阻得到的电信号直接输入日本横河 YOKOGAWA 数据采集仪 MX100,可得到实时的温度数值。

实验及结果分析

(一) 各稳定工况下制冷系统的性能分析

开启冷库制冷系统,通过调节低温库里的电加热器的加热功率,使库内温度依次稳定在

-30℃、-25℃、-20℃、-15℃、-10℃、-5℃。每个工况下系统稳定运行半小时以后,开始每5分钟采集一组数据,共采集6组。测定各个工况下系统的制冷量与能效比,如图3、图4所示。

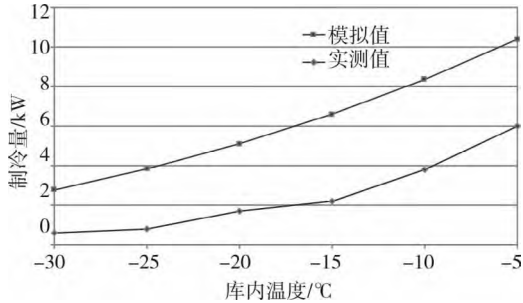


图 3 各稳定工况下系统的制冷量

Fig. 3 The refrigerating capacity of the system on stable working conditions

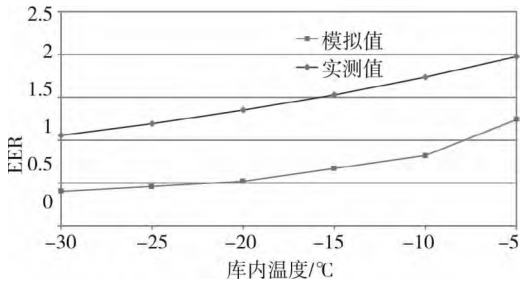


图 4 各稳定工况下系统的 EER

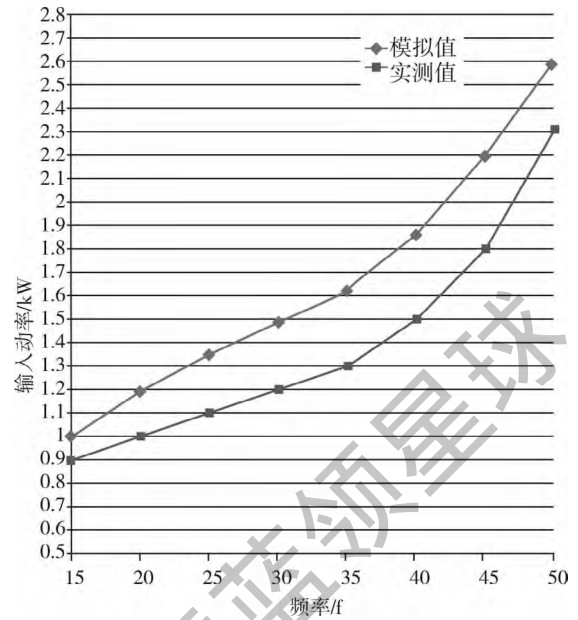
Fig. 4 The EER of the system on stable working conditions

从图3和图4中可以看出,库内温度越低,系统制冷量、EER 越小,随着库内温度的不断升高,制冷量不断增加,实验值和模拟值虽有一定差距,但增长趋势是一致的。分析产生误差的原因,主要是由于冷库本身保温性能不够好,会有一定的漏冷量;在低温工况下运行时,蒸发器表面会结霜,会使传热的不可逆损失增大。

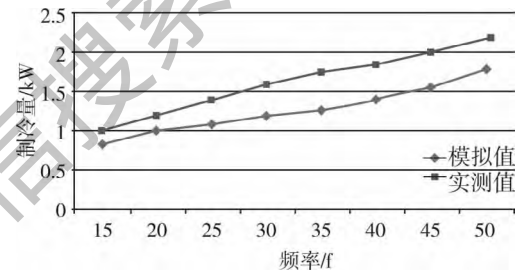
(二) 变频条件下制冷系统的性能分析

在15Hz以下时压缩机功率随频率的变化比较平缓,随着频率的降低功率变化较小,这是由于电机效率的降低以及压缩机摩擦功耗占据压缩机功耗的主要部分,此时制冷量较小节能效果不明显。所以设定压缩机运转频率的下限为15Hz。保持恒定库温,然后使压缩机频率从15-50Hz每隔5Hz变化,研究不同频率下系统的制冷量和EER值的变化情况。制冷量和EER值随频率的变化情况如图5所示。

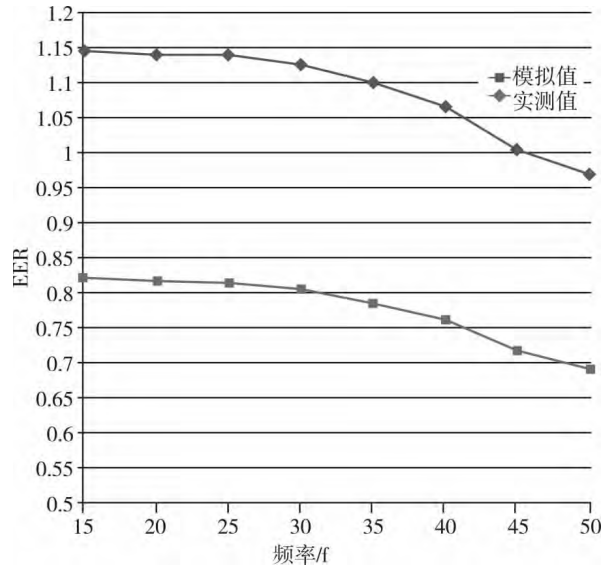
从制冷系统的性能与压缩机频率的关系图中可以看出,压缩机耗功与频率基本呈非线性关系。



(a) 压缩机功率与频率的关系



(b) 系统制冷量与频率的关系



(c) EER 值与频率的关系

图 5 制冷系统的性能与压缩机频率的关系

Fig. 5 The relationship between refrigeration system performance and compressor frequency

随着运行频率的升高,压缩机输入功率不断

增大,但是随着频率的增加,制冷量的变化规律是线性的,频率越高,制冷量增加得越少。随着频率的增加 EER 值基本呈下降的趋势,在 30Hz 以下的 EER 值明显高于 30Hz 以上的 EER 值。实验结果表明,虽然压缩机在较高频率运转时制冷量较大,但同时耗功量也较大,根据 EER 值随频率的变化关系可以发现,压缩机在低频运转时系统具有较好的节能效果。

(三) 变频系统与定频系统的能耗对比

设定电加热器加热功率为 0.6kW,分别采用变频连续调节以及定频开停控制两种方法对制冷系统进行控制,保持库内温度为 -15℃。分别进行系统能耗的分析对比与稳定性分析。对比结果如表 1 所示。

从表中可以看出,采用变频连续调节较定频开停控制在相同时间内可以节能约 10%。这主要是因为,变频制冷系统在刚开机阶段频率逐渐增大,达到最大运转频率,制冷量增大,使库温迅速降低,降低到设定值以后,频率减小,制冷量相应减小以平衡热负荷,压缩机一直运行在低频率、低功耗的状态下。而定频系统在达到库温设定值以下时停机,当库温升高超过设定值时,系统重新启动,这样系统一直处于不断地开、停过程中,耗电量比较大。从实验结果可以看出,随着系统运行时间的增加,节能效果还可以进一步增加。

表 1 功耗对比记录表

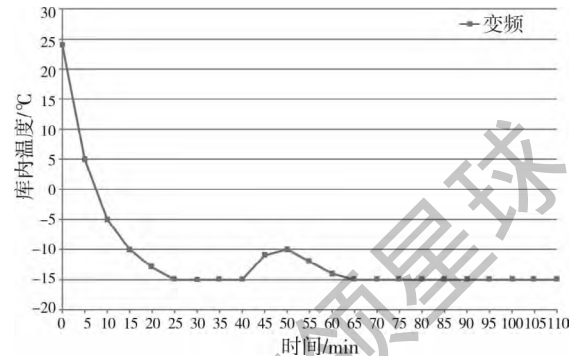
Tab. 1 The record form of power comparison

参数	定频制冷系统 (50Hz)	变频制冷系统 (15~50Hz)
初始库内温度/℃	24	24
稳定后库内温度/℃	-15	-15
电加热热负荷/kW	0.6	0.6
漏冷量/kW	0.14	0.14
库内温度波动/℃	±1.0	±0.3
试验时间/h	8	8
总功耗/kW·h	19.68	17.65

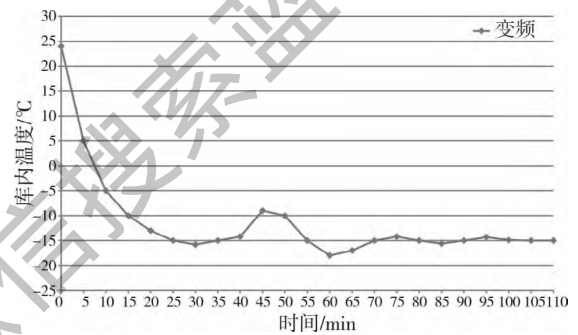
(四) 变负荷条件下变频调节与定频调节的对比

初始电加热器功率为 600W,使库内温度稳

定在 -15℃,系统稳定运行一段时间后,调节电加热器功率为 1500W,在此热扰动下,比较变频系统与定频系统的调节性能。调节结果如图 6 所示。



(a) 变负荷条件下变频调节的调节性能



(b) 变负荷条件下定频调节的调节性能

图 6 变负荷情况下变频调节与定频调节的对比

Fig. 6 Comparison of frequency conversion adjustment and fixed frequency adjustment under varying load conditions

从图中可以看出,变负荷情况下,利用压缩机的变频调节要比定频调节的响应速度更快,调节时间更短,几乎无超调现象。

5 结论

实验结果表明,控制系统具有良好的跟踪性和控制性,能够适应冷库制冷系统变负荷和变工况的控制要求。基于智能控制的制冷系统在低频运转时 EER 值要高于高频运转的情况。变频制冷系统比定频制冷系统节能 10% 左右。在变负荷情况下,变频调节比定频调节具有更好的调节性能。因此,智能控制与变频调节相结合,对于制冷系统的节能优化有着非常重要的作用,具有非常好的发展前景。

参考文献

- [1] 谢家泽. 制冷系统的多输入多输出模型及解耦控制 [D]. 西安: 西安交通大学, 2001.
- [2] 张永桂, 潘春园, 张文虎, 等. 冷库制冷系统的节能分析 [J]. 流体机械, 2008, 36(7): 82 - 85.
- [3] Becker M, Hasse H, Grossmann K, et al. Top down model for the simulation of the dynamic behavior of cold storage plants [C]. 19th International Congress of Refrigeration, 1995: 743 - 750.
- [4] 周子成. 房间空调器制冷运行时的瞬态仿真 [J]. 制冷学报, 1999(1): 8 - 10.
- [5] 陈则韶, 戚学贵, 程文龙, 等. 压缩制冷空调装置动态

- 仿真研究 [J]. 低温工程, 2000(6): 35 - 39.
- [6] 吴伟东. 制冷系统动态仿真及优化 [D]. 兰州: 甘肃工业大学, 2000.
- [7] 周伟东. 小型冷库特性仿真研究 [D]. 大连: 大连海事大学, 2003.
- [8] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置智能仿真 [M]. 北京: 科学出版社, 2002.
- [9] 蒋庆, 张庆峰, 等. 制冷系统控制算法验证装置的设计 [J]. 自动化仪表, 2008, 29(11): 37 - 39.
- [10] 潘永平. 冷库制冷系统多变量自适应模糊控制研究 [D]. 广州: 广东工业大学, 2007.
- [11] 初勤亭. 冷库制冷系统模糊 PID 控制研究 [D]. 杭州: 浙江工业大学, 2008.

(上接 74 页)

架前端位置没有热管和肋片结构, 冷量导入困难, 导致蓄冷速率减小, 最终使模型三和模型四完全凝固所用的时间几乎相同。

5 结论

通过对冷藏陈列柜中相变蓄冷搁架的实验及数值模拟研究, 可以得出以下结论:

(1) 蓄冷搁架存在温度场不均匀、蓄冷效率不高等缺点, 这主要是由于相变蓄冷材料的热导率低及蓄冷搁架结构不合理等原因造成的;

(2) 在蓄冷搁架中添加肋片可显著提高蓄冷搁架的蓄冷速率, 同时对蓄冷搁架内温度场均匀性分布具有良好的改善作用;

(3) 缩短蓄冷搁架中热管间距可有效降低蓄冷搁架蓄冷过程所用时间, 但由于搁架前端位置没有热管和肋片结构, 冷量导入仍比较困难, 最终使模型三和模型四完全凝固所用的时间几乎相同。此处仍需进一步优化改进。

参考文献

- [1] Evans J, Scarcelli S, Swain M. Temperature and energy

performance of refrigerated retail display and commercial catering cabinets under test conditions [J]. International Journal of Refrigeration, 2007, 30(3): 398 - 408.

[2] Clodic D, Pan X. Heat exchanger shelves for better temperature control of food in open - type display cases [Z]. 2002.

[3] Maidment G, Missenden J, Karayiannis T, et al. An investigation of a novel cooling system for chilled food display cabinets [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2005, 219(2): 157 - 165.

[4] 吕彦力, 薛牡丹, 袁培, 等. 陈列方式对立式冷藏陈列柜食品温度的影响 [J]. 食品与机械, 2008, 23(6): 72 - 75.

[5] Lu Y, Zhang W, Yuan P, et al. Experimental study of heat transfer intensification by using a novel combined shelf in food refrigerated display cabinets (Experimental study of a novel cabinets) [J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(2): 85 - 91.

[6] 吴学红, 李伟平, 赵鑫利, 等. 蓄冷型热管搁架传热特性的实验研究 [J]. 低温与超导, 2015, 43(1).

[7] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 第四版. 北京: 高等教育出版社, 2006.