アクティブ制振ユニットによる 柔軟構造物の適応スカイフックー外乱相殺併合制御*

星野 洋平^{*1}, 片山 恭平^{*2}, 小林 幸徳^{*3}, 江丸 貴紀^{*1}, 中西 洋介^{*4}

Sky-Hook with Adaptive Disturbance Cancellation Control for Flexible Structures by Active Vibration Control Unit

Yohei HOSHINO^{*1}, Kyohei KATAYAMA, Yukinori KOBAYASHI
Takanori EMARU and Yosuke NAKANISHI

^{*1} Faculty of Engineering, Hokkaido University, N13W8, Kita-ku, Sapporo, Hokkaido, 060-8628 Japan

This study presents Active Wheel Damper (AWD) unit which can be fixed on the flexible structures such as cantilever beam with ease. The AWD uses a gyro sensor to measure the absolute angular velocity due to the vibration of deflection of the structure directly, and can construct sky-hook control with no difficulty by direct feedback of the angular velocity. In this study, Sky-hook With Adaptive Disturbance Cancellation (SWADC) control, which is constructed as a combined control system of sky-hook control and adaptive disturbance cancellation control, is also proposed to enhance the performance of vibration suppression of AWD unit. Adaptive algorithm, which can estimate the frequency of the vibration of the structure in real-time, is derived based on adaptive notch filter algorithm, and estimated frequency is used for the model of disturbance observer which estimates harmonic disturbance. Performance of vibration suppression of the AWD is shown by simulation and experiment in this study.

Key Words : Sky-Hook Control, Active Mass Damper, Fly-Wheel, Adaptive Disturbance Cancellation

1. は じ め に

アクティブ制振装置の代表例として、アクティブマスダンパ (AMD:Active Mass Damper) がある。AMD は、センサで振動系の状態を観測し、慣性質量をアクチュエータの発生力によって加速することで、加速のための作用に対する反作用を利用し振動系を制振する。直動型の AMD を用いて大型柔軟構造物に大きな制御力を与えるためには、大きな質量を有する慣性質量と並進運動のための充分なストロークが必要となる。片持ちはり状の細長い柔軟構造物のたわみ振動の除振のために AMD を適用する場合、慣性質量を大きくすることで重力によるたわみが顕著になることや、確保できる AMD のストロークが限られるため、充分な制振力を発生させることが難しい。

そこで、著者らは片持ちはりの柔軟変形に伴う振動抑制のために、図 1 に示すようなモータ、フライホイール、センサ、マイコンから構成される回転型のアクティブ制振ユニット (AWD:Active Wheel Damper) を提案し、この制振ユニットを柔軟な片持ちはり状構造である農業用農薬散布機 (ブームスプレーヤ) の作業アーム (ブーム) に適用して、ブームの振動抑制に有効であることをシミュレーションと実験により示した⁽¹⁾。AWD ユニットの慣性質量の役目を果たすフライホイールをモータによって発生させるトルク $-M$ で加速し、同時に発生する反トルク M を利用して、制御対象を制振する。回転型とすることで、大きな制振力が必要な場合でも、高慣性 (慣性モーメント J) の慣性質量 (フライホイール) を軽量で実現できるだけでなく、慣性質量の運動に要するストロークを無限に確保できるメリットがあり、農業用ブームスプレーヤのような細長い柔軟構造物に対しても搭載する

* 原稿受付 2011 年 10 月 19 日

^{*1} 正員, 北海道大学大学院工学研究院 (〒060-8628 北海道札幌市北区北 13 条西 8 丁目)

^{*2} 北海道大学大学院工学院

^{*3} 正員, フェロー, 北海道大学大学院工学研究院

^{*4} 正員, 北海道立総合研究機構 工業試験場 (〒060-0819 北海道札幌市北区北 19 条西 11 丁目)

E-mail: hoshinoy@eng.hokudai.ac.jp

Fig. 1 Active Wheel Damper (AWD)

Fig. 2 Euler-Bernoulli beam and input moment

ことが可能である．また，ジャイロセンサを用いることで，容易に絶対角速度を計測することが可能となり，特にスカイフック制御の構成が容易となる．さらに，慣性質量とアクチュエータならびにセンサを1つのモジュールに集約することができ，容易に着脱可能な制振装置を構成できる点でも有用である．

この研究では，片持ちはりの振動が外乱による強制振動の結果として生じるものと考え，適応ノッチフィルタアルゴリズム⁽²⁾⁽³⁾を用いて外乱の振動数をリアルタイムに推定し，AWDにスカイフック制御を適用した場合⁽¹⁾に対して，さらに高い除振性能を得るために，外乱モデルの振動数を更新する外乱相殺制御系⁽⁴⁾⁽⁵⁾を構成して，スカイフック制御系との併合制御系を構築することによりAWDユニットの制振性能の向上を図る．片持ちはりにユニットを搭載した場合の実験ならびにシミュレーションにより制振性能を確認する．

2. モデリング

密度 ρ ，長さ L ，断面積 A ，曲げ剛性 EI の片持ちはりに対して，はりの軸上の位置 x に対して単位長さあたりの分布力 $F(x, t)$ が働くとき，オイラー・ベルヌーイはりの理論によれば，はりの運動方程式は，

$$\rho A \ddot{y}(x, t) + EI y''''(x, t) = F(x, t) \quad (1)$$

となる．ここで， $\dot{y}(x, t)$ ならびに $y'(x, t)$ はそれぞれ時刻 t と位置 x による一階の偏微分を表すものとする．はりのたわみ $y(x, t)$ を，片持ちはりの境界条件からモード解析によって求めた j 次の固有振動モード関数 $\phi_j(x)$ と j 次モードの時間関数 $q_j(t)$ を用いてモード展開すると，

$$y(x, t) = \sum_{j=1}^{\infty} \phi_j(x) q_j(t) \quad (2)$$

となる．これを式(1)に代入し，両辺に $\phi_i(x)$ を乗じてはりの全長にわたって積分すると，固有振動モードの直交性により第 i 次振動モードの運動方程式

$$\ddot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = \frac{\int_0^L F(x, t) \phi_i(x) dx}{\rho A \int_0^L \phi_i^2(x) dx} \quad (3)$$

が得られる．ただし， ω_i は i 次の円固有振動数である．図1のように，モータがフライホイールに与えるトルク $-M$ に対する反トルク M を利用し，はりにモーメント入力 M を与える．モーメント M を図2のように一組の偶力 f で表すと，

$$M = f \Delta x \quad (4)$$

となる．ただし， Δx は偶力の腕であり，微小長さとする．制振ユニット搭載位置 $x = l_u$ を Δx の中点とすると，偶力は $x = (l_u + \Delta x/2)$ の一点に働く集中力 f と $x = (l_u - \Delta x/2)$ の一点に働く集中力 $-f$ に分解できる．制振ユニットがはりに与える力 $F(x, t)$ をディラックのデルタ関数 $\delta(x)$ を用いて表すと，

$$F(x, t) = f(t) \delta\left(x - \left(l_u + \frac{\Delta x}{2}\right)\right) - f(t) \delta\left(x - \left(l_u - \frac{\Delta x}{2}\right)\right) \quad (5)$$

となる．さらに，式(5)の両辺に $\phi_i(x)$ をかけ，はりの全長にわたって積分すると，ディラックのデルタ関数の性質から，

$$\int_0^L F(x) \phi_i(x) dx = f(t) \left[\phi_i\left(l_u + \frac{\Delta x}{2}\right) - \phi_i\left(l_u - \frac{\Delta x}{2}\right) \right] = M(t) \cdot \frac{\phi_i\left(l_u + \frac{\Delta x}{2}\right) - \phi_i\left(l_u - \frac{\Delta x}{2}\right)}{\Delta x} \quad (6)$$

となる．距離 Δx は微小なので $\Delta x \rightarrow 0$ の極限を取れば，式 (6) はさらに計算を進めることができ，

$$\int_0^L F(x)\phi_i(x)dx = M(t) \left. \frac{d\phi_i}{dx} \right|_{x=l_u} = M(t)\phi'_i(l_u) \quad (7)$$

となる．このモーメント $M(t)$ は，モータからの入力トルク $\tau(t)$ であるので，式 (3) は，

$$\ddot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = \frac{\tau(t)\phi'_i(l_u)}{\rho A \int_0^L \phi_i^2(x)dx} \quad (8)$$

と表せる．はりの位置 l_u における第 i 次振動によるたわみ角 $\theta_i(t)$ の運動方程式は，式 (8) の両辺に $\phi'_i(l_u)$ をかけ，

$$J_i \ddot{\theta}_i(t) + K_i \theta_i(t) = \tau(t), \quad J_i = \frac{\rho A \int_0^L \phi_i^2(x)dx}{\phi_i'^2(l_u)}, \quad K_i = \omega_i^2 \cdot \frac{\rho A \int_0^L \phi_i^2(x)dx}{\phi_i'^2(l_u)} \quad (9)$$

と表される．はりの状態は，ジャイロセンサによって絶対角速度 $\dot{\theta}_G$ を計測することで得られる．はりの位置 l_u に取り付けたジャイロセンサによって計測される絶対角速度 $\dot{\theta}_G$ は，

$$\dot{\theta}_G = \dot{y}'(l_u, t) = \sum_{j=1}^{\infty} \phi'_j(l_u) \dot{q}_j(t) \quad (10)$$

となる．

3. 制御系の設計

3.1 適応ノッチフィルタ

z 変換で表現された IIR 型 2 次ノッチフィルタ

$$H(z) = \frac{(\rho_{NF}^2 + 1) + 2az^{-1} + (\rho_{NF}^2 + 1)z^{-2}}{2(1 + az^{-1} + \rho_{NF}^2 z^{-2})} \quad (11)$$

のノッチ角周波数 ω がパラメータ a によって決定されることを利用して，未知の狭帯域信号の周波数とノッチ周波数 ω を一致させるようにパラメータ a を更新する適応ノッチフィルタを構成できる⁽²⁾⁽³⁾．ただし， ρ_{NF} はノッチフィルタの帯域幅を決定するパラメータである．式 (11) のパラメータ a を第 k サンプル時のパラメータ a_k を用いて書き改め，次式のように表現する．

$$H(z) = \frac{N(z)}{D(z)} = \frac{(\rho_{NF}^2 + 1) + 2a_k z^{-1} + (\rho_{NF}^2 + 1)z^{-2}}{2(1 + a_k z^{-1} + \rho_{NF}^2 z^{-2})} \quad (12)$$

式 (12) のノッチフィルタへの入力を $u(k)$ ，出力を $y(k)$ とし， $1/D(z)$ に対する出力を $x(k)$ とすると，

$$y(k) = N(z)x(k), \quad x(k) = \frac{1}{D(z)}u(k) \quad (13)$$

となる． $N(z)x(k)$ の計算から，出力 $y(k)$ を $x(k)$ の差分方程式で表現すると，

$$y(k) = (\rho_{NF}^2 + 1)x(k) + 2a_k x(k-1) + (\rho_{NF}^2 + 1)x(k-2) \quad (14)$$

を得る．適応フィルタのアルゴリズムは，次の評価関数

$$E(k) = \sum_{i=0}^k \lambda^{k-i} y^2(i) \quad (15)$$

を最小化するように係数を逐次的に更新していく逐次最小 2 乗法で導出される．ただし， λ は忘却係数である．ここで，

$$A(k) = x(k-1), \quad B(k) = x(k) + x(k-2) \quad (16)$$

と定義すると，式 (14) は，

$$y(k) = (\rho_{NF}^2 + 1)B(k) + 2a_k A(k) \quad (17)$$

Fig. 3 Dynamics model of AWD and cantilevered beam

となり、さらに式 (15) に代入すると、

$$E(k) = \sum_{i=0}^k \lambda^{k-i} [(\rho_{NF}^2 + 1)^2 B^2(i) + 4a_k(\rho_{NF}^2 + 1)A(i)B(i) + 4a_k^2 A^2(i)] \quad (18)$$

が得られる。評価関数 $E(k)$ を最小にする a_k は、

$$\frac{\partial E(k)}{\partial a_k} = \sum_{i=0}^k \lambda^{k-i} [4(\rho_{NF}^2 + 1)A(i)B(i) + 8a_k A^2(i)] = 0 \quad (19)$$

を満たす。したがって、適応フィルタの係数は、

$$a_k = -\frac{(\rho_{NF}^2 + 1)}{2} \cdot \frac{\sum_{i=0}^k \lambda^{k-i} A(i)B(i)}{\sum_{i=0}^k \lambda^{k-i} A^2(i)} \quad (20)$$

となる。ここで、新たに $\Phi(k)$, $\eta(k)$ を

$$\Phi(k) = \lambda \Phi(k-1) + A^2(k) \quad (21)$$

$$\eta(k) = \lambda \eta(k-1) + A(k)B(k) \quad (22)$$

と定義すると、適応フィルタの係数 a_k は、

$$a_k = -\frac{(\rho_{NF}^2 + 1)}{2} \cdot \frac{\eta(k)}{\Phi(k)} \quad (23)$$

と表現できる。サンプリング周期を T とすると、ノッチ周波数 ω_k と a_k の関係から、構造物の角振動数は、

$$\omega_k = \frac{1}{T} \cos^{-1} \left(\frac{-a_k}{\rho_{NF}^2 + 1} \right) \quad (24)$$

により逐次推定することができる。この研究では、角振動数 ω_k をバンドパスフィルタ (BPF) の中心周波数と後述の外乱相殺制御の外乱モデルの振動数として利用することで、振動数に適応する制御系を構築する。

3.2 制御モデル

特定の振動モードに着目した場合の片持ちはり、フライホイールを除く AWD ユニットならびにフライホイールに関する運動方程式は、それぞれ次のように表せる。

$$J\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = -w + d \quad (25)$$

$$J_u \ddot{\theta}_u = w + \tau \quad (26)$$

$$J_w \ddot{\theta}_w = -\tau \quad (27)$$

ここで、 J_u はフライホイールを除いた AWD ユニットの慣性モーメントであり、 J_w はフライホイールの慣性モーメントを表す。また、 d は片持ちはりに入力される外乱である。 w はユニットに対する外乱であり、片持ちはりに取り付けられたユニットがはりの振動によってはりから受ける接触力 (内力) に起因する (図 3)。AWD ユニットの

回転角 θ_u は、片持ちはりへの取り付け位置におけるたわみ角 θ に等しいため $\theta_u = \theta$ であり、AWD ユニットを取り付けたはりの運動方程式は、式 (25) と式 (26) の両辺を足し合わせて、

$$(J + J_u)\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + K\theta = \tau + d \quad (28)$$

である。また θ_w はフライホイールの回転角である。

本研究では、外乱が突発的な衝撃等に起因する過渡的外乱と持続的外乱の2つの特性を有するものと仮定する。前者にはフィードバック制御系、後者にはフィードフォワード制御系を適用することで高い除振性能が期待できる。本研究では、フィードバック・フィードフォワード併合制御⁽⁴⁾⁽⁵⁾を適用する。本論文で用いる制御入力 τ は、

$$\tau = \tau_{fb} + \tau_{ff} \quad (29)$$

とする。 τ_{fb} 、 τ_{ff} はそれぞれ、フィードバック制御入力、フィードフォワード制御入力である。

3.3 フィードバック制御系 (スカイフック制御)

フィードバック制御については、全周波数領域で減衰を付加して振幅を減少させることが可能なスカイフックダンパの特性を有するスカイフック制御を適用する。本研究で開発した制振ユニットでは、制御対象のたわみ振動による絶対角速度をジャイロセンサで直接計測するため、容易にスカイフック制御系を実現できる。式 (25) から (27) のモデルにスカイフック制御を適用し

$$\tau_{fb} = -K_{sky}\dot{\theta} \quad (30)$$

とする。AWD ユニットにより連続時間でのスカイフック制御系を構成した場合、センサとアクチュエータの配置がほぼ理想的なコロケーションの関係となるため、高次振動モードについても減衰を付加することとなり安定となる。

3.4 フィードフォワード制御系 (外乱相殺制御)

AWD ユニットの運動のみを考慮して状態方程式を導出する。はじめに外乱のダイナミクスをモデル化する。本研究では適応ノッチフィルタにより得られる式 (24) の角振動数 ω_k を調和励振力 w の円振動数として用い、調和励振力モデルを

$$\ddot{w} + \omega_k^2 w = 0 \quad (31)$$

と表現する。したがって、外乱の状態方程式モデルは

$$\dot{w} = A_0 w \quad (32)$$

$$A_0 = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_k^2 & 0 \end{bmatrix}, \quad w = \begin{bmatrix} w \\ \dot{w} \end{bmatrix} \quad (33)$$

と表現できる。外乱と AWD ユニットの連成系の状態方程式は、式 (26) と (32) から、

$$\dot{X} = AX + B\tau \quad (34)$$

$$X = \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ w \\ \dot{w} \end{bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} 0 & 1/J_u & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\omega_k^2 & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 1/J_u \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (35)$$

と表せる。式 (34) のシステムに対して、フィードフォワード制御系を設計するためには、何らかの方法で励振力 w を計測する必要があるが、これを直接計測することはできない。この研究では、外乱 w を推定するために外乱オブザーバを構成する。 $\hat{\theta}$ は直接計測できるものとして、外乱推定値を $\hat{w}$ 、角速度推定値を $\hat{\dot{\theta}}$ とし、 $\hat{\dot{\theta}}$ と $\dot{\theta}$ の差をフィードバックすると、

$$\dot{X} = A\hat{X} + B\tau + L(\hat{\dot{\theta}} - \dot{\theta}) \quad (36)$$

$$\hat{\mathbf{X}} = \begin{bmatrix} \hat{\theta} & \hat{w} & \hat{w} \end{bmatrix}^T, \mathbf{L} = \begin{bmatrix} l_1 & l_2 & l_3 \end{bmatrix}^T \quad (37)$$

と表せる．ここで，記号 $\hat{\cdot}$ は推定値を表し， $\mathbf{L}$ は設計パラメータである．また，式(36)と式(34)の差をとると

$$\dot{\mathbf{e}} = \mathbf{A}\mathbf{e} + \mathbf{L}(\dot{\hat{\theta}} - \dot{\theta}) = \mathbf{A}'\mathbf{e} \quad (38)$$

$$\mathbf{A}' = \begin{bmatrix} l_1 & 1/J_u & 0 \\ l_2 & 0 & 1 \\ l_3 & -\omega_k^2 & 0 \end{bmatrix}, \mathbf{e} = \begin{bmatrix} \hat{\theta} - \theta \\ \hat{w} - w \\ \hat{w} - \dot{w} \end{bmatrix} \quad (39)$$

となる．この状態変数 $\mathbf{e}$ の特性は行列 $\mathbf{A}'$ の極 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ で決まる．極配置法では，極 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ が望みの極と一致するように設計定数 $\mathbf{L}$ を決定する．外乱励振力は，式(36)によって推定することができる．フィードフォワード制御入力 τ_{ff} は，外乱を相殺するように決定すれば良いので， α をゲインとして

$$\tau_{ff} = -\alpha\hat{w} \quad (0 \leq \alpha \leq 1) \quad (40)$$

とする．式(25)と式(26)をラプラス変換して， $\Theta(s)$ を消去すると，片持ちはりに入力される外乱 d とAWDユニットに対して片持ちほりを介して入力される外乱 w の関係

$$W(s) = \frac{J_u s^2}{(J+J_u)s^2 + Cs + K} D(s) - \frac{Js^2 + Cs + K}{(J+J_u)s^2 + Cs + K} T(s) \quad (41)$$

が導出できる．外乱オブザーバによって，式(26)のAWDユニットに対する外乱 w の推定値 $\hat{w}$ が得られ， $\hat{w} \rightarrow w$ とできるものとし，外乱を相殺するために，ユニットの制御入力を $\tau = -\alpha\hat{w}$ とすると，式(41)から，外乱 d から外乱推定値 $\hat{w}$ までの伝達関数

$$\hat{W}(s) = \frac{J_u s^2}{\{(1-\alpha)J+J_u\}s^2 + (1-\alpha)Cs + (1-\alpha)K} D(s) \quad (42)$$

が得られる．同様に $\tau = -\alpha\hat{w}$ とすると，式(28)のラプラス変換と式(42)から

$$\Theta(s) = \frac{1}{\{(J+J_u)s^2 + Cs + K\} + (\frac{\alpha}{1-\alpha})J_u s^2} D(s) \quad (43)$$

が得られる．式(43)において， α を0から大きくしていくと，外乱から θ までの伝達関数のゲインが低下していく， α を1に近づけることで外乱に対する片持ちほりのたわみ振動の応答が0に近づくことが分かる．このことは，式(28)の右辺が0となっていることに相当することから，結果的に外乱推定値 $\hat{w}$ が片持ちはりへの外乱入力 d に漸近することを表している．

これ以降，式(30)のスカイフック制御と式(40)の適応外乱相殺制御を併合した制御系をスカイフック・適応外乱相殺併合制御(SWADC: Sky-hook With Adaptive Disturbance Cancellation control)と呼ぶこととする．

4. シミュレーション

シミュレーションにより提案する除振ユニットの効果を確認する．ここでは，表1に示す諸元を持つ真ちゅう製片持ちはり，表2の諸元を持つAWDユニットを想定してパラメータを決定した．これらのパラメータは後述の実験装置に用いた片持ちはりならびにAWDユニットの諸元である．有限要素法によって固有振動数ならびに固有振動モードを計算し，式(9)により得られる振動モデルのパラメータを表3に示す．ここで減衰係数 C については，はりに小さな減衰が作用するものと仮定して設定した．SWADCの制御モデルのパラメータは外乱オブザーバモデル(式(36))の慣性モーメント J_u のみであるため，片持ちほりのたわみ角に関する慣性モーメント J を考慮して，外乱オブザーバモデルの慣性モーメント J_u の値をユニットの実際の慣性モーメント $J_u = 0.0087 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ より大きめに設定した場合について制御系の安定性と制御性能を検討する．サンプリング周期を10 msとし，初期条件は $\theta = 0.0$ ， $\dot{\theta} = 0.0$ とした．

図4から図9は，制御対象のモデル(式(28))の慣性モーメントを $J+J_u = 0.222863 + 0.0087 = 0.23156 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ とし，外乱オブザーバモデル(式(36))の慣性モーメント J_u に対して，表4に示すパラメータを用いた場合について，

Table 1 Parameters of brass beam

Mass	1.78	kg
Length	0.78	m
Thickness	0.0025	m
Width	0.085	m
Density	8949.2	kg/m ³
Young's modulus	100.0	GPa
First natural frequency	2.2189	Hz
(Experimental)	2.05	Hz
Second natural frequency	13.905	Hz

Table 2 Parameters of AWD unit

Moment of inertia J_u	0.0087	kg·m ²
Moment of inertia J_w	0.0106	kg·m ²

Table 3 Parameters of beam model

J	0.222863	kg·m ²
C	0.0006	N·m·s/rad
K	43.3187	N·m/rad
Natural frequency	2.2189	Hz
Damping ratio	9.655×10^{-5}	—

(a) Angular velocity

(b) Disturbance

Fig. 4 Result of simulation ($J_u=0.0087$, Harmonic disturbance with 2.218 Hz, 0.25 N·m, and $K_{sky}=1, \alpha=1$)

(a) Angular velocity

(b) Disturbance

Fig. 5 Result of simulation ($J_u=0.63$, Harmonic disturbance with 2.218 Hz, 0.25 N·m, and $K_{sky}=1, \alpha=1$)

(a) Angular velocity

(b) Disturbance

Fig. 6 Result of simulation ($J_u=1.00$, Harmonic disturbance with 2.218 Hz, 0.25 N·m, and $K_{sky}=1, \alpha=1$)

非制御, スカイフック制御, スカイフック・外乱相殺併合制御 (SWDC, 適応フィルタは用いない) を適用した場合のシミュレーション結果である。各図の (a) には角速度の時刻歴応答, (b) には調和励振力で与えられる外乱入力を示し, それぞれ外乱オブザーバによる推定結果の比較を示した。ただし, (b) の外乱推定結果は凡例中に示した縮尺で表示している。ここでは調和励振力の振動数を制御対象の固有振動数の 13.942 rad/s (2.218 Hz), 振幅を 0.25 N·m とした。図 4 から図 6 は, スカイフック制御ゲイン K_{sky} を 1, 外乱相殺制御ゲイン α を 1 とした場合の結果であり, 図 7 から図 9 は, スカイフック制御ゲイン K_{sky} を 0.7, 外乱相殺制御ゲイン α を 0.7 とした場合の結果である。0 秒から 10 秒まで制御入力を 0 とし, 10 秒から 20 秒までの間についてはスカイフック制御による

 Fig. 7 Result of simulation ($J_u=0.0087$, Harmonic disturbance with 2.218 Hz, 0.25 N·m, and $K_{sky}=0.7, \alpha=0.7$)

 Fig. 8 Result of simulation ($J_u=0.63$, Harmonic disturbance with 2.218 Hz, 0.25 N·m, and $K_{sky}=0.7, \alpha=0.7$)

 Fig. 9 Result of simulation ($J_u=1.00$, Harmonic disturbance with 2.218 Hz, 0.25 N·m, and $K_{sky}=0.7, \alpha=0.7$)

Table 4 Poles of observer model

Moment of inertia J_u [kg·m ²]	0.0087	0.63	1.00
Poles	−1.664 −4.1679 ± 34.742j	−9.525 −0.2374 ± 14.335j	−9.525 −0.2374 ± 9.7081j
l_{d1}	-1.5757×10^{-1}	-1.0080×10^{-1}	-1.0050×10^{-1}
l_{d2}	-1.0018×10^{-1}	-1.0018×10^{-1}	-1.0018×10^{-1}
l_{d3}	-2.7262×10^{-3}	-2.7262×10^{-3}	-2.7262×10^{-3}

Frequency of harmonic disturbance model is 2.2 Hz. Feedback gains for observer l_1, l_2, l_3 are -10 .

フィードバック制御入力を与え、20 秒からフィードフォワード制御による外乱相殺制御を行った。

はじめに、スカイフック制御の制振効果を確認する。図 4 から図 9 のいずれにおいても、10 秒から 20 秒までの間にはスカイフック制御により振動が減衰しているが、振動を完全には除去できていないことが分かる。

次に、式 (36) の外乱オブザーバモデルの慣性モーメント J_u を変化した場合の制御効果への影響を確認する。図 4 から図 9 を比較すると、オブザーバモデルの慣性モーメントを AWD ユニットの実際の慣性モーメント $J_u = 0.0087$ kg·m² とした場合 (図 4, 図 7), オブザーバの状態推定精度が良いことが分かる。しかしながら、スカイフック制御ゲイン K_{sky} , 外乱相殺制御ゲイン α を共に 1 として外乱相殺制御を適用した場合 (図 4), 外乱相殺制御を適用した際に閉ループ系が不安定となっていることが分かる。図 7 に示すようにスカイフック制御ゲイン K_{sky} , 外乱相殺制御ゲイン α を共に 0.7 まで下げると、制御系は安定であることが分かる。表 4 を見ると、 $J_u = 0.0087$ kg·m² の場合には、式 (36) を離散時間系に変換した際に $\mathbf{L}$ から得られるゲイン $\mathbf{L}_d = [l_{d1} \ l_{d2} \ l_{d3}]^T$ の角速度に関するゲイン

 Fig. 10 Root locus, $J=0.222863$, and $(K_{sky}, \alpha) = 0.5 \rightarrow 1.0$

 Fig. 11 Root locus, $J=2.22863$, and $(K_{sky}, \alpha) = 0.5 \rightarrow 1.0$

l_{d1} が他の場合と比べて大きくなっていることが分かる。スカイフック制御入力に角速度 $\dot{\theta}$ にフィードバックゲイン K_{sky} を乗じたものであるため、外乱相殺制御を同時に適用した場合には、外乱オブザーバモデル (式 (36)) への入力 τ に対して角速度 $-K_{sky}\dot{\theta}$ が入力となり、加えてゲイン l_{d1} に $\dot{\theta}$ を乗じたフィードバックが行われる。その結果 $\dot{\theta}$ に関するオブザーバへのフィードバックゲインが大きくなるため、フィードバック系を不安定としているものと考えられる。 $J_u = 0.63 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ とした場合 (図 5, 図 8) には、20 秒以降の外乱相殺制御時の振幅が他の場合とくらべて小さくなっており、高い除振性能が得られることが分かる。それぞれの図の (b) を見ると、 J_u を大きく設定した場合には、推定される外乱の振幅が大きくなっていることが分かり、外乱相殺制御開始時の 20 秒の時点で一度振幅が大きくなっている。 J_u が大きい場合には推定される外乱が実際の外乱よりも大きくなるため、外乱相殺制御の入力が実際の外乱と釣り合わずに一度振動が大きくなり、その後収束したものと考えられる。 $J_u = 0.0087 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ よりも大きく設定した場合 ($J_u = 0.63, 1.0$) では、スカイフック制御ゲイン K_{sky} ならびに外乱相殺制御ゲイン α を 1 とした場合でも閉ループ系が安定であり、さらに外乱相殺制御の効果が高いことが分かる。

そこで、SWADC のパラメータ K_{sky} と α ならびに J_u から変更した外乱オブザーバモデルの慣性モーメント J_u^* を変化させた場合について、式 (28), (29), (30), (36), (40) から得られる閉ループ系の状態方程式

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \\ \dot{\hat{\theta}} \\ \dot{\hat{w}} \\ \ddot{\hat{w}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{K}{J+J_u} & -\frac{C+K_{sky}}{J+J_u} & 0 & -\frac{\alpha}{J+J_u} & 0 \\ 0 & -(l_1 + \frac{K_{sky}}{J_u^*})l_1 & \frac{1-\alpha}{J_u^*} & 0 & 0 \\ 0 & -l_2 & l_2 & 0 & 1 \\ 0 & -l_3 & l_3 & -\omega_k^2 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ \dot{\theta} \\ \hat{\theta} \\ \hat{w} \\ \dot{\hat{w}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{J+J_u} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} d \quad (44)$$

Fig. 16 Estimated frequency

Fig. 17 Experimental results of acceleration

Fig. 18 Control inputs of Sky-hook and SWADC

信で取得した。ジャイロセンサ (ADXRS6141, Analog Devices) の感度は $25 \text{ mV}/(\text{deg/s})$ である。制御性能の確認のために、加速度ピックアップ (LS-10C, リオン) をはりに取り付け、センサアンプ (LF-20, リオン) により増幅した加速度信号を計測した。

片持ちはりの先端に 10 cm の初期変位を与えて初期値応答を比較した。ここではマイコンからのシリアル通信で得られる適応ノッチフィルタのノッチ角周波数 ω_k や、バンドパスフィルタ (BPF) のハイパス、ローパスフィルタの折点周波数 f_H , f_L , 増幅回路から得られる角速度 (図 13(c)) と制御入力 (図 13(i)), はりに取り付けた加速度センサから得られる加速度を計測した (図 12)。適応フィルタを用いた制御系をマイコン上にアセンブラならびに C 言語で実装した。スカイフック制御に適用するバンドパスフィルタの定数は $f_H = 0.3 \text{ Hz}$, $f_L = 2.3 \text{ Hz}$ とした。適応フィルタを組み込んだ外乱相殺制御 (SWADC) ではオンラインで適応ノッチフィルタの振動数推定値を取得し、適応 BPF の折点周波数 f_H , f_L ならびに外乱オブザーバの外乱モデルの円振動数 ω_k を逐次更新していく。まず、はりの固有振動数を推定するために適応ノッチフィルタによる振動数推定を行う。適応ノッチフィルタの定数は予備実験の結果から $\rho_{\text{NF}} = 0.97$, $\lambda = 0.97$ とした。適応ノッチフィルタの推定値を基に適応バンドパスフィルタの定数を逐次更新する。バンドパスフィルタの定数は適応ノッチフィルタの推定値が 1.2 Hz を超えたときに更新し、 1.2 Hz に達していないときは $f_H = 0.1 \text{ Hz}$, $f_L = 2.2 \text{ Hz}$ に設定している。また、ジャイロセンサの出力振幅が小さいときは適応ノッチフィルタの推定精度が悪いため、一定振幅以下になったときにバンドパスフィルタの定数の更新を停止している。図 16 に結果を示す。適応ノッチフィルタの推定が開始される約 0.7 秒まで、バンドパスフィルタの定数は $f_H = 0.1 \text{ Hz}$, $f_L = 2.2 \text{ Hz}$ となっており、 ω_k の推定中は、 $f_k = \omega_k/(2\pi)$ として $f_H = (f_k - 1) \text{ Hz}$, $f_L = (f_k + 1) \text{ Hz}$ に設定されている。また、ジャイロセンサの出力信号が小さいとき (約 7 秒以降) は推定値が 0 Hz 付近に落ちてしまっているが、バンドパスフィルタの定数はその前に更新を止めて適切な帯域を保っている。また、AWD ユニット搭載後のはりの振動数が約 1.9 Hz であることが分かる。表 1 の実験による AWD ユニット搭載前の振動数 2.05 Hz と比べて、AWD ユニットの質量が付加されたことにより振動数がわずかに低下したものと考えられる。この結果から 1.9 Hz をスカイフック制御のバンドパスフィルタの中心周波数とした。さらに、制御系とオブザーバのパラメータについてはシミュレーション結果から、最も性能が良いと思われる図 5 と同じく $J_u = 0.63$, $l_1 = -10$, $l_2 = -10$, $l_3 = -10$, $K_{\text{sky}} = 1$, $\alpha = 1$ とした。図 17 は非制御、スカイフック制御、スカイフック・適応外乱相殺併合制御 (SWADC) を適用した場合の、加速度センサで取得したはり先端の加速度の時刻歴応答である。非制御時と比較してスカイフック制御と SWADC を適用した場合は振動の減衰が早く、高い制振効果が得られていることが分かる。この実験では、スカイフック制御、SWADC については大きな違いは見られない。SWADC は調和外乱を相殺する制御系であるため、初期値応答に関してはスカイフック制御と同等の制御効果が得られているものと考えられる。なお、連続的な外乱が作用する場合については、牽引される台車に柔軟はり構造物を搭載して走行する実験を行い、AWD ユニットによる SWADC の除振性能が最も高いことを確認した⁶⁾。図 18 はスカイフック制御と SWADC の制御時の制御入力の時刻歴応答である。ここではスカイフック制御と

SWADC の制御入力を比較するため、制御入力が行われている 4 秒までの結果を示した。SWADC の制御入力の振幅が 1 秒以降大きいのが分かる。この理由は、この実験が定常外乱に対する応答ではなく初期値応答によるものであり、外乱相殺制御入力がスカイフック制御入力に加わることで大きくなっているものと考えられる。

6. ま と め

本研究では、片持ちはりの柔軟変形に伴う振動の抑制のために、はり等の柔軟構造物に簡単に搭載できる回転マスダンパ型アクティブ制振ユニットを開発し、フィードバック制御としてスカイフック制御、フィードフォワード制御として外乱相殺制御系を併合した、スカイフック・適応外乱相殺制御を構成し、制御性能の向上を図った。ここでは、適応ノッチフィルタアルゴリズムを応用してリアルタイムに振動の振動数を推定し、調和外乱オブザーバの振動数を適応的に更新することで適応制御系を構築した。片持ちはりへの搭載を想定したシミュレーションを行い、オブザーバモデルのパラメータと制御ゲインが制御性能に与える影響を確認し、実験により制振性能を確認した。その結果、適切な制御パラメータを用いることで、スカイフック・適応外乱相殺制御によって、高い制振性能が得られることが分かった。

謝 辞

本研究は北海道重点領域特別研究（大規模農業に向けた走行安定化機能を搭載した高速農作業機械の開発）の支援を受けた研究であり、ここに感謝の意を表します。

文 献

- (1) 梅田遼平, 星野洋平, 小林幸徳, 江丸貴紀, 中西洋介, “適応アクティブ制振ユニットの開発とブームスプレーヤへの適用”, 第 42 回計測自動制御学会北海道支部学術講演会論文誌 (2010), pp.27–30.
- (2) 小林正樹, 赤川智宏, 伊藤良生, “全域通過フィルタを用いた適応ノッチフィルタのアルゴリズムと収束性”, 電子情報通信学会論文誌 (A), J82, 3 (1999), pp.325–332.
- (3) Oh, C.S., Bang, H.C. and Park, C.S., “Attitude Control of a Flexible Launch Vehicle Using an Adaptive Notch Filter (Ground Experiment)”, *Control Engineering Practice*, 16 (2008), pp.30–42.
- (4) 野波健蔵, “調和励振力を受ける多自由度振動系の外乱相殺制御”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 57, No. 534 (1991), pp.22–28.
- (5) 廣野好之, 小林幸徳, 山田 元, “渦励振される弾性支持円柱の外乱相殺制御”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 68, No. 669 (2002), pp.55–62.
- (6) 星野洋平, 片山恭平, 小林幸徳, 中西洋介, 江丸貴紀, “スカイフックー適応外乱相殺併合制振制御ユニットによるスプレーヤブームのアクティブ振動抑制”, 第 12 回運動と振動の制御シンポジウム MOVIC2011 講演論文集 (2011), pp.409–414.