ボールねじの静特性に起因するロストモーション補償による 工作機械テーブル駆動系の高精度軌跡制御*

岩下 平輔** 飯島 一憲**

High-precision contouring control of table drive system in machine tools
using lost motion compensation based on static characteristics of ball screws

Yasusuke IWASHITA and Kazunori IJIMA

Lost motion is the center of major disturbance to the contouring accuracy of NC machine tools as conventional compensation often causes over-compensation resulting in undesirable slits in reversal motion. This paper describes a model of the table drive system of a ball screw with loss of elastic energy brought by ball wedging in the nut. A simplified compensation method for that lost motion is derived from the model. The performance has been evaluated by ball bar measurement in a test machine under various conditions including the table position, movable load and feedrate. The ball bar measurement on a large double column machining center shows the generality of the proposed method.

Key words: Lost motion, ball screw, table drive system, contouring control

1. 緒 言

サーボモータのトルク特性の向上によって減速器を採用せずとも十分な加減速能力が得られるようになってきているため、ボールねじとサーボモータを直結した構成が多くの NC 工作機械において動力伝達機構として採用されている¹⁾。直結構成は高い精度を実現しやすいが、セミクロードシステムのテーブル駆動系では、円弧補間動作においてロストモーションと呼ばれる段差状の軌跡誤差がしばしば現れる²⁾。テーブル駆動系の軌跡制御を高精度化するためには、ロストモーションの発生機構の理解および補償方法の開発が必要である。NC 工作機械では加工工程が進むほど切削加工によってワーク質量が減少し、より高い加工精度も要求されていく。このため、種々の運転条件に対してロバストなロストモーションの補償法が望まれる。同時に、NC 工作機械は専用の計算機によって NC 制御を実装するのが標準的である。これは NC 制御が工業利用において厳しいリアルタイム性を要求されるという性格をもつためである。従って、NC 工作機械で幅広く応用できる補償法とするには、限られたハードウェア資源と限られたタスク時間とで計算が実行できる補償法でなければならない。このように質量変動、運転条件、環境要因においてロバストなモデルをコンパクトに構築することが、セミクロードシステムにおけるロストモーションの汎用的な補償法の前提となる。

最初に、ボールねじのロストモーションに関係する先行研究を概観したい。ボールねじに特徴的な挙動を含めたテーブル駆動系の解析法や設計法は数多く提案され、ロストモーションは工作機械開発の主要なテーマであり続けている³⁻⁵⁾。

テーブル駆動系のロストモーションの主要因がバックラッシュと見なされることは多いが⁶⁾、ボールねじとモータとを直結した

機構においては、ボールねじナットに十分な与圧が掛けられるために間隙は存在しない。従って、ロストモーションの主要因は弾性変形であると考えるのが自然である。このような考えの裏づけとして垣野らは、機械力学的な観点からの研究として、ボールねじのテーブル駆動系に接続したサーボモータの出力トルクの大部分が摺動抵抗に起因することを報告している⁵⁾。軸方向に作用する摺動抵抗とロストモーションとが比例関係にあることを実験的に示し、ロストモーションはテーブル駆動系における機構の弾性変形として記述すべきとしている。さらに、弾性変形現象の裏づけとして、ボールねじのナットにおけるボールの玉食込みと呼ばれる現象によってロストモーションが発生するということが報告されている⁷⁻⁹⁾。駆動方向の反転に伴って玉食込み方向が反転し、ボールの公転軌道とボール自身との接触状態が変化することがロストモーションに相当する。こうしたボール同士の摩擦に対しては、その理論モデルも報告されている^{10,11)}。

機構系の非線形特性であるロストモーションを解決する方法は二つの方法に大別できる。一方は計測器やフィードバックセンサを追加することで直接的に機械特性を計測してロストモーションを補償する方法である^{12,13)}。他方は前述のボールねじの機構の特性から出発したモデリングによって機械特性を考慮してロストモーションを補償する方法である^{4,6,12,14)}。

直接計測の立場では、ボールバー法や二次元光学格子を用いた精度計測から機械特性を取得する手法、そして加速度センサからのフィードバックによって機械特性を得ようとする手法とに分類できる。Sato and Nagaoka は、セミクロードシステムにおいて、モータのエンコーダから取得する位置と加速度センサから取得する位置との差がロストモーションに相当するとみなし、正確な数値積分アルゴリズムによって計測加速度からテーブル荷重作用点の位置を計算することでロストモーションを補償しようと試みている¹³⁾。実質的にフルクロードシステムを加速度センサによって実現しているに過ぎず、厳しいリアルタイム性を要求する NC 工作機械の制御においては、フルクロードシステムを構成して直接にテーブル位置の情報を取得するほうが好ましいため、実用上の応用範囲は狭いと考えられる。

* 原稿受付 平成 28 年 2 月 15 日

掲載決定 平成 28 年 6 月 1 日

** 正 会 員 ファナック(株) (山梨県南都留郡忍野村忍草字古馬場 3580)

モデリングの立場では、ボールねじ自身をモデル化する手法とロストモーションをモデル化する手法とに分類できる。Holroyd et al.は有限要素法的なアプローチからボールねじを分布定数系へモデル化することを提案している¹⁷⁾。ボールねじの固有振動数がナット位置によって変化するという性質を記述しようとする試みであるが、モデルが正確であることによって、NC制御でのリアルタイムな計算には適当ではないと考える。そもそもロストモーションの補償という観点から見れば、ボールねじを精緻にモデル化するよりも、ロストモーションそのものをモデル化するほうが重要である。実際に杉江らが、ロストモーションを質点の振舞いとみなし、その動特性を非線形要素を含む2慣性モデルとして記述している¹⁵⁾。しかし、このモデルにおける特性値をすべて系統的に決める方法が存在しないため、汎用的に応用するのは困難であると考えられる。杉江らはさらに、ボールねじの剛性がテーブル位置によって変動するために、ロストモーションもテーブル位置によって変化することも報告している¹⁶⁾。テーブル位置がロストモーションに及ぼす影響を解決しようとした実用的にも興味深い試みであるが、実験検証ではばね特性を単一の定数として表すに留まり、位置によるロストモーションの変動を解消しきれてはいない。残念ながら円弧補間時の送り速度の変動に対する適用範囲についても言及していない。

直接計測とモデリング手法とを比較する場合には、計測センサの耐久性も考慮すべきである。NC工作機械の切削加工においてはセンサが長時間クーラントに曝露されるので、フィードバック用の加速度センサを付加して制御系を構成するのではなく、制御系の内部にロストモーションのモデルをもたせた制御系を構成してロストモーションの補償を行うのが好ましい。

本研究の目的は、テーブル駆動系に現れるロストモーションの実用的なモデルを考案し、モデルパラメータの簡便な決定法およびそれを用いたロストモーション補償法を提案することである。そして、モータから加工点までのばね要素の長さ、テーブル駆動系の移動速度、テーブル積載重量の変化に伴う摩擦の変動などの要因に影響されずに、提案手法によってロストモーションが正確に補償できるということを検証する。

本論文の構成を示す。2章でボールねじを用いたテーブル駆動系において、ボールねじの見かけの剛性がテーブル位置によって変化するというロストモーションの性質を明らかにする。3章でボールねじのロストモーションを記述するモデルを示し、それを利用したモデルの同定法および補償法を提案する。4章で提案手法の有効性を実験装置によって検証し、大形工作機械への適用によってその汎用性を確認する。5章で結論を示す。

2. ロストモーションの性質

2.1 実験装置

工作機械の運転においてロストモーションがもたらす顕著な問題は、図1に示す円弧動作の象限切換時の段差発生である。本研究では、図2(a)のような構造をもつ駆動機構を作製し、セミクローズドシステムの位置制御系を構成した装置を用いて円弧実験を行う。実験装置の設計諸元を表1に示す。この実験装置におけるXY面内の円弧動作を計測・考察の対象とする。

図2(b)に示すように本装置ではX, Y方向の自由度があるため、円弧補間時のXY平面におけるロストモーションを調べることができる。案内面は転がり案内を採用し、静摩擦と動摩擦との差を小さくして精度を向上している。駆動用サーボモータには

Fig. 1 Illustration of the lost motion in circular interpolation

(a) Schematic structure of the table drive system with a ball screw

(b) Overview of the test machine

(c) Setup of ball-bar measurement

Fig. 2 Experimental setup. The specification is defined by Table 1.

FANUC AC SERVO MOTOR α S8/4000-B, その駆動回路はFANUC AC SERVO AMPLIFIER α SV80-Bを採用している。NC装置としてFANUC Series 31i MODEL-Bを用い、その位置制御の計算周期は1msである。ボールねじとサーボモータはカップリングで直結されている。搭載した主軸ユニットそのものは動

Table 1 Design specifications of the experimental machine

Specifications	Value	Unit
Guideway	Rolling	
Table mass	280	kg
Length of ball screw (X axis)	0.780	m
Length of ball screw (Y axis)	1.045	m
Outer radius of ball screw	0.025	m
Screw read	0.012	m/rev
Axial stiffness of nut	2.1×10^5	N/m
Axial stiffness of ball screw	1.07×10^8	N/m
Torsional stiffness of ball screw	2.47×10^3	Nm/rad
Inertia of ball screw	1.18×10^{-5}	kgm ²
Rotor inertia of motor	1.17×10^{-3}	kgm ²
Maximum torque of motor	32	Nm

Fig. 3 Varying elastic element in the feed drive system.

作させないが、後述のボールバーの支持に用いる。

2.2 ロストモーションの測定

このように構成したテーブル駆動系のロストモーションを測定するため、図 2(c)のようにボールバー測定を実施した。ボールバーには専用の校正器による校正を実施した Renishaw QC-20W を使用した。送り速度を 3000 mm/min に固定した下で、Y 軸において駆動モータとボールねじとのカップリング中心からテーブル荷重作用点までの距離(図 3 中の x)を変更する。Y 軸方向についてはストロークの中心に位置させる。すなわち Y 軸方向には固定した状態で、Y 軸方向に対してカップリングからテーブルまでの間のボールねじのねじ部分の長さを変更することである。ボールねじ長さの条件を変更しながら、円弧補間動作に対するボールバー測定を実施した。Y 軸を用いるのは X 軸よりもボールねじ本体が長く、その機構部品の影響がより顕著に現れると期待されるためである。得られた測定結果を図 4(a)に示す。また、テーブル荷重作用点を一点に指定してその点を中心とした円弧補間動作を実施するとき、送り速度を変更した場合のロストモーションは図 4(b)のように得られた。

2.3 ロストモーションの性質に対する考察

図 4(a)は、ロストモーションが荷重作用点位置によって変動することを示している。そのロストモーションの現れ方は、弾性変形に類似している。ロストモーションがボールねじのばね要素の伸縮による力で発生するものと仮定すると、荷重作用点位置がモータから遠ざかってばね要素が長くなるほどにロストモーションも大きくなると期待できる。このことは、見かけのばね定数が荷重作用点位置によって変化しているとみなすことができる。

図 4(b)は、テーブル移動速度の増大に伴ってロストモーション

(a) Relationship between lost motion and position of the table in the circular interpolation of 100 mm of radius at the feed rate of 3000 mm/min.

(b) Relationship between lost motion and feed rate at two different points. Position A is the furthest edge from motor in X axis. Position B is the center.

Fig. 4 Characteristics of table drive systems with ball screws. Error bars represent the standard deviations.

ンも増大することを示している。運転速度の変動は、ボールねじに作用する実効的なトルク・推力に反映されると考えられる。この意味で、テーブル上の積載荷重も同様の効果をもつことは明らかである。当然ながら、フィードバック制御されているモータの出力トルクは、このような弾性変形に伴う力を反映したものである。図 4(b)において、速度変動の影響がストローク端部で著しく現れていることは、見かけのばね定数がストローク中央に比べて大きいという考え方を裏付けるものである。

3. ロストモーションのモデル化と補償法の提案

3.1 従来型補償法

従来型の補償法はボールねじとナットとの間にある間隙によって生じるバックラッシュを想定した位置補償である。テーブル位置の動作方向が反転するときモータ回転角も変化するが、バックラッシュがある場合はモータの回転がバックラッシュ内ではテーブル駆動に結びつかないためロストモーションを生じる¹⁹⁾。

バックラッシュによる軌跡誤差を除去するため、実際のテーブル位置が所望の位置指令と一致するようにする手法が、以下の

式で示す従来型補償法である²⁰⁾。ここで $\dot{\theta}_m$ はモータ回転速度、 x_{bl} はバックラッシュを表す。

$$x_{c,conv} = \begin{cases} +x_{bl} & (\dot{\theta}_m > 0) \\ 0 & (\dot{\theta}_m = 0) \\ -x_{bl} & (\dot{\theta}_m < 0) \end{cases} \quad (1)$$

駆動系の移動方向が逆転したときに、バックラッシュの大きさはそのまま符号のみを反転させるため、ステップ状のロストモーション補償を行うことになる。

3.2 玉食込みによるエネルギー損失の仮定

図2(a)と同様の構造をもつテーブル駆動系においては、ボールねじのナットに与圧を掛けているために隙間が存在せず、バックラッシュはロストモーションの要因とは考えにくい。2.1節の議論から出発すれば、ロストモーションの原因はボールねじ自身のばね要素の摩擦要素による弾性変形と考えるべきである。

ボールねじの反転動作時には、ナット中の玉が加重作用線に対して直角に食込む現象が起こる^{7,9)}。ナットにおいて玉食込み現象が起こる場合、ボールの周囲との接触面積が変化することによって転がり摩擦が変動する。反転直前時に転がり摩擦が増大すると、加重作用点に弾性エネルギーが蓄えられる。反転直後から玉食込みが緩和されると、転がり摩擦が減少し、加重作用点の弾性エネルギーが解放される。換言すれば、玉食込み現象は弾性エネルギーの損失である。玉食込みは漸時的に発生するため、加重作用点における弾性エネルギー変動も漸増的に起こることが説明できる。従って、この玉食込みに伴う弾性エネルギーの損失がロストモーションをもたらすと考える。サーボモータから加重作用点までの距離が大きくなるほど、反転動作時の玉食込みは顕著になることが期待される。この場合、玉食込みの見かけ上のばね要素は、モータから加重作用点までの距離によって決定されるべきである。

3.3 反転動作時のロストモーションのモデル化

玉食込みに伴うばね要素がモータから加重作用点までの距離に相当し、そのばね要素によるエネルギー損失がモータから加重作用点までの距離によって変動すると仮定する。すなわち玉食込みのばね定数が、図3中の長さ x に比例すると考えることにする。この場合に、反転の瞬間での加重作用点の弾性エネルギーから出発して、ロストモーションの発生をマクロに考えることができる。反転動作時の加重作用点の弾性エネルギー $E_{rev}(x)$ は次のように与えられる。

$$\begin{aligned} E_{rev}(x) &= \frac{1}{2}K_t x^2 - \frac{1}{2}(K_g x)x^2 \\ &= \frac{1}{2}K_t x^2 - \frac{1}{2}K_g x^3 \end{aligned} \quad (2)$$

第一項はボールねじのマクロなばね要素 K_t の弾性エネルギーである。第二項は玉食込みのばね要素 $K_g x$ に伴うエネルギー損失を表す。材料力学的にボールねじのノミナルなばね定数 K_t は、玉食込みの見かけ上のばね定数 K_g よりも十分に大きく $K_t \gg K_g$ である。加重作用点における反転時の弾性エネルギーに対して、図5に示すようなエネルギーの関係が成り立つ。マクロに見た場合、このエネルギーの減少分がロストモーションを生じる。

Fig. 5 Schematic energy diagram at a reversal motion of the proposed model of the lost motion

弾性エネルギーから反転動作時に加重作用点に働く並進方向の力 F が得られる。

$$F = -\frac{dE_{rev}(x)}{dx} = \frac{3}{2}K_g x^2 - K_t x \quad (3)$$

ボールねじによる回転並進変換の換算係数（ボールねじのリード R ）によって、加重作用点に働く力 F をトルク T に書き直すことができる。

$$T = \frac{1}{R}F = \frac{1}{R}\left(\frac{3}{2}K_g x^2 - K_t x\right) \quad (4)$$

加重作用点が微小変位する場合を考えるため、両辺を x について微分する。

$$\frac{dT}{dx} = \frac{1}{R}(3K_g x - K_t) \quad (5)$$

サーボモータで送り機構を反転する際のトルク変化に伴う加重作用点の変位は、近似的に次式となる。

$$\Delta x \approx \frac{R\Delta T}{3K_g x - K_t} \quad (6)$$

式(6)をテイラー展開の1次までで近似する。 $K_t \gg K_g$ であることを用いれば最終的に次式が得られる。

$$\begin{aligned} \Delta x &= -\frac{R\Delta T}{K_t} \frac{1}{1 - \frac{3K_g}{K_t}x} \\ &\approx -R\left(\frac{1}{K_t} + \frac{3K_g}{K_t^2}x\right)\Delta T \end{aligned} \quad (7)$$

負号は、本来動くべき距離よりも短い距離しか動かないことを示す。すなわちロストモーションであることを表す。式(7)で明らかなように、ボールねじ駆動系のロストモーションは、トルク変動のみで決まる項と加重作用点までの距離も依存する項とに分離される。

3.4 ばね要素の計測法およびロストモーション補償法

ボールねじ駆動系が生じるロストモーションは速度依存性および位置依存性をもつ。3.3節の議論ではそのロストモーションの定量的なモデル化を行った。原理的には剛性 K_t, K_g が既知であれば、テーブル位置とトルク変動とに対応させてロストモーションを予測することでロストモーション補償ができる。しかしながら、工作機械に組み込まれたボールねじにおいて、玉食込

(a) Conventional compensation method adds the position compensation to the position command to correct the true position of the table in a semi-closed system.

(b) Proposed compensation method uses the feedback position to calculate the position compensation as elastic deformation of the lost motion, correcting true position of the table. This system consists of a semi-closed loop using only feedback from the rotary encoder.

Fig. 6 Block diagram of servo system with lost motion compensation. Each symbol is defined in Table 2.

Table 2 Nomenclature for the block diagrams

Symbol	Description	Unit
x_{cmd}	Position command	m
$x_{c,conv}$	Conventional compensation	rad
$x_{c,prop}$	Proposed compensation	rad
θ_m	Motor angle	rad
x_t	Table position converted from motor angle	m
x_0	Length offset of ball screw	m
x_{bs}	Length of ball screw as spring	m
P	Position controller (P controller)	-
V	Velocity controller (PI controller)	-
J_m	Motor inertia	kgm ²
T_m	Motor torque	Nm
R	Conversion coefficient from rotation to translation (screw read)	m/rad

み現象に伴うばね要素 K_g の直接計測は困難である。

この問題を解決するため、一般化したばね要素の間接計測方法を提案する。式(7)から、反転動作に伴うロストモーションの大きさを次の形で表現する。

$$\Delta x = (A + Bx)\Delta T \quad (8)$$

物理的に A [m/(Nm)], B [(Nm)⁻¹] は、機械系のコンプライアンス、すなわちばね定数の逆数である。座標 1 に対応するサーボモータから加重作用点までの距離、その反転動作に伴うトルク変化およびロストモーションをそれぞれ $x_1, \Delta T_1, \Delta x_1$ とする。同様に座標 2 に対して $x_2, \Delta T_2, \Delta x_2$ とする。このとき式(7)によって、

(a) Position feedback

(b) Conventional compensation

(c) Proposed compensation

Fig. 7 Time series graphs of position feedback and compensation waveforms while the circular motion of the radius of 50 mm at the feedrate of 1000 mm/min.

以下の関係式を得る。

$$B = \frac{\Delta x_1 - \Delta x_2}{x_1 \Delta T_1 - x_2 \Delta T_2}, \quad A = \frac{\Delta x_1}{\Delta T_1} - Bx_1 \quad (9)$$

サーボモータから加重作用点までの距離は NC 工作機械の場合はテーブル座標として得ることができる。ロストモーションはボールバー法で計測することができるし、トルクはサーボモータの制御系から容易に得ることができる。すなわち式(9)のすべての要素は直接ないし間接的に計測することができ、ばね要素に相当する係数 A および B を一意に得ることができる。

ここまでの議論では、時間を陽に含まない形で式を導出したが、式(7)や(8)は反転動作の直前および直後での挙動であることに注意する。特定の制御周期をもつフィードバック制御系を実現するには、離散制御系においてはトルク瞬時値 $T_m[i]$ 自身が制御周期時間内のトルク変化を表す。反転の瞬間においては、ばね要素の長さ x が一定と見なせるため、ロストモーション補償 $x_{c,prop}[i]$ は次式で与えることができる。

$$x_{c,prop}[i] = (A + Bx)T_m[i] \quad (10)$$

3.5 従来型補償法との差異

図 6(a)は式(1)で定義している従来型補償であり、図 6(b)は式(8)で定義している提案手法である。図 6(b)は係数決定方法および補償回路を模式的に表現したブロック線図であり、テーブル

駆動系の運転中はロータリエンコーダからの位置情報しか用いていないセミクローズド構成であることに注意が必要である。図 6 で使用する記号の定義を表 2 に示す。従来型補償では予め測定したバックラッシュを与えておくことで反転時に位置の補償を行う。一方、提案する補償法では速度制御器から出力するトルク指令、およびテーブル位置にオフセットを加えて算出するばね要素長を用いて、式(8)の計算によって得られる弾性変形量で位置の補償を行う。計算量の観点から見た場合、単純な積和演算でしかないため、リアルタイムでの制御計算としての実現も容易である。

反転時にロストモーション補償を行う場合、図 6(a)の従来型の補償法では反転の瞬間に位置補償の極性切り換えを行う。これに対して、提案する補償法ではモータトルクの極性が位置補償の極性にあたる。図 7 は半径 50 mm、送り速度 1000 mm/min での円弧補間時を行ったときのテーブル位置とロストモーション補償の時系列である。図 7(a)はテーブルの X 軸方向の変位を表す。図 7(b)はその動作に伴う従来型補償を表し、駆動系の移動方向が反転する瞬間にロストモーション補償の極性が切り換わり、ステップ状に補償を行っている。一方で、提案手法による補償では、モータトルクの変化と同様の過渡的な位置補償を行い、図 7(c)に示すように緩やかに極性が反転していくことが確認できる。

4. 検証実験

4.1 従来型補償に付随する切込みの提案手法による解消

既に述べたように、従来型補償は間隙を対象とした瞬間的なロストモーションを対象としている。ところが、ボールねじの構造上の弾性変形に起因するロストモーションは、摺動抵抗の変化とナットの玉食込み現象によって、瞬間的ではなく漸時的に発生する。従って従来型補償をモータとボールねじの直結構造の駆動系に適用した場合は、位置の補償がロストモーションの長さとしては一致するとしても、反転直後には過補償となる。結果的に反転動作時にはスティックモーションを引き起こし、円弧補間においては象限切替時に切込みを生じてしまう。提案手法はモータトルクと同期した補償であり、言い換えればボールねじにおける弾性変形の発生・進行のタイミングに一致した補償である。このため、反転動作時にスティックモーションを引き起こすことなく、所望のロストモーションを解消することが期待できる。

提案手法のこうした特性を確認するため、図 6(b)に示す制御系をソフトウェアとして実装して検証実験を行った。NC のサーボ制御を行うソフトウェアでの位置制御周期 1 ms で提案手法を実行することとした。2 章で紹介した実験装置において、円弧半径 100 mm、送り速度 1000 mm/min での円弧補間動作に対してボールバー測定を実施した。図 8(a)は、ロストモーション補償を行わないときのボールバー測定の結果である。X 軸方向に $\Delta x = 1.1 \mu\text{m}$ 、Y 軸方向に $\Delta y = 2.6 \mu\text{m}$ のロストモーションを生じている。

従来型補償ではこのロストモーションを直接に補償量として与え、反転時に極性が反転する形で位置補償を行う。提案手法を用いるためには、式(8)の二つの係数を定める必要がある。ボールバー測定を実施したときの反転動作時のモータトルク変化 ΔT は X、Y 軸ともに 0.61 Nm だった。位置や荷重などの影響を考えない限定的な条件においては式(8)において $B = 0 \text{ (Nm)}^{-1}$ としてよく X 軸に対しては $A = 1.80 \mu\text{m}/(\text{Nm})$ 、Y 軸に対しては $4.10 \mu\text{m}/(\text{Nm})$ である。

従来型のロストモーション補償法と、本研究にて提案するロス

Fig. 8 Ball bar measurements of the test machine in the circular interpolation of the radius of 100 mm at the feedrate of 1000 mm/min. Error magnification is $\times 5000$. Values in parentheses indicate circularities. An arrow shows the direction of motion at a point along each circle.

トモーション補償とを円弧補間動作に適用した場合のボールバー測定の結果を図 8(b)および図 8(c)に示す。従来型補償では Y 軸において補償が過剰となってしまう、切込みを生じてしまった。一方、提案手法を適用した場合は切込みが解消された。これは、従来型補償では位置補償のタイミングが弾性変形の過渡現象の進行に一致できないという問題があったのを、提案手法によって解消したということを示している。全体的な軌跡精度に関しても、真円度が $3.8 \mu\text{m}$ から $3.4 \mu\text{m}$ へと改善している。

(a) Relationship between lost motion and position of the table in the circular interpolation of 100 mm of radius at the feedrate of 1000 mm/min.

(b) Relationship between lost motion and movable load on the table in the circular interpolation of 100 mm of radius at the feedrate of 4000 mm/min.

(c) Relationship between lost motion and feedrate in the circular interpolation of 100 mm of radius.

Fig. 9 Experimental results to validate the robustness of the proposed method. Error bars represent the standard deviations.

4.2 運転条件に対するロバスト性の確認

すでに述べたように、ロストモーションはテーブル駆動系の位置によって変化する。提案手法の特徴は、テーブル位置、積載荷重、送り速度が変化した場合においても適切なロストモーション補償が実現できるロバスト性にある。従来型補償法は決まった

位置補償値でしかロストモーション補償を行うことができないが、提案手法ではテーブル駆動系の位置から取得するねじ要素の長さ、およびモータの発生トルクから弾性変形量を計算することでロストモーションの変動に対応できる。

ロストモーションの変動要因がある場合でもその補償が提案手法によって可能であることを確認するための実験を行った。実験装置はY軸方向のロストモーションが種々の条件の影響を受けやすい、X軸方向のロストモーションはそのような特性をもたない。そこで、実験装置の中央部にて得たボールバー測定の一回の結果から、式(8)の係数をX軸に対しては $A = 1.80 \mu\text{m}/(\text{Nm})$ 、 $B = 0 (\text{Nm})^{-1}$ として位置依存性を除外し、Y軸に対して $A = 4.10 \mu\text{m}/(\text{Nm})$ 、 $B = 2.39 \times 10^{-4} (\text{Nm})^{-1}$ と定めた。各種の条件を変更したときのY軸方向のロストモーションをボールバーにて測定した。

半径 100 mm、送り速度 1000 mm/min での円弧補間動作を実施したときの、円弧の中心座標をY軸方向にずらしながら測定したロストモーションの測定結果を図 9(a)に示す。原理的には位置補償値がロストモーション測定値と一致すれば、形状誤差を完全に解消することができる。実際にはボールバー計測における測定のはらつきがあるため、一回のボールバー測定だけでは二つの係数を精度よく決定することはできない。本質的な解決としてはボールバー測定の精度向上が要求されるが、実用上は複数回の計測結果から最小二乗法を用いてパラメータを決定することでばらつきを減らすことができる。ただし、そのような場合は提案手法の利点である簡便さは失われてしまう。

図 9(b)は、半径 100 mm、送り速度 4000 mm/min での円弧補間動作を実施したときに、積載荷重を変更しながら測定したロストモーションである。ロストモーション測定平均値に対して荷重による影響はほとんど認められず、積載荷重の変動は実験装置においては実質的に無視できる。ボールねじそのものに荷重が作用するのではなく、案内機構がその大部分を支持するためにボールねじの挙動に荷重が作用せず、見かけ上のばね特性に対して積載荷重はほとんど影響しないためと考えられる。

図 9(c)は、半径 100 mm での円弧補間動作を実施したときに送り速度を変えながら測定したロストモーションである。送り速度が大きくなるロストモーションが増えている。高速になることで摺動摩擦が増大し、ボールねじにおける弾性変形が増大していると考えられる。テーブル駆動系の移動速度の変動に対しても、提案手法によってロストモーションが補償できたことが確認できる。

以上の実験により、ボールねじのテーブル駆動系においてテーブル位置、積載荷重、送り速度が変化した場合においても適切なロストモーション補償が可能である。すなわち、NC 工作機械に要求される種々の条件に対し、提案手法が高いロバスト性を有していることを示した。

4.3 大形工作機械への適用

提案手法が実験装置に限らず、一般の NC 工作機械でも有効であることを検証する。テーブル駆動系自体の寸法と積載荷重が実験装置よりも大きく、ボールねじの全長も長い。相対的に実験装置よりもボールねじの弾性変形に関わる見かけの剛性が小さいことも期待される。提案手法が相似的に成立することを確認するのは、その応用範囲の汎用性を検証する上で重要であると考えられる。

XY 平面におけるテーブル駆動系の円弧補間動作における軌跡精度およびロストモーションを測定して、提案手法の NC 工作機械実機における検証を行う。NC 工作機械として主軸テーパ

Fig. 10 Ball bar measurements of the double column machining center SDV 4221H in the circular interpolation of the radius of 150 mm at the feedrate of 1000 mm/min. Error magnification is $\times 3000$. Values in parentheses indicate circularities. An arrow shows the direction of motion at a point along each circle.

50 番の門型マシニングセンタ SDV-4224H (SIGMA CNC Technology Machinery)を用いて検証する。機械仕様は文献¹⁸⁾に詳しい。当該機の駆動用サーボモータには FANUC AC SERVO MOTOR, その駆動回路は FANUC AC SERVO AMPLIFIER を採用し, NC 装置として FANUC Series 31i MODEL-B を用いている。ボールねじとサーボモータはカップリングで直結されている。案内面は高精度化のため転がり案内が採用されている。

従来型のロストモーション補償法と今回提案するロストモ-

ーション補償とを円弧補間動作にそれぞれ適用し, 各軸ストロークの中心を中心として, 円弧半径 150 mm, 送り速度 1000 mm/min での円弧補間動作時にボールバー測定を行った。ボールバーには専用の校正器による校正を実施した Renishaw QC-20W を使用した。測定結果を図 10 に示す。

本機は実験装置と異なり, Y 軸方向ではなく X 軸方向のロストモーションが顕著である。図 10(a)に示すように, X 軸方向に 25 μm という大きなロストモーションが表れている。図 10(b)の従来型補償では X 軸における過剰補償によって 15 μm もの切込みが見られるが, 図 10(c)の提案手法を適用した結果では切込みが解消されている。真円度も 32 μm から 9.4 μm へと大幅に改善し, 提案手法は大形の工作機械でも有効である。

大形工作機械での実機検証により, 提案手法は機械の寸法やそのボールねじの見かけ上の弾性変形に関わる剛性によらず, 汎用的に利用可能であることが示され, 制御対象である工作機械の特性が既知でない場合においても容易に利用可能なモデルが得られたということである。こうした簡便な手法でモデル同定が可能であることが確認できたということは, NC 工作機械における広範な実応用のために重要な結果である。

5. 結 言

NC 工作機械の高精度化においてロストモーションは主要な誤差要因である。ボールねじ駆動系においてはテーブル駆動系の移動方向が反転するときに機構における弾性変形が発生してロストモーションを生じる。このようなロストモーションに対しては従来型の補償法では過剰補正による切込みを生じてしまうという問題点を指摘した。

本論文では, 従来型のロストモーション補償法の問題点を指摘した上で, 新たにロストモーションをばね特性がテーブル位置によって変化するモデルとみなし, これを弾性変形として容易に計算可能な式によって記述した。そして, そのモデルの特性値を簡便に決定する手法, およびそのモデルを利用したロストモーション補償法を提案した。

検証用の実験装置において, 提案手法によって円弧補間動作における切込みの問題を解消しつつ, ロストモーションを適切に補償できること, その結果として軌跡精度が向上できることを示した。さらに実験装置において, テーブル位置, 積載荷重, および送り速度がロストモーションに及ぼす影響を測定し, 提案した補償法によっていずれの条件変更に対しても適切にロストモーション補償が可能であることを示した。

提案手法の応用範囲を検証するため, 大形の NC 工作機械において, 送り速度 1000 mm/min, 半径 150 mm の円弧補間動作に対する提案手法の効果を確認した。従来型補償法では 15 μm も生じていた切込みを提案手法によって解消し, 真円度 32 μm から 9.4 μm への向上を実現した。以上の実験を通じて, 提案するロストモーション補償法の検証に成功した。

参 考 文 献

- 1) Y. Altintas et al.: "Machine tool feed drives", CIRP Annals - Manufacturing Technology, **60**, 2, (2011) 779
- 2) N. Kato, R. Sato and M. Tsusumi: "3D Circular Interpolation Motion Equivalent to Cone-Frustum Cutting in Five-Axis Machining Centers and its Sensitivity Analysis", Procedia CIRP, **1** (2012) 530
- 3) R. Caracciolo and D. Richiedei: "Optimal design of ball-screw driven servomechanisms through an integrated mechatronic approach", Mechatronics, **24**, 7 (2014) 819

- 4) 羽山定治・伊東正頼・大岳信久・藤田純・黒川哲郎・垣野義明：「NC 工作機械送り駆動系における漸増形ロストモーションの生成機構とその補正に関する研究」, 精密工学会誌, **62**, 2, (1996) 247
- 5) 垣野義昭・井原之敏・中津善夫・篠原章翁：「NC 工作機械の運動精度に関する研究(第 6 報) 円弧補間送り時のスティックモーションの生成機構とその補正」, 精密工学会誌, **56**, 4, (1990) 739
- 6) M. Nordin and P. Gutman: "Controlling mechanical systems with backlash—a survey", *Automatica*, **38**, 10, (2002) 1633
- 7) 上田真大・下田博一：「ボールねじの玉挙動とロストモーション（第 1 報）-実験装置および玉公転挙動とロストモーションの測定結果-」, 精密工学会誌, **76**, 12 (2010) 1371
- 8) 上田真大・下田博一：「ボールねじの玉挙動とロストモーション（第 2 報）-ダブルナットあるいはオーバサイズ球与圧方式による加重の影響-」, 精密工学会誌, **77**, 1 (2011) 73
- 9) 上田真大・下田博一：「ボールねじの玉挙動とロストモーション（第 3 報）-玉食込みとロストモーションの定量化-」, 精密工学会誌, **77**, 2, (2011) 186
- 10) J. Sobolewski: "Vibration of the ball screw drive", *Engineering Failure Analysis*, **24** (2012) 1
- 11) N. Xu et al.: "Modeling analysis and experimental study for the friction of a ball screw", *Mechanism and Machine Theory*, **87** (2015) 57
- 12) H. Lim et al.: "Torsional displacement compensation in position control for machining centers", *Control Engineering Practice*, **9**, 1, (2001) 79
- 13) R. Sato and K. Nagaoka: "Motion trajectory measurement of NC machine tools using accelerometers", *International Journal of Automation Technology*, **5**, 3 (2011) 387.
- 14) J. Vörös: "Modeling and identification of systems with backlash", *Automatica*, **46**, 2, (2010) 369
- 15) 杉江弘・岩崎隆至・中川秀夫・幸田盛堂：「工作機械におけるロスト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
- 16) 杉江弘・岩崎隆至・中川秀夫・幸田盛堂：「工作機械における位置変動ロストモーションのモデル化と補償」, 日本機械学会論文集(C 編), **73**, 733, (2007) 22
- 17) G. Holroyd, C. Pislariu and D.G. Ford: "Modeling the dynamic behavior of a ball-screw system taking into account the changing position of the ball-screw nut", *Laser Metrology and Machine Performance VI* (2003)
- 18) Sigma CNC Technology Machinery Co., Ltd., CNC Double Column Machining Center - SDV-4219H, SDV-4224H, SDV-4229H, SDV-4234H, SDV-4239H - SIGMA CNC TECHNOLOGY MACHINERY - CNC Machining Centers Manufacturer in Taiwan [Online] (Accessed 28th July 2015), Available at <http://www.sigmacnc.com.tw/sdv-4219h-4224h.html>
- 19) J. Y. Kao et al.: "A study of backlash on the motion accuracy of CNC lathes", *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, **36**, 5 (1996) 539.
- 20) Y. S. Tarn, J. Y. Kao and Y. S. Lin: "Identification of and compensation for backlash on the contouring accuracy of CNC machining centres", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, **13**, 2 (1997) 77.