

# 機台振動を有するリニアスライダシステムの モデリングと位置決め制御

渡辺 創

# 目次

第1章	序論	1
1.1	背景	1
1.2	従来の研究と本研究の関連	4
1.3	各章の構成	5
第2章	リニアスライダシステム	8
2.1	緒言	8
2.2	システム構成	8
2.3	生産性向上のための改良	10
2.4	機台振動現象	16
2.5	リニアスライダシステムの制御	19
2.5.1	各リニアスライダシステムの制御における問題点と制御手法	19
2.5.2	メカトロニクス機器の制御装置	22
2.6	本論文で取り扱うシステム	24
2.7	結言	26
第3章	機台振動系の二慣性系表現	28
3.1	緒言	28
3.2	リニアモータスライダシステムのモデル化	29
3.2.1	物理モデル	29
3.2.2	数学モデル	29
3.3	ボールねじスライダシステムのモデル化	32
3.3.1	物理モデル	32
3.3.2	数学モデル	34
3.4	機台振動系と二慣性系の相互関係	36

3.5	二慣性系に基づいた機台振動系の位置決め制御 . . . . .	40
3.5.1	制御系の構成 . . . . .	40
3.5.2	シミュレーション . . . . .	43
3.5.3	実機検証 . . . . .	46
3.6	結言 . . . . .	52
<b>第 4 章</b>	<b>タンDEM型ツインリニアスライダシステムの非干渉化</b>	<b>53</b>
4.1	緒言 . . . . .	53
4.2	設計方針 . . . . .	54
4.3	非干渉化 . . . . .	56
4.3.1	対象のモデル化 . . . . .	56
4.3.2	非干渉化手法 . . . . .	59
4.3.3	二つの互いに非干渉な一軸一可動子型機台振動系を実現する場合 . . . . .	65
4.3.4	設計パラメータの設計法 . . . . .	66
4.4	検証実験 . . . . .	70
4.4.1	制御系の構成 . . . . .	70
4.4.2	実験概要 . . . . .	72
4.4.3	実験結果 . . . . .	73
4.5	結言 . . . . .	79
<b>第 5 章</b>	<b>結論</b>	<b>81</b>
	謝辞	83
	参考文献	84
	付録 A 位置決め制御時に残る定常偏差への対処	i

# 目 次

2.1	ボールねじ機構を有するリニアスライダシステムのモデル図 . . . . .	9
2.2	小型化・軽量化される前の加工装置のモデル図 . . . . .	11
2.3	図 2.2 における問題点を解決するための改良を加えた加工装置のモデル図 . . . . .	12
2.4	リニアモータスライダシステムのモデル図 . . . . .	14
2.5	同一軸上に二つの可動子を持つ搬送装置のモデル図 . . . . .	15
2.6	複数の可動子の連結により重量物の搬送が可能な搬送装置のモデル図 . . . . .	16
2.7	ある機械設備スライダの位置決め時のスライダ応答 [2] . . . . .	17
2.8	一般的な汎用制御装置の構成図 . . . . .	23
2.9	2リンクマニピュレータを汎用制御装置を用いて制御する場合の概念図 . . . . .	24
3.1	リニアモータスライダシステムの物理モデル . . . . .	29
3.2	一軸一可動子型機台振動系のブロック線図 . . . . .	31
3.3	ボールねじスライダシステムの物理モデル . . . . .	32
3.4	ボールねじスライダシステムのブロック線図 . . . . .	35
3.5	式(3.11)のブロック線図 . . . . .	37
3.6	機台振動系で表現した二慣性系の等価ブロック線図 . . . . .	38
3.7	二慣性系に対して提案された制御手法を適用した制御系全体のブロック線図 . . . . .	42
3.8	シミュレーション結果：可動子の応答 (式(3.21)を用いた場合) . . . . .	44
3.9	シミュレーション結果：機台の応答 (式(3.21)を用いた場合) . . . . .	44
3.10	シミュレーション結果：可動子の応答 (式(3.23)のみを用いた場合) . . . . .	45
3.11	シミュレーション結果：機台の応答 (式(3.23)のみを用いた場合) . . . . .	46
3.12	実験機の外観図 . . . . .	47
3.13	可動子に与える目標軌道 (実験開始から 0.1s で 0.05m 移動) . . . . .	48
3.14	実験結果：可動子の目標軌道に対する偏差 (式(3.21)を用いた場合) . . . . .	49

3.15	実験結果：可動子の目標軌道に対する偏差 (式(3.23)のみを用いた場合)	49
3.16	実験結果：機台の応答 (式(3.21)を用いた場合)	50
3.17	実験結果：機台の応答 (式(3.23)のみを用いた場合)	50
3.18	実験結果：可動子への入力推力 ((3.21)を用いた場合)	51
3.19	実験結果：可動子への入力推力 (式(3.23)のみを用いた場合)	51
4.1	フィードフォワード入力による非干渉化を実現する制御装置の概念図	56
4.2	タンDEM型ツインリニアスライダシステムの物理モデル	57
4.3	タンDEM型ツインリニアスライダシステムのブロック線図	59
4.4	非干渉化後のタンDEM型ツインリニアスライダシステムのブロック線図	60
4.5	式(4.5)の入力を図 4.3 に適用した場合のブロック線図	62
4.6	非干渉化を考慮したタンDEM型ツインリニアスライダシステムのブロック線図	68
4.7	タンDEM型ツインリニアスライダシステムの実験装置の外観図	70
4.8	モデル追従制御系のブロック線図	71
4.9	実験結果 (非干渉化手法の有効性の確認)：可動子 1 における偏差	74
4.10	実験結果 (非干渉化手法の有効性の確認)：可動子 2 における偏差	75
4.11	実験結果 (非干渉化手法の有効性の確認)：機台の変位	75
4.12	実験結果 (可動子の位置決め制御)：可動子 1 における偏差	77
4.13	実験結果 (可動子の位置決め制御)：可動子 1 に与えた推力	77
4.14	実験結果 (可動子の位置決め制御)：可動子 2 における偏差	78
4.15	実験結果 (可動子の位置決め制御)：可動子 2 に与えた推力	78
4.16	実験結果 (可動子の位置決め制御)：機台の変位	79
A.1	PD 制御則を PID 制御則に変更した場合のブロック線図	ii
A.2	実験結果：可動子の目標軌道に対する偏差 (PD 制御則を PID 制御則に変更した場合)	ii
A.3	実験結果：機台の応答 (PD 制御則を PID 制御則に変更した場合)	iii
A.4	実験結果：可動子への入力推力 (PD 制御則を PID 制御則に変更した場合)	iii
A.5	実験結果：可動子への入力推力 (PD 制御則を PID 制御則に変更した場合)	iv

# 表 目 次

3.1	リニアモータスライダシステムにおける変数および物理パラメータ . . . . .	30
3.2	ボールねじスライダシステムにおける変数および物理パラメータ . . . . .	33
3.3	ボールねじスライダシステムと一般的な二慣性系の関係 . . . . .	36
3.4	シミュレーションに用いた物理パラメータおよび制御則の設計パラメータの 諸元 . . . . .	43
3.5	図 3.12 に示す実験機の諸元 . . . . .	47
4.1	タンデム型ツインリニアスライダシステムにおける変数および物理パラメータ	57
4.2	実験に関する諸元 . . . . .	73

# 第1章 序論

## 1.1 背景

日本の産業を支える工業技術において、工作機械や半導体露光装置など各種製造機械の発達は、そのまま産業の発展と密接につながっている。特に1975年ごろ、日本においてその概念が生みだされた“メカトロニクス”技術は、日本国内の産業にとどまらず、製造機械の発達を通じて世界規模での産業の発達に現在もなお、大きく貢献している。そもそも“メカトロニクス (MECHATRONICS)”という言葉は、“メカニクス (Mechanics)”と“エレクトロニクス (Electronics)”が合成された和製英語である [1]。しかしながら、単なる合成を指すのではなく、最近では、コンピュータを含む制御装置が製造機械など装置自体に組み込まれているようなシステムに対して用いられることが多い。代表的なシステムとしては、NC(Numerical Control) 旋盤や NC フライス盤などに代表される NC 工作機械や産業用ロボットなどがある [2]。

メカトロニクス技術を用いた最も基本的なシステムは、被加工物もしくは加工治具を、二次元平面内もしくは三次元空間内において移動させ位置決めする、いわゆる“リニアスライダシステム”である。この“リニア”は二次元平面もしくは三次元空間において、直線軸上を移動することを意味し、“スライダ”とは、被加工物を搭載あるいは加工治具を取り付け、駆動される部分を指す。この直線軸上をスライダが駆動するために用いられるアクチュエータとしては、電動モータ、油圧アクチュエータ、空気圧アクチュエータなどが用いられ、伝達機構となる送り要素としては、多くの場合、ボールねじやすべりねじなどのねじ機構が用いられる。一般に様々なアクチュエータと送り要素の組み合わせが存在する中で、低コスト・小型・制御のしやすさなどの観点から、アクチュエータに電動モータを、送り要素にはボールねじを用いる組み合わせが多く利用されている。このようなシステムに対して種々の制御手法を用い、制御することにより、加工や搬送など所望の作業が遂行される。

このリニアスライダシステムが産業に応用された歴史を見ると、まず NC 工作機械において、1967年ごろに電動モータの中でも比較的制御しやすい DC モータとボールねじが組

み合わされたリニアスライダシステムが開発された。以来、DC モータに代表される回転型モータを用いたリニアスライダシステムは、工作機械分野のみならず、特に 1980 年ごろより電子部品実装装置などの各種メカトロニクス機器の位置および速度の制御に利用されていった [3]。近年は特に、さらなる生産性向上を目的としたスライダの高速・高精度位置決め要求に対応するための様々な開発が行われている。ハードウェア面の開発の一例としては、ボールネジのハイリード化によるスライダの高速化や、モータ角度のみをフィードバックするセミクロード制御方式から、被駆動物であるスライダの位置もフィードバックするフルクロード制御方式への制御方式の変更、およびそれに伴うセンサの開発などが挙げられる。

またソフトウェア面の開発も、特に制御に関する点から着目すると、上記の制御方式の変更以外にも様々な改善が行われている。一例としては、電動モータの回転子やボールねじ、スライダなどシステムを構成する複数の要素を一つの質量 (または慣性モーメント) にまとめて取り扱い、要素間の弾性などを考慮しない“剛体系”としてのモデリングから、各要素を分けて考え、その間の弾性 (ねじれ剛性や送り方向剛性など) を陽に考慮する“多慣性系”としてのモデリングを採用することなどが挙げられる。これにより、高速なスライダ速度の中においても、高精度位置決めを実現することが可能となり、所望の要求を満たしてきた [4]。しかし、要求される仕様においてスライダの速度が  $2\text{m/s}$  を超える、あるいは位置決め精度が  $1\mu\text{m}$  以下であるものに対しては、一般に「回転型モータ + ボールネジ」機構では、構成上の問題により限界に近く、特殊な機構や特別に精度の良いセンサを持つ装置を除くと、さらなる高速・高精度位置決めは困難になりつつある。

一方、リニアモータは、原理自体は 1841 年に英国で誕生したものの、当初は製造技術的な問題により、DC モータに代表される回転型モータと回転直動変換機構の組み合わせには太刀打ちできず、応用が限られていた。しかし、1980 年代に各種リニアモータの適用・運用法が体系化され、リニアモータが注目されるようになった。特に、情報機器分野のプリンタ、磁気ディスク、ハードディスクのヘッド送りなどでは、スライダの高速・高精度位置決め要求に対し、回転型モータとボールねじに代表される回転直動変換機構の組み合わせでは物理的な寿命の限界などにより、接触面がより少なくなるリニアモータ化が検討され、その性能のよさのため一気に実用化が進んだ [5]。リニアモータによるスライダの直接駆動 (ダイレクトドライブ) 機構は、スライダとアクチュエータ間に、弾性要素となりえるカップリング、ボールねじや減速機が存在しない。このことから機構系を高剛性化し易く、モデルの構築やパラメータ同定が精度良く行えるため、スライダの高速化要求に対して有利である。

これを裏付ける実験結果として、従来型の位置および速度ループ制御系で運転評価を行なった結果、高速・高応答なサーボ系の実現が報告されている [6]。またダイレクトドライブ機構の構造上、切削力変動や負荷変動などの外乱に対して影響を受けやすくなる [7] が、スライダ位置を直接計測するフルクロード制御方式が基本となるため、その影響を軽減し、高精度な位置決めが実現できる。さらにリニアモータの構造上、同軸上に複数のスライダを配置することも容易であり、一つの軸上での複数スライダによる同時作業が可能ため、生産コスト的に優位性を見出すこともできる。

しかし、リニアモータを用いたスライダを採用した際の問題点の一つとして、機台振動現象があげられる [8,9]。これはスライダを駆動するためにコイルと永久磁石間で発生させた推力が、ダイレクトドライブによりそのまま反作用が永久磁石に加わるため、永久磁石を固定している機台全体が反作用の影響により振動する現象を指す。特に、高速での Point to Point 位置決めにおける急峻な推力変動が生じる場合において、機台振動現象は顕著となる。機台振動現象自体は、リニアモータ駆動機構が早くから採用されてきた半導体製造加工装置においては当初より問題視されており、機台振動抑制専用の新たな構造的対応や、制振装置の付加などの対策が施されてきた。しかしながら汎用のメカトロニクス機器については、採用されてきたリニアスライダシステムが「回転型モータ + ボールねじ」機構を用いており、しかもスライダの加減速度も 1G とそれほど大きくないため、顕著な機台振動現象も生じておらず、それほど問題視されてこなかった。しかし近年、汎用のメカトロニクス機器にも高速化・高精度化要求からリニアモータ駆動の採用が増加しており、機台振動現象がスライダの位置決めに与える影響が顕著になってきた。しかし、汎用のメカトロニクス機器では、半導体露光装置のような機台振動抑制専用の機構を別途設けることは、コスト面、スペース面から困難なのが実状である。

もっとも、機台とスライダの質量比が十分大きければスライダを高加減速で駆動しても機台振動は微量であるため、スライダの位置決めにおいて大きな問題とはならない [8]。ところが装置全体における製作コストの削減と設置場所を省スペースにする要望から機台は軽量化され、スライダの質量と比較して機台振動現象の影響を無視できるほどの十分に大きな質量比は得られなくなってきている。この状況下では、機台振動現象のスライダ位置決めへの影響を考慮する必要がある。また、機台振動は装置全体の振動であるために、一般に十数 Hz から数十 Hz と低周波数の振動となり、一旦機台振動が誘発されるとなかなか減衰せず、スライダ位置決めにおける整定時間に多大な悪影響を与える [9]。この機台振動現象は、小

型化や軽量化など装置の改良に伴って顕著になる現象であると言え、汎用のメカトロニクス機器ではコスト面などから別途の機構などを追加することなく、制御手法による対策を打つことが重要となる。

## 1.2 従来の研究と本研究の関連

1.1 節の背景を踏まえ、汎用のメカトロニクス機器に対して機台振動現象を取り扱う研究が数多く行われてきた [9–19]。汎用のメカトロニクス機器における制御目的は、スライダの高速かつ高精度な位置決めであり、これはそれぞれの研究に共通している。行われている研究は主に、モデリングに考慮しなかった高次モードや各種摩擦の影響、あるいは物理パラメータの変動や切削力変動などの条件下においても、制御目的を達成するための制御手法を提案している。一例としては、機台振動モデルをフィードフォワード制御器の構成に、フィードバック制御器に PID 制御をそれぞれ利用するモデル追従制御系を設計し、GA を用いてパラメータを調整することで機台振動を抑制する手法 [9] や、フィードバック補償器にスライディングモード制御系を用いることで、質量変化などに強い制御手法 [10] などがある。さらにリニアモータを用いたスライダの特徴の一つであるマルチスライダ構成の設備に対する制御手法としても、二つのスライダと機台振動系からなるモデルに対する逆伝達関数を求め、モデル追従制御系を構成することによりモデル化誤差を軽減する制御系を構築する手法 [11] などがある。一方で、「回転型モータ+ボールねじ」機構で構成されるリニアスライダでは、前述した多慣性系の一つである二慣性系としてシステムをモデル化することで、ねじれ剛性や送り方向剛性などを陽に考慮し、その影響を軽減する制御手法によりスライダの高速・高精度な位置決めが実現されている [20–24]。これらは主に、温度などの環境により変動するパラメータが制御性能に影響を与える場合や、負荷質量の変動などに対応可能な手法であり、特に適応制御や学習制御などオンライン調整が可能な種々の制御手法も提案されている。

このように各種リニアスライダシステムに対して、スライダの高速かつ高精度な位置決めを制御目的とし、様々な条件下においても制御目的を達成する制御手法が提案されているが、アクチュエータや伝達機構が異なる、あるいはスライダの数が増えるなど制御対象が変わるたびに、新たな問題が起こることも多く、モデリングや制御対象の解析、制御手法の検討などを行う必要がある。リニアスライダシステムの制御目的は、スライダの高速・高精度位置

決めであり、それは各種リニアスライダシステムにおいて共通であるため、従来から各種リニアスライダシステムに対して提案されている解析手法や制御手法を、他のリニアスライダシステムに適用することが出来れば、解析手法や制御手法の流用が可能となるため応用の幅も広がり、制御系設計も簡単化できる。

そこで本論文では、三つの異なるリニアスライダシステムのモデリングと制御手法を分析することで、リニアスライダシステムの統一的な解析・設計手法を提案する。対象とするシステムは、

- (1) 「回転型モータ+ボールねじ」機構を用いたスライダ
- (2) 機台振動を有するリニアモータ駆動のスライダ
- (3) 機台振動を有し、スライダが直列方向に二つ配置されたりニアモータ駆動のスライダ

の三つとし、提案する統一的な解析・設計手法により、従来から三つのリニアスライダシステムに対して提案されている制御対象の解析手法や制御手法の互換などを実現する。

最初に、機台振動を有するリニアモータ駆動のスライダを表現するモデルとして一般的に用いられている一軸一可動子型機台振動系が、パラメータ変換を行うことで、二慣性系で表現できることを示す。これにより、機台振動を有するリニアモータ駆動によるスライダと「回転型モータ+ボールねじ」機構を用いたスライダを、共通の解析手法や制御系設計で論じることが可能となる。さらに、機台振動を有し、スライダが直列方向に二つ配置されたりニアモータ駆動のスライダを、フィードフォワード入力を用いて非干渉化することにより、二つの独立した一軸一可動子型機台振動系に分解できることを示す。これにより、共通の機台上に二つのスライダが存在する機台振動系をも、一軸一可動子型機台振動系として解析・制御系設計が可能となる。また、これらの手法を適用した実機検証を行い、スライダの位置決めにおける有効性を確認する。

### 1.3 各章の構成

本論文における、各章の構成は次の通りである。

## 第 2 章 リニアスライダシステム

2 章では、リニアスライダシステムのシステム構成や用いられる制御手法に焦点を当てる。ここでは、リニアスライダシステムに要求される性能や設置環境などに対応するために行われてきたリニアスライダシステムの改良点について考察し、その中で顕著になりつつある機台振動現象についても述べる。また、システム構成が異なる数種のリニアスライダシステムを取り上げ、それぞれに対して提案されている制御手法についてもいくつか述べる。さらに、汎用のメカトロニクス機器に対して用いられている制御装置の構成についても触れ、この制御装置を利用することを前提としたときの、従来から提案されている制御手法を用いるための条件に付いて考察する。最後に本論文で取り扱うモデリングと制御手法について述べ、議論の方向性を併せて列挙する。

## 第 3 章 機台振動系の二慣性系表現

3 章では、機台振動系と二慣性系のモデル間の共通点に着目したモデルの相互変換手法を提案する。機台振動を有するリニアモータ駆動のスライダを表現するために用いられる一軸一可動子型機台振動系と、「回転型モータ+ボールねじ」機構を用いたスライダを表現するために用いられることの多い二慣性系のモデル間の関係を示すことで、二つのシステムにおいて、解析や制御系設計を行う場合に区別して考える必要がなくなる。これにより、二つのシステムに対してそれぞれ提案されている解析手法や制御手法の互換が可能となる。具体的にはパラメータ変換を行い、一軸一可動子型機台振動系の伝達関数を、二慣性系の伝達関数で表現出来ることを示す。また提案した変換手法の有効性を検証するために、二慣性系の位置決めおよび制振のために提案された制御手法を用いた、機台振動系の位置決め制御および機台の振動抑制実験を行った。その結果、一軸一可動子型機台振動系のスライダの位置決め制御および、機台の振動抑制を実現し、提案した変換手法の有効性が確認された。

## 第 4 章 タンデム型ツインリニアスライダシステムの非干渉化

4 章では、機台振動を有し、スライダが直列方向に二つ配置されたリニアモータ駆動のスライダに対するフィードフォワード入力を用いた非干渉化手法を提案する。このシステムは二つのスライダ間に機台を介した干渉が起こるため、一軸一可動子型機台振動系に対して提案されている制御手法では、高速・高精度な位置決めが実現できな

い [2] .そこで、非干渉化を行うことにより、各スライダの高速・高精度位置決め制御を実現する。提案する非干渉化手法は、1 入力 1 出力系を基本とする汎用制御装置への実装が可能であり、非干渉化後のモデルを決定する設計パラメータを含む。この設計パラメータを適切に設計することで、タンデム型ツインリニアスライダシステムを二つの独立した一軸一可動子型機台振動系に非干渉化できることを示す。これにより、3 章で提案した変換手法と併せて、本論文で取り扱う三つのシステムを統一的に扱うことが出来ることを示す。また、提案する非干渉化手法の効果を検証するため実機による検証実験を行う。その結果、機台振動を有し、スライダが直列方向に二つ配置されたリニアモータ駆動のスライダの位置決め制御を実現し、提案した非干渉化手法の有効性を確認した。

## 第 5 章 結論

5 章では、本論文を総括し、本研究によって得られた成果、解決された事柄についてまとめる。

## 第2章 リニアスライダシステム

### 2.1 緒言

2章では，リニアスライダシステムのシステム構成や可動子の位置決めに用いられる制御手法に焦点を当て，リニアスライダシステムについて考察する．まず2.2節ではリニアスライダシステムの基本的なシステム構成を確認する．2.3節では，生産性向上のために行われてきたリニアスライダシステムの改良における三つのキーワードを取り上げ，システムの物理構成などハードウェア面における改良点を考察する．具体的には，比較的初期段階から現在まで様々なシステムに利用されている「回転型モータ+ボールねじ」機構を中心とした構成から，リニアモータを配した構成への変化や，生産性の向上をねらった多可動子化への過程を見る．その後2.4節で，これらの改良に伴う弊害として近年，顕著になりつつある機台振動現象を取り上げ，特に可動子の位置決めからその影響を考察する．さらに2.5節では，可動子の位置決め制御について考察し，数種のリニアスライダシステムにおける諸問題を挙げ，それに対してどのような制御が行われているかを考察する．2.6節では2.5節までを踏まえて，本論文で取り扱うシステムを定義し，提案するモデリングと制御手法に関して述べ，最後に2.7節で本章を総括する．

### 2.2 システム構成

本節では，リニアスライダシステムのシステム構成を述べる．リニアスライダシステムとは，被加工物もしくは加工治具を，二次元平面内もしくは三次元空間内において移動させ位置決めするシステムである．したがって，NC旋盤やNCフライス盤などの加工用工作機械，あるいは電子部品実装用装置(チップマウンタ)なども，リニアスライダシステムを応用した装置であると言える．図2.1にリニアスライダシステムの代表例の一つであるボールねじ機構を有するリニアスライダシステムのモデル図を示す．

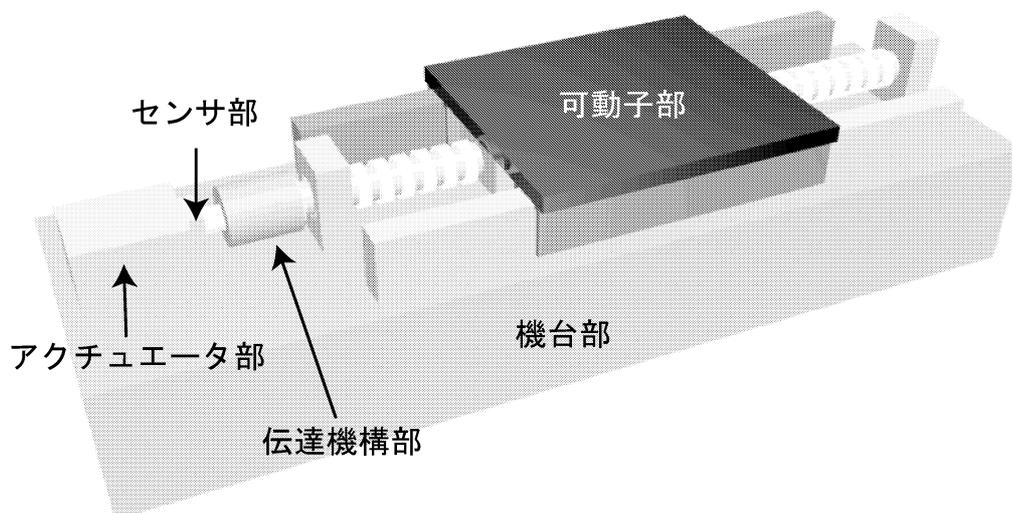


図 2.1 ボールねじ機構を有するリニアスライダシステムのモデル図

リニアスライダシステムに共通する主な構成要素は、システム全体の基礎部分となる機台部、被加工物や加工治具を搭載し、駆動される可動子部、可動子部を駆動するための動力を供給するアクチュエータ部、可動子部あるいはアクチュエータ部の状況を計測するためのセンサ部、アクチュエータ部が発生する推力（回転系の場合はトルク）を伝達するための伝達機構部などがある。これらの各構成要素に遂行すべき作業に必要な機構を配することにより、リニアスライダシステムは種々の作業に対応することが出来る。アクチュエータ部に用いられる動力源を例に考えると、多くの場合電動モータが用いられるが、大きな推力（トルク）が必要な場合は油圧アクチュエータを用いることもある。また可動子部を直動方向へ移動させるため、アクチュエータ部に配される要素によってはすべりねじ、ボールねじ、静圧ねじ、空気静圧ねじなどのねじ機構を伝達機構部に配し、回転直動変換を行う必要がある。

図 2.1 に示すボールねじ機構を有するリニアスライダシステムの場合、アクチュエータ部に配される電動モータによりボールねじを回転させるためのトルクを発生させ、伝達機構部のカップリングを介してボールねじが回転する。その後、ボールねじ機構の特性により回転直動間の変換が行われ、可動子部が直動方向へ移動することにより、リニアスライダシステムを実現する。

## 2.3 生産性向上のための改良

リニアスライダシステムは様々な装置に応用されており、より高い作業効率あるいは生産性を得るため、その機構は日々改良されている。その改良におけるキーワードを次の三つに絞って、改良に伴うリニアスライダシステムの進化を見る [7, 25, 26]。

### (1) 小型化・軽量化

装置全体を小型化することで単位面積当たりの設置数を増やすことが出来、生産性の向上が可能となる。また軽量化の実現により、装置自体の輸送コストを下げる事が出来る。さらに装置接地面の耐荷重などの条件をクリアしやすいなどの利点がある。

### (2) 高効率化

一つの作業工程を行うのに必要な時間を短縮するために作業速度を向上させる。これにより単位時間当たりの作業量を増やすことが可能となり、生産性向上が期待できる。

### (3) 多可動子化

一つの被加工物に対して数多くの作業を行う場合、一つの可動子部のみで作業するよりも複数の可動子部による作業の方が作業効率が良い。また装置内の作業スペースの大きさに比べて相対的に小さい被加工物に対して作業を行う場合、複数の被加工物を作業スペースに配置し、複数の可動子部による同時作業を行うことが出来れば作業効率が良くなり、生産性の向上につながる。

上記三つのキーワード満たすために行われた改良を具体的に考察していく。

### (1) 小型化・軽量化について

図 2.2 に小型化・軽量化される前の加工装置のモデル図を示す。

図 2.2 は被加工物を搭載された治具を用いて加工するための装置を表現している。主な構成は機台、可動子、治具と被加工物であり、センサやアクチュエータなどは省略して

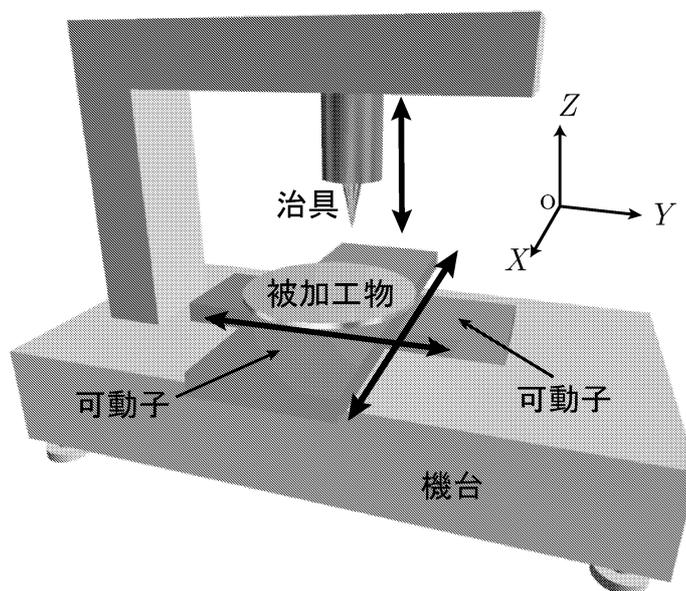


図 2.2 小型化・軽量化される前の加工装置のモデル図

いる．この装置において治具は  $Z$  軸方向のみへ移動し，被加工物を載せた可動子が  $X$  軸方向と  $Y$  軸方向へ移動する．この移動にリニアスライダシステムが応用されており，治具および被加工物を載せた可動子の両方の移動により三次元空間内での加工を可能にしている．この場合，以下のような問題点がある．

- (a) 可動子の移動範囲を確保するため，機台が大きくなる
- (b) 装置全体の質量が増加する

可動子は加工のために各軸方向へ移動するが，被加工物の大きさと加工を行う場所によっては移動範囲が大きくなる．そのため必然的に移動範囲を確保するため機台が大きくなる．またそれに伴って装置全体の質量が増加する．これにより装置自体の輸送コストなどの増加が見込まれる．

図 2.3 に，これらの問題点を解決するための改良を加えた加工装置のモデル図を示す．図 2.2 と図 2.3 において，被加工物の大きさは等しく，被加工物と装置の相対的な大きさの違いから，装置が小型化されたことが分かる．改良された点として， $Z$  軸方向のみに移動していた治具を  $X$  軸方向， $Y$  軸方向へも移動可能とし，被加工物は機台上に固

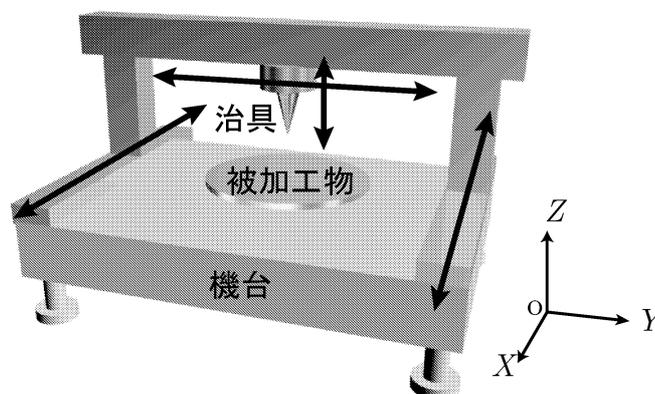


図 2.3 図 2.2 における問題点を解決するための改良を加えた加工装置のモデル図

定することが上げられる．これにより機台の大きさは治具の移動範囲を考慮すれば良くなり，被加工物を移動していた場合と比べ大幅に小さくすることが可能となる．

## (2) 高効率化について

リニアスライダシステムに用いられる動力源は主に電動モータであり，それに送り要素としてねじを組み合わせることで可動子部の直動方向への移動を可能としている．特に動力源に回転型モータ，送り要素にボールねじを用いる組み合わせが古くから利用されている．図 2.1 に示したモデル図はこの組み合わせを用いたリニアスライダシステムを表現したものである．以下，本論文ではこの組み合わせのリニアスライダシステムを“ボールねじスライダシステム”と呼ぶ．ボールねじスライダシステムには次のような利点がある．

- 可動子部の必要とする推力に合わせた回転型モータを確保しやすい
- 切削力変動や負荷変動などの外乱における影響を小さく出来る
- ボールねじは規格化されており，専門メーカーによって量産されているため，低コストで入手可能である
- センサと制御系の組み合わせによって高精度な位置決めが可能
- 伝達機構による推力 (トルク) の増幅が可能であり，大推力 (トルク) が得やすい

特に大きな推力を必要とする場合にはこの組み合わせが有用であり，可動子部に質量の大きなものを載せて駆動する搬送装置などに特に多く用いられている．

しかしながら，近年要求されている高速・高精度の位置決めを行うに当たっては，次のような問題点によりボールねじスライダシステムの利用が困難になることが多い．

- (a) ボールねじの構造的な問題から  $2\text{m/s}$  以上の可動子速度の発生が困難
- (b) 構造的な問題から，可動子の高速駆動時に騒音が発生する
- (c) 可動子の移動するストロークが長い場合，両端のみで支持されるため曲げ剛性の影響が顕著になる．特に固有振動数が低すぎるとサーボ系のゲインを高くとれないため，高速・高精度の位置決めには不利となる
- (d) 回転型モータとボールねじの繋ぎ目に配備されるカップリングやボールねじ自体のねじり剛性が低い

これらを解決するために，近年利用されることが多くなってきたのがリニアモータを動力源とするダイレクトドライブ機構型リニアスライダシステムである．図 2.4 にリニアモータを動力源とするダイレクトドライブ機構型リニアスライダシステムのモデル図を示す．以下，本論文ではこのシステムを“リニアモータスライダシステム”と呼ぶ．

リニアモータスライダシステムは，機台上に直接取り付けられた永久磁石と可動子側に内蔵されたコイルからなるリニアモータを動力源としている．なお，構造によっては機台上にコイル，可動子側に永久磁石の組み合わせもあるが，本論文では機台上に永久磁石を配するリニアモータを前提とする．

ボールねじスライダシステムとの大きな違いは，永久磁石とコイルの間に伝達機構を持たないため，ダイレクトドライブシステムとなることである．そのためカップリングなど伝達機構部のねじり剛性などを考慮する必要が無いほか，ボールねじを利用していないため構造的な問題点も発生しない．これにより高効率化を実現し，より高い生産性を追求することが出来る．ただしリニアモータスライダシステムの場合，ストローク分だけ永久磁石の数が必要になるなど装置自体の製作にコストがかかる，あるいは負荷変動などの外乱に影響を受けやすいなどの問題点もあり，必ずしも全ての面について

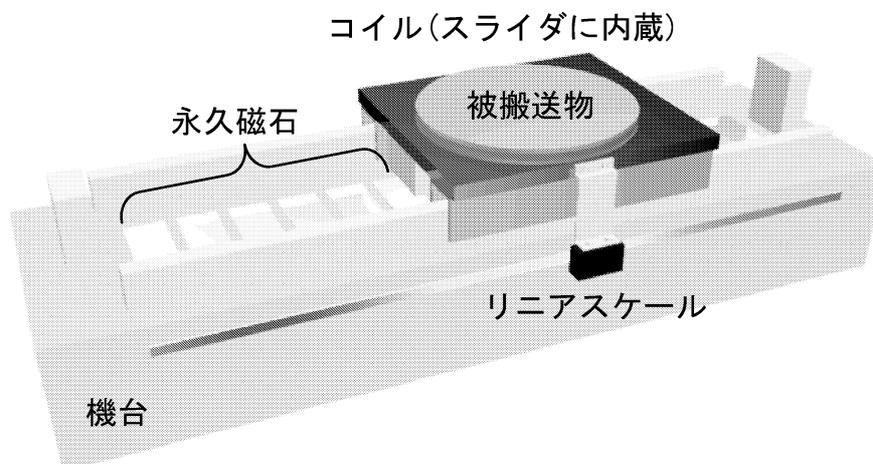


図 2.4 リニアモータスライダシステムのモデル図

ボールねじスライダシステムを凌駕するものではない。要求される可動子速度や負荷変動の状況などに合わせての使い分けが行われている。

### (3) 多可動子化について

リニアスライダシステムの多可動子化には主に二つの考え方がある。一つはより高い生産性を得るための多可動子化であり、もう一つは単一の動力源では達成することが出来ないような作業を行うための多可動子化である。前者の場合は同一ストローク上に複数の可動子を配備し、各々が任意の動きを行うシステムが代表例であり、後者の場合は複数の可動子を連結し駆動することで、単一の時には搬送できなかった重量物などを運ぶシステムなどが代表例となる。

図 2.5 に同一軸上に二つの可動子を持つ搬送装置のモデル図を示す。本論文では、図 2.5 のような装置を“タンデム型ツインリニアスライダシステム”と呼ぶ。

タンデム型ツインリニアスライダシステムはボールねじスライダシステムで実現することが難しく、リニアモータスライダシステムの構造を採用することがほとんどである。またシステムの構造上、二つの可動子が物理的に接触する以外に可動子間の干渉はなく、各可動子を任意に移動させることが可能である。図 2.5 では搬送装置を例にしてい

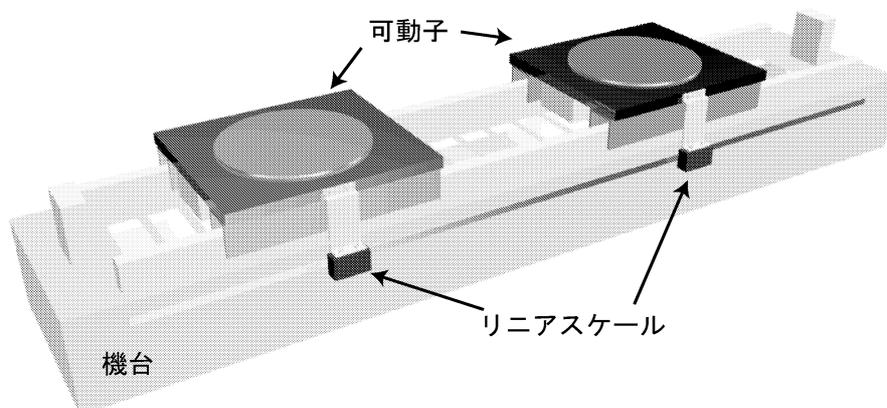


図 2.5 同一軸上に二つの可動子を持つ搬送装置のモデル図

るが、工作機械においてもタンデム型ツインリニアスライダシステムを採用することにより、一つの被加工物に対して複数の治具による同時加工が可能となるため生産性の向上が見込める。

さらにもう一つの多可動子化の考え方の例として、図 2.6 に複数の可動子の連結により重量物の搬送が可能な搬送装置のモデル図を示す。本論文では、図 2.6 のような装置を“ガントリー型ツインリニアスライダシステム”と呼ぶ。このガントリー型ツインリニアスライダシステムは、リニアモータスライダシステムのようなダイレクトドライブシステムにおいては特に有用である。一般にダイレクトドライブシステムでは減速機などを用いないため、リニアモータが発生した推力がそのまま可動子の可動推力になる。ギアなどの減速機を用いることの出来るシステムの場合、減速機によりモータ発生トルクを増幅することが可能であるが、ダイレクトドライブシステムではこれが望めない。さらに大出力のリニアモータは特殊設計となり、製作コストが高くなる。したがって、リニアモータスライダシステムの高速駆動あるいは静音駆動を生かしながら大出力を得るためには、低出力のリニアモータスライダシステムを複数台連結することによる駆動が有効となる。

また、上記二つの考え方を両方併せ持つシステムも実用化されつつある。同一ストローク上に可動子が二つ以上配備される装置など今後ますます生産性を高めるための改良が

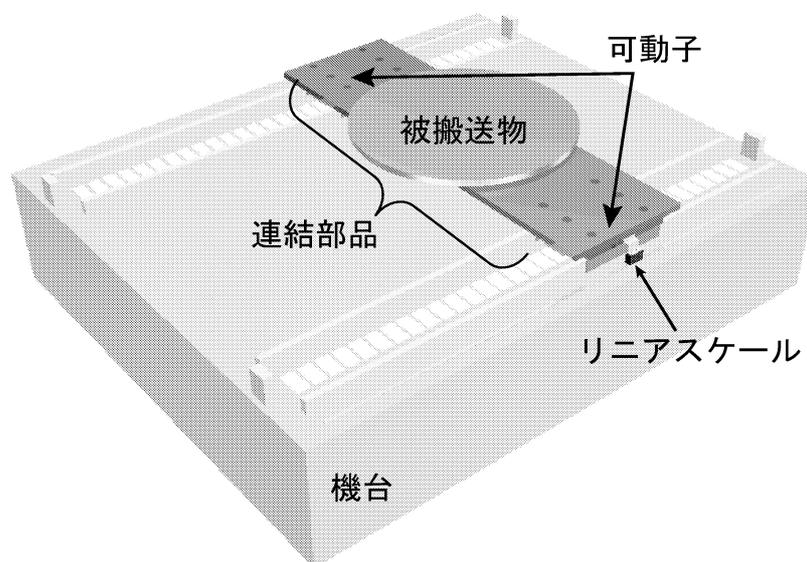


図 2.6 複数の可動子の連結により重量物の搬送が可能な搬送装置のモデル図

進んでいくものと思われる。

## 2.4 機台振動現象

本節では、ダイレクトドライブシステムにおいて特に顕著であり、可動子の位置決めへの影響が無視できなくなりつつある機台振動現象について考える。機台振動現象は 2.3 節で考察したリニアスライダシステムの小型化・軽量化の中で顕著になってきた問題であるが、本質的にはボールねじスライダシステムのようなシステムにおいても微量ながら発生している。本節では特に、ダイレクトドライブシステムであるリニアモータスライダシステムにおける機台振動現象について考察していく。

機台振動現象とは可動子を駆動するために推力を与えると、機台がその反作用を吸収しきれずに振動する現象のことである [9]。通常、機台は装置の安定性や防振性などの観点からボルトなどで設置面に固定されている、あるいは装置の重量が非常に重いため、機台下面と設置面の間には相対的な変位は起こりえないと仮定できる。そのため物理的な拘束を考えると、機台下面は完全に拘束、機台上面は拘束が無い状態となる片持ち梁のような状況になる。そ

の状況において機台上面に固定された永久磁石が可動子を駆動するための推力の反作用を受けると、その反作用を入力として機台下面を支点とした振動が発生する。したがって、ここでいう機台振動とは機台が設置されている設置面からの変位を指す。リニアモータスライダシステムは多くの場合、構造上の問題から可動子の位置を計測するセンサが機台を基準としているため、機台の振動は可動子の位置計測に直接影響を与えてしまう。図 2.7 にある機械設備スライダの位置決め時の位置応答を示す。図 2.7 の残留振動は、機台部を含めた詳細な

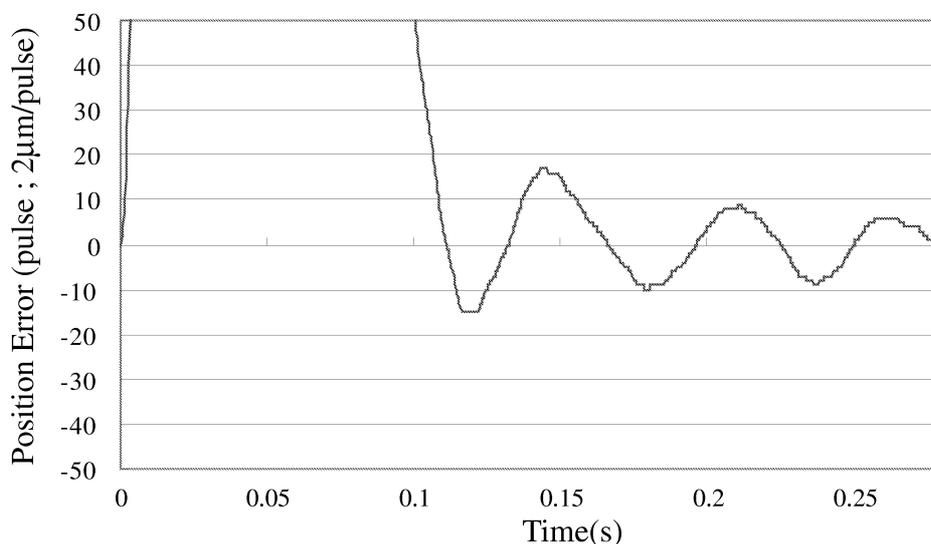


図 2.7 ある機械設備スライダの位置決め時のスライダ応答 [2]

振動測定により機台振動現象の影響であることが示されており [2]，機台振動現象が可動子の位置決めに影響を与えることが示された実験結果となっている。

従来から発生していた機台振動現象の影響が、可動子の位置決めにおいて顕著になってきた要因として次のようなことが考えられている。

#### (1) 機台部と可動子部の質量比の低下

従来は可動子と機台の質量比が高いため、可動子を駆動するための推力の反作用が機台

に作用したとしても、機台の加速度は小さく、機台振動現象は可動子の位置決めにおいて無視できる現象であった。しかしながら 2.3 節で考察したとおり、機台を小型化・軽量化したことにより、可動子に対して機台が十分に重たいため無視できるとしてきた仮定が満たされなくなり、位置決めへの影響が現れ始める。実際には機台の小型化・軽量化の過程において可動子も軽量化されたため、所望の加速度を得るために必要な推力は小さくなっているが、元々軽量に作られていた可動子のさらなる軽量化には限度があり、搭載する被加工物や加工治具の質量が加算されることもあり、可動子と機台の質量比は従来と比べて小さくなっている [9]。

#### (2) 可動子速度の向上

可動子をより高速に移動させるためには、急激な加減速が出来ればよい。急激な加減速を行うためにはより大きな推力を与える必要がある。与える推力が大きいと反作用も大きくなり、機台振動現象を引き起こす入力が大きくなることを意味する。そのため、可動子速度の向上は、機台振動現象が顕著になることと直接的に関係すると言える。

#### (3) 可動子の位置を計測するためのリニアセンサの分解能の向上

計測できない範囲での振動は位置の偏差とはなり得ない。より高精度な位置決め制御を行うために用いられるセンサの分解能が向上することで、微量ながら発生していた機台振動現象を計測することにつながる。

上記に示した要因は、より生産性を高めることを目的としたリニアスライダシステムの改良において発生してきたものであり、今後もこの要因が顕著になる可能性は高い。すなわち機台振動現象の環境下における可動子の位置決めは、生産性向上の重要な要素であると言える。

なお本論文では、可動子の数に関係なく機台振動現象が可動子の位置決めに影響を与えるようなシステムを“機台振動系”と定義する。

## 2.5 リニアスライダシステムの制御

2.5 節では、2.3 節で考察した数種のリニアスライダシステムにおいて、可動子の位置決め制御の観点から考察していく。具体的には 2.5.1 節で、各リニアスライダシステムの制御における諸問題について述べ、それらを考慮して可動子の高速・高精度位置決め制御を行うために提案されているいくつかの代表的な手法を示す。なお 2.4 節で取り上げた機台振動系の考慮が必要となるシステムに関しては、それも併せて考察する。さらに、2.5.2 節では産業界で用いられている制御装置の構成に着目し、考察を行う。

### 2.5.1 各リニアスライダシステムの制御における問題点と制御手法

取り扱うリニアスライダシステムは次の四つである。

- (1) ボールねじスライダシステム
- (2) リニアモータスライダシステム
- (3) タンデム型ツインリニアスライダシステム
- (4) ガントリ型ツインリニアスライダシステム

#### (1) ボールねじスライダシステムの可動子位置決め制御

可動子速度への要求がそれほど高くない場合、伝達機構部を含むねじ送り駆動系の共振周波数は高く、特に問題になることはない [23]。したがって、ボールねじやカップリングなどのねじり剛性を陽には考えず、質量のみで構成される剛体系として制御対象のモデルを構築する。そのモデルに対して種々提案されている制御理論を適用し、可動子の位置決めを実現する。なお可動子速度への要求の基準については、要求される整定時間や許容されるオーバーシュート量、あるいは可動子の質量などボールねじスライダシステムの物理要素によっても変わるため、一義的にいくら以上とは断定できないのが現状である。

要求される諸条件を満たすような可動子の位置決めを実現する制御系を構築し、位置決め制御を行うと、ボールねじやカップリングのねじり剛性が可動子の位置決めに悪影響を与えることがある [21]。主に残留振動として可動子の位置決めに影響し、整定時間の短縮の弊害となる。これを回避し、整定時間を短縮するために、ねじり剛性をシステム特性として陽に考慮する方法がある [20–24]。多くの場合ボールねじスライダの構

成要素を、回転型モータ・可動子・ボールねじやカップリングの三つに近似し、回転型モータと可動子を質量 (慣性モーメント)、ボールねじやカップリングをバネ要素として取り扱う二慣性系モデルを用いる。一般に、二つの質量を結合するバネ要素は正確に同定することが困難であり、不確かさを有するパラメータとして取り扱う必要がある。したがって、二慣性系モデルで表現されたボールねじスライダシステムは不確かさを有するシステムとなり、このようなシステムに対しても安定性や制御性能を保証する制御手法を用いて可動子の位置決めを行う必要がある。このような手法には不確かさを考慮した  $H_\infty$  制御や、不確かさを含むパラメータをオンラインで同定する適応制御などがあり、それぞれ  $n$  次システムを対象とした一般系として数多く提案されている。二慣性系モデルで表現されたボールねじスライダシステムの可動子の位置決め制御はこのような制御手法を利用する以外にも、特に二慣性系モデルの位置決めを目的とした制御手法 [27–35] を利用することでも実現可能となる。これらを用いることにより制御対象を剛体系としてモデリングした場合と比べて、高速・高精度な可動子位置決め制御が実現されている。また制御系の構成としては可動子の位置を計測せず、回転型モータの回転角度のみを計測し制御に用いるセミクローズド制御方式が用いられる場合が多いが、最近では可動子の位置を計測し制御に用いるフルクローズド制御方式も用いられている [36]。

## (2) リニアモータスライダシステムの可動子位置決め制御

リニアモータスライダシステムの場合、2.3 節で考察したとおり、カップリングなどの伝達機構を持たないため、ボールねじスライダシステムと比べてシステムの剛性は高く、ボールねじスライダシステムに比べて高速・高精度な可動子位置決め制御が実現しやすい。要求される整定時間や許容されるオーバーシュート量に依存するが、制御対象を剛体系として取り扱うことで要求を満たすことが出来るため、解析やシステム同定、あるいは制御系設計の観点からも取り扱いが容易であり、可動子の駆動を支えるガイドレールと被搬送物を含めた可動子の重心点の関係によるヨーイング方向への振動の抑制 [15] などがある。

ところが 2.4 節で述べたとおり、機台振動現象が生じると剛体系に基づいた制御手法では位置決めにおける速度や精度が悪化する。そのため、機台振動を陽に考慮したモデルに基づいた制御手法が数多く提案されている。この場合も、機台振動を表現するパ

ラメータは正確に同定することが困難であり，二慣性系モデルで表現されたボールねじスライダシステムと同様に不確かさを有するシステムとなる．したがって，従来提案されている手法の多くは機台振動系のモデルを導出し，そのモデルにおける不確かさやモデル化誤差，あるいは負荷変動などに対してロバストとなるような制御手法である [8-10, 12-14]．またこれ以外にも，機台振動系のモデル次数の決定法や各種摩擦の補償など制御手法を用いて解決すべき課題点は多い．

(3) タンデム型ツインリニアスライダシステムの可動子位置決め制御 [11, 17, 19]

タンデム型の場合は，機台振動現象の有無により，解析やモデリング，あるいは制御系設計の方針が大きく異なる．機台振動現象が発生しない条件下では，可動子間において物理的な接触以外の干渉が無い場合，可動子が一つしかないリニアモータスライダシステムと同様に解析やモデリング，制御系設計を行うことが出来る．機台振動現象が発生する条件下においては，システム全体の挙動が複雑になり，可動子が一つの場合と比べて新たな問題点が発生する．それは一方の可動子を駆動するための推力に起因する機台振動現象が，機台を共有していることによりもう一方の可動子の位置偏差を生むことである．すなわち，機台振動現象が発生する条件下においては可動子間の干渉問題を考慮する必要がある．

このシステムは，二つの可動子にそれぞれ任意の入力を与え，各々の可動子の機台に対する相対位置を計測するシステムであることから 2 入力 2 出力系として取り扱うことが出来る．さらに可動子間の機台を介する干渉も，2 入力 2 出力系の特性の一つとして取り扱うことで，種々提案されている多入力多出力系に対する制御手法を用いることが出来る．また制御装置の構成から，多入力多出力系として取り扱えない場合については，可動子が二つある場合の機台振動系に基づいてシステムの逆伝達関数を用いた 2 自由度制御系を構築する手法 [11] や，機台振動系を複数の質量・ばね・ダンパ要素からなる線形モデルで表現し，複数のモードを持つシステムとして表現し，適応型予測制御を用いる手法 [17] などが提案されている．

(4) ガントリ型ツインリニアスライダシステムの可動子位置決め制御

ガントリ型の場合は，機台振動現象を陽に扱った研究はまだなく，機台振動現象を取り扱わない研究が主である [16, 18]．ガントリ型ツインリニアスライダシステムの制御に

おける問題点は、各可動子間で同期をとりながら制御する必要があるため、従来のリニアモータスライダシステムではみられなかったヨーイング方向の振動問題が発生し、高速・高精度位置決めに影響を及ぼすことである。これを解決するための研究として、連結部品上に被搬送物の重心があると仮定して連結部品の運動を直動方向と回転方向で定義し、その座標系に基づいて非干渉化を行うことによる手法 [16] などがある。

### 2.5.2 メカトロニクス機器の制御装置

メカトロニクス機器の制御装置は、特定の装置に対する専用制御装置と、数多くの装置に対して一定の性能を発揮するような汎用制御装置に分けることができる。特定の装置に対する専用制御装置の場合は、制御目的に合わせたセンサの増設や制御対象のダイナミクスを陽に利用するなど、ハードウェアとソフトウェアの両面において制御性能の向上を目的とした様々な手法が用いられている。さらにこれらを考慮したうえで種々提案されている制御手法を LSI チップなどハードウェアに搭載することで、ソフトウェアに比べてより高速に制御を行える利点がある。しかし、特定装置の制御を前提とした制御装置であるため、他の装置への応用は難しく、専用の LSI チップを生産するため高コストとなるケースも多い。一方で、数多くの装置に対して一定の性能を発揮するような汎用制御装置がある。これは様々な装置に対して適用できることや、適用できる装置が多いことから、制御装置の生産コストが下げられるなどの利点があるが、特定の装置に対して設計された専用制御装置には性能は劣る。本論文は複数のリニアスライダシステムを統一的に取り扱うことを目的としているため、様々な装置に対して適用できる汎用制御装置を取り扱う。図 2.8 に、一般的な汎用制御装置の構成図を示す。

図 2.8 における各部分の役割は次の通りである。

#### 上位コントローラ

装置の制御目的に合わせて位置あるいは速度の指令値を作りだし、汎用コントローラに指令する。さらに、制御時の追従性を改善するため、フィードフォワード補償を加える役割もある。

#### 汎用コントローラ

上位コントローラで作られた指令値と、センサから得られる制御対象の状態（位置や

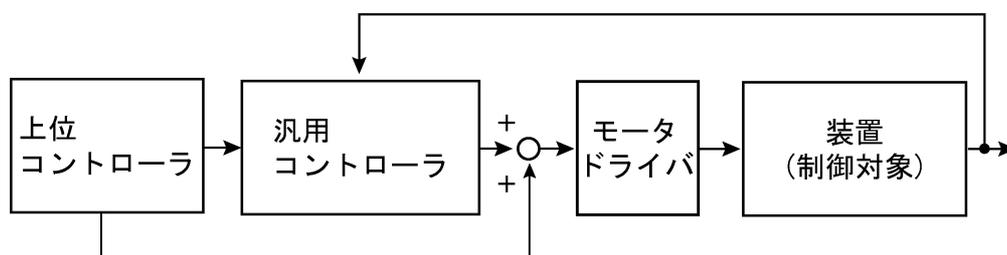


図 2.8 一般的な汎用制御装置の構成図

角度，あるいは速度や角速度など) を用いてフィードバック制御系を構築し，目標値追従のための指令を作り出す．一般に制御対象が直動系の場合は推力指令を，回転系の場合はトルク指令をモータドライバに指令する．

#### モータドライバ

上位コントローラと汎用コントローラから指令された推力またはトルク指令を目標値とし，電流ループにより推力またはトルクを生成し，モータを駆動する役割を担う．

通常，上位コントローラは一般的な PC と同様に拡張性を持つことが多く，必要に応じてカウンタボードや A/D ボードなどの拡張を行えばセンサからの信号を取り込むことも可能である．また，汎用コントローラへの指令作成やフィードフォワード補償を行うためにプログラムを記述することも可能である．そのため，種々の制御手法を用いる場合は上位コントローラ側に実装することになる．一方，汎用コントローラは PID 制御を基本とする制御系をあらかじめ回路の形で内蔵していることが多く，主に速度制御系は比例積分制御，位置制御系は比例制御で構成される．汎用コントローラは回路の形で構成されているため，各制御系のパラメータの調整は可能であるが，本質的な部分の変更をプログラムなどを用いて行うことは出来ない．

さらに，汎用制御装置の特徴として制御系の構成が 1 入力 1 出力系であることが挙げられる．これは，複数の可動子部を同時に制御して一つの作業を行うシステムにおいて，各可動子部には可動子への推力を入力とし可動子の状態量を出力とする 1 入力 1 出力の制御系が構成され，その可動子部の出力を上位コントローラから与えられた指令に追従させることを意味する．ここでの出力とは例えば可動子部の角度や位置，速度やトルクなどである．この例として，図 2.9 に 2 リンクマニピュレータを汎用制御装置を用いて制御する場合の概念図

を示す．図 2.9 は，マニピュレータの各関節ごとに汎用制御装置が取り付けられ，各関節

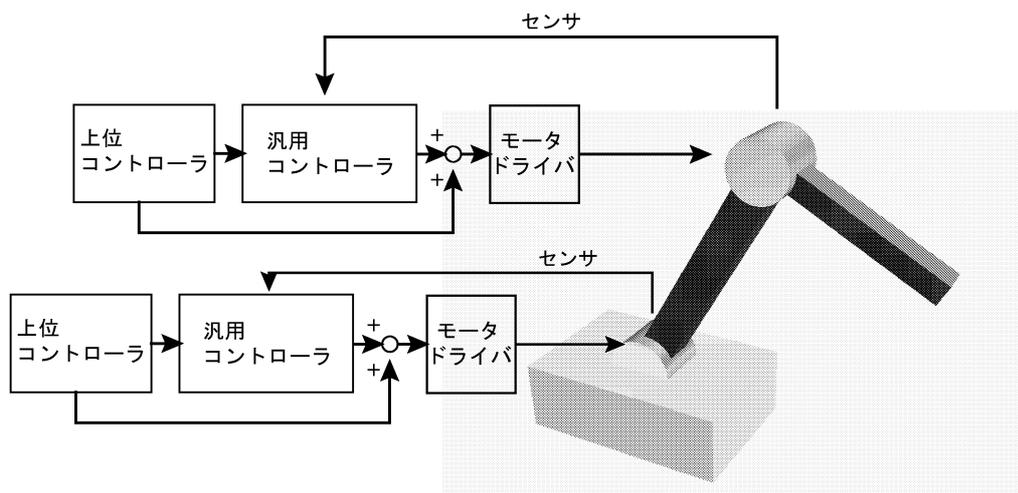


図 2.9 2 リンクマニピュレータを汎用制御装置を用いて制御する場合の概念図

のモータを制御していることを示している．運動方程式や運動学方程式などマニピュレータの特性を利用したい場合には上位コントローラに反映し，各関節への目標指令という形で反映させることが多い．したがって，複数の可動子の情報を全ての軸に反映する必要のある制御手法を用いる場合には，図 2.8 に示す形の汎用制御装置は利用できず，上位コントローラ側で拡張し，汎用コントローラを利用しない形にする必要がある．

## 2.6 本論文で取り扱うシステム

2.6 節では，2.5 節で考察した各リニアスライダシステムの制御における現状を踏まえ，本論文で取り扱うシステムと研究の方向性について述べる．本論文で取り扱うシステムは次の三つである．

- (1) ボールねじスライダシステム
- (2) 機台振動を有するリニアモータスライダシステム

### (3) 機台振動を有するタンデム型ツインリニアスライダシステム

これ以降、特別な場合を除いてリニアモータスライダシステムとタンデム型ツインリニアスライダシステムは機台振動を有するものとし、言葉は省略する。これら三つのリニアスライダシステムに対して、以下の二つを取り扱う。

#### (1) ボールねじスライダシステムとリニアモータスライダシステムの統一した取り扱い

剛体系として取り扱うことが出来たリニアモータスライダシステムが、機台振動現象の影響により機台振動系としての取り扱いを必要としている。その際に用いられるモデルは機台と可動子を質量とし、機台振動の現象をばねやダンパを用いて表現する。ボールねじスライダシステムの高速度・高精度位置決め制御に用いられる二慣性系と構成要素が同じことに着目し、両システムのモデル変換を考える。これの実現により、ボールねじスライダシステムを高速度・高精度に位置決めするための解析手法や制御手法を用いて、リニアモータスライダシステムの制御目的を実現することが出来る。これは、改良によりシステム構成が変わったとしても制御装置の構成を含む制御系はそのままで、パラメータのみの変更で対応できることを意味し、産業応用としては非常に有意義である。

#### (2) 汎用制御装置の構成を変えずに、タンデム型ツインリニアスライダシステムの高速度・高精度位置決め制御の実現

利用するコントローラを 1 入力 1 出力系であるとし、二つの可動子を持つタンデム型ツインリニアスライダシステムの高速度・高精度位置決め制御を実現する。機台振動現象に起因する可動子間の干渉が存在するシステムに対して、モデル追従制御系のフィードフォワード制御器に適用することを前提とした、非干渉化手法を提案する。二つの可動子を多入力多出力系として取り扱い、一つの制御系で同時に扱う手法として、非干渉化も含めた制御手法が数多く提案されているが、産業界で用いられている汎用制御装置には適用できない。したがってすでに利用されている制御装置を生かせる形の手法を提案することは、産業応用上十分に有用性があると言える。

以上の二つはリニアスライダシステムのモデリングと制御に関する内容であり、これを本論文で取り扱う内容とする。この二つの組み合わせにより、三つの異なるリニアスライダシステムの統一的な取り扱いを実現する。以降の章でそれぞれの手法について述べていく。

## 2.7 結言

2 章では，リニアスライダシステムについて様々な観点から考察した．また，本論文で取り扱うシステムを定義し，モデリングと制御手法についても述べた．以下に得られた知見をまとめる．

### (1) リニアスライダシステムの改良について

- より高い生産性を得るため，あるいは装置の設置環境等の問題からシステムは小型化・軽量化されてきている
- 高効率化の観点から回転型モータ + (ボール) ねじ機構による駆動系から，リニアモータを用いた駆動系に変化してきた
- 多可動子化への要求により，複数の可動子を持つシステムが考案され，それらの多くは構造上の利点の恩恵を受ける形で発展している

### (2) 機台振動現象について

- 機台と可動子の質量比の低下や急加減速の必要性により，位置決め制御への影響が顕著になってきている
- 機台振動現象は，生産性向上のための改良により今後ますます顕著になると考えられる

### (3) リニアスライダシステムの制御について

- 様々なリニアスライダシステムに共通することとして，要求される可動子速度が遅い場合は，剛体系としての取り扱いで可動子の位置決め制御は可能である
- ボールねじスライダシステムでは多くの場合，ねじり剛性などを陽にモデルに考慮する方法がとられ，様々な制御手法が提案されている．
- 陽に考慮したモデルは一般に不確かさを有し，可動子の高速・高精度な位置決めを実現するためには，不確かさに対してロバストな制御手法を用いる必要がある
- リニアモータスライダでは，機台振動現象の有無によりモデリングや制御手法が異なる

- 機台振動現象が発生するシステムに複数の可動子が存在する場合，機台を共有しているため互いの駆動に起因する機台振動現象が他方の可動子の位置偏差を生み出す

#### (4) メカトロシステムにおける制御装置について

- 大別すると専用制御装置と汎用制御装置の二つに分けることが出来，それぞれ特徴がある
- 専用制御装置は特定の装置に対して良い制御性能を発揮するが，汎用性は無い
- 汎用制御装置は専用制御装置と比べて制御性能は劣るが，様々なメカトロシステムに対して適用できる

#### (5) 本論文で取り扱うシステムと研究の方向性

- 取り扱うシステムは「ボールねじスライダシステム」と「機台振動を有するリニアモータスライダシステム」と「機台振動を有するタンデム型ツインリニアスライダシステム」の三つである
- ボールねじスライダシステムとリニアモータスライダシステムの統一した取り扱いを行うため，モデル変換を行う
- 汎用制御装置の構成を変えずに，タンデム型ツインリニアスライダシステムの高速・高精度位置決め制御の実現する

## 第3章 機台振動系の二慣性系表現

### 3.1 緒言

3章では，リニアモータスライダシステムとボールねじスライダシステムの統一した取り扱いについて述べる [37,38]．ボールねじスライダシステムの高速度・高精度位置決め制御では数多くの制御手法が提案されており，回転型モータと可動子を質量，ボールねじやカップリングのねじり剛性をばねとして取り扱う二慣性系で表現しているものが多い．機台振動を有するリニアモータスライダシステムを表現する機台振動系も可動子と機台を質量，機台振動現象をばねとダンパを用いて表現する．この二つの表現における構成要素の類似に着目し，二慣性系と機台振動系におけるモデル変換を行うことで，それぞれのシステムに対して提案されている制御手法を互換することが出来る．これを本論文ではボールねじスライダシステムとリニアモータスライダシステムの統一した取り扱いとし，機台振動系の伝達関数を変形することにより二慣性系の伝達関数を導く．まず，3.2節では，3章で取り扱うリニアモータスライダシステムを物理モデルと数学モデルでそれぞれ定義する．なお，3章では，取り扱うリニアモータスライダシステムのシステム構成と機台振動現象を考慮している点を明確にするため，“一軸一可動子型機台振動系”と定義する．次に，3.3節でボールねじスライダシステムの物理モデルと数学モデルを定義する．ここでは前述の通りモデルとして二慣性系を用いる．3.4節で，3.2節と3.3節で定義したモデルから，機台振動系と二慣性系の変換を行い，3.5節で，二慣性系の位置決め制御のために提案された制御手法を用いての機台振動系の位置決め制御について述べる．3.6節では，3章をまとめる．

## 3.2 リニアモータスライダシステムのモデル化

### 3.2.1 物理モデル

図 3.1 に 3 章で取り扱うリニアモータスライダシステムの物理モデルを示す．3 章ではリニアモータスライダシステムは機台振動系で表現され，機台振動系とは可動子の数が一つであることから一軸一可動子型機台振動系を指すものとする．

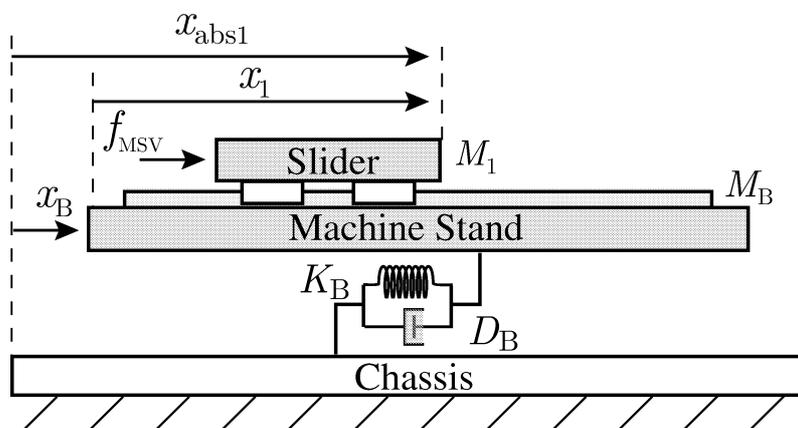


図 3.1 リニアモータスライダシステムの物理モデル

また，表 3.1 に機台振動系の変数および物理パラメータを示す．本論文において，装置全体を設置している土台部分は変形や移動をしない不変な物とし，土台部分からの変位は絶対的であると仮定する．

### 3.2.2 数学モデル

式(3.1) に機台振動系の運動方程式を示す．また式(3.1) から得られる状態方程式を式(3.2) に，出力方程式を式(3.3) にそれぞれ示す．なお機台振動系への入力可動子を駆動するための推力  $f_{MSV}(t)$  のみとする．さらに可動子の機台に対する相対位置  $x_1(t)$  のみがリニアエンコーダにより計測できるとし，機台の絶対位置  $x_B(t)$  は計測できないものとする．また

表 3.1 リニアモータスライダシステムにおける変数および物理パラメータ

記号	記号の持つ意味	単位
$x_1(t)$	可動子の機台に対する相対位置	m
$x_{\text{abs1}}(t)$	可動子の絶対変位	m
$x_B(t)$	機台の絶対変位	m
$M_1$	可動子の質量	kg
$M_B$	機台の質量	kg
$f_{\text{MSV}}(t)$	可動子を駆動するための推力	N
$K_B$	土台と機台の間に存在する 機台振動現象を表現するためのばねのばね定数	N/m
$D_B$	土台と機台の間に存在する機台振動現象の 自然減衰を表現するためのダンパのダンパ定数	kg/s

これ以降，特に断らない限り変数  $x_1(t)$  を  $x_1$  のように  $(t)$  を省略して表記するものとする．

$$\begin{cases} M_1 \ddot{x}_1 + M_1 \ddot{x}_B = f_{\text{MSV}} \\ M_1 \ddot{x}_1 + (M_1 + M_B) \ddot{x}_B + D_B \dot{x}_B + K_B x_B = 0 \end{cases} \quad (3.1)$$

$$\dot{\boldsymbol{x}}_{\text{MSV}} = \boldsymbol{A}_{\text{MSV}} \boldsymbol{x}_{\text{MSV}} + \boldsymbol{B}_{\text{MSV}} f_{\text{MSV}} \quad (3.2)$$

$$y_{\text{MSV}} = \boldsymbol{C}_{\text{MSV}} \boldsymbol{x}_{\text{MSV}} \quad (3.3)$$

ただし

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{\text{MSV}} &= \begin{bmatrix} x_1 & \dot{x}_1 & x_B & \dot{x}_B \end{bmatrix}^T \\ \mathbf{A}_{\text{MSV}} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{K_B}{M_B} & \frac{D_B}{M_B} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\frac{K_B}{M_B} & -\frac{D_B}{M_B} \end{bmatrix} \\ \mathbf{B}_{\text{MSV}} &= \begin{bmatrix} 0 & \frac{M_1 + M_B}{M_1 M_B} & 0 & -\frac{1}{M_B} \end{bmatrix}^T \\ \mathbf{C}_{\text{MSV}} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

さらに式(3.2) と式(3.3) から，可動子を駆動するための推力  $f_{\text{MSV}}$  から可動子の機台に対する相対位置  $x_1$  までの伝達関数が式(3.4) で得られる．

$$\frac{X_1(s)}{F_{\text{MSV}}(s)} = \frac{1}{M_1 s^2} + \frac{1}{M_B s^2 + D_B s + K_B} \tag{3.4}$$

式(3.4) において  $s$  はラプラス演算子を表し， $X_1(s) = \mathcal{L}[x_1(t)]$  のような大文字表記は各変数のラプラス変換された後を表す．図 3.2 に機台振動系のブロック線図を示す．

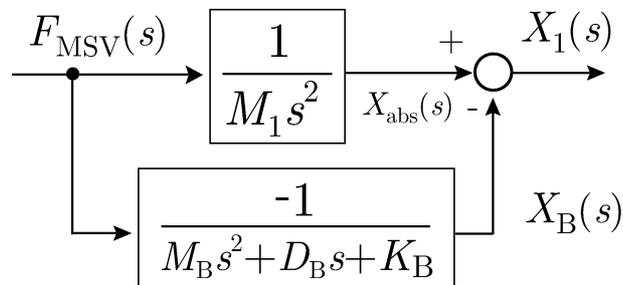


図 3.2 一軸一可動子型機台振動系のブロック線図

図 3.2 において上段は可動子に関する部分，下段は機台に関する部分をそれぞれ表している．また機台に関する部分のマイナス項は，可動子を駆動するための推力の反作用力により機台振動現象が発生することを示すものである．3.2 節で定義した物理および数学モデルを，本論文では一般的な機台振動系と定義する．

### 3.3 ボールねじスライダシステムのモデル化

#### 3.3.1 物理モデル

図 3.3 に 3 章で取り扱うボールねじスライダシステムを二慣性系で表現した場合の物理モデルを示す．ここでは，ボールねじやカップリングのねじり剛性を陽に考慮したモデルを用いる．また表 3.2 にそのときの変数および物理パラメータを示す．

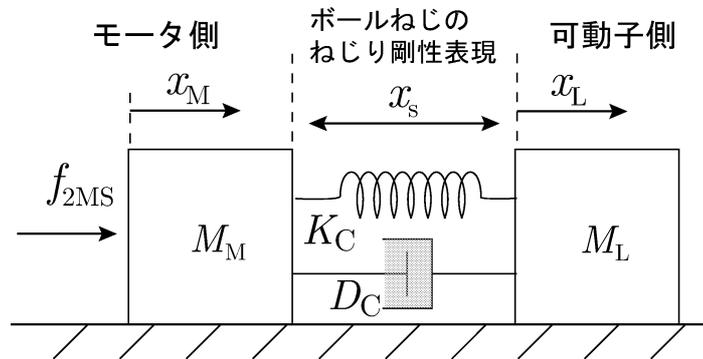


図 3.3 ボールねじスライダシステムの物理モデル

3.3 節ではボールねじスライダシステムを直動方向のみでモデル化しており，可動子の送り方向を取り扱う軸としている．実際のボールねじスライダシステムは回転型モータ，カップリングは回転系であり，ボールねじによる回転直動変換を行うことで直動系にする必要がある．本来ならばボールねじのリードなど回転直動間の変換定数を考慮すべきであるが，本論文で取り扱う内容とは直接は関係しないので省略する．同様に，回転系の要素であるねじり剛性が送り方向の運動へ与える影響も考慮すべきところを省略し，単純にねじり剛性が送

表 3.2 ボールねじスライダシステムにおける変数および物理パラメータ

記号	記号の持つ意味	単位
$x_M(t)$	回転型モータの回転角度を直動方向へ変換したときの等価変位	m
$x_L(t)$	可動子の変位	m
$x_s(t)$	回転型モータの回転角度を直動方向へ変換したときの等価変位と可動子の変位差	m
$M_M$	回転型モータの慣性モーメントを直動方向へ換算したときの等価質量	kg
$M_L$	可動子の質量	kg
$f_{2MS}(t)$	回転型モータの発生するトルクを直動方向へ換算したときの等価推力	N
$K_C$	ボールねじやカップリングのねじり剛性を表現するばねのばね定数	N/m
$D_C$	ボールねじやカップリングのねじり剛性を表現するダンパのダンパ定数	kg/s

り方向剛性に含まれるものとする。

### 3.3.2 数学モデル

式(3.5)にボールねじスライダシステムの運動方程式を示す。また、式(3.5)から得られる状態方程式を式(3.6)に、出力方程式を式(3.7)にそれぞれ示す。なおボールねじスライダシステムへの入力は、回転型モータの発生するトルクを直動方向へ換算したときの等価推力  $f_{2MS}$  のみとする。さらに出力は回転型モータのモータ軸回転角度をエンコーダにより計測し、直動方向へ変換した  $x_M$  のみであるとし、可動子の位置  $x_L$  および  $x_s$  は計測できないものとする。

$$\begin{cases} M_M \ddot{x}_M + K_C (x_M - x_L) + D_C (\dot{x}_M - \dot{x}_L) = f_{2MS} \\ M_L \ddot{x}_L - K_C (x_M - x_L) - D_C (\dot{x}_M - \dot{x}_L) = 0 \end{cases} \quad (3.5)$$

$$\dot{\boldsymbol{x}}_{2MS} = \boldsymbol{A}_{2MS} \boldsymbol{x}_{2MS} + \boldsymbol{B}_{2MS} f_{2MS} \quad (3.6)$$

$$y_{2MS} = \boldsymbol{C}_{2MS} \boldsymbol{x}_{2MS} \quad (3.7)$$

ただし

$$\begin{aligned} \boldsymbol{x}_{2MS} &= \begin{bmatrix} x_M & \dot{x}_M & x_L & \dot{x}_L \end{bmatrix}^T \\ \boldsymbol{A}_{2MS} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_C}{M_M} & -\frac{D_C}{M_M} & \frac{K_C}{M_M} & \frac{D_C}{M_M} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_C}{M_L} & \frac{D_C}{M_L} & -\frac{K_C}{M_L} & -\frac{D_C}{M_L} \end{bmatrix} \\ \boldsymbol{B}_{2MS} &= \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{M_M} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \\ \boldsymbol{C}_{2MS} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

ここで，式(3.6) と式(3.7) から，回転型モータの発生するトルクを直動方向へ換算したときの等価推力  $f_{2MS}$  から回転型モータの回転角度を直動方向へ変換したときの等価変位  $x_M$  までの伝達関数が式(3.8) で得られる．

$$\frac{X_M(s)}{f_{2MS}(s)} = \frac{1}{M_M} \frac{s^2 + \frac{(D_C s + K_C)}{M_L}}{s^2 \left( s^2 + \frac{(D_C s + K_C)}{M_M} + \frac{(D_C s + K_C)}{M_L} \right)} \quad (3.8)$$

図 3.4 にボールねじスライダシステムのブロック線図を示す．

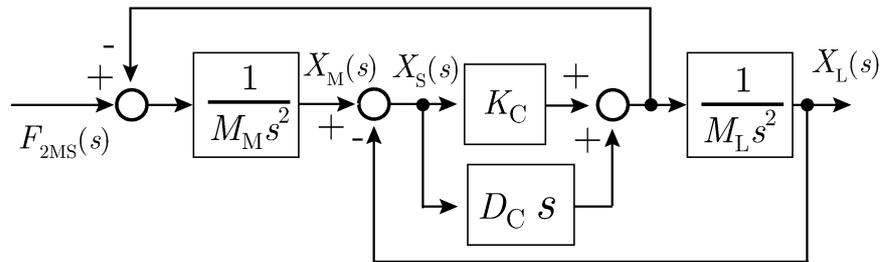


図 3.4 ボールねじスライダシステムのブロック線図

3.3 節で定義した物理および数学モデルは，表 3.3 に示す関係を用いて一般的な二慣性系として表現出来る．

これらのモデルは 2.5.1 節で述べたとおり，ボールねじスライダシステムのモデルとして一般的に用いられているものである．なお，直接推力を与えることの出来る質量を一次側，直接推力を与えることが出来ない質量を二次側と定義する．本論文では 3.3 節で述べたモデルをボールねじスライダシステムの二慣性系表現とし，以降単に二慣性系と呼ぶ．

表 3.3 ボールねじスライダシステムと一般的な二慣性系の関係

ボールねじスライダシステム	一般的な二慣性系
回転型モータの慣性モーメントを直動方向へ換算したときの等価質量	一次側の質量
可動子の質量	二次側の質量
回転型モータの発生するトルクを直動方向へ換算したときの等価推力	一次側に与える推力
ボールねじやカップリングのねじり剛性を表現するばねのばね定数	一次側と二次側の間ばね定数
ボールねじやカップリングのねじり剛性を表現するダンパのダンパ定数	一次側と二次側の間ダンパ定数

### 3.4 機台振動系と二慣性系の相互関係

3.4 節では 3.2 節で定義した機台振動系の数学モデルを変形し，この系が 3.3 節で示したボールねじスライダシステムの二慣性系表現と等価であることを示す変換手法を提案する．さらに二つの系におけるパラメータの相互関係を明らかにする．まず式(3.4)を式(3.9)のように変形する．

$$\begin{aligned}
 \frac{X_1(s)}{F_{MSV}(s)} &= \frac{1}{M_1 s^2} + \frac{1}{M_B s^2 + D_B s + K_B} \\
 &= \frac{M_1 + M_B}{M_1 M_B} \left\{ \frac{s^2 + \frac{D_B}{M_1 + M_B} s + \frac{K_B}{M_1 + M_B}}{s^2 \left( s^2 + \frac{D_B}{M_B} s + \frac{K_B}{M_B} \right)} \right\} \quad (3.9)
 \end{aligned}$$

ここで,

$$\begin{cases} M_P = \frac{(M_1 + M_B) M_B}{M_1} \\ M_T = M_1 + M_B \\ \alpha = \frac{M_1 + M_B}{M_1} \end{cases} \quad (3.10)$$

と定義すると, 式(3.9) は式(3.11) となる .

$$\frac{X_1(s)}{F_{MSV}(s)} = \frac{1}{M_P} \frac{s^2 + \frac{(D_B s + K_B)}{M_T}}{s^2 \left( s^2 + \frac{(D_B s + K_B)}{M_P} + \frac{(D_B s + K_B)}{M_T} \right)} \alpha^2 \quad (3.11)$$

式(3.11) は式(3.8) と比べて次数やパラメータの配置が同じ, それぞれ  $M_P$  を一次側の質量,  $M_T$  を二次側の質量,  $K_B$  と  $D_B$  を一次側と二次側の間にあるばね定数とダンパ定数,  $\alpha^2$  を定数,  $x_1$  を一次側の変位としたときの二慣性系と等価である. 図 3.5 に式(3.11) で表現されたシステムのブロック線図を示す.

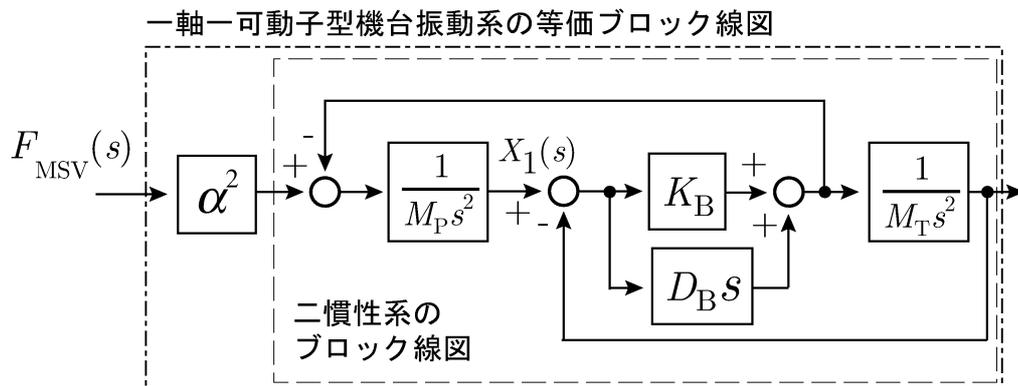


図 3.5 式(3.11) のブロック線図

図 3.5 は機台振動系のブロック線図を二慣性系で表現したものである．図 3.5 における破線内部が二慣性系のブロック線図を示しており，一点鎖線の範囲までを考慮すると機台振動系を表現することになる．図 3.6 に機台振動系で表現した二慣性系の等価ブロック線図を示す．

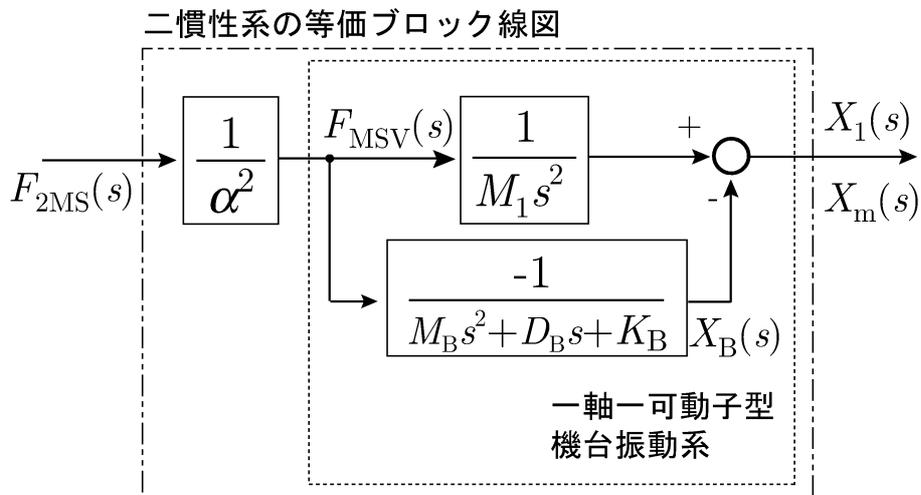


図 3.6 機台振動系で表現した二慣性系の等価ブロック線図

図 3.6 における点線内部が機台振動系のブロック線図を示しており，二点鎖線の範囲まで考慮すると二慣性系を表現することになる．

ここで，この変換における各変数とパラメータの関係について考察する．まず，式(3.11)より式(3.12)の関係が容易に得られる．

$$\begin{cases} x_1 & = x_M \\ f_{MSV} & = \frac{1}{\alpha^2} f_{2MS} \\ K_B & = K_C \\ D_B & = D_C \end{cases} \quad (3.12)$$

式(3.12)において、左辺は機台振動系に関する変数とパラメータを、右辺は二慣性系に関する変数とパラメータをそれぞれ示している。さらに二慣性系における二次側の変位および一次側と二次側の変位差と、機台振動系における機台の絶対変位の関係を明らかにする。まず便宜上、図 3.5 に示す二慣性系部分の二次側の変位を  $X_2(s)$ 、一次側と二次側の変位差を  $X_{\text{diff}}(s)$  と定義しておく。

一般的な二慣性系において、一次側へ与える推力  $f_{2\text{MS}}$  から二次側の位置  $x_L$  までの伝達関数は式(3.13)となる。

$$\frac{X_L(s)}{f_{2\text{MS}}(s)} = \frac{1}{M_M} \frac{\frac{(D_C s + K_C)}{M_L}}{s^2 \left( s^2 + \frac{(D_C s + K_C)}{M_M} + \frac{(D_C s + K_C)}{M_L} \right)} \quad (3.13)$$

式(3.13)の関係を図 3.5 のパラメータを用いて書き換えると式(3.14)とできる。

$$\frac{X_2(s)}{F_{\text{MSV}}(s)} = \frac{1}{M_P} \frac{\frac{(D_B s + K_B)}{M_t}}{s^2 \left( s^2 + \frac{(D_B s + K_B)}{M_P} + \frac{(D_B s + K_B)}{M_t} \right)} \alpha^2 \quad (3.14)$$

また、一次側と二次側の変位差  $X_{\text{diff}}(s)$  も式(3.15)で表現できる。

$$\begin{aligned} X_{\text{diff}}(s) &= X_1(s) - X_2(s) \\ &= \frac{1}{M_P} \frac{s^2}{s^2 \left( s^2 + \frac{(D_B s + K_B)}{M_P} + \frac{(D_B s + K_B)}{M_t} \right)} \alpha^2 F_{\text{MSV}}(s) \end{aligned} \quad (3.15)$$

ここで、式(3.10)の関係をを用いて整理すると、式(3.15)は式(3.16)と書き換えることが出来る。

$$X_{\text{diff}}(s) = \frac{M_B}{M_B s^2 + D_B s + K_B} \frac{1}{M_P} \alpha^2 F_{2\text{MS}}(s) \quad (3.16)$$

さらに，

$$X_B(s) = \frac{-1}{M_B s^2 + D_B s + K_B} F_{MSV}(s) \quad (3.17)$$

の関係を用いて，式(3.16)を整理すると式(3.18)の関係を得る．

$$X_{diff}(s) = -\alpha X_B(s) \quad (3.18)$$

$X_{diff}(s)$  は二慣性系の一次側と二次側の変位差を示しているので，図 3.4 における  $X_S(s)$  を意味する．以上のことから，ボールねじスライダシステムの二慣性系表現の  $X_S(s)$  と一軸一可動子型機台振動系に機台の絶対変位  $X_B(s)$  の関係が明らかになった．

3.4 節で提案した変形手法およびパラメータの関係をまとめて機台振動系と二慣性系の変換手法と定義する．この変換手法を用いることで，機台振動系として取り扱いが必要なりニアスライダシステムとボールねじスライダシステムを統一的に取り扱うことが出来る．

### 3.5 二慣性系に基づいた機台振動系の位置決め制御

3.5 節では，3.4 節で提案した変換手法の制御における有用性を検証する．具体的には，二慣性系を制御するために提案された制御手法を用いて，機台振動系の位置決め制御を実現する．なお，3.5 節では，本論文で提案した変換手法の制御時における有用性を検証するのが目的であるため，用いる制御手法に依存する位置決め速度や整定時間などは特に問題とせず，可動子の位置決めおよび機台振動の制振の実現を有用性の指標とする．

#### 3.5.1 制御系の構成

3.5 節で用いる制御手法は，二慣性系における一次側の位置決めを行い，同時に二次側の制振も行う手法 [39] である．また一次側の位置のみがセンサにより計測できる状況であり，二次側の位置や一次側と二次側の変位差などは計測できないセミクローズド制御系となっている．制御アルゴリズムは PD 制御をベースとし，一次側と二次側の間にあるばねの反作用

力を外乱オブザーバにより推定し，一次側と二次側の変位差  $x_s$  を得る．その情報を用いて PD 制御に対して二次側を制振するための入力などを加え合わせる形で制御目的を実現する．具体的には，一次側の目標位置を  $x_{\text{ref}}$  ，一次側の位置を  $x_m$  ，二次側の位置を  $x_l$  とそれぞれ定義し，セミクローズドな閉ループ系を構成するとき， $x_{\text{ref}}$  から  $x_m$  までの伝達関数を式(3.19)， $x_{\text{ref}}$  から  $x_l$  までの伝達関数を式(3.20) とする制御手法である．

$$\frac{X_m(s)}{X_{\text{ref}}(s)} = \frac{s^2 + \frac{K_B}{M_t}}{M_p \left( s^2 + \beta s + \frac{K_B}{M_t} \right) (s^2 + K_v s + K_v K_p)} \quad (3.19)$$

$$\frac{X_l(s)}{X_{\text{ref}}(s)} = \frac{\frac{K_B}{M_t}}{M_p \left( s^2 + \beta s + \frac{K_B}{M_t} \right) (s^2 + K_v s + K_v K_p)} \quad (3.20)$$

式(3.19) と式(3.20) において  $\beta$  ，  $K_p$  および  $K_v$  は設計パラメータである．また，式(3.19) と式(3.20) は共通した特性方程式を持つ伝達関数であり，設計パラメータを適切に設計することにより閉ループ系の極配置ができるため，一次側の位置決めおよび二次側の制振が可能となる．

今，式(3.19) と式(3.20) を実現するための制御入力  $f_{2\text{MS}}$  を式(3.21) とする．

$$f_{2\text{MS}} = f_{\text{rc}} + f_{\text{pd}} + f_{\text{sc}} \quad (3.21)$$

ただし，式(3.21) 中の各項は次の通りである．

$$f_{\text{rc}} = K_B x_s \quad (3.22)$$

$$f_{\text{pd}} = M_p K_v \{ K_p (x_{\text{ref}} - x_m) - \dot{x}_m \} \quad (3.23)$$

$$f_{\text{sc}} = -\beta \frac{M_p}{K_B} (K_B \dot{x}_s + K_v K_B x_s + K_v K_p \int K_B x_s dt) \quad (3.24)$$

式(3.22) は，一次側への反作用力を打ち消すための制御則であり，式(3.23) は  $K_p$  と  $K_v$  を

設計パラメータとする PD 制御則である．また，式(3.24) は二次側を制振するための制御則であり， $\beta$  は設計パラメータである．各項の残りのパラメータは，機台振動系の物理パラメータと式(3.10) から得られるため，これらは事前に把握できるものとする．図 3.7 にこの制御手法を適用した制御系全体のブロック線図を示す．

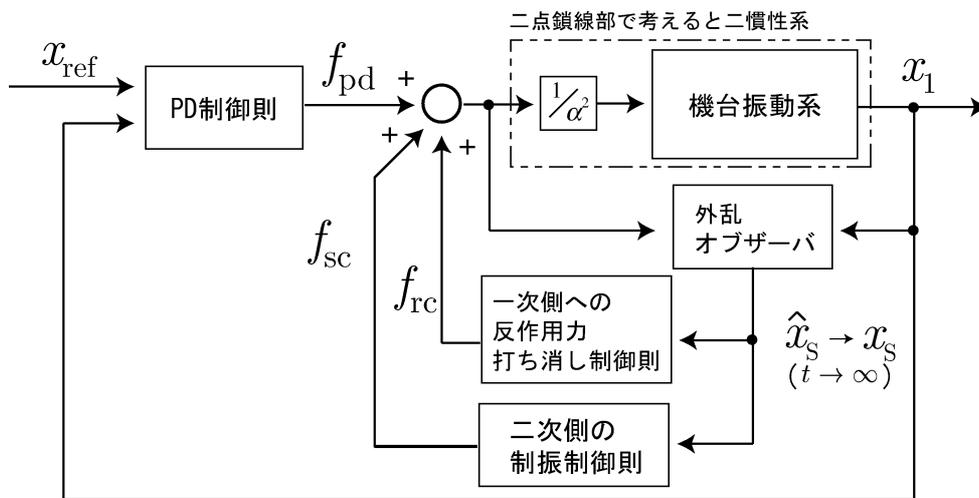


図 3.7 二慣性系に対して提案された制御手法を適用した制御系全体のブロック線図

図 3.7 において，制御対象は機台振動系である．変換手法を用いることで二点鎖線部分を二慣性系と見ることが出来るため，二慣性系で表現された制御対象に対して提案されている制御手法を用いて機台振動系の制御が実現される．二慣性系における一次側の位置決めと二次側の制振をこの制御手法を用いて実現することが，変換手法により機台振動系における可動子の位置決めと機台振動の制振と等価になる．これを検証するためシミュレーションと実験を行う．なお，制御手法で用いる外乱オブザーバはパラメータなどに誤差がある場合，正確な反作用力を推定することが困難であることが示されている [40]．これにより制御性能が劣化する可能性がある．本章におけるシミュレーションと実験は，提案した機台振動系と二慣性系の変換手法の有用性を検証するため，二慣性系表現された制御対象に対して提案されている制御手法を用いた機台振動系の位置決めと機台振動の制振を行うものある．このため本章のシミュレーションと実験において，機台の絶対変位  $x_B$  は計測できるものとし，計測

値を用いることで外乱オブザーバの推定における制御性能の劣化に関する問題を解決する。

### 3.5.2 シミュレーション

3.5.2 節では、3.5.1 節で述べた制御手法の機台振動系に対する有用性をシミュレーションにより確認する。制御対象のモデルは 3.2 節で定義した機台振動系であり、モデル化誤差や外乱などは無いものとする。表 3.4 にシミュレーションに用いた物理パラメータおよび制御則の設計パラメータの諸元を示す。

表 3.4 シミュレーションに用いた物理パラメータおよび制御則の設計パラメータの諸元

記号の意味	記号	数値
可動子の質量	$M_1$	3.22
機台の質量	$M_B$	42.0
機台と土台間のばね定数	$K_B$	505324
機台と土台間のダンパ定数	$D_B$	0.0
PD 制御則の位置ループ比例ゲイン	$K_p$	40
PD 制御則の速度ループ比例ゲイン	$K_v$	160
二次側制振用の設計パラメータ	$\beta$	1

可動子の移動距離は初期位置から 0.1m とし、目標位置はステップ状に与える。図 3.8 に式(3.21) で示した制御手法を用いたときの可動子の応答を、図 3.9 にそのときの機台の応答をそれぞれ示す。図 3.8 において縦軸は可動子の位置  $x_1$  を表し、横軸はシミュレーション時間を表している。同様に図 3.9 において、縦軸は機台の変位を表し、横軸はシミュレーション時間を表している。図 3.8 から、可動子の位置決めがオーバーシュートすることなく実現されていることが分かり、さらに図 3.9 から機台振動の制振も実現されている。これは、式(3.19) と式(3.20) の特性多項式が安定になるように設計パラメータを設定したことにより得られた結果であると言える。この結果から、二慣性系における一次側の位置決めと二次側の制振を実現する制御手法を用いて、機台振動系における可動子の位置決めと機台振動の制

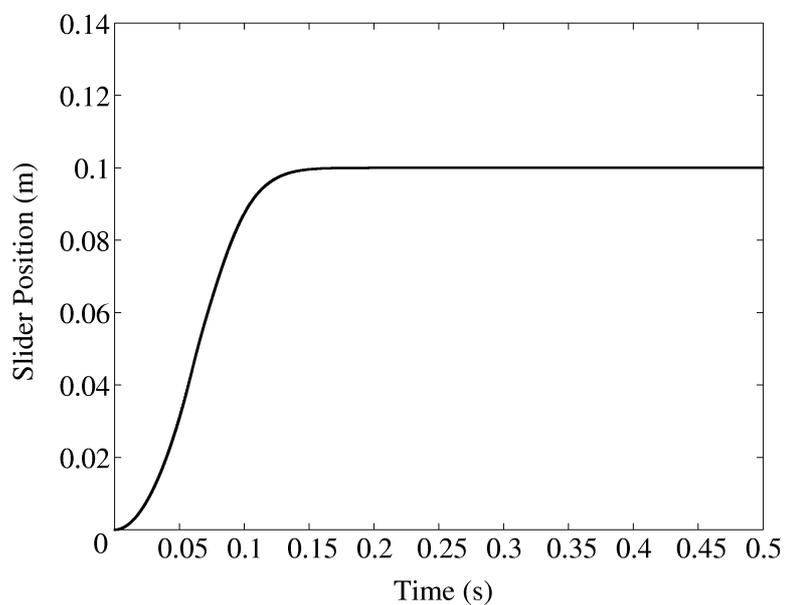


図 3.8 シミュレーション結果：可動子の応答 (式(3.21) を用いた場合)

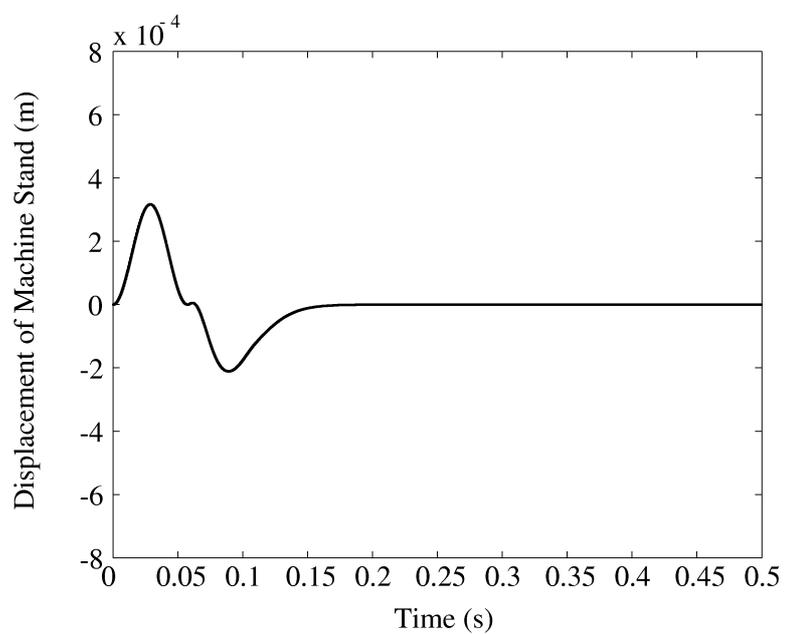


図 3.9 シミュレーション結果：機台の応答 (式(3.21) を用いた場合)

振が実現できることが示された．ここで二慣性系における二次側の制振を考慮しない制御手法を用いた場合，機台振動の制振も実現されないことを示すため，式(3.23) に示した PD 制御則のみを用いた場合のシミュレーションを行う．図 3.10 に PD 制御則のみを用いたときの可動子の応答を，図 3.11 にそのときの機台の応答をそれぞれ示す．図 3.10 からオーバー

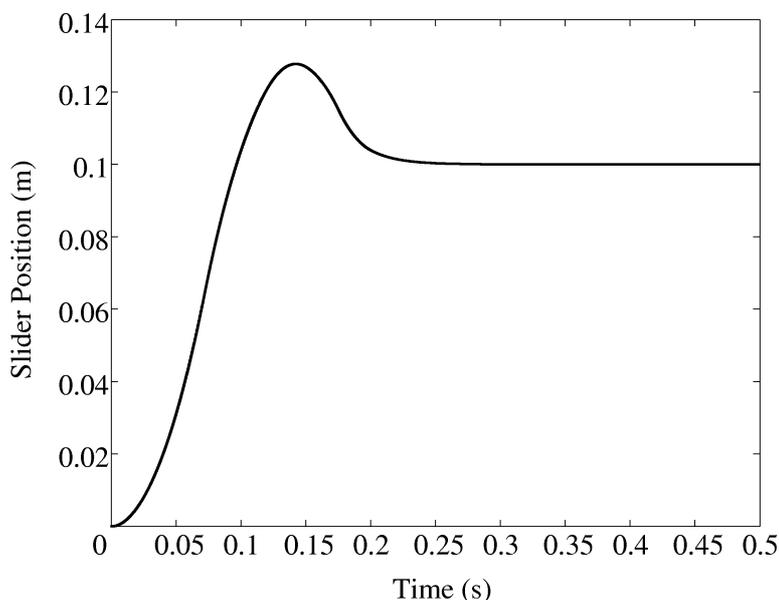


図 3.10 シミュレーション結果：可動子の応答 (式(3.23) のみを用いた場合)

シュートが起きているものの図 3.8 と同様，定常状態で位置決めは実現されていることが分かる．しかし，図 3.11 から，機台の振動は制振されず振動が持続していることが分かる．このシミュレーションで用いた制御則は，一次側の位置決めのみを目的とした制御系であるため，一軸一可動子型機台振動系における可動子の位置決めは実現出来るが，機台振動の制振は考慮されない．これは用いた制御手法の極解析により，二次側の特性方程式に安定限界極が存在することが示されており [39]，解析通り限界振動となっている．以上のシミュレーションより，二慣性系の位置決め制御に対して提案された制御手法により，機台振動系の位置決めと機台振動の制振が実現可能であることを確認した．

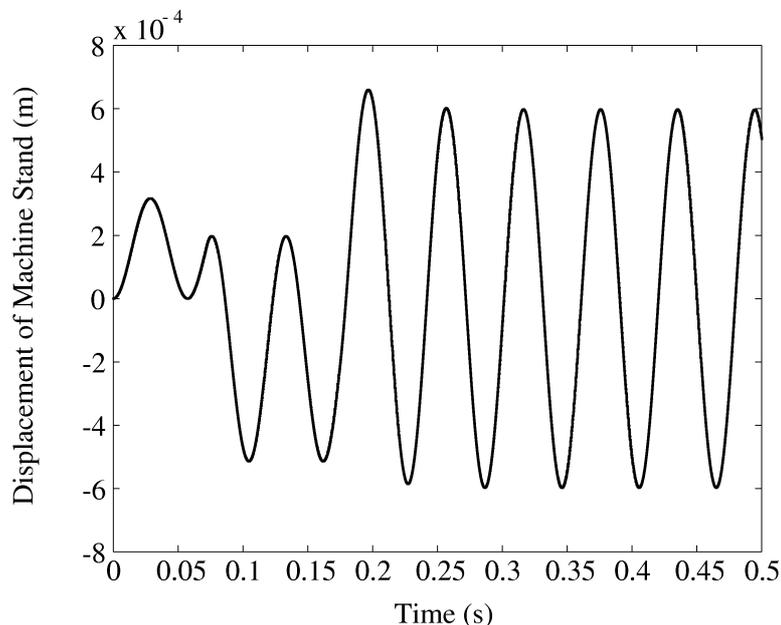


図 3.11 シミュレーション結果：機台の応答 (式(3.23)のみを用いた場合)

### 3.5.3 実機検証

3.5.3 節では，3.4 節で提案した変形手法を用いた機台振動系の位置決めおよび機台振動の制振に関する実機検証を行う．用いる制御系は 3.5.2 節で用いたものであり，実機での検証により本論文で提案した変換手法の有用性を確認する．図 3.12 に実験機の外観図を示す．

この実験機は機台上に可動子を持つリニアモータスライダシステムであり，機台と土台の間を二枚の板ばねにより結合している．土台は可動子や機台に比べて十分に重たいため，移動や変形がない設置面として取り扱うことが出来る．特徴として，二枚の板ばねの弾性を利用して機台振動現象を模擬することが挙げられ，機台振動現象を再現することが確認されている [2]．なお実験機以外のシステム構成も参考文献 [2] と同じものを利用している．さらに表 3.5 に実験機の諸元を示す．

図 3.13 に実験で可動子に与える目標軌道を示す．図 3.13 は，可動子が実験開始から 0.1s で 0.05m(=5cm) 移動することを示しており，初期速度が大きくなり過ぎないように速度三角波を積分する形で得ている．

実験時間は 1 秒とし，制御系の設計パラメータなどは 3.5.2 節と同じにした場合の実験結果を示し，考察していく．ここでも式(3.21) に示した制御手法を用いた場合の結果の比較対象

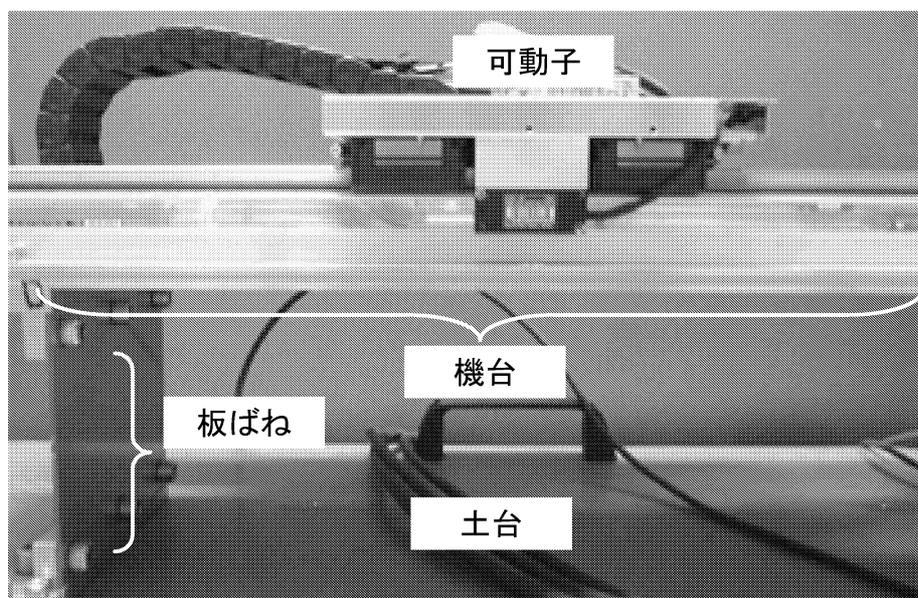


図 3.12 実験機の外観図

表 3.5 図 3.12 に示す実験機の諸元

項目	数値	単位
リニアモータの定格推力	80	N
リニアモータの最大推力	240	N
可動子の機台に対する相対位置を計測するためのリニアスケールの分解能	0.5	$\mu\text{m}/\text{pulse}$
機台の絶対変位を計測するためのリニアスケールの分解能	0.1	$\mu\text{m}/\text{pulse}$
D/A 変換器の分解能	80/9830	N/pulse

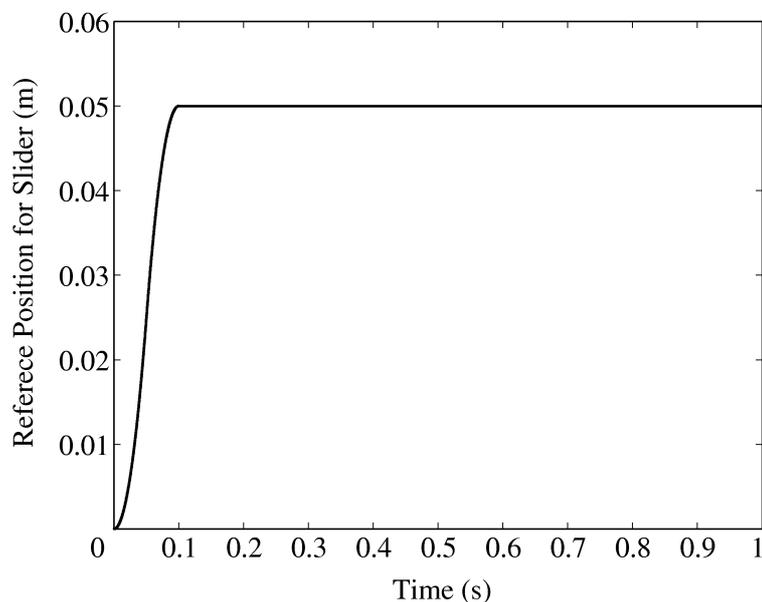


図 3.13 可動子に与える目標軌道 (実験開始から 0.1s で 0.05m 移動)

として、シミュレーションと同様に一次側の位置決めのみを目的とした PD 制御則 (式(3.23)) を用いた場合の実験結果もあわせて示す。なお今回の実験で大まかな可動子の位置決め制御は出来ていたもので、より詳細に検討するため可動子の位置に関しては目標軌道からの偏差を示す。

二慣性系に対して提案された制御則 (式(3.21)) を用いたときの可動子の目標軌道に対する偏差を図 3.14 に、その時の機台の応答を図 3.16 に、可動子への入力推力を図 3.18 にそれぞれ示す。同様に一次側の位置決めを目的とした PD 制御則 (式(3.23)) を用いたときの可動子の目標軌道に対する偏差を図 3.15 に、図 3.17 に機台の応答を、図 3.19 に可動子への入力推力をそれぞれ示す。

図 3.14 と図 3.15 に関しては、定常偏差の量に違いがあったため縦軸の数値が異なっているが、スケールの刻みを  $1\mu\text{m}$  で統一して表示することで比較することが出来る。図 3.16 と図 3.17 および図 3.18 と図 3.19 に関しては縦軸の数値を合わせているため、容易に比較することが出来る。また、図 3.14 から図 3.19 まで全ての図において横軸は実験時間を表す。

図 3.14 から定常偏差が残っているものの、定常状態において残留振動も無く位置決め制御が実現されていることが分かる。さらに図 3.16 において、図 3.17 と比較すると明らかに機台が制振されていることも分かる。

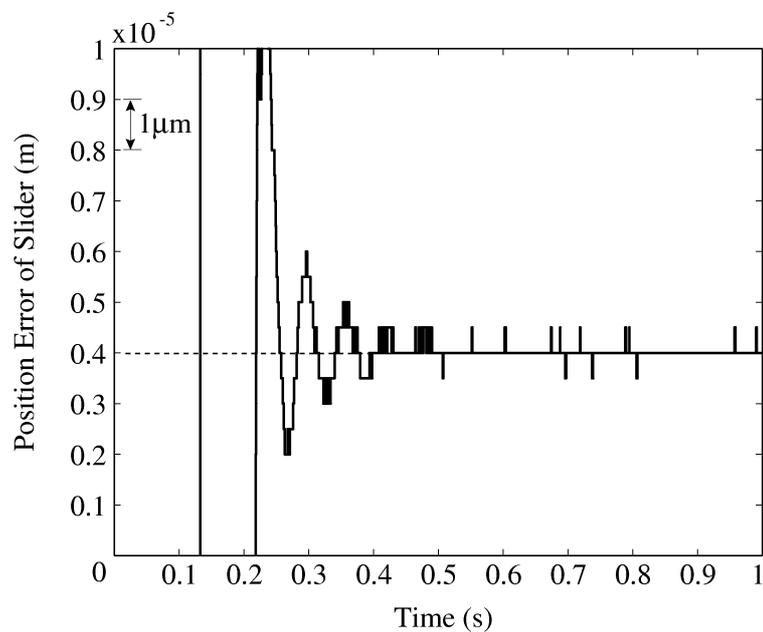


図 3.14 実験結果：可動子の目標軌道に対する偏差 (式(3.21) を用いた場合)

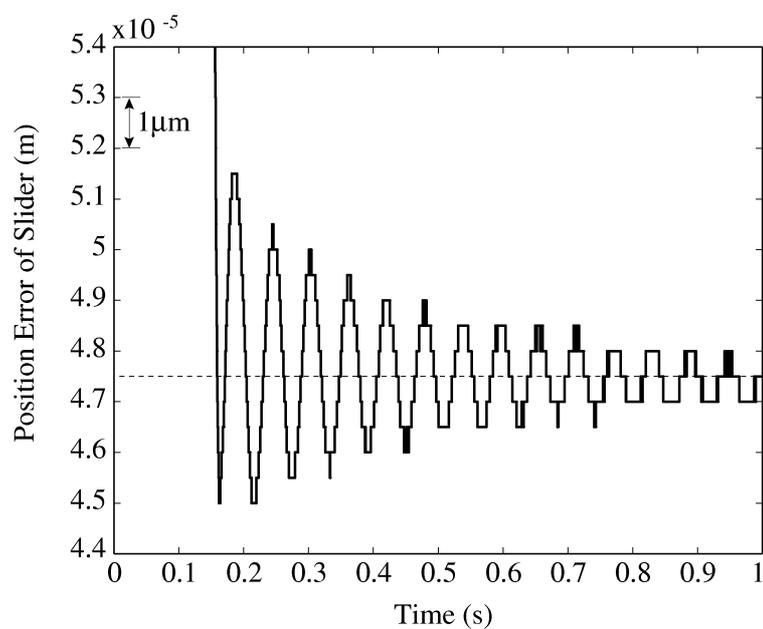


図 3.15 実験結果：可動子の目標軌道に対する偏差 (式(3.23) のみを用いた場合)

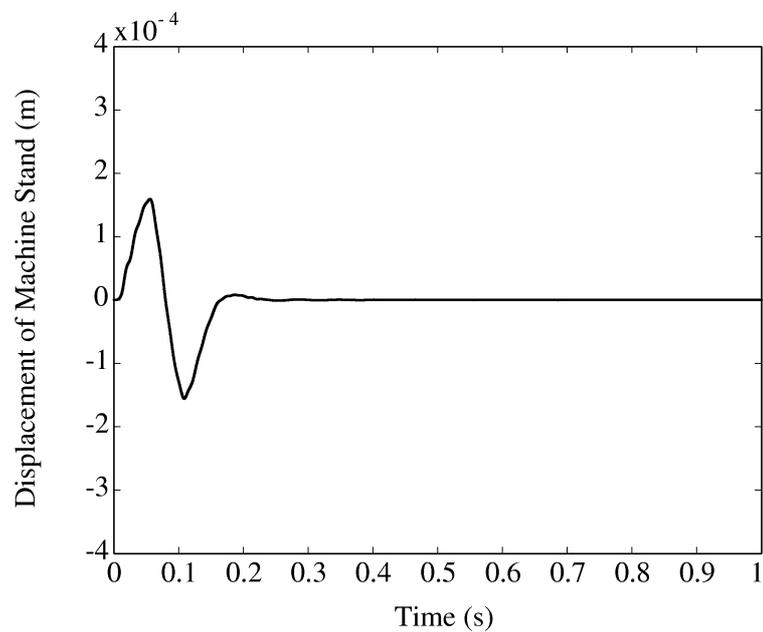


図 3.16 実験結果：機台の応答 (式(3.21) を用いた場合)

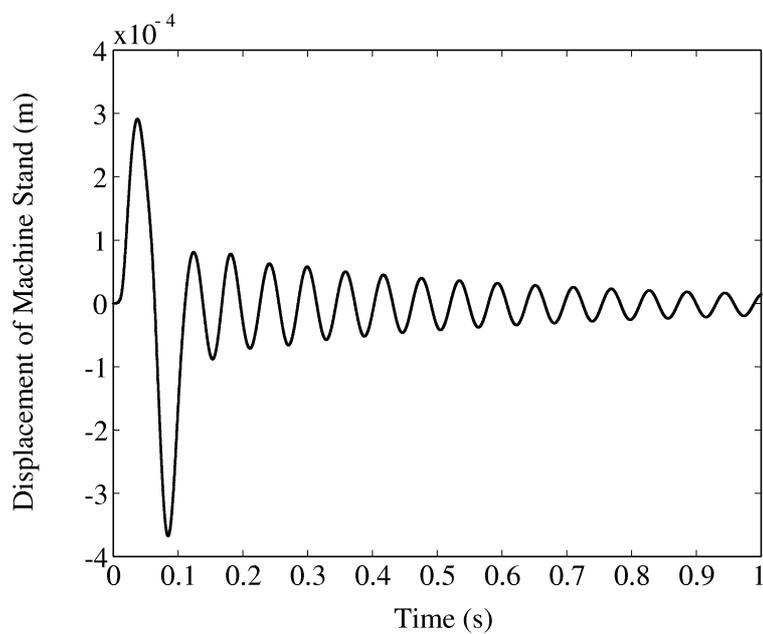


図 3.17 実験結果：機台の応答 (式(3.23) のみを用いた場合)

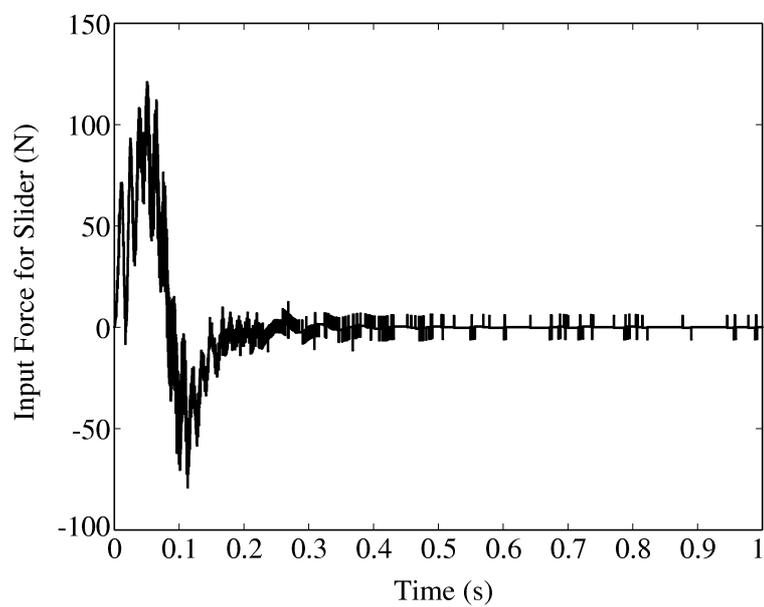


図 3.18 実験結果：可動子への入力推力 ((3.21) を用いた場合)

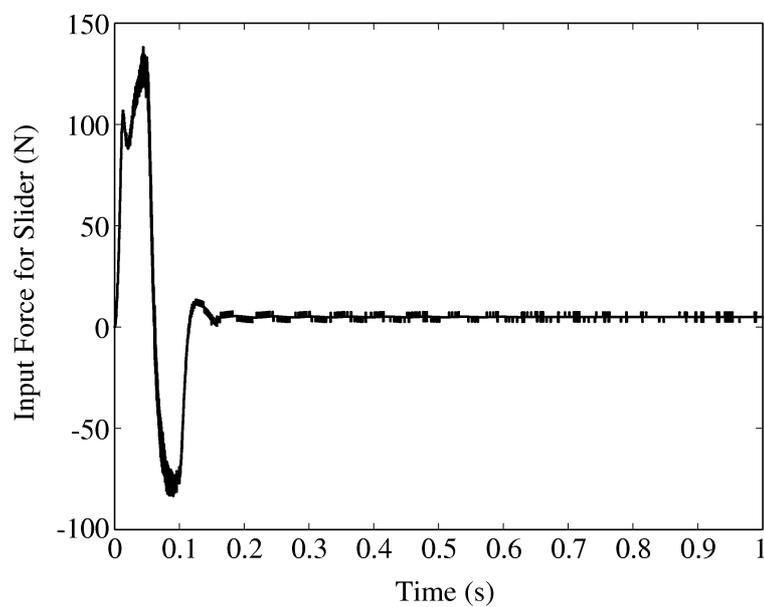


図 3.19 実験結果：可動子への入力推力 (式(3.23) のみを用いた場合)

一方，図 3.15 においては定常偏差は同様に残っており，さらに残留振動が存在することが分かる．この残留振動は図 3.17 に示す機台の応答と同一周期であることから，機台振動の影響による残留振動であることが考えられる．

さらに図 3.18 と図 3.19 から，二慣性系に対して提案された制御則 (式(3.21)) を用いた場合には，一次側の位置決め制御を目的とした PD 制御則 (式(3.23)) のみを用いた場合と比較して入力推力がより細かく振動していることが分かる．また両実験とも実験機の入力制限を超えることなく，位置決めを実現したことが分かる．

なお，位置決めの際に残っていた定常偏差に関しては，式(3.23) を PID 制御則に変えることで対処可能であった (付録 A 参照)．以上の実験結果から，二慣性系における一次側の位置決めと二次側の制振を目的とした制御手法を用いて，機台振動系の位置決めおよび機台振動の制振が実現されることが裏付けられた．これにより，3 章で提案した，機台振動系と二慣性系の変換手法の制御における有用性も確認された．

### 3.6 結言

3 章では，機台振動系と二慣性系の変換手法を提案し，二つのシステムが互いのモデルを用いて表現できることを示した．この結果，従来剛体系として取り扱われてきたリニアモータスライダシステムにおいて，機台振動現象の影響をも考慮することで，モデルの構成要素が同一であり制御手法なども多数提案されている二慣性系として表現することが可能となった．特にリニアスライダシステムの一つであるボールねじスライダシステムも高速・高精度な位置決め制御を行う場合に二慣性系として表現することが多いため，制御手法などを含め二つの系を分けて考える必要が無くなった．以下に，3 章で得られた知見をまとめる．

- 機台振動系と二慣性系の物理および数学モデルを考察すると，二つの系を表現するモデルの構成要素に共通点がある
- パラメータ変換を行い，数学モデルを変形することで，二つの系のモデルにおける関係が明らかになった
- 二慣性系に対して提案されている制御手法が，提案した変換手法を用いることで機台振動系の位置決め制御に対して有効であることをシミュレーションおよび実験を用いて検証し，有用性を確認した．

## 第4章 タンデム型ツインリニアスライダシステムの非干渉化

### 4.1 緒言

4章では、タンデム型ツインリニアスライダシステムの非干渉化手法について述べる [41] . 機台振動現象が発生しないタンデム型ツインリニアスライダシステムでは、二つの可動子が物理的に接触することを除くと、可動子の移動に関して互いが干渉しない。このため、各可動子を剛体系としてモデリングし、制御系を設計することで、可動子の位置決めが可能であった。しかし2章で述べたとおり、リニアスライダシステムの改良により機台振動現象が顕著になってきたため、高速・高精度な位置決めを行うためには機台振動現象を陽に扱う機台振動系としてモデリングする必要がある。可動子が機台上に一つしかない一軸一可動子型機台振動系の場合、発生する機台振動現象は可動子を移動させるための推力によって引き起こされる。しかし、二つの可動子が共通の機台上に配置されるタンデム型ツインリニアスライダシステムの場合は、一方の可動子を移動させるための推力に起因する機台振動現象が、他方の可動子の機台に対する相対位置に影響することが確認されており [11] , より取り扱いが複雑になる。すなわち、機台振動を有するタンデム型ツインリニアスライダシステムは、一方の可動子を移動させるための推力が他方の可動子の位置に影響を与える干渉系と考えることが出来る。このシステムに対して各可動子に着目した1入力1出力系として取り扱う場合、他方の可動子を移動させるための推力に起因する機台振動現象は、他方の可動子の位置決めにおける外乱と考えられ、これの抑制が高速・高精度な位置決めを実現することにつながる。逆に、多入力多出力系として取り扱う場合は、一般的な多入力多出力系に対して種々提案されている制御手法を用いることで、位置決めが実現できると考えられる。しかしながら、後者のような手法を実際に実装することを考えたときに、2.5.2節で述べた産業界で用いられる制御装置の構成を考慮すると、実装が難しいことが分かる。これは1入力1出力系が基本となる汎用制御装置を用いている設備の場合、他方の可動子の状態量(通常は可動子の位置や速度)を必要とする制御系の構成は制御装置そのものの変更が必要となり、変更

かかるコストなどを考慮する必要がある。また 1 入力 1 出力系を用いて制御を行う場合でも、一方の可動子を移動させるための推力が他方の可動子の位置に影響する干渉系の場合、上位コントローラ側での制御系設計が複雑になることが多く、制御系設計の観点からも好ましくない。

そこで 4 章では、利用する制御装置の構造を踏まえ、1 入力 1 出力系によるタンデム型ツインリニアスライダシステムの高速度・高精度な位置決め制御を行うための非干渉化手法を提案する。さらに提案手法は非干渉化後のモデルを決定する設計パラメータを含む形で導出され、これらを適切に設計することで非干渉化後のモデルを二つの独立した一軸一可動子型機台振動系と出来ることを示す。これにより 3 章で述べた手法とも組み合わせることで、タンデム型ツインリニアスライダシステムも従来のボールねじスライダシステムや一軸一可動子型機台振動系と同様に取り扱うことが出来るようになる。まず 4.2 節では、4 章で提案する非干渉化手法における設計方針を述べる。ここで、1 入力 1 出力系を用いて制御するために必要な条件を考慮した非干渉化手法の設計方針を示す。4.3 節では、タンデム型ツインリニアスライダシステムに対する非干渉化手法を提案する。ここではシステムの物理モデルを示し、そこから導出される数学モデルに基づいた非干渉化手法を提案する。さらに 4.4 節では、提案した非干渉化手法の有効性を検証するため、実験機による検証を行う。ここで用いる制御系は 2 自由度制御手法の一つであるモデル追従制御系であり、実験結果により提案した非干渉化手法が有効であることを確認する。最後に 4.5 節で 4 章をまとめる。なお、4 章では、特に断らない限りタンデム型ツインリニアスライダシステムとは機台振動現象を有するものとし、機台振動系として取り扱うものとする。

## 4.2 設計方針

4.2 節では、4 章で提案する非干渉化手法の設計方針を述べる。この非干渉化手法は、2.5.2 節で述べたメカトロニクス機器における制御装置の構成を変更することなく、タンデム型ツインリニアスライダシステムの非干渉化を実現することを目的としている。これを実現するために受ける拘束条件などを踏まえて以下の三つを非干渉化手法の設計方針とする。

- (1) 他方の可動子に関するフィードバック情報を用いない
- (2) 各可動子への推力指令を元にフィードフォワード入力により非干渉化を行う

## (3) 非干渉化後のモデルに設計自由度を持たせる

まず(1)を考える理由として、産業界で用いられる制御装置の構成が 1 入力 1 出力系であることが上げられる。これはマニピュレータのような複数の可動子を持つ複雑なシステムであっても、各可動子の制御系は制御対象となる可動子の状態量のみを出力とし、他の可動子の状態量を制御に用いないことを意味する。タンデム型ツインリニアスライダシステムのような多入力多出力系に対して、種々提案されている状態フィードバックを用いた非干渉化手法 [42–51] を適用するためには、各可動子の状態量を計測し、フィードバックする必要がある。また制御則に必要な全ての状態量が得られない場合は、オブザーバなどにより状態量を推定しなければならない。そのためには各可動子における状態量を互いに通信する必要があり、1 入力 1 出力系の構成では実現することが難しい。したがって、新たなアルゴリズムなどの提案を行う場合には既存の制御装置の構成を変更することなく適用出来るものであれば、導入コストなどにおいて産業応用上、有益であると言える。

また(2)については、(1)の項目を実現する場合に必要な不可欠な条件である。すなわち、図 2.8 に示す汎用コントローラには非干渉化の機能は付帯していないので、上位コントローラからのフィードフォワード入力により非干渉化を実現する必要がある。構成としては、非干渉化を行うための入力を各可動子の上位コントローラからそれぞれの可動子に出される入力の一部を用いて作成する。以上を踏まえ、タンデム型ツインリニアスライダシステムを非干渉化するための制御装置の概念図を図 4.1 に示す。

最後に(3)については、モデル追従制御などに代表される 2 自由度制御系を構成する際に、コントローラの設計に自由度を持たせるためである。通常は、制御対象に対してある一義的なモデルを作成し、それに基づいて解析および制御系設計するのが一般的であるが、非干渉化後のモデルに自由度を持たせることにより、設計者の必要に応じたモデルを構築することが出来るため、解析や制御系設計が容易に出来る。

4 章では、これら 3 つの項目を基本方針とするツインリニアスライダシステムの非干渉化手法を提案する。

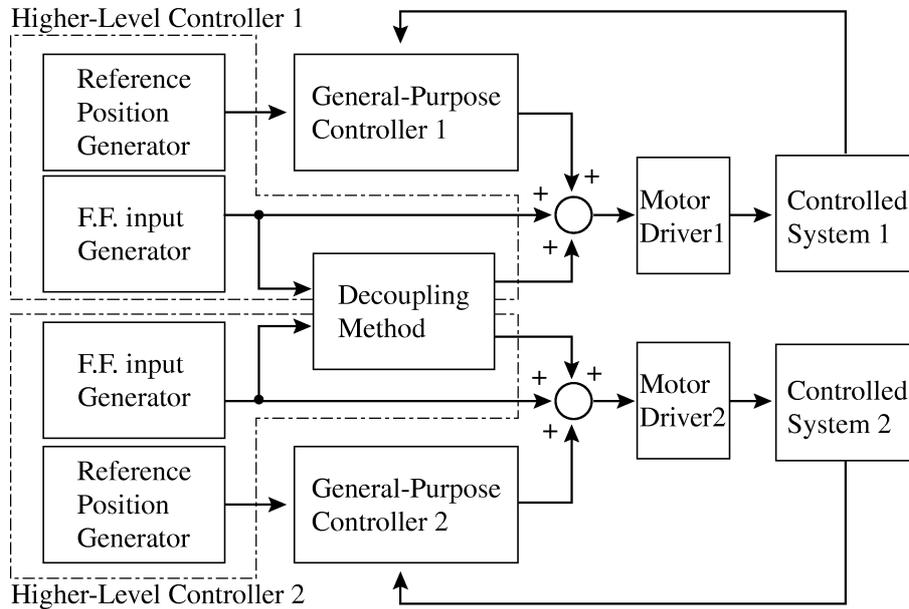


図 4.1 フィードフォワード入力による非干渉化を実現する制御装置の概念図

### 4.3 非干渉化

#### 4.3.1 対象のモデル化

図 4.2 に 4 章で取り扱うタンデム型ツインリニアスライダシステムの物理モデルを示す。また、表 4.1 にタンデム型ツインリニアスライダシステムの変数および物理パラメータを示す。

さらに、式(4.1)に、タンデム型ツインリニアスライダシステムの運動方程式を示す。なお、これ以降、特に断らない限り変数  $x_{bi}(t)$  を  $x_{bi}$  のように  $(t)$  を省略して表記するものとする。

$$\begin{cases} M_1\ddot{x}_{b1} + M_1\ddot{x}_B = f_1 \\ M_2\ddot{x}_{b2} + M_2\ddot{x}_B = f_2 \\ M_1\ddot{x}_{b1} + M_2\ddot{x}_{b2} + K_Bx_B + D_B\dot{x}_B + (M_1 + M_2 + M_B)\ddot{x}_B = 0 \end{cases} \quad (4.1)$$

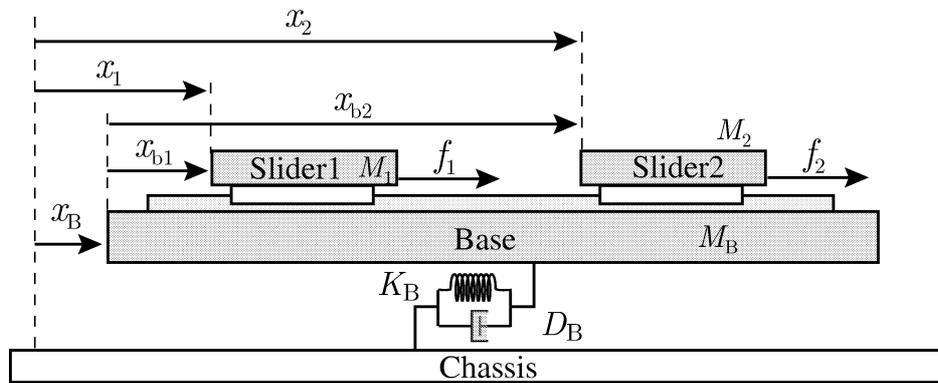


図 4.2 タンデム型ツインリニアスライダシステムの物理モデル

表 4.1 タンデム型ツインリニアスライダシステムにおける変数および物理パラメータ

記号	記号の持つ意味 ( $i = 1, 2$ )	単位
$x_{bi}(t)$	可動子 $i$ の機台に対する相対位置	m
$x_i(t)$	可動子 $i$ の絶対変位	m
$x_B(t)$	機台の絶対変位	m
$M_i$	可動子 $i$ の質量	kg
$M_B$	機台の質量	kg
$f_i(t)$	可動子 $i$ を駆動するための推力	N
$K_B$	土台と機台の間に存在する 機台振動現象を表現するためのばねのばね定数	N/m
$D_B$	土台と機台の間に存在する 機台振動現象を表現するためのダンパのダンパ定数	kg/s

さらに式(4.1) を加速度項ごとにまとめると式(4.2) となる .

$$\begin{cases} \ddot{x}_{b1} = \frac{D_B}{M_B} \dot{x}_B + \frac{K_B}{M_B} x_B + \left( \frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_B} \right) f_1 + \frac{1}{M_B} f_2 \\ \ddot{x}_{b2} = \frac{D_B}{M_B} \dot{x}_B + \frac{K_B}{M_B} x_B + \frac{1}{M_B} f_1 + \left( \frac{1}{M_2} + \frac{1}{M_B} \right) f_2 \\ \ddot{x}_B = -\frac{D_B}{M_B} \dot{x}_B - \frac{K_B}{M_B} x_B - \frac{1}{M_B} f_1 - \frac{1}{M_B} f_2 \end{cases} \quad (4.2)$$

ここでラプラス変換を用いて式(4.2) を書き換えると式(4.3) になる .

$$\begin{cases} X_{b1}(s) = G_{s1}(s)F_1(s) + G_{base}(s)F_2(s) \\ X_{b2}(s) = G_{base}(s)F_1(s) + G_{s2}(s)F_2(s) \\ X_B(s) = -G_{base}(s) \{F_1(s) + F_2(s)\} \end{cases} \quad (4.3)$$

ただし ,  $G_{s1}(s)$  ,  $G_{s2}(s)$  ,  $G_{base}(s)$  はそれぞれ式(4.4) と定義する .

$$\begin{cases} G_{s1}(s) \equiv \frac{1}{M_1 s^2} + \frac{1}{M_B s^2 + D_B s + K_B} \\ G_{s2}(s) \equiv \frac{1}{M_2 s^2} + \frac{1}{M_B s^2 + D_B s + K_B} \\ G_{base}(s) \equiv \frac{1}{M_B s^2 + D_B s + K_B} \end{cases} \quad (4.4)$$

式(4.4) の  $G_{s1}(s)$  は可動子 1 と機台のみからなる一軸一可動子型機台振動系の伝達関数を示しており , 同様に  $G_{s2}(s)$  は可動子 2 と機台のみからなる一軸一可動子型機台振動系の伝達関数を ,  $G_{base}(s)$  は機台振動現象を表現する伝達関数をそれぞれ示している . さらに図 4.3 にタンデム型ツインリニアスライダシステムのブロック線図を示す .

式(4.3) および図 4.3 からタンデム型ツインリニアスライダシステムが干渉系になっていることが明確に読み取れる . すなわち可動子 1 を駆動するための推力  $f_1$  は可動子 1 の機台に対する相対位置  $x_{b1}$  だけでなく , 可動子 2 の機台に対する相対位置  $x_{b2}$  にも影響を与え ,

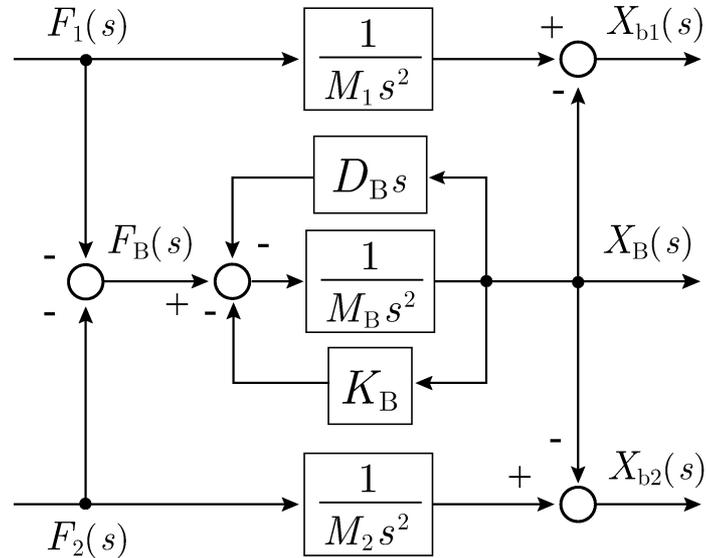


図 4.3 タンデム型ツインリニアスライダシステムのブロック線図

同様のことが  $f_2$  と  $x_{b1}$  の間にも起こる．さらに各々の可動子の機台に対する相対位置において，一軸一可動子型機台振動系のダイナミクスとその他のダイナミクスの線形結合で表現されていることも分かる．この形で表現されることがタンデム型ツインリニアスライダシステムの特徴であり，干渉であると言える．本論文ではタンデム型ツインリニアスライダシステムの高速度・高精度位置決めを実現するため，この干渉を非干渉化する手法を提案する．

#### 4.3.2 非干渉化手法

本論文では，タンデム型ツインリニアスライダシステムを非干渉化することにより得られる二つの独立した系が，各々一軸一可動子型機台振動系 ( $G_{s1}(s)$  と  $G_{s2}(s)$ ) を構成するのがもっとも望ましいと考える．その理由として式(4.3)からも分かる通り，他方の可動子を駆動する推力を与えなければタンデム型ツインリニアスライダシステムは一軸一可動子型機台振動系として扱うことが可能であり，一軸一可動子型機台振動系に対して種々提案されている制御系がそのまま流用可能となるからである．

ここで，提案する非干渉化手法は，可動子に与える入力を二つの役割に分けて考える．一つは，可動子の位置を制御する役割を担う入力であり，もう一つはシステムを非干渉化する役割を担う入力である．ここで，可動子の位置を制御する役割を担う入力を“メイン入力”，

システムを非干渉化する役割を担う入力を“非干渉化入力”とそれぞれ定義し，この二つの入力の線形結合により，非干渉化と可動子の位置決め制御の両方を実現する．このように分けて考えることで可動子の位置制御と非干渉化を切り離して考えることが出来るため，設計の見通しが良くなる．

今，この二つの役割を持つ入力をタンデム型ツインリニアスライダシステムに適用した結果，図 4.4 に示す形に非干渉化できると仮定する．

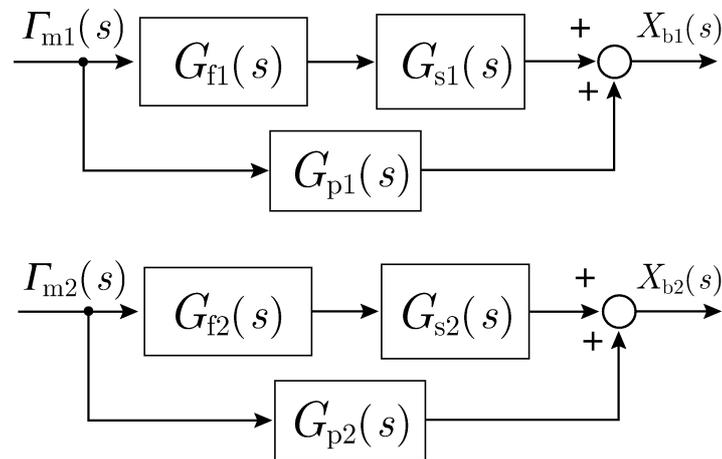


図 4.4 非干渉化後のタンデム型ツインリニアスライダシステムのブロック線図

ここで  $\Gamma_{m1}(s)$  と  $\Gamma_{m2}(s)$  はそれぞれ非干渉化後のシステムへの入力であり，先ほど定義したメイン入力とする．また  $G_{f1}(s)$ ， $G_{p1}(s)$ ， $G_{f2}(s)$ ， $G_{p2}(s)$  はそれぞれ非干渉化後のモデルを決定するための設計パラメータである．図 4.4 は  $\Gamma_{m1}(s)$  と  $\Gamma_{m2}(s)$  がそれぞれ一つの出力にしか影響しないため，非干渉化されていることが分かる．また， $G_{s1}(s)$  と  $G_{s2}(s)$  はそれぞれ式(4.4) に示した一軸一可動子型機台振動系の伝達関数である．

図 4.4 に示すブロック線図は，タンデム型ツインリニアスライダシステムを互いに干渉することのない二つの一軸一可動子型機台振動系にできない場合におけるモデル誤差を考慮したものである．すなわち一軸一可動子型機台振動系に対して，加法的なモデル誤差を表現す

る設計パラメータ ( $G_{p1}(s)$  と  $G_{p2}(s)$ ) と、乗法的なモデル誤差を表現する設計パラメータ ( $G_{f1}(s)$  と  $G_{f2}(s)$ ) をそれぞれ付加した形となっている。これにより、非干渉化後のモデルが互いに干渉することのない一軸一可動子型機台振動系として得られない場合に対応できる。したがって、タンデム型ツインリニアスライダシステムを二つの一軸一可動子型機台振動系の形に非干渉化することが出来るならば、 $G_{f1}(s) = G_{f2}(s) = 1$  であり、 $G_{p1}(s) = G_{p2}(s) = 0$  とできることを意味する。

図 4.4 の形で非干渉化後のモデルが得られるときのタンデム型ツインリニアスライダシステムへの入力  $f_1$  と  $f_2$  をメイン入力と非干渉化入力に分けて考え、その線形結合で表現できるものとする。これをラプラス変換を用いて式(4.5) の様に表現する。

$$\begin{cases} F_1(s) = G_{f1}(s)\Gamma_{m1}(s) + \Gamma_{c1}(s) \\ F_2(s) = G_{f2}(s)\Gamma_{m2}(s) + \Gamma_{c2}(s) \end{cases} \quad (4.5)$$

ただし  $\Gamma_{m1}(s)$  と  $\Gamma_{m2}(s)$  は各可動子へのメイン入力であり、 $\Gamma_{c1}(s)$  と  $\Gamma_{c2}(s)$  は各可動子への非干渉化入力である。式(4.5) の入力を図 4.3 に適用した場合のブロック線図を図 4.5 に示す。

式(4.2) と式(4.5) の関係から、メイン入力および非干渉化入力から各可動子の機台に対する相対位置までの関係は式(4.6) となる。

$$\begin{cases} X_{b1}(s) = G_{s1}(s) \{G_{f1}(s)\Gamma_{m1}(s) + \Gamma_{c1}(s)\} + G_{base}(s) \{G_{f2}(s)\Gamma_{m2}(s) + \Gamma_{c2}(s)\} \\ X_{b2}(s) = G_{base}(s) \{G_{f1}(s)\Gamma_{m1}(s) + \Gamma_{c1}(s)\} + G_{s2}(s) \{G_{f2}(s)\Gamma_{m2}(s) + \Gamma_{c2}(s)\} \end{cases} \quad (4.6)$$

一方、図 4.4 に示すような非干渉化が実現できたとするならば、可動子 1 に対するメイン入力  $\Gamma_{m1}(s)$  と可動子 1 の機台に対する相対位置  $X_{b1}(s)$  および可動子 2 に対するメイン入力  $\Gamma_{m2}(s)$  と可動子 2 の機台に対する相対位置  $X_{b2}(s)$  はそれぞれ式(4.7) で表現できる。

$$\begin{cases} X_{b1}(s) = G_{s1}(s)G_{f1}(s)\Gamma_{m1}(s) + G_{p1}(s)\Gamma_{m1}(s) \\ X_{b2}(s) = G_{s2}(s)G_{f2}(s)\Gamma_{m2}(s) + G_{p2}(s)\Gamma_{m2}(s) \end{cases} \quad (4.7)$$

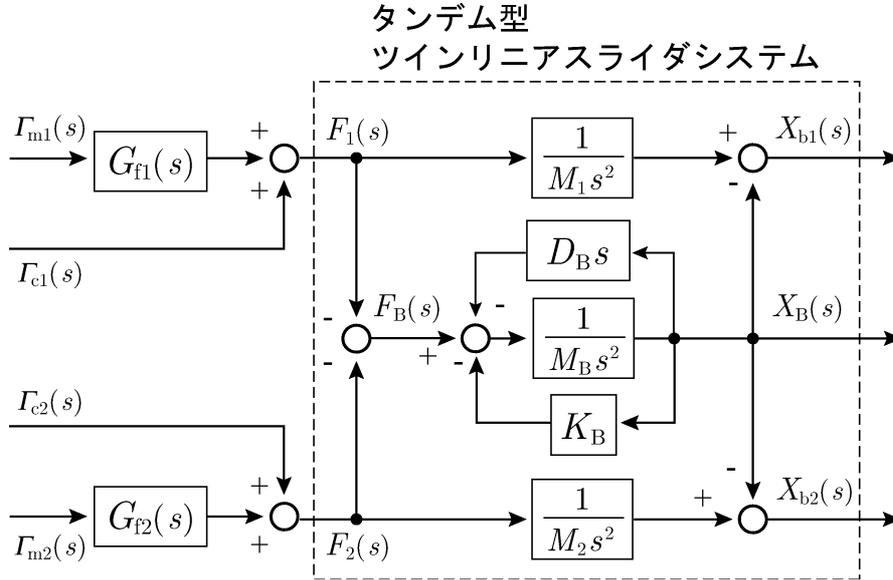


図 4.5 式(4.5)の入力を図 4.3 に適用した場合のブロック線図

式 (4.6) と式 (4.7) が恒等的に等しくなるような非干渉化入力  $\Gamma_{c1}(s)$  と  $\Gamma_{c2}(s)$  が存在すれば、提案手法により図 4.4 に示す非干渉化が実現できることになる。式 (4.6) と式 (4.7) から次の関係が得られる。

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \Gamma_{cp11}(s) & \Gamma_{cp12}(s) \\ \Gamma_{cp21}(s) & \Gamma_{cp22}(s) \end{bmatrix}}_{\mathbf{\Gamma}_{cp}(s)} \begin{bmatrix} \Gamma_{c1}(s) \\ \Gamma_{c2}(s) \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \Gamma_{mp11}(s) & \Gamma_{mp12}(s) \\ \Gamma_{mp21}(s) & \Gamma_{mp22}(s) \end{bmatrix}}_{\mathbf{\Gamma}_{mp}(s)} \begin{bmatrix} \Gamma_{m1}(s) \\ \Gamma_{m2}(s) \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \Gamma_{\text{cp}11}(s) = (M_1 + M_B)s^2 + D_B s + K_B \\
 \Gamma_{\text{cp}12}(s) = M_1 s^2 \\
 \Gamma_{\text{cp}21}(s) = M_2 s^2 \\
 \Gamma_{\text{cp}22}(s) = (M_2 + M_B)s^2 + D_B s + K_B \\
 \Gamma_{\text{mp}11}(s) = M_1 s^2 (M_B s^2 + D_B s + K_B) G_{\text{p}1}(s) \\
 \Gamma_{\text{mp}12}(s) = -M_1 s^2 G_{\text{f}2}(s) \\
 \Gamma_{\text{mp}21}(s) = -M_2 s^2 G_{\text{f}1}(s) \\
 \Gamma_{\text{mp}22}(s) = M_2 s^2 (M_B s^2 + D_B s + K_B) G_{\text{p}2}(s)
 \end{array} \right. \quad (4.9)$$

式(4.8)における  $\Gamma_{\text{cp}}(s)$  の逆行列が存在するとき，提案する非干渉化を実現するための非干渉化入力  $\Gamma_{\text{c}1}(s)$  と  $\Gamma_{\text{c}2}(s)$  が存在することになる．

ここで  $\Gamma_{\text{cp}}(s)$  の逆行列を式(4.10)の様に定義する．

$$\Gamma_{\text{cp}}^{-1}(s) = \frac{1}{\det \Gamma_{\text{cp}}(s)} \begin{bmatrix} \text{adj } \Gamma_{\text{cp}11}(s) & \text{adj } \Gamma_{\text{cp}12}(s) \\ \text{adj } \Gamma_{\text{cp}21}(s) & \text{adj } \Gamma_{\text{cp}22}(s) \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

ただし， $M_T = M_1 + M_2 + M_B$  であり  $\det \Gamma_{\text{cp}}(s)$  は  $\Gamma_{\text{cp}}(s)$  の行列式を示す．また，行列中の各要素は次の通りである．

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \det \Gamma_{\text{cp}}(s) = (M_T s^2 + D_B s + K_B) (M_B s^2 + D_B s + K_B) \\
 \text{adj } \Gamma_{\text{cp}11}(s) = (M_2 + M_B)s^2 + D_B s + K_B \\
 \text{adj } \Gamma_{\text{cp}12}(s) = -M_1 s^2 \\
 \text{adj } \Gamma_{\text{cp}21}(s) = -M_2 s^2 \\
 \text{adj } \Gamma_{\text{cp}22}(s) = (M_1 + M_B)s^2 + D_B s + K_B
 \end{array} \right. \quad (4.11)$$

式(4.10)と式(4.11)を用いて式(4.8)を整理すると，非干渉化入力はメイン入力および設計

パラメータを用いて式(4.12) の様に記述することが出来る .

$$\begin{bmatrix} \Gamma_{c1}(s) \\ \Gamma_{c2}(s) \end{bmatrix} = \Delta(s) \begin{bmatrix} \Gamma_{m1}(s) \\ \Gamma_{m2}(s) \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

ただし ,  $\Delta(s)$  は次のようになる .

$$\Delta(s) = \begin{bmatrix} \frac{\alpha_{11}G_{p1}(s) + \beta_{11}G_{f1}(s)}{\det \Gamma_{cp}(s)} & \frac{\alpha_{12}G_{p2}(s) + \beta_{12}G_{f2}(s)}{\det \Gamma_{cp}(s)} \\ \frac{\alpha_{21}G_{p1}(s) + \beta_{21}G_{f1}(s)}{\det \Gamma_{cp}(s)} & \frac{\alpha_{22}G_{p2}(s) + \beta_{22}G_{f2}(s)}{\det \Gamma_{cp}(s)} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

また , 式(4.13) の各要素は式(4.14) となる .

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_{11} = M_1 s^2 (M_B s^2 + D_B s + K_B) \{ (M_2 + M_B) s^2 + D_B s + K_B \} \\ \alpha_{12} = -M_1 M_2 s^4 (M_B s^2 + D_B s + K_B) \\ \alpha_{21} = -M_1 M_2 s^4 (M_B s^2 + D_B s + K_B) \\ \alpha_{22} = M_2 s^2 (M_B s^2 + D_B s + K_B) \{ (M_1 + M_B) s^2 + D_B s + K_B \} \\ \beta_{11} = M_1 M_2 s^4 \\ \beta_{12} = -M_1 s^2 \{ (M_2 + M_B) s^2 + D_B s + K_B \} \\ \beta_{21} = -M_2 s^2 \{ (M_1 + M_B) s^2 + D_B s + K_B \} \\ \beta_{22} = M_1 M_2 s^4 \end{array} \right. \quad (4.14)$$

式(4.12) を式(4.5) に代入し , 設計パラメータを適切に設計することでタンデム型ツインリニアスライダシステムの非干渉化が実現できる .

## 4.3.3 二つの互いに非干渉な一軸一可動子型機台振動系を実現する場合

4.3.2 節で提案したタンDEM型ツインリニアスライダシステムの非干渉化手法を用いた場合に、設計パラメータの適切な設計によって、非干渉化後のモデルが二つの互いに非干渉な一軸一可動子型機台振動系にできることを示す。

今、設計パラメータをそれぞれ式(4.15)とする。

$$\begin{cases} G_{f1}(s) = G_{f2}(s) = 1 \\ G_{p1}(s) = G_{p2}(s) = 0 \end{cases} \quad (4.15)$$

これは図 4.4 において、乗法的モデル誤差も加法的モデル誤差も含まれない二つの一軸一可動子型機台振動系そのものに非干渉化出来たことを意味する。式(4.13) に式(4.15) の条件を当てはめて整理すると、非干渉化入力は式(4.16) の様に表現できる。

$$\begin{cases} \Gamma_{c1}(s) = \frac{M_1 M_2 s^4}{(M_T s^2 + D_B s + K_B)(M_B s^2 + D_B s + K_B)} \Gamma_{m1}(s) \\ \quad - \frac{M_1 s^2 \{(M_2 + M_B) s^2 + D_B s + K_B\}}{(M_T s^2 + D_B s + K_B)(M_B s^2 + D_B s + K_B)} \Gamma_{m2}(s) \\ \Gamma_{c2}(s) = - \frac{M_2 s^2 \{(M_1 + M_B) s^2 + K_B\}}{(M_T s^2 + D_B s + K_B)(M_B s^2 + D_B s + K_B)} \Gamma_{m1}(s) \\ \quad + \frac{M_1 M_2 s^4}{(M_T s^2 + D_B s + K_B)(M_B s^2 + D_B s + K_B)} \Gamma_{m2}(s) \end{cases} \quad (4.16)$$

式(4.5) に式(4.15) の条件と式(4.16) を代入して整理するとタンDEM型ツインリニアスライダシステムへの入力が式(4.17) となる。

$$\left\{ \begin{array}{l} F_1(s) = \left\{ 1 + \frac{M_1 M_2 s^4}{(M_T s^2 + D_B s + K_B)(M_B s^2 + D_B s + K_B)} \right\} \Gamma_{m1}(s) \\ \quad - \frac{M_1 s^2 \{(M_2 + M_B) s^2 + D_B s + K_B\}}{(M_T s^2 + D_B s + K_B)(M_B s^2 + D_B s + K_B)} \Gamma_{m2}(s) \\ F_2(s) = - \frac{M_2 s^2 \{(M_1 + M_B) s^2 + K_B\}}{(M_T s^2 + D_B s + K_B)(M_B s^2 + D_B s + K_B)} \Gamma_{m1}(s) \\ \quad \left\{ 1 + \frac{M_1 M_2 s^4}{(M_T s^2 + D_B s + K_B)(M_B s^2 + D_B s + K_B)} \right\} \Gamma_{m2}(s) \end{array} \right. \quad (4.17)$$

この式(4.17)を式(4.3)に代入することで、式(4.18)に示す非干渉化後のモデルを得ることが出来る。

$$\left\{ \begin{array}{l} X_{b1}(s) = \left( \frac{1}{M_1 s^2} + \frac{1}{M_B s^2 + D_B s + K_B} \right) F_1(s) \\ X_{b2}(s) = \left( \frac{1}{M_2 s^2} + \frac{1}{M_B s^2 + D_B s + K_B} \right) F_2(s) \end{array} \right. \quad (4.18)$$

式(4.18)は一軸一可動子型機台振動系そのものであり、これによりタンデム型ツインリニアスライダシステムを二つの互いに干渉しない独立した一軸一可動子型機台振動系として取り扱うことができる。さらに、3章で提案した手法を用いることにより、二慣性系に対して提案された制御手法を用いて、タンデム型ツインリニアスライダシステムの可動子位置決めが可能となる。これにより、三つの異なるリニアスライダシステムにおける解析や制御系設計に関して、区別することなく統一的に取り扱うことが出来ることを示した。

#### 4.3.4 設計パラメータの設計法

4.3.4節では、式(4.10)以降に含まれる  $\det \Gamma_c(s)$  の特性に着目し、設計パラメータの設計法について考察する。

式(4.12)の関係から非干渉化入力は何のメイン入力に基づいて作られることが分かる。  $\det \Gamma_c(s)$  が式(4.13)の分母多項式となるため、非干渉化入力の応答特性を決めることになる。しかし  $\det \Gamma_c(s)$  は機台のバネ定数  $K_B$  やダンパ定数  $D_B$  を含むため、減衰性が悪い。うえ、応答が振動的になることが考えられる。特に、機台振動現象を表現するダンパが存在しないモデルでタンデム型ツインリニアスライダシステムを表現する場合 [11, 41] には、式(4.12)が安定限界極を持つため、非干渉化入力が持続振動となる。このままでは、制御器として実装することが難しいため、式(4.13)の  $\Delta(s)$  に含まれる設計パラメータの一部を用いてこれを改善するための設計法を提案する。

今、乗法的モデル誤差を表現するために設定した設計パラメータ  $G_{f1}(s)$  と  $G_{f2}(s)$  を式(4.19)の様に設計する。

$$\begin{cases} G_{f1}(s) = \frac{M_1}{M_2} (M_B s^2 + D_B s + K_B) G_{p1}(s) \\ G_{f2}(s) = \frac{M_2}{M_1} (M_B s^2 + D_B s + K_B) G_{p2}(s) \end{cases} \quad (4.19)$$

式(4.19)は加法的モデル誤差を表現するために設定した設計パラメータ  $G_{p1}(s)$  および  $G_{p2}(s)$  を含む形で設計している。式(4.19)を式(4.12)に代入することで非干渉化入力は式(4.20)のようになる。

$$\begin{cases} \Gamma_{c1}(s) = M_1 s^2 G_{p1}(s) \Gamma_{m1}(s) - M_2 s^2 G_{p2}(s) \Gamma_{m2}(s) \\ \Gamma_{c2}(s) = -M_1 s^2 G_{p1}(s) \Gamma_{m1}(s) + M_2 s^2 G_{p2}(s) \Gamma_{m2}(s) \end{cases} \quad (4.20)$$

式(4.20)には  $\det \Gamma_c(s)$  が存在せず、加法的モデル誤差を表現するために設定した設計パラメータ  $G_{p1}(s)$  および  $G_{p2}(s)$  の設計により非干渉化入力の応答を決定することが出来る。式(4.20)を用いた非干渉化を実現するためのタンデム型ツインリニアスライダシステムへの入力は式(4.21)となる。

$$\begin{bmatrix} F_1(s) \\ F_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Lambda_{11}(s) & \Lambda_{12}(s) \\ \Lambda_{21}(s) & \Lambda_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G_{p1}(s) & 0 \\ 0 & G_{p2}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Gamma_{m1}(s) \\ \Gamma_{m2}(s) \end{bmatrix} \quad (4.21)$$

ただし，式(4.21)における各要素は式(4.22)である．

$$\left\{ \begin{array}{l} \Lambda_{11} = \left\{ \frac{M_1}{M_2} (M_B s^2 + D_B s + K_B) + M_1 s^2 \right\} \\ \Lambda_{12} = -M_2 s^2 \\ \Lambda_{21} = -M_1 s^2 \\ \Lambda_{22} = \left\{ \frac{M_2}{M_1} (M_B s^2 + D_B s + K_B) + M_2 s^2 \right\} \end{array} \right. \quad (4.22)$$

図 4.6 に式(4.21)の非干渉化入力をタンデム型ツインリニアスライダシステムに適用した場合の制御系全体のブロック線図を示す．

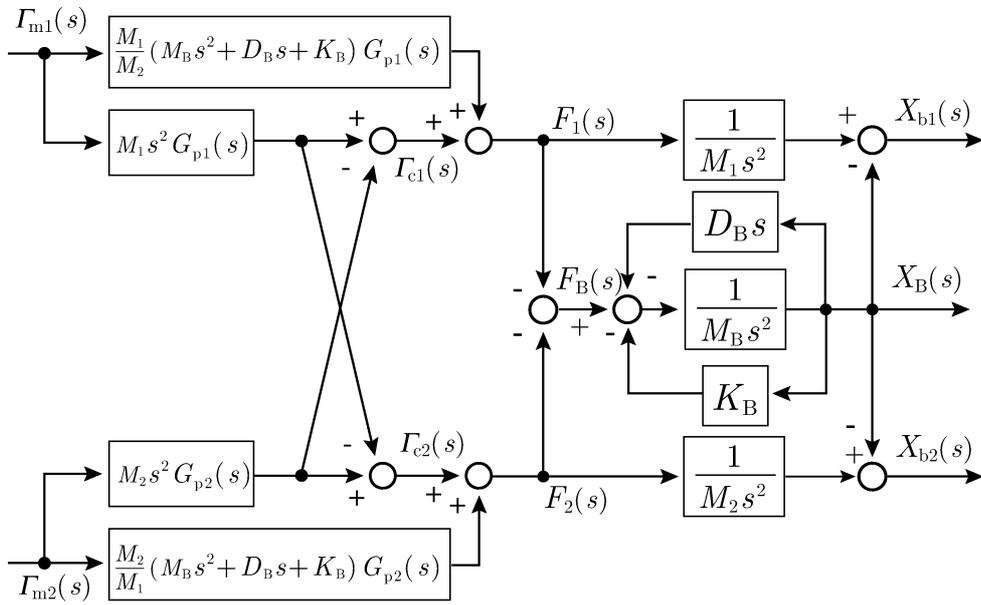


図 4.6 非干渉化を考慮したタンデム型ツインリニアスライダシステムのブロック線図

この非干渉化手法を利用するときは， $G_{p1}(s)$  および  $G_{p2}(s)$  を任意に設計することで非干

干渉化後に得られるモデルの形を決定することが出来るため、設計者の必要に応じて適切に設計する必要がある。また数式上は、設計パラメータとして与えられるが、制御系として実装するためには式(4.22)の次数の条件を考慮し、プロパーな伝達関数にする必要がある。そのため、 $G_{p1}(s)$  と  $G_{p2}(s)$  はそれぞれ分母分子の相対次数差が 2 次以上となるように設計する必要がある。

最後に、残った加法的モデル誤差を表現するための設計パラメータ  $G_{p1}(s)$  と  $G_{p2}(s)$  の設計例を示す。設計する際に考慮する点として、設計パラメータ自体が安定であることと分母分子の相対次数差が 2 次以上となることを考える。 $G_{p1}(s)$  と  $G_{p2}(s)$  をそれぞれ式(4.23)の様に設計する。

$$\begin{cases} G_{p1}(s) = \frac{1}{(M_1 + M_B)s^2 + D_Bs + K_B} \\ G_{p2}(s) = \frac{1}{(M_2 + M_B)s^2 + D_Bs + K_B} \end{cases} \quad (4.23)$$

式(4.23)を式(4.21)に代入し、各メイン入力から各可動子の機台に対する相対位置までの伝達関数は式(4.24)となる。

$$\begin{cases} \frac{X_{b1}(s)}{\Gamma_{m1}(s)} = \frac{1}{M_2s^2} + \frac{1}{(M_1 + M_B)s^2 + D_Bs + K_B} \\ \frac{X_{b2}(s)}{\Gamma_{m2}(s)} = \frac{1}{M_1s^2} + \frac{1}{(M_2 + M_B)s^2 + D_Bs + K_B} \end{cases} \quad (4.24)$$

式(4.24)の各式は右辺第一項が可動子、第二項が機台振動現象のダイナミクスとそれぞれ見なしたときの一軸一可動子型の機台振動系と等価である。

式(4.23)の形に設計パラメータ  $G_{p1}(s)$  と  $G_{p2}(s)$  を設計することで、式中のパラメータが異なるものの、一軸一可動子型の機台振動系と見なすことが出来るため、一軸一可動子型機台振動系に対して種々提案されている制御則を生かすことが容易となる。これは設計における一例であるが、設計パラメータを必要に応じた形に設計することで、さらに異なる非干渉化後のモデルを決定できる。

## 4.4 検証実験

4.4 節では 4.3 節で提案したタンデム型ツインリニアスライダシステムの非干渉化手法の有効性を確認するための検証実験について述べる．検証に用いる実験装置の外観図を図 4.7 に示す．

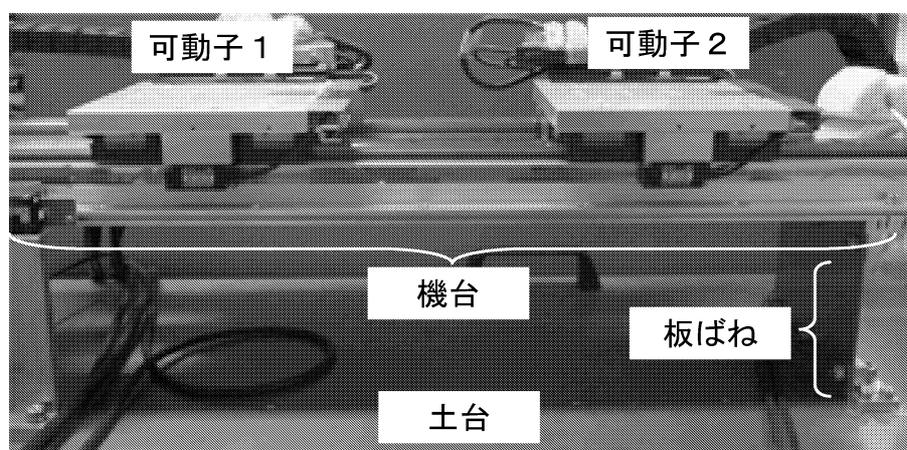


図 4.7 タンデム型ツインリニアスライダシステムの実験装置の外観図

図 4.7 は 3 章で用いた実験装置にさらに可動子を一つ追加したものであり，タンデム型ツインリニアスライダシステムを対象とするため二つの可動子を両方用いる．また，実験機に取り付けてある板ばねを用いて表現している機台振動現象の減衰が非常に小さいため，ダンパ定数  $D_B = 0$  として以降の実験を行う．

### 4.4.1 制御系の構成

制御系は 2 自由度制御手法の一つであるモデル追従制御系を用いる．図 4.8 に実験に用いたモデル追従制御系の概略図を示す．

図 4.8 における F.F. コントローラからの推力により制御目標を達成することを前提とし，F.B. コントローラは F.F. コントローラに記述した理想モデルと実験機の間モデル誤差が

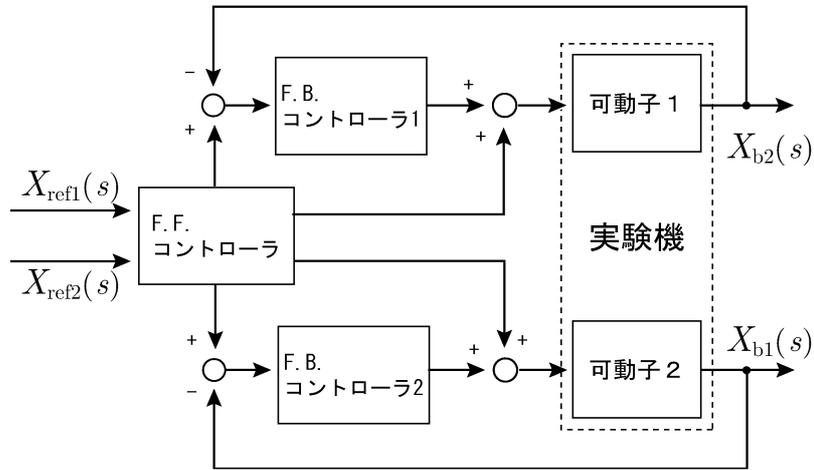


図 4.8 モデル追従制御系のブロック線図

ある場合にそれを修正するための推力を出す役割を果たす．図 4.8 に示す制御系の構成は，2 章の図 2.8 に示す汎用制御装置の形を踏襲しており，1 入力 1 出力系となっている．ここでは，F.B. コントローラを汎用コントローラにも用いられる位置比例・速度比例積分制御の形である PID 制御系とし，F.F. コントローラを各可動子の位置制御と非干渉化の二つを満たすタンデム型ツインリニアスライダシステムの逆伝達関数とする [11]．この逆伝達関数を 4.3.2 節に示した設計パラメータ  $G_{p1}(s)$  と  $G_{p2}(s)$  を設計することにより導出する．

今，式(4.21) 中の設計パラメータ  $G_{p1}(s)$  と  $G_{p2}(s)$  を式(4.25) の様に設計する [41] ．

$$\begin{cases} G_{p1}(s) = \frac{M_2}{K_B} s^2 \\ G_{p2}(s) = \frac{M_1}{K_B} s^2 \end{cases} \quad (4.25)$$

さらに，メイン入力  $\Gamma_{m1}(s)$  と  $\Gamma_{m2}(s)$  を各可動子の目標位置  $X_{ref1}(s)$  と  $X_{ref2}(s)$  とす

る．このように設定することで式(4.26) が得られる．

$$\begin{cases} F_1(s) = \left\{ \frac{M_1(M_2 + M_B)}{K_B} s^4 + M_1 s^2 \right\} X_{\text{ref1}}(s) - \frac{M_1 M_2}{K_B} s^4 X_{\text{ref2}}(s) \\ F_2(s) = -\frac{M_1 M_2}{K_B} s^4 X_{\text{ref1}}(s) \left\{ \frac{M_2(M_1 + M_B)}{K_B} s^4 + M_2 s^2 \right\} X_{\text{ref2}}(s) \end{cases} \quad (4.26)$$

式(4.26) はすでに提案されているタンデム型ツインリニアスライダシステムの逆伝達関数と同じである．この伝達関数が本論文で提案した非干渉化手法が持つ設計パラメータを設計することにより得られることから，式(4.26) は提案した非干渉化手法を用いた場合の非干渉化後に得られるモデルの一つの可能性と言える．

#### 4.4.2 実験概要

4.3.2 節で示した非干渉化手法をタンデム型ツインリニアスライダシステムの位置決め制御に適用した場合の実験として以下に示す二つを行う．

- (1) タンデム型ツインリニアスライダシステムにおける非干渉化手法の有効性の確認
- (2) 機台振動現象が発生する条件下における二つの可動子の位置決め制御

(1) では，二つの可動子に対して一方の可動子(可動子 1 とする)には以下で示す目標位置に対する位置決め制御を行い，他方の可動子(可動子 2 とする)には実験における初期位置を目標位置とする位置決め制御を行う．これにより，この実験で発生する機台振動現象は可動子 1 を移動させるための推力のみに起因すると仮定できる．この仮定は可動子 2 の目標値が初期位置であることから，可動子 2 を移動させるための推力が微量であることに基づいている．この状況下における可動子 2 の目標位置からの位置偏差を見ることで，可動子 1 を移動させるための推力に起因する機台振動現象の可動子 2 の機台に対する相対位置への影響を考察することが出来る．この実験を非干渉化手法を用いた場合と用いない場合について比較することで，提案した非干渉化手法の有効性を検証する．

また，(2) では，二つの可動子に対して同じタイミングで同じ目標位置を与える位置決め制御を行い，その時の可動子の目標位置からの位置偏差を考察する．この条件は二つの可動

子が任意に移動することを前提とするタンDEM型ツインリニアスライダシステムにおいて、発生する機台振動現象が最大振幅となる条件である。今回はこの条件下での位置決め制御を考察することにより制御系の有効性を検証する。この実験においても、提案した非干渉化手法を用いる場合と用いない場合を比較する。

実験で二つの可動子の目標位置は図 3.13(実験開始から 0.1s で 0.05cm 移動させる) に示したものをを用いる。また、式(4.26) に示す逆伝達関数を実装するためにはシステムの次数をプロパーにする必要があるため、任意の位置指令に対応するため可動子の目標位置に 4 次のローパスフィルタを通す必要があることが示されており [11]、ここでもそれに従う。さらに表 4.2 に実験に用いた諸元を示す。また、F.F. コントローラに必要なタンDEM型ツインリニアスライダシステムの物理パラメータは測定値を基準に今回は試行錯誤的に調整したものをを用いる。

表 4.2 実験に関する諸元

	数値	単位
サンプリング周期	250	$\mu\text{s}$
実験時間	3	s
要求する可動子の位置精度	$\pm 1$	$\mu\text{m}$
位置比例ゲイン $K_{P_i}$ (PID Controller)	80	1/s
速度比例ゲイン $K_{V_i}$ (PID Controller)	400	1/s
速度積分ゲイン $K_{I_i}$ (PID Controller)	60	1/s
目標位置にかける 4 次のローパスフィルタのカットオフ周波数	80	Hz

#### 4.4.3 実験結果

4.4.3 節では、4.4.2 節で述べた二つの内容について、実験結果を示し、考察を行う。

## (1) タンデム型ツインリニアスライダシステムにおける非干渉化手法の有効性の確認

図 4.9 に，図 3.13 の目標位置を与えた場合の可動子 1 の応答を，図 4.10 にその時の可動子 2 の応答を，図 4.11 にその時の機台の応答をそれぞれ示す．

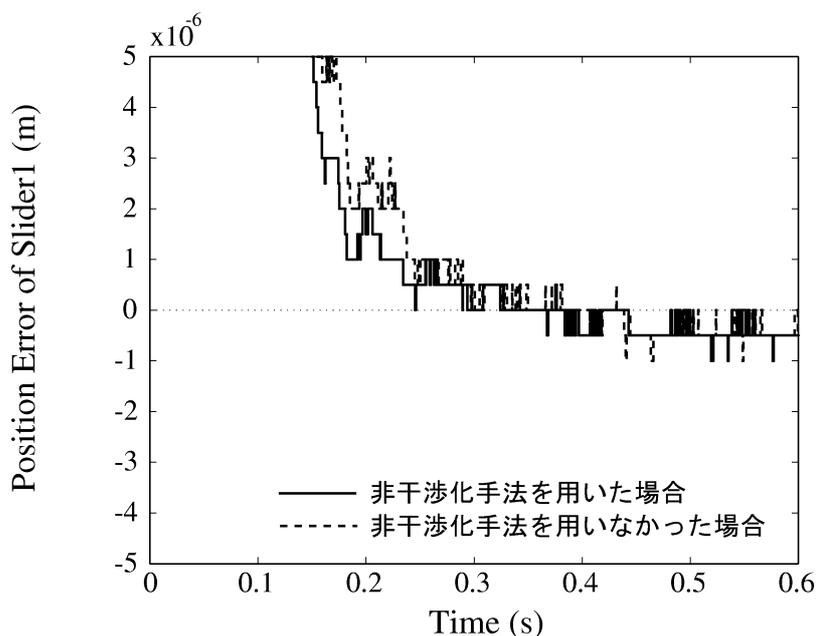


図 4.9 実験結果 (非干渉化手法の有効性の確認) : 可動子 1 における偏差

各々，提案した非干渉化手法を用いた場合と用いなかった場合を一つのグラフにまとめている．また，それぞれ実験開始から 0.6s までを拡大して表示している．

図 4.9 から，非干渉化を用いた場合も用いなかった場合も可動子 1 の位置決めが要求される位置精度  $\pm 1\mu m$  で実現されていることが分かる．また，両者の応答には顕著な差が見られないことも分かる．これは提案した非干渉化手法が他方の可動子に起因する機台振動現象を非干渉化するものであり，他方の可動子に起因する機台振動現象が発生しない場合には意味を持たないことを示す結果である．また図 4.10 から，可動子 2 の目標位置からの偏差が非干渉化手法を用いた場合と用いなかった場合で大きく異なること

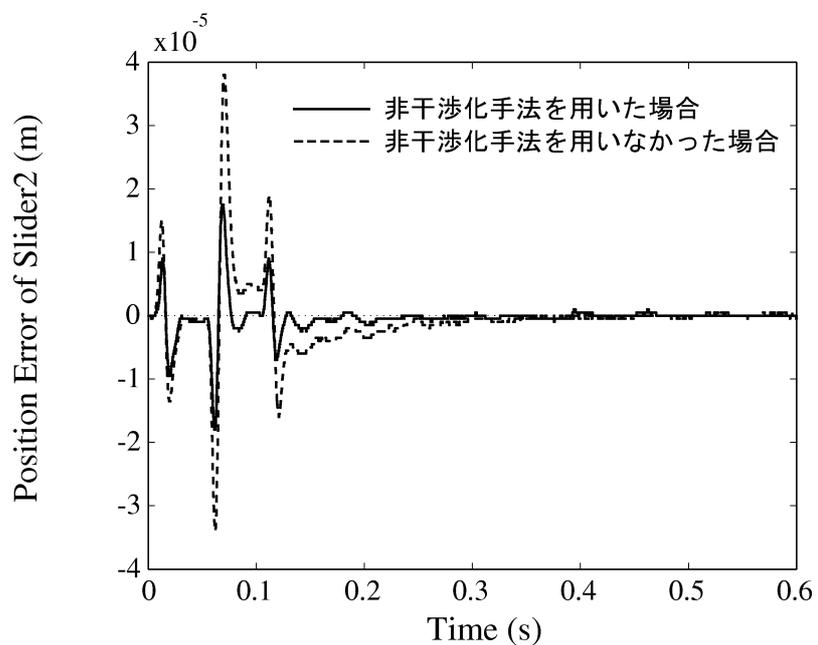


図 4.10 実験結果 (非干渉化手法の有効性の確認) : 可動子 2 における偏差

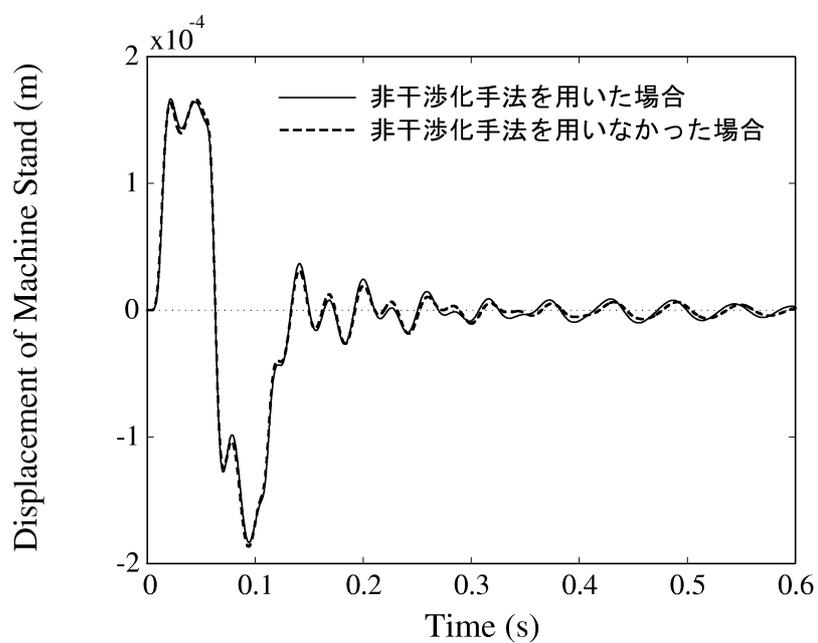


図 4.11 実験結果 (非干渉化手法の有効性の確認) : 機台の変位

が分かる．この現象を考察するため，図 4.11 に示す機台の応答を見ると，非干渉化手法を用いた場合も用いなかった場合もほぼ同様の機台振動現象が発生していることが分かる．図 4.10 および図 4.11 に示す結果より，ほぼ同様の機台振動現象が発生しているにも関わらず，可動子 2 における影響に差があることが分かる．これは非干渉化手法を用いることにより可動子 1 に起因する機台振動現象が可動子 2 の位置にあたえる影響を減らすことができたと言え，提案した非干渉化手法の有効性を示す結果といえる．もっとも，完全に非干渉化が実現された場合は可動子 2 には位置偏差が生じないはずであるが，パラメータ誤差やモデル化していない摩擦などの影響により位置偏差が生じたものと考えられる．しかし非干渉化手法を用いることで，非干渉化しない場合と比べて機台振動現象の他方の可動子への影響を約半分にする事が出来たことは提案手法の有効性を裏付けている．

## (2) 機台振動現象が発生する条件下における二つの可動子の位置決め制御

図 4.12 に可動子 1 における偏差を，図 4.13 にその時の可動子 1 に与えた推力を，図 4.14 に可動子 2 における偏差，図 4.15 にその時の可動子 2 に与えた推力を，図 4.16 にその時の機台の変位をそれぞれ示す．

図 4.12 および図 4.14 から非干渉化手法を用いた場合は，オーバーシュートすることなく位置決めが実現されたことが分かる．図 4.13 と図 4.16 においては非干渉化手法を用いた場合と用いなかった場合について大差は見られず，拡大して検討した結果も推力において数 N の違いしかないことが得られた．これはおよそ定格推力の  $\pm 5\%$  に相当する量であるが，この非常に微少量の影響によりオーバーシュートの有無を含む位置決め精度が実現されたと言える．さらに，同条件における複数回の実験において，いずれも非干渉化手法を用いた場合は精度良く位置決めが実現されることを確認している．このため，この微少な差が計測誤差ではなく，タンデム型ツインリニアスライダシステムの高速度・高精度位置決め制御を行ううえで重要な差であることが言え，提案した非干渉化手法は有効であることが実験により検証された結果であると言える．また提案手法を用いた非干渉化後のモデルを F.F. コントローラに用いた場合の，機台と可動子の間に働くクーロン摩擦や機台が持つ粘性項の影響について考察もされており，多少の性能劣化があるもののおおむね良好な制御結果が報告されている [11]．特に機台が持つ粘性項の影響についてはその粘性による減衰が微少であるため，本論文では減衰項を考慮しな

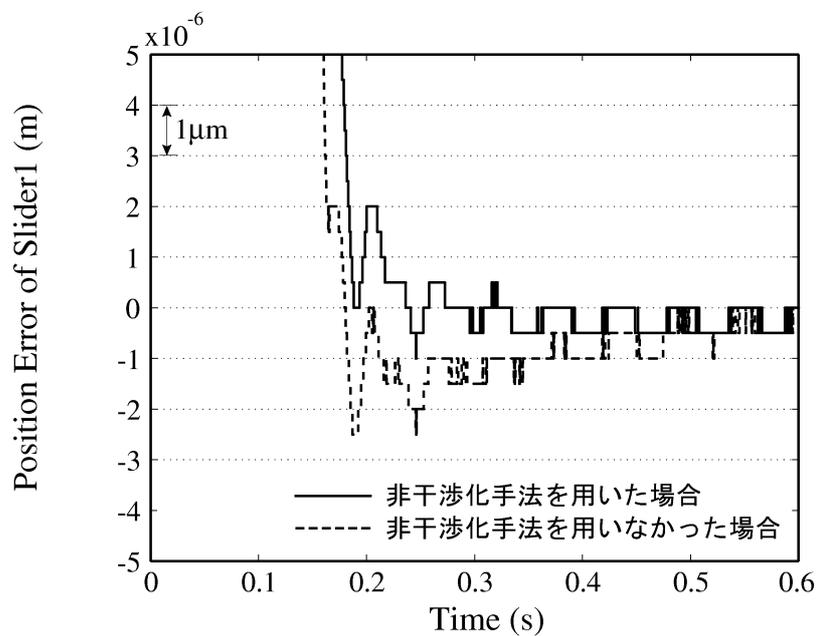


図 4.12 実験結果 (可動子の位置決め制御) : 可動子 1 における偏差

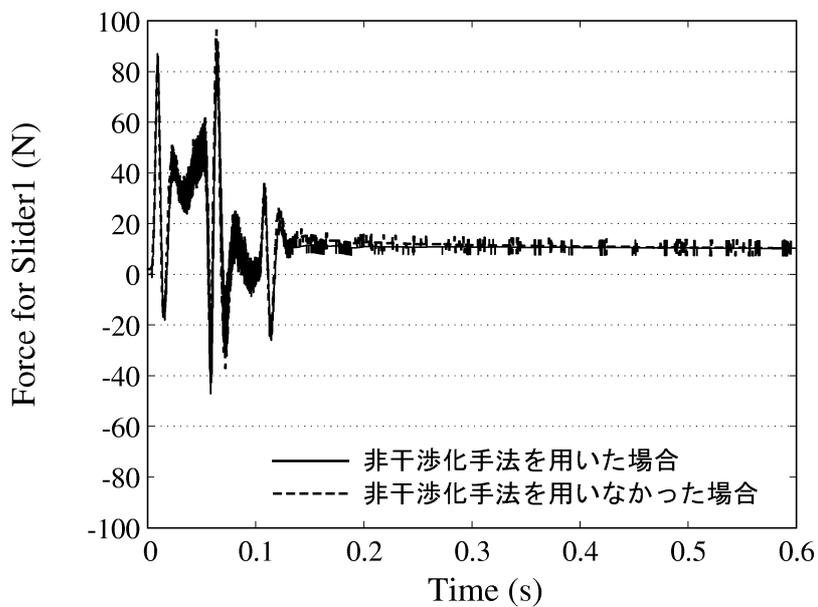


図 4.13 実験結果 (可動子の位置決め制御) : 可動子 1 に与えた推力

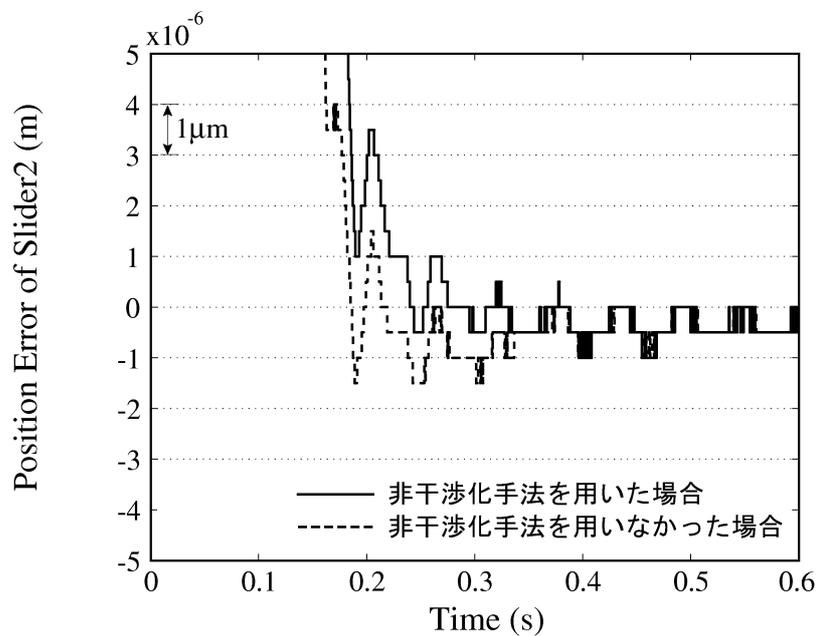


図 4.14 実験結果 (可動子の位置決め制御) : 可動子 2 における偏差

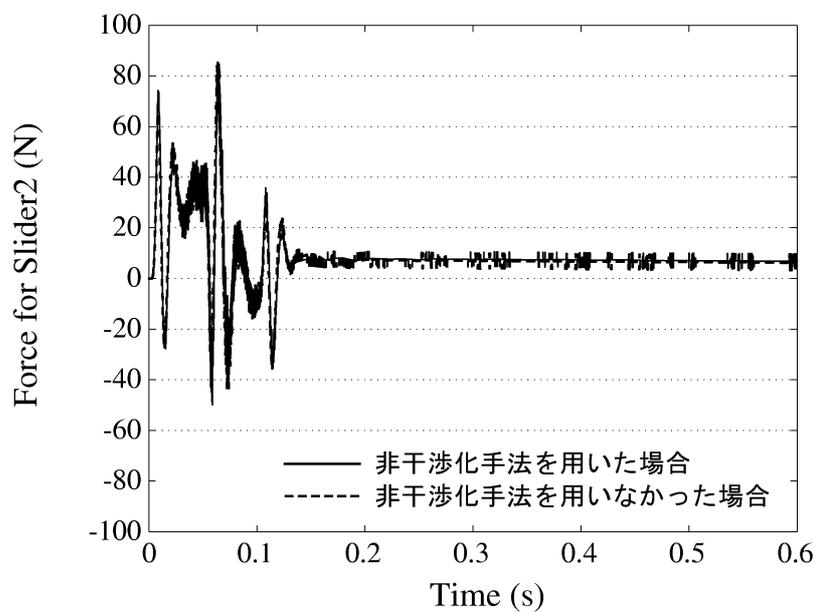


図 4.15 実験結果 (可動子の位置決め制御) : 可動子 2 に与えた推力

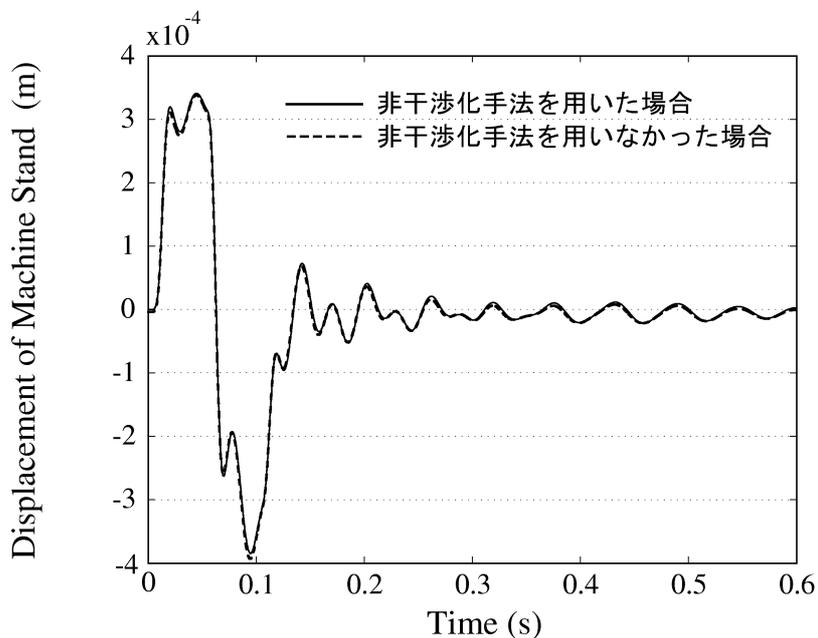


図 4.16 実験結果 (可動子の位置決め制御) : 機台の変位

い形で制御系設計を行い、実験結果を得ている。それにもかかわらず、良好な位置決め制御結果が得られたことから、機台が持つ微少な減衰項に関して提案した非干渉化手法を用いた制御系はロバストであるとも言える。一般に、機台振動現象における自然減衰は微少であり、それを表現する減衰項のパラメータを求めることは困難である。また予備実験等においてノミナル値が得られたとしても、不確かさを持つパラメータになることが多い。そのような不確かさを持つパラメータを考慮することなく、要求する精度で位置決めが実現ことは、実際の設備に実装する点でも優位性がある。

## 4.5 結言

4章では、タンデム型ツインリニアスライダシステムの位置決め制御を実現することを目的とし、特に汎用制御装置を用いることを前提としたフィードフォワード入力を用いた非干渉化手法を提案した。提案した非干渉化手法の特徴は、機台を介した干渉が二つの可動子間にあるモデルを構築し、上位コントローラからのフィードフォワード入力により非干渉化するため、他方の可動子の状態量を用いないことである。これは1入力1出力系が基本である

汎用制御装置での実装において極めて優位であると考えられる。以下に 4 章で行ったことおよび得られた知見をまとめる。

- タンデム型ツインリニアスライダシステムの非干渉化を，1 入力 1 出力系の制御系を用いて実現することを考え，そのために必要な条件を提示した
- 機台振動現象が発生するタンデム型ツインリニアスライダシステムをモデル化し，そのモデルに基づいた非干渉化手法を提案した
- 提案した非干渉化手法は非干渉化後のモデルを決定する設計パラメータを含む形で導出され，必要に応じて設計することが可能である
- 非干渉化入力の設計時の留意点を挙げ，設計パラメータの一部を用いた問題回避策を提案した
- 実機検証により，提案した非干渉化手法が有効であることを示し，さらにタンデム型ツインリニアスライダシステムの位置決め制御に対しても有効であることを示した

## 第5章 結論

本論文では、リニアスライダシステムのモデリングと制御に関する提案を行った。以下に各章別に得られた知見をまとめる。

2章では、リニアスライダシステムの現状について様々な観点から考察し、現状の整理を行うとともに、本論文で取り扱うシステムと研究の方向性について述べた。ここでは、生産性向上を目的としたリニアスライダシステムの改良に着目し、機構的な変更やそれに伴った新たな問題に対する制御手法に関して考察した。それにより、リニアスライダシステムの高速度・高精度位置決めには、構造上の弾性を考慮するなど、剛体系以外のモデル化が不可欠であることが確認された。特に近年、高速度や静音性などから需要が高まっているリニアモータスライダシステムに関しては、変遷の過程で顕著になりつつある機台振動現象への対処が今後の高速度・高精度な位置決め制御には不可欠であることを確認した。また、産業界で用いられる汎用制御装置の構成を考察することで、汎用制御装置を用いてメカトロニクス機器を制御する場合に必要な制御系の構成を整理した。最後に本論文で取り扱う一軸一可動子型機台振動系とタンデム型ツインリニアスライダシステムに関するモデリングと制御手法に関して述べ、本論文の方向性を決定した。

3章では、一軸一可動子型機台振動系と二慣性系のモデルにおける変換手法を提案し、二つの系が互いのモデルを用いて表現できることを示した。この結果、従来剛体系として取り扱われてきたリニアモータスライダシステムにおいて、機台振動現象の影響をも考慮することで、モデルの構成要素が同一であり制御手法なども多数提案されている二慣性系として表現することが可能となった。また提案した変換手法の有効性を検証するために、二慣性系の位置決めおよび制振のために提案された制御手法を用いた、機台振動系の位置決め制御および機台の振動抑制実験を行った。その結果、一軸一可動子型機台振動系のスライダの位置決め制御および、機台の振動抑制を実現し、提案した変換手法の有効性が確認された。これにより、特にリニアスライダシステムの一つであるボールねじスライダシステムも高速度・高精

度な位置決め制御を行う場合に二慣性系として表現することが多いため，提案手法を用いることによりボールねじスライダシステムとリニアモータスライダシステムを別々の系として取り扱う必要が無くなった．このことは，互いの系に対して提案された制御手法の互換にとどまらず，パラメータの調整などにおける蓄積された知識も互換することが可能となるため，リニアスライダシステムの制御において大いに貢献できる提案である．

4章では，タンデム型ツインリニアスライダシステムの位置決め制御を実現することを目的とし，特に汎用制御装置を用いることを前提としたフィードフォワード入力を用いた非干渉化手法を提案した．提案した非干渉化手法の特徴は，機台を介した干渉が可動子間にあるモデルを構築し，上位コントローラからのフィードフォワード入力により非干渉化を行うため，他方の可動子の状態量をフィードバックする必要が無いことである．これは構成するモデルの精度やパラメータ誤差などの問題を抱えるものの，1入力1出力系が基本である汎用制御装置での実装において極めて有効性があると考えられる．さらに，非干渉化後のモデルを決定する設計パラメータを含むため，それを適切に設計することにより，互いに干渉することのない二つの独立した一軸一可動子型機台振動系に出来ることも示した．これにより，3章の結果と併せて本論文で取り扱った三つの異なるリニアスライダシステムをモデリングと制御手法の観点で同一のものとして扱うことが可能となった．また，提案する非干渉化手法の効果を検証するため実機による検証実験を行う．その結果，機台振動を有し，スライダが直列方向に二つ配置されたりニアモータ駆動のスライダの位置決め制御を実現し，提案した非干渉化手法の有効性を確認した．

本論文で提案した手法は，既存の装置に対して提案した制御手法を付加することにより，従来の設備などを効率よく利用することが可能となる．すなわち，リニアスライダシステムに対して，非常に実用性に優れたものと言える．本論文で取り扱った問題点は今後さらに重要になることが容易に予想されるため，提案手法が日本の産業基盤を支えるメカトロニクス機器の制御において貢献できるものであると考えられる．

## 謝辞

平成 12 年 4 月の本学情報工学部制御システム工学科に編入学後，研究室配属を受けてから 6 年間という長期にわたり，今日に至るまで終始懇切なご指導を賜りました，九州工業大学情報工学部システム創成情報工学科大川不二夫教授に対し，謹んで感謝の意を表します．

また，本研究を遂行するにあたって，貴重なご意見とご指導を賜りました，九州工業大学情報工学部システム創成情報工学科小黒龍一助教授に深く感謝いたします．さらに本論文をまとめるにあたり，有益なご助言，ご討論を賜りました九州工業大学情報工学部システム創成情報工学科井上勝裕教授，生命体工学研究科生体機能専攻本田英己客員教授，情報工学部機械情報工学科安部憲広教授に深く感謝いたします．

また 6 年間という長きにわたり，私の研究および大学生活を支えて頂き，温かいご理解とご配慮を賜りました九州工業大学情報工学部システム創成情報工学科小林順助手および OB・OG を含む大川研究室関係者の皆様に深く感謝いたします．

その他数多くの方に貴重なご助言，ご指導，ご配慮を頂き，私の研究を支えて頂きました．それをここに記し，謝辞とさせていただきます．

## 参考文献

- [1] 神崎 一男, “基礎メカトロニクス (初版第五刷)”, 共立出版株式会社, 1997
- [2] 本田 英己, “直列ツインリニアスライダの位置決め制御に関する研究”, 九州工業大学大学院情報工学研究科博士学位論文, 2005
- [3] 中村 政俊, 後藤 聡, 久良 修郭, “メカトロサーボ系制御 —産業界における問題点とその理論的解決—”, 森北出版, 1998
- [4] 計測と制御、特集 実用可能な制御理論, 計測自動制御学会誌, Vol.38, 1999
- [5] 末松 正典, 熊田 正次, “リニアサーボドライブ技術・製品の変遷と展望”, 技報安川電機, 第66巻, 第2号, 通巻第255号, pp62-68, 2002
- [6] G. Pritschow and W. Philipp, “Direct Drives for High-Dynamic Machine Tool Axes”, Ann. CIRP, 39, 1, pp413, 1990
- [7] 監修 (社) 精密工学会超精密位置決め専門委員会 次世代精密位置決め技術編集委員会, 「次世代精密位置決め技術」, 株式会社フジ・テクノシステム, 2000
- [8] 松原 厚, 垣野 義昭, 桜間 一徳, “構造振動を考慮したリニアモータサーボ系の設計—状態フィードバックを用いた安定化補償器の設計—”, 精密工学会誌, Vol.66, No.1, pp.122-126, 2000
- [9] ハサン ジダン, 辻 輝生, Shuang-Hui Hao, 小黒 龍一, “Feedforward 制御による機台振動抑制制御”, 電気学会産業応用部門誌, Vol.120-D, No.3, pp.404-409, 2000
- [10] 大川 不二夫, 本田 英己, 小林 順, 久保山 幸司, 小黒 龍一, “ロバストなモデル追従制御による機台振動系の振動抑制”, 日本機械学会論文集 (C編), 68巻, 668号, pp.101-106, 2002

- [11] 本田 英己, 萩原 淳, 小黒 龍一, 大川 不二夫, “リニアモータ駆動直列ツインスライダの位置決め制御”, 電気学会産業応用部門誌, Vol.124-D, No.9, pp.901-908, 2004
- [12] 佐藤 和也, 本田 英己, 早川 阿希, 渡辺 桂吾, “台の振動を考慮に入れた位置決め機構系への適応 PI 制御法の適用”, 電気学会電子・情報・システム部門誌, Vol.123-C, No.10, pp.1798-1805, 2003
- [13] 山本 暁洋, 宮河 秀和, 浜松 弘, 後藤 聡, 中村 政俊, “機台振動の抑制を図ったリニアモータ駆動テーブルの高速位置決め制御”, 精密工学会誌, Vol.70, No.5, pp.645-650, 2004
- [14] 伊藤 和晃, 永田 良, 岩崎 誠, 松井 信行, “機台振動抑制を考慮した GA によるロバスト高速・高精度位置決め制御系設計”, 電気学会産業応用部門誌, Vol.124-D, No.6, pp.607-615, 2004
- [15] 宮河 秀和, 山本 暁洋, 浜松 弘, 後藤 聡, 中村 政俊, “リニアモータの重心点速度推定オブザーバを用いた機械共振抑制高速位置決め制御”, 精密工学会誌, Vol.68, No.2, pp.284-290, 2002
- [16] 中島 レイ, 郭 双暉, 本田 英己, 小黒 龍一, 宮河 秀和, 辻 輝生, “ツインリニアドライブ機構を有するリニアスライダの位置決め制御”, 電気学会産業応用部門誌, Vol.123, No.3, pp.278-285, 2003
- [17] Hideki Honda, Fujio Ohkawa, Junichi Hoshino, Jun Kobayashi and Ryuichi Oguro, “Adaptive Control of a Feed Drive System hindered by a Machine Stand Vibration”, Proceedings of International Symposium on Bio-inspired System Part ; Robotics and Motion Control, pp.38-43, 2004
- [18] 苅北一朗, 前田浩一, “ガントリータイプ精密テーブルの精密速度制御について”, 計測自動制御学会産業論文集, Vol.5, No.11, pp.75-82, 2006
- [19] Fumio Terasaki, Jun Kobayashi, Ryuichi Oguro and Fujio Ohkawa, “A Position Control of a Serial Twin Linear Slider System with Machine Stand Vibration”, Proceedings of IEEE International Conference on Industrial Technology 2006, pp.2925-2930, 2006

- [20] 垣野 義昭, 松原 厚, 黎 子椰; , 上田 大介, 中川 秀夫, 竹下 虎男, 丸山 寿一, “NC 工作機械における送り駆動系のトータルチューニングに関する研究 (第 1 報) —送り駆動機構のモデル化とパラメータの同定—”, 精密工学会誌, Vol.60, No.8, pp.1097–1101, 1994
- [21] 藤田 純, 羽山 定治, 濱村 実, 垣野 義昭, 松原 厚, 大脇 悟史, “NC 工作機械のボールねじねじり振動がサーボ系の安定性に及ぼす影響”, 精密工学会誌, Vol.65, No.8, pp.1190–1194, 1999
- [22] 松原 厚, 茨木 創一, 垣野 義昭, 遠藤 雅也, 梅本 雅資, “デュアルアクチュエーションによる NC 工作機械送り系の振動制御 (第 1 報) —相対速度フィードバックによる 2 慣性系の減衰制御—”, 精密工学会誌, Vol.69, No.3, pp.422–426, 2003
- [23] 張 劍, 章 国光, 古荘 純次, “2 慣性特性を考慮したボールねじ駆動系の制御に関する研究”, 精密工学会誌, Vol.70, No.5, pp.689–694, 2004
- [24] 岩崎 誠, 前田 佳弘, 川福 基裕, 平井 洋武, “非線形摩擦のモデル化と摩擦補償による位置決め制御系の高精度化”, 電気学会産業応用部門誌, Vol.126, No.6, pp.732–740, 2006
- [25] 解説 堀内 宰, “精密・超精密位置決め的高速化—ボールねじ対リニアモータ—”, 精密工学会誌 特集 精密・超精密位置決めの実状と将来予想, Vol.67, No.2, 2001
- [26] 解説 曾我部 正豊, “工作機械用リニアモータ 高出力化, 高精度化, 低発熱化に対する現状, 課題, 並びに開発動向”, 精密工学会誌 特集 精密工学を支える電磁アクチュエータ, Vol.69, No.11, 2003
- [27] 平田 光男, 劉 康志, 美多 勉, “2 慣性系に対する  $\mu$ -Synthesis を用いた制振制御”, 電気学会産業応用部門誌, Vol.114, No.5, pp.512–519, 1994
- [28] 堀 洋一, “共振比制御と真鍋多項式による 2 慣性系の制御”, 電気学会産業応用部門誌, Vol.114, No.10, pp.1038–1045, 1994
- [29] 池田 英広, 花本 剛士, 辻 輝生, 田中 良明, “速度ループを極配置法で設計した 2 慣性系の位置制御”, 電気学会産業応用部門誌, Vol.119, No.4, pp.544–545, 1999

- [30] 古莊 純次, 佐野 明人, 仁科 雅弘, “駆動系に弾性を有するロボットアームのロバストな高速高精度位置決め制御 (関節角度情報およびモータ角度情報を用いる場合)”, 日本機械学会論文集 (C 編), 61 巻, 587 号, pp.390–396, 1995
- [31] Yoichi Hori, Hideyuki Sawada and Yeonghan Chun, “Slow Resonance Ratio Control for Vibration Suppression and Disturbance Rejection in Torsional System”, IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol.46, No.1, pp.162–168, 1999
- [32] 章 国光, 武居 直行, 古莊 純次, “二慣性系における状態フィードバック系設計に関する考察”, 日本機械学会論文集 (C 編), 65 巻, 636 号, pp.194–201, 1999
- [33] 小林 弘和, 中山 優, 藤川 淳, “PID 制御のみによる多慣性系の速度制御”, 電気学会産業応用部門誌, Vol.122, No.3, pp.260–265, 2002
- [34] 由良 論, 鎌野 琢也, 漆原 史朗, 安野 卓, 鈴木 茂行, 原田 寛信, “二慣性系速度サーボシステムに対するモデル規範型スライディングモードコントローラの一設計法”, 電気学会産業応用部門誌, Vol.123, No.3, pp.219–226, 2003
- [35] 桂 誠一郎, 大西 公平, “位相進み補償に基づく多慣性共振系の振動抑制制御”, 電気学会産業応用部門誌, Vol.126, No.12, pp.1601–1607, 2006
- [36] 酒井 史敏, 足津 正利, 神谷 好承, 関 啓明, “剛性が不足した機構部を含む系の精密位置決め—セミクロード制御とフルクロード制御の融合—”, 精密工学会誌, Vol.66, No.9, pp.1461–1466, 2000
- [37] Sou Watanabe, Fujio Ohkawa, Ryuichi Oguro and Jun Kobayashi, “A Modeling and Position Control based on Two-Mass System for Machine Stand Vibration”, Proceedings of 11th International Symposium on Artificial Life and Robotics(CD-ROM), 2006
- [38] Sou Watanabe, Ryuichi Oguro, Jun Kobayashi and Fujio Ohkawa, “Modeling and position control based on two-mass system for machine stand vibration”, Journal of Artificial Life and Robotics(5pages), 2007 年 2 月掲載予定
- [39] 鶴森 宏樹, 小黒 龍一, “外乱オブザーバを利用した 2 慣性系フィードバック制御手法”, 第 22 回計測自動制御学会九州支部学術講演会予稿集, pp7–8, 2003

- [40] 鶴森 宏樹, 小黒 龍一, “PID 制御をベースとした 2 慣性系の制振制御”, 第 23 回計測自動制御学会九州支部学術講演会予稿集, pp101-104, 2004
- [41] Sou Watanabe, Ryuichi Oguro, Jun Kobayashi and Fujio Ohkawa, “A Decoupling Method for Serial Twin Linear Slider System with Machine Stand Vibration”, Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics (ISIE), pp.3032-3037 (CD-ROM), 2006
- [42] Peter L. Falb and William A. Wolovich, “Decoupling in the Design and Synthesis of Multivariable Control Systems”, IEEE Trans. on Automatic Control, AC-12, pp.651-659, 1967
- [43] S. P. Panda, “Compensator design for decoupling of multivariable systems by state feedback”, International Journal of Control, Vol.13. No.4. pp.721-735, 1971
- [44] Charles A. Desoer and A. nazli Gündes, “Decoupling Linear Multiinput Multioutput Plants by Dynamic Output Feedback: An Algebraic Theory”, IEEE Trans. on Automatic Control, AC-31, No.8, pp.744-750, 1986
- [45] 小林 伸明, 神崎 一男, 中溝 高好, “中間標準システムの非干渉化について”, 計測自動制御学会論文集, Vol.26, No.3, pp.293-299, 1990
- [46] 平沼 賢次, 河野 通夫, “動的補償によるブロック非干渉化” 計測自動制御学会論文集, Vol.26, No.3, pp.352-354, 1990
- [47] 小林 伸明, 中溝 高好, “構造情報による非干渉化のための補償器設計”, 計測自動制御学会論文集, Vol.28, No.12, pp.1427-1435, 1992
- [48] 古屋 栄彦, 小林 伸明, 渡邊 敏夫, 吉良 靖彦, “パラメータ変動を伴うあるメカニカルシステムの非干渉制御”, システム制御情報学会論文誌, Vol.13, No.1, pp.38-45, 2000
- [49] 古屋 栄彦, 小林 伸明, 尾山 一隆, 中溝 高好, “一般線形システムの構造的な非干渉化条件”, 計測自動制御学会論文集, Vol.36, No.3, pp.265-272, 2000
- [50] 浅黄 義昭, 渡部 慶二, 村松 鋭一, 有我 祐一, “状態フィードバックと逆システムによる非最小位相系に対する非干渉化の体系的設計法”, 計測自動制御学会論文集, Vol.41, No.3, pp.234-241, 2005

- [51] 王 蕊，渡部 慶二，村松 鋭一，有我 祐一，遠藤 茂，“可逆系に対する安定な非干渉化のための動的フィードバックの設計”，計測自動制御学会論文集，Vol.42，No.5，pp.503-509，2006

## 付録 A 位置決め制御時に残る定常偏差への 対処

付録 A では，二慣性系に対して提案された制御手法を，一軸一可動子型機台振動系の位置決め制御に適用した場合，実験機で発生した定常偏差を無くするための対処法を述べる．この定常偏差は実験機における可動子の移動を支えるガイドレール部分の摩擦や可動子に配線してあるケーブルの影響，モデルに用いた物理パラメータの誤差など様々な要因により発生したと考えられる．これらを全てモデル化し，対処することは現実的では無いため，ここでは，式(3.23)を次に示す式(A.1)に変更し，積分制御により定常偏差に対処する．図 A.1 に PID 制御に変更した場合のブロック線図を示す．

PID 制御則

$$F_{pd} = M_p K_v \left[ \{K_p (x_{ref} - x_m) - \dot{x}_m\} + K_i \int \{K_p (x_{ref} - x_m) - \dot{x}_m\} dt \right] \quad (A.1)$$

しかし PD 制御則を PID 制御則に変えることで制御系全体の極配置が変わり，再び安定論の議論が必要となる．しかしそれ自体は本論文で取り扱う内容とは異なるため，積分ゲイン  $K_i=0.0017$  とごく微少に設定し，安定論に関しては擬似的に PD 制御則の時と同じにすることで対処する．なお積分ゲインの数値は試行錯誤的に与えたものであるため，位置比例ゲインや速度比例ゲインと比較して余り大きすぎないゲインをであれば，動との効果が得られると思われる．式(A.1)を用いて行った実験結果を図 A.2，図 A.3，図 A.4 にそれぞれ示す．

図 A.2 から図 3.14 で存在していた定常偏差が無くなったことが確認できる．また図 A.3 から，PID 制御則に変更した後も機台が制振されたままであることが分かる．さらに図 A.4 から図 3.18 と比べてもより振動的になっていることが得られた．図 A.5 に図 A.4 を拡大した図を示す．これから定常状態において，2N を中心として平均  $\pm 6N$  の推力が出ていること

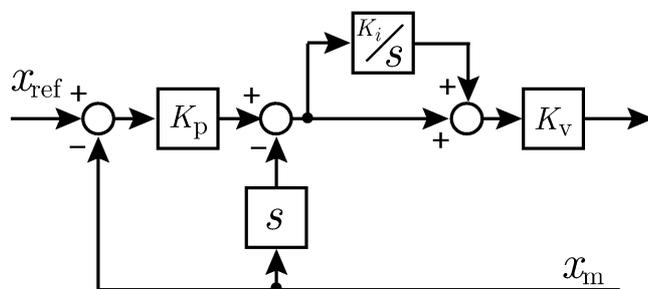


図 A.1 PD 制御則を PID 制御則に変更した場合のブロック線図

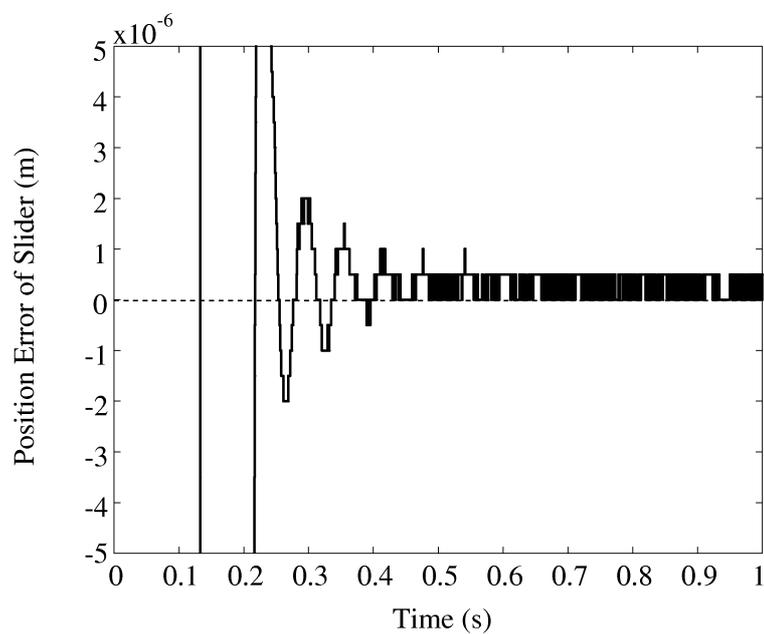


図 A.2: 実験結果：可動子の目標軌道に対する偏差 (PD 制御則を PID 制御則に変更した場合)

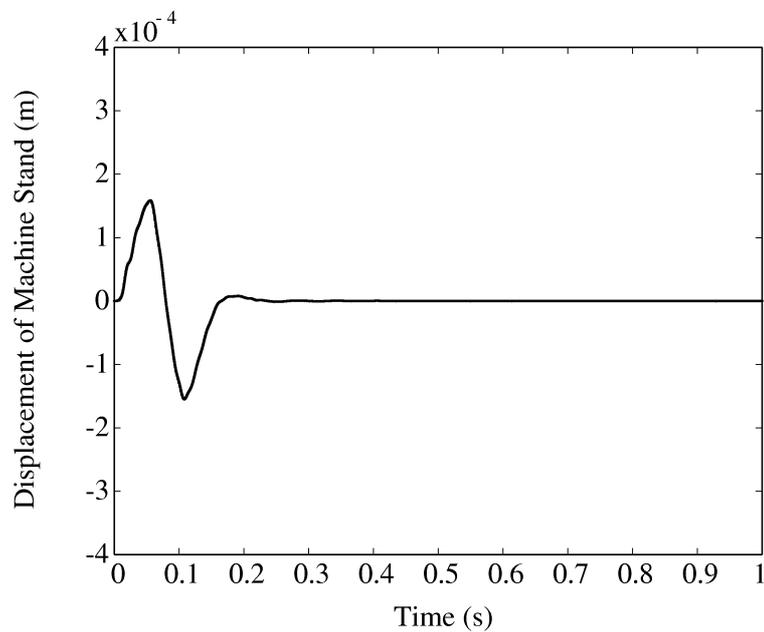


図 A.3 実験結果：機台の応答 (PD 制御則を PID 制御則に変更した場合)

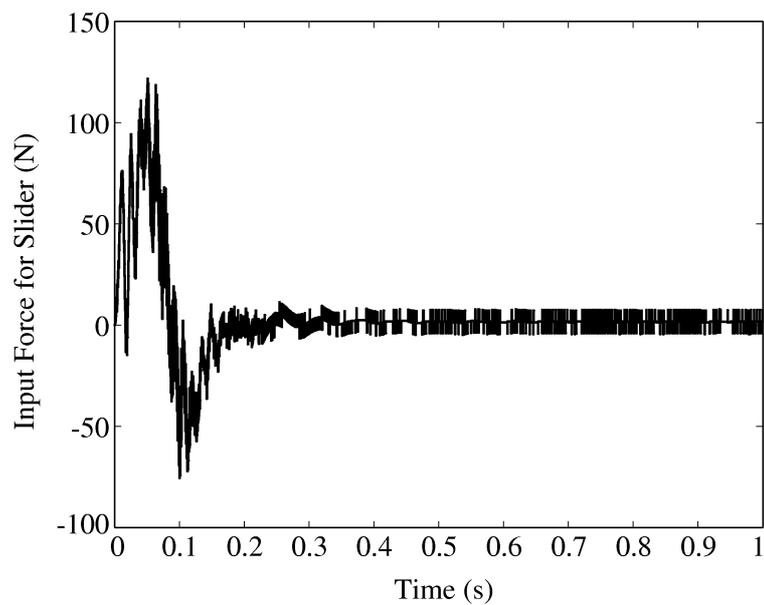


図 A.4 実験結果：可動子への入力推力 (PD 制御則を PID 制御則に変更した場合)

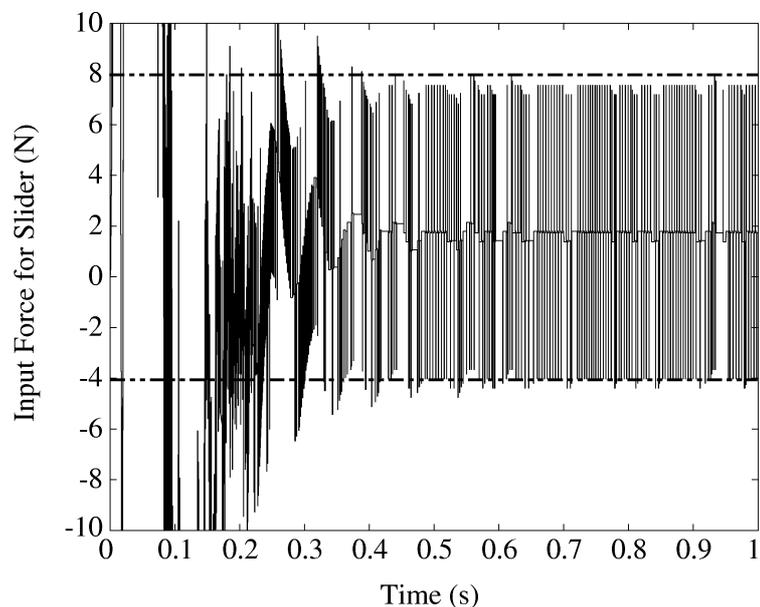


図 A.5 実験結果：可動子への入力推力 (PD 制御則を PID 制御則に変更した場合)

が確認できる．この入力推力が図 A.2 の定常状態におけるリニアエンコーダの最小分解能幅での振動につながっていると言える．PD 制御を用いた実験では，顕著に見られる現象ではないため，PID 制御則に変更したことによる影響であると思われる．本論文の主旨とは異なるため，これ以上の解析は行わないが，入力推力が振動しやすくなるものの，PID 制御則を用いることで定常偏差を無くすことが実現できた．