相対加速度を利用した帯域制限外乱/内乱相殺 による振動抑制制御*

山 田 雄 基** 柿 沼 康 弘***

Vibration Suppression Control by Band-Limited Disturbance/Internal Disturbance Cancellation Using Relative Acceleration

Yuki YAMADA and Yasuhiro KAKINUMA

This study presents the method of active vibration damping in cutting using relative acceleration, which is intended for full-closed controlled ball-screw-driven stage. Disturbance against rigid body motion is canceled out by using multi-encoder-based disturbance observer. Disturbance/internal disturbance against relative motion is canceled out by using relative acceleration instead of relative velocity or displacement. The use of acceleration signal recovers phase lag and leads to suppress vibration in higher frequencies. In addition, it enhances low-frequency cutoff characteristics in extracting relative motion, which enables band-limited vibration control separating the rigid body and the relative motion. By introducing suitable phase lead filter which makes phase shift zero between load force and current response, vibration of the table can be effectively suppressed without significantly changing the resonance frequency. The results of end milling tests show that the vibration near the resonance frequency is suppressed by relative acceleration feedback.

Key words: ball screw, active damping, disturbance observer, relative acceleration, band-limited control

1. 緒 言

機械要素技術や制御技術の発展により、工作機械の送り軸は高速・高加減速化し、生産性の向上に貢献してきた。超精密加工機など比較的負荷が小さく、運動精度や位置決め精度が特に要求される場合には、アクチュエータとしてリニアモータを用いる場合が多い。しかしながら、切削力などの外乱に対してロバストであり、設計・製造コストや工作物の質量変動に対する感度が比較的低いことから、現在のところ回転型サーボモータとボールねじを組み合わせた、ボールねじ送り駆動方式が主流である。

一方で、ボールねじ送り駆動方式では機械要素間の動的相互作用が無視できず、特に送り系の縦振動やねじり振動が問題となる場合が多い。これらは切削力等の外乱や高加減速移動に伴う慣性力によりしばしば励起され、コラムやベッド、サドルなどの構造体起因の低周波共振と合わせて、位置制御の高精度化や広帯域化を妨げる一因となっている¹⁾。そのため、機械系の共振を考慮した振動抑制・回避手法が盛んに開発されており、 H_∞ 制御²⁾やスライディングモード制御³⁾、状態フィードバック制御⁴⁾、実用性を重視した古典制御理論ベースの手法^{5)~7)}などの能動的抑制手法や、共振を励起しないための指令値生成手法^{8)~9)}など数多くの研究成果がある。現代制御理論ベースの手法は高い振動抑制効果を期待できる一方で、制御器の実装が必ずしも容易であるとはいいがたく、ゲインと制御性能の関係が明確でないことによる現場調整の難しさ等から、実用化技術として広く普及するには至っていない。現在のところ、位置ループで比例 (P) 制御、速度ループで比例積分 (PI) 制御を行い、位置/速度/電流制御器を直列接続するカスケード型の制御方式が一般的である。

近年、駆動側で速度制御を行い、負荷側で位置制御を行うフルクローズド制御のボールねじ駆動ステージが増えている。コロ

ケート系である駆動側で速度制御を行うことでハイゲイン化し、位置ループの広帯域化を図るものであるが、任意の極配置ができないため振動極の影響が残りやすい¹⁰⁾。Pritschow らは慣性比が大きな場合、駆動側での速度 P 制御に加え、負荷側で速度 PI 制御を行うことで、位置制御が広帯域化できることを明らかにした⁷⁾。藤本・堀らは、高分解能エンコーダに基づきジャークを検出することで負荷側における位相遅れを回復し、駆動側の情報をを用いずに位置制御が広帯域化できることを示した¹⁰⁾。負荷側で高次状態変数を検出することでコロケート系である駆動側と同じ条件を作り出してあり、高次状態変数を利用した広帯域制御の可能性を示している。松原らは、モータとステージ間の相対速度をフィードバックした場合、各々を直接フィードバックする場合とは異なり、振動極が独立に制御できることを明らかにした⁹⁾。一方で、高周波振動の抑制を考える場合、機械的伝達の遅れだけでなく、パワーエレクトロニクスによる時間遅れの影響が無視できなくなる。このような問題に対して、Erkorkmaz らは位相進み補償を含む極配置制御を行うことで、送り系の軸方向剛性に起因する共振周波数近傍の振動特性を改善した¹¹⁾。

ボールねじ送り駆動系のような多慣性系においては、切削力や摩擦などの外乱に加え、機械要素自身あるいは機械要素間のばね性に起因する内乱を抑圧する必要がある。上述のように、フィードバック型の振動抑制手法は数多くあり、それぞれアプローチは異なるが、いずれも外乱と内乱の両者を直接的あるいは間接的に抑圧する制御系を構築していると解釈できる。

本稿では、フルクローズド制御のボールねじ駆動ステージを対象に、相対加速度を利用した帯域制限外乱/内乱相殺による切削加工時の振動抑制手法を提案する。送り軸の内部情報に基づき重心運動と相対運動を抽出し、前者に対しては外乱を相殺する制御系を、後者に対しては外乱と内乱の両者を相殺する制御系を構築することで、帯域を分離した外乱/内乱相殺制御を実現する。高分解能エンコーダの位置/角度情報に基づき取得した加速度情報を用いることで位相遅れを回復し、高域にある共振周波数近傍の振動抑圧特性を高める。相対速度の代わりに相対加

* 原稿受付 平成 29 年 4 月 28 日

掲載決定 平成 29 年 7 月 31 日

** 学生会員 慶應義塾大学理工学部システムデザイン工学科
(神奈川県横浜市港北区日吉 3-14-1)

*** 正 会 員 慶應義塾大学理工学部システムデザイン工学科

速度を利用することで相対運動抽出時の低域遮断特性を強化できるため、帯域を分離した外乱応答評価による制御系設計の簡略化が期待できる。シミュレーションとエンドミル加工試験を通じ、提案手法の有効性を示す。

2. 帯域制限外乱/内乱相殺に基づく位置制御系の構築

2.1 駆動系のモデル化

ボールねじ駆動ステージは図1に示すような駆動側と負荷側をバネとダンパで結んだ2慣性系としてモデル化する場合が多い。ここで、 $\theta_m, \omega_m, \alpha_m$ をそれぞれモータの回転角度・角速度・角加速度、 x_t, v_t, a_t をそれぞれステージ位置・速度・加速度、 K_t をトルク定数、 I_a^{ref} を電流参照値、 T_{fric} を回転体の摩擦トルク、 F_{fric} を並進要素の摩擦力、 F_{cut} を切削力、 J_r をモータ・カップリング・ねじ軸からなる回転体の慣性モーメント、 M_t を被駆動体質量、 K_r を軸方向剛性、 D_r を回転系の減衰係数、 C_t を並進系の減衰係数、 C_k を構造体の減衰係数、 R を回転-並進間の換算係数とする。2慣性モデルは駆動系の剛体運動と振動の1次モードを考慮した力学モデルであり、モード行列を用いた座標変換により独立な剛体モードと振動モードに分解できる⁹⁾。剛体モードと振動モードはそれぞれ、系全体の重心運動と回転-並進間の相対運動に対応する。

2.2 帯域制限外乱/内乱相殺制御の概要

ステージの振動を広帯域に抑制するためには、重心運動部と相対運動部の外乱に加え、回転-並進間の相対運動に伴う内乱を相殺する必要がある。そこで、本稿では図2に示す帯域制限外乱/内乱相殺制御を導入する。ここで、右上添え字のcmdは指令値、refは参照値、resは応答値であることを示す。摺動面での摩擦力や低速加工時の切削力など直流-低周波の外乱を相殺する補償電流 I_{rig}^{comp} を重心運動に基づき生成する。高周波域、特に共振周波数近傍での外乱/内乱を相殺する補償電流 I_{vib}^{comp} を相対運動に基づき生成する。各運動部の外乱/内乱と等価な補償電流を統合することで、ステージの振動抑圧特性の向上を図る。

2.3 重心運動に基づく外乱相殺

制御系内で外乱を相殺する手法の1つとして、外乱オブザーバ¹²⁾が挙げられる。外乱オブザーバでは、摩擦力や切削力などの負荷に加え、質量やトルク定数のノミナル値からの変動分も外乱の一部として扱う。推定外乱力と等価な補償電流を制御系にフィードバックすることで、プラントをノミナル化でき、ノミナルモデルに基づき位置制御系を設計できる点に特徴がある。一方で、外乱オブザーバは1慣性系プラントに対して提案された手法であり、ノミナル化できるのは1慣性系に限定される。そこで本稿では、2慣性系をノミナル化可能なマルチエンコーダ型外乱オブザーバ (Multi-encoder based disturbance observer, MEDOB¹³⁾) による外乱相殺を考え、特に直流-低周波の外乱相殺にMEDOBを用いる。MEDOBは多慣性プラントを対象とした外乱推定手法の1種であり、剛性の値に依存せず広帯域な力

Fig. 1 Dual-inertia model of ball-screw-driven stage

推定が可能である。外乱力 F_{dis} を式(1)のように切削力や摩擦力、パラメータの公称値からの変動分の総和として定義した場合、外乱力は式(2)のようにして求められる。

$$F_{dis} \equiv F_{cut} + F_{fric} + T_{fric}/R + \Delta M_t a_t + \Delta C_t v_t - \frac{1}{R} (\Delta K_t I_a^{ref} - \Delta J_r \alpha_m - \Delta D_r \omega_m) \quad (1)$$

$$F_{dis} = \frac{1}{R} (K_{tn} I_a^{ref} - J_{rn} \alpha_m - D_{rn} \omega_m) - M_{tn} a_t - C_{tn} v_t \quad (2)$$

ここで、右下添え字のnはノミナル値であることを示す。簡単のため、回転系のパラメータを並進系に変換 ($x_m = R\theta_m, v_m = R\omega_m, a_m = R\alpha_m, M_{rn} = J_{rn}/R^2, C_{rn} = D_{rn}/R^2$) すると、式(3)が得られる。

$$F_{dis} = \frac{1}{R} K_{tn} I_a^{ref} - M_{rn} a_m - M_{tn} a_t - C_{rn} v_m - C_{tn} v_t \quad (3)$$

実装に際しては位置/角度の微分処理に伴う高周波ノイズを低減するため、ローパスフィルタ (LPF) を通す必要があり、推定外乱力 $\hat{F}_{dis}$ は式(4)のようにして求められる。

$$\hat{F}_{dis} = \left(\frac{g_{dis}}{s + g_{dis}} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{R} K_{tn} I_a^{ref} - M_{rn} \hat{a}_m - M_{tn} \hat{a}_t - C_{rn} \hat{v}_m - C_{tn} \hat{v}_t \right) \quad (4)$$

ここで、 $\hat{\cdot}$ は推定値、 g_{dis} はLPFのカットオフ周波数である。見通しを良いものとするために非減衰系 ($C_{rn} = C_{tn} = 0$) を仮定し、重心加速度を $a_g = (M_{rn} a_m + M_{tn} a_t)/M_{an}$ 、全質量を $M_{an} = M_{rn} + M_{tn}$ とおく。このとき、式(4)は式(5)のように書き換えることができるため、MEDOBでは重心運動に基づき外乱力を推定することがわかる。

$$\hat{F}_{dis} = \left(\frac{g_{dis}}{s + g_{dis}} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{R} K_{tn} I_a^{ref} - M_{an} \hat{a}_g \right) \quad (5)$$

前述のように推定外乱力と等価な補償電流をフィードバックすることで外乱を相殺する。このとき、LPFのカットオフ周波数 g_{dis} を高めることで、外乱抑圧が可能な帯域も向上し、2慣性モデルをノミナル化できる帯域も向上する。しかしながら、内乱 (内力) は考慮していないため、回転-並進間の相対運動を抑制することはできない。そのため、MEDOBに基づく外乱相殺では2慣性系としての性質を打ち消し、1慣性 (剛体) 化することはできず、共振周波数近傍で発達する振動を能動的に抑圧することは難しい。本稿では、2慣性系としての性質が顕著になる共振周波数よりも

Fig. 2 Schematic of band-limited disturbance/internal disturbance cancellation system

低い帯域（直流～低周波）の外乱相殺に MEDOB を用いた。

2.4 相対運動に基づく外乱/内乱相殺

共振周波数近傍における振動抑圧特性を高めるため、相対運動に基づく外乱/内乱相殺を行う。始めに、相対速度フィードバックに基づく振動抑制効果を考えるため、式(6)に示すように切削力から速度までの伝達関数を求める。

$$\begin{aligned} \frac{v_m}{F_{cut}} &= -\frac{1}{M_t} \cdot \frac{2\alpha\zeta_k\omega_t s + \alpha\omega_t^2}{s^3 + b_2s^2 + b_1s + b_0} \\ \frac{v_t}{F_{cut}} &= -\frac{1}{M_t} \cdot \frac{s^2 + 2\alpha(\zeta_r + \zeta_k)\omega_t s + \alpha\omega_t^2}{s^3 + b_2s^2 + b_1s + b_0} \\ \frac{v_m - v_t}{F_{cut}} &= \frac{1}{M_t} \cdot \frac{s^2 + 2\alpha\zeta_r\omega_t s}{s^3 + b_2s^2 + b_1s + b_0} \end{aligned} \quad (6)$$

ここで、

$$\begin{aligned} b_2 &= 2\{\alpha\zeta_r + \zeta_t + (\alpha + 1)\zeta_k\}\omega_t \\ b_1 &= \{4\alpha(\zeta_r\zeta_k + \zeta_k\zeta_t + \zeta_t\zeta_r) + \alpha + 1\}\omega_t^2 \\ b_0 &= 2\alpha(\zeta_r + \zeta_t)\omega_t^3 \\ \alpha &= \frac{M_t}{M_r}, \omega_t = \sqrt{K_r/M_t}, \\ \zeta_r &= \frac{C_r}{2\omega_t M_t}, \zeta_k = \frac{C_k}{2\omega_t M_t}, \zeta_t = \frac{C_t}{2\omega_t M_t} \end{aligned}$$

とした。式(6)により求めた切削力（負荷）と速度間の周波数特性を図3(a)に示す。なお、簡単のため位相特性については負荷と相対速度間の特性のみを示しており、制御系内に位相遅れ要

素がない場合と位相遅れ要素として 0.5 ms のむだ時間が含まれる場合を考えている。負荷と相対速度間のゲイン特性は他の二つの場合とは異なり、共振周波数をピークとしたバンドパス特性を示すことが確認できる。また、位相遅れ要素がない場合には共振周波数において切削力と相対速度間の位相差がゼロになる。このことから、相対速度をフィードバックした場合（Relative velocity feedback, RVFB）、直接速度をフィードバックする場合とは異なり、共振周波数近傍でのみ振動抑制効果を発揮することがわかる。一方で時間遅れ要素がある場合、位相差がゼロとなる周波数が低周波側にシフトするため、振動抑制効果を発揮する帯域も低周波側にシフトする。加えて、高域では位相遅れ量が 180 度を超えるため、RVFB により不安定化を招く可能性がある。

負荷と相対加速度間の周波数特性を考えた場合、図3(b)に示すように相対加速度は相対速度に比べて位相遅れが 90 度分回復する。時間遅れ要素を考慮した場合の位相遅れが共振周波数ではゼロ近傍に、位相遅れが 180 度に近づく周波数は高周波側にシフトする。そのため、相対加速度をフィードバックする（Relative acceleration feedback, RAFB）ことで位相遅れ要素が無視できない場合における振動抑制性能の向上が期待できる。また、加速度情報を用いる場合、速度情報を用いる場合よりも低周波成分のゲインが相対的に低くなるため、剛体運動部と振動部との分離が容易となる。このことは帯域制限型の制御系設計を行う上で有益な性質であるといえる。ただし、量子化誤差に伴う高周波ノイズや高域の振動モードの影響を低減するため、相対

Fig. 3 Load-side frequency response in dual inertia system (a) mobility (b) acceleration

Table 1 Parameters for simulation

Total inertia of rotational elements J_r kg·m ²	5.2×10^{-5}
Total movable mass M_t kg	6.6
Inertia ratio $\alpha (= M_t/(J_r/R^2))$	0.080
Damping of translational element C_t N·s/m	8.2×10^2
Damping of mechanism C_k N·s/m	2.6×10^3
Damping of rotational element D_r N·m·s/rad	6.5×10^{-3}
Axial stiffness K_r N/μm	40.5
Dead time T_s, T_m, T_t ms	0.2, 0.2, 0.2
Sampling time kHz	10
Control interval kHz	10
Lead length mm	5.0
Position controller gain K_p	80.0
Velocity controller gain K_v	450.0
Cutoff frequency of MEDOB g_{dis} rad/s	1000.0
Cutoff frequency of pseudo differential g_{LFF} rad/s	4000.0
Bandwidth of current control loop ω_{cc} rad/s	5000.0

Fig. 4 Block diagram of entire control system integrating band-limited disturbance cancelation controller

加速度は相対変位の擬微分によって求める必要がある。

2.5 遅れ要素のモデル化と位置/速度制御器との統合

図4に制御系全体のブロック線図を示す。図4において、 g_{LPF} は擬微分のカットオフ周波数であり、 K_{fvib} は相対加速度フィードバックの際の比例ゲインである。また、 K_p, K_v はそれぞれ、位置/速度制御器の比例ゲインである。制御系内の位相遅れ要素として、電流制御ループ ($\omega_{cc}/(s + \omega_{cc})$)、サーボアンプのむだ時間 ($e^{-T_s s}$)、位置/角度計測や加速度算出に伴う時間遅れ ($e^{-T_t s}, e^{-T_m s}$) をモデル化した。これらの位相遅れ量が大きく、相対加速度フィードバックで十分に位相遅れを回復できない場合には位相進み補償器 $H(s)$ を組み込む。また、振動抑制効果が高めるためにフィードバックゲイン K_{fvib} を高めた場合や重切削の場合、モータトルクが飽和する可能性がある。しかしながら、検証機ではモータの最大トルクは切削力などに起因する外乱トルクよりも十分大きく、その影響を無視できるため、本稿ではトルクの飽和は考慮していない。

3. シミュレーションによる振動抑圧特性の理論的評価

帯域制限外乱/内乱相殺制御を行った場合における切削力一ステージ位置間の周波数特性と、参照推力 ($F_m = K_{tn} I_a^{ref} / R_n$)一ステージ位置間の周波数特性を数値シミュレーションにより評価した。モータトルクを加振源とした正弦波掃引試験によって得られた周波数特性に基づき、各パラメータの値を求めた。表1に各パラメータの値を示す。500 Hz 程度までは、モータ推力と加速度応答間のゲイン・位相特性がおおよそ2慣性系としてモデル化できることを予め確認している。位置/速度制御ゲインやMEDOBのカットオフ周波数は2慣性系としての共振周波数 ($\omega_n = 410$ Hz) よりも十分低くなるよう設計した。検証機では、ねじり剛性に起因する共振周波数が約780 Hzにあることを考慮

し、擬微分のカットオフ周波数はその値よりも低くなるように設定した。また、速度/加速度計測の誤差が無視できるよう、位置検出器の分解能 (1 pm) は十分高めており、摩擦トルクや摩擦係力についても考慮していない。制御系内の位相遅れ要素と振動制御方法に応じたステージの周波数特性を評価するため、以下の4つの場合についてシミュレーションを行った。

- <1> 位相遅れ要素がない状態でRVFBを行った場合
- <2> 位相遅れ要素がある状態でRVFBを行った場合
- <3> 位相遅れ要素がある状態でRAFBを行った場合
- <4> 位相遅れ要素があり、かつ位相進み補償とRAFBを行った場合

<1>から<4>の場合における負荷と電流応答値 I_a^{res} 間の開ループ伝達関数の位相特性を図5に示す。RVFBを行った場合、前述の位相遅れ要素がない<1>の場合には、共振周波数での位相遅れは30度程度と比較的小さいが、位相遅れ要素を考慮した<2>の

Fig. 5 Phase characteristics between load force and motor current response under relative velocity/acceleration control considering phase lag elements

Fig. 6 Table side frequency response under relative velocity feedback control (a) gain characteristics without phase lag elements, (b) gain characteristics with phase lag elements, and (c) phase characteristics with phase lag element

Fig. 7 Table side frequency response under relative acceleration feedback control with phase lag elements (a) gain characteristics without lead filter, (b) gain characteristics with lead filter, and (c) phase characteristics with lead filter

場合には 120 度程度にまで増加する。相対加速度を利用した<3>では、共振周波数での位相遅れが 60 度程度にまで回復し、<4>では共振周波数での位相差がゼロに近づくよう、位相進み補償を行った。式(7)に示すように、位相進み補償器 $H(s)$ は 400 Hz で位相が 60 度進むよう設計した。

$$H(s) = \left(\frac{1 + aT_d s}{1 + T_d s} \right)^2 \quad \text{where: } a = \frac{1 + \sin(\pi/12)}{1 - \sin(\pi/12)} \quad (7)$$

$$1/T_d = 400\sqrt{a} \text{ Hz}$$

なお、RVFB の際、補償電流 I_{vib}^{comp} を式(8)のようにして求めた。

$$I_{vib}^{comp} = K_{fvib} \cdot \frac{R_n}{K_{tn}} \cdot \{C_t + (\alpha + 1)C_k\} \cdot \frac{Sg_{LPF}}{s + g_{LPF}} (R\hat{\theta}_m^{res} - \hat{x}_t^{res}) \quad (8)$$

図 6 に RVFB を行った<1>と<2>の場合におけるステージの周波数特性を示す。前述の位相遅れ要素がない<1>の場合、ゲイン K_{fvib} を高めることで共振周波数近傍の振動抑圧特性が向上する。また、参照推力ステージ位置間の伝達特性についても共振ピークの高さが低下しており、見かけのプラントが剛体に近づくことが確認できる。しかし、位相遅れ要素がある<2>の場合、ゲインを高めると共振ピークが高くなっており、RVFB により高周波振動が励起されうる。

位相遅れ要素がある状態で RAFB を行った<3>と<4>の場合におけるステージの周波数特性を図 7 に示す。<3>の場合、ゲインを高めることで元の共振周波数近傍での振動抑圧特性は向上するが、共振周波数が変化する。加えて、新しい共振周波数近傍では十分に減衰を付加できていない。図 5 に示すように、位相遅れ要素の影響が無視できない場合には、負荷-電流応答間の位相差がゼロとなる周波数は共振周波数よりも低下し、RAFB が高い振動抑制効果を発揮する周波数帯も低下する。一方で、<4>のように共振周波数における負荷-電流応答間の位相差をゼロとした場合、ゲイン K_{fvib} を高めることで共振周波数がシフトすることなく減衰を付加できる。また、RVFB とは異なり、RAFB

Fig. 8 Robustness of table response against parameter variation under relative acceleration feedback control with phase lag and lead filter (a) axial stiffness K_r , (b) total movable mass M_t (dotted line: plant, solid line: simulation, $K_{fvib} = 2$)

ではゲインを高めた場合においても低周波域の振動抑圧特性は悪化せず、周波数帯を分離した外乱相殺が実現できることがわかる。このように、位相遅れ要素が無視できない場合においても負荷-電流応答間の位相特性を考慮した制御系設計により、振動抑圧特性を高めることができる。

切削力ステージ位置間の周波数特性に関して、パラメータ変動に対するロバスト性を評価した結果を図 8 に示す。RAFB と位相進み補償により、いずれも元の共振周波数近傍では振動抑圧特性は向上することが確認できる。一方で、軸方向剛性 K_r と被駆動体質量 M_t の変動が大きい場合、共振周波数における負荷-電流応答間の位相のずれが無視できなくなる。そのため、位相進み補償を行わなかった<3>と同様、RAFB により駆動系の共振周波数は変化する。

4. 実験

4.1 検証機の構成

図 9 に本研究で用いた 3 軸加工機を示す。表 2 に評価対象とする X ステージの主な仕様を示す。同期型 3 相 AC サーボモータをアクチュエータとして用いており、モータのシャフトとねじ軸はカップリングによって直結されている。また、転がり方式の案内機構を有しており、ボールねじはオーバーサイズボール型予圧方式のものを使用した。リニアエンコーダ (ハイデンハイン製, LIF481) は信号周期が 4 μm であり、16384 分割することで約 0.24 nm 毎の位置変化を検出する。角度計測は 23 bit ロータリエンコーダで行う。反モータ端の 17 bit ロータリエンコーダは電気角の検出用に取り付けた。制御用プログラムはモーションコントローラ (Delta tau 社製, Power PMAC) 上に実装した。コントローラで生成したトルク指令電圧を D/A 変換し、サーボアンプ (A/D 分解能: 12 bit) に入力することでモータを駆動する。

4.2 動特性解析結果

RVFB と RAFB を行った場合における参照推力とステージ位置間の周波数特性を正弦波掃引試験によって求めた。制御器のゲインはシミュレーションと同じ値を用いており、どちらの場合についても位相進み補償は行っていない。図 10 (a) に示すように RVFB を採用した場合、フィードバックゲインを高めることで 300 Hz 前後の振動特性を改善できる。しかしながら、450 Hz 前後では振動特性が悪化しており、シミュレーション結果と同様、RVFB を採用した場合には高い周波数の振動を励起しやすくなる。一方で RAFB を行った場合、著しく悪化する帯域を生むことなく、共振周波数近傍の振動特性を改善できることが確認できる。また、フィードバックゲイン K_{fvib} が変更した場合においても 200 Hz 以下では周波数特性は変化しておらず、帯域を分離した振動特性改善ができています。

インパルス応答法によって求めたステージの周波数特性を図 11 に示す。掃引試験時と同様に、RVFB の代わりに RAFB を採用することで、2 慣性系としての性質を強く示す 300 Hz~450 Hz 前後の振動抑圧特性を改善できることが確認できる。一方で、位相遅れ要素の影響が小さくなる 200 Hz 前後ではゲインが増大している。これは、位相進み量が過大となった補償電流がフィードバックされたためであると考えられる。このような低域側でのゲインの増大はシミュレーション結果 (図 7 (b)) における反共振周波数近傍においても確認されている。

前述のように、シミュレーションでは共振周波数における負荷に対する電流応答値の位相遅れが 60 度であった。400 Hz で位相が 60 度進む位相進み補償器を適用して正弦波掃引試験を行っ

Table 2 Major specification of experimental setup

Motor	
Rated torque Nm	1.27
Torque constant Nm/A	0.37
Ball screw	
Lead length mm	5
Diameter mm	15
Stroke mm	200
Support type	Double anchor
Resolution of encoders	
Linear encoder nm	0.24
Rotary encoder bit	23
Control interval kHz	10

Table 3 Experimental conditions

Condition number	#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7
Material of workpiece	Al alloy (A5052)						-
Cutting tool	Square end mill (ϕ 6.0, two flute)						-
Spindle speed min ⁻¹	2000, 5000, 8000, 9000, 10000, 11000, 12000						-
Axial depth of cut mm	3.0	3.0	0.4	3.0	3.0	3.0	-
Radial depth of cut mm	1.0	1.0	6.0	1.0	1.0	1.0	-
Milling type	Up	Up	Slotting	Down	Down	Up	-
Feed rate mm/tooth	0.030						0.030
Feed direction of stage	X-axis	X-axis	X-axis	X-axis	Y-axis	X-axis	X-axis
Phase lead compensation	×	✓	×	×	×	×	×
Control method	P-P + MEDOB (+ RAFB)					P-PI (+ RAFB)	P-P + MEDOB (+ RAFB)

Fig. 9 Experimental setup

Fig. 10 Frequency response between thrust force reference and table response (a) RVFB (b) RAFB

Fig. 11 Frequency response of stage measured by impulse response method (a) RVFB (b) RAFB

た場合、振動特性は悪化することが確認された。また、400 Hz で位相が 30 度進む位相進み補償器を適用した場合には、位相進み補償を行なわなかった場合との間に顕著な差は認められなかった。前章で示したように、位相進み補償器を導入することで振動特性は大幅に改善できる可能性がある。しかしながら、検証機では共振周波数における負荷に対する電流応答値の位相遅れが比較的小さかったため、位相進み補償を行うことなく振動特性を改善できたと考えられる。

実験的に求めた負荷と電流応答値間の周波数特性に基づき、位相進み量を決定することが理想的であるが、本研究では掃引試験結果により得られた 2 慣性モデルに基づき間接的に負荷と電流応答値間の周波数特性を求めている。そのため、シミュレーションと実験結果の整合性を完全に取ることは難しい。負荷（例えばインパルスハンマによる加振力）を制御系内に取り込むことができれば、実験的に負荷と電流応答（あるいは電流指令）値間の周波数特性を求めることができるため、振動特性をさらに改善可能な位相進み補償器を設計できるものと考えられる。

4.3 エンドミル加工試験による振動抑圧特性の評価結果

切削力に対する振動抑圧特性を評価する指標として、追従誤差（X 軸方向の位置指令値とステージ位置応答値の差）を採用した。表 3 に実験条件を示す。切削力の周波数や切込み量、切削方向、制御方法に応じて一定送り時の追従誤差を比較した。動作時の位置・速度指令は、台形波状の加速度指令を積分することに

より求めた。#2 の条件でのみ、400 Hz で位相が 30 度の進む位相進み補償を行なった。また、切削力以外の外乱に対しては RAFB により振動特性が大きく変化しないことを確認するため、切削時と同じ送り速度で空転動作を行う #7 の条件を設けた。掃引試験時と同様に、制御器のゲインはシミュレーションと同じ値を用いたが、RAFB を行う際のフィードバックゲイン K_{fvib} は 2 とした。比較のため、P-P 制御と MEDOB・RAFB による帯域制限外乱/内乱相殺制御に加え、P-PI 制御と RAFB を行った場合における振動抑圧特性も評価した。速度 I 制御器のゲインは 200000 とした。

図 12 に条件 #1 で主軸回転数を 10000 min⁻¹ としたときの実験結果を示す。図 12(a) に示すように、RAFB を行う 4 秒後以降は電流参照値 I_a^{ref} に補償電流 I_{vib}^{comp} が重畳されるため、モータ推力 ($K_{tn} I_a^{cmd} / R_n$) の変動は大きくなる。並進換算したモータの角速度応答とステージの速度応答を図 12(b) に示す。RAFB を行う前後で角速度応答には顕著な差は見られないが、RAFB によりステージの速度変動は大幅に低減することが確認できる。追従誤差の時間データと周波数解析結果をそれぞれ図 12(c), (d) に示す。ステージの速度応答と同様に、RAFB によって追従誤差の変動が小さくなっており、特に切削力の基本周波数 (333 Hz) 成分の振動抑制効果が大きい。

図 13 に各加工条件における追従誤差の標準偏差を示す。位相進み補償を行なうこと以外、#1 と同じ加工条件で評価した場

Fig. 12 Experimental result at condition #1 and 10000 min⁻¹ (a) motor thrust force (b) velocity response (c) tracking error (d) frequency analysis result of tracking error

合が#2に相当するが、両者の間に顕著な差は見られない。#1～#4では、RAFBを行わなかった場合、切削力の周波数に応じた駆動系の動特性の変化が無視できず、追従誤差は8000 min⁻¹～12000 min⁻¹の間で回転数に応じて変化する。一方で、RAFBを行った場合には、回転数に応じた追従誤差の変動は小さくなる。特に切削力の基本周波数が333 Hzとなる10000 min⁻¹の振動抑制効果が大きく、図10、図11で示した検証機の周波数特性と対応関係にあることが確認できる。主軸回転数が2000 min⁻¹の場合、追従誤差が大きくなっており、RAFBを行った場合においても低減できていないが、これは機台の振動が励起されたためであり、送り軸の制御で抑制することは難しい。#1～#4の場合とは異なり、固定制御軸に対して振動抑制制御を行った#5の場合、ステージの位置応答は静止摩擦力の影響を受ける。本稿では、帯域制限外乱/内乱相殺制御を定式化する際、静止摩擦力の影響を考慮していないが、動作軸と同様に固定制御軸においてもRAFBによる振動抑制効果が期待できると云える。また、#6のようにP-PI制御器とRAFBを統合した場合においても振動抑圧特性は向上することがわかる。P-PI制御器の帯域、特に速度PI制御の帯域がRAFBの帯域と分離できている場合、速度制御部とRAFB部の干渉を無視できる。そのため、MEDOBに基づき直流～低周波の外乱相殺を行う場合に限らず、P-PI制御系においてもRAFBの導入による振動抑圧特性の向上が期待できると云える。

5. 結 言

本稿では、フルクロード制御のボールねじ駆動ステージを対象に、相対加速度を利用した帯域制限外乱/内乱相殺による切

Fig. 13 Standard deviation of tracking error in each cutting condition

削加工時の振動抑制手法を提案した。得られた知見を以下に示す。

- (1) 提案手法では、MEDOBに基づき重心運動部の外乱を相殺するとともに、RAFBにより相対運動部の外乱と内乱を相殺することでステージの振動を抑制する。直流～低周波を中心とする重心運動と共振周波数近傍で支配的となる相対運動を抽出することで、帯域を分離した外乱/内乱相殺を図る。
- (2) 相対速度の代わりに相対加速度を利用することで高域における位相遅れが回復するとともに、相対運動抽出時の低域遮断特性を強化できるため、剛体運動部と振動部を分離した振動抑制制御が可能となる。また、RAFBの際、位相進み補償により共振周波数における負荷～電流応答間の位相差をゼロにすることで、共振周波数を大きく変えずに振動特性を改善できる。
- (3) エンドミル加工試験を通じ、RAFBにより共振周波数近傍における振動抑圧特性が向上するとともに、切削力の周波数に

応じた振動抑圧特性の変化が小さくなることを実験的に示した。

相対加速度に基づく振動抑制制御は、制御アルゴリズムの実装が比較的容易であり、制御系の著しい複雑化を回避できる。微分処理に伴う高域での加速度計測誤差を低減するため、本稿では高分解能エンコーダを使用した。加速度センサを利用することで更なるコスト削減が期待できる。また、抽出できる相対運動の数は使用するセンサ数によって決定されるため、複数のセンサ情報を統合することにより提案技術は多慣性系プラントの振動抑制に応用できると考えられる。今後は、工作物を搭載したステージに加え、主軸も含めた機械先端点の振動抑制制御に取り組み、機械先端点の振動抑圧特性と加工面精度を評価する予定である。

謝 辞

本研究の一部は、工作機械技術振興財団と科学研究費補助金（課題番号：15H03904）の助成を受けて行われたことを記し、ここに謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) Sato R, Tashiro G, Shirase K.: Analysis of the coupled vibration between feed drive systems and machine tool structure. *Int J Autom Technol*, **9**, 6 (2015) 689.
- 2) Hanifzadegan M, Nagamune R.: Tracking and Structural Vibration Control of Flexible Ball-Screw Drives With Dynamic Variations. *IEEE/ASME Trans Mechatronics*, **20**, 1 (2015) 133.
- 3) Okwudire C, Altintas Y.: Minimum Tracking Error Control of Flexible Ball Screw Drives Using a Discrete-Time Sliding Mode Controller. *J Dyn Syst Meas Control*, **131**, 5 (2009) 51006.
- 4) Hosseinabadi AHH, Altintas Y.: Modeling and active damping of structural vibrations in machine tools. *CIRP J Manuf Sci Technol*, **7**, 3 (2014) 246.
- 5) Zatarain M, Ruiz de Argandoña I, Illarramendi A, Azpeitia JL, Bueno R.: New Control Techniques Based on State Space Observers for Improving the Precision and Dynamic Behaviour of Machine Tools. *CIRP Ann - Manuf Technol*, **54**, 1 (2005) 393.
- 6) 松原 厚, 茨木 創一, 垣野 義昭, 遠藤 雅也, 梅本 雅資: デュアルアクチュエーションによる NC 工作機械送り系の振動制御 (第 1 報) -相対速度フィードバックによる 2 慣性系の減衰制御-. *精密工学会誌*, **69**, 3 (2003) 422.
- 7) Sun Z, Pritschow G, Lechler A.: Enhancement of feed drive dynamics using additional table speed feedback. *CIRP Ann - Manuf Technol*, **65**, 1 (2016) 357.
- 8) Sencer B, Ishizaki K, Shamoto E.: High speed cornering strategy with confined contour error and vibration suppression for CNC machine tools. *CIRP Ann - Manuf Technol*, **64**, 1 (2015) 369.
- 9) 岩下平輔, 中邨勉, 猪飼聡史, 高山賢一: NC 工作機械の送り軸のための 2 慣性系モデルによる低周波振動抑制制御の研究, *精密工学会誌*, **82**, 1 (2016) 745.
- 10) 山田 翔太, 藤本 博志, 堀 洋一: 高分解能エンコーダの適用による駆動側情報を用いない 2 慣性系の制振制御法, *電気学会論文誌 D (産業応用部門誌)*, **135**, 3 (2015) 212.
- 11) Erkorkmaz K, Hosseinkhani Y.: Control of ball screw drives based on disturbance response optimization. *CIRP Ann - Manuf Technol*, **62**, 1 (2013) 387.
- 12) 大西 公平: 外乱オブザーバによるロバスト・モーションコントローラ, *日本ロボット学会誌*, **11**, 4 (1993) 6.
- 13) Mitsantisuk C, Nandayapa M, Ohishi K, Katsura S.: Design for Sensorless Force Control of Flexible Robot by Using Resonance Ratio Control Based on Coefficient Diagram Method. *Autom - J Control Meas Electron Comput Commun*, **54**, 1 (2013) 6.