

DOI:10.11918/201903095

# 风机盘管系统最不利热力环路相平面模糊辨识

陈婷婷, 赵天怡, 张吉礼

(大连理工大学 建筑能源研究所, 辽宁 大连 116024)

**摘要:**为实现以最不利热力环路的末端支路压差作为控制参考量的变压差设定值优化控制方法,提出了最不利热力环路相平面模糊辨识方法并进行了试验验证.针对风机盘管变流量空调水系统,以空调房间热平衡方程为基础,建立了末端能量供需差值与室温同室温设定值偏差值 $e$ 及偏差变化 $ec$ 的数学模型,最不利热力环路为末端能量供需差值最大者.在 $e$ 及 $ec$ 组成的相平面中,末端能量供需能量差可由各相点 $S(e, ec)$ 连成的相平面轨迹特征反映.依据模糊模式识别过程,以实时示踪方向向量角 $\beta_i$ 及当前时刻室温与其设定值偏差 $e_i$ 作为特征指标,以三角形函数为隶属函数,以最大隶属度原则为识别判断标准,制定了模糊识别规则表,确立了最不利热力环路的相平面模糊辨识方法.最后,搭建了变流量空调水系统试验平台,各支路同步增大供水量,以期达到能量供需平衡的支路为试验辨识所得最不利热力环路,与上述方法辨识结果进行对比.试验结果表明,该辨识方法准确可靠,可辨识出系统中最不利热力环路.

**关键词:** 空调冷冻水系统; 风机盘管; 最不利热力环路; 相平面轨迹特征; 模糊模式识别

**中图分类号:** TU831.3<sup>+</sup>4      **文献标志码:** A      **文章编号:** 0367-6234(2020)12-0192-09

## Phase plane fuzzy identification of the most unfavorable thermal loop in fan-coil unit systems

CHEN Tingting, ZHAO Tianyi, ZHANG Jili

(Institute of Building Energy, Dalian University of Technology, Dalian 116024, Liaoning, China)

**Abstract:** To realize the optimal control of variable pressure difference in fan-coil unit systems, a phase plane fuzzy identification method was proposed and verified, which takes the terminal branch pressure difference of the most unfavorable thermal loop as the control variable. For fan-coil variable flow air conditioning water system, based on the heat balance equation of air conditioning room, the mathematical relations among the terminal energy difference between supply and demand, the deviation ( $e$ ) between room temperature and its setpoint, and the deviation change ( $ec$ ) were established. The most unfavorable thermal loop is defined as the one with the largest terminal energy difference. In the phase plane composed of  $e$  and  $ec$ , the terminal energy difference of the phase plane could be reflected by the trajectory characteristics of the phase plane connected by phase points  $S(e, ec)$ . According to the fuzzy pattern recognition process, by taking the real-time tracer direction vector angle ( $\beta_i$ ) and the room temperature deviation ( $e_i$ ) as characteristic indexes, triangle function as subordinate function, and maximum subordinate degree principle as recognition criterion, the table of fuzzy recognition rules was formulated. The phase plane fuzzy identification method for the most unfavorable thermal loop was then established, and a test platform for variable flow air conditioning water system was built. The water flow of the branches was increased synchronously, and the branches that reached the balance between energy supply and demand are the most unfavorable thermal loops identified by the test. Experimental results show that the proposed method is accurate and reliable, which can be applied to identify the most unfavorable thermal loop in fan-coil unit systems.

**Keywords:** air conditioning chilled water system; fan-coil unit; most unfavorable thermal loop; phase plane trajectory characteristics; fuzzy pattern recognition

为降低空调水系统的输送能耗,变频控制技术得到越来越广泛的应用.用变频水泵替换调节阀,不仅可以让系统更平稳运行,还能实现空调系统在部分负荷率下的节能运行<sup>[1]</sup>.变流量的控制策略按照

控制参考量可分为:压差控制方法和温差控制方法.压差控制响应速度较快,故大部分变频控制下采用压差控制策略<sup>[2]</sup>.为优化计算压差设定值,许多学者对冷冻水系统及设备的特性进行了研究,主要包括风机盘管<sup>[3]</sup>、冷机<sup>[4]</sup>、循环泵<sup>[5-6]</sup>、管网<sup>[7]</sup>、房间动态负荷<sup>[8]</sup>等,并提出了诸多基于变压差设定值的控制策略,主要包括末端压差控制<sup>[9]</sup>、最小阻力法<sup>[10]</sup>等.

空调系统是以向末端用户提供能量为目的的系

收稿日期: 2019-03-13

基金项目: 国家重点研发计划项目(2017YFC0704100)

作者简介: 陈婷婷(1988—),女,博士研究生;

张吉礼(1969—),男,教授,博士生导师

通信作者: 张吉礼, zjldlut@dlut.edu.cn

统, 空调系统循环水只是运输能量的载体. 在实际空调系统中, 各末端用户负荷大小是不断变化的, 只针对某一个用户的压差或者水量进行调节不够合理, 因此, 赵天怡<sup>[11]</sup>提出了空调水系统最不利热力环路的概念, 阐述了其存在的客观性, 并对空调水系统进行仿真和试验研究. 上述研究主要针对具有阀位反馈的连续调节型的空调水系统, 而风机盘管系统末端仅包含通断阀, 因此, 风机盘管系统最不利热力环路的模型及数学描述方法仍需要确定, 其辨识方法也应该进一步研究.

## 1 最不利热力环路及其辨识方法研究

定义各末端支路热能供需不平衡度为某时刻第  $i$  支路的热能供给量与其服务的空调区域热能需求量之差的相对值, 即

$$\Phi_i(\tau) = \frac{\dot{Q}_{\text{rmd}_i}(\tau) - \dot{Q}_{\text{fcu}_i}(\tau)}{\dot{Q}_{\text{fcu}_i}(\tau)}, i=1, 2, \dots, n.$$

式中:  $\Phi_i(\tau)$  为第  $i$  个支路在某时刻的热能供需不平衡度;  $\dot{Q}_{\text{fcu}_i}(\tau)$  为第  $i$  支路的风机盘管实时换热量, 即第  $i$  支路冬季或夏季向空调区域的热能供给量, kW;  $\dot{Q}_{\text{rmd}_i}(\tau)$  为第  $i$  支路所在空调区域的实时冷/热空调负荷, 即该空调区域的热能需求量, kW.

具有  $n$  个末端支路的空调水系统(或其他暖通空调系统形式)在某时刻实际运行时, 由于各末端空调房间受室内外负荷影响程度不同, 各支路的热能供需平衡度也不同, 其中必然存在一个或多个支路的热能供需平衡度处于最严重的状态, 满足该状态的支路为该时刻系统中的最不利热力环路, 即最不利热力环路的  $\Phi_i(\tau)$  为正最大值或负最大值, 可表示为

$$\Phi_{\text{max}_j}(\tau) = \{ \Phi_j(\tau) \mid \Phi_i(\tau) > |\Phi_i(\tau)| - \varphi, j=1, 2, \dots, n \}.$$

式中:  $\Phi_{\text{max}_j}(\tau)$  为最不利热力环路的热能供需不平衡度的集合;  $\Phi_j(\tau)$  为系统中存在的各最不利热力环路的热能供需不平衡度;  $\varphi$  为不平衡度的设定阈值, 其大小可根据实际运行情况调整, 在模糊控制中为模糊等级.

### 1.1 最不利热力环路的数学描述

室内空气传热模型主要使用热平衡方法. 目前计算室内空气获得热量时, 多采用集总热容法, 即将空气温度集总为单一节点进行处理, 如图 1 所示.

热力学室内空气节点的热平衡方程如下<sup>[12]</sup>:

$$c_{\text{pa}}\rho_a V_a \frac{dt_a}{d\tau} = \sum_{i=1}^n h_i f_i (t_i - t_a) + c_{\text{pa}}\rho_a G_{\text{out}} (t_{\text{out}} - t_a) + \sum_{k=1}^m c_{\text{pa}}\rho_a G_{\text{adj}_m} (t_{\text{adj}_m} - t_a) + q_{\text{cov}} - q_{\text{hvac}}.$$

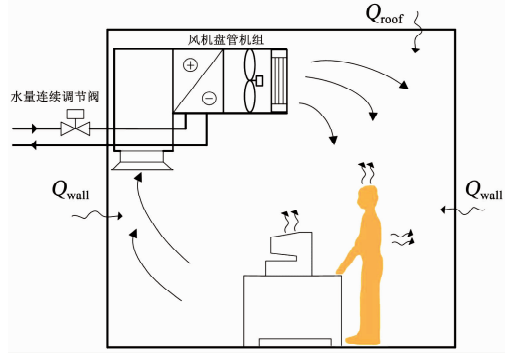


图 1 空调系统房间模型

Fig. 1 Room model of air conditioning system

式中:  $c_{\text{pa}}$  为空气比热容,  $J/(kg \cdot ^\circ C)$ ;  $\rho_a$  为空气密度,  $kg/m^3$ ;  $V_a$  为房间体积,  $m^3$ ;  $t_a$  为室内空气温度,  $^\circ C$ ;  $h_i$  为第  $i$  面墙体对流换热系数;  $f_i$  为房间中第  $i$  面墙体换热面积,  $m^2$ ;  $G_{\text{out}}$  为房间与室外的换气量,  $W$ ;  $t_{\text{out}}$  为室外温度,  $^\circ C$ ;  $G_{\text{adj}_m}$  为房间与相邻房间的换气量,  $W$ ;  $t_{\text{adj}_m}$  为临室空气温度,  $^\circ C$ ;  $q_{\text{cov}}$  为内热源产生的对流换热量,  $W$ ;  $q_{\text{hvac}}$  为空调供冷量,  $W$ .

冷负荷是指为了维持设定的室温即室温设定值, 空调设备在单位时间内必须向室内空气供给的冷量. 下式中引入室温设定值  $t_{\text{as}}$  后拆分移项可得:

$$c_{\text{pa}}\rho_a V_a \frac{dt_a}{d\tau} = \left[ \sum_{i=1}^n h_i f_i (t_i - t_{\text{as}}) + c_{\text{pa}}\rho_a G_{\text{out}} (t_{\text{out}} - t_{\text{as}}) + \sum_{k=1}^m c_{\text{pa}}\rho_a G_{\text{adj}_m} (t_{\text{adj}_m} - t_{\text{as}}) \right] + q_{\text{cov}} + \sum_{i=1}^n h_i f_i (t_{\text{as}} - t_a) + c_{\text{pa}}\rho_a G_{\text{out}} (t_{\text{as}} - t_a) + \sum_{k=1}^m c_{\text{pa}}\rho_a G_{\text{adj}_m} (t_{\text{as}} - t_a) - q_{\text{hvac}}, \quad (1)$$

其中, 冷负荷  $q_1$  为

$$q_1 = \sum_{i=1}^n h_i f_i (t_i - t_{\text{as}}) + c_{\text{pa}}\rho_a G_{\text{out}} (t_{\text{out}} - t_{\text{as}}) + \sum_{k=1}^m c_{\text{pa}}\rho_a G_{\text{adj}_m} (t_{\text{adj}_m} - t_{\text{as}}) + q_{\text{cov}}, \quad (2)$$

则式(1)可移项整理为

$$\left( \sum_{i=1}^n h_i f_i + c_{\text{pa}}\rho_a G_{\text{out}} + \sum_{k=1}^m c_{\text{pa}}\rho_a G_{\text{adj}_m} \right) (t_{\text{as}} - t_a) + c_{\text{pa}}\rho_a V_a \frac{dt_a}{d\tau} = q_1 - q_{\text{hvac}}.$$

由下式则当前能量供应量与负荷的差值  $\Delta q$  为

$$\Delta q = q_1 - q_{\text{hvac}} = \left( \sum_{i=1}^n h_i f_i + c_{\text{pa}}\rho_a G_{\text{out}} + \sum_{k=1}^m c_{\text{pa}}\rho_a G_{\text{adj}_m} \right) (t_{\text{as}} - t_a) + c_{\text{pa}}\rho_a V_a \frac{dt_a}{d\tau}.$$

若房间供冷量与负荷匹配, 即能量差  $\Delta q = 0$ , 则满足:

$$\begin{cases} t_a = t_{as}, \\ \frac{dt_a}{d\tau} = 0. \end{cases}$$

$e$  为当前室温与室温设定值之间偏差,  $ec$  为偏差变化, 即:

$$\begin{aligned} e &= t_a - t_{as}, \\ ec &= \frac{de}{d\tau} = \frac{dt_a}{d\tau}. \end{aligned}$$

$e$  和  $ec$  可反映房间能量供需平衡与否, 但由于负荷的来源较为复杂, 与维护结构性参数、位置等诸多不可测参数有关, 因此, 在不同支路中  $e$  和  $ec$  系数不同, 且不易计量其比值大小, 仅根据  $e$  和  $ec$ , 只能定性比较该房间供冷量与负荷的大小, 无法准确找到能量差最大的支路, 即不宜确定最不利热力环路。

针对二阶及以下非线性微分方程的求解可采用相平面法。作为一种图解法, 相平面是把  $x$  和  $x'$  ( $x'$  表示对  $x$  的一阶导数) 作为直角坐标组成的平面, 系统的某一状态对应于相平面上的一点, 相平面上的点随时间变化描绘出来的曲线叫做相轨迹<sup>[13]</sup>。本文中  $e, ec$  组成相平面, 上面的每个相点 ( $e, ec$ ) 对应室温的状态。各相点随时间变化描绘出相轨迹, 表征温度状态的演变过程。当  $e = 0$  且  $ec = 0$  时,  $\Delta q = 0$ , 该区域空调供冷量与房间冷负荷相等。因此  $O(0, 0)$  可作为参考点, 相平面中各点的坐标及与  $O$  点的相对位置可反映各支路能量差或热力不平衡程度大小, 离  $O$  点越近热力不平衡程度越小; 离  $O$  点越远, 热力不平衡程度越大; 最大者为最不利热力环路。

### 1.2 最不利热力环路辨识方法研究

在模糊模式识别算法中, 一个识别算法作用于对象时, 就产生一组隶属函数, 它们分别表示对象隶属于类别的程度, 建立了隶属函数组之后, 可以按照某种隶属原则对对象进行判断, 指出它应归于哪个类别<sup>[14]</sup>。

本文建立了最不利热力环路的相平面模糊模式

辨识方法。如图 2 所示, 首先, 选取合理的参数作为待识别对象的特征指标, 风机盘管末端的特征指标主要包括阀门状态、风机档位、室温、室温设定值等; 其次, 构造或者选取该特征指标的隶属函数组; 最后, 基于所建立的隶属函数对待识别对象进行分类识别。系统中可能不存在最不利热力环路, 也可能存在多条。

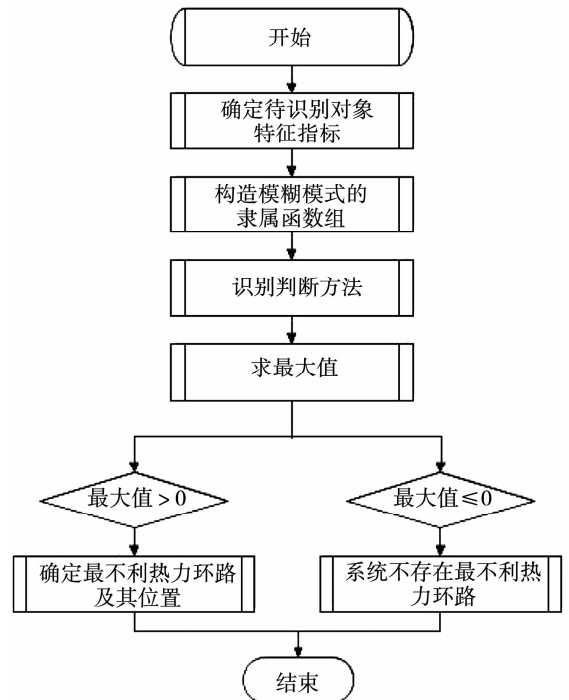


图 2 辨识方法流程

Fig. 2 Flow chart of the identification method

#### 1.2.1 最不利热力环路辨识特征指标的确定

$O(0, 0)$  为参考点,  $S_i(e_i, ec_i)$  为当前时刻室温状态,  $S_{i-1}(e_{i-1}, ec_{i-1})$  为前一时刻室温状态,  $\overrightarrow{S_{i-1}S_i}$  为相轨迹实时示踪向量, 该向量反映室温当前所处的位置和变化方向。在相平面中有  $ec_i = e_i - e_{i-1}$ , 即点  $S_i(e_i, ec_i)$  在直线  $l: ec_i = e_i - e_{i-1}$  上, 即直线  $l$  上任一点为  $S_i$  的可能状态点。过  $O$  点做直线  $l$  的垂线, 该垂线与  $l$  的交点  $M$  是直线  $l$  上距离  $O$  点最近的点, 如图 3 所示。

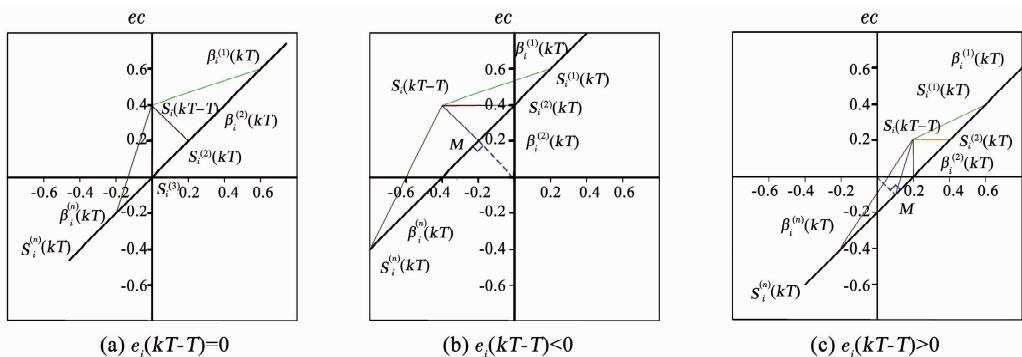


图 3  $S_{i-1}$  点在不同象限的轨迹图

Fig. 3 Trajectory of point  $S_{i-1}$  in different quadrants

若  $S_i$  与点  $M$  重合, 则热力最不利程度最小, 点  $S_i$  与  $M$  距离越远, 热力最不利程度越大. 由于  $e_i$  的范围为  $(-\infty, +\infty)$ , 已知点  $S_i$  时无法量化描述其与点  $M$  的位置远近关系, 因此, 引入实时示踪方向向量夹角的概念.

直线  $l$  的方向向量:  $\vec{d} = (1, 1)$ , 实时示踪向量:  $\vec{S}_{i-1}\vec{S}_i = (e_i - e_{i-1}, ec_i - ec_{i-1})$ . 定义  $\beta_i$  为实时示踪方向向量夹角, 是向量  $\vec{d}$  与实时示踪向量  $\vec{S}_{i-1}\vec{S}_i$  的夹角, 见下式.  $\beta_i$  的范围为  $(0, 180)$ ,  $\beta_i$  与点  $S_i$  一一对应,  $\beta_i$  越大,  $e_i$  越大.  $\beta_i = 0^\circ$  或  $180^\circ$  时为系统的极限工况, 其物理过程为在某一时刻温度无限增大 ( $e_i = +\infty$ ) 或者无限减小 ( $e_i = -\infty$ ).

$$\beta_i = \arccos\left(\frac{\vec{S}_{i-1}\vec{S}_i \cdot \vec{d}}{|\vec{S}_{i-1}\vec{S}_i| \cdot |\vec{d}|}\right),$$

$$\gamma_i = \arccos\left(\frac{\vec{S}_{i-1}\vec{M} \cdot \vec{d}}{|\vec{S}_{i-1}\vec{M}| \cdot |\vec{d}|}\right).$$

实时示踪方向向量夹角  $\beta_i$  可反映室温变化的方向及大小, 当前时刻的温差  $e_i$  判断目前室温状态. 因此, 取  $\beta_i$  及  $e_i$  为最不利热力环路辨识的特征指标. 当  $\beta_i = \gamma_i$  时, 热力最不利程度最小.

### 1.2.2 隶属函数的确定

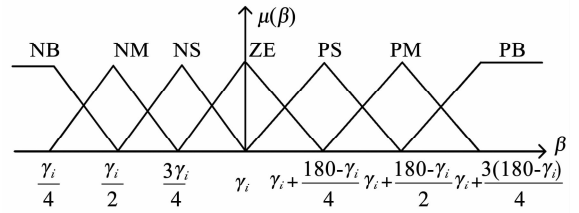
由  $\beta_i$  的定义可知, 当  $\vec{S}_{i-1}\vec{S}_i$  为零向量时, 该夹角不存在, 无法用  $\beta_i$  的大小进行最不利程度的辨识. 因此, 辨识过程包括 3 种工况.

**工况 1**  $\vec{S}_{i-1}\vec{S}_i$  为零向量. 点  $S_{i-1}$  与点  $S_i$  重合,  $ec_i = 0$ , 即点  $S_{i-1}$  与点  $S_i$  在  $x$  轴上, 此时, 可通过  $e_i$  的大小进行辨识.

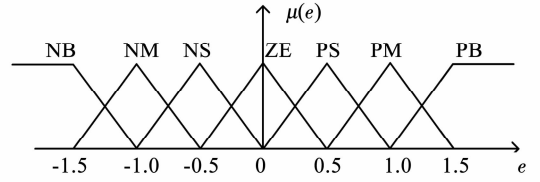
**工况 2**  $\vec{S}_{i-1}\vec{S}_i$  不为零向量. 此时, 实时示踪方向向量夹角  $\beta_i$  存在, 将末端各房间最不利程度进行等级划分, 共分为 7 级,  $\{-3, -2, -1, 0, 1, 2, 3\}$ ,  $\beta_i$  的范围为  $0^\circ \sim 180^\circ$ , 因此, 如图 4(a) 所示, 各级对应的论域分别为  $(0, \frac{\gamma_i}{2})$ ,  $(\frac{\gamma_i}{4}, \frac{3\gamma_i}{4})$ ,  $(\frac{\gamma_i}{2}, \gamma_i)$ ,  $(\frac{3\gamma_i}{4}, \gamma_i + \frac{180 - \gamma_i}{4})$ ,  $(\gamma_i, \gamma_i + \frac{180 - \gamma_i}{2})$ ,  $(\gamma_i + \frac{180 - \gamma_i}{4}, \gamma_i + \frac{3(180 - \gamma_i)}{4})$ ,  $(\gamma_i + \frac{180 - \gamma_i}{2}, 180)$ .

$e_i$  的辨识范围为  $(-1.5, +1.5)$ , 分为 7 个等级, 因此,  $-3 \sim 3$  各级对应的论域为  $\{(-\infty, -1.0), (-1.5, -0.5), (-1.0, 0), (-0.5, 0.5), (0, 1.0), (0.5, 1.5), (1.0, +\infty)\}$ , 如图 4(b) 所示.

隶属函数的特性对模糊识别的控制效果影响不大, 对识别效果影响较大的是相邻模糊子集交集的最大隶属度的大小, 即其内积的大小. 选用三角形隶属函数足以使得模型健壮且分辨率足够高<sup>[15]</sup>.



(a)  $\beta_i$  的隶属函数



(b)  $e_i$  的隶属函数

图 4 特征指标的隶属函数

Fig. 4 Subordinate function of characteristic indexes

### 1.2.3 识别判断

对于对象  $u$ , 若存在  $k_0 \in \{1, 2, \dots, n\}$ , 使得  $A_{k_0}(u) = \max_{1 \leq i \leq n} \{A_i(u)\}$ , 则认为对象  $u$  优先属于模糊模式  $A_i$ . 基于上述最大隶属度原则判断待识别对象  $\beta_i$  及  $e_i$  分别隶属的模式<sup>[16]</sup>.

为综合考虑  $\beta_i$  及  $e_i$  对模糊识别结果的影响, 通过  $\beta_i$  及  $e_i$  得到的辨识结果叠加得辨识过程的最终结果, 制冷工况下风机盘管系统中各环路最不利热力程度模糊识别规则见表 1.

表 1 制冷工况模糊识别规则表

Tab. 1 Fuzzy identification rules for refrigeration conditions

$e_i$	$\alpha_i$						
	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NB	NB	NM	NS	<b>ZE</b>
NM	NB	NB	NB	NM	NS	<b>ZE</b>	PS
NS	NB	NB	NM	NS	<b>ZE</b>	PS	PM
ZE	NB	NM	NS	<b>ZE</b>	PS	PM	PB
PS	NM	NS	<b>ZE</b>	PS	PM	PB	PB
PM	NS	<b>ZE</b>	PS	PM	PB	PB	PB
PB	<b>ZE</b>	PS	PM	PB	PB	PB	PB

## 2 试验台的建设

本文试验的目的是实现最不利热力环路的辨识试验及验证, 过程如下: 在一个较小的初始流量的前提下, 确保各分支冷冻水流量相等. 若支路供冷能力足够, 则保证该区域室温稳定在设定值附近. 在该工况下, 完成最不利热力环路的辨识方法的试验研究, 得到最不利热力环路的位置及程度. 随后逐步增大各分支流量设定值, 同时相应增大主干流量, 通过各支路温差的变化及达到设定值的先后次序, 便得到了最不利热力环路的位置, 同时其他各环路热力最不利程度也能逐步显现出来.

为实现上述辨识及结果验证过程,需确保实现以下控制回路:

- 1) 末端室温控制回路. 通过控制开关阀状态及风机档位,将室温控制在室温设定值范围区内;
- 2) 支路流量控制. 通过调节支路上连续调节阀开度,使得该支路流量达到设定值并维持稳定;
- 3) 总流量控制回路. 通过调控水泵转速,使系统总流量达到设定值并维持稳定.

### 2.1 变流量空调水系统及测控系统的设计

如图 5 所示,建立了变水量空调及监控系统试验台. 该系统中冷源为水-水热泵机组,水泵组可变频控制,各风机盘管支路安装压差传感器、电动连续调节阀、电动开关阀及温控器等测控装置.

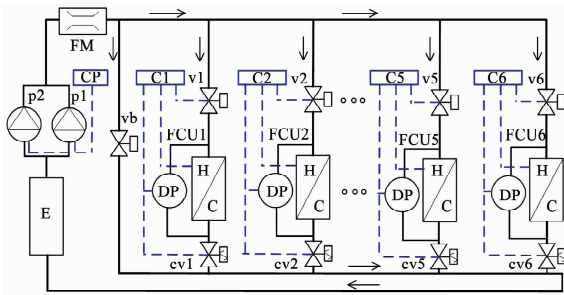


图 5 变流量空调水系统及控制原理图

Fig. 5 Schematic diagram of variable flow air conditioning water system

图中,E 为冷机蒸发器;p1、p2 分别为冷冻水系统循环泵;CP 为机房控制器;FM 为流量计;vb 为旁通阀;v1 ~ v6 为支路 1 ~ 6 中电磁通断阀;FCU1 ~ FCU6 为支路 1 ~ 6 中的风机盘管;DP 为压差传感器;cv1 ~ cv6 为支路 1 ~ 6 中电动连续调节阀;C1 ~ C6 为末端支路 1 ~ 6 控制器. 如图 6 所示,实验室分 4 个区域,分别为设备间、办公室、走廊及监控室. 1# FCU 位于设备间,冷机、水泵等变流量空调系统用设备均放置在该区域内;办公室分两个区域,内区面

积约 9 m<sup>2</sup>,由 2#风机盘管承担该区域负荷,外侧(靠门侧)为办公区,面积约 20 m<sup>2</sup>,由 3#及 4#风机盘管共同承担该区域负荷;大厅配有 VRV 空调,5#风机盘管只承担走廊负荷;6#FCU 所在监控室内外围护结构墙面上无明窗,与大厅之间的间墙上有窗,面积约 30 m<sup>2</sup>,人员流动就大. 系统中 FCU 的编号按照设备与冷冻水泵的距离进行排序. 表 2 中列出了变流量空调水系统及控制系统中所用设备的详细信息.

### 2.2 系统调试

基于搭建的变流量空调水系统及测控系统,根据上述控制回路的要求,在试验前需完成以下控制过程:

- 1) 风机盘管阻力特性研究. 为减小各分支阻力,各分支中未安装流量计,而是在各风机盘管进出口设置压差传感器,因此,需确定各风机盘管阻力特性,通过压差测量值确定该分支水流量.
- 2) 支路流量控制回路. 应用 PID 算法,基于分支流量/压差设定值调节阀门开度,使得分支冷冻流量值等于设定值.
- 3) 室温控制回路. 应用传统的温差控制方法,基于房间温度测量值及设定值,调节风机档位及水阀启停状态,使得房间室温等于设定值. 本实验中各区域面积较小,室温可控制在设定值 ± 0.2 °C 范围内.
- 4) 系统总流量控制回路. 应用 PID 算法,基于主干管流量测量值及设定值,调节水泵转速,使得系统总流量等于设定值.

#### 2.2.1 风机盘管阻力特性研究

风机盘管作为局部阻力部件,进出口压差与流量之间的阻力特性关系式为形如  $y = a * x^b$  的幂指数<sup>[10]</sup>, a、b 需要通过实验数据拟合得到. 以 1#风机盘管为例详述其研究过程. 首先,1#支路开关阀打

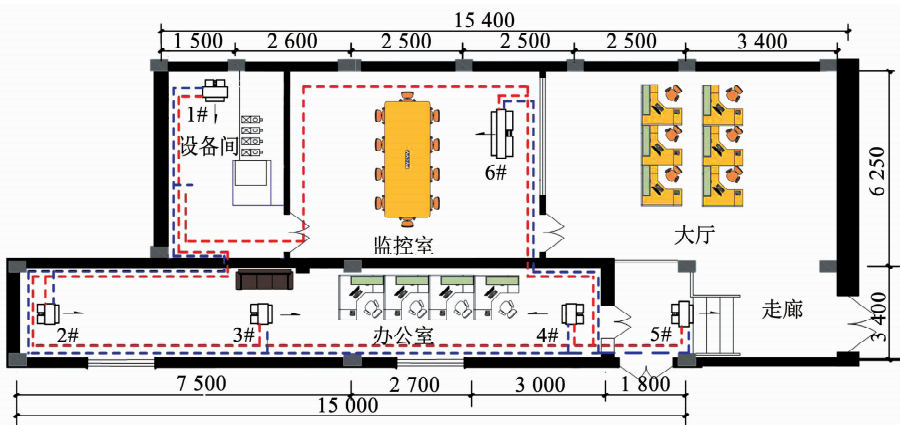


图 6 变流量空调水系统及设备平面图

Fig. 6 Plane graph of variable flow air conditioning water system

表 2 变水量空调系统试验台用主要设备信息

Tab.2 Equipment information for variable water volume air conditioning system test bed

设备名称	厂家	型号	数量	额定参数
冷机	特灵	WPWE080	1	制冷量 19.0 kW, 输入功率 4.8 kW, 水流量 3.2 m <sup>3</sup> /h
循环水泵	ITT	2HMS3T	1	流量 2.7 m <sup>3</sup> /h, 扬程 12 mH <sub>2</sub> O
旁通阀	霍尼韦尔	ML7420A	1	DN25
电动开关两通阀	霍尼韦尔	VBA216	6	DN25
电动连续调节阀	霍尼韦尔	ML7420A	6	DN25
压差传感器	捷思特	ST3351	6	精度 0.1%, 测量范围 0 ~ 55 kPa, 最大绝对误差 40 Pa
风机盘管	特灵	HFCF03	6	中速风量 410 m <sup>3</sup> /h, 冷量 2.17 kW, 水压降 15 kPa
温控器	九纯健	JCJ176	6	准确度 ≤ 0.1 °C @ 25 °C, RS485, 工作环境 -20 °C ~ 60 °C
流量计	捷思特	TDS-100	1	测量范围: 0 ~ 7 m <sup>3</sup> /h, 信号类型 4 ~ 20 mA
控制器 PLC	西门子	1212C	2	
I/O 模块	大工计控	EA166	6	

开, 其余分支阀门及旁通阀均关闭, 则流量计可测得 1#支路中流经风机盘管的流量, 通过测量风机盘管进出口压差与流量, 并应用最小二乘法进行拟合, 得到参数  $a$ 、 $b$  的数值. 1# ~ 6#分支风机盘管均进行上述试验研究, 得到拟合参数并汇总见表 3, 各支路拟合度  $R^2$  均满足试验要求.

表 3 1# ~ 6#风机盘管阻力系数汇总表

Tab.3 Resistance coefficients of fan-coil units No. 1-No. 6

FCU 编号	$a$	$b$	$R^2$
1	42.06	1.83	0.995 4
2	49.90	1.83	0.935 6
3	32.35	1.90	0.967 5
4	34.83	1.91	0.961 8
5	33.38	1.80	0.975 6
6	41.55	1.78	0.986 6

### 2.2.2 分支流量控制回路

为实现各支路变流量调控, 基于风机盘管进出口压差的测量值及设定值, 应用 PID 算法, 改变各连续调节阀开度. 以 1#支路为例详述控制过程, 压差设定值设为 15.6 kPa, PID 参数采用自整定方法确定, 结果如图 7 所示, 风盘进出口压差最大值 15.57 kPa, 最小值 15.46 kPa, 误差不超过 5%. 满足试验需求.

### 2.2.3 室温控制回路

依据室温设定值及测量值的差值, 考虑人体可接受温度变化的范围区, 通过改变风机档位及水阀的开关状态, 实现室温的稳定控制. 以 1#房间为例详述室温调节过程及效果, 如图 8 所示, 当房间温度高于设定值时, 水阀开, 风机高档运行, 当室温低于设定值时, 水阀关, 风机停. 控制结果表明, 该方法可

实现室温稳定的效果, 由于房间较小, 该试验台中房间温度可控制在  $\pm 0.2$  °C 范围内. 其他房间控制过程相同.

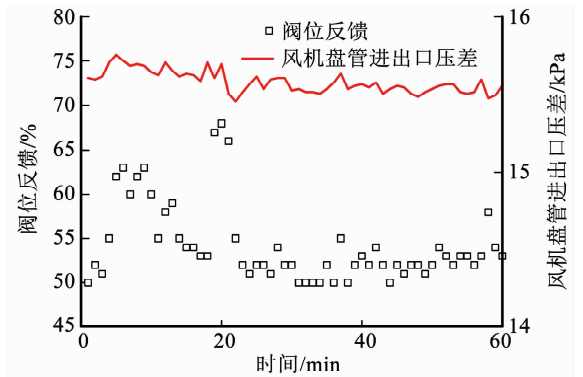


图 7 1#支路连续调节阀控制过程

Fig. 7 Control process of continuous regulating valve in branch No. 1

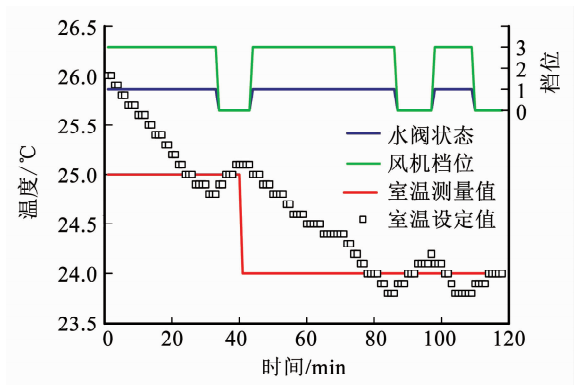


图 8 1#房间室温调节过程及调节效果

Fig. 8 Room temperature regulation process in room No. 1 and its effect

### 2.2.4 系统总流量控制回路

基于干管流量的测量值及设定值, 应用 PID 调控算法, 通过改变水泵的转速, 从而实现变流量空调

系统中干管流量的控制. 为减小各支路阀门调节对总流量的影响, 在试验过程中旁通阀全开. 对上述控制过程进行试验, PID 参数采用自整定方法确定, 结果如图 9 所示, 流量设定值分别为: 2. 0, 2. 5, 3. 0 m<sup>3</sup>/h, 流量最大偏差值 0. 12 m<sup>3</sup>/h, 误差不超过 5%, 满足试验需求.

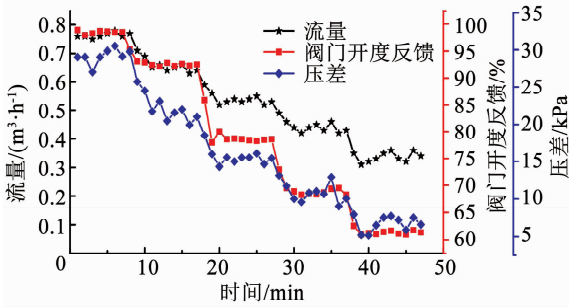


图 9 系统干管流量调控结果

Fig. 9 Flow rate of system total flow in control process

### 3 结果及分析

#### 3.1 试验及结果

8 月 1 号 14:25—14:35 时间段内对最不利热力环路的辨识过程进行了试验, 随后对辨识结果进行验证. 首先, 通过干管流量控制回路, 系统冷冻水流量稳定在 2. 4 m<sup>3</sup>/h 左右, 此时, 通过支路流量控制回路, 确保各分支冷冻水流量相等, 各支路末端应用室温控制算法. 如图 10 所示, 在试验期间, 除 1#、3#支路房间温度达到设定值以外, 其他支路房间温度都不能满足. 其中, 2#支路温差从 0. 9 °C 上升至 1. 3 °C, 且有继续上升趋势, 4#房间温差 0. 6 °C 左右, 且保持稳定, 5#、6#房间状态相似, 温差大于 1. 0 °C, 有轻微下降趋势. 1#~6#支路房间室温测量值与设定值温差趋势如图 10 所示.

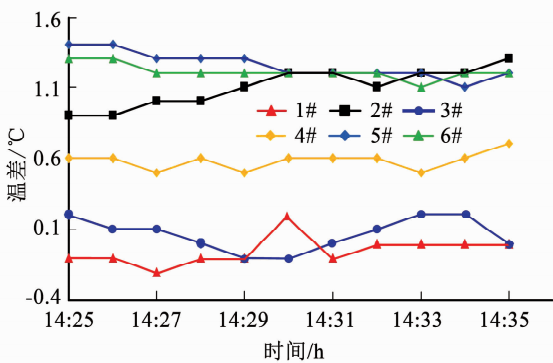


图 10 各支路室温测量值与设定值温差趋势图

Fig. 10 Trend of temperature difference between measured and set values of each branch

上述结果中各支路房间室温及室温设定值的差值及其变化值构成的相平面图如图 11 所示. 1#~6#

分支的房间状态中, 在  $x$  轴方向上 2#分支离目标点 (0, 0) 最远, 且趋势依旧呈现远离趋势.

基于上述相平面图及辨识方法, 得到各支路最不利热程度的辨识结果. 如图 12 所示, 支路 1#、3# 辨识结果均为 0, 4# 辨识结果为 1, 虽出现能量供需不平衡现象, 但程度轻微, 5#、6# 及 2# 支路最不利程度较为严重.

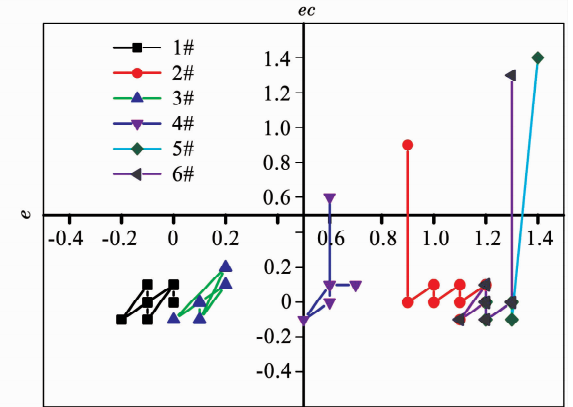


图 11 1#~6#支路房间室温与设定值的偏差及偏差变化相平面图

Fig. 11 Phase plane of deviation and variation between room temperature and set value of branches No. 1-No. 6

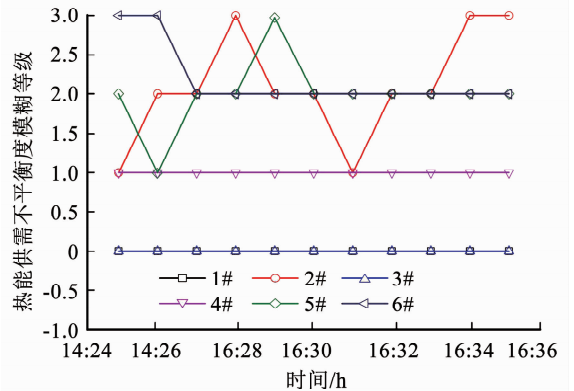


图 12 最不利热力环路辨识结果

Fig. 12 Identification results of the most unfavorable thermal loop

为综合考虑整个辨识周期内各支路能量供需不平衡程度, 对辨识周期内得到的辨识结果求平均值, 该运行阶段内各分支的最不利程度分别为 {0, 2. 6, 0, 1. 0, 2. 0, 2. 1}, 最不利程度值越大, 表明该分支供冷量与需求量之差越大, 不平衡率也越大. 因此该运行阶段内系统中 2#支路所在环路为最不利热力环路, 最不利程度最高的依次为 2#、6#、5#支路, 应作为压差设定值优化计算的参考支路.

#### 3.2 结果验证

最不利程度越严重的环路室温达到设定值所需的冷冻水流量越大, 因此, 为验证上述得到的辨识结

果,逐步增加各分支流量,热力最不利程度越高,室温越晚达到设定值.控制周期为10 min,流量由 $2.4 \text{ m}^3/\text{h}$ 增至 $4.0 \text{ m}^3/\text{h}$ ,水泵转速及系统总流量变化如图13所示.

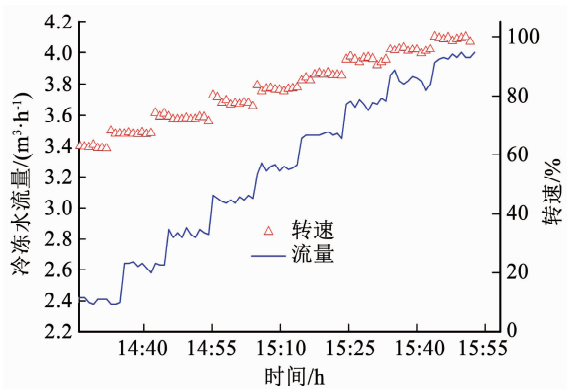


图13 水泵转速及干管流量趋势图

Fig. 13 Trend of pump speed and total flow

各末端连续调节阀通过PID调节开度,试验阶段各支路阀位反馈趋势如图14所示,使得各支路水流量相同,各分支中风机盘管进出口压差如图14所示.当该支路电磁开关阀处于关闭状态,调节阀开度维持不变.

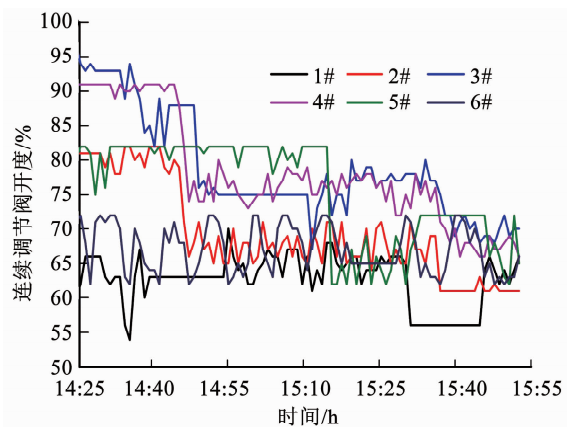


图14 各支路阀门调节趋势图

Fig. 14 Trend of valve regulation for each branch

在试验阶段(14:25—15:55),室外气温平稳,最低 $31.00 \text{ }^\circ\text{C}$ ,最高 $31.90 \text{ }^\circ\text{C}$ ,平均温度 $31.48 \text{ }^\circ\text{C}$ ,该时间段内最大温差 $0.90 \text{ }^\circ\text{C}$ .此时室内外温差 $6 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右,因此室外温度的变化对围护结构引起的负荷变化不大.该时间段内,各区域人员、使用设备等内热源无变化.因此,可认为该时间段内房间负荷无变化.

随着各支路流量的不断增加,各区域室温下降并逐渐接近设定值,如图15所示,4#分支最先达到设定值,随后5#、6#支路也能实现,分支当分支流量达到 $0.67 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,2#支路中室温与设定值之差至 $0.2 \text{ }^\circ\text{C}$ 左右.按照温差变化速度,各分支温差小于

$0.2 \text{ }^\circ\text{C}$ 的顺序为4#、5#、6#及2#,其中,5#、6#室温几乎同时达到设定值,与辨识结果基本一致,基于相平面轨迹特征的最不利热力环路辨识方法准确可靠.

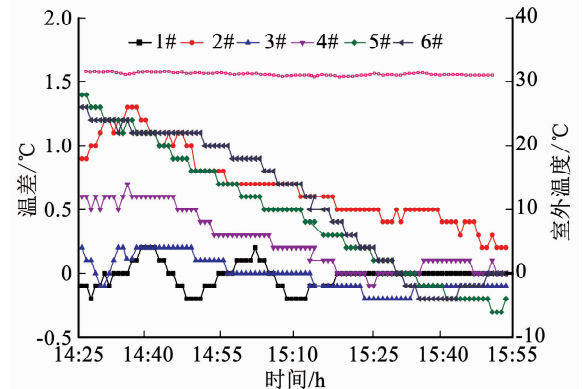


图15 室温测量值与设定值之差趋势图

Fig. 15 Trend of difference between measured and set room temperature

## 4 结论

1) 室温测量值及设定值的偏差 $e$ 及偏差变化 $ec$ 可定性反映当前房间能量供需平衡与否,由于负荷形成的复杂因素较多,实时负荷计算较为困难,但不能准确反映能量供需不平衡程度.

2) 在 $e-ec$ 组成的相平面中,实时示踪向量 $\vec{S}_{i-1}\vec{S}_i$ 与方向向量 $\vec{d}$ 构成的实时示踪方向向量夹角 $\beta_i$ ,反映房间当前状态的变化方向及趋势大小.

3) 以 $\beta_i$ 及 $e_i$ 为特征指标的相平面辨识方法准确可靠,可反映各支路能量供需不平衡程度.最不利热力环路是在变流量空调水系统运行过程中应避免的不利工况,是系统节能运行调控的重要参考依据.

## 参考文献

- [1]江亿.管网可调和稳定性的定量分析[J].暖通空调,1997,27(3):1  
JIANG Yi. Adjustability and stability of hydraulic networks[J]. HV & AC, 1997, 27(3): 1
- [2]晋欣桥,李晓峰,惠广海,等.中央空调水系统控制的优化分析[J].系统仿真学报,2003,15(8):1113  
JIN Xinqiao, LI Xiaofeng, HUI Guanghai, et al. Analysis of optimal control for chilling systems of central air-conditioning systems[J]. Journal of System Simulation, 2003, 15(8): 1113. DOI:10.3969/j.issn.1004-731X.2003.08.016
- [3]朱伟峰,江亿.风机盘管水系统电磁阀总开启率的变化范围及其影响[J].暖通空调,2002,32(6):4  
ZHU Weifeng, JIANG Yi. Possibility analysis of the fan-coil unit water system[J]. HV & AC, 2002, 32(6): 4. DOI:10.3969/j.issn.1002-8501.2002.06.002
- [4]蔡镇兵,廖云丹,樊成亮,等.中央空调系统制冷机组群控研究综述[J].建筑热能通风空调,2018,37(9):43  
CAI Zhenbing, LIAO Yundan, FAN Chengliang, et al. A review of

- chiller sequencing control of centralized chiller plant[J]. Building Energy & Environment, 2018, 37(9): 43. DOI:10.3969/j.issn.1003-0344.2018.09.011
- [5] 赵天怡, 张吉礼, 马良栋. 供热空调系统并联变频水泵转速比配置优化分析[J]. 大连理工大学学报, 2011, 51(5): 701  
ZHAO Tianyi, ZHANG Jili, MA Liangdong. Analyses of optimal allocation scheme for speed ratio of parallel variable speed pump in heating and air-conditioning system[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2011, 51(5): 701. DOI: 10.7511/dlhx201105013
- [6] 陈峰, 刘金祥, 李沁, 等. 变流量冷冻水系统温差控制法的适用性[J]. 土木建筑与环境工程, 2015, 37(3): 94  
CHEN Feng, LIU Jinxiang, LI Qin, et al. Applicability of temperature difference control mode for variable chilled water flow systems [J]. Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering, 2015, 37(3): 94. DOI:10.11835/j.issn.1674-4764.2015.03.013
- [7] 门玉葵. 基于次优方法的冷冻水系统优化设计及诊断[D]. 广州: 华南理工大学, 2018  
MEN Yukui. The optimal design and diagnosis of chilled water system on suboptimal method [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2018
- [8] 巫江虹, 姜峰. 基于动态负荷的空调生命周期气候性能[J]. 浙江大学学报(工学版), 2017, 51(10): 2061  
WU Jianghong, JIANG Feng. Life cycle climate performance of air conditioner based on dynamic loads [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2017, 51(10): 2061. DOI:10.3785/j.issn.1008-973X.2017.10.022
- [9] 陈定艺, 刘金祥, 徐稳龙, 等. 基于末端压差控制的变流量空调水系统水力特性[J]. 暖通空调, 2013, 43(3): 30  
CHEN Dingyi, LIU Jinxiang, XU Wenlong, et al. Hydraulic characteristics of variable chilled water flow systems based on the terminal device pressure difference control [J]. HV & AC, 2013, 43(3): 30
- [10] 闫唯嘉. 变风量空调冷冻水最小阻力控制与节能效果研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2011  
YAN Weijia. Research on the minimal resistance control and energy-saving effect of VAV air-conditioning chilled water [D]. Xi'an: Xi'an University of Architectural and Technology, 2011
- [11] 赵天怡. 空调冷冻水系统变压差设定值优化控制方法[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009  
ZHAO Tianyi. Optimal control method with variable differential pressure setpoint in air conditioning chilled water system [D]. Harbin: Harbin University of Technology, 2009
- [12] 张晓亮, 谢晓娜, 燕达, 等. 建筑环境设计模拟分析软件 DeST: 第 3 讲建筑热环境动态模拟结果的验证[J]. 暖通空调, 2004, 34(9): 37  
ZHANG Xiaoliang, XIE Xiaona, YAN Da, et al. Building environment design simulation software DeST (3): Validation of dynamic simulation results of building thermal progress [J]. HV & AC, 2004, 34(9): 37. DOI:10.3969/j.issn.1002-8501.2004.09.011
- [13] 路兆梅, 柏广昌, 冷增祥. 模糊控制系统的相平面分析[J]. 电气自动化, 1996(6): 11  
LU Zhaomei, BAI Guangchang, LENG Zengxiang. Phase plane analysis of fuzzy control system [J]. Electrical Automation, 1996(6): 11
- [14] 陈振华, 余永权, 张瑞. 模糊模式识别的几种 c 基本模型研究[J]. 计算机技术与发展, 2010, 20(9): 32  
CHEN Zhenhua, YU Yongquan, ZHANG Rui. Research on several models of fuzzy pattern recognition problems [J]. Computer Technology and Development, 2010, 20(9): 32. DOI:10.3969/j.issn.1673-629X.2010.09.008
- [15] 张吉礼, 欧进萍, 于达仁. 基于相平面轨迹特征的规则自调整模糊控制方法[J]. 控制理论与应用, 2003, 20(4): 607  
ZHANG Jili, OU Jinping, YU Daren. Method of rule self-tuning fuzzy control based on trajectory performance of phase plane [J]. Control theory and Application, 2003, 20(4): 607. DOI:10.3969/j.issn.1000-8152.2003.04.028
- [16] 王静, 董肖丽. 模糊评价中最大隶属度原则的改进[J]. 河北水利, 2011(2): 27. DOI:10.3969/j.issn.1004-7700.2011.02.018

(编辑 张 红)