

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—

西脇昭雄，黒須 茂，青柳洋平*，葛生克明**

CAD Software for Designing Process Control System —Physical Model of an Air-Conditioned Space for Control—

Akio NISHIWAKI, Shigeru KUROSU, Yohei AOYAGI*, Yoshiaki KUZUU**

1. はじめに

空調制御を考えると、プラントの動特性を把握することの必要性に対する認識は決して十分とは言えない現状がある。同一のシステムであっても、季節による外気条件の変動や、時間的に変化する日射負荷や内部発熱による負荷などの影響を受け、動特性は変化する。ましてや、システムが異なれば動特性も同じであるはずがなく、当然のことながら最適な制御パラメータ、例えばPID制御での比例帯や積分時間も特性に応じて与えなければならない。このような条件下で妥当な制御性能を実現するためにも、現実の対象システムの動特性を捉えるモデリングの重要性は高い¹⁾。

物理モデルへの取り組みは、熱源や配管、熱交換器に関する研究が多く散見されるが、部屋についての研究は、関連要素が多く、また内部負荷の偏在や移動、気流等も関係してくるため正確な記述が難しく、あまりに単純化された瞬間完全混合空間としての扱いしかなされていないのが実情である。空調では、空間の平衡状態のみならず給気温度に対する要求もあり、制御を考えると前記の捉え方は必ずしも十分とは言えない。

* 平成8年度機械工学科卒業生(現長岡技術科学大学)

** 平成7年度機械工学科卒業生(現東京農工大学)

筆者らは物理法則に基づくモデリングの方法を、主に部屋に注目して空調システムに適用し、低次元化したモデルを用いた検討から、ある建物の特性について制御の応答特性を調べた^{2~4)}。

本研究では、より実システムに近づけるため、空調機を含めた空調システムのエネルギー収支、物質収支より構築した物理モデルとして拡張し、シミュレーションをととして特性の検討をおこなった結果から、調整の指針をうることを狙っている。

2. 制御対象

対象とするシステムはFig.1に示すようなVAV (Variable Air Volume)システムを考える。制御対

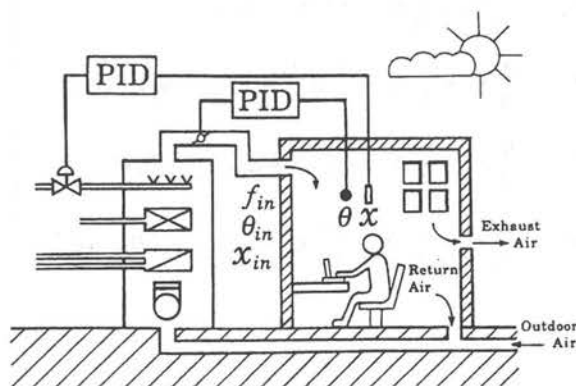


Fig. 1 Typical VAV system

象となる部屋は、分布を反映するため5つの領域に区切って考え(Fig.2), それぞれを瞬間完全混合空間として扱うこととする。この際、領域間の流れによる圧力変化, または逆流は考慮していない。

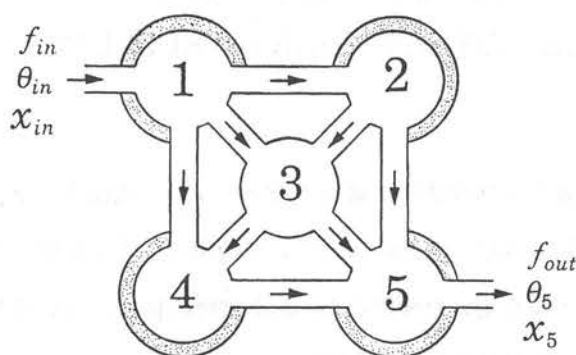


Fig. 2 Heat and mass flows within a room

3. 数学モデル

制御対象領域は, Fig.2の領域3が示す居住領域とする。以後はこの領域に注目して進める。ここで, 各領域についてつぎの微分方程式がなりたつ。

室内の熱収支

$$\left. \begin{aligned} C_1 \dot{\theta}_1 &= w\theta_s - w\theta_1 + \alpha_1(\theta_{w1} - \theta_1) \\ C_2 \dot{\theta}_2 &= \frac{w}{3}\theta_1 - \frac{w}{3}\theta_2 + \alpha_2(\theta_{w2} - \theta_2) \\ C_3 \dot{\theta}_3 &= \frac{w}{3}\theta_1 + \frac{w}{6}\theta_2 - \frac{w}{2}\theta_3 + \alpha_3(\theta_{w3} - \theta_3) + q(t) \\ C_4 \dot{\theta}_4 &= \frac{w}{3}\theta_1 + \frac{w}{4}\theta_3 - \frac{7w}{12}\theta_4 + \alpha_4(\theta_{w4} - \theta_4) \\ C_5 \dot{\theta}_5 &= \frac{w}{6}\theta_2 + \frac{w}{4}\theta_3 + \frac{7w}{12}\theta_4 - w\theta_5 + \alpha_5(\theta_{w5} - \theta_5) \end{aligned} \right\} \dots\dots(1)$$

壁の熱収支

$$\begin{aligned} C_{w1} \dot{\theta}_{w1} &= \alpha_1(\theta_1 - \theta_{w1}) + \beta_1(\theta_0 - \theta_{w1}) \\ C_{w2} \dot{\theta}_{w2} &= \alpha_2(\theta_2 - \theta_{w2}) + \beta_2(\theta_0 - \theta_{w2}) \\ C_{w3} \dot{\theta}_{w3} &= \alpha_3(\theta_3 - \theta_{w3}) + \beta_3(\theta_0 - \theta_{w3}) \\ C_{w4} \dot{\theta}_{w4} &= \alpha_4(\theta_4 - \theta_{w4}) + \beta_4(\theta_0 - \theta_{w4}) \\ C_{w5} \dot{\theta}_{w5} &= \alpha_5(\theta_5 - \theta_{w5}) + \beta_5(\theta_0 - \theta_{w5}) \end{aligned} \dots(2)$$

室内の物質(水分)収支

$$\begin{aligned} V_1 \dot{x}_1 &= f_s x_s - f_s x_1 \\ V_2 \dot{x}_2 &= \frac{f_s}{3} x_1 - \frac{f_s}{3} x_2 \\ V_3 \dot{x}_3 &= \frac{f_s}{3} x_1 + \frac{f_s}{6} x_2 - \frac{f_s}{2} x_3 + \frac{1}{\rho_a} p(t) \\ V_4 \dot{x}_4 &= \frac{f_s}{3} x_1 + \frac{f_s}{4} x_3 - \frac{7f_s}{12} x_4 \\ V_5 \dot{x}_5 &= \frac{f_s}{6} x_2 + \frac{f_s}{4} x_3 + \frac{7f_s}{12} x_4 - f_s x_5 \end{aligned} \dots(3)$$

空調機の熱収支

$$C_a \dot{\theta}_s = -f_c \rho_w c_w (T_o - T_i) + \alpha_a(\theta_0 - \theta_s) + f_s \rho_a c_a (\theta_{si} - \theta_s) \dots(4)$$

空調機の物質収支

$$V_a \dot{x}_s = f_s (x_{si} - x_s) + \frac{h}{\rho_a} (t) \dots(5)$$

空調機まわりの物質収支

$$f_s x_{si} = f_0 x_0 + f_r x_r \dots(6)$$

空調機まわりの熱収支

$$w_s \theta_{si} = w_0 \theta_0 + w_r \theta_r \dots(7)$$

ここに,

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 : 部屋の熱容量 [kcal/°C]

C_{wi} : 壁の熱容量 [kcal/°C]

C_a : 空調機の熱容量 [kcal/°C]

α_i : 壁から部屋に通過できる単位熱量

[kcal/min℃]

β_i : 外気から壁に通過できる単位熱量

[kcal/min℃]

$q(t)$: 発生顕熱(1.5 [kcal/min])

$rp(t)$: 発生潜熱(0.77 [kcal/min])

V_i : 各領域の体積 [m³]

V_a : 空調機の体積 [m³]

変数

θ_i : 室内温度 [℃]

θ_{wi} : 壁温度 [℃]

θ_s : 給気温度 [℃]

θ_{si} : 空調機の入口温度 [℃]

θ_o : 外気温度 [℃]

f_s : 吹出風量 [m³/min]

f_o : 外気流入量、排気量 [m³/min]

f_r : 循環気量 [m³/min]

f_c : 冷水流量 [m³/min]

w : 流量×熱容量 [kcal/min℃]

x_i : 各領域の絶対湿度 [kg/kg(DA)]

x_o : 外気絶対湿度 [kg/kg(DA)]

x_s : 給気絶対湿度 [kg/kg(DA)]

x_{si} : 空調機の入口絶対湿度 [kg/kg(DA)]

ϕ_i : 各領域の相対湿度 [%RH]

T_p, T_o : 冷水の入口、出口温度(12 [℃], 16 [℃])

h : 加湿器の水蒸気発生量 [kg/min]

物理モデルのための空調領域の大きさは、2 [m] × 2.5 [m] × 2.5 [m] であり、5つの領域の容積は全て等しく2.5 [m³] とした。内部の熱負荷と

して、領域3にヒト1人がいると考え、冷房の場合の物理モデルを構築する。使用したパラメータをTable 1にまとめる。

4. シミュレーション結果

4.1 初期条件

室内温度、室外湿度の初期値を外気と同一状態とする。

外気温度 $\theta_o = 25$ [℃] (ここでは一定)

外気湿度 $x_o = 0.012$ [kg/kg(DA)] (60 [%RH])

給気温度 $\theta_s^* = 13$ [℃]

4.2 近似された伝達関数

制御対象の伝達関数は3の部屋、1次系+むだ時間近似したものを用いる。

$$\frac{\Theta_3(s)}{F_s(s)} = \frac{3e^{-2s}}{1+36.1s} \quad \dots(8)$$

$$\frac{X_3(s)}{X_s(s)} = \frac{e^{-0.4s}}{1+2.5s} \quad \dots(9)$$

4.3 閉ループ系の過渡応答

部屋の中央にあたる領域3の温度、湿度に対して目標値($\theta_r = 19$ [℃], $\phi_r = 70$ [%RH])を与え、つぎの式で示されるPI動作により制御を行う。

$$f_s = k_{cl} \left\{ (\theta_3 - \theta_r) + \frac{1}{T_{il}} \int_0^t (\theta_3 - \theta_r) dt \right\} \quad \dots(10)$$

Table 1 Summary of significant parameters in the development of a room model

Zone i	Air-handling unit	1	2	3	4	5
C_i	1.56	1.56	1.56	21.56	21.56	21.56
C_{wi}	—	4.48	4.58	1.53	63.34	63.34
V_i	1.0	2.5				
α_i, β_i	0.78	0.04	0.06	0.01	0.21	0.21

$$h = k_{c2} \left\{ (\varphi_r - \varphi_3) + \frac{1}{T_{i2}} \int_0^t (\varphi_r - \varphi_3) dt \right\} \quad \dots(11)$$

$$f_c = k_{c3} \left\{ (\theta_s - \theta_s^*) + \frac{1}{T_{i3}} \int_0^t (\theta_s - \theta_s^*) dt \right\} \quad \dots(12)$$

ここに、アクチュエータにはつぎのような限界を考える。

$$0 \leq f_s \leq 4 \text{ [m}^3/\text{min]} \quad \dots(13)$$

$$0 \leq h \leq 0.087 \text{ [kg/min]} \quad \dots(14)$$

ここに、 $h = 0$ for $\varphi_r < \varphi_3$...(14)

$$0 \leq f_c \leq 0.008 \text{ [m}^3/\text{min]} \quad \dots(15)$$

この時の制御パラメータをTable 2に示す。Case 1～Case 3は目標値($\theta_r = 19$ [°C], $\varphi_r = 70$ [%RH])であり、Case 4は目標値($\theta_r = 21$ [°C], $\varphi_r = 70$ [%RH])である。閉ループ系の室内温度 θ_i 、室内湿度 φ_i 、給気温度 θ_s 、冷水流量 f_c の変化をFig. 3～Fig. 6に示す。

Fig. 3はCase 1の場合であり、定常状態における室内温度 θ_3 は19°C、室内湿度 φ_3 は73%である。室内温度 θ_3 が大きくオーバーシュートしているのは、吹出風量 f_s が飽和値(4 [m³/min])を超えても積分動作を継続しているリセットウィンドアップの影響である。この結果より、室内温度 θ_3 は制御できるが、室内湿度 φ_3 は73%に落ち着き、給気湿度 φ_s を下げなければ70%を達成することはできない。

Fig. 4はCase 2の場合であり、給気温度 θ_s のハンテイングを起こさせたときの応答を示す。ハンテイングの影響が領域1の温度 θ_1 と湿度 φ_1 にでているものの、他の領域にはでていない。室内温度 θ_3 は19°Cに制御されているが、室内湿度 φ_3 は73%に落ち着き、制御不能の様子はFig. 3と同じである。

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
k_{c1}	4.3	4.3	4.3	4.3
T_{i1}	6.8	6.8	0.01	6.8
k_{c2}	4.3	4.3	4.3	4.3
T_{i2}	1.4	1.4	1.4	1.4
k_{c3}	0.012	0.012	0.012	0.012
T_{i3}	1	0.001	1	1

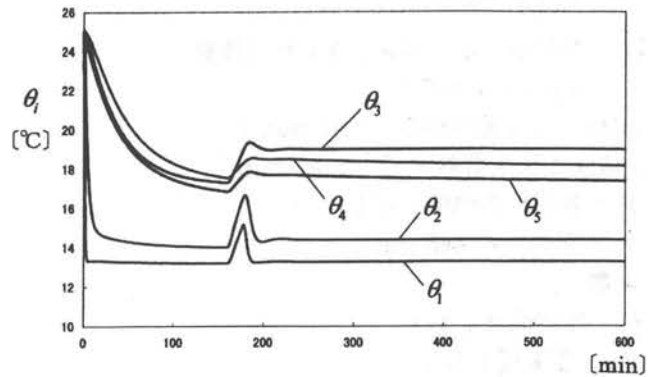


Fig. 3(a) Indoor air temperature

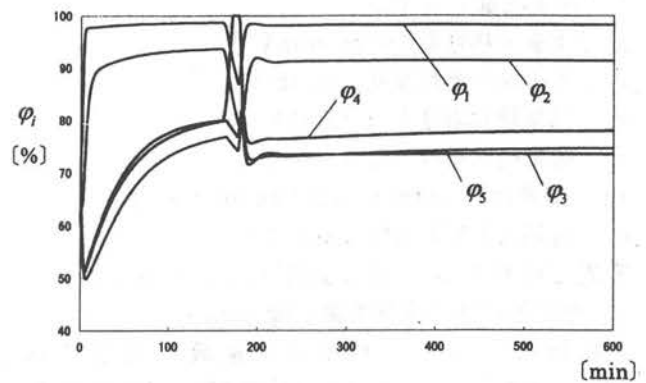
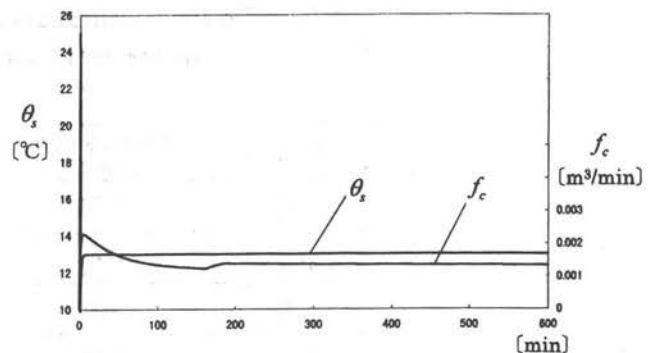


Fig. 3(b) Indoor air humidity



(c) Supply air temperature
Fig. 3 Result of Simulation in Case 1

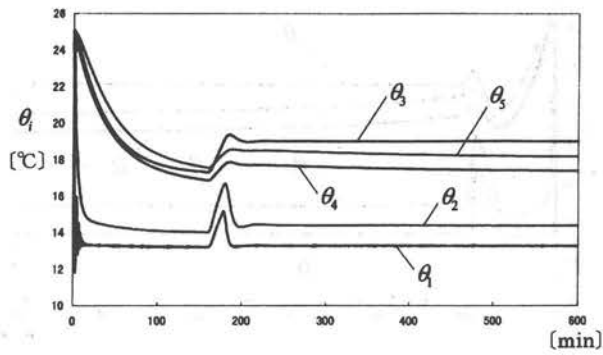


Fig. 4(a) Indoor air temperature

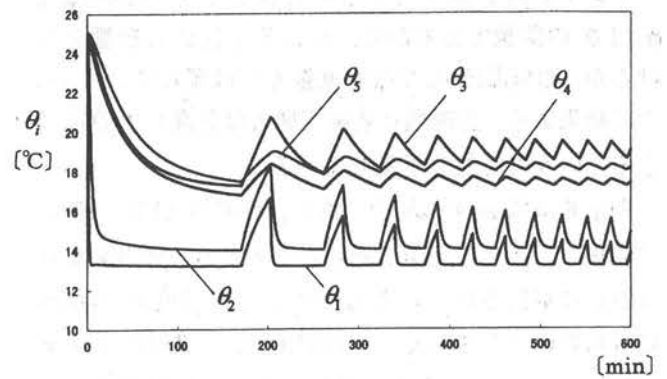


Fig. 5(a) Indoor air temperature

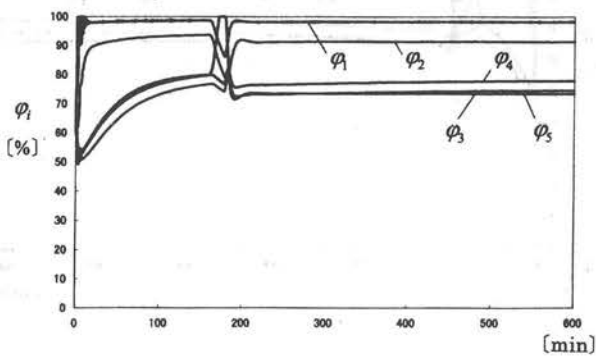


Fig. 4(b) Indoor air humidity

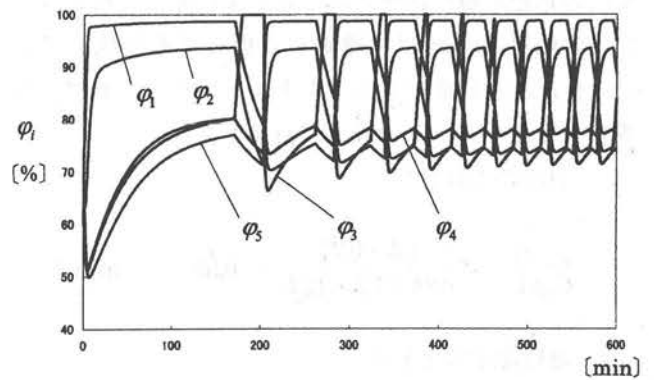
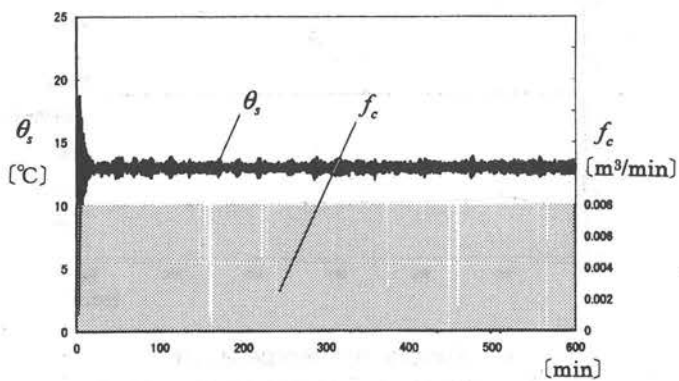
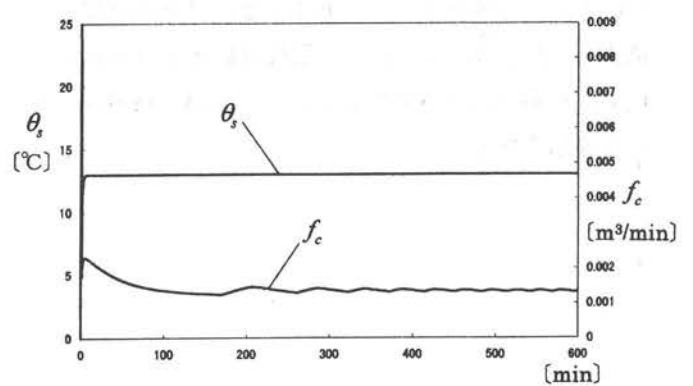


Fig. 5(b) Indoor air humidity



(c) Supply air temperature
Fig. 4 Result of Simulation in Case 2



(c) Supply air temperature
Fig. 5 Result of Simulation in Case 3

Fig. 5はCase3の場合であり、室内温度 θ_3 のハンテイングを起こさせたときの応答を示す。室内湿度 ϕ_3 は θ_3 の関数であるから、ハンテイングの影響を受けるが、給気温度 θ_s や冷水流量 f_c には現れていない。この結果より、空調機と空調空間とは分離して設計できるという可能性を示唆している。

Fig. 6はCase4の場合であり、目標値(21℃, 70%)に変更したときの応答である。このとき、室内温度 θ_3 は21℃に制御されているものの、室内湿度 ϕ_3 は65%に落ち着いてしまった。この原因は、空調機内で $\theta_s = 13^\circ\text{C}$, $\phi_s = 100\%$ で飽和水蒸気となり、加湿器が作動しても加湿されてないことによる。

また、外気条件と吹出条件の空気の状態を空気線図上にプロットしたのがFig. 7である。目標値は○印で、室内の状態の最終値を×印で示している。これより、室内の絶対湿度 x_3 は目標値を変更しても変化してない。そこで熱負荷によるベクトルを求めるために、つぎのようなベクトルの成分を計算する。

(温度の上昇分)

$$\frac{q + rp}{C_p \rho V} = \frac{1.5 + 0.77}{0.24 \times 1.3 \times 12.5} = 0.58 \text{ [}^\circ\text{C/min]}$$

(絶対湿度の上昇分)

$$\frac{p}{V\rho} = \frac{0.00133}{12.5 \times 1.3} = 8.2 \times 10^{-5} \text{ [kg/kgmin]}$$

Fig. 6の吹出状態からこのベクトルを直線で表わしている。この熱負荷ベクトル上、またはその上部に目標値(○印)は存在するので、制御可能のようであるが、現実に制御は達成されてない。この点は今後解決すべき課題である。

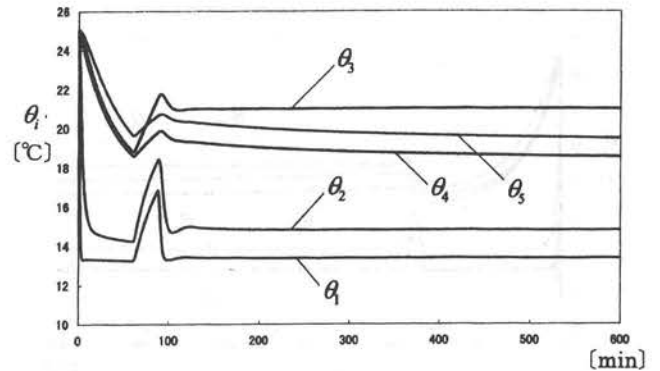


Fig. 6(a) Indoor air temperature

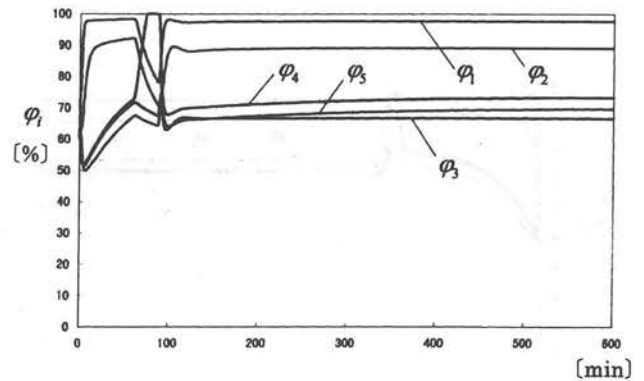
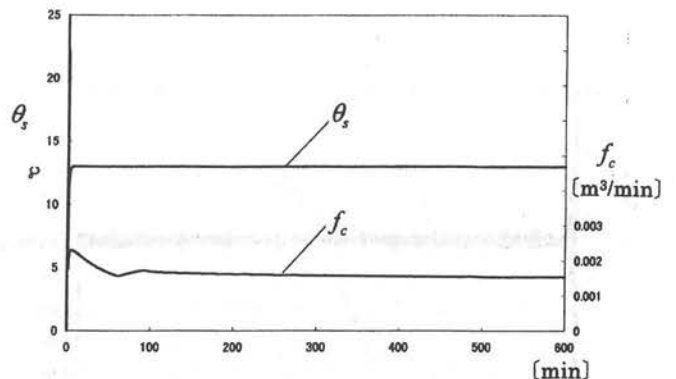


Fig. 6(b) Indoor air humidity



(c) Supply air temperature
Fig. 6 Result of Simulation in Case 4

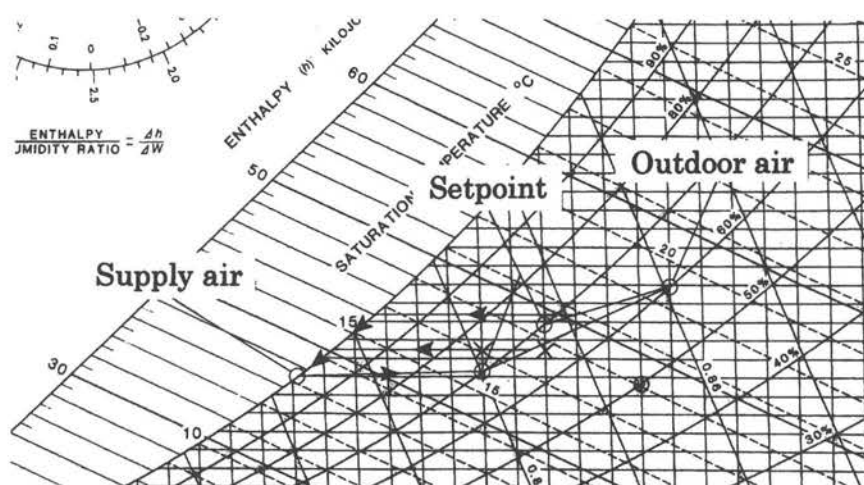


Fig. 7 Trajectory on psychrometric chart

5. おわりに

本研究では、考慮する範囲(制御系)を部屋のみから空調機を含めたシステムへと拡張し、より現実のシステムに近づけたシミュレーションから、給気温度制御ハンテイング現象が空調空間にほとんど影響を及ぼさないという結果をえた。さらに、温度、湿度の日標値によっては、給気温度がある条件を満たしている必要があることを示した。

空調制御のための物理モデル構築には二つの側面がある。一つは本研究で示しているような、制御性、パラメータ調整と特性との関連を明確にしていくことである。他方は、物理特性値が、近似モデルのどのパラメータにどの程度の影響を及ぼすかを体系化することである。それらを踏まえながら、実システムとの整合性を検討していく必要がある。また調整方法についても、非線形性を持っているため従来の線形系に対する調整をそのまま適用することはできない。今後これらの問題に対し、さらなる検討を行っていく必要性を感じている。

文献

- 1) A.Kimbara et al. : A Modeling of Environmental Chamber, Transactions of ASHRAE, 101-1, 262/273, ASHRAE(1995)
- 2) 黒須ほか：空調制御のための物理モデル(その1), 空調調和衛生工学会学術講演会論文集(1996)
- 3) 村澤ほか：空調機と部屋とを考慮した空調物理モデル, 計測自動制御学会学術講演会予稿集(1997)
- 4) 山崎ほか：空調制御のための物理モデル(その2), 空調調和衛生工学会学術講演会論文集(1997)

(受理年月日 1997年 9月24日)