Kobe University Repository : Kernel

PDF issue: 2025-12-04

NC工作機械の運動精度向上に関する研究--トルク変化に対応する自律形象限突起補償器の開発

樋口，拓郎
真鍋，佳樹
佐藤，隆太
堤，正臣

(Citation)
精密工学会誌,76(5):535-540

(Issue Date)
2010

(Resource Type)
journal article

(Version)
Version of Record

(URL)
https://hdl.handle.net/20.500.14094/90001946

ＮＣ工作機械の運動精度向上に関する研究*

－トルク変化に対応する自律形象限突起補償器の開発－

樋口拓郎** 真鍋佳樹*** 佐藤隆太† 堤　正臣††

Study on Motion Accuracy Enhancement in NC Machine Tools

- Development of Autonomous Quadrant Glitch Compensator Corresponding to Torque Change -

Takuro HIGUCHI, Yoshiki MANABE, Ryuta SATO and Masaomi TSUTSUMI

In this paper, an autonomous compensator for the quadrant glitch was developed, and its effectiveness is verified through simulation and experiments. The autonomous compensator composes of the newly developed torque following compensator and the friction compensator, which was already developed by our group. The principle of the developed torque following compensator is to correct the difference between an ideal torque and an actual torque with changing of torque due to friction changes. Only the developed compensator was applied to the controller, and simulation and experiment were conducted. As the results, it is found that the height of quadrant glitches only decreases up to about 50 %. However, the developed compensator can effectively correct the fluctuation of the height of quadrant glitches due to friction change and the difference of the heights by the friction force change has considerably become small. Then, the friction compensator was used together with the torque following compensator. Thus, it was confirmed that the quadrant glitches effectively disappeared.

Key words: feed drive system, quadrant glitch, circular motion, torque following compensator, friction compensator

1. 緒　　言

工作機械の運動精度の評価方法の一つとしてJIS B 6190-4[1)]に基づいた円運動試験方法がある．この試験では二つの直進軸を用いて円運動を行わせるが，各軸の運動方向反転時の運動軌跡に大きな誤差が検出される[2)]．この誤差は，半径方向に拡大すると突起状になることから，象限突起と呼ばれている．象限突起の発生は，実際の加工時にも筋状の跡となって残るために工作機械の加工精度を低下させる原因の一つとなっている[3)]．

象限突起の補正方法に関する研究が盛んに行われ，様々な補正方法が提案されている[4)~12)]．例えば，摩擦による応答遅れをばねとダンピングの要素でモデル化した力学モデルにより応答遅れを補償する方法[13)]や，予め機構に発生する摩擦を測定してその摩擦の大きさに応じた補償値をトルク指令値に印加して摩擦の影響を打ち消す方法[14)]などが考案されている．

このように，象限突起の補正には象限突起の発生メカニズム[15)~24)]を把握する必要があった．そのため，従来の補正方法は，試行錯誤的にパラメータを調整する方式[25)~29)]が多く，機械ごとに調整を行なう必要があった．また，室温や経年変化だけでなく，運動を行うたびに変化してしまう摩擦力や駆動機構の特性変化に対応できなかった．そのため，より効果的に象限突起を補正するためには，それらの問題を解決する必要があった．

そこで，本研究は，摩擦力変化やその特性変化に対応できる象限突起補償器の開発を目指して行った．実際には，機械を使用した日及び運動させた位置によって変化する象限突起の高さを小さくすることができるトルク追従補償器を開発し，その有効性をシミュレーションと実験とで確認している．さらに，この補償器の効果を上げるために，筆者らがすでに開発した摩擦補償器[14)]を併用することによって象限突起高さを大幅に低くでき，しかも，測定日による変動も抑制できることを明らかにする．

2. 実 験 装 置

本研究では，**図1**に示すNC工作機械の送り駆動系を抽出した実験装置を用いる．この装置は，筆者らのこれまでの研究で用いていたものと同じで，23±2℃に空調された北側の部屋に据え付けられている．

X軸とY軸とは，ボールねじ駆動とし，テーブルはリテーナ入りリニアボールガイドで案内されている．X軸とY軸には，テーブル変位 x [m]を検出するためのリニアエンコーダが取り付けられ，サーボモータには，モータの回転角度θ [rad]を検出

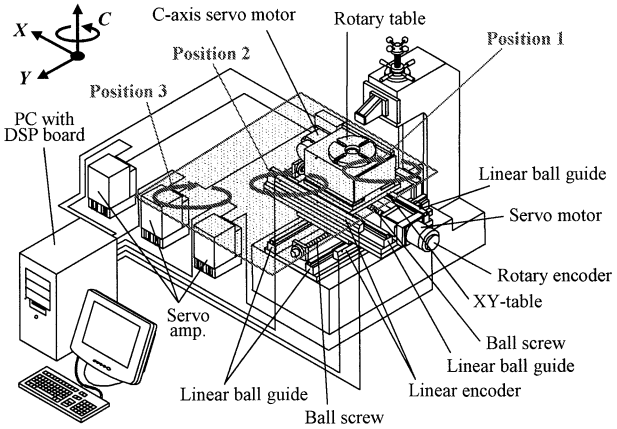


Fig. 1 Schematic view of setup of XY table with servo control system and measurement positions of circular motion

* 原稿受付 平成２１年７月６日
** 学生会員 東京農工大学大学院(東京都小金井市中町2-24-16)
*** 雇用・能力開発機構静岡センター(静岡県静岡市駿河区登呂3-1-35)
† 正 会 員 三菱電機(株) 先端技術総合研究所(兵庫県尼崎市塚口本町8-1-1)
†† 正 会 員 東京農工大学(東京都小金井市中町2-24-16)

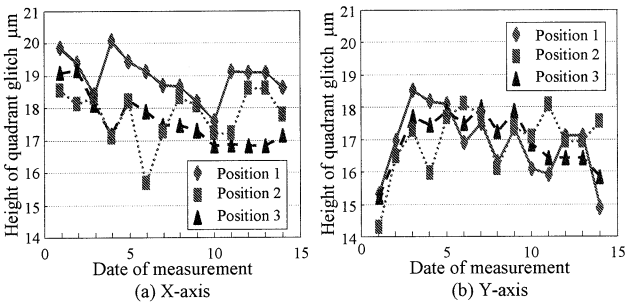


Fig. 2 Reproducibility of experimental results : Relationship between measurement date and quadrant glitch heights in circular motion (feed rate: 3 m/min, radius:25 mm)

するためのロータリエンコーダが取り付けられている．

制御装置は，DSP ボードを搭載したパソコン(PC)とサーボアンプとで構成され，DSP ボード内で位置と速度の制御が，サーボアンプ内でトルク制御がそれぞれ行われている．

本研究では，位置制御に比例制御，速度制御に比例・積分制御を用いており，それぞれの制御方式にフルクローズドループ制御を採用している．位置ループでは分解能 0.1 μm のリニアエンコーダによる検出結果をフィードバック信号とし，速度ループではモータ端に取り付けた分解能 0.0001°のロータリエンコーダによる検出結果を数値微分してフィードバック信号としている．これら二つの制御ループは PC 上で実行され，PC からはトルク指令信号が出力される．このトルク指令信号をサーボアンプに入力することで AC サーボモータを駆動し，テーブルを運動させる．またサーボアンプのアナログモニタ端子は AD 変換器に接続され，モータ出力トルクの測定ができる．

以上のように，この装置は，X 軸と Y 軸両方のテーブル変位，モータ回転速度，モータ出力トルクを同時に測定でき，制御則，補償値，指令値を自由に設定することができる．本研究では，この実験装置とそのシミュレーションモデルを使用する．なお，本論文に示すすべての実験結果はリニアエンコーダによる測定結果である．

3. 象限突起高さの変化

測定日および測定位置を変えて円運動を繰り返し行い，象限突起高さがどのように変化するかを調べた．円運動を行う位置は，図 1 に示したように，両軸のボールねじに対してモータ側を測定位置とする Position 1，ボールねじの中央を測定位置とする Position 2，ボールねじのモータ接続部と反対側を測定位置とする Position 3 の 3 か所で行う．

実験では，これら三つの測定位置において送り速度 3.0 m/min，半径 25 mm で繰り返し円運動を行い，象限突起の高さを測定した．この象限突起高さは，X 軸では 180°，Y 軸では 90°の位置を読み取り対象とした．

図 2(a)に X 軸，図 2(b)に Y 軸における象限突起高さの測定結果を示す．図によると，測定日によって象限突起の高さが変化し，測定位置によってもその高さが変化していることがわかる．この図における象限突起高さの最大値と最小値とを比較すると，X 軸，Y 軸ともに約 4.5μm の差があることがわかる．

このように象限突起の高さが変化する原因は，実験装置を一般的な空調の効いた部屋に設置しているものの，実験する時刻や日によって部屋の温度が変化した結果，実験装置も温度の影響を受け，円運動を行うたびに駆動機構の摩擦力や粘性抵抗などの特性が変化したためであると考えられる．

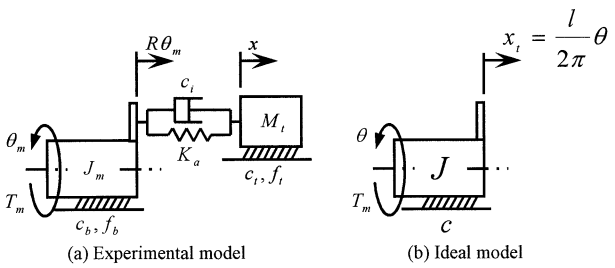


Fig. 3 Feed drive mechanism models for simulation

以上述べたように，測定日や測定位置などの実験環境や駆動機構の特性の変化によってモータのトルクが変化して象限突起高さが変化することから，運動軌跡を高精度に補正するためには，そのような変化に対応する新たな補償器が必要になる．

4. トルク追従補償器の開発

4.1 トルク追従補償器の原理

環境変化によって象限突起の高さが変化する現象は，駆動機構に存在する摩擦力や粘性抵抗が変化することが原因であり，テーブルを運動させたときに摩擦力などの特性変化をモータのトルク信号から検出できると考えた．すなわち，フィードバック信号からコントローラを介して出力されるモータへのトルク指令には摩擦力や粘性抵抗など送り駆動系の特性変化が反映されていると考えた．

そこで，実際のモータへのトルク指令と理想のシミュレーションモデルとを比較して，フィードバック信号に含まれる摩擦力変化などの影響をリアルタイムに抽出し，それを用いて補償値を生成すれば，象限突起の補正ができると考えた．この補償器を，本研究ではトルク追従補償器と呼ぶことにする．

このようなアイデアを具体的に表現すると次のようになる．まず，そのためには，規範となる理想のシミュレーションモデルが必要になる．

本研究で使用している送り駆動機構のモデルは，**図 3**(a)に示すように機構の内部減衰，直動転がり案内に生じる摩擦力と粘性抵抗，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および粘性抵抗をそれぞれ考慮したもので，これまでの研究においてその有効性が確認されているものである[14) 16) 23)]．

送り駆動機構の理想的なモデルとして，ボールねじを剛性が無限大，かつ，ねじれが無視できる剛体として考え，さらに駆動系に存在する摩擦力を無視し，象限突起が発生しないモデルを考える．このモデルは，外乱による誤差を一切生じずに指令通りに動作する理想的なモデルである．この理想モデルは，図 3(b)に示すような簡単な力学モデルで表現でき，その運動方程式は，式(1)および(2)で表すことができる．

$$J\ddot{\theta} + c\dot{\theta} = T_m \tag{1}$$

$$x_t = \frac{l}{2\pi}\theta \tag{2}$$

ここで，J [kgm^2]は，モータ軸の回転方向に換算した機構の総慣性モーメントであり，実際のシミュレーションモデルの回転系の慣性モーメント J_m とテーブルの質量 M_t から式 (3)を用いて計算できる．

また，モータ軸の回転方向に換算した総粘性係数 c [Nms/rad]も同様に，回転系の粘性係数 c_b と直進系の粘性係数 c_t から式(4)を用いて計算できる．

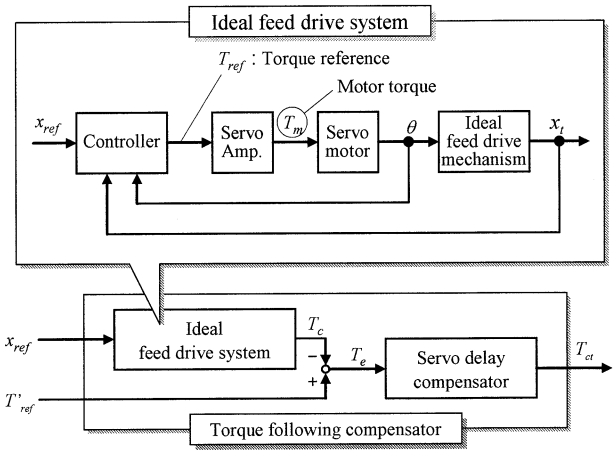


Fig. 4 Block diagram of torque following compensator

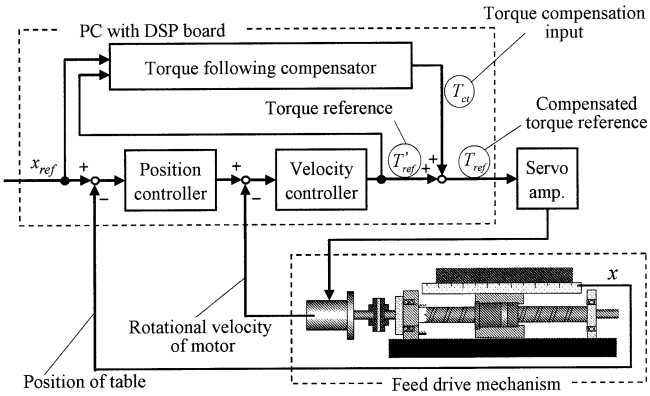


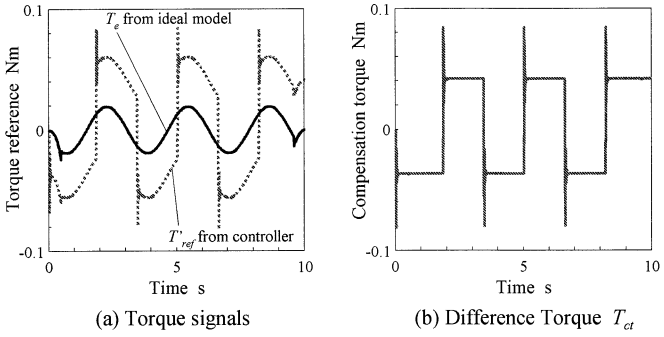
Fig. 5 Feed drive system with torque following compensator

$$J = J_m + \left(\frac{l}{2\pi}\right)^2 M_t \tag{3}$$

$$c = c_b + \left(\frac{l}{2\pi}\right)^2 c_t \tag{4}$$

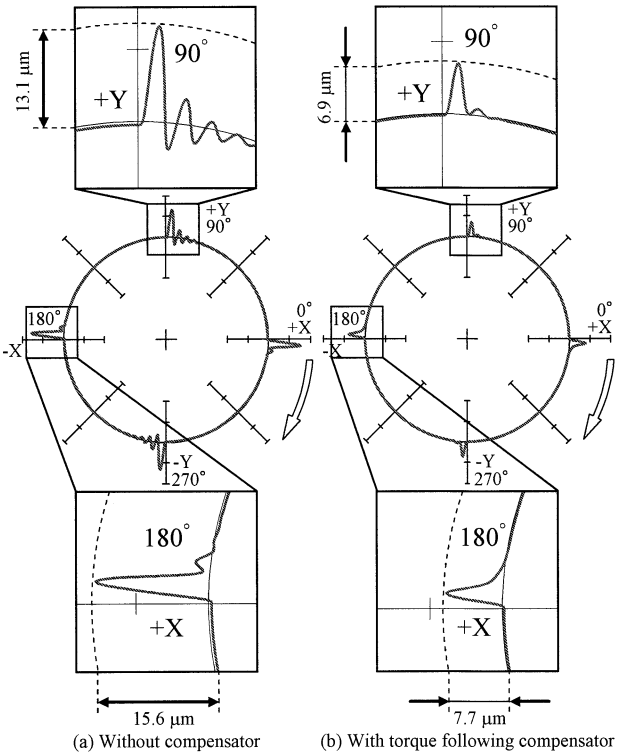
この送り駆動機構の理想モデルを組み込んだトルク追従形補償器を**図 4** に示す．この図に示すように，この補償器は，軌跡誤差を発生しない理想の送り駆動系のモデルから生成される理想的なトルク指令 T_c と実際の制御器から計算されるトルク指令 T'_{ref} との差分 T_e についてサーボアンプとモータによって発生するトルク指令から出力トルクまでの応答遅れを補償した値 T_{ct} をトルク指令に印可できるようにした補償器である．なお，この補償器の中に組み込んだ送り駆動系のモデルで円運動をさせたとき，象限突起は生じない．ただし，この補償器を実機に実装する場合は，式(1)～(4)に示した定数を，実機に合わせて求めておく必要がある．しかし，運転条件や駆動系の特性変化に応じて補償量を調整するようなパラメータはない．

この考案したトルク追従補償器を，制御システムに組込んだ場合の送り駆動系全体を**図 5** に示す．図示したように，トルク追従補償器は，理想モデルから算出した補償トルク T_{ct} を，制御器の速度ループから生成されたトルク指令 T'_{ref} に印加することでトルク指令を補償し，象限突起を補正することになる．トルク追従補償器の内部では，図 4 および図 5 に示したように，制御器の速度ループから計算されるトルク指令 T'_{ref} と理想モデルから生成されるトルク指令 T_c との差分 T_e を算出し，再びトルク指令 T'_{ref} にこの補償トルク T_{ct} を印可して，サーボアンプに入力している．



(a) Torque signals　(b) Difference Torque T_{ct}

Fig. 6 Simulated torque signals in simulation and their difference



(a) Without compensator　(b) With torque following compensator

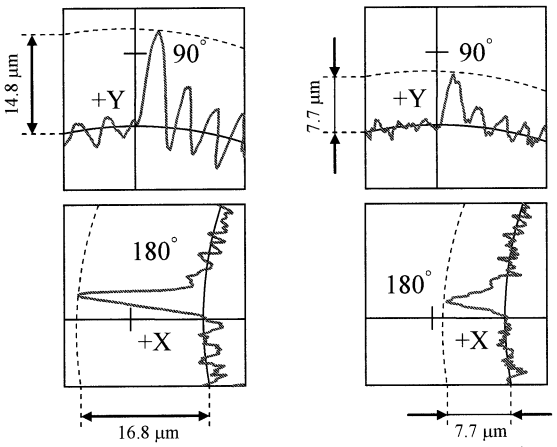
Fig. 7 Simulation results: Circular motion trajectory and its quadrant glitch heights (feed rate: 3.0 m/min, radius: 25 mm)

4. 2　円運動時のトルク変化と補償量

このトルク追従補償器を適用して円運動シミュレーションを行い，制御器から生成されるトルク指令 T'_{ref} と理想的なトルク指令を観察した．**図 6(a)**に X 軸のトルク指令の変化のシミュレーション結果を示す．図示したように，理想モデルのトルクはほぼ正弦波に近い形で変化しているが，制御器から生成されるトルク指令 T'_{ref} は，象限が変わる位置で急激に変化し，しかも，一瞬飛び出したかのような現象を示している．この飛び出した部分の波形を拡大して観察すると過渡応答曲線においてよく見られるオーバシュートしてから収束する波形と同様である．

以上のように，象限突起が発生しないような状態ではトルクはほぼ正弦波に近い波形になるが，象限突起が発生するような状態では，特徴ある波形になることがわかる．

これら二つのトルク指令の差分 T_e から計算された補償トルク T_{ct} は，図 6(b)に示すような波形になる。この図からわかるように，補償トルク波形は，矩形波とその過渡応答の波形からできている．この波形が象限突起を発生する位置における補償トルクとなる．



(a) Without compensation (b) With compensation

Fig. 8 Effectiveness of torque following compensator in experiments (feed rate: 3.0 mm/min, radius: 25 mm)

4.3 象限突起の補正効果

本研究で考案したトルク追従補償器を適用して，半径 25 mm，送り速度 3.0 m/min で円運動のシミュレーションを行い，象限突起がどのように変化するかを調べた．また，補償器を適用しない場合についても同条件で円運動のシミュレーションを行った．その結果を**図 7** に示す．図は基準円半径(平均半径)との誤差を拡大して表示している．同図(a)がトルク追従補償器を適用しない場合，同図(b)が適用した場合の結果である．なお，円運動は 3 周行い，1 周目と 3 周目のデータを取り除いて表示している．以下，円運動の評価は同様に 2 周目だけを取り出して行っている．図によると，トルク追従補償器を適用しない場合には，象限突起高さが X 軸で 15.6 μm, Y 軸で 13.1 μm であるのに対して，適用した場合には, 象限突起高さが X 軸で 7.7 μm, Y 軸で 6.9 μm となっている．この例に示すようにトルク追従補償器を適用することによって，象限突起高さを X 軸，Y 軸ともに約 50%以下に低減できていることがわかる．

そこで，考案したトルク追従補償器を実機に実装してその効果を調べた．

5. トルク追従補償器の実装

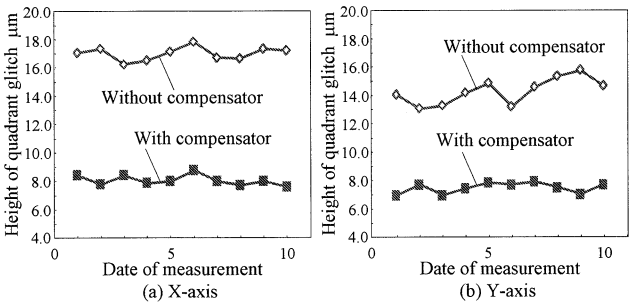
5.1 トルク追従補償器の効果

トルク追従補償器を実験装置に適用して，送り速度 3.0 m/min, 半径 25 mm で円運動実験を行った．また，補償器を適用しない場合についても同様に実験を行った．**図 8**(a)トルク追従補償器を適用しない場合，同図(b)適用した場合の実験結果を示す．これらの図は，実機へ与えた指令半径を基準円半径とし，実際のテーブルの挙動と基準円との差を図 7 と同様に拡大して表示している．また，象限突起高さも図 7 と同様に読み取っている．

図 8 に示す軌跡の象限突起高さは，図(a)の補償器を適用しない場合では X 軸で 16.8 μm, Y 軸で 14.8 μm となっている．これに対して，トルク追従補償器を適用すると，図(b)に示すように象限突起高さは X 軸で 7.7 μm, Y 軸で 7.7 μm となった．このようにトルク追従補償器を適用することによって，補償器を適用しない場合に比べて実機でも象限突起高さを約 50 %以下に低減できることがわかった．

5.2 補償効果の再現性

トルク追従補償器を実機に適用して，円運動の測定位置を変更せずに測定日だけを変えて複数回繰り返して円運動を行い，象限突起に対する補償効果の再現性について調べた．円運動は，



(a) X-axis (b) Y-axis

Fig. 9 Effect of torque following compensator on quadrant glitch heights in circular motion (feed rate: 3.0 m/min, radius: 25 mm)

半径 25 mm，送り速度 3.0 m/min で行った．象限突起高さは図 7 や図 8 と同様に読み取った．トルク追従補償器を適用する場合としない場合の測定結果を**図 9** に示す．図によると，トルク追従補償器を適用しない場合の象限突起高さの最小値は X 軸 16.2 μm，Y 軸 13.1 μm で，最大値は X 軸 17.8 μm，Y 軸 15.8 μm となり，トルク追従補償器を適用した場合では最小値は X 軸 7.5 μm，Y 軸 6.9 μm で，最大値は X 軸 8.7 μm，Y 軸 7.9 μm となっている．日を変えて複数回の実験を繰り返した結果から象限突起高さの標準偏差 σ を計算すると，トルク追従補償器を適用しない場合では X 軸は $\sigma = 0.48$ μm，Y 軸は $\sigma = 0.92$ μm となり，補償器を適用した場合では X 軸は $\sigma = 0.37$ μm，Y 軸は $\sigma = 0.36$ μm となった．

以上のことから，トルク追従補償器の適用によって象限突起のばらつきも低減できていることがわかる．したがって，トルク追従補償器は，理想モデルを構築するだけで，象限突起を低減でき，さらにより安定した象限突起の抑制に有効であるといえる．

しかし，当初考えたトルク追従補償器だけで象限突起を完全に補正してなくすことはできなかった．そこで，本研究ではさらに象限突起を抑制する方法について考えることにした．

6. 自律形象限突起補償器による高精度補正

開発したトルク追従補償器は，象限突起の高さを低減できるが，その補償効果は十分ではない．しかし，測定日が異なることによる象限突起の高さのばらつきは小さくなる．そこで，より補正効果を高めるために，トルク追従補償器に加えて，すでに著者らが開発した摩擦補償器[14]を併用することを考えた．

6.1 摩擦補償器とその効果

摩擦補償器は，指令値からテーブル変位を予想する変位推定器，機構に発生する摩擦力を推定する摩擦モデルと，摩擦モデルで推定された摩擦力をトルク補償信号に変換する部分から構成されている[14]．この摩擦補償器は，トルク補償信号をモータのトルク指令に与えて機構の総摩擦トルクと等しいトルクを発生させて，象限突起の原因となる機構の摩擦力を打ち消し，象限突起を補正する補償器である．摩擦補償器を実機に適用し，送り速度 3.0 m/min，半径 25 mm で円運動実験を行なった．その実験結果を**図 10** に示す．

図によると，象限突起高さは X 軸の 180°の位置で 4.7 μm，Y 軸の 90°の位置で 2.7 μm となっている．図 8(a)の補償器を適用しない円運動の結果と比較すると，象限突起の高さを大きく低減できていることがわかる．しかし，90°の位置で象限突起を低減できたのに対し，180°の位置では，わずかな象限突起が残る結果となった．このように場所によって摩擦力や粘性抵抗など

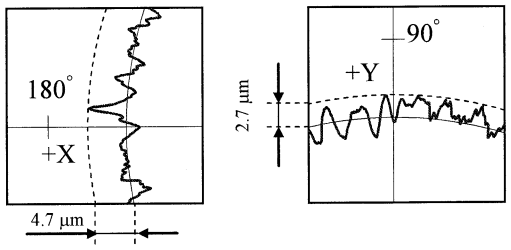


Fig. 10 Compensating effect of friction compensator in experiments (feed rate: 3.0 m/min, radius: 25 mm)

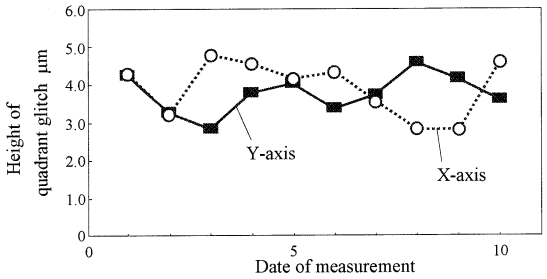


Fig. 11 Reproducibility of compensating effects on quadrant glitches with friction compensator (feed rate: 3.0 m/min, radius: 25 mm)

駆動機構の特性が変わり，それによって象限突起高さが異なるため，この摩擦補償器を用いても完全に象限突起を抑制できていないことがわかる．

次に，象限突起に対する摩擦補償器の補償効果の再現性を確認するため，円運動の測定位置を変更せずに測定日を変えて複数回繰り返して円運動を行い，象限突起高さを調べた．円運動の条件は，同様に半径 25 mm，送り速度 3 m/min とした．象限突起高さは X 軸が 180°，Y 軸は 90°の位置で読み取っている．その実験結果を図 11 に示すが，象限突起高さの最小値が X 軸 2.8 μm，Y 軸 2.7 μm となり，最大値が X 軸 4.8 μm，Y 軸 4.6 μm となって，それらの標準偏差 σ は，X 軸で $\sigma = 0.74$ μm，Y 軸で $\sigma = 0.53$ μm となっている．この摩擦補償器を適用した場合としない場合で比較すると，象限突起高さは低減できているものの，そのばらつきにはほとんど変化が見られないことがわかる．

以上から，すでに筆者らが開発した摩擦補償器は，摩擦モデルを用いて定量的な補償を行っているために象限突起は低減できるが，運動を行うたびに変化する摩擦力の変化に対応した補正を行うことは難しいといえる．

6. 2　二つの補償器を併用した自律形象限突起補償器

そこで，象限突起を高精度に補正するために上述の摩擦補償器と本研究で開発したトルク追従補償器とを併用したものを自律形象限突起補償器とし，その補償効果について検討した．これら二つの補償器を同時に適用した場合の概略を図 12 に示す．これら二つの補償器を併用して半径 25 mm，送り速度 3.0 m/min で円運動のシミュレーションを行った．なお，このシミュレーションでは機構内の摩擦力変化を模擬的に表現するため，実験結果を参考にして象限突起高さが大きく現われるように摩擦補償器を調整している．象限突起高さは X 軸では 180°，Y 軸では 90°を評価対象として測定している．

摩擦補償器だけを適用した場合とトルク追従補償器と摩擦補償器を併用した場合のシミュレーション結果を図 13 に示す．図(a)の摩擦補償器だけを適用した場合では，象限突起高さが X 軸で 4.6 μm，Y 軸で 5.3 μm となった．これに対して，摩擦補償器とトルク追従補償器を併用した図(b)の場合では象限突起高さは

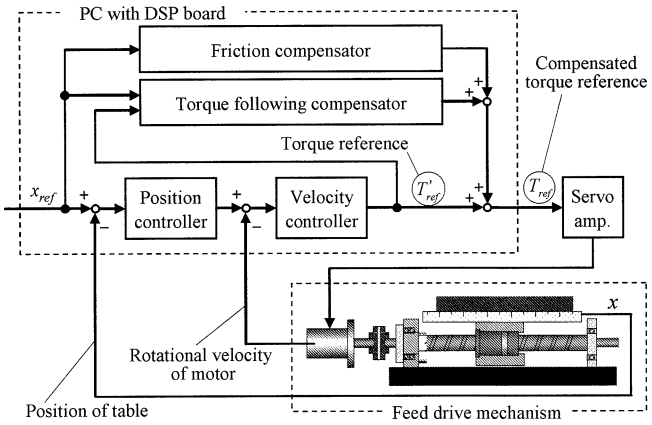
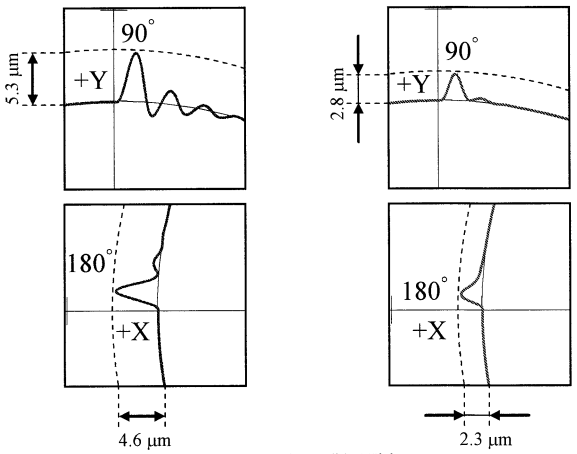


Fig. 12 Feed drive system with torque following compensator and friction compensator together



(a) With friction compensator only　(b) With two compensators together

Fig. 13 Comparison of compensating effect in simulations of circular motions (feed rate: 3.0 m/min, radius: 25 mm)

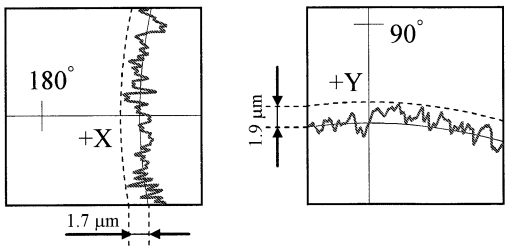


Fig. 14 Effectiveness of using friction compensator together with torque following compensator in experiments (feed rate: 3.0 m/min, radius: 25 mm)

X 軸で 2.3 μm，Y 軸で 2.8 μm となった．これらの結果から摩擦補償器とトルク追従補償器を併用することで，摩擦補償器だけの適用よりもさらに象限突起を低減できていることがわかる．

次に，実機にトルク追従補償器と摩擦補償器を併用して半径 25 mm，送り速度 3 m/min の円運動実験を行った．トルク追従補償器と摩擦補償器を併用した場合の実験結果を図 14 に示す．図によると，二つの補償器を併用した場合では象限突起高さが X 軸で 1.7 μm，Y 軸で 1.9 μm となっているのがわかる．この結果と図 10 を比較すると，トルク追従補償器と摩擦補償器を併用することで象限突起をさらに低減できているのがわかる．なお，図 14 に示した軌跡からわかるように，この象限突起と考えられる部分では他の部分の振動成分とはほとんど同じ大きさになっており，この測定結果から判断すると完全に抑制できていると

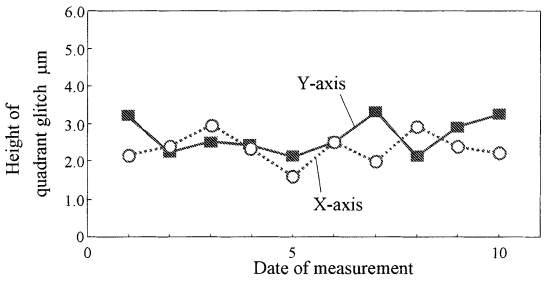


Fig. 15 Reproducibility of experimental results of compensating effects on quadrant projection heights in circular motions with autonomous quadrant glitch compensator of using two compensators (feed rate: 3.0 m/min, radius: 25 mm)

思われるが，図 13 に示したシミュレーション結果でもまだ象限突起が残っていることから，突起は存在するものと思われる．

さらに，これら二つの補償器を併用した場合の象限突起の補償効果の再現性を調べるため，円運動の測定位置を変更せずに測定日だけを変えて複数回繰り返し円運動を行い，象限突起高さを調査した．**図 15** にその測定結果を示す．図によると，この場合の象限突起高さの最小値は X 軸 1.6 μm，Y 軸 2.1 μm，最大値は X 軸 2.9 μm，Y 軸 3.3 μm となり，その標準偏差は X 軸 0.40 μm，Y 軸 0.46 μm となり，象限突起の高さが摩擦補償器だけを適用したとき(図 11)の約 50 %以下に低減できていることがわかる．また，二つの補償器を併用すると，象限突起高さをさらに低減させるだけでなく，象限突起のばらつきについてもさらに抑制できることがわかった．

このように，二つの補償器を併用することで，より高精度な象限突起の補正が可能になった理由は，併用したトルク追従補償器の特性にある．トルク追従補償器は，シミュレーションと実験の結果にも示したように外乱要素を約 50 %以下に低減できることに加え，摩擦力変化のような駆動系の特性変化など外乱要素による象限突起のばらつきを抑制できる特性があり，その特性によって摩擦補償器が最も補償効果を発揮できる運動軌跡のばらつきの少ない状態に導くことができたと考えられる．

以上述べたように，定量的な補償器である摩擦補償器にトルク追従補償器を併用することで，象限突起を大幅に抑制でき，運動のたびに変化する象限突起を種々のパラメータを調整することなく自律的に抑制できることがわかった．

7. 結　　言

本研究では，補償器内部に理想モデルをもつ新たな象限突起補償器を開発し，その効果を高めるためにすでに開発した摩擦補償器と併用することでさらにその効果を高めることができることを，シミュレーションと実験とによって実証した．本研究を通して得られた主な結論を要約すると次のようになる．

(1) 測定日および軸の位置を変えて円運動を行うと，象限突起の高さが変化する．

(2) 開発したトルク追従補償器は，象限突起を約 50 %以下に低減でき，測定位置や測定日を変えても同じ効果が得られ，象限突起高さの変化のばらつきを小さくできる．

(3) 新たに開発したトルク追従補償器とすでに開発した摩擦補償器とを併用することによって，象限突起を大幅に抑制でき，測定位置や測定日を変えても，常に象限突起を抑制できる．

開発した自律形象限突起補償器は，内部に理想モデルをもつだけで，パラメータを調整する必要はなく，常に象限突起を高精度に補正できることから，今後は，旋回軸の制御にも適用していく予定である．

参 考 文 献

1) JIS B 6190-4：工作機械試験方法通則－第 4 部：数値制御による円運動試験，日本規格協会，(2008).
2) 松原厚：精密位置決め・送り系設計のための制御工学，森北出版，(2008)，188.
3) 海野徹，森本喜隆，市田良夫，佐藤隆之介：工作機械の送りテーブルの実時間動特性計測とそれに基づく軌跡制御，精密工学会誌，**74**，1，(2008)，72.
4) 杉江弘，岩崎隆至，中川秀夫，幸田盛堂：外乱オブザーバを用いた適応型ロストモーション補正，日本機械学会論文集(C 編)，**74**，739，(2008)，619.
5) 垣野義昭，井原之敏，中津喜夫，篠原章翁：NC 工作機械の運動精度に関する研究(第 6 報)，精密工学会誌，**56**，4，(1990)，739.
6) 長島一男，勝木雅英，河上邦治：NC 工作機械の象限切替え突起量の理論解析と入力適応系による補正，日本機械学会論文集(C 編)，**66**，648，(2000)，2877.
7) 加藤哲朗，畑中心，サーボモータの制御方式，公開特許公報，特開平 7-281758，(1995).
8) 岩下平輔，サーボモータの制御方式，公開特許公報，特開平 5-324086，(1993).
9) K. Erkorkmaz and Y. Altintas, High Speed CNC System Design. Part II: Modeling and Identification of Feed Drives, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 41(2001), 1487.
10) 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.
11) X. Mei, M Tsutsumi, T. Tao, N. Sun, Study on the Compensation of Error by Stick-slip for High-precision table, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 44(2004), 503.
12) Z. Jamaludin, H. van Brussel and J. Swevers, Tracking Performances of Cascade and Sliding Mode Controllers with Application to a XY Milling Table, Proceedings of ISMA2006, (2006), 81.
13) Y. Suzuki, A. Matsubara, Y. Kakino and K. Tsutsui, A Stick Motion Compensation System with a Dynamic Model, JSME International Journal(C), 47, 1, (2004), 168.
14) 佐藤隆太，寺島義道，堤正臣：微小変位領域の摩擦特性を考慮した象限突起補償器，精密工学会誌，**74**，6，(2008)，622.
15) 吉岡雅朗，象限突起補正用パラメータ決定装置，公開特許公報，特開平 11-231921，(1999).
16) 佐藤隆太，堤正臣：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，精密工学会誌，**71**，5，(2000)，633.
17) 藤田純，濱村実，斯波和広，垣野義昭，松原厚，大脇悟史：NC 工作機械の象限切替時運動誤差に与える案内機構の影響，精密工学会誌，**68**，3，(2002)，435.
18) 堤正臣，大友誠司，岡崎裕一，酒井浩二，山崎和雄，葛東方：摩擦を考慮した CNC 工作機械の送り駆動機構の数学モデル，精密工学会誌，**61**，10，(1995)，1458.
19) C. Canudas de Wit, H. Olsson, K. J. Åstrom and P. Lischinsky, A New Model for Control of Systems with Friction, IEEE Transactions on Automatic Control, **40**, 3 (1995), 419.
20) C. Hsieh, and Y.-C. Pan, Dynamic Behavior and Modeling of the Pre-sliding Static Friction, Wear, **242** (2000), 1.
21) 藤田純，羽山定治，濱村実，斯波和広，垣野義昭，松原厚，大脇悟史：NC 工作機械の象限切替時運動誤差の理論解析，精密工学会誌，**67**，1，(2001)，152.
22) 岩崎誠，柴田知宏，松井信行：外乱オブザーバによる非線形摩擦補償とテーブル駆動系への適用，電気学会論文集(D 編)，**118**，1，(1998)，51.
23) 佐藤隆太，堤正臣，長島一男：円運動象限切り替え時における送り駆動系の動的挙動，精密工学会誌論文集，**72**，2，(2006)，208.
24) 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，機械工学会論文集(C 編)，**73**，733，(2007)，2434.
25) 山崎敬則，瀬戸将城，堤正臣：数値制御工作機械送り駆動系の摩擦補償器の設計，精密工学会誌，**66**，11，(2000)，1781.
26) 岩崎誠，柴田知宏，松井信行：テーブル駆動系における GMDH による非線形摩擦の自律モデリングと補償，電気学会論文誌 C，**120**，1，(2000)，20.
27) 村田健一，突起補償方法および突起補償つきモータ制御装置，公開特許公報，特開 2000-10612，(2000).
28) 岩下平輔，フルクローズド・ループ方式における象限突起補正方法，公開特許公報，特開平 8-179831，(1996).
29) 岩下平輔，河村宏之，湯志，サーボモータ駆動制御装置，公開特許公報，特開 2004-234327，(2004).