

# 入出力線形化法を応用した熱交換器の適応型非線形モデル予測制御<sup>†</sup>

吉田 雅俊\*・小尾 秀志\*・Tipaya LEELAKIATESAKUL\*

山下 善之\*・松本 繁\*

## Adaptive Nonlinear Model Predictive Control for a Heat Exchanger by Use of Input-Output Linearization

Masatoshi YOSHIDA\*, Shuji OBI\*, Tipaya LEELAKIATESAKUL\*,  
 Yoshiyuki YAMASHITA\* and Shigeru MATSUMOTO\*

This paper describes an adaptive model predictive control by use of input-output linearization. This control method is applied to a double pipe heat exchanger. A continuous physical model of the heat exchanger is discretized by using Taylor expansion and then the controlled variable at next time step is predicted by the discretized physical model. The model predictive controller computes the value of the manipulated variable in order to control the predicted controlled variable onto a target value. By using input-output linearization, the appropriate manipulated variable is easily obtained without solving an optimization problem. The control performance by this method is superior to that of PID control. And the proposed method is robust for the modeling error.

**Key Words:** Model predictive control, Nonlinear, Heat exchanger, Input-output linearization

### 1. 緒言

熱交換器は、流体間の熱交換を行なうための機器として、製油プロセス、空気分離プロセス、冷凍プロセスなどにおいて広く利用されており、化学プラントやエネルギープラントをはじめ産業界に数多く見られるシステムである。そのダイナミクスは時間と空間の関数となる分布定数系であり、更に温度制御の際、流体の流量を操作変数とすると非線形システムとなり、制御系の設計は難しくなる。

熱交換器の制御方法として、非線形制御理論を導入した方法がいくつか提案されている。Alsop & Edgar<sup>1)</sup>は、部分的に線形化した制御変数に基づき、熱交換器における制御系の設計を行なっている。Khambanondaら<sup>2)</sup>は、多項式展開を用いて物理モデルを線形部分と非線形部分とに分ける方法を熱交換器に適用し、比例制御及び比例積分制御を行なう際の安定性に関する考察を行なっている。また、Malleswararao & Chidambaram<sup>3)</sup>は、入出力線形化法を熱交換器に適用し、そのロバスト性を検討している。Joe Alvarez-Ramirez

ら<sup>4)</sup>は、オブザーバを用いて状態変数を推定しながら入出力線形化法により制御する方法を検討している。

一方、近年、さまざまなシステムにおける制御に対して、モデル予測制御の概念を用いて、制御系を設計する方法が注目されている<sup>5)</sup>。モデル予測制御は、制御対象のプロセスの動的挙動を表すモデル式を用いて、逆問題を解く形で操作変数を算出するものである。その際、従来のモデル予測制御では、モデル式として、インパルス応答モデルやステップ応答モデルなどの線形時系列モデルを用いるが、これらのモデルを用いる代わりに、制御対象プロセスの熱収支及び物質収支式などから構成される、いわゆる物理モデルを用いる方法に対する考察が進められている<sup>6)</sup>。

なお、入出力線形化法とモデル予測制御を組み合わせた制御法についてもいくつか提案されている。Kurts & Heason<sup>7)</sup>は、入出力線形化法により非線形物理モデルを線形化した後、線形モデル予測制御を適用することにより、入力に制約のあるプロセスの制御に有効に働くことを示した。また、Vallriら<sup>8)</sup>は、予測ホライズンが十分に短い場合の非線形モデル予測制御は、一般の入出力線形化法と同様な定式化が可能であることを示し、さらに入力に制約のある場合にもワインドアップのない制御システムを提案している。

本研究では、熱交換器の温度制御系の設計に、物理モデルを用いたモデル予測制御を適用した。その際、分布定数系の物理モデル式を用いると、制御系の設計が複雑になり、

<sup>†</sup> 計測自動制御学会東北支部第170回研究集会で発表(1997・10)

\* 東北大学大学院工学研究科化学工学専攻 仙台市青葉区荒巻字青葉

\* Department of Chemical Engineering, Tohoku University, Aoba-ku, Sendai

(Received October 25, 2004)

実用化することが難しくなる．そこで本研究では，集中定数系に近似した物理モデルを利用している．導出した物理モデルを Taylor 展開を用いて離散化し，1 サンプル後の予測値を目標軌道に一致させるような入力を入出力線形化法を応用して求める方法を提案している．本方法は，Kurts & Heason<sup>7)</sup> や Vallri ら<sup>8)</sup> の方法のように入力に制約がある場合には使えないが，彼らの方法より簡便で実用的であるのが特徴である．

通常，モデル式は完全に実プロセスに一致させることは不可能であり，必ず誤差が含まれている．モデル予測制御では，物理モデルに基づいて，予測モデルを構成するが，物理モデルに現れるパラメータに誤差が含まれると，実測値と予測値の間には誤差が残る．そこで，本研究では，制御の際にオンラインでパラメータ更新を行なう適応制御を取り入れて，その制御性能について検討を行なった．適用制御を取り入れたモデル予測制御法としては，ARMAX などのパラメトリックモデルをオンラインで推定しながらモデル予測制御を行なうもの<sup>9)</sup> や，人工ニューラルネットモデルをオンラインで学習しながらモデル予測制御を行なうもの<sup>10)</sup> などがある．しかしながら本研究のように物理モデルのパラメータを適応的に推定しながら制御するモデル予測制御法は提案されていない．

## 2. 制御理論

制御対象となる化学プロセスの多くは，その動的挙動が非線形であり，前述した様な，線形モデルを用いて制御系を設計する方法では，良好な制御結果が得られない場合が多数存在する．物理モデルは，制御対象のプロセスにおける熱収支や物質収支などから構成されるため，非線形な動的挙動を表すことが出来る．物理モデルは通常，次式の連続時間系で構築されている．

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= f(x) + g(x)u \\ y_m(x) &= h(x) \end{aligned} \quad (1)$$

式中  $x \in R^n$  は状態変数， $y_m \in R^1$  は被制御変数， $u \in R^1$  は操作変数を表す．しかし，モデル予測制御系の設計は，離散時間系において行なわれるため，物理モデルを利用する際には，何らかの形で，これを離散化する必要がある．本研究では Taylor 級数展開を用いて離散化を行なっている．Taylor 級数展開に基づきサンプリングタイム  $\Delta t$  について離散化を行なうと，次式が得られる．

$$y_m(k+1) = y_m(k) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\Delta t^n}{n!} \frac{d^n y_m}{dt^n} \quad (2)$$

ここで，Taylor 展開をシステムの相対次数  $r$  まで打ち切るものとする

$$\begin{aligned} y_m(k+1) &= y_m(k) + \sum_{n=1}^r \frac{\Delta t^n}{n!} L_f^n h(x) \\ &\quad + \frac{\Delta t^r}{r!} L_g L_f^{r-1} h(x) \cdot u(k) \end{aligned} \quad (3)$$

式中， $L$  は Lie 微分演算子であり，次式のように定義される．

$$\begin{aligned} L_f h(x) &\equiv \frac{\partial h}{\partial x} f \\ L_f^n h(x) &\equiv L_f L_f^{n-1} h(x) \end{aligned}$$

モデルから得られる被制御変数  $y_m(k)$  と実際のプロセスから得られる測定出力  $y(k)$  との間にはモデル誤差がある．その誤差  $d_p(k)$  を測定値  $y(k)$  とモデルから計算される出力  $y_m(k)$  の差として表すものとする．

$$d_p(k) = y(k) - y_m(k) \quad (4)$$

操作変数の算出は，1 ステップ先のモデル予測値  $y_m(k+1)$  が設定値  $y_{set}(k+1)$  に一致するようにモデル式を逆算する形で求める．ただし，モデル誤差として 1 ステップ前の誤差がそのまま入るものとしている．

$$y_m(k+1) + d_p(k) = y_{set}(k+1) \quad (5)$$

ただし，誤差にノイズなどが含まれている場合これを直接用いると制御に悪影響を及ぼすおそれがあるため，次式のような 1 次遅れフィルタを通した値を用いる．

$$d_{p,f}(k) = \beta d_{p,f}(k-1) + (1-\beta)d_p(k) \quad (6)$$

ここで， $\beta$  は外乱フィルタパラメータである．また，過渡状態において設定値が現在の出力と大きく離れている場合，これらを急激に一致させようとする制御系が不安定になるおそれがある．そこで次式のように設定値に 1 次遅れフィルタを通した新たな目標値  $y_{tr}(k+1)$  を導入する．

$$y_{tr}(k+1) = \alpha y(k) + (1-\alpha)y_{set}(k+1) \quad (7)$$

ここで，Eq.(5) の  $y_{set}(k+1)$  の代わりに Eq.(7) の  $y_{tr}(k+1)$  を用い，Eq.(5) の  $d_p(k)$  の代わりに Eq.(6) の  $d_{p,f}(k)$  を用いて，さらに，Eq.(5) の  $y_m(k+1)$  に Eq.(3) を代入して  $u(k)$  について解くと以下ようになる．

$$\begin{aligned} u(k) &= \{y_{tr}(k+1) - d_{p,f}(k) - y_m(k) \\ &\quad - \sum_{n=1}^r \frac{\Delta t^n}{n!} L_f^n h(x)\} / \frac{\Delta t^r}{r!} L_g L_f^{r-1} h(x) \end{aligned} \quad (8)$$

上式が本研究のモデル予測制御の制御則である．なお本制御則のチューニングパラメータは  $\alpha, \beta$  の 2 つである．

## 3. 対象とそのモデル化

### 3.1 実験装置および方法

対象とした熱交換器は，二重管式向流型熱交換器であり，その実験装置の概略図を Fig.1 に示す．熱交換器本体は長さ 2m のステンレス鋼管であり，外管は外径 50mm，内径 47mm，内管は外径 34mm，内径 32mm である．

内管の外側に高温，内側に低温の水をそれぞれの流量コントロールシステムから流入させ，高温側流体のみを循環させた．制御の際には，高温側流体の出口温度を被制御変数とし，低温側流体の流量を操作変数とした．流量コントロールシステムはケミカルギアポンプ，電磁流量計，ポンプ制御ユニットを組み合わせたものであり，ポンプ制御ユニットを通

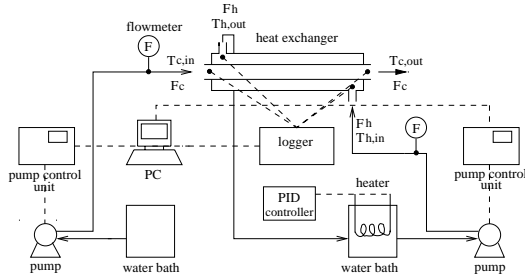


Fig. 1 Experimental apparatus

して、流量の測定及び流量の調節を行なった。高温側流体の温度は、ヒータを用いて一定にさせるが、低温側流体は水道水をそのまま用いた。高温側流体及び低温側流体の入口と出口温度は熱電対で測定し、データロガーを通して、それらの値をコンピュータに取り込んだ。

### 3.2 総括熱伝達係数の流量変化に対する影響

本研究では、物理モデルを用いて、熱交換器における高温流体の温度を低温流体の流量の調節によって制御する。制御系設計には、物理モデルに現れるすべてのパラメータの値が計算上必要であり、制御性能はパラメータ及びモデルそのものの正確さに左右される。

熱交換器の物理モデル式において、総括伝熱係数  $U$  以外のパラメータ (密度  $\rho$ , や比熱  $C_p$ ) はすべて文献値を用いることができるので、ここではパラメータの中で総括伝熱係数の値がモデルの正確さに最も影響を及ぼすと考えられる。そこで、管内の総括伝熱係数の算出法及び総括伝熱係数に対する流量の影響を実験によって検討した。

向流型熱交換器では、高温流体が入口出口間で失った熱量  $Q_h$  と低温流体が入口出口間で得た熱量  $Q_c$  はそれぞれ Eqs.(9),(10) で、管壁を通しての高温流体から低温流体への熱貫流による伝熱は Eq.(11) で表される。但し、 $T_h, T_c$  はそれぞれ高温流体および低温流体の温度、 $F_h, F_c$  はそれぞれ高温流体および低温流体の流量を示しており、伝熱面積  $A_{av}$  は内管の外表面と内表面の面積の対数平均値を用いている。

$$Q_h = F_h C_p (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (9)$$

$$Q_c = F_c C_p (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (10)$$

$$Q = U A_{av} \Delta T_{ln} \quad (11)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}, \quad \Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$$

総括伝熱係数  $U$  を求めるために、まず熱交換器を決められた初期定常状態にする。高温、低温の流体流量および流入温度を一定に保ち、高温流体、及び低温流体の出口温度を測定する。これらの測定値を上を示す Eqs.(9), (10) に代入すると、高温側と低温側との間の熱の増減が求められる。外部への熱の損失がなければ  $Q_h, Q_c, Q$  は同じ値をとることになる。

通常、制御を行なう際に、操作変数である低温流体の流量

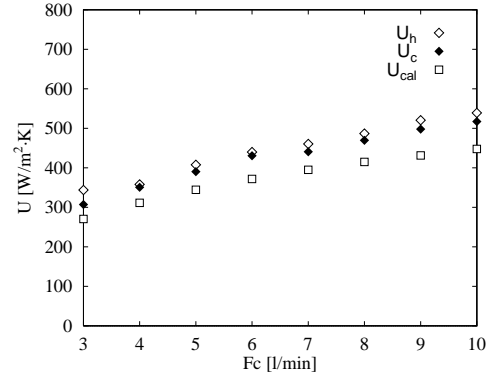


Fig. 2 Overall heat transfer coefficient for various coolant flow rate

は大きく変化するため、総括伝熱係数の値に影響を及ぼすことがあり得る。次にこれらについて検討を行なう。

Fig. 2 に高温流体の流量を 5 l/min にし、低温流体の流量  $F_c$  の変化に対する定常状態における高温流体側から求めた総括伝熱係数  $U_h$ 、低温流体側から求めた総括伝熱係数  $U_c$ 、次式の推算式から求めた値  $U_{cal}$  の様子を示す。

$$\frac{1}{U} = \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o x}{A_{av} \lambda} + \frac{1}{h_o} \quad (12)$$

$$h_i = 0.023(\lambda/d_i) Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (13)$$

ここで、 $h_i, h_o$  は低温側及び高温側の境膜伝熱係数、 $x, \lambda$  は内管の厚さと熱伝導度、 $Re$  は低温流体のレイノルズ数、 $Pr$  はプラントル数である。また  $A_{av}$  は内管の内表面積  $A_i$  と外表面積  $A_o$  の対数平均値を表す。結果より、高温側の総括伝熱係数と低温側の総括伝熱係数はほぼ一致し、熱損失が少ないことが分かる。それらの値は計算値よりやや大きな値をとる。また流量の影響に関しては、低温流体の流量が増加するとともに、総括伝熱係数の値も大きくなる。

この結果より、総括伝熱係数は流量によって変化するが、次節で述べる数学モデルに用いる総括伝熱係数は、低温流体の流量が 5 l/min の値 (406 W/m<sup>2</sup>K) で一定であるとした。

### 3.3 数学モデル

熱交換器に対する数学モデルは分布定数系のモデルとなるが、ここでは以下の仮定に基づいて簡略化した集中定数系モデルを導出する。

- 高温及び低温流体の温度は、それぞれ出入口温度の相加平均とする。
- 高温流体側から低温流体側への熱移動の推進力は 対数平均温度差  $\Delta T_{ln}$  であるとする。

これより、高温側出口及び低温側出口での、各流体の熱収支式は次式となる。

高温流体の出口における熱収支式:

$$\frac{dT_{h,out}}{dt} = \frac{2}{\rho S_h l} [F_h (T_{h,in} - T_{h,out}) - \frac{U A_{av} \Delta T_{ln}}{C_p}] \quad (14)$$

低温流体の出口における熱収支式:

$$\frac{dT_{c,out}}{dt} = \frac{2}{\rho S_{cl}} [F_c(T_{c,in} - T_{c,out}) + \frac{UA_{av}\Delta T_{ln}}{C_p}] \quad (15)$$

ここで,  $S_h, S_c$  はそれぞれ高温流体と低温流体の流路断面積であり,  $l$  は熱交換器の長さを示している. Eq.(14) 及び Eq.(15) より, 被制御変数である高温流体の出口温度と, 操作変数である低温流体の流量の関係は非線形となっていることが分かる.

集中定数系に近似した熱交換器の動的挙動を表す式 (Eqs.(14),(15)) において状態変数である高温流体及び低温流体の出口温度を  $x_1$  及び  $x_2$ , 操作変数である低温流体の流量を  $u$  とすると, 次式のように書き直せる.

$$\frac{dx_1}{dt} = f_1(x_1, x_2) \quad (16)$$

$$\frac{dx_2}{dt} = f_2(x_1, x_2) + g_2(x_2)u \quad (17)$$

$$y = x_1 \quad (18)$$

式中,  $f_1, f_2, g_2$  は次式となる.

$$f_1(x_1, x_2) = \frac{2}{\rho S_{hl}} [F_h(T_{h,in} - x_1) - \frac{UA_{av}\Delta T_{ln}}{C_p}] \quad (19)$$

$$f_2(x_1, x_2) = \frac{2UA_{av}}{\rho S_{cl}C_p} \Delta T_{ln} \quad (20)$$

$$g_2(x_2) = \frac{2(T_{c,in} - x_2)}{\rho S_{cl}} \quad (21)$$

これを Taylor 級数展開を用いて離散化し, 本プロセスの相対次数 (2 次) で打ち切ると, 離散時間系におけるモデル式として次式が得られる.

$$y_m(t + \Delta t) = y_m(t) + \sum_{n=1}^2 \frac{\Delta t^n}{n!} \frac{d^n f_1}{dt^n}$$

$$y_m(t + \Delta t) = y_m(t) + \Delta t f_1(x_1, x_2) + \frac{\Delta t^2}{2} \left\{ \frac{\partial f_1}{\partial x_1} f_1(x_1, x_2) + \frac{\partial f_1}{\partial x_2} f_2(x_1, x_2) + \frac{\partial f_1}{\partial x_2} g_2(x_2)u \right\} \quad (22)$$

$$\frac{\partial f_1}{\partial x_1} = \frac{-2}{\rho S_{hl}} \left( F_h + \frac{A_{av}U}{C_p} \frac{\partial \Delta T_{ln}}{\partial x_1} \right)$$

$$\frac{\partial f_1}{\partial x_2} = \frac{-2A_{av}U}{C_p \rho S_{hl}} \frac{\partial \Delta T_{ln}}{\partial x_2}$$

$$\frac{\partial \Delta T_{ln}}{\partial x_1} = \frac{1}{\ln \frac{x_1 - T_{c,in}}{T_{h,in} - x_2}} - \frac{1 + \frac{x_2 - T_{h,in}}{x_1 - T_{c,in}}}{\left( \ln \frac{x_1 - T_{c,in}}{T_{h,in} - x_2} \right)^2}$$

$$\frac{\partial \Delta T_{ln}}{\partial x_2} = \frac{1}{\ln \frac{x_1 - T_{c,in}}{T_{h,in} - x_2}} + \frac{1 + \frac{x_1 - T_{c,in}}{x_2 - T_{h,in}}}{\left( \ln \frac{x_1 - T_{c,in}}{T_{h,in} - x_2} \right)^2}$$

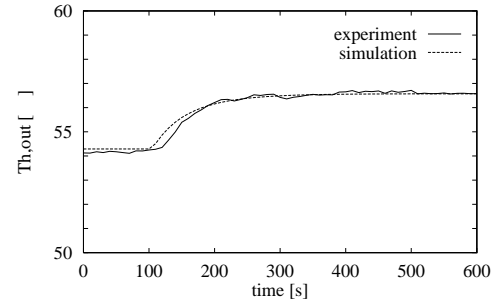


Fig.3 Step response of outlet hot fluid temperature for changing hot fluid flow rate

結局, モデル予測値 ( $y_m(t + \Delta t)$ ) と目標軌道 ( $y_{tr}(t + \Delta t)$ ) を一致させる操作変数は Eq.(22) に基づき, 次式のように算出される.

$$u(t) = [y_{tr}(t + \Delta t) - d_{p,f}(t) - y_m(t) - \Delta t f_1(x_1, x_2) - \frac{\Delta t^2}{2} \left\{ \frac{\partial f_1}{\partial x_1} f_1(x_1, x_2) + \frac{\partial f_1}{\partial x_2} f_2(x_1, x_2) \right\}] / \frac{\Delta t^2}{2} \frac{\partial f_1}{\partial x_2} g_2(x_2) \quad (23)$$

#### 4. 制御結果

前節で述べたようにモデル予測制御の重要なパラメータとして, 目標軌道算出フィルタパラメータ  $\alpha$  と外乱フィルタパラメータ  $\beta$  がある. また離散時間系ではサンプリング時間もパラメータとなる.

本節では, まず, モデル予測制御の制御結果について, それぞれのパラメータの影響を中心に述べる. 次に, モデル予測制御に適応制御を取り入れた制御法の制御結果についても述べる. またモデル予測制御の結果を, モデルを用いない典型的な制御法である PID 制御結果とも比較検討する.

##### 4.1 モデル予測制御

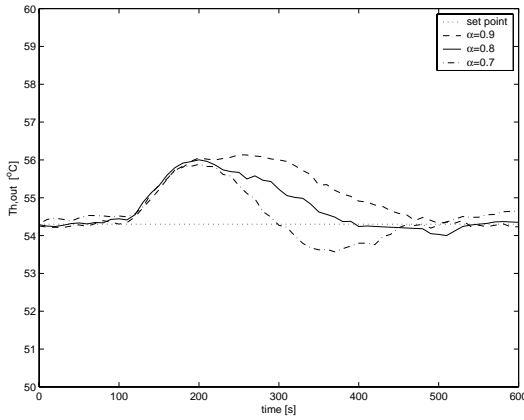
モデル予測制御に必要なパラメータの影響を調べるために, 初期定常状態 (高温流体及び低温流体の流量 5 l/min, 高温流体の入口温度 65 °C, 低温流体の入口温度 10.5 °C) から実験開始 100 秒後に, 外乱として高温流体の流量を 5 l/min から 6.5 l/min にステップ変化させ, 定値制御を行なう. 但し, ここでは物理モデルに現れるすべてのパラメータは一定とみなし, また最終操作端のダイナミクスを考慮していない.

Fig. 3 に外乱の影響による開ループの応答を示す. これより, 制御を行なわなかった場合, 外乱の影響で被制御変数である高温流体の出口温度が 3 度近く上昇してしまうことが分かる. またモデルを用いてシミュレーションを行なったところ, 開ループ応答の結果は実験を行なったときの応答よりもやや速いが, 最終値はほぼ同じであることが分かった.

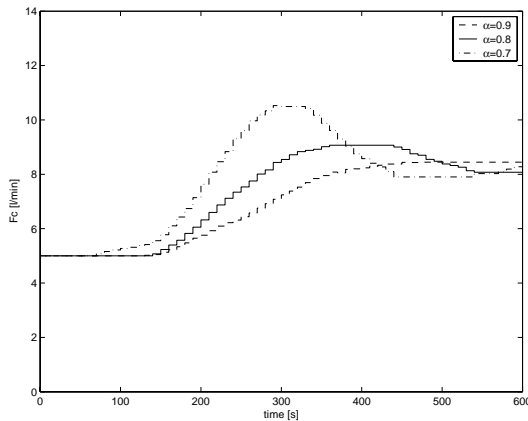
まず, サンプリングタイムの影響について調べた. 目標軌道算出フィルタパラメータ  $\alpha$ , 外乱フィルタパラメータ  $\beta$  をともに 0.8 で一定とし, サンプリングタイムを 5 秒として

**Table 1** Integral absolute error (IAE) for various parameter  $\alpha$  and  $\beta$

$\alpha$	$\beta$	IAE
0.9	0.8	427.31
0.8	0.9	308.39
0.8	0.8	290.73
0.8	0.7	292.81
0.7	0.8	302.90



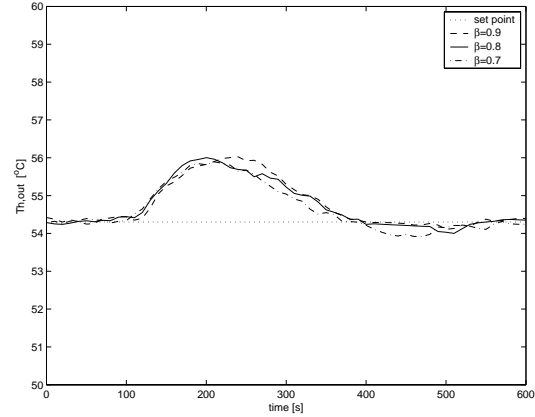
**Fig. 4** Control response of the model predictive control for different tuning parameter  $\alpha$



**Fig. 5** Trajectory of manipulated variable during the control of Fig.4

制御を行なった所、振動が生じ制御できなかった。一方サンプリングタイムを 10 秒として制御をすると良好な結果を得たため、本研究では、サンプリングタイムを 10 秒として制御実験を行なった。本方法では、サンプリング間隔を短くし過ぎると次のステップまでに被制御変数を目標値に設定しようとするため、操作変数の変動が激しくなり振動的になる。一方サンプリング間隔を長くしすぎると応答が遅くなってしまいうため、制御対象によって適切なサンプリングタイムの設定が必要である。

次に、外乱フィルタパラメータ  $\beta$  は 0.8 で一定とし、目標軌道算出フィルタパラメータ  $\alpha$  の影響の考察を行なった。 $\alpha$  の値を 0.9, 0.8, 0.7 と変化させた制御結果をそれぞれ Fig. 4 に示す。パラメータ  $\alpha$  の値を大きくとると応答が遅くなり、またパラメータ  $\alpha$  が 0.7 となると、オーバーシュートが起きて、振動が生じることが分かる。この制御結果を定量的に評価するため、被制御変数の目標値に対する誤差の絶対値の積分 (IAE) を計算してみると Table 1 のようになる。これを見ると、目標軌道算出フィルタパラメータ  $\alpha$  を 0.8 とした場合に IAE が最小となっている。Fig. 5 には、操作変数である低温流体の流量変化を示した。 $\alpha$  が小さくなるに従い、若干過大な流量となっていることがわかる。



**Fig. 6** Control response of the model predictive control for different tuning parameter  $\beta$

同様に  $\alpha$  を 0.8 に固定し、外乱フィルタパラメータ  $\beta$  を変化させて制御性能の評価を行なった結果を Fig. 6 に示す。パラメータ  $\alpha$  と比べると、あまり大きな影響はないものの、パラメータ  $\beta$  の値を大きくとると、応答が遅くなり、またパラメータ  $\beta$  を小さくとると、オーバーシュートが起きて、振動が生じることが分かった。IAE の評価結果 (Table 1) より、最適値は  $\alpha$  と同様に 0.8 であった。

#### 4.2 適応型モデル予測制御

モデル予測制御では、本来は予測モデルが正確であることが前提である。そこで、本節では、外乱及びモデルパラメータなどの誤差に対して、予測外乱の概念を利用することにより、それらの誤差を補正し、操作変数の算出を行なう方法について考える。

多少のモデル誤差があっても制御できることは以前の制御結果に示された。しかし外乱及びパラメータの誤差が存在することにより、予測モデルの方では誤差が残ることになる。このようなパラメータの誤差をなくすことができれば、予測値の誤差もなくすることができ、より良好な制御性能が得られると思われる。そこで、パラメータ更新を行なう適応制御をモデル予測制御に導入し、その制御性能について検討する。

本報の対象では、予測モデルに用いている物理モデルに現れるすべてのパラメータ中で、最も誤差が生じるのは総括伝熱係数である。また実際のプロセスに変動がよく存在するのは高温流体の流量であり、この 2 つの値が予測モデルの誤差の大きな原因と考えられる。本研究の装置では高温流体の流量は測定されているが、実際のプロセスでは流量が測定されていない場合も考えられる。そこでここでは、高温流体の流量  $F_h$  を測定できない外乱とみなし、以下の式

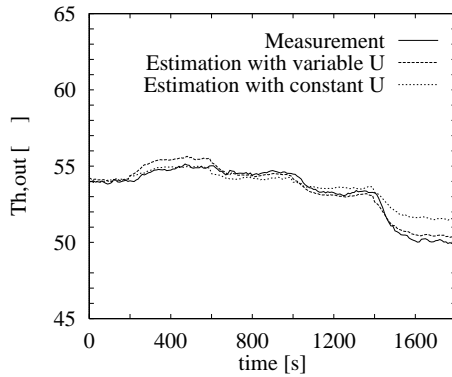


Fig. 7 Time variation of controlled variable estimated by the model of constant or variable overall heat transfer coefficient

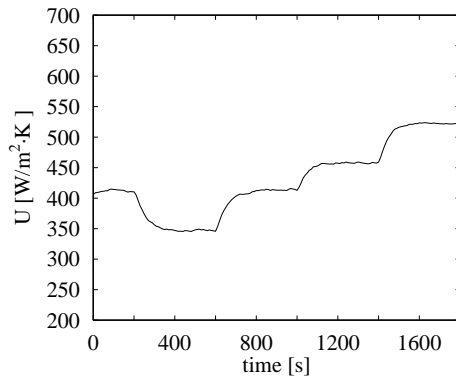


Fig. 8 Time variation of overall heat transfer coefficient by changing coolant flow rate

に基づいて推定する．

$$\frac{dF_h}{dt} = k(x_1(t) - x_{1,set}) \quad (24)$$

ここで,  $x_{1,set}$  は, 高温流体出口温度の設定値であり,  $k$  は更新する際の調節パラメータである.  $k$  は大きな値を取るほど, 収束が速くなる. なお, 総括伝熱係数  $U$  は, 得られた  $F_h$  と操作変数  $F_c$  の値から McAdams の式を用いて, 逐次更新を行ないモデルに代入する.

Fig. 7 に, 操作変数である低温流体の流量を, 実験開始 200,600,1000,1400 秒後に, それぞれステップ的に増減させた場合の高温流体の出口温度を示した. 実験データに対して, 定常状態における総括伝熱係数を用いた場合の予測値と, 流量変化に伴って適応的に算出された総括伝熱係数を用いた場合の予測値を示した. この結果より, 適応的なモデルによる予測値は, 総括伝熱係数が一定として予測した場合よりも, 実測値とのずれが少ないことがわかる. 特に, 実験開始 1400 秒後のステップ変化に示すような, 流量を大きく増加して温度の低下させた場合において, そのずれも大きくなることが分かる.

また, Fig.7 の低温流体をステップ変化させた時の総括伝熱係数の推算値の変化のようすを Fig. 8 に示す. これをみると総括伝熱係数の値は 350 から 520  $W/m^2 K$  程度まで大きく変化することがわかる.

前節の実験と同様に, 初期定常状態 (高温流体及び低温流

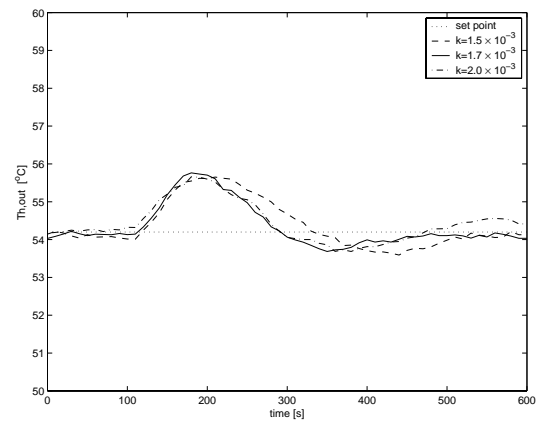


Fig. 9 Control response of the adaptive model predictive control for different tuning parameter  $k$

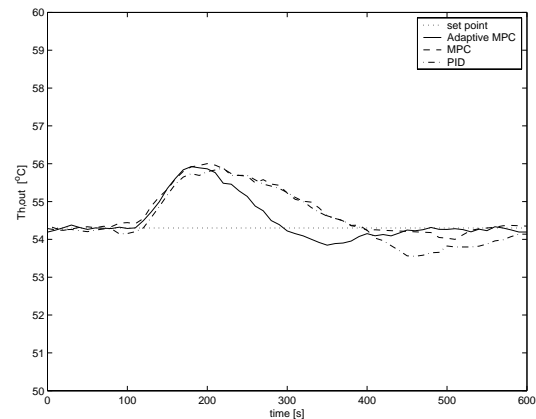


Fig. 10 Control response for various control law

Table 2 Integral absolute error (IAE) for different control law

control law	IAE
Adaptive MPC	219.12
MPC	290.73
PID	347.85

体の流量 5  $l/min$ , 高温流体の入口温度 65  $^{\circ}C$ , 低温流体の入口温度 10.5  $^{\circ}C$ ) から実験開始後 100 秒で, 外乱として高温流体の流量を 5  $l/min$  から 6.5  $l/min$  にステップ変化させ, 適応型モデル予測制御で定値制御を行なった. パラメータ  $k$  の値を変えて制御実験を行なった結果を Fig. 9 に示す. この結果より,  $k = 1.7 \times 10^{-3}$  のときが最も制御性能が良かった. 外乱を加えた後およそ 200s で目標値へと復帰し良好な制御が行なえている.

この適応型モデル予測制御と前述したモデル予測制御および PID 制御の 3 つの制御結果の比較を Fig. 10 に示した. 適応制御型のモデル予測制御の方が単純なモデル予測制御よりも整定時間も短く良い制御が行なえているのが分かる. また, PID 制御結果と比較しても整定時間が短く, オーバーシュートが少ないことがわかる. それぞれの制御結果の IAE による評価値を Table 2 に示した. この値から見ても適応型モデル予測制御の制御性能が最も良く, モデル予測制御, PID 制御の順で制御性能が下がることが示された.

## 5. 結論

熱交換器を制御対象として物理モデルに基づくモデル予測制御設計法を提案してその制御性能を実験的に検証した。提案した制御方法は、まず連続時間系の物理モデルを Taylor 展開して離散時間系のモデルを導出し、1 サンプル時間先の出力の予測値が目標値となるような制御入力を計算する方法である。一般の非線形モデル予測制御では制御入力を計算する際最適化計算が必要となるが、本方法では入出力線形化法を応用することにより直接制御入力を求めることができるのが特徴である。また、本手法では、通常モデル予測制御と同様に、モデル誤差に対する補償も行っているため一般の入出力線形化法よりロバストであると考えられる。

本制御法を実験的に検証するため、熱交換器の温度制御に適用した結果、外乱を除去して比較的速やかに設定値へと制御が可能であることが示された。

本制御対象でモデル化誤差の影響を受けるパラメータとして総括伝熱係数があるが、定常状態における総括伝熱係数を一定値として被制御変数である高温流体の出口温度を予測した場合と、流量の変化に応じて適応的に変化する総括伝熱係数を用いて出口温度予測した場合を比較した。その結果、明らかに適応的に変化する総括伝熱係数を用いた予測値の方が、実測値とのずれが少ないことが示された。

そこで、パラメータの逐次更新すなわち適応制御をモデル予測制御に取り入れた適応型モデル予測制御法を提案して制御を行った結果、パラメータ更新を行なわなかった場合の単純なモデル予測制御や、PID 制御による結果よりも良好な制御結果を得ることができた。

本手法は、一般の非線形プロセスに適用できることから、他の非線形プロセスへの応用も期待できる。

## 参考文献

- 1) A.W. Alsop and T.F. Edgar: Nonlinear Heat Exchanger Control Through the Use of Partially Linearized Control Variables, *Chem. Eng. Comm.*, **75**, 155/170 (1989)
- 2) T. Khambanonda, A. Palazoglu and J.A. Romagnoli: A Transformation Approach to Nonlinear Process Control, *AIChE Journal*, **3**, 1082/1092 (1991)
- 3) Y.S.N. Malleswararao and M. Chidambaram: Non-linear controllers for a heat exchanger, *J. Proc. Cont.*, **2**, 17/21 (1992)
- 4) J. Alvarez-Ramirez, H. Cervantes and R. Femat: Robust Controllers for a Heat Exchanger, *Ind. Eng. Chem. Res.*, **36**, 382/388 (1997)
- 5) ミニ特集「モデル予測制御の産業応用への新展開」、計測と制御, **43-9** (2004)
- 6) F. Xaumiera, M. L. Lann, M. Cabassuda and G. Casamat: Experimental application of nonlinear model predictive control: next term temperature control of an industrial semi-batch pilot-plant reactor, *J. Proc. Cont.*, **12**, 687/693 (2002)
- 7) M. J. Kurts and M. A. Henson: Input-output linearizing control of constrained nonlinear process, *J. Proc. Cont.*, **7**, 3/17 (1997)
- 8) S. Valluri, M. Soroush and M. Nikravesh: Shortest-

prediction-horizon non-linear model-predictive control, *Chem. Eng. Sci.*, **53**, 273/292 (1998)

- 9) H. Rho, Y. Huh and H. Rhee: Application of adaptive model-predictive control to a batch MMA polymerization reactor, *Chem. Eng. Sci.*, **53**, 3729/3739 (1998)
- 10) A. M. Frattini Fileti and J. A. F. Rocha Pereira: Adaptive and predictive control strategies for batch distillation: Development and experimental testing, *Computers Chem. Eng.*, **21**, S1227/S1231 (1997)

## [著者紹介]

### 吉田 雅 俊 (正会員)



1986年東北大学工学部化学工学科卒業。88年東北大学大学院工学研究科化学工学専攻修士課程修了。同年日揮(株)入社。90年東北大学工学部助手、現在同講師。プロセス制御および分布定数系の制御に関する研究に従事。化学工学会、システム制御情報学会の会員(博士(工学))。

### 小 尾 秀 志 (正会員)



1990年東北大学工学部化学工学科卒業。95年東北大学大学院工学研究科化学工学専攻修士課程修了。博士(工学)。同年東北大学工学部助手、2002年森永乳業(株)入社、現在に至る。非線形プロセスの制御に関する研究に従事。化学工学会、システム制御情報学会の会員。

### Tipaya Leelakiatesakul



1996年東北大学工学部生物化学工学科卒業。98年東北大学大学院工学研究科化学工学専攻修士課程修了。同年タイ日東電工(株)入社、現在に至る。非線形プロセスの制御に関する研究に従事。

### 山 下 善 之 (正会員)



1987年東北大学大学院工学研究科博士課程修了。工学博士。同年東北大学工学部助手、92年同助教授、現在に至る。94-95年オハイオ州立大学客員助教授。プロセスシステム工学、知識システム等の研究に従事。化学工学会、AIChE等の会員。

### 松 本 繁 (正会員)



1967年東北大学工学部化学工学科卒業。72年東北大学大学院工学研究科化学工学専攻博士課程修了。工学博士。同年東北大学工学部助手、現在同助教授。プロセス制御のうち特に分布定数系および非線形プロセスの制御に関する研究に従事。化学工学会、AIChE等の会員。