

粗微動間連結分離機構を有する精密位置決めステージの 整定時間短縮制御法の提案

矢崎 雄馬*, 藤本 博志, 堀 洋一 (東京大学), 坂田 晃一, 原 篤史, 佐伯 和明 (ニコン)

Proposal of Setting Time Shortening Control for High-precision Stage
with Decouplable Structure of Fine and Coarse Parts

Yuma Yazaki*, Hiroshi Fujimoto, Hori Yoichi (The University of Tokyo)
Sakata Koichi, Hara Atsushi, Kazuaki Saiki (Nikon Corporation)

Abstract

Precise positioning stages are required to achieve high-speed and high-precision control to improve production efficiency and quality. However, it is expected that speed and precision limits come in the near future if the structure of conventional precise positioning stage is used. Therefore, the authors designed and fabricated the stage with decouplable structure of coarse and fine parts. This stage differs from conventional dual stage in that it causes impact, separation and coupling. This paper proposes a novel control system design and setting time shortening control by applying Final State Control (FSC). While initial state is zero if FSC is applied to HDD for example, it is non-zero if FSC is applied to catapult stage. Thus, it is necessary to calculate FSC to consider initial state. Simulation and experimental results demonstrate that the remarkable performance can be obtained by the proposal method.

キーワード：精密位置決め, 高速高精度位置決め, 2段アクチュエータ, 整定時間, 終端状態制御
(Precise Positioning, Fast and Precise Positioning, Dual-Actuator, Setting Time, Final State Control)

1. はじめに

精密位置決めステージは、液晶パネルや半導体製造に欠かせない産業機器であり、近年、生産性向上のためにステージの大型化が進んでいる。また、高速・高精度位置決め制御は生産性や製品の高集積化に大きく関わる重要な技術である。精密ステージにおける制御の高速化、高精度化のためにはフィードバック (FB) ループの高帯域化が不可欠である。しかし、ステージを大型化するとステージの共振周波数が下がるため FB ループを高帯域化させることができない。すなわち精密位置決めステージにおいて大型化と高速化は相反する要求である。

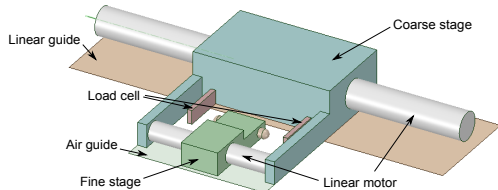
このような用途のステージでは、より一層の高精度化とスループットの向上を達成するため、2段アクチュエータと呼ばれる構造をとることがある。2段アクチュエータ構造とは、長距離を大推力で駆動する粗動部と、短距離を精密に駆動する微動部という分割された構造のことである⁽¹⁾。2段アクチュエータは光ディスク⁽²⁾や HDD⁽³⁾などに用いられる。2段アクチュエータ構造をとることにより、粗動部が長距離を移動するための推力を生み出すモータを受け持つことになり、微動部を単純化、軽量化することができる。その結果、微動部の共振周波数が上がるため、FB ループを高帯域化させることができる⁽⁴⁾。しかし、従来の精密ステージは粗微動間を接触させないように駆動させるため、微動部も粗動部と同等の加速度で駆動させる必要がある。従って微動部にも大推力、大質量のモータを乗せる必要があった。そのため、従来の機構では FB 帯域の高帯域化が困難

になりつつあり、スループットの限界が近いことが予想される。これらの理由から、装置を大型化しながらも、微動部の質量を小さくでき、高速化と大型化を両立できる新しい構造のステージが求められている。そこで本研究グループは図 1 に示す、粗微動間連結分離機構を有する精密位置決めステージ (以下カタパルトステージ) を試作した。

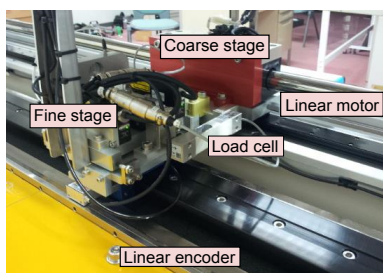
粗動部はリニアガイド、微動部はエアガイドにより案内し、ともにリニアモータによって駆動している。粗動部には大推力のモータを用い、ステージの加減速時に用いる。微動部には小推力モータを用い、位置決め精度が必要となる定速時の位置決め制御に用いる。

以降は、一般の 2段アクチュエータ構造の装置については、微動部、粗動部という表現を用い、カタパルトステージでは、微動ステージ、粗動ステージと称することとする。

本研究の目的は、カタパルトステージという新しい機構の精密位置決めステージの有効性を示すことである。これにより、FB ループの高帯域化と高精度化を達成する。従来の精密ステージは、微動部にも大推力のモータを用いることで粗微動間の接触を避けてきたが、カタパルトステージは微動部には粗動部に比べ小推力のモータを用いているため、粗微動間の連結、分離、衝突が起こる。そこで、本研究ではカタパルトステージ独自の制御系を提案し、その有効性をシミュレーションにより示す。この結果から微動部の加速時における推力生成が必要であることが分かるため、加速時における推力生成法について提案し、その有効性をシミュレーション及び実験により示す。



(a) Schematic of Catapult stage.



(b) Experimental stage

図1 カタパルトステージの構造

Fig. 1. Structure of Catapult stage.

表1 Catapult stage parameters

Maximum thrust force of fine stage	F_{fm}	40.0	N
Maximum thrust force of coarse stage	F_{cm}	218	N
Mass of fine stage	M_f	6.0	kg
Mass of coarse stage	M_c	11	kg
Coefficient of viscosity of coarse stage	D_c	101.7	$N \cdot s/m$
Gap	X_{off1}	1.0	mm
Gap	X_{off2}	1.0	mm

2. カタパルトステージの構造

本章では、本研究室で試作したカタパルトステージの構造について述べる。

微動ステージ-粗動ステージ間の連結機構の上面図を図2に示す。粗動ステージにはロードセル、微動ステージには突起が取り付けられており、ロードセルと突起を介することにより粗動ステージの推力を微動ステージに伝える。

カタパルトステージの動作を図3に示す。まず加速時では、微動ステージは推力を出さず、粗動ステージが微動ステージを押すことで加速する。このため、微動ステージに要求される加速度は小さくなり、モータを小型化・軽量化することが出来る。次に、位置決め精度が必要な定速時では粗動ステージと微動ステージを分離させ、微動ステージの位置決め制御を行う。最後に減速時は再び粗動ステージと微動ステージを接触させて減速し、停止する。この際、微動ステージは推力を出さない。ステージの各パラメータを

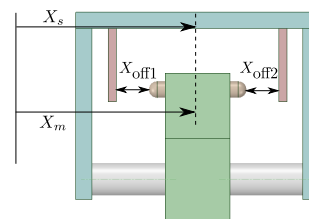
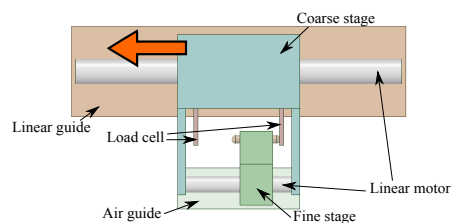
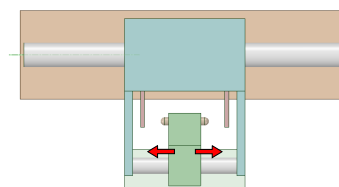


図2 カタパルトステージの構造(リンク部)

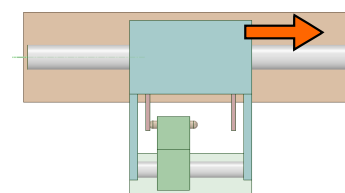
Fig. 2. Structure of Catapult stage(link).



(a) Accelerating phase.



(b) Constant speed phase.



(c) Decelerating phase.

図3 カタパルトステージの動作

Fig. 3. Movement of Catapult stage.

表1に示す。

3. カタパルトステージのモデル化

本章では、〈3・1〉節にて、カタパルトステージを用いた先行研究で提案されたステージモデル、衝突力モデルについて紹介する⁶⁾。〈3・2〉、〈3・3〉節にて、カタパルトステージ独自の制御系設計について提案する。カタパルトステージのX軸制御について検討する。 f の添え字は微動ステージ、 c の添え字は粗動ステージを表す。

〈3・1〉 カタパルトステージのモデル化

〈3・1・1〉 ステージモデル プラントモデルを $P(s)$, 制御入力 u , 他方のステージからの反力 F_i を入力, 位置 X を出力としたとき式 (1) のような関係が成り立つ。

$$X_f = P_f(s)(u_f - F_{if}), X_c = P_c(s)(u_c - F_{ic}) \dots (1)$$

ここで, プラントモデル $P(s)$ は以下に示す剛体モデルとする。

$$P_f(s) = \frac{1}{M_f s^2}, P_c(s) = \frac{1}{M_c s^2 + D_c s} \dots (2)$$

〈3・1・2〉 衝突力モデル カタパルトステージの衝突力モデルを定義する。Herz の衝突理論⁽⁵⁾ を用いて, 各ステージ間で衝突力 (反力) F_{if}, F_{ic} を以下のように表す⁽⁶⁾。

$$F_i = -KX^{\frac{3}{2}} - \alpha\sqrt{|X|}\dot{X} \dots (3)$$

ただし, K は非線形ばね係数, α は非線形ダンパ係数, X はロードセルの沈み込み量, \dot{X} は粗微動間の相対速度である。

以上により, 微動ステージと粗動ステージの剛体モデル及び各ステージ間で発生する衝突力モデルが定義された。

〈3・2〉 微動ステージの制御 提案する微動ステージの制御系を図 4(a) に示す。 x_f^{ref} は目標軌道に対する微動ステージの位置指令値を表す。プラント $P_f(s)$ に対して, ロバストかつ安定な FB 制御器 $C_f(s)$ が設計されているとする。また反力 F_{if} を推定するための反力オブザーバ (RFOB) を設計する⁽⁷⁾。RFOB は反力 F_{if} を外乱とみなした外乱オブザーバ (DOB) である。 $C_f(s)$ は式 (4) で表される $C_\infty, C_{FB}(s)$ を用いてアンチ・windアップ化されている。また, sat は飽和関数を表す。

$$C_f(s) = \frac{C_\infty}{1 + C_{FB}(s)C_\infty} \dots (4)$$

カタパルトステージの特徴は, 微動ステージは加減速時には推力を出さず, 定速時のみ推力を出すことであるため, 制御の切り替え及び切り替えのトリガが必要となる。

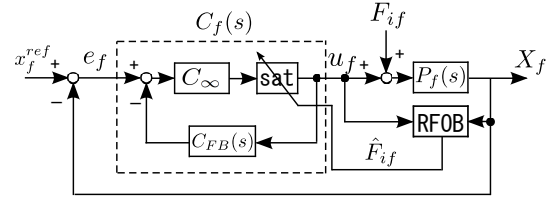
そこで飽和関数 sat と推定反力 \hat{F}_{if} を用いた制御切り替えアルゴリズムを提案する。ステージの接触・非接触の判別は推定反力 \hat{F}_{if} と閾値 F_{if}^{thr} に基づいて行くと, 推力リミット値 u_{sat} を式 (5) のように与えることができる。

$$u_{sat} = \begin{cases} 0, & |\hat{F}_{if}| > F_{if}^{thr} \\ u_{lim}, & \text{otherwise} \end{cases} \dots (5)$$

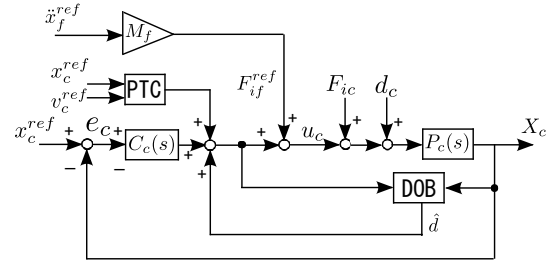
また, 誤作動を防ぐために, 閾値 F_{if}^{thr} は非接触時に推定される \hat{F}_{if} よりも十分に大きく設定しておく。飽和関数 sat を以下のように定義する。

$$u_f = \begin{cases} u_{sat}, & u_{in} > u_{sat} \\ -u_{sat}, & u_{in} < -u_{sat} \\ u_{in}, & \text{otherwise} \end{cases} \dots (6)$$

加減速時には推力リミット値 u_{sat} を零にする。また, 定速



(a) Control system of fine stage.



(b) Control system of coarse stage.

図 4 カタパルトステージの制御系設計
Fig. 4. Control system design of Catapult stage.

時には制御器を働かせる必要があるため, 推力リミット値 u_{sat} をモータの定格値 u_{lim} まで引き上げればその範囲内で線形に制御が働く。さらにアンチ・windアップ補償により, 制御切り替え時の推力異常を防ぐことができる。

〈3・3〉 粗動ステージの制御 提案する粗動ステージの制御系を図 4(b) に示す。 $x_f^{ref}, x_c^{ref}, v_c^{ref}$ は, それぞれ目標軌道に対する微動ステージの位置指令値, 粗動ステージの位置指令値, 速度指令値を表す。プラント $P_c(s)$ に対して, ロバストかつ安定な FB 制御器 $C_c(s)$ が設計されているとする。粗動ステージを目標軌道に理想的に追従させるために, 完全追従制御 (PTC)⁽⁸⁾ と FB 制御器 $C_c(s)$ からなる 2 自由度制御系の構成をとる。さらに式 (1) に基づき DOB を設計する。また F_{ic} は粗動ステージに与えられる反力であり, d_c はリニアガイドを用いることにより生じる入力外乱である。DOB は外乱 $d_{allc} = F_{if}^{ref} + F_{ic} + d_c$ に対して働いていることに注意する。ここで, F_{if}^{ref} は微動ステージが加減速時に必要な推力であり, $F_{if}^{ref} = M_f \ddot{x}_f^{ref}$ で表される。従って, 入力外乱 d_c が零かつ外乱 d_{allc} が零であれば, 粗動ステージは微動ステージが理想的に動くような反力を与えていることになる。しかしながら実際には, 微動ステージには入力外乱 d_c の分だけ, 理想的な値からは異なる反力が与えられるため, 微動ステージは定速領域突入時において目標軌道に対して位置誤差が生じる。

4. 加速時における微動ステージの整定時間短縮制御法

カタパルトステージの特徴は第 2 章で述べたように, 加減速時は微動ステージには推力を与えず, 定速時に入ったときにはじめて微動ステージに推力を与えるということ

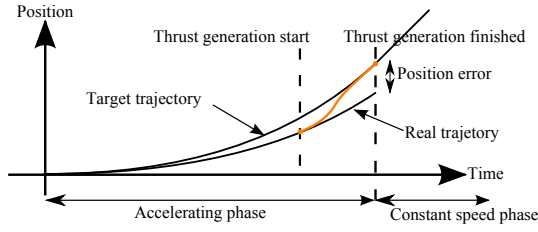


図5 加速時における推力生成の概念図

Fig. 5. Concept of thrust generation at accelerating phase.

あった。しかし粗動ステージを理想通りに制御したとしても、後述する第5章で示すように、定速領域突入時において少なくともロードセルの沈み込み量分の位置誤差が避けられない。また第(3.3)節で述べたとおり、実験では粗動ステージが受ける外乱の影響により位置誤差が生じることも予想される。

そこで本章では加速時に微動ステージが制御可能になった段階で、微動ステージに推力を与え始めるという方法を検討する。概念図を図5に示す。微動ステージに推力を与える方法として、終端状態制御 (FSC)⁹⁾ の適用について考察する。まず(4.1)節にてFSCについて述べる。次に(4.2)節にてFSCをカタパルトステージに適用する際に考慮すべきことについて述べる。最後に、加速時における微動ステージの制御法としてFSCを適用することにより、定速領域突入時の位置誤差を小さくできることをシミュレーションと実験により示す。

(4.1) 終端状態制御⁹⁾ FSCとは、あるシステムに対し、フィードフォワード (FF) 入力を与えることで有限時間で指定した終端状態にもっていく制御法である。

ここで可制御な m 次の離散時間システム

$$\mathbf{x}[k+1] = \mathbf{A}\mathbf{x}[k] + \mathbf{B}u[k] \dots \dots \dots (7)$$

に対して、初期状態 $x[0]$ を終端状態 $x[N]$ に N ステップで到達させるFF制御入力 $u[k]$ を考える。制御入力に関する評価関数を式(8)のように設定し、これを最小化する $u[k]$ を求める。

$$J = \mathbf{U}^T \mathbf{Q} \mathbf{U}, \mathbf{Q} > 0, \mathbf{U} = [u[0] \ u[1] \ \dots \ u[N-1]]^T (8)$$

ここで、 \mathbf{U} は $u[k]$ を縦に並べたベクトルであり、 \mathbf{Q} は重み行列である。このとき、式(8)の評価関数を最小とするFF入力を式(9)として与えることが出来る。

$$\mathbf{U} = \mathbf{Q}^{-1} \Sigma^T (\Sigma \mathbf{Q}^{-1} \Sigma^T)^{-1} (\mathbf{x}[N] - \mathbf{A}^N \mathbf{x}[0]) \dots \dots (9)$$

ここで、

$$\Sigma = [\mathbf{A}^{N-1} \mathbf{B} \ \mathbf{A}^{N-2} \mathbf{B} \ \dots \ \mathbf{B}] \dots \dots \dots (10)$$

である。

機械共振や残留振動を抑えるためには、制御入力は急激に変化せず滑らかなことが望ましい。そこで図6に示すよう

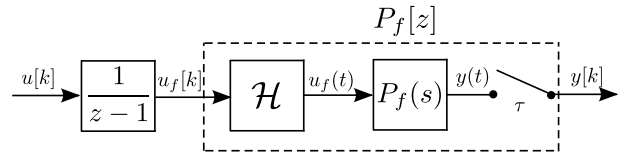


図6 制振軌道設計のための拡大系
Fig. 6. Augmented system with an integrator.

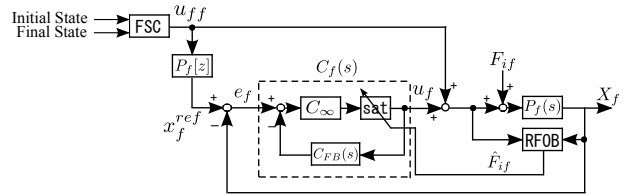


図7 FSCを適用したときの微動ステージの制御系
Fig. 7. Control system of fine stage with FSC.

に、制御対象 $P_f(s)$ の入力端に和分器 $1/(z-1)$ を接続した拡大系を構成し、ジャークを最小化することを考える。 $P_f[z]$ は $P_f(s) = (\mathbf{A}_{fc}, \mathbf{B}_{fc}, \mathbf{C}_{fc}, 0)$ の離散時間モデルとし、その状態空間実現を $P_f[z] = (\mathbf{A}_{fd}, \mathbf{B}_{fd}, \mathbf{C}_{fd}, 0)$ で与える。ただし、 $\mathbf{A}_{fd} = e^{\mathbf{A}_{fc}\tau}$ 、 $\mathbf{B}_{fd} = \int_0^\tau e^{\mathbf{A}_{fc}t} \mathbf{B}_{fc} dt$ 、 $\mathbf{C}_{fd} = \mathbf{C}_{fc}$ となる。以上より、拡大系 $P[z]$ の状態空間表現は式(11)のようになる。

$$P[z] = \left[\begin{array}{c|c} \mathbf{A} & \mathbf{B} \\ \hline \mathbf{C} & 0 \end{array} \right] = \left[\begin{array}{cc|c} \mathbf{A}_{fd} & \mathbf{B}_{fd} & 0 \\ 0 & 1 & 1 \\ \hline \mathbf{C}_{fd} & 0 & 0 \end{array} \right] \dots \dots \dots (11)$$

ただし、 $P_{fd}[z]$ の状態変数を $\mathbf{x}_{fd}[k]$ 、拡大系の状態変数を $\mathbf{x}[k] := [\mathbf{x}_{fd}^T[k] \ u_c[k]]^T$ と定義した。

(4.2) カタパルトステージへの適用 加速時における微動ステージの制御法としてFSCを適用する。まず、微動ステージの制御を始めるタイミングについて考える。微動ステージに与えられる加速度による慣性力が微動ステージが出せる推力よりも大きいとき、微動ステージは粗動ステージから離れられない。したがって微動ステージに与えられる加速度が小さくなり、微動ステージと粗動ステージが離れられるようになってから、微動ステージに推力を与えればよい。今回は加速度が 1.0 m/s^2 に達したときに推力を与えだすこととする。

次にFF入力を生成するために必要になる条件を考える。式(2)は2次の剛体モデルであるため、FSCを適用すると、始点と終点それぞれの位置、速度、推力が必要になる。終点における位置、速度、推力は既知だが、始点の位置、速度、推力は未知であるため、測定により求める必要がある。速度は位置の差分により求めた。また、推力はオブザーバにより推定した加速度に微動ステージの質量をかけた値を初期条件とした。これにより、微動ステージの初期位置、速度、加速度を考慮して、FF入力を生成することが出来る。このときの微動ステージの制御系を図7に示す。

5. シミュレーション

目標軌道を図 8(a) に示す。図 8(a) は 600 mm ステップ、最高速度 400 mm/s、平均加速度 800 mm/s² とする位置に関して 5 次軌道である。0.5 s から 1.0 s が加速領域、1.0 s から 2.0 s が定速領域である。ここで粗動ステージの目標軌道は、衝撃力を避けるために、微動ステージの軌道に加えて加減速時にそれぞれギャップ長 X_{off1} , X_{off2} 分移動させる軌道を与えている。制御周期は 200 μ s とした。微動ステージ、粗動ステージの FB 制御は PID 制御器により閉ループ系の極の実部がそれぞれ 15 Hz, 20 Hz になるよう配置した。また DOB に用いる LPF のカットオフは 40 Hz とした。

粗動ステージの制御法には PTC と DOB を使わず、PID 制御器による FB 制御のみを行ったものを従来法とする。第〈3・2〉、〈3・3〉節で提案した制御系を提案法 1 とする。加速時において FSC を適用することによる FF 制御と PID 制御を組み合わせたものを提案法 2 とする。

シミュレーション結果を図 8 に示す。定速領域に入ってから微動ステージの位置誤差が 10 μ m より小さくなるまでの時間を整定時間として評価指標とすると、整定時間は従来法は 87 ms、提案法 1 は 26 ms、提案法 2 は 0.00 ms であり、提案法 2 においてもっとも整定時間を小さくできる。この結果から、粗動ステージの精度の影響が小さいことが分かるため、微動ステージの制御を始めるタイミングや制御則が重要であることが分かる。

6. 実験

シミュレーションと同様の FB 制御器を構成し、推力生成の有効性を示すための実験を行なった。実験結果を図 9 に示す。微動ステージに対して FSC による FF 制御+PID 制御器による FB 制御を行ったもの (提案法 2) と、PID 制御器による FB 制御のみを行ったもの (従来法) を比較した。実験の際には、提案法 2 と従来法で初期位置誤差が等しくなるようにした。位置誤差が 10 μ m 以下になる時間を整定時間とすると、整定時間は提案法 2 で 0.00 ms、従来法で 60 ms となり大幅な改善がみられた。また今回の実験機は試作機であるため最大推力が大きいモータを使用しているが、モータを小型化することを考えると必要推力は小さいことが望ましい。提案法 2 では従来法に比べ必要推力を大幅に小さくできており、提案法 2 を用いれば微動ステージのモータをさらに小型化、軽量化できることが分かる。

7. まとめ

衝突・分離・連結が生じるというカタパルトステージの特徴を考慮するため、アンチ・windアップ補償と制御切り替えアルゴリズムを用いた独自の制御系を設計し、その有効性をシミュレーションにより示した。

しかしこの提案法では、定速領域突入時にロードセルの沈み込み量分の位置誤差が生じる事が分かった。そこで、定速領域突入時の位置誤差を小さくする方法として、加速最終段階において微動ステージを制御し始める手法を考案し、その FF 制御に終端状態制御を適用する手法を提案した。そして提案法の有効性をシミュレーション及び実験に

表 2 シミュレーション結果

Table 2. Simulation result

	Fine	Coarse	Setting Time	Maximum Thrust
Conventional	PID	PID	87 ms	9.1 N
Proposed1	PID	PTC+DOB	26 ms	1.3 N
Proposed2	PID+FSC	PID	0.00 ms	6.0 N

表 3 実験結果

Table 3. Experimental result

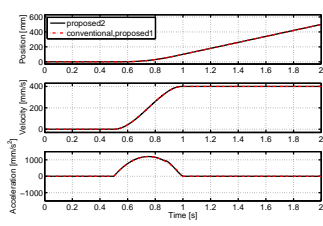
	Fine	Coarse	Setting Time	Maximum Thrust
Conventional	PID	PID	60 ms	40 N
Proposed2	PID+FSC	PID	0.00 ms	5.0 N

より示した。

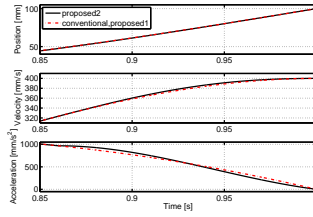
今後はモータの定格推力を考慮に入れた FF 制御の最適解を数学的に検証していく。

参考文献

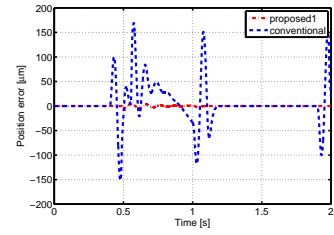
- (1) Cheung,N.C., Cheung,B.M.Y.: “Modelling and Control of a High Speed, Long Travel, Dual Voice Coil Actuator”, *PEDS International Conference*, Vol. 1, pp.270–274 (1997)
- (2) Jian-Dong Yang, Xian-Deng Pei : “Seek time and trajectories of time optimal control for a dual stage optical disk drive actuator”, *IEEE Trans Magnetics*, Vol.32, No.5, pp.3857–3859 (1996)
- (3) K.Mori, T.Munemoto, H.Otsuki, Y.Yamaguchi, K.Akagi : “A dual-stage magnetic disk drive actuator using a piezoelectric device for a high track density”, *IEEE Magnetics*, Vol.27, No.6, pp.5298–5300 (1991)
- (4) Diederik Verscheure, Bart Paijmans, Hendrik Van Brussel, Jan Swevers : “Vibration and motion control design and trade-off for high- performance mechatronic systems”, *IEEE International Conference on Control Applications*, pp.1115–1120 (2006)
- (5) T.Hongo, H.Sato, Y.Iwata, T.Komatsuzaki, Y.Hongo: “Modeling and Analysis of Impact System Composed of Ball and Plane”, *JSME Trans C*, Vol.65, No.634, pp.2287–2293 (1999)
- (6) K.Tokuyama, H.Fujimoto, D.Yumiza, K.Saiki : “Proposal of reducing impact force control system for scan stage with decouplable structure of coarse and fine parts”, *IEEE International Conference on Mechatronics*, pp.810–815 (2013)
- (7) R.Furusawa, K.Ohishi, K.Kageyama, M.Takatsu, S.Urushihara: “Fine force control based on reaction force observer for electric injection molding machine”, *IEEE International Symposium*, pp.2165–2170 (2011)
- (8) H.Fujimoto, Y.Hori, T.Yamaguchi, S.Nakagawa : “Proposal of seeking control of hard disk drives based on perfect tracking control using multirate feedforward control”, *AMC 6th International Workshop*, pp.74–79 (2000)
- (9) M.Hirata, T.Hasegawa, K.Nonami: “Short Track-seeking Control of Hard Disk Drives by Using Final-state Control”, *IEEJ Trans Industry Applications*, Vol.125, pp.524–529 (2005)



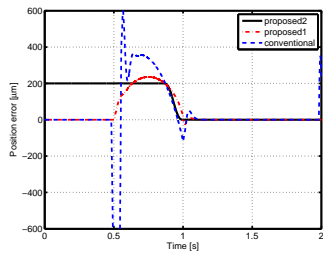
(a) Target trajectory.



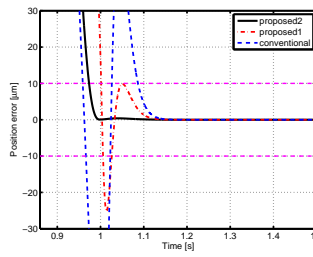
(b) Enlarged view of trajectory generation phase.



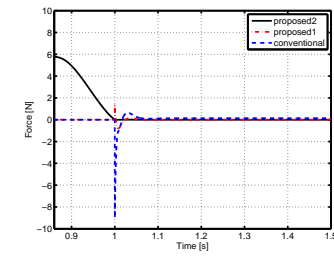
(c) Position error of coarse stage.



(d) Position error of fine stage.



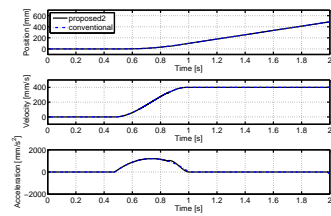
(e) Enlarged view of fine stage position error.



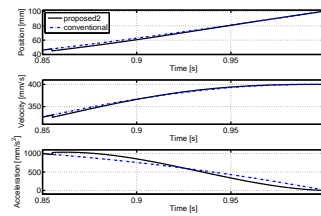
(f) Thrust of fine stage.

図8 シミュレーション結果

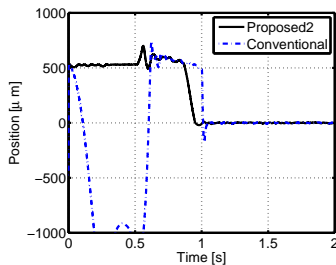
Fig. 8. Simulation result.



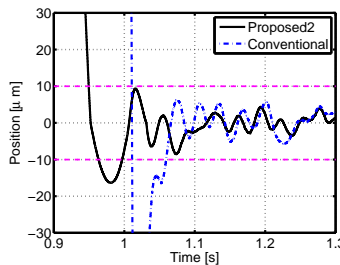
(a) Target trajectory.



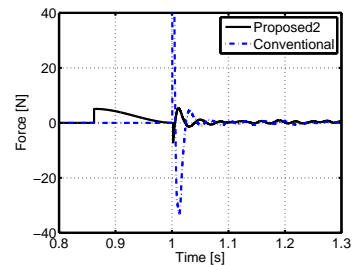
(b) Enlarged view of trajectory generation phase.



(c) Position error of fine stage.



(d) Enlarged view of fine stage position error.



(e) Thrust of fine stage.

図9 実験結果

Fig. 9. Experiment result.