

仮想粘性による和と差のモード分離に基づく工作機械の ツインドライブ機構に対する高精密制御：2慣性系機構における基礎検討

藤本浩太*, 藤本博志（東京大学）
伊佐岡慶浩, 寺田祐貴（DMG 森精機）

High Precision Control for Twin-Drive System of Machine Tool Based on
Mode Decoupling with Virtual Viscosity: Basic Study on Two-Inertia System

Kota Fujimoto*, Hiroshi Fujimoto (The University of Tokyo)

Yoshihiro Isaoka, Yuki Terada (DMG MORI CO., LTD.)

The machine tool is widely used in the manufacturing field, and twin-drive stage, which is moved with two motors loaded in parallel, has recently been utilized to move a large stage with smaller motors. However, in that system, the coupling force between the motors is raised, which deteriorates the controller performance. In this paper, the mode decoupling model to center-of-mass coordination is derived by adding viscosity as controller input. The multirate feedforward controller and P-PI controller are designed based on the proposed model. The proposed method is experimentally verified, and the tracking error is decreased by 74.5% compared to the conventional method.

キーワード：工作機械，ツインドライブ機構，モード分離，マルチレートフィードフォワード制御
(machine tool, twin-drive stage, mode decoupling, multirate feedforward control)

1. 序論

19世紀末の第二次産業革命以降現代に至るまで，世界では工業化が進み，自動車や飛行機といったモビリティ，橋や上下水道といったインフラシステム等，多様な工業製品が普及している。これらの工業製品は様々な機械部品の組み合わせにより成立するが，それら機械部品の大半は図1に示す工作機械により製造されている。その意味で工作機械は全ての工業製品の母と呼ばれており，現在の工業化社会に必要な不可欠な機械となっている。

近年は工作機械の大型化が進んでおり，大型な機構をモータで駆動することが必要となる。従来は1つのモータで機構の駆動を行っていたが，大型な機構を駆動する場合は機構固有の設計を行ったモータを使用することが必要不可欠となり，設計費や製造費などが増大してしまうという問題があった。この問題を解決するために1つの機構に対し，モータを並列に2つ配置し駆動する，並列ツインドライブ機構という概念が近年は普及しており，モデリング，パラメータ推定，制御手法等，様々な検討が進められている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。これにより従来から存在する小型なモータを利用して，工作機械の大型な機構を駆動することが可能となっている。

工作機械で機械部品を製造する際は，高速かつ高精度に加工を行うことが重要であり，ツインドライブ機構においてもそれは求められている。一般に工作機械の機構を高速，高精度に駆動するためには使用する制御器の制御ゲインを

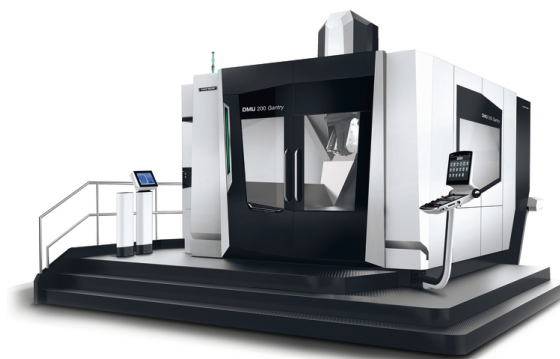


図1 製造分野で広く利用される工作機械の例⁽⁴⁾

Fig.1: The example of the machine tool utilized widely in the field of manufacturing⁽⁴⁾

大きくすることが有効となるが，ツインドライブ機構においては軸間に働く干渉力がこれを妨げる。この問題を解決する手法としてモデルを並進方向と回転方向に分離することで非干渉化を図る手法⁽⁵⁾や，速度フィードバックを行うことで非干渉化を図る手法⁽⁶⁾が存在する。⁽⁵⁾はツインドライブのリニアスライダを対象としており，スライダ重量を並進方向の運動方程式の慣性，スライダイナーシャを回転方向の運動方程式の慣性とするモデル化を行っている。これはスライダを剛体と仮定する近似に基づいており，大きな工作機械の制御を考える場合はツインドライブ機構の弾



図2 提案法の検証実験で使用する2慣性系機構

Fig.2: Two-inertia system utilized for experimental validation of proposed method

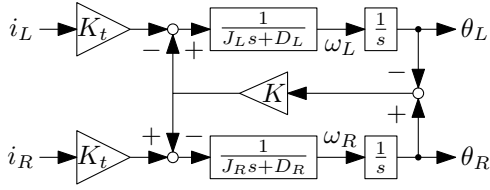


図3 2慣性系のブロック線図

Fig.3: Block diagram of two-inertia system

性を考慮したモデル化を行う必要がある。⁶⁾はツインドライブ機構の弾性を考慮したモデルに対し、速度差をフィードバックすることで干渉力の打ち消しを図っている。この手法により弾性を考慮すべき系に対し非干渉化は可能となる。一方パラメータの調整が必要であり、より単純で高精度な追従を行うためにはモデルベースの非干渉化を実現する必要がある。

以上を踏まえ、本稿ではモデルベースの非干渉化制御手法を提案する。まず速度フィードバック情報を用いて制御入力である入力電流に仮想的に粘性を付与することによって、弾性を考慮する運動モデルを並進方向と回転方向へのモード分離が容易な系に変換する。これより導出される重心座標系に対してマルチレートフィードフォワード制御系、フィードバック制御系を構築する。本稿の解析は2慣性系機構に対して行われ、提案法の優位性は実験により検証される。本稿の構成を以下に示す。第2章では、本稿の問題設定を示す。第3章では、提案法である仮想粘性によるモード分離手法を示す。第4章では、提案法の優位性を検証するための実験結果を示す。第5章では、本稿のまとめを行い、今後の研究方針について示す。

2. 問題設定

本研究の最終的な目標は、図1に示す実際の工作機械のツインドライブ機構において並進方向の追従性を向上させることである。本稿では、その基礎検討として図2に示す2慣性系機構の重心位置を制御し、その追従性を向上させることを目指す。図2のブロック線図を図3に示す。 i_R, i_L はそれぞれR軸モータ電流、L軸モータ電流を表す。 $J_R, D_R, J_L, D_L, K, K_t$ はそれぞれR軸モータのイナーシャと粘性係

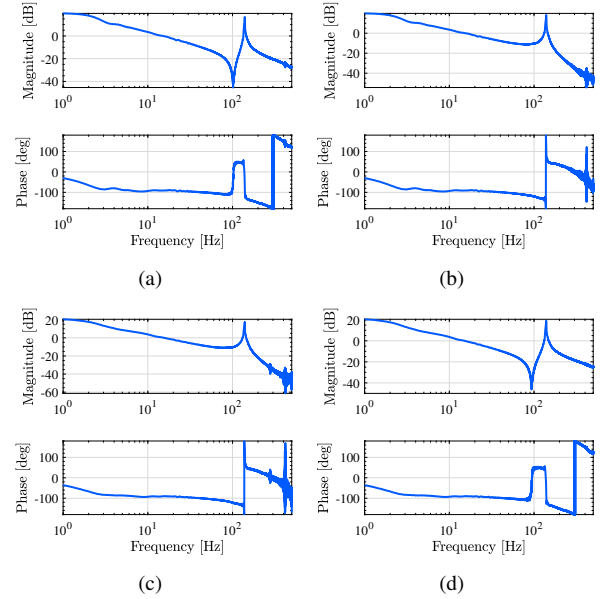


図4 2慣性系のボード線図 (a) R軸からR軸まで (b) R軸からL軸まで (c) L軸からR軸まで (d) L軸からL軸まで

Fig.4: Bode diagram of two-inertia system. (a) Right-side to right-side (b) Right-side to left-side (c) Left-side to right-side (d) Left-side to left-side

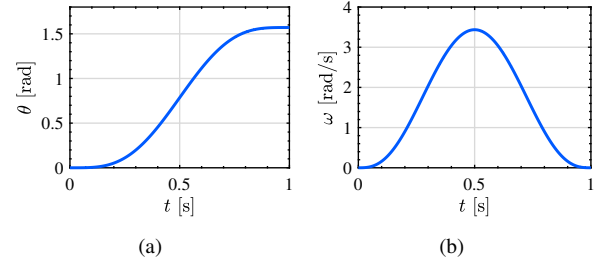


図5 実験検証における目標軌道 (a) 位置軌道 (b) 速度軌道

Fig.5: Reference trajectory in experiments. (a) Position trajectory (b) Velocity trajectory

数、L軸モータのイナーシャと粘性係数、弾性係数、モータトルク係数を表す。 θ_R, θ_L はそれぞれR軸モータの角度、L軸モータの角度を表す。このモデルの運動方程式は、

$$J_R \frac{d^2 \theta_R}{dt^2} + D_R \frac{d\theta_R}{dt} + K(\theta_R - \theta_L) = K_t i_R, \quad (1a)$$

$$J_L \frac{d^2 \theta_L}{dt^2} + D_L \frac{d\theta_L}{dt} + K(\theta_L - \theta_R) = K_t i_L, \quad (1b)$$

と表される。図2の周波数特性は図4に示す通りであり、これより同定される実験機のパラメータは表1に示す通りである。

(1)は図3に示す通り干渉力が働く系であり、図4(a), 4(d)に示す反共振の影響もあり、その高帯域化は難しい。この問題に対してはシステムを非干渉化する手法が有効であり、

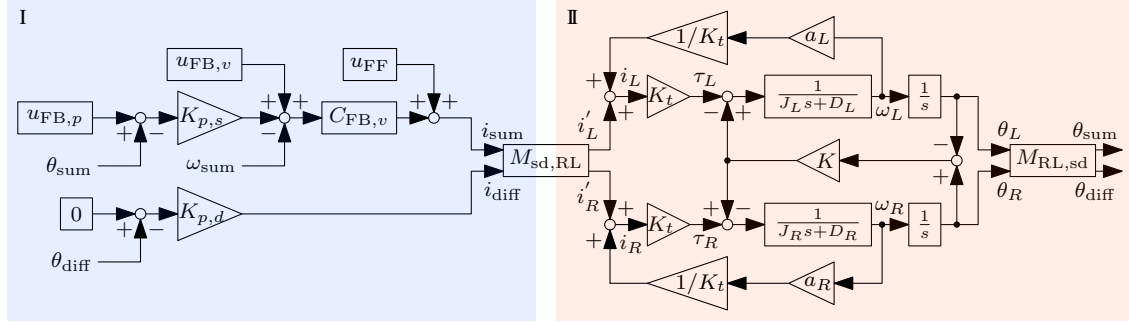


図6 提案法のブロック線図
Fig.6: Block diagram of proposed method

(1)を非干渉化,つまり並進方向と回転方向に分離するには,2式を重心座標系で記述することが必要となる。本稿では重心座標系を和と差のモードと呼び,題意のモード分離を和と差のモード分離と呼ぶ。和モードは重心方向の運動を,差モードは回転方向の運動を表す。重心位置を θ_{sum} とすると, $\theta_{sum} = (J_R\theta_R + J_L\theta_L)/(J_R + J_L)$ と表される。これを得るためには(1a)と(1b)の両辺を足し合わせて,両辺を $J_R + J_L$ で割ることが有効となるが,今 $J_R : J_L \neq D_R : D_L$ であり,粘性項を重心分離することはできない。本稿の1つ目の問題設定は, $J_R : J_L = D_R : D_L$ が成立するように制御入力を付与することであり,本稿ではこの制御入力を仮想粘性と呼ぶ。

モード分離後は導出されるモデルを用いて軌道追従のための制御系設計を行う。高応答な軌道追従の実現にはフィードフォワード制御系の構築が必要不可欠であり,本稿ではマルチレートフィードフォワード制御を適用する⁽⁷⁾。またモデル化誤差や外乱の抑圧にはフィードバック制御系の構築が必要不可欠であり,本稿では並進方向モデルに対しP-PI制御系を回転方向モデルに対しP制御器を適用する。以上の制御系の優位性は図5の軌道に対する追従実験により評価され,評価値としては二乗平均平方根誤差(Root Mean Square Deviation: RMSD)を用いる。

3. 仮想粘性による和と差のモード分離の実現

本章では,提案法の核となる仮想粘性による和と差のモード分離の詳細を述べる。提案する制御系のブロック線図を図6に示す。図6のIは和・差モード制御系のブロック線図である。 u_{FF} , $u_{FB,p}$, $u_{FB,v}$ はそれぞれマルチレートフィードフォワード制御の枠組みで生成されるフィードフォワード入力と位置フィードバックの指令値,速度フィードバックの指令値である。 $K_{p,s}$, $K_{p,d}$ はそれぞれ和モードの位置制御系の比例ゲイン,差モードの位置制御系の比例ゲインである。 $C_{FB,v}$ は和モードの速度制御器であり,本稿ではPI制御系としている。

図6のIIは和・差モード制御入力を受けるプラントシステムのブロック線図であり,仮想粘性を含めた図となっている。

表1 2慣性系機構のパラメータ

Table1: Parameter of two-inertia system

Parameter	Value
Right-side Motor Inertia J_R	0.30 mkgm ²
Right-side Motor Viscosity D_R	3.0 mNms/rad
Left-side Motor Inertia J_L	0.24 mkgm ²
Left-side Motor Viscosity D_L	1.71 mNms/rad
Torsional Rigidity K	99.0 Nm/rad
Motor Torque Coefficient K_t	0.05 Nm/A

る。 i'_R , i'_L はそれぞれ仮想粘性を含めないR軸の制御入力,L軸の制御入力である。 $M_{sd,RL}$, $M_{RL,sd}$ はそれぞれ和と差のモードから各軸系への変換行列,各軸系から和と差のモードへの変換行列である。

フィードフォワード制御系とフィードバック制御系から出力され,各軸に分配される制御入力 i'_R , i'_L に対し,(1)に示す運動方程式は,

$$J_R \frac{d^2\theta_R}{dt^2} + D_R \frac{d\theta_R}{dt} + K(\theta_R - \theta_L) = K_t i'_R, \quad (2a)$$

$$J_L \frac{d^2\theta_L}{dt^2} + D_L \frac{d\theta_L}{dt} + K(\theta_L - \theta_R) = K_t i'_L, \quad (2b)$$

と表される。(2)の右辺それぞれに,ある制御入力 $\tau'_{v,R}$, $\tau'_{v,L}$ を加えることを考える。これがそれぞれの軸モータの回転速度に線形であり,その係数が a_R , a_L ,つまり $\tau'_{v,R} = a_R \frac{d\theta_R}{dt}$, $\tau'_{v,L} = a_L \frac{d\theta_L}{dt}$ として式変形を行うと,(2)は,

$$J_R \frac{d^2\theta_R}{dt^2} + (D_R - a_R) \frac{d\theta_R}{dt} + K(\theta_R - \theta_L) = K_t i'_R, \quad (3a)$$

$$J_L \frac{d^2\theta_L}{dt^2} + (D_L - a_L) \frac{d\theta_L}{dt} + K(\theta_L - \theta_R) = K_t i'_L, \quad (3b)$$

と書き表される。(3)を重心座標系に変換するためには,

$$\frac{D_R - a_R}{J_R} = \frac{D_L - a_L}{J_L} (= b), \quad (4)$$

が必要である。本稿では $a_R = 0$, つまり,

$$a_L = D_L - \frac{J_L}{J_R} D_R, \quad (5)$$

として検討を行う。(4),(5)のもと,(3)を変形すると,

$$J_R \frac{d^2\theta_R}{dt^2} + b J_R \frac{d\theta_R}{dt} + K(\theta_R - \theta_L) = K_t i'_R, \quad (6a)$$

$$J_L \frac{d^2 \theta_L}{dt^2} + b J_L \frac{d \theta_L}{dt} + K (\theta_L - \theta_R) = K_i i'_L, \quad (6b)$$

となる。

(6) について, (6a), (6b) の両辺を足し合わせ, 両辺を $J_R + J_L$ で割る, または (6a), (6b) の両辺をそれぞれ J_R, J_L で割る後に, 両辺を引き合わせることで, 和と差のモードで表す運動方程式が,

$$\frac{d^2 \theta_{\text{sum}}}{dt^2} + b \frac{d \theta_{\text{sum}}}{dt} = K_i i_{\text{sum}}, \quad (7a)$$

$$\frac{d^2 \theta_{\text{diff}}}{dt^2} + b \frac{d \theta_{\text{diff}}}{dt} + \left(\frac{K}{J_R} + \frac{K}{J_L} \right) \theta_{\text{diff}} = K_i i_{\text{diff}}, \quad (7b)$$

と得られる。ここで和と差のモードにおける出力変数 θ_{sum} と θ_{diff} , 制御入力 i_{sum} と i_{diff} は,

$$\begin{bmatrix} \theta_{\text{sum}} \\ \theta_{\text{diff}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{J_R}{J_R + J_L} & \frac{J_L}{J_R + J_L} \\ 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_R \\ \theta_L \end{bmatrix} = M_{\text{RL},\text{sd}} \begin{bmatrix} \theta_R \\ \theta_L \end{bmatrix}, \quad (8a)$$

$$\begin{bmatrix} i'_R \\ i'_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_R & \frac{J_R J_L}{J_R + J_L} \\ J_L & -\frac{J_R J_L}{J_R + J_L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{\text{sum}} \\ i_{\text{diff}} \end{bmatrix} = M_{\text{sd},\text{RL}} \begin{bmatrix} i_{\text{sum}} \\ i_{\text{diff}} \end{bmatrix}, \quad (8b)$$

と表される。以上より (2) で表される干渉系は, 提案する仮想粘性の付与により (7) と非干渉化が可能である。

4. 実験による提案法の検証

本章では提案法の優位性を示すための実験結果を示す。実験は, 図 7(a) に示す各軸に対しマルチレートフィードフォワード制御器とフィードバック制御器を適用する従来法 1, 図 7(b), 7(c) に示す⁶⁾に基づく従来法 2,3, 図 6 に基づく提案法の 4 手法について実施する。図 2 で示す 2 慣性系実験装置に対し上述の 4 手法を適用する。

各制御器設計は表 1 を用いて重根配置により行われる。重根配置の極は 100 rad/s から 50 rad/s ずつ上げていき, 制御入力である i_R, i_L が振動的になる手前の極として決定される。提案法においては和モードの制御器の極を決定する前に差モードの比例ゲインを決定する。比例ゲインの決定は, 同じく制御入力振動的になる手前の極として決定される。以上に従って, 提案法の和モードの重根配置の極と比例ゲインをそれぞれ 550 rad/s と 10.000 rad/s, 従来法 1 の各軸の重根配置の極を 350 rad/s, 従来法 1 の各軸の重根配置の極を 300 rad/s, 従来法 1 の各軸の重根配置の極を 400 rad/s とする。従来法 3 では速度差のフィードバックを行うが, その際に使用される比例ゲイン, 積分ゲインはそれぞれ実験的に 1 と決定する。

〈4・1〉 実験結果 実験結果として得られた波形を図 8 に示す。図 8(a), 8(b) は, 図 5(a) を指令位置軌道とする時の各手法の位置追従結果である。図 8(b) から提案法において誤差は最小となることが確認できる。表 2 は実験結果から計算できる位置誤差と速度誤差の RMSD 値である。位置制御について, 従来法の最小である RMSD 値に対して提案法は 74.5 % の低減が可能であることが確認できる。今回の実験について各手法間で誤差に大きな差が生まれているのは,

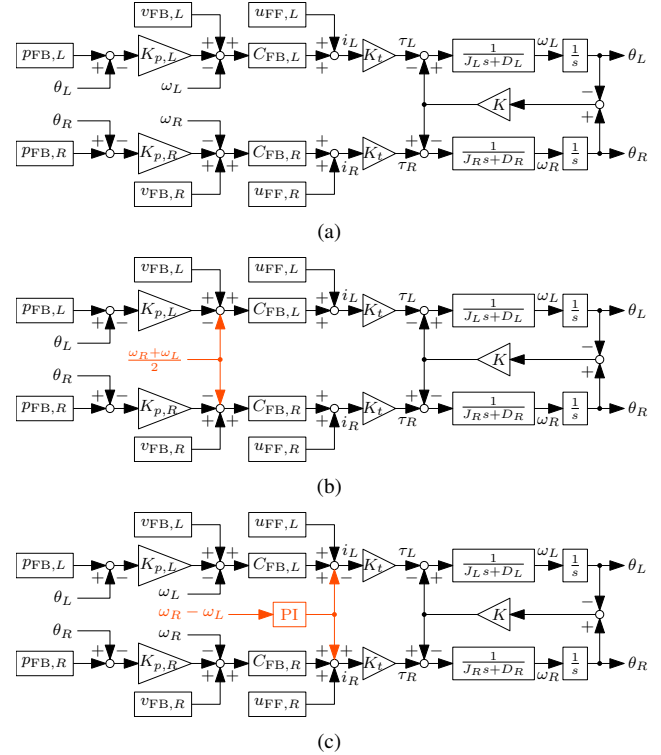


図 7 従来法のブロック線図 (a) 従来法 1 (b) 従来法 2 (c) 従来法 3

Fig.7: Block diagram of conventional methods. (a) Conventional method 1 (b) Conventional method 2 (c) Conventional method 3

提案法により誤差波形的振幅を低減でき, かつ後半の 0.5 s において従来法では大きなドリフトが生じてしまっているためである。この結果からツインドライブ機構を動作させる場合は各軸に対し位置指令を与えるのではなく, 加工位置に対し位置指令を与えることが必要であることが分かる。今後のさらなる提案法の検証のためには重心位置に対し位置指令を与える場合の従来法との比較を行う必要があり, 例えば重心に対する位置軌道を各軸のイナーシャに基づいて分配することで, 従来法 1 の考え方に基づいて追従制御を行う手法が考えられる。

図 8(c), 8(d) は, 図 5(b) を指令速度軌道とする時の各手法の速度追従結果である。図 8(d) と表 2 から各手法において速度軌道誤差は同程度となることが確認できる。

図 8(e) は, ねじれ位置 θ_{diff} の測定結果である。この結果については各手法において差は見られなかった。つまり図 8(e) では各手法間で結果に差があると見えるが, これはある 1 回の結果を示しているからであり, 試行により結果が逆転することもある。

図 8(f), 8(g) は, 制御入力である各軸のモータ電流の測定結果である。図 8(f), 8(g) のそれぞれについて, 前半の 0.5 s では各手法間で大きな差はなく, 後半の 0.5 s で差が出てく

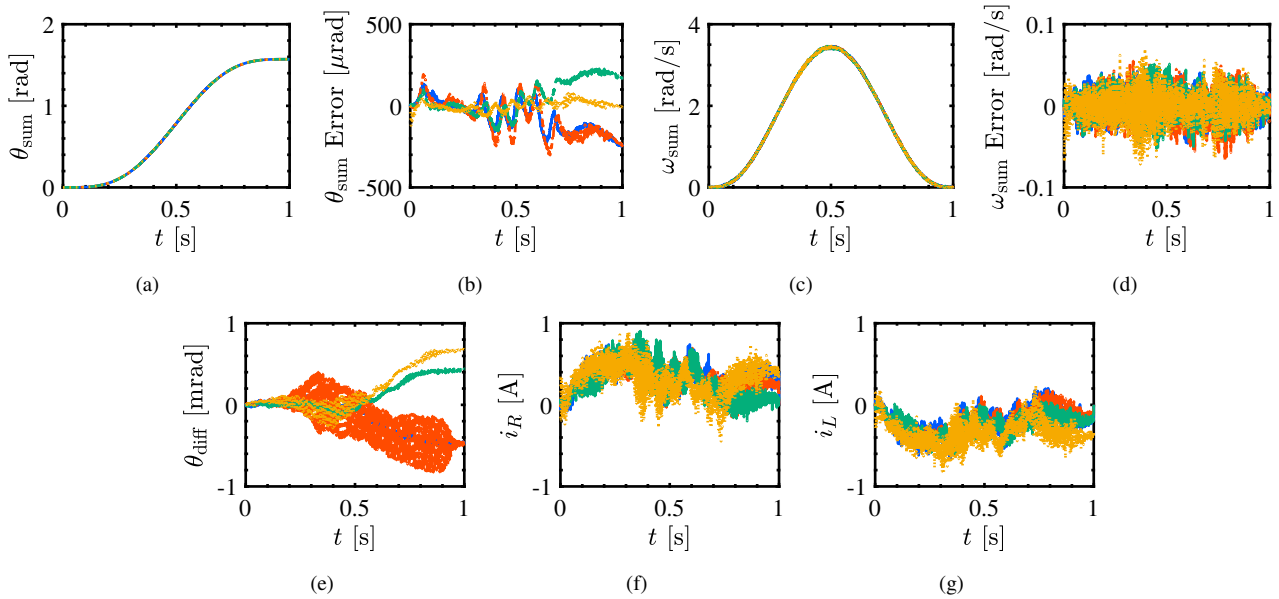


図8 従来法1 (—), 従来法2 (---), 従来法3 (---), 提案法 (---) の実験結果 (a) 重心位置 (b) 重心位置誤差 (c) 重心速度 (d) 重心速度誤差 (e) ねじれ角度 (f) R軸制御入力 (g) L軸制御入力

Fig.8: Experimental results of conventional method 1 (—), conventional method 2 (---), conventional method 3 (---), proposed method (---).

(a) Position (b) Position error (c) Velocity (d) Velocity error (e) Torsional angle (f) Control input on R axis (g) Control input on L axis

表2 実験結果より得られた RMSD 値

Table2: RMSD obtained in experiments

	Conv. 1	Conv. 2	Conv. 3	Prop.
Position θ_{sum} [μ rad]	114	134	116	29.1
Velocity ω_{sum} [m rad]	13.3	17.1	15.2	18.8

ることが確認できる。後半における差には、図8(b)における重心位置のドリフトが現れていると考えられる。

5. 結論

本稿では並進ツインドライブ機構のシステムの位置追従特性の向上を目的として、仮想粘性を付与することで重心座標系への座標変換を可能とする手法を提案した。提案法の有効性は2慣性系機構を用いる実験により検証され、従来法に対し誤差を74.5%低減することが可能となった。

直近の課題として提案法の有効性のさらなる検証のために、重心位置に指令軌道を与える場合の従来法の検討と、剛性の異なるシャフトを用いる実験を行うことがある。また実験結果にばらつきがある場合は試行回数を増やし、統計的な結果の算出も行う。また今回は仮想粘性の付与をL軸に対してのみ行ったが、各軸に対する最適な配分比に関する検討も行う。最終的な目標はツインドライブ機構を有する実際の工作機械に対し提案法を実装することであり、これに関する検討も今後行う。

文 献

- (1) M.-F. Hsieh, W.-S. Yao, C.-R. Chiang: "Modeling and Synchronous Control of a Single-Axis Stage Driven by Dual Mechanically-Coupled Parallel Ball Screws", *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol.34, No.9, pp.933-943 (2007)
- (2) M. Duan, H. Lu, X. Zhang, Y. Zhang, Z. Li, Q. Liu: "Dynamic Modeling and Experiment Research on Twin Ball Screw Feed System Considering the Joint Stiffness", *Symmetry*, Vol.10, No.12, pp.686-702 (2018)
- (3) C.-S. Chen, S.-K. Chen, L.-Y. Chen: "Disturbance Observer-Based Modeling and Parameter Identification for Synchronous Dual-Drive Ball Screw Gantry Stage", *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol.24, No.6, pp.2839-2849 (2019)
- (4) DMG MORI: "DMU 200 Gantry", <https://www.dmgmori.co.jp/products/machine/id=3382>, accessed: 2023-8-18.
- (5) R. Nakashima, S. Kaku, H. Honda, R. Oguro, H. Miyakawa, T. Tsuji: "The Position Control for Linear Slider with Twin Linear Drives", *IEEJ Transactions on Industry Applications*, Vol.123, No.3, pp.278-285 (2003)
- (6) M. Sogabe, Y. Iwashita, N. Sonoda, Y. Kakino: "A Study on the Servo-stability of the Tandem Driven Machine with Linear Motors", *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, Vol.73, No.5, pp.605-610 (2007)
- (7) H. Fujimoto, Y. Hori, A. Kawamura: "Perfect Tracking Control Based on Multirate Feedforward Control with Generalized Sampling Periods", *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol.48, No.3, pp.636-644 (2001)