

# 卒業論文要旨

## サーボ弁を用いた油圧ショベルの遠隔操作システム

システム工学群

機械航空システム制御研究室 1180073 齊藤 真也

### 1. 緒言

近年、災害地・危険地域での作業を安全に行うための遠隔操作可能な油圧ショベルの需要が高まっており、様々な研究が行われているが、遠隔操作時における作業効率が搭乗操作時の 6 割程度に低下することが課題となっており<sup>(1)</sup>、より高応答かつ高精度な遠隔操作ショベルが求められている。

遠隔操作において油圧アクチュエータに送る油の方向・流量を制御する際に、一般的には比較的安価で構造が単純な電磁比例制御弁が使われるが、これよりも高応答で高精度な制御弁として電気-油圧サーボ弁（以下サーボ弁）<sup>(2)</sup>がある。サーボ弁はその動特性の良さから航空機やミサイルレーダの追従制御装置などで応用されているが、油圧ショベルにおける遠隔操作システムにサーボ弁の転用は行われていない。

本研究では遠隔操作ショベルのさらなる応答性向上を目指すために、サーボ弁を用いた新しい遠隔操作システムの構築を目的とする。今回はサーボ弁を用いた油圧シリンダの制御モデルを作成し、MATLAB によるシミュレーションを行ったので、その結果を報告する。

### 2. 遠隔操作システム

#### 2.1 システム構成

提案するサーボ弁を用いた遠隔操作システムの構成は図 1 のようになる。遠隔操作レバーとレバー操作の信号をショベルに送るための送信機、信号を受け取るための受信機、全体のシステムを制御するためのコントローラ、油圧ショベルの掘削に必要なアーム、ブーム、バケット、それに付属する油圧シリンダ、シリンダに送るための油の流量と方向を制御するためサーボ弁、シリンダの変位を検知するセンサーで構成される。

#### 2.2 ノズルフラップ型サーボ弁の機序

一般的にサーボ弁と言えばノズルフラップ型サーボ弁を指すことが多く、図 2 のような構造をしている。サーボ弁上段にあるコイルに図の実線方向に電流を流すとコイルに磁界が生まれ、アマチュアは左側に S 極、右側に N 極の極性を持つようになる。この時アマチュアは永久磁石の吸引力により右回りのトルクが生じて傾く。この動きに応じてフラップは左側に変位し、ノズル左側に流れる油の流れを阻止する。ノズル左側では背圧が高まり、右側では背圧が低くなることから、スプールは右方向へ動き、ポンプから P へ流れこむ流体は A を通過し、油圧シリンダへ流入する。この流体がシリンダ内のピストンを右方向に動かす。左側のシリンダから押し出された油は再びサーボ弁へと戻り、B を通過した後タンクへと流れる。このようにコイルに流れる電流に比例してピストンを制御できる機構となっている。

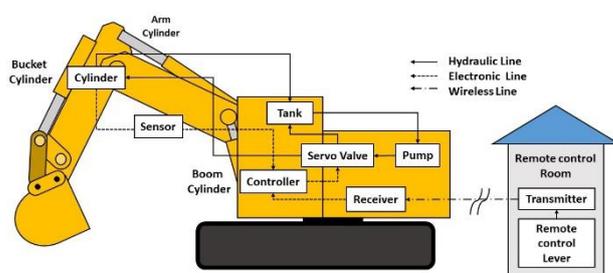


Fig.1 Outline of Remote controlled Hydraulic system using servo valve.

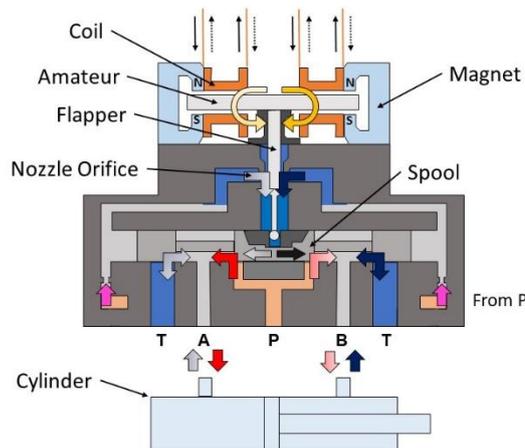


Fig.2 Structure of Nozzle-flapper type Servo valve

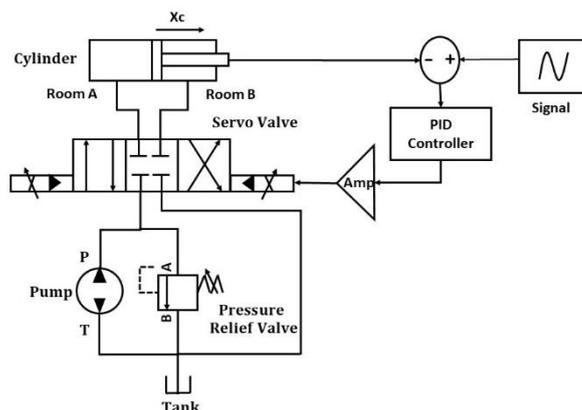


Fig3. Hydraulic servomechanism using PID control

### 3. サーボ弁と油圧シリンダの物理モデル

油圧シリンダの変位を物理的にモデル化するには運動方程式を立てる必要がある。サーボ弁ではノズルのオリフィスを可変させることでスプールを動かすための圧力を制御しているが、ノズルのオリフィスに流れる流量はフラップの変位によって制御されるため、フラップやスプールの変位にも注目し、それぞれ運動方程式を立てる必要がある。また、油圧シリンダを制御するにはピストンの変位を求めるため、ピストンの運動方程式を立てる必要がある。

油圧シリンダの動特性を知るためには以下の式(1)(2)(3)が使われる。ピストンの変位 $y[m]$ 、慣性質量 $M_t[kg]$ 、粘性摩擦係数 $B_t[kg/s]$ 、ばね定数 $K_t[N/m]$ 、ピストンの断面積 $A_p[m^2]$ 、供給側の圧力 $P_A[N/m^2]$ と排出側の圧力 $P_B[Pa]$ の差を $P_L[Pa]$ 、シリンダ流入流量 $Q_A[m^3/s]$ と排出流量 $Q_B[m^3/s]$ 、油の体積弾性係数 $\beta[Pa]$ 、シリンダ室 A の体積を $V_A[m^3]$ 、シリンダ室 B の体積を $V_B[m^3]$ とする。また以下の式では図 2 から見て右側を正としてピストンが正方向へ移動するときの運動方程式を表すため、シリンダ室 A は流入側、シリンダ室 B は排出側とする。シリンダの運動  $M_t\ddot{y} + B_t\dot{y} + K_t y = A_p P_L$  ( $P_L = P_A - P_B$ ) (1)

$$\text{連続の式 (シリンダ室 A)} \quad Q_A = A_p \dot{y} + \frac{V_A}{\beta} \cdot \dot{P}_A \quad (2)$$

$$\text{連続の式 (シリンダ室 B)} \quad A_p \dot{y} = Q_B + \frac{V_B}{\beta} \cdot \dot{P}_B \quad (3)$$

サーボ弁の動特性については以下の式(5)(6)(7)の式が使われる。フラップとスプールは繋がっているため、スプールが動くとき復元力が働く。スプールの形状はスプールのランドが管路と同じ幅を持つゼロフラップ形を使う。つまり、スプールの変位分管路の断面積が決まる。フラップの慣性質量 $M_F[kg]$ 、フラップの変位 $x_F[m]$ 、粘性摩擦係数 $B_F, B_S[kg/s]$ 、ばね定数 $K_F[N/m]$ 、フラップにかかる力 $F_e[N]$ 、スプールの変位 $x_S[m]$ 、スプールの左右にかかる油圧による力をそれぞれ $F_A, F_B[N]$ 、シリンダへと供給排出平均流量 $Q_L$ 、供給圧力 $P_S[Pa]$ とする。

フラップの運動

$$M_F \ddot{x}_F + B_F \dot{x}_F + B_S (\dot{x}_F - \dot{x}_S) + K_F (x_F - x_S) = F_e \quad (5)$$

スプールの運動

$$M_S \ddot{x}_S + B_S \dot{x}_S + K_F (x_S - x_F) = F_A - F_B \quad (6)$$

$$\text{調節する流量} \quad Q_L = \sqrt{\frac{1}{\rho} \left( P_S - \frac{x_S}{|x_S|} P_L \right)} \quad (= \frac{Q_A + Q_B}{2}) \quad (7)$$

今回作成したサーボ弁の物理モデルはコイルに電流が流れてから磁力によってフラップが傾くまでをモデル化せず、コイルに流れる電流値を、ゲインによってフラップを平行移動させるための力値に直接変換している。つまり、フラップの傾きによる回転運動は考慮せず、フラップの並進運動のみを考慮した物理モデルとなっている。

## 4. シミュレーション

### 4.1 PID 制御

システムの構成を図 3 に示す。数値計算ソフトである Matlab を使ってシミュレーションを行う。油圧シリンダやサーボ弁、ポンプの物理モデルを使ってサーボ機構モデルを作成し、油圧シリンダのピストン変位を目標値に追従させる制御を行う。シリンダは複動シリンダを使用し、シリンダが完全に縮んだ状態を初期状態とする。ピストンの変位目標値を 0.3m とし、PID 補償器は比例項を 300、積分項を 10、微分項を

1 と設定する。

### 4.2 制御結果

PID 制御によるフィードバックを行った結果が図 4,5,6,7 のようになる。図 4,5,6,7 はそれぞれピストン位置、フラップの変位、スプールの変位、シリンダ室 A と B の圧力を表す。ピストン変位は 2.8 秒後に目標値へ収束した。フラップの変位は一回(図 2 から見て左側)に大きくふれた後、収束するまで 1 次関数的に変位し、元の位置に戻った。スプールの変位は入力が入ると同時にほぼ一定値をとり、目標値に達すると同時に元の位置へと戻った。シリンダ室 A とシリンダ室 B の圧力は約 15[MPa]となり、圧力変化が等しいため、グラフが重なり合った。

### 4.3 考察

ピストン変位出力の無駄時間は電磁比例弁とサーボ弁による制御の面で重要な要素となるため、詳細な物理モデルを作る必要がある。しかしこれは制御弁の構造の複雑さから大変困難であるため、シミュレーションでは油圧システムの応答性や精度の面で性能比較が難しく、実機による性能比較が必要であると考えられる。

## 5. 結言

今回はサーボ弁を用いた遠隔操作システムの構築のための前段階として油圧シリンダの制御シミュレーションの結果について報告した。次は実機による制御を行い、電磁比例制御弁による制御の場合と比較検討していきたい。

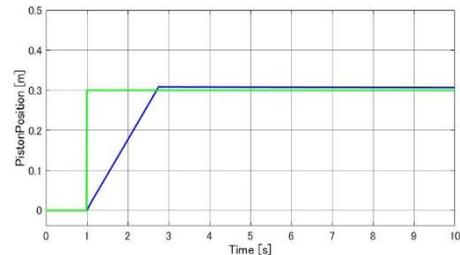


Fig4. Piston Position

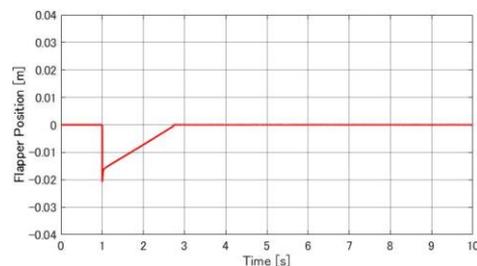


Fig5. Flapper Position

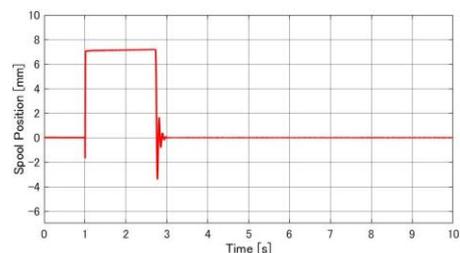


Fig6. Spool Position

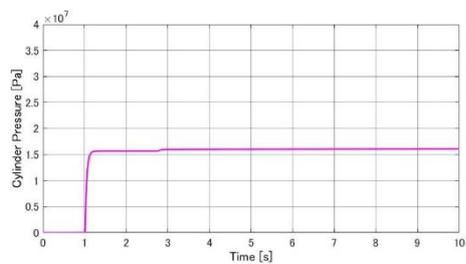


Fig7. Cylinder Pressure A&B

#### 文献

(1)国立研究開発法人科学技術振興機構

HP:<https://www.jst.go.jp/pr/announce/20161111-2/index.html>

(2)不二越油圧研究グループ著,“知りたい油圧・回路・資料編”,  
ジャパンマシニスト,(1994),pp.67-75