

文章编号:0253-4339(2013)04-0053-06
doi:10. 3969/j. issn. 0253-4339. 2013. 04. 053

基于制冷剂物性计算修正的变流量空调系统控制分析仿真

傅思劼 晋欣桥 祝用华 杜志敏 范波
(上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240)

摘要 利用 TRNSYS 软件平台建立了基于控制分析的变流量空调系统仿真器,并建立了 R410A 物性的显式快速计算模型。在该仿真平台上进行吸气过热度控制仿真实验时,发现制冷剂物性计算的连续性和复现性会影响控制仿真结果,因此对制冷剂物性计算模型做了合适的修正,保证了仿真计算的连续性和良好的复现性。结果表明:经过修正的 R410A 物性计算模型仍能保持较高精度,并可以有效改善吸气过热度控制的稳定性。
关键词 变流量-空调系统; 控制仿真; 物性-计算修正
中图分类号:TU83; TP391. 9 **文献标识码**:A

Simulation on Control of Variable Refrigerant Flow Air Conditioning System Based on Corrected Model of Refrigerant Properties

Fu Sijie Jin Xinqiao Zhu Yonghua Du Zhimin Fan Bo

(Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China)

Abstract The simulation platform of the variable flow air conditioning system is setup based on TRNSYS software platform. To accelerate simulation speed to ensure it can be used for control analysis, the fast and explicit expression models for R410A thermodynamic properties are corrected to ensure their repeatability in calculation of changing phase. The results show that corrected model still maintains high accuracy and the stability of control of superheating in suction can be improved significantly.
Keywords VRF air-conditioning system; simulation of control; corrected model of thermodynamic property

变流量(VRF, variable refrigerant flow)空调系统因其节能特性已经在建筑空调系统中获得了广泛应用,随着 VRF 空调系统设计以及其本身控制的需求,VRF 空调系统仿真研究也受到越来越多的重视。近年来,国内外许多学者对 VRF 空调系统仿真研究进行了一些有益的探索,然而在这些研究中,有些建立的系统仿真模型和算法较为复杂^[1-3],有些用于分析系统能耗特性^[4-5],并未考虑计算速度和好的稳定性,这些都不适用于对系统进行控制分析仿真,因此建立适于控制分析的 VRF 空调系统仿真显得尤为重要,故设计并建立了适于控制分析的 VRF 空调系统仿真平台。

在制冷空调系统仿真中,制冷剂物性计算模型作为系统仿真的基础部分,对仿真计算的效率和结果都有着较大影响。用拟合关联式的方法建立了制冷剂物性显式计算模型,并针对控制分析仿真中出现的问题,对制冷剂物性计算模型进行了一定的修正,保证了制冷剂物性在各状态之间计算的连续性和相互计算的高复现性,有效地提高了控制仿真的稳定性。

1 变流量空调系统仿真平台的建立

利用 TRNSYS 软件建立了单蒸发器 VRF 空调系统控制仿真平台,该仿真平台为适于进行控制策略研究的动态仿真平台。单蒸发器 VRF 空调系统的原理结构及其压-焓图如图 1 所示。

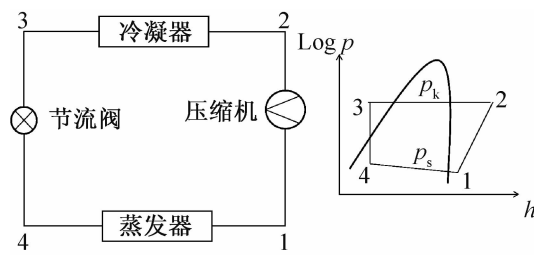


图 1 单蒸发器 VRF 空调系统原理结构及压-焓图
Fig. 1 Schematic chart of single evaporator VRF A/C and pressure-enthalpy diagram

1.1 部件模型

在建立系统仿真模型时,只对系统主要部件建立了较为详细的数学模型^[3-6],即变频压缩机、冷凝器、

蒸发器和电子膨胀阀,系统其它部件被简化为制冷剂与环境的传热关系式或以定值代替,同时忽略了系统中的热损失。

1.1.1 压缩机模型

采用集总参数法建立了涡旋压缩机模型,其热力学模型如方程(1)~(4)所示。

$$m_{\text{com}} = \rho_{\text{rl}} V_{\text{com}} \lambda \tag{1}$$

$$V_{\text{com}} = n \pi P (P - 2t) (2N - 1) H \tag{2}$$

$$w_{\text{com}} = \frac{k}{k-1} \frac{p_{\text{rl}}}{\rho_{\text{rl}}} \left[\left(\frac{p_{\text{r2}}}{p_{\text{rl}}} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] / \eta_i \tag{3}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{com}} \tag{4}$$

1.1.2 电子膨胀阀模型

为简化建模,采用孔板方程建模,其热力学模型如方程(5)所示。

$$m_{\text{EEV}} = C_v A_{\text{EEV}} \sqrt{\rho_{\text{rl}} \Delta p_{\text{EEV}}} \tag{5}$$

1.1.3 换热器模型

考虑到模型精度、收敛性和计算速度,采用分区

集中参数法建模,将蒸发器分为两相区和过热区,将冷凝器分为过热区、两相区和过冷区,在各区内采用微元的方法建立有关模型。由于制冷剂在冷凝过程中压降较小,故在建模过程中忽略了冷凝器的压降。制冷系统中为提高系统的 COP,冷凝器出口应有一定的过冷度,因此在建模过程中假定冷凝器出口存在一定值过冷度。

制冷剂侧热力学模型如方程(6)~(12)所示。

$$\frac{dM_{\text{r,tp}}}{d\tau} = m_{\text{ro,tp}} - m_{\text{ri,tp}} \tag{6}$$

$$\frac{d(M_{\text{r,tp}} h_{\text{r,tp}})}{d\tau} = m_{\text{ro,tp}} h_{\text{ro,tp}} - m_{\text{ri,tp}} h_{\text{ri,tp}} - Q_{\text{r,tp}} \tag{7}$$

$$Q_{\text{r,tp}} = \alpha_{\text{ri,tp}} \cdot F_{\text{unit}} \cdot (T_{\text{w,tp}} - T_{\text{rm,tp}}) \tag{8}$$

$$M_{\text{r,tp}} = l_{\text{tp}} \cdot A_{\text{unit}} \cdot \rho_{\text{r,tp}} \tag{9}$$

$$m_{\text{ro,sh}} = m_{\text{ri,sh}} \tag{10}$$

$$Q_{\text{r,sh}} = m_{\text{ro,sh}} h_{\text{ro,sh}} - m_{\text{ri,sh}} h_{\text{ri,sh}} \tag{11}$$

$$Q_{\text{r,sh}} = \alpha_{\text{ri,sh}} \cdot F_{\text{unit}} \cdot (T_{\text{w,sh}} - T_{\text{rm,sh}}) \tag{12}$$

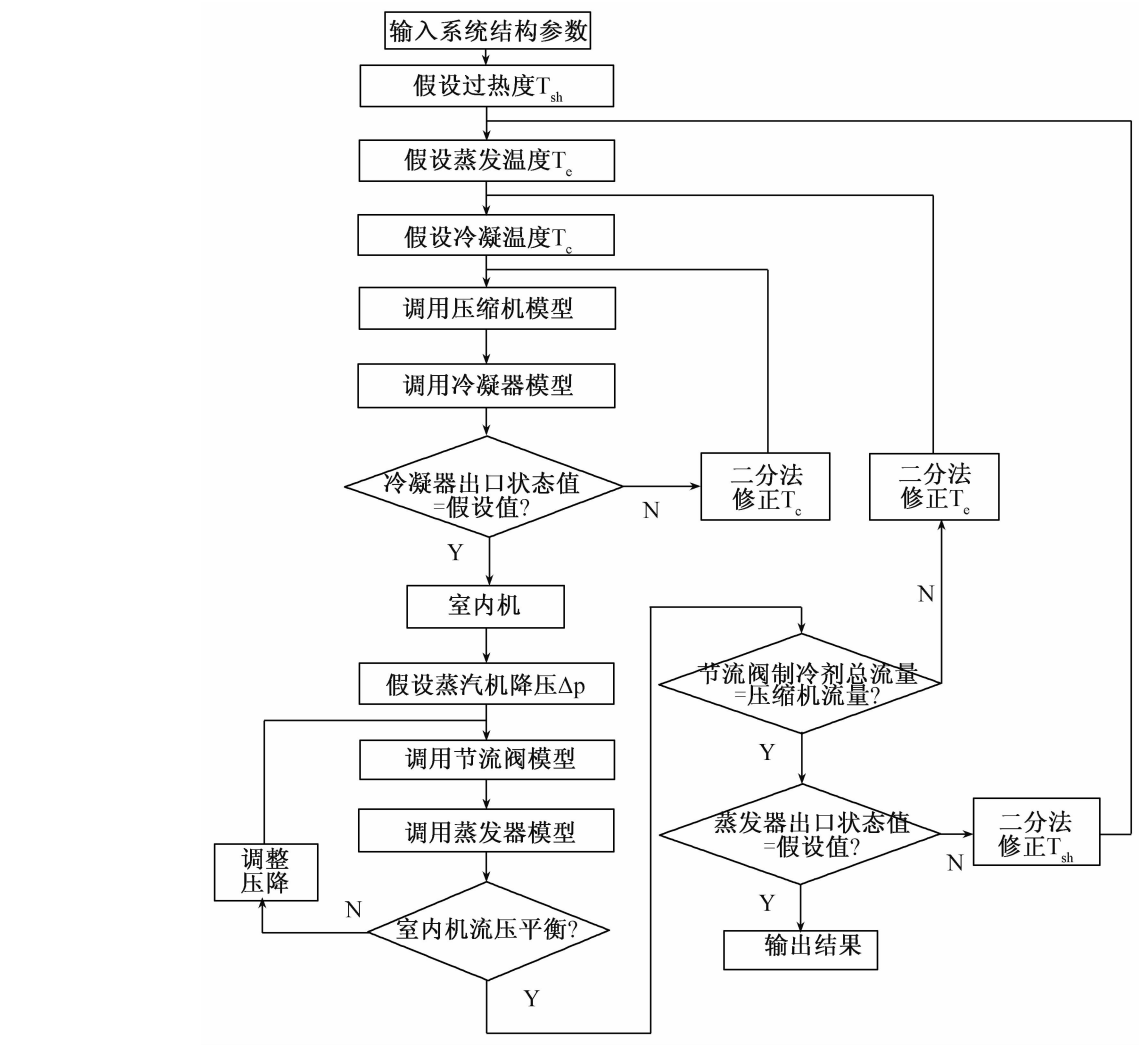


图 2 算法流程图

Fig. 2 Flow chart of the algorithm

空气侧热力学模型如方程 (13) ~ (15) 所示。

$$m_{ao} = m_{ai} \tag{13}$$
$$Q_a = m_{ai} h_{ai} - m_{ao} h_{ao} \tag{14}$$
$$Q_a = \alpha_{ao} \cdot \varepsilon \cdot F_{unit} \cdot (T_{am} - T_w) \tag{15}$$

管壁侧热力学模型如方程 (16) 所示。

$$M_{fb} c_{p,fb} \frac{dT_{tw}}{d\tau} = \frac{T_{ai} - T_{tw}}{R_a} + \frac{T_{tw} - T_{rm}}{R_r} \tag{16}$$

1.2 仿真算法

仿真算法的设计从适于系统控制分析的角度出发,算法流程示于图 2 中。在算法中,由于迭代变量必须是独立变量,因此将冷凝温度、蒸发温度和吸气过热度作为迭代变量。根据选择的迭代变量,在组成系统各部件的相互关系中寻找计算判据,而这些相互关系主要包括两点,一是流动节点处制冷剂质量流量的守恒,二是系统平衡时任一点制冷剂状态的确定,故由此将冷凝器出口状态值、制冷剂流量和蒸发器出口状态值分别作为冷凝温度、蒸发温度和吸气过热度三个迭代变量的计算判据。

2 物性计算及其对控制仿真的影响

2.1 物性计算模型

为使仿真适于控制分析,制冷剂物性计算模型应采用显式计算模型^[7-9],这种计算模型具有计算稳定的特点^[10],因此采用粒子群算法以 Martin-Hou 方程 (17) 为源方程建立了制冷剂 R410A 物性显式计算模型。

$$p = \frac{RT}{v - m} + \sum_{i=2}^5 \frac{a_i + b_i T + c_i e^{-kT/T_c}}{(v - m)^i} \tag{17}$$

式中: p 为压力; T 为温度; T_c 为临界点温度; v 为比容; R 、 k 、 m 为计算常数。以 REFPROP7^[11] 导出的数据作为原始数据,分别在饱和气体线、饱和液体线、过热状态区和过冷状态区运用粒子群算法对 R410A 制冷剂的热力学性能参数进行了非线性拟合,建立了 R410A 制冷剂物性计算显式计算模型,饱和气体线、饱和液体线、过热状态区和过冷状态区有关性能参数与 REFPROP7 数据的误差分别列于表 1 和表 2 中,从表中可知,饱和气体线、饱和液体线、过热状态区和过冷状态区的计算模型的最大误差分别不超过 2.939%、2.0212%、2.9745% 和 2.4430%,平均误差分别不超过 1.1881%、0.7382%、1.0353% 和 0.3708%,说明模型中只有少数几个点误差较大,模型整体具有较高精度。

2.2 吸气过热度控制仿真

在变流量空调系统控制中,吸气过热度的控制是一个重要的环节。吸气过热度的高低直接影响压缩

机的吸气状态,进而影响系统的制冷剂循环量。因此,吸气过热度必须稳定地控制,才能保证系统的稳定运行。

表 1 饱和状态线范围内计算模型的误差
Tab.1 The errors of saturation curve properties

性能参数	$e/\%$ 气体	$e/\%$ 液体	$e_{max}/\%$ 气体	$e_{max}/\%$ 液体
$p=f(T)$	0.7854	0.7382	0.8778	0.8477
$T=f(p)$	0.0004	0.0096	0.0471	0.0420
$h=f(T,v)$	0.0006	0.0012	0.2050	0.0032
$\rho=f(T)$	0.0655	0.0184	2.4061	0.0489
$c_p=f(T,v)$	0.2193	0.0159	0.9843	0.0461
$\mu=f(T)$	0.0123	0.1883	0.6786	1.2384
$\lambda=f(T)$	1.1881	0.2327	2.9390	2.0212

表 2 过饱和状态区计算模型的误差
Tab.2 The errors of super saturation region properties

性能参数	$e/\%$ 过热	$e/\%$ 过冷	$e_{max}/\%$ 过热	$e_{max}/\%$ 过冷
$\lambda=f(p,T)$	0.2892	0.0400	2.9032	0.6261
$\mu=f(p,T)$	0.2907	0.0857	2.1580	2.0197
$c_v=f(p,T)$	0.5400	0.0886	2.8427	1.3341
$v=f(p,T)$	1.0353	0.3708	2.9745	2.4430
$h=f(p,T)$	0.0830	0.3013	0.4800	1.1876

在建立仿真平台时,假定在单步计算时间内,VRF 空调系统状态保持不变,故系统仿真模型是基于部件稳态模型建立的。同时,由于吸气管路的热容较小,可以忽略。因此,对于建立的仿真平台可以用于动态的过热度控制仿真。

在建立的仿真平台上进行了吸气过热度控制仿真实验,通过 PID 控制算法调节电子膨胀阀的开度控制吸气过热度保持稳定。图 3 所示为夏季典型日早 8 时至晚 20 时、过热度设定为 8℃ 的控制结果。从图中可以看出,吸气过热度的波动较大,而且无论 PID 的参数如何调整,其结果均类似,通过对仿真的分析,发现这是因为制冷剂物性计算相与相之间不连续性的因素造成的,因此,进一步对制冷剂物性计算进行了相关的研究。

2.3 物性计算模型不足

通过对已建立的制冷剂物性计算模型进行分析,发现模型主要存在以下会影响仿真计算的问题。

当分别运用饱和和气体线计算模型 (18)、饱和液

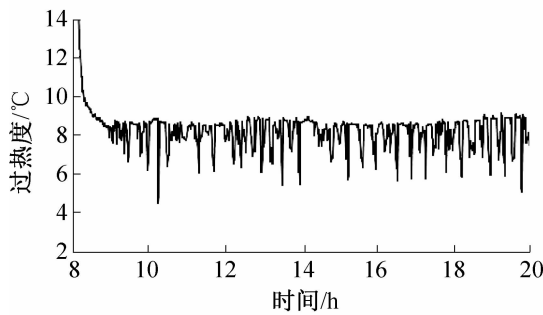


图3 制冷剂物性未修正模型条件下的过热度控制结果
Fig.3 The control result of superheated degree
based on calculation model not modified

体线计算模型(19)和过饱和状态区计算模型(20)计算同一饱和状态点的焓值时,过热状态区和过冷状态区分别与饱和状态区的计算结果偏差示于图4(a)和图4(b)中。从图中可以看出,计算偏差随饱和温度的变化而变化,将此计算模型应用于实时控制仿真计算中,会造成制冷剂焓值计算的不连续与判断错误,直接影响到过热度控制的稳定性。

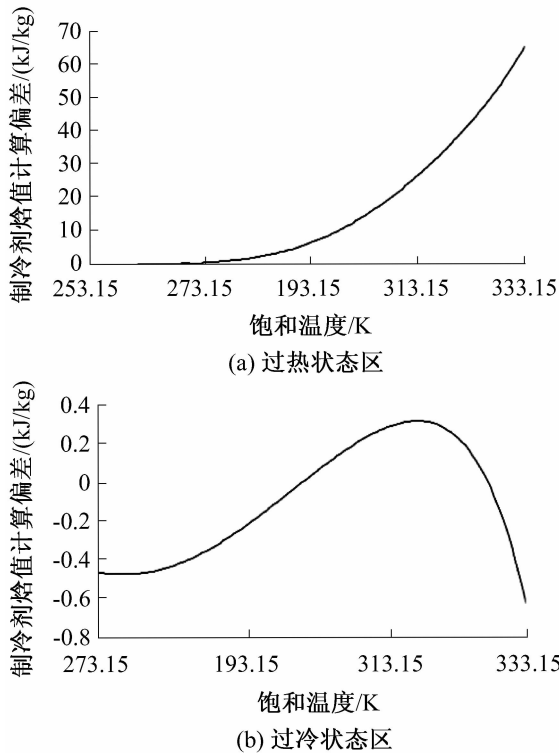


图4 过饱和状态区计算模型饱和点处焓值计算偏差
Fig.4 The calculated errors of enthalpy in the intersection
of calculation model between super saturation region
and saturation curve

$$h_g = aT + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3} + \frac{dT^4}{4} - \frac{f}{T} + Jp + w_1 + J \sum_{i=2}^5 \frac{a_i + c_i(1 + kT/T_c)e^{-kT/T_c}}{(v - m)^{i-1}} \quad (18)$$

$$h_l = aT + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3} + \frac{dT^4}{4} - \frac{f}{T} + Jp + w_1 + J \sum_{i=2}^5 \frac{a_i + c_i(1 + kT/T_c)e^{-kT/T_c}}{(v_g - m)^{i-1}} + T(v_g - v_l) \quad (19)$$

$$h = aT + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3} + \frac{dT^4}{4} - \frac{f}{T} + Jpv + J \left(\frac{a_2}{Y} + \frac{a_3}{2Y^2} + \frac{a_4}{3Y^3} + \frac{a_5}{4Y^4} \right) + Je^{-kT/T_c} \left(1 + \frac{kT}{T_c} \right) \left(\frac{c_2}{Y} + \frac{c_3}{2Y^2} + \frac{c_4}{3Y^3} + \frac{c_5}{4Y^4} \right) + w \quad (20)$$

其中: $Y = v - m$

另一方面,当运用计算模型(21)计算过热温度时,由制冷剂焓值计算出的过热温度会与初始过热温度产生一定偏差,再经过计算过程中的反复迭代,偏差会不断增加,这将会影响过热度控制的稳定性。同理,过冷温度的计算和过冷度的控制也存在这样的问题。图5(a)示出了以0°C为饱和温度,过热度从0~60°C变化为例的计算过热温度和初始过热温度的偏

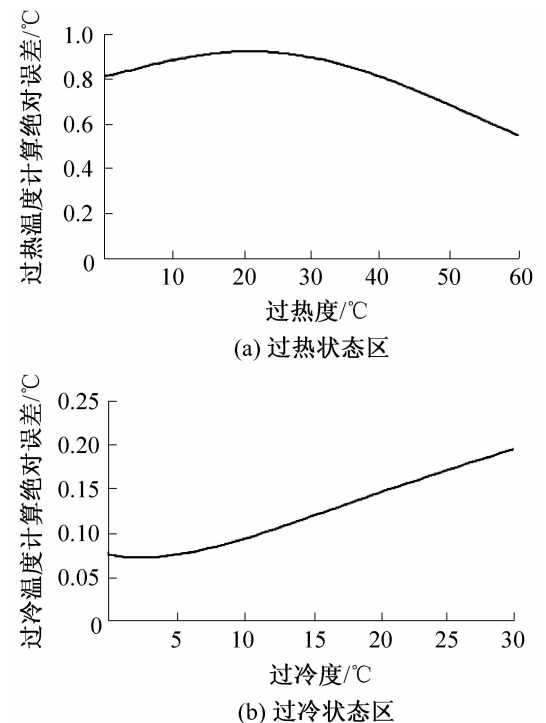


图5 过饱和状态区计算模型过热度与过冷度计算偏差
Fig.5 The calculated errors of superheated
degree and subcooled degree in the calculation
model for super saturation region

差关系,两者的绝对偏差均大于 0.6℃;图 5(b)示出了以 0℃ 为饱和温度,过冷度从 0~30℃ 变化为例的计算过冷温度和初始过冷温度的偏差关系,两者的绝对偏差均大于 0.28℃。

$$T = a \frac{h}{p} + b \left(\frac{h}{w} \right)^{-c} + (d + ep - fp^g) \left(\frac{h}{w} \right)^{-i} + jp^g \left(\frac{h}{w} \right)^{-q} + lp^r \left(\frac{h}{w} \right)^{-n} \tag{21}$$

3 物性计算模型修正

3.1 修正方法

针对影响控制分析的制冷剂物性计算模型,即制冷剂焓值的计算和过热温度与过热焓值(过冷温度与过冷焓值)的相互计算,为保证制冷剂焓值计算的光滑连续性以及过热温度与过热焓值(过冷温度与过冷焓值)的相互计算的良好复现性,对原有物性计算模型做了一定修正。将饱和温度点处的制冷剂焓值计算偏差转化到饱和状态定压比热与饱和温度的关系,得到修正后的饱和状态定压比热以代替原有饱和状态定压比热,修正后的饱和气态定压比热和饱和液态定压比热与饱和温度的关系分别为式(22)和式(23);再利用计算模型式(24)和式(25)分别计算过热状态区和过冷状态区的制冷剂焓值,当需要计算过热度或过冷度时,只需对计算模型式(24)和式(25)进行简单的数学运算即可,可以大大减小偏差的累积。

$$c_{ps} = \frac{0.3169}{1 - 0.3169 \times 0.005T} + \frac{0.117}{1 - 0.117 \times 0.0247T} \tag{22}$$

$$c_{pl} = \frac{-203.48 + T}{1043.92 - 0.0087 \times T^2} + 1.337 \tag{23}$$

$$h_{sh} = h_s + c_{ps} \Delta T_{sh} \tag{24}$$

$$h_{sc} = h_s - c_{pl} \Delta T_{sc} \tag{25}$$

3.2 修正模型精度

基于上述修正方法建立的制冷剂物性计算模型可以保证制冷剂焓值的计算连续性以及过热度(过冷度)与相应制冷剂焓值计算的高复现性。图 6(a)和图 6(b)分别示出了修正后的过热状态区和过冷状态区制冷剂焓值计算模型在通常运算范围内(过热度 0~20℃ 变化,过冷度 0~10℃ 变化)与 REFPROP7 数据源的误差分布。从图中可以看出,过热状态区的误差均小于 0.5215%,过冷状态区的误差均小于 1.1847%,与表 2 中所列出的原有计算模型的误差相差不多,说明修正后的计算模型是具有较高精度的。

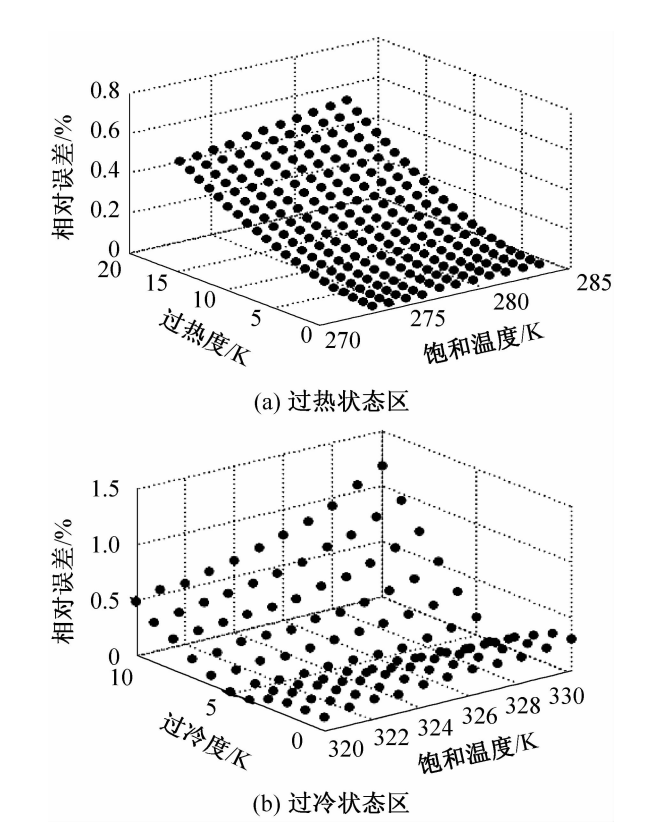


图 6 过饱和状态区修正计算模型 $h=f(p,T)$ 误差分布图
Fig. 6 The relative error distribution of $h=f(p,T)$ for super saturation region in modified model

3.3 仿真实验

将修正后的制冷剂物性计算模型应用于所建立的 VRF 空调系统控制仿真平台中,再次进行了吸气过热度控制仿真实验,仿真实验条件与 2.2 中所述实验条件一致。新的吸气过热度控制仿真结果如图 7 所示,从图中可以看出,吸气过热度控制稳定。且在控制稳定时间内,吸气过热度控制结果的标准方差从图 3 中的 0.7644 减小到 0.1607。这些说明经过修正的制冷剂物性计算模型有助于改善过热度控制的稳定性。

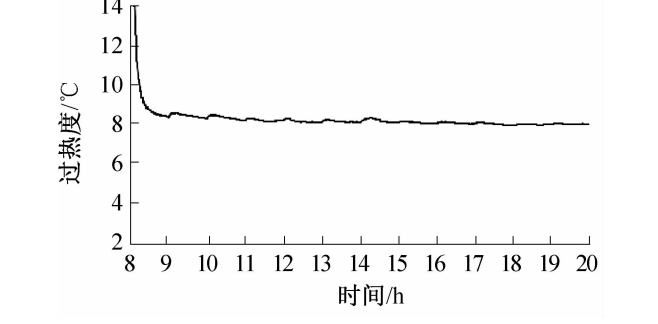


图 7 修正模型过热度控制结果
Fig. 7 The control result of superheated degree based on calculation model modified

4 结语

利用 TRNSYS 软件建立了基于控制分析的变流量空调系统仿真平台,并建立了制冷剂物性显式计算模型。在进行吸气过热度控制仿真实验时发现制冷剂物性计算的不连续性和低复现性会对控制仿真结果产生一定影响,因此运用等效替代的方法对制冷剂物性计算模型的连续性进行了合适的修正,修正后模型仍能保持较高精度。仿真实验结果表明,在相同条件下,运用修正的制冷剂物性计算模型可以显著改善系统中有关变量的控制稳定性。

符号说明

m ——质量流量, kg/s	h ——焓值, kJ/kg
H ——涡旋体高	τ ——时间, s
Q ——换热量, kW	n ——转速
ρ ——密度, kg/m ³	w ——功率, kW
C ——流量系数	c_p ——定压比热
F ——换热面积, m ²	P ——涡旋体节距
V ——理论排气量	η ——指示效率
A ——孔板面积	ΔT ——过热(冷)度
l ——换热长度, m	N ——涡旋体壁厚
λ ——输气系数	p ——压力, Pa

下标说明

com——压缩机	w——管壁
EEV——膨胀阀	m——平均值
r——制冷剂	unit——单元
a——空气	i——进口
sh——过热	o——出口
tp——两相	1——进口
sc——过冷	2——出口
s——饱和	

参考文献

[1] S Q Shao, W X Shi, X T Li, et al. Simulation model for complex refrigeration systems based on two-phase fluid network, Part I: model development[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(3): 490-499.

[2] W X Shi, S Q Shao, X T Li, et al. Simulation model for complex refrigeration systems based on two-phase fluid network, Part II: model application[J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(3): 500-509.

[3] W Chen, X X Zhou, S M Deng. Development of control method and dynamic model for multi-evaporator air conditioners (MEAC) [J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46 (3): 451-465.

[4] J M Choi, Y C Kim. Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valves [J]. Energy, 2003, 28(2): 141-155.

[5] Y P Zhou, J Y Wu, R Z Wang, et al. Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions[J]. Energy and Buildings, 2007, 39 (2): 212-220.

[6] W Chen, S M Deng. Development of a dynamic model for a DX VAV air conditioning system [J]. Energy Conversion and Management, 2006, 47(11): 2900-2924.

[7] Cleland A C. Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic Properties [J]. International Journal of Refrigeration, 1986, 9(8): 346-351.

[8] Cleland A C. Polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties: Extension to include R134a [J]. International Journal of Refrigeration, 1994, 17 (4): 121-123.

[9] Martin-Dominguez I R, McDonald T W. Correlation for some saturated thermodynamic and transport properties of refrigerant R22 [J]. ASHRAE Trans, 1993, 99(1): 344-348.

[10] 胡欢,谷波,龙琼,等. 亚临界压力区 CO₂ 热力性质及传输特性的快速计算模型[J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(8): 1260-1263. (Hu Huan, Gu Bo, Long Qiong, et al. Fast calculation model of thermodynamic and transport properties of CO₂ in sub-critical pressure region [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2008, 42 (8): 1260-1263.)

[11] McLinden M O, Klein S A, Lemmon E W. NIST REFPROP V7.0 [M]. USA: National Institute of Standards and Technology, 2006, 20(4): 149-167.

通信作者简介

晋欣桥,男(1965-),教授,上海交通大学制冷与低温工程研究所,021-34206774, E-mail: xqjin@sjtu.edu.cn。研究方向:空调系统优化控制。

About the corresponding author

Jin Xinqiao (1965-), male, Ph. D./Professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, 021-34206774, E-mail: xqjin@sjtu.edu.cn. Research fields: Optimal control of Air-conditioning systems.