障害物との接触を考慮した非線形柔軟マスタースレーブアームの時変遅延時間を伴うバイラテラル制御*

八木 政治[†]・澤田 祐一[‡]

Bilateral Control System of Nonlinear Master-Slave Arms with Time-Varying Delay Considering Contact with Obstacles*

Masaharu YAGI[†] and Yuichi SAWADA[‡]

The bilateral control system of the nonlinear flexible master-slave arms with the time-varying delay is investigated in this research. Moreover, it is considered that the nonlinear flexible slave arm contacts with the obstacle during the motion. The master arm is considered as the rigid arm and a high-g geared servomotor is introduced to drive the flexible slave arm. The network between the master arm and the slave arm causes the time-varying delay. The PD- and PDS-controllers are designed for controlling the master and slave arms. By means of the Lyapunov theorem, the stability and the passivity included the contact force are proved. Finally, the performance of the proposed system is investigated by using numerical simulations.

1. はじめに

マニピュレータにおける遠隔操作技術の進展は、遠隔地にいる操作者をもつ技能を遠方に提供できることで注目されている。日常空間の中での利用を視野に入ると、身近に存在する LAN や WAN など遠隔地と接続することが非常に重要である。近年においては、IoT(Internet of Things) 技術によりモノがインターネットに接続されることで新たなサービスも生み出されているため、インターネットを介した技術は今後ますます発展していくことが期待される。しかしながら、マニピュレータを生活空間で利用するには人やモノとの接触が起こりうるために動作の安定性を重要視しなければならない。軽量で機械的柔軟性があり、かつ低消費エネルギーという特徴をもつ柔軟マニピュレータは遠隔操作に対する効果が期待できるが、その柔軟性のために動作中の予期せぬ振動

により位置制御が困難となり、また障害物との接触により操作性の抑制が懸念される。したがって、接触力による影響下での動作の安定性について評価しなければならない。

ネットワークを介した制御システムは双方の状態量をネットワークを通じて相互にやりとりすることから、系全体としては遅延時間を含むフィードバックシステムと見なすことができる。滑川と Sipahi らにより両アームを剛体アームとしたバイラテラル制御について、その安定性と受動性が示されている [1,2]。また、星野らにより柔軟マニピュレータを用いたバイラテラル制御の安定性が議論されている [3]。しかしながら、[1] と [2] では柔軟アームを用いておらず、[3] ではネットワークは考慮されていない。

また、柔軟マニピュレータに関しては、その制御方法についてさまざまな提案がされている。松野らはトラス構造により構成される柔軟構造物に対して PDS(Proportional, Derivative and Strain) コントローラを設計し、制御性能について評価した [4]。Banavar らは 1 リンク柔軟マニピュレータに対して、ノンコロケーションセンシングによる LQG/ H_∞ コントローラを提案した [5]。しかしながら、これらの研究は柔軟マニピュレータに対して行われたものであり、ネットワーク化制御を考慮したものではない。

著者らのグループでは、遅延時間が発生するネット

* 原稿受付 2016 年 12 月 16 日
第 60 回システム制御情報学会研究発表講演会にて発表 (2016 年 5 月)

[†] 京都府庁 建設交通部 Prefectural Government Buildings Division, Kyoto Prefecture; Shinmachi, Kamigyo, Kyoto 602-8570, JAPAN

[‡] 京都工芸繊維大学 大学院 工芸科学研究科 Division of Mechanical and System Engineering, Kyoto Institute of Technology; Matsugasaki, Sakyo, Kyoto 606-8585, JAPAN

Key Words: PDS based control system, nonlinear flexible arm, time-varying delay, contact, obstacle.

Fig. 1 非線形柔軟マスタースレーブアームシステムのブロック線図

ワークにより相互接続され、スレーブアームに非線形柔軟アームを用いた柔軟マスタースレーブアームシステムについて研究を行っている [6–9]。[6–9]においては、遅延時間が異なるシステムに対して性能を評価しており動作中の障害物との接触は考慮されていない。また、線形近似した柔軟アームをスレーブアームとしたバイラテラル制御については、動作時に障害物と接触する場合の安定性について評価している [9]。しかしながら、[9]においては柔軟アームの非線形性は考慮されていない。

本論文では、時変の遅延時間が生じるネットワークで相互接続されているマスタースレーブアームのバイラテラル制御について、スレーブアームが動作中に障害物と接触する場合について議論する (Fig. 1 参照)。マスターアームは剛体アーム、スレーブアームは非線形柔軟アームとし、スレーブアームはサーボモータによって駆動される。ハミルトンの原理により両アームの数学モデルを導出し、サーボモータはシステムの伝達関数からモ

デル化する。構築する系のエネルギーの総和からリヤプノフ関数の候補を定義し、両アームを制御するためのコントローラを設計する。リヤプノフの安定定理に基づいて系の安定性について解析し、本論文で提案するバイラテラル制御システムの性能について評価するために数値シミュレーションを行う。

2. 柔軟マスタースレーブアームシステムの数学モデル

本論文では、Fig. 2に示す剛体マスターアームとFig. 3に示す柔軟スレーブアームにより柔軟マスタースレーブアームシステムを構成する。実機による実験を見据え、柔軟スレーブアームをFig. 3に示すような並行構造としているが、このままでは数学モデルが非常に複雑になってしまうため、Fig. 4に示すように簡略化した構造にモデル近似する。剛体マスターアームと柔軟スレーブアームは水平面内で回転運動を行うため重力加速度は無視できる。また、柔軟スレーブアームはサーボモータにより駆動されることとする。

2.1 剛体マスターアーム

Fig. 2に示すように、剛体マスターアームは一様な剛体アームとハブにより形成される。ここで、アームの長さは ℓ_m 、質量は m_m であり、質量はアームの重心に集中している。また、 $O_m X_m Y_m$ は慣性座標系であり、アームはオペレータにより加えられる力 $F_h(t)$ により生成される操作トルク $\tau_h(t) (= F_h(t)\ell_m)$ により回転角度を $\theta_m(t)$ とする回転運動を行う。モータにより生成され、オペレータに作用する反トルクを $\tau_m(t)$ とする。剛体アームの物理パラメータとして、アームの重心周りの慣性モーメントを J_m 、モータロータの慣性モーメントを J_h 、モータ回転軸の摩擦係数を μ_m とする。これらより、剛体マスターアームの数学モデルは次式で与えられる。

$$\left(J_h + J_m + \frac{1}{4} m_m \ell_m^2 \right) \ddot{\theta}_m(t) = -\mu_m \dot{\theta}_m(t) + \tau_h(t) + \tau_m(t) \quad (1)$$

2.2 サーボモータ

本論文で提案する柔軟アームはサーボモータにより駆動される。Fig. 5に示すようにサーボモータはDCモータとPDコントローラにより構成されているため、制御信号の入力からモータの回転までに時間を要する。この時間はシステムにとっては遅延時間となり無視することはできないので、サーボモータをモデル化してシステムに組み込むことを考える。図中において、 $\Theta(s)$ と $\Theta_{com}(s)$ はそれぞれサーボモータシャフトの出力角度 $\theta(t)$ とサーボモータに対する参照入力角度 $\theta_{com}(t)$ のラプラス変換である。ブロック線図からDCモータに印加される電圧 $V(s)$ を与え、DCモータの伝達関数を考慮することでサーボモータにより発生するトルク $T(s)$ が

Fig. 2 剛体マスターアームの概略図

Fig. 3 並行構造柔軟スレーブアームの概略図

Fig. 4 簡略化した柔軟スレーブアームの概略図

Fig. 5 サーボモータのブロック線図

導出される。これに逆ラプラス変換を適用することで柔軟スレーブアームに作用する駆動トルク $\tau(t)$ は次式のようにならされる [10]。

$$\begin{aligned} \tau(t) = & \frac{k_\tau K_P}{R} \{\theta_{com}(t) - \theta(t)\} \\ & + \frac{k_\tau K_D}{R} \{\dot{\theta}_{com}(t) - \dot{\theta}(t)\} - \frac{k_e k_\tau}{R} \dot{\theta}(t) \quad (2) \end{aligned}$$

ここで、 K_P と K_D はそれぞれ比例ゲインと微分ゲインであり、 k_τ はトルク定数、 k_e は逆起電力定数、 R は内部抵抗である。

2.3 非線形柔軟スレーブアーム

本研究で使用する柔軟スレーブアームは、2本の一般的な Euler-Bernoulli 梁を並行に配置して構成されている (Fig. 3 参照)。図からわかるとおり、ハブと先端質量が梁の根元と先端にそれぞれ固定されている。この柔軟アームの数学モデルは非常に複雑な非線形偏微分方程式と常微分方程式によって記述される。そこで本論文では、並行構造を構成している2本の梁が動作中ほぼ同じ挙動を示すと見なせるため、Fig. 4に示すような1本の梁によって構成される1リンク柔軟スレーブアームの数学モデルを考える。ただし、数学モデルを導出する際に用いる境界条件については並行構造の柔軟アームと同様とする。

Fig. 4において、 OXY は慣性座標系であり、 Oxy は回転座標系である。 $\theta(t)$ は柔軟アームの回転角度、 l は柔軟アームの長さ、 c_D は Kelvin-Voigt 型減衰の係数をそれぞれ表している。 $u(t, x)$ はたわみであり x 軸からの梁の垂直変位である。 ρ は質量密度、 S は断面積、 EI は剛性率であり、 E と I はヤング係数と断面二次モーメントを示している。モータシャフトの慣性モーメントを J_0 とし、摩擦係数を μ とする。先端の質点質量は m で表す。

柔軟アームは Euler-Bernoulli 梁であるため、 $|u(t, x)|^2 \ll |x|^2$ を満たす。また、図中に示すように、平面上に固定された障害物と $x = x_c$ ($0 < x_c < l$) の位置で接触し、そのときに柔軟アームが Ox 軸と成す角度を ϕ_0 とすると、柔軟アームと障害物との間の幾何学的拘束条件は次のように与えられる。

$$\psi(t) = u(t, x_c) - x_c \tan(\phi_0 - \theta(t)) = 0 \quad (3)$$

柔軟アームの全運動エネルギーを $T(t)$ 、位置エネルギーを $U(t)$ とすると、それぞれのエネルギーは次式によって表される。

$$T(t) = T_h(t) + T_b(t) + T_{tm}(t) \quad (4)$$

$$U(t) = \int_0^l \frac{1}{2} EI \{u''(t, x)\}^2 dx \quad (5)$$

$$T_h(t) = \frac{1}{2} J_0 \dot{\theta}^2(t) \quad (6)$$

$$T_b(t) = \int_0^l \frac{1}{2} \rho S \left[\left\{ x \dot{\theta}(t) + \dot{u}(t, x) \right\}^2 + u^2(t, x) \dot{\theta}^2(t) \right] dx \quad (7)$$

$$T_{tm}(t) = \frac{1}{2} m \left[\left\{ l \dot{\theta}(t) + \dot{u}(t) \right\}^2 + \left\{ \bar{u}(t) \dot{\theta}(t) \right\}^2 \right] \quad (8)$$

ここで、 $\{\cdot\}'$ は $\partial \cdot / \partial x$ を示し、先端変位を $\bar{u}(t) (= u(t, l))$ とする。 $T_h(t)$ はハブの回転運動エネルギー、 $T_b(t)$ と $T_{tm}(t)$ はそれぞれ柔軟アームと先端質量の並進運動エネ

ルギー、 $U(t)$ は柔軟アームのひずみエネルギーである。また、非保存力による仮想仕事 $\delta W(t)$ は次のように表される。

$$\delta W(t) = -\frac{\partial F_0(t)}{\partial \theta} \delta \theta - \int_0^\ell \frac{\partial \hat{F}(t, x)}{\partial \dot{u}''} \delta u'' dx + \tau(t) \delta \theta \quad (9)$$

ここで、 $F_0(t) := \mu \dot{\theta}^2(t)/2$ はモータの回転に関する散逸関数、 $\hat{F}(t, x) := c_D I \{\dot{u}''(t, x)\}^2/2$ は柔軟アームの内部粘性減衰に関する散逸関数である。

eqs.(4)-(9) に対して、変分演算子を δ 、リヤプノフの未定定数を s としてハミルトンの原理を用いることで次式に示す柔軟アームに関する数学モデルを得る。

$$\begin{aligned} J_0 \ddot{\theta}(t) + \mu \dot{\theta}(t) + m \bar{u}(t) \{2\ddot{u}(t) \dot{\theta}(t) + \bar{u}(t) \ddot{\theta}(t)\} \\ - c_D I \{\dot{u}''(t, 0) - \dot{u}''(t, \ell)\} - EI \{u''(t, 0) - u''(t, \ell)\} \\ + \int_0^\ell \rho S \{2u(t, x) \dot{u}(t, x) \dot{\theta}(t) + u^2(t, x) \ddot{\theta}(t)\} dx - s(t) x_c \\ + \int_0^\ell \rho S x u(t, x) \dot{\theta}^2(t) dx + m \ell \bar{u}(t) \dot{\theta}^2(t) = \tau(t) \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \rho S \ddot{u}(t, x) + c_D I \dot{u}''''(t, x) + EI u''''(t, x) \\ + \rho S x \ddot{\theta}(t) + m \{\ell \ddot{\theta}(t) + \ddot{u}(t)\} \delta(x - \ell) - s(t) \delta(x - x_c) \\ = \rho S u(t, x) \dot{\theta}^2(t) + m \bar{u}(t) \dot{\theta}^2(t) \delta(x - \ell) \end{aligned} \quad (11)$$

ここで、境界条件と初期条件は次式で与えられる。

$$\text{B.C.: } u(t, 0) = u'(t, 0) = u'(t, \ell) = u'''(t, \ell) = 0 \quad (12)$$

$$\text{I.C.: } u(0, x) = \dot{u}(0, x) = \dot{\theta}(0) = 0, \theta_m(0) = \theta(0) = \theta_0 \quad (13)$$

本論文において、非線形柔軟スレーブアームはサーボモータによって駆動されるため、eq.(10) に示す柔軟アームの駆動トルク $\tau(t)$ は eq.(2) により生成される。

3. 制御コントローラ的设计

本論文では、剛体マスターアームに対する反トルクと非線形柔軟スレーブアームに対する制御トルクを生成するためのコントローラを設計するために、次式のように提案するシステムのエネルギーの総和を基にしたリヤプノフ関数の候補である重み付きスカラ関数 $V(t)$ を定義する。

$$\begin{aligned} V(t) = a_1 T_h(t) + a_2 \{T_b(t) + T_{tm}(t) + U(t)\} \\ + a_3 T_m(t) + \frac{1}{2} a_4 \{\theta_m(t) - \theta(t)\}^2 \end{aligned} \quad (14)$$

ここで、 $a_1 \sim a_4$ は正の定数である。また、 $T_m(t)$ は剛体マスターアームの運動エネルギー、右辺第4項は非線形柔軟アームが剛体マスターアームに追従するための仮想エネルギーである。前述したシステムの全運動エネルギー $T(t)$ と位置エネルギー $U(t)$ より、目標角度を θ_d としたとき、剛体マスターアームと非線形柔軟スレーブアームがともに θ_d に到達したときのみ eq.(14) で定義した重み付きスカラ関数がゼロ、すなわち $V(t) = 0$ が保

証される。また、 $V(t) \geq 0$ を満足するためには、 $a_1 > 0$ 、 $a_2 > 0$ 、 $a_3 > 0$ 、 $a_4 > 0$ でなければならないことは自明である。eq.(14) で定義した $V(t)$ を時間微分し、その結果に eqs.(1)-(10) を代入することで次式を得る。

$$\begin{aligned} \dot{V}(t) = -a_2 \int_0^\ell c_D I \{\dot{u}''(t, x)\}^2 dx \\ - a_1 \mu \dot{\theta}^2(t) - a_3 \mu_m \dot{\theta}_m^2(t) + a_3 \tau_h(t) \dot{\theta}_m(t) \\ + \left[a_3 \tau_m(t) - a_4 \{\theta(t) - \theta_m(t)\} \right] \dot{\theta}_m(t) \\ + \left[-(a_2 - a_1) [c_D I \{\dot{u}''(t, 0) - \dot{u}''(t, \ell)\} \right. \\ + EI \{u''(t, 0) - u''(t, \ell)\}] - a_4 \{\theta_m(t) - \theta(t)\} \\ + a_1 \left[\frac{k_\tau K_P}{R} \{\theta_{com}(t) - \theta(t)\} \right. \\ + \left. \frac{k_\tau K_D}{R} \{\dot{\theta}_{com}(t) - \dot{\theta}(t)\} - \frac{k_\tau k_e}{R} \dot{\theta}(t) \right] \dot{\theta}(t) \\ + (a_2 - a_1) \left[\int_0^\ell \rho S \{x u(t, x) \dot{\theta}^3(t) \right. \\ + 2u(t, x) \dot{u}(t, x) \dot{\theta}^2(t) + u^2(t, x) \dot{\theta}(t) \ddot{\theta}(t)\} dx \\ + m \{2\bar{u}(t) \dot{u}(t) \dot{\theta}^2(t) + \ell \bar{u}(t) \dot{\theta}^3(t) + \bar{u}^2(t) \dot{\theta}(t) \ddot{\theta}(t)\} \Big] \\ + a_2 s(t) \{x_c \dot{\theta}(t) + \dot{u}(t, x_c)\} \end{aligned} \quad (15)$$

eq.(15) に現れるサーボモータの参照入力 $\dot{\theta}_{com}(t)$ の時間微分である $\dot{\theta}_{com}(t)$ を新たに $f(t)$ と定義する。この $f(t)$ はサーボモータが非線形柔軟アームを駆動することから、非線形柔軟スレーブアームに対する制御入力と見なすことができる。サーボモータへの参照入力 $\theta_{com}(t)$ は $f(t)$ を積分することにより得られる。すなわち、 $\theta_{com}(t) = \int_0^t f(\zeta) d\zeta$ となる。eq.(15) において、 $\dot{\theta}_m(t)$ および $\dot{\theta}(t)$ でくくられた項に対して、剛体マスターアームに発生する反トルク $\tau_m(t)$ を生成するコントローラを PD コントローラ、非線形柔軟スレーブアームへの制御入力 $f(t)$ を生成するコントローラを PDS コントローラとして設計する。このとき、各コントローラに利用される状態量は時変の遅延時間が生じるネットワークを介して得られることを考慮すると、各コントローラは次に示す式によって与えられる。

$$\begin{aligned} \tau_m(t) = \frac{a_4}{a_3} \{\theta(t - \Delta h_s(t)) - \theta_m(t)\} \\ + a_5 \{\dot{\theta}(t - \Delta h_s(t)) - \dot{\theta}_m(t)\} \quad (16) \\ f(t) = \frac{R}{k_\tau K_D} \left[\frac{a_4}{a_1} \{\theta_m(t - \Delta h_m(t)) - \theta(t)\} \right. \\ + a_6 \{\dot{\theta}_m(t - \Delta h_m(t)) - \dot{\theta}(t)\} \\ + \frac{a_2 - a_1}{a_1} [c_D I \{\dot{u}''(t, 0) - \dot{u}''(t, \ell)\} \\ + EI \{u''(t, 0) - u''(t, \ell)\}] \end{aligned}$$

$$-\frac{k_\tau K_P}{R} \{\theta_{com}(t) - \theta(t)\} + \frac{(k_e + K_D)k_\tau}{R} \dot{\theta}(t) \quad (17)$$

ここで、 a_5 と a_6 は正の定数である。よって、剛体マスターアームに対する反トルクは eq.(16) で表される PD コントローラにより生成され、非線形柔軟スレーブアームへの制御入力は eq.(17) で表される PDS コントローラにより生成される。

本論文で提案するマスタースレーブアームシステムの内部安定性を検証するために、eq.(15) に eq.(16) と eq.(17) を代入したうえで $\tau_h(t) \equiv 0$, $s(t) \equiv 0$ とする。本章では、これらの操作から得られる結果を時間積分することで、提案するシステムの内部安定性が保証されることを示す。

4. 安定性の解析

提案する非線形柔軟マスタースレーブアームシステムの内部安定性を解析するために、前章で算出した $\dot{V}(t)$ の時間積分を考える [11]。

$$\begin{aligned} V(t_f) - V(0) = & \int_0^{t_f} \left[-a_2 \int_0^\ell c_D I \{\dot{u}''(t, x)\}^2 dx \right. \\ & - a_1 \mu \dot{\theta}^2(t) - a_3 \mu_m \dot{\theta}_m^2(t) - a_3 a_5 \dot{\theta}_m^2(t) - a_1 a_6 \dot{\theta}^2(t) \\ & + a_4 \{\theta(t - \Delta h_s(t)) - \theta(t)\} \dot{\theta}_m(t) \\ & + a_4 \{\theta_m(t - \Delta h_m(t)) - \theta_m(t)\} \dot{\theta}(t) \\ & + a_3 a_5 \dot{\theta}(t - \Delta h_s(t)) \dot{\theta}_m(t) + a_1 a_6 \dot{\theta}_m(t - \Delta h_m(t)) \dot{\theta}(t) \\ & + (a_2 - a_1) \left[\int_0^\ell \rho S \{ x u(t, x) \dot{\theta}^3(t) + 2u(t, x) \dot{u}(t, x) \dot{\theta}^2(t) \right. \\ & + u^2(t, x) \dot{\theta}(t) \dot{\theta}(t) \} dx + m \{ 2\bar{u}(t) \dot{u}(t) \dot{\theta}^2(t) \\ & \left. \left. + \ell \bar{u}(t) \dot{\theta}^3(t) + \bar{u}^2(t) \dot{\theta}(t) \dot{\theta}(t) \} \right] \right] dt \quad (18) \end{aligned}$$

ここで、 t_f は正の任意時間であるとし、安定性を満足するために以下の仮定を設定する。

- (1) 時変の遅延時間 $\Delta h_s(t)$ の上限値を h_s^+ とする。
- (2) 時変の遅延時間の微分値 $\Delta \dot{h}_s(s(\sigma))$ は 1 未満、すなわち、 $\Delta \dot{h}_s(s(\sigma)) < 1$ である。
- (3) 提案するシステムは時刻 $-\Delta h_s(0) \leq t < 0$ においては動作しない。

これらの仮定のもとで Schwartz の不等式と Young の不等式を適用し、さらに積分範囲を $t_f - \Delta h_s(t_f)$ から t_f に拡張することにより剛体マスターアームと非線形柔軟スレーブアームに対するコントローラの制御ゲインに関する不等式として次式を得る [9]。

$$\frac{a_4}{a_3} < \frac{2}{h_m^+ + h_s^+} \left\{ \mu_m + a_5 \left(1 - \frac{h_s^+}{2} \right) \right\} \quad (19)$$

$$\frac{a_4}{a_1} < \frac{2}{h_m^+ + h_s^+} \left\{ \mu + a_6 \left(1 - \frac{h_m^+}{2} \right) \right\} \quad (20)$$

つぎに、eq.(18) において、 $(a_2 - a_1)$ によりくくられている項を $V_N(t)$ と定義して解析を行う [6]。本論文にお

ける非線形柔軟アームは Euler-Bernoulli 梁であり、かつ動作は低速であるとする以下に仮定が成り立つ。

$$(1) |u(t, x)|^2 \ll |x|^2$$

$$(2) |\dot{\theta}(t)|^2 \ll 1$$

これらの仮定のもとで部分積分を適用することで、 $V_N(t)$ がほぼゼロ、すなわち $V_N(t) \cong 0$ を得る。

これらの結果より、正の定数 $a_1 \sim a_6$ がコントローラに対するゲインの条件 eq.(19) と eq.(20) を満足するとき、かつこのときに限り本論文で定義したシステムの総エネルギーから成るスカラー関数 $V(t)$ はリヤプノフ関数となり、次の不等式が成り立つ。

$$V(t_f) - V(0) \leq 0 \quad (21)$$

また、本論文で提案するマスタースレーブアームの受動性についても考える。これまで議論してきたリヤプノフの安定定理より、eq.(15) において剛体マスターアームに作用する操作トルク $\tau_h(t)$ と非線形柔軟スレーブアームに作用する衝突力 $s(t)$ を除く項はゼロ以下であることから次式が得られる。

$$\begin{aligned} V(t_f) - V(0) & \leq \int_0^{t_f} \left[a_3 \tau_h(t) \dot{\theta}_m(t) + a_2 s(t) \{ x_c \dot{\theta}(t) + \dot{u}(t, x_c) \} \right] dt \quad (22) \end{aligned}$$

上式はシステムへの入力である操作トルク $\tau_h(t)$ と衝突力 $s(t)$ に対して消散であることから消散不等式が成り立っていることがわかる。これにより、本論文で提案する非線形柔軟マスタースレーブアームは受動性によって安定であるといえる。

5. 数値シミュレーション

提案する非線形柔軟マスタースレーブアームシステムの性能を検証するために数値シミュレーションを行う。数値シミュレーションには Matlab と Simulink を用いる。柔軟スレーブアームはリン青銅で作られているとし、長さ $\ell = 0.3$ [m]、幅 4.0×10^{-2} [m]、厚さ 1.0×10^{-3} [m] を有する。剛体マスターアーム、柔軟スレーブアーム、サーボモータそれぞれの物理パラメータを Tables 1-3 に示す。また、各コントローラのゲインを決定する正の定数 $a_1 \sim a_6$ はそれぞれ、 $a_1 = 1$, $a_2 = 16$, $a_3 = 8$, $a_4 = 40$, $a_5 = 2$, $a_6 = 10$ とする。マスタースレーブ間に発生するネットワークによる時変の遅延時間 $\Delta h_m(t)$, $\Delta h_s(t)$ は、連続的に変化する関数として取り扱いやすい正弦波で表現するものとし、次式により与える (Fig. 6 参照)。

$$\Delta h_m(t) = 0.1 \sin\left(t + \frac{\pi}{4}\right) + 0.2 \quad (23)$$

$$\Delta h_s(t) = 0.1 \sin(t) + 0.2 \quad (24)$$

数値シミュレーションを実行するときの各状態量の初

Table 1 剛体マスターアームの物理パラメータ

Symbol	Value	
J_h	0.70	[kg·m ²]
μ_m	3.03×10^{-2}	[kg·m ² ·s]
m_m	29.05×10^{-3}	[kg]
ℓ_m	0.30	[m]
J_m	6.54×10^{-4}	[kg·m ²]

Table 2 柔軟スレーブアームの物理パラメータ

Symbol	Value	
J_0	0.70	[kg·m ²]
μ	3.03×10^{-2}	[kg·m ² ·s]
ℓ	0.30	[m]
ρ	8.8×10^3	[kg/m ³]
S	4.0×10^{-5}	[m ²]
E	1.1×10^{11}	[Pa]
I	8.33×10^{-13}	[m ⁴]
c_D	1.93×10^9	[N·s/m ²]
m	0.245	[kg]

Table 3 サーボモータの物理パラメータ

Symbol	Value	
K_P	32	[V/rad]
K_D	32	[V/(rad/s)]
k_e	2.6	[V/(rad/s)]
k_τ	2.6	[N/A]
R	1.73	[Ω]

期値は $\theta_m(0) = \theta(0) = 0$ [rad], $\dot{\theta}_m(0) = \dot{\theta}(0) = 0$ [rad/s], $u(0, x) = 0$ [m], $\dot{u}(0, x) = 0$ [m/s] とする.

Hertz の接触モデルにより定義される接触力 $s(t)$ を柔軟スレーブアームが動作中に障害物から受ける力として与える [12].

$$s(t) = \begin{cases} (1 + p\dot{r}(t))Hr(t)^{\frac{3}{2}} & (\text{if } r(t) \geq 0 \text{ and } \dot{r}(t) \geq -\frac{1}{p}) \\ 0 & (\text{otherwise}) \end{cases} \quad (25)$$

ここで, p はエネルギーの損失を示すゼロもしくは正のパラメータ, H は Hertz 理論により求められる正の値, $r(t)$ は梁の接触点 x_c と障害物間の相対角度のオフセット値である. 本論文において, 柔軟スレーブアームが障害物と接触する位置 x_c は 0.10[m], 0.15[m], 0.30[m], 角度 ϕ_0 を 0.10[rad], 0.25[rad], 0.50[rad] と設定する. また, p と H はそれぞれ 0.3 と 10000 である.

Fig. 7 に目標角度を一定値とした場合のシミュレーション結果をサンプルとして示す. マスターアームは目標角度に追従することとなるが, スレーブアームは動作

Fig. 6 Time-varying delay

(a) Angles, $\theta_m(t)$ and $\theta(t)$ (b) The tip's displacement, $u(t, \ell)$

Fig. 7 Sample process

中に障害物と接触した状態となるためマスターアームに完全に追従することができない (Fig. 7(a) 参照). このとき, 障害物との接触点におけるスレーブアームのたわみ $u(t, x_c)$ は障害物と接触後に一定値となっている (Fig. 7(b) 参照). 本論文で提案するシステムにおいて, 障害物との接触が動作中に発生したとしてもスレーブアームがマスターアームの動作に追従しているか否かが性能検証の焦点となる.

5.1 結果

数値シミュレーションの結果を Figs. 8–12 に示す. 各数値シミュレーション結果において, (a) は剛体マスターアームの回転角 $\theta_m(t)$ と非線形柔軟スレーブアームの回転角 $\theta(t)$, (b) は非線形柔軟スレーブアームの先端たわみ $u(t, \ell)$, (c) は剛体マスターアームへの反トルク $\tau_m(t)$ と非線形柔軟スレーブアームに作用する衝突力 $s(t)x_c$ を示す.

各図の角度データより, $\theta(t)$ が $\theta_m(t)$ に追従していることから, 非線形柔軟スレーブアームはオペレータが操作する剛体マスターアームに追従して動作していることがわかる. さらに, 非線形柔軟スレーブアームの角度 $\theta(t)$ と剛体マスターアームの角度 $\theta_m(t)$ に偏差が生じていることから, 各数値シミュレーションで設定された位置および角度において, 非線形柔軟スレーブアームは動作領域内に固定された障害物と接触しており, このとき非線形柔軟スレーブアームの先端たわみは大きな値を示していることが各図 (b) から確認できる. しかしながら, 障害物との接触による拘束が解消されると, 非線形柔軟

(a) Angles, $\theta_m(t)$ and $\theta(t)$ (b) The tip's displacement, $u(t, \ell)$ (c) Torque, $\tau_m(t)$ and $s(t)x_c$ Fig. 8 Numerical simulation results ($x_c = 0.30[\text{m}]$ and $\phi_0 = 0.10[\text{rad}]$) (a) Angles, $\theta_m(t)$ and $\theta(t)$ (b) The tip's displacement, $u(t, \ell)$ (c) Torque, $\tau_m(t)$ and $s(t)x_c$ Fig. 10 Numerical simulation results ($x_c = 0.30[\text{m}]$ and $\phi_0 = 0.50[\text{rad}]$) (a) Angles, $\theta_m(t)$ and $\theta(t)$ (b) The tip's displacement, $u(t, \ell)$ (c) Torque, $\tau_m(t)$ and $s(t)x_c$ Fig. 9 Numerical simulation results ($x_c = 0.30[\text{m}]$ and $\phi_0 = 0.25[\text{rad}]$) (a) Angles, $\theta_m(t)$ and $\theta(t)$ (b) The tip's displacement, $u(t, \ell)$ (c) Torque, $\tau_m(t)$ and $s(t)x_c$ Fig. 11 Numerical simulation results ($x_c = 0.10[\text{m}]$ and $\phi_0 = 0.50[\text{rad}]$)

スレーブアームは再度剛体マスターアームに追従しており、また動作時の先端たわみが素早くゼロに収束していることから、サーボモータの目標角度を決定するために設計した PDS コントローラが適切に作用しているとい

える。

また、各図 (c) から非線形柔軟スレーブアームが動作中に受ける接触力 $s(t)$ によりマスタースレーブアーム間に角度差が生じることで、剛体マスターアームに反トル

Fig. 12 Numerical simulation results ($x_c = 0.15[\text{m}]$ and $\phi_0 = 0.5[\text{rad}]$)

ク $\tau_m(t)$ が発生している。これにより、操作性への影響やリアリティの評価という課題はあるが、本論文において設計したPDコントローラは適切に機能しているといえる。

これらの結果から、提案する非線形柔軟マスタースレーブアームシステムは、Fig. 6に示される時変の遅延時間が生じているネットワークを介した状況であっても安定した動作を実現できることが確認される。

6. おわりに

本論文では、時変の遅延時間が発生するネットワークを介した非線形柔軟マスタースレーブアームのバイラテラル制御を構築した。非線形柔軟スレーブアームが動作中に障害物と接触することを考慮し、システム全体としての安定性および受動性について議論した。剛体アームと非線形柔軟アームの数学モデルをハミルトンの原理から導出し、柔軟アームを駆動するためのサーボモータをブロック線図からモデル化した。提案するシステムの全エネルギーをリヤプノフ関数の候補とし、マスターアームへの反トルクおよびサーボモータの目標角度を生成するコントローラとしてPDコントローラとPDSコントローラを設計した。システムの内部安定性と受動性をリヤプノフの安定定理から証明する過程で、設計したコントローラに対するゲインの条件が導出された。提案したバイラテラル制御システムの性能を評価するために数値シミュレーションを行った。その結果、柔軟スレーブアームが障害物と接触することで動作が拘束されながら

もマスターアームの動作に追従していることが確認され、本論文で提案したシステムは安定した動作を実現できた。

参考文献

- [1] T. Namerikawa: Bilateral control with constant feedback gains for teleoperation with time varying delay; *Proc. of the 48th IEEE Conf. on Decision and Control, 2009 held jointly with the 2009 28th Chinese Control Conference*, pp. 7527–7532 (2009)
- [2] R. Sipahi, S. Niculescu, C. T. Abdallah, W. Michiels and K. Gu: Stability and stabilization of systems with time delay; *IEEE Control Systems Magazine*, Vol. 31, No. 1, pp. 38–65 (2011)
- [3] 星野, 小林, 古田: フレキシブル・マスター-スレーブシステムの運動と力の制御 (物体との接触時における状態推定精度の改善); 日本機械学会論文集, Vol. 74, No. 740C, pp. 91–98 (2008)
- [4] F. Matsuno, T. Ohno and Y. Orlov: PDS (Proportional Derivative and Strain) feedback control of a flexible structure with closed-loop mechanism; *Proceedings of the 38th Conference on Decision and Control*, pp. 4331–4335 (1999)
- [5] R. N. Banavar and P. Dominic: An LQG/ H_∞ controller for a flexible manipulator; *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, Vol. 3, No. 4, pp. 409–416 (1995)
- [6] M. Yagi, A. Hayashi and Y. Sawada: Bilateral control of nonlinear flexible master-slave arm with time delay; *SICE Annual Conf.*, pp. 518–523 (2012)
- [7] M. Yagi, M. Asano and Y. Sawada: Bilateral control of nonlinear flexible master-slave arms using high-g geared servomotor with time-varying delay; *Proc. of Int. Conf. on Systems, Man, and Cybernetics*, pp. 522–529 (2013)
- [8] M. Yagi, A. Hayashi and Y. Sawada: Bilateral control system using nonlinear flexible slave arm with network delay; *Int. J. of Innovative Computing, Information and Control*, Vol. 10, No. 2, pp. 505–520 (2014)
- [9] M. Yagi and Y. Sawada: Bilateral control of flexible master-slave arms with time-varying delay affected by contact force from obstacle; *SICE Journal of Control, Measurement, and System Integration*, Vol. 10, No. 1 (2017)
- [10] T. Wada, M. Ishikawa, R. Kitayoshi, I. Maruta and T. Sugie: Practical modeling and system identification of high-g geared servo motors; *18th IEEE Int. Conf. on Control Applications Part of 2009 IEEE Multi-conference on Systems and Control* (2009)
- [11] 八木, 澤田: 障害物と接触する場合における時変の遅延時間を伴う非線形柔軟マスタースレーブアームのバイラテラル制御; 第60回システム制御情報学会研究発表講演会講演論文集, 266-3 (2016)
- [12] 正司, 稲葉, 福田: 衝突を含むロボットマニピュレータ

の統一적アプローチに基づく安定制御; 日本ロボット学会誌, Vol. 11, No. 5, pp. 677–692 (1993)

著者略歴

やぎ まさひろ 八木 政治 (正会員)

2014 年 3 月京都工芸繊維大学大学院工学研究科博士後期課程修了。同年 4 月京都府庁へ入庁, 現在に至る。ネットワーク化制御, 柔軟構造物の振動制御, 最適フィルタの研究に従事。博士 (工学)。日本ロボット学会, 計測自動制御学会の会員。

さわ だ ゆういち 澤田 祐一 (正会員)

1994 年 3 月京都工芸繊維大学大学院工学研究科博士後期課程修了。1995 年京都工芸繊維大学助手, 2015 年同大学教授となり現在に至る。柔軟構造物のモデリングと振動制御, 最適フィルタの研究に従事。博士 (工学)。IEEE, 計測自動制御学会, 日本ロボット学会などの会員。