

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 L<sup>A</sup>T<sub>E</sub>X 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 “L<sup>A</sup>T<sub>E</sub>X 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らっても構いません。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。

## Abstract

This paper discusses ...

# 目次

第 1 章	緒言	1
第 2 章	基礎方程式	2
2.1	サーボバルブ	2
2.2	油圧シリンダー	4
2.3	モデルの線形化とラプラス変換	5
2.4	運動方程式と摩擦のモデル	5
第 3 章	システムの線形性とその同定	6
3.1	実験機とその構成	6
3.2	先端で発生する力までの線形性とモデルの同定	9
3.3	位置までの同定	13
3.4	M 系列による同定	15
第 4 章	力制御	22
4.1	力推定アルゴリズム	22
4.2	PID 制御と I-PD 制御	22
4.3	$H_\infty$ 制御	23
4.4	I-PD 制御と $H_\infty$ 制御の応答および外乱抑制効果の比較	30
参考文献		36

# 図目次

2.1	サーボバルブの図	3
2.2	サーボバルブの図	3
3.1	caption	7
3.2	system	9
3.3	FFT of $f_{\text{measure}}$	10
3.4	FFT of $p_{\text{hs}}$	10
3.5	FFT of $p_{\text{rs}}$	11
3.6	Frequency Response from Input to $f_{\text{measure}}$ (7 MPa)	12
3.7	Frequency Response from Input to $f_{\text{thrust}}$ (7 MPa)	12
3.8	FFT of Input to Position	14
3.9	Frequency Response from Input to Position	14
3.10	Generating Circuit of M-sequence	15
3.11	Input and Output Data	17
3.12	Input and Ooutput Data for System Identification	17
3.13	Input and Ooutput Data for Cross Validation	18
3.14	Compare data	18
3.15	Input and Output of Position	20
3.16	Input and Output of Position (after Integrate to Input)	20
3.17	Cross Validation of Position	21
4.1	Block Diagram for Force Control	23
4.2	PID and I-PD Controller	24
4.3	Sin Responce of Estimated Force and Measured Force (PID Controller and I-PD Controller)	25
4.4	Mixed $H_{\infty}$ Synthesis	26
4.5	Servo $H_{\infty}$ Controller	27

---

4.6	Step Responce of Estimated Force and Measured Force ( $H_\infty$ servo controller w/o dead time) . . . . .	28
4.7	Step Responce of Estimated Force and Measured Force ( $H_\infty$ servo controller w/ Padé approximation of dead time) . . . . .	29
4.8	Step Responce of Estimated Force and Measured Force . . . . .	31
4.9	Sin Responce of Estimated Force and Measured Force . . . . .	32
4.10	with Band-Limited White Noise . . . . .	33
4.11	Step Responce of Estimated Force and Measured Force (with Band-Limited White Noise) . . . . .	34
4.12	Sin Responce of Estimated Force and Measured Force (with Band-Limited White Noise) . . . . .	35

# 表目次

3.1	Experiment System Configuration . . . . .	8
-----	---	---

# 第1章

## 緒言

一章ブランチの作成

# 第 2 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は図で表され、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となる。このサーボバルブとシリンダについて Jalali ら [1] に従いながら第一原理に基づき基礎方程式の記述を行う。

### 2.1 サーボバルブ

#### 2.1.1 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。

#### 2.1.2 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

$$Q = \alpha_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2.1)$$

と表される。ここで、 $\alpha_d$  は流出係数 (discharge coefficient)、 $A$  は流体の断面積、 $\rho$  は流体の密度、 $\Delta p$  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 2.1 は

$$Q(x_v, \Delta p) = c_v x_v \text{sign}(\Delta p) \sqrt{\Delta p} \quad (2.2)$$

$$c_v = \pi d_v \alpha_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (2.3)$$

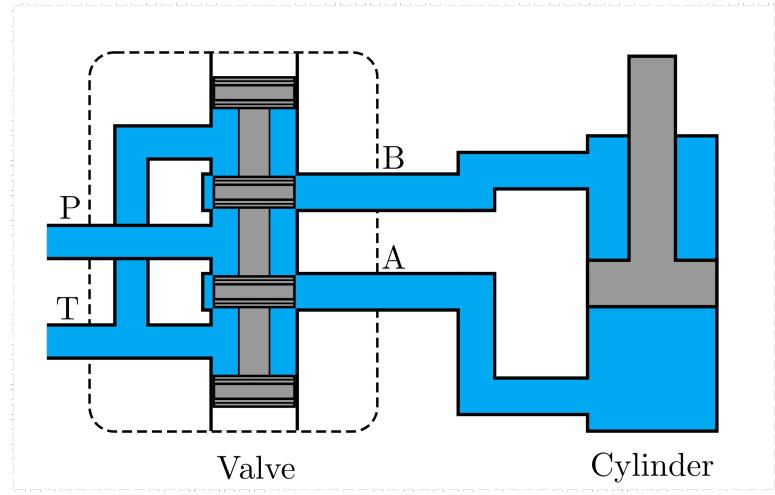


Fig. 2.1: サーボバルブの図

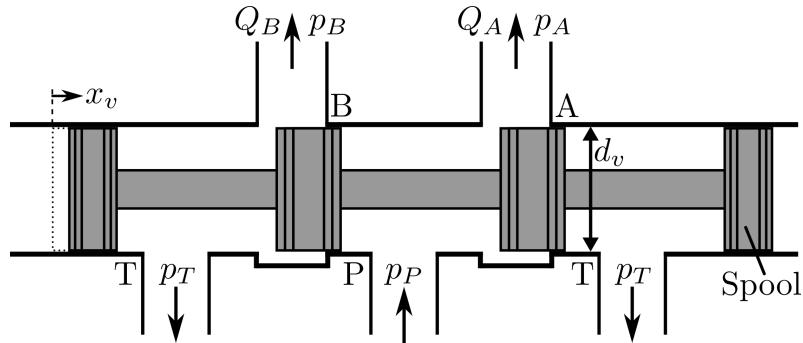


Fig. 2.2: サーボバルブの図

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

$$\text{sign}(x) = \begin{cases} 1 & (\text{if } x > 0) \\ 0 & (\text{if } x = 0) \\ -1 & (\text{if } x < 0) \end{cases} \quad (2.4)$$

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 2.2 も考慮すると、

$$\begin{aligned} Q_A &= Q_{PA} - Q_{AT} \\ &= c_{v_{PA}} \text{sg}(x_v) \text{sign}(p_P - p_A) \sqrt{|p_P - p_A|} \\ &\quad - c_{v_{AT}} \text{sg}(-x_v) \text{sign}(p_A - p_T) \sqrt{|p_A - p_T|} \end{aligned} \quad (2.5)$$

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

$$\begin{aligned} Q_B &= Q_{PB} - Q_{BT} \\ &= -c_{v_{PB}} \text{sg}(-x_v) \text{sign}(p_P - p_B) \sqrt{|p_P - p_B|} \\ &\quad + c_{v_{BT}} \text{sg}(x_v) \text{sign}(p_B - p_T) \sqrt{|p_B - p_T|} \end{aligned} \quad (2.6)$$

となる。 $\text{sg}(\cdot)$  は、

$$\text{sg}(x) = \begin{cases} x & (\text{if } x > 0) \\ 0 & (\text{if } x \leq 0) \end{cases} \quad (2.7)$$

で定義される関数である。

### 2.1.3 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 2.8 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。

$$\frac{1}{\omega_v^2} \ddot{x}_v^* + \frac{2D_v}{\omega_v} \dot{x}_v^* + x_v^* + f_{hs} \text{sign}(\dot{x}_v^*) = K_v u_v^* \quad (2.8)$$

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 2.9 から式 2.10 で定義される。

$$u_v^* = \frac{u_v}{u_{v,max}} \quad (2.9)$$

$$x_v^* = \frac{x_v}{x_{v,max}}, \quad \dot{x}_v^* = \frac{\dot{x}_v}{x_{v,max}}, \quad \ddot{x}_v^* = \frac{\ddot{x}_v}{x_{v,max}} \quad (2.10)$$

また、式 2.8において  $K_v$  はバルブのゲイン、 $\omega_v$  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。

## 2.2 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 2.11 である。

$$\Sigma \dot{m}_{\text{in}} - \Sigma \dot{m}_{\text{out}} = \frac{d(\rho V)}{dt} = \rho \dot{V} + \dot{\rho} V \quad (2.11)$$

$V$  および  $\dot{V}$  は流体の体積とその時間変化率である。 $\rho$  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 2.12 で定義される  $\rho$  を採用する。

$$\rho = \rho_i + \frac{\rho_i}{E(p)} p \quad (2.12)$$

ここで  $\rho_i$  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 2.11 と式 2.12 より

$$\Sigma Q_{\text{in}} - \Sigma Q_{\text{out}} = \dot{V} + \frac{V}{E(p)} \dot{p} \quad (2.13)$$

となる。よって、シリンダ内の流量は次の式 2.14 および式 2.15 で表される。

$$Q_{\text{rod}} = \dot{V}_{\text{rod}} + \frac{V_{\text{rod}}}{E(p_{\text{rod}})} \dot{p}_{\text{rod}} \quad (2.14)$$

$$Q_{\text{head}} = \dot{V}_{\text{head}} + \frac{V_{\text{head}}}{E(p_{\text{head}})} \dot{p}_{\text{head}} \quad (2.15)$$

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、 $\dot{V}_{\text{rod}}$  および  $\dot{V}_{\text{head}}$  は

$$\dot{V}_{\text{rod}} = A_r \dot{x}_p \quad (2.16)$$

$$\dot{V}_{\text{head}} = -A_h \dot{x}_p \quad (2.17)$$

と表わせ、式 2.14 および式 2.15 とあわせて、

$$\dot{p}_{\text{rod}} = \frac{E(p_{\text{rod}})}{V_{\text{rod}}} (Q_{\text{rod}} - A_r \dot{x}_p) \quad (2.18)$$

$$\dot{p}_{\text{head}} = \frac{E(p_{\text{head}})}{V_{\text{head}}} (Q_{\text{head}} - A_h \dot{x}_p) \quad (2.19)$$

となる。

## 2.3 モデルの線形化とラプラス変換

## 2.4 運動方程式と摩擦のモデル

## 第3章

# システムの線形性とその同定

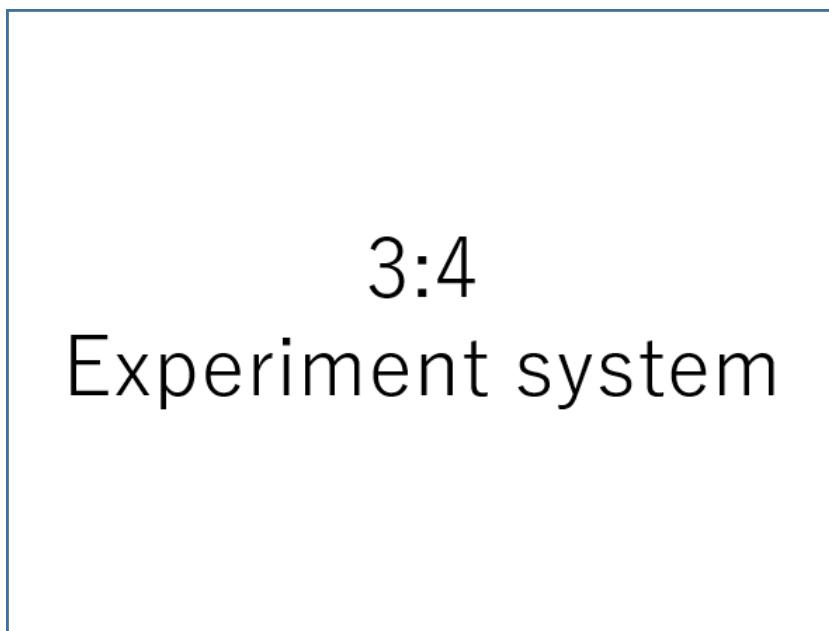
対象とするシステムのモデルを作成することで、直接力を測定することなく他のセンサの値から力を推定することが可能である。前章で導出した物理モデルにおいて未知パラメータを同定すればモデルの構築は可能である。しかし、バルクや粘性項などのパラメータは温度や圧力などに依存しており、これらのパラメータを正確にしること、そしてすべてのパラメータを同定してモデルを組み上げることは現実的には難しい。

そこで本章ではシステム同定を用いて油圧システムのモデルの構築を行う。システム同定にあたっては入出力関係を見て同定を行うため、未知パラメータを一つ一つ同定することなくモデルの作成を行うことが可能である。そこで、バルブへの電圧入力からシリンダ先端の位置及び先端で発生する力までのモデルを、システム同定を用いて導出する。力の同定ではシリンダ先端を固定した状態で同定をする。位置の同定にあたっては無負荷状態で行う。

### 3.1 実験機とその構成

本研究で使用する油圧システムの実験装置を Fig. 3.1 に示す。本装置は片ロッドの油圧シリンダ、ギヤポンプ、サーボバルブなどにより構成されており、シリンダにはワイヤー式エンコーダとロードセルが取り付けてある。また、圧力センサをサーボバルブの A ポートおよび B ポート、そしてシリンダのヘッド側とロッド側の入り口の計 4箇所に取り付けてある。

コントローラ側は PC 及び AD/DA 変換器やカウンタで構成されており、実験装置に取り付けてあるセンサからの値の取得及びサーボバルブへの入力を行うことができる。センサ値の処理やサーボバルブへの入力をための制御アルゴリズムは PC 上で MATLAB/Simulink を用いて組んでいる。また、取得したセンサ値に対しローパスフィルタとして  $1/(0.005s + 1)$  を作用させている。本装置に用いている各部品の諸元を



**Fig. 3.1:** caption

Table 3.1 にまとめる。また、システムの伝達経路の全体像は Fig. ?? のようになる。

Name	Maker	Model Number	Property
Servo Valve	nachi	J869-1000A	—
Hydraulic Cylinder	SMC	CHN-25-250	internal diameter: 25 mm rod diameter: 12 mm
Gear Pump	—	—	rated power 7 MPa, 2 l/min
Oil	JXTG Nippon Oil & Energy Corporation	Super Hyrando 32	—
Load Cell	KYOWA	LUK-A-10kN	—
Pressure Sensor	KEYENCE	GP-M250?	—
Encoder	Micro Tech Laboratory	—	—
PC	mouse computer	—	cpu:i7-7900K gpu: OS:windows 10 education
AD/DA Converter	Speedgoat	Speedgoat	—
Counter	—	—	—
MATLAB/Simulink	MathWorks	2018b	—

Table 3.1: Experiment System Configuration

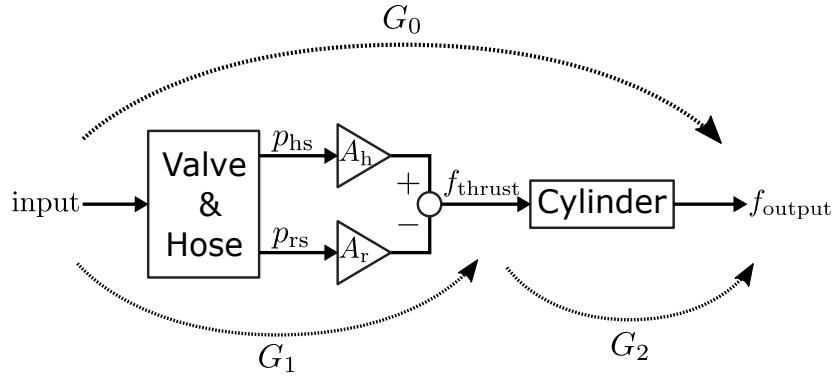


Fig. 3.2: system

## 3.2 先端で発生する力までの線形性とモデルの同定

バルブへの入力から先端で発生する力までのシステム同定にあたり、Fig. ??に示した伝達経路を Fig. 3.2 のように書き直す。input はコントローラからバルブへの電圧指令,  $f_{thrust}$  はシリンダの圧力および受圧面積より算出される推力,  $f_{output}$  は実際に先端で発生する力である。推力  $f_{thrust}$  は式 3.1 により算出される。

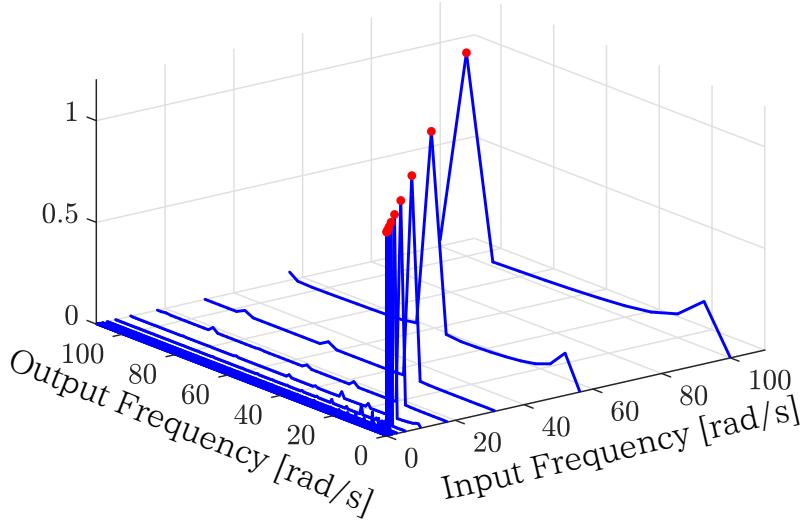
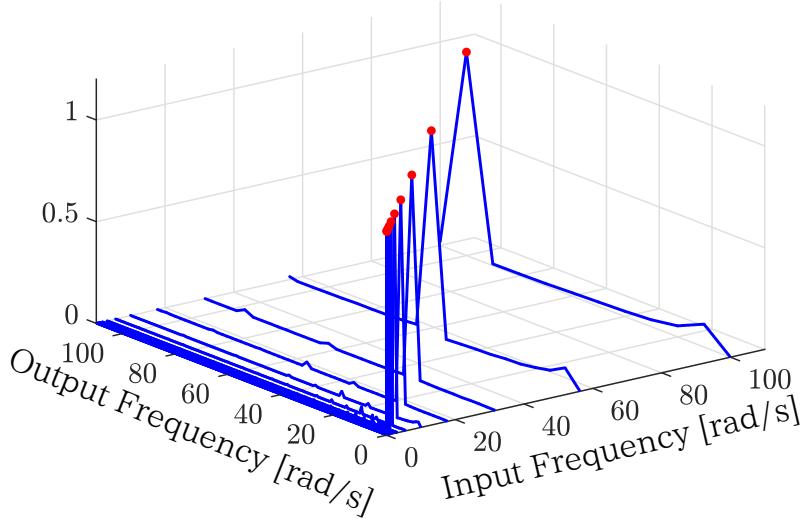
$$f_{thrust} = A_h p_{hs} - A_r p_{rs} \quad (3.1)$$

ここで  $A_h$  はヘッド側の受圧面積,  $A_r$  はロッド側の受圧面積,  $p_{hs}$  はシリンダのヘッド側の圧力,  $p_{rs}$  はシリンダ側のロッド側の圧力である。なお、先端で発生する力とはロードセルにより測定された実測値であり、今後これを実測出力と呼ぶ。

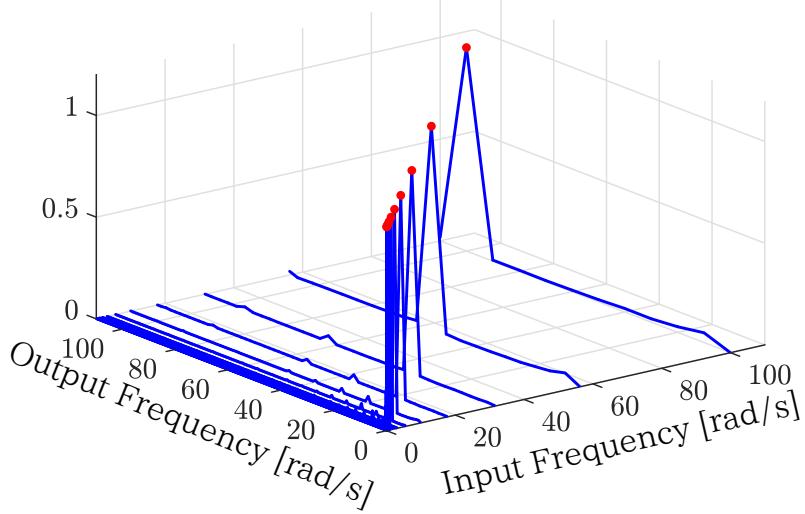
### 3.2.1 線形性調査

バルブへの入力に対するシステムの物理量の応答の線形性について調べ、システムの特性の把握を行う。対象とする物理量は、実測出力  $f_{measure}$  およびシリンダに取り付けてあるヘッド側圧力  $p_{hs}$ , ロッド側圧力  $p_{rs}$  である。

バルブへ正弦波入力を与えた際の応答をフーリエ変換し、そのピークが入力した正弦波の角速度と一致し、かつその他の角速度でピークが立たない場合に線形応答とみなすことができる。実験では、バルブへ入力する角速度として  $0.1778 \text{ rad/s}$  から  $100 \text{ rad/s}$  まで対数上で等間隔に 12 等分したものを採用した。サンプリング周期は  $0.001 \text{ s}$  であり、センサから取得される値にはローパスフィルタ (以降 LPF) として一次遅れの伝達関数  $1/(0.005s + 1)$  を通している。また、直流成分をフーリエ変換を施す前に除去し、フーリエ変換後には角速度のピークに着目するため、最大ピークで除すことで正規化している。


 Fig. 3.3: FFT of  $f_{\text{measure}}$ 

 Fig. 3.4: FFT of  $p_{\text{hs}}$ 

各物理量の応答を Fig. 3.3 から Fig. 3.5 に示す。これより最大ピークの角速度と入力した正弦波の角速度が一致しているため、これらの物理量の応答は線形であるとみなすことができる。よって対象とする油圧システムは線形なシステムとして扱い、同定することができる。


 Fig. 3.5: FFT of  $p_{rs}$ 

### 3.2.2 周波数応答と最小自乗法による伝達関数モデルの同定

入力から実測出力  $f_{\text{measure}}$  および推力  $f_{\text{thrust}}$  までのシステムを同定するにあたり、はじめに周波数応答を調べ、システムの特性を把握する。バルブへの入力に 3.2.1 節と同様に正弦波入力を角速度を  $0.1778 \text{ rad/s}$  から  $100 \text{ rad/s}$  まで対数上で等間隔に 12 等分したものを与え、その際の実測出力  $f_{\text{measure}}$  の振幅比と位相遅れをプロットすると Fig. 3.6 のようになる。また、バルブへの入力から推力  $f_{\text{thrust}}$  までの周波数応答は Fig. 3.7 のようになる。

Fig. 3.6 により、入力から実測出力  $f_{\text{measure}}$  までのシステムは式 3.2 で表されるムダ時間と二次遅れ系であると判断した。

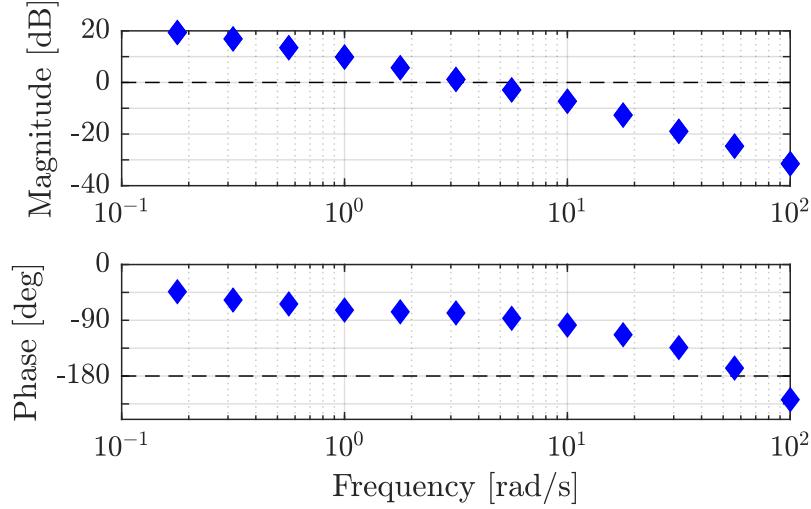
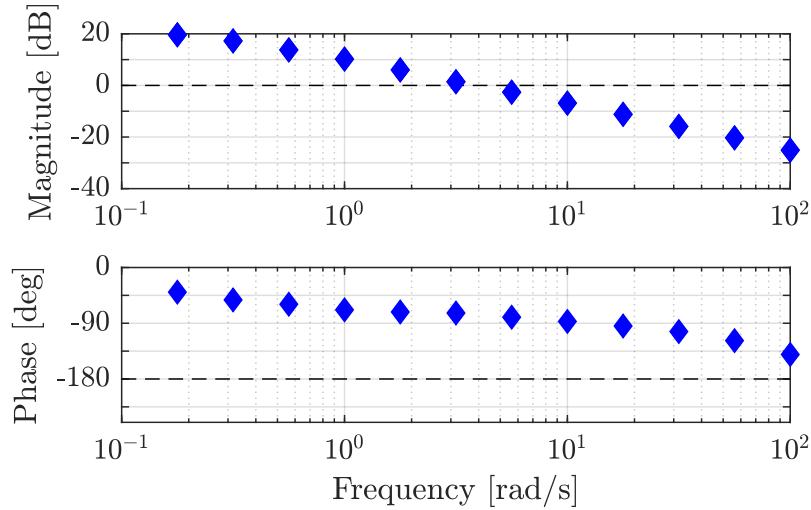
$$G_{\text{input}2f_{\text{measure}}} = \frac{a}{(s + b)(s + c)} e^{-ds} \quad (3.2)$$

式 3.2 の周波数応答が Fig. 3.6 と一致するように最小自乗法を用いて係数を決定すると、式 3.3 となる。

$$G_{\text{input}2f_{\text{measure}}} = \frac{41.82}{(s + 0.34)(s + 130)} e^{-0.016s} \quad (3.3)$$

同様に、入力から推力  $f_{\text{thrust}}$  までの応答はムダ時間を含む一次遅れ系であるとし、その係数を求めるとき、式 3.4 となる。

$$G_{\text{input}2f_{\text{thrust}}} = \frac{3.4}{s + 0.34} e^{-0.01s} \quad (3.4)$$

Fig. 3.6: Frequency Response from Input to  $f_{\text{measure}}$  (7 MPa)Fig. 3.7: Frequency Response from Input to  $f_{\text{thrust}}$  (7 MPa)

よって、推力  $f_{\text{thrust}}$  から実測出力  $f_{\text{measure}}$  までの伝達関数は式 3.3 と式 3.4 より式 3.5 となる。

$$G_{f_{\text{thrust}}2f_{\text{measure}}} = \frac{123}{s + 130} e^{-0.006s} \quad (3.5)$$

### 3.3 位置までの同定

バルブ入力からシリンダ位置までの応答のモデルの同定を行う。本節ではシリンダ先端を拘束せず、自由に動く状態で同定を行う。

油圧シリンダにおける入力から位置までの同定は、線形な応答を前提に同定入力として正弦波の足し合わせを入力したもの [2, 3] や、M 系列による同定を行っているもの [4, 5]、パラメータ同定を行っているもの [6] がある。本論文でははじめに、対象としている実験機のシリンダの応答の線形性を調べ、前節と同様に最小自乗法による周波数領域での同定、そして M 系列による同定を行う。

#### 3.3.1 線形性調査

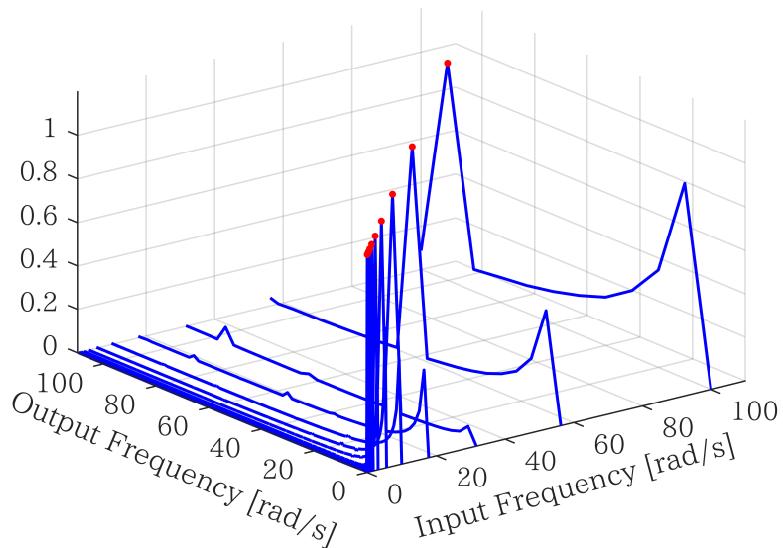
バルブに正弦波入力を与え、位置の応答をフーリエ変換してピークを見ることにより線形性を調べる。入力する正弦波の角速度は 3.2.1 節と同様に 0.1776 rad/s から 100 rad/s までを対数上で等間隔に 12 等分したものを与える。

位置までの応答をフーリエ変換した結果を Fig. 3.8 に示す。Fig. 3.8において、入力した正弦波よりも低周波の部分でピークが立っており、応答は厳密には線形応答とは言えない。本論文においてモデルを得たい領域は比較的低周波の領域であり、正弦波入力の角速度が 50 rad/s 以下の領域ではピークが大きくなく線形として扱える。また先行研究において、線形システムとして同定を行った場合でも良い結果が得られていることなどより、本論文においても線形応答の対象としてシステムの同定を試みる。

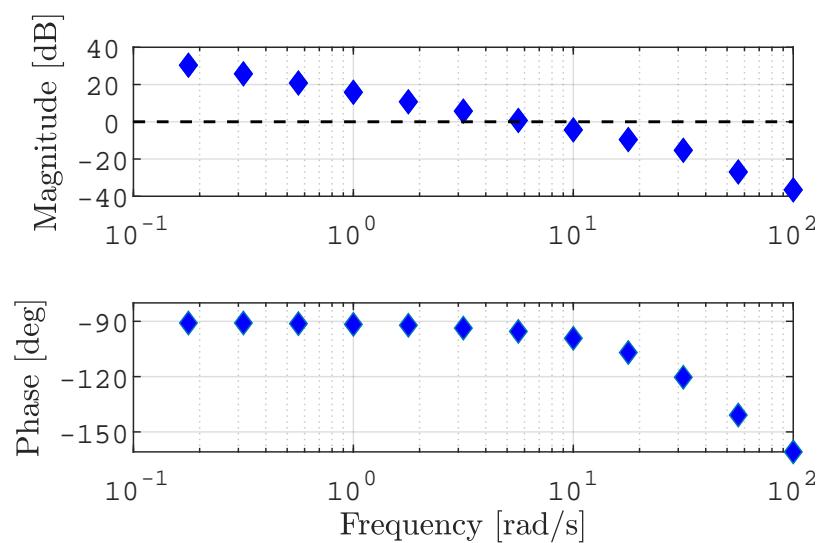
#### 3.3.2 周波数応答と最小自乗法によるモデル同定

位置の応答までの周波数応答を Fig. 3.9 に示す。このときのポンプ圧力は 7 MPa である。Fig. 3.9 より位置までの応答は積分器と一次遅れとムダ時間と含むシステムであると判断でき、最小自乗法により伝達関数モデルを求める式 3.6 となる。

$$G_{\text{input2position}} = \frac{330}{s(s + 60)} e^{-0.002s} \quad (3.6)$$



**Fig. 3.8:** FFT of Input to Position



**Fig. 3.9:** Frequency Response from Input to Position

$\oplus$  : exclusive OR

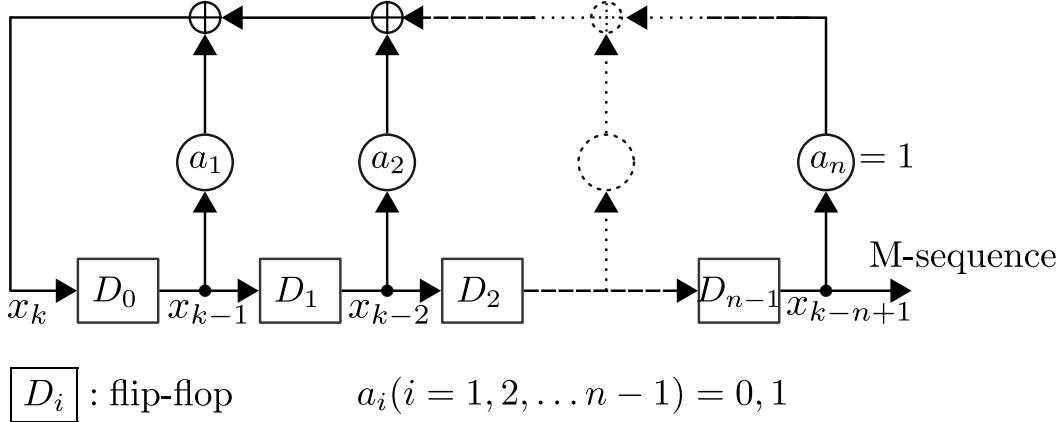


Fig. 3.10: Generating Circuit of M-sequence

## 3.4 M 系列による同定

3.2 節および 3.3 節では周波数領域で最小自乗法を適用することにより、伝達関数モデルを得た。本来、対象とするシステムの正確なモデルを得るために白色雑音を入力として用いることが望ましいが、現実的に白色雑音の適用は不可能であり、代わりとして擬似白色雑音を用いられる。疑似白色雑音の一つが M 系列と呼ばれる信号系列であり、信号の生成が比較的簡単であるためシステム同定の入力としてよく用いられている [7, 8]。そこで本節では、同定入力に M 系列を用いた場合のシステム同定について述べる。

### 3.4.1 M 系列の性質

M 系列とは、Fig. 3.10 に示す回路により生成される、0 と 1 から構成される擬似白色雑音である。Fig. 3.10 は  $n$  段のシフトレジスタの各段の値に係数  $a_i$  を掛けてフィードバックし、排他的論理和を適用させる構成になっている。最初、シフトレジスタの各段には 0 または 1 の値が格納されており、全て 0 でなければその組み合わせは任意である。これにより発生する M 系列は以下の特徴をもつ [9, 10, 11]。

- 周期系列であり、系列長は  $p = 2^n - 1$  である。(周期性)
- 1 周期内に 0 は  $2^{n-1} - 1$  個、1 は  $2^{n-1}$  個存在する。(均一性)
- 1 周期内において連続した  $n$  個の要素に着目したとき、そのビットパターンは全ての値が 0 である場合を除く全てのパターンが現れる。
- M 系列中の 1 を +1 に、0 を -1 に対応させると、自己相関関数  $\phi_j$  は式 3.7 のよう

になる。 $j$  は元の系列をシフトさせる数である。

$$\phi_j = \begin{cases} 1 & \text{for } j \equiv 0 \pmod{p} \\ \frac{-1}{p} & \text{for } j \not\equiv 0 \pmod{p} \end{cases} \quad (3.7)$$

### 3.4.2 システム同定（入力から力）

バルブへの入力から力までの同定について M 系列を用いての同定を行う。M 系列を用いるさいのサンプリング周波数は、バンド幅の 10 倍程度に設定するのがよいため [7], Fig. 3.6 を参考にして、サンプリング時間 0.2 s とし、シフトレジスタの個数  $n$  は 8 とした。

バルブへの入力と、力の入出力関係を Fig. 3.11 に示す。Fig. 3.11 のうち、10~70 s を同定用のデータとして (Fig. 3.12), 72~100 s を検証用データとして (Fig. 3.13) 用いる。

同定した伝達関数  $G_{\text{input2}f_{\text{measure}}}$  は、式 3.8 であり、分子第 2 項および分母第 3 項を微小として無視し整理すると、式 3.9 となる。

$$G_{\text{input2}f_{\text{measure}}} = \frac{4.193s + 0.02265}{s^2 + 1.118s + 7.614 \times 10^{-11}} e^{-0.02s} \quad (3.8)$$

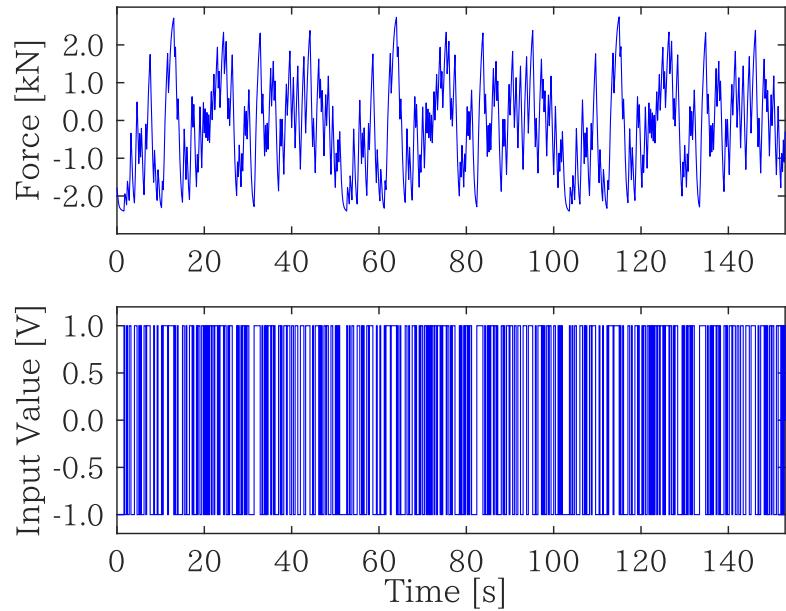
$$G_{\text{input2}f_{\text{measure}}} = \frac{4.19}{s + 1.12} e^{-0.02s} \quad (3.9)$$

式 3.8 および式 3.9 の応答と、Fig. 3.13 の結果を比較すると、Fig. 3.14 のようになる。tf(w/o shaping) が式 3.8 の応答、tf(with shaping) が式 3.9 の応答である。それぞれの横に書いてある数字は Fit 率であり、式 3.10 で算出される適合率の値である。

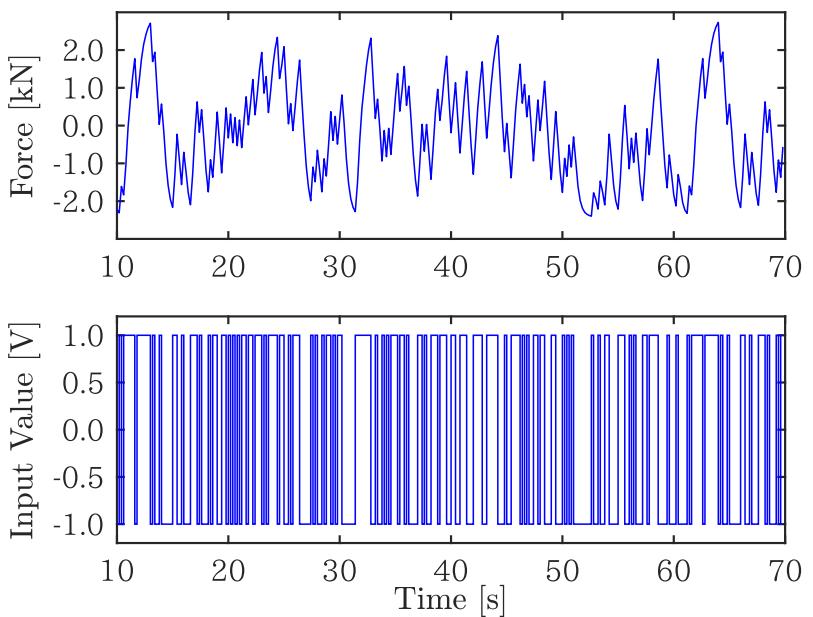
$$\text{Fit} = \left( 1 - \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^N |\hat{y}(k) - y(k)|^2}}{\sqrt{\sum_{k=1}^N |y(k) - \bar{y}|^2}} \right) \times 100 \quad (3.10)$$

ここで、 $y(k)$  は実際の出力、 $\hat{y}(k)$  はモデルの出力、 $\bar{y}$  は実際の出力の平均値である。Fig. 3.14 より、微小項を無視しても Fit 率がほぼ下がっていないので式 3.9 を同定結果として用いても問題ない。よって式 3.9 を model TD: $G_{\text{input2}f_{\text{measure}}}^{\text{TD}}$  として扱う。

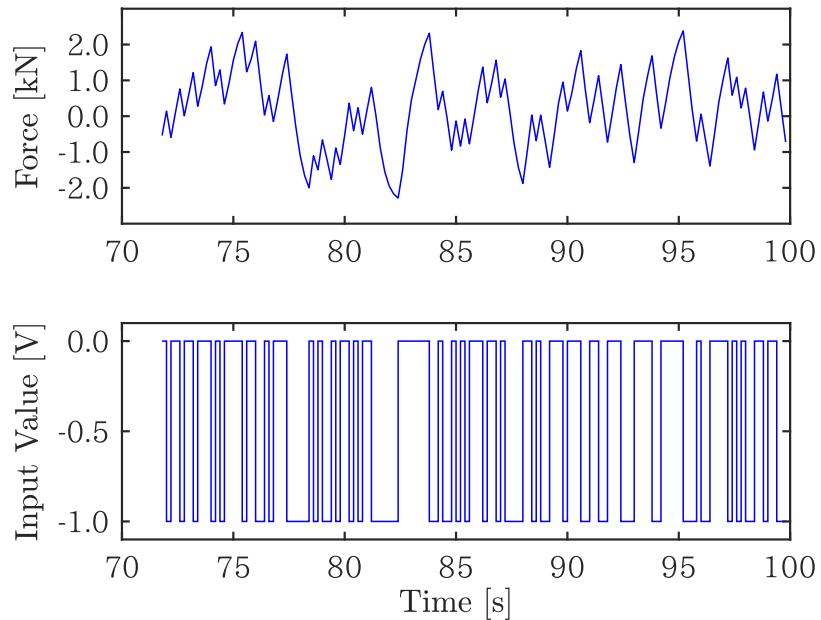
$$G_{\text{input2}f_{\text{measure}}}^{\text{TD}} = \frac{4.19}{s + 1.12} e^{-0.02s} \quad (3.11)$$



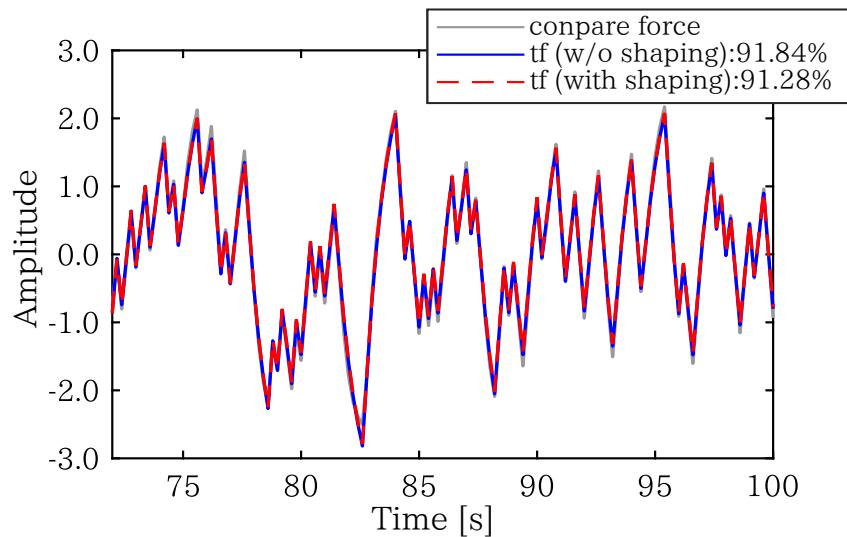
**Fig. 3.11:** Input and Output Data



**Fig. 3.12:** Input and Ooutput Data for System Identification



**Fig. 3.13:** Input and Ooutput Data for Cross Validation



**Fig. 3.14:** Compare data

### 3.4.3 システム同定（入力から位置）

シリンド先端を無負荷にした際の入力から位置までのシステムを同定する。Fig. 3.9 より、バルブへの入力から位置までには積分器が含まれている。そのため、同定においては積分器が含まれることを前提としたシステム同定 [12] を行う。具体的な手法は以下のとおり。

#### 積分器を有するシステムの同定手法

同定したいプラント  $P(s)$  に積分器が  $m$  個含まれているとき、その入出力関係をラプラス変換すると式 3.12 となる。

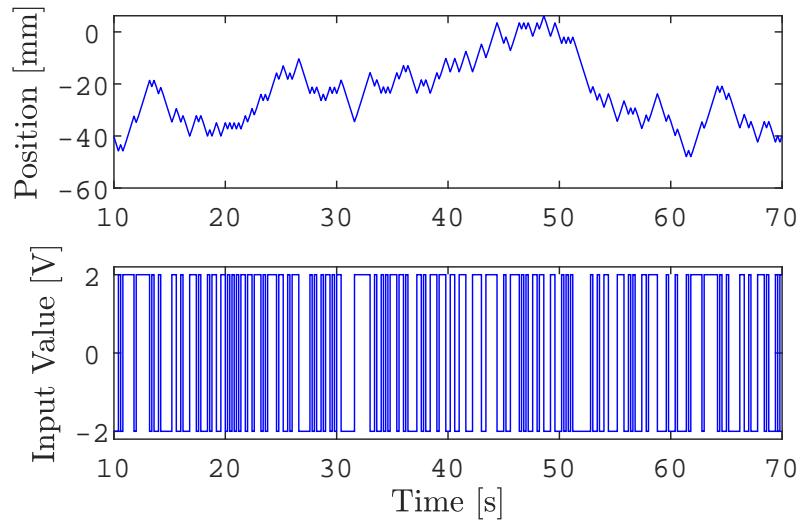
$$Y(s) = P(s)U(s) = \frac{1}{s^m}P'(s)U(s) \quad (3.12)$$

ここで、 $P'(s)$  は積分器を含まないシステムである。式 3.12 において  $1/s^m U(s)$  を新たな入力  $U_{\text{new}}(s)$  とし、入出力関係から  $m$  次トレンドを除去して同定を行うことにより  $P'(s)$  が求められる。 $P'(s)$  と  $1/s^m$  を合わせることにより、所望のシステムの伝達関数  $P(s)$  を得ることが可能である。

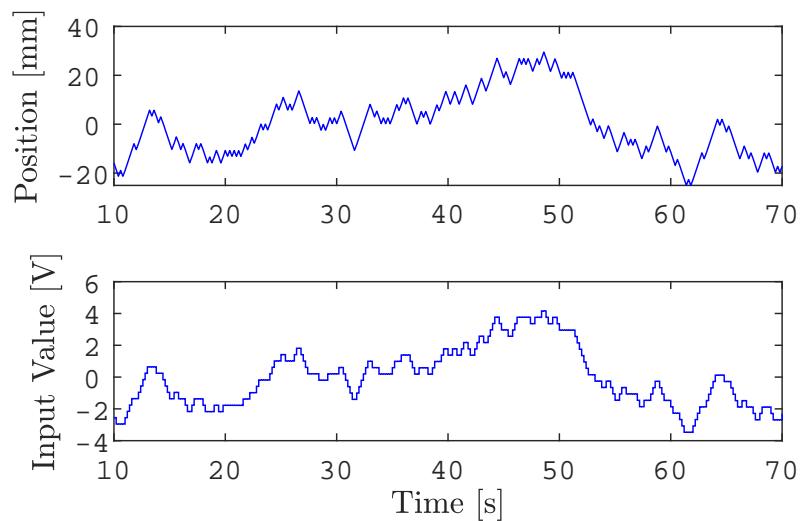
3.4.2 と同様に、シフトレジスタの数  $n$  を 8、サンプリング周期 0.2 s としたバルブへの入力と、位置の応答の入出力関係を Fig. 3.15 に示す。Fig. 3.15 の入力に積分器を通した後の入出力関係は Fig. 3.16 となる。Fig. 3.16 から 1 次トレンドを除去して同定したのち、積分器を付加した伝達関数  $G_{\text{input2position}}^{\text{TD}}$  は、

$$G_{\text{input2position}}^{\text{TD}} = \frac{1}{s} \frac{327.5}{s + 48.32} e^{-0.002s} \quad (3.13)$$

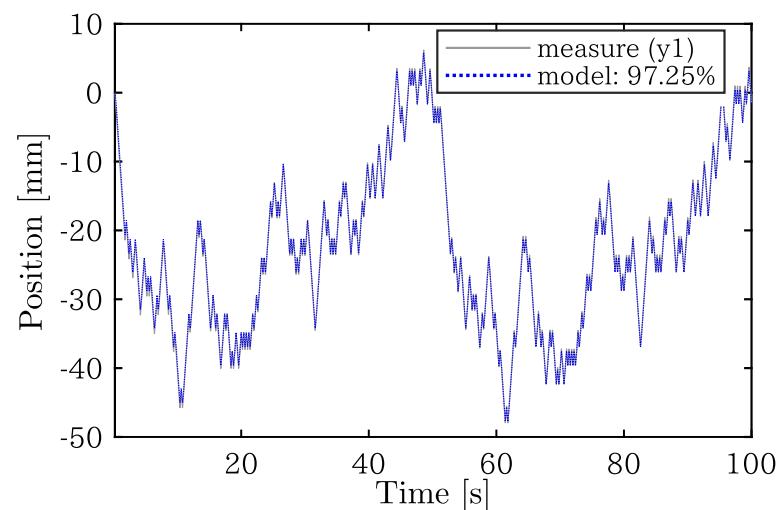
となる。式 3.13 の応答を実際の応答と比較すると、Fig. 3.17 となり、適合率 97.25 % での同定ができることがわかる。これより、入力から位置までの同定には、積分器の存在を陽に考慮した同定が有効であると言える。



**Fig. 3.15:** Input and Output of Position



**Fig. 3.16:** Input and Output of Position (after Integrate to Input)



**Fig. 3.17:** Cross Validation of Position

# 第 4 章

## 力制御

油圧システムの力制御については、センサを取り付けて直接力を測定したり、式 3.1 による推力をそのままシリンダの出力として用いる方法がとられてきた [13, 14, 15, 16]. 本章では、 $G_{f_{\text{thrust}}2f_{\text{measure}}}$  を用いて出力を推定する推定アルゴリズムおよび制御器の設計とその比較を行う.

### 4.1 力推定アルゴリズム

力制御をおこなうためのシステムのブロック線図を Fig. 4.1 に示す. 油圧シリンダの head 側および rod 側の圧力と受圧面積から式 3.1 を用いて推力  $f_{\text{thrust}}$  を計算して伝達関数  $G_{f_{\text{thrust}}2f_{\text{measure}}}$  へ入力し、その出力を推定出力  $f_{\text{estimate}}$  としてフィードバックする. 実際に発生している実測出力  $f_{\text{measure}}$  は Load Cell により測定される.

### 4.2 PID 制御と I-PD 制御

PID 制御器 (Fig. 4.2(a)) と I-PD 制御器 (Fig. 4.2(b)) による応答を調べる. I-PD 制御器を利用するには、目標値の急峻な変化に対するオーバーシュートを抑制させることを目的とするためである.  $s/(\tau s + 1)$  は近似微分器であり、 $\tau = 0.005$  とした. 制御器におけるそれぞれのゲイン  $K_P$ ,  $K_I$ ,  $K_D$  は  $G_{\text{input}2f_{\text{measure}}}$  に対し限界感度法を適用して決定し、 $K_P = 8.4$ ,  $K_I = 168$ ,  $K_D = 0.1$  とした.

それぞれの制御器におけるステップ応答を Fig. 4.3 に示す. Fig. 4.3(a) が推定値の応答、Fig. 4.3(b) が実測出力の応答である. Fig. 4.3(a) より推定値  $f_{\text{estimate}}$  は目標値に対し定常偏差なく追従している. 実測出力  $f_{\text{measure}}$  の応答は、Fig. 4.3(b) より定常偏差が残っていることが確認されるが、偏差は 5% 以内に収まっており、推定値をフィードバックすることにより実測出力を制御できているといえる. また、I-PD 制御器におけるオーバーシュートが PID 制御器に比べて抑制されており、I-PD 制御器を導入した

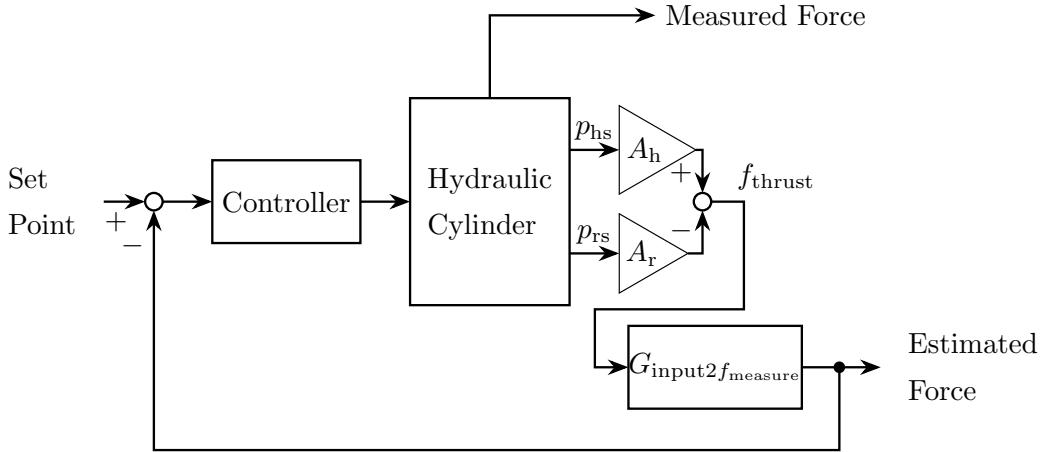


Fig. 4.1: Block Diagram for Force Control

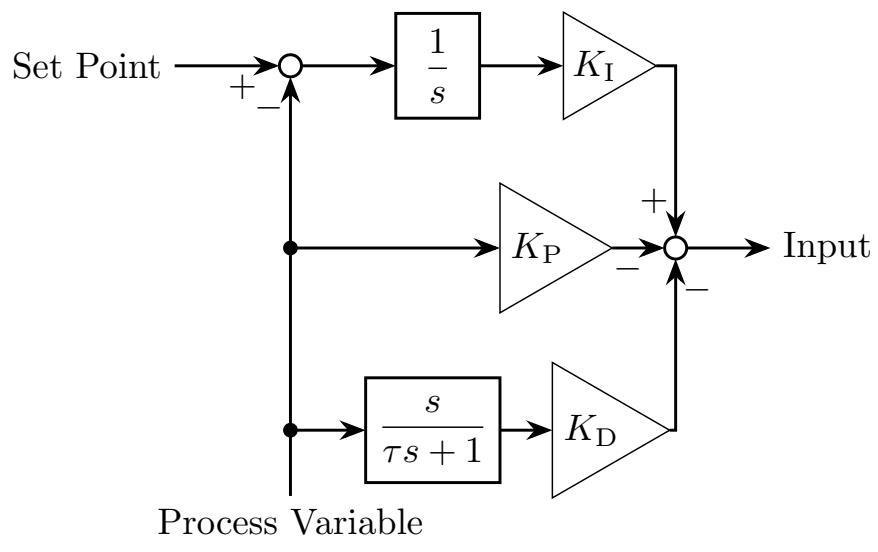
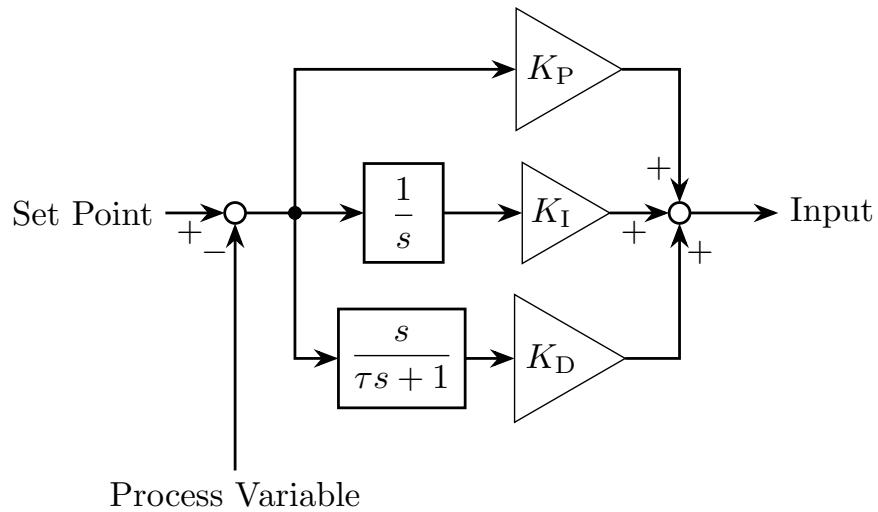
意図を満たしている。

### 4.3 $H_\infty$ 制御

対象のシステムに対して、 $H_\infty$  制御の適用をする。 $H_\infty$  制御の適用により、モデル化誤差の吸収および外乱抑制が期待される [17, 18]。力制御を行う際には環境との接触を伴うため、環境から振動など様々な外乱を受けることになる。その点においても、外乱抑制を行う制御の適用は意味あるものとなる。

#### 4.3.1 対象システムの状態空間表現

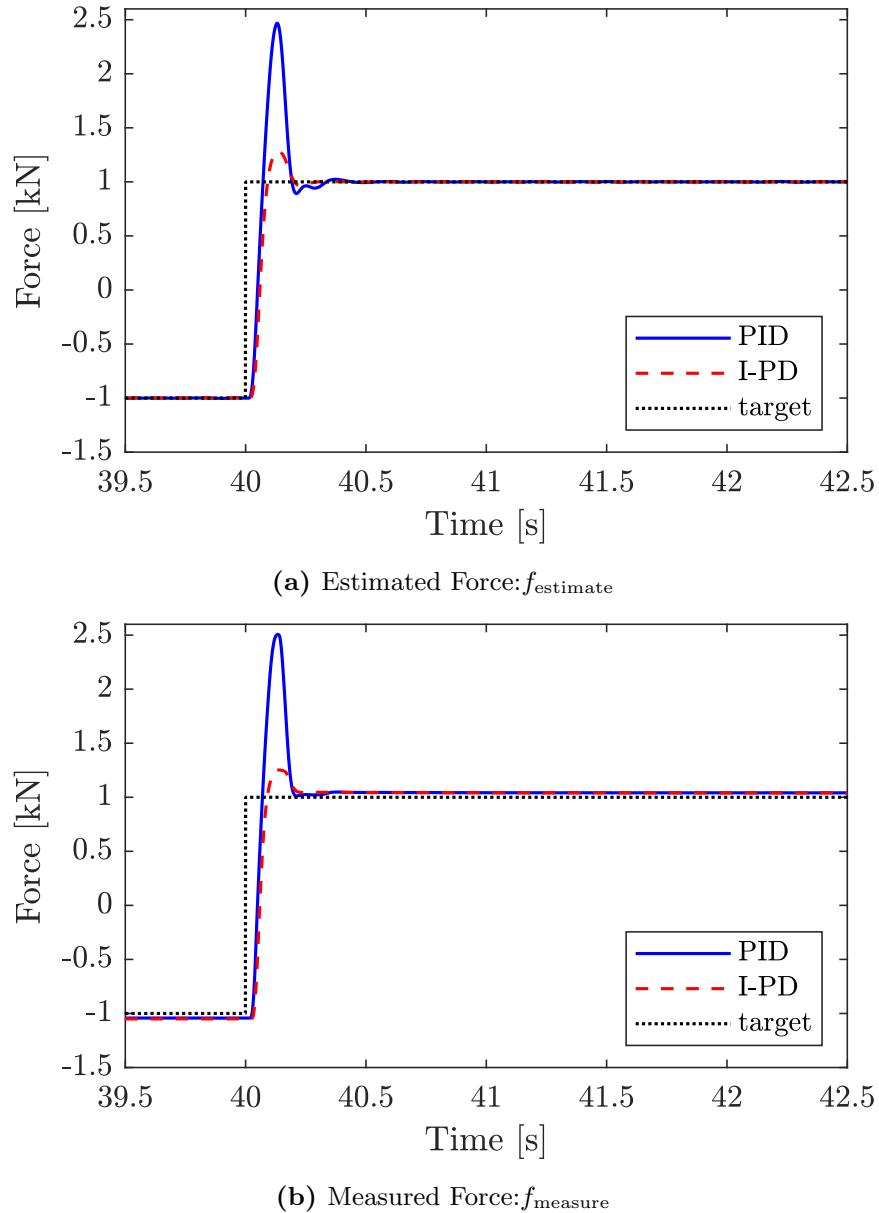
$H_\infty$  制御器を設計するにあたり、対象システムのモデルを状態空間で表現する必要がある。なお、 $H_\infty$  制御器の設計には 3.2.2 節で求めた最小自乗法による伝達関数モデル、 $G_{input2f_{measure}}$  を用いる。 $G_{input2f_{measure}}$  を状態空間表現に書き直すと、式 4.1 となる。

**Fig. 4.2:** PID and I-PD Controller

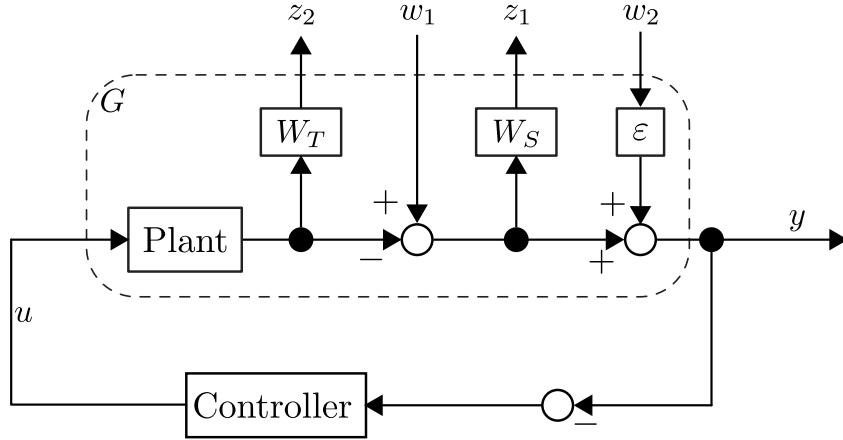
導出の詳細は付録??に示す。

$$\begin{cases} \dot{x}_p = A_p x_p + B_p u_p \\ y_p = C_p x_p \end{cases}$$

$$\begin{aligned}
 x_p &= \begin{bmatrix} x_1(t - 0.006) \\ x_2(t) \end{bmatrix} \\
 u_p &= u(t - 0.016) \\
 A_p &= \begin{bmatrix} -0.34 & 0 \\ 1_{24-} & 0 \end{bmatrix} \\
 B_p &= \begin{bmatrix} 3.4 \\ 0 \end{bmatrix} \\
 C_p &= [0 \quad 123]
 \end{aligned} \tag{4.1}$$



**Fig. 4.3:** Sin Responce of Estimated Force and Measured Force (PID Controller and I-PD Controller)

Fig. 4.4: Mixed  $H_\infty$  Synthesis

### 4.3.2 $H_\infty$ 制御器の設計

$H_\infty$  制御器の設計にあたってはむだ時間をそのまま扱うことはできないため、(i) むだ時間を無視した場合のコントローラ  $K_{H_\infty \text{ servo}}$  と (ii) むだ時間を 1 次で Padé 近似した場合のサーボ系コントローラ  $K_{H_\infty \text{ servo}}^{\text{Padé}}$ 、それぞれの設計を行う。制御器を設計するシステムは Fig. 4.4 で示す出力端混合感度問題であり<sup>\*1</sup>、破線で囲まれた部分を一般化プラントとして取扱う。Fig. 4.4 中の各パラメータは式 4.2 とし、コントローラを設計する。設計手法の詳細は付録??に示す。

$$W_T = \frac{15(s + 10)}{s + 400} \quad (4.2)$$

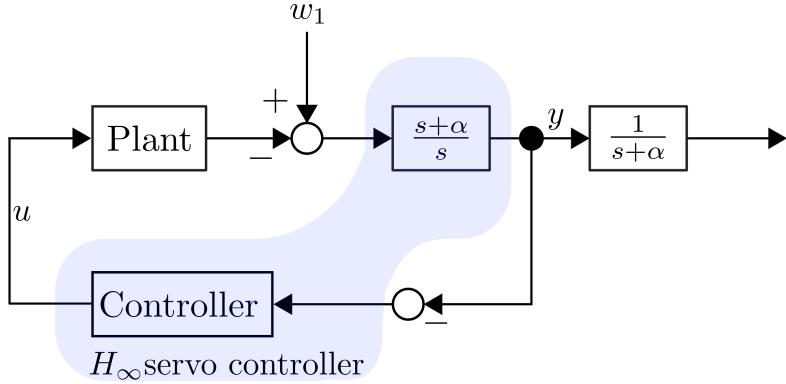
$$W_S = \frac{5}{s + 0.1} \quad (4.3)$$

$$\varepsilon = 0.001 \quad (4.4)$$

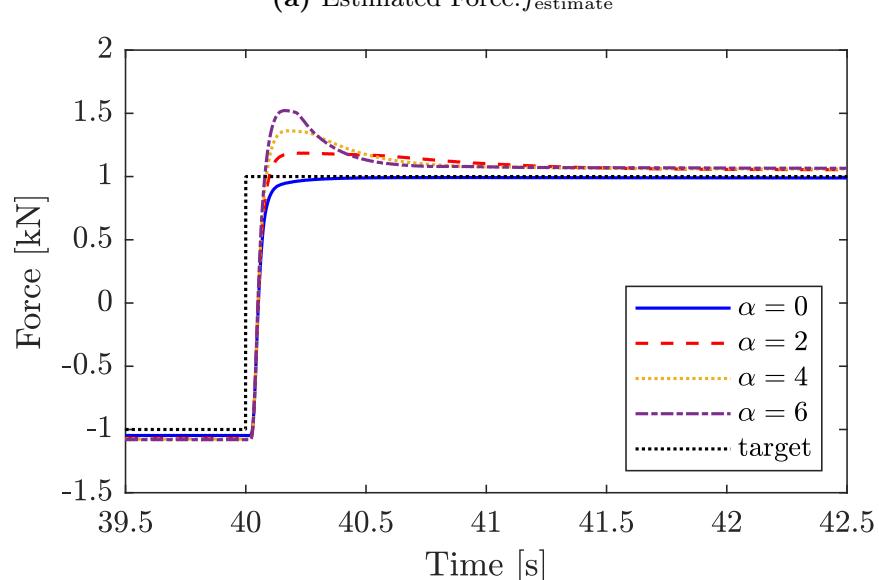
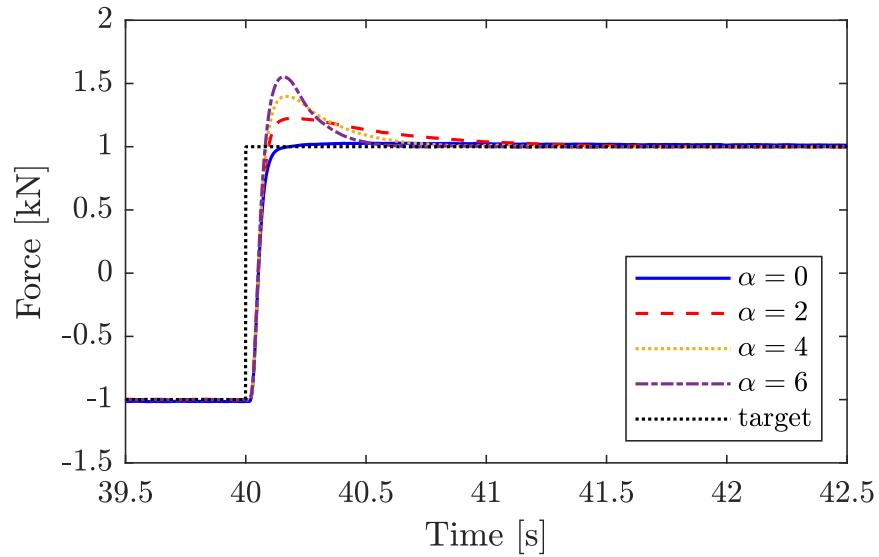
### 4.3.3 サーボ系 $H_\infty$ 制御器

4.3.2 節で設計した  $H_\infty$  制御器をサーボ系に適用するため、コントローラに積分器を導入する。一般に使用される  $1/s$  の形の積分器はコントローラから見ると不可観測かつ不安定になる [17]。そこで、 $(s + \alpha)/s$  の形の積分器を、Fig. 4.4 を Fig. 4.5 のように書き直して導入することで、サーボ系を構築することができる。 $\alpha$  の値は正の実数であれば

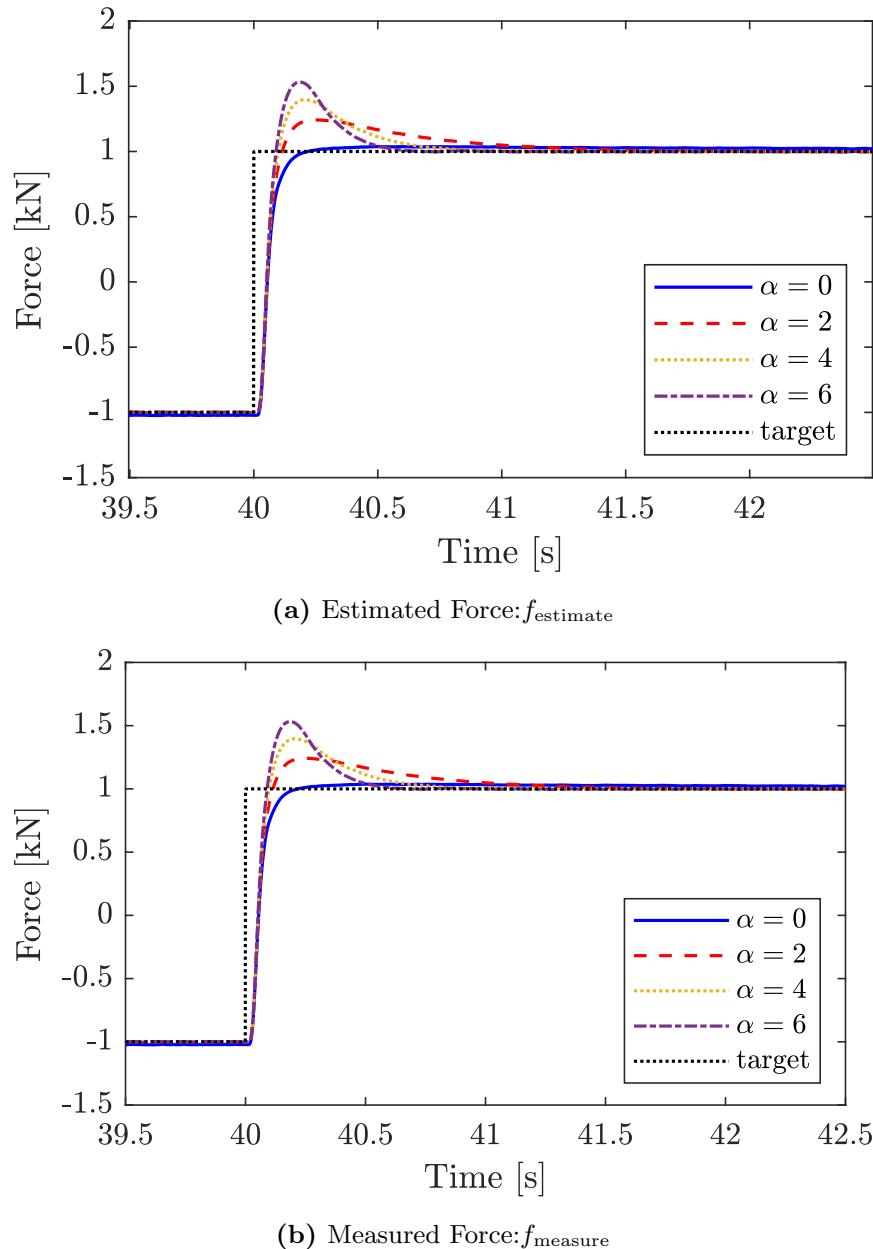
<sup>\*1</sup> SISO システムの場合入力端混合感度問題と出力端混合感度問題は同一であり、本研究で扱っている対象のシステムは SISO システムである。

**Fig. 4.5:** Servo  $H_\infty$  Controller

任意である。 $\alpha$  の値を 0 から 6 まで 2 ずつ変化させて、ステップ応答を比較した結果を Fig. 4.6 および Fig. 4.7 に示す。Fig. 4.6 がむだ時間を無視して設計したサーボ系コントローラ  $K_{H_\infty \text{servo}}$  を用いたときの応答、Fig. 4.7 がむだ時間を Padé 近似して設計したサーボ系コントローラ  $K_{H_\infty \text{servo}}^{\text{Padé}}$  を用いたときの応答を示す。また、それぞれ、(a) が推定値の応答、(b) が実測出力の応答である。Fig. 4.6(a) および Fig. 4.7(a) において目標値に定常偏差なく追従していることから、設計したコントローラはどちらもサーボ系を構成できていることが確認できる。 $\alpha$  が増大するごとに、収束時間が早く、オーバーシュートが大きくなっていることが確認でき、これらの兼ね合いから本研究では今後、 $\alpha = 4$ としたサーボ系  $H_\infty$  制御器を用いる。



**Fig. 4.6:** Step Response of Estimated Force and Measured Force ( $H_\infty$  servo controller w/o dead time)



**Fig. 4.7:** Step Response of Estimated Force and Measured Force ( $H_\infty$  servo controller w/ Padé approximation of dead time)

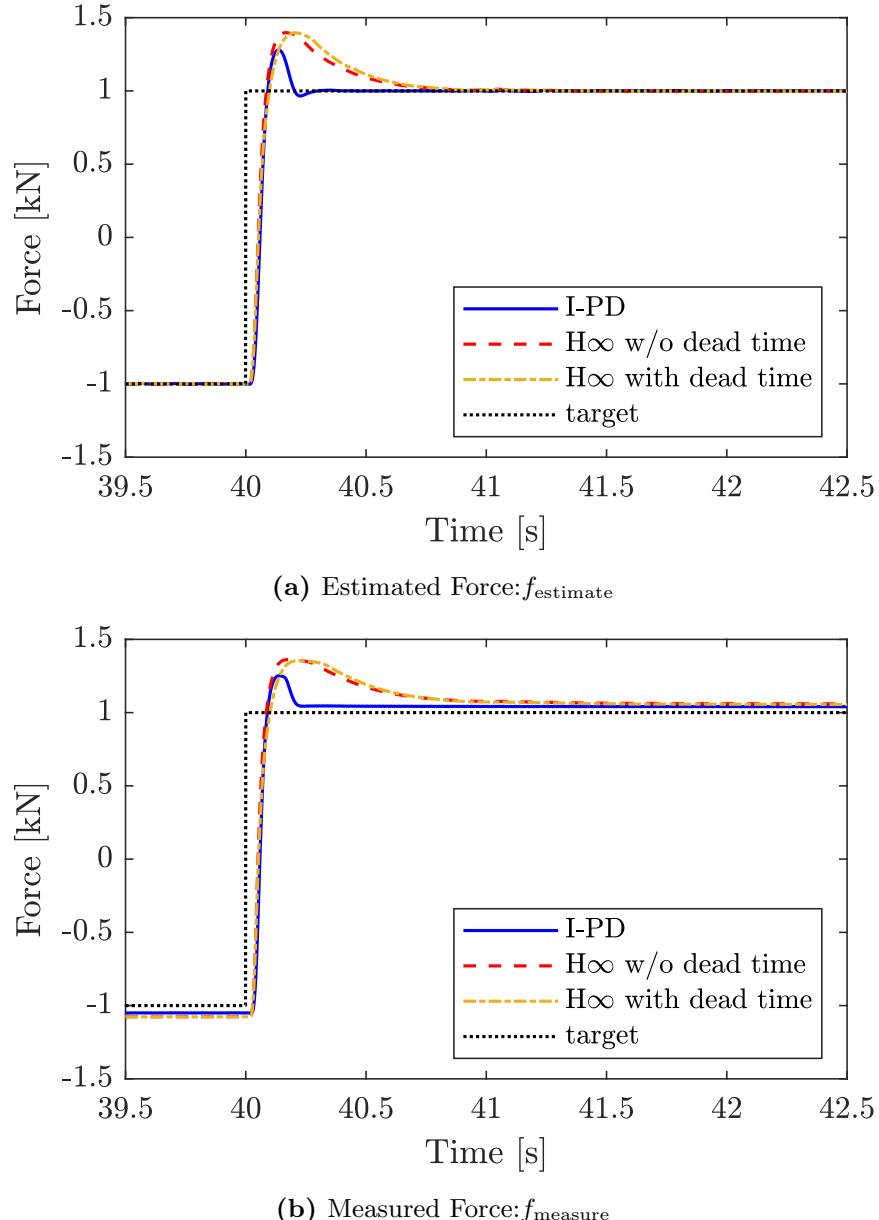
## 4.4 I-PD 制御と $H_\infty$ 制御の応答および外乱抑制効果の比較

I-PD 制御器と 4.3.3 節で設計したサーボ系  $H_\infty$  制御器の応答、及び外乱が応答へ与える影響の比較を行う。目標値として、ステップ目標および正弦波目標  $f_{\text{target}} = \sin(t)$  を与える。ステップ目標を与えたときの応答を Fig. 4.8 に、正弦波目標を与えたときの応答を Fig. 4.9 に示す。Fig. 4.8 より、I-PD 制御が最もオーバーシュートが少なく、整定時間も早いことが確認できる。また、正弦波目標に対してはどの制御器を用いても目標値に追従しているが、実測出力  $f_{\text{measure}}$  は正弦波目標に対して遅れていることが確認できる。

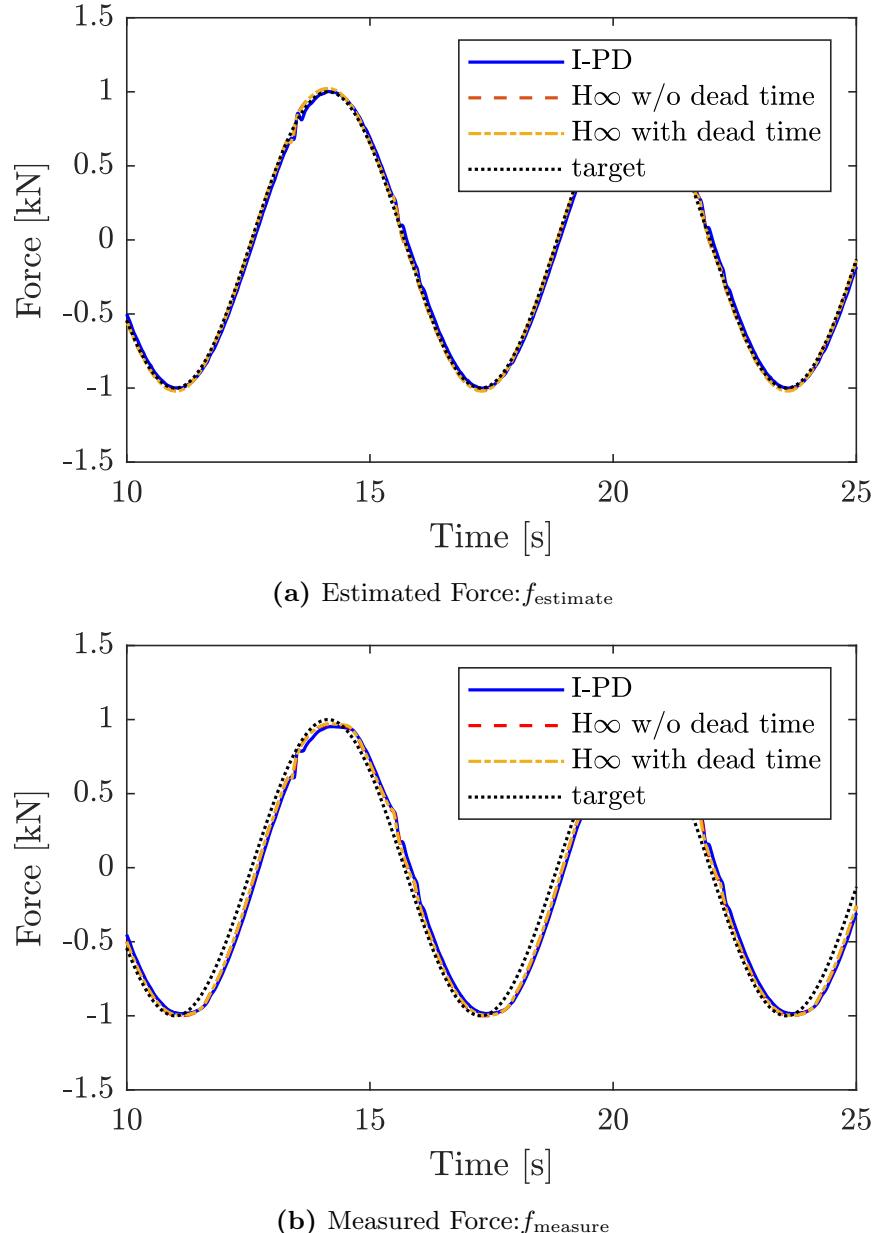
次に、外乱を加えたときの応答について比較を行う。外乱として Fig. 4.10 に示すようにノイズを matlab/simulink 上で取得した head 側圧力  $p_{hs}$  と rod 側圧力  $p_{rs}$  のセンサ値に付加する。これにより、推定値  $f_{\text{estimate}}$  の値に外乱が乗ることになる。用いるノイズは、matlab/simulink の Band-Limited White Noise を利用し、ノイズ強度 0.01、サンプル時間 0.001 とした。

外乱を付加したときのステップ応答および正弦波応答についてそれぞれ Fig. 4.11 および Fig. 4.12 に示す。推定値および実測値のどちらにおいても、 $H_\infty$  制御の方が I-PD 制御に比べて外乱による影響を抑えられていることから、4.3.3 で設計したコントローラは所望の性能を満たしているといえる。特に、実測出力において外乱抑制がよく効いていることが確認できる。波形の形から、推定値  $f_{\text{estimate}}$  から実測出力  $f_{\text{measure}}$  までにはローパスフィルタの役割を果たす伝達関数が存在していることが予想でき、本研究におけるシステム同定で反映できなかった周波数帯にそれが存在すると考えられる。Fig. 4.9(b) における目標値に対する遅れの要因もこの伝達関数によるものだと予想される。

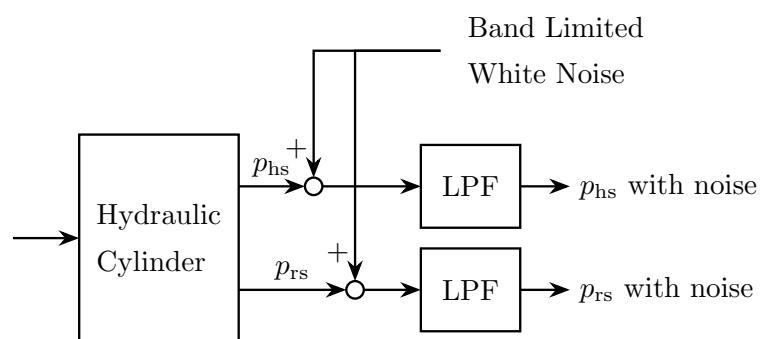
さらに、外乱抑制は実測値の方によく効いていること、むだ時間を考慮した場合の方が若干ではあるが外乱をより抑えられていることが確認できる。むだ時間の Padé 近似の次数を大きくすることにより外乱抑制の効果も大きくなるが、その分コントローラの次数も上がることを考慮する必要があり、今回の場合は 1 次の Padé 近似またはむだ時間を無視したコントローラでも抑制の効果は十分であると言える。



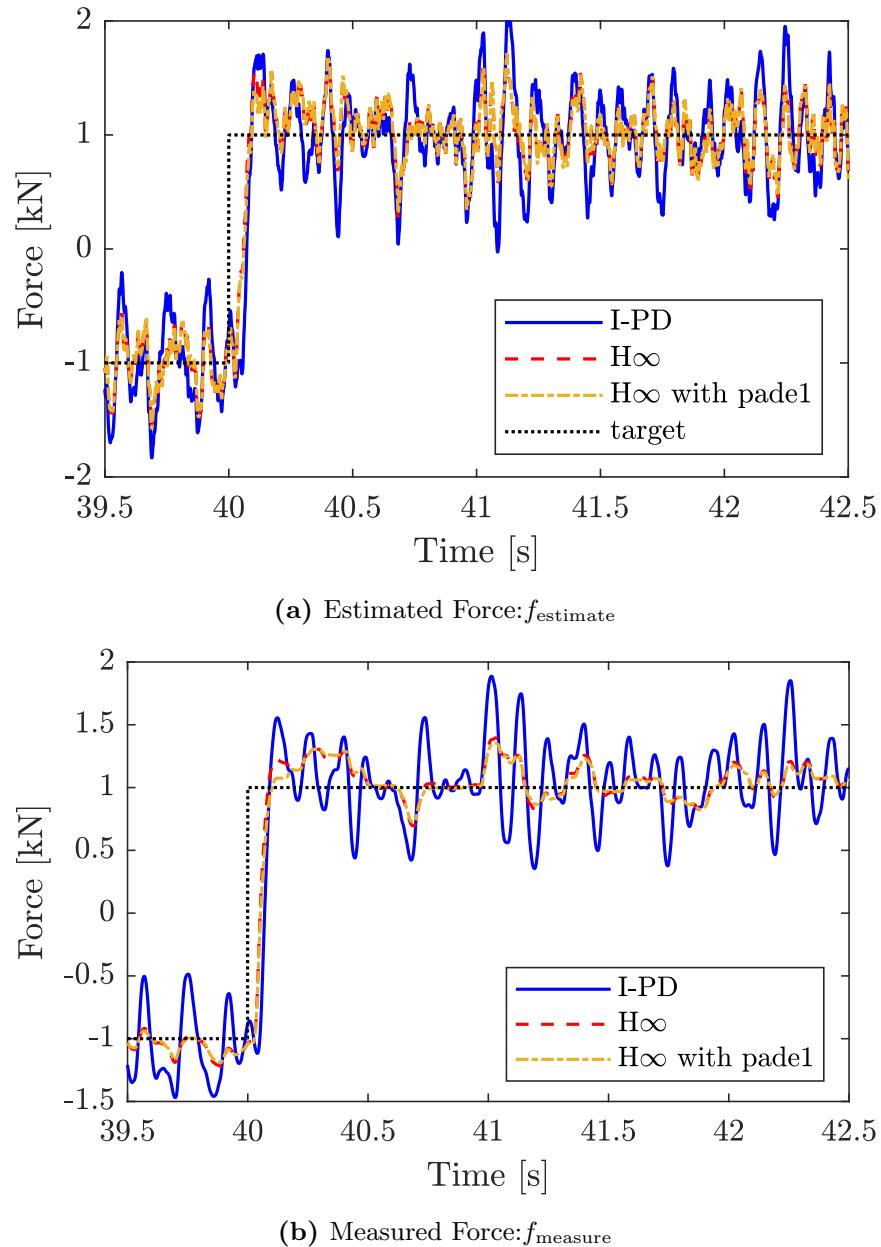
**Fig. 4.8:** Step Response of Estimated Force and Measured Force



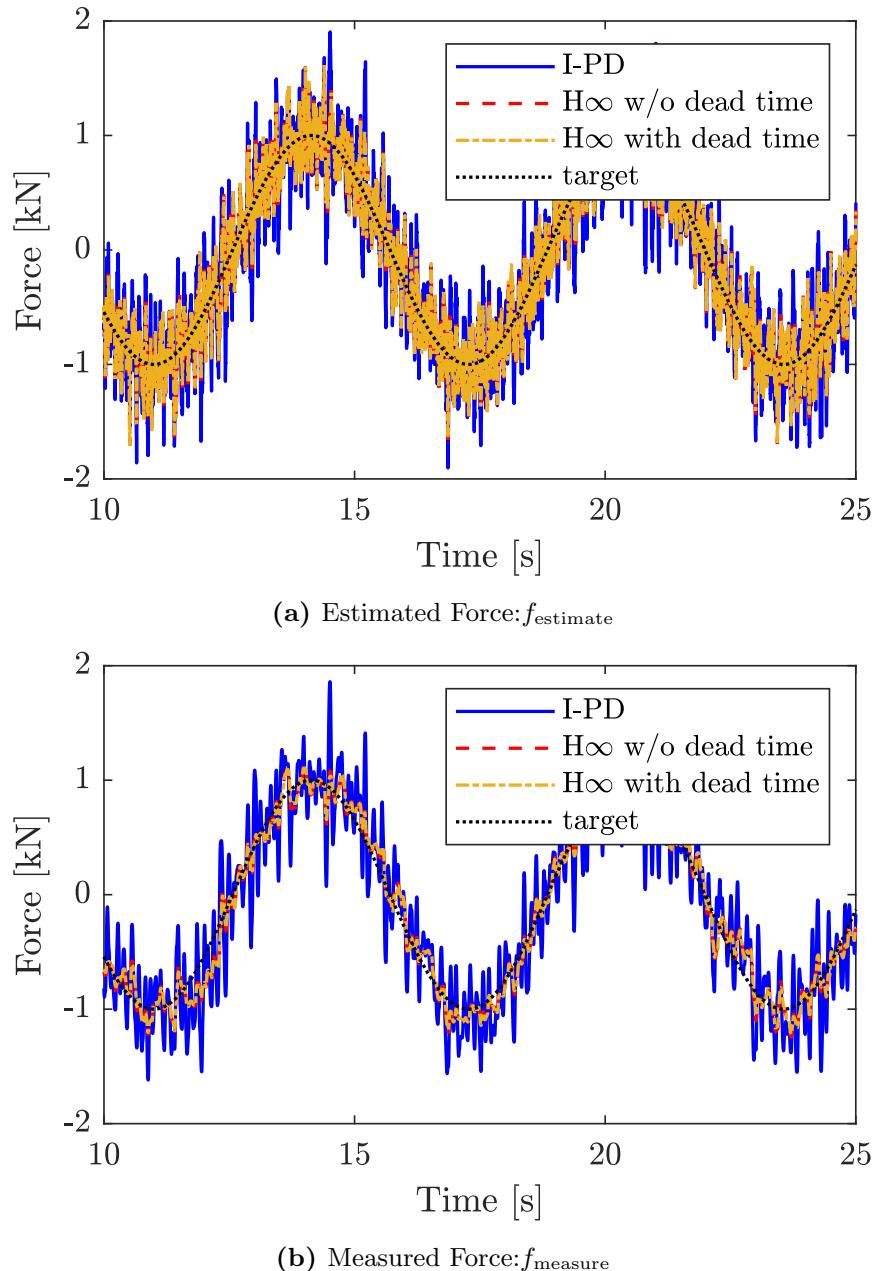
**Fig. 4.9:** Sin Responce of Estimated Force and Measured Force



**Fig. 4.10:** with Band-Limited White Noise



**Fig. 4.11:** Step Response of Estimated Force and Measured Force (with Band-Limited White Noise)



**Fig. 4.12:** Sin Response of Estimated Force and Measured Force (with Band-Limited White Noise)

## 参考文献

- [1] Mohieddine Jelali and Andreas Kroll. *Hydraulic servo-systems: modelling, identification and control*. Springer Science & Business Media, 2012.
- [2] TG Ling, MF Rahmat, and AR Husain. System identification and control of an electro-hydraulic actuator system. In *Signal Processing and its Applications (CSPA), 2012 IEEE 8th International Colloquium on*, pp. 85–88. IEEE, 2012.
- [3] Jian-ming Zheng, Sheng-dun Zhao, and Shu-guo Wei. Application of self-tuning fuzzy pid controller for a srm direct drive volume control hydraulic press. *Control engineering practice*, Vol. 17, No. 12, pp. 1398–1404, 2009.
- [4] 松本貴夢, 大須賀公一, 石川将人, 吉灘裕, 小谷貴幸, 松尾公彦. 6 軸油圧マニピュレータのシステム同定. フルードパワーシステム講演会講演論文集, pp. 84–86, 2016.
- [5] 松本貴夢, 杉本克文, 瀬戸山靖広, 石川将人, 吉灘裕, 大須賀公一, 酒井悟, 小谷貴幸, 松尾公彦. 6 軸油圧マニピュレータのモデリングと制御. ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2016, pp. 1A1–09b7. 一般社団法人 日本機械学会, 2016.
- [6] 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.
- [7] 足立修一. システム同定の基礎. 東京電機大学出版局, 9 2009.
- [8] 柏木潤, 劇旻, 原田博之, 山口晃生. M 変換の性質と同定への応用. 計測自動制御学会論文集, Vol. 34, No. 12, pp. 1785–1790, 1998.
- [9] 吉谷清澄. Pn 系列 特に m 系列について. 電波研究所季報, Vol. 17, No. 90, pp. 249–263, 1971.
- [10] 近藤勝也. M 系列を用いた線形システムの周波数特性測定に関する調査. 研究紀要, No. 40, pp. 59–64, 2004.
- [11] 柏木潤. M 系列再発見. 計測と制御, Vol. 20, No. 2, pp. 236–245, 1981.
- [12] 竹下侑, 川口貴弘, 足立修一. 積分器を有するシステムの同定について. 計測自動制御学会論文集, Vol. 50, No. 4, pp. 342–347, 2014.
- [13] Claudio Semini, Nikos G Tsagarakis, Emanuele Guglielmino, and Darwin G Caldwell. Design and experimental evaluation of the hydraulically actuated pro-

- 
- totype leg of the hyq robot. In *Intelligent Robots and Systems (IROS), 2010 IEEE/RSJ International Conference on*, pp. 3640–3645. IEEE, 2010.
- [14] Claudio Semini. Hyq-design and development of a hydraulically actuated quadruped robot. *Doctor of Philosophy (Ph. D.), University of Genoa, Italy*, 2010.
- [15] 川端健太郎, 西拓紀, 鳥居裕貴, 北浦誠人, 兼松宏多, 玄相昊. 1a1-i02 油圧式4脚歩行ロボット rl-a1 の開発(力制御型液圧駆動ロボット(1)). ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2014, pp. \_1A1-I02\_1. 一般社団法人 日本機械学会, 2014.
- [16] 岡田大貴, 横小路泰義, 田崎勇一, 吉灘裕, 中村晋也, 倉舗圭太. 多自由度油圧駆動ロボットのシリンドラ圧に基づく手先負荷力推定による力覚フィードバック. ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2017, pp. 2A1-P06. 一般社団法人 日本機械学会, 2017.
- [17] 三平満司. 実用的な  $h_{\infty}$  制御の基礎. 日本油空圧学会誌, Vol. 28, pp. 4–395, 1997.
- [18] 平田光男. 実践ロバスト制御(システム制御工学シリーズ). コロナ社, 3 2017.