

# 切り替え型適応同定を用いた工作機械における切削力推定の高性能化

大野 航\*, 藤本 博志 (東京大学)

Development of cutting force estimation based on switching type adaptive identification

Koh Ohno\*, Hiroshi Fujimoto (The University of Tokyo)

## Abstract

The authors had proposed an adaptive cutting force observer, which prevents the estimation accuracy degradation caused by parameter fluctuation. However, the algorithm lacks opportunities for identification in some cases. Therefore, the switching type adaptive identification is introduced in this study to enhance identification opportunities.

**キーワード：**切削力, 工作機械, 切削力オブザーバ, 適応同定, 逐次最小二乗法, 2 慣性系  
(Cutting force, Machine tool, Cutting force observer, Adaptive identification, Recursive least square, Two inertia system)

## 1. はじめに

工作機械を用いた自動加工は今日の産業を支えている。その中でも切削加工は生産の最終プロセスによく用いられており、切削加工の精度が製品の精度・品質に大きく関わっていると言える。切削加工における精度の劣化の原因には、びびり振動や工具への高負荷、工具磨耗がよく知られており、切削する際に生じる力（切削力/加工力）の検出が原因特定・未然防止に役立つパラメータとして注目を集めている [1-3]。そこで、高価なセンサを用いた切削力検出に代わり、工作機械に備わっているモータの情報を用いたセンサレス切削力推定が研究されてきた [4,5]。

近年ではモータ情報に加えステージの位置を検出するリニアエンコーダを併用した Cutting force observer (切削力オブザーバ) [6] が提案され、共振の影響を除去した切削力の広帯域推定が実現された。しかし、モデルベースのオブザーバはプラントパラメータが変動すると推定精度が劣化してしまうため、除去加工によってワーク質量が変動する工作機械においては大きな課題であった。切削力推定を前提としたパラメータ変動への対処としては、モータとボールねじ等の伝達部に注目した軸ねじれトルク（被駆動部に加わるトルク）のロバスト推定手法 [7] やボールねじの非線形剛性に注目した手法 [8] 等が提案されており、本研究グループでもステージ変数変動を陽に考慮した切削力オブザーバの適応推定に注目してきた [9]。一方で、切削力オブザーバ設計に要するクーロン摩擦等の推定を一つの推定アルゴリズムで考慮した場合、速度反転が生じない限り厳密なパラメータ推定は不可能である。また、厳密な収束条件を犠牲に推定機会の拡大を目指すとの独立性が保たれず、パラメータ推定全体が劣化してしまうという問題がある。

そこで本研究では複数の推定機構を用い、対象の運動に応じて切り替えることで、推定可能条件が稀な変数の採用と推定機会拡大の両立をねらう。

## 2. 実験機

理論検証として、工作機械そのものではなく、それと同

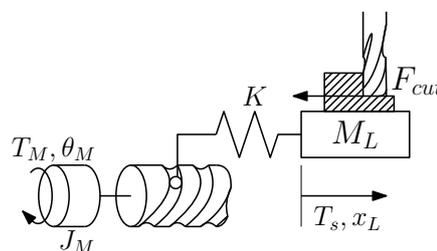


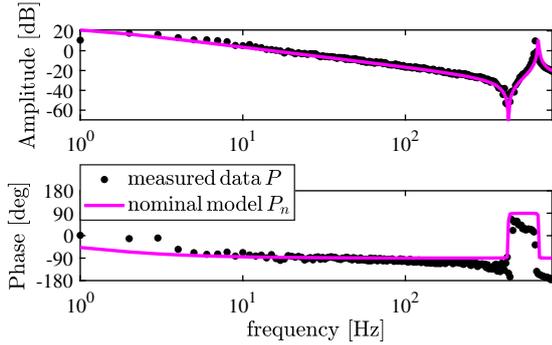
図1 ボールねじステージを有する工作機械のモデル  
Fig. 1. Machine tool with ball-screw stage.

様の特徴を持つ実験装置を用いる。まず、工作機械に用いられているボールねじステージは、図1に示すようにモータイナーシャ  $J_M$ 、伝達部剛性  $K$ 、被駆動部質量  $M_L$  等を分離することで2慣性系としてモデル化できることが知られており、[6]にて提案されている切削力オブザーバもこの特徴を利用している。そこで、本研究では工作機械と同様に2慣性系の特徴を有する図2の実験機を利用して提案法の検証を行った。実験機は駆動モータと被駆動モータが接続されており、これにより2慣性系の特徴が再現されている。 $T_M$ は駆動モータトルク、被駆動部に伝わる軸ねじれトルクが  $T_s$ であり、 $\omega_M$ 、 $\omega_L$ はそれぞれのモータに接続されたエンコーダ測定値である。特に  $\omega_L$ は工作機械のリニアスケール測定値  $\dot{x}_L$ に対応している。更に、被駆動側のモータによって切削力を模擬した入力を再現でき、これを  $F_{cut}$ として扱う。

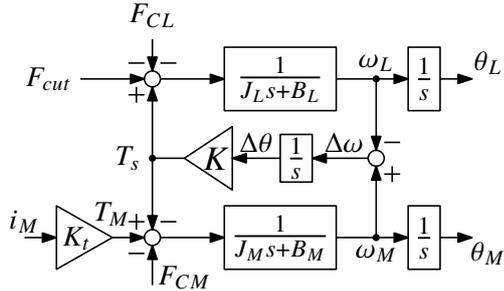
ここで、図2(b)にて示される本実験機の駆動電流  $i_M$ [A]から駆動側エンコーダによる測定角速度  $\omega_M$ [rad/s]までの周波数応答 (FRF) から、対応した2慣性系の伝達関数  $P_n(s)$ に対してフィッティングすることで表1に示すパラメータを得た。このFRFは、周波数分解能1Hzのマルチサイン波で20s加振して採取した。ただし、モータ側クーロン摩擦  $F_{CMn}$ 、被駆動側クーロン摩擦  $F_{CLn}$ に関しては個別に測定した。



(a) photograph.



(b) frequency response.



(c) block diagram of two-inertia-system model

図2 実験機 (2 慣性系モータベンチ)

Fig. 2. Experimental setup (Two-inertia-system motor bench).

### 3. 手 法

提案する適応切削力オブザーバの構成を図3に示す。前提とする切削力オブザーバには、本研究グループにて提案されたロバスト軸ねじれトルク推定 [7] を軸ねじれトルクの推定に採用する。これにより、被駆動側に加わる軸ねじれトルクは高い信頼性で推定できていると仮定できる。ここで、RLS と示されているブロックが提案法によって追加されたパラメータ推定機構である。RLS ブロックにて推定された被駆動側モデルパラメータ  $\hat{J}_L$ ,  $\hat{B}_L$ ,  $\hat{F}_{CL}$  を用いて、切削力オブザーバをオンライン更新することでオブザーバが適応化される。さらに、被駆動側の状態量に応じてパラメータ推定式を切り替えることで、推定機会の拡大が期待できる。

本章では、はじめに提案法の前提となる切削力推定機構、ロバスト軸ねじれトルク推定について説明し、次に切り替えを有する被駆動部パラメータ推定機構とオブザーバの適

表1 同定されたノミナルモデルのパラメータ

Table 1. Identification results of nominal parameters.

Motor inertia	$J_{Mn}$	0.0028 kgm <sup>2</sup>
Motor torque constant	$K_{tn}$	0.5710 NmA <sup>-1</sup>
Torsion stiffness	$K_n$	24 000.0 N/mm <sup>2</sup>
Load-side inertia (w/o weight)	$J_L$	0.0032 kgm <sup>2</sup>
Motor-side viscous friction coefficient	$B_{Mn}$	0.002 Nm/rad/s
Load-side viscous friction coefficient	$B_{Ln}$	0.002 Nm/rad/s
Motor Coulomb friction	$F_{CMn}$	0.15 N m
Load-side Coulomb friction	$F_{CLn}$	0.15 N m

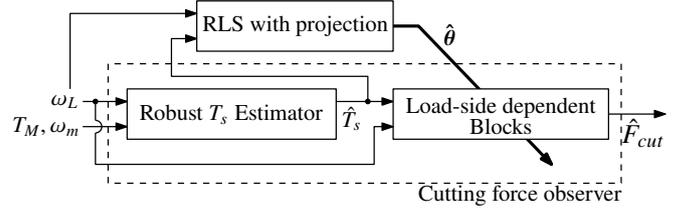


図3 提案する適応切削力オブザーバのブロック線図

Fig. 3. Block diagram of the proposed adaptive cutting force observer.

応化について述べる。

**〈3・1〉 切削力オブザーバ** 切削力オブザーバのブロック線図を図4へ示す。図中波線で囲まれているブロックによってモータ部変数とねじれ剛性  $K$  の変動に対してロバストな軸ねじれトルク  $T_s$  の推定を、駆動側エンコーダによる  $\omega_M$  と負荷側エンコーダによる  $\omega_L$  の併用によって広帯域切削力推定をそれぞれ実現している。

ここで、工作機械が図2(c)のモデルに従って振る舞うと仮定した時、軸ねじれトルク  $T_s$  を入力とした時の被駆動イナーシャ  $J_L$  に関する運動方程式は

$$T_s = J_L \cdot \dot{\omega}_L + B_L \cdot \omega_L + F_{CL} \cdot \text{sgn}(\omega_L) + F_{cut}, \quad (1)$$

で表される。 $F_{CL}$  は速度方向に依存するクーロン摩擦である。今、軸ねじれトルク  $T_s$  が  $\hat{T}_s$  として推定される時、

$$\begin{aligned} \hat{F}_{cut} &= Q(s)F_{cut} \\ &= \hat{T}_s - Q(s) \left\{ J_L s \omega_L + B_L \omega_L + F_{CL} \cdot \text{sgn}(\omega_L) \right\} \end{aligned} \quad (2)$$

によって推定切削力  $\hat{F}_{cut}$  が得られる。ただし、 $Q(s)$  は微分演算を行うための Low-pass filter (LPF) であり、 $\hat{T}_s$  の推定帯域と等しい。

**〈3・2〉 ロバスト軸ねじれトルク推定** 図4にて波線で囲まれた軸ねじれトルク推定は

$$\begin{aligned} \hat{T}_{sM} &= Q(s) \left( T_M - J_M s \omega_M - B_M \omega_M - F_{CM} \cdot \text{sgn}(\omega_M) \right) \end{aligned} \quad (3)$$

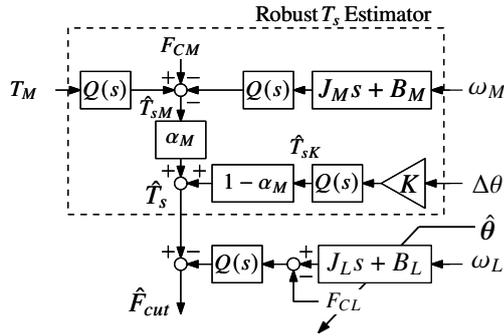


図4 被駆動側変数の更新機構を有する切削力オブザーバ  
Fig. 4. Block diagram of cutting force observer based on robust  $T_s$  estimation.

$$\hat{T}_{sK} = Q(s) \frac{1}{s} (\omega_M - \omega_L) K = Q(s) \Delta \theta K \quad (4)$$

で記述される2種類の $T_s$ 推定手法を混合比 $\alpha_M$ で配合することによってロバスト化が実現されている。 $\hat{T}_{sM}$ はモータ側外乱オブザーバによる推定[10]、 $\hat{T}_{sK}$ は駆動側と負荷側の相対変位に注目した推定手法[11]である。ここで、それぞれの誤差分散が $\sigma_{\hat{T}_{sM}}^2$ 、 $\sigma_{\hat{T}_{sK}}^2$ で表される時、 $\alpha_M$ を

$$\alpha_M = \frac{\sigma_{\hat{T}_{sK}}^2}{\sigma_{\hat{T}_{sM}}^2 + \sigma_{\hat{T}_{sK}}^2} \quad (5)$$

にて与えることによってモデル化誤差と測定誤差に対して軸ねじれトルク推定の誤差分散が最小になる。ただし、 $\sigma_{\hat{T}_{sM}}^2$ 、 $\sigma_{\hat{T}_{sK}}^2$ はモデルパラメータの誤差分散、エンコーダ量子化ノイズに起因する測定誤差分散を含んでいる[7]。

本実験では、モータ部、駆動部のパラメータを事前に同定したため、モデルパラメータの誤差は考えず、量子化ノイズに起因する誤差分散のみを考慮してロバスト軸ねじれトルク推定を実装した。

**〈3・3〉 逐次最小二乗法を用いたパラメータ推定** 提案法である図3において、逐次最小二乗法(RLS)に基づいてパラメータ推定を行うが、これは discontinuous projection と条件付きパラメータ更新によってロバスト化されている[12]。本アルゴリズムにおいては、時刻 $k$ におけるリグレッサ $\varphi[k]$ がPE (Persistent Excitation, 持続的励起) 条件を満足する時、 $L$ サンプルの矩形窓を有するRLS法を利用して、推定パラメータベクトル $\hat{\theta}[k]$ を以下の時間更新式により更新することでパラメータ推定が可能である。

$$\hat{\theta}[k] = \hat{\theta}[k-1] + \text{Proj}_{\hat{\theta}}(\mathbf{E}[k]) \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{E}[k] = & \mathbf{P}[k] \varphi[k] \{y[k] - \varphi^T[k] \hat{\theta}[k-1]\} \\ & - \mathbf{P}[k] \varphi[k-L] \{y[k-L] - \varphi^T[k-L] \hat{\theta}[k-1]\} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\mathbf{P}[k] = \mathbf{P}'[k] - \frac{\mathbf{P}'[k] \varphi[k-L] \varphi^T[k-L] \mathbf{P}'[k]}{1 + \varphi^T[k-L] \mathbf{P}'[k] \varphi[k-L]} \quad (8)$$

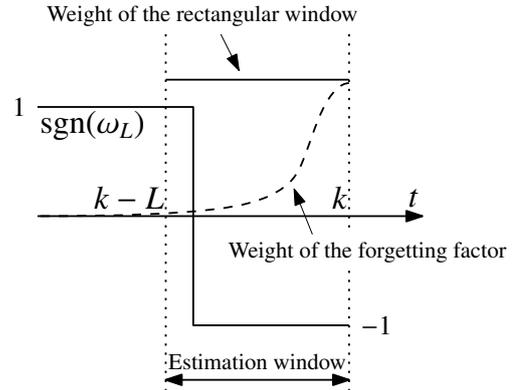


図5 摩擦推定における矩形窓 RLS の優位性  
Fig. 5. Advantage of the RLS with a rectangular window in Coulomb friction estimation.

$$\mathbf{P}'[k] = \mathbf{P}[k-1] + \frac{\mathbf{P}[k-1] \varphi[k-L] \varphi^T[k-L] \mathbf{P}[k-1]}{1 + \varphi^T[k-L] \mathbf{P}[k-1] \varphi[k-L]} \quad (9)$$

$$\text{Proj}_{\hat{\theta}_j}(E_j) := \begin{cases} 0 & \text{if } \hat{\theta}_j[k-1] \geq \theta_{j \max} \ \& \ E_j > 0 \\ 0 & \text{if } \hat{\theta}_j[k-1] \leq \theta_{j \min} \ \& \ E_j < 0 \\ E_j & \text{otherwise} \end{cases} \quad (10)$$

ここで、 $\mathbf{P}'[k]$ 、 $\mathbf{E}[k]$ は中間変数である。また、PE条件を満足しない際は推定結果が真値に収束しないため、誤差の共分散行列 $\mathbf{P}[k]$ を $\mathbf{P}[k] = \mathbf{P}[k-1]$ として更新しない。Proj $_{\hat{\theta}_j}$ 関数では推定パラメータの範囲を指定しており、これにより更新される切削力オブザーバの最低限の性能が保証される。

文献[12]等で採用されている忘却係数法ではなく、矩形窓型RLSを利用している理由としてクーロン摩擦推定への考慮がある。クーロン摩擦は、速度反転に際して力の向きが逆転するという特徴より、速度の符号関数をリグレッサに採用することで適応同定が可能である。しかし、忘却係数を用いたRLSでは速度反転から時間が経過するにつれて指数関数的に速度反転時のデータの重みが小さくなり(図5破線)、メモリホライズンの内側であってもリグレッサに非相関な外乱(一定外力や重力外乱)の影響を受けやすい。一方で、矩形窓RLSであれば推定窓内で一律の重みであり(図5上部実線)、上記外乱等の影響を受けづらいため、本手法では矩形窓RLSを採用した。

**〈3・4〉 切り替え機構を有する逐次最小二乗法** 工作機械の被駆動ステージに適用するにあたり、未知パラメータ $J_L$ 、 $B_L$ 、 $F_{CL}$ を式(1)の運動方程式に基づいてRLS法に用いるリグレッションモデルを設計したいが、 $F_{cut}$ は本来未知である。そこで、切削力の周波数特性に注目してリグレッションモデルを設計する。[9]より、切削力は直流成分と回転工具がワークに接触する際に生じる高周波成分で構成されていることが確認されており、これより、式(1)の

両辺を帯域が低い LPF,  $Q_{\text{RLS}}(s)$  を用いてフィルタ処理することで  $F_{\text{cut}}$  が推定区間  $L$  において一定値であると仮定できる。この仮定のもと,  $J_L, B_L, F_{CL}$  と切削力  $F_{\text{cut}}$  の直流成分を推定対象に含めたリグレーションモデルを以下に示す。ただし,  $F_{\text{cut}}^{DC}$  は切削力  $F_{\text{cut}}$  の直流成分に該当し, パラメータ推定のみ利用される。

$$y_4 = \varphi_4^T \theta_4 \quad (11)$$

where

$$y_4 = Q_{\text{RLS}}(s) \hat{T}_s$$

$$\varphi_4^T = Q_{\text{RLS}}(s) [\dot{\omega}_L, \omega_L, 1, \text{sgn}(\omega_L)]$$

$$\theta_4 = [J_L, B_L, F_{\text{cut}}^{DC}, F_{CL}]^T$$

式 (11) を用いることで切削力オブザーバの逐次更新に用いる 3 つのパラメータが推定できるが, このリグレッサが厳密に PE 条件を満たすのは, 少なくとも速度反転から  $L$  サンプル分の限られた長さであり, 実用的ではない。そのため, [9] では加速度が有限である際に RLS を計算することで, 厳密な収束条件を犠牲に推定機会を増やしていた。

本稿の提案法では式 (11) の推定式に加え, 推定に  $F_{CL}$  を含まない以下のリグレーションモデルを併用し, 運動条件によって切り替えることで収束条件の満足とパラメータ推定機会増大の両立を狙う。

$$y_3 = \varphi_3^T \theta_3 \quad (12)$$

where

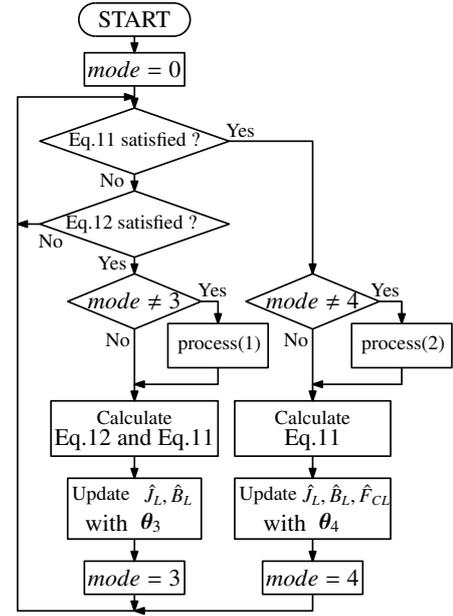
$$y_3 = Q_{\text{RLS}}(s) (\hat{T}_s - \hat{F}_{CL} \cdot \text{sgn}(\omega_L))$$

$$\varphi_3^T = Q_{\text{RLS}}(s) [\dot{\omega}_L, \omega_L, 1]$$

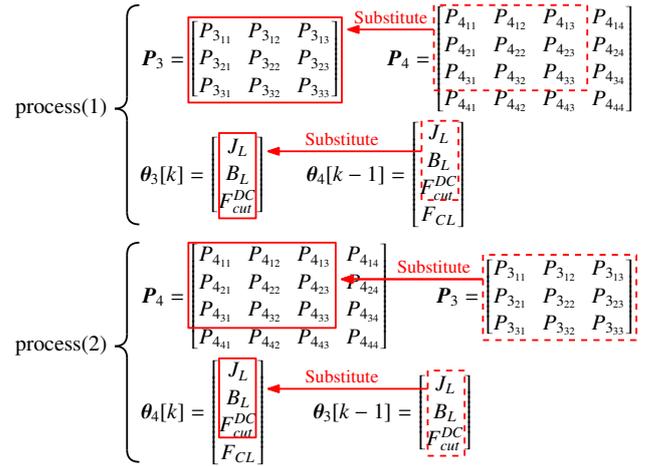
$$\theta_3 = [J_L, B_L, F_{\text{cut}}^{DC}]^T$$

式 (12) では,  $J_L, B_L, F_{\text{cut}}^{DC}$  を推定し, 入力の一部として扱う  $F_{CL}$  に関しては, 切り替え前に式 (11) で推定した値を用いる。

次に切り替えアルゴリズムに関して説明する。図 6 に推定機構切り替えに関するフローチャートを示す。運動がそれぞれのリグレッサ  $\varphi$  に関して PE 条件を満たしているかを基準に切り替えている。式 (11) の  $F_{CL}$  推定を含むリグレッサの PE 性が満たされていれば式 (11) を用いた推定を, 式 (12) のリグレッサの PE 性が満たされていれば式 (12) を用いた推定機構を, それ以外であればパラメータ推定を行わない。リグレーションモデル切り替えの際に, 切り替え前の RLS にて推定したモデルパラメータ  $\theta$  を新たな RLS の初期値として設定することで, 切削力オブザーバ更新に用いるパラメータの連続性が保たれ有用である。しかし, 時間更新式で記述される RLS は推定窓内の情報を誤差共分散行列  $P$ , 推定パラメータ  $\theta$  という形でも保持しており, そのうちの片方のみをオンラインで上書きすることは適切でない。そこで, 本手法では図 6(b) に示すように推定パラメータの移行に伴って, 誤差共分散行列の対応した要素も切り替え後の RLS へ代入している。式 (11) から式 (12) に切



(a) a flow chart of the RLS switching.



(b) processes in the switching RLS.

図 6 逐次最小二乗法におけるリグレッサの切り替えアルゴリズム

Fig. 6. The algorithm of the proposed switching RLS.

り替わる場合には, 式 (11) のほうが行列要素数が大きい問題ないが, 式 (12) から式 (11) への切り替えでは行列の要素が足りない。しかし, 代入できない要素に関して, 切り替え前のパラメータを用いると代入した際に誤差の共分散等に齟齬が生じると考えられる。そこで, 式 (12) が作動するタイミングで式 (11) も同時に計算し,  $P_4$  と  $\theta_4$  を更新するようにした。ただし, 式 (11) の PE 条件は満たされていないため,  $\theta_4$  の内容は切削力オブザーバ等の更新には用いない。

一方, リグレッサの PE 条件をオンラインで判定するのは計算量の都合上困難であるため, 実験では角加速度が有限値であれば式 (12) の PE 条件が満たされ, かつ速度反転

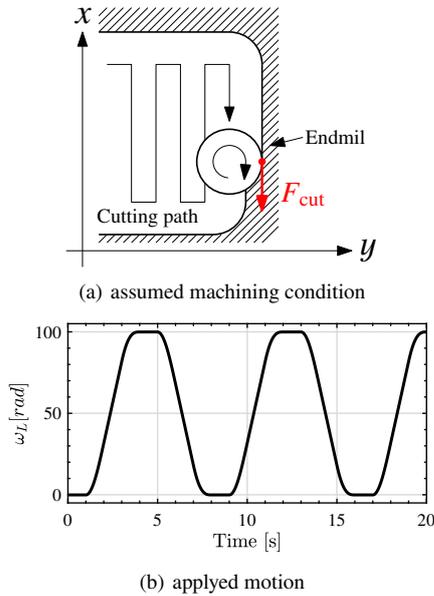


図7 実験の仮定と利用した角度軌道  
Fig. 7. Assumptions and motion of the experiments.

表2 実験条件  
Table 2. Experimental conditions.

Sampling period	$t_s$	0.4 ms
Encoder resolution	$q$	20 bit
Estimation length of RLS	$L$	100 samples
Cutoff frequency	$Q(s)$	250 Hz
Cutoff frequency	$Q_{RLS}(s)$	40 Hz

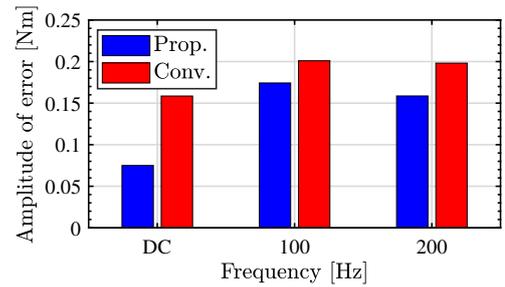
が生じた場合には式 (11) の PE 条件を満足するという指標を用いた。

以上に述べた推定機構に推定されたパラメータを用いて切削力オブザーバの対応する変数,  $J_L$ ,  $B_L$ ,  $F_{CL}$  を更新し, 図3に示した適応切削力オブザーバを実現する。

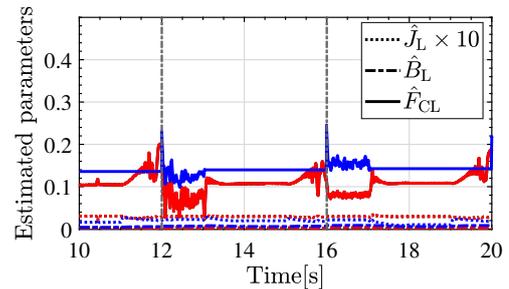
#### 4. 実験

本稿で提案した切り替え型逐次最小二乗法の有効性を検証するために, 被駆動側のモータを用いて切削力を模擬したトルクを加え, 適応化した切削力オブザーバにて推定した結果を取得した。実験装置は  $P_n(s)$  の剛体モードに対して 5 Hz に重根極配置した PI 速度制御を実装し, 図7(b)に示す反復動作を行う。これは, 図7(a)に示すような切削加工を想定しており,  $x$  軸に関して速度反転が生じたとしても, 主軸回転による切削抵抗によって切削力の方向が変動しない状況が十分生じ得ることを示している。負荷側モータから入力する模擬切削力は, 主軸回転による歯の周期的な接触を想定して, 2 N の直流成分と振幅が 1 N で周波数がそれぞれ 100 Hz と 200 Hz の正弦波振動を足し合わせた信号を採用した。

また, 切削力オブザーバの適応化による効果は [9] で示されているとし, 実験では [9] の適応切削力オブザーバを従来手法として, 提案法である切り替え型 RLS を用いた切



(a) frequency analysis of the estimated error (blue:Prop., red:Conv.).



(b) estimated parameters (blue:Prop., red:Conv.).

図8 定常的な切削力を用いた実験結果 (a) 誤差の周波数解析結果

Fig. 8. The result of the experiments with the simulated steady cutting force.

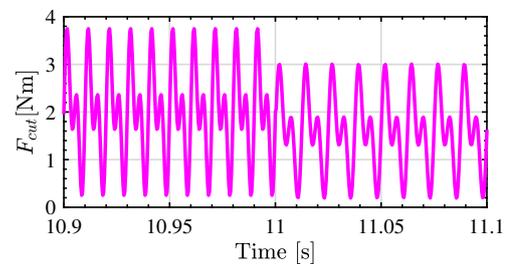
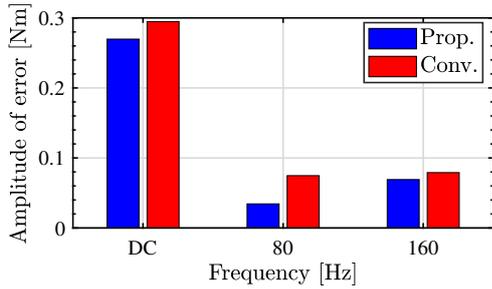


図9 主軸回転数変動を模擬した切削中の切削力変動 (11 sec にて周波数, ゲインを 0.8 倍)

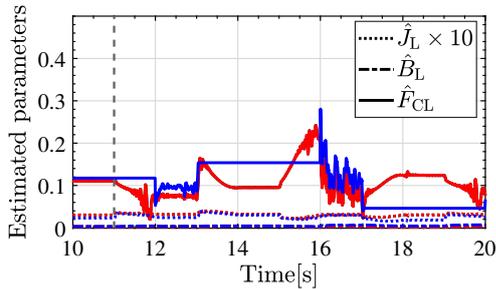
Fig. 9. Cutting force simulation which fluctuate by spindle speed change (The gain and the frequencies changes on 11 s).

削力オブザーバと比較を行った。その他の実験条件は表2にまとめた。

定常的に切削力を印加した際の結果を図8に示す。図8(a)は推定切削力と入力した模擬切削力の誤差の周波数解析結果を掲載している。青色の Prop. が提案手法, 赤色の Conv. が従来法であり, 入力した模擬切削力の周波数成分に応じて DC, 100 Hz, 200 Hz で比較を行っている。図より, 切削力推定の誤差は提案法の導入によって各周波数の誤差は 15%–50% 下がっていることがわかる。図8(b)は実験中のパラメータ推定の様子を表している。特に実線は  $\hat{F}_{CL}$  を表しており, Conv. が一点鎖線で示される 12s と 16s での速度反転の前後で推定が暴れているのに対して, Prop. はおお



(a) frequency analysis of the estimated error (blue : Prop., red : Conv.).



(b) estimated parameters (blue : Prop., red : Conv.).

図 10 主軸回転数の変動を模擬した実験結果

Fig. 10. The result of the experiments with the simulated cutting force which varies.

よそ一定値を推定できている。特に図 8(a) の DC の誤差が顕著に減っているため、 $F_{CL}$  推定が適切であると言える。

次に、より実用的な状況を模擬するために切削力の周波数、大きさを途中で変動させる実験を行う。これは、切削中に主軸回転数が変動した状況を模擬している。[13] に代表されるびびり振動抑制制御のように、主軸回転数を積極的に変化させ、それによって切削力が変化してしまうことは十分に考えられる。 $F_{cut}$  を図 9 のように変化させた時の切削力推定結果を図 10 に示す。図 10(a) は 11s から 20s の周波数解析結果であり、特に低域の誤差が増大しているが、Prop. と Conv. を比較した場合、Prop. の誤差のほうが小さい結果が得られた。図 10(b) に注目すると  $F_{cut}^{DC}$  が切削中、かつ速度反転していない際に変化するため、赤色の Conv. では  $F_{cut}^{DC}$  と  $F_{CL}$  の分離ができず、切削力の変化する 11s を境目にパラメータ推定の精度が悪化していることがわかる。一方で、青色の Prop. に関しても 17s 以降で  $F_{CL}$  の推定精度が悪化しているため、完全に切削力変動の影響を排除できなかった。

最期に、誤差の実効値をまとめた表 3 より、いずれの条件においても提案法が 15% 程度誤差を削減できているといえる。

## 5. 結論

本稿では工作機械における切削力推定に関して、被駆動部に関するモデルパラメータを推定、切削力推定機構を適応化する従来法に対し、複数の逐次最小二乗推定式を切り

表 3 推定誤差の実効値の比較

Table 3. Root mean square of the estimated errors.

Assumed spindle speed	Prop. (Switching RLS)	Conv. (ordinal RLS)
stationary revolution	0.5652	0.6643
revolution changes	1.3622	1.6516

替える機構を導入することで、切削力推定性能の向上を目指した。検証においては工作機械と同様の特性を有する簡易な実験装置を用いて、従来手法との比較した。その結果、切り替えを行わない逐次最小二乗法と比べて推定精度の向上が確認できたが、パラメータ推定を行う状況によっては提案法においても推定誤差が増大するため、より推定条件を選ばない推定手法の模索が今後の研究課題として挙げられる。

## 参考文献

- (1) K. Javed, R. Gouriveau, X. Li, and N. Zerhouni, "Tool wear monitoring and prognostics challenges: a comparison of connectionist methods toward an adaptive ensemble model," *Journal of Intelligent Manufacturing*, vol. 29, no. 8, pp. 1873–1890, 2018.
- (2) M. Nouri, B. K. Fussell, B. L. Ziniti, and E. Linder, "Real-time tool wear monitoring in milling using a cutting condition independent method," *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 89, pp. 1–13, 2015.
- (3) A. I. Azmi, "Monitoring of tool wear using measured machining forces and neuro-fuzzy modelling approaches during machining of GFRP composites," *Advances in Engineering Software*, vol. 82, pp. 53–64, 2015.
- (4) H. Saraie, M. Sakahira, S. Ibaraki, A. Matsubara, Y. Kakino, and M. Fujishima, "Monitoring and Adaptive Control of Cutting Forces Based on Spindle Motor and Servo Motor Currents in Machining Centers," *Proceedings of International Conference on Leading Edge Manufacturing in 21st century : LEM21*, 2003.
- (5) Y. Kakinuma and T. Kamigochi, "External sensor-less tool contact detection by cutting force observer," *Procedia CIRP*, vol. 2, no. 1, pp. 44–48, 2012.
- (6) Y. Yamada and Y. Kakinuma, "Sensorless cutting force estimation for full-closed controlled ball-screw-driven stage," *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 87, no. 9–12, pp. 3337–3348, 2016.
- (7) S. Yamada and H. Fujimoto, "Minimum-variance load-side external torque estimation robust against modeling and measurement errors," *IEEJ Journal of Industry Applications*, vol. 9, no. 2, pp. 117–124, 2020.
- (8) S. Yamato, A. Sugiyama, N. Suzuki, N. Irino, Y. Imabepu, and Y. Kakinuma, "Enhancement of cutting force observer by identification of position and force-amplitude dependent model parameters," *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 104, pp. 3589–3605, 2019.
- (9) K. Ohno, H. Fujimoto, Y. Isaoka, and Y. Terada, "Basic Study on Adaptive Cutting Force Observer for Machine Tool Considering Stage Parameter Variation," in *IEEJ/IAS (D) Online Technical Meetings 2020*, 2020, pp. 43–48.
- (10) M. Matsuoka, T. Murakami, and K. Ohnishi, "Vibration suppression and disturbance rejection control of a flexible link arm," *IECON Proceedings (Industrial Electronics Conference)*, vol. 2, pp. 1260–1265, 1995.
- (11) J. Suzuki, T. Murakami, and K. Ohnishi, "Position and force control of flexible manipulator with position sensitive device," *International Workshop on Advanced Motion Control, AMC*, pp. 414–419, 2002.
- (12) H. Fujimoto and B. Yao, "Multirate adaptive robust control for discrete-time non-minimum phase systems and application to linear motors," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 10, no. 4, pp. 371–377, 2005.
- (13) T. Shimoda and H. Fujimoto, "Adaptive Spindle-Speed Selection for Chatter Avoidance to Achieve High-Precision NC Machining Based on Semi-Discretization Method," in *IECON 2017 43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, 2017, pp. 6709–6714.