油圧パワーショベルのスライディングモード制御*

山田 宏 尚^{*1}, 武市 教 児^{*2}, 武 藤 高 義^{*1}

Sliding Mode Control of Hydraulic Power Shovel

Hironao YAMADA^{*3}, Kyoji TAKEICHI and Takayoshi MUTO^{*3}Gifu University, Dept. of Human and Information Systems, 1-1 Yanagido, Gifu-shi, Gifu, 501-1193 Japan

In this study, we deal with an excavator driven by three links—an arm, a boom, and a swing—as a representative of construction robots. Here, each link consists of an electro-hydraulic servo system. A big problem with the use of such an excavator is the high degree of skill, and thus the comparatively long-term training regimen, that is necessary to operate it. In order to solve this problem, we equip the excavator with a trajectory control algorithm to control its front end. In this situation, it must be considered that the excavator's servo systems are influenced by disturbances and by many nonlinear characteristics, such as asymmetrical piston geometry, initial shifts in the neutral positions of the servo valves, and variations in the inertia of moving parts. As a method of trajectory control, in this study we apply in the servo systems a sliding mode control using a disturbance observer. The dynamic performance of this trajectory control system is investigated in experiments. The results of these experiments confirmed the validity of the applied method.

Key Words: Mechatronics and Robotics, Excavator, Hydraulic Actuator, Robust Control, Sliding Mode Control

1. 結 言

油圧パワーショベル（以下、油圧ショベルと略記する）は、柔軟で融通性の高い建設機械であるため、多くの建設工事に用いられている。油圧ショベルによる各種作業のうち、特に整地・溝掘作業などでは、作業部機構の各操作を、複数の操作レバーによって同時に行う必要があるため、オペレータには高度の熟練が要求される。また、近年の熟練オペレータの不足や、劣悪環境下での作業が増大しているなどの事情から、作業効率の低下、オペレータの疲労対策などが大きな問題となっている。これらの問題を解決するには、機器操作の容易化・自動化が効果的である。その実現によれば、未熟練者であっても、熟練者に匹敵する作業効率の実現が期待できる。

油圧ショベルを自動化する有力な手法として、各アクチュエータをサーボ化し、作業部機構を軌跡

制御する方法が挙げられる。しかしながら、作業部機構においては、それに作用する重力や慣性力の影響、各関節軸相互の干渉、作業部機構の姿勢変化に起因する慣性モーメントなどのパラメータ変動が少なからず生ずる。また、各関節を駆動する油圧システムにおいては、片ロッドシリンダの受圧面の非対称性や制御弁の中立点ずれを始めとする多くの非線形特性や外乱が存在し得る。そのため、これらが大きく影響する場合には、望みの応答特性を得ることは必ずしも容易ではない。その解決策として、上記の非線形特性や外乱に対してロバスト（頑強）な制御系の構築が望まれている。以上のような背景下、本研究では、油圧ショベルを対象としてさまざまな外乱に対してロバストな軌跡制御を扱う。

本研究に関連する既往の研究状況は以下のように概観される。先ず、横田ら⁽¹⁾⁽²⁾は、油圧ショベルのバケット先端軌跡制御に外乱オブザーバによる外乱推定補償制御を適用し、軌跡追従性を大幅に改善できることを明らかにした。次に、姜ら⁽³⁾は、油圧ショベルに基づくバリ取りロボットに、油圧サーボ弁の非線形特性を考慮した PID 制御を適用し、良好な軌跡

* 原稿受付 2001年4月2日。

^{*1} 正員、岐阜大学工学部(〒501-1193 岐阜市柳戸1-1)。^{*2} 学生員、岐阜大学大学院。

E-mail: yamada@cc.gifu-u.ac.jp

追従特性が得られることを明らかにした。これらの研究により、油圧ショベルの軌跡制御に対するロバスト制御の有効性が徐々に明らかにされつつある。一方、今後に残された課題として、さまざまなロバスト制御手法の適用を試み、それらの有効性について検討することが残されている。

そこで本研究では、小型油圧ショベルを対象として、作業部機構先端の軌跡制御をロバストに実現するために、スライディングモード制御（以下、SLM制御と略記する）の適用を試みた。SLM制御は、フィードバックゲインの高速切換えによって、システムの状態を切換え超平面に拘束し、スライディングモードを発生しつつ目標点まで滑らせる、という制御手法である。この手法によれば、スライディングモードの発生によって、システムのパラメータ変動や非線形特性に対する優れたロバスト性が得られる。しかしながら、本制御法を電気・油圧サーボ系（以下、サーボ系と略記する）に適用した場合には、システムの応答遅れや制御弁の中立点ずれなどに起因して、チャタリングや定常偏差が発生し、スライディングモードの発生を妨げるため、ロバスト性が劣化する。このため、SLM制御の適用においては、いかにチャタリングや定常偏差を抑制し、良好なスライディングモードを発生させるかが重要な課題となる。これらの問題に対して、著者らは外乱オブザーバの併用に基づく解決手法を提案した⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾。この方法によれば、基本的な油圧サーボ系および油圧式3軸平行機構を持つシステムに対して、軌跡制御を良好に実施することができる。本報の目的は、このSLM制御法を、シリアル機構を有する油圧システム（パワーショベル）に適用し、その有効性を検討することにある。そのために、種々の外乱影響下におけるエンドエフェクタ（フォークグラブ）の軌跡追従性について、PID制御と比較しつつ実験的に評価する。

2. 主な記号

本論文で用いる主な記号を、以下に列挙する。なお、添字 x を含む変数は、それぞれアーム、ブーム、スイングに関する変数を意味するものとし、 x を arm , $boom$, $swing$ の代表表記として用いる。

- a_p : ピストン平均受圧面積 [m²]
- A_x : 各ピストンの無次元化目標変位の振幅 [-]
- b_x : 各ピストンの粘性抵抗係数 [N·s/m]

- c : 弁ポートの流量係数 [-]
- k_a, k_v : サーボアンプ・サーボ弁ゲイン [mA/V], [m/mA]
- m_x : 各サーボ系の慣性負荷質量 [kg]
- p_{a_x}, p_{b_x} : 各シリンダ両室の各圧力 [Pa]
- p_{L_x} : 各サーボ系の負荷圧力 [Pa]
- p_s : 供給圧力 [Pa]
- r_x : 各ピストンの目標変位 [m]
- R_x : 各ピストンの無次元化目標変位(= r_x/y_{0_x}) [-]
- t : 時間 [sec]
- T_s : サンプル時間 [sec]
- u_x : 各サーボ系に対する制御入力 [V]
- x_x : 各サーボ系の弁スプール変位 [m]
- Y_x : 各ピストン変位の無次元量(= y_x/y_{0_x}) [-]
- y_{0_x} : 各ピストン変位の基準量
($y_{0_arm}=0.283, y_{0_boom}=0.275, y_{0_swing}=0.258$) [m]
- y_x : 各サーボ系のピストン変位 [m]
- ω_n : 弁スプールの固有角振動数 [rad/s]
- ζ : 弁スプールの粘性減衰率 [-]
- ρ : 作動油の密度 [kg/m³]

3. 実験装置

図1に、本研究で扱う実験装置の概略図を示す。本装置は、油圧ショベルとSLM制御器を実現するパーソナルコンピュータを基本要素として構成されて

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

いる。本油圧ショベルは、実際に建設作業で使用されているミニショベル（日立建機(株)製 Landy KID-EX5, 重量 0.5t）であり、作業部機構は、フォークグラフ、アーム、ブーム、スイングから構成される 4 自由度を有している。また、本油圧ショベルは、次の点について改造が施してある。

(1) 各関節を駆動するシリンダは、比例制御弁（以下、制御弁と略記する）によって制御する。

(2) 各シリンダはストロークセンサを内蔵しており、これによってピストン変位を計測する。

すなわち、各関節の駆動系はサーボ系によって構成され、これにより各ピストン変位を制御する。

ここでは、アーム、ブーム、スイングの各軸を駆動することによって（フォークグラフは閉じたままとする）、フォークグラフ先端の軌跡制御を行う。このとき、フォークグラフ先端の目標軌跡に対応する各サーボ系の目標軌跡 R_x を、あらかじめ本油圧ショベルの逆運動学から算出し、これに基づいて各ピストンを制御する。その制御法は、まず各ピストン変位 y_x の計測量を、A/D 変換器を介して制御用コンピュータに取り込む。次に、SLM 制御アルゴリズムに基づいて各サーボ系への制御入力 u_x を演算し、D/A 変換器を介してコンピュータから出力する。そして、これらの制御入力はサーボアンプを介して制御弁に輸入され、このときの弁開度に応じた流量・圧力によってピストンが駆動される。

4. 油圧サーボ系の数学モデル

本章では、各サーボ系に対して、SLM 制御器および外乱オブザーバを設計するための数学モデルを構成する。なお、その数学モデルは、各サーボ系に対して共通とし、それらの特性の差異は、数学モデル中のパラメータに帰するものとする。数学モデルの構成に際し、サーボ系について次の仮定を設ける。

- (1) 作動油の圧縮性を無視する。
- (2) 制御弁とアクチュエータを結ぶ管路内の非定常流を無視する。
- (3) 制御弁は零重合（理想弁）であるとし、また流量係数は一定とする。
- (4) 片ロッド型ピストンの左右受圧面積は等しい（平均値 a_p ）とする。
- (5) 関節回転軸まわりの慣性モーメントや重力などの影響を外乱とみなして無視する。

以上のような仮定の下に、サーボ系を構成する基礎式は、次の式(1)~(4)によって記述される。

弁スプールの運動方程式；

$$\ddot{x}_x + 2\zeta\omega_n\dot{x}_x + \omega_n^2 x_x = k_o k_v \omega_n^2 u_x \quad (1)$$

ピストンの運動方程式；

$$\left. \begin{aligned} m_x \ddot{y}_x + b_x \dot{y}_x &= a_p p_{L-x} \\ p_{L-x} &= p_{a-x} - p_{b-x} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

負荷流量に関する式；

$$q_{L-x} = c w x_x \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - \text{sgn}[x_x] \cdot p_{L-x})} \quad (3)$$

$$q_{L-x} = a_p \dot{y}_x \quad (4)$$

式(3)を線形化し、上記四式を以下のような可制御正準形式の状態方程式によって表す。ただし、式(3)の線形化においては、 $x_x > 0$ の場合について線形化し、その結果が $x_x < 0$ の場合においても適用可能であるものとした。

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_x(t) &= A_{c-x} X_x(t) + B_{c-x} u_x(t) \\ y_x(t) &= C_{c-x} X_x(t) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ここに、

$$\begin{aligned} X_x &= [X_{1x} \ X_{2x} \ X_{3x} \ X_{4x}]^T \\ A_{c-x} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -a_{1x} & -a_{2x} & -a_{3x} \end{bmatrix}, B_{c-x} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\ C_{c-x} &= [c_{1x} \ 0 \ 0 \ 0] \end{aligned}$$

であり、 $a_{1x} \sim a_{3x}$ 、 c_{1x} は、式(1)~(4)中の各パラメータに基づく定数である。本研究では、制御器を離散時間領域で設計するため、式(5)を次のような離散時間系に変換する。

$$\left. \begin{aligned} X_x(k+1) &= A_x X_x(k) + B_x u_x(k) \\ y_x(k) &= C_x X_x(k) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

なお、数学モデル中のパラメータは、次のように推定した。すなわち、まず制御入力に対する各サーボ系のスプール変位 x_x ならびにピストン変位 y_x の両ステップ応答を実測する。次に、それらの波形と、上記数学モデルに基づく各サーボ系の応答波形（制御系設計 CAD ソフト・MATLAB によるシミュレーション波形）が最も良好に一致する条件から推定した。

5. 外乱オブザーバを併用したSLM制御器

各サーボ系に適用する SLM 制御器について、まず、その特徴を要約する。

- (1) 野波らによって提案された離散時間 SLM 設計におけるチャタリング低減手法⁽⁷⁾に基づいて設計した。
- (2) 制御入力に重畳する外乱に対しては、外乱オブザーバによる推定外乱を外乱抑制入力として適用した。
- (3) 外乱の推定遅れに起因して発生しうるチャタリングに対しては、特徴(1)の手法を外乱抑制入力まで有効となるように改良して、その低減を図った。
- (4) 目標軌跡の追従特性改善のために、スライディングモードに入ったシステムが無駄時間特性を示す切換え行列 S の設計法⁽⁶⁾を適用した。

次に、本制御器の設計法について、その概要を述べる。まず切換え関数 $\sigma_x(k)$ を目標信号への位置追従性を考慮し、次式のように定義する。

$$\sigma_x(t) = SV_x(t) \quad (7)$$

ここに、

$$S = [c_1, c_2, c_3, c_4], \quad V_x(t) = [z_x \quad X_{2x} \quad X_{3x} \quad X_{4x}]^T,$$

$$z_x = X_{1x} - \frac{R_x}{c_{1x}}$$

である。切換え行列 S は、上記特徴(4)に基づいて設計した。すなわち、システムの状態がスライディングモードにあるとき、 $\dot{\sigma}_x(t)$ は零となるため、次式が成り立つ。

$$c_1 \dot{X}_{1x} + c_2 \dot{X}_{2x} + c_3 \dot{X}_{3x} + c_4 \dot{X}_{4x} = c_1 \frac{\dot{R}_x}{c_{1x}} \quad (8)$$

式(5)を用いて上式から $X_{2x} \sim X_{4x}$ を消去し、ラプラス変換すれば、スライディングモードにあるシステムの伝達関数が次式で与えられる。

$$G(s) = \frac{Y_x(s)}{R_x(s)} = \frac{c_1}{c_4 s^3 + c_3 s^2 + c_2 s + c_1} \quad (9)$$

上式が使用周波数範囲内において安定な無駄時間特性となるようにパラメータ $c_1 \sim c_4$ を決定する。上記のような3次遅れ要素は、比較的低い周波数範囲内であれば無駄時間特性に良好に近似できる⁽⁹⁾。なお、最終的にはこれらの関係式に基づいて、双一次変換に基づくディジタル再設計法を適用した。すなわち、離散時間領域の切換え行列 S を適用した離散時

間 SLM 制御系がスライディングモードに入ったときの特性と、 $G(s)$ の特性が一致するように、離散時間領域の切換え行列 S を求めた。以上のようにして設計される切換え行列 S に基づく切換え超平面 ($\sigma_x(k)=0$) に対して、良好なスライディングモードを発生させるために、外乱オブザーバを併用した離散時間 SLM 制御器を適用する。また、推定外乱を外乱抑制入力に用いる場合、チャタリングを低減するための非線形切換え入力 u_{nl-x} は次式で与えられる。

$$u_{nl-x}(k) = -\eta_x \left\{ \frac{|\sigma_x(k)|}{SB_x} \operatorname{sgn}[\sigma_x(k)] + \hat{d}_x(k) \right\} \quad (0 < \eta_x \leq 1) \quad (10)$$

ただし $\sigma_x(k)$ は、切換え関数が各サンプリング時刻において 0 を越えない (チャタリングを発生しない) 条件式⁽⁷⁾として次式を満たす必要がある。

$$\begin{cases} 0 \leq \sigma_x(k+1) < \sigma_x(k) & : \sigma_x(k) > 0 \\ \sigma_x(k) < \sigma_x(k+1) \leq 0 & : \sigma_x(k) < 0 \end{cases} \quad (11)$$

ここに式(10)中の η_x は、システムの状態を切換え超平面へ到達させる速度を調節するパラメータであり、取りうる値の範囲は $0 < \eta_x \leq 1$ である。式(10)を用いた場合の切換え関数の漸化式は、以下の式で表され、 η_x が 1 の場合に漸近安定となる。そこで、本研究では、実用上十分な安定性および追従性が得られるように η_x の値が 1 に近い値となるよう決定した。

$$\sigma(k+1) = \begin{cases} \sigma(k) - \eta_x \sigma(k) - SB \{ \eta_x \hat{D}(k) - D(k) \} & ; \sigma(k) > 0 \\ \sigma(k) + \eta_x |\sigma(k)| - SB \{ \eta_x \hat{D}(k) - D(k) \} & ; \sigma(k) < 0 \end{cases} \quad (12)$$

また $\hat{d}_x(k)$ は、外乱オブザーバによる推定外乱である。外乱オブザーバの設計は次のことを考慮して行った。本システムへの外乱としては、主に制御弁の中立点ずれや作業部機構にかかる重力を想定する。その時間変動は、制御系のサンプリング周期と比較して十分に遅いため、一定値と見なし得る。また、これらの外乱は実システムと数学モデルとの差として制御入力に重畳する外乱信号として近似的に取り扱うことができる。以上より、外乱を含めたシステムの状態方程式は連続時間領域において、次式のように表される。

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_{o-x}(t) &= A_{o-x} X_{o-x}(t) + B_{o-x} u_x(t) \\ y_x(t) &= C_{o-x} X_{o-x}(t) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

ここで、

$$X_{o-x}(t) = [X_x(t) \quad d_x(t)]^T$$

Fig.2 Block diagram of the sliding mode control system

Table 1 System parameters

Electro-hydraulic servo systems	$k_a = 1.0 \text{ mA/V}$	$k_v = 0.14 \times 10^{-3} \text{ m/mA}$
	$\omega_n = 455 \text{ rad/s}$	$\zeta = 2.5$
	$w = 4.8 \times 10^{-3} \text{ m}$	$a_p = 12.6 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
	$c = 0.7$	$m_{arm} = 60 \text{ kg}$
	$b_{arm} = 29.0 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$	$m_{boom} = 150 \text{ kg}$
	$b_{boom} = 26.4 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$	$m_{swing} = 150 \text{ kg}$
Other parameters	$b_{swing} = 20.3 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$	
	$\rho = 876 \text{ kg/m}^3$	$p_s = 10 \text{ MPa}$
Sampling period $T_s = 5 \text{ ms}$		

$$A_{o_x} = \begin{bmatrix} A_{c_x} & B_{c_x} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, B_{o_x} = \begin{bmatrix} B_{c_x} \\ 0 \end{bmatrix}, C_{o_x} = [C_{c_x} \ 0]$$

式(13)より，外乱オブザーバは次式で与えられる。

$$\dot{\hat{X}}_{o_x}(t) = A_{o_x}\hat{X}_{o_x}(t) + B_{o_x}u_x(t) + K_{co_x}\{y_x(t) - \hat{y}_x(t)\} \quad (14)$$

ただし， K_{co_x} は極配置法などにより求まるオブザーバゲインである。実際の設計では，式(13),(14)を離散化して離散時間領域におけるオブザーバゲイン K_{o_x} を求めた。以上により構成される制御器を，油圧サーボ系に適用した場合，無駄時間特性の影響によって振動が発生することが既に確認されている⁽⁵⁾。そこで，本油圧ショベルの場合にも同様の現象が発生するものと予想されるため，先と同様に，スミスの手法に基づく無駄時間補償器⁽⁵⁾⁽⁸⁾（以下，DT 補償器と略記する）を本制御系に併用した。このとき，本補償器に用いるサーボ系のモデルは，式(6)に基づいて構成するものとし，また無駄時間特性は実測値に基づき 30ms と設定した。

以上により構成される，本 SLM 制御系のブロック線図を図 2 に示す。

6. 実験

前章に述べた SLM 制御系を，本油圧ショベルに適用し，軌跡制御実験によってその有効性を検討する。このとき，その比較対象として，PID 制御を適用した場合についても同様の実験を行う。また，ここでは外乱として，各制御弁に中立点ずれを与えて実験を行った。このときの中立点のずれ量は，最大弁変位の 20% とした。本実験に用いたシステムの代表的なパラメータを表 1 に示す。また，切換行列 S の設計については，システムが 30ms の無駄時間特性を示すように，以下のように設計し，各サーボ系に対して同じ値とした。

$$S = [0.036 \ 0.019 \ 0.317 \ 0.920]$$

また，各サーボ系の的外乱オブザーバゲイン K_{o_arm} ， K_{o_boom} ， K_{o_swing} は，それぞれ以下のように設計した。

$$K_{o_arm} = [1.112 \ 0.129 \ 0.002 \ -0.003 \ 0.789]^T$$

$$K_{o_boom} = [12.67 \ 2.782 \ 0.169 \ -0.060 \ 3.586]^T$$

$$K_{o_swing} = [1.972 \ 0.294 \ 0.010 \ -0.004 \ 0.833]^T$$

式(10)中の η_x は，実験による試行錯誤に基づき，その最適値を $\eta_{arm}=0.97$ ， $\eta_{boom}=0.5$ ， $\eta_{swing}=0.99$ と決定した。PID 制御系については，比例，積分，微分の各ゲイン K_{p_x} ， K_{I_x} ， K_{d_x} を，実験において最も良好な結果が得られるように決定した。なお，PID 制御を適用した場合にも，システムの無駄時間に起因して，応答軌跡に振動を伴ったため，SLM 制御の場合と同様に DT 補償器を併用した。以下では，本 SLM 制御と PID 制御の制御性能について比較検討を行う。まず，基本的な軌跡追従性を調べるために，目標軌跡が正方形の場合，およびならし作業を想定した直線形の場合について実験を行い，次に，軌跡上に障害物が存在する場合の追従性を調べるために，軌跡上にゴムタイヤ（以下，タイヤと略記）を固定して実験を行った。

まず，軌跡制御を行った時の実験結果を図 3(a),(b),(c) に示す。図(a)は，フォークグラブ先端の応答軌跡を上面 (X_{fg} - Y_{fg} 平面)，側面 (X_{fg} - Z_{fg} 平面)，前面 (Y_{fg} - Z_{fg} 平面) の 3 種の平面上に描いた図である。ただし，これらの軌跡は，実測による各シリンダの応答波形から，油圧ショベルの順運動学に基づいて算出したものである。目標軌跡は，比較的高精度な作業を想定して，対角長さ 0.3m の正方形で与え，また地面に対する傾斜角を 60deg とした。なお，その繰返し周期については，各サーボ系の追従性能を考慮して 4sec とした。

(a) Trajectory of fork glove

(b) Tracking error of fork glove

(c) Piston displacement Y_{boom}

Fig.3 Experimental result of trajectory control

上面図によれば、両制御手法ともに、中立点ずれの影響を抑制し良好な追従性を示している。一方、側面および前面図によれば、PID 制御では図示のⒶ部において追従性が劣化しており、十分な精度で追従できていないことが分かる。これに対し、SLM 制御では比較的良好な応答軌跡が得られている。図(b)には、このときの追従誤差 e_{fg} が示されている。これを見ると、先の PID 制御における追従性の劣化 (Ⓐ部) が、約 4.2~4.8sec の範囲にある。この劣化は、図(c)に示される、(ブームサーボ系の)ピストン変位 Y_{boom} の時間応答に見られるように、ブームに対して顕著に反映される結果となった (他のピストン変位に

Fig.4 Experimental result of trajectory control

Fig.5 The experimental method for trajectory control
(The case an obstacle exists on the trajectory) Fig.6 Experimental result of trajectory control
(The case an obstacle exists on the trajectory)

対する影響は微小であった)。図によれば、先のⒶ部に対応して、PID 制御では約 4.0~5.0sec の範囲で追従性が劣化しており、一方、SLM 制御での追従性は良好である。PID 制御における性能劣化の主な原因として、ブームシリンダにかかる作業部機構の重力や慣性力の影響が考えられる。図(c)によれば、目標波形 R_{boom} は $t=4\text{sec}$ において急激な変化を伴うが、PID 制御の場合、それらの影響を十分に低減し難いものと考えられる。なお、フォークグラフ先端の目標軌跡の繰返し周期を長くした場合には、PID 制御によっても SLM 制御とほぼ同程度の追従性が得られた。

次に、ならし作業を想定した目標軌跡制御に変更して実験を行った。このときの結果を図 4 に示す。目標軌跡は、 X_{fg} - Y_{fg} 平面に平行で、かつ X_{fg} 軸に対し 60deg. の傾きを有する長さ 0.4m の直線であり、1 往復 4sec で描くものとした。この実験においても、PID 制御ではブームサーボ系について、先と同様の現象が顕著に現れたため、側面および前面図に見られるように、追従性が劣化している。これに対し、SLM 制御では PID 制御と比較して良好な応答軌跡が得られている。

最後に、軌跡上に障害物が存在する場合の追従性について検討した。その実験法は、まず、各サーボ系に対する目標軌跡として、ブーム、スイングに $R_{boom}=0.79$, $R_{swing}=0.76$ の一定値を与え、一方、アームには $A_{arm}=0.2$, 周期 4sec の台形波を R_{arm} として与えた。次に、これにより描かれるフォークグラブ先端の軌跡上に、図 5 に示すように障害物としてタイヤを固定した。これによって得られた、アームピストン変位 Y_{arm} の時間応答を図 6 に示す。図によれば、まず、両制御法ともに約 $t=0.3\text{sec}$ においてフォークグラブ先端がタイヤに接触し、次に、約 $t=1.0\sim 2.0\text{sec}$ では、タイヤからの反力の影響によって、 R_{arm} に対して約 20% 程度の定常偏差が発生している。しかしながら、SLM 制御では、その後の目標軌跡に対して、次にタイヤへ接触するまでの間（約 $t=2.4\sim 4.4\text{sec}$ ）に対しても、ほぼ良好な追従性を示している。一方、このときの PID 制御による応答では、追従性が著しく劣化している。この原因は、PID 制御器の積分動作（I 動作）にあると考えられる。I 動作では、目標波形との偏差が 0 にならない限り、その修正動作は増大し続ける。本実験では、約 $t=1.0\sim 2.0\text{sec}$ に生ずる定常偏差に対して、I 動作に基づく修正動作が増大するために、その後の目標信号への追従性に悪影響を及ぼしたものと考えられる。この問題を解消するためには、積分ゲイン K_{I_arm} の値を小さくする必要があるが、その場合には、タイヤ非接触時において、制御弁中立点ずれに起因する目標信号への定常偏差が発生するために、各ゲインの調節が極めて難しくなるものと予想される。

7. 結 言

本研究では、油圧ショベルを対象として、外乱オブザーバを併用した SLM 制御を適用し、軌跡制御の有効性について実験的に検討した。このとき、本制

御系による外乱の抑制効果を調べるために、各サーボ系に制御弁の中立点ずれを与えた場合、および目標軌跡上に障害物が存在する場合について実験を行った。それらの結果は、以下のように要約される。

- (1) 本 SLM 制御によれば、制御弁の中立点ずれや、作業部機構にかかる重力、慣性力の影響を抑制し、良好な軌跡追従性が得られた。
- (2) 目標軌跡上に障害物が存在する場合にも、PID 制御と比較して、良好な軌跡追従性が得られた。

以上より、著者らの提案した SLM 制御は、シリアル機構を有する油圧パワーショベルに対しても有効であることが確認された。

終わりに、実験に際して多くの協力を頂いた、岐阜大学大学院の志田祐一氏に深く感謝いたします。

文 献

- (1) 横田眞一・笹尾正典・柳健, 油圧ショベルのブーム、アーム系の高精度軌跡制御, 日本機械学会論文集, 62-593, C(1996), 161-167.
- (2) 横田眞一・小林秀基・蛭川立雄・津村淳二・江川栄治, 油圧ショベルのアーム系3軸のロボスト軌跡制御（外乱オブザーバによる制御の有効性の検討）, 日本機械学会論文集, 66-648, C(2000), 2549-2556.
- (3) 姜順童・原敏・横川隆一, 油圧ショベルを用いたバリ取りロボットの軌道追従制御, 日本機械学会論文集, 63-608, C(1997), 1287-1294.
- (4) 武市教児・山田宏尚・武藤高義, 外乱オブザーバを併用した電気・油圧サーボ系のスライディングモード制御, 日本油空圧学会論文集, 31-4 (2000), 91-98.
- (5) 武市教児・山田宏尚・武藤高義, 外乱オブザーバを併用した電気・油圧サーボ系のスライディングモード制御（第2報：油圧式3軸パラレルメカニズムのロボスト制御）, 日本油空圧学会論文集, 32-3, (2001), 58-64.
- (6) 武市教児・山田宏尚・武藤高義, 外乱オブザーバを併用した電気・油圧サーボ系のスライディングモード制御（第3報：3軸パラレルメカニズムにおける目標軌跡追従特性の改善）, 日本油空圧学会論文集, 32-4, (2001) 91-97.
- (7) 田宏奇・野波健蔵, 離散時間スライディングモード制御による弾性ロータ・磁気軸受系的高速回転時特性, 日本機械学会論文集, 60-580, C(1994), 4142-4148.
- (8) 野沢進, 無駄時間を含む無定位形制御対象の制御, 自動制御, 7-5, (1960), 248-254.
- (9) 平井, 浜野, 楯: 電気油圧式振動試験機閉ループ制御系のフィードバックゲイン自動調整, 油圧と空気圧, 11-7, (1980), 427-434.