

プロセス制御系設計用 CAD ソフト (その 30) —2つの空間をもつ空調システムの最適化制御 I—

黒須 茂・渡利 久規・鶴田 好孝・石川 岳史*

Shigeru KUROSU・Hisaki WATARI・Yoshitaka TSURUTA・Takeshi ISHIKAWA

Application of Optimization Technique to Control of Two Air-Conditioned Spaces

Abstract: For conventional heating, ventilating and conditioning control (HVAC) systems, a well-tuned PI controller has been considered adequate. It is, however, questionable whether the PI controller insures that the control system can be operated at the most efficient condition for energy consumption. In this paper, an optimization technique has been applied to a HVAC system, which consists of two air-conditioned rooms, an air-handling unit and PI controllers, by taking energy-savings into account. The dynamic models of the HVAC control system can be derived by applying physical laws to it. The simulation results suggest that the optimization technique enables an improvement of tracking property for a reference input in the transient state and also guarantees to make the control system consume the least energy.

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節し、室内温度・湿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(給気風量と加湿量と冷水流量)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。

昨年度までの研究報告より、いくつかの問題点を発見された。その改良点をまとめると、つぎのとおり。

[1]最適化問題の定式化に不具合があった。

- ・評価関数の終端時刻 1000 分を 100 分に短縮した。
- ・評価関数の換算係数 s_3 に誤りがあった。

[2]最適プログラムに不具合があった。

- ・Newton-Gauss 法という出典不祥のプログラムを、従来から使用してきた Fletcher-Reeves 法に変換した。
- ・パラメータの次数を縮小しても、最適化計算が可能となるように修正した。
- ・評価関数の微分係数を求めるさいに、パラメータの変分を修正可能にした。これによって最適化計算が停止してしまうことがなくなった。

[3]数学モデルにおけるパラメータをつぎのように修正した。

- ・空調機の熱容量
昨年度まで空調機の熱容量 C_a を $4.68[\text{kcal}/^\circ\text{C}]$ としていたが、以下のように修正した。

$$\begin{aligned} C_a &= c_p \times \rho_a \times V_a \\ &= 0.936[\text{kcal}/^\circ\text{C}] \end{aligned}$$

ここに、 c_p : 空気の定圧比熱($0.24[\text{kcal}/\text{kg}^\circ\text{C}]$),
 ρ_a : 空気の密度($1.3[\text{kg}/\text{m}^3]$), V_a : 空調機の体積($3.0[\text{m}^3]$)である。

- ・冷却コイルの熱容量

冷却コイルの体積 V_c を $0.01[\text{m}^3]$ と仮定し, 冷却コイルの熱容量 C_c を以下のように修正した.

$$C_c = c_w \times \rho_w \times V_c \\ = 9.982[\text{kcal}/^\circ\text{C}]$$

ここに,

c_w : 水の比熱($1.0[\text{kcal}/\text{kg}^\circ\text{C}]$)

ρ_w : 水の密度($998.2[\text{kg}/\text{m}^3]$)

V_c : 冷却コイルの体積($0.01[\text{m}^3]$)である.

・冷却コイルの表面積の修正

昨年度までは冷却コイルの表面積 S を $1.0[\text{m}^2]$ と定義していたが, 冷却コイルの直径 d を $0.03[\text{m}]$ とし, 冷却コイルの体積を $0.01[\text{m}^3]$ としたので, 冷却コイルの表面積を以下のように修正した.

$$S = \pi \times d \times l = \pi \times 0.03 \times 14.147 \\ = 1.33[\text{m}^2]$$

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 VAV システムとし, つぎのような条件を仮定する.

- ・ 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 の給気風量間の干渉による影響を考える.
- ・ Zone1 に 1 人, Zone2 に 2 人の熱負荷がある.
- ・ 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, Zone1 と Zone2 の湿度の平均値を室内湿度(制御量)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 $f_{s1} \cdot f_{s2}$, 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.

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

$0 \leq h \leq 0.26[\text{kg}/\text{min}], 0 \leq f_c \leq 24 \times 10^{-3}[\text{m}^3/\text{min}]$
ここに, 操作量は最大操作量で割って百分率[%]で表示している.

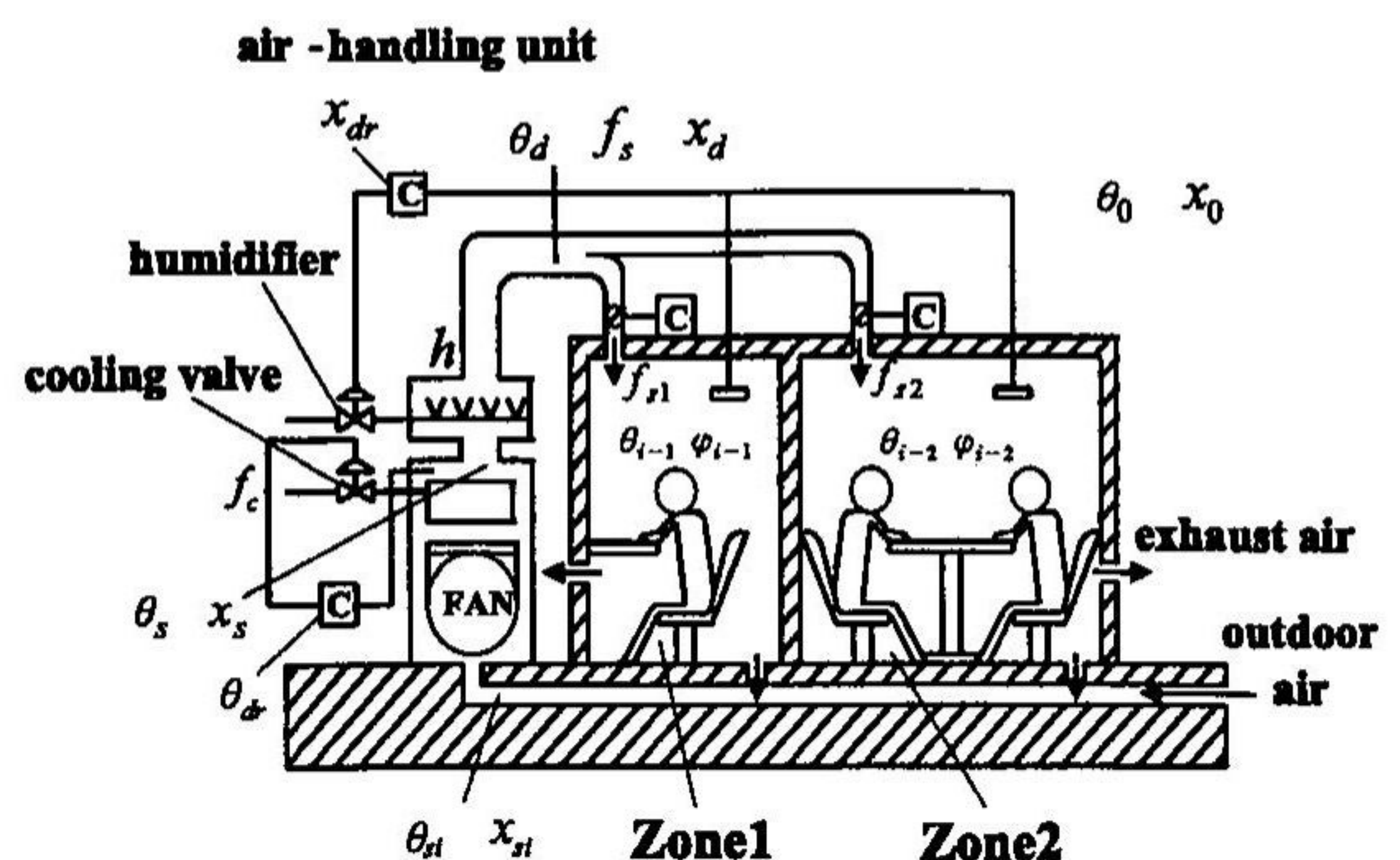


Fig.1 Space temperature and humidity control system involving VAV units

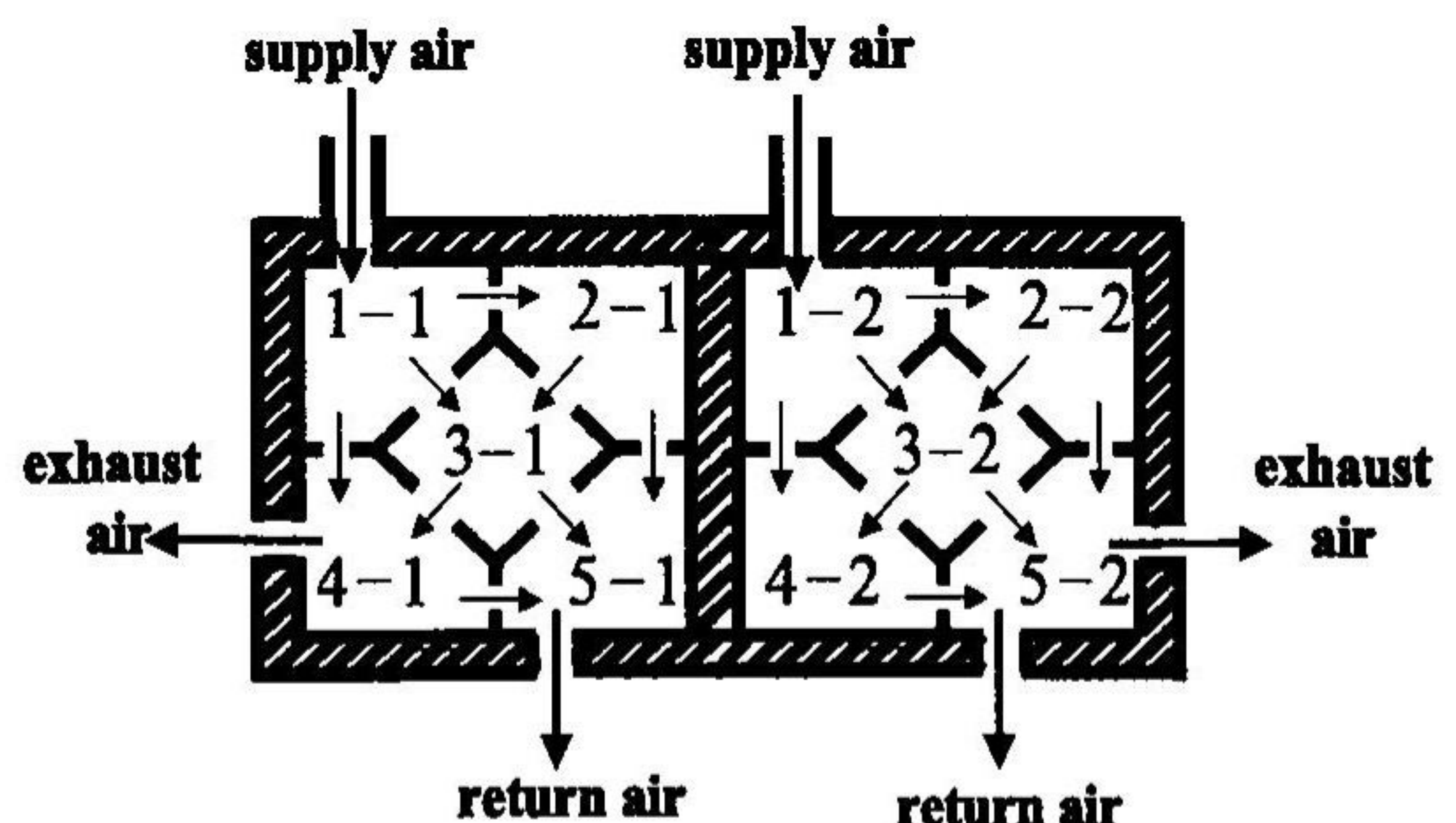


Fig.2 Zone model

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, とともに同じような動特性で表現できる. 以下に数学モデルを示す.

・室内の熱収支, 物資収支

Zone1

領域 1 :

$$C_{1-1}\dot{\theta}_{1-1} = w_{s1}\theta_{in} - w_{s1}\theta_{1-1} + \alpha_{1-1}(\theta_{w1-1} - \theta_{1-1}) \quad (1)$$

領域 2 :

$$C_{2-1}\dot{\theta}_{2-1} = \frac{w_{s1}}{3}\theta_{2-1} - \frac{w_{s1}}{3}\theta_{2-1} + \alpha_{2-1}(\theta_{w2-1} - \theta_{2-1}) \quad (2)$$

領域 3 :

$$C_{3-1}\dot{\theta}_{3-1} = \frac{w_{s1}}{3}\theta_{1-1} + \frac{w_{s1}}{6}\theta_{2-1} - \frac{w_{s1}}{2}\theta_{3-1} \\ + \alpha_{3-1}(\theta_{w3-1} - \theta_{3-1}) + q + rp \quad (3)$$

$$\text{領域 4 : } C_{4-1}\dot{\theta}_{4-1} = \frac{w_{s1}}{3}\theta_{1-1} + \frac{w_{s1}}{4}\theta_{3-1}$$

$$- \frac{7w_{s1}}{12}\theta_{4-1} + \alpha_{4-1}(\theta_{w4-1} - \theta_{4-1}) \quad (4)$$

領域 5 :

$$C_{5-1}\dot{\theta}_{5-1} = \frac{w_{s1}}{6}\theta_{3-1} + \frac{w_{s1}}{4}\theta_{3-1} + \frac{7w_{s1}}{12}\theta_{5-1} - w_{s1}\theta_{5-1} + \alpha_{5-1}(\theta_{w5-1} - \theta_{5-1}) \quad (5)$$

Zone2

領域 1 :

$$C_{1-2}\dot{\theta}_{1-2} = w_{s2}\theta_{in} - w_{s2}\theta_{1-2} + \alpha_{1-2}(\theta_{w1-2} - \theta_{1-2}) \quad (6)$$

領域 2 :

$$C_{2-2}\dot{\theta}_{2-2} = \frac{w_{s2}}{3}\theta_{1-2} - \frac{w_{s2}}{3}\theta_{2-2} + \alpha_{2-2}(\theta_{w2-2} - \theta_{2-2}) \quad (7)$$

領域 3 :

$$C_{3-2}\dot{\theta}_{3-2} = \frac{w_{s2}}{3}\theta_{1-2} + \frac{w_{s2}}{6}\theta_{2-2} - \frac{w_{s2}}{2}\theta_{3-2} + \alpha_{3-2}(\theta_{w3-2} - \theta_{3-2}) + 2q + 2rp \quad (8)$$

領域 4 :

$$C_{4-2}\dot{\theta}_{4-2} = \frac{w_{s2}}{3}\theta_{1-2} + \frac{w_{s2}}{4}\theta_{3-2} - \frac{7w_{s2}}{12}\theta_{4-2} + \alpha_{4-2}(\theta_{w4-2} - \theta_{4-2}) \quad (9)$$

領域 5 :

$$C_{5-2}\dot{\theta}_{5-2} = \frac{w_{s2}}{6}\theta_{2-2} + \frac{w_{s2}}{4}\theta_{3-2} + \frac{7w_{s2}}{12}\theta_{5-2} - w_{s2}\theta_{5-2} + \alpha_{5-2}(\theta_{w5-2} - \theta_{5-2}) \quad (10)$$

・ 外気に面した壁の熱収支

Zone1

領域 1 :

$$C_{w1-1}\dot{\theta}_{w1-1} = \alpha_{1-1}(\theta_{1-1} - \theta_{w1-1}) + \beta_{1-1}(\theta_0 - \theta_{w1-1}) \quad (11)$$

領域 2 :

$$C_{w2-1}\dot{\theta}_{w2-1} = \alpha_{2-1}(\theta_{2-1} - \theta_{w2-1}) + \beta_{2-1}(\theta_0 - \theta_{w2-1}) \quad (12)$$

領域 3 :

$$C_{w3-1}\dot{\theta}_{w3-1} = \alpha_{3-1}(\theta_{3-1} - \theta_{w3-1}) + \beta_{3-1}(\theta_0 - \theta_{w3-1}) \quad (13)$$

領域 4 :

$$C_{w4-1}\dot{\theta}_{w4-1} = \alpha_{4-1}(\theta_{4-1} - \theta_{w4-1}) + \beta_{4-1}(\theta_0 - \theta_{w4-1}) \quad (14)$$

領域 5 :

$$C_{w5-1}\dot{\theta}_{w5-1} = \alpha_{5-1}(\theta_{5-1} - \theta_{w5-1}) + \beta_{5-1}(\theta_0 - \theta_{w5-1}) \quad (15)$$

Zone2

領域 1 :

$$C_{w1-2}\dot{\theta}_{w1-2} = \alpha_{1-2}(\theta_{1-2} - \theta_{w1-2}) + \beta_{1-2}(\theta_0 - \theta_{w1-2}) \quad (16)$$

領域 2 :

$$C_{w2-2}\dot{\theta}_{w2-2} = \alpha_{2-2}(\theta_{2-2} - \theta_{w2-2}) + \beta_{2-2}(\theta_0 - \theta_{w2-2}) \quad (17)$$

領域 3 :

$$C_{w3-2}\dot{\theta}_{w3-2} = \alpha_{3-2}(\theta_{3-2} - \theta_{w3-2}) + \beta_{3-2}(\theta_0 - \theta_{w3-2}) \quad (18)$$

領域 4 :

$$C_{w4-2}\dot{\theta}_{w4-2} = \alpha_{4-2}(\theta_{4-2} - \theta_{w4-2}) + \beta_{4-2}(\theta_0 - \theta_{w4-2}) \quad (19)$$

領域 5 :

$$C_{w5-2}\dot{\theta}_{w5-2} = \alpha_{5-2}(\theta_{5-2} - \theta_{w5-2}) + \beta_{5-2}(\theta_0 - \theta_{w5-2}) \quad (20)$$

・ 互いに面した壁の熱収支(領域 3)

領域 1 :

$$C_{w1}\dot{\theta}'_{w1} = \delta_1(\theta_{1-1} - \theta'_{w1}) + \delta_1(\theta_{1-2} - \theta'_{w1}) \quad (21)$$

領域 2 :

$$C_{w2}\dot{\theta}'_{w2} = \delta_2(\theta_{2-1} - \theta'_{w2}) + \delta_2(\theta_{2-2} - \theta'_{w2}) \quad (22)$$

領域 3 :

$$C_{w3}\dot{\theta}'_{w3} = \delta_3(\theta_{3-1} - \theta'_{w3}) + \delta_3(\theta_{3-2} - \theta'_{w3}) \quad (23)$$

領域 4 :

$$C_{w4}\dot{\theta}'_{w4} = \delta_4(\theta_{4-1} - \theta'_{w4}) + \delta_4(\theta_{4-2} - \theta'_{w4}) \quad (24)$$

領域 5 :

$$C_{w5}\dot{\theta}'_{w5} = \delta_5(\theta_{5-1} - \theta'_{w5}) + \delta_5(\theta_{5-2} - \theta'_{w5}) \quad (25)$$

・ 空調機まわりの熱収支, 物質収支

$$w_s\theta_{si} = w_0\theta_0 + 0.75w_{s1}\theta_{r1} + 0.75w_{s2}\theta_{r2} \quad (26)$$

$$f_s x_{si} = f_0 x_0 + f_{r1} x_{r1} + f_{r2} x_{r2} \quad (27)$$

・ 空調機の熱収支, 物質収支

$$C_a\dot{\theta}_s = w_s(\theta_{si} - \theta_s) + \alpha_a(\theta_0 - \theta_s) - K_a S \Delta\theta_m \quad (28)$$

$$x_s = x_{si} \quad (29)$$

・加湿器の熱収支, 物質収支

$$\theta_d = \frac{1}{w_s + \alpha_d} (w_s \theta_s + \alpha_d \theta_0) \quad (30)$$

$$x_d = x_s + \frac{h}{f_s \rho_a} \quad (31)$$

・冷水コイルの熱収支

$$C_c \dot{\theta}_{wr} = f_c c_w \rho_w (\theta_{win} - \theta_{wr}) + K_d S \Delta \theta_m \quad (32)$$

ここに, 対数平均温度差はつぎのように定義する.

$$\Delta \theta_m = \frac{(\theta_{si} - \theta_{wr}) - (\theta_s - \theta_{win})}{\log \frac{(\theta_{si} - \theta_{wr})}{(\theta_s - \theta_{win})}} \quad (33)$$

ただし, $(\theta_{si} - \theta_{wr}) / (\theta_s - \theta_{win})$ が 2.5 以下の場合には計算の効率化のために, (34) 式より近似値を求め, つぎの近似値を使う.

$$\Delta \theta_m = \frac{(\theta_{si} - \theta_{wr}) - (\theta_s - \theta_{win})}{2} \quad (34)$$

ここに, i は各領域の番号, z は Zone1 か Zone2 を表す.

使用される記号はつぎのとおり.

物理定数:

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])

諸定数:

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_c : 冷水コイルの熱容量[kcal/°C]

α_{i-z} : 壁から部屋に通過できる単位熱量
[kcal/min°C]

β_{i-z} : 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]

α_a : 外気から空調機に通過できる単位熱量

[kcal/min°C]

α_d : 外気から加湿器に通過できる単位熱量

[kcal/min°C]

$q(t)$: 1 人が発生させる顕熱(1.5[kcal/min])

$p(t)$: 1 人が発生させる水蒸気量

(0.00133[kg/min])

S : 冷水コイルの表面積(1.33[m²])

θ_0 : 外気温度[°C]

x_0 : 外気の絶対湿度[kg/kg(DA)]

φ_0 : 外気の相対湿度[kg/kg(DA)]

θ_{win} : 冷水の入り口温度(4.0[°C])

K_d : 冷水コイルの熱貫流率(6.149[kcal/m² min°C])

変数:

θ_{i-z} : 各領域の室内温度[°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} : 循環気流の温度[°C]

θ_{si} : 空調機の入り口温度[°C]

θ_{wr} : 冷水の出口温度[°C]

$\Delta \theta_m$: 冷却コイルの対数平均温度差[°C]

x_{iz} : 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} : 循環気流の絶対湿度[kg/kg(DA)]

x_{si} : 空調機入り口の絶対湿度[kg/kg(DA)]

φ_{i-z} : 各領域の相対湿度[%]

f_s : 空調機からの給気風量[m³/min]

f_{sz} : 各 Zone への給気風量[m³/min]

h : 加湿器の水蒸気発生量[kg/min]

f_c : 冷水流量[m³/min]

f_0 : 外気流入量[m³/min]

f_{rz} : 循環気量[m³/min]

w_s : $f_s \times c_p \times \rho_a$ [kcal/min°C]

w_{sz} : $f_{sz} \times c_p \times \rho_a$ [kcal/min°C]

$$w_{s0} : f_0 \times c_p \times \rho_a [\text{kcal/min}^\circ\text{C}]$$

2.3 設計仕様

本研究で用いた外気条件及び各制御系の設定値を Table 1 に示す. また, 各 Zone, 加湿器, 空調機の初期条件は外気の設定条件(スタートアップ時)と同一とする.

Table 1 Design Specifications

	Temperature	Humidity
Outdoor	$\theta_0 = 32.5[^\circ\text{C}]$	$\varphi_0 = 62[\%]$
Indoor conditions	$\theta_{r-1} = 25 \sim 26[^\circ\text{C}]$	$\varphi_r = 50[\%]$
	$\theta_{r-2} = 25 \sim 26[^\circ\text{C}]$	
Supply conditions of air handling	$\theta_{rs} = 10[^\circ\text{C}]$	$(\varphi_{rs} = 100 [\%])$
Supply conditions of humidity	$(\theta_{rd} = 17[^\circ\text{C}])$	$(\varphi_{rd} = 70 \sim 100 [\%])$

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(中央部)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値が大きく変化する. そのため Table 2 で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.

$$\frac{\Theta_{3-1}(s)}{F_{s1}(s)} = -\frac{6.5}{1+110s} \cdot e^{-6.6s} \quad (35)$$

$$\frac{\Theta_{3-2}(s)}{F_{s2}(s)} = -\frac{4.4}{1+128s} \cdot e^{-7.7s} \quad (36)$$

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.

$$\frac{X_3(s)}{H(s)} = 0.095 \quad (37)$$

空調機の伝達関数の特性については, つぎのとおり.

$$\frac{\Theta_s(s)}{F_c(s)} = -\frac{1040}{1+1.33s} \cdot e^{-0.22s} \quad (38)$$

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

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

また Fig.3 に操作量 (給気風量) $f_{s1} \cdot f_{s2}$ によるプラントの特性値 K_p, T_p, L_p の変化の様子を示す.

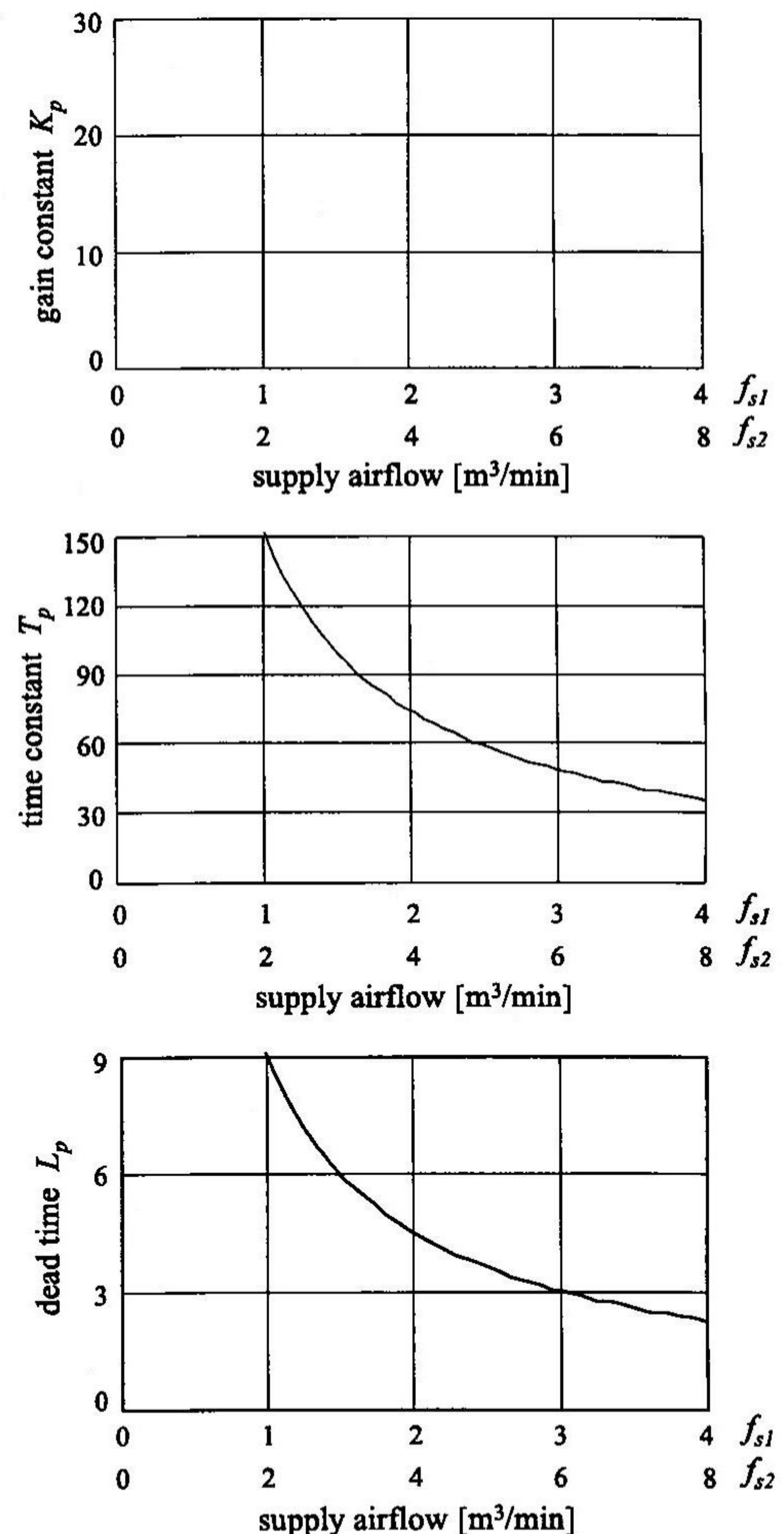


Fig.3 K_p, T_p and L_p versus f_{s1} and f_{s2}

F_{s1}, F_{s2} から $\Theta_{3-1}, \Theta_{3-2}$ への干渉項の伝達関数を求めると, つぎのようになる.

$$\frac{\Theta_{3-2}(s)}{F_{s1}(s)} = -\frac{0.078}{1+157s} \cdot e^{-7.5s} \quad (39)$$

$$\frac{\Theta_{3-1}(s)}{F_{s2}(s)} = -\frac{0.201}{1+140s} \cdot e^{-5.0s} \quad (40)$$

これより干渉による影響は顕著ではないが存在する。

2.5 制御方式

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，コントローラの制御方式にはPI制御を使用した。そして，以下に制御則を示す。

$$f_{s1} = K_{c1-1} \left\{ (\theta_{3-1} - \theta_{r-1}) + \frac{1}{T_{i1-1}} \int_0^t (\theta_{3-1} - \theta_{r-1}) dt \right\} \quad (41)$$

$$f_{s2} = K_{c1-2} \left\{ (\theta_{3-2} - \theta_{r-2}) + \frac{1}{T_{i1-2}} \int_0^t (\theta_{3-2} - \theta_{r-2}) dt \right\} \quad (42)$$

$$h = K_{c2} \left\{ (\varphi_r - \varphi_a) + \frac{1}{T_{i2}} \int_0^t (\varphi_r - \varphi_a) dt \right\} \quad (43)$$

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

$$f_c = K_{c3} \left\{ (\theta_s - \theta_{rs}) + \frac{1}{T_{i3}} \int_0^t (\theta_s - \theta_{rs}) dt \right\} \quad (44)$$

3. 最適化手法

3.1 評価関数の改良

最適化手法では，以下の評価関数を定義し，これらの重みつき評価関数の和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

$$J_1 = \int_0^{100} \left(\frac{\theta_{3-1} - \theta_{r-1}}{\theta_{r-1}} \right)^2 dt \quad (45)$$

・Zone2の温度の偏差の自乗積分値

$$J_2 = \int_0^{100} \left(\frac{\theta_{3-2} - \theta_{r-2}}{\theta_{r-2}} \right)^2 dt \quad (46)$$

・Zone1と2の湿度の偏差の自乗積分値

$$J_3 = \int_0^{100} \left\{ \left(\frac{\varphi_{3-1} - \varphi_r}{\varphi_r} \right)^2 + \left(\frac{\varphi_{3-2} - \varphi_r}{\varphi_r} \right)^2 \right\} dt \quad (47)$$

・冷水コイルの交換熱量 [kJ]

$$J_4 = s_1 \int_0^{100} (f_c - f_{c0}) c_w \rho_w (\theta_{wr} - \theta_{win}) dt \quad (48)$$

・加湿器の仕事量 [kJ]

$$J_5 = s_2 \int_0^{100} (h(t) - h_0) dt \quad (49)$$

・給気風量の仕事量 [kJ]

$$J_6 = s_3 \int_0^{100} (f_s(t) - f_{s0}) dt \quad (50)$$

・冷水コイルの交換熱量 [kJ]

$$J'_4 = s_1 \int_0^{100} f_{c \max} \left(\frac{f_c - f_{c0}}{f_{c \max}} \right)^2 c_w \rho_w (\theta_{wr} - \theta_{win}) dt \quad (51)$$

・加湿器の仕事量 [kJ]

$$J'_5 = s_2 \int_0^{100} h_{\max} \left(\frac{h(t) - h_0}{h_{\max}} \right)^2 dt \quad (52)$$

・給気風量の仕事量 [kJ]

$$J'_6 = s_3 \int_0^{100} f_{s \max} \left(\frac{f_s(t) - f_{s0}}{f_{s \max}} \right)^2 dt \quad (53)$$

ここに， f_{c0} ， h_0 ， f_{s0} は設定値に対応した手動リセット量であり s_1 ， s_2 ， s_3 は仕事量[kJ]に変換する換算係数である。(付録参照)

総合の評価関数はつぎのように書ける。

$$J = A_1(J_1 + J_2) + A_2 J_3 + A_3(J'_4 + w_1 J'_5 + w_2 J'_6) \quad (54)$$

このように評価関数を真の仕事量 J_4 ， J_5 ， J_6 を自乗値をとって J'_4 ， J'_5 ， J'_6 に改良することによってはじめて最適化計算が効率よく実行される。最適化計算結果については J'_4 ， J'_5 ， J'_6 と真の仕事量という意味で J_4 ， J_5 ， J_6 も併記している。

3.2 最適化計算の効率化

最適化計算については，収束性を速めるためにFig.4に示す3段階の操作を繰り返し行う。比例ゲインのみを最適化するときには積分ゲイ

ンを固定し、コントローラ単独で最適化するとき、4つのコントローラのうち最適化計算をする1つのコントローラ以外のパラメータは固定する。

最適化計算はそれぞれの段階を最低1回おこない、比例・積分ゲインを最適化する段階で評価関数の収束をみて終了する。

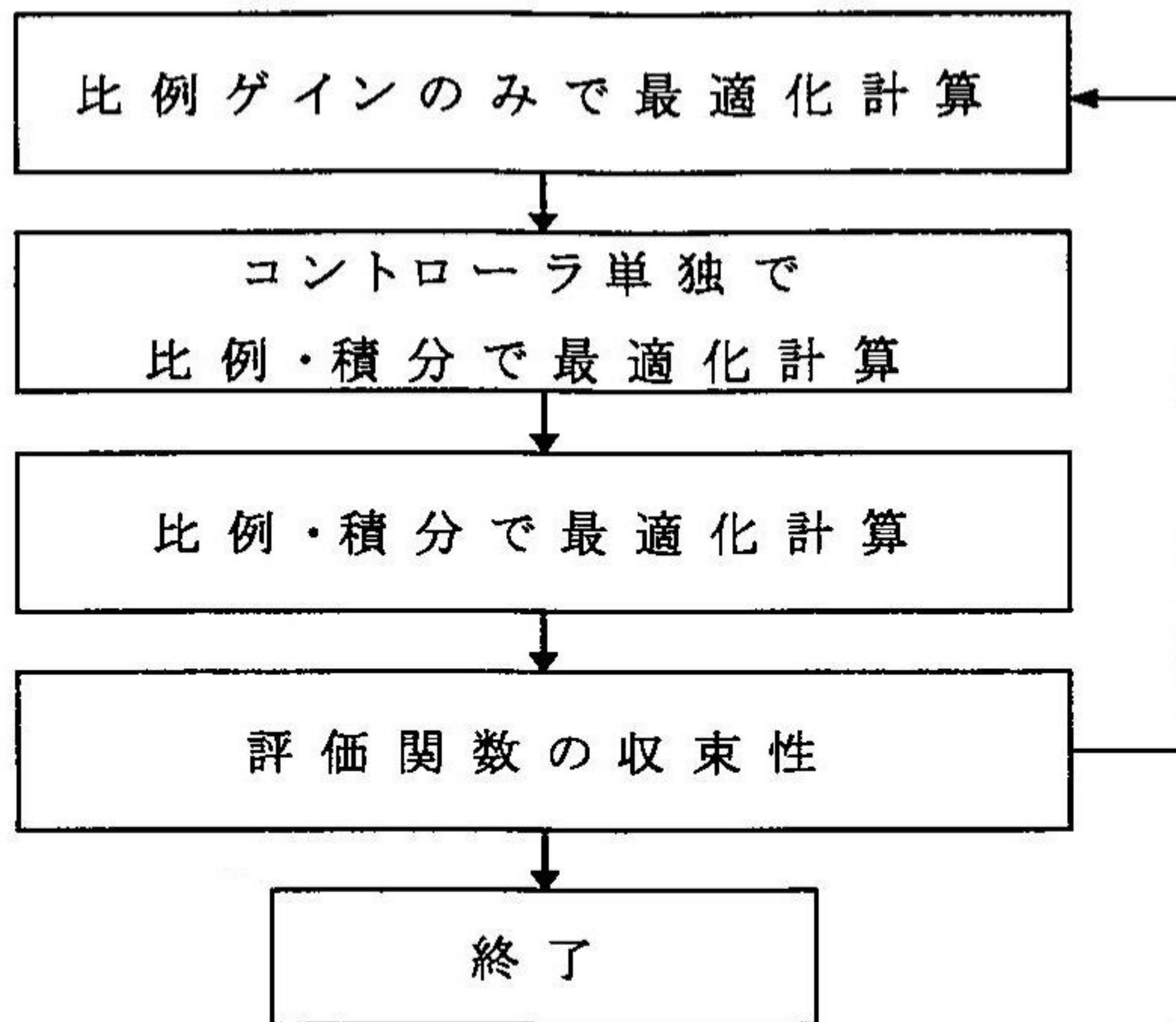


Fig.4 Flow-chart for optimization

4. 操作量を考慮しない場合

まず、(54) 式に示す全体の評価関数において、 $A_1 = A_2 = 1, A_3 = 0$ として誤差の自乗積分値 (ISE) について最適化計算を実施する。

4.1 スタートアップ運転

ビルの空調において、朝の空調のスタートアップ運転の最適化計算を実施した。外気条件から設定値 (26℃, 50%) まで過渡応答に対するコントローラのゲインを算出した。そのさいに初期推定値は 2.4 で求めた伝達関数より部分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パラメータ (PMM) と、限界感度法から求めたパラメータ (USM) の2つを採用した。そして、求めた PI ゲインを Table 3 に、評価関数の値を Table 4 に、求めた PI ゲインを用いたときの制御量ならびに操作量のシミュレーション結果を Fig.5 に示す。Fig.5 において OPT は最適化計算結果を用いたときの応答を示している。

Table 3 PI gains optimized

(1) Partial Model Matching Method (PMM)

	初期推定値	最適値
K_{c1-1}	0.96	3.981
T_{i1-1}	110	13.36
K_{c1-2}	1.41	6.016
T_{i1-2}	128	21.64
K_{c2}	0.0004	0.0011
T_{i2}	2.62	0.196
K_{c3}	0.0022	0.0006
T_{i3}	1.34	8.49

(2) Ultimate Sensitivity Method (USM)

	初期推定値	最適値
K_{c1-1}	4.11	3.178
T_{i1-1}	25.13	11.25
K_{c1-2}	6.06	5.853
T_{i1-2}	29.92	14.48
K_{c2}	0.0004	0.0010
T_{i2}	0.828	0.071
K_{c3}	0.00975	0.0006
T_{i3}	1.84	7.57

Table 4 Performance indices

	PMM	USM	OPT
J	204.50	191.26	90.75
J_1	39.33	33.30	42.49
J_2	47.91	33.10	42.08
J_3	29303.70	29832.77	28976.46
J_4	3950.72	5656.06	7938.73
J_5	145.22	159.44	173.31
J_6	56150.4	88257.6	86262.0
J'_4	118481.3	785535.6	863519.7
J'_5	17139.9	5867.6	187326.8
J'_6	4679.2	7354.8	7188.5

・ Table 3, Table 4 を見ると、冷水流量の積分時間を除いては積分時間を小さくしている。その結果、湿度の評価関数は初期値に比べて極端に小さくなっている。これは、湿度は温度に影響をうけるので、湿度の評価関数を小さくするために温度の速応性を犠牲にしているためであろう。

・ Table 3 では USM, PMM それぞれの初期値に対して最適値が異なっているが、応答にはほとんど差異がみられないので、Fig.5 には PMM の最適値でのシミュレーション結果を OPT として載せてある。

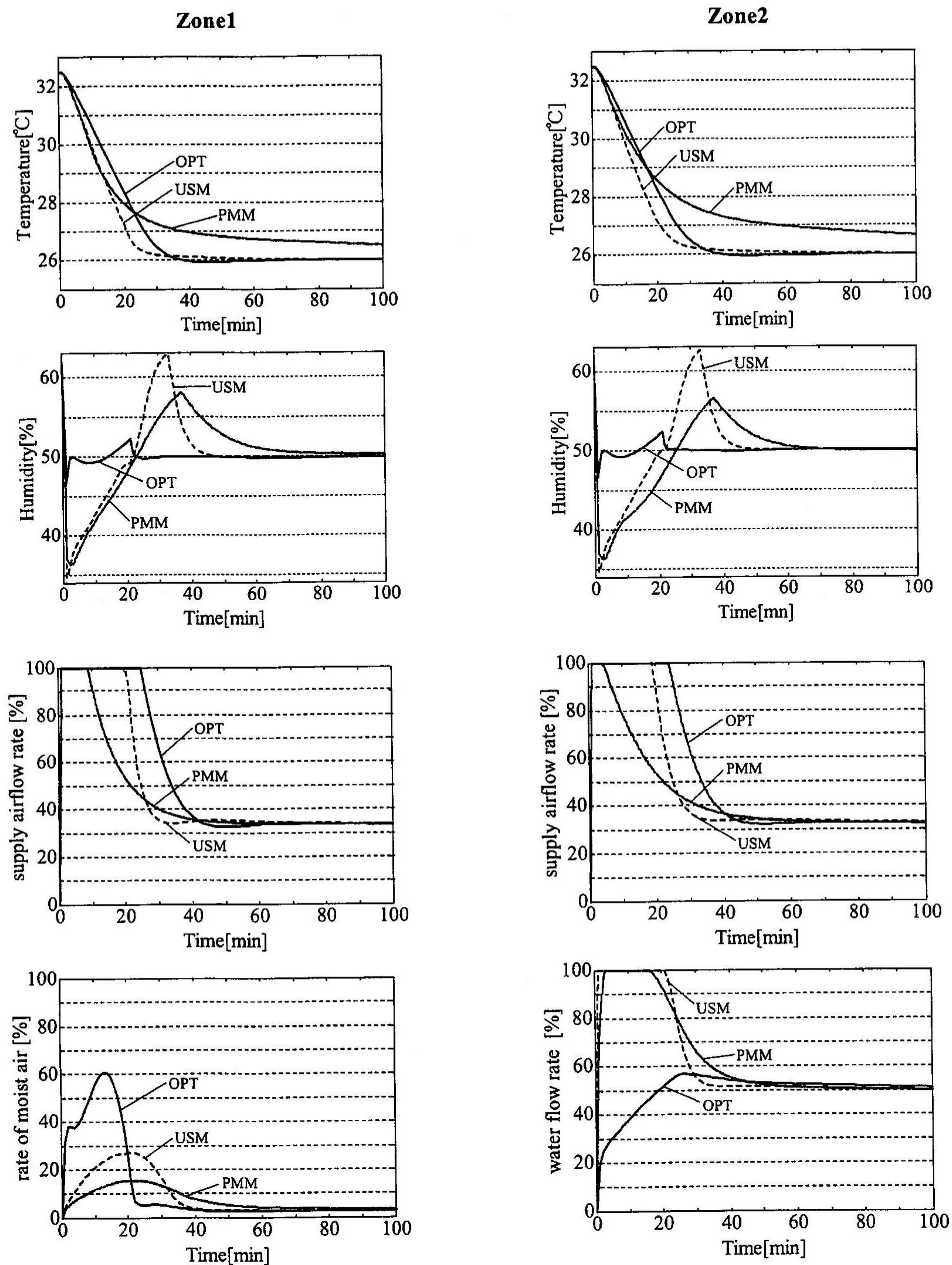


Fig.5 Transient response

・ **Fig.5** をみると、ISE を最小化させた場合によく見られる振動性がまったく見られない。
 ・ Zone1 と Zone2 における給気風量はまったく同じパターンを示し、温度、ならびに湿度のステッ

プ応答に差異がない。

・ 最適値では湿度の応答は目標値 50% のまわりで変動はない。

・ Zone1 と Zone2 の比例ゲインは、容量が 2 倍の

Zone2の方がおよそ2倍になっている。

・温度の応答については、Zone1, Zone2ともに初期値に用いたPMMの応答以外は、あまり差がみられない。しかし、湿度の応答についてはそれぞれの初期値に対する応答と、最適値に対する応答との差が顕著にみられる。

4.2 定常運転

室内を冷房している際に、設定温度を変えることを想定しTable 5に示す設定条件で定常運転の最適化を実施した。温度についてはZone1とZone2で、それぞれ設定条件をかえている。湿度については常に50%に設定してある。Table 5に示す設定条件で、それぞれ最適化計算を行った結果をTable 6に示す。Table 6を見ると、空調機の積分動作がスタートアップの最適化計算の結果に比べ、すべての設定条件において極端に強くなっているのが特徴的である。また、部屋の設定温度を上げるときは、各Zoneのコントローラゲインを小さくする結果となっているのがわかる。今回定常運転における最適化計算を実施する際、(54)式における重みを $A_1 = 20.0, A_2 = 1.0$ としてある。以下、評価関数 J については重みつき和を載せてある。

Table 5 Setpoint Values

	I	II	III	IV
θ_{r1}	26	25	25	26
θ_{r2}	26	26	25	25
$\varphi_{r1} = \varphi_{r2}$	50%			

Table 6 PI gains optimized

	I → II	II → III	III → IV	IV → I
K_{c1-1}	5.287	5.287	0.743	0.743
T_{i1-1}	149.24	149.24	73.85	73.85
K_{c1-2}	6.016	13.641	13.641	1.395
T_{i1-2}	21.64	64.62	64.62	73.95
K_{c2}	0.000569	0.000777	0.000462	0.000235
T_{i2}	0.828	0.024	0.014	0.012
K_{c3}	0.048366	0.072058	0.004099	0.016677
T_{i3}	0.11	0.11	0.14	0.11

① I → II

スタートアップ運転において終端時刻でZone1, Zone2ともに温度26℃, 湿度50%になったと仮定し、その状態から設定条件をTable 5に示すIIのようにして最適化計算を実施した。

PMM, USM, OPTのパラメータに対する、それぞれの評価関数をTable 7に示す。また、それぞれのパラメータでのシミュレーションを行った結果をFig.6に示す。

Table 7 Performance indices

	PMM	USM	OPT
J	17.44	151.04	7.06
J_1	0.686	0.126	0.118
J_2	0.00627	0.000237	0.000168
J_3	3.60	148.52	4.69
J_4	215.79	134.46	100.68
J_5	-149.78	-250.56	-252.22
J_6	5.27	4.75	4.58
J'_4	782461.2	781231.1	782062.6
J'_5	2326.3	5701.4	2126.7
J'_6	2330.4	2324.6	2318.5

・Table 7を見ると、設定条件を変えていないZone2の温度の評価関数もPMM, USM, OPTで異なる。これは、Zone1の設定条件を変えたために、わずかながら干渉による影響を受けたためと思われる。また最適化計算の結果であるOPTの評価関数は、温度の評価関数についてはPMMに、湿度の評価関数についてはUSMにそれぞれ近い結果となった。真の仕事量として併記してある J_5 を見るとPMM, USM, OPTすべてがマイナスになっているが、これは J_4, J_5, J_6 ではスタートアップ運転での終端時刻での操作量を手動リセット量として引いてあるためである。

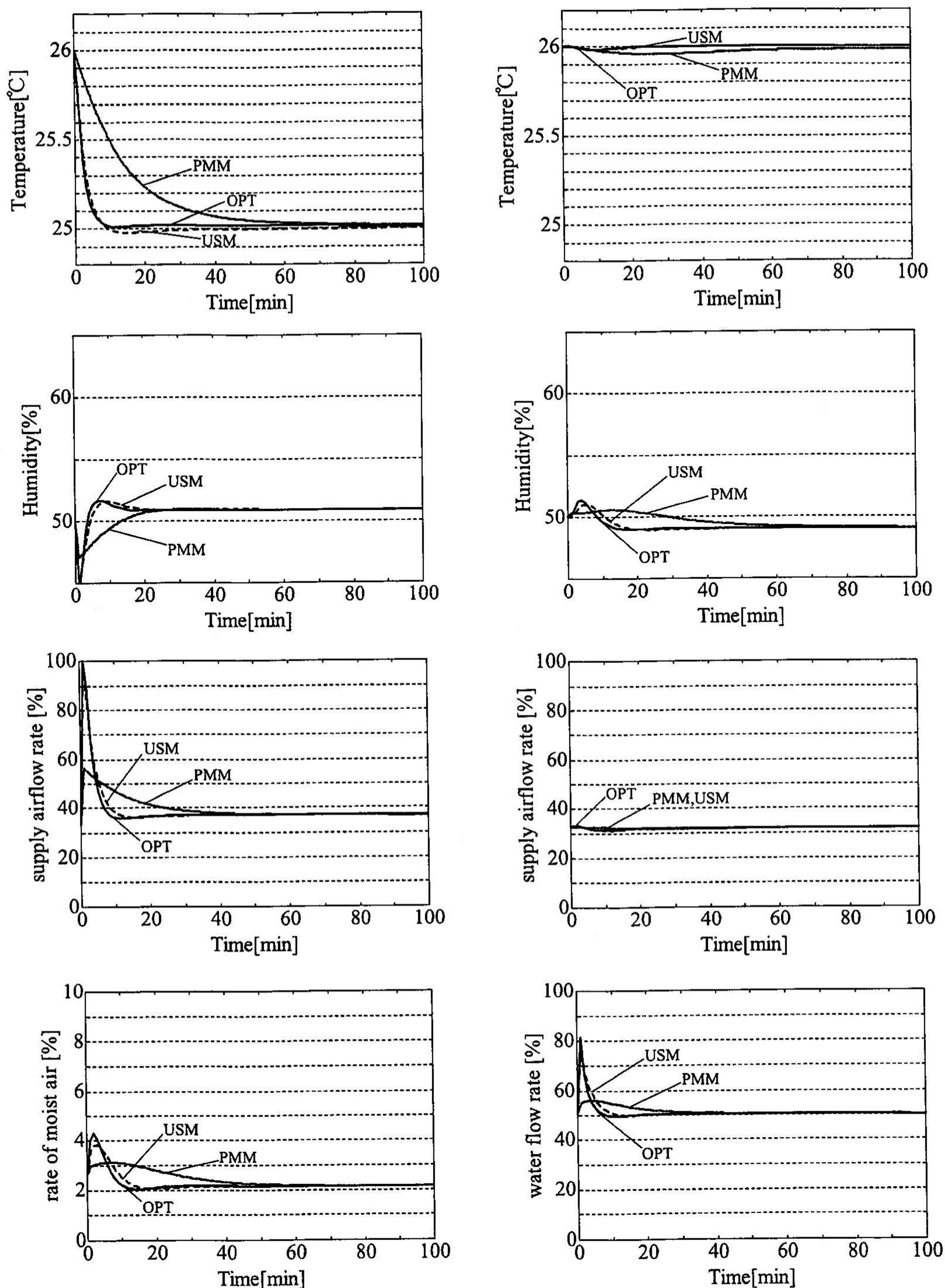


Fig.6 Transient response

Fig.6 をみると、設定条件を変えた Zone1 の給気風量は OPT では最大値になりいち早く定常状態になるような結果である。また、Zone1, Zone2 の設定温度が異なるために、両部屋の設定湿度は

ともに 50%であるが、湿度の評価関数は両部屋の平均湿度でみているので、50%を境にプラスとマイナスの偏差がのこる結果となった。

〔受理年月日 2002 年 9 月 30 日〕