



ACサーボモータと直動転がり案内を用いた送り駆動系の数学モデル

佐藤, 隆太
堤, 正臣

(Citation)

精密工学会誌論文集, 71(5):633-638

(Issue Date)

2005-05-05

(Resource Type)

journal article

(Version)

Version of Record

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/90001952>





AC サーボモータと直動転がり案内を用いた 送り駆動系の数学モデル*

佐藤 隆太** 堤 正臣**

Mathematical Model of Feed Drive Systems Consisting of AC Servo Motor and Linear Ball Guide

Ryuta SATO and Masaomi TSUTSUMI

This paper proposes a mathematical model of a feed drive system which consists of an AC servo motor and linear ball guides. Structural and viscous damping of the mechanical system, Coulomb friction of the bearings and torque saturation characteristics of the motor are introduced into the mathematical model. Identification method of the parameters for the proposed model is also discussed. Various responses such as frequency response, step response, circular motion and corner tracking motion were simulated by the proposed model. Experimental works were also carried out in order to compare with the simulation results. It was found that the actual motor torque curves of the feed drive system were well expressed by the simulation model, and the shape and height of quadrant glitches of the circular trajectory were simulated accurately. In addition, the relationship between the centripetal acceleration of circular motion and the heights of quadrant glitch were investigated.

Key words: NC machine tool, feed drive system, mathematical model, torque saturation, quadrant glitch

1. 緒 言

送り駆動系は NC 工作機械の形状創成機能を支配している。現在用いられているほとんどの送り駆動系は、モータの回転運動をボールねじで直進運動に変換する送り駆動機構と、サーボモータおよびそれを制御する制御系とで構成されている。送り駆動機構の運動の軌跡はそのまま製品に転写されるために、その運動性能の向上が重要な課題になっている。

送り駆動系の運動性能向上のために、従来から多くの研究が行われてきた。例えば、垣野ら¹⁾は、図 1(a)に示す送り駆動機構のモデルを提案した。このモデルは 2 自由度系で、現在最もよく用いられている振動モデルのひとつである²⁾³⁾。同様によく用いられている 2 自由度系の振動モデルとして、送り駆動機構の直進運動部を回転系に置き換え、等価慣性としてモデル化したものがある⁴⁾⁵⁾。これは、図 1(b)に示すようにブロック線図を簡単な形で記述できる点に特徴がある。また、ダンパーを組込む箇所の違いによっていくつかのモデルが提案されている^{6)~8)}。このほかに、機構を剛体と考えて 1 自由度系のモデルで機構をモデル化した例⁹⁾や、高次の共振点による影響を解析した例¹⁰⁾もある。

一方、サーボモータのトルクがある値で飽和してしまうことも運動の精度を悪化させる大きな原因になるために、トルク飽和特性の測定方法やトルク飽和を考慮した制御方法に関する研究も行われてきた^{11)~13)}。しかしこれらの研究では、機構のモデル化については検討されていない。逆に、機械系の振動を解析した研究^{1)~10)}ではトルク飽和による問題は検討されてこなかった。送り駆動系のモデルを構築することの目的のひとつが電気系と機械系の特性を総合的に解析することであるにも関わらず、電気系と機械系の特性を同時に解析できるモデルについて検討された例は見当たらないようである。

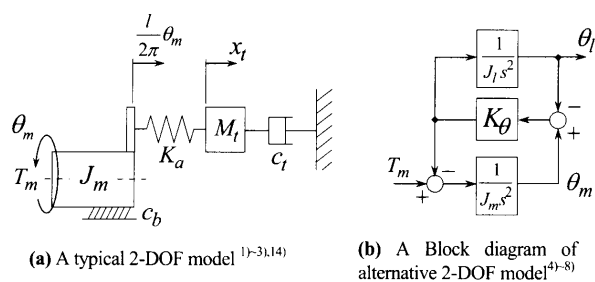


Fig.1 Current dynamic models of feed drive mechanism

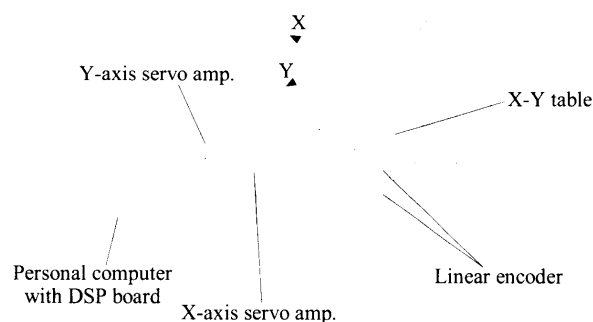


Fig.2 Experimental set-up

そこで本研究では、AC サーボモータと直動転がり案内を用いた送り駆動系を対象として、モータのトルク飽和特性と機械系の振動特性を考慮できる数学モデルを提案している。そのモデルを使って様々な運動の実験とシミュレーションとを行い、提案したひとつのモデルでそれらの挙動を精度よく表現できることを明らかにしている。

2. 実験装置

本研究では、図 2 に示す NC 工作機械の送り駆動系のみを抽出した装置をモデル化の対象とする。Y 軸（サドル）の上に X 軸（テーブル）がのった構造で、各軸の運動はリニアボールガイドにより案内されている。またリニアスケールが取り付けら

* 原稿受付 平成 16 年 9 月 1 日

** 正 会 員 東京農工大学大学院共生科学技術研究部
(東京都小金井市中町 2-24-16)

AC サーボモータと直動転がり案内を用いた送り駆動系の数学モデル

れており、フルクローズドループ制御を行うことができる。各軸のストロークは 400mm である。

この装置は DSP ボードを搭載したパソコンにより制御周期 0.5ms で制御される。一般的な送り駆動系には速度制御ループと位置制御ループがあるが、速度制御には比例・積分制御、位置制御には比例制御を採用した。パソコンからはトルク指令電圧が出力され、このトルク指令電圧をサーボアンプに入力することでモータを駆動する。サーボモータおよびアンプには、汎用 AC サーボをトルク制御モードで使用した。

3. 送り駆動機構のモデル化

3.1 モータトルクと周波数応答のシミュレーション

モータへかかる負荷や、モータトルクが飽和するときの挙動を解析するためには、モータトルクをシミュレーションで正確に表現する必要がある。しかし、機械振動の解析を目的としたシミュレーションでは、モータトルクは無視されることが多かった^{1)-3), 5)-8), 10)}。

図 1(a)のモデルで実験装置の X 軸をモデル化し、機構の周波数応答をシミュレーションした。またその結果と比較するために、テーブルを X 軸方向にインパルスハンマで加振し、FFT アナライザにより力から加速度までの伝達関数を実験的に求めた。

実験装置のモデル化は、垣野らが示した方法¹⁾により行った。モータおよびボールねじの慣性 J_m 、テーブルとナットの質量 M_t は設計値より計算し、機構の軸方向剛性 K_o は、ボールねじのねじりと軸方向剛性、ボールねじ支持系の剛性、およびナットとナットブラケットの剛性から等価的に計算した。また、テーブル摺動面の粘性係数 c_t は、インパルス加振実験の結果とシミュレーション結果とで共振点の高さが一致するように同定した。その結果、 c_t は 4.3 kNs/m となった。

周波数応答の実験結果とシミュレーション結果を図 3 に示す。図 3 の実験結果によると、200Hz 付近に最も大きな共振点が見られるが、これはテーブルの 1 次の送り方向の振動モードであり、これが測定対象のモードである。なお図 1(a)のモデルの c_b はボールねじ部および各軸受部の粘性係数であり、共振点の高さには影響を与えないことから、図 3 のシミュレーションでは c_b をゼロとしている。

そのほか実験結果には、50Hz、70Hz、120Hz 付近にも共振点が見られるが、これらは装置全体の振動モードであり、装置全体の振動特性を考慮していない図 1(a)のモデルでは、これらの振動モードを表現できていない。

図 1(a)のモデルを用いて、円運動を行ったときの X 軸モータトルクの変化をシミュレーションした。図 4 に、半径 50mm、送り速度 6.0m/min の円運動を行ったときの、X 軸の速度変化、およびモータトルクの変化の測定結果とシミュレーション結果とを示す。

円運動は 3 周行い、図 4 には 2 周目のデータを示した。また、トルクの測定には、サーボアンプのアナログモニタ機能を利用している。またトルクのシミュレーションは、粘性 c_t に周波数応答に基づいて同定した値 ($c_t=4.3\text{kN/s}$) を用いた場合と、それより大きな値 ($c_t=10.0\text{kN/s}$) を用いた場合との 2 通りを行った。

なお、モータトルクの測定結果には細かいトルクの変動が見られる。これの原因として、測定の際の電氣的なノイズおよび機構に生じる摩擦力の細かい変動等が考えられるが、本研究ではこれらはモデル化の対象としない。

図 4 によれば、モータトルクの測定結果には軸の運動方向が

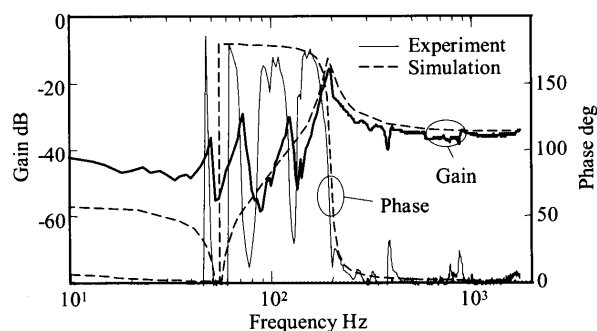


Fig.3 Frequency response of experimental set-up (X-axis)

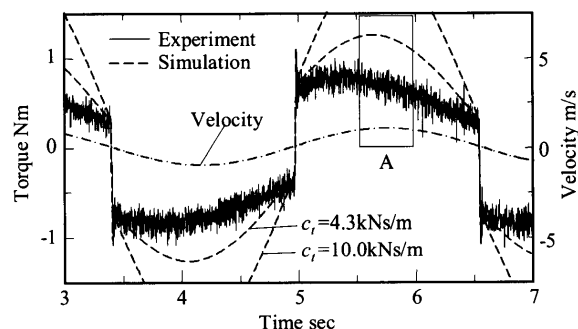


Fig.4 Measured and simulated motor torque curves under circular motion (Feed rate: 6.0m/min, Radius: 50mm, X-axis)

反転する、すなわち速度の符号が反転する際にモータトルクがステップ状に変化することが観測される。これはリニアガイドや各軸受部に生じるクーロン摩擦力に起因するものと考えられる。

そこで、モータトルクのシミュレーションにおいては、図 1(a)のモデルのテーブル摺動面に相当する部分にクーロン摩擦力モデルを組み込み、モータトルクに生じるステップ状の変化の高さが実験結果と一致するように、摺動面のクーロン摩擦力の値を同定している。

また図 4 によると、粘性 c_t の値が大きいほど最大速度付近におけるモータトルクが大きくなり、実験結果との差が増大する。周波数応答に基づいて同定した c_t の値 (4.3kNs/m) を用いても、実験結果よりも大きなトルクがシミュレーションされており、周波数応答から同定した c_t の値が大きすぎることがわかる。

この結果は、機構の減衰特性が摺動面にのみ支配されているのではないことを示唆している。すなわち、減衰要素として、構成材料の内部減衰や、接合部分における減衰などが考えられるが、図 1(a)のモデルはそれらを考慮していない。

涌井¹⁴⁾は図 1(a)のモデルですべり案内を使用した送り駆動機構をモデル化し、そのパラメータ同定方法を提案した。そこでは、モータ軸でみた粘性係数が回転系の粘性 c_b と直進系の粘性 c_t に変換定数を掛けたものとの総和であることに基いて同定を行っている。

涌井によれば、まず共振点の高さがあうように c_t の値を決定し、モータトルクの変化からわかる系全体の粘性係数から、周波数応答で同定した直進系の粘性 c_t を差し引くことで、回転系の粘性 c_b を求めている。

しかし、図 3 および 4 によると、周波数応答から同定した粘性 c_t の値は、すでに直進系と回転系の粘性の総和よりも大きいことになり、涌井が提案した方法は適用できない。これは、本研究の実験装置が転がり案内を使用していることによるものと

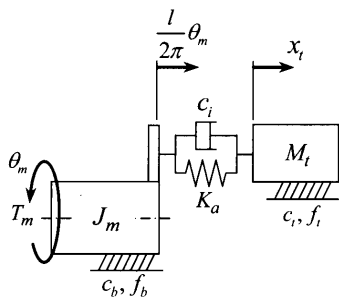


Fig.5 Proposed dynamic model of feed drive mechanism

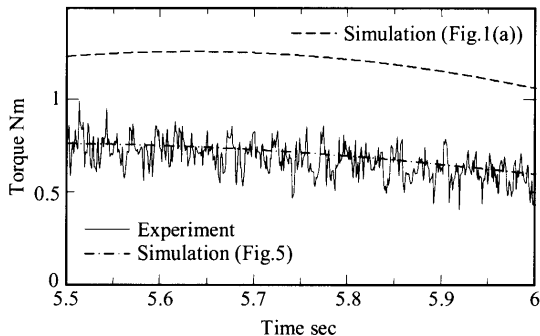


Fig.6 Comparison of simulation results of motor torque curve under circular motion (Feed rate: 6.0m/min, Radius: 50mm, X-axis)

Table 1 Parameters of proposed dynamic model

Parameter	Unit	Value	
		X-axis	Y-axis
Inertia of motor and ball screw	J_m	kgm^2	1.28×10^{-3}
Mass of table and nut	M_t	kg	50
Equivalent axial stiffness	K_a	N/m	69×10^6
Lead of ball screw	l	m	0.01
Viscous damping at bearings, ball-screw and nut	c_b	Nms/rad	0.004
Coulomb's friction torque at bearings, ball-screw and nut	f_{cb}	Nm	0.4
Viscous damping at linear ball guides	c_t	Ns/m	100
Coulomb's friction force at linear ball guides	f_{ct}	N	60
Internal damping coefficient	c_i	Ns/m	4200
Motor torque	T_m	Nm	—
Rotational angle of motor	θ_m	rad	—
Axial position of table	x_t	m	—

① Calculated values ② Identified values ③ Variables

考えられる。転がり案内の粘性はすべり案内のそれに比べて非常に小さく、転がり案内を用いた場合には、摺動部の粘性だけでは系の減衰性を説明できないことがわかる。

以上のことから、モータトルクと機構の周波数応答の両方をシミュレーション可能なモデルとするためには、機構の内部減衰と軸受や直動転がり案内などの各摺動部に生じる粘性力と摩擦力のすべてを考慮する必要があるといえる。

3.2 モデルの提案

図 1(a)のモデルを基にして、機構の内部減衰、直動転がり案内に生じる摩擦力和粘性係数、および各軸受部とボールねじ・ナット間に生じる摩擦トルクと粘性係数をそれぞれ考慮した図 5 のモデルを新たに提案する。図 5 のモデルの各パラメータを表 1 に示す。表 1 において、慣性 J_m からボールねじのリード l までは設計値から計算する。しかし、粘性 c_b , c_t , c_i と摩擦力 f_b , f_t は計算により求めることが困難なため、実験結果から同定す

る。同定の方法については後で述べる。また、運動方程式は式 (1) のように表される。

$$\left. \begin{aligned} J_m \ddot{\theta}_m + c_b \dot{\theta}_m + f_b + \frac{l}{2\pi} K_a \left(\frac{l}{2\pi} \theta_m - x_t \right) + \frac{l}{2\pi} c_i \left(\frac{l}{2\pi} \dot{\theta}_m - \dot{x}_t \right) &= T_m \\ M_t \ddot{x}_t + c_t \dot{x}_t + f_t &= K_a \left(\frac{l}{2\pi} \theta_m - x_t \right) + c_i \left(\frac{l}{2\pi} \dot{\theta}_m - \dot{x}_t \right) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ただし、 $f_b = f_{bc} \text{sgn}(\dot{\theta})$, $f_t = f_{tc} \text{sgn}(\dot{x}_t)$

式(1)では、各摺動部に生じる摩擦力のモデルとしてクーロン摩擦を考えている。ただし、式(1)のモデルでは送り駆動機構を支えるベースの振動¹⁵⁾は考慮していない。

塩崎ら¹⁶⁾は、すべり案内を用いた送り駆動系における案内面のクーロン摩擦により生じる振動減衰の解析を行っている。しかし、直動転がり案内は、変位が 100 μm 以下の領域で非線形なばね特性¹⁷⁾を示すことが知られている。図 3 のインパルス加振実験を行ったときのサドルとテーブルの相対運動を静電容量型変位計で測定したところ、振動の振幅は 10 μm 以下であった。従ってこのような振動ではクーロン摩擦による振動減衰は生じないと考えられ、周波数応答のシミュレーションでは、クーロン摩擦力による振動減衰は考慮しないことにする。

その一方で、直動転がり案内やボールねじがもつ非線形ばね特性は減衰要素として働くと考えられるが¹⁸⁾¹⁹⁾、非線形ばね特性と減衰特性との関係は十分に解明されているとはいえない。

また、リニアモータを使った送り駆動系では、直動転がり案内の非線形ばね特性が固有振動数に影響を与えることが報告されている¹⁷⁾。しかし本研究でモデル化の対象とした機構では、ボールねじのねじりと軸方向剛性、ボールねじ支持系の剛性、およびナットとナットブラケットの剛性から等価的に機構の軸方向剛性を計算したところ、測定された固有振動数とよく一致したので、とくに非線形ばね特性を考慮していない。それは、ボールねじを使った送り駆動系では、ボールねじの剛性等に依存する機構の軸方向剛性が、直動転がり案内のばね剛性に比べて大きくなることによるものと考えられる。

提案したモデルを使って機構の周波数応答および円運動時の X 軸のモータトルクのシミュレーションを行った。その結果、周波数応答のシミュレーション結果は図 1(a)のモデルによる結果とほとんど同じ結果となった。モータトルクのシミュレーション結果を図 6 に示す。図は、図 4 中の A 部分を拡大して表示したものである。図に示すように、シミュレーション結果は実験結果とよく一致しており、機構の内部減衰と各摺動部に生じる粘性を考慮することで、周波数応答とモータトルクの両方をシミュレーションできることがわかる。

4. パラメータの同定方法

4.1 サーボモータおよびアンプ

実際の様々な挙動をシミュレーションするためには、サーボモータとアンプを正確にモデル化する必要がある。しかし、現在 NC 工作機械に一般的に用いられている AC サーボモータはモータとアンプとが不可分であって、ブラックボックスとして考えてよい。

そこで本研究では、詳しい構造が不明な部分をブラックボックスとして扱い、図 7 に示すブロック線図でサーボモータおよびアンプをモデル化する。ここで T_{ref} は、パソコンからアンプに入力されるトルク指令信号であり、アンプ内部で 1 次のローパスフィルタを介してトルク指令 T_{ref} となる。

AC サーボモータと直動転がり案内を用いた送り駆動系の数学モデル

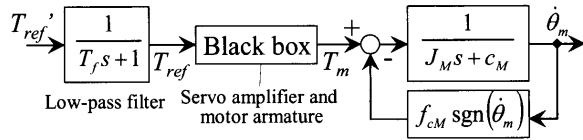
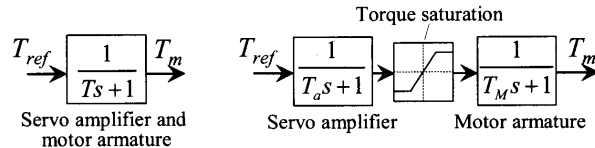


Fig.7 Block diagram of servo motor and amplifier



(a) Without torque saturation

(b) With torque saturation

Fig.8 Block diagram of servo amplifier and motor armature

Table 2 Parameters of servo motor and amplifier

Parameter	Unit	Value
Inertia of motor rotor (known parameter)	J_m	kgm^2
Viscous damping	c_m	Nms/rad
Coulomb's friction torque	f_{cm}	Nm
Time constant of filter (known parameter)	T_f	μs
Time constant of servo amplifier	T_a	μs
Time constant of motor armature	T_m	μs
Maximum motor torque	$T_{m\text{MAX}}$	Nm

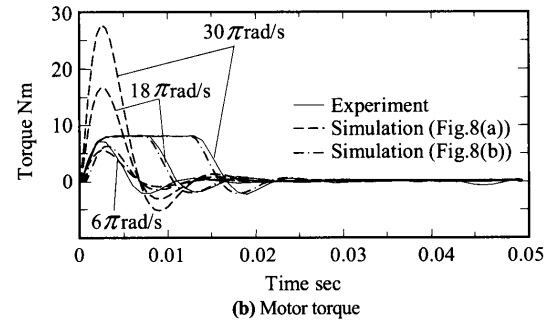
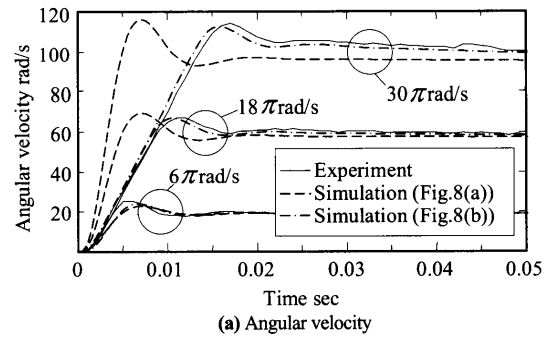


Fig.9 Comparison of velocity responses of servo motor

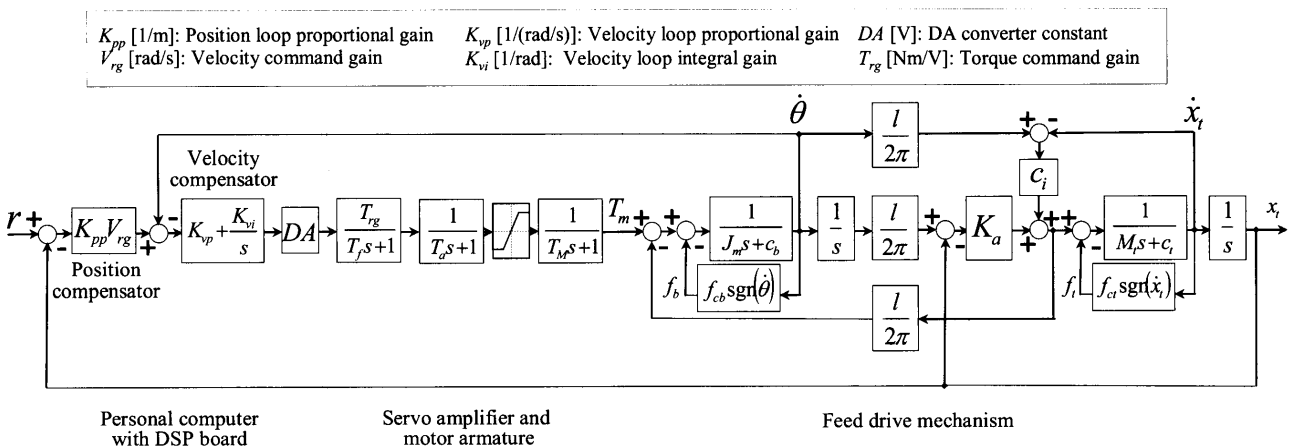


Fig.10 Block diagram of feed drive system

図7において、フィルタ時定数 T_f とロータイナージャ J_m は既知である。しかし軸受部の粘性係数 c_m とクーロン摩擦トルク f_{cm} は不明である。また、トルク指令値 T_{ref} からモータ出力トルク T_m までの詳しい特性を、モータのユーザは知ることができない。そこで、モータを装置から取り外し、モータのみでの実験を行うことでそれらを同定する。同定の手順を以下に示す。

- ①図7のブラックボックス部分を図8(a)に示すような1次遅れ系で表せると仮定する。
- ②モータの回転角度が正弦波状に変化するように指令を与え、そのときのモータトルクの変化が実験とシミュレーションとで一致するように粘性 c_m とクーロン摩擦トルク f_{cm} を同定する。
- ③制御系を速度ループのみとし、速度指令をステップ状に変化させ、そのステップ応答に現れる振動の周期と振幅とが実験とシミュレーションとで一致するように時定数 T を同定する。
- ④図8(b)に示すようにブラックボックス部分をモータトルクの飽和を考慮し、アンプの時定数 T_a とモータ電機子の時定数 T_m との和が全体の時定数 T となるように T_a と T_m の値を決定

する。

- ⑤いくつかの速度指令値を入力し、そのときのトルクの最大値をモータトルクの最大値 $T_{m\text{MAX}}$ とする。

アンプおよびモータのパラメータと以上の方法により決定した値を表2に示す。

また図9には、速度指令値をステップ状に変化させたときの速度変化(図(a))とモータトルク(図(b))を示す。図9(b)によると、速度指令値が $18\pi \text{ rad/s}$ 以上になるとモータトルクが飽和しており、トルク飽和を考慮した図8(b)のモデルとすることでその現象をシミュレーションできることがわかる。

4.2 送り駆動機構

サーボモータおよびアンプのモデルと図5に示す送り駆動機構のモデルとを結合し、送り駆動系全体のモデルとする。図10に送り駆動系全体のブロック線図を示す。ここで、 K_{pp} は位置ループ比例ゲイン、 V_{rg} は速度指令調整ゲイン、 K_{vp} は速度ループ比例ゲイン、 K_{vi} は速度ループ積分ゲイン、 T_{rg} はトルク指令調整ゲインであり、 DA は DA 変換におけるデジタル信号からアナログ信号(電圧)への変換定数である。

送り駆動機構部分のモデルにおいて、慣性モーメント J_m および質量 M_t は精度よく計算できる。また軸方向剛性 K_a は、図 1(a)のモデルの場合と同様に、ボールねじのねじりと軸方向剛性、ボールねじ支持系の剛性、およびナットとナットブラケットの剛性から等価的に計算する。

しかし、各摺動部の粘性および摩擦力や機構の内部減衰は、計算により求めることが困難である。そこで本研究では、以下に示す方法によりそれらの値を同定した。

- ①いくつかの半径および送り速度で円運動を行い、そのときの各軸のモータトルクを記録する。
- ②運動方向反転時には、モータトルクがステップ状に変化することが観測される。そのステップ高さが実験とシミュレーションで一致するように、クーロン摩擦力 f_{cb} と f_{ct} を決定する。
- ③軸が最高速度で運動している付近のモータトルクから、粘性係数 c_b および c_t を同定する。
- ④インパルス加振実験を行い、テーブルの運動に起因する共振点の高さが一致するように内部減衰係数 c_f を同定する。

モータトルクの測定値は、慣性力と各摺動部に生じる摩擦力との総和であり、そこから例えば直動案内部分のみの摩擦力を知ることはできない。そこで本研究では、別途行った摩擦力の測定結果²⁰⁾を参考に、まず直動案内の粘性係数 c_t を 100Ns/m と仮定し、回転系の粘性係数 c_b をモータトルクの測定値から決定した。直動案内やボールねじのサイズ、方式、グリースの粘度およびガイドブロックの数など、摩擦力および粘性係数との関係がわかれば、より正確なモデル化ができると思われる。

5. 実験とシミュレーションの比較検討

5.1 ステップ応答

構築した送り駆動系のモデルを使い、ステップ応答のシミュレーションを行った。図 11 に、位置ループ比例ゲイン K_{pp} を変化した場合の X 軸のステップ応答とそのときのモータトルクの変化を示す。図 11(a)によれば、制御ゲインが変化しても実験とシミュレーションとはよく一致している。またそのときのモータトルクである図 11(b)によると、 K_{pp} が 200 のときに、トルクが飽和している部分があることがわかる。速度ループ積分ゲイン K_{vi} をゼロとすると、各摺動部の摩擦力の影響により、テーブルは目標位置 (1mm) に達せず定常偏差を生じる。図 11 によると、そのような現象も正確にシミュレーションでできていることがわかる。

なお、送り駆動機構部分のモデルを図 1(a)としても、ステップ応答のシミュレーション結果は図 11 に示したものとほぼ同様の結果となった。これは、ステップ応答のように加速度が大きな挙動では、粘性力よりも慣性力が支配的であるためと考えられる。しかし、円運動のように加速度が小さい運動においては、慣性力に比べて粘性力が大きくなり、3.1 節で述べたように、図 1(a)のモデルでは挙動を的確に表現することができない。

5.2 円運動

図 12 は、半径 50 mm、送り速度 6.0 m/min の円運動を行ったときの円弧軌跡である。図 12 では、基準円半径との差を 1000 倍に拡大して表示してある。図 12 によると、摩擦モデルはクーロン摩擦力モデルのみであるにも関わらず、各軸の運動方向が反転する際に生じる象限突起の高さと形状がよく表現できていることがわかる。

このことから、本研究で提案したモデルでは、摩擦モデルを単純なクーロン摩擦力としても、クーロン摩擦力の大きさを円

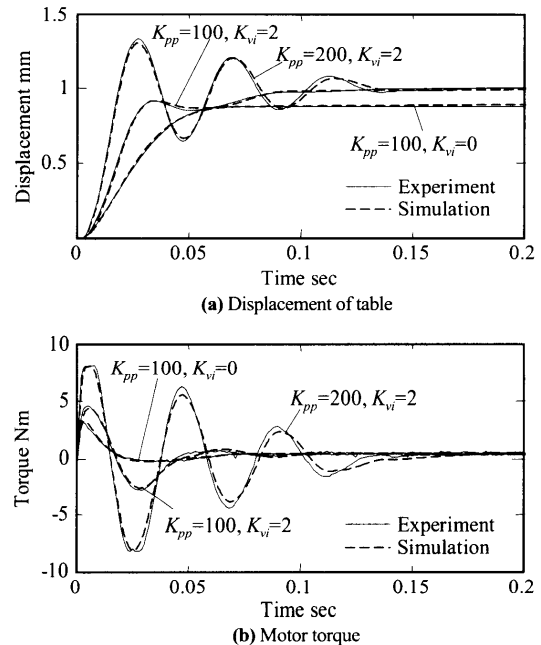


Fig.11 Comparison of step responses (X-axis, $K_p=0.015$)

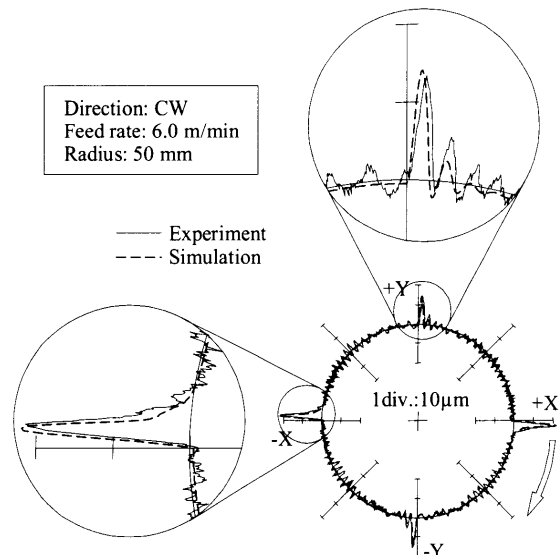


Fig.12 Experiment and simulation results of circular trajectory

運動時のモータトルク波形から同定することで、象限突起の高さを予測できるといえる。

図 13 には、半径と送り速度を様々に変化した場合の、円運動の向心加速度と、 180° 近傍と 90° 近傍における象限突起の高さとの関係を示す。図には、シミュレーション結果も同時に示してある。シミュレーションには、表 1 および 2 に示したパラメータを用いており、表 1 中のクーロン摩擦力 f_b と f_t は、向心加速度 0.2m/s^2 (半径 50mm、送り速度 6.0m/min) の円運動時のモータトルクから同定した値である。また Y 軸については、向心加速度 0.05m/s^2 の円運動においてもクーロン摩擦力を同定し、円運動のシミュレーションを行った。その結果は、1 点鎖線により示してある。

図 13 によると、X 軸の運動方向が反転する 180° 部分では、向心加速度 0.3m/s^2 以下では実験値とシミュレーション値がよく一致するが、それ以上の加速度では一致しなくなることがわかる。また Y 軸の運動方向が反転する 90° 部分では、 0.1m/s^2 付近で極大値をとったあと、象限突起の高さは低くなっている。

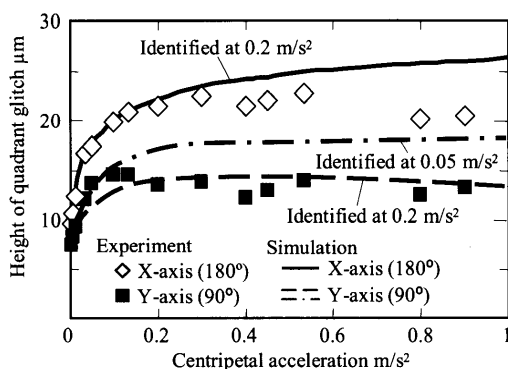


Fig.13 Relationships between centripetal acceleration and height of quadrant glitch

向心加速度 0.05m/s^2 の円運動でクーロン摩擦力を同定した場合には、 0.1m/s^2 以下の加速度で実験値とよく一致し、向心加速度 0.2m/s^2 の円運動でクーロン摩擦力を同定した場合には、 0.2m/s^2 以上の加速度で実験値と一致している。

これは、向心加速度が X 軸で 0.3m/s^2 以上、Y 軸で 0.1m/s^2 以上になると、何らかの原因によりクーロン摩擦力の大きさが小さくなるためであると考えられる。なお、向心加速度 0.05m/s^2 の円運動で同定されたクーロン摩擦力は、 0.2m/s^2 の円運動で同定された値と比べて約 30% 大きな値となった。以上のことから、ある加速度以上で摩擦力が小さくなるような摩擦モデルを組み込むことで、すべての領域で象限突起の高さを予測することが可能となると考えられる。しかし、摩擦力がある加速度以上で小さくなることの原因を明らかにするには至らなかった。

5.3 コーナ部運動

円運動と同様に同時 2 軸制御運動である、コーナ部運動の実験とシミュレーションを行った。その結果を図 14 に示す。図 (a) はコーナ部の軌跡であり、図 (b) はそのときの Y 軸のモータトルクの変化である。シミュレーションは、トルク飽和を考慮した場合 (図 8(a)) と考慮しない場合 (図 8(b)) について行っている。図 14(a) によると、トルク飽和を考慮した場合には、実験結果とシミュレーション結果とで軌跡がよく一致するが、トルク飽和を考慮しない場合には軌跡が一致していない。また図 14(b) をみると、Y 軸の運動方向が反転する際にトルクが飽和していることがわかる。すなわち、コーナ部運動ではトルク飽和の影響を考慮する必要があることがわかる。

以上の結果から、提案したモデルにより、ステップ応答、円運動、およびコーナ部運動を行ったときの挙動を、1 つのモデルで的確に表現できるといえる。

6. 結 言

本研究では、モータトルクの飽和特性、機構の内部減衰、各摺動部における粘性および摩擦力を考慮した数学モデルと、各パラメータの決定方法について提案し、ステップ応答、周波数応答、円運動およびコーナ部運動の実験とシミュレーションを行った。その結果、以下に示すことが明らかとなった。

- (1) モデルに機構の内部減衰と軸受や直動転がり案内などに生じる粘性力と摩擦力のすべてを考慮すれば、モータトルクと機構の周波数応答の両方をシミュレーションできる。
- (2) 提案したモデルにより、ステップ応答、円運動、およびコーナ部運動を行ったときの挙動を的確に表現できる。

提案したモデルを使うことで、電気系と機械系の特性を総合

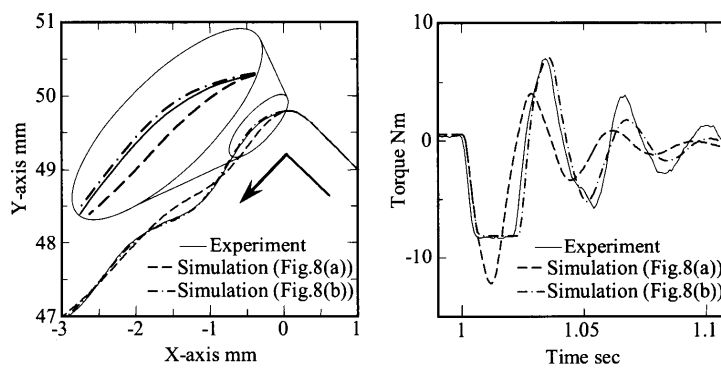


Fig.14 Experiment and simulation results of corner tracking motion (Feed rate: 3.0m/min)

的に解析することができる。今後、摩擦力の特性とそのモデル化の検討および制御系設計への適用を試みる予定である。

謝 辞

本研究の遂行にあたり有益なご教示を頂いた、元東芝機械の長島一男氏に深く感謝の意を表す。

参 考 文 献

- 1) 垣野義昭, 松原厚, 黎子柳, 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), 精密工学会誌, **60**, 8 (1994) 1097.
- 2) 大塚二郎, 坂戸啓一郎: 図解精密位置決め機構設計, 工業調査会 (1996) 82.
- 3) M. Ebrahimi and R. Whalley: Analysis, Modeling and Simulation of Stiffness in Machine Tool Drives, Computers & Industrial Engineering, **38** (2000) 93.
- 4) 中村裕司, 二見茂: 工作機械送り軸・主軸動作性能向上のためのシミュレーション技術, 技報安川電機, **63**, 2 (1999) 92.
- 5) E.-C. Park, H. Lim, and C.-H. Choi: Position Control of X-Y Table at Velocity Reversal Using Presliding Friction Characteristics, IEEE Transactions on Control Systems Technology, **11**, 1 (2003) 24.
- 6) 是田規之, 沖友啓成, 津村憲治, 竹内克佳, 江川庸夫: パンパン制御による工作機械送りの高精度化に関する研究, 精密工学会誌, **60**, 3 (1994) 427.
- 7) 杉江弘, 岩崎隆至, 中川秀夫, 幸田盛堂: 工作機械における漸増型ロスとモーションのモデル化と補償, システム制御情報学会論文誌, **14**, 3 (2001) 117.
- 8) 伊藤和晃, 岩崎誠, 松井信行: ロバスト高速・高精度位置決め制御のための GA によるフィードフォワード補償器自律設計, 精密工学会誌, **69**, 1 (2003) 58.
- 9) K. Erkorkmaz and Y. Altintas: High Speed CNC System Design. Part II, International Journal of Machine Tools & Manufacture, **41** (2001) 1487.
- 10) 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, **65**, 8 (1999) 1190.
- 11) N.J. Krikelis and S.K. Barkas: Design of Tracking Systems Subject to Actuator Saturation and Integrator Wind-up, International Journal of Control, **39**, 4 (1984) 667.
- 12) 中村政俊編著: メカトロサーボ系制御, 森北出版 (1998) 109.
- 13) 鈴木文泰, 堀洋一: 飽和状態オブザーバを用いたアンチwindアップ制御, 電気学会論文集 D, **120**, 1 (2000) 120.
- 14) 涌井伸二: 位置決め機構の物理パラメータの同一定方法, 精密工学会誌, **60**, 2 (1994) 211.
- 15) 松原厚, 梅本雅資, 濱村実, 藤田純, 甲斐義章, 垣野義昭: ベース振動の影響を受ける NC 工作機械送り系 (第 1 報), 精密工学会誌, **70**, 4 (2004) 578.
- 16) 塩崎進, 古川勇二, 水兼正博: 工作機械送り駆動系の動剛性 (第 1 報), 日本機械学会論文集 (C 編), **45**, 398 (1979) 1143.
- 17) 二見茂, 古谷彰浩: AC リニアモータと転がり案内を用いたナノメータ位置決め (第 2 報), 精密工学会誌, **57**, 10 (1991) 106.
- 18) P.R. Dahl: Solid Friction Damping of Mechanical Vibrations, AIAA Journal, **14**, 2 (1976) 1675.
- 19) 小泉忠由, 柴崎弘, 西尾正, 西脇信彦: 転がり摩擦の研究, 潤滑, **27**, 9 (1982) 690.
- 20) 宮耕太: 直動転がり案内における摩擦力の非線形特性, 東京農工大学学位(修士)論文, 2004.