

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6340160号
(P6340160)

(45) 発行日 平成30年6月6日(2018.6.6)

(24) 登録日 平成30年5月18日(2018.5.18)

(51) Int.CI.

G05D 3/12 (2006.01)

F 1

G 05 D 3/12 305 L

請求項の数 2 (全 18 頁)

(21) 出願番号	特願2012-123580 (P2012-123580)	(73) 特許権者	000154990 株式会社牧野フライス製作所 東京都目黒区中根2丁目3番19号
(22) 出願日	平成24年5月30日 (2012.5.30)	(74) 代理人	100090398 弁理士 大渕 美千栄
(65) 公開番号	特開2013-254231 (P2013-254231A)	(74) 代理人	100090387 弁理士 布施 行夫
(43) 公開日	平成25年12月19日 (2013.12.19)	(72) 発明者	堤 正臣 東京都府中市晴見町3-8-1 国立大学 法人東京農工大学内
審査請求日	平成27年5月26日 (2015.5.26)	(72) 発明者	板垣 浩文 東京都府中市晴見町3-8-1 国立大学 法人東京農工大学内
審判番号	不服2016-14536 (P2016-14536/J1)		
審判請求日	平成28年9月28日 (2016.9.28)		
(31) 優先権主張番号	特願2011-121449 (P2011-121449)		
(32) 優先日	平成23年5月31日 (2011.5.31)		
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】送り駆動系の設計方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

機械の移動体を所定の位置へ移動させる送り駆動機構と、前記移動体の変位を示すフィードバック情報に基づいて、前記移動体を前記所定の位置へ移動させるための移動制御信号を生成して前記送り駆動機構へ出力する制御器とから構成され、前記フィードバック情報に基づいて、前記移動体の変位及び前記移動体の変位を微分した速度を変数とする関数からなる第2の生成モデルを用いて、前記送り駆動機構において現実に発生している摩擦力を相殺するための第2の制御信号を生成し、更に、前記移動体の変位 x 及び前記移動体の変位を微分した速度 v を変数とし、仮想の剛性 K 及び仮想の粘性減衰係数 C を係数とする関数からなる次式

【数 19】

$$f(x, v) = Kx + Cv \quad (E)$$

の第1の生成モデルを用いて、前記送り駆動機構における仮想的な摩擦力を示す第1の制御信号を生成する補償器を備え、前記送り駆動機構は、前記制御器から出力される前記移動制御信号と、前記生成された前記第1の制御信号と、前記生成された前記第2の制御信号とを用いて前記移動体の前記所定の位置への移動を行うよう構成されている送り駆動系の設計方法において、

位置制御系の固有周波数を ω_0 と指定し、前記移動体の質量を M と指定し、サーボアンプの推力変換定数を K_f と指定し、任意の無次元定数を α と指定して、次式

【数1】

$$\omega_0 = \frac{K_f}{4M} \alpha K_{vp} \quad (A)$$

を満たす速度比例ゲイン K_{vp} を決定するステップと、
 $= 2$ として、決定した速度比例ゲイン K_{vp} を次式

【数2】

$$K_{vi} = \frac{\alpha^2 K_f}{4\beta M} K_{vp}^2 \quad (B)$$

10

に代入して速度積分ゲイン K_{vi} を決定するステップと、
決定した速度比例ゲイン K_{vp} 及び速度積分ゲイン K_{vi} を次式

【数3】

$$C = (\alpha - 1) K_f K_{vp} \quad (C)$$

$$K = (\beta - 1) K_f K_{vi} \quad (D)$$

に代入して前記仮想の粘性減衰係数 C 及び前記仮想の剛性 K を決定するステップとを含むことを特徴とする送り駆動系の設計方法。

20

【請求項2】

前記制御器は、位置指令に対する制御遅れを補正するためのフィードフォワード補償器を備え、

前記フィードフォワード補償器を、ラプラス演算子を s とすると、次式の関数によって設計することを特徴とする請求項1に記載の送り駆動系の設計方法。

【数4】

$$G_{ff}(s) = \frac{M}{K_f K_{vp}} s + \frac{\alpha}{2} \quad (F)$$

【発明の詳細な説明】

30

【技術分野】

【0001】

本発明は、工作機械や半導体露光装置などにおけるテーブルの位置決めを制御する送り駆動系及び送り駆動系の設計方法（単に駆動系あるいは駆動システムとも言う）に関する。

【背景技術】

【0002】

被加工物などが置かれるテーブル（ステージとも言う）の位置決めに用いられる送り駆動機構は、主に駆動力を発生するアクチュエータ、アクチュエータの回転運動を直線運動に変換するボールねじ、直線運動を案内する直動案内の3要素によって構成される。この送り駆動機構と制御装置を組み合せたシステムは送り駆動系と呼ばれる。送り駆動系の位置決め制御は、多くの場合、古典制御理論に基づきフィードバック制御系を構築することによって実現されている。高精度の位置決めを達成するための制御技術はこれまでにも多く提案されている。

40

【0003】

制御ゲイン（サーボゲインとも言う）を大きく設定できるようにすることで問題解決を図ろうとする技術としては、例えば特許文献1に開示されているように、機械共振の位相特性を改善させるという手段が提案されている。また、動作の安定化を目的とする技術としては、例えば特許文献2から4に開示されているように、動作速度に応じて制御ゲインをリアルタイムに変化させるという手段も提案されている。多くの位置決め制御にはフィ

50

ードバック制御系が用いられる。これは、制御ゲインを高めることにより、高精度の位置決め、並びに外乱や非線形要素の影響の除去を実現できるためである。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開平05-285786号公報(要約)

【特許文献2】特開平07-64644号公報(要約)

【特許文献3】特開平11-282538号公報(要約)

【特許文献4】特開2006-79526号公報(要約)

【発明の概要】

10

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかし、機械の剛性、固有振動、摩擦力、ロストモーションなどの影響、さらには駆動モータなど能動要素の出力の限界などの影響によって、制御ゲインを大きくとりすぎると自励振動や発振などの問題を引き起こす。したがって、サーボ系の安定化のためには制御ゲインをある程度低くとる必要があるが、この場合、応答が鈍重になり、目標値の変化に追従できなくなり、動的偏差が生じるといった問題がある。このように、位置決め制御系においては、サーボゲインを大きくすることで速応性を向上できるが、一方でシステムの安定性は低下してしまう。

【0006】

20

近年、アクチュエータとしてリニアモータを用いた送り駆動系が多く用いられる。このタイプの送り駆動機構では運動変換機構が不要であるため、機械的接触部は直動案内部のみとなる。案内機構には直動転がり案内が多く用いられるが、この場合、褶動抵抗が低減されることにより高速化が容易になる。しかし、その一方で、低摩擦であることによって送り方向の動剛性が低下し、制御系に組み込んだ際にサーボゲインを高くすると発振しやすくなるといった欠点がある。

【0007】

本発明は、上記問題点に鑑み、送り駆動系に対し、制御的に仮想減衰を与えることで振動減衰性を高め、制御ゲインを大きくした際に生じるシステムの安定性の低下を抑制することができる送り駆動系を提供することを目的とする。

30

【課題を解決するための手段】

【0008】

(1) 上記目的を達成するために、本発明によれば、機械の移動体を所定の位置へ移動させる送り駆動機構と、前記移動体の変位を示すフィードバック情報に基づいて、前記移動体を前記所定の位置へ移動させるための移動制御信号を生成して前記送り駆動機構へ出力する制御器とから構成され、前記フィードバック情報に基づいて、前記移動体の変位及び前記移動体の変位を微分した速度を変数とする関数からなる第2の生成モデルを用いて、前記送り駆動機構において現実に発生している摩擦力を相殺するための第2の制御信号を生成し、更に、前記移動体の変位×及び前記移動体の変位を微分した速度vを変数とし、仮想の剛性K及び仮想の粘性減衰係数Cを係数とする関数からなる次式

40

【数19】

$$f(x, v) = Kx + Cv \quad (E)$$

の第1の生成モデルを用いて、前記送り駆動機構における仮想的な摩擦力を示す第1の制御信号を生成する補償器を備え、前記送り駆動機構は、前記制御器から出力される前記移動制御信号と、前記生成された前記第1の制御信号と、前記生成された前記第2の制御信号とを用いて前記移動体の前記所定の位置への移動を行うよう構成されている送り駆動系の設計方法において、

位置制御系の固有周波数を ω_0 と指定し、前記移動体の質量をMと指定し、サーボアンプの推力変換定数を K_f と指定し、任意の無次元定数を ζ と指定して、次式

50

【数1】

$$\omega_0 = \frac{K_f}{4M} \alpha K_{vp} \quad (A)$$

を満たす速度比例ゲイン K_{vp} を決定するステップと、
 $\alpha = 2$ として、決定した速度比例ゲイン K_{vp} を次式

【数2】

$$K_{vi} = \frac{\alpha^2 K_f}{4\beta M} K_{vp}^2 \quad (B)$$

10

に代入して速度積分ゲイン K_{vi} を決定するステップと、
決定した速度比例ゲイン K_{vp} 及び速度積分ゲイン K_{vi} を次式

【数3】

$$C = (\alpha - 1) K_f K_{vp} \quad (C)$$

$$K = (\beta - 1) K_f K_{vi} \quad (D)$$

に代入して前記仮想の粘性減衰係数 C 及び前記仮想の剛性 K を決定するステップとを含む
ことを特徴とする送り駆動系の設計方法が提供される。ここで、所定の位置への移動は、
所定の位置への位置決めとも言う。また、「前記移動体の変位を示すフィードバック情報」とは、センサによって直接検出された前記移動体の変位を示す情報でもよいし、前記移動体を移動させるモータの回転角度を示す情報でもよい。

20

【0017】

(7) また、本発明の送り駆動系の設計方法は、前記制御器が、位置指令に対する制御遅れを補正するためのフィードフォワード補償器を備え、前記フィードフォワード補償器を、ラプラス演算子を s とすると、次式の関数によって設計してもよい。

【0018】

【数4】

$$G_{ff}(s) = \frac{M}{K_f K_{vp}} s + \frac{\alpha}{2} \quad (E)$$

30

【0019】

この構成により、円弧補間運動時の半径減少を補正するために必要なフィードフォワード補償器のパラメータを容易に決定することができる。

【発明の効果】

【0020】

本発明の送り駆動系は、上記構成を有し、振動減衰性を高め、制御ゲインを大きくした際に生じるシステムの安定性の低下を抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【0021】

【図1】本発明の第1の実施の形態に係る送り駆動系の構成の一例を示す図である。

【図2】本発明の第1から3の実施の形態におけるロッド型リニアモータ駆動の送り駆動系の数学モデルを示す図である。

【図3a】本発明の第1の実施の形態における摩擦モデルA又は摩擦モデルBのパラメータを適用した際の変位ステップ応答のシミュレーション結果の一例であって、 $r = 50 \mu m$ の場合を示す図である。

【図3b】本発明の第1の実施の形態における摩擦モデルA又は摩擦モデルBのパラメータを適用した際の変位ステップ応答のシミュレーション結果の一例であって、入力ステップ高さ $r = 250 \mu m$ の場合を示す図である。

40

50

【図4a】本発明の第1の実施の形態におけるリニアモータ駆動の送り駆動系の変位ステップ応答実験の結果の一例であって、入力ステップ高さ $r = 5 \mu m$ の場合を示す図である。

【図4b】本発明の第1の実施の形態におけるリニアモータ駆動の送り駆動系の変位ステップ応答実験の結果の一例であって、入力ステップ高さ $r = 50 \mu m$ の場合を示す図である。

【図4c】本発明の第1の実施の形態におけるリニアモータ駆動の送り駆動系の変位ステップ応答実験の結果の一例であって、入力ステップ高さ $r = 500 \mu m$ の場合を示す図である。

【図5】本発明の第1の実施の形態における立ち上がり時間、整定時間、行過ぎ量の算出結果の一例を示す図である。 10

【図6】本発明の第2、3の実施の形態における補償器（摩擦モデルAと摩擦モデルB、摩擦モデルAのみ、摩擦モデルBのみ）がある場合と補償器がない場合のステップ応答波形の結果の一例を示す図である。

【図7】図6において位置比例ゲインを $350 s^{-1}$ から $700 s^{-1}$ にした場合における補償器（摩擦モデルAと摩擦モデルB、摩擦モデルAのみ、摩擦モデルBのみ）がある場合と補償器がない場合のステップ応答波形の結果の一例を示す図である。

【図8】本発明の第2、3の実施の形態における補償器（摩擦モデルAのみ）がある場合と補償器がない場合のステップ応答波形の結果であって、速度比例ゲインを $5 s/m$ から $15 s/m$ にした場合の結果の一例を示す図である。 20

【図9】本発明の第4の実施の形態におけるリニアモータ駆動の送り駆動系の変位ステップ応答実験の結果を示す図である。

【図10】本発明の第4の実施の形態におけるリニアモータ駆動の送り駆動系の円弧補間運動の実験の結果であって、指令半径 $25 mm$ 、送り速度 $3 m/min$ の場合を示す図である。

【図11】フィードフォワード制御の制御則を適用した位置制御系を示す図である。

【図12】本発明の第4の実施の形態におけるフィードフォワード補償器を適用したリニアモータ駆動の送り駆動系の円弧補間運動の実験の結果であって、指令半径 $25 mm$ 、送り速度 $3 m/min$ の場合を示す図である。

【図13】本発明の第4の実施の形態におけるボールねじ駆動の送り駆動系の変位ステップ応答実験の結果を示す図である。 30

【発明を実施するための形態】

【0022】

<第1の実施の形態>

以下、本発明の第1の実施の形態について述べる。フィードバック制御による工作機械、産業機械、ロボットなどの送り駆動系は、一般に位置ループをメジャーループとし、速度ループをマイナーループとするカスケード型の制御系で構成されている。速度ループでは、速度制御器により速度指令値と速度フィードバック値との偏差をなくすようにサーボモータを制御する。本発明は、カスケード型位置制御系に対して補償器103を配置した、図1に示すような送り駆動系において実施される。 40

【0023】

ここで、 r は位置指令値、 x はテーブル変位、 $K_{p,p}$ は位置比例ゲイン、 $K_{v,p}$ は速度比例ゲイン、 $K_{v,i}$ は速度積分ゲイン、 F はモータの駆動力を表す。送り駆動機構101のテーブル変位 x はリニアエンコーダによって検出され、補償器103にフィードバックされる。補償器103によって生成された補償値（第1及び第2の制御信号）はコントローラ（制御器）102からの信号（位置決め制御信号）とともにサーボアンプ（サーボ増幅器）104に入力され、モータを駆動する。モータの駆動により、送り駆動機構101のテーブルが不図示の案内機構を介して移動する。

【0024】

補償器103は、変位のフィードバック値とその微分値である速度とを変数とする摩擦

10

20

30

40

50

力の数学モデル A 及び B を備えている。数学モデル A 及び B は、摩擦モデル A 及び B とも言い、上述の第 2 の生成モデル及び第 1 の生成モデルにそれぞれ相当する。これらの摩擦モデルは、制御対象である送り駆動機構 101 に発生する摩擦力（リニアモータ駆動の場合、サーボアンプ 104 のアナログモニタ（不図示）に記録される推力指令に等しくなる）を、変位及び速度の関数としてモデル化したものであり、いずれも以下のようない式（1）で表現される。

【0025】

【数5】

$$f(x, v) = K(x)x + C(v)v = \left(\frac{K_1}{\left| \frac{x}{x_1} \right|^a + 1} + \frac{K_2}{\left| \frac{x}{x_2} \right|^b + 1} + \frac{K_3}{\left| \frac{x}{x_3} \right|^c + 1} \right) x + \left\{ nC_1 \left(\frac{v}{v_a} \right)^{n-1} + C_2 \right\} v \quad (1)$$

【0026】

ここで、x は変位、v は速度を表す。式（1）の第一項は摩擦力の変位依存性、第二項は摩擦力の速度依存性を表現している。変位 x と速度 v 以外の複数のパラメータは定数であり、これらは送り駆動系に運動を行わせたときに測定される摩擦力と変位、及び摩擦力と速度との関係から同定される。パラメータの同定にあたっては、摩擦モデルを送り駆動系の数学モデルに組み込み、実験と同一の運動指令を与えて実機の挙動のシミュレーションを行う。そして、シミュレーション結果と実験結果とが一致するように、試行錯誤的にパラメータを決定する。摩擦モデルのパラメータを決定するためのシミュレーションモデルの例として、ロッド型リニアモータ駆動の送り駆動系の数学モデルを図 2 に示す。ここで、M は移動体の質量 [kg] を表す。

【0027】

図 1 に示す補償器 103 において、摩擦モデル A には上記の方法で同定したパラメータをそのまま用いる。一方、摩擦モデル B には摩擦モデル A に用いたパラメータをもとに、任意の摩擦特性を実現するように変更して用いる。ここで、任意の摩擦特性とは、ステップ応答のシミュレーションにおいて、振動減衰性の高い結果を得られるような摩擦特性である。図 2 のモデルに対し、摩擦モデル A 又は摩擦モデル B のパラメータを適用した際の変位ステップ応答のシミュレーション結果を図 3 a、図 3 b に示す。入力ステップ高さ r は 50、250 μm である。図 3 a、図 3 b に示す応答波形から、摩擦モデル A を適用した場合に比べ、摩擦モデル B を適用した場合の方が、明らかに振動減衰性が高いことがわかる。

【0028】

以上の事実に基づき、送り駆動機構 101 に現実に作用している摩擦力を摩擦モデル A によって相殺し、摩擦モデル B によって表現される摩擦特性を見かけ上実現することで、システムの振動減衰性を向上させる。本発明である補償器 103 は、このような動作を可能とする設計となっており、その効果を後述する実験によって確認した。

【0029】

本願の発明の実施例として、リニアモータ駆動の送り駆動系の変位ステップ応答実験を行った。実験に用いた制御系は図 1 に示したものと同様である。制御ゲイン K_{pp} 、 K_{vv} 、及び K_{vi} の値は一定とし、複数の入力ステップ高さ r [μm] において実験を行い、補償器 103 の効果を評価した。その結果を図 4 a から図 4 c に示す。淡線は補償器 103 を適用しない場合、濃線は補償器 103 を適用した場合の実験結果を表す。

【0030】

図 4 a から図 4 c に示すように、補償器 103 を適用した場合には、いずれの入力ステップ高さにおいても振動減衰性が向上していることがわかる。このことを定量的に評価するために、ステップ応答の性能指標として、立ち上がり時間（応答が目標値の 10% から 90% まで立ち上がるまでに要する時間）、整定時間（応答が目標値の ± 2% 以内に収ま

10

20

30

40

50

るまでに要する時間)、行過ぎ量をそれぞれ算出した。その算出結果を図5に示す。

【0031】

図5に示すように、補償器103を適用した場合、立ち上がり時間についてはほとんど変化がないものの、整定時間は短縮されることがわかる。また、行過ぎ量も小さくなっている。以上のこととは、いずれの入力ステップ高さの場合においても確認された。つまり、補償器103を適用することにより、速応性に影響を及ぼすことなく動的偏差を低減し、振動減衰性を向上することが実験によって確認された。

【0032】

以上のことから、本発明によれば、送り駆動系の位置決め制御系の安定性を向上させるとともに、動的偏差を低減する効果を得ることができる。さらに、P-PID型の位置制御系の場合、この効果によって位置比例ゲインを大きくとることが可能になることから、ステップ応答時の立ち上がりの改善などが同時に実現できる。また、仮想減衰として用いる摩擦モデルは、運動変位領域や運動速度によって変化するので、運動条件に応じて任意の特性を実現できる。このことから、運動条件に応じて適切な大きさの減衰を与えることができ、単なるPID制御よりも有用性が高いと考えられる。

【0033】

<第2の実施の形態>

第2の実施の形態では、補償器103を上述した摩擦モデルAのみで構成した場合について説明する。上述した補償器103の補償の効果に関して、補償器103を摩擦モデルAのみで構成した場合についても検証し、その結果を図6の(3)に示す。図6の(3)に示すように、補償器103を摩擦モデルAのみで構成した場合には、送り方向の減衰が低下し、応答が振動的になる。また、位置比例ゲイン $K_{p,p}$ のみを 350 s^{-1} から 700 s^{-1} にした場合の補償の効果について検証し、その検証結果を図7の(3)に示す。図7の(3)に示すように、補償器103を摩擦モデルAのみで構成した場合には、持続振動若しくは発振を引き起こす。このことは、送り駆動機構に減衰作用を与えている摩擦力が摩擦モデルAによって相殺され、振動減衰性が低下することに起因すると考えられる。

【0034】

補償器103を摩擦モデルAのみで構成した場合、すなわち、摩擦力が送り駆動機構に作用しないと仮定した場合、制御系に減衰効果を与えるのは速度比例ゲイン $K_{v,p}$ のみである。そこで、速度比例ゲイン $K_{v,p}$ のみを 5 s/m から 15 s/m へ変更しステップ応答を測定して比較し、その結果を図8に示す。図8に示すように、補償器103を摩擦モデルAのみで構成した場合に速度比例ゲインを大きくすると、位置指令値(目標値) $r = 50, 500\mu\text{m}$ の場合の応答波形は、速度比例ゲインを低く設定した際($K_{v,p} = 5\text{ s/m}$)の補償なしの場合とほぼ一致する。

【0035】

以上の検証結果から、機構に作用する摩擦力には制御系に減衰効果を与えており、第1の実施の形態のように、補償器103を摩擦モデルAと摩擦モデルBで構成した場合には、実機(送り駆動機構)の摩擦特性を摩擦モデルAによって相殺できることが確認された。したがって、機構の摩擦特性を摩擦モデルBの仮想の摩擦特性へと変換する際に、摩擦モデルAによる摩擦相殺が有効に作用していることがわかる。

【0036】

<第3の実施の形態>

第3の実施の形態では、補償器103を上述した摩擦モデルBのみで構成した場合について説明する。上述した補償器103の補償の効果に関して、補償器103を摩擦モデルBのみで構成した場合についても検証し、その結果を図6の(2)に示す。図6の(2)に示すように、摩擦モデルBを適用した場合には、摩擦モデルAによる摩擦相殺の有無に関わらずオーバーシュートが低減される。ただし、摩擦モデルAによる摩擦相殺がない場合には、 $r = 5\mu\text{m}$ のときの立ち上がりが鈍重になってしまう。また、第2の実施の形態と同様に、位置比例ゲイン $K_{p,p}$ を 350 s^{-1} から 700 s^{-1} にした場合の補償の効

10

20

30

40

50

果について検証し、その検証結果を図7の(2)に示す。図7の(1)と(2)とを比較すと、摩擦モデルBを適用した場合には、摩擦モデルAによる摩擦相殺の有無に関わらず振動減衰性は良好となることがわかる。ただし、摩擦モデルAによる摩擦相殺がない場合には、 $r = 5 \mu m$ のときの立ち上がりが鈍重になってしまう。

【0037】

なお、第1から第3の実施の形態ではリニアモータ駆動の送り駆動系について説明したが、ボールねじ駆動の送り駆動系であっても同様に実施可能である。

<第4の実施の形態>

第4の実施の形態では、第1の実施形態と同様に、リニアモータ駆動の送り駆動系において、補償器103を、摩擦モデルA(第2の生成モデル)と摩擦モデルB(第1の生成モデル)とで構成し、摩擦モデルAを、式(1)で表される非線形摩擦モデル(現実に発生している摩擦力を表すモデル)で表現する。また、第4の実施の形態では、第1の実施の形態とは異なり、摩擦モデルBを、次式(2)で表される線形摩擦モデルで表現する。

【0038】

【数6】

$$f(x, v) = Kx + Cv \quad (2)$$

【0039】

すなわち、式(1)の非線形摩擦モデルは、変位 x に依存する剛性 $K(x)$ と、速度 v に依存する粘性減衰係数 $C(v)$ で表現されるのに対して、式(2)の線形摩擦モデルは、変位 x に依存しない仮想の剛性 K と、速度 v に依存しない仮想の粘性減衰係数 C で表現される。

【0040】

補償器103は、これら摩擦モデルA、Bの出力の差 $f_A - f_B$ を補償値として出力する。補償値を制御器102からの出力 u に加えることにより、送り駆動機構101に現実に作用している摩擦力を非線形摩擦力 f_A によって相殺し、仮想的な線形摩擦力 f_B に置換するような推力指令 F (駆動力)を実現する。

【0041】

以下、剛性 K 及び粘性減衰係数 C の値と、各制御ゲイン(位置比例ゲイン K_{pp} [s^{-1}]、速度比例ゲイン K_{vp} [s/m]及び速度積分ゲイン K_{vi} [m^{-1}])の値を決定する送り駆動系の設計方法について説明する。

【0042】

送り駆動機構101の非線形摩擦力が、補償器103によって仮想線形摩擦力 f_B に完全に置換されると仮定すると、速度指令 v_r [m/s]からテーブル速度 v [m/s]までの伝達関数(速度ループの伝達関数)は、次式(3)で表される。

【0043】

【数7】

$$\frac{v(s)}{v_r(s)} = \frac{K_f(K_{vp}s + K_{vi})}{Ms^2 + (C + K_{vp}K_f)s + K + K_{vi}K_f} \quad (3)$$

【0044】

ここで、 K_f は、サーボアンプ104の推力変換定数[N]であり、 s は、ラプラス演算子である。このとき、減衰 C [Ns/m]及び剛性 K [N/m]を、それぞれ式(4)、式(5)のように定義すると、式(3)は、式(6)のように整理することができる。

【0045】

【数8】

$$C = (\alpha - 1)K_f K_{vp} \quad (4)$$

$$K = (\beta - 1)K_f K_{vi} \quad (5)$$

$$\frac{v(s)}{v_r(s)} = \frac{K_f (K_{vp}s + K_{vi})}{Ms^2 + \alpha K_{vp} K_f s + \beta K_{vi} K_f} \quad (6)$$

【0046】

10

ここで、 α と β は任意の無次元定数である。 $\alpha = \beta = 1$ のとき、 $C = K = 0$ であり、式(6)は、補償器 103 を適用しない場合の速度ループの伝達関数に等しくなる。一方、補償器 103 を適用した場合、速度積分ゲイン K_{vi} が次式(7)を満たすときに、式(6)は2重極をもち、速度ループの応答は臨界制動となる。

【0047】

【数9】

$$K_{vi} = \frac{\alpha^2 K_f}{4\beta M} K_{vp}^2 \quad (7)$$

20

【0048】

速度積分ゲイン K_{vi} が式(7)を満たすとき、式(6)は、次式(8)のように整理することができる。

【0049】

【数10】

$$\frac{v(s)}{v_r(s)} = \frac{K_f K_{vp} \left(s + \frac{\alpha^2 K_f}{4\beta M} K_{vp} \right)}{M \left(s + \frac{\alpha K_f}{2M} K_{vp} \right)^2} \quad (8)$$

30

【0050】

さらに、 $\alpha = 2$ を満たすとき、安定な極零相殺が生じ、式(8)は、次式(9)のように変形することができる。

【0051】

【数11】

$$\frac{v(s)}{v_r(s)} = \frac{K_f K_{vp}}{M \left(s + \frac{\alpha K_f}{2M} K_{vp} \right)} \quad (9)$$

40

【0052】

速度ループの伝達関数が式(9)のように表される場合、位置指令 r [m] からテーブル変位 x [m] までの伝達関数（位置ループの伝達関数）は、次式(10)で表される。

【0053】

【数12】

$$\frac{x(s)}{r(s)} = \frac{K_{pp} K_{vp} K_f}{Ms^2 + \frac{\alpha}{2} K_{vp} K_f s + K_{pp} K_{vp} K_f} \quad (10)$$

【0054】

このとき、伝達関数が2重極をもつように、位置比例ゲイン K_{pp} を次式(11)のように定義すると、式(10)は、式(12)のように整理することができる。

【0055】

【数13】

$$K_{pp} = \frac{\alpha^2 K_f}{16M} K_{vp} \quad (11)$$

$$\frac{x(s)}{r(s)} = \frac{\alpha^2 K_f^2 K_{vp}^2}{16M^2 \left(s + \frac{\alpha}{4M} K_f K_{vp} \right)^2} = \frac{\omega_0^2}{(s + \omega_0)^2} \quad (12)$$

【0056】

ここで、 ω_0 は、制御器 102 の位置制御系の固有周波数 [rad/s] であり、次式(13)で表される。

【0057】

【数14】

$$\omega_0 = \frac{K_f}{4M} \alpha K_{vp} \quad (13)$$

【0058】

以上から、仮想摩擦を考慮した制御ゲインの設定を行うことで、制御器 102 の位置制御系の速度ループ及び位置ループの伝達関数の次元を低減できることが示された。

【0059】

すなわち、次の手順(1)~(3)によって決定した、各制御ゲイン(位置比例ゲイン K_{pp} 、速度比例ゲイン K_{vp} 及び速度積分ゲイン K_{vi})、剛性 K 、粘性減衰係数 C を用いることで、位置制御系において臨界制動を実現できると考えられる。

(1) 位置制御系の固有周波数 ω_0 、推力変換定数 K_f 、及びテーブルの質量 M を指定し、式(13)を満たすような、無次元数 α 及び速度比例ゲイン K_{vp} を決定する。

(2) $\alpha = 2$ として、決定した無次元数 α 及び速度比例ゲイン K_{vp} を、式(7)及び式(11)に代入して、速度積分ゲイン K_{vi} 及び位置比例ゲイン K_{pp} を決定する。

(3) 決定した速度比例ゲイン K_{vp} 及び速度積分ゲイン K_{vi} を、式(4)及び式(5)に代入して、仮想粘性減衰係数 C 及び仮想剛性 K を決定する。

【0060】

このように、手順(1)で α 及び制御ゲイン K_{vp} を決定すれば、制御器 102 で用いる他の制御ゲイン K_{vi} 、 K_{pp} 及び補償器 103 の摩擦モデル B で用いる剛性 K 及び減衰係数 C を、試行錯誤することなく数式から一義的に求めることができる。すなわち、本実施形態の送り駆動系の設計手法によれば、送り駆動系において良好な応答特性を実現するために必要なパラメータの値を容易に決定することができる。

【0061】

本実施形態の設計手法の有効性を評価するために、変位ステップ応答のシミュレーション及び実験を行った。実験では、比較のために、補償器 103 を適用せず、かつ従来法によって決定した制御ゲインを用いた場合の応答曲線も取得した。

【0062】

ここで、従来法とは、式(3)において $\omega_0 = 1$ とした場合の伝達関数が重極をもつよう K_{v_p}、K_{v_i} を決定した後、ステップ応答曲線がオーバーシュートをもたないよう K_{p_p} を試行錯誤で決定する方法である。送り駆動機構 101 が振動的な挙動を示さない範囲において、可能な限り各制御ゲインが大きな値となるように調整した結果、K_{v_p} = 40 s / m、K_{v_i} = 6366 m⁻¹、及び K_{p_p} = 235 s⁻¹ を得た。このとき、速度ループの伝達関数から速度制御系の固有周波数の理論値を求めるとき 314 rad / s であった。

【0063】

また、本実験では、本実施形態の手法による制御ゲインの調整例として、上述した手順(1)において、 $\omega_0 = 314 \text{ rad/s}$ と指定し、 $\omega = 4$ 及び K_{v_p} = 20 s / m と定めた。その結果、手順(2)により、他のパラメータは、 $\omega = 2$ 、K_{v_i} = 24803 m⁻¹ 及び K_{p_p} = 155 s⁻¹ と決定された。10

【0064】

図9に、変位ステップ応答のシミュレーション結果及び実験結果を示す。入力ステップ高さ r は、r = 10 μm (図9(A)) 及び r = 100 μm (図9(B)) とした。

【0065】

図9に示すように、本実施形態の手法(提案法)を適用した場合には、シミュレーション結果と実験結果はよく一致し、いずれの入力ステップ高さにおいてもオーバーシュートは生じず、従来法と比べて、より早く且つスムーズに目標値へと収束している。一方、従来法を適用した場合には、応答の立ち上がりは本実施形態の手法よりも急峻になっているもののアンダーシュートが生じており、これによって目標値への収束が遅れている。20

【0066】

ところで、本実施形態の設計手法を適用した場合に、制御器 102 の位置ループの伝達関数が式(12)のように置換されると仮定すると、そのときの単位ステップ入力に対する変位の応答は、次式(14)で表される。

【0067】

【数15】

$$x(t) = 1 - e^{-\omega_0 t} (1 + \omega_0 t) \quad (14)$$

30

【0068】

式(14)によると時刻 $t = \frac{1}{\omega_0} = 1$ において、変位は目標の約 26 % の値になることがわかる。図9における同時刻(図9では、0.003 s)の変位の値を読み取ると、いずれの入力ステップ高さにおいても目標値の約 26 % 程度の値になっている。したがって、本実施形態の設計方法を適用することによって、位置制御系を任意の固有周波数をもつ2次系として扱うことができると考えられる。

【0069】

工作機械送り駆動系に代表される誤差に、象限突起誤差がある。これは、XYテーブルによる円弧補間運動において、象限が切り替わる際に非線形摩擦特性に起因して発生する突起状の誤差である。また、位置制御系に比例制御を採用している一般的な送り駆動系では、位置比例ゲインが高く設定できない場合に追従遅れが大きくなり、円弧補間運動軌跡の半径が指令半径よりも小さくなる現象(半径減少)が生じることが知られている。40

【0070】

そこで、本実施形態の設計方法を適用した場合又は従来法を適用した場合の円弧補間運動軌跡を、シミュレーション及び実験によって取得した。

【0071】

本実験に用いる装置は1軸の送り駆動系であるため、円弧補間運動軌跡を、正弦波位置指令及び余弦波位置指令に対する応答曲線を合成することで取得した。また、過渡応答の影響を排除するために、それぞれの指令に対して3周期分の運動を行い、2周期目の応答曲線を合成して円弧軌跡としている。また、運動条件として、指令半径 r = 25 mm、送

50

り速度 $f = 3 \text{ m} / \text{min}$ を与えた。また、本実験において、本実施形態の手法を適用した場合については、図9の実験と同様のパラメータを用いた。

【0072】

図10に、円弧補間運動のシミュレーション結果及び実験結果を示す。図10によると、シミュレーション結果と実験結果とは、象限突起の形状や高さ及び半径減少量が概ね一致しており、シミュレーションによって実機の挙動を表現できていることがわかる。一方、図10(A)と図10(B)とを比較すると、従来法を適用した場合(図10(A))には、本実施形態の手法を適用した場合(図10(B))に比べて、象限突起が顕著に現れている。すなわち、本実施形態の手法を適用した場合には、補償器103によって非線形摩擦が除去されるとともに仮想線形摩擦に置換されることで、象限突起が補正されている。しかしながら、従来法と本実施形態の手法のいずれの場合についても半径減少(基準円との誤差)が現れている。

【0073】

次に、本実施形態の手法において、円弧補間運動時の半径減少を補正するための手法について説明する。位置制御系の遅れを回復し、位置指令に対する追従遅れ(制御遅れ)を補正するための一般的な方法として、フィードフォワード制御がある。フィードフォワード制御の制御則を適用した位置制御系を図11に示す。

【0074】

図11において、位置偏差 $e(s)$ は、次式(15)で表される。

【0075】

【数16】

$$e(s) = \frac{1 - G_v(s)G_{ff}(s)}{1 + \frac{K_{pp}}{s}G_v(s)} r(s) \quad (15)$$

【0076】

ここで、 $G_v(s)$ は、速度ループの伝達関数である。フィードフォワード補償器の伝達関数 $G_{ff}(s)$ が次式(16)を満たすとき、式(15)は、式(17)のように変形することができる。

【0077】

【数17】

$$G_{ff}(s) = \frac{1}{G_v(s)} \quad (16)$$

$$e(s) = \frac{1 - \frac{G_v(s)}{G_v(s)}}{1 + \frac{K_{pp}}{s}G_v(s)} r(s) = 0 \quad (17)$$

【0078】

すなわち、フィードフォワード補償器の伝達関数 $G_{ff}(s)$ が速度ループの逆伝達関数で表される場合、位置指令 $r(s)$ の種類と無関係に位置偏差 $e(s)$ を0とすることができます。フィードフォワード補償器の設計では、速度ループの特性を詳細に考慮せず、速度ループの伝達関数 $G_v(s)$ を定数とする場合があるが、多くの運動条件で良好な保障効果を得るために、速度ループの逆伝達関数をフィードフォワード補償器として用いることが有効である。

【0079】

そこで、本実施形態の手法において、制御器102がフィードフォワード補償器を備える場合には、式(9)で表される速度ループの逆伝達関数である次式(18)を、当該フィードフォワード補償器として用いる。

10

20

30

40

50

【0080】

【数18】

$$G_{ff}(s) = \frac{M}{K_f K_{vp}} s + \frac{\alpha}{2} \quad (18)$$

【0081】

上述したように本実施形態の手法では各制御ゲインを一義的に求めることができるために、速度ループの逆伝達関数を用いてフィードフォワード補償器を設計する際にも、そのパラメータの値を試行錯誤によらず容易に決定することができる。

10

【0082】

式(18)によって設計したフィードフォワード補償器の有効性を評価するために、円弧補間運動軌跡のシミュレーション及び実験を行った。比較のために、従来法を適用し且つフィードフォワード補償器を適用した場合の挙動についても実験した。従来法の場合は、 $G_{ff}(s) = 1$ をフィードフォワード補償器として用いた。すなわち従来法では、速度ループの逆伝達関数を用いずに、速度ループの伝達関数を定数とみなした。

【0083】

図12に、円弧補間運動のシミュレーション結果及び実験結果を示す。図12(B)に示すように、本実施形態の手法(提案法)を適用した場合には、シミュレーション結果と実験結果とは、円弧軌跡がほぼ基準円上にあり、互いによく一致している。すなわち、フィードフォワード補償器によって半径減少が補正できていることがわかる。一方、図12(A)に示すように、従来法を適用した場合には、半径減少は補正できているものの、象限突起誤差は補正できていない。すなわち、本実施形態の手法を適用した場合には、フィードフォワード補償器によって半径減少を補正できているだけでなく、補償器103による非線形摩擦の線形化によって、象限突起誤差も補正できていることがわかる。

20

【0084】

このように、本実施形態の送り駆動系の設計手法によれば、位置制御系の固有角周波 ω_0 を設定して、速度比例ゲイン K_{vp} を決定するだけで、他の制御ゲインを一義的に決定することができ、多くの試行錯誤を要する従来法に比べて、送り駆動系における良好な応答特性を容易に実現することができる。また、補償器103による非線形摩擦の線形化によって、従来法では補正できない円弧補間運動時の象限突起を補正することができる。また、速度ループの逆伝達関数を用いたフィードフォワード補償器の設計の際にも、試行錯誤によらずパラメータを決定することができ、また、設計したフィードフォワード補償器を用いることで、円弧補間運動時の半径減少を補正することができる。

30

【0085】

なお、第4の実施形態ではリニアモータ駆動の送り駆動系について説明したが、ボールねじ駆動の送り駆動系であっても同様に実施可能である。ボールねじ駆動の送り駆動系においては、第4の実施形態におけるテーブル変位 x 、速度 v 、サーボアンプ104の推力変換定数 K_f 、及びテーブル質量 M を、それぞれサーボモータの回転角 [rad] (ロータリーエンコーダによって検出される回転角)、角速度 [rad] (回転角の微分値)、トルク変換定数 [Nm]、及び駆動機構の総慣性モーメント [kg m²] に置き換えて実施することができる。

40

【0086】

第4の実施形態の設計手法をボールねじ駆動の送り駆動系に適用した場合の有効性を評価するために、変位ステップ応答のシミュレーション及び実験を行った。実験では、比較のために、補償器103を適用せず、かつ従来法によって決定した制御ゲインを用いた場合の応答曲線も取得した。従来法では、試行錯誤によって各制御ゲインを、 $K_{pp} = 52360 \text{ rad/ms}$ 、 $K_{vp} = 0.04 \text{ s/rad}$ 、 $K_{vi} = 4 \text{ rad}^{-1}$ と決定した。また本実験では、本実施形態の手法による制御ゲインの調整例として、固有周波数 $\omega_0 = 165 \text{ rad/s}$ と指定し、 $\omega_0 = 10$ 及び $K_{vp} = 0.01 \text{ s/rad}$ と定めた。その結

50

果、手順(2)により、他のパラメータは、 $\gamma = 5$ 、 $K_{v_i} = 3.3 \text{ rad}^{-1}$ 及び $K_p = 258765 \text{ rad/ms}$ と決定された。

【0087】

図13に、変位ステップ応答のシミュレーション結果及び実験結果を示す。入力ステップ高さ r は、 $r = 50 \mu\text{m}$ (図13(A)) 及び $r = 500 \mu\text{m}$ (図13(B)) とした。

【0088】

図13に示すように、本実施形態の手法(提案法)をボールねじ駆動の送り駆動系に適用した場合にも、シミュレーション結果と実験結果はよく一致し、いずれの入力ステップ高さにおいてもオーバーシュートは生じず、従来法と比べて、より速く且つスムーズに目標値へと収束している。また、従来法を適用した場合には、非線形摩擦の影響によって、入力ステップ高さに依存して応答曲線が異なっているが、本実施形態の手法を適用した場合にはその差異が小さい。これは、本実施形態の手法を適用した場合には補償器103によって非線形摩擦が仮想線形摩擦に置換されるためであると考えられる。

【産業上の利用可能性】

【0089】

本発明に係る送り駆動系は、振動減衰性を高め、制御ゲインを大きくした際に生じるシステムの安定性の低下を抑制することができるため、工作機械や半導体露光装置などにおける移動体の位置決めを制御する送り駆動系などに有用である。工作機械や半導体露光装置などの送り駆動系で行われる軌跡運動制御においては、円弧補間運動時に現れる象限突起誤差などの運動誤差が問題となる。運動誤差の低減のためにも制御系のゲインを大きくすることは重要である。本発明は、仮想減衰の付与によって設定可能な制御ゲインの上限を高めることから、以上のような問題解決にも有効利用できる。

【符号の説明】

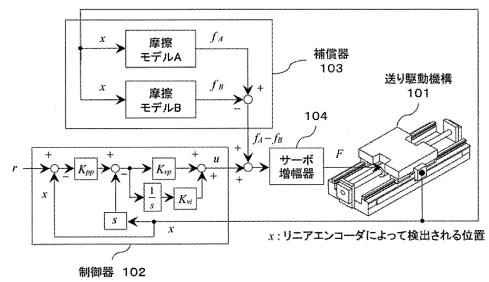
【0090】

- 101 送り駆動機構
- 102 制御器(制御装置、コントローラ)
- 103 補償器
- 104 サーボアンプ(サーボ増幅器)

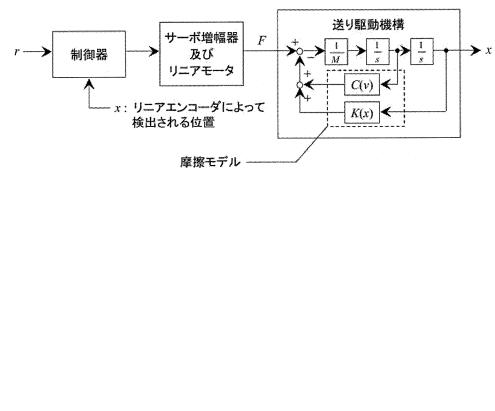
10

20

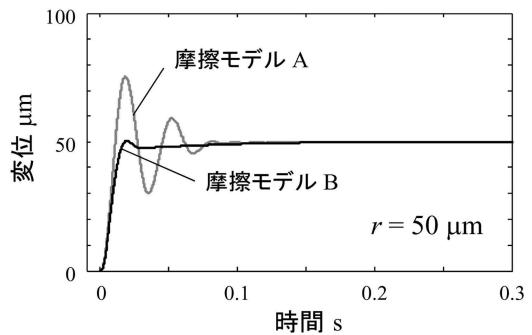
【図1】



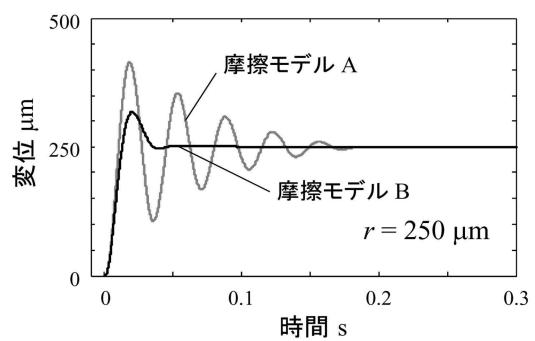
【図2】



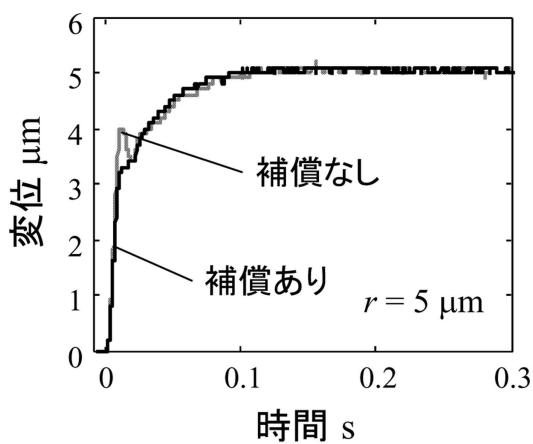
【図3 a】



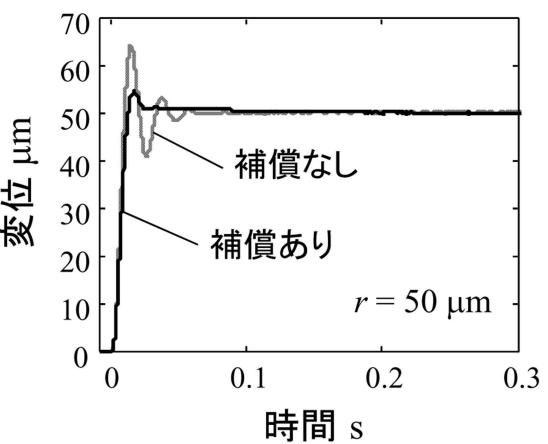
【図3 b】



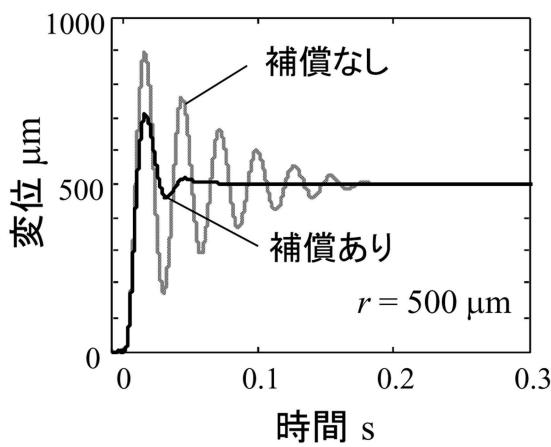
【図4 a】



【図4 b】



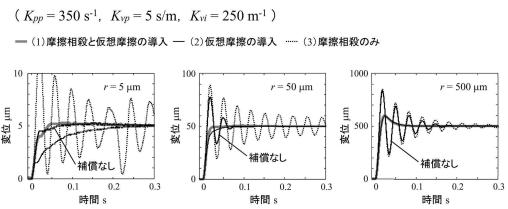
【図4c】



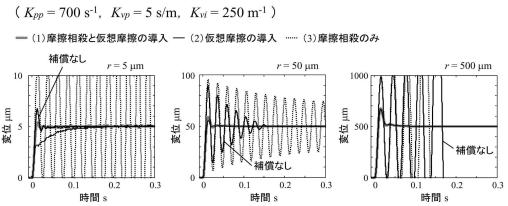
【図5】

性能評価指標	$r = 5 \mu\text{m}$		$r = 50 \mu\text{m}$		$r = 500 \mu\text{m}$	
	補償なし	補償あり	補償なし	補償あり	補償なし	補償あり
立ち上がり時間 [s]	0.050	0.040	0.010	0.010	0.010	0.006
整定時間 [s]	2.560	0.090	0.050	0.020	0.170	0.050
行過ぎ量 [%]	4.0	2.0	27.8	8.6	79.0	42.4

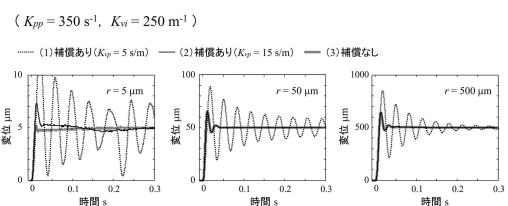
【図6】



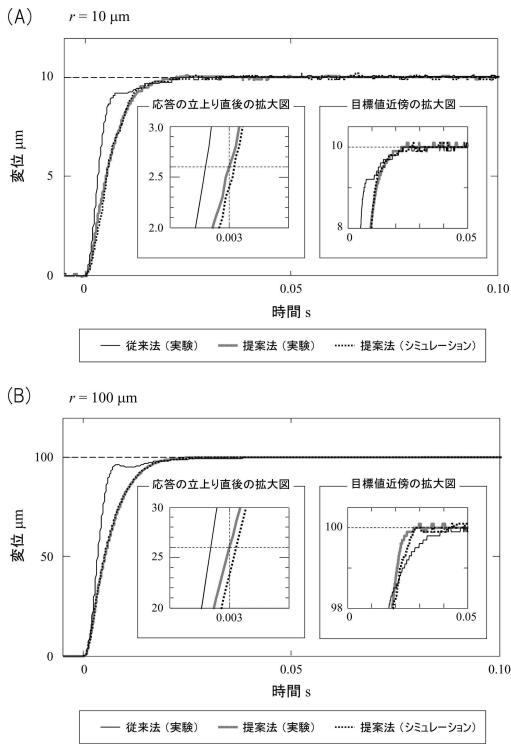
【図7】



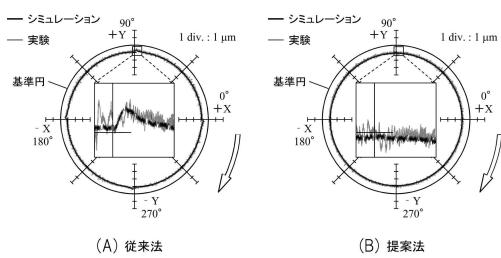
【図8】



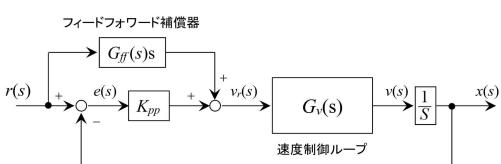
【図9】



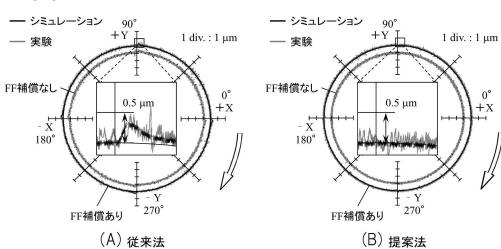
【図10】



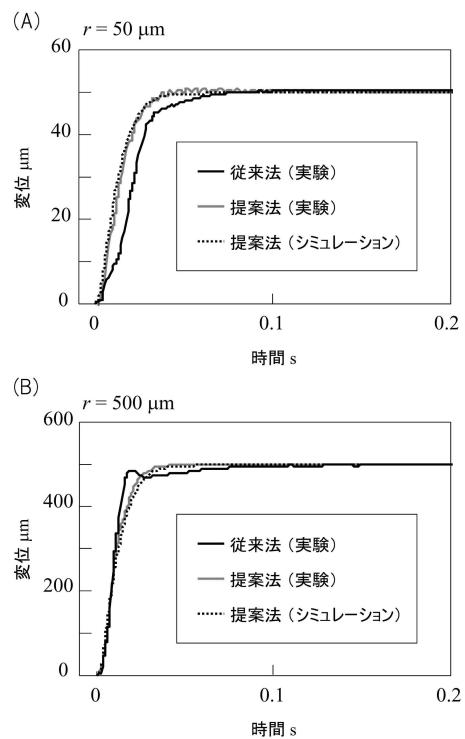
【図11】



【図12】



【図 1 3】



フロントページの続き

特許法第30条第2項適用 発行者名：公益社団法人精密工学会、刊行物名：2012年度精密工学会春季大会
学術講演会講演論文集（第283, 284ページ）、発行日：平成24年3月1日 発行者名：公益社団法人精密工学会、刊行物名：第19回精密工学会学生会員卒業研究発表講演会論文集（第137, 138ページ）、発行日：平成24年3月14日

合議体

審判長 栗田 雅弘

審判官 剣間 宏信

審判官 中川 隆司

(56)参考文献 特開2000-267712 (JP, A)

特開平5-285786 (JP, A)

特開平7-64644 (JP, A)

特開平11-282538 (JP, A)

特開2006-79526 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

G05D 3/12