

## Design of Two-degree-of Freedom Control for Ball Screw Driving Mechanism

正 浜松 弘(北九州高専)  
正 二見 茂(九州工大)

小山 浩太郎(北九州高専専攻科)  
辻 輝生(九州工大)

正 田中 義人(北九州高専)

Hiroshi HAMAMATSU, Kitakyushu National College of Technology, Shii, Kokura-minami-ku, Kitakyushu  
Kohtaro KOYAMA, Kitakyushu National College of Technology  
Yoshito TANAKA, Kitakyushu National College of Technology  
Shigeru FUTAMI, Kyushu Institute of Technology  
Teruo TSUJI, Kyushu Institute of Technology

Keywords: Vibration control, Ball screw driving mechanism, Two-dof control, Mechatronics

### 1. 結 論

ボールねじ駆動機構は、半導体製造装置や工作機械などメカトロニクス機器に用いられ、生産性の向上のため、高速高精度化が要求されている。ボールねじ駆動テーブルの高精度化をフィードバック制御系で実現するには、高い制御ゲインを設定する必要がある。しかし、制御帯域内に存在する機械の共振を誘発するため、制御ゲインには上限がある<sup>(1)(2)</sup>。

本研究では、ボールねじ駆動機構での振動発生メカニズムをモデル化し、振動抑制とオーバーシュート低減を目的として、2自由度制御系を設計する。

### 2. 実 験 装 置

実験に用いたボールねじ駆動機構の構造を図1に示す<sup>(3)</sup>。駆動はサーボモータで行う。また、モータの回転角度をモータ軸端のエンコーダで測定し、テーブル変位をベース部に設置したリニアスケールで測定する。リニアスケールの分解能は、 $0.1\mu\text{m}$ である。コントローラには、ハードリアルタイムOSであるRT-Linuxを用いる。

次に、モータのトルク指令にM系列信号を加え、モータ速度とテーブル速度の伝達関数を測定した。モータ速度はボールねじリードを考慮して、テーブル変位に換算した。測定結果を図2に示す。測定結果より、本機構の固有振動数は、 $220[\text{Hz}]$ 、 $621[\text{Hz}]$ と $1840[\text{Hz}]$ である。テーブル変位を使ったフルクロード制御を行う際に位置決め制御系の制御帯域向上を妨げるのは、 $220\text{Hz}$ に存在する1次振動モードであり、位相が遅れていることから剛体モードと逆相である。

制御設計を行うために、剛体と1次振動モードを考慮した2慣性系モデルを作成する。2つの慣性には、テーブルの質量とモータの慣性モーメントを用い、剛性は固有振動数を一致させるように入力する。

### 3. 制 御 系 設 計

ボールねじ駆動機構に対して、加速時間 $0.1\text{s}$ 、最高速度 $0.35\text{m/s}$ の速度三角波を積分したテーブル位置指令を与える。制御は位相進み補償器 $C(s)$ をフィードバック系に適用する。テーブル変位をフィードバックする場合、剛体モードと1次振動モードが逆相であるため、振動を誘発する。そのため、ループに、速度フィードバック系を付加し、減衰を加える。さらに、フィードフォワード(FF)制御により、指令に対する応答性を向上させる。

設計した制御のブロック線図を図3に示す。フィードバック制御系では、その内側にモータ角速度とテーブルの速度の相対速度フィードバックで減衰を与える。さらに、位相進み

補償器 $C(s)$ で剛体モードを安定化させる。

$$C(s) = K \frac{Ts + 1}{\alpha Ts + 1} \quad (1)$$

ここで、ゲインは、 $K=4000$ 、 $T=0.0053$ 、 $\alpha=0.0994$ としている。図4にシミュレーションによるテーブル変位を示す。位相進み補償(PD)の場合、残留振動が発生する。相対速度フィードバックにより、残留振動は無くなった。しかし、定常偏差が残る。

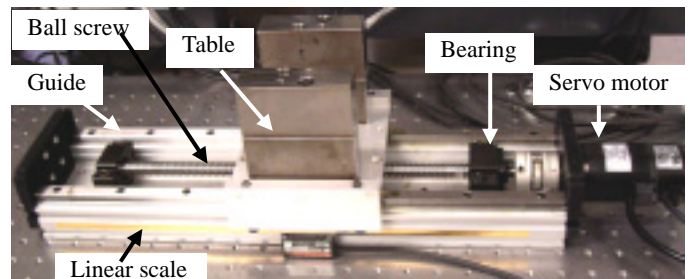


Fig.1 Ball screw driving table

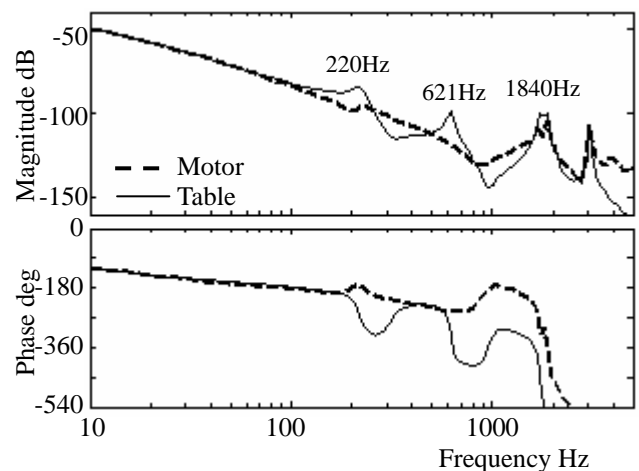


Fig.2 Transfer functions of ball screw driving table

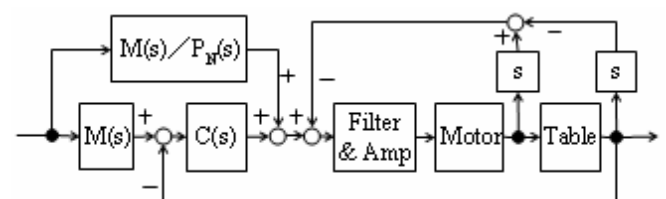


Fig.3 Block diagram of controller

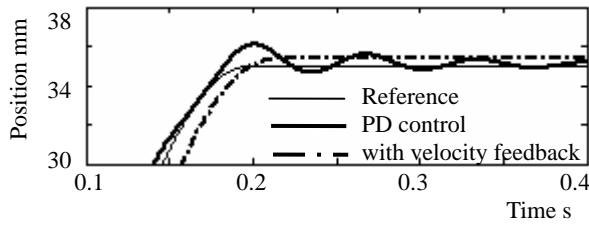


Fig.4 Responses of table (simulation)

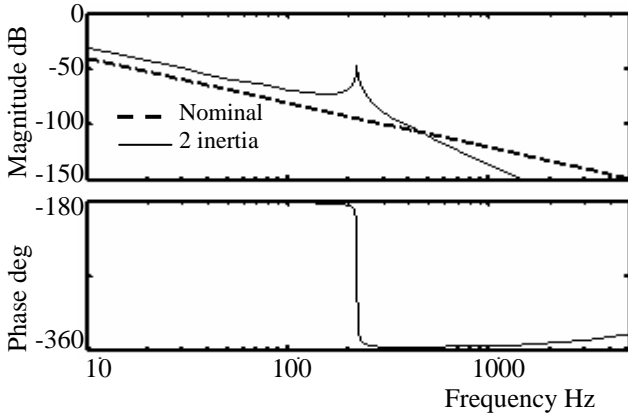


Fig.5 Transfer functions of models

FF 部では、式(2)に示すノミナルモデル  $P_N(s)$ を用いたモデルマッチング型 FF 制御を行っている。

$$P_N(s) = \frac{1}{M_n s^2 + C_n s} \quad (2)$$

$M_n=0.0257, C_n=0.001$  とした場合のボード線図を 2 慣性系モデルの伝達関数とともに図 5 に示す。テーブルの剛体モード特性をよく表している。規範モデル  $M(s)$ には、次式に示す重根を持つ 2 次系を用いた。

$$M(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3)$$

各パラメータは、 $\omega_n=3141.6, \zeta=1.0$  である。制御系 FF 部には、式(2)と式(3)の  $M(s)/P_N(s)$ を付加し、指令に対する応答性を向上させた。図 6 に FF 部の伝達関数を示す。振動を誘発しないように  $\omega_n$ を設定した。

#### 4. 実験

指令に対するテーブル部の位置応答を図 7 に示す。位相進み制御のみの場合、相対速度フィードバックを加えた場合、さらに FF 制御を加えた場合の応答を示す。

位置の位相進み補償制御の場合では、ゲインをあげると発振している。発振周波数は、170Hz である。1 次の固有振動数に関する極による発振である。相対速度フィードバックを付加することにより、この発振を抑制できた。フィードフォワード制御では、オーバーシュート量を低減でき、目標値に対する追従性を高めることができることを確認した。本制御により発振を防止し、高速な位置決めを可能とした。ただし、シミュレーションと同様に  $2\mu\text{m}$  の定常偏差が残っており、制御ループ内に積分要素を追加する必要がある。

#### 5. 結論

2 自由度制御系を設定したボールねじ駆動テーブルにおいて、各制御手法による位置応答をシミュレーションと実験で求め、以下の結論を得た。

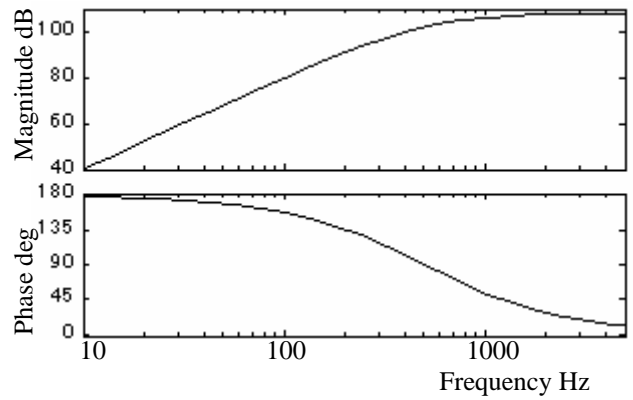


Fig.6 Frequency response of feed forward

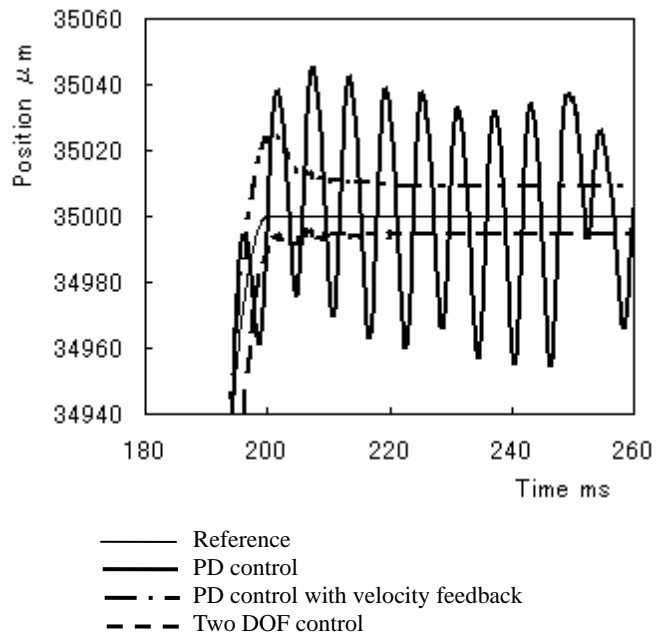


Fig.7 Responses of table position

- (1) ボールねじ駆動機構を 2 慣性系でモデル化し、制御設計をブロックごとに設計する手法は有効であった。
- (2) 本制御設計により、発振している応答を抑制し、高速な位置決めを可能とした。
- (3) 本制御は、FF 制御により、指令に対する追従性を向上させる。フルクロスループを構成した相対速度フィードバックにより振動低減効果を得るものである。定常偏差が残ることから、積分要素を入れた設計が必要である。

#### 文 献

- (1) 藤田・羽山・濱村・垣野・松原・大脇, 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, 65-8, (1999), 1190-1194.
- (2) 浜松・二見・辻・山本・宮河, ボールねじ駆動機構における共振抑制フィルタ設計, 日本機械学会 D&D Conference 2003, No.03-7, (2003-9), 6<sup>th</sup> -7<sup>th</sup>.
- (3) 浜松・近藤・二見・辻・山本・宮河, フルクロスループを構成したボールねじ駆動テーブルの 2 自由度制御系の設計, 日本機械学会九州支部第 57 期総会講演会, No.048-1, (2004-3), 70-71.