ボールねじ駆動系における質量同定法に関する研究*

張 剣** 武居直行*** 古荘純次† 渡邊智也††

Study on Mass Estimation Method for Ball Screw Driving System

Jian ZHANG, Naoyuki TAKESUE, Junji FURUSHO and Tomonari WATANABE

Ball screw driving systems are widely used in the industrial machines such as machine tools. In such systems, a mass of load is an important factor not only for determining control gains, but also for designing an observer. However, the estimation of mass is often deteriorated due to the non-linearity of friction and disturbances.

In this study, a method to estimate a mass of load by using simple P-D control against friction and disturbances is proposed. Furthermore, the guideline for designing the P-D control gains with an unknown mass is shown. Finally, the effectiveness of the proposed method is shown experimentally.

Key words: mass estimation, ball screw driving system, P-D position control

1. 序 論

送りねじ駆動系は、工作機械や半導体製造装置など幅広い装置において用いられている。これらのメカトロニクス機器では、高精度な位置決めおよび生産性の向上のため高速性が強く求められている。これらの要求を実現するためには、システムの特性を正確に把握したうえで、制御系を設計していく必要がある。

特に負荷質量の値は、制御ゲインの設定に用いられるほか、振動を抑制するオブザーバ等の設計にも利用されるため、正確に同定することが重要である。同定値の大きなずれは、オーバシュートが生じたり振動的になる原因となる。しかしながら、メカの摩擦特性には非線形特性がある場合が多く、同定の妨げとなる。

従来の研究^{1)~6)}には、ファジーやニューラルネットワークなどを用いたものや外乱オブザーバを用いたものなどがあるが、安定性にかけることや同定のために多くの時間を要するといった問題があった。また、質量が求まっていない状態で制御系を構成しているが、その設計法については言及されていなかったりする。なお、運動方程式から慣性項を求める研究もあるが⁶⁾、慣性項を求める前には相関する物理パラメータや動摩擦トルクや粘性摩擦を同定しなければならず、しかも、その推定誤差は慣性項の同定結果に影響を与える。

本研究では、オブザーバを構成することなく、簡単な位置 P-D 制御のみで質量を同定する手法を提案する。本手法では、負荷質量の計算過程において各摩擦要素を相殺させ、除去させたことにより、負荷質量の同定結果には摩擦の影響が現れない。

通常、制御系設計のためには、負荷質量の値が重要となる。しかし、その負荷質量が未知である状態では、質量同定するために制御系を構築するにもかかわらず、その際に未知であ

る負荷質量の値を用いなければならない。そこで、このような場合の設計方針を示し、質量同定法を示す。

本論文においては、最初に、対象となるボールねじ駆動系のモデル化を行い、その運動方程式を導出する。次に、このモデルに基づいた位置 P-D 制御の定常特性について議論する。その後、位置 P-D 制御で質量を同定する手法について述べる。最後に、本同定法の有効性を実験により示す。

2. ボールねじ駆動系

2.1 モデル

本研究で用いた一軸送りテーブルシステム(日本精工 XY-HS0070-342-003)の概略を図 1 に示す。DC サーボモータによりボールねじを介し負荷側(テーブル)を駆動している。テーブルの位置はレーザ測長計(小野測器 LV-9110)により測定される。実験システムの定格および定数を表 1 に示す。また、ボールねじ送り駆動系の軸方向剛性 K_T を考慮したモデル図を図 2 に示す。

記号は表 2 のように定義する。

図 2 に示すように、サーボ軸方向のモデルはモータ側の慣性と負荷側の慣性が駆動系の軸方向剛性によって結合された 2 慣性系と見なすことができる⁷⁾。このモデルに基づき、制御実験における制御系設計を行う。

制御方式としては、セミクローズドループ制御方式を採用する。

2.2 運動方程式

図 2 から運動方程式を導出すると、以下のように表される。ただし、摩擦や粘性項は外乱 F_{DM} , F_{DL} としてまとめた。ここで、 F_{DM} はモータ側の外乱、 F_{DL} は負荷側の外乱を示す。

式 (1) は、回転系から直線系に変換したもので、 $M_M =$

Fig. 1 Ball-screw driving system

* 原稿受付 平成 16 年 7 月 7 日
 ** 学生会員 大阪大学大学院 (大阪府吹田市山田丘 2-1)
 *** 正 会 員 名古屋工業大学 (名古屋市昭和区御器所町)
 † 正 会 員 大阪大学大学院
 †† (株) 村田製作所 (滋賀県野洲郡野洲町大字大篠原 2288)

Fig. 2 Model of ball-screw driving system

Table 1 Parameters of system

Diameter of ball screw	15mm
Lead	10mm
Stroke	700mm
Servo-motor	DC200W
Moment of inertia(ball screw)	$0.468 \times 10^{-4} \text{kgm}^2$
Discrimination of encoder	36000p/rev
Discrimination of laser displacement meter	2.18nm
Sampling time	0.5ms

Table 2 Definition of symbols

Symbol	Definition
T_M	: Input torque of motor
J_M	: Moment of inertia(motor side)
θ_M	: Angle of motor
N	: Conversion rate (from rotary system to linear system)
x_M	: Equivalent displacement of motor ($= \theta_M N$)
K_T	: Stiffness of driving system(servo direction)
M_L	: Mass of table
x_L	: Displacement of table
C	: Coefficient of viscosity(load side)
F_C	: Coulomb's friction
F_D	: Stationary friction

J_M/N^2 , $F_M = T_M/N$ である。

$$M_M \ddot{x}_M = F_M - K_T(x_M - x_L) - F_{DM} \quad (1)$$

$$M_L \ddot{x}_L = K_T(x_M - x_L) - F_{DL} \quad (2)$$

3. 位置 P-D 制御系における定常特性

このボールねじ駆動系に対して、次式のように位置 P-D 制御を施す。

$$F_M = K_P(x_R - x_M) - K_D \dot{x}_M \quad (3)$$

ここでは簡単な位置 P-D 制御としたが、積分制御を加えた I-PD 制御などにおいても以下と同様の結果が得られる。また、位置 P-D 制御は速度 I-P 制御と等価であることも言及しておく。

この位置 P-D 制御により、外乱がない場合、目標位置 x_R からモータ位置 x_M および負荷位置 x_L までの伝達関数はつぎのようになる。

$$\frac{X_M(s)}{X_R(s)} = \frac{K_P(s^2 + \omega_a^2)}{f(s)} \quad (4)$$

$$\frac{X_L(s)}{X_R(s)} = \frac{K_P \omega_a^2}{f(s)} \quad (5)$$

$$f(s) = M_M s^2(s^2 + \omega_0^2) + (K_P + K_D s)(s^2 + \omega_a^2) \quad (6)$$

 Table 3 Steady state from x_R

Input	Steady value of output		
	$x_{M,L}$	$v_{M,L}$	$a_{M,L}$
$x_R = \frac{x_c}{s}$	x_c	0	0
$x_R = \frac{v_c}{s^2}$	∞	v_c	0
$x_R = \frac{a_c}{s^3}$	∞	∞	a_c

 Table 4 Steady state error from F_{DM} & F_{DL} (motor side)

Input	Steady value of output		
	x_M	v_M	a_M
$F_{DM} = \frac{T_{xm}}{s}$	$-\frac{T_{xm}}{K_P}$	0	0
$F_{DM} = \frac{T_{vpm}}{s^2}$	$-\infty$	$-\frac{T_{vpm}}{K_P}$	0
$F_{DL} = \frac{T_{xl}}{s}$	$-\frac{T_{xl}}{K_P}$	0	0
$F_{DL} = \frac{T_{vpl}}{s^2}$	$-\infty$	$-\frac{T_{vpl}}{K_P}$	0

 Table 5 Steady state error from F_{DM} & F_{DL} (load side)

Input	Steady value of output		
	x_L	v_L	a_L
$F_{DM} = \frac{T_{xm}}{s}$	$-\frac{T_{xm}}{K_P}$	0	0
$F_{DM} = \frac{T_{vpm}}{s^2}$	$-\infty$	$-\frac{T_{vpm}}{K_P}$	0
$F_{DL} = \frac{T_{xl}}{s}$	$-(\frac{T_{xl}}{K_P} + \frac{T_{xl}}{K_T})$	0	0
$F_{DL} = \frac{T_{vpl}}{s^2}$	$-\infty$	$-(\frac{T_{vpl}}{K_P} + \frac{T_{vpl}}{K_T})$	0

ただし、

$$\omega_a = \sqrt{\frac{K_T}{M_L}}, \quad \omega_0 = \omega_a \sqrt{1 + R}, \quad R = \frac{M_L}{M_M} \quad (7)$$

ここで、 ω_a は反共振周波数、 ω_0 は共振周波数、また R は慣性比である。

上式をもとに、入力に対する出力最終値の関係をまとめると表 3 のようになる。ただし、 $v_{M,L} = \dot{x}_{M,L}$, $a_{M,L} = \ddot{x}_{M,L}$ である。

表 3 からわかるように、位置 P-D 制御ではステップ目標位置 $x_R(s) = x_c/s$ に対して定常偏差なく目標値に収束する。さらに、加速度入力 $x_R(s) = a_c/s^3$ に対しても加速度応答は定常偏差なく収束する。

一方、外乱 F_{DM}, F_{DL} からモータ位置および負荷位置までの伝達関数はつぎのようになる。

$$\frac{X_M(s)}{F_{DM}(s)} = -\frac{s^2 + \omega_a^2}{f(s)} \quad (8)$$

$$\frac{X_L(s)}{F_{DM}(s)} = -\frac{\omega_a^2}{f(s)} \quad (9)$$

$$\frac{X_M(s)}{F_{DL}(s)} = -\frac{\omega_a^2}{f(s)} \quad (10)$$

$$\frac{X_L(s)}{F_{DL}(s)} = -\frac{\frac{s^2}{R} + \frac{sK_D}{M_L} + \omega_a^2 + \frac{K_P}{M_L}}{f(s)} \quad (11)$$

また、ボールねじ駆動系に作用する外乱として、図 3 のような粘性摩擦、クーロン摩擦、一定外乱を考える⁵⁾。図 3 からわかるように、移動速度が一定の場合、いずれの外乱力も一定となる。また、速度がランプ状に増加した場合は、粘性摩擦の項がランプ状に増加する。

速度の加速度的な変化はないものとする、これらの外乱に対する定常偏差の関係は表 4、表 5 のようになる。

表 4, 表 5 からわかるように, クーロン摩擦, 一定外乱や粘性摩擦による加速度応答への影響もないと考えられる。

4. 質量同定法

前章の性質を利用した質量同定法を提案する。手順は以下のようになる。

- (1) 位置 P-D 制御系 (I を加えても良い) を構築する。
- (2) 速度台形波を目標値軌跡とした制御を行う。
- (3) 加速度が定常状態になった領域において後述の質量同定計算を行う。
- (4) (2) の軌跡の正負反転した制御や反復運動などにより精度を向上する。

以下, 順に説明する。

4.1 位置 P-D 制御系の構築

まず前章に述べたような位置 P-D 制御系を設計する。

本研究では, 負荷質量を同定するために, 位置 P-D 制御系を設計する。しかし, 位置 P-D 制御系のゲイン K_P, K_D の決定には, 負荷質量が重要となる。従来研究でも PI 速度制御系が構築されているが, 負荷質量が不確定の状態での制御ゲイン設計についてはとくに言及されていない。それで,

Fig. 4 Simulation for determining the PD gain

本論文では以下のように考える。

想定される負荷の範囲で問題なく収束するような制御ゲインを決める。たとえば, 本装置の場合, 無負荷時のテーブル質量は 5 [kg] であり, 負荷の定格質量は 100 [kg] である。また, テーブルの位置に応じてねじ軸の軸方向剛性が変化するが, 質量同定を行う位置はほぼ真中付近であるとする。そこで, これらパラメータの組み合わせにおいて, 異常振動など起こさず, 加速度が定常状態に収束するようなゲインを用いれば質量同定には十分である。

一番極端な組み合わせとして, 負荷質量 5 [kg] と想定して設計した制御ゲインで 100 [kg] の負荷を制御した場合と負荷質量を 100 [kg] と想定して設計したゲインで 5 [kg] の負荷を制御した場合が考えられる。

論文 7) の設計法によりそれぞれの場合に対するゲインを設計してシミュレーションを行った。その結果を図 4 に示す。図からわかるように, 負荷質量 5 [kg] と想定して設計した最適ゲインを用いて, 負荷質量 5 [kg] と負荷質量 100 [kg] のそれぞれを制御した場合, 100 [kg] の場合はもちろん, 5 [kg] の場合でも振動的に見える。その理由は次のように考えられる。式 (7) からわかるように, 負荷質量として一番軽い 5 [kg] (無負荷時のテーブルのみの質量) の状態では, 反共振周波数 ω_a が高くなる。そのため, 文献 7) により設計する制御ゲイ

Fig. 5 Track of target velocity

ンも想定負荷質量が大きいほかの場合よりも高くなる⁷⁾。また、負荷質量が小さいときには慣性比 R は小さくなるため、反共振周波数 ω_a は共振周波数 ω_0 と近くなり、制御の安定性が悪化し、振動しやすくなる。一方、負荷質量を 100 [kg] と想定して設計した最適ゲインを用いて、負荷質量 5 [kg] および負荷質量 100 [kg] のそれぞれを制御する際は、5 [kg] の場合は振動的に見えるが、100 [kg] の場合は応答性が良いことが確認できる。

以上より、今回用いる PD ゲインは以下のように、想定質量 100 [kg] において設計したゲインに決定された。

$$K_P = 1.02 \times 10^4 \text{ [N/mm]} \quad (12)$$

$$K_D = 7.33 \times 10 \text{ [N·s/mm]} \quad (13)$$

4.2 速度台形波

つぎに、図 5 に示すような速度台形波を目標値とする制御を行う。3 章で示したように、一定加速目標値 a_c [mm/s²] に対する加速度 $\ddot{x}_M$ 応答は十分な時間があれば a_c に収束する。また、一定減速 $-a_c$ [mm/s²] のときの加速度 $\ddot{x}_M$ 応答も同様に $-a_c$ に収束する。

いま、速度 $v_{low} \sim v_{high}$ の範囲で加速度 a_M, a_L が定常状態とすると、P-D 制御では外乱に対して加速度偏差が生じないため $a_M = a_L = a_c$ である。このとき、外乱項を図 3 の粘性摩擦、クーロン摩擦、一定外乱として表すと、式 (1)、(2) より次式が得られる。

$$Ma_c = F_M - Cv - F_C \text{sgn}(v) - F_D \quad (14)$$

ただし、煩雑さを避けるため、 $M = M_M + M_L$, $Cv = C_M v_M + C_L v_L$, $F_C \text{sgn}(v) = F_{CM} \text{sgn}(v_M) + F_{CL} \text{sgn}(v_L)$, $F_D = F_{DM} + F_{DL}$ とおいた。

4.3 質量同定計算法

式 (14) において、時刻 $t_{1_1} \sim t_{1_n}$ および $t_{2_1} \sim t_{2_n}$ の範囲でそれぞれの項の平均値をとると次式が得られる。

$$M\bar{a}_{M1} = \bar{F}_{M1} - C\bar{v}_1 - \bar{F}_C \text{sgn}(v_1) - \bar{F}_D \quad (15)$$

$$M\bar{a}_{M2} = \bar{F}_{M2} - C\bar{v}_2 - \bar{F}_C \text{sgn}(v_2) - \bar{F}_D \quad (16)$$

式 (15)、(16) の差を考える。速度の平均は $\bar{v}_1 = \bar{v}_2$ と考えられるため、粘性力は消去される。また、 v_1 と v_2 は同符号のためクーロン摩擦も消去される。速度に依存しない一定外乱も消去される。

よって、 $\bar{a}_{M1} = -\bar{a}_{M2} = a_c$ より、時間 t_1 および t_2 におけるモータ駆動力 $\bar{F}_{M1}$ および $\bar{F}_{M2}$ から、負荷質量 M_{L12} は次式のように求まる。

$$M_{L12} = \frac{\bar{F}_{M1} - \bar{F}_{M2}}{2a_c} - M_M \quad (17)$$

Fig. 6 Fluctuation force due to position

Fig. 7 Improved track of target velocity

4.4 精度の向上

ボールねじ駆動系はテーブル位置に応じてその特性が変化する。その例を図 6 に示す。正転と逆転によりオフセットも異なるが、位置に応じたリプルが生じていることが確認できる。そこで、この影響を低減し、同定精度を向上する方法を示す。

図 7 のように図 5 と正負反転した速度台形波を組み合わせた目標値を与える。図 5 の場合、位置は正転側のみの移動となるが、図 7 の場合は正転と同じ位置を逆転し戻ることになる。

時刻 $t_{3_1} \sim t_{3_n}$ および $t_{4_1} \sim t_{4_n}$ から求まる負荷質量 M_{L34} と先の結果 M_{L12} との平均を取ると、位置による変動の影響を抑えることができ、同定値の精度がより向上することができる。

$$M_L = \frac{M_{L12} + M_{L34}}{2} \quad (18)$$

5. 実験による検証

以上の手法の有効性を確認するために、実験を行った。

図 8 に最大速度 v_{max} を変化させた場合の同定結果を示す。ただし、加速度 a_c を 1000 [mm/s²] とし、計算速度範囲は $(v_{low}, v_{high}) = (0.3v_{max}, 0.7v_{max})$ とした。負荷質量の真値はそれぞれ $M_L = 25, 65, 95$ [kg] である。

図 8 より、最大速度は 50 [mm/s] 以上ならば、25 [kg] のときの推定値には誤差が含まれるが、1 割程度で収まっている。また、65 [kg] および 95 [kg] における推定値は、最大速度にほとんど依存せず、2% 以内の誤差ではほぼ真値を得ていることがわかる。

なお、提案方法および従来の方法⁵⁾を使い、最大速度を変化させた場合でそれぞれの同定誤差の比較は図 9 に示す。ただし、負荷質量の真値は $M_L = 65$ [kg] である。

図 9 からわかるように、従来の方法⁵⁾を使用する場合は、最大速度が 50 [mm/s] になるとき、同定誤差が 16 % 程度に至るが、本手法ではわずか 1 % 程度である。これは、従来の方法では、速度ゼロの領域を含んで質量を同定している

Fig. 8 Results of mass-estimation with respect to velocity

ため、ボールねじの微小変位領域の非線形摩擦の影響が出て、クーロン摩擦で近似するモデル化の誤差が生じると考えられる。その一方、提案手法では速度ゼロ付近を同定に利用しないため、同定誤差も少なくなっている。

6. まとめ

ボールねじ送り駆動系において、負荷質量同定法を提案した。本手法は簡単な P-D 位置制御系のみで構成され、速度や位置に依存する外乱を計算上消去することにより、モータ入力から負荷質量を精度良く同定することができる。実験により、本手法の有効性を示した。

得られた結果は次の通りである。

- (1) ボールねじを用いた送り駆動機構およびレーザ測長器

Fig. 9 Error of mass-estimation with respect to velocity

よりなる実験システムを構築し、モータ側慣性と負荷側慣性がボールねじ送り駆動系の軸方向剛性により結合された 2 慣性モデルに基づいて、セミクロズドループ位置 P-D 制御系の設計を行い、その定常特性を示した。

(2) 上述した位置 P-D 制御系の定常特性に基づいて、質量が不確定の状態でのゲイン設計法を議論し、質量同定法を提案した。

(3) 提案した質量同定法を用いて、実験を行った。従来の手法と比べて、最大速度にほとんど依存せず、しかもより精度良い同定結果が得られた。つまり、提案した質量同定法は有効的な同定法である。

参考文献

- 堀川慎一, 古橋武, 大熊繁, 内川嘉樹: ニューラルネットワークによる学習型ファジィ制御, 計測自動制御学会論文集, **127**, 2(1991)208.
- 栗屋伊智郎, 加藤義樹, 三宅岩夫, 伊藤正美: 外乱推定に基づいたサーボ系の慣性項推定法とオートチューニング, 日本機械学会論文集 (C 編), **58**, 549(1992)1371.
- 栗屋伊智郎, 加藤義樹, 三宅岩夫, 伊藤正美: 外乱推定成分の直交関係を利用したイナーシャ同定法, 日本機械学会論文集 (C 編), **58**, 555(1992)3208.
- 山田哲夫, 吉田康弘, 伊達正晃: 負荷トルクオブザーバを用いたイナーシャ推定の一方法, 電気学会論文誌, **113-D**, 2(1993)263.
- 鶴田和寛, 二見茂, 中村裕司, 村上輝夫: 粘性摩擦, クーロン摩擦および一定外乱トルクの影響を除去したイナーシャ同定方式, 精密工学会誌, **66**, 10(2000)1564.
- 大須賀公一, 前田浩一: マニピュレータの動特性同定法, 計測自動制御学会論文集, **22**, 6(1986)637.
- 張剣, 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, **70**, 5(2004)689.