

プロセス制御系設計用CADソフト(その17)

—二つの空調空間のためのVAV制御—

黒須 茂・笠原 雅人・横塚 伸一*

Sigeru KUROSU・Masato KASAHARA・Shinichi YOKOZUKA*

CAD Software for Designing Process Control System —VAV Control for Two Air-conditioned Spaces—

1. はじめに

VAV(Variable Air Volume)制御とは可変風量制御といい、室内に冷房する吸収熱量を給気風量により調整し、室内温度を制御する方式である。本研究では、空調システムを今まで構築してきた物理モデルをさらに拡張して考える。そして、シミュレーションにより、室温や湿度のPI制御を実施し、省エネルギーを考慮したPIコントローラの調整法を考える。

95年度は、一つの空調空間(部屋)を5つの領域に区分し、数学モデルの基礎を構築した。96年度は、一つの空調空間と空調機を考慮した制御を実施し、給気温度に対して絶対湿度が固定され、設定湿度が高い場合において制御不能となった。そこで、97年度は、加湿器を分離して考え、温度ならびに湿度の制御を可能にした。そして、湿り空気線図上に温度、湿度の可制御領域を明らかにした。

本年度は、二つの空調空間に対して、昨年度に続いてPIコントローラならびにI-Pコントローラの調整法の比較検討を行う。

2. 空調システム

対象となる空調システムはFig.1に示すようなVAVシステムとする。Zone2はZone1の2倍の体積である。また、本稿ではZoneが互いに面した壁による影響と、Zone1の給気風量とZone2の給気

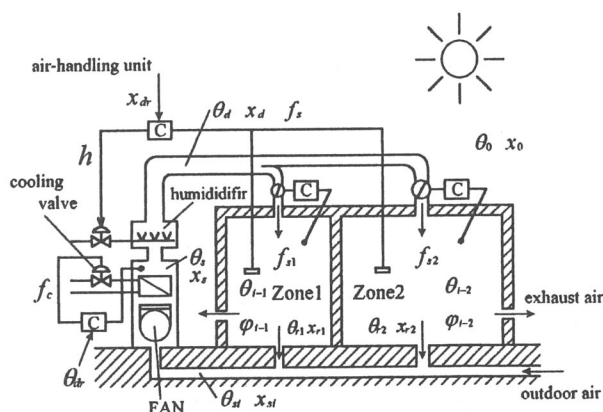


Fig.1 A schematic of VAV system

風量間の干渉の影響を考える。そして、制御対象となる空調空間(Zone1, Zone2)は、ともに分布系を反映するためにFig.2のように5つの領域に区切って考えた。また、Zone1には1人、Zone2には2人の人間による熱負荷がある。そして、湿度に関してはZone1とZone2の平均値を室内湿度としている。

ここで、給気風量 f_{s1} , f_{s2} , 加湿量 h , 冷水流量 f_c の操作量の限界は、つぎのとおり。

$$0 \leq f_{s1} \leq 4 \text{ [m}^3/\text{min]}, \quad 0 \leq f_{s2} \leq 8 \text{ [m}^3/\text{min]} \\ 0 \leq h \leq 0.26 \text{ [kg/min]}, \quad 0 \leq f_c \leq 24 \times 10^{-3} \text{ [m}^3/\text{min]}$$

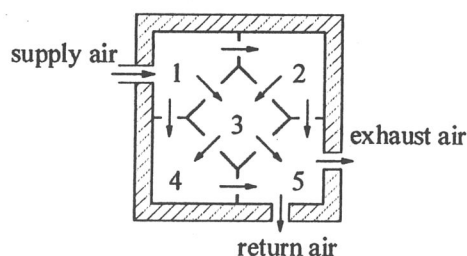


Fig.2 Zone model

* 平成10年度機械工学科卒業生(現新潟大学)

2-1 プラントの数学モデル

制御対象領域の代表温度ならびに代表湿度は、Zone1, Zone2の領域3(中央部)とし、以下にZone1, 2についての数学モデルを表わす。

- ・室内の熱収支, 物質収支(領域3)

$$C_{3-z} \dot{\theta}_{3-z} = \frac{w}{3} \theta_{1-z} + \frac{w_{sz}}{6} \theta_{2-z} - \frac{w_{sz}}{2} \theta_{3-z} + \alpha_{3-z} (\theta_{w3-z} - \theta_{3-z}) + \delta_{3-z} (\theta'_{w3} - \theta_{3-z}) + q(t) \quad (1)$$

$$V_{3-z} \dot{x}_{3-z} = \frac{f_{sz}}{3} x_{1-z} + \frac{f_{sz}}{6} x_{2-z} - \frac{f_{sz}}{2} x_{3-z} + \frac{1}{\rho_a} p(t) \quad (2)$$

- ・外気に面した壁の熱収支(領域3)

$$C_{w3-z} \dot{\theta}_{w3-z} = \alpha_{3-z} (\theta_{3-z} - \theta_{w3-z}) + \beta_{3-z} (\theta_0 - \theta_{w3-z}) \quad (3)$$

- ・互いに面した壁の熱収支(領域3)

$$C_{w3} \dot{\theta}'_{w3} = \delta_3 (\theta_{3-1} - \theta'_{w3}) + \delta_3 (\theta_{3-2} - \theta'_{w3}) \quad (4)$$

- ・空調機の熱収支, 物質収支

$$C_a \dot{\theta}_s = w_s (\theta_{si} - \theta_s) + \alpha_a (\theta_0 - \theta_s) - f_c \rho_w c_w (T_0 - T_i) \quad (5)$$

$$V_a \dot{x}_2 = f_s (x_{si} - x_s) \quad (6)$$

- ・空調機まわりの熱収支, 物質収支

$$w_s \theta_{si} = w_0 \theta_0 + w_{r1} \theta_{r1} + w_{r2} \theta_{r2} \quad (7)$$

$$f_s x_{si} = f_0 x_0 + f_{r1} x_{r1} + f_{r2} x_{r2} \quad (8)$$

- ・加湿器の熱収支, 物質収支

$$C_d \dot{\theta}_d = w_s (\theta_s - \theta_d) + \alpha_d (\theta_0 - \theta_d) \quad (9)$$

$$V_d \dot{x}_d = f_s (x_s - x_d) + \frac{1}{\rho_a} h(t) \quad (10)$$

ここで、 i は各領域の番号、 z はZone1か2を表わす。

c_p : 空気 の 定圧比熱(0.24[kcal/kg°C])

c_w : 水 の 比熱(1.0[kcal/kg°C])

ρ_a : 空気 の 密度(1.3[kg/m³])

ρ_w : 水 の 密度(998.2[kg/m³])

C_{i-z} : 部屋 の 熱容量[kcal/°C]

C_{wi-z} : 外気 に 面した壁 の 熱容量[kcal/°C]

C_{wi} : 互い に 面した壁 の 熱容量[kcal/°C]

C_a : 空調機 の 熱容量[kcal/°C]

C_d : 加湿器 の 熱容量[kcal/°C]

α_i : 壁 から 部屋 に 通過 できる 単位 熱量
[kcal/min°C]

β_i : 外気 から 壁 に 通過 できる 単位 熱量
[kcal/min°C]

δ_i : 部屋 から 部屋 に 通過 できる 単位 熱量
[kcal/min°C]

$q(t)$: 一人 が 発生 させる 顕熱(1.5[kcal/min])

$p(t)$: 一人 が 発生 させる 水蒸気量
(0.00133[kg/min])

V_{i-z} : 各領域 の 体積[m³]

V_a : 空調機 の 体積[m³]

V_d : 加湿器 の 体積[m³]

θ_{i-z} : 室内 温度[°C]

θ_{wi-z} : 外気 に 面した壁 の 温度[°C]

θ'_{wi} : 互い に 面した壁 の 温度[°C]

θ_s : 空調機 の 温度[°C]

θ_d : 加湿器 の 温度[°C]

θ_{rz} : 循環気 の 温度[°C]

θ_{si} : 空調機 の 入口 温度[°C]

θ_0 : 外気 温度[°C]

f_{sz} : 吹出 風量[m³/min]

f_0 : 外気 流入量, 排気量[m³/min]

f_{rz} : 循環気 量[m³/min]

f_c : 冷水 流量[m³/min]

w_{sz} : 流量 × 比熱 × 密度[kcal/min°C]

x_{i-z} : 各領域 の 絶対湿度[kg/kg(DA)]

x_s : 空調機 の 絶対湿度[kg/kg(DA)]

x_d : 加湿器 の 絶対湿度[kg/kg(DA)]

x_{rz} : 循環気 の 絶対湿度[kg/kg(DA)]

x_{si} : 空調機 の 入口 絶対湿度[kg/kg(DA)]

x_0 : 外気 絶対湿度[kg/kg(DA)]

ϕ_{i-z} : 各領域 の 相対湿度[%RH]

T_i, T_0 : 冷水 の 入口, 出口 温度(4[°C], 9[°C])

h : 加湿器 の 水蒸気 発生量[kg/min]

2-2 給気風量分配の数学モデル

部屋が二つになったため、給気風量に干渉があると考えた。そこで、Fig.3(a)の実際のダクト系

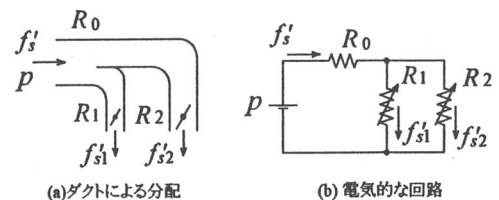


Fig.3 給気風量分配モデル

を(b)の電気回路系と仮定し、数学モデルを考えた。

オームの法則より、つぎの式が成り立つ。

$$f'_s = \frac{R_1 + R_2}{R_0 R_1 + R_1 R_2 + R_2 R_0} p \quad (11)$$

$$f'_{s1} = \frac{R_2}{R_1 + R_2} f'_s = \frac{R_2}{R_0 R_1 + R_1 R_2 + R_2 R_0} p \quad (12)$$

$$f'_{s2} = \frac{R_2}{R_1 + R_2} f'_s = \frac{R_1}{R_0 R_1 + R_1 R_2 + R_2 R_0} p \quad (13)$$

ここに,

f_s, f_{s1}, f_{s2} : コントローラの所望給気風量
[m³/min]

f'_s, f'_{s1}, f'_{s2} : 実際に流れる給気風量[m³/min]

p : ファンによる静圧[mmAq]

R_1, R_2 : ダンパの抵抗[mmAq min/m³]

R_0 : ダクト内の摩擦抵抗

[mmAq min/m³]

である.

まずファンによる静圧 P を, Fig.4のように仮定
で表わし, 給気風量はつぎのようになる,

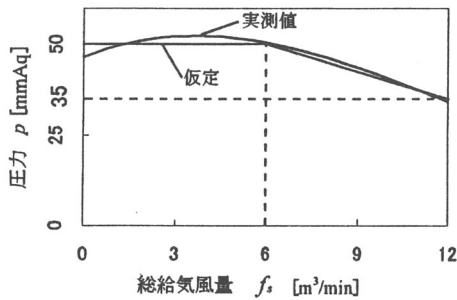


Fig.4 FANの特性

$0 \leq f_s \leq 6.0$ のとき

$$p = 50 \quad (14)$$

$6.0 < f_s \leq 12.0$ のとき

$$p = -2.5 \cdot f_s + 65 \quad (15)$$

つぎに, ダンパによる抵抗 R_1, R_2 は, Fig.5 の
ように片対数グラフで表わされる. これより, コ
ントローラによる所望給気風量に対する抵抗の近
似式はつぎのようになる.

$$R_1 = a_4 f_{s1}^4 - a_3 f_{s1}^2 - a_1 f_{s1}^2 - a_1 f_{s1} + a_0 \quad (16)$$

$$R_2 = b_4 f_{s2}^4 - b_3 f_{s2}^2 - b_2 f_{s2}^2 - b_1 f_{s2} + b_0 \quad (17)$$

ここに, 各係数はTable.1, Table.2 に示される.

また, ダクト内のまさつ抵抗を $R_0 = 0.5$ [mmAq
min/m³]一定とする.

このようにして, コントローラの所望給気風量
より, (14)か(15)式よりファンによる静圧 P , (16)
と(17)式よりダンパによる抵抗 R_1, R_2 を求める.
そして, (12),(13)式を用いて実際に流れる給気風
量を導き出す.

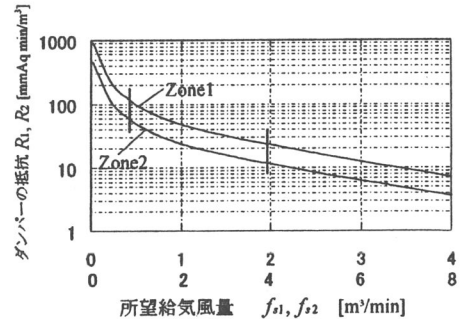


Fig.5 給気風量によるダンパの抵抗

Table.1 Zone1の近似式の係数

範囲	a_4	a_3	a_2	a_1	a_0
$2.0 \leq f_{s1} \leq 4$	0.32	4.73	27.8	80.8	106
$0.5 \leq f_{s1} < 2.0$	31.2	191	445	492	255
$0 \leq f_{s1} < 0.5$	24300	42000	27100	8040	1070

Table.2 Zone2の近似式の係数

範囲	b_4	b_3	b_2	b_1	b_0
$4.0 \leq f_{s2} \leq 8$	0.01	0.30	3.48	20.2	53.2
$1.0 \leq f_{s2} < 4.0$	0.97	11.9	55.7	123	127
$0 \leq f_{s2} < 1.0$	760	2630	3390	2010	535

2-3 設計仕様

本研究で用いた初期条件及び各制御ループの目標
値をTable.3 に示す. また, 各部屋, 加湿器, 空調機
の初期条件は外気の設定条件と同一とする.

Table.3 Summary of Design Specification

	Temperature	Humidity
Outdoor conditions	$\theta_0 = 3.25$ [°C]	$\phi_0 = 62$ [%]
Indoor conditions	$\theta_{3-1} = 26$ [°C]	$\phi_3 = 50$ [%]
	$\theta_{3-2} = 26$ [°C]	
Supply conditions of air handling	$(\theta_s = 10$ [°C])	$(\phi_s = 100$ [%])
Supply conditions of humidity	$(\theta_d = 17$ [°C])	$(\phi_d = 70 \sim 100$ [%])

2-4 プラントの伝達関数

PIゲインの調整に用いた制御対象は各Zone
の領域3の部屋と空調機である. その伝達関数は,
1次系+むだ時間で近似した形式を用いる.

本稿では, 領域3の温度の伝達関数を求めるさ
いに, 領域3の数学モデル(1)式で, 左辺を0つま
り定常状態において給気風量(操作量)の値を変化
させ, プラントのゲイン k_p [min°C/m³]を入力(給

気風量)と出力(温度)の変化量の比として求めた。しかしこの方法では、時定数、むだ時間が求められなかったため、各給気風量におけるステップ応答からの近似より求めた。その結果、Fig.6のように給気風量(操作量)の値により変動することがわかった。そして、PIパラメータを変えても設定値(26℃, 50%)が同じなら、操作量は $f_{s1} = 1.3 [\text{m}^3/\text{min}]$, $f_{s2} = 2.3 [\text{m}^3/\text{min}]$ 付近で定常状態に落ち着く。よって、その時の値より伝達関数を求めた。

$$\frac{\Theta_{3-1}(s)}{F_{s1}(s)} = \frac{6.5}{1+110s} \cdot e^{-6.6s} \quad (18)$$

$$\frac{\Theta_{3-2}(s)}{F_{s2}(s)} = \frac{7.0}{1+128s} \cdot e^{-7.7s} \quad (19)$$

また、3の部屋の湿度、空調機の伝達関数は、共に操作量50%としてステップ応答からの近似より求めた。

$$\frac{X_3(s)}{H(s)} = \frac{0.095}{1+2.63s} \cdot e^{-0.5s} \quad (20)$$

$$\frac{\Theta(s)}{F(s)} = \frac{1040}{1+1.33s} \cdot e^{-0.22s} \quad (21)$$

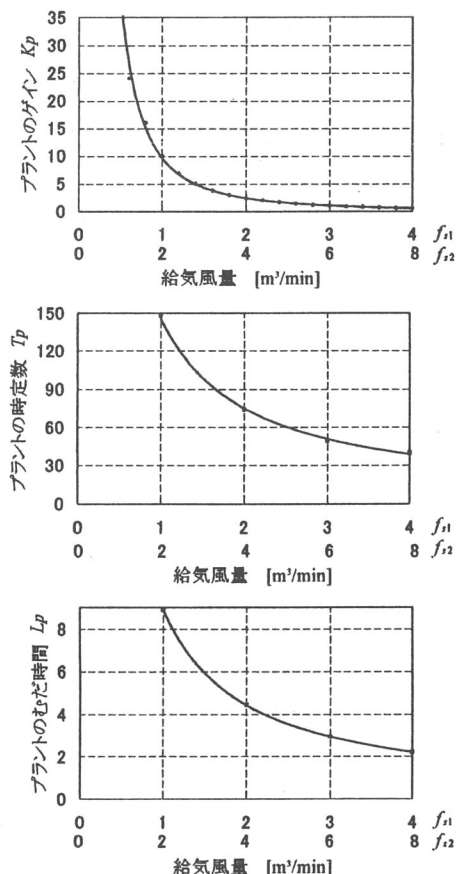


Fig.6 操作量に対するプラントの特性値

2-5 コントローラのゲイン算出

本稿では、制御対象である領域3の温度、湿度について、PI制御およびI-P制御を実施した。

2-3で求めた伝達関数よりコントローラのPIパラメータは、部分的モデルマッチング法のオーバーシュート0%の参照モデルを適用して求めた。PIパラメータの調整値をTable.4に示す。

また、加湿器のコントローラにおいて、加湿量 h から絶対湿度 x_3 への伝達関数(20)式を基にPIパラメータを求めたが、実際に運用するさいは相对湿度 ϕ_3 を用いているため、比例ゲイン K_{c2} を減少させている。試行錯誤の結果、ゲインの減少率は昨年と同様に1/50,000にした。

Table.4 Tuning parameters for PI and I-P controllers

		PI action	I-P action
air controller (Zone1)	K_{c1-1} T_{i1-1}	0.96 110 [min]	1.09 33.9 [min]
air controller (Zone2)	K_{c1-2} T_{i1-2}	1.41 128 [min]	1.60 39.4 [min]
humidifier controller	K_{c2} T_{i2}	0.0004 2.62 [min]	0.0004 1.88 [min]
cooling valve controller	K_{c3} T_{i3}	0.0022 1.34 [min]	0.0023 0.86 [min]

3. シミュレーション実験

3-1 スタートアップ実験

Zone1とZone2のTable.3に示した室内の温度、湿度の設定値が同一(26℃, 50%)であるとき、PI制御ならびにI-P制御を適用したときのシミュレーション結果をFig.7の(a)と(b)に示す。

両制御系とも設定値が同じであるため、Zone1とZone2の応答がほぼ同じであった。制御量 θ_z , ϕ_z の添字 z がそれぞれの領域の番号を示す。また、操作量は最大操作量との比率をとり[%]で表わしている。

温度制御において、PI制御は立ち上がり特性はよいが、微少ながら偏差を残し、設定値に到達するまでに時間がかかった。それに対して、I-P制御は、立ち上がり特性はPI制御に劣るが、設定値に到達するのはPI制御より速かった。(Fig.7 参照)

湿度制御に関しては、PI制御の方がI-P制御よ

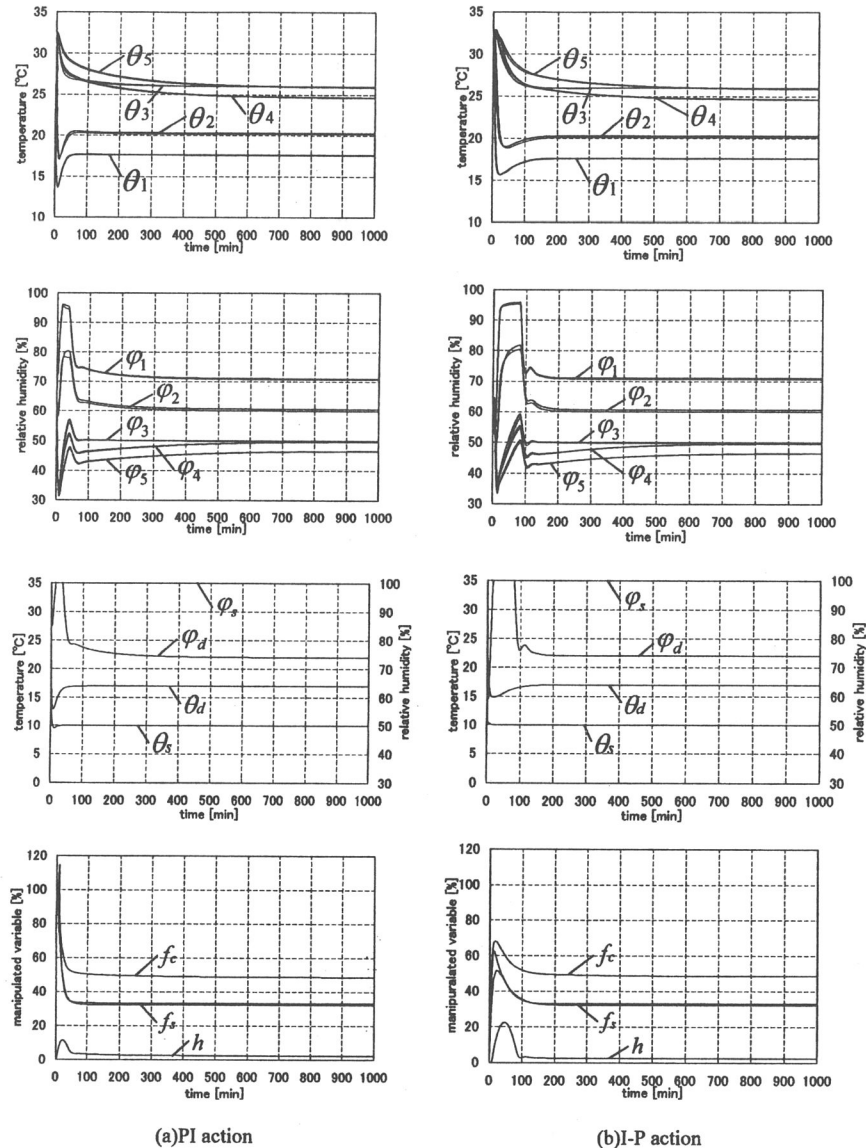


Fig.7 Transient responses of closed-loop system

りも速く設定値に落ち着いた。これは、3-2の定常運転実験でわかるが、湿度は温度に依存するため、温度の応答が速いPI制御の方が速くなったと考えられる。

操作量については、昨年度は給気風量が両制御系ともに飽和していたが、今回はそれが見られなかった。これは、PIゲインの算出において、定常状態における伝達関数を用いたため比例ゲインが小さくなったからだと考えられる。また、PI制御は立ち上がりや操作量の変化が急峻であり、I-P制御は立ち上がりや操作量の変化が緩やかであった。そのために、温度、湿度制御でPI制御の方がI-P制御よりも速い応答になったと考えられる。

3-2 定常運転実験

制御量 θ_z , ϕ_z が定常状態に落ち着いてから Table.5 に示したように室内温度、湿度の設定値を変化させ、応答特性や操作量の変化や干渉の影響について調べた。シミュレーション結果を Fig. 8 に示す。

この結果より、PI 制御の方は給気風量の操作

Table.5 Indoor conditions

time	Temperature		Humidity
	Zone1	Zone2	
0~100 [min]	26.0 [°C]	26.0 [°C]	50 [%]
100~500 [min]	24.0 [°C]		
500~1000 [min]		24.0 [°C]	
1000~1500 [min]	26.0 [°C]		
1500~2000 [min]		26.0 [°C]	

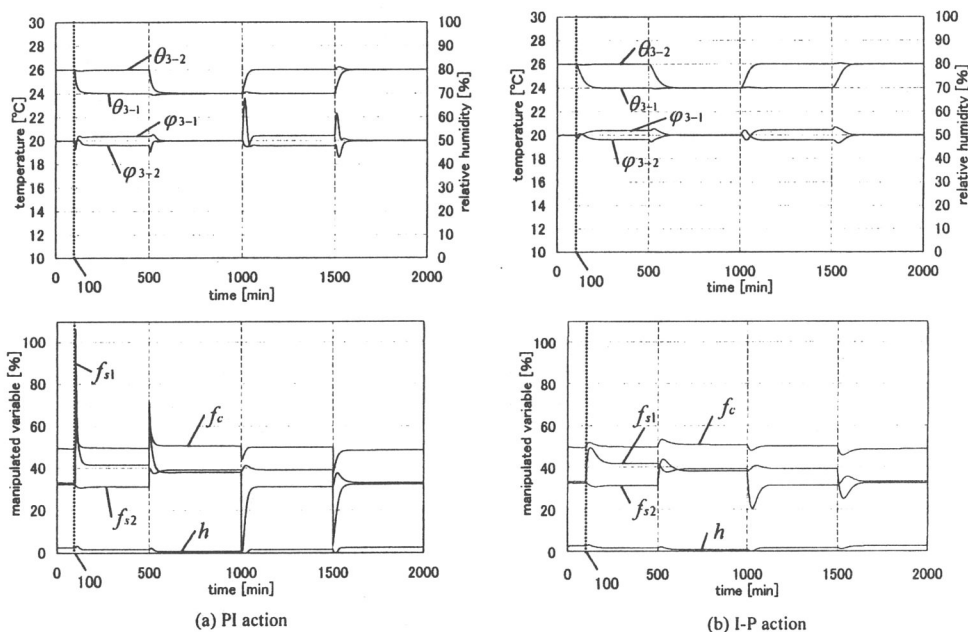


Fig.8 定常実験

量が急激に変化し、温度の立ち上がり特性はよいが、湿度やもう片方のZoneへの干渉の影響が大きかった。それに対し、I-P制御の方は操作量が緩慢に効いてくるため、温度の立ち上がり特性がPI制御よりも遅くなるが、湿度やもう片方のZoneへの干渉の影響はPI制御よりも小さかった。

3-3 給気風量の干渉

定常運転実験のI-P制御の結果を簡潔化したFig.9を例に挙げて、給気風量の干渉について考察を行った。

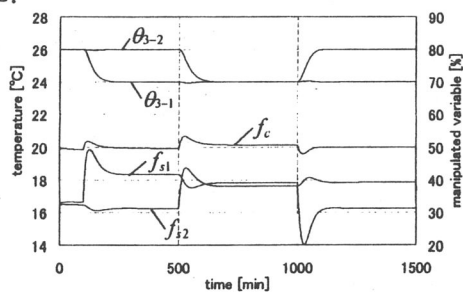


Fig.9 給気風量の干渉

例えば100分のとき、Zone2はそのままだがZone1の目標値が26℃から24℃へと変化した。そのとき、Zone1は給気風量を大きくし室温を下げた。そして、給気風量分配の数学モデルよりZone2の給気風量を少なくする干渉が見られた。また、室温を上げる場合は逆のことが言えた。

3-4 最適化制御実験

今回のプログラムを用いて最適化手法(Fletcher-Reeves法)により、温度の偏差のみを考えた評価関数(22)式から、給気風量のコントローラのPIゲインを算出した(Table.6)。また、最適化手法の初期値にTable.4の部分的モデルマッチング法で求めたパラメータを使い、設定値はTable.3に示した室内の温度、湿度が同一のものを使用した。そして、積分時間 T_{il-z} を積分ゲイン K_{il-z} に換算して計算をおこなった。評価関数はつぎのように与える。

$$PI = \int_0^t \left\{ \left(\frac{\theta_{3-1} - \theta_{r-1}}{\theta_{r-1}} \right)^2 + \left(\frac{\theta_{3-2} - \theta_{r-2}}{\theta_{r-2}} \right)^2 \right\} dt \quad (22)$$

ここで、

θ_{r-1} : Zone1の領域3の設定値[℃]

θ_{r-2} : Zone2の領域3の設定値[℃]

とする。

Table.6 最適化手法によるPIパラメータ

		PI action	I-P action
Zone1	K_{c1-1}	1997	1.22
	(K_{il-1})	1.3×10	2.6×10^{-1}
	T_{il-1}	156	4.7
Zone2	K_{c1-2}	2847	1.84
	(K_{il-2})	2.3×10	2.6×10^{-1}
	T_{il-2}	126	6.8

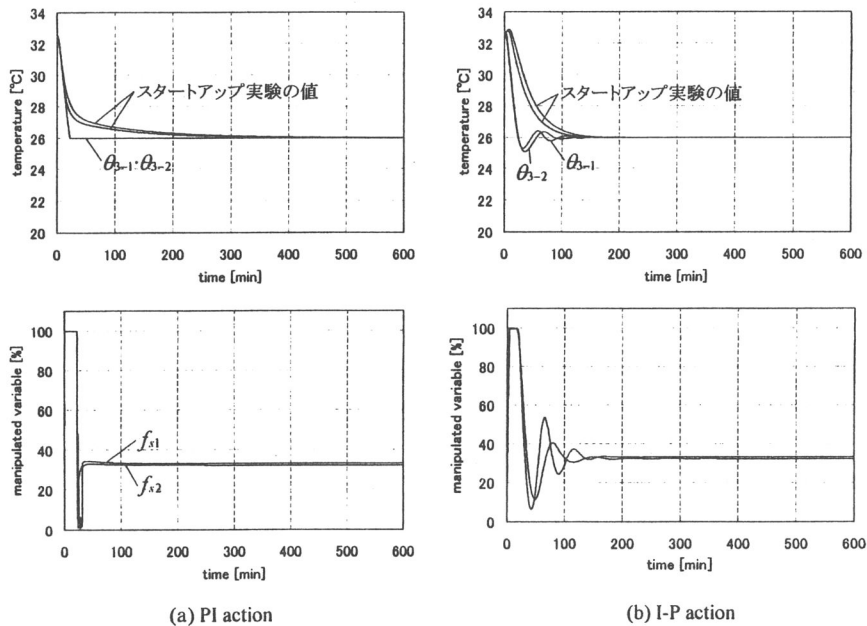


Fig.10 最適化手法で求められたPIパラメータによる応答

求められたPIパラメータによるPI制御ならびにI-P制御のシミュレーション結果をFig.10(a)と(b)に示す。また、比較検討のためにスタートアップ時の初期推定値による応答も記録した。

このシミュレーション結果より、両制御方式とも確実に評価関数が小さくなっているのがわかる。

PI制御では、立ち上がり特性もよく、設定値に定常状態になるのも速いが、比例ゲインが大きいいため、操作量の急激な変化がみられた。

I-P制御では、PI制御と同様に立ち上がり特性がよくなったが、減衰振動が見られた。

両制御方式を通して、最適化手法でパラメータを求めると、評価関数を小さくするために、立ち上がり特性をよくし、それによる減衰振動を許している。この事実からも、最適化手法によるPIパラメータの調整は、(22)式のような偏差の2乗和だけでは省エネルギーにつながらない。省エネルギーを考慮するならば、操作量を考えた評価関数を新たに構築する必要がある。(付録参照)

4. おわりに

本研究では、2つの空調空間についての数学モデルを構築し、スタートアップ実験ならびに定常実験のPI制御、I-P制御のシミュレーションを行った。それより、PI制御は立ち上がり特性はよいが、温度の湿度への干渉が大きく、操作量(給気風

量)の急激な変化がおこる欠点がある。それに対し、I-P制御は、立ち上がり特性はPI制御に劣るが、温度の湿度への干渉が小さく、操作量(給気風量)の変化が緩やかである。このことより、アクチュエータの急激な変化を嫌う空調プラントの技術者、ならびに、制御工学の面から見ても、I-P制御の方が空調プラントに適していると考える。

また、本稿では最適化手法によるPIパラメータの調整の基礎的な実験を行ったが、今後、省エネルギーを考慮した評価関数を構築し、給気風量のコントローラだけでなく、冷水弁、加湿量のコントローラも考え、最適化問題を考える必要がある。今回は、8つのPIパラメータによる最適化手法が使える可能性を附録に紹介しておく。

参考文献

- 1)前澤ほか：プロセス制御系設計用CADソフト(その10)ー空調された部屋の物理モデルー，小山工業高等専門学校研究紀要 第29号(1997)
- 2)葛生ほか：プロセス制御系設計用CADソフト(その13)ー空調機と部屋とを考慮した物理モデルー，小山工業高等専門学校研究紀要 第30号(1998)
- 3)星野ほか：プロセス制御系設計用CADソフト(その15)ー加湿器を分離した空調のための物理モデルー，小山工業高等専門学校研究紀要 第31号(1999)

附録－操作量を考慮に入れた最適化問題の考察－

操作量を考慮に入れた最適化問題では、最適化手法ならびに重み係数の設定に問題があり、信頼性の乏しい結果であり、成果としてまとめるには至らなかった。しかし、失敗点や改善点についてのべ、次年度から最適化問題を円滑に進められるように期待する。

また、PI制御ならびにI-P制御についての最適化問題を解いたときの応答も示しておいた。

評価関数について

操作量を考慮に入れた評価関数は、つぎのように表す。

$$\begin{aligned} \text{PI} = & A_1 \left[\int_0^t \left\{ \left(\frac{\theta_{3-1} - \theta_{r-1}}{\theta_{r-1}} \right)^2 + \left(\frac{\theta_{3-2} - \theta_{r-2}}{\theta_{r-2}} \right)^2 \right\} dt \right] \\ & + A_2 \left[\int_0^t \left\{ \frac{(\phi_{3-1} + \phi_{3-2})/2 - \phi_{3-r}}{\phi_{3-r}} \right\} \right] \\ & + A_3 \left[c_w \rho_w (T_0 - T_i) \int_0^t (f_c - f_{c-0}) dt \right. \\ & \quad + S_1 \int_0^t (h - h_0) dt \\ & \quad \left. + S_2 \Delta p \int_0^t \{ (f_{s1} - f_{s1-0}) + (f_{s2} - f_{s2-0}) \} dt \right] \end{aligned} \quad (1)$$

ここに、

θ_{r-1} , θ_{r-2} , ϕ_{3-r} : 領域3の温度ならびに湿度の
設定値

f_{c-0} , h_0 , f_{s1-0} , f_{s2-0} : 操作量の定常値

A_1 , A_2 , A_3 : 重み係数

S_1 , S_2 : 換算係数

換算係数について

操作量の換算係数は、それぞれの項の単位がkcalで統一できるようにした。

① S_1 について：

水蒸気を1 kg生成するのに2.26 MJの熱量が必要であるから、計算すると、 $S_1 = 540$ [kcal/kg]となる。

② S_2 について：

熱量の仕事当量より1 kcal = 4186 N・mとなるため $S_2 = 2.39 \times 10^{-4}$ [kcal/N・m] となる。

重み係数について

温度と湿度の偏差による項の評価関数の値は、正規化して%表示にしたため $A_1 = A_2$ とした。ここで今回の実験で使用した重み係数をTable.1に示す。

Table.1 重み係数

	I	II	III	IV
A_1 , A_2	150	100	50	25
A_3	0.1	0.1	0.1	0.1

ここで A_1 , A_2 を基準にした方がわかりやすくなり、評価関数の値の増大を防ぐ働きがあると考えた。よって、Table.2で示した係数で今後考えた方がよいと思われる。

Table.2 重み係数(改善)

	I	II	III	IV
A_1 , A_2	1.0	1.0	1.0	1.0
A_3	6.7×10^{-4}	1.0×10^{-3}	2.0×10^{-3}	4.0×10^{-3}

最適化問題

設計値ならびに初期推定値

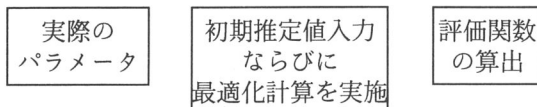
設定値ならびにPIパラメータの初期推定値は、スタートアップ実験で使用した値を使う。

初期推定値の注意点

K_{c1-1} , T_{i1-1} , K_{c1-2} , T_{i1-2} , ... といったパラメータの初期推定値を入力するさいに、換算係数で割り、それぞれの桁数を合わせる。そして、実際に評価関数を計算するさいは、換算係数をかけて真のパラメータに戻しておく。そうすることにより、桁数が大きいところは変動せず、小さいところだけを変動させる問題点を改善する。

例えば、つぎのような作業を行う。

$$\begin{array}{lcl} K_{c1} = 10 & \xrightarrow{\times 1/10} & 1 \xrightarrow{\times 10} 10 \\ K_{c2} = 0.007 & \xrightarrow{\times 100} & 0.7 \xrightarrow{\times 1/100} 0.007 \end{array}$$



今回は初期値に、積分時間 T_i をそのまま使用してしまっただが、制御動作で積分時間 T_i は分母に入っているため都合が悪い。そこで、積分ゲイン K_i に変換して計算を行った方がよい。

PIパラメータの調整

今回の仕様で、重み係数をⅠ,Ⅱ,Ⅲ,Ⅳと変えたとき、PI制御, I-P制御で最適化実験を行った結果をTable.3に示す。

Table.3 最適化実験によるPIパラメータ

重み		Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ	Ⅳ
PI 制 御	K_{cl-1}	77	6.0	3.4	2.7
	T_{il-1}	-1840	30	54	33
	K_{cl-2}	62	9.8	3.1	3.1
	T_{il-2}	-2400	600	84	115
	K_{c2}	0.0017	0.0009	0.0004	0.0003
	T_{i2}	15.0	7.1	3.4	4.4
	K_{c3}	0.0036	0.0013	0.0022	0.0021
	T_{i3}	10.5	15.0	1.5	1.9
	PI	648	529	521	454
I-P 制 御	K_{cl-1}	12	13	17	49
	T_{il-1}	31	19	1.9	26
	K_{cl-2}	9.2	17	21	25
	T_{il-2}	37	27	13	34
	K_{c2}	0.001	0.002	0.0031	-0.0025
	T_{i2}	6.4	2.4	7.2	7.2
	K_{c3}	0.003	0.013	0.015	0.009
	T_{i3}	6.7	13.5	23	20
	PI	939	718	549	529

温度や湿度の偏差、または操作量のどちらかの重み係数を大きく取ると、重みを大きく与えた方のPIパラメータ(PI制御ののとき T_{il-1} , T_{il-2} , I-P制御のⅣのとき K_{c2})が負になってしまう。このとき、PI制御では給気風量のコントローラでI動作が無視でき、P動作のみで動いている。また、I-P制御では加湿器のコントローラをほとんど動かさない。また、PI制御とI-P制御で同じ重み係数のとき、評価関数の値を比較するとPI制御の方が低いことがわかる。これは、I-P制御の方が立ち上がり特性が悪いため、定常値に速く落ち着かない分だけ、評価関数の値が大きくなってしまふからだと考えられる。

Table.3で示されたPIパラメータによるPI制御ならびにI-P制御のシミュレーション結果をFig.1,

Fig.2に示す。両制御形式ともに、(1)式の第一項(温度の偏差)と第二項(湿度の偏差)の制約が強く、制約が弱い給気風量に急激な変化が見られた。PI制御では、操作量の重みが小さいとき、P動作のみで給気風量が急激に変化した。しかし、操作量の重みを大きくしていくと、I動作が次第に効いてきて応答が緩やかになった。そして、各操作量が定常状態になるのが速くなった。I-P制御では重みがのとき加湿器が動かなかった為、湿度が目標値に至らなかった。しかしそれ以外では、重みを大きくすると、いままで振動的だった湿度の応答が良くなった。

また、最適化実験では、PI制御, I-P制御と共に比例ゲインを大きくし、立ち上がり特性を良くした。そして、PI制御では温度の制御, I-P制御では湿度の制御重点的に考え、スタートアップ実験より応答を良くしていると考えられる。

おわりに

今回、最適化制御を行ったが、多少、改善点はあるが、8つのPIパラメータでも最適化手法を解けることがわかった。また、最適化制御を解くさいに、PIパラメータの桁数はとても変化する。その結果、「初期推定値の注意点」でのべたような問題が起きる。そこで、プログラムを一旦停止させ、そのときのPIパラメータを初期推定値とし、桁数を合わせてから、もう一度最適化問題を始める必要がある。

今後、評価関数にファンやポンプの動力を考慮することにより、省エネルギー問題がより現実的な問題となろう。

「受理年月日 1999年7月30日」

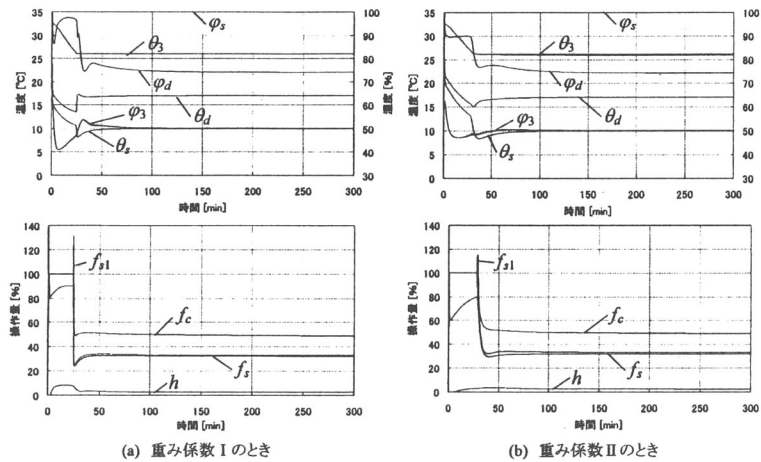


Fig.1 PI制御のシュミレーション結果

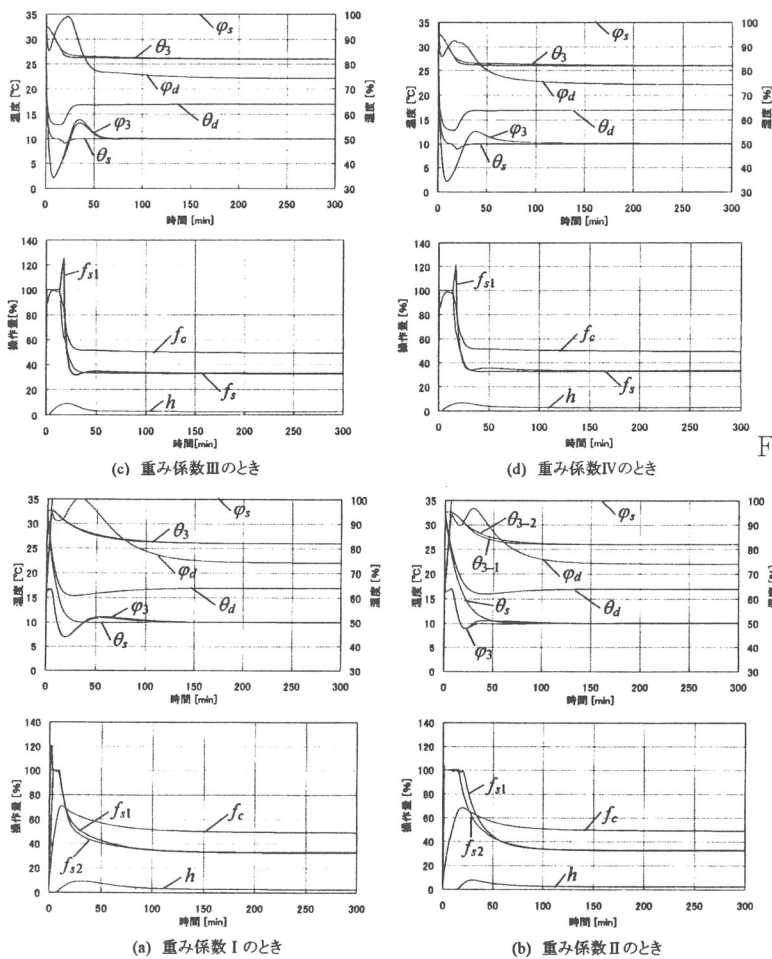


Fig.2 I-P制御のシュミレーション結果