Sensorless Oscillation Control of a Suspended Load with Flywheels

Koichi Nishimura Student Member (Keio University, nishimu@sum.sd.keio.ac.jp)

Toshiaki Tsuji Member (Keio University, tsuji@kobalab.com)

Kouhei Ohnishi Senior Member (Keio University, ohnishi@sd.keio.ac.jp)

Keywords: flywheel, oscillation control, suspended load, disturbance observer, crane

Suspended loads are susceptible to disturbance such as wind. Oscillation control improves safeness and efficiency of loading and unloading. This study proposes a method of sensorless oscillation control of a suspended load.

We use a oscillation control device shown in Fig. 1. Two flywheels are installed on it. Only one dimensional oscillation is considered for simplification. The dynamic equation of suspended load is shown in (1).

$$M\ddot{\phi} + I_w(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\theta}_2) + G(\phi) = 0 \dots \dots \dots (1)$$

ϕ is rotation angle of suspended load. θ_1 and θ_2 are rotation angle of flywheels. M is total inertia of the system. I_w is inertia of a flywheel. $G(\phi)$ is gravity torque. The second and third term of the left side of (1) mean reaction torque of flywheels represented by τ_1^{reac} and τ_2^{reac} . Reaction torque of flywheels is applied for the oscillation control. We control the reaction torque as $\tau_1^{reac} = D_1\dot{\phi}$ and $\tau_2^{reac} = D_2\dot{\phi}$. Then, the dynamic equation includes damping term $(D_1 + D_2)\dot{\phi}$, so oscillation control of a suspended load is realized.

Angular velocity value of a suspended load must be acquired for the oscillation control. In this research, we estimate angular velocity of the suspended load. Inertia torque observer is proposed as shown in (2). Inertia torque $I_{wn}\hat{\phi}$ is disturbance torque that occurs on flywheels as the suspended load is oscillating.

$$I_{wn}\hat{\phi} = \frac{g_{it}}{s + g_{it}} (K_t I_a - I_{wn}s\dot{\theta} - \hat{\tau}^{fric}) \dots \dots \dots (2)$$

$\hat{\phi}$ is estimated angular acceleration. g_{it} is cutoff frequency of inertia torque observer. K_t is torque constant. I_a is input electric current.

Fig. 1. Oscillation control device for suspended load

$\hat{\tau}^{fric}$ is estimated friction torque. Subscript n means nominal value. Estimated angular velocity of the suspended load $\hat{\dot{\phi}}$ is shown in (3).

$$\hat{\dot{\phi}} = \frac{s^2}{(s + g_{HPF})^2} \frac{g_{LPF}}{s + g_{LPF}} \frac{\hat{\phi}}{s} \dots \dots \dots (3)$$

g_{HPF} and g_{LPF} are cutoff frequency of high-pass filter and low-pass filter, respectively. Total control system of flywheels is shown in Fig. 2. Disturbance observer is adopted in this control system for robustness.

We made an oscillation control experiment of a suspended load with the proposed method. The experimental result is shown in Fig. 3. By using inertia torque observer, estimation of angular velocity value and oscillation control of the suspended load are achieved at the same time.

The proposed method will improve safeness and efficiency of loading and unloading.

Fig. 2. Block diagram of controller

Fig. 3. Estimation of angular velocity

フライホイールによる吊り荷のセンサレス振動制御

学 生 員 西村 公一* 正 員 辻 俊明*

上級会員 大西 公平*

Sensorless Oscillation Control of a Suspended Load with Flywheels

Koichi Nishimura*, Student Member, Toshiaki Tsuji*, Member, Kouhei Ohnishi*, Senior Member

This study proposes a method of sensorless oscillation control of a suspended load. To suppress oscillation of a suspended load, we use flywheels as a control device. Reaction torque of flywheels is applied for the oscillation control. An angular velocity value of a suspended load must be acquired for the oscillation control. Therefore, a method to estimate the angular velocity value is indispensable. By conventional methods, the estimation and the oscillation control cannot be realized simultaneously in case of one flywheel. Hence, inertia torque observer is proposed. Inertia torque appears as a disturbance torque on flywheels when a suspended load is oscillating. The angular velocity value is calculated based on this inertia torque. By using inertia torque observer, estimation of the angular velocity value and oscillation control of a suspended load are achieved at the same time.

キーワード：フライホイール，振動制御，吊り荷，外乱オブザーバ，クレーン

Keywords: flywheel, oscillation control, suspended load, disturbance observer, crane

1. 序 論

港湾や建設現場では，コンテナや建築資材等の荷物の移動にクレーンが広く利用されている。クレーンの吊り荷は移動に伴う慣性や風などの外乱により，回転と横揺れを生じやすい。よって吊り荷の積み下ろしの際には回転と横揺れにより作業効率が落ちるだけでなく，衝突による事故の危険性が高くなる。また，港湾の使用料は時間に比例するので，吊り荷の回転と横揺れを抑制し積み下ろし作業を効率化できれば大規模なコスト削減も可能になる。このように安全面と経済面の両方から吊り荷の回転と横揺れを制御することが必要とされている。

本論文では吊り荷の横揺れに焦点を置き，その制御について述べる。以後の文中で用いる振動制御という表現は，吊り荷の横揺れを抑圧するための制御を指す。

クレーンの操舵による吊り荷の振動制御法については今日までにさまざまな研究がなされてきた^{(1)~(3)}。しかし，これらの手法は吊り荷の横揺れを間接的に抑制するものであり，風などの外乱に対する速応性に欠ける。このため吊り荷に振動制御装置を搭載し直接吊り荷を制御する研究もなされている。例えば，コントロール・モーメント・ジャイ

ロ (CMG) や慣性ロータを利用した吊り荷の振動制御手法が提案されている⁽⁴⁾⁽⁵⁾。フライホイールは機構が簡単で製造コストも低いが，CMG 等と比較して大きな反動トルクを得られないという欠点を持つ。著者らはこの欠点を補うためにフライホイールにブレーキ機構を搭載し，出力トルクの増加を可能にする方法を提案した⁽⁶⁾。また，フライホイールによる吊り荷の振動制御装置の性能を実寸大で評価し，実用化の可能性を示した⁽⁷⁾。

吊り荷の振動制御を行うには，吊り荷の横揺れを計測する必要がある。その方法として画像センサ，加速度センサ等を用いることが考えられるが，これらは振動制御装置のコスト高や，サンプリング時間が長いことにより制御性能の低下につながる。そこで，著者らはフライホイールによる吊り荷の振動制御装置を用いてフライホイールの角速度応答からセンサレスで吊り荷の角速度を推定し，吊り荷の振動制御を行う手法を提案した⁽⁸⁾。しかし，この手法では吊り荷の角速度推定と振動制御を 1 つのフライホイールで同時に行うことは困難であるため，振動制御用のフライホイールの他に吊り荷の角速度推定用のフライホイールが必要であった。吊り荷の角速度推定と振動制御を 1 つのフライホイールで同時に行うことができれば，実用に供せられる。このフライホイールを振動制御に用いれば振動制御トルクの高出力化が可能になり，機構の軽量化も図れる。

本論文では慣性トルク推定オブザーバを提案し，この技術的課題を克服する。吊り荷を基準とする座標系において

* 慶應義塾大学理工学部システムデザイン工学科

〒223-8522 横浜市港北区日吉 3-14-1

Department of System Design Engineering, Keio University

3-14-1, Hi-yoshi, Kouhoku-ku, Yokohama 223-8522

考えると、フライホイールの角速度応答値にはフライホイール自身の回転速度に加えて、吊り荷の振動による変化が現れる。このような角速度応答値の変化はフライホイールに外乱が加わって生じると考えることができ、この外乱を慣性トルクと呼ぶ。慣性トルク推定オブザーバとは外乱オブザーバ⁹⁾の推定する外乱から慣性トルクを抽出するものである。得られた慣性トルクから吊り荷の角速度を推定できる。慣性トルク推定オブザーバをフライホイールの制御系に適用し、1つのフライホイールで吊り荷の角速度推定と振動制御を同時に実現する。

本論文の構成は以下のとおりである。まず、第2章において本研究で扱う吊り荷の実験システムのモデル化と解析を行う。次に第3章で吊り荷の振動制御手法について述べる。第4章では慣性トルク推定オブザーバを提案し、1つのフライホイールで吊り荷の角速度推定と振動制御を同時に行う手法について述べる。第5章では実験を行い、提案手法の有効性を検証する。第6章ではトルクリプルに対する提案手法のロバスト性を検証するため、シミュレーションを行う。最後に第7章で結論を述べる。

2. システムのモデル化と動力学

本研究ではコンテナなどの吊り荷に振動制御装置を搭載することを想定し、図1に示す実験システムを作成した。実験システムは振動制御装置とおもりで構成されている。振動制御装置は互いに平行な回転軸を持つ2つのフライホイールとそれを駆動するモータで構成されている。側面におもりを取り付けることで質量及び慣性モーメントを増やし、振動制御装置を吊り荷に搭載した状態を再現している。

〈2・1〉吊り荷と振動制御装置のモデル化 実験システムを図2に示すようにモデル化した。単純化のため1次元の振動のみを考慮する。吊り荷は支持点を中心に回転し、ワイヤの弛みや屈曲による吊り荷の姿勢変動や、支持点における摩擦はないものとする。 ϕ は吊り荷の回転角を表す。フライホイールの回転軸は吊り荷の回転軸と平行である。フライホイールの駆動で生じる反動トルクにより吊り荷の振動制御を行う。 θ はフライホイールの回転角を表し、下添え字1,2はそれぞれ第1,2ホイールに対応していることを表す。 θ は実際にはモータに取り付けたエンコーダで測定するため、ワールド座標系ではなく振動制御装置の座標系を基準とする。振動制御装置の基準点はフライホイールの回転軸上に設定する。 l は吊り荷の支持点から振動制御装置の基準点までの長さである。吊り荷全体の重心は振動制御装置の基準点上に存在するものとする。

〈2・2〉吊り荷と振動制御装置の動力学 吊り荷と振動制御装置の運動方程式は次式で表せる。

$$M\ddot{\phi} + I_w(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\phi}) + I_w(\ddot{\theta}_2 + \ddot{\phi}) + G(\phi) = 0 \quad \cdots \cdots (1)$$

$$M = m_s l^2 + I_o + I_d$$

$$G(\phi) = m_s g l \sin \phi$$

$$m_s = m_o + m_d + 2m_w$$

図1 吊り荷の振動制御装置

Fig. 1. Oscillation control device for suspended load.

図2 実験システムのモデル

Fig. 2. Model of experimental system.

m は質量、 I は基準点回りの慣性モーメントを表す。下添え字 o, d, w はそれぞれ、吊り荷、振動制御装置、フライホイールを示す。 g は重力加速度を表す。 M は吊り荷の支持点回りの慣性モーメント、 $G(\phi)$ は重力によるトルク、 m_s は吊り荷、振動制御装置、フライホイールの質量の合計を表す。(1)式の $M\ddot{\phi}$ は吊り荷の慣性トルク、 $I_w(\ddot{\theta}_1 + \ddot{\phi})$ 、 $I_w(\ddot{\theta}_2 + \ddot{\phi})$ はフライホイールの反動トルクを表す項である。

3. 吊り荷の振動制御手法

(1)式第2,3項はフライホイールの反動トルクであり、これらをそれぞれ τ_1^{reac} 、 τ_2^{reac} で表す。

$$M\ddot{\phi} + \tau_1^{reac} + \tau_2^{reac} + G(\phi) = 0 \quad \cdots \cdots (2)$$

一方、これらの反動トルクはモータの運動方程式(3),(4)で表される。

$$\tau_1^{reac} = \tau_1^m - \tau_1^{fric} = K_t I_{a1} - \tau_1^{fric} \quad \cdots \cdots (3)$$

$$\tau_2^{reac} = \tau_2^m - \tau_2^{fric} = K_t I_{a2} - \tau_2^{fric} \quad \cdots \cdots (4)$$

τ^m はモータの駆動トルク、 K_t はモータのトルク定数、 I_a はモータへの入力電流、 τ^{fric} は摩擦トルクである。

吊り荷の振動制御は文献(8)の方法を用いて行う。以下にその方法を示す。(5),(6)式を満たすようにフライホイールを制御し、反動トルクが吊り荷の横揺れ時の粘性摩擦と同等の効果を持つようにする。

$$\tau_1^{reac} = D_1 \dot{\phi} \quad \cdots \cdots (5)$$

$$\tau_2^{reac} = D_2 \dot{\phi} \dots \dots \dots (6)$$

減衰係数 ($D_1 + D_2$) のダンピング項をもつ振り子運動を (7) 式のように実現することで、吊り荷の振動を制御できる。

$$M\ddot{\phi} + (D_1 + D_2)\dot{\phi} + G(\phi) = 0 \dots \dots \dots (7)$$

本論文では、このとき必要となる吊り荷の角速度 $\dot{\phi}$ の値をセンサレスで推定する。吊り荷の角速度推定値 $\hat{\dot{\phi}}$ をフライホイールのコントローラへの入力とする。(5), (6) 式より、モータへの入力電流参照値 I_a^{ref} を決定するコントローラの方程式を (8), (9) 式で与える。

$$I_{a1}^{ref} = \frac{D_1}{K_m} \hat{\dot{\phi}} \dots \dots \dots (8)$$

$$I_{a2}^{ref} = \frac{D_2}{K_m} \hat{\dot{\phi}} \dots \dots \dots (9)$$

K_m はモータのトルク定数のノミナル値を表す。

4. 吊り荷の角速度の推定手法

(7) 式のように吊り荷の振動制御を行うためには、吊り荷の角速度 $\dot{\phi}$ の値を常に計測しておく必要がある。本章では慣性トルク推定オブザーバを提案する。推定した慣性トルクから吊り荷の角速度を求めることができる。このオブザーバをフライホイールの制御系に適用すると、1 つのフライホイールで吊り荷の角速度推定と振動制御を同時に行えるようになる。

〈4・1〉 外乱オブザーバ 外乱オブザーバはモータに作用する外乱トルクをセンサレスで推定する。ここでは、パラメータ変動とモデル化誤差による外乱も考慮する。モータに加わる外乱トルク τ^{dis} は (10) 式で表される。

$$\tau^{dis} = (I_w - I_{wn})\ddot{\theta} - (K_t - K_m)I_a + \tau^{fric} + \tau^{it} \dots \dots \dots (10)$$

下添え字の n はノミナル値を示す。右辺の $(I_w - I_{wn})\ddot{\theta}$ はフライホイールの慣性のモデル化誤差による外乱トルク、 $-(K_t - K_m)I_a$ はトルクリプルによる外乱トルク、 τ^{fric} はフライホイールの駆動の際に生じる摩擦トルク、 τ^{it} は吊り荷の振動によりモータに加わる慣性トルクを表す項である。フライホイールの回転角 θ はモータに取り付けたエンコーダで測定するため、振動制御装置の座標系を基準としている。これにより、吊り荷が振動すると慣性トルクがモータの外乱として生じる。

外乱を (10) 式で表すと、モータのノミナルな運動方程式は (11) 式で示される。

$$I_{wn}\ddot{\theta} = K_m I_a - \tau^{dis} \dots \dots \dots (11)$$

(11) 式に基づき、外乱オブザーバは (12) 式により外乱トルクを推定する。

$$\hat{\tau}^{dis} = \frac{g_{dis}}{s + g_{dis}} (K_m I_a - I_{wn} s \dot{\theta}) \dots \dots \dots (12)$$

$\hat{\tau}^{dis}$ は外乱トルク τ^{dis} の推定値を表す。 g_{dis} は外乱オブザー

図3 外乱オブザーバ

Fig. 3. Disturbance observer.

バの遮断角周波数である。外乱オブザーバのブロック線図を図3に示す。本論文では推定した外乱トルクのフィードバックループを制御系に加え、外乱に対するロバスト性を得ている。

(5), (6) 式を満たすようにフライホイールを制御するためには、(3), (4) 式より

$$D\dot{\phi} = K_t I_a - \tau^{fric} \dots \dots \dots (13)$$

が成立しなければならない。すなわち、外乱オブザーバは摩擦トルク τ^{fric} は補償するが慣性トルク τ^{it} を補償しないように設計しなければならない。慣性トルクの角周波数は吊り荷の振動の角周波数 $\omega_n = \sqrt{\frac{g}{l}}$ と同じであるから、外乱オブザーバの遮断角周波数 g_{dis} は ω_n よりも低く設定する。

〈4・2〉 慣性トルク推定オブザーバ 外乱オブザーバの機能は外乱を補償することのみではない。摩擦や慣性変動といった機械システム内部の外乱を事前に同定しておき、外乱トルクとの値の差を求めることでシステムの外部から受ける力を推定できる。外乱オブザーバのこのような機能はマニピュレータ等が環境と接触する際に受ける反力の推定にしばしば用いられ、反力推定オブザーバ⁽¹⁰⁾とよばれている。ここでは外乱オブザーバのシステム外部の外乱推定機能を用いて、(10) 式で示したモータに加わる外乱トルク τ^{dis} に含まれる慣性トルク τ^{it} を抽出し、吊り荷の角速度 $\dot{\phi}$ を推定する。(10) 式においてフライホイールの慣性モーメントは一定でモデル化誤差はないものとし、 $(I_w - I_{wn})\ddot{\theta} = 0$ とする。トルクリプルによる外乱トルクは無視できるものとし、 $(K_t - K_m)I_a = 0$ であるとする。また、同定試験を行いフライホイールの摩擦トルクの推定値 $\hat{\tau}^{fric}$ をあらかじめ求めておく。

(10), (11) 式に基づき、慣性トルク推定オブザーバを (14) 式に示すように構成する。

$$\hat{\tau}^{it} = \frac{g_{it}}{s + g_{it}} (K_m I_a - I_{wn} s \dot{\theta} - \hat{\tau}^{fric}) \dots \dots \dots (14)$$

$\hat{\tau}^{it}$ は慣性トルクの推定値を表す。 g_{it} は慣性トルク推定オブザーバの遮断角周波数である。 τ^{it} を正確に抽出するためには、 g_{it} は τ^{it} の角周波数、すなわち吊り荷の振動の角周波数 ω_n よりも高い角周波数で、かつ、できるだけ低く設

図 4 慣性トルク推定オブザーバ

Fig.4. Inertia torque observer.

図 5 制御系のブロック線図

Fig.5. Block diagram of controller.

定する必要がある。慣性トルク推定オブザーバのブロック線図を図 4 に示す。

吊り荷の角加速度の推定値 $\hat{\phi}$ は推定した慣性トルクから (15) 式により求められる。

$$\hat{\phi} = \frac{\hat{\tau}^{it}}{I_{un}} \quad \dots \quad (15)$$

吊り荷の角速度の推定値 $\hat{\dot{\theta}}$ は (16) 式で表される。

$$\hat{\dot{\theta}} = \frac{s^2}{(s + g_{HPF})^2} \frac{g_{LPF}}{s + g_{LPF}} \hat{\phi} \quad \dots \quad (16)$$

g_{HPF} , g_{LPF} はそれぞれハイパスフィルタ, ローパスフィルタの遮断角周波数である。残留している高周波のノイズを除去するため, g_{LPF} は吊り荷の振動の角周波数 ω_n よりも高く設定する。 $\hat{\phi}$ を積分したあとに発生するオフセットとランプ状に累積していく誤差を取り除くために, 2 次のハイパスフィルタを用いる。吊り荷の角速度を正確に抽出するため, g_{HPF} は ω_n よりも低く設定する。これらのフィルタは推定誤差を低減するために非常に重要である。

外乱オブザーバ, 慣性トルク推定オブザーバを用いてフライホイールの制御系を図 5 のように構成する。この制御系により 1 つのフライホイールで吊り荷の角速度推定と振動制御を同時に行えるようになる。

5. 実験

本論文で提案した慣性トルク推定オブザーバによる吊り

表 1 実験装置のパラメータ

Table 1. Parameters of experimental system.

I_o	Object MOI	[kgm ²]	0.0795
I_d	Device MOI	[kgm ²]	0.0206
I_w	Wheel MOI	[kgm ²]	0.00322
m_s	Total weight	[kg]	13.829
m_o	Object weight	[kg]	5.515
m_d	Device weight	[kg]	6.054
m_w	Wheel weight	[kg]	1.130
l	Pendulum length	[m]	0.6
K_t	Torque constant	[Nm/A]	0.0603
I_{max}	Maximum electric current	[A]	3.33
θ_{max}	Maximum flywheel velocity	[rad/s]	160.0

表 2 制御系のパラメータ

Table 2. Parameters of controller.

D	Damping factor	[Nms]	5.0
g_{HPF}	Cutoff frequency of high-pass filter	[rad/s]	1.0
g_{LPF}	Cutoff frequency of low-pass filter	[rad/s]	250.0
g_{dis}	Cutoff frequency of disturbance observer	[rad/s]	1.0
g_{it}	Cutoff frequency of inertia torque observer	[rad/s]	10.0

荷の角速度推定手法の有効性を検証するため実験を行った。実験には図 1 に示す実験システムを用いた。

〈5・1〉 実験方法 従来の手法⁽⁸⁾と本論文で提案した慣性トルク推定オブザーバを用いる手法の 2 通りの手法で吊り荷の角速度を推定し, 振動制御を行った。実験装置と制御系のパラメータをそれぞれ表 1, 表 2 に示す。従来法では吊り荷の振動制御装置に搭載した 2 つのフライホイールのうちの一方を吊り荷の角速度推定に用いる必要があるため, もう一方のみで振動制御を行った。これに対し, 提案手法では 2 つのフライホイールを両方とも振動制御に用いた。そして吊り荷の角速度の推定値を実測値と比較し, 推定の精度を評価した。吊り荷の角度と角速度の実測値はジャイロセンサを用いて測定した。

〈5・2〉 実験結果 まず吊り荷の振動制御に必要な角速度の推定結果について述べる。図 7, 図 9 にそれぞれ従来法, 提案手法を用いた場合の吊り荷の角速度 $\dot{\theta}$ とその推定値 $\hat{\dot{\theta}}$ を示す。図 7 より, 従来法を適用した場合は吊り荷の角速度をほぼ正確に推定できていることが確認できた。繰り返し実験を行った結果, 提案手法を用いて 1 つのフライホイールで吊り荷の角速度の推定と振動制御を同時に行った場合, 吊り荷の角速度の振幅がおおよそ 0.15 rad/s 以下 (吊り荷の角度の振幅がおおよそ 0.025 rad 以下) になったときに角速度の推定値が正確でなくなってしまうことが判明した。フライホイールに加わる慣性トルクは非常に小さく摩擦トルクよりも低い値であるため, トルクリプルによる外乱トルクや摩擦トルクの同定誤差, エンコーダの性能が慣性トルクの正確な推定に大きく影響を及ぼしていると考えられる。また, 振動制御を行っている状態ではモータへの入力ステップ状になるので, 制御系が不安定になったことも想定される。振動制御のための反動トルクを出力しない場合には, 振動がほぼ停止しても慣性トルク推定オブザーバ

図 6 角度応答 (従来法)

Fig. 6. Position response (Conventional method).

図 8 角度応答 (提案手法)

Fig. 8. Position response (Proposed method).

図 7 角速度の推定 (従来法)

Fig. 7. Estimation of angular velocity (Conventional method).

図 9 角速度の推定 (提案手法)

Fig. 9. Estimation of angular velocity (Proposed method).

により吊り荷の角速度を正確に推定可能という結果が出ている。そこで、本実験では吊り荷の角速度推定値の振幅が 0.15 rad/s 以下になったときには振動制御装置に搭載した 2 つのフライホイールのうちの 1 つは振動制御を停止した。そして、等速で回転するように制御を切り替えることで吊り荷の角速度を正確に推定できるようにした。吊り荷の角速度推定値が 0.15 rad/s 以下になったあとは、振動制御を停止したフライホイールによる推定値をもう 1 つのフライホイールの制御入力として振動制御を続けた。図 9 で一時的に角速度の推定値が正確でなくなっているのは制御の切り替えが行われたためである。それ以外では吊り荷の角速度を正確に推定できていることが確認できた。

次に吊り荷の振動制御の結果について述べる。図 6, 図 8 にそれぞれ従来法, 提案手法を用いた場合の吊り荷の角度 ϕ の応答を示す。吊り荷の角度の振幅が 0.01 rad 以下になったとき、振動が止まったと判断する。従来法では振動が止まるまで約 22 秒かかったのに対し、提案手法では約 15 秒しかかからなかったことが確認できた。これは、従来法ではただ 1 つのフライホイールしか振動制御に用いることができなかったのに対し、提案手法では振動制御装置に搭載した 2 つのフライホイールを両方とも振動制御に用い、トルクの高出力化が可能になったためである。提案手法を適

図 10 角速度の推定精度の比較

Fig. 10. Accuracy of angular velocity estimation.

用した場合の吊り荷の振動が止まるまでにかかる時間が単純に従来法を適用した場合の半分になっていないのは、制御の切り替え時に角速度推定値が正確でなくなったことと吊り荷の支持点に加わる摩擦の影響が原因として考えられる。

また、本実験では提案手法で吊り荷の振動制御を行った際に、振動制御を行うフライホイールに従来法による角速度推定を同時に適用した。その結果を図 10 に示す。従来法による推定値は実測値と大きく異なる値を示したのに対し、提案手法による推定値は実測値とほぼ一致している。

したがって、提案手法では吊り荷の角速度の推定精度が従来法と比較して飛躍的に向上したことが確認できた。従来法では吊り荷が振動することによるフライホイールの角速度の変化をバンドパスフィルタを用いて抽出し、吊り荷の角速度を推定している。振動制御のためのトルクの出力によりフライホイールの角速度は大きく変動するが、この周波数は吊り荷の振動と同じである。このためトルクの出力による角速度の変動が吊り荷の角速度推定値としてそのまま表れてしまい、正確な推定ができなかったと考えられる。

吊り荷の角速度の推定精度がさらに向上し吊り荷の振動が微小になった際にも正確な推定ができるようになれば、角速度推定用のフライホイールを外しても振動制御ができるので、振動制御装置の軽量化も可能である。

6. トルクリプルに対するロバスト性の検証

提案した慣性トルク推定オブザーバによる吊り荷の角速度推定手法のトルクリプルに対するロバスト性を検証するため、シミュレーションを行った。このシミュレーションでは2つのフライホイールを両方とも振動制御に用いた。意図的にトルク定数 K_t を変化させ、吊り荷の角速度の推定値を実際の値と比較し、推定のロバスト性について検証した。実験で用いたモータドライバ（サーボテクノ株式会社製、PMA6）の電流制御の仕様は誤差が1.0%以下であるので、ここでは K_t が0.5%、1.0%のオフセット誤差を含む場

合と、1.0%、5.0%以内でランダムに変動する誤差を含む場合についてシミュレーションを行った。シミュレーションで用いた各パラメータは第5章の実験と同様である。

図11、図12は K_t が0.5%、1.0%のオフセット誤差を含む場合の角速度の推定結果である。どちらも吊り荷の振動が小さくなるにしたがって推定誤差が大きくなっているのがわかる。吊り荷の振動が小さくなるにつれ吊り荷がフライホイールに与える慣性トルクも小さくなり、トルク定数の誤差の影響が大きくなるためである。 K_t が0.5%のオフセット誤差を含む場合は吊り荷の振動は約18秒で止まったのに対し、1.0%の場合は吊り荷の振動は定常的に残ってしまった。本論文で提案した手法は、一定のオフセット誤差にはそれほどロバストではないといえる。しかし、 K_t のオフセット誤差はモータドライバを調整することで簡単に除去できるので、十分対応可能である。

図13、図14は K_t が1.0%、5.0%以内でランダムに変動する誤差を含む場合の角速度の推定結果である。どちらの場合も吊り荷の角速度を正確に推定でき、振動は約13秒で止まった。ランダムに変動する誤差は周波数が高く、(14)、(16)式に含まれるローパスフィルタによって除去されたためである。一般的なモータドライバの電流制御の性能は誤差が1.0%以内であるので、高周波の誤差が5.0%以内でも吊り荷の角速度を正確に推定できたことから、提案手法は高周波の誤差に対してロバストであるといえる。

図 11 オフセット誤差 0.5%

Fig. 11. Offset error 0.5%.

図 13 ランダム誤差 1.0%

Fig. 13. Random error 1.0%.

図 12 オフセット誤差 1.0%

Fig. 12. Offset error 1.0%.

図 14 ランダム誤差 5.0%

Fig. 14. Random error 5.0%.

7. 結 論

本論文ではフライホイールを用いて吊り荷のセンサレス振動制御を行った。外乱オブザーバの推定する外乱から慣性トルクを抽出する慣性トルク推定オブザーバを提案した。これを用いて吊り荷の角速度を推定することができた。慣性トルク推定オブザーバをフライホイールの制御系に適用し、1つのフライホイールで吊り荷の角速度推定と振動制御を同時に行うという従来法の課題を克服した。従来法で吊り荷の角速度推定に用いていたフライホイールを振動制御に利用でき、この結果トルクの高出力化を実現した。吊り荷の振動が微小である場合にも正確な角速度推定が可能になれば、角速度推定用のフライホイールを取り除くことができ、振動制御装置の軽量化も図れる。また、トルクリプルに対する提案手法のロバスト性についても検証し、トルク定数の高周波の誤差に対してのロバスト性を確認した。

本論文で提案した手法により、港湾や建設現場における荷物の積み下ろし作業の効率化や安全性の向上が期待できる。

(平成17年9月8日受付, 平成18年2月28日再受付)

文 献

- (1) W.E. Singhose, L.J. Porter, and W.P. Seering: "Input Shaped Control of a Planer Gantry Crane with Hoisting", Proc. of American Control Conference, pp.97-100 (1997)
- (2) H. Aschemann, O. Sawodny, and E.P. Hofer: "Active Damping of Tilt Oscillations and Trajectory Control of Overhead Cranes", Proc. of the 26th Annual Conf. of the IEEE IE Soc., Vol.1, pp.70-75 (2000)
- (3) Y. Fang, W.E. Dixon, D.M. Dawson, and E. Zergeroglu: "Nonlinear Coupling Control Laws for an Underactuated Overhead Crane System", *IEEE/ASME Trans. on Mech.*, Vol.8, No.3, pp.418-423 (2003-3)
- (4) H. Kanki, Y. Nekomoto, F. Inoue, K. Fukuda, Y. Ikeda, and T. Wakisada: "Development of Suspender Controlled by CMG", Proc. of JSME DMC Division, Vol.95, No.8, (I), B, pp.34-37 (1995-8) (in Japanese)
神吉 博・猫本善統・井上文宏・福田一成・池田雄一・脇坂達也: 「CMG クレーン用吊り荷制御装置の開発」, 機学機械力学・計測制御 全大, 95, 8, (I), B, pp.34-37 (1995)
- (5) Y. Yoshida and M. Yajima: "Control of Rotation and Swing of a Rigid Body Suspended Load Using Inertia Rotors", *J. of JSME*, Vol.69, No.677, pp.63-68 (2003) (in Japanese)
吉田靖夫・矢島三代佳: 「慣性ロータを用いた剛体吊り荷の回転と揺れの防止制御」, 機学論 (C), 69, 677, pp.63-68 (2003)
- (6) T. Tsuji and K. Ohnishi: "A Mechanism on Attitude Control Device for Flying Object", Proc. IEEE Int. Conference on Ind. Tech., pp.250-255 (2003)
- (7) T. Tsuji, K. Nishimura, and K. Ohnishi: "Performance Assessment of Attitude Control Device with Flywheels", The Papers of Tech. Meeting on Ind. Instrumentation and Control, IEE Japan, IIC-05-07 (2005) (in Japanese)
辻 俊明・大西公平: 「フライホイールを用いた姿勢制御装置の性能評価」, 電学産業計測制御研究, IIC-05-07 (2005)
- (8) T. Tsuji and K. Ohnishi: "Oscillation Control of Suspended Load with Flywheels", Proc. of the 2004 JIASC, pp.465-470 (2004) (in Japanese)
辻 俊明・大西公平: 「フライホイールによる吊り荷の振動制御」, 電学産業応用部門全大, pp.465-470 (2004)
- (9) K. Ohnishi: "Robust Motion Control by Disturbance Observer", *J. of RSJ*, Vol.11, No.4, pp.486-493 (1993-4) (in Japanese)
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ル」, 日本ロボット学誌, Vol.11, No.4, pp.486-493 (1993-4)
- (10) T. Murakami, F. Yu, and K. Ohnishi: "Torque Sensorless Control in Multidegree-of-Freedom Manipulator", *IEEE Trans. on IE*, Vol.40, pp.259-265 (1993)

西 村 公 一 (学生員) 1983年1月1日生。2005年3月慶應義塾大学理工学部システムデザイン工学科卒業。同年4月同大学大学院理工学研究科総合デザイン工学専攻前期博士(修士)課程入学。主としてロボットマニピュレータのモーションコントロールに関する研究に従事。

辻 俊 明 (正員) 1978年7月9日生。2006年3月慶應義塾大学大学院理工学研究科総合デザイン工学専攻後期博士課程終了。現在、東京理科大学工学部第一部機械工学科助手。博士(工学)。主としてロボティクス、モーションコントロールに関する研究に従事。

大 西 公 平 (上級会員) 1952年7月25日生。1980年3月東京大学大学院工学系研究科電気工学専攻博士課程修了。同年4月慶應義塾大学理工学部電気工学科助手。現在、理工学部システムデザイン工学科教授。工学博士。