

# 適応制御による水中構造物の応答制御に関する 基礎的研究

正員 鈴木 英之\*      正員 志村 拓也\*\*  
正員 吉田 宏一郎\*      正員 岡 徳昭\*

A Basic Research on a Control of Underwater Structure by Adaptive Control

by Hideyuki Suzuki, *Member*      Takuya Shimura, *Member*  
Koichiro Yoshida, *Member*      Noriaki Oka, *Member*

## Summary

The water depth of the underwater development such as deepwater drilling and exploitation of submarine oil and mineral resources is becoming deeper so that the structures must be installed by remote control. In such a operation elastic response of a large-scale and flexible structure must be restrained by active control technology.

In water, uncertainties of parameters due to estimation error and non-linearity of hydrodynamic force make the control result worse. Adaptive control, which improves control gain by identifying parameters of system online, is expected to resolve this problem.

In this paper, control of structural response and rigid body motion is formulated adopting an adaptive control algorithm which renews optimal control gain while estimating parameters of system with recursive least squares algorithm. Comparisons of control result with optimal control are made. With respect to regulation control and tracking control of a flexible experimental model, simulations and experiments are performed. The rigid body motion and elastic response are more successfully controlled by adaptive control than optimal control. In adaptive control, the initial values of feedback gain and estimated parameters of system, which are improved during the course of control, are set up to optimal control gain, that is, the best estimated values at the starting of control, so that transient response and elastic deformation are well deteriorated.

## 1. 本研究の目的

近年想定されている深海での大水深掘削、海底石油や鉱物資源の開発では、作業域は大水深域に広がり、その TLP や掘削装置等の構造物は大規模なものになっていくと思われる。こうした海中構造物の設置、回収といった作業を考えた場合、深海において、直接人のコントロールで行うことは難しく、遠隔で操作する必要がでてくる。また、大型になった構造物は、柔軟な弾性体としての応答を考慮しなければならぬので、大規模な橋梁の建設などで見られる

ようにアクティブ制御の技術を導入して弾性応答を制御することが考えられる。一方で、こうした制御技術が確立されるならば、水中での設置作業で、重力と浮力を局所的にバランスさせ、中性浮力化することで、構造剛性を低下させながら内力≒変形を低く保つことが可能となり、構造物の一層の軽量化も可能になる。

水中の柔軟な構造物の制御に関しては、いくつかの研究がなされており<sup>3),4),5)</sup>、他にも、水中のビークルや線状構造物の制御についての論文も多く見られる。こうした研究で、シミュレーション上の結果ではなく、実際のシステムや模型を用いて実験を行った結果において、必ずしも良好な制御成績が得られていない場合が多々見受けられる。この原因としては、水中の柔軟な構造物は単純な形状であっても、流体力に関するパラメーターの不確実性があり、また、大きな変形により構造の非線形な挙動が生じるなど、制御則の導出に用いるシステムの数学モデルと実際との間の差が

\* 東京大学工学部船舶海洋工学科

\*\* 海洋科学技術センター

原稿受理 平成 7 年 7 月 10 日

秋季講演会において講演 平成 7 年 11 月 16, 17 日

大きいことが考えられる。そのため、厳密な精度を要求されるような定点保持や軌道追従制御を行うことは難しくなっていると思われる。

システムの動特性に関する先験情報があり、そのパラメーターがオフラインで精度よく算定できれば、通常用いられるようなパラメーター推定を伴わない最適制御などで充分高い精度の制御が可能であるが、その算定したパラメーターの誤差が大きいと当然制御成績は悪化し、不安定域に近い極をもつようなシステムでは、その制御系の安定性に問題が発生する可能性がある。

パラメーターの誤差の原因としては、計測・測定したパラメーターの数値そのものの誤差、本来非線形性をもつプラントを線形モデル化したことによる誤差、また、実際に構造物を制御する際の計測装置などの誤差や、アルゴリズム計算やアクチュエーターやセンサーなどの周辺機器の遅れや未知の動特性、測定されない変量やモデル化されていないダイナミクスなどによる誤差などが考えられる。このような誤差を同定機構で推定し、その推定に基づいて制御を行う適応制御により、より良好な制御成績が得られると期待できる。

適応制御理論は、1960年代にシステム同定と制御理論に大きな発展が見られ、70年代に入って多くの研究がなされた後、デジタル計算機などの急速な発展と共に、現在では、実証的応用研究の段階へと進んでいると思われる。中でも、ロボットの制御への応用が活発で、ついで、物理モデルの明確な機械系や電気系への応用が見られる<sup>9)</sup>。しかし、大型の構造物を制御対象とした研究は、航空宇宙の分野などで理論面での応用のみみられるだけで、海洋工学の分野においては、まだ、ほとんど見られていないようである。

本研究では、適応制御理論の実用面への応用の前段階として、大型の海中構造物を念頭においた基礎的なモデルと思われる低次の弾性構造のモデルを用意し、Ossmanによって開発された“持続的励振入力が必要とせずに安定である”適応制御理論<sup>11,12)</sup>を用いて、この実験模型を水中で制御することを試みる。

特に、パラメーター同定を行わず、事前にオフラインで算定したパラメーターから計算したフィードバックゲインを用いる最適制御と、適応制御理論に基づいて最適制御ゲインを時々刻々改善していく制御の両手法の制御成績を比較検討することを主目的とする。適応制御は理論上は最適制御に比べて良好な制御成績が期待できるものの、実際にその有効性を引き出すためには様々な工夫が必要である。特に信号処理などは異なり、力学系を対象とする場合には過渡的な挙動についても十分注目する必要がある。また、シミュレーション計算においても実現現象を忠実に正確に再現していると言えない面があり、制御方法の検討において、シミュレーションによる検証だけでは不十分であるので、水槽において実際に水中模型の制御を行い、その結果を考

察することにする。また、トラッキング問題に対する最適サーボ系のアルゴリズムを組み合わせ、その適用性などを同時に検証する。

## 2. 対象モデルについて

本論文では、適応制御と最適制御の基本特性の比較をするために無限自由度を有限の自由度にトランケートする必要のない基礎的な低次のモデルとして、Fig. 1に示すような3本のシリンダー間を十分柔軟な梁でつないだ3次の集中定数系の模型を対象システムとする。簡便のため、Fig. 1にあるようにシリンダーに1, 2, 3と番号を付けておく。そして、この模型の全体の剛体としての鉛直方向運動モード変位と、梁の弾性変形により生じるシリンダーの間の相対変位の2つのモードの、計3つのモードに加え、過渡応答が悪い場合に模型が傾くことが予想されるので、剛体としての回転のモードを合わせた4つのモードを3つのアクチュエーターで制御することにする。実験模型は、直径50 (mm)、高さ200 (mm)の亚克力製のシリンダーの間を、幅3 (mm)、厚さ1 (mm)、ヤング率 $3.0 \times 10^9$  (N/m<sup>2</sup>)塩化ビニルの梁でつないだものである。

以下に、座標系の定義と実験モデルの運動方程式をしめす。空間固定座標系 $O-XZ$ と、シリンダー2の重心に原点が固定された物体固定座標系 $o-xz$ を、Fig. 1のように定義する。鉛直方向に関しての剛体運動と弾性振動を制御することを目的とするので、 $j$ 番のシリンダーの空間固定座標系、物体固定座標系のそれぞれでの鉛直方向の座標を $Z_j, z_j$ と定義する。さらに、先程述べたようにシリンダーの $y$ 軸まわりの回転角を $\psi$ と定義する。この4自由度の変数によって、必要なモデルの運動は、すべて記述できる。

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = Pf$$

$$M = (m + m_2) \times \begin{bmatrix} 3 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 2l^2 + 3 \frac{(I + I')}{(m + m_2)} & l & -l \\ 1 & l & 1 & 0 \\ 1 & -l & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

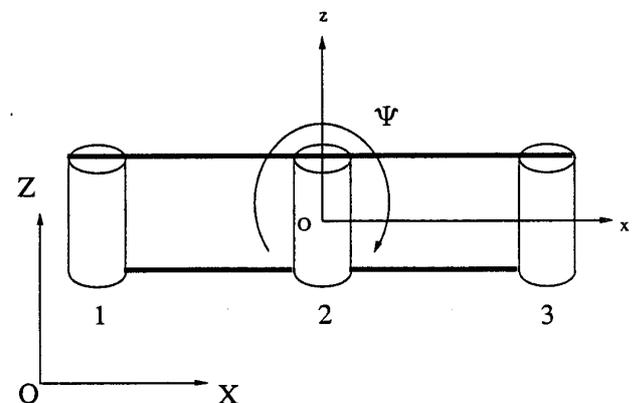


Fig. 1 Sketch of model and definition of coordinate system

$$C = \begin{bmatrix} 3C_{Dz} & 0 & C_{Dz} & C_{Dz} \\ 0 & 2l^2 C_{Dz} + 3C'_{Dz} & lC_{Dz} & -lC_{Dz} \\ C_{Dz} & lC_{Dz} & C_{Dz} & 0 \\ C_{Dz} & -lC_{Dz} & 0 & C_{Dz} \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$K = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2k \end{bmatrix}, \quad P = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 0 & l & -l \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$x = \begin{bmatrix} Z_0 \\ \phi \\ z_1 \\ z_3 \end{bmatrix}, \quad f = \begin{bmatrix} f_{z2} \\ f_{z1} \\ f_{z3} \end{bmatrix}$$

Table 1 The value of parameters set before starting control

|                       |          |  |
|-----------------------|----------|--|
| シリンダーの重心間の長さ          | $l$      | $2.5 \times 10^{-1}(\text{m})$                 |
| シリンダーの質量              | $m$      | $3.93 \times 10^{-1}(\text{kg})$               |
| シリンダーの鉛直方向の付加質量       | $m_z$    | $6.54 \times 10^{-2}(\text{kg})$               |
| シリンダーの水平方向の付加質量       | $m_y$    | $3.93 \times 10^{-2}(\text{kg})$               |
| シリンダーのY軸まわりの慣性モーメント   | $I$      | $2.25 \times 10^{-3}(\text{kgm}^2)$            |
| シリンダーのY軸まわりの付加慣性モーメント | $I'$     | $1.31 \times 10^{-3}(\text{kgm}^2)$            |
| シリンダーの鉛直方向の減衰係数       | $C_{Dz}$ | $2.03 \times 10^{-1}(\text{kg/sec})$           |
| シリンダーの水平方向の減衰係数       | $C_{Dy}$ | $4.70 \times 10^{-1}(\text{kg/sec})$           |
| シリンダーのY軸まわりの減衰係数      | $C_{Dz}$ | $1.57 \times 10^{-3}(\text{kgm}^2/\text{sec})$ |
| 梁のばね定数                | $k$      | $1.125(\text{N/m}^2)$                          |

今回検討した適応制御では線形の DARMA (Deterministic Auto-Regressive Moving Average) モデルで表現された運動方程式を用いるので、粘性流体力の係数を速度に比例するものとして線形近似して減衰マトリックスに組み入れる。運動方程式を定式化したものを(1)式に記す。(1)式において、 $M$ 、 $C$ 、 $K$  はそれぞれ質量マトリックス、減衰マトリックス、剛性マトリックスで、 $x$  は全体座標系による中央のシリンダーの  $Z$  方向座標  $Z_0$  と全体の剛体傾斜  $\phi$ 、物体固定座標系によるシリンダーの相対変位  $z_1$ 、 $z_3$  からなる座標ベクトル、 $f$  は外力を表すベクトル、 $P$  は外力の座標変換のマトリックスである。また、各変数の意味とその測定値、計算値を Table 1 に示す。

この方程式の1行目の成分は剛体としての空間固定座標系での  $Z$  成分、2行目は剛体としての  $Y$  軸まわりの回転  $\phi$  の成分、3行目は1番のシリンダーの物体固定座標系での  $z$  成分、4行目は3番のシリンダーの同じく物体座標系での  $z$  成分である。物体固定座標系の原点は2番のシリンダーの重心に一致するよう定義したので、物体固定座標系での2番のシリンダーの成分  $z_2$  は、運動方程式に現れない。

### 3. 適応制御アルゴリズム

適応制御の STC (Self-Tuning Control) において、よく知られている問題として、パラメーターの推定値によっては、制御系の可制御性、安定性が失われるという問題が

あり、この問題について多くの研究が行われてきた。

パラメーターの推定値が発散域に収束しないようにするには、推定値が真値に収束すれば良いのだが、通常、推定アルゴリズムは、推定値がある値に収束することは保証しているが、その値が真値であるという保証は無い<sup>9)</sup>。そのため、パラメーターが真値に収束するためには、推定機構に対して、持続的励振入力という特性を持った入力が必要になる。この持続的励振入力とは、入力信号がシステムのあらゆるモードを励起するように十分広域な周波数成分を含んでいるということであって、この入力により、推定値が理論的には真値に収束することになる。しかし、実用上の問題として、このような入力を実現することは難しい。そこで、持続的励振入力を必要とせずに、安定であることが保証されるアルゴリズムが望まれることになる。

Ossman は持続的励振入力の必要のない多入出力線形離散系における適応レギュレータを設計する問題を取り扱った。そして、未知のシステムパラメーター  $\theta_{ij}$  が既知の有界区間  $[\theta_{ij}^{\min}, \theta_{ij}^{\max}]$  内に属すると仮定し、パラメーターの推定値が既知のこの有界区間内に収束する逐次推定アルゴリズムを開発した。そして、Samson が提案した適応レギュレータを多入出力系に拡張して、このパラメーター推定アルゴリズムと結合することによって、持続的励振入力が必要ない大域的安定性が保証された適応レギュレータを考案した。本論文ではこの、実用性の高いと思われる Ossman の適応制御アルゴリズムを採用した。しかしながら先に述べたように、このアルゴリズムを有効に機能させるためには、システムのパラメーターの存在する有界区間をどのように設定するかを考慮し、また計算の初期値、特にパラメーターの推定値の初期値を現在知りうる最も正確なパラメーター推定値とすることが必要であることが本研究より判った。

Ossman の適応制御アルゴリズムについて簡単にまとめると以下の様になる。

$$y(k) = \sum_{j=1}^p -A_j y(k-j) + \sum_{j=1}^q B_j u(k-j) \quad (2)$$

$$= \theta^T \phi_a(k-1) + \phi^T \phi_b(k-1)$$

まず、線形離散系システムを(2)式のように、DARMA モデルとして記述する。(2)式で、 $y(k)$  は出力ベクトル、 $u(k)$  は入力ベクトルで、 $\theta$  はシステムの未知パラメーター、 $\phi$  は既知のパラメーターのマトリックス、 $\phi_a$  と  $\phi_b$  は回帰ベクトルである。

$$\theta(k) = \theta(k-1) - P(k-1) f(\theta(k-1))$$

$$+ \frac{P(k-1) \phi_a(k-1)}{\eta_{k-1}^2 + \phi_a^T(k-1) P(k-1) \phi_a(k-1)}$$

$$\times [y^T(k) - \phi_b^T(k-1) \phi - \phi_a^T(k-1) \theta(k-1)]$$

$$P(k) = P(k-1) \quad (3)$$

$$- \frac{P(k-1) \phi_a(k-1) \phi_a^T(k-1) P(k-1)}{\eta_{k-1}^2 + \phi_a^T(k-1) P(k-1) \phi_a(k-1)}$$

$$0 < P(0) = P^T(0) < 2I$$

$$f_{ij}(k-1) = \begin{cases} \theta_{ij}(k-1) - \theta_{ij}^{\max}, & \text{when } \theta_{ij}(k-1) > \theta_{ij}^{\max} \\ \theta_{ij}(k-1) - \theta_{ij}^{\min}, & \text{when } \theta_{ij}(k-1) < \theta_{ij}^{\min} \\ 0 & \text{when } \theta_{ij}(k-1) \in [\theta_{ij}^{\min}, \theta_{ij}^{\max}] \end{cases}$$

このシステムに対するパラメータ推定機構アルゴリズムは(3)式のようにになっている。

この推定アルゴリズムは、共分散行列  $P$  の初期値が  $2I$  以下でなければならないこと、 $\eta_{k-1}$  によるデータの正規化、このアルゴリズムの最も重要な特徴である修正項  $P(k-1)f(\theta(k-1))$  の導入、という3点において一般的な逐次型最小二乗法と異なっている。こうした修正によって、最小二乗法がもつ一般的な特性に加えて、システムのパラメータが  $\theta_{ij}$  が  $[\theta_{ij}^{\min}, \theta_{ij}^{\max}]$  に収束するという性質を持ち、持続的励振入力の必要性がなくなることになる。

このパラメータ推定アルゴリズムと組み合わせる制御

$$\begin{aligned} x(k+1) &= Fx(k) + Gu(k) \\ y(k) &= Hx(k) \end{aligned}$$

$$F = \begin{bmatrix} -A_1 & I & & & \\ -A_2 & & I & & \\ \vdots & & & \ddots & \\ -A_{n-1} & & & & I \\ -A_n & & & & & O \end{bmatrix}, \quad G = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ \vdots \\ B_{n-1} \\ B_n \end{bmatrix}, \quad (4)$$

$$H = [I \quad O \quad \dots \quad O]$$

則は、次の様である。まず、システム(2)式を(4)のように状態空間モデルの可観測標準形として表す。

$$\begin{aligned} u(k) &= -L(k)x(k) \\ L(k) &= [G^T(k)R_k G(k) + I]^{-1} G^T(k)R_k F(k) \\ R_{k+1} &= Q + L^T(k)L(k) + (F(k) \\ &\quad - G(k)L(k))^T R_k (F(k) - G(k)L(k)) \end{aligned} \quad (5)$$

ここで、制御ゲインを  $L$  とすると、制御力は(5)式のように与えられる。ここで、 $Q$  は重み行列、 $R_k$  は上式の Riccati 方程式の解である。

この方法は Riccati 差分方程式を1ステップごとに推定値を用いて漸近的に解くことによってフィードバックゲインを更新していくもので、初め、一入出力離散系において Samson らによって開発された LQ 制御方法を Ossman らが多入出力系に拡張したものである<sup>1,2)</sup>。

このレギュレーターとパラメータ推定アルゴリズムの結合によって、持続的励振入力を必要としない適応レギュレーターが得られた。このレギュレーターはプラントのすべての初期状態から入出力が0へと収束することから、大域的安定であることが証明されている。Riccati 方程式を解いていることから判るようにパラメータが推定された後の操作は最適制御と同じであり、その意味で、パラメータ推定を伴わず、制御開始時点でのシステムに関する情報しか利用できない最適制御に比べて本質的に良好な制御成績が期待できる。

#### 4. シミュレーション

2節に示した実験模型の運動方程式(1)を離散化し(6)式のように DARMA モデルに書き直す。

$$\begin{aligned} y(t) &= C_d y(t-1) + K_d y(t-2) + P_d u(t-1) \\ &= \theta^T \phi(t-1) \end{aligned}$$

$$\theta^T = [C_d \quad K_d \quad P_d], \quad \phi(t-1) = \begin{bmatrix} y(t-1) \\ y(t-2) \\ u(t-1) \end{bmatrix} \quad (6)$$

シミュレーションに際しては、事前に測定、あるいは、推定した模型のパラメータ値 (Table 1 に示した) を真値とする。そして、これが離散化されたものを  $\theta_{\text{true}}$  とし、これを(6)式に代入したものをシミュレーション上でのシステムの動特性を表す方程式とする。また、パラメータの推定範囲の上下限  $\theta_{\max}$  と  $\theta_{\min}$  を以下の様に設定した。

まず、直接的に計測することのできない流体力係数に関するパラメータはその推定の幅を真値から  $\pm 10\%$  と大きくとり、その他の質量等のパラメータは  $\pm 5\%$  とする。そして、その上下限の値の4つの組み合わせについて離散化したパラメータマトリックスの各要素の最大値と最小値を  $\theta_{\max}$ ,  $\theta_{\min}$  の各要素とした。ただし、離散化の際の逆行列の計算は繁雑になるため、その部分は必ず固定して計算した。

また、適応制御のシミュレーションで、推定するパラメータの初期値は、真値からずらして離散化したパラメータを  $\theta$  の初期値とし、最適制御では、そのずらしたパラメータをもとに計算したフィードバックゲインを用いる。これは、実際のシステムを制御する際に、事前にオフラインで推定した値には必ず誤差があり、その誤差の分ずれたパラメータを基にゲインを計算し、最適制御を行っていることに相当する。

また、適応制御において、Ossman はリッカチ方程式の解やフィードバックゲインの初期値に、単位行列などの簡単な行列を充てていたが、すでに説明した様に、リッカチ方程式がパラメータ推定と平行した1ステップごとの繰り返し計算によって解かれるため、最適制御と比べて、制御開始直後の立ち上げ段階で制御成績の低下が生じてしまうことが、シミュレーション結果からわかった。そこで、得られる事前情報はすべて利用するという立場から、リッカチ方程式の解とフィードバックゲインの初期値は、最適制御に用いるものと同じもの、つまり、事前に計測、測定したパラメータを基に計算したものをを用いる。と同時に、推定するパラメータの初期値も事前に判りうる範囲で最も精度の良いものをを用いる。こうすることで、先程述べた制御開始直後の制御成績低下が解消され、パラメータの誤差を与えた場合に、適応制御の方が最適制御より良好なシミュレーション結果となった。

一定高度に保持するレギュレーション問題では、通常の

レギュレーターを使い、トラッキング問題では、目標入力 (reference signal) に一定速度で上昇するような軌道を与えた。その制御手法としては目標入力と出力との差を状態変数にしてレギュレーターをトラッキング制御に流用したもの、内部モデル原理 (Internal Model Principle; IMP)<sup>10)</sup> に基づいてサーボ系を構成するものの2通りのシミュレーションを行った。

ここで、内部モデルによるサーボ系の設計とは、線形自由系の出力で与えられる目標値を生成するダイナミクスをシステムに取り込む形で制御系を再構築するもので、以下の様にして、目標に対応する次数のサーボ系を設計して用いる。

目標値を  $r_k$  とし、偏差を  $e_k = y_k - r_k$  と定義し、つぎに外部信号の目標値のモデルを  $\phi_r(q^{-1})r_k = 0$  という差分方程式で作る。 $q$  は時間進み作用素で、 $\phi_r$  は  $q^{-1}$  の多項式である。

$$\begin{aligned} x_{ak+1} &= F_a x_{ak} + G_a \phi_r(q^{-1}) u_k \\ e_k &= C_a x_{ak} \end{aligned} \quad (7)$$

$$F_a = \begin{bmatrix} F & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ C & -\delta_1 I & \cdots & \cdots & -\delta_1 I \\ 0 & I & & & 0 \\ \vdots & & \ddots & & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & I & 0 \end{bmatrix}, \quad G_a = \begin{bmatrix} G \\ 0 \\ \vdots \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$x_{ak} = \begin{bmatrix} \phi_r(q^{-1}) x_k \\ e_{k-1} \\ e_{k-2} \\ \vdots \\ e_{k-1} \end{bmatrix}, \quad C_a = [0 \quad I \quad 0 \quad \cdots \quad 0]$$

$\phi_r(q^{-1})$  をシステム(4)に作用させると  $\phi_r(q^{-1}) = 1 + \delta_1 q^{-1} + \delta_2 q^{-2} + \cdots + \delta_l q^{-l}$  であるとき、(7)式の様な拡張されたシステムで、 $e_k$  が制御量になるようにできる。

$$J = \sum_{k=0}^{\infty} (\|e_k\|_k^2 + \|\phi(q^{-1})u_k\|_k^2) \quad (8)$$

ここで、このシステムの出力  $e_k$  を零にする制御系を2次形式評価関数(8)式を最小にする制御則として、

$$\phi_r(q^{-1})u_k = -(R + \Gamma_a^T P_a \Gamma_a)^{-1} \Gamma_a^T P_a \Phi_a x_a \quad (9)$$

(9)式のように得る。 $P_a$  は(7)式に対する Riccati 方程式の正定対称な解である。

Fig. 2 にパラメーター推定の初期値を  $\theta_{\max}$  としたときのレギュレーションの結果を、Fig. 3 には  $\theta_{\text{true}}$  をパラメーターの初期値にしたときの2次の内部モデル原理によるサーボ系のトラッキング制御の結果を示す。

$\theta_{\max}$  を基に計算したゲイン  $L$  を用いた最適制御の結果では、与えた誤差が極端に大きいために閉ループ系の極が発散域に入ってしまう、制御が発散してしまう結果となったが、Fig. 2 で判るように適応制御では、過渡応答が悪いものの、最終的にはパラメーターを修正し、安定な制御がなされているのが判る。また、逆に誤差が小さい場合には、

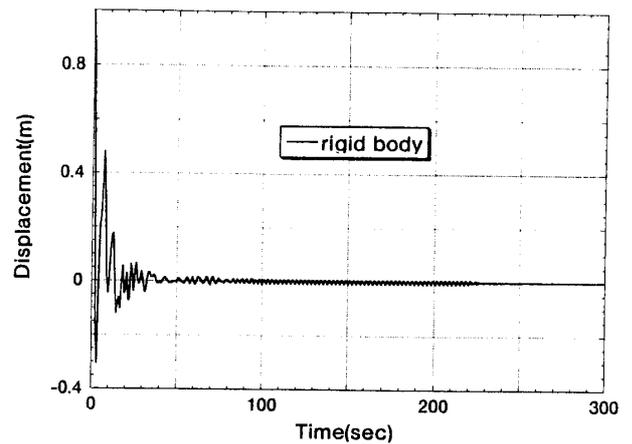


Fig. 2 Simulation result of adaptive regulator (initial theta; theta max)

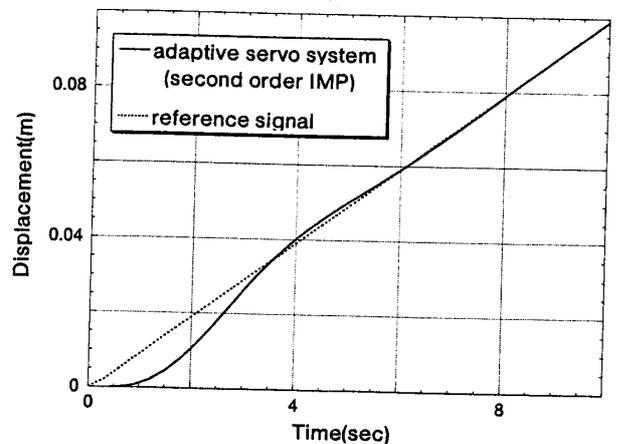


Fig. 3 Simulation result of adaptive servo system by second order IMP (initial theta; theta true)

線形のシミュレーションの範囲では、制御結果は安定で、両手法の差異もほとんど見られなかった。

また、Fig. 3 では、2次の適応サーボ系によってシミュレーション上では、完全な目標追従が成されていることが判る。

## 5. 模型実験

シミュレーション上で実現できないパラメーターの誤差として、パラメーターの数値そのものの誤差の他に、本来非線形性をもつプラントを線形モデル化したことによる誤差、また、浮力可変型のアクチュエーターの遅れや動作の誤差、アクチュエーターや超音波位置計測装置のケーブルなどがモデル化されていないことによる誤差、位置計測の誤差などが考えられる。これまでなされてきた研究では理論面での検討が多く、構造物のような力学系への応用を目的として、実的な誤差に対する適応制御の有用性はほとんど論じられていなかった。そこで、適応制御がこうした誤差の影響を吸収し、最適制御を上回る制御成績を挙げ

られるか、また、実際に制御系がきちんと機能するかどうかを把握するために実験を行った。

鉛直方向の制御力を加えるアクチュエータとしては浮力可変型のアクチュエータを、センサーとしては超音波位置計測装置を用いた。

実験はシミュレーションと同じく、レギュレーション制御、レギュレーターによるトラッキング制御、1次と2次の内部モデル原理に基づくサーボ系によるトラッキング制御の4通りの実験を、適応制御と最適制御に関してそれぞれ行った。

最適制御では、Table 1 に示した計測・測定したモデルのパラメータ値、すなわち事前の段階でシステムの真値に最も近いと思われる値を用いて、事前に計算したフィードバックゲインを固定したまま用いた。適応制御では、フィードバックゲインとリッカチ方程式の解の初期値は最適制御で計算したものと同一のものを与える。同時に、パラメータ推定の初期値も Table 1 に示した値を用いる。こうすることで、シミュレーションで見られたように、最適制御と比較したときの制御開始直後の遅れを解消し、過渡応答を良くすることができた。また、推定するパラメータの範囲は、シミュレーションでしたような定め方であると、マトリックスの要素によっては真値に近いと思われる値 (Table 1 の値) の  $\pm 100\%$  程度の大きな幅を持ってしまう。このように推定の幅が広いと、大きなノイズが加わったときに、制御系の安定性が失われることがあることが判った。このため、真値に近いと思われる値から  $\pm 10\%$  程で十分であるとシミュレーション結果などから判断し、推定範囲をしばって実験を行った。

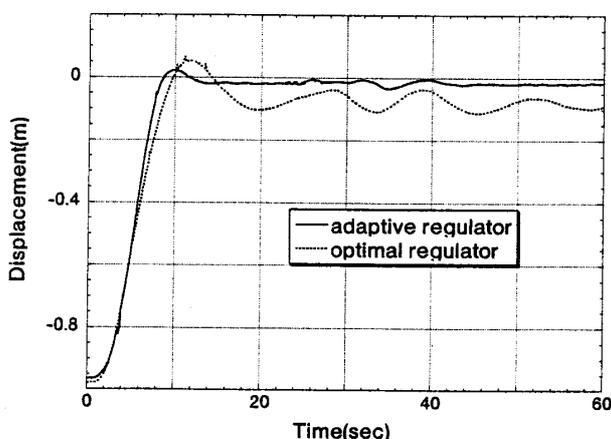
また、実験結果から、初めに定めたシリンダー間隔が 25 cm の実験模型 (50 cm のモデル) では、模型が比較的剛で弾性変形の制御効果をはっきりと見極められなかったため、シリンダー間を 50 cm としてより大きくした模型 (1 m

のモデル) でも実験を行った。

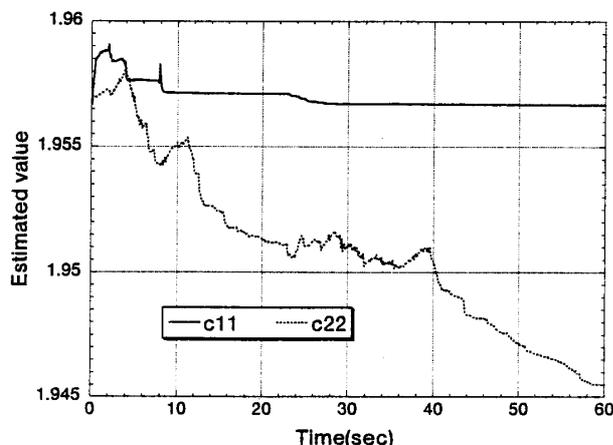
レギュレーション制御では Z 座標が -1 m の水底から原点にレギュレートすることを、トラッキング制御では 1 秒で 2 cm という比較的緩やかな、一定速度で上昇する目標値に追従することをミッションとした。

50 cm のモデルについて、Fig. 4 にレギュレーションの結果を、Fig. 5 にレギュレーターによるトラッキングの結果を、Fig. 6 に内部モデルのサーボ系によるトラッキングの結果を示す。また、1 m のモデルについて、Fig. 7 にレギュレーションの結果を、Fig. 8 にレギュレーターによるトラッキング制御の結果を示す。図中の  $c_{11}$ ,  $c_{22}$  は、システムのマトリックス  $\theta$  の 1 行 1 列と 2 行 2 列の要素の推定値である。また、各ミッションについて十数回行った実験の結果から、Table 2~4 に剛体変位の目標値に対する定常偏差とシリンダー 1 のシリンダー 2 に対する相対変位の定常振動成分の振幅をまとめて示した。これらの値は、時系列のデータから定常状態と認められる部分を読みとったものである。なお、表中に値を示していないものは、振動現象が認められないことを意味している。各グラフ中で、スパイク状に値が跳ね上がったような部分があるのは、位置計測装置に入る電気的ノイズによるものであるが、この影響を除くために、1 ステップ (0.1 sec) の間に急激に変位が変化したときには計測値を更新しないという簡単な処理を施した。この処理で大きなノイズを取り除くことによって、位置計測のノイズのために制御系が発散することはなくなった。なお、グラフ中で、変位が変化せずフラットになっているところがあるのは、実際に大きく変位が変化したときに、この処理のために値が更新されなかったためである。

Fig. 4 と Table 2 は、50 cm のモデルのレギュレーションの結果で、最適制御の剛体変位の定常偏差が 6 cm から 10 cm であるのに対して、適応制御ではほぼ 1 cm から 2

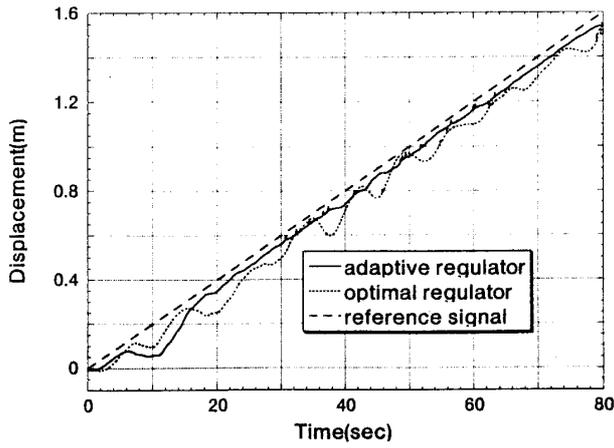


(a) Displacement of rigid body

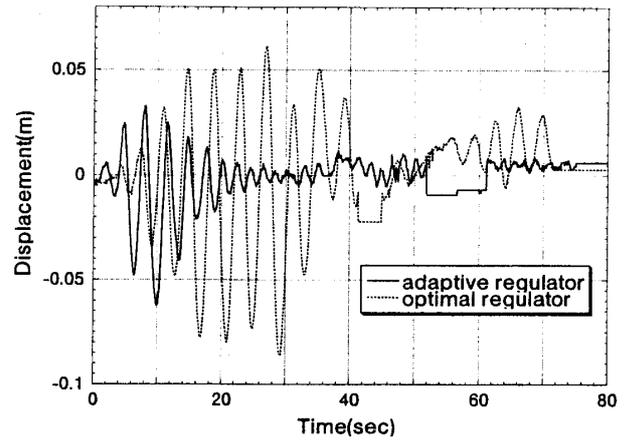


(b) Estimated value of parameter  $c_{11}$ ,  $c_{22}$

Fig. 4 Experimental result of regulation control of 50 cm model

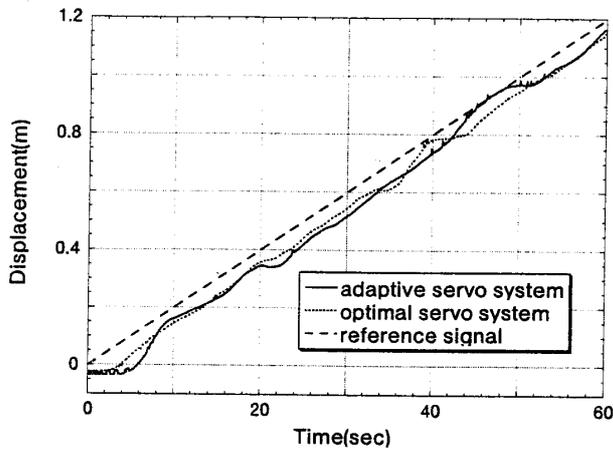


(a) Displacement of rigid body

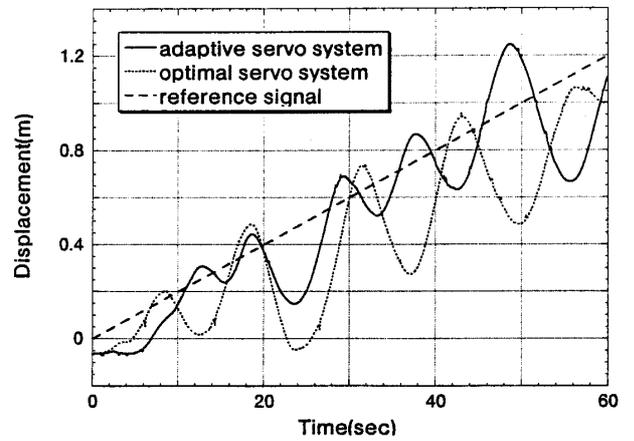


(b) Relative displacement of cylinder 1 from 2

Fig. 5 Experimental result of tracking control with regulator of 50 cm model

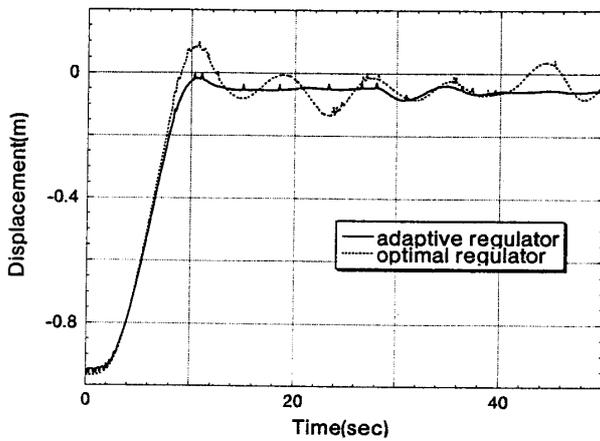


(a) First order IMP (displacement of rigid body)

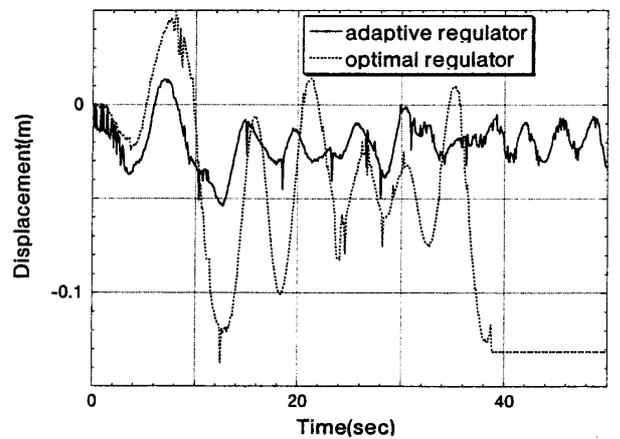


(b) Second order IMP (displacement of rigid body)

Fig. 6 Experimental result of tracking control with servo system by IMP

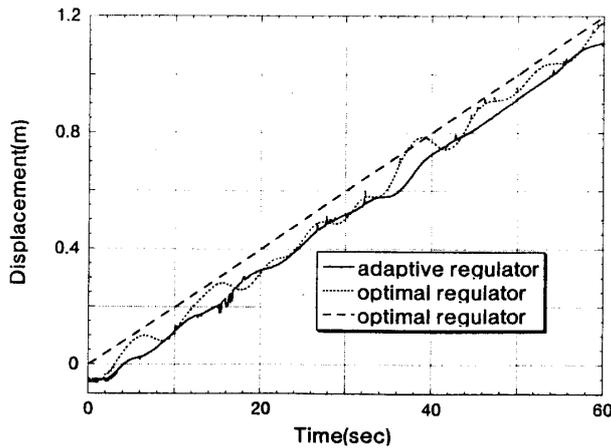


(a) Displacement of rigid body

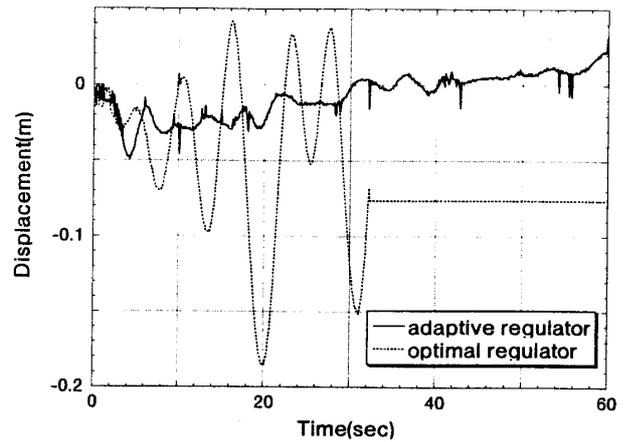


(b) Relative displacement of cylinder 1 from 2

Fig. 7 Experimental result of regulation control of 1 m model



(a) Displacement of rigid body



(b) Relative displacement of cylinder 1 from 2

Fig. 8 Experimental result of tracking control with regulator of 1 m model

Table 2 Experimental result of regulation control of 50 cm model

| 実験 No. | 適応制御     | 最適制御     |          |
|--------|----------|----------|----------|
|        | 定常偏差 (m) | 定常偏差 (m) | 定常振動 (m) |
| 1      | -0.031   | -0.099   | 0.025    |
| 2      | -0.019   | -0.073   | -        |
| 3      | -0.026   | -0.100   | -        |
| 5      | -0.015   | -0.089   | -        |
| 6      | -0.032   | -0.100   | 0.025    |
| 7      | -0.012   | -0.078   | 0.037    |
| 8      | -0.018   | -0.061   | -        |
| 9      | -0.019   | -0.060   | 0.027    |
| 13     | -0.015   | -0.062   | 0.040    |
| 14     | -0.018   | -0.090   | 0.035    |

cm の範囲に収まっている。また、適応制御ではほとんど見られなかった剛体の定常振動が、最適制御では数 cm ほど見られ、レギュレートが完全ではないことがわかる。梁の弾性変形によるシリンダーの振動制御では、シリンダーの間隔が狭く、振幅が大きくなかったためにあまり差異が見られなかった。

1 m のモデルの場合には、Fig. 7 と Table 3 に見られるように、適応制御では、剛体変位の定常偏差は 1 cm から大きくても 9 cm 程であるのに対し、最適制御ではほぼ 10 cm 以上と、更に大きな差が現れている。また、50 cm のモデルより柔軟な構造であるため、弾性変形に関しても制御効果に差がでていて、適応制御の場合は 2 cm 前後であるが、最適制御では 3~8 cm 程度の振動が生じてしまっている。

Fig. 5 と Table 4 に 50 cm のモデルをレギュレーターでトラッキング制御した結果を示す。剛体変位に関しては、定常偏差はあまり違いはないが、適応制御はなめらかに追従しているのに対し、最適制御では目標値が移動するため

Table 3 Experimental result of regulation control of 1 m model

| 実験 No. | 剛体変位の定常偏差 (m) |        | シリンダー 1 の振動 (m) |       |
|--------|---------------|--------|-----------------|-------|
|        | 適応制御          | 最適制御   | 適応制御            | 最適制御  |
| 5      | 0.013         | -0.109 | -               | -     |
| 6      | -0.012        | -0.169 | -               | -     |
| 7      | 0.015         | -0.177 | 0.030           | 0.035 |
| 8      | -0.060        | -0.229 | 0.045           | 0.031 |
| 9      | -0.060        | -0.189 | 0.052           | 0.041 |
| 10     | -0.023        | -0.124 | 0.049           | 0.023 |
| 11     | -0.025        | -0.162 | 0.015           | 0.032 |
| 12     | -0.034        | -0.123 | 0.041           | 0.025 |
| 13     | -0.018        | -0.095 | 0.024           | 0.072 |
| 14     | 0.046         | -0.073 | 0.018           | 0.071 |
| 15     | -0.033        | -0.053 | 0.019           | 0.079 |
| 16     | -0.058        | -0.062 | 0.025           | 0.078 |
| 18     | -0.078        | -0.131 | 0.029           | 0.061 |
| 19     | -0.030        | -0.083 | 0.021           | 0.085 |
| 21     | -0.091        | -0.093 | 0.019           | 0.081 |

Table 4 Experimental result of tracking control with regulator of 50 cm model

| 実験 No. | 剛体変位の定常偏差 (m) |        | シリンダー 1 の振動 (m) |       |
|--------|---------------|--------|-----------------|-------|
|        | 適応制御          | 最適制御   | 適応制御            | 最適制御  |
| 1      | -0.069        | -0.088 | 0.021           | 0.013 |
| 2      | -0.116        | -0.124 | 0.110           | 0.111 |
| 3      | -0.076        | -0.101 | 0.013           | 0.018 |
| 4      | -0.050        | -0.145 | -               | 0.025 |
| 8      | -0.120        | -0.179 | -               | -     |
| 9      | -0.049        | -0.108 | 0.020           | 0.079 |
| 10     | -0.038        | -0.066 | 0.011           | 0.072 |

にレギュレーションの場合よりも振動が激しくなっている。また、剛体として移動するため、弾性振動も大きくなり、最適制御の方では非常に大きな過渡応答がでてい

1 m のモデルのレギュレーターによるトラッキング制御の結果は、Fig. 8 と Table 5 に示した。50 cm の場合よりも

Table 5 Experimental result of tracking control with regulator of 1 m model

| 実験 No. | 剛体変位の定常変位 (m) |        | シリンダー 1 の振動 (m) |       |
|--------|---------------|--------|-----------------|-------|
|        | 適応制御          | 最適制御   | 適応制御            | 最適制御  |
| 8      | -0.068        | -0.090 | 0.007           | 0.032 |
| 9      | -0.077        | -0.060 | 0.008           | 0.088 |
| 10     | -0.076        | -0.101 | 0.008           | 0.032 |
| 13     | -0.035        | -0.038 | 0.010           | 0.078 |
| 14     | -0.019        | -0.037 | 0.009           | 0.089 |

シリンダーの振動の周期が長くなったため、アクチュエーターの遅れが問題にならなくなったので、適応制御では 1 cm 程に抑えられている一方で、最適制御では数 cm の振動が起きていて、効果の違いがはっきりとわかる。

レギュレーターの実験結果全体を通して、最適制御の場合はフィードバックゲインは固定しているために定常の偏差や振動は残るのに対し、適応制御ではパラメーター推定によってゲインが修正されていくことで、偏差や振動が時間とともに抑えられていることがうかがえる。過渡応答に関しても、適応制御においてリッカチ方程式とフィードバックゲインの初期値に最適制御で計算したものをを用いたことで、最適制御と比較して、予想されたような制御開始時の立ち上がりの遅れは解消されており、むしろ、適応制御の方が良好である場合が見受けられる。

また、最適制御において、制御成績が低下しているのは、主にセンサーとアクチュエーターのケーブルがモデル化されていないことによる誤差が原因と思われる。これらのケーブルは浮力材によって中性浮力化してあるが、模型の移動に伴って引きずられるような状態になり、その流体力や慣性の影響が大きいと思われる。また、模型本体も中性浮力化されているため、わずかな外力で変位を生じることとなり、ケーブルが模型に直接与える力の影響も無視できない。さらに、最適制御のレギュレーションで、目標値（原点）近くで、定常振動を起こしているのが共通してみられるのは、原点近くで模型の速度が 0 に近づいたとき、非線形の流体の抗力が 0 になってしまうような線形化をしたため、そのモデル化の誤差が大きくなることが一因と考えられる。逆に、適応制御では、こうしたモデル化の誤差をパラメータの誤差として吸収し、ゲインを修正することで、制御が改善されていると言える。特に、中性浮力化されたケーブルの曲げやねじりといった挙動は模型の状態によって変化し、その変化を事前に精度よくモデル化をすることは難しいと思われるが、適応制御であれば、オンラインでゲインを更新していくことで、ケーブルの状態の変化に対応できたと言えると思われる。

サーボ系によるトラッキングに関しては、Fig. 6(a) の 1 次のサーボ系は、目標追従が達成されているが、2 次のサーボ系では、制御則からアクチュエーターに要求される制御入力値が激しく振動するような入力値となったため

に、その浮力の変化をアクチュエーターが実現できなかったため、シミュレーションのようにはならず、Fig. 6(b) のような結果になったと思われる。

## 6. 結 言

本論文では、Ossman によって考え出された“持続的励振入力が必要としない、安定な”適応制御理論を力学系である構造物の応答制御に適用することを試み、以下の様な結論が得られた。

シミュレーション結果からは、

(1) 事前に推定したシステムのパラメーターの誤差が大きく、フィードバックゲインを固定した最適制御では発散してしまう場合でも、適応制御のゲイン修正による補償によって、閉ループ系を安定化することが可能であることが示された。

(2) 逆に、事前に推定したパラメーターが真値のごく近傍にある場合には、最適制御と適応制御の間にはそれほど差異がなく、パラメーター推定とフィードバックゲインの計算に時間がかからない分、最適制御の方が無難であるなどの結論が挙げられる。

また、実験結果からは、

(1) Ossman の適応制御理論が“持続的励振入力が必要としない”ことで、力学系の応答制御に利用可能な現実的な理論であることが確認できた。特に、推定するパラメーターの初期値や、リッカチ解とフィードバックゲインの初期値などを、事前に得られる情報から最善のものを与えることによって、また、パラメーター推定の範囲をしぼることによって、過大な過渡応答や弾性変形を抑えることができ、柔軟な構造物の制御にも適用できることが示された。

(2) さらに、この適応制御系によって、事前に設定したパラメーター値そのものの誤差だけでなく、流体外力などの非線形性を線形化したことによるモデル化の誤差や、アクチュエーターやケーブルなどの未知動特性やモデル化されていないダイナミクスなどによる誤差を吸収し、フィードバックゲインを調節することで、最適制御を上回る制御成績をあげられることが示された。

(3) 特に、中性浮力化された水中の剛体の位置保持に関しては、最適制御よりも適応制御の方が安定で良好な制御が行えること、また、弾性体としての変形の制御についても、レギュレーターでは適応制御の方が有利であることが示された。

(4) 内部モデル原理に基づいて構成したサーボ系では、1 次の場合ならば、実際の制御に適用できるが、一方、次数の高い 2 次のサーボ系の場合では、高度な速応性や正確なバラスト調整が要求されるため、構造物の制御への応用には問題点があると思われることなどが結論として得られた。

## 参 考 文 献

- 1) Ossman, K. A.: New Result in Indirect Adaptive Control, Ph. D. Thesis, Univ. of Florida, 1986
- 2) Ossman, K. A., Kamen, E. W.: Adaptive Regulation of MIMO Linear Discrete Time Systems Without Requiring a Persistent Excitation, IEEE Trans., Vol. AC-32, No. 5(1987), pp. 881-889
- 3) 鈴木, 吉田, 南, 村井, 宇佐美, 石田: アクティブ制御によるライザーのリエントリー, 日本造船学会論文集, Vol. 174(1993), pp. 855-864
- 4) 南: 浮体・線状構造物連成系の能動制御, 東京大学工学部船舶海洋工学科博士論文, 1993
- 5) 鈴木, 吉田, 渡辺: 弾性応答のアクティブ制御による柔軟な海中構造物の設置法に関する基礎的検討, 日本造船学会論文集, Vol. 174(1993), pp. 865-874
- 6) Samson, C. Fuch, J. J.: Discrete Adaptive Regulation of Not-Necessarily Minimum Phase Systems, Proc. IEEE, Vol. 123, Pt. D, No. 3(1981), pp. 102-108
- 7) Samson, C.: An Adaptive LQ Controller for Non-minimum-phase Systems, Int. J. Control, Vol. 35(1982), pp. 1-28
- 8) 計測と制御, ミニ特集 適応制御の新展開, Vol. 32, No. 12, 1993
- 9) Goodwin, G. C., Sin, K. S.: Adaptive Filtering, Prediction and Control, Prentice Hall, 1984
- 10) 古田: デジタルコントロール, コロナ社, 1989
- 11) 広田: 船舶制御システム工学, 成山堂書店, 1985