

文章编号: 1006-2467(2004)10-1691-04

准动态模型的直冷式冰箱系统仿真

卢智利¹, 丁国良¹, 黄斌²

(1. 上海交通大学 制冷与低温工程研究所, 上海 200030;

2. 佛山市 立德工程监理有限公司, 佛山 523800)

摘要: 在分析了冰箱冷凝器、蒸发器的瞬态过程对系统动态过程影响较小后,对冰箱冷凝器、蒸发器采用了稳态模型,建立了冰箱仿真的准动态模型.通过动态模型及实验数据的比较发现,冰箱仿真采用准动态模型同样能与实验数据吻合得很好.运行中发现,准动态模型不仅提高了仿真程序运行的稳定性,而且程序运行的速度提高了 25% 左右.

关键词: 冰箱; 系统仿真; 准动态模型; 冷凝器; 蒸发器

中图分类号: TB 65 **文献标识码:** A

Quasi-Dynamic Simulation of Refrigerator Freezer

LU Zhi-li¹, DING Guo-liang¹, HUANG Bin²

(Inst. of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiaotong Univ., Shanghai 200030, China;
Fushan Lide Project Supervisory Ltd., Fushan 523800)

Abstract: Based on the analysis that the transient characteristics of condenser and evaporator have little influence on dynamic performance of refrigerator/freezer, a quasi-dynamic model of refrigerator/freezer simulation was developed, in which steady models are developed for condenser and evaporator. The quasi-dynamic model predicts the performance of refrigerator/freezer as accurately as the dynamic model, but it is more stable and consumes 25% less time than the dynamic model.

Key words: refrigerator/freezer; system simulation; quasi-dynamic model; condenser; evaporator

文献 [1-3] 中对直冷式冷冻冷藏箱 (简称冰箱) 进行动态仿真时,对压缩机、毛细管采用稳态模型,而对蒸发器、冷凝器、箱体采用动态模型 (简称动态模型).蒸发器、冷凝器采用动态模型,限制了系统仿真的时间步长,影响了系统仿真的稳定性^[3],使得仿真软件运行速度较慢,运行的稳定性较差.本文把蒸发器、冷凝器改为稳态模型,对压缩机、毛细管仍采用稳态模型,对箱体仍采用动态模型,对冰箱系统进行了动态仿真 (简称准动态模型).

1 数学模型

由于本文重点研究的是蒸发器、冷凝器模型,因此,对于压缩机、毛细管、箱体模型^[2-5]不作具体介绍.

1.1 冷凝器模型

1.1.1 对象分析 在系统仿真中,冷凝器的动态特性主要反映在装置的开、停机过程中.压缩机刚开机时,流入冷凝器的制冷剂量远大于流出的,压缩机排出的制冷剂气体温度又较高,故冷凝器中制冷剂的温度和压力上升较快.系统从开机到运行平衡这一

收稿日期: 2003-09-24

作者简介: 卢智利 (1976-), 男, 江西崇仁人, 博士生, 主要研究制冷空调系统的数值仿真与换热器的换热强化. 丁国良 (联系人), 男, 教授, 博士生导师, 电话 (Tel.): 021-62932110; E-mail: gliding@sjtu.edu.cn

过程持续时间很短(几分钟)^[6-8].从压缩机停机到系统达到基本平衡的时间与开机过程的时间相当.因此开、停机过程对整个装置的能耗影响较小,在 3%~5%,由冷凝器造成的损失更小.在开机过程之后,系统冷凝器的温度和压力变化主要是由边界条件(上下箱内的温度)的改变造成的,在上下箱温度较大的变化范围内(从 θ_{amb} 32°C 分别下降到 3°C 和 -18°C(左右)),冷凝温度 θ_c 的变化在 4~8°C,而所耗的时间在 1.5~2.5 h,甚至更长.因此在某一不太长的时间间隔内,冷凝器内的温度和压力变化更小.因此,假定在任意时刻冷凝器都处于稳定运行,对系统的影响非常小,可以对冷凝器采用稳态模型.本文对冷凝器采用分相集中参数模型.

1.1.2 冷凝器基本方程 在对冷凝器建模时采用如下假设:① 管内制冷剂作一维流动;② 将环境温度视为常数;③ 气相和液相处于热力平衡,任意流道横截面上压力均匀分布;④ 忽略轴向导热、沿程压降、流体动能、流动功和重力做功.

冷凝器稳态模型基本微分方程:

质量方程

$$dq_m/dx = 0 \quad (1)$$

能量方程

$$\frac{d(q_m h)}{dx} + \pi D \cdot \Delta\theta_m = 0 \quad (2)$$

式中: h 为单位质量焓; q_m 为质量流量; T 为换热系数; $\Delta\theta_m$ 为换热对数平均温差; D 为冷凝器内径.对式(1)(2)进行离散得,

$$q_m = q_{m_0} \quad (3)$$

$$q_{m_0}(h^o - h^i) + \pi D \cdot \Delta\theta_m \cdot \Delta x = 0 \quad (4)$$

对各单一相区(过热区、两相区及过冷区), q_{m_0} 为压缩机流量; h^i 、 h^o 分别为该相区的进出口焓; T 为该相区平均换热系数;物性及换热系数的定性温度为该相区的算术平均温度 θ ; Δx 为该相区的长度.

1.1.3 冷凝器对流换热系数 由于冷凝器温度较高,空气侧换热系数除考虑自然对流外,还要考虑辐射换热^[9].

$$T_0 = T_r + T_c \quad (5)$$

$$T_c = c_1(\theta_c - \theta_{amb})^2 \quad (6)$$

$$T_r = X e^{\frac{\theta^4 - \theta_{amb}^4}{\theta - \theta_{amb}}} \quad (7)$$

式中: T_c 为自然对流换热系数; c_1 、 c_2 为实验回归系数; T_r 为辐射换热系数; 黑体辐射常数 $e = 567 \mu W/(m^2 \cdot K^4)$; 黑度 $X = 0.8$.

内侧换热系数公式需区分单相区和两相区.单

相区(过热区、过冷区)换热系数采用 Dittus-Boelter 公式^[10];两相区对流换热系数采用 Shah 的经验关联式^[11].

1.1.4 冷凝器算法 采用稳态模型的冷凝器算法与动态算法有所不同.用稳态算法时,冷凝器的进出口流量是相等的,且与压缩机与毛细管的流量相等.

为了使整个系统能循环计算,需要知道冷凝器的出口状态.本文通过迭代冷凝器出口焓的方法来求得冷凝器出口焓.从式(4)可知,如果已知冷凝器的进出口状态,就可求出冷凝器的长度.如果冷凝器出口焓假设合理,则求得的冷凝器长度与实际冷凝器长度相等,这样就得到了冷凝器正确的出口焓^[5].

1.2 蒸发器模型

(1) 对象分析.蒸发器的动态特性主要反映在装置的开、停机过程中,其动态特性过程与冷凝器相同.在某一不太长的时间间隔内,蒸发器内的温度和压力变化非常小.因此,假定在任意时刻蒸发器都处于稳定运行,对系统的影响非常小,可以对蒸发器采用稳态模型.蒸发器内部采用分相集中参数模型.蒸发器基本微分方程及方程的离散与冷凝器相同.

(2) 对流换热系数.蒸发器的换热与冷凝器一样,也包括对流换热和辐射换热两部分.对流换热系数、辐射换热系数及总的换热系数公式形式与冷凝器相同,只是系数不同.

蒸发器内侧换热系数公式需区分单相区和两相区.单相区换热系数采用 Dittus-Boelter 公式^[10].两相区对流换热系数采用 Wang^[12]换热系数公式,该公式将整个两相区区分为湿壁区和干涸区,干涸点质量干度取 0.85.

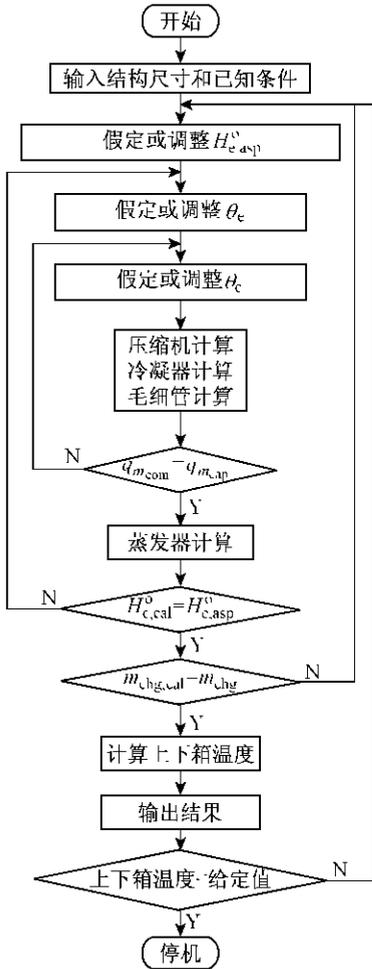
2 系统算法

本文采用三重迭代的系统算法,从外到内迭代变量依次为蒸发器出口焓(H_e^o)、蒸发温度(θ_e).对应的出口判断分别为充注量、 H_e^o 、 q_m .系统算法流程图 1 所示.

3 实验数据的比较与分析

本文以 RS165 冰箱为例进行了空箱仿真,把准动态模型的结果与动态模型的结果及实际数据进行比较.比较用的冰箱动态模型采用的是文献[4]的模型:冷凝器、蒸发器为动态模型,压缩机、毛细管为稳态模型,箱体为动态模型.

图 2 是 $\theta_{amb} = 25^\circ C$ 冰箱去除控制后的准动态仿真与动态仿真性能曲线.图 3 是 $\theta_{amb} = 32^\circ C$ 时压缩机有开停的仿真曲线及实验数据.从图 2 可以



m_{chg} —冰箱制冷剂的充注量 $m_{chg,cal}$ —制冷剂充注量的计算值 $q_{m,asp}$ —毛细管质量流量的计算值 $q_{m,com}$ —压缩机质量流量的计算值

图 1 冰箱准动态仿真系统算法流程图

Fig. 1 Flowchart of the quasi-steady simulation system algorithm

看出,准动态模型与动态模型第 1 次开机误差比较大.这主要是因为准动态模型在任何时刻假设制冷系统中各部件的流量是相等的(即准稳态).第 1 打冷过程,准动态模型与动态模型的仿真结果与实验数据也比较大.这是因为刚开机时,压缩机吸取了大量润滑油,并把润滑油送到需要润滑的部件,而润滑油在系统内的分配及对系统性能的影响很难用数学模型来描述.第 1 次打冷结束后,准动态模型与动态模型一样,都能与实验数据有较好的吻合.从而说明,用准动态模型代替动态模型,不会造成仿真精度的损失.

同时,对冰箱耗电量实验及冷冻能力实验进行了仿真预测与实验测试.准动态模型预测的冰箱日耗电量为 0.72 kW·h,动态模型预测的日耗电量为 0.73 kW·h,实验测试数据为日耗电量 0.75

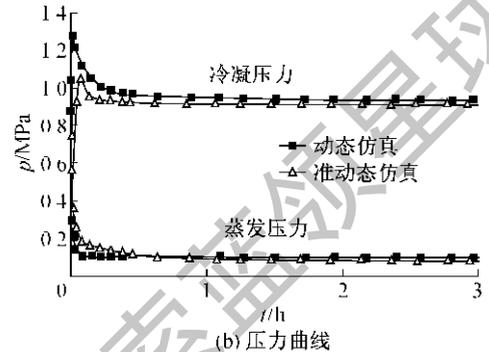
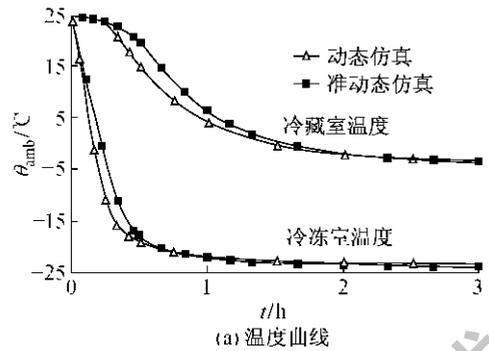


图 2 去除控制策略的冰箱仿真曲线

Fig. 2 Simulatoin curves of refrigerator-freezer without control strategy

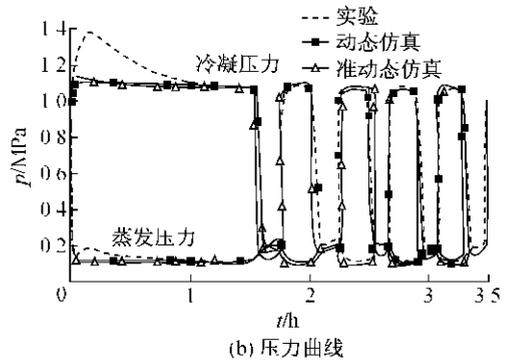
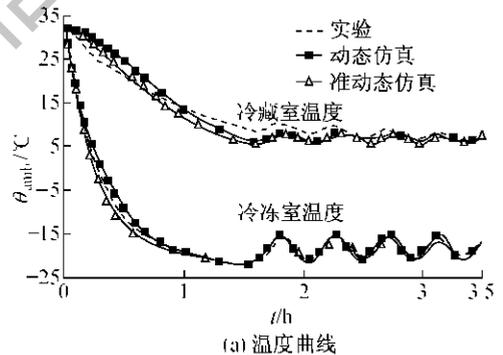


图 3 带有控制策略冰箱仿真曲线

Fig. 3 Simulatoin curves of refrigerator-freezer with control strategy

kW·h.准动态模型预测的冰箱日耗电量比动态模型预测的结果略小,它们都略小于实验结果.这主要是因为准动态模型在启动时的瞬态过程比动态模型

平稳,而且它们都比实验过程平稳(从图 3 的压力曲线可以看出)。对冰箱冷冻能力的预测及实验表明, 3.5 kg 实验包从 25°C 降到 -18°C, 准动态模型预测的时间为 22.3 h, 动态模型预测的时间为 22.5 h, 实验测试结果为 22.8 h。准动态模型预测的时间比动态模型预测的时间略短。这是因为准动态模型假设冷凝器、蒸发器任何时候流量都是平衡的, 是稳定状态, 在此情况下压缩机的耗电量比动态的耗电量要小, 而制冷量要比在动态下的制冷量大。

通过对各种不同结构的冰箱进行仿真, 发现准动态仿真的稳定性比动态仿真的稳定性好, 仿真速度也比动态仿真速度要快。以 RS165 冰箱为例, 在 $\theta_{amb} = 32^\circ\text{C}$ 时的空箱仿真中, 动态模型仿真 15 个开停周期需要 216 s, 而准动态模型需要 162 s (所用计算机为 Acer Veriton 7100-M), 运行速度提高了 25%。动态仿真的速度慢主要是由于压缩机启停时, 制冷剂在制冷循环各部件中的迁移造成了动态模型的时间步长非常小 (约 0.01 s)。而对于准动态模型而言, 由于采用了任意时刻系统中各部件质量流量是相等的假设, 使时间步长可以非常大 (约 60 s)。

4 结 语

本文对冰箱冷凝器、蒸发器的动态特性进行了分析, 在此基础上建立了冷凝器、蒸发器的稳态模型, 从而建立了冰箱仿真的准动态模型。通过与动态模型及实验数据的比较发现: 采用准动态模型, 对于仿真精度的影响可忽略; 准动态模型的稳定性比动态模型好; 准动态模型增大了系统仿真的时间步长, 使得仿真速度提高了 25% 左右。

参考文献:

- [1] Yuan Xiuling, Chen Youhong, Xu Deling, *et al.* A computer simulation and experimental investigation of the working process of a domestic refrigerator [A]. *Proceedings of the XVIII International Congress of Refrigeration* [C]. Montreal, Canada [s. n.], 1991. 1198-1202.
- [2] 沈宇纲. 直冷式冷冻冷藏箱动态仿真和软件开发 [D]. 上海: 上海交通大学动力与能源工程学院, 2002.
- [3] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化 [M]. 北京: 科学出版社, 2001.
- [4] 张春路, 丁国良, 李 灏. 绝热毛细管性能模拟的平均参数模型 [J]. *上海交通大学学报*, 1999, 33(8): 934-938.
ZHANG Chun-lu, DING Guo-liang, LI Hao. New three-zone model for performance prediction of adiabatic capillary tubes [J]. *Journal of Shanghai Jiaotong Univ*, 1999, 33(8): 934-938.
- [5] 张春路, 丁国良, 陈芝久. 空调动态负荷变步长计算方法 [J]. *上海交通大学学报*, 1999, 33(3): 251-254.
ZHANG Chun-lu, DING Guo-liang, CHEN Zhi-jiu. Air-conditioning load calculation with variable time steps [J]. *Journal of Shanghai Jiaotong Univ*, 1999, 33(3): 251-254.
- [6] 陈怡春, 郑贤德, 敖 宁, 等. 家用电冰箱制冷系统启动过程研究 [J]. *制冷学报*, 1997(4): 52-56.
CHEN Yi-chun, ZHENG Xian-de, AO Ning, *et al.* Study of start-up process of refrigeration system for household refrigerator [J]. *Chinese Journal of Refrigeration*, 1997, (4): 52-56.
- [7] Rubas P J, Bullard C W. Factors contributing to refrigerator cycling losses [J]. *Int J Refrig*, 1995, 18: 168-176.
- [8] Krause P E, Bullard C W. Cycling and quasi-steady behavior of a refrigerator [J]. *ASHARE Trans*, 1996, 19(1): 1061-1070.
- [9] 李安桂, 吴业正. 冰箱铜管管冷凝器的辐射换热特性 [J]. *制冷学报*, 1998, (4): 10-13.
LI An-gui, WU Ye-zheng. An investigation on radiant heat transfer of wire-on-tube condenser [J]. *Chinese Journal of Refrigeration*, 1998, (4): 10-13.
- [10] 杨世铭. 传热学 [M]. 第 2 版. 北京: 高等教育出版社, 1993. 197-212.
- [11] Shah M M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes [J]. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 1979, 22(4): 547-556.
- [12] Wang H, Toubert S. Distributed and non-steady-state modeling of an air cooler [J]. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 1991, 14(2): 98-111.