

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	精密機構における機能集積に関する基礎的研究
Title(English)	
著者(和文)	佐藤海二
Author(English)	KAIJI SATO
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第2783号, 授与年月日:1995年7月31日, 学位の種別:論文博士, 審査員:下河辺明
Citation(English)	Degree:Doctor of Engineering, Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:乙第2783号, Conferred date:1995/7/31, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

平成7年度 学位論文

精密機構における機能集積に関する基礎的研究

佐藤海二

目次

第1章 緒論	1
1. 1 高精度, 高速な機構の必要性	1
1. 2 精密機構の現状	2
1. 2. 1 精密機構における案内要素の現状と問題点	2
1. 2. 2 精密機構における駆動・伝達要素の現状と問題点	4
1. 2. 3 従来の精密機構の高性能化法	5
1. 3 研究の目的	8
1. 4 本論文の構成	8
第2章 機能集積の概念	11
2. 1 緒言	11
2. 2 機能集積	11
2. 3 機構機能集積	12
2. 4 精密機構における機構機能集積	13
2. 4. 1 構造機能集積の精密機構への適用	13
2. 4. 2 駆動機能集積の精密機構への適用	15
2. 5 情報機能集積	17
2. 6 結言	19
第3章 機能集積化送りねじ機構の原理と基本性能	20
3. 1 緒言	20
3. 1. 1 送りねじの基本的性質と送りねじを用いた位置決め機構の問題点	20
3. 1. 2 機構機能集積による送りねじを用いた位置決め機構の問題解決	22
3. 2 機能集積化送りねじ機構の原理と特徴	23
3. 2. 1 原理	23
3. 2. 2 従来の送りねじ機構との比較	26
3. 3 試作機構	26
3. 3. 1 機構全体の構成	26
3. 3. 2 ナット部分の構成	30
3. 4 粗微動連動位置制御系の構成	32
3. 5 機構の動的モデル	34
3. 5. 1 粗動位置制御時の動的モデル	34
3. 5. 2 微動位置制御時の動的モデル	37
3. 6 基礎実験	40
3. 6. 1 バックラッシの計測	40
3. 6. 2 粗動位置制御時の動的パラメータ	40

3. 6. 3	微動位置制御時の動的パラメータ	43
3. 7	位置制御実験	47
3. 7. 1	本論文での位置決め時間の定義	47
3. 7. 2	粗動位置制御	50
3. 7. 3	微動位置制御	50
3. 7. 4	粗微動連動位置制御	50
3. 8	考察	54
3. 8. 1	粗微動位置制御の連動による位置決め時間への影響	54
3. 8. 2	待ち時間の位置決め時間への影響	56
3. 9	結言	58
第4章	機構機能集積化によるバックラッシ計測・除去と位置制御系の改善	60
4. 1	緒言	60
4. 2	機構機能集積化によるバックラッシの計測と除去の原理	61
4. 3	機構機能集積化によるバックラッシ計測・除去の実現	62
4. 3. 1	基準起動電流の決定	62
4. 3. 2	バックラッシの有無の判定条件の決定	66
4. 3. 3	潤滑油の異なる場合	68
4. 3. 4	基準起動電流の入力法	73
4. 3. 5	バックラッシの計測・除去実験	73
4. 4	位置制御系の構成と改善点	78
4. 4. 1	粗動位置制御系の改善	78
4. 4. 2	微動位置制御系の改善	78
4. 5	粗微動連動位置制御	84
4. 5. 1	粗微動連動位置制御法	84
4. 5. 2	粗微動連動位置制御結果	84
4. 6	考察	94
4. 6. 1	本章と第3章とのバックラッシ計測値の違いについて	94
4. 6. 2	目標位置近傍でのテーブル振動	95
4. 6. 3	微動位置制御系の問題点	98
4. 7	結言	101
第5章	情報機能集積化による送りねじの動的挙動推定と位置制御	103
5. 1	緒言	103
5. 2	実験装置	104
5. 3	動的挙動解析のための動的モデル	106
5. 3. 1	動的モデル	106
5. 3. 2	トルク τ_s と摩擦力 f_s , 力 p との関係	106
5. 3. 3	運動方程式	109

5. 3. 4	状態オブザーバの構成	109
5. 4	実験	112
5. 4. 1	位置制御実験	112
5. 4. 2	目標位置近傍のバックラッシュ	114
5. 5	動的挙動に関する実験結果と考察	121
5. 5. 1	ねじ・ナット間に作用する力	121
5. 5. 2	ねじに対するテーブル運動の追従性	123
5. 6	情報機能集積によるバックラッシュ推定	125
5. 6. 1	バックラッシュ推定法	125
5. 6. 2	推定結果	127
5. 7	動的挙動推定結果に基づく機能集積化送りねじ機構の制御方法の一考察	129
5. 7. 1	機能集積化送りねじ機構におけるバックラッシュ除去の役割	129
5. 7. 2	バックラッシュありでの粗微動連動位置制御	129
5. 8	結言	133
第6章	結論	136
6. 1	結言	136
6. 2	今後の課題	139
参考文献		142

謝辞

第1章 緒論

1. 1 高精度，高速な機構の必要性

近年の半導体機器，光学機器，計算機周辺機器の小型化，高性能化の進展には，目覚ましいものがある．しかも社会の情報化が進むにつれて，小型化，高性能化の要求はますます厳しくなっている．例えば，半導体の集積度を左右する最小線幅は，現在量産準備が進められている16MDRAMで， $0.5\mu\text{m}$ に達しており，21世紀始めには， $0.2\mu\text{m}$ 以下が必要になると予想されている⁽¹⁾．また従来の光学部品としてのレンズやミラーは，球面，平面といった簡単な形状が主体であったが，最近の高精度化，小型化，高倍率化などの要請から，形状精度として， $0.01\mu\text{m}$ オーダの非球面形状が必要とされている⁽²⁾⁽³⁾．

このような微細加工，高精度加工を実現するためには，半導体製造装置，精密加工機が，次のような高い位置決め精度，運動精度を有している必要がある．半導体製造工程では，多くのパターンを順次ウエハに重ね焼きしていくが，各パターン間の重ねあわせ精度は，経験的に最小線幅の $1/3\sim 1/5$ が必要であると言われており⁽¹⁾⁽⁴⁾，そのためには $0.01\mu\text{m}$ オーダ以下の位置決め精度(3σ)が必要となる．また光学部品や機械部品の機械加工では，基本的に母性原理に従い，加工機の工具先端の軌跡が，加工物に転写される．そのため加工機には，加工物に要求される精度以上の位置決め精度，運動精度が必要となる．

精密測定分野においても，高い位置決め精度，運動精度は必要とされている．例えば三次元測定機のように，アッペの原理を満たさない直交3軸で構成される測定機では，測定精度が機構の運動精度に左右される⁽⁵⁾．また，大型光学部品の3次元形状を非接触で測定するために開発された，性質の異なる2種類のセンサと，位置決め機構を組合わせた精密測定機⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾は，高い位置決め精度を必要としている．さらに，原子レベルの測定が可能な測定機として，近年注目されているSTMでは，STM自体が3自由度微動位置決め機構であり⁽⁹⁾，STMの性能は，3自由度機構の位置決め精度，運動精度に大きく依存している．

精密加工機や精密測定機にとって，位置決め精度，運動精度の高度化はもちろんであるが，同時に高速化も不可欠である．加工時間，測定時間が長くなれば，生産性は低下し，厳しくなる一方の製品のコストダウン，製造期間短縮の要請に応えら

れない。特に、超精密位置決めを最も必要としている分野の1つであるマイクロエレクトロニクスは、大量生産を前提としており⁽⁴⁾、機構を高速化し、生産性の向上をはかることが重要となる。精密機構は、このような高精度化、高速化を必要とする機械装置の主要な構成要素であり、さらなる高精度化、高速化が望まれている。

1. 2 精密機構の現状

精密機構は、一般に案内要素と駆動・伝達要素、センサ、制御装置より構成される。精密機構の性能は、これらの総合的な能力で決まるが、本質的に、機械的な構成要素である案内要素や駆動・伝達要素の特性の影響を大きく受ける。そのため精密機構の高精度化等には、案内要素と駆動・伝達要素の特性改善、性能向上が不可欠である。精密機構の位置、運動精度、高速性を向上する際に問題となる機械的要因には、バックラッシュや摩擦力の存在、案内面の形状誤差、剛性や振動減衰性の不足等があり、機構の原理、構造によって様々である。以降では、まず案内要素、駆動・伝達要素のそれぞれについて、現状と問題点を検討し、次にその対策と、センサ、制御装置の役割について論じる。

1. 2. 1 精密機構における案内要素の現状と問題点

案内要素は、相対運動する2物体間の接触、接続状態により4種類に分けることができる。すなわち、(1)板ばね等で2物体を固定し、弾性変形を利用する方式の平行ばね、十字ばねや、(2)潤滑剤を利用し、すべり接触とする方式のすべり案内、軸受、(3)剛球やころを利用して転がり接触とする方式の転がり案内、軸受、(4)加圧流体や磁力を利用して非接触とする方式の静圧案内、軸受、磁気案内、軸受である。

案内要素の役割は、制御対象の運動を、指定の方向のみに完全に拘束することにある。テーブルや軸の指定方向の運動そのものと、案内要素を設置する定盤や近傍の他の機構等に、振動等の悪影響を及ぼさないことが望まれる。上記の各種案内、軸受は、そのための様々な利点を有しているが、案内要素の役割を完全に満足することは難しく、幾つかの欠点も存在する。

表1-1は、各案内要素の原理と利点、欠点をまとめたものである。すべり案内、軸受から、転がり案内、軸受、そして静圧案内、軸受や磁気案内、軸受へと案内要素の利点・欠点を検討してみると、接触状態がすべり接触、転がり接触、非接

Table 1-1 Characteristics of conventional guideways

案内要素の種類	案内面の接触, 接続状態	利点	欠点
すべり案内, 軸受内, 軸受	直接あるいは潤滑油を介したすべり接触	<ul style="list-style-type: none"> 剛性が極めて高い。 滑り接触であるため, 機構の運動を停止させやすい。 高速化しやすく, 摩擦力に起因するその他の問題もかなり低減される。 予圧を付加することにより, 剛性の確保が可能である。 	<ul style="list-style-type: none"> 運動方向に大きな摩擦力が作用する。 可動物体が案内面の形状にそのまま倣って運動するため, 高い案内面形状精度が要求される。 剛性は転動体の弾性変形量に決定される部分が大きく⁽¹⁰⁾, 一般に剛性は低下する。 予圧の付加は摩擦力の増加を招き, 摩擦力低減と剛性確保を, 十分に両立させることが困難である。 運動精度は, 転動体, 案内面の形状精度に大きく依存する⁽¹¹⁾⁽¹²⁾。
静圧案内, 軸受	油, 空気等の加圧流体の利用により非接触	<ul style="list-style-type: none"> 非接触であるため, 固体摩擦に起因する問題は生じない。 加圧流体の平均化効果のため, 案内面の形状誤差の影響を受けにくい。 加圧流体が油の場合, 圧縮性が小さいため, 剛性を確保することができる⁽¹²⁾。 	<ul style="list-style-type: none"> コンプレッサや油循環装置が必要となる。 加圧流体が油の場合, 環境を汚染する危険性があり, 粘性抵抗が増加する。 加圧流体が空気の場合, 剛性, 振動減衰性が低くなる。
磁気案内, 軸受	磁力により非接触	<ul style="list-style-type: none"> 非接触であるため, 固体摩擦に起因する問題は生じない。 真空中等の特殊環境での使用が可能である。 本来制御型であるため, 形状精度に依存せず, 高精度化できる可能性がある。 	<ul style="list-style-type: none"> 安定浮上させるためコントローラは必須である。 本質的に発生力が小さく⁽¹³⁾, 案内の剛性が低い。 コイル, テーブル等の可動物体が発熱する。 高精度化の研究は十分でなく, 現状では, 一般に空気静圧案内, 軸受に匹敵するに至っていない⁽¹¹⁾。
平行ばね, 十字ばね	板ばね等のばね要素を介して機械的に接続	<ul style="list-style-type: none"> 構造が簡単で小型, 軽量化に適している。 バックラッシュや摩擦・摩耗がない。 	<ul style="list-style-type: none"> 構造上, 板ばね等の長手方向に沈み込みが生じる。 可動範囲の拡大が難しい。 剛性が低い。

触となるにつれて、摩擦力の問題は低減、除去されるが、案内の剛性は逆に低下する傾向にある。また装置の大型化等の新たな問題も生じてきている。この傾向は本質的に、各案内要素の原理に起因するものであるため、摩擦力、剛性の問題を同時に解決するのは難しい。弾性変形を利用する平行ばね、板ばねは、摩擦力の問題は生じず、構造が簡単で、小型化、軽量化に適しているが、案内の剛性はやはり低く、可動範囲等の制約もある。

1. 2. 2 精密機構における駆動・伝達要素の現状と問題点

精密機構の駆動・伝達要素は、回転モータ等の駆動要素と運動伝達要素より構成される場合と、運動伝達要素を用いずに、圧電素子やダイレクトドライブモータ等の駆動要素のみにより構成される場合がある。よってまず運動伝達要素の有無により、得失が異なる。

回転型電磁モータは、制御性、保守性がよい等の利点があり、現在最も広く用いられているアクチュエータとなっている。しかし回転型電磁モータは、一般に、高速回転時に高い効率が得られ、発生トルクに応じて発熱量、重量が大きくなる特性を持つ⁽¹⁴⁾。精密機構では、しばしば低速で高いトルクが必要となり、発熱が問題となる。またロボット等では軽量化が必要となるため、歯車等の運動伝達要素より構成される減速機とともに用いた方が有利となる場合が多い⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾。さらに精密機構に要求される運動は、直線運動であることが多く、回転運動を直線運動に変換するためにも、運動伝達要素は必要となる。運動伝達要素を用いた場合、熱源となるアクチュエータを制御対象から遠ざけることも可能となる利点がある。

近年電磁モータの特性を改善し、低速で高いトルクを出力可能な、回転駆動用、直線駆動用のダイレクトドライブモータの開発が進められ、ハードディスクや多関節ロボット等に利用されている⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾。ダイレクトドライブモータは、余計な機械部品を駆動する必要がない等の原理的な利点があり、今後の発展が期待される駆動要素である。しかし現在のところ、重量当たりの出力トルクが小さいこと、熱源となるモータが制御対象に非常に近い位置に配置されるため、発熱の影響が大きくなること等の欠点がある。また回転型の場合、歯車、ねじ等の減速機構を使わないため、機構の剛性は、案内要素や制御系で確保せざるをえない。

電磁モータ以外の代表的なアクチュエータとしては圧電素子がある。圧電素子は、小型、軽量で高出力、高分解能なアクチュエータであり、駆動・伝達要素として、

単体で精密加工機や半導体製造装置の微動調整台で多用されている。しかし変位量が数十 μm と非常に小さく、現状では微動機構用に、ほぼその用途は限定されている。インチワーム方式⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾により圧電素子を用いて広い可動範囲を得る方法もあるが、あまり大きな駆動力は得られず⁽¹²⁾、最高速度も一般に数 mm/s 程度である。最近の研究では、約 30mm/s の速度が得られたとの報告もある⁽²⁰⁾が、それでも送りねじを用いた場合の数分の1以下でしかない。

以上のように、電磁モータや圧電素子を用いた直接駆動方式には、幾つかの問題点があり、現状では、精密機構の駆動・伝達要素として、回転型モータと運動伝達要素の組合わせを採用することが多い。1990年の精密位置決めに関する調査では、約88%が運動伝達要素を利用していると報告されている⁽²¹⁾。しかし運動伝達要素の使用は、新たな問題も生じさせる。表1-2は、代表的な運動伝達要素の役割と利点、欠点をまとめたものである。表を見てわかるように、運動伝達要素を用いた場合、相対運動する2物体間にバックラッシュ、摩擦力が存在すること、すべりにより加減速が制限され、摩耗が生じやすいこと、剛性が不足すること等の問題が生じることがある。また送りねじや歯車には、接触状態をすべり接触、転がり接触、あるいは磁気等を用いて非接触としたものがあるが⁽¹⁴⁾⁽²²⁾⁽²³⁾、それぞれ表1-1に示した案内要素の場合と同じ利点、欠点が生じる。

これらの問題を解決する方法、例えば、バックラッシュを除去する方法としては、相対運動する2物体間に予圧を付加する方法があり、同時に剛性も増加させることもできる。しかし摩擦力の増大を招く問題点がある。摩擦力を低減、除去する方法としては、案内要素と同様に、すべり接触から転がり接触、非接触とする方法があるが、それとともに剛性が低下してしまう問題点がある。またすべりを抑える方法としては、すべりを生じる2物体間の予圧を増し、摩擦力を増加させる方法があるが、材料強度、耐久性の関係から限界がある⁽²⁴⁾。

1. 2. 3 従来の精密機構の高性能化法

前項までで述べたように、精密機構の性能は、案内要素、運動伝達要素におけるバックラッシュや摩擦力の存在、案内面の形状誤差、剛性の不足等の影響を大きく受ける。これらの問題を解決するために、従来より、加工精度、組立て精度の向上や、機械部品の形状や材質等を適切に決定する最適設計が行われてきた。運動伝達要素のバックラッシュや案内要素の案内面の形状誤差の問題は、加工・組立て精度を極限

Table 1-2 Characteristics of conventional transmissions

運動伝達要素の種類	運動伝達要素の役割	利点	欠点
送りねじ	回転運動を直線運動に変換	<ul style="list-style-type: none"> 送り方向にすべりが発生せず，比較的大きな駆動力を伝達できる。 リードを大きくし，高速送りが可能である。 	<ul style="list-style-type: none"> ねじ・ナット間にバックラッシュと摩擦力が存在する。
歯車	回転角，動力の拡大縮小および回転軸の方向，位置の変更	<ul style="list-style-type: none"> 回転方向にすべりが発生せず，大きな駆動力を伝達できる。 比較的小型な装置で，回転角，動力の拡大縮小が可能 	<ul style="list-style-type: none"> 歯車間にバックラッシュや摩擦力等の非線形要素が存在する。
ラック&ピニオン	回転運動を直線運動に変換	<ul style="list-style-type: none"> 送り方向にすべりが発生せず，比較的大きな駆動力を伝達できる。 リードを大きくし，高速送りが可能である。 	<ul style="list-style-type: none"> ラックとピニオンの間にバックラッシュと摩擦力が存在する。
摩擦車，トラクションバー	回転角，動力の拡大縮小および回転軸の方向，位置の変更，回転運動を直線運動に変換	<ul style="list-style-type: none"> 送り方向，回転方向にバックラッシュが存在しない。 構造，形状が簡単である。 高速化が容易である。 比較的小型な装置で，容易に回転角，動力の拡大縮小が可能 	<ul style="list-style-type: none"> すべりの発生のため，加減速に制限がある。
ベルト駆動	回転軸位置の変更，回転運動を直線運動に変更	<ul style="list-style-type: none"> 送り方向，回転方向にバックラッシュが存在しない。 構造，形状が極めて簡単である。 動力伝達が滑らかである。 軸間距離の制約が少ない。 比較的小型な装置で，容易に回転角，動力の拡大縮小が可能 	<ul style="list-style-type: none"> すべりの発生のため，加減速に制限がある。 ベルトにより剛性が不足する可能性がある。

まで追求することにより、ある程度小さくすることが可能であり、実際の到達加工精度の限界も年々向上している⁽²⁵⁾。また空気静圧軸受等の軸受隙間、軸受面形状の最適化による剛性、振動減衰性の向上も行われてきている⁽²⁶⁾⁽²⁷⁾。

このような加工・組立て精度の向上、形状等の最適設計の重要性は、現在でも変わらないが、これらの手法による高性能化には限界もある。加工・組立て精度の極限的向上は、母性原理のために一般に難しく、製品コストの上昇を招く。また機械部分の最適設計を行う場合、剛性の向上、摩擦力の低減といった個々の問題を解決することは可能でも、すべての要求を満足することは難しい。なぜならこれらの問題の多くは、トレードオフの関係にあるからである。例えば、粘性や摩擦力を増加させれば、振動減衰性は増すが、高速化は困難となり、発熱の問題が生じてしまう。また転動体のある部分に予圧を付加すれば、バックラッシュが除去され、剛性は増すが、摩擦力は増加してしまう。

精密機構に組込まれた制御装置とセンサは、これらの機械的な問題を解決するあるいは低減する役割を担っており、今日の精密機構の高精度化、高速化に大きく貢献している。フィードバック制御系は、精密機構の位置、運動誤差の除去や外乱特性の向上のために有効であり、特に磁気案内、軸受では、系を安定化させるためにも必須である。近年のマイクロプロセッサの高性能化、低価格化は、制御装置のデジタル化を進め、高度な制御理論を用いた精密機構の高性能化、プログラマブルで多様な目的に対応可能とすることによる高機能化を実現可能としており、精密機構に大きな可能性を提供している。しかし従来は、多くの場合、その可能性を十分に活用していないと思われる。

高い位置決め精度、運動精度を実現するためには、完全閉ループ制御系を構成することが望ましい。その場合、バックラッシュの存在や機構各部の剛性の不足が、精密機構の高速化、高精度化の障害となる。そのため従来は、例えばボールねじでは、ダブルナット等を用いて予圧を付加し、バックラッシュ除去、剛性の確保することがしばしば行われ、歯車ではアンチバックラッシギアを用いてバックラッシュを除去することが行われている⁽¹⁴⁾。また転がり案内でも、運動精度を改善するため、すきまを除去し、さらに剛性を高めるための手段として、予圧の付加することがよく行われている⁽²⁸⁾。

制御装置とセンサは、その結果増加する摩擦力に起因する位置誤差、運動誤差を

補償するために用いられることが多いが、たとえ位置誤差、運動誤差を補償できたとしても、摩擦力が本質的に除去されるわけではない。そのため、摩擦力の問題は依然残る。すなわち摩擦力の増大は、高速化を困難にし、エネルギー損失の増加や、発熱、摩耗の増加による寿命の低下は避けられない。

1. 3 研究の目的

以上のように、精密機構の機構上の様々な問題を同時に解決することは、加工、組立て精度の向上、形状等の最適設計といった従来の高性能化法のみでは難しく、従来法のみで解決しようとする、コストの上昇、装置の大型化等様々な問題が生じてくる。この理由は、機構上の問題の多くがトレードオフの関係にあるためである。また近年のマイクロプロセッサの進歩に基づき、制御装置の高性能化、高機能化は、精密機構に大きな可能性を提供しているが、十分に活用されていないようである。

本研究では、従来の方法では解決困難なこれらの問題を解決するとともに、従来にはない新しい機能を有する機構の実現、さらには新しい精密機構あるいは機械要素への発展が期待できる方法として、機能集積という概念を提案し、機能集積の精密機構への有効な適用方法を明らかにすることを目的とする。本論文では、まず機能集積とは何かについて論じ、次に機能集積を適用する精密機構として、位置決め機構で最も一般的な送りねじ機構を取り上げ、機能集積により、そのバックラッシュ、摩擦力の問題を解決する方法を示し、さらにその有効性を実験的に検証する。

1. 4 本論文の構成

本論文の2章以降の構成、内容は、次の通りである。

第2章「機能集積の概念」では、精密機構における機能集積の概念を提案するとともに、機能集積を、機構各部にアクチュエータを組み込むことにより実現される機構機能集積と、コンピュータを用いて機構を智能化することにより実現される情報機能集積に分類し、各機能集積を精密機構に適用する方法と得られる利点について、具体例を用いて説明している。

第3章「機能集積化送りねじ機構の原理と基本性能」では、まず、機能集積を適用する機構として、送りねじによるテーブル位置決め機構を取り上げ、そのバック

ラッシュと摩擦力の問題を、同時に解決可能とする機能集積化送りねじ機構を提案し、その原理と構造について説明している。機能集積化送りねじ機構では、2個のナットの間にはテーブルが配置され、ナットとテーブルは、圧電素子を介して接続している。この圧電素子により、バックラッシュ可変および除去機能、ねじを用いない精密微動位置決め機能を実現し、バックラッシュ、摩擦力によって生じる問題を解決可能としている。

次に、機能集積化送りねじ機構を試作し、その構造と動的モデルおよびテーブルの位置制御方法について説明している。すなわち機能集積化送りねじ機構による位置決めは、バックラッシュを調節しつつ、テーブルのモータによるねじ駆動と圧電素子による駆動とを、適宜切換えて行われる。

さらに試作機構を用いて、機能集積化送りねじ機構の有する機能を利用した位置制御実験を行い、位置決め精度を常にセンサ分解能に等しい10nm以下にできることを確認している。機能集積化送りねじ機構の位置決めでは、目標位置近傍でバックラッシュを除去する必要があるが、本章の実験では、予め計測しておいたバックラッシュデータをバックラッシュ除去のために利用している。

第4章「機構機能集積化によるバックラッシュ計測・除去と位置制御系の改善」では、第3章の結果を基礎に、機能集積化送りねじ機構の有する機能を有効に活用する方法について検討している。まず、しばしば未知であり、テーブルの位置により変化し、また摩擦により時間的に変化する可能性のあるバックラッシュを、機構機能集積により得られたバックラッシュ可変機能を利用して、位置制御中に、リアルタイムで計測・除去する方法について説明している。本章の方法では、バックラッシュの有無で、ねじ・ナット間の摩擦力が変化することを利用している。

次に位置決め時間を短縮するために、位置制御系の改善を行っている。改善は、粗動位置制御系と微動位置制御系に区分して行い、粗微動連動位置制御法は従来通りとした。まず第3章の実験結果より、粗動位置制御系、微動位置制御系それぞれの問題点を検討し、次いで改善したコントローラの位置決め時間短縮の効果を実験的に検証している。

第5章「情報機能集積化による送りねじの動的挙動の推定と位置制御」では、まず、情報機能集積により状態オブザーバを構成して、バックラッシュを有する送りねじ機構の動的挙動を推定し、バックラッシュの存在が、ねじからテーブルへの動力伝

達等に、どのような影響を与えているか考察している。推定の結果、ねじからテーブルへの動力伝達は、モータとねじを連結するカップリングの剛性等の影響により振動的になるものの、ねじとナットが機械的に接触していなくても、潤滑油を介して常時行われること等を確認している。

次に推定結果を基礎に、情報機能集積により、機構の特性とモータ駆動電流を利用して、バックラッシュを位置制御中に推定する方法を示し、実験によりその有効性を検証している。また潤滑油の存在を利用した機能集積化送りねじ機構の制御方法、軌跡制御への応用を検討する第一歩として、バックラッシュの存在する状態でも、本機構が圧電素子による精密微動位置制御が可能であることを、実験的に検証している。

第6章「結論」では、本論文の内容をまとめ、今後の課題について述べている。

第2章 機能集積の概念

2.1 緒言

精密機構には、高精度化、高速化等の様々な性能が要求されるが、その要求を満たすためには、機構のバックラッシュや摩擦力の存在、剛性、振動減衰性の不足等の問題を解決することが必要となる。しかしバックラッシュと摩擦力、剛性等の関係は、多くの場合トレードオフの関係にある。そのため、従来行われてきた高性能化法、すなわち加工、組立て精度の向上や形状等の最適設計のみでは、バックラッシュや摩擦、剛性の問題の妥協点を見つける必要があり、すべてを満たそうとすれば、より高い加工精度の要求、装置の大型化等の別の問題が生じてしまう。

一方近年のマイクロエレクトロニクス、パワーエレクトロニクスの進歩は、機械技術に電気・電子技術、制御理論を採り入れた、いわゆるメカトロニクスの精密機構への適用を促し、精密機構の機構上の問題を低減し、精密機構の高精度化、高速化に大いに貢献している。特にマイクロプロセッサの高性能化、低価格化は、制御装置のデジタル化を進め、高度な制御理論を用いた精密機構の高性能化、プログラマブルで多様な目的に対応可能とすることによる高機能化を実現可能としている。その結果メカトロニクスは、精密機構の実現に不可欠な技術となっている。精密機構の頭脳となる制御装置と感覚となるセンサ、手足となるアクチュエータを有するメカトロニクスシステムは、大きな可能性を有しており、メカトロニクスをいかに活用し、従来解決困難であった問題を解決し、また新たな機能を創出していくかが、今後の精密機構の発展に極めて重要である。

本研究では、そのようなメカトロニクスを基礎に、従来解決困難と考えられていた機構の様々な問題を解決するとともに、従来にない新しい機能の実現、さらには新しい精密機構あるいは機械要素への発展が期待できる方法として、機能集積という概念を提案する。以降本章では、まず機能集積の概念について説明し、その分類と機能集積を精密機構に適用する方法、利点について説明する。

2.2 機能集積

機構が有している機能としては、(1) 機構およびその構成要素の目的としての機能、(2) 前述の目的を果たすために、各要素が構造および構成上、有している機能、

とに分類できる。例えば、案内要素が有している機能としては、目的とする基本的な案内機能と、案内面の剛性、振動減衰性で決まる外乱抑制機能、案内面の接触状態、摩擦力の大きさで決まる移動方向への速度減衰機能等がある。精密機構全体の性能、機能を根本的に左右しているのは、これら全ての機能である。したがって精密機構の高性能化のためには、これらの機能の長所と短所を把握するとともに、機構の機能をいかにうまく利用するかが鍵となる。

また多くの機構は、基本的に案内機能、駆動・伝達機能、制御機能を有している必要があるが、各機能は必ずしも物理的に分離している必要はなく、よりよく機能が実現できればよい。実際、近年のメカトロニクス化とともに、その境を不明確にすることにより、長所を引き出している要素が登場している。たとえば、ねじり剛性を確保するとともに、軸位置の調整を不要とするために、ねじと一体となったモータ⁽¹⁾や、軸を短くし、より高速な回転を可能とするために、磁気軸受と一体化した完全非接触モータ⁽²⁾、さらなる軽量化、小型化を目的として、ねじや直線案内と一体化したモータ⁽³⁾等がその例として挙げられる。

よって精密機構の更なる高性能化、高機能化のためには、機構とそれを構成する各要素、各部分が担っている機能に立ち返り、従来の構造、構成にとらわれずに、必要あるいは有力な機能の実現方法を探求していくべきだと考えられる。本章で提案する機能集積とは、このような考えに基づく手法であり、機構の有するあるいは有する可能性のある機能を、様々な観点から検討し、メカトロニクスを活用して、それらの機能を目的に応じて集積することにより、機構に発生する様々な問題の解決、さらには新しい機能創出を指向する方法である。機能集積には、機構の案内要素、駆動・伝達要素等の機械部分の構造、構成に直接影響を与える機構機能集積と、必要に応じてセンサ等の設置は行うものの、基本的には、コントローラであるコンピュータを利用し、機構の構造、構成にあまり影響しない情報機能集積の2種類あると考えられる。そこで以降では、機能集積を機構機能集積と情報機能集積に分けて、精密機構に適用する方法等を検討していく。

2. 3 機構機能集積

第1章で述べたように、機構の機械的な構造に起因するバックラッシュや摩擦力の存在、剛性、振動減衰性の不足等の問題は、多くの場合トレードオフの関係にあり、

その解決は非常に困難である。また形状誤差に起因する問題の解決は、機械加工の原理上、極めて難しい。しかし機構の構造や特性が、状況に応じて変更可能であれば、トレードオフの関係にある問題でも、本質的に解決可能であると考えられる。

機構機能集積は、この考えに基づき、機構各部にアクチュエータや制御装置等を組み込み、機構の構造、特性を状況に応じて変更可能とすることにより、機構の問題点を解決する方法である。機構機能集積は、アクチュエータの役割により2種類に分けられる。一方は、従来自ら動かなかった部分に、アクチュエータを組み込み、機構の構造的な問題点を解決する方式の機構機能集積（構造機能集積と呼ぶ）である。もう一方は、従来より可動であった部分に、特性の異なる複数の駆動・伝達要素を集積し、1個の駆動・伝達要素で満たすことのできなかった仕様を満たす方式の機構機能集積（駆動機能集積と呼ぶ）である。

2. 4 精密機構における機構機能集積

本節では、精密機構に機構機能集積を適用する方法を、具体的な例を用いて説明し、機構機能集積により、どのようなことが可能になるかを示す。

2. 4. 1 構造機能集積の精密機構への適用

本項では、案内面の形状誤差等、機械的な構造の影響を大きく受ける案内要素を例にとり、構造機能集積により、構造上の問題を解決する方法について説明する。案内要素が構造上有している機能としては、基本的な案内機能や、案内の材質、案内レールと可動物体の接触方法等に依存する剛性、振動減衰性で決まる外乱抑制機能、案内レールと可動物体の接触状態、摩擦力の大きさに決まる移動方向への速度減衰機能等がある。これらの機能を担っている機構各部の特性に着目して、構造機能集積する方法の例を示す。

[a] 静圧案内、軸受の構造機能集積 案内要素の中で、特に高い運動精度を要求される精密機構で用いられている空気静圧案内、軸受は、非接触で摩擦・摩耗がなく運動精度が極めて高い利点がある。しかし、(1) 空気膜の平均化効果により、形状誤差の影響が小さくなるとはいえ、やはり形状誤差のため、運動誤差を生じる、(2) 空気膜の剛性、振動減衰性が低く、外乱力や軸のアンバランスによる運動誤差が生じやすい、という問題がある。

まず(1)の問題を考える。案内機能を担っているのは、案内面形状であり、空気

膜の厚さもその機能に影響する。よってこれらの形状が、可動物体の運動誤差が生じないように変化すれば、(1)の問題を解決することができる。具体的には、案内面形状をアクチュエータを組込んで可変とする、あるいは圧力を制御して空気膜の厚さを可変とし、指定の基準に対し、運動誤差を生じないように制御すればよい。この方法は(2)の問題解決にも有効であり、フィードバック制御により、剛性、振動減衰性を増し、外乱抑制機能を向上させることが可能である。

図2-1は、空気静圧軸受の軸受面に圧電素子を組込んで能動化し、先の2種類の問題を解決可能とした機構の概略図である。このように機構機能集積することにより、軸中心位置を制御可能という新たな機能が付加される。この機能は、組立て誤差等に起因する軸中心の位置ずれの自動調整等に利用できると考えられる。図2-1の原理を利用すれば、回転運動誤差を数分の1以下に低減することができ、10nm以下の位置決め制御が可能となることを確認している⁽⁴⁾⁽⁵⁾。案内レール側の面ではなく、可動物体側の面形状等を可変としても同様なことが可能である⁽⁶⁾⁽⁷⁾。可動物体の移動範囲を考えると、回転軸受では軸受面形状を制御する方式が、直線案内では可動物体側の面形状を制御する方式が有効であると考えられる。

また先に述べたように、空気膜の厚さを制御することにより上記(1)、(2)の問題を解決することも可能で、具体的な方法としては、サーボバルブを用いて供給圧を制御する方法⁽⁸⁾⁽⁹⁾や排気量を圧電素子により能動化された絞りで制御する方法⁽¹⁰⁾がある。サーボバルブにより供給圧を制御する方法は、実現が容易で、従来の静圧軸受に適用可能であること、排気量を圧電素子により制御する方法は、ニューマチックハンマーが発生しにくいこと、先の面形状を制御する方法では、高速応答可能であること、というように、実現方法によってその利点は様々である。よって各特長を考慮して選択、あるいは組合わせて利用すべきである。

[b] 平行ばねの構造機能集積 平行ばねは、構造が簡単で、小型化、軽量化に適しており、1mm以上の可動範囲を実現できる。しかし1mm前後の駆動になると、平行ばねの利点を生かした駆動・伝達要素を見つけるのは難しくなる。平行ばねを用いた精密機構の駆動要素としては、ボイスコイルモータや圧電素子があるが、ボイスコイルモータは、小型化しにくく、発熱の問題がある⁽¹¹⁾。圧電素子は熱損失が少なく、小型、軽量であるが、可動範囲が狭いため、変位拡大機構と組合わせて使用しなければならず、その分小型化、軽量化に不利となる。

平行ばねでは、板ばねが長手方向で弾性変形することにより、可動物体が並進運動するが、その時の弾性変形量は、テーブル変位に比べ非常に小さい。よって圧電素子を板ばねに貼付け、板ばねの長手方向に伸縮するように能動化すれば、板ばねが案内機能に加え、変位拡大機能も兼備えることになる。よって機構の大きさ、質量を殆ど変えることなく、圧電素子の可動範囲を拡大することができる。図2-2は、平行ばねの板ばねの両面に圧電素子を貼付け、図中の斜線部分をアクチュエータとした機構の概略図で、図中の l_1 、 l_2 をそれぞれ18.5mm、1mmとした場合には、1mm以上の大きな可動範囲を得ることが可能である⁽¹²⁾。

[c] 機械接触のある案内、軸受の構造機能集積 転がり接触のある案内、軸受では、予圧の付加により剛性の増加は可能であるが、同時に摩擦力が増加する問題がある。しかし高い剛性と摩擦力の低減は、必ずしも常に両立させる必要はなく、それらの重要性は状況によって変化する。マシニングセンタ等には、鉄鋼材料の低速重切削からアルミニウム等の非鉄高速切削、研削が要求されるが、そのスピンドルを高速回転させるためには、摩擦力を低減する必要がある。低速重切削のためには剛性を高くする必要がある。その様な場合、構造機能集積により、予圧を切換えるアクチュエータを付加し、回転速度に応じて予圧を適切に制御すれば、低速回転時には高剛性、高速回転時には低摩擦を実現できる⁽¹³⁾。

またすべり接触で摩擦力が大きくなることを積極的に利用し、構造機能集積により、案内テーブルにすべり摩擦付加機能を設け、高速送りの性能を損なうことなく、低速送り時の振動減衰性を増す方法⁽¹⁴⁾や空気静圧案内、軸受のように、面形状制御という構造機能集積も有効である⁽¹⁵⁾。

2. 4. 2 駆動機能集積の精密機構への適用

精密機構の駆動・伝達要素に要求される性能は、高速、高精度、大出力、大可動範囲、高い軸方向剛性等多岐にわたる。このような要求を満たすために、駆動・伝達要素の改良、開発が進められているが、精密機構に要求される性能を、すべて満たすことは現状では難しい。現在使用されている駆動・伝達要素には、様々な利点、欠点があるが、それらを組合わせて欠点を補完し合い、利点を発揮できれば、要求される性能を満たすことができると考えられる。

例えば、位置決め機構でよく用いられる回転モータと送りねじを組合わせた駆動・伝達要素は、可動範囲が広く、高い軸方向剛性、高速駆動を実現できるが、ね

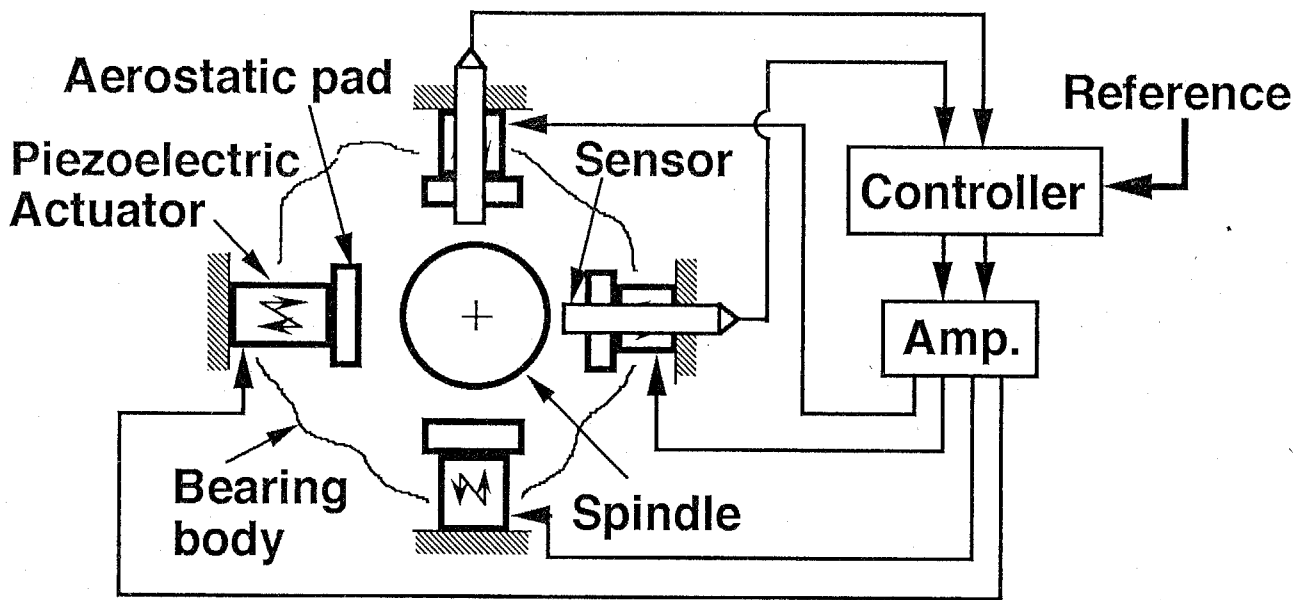


Fig.2-1 Integration of structural function (air bearing)

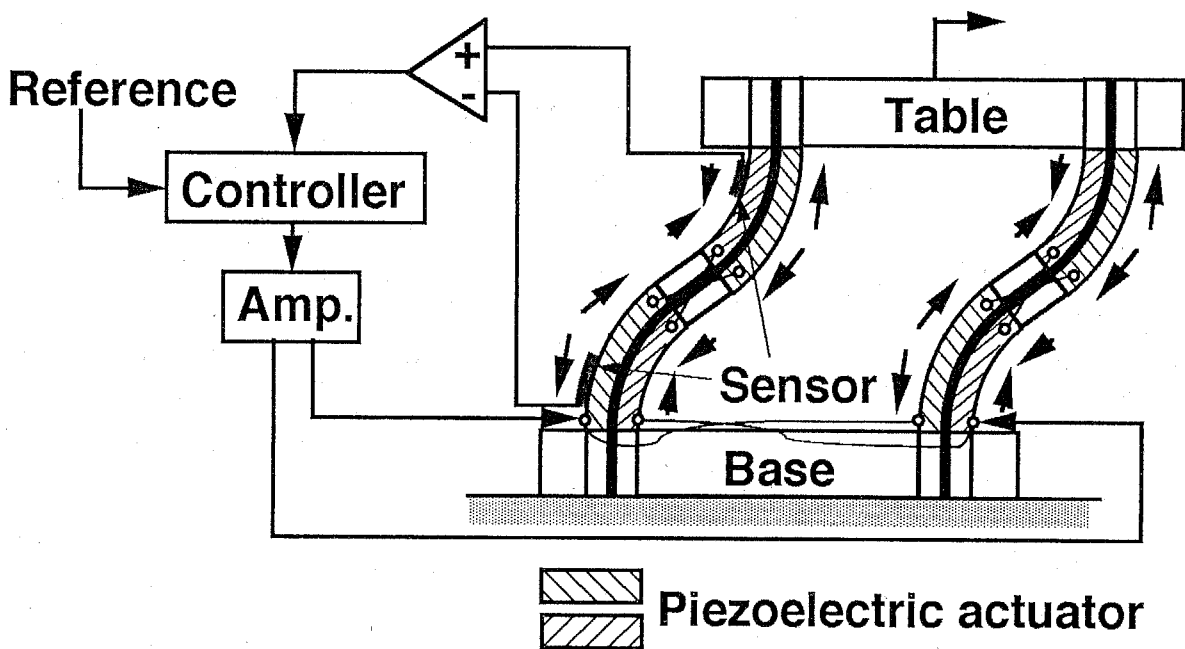


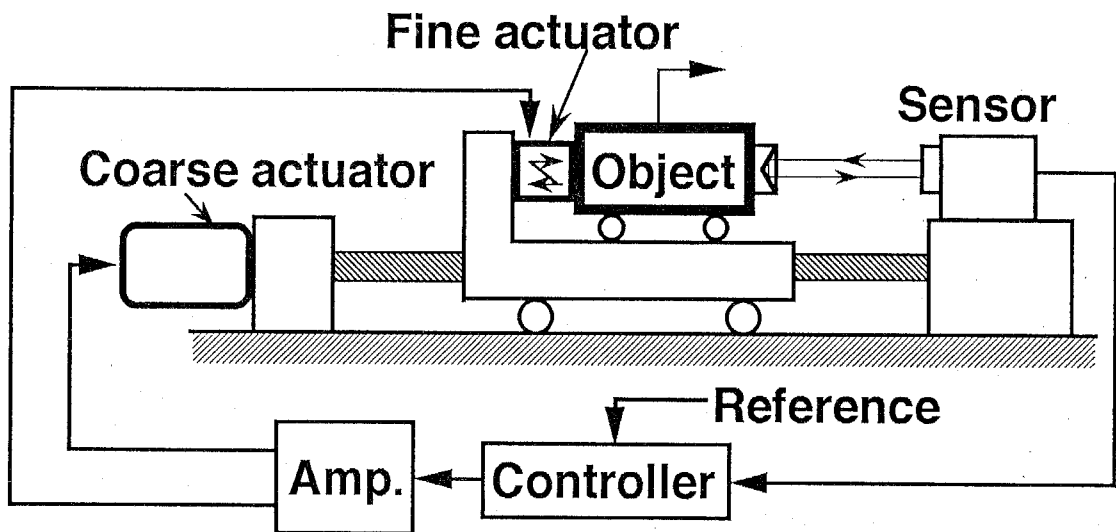
Fig.2-2 Integration of structural function (parallel leaf spring mechanism)

じ・ナット間の摩擦力やバックラッシュ，機械的，電氣的な遅れのため，高周波振動の除去，微小偏差の除去には適していない．これに対し，圧電素子は可動範囲は非常に狭いが，極めて高い変位分解能，広い応答周波数帯域を有している．また小型，軽量で熱損失が少ないため，組込む際の制約が少ない．よって駆動機能集積により，図2-3に示す例のように，圧電素子でも，送りねじ機構のテーブルを駆動可能とすることで，大可動範囲，高速，高変位分解能といった駆動・伝達要素に対する様々な要求を満足することが可能となる⁽¹⁶⁾⁻⁽²³⁾．もちろん，駆動・伝達要素の組合わせの種類，数等は，目的に応じて変化し，大出力，大加速度が特に必要な場合には，油圧アクチュエータをさらに組み合わせる方法もある⁽²⁴⁾．

2.5 情報機能集積

機構機能集積は，機構の構造，特性を，状況に応じて物理的に可変とする方法であり，いわばハードウェア的な機能集積である．一方，これに対し，機構の有する特性を詳細に検討し，センサより得られる機構の情報とともに利用し，機構のもつ様々な制約，問題を回避し，従来困難であった性能や機能を実現するソフトウェア的な機能集積も考えられる．近年のマイクロプロセッサの進歩は，機構の頭脳である制御装置を高性能化し，制御装置の潜在的な情報処理能力を増加させており，その能力をいかに活用するかが機構の高性能，高機能化を左右すると思われる．情報機能集積は，その情報処理能力を活用し，機構を智能化して，機構の特性情報とセンサ情報を利用することにより，新たな情報の取得，機構の高性能化，新機能の実現を図る方法である．図2-4はその概念図である．

情報機能集積により可能となる最も代表的な情報の取得方法，機構の高性能化方法としては，状態オブザーバ，状態フィードバック制御を用いる方法が挙げられる．状態オブザーバは，機構の特性情報である状態空間モデルとモデルパラメータを用いて構成され，最低限必要な状態変数に関するセンサ情報より，センサで直接計測されない情報を得ることを可能とする．また状態フィードバック制御は，機構の特性情報を十分考慮して，制御系を設計できる．そのため一般に，位置センサしか持たない精密機構においても，状態オブザーバにより速度や加速度を推定でき，その推定結果を状態フィードバック制御で活用することで，高性能な位置制御が実現可能となる⁽²⁵⁾⁻⁽²⁷⁾．また精密機構で最も嫌われる非線形要素である摩擦力も推定可能



**Fig.2-3 Integration of driving function
(positioning mechanism with a lead screw)**

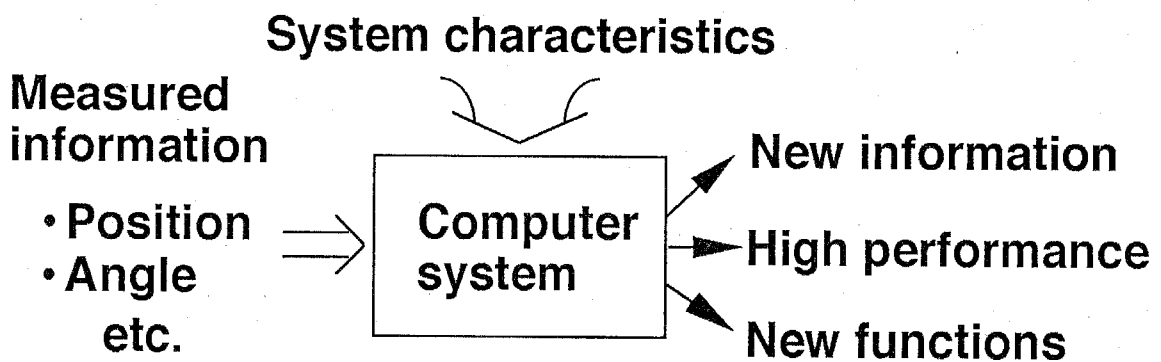


Fig.2-4 Concept of integration of information function

であり⁽²⁸⁾、その推定値を用いて、見かけ上摩擦力の影響を補償することもできる⁽²⁹⁾⁽³⁰⁾。現在では、状態オブザーバを利用して変位センサを不要とし、コロケーション問題を解決可能な方法⁽³¹⁾⁽³²⁾もあり、磁気軸受の高精度化への応用も期待されている。

なお情報機能集積で活用される機構の特性情報は、もちろん状態空間モデルのように物理的に明快な情報のみに限定されず、統計的な情報、定性的な情報も含まれる。情報機能集積の基本は、機構に関するあらゆる特性情報と、センサによって得られる情報を有効に活用することであり、具体的な手法を限定するものではない。

2.6 結言

本章では、まず機能集積の概念を考えるに至った背景について説明し、機能集積とは何かについて説明した。次に機能集積を、機構各部にアクチュエータを組込むことにより実現される機構機能集積と、コンピュータを利用して機構を智能化することにより実現される情報機能集積とに分類した。また機構機能集積については、機構の構造的な問題点を解決する方式の構造機能集積と、駆動・伝達要素を集積し、駆動・伝達要素に要求される性能を満たす方式の駆動機能集積に分類した。そしてそれぞれの機能集積について、精密機構に適用する方法と利点について、具体例を用いて説明した。

第3章 機能集積化送りねじ機構の原理と基本性能

3. 1 緒言

3. 1. 1 送りねじの基本的性質と送りねじを用いた位置決め機構の問題点

送りねじは、最も使用頻度の高い運動伝達要素であり、1990年に行われた調査では、位置決め機構の運動伝達要素の60%近くが送りねじであると報告されている⁽¹⁾。送りねじが選択される理由としては、

- (1) 送り方向にすべりが発生せず、比較的大きな駆動力を伝達できる、
- (2) 大きな可動範囲を得られる、
- (3) リードを大きくすることにより、高速送りが可能である、
- (4) 高い送り方向剛性を得ることが可能である、

等の性能的な利点に加え、入手し易く、長年にわたるノウハウの蓄積が豊富であることが挙げられる⁽²⁾。しかし送りねじには原理的に、ねじ・ナット間にバックラッシュと摩擦力が存在する欠点がある。位置決め機構の目的は、制御対象であるテーブルを高速送りすることと、精密に位置決めすることにあるが、バックラッシュと摩擦力は、位置決め性能を悪化させる2大非線形要素であり、これらの非線形特性そのものを除去することが望まれる。

テーブルの高速送り時には、摩擦力がテーブルに伝達される力を減少させ、高速化を妨げる。そのため摩擦力を低減、除去することが必要となる。これに対し、高速送り時のテーブルの移動方向は、ほぼ単一であるため、バックラッシュは障害とはならない。むしろ、図3-1に示すように、バックラッシュ零の場合は、相対運動する接触面積が増加し、摩擦力が大きくなるのに対し、十分なバックラッシュがある場合には、摩擦力は低減されるため、有利に作用する。

テーブルの精密微動位置決めでは、目標位置近傍でテーブルの移動方向をしばしば切替える必要が生じる。そのため不感帯となるバックラッシュは、チャタリング振動を起こし、位置決め精度の悪化、位置決め時間延長の要因となる。また摩擦力はテーブルの微動を困難にし、定常偏差を生じさせる。そのため精密微動位置決めでは、バックラッシュと摩擦力を、ともに低減、除去することが要求される。

このような複雑な要求に対する対応策として、従来最もよく用いられている方法は、剛球を挿入して転がり接触としたボールねじにより、まず摩擦力を低減し、そ

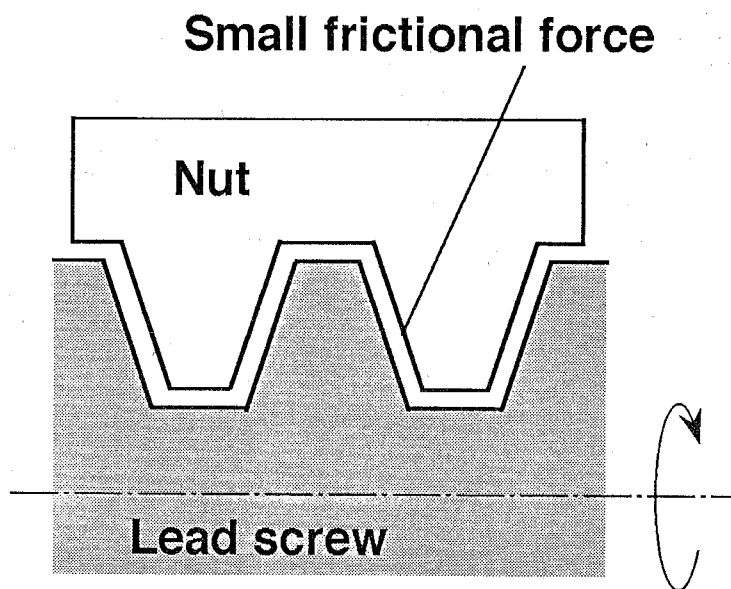
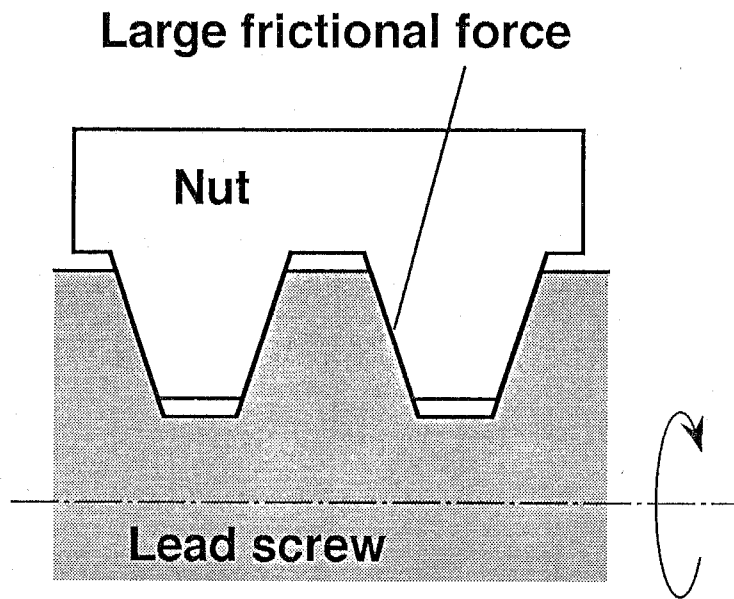


Fig.3-1 Relationship between the backlash and the frictional force in the lead screw

の後、予圧を加えてバックラッシを除去する方法である。またボールねじでは、剛球の弾性変形により剛性が低下する問題が生じるが、予圧を付加することにより改善することができる。しかし、たとえ転がり接触により摩擦力が低減できても、予圧を増加すればやはり摩擦力は増加するため、バックラッシと摩擦力の問題を同時に解決することは難しい。

バックラッシと摩擦力がトレードオフの関係にあるのは、ねじとナットが機械接触しているためである。よって非接触にできれば、両方の問題を同時に解決可能である。そのような送りねじとしては、油静圧や空気静圧を用いた静圧ねじと磁力を用いた磁気ねじがある。しかし油静圧ねじを除き、剛性が絶対的に小さい問題がある。空気静圧ねじの剛性は近年大きく改善されてきている⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾が、それでも外径、リード等の対応する市販のボールねじに比べれば、1/2程度である⁽⁷⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾。磁気ねじにいたっては、1/100000以下でしかない⁽¹⁰⁾。これに対し油静圧ねじは、大きな剛性を確保できる⁽¹¹⁾が、多くの付帯設備が必要で大型となり、環境を汚染する危険性等がある。

3. 1. 2 機構機能集積による送りねじを用いた位置決め機構の問題解決

以上のように送りねじを用いた位置決め機構は、高速駆動時には、摩擦力低減のために十分なバックラッシが必要であり、精密位置決め時には目標位置近傍において、バックラッシと摩擦力がともに作用しないことが要求される。また十分な軸方向剛性を確保できることが望ましい。しかし従来の送りねじを用いた機構では、バックラッシや摩擦力を、機構の動作状況に応じて変化させることができないため、このような問題に十分対応することが難しい。

本章では、送りねじに関するこのような複雑な要求を満たし、高速・高精度で、十分な剛性を確保可能な位置決め機構として、機能集積化送りねじ機構を提案する。機能集積化送りねじ機構は、構造機能集積によるバックラッシ可変、除去機能と、駆動機能集積による粗微動位置制御機能を有し、これらの機能を適宜使用することで、下記を実現可能とする。

- (1) テーブルの高速駆動時には、十分なバックラッシをねじ・ナット間に与え、摩擦力を低減し、高速な粗動位置制御を行うこと。
- (2) 粗動位置制御終了後には、バックラッシを零として十分な剛性を確保すること。

- (3) バックラッシ零を維持しつつ、ねじ・ナット間の摩擦力の影響を受けない
微動位置制御を行うこと。

本章では、まず機能集積化送りねじ機構の原理と、その原理を実現する試作機構の構成について説明する。次に、機構機能集積により得られた機能を利用した位置制御方法と、動的モデルを示す。さらに試作機構を用いて、機能集積化送りねじ機構の有する機能を利用した位置制御実験を行い、機構の基本性能を明らかにする。機能集積化送りねじ機構の位置決めでは、目標位置近傍のバックラッシ量を知る必要があるが、本章の実験では、予め計測しておいたバックラッシ量を利用する。

3. 2 機能集積化送りねじ機構の原理と特徴

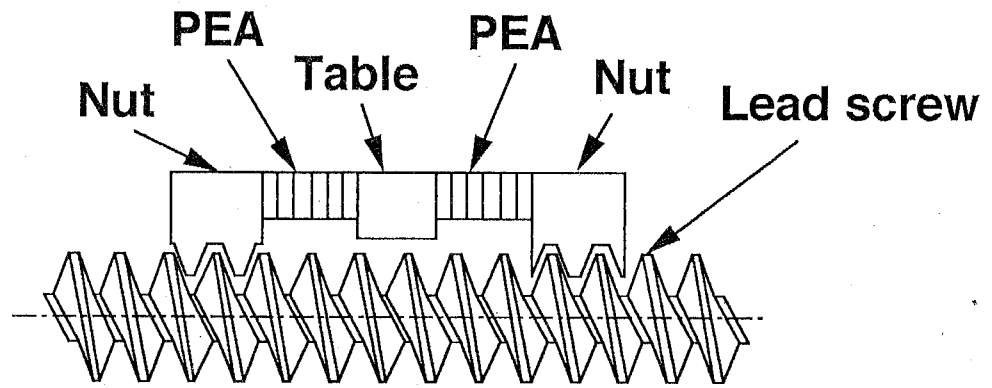
3. 2. 1 原理

機能集積化送りねじ機構の原理を図3-2に示す。2個のナット間にテーブルを配置し、ナットとテーブルの間に、圧電素子(Piezoelectric Actuator, PEA)を取付けている。これらの圧電素子を伸縮させることで、各ナットとテーブルの距離を変化させることができ、次のことが可能となる。

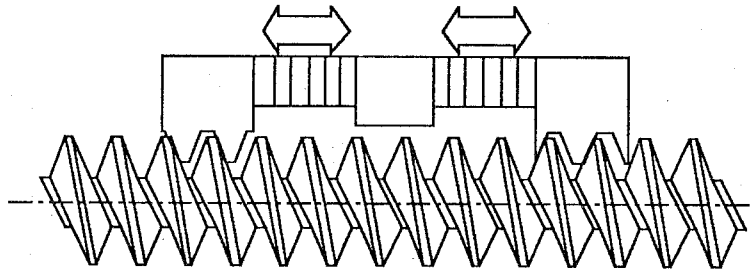
- (1) 粗動位置制御： ねじ・ナット間のバックラッシが最大となるように、圧電素子の長さを調節する(図3-2(a))。十分なバックラッシを設けることで、ねじ・ナット間の摩擦力を低減し、テーブルを高速にねじ駆動し、粗動位置制御する。
- (2) バックラッシ除去動作： 各位置でのバックラッシ分、あるいはそれ以上の長さ分圧電素子を伸ばし、図3-2(b)のように、バックラッシを除去し、ねじとナットを接触させることにより、機構剛性を確保する。
- (3) 微動位置制御： バックラッシを除去した状態を保ちつつ、図3-2(c)のように、左右の圧電素子をプッシュ・プルに伸縮させ、テーブルを高速・高精度に位置決めする。この時、テーブルの移動方向に摩擦力は作用しない。よって、摩擦力による定常偏差は生じない。

以上3種類の動作により、高速・高精度・高剛性な位置決め機構を実現可能である。

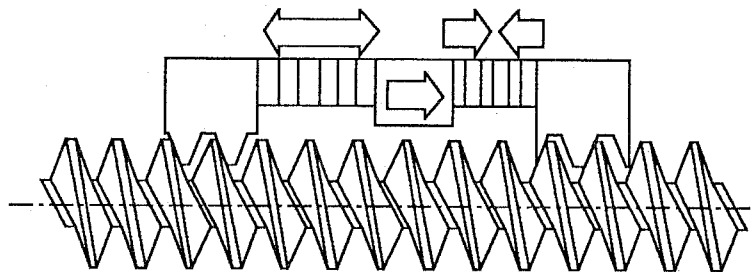
図3-2では、2個のナットの間にはテーブルが配置されているが、図3-3のように、テーブルとナットの配置を変えても、上記3種類の動作は実現可能である。図3-3の配置に対する図3-2の配置の利点は、テーブルを左右両側の圧電素子



(a) Backlash generation and coarse motion control of the table



(b) Backlash elimination



(c) Fine motion control of the table

Fig.3-2 Principle of the active lead screw mechanism (ALSM)

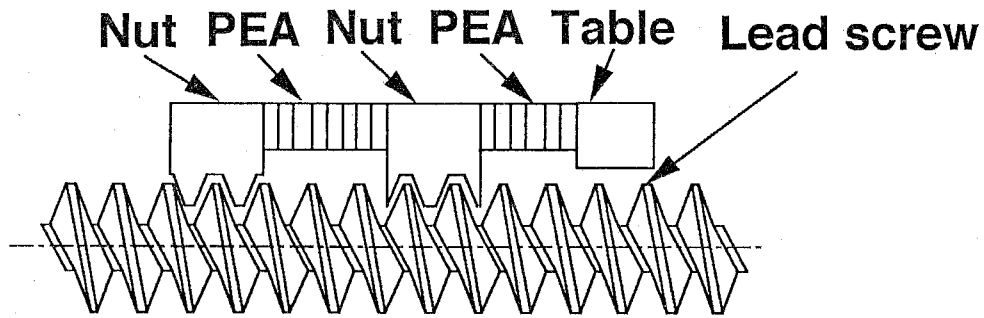


Fig.3-3 Another location of the table and nuts for the ALSM

Table 3-1 Comparison of the ALSM with positioning mechanisms with conventional lead screws

比較対象の従来の送りねじ機構	比較対象に対する機能集積化送りねじ機構の利点	比較対象に対する機能集積化送りねじ機構の欠点
すべりねじ機構 ボールねじ機構 ローラねじ機構	<ul style="list-style-type: none"> ・高速送り時には、バックラッシを設け、摩擦力を低減し、精密微動位置制御時には、機構剛性を確保し、バックラッシ、摩擦力の作用しない位置決めが可能である。 	<ul style="list-style-type: none"> ・ねじ・ナット間に圧電素子を取り付ける必要がある。
摩擦ねじ機構	<ul style="list-style-type: none"> ・機構剛性を確保し、バックラッシと摩擦力の作用しない精密微動位置制御が可能である。 	<ul style="list-style-type: none"> ・摩擦ねじ機構に比べれば、構造は複雑である。
空気静圧ねじ機構	<ul style="list-style-type: none"> ・コンプレッサ等の大型の付帯設備を必要としない。 ・ねじ・ナット間の剛性を高くすることができる。 ・高い加工精度を必要としない 	<ul style="list-style-type: none"> ・高速送り時に摩擦力が低減できるといっても、固体摩擦はやはり作用する。 ・バックラッシの制御が必要である。
磁気ねじ機構	<ul style="list-style-type: none"> ・ねじ・ナット間の剛性を高くすることができる。 ・大きな駆動力を発生させることができる。 	<ul style="list-style-type: none"> ・高速駆動時に摩擦力が低減できるといっても、固体摩擦はやはり作用する。 ・バックラッシの制御が必要である。
油静圧ねじ機構	<ul style="list-style-type: none"> ・コンプレッサ等の大型の付帯設備を必要としない。 ・環境を汚染する危険性が低い。 	<ul style="list-style-type: none"> ・高速駆動時に摩擦力が低減できるといっても、固体摩擦はやはり作用する。 ・バックラッシの制御が必要である。

で支持するため、剛性を2倍にできることと、バックラッシ除去と微動位置制御に用いる圧電素子が同じであるため、圧電素子の可動範囲を、バックラッシ除去用と微動位置制御用とに、適宜割り振ることができることが挙げられる。欠点としては、微動位置制御可能範囲がバックラッシの大きさに依存すること、バックラッシを除去しないと微動位置制御できない可能性があること、が挙げられる。

3. 2. 2 従来の送りねじ機構との比較

ここで、従来の送りねじ機構に対する、機能集積化送りねじ機構の、高精度・高速位置決め機構としての原理的な利点、欠点を示しておく。表3-1は、その結果をまとめたものである。機能集積化送りねじ機構の原理は、機械接触のあるすべりねじ、ボールねじ、ローラねじには適用可能であり、それらの送りねじを用いた機構に対しては、バックラッシ、摩擦力の問題に対する明確な利点がある。欠点を強いてあげれば、圧電素子を組込む必要があることぐらいである。摩擦ねじは、構造上すべりやバックラッシが生じやすく⁽¹²⁾、現状では高精度・高速な位置決め機構としての利点はあまりないと思われる。

静圧ねじ、磁気ねじは、固体摩擦が常に作用せず、かつバックラッシも存在しないという、機能集積化送りねじ機構にはない大きな利点がある。しかし剛性の高さや付帯設備の少なさの点では、機能集積化送りねじ機構が優れている。また精密機構の運動伝達要素として期待されている空気静圧ねじのように、必ずしも高い加工精度を必要としない利点もある。

3. 3 試作機構

3. 3. 1 機構全体の構成

図3-4に機構全体の概略図、図3-5に組立図、写真3-1に機構の概観を示す。制御対象であるテーブルの質量は7kgで、質量 5.76×10^{-1} kgの2個のナットとともに、カップリング、リード4mmの台形すべりねじを介して、DCサーボモータ（安川電機、UGTMEM-03LB40E）により駆動される。すべりねじは、転がり軸受により支持されている。ナット部分の詳細は、3. 3. 2項で述べる。表3-2に送りねじの仕様、表3-3にDCサーボモータの仕様を示す。このモータを、最大出力電圧29.7V、最大出力電流3.25A（計算値）のモータ駆動アンプで駆動する。よって、ねじの摩擦を無視した時の最大加速度の理論値は、 2.94m/s^2 となる。直線案内には、

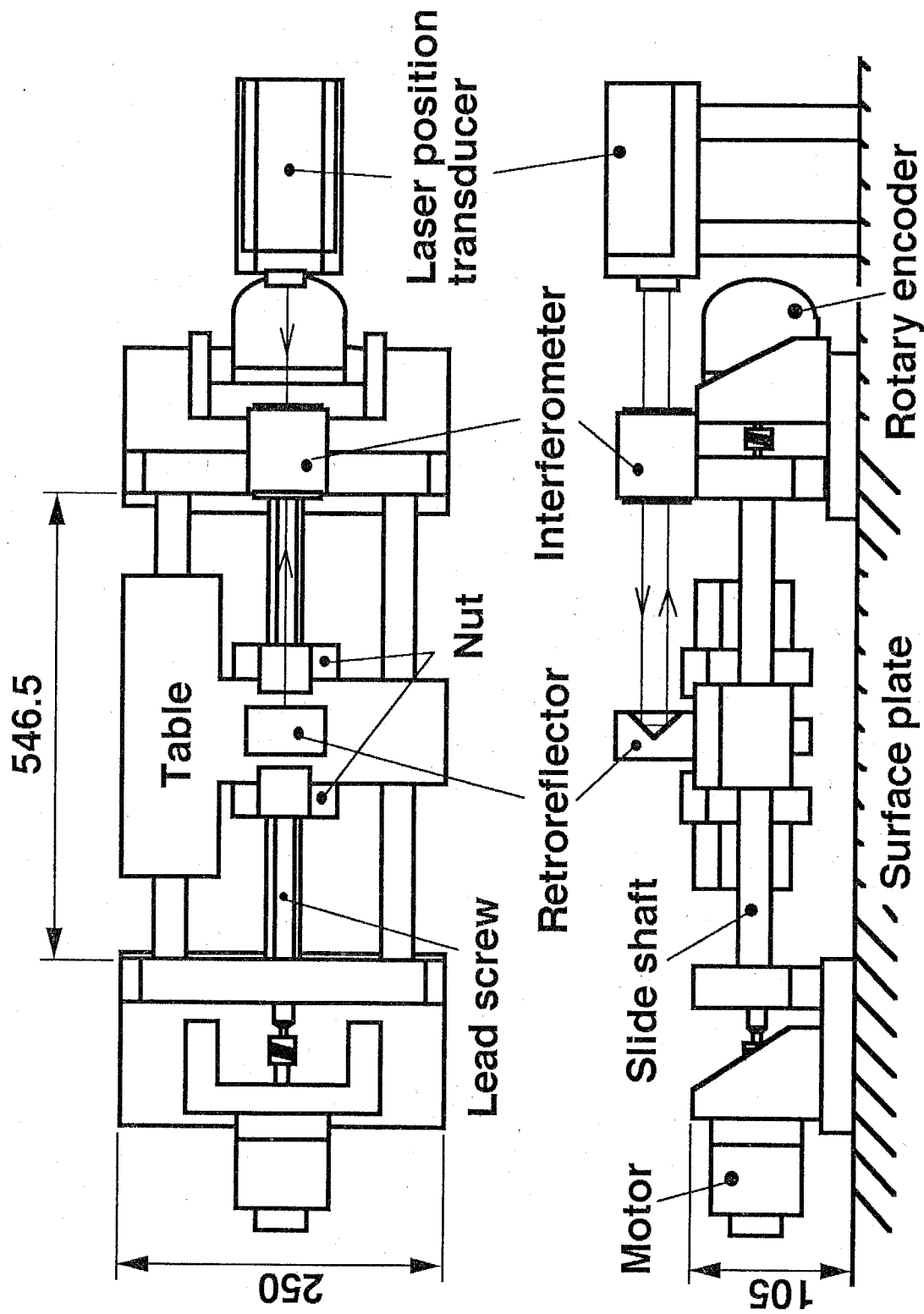
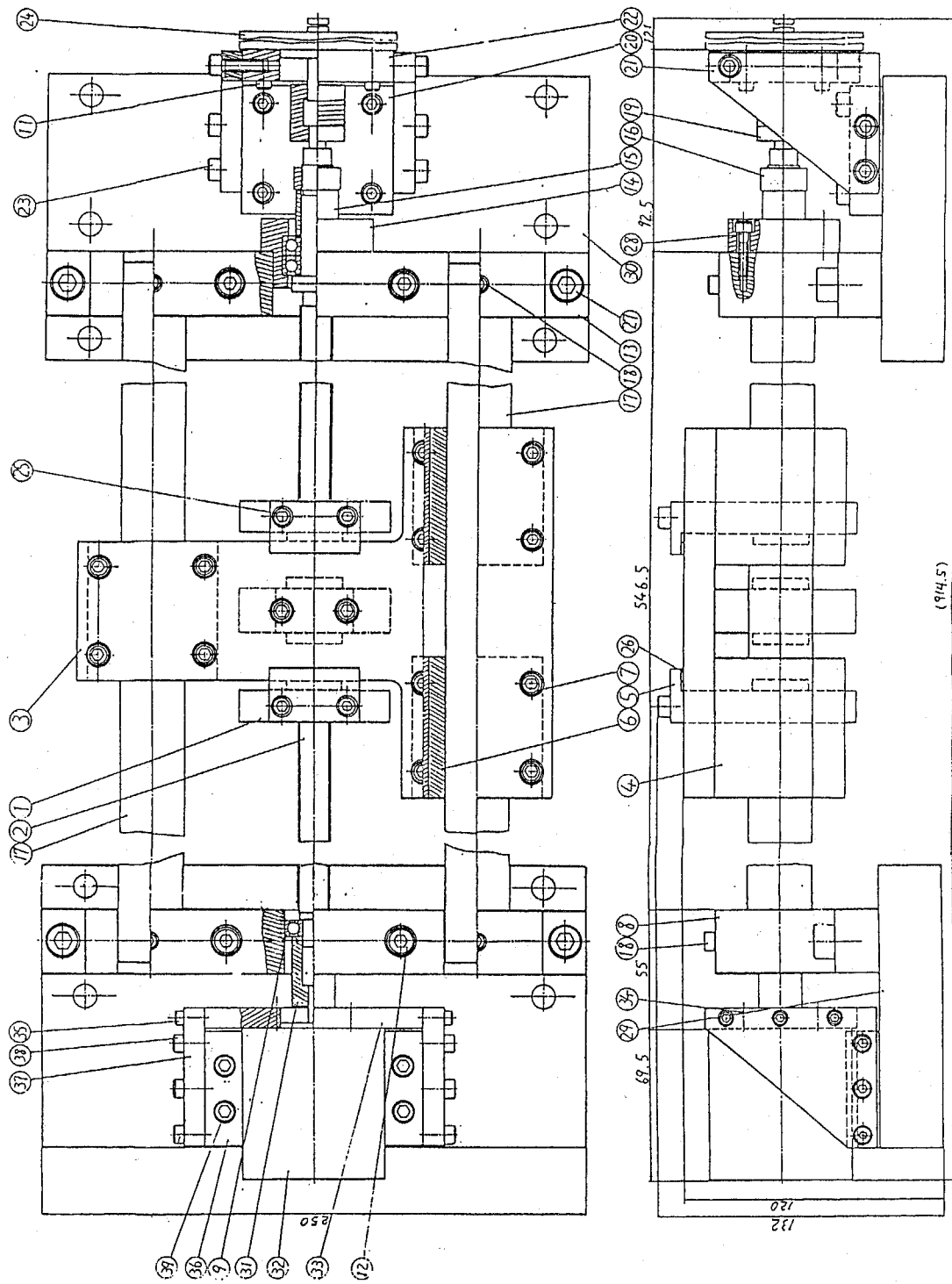


Fig.3-4 Schematic of the experimental ALSM



39	六角头螺栓	8	M4-L20
38	六角头螺栓	6	M5-L20
37	六角头螺栓	7	
36	六角头螺栓	1	
35	六角头螺栓	6	M4-L12
34	六角头螺栓	4	M4-L12
33	六角头螺栓	1	
32	六角头螺栓	1	380mm
31	六角头螺栓	1	157mm
30	六角头螺栓	1	
29	六角头螺栓	1	
28	六角头螺栓	4	M5-L20
27	六角头螺栓	4	M10-L35
26	六角头螺栓	2	
25	六角头螺栓	4	M4-L20
24	六角头螺栓	1	
23	六角头螺栓	12	M4-L20
22	六角头螺栓	2	
20	六角头螺栓	1	
19	六角头螺栓	1	
18	六角头螺栓	4	M5-L16
17	六角头螺栓	2	M2-L40
16	六角头螺栓	1	
15	六角头螺栓	1	
14	六角头螺栓	1	
13	六角头螺栓	1	
12	六角头螺栓	4	M2-L10
11	六角头螺栓	4	M4-L14
9	六角头螺栓	1	
7	六角头螺栓	16	M1-L16
6	六角头螺栓	3	M4-L16
5	六角头螺栓	2	
4	六角头螺栓	3	
3	六角头螺栓	1	
2	六角头螺栓	1	
1	六角头螺栓	1	

Fig.3-5 Assembly drawing of the ALSM

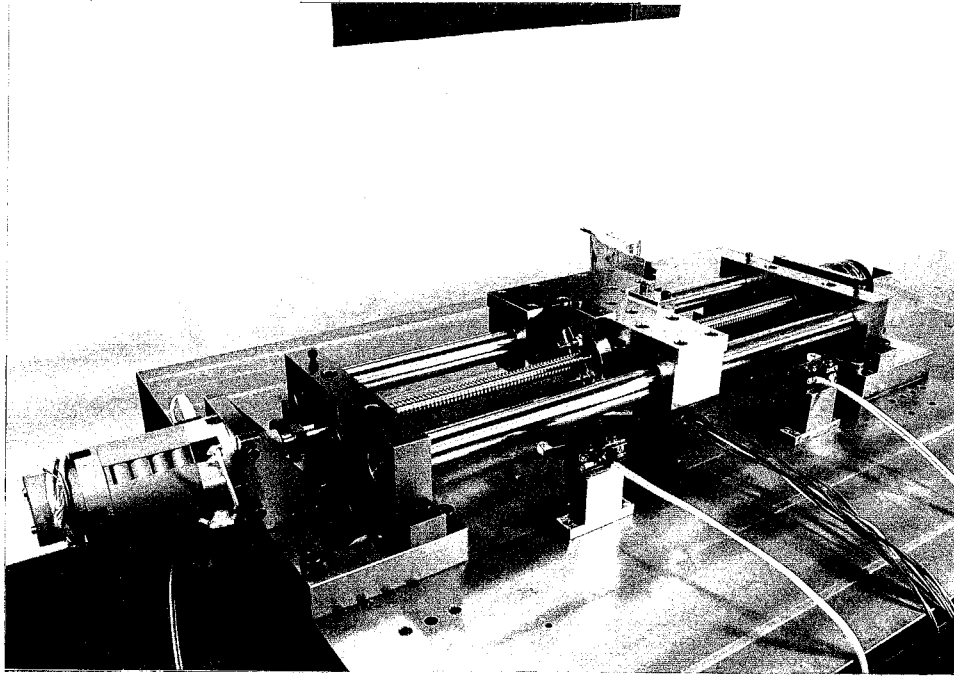


Photo.3-1 Overview of the ALSM

Table 3-2 Profile of the lead screw

Trapezoidal lead screw			
Thread angle	30°	Lead	4mm
Major diameter	16mm	Mean diameter	15mm
Minor diameter	≤13.5mm	Moment of inertia	$3.32 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2$

Table 3-3 Properties of the motor

Rated torque	$4.02 \times 10^{-1} \text{ kgm}$
Moment of inertia	$3.87 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2$
Motor damping coefficient	$1.872 \times 10^{-4} \text{ Nms/rad}$
Motor frictional torque	$4.17 \times 10^{-2} \text{ Nm}$
Voltage constant	$1.194 \times 10^{-1} \text{ Vs/rad}$
Torque constant	$1.196 \times 10^{-1} \text{ Nm/A}$
Motor resistance	1.32Ω
Motor inductance	$1.0 \times 10^{-3} \text{ H}$

直径30mmのリニアシャフト2本とリニアボールベアリングを用いている。テーブルのヨーイングを抑えるために、図3-5のように、リニアボールベアリングをテーブルの3ヶ所に配置した。リニアシャフト支持板には、厚さ30mmの鋳鉄を用いている。

テーブルの位置計測用には、レーザー干渉計（HP社、HP5527B、分解能9.89nm）を、送りねじの回転角計測用には、ロータリエンコーダ（ニコン、RD3600-22-1, 14400P/R）を設置している。更に図には示していないが、テーブル位置とねじの回転角の原点を決めるために、定盤上に光電スイッチを取付けてある。ねじ・ナット間には潤滑油（Mobil vacetra oil No.2）が塗布してある。試作機構の搭載された定盤は、鋼材で支持されており、除振装置は特に取付けていない。

3. 3. 2 ナット部分の構成

ナット部分の概略図を図3-6に示す。試作機構では、加工・組立てが簡単なため、台形すべりねじを用いているが、原理的には、ボールねじやローラねじでも問題はない。テーブルの前後には、2個のナットが配置され、テーブルとナットの間には片側3個、計6個の積層型圧電素子（トーキン、NLA-10×10×18mm）が取付けてある。また圧電素子がテーブル、ナットから離れないように、コイルばねを圧電素子と並列に片側3個、計6個取り付けてある。圧電素子とコイルばねは、ねじの軸を中心とする円周上に、等間隔に配置されている（図3-6左側参照）。圧電素子は、片側3個1組で1個のアクチュエータとして駆動される。円筒型の圧電素子を用いれば、片側1個、計2個で済むが、試作時において、低電圧で変位の大きい円筒型の積層型圧電素子がなかったため、上述の構造にしている。

図3-6に示すように、ナット上部には回り止めが、テーブル下部には同じ目的で沈みキーが取り付けられている。またナット上部の回り止めと接触するテーブル部分には、テフロン材が貼り付けてある。これは、圧電素子によりテーブルとナットを相対変位させる際に、テーブルにナットの荷重が加わって摩擦抵抗が大きくなり、変位が妨げられるのを防ぐためである。

圧電素子は、ボールヒンジを介して、テーブル、ナットと接続している。圧電素子とボールヒンジの剛球を受ける部分（以降玉受と呼ぶ）は、接着剤により接続されている。ボールヒンジを用いる理由は、圧電素子がねじりモーメントにより破損するのを防ぐためである。ナット・テーブル間の距離は、ナット側の玉受を兼ねて

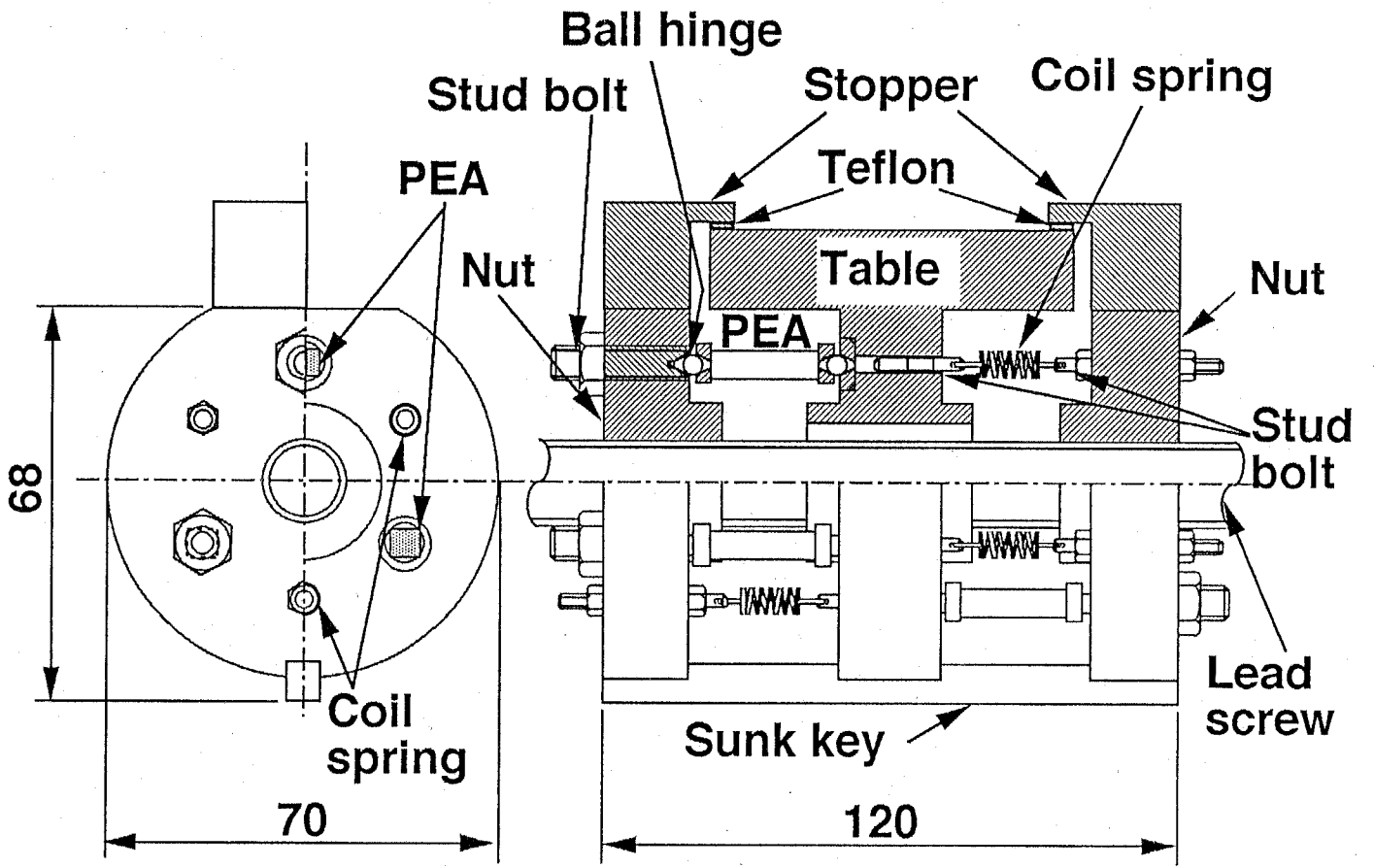


Fig.3-6 Nut configuration of the ALSM

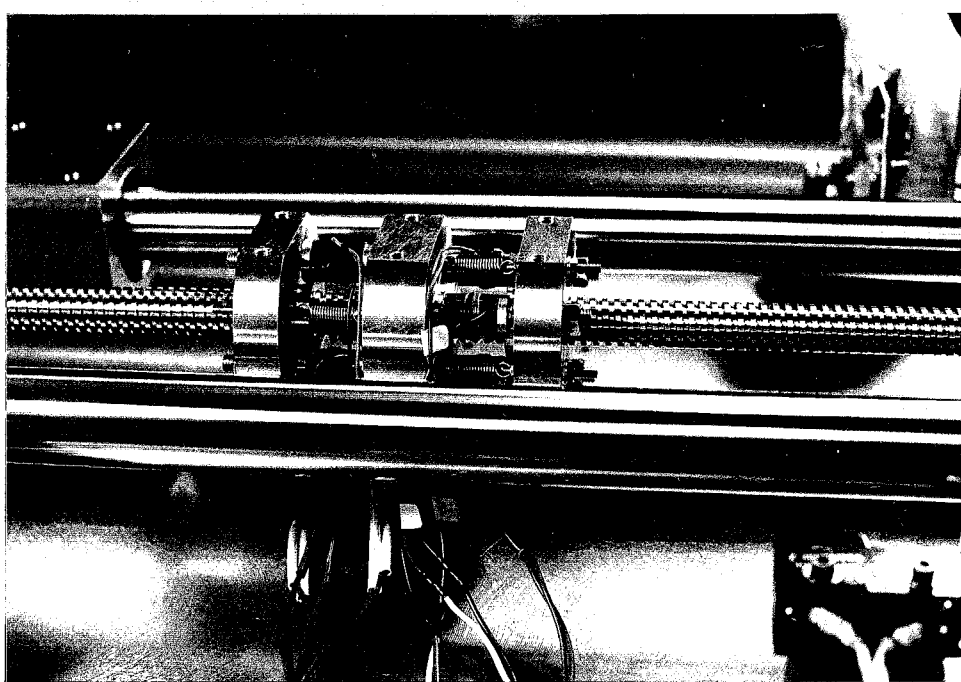


Photo.3-2 Nut of the ALSM

いる植込みボルト（図3-6左側ナット上部参照）によって調節し、コイルばねの長さは、コイルばねの両端に接続した植込みボルトによって、調節することができる。試作機構では、圧電素子が最も短い時、バックラッシが最大となるように、ナット・テーブル間の距離を調整してある。写真3-2は、試作機構のナット部分の概観であり、金色のテーブルとナットの間にある黒色物体が圧電素子である。

3. 2節で述べた3種類の動作を実現するためには、ねじ・ナット間のバックラッシ量を、事前に、あるいはリアルタイムで計測する必要がある。バックラッシを、リアルタイムで直接計測する適当な手法がないため、本章ではバックラッシを予め計測した。但し、バックラッシの計測には多大な労力を必要とするため、3.6.1節で述べるように、ねじの回転角 90° 毎にバックラッシを計測し、計測点間のバックラッシは、直線補間することにより求めている。

3. 4 粗微動連動位置制御系の構成

図3-7に制御系の構成を示す。位置制御手順は、次の3段階からなる。

- (1) まず圧電素子を最短とし、バックラッシを最大とする（試作機構では、圧電素子が最短の時バックラッシが最大となるように、調整してある）。この状態でテーブルをねじ駆動し、粗動位置制御をする。位置偏差が連続して3ms以上、微動位置制御系により補正可能な範囲に入っている場合、モータ駆動電流を零とする。その後ねじの回転が停止した時点で、粗動位置制御を終了する。破線は、この時の制御の流れを表わしている。
- (2) 粗動位置制御が終了した時点で、その位置でのねじの回転角を、ロータリエンコーダにより計測する。その回転角を挟む回転角を持つ、2点の連続する計測済みデータ（2点の回転角の差は 90° ）を、コントローラの記憶装置から読み出す。その2点を結ぶ直線補間式を用いて、現在の回転角でのバックラッシを算出する。算出されたバックラッシ量分、開ループで圧電素子を伸ばし（バックラッシ量分、圧電素子に電圧をステップ入力する）、バックラッシ零とする。一点鎖線は、この時の制御の流れを表わしている。
- (3) 上記(2)のバックラッシ除去動作が開始された後、圧電素子が十分伸びるまでの時間として、一定時間の待ち時間を設ける。その後、バックラッシ零の状態を保ちつつ、テーブルの左側の圧電素子と、右側の圧電素子を、

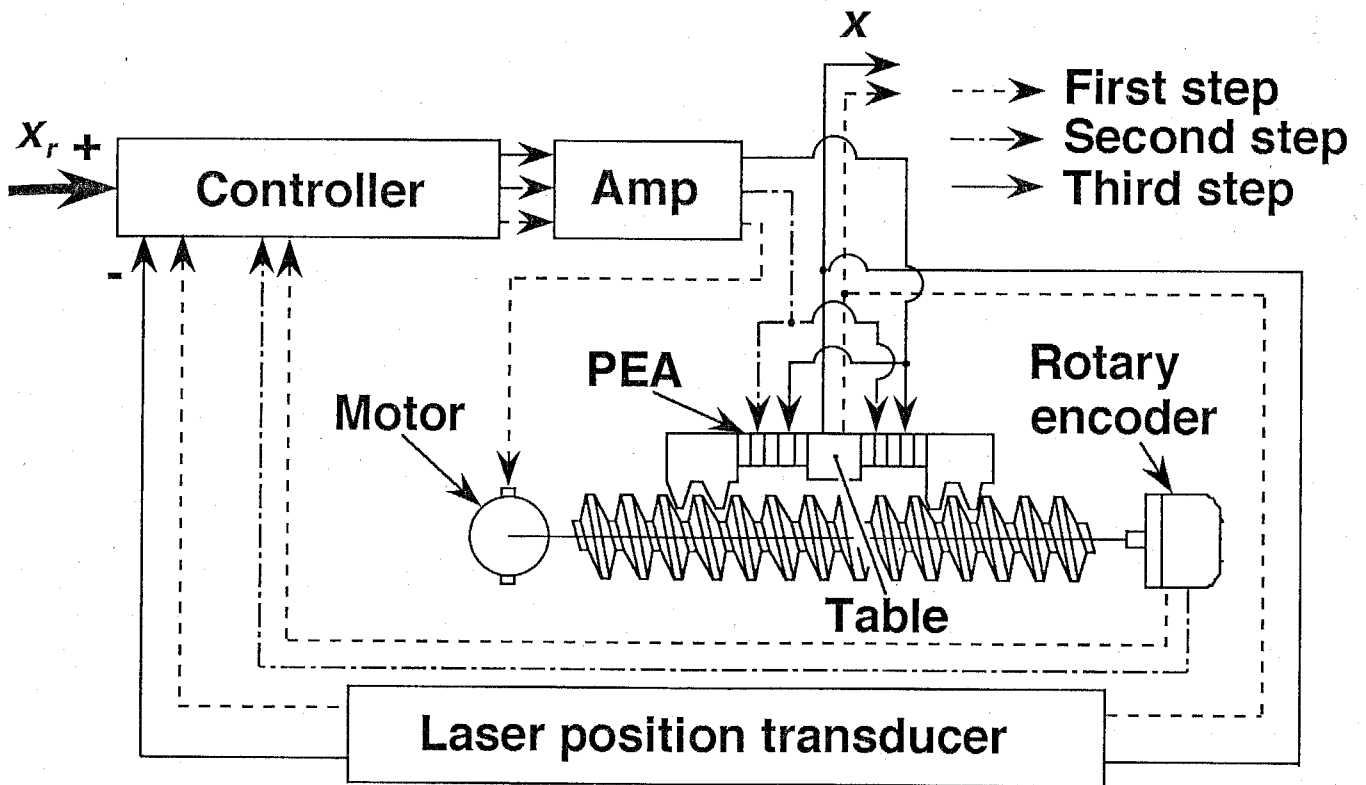


Fig.3-7 Structure of table positioning system

プッシュ・プルに駆動し，精密微動位置制御を行う．この時の制御の流れを表わしているのが，図3-7の実線である．

上記の制御動作において，(1)，(3)はレーザ干渉計をフィードバックセンサとして，閉ループ制御を行う．制御系のブロック線図を図3-8に示す．上記の手順(1)では，式(3-1)，図3-8(a)に示すP-Dコントローラを用い，手順(3)では，式(3-2)，図3-8(b)に示すP I-Dコントローラを用いる．手順(2)では，圧電素子の伸び量を開ループで制御する．全ての手順は，コンピュータを利用したデジタルコントローラにより実現される．

$$\left. \begin{aligned} F_{1c} &= \beta_{1c} \\ F_{2c} &= \alpha_{2c}s \end{aligned} \right\} \quad (3-1)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{1f} &= \beta_{1f} + \frac{\gamma_{1f}}{s} \\ F_{2f} &= \alpha_{2f}s \end{aligned} \right\} \quad (3-2)$$

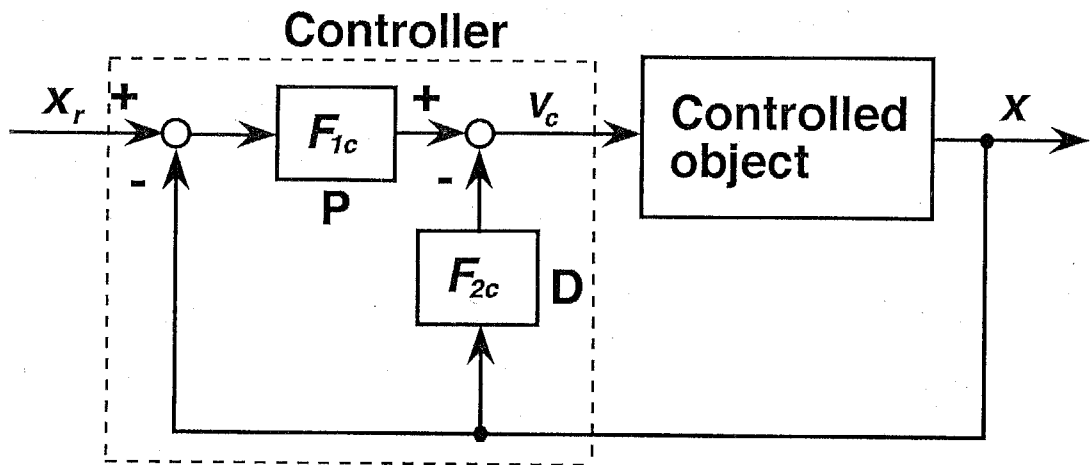
3. 5 機構の動的モデル

機能集積化送りねじ機構では，粗動位置制御と微動位置制御が時分割で行われ，使用するアクチュエータ，駆動される振動系も異なる．そのため本節では，粗動位置制御時の動的モデルと，微動位置制御時の動的モデルの2種類のモデルを示す．

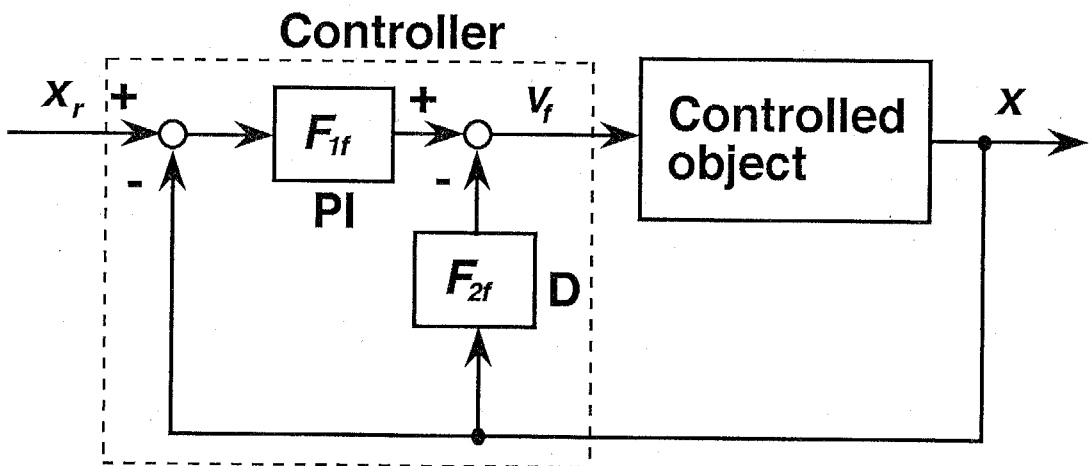
3. 5. 1 粗動位置制御時の動的モデル

粗動位置制御の目的は，微動位置制御可能な領域に，テーブルを高速に移動させることであり，高い位置決め精度を必要としない．そこで，ねじ・ナット間のバックラッシュ，およびねじ・ナット間，テーブル・ナット間のばね効果を見捨て，動的モデルを簡略化した．この考えに基づく，粗動位置制御時の動的モデルを図3-9に示す．図3-9による運動方程式は，式(3-3)のようになる．

$$\left. \begin{aligned} (J_s + h^2 M)\ddot{x} + C_s \dot{x} + K_c x &= hK_c \theta_m - \frac{d_p h}{2 \cos \phi} f_s(\dot{x}) \\ J_m \ddot{\theta}_m + C_m \dot{\theta}_m + K_c \theta_m &= \frac{K_c}{h} x + K_2 i_m - \tau_{fm}(\dot{\theta}_m) \\ L_m \dot{i}_m + R_m i_m &= -K_1 \dot{\theta}_m + K_{vc} v_c \\ x = \frac{L}{2\pi} \theta_s = h \theta_s, \quad \phi &= \tan^{-1} \frac{L}{\pi d_p} \end{aligned} \right\} \quad (3-3)$$



(a) Control system for coarse positioning
(First step)



(b) Control system for fine positioning
(Third step)

Fig.3-8 Control system

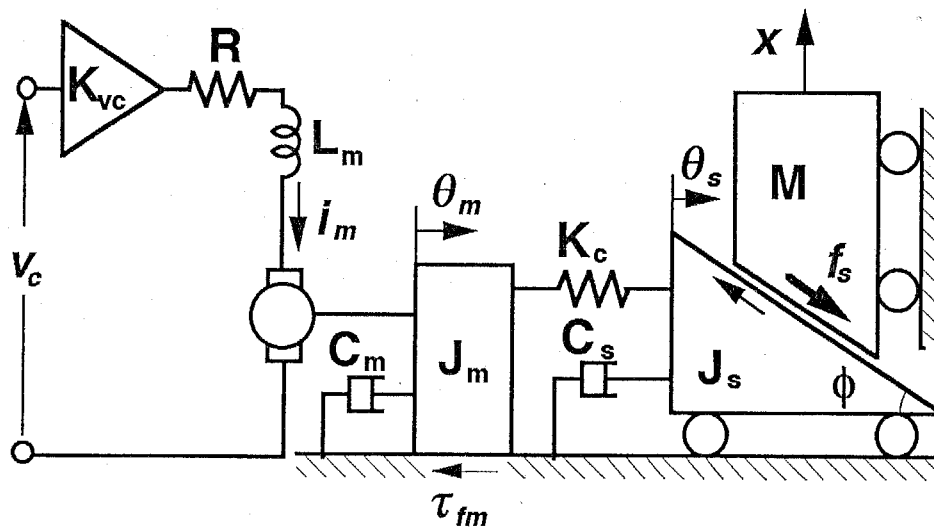


Fig.3-9 Dynamic model for coarse positioning

但し

x : テーブルの変位	v_c : モータ駆動アンプへの入力電圧
i_m : モータ駆動電流	K_{vc} : モータ駆動アンプのゲイン
K_1 : モータの誘起電圧定数	K_2 : モータのトルク定数
R_m, L_m : モータの抵抗とインダクタンス	
J_m, C_m : モータ軸のイナーシャと粘性係数	
θ_m : モータの回転角	θ_s : ねじの回転角
$\tau_{fm}(\dot{\theta}_m)$: モータの摩擦トルク	K_c : カップリングのばね定数
ϕ, d_p : ねじのリード角及び有効径	L : ねじのリード
J_s : ねじのイナーシャ	$f_s(\dot{x})$: ねじ・ナット間の摩擦力
M : 制御対象(案内テーブル+ナット)の質量	
h : ねじの回転角をテーブル変位に変換するための定数 (換算ピッチ)	

モータ駆動アンプは、その性能限界のため、飽和要素として扱われる。すなわち、出力電圧 $K_{vc} v_c$ 、出力電流 i_m の取りうる値は制限される。 τ_{fm} は、最大静止摩擦トルクと動摩擦トルクを等しいとし、図 3-10 (a) に示す特性の $\dot{\theta}_m$ の関数であると仮定する。図 3-10 (a) 中横軸の τ_i は、モータ軸に作用する摩擦トルク以外のトルクである。 f_s も同様に、図 3-10 (b) に示す \dot{x} の関数とする。横軸の f_i は、ねじおよびテーブルに作用する摩擦以外の力である。

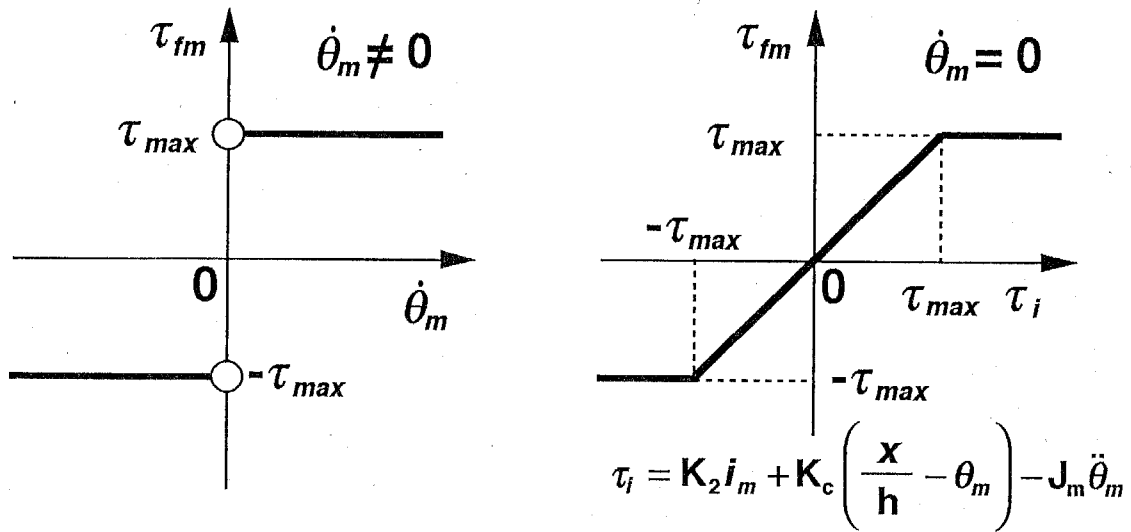
3. 5. 2 微動位置制御時の動的モデル

図 3-11 に微動位置制御時の動的モデルを示す。微動位置制御時の動的モデルでは、圧電素子駆動アンプへの入力電圧と変位との関係 (以後これを圧電素子のゲインと呼ぶ) が、比例関係にあるものとし、圧電素子のヒステリシス等を見捨てている。この時、圧電素子駆動アンプへの入力電圧 v_f から、テーブル変位 x までの機構の伝達関数は、次式で表すことができる。

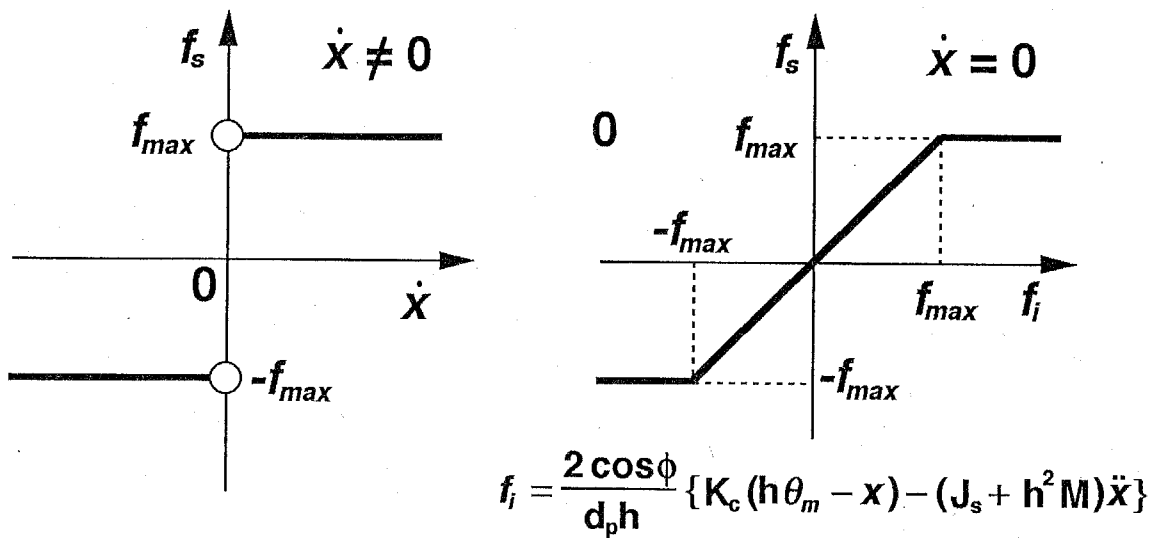
$$\frac{X(s)}{V_f(s)} = \frac{2K_{vf}(C_p s + K_p)}{M_t s^2 + 2C_p s + 2(K_t + K_p)} \quad (3-4)$$

但し

M_t : テーブルの質量,	K_p, C_p : 圧電素子のばね定数及び粘性係数
K_t : 圧電素子がナットから離れるのを防ぐためのばねのばね定数	
K_{vf} : 圧電素子のゲイン	



(a) Characteristic of τ_{fm}



(b) Characteristic of f_s

Fig.3-10 Definition of τ_{fm} and f_s

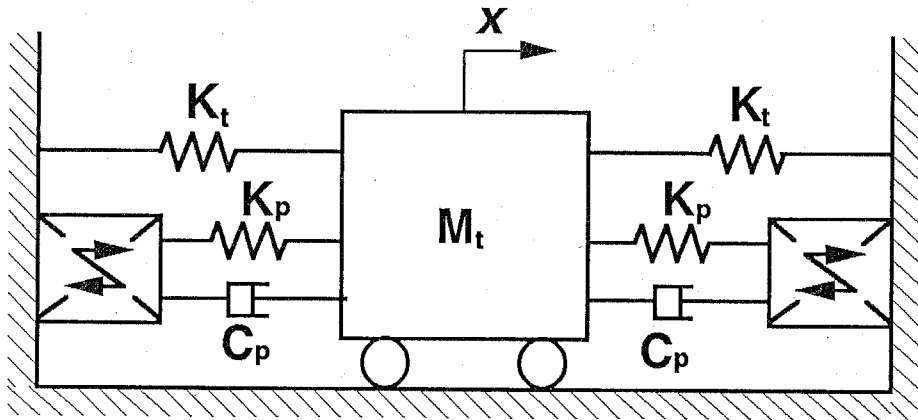


Fig.3-11 Dynamic model for fine positioning

3. 6 基礎実験

3. 6. 1 バックラッシの計測

図3-12は、ねじの回転角と、ねじ・ナット間のバックラッシ量の関係を、ねじの回転角 0° 近傍で計測した結果である。バックラッシの計測は、次のようにして行った。試作機構では、圧電素子が最も短い状態の時、バックラッシが最大となる。よってまず、圧電素子の長さを最短にし、バックラッシを最大にする。次いで、テーブルの進行方向逆向きに、49Nの力を加えながら、テーブルを $\pm 10^\circ$ の範囲で、往復運動させ、ねじの回転角（ロータリエンコーダの読み）に対するテーブルの位置（レーザ干渉計の読み）を計測した。この時、動圧の影響を抑えるため、送りねじは低速で回転させ、ねじ・ナット間の潤滑油は除去してある。

往路と復路で、ねじとナットは異なる面で接触するため、図3-12のように、ねじの回転角が同じでも、往路と復路でテーブル位置は異なる。その差がバックラッシとなる。図3-12では、 $1.5'$ 間隔で801点計測しているが、本章ではこれらの平均値を、ねじの回転角 0° でのバックラッシの計測値とする。

図3-13は、 $3960 \sim 5040^\circ$ ($44 \sim 56\text{mm}$) の範囲を、 20° 毎にバックラッシを計測した結果である。図よりバックラッシは、大体 360° 毎に増減を繰り返していることがわかる。バックラッシ計測作業は、多くの労力と時間を必要することから、計測点数を減らすために、位置制御時に用いるバックラッシの計測間隔を 90° とし、 $0 \sim 9000^\circ$ まで計測した。その結果を、図3-14に示す。●印は、バックラッシの計測値（801点の平均）である。図には、平均前の801点内の最大値、最小値も併記した。3.7.4項の位置決め実験では、●印を結ぶ直線補間式を用いて、任意のねじの回転角に対応するバックラッシを求めている。図3-14より、この区間のバックラッシは、 $18 \sim 25 \mu\text{m}$ の間であることがわかる。

3. 6. 2 粗動位置制御時の動的パラメータ

表3-4に粗動位置制御時の機構各部の定数を示す。表3-4の定数のうち、 J_m , C_m , K_1 , K_2 , τ_{\max} , R_m , L_m , K_c , K_t は、カタログ値であり、 J_s , d_p , L は計算値、その他は実測値である。 C_s , f_{\max} は、モータに一定電圧を加えて定速運動させ、その時のテーブルの速度と、モータに流れる電流を測定し、式(3-3)を用いて求めた。モータ駆動用アンプの最大出力電圧は、29.7V（実測値）、最大出力電流は、

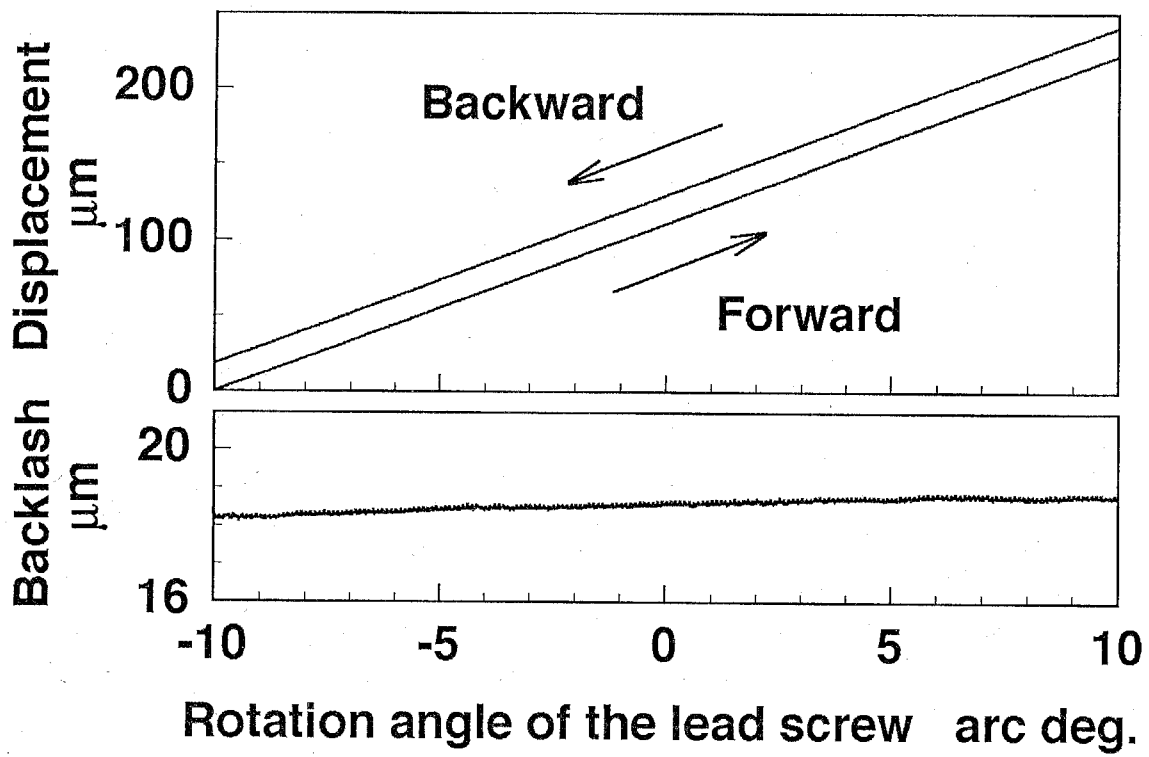


Fig.3-12 Measurement of backlash

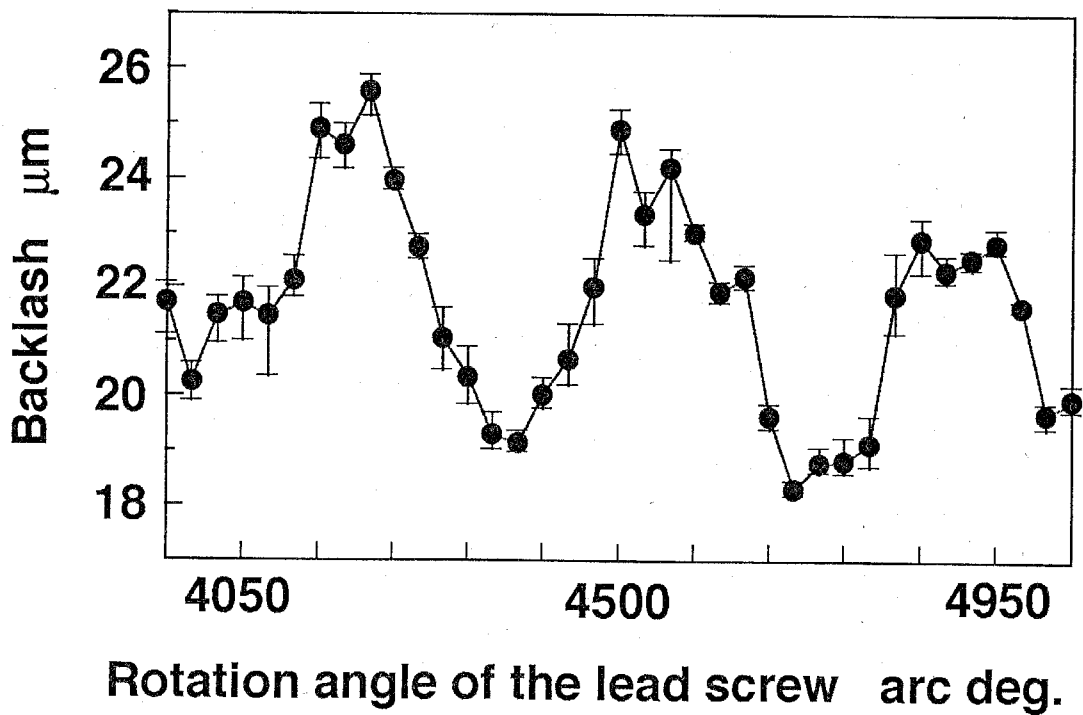


Fig.3-13 Relationship between θ_s and backlash (I)

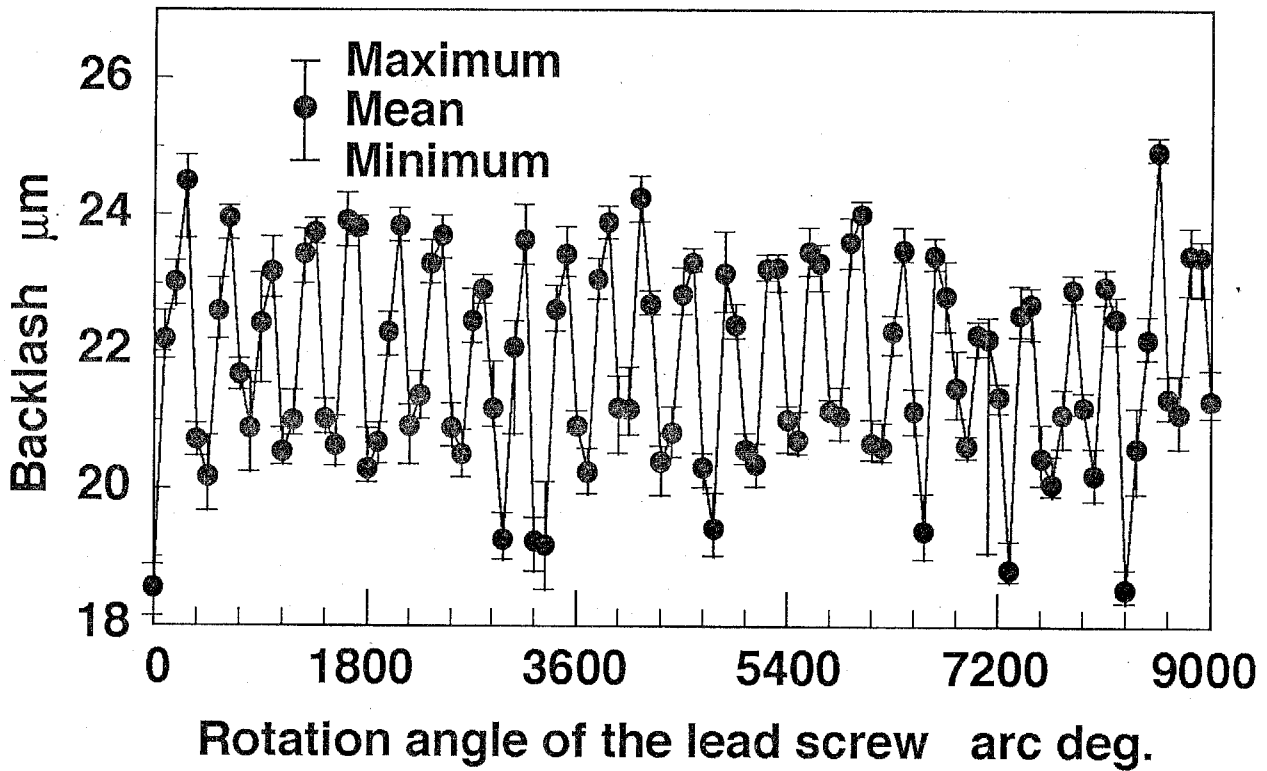


Fig. 3-14 The relation between θ_s and backlash (II)

Table 3-4 System constants (I)

J_m	$3.87 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2$	J_s	$3.32 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2$
C_m	$1.872 \times 10^{-4} \text{ Nms/rad}$	C_s	$9.39 \times 10^{-4} \text{ Nms/rad}$
K_c	$2.01 \times 10 \text{ Nm/rad}$	M	8.15 kg
d_p	15 mm	L	4 mm
R_m	1.32Ω	L_m	$1.0 \times 10^{-3} \text{ H}$
K_1	$1.194 \times 10^{-1} \text{ Vs/rad}$	K_2	$1.196 \times 10^{-1} \text{ Nm/A}$
τ_{\max}	$4.17 \times 10^{-2} \text{ Nm}$	f_{\max}	9.63 N
K_{vc}	3.0		

3.25A (計算値) である。3.7.2項で示す応答波形の理論値の算出には、これらの最大出力電圧、最大出力電流と、表3-4の値を用いている。

3.6.3 微動位置制御時の動的パラメータ

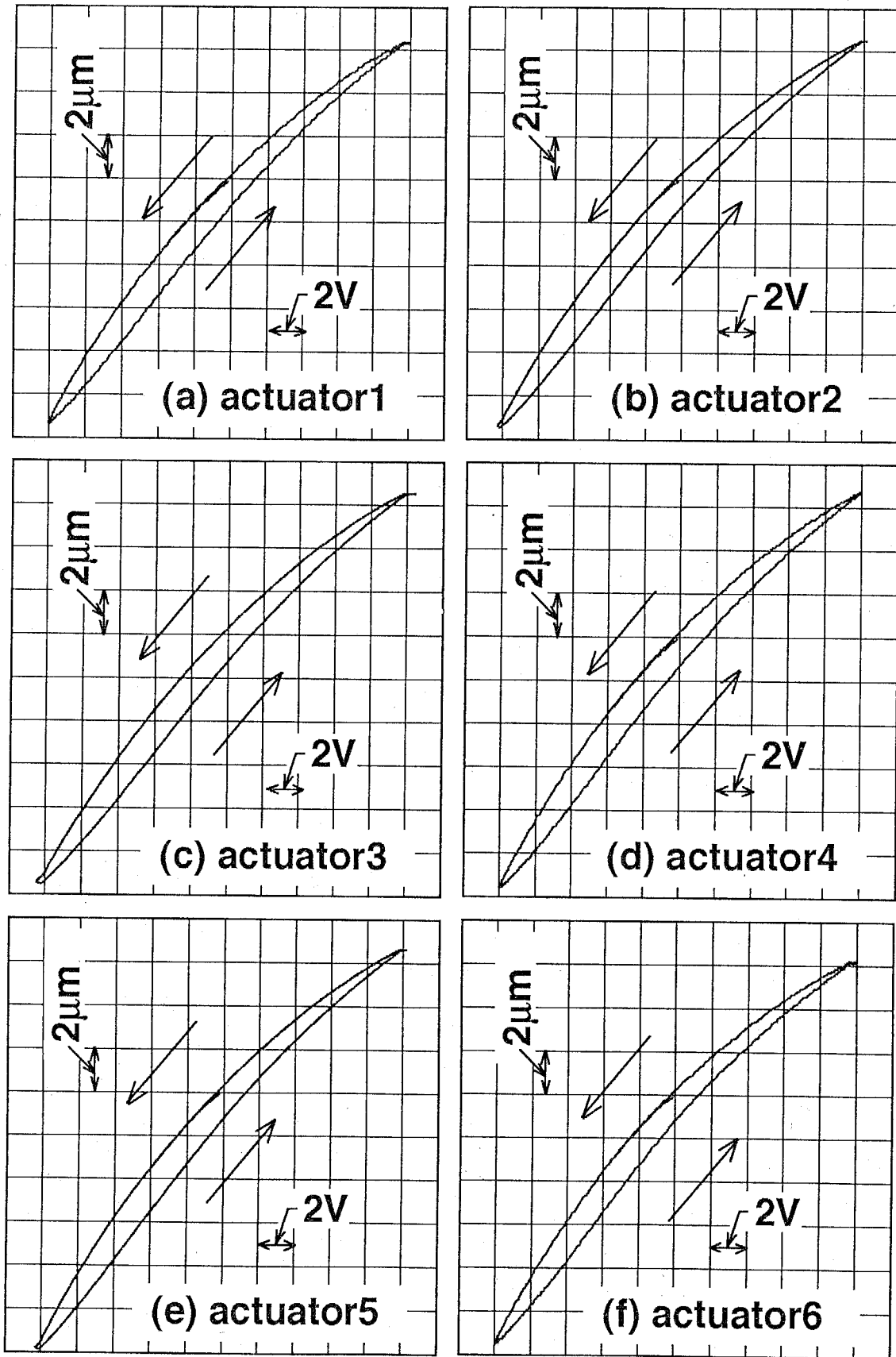
試作機構に組込んだ圧電素子単体の静特性を、図3-15、図3-16に示す。横軸は圧電素子駆動アンプへの入力電圧、縦軸が圧電素子の伸び量である。図3-15は圧電素子を変位させた場合、図3-16は小変位させた場合で、6個の圧電素子の静特性はよく一致している。図3-15より、圧電素子1個あたりの最大伸び量は $18\mu\text{m}$ であることがわかる。

粗微動連動位置制御における圧電素子の役割は、大変位してバックラッシュ除去することと、テーブルを微動位置制御することにある。3.4節で述べたように、バックラッシュ除去動作は開ループで行われるため、圧電素子のゲインが必要であり、動的モデルを基礎に、微動位置制御系を設計する際にも必要となる。しかし図3-15、図3-16を見てわかるように、圧電素子のゲインは非線形特性を示し、可動範囲によってその特性が変化する。そこで可動範囲別に直線近似し、バックラッシュを除去する場合のゲインと、微動位置制御する場合のゲインを求めた。バックラッシュを除去する場合は、図3-15を直線近似した値($=8.90\times 10^{-7}\text{m/V}$)を、微動位置制御する場合(式(3-4)のゲイン K_{vf})は、図3-16を直線近似した値($=6.80\times 10^{-7}\text{m/V}$)を用いる。

1個の圧電素子の伸び量は、最大 $18\mu\text{m}$ であるから、機構の2個のナット間の距離は、 $36\mu\text{m}$ 変化させることができる。また図3-14より、バックラッシュの最大値が $25\mu\text{m}$ であることから、圧電素子による精密微動位置制御範囲は、少なくとも $\pm 5.5\mu\text{m}$ あると言える。ゆえに、粗微動連動位置制御により、定常偏差のない精密位置決めを実現するためには、粗動位置制御時の定常偏差の絶対値が、 $5.5\mu\text{m}$ 以下であればよいことになる(厳密には、粗動位置制御時の定常偏差と、その後バックラッシュ除去動作によるテーブルの移動量との和の絶対値が、 $5.5\mu\text{m}$ 以下であればよい、というのが条件となるが、本論文では、バックラッシュ除去動作によるテーブルの移動量を無視する)。

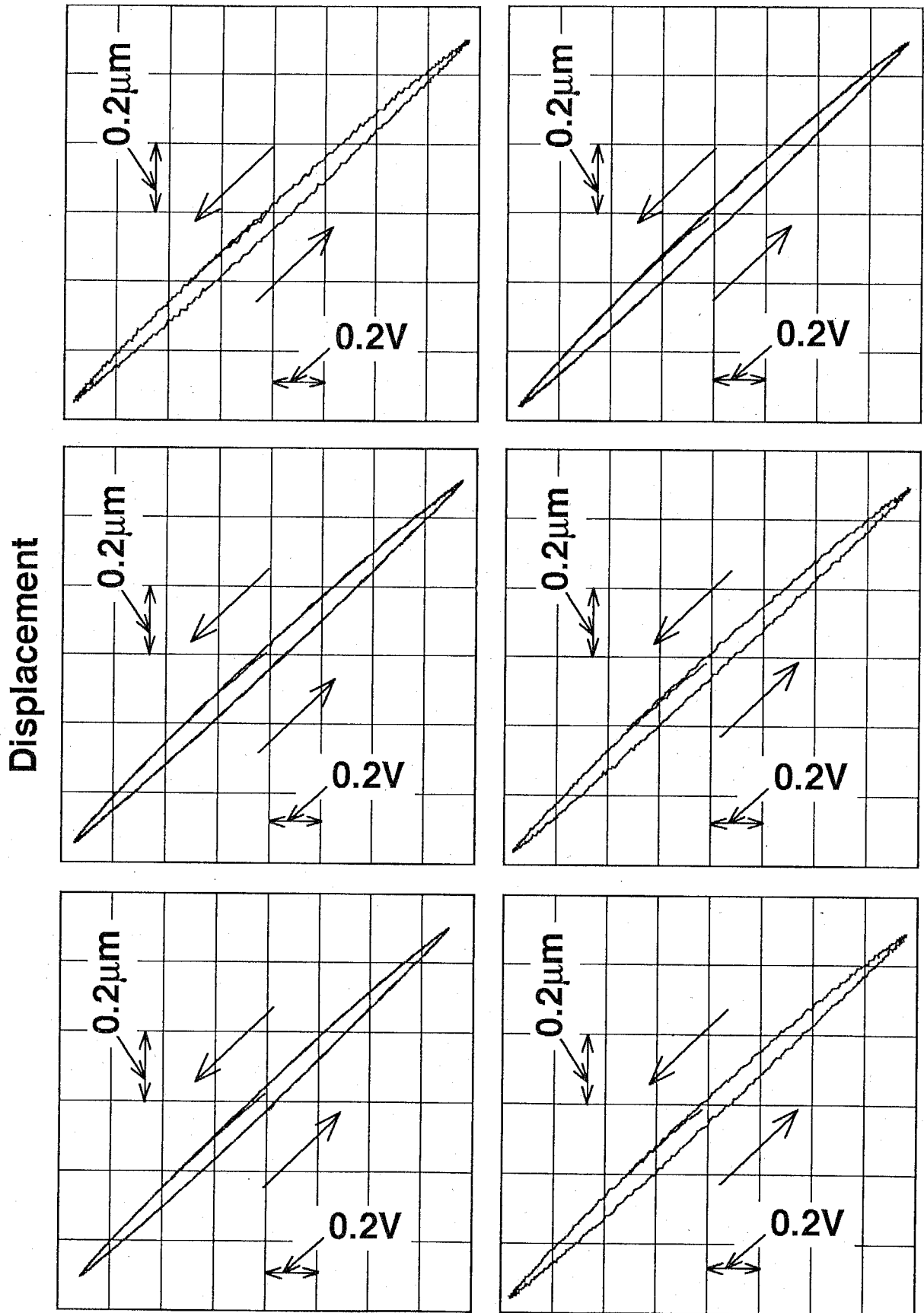
図3-17は、試作機構に組込まれた6個の圧電素子のうちの1個に、開ループで約 $1\mu\text{m}$ 変位するようにステップ入力した時の時間応答(図(a))と、その波形より得られた周波数特性(図(b))である。図3-18は、ステップ高さを約 $9\mu\text{m}$ と

Displacement



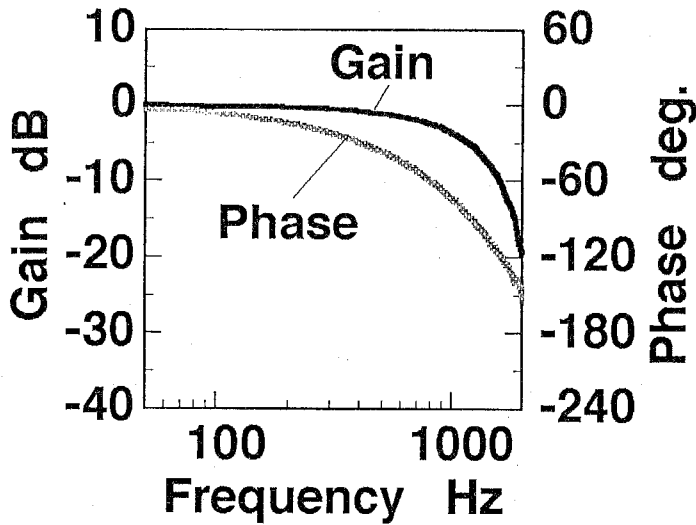
Input voltage to PEA driving amp.

Fig.3-15 Static characteristics of the PEAs (long range)

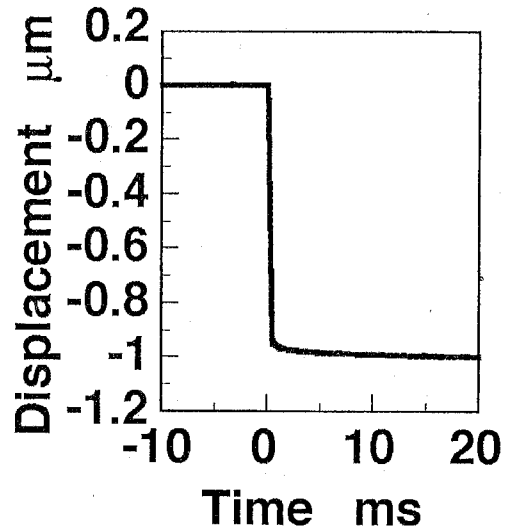


Input voltage to PEA driving amp.

Fig.3-16 Static characteristics of the PEAs (short range)

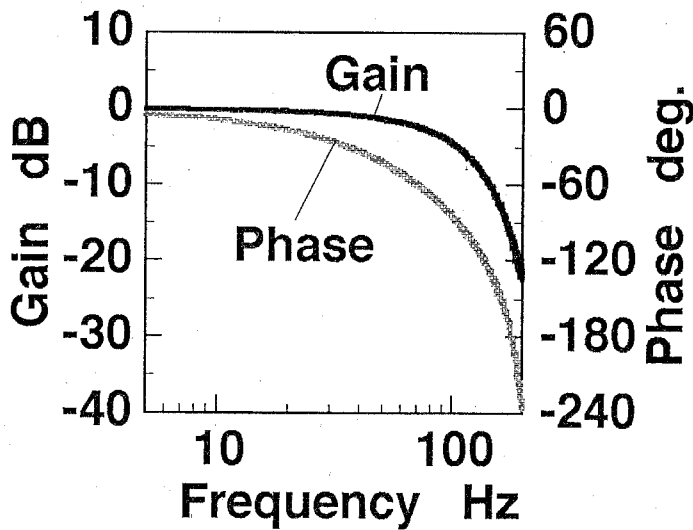


(a) Frequency characteristic

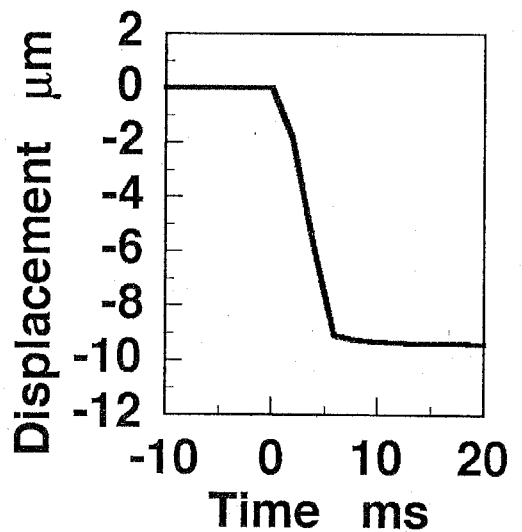


(b) Step response
(12.8kHz sampling)

**Fig.3-17 Dynamic characteristics of PEA (I)
(0.809V step input to the PEA amp.)**



(a) Frequency characteristic



(b) Step response
(512Hz sampling)

**Fig.3-18 Dynamic characteristics of PEA (II)
(6.02V step input to the PEA amp.)**

して、同様に求めた結果である。ステップ高さが小さい図3-17の場合は、圧電素子がほぼステップ状に変位し、応答帯域も-3dBで900Hzと比較的広い。よって3.5.2項の動的モデルで、圧電素子への入力電圧と変位とを比例関係にあるとしたのは、妥当であると考えられる。しかしステップ高さが9 μ mと大きくなると、図3-18のように、立ち上がりが鈍くなり、応答帯域も-3dBで81Hzと大きく低下する。この主な理由としては、圧電素子が容量負荷であるのに対し、圧電素子駆動アンプの最大出力電流が十分でないためと考えられる。

3.4節で述べたように、粗微動連動位置制御でバックラッシュを除去する際には、圧電素子が十分伸びるまでの待ち時間を設けるが、図3-18では、9 μ m伸びるのに約6ms要している。そこで3.7節の粗微動連動位置制御実験では、余裕をみて待ち時間を10msとし、テーブル位置を制御することにする。

圧電素子のばね定数 K_p と粘性係数 C_p は、バックラッシュを除去した状態で、Pコントローラにより微動位置制御した時の測定結果と、式(3-4)に基づくシミュレーション結果を比較することにより求めた(図3-19)。表3-5に微動位置制御時の機構各部の定数を示す。1個の圧電素子単体の剛性は、 $2.29 \times 10^8 \text{N/m}$ である⁽¹³⁾が、試作機構のテーブル・ナット間には6個の圧電素子が配置されているにもかかわらず、機械剛性は $2.00 \times 10^7 \text{N/m}$ とかなり低く、ねじとナットを機械的に接触可能である本機構の特長が、十分生かされていない。このように剛性が低くなった理由としては、まず圧電素子・玉受間の接着剤の層が十分薄くなく、その分剛性が低下していることが考えられる。また接触圧が十分でなく、圧電素子両端のボールヒンジの剛性が低いことも考えられる。ヒンジ部分の剛性を高める方法としては、ヒンジ部分に十分な接触圧を付加することや、剛球の代わりに、より剛性の高いころを用いることが考えられる⁽¹⁴⁾。機能集積化送りねじ機構は、バックラッシュ可変機能を利用し、ヒンジ部分に加わる荷重を増し、接触力を増加させることが可能であり、今後は機構剛性の確保のために、バックラッシュ可変機能を、より積極的に利用することも考えるべきだと思われる。

3.7 位置制御実験

3.7.1 本論文での位置決め時間の定義

制御開始からテーブル位置が収束するまでに要する時間は、位置決め精度と並び、

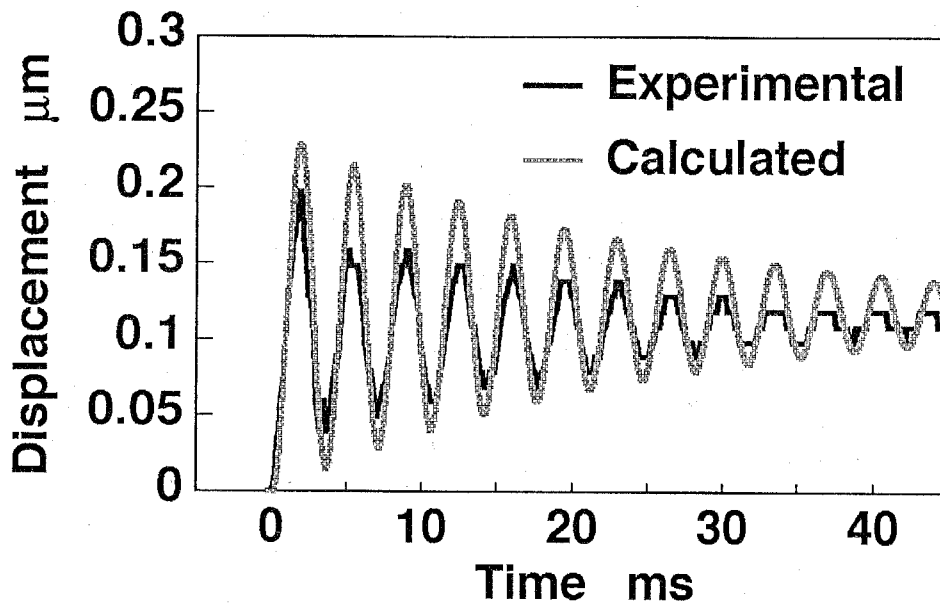


Fig.3-19 Step responses with PEA and P controller

Table 3-5 System constants (II)

M_t	7.00kg	K_{vf}	$6.80 \times 10^{-7} \text{ m/V}$
K_p	$9.98 \times 10^6 \text{ N/m}$	C_p	$5.95 \times 10^2 \text{ Ns/m}$
K_t	$2.45 \times 10^3 \text{ N/m}$		

位置決め機構の性能を評価する指標として重要である。本論文では、この時間を位置決め時間と呼ぶ。従来の制御理論では、振動振幅が最終値の±数%以内（通常±2%か±5%⁽¹⁵⁾）に収束するまでの時間として、整定時間が定義され、制御系の性能を評価する指標として用いられている。しかし送りねじ機構のように、摩擦力や駆動系の飽和の影響を受ける場合、同一の機構でも、ステップ高さによって評価の基準である収束範囲が変化するとともに、過渡応答波形も変化してしまうことから、精密位置決めの評価の指標としては、適切でないと考えられる。

従来の精密位置決めの研究では、収束させる誤差範囲を重視し、振動振幅が $1\mu\text{m}$ 以下に収束した時間⁽¹⁶⁾や、位置偏差が $\pm 5\text{nm}$ 以下に収束した時間⁽¹⁷⁾を位置決め時間として定義し、評価している。しかし一度位置偏差が基準値以下に収束しても、空気のゆらぎや外部からの振動等の外乱によって、再び位置偏差が増加することもあるため、位置決め時間が位置偏差のみで定義されると、テーブル位置の測定時間によって位置決め時間が変化してしまう可能性があり、不十分である。

安定な位置決め機構の振動振幅は、外乱やセンサノイズがなければ、恒常的に減少して行く。よって、位置決め機構が有する振動周期より長い時間、位置誤差が基準値以下であれば、以後位置誤差は常に基準値以下となるはずである。したがって一般には、位置決め機構が有する最も長い振動周期よりも長時間、位置誤差が基準値以下であれば収束したとみなしてよいと考えられる。

機構が搭載されている定盤は、本来位置決め機構の性能とは無関係である。しかし位置決め時の加減速により、機構が搭載されている定盤が起振され、その残留振動により、位置決め時間が長くなることも指摘されている⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾。定盤振動を他の振動と明確に区別することは難しい。そのため定盤振動が顕著に現れる場合には、位置決め時間に考慮する必要がある。本来定盤振動は減衰振動であるため、安定な位置決め機構の振動と同様に扱ってよいと考えられる。

よって本論文では、定盤振動を機構の振動と同様に考え、位置決め機構が有する、あるいは実験によって観測される最も長い振動周期よりも長時間、位置誤差が連続して基準値以下に収束するまでの時間を、位置決め時間と定義する。本研究では、センサを含む位置決め機構の位置精度の極限を目指すため、位置誤差の基準値として1センサ分解能（ 9.89nm ）を採用する。

3. 7. 2 粗動位置制御

図3-20は、バックラッシ量を最大とし、2mm, 5mm, 10mmのステップ入力に対し、テーブルの粗動位置制御のみを行った結果である。黒線が測定値、灰色線が式(3-3)と3.6.2項の結果に基づく理論値である。テーブル位置計測には、レーザ干渉計を用いた。この時の制御パラメータを表3-6に示す。なおサンプリング時間は1msである。制御パラメータは、微動位置制御系とは独立に決定した。測定値と理論値は、いずれもよく一致しており、モデルが妥当であることがわかる。10mmステップの応答波形より、最大速度の実測値は130mm/sであった。

図3-21は、100 μ mステップの粗動位置制御を行った場合の定常偏差を示したものである。用いたセンサ、制御パラメータは、図3-20の場合と同様である。図3-21の横軸は、位置制御時の初期位置でのねじの回転角(ロータリエンコーダにより測定)を示しており、縦軸は、位置制御を開始して、約1s後の定常偏差を示している。図3-21で、定常偏差は全て $\pm 5\mu$ mの範囲内にあることがわかる。したがって、図3-20, 図3-21で用いたコントローラを用いれば、ややオーバーシュートが大きいものの、3.6.3節で述べた粗動位置制御に要求される、定常偏差の絶対値が 5.5μ m以下、という条件を満たすことが可能となる。位置偏差の平均は 1.557μ m, 標準偏差は $9.59 \times 10^{-1}\mu$ mであった。

3. 7. 3 微動位置制御

図3-22は、圧電素子を伸ばしてバックラッシを除去した後、十分時間をおいてから、2 μ mステップ入力を加え、微動位置制御を行った時の波形である。テーブル位置測定にはレーザ干渉計を用いた。制御パラメータを表3-7に示す。制御パラメータは、粗動位置制御系とは独立に決定した。サンプリング時間は0.2msである。黒線の実測波形と、式(3-4)に基づく灰色線の理論波形はよく一致している。

図3-23は、バックラッシを除去した後、十分時間をおいてから、20nmの階段状ステップ入力を加え、微動位置制御を行なった結果である。テーブル位置計測用センサ、制御パラメータは図3-22の場合と同様である。この結果より、本機構の位置決め分解能は、20nm以下であることがわかる。

3. 7. 4 粗微動連動位置制御

3.4節で述べた制御方法により、粗微動連動位置制御を行った。図3-24は、

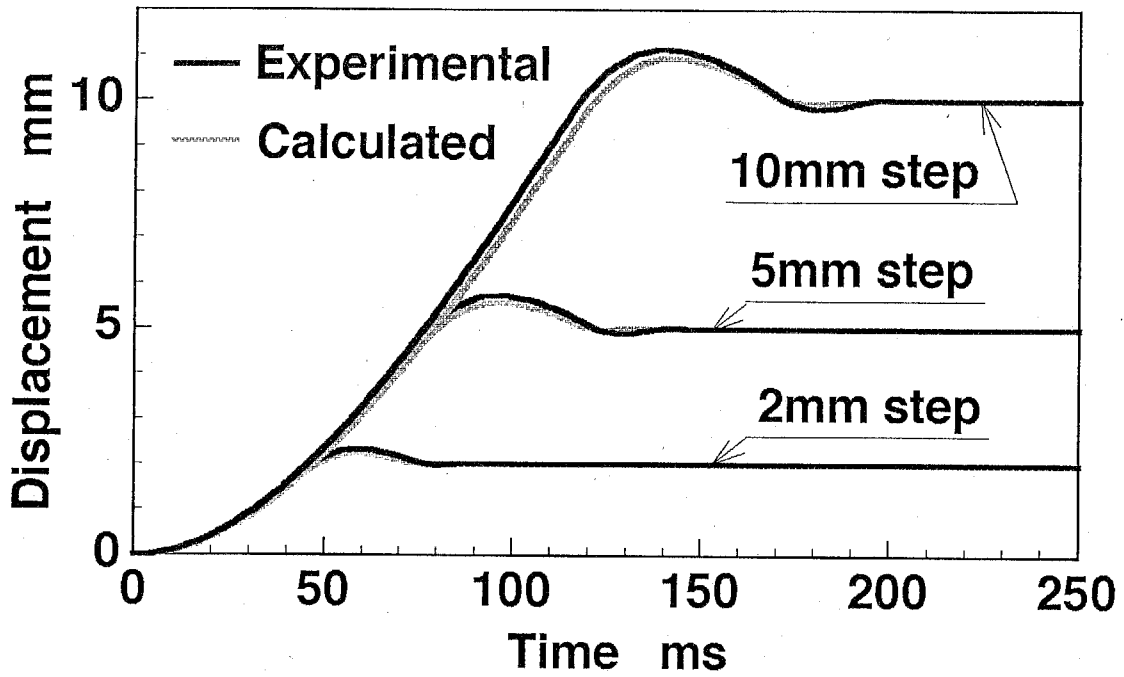


Fig.3-20 Coarse positioning

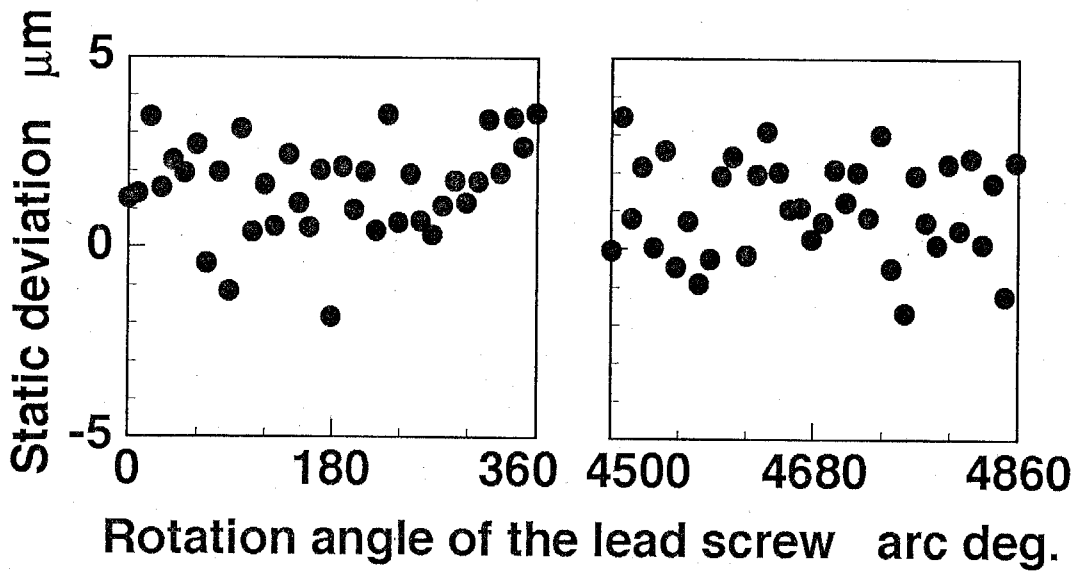


Fig.3-21 Static deviation after coarse positioning

Table 3-6 Parameters for coarse positioning

P-D controller			
P	β_{1c}	Proportional gain	2.81×10^4 V/m
D	α_{2c}	Derivative time	8.89×10 Vs/m

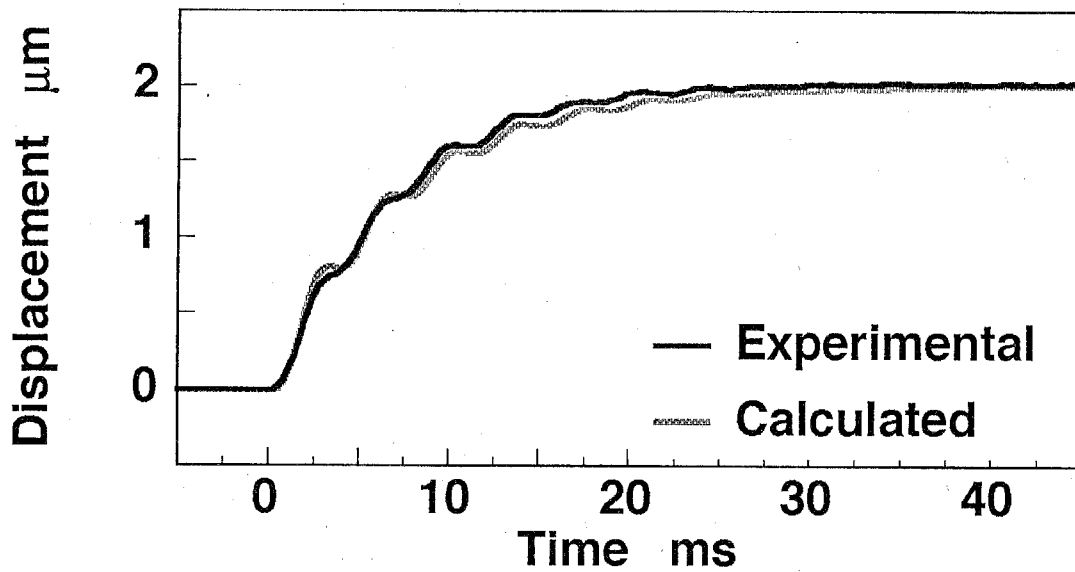


Fig.3-22 Fine positioning (2 μ m step)

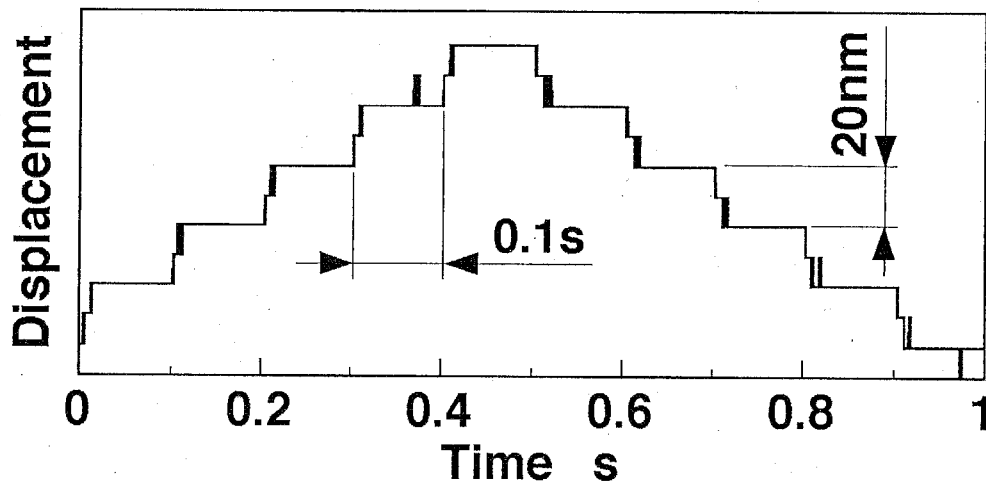


Fig.3-23 Positioning resolution (20nm)

Table 3-7 Parameters for fine positioning

PI-D controller			
PI	β_{1f}	Proportional gain	2.47×10^4 V/m
	γ_{1f}	$\frac{\beta_{1f}}{\text{Integral time}}$	1.975×10^8 V/ms
D	α_{2f}	Derivative time	9.87×10 Vs/m

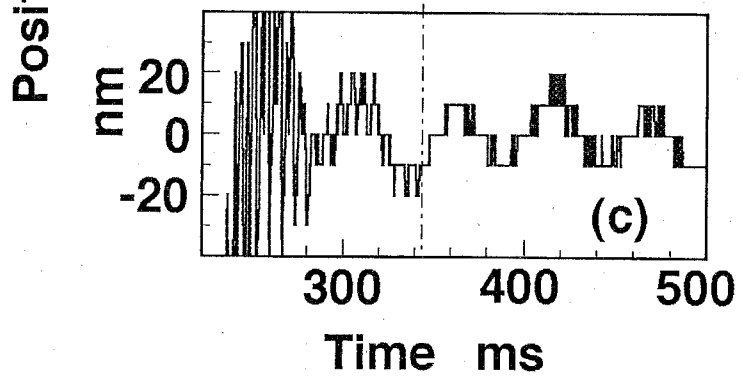
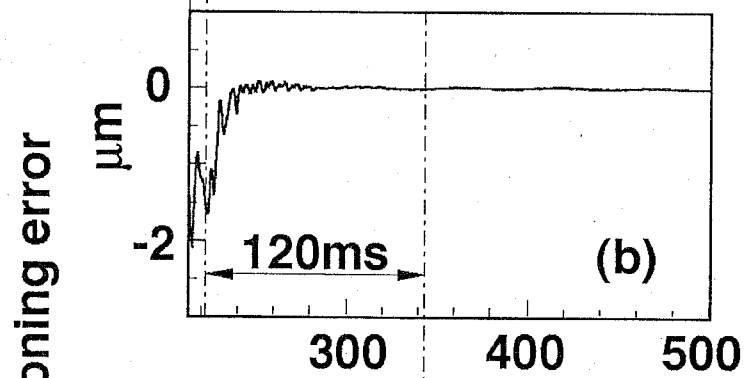
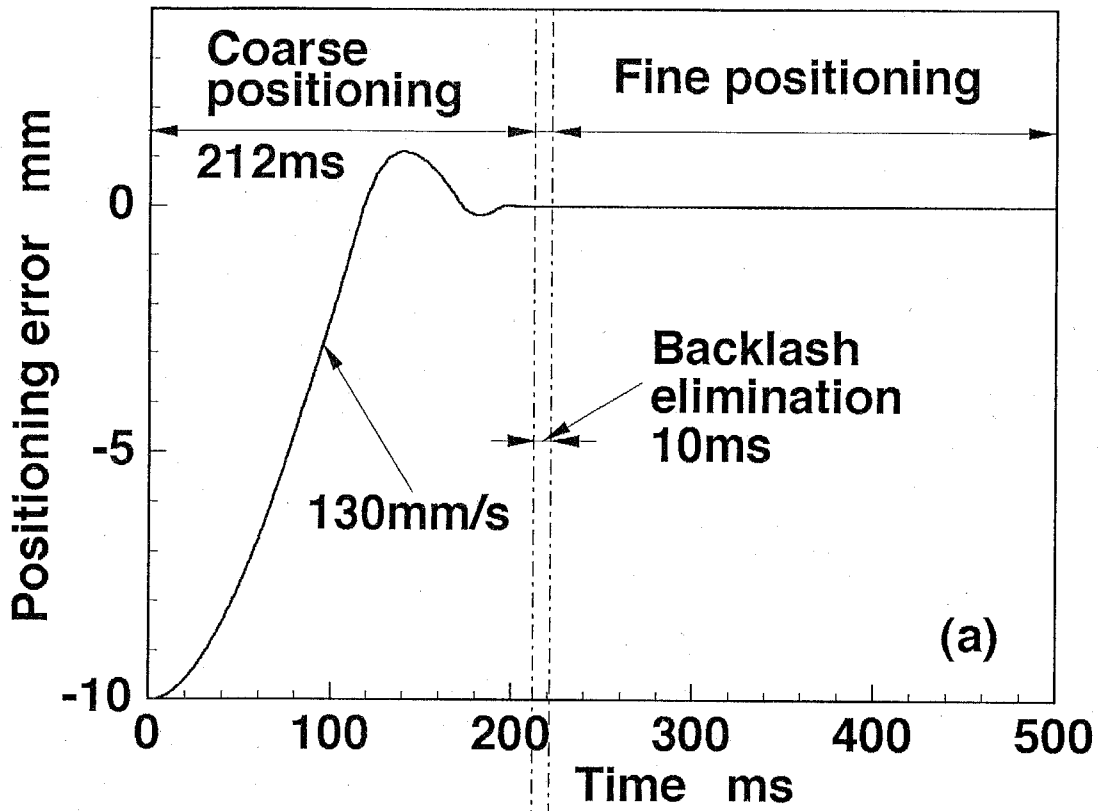


Fig.3-24 Coarse and fine positioning

10mmステップ入力に対する、粗微動連動位置制御の応答波形である。テーブル位置測定にはレーザ干渉計を用いた。図(a)は、テーブルの変位応答を位置制御開始後500ms間表示した図で、図(b)、(c)はそれを目標値近傍で拡大表示した結果である。図3-24では、粗動位置制御終了までに212ms要している。その直後にバックラッシュ除去動作を開始し、10msの待ち時間の後、微動位置制御を行っている。微動位置制御に移行してから1.4s間位置誤差を測定したが、最終的には、目標位置に対し±1センサ分解能(9.89nm)の範囲に収まっている。同様の実験を20回行ったが、最終的な位置誤差はすべて、±1センサ分解能の範囲に収まっている。

図3-24(c)をみてわかるように、目標位置近傍では、19Hzの振動が顕著に現れており、この振動が確認できる振動の中では最も周期が長い。そこで本論文では、3.7.1項の定義に基づき、制御開始後、19Hzの振動の1周期間(52.6ms)連続して、位置誤差が9.89nm以下となるまでの時間を、位置決め時間とする。図3-24と同様の位置制御実験20回の位置決め時間の平均は、369msであった。

3.8 考察

3.8.1 粗微動位置制御の連動による位置決め時間への影響

図3-25は、微動位置制御時のテーブル変位を、目標位置近傍で拡大表示した結果である。図3-25(a)は、粗微動連動位置制御の場合(図3-24の微動位置制御部分のみ)であり、図3-25(b)は、微動位置制御のみの場合(図3-22の実験値)である。図3-25(a)をみると、微動位置制御開始直後は150Hz以上の振動が見られるが、0.1s後にほぼ収まり、その後は19Hzの振動が顕著になっている。位置決めは0.1s以降に収束しているため、150Hz以上の振動が位置決め時間に与える影響は現状では小さく、19Hzの振動の影響が大きいといえる。残り19回の位置制御波形でも同様の傾向を示している。これに対し、図3-25(b)には、19Hzの振動は見られず、速やかに目標値に収束している。よってこの19Hzの振動は、粗動位置制御等により、実験装置が起振されて生じたものと思われる。

図3-24と同様の位置制御実験では、バックラッシュ除去後の位置偏差は、おおむね $2\mu\text{m}$ 以下であり、位置決め時間の中で微動位置制御に要している時間は147msであった。そこで微動位置制御のみで、 $2\mu\text{m}$ ステップに対する位置決め時間を測定したところ、位置決め時間は46.2ms(20回平均)であった。このような大きな差

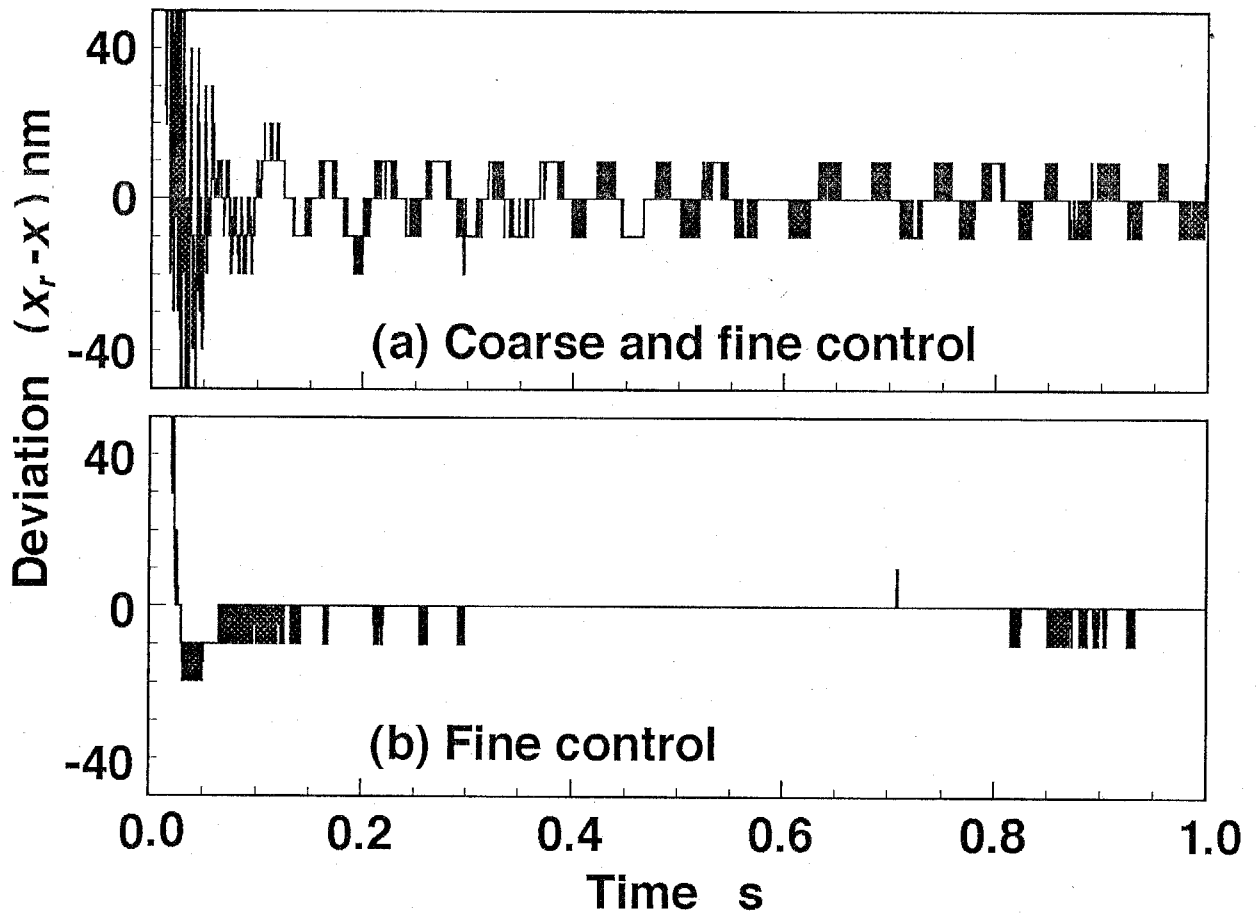


Fig.3-25 Vibrations in the neighborhood of the reference position

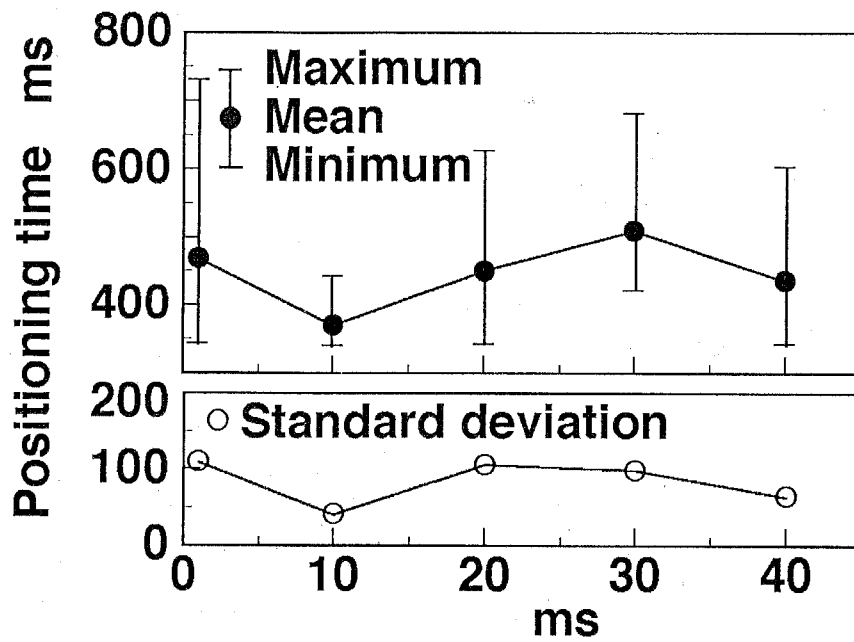
が生じた理由としては、本章で用いている微動位置制御系のパラメータが、微動位置制御時の動特性のみを考慮して決定されており、粗動位置制御やバックラッシュ除去によって生じるテーブルの残留振動の影響を、十分に抑えることができないためと考えられる。以上のことから、位置決め時間短縮ためには、まず19Hzの残留振動の原因を明らかにし、十分除去可能な微動位置制御系を設計する必要があると思われる。

3. 8. 2 待ち時間の位置決め時間への影響

図3-24の粗微動連動位置制御では、圧電素子が十分伸びるまでの時間として10msの待ち時間を設けたが、待ち時間を設けることなくすぐ微動制御を始めれば、その分位置決め時間が短縮される可能性もある。あるいは逆に、微動位置制御系の制振能力が不十分なため、10msよりも長い待ち時間を設けたほうが、位置決め時間が短縮されるかもしれない。そこで待ち時間の長さを変え、位置決め時間がどう変化するか調べてみた。図3-26はその結果で、横軸が待ち時間、縦軸が粗微動連動位置制御の位置決め時間であり、各待ち時間毎に20回行った。図には待ち時間が10msの場合の結果も表示してある。

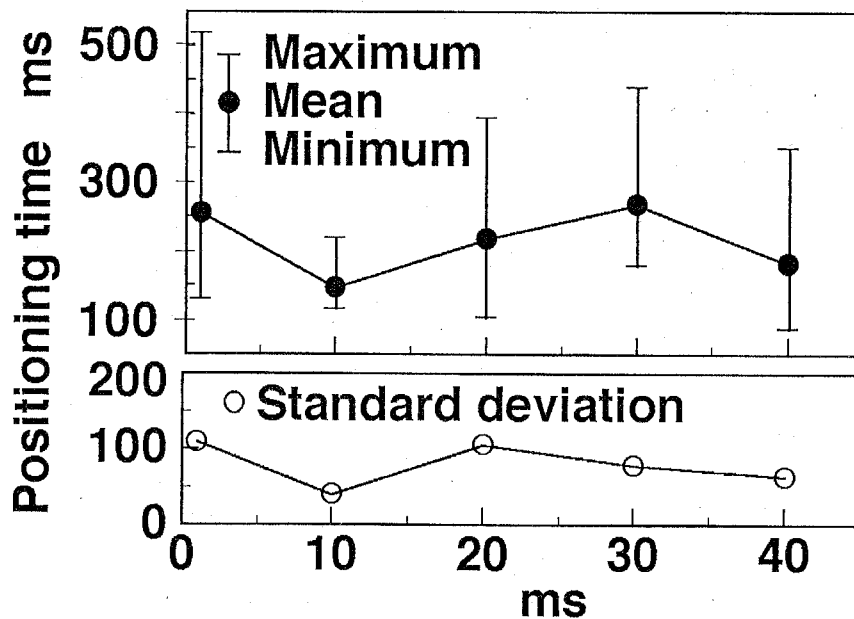
合計100回の位置決め実験の結果、最終的な位置誤差を、すべて1センサ分解能以内に収束させることができた。しかし待ち時間を10ms以外とした場合、どれも位置決め時間の平均値が50ms以上長くなり、標準偏差、最大値と最小値の差も非常に大きくなった。粗動位置制御に要する時間はほぼ一定であり、位置決め時間の差は、待ち時間と微動位置制御の所要時間で決まっている。

図3-27は、図3-26の位置決め時間のうち、微動位置制御に要する時間のみを表示した結果である。図3-27より、図3-26での位置決め時間の変動のほとんどは、微動位置制御時に生じていることがわかる。図3-26、図3-27をみてわかるように、待ち時間の変化と位置決め時間の平均値との間に、相関関係は特に見られない。よって本章の微動位置制御系を用いた場合、位置決め時間に与える待ち時間の影響は、ほとんどないと思われる。位置決め時間の変動は、基本的に微動位置制御系の制振能力の不足によるものと思われ、具体的には、(1)微動位置制御が、19Hzの振動を十分制振できないことと、(2)位置決め終了の条件が厳しく、52.6ms以上位置誤差を1センサ分解能以下にする必要があるため、19Hzの振動に一瞬でも外界からの振動等の外乱が加算されると、最大52.6ms位置決め時間が延



Time from the end of the coarse control to the start of the fine control

Fig.3-26 Positioning time (coarse and fine positioning)



Time from the end of the coarse control to the start of the fine control

Fig.3-27 Positioning time (fine positioning)

びてしまうこと、が主な理由として考えられる。

3. 9 結言

本章をまとめると次のようになる。

- (1) 送りねじが有するバックラッシ、摩擦力の問題を解決し、高速・高精度であるとともに、十分な剛性を確保できる位置決め機構を実現するために、機能集積化送りねじ機構を提案し、その原理を示した。機能集積化送りねじ機構は、構造機能集積化によるバックラッシ可変機能と、駆動機能集積化による粗微動位置制御機能を有する送りねじ機構である。
- (2) 試作した機能集積化送りねじ機構の構成について、まずセンサを含む全体について説明し、次にナット部分について説明した。センサとしては、テーブル位置計測用のレーザ干渉計と、ねじの回転角計測用のロータリエンコーダを用いている。
- (3) 機能集積化送りねじ機構の位置制御方法と、機構の動的モデルについて説明した。機能集積化送りねじ機構の位置制御は、モータと送りねじを用いた粗動位置制御と、圧電素子を用いた微動位置制御を組合わせて行われるが、各制御動作毎に機構のモデルが異なる。そのため2種類の動的モデルを示した。
- (4) 位置制御系を実現するために必要な機構の静特性、動特性を測定し、機構の動的パラメータを同定した。位置制御時にはバックラッシデータが必要となるため、予めねじの回転角 90° 毎に計測した。位置制御時には、このデータを利用する。試作機構のバックラッシは $25\mu\text{m}$ 以下であった。また、圧電素子単体の最大変位量が $18\mu\text{m}$ であることから、微動可能範囲は $\pm 5.5\mu\text{m}$ 以上である。
- (5) 試作機構のねじ・ナット間の剛性は $2.00 \times 10^7 \text{N/m}$ とかなり低い。この理由としては、圧電素子・玉受間の接着剤の層が厚い、予圧が小さく圧電素子両端のボールヒンジの剛性が低い、ことが考えられる。今後は、バックラッシ可変機能を機構剛性の確保に、より積極的に利用することも考えるべきだと思われる。
- (6) 本論文で用いる位置決め時間を定義した。具体的には、定盤振動を機構の振動と同様に考え、制御系が有する、あるいは実験によって観測される最も長い振動周期よりも長時間、位置誤差が連続して 9.89nm 以下に収束するまでの時間を、位置決め時間とした。

- (7) 粗動位置制御，微動位置制御を個別に行い，機構の動的モデルの妥当性を確認した．実験の結果，決定した粗動位置制御系により，オーバシュートはやや大きいものの，テーブルの位置誤差を，微動位置制御可能範囲内に収束できることを確認した．最大速度は 130mm/sであった．また微動位置制御系の位置決め分解能は，20nm以下であった．
- (8) 10mmステップの粗微動連動位置制御を 100回行い，位置決め誤差を常に，1センチ分解能 (9.89nm) 以下にできることを確認した．
- (9) 粗微動連動位置制御の位置決め時間の20回平均（ステップ高さ10mm）を求めたところ，369ms であった．また位置決めは，19Hzの振動のみが顕著となった後に完了していることから，位置決め時間短縮のためには，19Hzの振動の原因を明らかにし，この振動を十分に制振できる制御系を構成する必要があると述べた．

第4章 機構機能集積化によるバックラッシ計測・除去と位置制御系の改善

4.1 緒言

前章では、機能集積化送りねじ機構を提案、試作し、その基本性能を実験的に明らかにした。その結果、本機構が有するバックラッシ可変機能、精密微動位置決め機能を活用し、位置決めを行うためには、以下の検討課題があることがわかった。

(1) バックラッシの実時間計測と除去

バックラッシ可変機能は、3.4節で述べたように、テーブルをねじ駆動する場合には十分なバックラッシを設け、目標位置近傍で圧電素子によりテーブルを駆動する場合には、バックラッシを除去するために利用される。よって任意の場所にテーブルを位置決めするためには、任意の場所のバックラッシ量を知り、その量だけ圧電素子を伸縮できなければならない。しかしバックラッシ量は、加工誤差、組立誤差のために場所によって変化するため、予め計測されたバックラッシデータ、あるいは実時間でのバックラッシ計測の実現が要求される。第3章では、バックラッシを直接計測する適切な方法がないため、予めバックラッシを計測し、そのデータを用いて位置決めを行った。しかし第3章の方法では、バックラッシの計測に多大な労力が必要となる問題点があった。また、ねじ、ナットの摩耗や熱変形により、バックラッシが変化する可能性もあり、バックラッシを実時間で計測できる方法が望まれる。

(2) 位置決め時間の短縮

精密微動位置決め機能は、位置決め精度の向上、位置決め時間の短縮を目的として、微小な位置偏差、残留振動の除去に用いられる。しかし第3章の精密微動位置制御系では、最終的に位置偏差は除去できるものの、19Hzの振動が発生し、その振動を微動位置制御系で十分制振することができず、位置決め時間が長くなる問題があった。また第3章の粗動位置制御系は、テーブルを微動位置制御可能範囲内に収束させることはできたが、比例ゲインを大きくしたため、図3-20、図3-24のようにオーバーシュートが大きくなり、その結果位置決め時間が長くなっている。

そこで本章では、まず機能集積化送りねじ機構が有する機構機能を利用して、バックラッシを実時間で計測・除去する方法を提案、実現する。バックラッシ量は、

ねじの回転角あるいはテーブル位置により変化するが、本章ではテーブル位置を基準として議論する。テーブル位置、ねじの回転角の原点は、3.3.1項で述べたように、光電スイッチにより決定する。またモータ側を正として、例えば、原点からモータ側に98mm離れた位置は、98mm位置と呼ぶことにする。次いで、第3章で得られた位置決め結果に基づき、粗動、微動位置制御系を改善し、位置決め時間を短縮した結果を示す。

4.2 機構機能集積化によるバックラッシの計測と除去の原理

本節では、ねじ・ナット間のバックラッシの有無により、摩擦トルクが変化することを利用して、バックラッシを計測する方法を考える。バックラッシありの場合は、ねじ・ナット間に油膜があるため、発生する摩擦トルクは小さく、ねじは回転しやすい。しかしバックラッシ零の場合は、摩擦トルクが大きくなり、ねじが回転しにくくなる。よって、ある基準となるトルク（バックラッシがある場合の摩擦トルクより大きく、バックラッシが零の場合の摩擦トルクより小さい）をねじに加えた時、バックラッシの有無によって、ねじあるいはテーブルの動的挙動に差が生じると考えられる。よってその差を検出できれば、バックラッシの有無の判定は可能となる。

機能集積化送りねじ機構が有するバックラッシ可変機能を利用すれば、バックラッシを少しずつ減少させることができる。バックラッシを減少させつつ、バックラッシ零と判定されるまで判定動作を繰返せば、その時の圧電素子の伸びが、バックラッシ量として計測できる。機能集積化送りねじ機構では、粗微動連動位置制御でのバックラッシ除去のために、バックラッシ計測が必要となるが、この方法で計測する場合、バックラッシ除去は、バックラッシ計測と同時に行われる。

以上の考えに基づき、バックラッシの計測・除去手順を整理すれば、下記のようになる。

- (1) 圧電素子を伸ばし、バックラッシを減らす。
- (2) 基準となるトルクを発生させるために必要な電流（以後この電流を基準起動電流と呼ぶ）をモータに入力する。
- (3) バックラッシの有無を判定する。基本的には、(2)でモータに電流を入力した時のテーブル変位により、バックラッシの有無を判定する。バック

ラッシュありと判定された場合は（１）に戻り、バックラッシュ零と判定されるまで繰り返す。

この手順によるバックラッシュ計測・除去では、テーブルの動的挙動よりバックラッシュの有無を判定するため、基本的に位置センサのみを必要とし、他のセンサは不要である。

上記の計測・除去手順を実現するためには、（２）の基準起動電流と（３）の判定条件を、実験により決定する必要がある。今回提案する方法は、粗微動連動位置制御に応用するが、バックラッシュの計測・除去時間は、位置決め時間に含まれる。よって位置決め時間短縮のために、

- （１）バックラッシュ計測・除去が短時間に行われる、
- （２）バックラッシュ計測・除去中、テーブルは微動位置制御可能範囲内に留まり、バックラッシュ計測・除去後、再び粗動位置制御を行い、位置偏差を微動位置制御可能範囲に収束させる必要がない、

ことが望まれる。またバックラッシュ除去を目的とし、バックラッシュ計測と除去が同時に完了するため、計測精度は重要ではない。そこで、これらを念頭におき、基準起動電流とバックラッシュの有無の判定条件を４．３節で決定する。

４．３ 機構機能集積化によるバックラッシュ計測・除去の実現

本節では、まず基準起動電流とバックラッシュの有無の判定条件を実験より求め、次にバックラッシュ計測・除去実験を行う。なお本節の４．３．１～４．３．４項までは、テーブルがステップ変位する方向を正として、テーブル変位、モータ駆動電流を表示している。

４．３．１ 基準起動電流の決定

図４－１は、圧電素子の伸び量を変えた時、ねじ起動時のモータ駆動電流がどのように変化するかを調べた結果である。横軸の圧電素子の伸び量は、変位特性を線形近似して得たゲイン（ $=9.0 \times 10^{-7} \text{m/V}$ ）と入力電圧より求めている。以降本章では、このようにして求めた値を、圧電素子の近似伸び量、あるいは単に近似伸び量と呼ぶ。実験は、テーブルを98mm位置に移動させて行い、試作機構の２組の圧電素子の伸びの合計を、近似伸び量で $2 \mu\text{m}$ ずつ増加させ、ねじ起動時の電流を各５回計測した。ねじは、 $2.18 \times 10^{-3} \text{rad}$ （エンコーダのpuls数で5puls）以上回転した時、起動し

たと判断した。

図4-1より、近似伸び量が $12\mu\text{m}$ から、ねじ起動時の電流が増加しはじめていることがわかる。これは近似伸び量が $10\sim 12\mu\text{m}$ の間でねじとナットが接触し、摩擦が増加したためと考えられ、 $14\mu\text{m}$ では、電流値が大きく増加していることから、十分バックラッシが除去されていると思われる。

図4-1に示されたねじ起動時の電流の変化が、他の場所でも見られることを確認するために、テーブル位置を変えて、図4-1と同様の実験を行った。図4-2はその結果で、テーブル位置は 97mm 、 99mm と変え、圧電素子の近似伸び量を 0 、 4 、 8 、 12 、 $14\mu\text{m}$ としている。図4-1の場合と同様に、ねじ起動時の電流は、圧電素子の近似伸び量が $12\mu\text{m}$ から増加しはじめ、 $14\mu\text{m}$ では大きな値となっていることがわかる。

ここで圧電素子の近似伸び量が $12\mu\text{m}$ の時、バックラッシが除去されていることを、別の方法で確認する。ねじ・ナット間にバックラッシがある場合、圧電素子を伸ばせば、それに応じて2個のナット間距離は増加する。しかしバックラッシ零の場合は、ナット間距離はほとんど変化しないと考えられる。したがって、近似伸び量が $10\mu\text{m}$ から $12\mu\text{m}$ に変化する時、バックラッシが除去されるのであれば、この間のナット距離の変化量は、圧電素子の静特性から予想される変化量に対し、明確に小さくなるはずである。また圧電素子の近似伸び量をさらに増加しても、ナット間距離はほとんど変化しないはずである。

そこで、圧電素子の近似伸び量を $2\mu\text{m}$ ステップで増加させ、その時の2個のナット間距離の変化量を測定し、挙動を調べた。その結果が図4-3である。ナット間距離の変化量の符号は、2個のナットが離れる方向を正としている。図4-3(a)は、ナット間距離の変化量の実測値、図4-3(b)は、図3-15の圧電素子単体の静特性より算出した推定変化量である。図4-3(a)、(b)を比較してわかるように、ナット間距離の変化量の实測値は、圧電素子の近似伸び量が $12\mu\text{m}$ 以上になった後、圧電素子の静特性より求めた推定変化量より大きく減少している。よって、近似伸び量が $10\mu\text{m}$ 以下ではバックラッシあり、 $12\mu\text{m}$ 以上ではバックラッシ零といえる。バックラッシ零でもナット間距離の変化量が零にならない理由は不明であるが、ねじとナットのねじ山表面の凹凸等の接触部分が、弾性変形していることが考えられる。

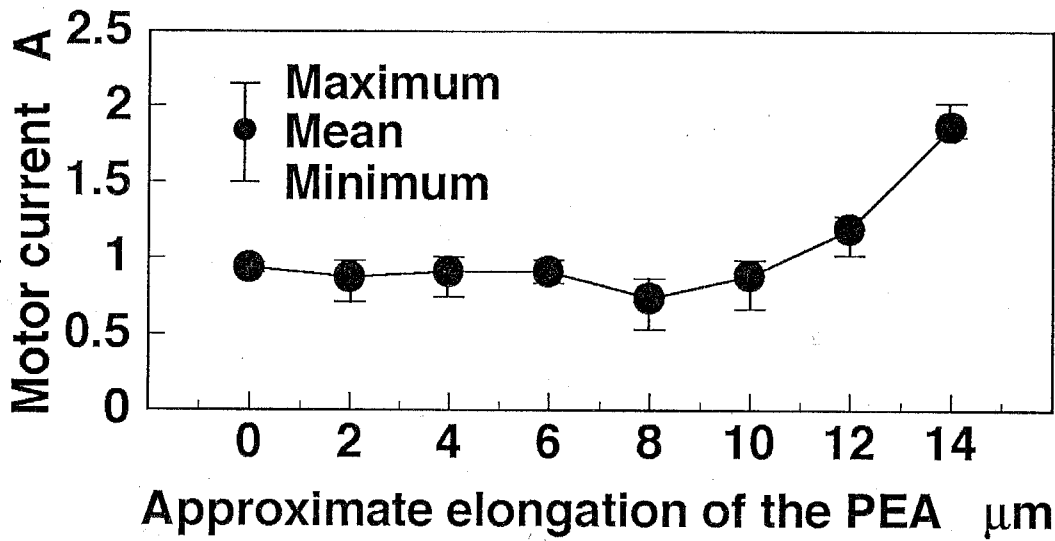


Fig.4-1 Motor current to drive the screw(I)
(table position : 98mm)

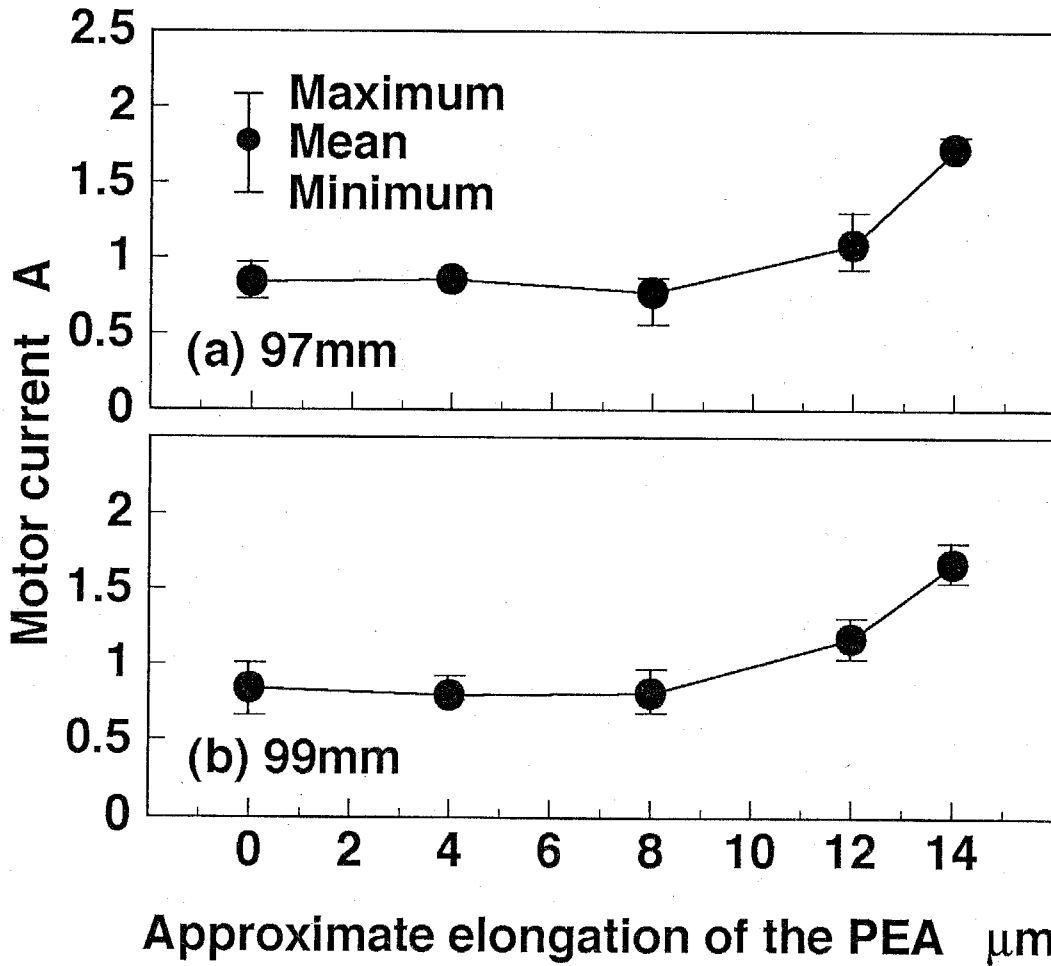


Fig.4-2 Motor current to drive the screw(II)
(table position : 97mm and 99mm)

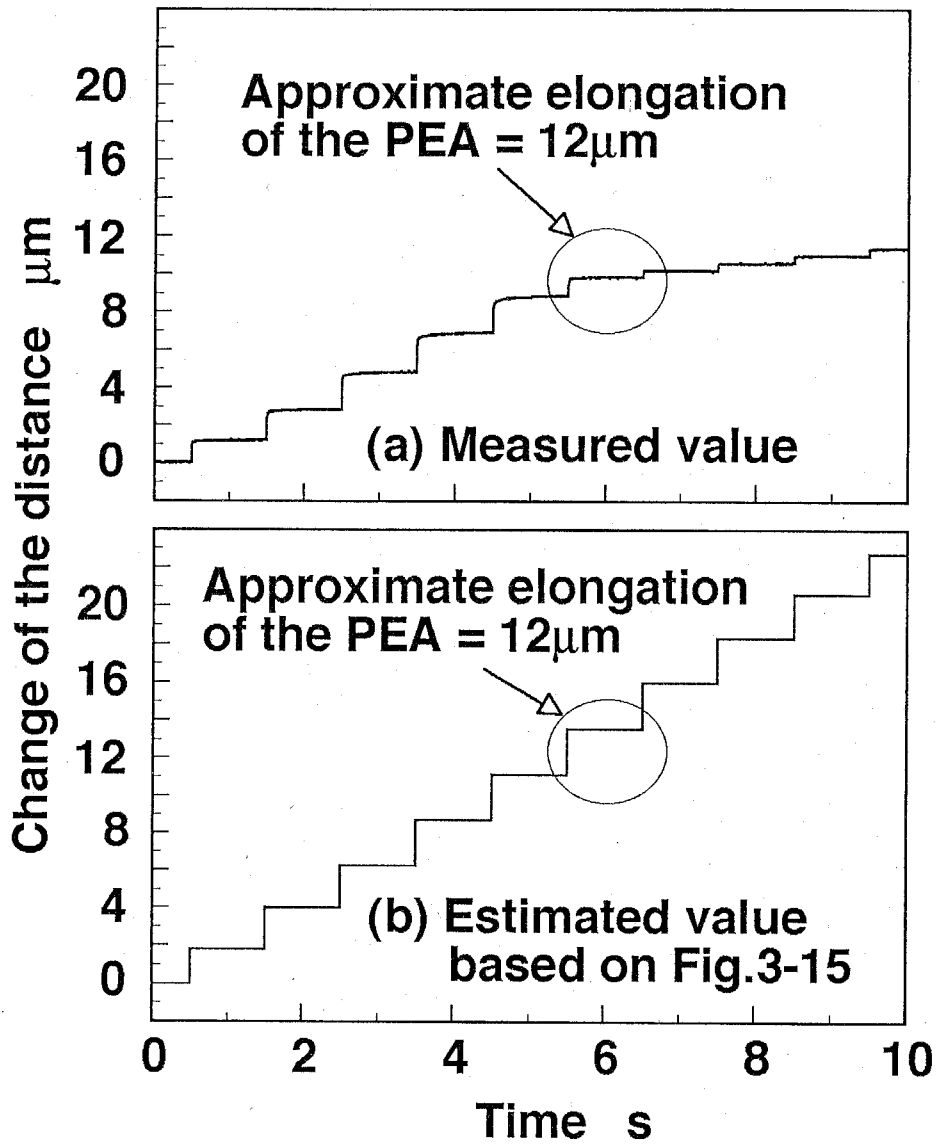


Fig.4-3 Change of the distance between the two nuts (I)

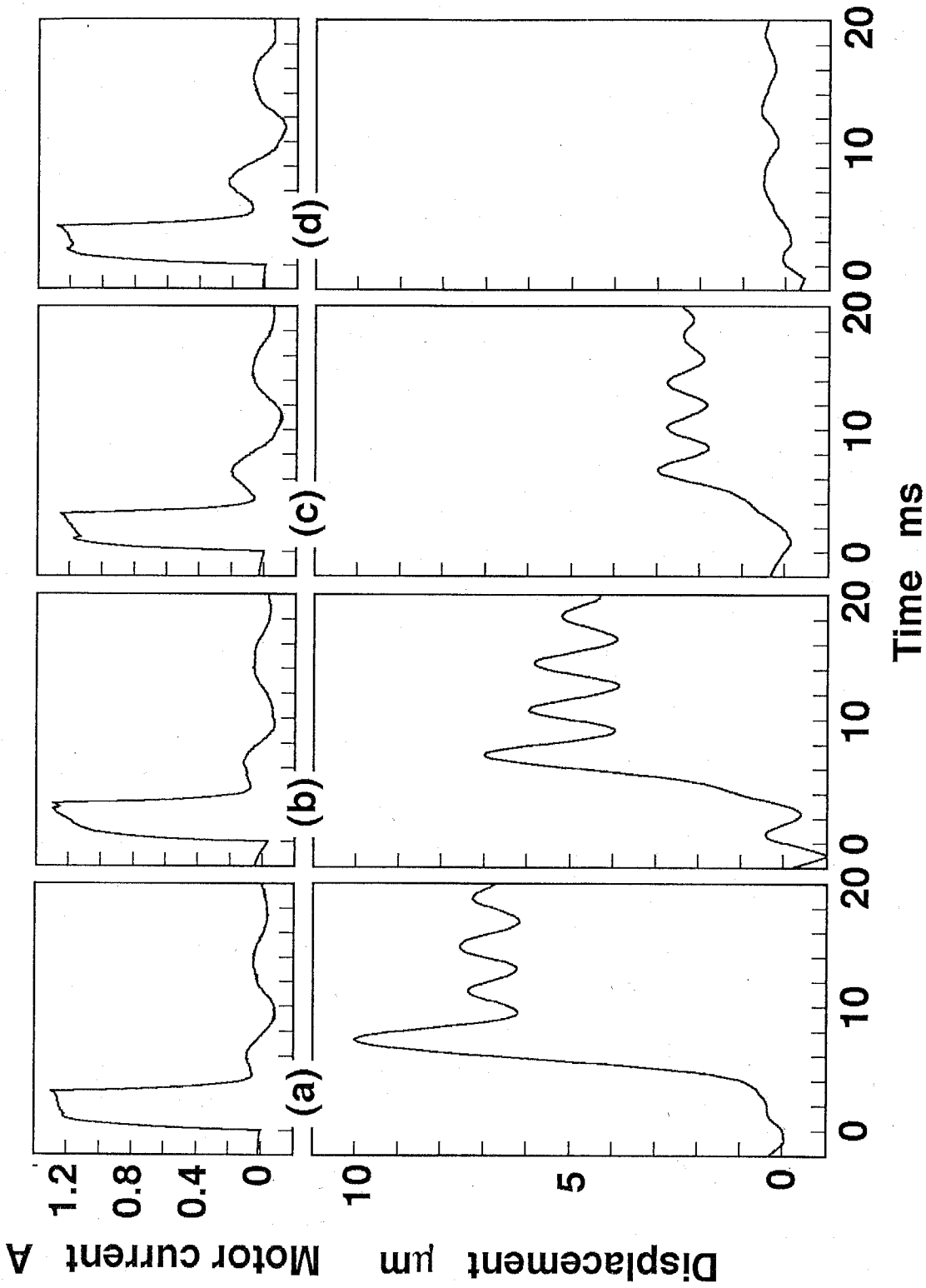
圧電素子の近似伸び量が $10\mu\text{m}$ であり、バックラッシが存在する場合、図4-3(b)のナット間距離の推定変化量が $11.13\mu\text{m}$ であるのに対し、図4-3(a)の測定値は $8.89\mu\text{m}$ と $2.24\mu\text{m}$ 小さくなっている。この理由としては、(1)圧電素子のヒステリシス履歴の影響で、見かけ上圧電素子のゲインが減少していること、(2)バックラッシありの状態でも、ねじとナットが部分的に接触し、そのためナットに摩擦力が作用していること、が考えられる。

以上の結果から、図4-1において、圧電素子の近似伸び量が $12\mu\text{m}$ 以上の場合に、ねじ駆動に必要な電流が増加するのは、バックラッシが除去され、ねじ・ナット間の摩擦トルクが増加したためであるといえる。よって98mm位置では、圧電素子の近似伸び量が $12\mu\text{m}$ でバックラッシはほぼ除去され、 $14\mu\text{m}$ では十分に除去されていると考えられる。

本章のバックラッシ計測・除去の目的は、バックラッシを完全に除去することであり、必ずしもバックラッシを正確に計測し、同じ量だけ圧電素子を伸ばす必要はない。そこでバックラッシ除去をより確実にするために、バックラッシ零の近似伸び量が $12\mu\text{m}$ の時を含め、近似伸び量が $12\mu\text{m}$ 以下の場合にねじを起動できる電流 1.3A を、基準起動電流とする。この場合、近似伸び量 $12\mu\text{m}$ でバックラッシ零であっても、バックラッシありと判断されることもあるが、さらに近似伸び量が増加すれば、バックラッシ零と判断されるはずである。また少なくとも、実際にはバックラッシありであるにもかかわらず、バックラッシ零と判断されることはないと考えられる。なおテーブル位置が同じでも、バックラッシ量が図4-1より求めた場合と、図3-14の場合とで値が異なるが、これについては4.6.1項で考察する。

4.3.2 バックラッシの有無の判定条件の決定

バックラッシの有無と、基準起動電流をモータに入力した場合のテーブルの動的挙動との関係を調べるため、圧電素子の近似伸び量を変えて、モータ駆動電流とテーブル変位の応答波形を測定した。その結果を図4-4に示す。実験はテーブル位置98mmで行い、開ループでステップ電圧を加えて圧電素子を伸ばし、その後10ms経過してから、基準起動電流をモータに入力した。この10msの時間は、基準起動電流の入力を、圧電素子が十分伸びた後に行うために設けてある。潤滑油としては、スピンドル油 (Mobil velocite oil No.6, 10cst) を用いている。



Approximate elongation of the PEAs :
 (a) 0µm (b) 10µm (c) 12µm (d) 14µm

Fig.4-4 Responses of the table to a 1.3A motor current input (I)

またバックラッシありの場合、モータに基準起動電流を入力し続けるとテーブルが大きく変位してしまい、微動位置制御可能範囲外に出てしまう恐れがある。そこで、バックラッシ計測、除去中のテーブル変位を小さくするために、基準起動電流を入力する時間を3ms と短くした。バックラッシ計測・除去時の基準起動電流の入力方法については、4. 3. 4項で説明する。

図4-4をみると、圧電素子の近似伸び量が0, 10 μ mで、バックラッシがある場合と、バックラッシが十分除去されている14 μ mの場合とでは、テーブルの変位応答波形に明確な違いがあることがわかる。すなわち、基準起動電流を入力後、10ms経過する間のテーブルの正方向への最大変位（以後これをピーク変位と呼ぶ）は、近似伸び量が10 μ m以下では6 μ m以上あるのに対し、14 μ mではほとんど変位しておらず、1 μ m未満である。バックラッシ零の場合でも、近似伸び量が12 μ mの時には約3 μ m変位している。これは近似伸び量が12 μ m以下でねじを起動可能なように、基準起動電流を設定しているためと考えられる。

図4-5は、図4-4と同様な実験を、圧電素子の近似伸び量毎に各10回行い、その近似伸び量と、基準起動電流入力後10ms間のテーブルのピーク変位との関係を図示したものである。実験を行ったテーブル位置も同一である。図4-5からわかるように、ピーク変位の大きさ自体には多少ばらつきが見られるが、バックラッシがある10 μ m以下の場合と、バックラッシが十分除去されている14 μ mの場合とでは、3 μ m以上の差があり、判別することは容易である。

圧電素子の近似伸び量が12 μ mの場合、バックラッシは零であるが、そのピーク変位の最大値は、バックラッシありの近似伸び量10 μ mでのピーク変位の最小値に近くなり、両者の判別がやや難しくなる。4. 3. 1項では、近似伸び量12 μ m以下でねじを起動可能なように、基準起動電流を決定したが、本項でも12 μ mの場合にはバックラッシありと判定されてもよいとして、判定基準を決める。図4-5からわかるように、近似伸び量12 μ mでのピーク変位は2 μ mより大きくなっている。そこで、3ms間の基準起動電流の入力に対して、テーブルのピーク変位が2 μ m未満であれば、バックラッシ零と判定することにする。

4. 3. 3 潤滑油の異なる場合

4. 3. 2項では、ねじ・ナットの潤滑のために、10cst のスピンドル油を用いて実験を行った。本節では、より粘性の高い潤滑油を塗布した場合、バックラッシ

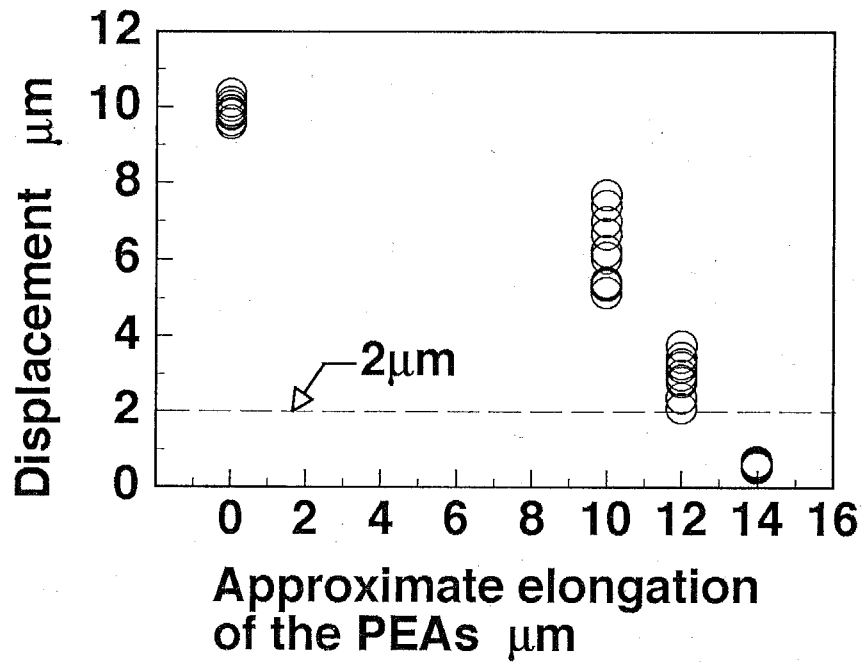


Fig.4-5 Peak table displacement after a 1.3A motor current input (I)

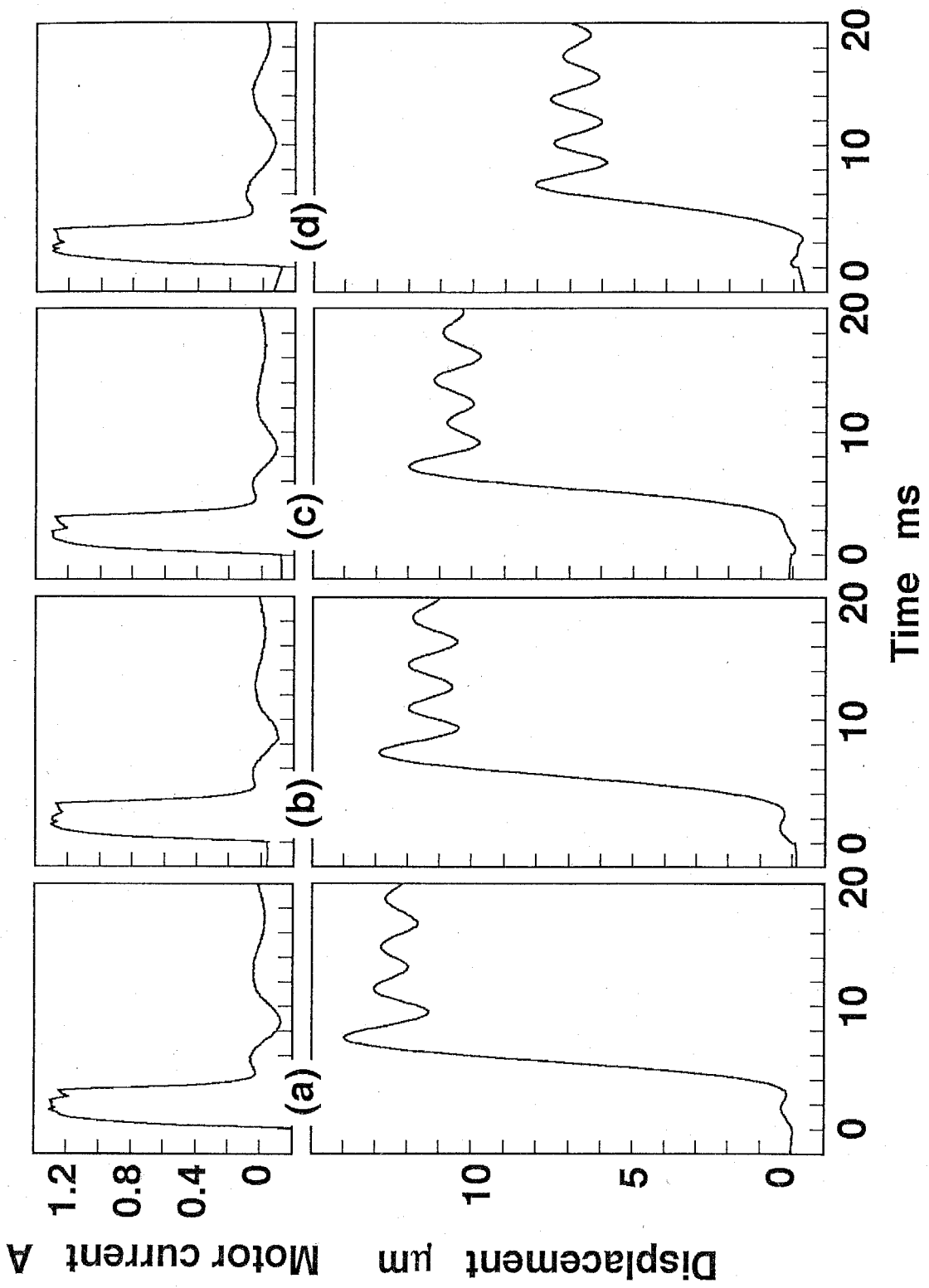
の有無判定にどのような影響を与えるかについて検討する。

図4-6は68cstの潤滑油(Mobil vacetra oil No.2)を使用し、図4-4と同様に、モータ駆動電流、テーブル変位を測定した結果である。潤滑油の粘度が高い図4-6の場合では、バックラッシが除去可能なように、圧電素子の近似伸び量を $14\mu\text{m}$ としても、テーブルのピーク変位は $10\mu\text{m}$ 以上と非常に大きく、バックラッシがある場合とあまり違いはない。そのため、本章で提案する方法でバックラッシを計測・除去するのは困難である。また近似伸び量を $20\mu\text{m}$ まで増加させた場合でも、テーブルは $6\mu\text{m}$ 以上変位している。

図4-7は、図4-6とほぼ同様の実験を各10回行い、ピーク変位を図示した結果である。図中の▲は、図4-6の実験と同一条件で得られた結果であり、○は、圧電素子にステップ電圧を入力後、基準起動電流を入力するまでの待ち時間を、1sとした場合の結果である。待ち時間10ms(▲)では、図4-6と同様に、 $14\mu\text{m}$ 以上の近似伸び量が得られる電圧を入力しても、大きく変位しており、結果の繰返し性も高いことがわかる。したがって粘度の高い潤滑油を用いた場合には、4.3.2項で示した判定法は適用困難であるといえる。

しかし待ち時間を1sと長くした場合(○)、近似伸び量の増加とともにピーク変位も減少して、近似伸び量が $10\mu\text{m}$ の場合と $14\mu\text{m}$ の場合とでは明確な差が生じ、図4-5に近い結果が得られている。この理由は、次のようなことであると考えている。すなわち粗動位置制御終了直後には、ねじ・ナット間に潤滑油が存在し、バックラッシ除去動作時には、この潤滑油を押し出してバックラッシを除去する。潤滑油の粘度が高いと、潤滑油が押し出されるのに時間がかかるため、図4-4、図4-5と同様にバックラッシの計測・除去を行った場合、バックラッシが完全に除去される前に、基準起動電流を加えてしまうことになる。その結果、圧電素子への入力電圧が大きくてもテーブルが変位しやすく、ピーク変位にあまり差が現れないのだと考えられる。

したがって、粘度の高い潤滑油を用いて、本章のバックラッシ計測・除去を適用する場合は、(1)圧電素子に電圧を入力後、基準起動電流をモータに入力するまでの待ち時間を長くする、(2)ナットに穴を開ける、あるいは溝をつける等して、潤滑油が逃げやすい構造にする、といった対策が必要であると考えられる。



Approximate elongation of the PEAs :

(a) 0µm (b) 10µm (c) 14µm (d) 20µm

Fig.4-6 Responses of the table to a 1.3A motor current input (II)

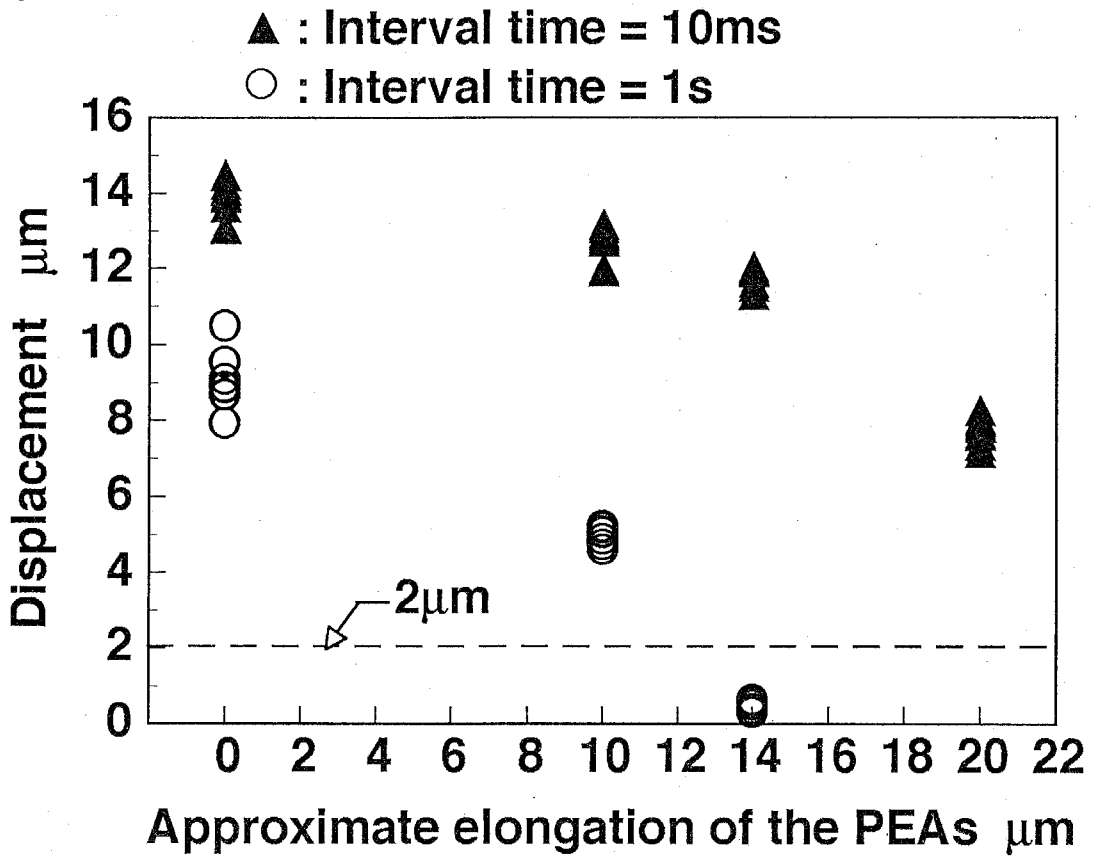


Fig.4-7 Peak table displacement after a 1.3A motor current input (II)

4. 3. 4 基準起動電流の入力法

図4-8は、ねじをゆっくり2回転させ、モータ駆動電流と入力電圧から、モータの電気抵抗を求めた結果である。図4-8からわかるように、モータの電気抵抗は一定値とならず、回転角度に依存する傾向も見られない。そのため一定電圧をモータに入力しても、一定の電流値を得ることができない。モータの電気抵抗が一定しない理由としては、モータ軸を回転させた時、モータの整流子とブラシの接触状態が変化することが考えられる。

そこで図4-4～図4-7の実験では、モータの電気抵抗が、図4-8で得られた最大値、最小値となる時、モータ駆動電流が1.3Aとなる電圧3.36V、4.20Vの2値を用いた制御系（図4-9）により、電流を1.3Aとなるようにした。サンプリング時間は0.1msである。現時点までは、図4-4、図4-6とほぼ同様の結果が得られており、特に問題となっていない。しかし、今後も常に1.3Aの電流を流せる保証はないため、以後の実験では、デジタルPI制御により、モータに1.3Aの電流が流れるようにした。決定した制御パラメータを表4-1に示す。表4-1中、 β_i は比例ゲイン、 γ_i は積分の係数であり、サンプリング時間は0.2msである。図4-10、図4-11は、デジタルPI制御により電流を制御し、圧電素子の近似伸び量を0、10、14 μm として、図4-4、図4-5と同様の実験を行った結果である。図4-10、図4-11と図4-4、図4-5を比較してわかるように、両方の結果はほぼ一致しており、電流の制御方法を変更しても問題はないことがわかる。

4. 3. 5 バックラッシの計測・除去実験

4. 3. 1項、4. 3. 2項にて得られた結果に基づき、バックラッシ計測・除去実験を行う。具体的な手順は次の通りであり、粗動位置制御から開始し、微動位置制御の直前まで実行する。

- (1) 粗動位置制御 バックラッシを最大にし、粗動位置制御を行う。テーブルが微動位置制御可能範囲（位置偏差が $\pm 5\mu\text{m}$ 内）に落ち着いたら、粗動位置制御を終了する。
- (2) 圧電素子によるバックラッシ減少 圧電素子を一定量（本節の実験では2 μm ）伸ばし、ねじ・ナット間のバックラッシを減少させる。
- (3) モータへの基準起動電流の入力 モータに基準起動電流（1.3A）を矩形波状（幅3ms）に入力する。この時電流は、テーブル変位の方が、位置偏

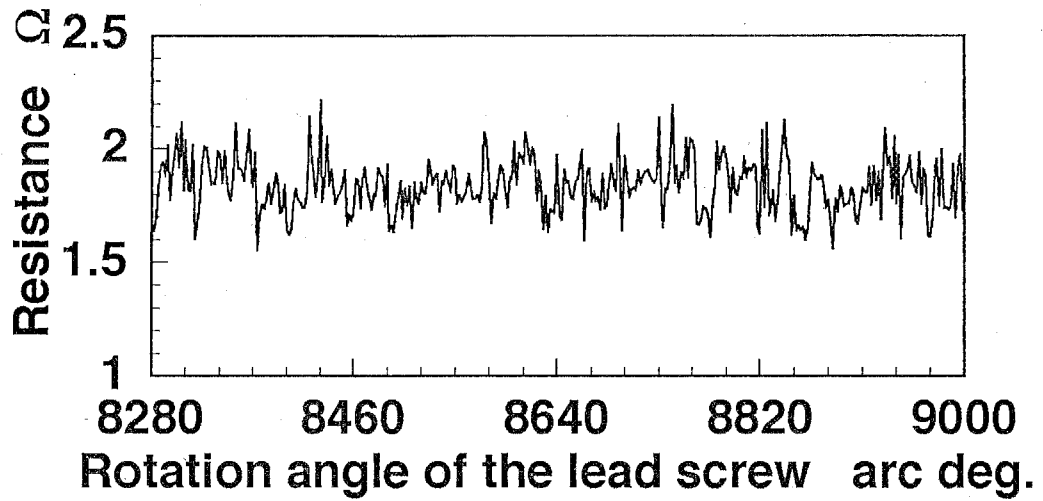


Fig.4-8 Resistance of the motor

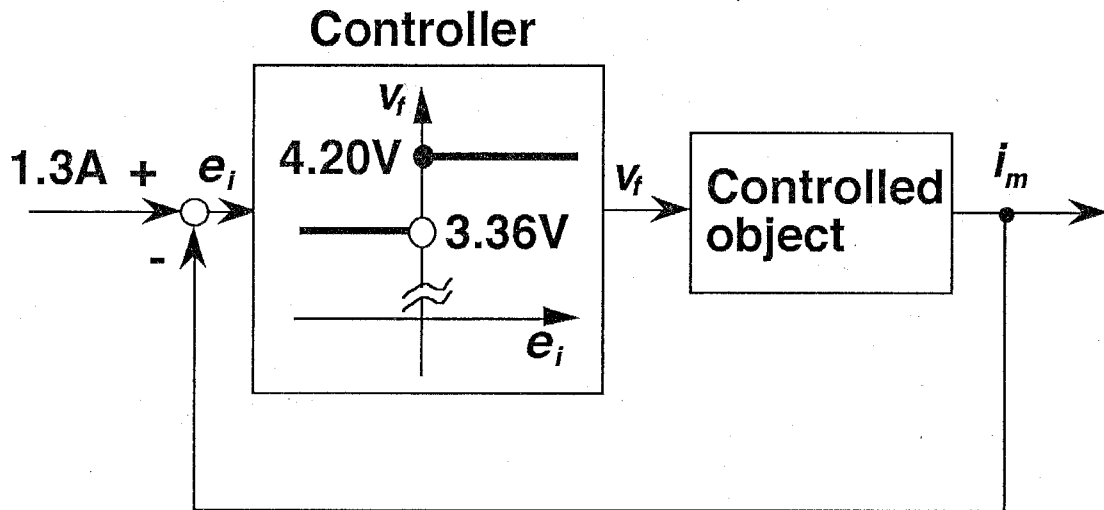
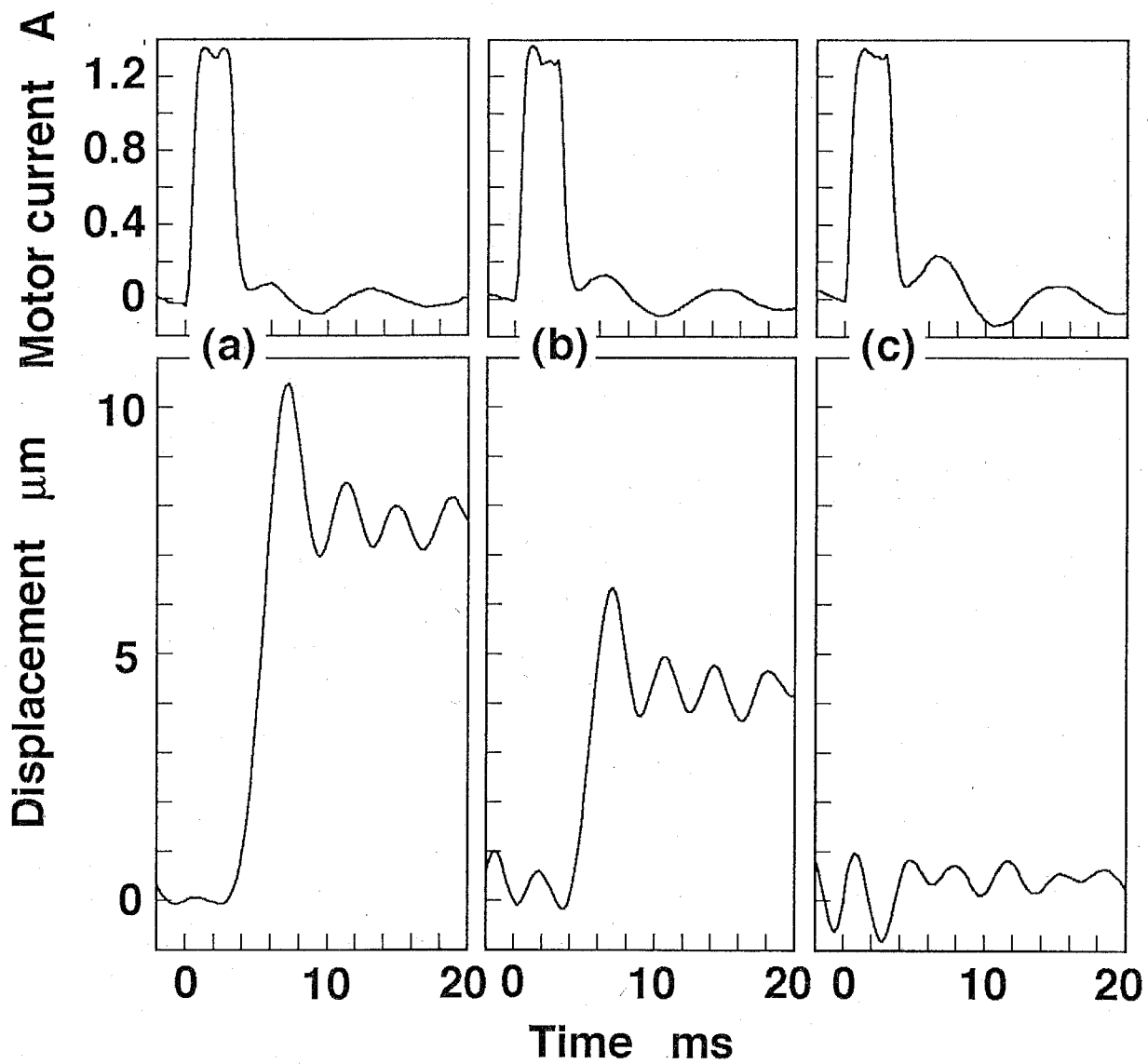


Fig.4-9 Motor current control system

Table 4-1 Parameters for current control

PI controller		
β_i	Proportional gain	$8.06 \times 10^{-1} \text{ V/A}$
γ_i	$\frac{\beta_i}{\text{Integral time}}$	$2.22 \times 10^3 \text{ V/As}$



Approximate elongation of the PEAs :
 (a) 0 μm (b) 10 μm (c) 14 μm

Fig.4-10 Responses of the table to standard current input (III)

差を小さくする方向と一致するように入力される。

- (4) バックラッシの有無の判定 基準起動電流を矩形波状に入力してから、一定時間 (10ms) テーブル変位を計測する。この間のテーブルのピーク変位が十分小さければ ($2\mu\text{m}$ 未満) バックラッシ零と判断し、バックラッシ除去動作を終了する。そうでなければ現在の位置偏差を調べる。テーブルが微動位置制御可能範囲内であれば (2) へ戻り、さらにバックラッシを減らして (3) 以降を行う。満たさなければ (1) へ戻り、粗動位置制御から再び実行する。

以上の操作を、バックラッシ零と判定されるまで繰り返す。なお、(1) の粗動位置制御実行直後に (2) を実行した場合、(3) を行う前に10msの待ち時間を設ける。この時間は、(a) 粗動位置制御後に (2) を実行する場合、圧電素子を大きく変位させることがあるため、圧電素子が十分伸びる時間を確保することと、(b) 粗動位置制御中の加減速によって生じた振動を減衰させること、のために設けてある。

この手順でバックラッシ計測・除去を行った例が、図4-12である。実験では、ステップ高さ10mmで、10mm位置に位置決めされるようにした。図4-12(a) は、モータ駆動電流であり、図4-12(b) は、目標位置近傍でのバックラッシ計測中のテーブルの位置偏差である。横軸は、位置決め開始後の時間を示している。

図4-12では、粗動位置制御終了後、圧電素子の伸び量をまず $0\mu\text{m}$ とし、基準起動電流を入力している。10ms間テーブル変位を計測した結果、最大変位量が $2\mu\text{m}$ 以上のためバックラッシありと判断し、さらに圧電素子を $2\mu\text{m}$ 伸ばしている。同様の操作を繰り返すことにより、最終的にバックラッシは $14\mu\text{m}$ と計測されている。この間、電流はテーブルの位置偏差を減らす方向に入力されていることが図4-12(a) よりわかる。また計測・除去中に位置偏差が $\pm 5\mu\text{m}$ を越えることが3回あり、同じ回数だけ粗動位置制御が行われている。

このバックラッシ計測・除去には153ms 要しており、待ち時間を10msとした第3章での位置決め時間の40%以上に相当する。これでは計測・除去に時間がかかりすぎる。計測・除去時間が長くなる要因としては、(1) バックラッシの大きさに比べ、1回のバックラッシ減少量が小さく、バックラッシの有無の判定回数が多いこと、(2) バックラッシが大きい時にバックラッシ判定を行うため、テーブル変位が大きく、位置偏差が $\pm 5\mu\text{m}$ を越え、粗動位置制御に時間を要すること、が挙げられる。

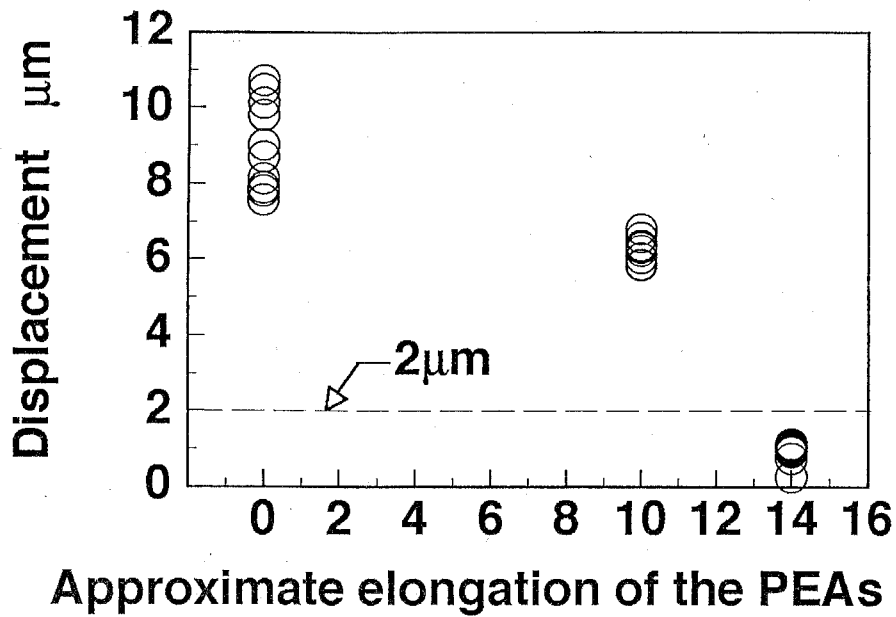
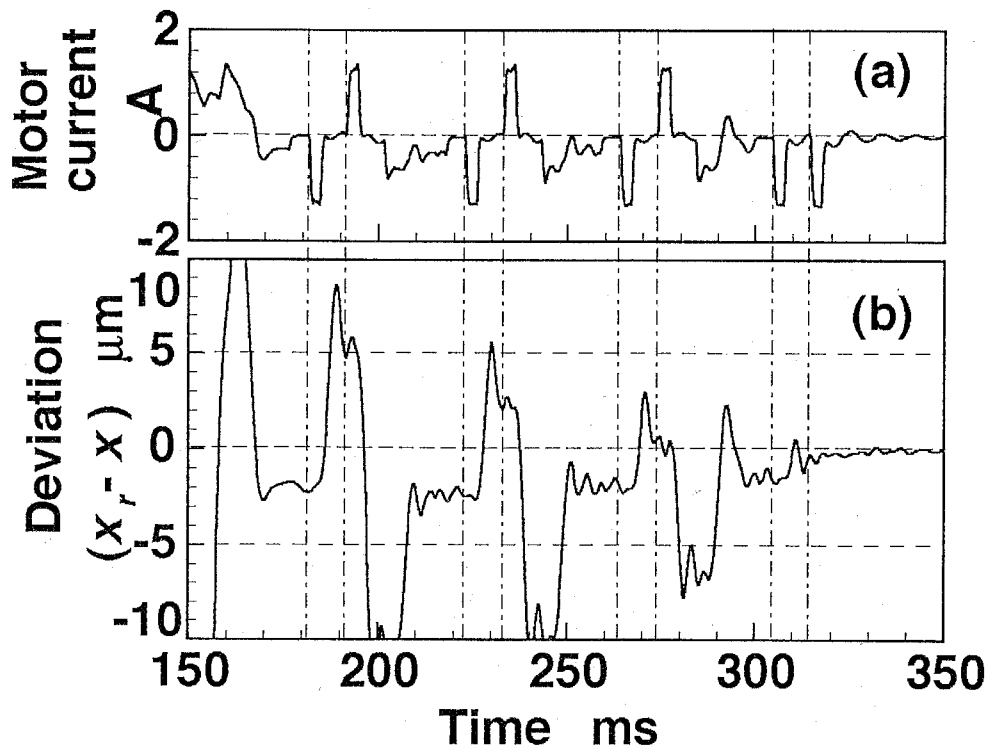


Fig.4-11 Peak table displacement after a 1.3A motor current input (III)



(a) Motor current

(b) Deviation of the table position

Fig.4-12 Process of backlash measurement

そこで粗微動連動位置制御に適用する際には、粗動位置制御終了直後に圧電素子を伸ばす量を $14\mu\text{m}$ 、以後の伸び量を $4\mu\text{m}$ とし、計測・除去時間が短くなるようにする。

4. 4 位置制御系の構成と改善点

第3章では、3. 2. 1項で説明した動作原理を実現し、粗微動連動位置制御を行なうことのみ重点をおき、制御パラメータを決定した。そのため、位置決め精度については十分な結果が得られたが、位置決め時間に関しては改善の余地がある。そこで本節では、位置決め時間の短縮を目的として、第3章の結果を参考に、位置制御系の改善を行う。

4. 4. 1 粗動位置制御系の改善

図4-13に粗動位置制御系のブロック線図を示す。粗動位置制御系は、基本的には第3章と同じP-Dコントローラを用いる。第3章の粗動位置制御系では、位置偏差を $\pm 5\mu\text{m}$ 以内に収束させるため、比例ゲインを大きくした。そのためオーバーシュートが大きくなり、位置決め時間が長くなる問題があった。そこで図4-13に示すように、偏差により比例ゲインを変更し、位置偏差を $\pm 5\mu\text{m}$ 以内に収束させ、かつオーバーシュートが小さくなるようにした。

決定した制御パラメータを表4-2に示す。表4-2中の、 β_{1ci} は位置偏差が $\pm 5\mu\text{m}$ 内の場合の比例ゲイン、 β_{1co} は $\pm 5\mu\text{m}$ 外の場合の比例ゲインである。 α_{2c} は微分の係数である。図4-14は、10mmステップ入力に対する粗動位置制御の応答波形である。同様の実験を20回行った結果、位置偏差が $\pm 5\mu\text{m}$ 以内に収束するまでにかかる時間は平均174msであり、第3章の粗動位置制御に比べ、所要時間を18%短縮した。なお実験装置は、基本的に第3章と同じであるが、潤滑油を10cstのスピンドル油に変更し、モータ駆動電流計測用に 1Ω の電気抵抗をモータに直列に挿入したため、動的パラメータ f_{\max} 、 C_s 、 R_m は表4-3のようになる。図4-14の理論波形では、表4-3の値を用いて計算している。

4. 4. 2 微動位置制御系の改善

第3章では、微動位置制御のパラメータを、粗動位置制御とは独立して決定した。その結果、粗動位置制御等により19Hzの振動が起振され、その振動を微動位置制御系で十分制振することができず、位置決め時間延長の要因となった。そこでまず、

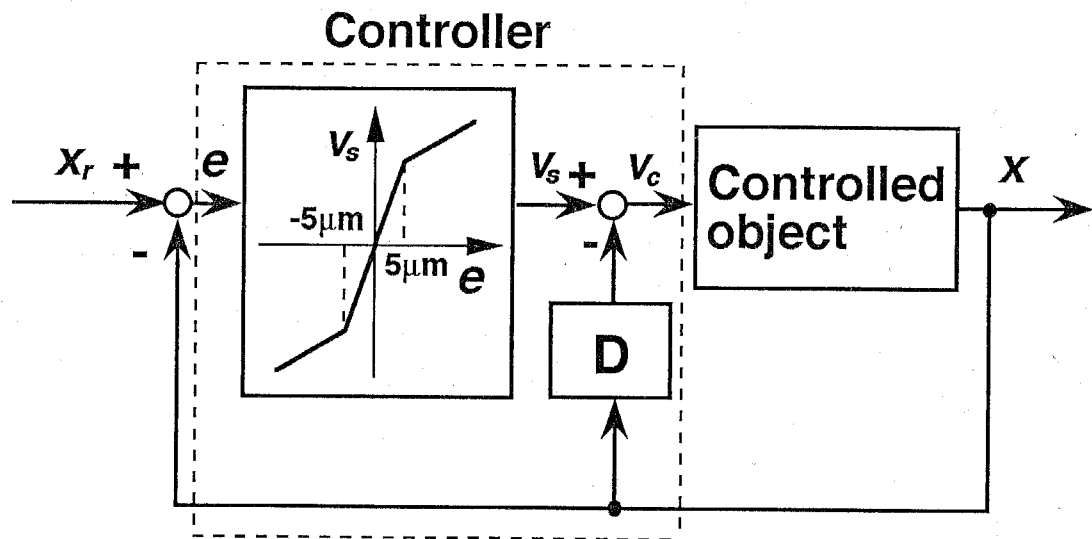


Fig.4-13 Control system (coarse positioning)

Table 4-2 Parameters for coarse positioning

P-D controller			
P	β_{1co}	Proportional gain	$1.481 \times 10^4 \text{ V/m}$
	β_{1ci}	Proportional gain	$1.679 \times 10^5 \text{ V/m}$
D	α_{2c}	Derivative time	$1.086 \times 10^2 \text{ Vs/m}$

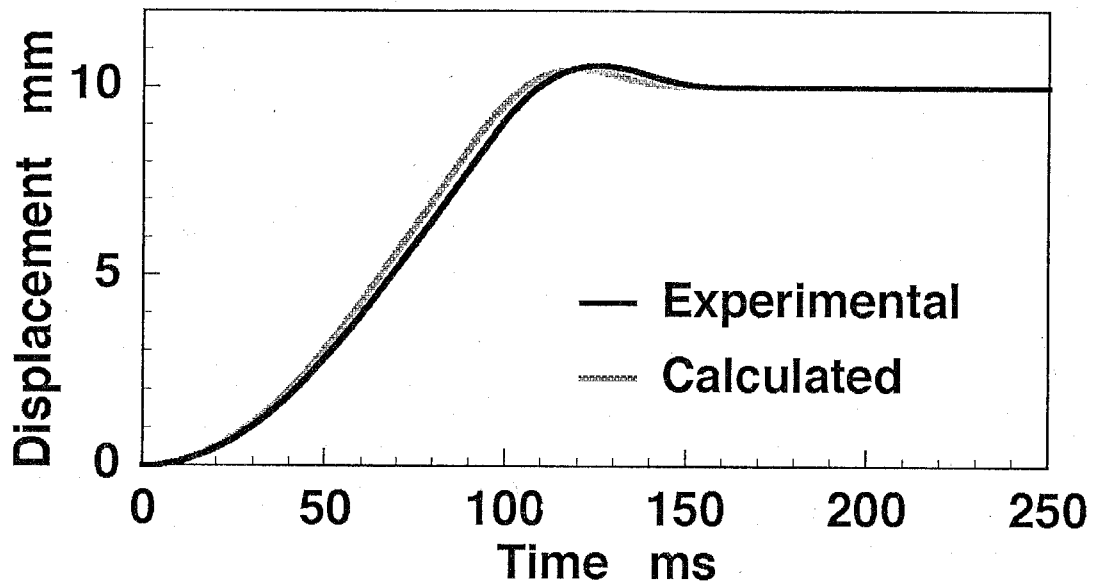


Fig.4-14 Coarse positioning

Table 4-3 System constants

F_{\max}	$1.138 \times 10^1 \text{ N}$	C_s	$1.170 \times 10^{-4} \text{ Nms/rad}$
R_m	2.32Ω		

この振動が、実験装置のどの部分が起振されて生じているのかを調べ、次にその対策を示す。

図4-15は、機構各部に衝撃力を与え、テーブル変位を観測した結果である。衝撃力を加えた場所と方向は、次の通りである。

- (a) 定盤、ねじ軸方向 (図4-15(a))
- (b) ナット、ねじ軸方向 (図4-15(b))
- (c) テーブル、ねじ軸に平行な方向 (図4-15(c))
- (d) テーブル、鉛直方向 (図4-15(d))
- (e) テーブル、ねじ軸に垂直な水平方向 (図4-15(e))、
- (f) モータ側のねじ、リニアシャフト支持板、ねじ軸方向 (図4-15(f))

衝撃力は場所によって加減している。図を見てわかるように、19Hzの振動は図4-15(a)のみに現れている。よって19Hzの振動は、定盤の支持部をばね、定盤を質量とする振動系が、粗動位置制御時の加減速や、バックラッシ除去時の衝撃力により、ねじ軸方向に起振されて生じていると推測される。図4-16は、その振動系を模式的に記述した図である。バックラッシ除去後、定盤に固定されている位置センサとテーブルを除く送りねじ機構は、定盤とともに19Hzで振動する。しかしテーブルは、ばね-ダンパ要素である圧電素子とコイルばねを介して、他の送りねじ機構部に接続しているため、定盤の振動に追従せず、その結果がテーブル変位に現れていると考えられる。

このような定盤振動によって生じる位置誤差を制振する方法としては、定盤の加速度信号を利用する方法⁽¹⁾⁽²⁾があるが、本章では、第3章と同様PI-Dコントローラを用い、制御パラメータの変更により、より簡単に定盤振動に起因する位置誤差を抑制し、位置決め時間の短縮を図る。定盤に起因する振動は、定盤が置かれた床面を基準とすれば、もちろん定盤が振動しているのであるが、定盤を基準に考えれば、テーブルが、19Hzで振動する外力により変位しているとみなすことができる。

そこで19Hzの外力に対するコンプライアンス特性を改善できるように、制御パラメータを決定した。決定した制御パラメータを表4-4に示す。表4-4中の、 β_{1f} は比例ゲイン、 γ_{1f} は積分係数、 α_{2f} は微分係数、 T_{2f} は擬似微分の時定数である。

図4-17は、微動位置制御系のコンプライアンス特性の理論値を、第3章表3-7の制御パラメータを用いた場合 (Controller(I)) と、表4-4を用いた場合

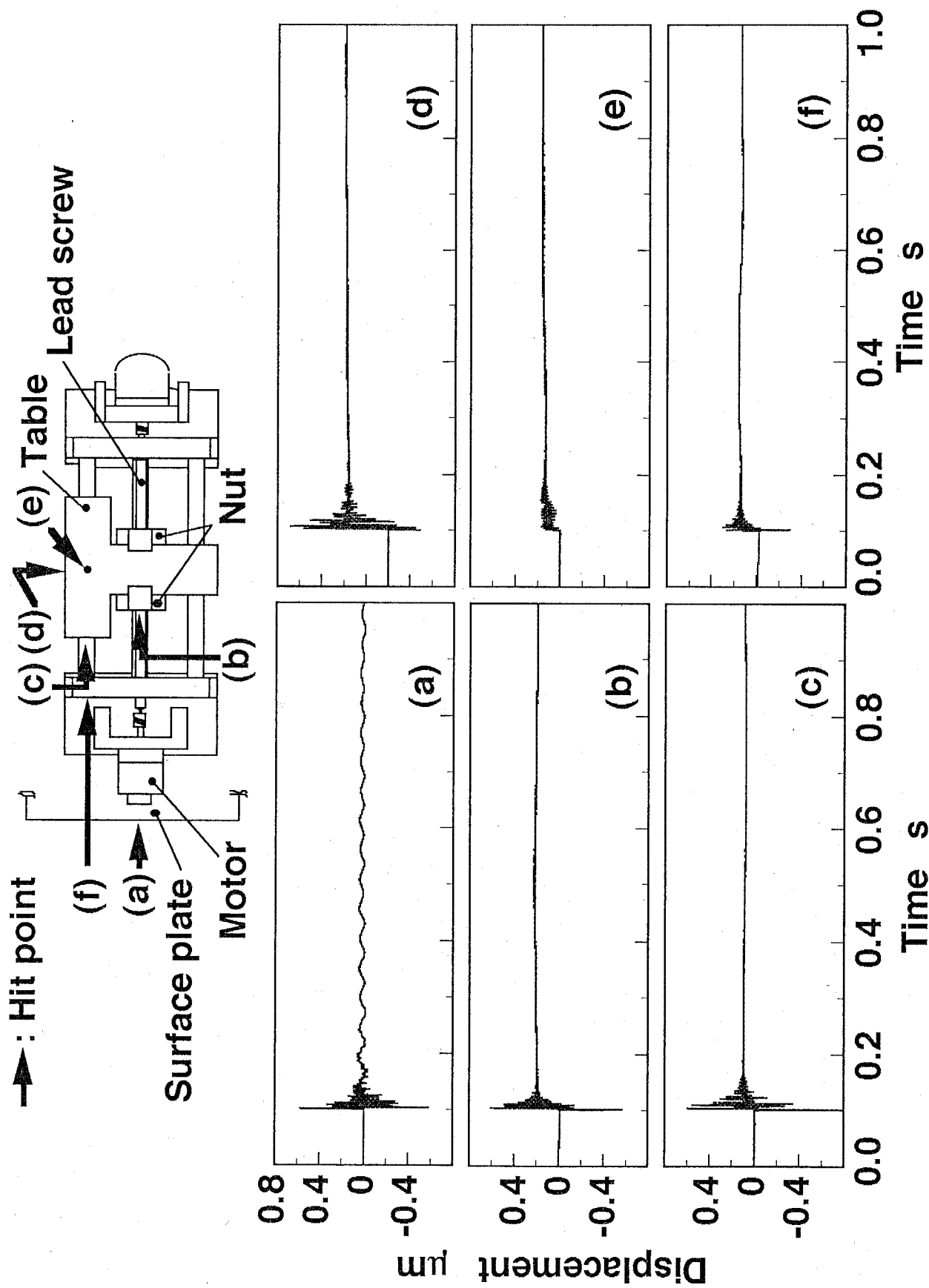


Fig.4-15 Impulse responses

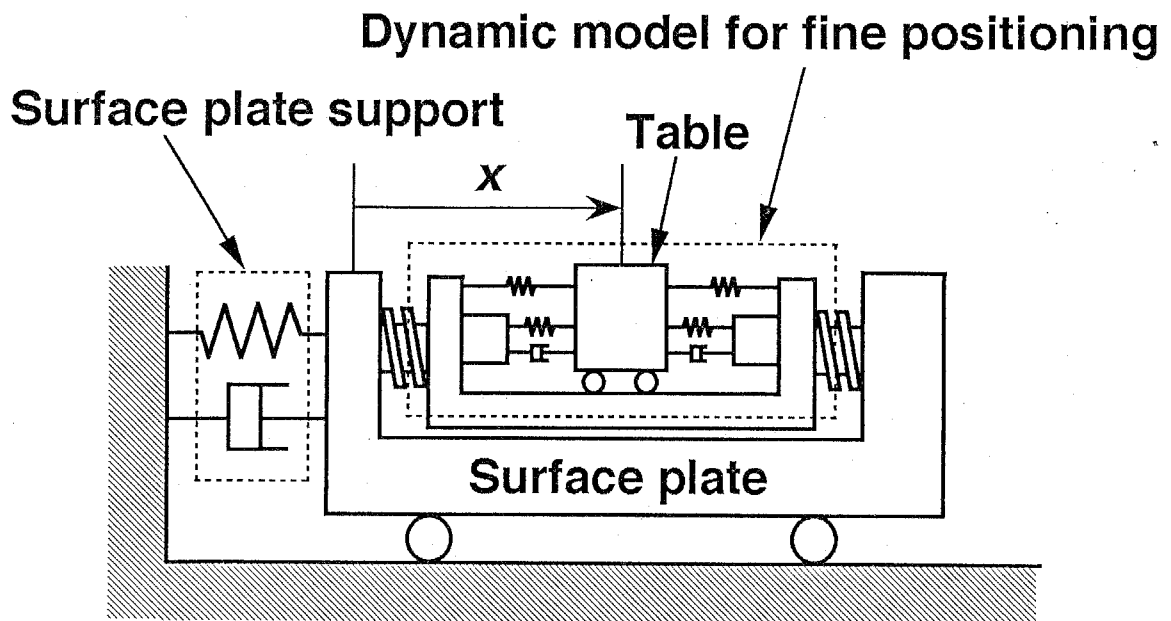


Fig.4-16 Dynamic model including the surface plate

Table 4-4 Parameters for fine positioning

PI-D controller			
PI	β_{1f}	Proportional gain	$2.47 \times 10^4 \text{ V/m}$
	γ_{1f}	$\frac{\beta_{1f}}{\text{Integral time}}$	$4.94 \times 10^8 \text{ Vs/m}$
D	α_{2f}	Derivative time	$1.975 \times 10^2 \text{ Vs/m}$
	T_{2f}	Time constant	$2.00 \times 10^{-4} \text{ s}$

(Controller(II)) とで比較した結果である。図4-17を見てわかるように、表4-4の制御パラメータを用いた場合、100Hz以下ではコンプライアンス特性が改善されることがわかる。

図4-18は、表4-4の制御パラメータを用い、 $2\mu\text{m}$ ステップの微動位置制御を行った結果である。同様の実験を40回行った結果、微動位置制御のみの位置決め時間は平均48.7msであった。図4-18の応答波形はやや振動的であり、第3章の微動位置制御のみの結果と比較すると、僅かであるが位置決め時間は長くなっている。 α_{2f} を十分大きくできれば、振動を抑え、位置決め時間を短くできると考えられるが、実験ではこれ以上大きくすると発振したため、大きくできなかった。しかし4.5.2項と4.6.2項で述べるように、第3章の微動位置制御系に比べ、粗動位置制御等により起振される振動をよりよく抑えることが可能である。

4.5 粗微動連動位置制御

4.5.1 粗微動連動位置制御法

図4-19は粗微動連動位置制御系の構成図である。位置制御手順を下記に示す。基本的には3.4節と同様に、粗動位置制御、バックラッシュ除去、精密微動位置制御の3段階よりなるが、各段階の実現方法と、バックラッシュ除去時に粗動位置制御が行われることもあること、が異なっている。全ての制御は、コンピュータを利用したデジタルコントローラにより実現される。

- (1) 粗動位置制御：圧電素子により、バックラッシュ最大としてねじを駆動し、粗動位置制御をする。図4-19の破線は、このときの制御の流れを示している。テーブルの位置偏差が4.8ms間以上 $\pm 5\mu\text{m}$ 内に入った時、次の段階に移行する。
- (2) バックラッシュ除去：4.3節で述べたバックラッシュ計測・除去動作を実行する。図4-19の一点鎖線は、この時の制御の流れを表している。
- (3) 微動位置制御：上記(2)終了後、圧電素子を、プッシュ・プルに駆動し、精密微動位置制御を行う。この時の制御の流れを示しているのが、図4-19の実線である。

4.5.2 粗微動連動位置制御結果

図4-20は、10mmステップ入力時の粗微動連動位置制御結果である。実験は、

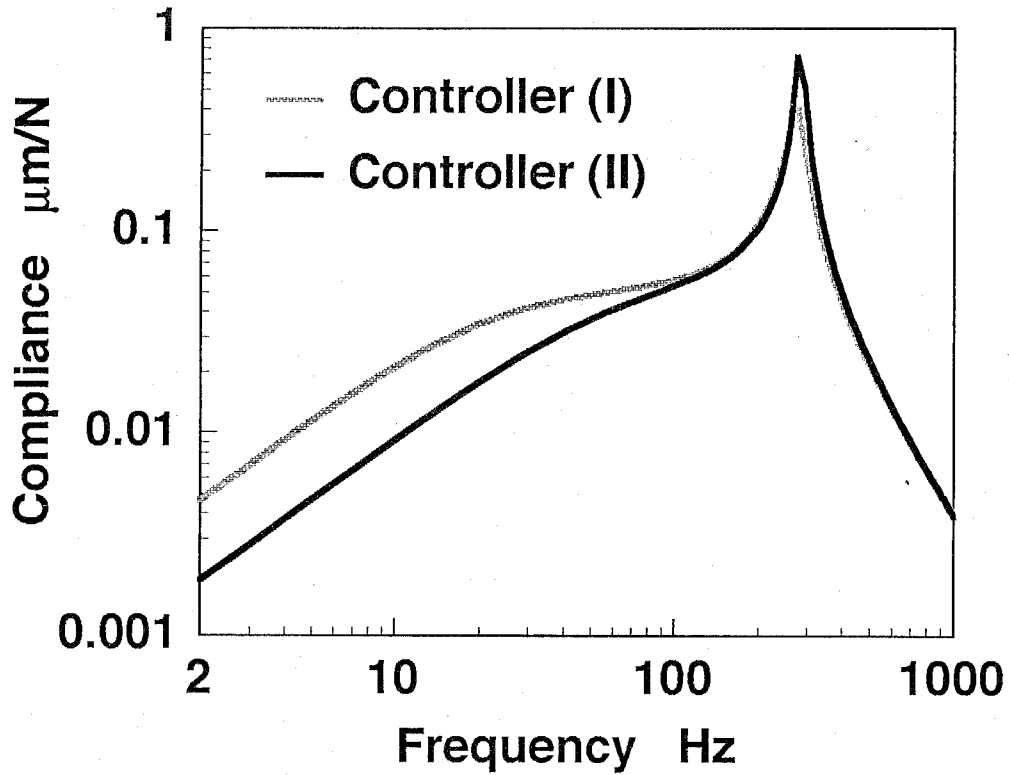


Fig.4-17 Calculated compliance frequency characteristics of fine positioning system

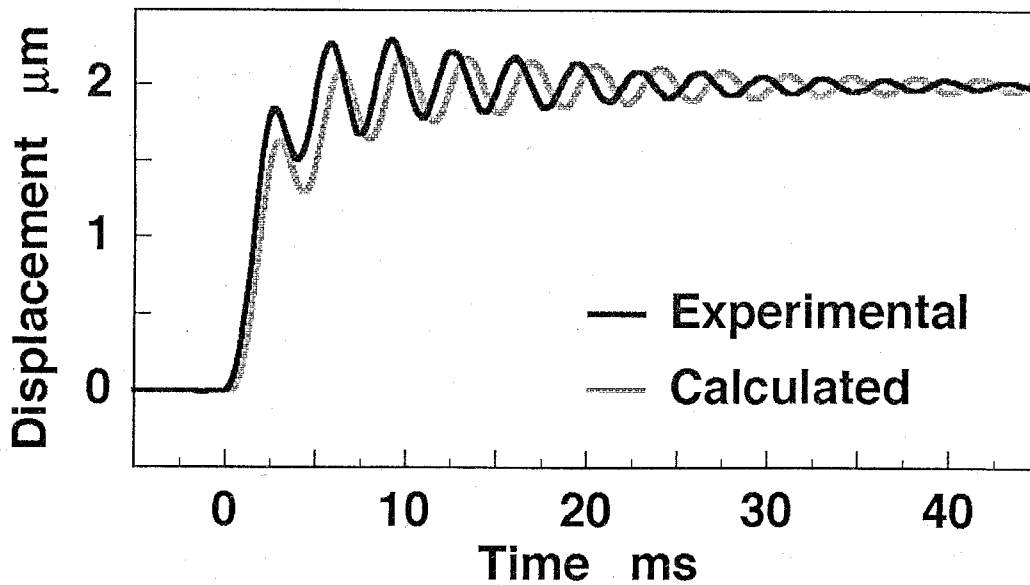


Fig.4-18 Fine positioning

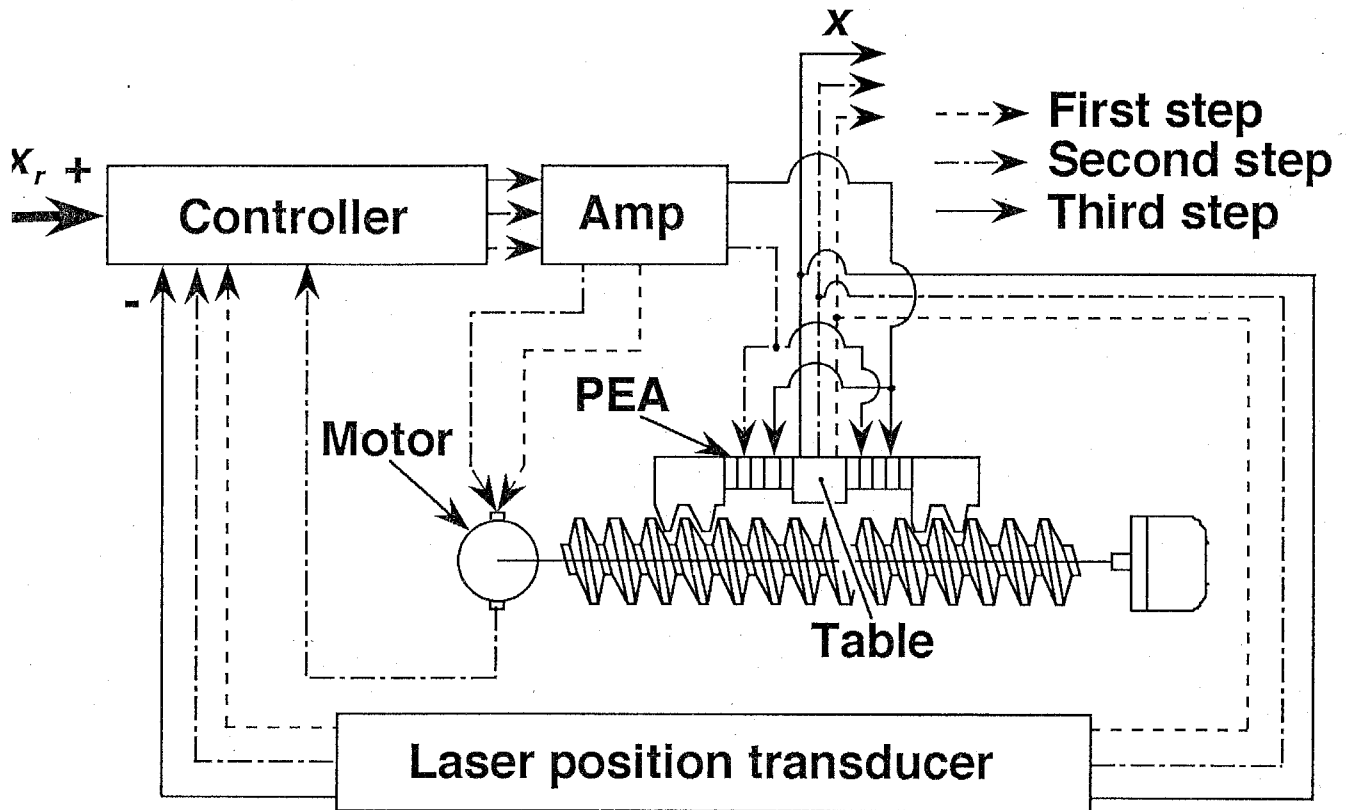


Fig.4-19 Structure of table positioning system

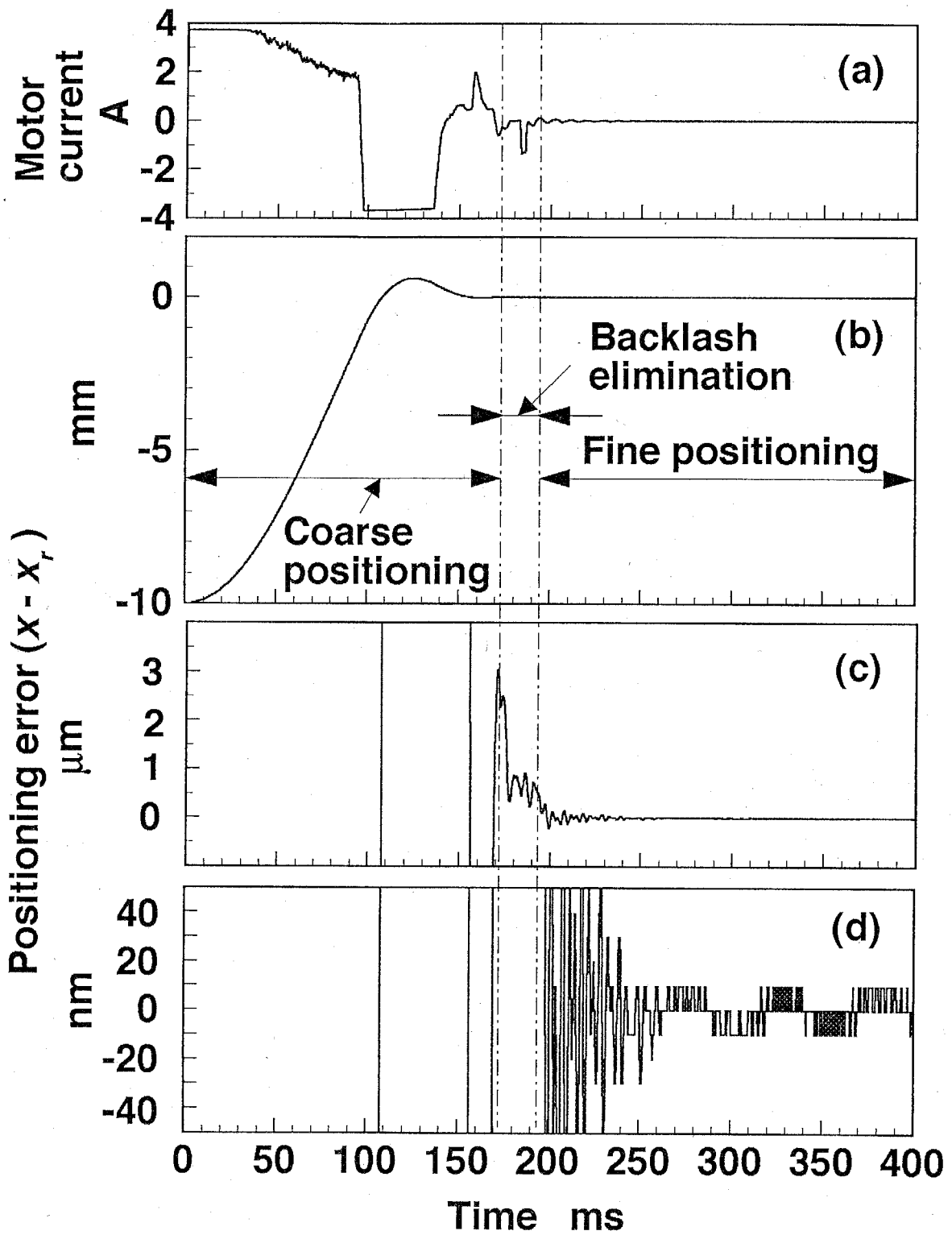


Fig.4-20 Coarse and fine positioning of the table (10mm step input)

テーブル位置 0mmから開始している。(a) はモータ駆動電流、(b) は粗微動連動位置制御全体でのテーブルの位置誤差を示している。(c) は、バックラッシュ除去部分を詳しくみるために、(b) の縦軸を拡大したもので、(d) は微動を詳しく見るために、(c) の縦軸をさらに拡大したものである。

図4-20では、粗動位置制御により173ms で位置誤差を $\pm 5\mu\text{m}$ 以内に収束させ、バックラッシュ計測・除去を開始している。図4-20(a)で、183ms付近にある下向きの矩形波は、バックラッシュ除去の判定動作を表している。1回の判定動作でバックラッシュ除去を確認しており、圧電素子の伸びの指令値は、最終的に $14\mu\text{m}$ となっている。所要時間は20msである。その後微動位置制御を開始し、65ms後に位置決めが完了している。位置決め時間は合計258ms である。

図4-20(d)では、260ms以降に19Hzの振動が見られるが、260msまでに位置決めは完了しており、19Hzの振動が位置決め時間に与える影響は、第3章の位置決め実験に比べ小さくなっているといえる。同様の実験を20回行ったところ、微動位置制御に要する時間の平均は81.4msで、第3章の微動位置制御系(待ち時間10msの場合)に比べ半分近くに減少している。このことから本章の微動位置制御系では、粗動位置制御等に起因すると考えられる振動に対する制振能力が、向上していることがわかる。10mmステップでの位置決め時間の平均値を、第3章の場合(待ち時間10ms)と本章の場合とで比較した結果が表4-5である。バックラッシュ計測・除去に要する時間は増加しているが、粗動および微動位置制御に要する時間を短縮した結果、第3章の制御系に比べ、約25%短縮されたことがわかる。

図4-21~図4-23は、ステップ高さを1mm, 20mm, 100mmと変えて粗微動連動位置制御を行った結果である。各図の(a), (b), (c), (d)の意味は、図4-20と同様である。どの場合も、1回の判定動作でバックラッシュ除去が確認され、位置誤差は最終的に ± 1 センサ分解能(9.89nm)に収まっている。また各図(d)では、位置決め時間において、微動位置制御が占める時間は120ms以下になっている。

図4-24は、図4-20~図4-23までと同様な粗微動連動位置制御実験を各20回行い、各位置決め時間の平均と最大値、最小値および標準偏差を示したものである。図4-24(a)は全体の位置決め時間、同図(b)は粗動位置制御とバックラッシュ除去の合計時間、同図(c)は微動位置制御に要した時間、を示している。図4-24で、バックラッシュ計測・除去に要する時間は、すべて20msで一定であった。

Table 4-5 Comparison of positioning time

	Chapter 3	Chapter 4
1st step	213ms	174ms
2nd step	10ms	20ms
3rd step	147ms	81ms
Total	369ms	275ms

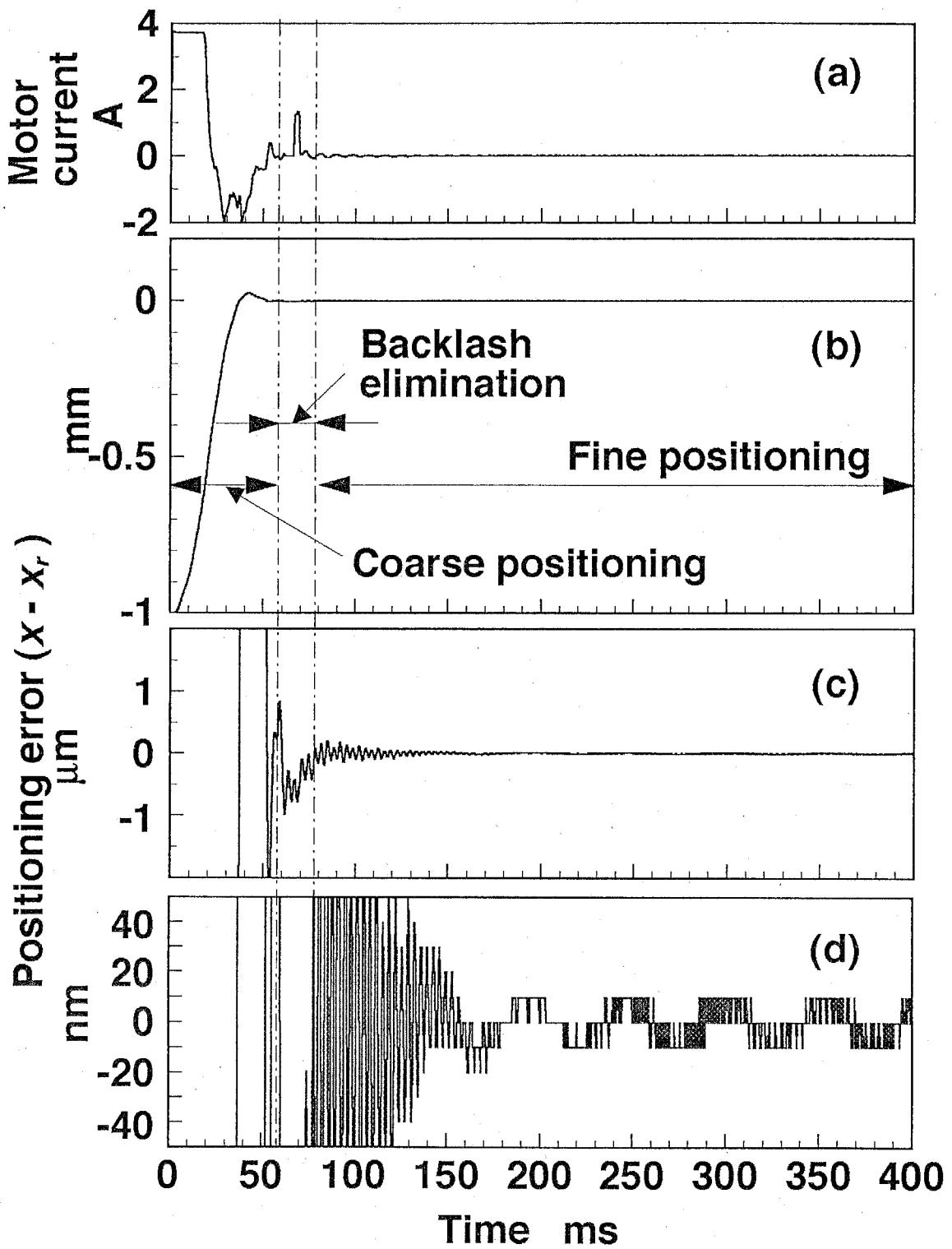


Fig.4-21 Coarse and fine positioning of the table (1mm step input)

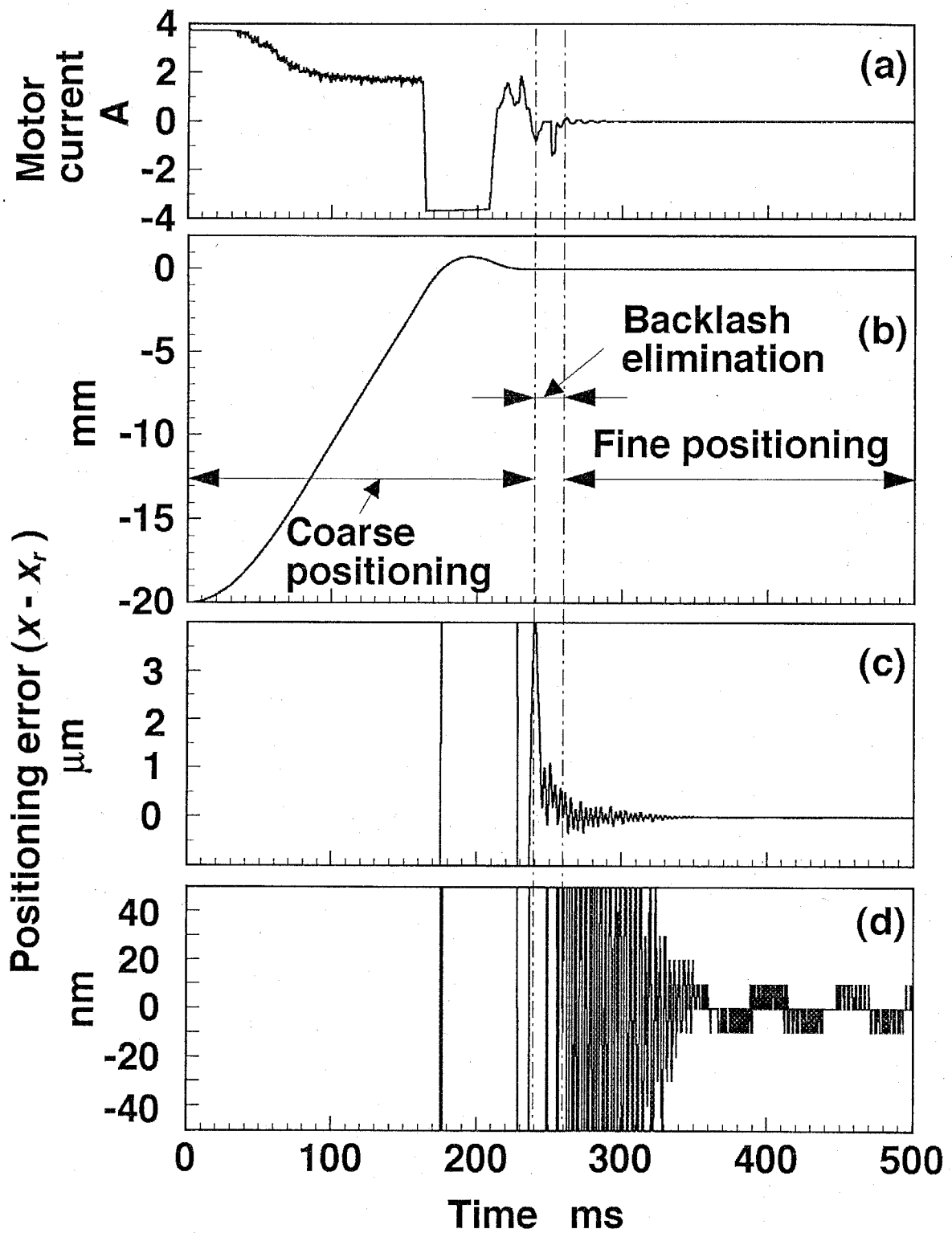


Fig.4-22 Coarse and fine positioning of the table (20mm step input)

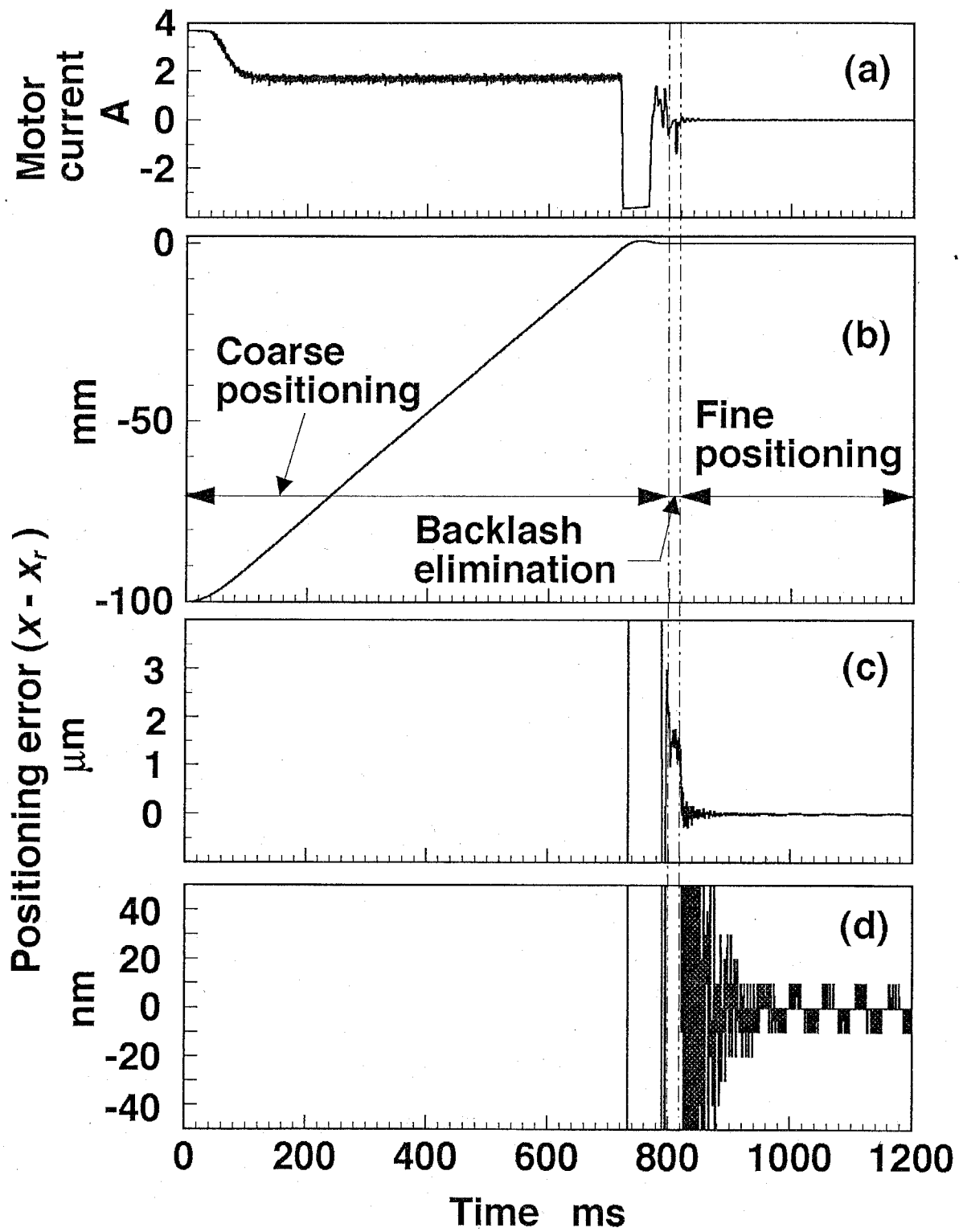


Fig.4-23 Coarse and fine positioning of the table (100mm step input)

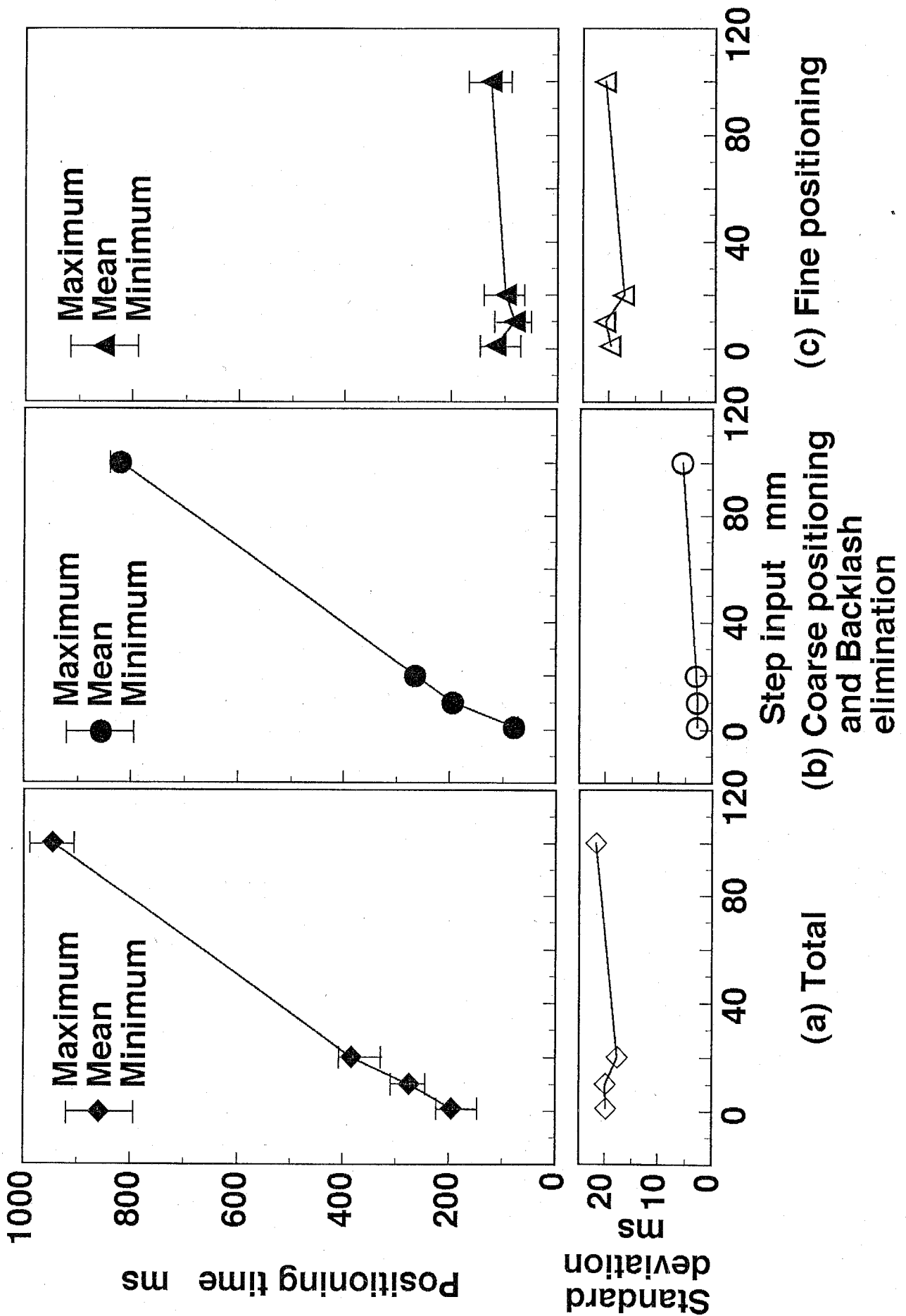


Fig.4-24 Positioning time

微動位置制御に要する時間の平均値は、すべて126ms 以下であり、第3章図3-27の結果に比べ、かなり短縮されていることがわかる。

微動位置制御に要する時間のばらつきは、各ステップ高さの平均値間で約40ms、各ステップ高さ毎で約40msある。しかし第3章図3-27に比べれば、ばらつきはかなり小さく、微動位置制御に要する時間は安定しているといえる。また位置決め時間全体で見れば、微動位置制御に要する時間のばらつきの影響は比較的小さい。図4-24(a)、(b)より、同一ステップ高さでの粗動位置制御に要する時間は、ほぼ一定であり、ステップ高さによる位置決め時間変化の多くは、ステップ高さの増加分、粗動位置制御に要する時間が延びた分であることがわかる。

4.6 考察

4.6.1 本章と第3章とのバックラッシ計測値の違いについて

4.3.1項では、ねじ起動時の電流値の変化から、テーブルが98mm位置（ねじの回転角に換算して 8820° ）にある場合のバックラッシ量を、圧電素子の近似伸び量換算で $10\sim 12\mu\text{m}$ であると判断した。しかし第3章の測定結果（図3-14）では、 $23.4\mu\text{m}$ になっており、値が大きく異なっている。また図4-2より、テーブルが97mm、99mm位置にある場合のバックラッシ量は、98mm位置にある場合とほぼ同じであると考えられるが、図3-14では、それぞれ $21.1\mu\text{m}$ 、 $23.4\mu\text{m}$ であり、98mm位置と同様の違いが生じている。

このような差が生じる主な理由は、バックラッシ計測時に与えるねじ・テーブル間の接触圧が異なり、ボールヒンジを含む圧電素子等が、接触圧によって弾性変形する量に差があるためだと考えられる。図3-14の測定では、ねじ・テーブル間に49Nの力を加えて測定を行っているため、圧電素子に加え、ねじ軸や、ねじとナットのねじ山も弾性変形していると考えられる。これらのうち、ねじの剛性を、ねじ部分は有効径に等しい円柱とし、ねじのサポートユニットの剛性を含めて求めると、試作機構の圧電素子剛性の6.63倍となる。これに対し、ねじ山の剛性を、内外周ともに固定の円板で近似して求めると⁽³⁾、試作機構の圧電素子剛性の1000倍以上と非常に高くなる。そこで以降では、圧電素子とねじ軸の弾性変形量のみを考慮し、ねじ山の弾性変形量は無視して議論する。

49Nの力でテーブルをねじに押付けた場合、圧電素子の弾性変形量は、表3-5

の K_p を用いて $9.82\mu\text{m}$ と求まる。この量を図3-14の 97mm (8730°)、 98mm (8820°)、 99mm (8910°)位置でのバックラッシ量から引くと、それぞれ $11.28\mu\text{m}$ 、 $13.58\mu\text{m}$ 、 $13.58\mu\text{m}$ となり、かなり近い値となる。さらにねじ部分を有効径に等しい円柱とし、ねじのサポートユニットとともに、その弾性変形を考慮した場合には、弾性変形量がさらに $1.491\mu\text{m}$ 増加し、バックラッシ量は、それぞれ $9.79\mu\text{m}$ 、 $12.09\mu\text{m}$ 、 $12.09\mu\text{m}$ となる。

4. 3~4. 5節では、バックラッシ除去を目的とし、必ずしもバックラッシ量を正確に計測する必要がないことから、圧電素子の伸び量を近似伸び量を用いて議論した。よって実際の伸び量と近似伸び量の差も、バックラッシの違いの要因の一つであると考えられる。そこで図3-15の圧電素子の静特性を用いて、圧電素子の伸び量を算出し、バックラッシ量を求めると、 $11.13\sim 13.58\mu\text{m}$ となり、図3-14の結果に圧電素子、サポートユニットを含むねじの弾性変形を考慮した結果に、よく一致する。

図4-25は、図3-14と本章の計測・除去法より求めたバックラッシ量だけ圧電素子を伸ばし（近似伸び量）、ねじ・ナット間の摩擦トルクを測定した結果である。図4-25より、図3-14に基づく場合は、本章の場合に比べ、ねじ・ナット間に生じる摩擦トルクがかなり大きくなることがわかる。ねじ・ナット間の摩擦トルクは、接触圧とともに増減することから、図3-14に基づく場合には、圧電素子の近似伸び量を $12\mu\text{m}$ とした場合に比べ、大きな接触圧が加わっているものと考えられる。以上のことから、本章と第3章とでバックラッシ量が異なる理由は、接触圧による圧電素子とねじの弾性変形量の差によるものが主で、その外に圧電素子の近似伸び量と実際の伸び量との差があるためと考えられる。

図3-14のバックラッシ量と、その量だけ圧電素子を伸ばした場合のねじ・ナット間の摩擦トルクは、テーブル位置あるいはねじの回転角に対し、同じ様に変動している。これに対し、圧電素子の近似伸び量と摩擦トルクの関係は、 97mm 、 98mm 、 99mm 位置のどれもほぼ同じであり、摩擦トルクの変動はほとんど見られない。このような違いが生じる理由は不明であるが、ねじ・ナット間に接触圧を加える方法が異なることから、ねじとナットの接触状態に差が生じていることが考えられる。

4. 6. 2 目標位置近傍でのテーブル振動

図4-26は、粗微動連動位置制御時の目標位置近傍のテーブル位置誤差を、微

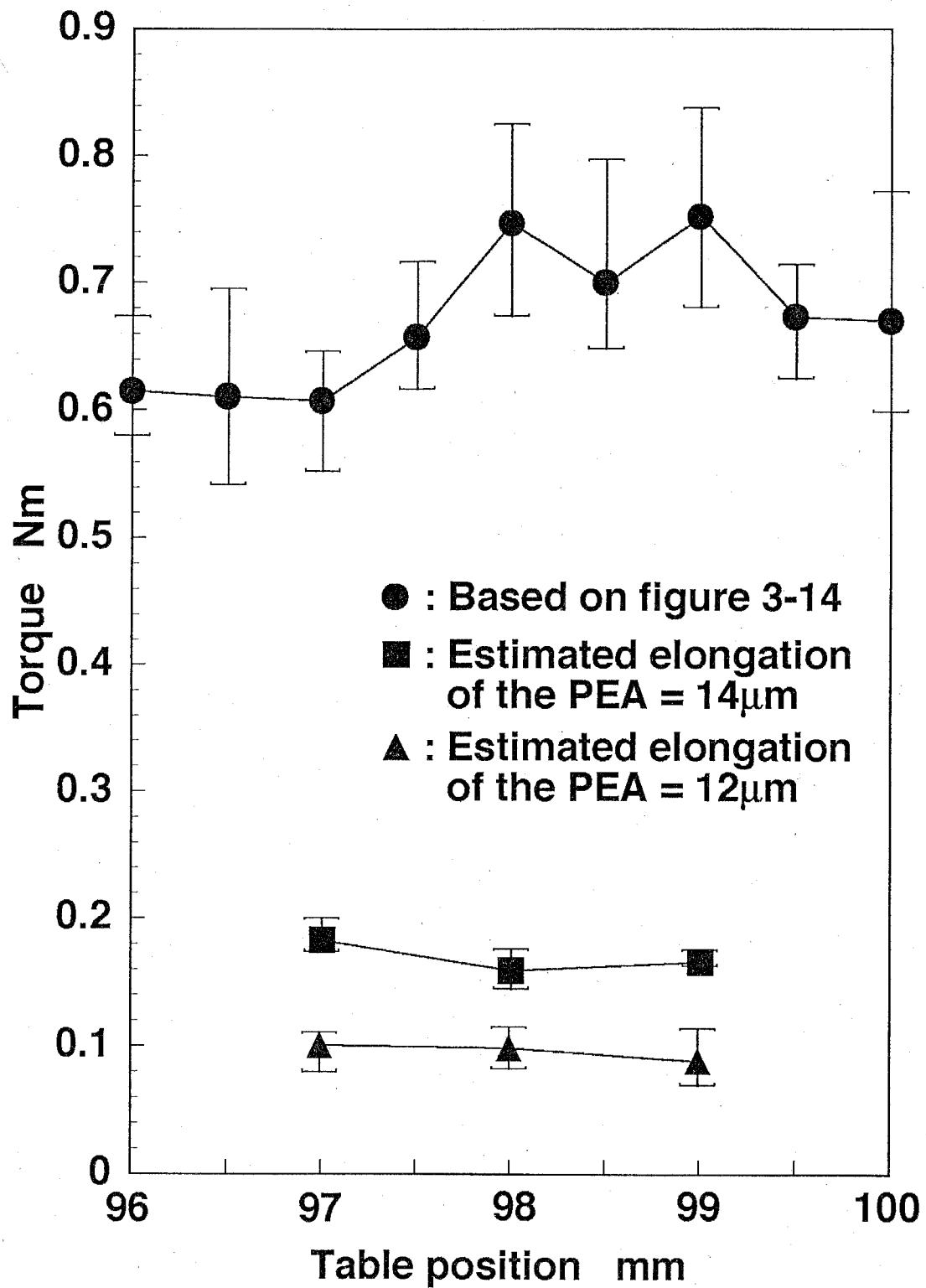


Fig.4-25 Frictional torque between the screw and nuts

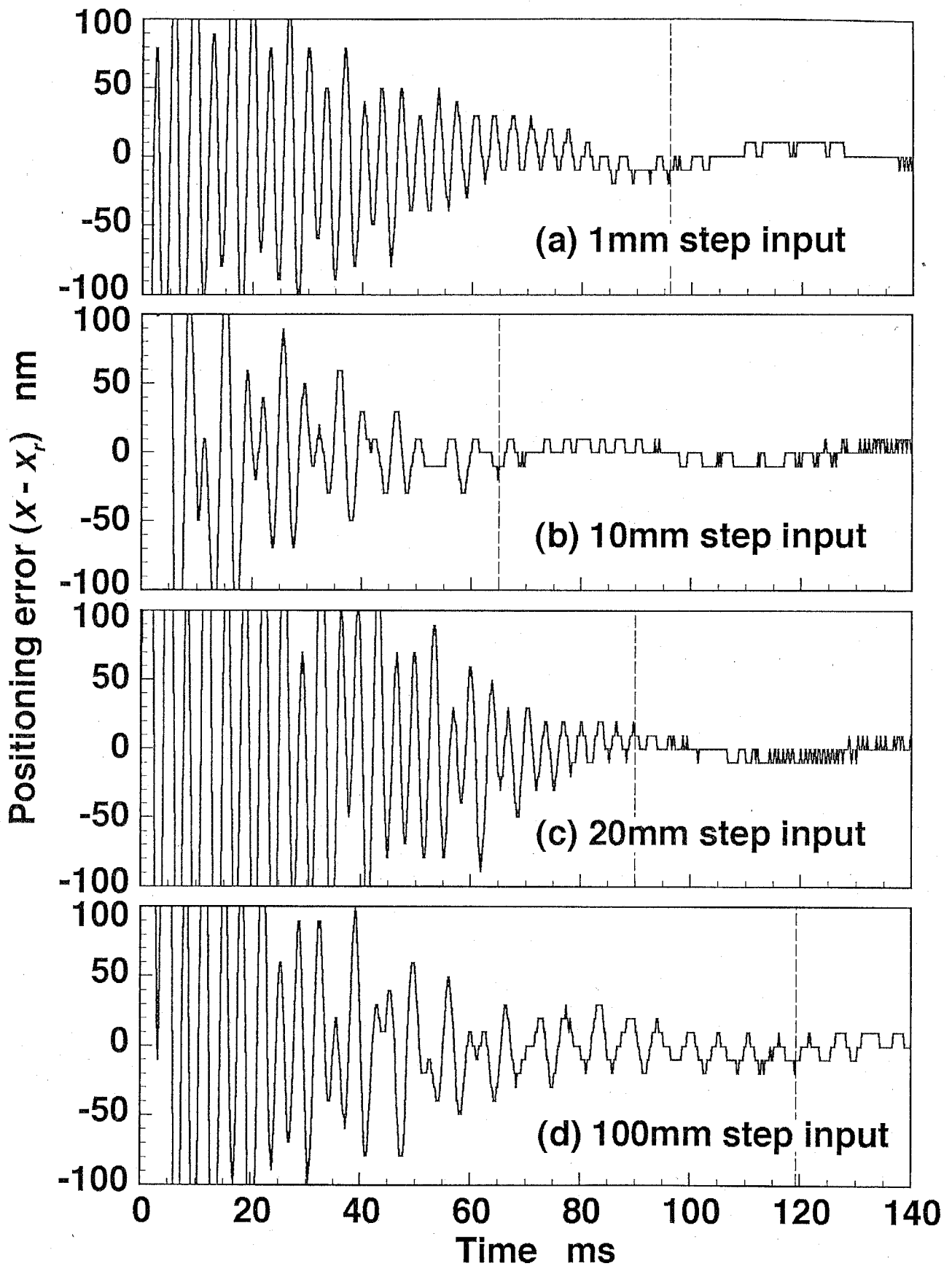


Fig.4-26 Vibrations of the table in the neighborhood of the reference position

動位置制御開始から140ms まで図示したもので、(a)、(b)、(c)、(d)はそれぞれステップ高さ1mm, 10mm, 20mm, 100mmとした場合である。図中の破線は、位置決めが完了したと判断された時間を表している。各波形とも、位置決めが完了するまでは、19Hzより高い周波数の振動が顕著に現れている。よって本章の制御系では、今まで問題にしていた19Hzの振動よりも、さらに高い周波数成分を持つ振動の方が、位置決め時間に与える影響が大きいと考えられる。

図4-27は、微動位置制御開始後204.8ms 間の位置偏差を、FFT解析した結果である。用いた波形は図4-26と同様である。横軸は周波数、縦軸は振動振幅の2乗である。図を見てわかるように、150Hz, 190Hz, 290Hz付近に顕著なピークが現れている。150Hz付近のピークは、モータ軸およびねじ（テーブル質量を慣性モーメントに換算して加算）を慣性モーメント、カップリングをばねとする振動系（図3-9参照）の固有振動数（理論値は164.6Hz）と一致し、290Hz付近のピークは、微動位置制御系（図3-8, 図3-11参照）の共振周波数（理論値は277Hz）と一致しており、それらに起因する振動が現れているのだと考えられる。190Hz近傍の振動の原因については不明であるが、微動位置制御系の共振周波数の $1/\sqrt{2}$ 倍にほぼ等しいことから、テーブル・ナット間の1組の圧電素子が、テーブルから離れたため生じている可能性がある。なお図4-27(b), (d)で120Hz以下の振幅の2乗成分が大きくなっているが、これは解析対象の波形が繰り返し波形ではなく、単発のステップ応答波形であり、(b), (d)では特に変位量が大きいため、その影響が現れているのだと考えられる。

4.6.3 微動位置制御系の問題点

微動位置制御系を改善した結果、第3章の結果に比べ、粗微動連動位置制御時に微動位置制御に要する時間を、短縮することができた。しかし微動位置制御単独の場合に比べれば、2~3倍の時間を要しており、改善の余地があると思われる。

4.6.2項より、微動位置制御に要する時間をさらに短縮するためには、150Hz, 190Hz, 290Hzの残留振動をより抑えられる制御系を実現する必要がある。図4-28は、図4-26と同様の実験を各20回行った結果について、その微動位置制御時の位置誤差をFFT解析し、各ステップ高さ毎に平均をとった結果である。図4-28より、ステップ高さに関係なく、290Hz近傍の振動が、最も顕著に現れることがわかる。よって3種類の振動の中でも、特に290Hzの振動は抑制する必要があると

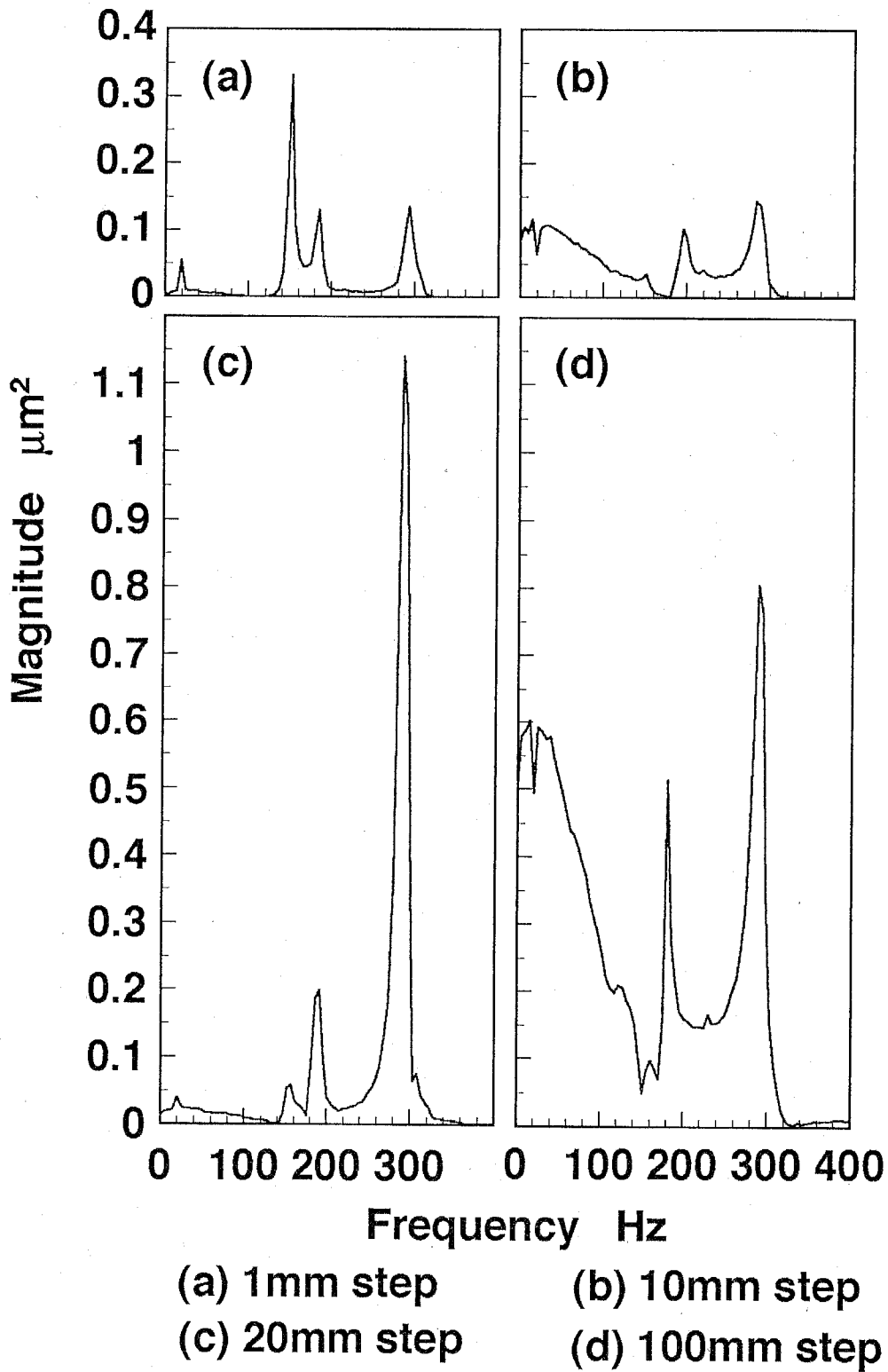
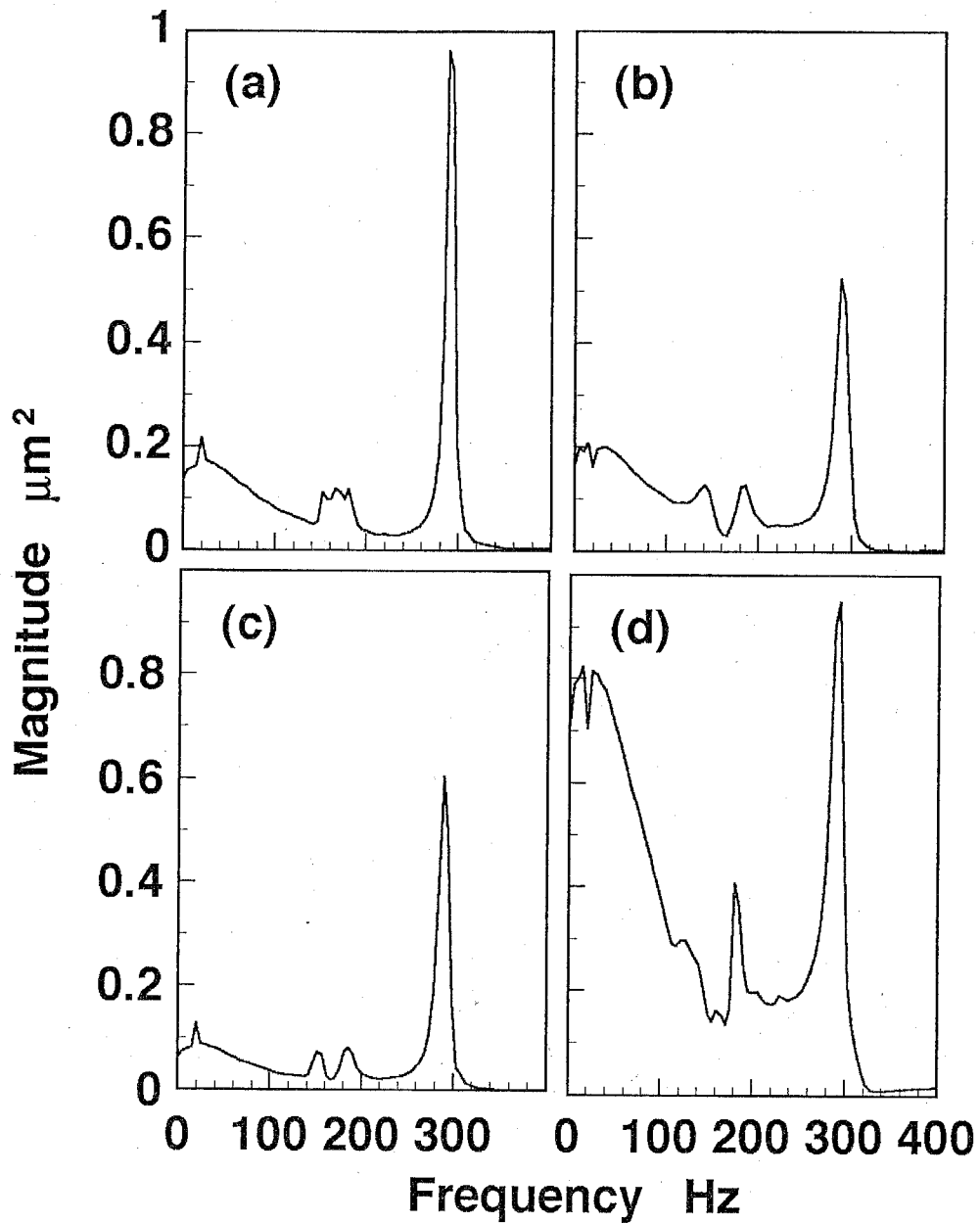


Fig.4-27 Spectra of the table vibrations (1)



(a) 1mm step (b) 10mm step
(c) 20mm step (d) 100mm step

Fig.4-28 Spectra of the table vibrations (2)

考えられる。

290Hz 付近の振動は、基本的には、テーブルを質量、ボールヒンジを含む圧電素子およびコイルばねをばねとする振動系に起因する振動である。制御系の微分係数 α_{2f} を大きくできれば、この振動をより抑制できると考えられるが、実験では表4-3の値以上に大きくすることができなかった。微分係数が大きくできない理由としては、制振したい振動数に対し、サンプリング時間が十分短くないことや、微分を実現するために後退差分を用いているため、ノイズに弱いこと、が考えられる。よって、微動位置制御完了までに要する時間を短縮するためには、サンプリング時間をさらに短くすることや、後退差分を用いず、オブザーバを用いた状態フィードバック制御系を構成すること、が適切であると思われる。

4. 7 結言

本章をまとめると次のようになる。

(1) バックラッシュ計測の労力を低減するとともに、摩耗や熱変形によりバックラッシュが変化しても、バックラッシュ除去を可能とすることを目的として、バックラッシュを計測・除去する方法を提案した。この方法では、バックラッシュの有無により、ねじ・ナット間の摩擦トルクが変化し、モータに一定電流を入力した場合のテーブルの動的挙動に、差が生じることを利用している。

(2) 提案したバックラッシュ計測・除去方法を実現するために、モータに流す電流の大きさ、バックラッシュの有無の判定基準を、実験的に決定した。本実験装置ではモータの電気抵抗が一定しないため、デジタル制御により一定の電流が流れるようにしている。モータの電気抵抗が一定しない理由としては、モータ軸を回転させた時、モータの整流子とブラシの接触状態が変化することが考えられる。

(3) ねじ・ナット間の潤滑油が、提案したバックラッシュ計測・除去方法を実現する際に、どのような影響を与えるかについて、実験的に検討した。その結果、粘度の高い潤滑油を用いた場合、上記(2)で決定した条件では、バックラッシュ計測・除去を行うことが困難であることがわかった。この理由は、潤滑油の粘度が高くなると、油が押出されるまでに、より長い時間を必要とするためである。よって粘度の高い潤滑油を用いる場合には、潤滑油を押出すのに十分な時間を確保するか、潤滑油が押出されやすいように、ねじやナットを工夫する必要があると考えられる。

(4) 位置決め時間短縮を目的として、第3章の結果を基礎に、粗動、微動位置制御系を改善した。改善点は、粗動位置制御系では、オーバシュートが小さくなるように、ゲインスケジューリングを行ったこと、微動位置制御系では、定盤に起因する19Hzの周期外乱に対する制振能力を向上させたこと、である。この結果、10mmステップ入力に対する粗微動連動位置制御では、位置決め時間が275ms (20回平均) となり、第3章の結果に比べ、約25%位置決め時間を短縮することができた。

(5) 第3章と本章のバックラッシ計測結果には、約 $10\mu\text{m}$ の差があるが、この主な理由としては、計測時のねじ・ナット間の接触圧に差があること、本章では圧電素子の変位特性を直線近似した結果を利用して、圧電素子の伸び量とバックラッシを議論しているため、実際の伸び量とは差があること、が考えられることを示した。さらに、これらを考慮することにより、第3章の結果と本章の結果とが、ほぼ同じになることを確認した。

(6) ステップ高さ1mm, 10mm, 20mm, 100mmの位置決め実験を各20回、合計80回行い、すべて位置誤差が1センサ分解能以下であることを確認した。また、これらの微動位置制御時の位置偏差をFFT解析した結果、150Hz, 190Hz, 290Hz 付近に振動ピークが現れた。中でも微動位置制御系の機械的共振周波数である290Hz 振動は、頻繁かつ顕著に現れており、微動位置制御に要する時間をさらに短縮するためには、特に290Hz 振動を抑制できる制御系を実現する必要があると考えられる。

第5章 情報機能集積化による送りねじの動的挙動推定と位置制御

5.1 緒言

第3章で述べたように、ねじ・ナット間のバックラッシュと摩擦力はトレードオフの関係にあり、同時に除去することは困難である。この問題を解決するために、第3章、第4章では、機能集積化送りねじ機構を提案・実現し、高速・高精度な位置決めを実現した。この機構は、2個のナット間に圧電素子が取付けられており、言わばバックラッシュ、摩擦力の問題を、ハードウェア的に解決する方法である。一方、従来の送りねじ機構を用い、制御方法を工夫することで、それらの問題をソフトウェア的に解決する方法も考えられる。

従来の送りねじ機構では、摩擦力の増大よりも、バックラッシュによって生じる問題を重視し、ダブルナット等を用いて、バックラッシュを除去している。摩擦力は、常に機構の運動を妨げるように作用するため、摩擦力を補償する操作量を加えれば、摩擦力に起因する運動誤差、定常誤差を除去することが可能である。また摩擦力は、ねじとナットの接触状態によって変化するが、外乱オブザーバを用いて、摩擦力をリアルタイムで推定することが可能である。そのため、外乱オブザーバを利用して摩擦力を推定し、摩擦力を補償することも行われている⁽¹⁾⁽²⁾。この方法は、機械的な剛性を確保できる利点があるが、力、トルクの損失量の増加、発熱、摩耗の発生は避けられない。

これとは逆に、バックラッシュを除去せず、高速・高精度な位置決めを実現することも考えられる。この方法は、前述の摩擦力のみを補償する方法に比べ、機械的な剛性を得るのが難しいが、摩擦力を本質的に低減できる利点がある。バックラッシュを考慮した制御系設計法には、記述関数⁽³⁾、時間関数⁽⁴⁾を用いた安定解析法があり、高速・高精度位置制御方式⁽⁵⁾の提案もされている。しかし、いずれもバックラッシュを既知の一定値としており、バックラッシュが未知あるいは位置によって変動する場合には、対処できない。よって位置制御中にバックラッシュを推定する方法が必要となる。

バックラッシュ量を既知とし、バックラッシュを有する送りねじ機構に、従来の制御系設計法⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾を適用する場合、ねじの回転角 θ_s とテーブル変位 x の挙動は、図5

ー1に従うものとして扱われる。すなわち、ねじとテーブルを含むナットが接触している場合にのみ、ねじからテーブルに力が伝達され、ナットがねじから離れた後、再び接触するまで、テーブルの運動方向は変化しないものとされる。しかしねじ・ナット間には潤滑油が存在し、実際にそのような挙動を示すか定かではない。よってバックラッシュを有する送りねじ機構を用いて、高速・高精度な位置決めを実現するためには、まずそのような機構が、位置制御時に、どのような挙動を示すかを知ることが必要である。

そこで本章では、バックラッシュを有する送りねじ機構による高速・高精度位置決め実現の第一歩として、まずバックラッシュを有する送りねじ機構を用いて、位置制御実験を行い、ねじ・ナット間のバックラッシュが、機構の動的挙動にどのような影響を与えるかについて考察する。実験には、すべりねじを送り要素とする位置決め機構を用い、テーブル変位、ねじの回転角、モータ駆動電流を測定する。バックラッシュが存在する場合、テーブル変位、ねじの回転角に加え、ねじからテーブルに伝達される力、ねじ・ナット間に作用する摩擦力、ねじ・テーブルの加速度の動的挙動に影響が現れると考えられる。しかしこれらの多くは、直接測定することが困難である。そこで、情報機能集積により、状態オブザーバを構成し、直接測定が難しい状態変数の推定、あるいは推定値を利用して上記諸量を算出し、動的挙動を考察する。

次に、得られた動的挙動を利用して、情報機能集積により、位置制御中に送りねじのバックラッシュを推定する方法を検討、提案し、その有効性を実験的に明らかにする。また動的挙動の知見に基づき、機能集積化送りねじ機構の新たな可能性についても検討する。

5. 2 実験装置

実験には、第3章で示した機能集積化送りねじ機構を用いる。送りねじは、台形すべりねじで、ねじ山角度30度、リード4mmである。モータとねじは、カップリングを介して接続されている。ねじ・ナット間の潤滑油には、スピンドル油を用いている。案内テーブルの位置計測用にレーザ干渉計（分解能9.89nm）を、送りねじの回転角測定用にロータリエンコーダ（14400 P/R）を設置している。また、モータ駆動電流が測定可能となっている。なお本章では特に断らない限り、第3章で述べた

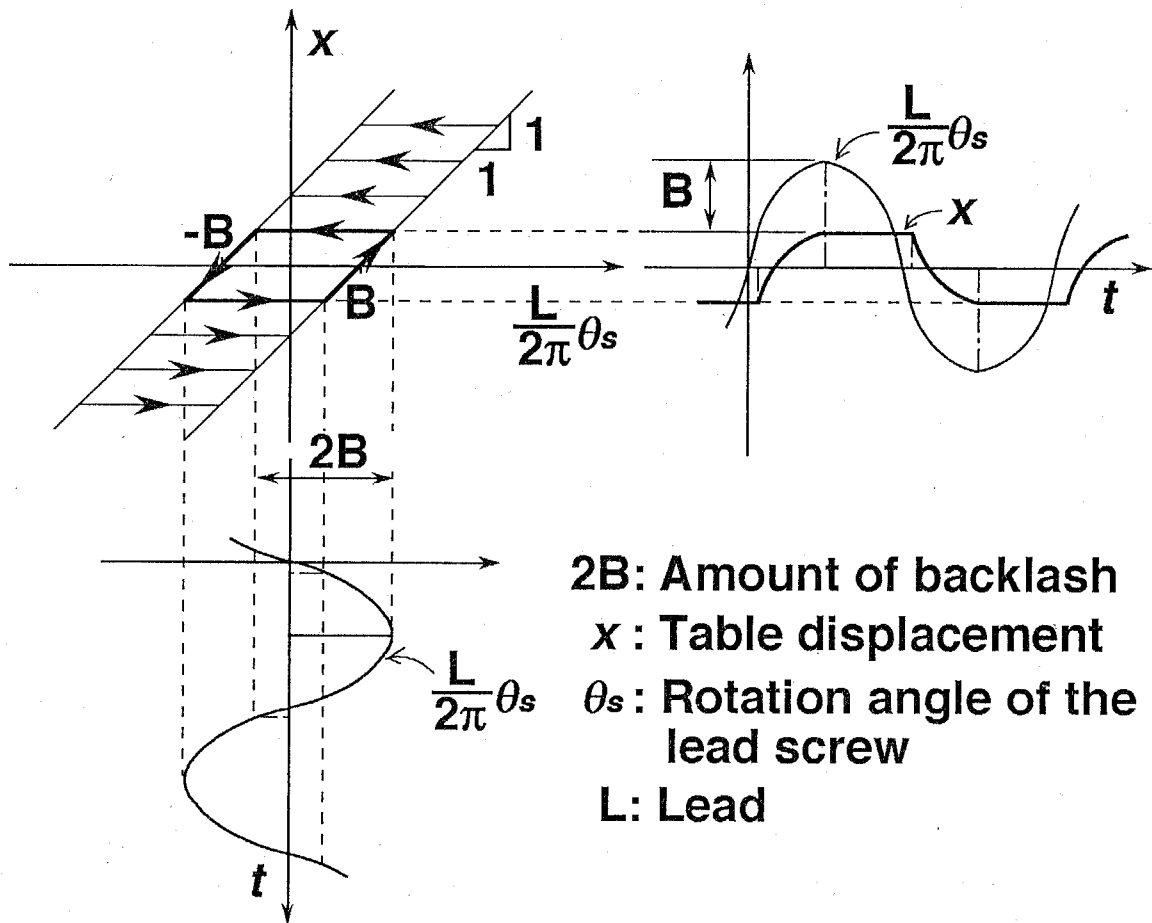


Fig.5-1 Relationship between table displacement and rotation angle of the lead screw with backlash

機能集積化送りねじ機構の圧電素子に、電圧を入力しないで実験を行っている。

5. 3 動的挙動解析のための動的モデル

5. 3. 1 動的モデル

送りねじ機構の運動は、基本的に、ねじ軸方向のテーブルの並進運動、ねじ軸回りのねじの回転運動のみに限定され、他の運動は機械的に拘束される。また並進運動と回転運動は、バックラッシュが存在するねじ・ナット間で変換される。そこで本章は、図5-2のように、並進運動系(図5-2(a))と回転運動系(図5-2(b))とに分割して、動的モデルを記述する。各パラメータの意味は、表5-1の通りである。

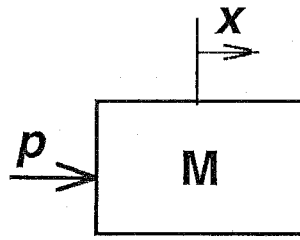
ねじ軸方向に並進運動する質量としては、テーブルとナットがあるが、図5-2(a)では簡単のため、テーブルとナットを、質量Mの1個の剛体としている。また本章では、質量Mの剛体に作用する力pが、ねじ・ナット間の摩擦力 f_s の並進方向成分と、ねじがナットをねじ軸方向に押す力よりなると考え、リニアガイドの摩擦力は無視する。

図5-2(b)の回転運動系のモデルでは、カップリングをばね K_c とし、モータとねじの慣性モーメント J_m 、 J_s が、ばね K_c を介して接続されていると考える。回転運動系では、モータの発生トルクに加え、モータの摩擦トルク τ_{fm} 、摩擦力 f_s に起因するトルク、力pを発生するためのトルクを考慮する。図5-2(b)のトルク τ_s は、摩擦力 f_s に起因するトルク、力pを発生するためのトルクの和である。

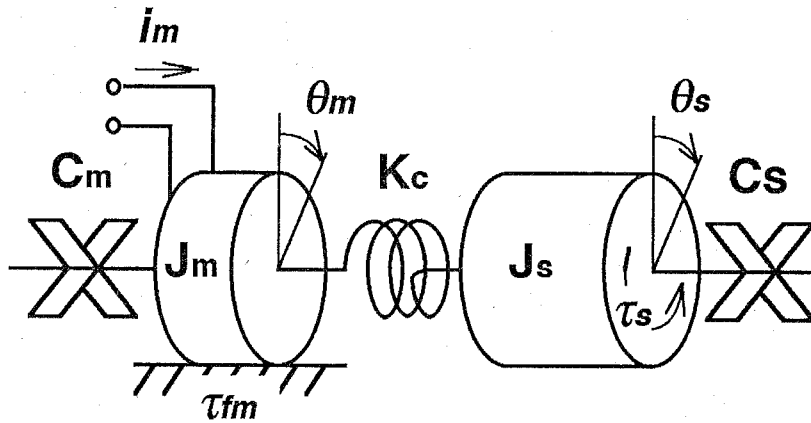
5. 3. 2 トルク τ_s と摩擦力 f_s 、力pとの関係

ねじは斜面の応用であるから、ねじにトルク τ_s が作用し、ナットとテーブルが並進運動する問題を、図5-3のように、剛体が斜面を上がる問題に置換して図示することができる⁽⁶⁾。図5-3では、摩擦力 f_s と力pが、ねじ軸を中心とし、有効径 d_p を直径とする円周上の1点に作用しているとみなして置換している。図5-3より、摩擦力 f_s は、トルク τ_s 、力pを用いて、式(5-1)のようにして求めることができる。なお $\phi = \tan^{-1}(L/(\pi d_p))$ である。

$$f_s = \frac{2}{d_p} \tau_s \cos \phi - p \sin \phi \quad (5-1)$$



(a) Dynamic model of the nut and table



(b) Dynamic model of the lead screw

Fig.5-2 Dynamic model of the lead screw mechanism

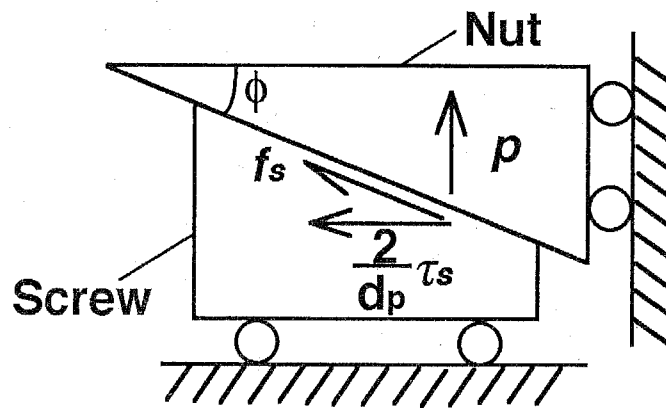


Fig.5-3 Forces and torque between the screw and nut

Table 5-1 Model parameters

x	Table displacement	i_m	Motor current
θ_s	Rotation angle of the lead screw	θ_m	Rotation angle of the motor
M	Table mass	J_m	Motor moment of inertia
J_s	Lead screw moment of inertia	C_m	Motor damping coeff.
C_s	Lead screw damping coeff.	K_c	Stiffness of the coupling
d_p	Mean diameter	K_1	Voltage constant
τ_s	Disturbance torque	K_2	Torque constant
τ_{fm}	Motor frictional torque	L	Lead
		p	Table driving force
		f_s	Frictional force

5. 3. 3 運動方程式

図5-2のモデルより、運動方程式を求めると、式(5-2)～(5-5)のようになる。

$$M\ddot{x} = p \quad (5-2)$$

$$J_s\ddot{\theta}_s + C_s\dot{\theta}_s + K_c\theta_s = K_c\theta_m - \tau_s \quad (5-3)$$

$$J_m\ddot{\theta}_m + C_m\dot{\theta}_m + K_c\theta_m = K_c\theta_s + K_2i_m - \tau_{fm}(\dot{\theta}_m) \quad (5-4)$$

式(5-2), (5-3)より、加速度 \ddot{x} , 角加速度 $\ddot{\theta}_s$ は次式で記述できる。

$$\ddot{x} = \frac{p}{M} \quad (5-5)$$

$$\ddot{\theta}_s = \frac{1}{J_s} \{K_c(\theta_m - \theta_s) - C_s\dot{\theta}_s - \tau_s\} \quad (5-6)$$

実験装置では、変位 x , 回転角 θ_s , モータ駆動電流 i_m が測定可能である。したがって、式(5-1), (5-5), (5-6)より、速度 \dot{x} , 力 p , モータの回転角 θ_m , 角速度 $\dot{\theta}_s$, $\dot{\theta}_m$, トルク τ_s が推定できれば、考察するすべての状態変数の動的挙動を知ることができる。よって、これらを状態変数とする状態方程式を導出し、それを基礎に状態オブザーバを構成し、必要な状態変数を推定する。

5. 3. 4 状態オブザーバの構成

送りねじ機構は、図5-2のように、並進運動系と回転運動系に分割されるため、状態方程式も並進運動系と回転運動系の2種類となる。並進運動系、回転運動系の状態方程式は、式(5-2)～(5-4)より、それぞれ式(5-7), (5-8)のように記述される。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}_t \mathbf{x} \quad (5-7)$$

$$\dot{\boldsymbol{\theta}} = \mathbf{A}_s \boldsymbol{\theta} + \mathbf{B}_s \mathbf{u} \quad (5-8)$$

ここで

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} x \\ \dot{x} \\ p \end{bmatrix}, \mathbf{A}_t = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{M} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \boldsymbol{\theta} = \begin{bmatrix} \theta_s \\ \dot{\theta}_s \\ \theta_m \\ \dot{\theta}_m \\ \tau_s \end{bmatrix}, \mathbf{u} = \begin{bmatrix} i_m \\ \tau_{fm} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{A}_s = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K_c}{J_s} & -\frac{C_s}{J_s} & \frac{K_c}{J_s} & 0 & -\frac{1}{J_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{K_c}{J_m} & 0 & -\frac{K_c}{J_m} & -\frac{C_m}{J_m} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{B}_s = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{K_2}{J_m} & -\frac{1}{J_m} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

式(5-7), (5-8)では, 簡単のため, トルク τ_s , 力 p を一定としている. この2式より, 2組の状態オブザーバを構成すれば, 状態変数であるトルク τ_s , 力 p , テーブルの速度 \dot{x} , ねじとモータの角速度 $\dot{\theta}_s$, $\dot{\theta}_m$, モータの回転角 θ_m を推定できる. なお, 式(5-8)を基礎に状態オブザーバを構成する場合, 入力として, モータの摩擦トルク τ_{fm} が必要になるが, 本章では, τ_{fm} を式(5-9)で表される既知の関数として扱う.

$$\tau_{fm} = \begin{cases} \tau_{\max} & \dot{\theta}_m > 0 \\ 0 & \dot{\theta}_m = 0 \\ -\tau_{\max} & \dot{\theta}_m < 0 \end{cases} \quad (5-9)$$

状態オブザーバの設計は, まず式(5-7), 式(5-8)を離散化し, ゴピナスの設計法を用いて行う⁽⁷⁾⁽⁸⁾. 式(5-7), 式(5-8)の離散系の状態方程式を, それぞれ式(5-10), 式(5-11)とすると, 得られる状態オブザーバは, 式(5-12), 式(5-13)で示される最小次元オブザーバとなる. そのブロック線図を, 図5-4に示す.

$$\mathbf{x}(i+1) = \mathbf{A}_{td}\mathbf{x}(i) \quad (5-10)$$

$$\boldsymbol{\theta}(i+1) = \mathbf{A}_{sd}\boldsymbol{\theta}(i) + \mathbf{B}_{sd}\mathbf{u}(i) \quad (5-11)$$

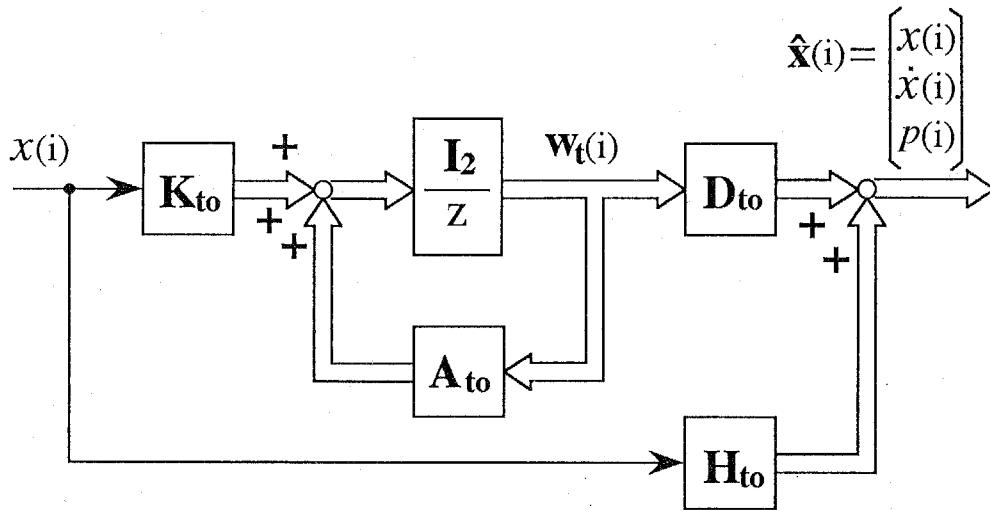
$$\left. \begin{aligned} \hat{\mathbf{x}}(i) &= \mathbf{D}_{to}\mathbf{w}_t(i) + \mathbf{H}_{to}\mathbf{x}(i) \\ \mathbf{w}_t(i+1) &= \mathbf{A}_{to}\mathbf{w}_t(i) + \mathbf{K}_{to}\mathbf{x}(i) \end{aligned} \right\} \quad (5-12)$$

ここで

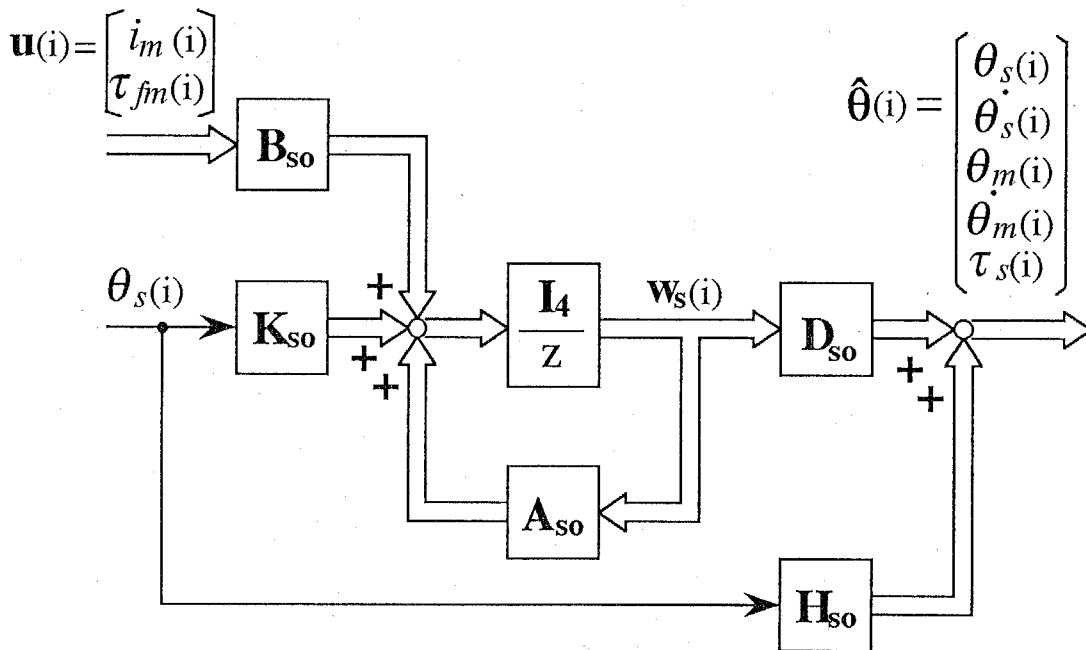
$$\mathbf{T}_t^{-1}\mathbf{A}_{td}\mathbf{T}_t = \begin{bmatrix} \overbrace{\mathbf{A}_{td11}}^2 & \overbrace{\mathbf{A}_{td12}}^1 \\ \mathbf{A}_{td21} & \mathbf{A}_{td22} \end{bmatrix} \begin{matrix} \Downarrow 2 \\ \Downarrow 1 \end{matrix}, \quad \mathbf{D}_{to} = \mathbf{T}_t \begin{bmatrix} \mathbf{I}_2 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{H}_{to} = \mathbf{T}_t \begin{bmatrix} -\mathbf{L}_t \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{to} = \mathbf{A}_{td11} + \mathbf{L}_t\mathbf{A}_{td21}, \quad \mathbf{K}_{to} = \mathbf{A}_{td12} + \mathbf{L}_t\mathbf{A}_{td22} - \mathbf{A}_{to}\mathbf{L}_t$$

\mathbf{T}_t : 正則な変換行列, \mathbf{I}_2 : 2×2 の単位行列,



(a) Observer for the table motion



(b) Observer for the screw motion

Fig.5-4 Block diagram of the observer

$$\left. \begin{aligned} \hat{\theta}(i) &= \mathbf{D}_{so} \mathbf{w}_s(i) + \mathbf{H}_{so} \theta_s(i) \\ \mathbf{w}_s(i+1) &= \mathbf{A}_{so} \mathbf{w}_s(i) + \mathbf{K}_{so} \theta_s(i) + \mathbf{B}_{so} \mathbf{u}(i) \end{aligned} \right\} \quad (5-13)$$

ここで

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_s^{-1} \mathbf{A}_{sd} \mathbf{T}_s &= \begin{bmatrix} \overbrace{\mathbf{A}_{sd11}}^4 & \overbrace{\mathbf{A}_{sd12}}^1 \\ \mathbf{A}_{sd21} & \mathbf{A}_{sd22} \end{bmatrix} \begin{matrix} \Downarrow 4 \\ \Downarrow 1 \end{matrix}, & \mathbf{T}_s^{-1} \mathbf{B}_{sd} &= \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{sd1} \\ \mathbf{B}_{sd2} \end{bmatrix} \begin{matrix} \Downarrow 4 \\ \Downarrow 1 \end{matrix}, \\ \mathbf{D}_{so} &= \mathbf{T}_s \begin{bmatrix} \mathbf{I}_4 \\ 0 \end{bmatrix}, & \mathbf{H}_{so} &= \mathbf{T}_s \begin{bmatrix} -\mathbf{L}_s \\ 1 \end{bmatrix}, & \mathbf{B}_{so} &= \mathbf{B}_{sd1} + \mathbf{L}_s \mathbf{B}_{sd2} \\ \mathbf{A}_{so} &= \mathbf{A}_{sd11} + \mathbf{L}_s \mathbf{A}_{sd21}, & \mathbf{K}_{so} &= \mathbf{A}_{sd12} + \mathbf{L}_s \mathbf{A}_{sd22} - \mathbf{A}_{so} \mathbf{L}_s \end{aligned}$$

\mathbf{T}_s : 正則な変換行列, \mathbf{I}_4 : 4×4 の単位行列,

式中の $\hat{\mathbf{x}}(i)$, $\hat{\theta}(i)$ は, 状態変数 $\mathbf{x}(i)$, $\theta(i)$ の推定値である. 設計パラメータ \mathbf{L}_t , \mathbf{L}_s を適切に定め, \mathbf{A}_{to} , \mathbf{A}_{so} の極が単位円内にあるようにすれば, 状態変数の推定が可能となる. 本章では, 式 (5-7), 式 (5-8) をサンプリング時間 1ms で離散化し, \mathbf{A}_{to} の極を $z = 0, 0$, \mathbf{A}_{so} の極を $z = -0.2 \pm i0.1, -0.3 \pm i0.1$ とし, 推定を行っている. この状態オブザーバは, 機構の動的挙動推定のみで使用し, 位置制御には利用しない.

5. 4 実験

5. 4. 1 位置制御実験

[a] 応答波形の測定結果 位置制御実験は, 第4章図4-13の制御系を利用し, 表5-2の制御パラメータを用いて行った. 10mm ステップの位置制御実験結果を図5-5に示す. x の符号は, テーブルをモータ側に移動させる場合を正としている. 図5-5(a)は, モータ駆動電流 i_m , (b)はテーブルの位置誤差である. 図5-5(c)は, テーブル位置 x から, ねじの回転角 θ_s のみによって決まるテーブル移動量 ($L \theta_s / (2\pi)$) を減じた値 (以後これを, ねじとテーブルの相対変位, あるいは単に相対変位と呼ぶ) を表示したものである.

本節では, 絶対的なテーブル位置 x , ねじの回転角 θ_s を測定し, バックラッシが機構の動的挙動に与える影響を考察する. そのため, ある指定位置をテーブル位置 x の原点とし, テーブルが最初に原点を通過した時のねじの回転角 θ_s を零として, すべての実験結果を表示する. なお図5-5の実験で, テーブルの初期位置は,

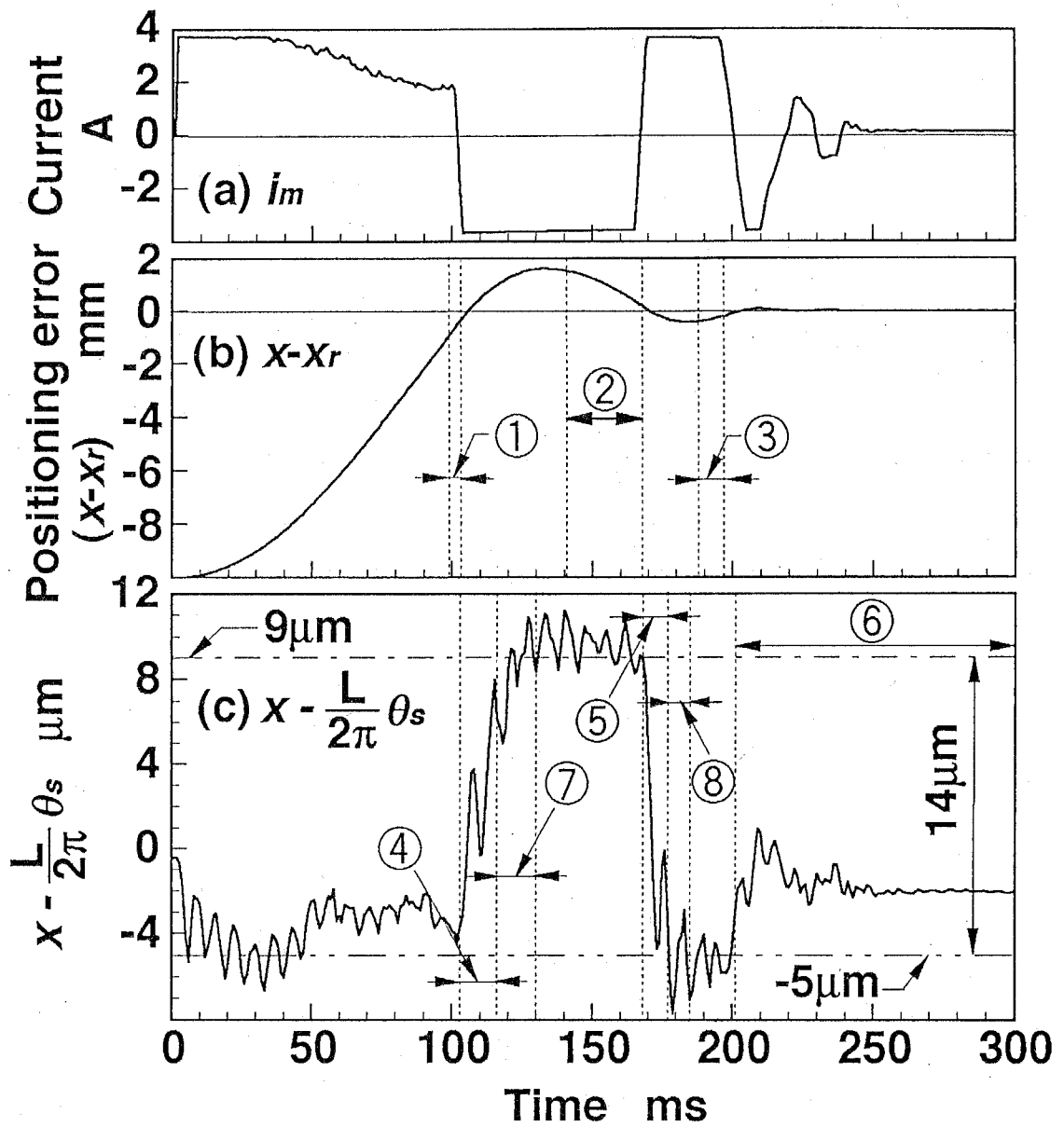


Fig.5-5 Positioning characteristics

Table 5-2 Control parameters(I)

P-D controller			
P	β_{1co}	Proportional gain	2.47×10^4 V/m
	β_{1ci}	Proportional gain	1.679×10^5 V/m
D	α_{2c}	Derivative time	6.91×10^1 Vs/m

88mmである。

[b] ねじとナットの接触状態 機構の動的挙動に与えるバックラッシの影響は、ねじとナットの接触の有無で異なり、接触していない部分で最も顕著に現れると考えられる。そこでねじとナットの接触状態について検討する。テーブルがほぼ単一方向に移動し、ねじとナットの相対変位があまり変化しない場合、ナットを含むテーブルは、ねじに一定の方向から押され続けていると考えられる。この時ねじとナットは接触しているはずであり、そのような区間にあたる、図5-5の制御開始から区間①の終了までと、区間②、③では、ねじとナットが接触していると考えられる。移動方向を考慮すれば、区間②では、図3-4のモータ側（テーブル変位で正の方向）で、制御開始から区間①の終了までと区間③では、図3-4のエンコーダ側で、ナットがねじに押されて接触していると考えられる。

図5-5(c)をみてわかるように、ねじとナットが接触していると考えられる区間でも、相対変位は微小に振動しており、完全には一定となっていない。この振動は、後述の5.5.1項図5-10に示した、ねじがテーブルを押す力 p の応答波形にも現れている。このことから相対変位の振動は、力の振動に応じて、ねじとナットが微小な範囲で接触、非接触の状態を繰り返しているため、あるいは力に応じてねじ・ナット間の圧電素子が弾性変形しているため、生じていると考えられる。

図5-5(c)の相対変位は、ねじとナットがモータ側で接触していると考えられる区間では約 $9\mu\text{m}$ （図中の一点鎖線）、エンコーダ側で接触していると考えられる区間では約 $-5\mu\text{m}$ （図中の二点鎖線）となっている。よって相対変位が $-5\sim 9\mu\text{m}$ の間にある場合は、ねじとナットが接触していないと思われる。但し相対変位の大きさは、ねじの回転角によって変化する可能性があるため、5.4.2項において詳しく検討する。

5.4.2 目標位置近傍のバックラッシ

[a] バックラッシ測定方法 機構の動的挙動に対するバックラッシの影響は、目標位置（＝初期位置＋ステップ高さ）近傍で現れると予想される。またその影響は、ねじとナットが接触していない場合に、最も顕著にあらわれると思われる。そこで5.5節での考察のために、まず図5-5の場合の目標位置（98mmで、これをねじの回転角に換算すると $98 \times \pi / 2\text{rad}$ ）近傍でのバックラッシを求め、次にねじとナットが接触していない区間についてさらに検討する。

図5-6は、図5-5の実験結果を、横軸をねじの回転角 θ_s 、縦軸をねじとテーブルの相対変位、として表示した結果である。ねじの回転角 θ_s は、最初 $99.5 \times \pi / 2 \text{rad}$ まで増加し、次に $97.6 \times \pi / 2 \text{rad}$ まで減少、その後再び増加に転じている。図中の区間①、②、③は、5.4.1節で述べたねじとナットが接触していると考えられる区間で、区間②はモータ側で、区間①、③はエンコーダ側で接触していると考えられる。

バックラッシュは、同じ回転角 θ_s で、ナットがモータ側に押されてねじと接触する場合と、エンコーダ側に押され、接触する場合との相対変位の差に等しい。図5-6をみると、表示範囲内のねじの回転角では、相対変位が約 $9 \mu\text{m}$ の時はモータ側で、約 $-5 \mu\text{m}$ の時はエンコーダ側で、ねじとナットは接触していると思われる。しかしモータ側で接触している場合と、エンコーダ側で接触している場合とで、回転角 θ_s の範囲が重なっていない。そこで、さらに3種類の実験を行い、まず目標値近傍の同じ回転角 θ_s の範囲で、ねじがモータ側、エンコーダ側でナットに接触するようにして、バックラッシュを求める。次にその結果を利用して、ねじとナットが接触していない区間を明らかにする。

[b] バックラッシュ測定 図5-5、図5-6と同様な実験を、初期位置、ステップ入力の変えて3種類行った。その結果を図5-7に示す。図5-7(a)は、初期位置87mm、ステップ高さ10mm、(b)は、初期位置108mm、ステップ高さ-10mm、(c)は、初期位置109mm、ステップ高さ-10mmとした場合の結果である。図5-7(a)では、 $97.2 \sim 98.5 \times \pi / 2 \text{rad}$ 間でモータ側、(b)、(c)ではそれぞれ、 $97 \sim 97.9 \times \pi / 2 \text{rad}$ 間、 $97.5 \sim 99 \times \pi / 2 \text{rad}$ 間でエンコーダ側、でねじとナットが接触していると考えられる。

図5-6、図5-7を見ると、ねじの回転角 θ_s が $97.2 \sim 99 \times \pi / 2 \text{rad}$ の範囲では、ねじとテーブルの相対変位の差は、約 $14 \mu\text{m}$ ある。よってこの間のバックラッシュは約 $14 \mu\text{m}$ であると考えられる。本実験装置では、2個のナット間に組込まれた圧電素子により、ナット間距離を長くし、バックラッシュを減少させることができる。そこでこの機能を利用し、 $98 \times \pi / 2 \text{rad}$ でのバックラッシュが約 $14 \mu\text{m}$ となるか検証する。圧電素子への入力電圧を増した場合、ナット間距離は、バックラッシュありの時には、ほぼ圧電素子の変位特性に従って増加するが、バックラッシュ零となった後は、増加量がかなり小さくなり、その時までのナット間距離の増加分が、バックラッシュに等

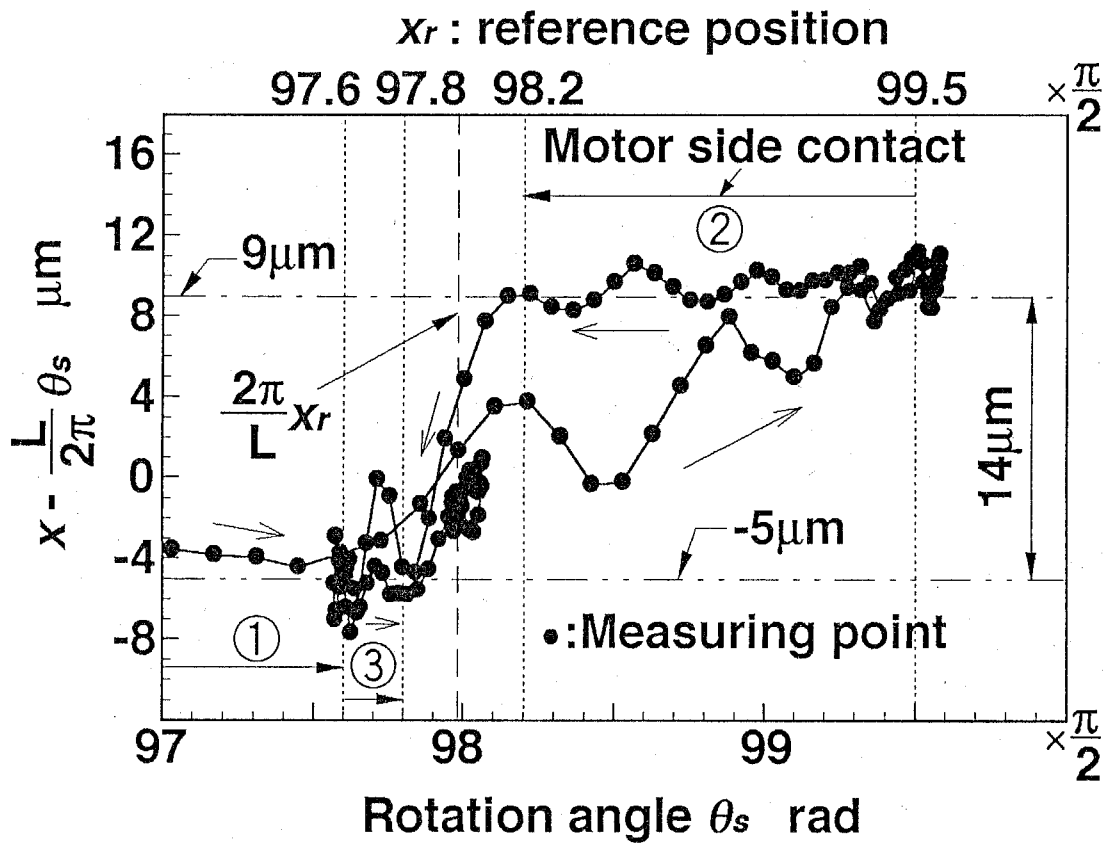


Fig.5-6 Relation between θ_s and $x - \frac{L}{2\pi} \theta_s$ (I)

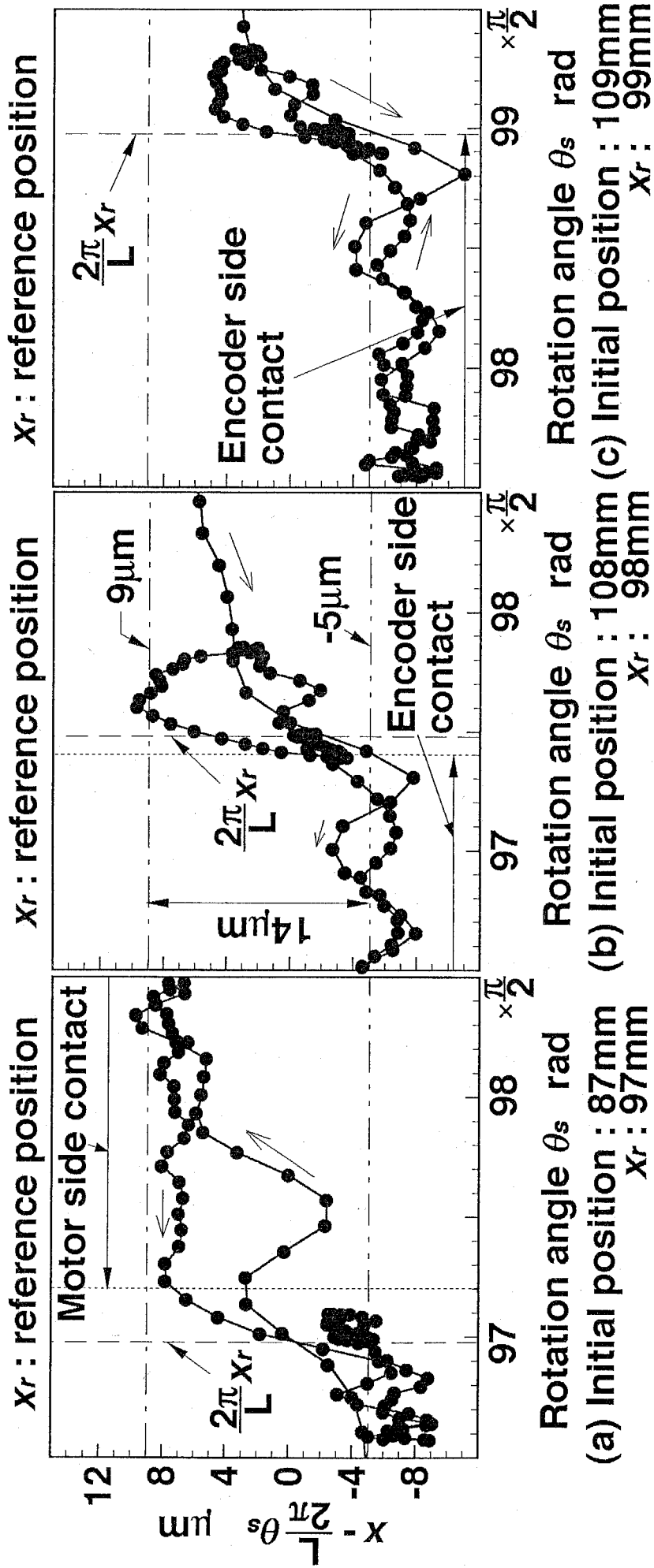


Fig.5-7 Relation between θ_s and $x - \frac{L}{2\pi}\theta_s$ (II)

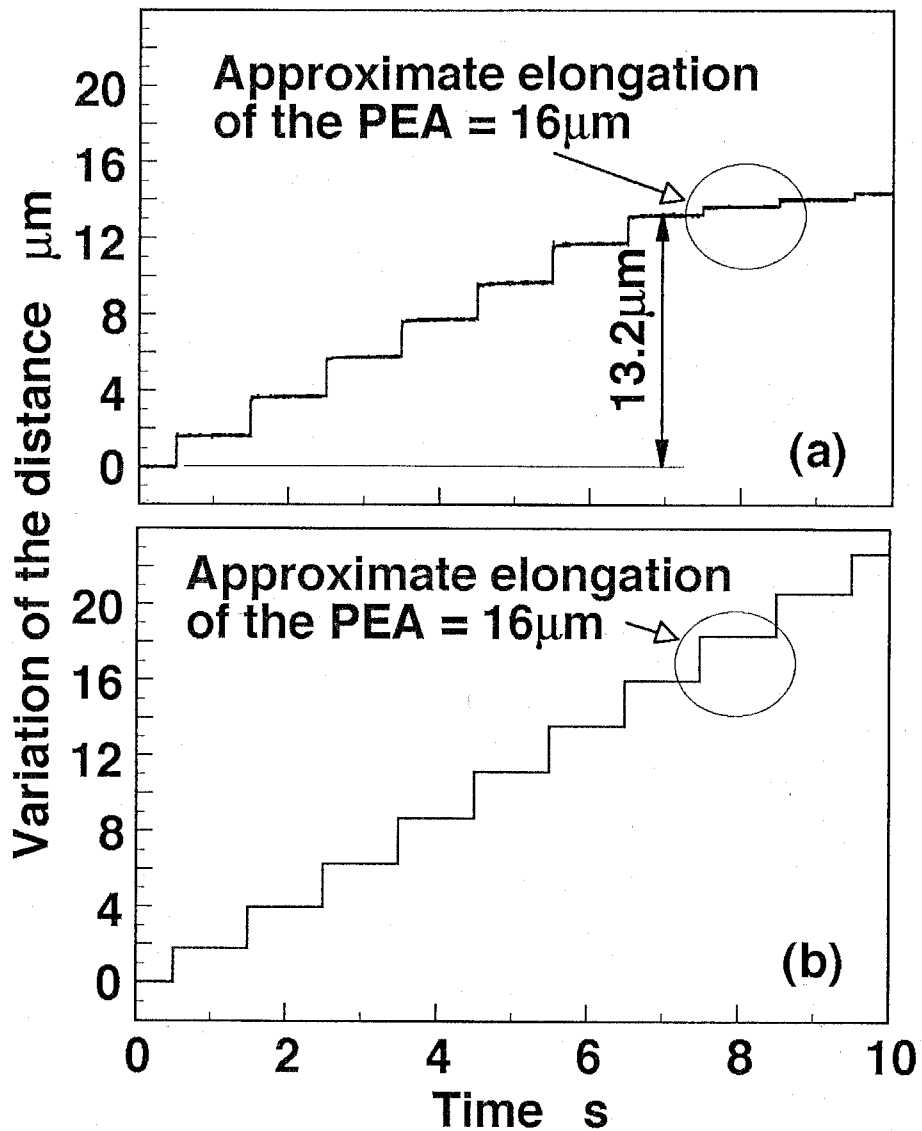
しいと考えられる。

この考えに基づき、圧電素子を約 $2\mu\text{m}$ ずつ変位するよう入力電圧を増加させ、 $98 \times \pi/2\text{rad}$ で、2個のナット間距離の増加分を測定した結果が、図5-8である。図5-8(a)は、静電容量型微小変位計で測定した結果であり、図5-8(b)は、圧電素子駆動アンプへの入力電圧と図3-15より算出した値である。図からわかるように、増加分の測定結果が $13.2\mu\text{m}$ となった後、測定値と算出値の差が大きくなっている。よって増加分の測定結果が $13.2\mu\text{m}$ の時、バックラッシは零になったと考えられる。

なお図5-8(a)では、図4-3(a)と異なり、2ステップ目まででも、測定値と算出値の差が大きくないため、圧電素子のヒステリシス履歴の影響等はないと思われる。しかし本実験装置では、圧電素子を駆動可能状態にすると、圧電素子に約 3.7V の電圧が入力されてしまう。図3-15より、圧電素子を駆動不可能状態にしている場合(図5-6, 図5-7は、この状態で実験した)に比べ、約 $0.8\mu\text{m}$ ナット間距離が増加していると考えられる。したがって、 $98 \times \pi/2\text{rad}$ でのバックラッシは、相対変位の差と同じく、約 $14\mu\text{m}$ であるといえる。なお図5-8と図4-3とでは、1ステップ当たりの入力電圧は等しいが、バックラッシ除去に要するステップ回数は、図5-8の方が1回多い。この理由としては、ねじやナットが摩耗し、バックラッシが増加したことが考えられる。

以上の結果から、 $97.2 \sim 99 \times \pi/2\text{rad}$ までのバックラッシは $14\mu\text{m}$ であり、図5-6, 図5-7中の一点鎖線と二点鎖線の間では、ねじとナットが接触していないと考えられる。したがって図5-5の実験において、 $0.103 \sim 0.116\text{s}$ 間(区間④)、 $0.168 \sim 0.177\text{s}$ 間(区間⑤)、 0.201s 以降(区間⑥)では、ねじとナットは接触していないと考えられる。またバックラッシや相対変位の最大値、最小値は、ねじの回転角に対し、急激に変化するとは考えにくいことから、 $97 \sim 97.2 \times \pi/2\text{rad}$ 、 $99 \sim 100 \times \pi/2\text{rad}$ においても、相対変位が $-5 \sim 9\mu\text{m}$ の場合(図5-5の区間⑦, ⑧)には、ねじとナットは接触していないと思われる。

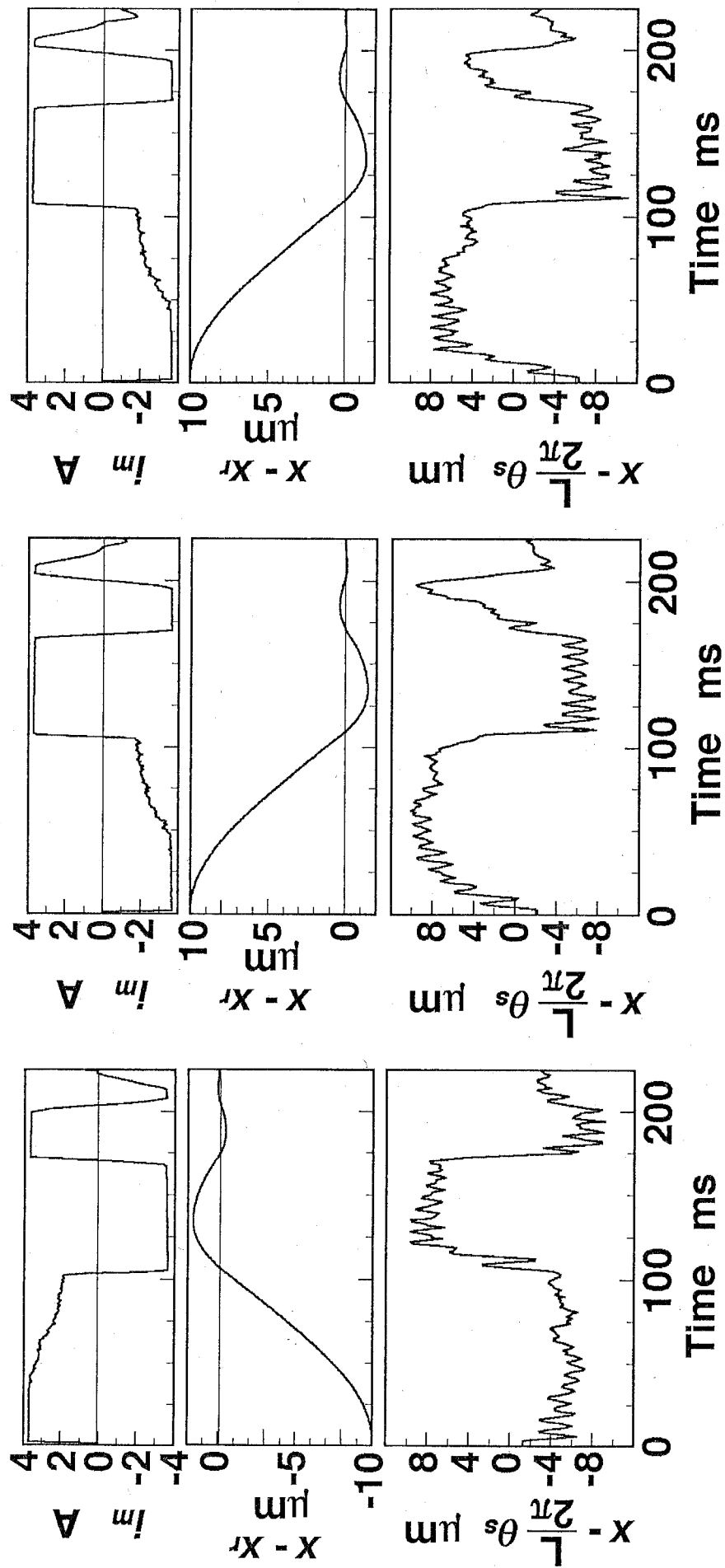
図5-5(c)では、ねじとテーブルの相対変位が $-5\mu\text{m}$ から $9\mu\text{m}$ に増加する区間④では、比較的なだらかに変化するのに対し、その後の $9\mu\text{m}$ から $-5\mu\text{m}$ への変化(区間⑤)は急峻になっている。図5-9は、ステップ入力の符号、目標位置を変えて同様の実験を行った時の応答波形であり、図(a), (b), (c)は、それぞれ図5-



(a) Measured value

(b) Estimated value based on Fig.3-15

Fig.5-8 Variation of the distance between the two nuts (II)



(a) Initial position : 87mm x_r : 97mm (b) Initial position : 108mm x_r : 98mm (c) Initial position : 109mm x_r : 99mm

Fig.5-9 Positioning characteristics (II)

7 (a), (b), (c) の実験に相当する。図をみてわかるように、ステップ入力の符号や、目標位置に関係なく、正の方向には比較的なだらかに変化し、負の方向には急峻に変化していることがわかる。変位する方向によって差が生じる原因は不明であるが、加工・組立誤差により、モータ側、エンコーダ側とで、ねじとナットの接触状況に差があることが考えられる。

5. 5 動的挙動に関する実験結果と考察

5. 5. 1 ねじ・ナット間に作用する力

[a] 推定結果 図5-10は、図5-5の実験で得られた電流 i_m 、テーブル変位 x 、ねじの回転角 θ_s を基礎に、状態オブザーバを用いて推定した力 p (図5-10(a))、式(5-1)より計算した摩擦力 f_s (図5-10(b)) である。図5-10より、力 p 、摩擦力 f_s とともに、約150Hz で振動していることがわかる。力 p 、摩擦力 f_s の符号は基本的に、それぞれ電流 i_m の符号、テーブルの移動方向とともに変化している。

[b] 考察 モータの発生トルクに比例する電流 i_m は、ほぼ矩形波状に変化している(図5-5(a))。しかしカップリング、ねじを介して伝達される力 p は、矩形波状にならず、電流 i_m にはない150Hz の振動が現れている。150Hz の振動は、偏差が小さい場合だけでなく、偏差が大きい場合(図5-5(b), 0~0.04s間)にも見られ、ねじからテーブルへの動力伝達は、常に振動的に行われている。バックラッシュを無視し、ねじとテーブルが一体となって運動するものとして、モータとねじの慣性モーメントと、カップリングのばねからなる振動系の固有振動数を計算すると、164.6Hz となり、力 p の振動数にほぼ一致する。よって150Hz の振動は、この振動系が起振されて生じていると考えられる。

送りねじ機構にバックラッシュがある場合、ねじとナットが接触していない間は、力 p が零となり、テーブルへの動力伝達が行われなことが予想される。5.4.2項で述べたように、区間④、⑤、⑥はもちろん、区間⑦、⑧においても、ねじとナットは接触していないと考えられる。しかし図5-10(a)より、ねじとナットが接触していないと考えられる区間でも、動力伝達は、150Hz で振動しつつ行われていることがわかる。この理由は、ねじからテーブルへの動力伝達が、潤滑油を介して行われるためだと考えられる。

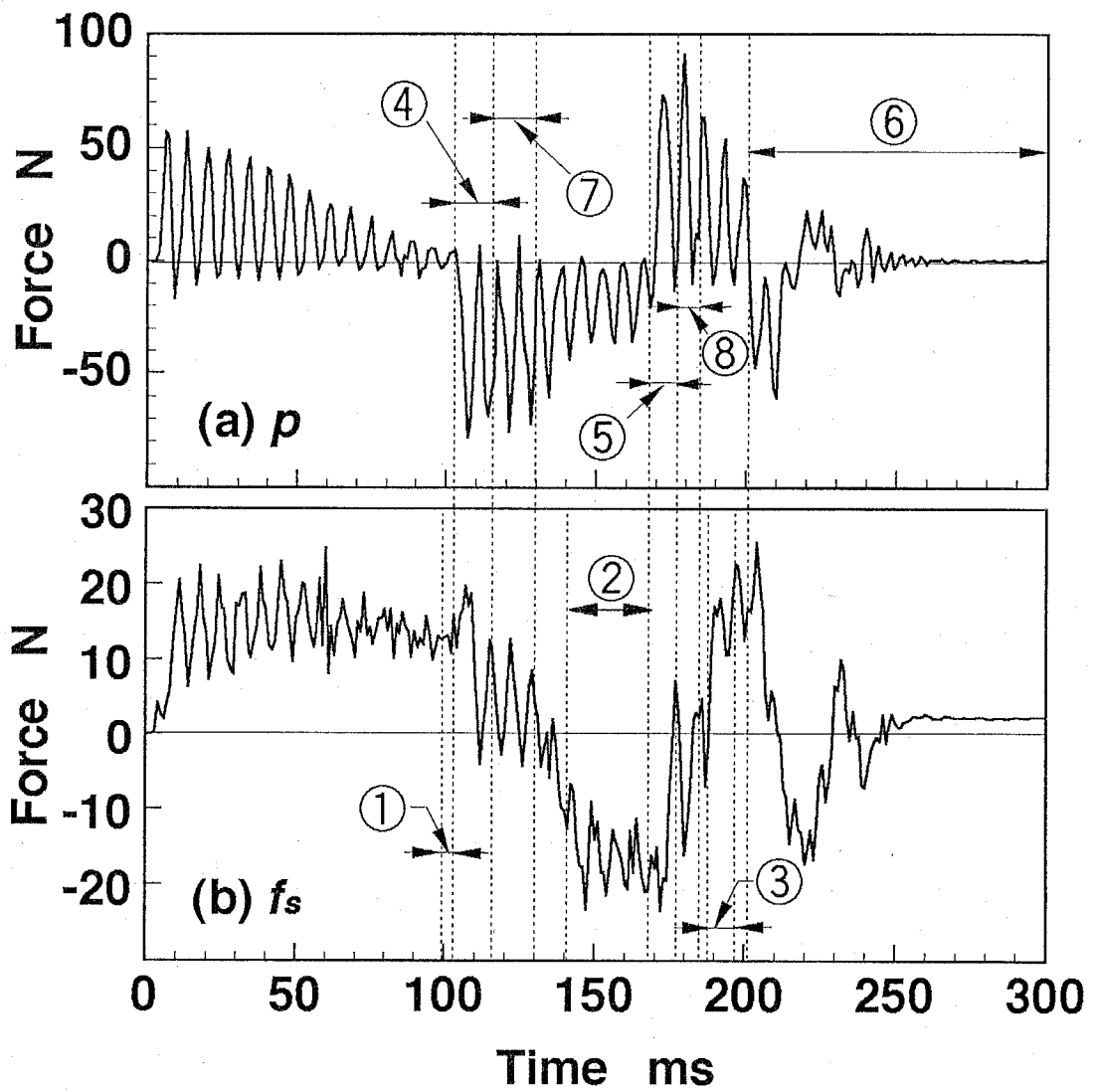


Fig.5-10 Forces estimated by observers

摩擦力 f_s は、ねじとナットが接触していると考えられる区間①，②，③では、大きくなっているが、ねじとナットが接触していないと考えられる区間④，⑤，⑥および区間⑦，⑧では、おおむね小さくなっている。これは、ねじとナットの接触状態と、摩擦力の関係からすれば、妥当な結果であり、この事からも区間④，⑤，⑥はもちろん、区間⑦，⑧においても、ねじとナットは接触していないと思われる。

5. 5. 2 ねじに対するテーブル運動の追従性

[a] ねじとテーブルの微視的挙動 テーブル変位は、巨視的にみれば、バックラッシの有無に関係なく、ねじの角度変位に追従する。しかし微視的にみれば、バックラッシが存在する場合、バックラッシ量以下の、テーブルの微小変位成分については、ねじの角度変位に追従しない可能性がある。そこで、テーブル、ねじの変位から巨視的な成分を除き、微小変位成分を取り出してみた。

図5-11はその結果で、0.1~0.15s 間の回転角 θ_s の測定値の主な変位成分を、3次関数で近似し(図5-11(a))、測定値とその3次関数との差をとり、微小変位成分とした。図5-11(b)は、回転角 θ_s の測定値と3次関数との差、図5-11(c)は、変位 x の測定値と、図5-11(a)の3次関数を変位に換算した値との差である。なお図5-11(a)の測定点は、2ms 毎に表示しているが、図5-11(b)，(c)では、1ms 毎に計算した点を直線で連結し、表示している。図5-11(b)，(c)より、回転角 θ_s と変位 x は、バックラッシより小さい $10\mu\text{m}$ 程度の微小変位成分も、ほぼ同じ挙動を示していることがわかる。

図5-11の区間④および区間⑦では、ねじとナットが接触していないと考えられるため、回転角 θ_s と変位 x の挙動が図5-1に従うならば、この間変位 x は単調に減少あるいは増加するはずである。しかし実際には、変位 x は回転角 θ_s に同期して振動しており、図5-1に従わない。5.5.1項で述べたように、この理由は潤滑油によって力が伝達されるためであると考えられ、バックラッシを有する送りねじ機構のための制御系設計時には、この性質を十分考慮する必要があると考えられる。

[b] 目標位置近傍でのねじに対するテーブル運動の追従性 図5-12は、目標位置近傍での回転角 θ_s (図(a))と変位 x (図(b))の応答波形の拡大図であり、縦軸スケールは、 θ_s と x で等価にしてある。また図5-12は、図5-5、図5-6と同じデータに基づいている。図5-12(a)と(b)はよく一致している。

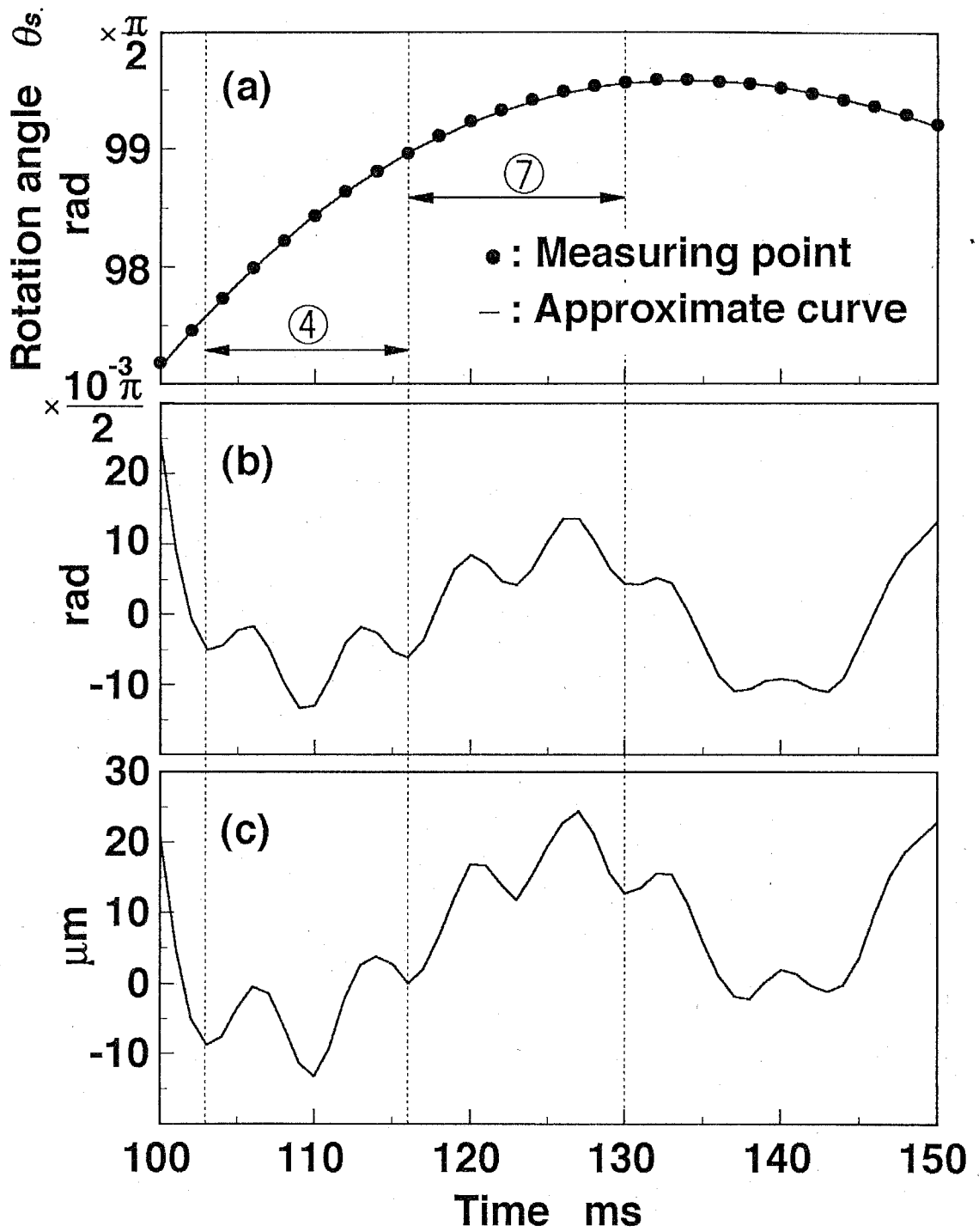


Fig.5-11 Vibrations of the screw and the table

[c] ねじとテーブルの加速度 図5-13は、ねじとテーブルの加速度を比較した図である。ねじの角加速度 $\ddot{\theta}_s$ は、図5-4(b)の状態オブザーバと式(5-6)より、テーブルの加速度 \ddot{x} は、図5-4(a)の状態オブザーバと式(5-5)より、個別に求めた結果である。縦軸のスケールは、 $\ddot{\theta}_s$ と \ddot{x} とで等価にしてある。図より明らかなように、 $\ddot{\theta}_s$ と \ddot{x} の波形は、よく一致している。

[d] 考察 図5-11の区間④、⑦、図5-12のほぼ全区間(図5-5の区間⑥に相当)は、ねじとナットが接触していないと考えられる区間である。しかし図5-11、図5-12を見ると、上記の区間を含め、変位換算でバックラッシュより小さいねじの角度変位に対しても、テーブルは、大略追従して変化している。この理由は、ねじとナットの隙間に存在する潤滑油が押出されにくく、ねじの角度変化に比べ、相対変位があまり変化しないためだと考えられる。図5-13で、ねじとナットが接触していないと考えられる区間④、⑤、⑥および区間⑦、⑧を含め、ねじとテーブルの加速度が、全体的によく一致している理由も同様であると考えられる。

図5-11、図5-12、図5-13のように、ねじとテーブルは、微小変位、加速度ともによく一致しており、ねじとテーブルを1個の剛体とみなして制御系を設計しても、安定な位置制御系が実現できる可能性があるといえる。但し、今回確認したのは、変位換算でマイクロオーダー以上の、ねじの角度変位に対するテーブルの追従性についてであり、サブマイクロ以下では、今回と異なる挙動を示す可能性もある。よって今後は、変位換算でサブマイクロ以下の、より微小なねじ運動に対し、テーブルがどのような挙動を示すかを、確認する必要があると思われる。

5.6 情報機能集積によるバックラッシュ推定

5.6.1 バックラッシュ推定法

バックラッシュは、同じ回転角 θ_s で、ねじとナットがモータ側で接触する場合と、エンコーダ側で接触する場合との、相対変位の差として求まる。しかし実際には図5-6のように、同じ回転角で、ねじとナットがモータ側、エンコーダ側の両側で接触しているデータを、得られない場合もある。そこで、モータ側、エンコーダ側でねじとナットが接触しているデータの中から、目標位置近傍のデータを各1点選択し、バックラッシュを求めることを考える。

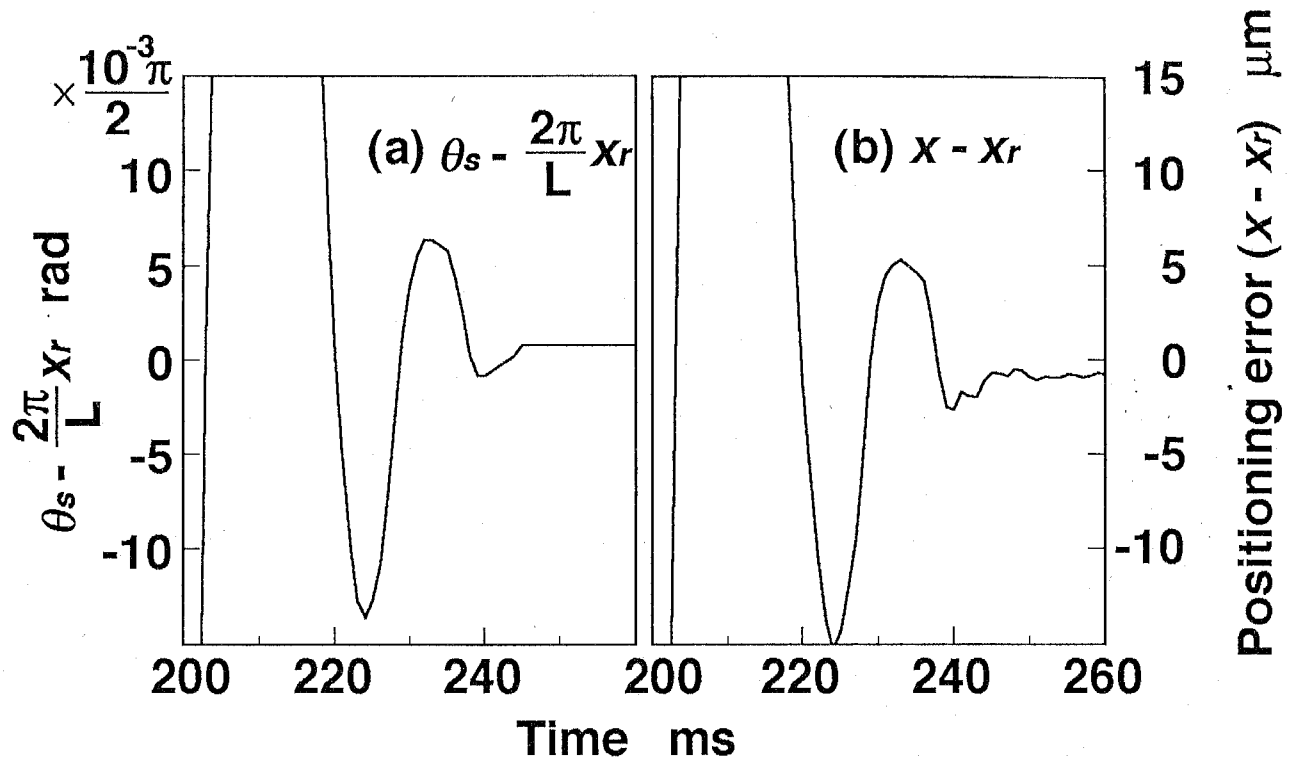


Fig.5-12 Displacement of the screw and the table

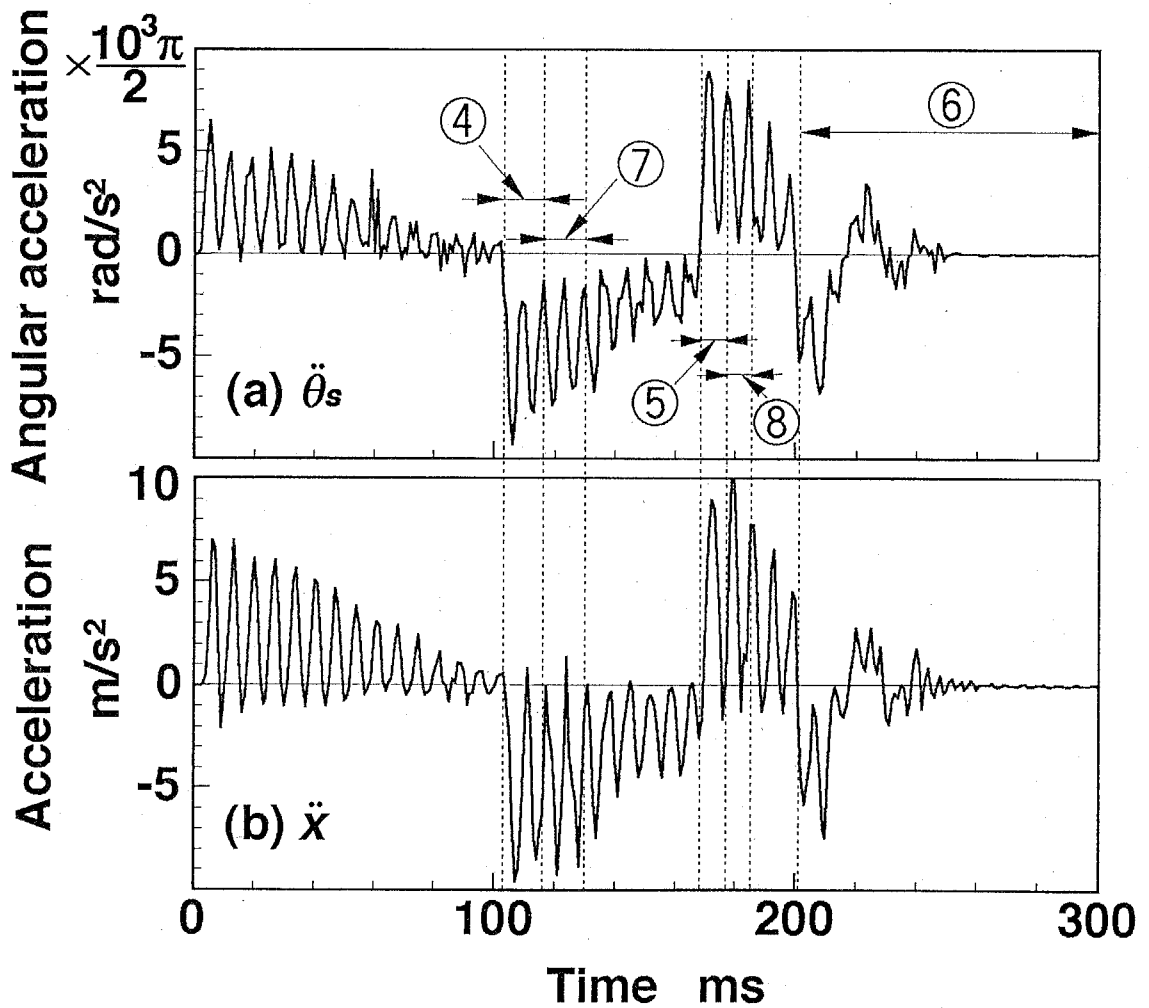


Fig.5-13 Variation of $\ddot{\theta}_s$ and \ddot{x}

ねじとテーブルを含むナットの相対位置関係は、図5-14のように3種類に分けることができる。すなわち、ねじとナットが図中左側で接触する場合（図(a)）、ねじとナットが接触しない場合（図(b)）、図中右側で接触する場合（図(c)）である。ねじとナットの挙動が図5-1に従うならば、 $p > 0$ では図(a)、 $p = 0$ では図(b)、 $p < 0$ では図(c)の状態にあると判断できる。しかし図5-5(c)、図5-10(a)の区間④、⑤では、力 p の符号が変化しても、すぐに図(a)あるいは図(c)の状態にはならず、ねじとナットの接触方向が切換るまでには、ある程度の時間を要している。また図5-5(a)、図5-10(a)より、力 p の符号は、基本的に電流 i_m の符号とともに変化している。そこでこの機構特性を利用して、電流 i_m の符号が切換ってから十分な時間が経過した後の測定点より、バックラッシを求める。

5.4.2項の議論より、図5-5、図5-6の場合の目標位置近傍で、相対変位が $9\mu\text{m}$ の時（区間②）、ねじとナットはモータ側で接触し、 $-5\mu\text{m}$ の時（区間③）、エンコーダ側で接触していると考えられる。図5-5(c)をみると、電流 i_m の符号が変化し、その絶対値が 3.5A 以上になった後、相対変位が $9\mu\text{m}$ に増加するまでに約 30ms 、 $-5\mu\text{m}$ に減少するまでに約 20ms 要している。また電流 i_m の絶対値を 3.5A 以上に保っている間は、相対変位はほとんど変化していない。よって情報機能集積により、この機構特性を利用して、電流 i_m が、正から -3.5A 以上になってから 30ms 以降、負から 3.5A 以上になってから 20ms 以降、の測定データの中から、目標位置に最も近いものを各1点選び、相対変位の差をとれば、バックラッシを求めることができると考えられる。

5.6.2 推定結果

図5-5と同様の実験を20回行い、5.6.1項の方法によりバックラッシを求めた結果、平均は $13.9\mu\text{m}$ 、標準偏差は $0.77\mu\text{m}$ であった。5.4節の測定結果は、約 $14\mu\text{m}$ であったことから、妥当な結果が得られているといえる。本方法は、位置制御中に、目標位置あるいはその近傍で、ねじとナットをモータ側、エンコーダ側の両側で接触させる必要があるものの、従来のバックラッシを有する位置決め機構でも、バックラッシを求めることができる。

また、機能集積化送りねじ機構で利用する場合、次のような利点があると考えられる。この機構の微動位置制御可能範囲は、本来バックラッシ量に依存するが、本法を用いれば、粗動位置制御中に得られたバックラッシ量に応じて、粗動位置制御

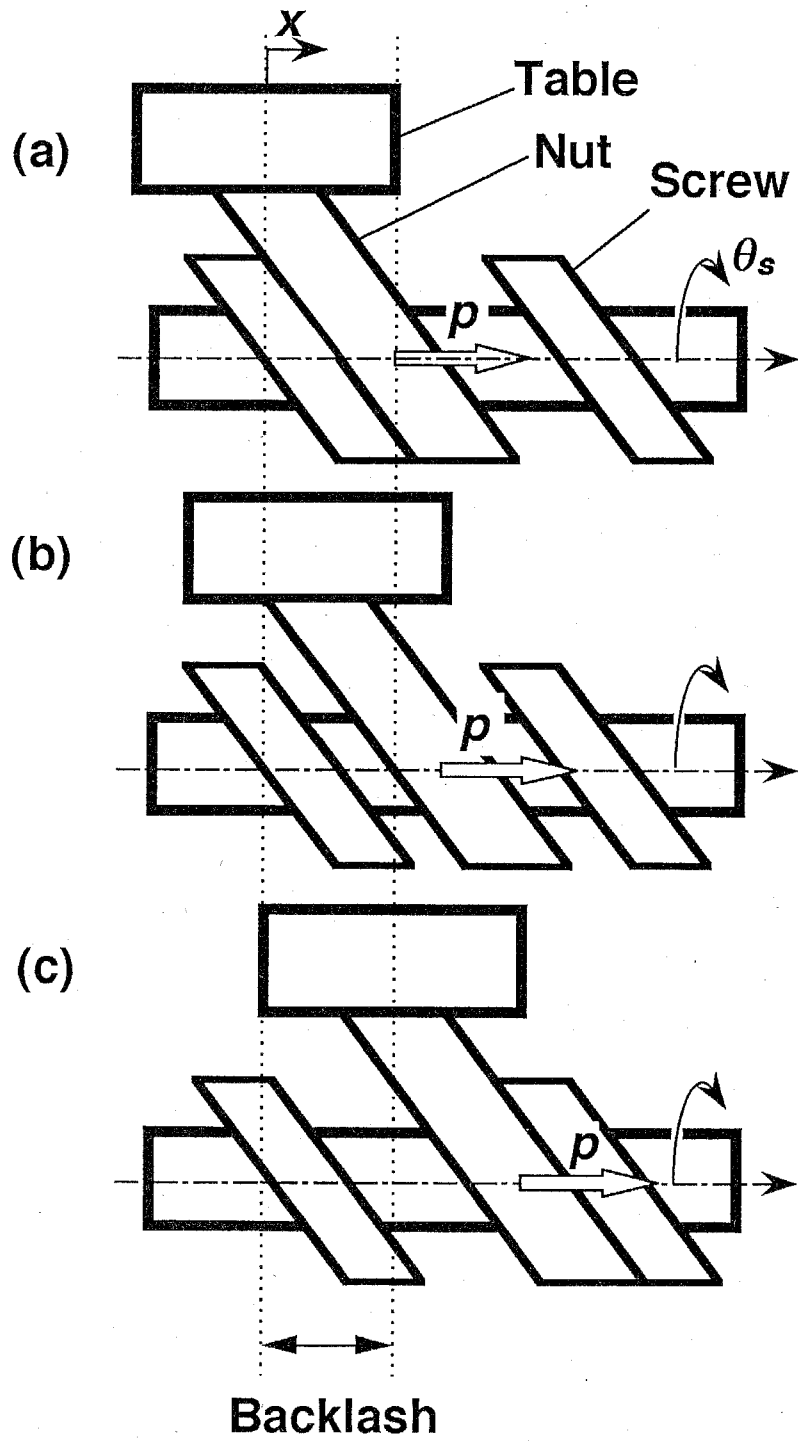


Fig. 5-14 States of a screw and a nut in lead screw mechanism

系に要求される位置偏差を適切に変更することが可能となる。よって、摩耗によりバックラッシが大きくなり、微動位置制御可能範囲が減少してしまう場合にも、位置偏差を常時フィードバックセンサの分解能以下にすることが可能となると考えられる。

5. 7 動的挙動推定結果に基づく機能集積化送りねじ機構の制御方法の一考察

5. 7. 1 機能集積化送りねじ機構におけるバックラッシ除去の役割

第3章、第4章で示した機能集積化送りねじ機構の制御方法では、ねじ駆動による粗動位置制御と、圧電素子による微動位置制御とを、バックラッシ除去を境に時間的に分離した。すなわち、粗動位置制御は、常にバックラッシ除去完了前に実行され、微動位置制御は、バックラッシ除去後に行われる。その理由は、機能集積化送りねじ機構におけるバックラッシ除去が、ねじ・ナット間の剛性を確保することとともに、圧電素子による超精密位置決めを可能とする役割をもっているためである。

バックラッシが存在し、不感帯として作用する場合、圧電素子をプッシュ・プルに駆動しても、テーブルではなくナットが動いてしまい、圧電素子による精密位置決めができない可能性がある。そのため第4章までは、常にバックラッシ除去後に微動位置制御を行ってきた。しかし5. 5節で示したように、潤滑油を介してねじからナットに力が伝達されることから、潤滑油を介してナットがねじ面に拘束され、圧電素子によりテーブルを駆動できる可能性がある。この場合、粗動位置制御と微動位置制御を時分割する必要がなくなるため、粗動位置制御中に、微動位置制御可能範囲外においても微動位置制御を行い、高速に偏差を収束させるといった、柔軟な制御方法や、軌跡制御への応用が実現可能となると期待される。

5. 7. 2 バックラッシありでの粗微動連動位置制御

[a] 粗微動連動位置制御の手順 前節で述べたように、バックラッシありの状態では、圧電素子による精密微動位置制御が可能であるかを、実験により検証する。そのために、下記の手順で粗微動連動位置制御を行う。

- (1) 粗動位置制御：圧電素子によりバックラッシ最大とし、ねじ駆動による粗動位置制御を行う。コントローラは第4章図4-13と同様とした。用いた制御パラメータは表5-3の通りであり、サンプリング時間は1msとした。5ms間

連続してテーブルの位置偏差が $\pm 5\mu\text{m}$ 以内の時、次の段階に移行する。後述するように、この間に圧電素子を最初に伸ばす量を決定する。

(2) 圧電素子の伸び量確保：圧電素子による微動可能範囲は、圧電素子の自然長からの伸び量で決まる。例えば、微動位置制御前に2組の圧電素子を、それぞれ $5\mu\text{m}$ 伸ばしておいた場合、圧電素子による微動可能範囲は、 $\pm 5\mu\text{m}$ となる。粗動位置制御時の圧電素子の伸びは、 $0\mu\text{m}$ であるから、バックラッシュを除去しない程度に圧電素子を伸ばし、微動可能とする。圧電素子を伸ばす量は、後述の方法で決定する。

(3) 微動位置制御：圧電素子をプッシュ・プルに駆動し、精密微動位置制御を行う。コントローラは、第4章で用いたものと同様である。

[b] 圧電素子の伸び量の決定法 本節の圧電素子の伸び量は、目標位置近傍において、テーブルが粗動位置制御中に、第3章図3-4のモータ側から押された時と、エンコーダ側から押された時との相対変位の最大値とする。実験では、テーブルに作用する力 p より摩擦力を除去した成分($= p + f_s \sin \phi$)を、5.3節の状態オブザーバにより推定し、その符号からテーブルが押される方向を判定する。また目標位置近傍を、ねじの回転角に換算して目標位置の $\pm 0.349\text{rad}$ ($\pm 20^\circ$) の範囲に限定する。

[c] 実験結果 本項[a]、[b]の方法による位置制御結果を、図5-15、図5-16に示す。ステップ高さは 10mm で、目標位置は、図5-5と同じである。図5-15は時間応答波形であり、この実験では 214ms で位置偏差を $\pm 5\mu\text{m}$ 以内としている。図5-16は、この間のねじの回転角 θ_s と相対変位との関係を示した図で、□はモータ側で、○はエンコーダ側でテーブルが押された場合を示している。[b]の方法により、圧電素子の伸び量は $7.57\mu\text{m}$ と決定されている。 $7.57\mu\text{m}$ 圧電素子を伸ばす方法は、第3章と同様であり、伸ばした結果、テーブルは $7.27\mu\text{m}$ 変位している(図5-15(c))。この時位置誤差は、 $2.46\mu\text{m}$ 残っている。その後 20ms 経過してから微動位置制御を開始し、 62.8ms で位置誤差を、フィードバックセンサの分解能に等しい $\pm 9.89\text{nm}$ 以内としている。図5-8(a)より、目標位置でバックラッシュを除去するためには、近似伸び量を $14\mu\text{m}$ 以上とする必要がある。したがって図5-15では、バックラッシュありの状態、圧電素子による精密微動位置制御が実現できているといえる。

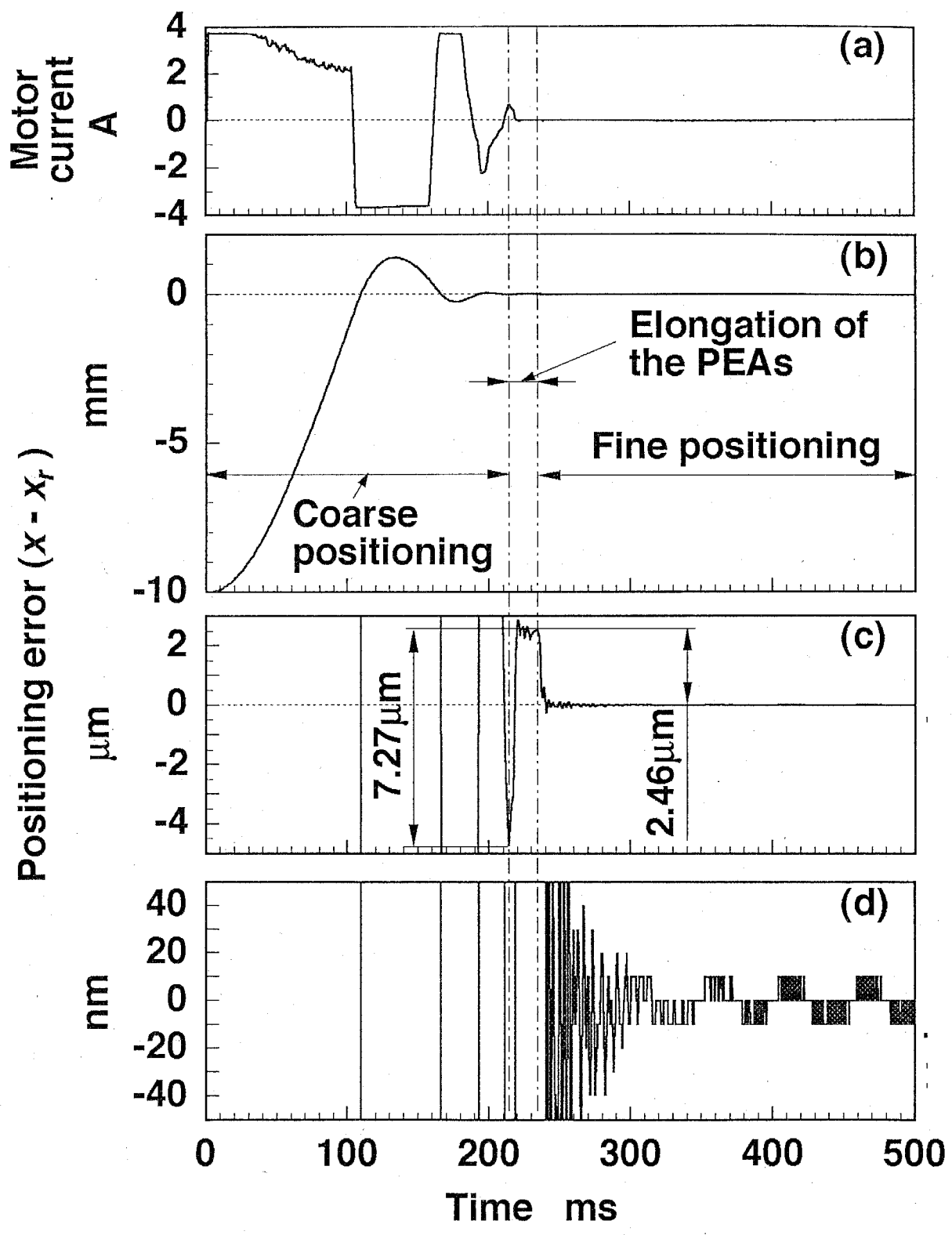


Fig.5-15 Coarse and fine positioning with backlash

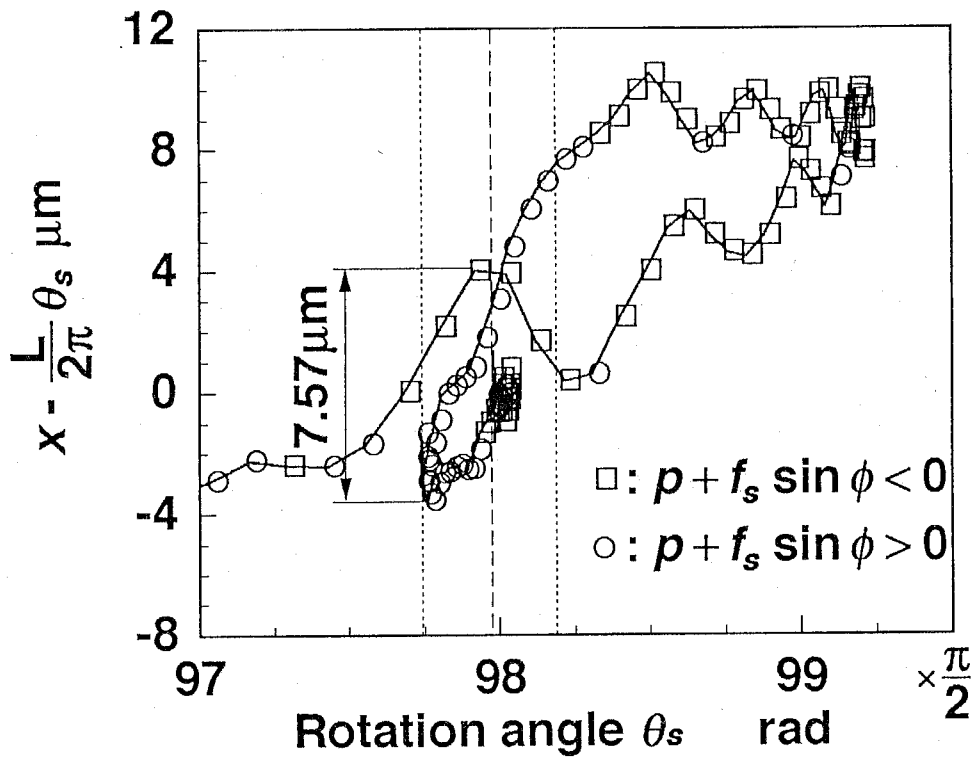


Fig.5-16 Relation between θ_s and $x - \frac{L}{2\pi} \theta_s$ with backlash

Table 5-3 Control parameters(II)

P-D controller			
P	β_{1co}	Proportional gain	$1.975 \times 10^4 \text{ V/m}$
	β_{1ci}	Proportional gain	$1.679 \times 10^5 \text{ V/m}$
D	α_{2c}	Derivative time	$6.91 \times 10^1 \text{ Vs/m}$

さらに同様の実験を46回行ったところ、決定した圧電素子の伸び量が $8\mu\text{m}$ 以下の場合には12回あった。そのような場合の微動位置制御の応答波形を、図5-17に示す。図中の e_a は、決定された圧電素子の伸び量で、 d_i は、微動位置制御開始時の位置偏差である。図5-17の縦軸はテーブルの位置誤差、横軸は微動位置制御開始後の時間を示している。微動位置制御開始以後約100msで、すべての波形の位置誤差は $\pm 9.89\text{nm}$ 以内となっており、その後900ms間、位置誤差 $\pm 9.89\text{nm}$ 以内を維持している。以上のことから、バックラッシありでも、圧電素子による精密微動位置制御は可能であるといえる。したがって今後は、粗動制御系と微動制御系を同時に駆動するといった、より柔軟な制御方法の採用や、軌跡制御への応用なども検討して行く必要があると思われる。

5. 8 結言

本章をまとめると次のようになる。

(1) バックラッシを有する送りねじ機構による高速・高精度位置決め実現の第一歩として、バックラッシを有するすべりねじ機構を用いて位置制御実験を行い、バックラッシが機構の動的挙動に与える影響について考察した。バックラッシの影響は、テーブル変位、ねじの回転角に加え、ねじからテーブルに伝達される力、ねじ・ナット間に作用する摩擦力、ねじ・テーブルの加速度に現れると考えられるが、これらの多くは、直接測定することが困難である。そこで情報機能集積により状態オブザーバを構成し、直接測定が難しい状態変数の推定値、あるいは推定値を利用した計算値を利用して考察した。その結果、下記のことが明らかになった。

(I) ねじからテーブルへの動力伝達は、カップリングをばね、モータ軸とねじを慣性モーメントとする振動系の固有振動数で、振動しながら行われる。また動力伝達は、潤滑油を介しても行われるため、バックラッシが約 $14\mu\text{m}$ ある場合でも、動力伝達は、振動的ながら常時行われる。

(II) テーブル変位は、変位換算でバックラッシ以下の微小なねじの角度変位に対しても、大略追従し、ねじとテーブルの加速度もほぼ一致している。この理由は、本論文の場合のようにバックラッシが $14\mu\text{m}$ と、すべりねじとしては比較的小さい場合、ねじ・ナット間に潤滑油があるため、ねじとナットが接触していなくても、テーブルは、ねじの角度変位に、ほぼ追従して変位す

d_i : Initial deviation e_a : Elongation of the PEAs

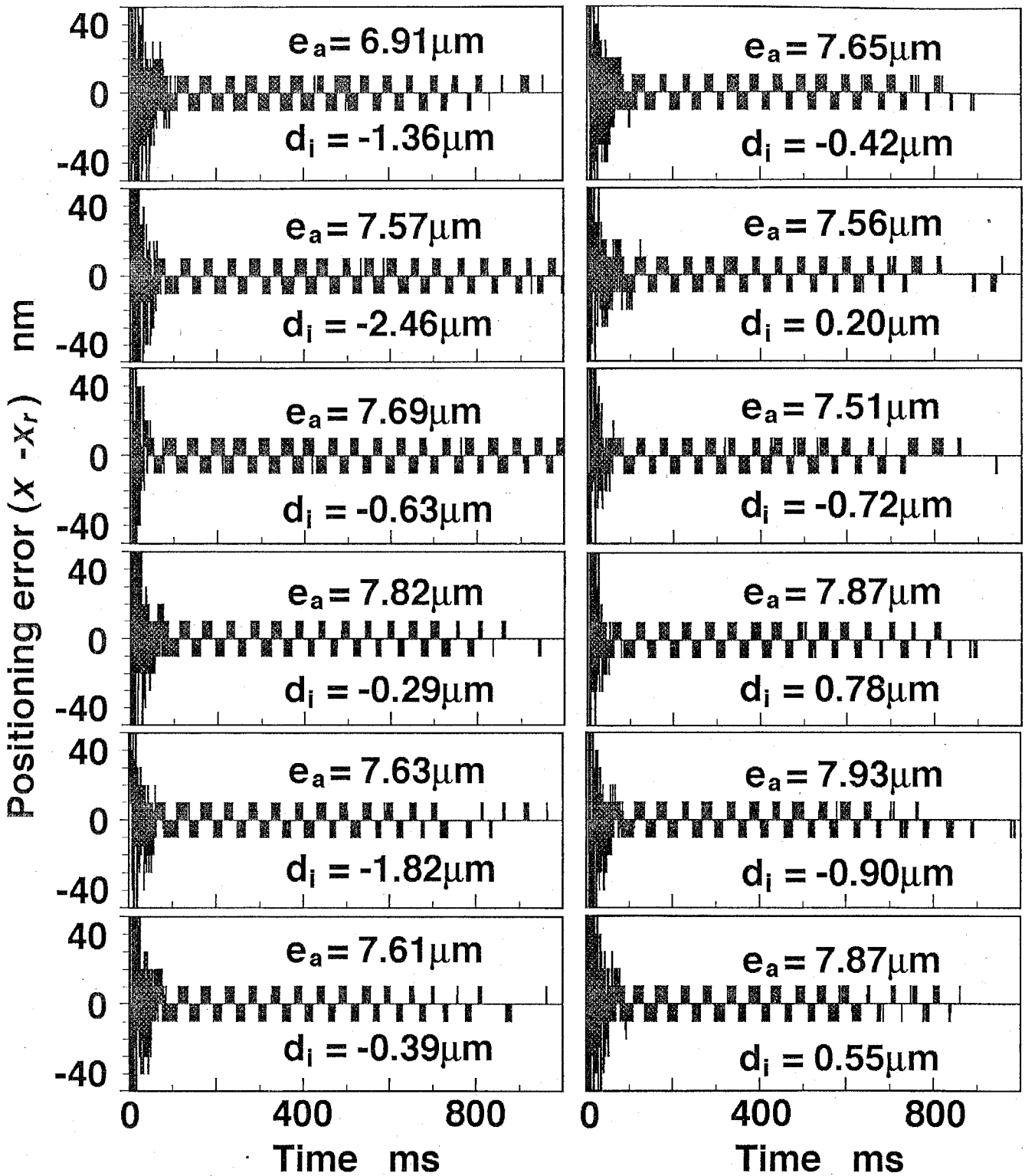


Fig.5-17 Fine positioning with backlash

るためと思われる。

(2) 従来のバックラッシュを考慮した位置制御系設計法は、バックラッシュを既知の一定値としているが、バックラッシュ量は未知であることが多く、場所あるいは摩耗などによって変化してしまう。そこで情報機能集積により、上記(1)より得られた機構の特性情報を利用して、位置制御中にバックラッシュを推定する方法を検討し、実験によりその有効性を確認した。

(3) 潤滑油を介してねじ・ナット間の動力伝達が行われることを利用し、機能集積化送りねじ機構がバックラッシュありの状態でも、圧電素子による精密微動位置制御が可能であることを実験により検証した。実験の結果、バックラッシュありの状態でも、圧電素子による精密微動位置制御が可能であることを確認した。この結果から、粗動位置制御系と微動位置制御系を同時に駆動するといった、より柔軟な制御方法の採用や、軌跡制御への応用が可能となると考えられ、今後検討する必要があると思われる。

第6章 結論

6. 1 結言

本研究の目的は、従来の高性能化方法では解決困難な問題を解決するとともに、従来にはない新機能の創出が可能な方法として、機能集積という概念を提案し、機能集積の精密機構への有効な適用方法を明らかにすることにある。本論文では、まず機能集積とは何かについて論じ、次に機能集積を適用する精密機構として、位置決め機構で最も一般的な送りねじ機構を取り上げ、機能集積により、そのバックラッシュ、摩擦力の問題を解決する方法を検討した。本論文の内容と得られた知見を以下にまとめる。

第1章「緒論」では、まず精密加工、精密測定分野では、高精度、高速な位置、運動制御が可能な機構の必要性がますます高まっていることを説明した。次に、その役割を担うべき精密機構の現状について、機構の性能を本質的に左右する機械的な構成要素である案内要素と駆動・伝達要素に分けて検討し、機構の原理、構造に起因する問題点について述べた。そして様々な問題がトレードオフの関係にあることを指摘した。またそれらの問題を解決するために、従来行われてきた高性能化方法について検討し、その重要性は現在でも変わらないものの、基本的にトレードオフの関係にある問題を解決することは、困難であることを述べた。そして本研究の目的が、そのような問題を解決するとともに、新機能の創出と付与が可能な方法として、機能集積という概念を提案し、機能集積の精密機構への有効な適用方法を明らかにすることであると述べた。

第2章「機能集積の概念」では、まず機能集積の概念を考えるに至った背景について説明し、機能集積とは何かについて述べた。すなわち機能集積とは、機構およびその構成要素各部の有するあるいは有する可能性のある機能を、様々な観点から検討し、メカトロニクスを活用して、それらの機能を目的に応じて集積することにより、機構に存在する問題を解決し、新しい機能を創出することを指向する方法である。

次にここでは、機能集積を、機構各部にアクチュエータを組込むことにより実現される機構機能集積と、コンピュータを利用して機構を智能化することにより実現される情報機能集積に分類した。また機構機能集積については、機構の構造的な問

題点を解決する方式の構造機能集積と、駆動・伝達要素を集積し、駆動・伝達要素に要求される性能を満たす方式の駆動機能集積に分類した。そしてそれぞれの機能集積について、精密機構に適用する方法と利点について、具体例を用いて説明した。

第3章「機能集積化送りねじ機構の原理と基本性能」では、まず機能集積を適用する精密機構として、送りねじを用いた位置決め機構を取り上げ、バックラッシュと摩擦力の問題を、同時に解決できる機能集積化送りねじ機構を提案し、その原理と、試作機構の構造について説明した。機能集積化送りねじ機構は、2個のナットとテーブルの間に圧電素子が配置されており、この圧電素子により、バックラッシュ、摩擦によって生じる問題を解決可能としている。

次に、機能集積化送りねじ機構の位置制御方法と、動的モデルについて説明した。この機構を用いた位置制御は、粗動位置制御用のモータと、微動位置制御用の圧電素子の2種類のアクチュエータを、時分割で駆動するため、2種類の動的モデルを示した。

実験ではまず、試作機構のバックラッシュ量、圧電素子の静特性、動特性の測定、機構各部の動的パラメータの同定を行った。そしてバックラッシュ除去後の微動位置制御可能範囲を求め、粗動位置制御系に要求される位置決め精度を明らかにした。また駆動回路を含む圧電素子の動特性が、変位量により変化することを示し、位置制御時にはこの特性を考慮した。

次に本機構の有する機能を利用した位置制御実験を行い、位置偏差をセンサ分解能に等しい10nm以下にできることを実験的に示した。機能集積化送りねじ機構の位置決めでは、目標位置近傍のバックラッシュ量を知る必要があるが、本章の実験では、予め計測しておいたバックラッシュ量を利用した。また実験では、19Hzの振動が顕著に観測され、位置決め時間延長の一因となっていることを指摘し、19Hzの振動を十分除去できる制御系を設計する必要があることを述べた。

第4章「機構機能集積化によるバックラッシュ計測・除去と位置制御系の改善」では、まず、機構機能集積化により得られた機能を利用し、バックラッシュを計測・除去する方法を説明した。本章では、モータによりトルクを発生させた時、バックラッシュの有無で、テーブルのピーク変位の大きさに差が生じることを利用した。モータに入力する電流およびピーク変位の差は、実験的に求めた。また本方法は、潤滑油の影響を受け、潤滑油の粘度や、圧電素子に電圧を加えた後、モータに電流

を入力するまでの経過時間によって、ピーク変位に差が生じることを示した。

次に位置決め時間を短縮するために、位置制御系の改善を行った。改善は、粗動位置制御系と微動位置制御系に分けて行い、粗微動連動位置制御方法は従来通りとした。まず第3章の実験結果より、粗動位置制御、微動位置制御それぞれの問題点を検討し、次いで改善したコントローラの効果を実験的に検証した。粗動位置制御系では、比例ゲインを位置偏差によって切り換え、微動位置制御系では、19Hzの振動をより抑えられるようにパラメータを変更した結果、10mmステップの粗微動連動位置制御において、位置決め時間を約25%短縮することができた。

本章で求めたバックラッシュ量は、第3章で求めた結果と異なるが、この理由として、(1) 第3章の実験では、接触圧による弾性変形の影響が大きかったこと、(2) 本章の結果は、圧電素子の静特性の近似直線を基礎に得られたものであり、近似誤差があること、が考えられ、それらを考慮すると、両者はよく一致することを示した。また、粗微動連動位置制御中の微動位置制御の振動波形を解析し、テーブルを質量、ボールヒンジを含む圧電素子とコイルばねの弾性をばねとする振動系に起因する290Hzの振動が、最も顕著に現れていることを示した。そして、さらに位置決め時間を短縮するためには、この振動をよりよく制振する必要があることを述べた。

第5章「情報機能集積化による送りねじの動的挙動の推定と位置制御」では、まず、バックラッシュを有する従来の送りねじ機構により、高速・高精度な位置決めを実現する際の問題点を検討し、機構の動的挙動に与えるバックラッシュの影響を把握することと、従来の送りねじ機構を用いて、位置制御中にバックラッシュを推定する方法を実現することが、必要であることを述べた。

次に、情報機能集積により状態オブザーバを構成し、直接測定することが困難である状態変数、すなわち、ねじからテーブルに伝達される力、ねじ・ナット間に作用する摩擦力、ねじ・テーブルの加速度を推定し、機構の動的挙動を考察した。この結果、(1) ねじからテーブルへの動力伝達は、カップリングの剛性等の影響により振動的になるものの、常時行われていること、(2) テーブル運動は、ほぼねじ運動に追従していること、を確認した。

また機構の動的挙動の測定結果、推定結果を基礎に、情報機能集積により、バックラッシュとモータ駆動電流の関係という機構特性を利用して、バックラッシュを推定する方法を示し、実験によりその有効性を検証した。またバックラッシュがある場合

にも、ねじからテーブルへの動力伝達が可能であることから、バックラッシュありの状態での、機能集積化送りねじ機構を用いた高精度位置決め実現の可能性を、実験的に検討した。その結果、バックラッシュありの状態で、センサ分解能に等しい10nm以下の位置決め精度を実現できることを示すことができた。

6. 2 今後の課題

今後本研究をさらに発展させるためには、以下の課題について検討べきであると考えられる。

[a] 機能集積に関する課題

(1) 新たな精密機構に対する機能集積方法の検討

本論文では、回転軸受、平行ばね機構、位置決め機構等に機能集積を適用する方法を示したが、今後は他の機構にも機能集積を適用していく必要があると思われる。例えば、機構機能集積により、ラックとピニオンのバックラッシュや摩擦力の問題を解決する方法や、情報機能集積により、多自由度機構の質量やばね剛性等の動的パラメータの変動を推定し、補償する方法等を検討することが考えられる。

(2) 新しい機械要素への発展の検討

従来の精密機構は、案内要素と駆動・伝達要素、センサ、制御装置から構成されていたが、2. 1節でも述べたように、最近では、送りねじや軸受と一体化したモータ、さらにはコントローラも内蔵されたモータ⁽¹⁾等の、従来の概念にあてはまらない機構の構成要素が現れてきている。この事は、機構の構成要素の物理的な区分の意味の喪失、機構の部品単位でのメカトロニクス化の傾向を示していると考えられる。よって今後は、そのような傾向に合致する手法である機能集積という観点から機械要素を見直し、新しい機械要素への展開を検討していく必要があると思われる。

(3) 機能集積の設計論の確立

今までは、個々の機構、機械要素毎に機能集積を適用して、高性能化、新機能の実現を図ってきた。このような方法でも様々な問題の解決は可能であるが、今後は機能集積によって得られる長所を最大限引き出すために、最適なアクチュエータ、センサの配置に加え、機能集積を機構のどの部分に適用するのが効果的であるか等も検討していく必要がある。また精密機構の設計段階から、機構機能と情報機能を

同時最適集積する方法についても検討すべきであると考えられる。

[b] 送りねじ機構に関する課題

(1) 送りねじ機構に最適な制御方法の検討

従来の送りねじ機構を用いた位置決めでは、PID制御法を基礎とするコントローラが多く用いられている⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾。PID制御法を基礎とするコントローラは、基礎的かつ実用的であり、本研究でもP-D制御法を採用している。しかしこのような制御方法が、バックラッシュや摩擦力、駆動力の飽和といった非線形特性を有する送りねじ機構の精密位置決めには、最適であるかどうかはよくわかっていない。そのため、最適制御法や H_{∞} 制御法、スライディングモード制御法、ファジィ制御法、ニューラルネットワークを用いた制御法等の各種制御方法を送りねじ機構に適用し、それらの有効性を比較、検討し、最適な制御方法を明らかにする必要がある。

(2) 潤滑油の存在を利用した機能集積化送りねじ機構の精密位置制御方法、軌跡制御への応用の検討

本論文では、粗動位置制御と微動位置制御を完全に分離して、機能集積化送りねじ機構による高速・高精度位置決めを行った。しかし第5章の結果から、バックラッシュありの状態でも、潤滑油の存在によって、圧電素子による精密微動位置制御が可能であり、この特性を利用すれば、粗動位置制御と微動位置制御を同時に行うことができると考えられる。

粗動機構と微動機構からなる駆動機能集積化位置決め機構では、しばしば粗動位置制御と微動位置制御が分離して行われる⁽²⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾が、位置偏差が微動可能範囲外にある場合でも、微動位置制御系を駆動することにより、制振効果が得られるとの報告⁽¹²⁾もある。よって、粗動位置制御系と微動位置制御系を同時に駆動し、より高速・高精度な位置決めを実現する方法を、今後検討して行く必要がある。また、常に粗動位置制御系と微動位置制御系を同時に駆動可能であれば、軌跡制御への応用も可能と考えられ、その実現方法を検討すべきである。

(3) バックラッシュを有する送りねじ機構による高精度・高速位置決めのための制御方法の検討

第5章では、バックラッシュを有する送りねじ機構を用いた高速・高精度な位置決めを実現することを目的に、バックラッシュを位置制御中に推定する方法を示し、機構の動的挙動に与えるバックラッシュの影響を考察した。よって今後は、これらの結

果を基礎に，位置制御方法を検討する必要がある．

(4) バックラッシの大きさ，送りねじの種類異なる機構の動的挙動の実験的考察

本論文では， $10\ \mu\text{m}$ オーダのバックラッシを有するすべりねじ機構を用い，ねじ・テーブル間の動力伝達や，変位換算でマイクロンオーダでの，ねじの回転角に対するテーブル変位の追従性について考察した．しかしサブマイクロン以下の微小な領域や，バックラッシの大きさやねじの種類異なる送りねじを用いた場合には，動的挙動が変化する可能性がある．そのため，今後そのような場合の動的挙動についても考察する必要がある．

参考文献

第1章

- (1) 鳥海正樹：半導体製造装置における位置決め技術，精密工学会誌，Vol. 57, No. 10(1991)，1726/1730.
- (2) 渋川哲郎，杉田和彦：工作機械における超精密位置決め技術の現状，精密工学会誌，Vol. 57, No. 10(1991)，1717/1721.
- (3) 薄木雅雄，藪谷誠：超精密非球面加工機について，精密工学会誌，Vol. 55, No. 6(1989)，967/971.
- (4) 東条徹：ナノメータオーダーの位置決め技術の現状と将来，精密工学会誌，Vol. 56, No. 3(1990)，451/455.
- (5) 薛軍，大園成夫，高増潔：三次元座標測定機の案内精度の測定試験と精度検討，精密機械，Vol. 50, No. 3(1984)，556/560.
- (6) 真下寛治，北林秀也，谷村吉久：3次元自由曲面形状の光非接触測定装置，精密工学会誌，Vol. 59, No. 7(1993)，1091/1096.
- (7) 村井誠一郎，上田勝宣，佐久田茂，石川勝士：非接触式形状測定器の開発，1991年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集，(1991)，305/306.
- (8) 岡崎祐一，三井公之，小田切延之：光学式大ストローク非接触サーボプローブ，1991年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集，(1991)，335/336.
- (9) 山田啓文：STMの精密計測への応用，精密工学会誌，Vol. 53, No. 12(1987)，1817/1821.
- (10) 興石宏：転がり直動案内の高性能化とその応用，精密工学会誌，Vol. 57, No. 4(1991)，583/588.
- (11) 井澤實編著：精密位置決め技術 -その設計テクニック-，工業調査会，(1989).
- (12) 小林昭監修：超精密生産技術大系，第2巻 実用技術，(1994).
- (13) 日本機械学会編：電磁力応用機器のダイナミクス，コロナ社，(1990).
- (14) Layton C. Hale and Alexander H. Slocum : Design of anti-backlash transmissions for precision position control systems, Precision Engineering, Vol.16, No.4(1994), 244/258.
- (15) 矢田恒二：ロボットの歯車，精密工学会誌，Vol. 58, No. 8(1992)，1293/1295.
- (16) 日本機械学会編：機械工学便覧，C. エンジニアリング編，(1991).
- (17) 正田英介編著：リニアドライブ技術とその応用，オーム社，(1991).
- (18) 久曾神煌，西雅文，磯部浩巳，大岩孝彰：高分解能インチワーム式移動機構の高速化，1994年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集，(1994)，727/728.

- (19) 樋口俊郎, 古谷克司, 山形豊, 工藤謙一, 小川優: 摩擦力制御によるインパクト駆動機構の高速化, 精密工学会誌, Vol.58, No.8(1992), 1327/1332.
- (20) 社本英二, 申興哲, 森脇俊道: Walking Driveによる精密送り機構(第5報) -ハイブリッド超精密高速位置決めシステムの開発-, 1994年精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (1994), 665/666.
- (21) 井澤實: 総論: 精密および超精密位置決め技術の現状, 精密工学会誌, Vol.57, No.10(1991), 1707/1716.
- (22) 精密工学会編: 精密工作便覧, コロナ社, (1992).
- (23) 鶴本勝夫: 永久磁石を利用した磁気かさ歯車の基本設計に関する二, 三の考察, 日本機械学会第68期全国大会講演会講演論文集, Vol. D, (1990), 53/55.
- (24) 諸貫信行, 古川勇二: 摩擦駆動による精密送り機構に関する研究, 精密工学会誌, Vol.54, No.11(1988), 2113/2118.
- (25) Norio Taniguchi: 1993 ASPE distinguished lecture, Precision Engineering, Vol.16, No.1(1994), 5/24.
- (26) 吉本成香: 空気軸受の高性能化とその応用, 精密工学会誌, Vol.57, No.4(1991), 589/593.
- (27) 金井宗統, 石原直: セラミック製空気静圧送りねじの開発, 精密工学会誌, Vol.56, No.12(1990), 2201/2207.
- (28) 例えば, 日本精工(株): NSK精機製品(Pr.No.1395), (1992).

第2章

- (1) 例えば, 富士電気化学(株): ステップモータカタログ.
- (2) 福田剛, 深尾正, 千葉明: 5軸制御非接触ベアリングレスモータの試作, 第6回電磁力関連のダイナミックスシンポジウム講演会講演論文集, (1994), 387/392.
- (3) 例えば, THK(株): THK LM SYSTEM(CATALOG.No.167), (1994).
- (4) Oswaldo Horikawa, Kaiji Sato and Akira Shimokohbe: An active air journal bearing, Nanotechnology, No.3(1992), 84/90.
- (5) 佐藤海二, 別所聖文, 尾崎敏介, オズワルド ホリカワ, 岡部信次, 下河辺明: 5自由度制御型能動空気軸受(第2報) -軸の回転以外の5自由度運動制御-, 精密工学会誌, Vol.60, No.4(1994), 539/543.
- (6) 松本秀樹, 山口城治, 青山尚之, 下河辺明: 超高精度直線運動機構(第2報) -5自由度の制御-, 精密工学会誌, Vol.54, No.10(1988), 1945/1950.
- (7) 渋谷哲郎, 鈴木弘, 村上慎二, 斎藤晴彦, 大西主洋: 変位制御静圧案内面の開発, 1990年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (1990), 83/84.

- (8) 野村武彦, 金井彰, 宮下政和: 静圧支持回転軸系の回転振れ自動補正機構 -提案と基本動作特性-, 精密工学会誌, Vol. 53, No. 7(1987), 1104/1109.
- (9) 青山尚之, 渡辺一郎, 下河辺明: 高精度な直線運動に関する研究 (第3報) -5自由度制御直動システム-, 精密機械, Vol. 51, No. 12(1985), 2277/2283.
- (10) 水本洋, 田中久隆, 奥野勝則, 松原十三生, 川上隆一: 排気制御絞りによる空気静圧軸受の無限剛性化, 精密工学会誌, Vol. 57, No. 11(1991), 2054/2059.
- (11) 山田啓文: S T Mの精密計測への応用, 精密工学会誌, Vol. 53, No. 12(1987), 1817/1821.
- (12) 佐藤海二, 下河辺明, 千田幸雄, 和田真一: 能動平行ばね機構, 精密工学会誌, Vol. 58, No. 8(1992), 1381/1386.
- (13) 中村晋哉, 垣野義昭: 予圧切換スピンドルの性能評価, 精密工学会誌, Vol. 60, No. 5(1994), 688/692.
- (14) 青山藤詞郎, 稲崎一郎: すべり摩擦付加機構付き工作機械用テーブルシステム, 日本機械学会第68期全国大会講演会講演論文集, Vol. D, (1990), 165/167.
- (15) T.G.Biffano and T.A.Dow: Real Time Control of Spindle Runout, Optical Engineering, Vol.24, No.5(1985) 888/892.
- (16) 吉田世顕, 佐藤海二, 下河辺明: 粗微動位置決め機構の制御に関する研究, 日本機械学会第71期通常総会講演会講演論文集(IV), (1994), 701/703.
- (17) 森山茂夫, 原田達男, 高梨明紘: 圧電素子アクチュエータ微動機構を備えた超精密X-Y移動台, 精密機械, Vol. 50, No. 4(1984), 718/723.
- (18) D. E. Luttrell and T. A. Dow: Development of a High Speed System to Control Dynamic Behaviour of Mechanical Structures, Precision Engineering, Vol.9, No.4(1987), 191/200.
- (19) 柿本恵未, 岩田穰治, 田中良治, 前田武彦, 田崎義幸, 梅垣淳一, 河野英一: 0.01 μ m分解能XY Θ ステージの開発 (第2報: ステージのサーボ特性), 1989年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (1989), 291/292.
- (20) H. Yonezawa, Y. Hirata, H. Sasai: Positioning Table with High Accuracy and High Speed, Annals of the CIRP, Vol.39, No.1(1990), 433/436.
- (21) 中林志郎, 鳥居英明, 久保田哲也: 粗微動複合型超精密サーボ技術の開発 -複合型1軸テーブルの試作と評価-, 1990年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (1990), 1055/1056.
- (22) 浅野伸, 後藤崇之, 岡崎祐一: 粗・微動複合サーボシステムの開発 -1軸テーブルの試作と評価-, 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.

- (2 3) 竹村進一, 玄葉佳則, 松井丈, 堀内宰: 工作機械における P Z T 併用式高精度位置決めに関する研究, 1992年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (1992), 347/348.
- (2 4) 中沢弘, 富田恭司: 工作機械用高速テーブル送り機構の研究, 精密工学会誌, Vol. 57, No. 3(1991), 538/543.
- (2 5) 橋本剛, 佐藤海二, 下河辺明: 磁力を用いた精密位置決め機構 (第2報), 日本機械学会第71期通常総会講演会講演論文集 (IV), (1994), 704/706.
- (2 6) 則次俊郎, 和田力, 伴野順一: 電空制御弁の動作遅れを考慮した空気圧サーボ系の最適制御, 計測自動制御学会論文集, Vol. 24, No. 5(1988), 490/497.
- (2 7) 岡村栄治: 動的オフセットをもつ磁気ディスク装置の精密シーク制御, 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 60, No. 576(1994), 2621/2626.
- (2 8) 家沢雅宏, 今城昭彦, 富沢正雄: A Cサーボモータ位置決め系の摩擦補償による高精度化, 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 59, No. 568(1993), 3811/3816.
- (2 9) 山田一郎: オブザーバによるサーボモータ系の固体摩擦の推定と位置決め制御への応用, 計測自動制御学会論文集, Vol. 24, No. 2(1988), 162/169.
- (3 0) 山田一郎, 金子和政, 高柳慎: 記憶媒体ハンドリング機構における外乱補償制御, 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 57, No. 534(1991), 533/538.
- (3 1) Dieter Vischer, Hannes Bleuler: A New Approach to Sensorless and Voltage Controlled AMBs Based on Network Theory Concepts, 2nd International Symposium on Magnetic Bearing, (1990), 301/306.
- (3 2) 橋谷秀樹, 岡田養二, 永井文秀: センサレス能動制振の研究 (動電アクチュエータによる速度推定と制御), 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 58, No. 554(1992), 2912/2917.

第3章

- (1) 井澤實: 総論: 精密および超精密位置決め技術の現状, 精密工学会誌, Vol. 57, No. 10(1991), 1707/1716.
- (2) 牧野内進: 半導体リソグラフィにおけるセンサと位置決め技術, 精密工学会誌, Vol. 57, No. 10(1991), 1731/1734.
- (3) 里見忠篤, 山本晃: 空気式静圧送りねじに関する研究 (第2報) - 1 リード分のめねじを用いた場合の静剛性 -, 精密機械, Vol. 51, No. 10(1985), 1915/1920.
- (4) 水本洋, 松原十三生, 牧本良夫: フランク面にステップを持った空気静圧ねじの試作, 精密工学会誌, Vol. 53, No. 4(1987), 646/651.
- (5) 坂野哲朗, 榊原伸介, 沢田潔: 基礎技術研究所の技術開発, FANUC Technical Review, Vol. 5, No. 2(1992), 1/14.

- (6) 金井宗統, 柴山昭則, 石原直, 宇根篤暢: セラミックス製空気静圧送りねじの開発 (V) -剛性, 分解能, 及び給気流量の向上-, 1993年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (1993), 293/294.
- (7) 日本精工(株): NSK精機製品 (Pr. No. 1395), (1992).
- (8) NTN(株): NTN精密ボールねじ (CAT. No. 6000/J), (1993).
- (9) THK(株): LM SYSTEM 直動システム (No. 200), (1994).
- (10) 鈴木悦四, 橋本進, 保科直美: 磁気ねじとその応用, 機械の研究, Vol. 28, No. 2 (1976), 267/270.
- (11) 井澤實編著: 精密位置決め技術 -その設計テクニック-, 工業調査会, (1989).
- (12) Alexander H. Slocum: Precision Machine Design, Prentice Hall (1992).
- (13) (株)トーキン: Technical Document 積層型圧電アクチュエータ, Vol. 02.
- (14) 機械システム設計便覧編集委員会編: J I Sに基づく機械システム設計便覧, 日本規格協会 (1986).
- (15) 日本機械学会編: 機械工学便覧, A. 基礎編 B. 応用編, (1993).
- (16) 青木芳人, 川瀬佳洋, 深田茂生, 大塚二郎: ねじ駆動による超精密位置決め (第1報) -すべりねじとボールねじによる基礎的研究-, 精密工学会誌, Vol. 56, No. 11 (1990), 2033/2038.
- (17) H. Yonezawa, Y. Hirata, H. Sasai: Positioning Table with High Accuracy and High Speed, Annals of the CIRP, Vol. 39, No. 1 (1990), 433/436.
- (18) 木下博雄, 金井宗統, 出口公吉, 斎藤忠男: 空気浮上式高速XYステージの試作, 精密工学会誌, Vol. 52, No. 10 (1986), 1713/1718.
- (19) 涌井伸二, 浅田克巳, 佐藤幹夫: 定盤加速度信号を用いたXYステージ位置決め制御系の解析, 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 60, No. 580 (1994), 4183/4189.

第4章

- (1) 木下博雄, 金井宗統, 出口公吉, 斎藤忠男: 空気浮上式高速XYステージの試作, 精密工学会誌, Vol. 52, No. 10 (1986), 1713/1718.
- (2) 涌井伸二, 浅田克巳, 佐藤幹夫: 定盤加速度信号を用いたXYステージ位置決め制御系の解析, 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 60, No. 580 (1994), 4183/4189.
- (3) 湯浅亀一: 材料力学公式集, コロナ社, (1987).

第5章

- (1) 山田一郎: オブザーバによるサーボモータ系の固体摩擦の推定と位置決め制御への応用, 計測自動制御学会論文集, Vol. 24, No. 2 (1988), 162/169.
- (2) 山田一郎, 金子和政, 高柳慎: 記憶媒体ハンドリング機構における外乱補

- 償制御, 日本機械学会論文集 (C編), Vol.57, No.534(1991), 533/538.
- (3) 伊藤正美, 自動制御概論 [下], 昭晃堂, (1991).
- (4) 下嶋浩, 児玉健一, 沢田盛寛: 自動位置決め機構の動特性, 日本機械学会論文集 (第3部), Vol.44, No.384(1978), 2888/2895.
- (5) 二見茂, 久良修郭, 七井貞明: バックラッシュを有するサーボ機構のマイクロコンピュータを用いた衝突が生じない制御方式, 精密機械, Vol.50, No.11(1984), 1791/1797.
- (6) 例えば, ねじ便覧編集委員会編, ねじ便覧, 日刊工業新聞社, (1966).
- (7) 岩井善太, 井上昭, 川路茂保, オブザーバ, コロナ社, (1990).
- (8) 美多勉, デジタル制御理論, 昭晃堂, (1986).

第6章

- (1) 本田技研工業㈱: 多用途インホイールタイプ・モータカタログ(1995).
- (2) 中林志郎, 鳥居英明, 久保田哲也: 粗微動複合型超精密サーボ技術の開発—複合型1軸テーブルの試作と評価—, 1990年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (1990), 1055/1056.
- (3) 浅野伸, 後藤崇之, 岡崎祐一: 粗・微動複合サーボシステムの開発—1軸テーブルの試作と評価—, 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.
- (4) 中沢弘, 富田恭司: 工作機械用高速テーブル送り機構の研究, 精密工学会誌, Vol.57, No.3(1991), 538/543.
- (5) 青木芳人, 川瀬佳洋, 深田茂生, 大塚二郎: ねじ駆動による超精密位置決め(第1報)—すべりねじとボールねじによる基礎的研究—, 精密工学会誌, Vol.56, No.11(1990), 2033/2038.
- (6) 内田憲男, 高橋良彦, 山田昇, 広川利夫: 自重補償機構を備えた縦形の超精密XYステージ—摩擦の影響を考慮した位置決め—, 精密工学会誌, Vol.54, No.5(1988), 884/889.
- (7) 石原直, 宇根篤暢, 金井宗統, 鈴木雅則, 福田眞, 小俣富士夫: SOR用たて形X線ステッパの開発, 精密工学会誌, Vol.57, No.3(1991), 459/466.
- (8) 高速精密位置決め機構のモデリングとゲイン調整による振動抑制, 日本機械学会第68期全国大会講演会講演論文集 (Vol. D), (1990), 135/137.
- (9) 森山茂夫, 原田達男, 高梨明紘: 圧電素子アクチュエータ微動機構を備えた超精密X-Y移動台, 精密機械, Vol.50, No.4(1984), 718/723.
- (10) 柿本恵未, 岩田穰治, 田中良治, 前田武彦, 田崎義幸, 梅垣淳一, 河野英一: $0.01\mu\text{m}$ 分解能XY θ ステージの開発(第2報: ステージのサーボ特性), 1989年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (1989), 291/292.
- (11) H. Yonezawa, Y. Hirata, H. Sasai: Positioning Table with High Accuracy and High

Speed, Annals of the CIRP, Vol.39, No.1(1990), 433/436.

- (1 2) 葛欣, 高野政晴, 佐々木健: 二重駆動精密ロボットに関する研究, 精密工学会誌, Vol. 57, No. 5(1991), 813/818.

謝辞

本研究を遂行するにあたり、筆者が東京工業大学在学中より、終始親身になって御指導、御教示くださり、また公私にわたり叱咤激励して頂いた東京工業大学精密工学研究所 下河辺 明教授に深甚なる敬意と感謝の意を表します。

そして論文に対して有益な御意見、御助言をくださいました東京工業大学精密工学研究所 梅澤清彦教授、丸山一男教授、北條春夫助教授、および総合理工学研究科精密機械システム専攻 横山正明教授に深く感謝申し上げます。

実験装置の精密加工に対して、並々ならぬ御協力を頂いた横塚浩一助手（平成5年退官）をはじめとする精密工学研究所機械工場の皆様に心より感謝致します。また実験装置の試作に御支援頂いた三菱化学の和田真一、千田幸雄の各氏に感謝致します。

深夜におよぶ実験に何度となく取り組み、実験に多大な協力を頂いた今田滋彦（現、運輸省）、村山禎恒（現、特許庁）、藤本浩明（現、川崎重工）君らの健闘に対して心から感謝致します。また堀内優史、別所聖文君らにも実験に協力して頂きました。学生時代より、公私ともに様々な相談に乗っていただいた静岡大学工学部 青山尚之助教授、筑波大学構造工学系 長田秀治講師、そしてオズワルド ホリカワ（現、サンパウロ大学助教授）、辺見信彦（現、東京理科大学助手）、唐東雷（現、東京精密）、山口城治（現、NTT）の各氏に深く感謝します。さらに論文作成時に惜しめない協力を頂いた進士忠彦助手、太刀川博之技官および下河辺研究室の学生の皆様にも感謝致します。

最後に日頃より技術的、事務的助言を頂きました東京工業大学精密工学研究所職員をはじめとする多くの方々に感謝致します。

平成7年5月11日

佐藤海二