粗微動位置決め系の制御性能*
(4種類の制御法の位置決め性能比較)佐藤海二^{*1}, 古屋 学^{*2}, 科野文男^{*3}
進士忠彦^{*4}, 太刀川 博之^{*4}, 下河辺 明^{*4}Control Performance of Two-Stage Positioning System
(Comparison of Positioning Performances with Four Kinds of Control Methods)Kaiji SATO^{*5}, Manabu FURUYA, Fumio SHINANO,
Tadahiko SHINSHI, Hiroyuki TACHIKAWA and Akira SHIMOKOHBE^{*5} Tokyo Institute of Technology, Interdisciplinary Graduate School of Science and Engineering,
4259 Nagatsuta, Midori-ku, Yokohama, 226-8502 Japan

As a high precision positioning system with a long working range and high speed, a two-stage positioning system has been proposed. However its most suitable control method has not been clarified yet. The purpose of this research is to clarify the most suitable control method for the system theoretically and experimentally. An experimental two-stage positioning mechanism in this paper comprises a ball screw mechanism as a coarse motion one and the piezo-driven mechanism as a fine motion one. This paper first, describes the basic control system configuration and four kinds of controllers designed for the system: the PID, the state feedback, the sliding mode and the H_∞ controllers. And then the positioning performances with their controllers are examined experimentally and theoretically. The results show the PID control system to perform well generally though no control system has better performance on all the benchmark tests discussed in the paper than the others.

Key Words: Positioning, Precision Instrument, Digital Control, Two-Stage Positioning System, PID Control, State Feedback Control, Sliding Mode Control, H_∞ Control, Ball Screw, Pieze-Element

1. 緒 言

精密位置決めシステムは, 一般にアクチュエータを含む機構とセンサ, コントローラより構成され, その性能はまず機構の機械的特性や電気的特性といったハードウェア特性の影響を大きく受ける. そのため従来より, すぐれた特性を持つ機械要素, 機構の研究が行われている. その中で, 広い範囲にわたり高速, 高精度な位置決めが可能な機構としては, 粗微動位置決め機構が提案されている.

粗微動位置決め機構は, 可動範囲は広いが比較的分解能や精度の低い, あるいは応答性の低い粗動機構と, 可動範囲は狭いが応答性が高く高分解能, 高精度な動作が容易な微動機構より構成され, 各機構の能力を補完し合うことで, 広範囲で高速・高精度な位置決めを実現しようとする機構である. 製作は技術的に容易で, 高精度化も比較的簡単であることから, 精密加工機⁽¹⁾⁻⁽³⁾や半導体・液晶画面製造装置⁽⁴⁾⁽⁵⁾, 光ディスク原盤記録装置⁽⁶⁾, 光ディスクやハードディスクといった情報機器⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾, 精密組立用ロボット⁽¹⁰⁾等様々な装置への応用が進められつつある.

コントローラは, 状況に応じてハードウェア特性を十分発揮させる役割を有しており, その適切な選択と設計は,

ハードウェア特性の改善と同様に, システムの性能向上のために重要である. 粗微動位置決め機構の制御法としては, 現在までに, 粗動機構, 微動機構の各機構用の制御法や, 両機構をいかに駆動するかを決める制御系の基本構成が異なる様々な制御法が提案, 適用されている. 各機構用の制御法としては, PID制御が一般的に利用されてきているが, 最適制御⁽²⁾や H_∞ 制御⁽⁵⁾⁽¹¹⁾等の適用例も報告されている. 粗微動位置決め制御系の基本構成は, 位置偏差に応じて時分割で駆動する機構を切替える構成⁽⁵⁾⁽¹²⁾⁽¹³⁾と, 同時駆動する構成に大別され, 後者としては, 各機構独立に偏差を除去するように動作させる構成⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽¹¹⁾や, 微動機構の変位の積分値を粗動制御系にフィードバックする構成⁽¹⁴⁾がある. しかし粗微動位置決め機構に最適な制御法の検討は殆どなく, あってもシミュレーションのみの検討であったり⁽⁷⁾, 微動機構の制御法に限定されており⁽²⁾, コントローラの設計仕様も明確でない.

機構に最適な制御法を明らかにするためには, (1) 1個の制御対象に対して共通の仕様に基づき複数の制御系を設計し, 性能を比較, 評価することと, (2) シミュレーションに加え, 可能な限り実験的にも検証することが必要である. 筆者らはこれまでに, 上記の考えに基づき, 送りねじ機構に最適な制御法について検討を行ってきた⁽¹⁵⁾⁻⁽¹⁷⁾.

本研究では, 同様の方法により, 粗微動位置決め機構に最適な制御法を明らかにすることを目的としている. 本論文では, まず採用した粗微動位置決め制御系の基本構成に

* 原稿受付 1999年4月8日.

^{*1} 正員, 東京工業大学大学院総合理工学研究科 (〒226-8502 横浜市緑区長津田 4259).^{*2} 東京工業大学大学院 [現: 東海旅客鉄道(株)].^{*3} 東京工業大学大学院 [現: 松下電器産業(株)].^{*4} 正員, 東京工業大学精密工学研究所.

E-mail: kaiji@pi.titech.ac.jp

Fig.1 Schematic view of the two-stage positioning mechanism

(a) The coarse positioning mechanism (b) The fine positioning mechanism

(c) Friction torque model

Fig.2 Dynamic model of the Two-stage positioning mechanism

Table 1 Model parameters (I)

θ	Rotational angle of ball screw	x_c	Coarse positioning table displacement
τ_f	Coulomb frictional torque	x_f	Fine positioning table displacement
v_m	Input voltage to the motor amp.	i_m	Motor current
v_p	Input voltage to the PEA amp.		
v_{op}	Input voltage to the PEA		

ついて説明し、次にPID制御、状態フィードバック制御、スライディングモード制御、 H_∞ 制御の4種類の制御法を粗動機構と微動機構に適用し、シミュレーションと実験によりその制御性能を評価した結果について報告する。

2. 粗微動位置決め機構

2.1 実験装置 図1に試作した粗微動機構の概略を示す。粗動機構はリード2mmのボールねじ機構で、文献(15)と同一である。モータ駆動アンプの出力電圧 v_m 、出力電流 i_m は、 $|v_m| \leq 30V$ 、 $-3.15A \leq i_m \leq 2.85A$ に制限されている。微動機構は、圧電素子をアクチュエータとする弾性ヒンジ機構で、粗動機構のテーブル上に配置されている。微動機構の可動範囲は $\pm 5\mu m$ である。粗微動位置決め機構テーブル（微動機構テーブル）の変位は、分解能0.3nmのレーザー測長機（HP:VMEbus用）によって計測される。微動機構単

Table 2 Model parameters (II)

M	Mass of the coarse positioning table	7.21kg
J	Moment of Inertia (motor+screw)	$1.812 \times 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$
C_{sd}	Damping coeff. of motor and screw	$5.90 \times 10^{-4} \text{Nms/rad}$
C_n	Damping coeff. between screw and nut	$1.700 \times 10^3 \text{Ns/m}$
K_n	Stiffness between screw and nut	$3.3 \times 10^7 \text{N/m}$
L_m	Motor inductance	$3.10 \times 10^{-3} \text{H}$
R_m	Motor resistance	1.14Ω
G_m	Motor amplifier gain	3
l	Lead	0.002m
K_1	Voltage constant of the motor	0.172Vs/rad
K_2	Torque constant of the motor	0.172Nm/A
τ_{fmax}	Maximum Coulomb friction torque	$8.71 \times 10^{-2} \text{Nm}$
m	Mass of the fine positioning table	0.7kg
C_p	Damping coeff. of the PEA	$1.0 \times 10^3 \text{Ns/m}$
K_p	Stiffness of the PEA	$2.9 \times 10^7 \text{N/m}$
C_f	Capacitance of the PEA	$6.5 \times 10^{-6} \text{F}$
R_f	Electric resistance	10Ω
G_p	PEA amplifier gain	5
K_{pg}	PEA gain	$1.01 \times 10^{-7} \text{m/V}$

Fig.3 Frequency characteristics of the fine positioning mechanism

体の変位量を測定するため、静電容量型センサ（ADE: Microsense 3401HR）を取付けている。フィードバック信号には、レーザー測長機の出力のみを利用する。

2.2 動的モデル 図2は、図1に示した装置の動的モデルで、図2(a)が粗動機構、(b)が微動機構、(c)が摩擦トルク特性のモデルである。表1、表2に図中の記号の意味と値を示す。粗動機構のモデルは文献(17)と同一で、摩擦トルクの最大値として、各制御法毎に表2の値を修正した値が用いられる⁽¹⁵⁾。粗微動位置決め機構のテーブル変位は、各機構単体の変位の和とし、機構間の力の作用は考慮しない。粗動機構には、ねじ・ナット間の剛性に起因する共振数約340Hzの共振点が存在する。図3は微動機構の駆動アンプへの入力電圧から変位までの周波数特性である。実験とシミュレーションはよく一致しており、共振周波数は1kHzである。

3. 制御系の構成

3.1 粗微動位置決め制御系の基本構成 第1章で述べたように、粗微動位置決め制御系の構成には、時分割で駆動機構を切替える構成と同時駆動する構成とがある。両構成を比較すると、前者は各機構用コントローラ間に干渉が

Fig.4 Basic control system for the two-stage positioning mechanism

Fig.5 PID control system for the two-stage positioning mechanism

Table 3 PID control parameters for the fine motion

β_f	100	$\gamma_f T$	$1.0 \times 10^5 \text{ s}^{-1}$
T	$2.0 \times 10^{-4} \text{ s}$	K_a	1.22V/m

ない利点があるが、粗動機構により偏差が微動機構で除去可能な範囲に収束しても、微動機構駆動時の反力により粗動機構が移動し、微動機構のみで除去できない可能性があるといった欠点がある。また後者の構成では、2個の駆動機構によって、前者の構成より速やかに偏差を除去できる可能性もある。

そこで本論文では、図4に示す同時駆動する構成を採用した。粗動機構、微動機構の各制御系は、フィードバック信号を粗動機構、粗微動位置決め機構のテーブル変位とし、独立して偏差を零とするように動作する。そのため粗動制御系のフィードバック信号（粗動機構テーブル変位）が正確でなくても、結果的に粗動制御系の実際の位置誤差が微動機構の最大可動範囲以下となれば、粗微動位置決め機構の定常偏差を零にできる。本論文では粗微動位置決め機構テーブル変位の実測値と、微動機構単体の変位の推定値（圧電素子駆動アンプへの入力電圧に比例するとして近似的に求めた値。比例ゲインは $K=5.05 \times 10^{-7} \text{ m/v}$ 。以降この値を推定変位と呼ぶ）との差から粗動機構テーブルの変位を求めている。よってフィードバックセンサはレーザ測長機のみである。なお微動機構の可動範囲は $\pm 5 \mu\text{m}$ であるため、位置偏差が $5 \mu\text{m}$ 以下の場合に微動制御系が作動するように

Fig.6 State feedback control system for the two-stage positioning mechanism

Table 4 Optimal control parameters for the fine motion

H_f	$[-1.407 \times 10^5, 3.72, 1.213 \times 10^2]$		
K_f	1.113×10^5	Observer's pole	0.1, 0.05
G_f	7.32×10^{-1}		

している。

3.2 設計仕様 図1に示した機構を対象に、10mm ステップ応答波形が、以下の設計仕様を満たすようにコントローラを設計する。

設計仕様1: $t \geq 0 \text{ ms}$ で $0 \text{ mm} \leq x \leq 11 \text{ mm}$

(最大オーバーシュート 1mm 以下)

設計仕様2: $t \geq 400 \text{ ms}$ で $|x - 10 \text{ mm}| \leq 10 \text{ nm}$

(位置決め精度 10nm 以内)

3.3 制御系の具体的構成 本論文では、粗動機構と微動機構に適用する制御法は、1個の粗微動位置決め制御系において同一とし、4種類の制御法を適用する。制御系設計は、文献(15)の制御系を粗動制御系として用い、3.2節の設計仕様が満足されるように、微動制御系を調整して行った。

粗動制御系は、まず3.2節の設計仕様1を満足しかつ300ms以内に偏差を $5 \mu\text{m}$ 以下に収束させること（文献(15)設計仕様2）、をできるだけ満足するように、次にその範囲内でオーバーシュートが小さくなるように、調整されている。高速な位置決めが求められる場合、駆動アンプの飽和特性の影響は避けられない。以降に示す制御系も飽和特性の影響を受けるが、従来の研究⁽¹²⁾⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾と同じように基本的に線形系として制御系を設計する。非線形特性は、得られた制御系が設計仕様の満足を確認するシミュレーションにおいて考慮される。微動制御系は、得られた粗動制御系を用いて設計仕様2が満足できるように調整した。その結果、4種類全ての制御法で3.2節の設計仕様の満足させることができています。

本節では、主に制御系全体の構成と微動機構用コントローラについて説明し、粗動機構用コントローラについて

Fig.7 Sliding mode control system for the two-stage positioning mechanism

ては、調整法について簡単に述べる。なおサンプリング時間は0.2msに統一している。

3.3.1 PID制御 図5にPID制御系のブロック線図を示す。粗動制御系用、微動制御系用のコントローラは、それぞれPI-D, PIであり、後退差分法により離散化している。粗動制御系は、主に波形の概形を比例、微分ゲインで、定常偏差の収束具合を積分ゲインで調整した。

微動制御系では積分ゲインの影響が強いため、主に積分ゲインで設計仕様2を満足するよう調整した。決定した制御パラメータを表3に示す。

3.3.2 状態フィードバック制御 図6は、状態フィードバック制御系のブロック線図である。粗動、微動制御系ともコントローラは基本的に、1型最適サーボ系の設計法⁽²⁰⁾を適用して設計した。状態変数ベクトルは図6に示す通りで、演算時間遅れは考慮されている。粗動制御系は変位 x_c の重みを中心に、評価関数の重みを増加させながら調整された。しかし重みの調整だけでは収束時間が十分短くなかったため、積分ゲインを1%程度調整した。

微動制御系では、3.1節で述べたように変位 x_f は微動制御系の操作量から近似的に求められ、それ以外は最小次元オブザーバにより推定される。制御パラメータは変位 x_f 、速度 $\dot{x}_f$ の重みを中心に調整し、表4のように決定した。

3.3.3 スライディングモード制御 図7は、スライディングモード制御系のブロック線図である。各制御系は、システムの零点を利用する方法⁽²¹⁾により設計された。粗動制御系は、状態変数ベクトル $[i_m, r-K_x\theta, -K_x\dot{\theta}, r-x, -\dot{x}]$ (但し $K_x=l/(2\pi)$)を利用し、レギュレータとして設計された。制御パラメータは、各状態変数の重みと飽和関数⁽¹⁵⁾を試行錯誤的に調整して決定された。得られたコントローラでは、飽和関数が波形に大きな影響を及ぼしている。

微動制御系は、偏差の積分値を状態フィードバック制御の状態変数に加えたベクトル x_f を状態変数ベクトルとし、粗動制御系と同様に調整し、表5のように切換関数 $\sigma=S_f x_f$ 、飽和関数 $\text{sat}[\sigma/\phi]$ を決定した。飽和関数は系が振動しない

Table 5 Sliding mode control parameters for the fine motion

S_f	[-1.000, 2.78×10^{-5} , 3.24×10^{-8} , 2.54×10^{-10}]		
k_f	2 (V)	Observer's	0.1, 0.05
ϕ_f	1.0×10^{-8}	pole

Fig.8 H_∞ control system for the two-stage positioning mechanism

ように設定されている。

3.3.4 H_∞ 制御 図8に、設計した H_∞ 制御系のブロック線図を示す。制御系設計法としてNCF法⁽²²⁾を採用した。前置重み関数を、粗動制御系では比例要素、微動制御系では積分要素とし、後置重み関数はともに1とした。得られたコントローラを双一次変換により離散化し、試作装置に実装した。両制御系とも基本的に、前置重み関数で立ち上がりを速くし、モデル化誤差⁽²²⁾の設定により、オーバーシュートを抑制し調整した。実装したコントローラにより、微動制御系の操作量 u_f は式(1)のように導出される。

$$\left. \begin{aligned} u_f(i) &= C_{cd} u_i(i) \\ u_i(i+1) &= A_{cd} u_i(i) + B_{cd} e_f(i) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ここで

$$A_{cd} = \begin{bmatrix} 1.0 & 1.176 \times 10^{-1} & 9.72 \times 10^{-2} & 2.91 \times 10^{-8} & -6.20 \times 10^{-2} \\ 0.0 & 2.84 \times 10^{-1} & -5.33 \times 10^{-3} & 3.93 \times 10^{-7} & 2.28 \times 10^{-2} \\ 0.0 & 1.135 \times 10^{-4} & 3.57 \times 10^{-1} & 3.47 \times 10^{-11} & 2.02 \times 10^{-6} \\ 0.0 & -7.46 \times 10^4 & -5.53 \times 10^8 & -2.35 \times 10^{-1} & 4.44 \times 10^4 \\ 0.0 & -1.875 & -1.385 \times 10^4 & -5.81 \times 10^{-7} & 9.03 \times 10^{-1} \end{bmatrix}$$

$$B_{cd}^T = [8.14 \times 10^{-2} \quad -2.00 \times 10^{-3} \quad -2.10 \times 10^{-5} \quad -1.062 \times 10^5 \quad -2.70]$$

$$C_{cd}^T = [1.200 \times 10^5 \quad 7.06 \times 10^3 \quad 5.83 \times 10^7 \quad 1.747 \times 10^{-3} \quad -3.72 \times 10^3]$$

4. 実験結果

4.1 評価方法 本論文で用いる評価方法は下記の通りである。なお評価方法4の実験では、ワイヤと重りを用いて定常負荷力を加えているため、1.098kgの質量変化の影響も受けている。

評価方法1：設計仕様の達成度を評価する。

評価方法2：ステップ高さが1mm, 30mmに変化した場合、テーブル質量変化や既知の外乱力の影響のない状態で10mmステップ応答波形 (以降、これを基準応答波形と呼ぶ) に比べ、応答波形がどう変化したかを評価する (ステップ高さ変化における非線形特性の影響の評価)。

評価方法3：テーブル質量 (微動機構テーブル質量) が

Fig.9 Responses of the two-stage positioning mechanism to 10mm step inputs

2倍に変化した場合、基準応答波形に対し、ステップ高さ10mmの応答波形がどう変化したかを評価する(質量変化に対するロバスト性の評価)。

評価方法4: テーブルに10.77Nの定常負荷外乱が作用した場合、基準応答波形に対し、ステップ高さ10mmの応答波形がどう変化したかを評価する(定常負荷外乱に対するロバスト性の評価)。

4.2 10mm ステップ応答 図9に、第3章で説明した制御系を用いて10mmステップの位置決めを行った結果を示す。図(a)～(d)は、それぞれ(a)PID制御、(b)状態フィードバック制御、(c)スライディングモード制御、(d)H_∞制御の結果である。

Fig.10 Displacement of the fine positioning mechanism in Fig.9

ドバック制御、(c)スライディングモード制御、(d)H_∞制御の結果である。各図で上からモータ駆動アンプへの入力電圧、変位応答波形の全体図と目標値近傍での拡大図である。モータ駆動アンプの出力電圧は入力電圧の3倍となる。灰色の破線がシミュレーション結果、黒の実線が実験結果である。図中の一点鎖線は、3.2節で述べた設計仕様を表している。図9でシミュレーション結果と実験結果はよく一致しており、第2章のモデルは実際の機構をよく表しているといえる。

図9のように、すべての制御系は設計仕様を満足しているが、スライディングモード制御とH_∞制御ではオーバシュートが比較的大きい。これは両制御系の粗動機構用コントローラでオーバシュートを抑制できなかったためである。粗動制御系は0.2s付近までは概ね最大電圧で駆動されており、駆動アンプの飽和特性の影響を大きく受けている。

図10は、図9の実験での微動機構単体の変位応答波形で、微動機構の動作開始付近を拡大表示している。黒の実線は静電容量型センサで測定した実際の変位波形、灰色の破線は推定変位波形である。すべての制御法で、実際の変位波形と推定波形は概ね一致している。但し原理的な問題で必ずしも常に正確に推定できるわけではない。この点については4.3節で後述する。微動機構は、0.1～1μm変位し、その分の定常偏差を速やかに除去している。微動機構によって除去される偏差は実験の度に变化する。位置決め実験を20回行った結果、粗微動位置決め系の偏差はすべて10nm以下に収束した。

4.2 ステップ高さ変化の影響 各制御系の1mmステップ応答波形を図11に示す。図の表記形式は基本的には図9と同様である。但し二点鎖線に挟まれた範囲は、偏差が10nm以下であることを示している。モータ駆動アンプへの入力電圧波形より、駆動アンプの飽和特性の影響は比較的小さいことがわかる。4種類の制御結果の中で、図11(a)のPID制御は偏差を10nm以下に収束させるまでの時間が約0.3sと最も短く、図11(b)の状態フィードバック制御と比較して、0.3以上短い。この差は主に

Fig.11 Responses of the two-stage positioning mechanism to 1mm step inputs

粗動制御系の応答性の違いによって生じている。偏差が $5\mu\text{m}$ 以下となった時の応答波形 (PID制御で0.15s, 状態フィードバック制御で0.62s付近) をみてわかるように, 微動制御系単体では状態フィードバック制御のほうが立上がりは高速である。しかし粗動制御系の性能差を埋めることはできていない。図11(c), (d)のスライディングモード制御と H_∞ 制御では, 粗動制御系で偏差を $5\mu\text{m}$ 以下に収束できないため, $5\mu\text{m}$ 以上の偏差が残っている。

図12はステップ高さ30mmの場合の応答波形である。表示形式は図11とほぼ同じであるが, 図(b)では表示範囲を変更している。また実験装置のデータ記憶領域の制限のため, 駆動アンプへの入力電圧はシミュレーション結果のみを表示している。

状態フィードバック制御では, 積分器windアップ

Fig.12 Responses of the two-stage positioning mechanism to 30mm step inputs

のためオーバーシュートが約20mmと大きく, 微動機構の可動範囲($\pm 5\mu\text{m}$)収束するまでに約2.7s要している。他の制御系の応答波形は, 一定速度で動作している部分を除けば, 図9と概ね同じである。PID制御の波形に積分器windアップの影響が見られない理由は, 積分ゲインが小さいためである。本節の結果と文献(16)の送りねじ位置決め系の結果とを合わせて考えると, ステップ高さ変化の影響は粗動制御系の違いによる影響が大きく, 微動制御系に依存する影響の差はみられない。この評価では, 文献(16)と同様, PID制御が最も良い性能を示して

Fig.13 Responses of the two-stage positioning mechanism to 10mm step inputs (Mass $\times 2$)

Fig.14 Displacement of the fine positioning mechanism in Fig.13(b)

いる。

4.3 質量変化の影響 図13は、微動機構テーブル質量を2倍に増加させた場合の、10mmステップ応答波形である。巨視的には波形変化がないため、目標位置近傍での拡大図のみ示している。図9と比較すると、PID制御の応答波形で振動が最も増加し、偏差が10nm以下に収束するまでの時間が長くなっている。この振動は微動機構テーブルのピッチング剛性に起因する振動(振動数約140Hz)で、図13ではこの振動が動的な外乱として作用していると考えている。状態フィードバック制御とスライディングモード制御では、影響は比較的小さい。 H_∞ 制御では振動の増加は見られず、良好な制御性能を示している。この振動を除き、微動機構テーブル質量が2倍に変化した影響は、どの制御法でも特に現れていない。

Fig.15 Responses of the two-stage positioning mechanism to 10mm step inputs (Load: 10.77N)

4.1節で述べたように、採用した微動機構単体の変位推定法では、原理的な問題で変位を正確に推定できない場合もある。その例を図14に示す。図14は、図13(b)の実験における微動機構単体の実測変位と推定変位である。実測変位と比較し、推定変位では定常値が異なるとともに、機構の動特性に起因する立上がり部分や140Hz振動が小さくなっている。前者は圧電素子のヒステリシス特性のため、後者は本論文の推定法が機構の動特性を考慮していないため生じたと考えられる。このように本論文の推定法では、比較的速い動的応答が検出されにくく、静的な変位推定でも1μm程度の誤差が生じてしまうこともあった。しかし今回評価した制御系では、推定変位の誤差に起因する定常偏差は生じなかった。また粗動制御系のみの場合と比較して、高速かつ高精度に位置決めできており、3.1節の推定法を用いても基本的に粗微動位置決め制御系は有効に機能している。

4.4 定常負荷外乱の影響 図15は、評価方法4に従い、定常負荷外乱の影響を求めた結果である。表示形式は、図13と同じである。

PID制御では、約14Hzの振動が最も顕著に現れている。この振動はワイヤの剛性と重りの質量に起因する振動であり、粗動制御系の加減速応答時に加振されて生じたと考えている。シミュレーションではワイヤの剛性を考慮

Table 6 Comparison of positioning performances

	Specification satisfaction	Step height	Mass×2	Load : 10.77N
PID control	◎	◎	△	△
State feedback control	◎	○	○	×
Sliding mode control	○	×	○	◎
H _∞ control	○	×	◎	○

していないため、振動は生じていない。状態フィードバック制御では、同様の振動は小さいものの、10 μ mオーダの波形変化がみられ、偏差が10nm以下に収束するまでに1.2s近く要している。H_∞制御では14Hz振動はみられるものの、速やかに減衰しており影響は小さい。スライディングモード制御の場合、ワイヤや負荷に起因する振動、波形の変化はなく、最も良い制御性能を示している。なおシミュレーションで振幅1.5Nの正弦波状の外乱力に対する応答波形を求め、同様にスライディングモード制御で発生する振動振幅が最も小さくなることを確認している。

4.5 性能比較結果 3.3節に示した4種類の制御系はすべて設計仕様を満足できたが、ステップ高さ等の位置決め条件の変化の影響には違いが現れた。PID制御は、ステップ高さ変化の影響は殆ど受けないが、テーブル質量や外乱力の影響は比較的顕著に現れた。状態フィードバック制御は、質量変化の影響は概ねなかったものの、その他の影響は比較的大きく現れた。スライディングモード制御とH_∞制御は、ステップ高さの影響が大きく、他の影響は小さかった。

結果として、すべての評価項目に関し、他の制御系よりも明らかに優れた特性を示した制御系はなかった。その中でPID制御は、全体的にみて比較的安定した性能を示した。PID制御以外の3種類の制御系では、粗動制御系に起因する性能低下が、全体の位置決め性能の主な低下要因となっている。そのため今回の性能差の主な理由は、PID制御が他の制御系と比較して、モータ駆動アンプの飽和特性の影響を受けにくいためと考えている。

表6は、以上の評価結果を相対評価としてまとめたものである。表中の設計仕様の達成度では、オーバーシュートの大小も評価に加味した。また各評価実験で得られた応答特性はすべて、各評価項目で考慮している。

5. 結 言

本研究は、粗微動位置決め機構に最適な制御法を明らかにすることを目的としている。そのため本論文では、まず試作装置や制御系全体の基本構成について説明した。次にPID制御、状態フィードバック制御、スライディングモード制御、H_∞制御の4種類の制御法を取り上げ、共通の設計仕様に基づきコントローラ設計して、その性

能を実験的、理論的に評価した。各制御法には様々な設計法や補償器の構成が存在するが、その中から比較的単純な構成のコントローラを選択した。

今回の評価では、他の制御法よりも明らかに優れた性能を示した制御系はなかったが、比較的PID制御が安定した性能を示した。その主な要因は、PID制御が他の制御法と比較してモータ駆動アンプの飽和特性の影響を受けにくかったためと推測している。

今後は、機構の非線形特性を考慮しやすいインテリジェント制御法を適用し、性能評価を行う予定である。なお本研究は、平成10年度文部省科学研究費補助金一般研究(A)(課題番号:09555053)、平成8年度未来開拓学術研究推進事業委託研究「複合集積マシン」、メカトロニクス技術高度化財団の補助を受けて行われた。

参 考 文 献

- (1) Michele H. Miller, Kenneth P. Garrard, Thomas A. Dow and Lauren W. Taylor, Precision Engineering, 16-1, (1994), 42-48.
- (2) 溝渕啓・堀内幸・高巢周平・ほか2名, 1997年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (1997), 596.
- (3) 館野寿丈・中沢弘, 精密工学会誌, 58-8, (1992), 1406-1411.
- (4) Chang-Woo Lee and Seung-Woo Kim, Precision Engineering, 21-2/3, (1997), 113-122.
- (5) 天田晶久・小柳秀昭・角田道雄, NSK Technology Journal, No.659, (1995), 38-44.
- (6) 菊田信孝・西田純・立川雄一・ほか4名, 1995年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (1995), 815-816.
- (7) Toshiya SUZUKI, Takamasa USUI, Minoru SASAKI, ほか3名, Proc. of Int. Conf. on MIPE'97, (1997), 487-492.
- (8) S.Koganezawa, K.Takaishi, Y.Mizoshita, ほか4名, IEEE Trans. on Magn., 32-5, (1996), 3908-3910.
- (9) Junichi Ichihara and Akihiko Makita, Proc. of Int. Conf. on MIPE'97, (1997), 532-537.
- (10) Agathe Hodac, Wolfgang Zesch, Roland Siegwart, ほか3名, Proc. of Int. Conf. on MIPE'97, (1997), 231-237.
- (11) 美多 勉, H_∞制御, 昭晃堂(1995), 160-164.
- (12) H.Yonezawa, Y.Hirata and H.Sasai, Annals of the CIRP, 39-1(1990), 433-436.
- (13) 佐久田茂・足立幹雄・小川潔・上田勝宣, 精密工学会誌, 62-6, (1996), 825-829.
- (14) 浅野 伸・後藤崇之・岡崎祐一, 1991年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (1991), 411-412.
- (15) 佐藤海二・古屋学・進士忠彦・ほか3名, 精密工学会誌, 63-11, (1997), 1614-1619.
- (16) 佐藤海二・科野文男・進士忠彦・ほか3名, 精密工学会誌, 63-12 (1997) 1759-1763.
- (17) 佐藤海二・塚原真一郎・下河辺明, 精密工学会誌, 64-11 (1998), 1627-1632.
- (18) 野波健蔵・田 宏奇, スライディングモード制御, コロナ社, (1994), 235-238.
- (19) 山崎敬則・堤正臣, 1996年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (1996), 503-504.
- (20) 美多 勉, デジタル制御理論, 昭晃堂, (1986), 185-187.
- (21) 文献(18), 63-65.
- (22) システム制御情報学会編, 制御系設計 H_∞制御とその応用, 朝倉書店, (1995), 115-122.