

Title	成形性向上のためのサーボプレスの制御システム設計：簡易モデルと実機モデルに対する検討
Sub Title	Control system design of servo press for formability improvement : verification for simplified model and real machine model
Author	村田, 直也(Murata, Naoya) 西村, 秀和(Nishimura, Hidekazu)
Publisher	慶應義塾大学大学院システムデザイン・マネジメント研究科
Publication year	2012
Jtitle	
JaLC DOI	
Abstract	
Notes	修士学位論文. 2012年度システムエンジニアリング学 第114号
Genre	Thesis or Dissertation
URL	https://koara.lib.keio.ac.jp/xoonips/modules/xoonips/detail.php?koara_id=KO40002001-00002012-0056

慶應義塾大学学術情報リポジトリ(KOARA)に掲載されているコンテンツの著作権は、それぞれの著作者、学会または出版社/発行者に帰属し、その権利は著作権法によって保護されています。引用にあたっては、著作権法を遵守してご利用ください。

The copyrights of content available on the Keio Associated Repository of Academic resources (KOARA) belong to the respective authors, academic societies, or publishers/issuers, and these rights are protected by the Japanese Copyright Act. When quoting the content, please follow the Japanese copyright act.

成形性向上のためのサーボプレス
の
制御システム設計
－ 簡易モデルと実機モデルに対する検討 －

村田 直也
(学籍番号： 81133592)

指導教員名：教授 西村 秀和

2013年3月

慶應義塾大学大学院システムデザイン・マネジメント研究科
システムデザイン・マネジメント専攻

論 文 要 旨

学籍番号	81133592	氏名	村田 直也
論文題目： 成形性向上のためのサーボプレスの制御システム設計 － 簡易モデルと実機モデルに対する検討 －			
(内容の要旨) 近年、プレス加工の現場において、駆動源にサーボモータを用いたサーボプレスが開発され、急速に普及している。サーボプレスは、上下に駆動されるスライドと、衝撃を吸収するために駆動されるダイクッション (DC) から構成される。サーボプレスの特徴は、駆動源のモータを正確に制御できるため、成形材の変形量および加わる荷重を調整できることである。また、成形性だけでなく、生産性向上や振動低減など、付加価値の高い加工の実現も期待されている。 しかしながら、スライドの軌道や成形材に加える荷重の明確な指標は未だ存在せず、職人の経験と勘に基づく調整によりプレス加工が実現されているのが現状であり、サーボプレスの機能を十分に活用できていないという問題がある。このような現状に対し、著者らのグループは先行研究において、スライドと DC から成る 2 自由度のモデルを構築し、荷重を目標値に維持させつつ、スライドを下死点位置へ所望の時間で正確に到達させる制御系を構築し、高精度な加工の実現を検討している。しかしながら、先行研究には改善すべき点が存在する。成形材に加わる荷重の目標値を一定値としているが、目標値との誤差は抑えられているものの、目標値に追従させるための制御系がないため、目標値への追従性能が十分ではない。また、荷重の目標値を任意に変化させたいという要求に対応できない。さらに、成形性や作業環境に影響を与えると考えられる、プレス時に生じる振動を低減するための方策が検討されていない。 そこで本論文では、振動を考慮するため、フレーム上部構造であるクラウンを含めた 3 自由度のモデル (以下、簡易モデルと呼ぶ) を構築する。このモデルに対し、クラウンの振動を抑制し、成型材への荷重の目標値維持性能を向上させる制御系を構築する。本制御系は、プレス作業環境の改善および機械の長寿命化、成形性の向上を目的としている。数値シミュレーションおよび実験装置を用いた実験により、提案手法の検証を行う。 さらに、実機レベルでの制御システムの検討を行うため、クランク機構を含み、簡易モデルよりも自由度の高いモデル (以下、実機モデルと呼ぶ) を構築する。シミュレーションにより、実機モデルが検討対象のモデルとして妥当であることを示す。 以上により、以下の結論が得られた。 <ul style="list-style-type: none">● クラウン振動下死点位置でのクラウン位置・速度を終端状態制御により指定することで、プレス中および下死点位置到達後のクラウン振動を抑制することができることが示された。● クラウン振動の抑制性能と成形材に加わる荷重の目標値維持性能はトレードオフの関係にあり、ゲインを調節することで双方の重みづけができることがわかった。● クランク機構を考慮した実機モデルの妥当性を確認し、今後の検討の方向性を示した。			
キーワード (5 語) サーボプレス, 制御システム設計, 荷重, クラウン振動, 変形			

SUMMARY OF MASTER'S DISSERTATION

Student Identification Number	81133592	Name	Naoya Murata
Title Control System Design of Servo Press for Formability Improvement – Verification for Simplified Model and Real Machine Model –			
Abstract <p>Recently, servo presses driven by servo motors have become widely into use. A servo press consists of a slide driven up and down and a die cushion (DC) driven in order to absorb the shock by the load from the slide. Servo presses can adjust deformation amount of forming material and load to it because they can control angle, angular velocity and torque of the motors accurately. They are also expected to realize high added-value press forming, such as productivity improvement and vibration reduction.</p> <p>However, the advantages of servo presses are not made the most of at the factory where they are actually used. The trajectory of the slide and the load are decided from trial and error based on old craftsmen's experience and intuition because there is no definite method to determine the trajectory of the slide and the load. In order to solve such problem, our research group constructed the 2-degree-of-freedom (2-DOF) model which consists of the slide and the DC and has proposed the method to derive inputs to motors which realizes most efficient trajectory of the slide and intended load to the forming material. However, the performance of tracking intended load is not enough. Also, the subject to reduce vibration which affects formability, work environment and life-time of press machines has not been dealt with.</p> <p>In this research, first, the 3-DOF model (the simplified model), which consists of the slide, the DC and the crown, which is upper structure of a press machine, is constructed. The crown is the part which vibrates the most. Second, the control system to reduce vibration and improve performance of tracking intended load is constructed. The purpose of the control system is realization of good formability, good work environment and long life-time of press machines. Finally, the control system is verified with numerical simulations and experiments using the experimental setup which models the simplified model.</p> <p>Moreover, for validation of the proposed control system, the real machine model which is more complicated and has crank mechanism is constructed. Using numerical simulations, the model is validated. The model is sophisticated because the model is more close to the press machines which are used at factories actually, so designing control system is very difficult. At the end of this thesis, the method to apply proposed control system for the simplified model to the real machine model is considered.</p>			
Key Word (5 words) Servo Press, Control System Design, Contact Load, Vibration of Crown, Deformation			

目次

1	序論	1
1.1	研究背景	2
1.1.1	プレス加工について	2
1.1.2	プレス機械について	3
1.1.3	サーボプレスについて	5
1.2	先行研究	6
1.2.1	サーボプレスに関する先行研究	7
1.2.1.1	スライドのモーション制御に関する研究	7
1.2.1.2	せん断加工に関する研究	8
1.2.1.3	絞り加工に関する研究	8
1.2.1.4	複動サーボプレスに関する研究	8
1.2.1.5	サーボプレスの現状	9
1.2.2	衝撃制御に関する研究	9
1.2.3	著者らのグループがこれまでに行ってきた研究	9
1.2.3.1	5自由度モデルに対する検討	10
1.2.3.2	2自由度モデルに対する検討	11
1.3	研究目的	15
1.3.1	要求分析	15
1.3.2	研究目的	16
1.4	論文構成	18
2	簡易モデルに対する検討	20
2.1	簡易モデル	21
2.2	実験装置	23
2.3	物理パラメータの決定	32
2.4	制御系設計	36
2.4.1	制御系設計における制約および要求	36
2.4.2	フィードバック制御系への終端状態制御の適用	37
2.4.3	2段階終端状態制御の適用	39

2.4.3.1	1 段階目の終端状態制御	39
2.4.3.2	2 段階目の終端状態制御	40
2.5	シミュレーションによる検証	43
2.5.1	制御パラメータの設定	43
2.5.2	シミュレーション方法と結果	44
2.5.2.1	2 段階目終端状態のクラウン位置・速度を指定したこ とによる効果の検証	45
2.5.2.2	DC 荷重およびクラウン振動のフィードバックの効 果の検証：個別に値を持たせた場合	47
2.5.2.3	DC 荷重およびクラウン振動のフィードバックの効 果の検証：各フィードバックを組み合わせた場合 . . .	55
2.6	実験による検証	55
2.6.1	実験方法	57
2.6.2	実験結果と考察	57
3	実機モデルに対する検討	64
3.1	5 自由度モデル	65
3.2	実機モデル	67
3.2.1	5 自由度モデルに対する検討	67
3.2.2	クランク機構を加えた 5+1 自由度モデルに対する検討	69
3.3	制御系設計	71
3.3.1	非線形モデルに対する PID 制御	71
3.3.1.1	誤差学習を含む終端状態制御	72
4	結論	76
4.1	結論	77
4.2	今後の展望	78
	参考文献・研究業績	79
	謝辞	84

目次

1.1	Category of press processing	2
1.2	Category of press machine	4
1.3	Structure of mechanical press	4
1.4	Architecture of AC servo press	7
1.5	7 degrees of freedom model of servo press	10
1.6	5 degrees of freedom model of servo press	11
1.7	2 degrees of freedom model of servo press	12
1.8	Result of simulation of two-staged final state control	13
1.9	Result of experiment of two-staged final state control	14
1.10	Requirement diagram of servo press	16
1.11	Scope of this research in requirement diagram	17
1.12	Scope of this research in dual vee model	18
1.13	Scope of this research in entity vee model	19
2.1	Simplified model of servo press	21
2.2	Formation of experimental setup	23
2.3	Experimental setup of servo press	24
2.4	Crown upper part	25
2.5	Servo amplifier for slide control	25
2.6	Linear motor and linear encoder for DC control	27
2.7	Servo amplifier for DC control	27
2.8	Laser displacement meter	29
2.9	Load cell	29
2.10	Air cylinder	30
2.11	Pressure sensor	31
2.12	Bode diagram of notch filter	33
2.13	Experimental results of collision test	34
2.14	Bode diagram of notch filter	35
2.15	Block diagram of control system	38

2.16	Block diagram of control system 1	43
2.17	Block diagram of control system 2	43
2.18	Result of simulation 2 and 1	46
2.18	Result of simulation 2 and 1 (Continued)	47
2.19	Influence of gain $P_{f_{DC1}}$	48
2.20	Influence of gain $P_{f_{DC2}}$	49
2.21	Influence of gain $P_{\dot{x}_{c1}}$	50
2.22	Influence of gain $P_{\dot{x}_{c2}}$	51
2.23	Result of simulation 2 and 3	53
2.24	Result of simulation 4 and 2	54
2.25	Result of simulation 5 and 2	56
2.26	Block diagram of two degree of freedom control system	58
2.27	Result of experiment 2 and 1	61
2.28	Result of experiment 3 and 1	62
2.29	Result of experiment 4 and 1	63
3.1	5 degrees of freedom model of servo press	65
3.2	Variation of Mr1	68
3.3	Real machine model of servo press	69
3.4	Block diagram of PID control system	72
3.5	Result of PID control for real model	73

表目次

1.1	Function and feature of mechanical press and hydraulic press . . .	5
2.1	Specifications of linear motor for slide control	24
2.2	Specifications of servo amplifier for slide control	25
2.3	Specifications of linear encoder for slide displacement measurement	26
2.4	Specifications of linear motor for DC control	26
2.5	Specifications of servo amplifier for DC control	26
2.6	Specifications of linear encoder for DC displacement measurement	28
2.7	Specifications of laser sensor for crown displacement measurement	28
2.8	Specifications of load cell for DC load measurement	28
2.9	Specifications of amplifier for load cell	29
2.10	Specifications of air cylinder	30
2.11	Specifications of pressure sensor for air cylinder	30
2.12	Specifications of servo press	35
2.13	Constraint parameters for simulations	45
2.14	Conditions of simulations	45
2.15	Parameters used in experiments	58
2.16	Situations of each experiment	59

第 1 章

序論

1.1 研究背景

1.1.1 プレス加工について

プレス加工は、金属板を永久変形させ、望む形状に加工する方法である [1]。その用途は非常に広く、電子部品のような小さなものから、自動車のボディのような大きなものまで、様々な製品に採用されている。プレス加工の利点は、金型の形状を材料に転写して製品を作るため、同じ形状・品質の製品を大量生産することが可能な点である。

プレス加工の種類には、大きく分けてせん断加工、曲げ加工、絞り加工、成形加工、圧縮加工、接合加工がある。それぞれの加工法を Fig. 1.1 に示す [2]。

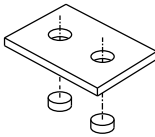
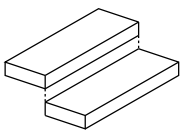
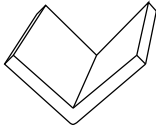
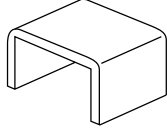
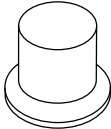
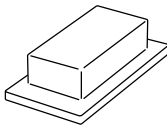
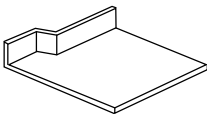

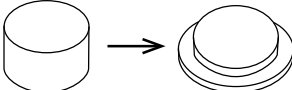
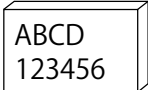
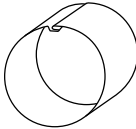

(a) Shearing	<p>Piercing</p> 	<p>Cutting</p> 
(b) Bending	<p>V-bending</p> 	<p>U-bending</p> 
(c) Drawing	<p>Cupping</p> 	<p>Square tubing</p> 
(d) Forming	<p>Flanging</p> 	<p>Curling</p> 
(e) Compression molding	<p>Upsetting</p> 	<p>Marking</p> 
(f) Junction processing	<p>Seaming</p> 	<p>Caulking press</p> 

Fig. 1.1 Category of press processing

Fig. 1.1 (a) に示すせん断加工は、成形材を切る加工方法であり、穴あけや外形抜き、切断等に使用される。Fig. 1.1 (b) に示す曲げ加工では、成形材を V 字や L 字、U 字に曲げる加工である。Fig. 1.1 (c) の絞り加工では、金属板の外周を縮めながら、円筒や角筒のような容器を作る加工のことである。Fig. 1.1 (d) の成形加工は、板材に力を加えて変形させる加工のうち、曲げ加工や絞り加工以外の加工を示している。例として、板の端を曲線に曲げるフランジ加工、容器の端部に円形断面の縁を作るカーリングがある。Fig. 1.1 (e) の圧縮加工は、型により材料に強い圧力を加え、大部分の材料が複雑な永久変形を受ける加工法である。Fig. 1.1 (f) の接合加工は、プレス加工を利用して組立を行うものであり、板の両端を折り曲げてその部分をつなぎ、円筒を作ることなどに利用される。

これらの中でも、曲げ加工・絞り加工・成形加工は難易度が高く、変形量と加える力は成形性の重要な要因となる。

1.1.2 プレス機械について

プレス機械とは、“2 個以上の対をなす金型を用い、金型間に被加工材を置いて、金型で被加工材に強い力を加えることにより、加工を行う機械” のことである^[3]。すなわち、前項で説明したプレス加工を行う機械のことであるが、一般に、特に被加工材に加えられる力の反力が機械自体で支えるように設計されている機械のことをプレス機械と呼んでいる。プレス機械の形式や種類には様々なものがある。主なプレス機械の種類を Fig. 1.2 に示す。動力として機械的運動による力を用いるものを機械式プレス、液圧の力を用いるものを液圧式プレスと呼ぶ。

機械式プレスは、Fig. 1.3 のようにモータの回転運動を往復運動に変換して加工を行う。このとき、モータの回転エネルギーをフライホイールに蓄え、必要なときにクラッチをつないで加工を行うのが一般的である。クランクシャフトを用いるものをクランクプレスと呼び、クランクシャフトを用いず偏心板を直接駆動するものをクランクレスプレスと呼ぶ。クランクレス機構は、大型プレスのほとんどに採用されている。ナックルプレス、リンクプレスはリンク機構を用いることでスライド軌道を変化させることにより、成形性や生産性の向上を狙ったものである。なお、Fig. 1.3 は一般的なプレス機械を示しているが、上下運動する上金型取り付け部分をスライドと呼び、下金型取り付け部分をベッドという。また、スライドの往復運動の最下点を下死点と呼ぶ。機械式プレスの特徴は、加工が速く、下死点位置の精度が高いことである。欠点としては、下死点位置や加工速度をプレス中に調整することが困難であること、それらを変更させたい場合には機構ごと交換する必要があることが挙げられる。

一方、液圧式プレスは液圧ポンプにより高圧の液体をシリンダに送る力で成形する

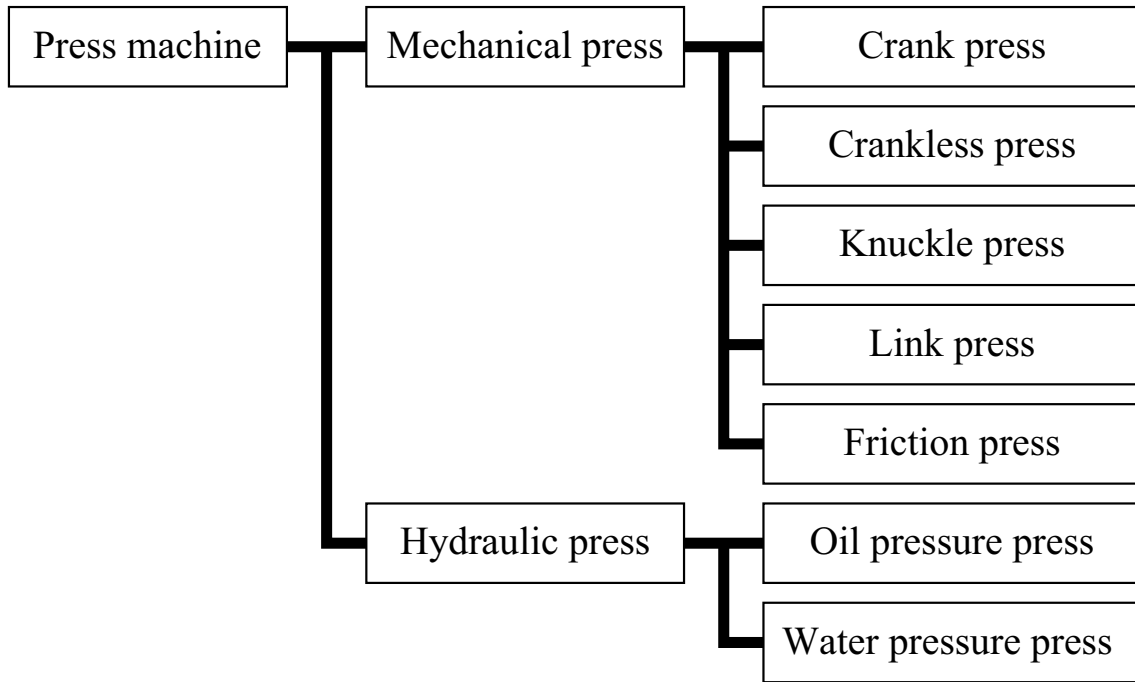


Fig. 1.2 Category of press machine

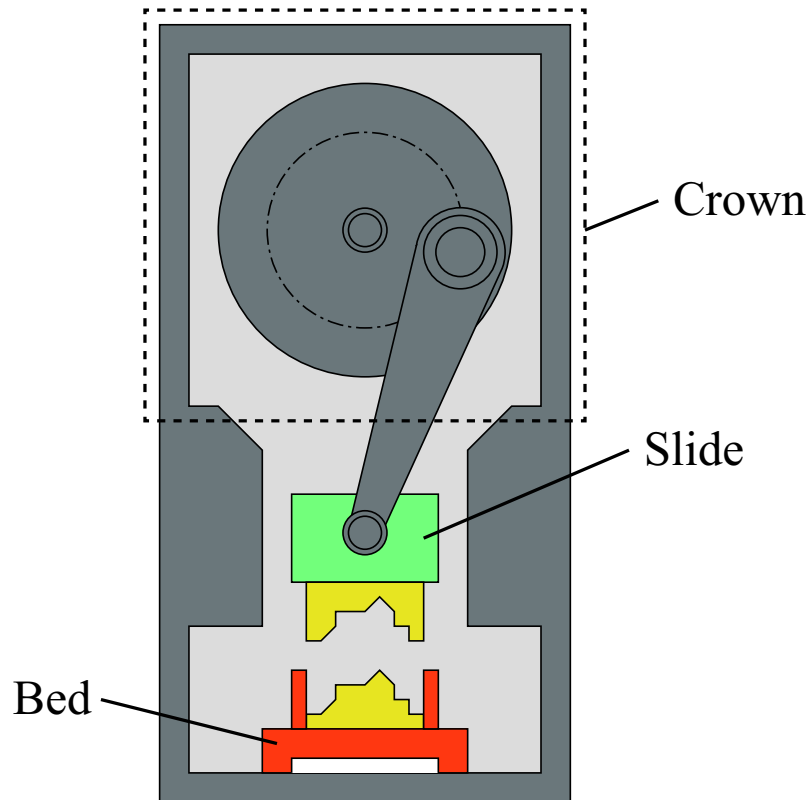


Fig. 1.3 Structure of mechanical press

Table 1.1 Function and feature of mechanical press and hydraulic press

Function	Mechanical press	Hydraulic press
Speed of processing	Quick	Slow
Change of stroke length	Difficult	Easy
Accuracy of bottom dead point	Good	Bad
Adjustment of processing speed	Difficult	Easy
Adjustment of pressurization power	Difficult	Easy
Keeping pressurization power	Difficult	Easy
Maintenance	Easy	Difficult

プレス機械である。特徴としては、上下運動と停止を液圧回路の切り替えで容易に行えることや、液圧を調整することで取り出すエネルギー量を調整しやすいことである。そのため、下死点位置の調整や加える荷重の調整がしやすいといった利点がある反面、加工速度は比較的遅く、下死点位置の精度が悪く、また制御可能ではあるものの制御レスポンスが遅いといった欠点がある。機械式プレスおよび液圧式プレスの特徴を Table 1.1 にまとめる。

1.1.3 サーボプレスについて

近年、自動車業界では、自動車の衝突安全性を向上させつつ、燃費の良いクルマへのニーズが高まっている。衝突安全性を向上させるためには、車体強化のための補強部材の追加が考えられるが、車体重量が増加してしまう。一方、燃費の向上には、一般に車両の軽量化が有効である [4]。そこで、これらの相反する要求である軽量化と高強度化を両立させるため、自動車メーカーでは高強度鋼板やアルミニウムなどをボンネット、ドア、トランクなどの部位で採用することが増えてきた [5][6]。しかしながら、高強度鋼板は材料強度が高いため、軟鋼板などに比べ、下死点位置の精度と成形材に加える荷重の調整がより難しくなるという問題がある [7][8]。Table 1.1 に示すように、現状の機械式プレスや液圧式プレスでは目標通りの下死点位置と荷重を実現することは困難であるため、新しいプレス機械の開発が進められた。

そこで、近年開発されたプレス機械がサーボプレスである [9][10][11][12][13][14]。サーボプレスは一般に、サーボモータにより上下に駆動されるスライドと、スライドからの荷重による衝撃を吸収するために駆動されるダイクッション（以下、DC : Die Cushion）から構成される。特徴としては、スライドの駆動源にサーボモータを用いているため、モータの角度や角速度・トルクを正確に制御することができ、下死点位

置を高精度に実現できる点である。さらに、スライド側と DC 側を同期させて制御することにより、成形材に加える荷重を調整できる能力も持っている^[15]。液圧式プレスもスライドの位置を調整することは可能であるが、液体の圧縮性のために制御レスポンスや精度に問題があった。また、プレス過程でスライドの速度を変化させたり、DC 側に予備加速を与えたりする等により、成形性だけでなく、省エネルギー性や低騒音性といったより付加価値の高い加工の実現が期待されている^{[16][17]}。このように、サーボプレスはサーボモータを用いない従来の機械式プレスや液圧式プレスと比較して、高精度で付加価値の高い加工が実現できるものと期待されている。

サーボプレスの開発は鶴ら^[18]により開発された直接駆動のプレスが始まりとされており、その後様々なタイプのサーボプレスが開発された。サーボプレスの駆動機構には大きく分けて 3 種類の構造があるとされている^[19]。1 つ目は、ボールスクリュウやタイミングベルトを使って直接スライドを上下させる直動式サーボプレスである。液圧式プレスと同様に、スライドを任意の位置で作動させ、どの位置からも最大加圧能力を発揮できるなど、今までの機械プレスにはなかった特徴を持っている。スライドは、フレームの左右に設置されたセンサにより、位置を逐次検出・補正制御する回路をもっており、使用中に機械自体のゆがみ等の誤差が生じても補正が可能になっている。このタイプは最も単純な構造をもつサーボプレスであり、一般に加圧能力が低く、小型のサーボプレスに多い。Fig. 1.4 に直接駆動型サーボプレスの構造を簡易化したものを示す。

2 つ目は、直動式サーボモータのボールスクリュウにリンク機構を組み合わせたハイブリッドタイプのサーボプレスである。直動式と比較して、加圧能力の高いプレス機械が実現できる。

3 つ目は、サーボモータを駆動源とし、偏心したシャフトと特殊リンク機構を組み合わせたタイプである。このタイプは大きな力を発揮させるための構造的な制約条件が少なく、構造が簡単であるため、小型から大型のサーボプレスまで採用されている。

また、プレス機械の生産性を計る指標として、1 分間に加工できる回数を評価する SPM (Shots Per Minute) がある。コマツ産機株式会社が製作しているサーボプレスを例にとると、小型のサーボプレス (H1F35) の SPM は最大で 120 程度であり、大型のサーボプレス (H1F200) の SPM は最大で 50 程度である^[20]。

1.2 先行研究

本節では、本研究に関連する先行研究について述べる。まずサーボプレスに関する先行研究について述べ、次にスライドと DC のような 2 物体が衝突した際の衝撃を能動的に抑えようとする研究について述べる。最後に、本研究の直接的な先行研究とな

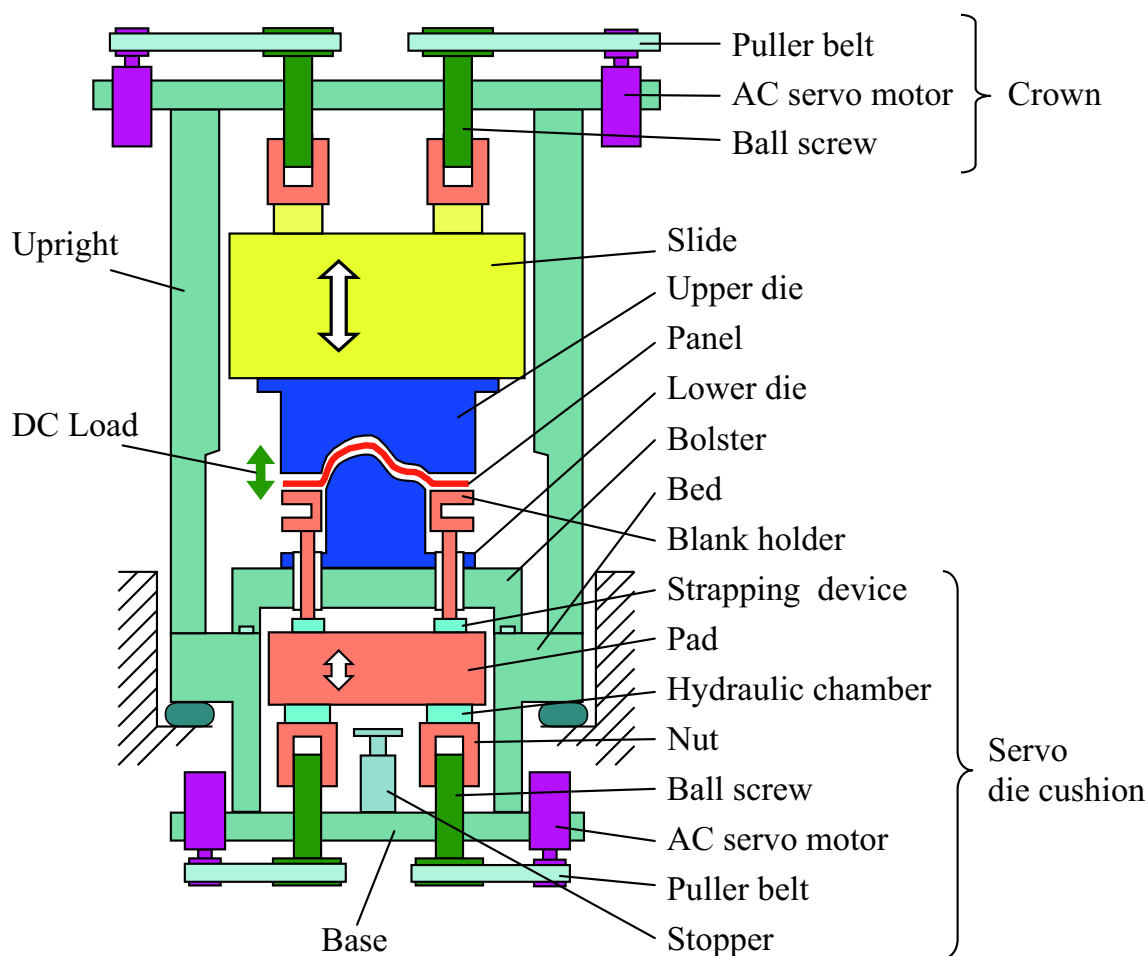


Fig. 1.4 Architecture of AC servo press

る，著者らのグループがこれまでに行ってきた研究について述べる。

1.2.1 サーボプレスに関する先行研究

1.2.1.1 スライドのモーション制御に関する研究

鈴木ら [21][22][23] は，サーボモータとギア・リンクによる倍力機構を組み合わせたハイブリッド AC サーボプレスを開発し，回転モードによる高生産性加工と反転モードによる高精度加工を切り替え，1 台のサーボプレスで行うことを可能にした．その際に，スライドの軌道は，ギア角度を三角形または台形として計画し，スライドの位置，速度を求めている．その軌道を基本として，金型や加工製品に合わせ，任意の位置でのスライドの一時停止をオペレータが自由に行えるように設定している．また，文献 [22] では，リンク機構を有する AC サーボプレスを用い，出力側モーション軌道離散化とリンク機構の非線形性により，入力側に振動が発生し高速化を除外するという問題を取り扱っている．そして，軌道変動の発生要因がリンクの非線形性と軌道作成時離散化との相乗効果であることを明らかにしている．スライドの軌道計画の方法は，文

献^[21]と同様である。

1.2.1.2 せん断加工に関する研究

古閑ら^[4]は、サーボモータからギアを介してクランク機構に直結したタイプのサーボプレスを使用し、従来のプレス機械では3工程で行っていたかえり無しせん断加工を、1工程で行える可能性を調査した。スライドを自由に動かせるサーボプレスの特徴を活かし、かえり発生のないせん断の加工法を示している。ここでの加工時のスライドの軌道は、これまで機械式プレスで用いていた軌道を参考にした、半抜き、押し戻し、抜き落としの3ステップを組み合わせて行っている。クンラチャートら^[24]は、サーボプレスを用いたことによる、せん断加工時の騒音低減を実験により検証している。ここでは、経験に基づく様々なスライド軌道を用いて実験を行い、従来の場合と比較して10 dB程度の騒音低減を実現している。

1.2.1.3 絞り加工に関する研究

一般に絞り加工では、加工途中の金型の振動の負荷により、成形品の板厚精度向上などの効果が得られることが知られている^{[25][26]}。そこで、絞り加工に関する研究では、サーボプレスのスライド軌道を自由に決定できる特徴を活かした研究が多く行われている。古閑ら^[27]はこの知見をもとに、絞り加工に関する研究を行っている。サーボプレスのスライド軌道を自由に設定できる特徴を活かし、低周波振動負荷成形の有効性を実験的に検討している。また、玉井ら^[28]は高強度鋼板の新しい加工技術の開発を行っている。古閑ら等が金型を振動させて成形性を向上させる方法を提案しているが、玉井らはそれに対し、振動により金型が被加工材から離れた瞬間に摩擦界面に潤滑油が再流入し、金型と成形材間の摺動性が改善されるために成形性が向上しているものと考察している。その考えをもとに、サーボプレスのモーション制御により、加工中に金型と成形材を離す加工方法を提案し、高強度鋼板を用いて検証を行っている。しかしながら、モーション制御に関してどの程度の距離や時間で金型と成形材を離すかなどの明確な指標はなく、様々なケースを実験的に検証したものである。

1.2.1.4 複動サーボプレスに関する研究

村田^[29]は複数のスライドを持つ複動サーボプレスを用いて研究を行っている。一般に、スライドが一つのサーボプレスで加工を行った場合、スライドが成形荷重により必ず変形する。この現象により、面積の広い加工品においては、平面度が確保できずに、目的の形状に成形できない等の問題が発生する。この問題に対し、村田は複動サーボプレスを用いて取り組んでいる。

1.2.1.5 サーボプレス現状

以上のように、サーボプレスを使った関連研究では、従来のプレス機械を用いて加工を行っていた際に問題となっていた事例に対し、サーボプレスを使って実験を行い、成形性と生産性の向上や付加価値の高い加工の実現のための検討がなされている。しかしながら、これらの研究では、従来のプレス機械を使用して加工を行っていた軌道を参考にスライドと DC の軌道を決定しており、その決定方法に明確な指標はない。実際にサーボプレスが利用されている工場等でも、職人のこれまでの経験に基づく試行錯誤によりスライドや DC の軌道を決めることが多く、具体的な利用方法は明らかではない。そのため、サーボプレスの利用者からは、サーボプレスの利点を活かしていないという声もあがっている [30]。このような状況から、職人の技術に頼ることなく、一般技術者でもサーボプレスの機能を十分に発揮することが可能な制御システムの開発がメーカ開発者の現在の課題となっている。

1.2.2 衝撃制御に関する研究

ここでは、2 物体が衝突した際に生じる衝撃を能動的に制御しようとする研究について述べる。田中ら [31][32][33] は、鍛造機における衝撃力に対し、フィードフォワード制御により衝撃力に対抗する制御入力が発生させることで、鍛造機に伝わる振動の低減を図っている。これらの研究は、物体間の衝撃をどのように制御するかという視点ではなく、振動低減に重きを置いている。この研究を踏まえ、王ら [34] は、二つの物体が衝突する際に、衝撃を受ける物体の損傷を大きくし、衝撃を与える物体の損傷を小さくすることを目的とする衝撃のアクティブ制御を行っている。二つの物体が衝突する際に、衝撃を受ける物体の変形量を予め指定した最適制御問題を解いて得られるフィードフォワード制御を用いて検討を行っている。そして、衝撃を与える物体の変形の増大を抑えることができることを実験で検証している。この考え方は車両の衝突問題などに応用されている [35][36]。

1.2.3 著者らのグループがこれまでに行ってきた研究

著者らの研究グループは、前項で述べた衝撃制御の考えをサーボプレスに応用することで、サーボプレスの性能を最大限に発揮させる制御システムの構築が可能であると考え、これまで多くの検討を行ってきた。

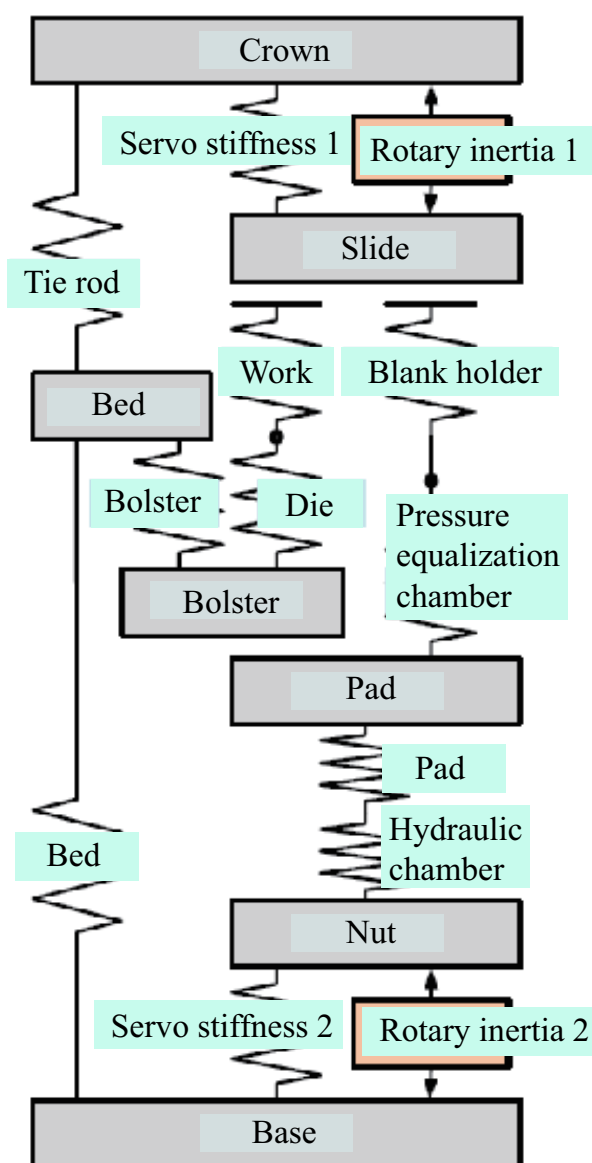


Fig. 1.5 7 degrees of freedom model of servo press

1.2.3.1 5 自由度モデルに対する検討

本検討で対象としたサーボプレスは、スライド、DC ともにリンク機構を持たない直接駆動型のサーボプレスであり、Fig. 1.4 に示されているものである。この直動式サーボプレスは、Fig. 1.5 に示される 7 自由度モデルで表すことができる。ここで、クラウンとは本体フレームの上部構造である。各要素は Fig. 1.4 と対応している。

7 自由度モデルはワーク剛性や金型剛性といったパラメータを定めることが難しい部分が含まれているため、制御系設計に必要な部分を抽出した新たな力学モデル (5 自

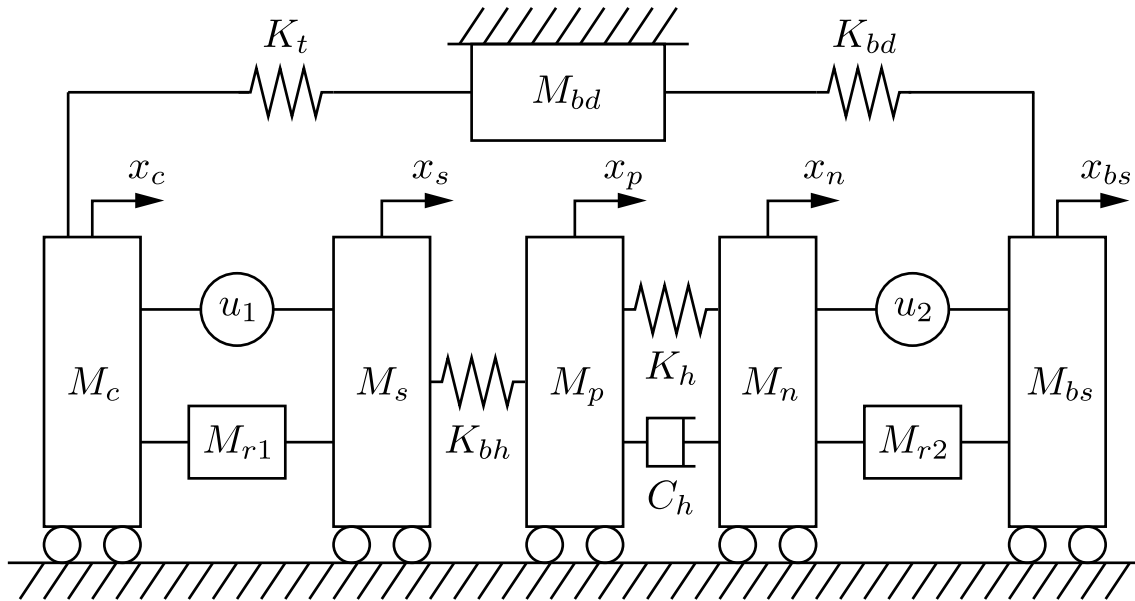


Fig. 1.6 5 degrees of freedom model of servo press

自由度モデル) を検討した. 5 自由度モデルを Fig. 1.6 に示す. $M_c, M_s, M_p, M_n, M_{bs}, M_{bd}$ はそれぞれ, クラウン, スライド, パッド, ナット, ベース, ベッドの質量である. K_t, K_{bh}, K_h, K_{bd} はそれぞれ, タイロッド, ブランクホルダ, パッドおよび油圧室, ベッドの剛性であり, C_h は油圧室の粘性減衰係数である. u_1, u_2 はそれぞれ, スライド側, DC 側アクチュエータによる力であり, M_{r1}, M_{r2} は, 各モータのボールスクリュー等を含めた回転慣性である.

本モデルに対し, 以下に示す目的を実現するため, PI 制御や LQI 制御を用いた検討が行われた.

- 実機に実際に採用されているスライドモーションを実現する. 特に, 所望の時間で下死点位置に到達させることを最優先とする.
- プレス時のスライドと DC の接触荷重 (以下, DC 荷重) をなるべく早く目標値に到達させ, それを維持する.

しかし, 5 自由度モデルでも要素が複雑に影響し, 新たな制御システムの開発は非効率的であると判断された. そこで, さらに自由度を減らし, 最も本質的な要素を抽出した 2 自由度のモデルに対し検討を行うこととなった.

1.2.3.2 2 自由度モデルに対する検討

モデルの要素をスライドと DC の 2 自由度とした力学モデル (以下, 2 自由度モデル) を Fig. 1.7 に示す. 2 自由度モデルを用いた検討のために実験装置も同時に製作

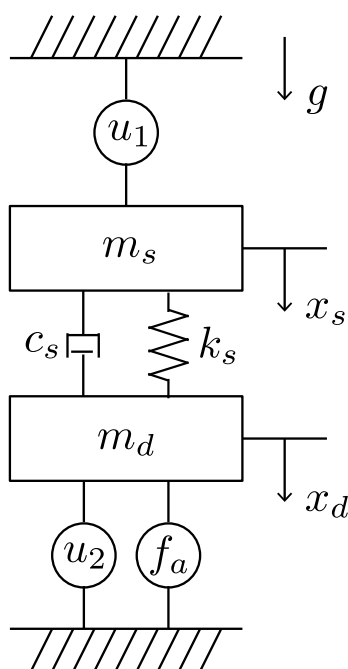


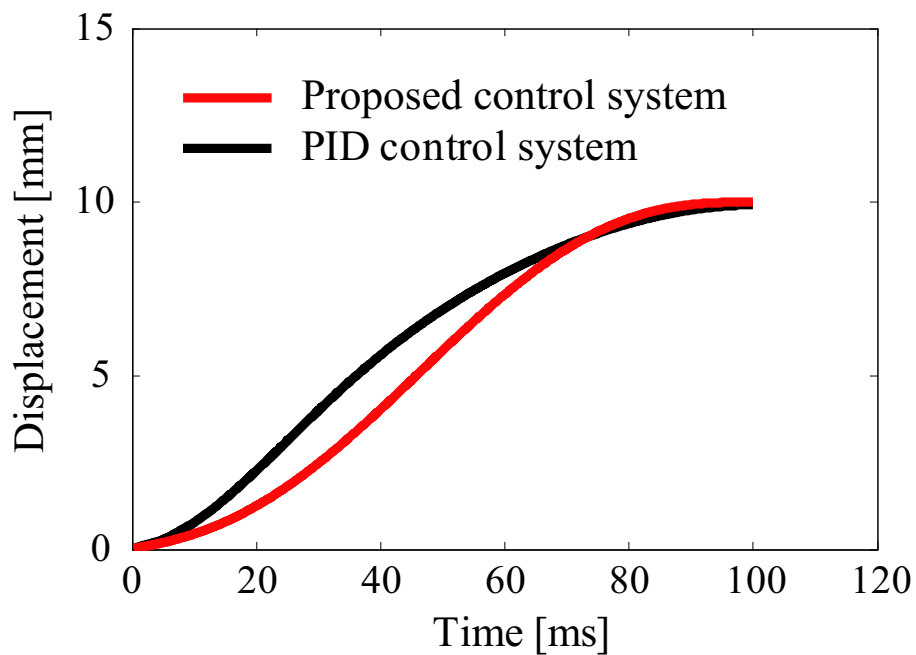
Fig. 1.7 2 degrees of freedom model of servo press

されており、より実機の状態に近くなるように、本モデルは質点を縦に並べ、重力の影響を考慮したモデルとしている。 m_s はスライド質量、 m_d は DC 質量、 k_s は接触剛性、 c_s は接触部の粘性減衰係数である。 g は重力加速度を示す。 f_a は実験装置において DC を支えているエアシリンダによる力を表し、DC 側アクチュエータに要求される発生力の低減を図っている。 u_1 、 u_2 はそれぞれ、スライド側、DC 側アクチュエータによる力である。

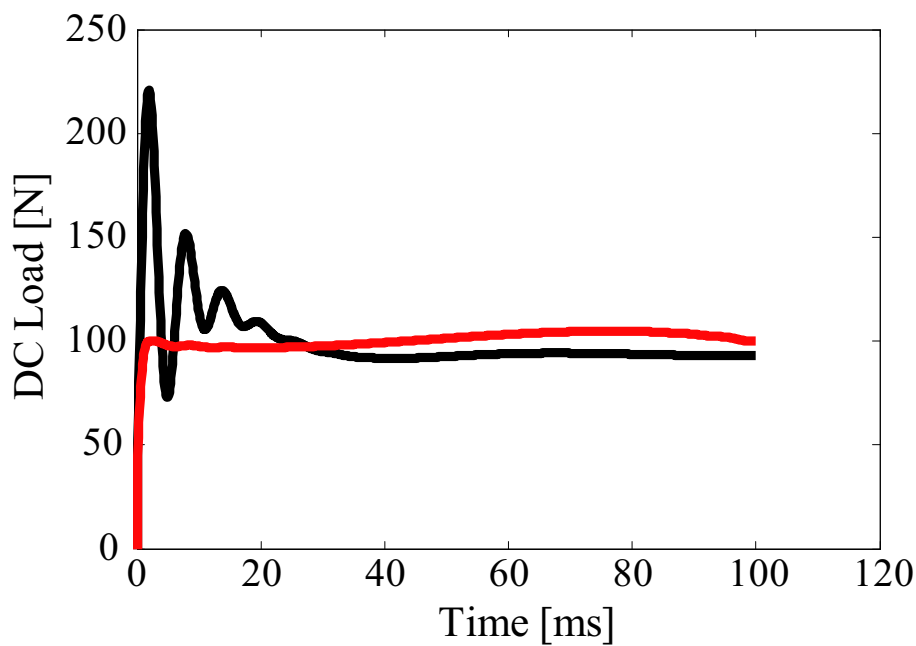
本検討では、DC 荷重を目標値に維持させつつ、スライドを下死点位置へ所望の時間で正確に到達させるためのスライドと DC の軌道と制御入力をを導出することで、高精度な加工の実現を検討している [37]。ここでは、スライド位置と DC 荷重を制御するために、スライドが DC へ接触してから下死点位置に到達するまでを 2 段階に分け、それぞれに終端状態制御 [38] を適用している。本検討は、以下を目的とした。

- スライドと DC の衝突から 100 ms 以内にスライドを下死点位置に到達させる。
- なるべく早く DC 荷重を 100 N に到達させ、下死点位置までその値を維持する。

本検討のシミュレーション結果を Fig. 1.8 に示す。 Fig. 1.8 (a) を見ると、スライド位置は所望の時間までに下死点位置に到達していることがわかる。 Fig. 1.8 (b) を見ると、DC 荷重は 3 ms で 100 N に到達し、その後は 100 N から誤差 5 % で以内で下死点位置まで維持できている。比較対象として示した PID 制御による従来手法に対し、DC 荷重のオーバーシュートやアンダーシュート、プレス中の DC 荷重の変動が



(a) Slide displacement

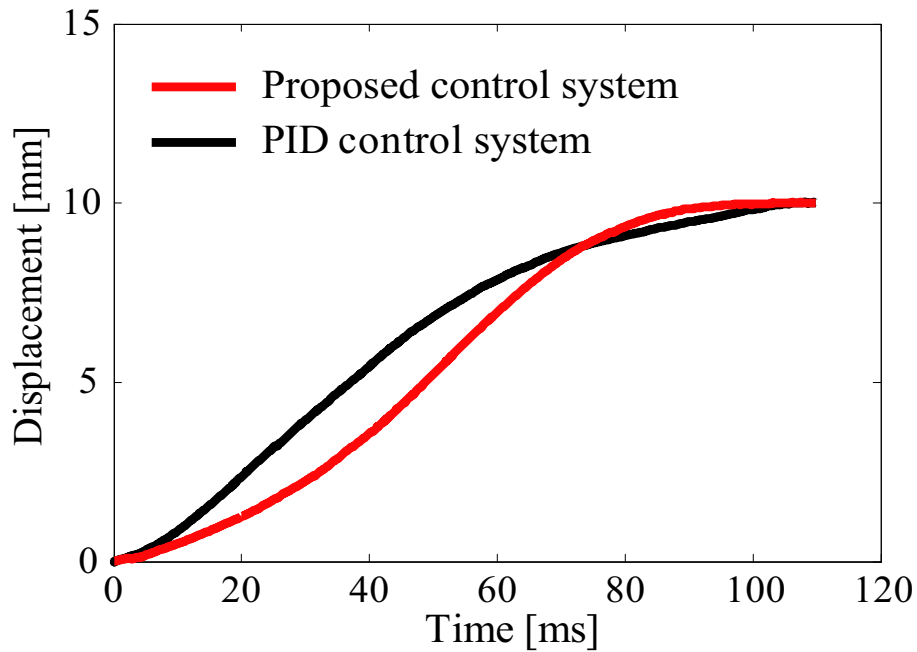


(b) DC load

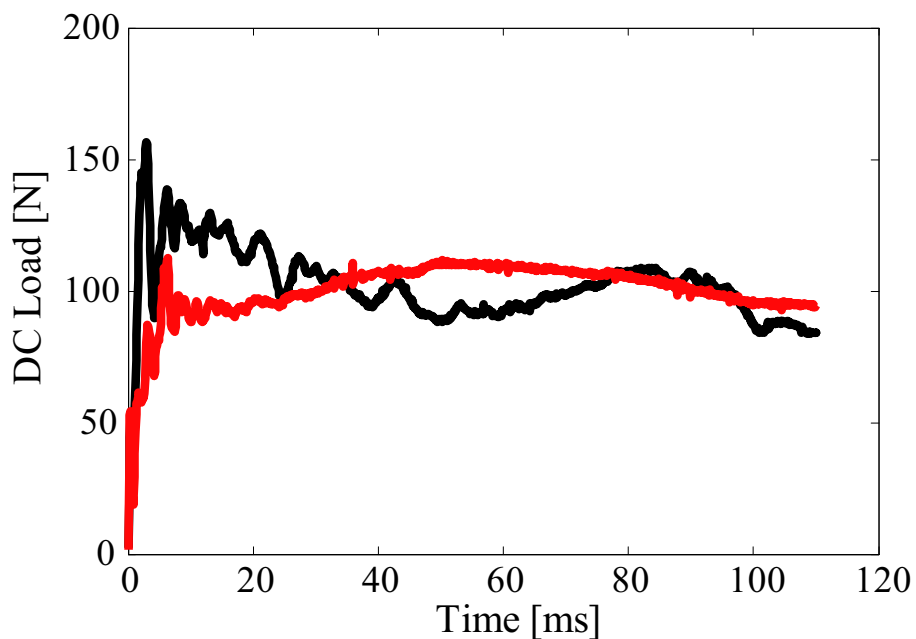
Fig. 1.8 Result of simulation of two-staged final state control

抑えられている。

また、本検討では実験装置による実験も行われた。その結果を Fig. 1.9 に示す。本実験では、モデル化誤差によりスライドが下死点位置に到達しなかったため、外部から PID 制御を適用し、誤差を修正することで下死点位置に到達させる 2 自由度制御が



(a) Slide displacement



(b) DC load

Fig. 1.9 Result of experiment of two-staged final state control

用いられた. Fig. 1.9 (a) を見ると, スライド位置は所望の時間までに下死点位置に到達していることがわかる. Fig. 1.9 (b) を見ると, DC 荷重はシミュレーションより遅れるものの 100 N に瞬時に到達し, その後は下死点位置まで 100 N 付近を維持できていることがわかる. ここで, シミュレーションより荷重の立ち上がりが遅れた原因

は、モータの応答遅れである。実験においても比較対象として PID 制御を用いているが、DC 荷重のオーバーシュートやアンダーシュート、プレス中の DC 荷重の変動が抑えられていることがわかる。

しかしながら、本先行研究には改善すべき点が存在する。先行研究では DC 荷重の目標値をある一定値としているが、目標値に追従させるための制御系がないため、目標値との誤差は抑えられてはいるものの、その追従性能は十分ではない。また、より複雑なモデルに本手法を適用する場合や、DC 荷重の目標値を任意に変化させたいという要求に対応できない。その上、成形性の悪化や騒音の原因にもなると考えられている、プレス時に生じるクラウンの振動を低減するための方策が検討されていない。さらに、スライドと DC のみを考慮した 2 自由度モデルを使用しているため、実機に本制御システムを適用させるためには、考慮されていない他の要素が多く、更なる検討が必要である。

1.3 研究目的

これまでに述べた研究背景と先行研究をもとに、本研究の目的を定める。

1.3.1 要求分析

本研究では、成形性向上を主目的とし、さらに付加価値の高いサーボプレスの制御システム設計を目的とする。まず、メーカのサーボプレス開発者の声を参考に要求分析を行った。特に、衝突から下死点到達までのプレス加工時の機能に関する要求分析の結果を SysML の要求図で記述したものを Fig. 1.10 に示す。ここで、○の中に+が書いてある線は、要求が細分化されたものであることを示し、 $\langle\langle \text{driveReq} \rangle\rangle$ は、矢印の元の要求が矢印の先から導出されたものであることを示している。

Fig. 1.10 を見ると、サーボプレスに対する要求は、「成形性が高い」、「生産性が高い」、「エネルギー消費量が少ない」、「作業環境に悪影響を与えない」という要求に細分化することができる。それらの細分化された要求から、サーボプレスの機能としての要求「最適なスライド軌道での加工」、「最適な荷重による加工」、「振動低減」、「騒音低減」が導出される。ここで、「最適なスライド軌道での加工」は 3 つの機能要求に分解される。成形材の加工精度に関する要求として、所望の下死点位置を所望の時間で実現すること、その他の要求を実現するため、最適なスライドの軌道を決定すること、そして決定した軌道を実現することである。また、「最適な荷重による加工」も 2 つの機能要求に分解される。成形材の割れやシワを防ぐため、最適な荷重の与え方を決定すること、そして決定した荷重を実現することである。さらに、振動低減も、衝突から下死点到達までのプレス中の振動を低減することと、下死点到達後、次の衝突

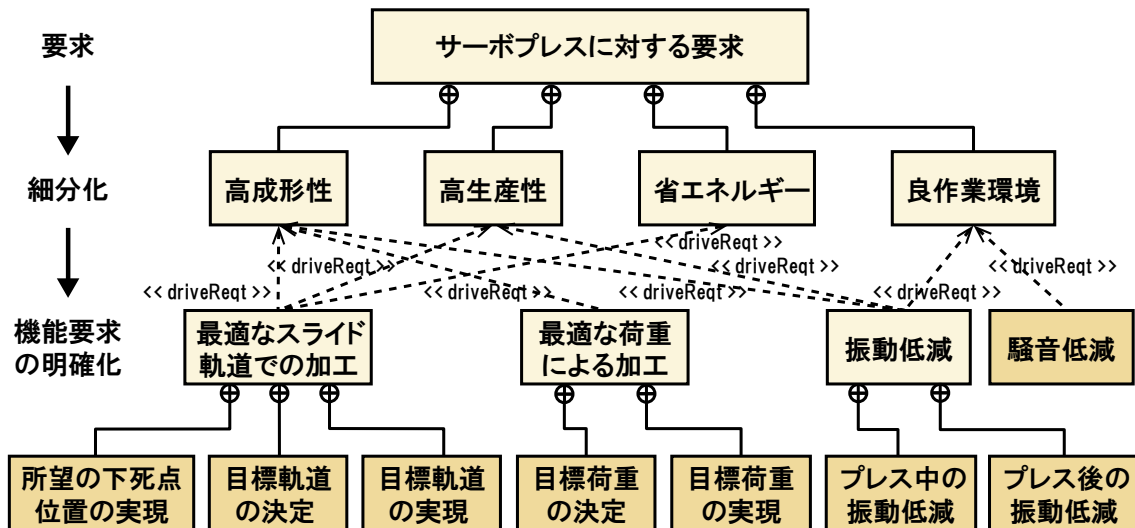


Fig. 1.10 Requirement diagram of servo press

までの間の振動を低減することに分解できる。特に、後者のプレス後の残留振動の低減は、サイクルタイムの削減や、次のプレス時の精度への悪影響の低減にもつながるため、非常に重要である。また、プレス加工は同一動作を繰り返すことの多い加工法であるため、振動は金属疲労、機構のゆがみやずれの原因となりやすく、成形性や機械の寿命にも影響する。なお、騒音については、振動を低減することである程度低減されるものと予想している。

以上の要求分析より、サーボプレスの機能要求は、Fig. 1.10 の下位要素（着色した部分）であることがわかる。Fig. 1.10 の要求図において、先行研究で対象とされたのは、「所望の下死点位置の実現」、「目標軌道の決定」、「目標軌道の実現」、「目標荷重の実現」である。最適な荷重は現場での経験から、衝突直後から一定値に保つものと設定している。しかし、前節でも述べたように、「目標荷重の実現」に関しては不十分である。そのため、本研究では、先行研究の対象範囲に加え、定められた最適な荷重をより高精度に実現する方法、および振動の低減を対象とする。

1.3.2 研究目的

前項で述べた要求分析の結果を踏まえ、本研究の目的を以下のように設定する。先行研究の手法に加え、新たに制御目標とした点については、詳細に記述してある。

- 機能要求を実現する制御システム設計手法の検討
 - － 所望の下死点位置の実現を含む最適なスライド軌道での加工
 - － DC 荷重の目標値追従性能の向上
 - 簡易モデルに対し、DC 荷重の目標値との偏差をフィードバックする

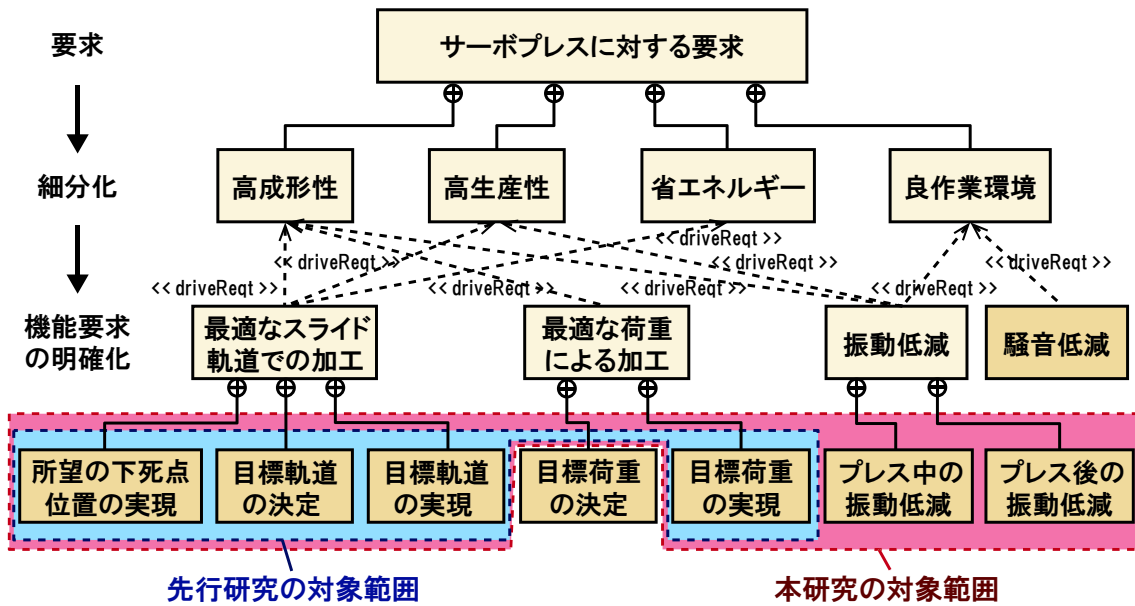


Fig. 1.11 Scope of this research in requirement diagram

制御系を設計し，設計した制御系に対して 2 段階終端状態制御を適用することで，DC 荷重を目標値に追従させる制御入力を導出する．その際，フィードバックゲインを調節することで，DC 荷重の目標値追従性の度合いを変更できるようにする．DC 荷重の目標値追従性を向上させることで，成形性を向上させ，今後荷重の目標値が一定値でなくなっても対応できるような制御システムの構築を目的とする．

ー プレス時に発生するプレス機本体の振動低減

プレス機械のフレーム上部構造であるクラウンを含めた 3 自由度のモデル（以下，簡易モデルと呼ぶ）を構築する．クラウンはプレス時に大きな振動が発生する部分であるため，プレス機本体の振動を考慮するためにモデルに組み込む．このモデルに対し，クラウン速度をフィードバックする制御系を設計し，設計した制御系に対して 2 段階終端状態制御を適用することで，クラウン振動を低減させる制御入力を導出する．ここで，下死点到達後のクラウン振動を抑制させるため，2 段階目の終端状態におけるクラウンの位置と速度を指定する．また，フィードバックゲインを調節することで，クラウン振動の低減の度合いを変更できるようにする．プレス機本体の振動を低減することで，成形性の向上，プレス加工環境の改善およびプレス機械の長寿命化を狙いとする．

以上の目的を先行研究の目的と比較して要求図上に示したものが Fig. 1.11 である．

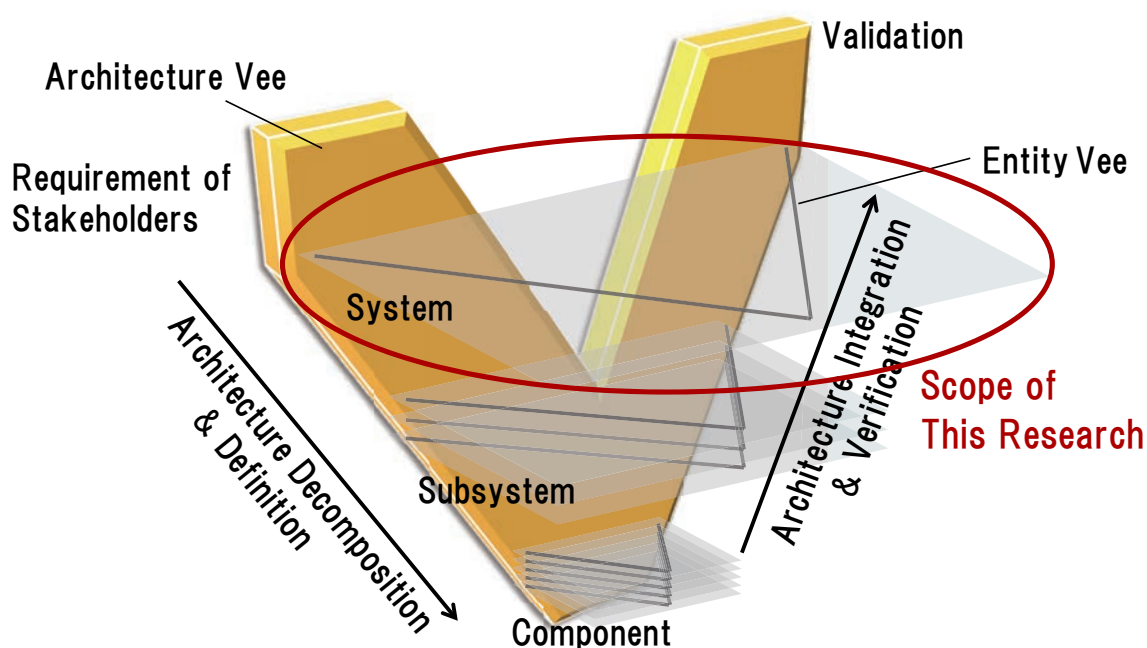


Fig. 1.12 Scope of this research in dual vee model

その目的に対し、本研究では、システムの開発を表す Dual Vee Model で表現すると、Fig. 1.12 に示すようにシステム設計に該当する部分の検討を行う。さらに、Fig. 1.13 に示すように、システム設計の Entity Vee の中でも、要求分析、システム要求の定義、概念設計までを扱う。

まず、サーボプレスの本質的な要素のみに着目して構築した簡易モデルにて、簡易レベルの検討を行う。簡易モデルに対しては、数値シミュレーションおよび実験装置により検討を行う。簡易モデルでの検討により、簡易レベルで制御システム設計手法の妥当性確認、および達成可能なシステム要求が明確にされたことを確認した後、より複雑で考慮できる要素が多い実機モデルを構築し、制御システム設計手法の検討を行う。

1.4 論文構成

本論文は 4 章で構成される。各章の概要は以下の通りである。

第 1 章では、研究の背景と先行研究、要求分析および研究目的について述べている。

第 2 章では、簡易モデルに対する検討について述べる。まず、簡易モデルおよびそれに対応する実験装置について説明する。簡易モデルは、クラウン・スライド・DC から構成される。これはスライドと DC が接触している状態をモデル化したものであ

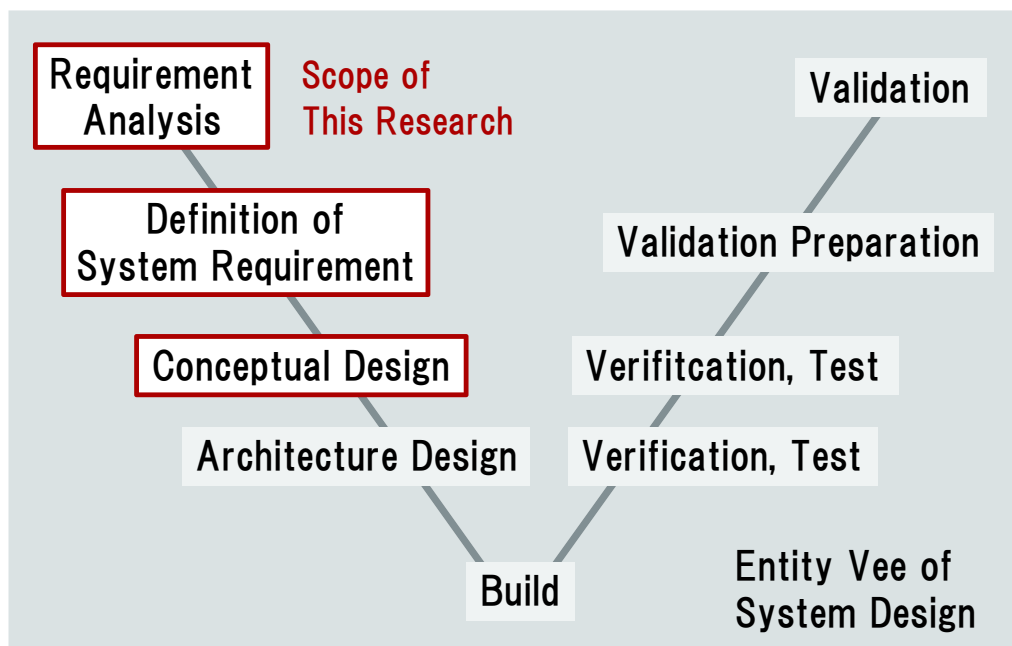


Fig. 1.13 Scope of this research in entity vee model

り，スライドと DC 接触部にばねとダンパを用いることで衝突時の振動を模擬している．次に，簡易モデルの物理パラメータの決定方法について述べる．パラメータは，スライドを DC に衝突させる衝突試験の結果から決定している．その後，本研究で新たに制御目標と定めた DC 荷重の目標値追従性能向上および振動低減のための制御システム設計について述べる．ここで，制御システム設計に際した制約および要求事項を明確にする．最後に，本制御システム設計手法の検証として，シミュレーションおよび実験の結果を示し，考察する．

第 3 章では，実機モデルに対する検討について述べる．まず，先行研究でも用いられた 5 自由度モデルを用いて提案手法を検証する．次に，クランク機構を考慮したモデルの構築を検討する．最初に，5 自由度モデルの回転慣性を変動させることでクランク機構の考慮を検討する．次に，クランクの構造をモデルに組み込んだ実機モデルを構築する．その後，数値シミュレーションにより，実機モデルに PID 制御を適用することで，モデルの妥当性を確認する．

第 4 章では，研究で得られた成果をまとめている．

第 2 章

簡易モデルに対する検討

本章では、3 自由度を有する簡易的なモデルを用いた検討を行う。先行研究^[37]の手法に対し、さらに DC 荷重の目標値追従性を高め、本体振動を低減することで、成形性の向上と作業環境改善を目指す。

まず、簡易モデルについて説明し、次に検証に用いる実験装置について説明する。その後、提案する制御系設計について説明し、シミュレーションによってその有効性を述べる。最後に、実験装置を用いた実験により提案を検証する。

2.1 簡易モデル

簡易モデルの力学モデルを Fig. 2.1 に示す。本モデルは、前章で述べた先行研究での 2 自由度モデルの上部にクラウンを追加した 3 自由度モデルであり、先行研究において製作された実験装置に基づいて構築されている。本モデルおよび実験装置は、1.1.3 項で述べた直動式のサーボプレスを模擬しており、スライド・DC の駆動に用いる回転モータやボールスクリュウ・タイミングベルト等をリニアモータでモデル化している。本モデルはスライドと DC が接触している状態、すなわち衝突後をモデル化したものである。 m_c はクラウン質量、 m_s はスライド質量、 m_d は DC 質量、 k_c はフ

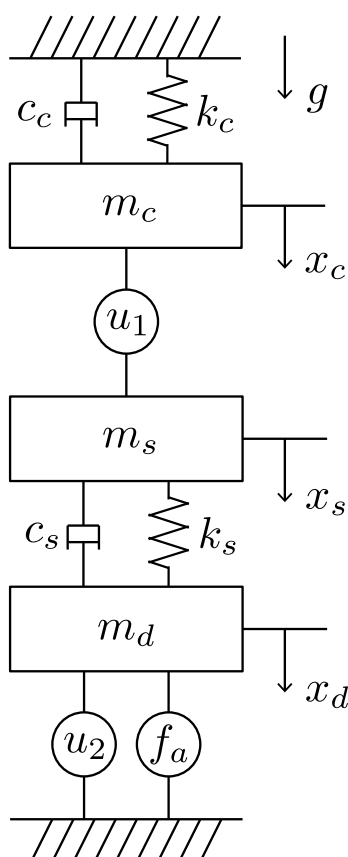


Fig. 2.1 Simplified model of servo press

フレーム剛性, c_c はフレームの粘性減衰係数, k_s は接触剛性, c_s は接触部の粘性減衰係数である. g は重力加速度を示す. f_a は実験装置において DC を支えているエアシリンダによる力を表し, DC 側アクチュエータに要求される発生力の低減を図っている. u_1, u_2 はそれぞれ, スライド側, DC 側アクチュエータによる力である. ここで, DC 荷重が増加する力の方向を正とするため, u_1 は下方向を正, u_2 と f_a は上方向を正とする. なお, 各パラメータの値は実験装置と同等になるよう, 2.6.1 節で決定する.

クラウン, スライド, DC の各質点の運動方程式は次のように与えられる.

$$m_c \ddot{x}_c = -k_c x_c - c_c \dot{x}_c - u_1 + m_c g \quad (2.1)$$

$$m_s \ddot{x}_s = -k_s (x_s - x_d) - c_s (\dot{x}_s - \dot{x}_d) + u_1 + m_s g \quad (2.2)$$

$$m_d \ddot{x}_d = -k_s (x_d - x_s) - c_s (\dot{x}_d - \dot{x}_s) + u_2 - f_a \quad (2.3)$$

各ばねが自然長のときを $x_c = 0, x_s = 0, x_d = 0$ とする. 状態ベクトルと入力を

$$\mathbf{x} = [x_c \quad x_s \quad x_d \quad \dot{x}_c \quad \dot{x}_s \quad \dot{x}_d]^T \quad (2.4)$$

$$\mathbf{u} = [u_1 \quad u_2]^T \quad (2.5)$$

とすると, 式 (2.1)~(2.5) から状態方程式

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E} \quad (2.6)$$

を得る. ここで, 各行列は以下の通りである.

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_c}{m_c} & 0 & 0 & -\frac{c_c}{m_c} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{k_s}{m_s} & \frac{k_s}{m_s} & 0 & -\frac{c_s}{m_s} & \frac{c_s}{m_s} \\ 0 & \frac{k_s}{m_d} & -\frac{k_s}{m_d} & 0 & \frac{c_s}{m_d} & -\frac{c_s}{m_d} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_c} & 0 \\ \frac{1}{m_s} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{m_d} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{E} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ g \\ g \\ g - \frac{f_a}{m_d} \end{bmatrix}$$

DC 荷重 f_{DC} に関しては式 (2.7) で定義する.

$$f_{DC} = k_s (x_s - x_d) + c_s (\dot{x}_s - \dot{x}_d) \quad (2.7)$$

2.2 実験装置

前節で示した簡易モデルは、スライドと DC を制御することが可能なサーボプレス
を模擬して製作された実験装置に基づいている。本節では、その実験装置について説
明する。実験装置の全体の写真を Fig. 2.2 に示す。実験装置は、サーボプレス試験装
置、サーボプレス試験装置のスライド側および DC 側のリニアモータを駆動するた
めのサーボアンプ、それを制御するための DSP (Digital Signal Processor) を実装し
た PC により構成されている。Fig. 2.3 はサーボプレスの試験装置を示したものであ
る。サーボプレスは、クラウン、スライド、DC から構成され、スライドと DC の駆
動源にはリニアサーボモータを用いている。クラウンは、実機における振動現象を再
現するために Fig. 2.3 に示すように板ばねとコイルばねで支持されており、Fig. 1.4
に示すフレームの役割を担っている。サーボプレス試験装置の機構、スライドと DC
の制御方法、センサ等に関しては、以下に詳細を示す。

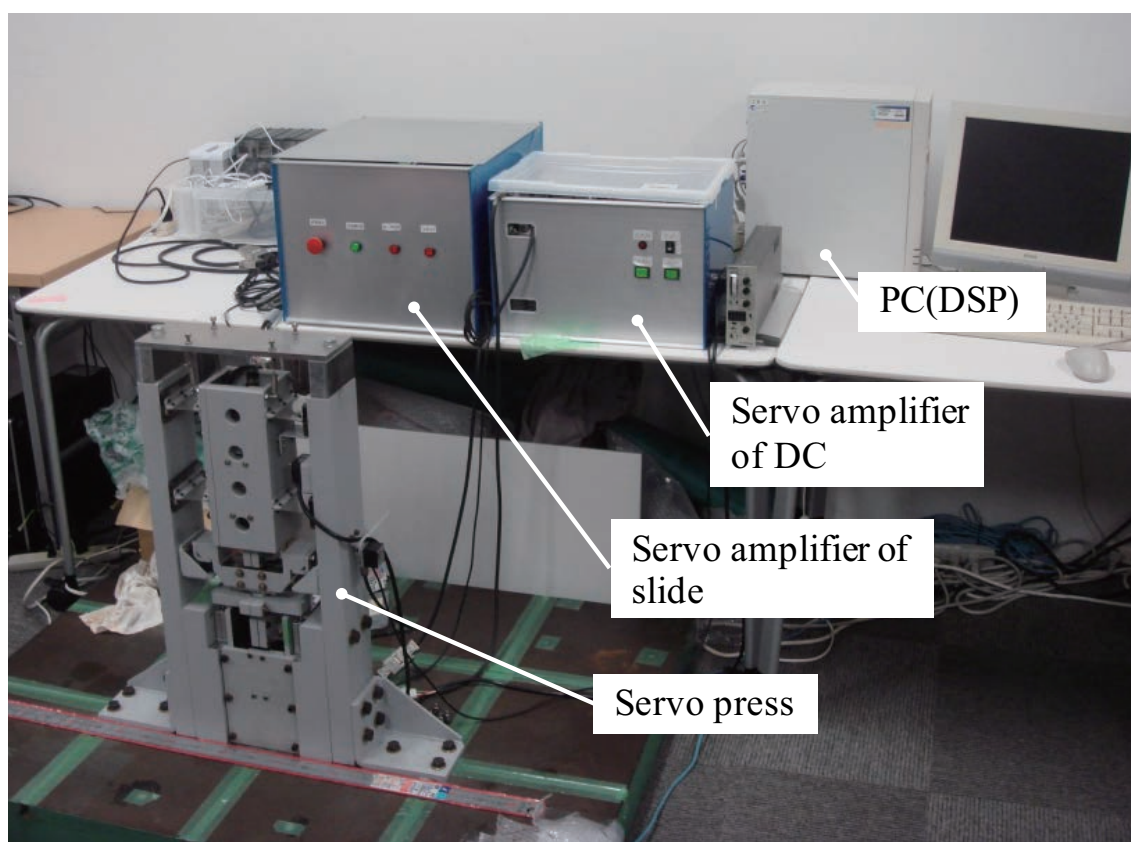


Fig. 2.2 Formation of experimental setup

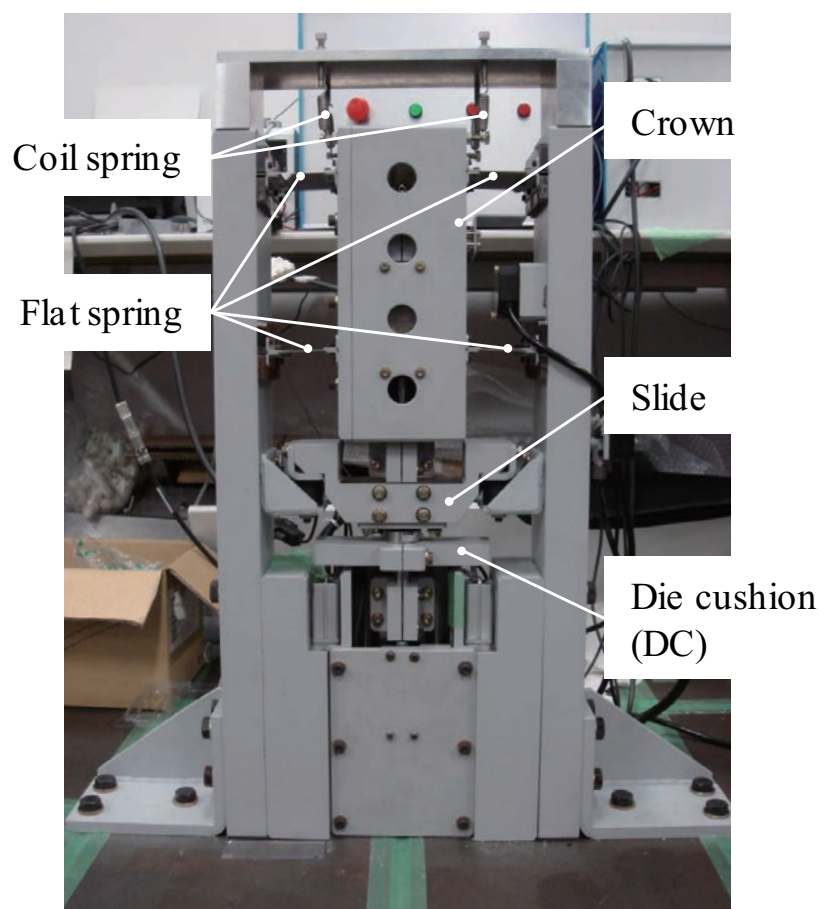


Fig. 2.3 Experimental setup of servo press

Table 2.1 Specifications of linear motor for slide control

最高速度	4.0 m/s
定格推力	30 N
定格電流	0.98 A
瞬時最大推力	150 N
瞬時最大電流	4.90 A
可動子質量	0.6 kg
推力定数	33.0 N/A

スライド制御用リニアモータには安川電機社製リニアモータ SGLC-D20A100A を用いる。スライド制御用リニアモータの諸元を Table 2.1 に示す。スライドに装備されたリニアモータを Fig. 2.4 に示す。スライドはリニアガイドにより上下方向にのみ運動する。スライド制御用リニアモータのサーボアンプには、安川電機社製 SGD V-2R1F を用いる。スライド制御用サーボアンプの諸元を Table 2.2 に示す。ス

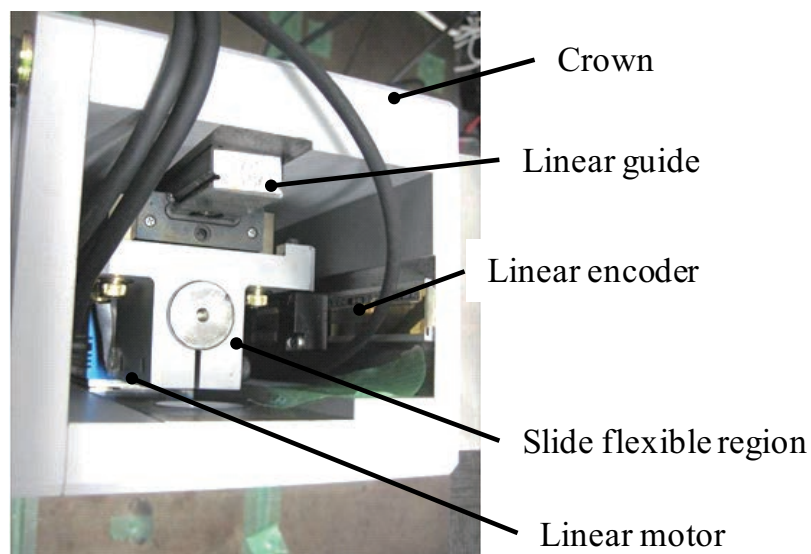


Fig. 2.4 Crown upper part

Table 2.2 Specifications of servo amplifier for slide control

最大適用モータ容量	0.2 kW
入力電源 (主回路)	単相 AC 100~115 V +10~-15 %, 50/60Hz
入力電源 (制御回路)	単相 AC 100~115 V +10~-15 %, 50/60Hz

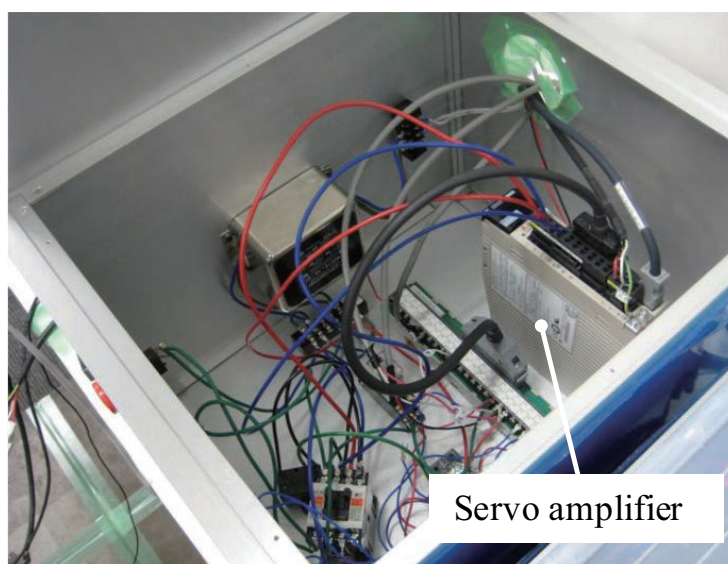


Fig. 2.5 Servo amplifier for slide control

ライド制御のためのサーボアンプ、およびリニアモータ非常停止機能とサーボアンプ ON/OFF 機能を備えたアンプ周辺回路の写真を Fig. 2.5 に示す。

Table 2.3 Specifications of linear encoder for slide displacement measurement

目盛間隔	20 μ m
電源	5 V \pm 5 %
原点	測定長中央に 1 箇所
質量 (操作ヘッド, ケーブル含まず)	20 g
アンプ内蔵 D-Sub コネクタ	140 g

Table 2.4 Specifications of linear motor for DC control

最高速度	4.0 m/s
定格推力	17 N
定格電流	0.59 A
瞬時最大推力	60 N
瞬時最大電流	2.07 A
可動子質量	0.3 kg
推力定数	31.2 N/A

Table 2.5 Specifications of servo amplifier for DC control

最大適用モータ容量	0.05 kW
入力電源 (主回路)	単相 AC100~115 V +10~-15%, 50/60 Hz
入力電源 (制御回路)	単相 AC100~115 V +10~-15%, 50/60 Hz

スライドとクラウン間の変位の計測には, リニアエンコーダを用いる. スライド変位測定用リニアエンコーダとして DEIDENHAIN 社製 LIDA487 を使用する. リニアエンコーダの諸元を Table 2.3 に示す. なお, 実験装置に装備されたりニアエンコーダは Fig. 2.4 に示されている.

DC 制御用リニアモータには, 安川電機社製リニアモータ SGLC-D16A085A を用いる. DC 制御用リニアモータの諸元を Table 2.4 に示す. DC に装備されたりニアモータを Fig. 2.6 に示す. DC はスライドと同様, リニアガイドにより上下方向にのみ運動する. DC 制御用リニアモータのサーボアンプには, 安川電機社製 SGDVR70F を使用する. DC 制御用サーボアンプの諸元を Table 2.5 に示す. DC 制御のためのサーボアンプ, およびリニアモータ非常停止機能とサーボアンプ ON/OFF 機能を備えたアンプ周辺回路の写真を Fig. 2.7 に示す.

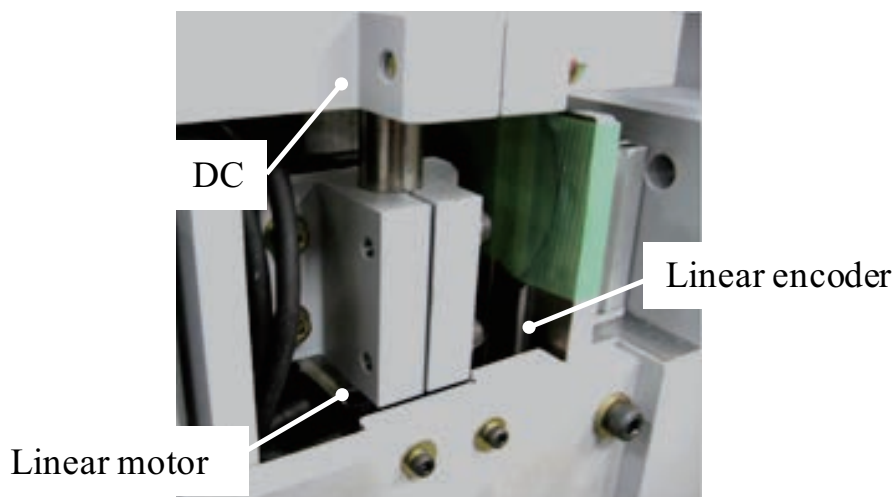


Fig. 2.6 Linear motor and linear encoder for DC control

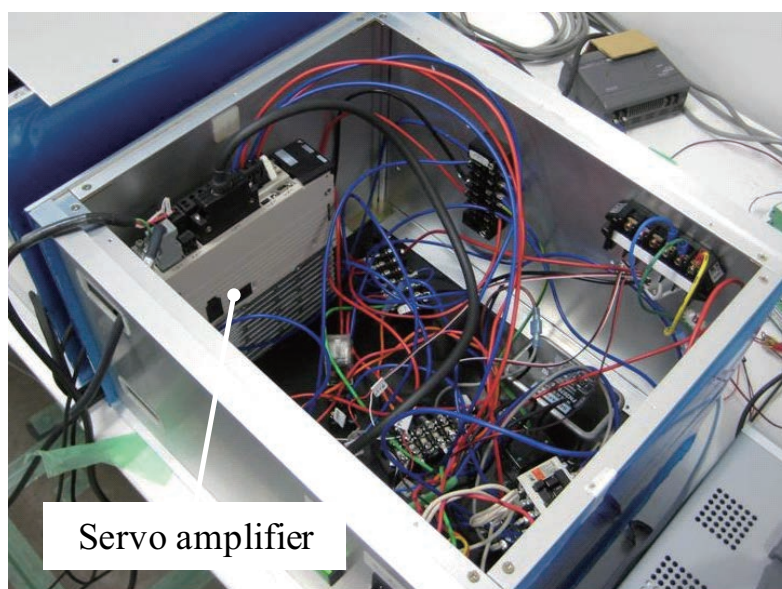


Fig. 2.7 Servo amplifier for DC control

DC の変位の計測にはリニアエンコーダを用いる。DC 変位測定用リニアエンコーダとして、スライド変位測定用と同様 DEIDENHAIN 社製 LIDA487 を用いる。リニアエンコーダの諸元を Table 2.6 に示す。DC に装備されたリニアエンコーダは Fig. 2.7 に示されている。

クラウンの変位の測定には、レーザ変位計を用いる。レーザ変位計はキーエンス社製センサヘッド LB-02 とアンプユニット LB-62 を使用する。レーザ変位計の諸元を Table 2.7 に示す。実験装置に装備されたレーザ変位計を Fig. 2.8 に示す。

Table 2.6 Specifications of linear encoder for DC displacement measurement

目盛間隔	20 μm
電源	5 V $\pm 5\%$
原点	測定長中央に 1 箇所
質量 (走査ヘッド, ケーブル含まず)	20 g
アンプ内蔵 D-Sub コネクタ	140 g

Table 2.7 Specifications of laser sensor for crown displacement measurement

型番 (センサヘッド)	LB-02 (キーエンス)
型番 (アンプユニット)	LB-62 (キーエンス)
基準距離	40 mm
測定範囲	± 10 mm
光源種類	赤外半導体レーザ
分解能 (白紙で基準距離にて)	50 μm (0.15 ms 時)
応答性 (-3 dB にて)	3 kHz (0.15 ms 時)
定格電源電圧	DC 12-24 V $\pm 10\%$ リップル (P-P), 10% 以下
質量 (センサヘッド)	約 250 g (ケーブル含む)
質量 (アンプユニット)	約 170 g (ケーブル含む)

Table 2.8 Specifications of load cell for DC load measurement

定格容量	500 N
最大許容過負荷	300 % R.C.
固有振動数	14 kHz
定格出力	0.75 mV/V 以上
許容印加電圧	6 V
質量	約 58 g

DC 荷重の測定には, ロードセルを用いる. ロードセルは TEAC 社製 TC-USR-34 定格容量 500N タイプを使用する. ロードセルの諸元を Table 2.8 に示し, 写真を Fig. 2.9 に示す. ロードセル用のアンプには UNIPULSE 社製 AM32AZ を使用する. ロードセルのアンプの諸元を Table 2.9 に示す.

本実験機では, DC に加わる荷重をリニアモータとエアシリンダとに分散すること

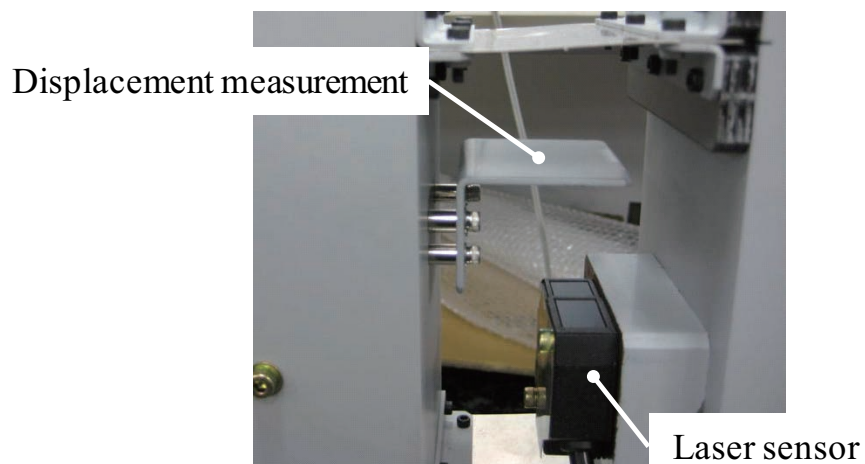


Fig. 2.8 Laser displacement meter

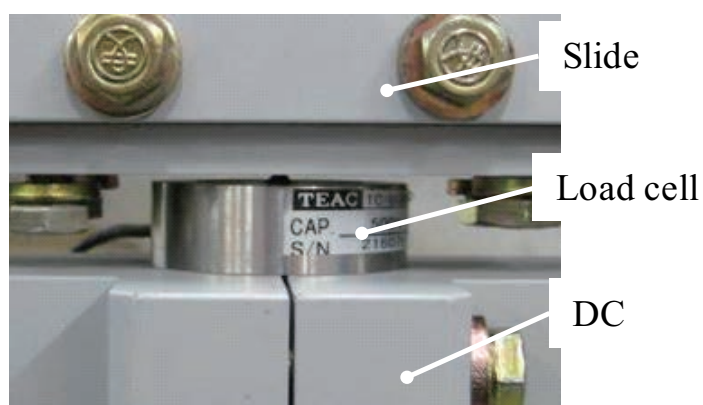


Fig. 2.9 Load cell

Table 2.9 Specifications of amplifier for load cell

電源電圧	AC100 V 10 % 50/60 Hz
入力電圧範囲	0～±100 mV
電圧増幅度	最大 10000 倍

で、DC 制御用リニアモータに要求される発生力の低減を図っている。エアシリンダにはミスミ社製 MSCCN12-30 を使用する。エアシリンダの諸元を Table 2.10 に示す。エアシリンダは同一のものをリニアモータの両側に配置する。実験装置に装備されたエアシリンダを Fig. 2.10 に示す。

エアシリンダ用の圧力センサとして SUNX 社製 DP2-22Z を用いる。圧力センサの諸元を Table 2.11 に示し、写真を Fig. 2.11 に示す。

Table 2.10 Specifications of air cylinder

ストローク	30 mm
チューブ内径	12 mm

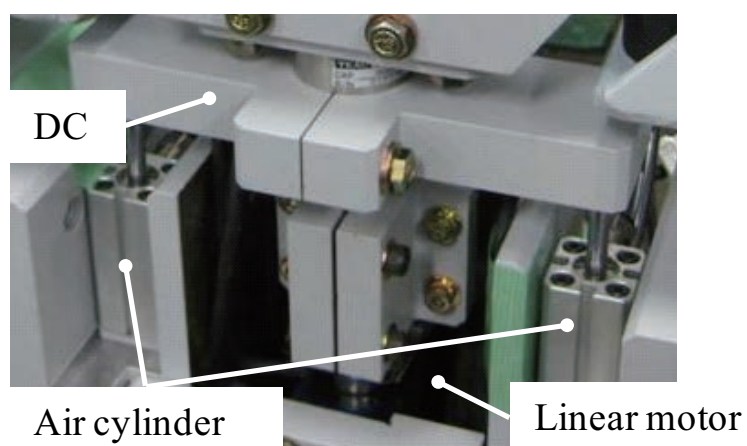


Fig. 2.10 Air cylinder

Table 2.11 Specifications of pressure sensor for air cylinder

定格圧力範囲	0~1.000 MPa
耐圧力	1.47 MPa
電源電圧	12~24 V DC, リップル P-P10 % 以下

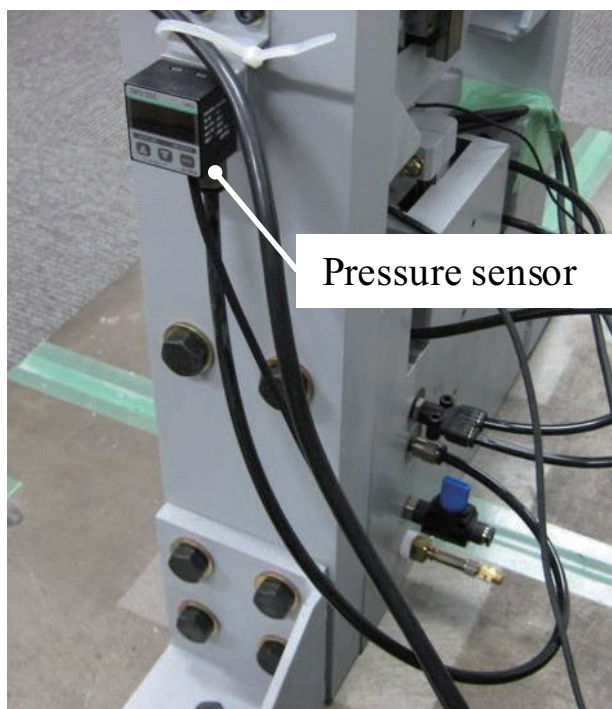


Fig. 2.11 Pressure sensor

本研究では、離散化された制御システムを DSP に実装することにより、実験を行う。センサから信号を A/D 変換器により取りこみ、離散化した制御器へ入力し、制御器出力を D/A 変換器によりアナログ信号に変換して、アクチュエータに入力する。DSP を利用する際の手順は以下の通りである。

1. MATLAB/SIMULINK により離散化した制御システムを作成する。
2. SIMULINK のブロック形式で準備されている RTI(Real-Time Interface) の A/D, D/A ボードをステップ 1 で作成したモデルに接続する。
3. ステップ 2 で作成した SIMULINK モデルに対し、リアルタイム実装用の C コードを生成するため、SIMULINK 上にある RTW (Real-Time Workshop) を利用する。RTW は実装するのに必要な全ての作業を行い、DSP のリアルタイムプロセッサに SIMULINK モデルをダウンロードする。
4. DSP の Control Desk を起動し、リアルタイムプロセッサ上で実行中のモデルの変数をリアルタイムにモニタリング、操作する。
5. スライド、DC 用のサーボアンプの電源を入れ、実験を開始する。
6. 実験データは Control Desk で保存する。

2.3 物理パラメータの決定

本節では、簡易モデルの物理パラメータを決定する。簡易モデルの各パラメータを決定するために実験を行った。

まず、スライドと DC の接触部分のパラメータを同定するため、衝突試験を行った。ここで、エアシリンダは簡易モデルでは一定の力を出すものとしているが、実際は DC 変位が 0.2 mm 付近に到達するまでは変位に応じて階段上に発生力が変化する。この問題の解決のためには、衝突時の DC の位置を、エアシリンダが一定の力を出せる位置に設定しておく必要があった。そこで、衝突前には DC 側アクチュエータで下死点方向に 59.6 N の力を加え、DC 自重と合わせてエアシリンダ力 87 N とつりあう状態とした (87 N は、DC 側アクチュエータの最大出力 60 N と、DC の自重の関係から決定した)。また、ロードセルで測定する DC 荷重にはリニアモータのベアリングのガタによる振動が含まれる。この振動は、スライドを DC にのせて静止している状態でクラウンにインパルス外乱を与えた際のロードセルの応答結果から観測したところ、約 550 Hz の振動であった。そこで、ベアリングのガタによる振動成分を取り除くため、550 Hz のノッチフィルタを用いた。ノッチフィルタのボード線図を Fig. 2.12 に示す。以上の条件のもと、スライドを速度 0.06 m/s で静止している DC に衝突させた。衝突後の入力スライド、DC とともに 0 N とした。その結果を Fig. 2.13 に示す。Fig. 2.13 において、(a) はスライド変位、(b) は DC 変位、(c) は DC 荷重の応答を示している。この結果と数値シミュレーションの値が一致するように、 $m_s = 4.7$ kg、 $m_d = 2.8$ kg、 $k_s = 1.75 \times 10^6$ N/m、 $c_s = 600$ Ns/m のようにパラメータを決定した。なお、Fig. 2.13 には、決定したパラメータを用いたシミュレーション結果を実験結果とともに示してある。

次に、クラウンに関連する部分のパラメータ同定を正弦波に追従する PID 制御により行った。初期状態はスライドが速度 0.06 m/s で静止している DC に衝突する状態とした。衝突前の DC への制御入力は 0 N とした。スライドと DC が衝突後に PID 制御を開始した。追従させる正弦波は振幅 10 mm、周期 1 Hz とした。PID 制御のゲインは、P ゲインを 2.0×10^4 、I ゲインを 1.5×10^4 、D ゲインを 6.0×10^2 とした。実験結果のクラウン変位を Fig. 2.14 に示す。実験結果より、クラウンの物理パラメータは、 $m_c = 20.0$ kg、 $k_c = 2.0 \times 10^5$ N/m、 $c_c = 300$ Ns/m と決定した。

Table. 2.12 に決定したパラメータをまとめる。

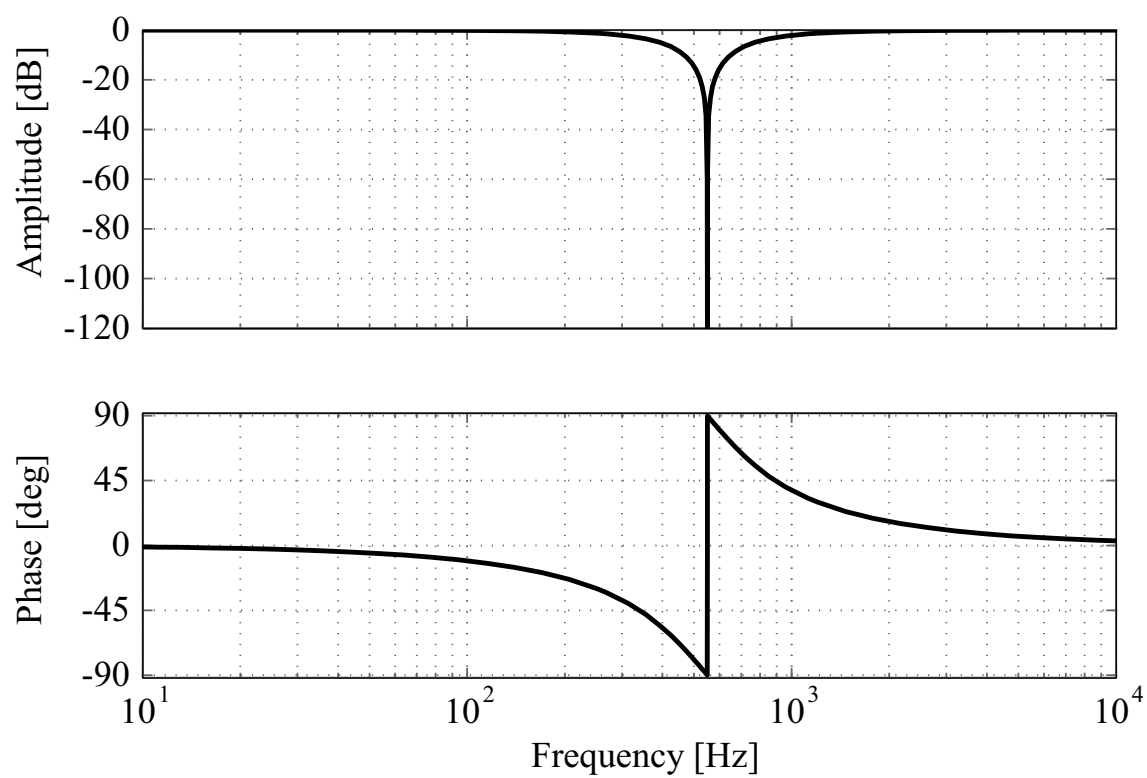
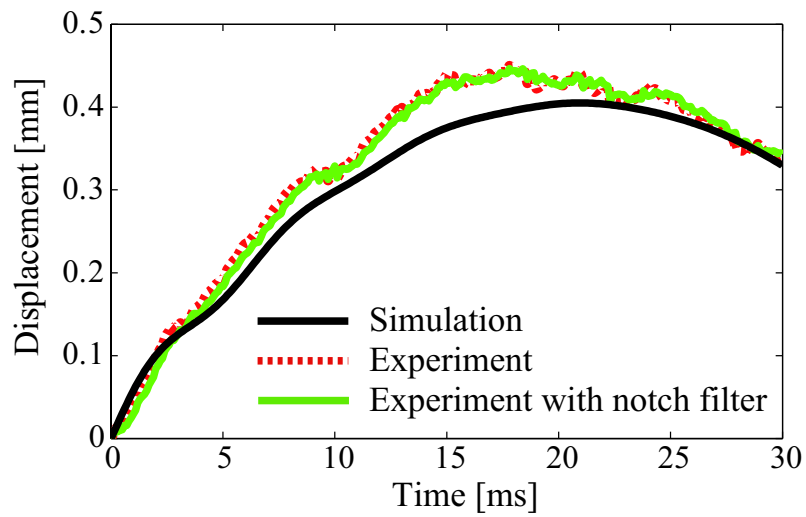
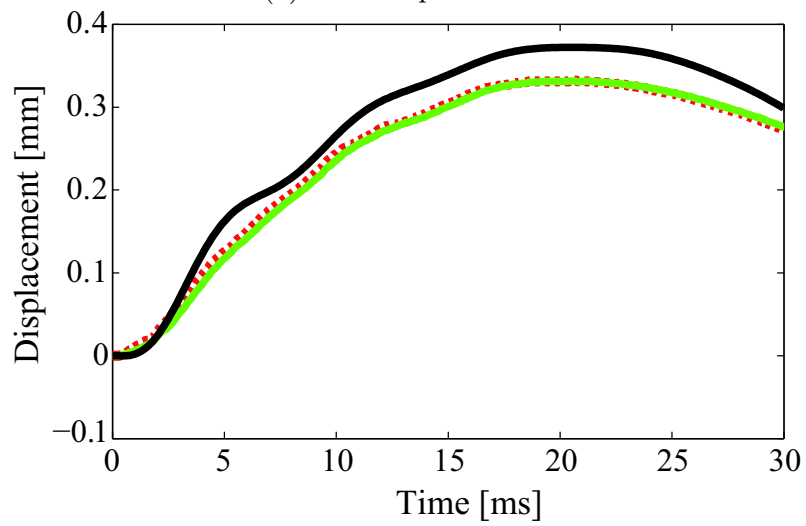


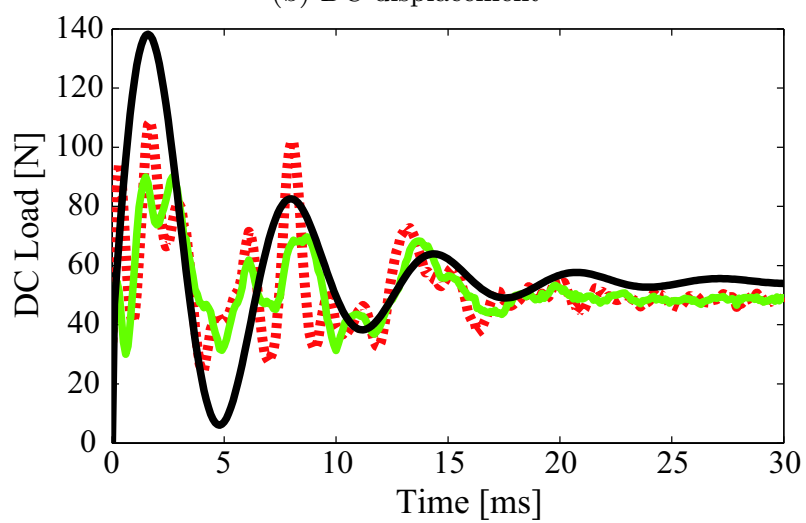
Fig. 2.12 Bode diagram of notch filter



(a) Slide displacement



(b) DC displacement



(c) DC load

Fig. 2.13 Experimental results of collision test

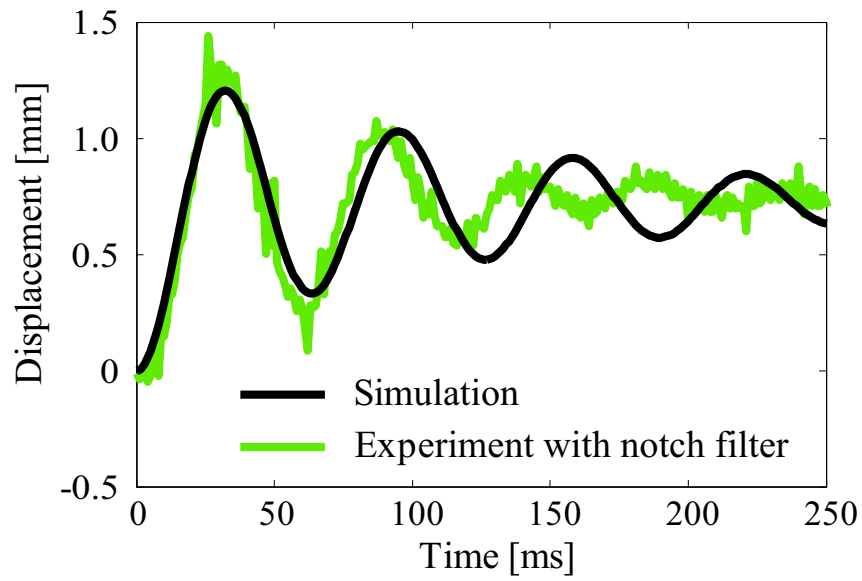


Fig. 2.14 Bode diagram of notch filter

Table 2.12 Specifications of servo press

Parameter	Value	Unit
m_c	20.0	kg
m_s	4.7	kg
m_d	2.8	kg
k_c	2.00×10^5	N/m
c_c	3.00×10^2	Ns/m
k_s	1.75×10^6	N/m
c_s	6.00×10^2	Ns/m
f_a	87.0	N

2.4 制御系設計

本節では、本論文にて提案する制御系設計について述べる。制御系設計に際しての先行研究 [37] からの具体的な改良点は次の 2 点であり、本節でその詳細を述べる。

- DC 荷重およびクラウン速度のフィードバックを施した制御系を構築し、それに対して終端状態制御を適用する。
- 終端状態制御を適用する際の目標終端状態としてクラウン位置・クラウン速度を追加する。

2.4.1 制御系設計における制約および要求

本論文では、成形性と生産性に加え、振動抑制性能を指標として制御系設計を行う。具体的には、スライドの下死点位置とその到達時間、DC 荷重、クラウン速度である。

加工時の軌道を導出するため、制御入力を導出する時間は、スライドが DC に衝突してから下死点に到達するまでとする。衝突時の初期状態と下死点到達時の目標とする状態は、小型サーボプレスで加工する際に標準的な速さと考えられる、振幅 10 mm、周期 1.0×10^3 ms の正弦波でスライドが動作した場合を参考に決定する。初期状態は、スライドが衝突速度 $v_{s0} = 0.06$ m/s で静止している DC に衝突する状態とする。下死点に到達する時間を衝突から 100 ms 後とし、そのときのスライド変位を 10 mm、スライド速度を 0 m/s、DC 速度を 0 m/s とする。また、目標 DC 荷重 f_{DC}^{ref} を 100 N とする。なお、DC 荷重の目標値は実験装置の制約内で実現可能な値を設定している。これらの初期状態と下死点位置での状態を満たし、かつ成形性と生産性、振動抑制性能を向上するための制約および要求を以下のように与える。なお、要求は優先順位で記述してある。

1. スライドと DC への制御入力はそれぞれの実験装置のアクチュエータの最大出力 ($u_1 : -150 \sim 150$ N, $u_2 : -60 \sim 60$ N) を超えない。
2. スライドは下死点位置を越えない。
3. スライドは下死点に到達する過程で負の速度をもたない。
4. DC 荷重は負の値をもたない。
5. DC 荷重の衝突直後のオーバーシュート、アンダーシュートは目標値から 50 % 以内とする。
6. スライドと DC が衝突後に、DC 荷重はなるべく早く目標値 100 N に到達する。
7. スライドは下死点到達時間 100 ms までに下死点位置 10 mm に到達する。

8. 成形材に目標とする力を加え続けるため、DC 荷重は、目標値 100 N に到達してから下死点到達時間 100 ms まで目標値 100 N を保つ。
9. クラウン速度の振幅を可能な限り小さくする。

2.4.2 フィードバック制御系への終端状態制御の適用

本論文では、前項の制約および要求を満たすため、簡易モデルに DC 荷重とクラウン速度の値を参照値としたフィードバックループを追加した制御系を設計し、この制御系に対して終端状態制御^[38]を適用する。終端状態制御とは、初期状態と目標とする状態およびこれに到達するまでの時間を指定し、制御入力 \mathbf{u} の二乗積分を最小にする軌道を導出する手法である。また、王ら^[39]によって、限定された出力のみを目標値に到達させる終端出力制御が提案されており、本論文ではこの手法を用いる。

成形性の指標としては下死点位置と DC 荷重が重要であるが、本論文では DC 荷重の目標値追従性向上を目的の 1 つとしている。なお、成形性向上のための最適な DC 荷重を導出する問題についてはここでは扱わないため、「なるべく早く目標荷重に到達させ、それを下死点位置まで維持する」という荷重を目標値とし、それに追従させる制御系を構築する。

DC 荷重を目標値に追従させ、かつクラウン振動を抑制するため、DC 荷重およびクラウン速度をフィードバックする制御系を構築する。式 (2.8) に示されるように、DC 荷重の目標値との偏差、クラウン速度の 0 との偏差のそれぞれにゲインをかけたものを制御入力 \mathbf{u} に追加する。ここで、クラウンの加速度は式 (2.1) からわかるように u_1 と符号が逆であるため、制御入力に負の符号を付けて追加する。

$$\begin{aligned}\mathbf{u} &= \mathbf{v} + \mathbf{K}_{f_{DC}} \left(f_{DC}^{ref} - f_{DC}^{res} \right) - \mathbf{K}_{\dot{x}_c} (0 - \dot{x}_c^{res}) \\ &= \mathbf{v} + \mathbf{K}_{f_{DC}} \left(f_{DC}^{ref} - \mathbf{C}_{f_{DC}} \mathbf{x} \right) - \mathbf{K}_{\dot{x}_c} (0 - \mathbf{C}_{\dot{x}_c} \mathbf{x})\end{aligned}\quad (2.8)$$

\mathbf{v} は出力終端状態制御によって定めるフィードフォワード入力である。 f_{DC}^{ref} は DC 荷重の目標値である。 $\mathbf{C}_{f_{DC}}$ 、 $\mathbf{C}_{\dot{x}_c}$ は、それぞれ DC 荷重およびクラウン速度の出力として表すための行列であり、次式で示される。

$$\begin{aligned}\mathbf{C}_{f_{DC}} &= \begin{bmatrix} 0 & k_s & -k_s & 0 & c_s & -c_s \end{bmatrix} \\ \mathbf{C}_{\dot{x}_c} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}\end{aligned}$$

$\mathbf{K}_{f_{DC}}$ 、 $\mathbf{K}_{\dot{x}_c}$ はそれぞれ、DC 荷重、クラウン速度の偏差に対する 1×2 の大きさのフィードバックゲイン行列である。制御系のブロック線図を Fig. 2.15 に示す。

さらに、フィードフォワード入力 \mathbf{v} の始点と終点の値を任意に指定するため、フィードフォワード入力 \mathbf{v} を状態量の一つとみなし、入力 \mathbf{v} の一階微分 $\dot{\mathbf{v}}$ を新たな入力とした

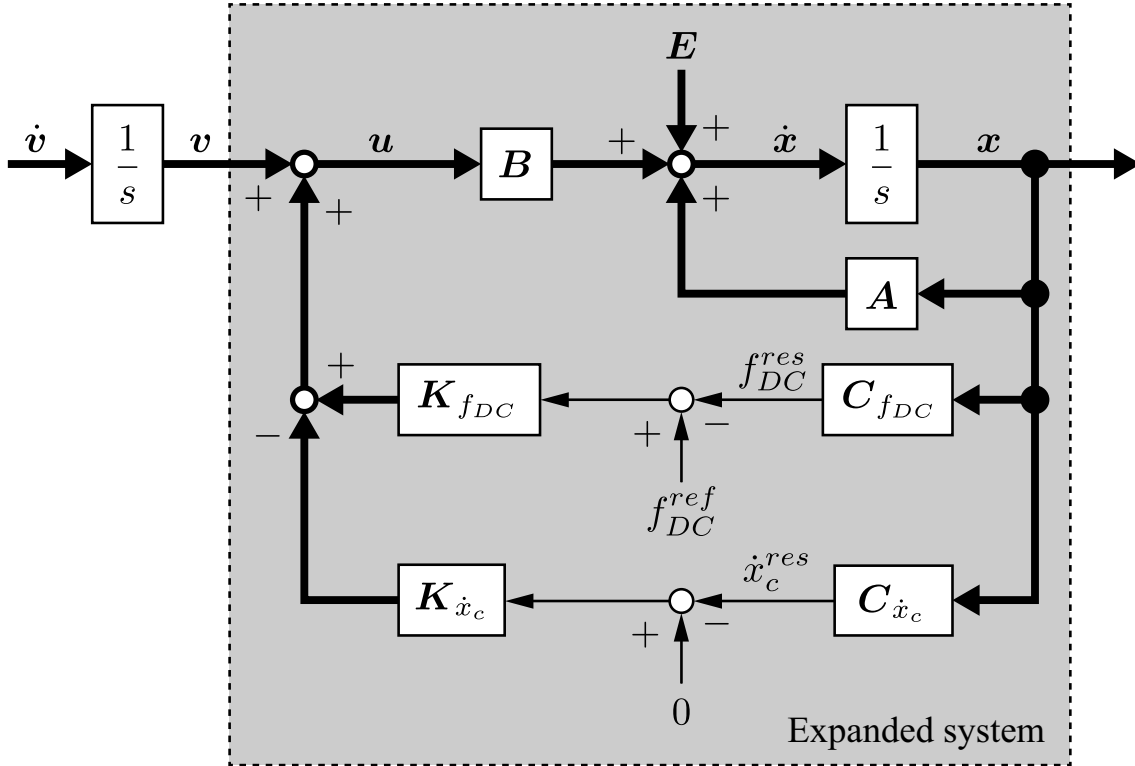


Fig. 2.15 Block diagram of control system

拡大系を定義する.

$$\mathbf{x}_a = \mathbf{A}_a \mathbf{x}_a + \mathbf{B}_a \dot{\mathbf{v}} + \mathbf{E}_a \quad (2.9)$$

ここで,

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_a &= \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \mathbf{v} \end{bmatrix} \\ \mathbf{A}_a &= \begin{bmatrix} \mathbf{A} - \mathbf{B}(\mathbf{K}_{fDC} \mathbf{C}_{fDC} - \mathbf{K}_{\dot{x}_c} \mathbf{C}_{\dot{x}_c}) & \mathbf{B} \\ \mathbf{0}_{2 \times 6} & \mathbf{0}_{2 \times 2} \end{bmatrix} \\ \mathbf{B}_a &= \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{6 \times 2} \\ \mathbf{I}_2 \end{bmatrix} \\ \mathbf{E}_a &= \begin{bmatrix} \mathbf{B} \mathbf{K}_{fDC} f_{DC}^{ref} + \mathbf{E} \\ \mathbf{0}_{2 \times 1} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

である. 制御入力がサンプリング周期 Δt の間で一定と仮定して離散化を行なうと, 次の離散時間方程式を得る.

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_d(k+1) &= \mathbf{A}_d \mathbf{x}_d(k) + \mathbf{B}_d \dot{\mathbf{v}}(k) + \mathbf{E}_d \\ &(k = 0, 1, \dots, N-1) \end{aligned} \quad (2.10)$$

式 (2.11) と出力行列 \mathbf{C} により, 目標時間 $N\Delta t$ 後の部分状態量である出力行列 $\mathbf{y}(N)$

は,

$$\begin{aligned} \mathbf{y}(N) &= \mathbf{C}\mathbf{x}_d(N) \\ &= \mathbf{C}\mathbf{A}_d^N \mathbf{x}_d(0) + \mathbf{C}\bar{\mathbf{A}}_d \bar{\mathbf{E}}_d + \mathbf{C}\bar{\mathbf{B}}_d \bar{\mathbf{V}} \end{aligned} \quad (2.11)$$

となる. ここで,

$$\begin{aligned} \bar{\mathbf{A}}_d &= [\mathbf{A}_d^{N-1}, \mathbf{A}_d^{N-2}, \dots, \mathbf{A}_d, \mathbf{I}] \\ \bar{\mathbf{B}}_d &= \bar{\mathbf{A}}_d \mathbf{B}_d \\ \bar{\mathbf{E}}_d &= [\mathbf{E}_d, \mathbf{E}_d, \dots, \mathbf{E}_d]^T \\ \bar{\mathbf{V}} &= [\dot{\mathbf{v}}(0), \dot{\mathbf{v}}(1), \dots, \dot{\mathbf{v}}(N-1)]^T \end{aligned}$$

である. ただし, $\bar{\mathbf{E}}_d$ における \mathbf{E}_d の数は N 個である.

式 (2.11) より, 出力 $\mathbf{y}(N)$ を目標出力 \mathbf{y}_f に到達させるためのフィードフォワード入力のうち, 二乗積分が最小となるフィードフォワード入力 $\hat{\mathbf{V}}$ は, $\mathbf{C}\bar{\mathbf{B}}_d$ がフルランクであるとき,

$$\hat{\mathbf{V}} = \bar{\mathbf{B}}_d^T \mathbf{C}^T \left(\mathbf{C}\bar{\mathbf{B}}_d \bar{\mathbf{B}}_d^T \mathbf{C}^T \right)^{-1} \left(\mathbf{y}_f - \mathbf{C}\mathbf{A}_d^N \mathbf{x}_d(0) - \mathbf{C}\bar{\mathbf{A}}_d \bar{\mathbf{E}}_d \right) \quad (2.12)$$

で与えられる. 以上より求められたフィードフォワード入力 $\hat{\mathbf{V}}$ を式 (2.11) の拡大系へ与えると, 拡大系の状態ベクトル \mathbf{x}_a が求められる. この \mathbf{x}_a の要素から制御対象へのフィードフォワード入力 \mathbf{v} を得ることができる. また, このとき, サーボプレスのシステムに対する制御入力 \mathbf{u} も得ることができる.

2.4.3 2 段階終端状態制御の適用

本論文では, スライドが DC に衝突してから下死点位置に到達するまでを 2 段階に分けた 2 段階終端状態制御^[37]を用いる. ここでは, 初期状態と下死点位置での状態に中間点を設け, それぞれに終端状態制御を用いる. 中間点より前の時間を 1 段階目, 後ろの時間を 2 段階目とする. 1 段階目で DC 荷重を目標値に到達させ, 2 段階目で DC 荷重を目標値に維持したまま, スライドを下死点位置へ到達させる.

2.4.3.1 1 段階目の終端状態制御

1 段階目の終端状態制御の制御目標は, 終端時間に DC 荷重を目標値 f_{DC}^{ref} に到達させることである. そのため, スライド位置・DC 位置およびスライドと DC の相対速度の終端状態をここでは指定する. 1 段階目に用いる出力行列 \mathbf{C}_1 および目標値 \mathbf{y}_{f1}

を次式で与える.

$$\mathbf{C}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{y}_{f1} = \begin{bmatrix} x_{sf1} \\ x_{sf1} - \frac{f_{DC}^{ref}}{k_s} \\ v_{sdf} \end{bmatrix}$$

ここで, $\mathbf{C}_1 \bar{\mathbf{B}}_d$ はフルランクである. 出力行列 \mathbf{C}_1 および目標値 \mathbf{y}_{f1} より, 1段階目の終端におけるスライド変位は x_{sf1} , DC 変位は $x_{sf1} - \frac{f_{DC}^{ref}}{k_s}$ となるため, スライドと DC の相対変位 $x_s - x_d$ は $\frac{f_{DC}^{ref}}{k_s}$ である. さらに, $v_{sdf} = 0$ m/s と設定することで, 1段階目の終端においてスライドと DC の相対速度 $\dot{x}_s - \dot{x}_d$ は 0 m/s となる. したがって, 式 (2.7) より, 1段階目の終端時間において DC 荷重を目標値 f_{DC}^{ref} に到達させることができる.

2.4.3.2 2段階目の終端状態制御

2段階目の終端状態制御の制御目標は以下のとおりである.

- 終端時間にスライドを下死点位置に到達させる.
- 終端時間に DC 荷重を目標値 f_{DC}^{ref} に到達させる.
- 終端時間にクラウン位置をつり合いの位置に到達させる.
- 終端時間にクラウン速度を 0 にする.
- 終端時間で制御入力値 $u_{1f} \cdot u_{2f}$ を, DC 荷重が目標値を維持しながらスライドおよび DC が静止する力にする.

2段階目の初期状態は, 1段階目の終端状態とする. これは, 制御を切り替えた際の軌道を連続的にするためである. 終端時間での入力値 u_{1f} , u_{2f} は, DC 荷重の目標値 f_{DC}^{ref} を用いると, 重力の補償分を加えて, 次のようになる.

$$u_{1f} = f_{DC}^{ref} - m_s g \quad (2.13)$$

$$u_{2f} = f_{DC}^{ref} + m_d g - f_a \quad (2.14)$$

しかし, 状態ベクトルに含まれている状態量は制御入力 \mathbf{u} ではなくフィードフォワード入力 \mathbf{v} である. 式 (2.12) で示されるように, 出力行列 \mathbf{C} を用いた終端状態制御を適用するため, \mathbf{u} の終端状態を指定するためには, 状態ベクトル \mathbf{x}_d から \mathbf{u} が含まれる値を出力し, 終端時刻におけるその値を指定する必要がある. \mathbf{u} と \mathbf{v} の関係は式

(2.8) で表されるため、式 (2.8) を \mathbf{x}_d に関する式に変換すると、

$$\begin{aligned} \mathbf{u} &= \mathbf{C}_v \mathbf{x}_d + \mathbf{K}_{f_{DC}} \left(f_{DC}^{ref} - \mathbf{C}_{a1} \mathbf{x}_d \right) - \mathbf{K}_{\dot{x}_c} (0 - \mathbf{C}_{a2} \mathbf{x}_d) \\ &= (\mathbf{C}_v - (\mathbf{K}_{f_{DC}} \mathbf{C}_{a1} - \mathbf{K}_{\dot{x}_c} \mathbf{C}_{a2})) \mathbf{x}_d + \mathbf{K}_{f_{DC}} f_{DC}^{ref} \end{aligned} \quad (2.15)$$

より、

$$\mathbf{u} - \mathbf{K}_{f_{DC}} f_{DC}^{ref} = (\mathbf{C}_v - (\mathbf{K}_{f_{DC}} \mathbf{C}_{a1} - \mathbf{K}_{\dot{x}_c} \mathbf{C}_{a2})) \mathbf{x}_d \quad (2.16)$$

となる。ここで、

$$\begin{aligned} \mathbf{C}_v &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ \mathbf{C}_{a1} &= \begin{bmatrix} C_{f_{DC}} & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ \mathbf{C}_{a2} &= \begin{bmatrix} C_{\dot{x}_c} & 0 & 0 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

である。よって、式 (2.16) における左辺の値を出力させるため、出力行列に

$$\mathbf{C}_v - (\mathbf{K}_{f_{DC}} \mathbf{C}_{a1} - \mathbf{K}_{\dot{x}_c} \mathbf{C}_{a2})$$

を加え、式 (2.16) の左辺の値の終端時間での目標値を

$$\begin{bmatrix} u_{1f} \\ u_{2f} \end{bmatrix} - \mathbf{K}_{f_{DC}} f_{DC}^{ref}$$

とすることで、結果的に \mathbf{u} を目標値に到達させる。

終端状態でのスライド位置、DC 荷重、クラウン位置・速度、制御入力を所望の値にするために、2 段階目での終端状態で用いる出力行列 \mathbf{C}_2 および目標値 \mathbf{y}_{f2} を次式で与える。

$$\begin{aligned} \mathbf{C}_2 &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \mathbf{C}_v - (\mathbf{K}_{f_{DC}} \mathbf{C}_{a1} - \mathbf{K}_{\dot{x}_c} \mathbf{C}_{a2}) \end{bmatrix} \\ \mathbf{y}_{f2} &= \begin{bmatrix} x_{cf2} \\ x_{sf2} \\ x_{sf2} - \frac{f_{DC}^{ref}}{k_s} \\ \dot{x}_{cf2} \\ \dot{x}_{sf2} \\ \dot{x}_{df2} \\ \begin{bmatrix} u_{1f} \\ u_{2f} \end{bmatrix} - \mathbf{K}_{f_{DC}} f_{DC}^{ref} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

ここで、 $C_2 \bar{B}_d$ はフルランクである。出力行列 C_2 および目標値 \mathbf{y}_{f2} より、2 段階目の終端時間に、クラウン位置は x_{cf2} 、スライド変位は x_{sf2} 、DC 変位は $x_{df2} - \frac{f_{DC}^{ref}}{k_s}$ 、クラウン速度は \dot{x}_{cf2} 、スライド速度は \dot{x}_{sf2} 、DC 速度は \dot{x}_{df2} となる。目標とする下死点位置を x_{sf2} と設定することで、2 段階目の終端時間にスライドは下死点位置に到達する。下死点位置においてスライドと DC を静止させるために、 $\dot{x}_{sf2} = 0$ m/s、 $\dot{x}_{df2} = 0$ m/s とする。2 段階目の終端時間でクラウンの振動を止めるため、クラウンはつり合いの位置で静止させる。すなわち、クラウンのつり合い状態での運動方程式

$$k_c x_c + u_1 = m_c g \quad (2.17)$$

より、 $x_{cf2} = \frac{m_c g - u_{1f}}{k_c}$ 、かつ $\dot{x}_{cf2} = 0$ とする。

以上より、2 段階目の終端時間で、スライドと DC の相対変位 $x_{sf2} - x_{df2}$ は $\frac{f_{DC}^{ref}}{k_s}$ 、スライドと DC の相対速度 $\dot{x}_{sf2} - \dot{x}_{df2}$ は 0 m/s であり、式 (2.7) より、DC 荷重は目標値 f_{DC}^{ref} となる。

このフィードバック制御系に対する 2 段階終端状態制御を用いる際のパラメータは、1 段階目の終端時間 t_1 、1 段階目の終端におけるスライド変位 x_{sf1} 、2 段階目の終端時間 t_2 、制御入力の初期値 u_{10} 、 u_{20} 、およびフィードバックゲイン \mathbf{K}_{fDC} 、 $\mathbf{K}_{\dot{x}_c}$ である。成形性と生産性の向上、およびクラウン振動の抑制を目指し、これらのパラメータを適切に設定する必要がある。

また、FB 制御系を考慮した終端状態制御で制御入力を導出する場合は、

1. 終端状態制御により求めたフィードフォワード入力 \mathbf{v} をフィードバック制御系 (Fig. 2.15 の点線で囲まれた部分) に入力する。
2. 終端状態制御により求めたフィードフォワード入力 \mathbf{v} と、フィードバック制御により加わる入力の和である制御入力 \mathbf{u} を、サーボプレスシステム (式 (2.6)) にフィードフォワード的に入力する。

の 2 通りが考えられる。1 の場合のブロック線図を Fig. 2.16 に、2 の場合のブロック線図を Fig. 2.17 にそれぞれ示す。

本研究では、モデル化誤差やノイズによって DC 荷重やクラウン速度の偏差が大きくなった場合、フィードバックによる入力が振動的になることで、システムが不安定になることを防ぐため、2 の方式を採用する。この方式を用いることで、実際の荷重やクラウン速度の値に応じた入力の変化は見込めないが、入力値が振動することを防ぐことができ、プレス機械にとって最も重要といえる下死点位置への到達への悪影響を軽減することができる。

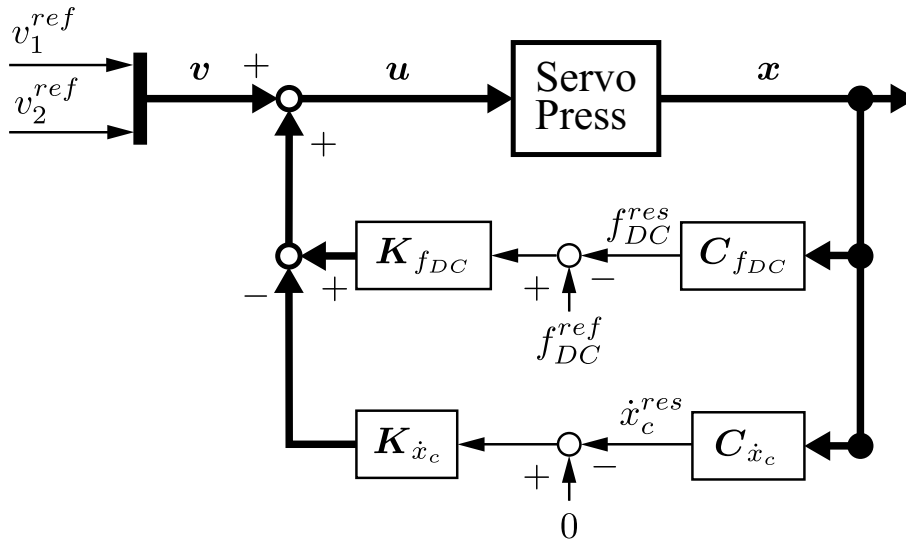


Fig. 2.16 Block diagram of control system 1

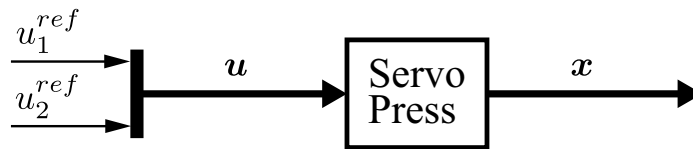


Fig. 2.17 Block diagram of control system 2

2.5 シミュレーションによる検証

本節では、前節で設計した制御システムをシミュレーションにより検証する。まずパラメータの設定方法を述べ、シミュレーションにより最適な制御パラメータを決定する。その後、先行研究の制御手法との比較を行い、本提案手法の有効性を示す。

2.5.1 制御パラメータの設定

2.4.1 項で示した制約と要求を満たすパラメータの決定に際し、スライド・DC の固有振動を考慮することで、最適なパラメータを決定していく。パラメータ設定のプロセスを以下に示す。

1. スライドと DC を合わせた系の固有周期を求め、固有周期の $\frac{1}{2}$ の倍数で 1 段階目の終端時間 t_1 を設定する。
2. 設定した t_1 のもとで、制御入力の初期値 u_{10} , u_{20} , 1 段階目終端状態でのスライド変位 x_{sf1} を以下をポイントに組み合わせてフィードフォワード入力を導出する。

- u_{10} と u_{20} はアクチュエータの範囲内で調整する.
 - x_{sf1} は, 衝突時の速度 v_{s0} のままスライドが t_1 の間進んだと仮定した際に算出できる値を参考に調整する.
3. 得られた軌道の中で, 制約および要求を満たし, かつ DC 荷重の目標値との偏差が最小な u_{10} , u_{20} , x_{sf1} の組み合わせを一意に決定する.
 4. 得られた u_{10} , u_{20} , x_{sf1} の組み合わせを用いて, フィードバックゲイン \mathbf{K}_{fDC} , $\mathbf{K}_{\dot{x}_c}$ を任意に変化させ, DC 荷重やクラウン速度の結果により調整する.

なお, スライドと DC を合わせた 2 自由度振動系の固有角振動数 ω [rad/s] は

$$\omega = \sqrt{\frac{k_s (m_s + m_d)}{m_s m_d}} \quad (2.18)$$

から求める. したがって, 式 (2.18) から ω は 1.07×10^3 rad/s, 固有周期 T は 6 ms となる. 以上より, t_1 は $\frac{T}{2}$ の倍数から決定することになるが, 本論文ではその中で最も短い 3 ms を採用する. t_1 を固有周期の 2 分の 1 の倍数に設定するのは, そこでのスライド, DC の相対速度を 0 m/s に指定することで, その後の DC 荷重の振動を抑えるためである.

ここで, 制約として決定したパラメータを Table 2.13 に示す.

また, フィードバックゲイン \mathbf{K}_{fDC} , $\mathbf{K}_{\dot{x}_c}$ に関しては, 本論文では比例ゲインのみを用いることとし, 以下に示す.

$$\mathbf{K}_{fDC} = \begin{bmatrix} P_{fDC1} \\ P_{fDC2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K}_{\dot{x}_c} = \begin{bmatrix} P_{\dot{x}_c1} \\ P_{\dot{x}_c2} \end{bmatrix}$$

なお, DC 荷重の目標値追従性の向上およびクラウン振動の抑制を目的としたフィードバック制御は, 衝突直後の 1 段階目終端状態制御においては適用せず, 2 段階目の終端状態制御でのみ適用する. そのため, 1 段階目のフィードバックゲインは全て 0 とする. 2 段階目のフィードバックゲインによる挙動の変化は, 次項でシミュレーション結果とともに示す.

2.5.2 シミュレーション方法と結果

本項では, Fig. 2.15 のフィードバック制御を考慮した拡大システムに 2 段階終端状態制御を適用した際のシミュレーション結果を示す. Table 2.14 にシミュレーションの条件を示す.

Table 2.13 Constraint parameters for simulations

Parameter	Value	Unit
t_1	3	ms
t_2	100	ms
v_{s0}	0.06	m/s
x_{sf2}	10	mm
f_{DC}^{ref}	100	N

Table 2.14 Conditions of simulations

No.	Final state of x_s and \dot{x}_s	P_{fDC1}	P_{fDC2}	$P_{\dot{x}_c1}$	$P_{\dot{x}_c2}$	u_{10} (N)	u_{20} (N)	x_{sf1} (mm)
1	not set	0	0	0	0	-90	-60	0.14
2	set	0	0	0	0	-110	-60	0.14
3	set	0	60	0	0	-110	-60	0.14
4	set	0	0	1000	0	-110	-60	0.14
5	set	0	970	2700	0	-110	-60	0.14

2.5.2.1 2段階目終端状態のクラウン位置・速度を指定したことによる効果の検証

まず、2段階目終端状態でのクラウン位置・速度の指定を行ったことによる効果を検証するため、2段階終端状態でのクラウン位置・速度を指定し、各フィードバックゲインを0とした場合のシミュレーション結果（以下、シミュレーション条件2）を、終端状態でのクラウン位置・速度を設定していない先行研究の手法を用いた場合（以下、シミュレーション条件1）とともに Fig. 2.18 に示す。

Fig. 2.18 (a) から、終端状態でクラウン位置・速度の指定を行った場合、指定しなかった場合と同様に、スライドは下死点位置に正確に到達していることがわかる。また、Fig. 2.18 (c), (d) より、クラウン位置・速度ともに振幅は小さくなり、滑らかに終端状態に到達し、下死点到達後は振動がなくなっている。終端状態を指定しただけで振幅も小さくなったのは、終端状態制御により終端で振幅を0にするために、制御指標にクラウン位置・速度が含まれたためである。一方、Fig. 2.18 (b) から、DC 荷重の偏差はわずかに大きくなっていることがわかる。

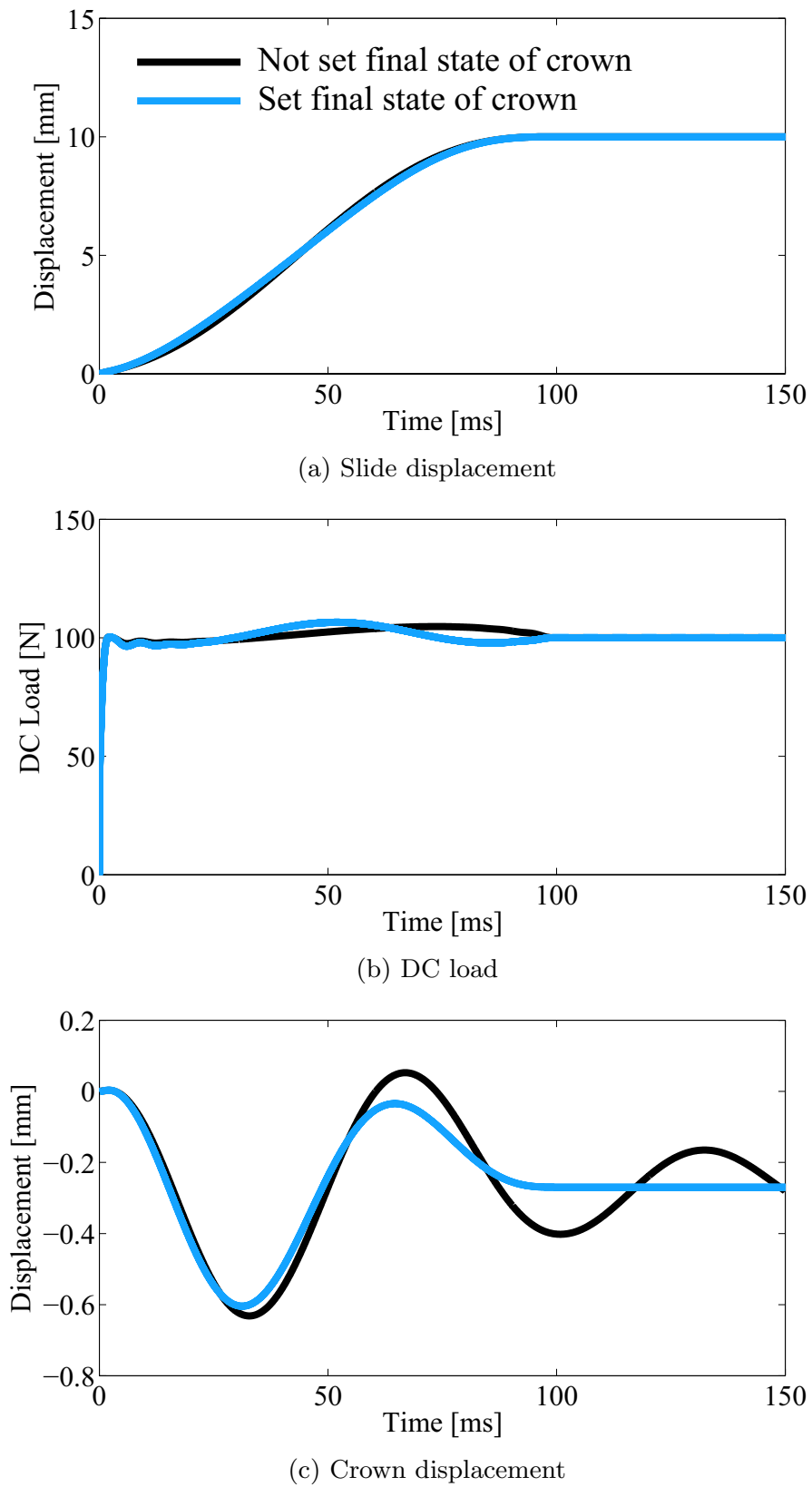
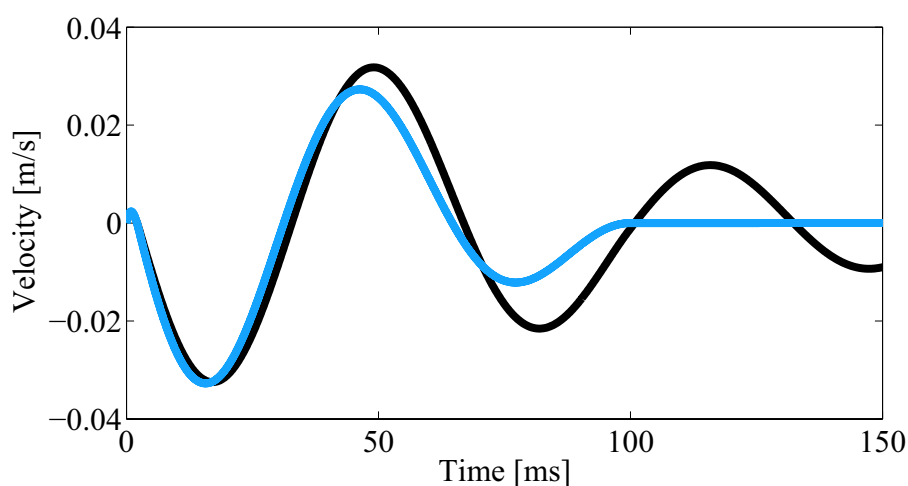


Fig. 2.18 Result of simulation 2 and 1



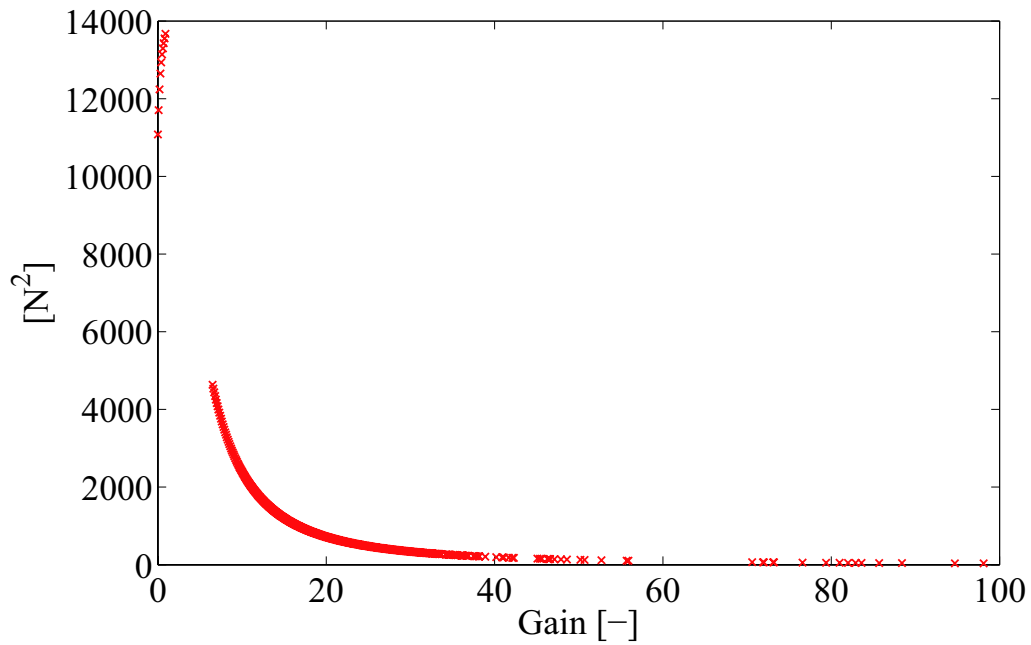
(d) Crown velocity

Fig. 2.18 Result of simulation 2 and 1 (Continued)

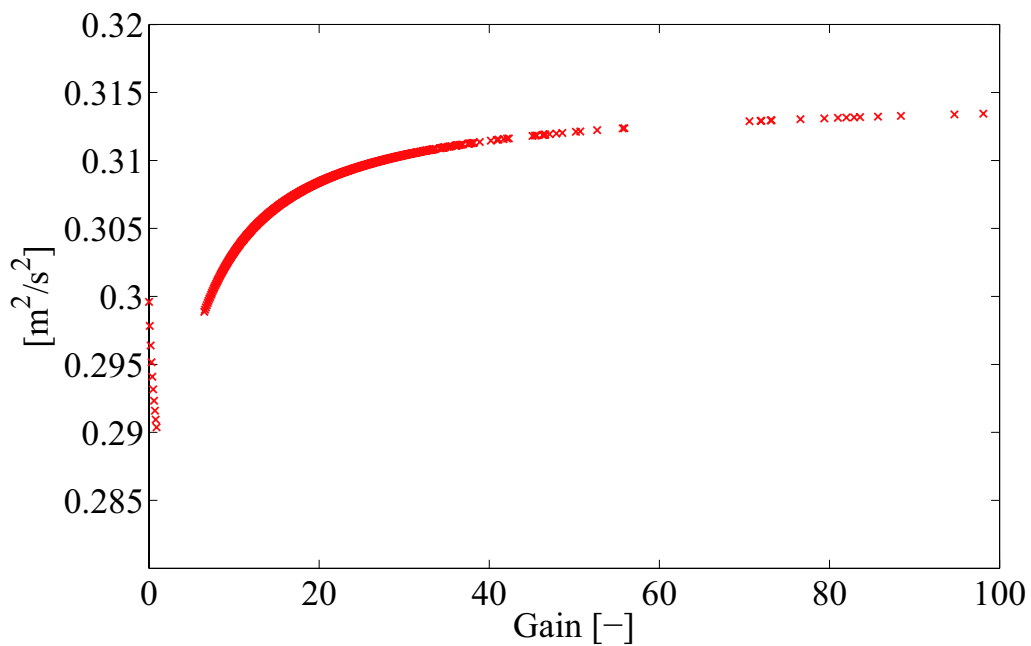
2.5.2.2 DC 荷重およびクラウン振動のフィードバックの効果の検証：個別に値を持たせた場合

次に、フィードバックゲインに値を持たせた場合について考察する。まず、各フィードバックゲイン $P_{f_{DC1}}$, $P_{f_{DC2}}$, $P_{\dot{x}_{c1}}$, $P_{\dot{x}_{c2}}$ の変化に対する DC 荷重, クラウン速度の変化について考察する。各フィードバックゲインの変化に対し、2 段階目における DC 荷重の目標値との偏差の 2 乗和と、クラウン速度の 2 乗和をプロットしたものを Fig. 2.19～Fig. 2.22 に示す。なお、2.4.1 項で述べた制約を満たしたのもののみをプロットしている。Fig. 2.19 は、 $P_{f_{DC1}}$ を 0～100 まで 0.1 刻みで変化させ、制約を満たすものをプロットした結果である。339 点のデータ点がプロットされている。Fig. 2.20 は、 $P_{f_{DC2}}$ を 0～100 まで 0.1 刻みで変化させ、制約を満たすものをプロットした結果である。1001 点のデータ点がプロットされている。Fig. 2.21 は、 $P_{\dot{x}_{c1}}$ を 0～10000 まで 10 刻みで変化させ、制約を満たすものをプロットした結果である。55 点のデータ点がプロットされている。Fig. 2.21 は、 $P_{\dot{x}_{c2}}$ を 0～10000 まで 10 刻みで変化させ、制約を満たすものをプロットした結果である。40 点のデータ点がプロットされている。

まず、DC 荷重のフィードバックゲインについて考察する。Fig. 2.19 (a) より、ゲインが非常に小さい場合を除き、ゲインが高くなるにつれ DC 荷重の偏差の 2 乗和は小さくなることがわかる。一方、Fig. 2.19 (b) によると、ゲインが非常に小さい場合を除き、ゲインが高くなるにつれクラウン速度の 2 乗和は増加していき、一定の値に収束することが予想できる。また、1001 通りの組み合わせ中で、制約を満たすものは 339 通りであったことから、 $P_{f_{DC1}}$ が値を持たせる、すなわち DC 荷重のフィード



(a) Correlation of square sum of deflection of DC load and $P_{f_{DC1}}$

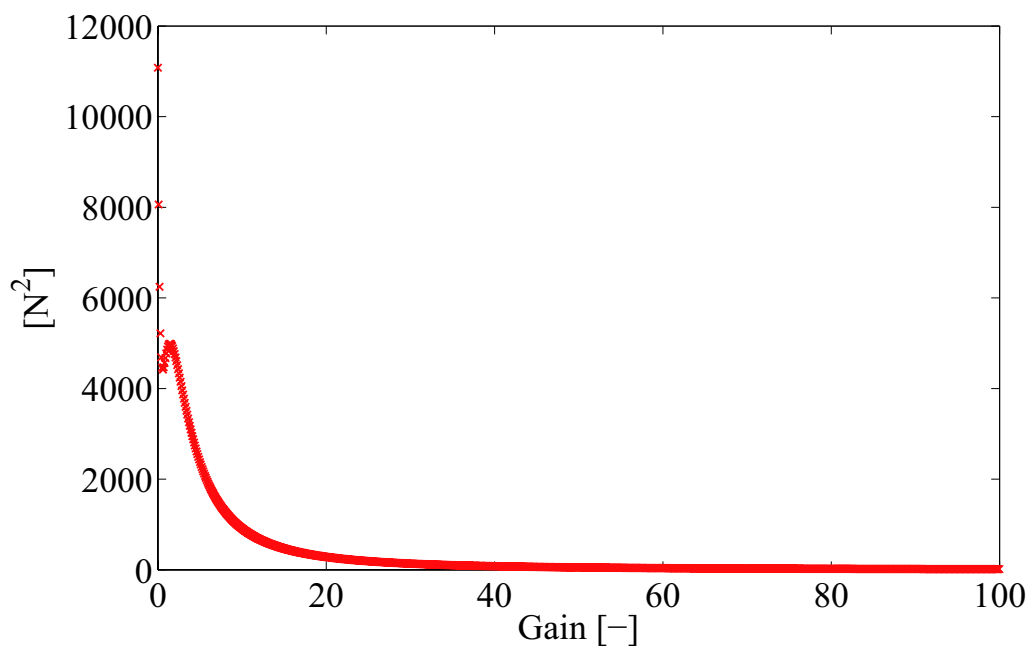
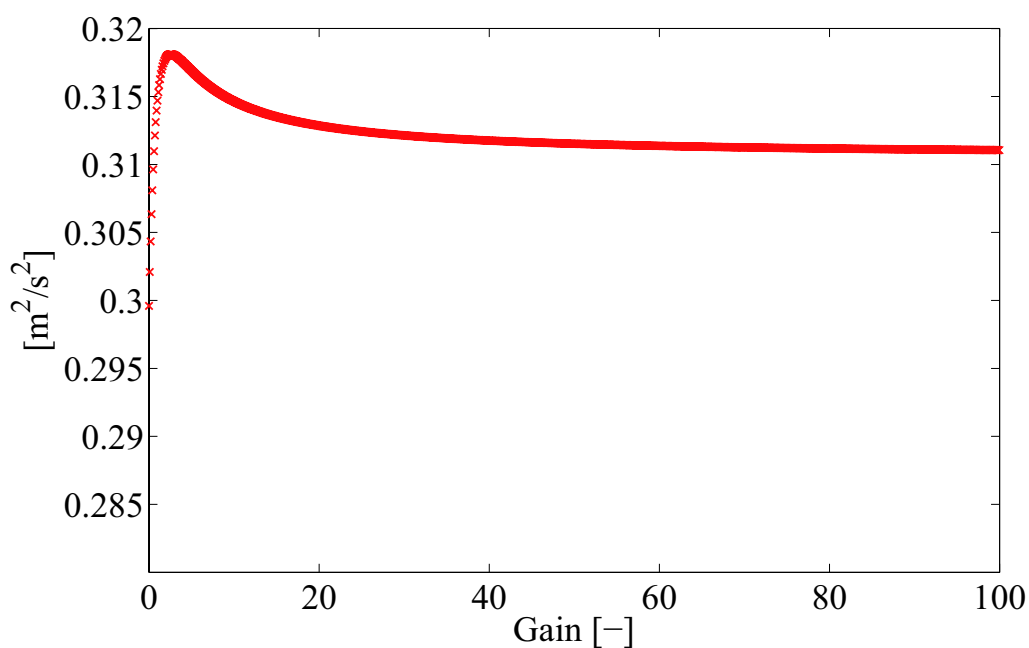


(b) Correlation of square sum of velocity of crown and $P_{f_{DC1}}$

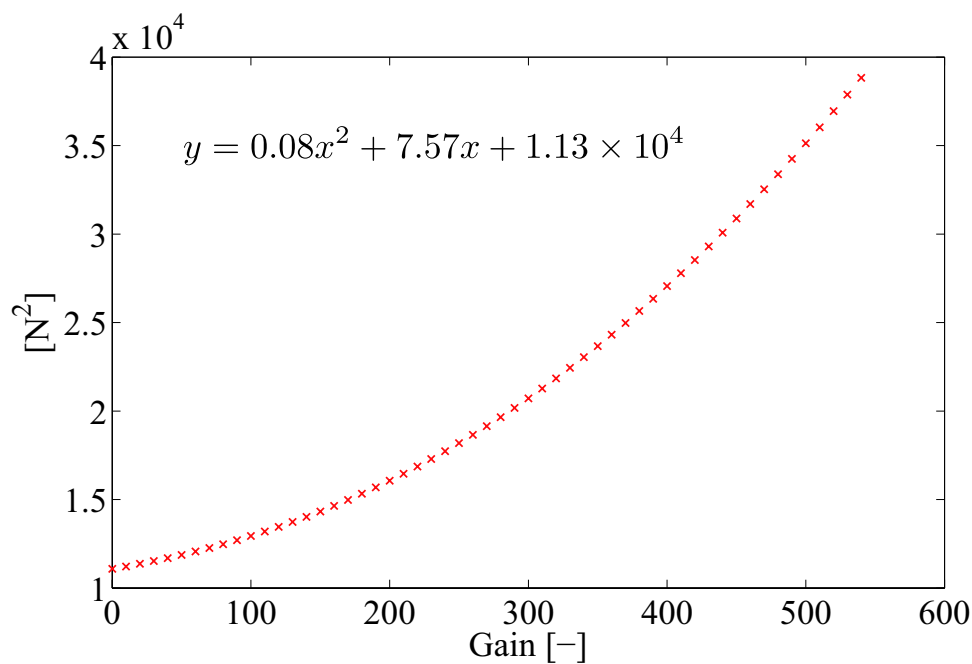
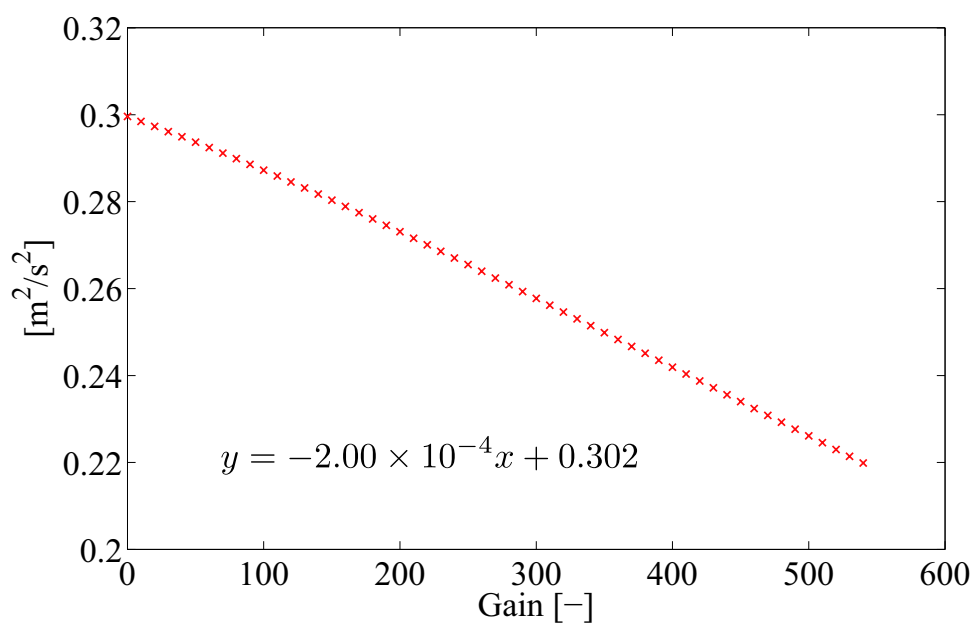
Fig. 2.19 Influence of gain $P_{f_{DC1}}$

バックをスライド側の制御入力へ行う場合，制約を満たせない可能性が高いといえる。

次に Fig. 2.20 (a) を見ると，Fig. 2.19 (a) と同様，ゲインが非常に小さい場合を除き，ゲインが高くなるにつれ DC 荷重の偏差の 2 乗和は小さくなることがわかる．ここで，Fig. 2.19 (a) と比較した場合，同じゲインでの DC 荷重の偏差の 2 乗和が小さいのは，スライドと DC の質量の違いが影響しているためだと考えられる．質量比は

(a) Correlation of square sum of deflection of DC load and $P_{f_{DC2}}$ (b) Correlation of square sum of velocity of crown and $P_{f_{DC2}}$ Fig. 2.20 Influence of gain $P_{f_{DC2}}$

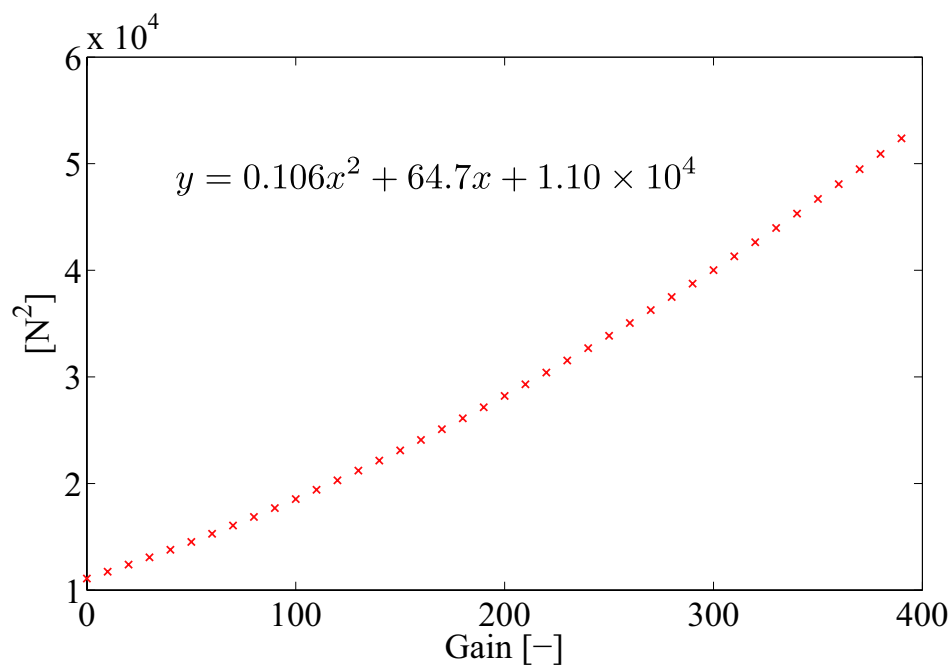
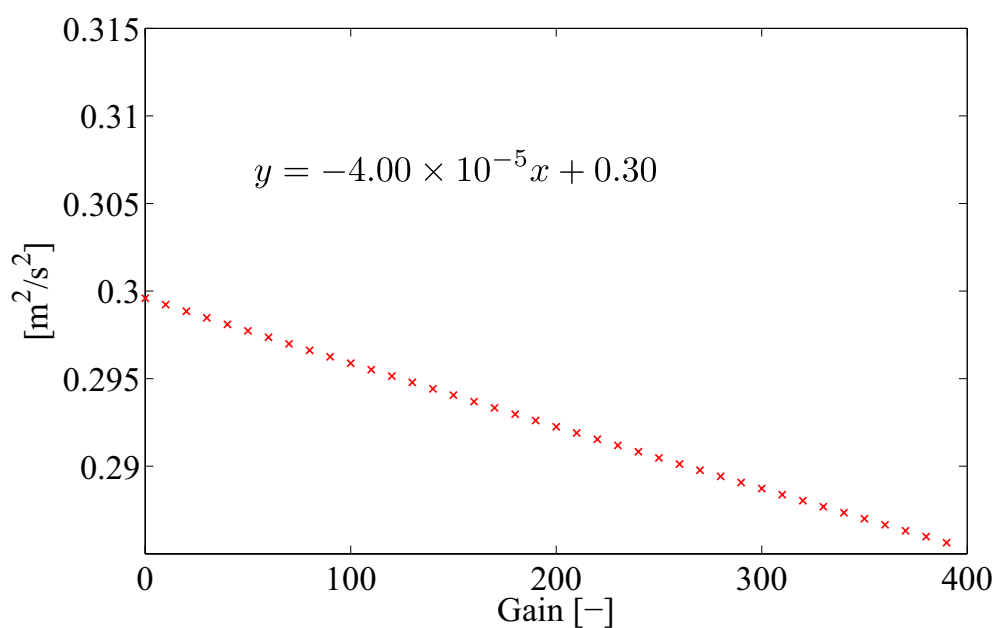
4.7:2.8 \approx 1:0.6 であるが、実際に Fig. 2.19 (a) でのゲインに 0.6 をかけると、おおよそ Fig. 2.20 (a) の値と等しくなる。一方、Fig. 2.20 (b) を見ると、ゲインが非常に小さい場合を除き、ゲインが高くなるにつれクラウン速度の 2 乗和は小さくなり、一定の値に収束することがわかる。また、全 1001 通りの組み合わせが制約を満たしており、ゲインを大きくしてもクラウン速度の 2 乗和の増加は抑えられるため、 $P_{f_{DC2}}$ に値を

(a) Correlation of square sum of deflection of DC load and $P_{\dot{x}_{c1}}$ (b) Correlation of square sum of velocity of crown and $P_{\dot{x}_{c1}}$ Fig. 2.21 Influence of gain $P_{\dot{x}_{c1}}$

持たせる，すなわち DC 荷重のフィードバックを DC 側の制御入力へ行うほうが効果的であるといえる。

次に，クラウン速度のフィードバックゲインについて考察する．Fig. 2.21 (a) より，ゲインが高くなるにつれ DC 荷重の偏差の 2 乗和は大きくなっていくことがわかる。

Fig. 2.22 (a) を見ると，Fig. 2.21 (a) と同様，ゲインが高くなるにつれ DC 荷重の偏差の 2 乗和は大きくなることわかる．ここで，図中に示す数式は近似曲線の式を

(a) Correlation of square sum of deflection of DC load and $P_{\dot{x}_c2}$ (b) Correlation of square sum of velocity of crown and $P_{\dot{x}_c2}$ Fig. 2.22 Influence of gain $P_{\dot{x}_c2}$

示している。DC 荷重に関するゲインは 2 次関数を、クラウン速度に関するゲインは 1 次関数の近似曲線を示した。一方、Fig. 2.21 (b) によると、ゲインが高くなるにつれクラウン速度の 2 乗和は図中の数式に示す傾きで減少していくことがわかる。また、1001 通りの組み合わせ中で、制約を満たすものは 55 通りであったことから、 $P_{\dot{x}_c1}$ に値を持たせる、すなわちクラウン速度のフィードバックをスライド側の制御入力へ行

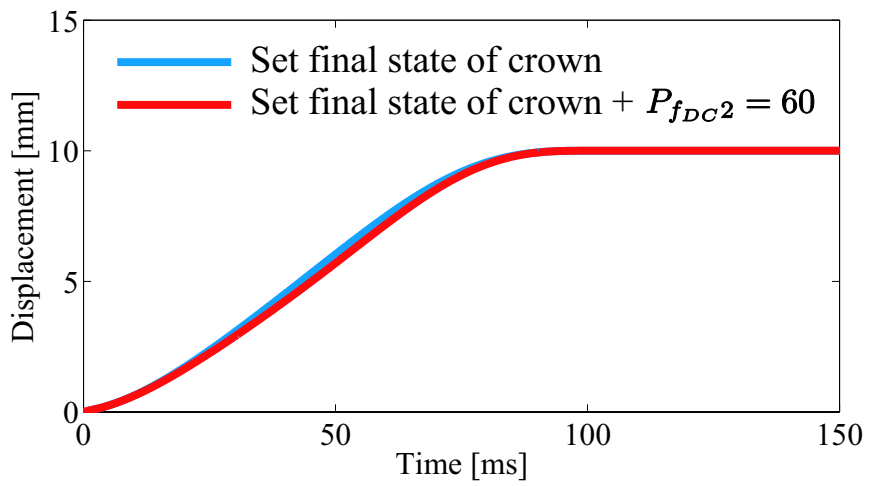
う場合、制約を満たせない可能性が高いといえる。しかし、その変化率は、スライドと DC の質量比を考慮しても、Fig. 2.21 (a) に示す値よりも大きい結果となっている。一方、Fig. 2.22 (b) を見ると、ゲインが高くなるにつれクラウン速度の 2 乗和は小さくなってはいるが、その傾きは Fig. 2.21 (b) に示す値よりも非常に小さい。また、全 1001 通りの組み合わせの中で、制約を満たすものは 40 通りであった。以上より、 $P_{\dot{x}_c2}$ に値を持たせること、すなわちクラウン速度 DC 側の制御入力へフィードバックすることは、DC 荷重の偏差の増大というデメリットが目立ち、スライド側の制御入力へフィードバックすることに対して非常に効果が低いことがわかる。

以上より、本論文においては、DC 荷重のフィードバックは DC 側の制御入力へ、クラウン速度のフィードバックはスライド側の制御入力へフィードバックすることとした。ここで、DC 荷重のフィードバックのみを行った $P_{f_{DC2}} = 60$ の場合のシミュレーション結果（以下、シミュレーション条件 3）を、シミュレーション条件 2 の結果と比較させて Fig. 2.23 に示す。また、クラウン速度のフィードバックのみを行った $P_{\dot{x}_c1} = 1000$ の場合のシミュレーション結果（以下、シミュレーション条件 4）についても同様に、シミュレーション条件 2 の結果と比較させて Fig. 2.24 に示す。なお、クラウン位置と速度はフィードバックゲインの違いに対して同様の傾向を示すため、ここではクラウン位置は掲載しない。

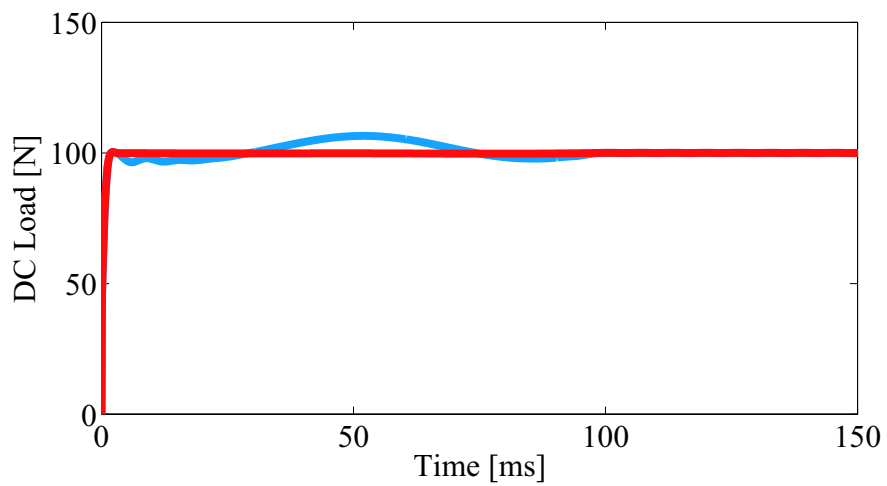
Fig. 2.23 (a) より、スライドは下死点位置に正確に到達している。Fig. 2.23 (b) より、DC 荷重のフィードバックの効果により、DC 荷重の偏差が非常に小さくなっていることがわかる。また、Fig. 2.23 (c) から、DC 荷重のフィードバックを行った場合、クラウン速度の絶対値はわずかに大きくなっていることがわかる。

Fig. 2.24 (a) より、スライドは下死点位置に正確に到達していることがわかる。Fig. 2.24 (b) より、クラウン速度のフィードバックを行ったことにより、DC 荷重の偏差が増大していることがわかる。また、Fig. 2.24 (c) より、クラウン速度のフィードバックの効果により、クラウン速度の絶対値が減少していることがわかる。

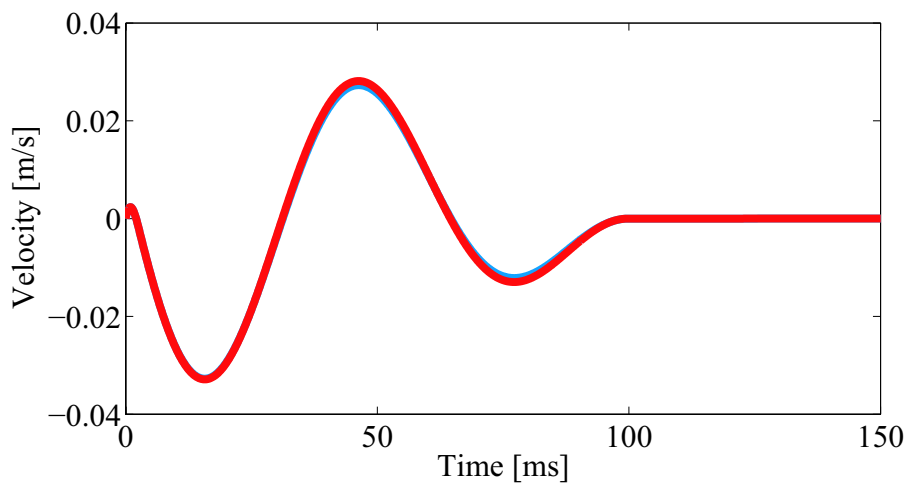
以上より、DC 荷重の目標値追従性能とクラウン振動の抑制性能は個別には向上させることが可能であることが示されたが、双方は相反の関係であることが明らかとなった。特に、クラウン振動の抑制のためのフィードバックは DC 荷重の偏差を増大させてしまい、成形性を悪くする原因となると考えられる。しかし、DC 荷重とクラウン速度のフィードバックゲインの組み合わせ次第では、DC 荷重の目標値追従性能とクラウン振動抑制性能の両方を従来手法に対して向上させることが可能であると考える。次項でその検討を行う。



(a) Slide displacement

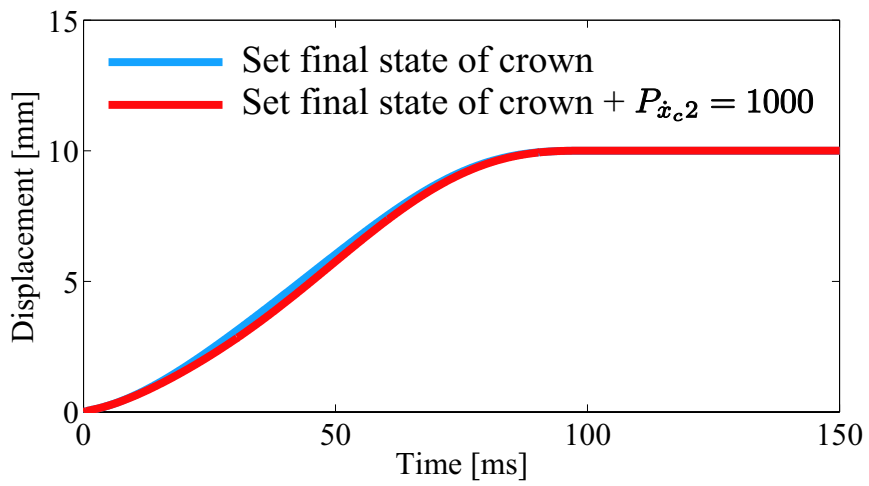


(b) DC load

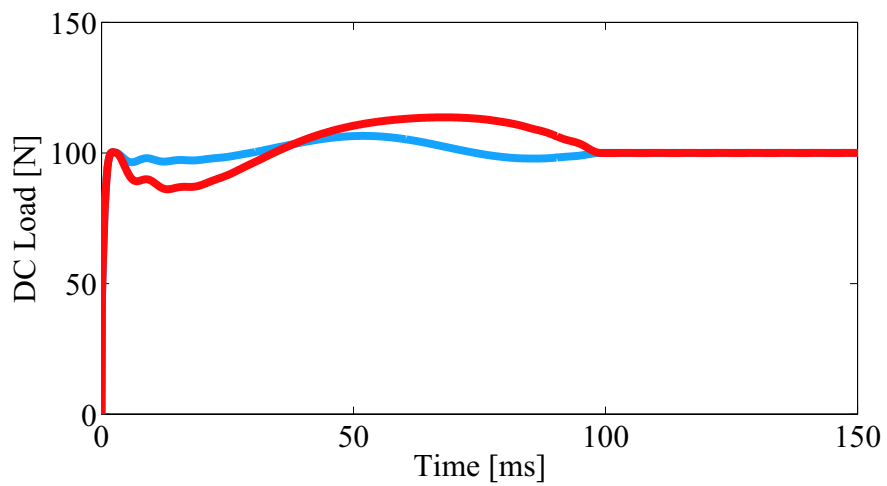


(c) Crown velocity

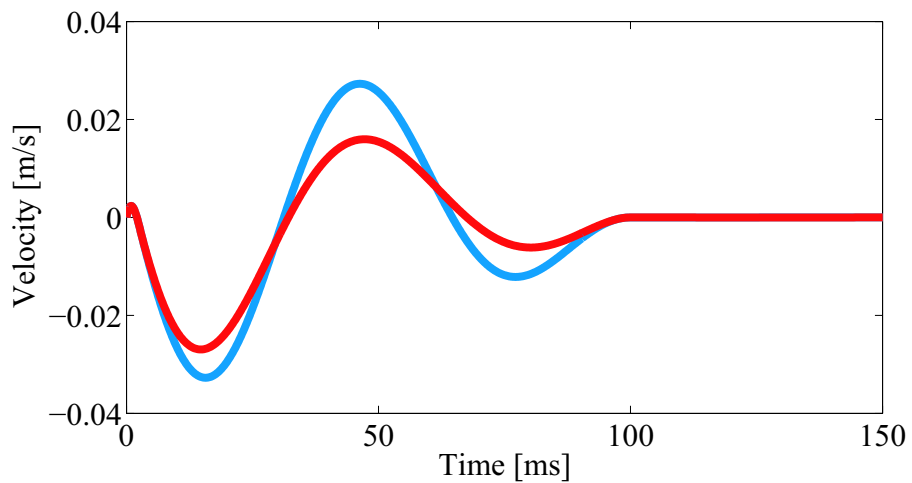
Fig. 2.23 Result of simulation 2 and 3



(a) Slide displacement



(b) DC load



(c) Crown velocity

Fig. 2.24 Result of simulation 4 and 2

2.5.2.3 DC 荷重およびクラウン振動のフィードバックの効果の検証：各フィードバックを組み合わせた場合

本項では、DC 荷重の偏差のフィードバックゲイン $P_{f_{DC2}}$ 、クラウン速度のフィードバックゲイン $P_{\dot{x}_{c1}}$ の双方に値を持たせた場合について検討する。パラメータの組み合わせの決定は以下の方針で行った。

- $P_{f_{DC2}}$ は 0~1000 の中から選定する。
- $P_{\dot{x}_{c1}}$ は 0~3000 の中から選定する。
- 2.4.1 項で示した制約条件を満たす組み合わせの中から選定する。
- 2 段階目の DC 荷重の誤差を X % 以内とする（誤差の割合の計算方法は、目標荷重 100 N に対する偏差の絶対値の総和の割合とする）。
- 上記の制約内で、できるだけクラウン位置・速度の振幅が小さくなるようにする。

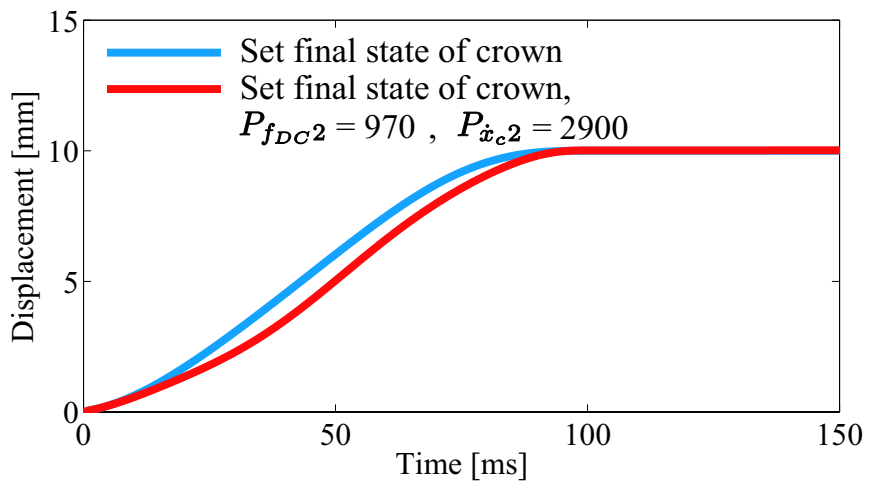
ここで、 $P_{f_{DC2}}$ 、 $P_{\dot{x}_{c1}}$ に制限を設けたのは、それぞれが相反の関係にあるため、上限を設定しなければ、制約を満たす組み合わせが無数に発生してしまうからである。また、 X となっているのは、DC 荷重をどれだけ目標値に追従させたいか（この値を高めると、クラウン振動が増大する）という要求によって変更する。

ここでは、 $X = 0.5$ の場合（以下、シミュレーション条件 5）をシミュレーション条件 2 と比較させて Fig. 2.25 に示す。Fig. 2.25(a) から、DC 荷重、クラウン速度ともにフィードバックを行った場合においても、スライドは下死点位置に正確に到達していることがわかる。Fig. 2.25(b) より、DC 荷重の誤差はシミュレーション条件で定めた値を満たしていることがわかる。Fig. 2.25(c) より、フィードバックを行った場合、行わなかったシミュレーション条件 2 の場合と比較して、クラウン速度の絶対値が小さくなっているが、振動周期が大きくなっていることがわかる。これは、各ゲインを高くした際に発生する現象である。

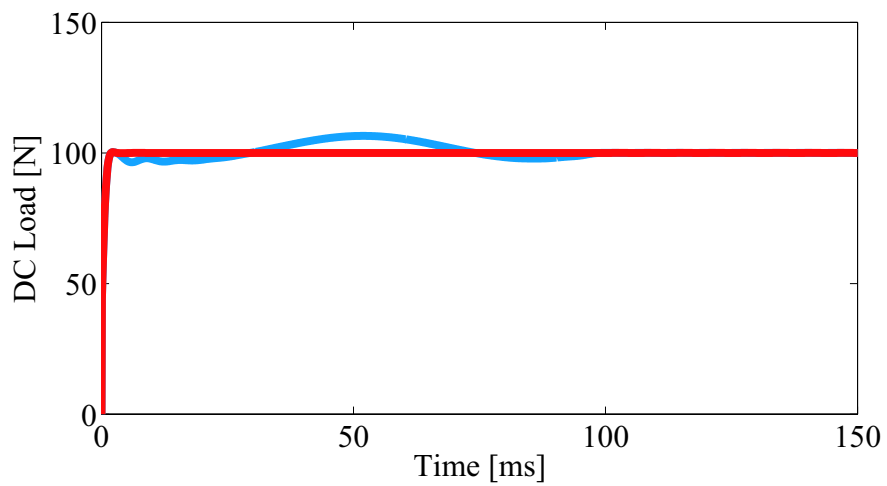
以上より、DC 荷重、クラウン速度ともにフィードバックを行いそのゲインを調整することで、DC 荷重の目標値維持性能、クラウン振動抑制性能のどちらも向上させることができることが示された。また、各ゲインを増減させることで、そのどちらに重点を置くかを調整することも可能であることが示された。

2.6 実験による検証

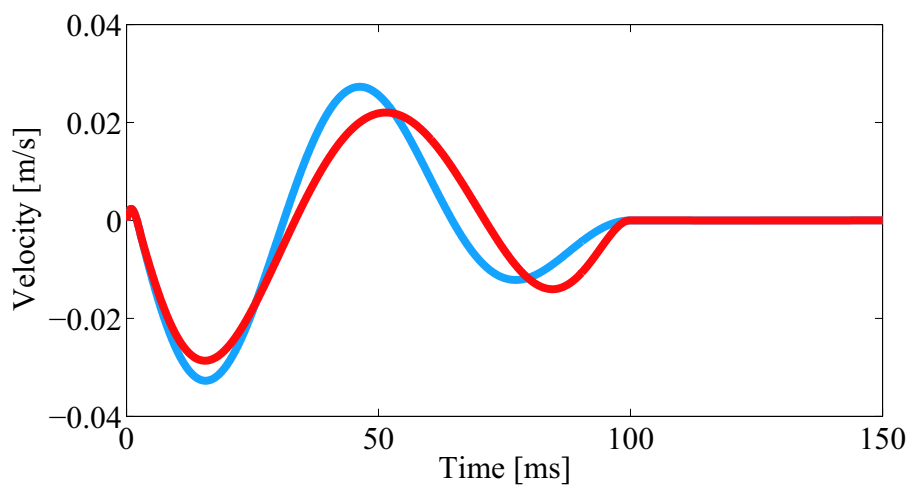
本節では、2.2 で説明した実験装置による検証について述べる。先行研究の制御手法との比較により、提案する制御システムの有効性を確認する。



(a) Slide displacement



(b) DC load



(c) Crown velocity

Fig. 2.25 Result of simulation 5 and 2

2.6.1 実験方法

前節では複数の設計指標に基づきパラメータを設定し、シミュレーションを行った。本節では、サーボプレスシステム（実験装置）に対し、シミュレーションの際に導出した各設計指標に対する制御入力 \mathbf{u} を入力し、その挙動を確認する実験を行った。

スライドと DC の初期状態は、節で衝突実験を行った際と同様、スライドが速度 0.06 m/s で静止している DC に衝突する状態とした。このとき、エアシリンダ力 f_a は下死点方向に 87 N とし、DC 側アクチュエータの力 u_2 は DC の自重との和がエアシリンダ力とつり合う大きさである 59.56 N とした。スライドと DC が衝突後、制御入力 \mathbf{u} をフィードフォワード的にスライド側、DC 側アクチュエータに与えた。スライドと DC の衝突の時間は、実験装置のロードセルの応答が 0 N から 10 N に立ち上がった時間をトリガとして判断した。

しかし、先行研究同様、このままではスライドが下死点位置に到達しない結果となることが明らかとなった。これは、エアシリンダ発生力や摩擦等、実験装置と力学モデルとのモデル化誤差の影響によるものだと考えられる。本論文では、モデル化誤差に対するロバスト性を確保するため、リアルタイムでスライド位置を検出し、終端状態制御で導出した参照軌道にスライドを PID 制御で追従させる制御を追加した。終端状態制御により、DC 荷重・クラウン速度のフィードバック制御を考慮して導出した制御入力を入力しながら、スライドの参照軌道追従のための PID 制御を行う 2 自由度制御系のブロック線図を Fig. 2.26 に示す。 u_1^{ref} と u_2^{ref} は、それぞれスライドと DC への制御入力である。 x_s^{ref} 、 \dot{x}_s^{ref} はそれぞれ、終端状態制御により導出したスライド変位とスライド速度である。 K_p 、 K_i 、 K_d はそれぞれ、PID 制御制御における比例ゲイン、積分ゲイン、微分ゲインである。衝突直後のスライド変位は参照軌道とほぼ同じ結果が得られたため、1 段階目はフィードフォワード入力のみで 1 自由度制御とし、2 段階目で PID 制御を併用した 2 自由度制御系を用いる。ゲインは、試行錯誤的に $K_p = 3.2 \times 10^4$ 、 $K_i = 1.5 \times 10^4$ 、 $K_d = 15$ と決定した。

2.6.2 実験結果と考察

実験を行った際のパラメータを Table 2.15 に示す。実験では、先行研究での手法（実験条件 1）、2 段階目終端状態でクラウン位置・速度を指定した場合（実験条件 2）、2 段階目終端状態でクラウン位置・速度を指定し、かつ DC 荷重の偏差のフィードバックを行った場合（実験条件 3）、2 段階目終端状態でクラウン位置・速度を指定し、かつクラウン速度のフィードバックを行った場合（実験条件 4）について検証する。各実験条件を Table 2.16 にまとめる。

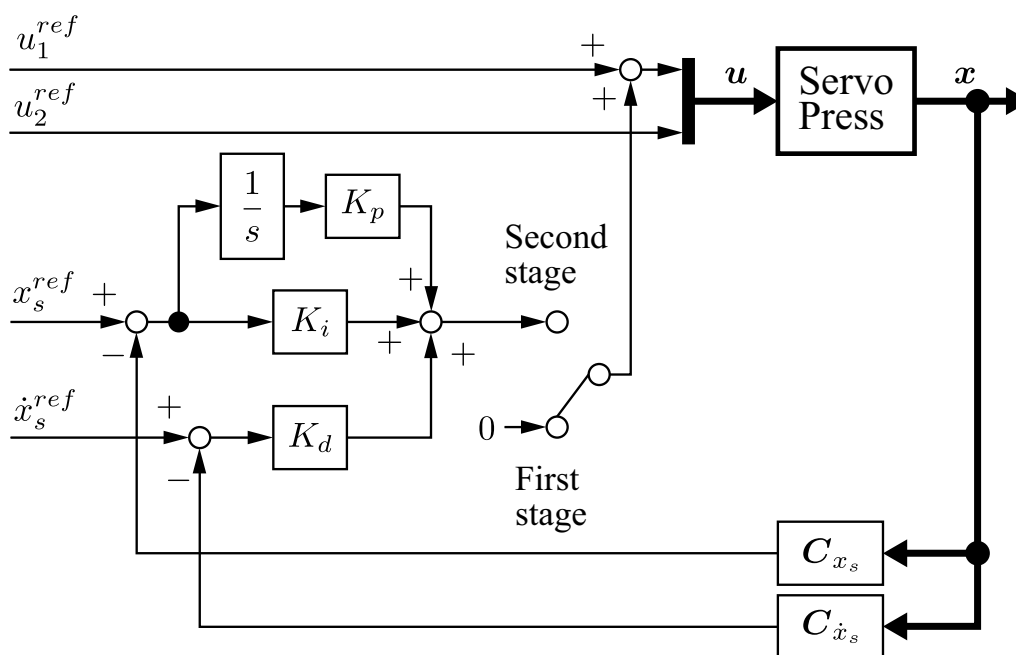


Fig. 2.26 Block diagram of two degree of freedom control system

Table 2.15 Parameters used in experiments

Parameter	Value	Unit
t_1	3	ms
t_2	100	ms
v_{s0}	0.06	m/s
x_{sf2}	10	mm
f_{DC}^{ref}	100	N

以下で示す実験結果は、全てスライド変位が 100 ms で下死点位置に正確に到達した結果を用いている。その波形に大きな変化はないため、ここではスライド位置の掲載は省略し、DC 荷重、クラウン位置、クラウン速度の結果を載せる。

まず、Fig. 2.27 に実験条件 1 の結果を示す。Fig. 2.27 (a) を見ると、2 段階目終端状態でクラウン位置・速度を指定した場合、指定しない場合と比較して、DC 荷重はほとんど変化がないことがわかる。次に、Fig. 2.27 (b) を見ると、クラウン位置の振幅は小さくなり、振動が低減されていることがわかる。Fig. 2.27 (c) を見ると、クラウン速度の振幅も抑えられていることがわかる。以上より、2 段階目終端状態制御でクラウン位置・速度を指定することには効果があることが検証された。

次に、実験条件 3 の結果を Fig. 2.28 に示す。Fig. 2.28 (a) を見ると、DC 荷重の偏差のフィードバックを考慮したモデルに対して終端状態制御を施した場合、先行研

Table 2.16 Situations of each experiment

No.	Final state of x_s and \dot{x}_s	P_{fDC1}	P_{fDC2}	$P_{\dot{x}_c1}$	$P_{\dot{x}_c2}$	u_{10} (N)	u_{20} (N)	x_{sf1} (mm)
1	not set	0	0	0	0	-130	-50	0.13
2	set	0	0	0	0	-130	-50	0.13
3	set	0	60	0	0	-130	-50	0.13
3	set	0	0	1000	0	-130	-50	0.13

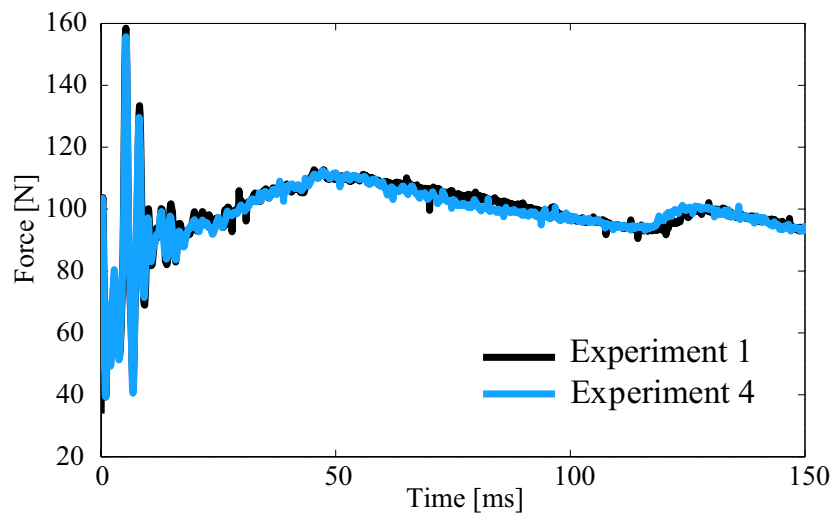
究の結果である実験条件 1 の場合と比較して、DC 荷重の偏差は低減していない。それどころか、オーバーシュートがより大きくなってしまいう結果となった。これは、実験装置のサーボアンプの応答遅れによるものだと考えられる。実験条件 3 では、DC 荷重をより早く目標値に到達させ、維持することを目的としているが、その分サーボアンプに求める応答速度は厳しいものとなる。この問題に対しては、サーボアンプの応答遅れをモデルに組み込んだ上で最適な制御入力を導出し、それをを用いることが必要だと考えられる。次に、Fig. 2.28 (b), (c) を見ると、Fig. 2.27 (b), (c) のクラウン位置・速度の終端状態指定のみを行った場合と比較して、クラウン振動の抑制性能が低下していることがわかる。これは、DC 荷重の目標値追従性能とクラウン振動の抑制性能がトレードオフの関係であるという、前項のシミュレーション結果を示している。

最後に、実験条件 4 の結果を Fig. 2.29 に示す。Fig. 2.29 (a) を見ると、クラウン速度のフィードバックを考慮したモデルに対して終端状態制御を施した場合、先行研究の結果である実験条件 1 の場合と比較して、DC 荷重の偏差が増加していることがわかる。これは、DC 荷重の目標値追従性能とクラウン振動の抑制性能がトレードオフの関係であるという、前項のシミュレーション結果を示している。次に、Fig. 2.28 (b), (c) を見ると、Fig. 2.27 (b), (c) の先行研究の手法およびクラウン位置・速度の終端状態指定のみを行った場合と比較して、クラウン振動が大きく低減されていることがわかる。以上より、クラウン速度のフィードバックを考慮したモデルに対して終端状態制御を施す提案手法の有効性が示された。

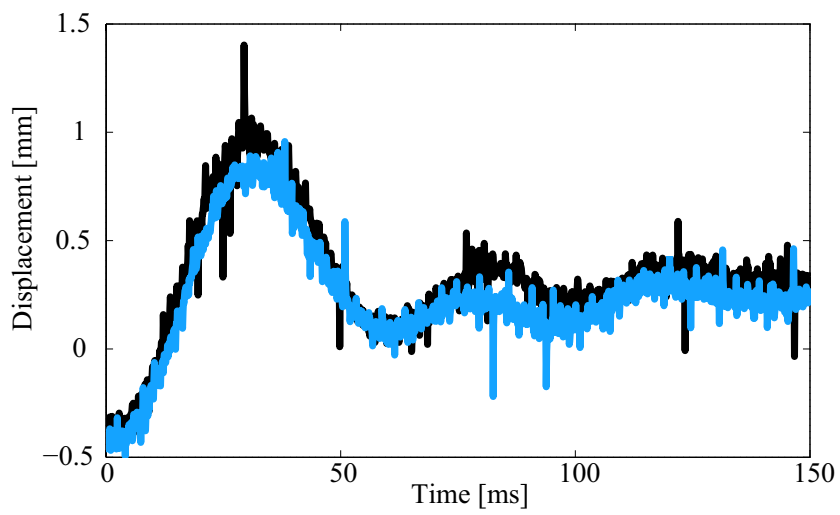
以上のシミュレーションおよび実験により、以下のことが示された。

- 下死点位置でのクラウン位置・速度を終端状態制御により指定することで、従来手法よりもプレス中および後のクラウン振動を抑制させることができる。
- クラウン速度のフィードバックを考慮した制御系に対し終端状態制御を用いることで、従来手法よりもプレス中および後のクラウン振動を抑制させることができる。

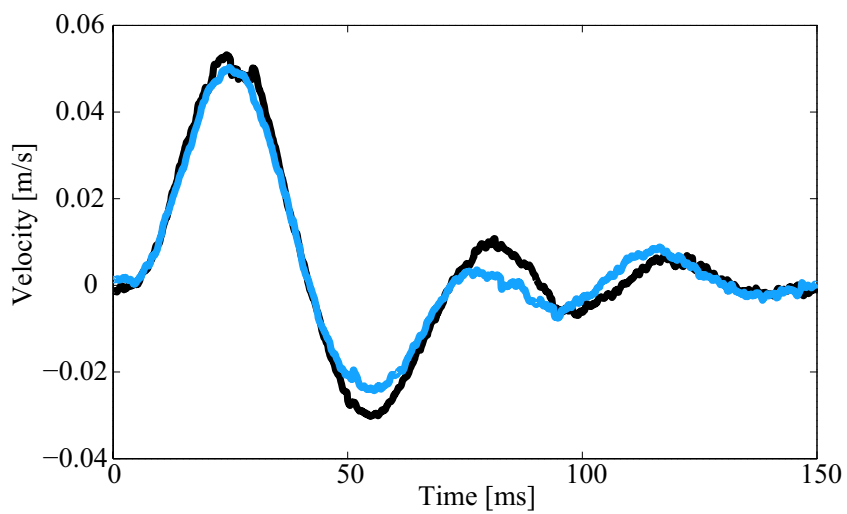
- DC 荷重の偏差のフィードバックを考慮した制御系に対し終端状態制御を用いることで、従来手法よりも DC 荷重の目標値維持性能を向上させることができる。
 - 上記のクラウン振動の抑制性能と DC 荷重の目標値維持性能はトレードオフの関係である。
 - それぞれのフィードバックゲインを調整することで、クラウン振動の抑制と DC 荷重の目標値維持の重みのバランスを調整することができる。
 - 実験装置を用いた実験では、クラウン振動の抑制を実現し、また DC 荷重の目標値追従性とクラウン振動抑制性能がトレードオフの関係にあることを示した。DC 荷重の目標値追従性に関しては、モデル化誤差等の原因により、実験で効果を実証することができなかった。
-



(a) DC load

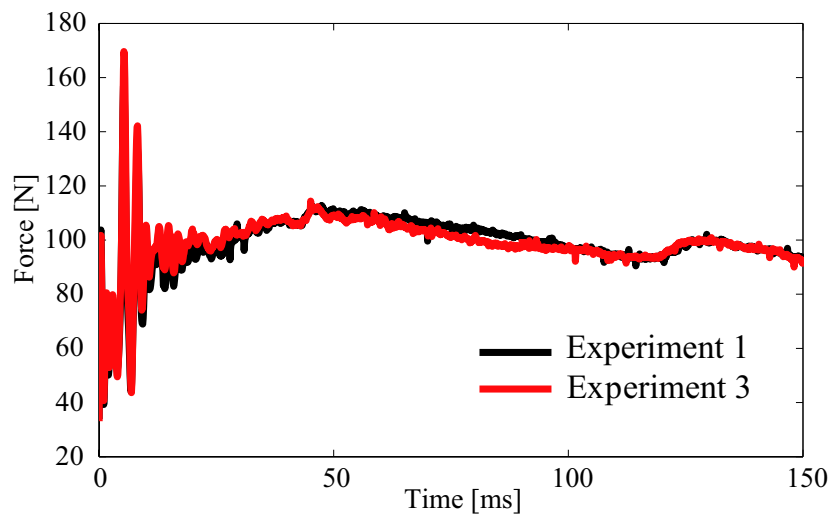


(b) Crown displacement

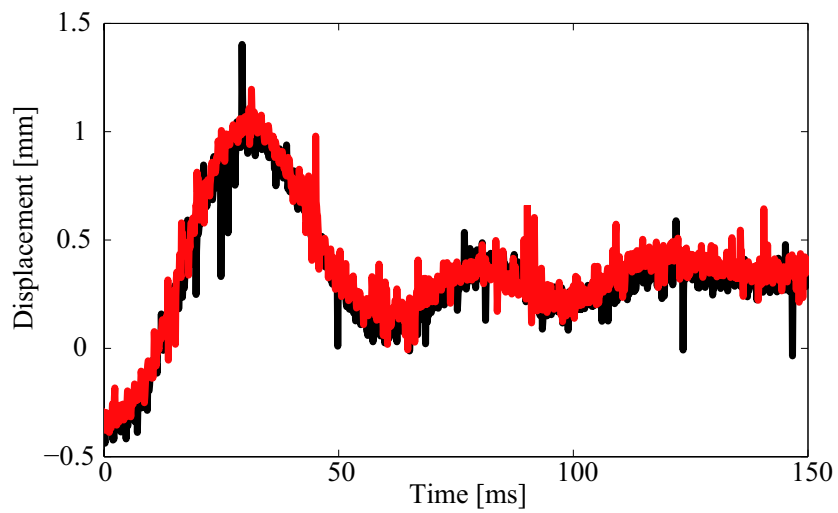


(c) Crown velocity

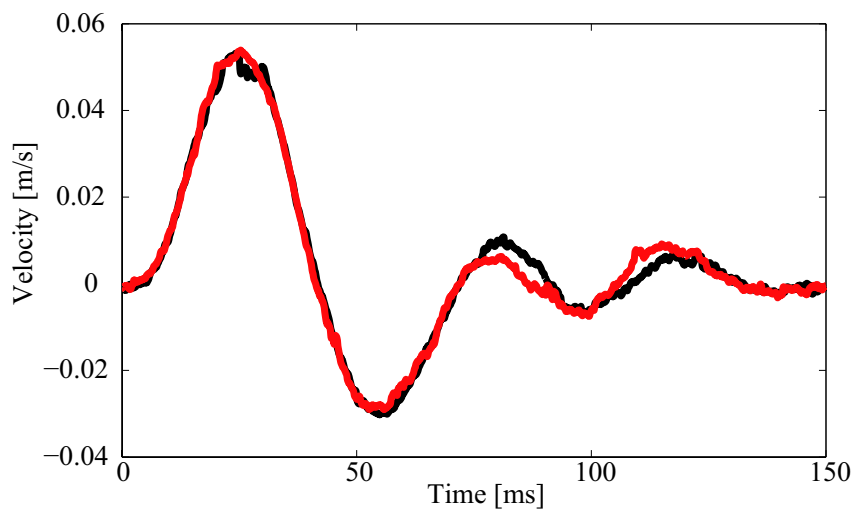
Fig. 2.27 Result of experiment 2 and 1



(a) DC load

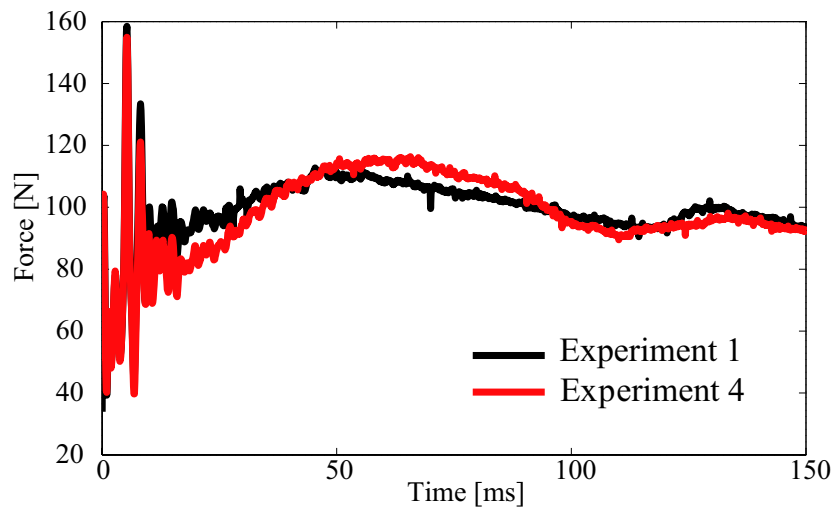


(b) Crown displacement

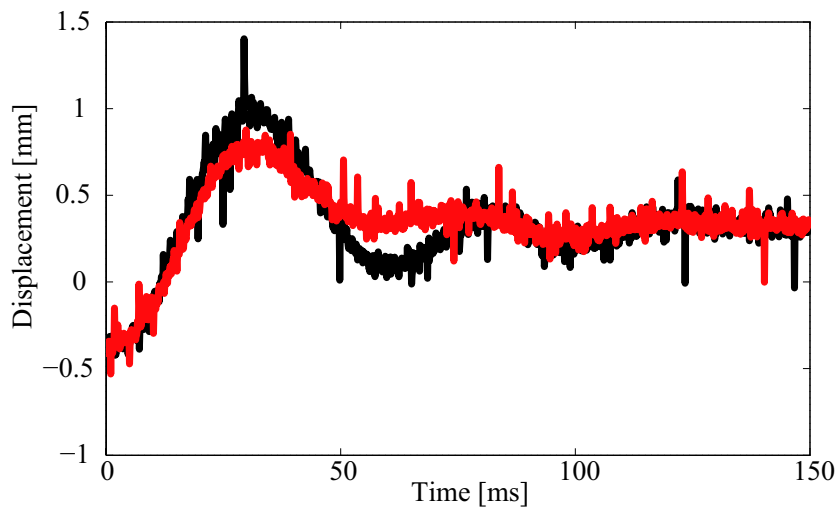


(c) Crown velocity

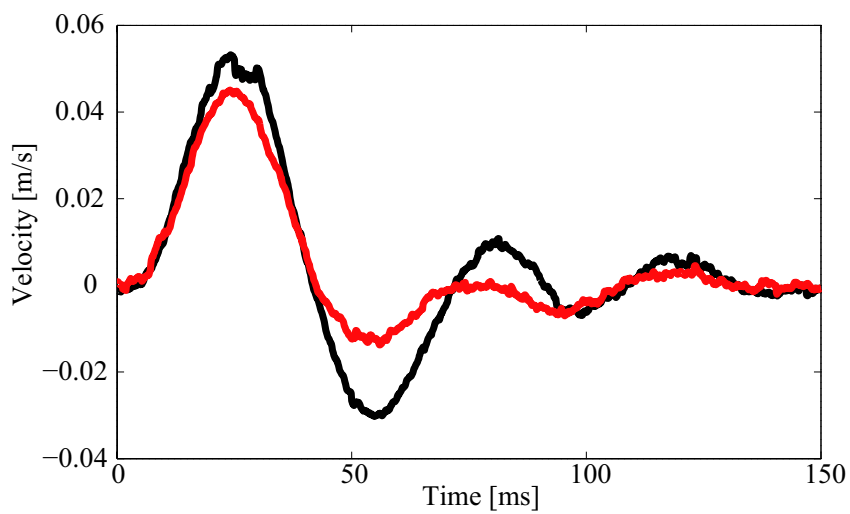
Fig. 2.28 Result of experiment 3 and 1



(a) DC load



(b) Crown displacement



(c) Crown velocity

Fig. 2.29 Result of experiment 4 and 1

第 3 章

実機モデルに対する検討

本章では、これまで検討してきた制御手法を実機レベルで妥当性確認するため、簡易モデルよりも自由度の高いモデルを構築する。まず、簡易モデルよりも自由度を増やした5自由度モデルに対し制御系の検討を行う。これは、1.2.3項で述べた先行研究において1度検討がなされ、十分な性能向上の実現ができなかったモデルである。しかしながら、この5自由度モデルおよび前章で扱った簡易モデルは、一般に加圧能力が低く、非常に小さなサーボプレスに限られる直動式サーボプレスをモデル化したものであった。一般に広く使用されているプレス機械は、モータのトルクを効率的に利用できるクランク機構をもつプレス機械であり、本章ではこの機構を有するサーボプレスを対象としたモデルを新たに構築し、提案手法の妥当性確認を行う。

各モデルの妥当性に関しては、PID制御を用いたシミュレーションにより確認する。その後、構築したモデルに対し新たな制御系を検討し、シミュレーションにより検証を行う。

3.1 5自由度モデル

本節では、1.2.3項で述べた先行研究において用いられた5自由度モデルに対し、簡易モデルに対して検討した制御手法を適用する。まず、5自由度モデルを Fig. 3.1 に示す。これは、スライドとパッドが接触しているとき、すなわち衝突した瞬間からのモデルである。 M_c , M_s , M_p , M_n , M_{bs} , M_{bd} はそれぞれ、クラウン、スライド、パッド、ナット、ベース、ベッドの質量である。 K_t , K_{bh} , K_h , K_{bd} はそれぞれ、タ

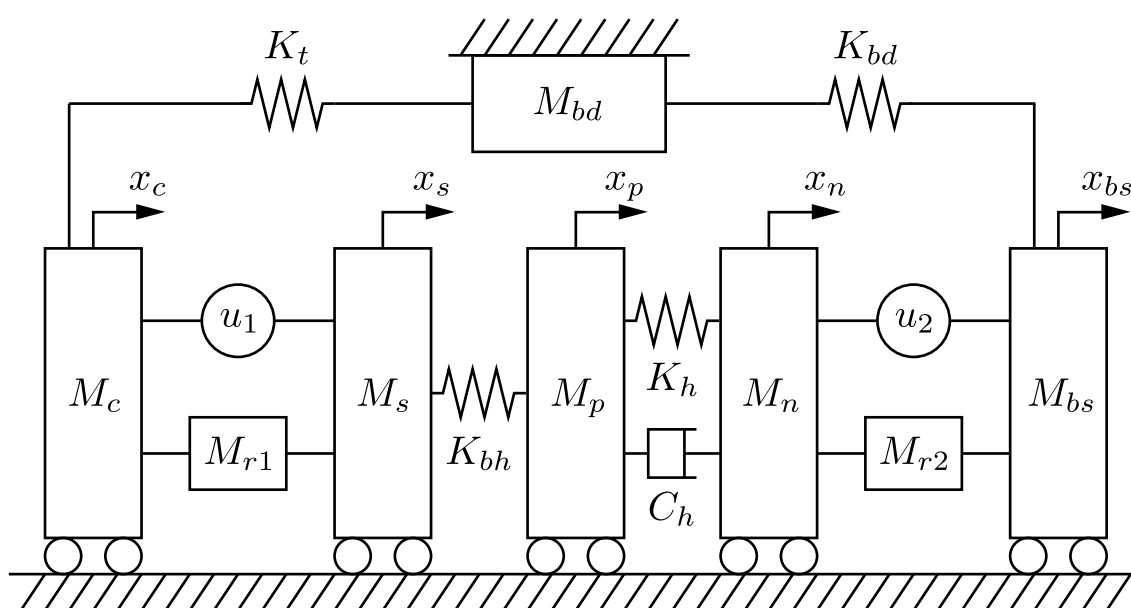


Fig. 3.1 5 degrees of freedom model of servo press

イロッド、ブランクホルダ、パッドおよび油圧室、ベッドの剛性であり、 C_h は油圧室の粘性減衰係数である。 u_1 , u_2 はそれぞれ、スライド側、DC 側アクチュエータによる力であり、 M_{r1} , M_{r2} は、各モータのボールスクリー等を含めた回転慣性である。

クラウン、スライド、パッド、ナット、ベース、ベッドの各質点の運動方程式は次のように与えられる。

$$M_c \ddot{x}_c = -M_{r1} (\ddot{x}_c - \ddot{x}_s) - K_t x_c - u_1 \quad (3.1)$$

$$M_s \ddot{x}_s = -M_{r1} (\ddot{x}_s - \ddot{x}_c) - K_{bh} (x_s - x_p) \quad (3.2)$$

$$M_p \ddot{x}_p = -K_{bh} (x_p - x_s) - K_h (x_p - x_n) - C_h (\dot{x}_p - \dot{x}_n) \quad (3.3)$$

$$M_n \ddot{x}_n = -K_h (x_n - x_p) - C_h (\dot{x}_n - \dot{x}_p) - M_{r2} (\ddot{x}_n - \ddot{x}_{bs}) - u_2 \quad (3.4)$$

$$M_{bs} \ddot{x}_{bs} = -M_{r2} (\ddot{x}_{bs} - \ddot{x}_n) - K_{bd} + u_2 \quad (3.5)$$

各ばねが自然長のときに $x_c = 0$, $x_s = 0$, $x_n = 0$, $x_p = 0$, $x_{bs} = 0$ とする。状態ベクトルと入力を

$$\mathbf{x} = [x_c \quad x_s \quad x_p \quad x_n \quad x_{bs} \quad \dot{x}_c \quad \dot{x}_s \quad \dot{x}_p \quad \dot{x}_n \quad \dot{x}_{bs}]^T \quad (3.6)$$

$$\mathbf{u} = [u_1 \quad u_2]^T \quad (3.7)$$

とすると、式 (3.1)~(3.5) から状態方程式

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (3.8)$$

を得る。ここで、各行列は以下の通りである。

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{5 \times 5} & \mathbf{I}_{5 \times 5} \\ \mathbf{A}_1 & \mathbf{A}_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{5 \times 2} \\ -\frac{M_s}{M_1} & 0 \\ \frac{M_s}{M_1} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -\frac{M_{bs}}{M_2} \\ 0 & \frac{M_n}{M_2} \end{bmatrix}$$

なお、スペースの関係上、 \mathbf{A}_1 、 \mathbf{A}_2 、 M_1 、 M_2 は以下に記載する。

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} -\frac{K_t(M_{r1}+M_s)}{M_1} & -\frac{K_{bh}M_{r1}}{M_1} & \frac{K_{bh}M_{r1}}{M_1} & 0 & 0 \\ -\frac{K_tM_{r1}}{M_1} & -\frac{K_{bh}(M_c+M_{r1})}{M_1} & \frac{K_{bh}(M_c+M_{r1})}{M_1} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_{bh}}{M_p} & -\frac{K_{bh}+K_h}{M_p} & \frac{K_h}{M_p} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{K_h(M_{r2}+M_{bs})}{M_2} & -\frac{K_h(M_{r2}+M_{bs})}{M_2} & -\frac{K_{bd}M_{r2}}{M_2} \\ 0 & 0 & \frac{K_hM_{r2}}{M_2} & -\frac{K_hM_{r2}}{M_2} & -\frac{K_{bd}(M_n+M_{r2})}{M_2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{C_h}{M_p} & \frac{C_h}{M_p} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{C_h(M_{r2}+M_{bs})}{M_2} & \frac{C_h(M_{r2}+M_{bs})}{M_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{C_hM_{r2}}{M_2} & -\frac{C_hM_{r2}}{M_2} & 0 \end{bmatrix}$$

$$M_1 = M_cM_{r1} + M_cM_s + M_{r1}M_s$$

$$M_2 = M_nM_{r2} + M_nM_{bs} + M_{r2}M_{bs}$$

なお、対象とするサーボプレスの各パラメータの詳細値は、共同研究を行っている企業との契約の関係上、明記できない。

以上のモデルに対し、簡易モデルにて検討した制御システム設計手法を適用したところ、システムとして妥当な挙動を示していることが確認された（そのプロットデータに関しても、共同研究を行っている企業との契約の関係上、明記できない）。そのため、次節において、さらに実機に近いモデルを構築し、検討を行う。

3.2 実機モデル

簡易モデルおよび前節で扱った5自由度モデルは、スライド側・DC側ともにクランク機構やリンク機構を持たない直動式のサーボプレスを対象としていた。本節では、直動式に比べて加圧能力が高く、多くのサーボプレスに用いられている、スライド側にクランク機構を持ち、DC側にはボールスクリューを用いた直動機構を持つタイプのサーボプレスを対象とする。

3.2.1 5自由度モデルに対する検討

まず、Fig. 3.1の5自由度モデルのスライド側回転慣性 M_{r1} をスライド位置によって変化させることにより、クランク機構を考慮することを検討する。ここで、スライ

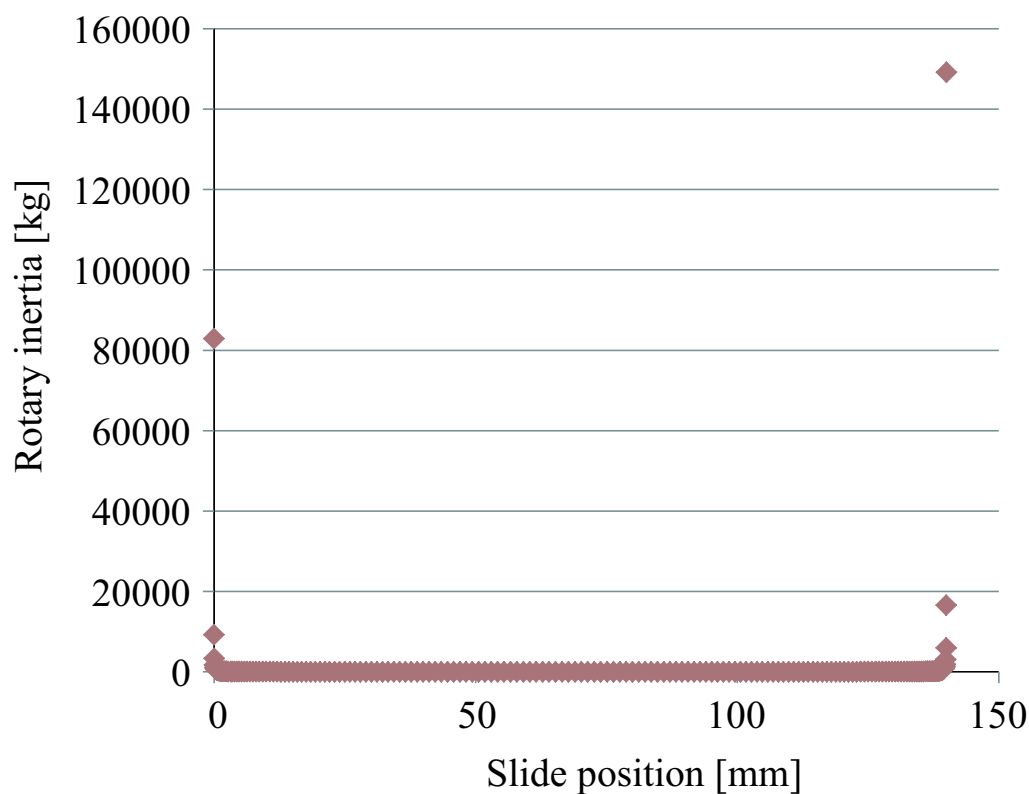


Fig. 3.2 Variation of Mr1

ド側の回転慣性 M_{r1} は、クランク機構を考慮した以下の式により決定する。

$$M_{r1} = J \left(\frac{d\theta}{dx_s} \right)^2 \quad (3.9)$$

J はリンク機構を考慮したシャフト換算イナーシャである。なお、 θ と x_s の関係は以下の式で表される。

$$x_s = R \cos \theta - \sqrt{C^2 - R^2 \sin^2 \theta} + R + C \quad (3.10)$$

ここで、 R はクランク半径、 C はコンロッド長さである。式 (3.9) を用いて、スライド位置に対する回転慣性の大きさをプロットしたものを Fig. 3.2 に示す。Fig. 3.2 を見ると、回転慣性は上死点および下死点に近づくにつれ指数関数的に増加していることがわかる。このため、プレス制御で重要である下死点付近でスライドの可制御性がほぼなくなってしまうため、制御が難しく、回転慣性部分を工夫した異なるモデルを考えることにする。

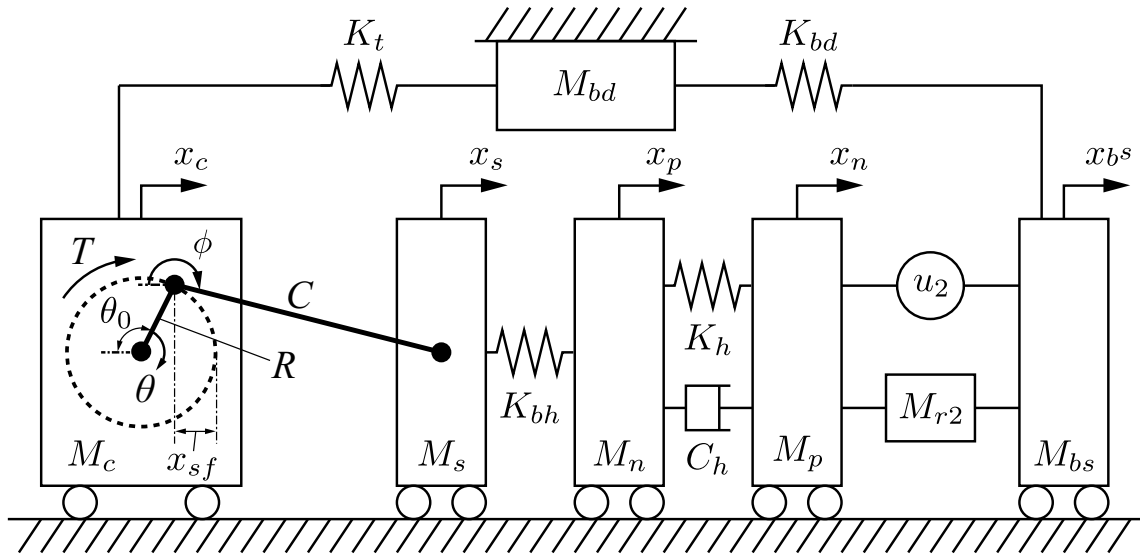


Fig. 3.3 Real machine model of servo press

3.2.2 クランク機構を加えた 5+1 自由度モデルに対する検討

新しく 5 自由度モデルにクランク機構を加えたモデル（以下、実機モデル）を Fig. 3.3 に示す。これまでのモデルと同様、スライドとパッドが接触している状態，すなわち衝突以後のモデルである。θ と φ はそれぞれ，クランク角度とリンク角度（水平軸に対するコンロッドの角度）である。T はスライド側モータが減速機を通じて出力するトルクである。なお，T, θ は時計回りを正とする。J はリンク機構を考慮したシャフト換算イナーシャである。R はクランク半径，C はコンロッド長さを示している。θ₀ は，スライドとパッドの衝突時のクランクの上死点からの角度である。x_{sf} は，衝突位置から下死点位置までのスライドの変化量である。その他，5 自由度モデルと同じ変数の示す意味は同じである。また，各パラメータの詳細値は，共同研究を行っている企業との契約の関係上，明記できない。

各ばねが自然長のとき，すなわち衝突の瞬間において $x_c = 0$, $\theta = 0$, $x_n = 0$, $x_p = 0$, $x_{bs} = 0$ とする。クランク-スライド機構部において，スライドの位置 x_s ，速度 \dot{x}_s ，加速度 \ddot{x}_s はクランク角度と θ とリンク角度 φ を用いて以下のように表すことができる。

$$x_s = x_c - R \cos \theta - C \cos \phi - (C + R - x_{sf}) \quad (3.11)$$

$$\dot{x}_s = \dot{x}_c + R \dot{\theta} \sin \theta + C \dot{\phi} \sin \phi \quad (3.12)$$

$$\ddot{x}_s = \ddot{x}_c + R \ddot{\theta} \sin \theta + R \dot{\theta}^2 \cos \theta + C \ddot{\phi} \sin \phi + R \dot{\phi}^2 \cos \phi \quad (3.13)$$

スライドの本論文では簡単化のため，クランク半径とコンロッド長さの比 $\frac{R}{C}$ を微小と

みなす^[40]. したがって, $\phi = \pi$, $\dot{\phi} = 0$, $\ddot{\phi} = 0$ となり, 式 (3.11)~(3.13) は次式のようなになる.

$$x_s = x_c - R \cos \theta - R + x_{sf} \quad (3.14)$$

$$\dot{x}_s = \dot{x}_c + R\dot{\theta} \sin \theta \quad (3.15)$$

$$\ddot{x}_s = \ddot{x}_c + R\ddot{\theta} \sin \theta + R\dot{\theta}^2 \cos \theta \quad (3.16)$$

以上の関係を用い, クラウン位置とクランク角度に関する運動方程式をラグランジュ方程式を用いて求める (付録参照). また, パッド, ナット, ベッドの各質点の運動方程式も求める. 状態ベクトルと入力を

$$\mathbf{x} = [x_c \quad \theta \quad x_p \quad x_n \quad x_{bs} \quad \dot{x}_c \quad \dot{\theta} \quad \dot{x}_p \quad \dot{x}_n \quad \dot{x}_{bs}]^T \quad (3.17)$$

$$\mathbf{u} = [T \quad u_2]^T \quad (3.18)$$

とすると, 各運動方程式から, 状態方程式

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E} \quad (3.19)$$

を得る. ここで, 各行列は以下の通りである.

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{5 \times 5} & \mathbf{I}_{5 \times 5} \\ \mathbf{A}_1 & \mathbf{A}_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{5 \times 2} \\ \frac{M_s R \sin \theta}{M_1} & 0 \\ (M_c + M_s) & 0 \\ M_1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -\frac{M_{bs}}{M_2} \\ 0 & \frac{M_n}{M_2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{5 \times 1} \\ \frac{JK_{bh}(R + R \cos \theta - x_{s0})}{M_1} \\ \frac{K_{bh}M_c R \sin \theta (R + R \cos \theta - x_{s0})}{M_1} \\ -\frac{K_{bh}(R + R \cos \theta - x_{s0})}{M_p \theta} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

なお、スペースの関係上、 \mathbf{A}_1 , \mathbf{A}_2 , M_1 , M_2 は以下に記載する。

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} -\frac{J(K_t+K_{bh})+K_t M_s R^2 \sin^2 \theta}{M_1} & 0 & \frac{JK_{bh}}{M_1} & 0 & 0 \\ \frac{(K_t M_s - K_{bh} M_c) R \sin \theta}{M_1} & 0 & \frac{K_{bh} M_c R \sin \theta}{M_1} & 0 & 0 \\ \frac{K_{bh}}{M_p} & 0 & -\frac{K_{bh}+K_h}{M_p} & \frac{K_h}{M_p} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{K_h(M_{r2}+M_{bs})}{M_2} & -\frac{K_h(M_{r2}+M_{bs})}{M_2} & -\frac{K_{bd} M_{r2}}{M_2} \\ 0 & 0 & \frac{K_h M_{r2}}{M_2} & -\frac{K_h M_{r2}}{M_2} & -\frac{K_{bd}(M_n+M_{r2})}{M_2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_2 = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{JM_s R \cos \theta \dot{\theta}_0}{M_1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{M_c M_s R^2 \sin \theta \cos \theta \dot{\theta}_0}{M_1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{C_h}{M_p} & \frac{C_h}{M_p} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{C_h(M_{r2}+M_{bs})}{M_2} & \frac{C_h(M_{r2}+M_{bs})}{M_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{C_h M_{r2}}{M_2} & -\frac{C_h M_{r2}}{M_2} & 0 \end{bmatrix}$$

$$M_1 = J(M_c + M_s) + M_c M_s R^2 \sin^2 \theta$$

$$M_2 = M_n M_{r2} + M_n M_{bs} + M_{r2} M_{bs}$$

ここで、 $\dot{\theta}_0$ は、運動方程式中に存在する $\dot{\theta}^2$ の非線形項の線形化のために導入している変数である。クランクが一定角速度 $\dot{\theta}_0$ で回転していると仮定し、以下のような近似を適用する。

$$\dot{\theta}^2 = \dot{\theta}_0 \cdot \dot{\theta} \quad (3.20)$$

なお、DC 荷重 f_{DC} は以下の式によって算出する。これは、実際のサーボプレスで荷重の計測器が搭載されている場所を参考に決定している。

$$f_{DC} = K_h (x_p - x_n) + C_h (\dot{x}_p - \dot{x}_n) \quad (3.21)$$

3.3 制御系設計

3.3.1 非線形モデルに対する PID 制御

本論文では、実機モデルに対し、設計指標を定め、検討を進める。なお、詳細な設計指標に関しては、共同研究を行っている企業との契約の関係上、明記できないが、簡易モデルと同様、

- 所望の時間で下死点位置に到達する。
- 衝突後なるべく早く所望の荷重 f_{DC}^{ref} に到達させ、下死点位置までそれを維持する。

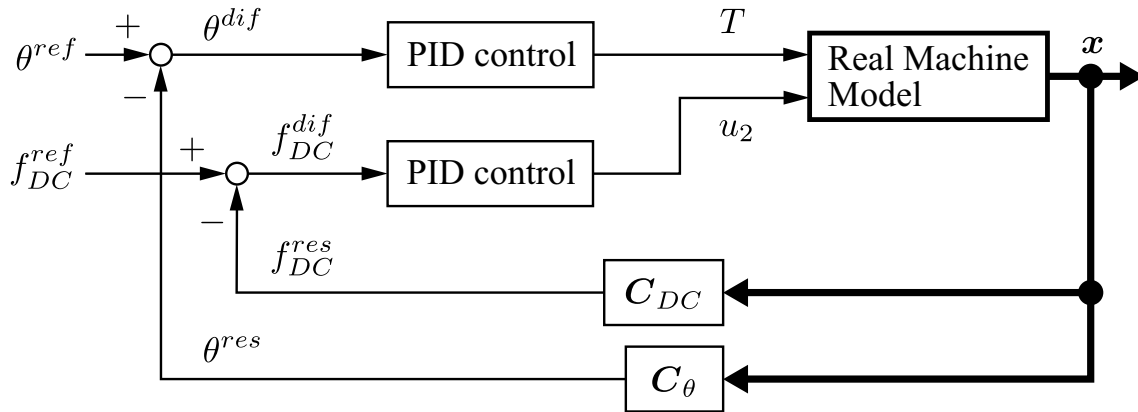


Fig. 3.4 Block diagram of PID control system

- アクチュエータの最大出力を超えないようにする。

である。前節で述べた実機モデルに対し、まずは設計指標を満たすように PID 制御を適用することで、モデル自体の妥当性を確認する。PID 制御のブロック線図を Fig. 3.4 に示す。○^{ref} は参照値を、○^{res} は応答値を、○^{dif} は参照値と応答値との偏差を示している。また、 C_{DC} と C_{θ} はそれぞれ、DC 荷重とクランク角度の出力行列であり、次式で示される。

$$C_{DC} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & K_h & -K_h & 0 & 0 & 0 & C_h & -C_h & 0 \end{bmatrix}$$

$$C_{\theta} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

クランク角度は、下死点到達時間まで一定の角速度で変化させる。クランク角度の参照値 θ^{ref} は、以下の式を用いて表される。

$$\begin{aligned} \theta^{ref} &= \dot{\theta}t \\ &= \frac{(\pi - \theta_0)}{t_2}t \end{aligned} \tag{3.22}$$

以上の条件において、適当なゲインを設計し、PID 制御を行った結果を Fig. 3.5 に示す。ここで、共同研究を行っている企業との契約の関係上、図の縦軸の数値は省略してある。これらの結果より、実機モデルはプレス機械として妥当な動作をしており、本モデルでの検討に妥当性があることが確認された。

3.3.1.1 誤差学習を含む終端状態制御

実機モデルは、非線形項を多く含むモデルとなっている。そのため、終端状態制御によって終端時間に状態量を目標値に到達させるフィードフォワード入力を求めることが難しい。そこで、誤差学習を用いた終端状態制御^[41]を用いる。これは、非線形のシステムに対して、まず適当なフィードフォワード入力を与え、その結果生じた終

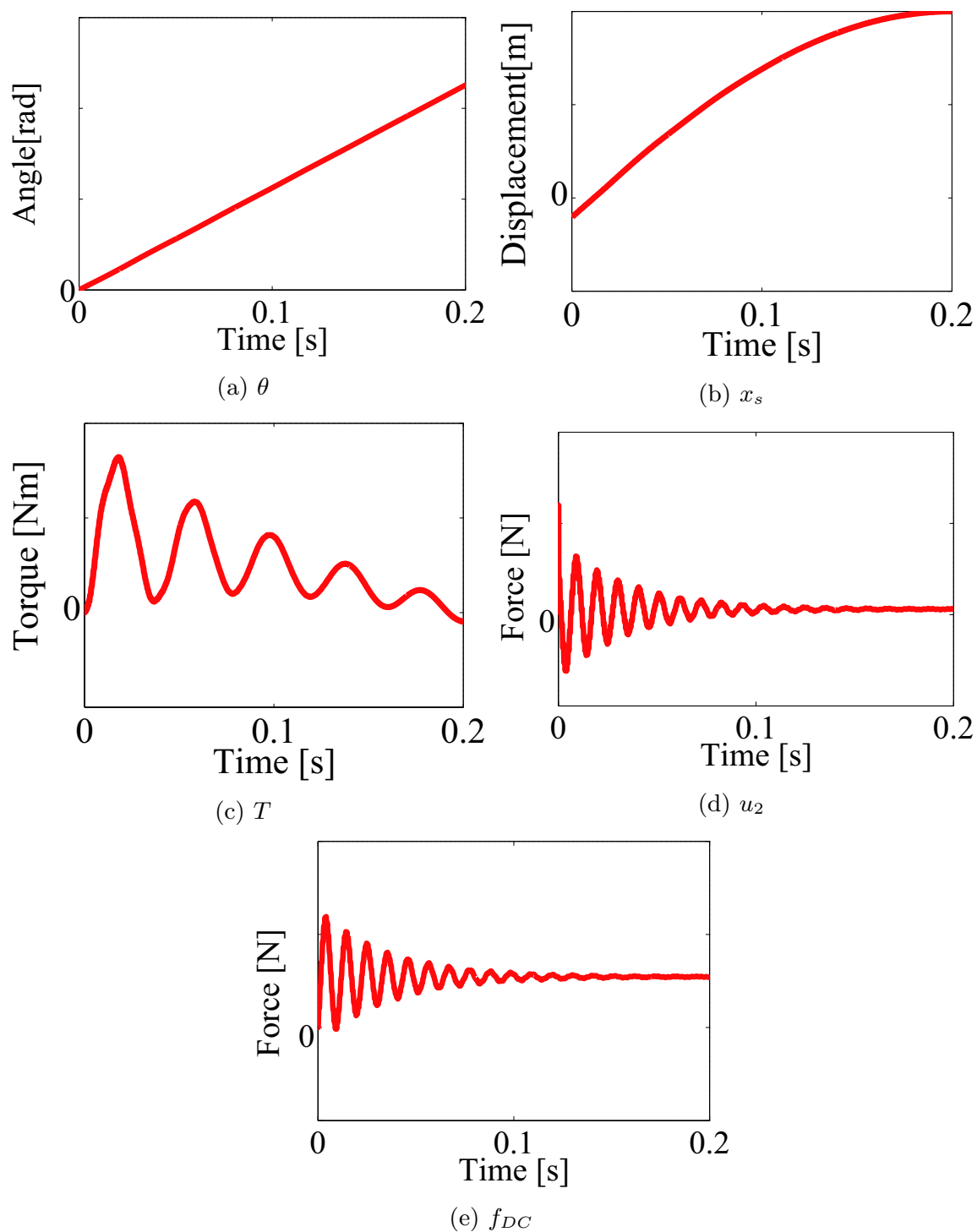


Fig. 3.5 Result of PID control for real model

端状態との誤差分の入力を新たにフィードフォワード入力に加えることで、目的の状態量の終端状態との誤差をなくす制御手法である。この手順を繰り返し計算していくことで、最終的にシステムを終端状態に到達させることのできるフィードフォワード入力を導出できる。

以下にその手順を示す。

ある適当なフィードフォワード入力 \mathbf{V} によって、拡大系のシステムが状態 $\mathbf{x}_d(N)$ に到達するとき、出力行列 \mathbf{C} による所望の出力 $\mathbf{y}(N)$ は、

$$\begin{aligned}\mathbf{y}(N) &= \mathbf{C}\mathbf{x}_d(N) \\ &= \mathbf{C}\mathbf{A}'_d(N-1)\mathbf{A}'_d(N-2)\cdots\mathbf{A}'_d(0)\mathbf{x}_d(0) + \mathbf{C}\bar{\mathbf{A}}'_d\bar{\mathbf{E}}'_d + \mathbf{C}\bar{\mathbf{A}}'_d\bar{\mathbf{B}}'_d\bar{\mathbf{V}}\end{aligned}\quad (3.23)$$

となる。ここで、

$$\begin{aligned}\bar{\mathbf{A}}_d &= [\mathbf{A}_d(N-1)\mathbf{A}_d(N-2)\cdots\mathbf{A}_d(1), \mathbf{A}_d(N-1)\mathbf{A}_d(N-2)\cdots\mathbf{A}_d(2), \\ &\quad \cdots, \mathbf{A}_d(N-1), \mathbf{I}] \\ \bar{\mathbf{B}}_d &= [\mathbf{B}_d(0), \mathbf{B}_d(1), \cdots, \mathbf{B}_d(N-2), \mathbf{B}_d(N-1)] \\ \bar{\mathbf{E}}_d &= [\mathbf{E}_d(0), \mathbf{E}_d(1), \cdots, \mathbf{E}_d(N-2), \mathbf{E}_d]^T \\ \bar{\mathbf{V}} &= [\dot{\mathbf{v}}(0), \dot{\mathbf{v}}(1), \cdots, \dot{\mathbf{v}}(N-1)]^T\end{aligned}$$

である。上付きの ' は状態遷移の変化に伴うベクトルおよび行列の変化を表す。式 (3.23) より、 $\bar{\mathbf{V}}$ は次式で表される。

$$\begin{aligned}\bar{\mathbf{V}} &= \bar{\mathbf{B}}_d'^T \bar{\mathbf{A}}_d'^T \mathbf{C}^T \left(\mathbf{C}\bar{\mathbf{A}}'_d\bar{\mathbf{B}}'_d\bar{\mathbf{B}}_d'^T \bar{\mathbf{A}}_d'^T \mathbf{C}^T \right)^{-1} \\ &\quad \left(\mathbf{y}(N) - \mathbf{C}\mathbf{A}'_d(N-1)\mathbf{A}'_d(N-2)\cdots\mathbf{A}'_d(0)\mathbf{x}_d(0) - \mathbf{C}\bar{\mathbf{A}}'_d\bar{\mathbf{E}}'_d \right)\end{aligned}\quad (3.24)$$

このときの目標状態 \mathbf{y}_f との終端誤差ベクトル \mathbf{e} を、

$$\mathbf{e} = \mathbf{y}_f - \mathbf{y}(N) \quad (3.25)$$

$$(3.26)$$

とする。終端誤差 \mathbf{e} を減少させる入力 $\Delta\mathbf{V}$ を以下のようにして求める。

$$\Delta\mathbf{V} = \bar{\mathbf{B}}_d'^T \bar{\mathbf{A}}_d'^T \mathbf{C}^T \left(\mathbf{C}\bar{\mathbf{A}}'_d\bar{\mathbf{B}}'_d\bar{\mathbf{B}}_d'^T \bar{\mathbf{A}}_d'^T \mathbf{C}^T \right)^{-1} \mathbf{e} \quad (3.27)$$

式 (3.23) の $\bar{\mathbf{V}}$ に式 (3.27) の $\Delta\mathbf{V}$ を加えると、

$$\begin{aligned}\bar{\mathbf{V}} + \Delta\mathbf{V} &= \bar{\mathbf{B}}_d'^T \bar{\mathbf{A}}_d'^T \mathbf{C}^T \left(\mathbf{C}\bar{\mathbf{A}}'_d\bar{\mathbf{B}}'_d\bar{\mathbf{B}}_d'^T \bar{\mathbf{A}}_d'^T \mathbf{C}^T \right)^{-1} \\ &\quad \left(\mathbf{y}(N) - \mathbf{C}\mathbf{A}'_d(N-1)\mathbf{A}'_d(N-2)\cdots\mathbf{A}'_d(0)\mathbf{x}_d(0) - \mathbf{C}\bar{\mathbf{A}}'_d\bar{\mathbf{E}}'_d \right) \\ &\quad + \bar{\mathbf{B}}_d'^T \bar{\mathbf{A}}_d'^T \mathbf{C}^T \left(\mathbf{C}\bar{\mathbf{A}}'_d\bar{\mathbf{B}}'_d\bar{\mathbf{B}}_d'^T \bar{\mathbf{A}}_d'^T \mathbf{C}^T \right)^{-1} \mathbf{e} \\ &= \bar{\mathbf{B}}_d'^T \bar{\mathbf{A}}_d'^T \mathbf{C}^T \left(\mathbf{C}\bar{\mathbf{A}}'_d\bar{\mathbf{B}}'_d\bar{\mathbf{B}}_d'^T \bar{\mathbf{A}}_d'^T \mathbf{C}^T \right)^{-1} \\ &\quad \left(\mathbf{y}_f - \mathbf{C}\mathbf{A}'_d(N-1)\mathbf{A}'_d(N-2)\cdots\mathbf{A}'_d(0)\mathbf{x}_d(0) - \mathbf{C}\bar{\mathbf{A}}'_d\bar{\mathbf{E}}'_d \right)\end{aligned}\quad (3.28)$$

となる. 式 (3.28) の $\mathbf{V} + \Delta\mathbf{V}$ を式 (3.23) の $\bar{\mathbf{V}}$ に与えたとき, 状態遷移行列 $\mathbf{A}'_d(N-1)$, $\mathbf{A}'_d(N-2)$, \dots , $\mathbf{A}'_d(0)$ が変わらなければシステムは目標状態に到達することになる. しかし, 入力の変化が大きいと状態変位の変化が大きくなり, $\Delta\mathbf{V}$ による誤差補償は収束しないことになる. そこで, 学習係数 $\gamma(0 < \gamma < 1)$ を $\Delta\mathbf{V}$ にかけて入力の変化を小さく抑える. すなわち, 以下のように入力の更新を行う.

$$\bar{\mathbf{V}} \leftarrow \bar{\mathbf{V}} + \gamma\mathbf{V} \quad (3.29)$$

このように入力を更新していき, 繰り返し計算を行うことで, 最終的にシステムを終端状態に到達させることのできる FF 入力を求めることができる.

今後は, 前項までに検討した制御手法 (非線形モデルに対する PID 制御, クランク機構を考慮しない 5 自由度モデルに対する終端状態制御) の入力値を初期入力値として, 誤差学習を含む終端状態制御を適用することにより, 簡易モデルで検討した制御手法の検証を行う予定である.

第 4 章

結論

4.1 結論

本研究では、第一に、クラウンを含む簡易モデルに対する検討を行った。まず、従来の2自由度モデルにクラウンを加えた簡易モデルを構築した。DC荷重の目標値追従性能の向上とクラウン振動の抑制のため、このモデルに対してDC荷重・クラウン速度をフィードバックする制御系を構築し、その制御系に対して2段階終端状態制御を適用することで、アクチュエータへの制御入力を導出した。ここで、下死点到達後のクラウン振動を抑制するため、2段階目の終端状態におけるクラウンの位置と速度を指定した。最後に、求めた制御入力をシミュレーション上の簡易モデルおよび実験装置のアクチュエータに入力することで、本制御手法の検証を行った。

第二に、実機モデルに対する検討を行った。まず、簡易モデルより自由度の高い5自由度モデルに対し、簡易モデルで検討した制御手法を適用し、その検証を行った。次に、多くのプレス機械に用いられているクラウン機構を考慮した実機モデルを構築した。このモデルにPID制御を適用することで、モデルの妥当性を確認した。最後に、簡易モデルで検討した制御手法の適用について検討した。

以上の結果、以下の結論が得られた。

- 簡易モデルに対する検討で得られた結論
 - － 下死点位置でのクラウン位置・速度を終端状態制御により指定することで、従来手法よりもプレス中のクラウン振動を抑制させることができ、また下死点到達後のクラウン振動を大きく減少させることができた。
 - － DC荷重の偏差のフィードバックを考慮した制御系に対し終端状態制御を用いることで、従来手法よりもDC荷重の目標値維持性能を向上させることができた。
 - － クラウン速度のフィードバックを考慮した制御系に対し終端状態制御を用いることで、従来手法よりもクラウン振動を抑制させることができた。
 - － 上記のDC荷重の目標値追従性能とクラウン振動の抑制性能がトレードオフの関係にあることがわかった。
 - － それぞれのフィードバックゲインを調整することで、DC荷重の目標値追従性能とクラウン振動の抑制との重みのバランスを調整することができた。
 - － 以上は数値シミュレーションにより検証されたが、それらを実験装置によっても確認することができた。
- 実機モデルに対する検討で得られた結論
 - － 簡易モデルで検証した制御手法の有効性を、自由度を増やした5自由度モデルで検証した。
 - － クランク機構を考慮した実機モデルを構築し、それがモデルとして妥当な

動作をしていることを PID 制御によって確認した。

- 実機モデルに対して，簡易モデルで検討した制御システム設計手法を適用するための今後の方策を検討した。

4.2 今後の展望

今後は，実機への提案手法の実装に向け，実機モデルに対する検討をさらに行う必要がある。まず，構築した実機モデルに対して，簡易モデルで検討した制御手法の適用の検討を行う必要がある。そのためには，モデルの非線形性をどう扱うかが問題となるが，前章の最後に述べた誤差学習を用いた終端状態制御により，解決できるのではないかと考えられる。また，プレス機械は上下に作動するものであるため，重力や各要素の自重を考慮したモデルに対して検討を行うことが求められる。検討をさらに重ねた後，実機での動作試験や実際に成形加工を行うことで，本提案手法の妥当性確認を行う必要がある。さらに，本論文では衝突から下死点位置までを対象として分析しているが，実際にはプレスは繰り返し動作が行われるものであるため，プレスの準備動作についても検討が必要である。この期間では，消費エネルギーの削減や生産性の向上が期待できる。

参考文献・研究業績

参考文献

- [1] 太田哲. プレス加工の基礎知識. 日刊工業新聞社, 1982.
- [2] 山口文雄. トコトンやさしいプレス加工の本. 日刊工業新聞社, 2012.
- [3] コマツ産機株式会社. プレス機械の基本と最近の動向.
- [4] 古閑伸裕, 久保雅亮, クンラチャート・ジュンラペン. Nc サーボプレスを利用したかえり無しせん断. 塑性と加工, Vol. 48, No. 558, pp. 645–649, 2007.
- [5] 江河隆幸. なぜ高強度鋼板が多用されるのか. 塑性と加工, Vol. 46, No. 534, pp. 556–559, 2005.
- [6] 山崎一正. 自動車用高強度鋼板の現状と今後の展望. 塑性と加工, Vol. 46, No. 534, pp. 565–569, 2005.
- [7] 佐藤章仁. 高強度鋼板の問題点とその対応. 塑性と加工, Vol. 46, No. 584, pp. 548–551, 2005.
- [8] 林豊. 自動車用高強度鋼板の成形における形状不良現象—そのメカニズムと対策—. 塑性と加工, Vol. 46, No. 534, pp. 580–584, 2005.
- [9] 西村尚. サーボプレスの現状と将来の可能性. 塑性と加工, Vol. 49, No. 565, pp. 97–98, 2008.
- [10] 小坂田宏造. サーボプレスによるプレス加工の革新. 塑性と加工, Vol. 49, No. 565, p. 99, 2008.
- [11] 遠藤順一. サーボプレスによる塑性加工の技術革新. 塑性と加工, Vol. 49, No. 565, pp. 100–104, 2008.
- [12] 石川孝司. サーボプレスを用いた塑性加工技術. 塑性と加工, Vol. 49, No. 565, pp. 114–117, 2008.
- [13] 遠藤順一. サーボプレス—現状と可能性—. 日本ロボット学会誌, Vol. 27, No. 3, pp. 296–298, 2009.
- [14] 町田武雄, 村田力, 長谷川清. サーボプレス (zenformer) の開発: 偏心荷重に対し μ 単位の加工精度の改善. 電気加工学会誌, Vol. 39, No. 90, pp. 43–47, 2005.
- [15] 黒瀉和彦. アルミ・アルミ合金とプレス機械—サーボプレスとアルミ成形. プレス技術誌, Vol. 43, No. 6, pp. 37–39, 2005.
- [16] 梅崎重夫, 清水尚憲, 齋藤剛. プレス作業の労働災害分析と災害防止対策の考察. 労働安全衛生研究, Vol. 1, No. 2, pp. 111–118, 2008.
- [17] 林央. サーボプレス. 塑性と加工, Vol. 52, No. 607, p. 921, 2011.

- [18] 鶴英明, 中川威雄, 稲葉善治. 電動式 cnc プレスによる粉末成形の研究. 粉体および粉末冶金, Vol. 44, No. 10, pp. 930–935, 1997.
- [19] 安藤弘行. プレス機械の発展とサーボプレス事例紹介. Technical report.
- [20] コマツ産機株式会社. ハイブリッド ac サーボプレス.
- [21] 鈴木裕一, 白神二栄, 西原嘉隆. 231 ハイブリッド ac サーボプレスのモーション制御 (搬送機器, os-2: 運動と振動のモデリングと制御 (1)). *Dynamics & Design Conference*, Vol. 2004, pp. "231-1"–"231-4", 2004.
- [22] 鈴木裕一, 岩田佳雄. 411 サーボパラメータ調整による ac サーボプレスのサイクルタイム短縮 (オーガナイズドセッション 2-i 機械と車両の動的問題). 講演論文集, Vol. 2005, No. 42, pp. 125–126, 2005.
- [23] 鈴木裕一, 岩田佳雄, 佐藤秀紀, 小松崎俊彦. リンク機構を有するサーボ系の軌道計画と ac サーボプレスの振動低減 (運動と振動の制御の 21 世紀への新展開). 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 72, No. 721, pp. 2706–2712, 2006.
- [24] クンラチャート・ジュンラペン, 水落健, 古閑伸裕. Nc サーボプレスを用いた打抜き騒音の低減. 塑性と加工, Vol. 51, No. 591, pp. 353–357, 2010.
- [25] 神馬敬. 超音波振動の深絞り加工への応用. 塑性と加工, Vol. 23, No. 256, pp. p458–464, 1982.
- [26] 片岡征二, 木原諄二, 相澤龍彦. 黄銅板のしごき加工における界面活性剤を添加した水の潤滑性. 塑性と加工, Vol. 34, No. 394, pp. 1264–1269, 1993.
- [27] 古閑伸裕, 浅賀将義, クンラチャート・ジュンラペン. 1050 アルミニウム板の nc サーボプレスを用いた振動深絞り加工としごき加工. 軽金属, Vol. 57, No. 6, pp. 240–244, 2007.
- [28] 玉井良清, 山崎雄司, 吉武明英, 井村隆昭. サーボプレスのモーション制御による鋼板の深絞り成形性向上: サーボプレスを活用した新成形技術の開発. 塑性と加工, Vol. 51, No. 592, pp. 450–454, 2010.
- [29] 村田力. 複動サーボプレスによる高付加価値成形. 塑性と加工, Vol. 49, No. 565, pp. 105–109, 2008.
- [30] 畑幸男, 松本順次, 桜井均. Ac サーボプレス, h1f シリーズの m/c 機の紹介 (サーボプレス専用コントローラ sit の高度化). *Komatsu technical report*, Vol. 53, No. 1, pp. 44–51, 2007.
- [31] 田中信雄, 菊島義弘. 低振動鍛造機械に関する研究: 第 1 報, 低振動鍛造方式の原理. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 51, No. 467, pp. 1793–1801, 1985.
- [32] 田中信雄, 菊島義弘. 低振動鍛造機械に関する研究: 第 2 報, フィードフォワード要素の最適設計. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 52, No. 476, pp. 1297–1305, 1986.
-

- [33] 田中信雄, 菊島義弘. 低振動鍛造機械に関する研究: 第3報, フィードフォワード効果の検証. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 52, No. 476, pp. 1306–1311, 1986.
- [34] 王徳彰, 西村秀和, 下郷太郎. 衝撃のアクティブ制御: L_q 制御と h_∞ 制御の適用 (機械力学, 計測, 自動制御). 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 71, No. 704, pp. 1223–1230, 2005.
- [35] 加藤誠, 西村秀和, 天野洋一, 下郷太郎. アクティブニーボルスターによる乗員下肢の損傷低減制御 (機械力学, 計測, 自動制御). 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 73, No. 736, pp. 3185–3192, 2007.
- [36] Makoto KATO, Hidekazu NISHIMURA, and Taro SHIMOGO. Injury protection of occupant's legs with feedback control for active knee bolster. *Review of automotive engineering*, Vol. 29, No. 3, pp. 357–361, 2008.
- [37] 福崎淳一, 成川輝真, 西村秀和, 伊藤博幸, 有壁剛生. 2 段階終端状態制御によるサーボプレスの衝撃制御. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 78, No. 793, pp. 3166–3177, 2012.
- [38] Takayoshi TOTANI and Hidekazu NISHIMURA. Final-state control using compensation input. 計測自動制御学会論文集, Vol. 30, No. 3, pp. 253–260, 1994.
- [39] 王徳彰, 西村秀和, 下郷太郎, 天野洋一. フィードフォワード入力による衝撃のアクティブ制御 (機械力学, 計測, 自動制御). 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 71, No. 710, pp. 2912–2919, 2005.
- [40] 鈴木裕一, 岩田佳雄, 小松崎俊彦, 溝下将大. クランク-スライダ機構を有するアクティブマスダンパによる振動制御. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 74, No. 741, pp. 1260–1266, 2008.
- [41] 西村秀和, 高橋賢治, 舟木厚司, 戸谷隆美. 誤差学習による終端状態制御を用いたブラキエーションロボットの運動制御. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 63, No. 605, pp. 182–189, 1997.
-

研究業績

- 村田直也, 西村秀和, 成川輝真, 伊藤博幸, 有壁剛生, “クラウン振動の抑制を考慮したサーボプレスの制御”, 第 55 回 自動制御連合講演会, 2012 年 11 月
 - Naoya Murata and Seiichiro Katsura, ”Bilateral Force Feedback Control using Multi-Degree-of-Freedom Mobile Robot,” SICE Annual Conference (SICE), 2011 Proceedings of, pp. 1041–1046 (2011–9)
 - 村田直也, 桂誠一郎, “路面環境モード抽出のための多自由度モバイルロボットの開発と制御”, 電気学会論文誌 D (産業応用部門誌), Vol. 132, No. 3, pp. 301–307 (2012–3)
-

謝辭

本研究を行うにあたり、平素から熱心で真摯なご指導をくださいました西村秀和教授に心より感謝申し上げます。西村教授にはいつも大変的確な指摘をいただき、厳しくもありましたが、非常に勉強になりました。また、研究以外の相談にも真剣に応じてくださったこと、本当に感謝しています。

株式会社小松製作所の伊藤博幸氏、有壁剛生氏には、企業の立場から様々な助言をいただきました。私には至らない点が多くありましたが、お2人のおかげで研究をここまで進めてくることができました。このような機会を与えてくださったことに深く御礼申し上げます。

本論文の審査にあたり、非常に参考になるご意見をくださいました高野研一教授、ヒジノ ケン・ビクター・レオナード准教授には深く御礼申し上げます。

また、1年間という短い期間ではありましたが、本研究テーマに関する多くのことを教えてくださった福崎さんに感謝申し上げます。就職してからも度々相談にのっていただき、本当にありがとうございました。

そして、日頃の研究室生活を共にし、意見を言い合った同期の大嶋さん、小武海君、森さん、伊藤君、猪股さんに感謝します。皆さんのおかげで辛い日も乗り越えることができました。特に本論文の執筆に際しては、TeX の使い方やテンプレート作成に関して伊藤君に非常にお世話になり、図の作成方法に関して修士1年の相川さんに非常にお世話になりました。ありがとうございました。その他の西村研究室の皆様、およびSDM研究科の皆様にも大変お世話になりました。様々なバックグラウンドをお持ちの方々との交流のおかげで、幅広い視点から物事を見ることができるようになりました。

最後に、これまでの学生生活を支えてくれた家族に心より感謝申し上げます。
