外乱オブザーバを併用したスライディングモード制御による 油圧シリンダの位置制御*

佐々木 芳宏^{*1}, 高橋 義雄^{*1}

Positioning Control of Oil Hydraulic Cylinder Using Sliding Mode Control with Disturbance observer

Yoshihiro SASAKI and Yoshio TAKAHASHI

Recently, the sliding mode control (SMC) is frequently applied to various kinds of systems due to its simple algorithm, adaptability or robustness to complex and nonlinear systems and so on. The disturbance observer is very robust servo system against a disturbance and a fluctuation of plant parameters. In this study, we proposed such a robust servo system based on a combination of disturbance observer and sliding mode control. And also to eliminate the chattering phenomena, we use a sliding mode control with accelerative reaching rule. From the view point of the disturbance reduction, a sliding mode control with disturbance observer is employed to control the positioning of an oil hydraulic cylinder. The experiments are carried out for several conditions, and the obtained results are compared with those of the sliding mode control without disturbance observer. As a result, it is verified that the introduction of the disturbance observer improves the robustness of conventional sliding mode control.

Key Words: Oil hydraulic System, Proportional Control Valve, Positioning Control, Sliding Mode Control, Chattering, Disturbance Observer

1. 緒 言

近年, 油空圧系に特有な未知外乱や非線形性を補償する方法として, 外乱を含めたパラメータの変動に左右されにくいロバスト性を備えた制御アルゴリズムが必要とされている。これらの性能を備えた制御則として近年, アルゴリズムの簡易さや非線形な制御対象への適用性のよさを利点としたスライディングモード制御が油圧系にも適用され始めている^{(1)~(3)}。しかしながら, 従来のスライディングモード制御では, 突発的な外乱がシステムに存在する場合, スライディングモードを発生させることができなくなり, 外乱入力に対して定常偏差を生じてしまう欠点があった。そこで本論文では, ロバスト性を備えた制御アルゴリズムの一つとして, 外乱オブザーバを併用したスライディングモード制御を考えた。それは, 外乱オブザーバをマイナーループにもつスライディングモード制御という構成であり, 従来のスライディングモード制御に比べロバスト性の向上を図ろうとしたものである。本論文では, この提案した制御則について外乱下のステップ応

答のシミュレーションと実験を通して, 外乱オブザーバを併用したスライディングモード制御の外乱抑圧効果の向上に関して検証する。

2. 油圧駆動システム

2.1 油圧駆動システム 実験装置の概略図を図1に示す。実験に使用した電気油圧サーボシステムは, 定格流量 40 l/min の電磁式比例制御弁(以降, 比例弁と略称する)を使用している。油圧シリンダは, 両ロッドシリンダと片ロッドシリンダ(内径 40 mm, ロッド径 22.4 mm, ストローク 600 mm)をフランジ継手を介して対向させ, 両ロッドシリンダを位置制御用に,

Fig. 1 A schematic of the experimental apparatus

* 原稿受付 1997年6月4日。

^{*1} 正員, 秋田大学工学資源学部(〒010-8502 秋田市手形学園町1-1)。

片ロッドシリンダを負荷外乱用として用いている。シリンダ位置は、両シリンダの継手部に設置されたレーザ式変位計で測定し、A/D変換器を介して32ビットのパーソナルコンピュータに取込み、制御入力を演算する。また、コンピュータ内で計算された制御入力 u はD/A変換器を介して、比例弁のアンプに送られ、比例弁のスプールを変位させ、シリンダに流れる油量を調整することでシリンダの位置が制御される。本論文で用いた比例弁は、直動形高速応答タイプであり、ソレノイドの吸引力と対抗スプリングとの釣合いによってスプールを指令電圧に比例して定位させ、各ポートへの作動油の流量を制御するものである。

2.2 制御対象の同定 油圧駆動システムにおいて、その正確な数学モデルを理論的な解析によって導くことは、内在する多くの非線形性や不確定性のために非常に困難な問題である。そこで、本論文ではアンプ・バルブ・シリンダ系の開ループ特性を直接同定せず、図2に示す直結フィードバック系を制御対象として同定することを考えた。これにより、シリンダの最末端部の衝突を防止し、システムの非線形性を抑制して線形モデルでの同定を容易にすることができる。

本制御系において、目標値入力 r からピストン変位 y までをプラントと考え、作動油の圧縮性を無視すればシステムの伝達関数は二次系で近似できる⁽⁴⁾。

$$G(s) = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad \dots\dots\dots (1)$$

本論文では、周波数応答法によりシステム同定を行う。周波数応答法は制御系の解析、設計が容易で、ある程度正確な伝達関数が求められる。油圧駆動システムの同定を行うに際し、入力にはランダムノイズジェネレータからの帯域性白色ノイズ信号(周波数帯域5 Hz)を用い、出力にはシリンダの変位に比例した電圧信号を用いた。そのときの入力と出力をFFTアナライザに取込みボード線図を求め、得られた特性から最小二乗法により制御対象の伝達関数を求めた。先の条件で同定を行った結果、式(1)の各パラメータの同定値は $K=0.972$, $\omega_n=14.677$, $\zeta=4.128$ であった。

状態変数を次式で定義すると、

$$x = [x \quad \dot{x}]^T = [x_1 \quad x_2]^T \quad \dots\dots\dots (2)$$

となり、次の状態方程式および出力方程式が得られる。

Fig. 2 Block diagram of controlled system

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし、

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_n^2 & -2\zeta\omega_n \end{bmatrix} \quad b = \begin{bmatrix} 0 \\ K\omega_n^2 \end{bmatrix} \quad C = [1 \quad 0]$$

x_1, x_2 は、シリンダの位置、速度に関する状態量であり、 u, y は制御入力、出力である。

3. 外乱オブザーバを併用したスライディングモード制御

3.1 スライディングモード制御系の設計

式(1)で与えられる線形近似モデルに対して、次の線形時不変系を考える。

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + bu \\ \sigma = Sx \end{cases} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 S は最適切換行列である。

超平面 σ でのスライディングモードの存在条件は次のように与えられる。

$$\begin{cases} \dot{\sigma} > 0 \text{ if } \sigma < 0 \\ \dot{\sigma} < 0 \text{ if } \sigma > 0 \end{cases} \quad \dots\dots\dots (5)$$

既存のスライディングモード制御の場合、設計した超平面上にシステムの状態を拘束させるために一つの制御構造から別の制御構造へと変化する可変構造をもつ。しかしながら、その高速なスイッチング操作によりチャタリングを誘発し、高圧下で使用される油圧駆動システムでは、機器の破損や突発的なサージ圧を引き起こす原因となる他に、制御対象をモデル化する際に無視した高周波数帯域を励振し、スピルオーバーなどの発振を引き起こす可能性があり非常に危険となる。そこで本論文では、スライディングモード制御系の到達モードに対し、切換関数のダイナミクスを直接指定する加速率到達則を導入した。この到達アプローチは、到達条件を確立するのみならず到達位相中のシステムの動特性をも指定することができるため、高速収束と低チャタリング化が望める。

式(5)の条件を満足するように、階層制御法⁽³⁾における次の加速率到達則を与える。

$$\dot{\sigma} = -\kappa|\sigma|^{\alpha}\text{sgn}(\sigma) \quad 0 < \alpha < 1 \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 κ は $\kappa > 0$ となる設計パラメータである。この式(6)は、 $\alpha=0$ の場合に通常の不連続な切換則に対応し、 $0 < \alpha < 1$ の範囲では $\alpha=0$ の近傍で連続的かつ急激に $d\sigma/dt$ が変化する境界層形に類似の制御則を与えることになる。 α は、 $\alpha > 1$ のとき $\sigma=0$ となるスライディングモードへの有限整定を満足しなくなるため、 $0 < \alpha < 1$ に選定しなければならない。

式(4)の σ を微分すると、

$$\dot{\sigma} = SAx + Sbu \quad \dots\dots\dots (7)$$

となり、式(6)を代入すると、制御入力 u は次式となる、

$$u = -(Sb)^{-1}\{SAx + \kappa|\sigma|^a \text{sgn}(\sigma)\} \quad \dots\dots\dots (8)$$

式(6)に関するリアプノフ関数の候補として次の正定関数を与える、

$$V = \frac{1}{2} \sigma^T \sigma \quad \dots\dots\dots (9)$$

この関数の微分を考えると、

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \frac{1}{2} \dot{\sigma}^T \sigma + \frac{1}{2} \sigma^T \dot{\sigma} = \sigma^T \dot{\sigma} \\ &= \sigma^T \{-\kappa|\sigma|^a \text{sgn}(\sigma)\} < 0 \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (10)$$

となり、 $\dot{V}$ は σ の負定関数となるため $\sigma \rightarrow 0$ が保証される。

式(4)で与えられるシステムに外乱入力 d が加わる場合、スライディングモード制御の入力はスライディングモードの存在条件 $\sigma\dot{\sigma} < 0$ を満足するように以下のロジックで決定される、

$$u = -(Sb)^{-1}\{SAx + \kappa|\sigma|^a \text{sgn}(\sigma)\} - H_{\max} \text{sgn}(\sigma) \quad \dots\dots\dots (11)$$

ただし、 $H_{\max} > |d|$ と設定する。この入力信号はスライディングモードの制御信号に重畳させるために通常ディザ信号と呼ばれている⁽⁵⁾。例えば、図3において $t > 2.0$ sで $d = -0.2$ の大きさのステップ状外乱を加えると約4.73%の定常位置偏差が現れる。しかしながら、 $t = 3.0$ s後に式(11)で与えられるディザをステップ状外乱の2倍に設定して制御入力に重畳してやることで、外乱を打ち消す制御入力 u が得られるようにな

り、再びスライディングモードが回復する。しかしながら、 $t = 3.0$ s後にコントローラを切換えた瞬間、制御入力にディザのスイッチング操作によるチャタリングが観察される、

3・2 外乱オブザーバの設計 従来のスライディングモード制御においては、外乱がディザより大きくなるとスライディングモードが失われ、安定性が補償されなくなる。したがって、ディザを十分大きく設定する必要があるが、図3に見られるようなチャタリングを引き起こす原因にもなり、特に高圧下で使用される油圧機器の場合、悪影響を及ぼす可能性が考えられる。この問題を解消するために、本論文ではシステムに発生する外乱の一部を外乱オブザーバによって補償することを考えた。すなわち、油圧システムに外乱オブザーバを適用し、それによって外乱が補償された後のシステムにスライディングモード制御を適用する。システムの入力に重畳する外乱 d が含まれると、システムは、

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + b(u + d) \\ y = Cx \end{cases} \quad \dots\dots\dots (12)$$

と表せる。ここで状態ベクトル x を $\tilde{x} = [x \ \dot{x}]^T$ とすれば、システムは、

$$\begin{cases} \dot{\tilde{x}} = \tilde{A}\tilde{x} + \tilde{b}u \\ y = \tilde{C}\tilde{x} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$\tilde{A} = \begin{bmatrix} A & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \tilde{b} = \begin{bmatrix} b \\ 0 \end{bmatrix} \quad \tilde{C} = [C \ 0]$$

という拡大系で表わされる。ここで $\dot{x}$ は速度、 x は位置である。よって、この拡大系に対してオブザーバを構成すれば、測定不可能な未知入力外乱と速度が推定できる。

3・3 最小次元オブザーバの構成 3・2節で求めた拡大系を離散化し、Gopinathの方法⁽⁶⁾を用いて、最小次元オブザーバによる外乱オブザーバを構成する。まずGopinathの方法により、離散化した拡大系に対する最小次元オブザーバを構成する、

$$G = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ & C & \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (14)$$

とし、

$$\bar{x}(k) = Gx(k) = [\dot{x}(k) \ d(k) \ x(k)]^T \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$\bar{A} = GA_dG^{-1} \quad \bar{b} = Gb_d \quad \bar{C} = C_dG^{-1} \quad \dots\dots\dots (16)$$

と座標変換する。ここで A_d 、 b_d 、 C_d は式(13)の $\tilde{A}$ 、 $\tilde{b}$ 、 $\tilde{C}$ を零次ホールドを使用して離散化した行列である。 $\bar{A}$ 、 $\bar{b}$ の要素を $\bar{a}_{ij}$ 、 $\bar{b}_{ij}$ とし、

Fig. 3 Simulation results of step response in SMC with dither

$$\begin{aligned} A_{11} &= \begin{bmatrix} \bar{a}_{11} & \bar{a}_{12} \\ \bar{a}_{21} & \bar{a}_{22} \end{bmatrix} & A_{12} &= \begin{bmatrix} \bar{a}_{13} \\ \bar{a}_{23} \end{bmatrix} \\ A_{21} &= \begin{bmatrix} \bar{a}_{31} & \bar{a}_{32} \end{bmatrix} & A_{22} &= \bar{a}_{33} \quad \dots\dots\dots (17) \\ B_1 &= \begin{bmatrix} \bar{b}_{11} \\ \bar{b}_{21} \end{bmatrix} & B_2 &= \bar{b}_{31} \end{aligned}$$

と分割する。オブザーバゲイン K を

$$K = [k_1 \quad k_2]^T \quad \dots\dots\dots (18)$$

とする。最小次元オブザーバの構成条件から、

$$E = A_{11} + KA_{21} \quad F = A_{12} + KA_{22} - EK$$

$$J = B_1 + KB_2$$

$$P = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad V = \begin{bmatrix} -k_1 \\ -k_2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (19)$$

とし、式(15)の $x(k)$ に対する推定ベクトルを

$$\hat{x}(k) = [x(k) \quad \hat{x}(k) \quad \hat{d}(k)]^T \quad \dots\dots\dots (20)$$

とすれば、最小次元オブザーバは、

$$\begin{aligned} z(k+1) &= Ez(k) + Fy(k) + Ju(k) \quad \dots\dots\dots (21) \\ \hat{x} &= G^{-1}\{Pz(k) + Vy(k)\} \end{aligned}$$

となる。この推定値を図4のようにフィードバックして入力に加えれば、システムに加わる外乱を打ち消すことができる。すなわち制御入力を

$$u = u_s + d \quad \dots\dots\dots (22)$$

とすれば、プラントへの入力は

$$u = u_s + d - \hat{d} \quad \dots\dots\dots (23)$$

となり、入力に重畳した未知入力外乱 d が相殺される。

4. シミュレーション

まず、本手法の有効性をシミュレーションにより確認する。ノミナルモデルとして同定で得られた式(3)の伝達関数を用いる。最適切換行列 S はシステムの零点を利用した超平面の設計法⁽⁷⁾を用いて計算した結果、 $S = [2.15 \quad 0.47]$ と与えた。

4.1 チャタリングの影響 本制御則で適用したスライディングモード制御における加速率到達則について、そのチャタリング抑制効果の影響を検討する。通常の到達則の場合、到達則は任意な対角行列 Q を用いて次式で与えられる。

Fig. 4 Block diagram of SMC with disturbance observer

$$\dot{\sigma} = -Q \operatorname{sgn}(\sigma) \quad \dots\dots\dots (24)$$

この場合、システムの状態は定常倍率 $|\dot{\sigma}| = -Q$ でスライディングモード超平面へ収束するが、 Q が小さくなると到達時間が長くなりまた、 Q を大きくするとチャタリングが起きてしまう。式(6)で与えられる加速率到達則の場合、式(24)で与えられるスイッチング操作に代わり、 α の値をもって超平面への到達のダイナミクスを設定できるため、状態の高速収束と低チャタリング化が期待できる。図5、6に $\kappa = 60$ と一定にし、

(a) Phase-plane

(b) Control input

Fig. 5 Simulation results in accelerative reaching rule at $\alpha = 0.4$

(a) Phase-plane

(b) Control input

Fig. 6 Simulation results in accelerative reaching rule at $\alpha = 0.7$

$\alpha=0.4, 0.7$ と変化させた時の位相平面と制御入力をそれぞれ示す。ここで、本論文では κ の選定に関してはシステムの応答性を考慮し最適値と思われる値を設定した。 $\alpha=0.4$ の場合、状態の移動軌跡は設計した切換線に拘束されてはいるものの、チャタリングを生じながら原点に収束しており、そのときの制御入力も制御開始から激しく振動する。一方、 $\alpha=0.7$ に設計することで、切換線への進入が滑らかになるとともに、チャタリングの振動振幅を減衰させることができ、位相平面、制御入力ともにチャタリングは完全に抑制されている。

4.2 外乱抑圧効果 $\alpha=0.7, \kappa=60$ とする加速率到達則を適用し、制御開始から 2 s 後に、 $d=-0.2$ のステップ状外乱を加えた系に対し、外乱オブザーバを併用したスライディングモード制御を適用した。条件は初期状態を $x_1=-2.0$ とし、目標位置を $x_1=0.0$ とした。また、外乱オブザーバのオブザーバゲインは、システムの安定性を考慮し極配置法により固有値を $0.80(k_1=1.2823, k_2=-88.273)$ の二重根と設定した。図 7 にそのシステム応答をそれぞれ示す。この場合、推定された外乱値を図 4 のようにフィードバックして入力に上乗せすることで、系に加わる外乱を打ち消すような制御入力が見られている。その結果、外乱抑圧に対し必要以上の制御入力とはならず、外乱補償のために生じるシステムの高ゲイン化を抑え、外乱の影響を非常に低く抑制した状態でスライディングモード制御が行われている。さらに、4.1 節で示した加速率到達

則の効果により、スライディングモード特有のチャタリングも完全に抑圧され安定した応答が得られている。

5. 実験

本論文で適用した制御則の有効性を実験により検証した。実験では、油圧シリンダを初期値 -50.0 mm として、目標位置 0.0 mm で停止させることにした。コントローラは制御サンプル周期 2.0 ms のデジタルシステムとして実現される。制御シリンダ側の供給圧力は 4.0 MPa、油温は 40°C に設定した。また、外乱オブザーバのオブザーバゲインは、固有値を小さく設定すれば推定速度は向上するが、オブザーバは近似微分器に近くなり、実機に適用した場合、観測出力に含まれる高周波雑音が推定値に影響を及ぼす。このことから本論文では安全上、実機の応答を見ながら固有値を小さくしていき、最適値と思われる値としてオブザーバの固有値 $0.85(k_1=0.0829, k_2=-2.0819)$ の二重根と設定した。また、加速率到達則における κ, α はそれぞれ $\kappa=60, \alpha=0.7$ とした。図 8 はシミュレーションと同様に $t>2.5$ s で -0.2 V のステップ状入力性外乱を加えた系に対し、外乱オブザーバを併用したスライディングモード制御のシステム応答である。外乱オブザーバによる補償の効果により $t>2.5$ s で加わるステップ外乱を相殺するように制御入力に変化し、外乱が抑圧された系でスライディングモード制御が実現されているのが確認できる。その結果、変位は外乱の影

Fig. 7 Simulation results of step response in SMC with disturbance observer

Fig. 8 Response under step type disturbance in SMC with disturbance observer

Fig. 9 Response under load disturbance in SMC without dither

Fig. 10 Response under load disturbance in SMC with disturbance observer

響を受けることなく目標値に整定する。また、チャタリングはほとんど問題にならない程度に補償されている。

図 9, 10 は式(11)におけるディザを $H_{\max}=0.0$ としたスライディングモード制御と外乱オブザーバを併用したスライディングモード制御において、負荷シリンダにより制御シリンダ側へ一定負荷外乱 $P_L=1.0$ MPa, 1.5 MPa を加えたときのシステム応答を示したものである。この場合、前者は外乱の抑圧はスライディングモード制御だけで行われることになる。従来のスライディングモード制御では、負荷の増大に伴いシミュレーションと同様に定常位置偏差が生じるとともに、変位の立ち上がり時間に遅れが生じる。このことは、ディザを設けただけでスライディングモード制御におけるシステム状態量の超平面への拘束が弱くなり、切換線からのシフトが生じてしまう。すなわち、スライディングモード制御単体では外乱の抑圧性能は低いものと考えられる。一方、外乱オブザーバを併用した場合、負荷の大きさが変動しても立ち上がり時間、整定時間ともに $P_L=1.0$ MPa のとき 0.47 s, 0.63 s, $P_L=1.5$ MPa のとき 0.51 s, 0.66 s と負荷外乱による応答の遅れは小さく、外乱オブザーバによる外乱補償の有効性が確認される。これは、スライディングモード制御単体に比べ、外乱オブザーバで外乱を補償した状態にスライディングモード制御を適用することでより一層ロバストなコントローラになるといえる。

6. 結 言

本論文では、外乱オブザーバを併用したスライディングモード制御を比例弁・油圧シリンダ系の位置制御に適用した。以下に、本論文で得られた結果を要約して述べる。

- (1) スライディングモード制御における加速率到達則の適用は、チャタリングを抑圧するのに有効である。
- (2) ステップ状外乱が加わる系において、外乱オブザーバによって推定された推定外乱をフィードバックし、入力に上乘せすることで外乱を抑圧することができ、外乱による応答の乱れを小さくすることが可能である。
- (3) 本手法は、従来のスライディングモード制御単体による制御に比べ、負荷外乱による立ち上がりの遅れを補償し、かつ優れた位置精度を得ることができた。

以上の結果より、本方法は制御性能の面でサーボ弁に比べ劣っている比例弁でも高精度な位置決めが実現できるといえる。

最後に本研究を行うにあたり貴重なご助言、ご協力を賜りました(株)不二越 油圧製造所の関係者の方々に深甚なる謝辞を表する。

文 献

- (1) 山崎勝久・虻川大弘・佐々木芳宏・高橋義雄, 油圧式比

- 例弁を用いたシリンダの位置制御, 機械力学・計測制御講演論文集, Vol. B, (1995), 287-290.
- (2) 田村和人・佐々木芳宏・高橋義雄, スライディングモード制御則による比例弁・油圧シリンダ系の位置制御, 機械力学・計測制御講演論文集, Vol. B, (1996), 257-260.
- (3) 佐々木芳宏・高橋義雄, 階層制御法による油圧シリンダの位置制御, 機械力学・計測制御講演論文集, Vol. B, (1996), 261-264.
- (4) 三井正光監修, 油空圧便覧(日本油空圧協会編), (1975), 808, オーム社.
- (5) 原島文雄・橋本秀紀, Sliding Mode とその応用-I, システムと制御, 29-2(1985), 94-103.
- (6) 岩井善太・井上昭・川路茂保, オブザーバ, (1988), 39-41, コロナ社.
- (7) 陳芸峰・池田弘行・美多勉・涌井伸二, スライディングモード制御によるロボットアームの軌道制御と実験結果, 日本ロボット学会誌, 7-6(1989), 706-711.
-