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 —

松 原 厚** 垣 野 義 昭** 桜 間 一 徳***

Design of Linear Motor Servo Systems under the Influence of Structural Vibrations
— Stabilizing Controller Design based on State Feedback —

Atsushi MATSUBARA, Yoshiaki KAKINO and Kazunori SAKURAMA

Linear motor feed drives are considered as the ideal drives with no-transmission, no-backlash and smooth motions. But if they are applied to dynamically complicated machines such as machining centers or cantilever type XY robots, the servo systems are influenced by the structural vibrations. The vibrations inspired by tracking motion aggravate the motion and position accuracy. Some of them are detected by position sensors and destabilize the servo loop. This paper deals with the design method of stabilizing controllers for the linear motor servo drives under the influence of structural vibrations. The feed drives are modeled and analyzed taking structural vibrations into account, and stabilizing controllers are designed based on the modern control theory. A reduced order controller is also designed and compared to the classical PI compensators in terms of servo characteristics. Observer based full state feedback controller and local state feedback controller are found to be effective through simulation and experiment.

Key words: linear motor, feed drive, stabilizing controller, modern control theory, robust servo

1. 緒 言

リニアモータ送り系は回転モータ+ボールねじ送り系に比べて、中間減速がないためにバックラッシュがなく、スムーズで高速なモーションが実現できる。例えば、従来型の位置・速度ループ制御系で1軸だけの運転評価を行った結果、非常にハイゲイン化が図れ、高速・高応答なサーボ系が実現できることが報告されている¹⁾。この利点を生かして、高速・高加減速のモーションが必要な半導体製造装置や高速マシニングセンタ等への用途が広がっている。しかし、フィードバック制御を行う場合、位置検出器としてリニアスケールやレーザ測長器を使用しなければならないために、加減速力や外乱で誘起される構造振動が制御系に入り、場合によっては制御系が不安定になってしまう。特に2軸以上をシリアルに組み合わせた場合、構造設計を適切に行わないと、軸間の干渉により発生する振動がフィードバックゲインを制限し、サーボ系の応答性と對外乱特性を阻害する。この場合、従来の回転モータ+ボールねじ送り系と同様、機械振動を考慮した制御系設計を行ったり、サーボパラメータを適当に選択する必要がある。

本研究では、構造振動を考慮したリニアモータ速度サーボ系の設計について検討する。まず、構造振動の影響について解析を行い、状態フィードバックに基づいたロバストサーボ系の設計理論を適用する。次に安定化に焦点を絞ってコントローラを低次元化する方法を検討し、実験によってその有効性を検証する。

2. 構造振動を考慮したリニアモータ送り系のモデル

リニアモータと構造系とが連成した動的システムを解析するために図1のような2自由度の簡易モデルを考える。ただし、位置検出器としてはリニアスケールを想定している。図中の記号は以下の通りである。 x_i : 変位, m_i : 質量, k_i : 剛性, c_i : 減衰定数, f : リニアモータが発生する駆動力、ただし、サフィックス i は t : テーブル, s : 付加質量, b : ベース部を表す。

図1(a)では駆動テーブル上に、ばねとダッシュポットを介して質量が付加されており、XYテーブルの下側の送り系のように上側の軸や構造体の振動を考慮したモデルを表している。この振動系は2慣性-1ばね系であり、回転モータ+ボールねじ送り系も同様のモデルとなる²⁾。一方、図1(b)ではベースが、ばねとダッシュポットを介して接地しており、送り系を固定する工作機械ベッドやコラム等の構造系を考慮したモデルである。いずれの場合も、リニアモータ推力 $F(s)$ から、リニアスケールで検出される相対変位を微分した速度 $sX(s)$ までの伝達関数は3次系となる。考慮すべき構造振動モードが複数ある場合、 m_i, c_i, k_i ($i=t, s, b$) を各振動モードの等価質量・剛性・減衰に置き換えて考えれば良い。

図1(a)中のボード線図に示すように、付加質量がテーブル質量に対して小さくなる(すなわち慣性比 r_s が小さくなる)と共振点が反共振点に近づき、極零の相殺効果が強くなって共振ピークが下がる。図1(b)ではベース質量がテーブル質量に対して大きくなる(すなわち慣性比 r_b が小さくなる)と、反共振点が共振点に近づき共振ピークが下がる。すなわち、共振ピークを下げるためには、付加質量に応じてテーブル質量とベース質量を適切に選ばなければならない。しかし、ここで言う質量とは、実設計においては振動モードの等価質量であるため、質量比

* 原稿受付 平成 11 年 5 月 25 日

** 正 会 員 京都大学工学研究科(京都市左京区吉田本町)

*** 京都大学情報学研究科大学院

Fig. 1 Dynamic model for linear drives with single vibration mode

を考慮した機械設計は非常に困難になる。

3. サーボ系の設計方法

3.1 サーボ系の安定性と振動モードの関係

高速・高応答なサーボ系を設計するには、ハイゲインフィードバック制御を行う方法と、フィードフォワード制御を併用する方法があるが、ここでは前者の方法を選択する。また、電流フィードバック系はモータとともに設計・調整されることが多いので、特に速度サーボ系に焦点を絞る。このため、制御系の安定性を確保しつつ、広い周波数帯域で速度フィードバックゲインを上げる必要がある。ここで問題になるのは、前節で述べた構造振動が安定性に与える影響である。これは主に次のケースが考えられる。

ケース1: 振動モードによっては、図1中のボード線図で反共振・共振点の順序が逆になり、共振点付近で位相が 180° 遅れ、速度フィードバックが不安定になる。

ケース2: サーボ系の中になんらかの時間遅れ(例えばサンプリング周期)があるために、周波数軸に反共振点・共振点がこの順で現れる場合でも、共振点での位相

が 180° 遅れる。

従来から用いられてきたPI制御系では、このように安定性を阻害する振動モードを適切に補償できない。また、ノッチフィルタはサーボ系の位相を遅らせるため、振動モードが多数存在する系に対してその使用には制約がある。そこで本研究ではオブザーバを併用した状態フィードバック制御を用いて振動補償を行いサーボ系のハイゲイン化を図る。

3.2 サーボ系の設計方法

本研究で設計・評価した制御系の一般形を図2に示す。ただし、ここでの制御対象とは、モータアンプへの駆動指令値を入力 u 、リニアスケール値を微分した速度を出力 y としたリニアドライブシステムである。制御対象については、構造振動を含んだ状態空間モデルが得られているとする。

3.2.1 状態フィードバックを用いたI型ロバストサーボ系(以下ロバストサーボ系と略す)

$t \rightarrow \infty$ で、ステップ状の指令速度に定常偏差0で追従するには、I型のサーボ系が必要になる³⁾。結果として得られる制御則は状態フィードバックと偏差の積分フィードバックの和になる。観測できない状態量をオブザーバで推定すると図2にて $K_{vp}=0$ としたサーボ系が得られる。ゲイン K_x 、 K_v の決定は、評

価関数を用いる方法と極配置を用いる方法がある。

3.2.2 PI+部分振動補償系

ロバストサーボ系では振動モード数の2倍の状態量を推定する必要があり、コントローラが高次になってしまうという問題がある。そこで、安定性に影響を与える振動モードのみを状態フィードバックで補償し、サーボ特性はPI補償器で整形するという方法を検討する。このために、まず安定性に問題がある共振点とその対になっている反共振点を選んで制御対象をモデル化する。そして、このモデルに対してオブザーバ併用状態フィードバック系を構成する。さらに、このフィードバック系にPI補償器を接続し、サーボループを閉じてPIパラメータの調

Fig. 2 General form of the designed controllers

Fig.3 Experimental setup

Table 1 Specifications of the linear motor drive system

Motor	Type	PM
	Max. force N	90
	Max. feed rate m/s	2.0
	Slider mass kg	1.4
	Base mass kg	15
	Travel distance mm	400
Scale	Resolution pulse/ μ m	1.0
Amp.	Torque input range V	± 8
	Torque constant N/A	27
	Current constant A/V	0.588

整を行う。

4. テストスタンドに対する設計例と考察

4.1 テストスタンドの構成

図3に本研究で使用したテストスタンドを示す。使用したリニアモータは市販されているものであり、その仕様を表1に示す。このリニアモータは小型であり、相対的にテーブル質量の非常に大きな防振テーブルの上に固定しているため、単体では顕著な共振周波数を持たない。このためスライドテーブル上にアルミチャンネルを介して2.2kgのマスを取り付け、片持ち構造により発生する振動がスライドテーブルに伝わって、リニアモータ側面に設置されたリニアスケールに外乱信号として検出される。すなわち図1(a)のタイプの振動系が構成できる。リニアモータアンプは、D/Aボードからアナログ駆動力指令を受け、モータ電流を発生する。制御系は上位PCで設計・コンパイル後、DSPボードに実装する。なおシステムの同定と制御に用いたサンプリング周期は1msである。

4.2 システム同定

次節以降で示すコントローラの設計のために、システム同定を行う。リニアサーボアンプへの駆動力指令電圧から、リニアスケール信号を微分した速度までの伝達関数を同定する。基本的な同定手順は次の通りである。

- 手順1: 上位DSPボードから、駆動力指令として正規性白色信号を入力し、リニアスケールのカウント値を微分した速度信号を出力として、入出力データを得る。
- 手順2: 得られた時系列データのうち1000~2000番目のデータを同定用データとしてARMAXモデル³⁾を当てはめる。
- 手順3: 得られた時系列データのうち2001~2500番目のデータを評価用データとして同定誤差が小さくなるようにモデル次数を決定する。
- 手順4: 周波数領域でモデルを低次元化する。
- 以上の手順で得られたモデルの周波数応答を図4に示す。50次のモデルは手順3までで選定されたモデルである。これより、制御対象には、32.4, 56.8, 113Hzの3個の共振点とその対になる反共振点(23.5, 48.0, 108Hz)を持つことが分かる。ま

Fig. 4 Frequency response of the identified models

た、位相は図1に示したように 90° に戻らず、右下がりになる。これはサンプリングによる時間遅れのためである。このモデルを用いてオブザーバを設計すると非常に高次のコントローラになってしまうので、手順4によって8次のモデルを決定する。このモデルは、すべての共振・反共振点を含む 120Hz までの周波数に対して、50 次のモデルとの差がほとんどないように選ぶ。2次のモデルは制御系の安定性に影響を与えと考えられる 113Hz の共振点と、その対になる 108Hz の反共振点を取りだして構成する。

4.3 制御系の設計

制御系設計の際に共通に設けた設計仕様を次に示す。

設計仕様1: ゲイン余裕 5dB 以上、位相余裕 40° 以上

設計仕様2: 台形入力に対するオーバーシュート 10% 以下

以下、具体的な設計手順と結果について示す。

4.3.1 ロバストサーボ系

本論文では、状態フィードバックゲイン K_x は2次評価関数に基づくリカッチ方程式を解いて決定し、積分フィードバックゲイン K_i はシミュレーションを用いて設計仕様を満足するようにマニュアルで決定した。まずシステム同定で得られた8次のモデルに対して K_x を決定した。出力 y に対する重みを Q 、入力 u に対する重みを R とし、各々変化させて K_x を決定した後、オブザーバを設計した。オブザーバにはカルマンフィルタ(同一次元最適オブザーバ)の設計理論⁹⁾を適用した。すなわち、観測ノイズに対してプロセスノイズの共分散を大きくとり、オブザーバ極が状態フィードバック極に対して適切な位置になるように決定した。ここまでのプロセスで得られたオブザーバ併用状態フィードバック制御系の閉ループ周波数応答を図5示す。出力に対する重み Q を大きくするに従って各共振点での補償効果が強くなる。これは状態フィードバック極が制御対象の零点に近づき、極零相殺が起こるためである。しかし Q をある程度以上大きくすると、制御対象の零点を補償するためのコントローラ極のダンピングが小さくなるので $Q:R=1:5$ にとどめた。この後、サーボループを閉じて設計仕様を満足する積分ゲインをシミュレーションで決定した。

4.3.2 PI+部分振動補償系

システム同定で得られた2次のモデルを用いて、4.3.1 節と同様の手順で、状態フィードバックゲインとオブザーバゲインを決定した。次に状態フィードバック系に PI 補償器を接続し、設計仕様を満足するように比例ゲインと積分ゲインを決定した。また、性能比較を行うため PI 制御単体の設計も行った。

4.3.3 サーボ系の比較

シミュレーションで得られた各サーボ系の開ループ周波数応答を図6に示す。図より、PI 制御単体の場合は 113Hz の共振ピークによって速度比例ゲインが制約され、低域でのゲインが低くなってしまうことが分かる。これに比べて、ロバストサーボでは、各共振点での補償効果により低域でのゲインを大きく設定できる。PI+部分振動補償はロバストサーボに比べて制御帯域で劣っているが、これは 110~120Hz 以外での周波数領域で補償しないためである。逆に PI 制御系に対しては、共振点での補償効果により、全体的に比例ゲインを大きく設定できる。

5. 実験による性能比較

前章で設計した各コントローラを DSP ボード上に実装し、実験による評価を行った。図7に速度台形入力に対する各制御系

Fig.5 Bode plots of closed state feedback loop

Fig.6 Bode plots of servo open loop

の時間応答を示す。

図7よりロバストサーボとPI+部分振動補償はPI制御に比べて過渡応答時に追従誤差が非常に小さいことが分かる。PI+部分振動補償に比べロバストサーボの方がやや立ち上がり速いが、あまり大きな差は見られない。これはロバストサーボ系実装時に低域の振動(周波数:約 40Hz)が発生し、積分アンプゲインを若干下げたためである。速度の定常状態(図7中で 0.2~0.4sの間)での周波数パワーを図8に示す。ただし、時間トレンドについては除去してある。図より、各制御系において共通に発生している振動の周波数は 125~130Hzであることが分かる。モータのコギング周期は 126Hz であるので、この振動はコギングによるものと考えられる。また、ロバストサーボでは 40Hz での振動パワーが大きく、先に述べた振動周波数と一致する。

図9にステップ外乱(22.5N)に対する速度応答を示す。ロバストサーボとPI+部分振動補償はPI制御に比べ、応答のピーク値も小さく、定常状態への収束も速い。ロバストサーボはPI+部分振動補償より収束が速いが、やや振動的になっている。この振動周波数も 30~40Hz であった。40Hz の振動原因を調べるために、シミュレーションで用いたモデルを用いてオブザーバ極をチェックしたところダンピング特性が悪いことが分かった。状態

Fig. 7 Time responses to trapezoid type input

Fig. 8 Power spectrum at the steady state of time responses

フィードバック極は制御対象の零点近くに配置され、これが虚軸と近いためにオブザーバ極自体も虚軸に近い位置に配置されていた。従ってオブザーバ極をさらに速くすれば振動特性は改善されることが考えられる。

Fig. 9 Time responses for step disturbance input (22.5N)

6. 結 言

構造振動の影響を受けるリニアモータ送り系のモデルを示し、構造振動とサーボ系の安定性との関係を考察した。安定化補償器の設計に現代制御論を適用し、サーボ系の低次元化の方法を提案した。さらにテストスタンドを用いてシミュレーションと実験で各サーボ系の性能を確認した。本論文で得られた主な結果は以下の通りである。

- (1) オブザーバを併用した状態フィードバックにより、構造振動の共振点・反共振点でのゲインを補償できる。この効果によって、積分要素を含むサーボ補償器のゲインを上げることができ、結果として応答が速く、外乱に低感度な制御系を設計できる。
- (2) 安定性を損なう振動モードのみを状態フィードバックで補償し、偏差のフィードバックには PI 補償器を用いることでも、十分なサーボ特性が得られる。この場合、コントローラの次数も低く設定することができるので実用的である。

謝 辞

本研究の一部は平成10～11年度文部省科学研究費基盤研究(B)(1)(課題番号:10450057)の補助を受けて行われた。また、本研究の遂行にあたり、DSP ボード等の提供をいただいた中部電器株式会社の藤井康夫氏、貴重なご助言をいただいた京都大学 LMT 研究会のメンバーに深く感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) G. Pritschow and W. Philipp: Direct Drives for High-Dynamic Machine Tool Axes, Ann. CIRP, 39, 1 (1990) 413.
- 2) たとえば 涌井伸二: 位置決め機構の物理パラメータの同定方法, 精密工学会誌, 60, 2 (1994) 211.
- 3) 伊藤正美: システム制御理論, 昭晃堂, (1972) 304.
- 4) 古田勝久ほか: メカニカルシステム制御, オーム社, (1984) 90.
- 5) 足立修一: 制御のためのシステム同定, 東京電気大学出版局, (1996).
- 6) 岩井善太郎ほか: オブザーバ, コロナ社, (1999) 30.