

## 变频压缩式制冷系统的内模解耦控制策略

张涵<sup>1†</sup>, 吴爱国<sup>1</sup>, 杨硕<sup>1</sup>, 由玉文<sup>1,2</sup>

(1. 天津大学 电气与自动化工程学院, 天津 300072; 2. 天津城建学院 能源与机械工程系, 天津 300084)

**摘要:** 为了使变频压缩式制冷系统在变负荷情况下同时具备良好的稳定性和鲁棒性, 并希望该类制冷系统的能效比COP得到进一步的提高, 设计出了内模解耦控制策略. 该策略采用基于内模结构的解耦控制方法增强系统鲁棒性, 并利用最小过热度曲线实时修订过热度设定值为相应负荷下的最小稳定过热度值, 使得压缩机功率减少, 制冷量增加. 仿真与实验结果表明, 该控制策略下的变频压缩式制冷系统不仅避免了过热度震荡、响应迟缓等问题, 而且具备了较强的抗扰性和鲁棒性, 并进一步将COP值提高到5.8左右.

**关键词:** 内模解耦控制; 鲁棒性; 变频; 最小过热度; 制冷装置  
**中图分类号:** TP232      **文献标识码:** A

### Internal model decoupling control strategy of variable frequency compression refrigeration system control

ZHANG Han<sup>1†</sup>, WU Ai-guo<sup>1</sup>, YANG Shuo<sup>1</sup>, YOU Yu-wen<sup>1,2</sup>

(1. College of Electrical Engineering and Automation, Tianjin University, Tianjin 300072, China;

2. Academy of Energy and Mechanical Engineering, Tianjin Institute of Urban Construction, Tianjin 300084, China)

**Abstract:** Internal model decoupling control method is developed for obtaining good robustness and stability and for improving the coefficient of performance (COP) value in variable frequency compression refrigeration system under variable load conditions. This method employs the decoupling control method based on the internal model structure to improve the robustness of refrigeration system, and makes use of the minimum superheat curve to revise the setting value for superheat in real-time, making it always being the minimum stable superheat value under the corresponding load for reducing the compressor power consumption and raising the refrigeration capacity. Through the simulation and experiment, it is found that compression refrigeration system under this control method not only avoids superheat shocks, slow response, but also has a strong immunity and robustness, with the COP value raised to 5.8.

**Key words:** internal model decoupling control; robustness; variable frequency; minimum superheat; refrigeration machinery

### 1 引言(Introduction)

目前, 国内外应用于实际变频压缩式制冷系统的控制策略基本都是采用单回路比例-积分-微分调节(proportion-integration-differentiation, PID)控制策略. 该方法可以保证该类制冷系统基本正常工作, 但是过热度会出现震荡现象, 影响冷机寿命, 并造成资源浪费. 为了进一步提高该类制冷系统的工作性能和节能效果, 相关学者研究发现改善过热度的控制效果<sup>[1]</sup>是较为有效的手段.

现阶段的研究成果基本都体现在提高该类制冷系统的稳定性方面, 但缺少一种能够在保证较好的稳定性前提下进一步提高该类制冷系统鲁棒性的方法. 平尾等采用改进PID控制方法<sup>[2]</sup>, 减小了过热度响应时

的超调量, 但无法解决过热度震荡问题. L. C. Schurt等采用线性二次高斯(linear quadratic Gaussian, LQG)方法针对自己建立的制冷系统非线性模型进行控制<sup>[3-4]</sup>, 通过实验证实该方法能够减轻过热度震荡, 响应速度得到提升, 抗扰性提高, 但是由于制冷系统存在严重的不确定性, 在实际应用时模型可能失配, 导致该方法失效. H. Rasmussen等采用反步自适应控制方法<sup>[5]</sup>, 虽然可以在线辨识不同工况下制冷系统参数, 但计算量非常大, 很难用于实际系统.

变频压缩式制冷系统存在较多外部干扰和内部参数摄动因素, 各传感器与执行机构存在一定的测量误差. 因此, 若在变负荷情况下保证该类制冷系统能够稳定运行, 需要同时提升该类制冷系统的稳定性和鲁

棒性. 本文采用内模解耦控制策略, 以基于内模结构的解耦控制方法<sup>[6-7]</sup>作为控制器核心算法, 并利用负荷与最小稳定过热度的关系, 进行设定值优化, 实时修订过热度设定值为相应负荷下的最小稳定过热度值. 通过仿真实验, 与工业通用的PID控制方法和热工过程中用来解决时滞影响的带Smith预估补偿的解耦控制方法<sup>[8]</sup>相对比, 验证采用内模解耦控制策略的变频压缩式制冷系统能够在严重的扰动情况下通过调整控制器参数保证制冷系统稳定运行. 最后, 通过获取实际实验数据, 证明该方案下的变频压缩式制冷系统能够始终运行在最小稳定过热度的附近, 制冷系统的制冷系数(coefficient of performance, COP)能够得到提升.

## 2 模型辨识与分析(Model analysis)

### 2.1 模型辨识(Model identification)

为了深入研究制冷系统内部结构和特性, 搭建了

变频压缩式制冷系统实验平台. 该制冷系统实验平台由板式换热器、电子膨胀阀、活塞式压缩机、气液热交换器、储液器等设备组成. 技术参数如表1所示, 制冷系统装置如图1所示.

表 1 系统参数表

Table 1 Parameter of refrigeration system

| 设备名称  | 技术参数  |
|-------|---|
| 蒸发器   | 传热面积 $F = 2.88 \text{ m}^2$ , 换热量 $30 \text{ kW}$               |
| 冷凝器   | 传热面积 $F = 3.02 \text{ m}^2$ , 换热量 $35 \text{ kW}$               |
| 电子膨胀阀 | 流量系数 $K_{vs} = 0.63 \text{ m}^3/\text{h}$ , 制冷量 $74 \text{ kW}$ |
| 变频压缩机 | 功率 $10 \text{ hp}$ , 额定排气量 $38.25 \text{ m}^3/\text{h}$         |
| 冷冻水泵  | 扬程 $27.4 \text{ m}$ , 流量 $7.8 \text{ m}^3/\text{h}$             |
| 冷却水泵  | 扬程 $32 \text{ m}$ , 流量 $8.4 \text{ m}^3/\text{h}$               |
| 冷却水塔  | 冷却能力 $10 \text{ rt}$  |
| 电加热器  | 功率 $30 \text{ kW}$ (可调)   |

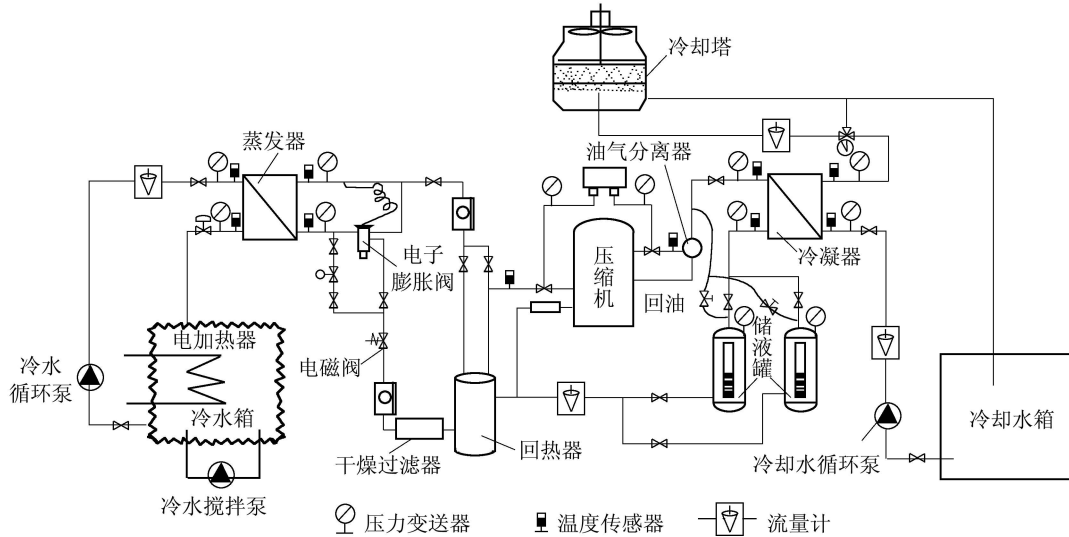


图 1 制冷系统装置

Fig. 1 Device of refrigeration system

通过运行实验平台获取数据, 利用最小二乘法的ARX模型, 在MATLAB系统辨识工具箱中辨识出双输入双输出模型. 将模型仿真响应曲线与实验系统实际响应曲线进行对比, 验证了该辨识模型的准确性<sup>[9]</sup>. 该制冷系统双输入双输出传递函数矩阵的数学模型如式(1)所示.

$$\begin{bmatrix} \Delta T_s \\ \Delta T_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-0.825e^{-9s}}{38s + 1} & \frac{1.84e^{-26s}}{35s + 1} \\ \frac{0.778e^{-10s}}{35s + 1} & \frac{-0.752e^{-28s}}{41s + 1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta v_a \\ \Delta f \end{bmatrix}, \quad (1)$$

其中:  $\Delta T_s$ 和 $\Delta T_e$ 分别表示制冷剂过热度 and 制冷剂蒸发温度的变化量,  $\Delta v_a$ 和 $\Delta f$ 分别表示电子膨胀阀开度和压缩机频率的变化量.

### 2.2 模型分析(Model analysis)

制冷系统模型的传递函数矩阵是否为稳态非奇异矩阵, 对控制方法的选择具有决定性作用. 为了简化计算同时更直观的分析制冷系统模型, 将式(1)转化为通用形式

$$G(s) = \begin{bmatrix} \frac{k_{11}}{\tau_{11}s + 1} e^{-\theta_{11}s} & \frac{k_{12}}{\tau_{12}s + 1} e^{-\theta_{12}s} \\ \frac{k_{21}}{\tau_{21}s + 1} e^{-\theta_{21}s} & \frac{k_{22}}{\tau_{22}s + 1} e^{-\theta_{22}s} \end{bmatrix}. \quad (2)$$

该传递函数矩阵的逆矩阵为

$$G^{-1} = \frac{\text{adj}G}{\det G}. \quad (3)$$

通过式(3)可以得出, 传递函数矩阵为稳态非奇异矩阵的等价条件为 $\det[G(0)] \neq 0$ . 将式(2)代入上式求

得矩阵行列式为

$$\det G = \frac{k_{11}k_{22}e^{-(\theta_{11}+\theta_{22})s}}{(\tau_{11}s+1)(\tau_{22}s+1)} - \frac{k_{12}k_{21}e^{-(\theta_{12}+\theta_{21})s}}{(\tau_{12}s+1)(\tau_{21}s+1)}. \quad (4)$$

简化上述等价条件为  $k_{11}k_{22} - k_{12}k_{21} \neq 0$ . 结合式(1)和式(2)计算得到  $k_{11}k_{22} - k_{12}k_{21} = -0.81112 \neq 0$ . 验证了该制冷系统辨识模型中传递函数矩阵为稳态非奇异矩阵.

### 3 控制策略(Control strategy)

#### 3.1 控制器设计(Controller design)

针对制冷系统大滞后特性, 选择内模控制结构, 用以抵消滞后特性对制冷系统响应的影响. 内模控制结构将实际对象与对象模型并联, 取模型的动态逆作为控制器. 该结构对于克服制冷系统的外界扰动也起到了良好的作用. 为了进一步改善制冷系统的稳定性, 消除耦合特性带来的不良影响, 设计内模解耦控制器, 使得被控对象的输出更精确的达到制冷系统所需性能要求. 由于制冷系统结构较为复杂, 如图1所示. 各传感器和执行机构都存在一定的误差, 同时在变负荷强扰动情况下制冷系统本身的参数也存在较严重的不确定性. 因此在满足制冷系统基本性能的前提下, 加入低通滤波器, 从而增强制冷系统的鲁棒性, 保证系统即使在模型失配的情况下, 仍能够稳定运行. 内模解耦控制器结构见图2.

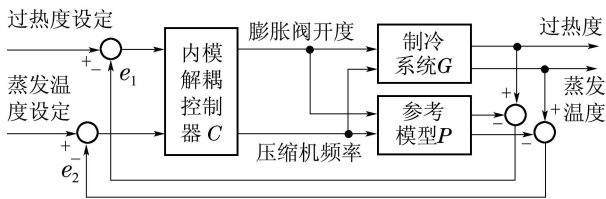


图2 内模解耦控制器结构

Fig. 2 Structure of internal model decoupling controller

图2中:  $C = [c_{ij}]_{2 \times 2}$  是解耦控制矩阵,  $P$  表示对象参考模型,  $G$  表示实际制冷系统被控对象如式(2)所示. 由图2可见, 整个基于内模解耦控制的制冷系统的闭环传递函数矩阵为

$$B = GC[I + (G - P)C]^{-1}. \quad (5)$$

在标称情况下, 即  $G = P$ , 经解耦控制得到的对角化形式为

$$B = GC = \begin{bmatrix} b_1 & 0 \\ 0 & b_2 \end{bmatrix}. \quad (6)$$

经过模型分析已确认该制冷系统的传递函数矩阵为稳态非奇异矩阵, 存在相应的逆矩阵  $G^{-1}$ , 因此可以

对上述式(6)进行矩阵求逆运算, 求得

$$C = G^{-1}B = \frac{\text{adj } G}{\det G} B. \quad (7)$$

由式(7)看出, 若  $G^{-1}$  含有复右半平面(right half-plane, RHP)极点, 即  $\det[G]$  的零点, 矩阵  $B$  必须包这些零点, 否则这些零点会成为矩阵  $C$  的不稳定极点, 导致控制器不能稳定运行. 由于在该制冷系统中  $\theta_{11} + \theta_{22} > \theta_{12} + \theta_{21}$ , 并依据式(4)进一步求得

$$\det G = -G_{12}G_{21}(1 - e^{-\Delta\theta s/D}), \quad (8)$$

其中:

$$\Delta\theta = |\theta_{11} + \theta_{22} - \theta_{12} - \theta_{21}|, \\ D = \frac{k_{12}k_{21}}{k_{11}k_{22}} \cdot \frac{(\tau_{11}s+1)(\tau_{22}s+1)}{(\tau_{12}s+1)(\tau_{21}s+1)}.$$

根据式(8), 将分析  $G^{-1}$  极点问题转化成为分析  $1 - e^{-\Delta\theta s/D}$  是否包含RHP零点问题. 采用MATLAB 控制系统工具箱进行验证, 得到的零点均在左半平面. 同时, 求得  $-e^{-\Delta\theta s/D}$  的Nyquist图, 如图3所示.

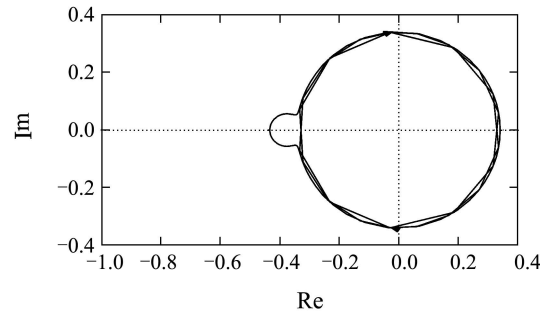


图3 Nyquist曲线图

Fig. 3 Nyquist figure

图3中的曲线不包含  $(-1, j0)$  点, 从而确认  $G^{-1}$  不包含RHP极点. 结合式(7)和式(8)推出控制器传递函数矩阵为

$$\begin{cases} c_{11} = \frac{k_{22}(\tau_{12}s+1)(\tau_{21}s+1)e^{(\theta_{12}+\theta_{21}-\theta_{22})s}}{k_{12}k_{21}(\tau_{22}s+1)(1 - e^{-\Delta\theta s/D})} \cdot b_1, \\ c_{21} = \frac{(\tau_{12}s+1)e^{\theta_{12}s}}{k_{12}(1 - e^{-\Delta\theta s/D})} \cdot b_1, \\ c_{12} = \frac{(\tau_{21}s+1)e^{\theta_{21}s}}{k_{21}(1 - e^{-\Delta\theta s/D})} \cdot b_2, \\ c_{22} = \frac{k_{11}(\tau_{12}s+1)(\tau_{21}s+1)e^{(\theta_{12}+\theta_{21}-\theta_{11})s}}{k_{12}k_{21}(\tau_{11}s+1)(1 - e^{-\Delta\theta s/D})} \cdot b_2. \end{cases} \quad (9)$$

由于过热度和蒸发温度的变化必须经历一定的传热过程和调节过程才能开始对设定值进行跟踪, 因此传递函数中  $b_1$  和  $b_2$  应包含纯滞后环节, 否则违背了实践中的因果论. 根据以上约束条件, 并依据鲁棒控制理论的  $H_2$  最优性能目标, 提出在内模解耦

控制结构下的制冷系统闭环传递函数形式为

$$B = \begin{bmatrix} \frac{e^{-\theta_1 s}}{\lambda_1 s + 1} & 0 \\ 0 & \frac{e^{-\theta_2 s}}{\lambda_2 s + 1} \end{bmatrix}, \quad (10)$$

其中:  $\lambda_1, \lambda_2$  为可调参数,  $\theta_1 = \max\{\theta_{12}, \theta_{12} + \theta_{21} - \theta_{22}\}$ ,  $\theta_2 = \max\{\theta_{21}, \theta_{12} + \theta_{21} - \theta_{11}\}$ . 结合上式, 并将该制冷系统对应参数代入式(9)中, 得到控制器传递函数矩阵为

$$\begin{cases} c_{11} = \frac{0.5253(35s + 1)^2 e^{-18s}}{(41s + 1)(\lambda_1 + 1)a}, \\ c_{21} = \frac{0.5435(35s + 1)}{(\lambda_1 + 1)a}, \\ c_{12} = \frac{1.2853(35s + 1)e^{-17s}}{(\lambda_2 + 1)a}, \\ c_{22} = \frac{0.5763(35s + 1)^2}{(38s + 1)(\lambda_2 + 1)a}, \end{cases} \quad (11)$$

其中  $a = 1 - e^{-s} \frac{0.4334(35s + 1)^2}{(38s + 1)(41s + 1)}$ .

从传递函数矩阵式(11)可以看出, 内模解耦控制器具有与PID 控制器类似的调节方式, 只需单调的调节  $\lambda_1$  和  $\lambda_2$  两个可调参数. 调小  $\lambda_1$  和  $\lambda_2$  可以提高系统响应速度, 改善系统性能, 但相应的控制器输出能量需求和执行机构能量需求会增大, 以致超出容量范围; 并且当制冷系统具有未建模动态特性时, 过热度与蒸发温度响应会出现过激行为, 影响鲁棒稳定性; 反之亦然. 因此, 在实际调节时, 建议初始设置  $\lambda_1$  和  $\lambda_2$  在纯滞后时间  $\theta_1$  和  $\theta_2$  值左右, 再根据性能指标要求在线单调地增减可调参数  $\lambda_1$  和  $\lambda_2$ , 以达到制冷系统响应性能与鲁棒稳定性所提出的要求.

### 3.2 设定点优化(Set point optimizing)

变频压缩式制冷系统在内模解耦控制下, 能够保证良好的稳定性与鲁棒性. 为了进一步提高该制冷系统能效比COP, 需进行设定点优化, 保证该类制冷系统能够始终运行在最小稳定过热度附近. 设定点优化方法即利用最小过热度曲线, 令制冷剂过热度设定值随着冷机负荷的改变而变化, 始终设定为对应负荷下的最小稳定过热度值.

获取最小过热度曲线的方法: 1) 逐渐减小压缩机频率(从50 Hz到30 Hz), 待系统稳定后检测冷冻水流量、供回水温差, 计算系统实际负荷; 同时在每一压缩机频率下给定一个较高的过热度作为初始设定值; 2) 在每一负荷下, 以0.2°C为步长, 逐渐减小过热度设定值, 实际过热度波动幅度会逐渐增大, 当幅度达到±0.5°C等幅振荡时, 则此时的过热度设定值加上0.2°C即为该负荷下的最小稳定过热度;

3) 循环上述步骤, 依次得到不同负荷下的最小稳定过热度, 拟合出最小过热度曲线, 如图4所示.

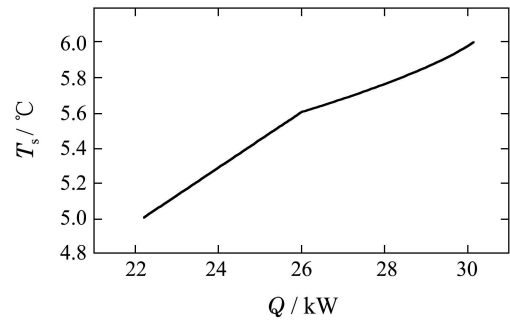
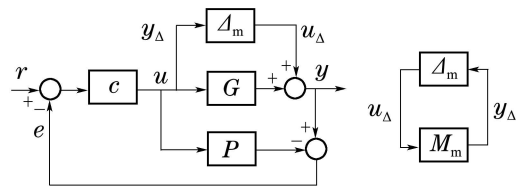


图 4 最小稳定过热度曲线

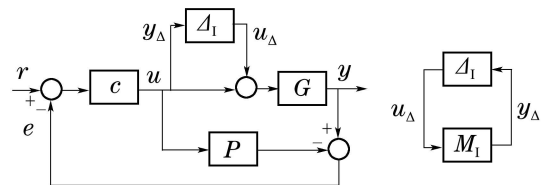
Fig. 4 Curve of the minimum stable superheat

### 4 鲁棒性分析(Robustness analysis)

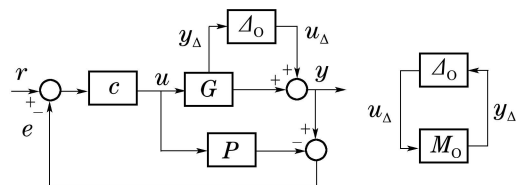
在变负荷下, 制冷系统内部参数会时常产生较严重的扰动, 以及各传感器和执行机构都存在一定的测量误差, 通常被视为参数不确定性(过程参数扰动)和动态不确定性(加性不确定性、乘性输入不确定性和乘性输出不确定性), 如图5所示. 针对上述多种不确定性, 分析在内模解耦控制策略下的制冷系统的鲁棒性.



(a) 加性不确定性下的系统结构及  $M-\Delta$  结构



(b) 乘性输入不确定性下的系统结构及  $M-\Delta$  结构



(c) 乘性输出不确定性下的系统结构及  $M-\Delta$  结构

图 5 扰动下的制冷系统控制结构

Fig. 5 Control structure of perturbed refrigeration system

图5中,  $M_m$  和  $M_l$  以及  $M_o$  分别表示加性不确定性界、乘性输入不确定性界以及乘性输出不确定性界. 如图5所示, 分析系统鲁棒性时采用  $M-\Delta$  结构, 针对3种不确定情况, 得到从  $u_\Delta$  到  $y_\Delta$  的传递函

数为

$$\begin{cases} M_m = -C[I + (G - P)C]^{-1}, \\ M_I = -C[I + (G - P)C]^{-1}G, \\ M_O = -GC[I + (G - P)C]^{-1}. \end{cases} \quad (12)$$

根据小增益定理<sup>[10]</sup>得到保证制冷系统鲁棒稳定性的充要条件

$$\begin{cases} \|C[I + (G - P)C]^{-1}\|_\infty < \frac{1}{\|\Delta_m\|_\infty}, \\ \|C[I + (G - P)C]^{-1}G\|_\infty < \frac{1}{\|\Delta_I\|_\infty}, \\ \|GC[I + (G - P)C]^{-1}\|_\infty < \frac{1}{\|\Delta_O\|_\infty}. \end{cases} \quad (13)$$

由于上式不利于进行求解,利用小增益定理与谱半径之间的关系,将上述判定条件转化为

$$\begin{cases} \rho(C[I + (G - P)C]^{-1}\Delta_m) < 1, \\ \rho(C[I + (G - P)C]^{-1}G\Delta_I) < 1, \\ \rho(GC[I + (G - P)C]^{-1}\Delta_O) < 1. \end{cases} \quad (14)$$

当对象模型与实际制冷系统匹配时,上式可简化为

$$\begin{cases} \rho(C\Delta_m) < 1, \\ \rho(CG\Delta_I) < 1, \\ \rho(GC\Delta_O) < 1. \end{cases} \quad (15)$$

根据实际制冷系统的具体摄动程度和情况,确定3种不确定界,依据上式,通过观察谱半径曲线中最大幅值是否小于1,能够快速评估出在内模解耦控制下的制冷系统鲁棒稳定性.

## 5 仿真结果(Simulation result)

### 5.1 控制效果验证(Control effect confirmation)

为了验证内模解耦控制方法下的制冷系统控制效果,将其与PID控制方法以及带Smith预估器的解耦控制方法进行了仿真实验对比.在10s和610s时分别给控制器两路输入端加入单位阶跃信号,验证该控制策略的解耦效果.在1400s时,给制冷系统两路输入端同时加入幅值为0.1的反向阶跃负载干扰信号,验证该策略下的系统抗扰性.仿真结果如图6所示.

图6中,在PID控制方法下,抗扰性弱,响应输出存在震荡现象.采用带Smith预估器的解耦控制,能够基本解决输出响应震荡问题,缩短了响应时间,但在610s时蒸发温度设定值阶跃变化导致另一回路中的输出即过热度有较为明显的震荡,因此解耦效果不佳.与其他两种方法相比,在本文所采用的内模解耦控制策略下,当可调参数设置为 $\lambda_1 = 25$ 和 $\lambda_2 = 26$ 时,10s时的蒸发温度 $T_e$ 与610s时的过热度 $T_s$ 响应曲线出现的抖动远小于其他两种方法下的抖动,从而验证了本文提出的方法能够使制冷系统输出响应实现了很好的解耦.此外,该方法能够有效地消除过热度震荡现象,减小超调量,缩短响应时间,兼顾了系统的快速性、准确性和稳定性,并在抗扰方面有所提升.

度 $T_s$ 响应曲线出现的抖动远小于其他两种方法下的抖动,从而验证了本文提出的方法能够使制冷系统输出响应实现了很好的解耦.此外,该方法能够有效地消除过热度震荡现象,减小超调量,缩短响应时间,兼顾了系统的快速性、准确性和稳定性,并在抗扰方面有所提升.

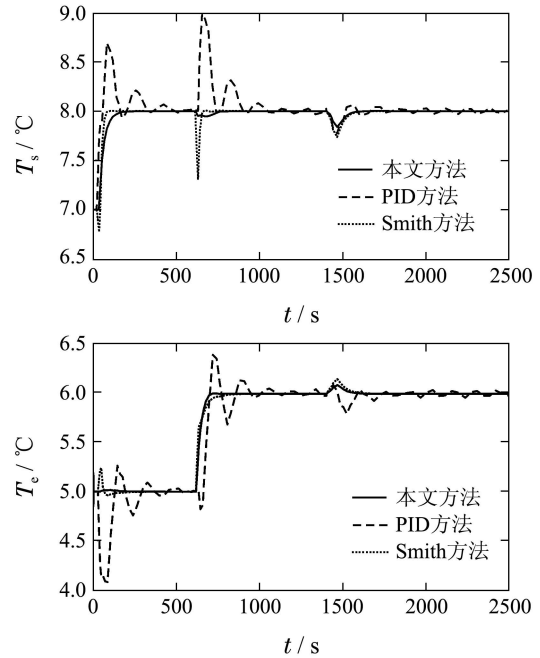


图6 过热度和蒸发温度响应曲线对比

Fig. 6 Comparison of response curves for the superheat and evaporating temperature

### 5.2 鲁棒性验证(Robustness confirmation)

内模解耦控制策略最主要的优势在于在保证系统具有良好稳定性的前提下,大幅度提高系统的鲁棒性能.为了验证在该策略下的制冷系统鲁棒性能,本文提出3种假设:

**假设1** 制冷系统辨识模型中所有元素的纯滞后时间和惯性时间常数均增大20%,表示系统过程参数摄动;

**假设2** 制冷系统存在乘性输入不确定性,  $\Delta_I = \{(s+0.3)/(s+1), (s+0.1)/(2s+1); (s+0.3)/(s+1), (s+0.1)/(2s+1)\}$ ,表示膨胀阀开度 $v_a$ 以及压缩机频率 $f$ 在高频段分别具有高达100%和50%的不确定性,在低频段分别具有30%和10%的不确定性;

**假设3** 制冷系统存在乘性输出不确定性,  $\Delta_O = \{-(s+0.2)/(2s+1), -(s+0.2)/(2s+1); -(s+0.1)/(4s+1), -(s+0.1)/(4s+1)\}$ ,视为过热度 $T_s$ 以及蒸发温度 $T_e$ 输出测量温度传感器在高频段分别具有接近50%和25%的减少测量误差,并且在低频段具有大致20%和10%的减少测量误差.

针对上述3种假设,结合式(15),利用MATLAB

鲁棒控制工具箱作出带摄动的制冷系统谱半径幅频曲线, 以判定该摄动系统鲁棒稳定性. 如图7所示, 其最大幅值明显小于1, 因此制冷系统能够保持良好的鲁棒稳定性.

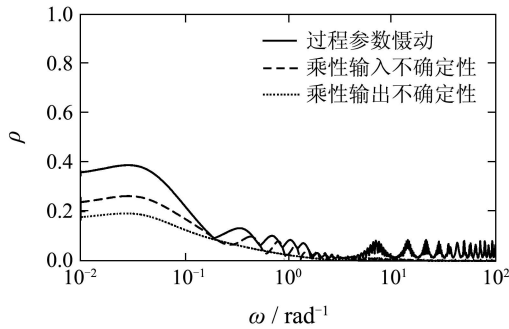


图 7 制冷系统的谱半径幅频曲线

Fig. 7 Magnitude-frequency curves of spectral radius for the refrigeration systems

在3种假设下, 分别采用本文提出的内模解耦控制方法和PID控制方法以及带Smith预估器的解耦控制方法进行对比仿真实验. 制冷系统输出响应曲线如图8–10所示. 将其与未加入摄动时的响应曲线图6相比, 发现加入摄动后的响应曲线在10 s与610 s时出现的抖动幅值比未加入摄动时的抖动幅值大, 说明加入摄动会对控制方法的控制效果以及解耦效果都有所影响. 但对比3种方法下的响应曲线, 在本文所提出的内模解耦控制方法下的曲线抖动幅值仍然是3种方法中最小的, 并且曲线较平滑, 从而证明了该方法下的制冷系统鲁棒性强于其他两种方法.

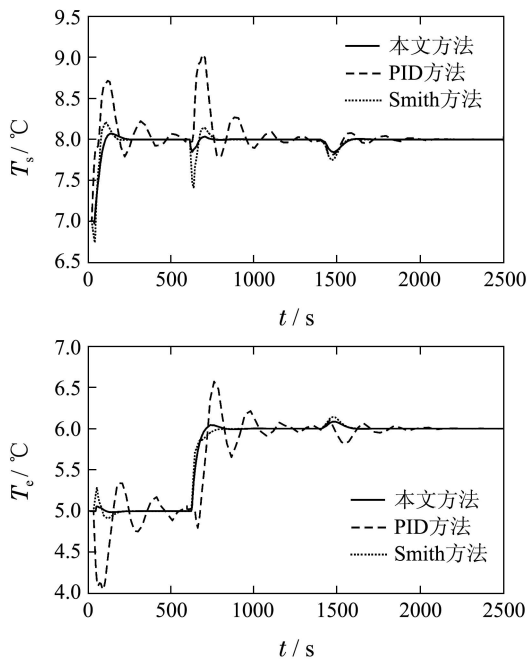


图 8 过程参数摄动下制冷系统响应曲线

Fig. 8 Response curves of refrigeration system with process parameter perturbation

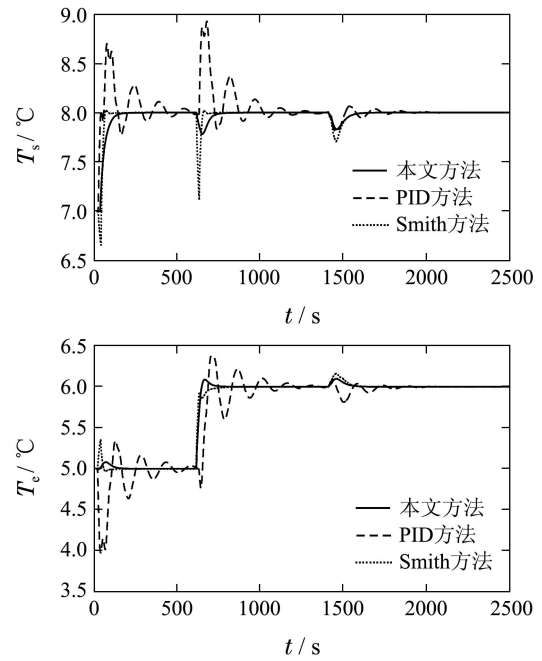


图 9 乘性输入不确定性下制冷系统响应曲线

Fig. 9 Response curves of refrigeration system with multiplicative input uncertainty

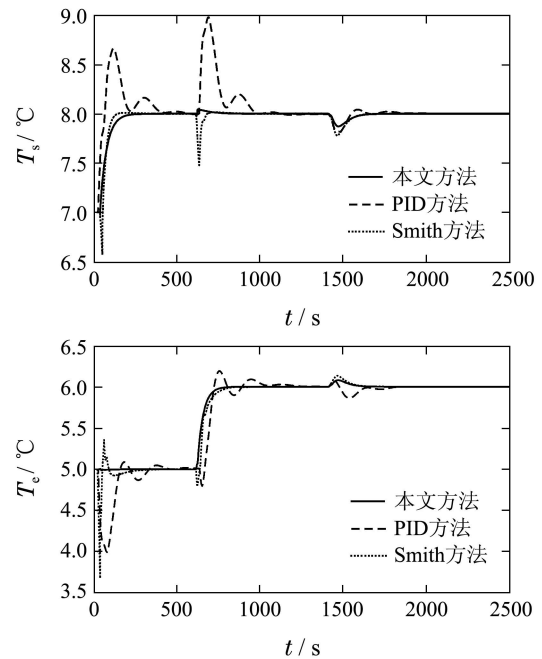


图 10 乘性输出不确定性下制冷系统响应曲线

Fig. 10 Response curves of refrigeration system with multiplicative output uncertainty

## 6 实验结果(Experiment result)

### 6.1 控制效果(Control effect)

为了验证本文提出的内模解耦控制策略的优势, 进行了双回路PID控制方法与内模解耦控制策略的对比实验. 实验时环境干球温度为33.4°C, 设定蒸发温度为5°C, 过热度为6°C. 变频压缩式制冷系统额定工况稳定运行300 s后, 调节电加热器功率从

28.5 kW下降至17.1 kW, 模拟系统负荷反向阶跃变化40%, 电加热器功率变化见图11.

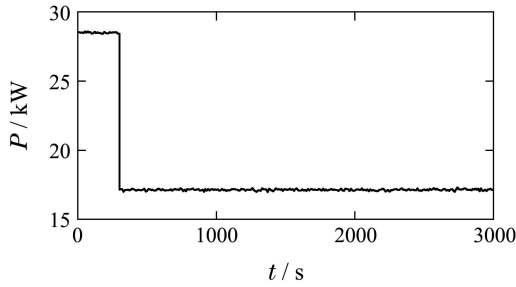


图 11 电加热器功率变化曲线

Fig. 11 Curve of electric heater power

图12和图13中, 两种方法下的压缩机频率和膨胀阀开度变化曲线都出现了短暂的突降现象. 该现象是由于制冷系统模型中的时滞环节影响使得供水温度不能立刻变化所导致. 经过50 s延迟后, 供水温度急剧降低. 此时, 压缩机频率与膨胀阀开度迅速降低, 以适应负荷的阶跃变化. 在内模解耦控制策略下, 压缩机频率与膨胀阀开度变化更为平缓, 跟踪时间更短, 动态过程稳定性较高.

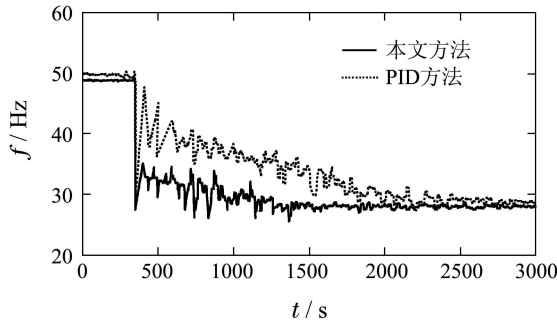


图 12 压缩机频率变化过程

Fig. 12 Transient response for compressor frequency

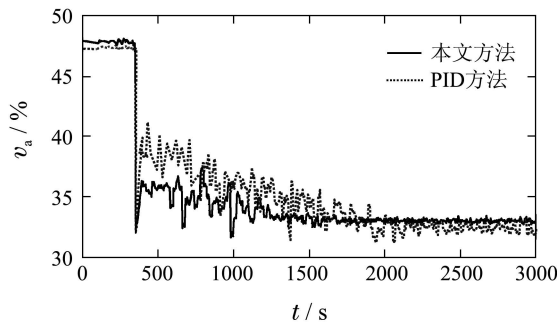


图 13 膨胀阀开度变化过程

Fig. 13 Transient response for expansion valve opening

图14中, 由于负荷突降, 在50 s后压缩机频率和膨胀阀开度出现突变, 导致蒸发器入口压力和温度急剧升高, 蒸发器出口温度迅速降低, 因此过热度会出现短暂的骤降现象. 但在内模解耦控制策略下,

制冷系统明显具有更好的动态性能, 具有更快速且更平缓的调整过程. 在750 s附近, 过热度响应出现了较大幅度的震荡, 是因为引入设定点优化后, 过热度始终尽量接近最小稳定过热度设定值, 因此在调整过程时过热度会穿越不稳定区域导致短暂的大幅度震荡. 此后, 过热度跟随最小过热度曲线变化, 随着负荷降低, 过热度设定值逐渐减小, 所以此方法下的过热度变化比双回路PID方法下的过热度变化小, 最终稳定在4.6°C左右, 降低了23.3%. 此外, 在系统稳定运行时, 内模解耦控制策略改善了PID控制方法无法缓解的过热度的震荡现象, 避免了系统由于过热度过分震荡导致的能源浪费问题, 同时提高了系统寿命.

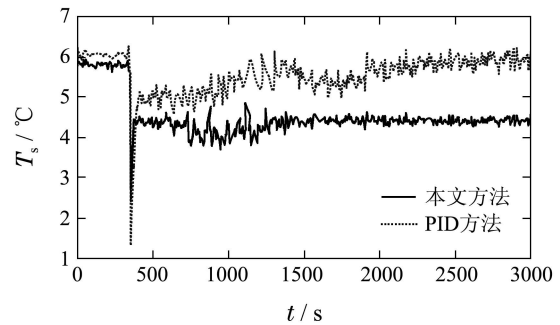


图 14 过热度动态响应曲线

Fig. 14 Transient response for superheat degree

## 6.2 节能效果(Energy efficiency effect)

为了进一步验证在内模解耦控制策略下的变频压缩式制冷系统的节能效果, 采用双回路PID控制方法和本文提出的控制方法分别进行如下对比实验: 实验环境干球温度为33.4°C. 设定蒸发温度为5°C, 过热度为6°C. 变频压缩式制冷系统连续工作5 h, 在额定工况下稳定运行30 min后, 电加热器功率从28.5 kW逐渐降低至17.1 kW, 如图15所示.

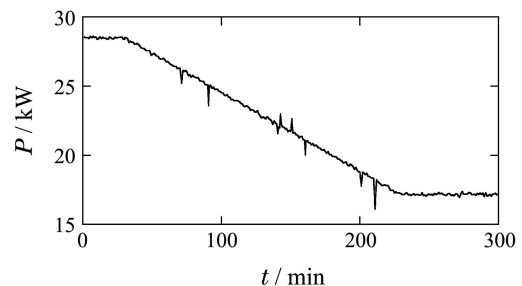


图 15 电加热器功率变化曲线

Fig. 15 Curve of electric heater power

随着压缩机频率的降低, 制冷量和压缩机功率都逐渐降低. 在内模解耦控制策略下, 由于过热度设定为相应负荷下的最小过热度, 调节过程中的膨胀阀开度较PID方法下的更大, 使得更多的制冷剂

流入蒸发器, 从而制冷量减少的幅度较小, 如图16所示。同时, 内模解耦控制策略下的压缩机功率下降的更快, 因此COP值(制冷量与压缩机功耗之比)明显增大, 可提高16%左右, 如图17所示。

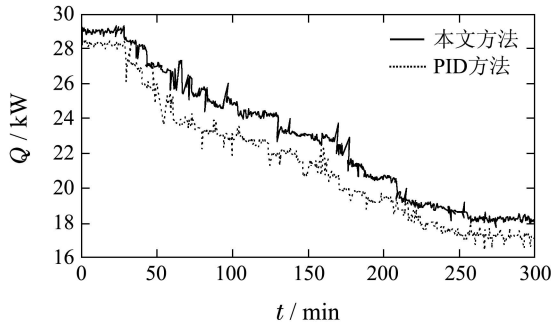


图 16 制冷量变化过程

Fig. 16 Transient response for refrigerating capacity

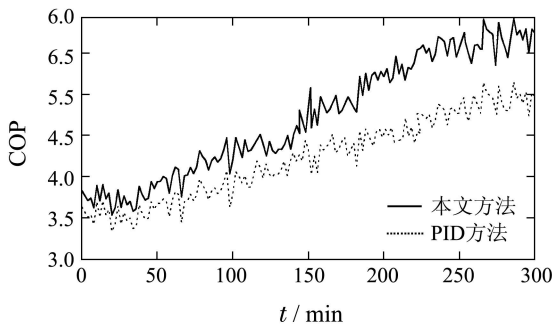


图 17 COP变化趋势

Fig. 17 Transient response for COP

## 7 结语(Conclusion)

本文针对变频压缩式制冷系统强耦合、大滞后和不确定性等特点, 设计出了内模解耦控制策略。通过仿真对比实验, 验证了该控制策略能够大幅度削弱两路输入输出之间的耦合作用, 并消除了制冷剂过热度的震荡现象。在线单调调节可调参数, 能够使得该类制冷系统同时获得良好的稳定性和鲁棒性。此外, 通过实际实验验证了内模解耦控制策略能够进一步提高该类制冷系统的COP值, 可提高至5.8左右。

## 参考文献(References):

[1] CHEN W, CHEN Z J. Experimental investigation of a minimum stable superheat control system of an evaporator [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25(8): 1137 – 1142.

- [2] PING W. Control design of the cold intermediary flow with the electronic expansion valve [C] // *The Japanese Freezing Association Academic Paper Collection*. Tokyo: The Technology Paper Publisher, 1989: 4 – 11.
- [3] SCHURT L C, HERMES C J L, TROFINONETO A. A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2009, 32(7): 1672 – 1682.
- [4] SCHURT L C, HERMES C J L, TROFINONETO A. Assessment of the controlling envelope of a model-based multivariable controller for vapor compression refrigeration systems [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30(13): 1538 – 1546.
- [5] RASMUSSEN H, LARSEN L F S. Non-linear and adaptive control of a refrigeration system [J]. *IET Control Theory & Applications*, 2011, 5(2): 364 – 378.
- [6] LIU T, ZHANG W D, GU D Y. Analytical design of decoupling internal model control (IMC) scheme for two-input-two-output (TITO) processes with time delays [J]. *Industrial & Engineering Chemical Research*, 2006, 45(9): 3149 – 3160.
- [7] 周平, 柴天佑, 陈通文. 工业过程运行的解耦内模控制方法 [J]. *自动化学报*, 2009, 35(10): 1362 – 1368.  
(ZHOU Ping, CHAI Tianyou, CHEN Tongwen. Decoupling internal model control method for operation of industrial process [J]. *Acta Automatica Sinica*, 2009, 35(10): 1362 – 1368.)
- [8] 李兆博, 吴爱国, 何熠. 制冷系统的改进Smith预估补偿和解耦控制 [J]. *控制理论与应用*, 2013, 30(1): 111 – 117.  
(LI Zhaobo, WU Aiguo, HE Yi. Improved Smith predictive compensation and decoupling in refrigeration system [J]. *Control Theory & Applications*, 2013, 30(1): 111 – 117.)
- [9] 翟文鹏, 吴爱国, 由玉文. 制冷系统的广义预测控制方法研究 [J]. *制冷技术*, 2012, 40(2): 28 – 33.  
(ZHAI Wenpeng, WU Aiguo, YOU Yuwen. Dynamic modeling of vapor-compression refrigeration system with a high pressure receiver [J]. *Refrigeration*, 2012, 40(2): 28 – 33.)
- [10] MORAR I M, ZAFIRIOU E. *Robust Process Control* [M]. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1989.

## 作者简介:

张涵 (1988–), 女, 硕士研究生, 主要从事制冷系统控制算法的研究, E-mail: han920@tju.edu.cn;

吴爱国 (1954–), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事液压、制冷系统、无人机控制算法的研究, E-mail: agwu@tju.edu.cn;

杨硕 (1988–), 男, 硕士研究生, 主要从事复杂系统的非线性控制方法研究及应用的研究, E-mail: blade1105@tju.edu.cn;

由玉文 (1978–), 男, 副教授, 主要从事暖通空调系统优化控制的研究, E-mail: tjdxyyw@163.com.