

平成 30 年度 修士論文

題目

タイトル

— サブタイトル —

指導教員

石川 将人 教授

大阪大学大学院 工学研究科 機械工学専攻

学籍番号 28E17076

名前

2016 年 2 月 xx 日

概要

卒業論文を \LaTeX で書くときに参考になればと思い作りました. なぜかコンパイルできない, Word みたいな微調整ができなくて体裁が整わないなどの “ \LaTeX あるある” で, 無駄に時間を費やさないように, 本来時間を割くべきところにきちんと時間を割けるようにしましょう.

本テンプレートは使用を強要するものではありません. すでに Share フォルダ内に, 末岡先生が作られた大須賀研用のテンプレがありますのでそれを用いても構いません. あるいは自分で論文体裁を整えてもらっても構いません. 要するに論文が書ければそれでいいのです.

本テンプレートは完成度は高くありません. より多くの知識や経験を今後に生かすため, 気がついたことがあれば随時加筆修正を行ってくださいと幸いです. また, 第 ?? 章と第 ?? 章に書いてある内容なんかも参考にしてもらえればと思います.

Specification of this template

最終更新日	2019 年 1 月 12 日
本テンプレート保存場所	/knight/share/テンプレート/ \LaTeX /thesis_utf8
動作確認した \TeX 環境	\TeX Live 2015: ptex2pdf. Mac OSX, Windows7 共に確認.

Abstract

This paper discusses ...

目次

第 1 章	基礎方程式	1
1.1	サーボバルブ	1
1.2	油圧シリンダー	3
1.3	運動方程式と摩擦のモデル	5
1.4	モデルの線形化とラプラス変換	5
参考文献		7

図目次

1.1	System of Servo Valve and Cylinder	2
1.2	Detail of Servo Valve	2

表目次

第 1 章

基礎方程式

本章では油圧システムについてのモデリングの導出を行う．対象とする油圧システムの模式図を Fig. 1.1 に，サーボバルブの詳細を Fig. 1.2 に示す．対象のシステムは 4 ポートサーボバルブと片ロッドシリンダが接続されているものである．このサーボバルブとシリンダについて Jalali ら [1] の手法を抜粋し，第一原理に基づき基礎方程式の記述を行う．記述にあたっては酒井らの手法 [2, 3] も適宜参考にしている．

1.1 サーボバルブ

1.1.1 サーボバルブの各部名称とパラメータ

ここでは 4 ポート式サーボバルブの各部名称，および変数設定について述べる．

1.1.2 サーボバルブを通過する流量

作動流体がサーボバルブを通過する流れは，オリフィス流れであるとみなされる．オリフィスを通過する流量 Q は，一般に

$$Q = \alpha_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (1.1)$$

と表される．ここで， α_d は流出係数 (discharge coefficient)， A は流体の断面積， ρ は流体の密度， Δp はオリフィス前後の十分離れた場所における流体の圧力の差である．サーボバルブにおけるスプールの中立点からの変位を x_v とし，流体の流れる方向を考慮すると，式 1.1 は

$$Q(x_v, \Delta p) = c_v x_v \text{sign}(\Delta p) \sqrt{\Delta p} \quad (1.2)$$

$$c_v = \pi d_v \alpha_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (1.3)$$

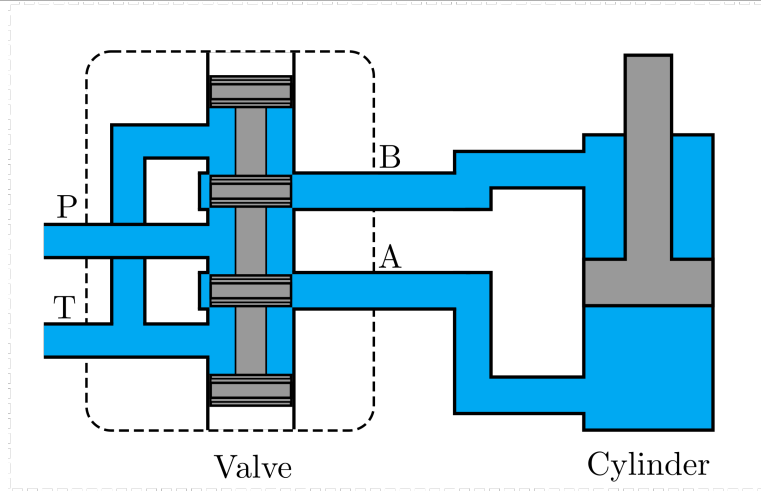


Fig. 1.1: System of Servo Valve and Cylinder

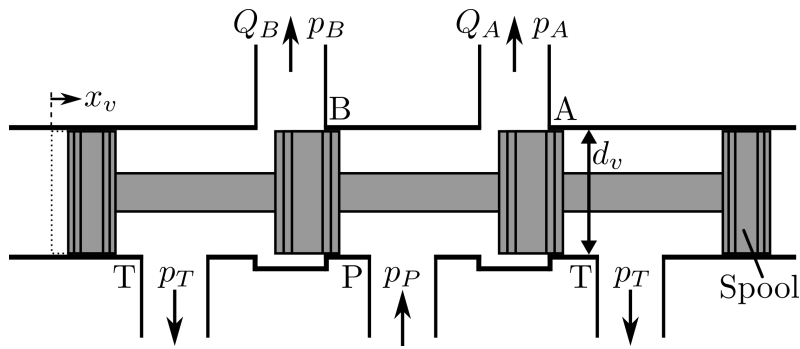


Fig. 1.2: Detail of Servo Valve

となる． $\text{sign}(\cdot)$ はシグナム関数であり，以下で定義される．

$$\text{sign}(x) = \begin{cases} 1 & (\text{if } x > 0) \\ 0 & (\text{if } x = 0) \\ -1 & (\text{if } x < 0) \end{cases} \quad (1.4)$$

サーボバルブの制御ポート A から吐き出される流量 Q_A は，「供給ポート P から制御ポート A へ流れる流量 Q_{PA} 」と「制御ポート A から戻りポート T への流量 Q_{AT} 」の差分で表される．供給ポート P から制御ポート A へ流れるときのスプール変位 x_v を正とすると，このときには Q_{AT} は 0 となる．逆に x_v が負のときには Q_{PA} は 0 となる．こ

れらをまとめると, Q_A は, 式 1.2 も考慮すると,

$$\begin{aligned} Q_A &= Q_{PA} - Q_{AT} \\ &= c_{vPA} \text{sg}(x_v) \text{sign}(p_P - p_A) \sqrt{|p_P - p_A|} \\ &\quad - c_{vAT} \text{sg}(-x_v) \text{sign}(p_A - p_T) \sqrt{|p_A - p_T|} \end{aligned} \quad (1.5)$$

となる. 同様に, 制御ポート B へ吐き出される流量 Q_B は, 向きが Q_A と逆になることに注意して

$$\begin{aligned} Q_B &= Q_{PB} - Q_{BT} \\ &= -c_{vPB} \text{sg}(-x_v) \text{sign}(p_P - p_B) \sqrt{|p_P - p_B|} \\ &\quad + c_{vBT} \text{sg}(x_v) \text{sign}(p_B - p_T) \sqrt{|p_B - p_T|} \end{aligned} \quad (1.6)$$

となる. $\text{sg}(\cdot)$ は,

$$\text{sg}(x) = \begin{cases} x & (\text{if } x > 0) \\ 0 & (\text{if } x \leq 0) \end{cases} \quad (1.7)$$

で定義される関数である.

1.1.3 サーボバルブの動特性

サーボバルブへの指令電圧入力 u_v とスプール変位 x_v の関係は, 周波数応答などから式 1.8 に示す二次系の運動方程式で近似して表すことができる.

$$\frac{1}{\omega_v^2} \ddot{x}_v^* + \frac{2D_v}{\omega_v} \dot{x}_v^* + x_v^* + f_{hs} \text{sign}(\dot{x}_v^*) = K_v u_v^* \quad (1.8)$$

なお, u_v^* や x_v^* などはそれぞれ入力電圧の最大値 $u_{v,max}$, スプール変位の最大値 $x_{v,max}$ で除して正規化されたものであり, 以下の式 1.9 から式 1.10 で定義される.

$$u_v^* = \frac{u_v}{u_{v,max}} \quad (1.9)$$

$$x_v^* = \frac{x_v}{x_{v,max}}, \quad \dot{x}_v^* = \frac{\dot{x}_v}{x_{v,max}}, \quad \ddot{x}_v^* = \frac{\ddot{x}_v}{x_{v,max}} \quad (1.10)$$

また, 式 1.8 において K_v はバルブのゲイン, ω_v は固有角振動数, D_v は粘性係数, f_{hs} はバルブのヒステリシスや応答感度を表す関数である.

1.2 油圧シリンダー

油圧シリンダー内の作動流体についてモデル化する. 流体の質量保存則は式 1.11 である.

$$\Sigma \dot{m}_{\text{in}} - \Sigma \dot{m}_{\text{out}} = \frac{d(\rho V)}{dt} = \rho \dot{V} + \dot{\rho} V \quad (1.11)$$

V および \dot{V} は流体の体積とその時間変化率である． ρ は流体の密度であり，圧縮性流体においてはその表現方法は文献により様々であるが，本論文では以下の式 1.12 で定義される ρ を採用する．

$$\rho = \rho_i + \frac{\rho_i}{E(p)}p \quad (1.12)$$

ここで ρ_i は圧力が 0 のときの密度， $E(p)$ はバルクモジュールである， p は流体の圧力である．式 1.11 と式 1.12 より

$$\Sigma Q_{\text{in}} - \Sigma Q_{\text{out}} = \dot{V} + \frac{V}{E(p)}\dot{p} \quad (1.13)$$

となる．よって，シリンダ内の流量は次の式 1.14 および式 1.15 で表される．

$$Q_{\text{rod}} = \dot{V}_{\text{rod}} + \frac{V_{\text{rod}}}{E(p_{\text{rod}})}\dot{p}_{\text{rod}} \quad (1.14)$$

$$Q_{\text{head}} = \dot{V}_{\text{head}} + \frac{V_{\text{head}}}{E(p_{\text{head}})}\dot{p}_{\text{head}} \quad (1.15)$$

シリンダロッドの速度を \dot{x}_p とし，rod 側の受圧面積を A_r ，head 側の受圧面積を A_h とすると， \dot{V}_{rod} および \dot{V}_{head} は

$$\dot{V}_{\text{rod}} = A_r \dot{x}_p \quad (1.16)$$

$$\dot{V}_{\text{head}} = -A_h \dot{x}_p \quad (1.17)$$

と表わせ，式 1.14 および式 1.15 とあわせて，

$$\dot{p}_{\text{rod}} = \frac{E(p_{\text{rod}})}{V_{\text{rod}}} (Q_{\text{rod}} - A_r \dot{x}_p) \quad (1.18)$$

$$\dot{p}_{\text{head}} = \frac{E(p_{\text{head}})}{V_{\text{head}}} (Q_{\text{head}} - A_h \dot{x}_p) \quad (1.19)$$

となる．

ここで，Fig. 1.1 を考慮すると，シリンダへの流入/流出量は

$$Q_A = A_h \dot{x}_p \quad (1.20)$$

$$Q_B = A_r \dot{x}_p \quad (1.21)$$

と表せ，負荷による圧力降下（または単に負荷圧力）は

$$p_{\text{load}} = p_{\text{head}} - \frac{A_r}{A_h} p_{\text{rod}} \quad (1.22)$$

と表される．また，バルブとシリンダの間における圧力降下が無視できるときには， $p_A = p_{\text{head}}$ ， $p_B = p_{\text{rod}}$ であり，式 1.5，式 1.6，式 1.20，式 1.21，式 1.22 より，

$$\begin{cases} p_A = p_{\text{head}} &= \frac{1}{1 + (A_r/A_h)^3} \left(\left(\frac{A_r}{A_h} \right)^3 p_T + \left(\frac{A_r}{A_h} \right) p_P + p_{\text{load}} \right) \\ p_B = p_{\text{rod}} &= \frac{1}{1 + (A_r/A_h)^3} \left(\left(\frac{A_r}{A_h} \right)^2 p_T + p_P - \left(\frac{A_r}{A_h} \right)^2 p_{\text{load}} \right) \end{cases} (\dot{x}_p > 0) \quad (1.23)$$

$$\begin{cases} p_A = p_{\text{head}} &= \frac{1}{1 + (A_r/A_h)^3} \left(\left(\frac{A_r}{A_h} \right) p_T + \left(\frac{A_r}{A_h} \right)^3 p_P + p_{\text{load}} \right) \\ p_B = p_{\text{rod}} &= \frac{1}{1 + (A_r/A_h)^3} \left(p_T + \left(\frac{A_r}{A_h} \right)^2 p_P - \left(\frac{A_r}{A_h} \right)^2 p_{\text{load}} \right) \end{cases} (\dot{x}_p < 0) \quad (1.24)$$

となる．

1.3 運動方程式と摩擦のモデル

油圧シリンダのロッドの運動方程式は

$$m_{\text{rod}} \ddot{x}_p = A_h p_{\text{head}} - A_r p_{\text{rod}} - F_f(\dot{x}_p) - F_{\text{ext}} \quad (1.25)$$

と表せる． F_{ext} はロッドにかかる外力であり， $F_f(\dot{x}_p)$ は摩擦である．摩擦を表す代表的なモデルに Stribeck friction curve があり，式 1.26 で表される．

$$F_f(\dot{x}_p) = \sigma \dot{x}_p + \text{sign}(\dot{x}_p) \left(F_{c0} + F_{s0} \exp \left(-\frac{|\dot{x}_p|}{c_s} \right) \right) \quad (1.26)$$

σ は粘性摩擦， F_{c0} はクーロン摩擦， F_{s0} および c_s は静止摩擦のパラメータである．

1.4 モデルの線形化とラプラス変換

油圧システムにおいて，理想的にはポンプの供給圧力 p_P および戻り圧力 p_T は一定であるため，式 1.23 および式 1.24 を線形化すると

$$\Delta p_A = \frac{1}{1 + (A_r/A_h)^3} \Delta p_{\text{load}} \quad (1.27)$$

$$\Delta p_B = -\frac{(A_r/A_h)^2}{1 + (A_r/A_h)^3} \Delta p_{\text{load}} \quad (1.28)$$

となる．式 1.5 と式 1.6 をテイラー展開し，式 1.18，式 1.19，式 1.22，式 1.27，式 1.28 とあわせると，式 1.29 が得られる． K_1 から K_3 はそれぞれの項の係数をまとめたものである．

$$\Delta \dot{p}_{\text{load}} = K_1 \Delta x_v + K_2 \Delta p_{\text{load}} + K_3 \Delta \dot{x}_p \quad (1.29)$$

よって、式 1.22, 式 1.25, 式 1.26 をまとめ、ラプラス変換を施すと

$$X_p(s) = \frac{K_4 X_v(s) + K_5 F_{\text{ext}}(s)}{s(s^2 + K_6 s + K_7)} \quad (1.30)$$

となり、式 1.8 を考慮するとバルブへの入力からロッド位置までの伝達関数は

$$G_{xu}(s) = \frac{X_p(s)}{U(s)} = \frac{K_v K_1}{\frac{1}{\omega_v^2} s^2 + \frac{2D_v}{\omega_v} s + 1} \frac{K_8}{s^2 + K_6 s + K_7} \frac{1}{s} \quad (1.31)$$

となる．ここで K_4 から K_8 は係数をまとめたものである．これより，入力から位置までの伝達関数には積分器が含まれていることがわかる．

また，シリンダロッド先端を固定している際には $\dot{x}_p = \ddot{x}_p = 0$ であるため，式 1.8 および式 1.29 より，バルブへの入力から負荷圧力までの伝達関数は

$$G_{p_{\text{load}}u}(s) = \frac{P_{\text{load}}(s)}{U(s)} = \frac{K_v}{\frac{1}{\omega_v^2} s^2 + \frac{2D_v}{\omega_v} s + 1} \frac{K_1}{s - K_2} \quad (1.32)$$

となる．負荷圧力に受圧面積 A_h をかけるとシリンダの推力 f_{thrust} となるので，入力から推力までの伝達関数は

$$G_{f_{\text{thrust}}u}(s) = A_h G_{p_{\text{load}}u}(s) = \frac{F_{\text{thrust}}(s)}{U(s)} = \frac{A_h K_v}{\frac{1}{\omega_v^2} s^2 + \frac{2D_v}{\omega_v} s + 1} \frac{K_1}{s - K_2} \quad (1.33)$$

となる．

参考文献

- [1] Mohieddine Jelali and Andreas Kroll. *Hydraulic servo-systems: modelling, identification and control*. Springer Science & Business Media, 2012.
- [2] 前島祐三, 酒井悟, 中西稔, 大須賀公一. 油圧アームの基底パラメータ同定法とモデル検証. 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 43, No. 1, pp. 16–21, 2011.
- [3] 前島祐三, 酒井悟. 鉛直多関節油圧マニピュレータのパラメータ同定法とモデル検証. 計測自動制御学会論文集, Vol. 50, No. 1, pp. 91–100, 2014.