

プロセス制御系設計用CADソフト (その 27) —省エネを考慮した空調制御への最適化手法の適用—

三田 純義・坂本 雄一*・黒須 茂

Sumiyoshi MITA・Yuichi SAKAMOTO・Shigeru KUROSU

Application of Optimization Technique to Air-Conditioning Control under Consideration of Energy-Savings

1. はじめに

ビルの空調では複数の空間をもち、空調空間の温度、湿度を VAV 制御という制御方式で制御するのが一般的になりつつある。VAV(Variable Air Volume)制御とは可変風量制御といい、室内を冷房するための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。

本論文では、2つの空調空間の温度・湿度の制御問題を取りあげ、空調制御における消費エネルギーを考慮して最適化問題を解き、PI コントローラのゲインならびに操作量(給気風量と加湿量)の観点から効率のよい制御方式を提案することを目的とする。

昨年度の問題点について述べると、

- [1]最適化するパラメータが多すぎて収束が緩慢であった。
- [2]最適化プログラムが機能しているかどうか懷疑的であった。

そこで、本年度は原点に戻って数学モデルの吟味、昨年の問題点の改良・確認、最適化プログラムの効率的運用を考える。

2. 空調システム

2.1 概要

対象となる空調システムは Fig.1 に示すような

*平成 12 年度機械工学科卒業生 (現豊橋技科大)

VAV システムとする。

- ・ Zone2 は Zone1 の 2 倍の体積である。
- ・ 各 Zone が互いに面した壁による影響と、各 Zone の給気風量の干渉の影響を考える。
- ・ Zone1 に 1 人、Zone2 に 2 人の人間の熱負荷がある。
- ・ 加湿器のコントローラは一台しか設置されていないので、各 Zone の湿度を異なる設定湿度に制御できないので、Zone1 と Zone2 の湿度の平均値を室内湿度とする。
- ・ 各 Zone は分布系を反映するために、Fig.2 のように 5 つに区切って考える。

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である。

$$0 \leq f_{s1} \leq 4 [\text{m}^3/\text{min}], 0 \leq f_{s2} \leq 8 [\text{m}^3/\text{min}]$$

$$0 \leq h \leq 0.26 [\text{kg}/\text{min}], 0 \leq f_c \leq 24 \times 10^{-3} [\text{m}^3/\text{min}]$$

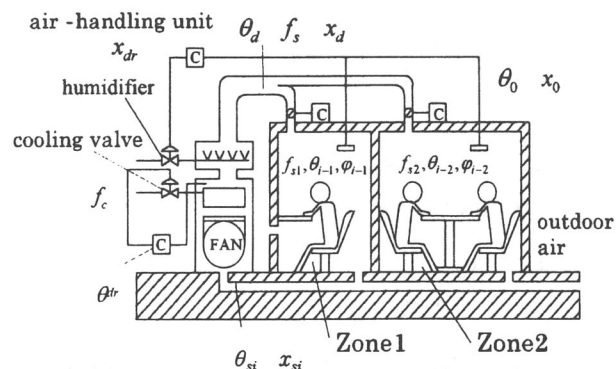


Fig.1 Space temperature and humidity control system involving VAV units

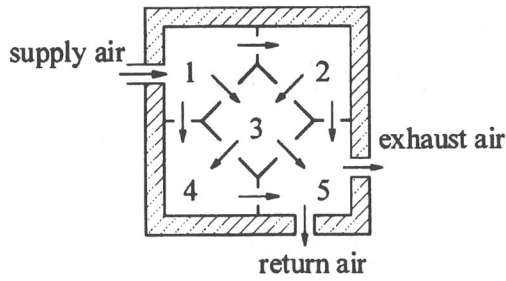


Fig.2 Zone model

2.2 プラントの数学モデル

制御対象領域は Zone1, Zone2 の領域 3 (中央部) とし、共に同じような動特性で表現できる。以下に数学モデルを表す。

・室内の熱収支, 物質収支 (Zone1 の領域 3)

$$C_{3-1}\dot{\theta}_{3-1} = \frac{w_{s1}}{3}\theta_{1-1} + \frac{w_{s1}}{6}\theta_{2-1} - \frac{w_{s1}}{2}\theta_{3-1} \quad (1)$$

$$+ \alpha_{3-1}(\theta_{w3-1} - \theta_3) + \delta_3(\theta'_{w3} - \theta_3) + q(t)$$

$$x_{3-1} = x_d + \frac{2}{f_{s1}\rho_a}p(t) \quad (2)$$

・外気に面した壁の熱収支 (Zone1 領域 3)

$$C_{w3-1}\dot{\theta}_{w3-1} = \alpha_{3-1}(\theta_{3-1} - \theta_{w3-1}) + \beta_{3-1}(\theta_0 - \theta_{w3-1}) \quad (3)$$

・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

$$w_s\theta_{si} = w_0\theta_0 + w_{r1}\theta_{r1} + w_{r2}\theta_{r2} \quad (5)$$

$$f_s x_{si} = f_0 x_0 + f_{r1} x_{r1} + f_{r2} x_{r2} \quad (6)$$

・加湿器の熱収支, 物質収支

$$\theta_d = \frac{1}{w_d + \alpha_d}(w\theta_s + \alpha_d\theta_0) \quad (7)$$

$$x_d = x_s + \frac{h}{f_s \rho_a} \quad (8)$$

・空調機の物質収支

$$x_s = x_{si} \quad (9)$$

・冷水コイルの熱収支

$$\rho_w c_w V_2 \dot{\theta}_{wr} = f_c c_{pw} \rho_w (\theta_{win} - \theta_{wr}) + k_d s \Delta\theta_m \quad (10)$$

・空調機の熱収支

$$\rho_a c_a V_1 \dot{\theta}_s = f_s c_{pa} \rho_a (\theta_{si} - \theta_s) + \alpha_a (\theta_0 - \theta_s) - k_d s \Delta\theta_m \quad (11)$$

・対数平均温度差

$$\Delta\theta_m = \frac{(\theta_s - \theta_{wr}) - (\theta_{si} - \theta_{win})}{\log \frac{(\theta_s - \theta_{wr})}{(\theta_{si} - \theta_{wr})}} \quad (12)$$

使用される記号はつぎのとおり。ここで, i は各領域の番号, z は Zone1 か Zone2 を表す。

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[kg/min°C]

β_i : 外気から壁に通過できる単位熱量[kg/min°C]

δ_i : 部屋から部屋に通過できる単位熱量

[kg/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]

$\theta_{win}, \theta_{wr}$: 冷水の入口, 出口温度 (4[°C], 9[°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 [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]
 h : 加湿器の水蒸気発生量[kg/min]

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 1 に示す。また、スタートアップ実験において用いた各部屋、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 1 Design Specifications

	Temperature	Humidity
Outdoor conditions	$\theta_0 = 32.5$ [°C]	$\varphi_0 = 62$ [%]
Indoor conditions	$\theta_{3-1} = 26$ [°C]	$\varphi_3 = 50$ [%]
	$\theta_{3-2} = 26$ [°C]	
Supply conditions of air handling	$\theta_s = 10$ [°C]	($\varphi_s = 100$ [%])
Supply conditions of humidity	($\theta_d = 17$ [°C])	($\varphi_d = 70 \sim 100$ [%])

2.4 プラントの伝達関数

最適化手法によるコントローラの調整に用いた制御対象の伝達関数は、1次系+むだ時間で近似してコントローラの初期推定値を求めている。制御対象は、各 Zone の領域3の部屋と空調機である。室内温度の伝達関数については VAV 方式を用いるため操作量の増減によってプラントの特性が大きく変化する。そのため Table 2 に示すような操作量が定常値であるとき、ステップ応答から伝達関数を求めている。これをもとにして PI ゲインの初期推定値を求めている。

$$\frac{\theta_{3-1}(s)}{F_{s1}(s)} = -\frac{6.5}{1+110s} \cdot e^{-6.6s} \quad (13)$$

$$\frac{\theta_{3-2}(s)}{F_{s2}(s)} = -\frac{4.4}{1+128s} \cdot e^{-7.7s} \quad (14)$$

湿度のモデルについては動特性を無視しているため伝達関数についてはゲイン定数のみとしている。

$$\frac{X_3(s)}{H(s)} = 0.095 \quad (15)$$

空調機の伝達関数の特性については

$$\frac{\theta_s(s)}{F_c(s)} = -\frac{1040}{1+1.33s} \cdot e^{-0.22s} \quad (16)$$

Table 2 Manipulated variables in the steady state($\theta_{3-1} = \theta_{3-2} = 26^\circ\text{C}$, $\varphi_3 = 50\%$)

f_{s1}	1.32[m ³ /min]
f_{s2}	2.59[m ³ /min]
f_s	3.91[m ³ /min]
h	1.27×10^{-1} [kg/min]
f_c	1.17×10^{-2} [m ³ /min]

また Fig.3 に操作量によるプラントの特性値の変化の様子を示す。

2.5 制御方式

制御方式については、制御対象である領域3の温度 θ_{3-1} , θ_{3-2} , 湿度 φ_{3-1} , φ_{3-2} , と空調機温度 θ_s についてコントローラをそれぞれ設置し、コントローラには PI 制御を使用した。そして、以下に制御則を示す。

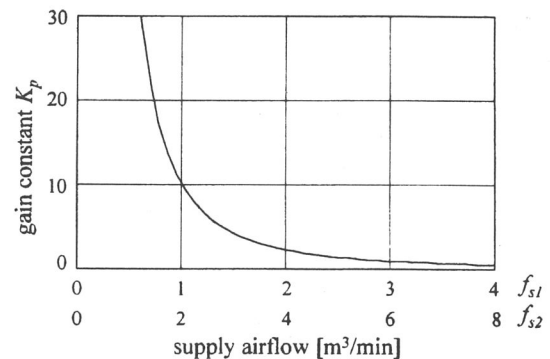
$$f_{s1} = K_{c1-1} \left\{ (\theta_{3-1} - \theta_r) + \frac{1}{T_{i1-1}} \int_0^t (\theta_{3-1} - \theta_r) dt \right\}$$

$$f_{s2} = K_{c1-2} \left\{ (\theta_{3-2} - \theta_r) + \frac{1}{T_{i1-2}} \int_0^t (\theta_{3-2} - \theta_r) dt \right\} \quad (17)$$

$$h = K_{c2} \left\{ (\varphi_a - \varphi_r) + \frac{1}{T_{i2}} \int_0^t (\varphi_a - \varphi_r) dt \right\} \quad (18)$$

ここに $\varphi_a = (\varphi_{3-1} + \varphi_{3-2})/2$ である。

$$f_c = K_{c3} \left\{ (\theta_s - \theta_{si}) + \frac{1}{T_{i3}} \int_0^t (\theta_s - \theta_{si}) dt \right\} \quad (19)$$



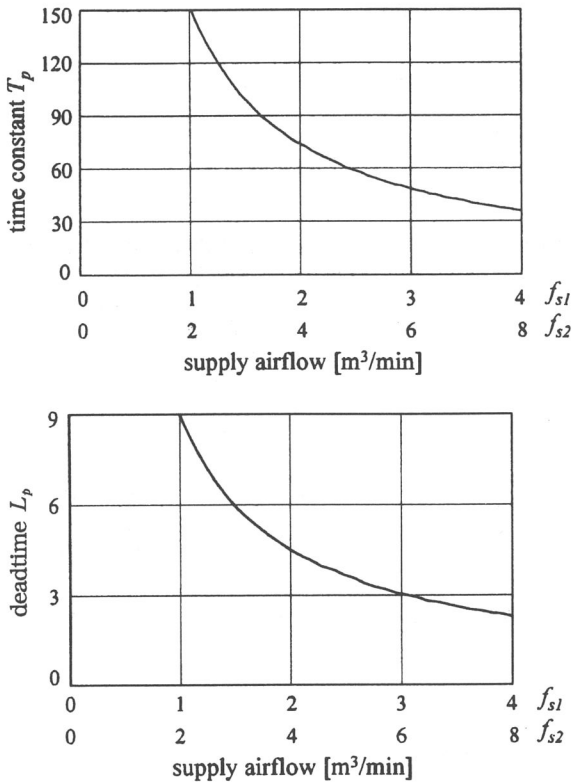
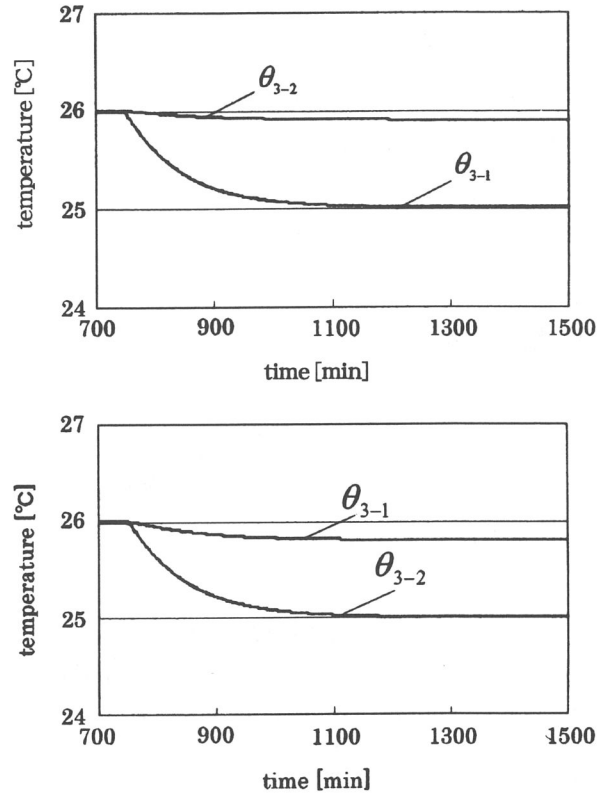
Fig.3 K_p , T_p and L_p versus f_{s1} and f_{s2} 

Fig.4 Transient response of open-loop system

3. 干渉の確認

最適化問題を解く前に Zone1 と Zone2 がそれぞれに与える干渉の影響がどの程度かを検証する。

このシステムを開ループ系にし、定常状態(Table 1の Indoor conditions)より Table 2 に示すような Zone2 に加える操作量を固定, Zone1 の温度 θ_{3-1} を 1°C 下げる操作量を加える。そのとき Zone1 の操作量が Zone2 の温度 θ_{3-2} に与える影響をシミュレーションより求める。その逆の操作も行う。そして、そのシミュレーション結果を Fig.4 に示す。

シミュレーション結果より干渉次の伝達関数を導くと、つぎのようになる。

・ Zone1 への給気風量から Zone2 の温度への伝達関数

$$\frac{\theta_{3-2}(s)}{F_{s1}(s)} = -\frac{0.078}{1+157s} \cdot e^{-7.5s} \quad (20)$$

・ Zone2 への給気風量から Zone1 の温度への伝達関数

$$\frac{\theta_{3-1}(s)}{F_{s2}(s)} = -\frac{0.201}{1+140s} \cdot e^{-5.0s} \quad (21)$$

この結果より干渉の影響はかなり小さいということより干渉が問題になることはまずない。FAN の容量が下がると、干渉の問題が表面化する。

4. 最適化手法

4.1 評価関数

最適化手法では、以下の $J_1 \sim J_6$ を評価関数とし、これらの評価値が最小となるコントローラのパラメータを求める。

・ Zone1 の温度の偏差の自乗積分値

$$J_1 = \int_0^{1000} \left(\frac{\theta_{3-1} - \theta_r}{\theta_r} \right)^2 dt \quad (22)$$

・ Zone2 の温度の偏差の自乗積分値

$$J_2 = \int_0^{1000} \left(\frac{\theta_{3-2} - \theta_r}{\theta_r} \right)^2 dt \quad (23)$$

・ Zone1 と 2 の湿度の偏差の自乗積分値

$$J_3 = \int_0^{1000} \left\{ \left(\frac{\varphi_{3-1} - \varphi_r}{\varphi_r} \right)^2 + \left(\frac{\varphi_{3-2} - \varphi_r}{\varphi_r} \right)^2 \right\} dt \quad (24)$$

・冷水コイルの交換熱量

$$J_4 = s_1 \int_0^{1000} f_c \rho_w c_w (\theta_{wr} - \theta_{win}) dt \quad (25)$$

・加湿器の仕事量

$$J_5 = s_2 \int_0^{1000} h(t) dt \quad (26)$$

・給気風量の仕事量

$$J_6 = s_3 \int_0^{1000} f_s(t) dt \quad (27)$$

・最適化制御の評価関数

$$J = A_1(J_1 + J_2) + A_2 J_3 + A_3(J_4 + w_1 J_5 + w_2 J_6) \quad (28)$$

4.2 換算係数

4.1 で示した操作量 ($J_4 \sim J_6$) の評価関数については換算係数によって単位が kJ で統一できるようにした。

① s_1 について

空調機の数学モデル 9(式) の操作量の項 $f_c c_{pw} \rho_w (\theta_{win} - \theta_{wr})$ の単位は[kcal/s]で算出される。
1[kcal]=4.186[kJ]なので、熱の仕事当量より $s_1 = 4.186$ [kJ/kcal]となる。

② s_2 について

水蒸気 1kg を生成するのに 600[kcal]の熱を必要とし、また熱の仕事当量により 1[kcal]=4.186[kJ]なので、 s_2 は以下ようになる。

$$\begin{aligned} s_2 &= 600[\text{kcal/kg}] \times 4.186[\text{kJ/kcal}] \\ &= 2511.6[\text{kJ/kg}] \end{aligned}$$

③ s_3 について

定常状態において送風ダクト内でのファンの静圧を 55[mmAq]と仮定している。1[mmAq]は 9.8[N/m²]であるので送風ダクト内でのファンの静圧は 539.5[N/m²]となる。またファンの効率 η_f を考慮しているので、 s_3 は以下ようになる。

$\eta_f = 0.5$ と仮定すると、

$$\begin{aligned} s_3 &= 539.5 [\text{N/m}^2] \times 0.5 \\ &= 269.8 [\text{N/m}^2] \end{aligned}$$

ここで $s_3 f_3 = [\text{N/m}^2] [\text{m}^3/\text{min}]$

$$= [\text{N} \cdot \text{m}/\text{min}]$$

で仕事量の単位であることに注意しよう。

4.3 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制御を実施した。またそのさいに使用した初期推定値を Table 3 に示す。これは2.4で求めた伝達関数より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。

Table 3 Tuning parameters for PI controllers

		PI action
Temp. controller (Zone 1)	K_{c1-1}	0.96
	T_{i1-1}	110[min]
Temp. controller (Zone 2)	K_{c1-2}	1.41
	T_{i1-2}	128[min]
Humidifier controller	K_{c2}	0.0004
	T_{i2}	2.62[min]
Cooling water controller	K_{c3}	0.0022
	T_{i3}	1.34[min]

4.4 重み係数

4.1 に示した各々の評価値の大きさを揃える目的で重み係数を使用する。重み係数の大きさについては以下のように決定した。

① A_1, A_2 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 $A_1 = A_2 = 1$ とした。

② w_1 について :

J_4 と J_5 の大きさを適当に揃えるのを w_1 の目的とする。 $w_1 = 5$ とした。

③ w_2 について :

w_1 と同様に J_4 と J_6 の大きさを揃えるのを目的とする。 $w_2 = 30$ とした。

④ A_3 について :

温度と湿度の評価関数の和と、操作量の評価関数の和の大きさを揃えるのを目的とする。 A_3 を 1.0×10^{-3} 程度にすると温度、湿度の和と操作量の評価値の和がおおよそ同じ大きさとなるので $A_3 = 1.0 \times 10^{-3}$ とする。

以上の各々の重み係数の決定を Table 4 に示す。この重みがシミュレーションする時の基準となる。

Table 4 Summary of weighting factors

A_1	A_2	A_3	w_1	w_2
1	1	1.0×10^{-3}	5	30

5. シミュレーション結果

5.1 最適化計算の効率化

効率的に最適化を進めるために J_1 , J_2 , J_3 それぞれで最適化を行い、最終的に全体で最適化する。重みは $A_1 = 1$, $A_2 = 1$, $A_3 = 0$ とする。ここでシミュレーションに用いた評価関数を示す。

・個別に評価関数としたとき

$$J = J_1 = \int_0^{1000} \left(\frac{\theta_{3-1} - \theta_r}{\theta_r} \right)^2 dt \quad (29)$$

$$J = J_2 = \int_0^{1000} \left(\frac{\theta_{3-2} - \theta_r}{\theta_r} \right)^2 dt \quad (30)$$

$$J = J_3 = \int_0^{1000} \left\{ \left(\frac{\varphi_{3-1} - \varphi_r}{\varphi_r} \right)^2 + \left(\frac{\varphi_{3-2} - \varphi_r}{\varphi_r} \right)^2 \right\} dt \quad (31)$$

・全体を評価関数としたとき

$$\begin{aligned} J &= J_1 + J_2 + J_3 \\ &= \int_0^{1000} \left(\frac{\theta_{3-1} - \theta_r}{\theta_r} \right)^2 dt + \int_0^{1000} \left(\frac{\theta_{3-2} - \theta_r}{\theta_r} \right)^2 dt \\ &\quad + \int_0^{1000} \left\{ \left(\frac{\varphi_{3-1} - \varphi_r}{\varphi_r} \right)^2 + \left(\frac{\varphi_{3-2} - \varphi_r}{\varphi_r} \right)^2 \right\} dt \end{aligned} \quad (32)$$

それぞれを個別に評価関数としたときと、全体を評価関数としたとき、Table 5 に示した各目標値に対して最適化手法を用い、コントローラのパラメータを算出し、Table 6 に示す。さらに全体を評価関数としたときのパラメータでのシミュレーション結果を Fig.5 に示す。またその過渡現象付近の拡大図を Fig.6 に示す。

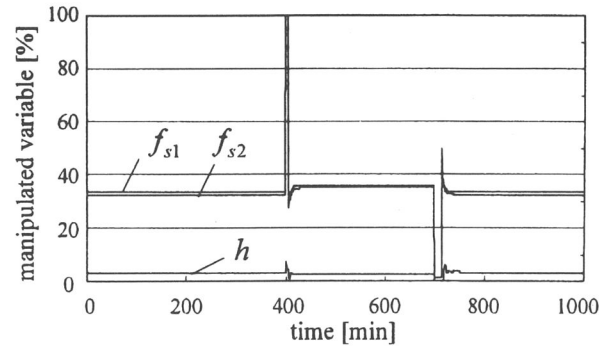
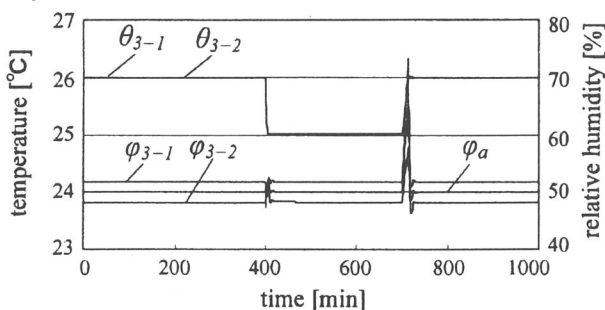


Fig.5 Transient response

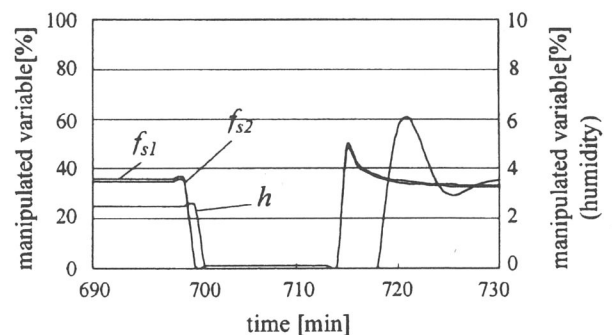
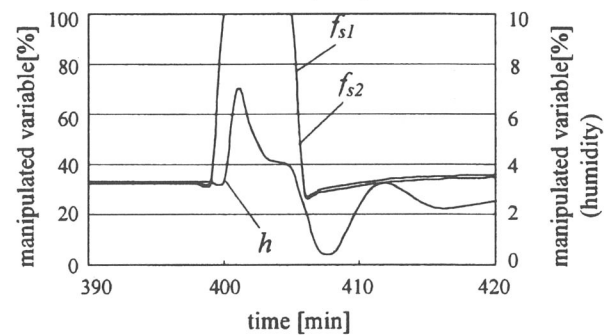
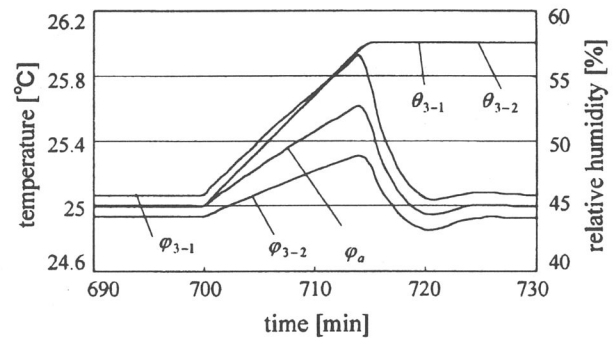
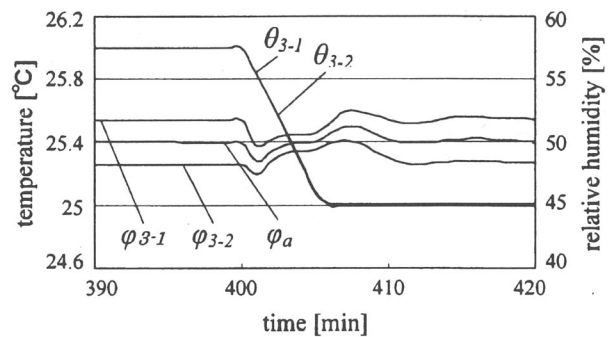


Fig.6 Transient response(magnified)

この結果より非常に速く目標の温度に達しているが、操作量は on-off 動作になり多くのエネルギーを消費していることが見られる。

評価関数に操作量を考慮しなければ高ゲインの P 動作を生みだすことがわかる。

Table 5 Indoor conditions

time	Temperature	Humidity
0 ~ 400 [min]	26.0 [°C]	50.0[%]
400 ~ 700 [min]	24.0 [°C]	
700 ~ 1000 [min]	26.0 [°C]	

Table 6 Tuned PI gains

		local optimization	global optimization
Temp. controller (Zone 1)	K_{c1-1}	783.2	783.5
	T_{i1-1}	3140.5	3140.9
Temp. controller (Zone 2)	K_{c1-2}	574.0	574.1
	T_{i1-2}	8184.8	8184.8
Humidifier controller	K_{c2}	—	61.9
	T_{i2}	—	9.7

5.2 スタートアップ実験

スタートアップ時における最適化計算を行う。Zone1 と Zone2 の温度・湿度が Table 1 に示すような初期値を外気条件(Outdoor conditions)と同一であるとき、目標値を Table 1 の室内条件(Indoor conditions)として、PI 制御を適用し、シミュレーションする。

Table 3 に示した PI ゲインを初期推定値として、重みを Table 7 に示すような重み I, II, III に変化させ、最適化手法よりコントローラのゲインを算出した。求めたゲインの比較を Table 8 に示す。また、Table 8 における PI ゲインを用いたシミュレーション結果を Fig.7 に示す。

Table 7 Summary of Design Specification

	I	II	III	IV
A_1, A_2	1	1	1	1
A_3	0.0001	0.005	0.01	0.02
w_1	5	5	5	5
w_1	30	30	30	30

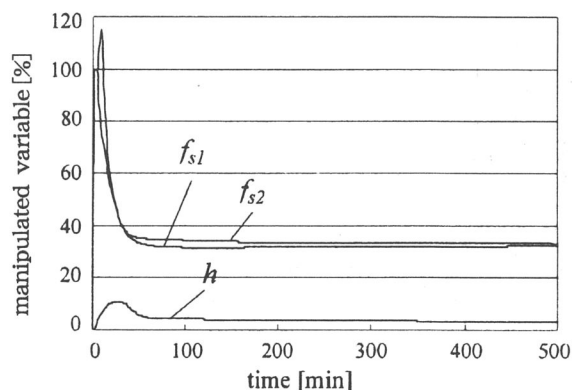
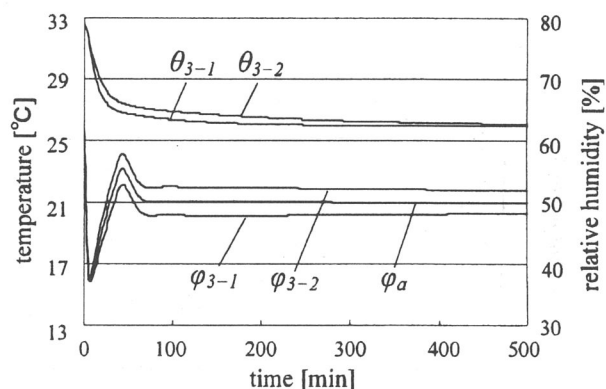
Table 8 Tuning parameters for PI controllers

	I	II	III	IV
K_{c1-1}	0.991	1.320	2.462	2.128
T_{i1-1}	83.37	1.937	696.24	2011.7
K_{c1-2}	1.358	7.179	4.368	3.109
T_{i1-2}	177.72	782.56	1210.7	2860.9
K_{c2}	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004
T_{i2}	2.620	2.611	2.610	2.596
K_{c3}	0.0022	0.0022	0.0022	0.0024
T_{i3}	1.340	1.408	1.430	0.401

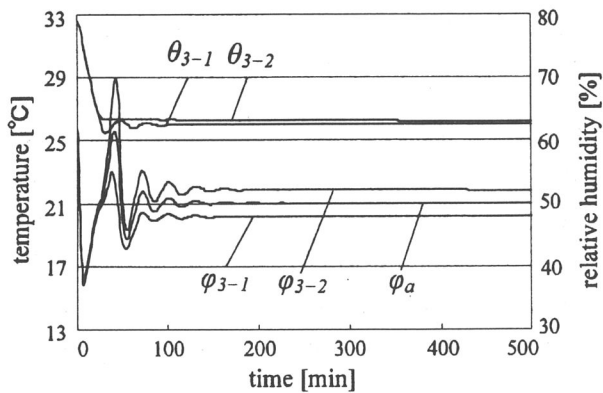
・操作量の重みを小さくしていくと ($A_3 = 0$ に近づいていく) 給気風量のコントローラで I 動作が無視でき、P 動作のみで制御されている。

・重み A_3 を 0.0001 から 0.005 にすると温度も湿度も振動的になり $A_3 = 0.005$ 以上になると目標値 26 °C に到達しない。つまり、評価関数において第 1 項の偏差の自乗積分値が働いてないことになる。

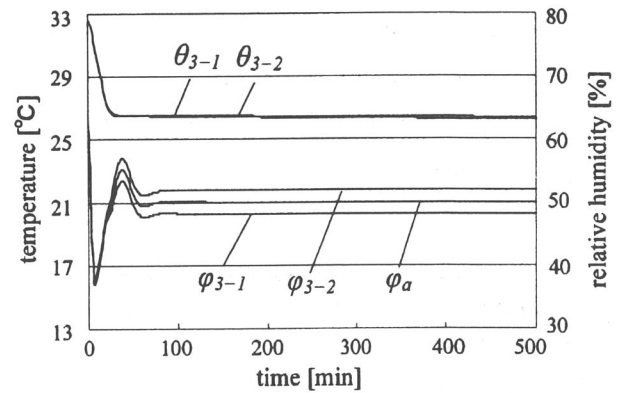
・給気風量のコントローラの積分時間 T_{i1-1} , T_{i1-2} が大きく変動し、加湿量のコントローラ、冷水コイルのコントローラのゲインに大きな変動は見られなかった。



重み I のとき



重みⅡのとき



重みⅣのとき

Fig. 7 Transient responses of closed-loop system (during start-up)

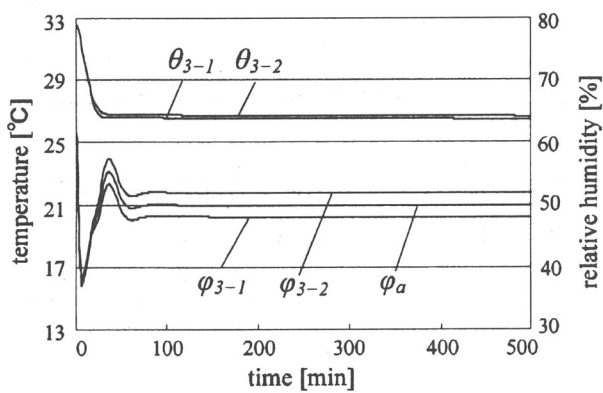
5.3 定常運転実験

定常運転時における最適化計算を行う。Zone1とZone2の温度・湿度が定常状態 (Table 1のIndoor condition)であるとき、目標値をTable 5に示す設定値として、PI制御を適用し、シミュレーションする。

Table 4に示したPIゲインを初期推定値として、重みをTable 9に示すような重み、Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ、Ⅳに変化させ、最適化手法よりコントローラのゲインを算出した。求めたゲインの比較をTable 10に示す。また、Table 10におけるPIゲインを用いたシミュレーション結果をFig.8に示す。

Table 9 Summary of Design Specification

	Ⅰ	Ⅱ	Ⅲ	Ⅳ
A_1, A_2	1	1	1	1
A_3	0.0001	0.001	0.005	0.01
w_1	5	5	5	5
w_1	30	30	30	30

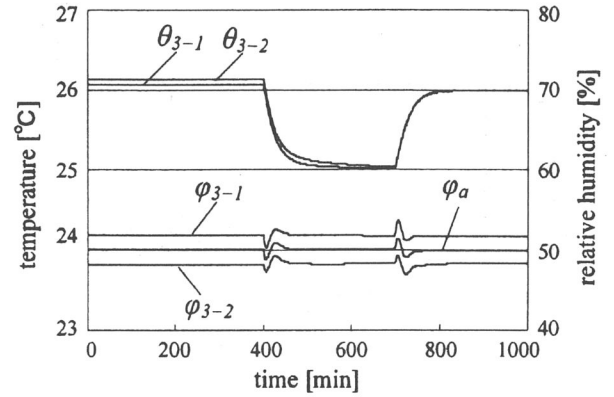


重みⅢのとき

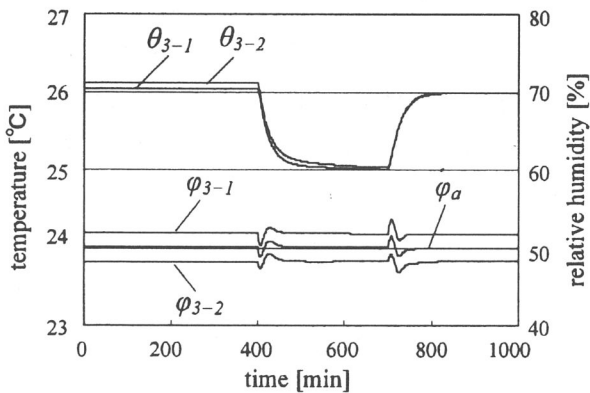
Table 10 Tuning parameters for PI controllers

	I	II	III	IV
K_{c1-1}	0.434	0.443	0.466	0.514
T_{i1-1}	111.58	110.00	103.72	66.93
K_{c1-2}	0.843	0.860	0.928	1.042
T_{i1-2}	134.68	132.86	123.50	54.17
K_{c2}	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004
T_{i2}	2.408	2.398	2.386	2.051
K_{c3}	0.0022	0.0022	0.0021	0.0021
T_{i3}	1.386	1.388	1.390	1.449

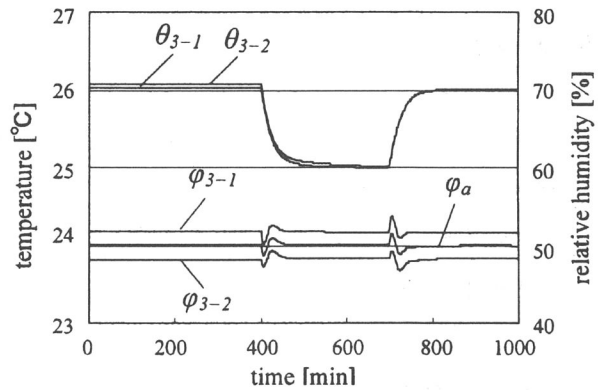
- ・操作量の重みを変えても最適値は不変であった。
- ・操作量の重み A_3 を大きくしていくと温度・湿度変化はオーバーシュートが出現した。
- ・操作量の重み A_3 の変化による給気風量の変化はほとんど見られなかった。
- ・定常運転もスタートアップと同様に大きく変動するのは給気風量の積分時間 T_{i1-2} , T_{i1-2} だけであった。



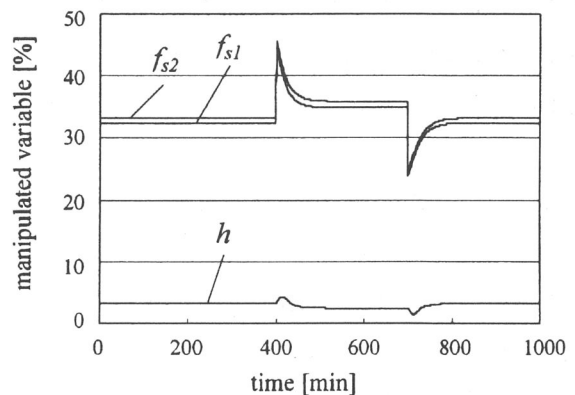
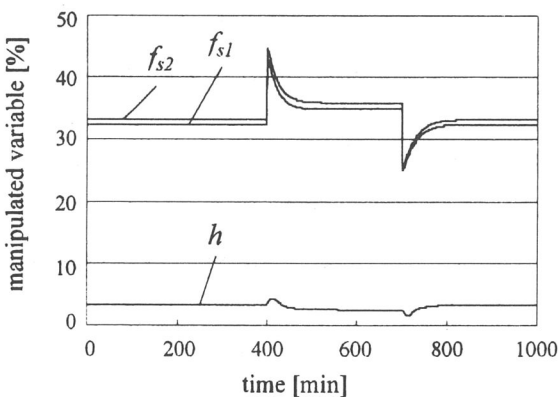
重みⅡのとき

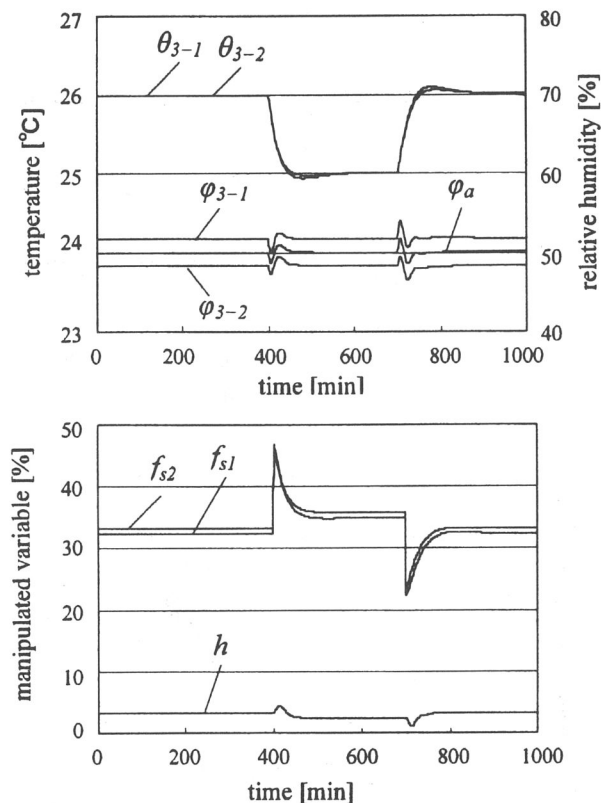


重みⅠのとき



重みⅢのとき





重みⅣのとき

Fig.8 Transient responses of close-loop system
(at steady state)

6. おわりに

本研究では、ビルのような複数の空間をもつ空調プラントに対してスタートアップ実験ならびに定常運転実験のシミュレーションを行った。

この研究において、つぎのような知見が得られた。

- ・ Zone1 と Zone2 の干渉はほとんどない。干渉顧慮するには熱源の容量などが問題となろう。干渉がなければ最適化問題は個別に解いてもよいし、現実に全体で最適化問題を解いても最適値に停止したままであった。

- ・ J_1 , J_2 , J_3 のみの評価関数で最適化手法を行うと非常に大きな給気風量のコントローラのゲインが算出された。これは I 動作が無視され、P 動作のみで制御されたためであろう。また、操作量の評価関数がないため消費エネルギーを無視して操作量を増やしているためであろう。

- ・ スタートアップ運転において、操作量の重みを大きくすると給気風量のコントローラの積分時間が急激に大きくなるのがはっきりとみてとれる。また、操作量の重み A_3 が 0.01 を超えたあたりで応答が振動的になり、目標値に到達させるのが困難になった。

- ・ 定常運転実験において、操作量の重み A_3 の変化による給気風量の変化はほとんど見られなかった。応答については操作量の評価関数を加えたことにより、確実に消費エネルギーが減少していることがわかる。

- ・ 最適化問題に寄与しているのは給気風量の積分時間だけであるといえる。これは評価値の中に確実に必要とされるエネルギーが含まれているため評価値のバランスがずれているのだろう。これを回避するために確実に必要となるエネルギーは評価関数から除くべきである。

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) - 空調された部屋の物理モデル -, 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) - 空調機と部屋とを考慮した物理モデル -, 小山工業高等専門学校研究紀要 第 30 号 (1998)
- 3) 横塚ほか：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 -, 小山工業高等専門学校研究紀要 第 30 号 (1998)
- 4) 星野ほか：プロセス制御系設計用 CAD ソフト (その 15) - 加湿器を分離した空調のための物理モデル -, 小山工業高等専門学校研究紀要 第 31 号 (1999)
- 5) 荒井ほか：プロセス制御系設計用 CAD ソフト (その 26) - 二つの空間をもつ空調システムの最適化制御 -, 小山工業高等専門学校研究紀要 第 33 号 (2001)

「受理年月日 2001 年 9 月 28 日」