

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	2018 年 12 月 28 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	システムの線形性とその同定	1
1.1	実験機とその構成	1
1.2	先端で発生する力までの線形性とモデルの同定	2
1.3	位置までの同定	6
1.4	M 系列による同定	6

図目次

1.1	system	3
1.2	FFT of f_{measure}	3
1.3	FFT of p_{hs}	4
1.4	FFT of p_{rs}	4
1.5	Frequency Response from Input to f_{measure} (7 MPa)	5
1.6	Frequency Response from Input to f_{thrust} (7 MPa)	5

表目次

1.1	Experiment System Configuration	2
-----	---	---

第 1 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すること、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。

1.1 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. ?? 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式エンコーダとロードセルが取り付けられている。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する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。本装置に用いている各部品の諸元を Table ?? 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。

第 1 章 システムの線形性とその同定

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
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	—
C80 counter			
MATLAB/Simulink	MathWorks	2018b	—

Table 1.1: Experiment System Configuration

1.2 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. 1.1 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 1.1 により算出される.

$$f_{\text{thrust}} = A_h * p_{\text{hs}} - A_r * p_{\text{rs}} \quad (1.1)$$

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.

1.2.1 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

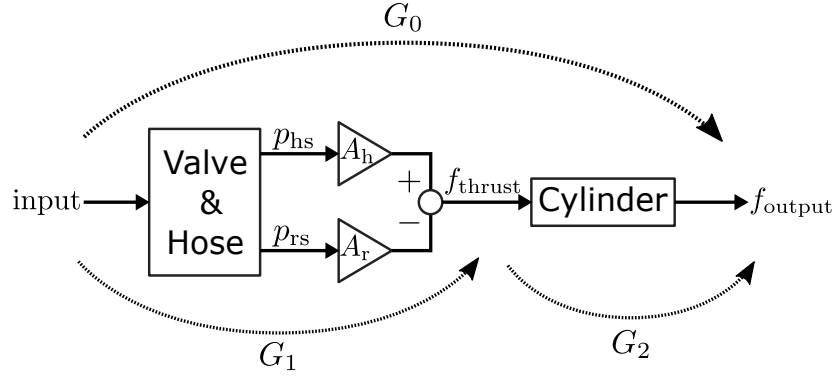


Fig. 1.1: system

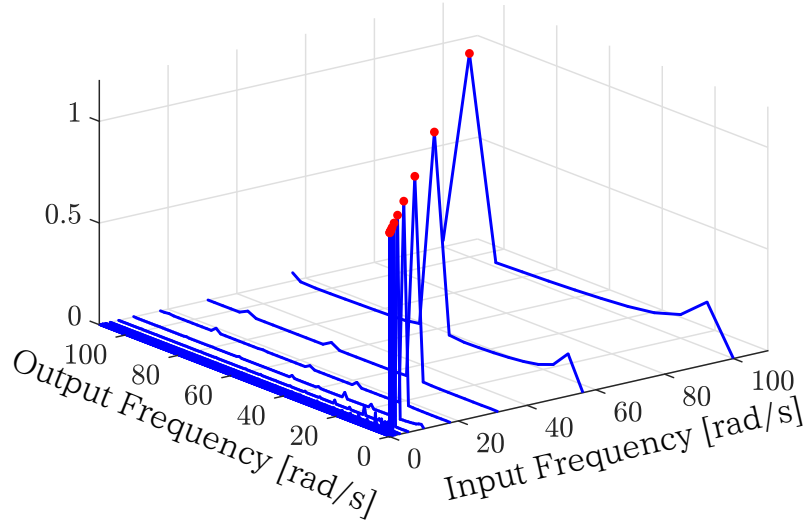


Fig. 1.2: FFT of f_{measure}

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 rad/s から 100 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 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。

各物理量の応答を Fig. 1.2 から Fig. 1.4 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、同定することが可能である。

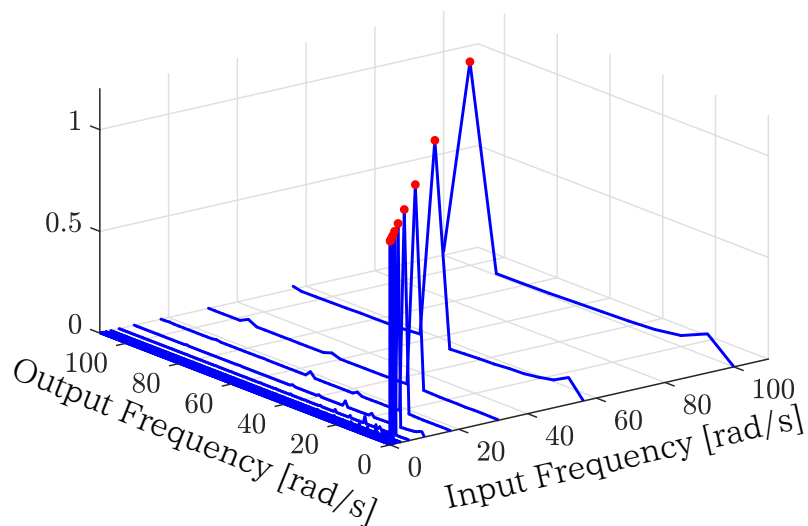


Fig. 1.3: FFT of p_{hs}

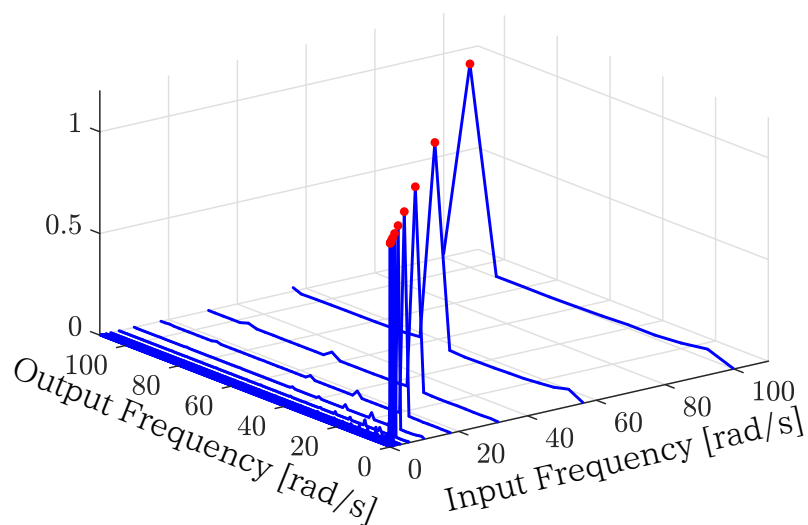


Fig. 1.4: FFT of p_{rs}

1.2.2 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_{measure} および推力 f_{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 1.2.1 節と同様に正弦波入力を角速度を 0.1778rad/s から 100rad/s まで対数上で等間隔に 12 等分した

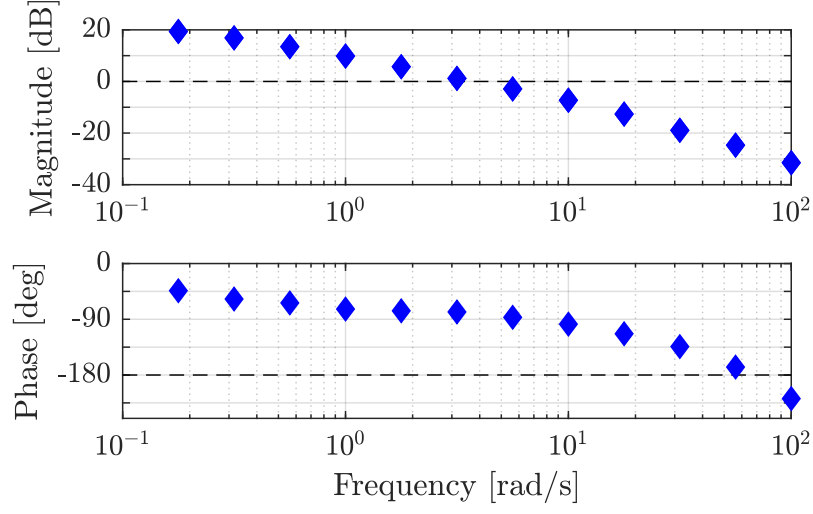


Fig. 1.5: Frequency Response from Input to f_{measure} (7 MPa)

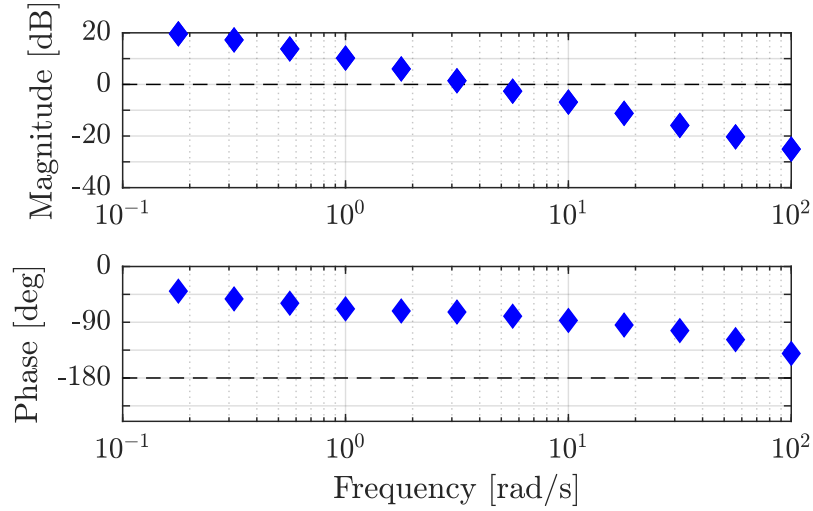


Fig. 1.6: Frequency Response from Input to f_{thrust} (7 MPa)

ものを与え、その際の実測出力 f_{measure} の振幅比と位相遅れをプロットすると Fig. 1.5 のようになる。また、バルブへの入力から推力 f_{thrust} までの周波数応答は Fig. 1.6 のようになる。

Fig. 1.5 により、入力から実測出力 f_{measure} までのシステムは式 ?? で表されるムダ時間を含む二次遅れ系であると判断した。

$$G_{\text{in}2f_{\text{measure}}} = \frac{a}{(s+b)(s+c)} e^{-ds} \quad (1.2)$$

式 1.2 の周波数応答が Fig. 1.5 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 1.3 となる.

$$G_{\text{in}2f_{\text{measure}}} = \frac{41.82}{(s + 0.34)(s + 130)} e^{-0.016s} \quad (1.3)$$

同様に, 入力から推力 f_{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, 式 1.4 となる.

$$G_{\text{in}2f_{\text{thrust}}} = \frac{3.4}{s + 0.34} e^{-0.01s} \quad (1.4)$$

よって, 推力 f_{thrust} から実測出力 f_{measure} までの伝達関数は式 1.3 と式 1.4 より式 1.5 となる.

$$G_{f_{\text{thrust}}2f_{\text{measure}}} = \frac{123}{s + 130} e^{-0.006s} \quad (1.5)$$

1.3 位置までの同定

1.3.1 線形性調査

1.3.2 周波数応答

1.4 M 系列による同定

1.4.1 M 系列の性質

1.4.2 システム同定 (入力から位置)

1.4.3 システム同定 (入力から力)