

システム開発

22-F-3

新・水圧技術（ADS:Aqua-Drive-System）
を用いたロボティクスの新基軸応用に
関するフェージビリティスタディ
報告書

平成23年3月

財団法人 機械システム振興協会

委託先 社団法人 日本フルードパワー工業会



この事業は、競輪の補助金を受けて実施したものです。

URL : <http://ringring-keirin.jp/>

序

わが国経済の安定成長への推進にあたり、機械情報産業をめぐる経済的、社会的諸条件は急速な変化を見せており、社会生活における環境、都市、防災、住宅、福祉、教育等、直面する問題の解決を図るためには技術開発力の強化に加えて、多様化、高度化する社会的ニーズに適応する機械情報システムの研究開発が必要であります。

このような社会情勢の変化に対応するため、財団法人機械システム振興協会では、財団法人JKAから機械工業振興資金の交付を受けて、機械システムに関する調査研究等補助事業を実施しております。

これらを効果的に実施するために、当協会に総合システム調査開発委員会(委員長：東京大学名誉教授 藤正 巖氏)を設置し、同委員会のご指導のもとに推進しております。

本「新・水圧技術(ADS:Aqua-Drive-System)を用いたロボティクスの新基軸応用に関するフィージビリティスタディ」は、上記事業の一環として、当協会が社団法人日本フルードパワー工業会に委託し、実施した成果であります。関係諸分野に関する施策が展開されていくうえで、本フィージビリティスタディの成果が一つの礎石として、皆様方のお役に立てれば幸いです。

平成23年3月

財団法人 機械システム振興協会

はじめに

この報告書は、財団法人機械システム振興協会の委託による「新・水圧技術(ADS : Aqua-Drive-System)を用いたロボティクスの新基軸応用に関するフィージビリティスタディ」の成果報告書である。

平成 20 年度の調査研究において、最新の火力発電所におけるエネルギー有効利用の状況を実地検分し、蒸気量制御系に ADS を採用すれば環境調和性を向上できること、更に水圧ポンプを蒸気タービンで駆動すれば環境調和性と省エネルギー性を向上できることを指摘した。平成 21 年度では、その基本的な駆動・制御部となる直線及び回転の一自由度系の性能検証を行った。併せて、ADS ロボティクスのコストを検討した。

平成 22 年度では、次のフィージビリティスタディ(以下「F/S」という。)を実施した。

- (1)ADS ロボティクスとして、一自由度回転駆動系のキャビテーション防止を実現できる水圧モータの制御手法と、水圧モータと水圧シリンダを組み合わせた二自由度系の特性に及ぼす制御パラメータや負荷条件等の影響を調べた。
- (2)発電量を制御する蒸気加減弁駆動に ADS サーボ系を適用する可能性について、実用の資料に基づき検討した。
- (3)火力発電所や産業用プラント等での排熱の有効利用を促進するため、排熱蒸気を水圧ポンプ直結駆動用の蒸気タービンに導く方式の、新たな ADS の構築を検討した。このため、高速水圧ポンプを試作、性能を調査して可能性を明らかとした。
- (4)ADS 対応の小型蒸気タービンの仕様を調査し、蒸気系との融合の可能性を検討した。

省みると、本工業会の水圧技術に関する調査研究及び F/S は、公的支援（機械振興資金の補助）を活用した産学連携方式で平成 10 年度に始まった。テーマはエネルギー伝達媒体である水道水(清水)の水質及びその経時変化、水道配管網圧力から電気駆動相当圧力までを対象にした主要機器や駆動システムの性能、制御方式と制御特性、トータルコストの調査など、系統的で多岐にわたった。実施形態は、当初から企業の枠にとらわれないオープン・イノベーションとして、工業会加盟企業と大学等の研究者が熱心に協働した。また、ADS の本質から、グリーン・イノベーションとしても位置づけられるであろう。

フルードパワーの新たな挑戦を認識する契機となることを願い、この報告書を産業界・学界の関係者の高覧に供する。また、当初からの報告書も踏まえて、ADS の実用を目的としたビジネスモデルが、企業サイドで構築されることを切望する次第である。

最後になりますが、経済産業省並びに財団法人機械システム振興協会はじめ関係各位のご尽力に謝意を表します。

平成 23 年 3 月

社団法人 日本フルードパワー工業会

目 次

序

はじめに

1. F/S の目的	1
2. F/S の実施体制	2
第1章 二自由度システム試作モデルの設計・製作及び機能検証	5
1. 1 目的	5
1. 2 二自由度システム試作モデルの駆動用ユニットとアクチュエータの設計・製作	5
1. 2. 1 試作システム駆動用水圧ユニット	5
1. 2. 2 二自由度アクチュエータ	8
1. 3 水圧回路と制御及び水圧機器の概要	10
1. 4 性能の検証	19
1. 4. 1 直線駆動系の制御	19
1. 4. 2 回転駆動系の制御	27
1. 4. 3 二軸運動制御	43
1. 5 ADSによる蒸気加減弁サーボ制御の可能性	46
1. 5. 1 負荷力の同定	47
1. 5. 2 制御試験	49
1. 6 今後の課題と展開	54
第2章 蒸気タービン駆動に耐える水圧ポンプの開発	56
2. 1 目的	56
2. 2 試作ポンプの概要及び駆動用ユニットの設計・製作	56
2. 2. 1 試作ポンプ	56
2. 2. 2 駆動用ユニットと水圧回路	57
2. 3 試験方法	60
2. 4 試作ポンプのテスト結果と考察	60
2. 5 今後の課題と展望	61
第3章 蒸気タービンの調査	63
3. 1 目的	63
3. 2 ADSへの具体的応用の可能性	63
3. 3 今後の課題と展望	65
第4章 文献・資料調査	66
第5章 F/Sの成果のまとめと今後の課題及び展開	67
付録 平成21年度ADSに係わる文献資料調査結果	70

1. F/S の目的

平成 20 年度の調査研究において、火力発電所では抽気蒸気を近隣の工業団地に配給して、多目的有効利用する仕組みを構築して実用化されていることが判明した。また、発電量を制御するための蒸気量の制御に油圧駆動方式が採用され、その方式は油圧ポンプを電動機により駆動し、圧油は油圧サーボ弁へ供給され蒸気弁のシリンダを駆動する一自由度ロボティクス系を構成していることも判明した。しかしながら現行の油圧駆動方式の問題点として防油堤の設置、吹き抜け構造や防火扉等作動油の保管管理に消防法による厳しい指導規制がかかる等煩わしさのあることがわかった。このため多目的に排熱（蒸気）が有効利用されていることから、その蒸気を制御可能な ADS（新・水圧技術：ADS= Aqua Drive System）の導入が極めて有効な分野であることが明らかとなった。ADS が環境（防爆・クリーン性）、省エネ（排熱利用、電気変換不要）、省資源（作動流体に蒸気冷却水、水道水、工業用水を利用）等からみて油圧に比べ有利な点が多々あるのは明白である。

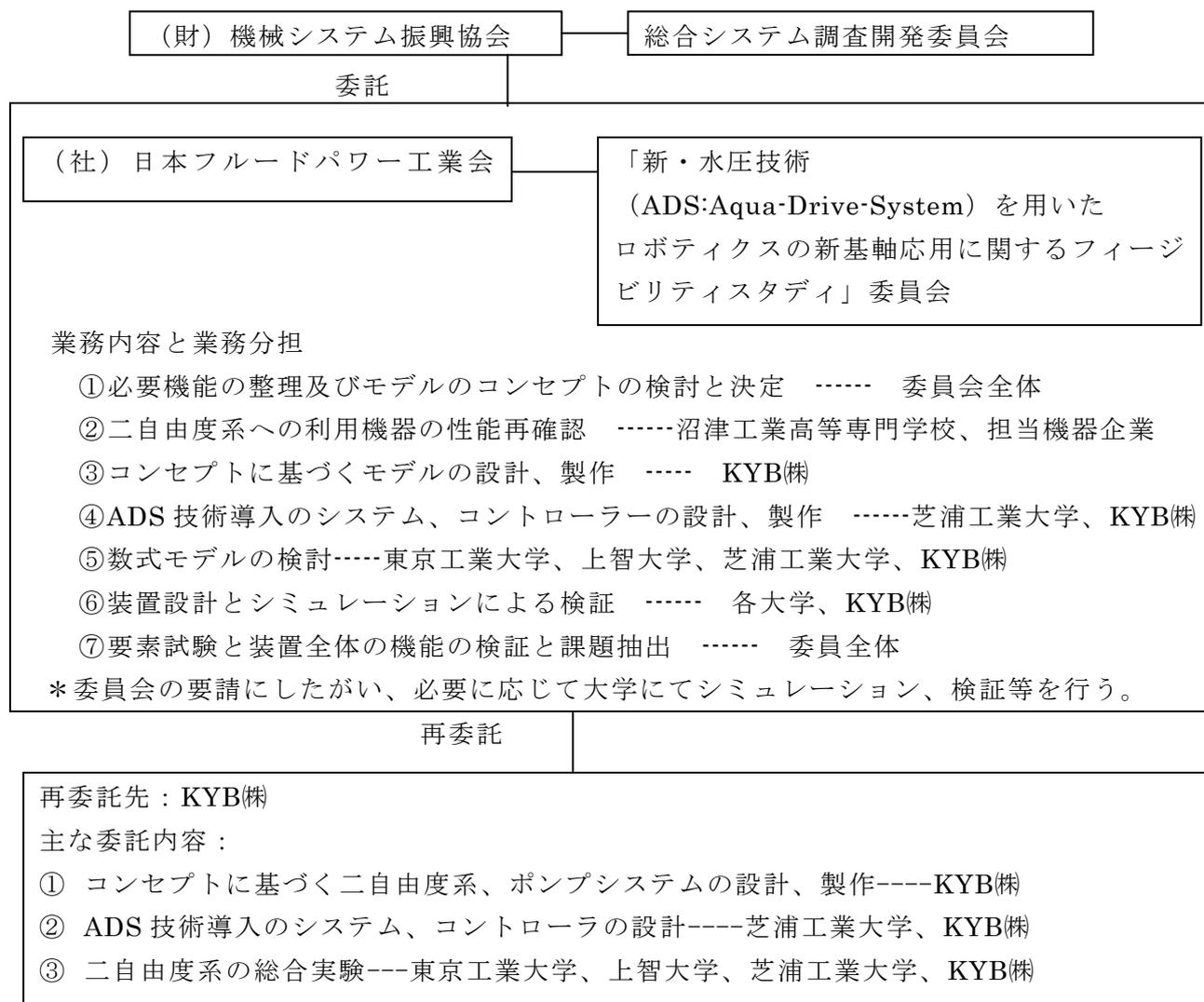
ここで提案する「新・水圧技術：ADS（Aqua-Drive-System）」は作動流体（エネルギー伝達媒体）に「清水」を使用する機械・装置の駆動・制御技術である。それ故、電動のような漏電及び防水・防滴対策の適用規格外にあり、空気圧のような低剛性による制御上の課題やオイルミストなどの油成分は存在せず、そして最近では低エネルギー消費効率が課題となっている。また、高含水作動油のような添加物をも全く含まない。清水＝水道水を作動流体とする ADS は油圧技術と同じ液圧技術であるが、油圧の小型、高密度出力、高応答特性の特性を持ちながらも完全オイルフリーなる特長を持っている。したがって、当 F/S で得られた技術は、発電所等での余剰蒸気の有効的蒸気の活用による蒸気タービンによる電動駆動を介さずにシステムの駆動制御を可能とし、また一方では電動機駆動によるが、安全・衛生・クリーンな環境面での生産プロセスが要求される食品機械、半導体製造、医療・医薬、化粧品等々の今後益々盛んになることが予測される一般産業分野への適用も可能である。

ここで ADS を応用する場合は、最終的には一次側エネルギーサイトからの蒸気を蒸気タービンへ導き、蒸気タービンで直接水圧ポンプを駆動するシステムを構築し、火力発電所における蒸気量制御弁の駆動制御の実用性を明らかにするものである。平成 21 年度は、制御に必要な諸条件のもとに、まず実験室規模で ADS の動作の基本である直線駆動系及び回転駆動系の一自由度システムについて機能検証を行い、ほぼ所期の成果が得られた。また、火力発電所等への導入に際しては、既存の油圧システムに換えて ADS を導入することはユーザーサイドとしては、コストが最大の懸念事項となる。コスト面では、発電所と同規模での仕様に基づいて調査を行った。

平成 22 年度は本テーマの本質である排熱有効利用の目的から、蒸気タービン駆動による高速水圧ポンプの開発に視点を置きながら、昨年度の成果の応用を念頭に、まずは性能面から火力発電所における蒸気タービン出力制御の蒸気加減弁への ADS の応用の可能性や一般産業分野への積極的応用面の拡大からの波及効果を視野に入れて構築した二自由度系ロボティクスシステムの検証を目的とした。

2. F/S の実施体制

(財) 機械システム振興協会内に総合システム調査開発委員会が設置され、また (社) 日本フルードパワー工業会内に学識経験者を中心として、水圧機器、システム製造者を中心に委員会を設置し、実施計画の詳細立案と審議を行い推進した。



総合システム調査開発委員会委員名簿

(順不同・敬称略)

委員長	東京大学 名誉教授	藤 正 巖
委 員	埼玉大学 総合研究機構 教授	太 田 公 廣
委 員	独立行政法人産業技術総合研究所 エレクトロニクス研究部門 研究部門長	金 丸 正 剛
委 員	独立行政法人産業技術総合研究所 先進製造プロセス研究部門 招聘研究員	志 村 洋 文
委 員	早稲田大学 研究戦略センター 教授	中 島 一 郎
委 員	東京工業大学大学院 総合理工学研究科 教授	廣 田 薫
委 員	東京大学大学院 工学系研究科 准教授	藤 岡 健 彦

「新・水圧技術（ADS:Aqua-Drive-System）を用いたロボティクスの新基軸応用に関する
 フィージビリティスタディ」委員会

委員構成

氏名	会社	部署・役職
山口 惇	横浜国立大学	名誉教授・工学博士
北川 能	東京工業大学	大学院・教授・工学博士
池尾 茂	上智大学	理工学部機能創造理工学科・地球環境学研究所 教授・工学博士
大島 茂	沼津工業高等専門学校	副校長・制御情報工学科・工学博士
伊藤 和寿	芝浦工業大学	システム理工学部機械制御システム学科 准教授・工学博士
鈴木 健児	神奈川大学	工学部機械工学科 助手・工学博士
宮川 新平	K Y B(株)	技術本部基盤技術研究所 水圧システムグループ・グループ長・工学博士
山下 良介	S M C(株)	技術本部・開発第8部・係長・工学博士
吉村 知久	川崎重工業(株)	精密機械カンパニー・技術本部 システム技術部・産機装置課・基幹職
井口 務	廣瀬バルブ工業(株)	技術管理部・技術・開発課・マネージャー
内田 晃	日本アキュムレータ(株)	営業部営業課・課長代理
大久保俊克	(株)阪上製作所	技術本部・設計第二部・部長
井上 守	(株)堀内機械	技術部・部長
米川 典秀	カヤバシステムマシナリー(株)	生産統轄部技術部・水圧システムグループ リーダー
村上 康裕	(株)村上製作所	代表取締役会長
吉田 太志★	K Y B(株)	技術本部基盤技術研究所 水圧システムグループ
事務局 三浦 吉成	(社)日本フルードパワー工業会	第一技術部・部長

★オブザーバー

第1章 二自由度システム試作モデルの設計・製作及び機能検証

1.1 目的

平成21年度フィージビリティスタディ（以下「F/S」という。）においては、水圧シリンダをアクチュエータとする直線駆動系を試作し、従来油圧で行われている発電所内のタービンガバナの制御に水圧制御を適用した場合の実現可能性について検討し、十分な位置決め精度及び応答性が得られることを示した。また、水圧モータをアクチュエータとする回転駆動系を試作し、実用化を念頭において検証試験（ステップ応答実験及び追従制御）を行い、ほぼ偏差なく回転角度の制御が行えることを明らかにした。

本年度は、幅広い実用的応用を念頭に、水圧シリンダと水圧モータを組み合わせ直線駆動系、回転駆動系を含む二自由度ロボティクスを構築し、機能検証を行い、二自由度にしたことによる問題点の抽出を行う。また、二自由度ロボティクスのさらなる性能向上のため、平成21年度に実施した一自由度系の補足実験を併せて実施した。

1.2 二自由度システム試作モデルの駆動用ユニットとアクチュエータの設計・製作

1.2.1 試作システム駆動用水圧ユニット

図1.2.1に試作システム駆動用水圧ユニットの回路図を示す。表1.2.1に本ユニットの主な構成機器の一覧を示す。これらの機器を用いて計画した構成図を図1.2.2に示す。写真1.2.1に製作した水圧ユニットの外観を示す。図1.2.1の水圧回路をもとにユニットの機能及び動作原理を説明する。

水圧ポンプは、電動モータにより回転駆動されエネルギー伝達媒体である作動水をタンクから吸込み、吐出する。ポンプから吐出された作動水は、圧力調整弁により回路内の圧力は一定に調整され、サーボ弁等の圧力・流量制御用バルブを介して水圧シリンダや水圧モータ等のアクチュエータに導かれることで流体エネルギーから機械エネルギーに変換される。その結果、直線運動や回転運動等の機械的動作を行うことができる。アキュムレータは回路内の圧力変動を吸収して圧力を均一化するとともに瞬間的な流量不足の際に流量を供給する機能をもっている。切換弁は2ポート2位置形式の2-2切換弁と呼ばれるもので、アクチュエータの動作がない場合に弁を開くことで回路内の圧力を下げ、無負荷で流体を流すことでエネルギー消費を抑えるための機能を備えている。使用する各種の水圧機器は作動流体が水であるが故に内部漏れを最小限に抑えるため、各部のクリアランスが非常に小さく設計されている箇所が多く、作動流体に混ざるコンタミの影響を受けやすい。そのため、ポンプ吐出ラインと戻りラインにメッシュサイズ10 μ のフィルタを設けて、水質管理を行っている。

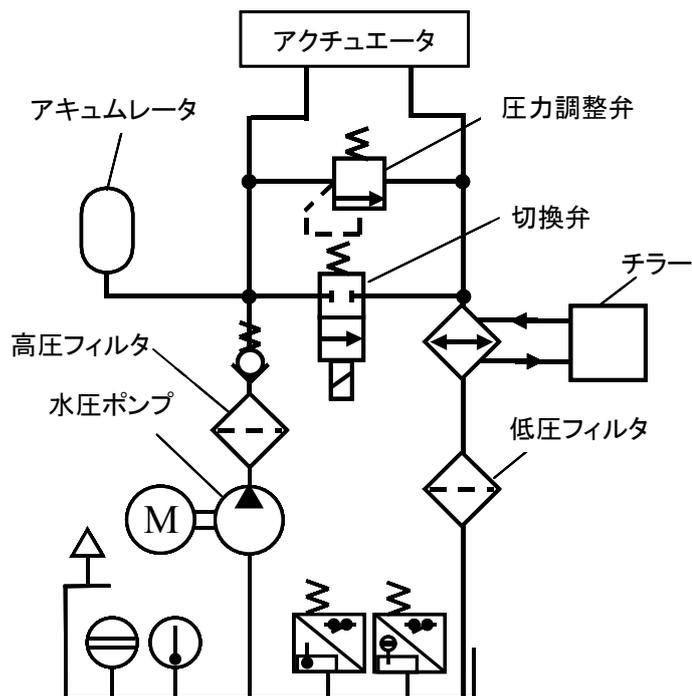


図 1.2.1 試作システム駆動用水圧ユニット回路図

表 1.2.1 試作システム駆動用水圧ユニットの主な構成機器

機器	メーカー/型式	備考/仕様など
水圧ポンプ	KYB(株)/WPP-15	15cc/rev,1500rpm,22.5L/min,5kW
リリーフ弁	廣瀬バルブ工業(株)/ WRV-T04-14-11	最大 40L/min, 調整圧力 0~14MPa
切換弁	廣瀬バルブ工業(株)/ WSO-G03-A10C-11	2-2切換弁 最大 30L/min,14MPa
アキュムレータ	日本アキュムレータ(株)/ HB-J17.5-LL2-ADH	ブラダ式,最高使用圧力 17.5MPa, 耐圧 29.9MPa,容積 2L
チラー	SMC(株)/ HRG-010-A-A	10kW,空冷冷凍式
高圧フィルタ	(株)増田製作所/ W-SPHs06-10S-SUS	メッシュサイズ 10 μ ,65L/min
低圧フィルタ	SMC(株)/FGDTA-06-M010-BX77	メッシュサイズ 10 μ ,35L/min

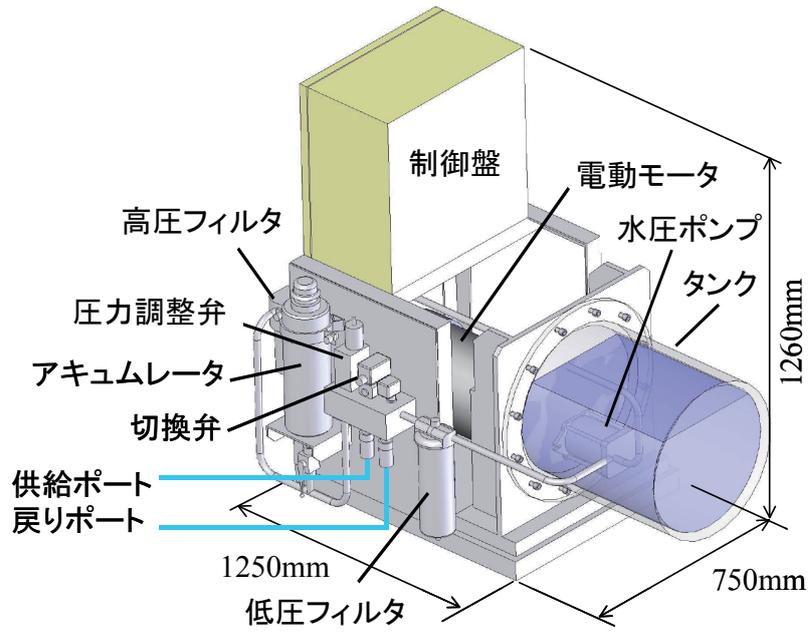


図 1.2.2 試作システム駆動用水圧ユニット構成図

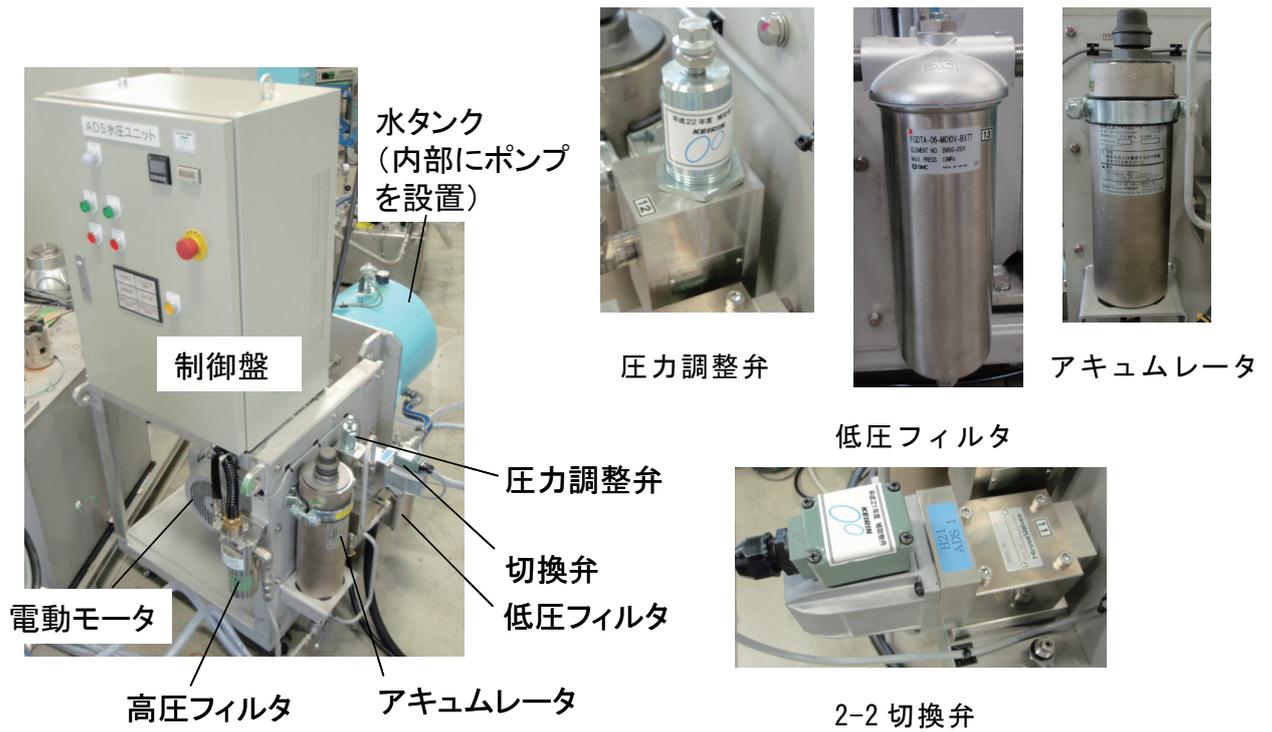


写真 1.2.1 試作システム駆動用水圧ユニット外観

1. 2. 2 二自由度アクチュエータ

一般産業機械への応用を目標に平成 21 年度に実施した一自由度系の直線駆動系と回転駆動系を組み合わせた二自由度アクチュエータの機能検証を行うためのモデルを構築した。図 1.2.3、図 1.2.4 に二自由度アクチュエータの構成概略及び構造断面図、表 1.2.2 に主な構成機器の一覧を示す。写真 1.2.2 に試作した二自由度アクチュエータの外観を示す。

二自由度システムモデルの機能コンセプトは最大約 10kg の負荷を鉛直方向で 200mm、回転半径 300mm で、水平回転で 180 度回転可能とすることを想定して仕様を決定した。直線駆動系については、シリンダ形式は、片ロッド式の複動型とし、シリンダピストン径 $\phi 32\text{mm}$ 、ロッド径 $\phi 22\text{mm}$ 、ストローク 220mm の仕様とした。シリンダの質量は約 6kg あり、これは回転駆動系の慣性負荷の一部となる。シリンダ変位は、レーザー式の変位計を用いて検出する。シリンダ制御は水圧サーボ弁により行う。

回転系については、一般産業機械でよく使われる減速比 1/50 の減速機（ハーモニックドライブ）を用いて、慣性負荷は前述のシリンダ質量と鉛直負荷及び回転アーム、配管等付属部品を考慮し、アームの回転半径を 300mm とした場合を基準に仕様を検討した。減速機の出力軸に回転アームとその先端に上記直線駆動用の水圧シリンダを取り付け、入力軸側には水圧モータが取り付けられる。水圧モータの回転角度は、水圧モータ軸に取り付けたロータリーエンコーダ式の角度センサで検出する。なお、減速機の出力軸の角度は、水圧モータで検出された角度から減速比を乗じて算出することとした。水圧モータの制御は水圧サーボ弁により行う。

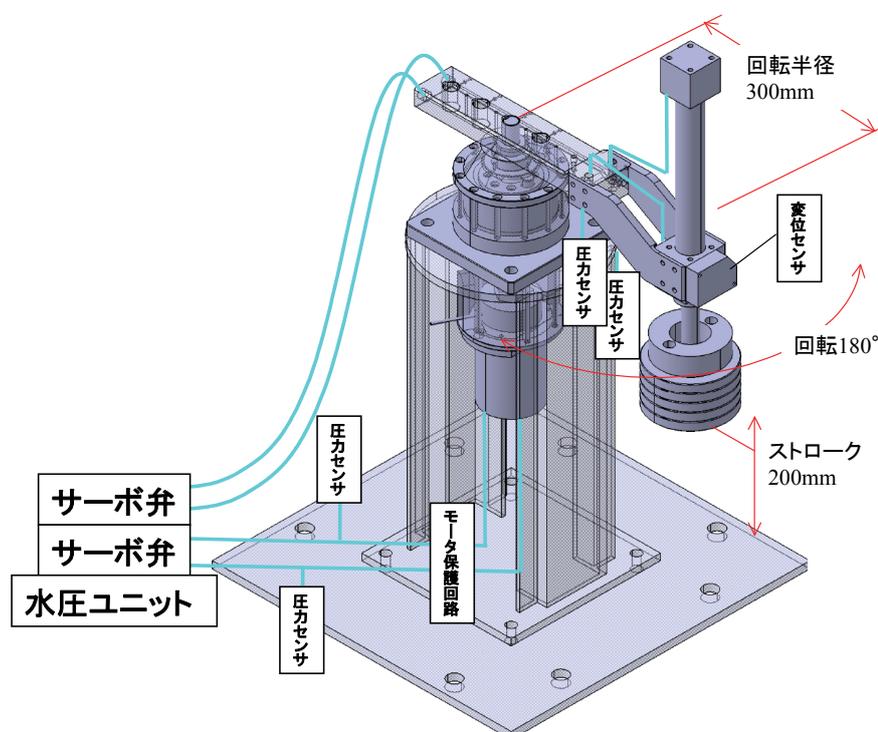


図 1.2.3 二自由度アクチュエータ構成概略図

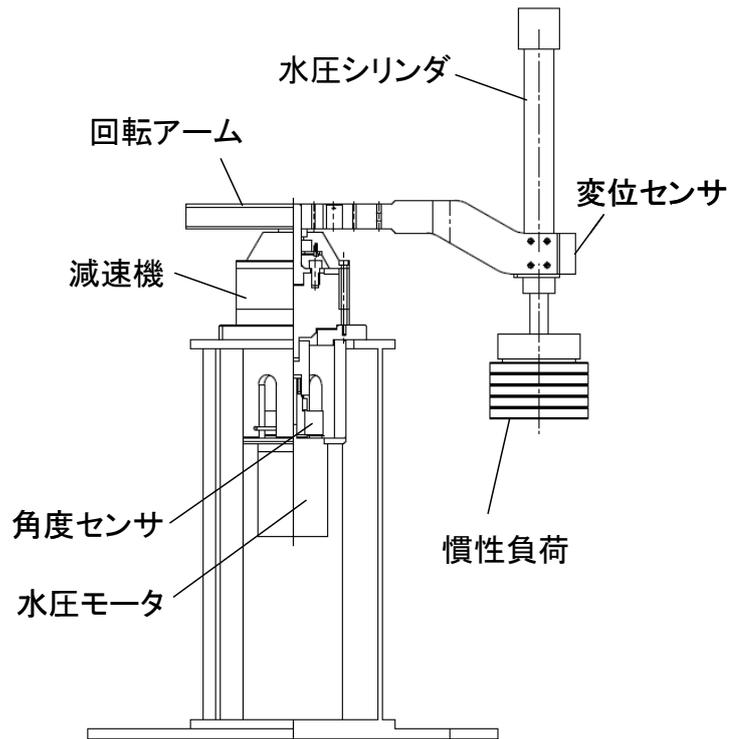


図 1.2.4 二自由度アクチュエータ断面図

表 1.2.2 二自由度アクチュエータの主な構成機器

機器	メーカー/型式	備考/仕様など
水圧サーボ弁	KYB(株)/WSV-10	定格流量 10L/min, 定格圧力 14MPa
水圧モータ	KYB(株)/WPM-6	基本吐出量 6cc/rev, 圧力 14MPa, トルク 13Nm
ハーモニックドライブ	(株)ハーモニックドライブ・システムズ/CSF-32-50	減速比 1/50, 許容トルク 76Nm 120°/sec@水圧モータ 1000rpm
角度センサ	マイクロテックラボラトリ(株)/MEH-60-10000PC	ロータリエンコーダ式, 出力信号 10000 パルス/回転
慣性負荷	—	回転アーム及び水圧シリンダ 鉛直負荷 10kg、回転半径 300mm
圧力センサ	(株)共和電業/PVL-200KD	圧力範囲 0~20MPa
水圧シリンダ/シール	(株)堀内機械/ S-1LA32A7N220 (株)阪上製作所/シール	ピストン径 $\phi 32$ × ロッド径 $\phi 22.4$ × 有効ストローク 220mm
変位センサ	(株)センテック/ILD-1402-200	レーザー式 測定範囲 200mm, 分解能 20 μ m
コントローラ	dSPACE	—

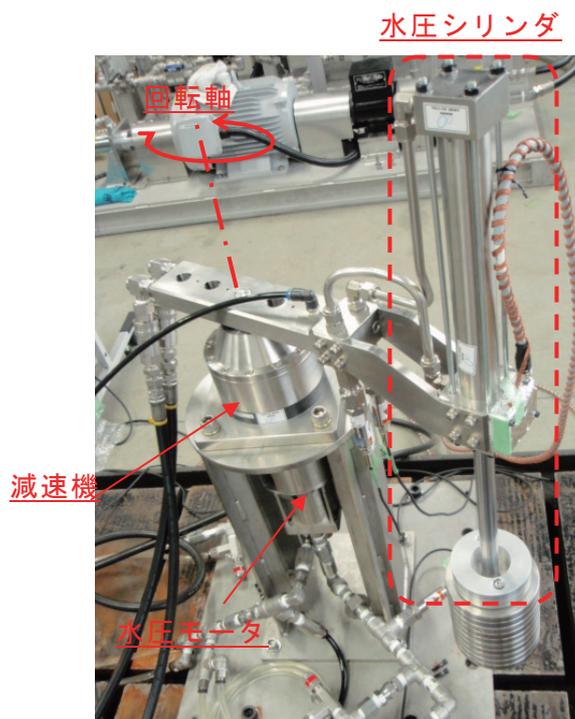


写真 1.2.2 二自由度システムモデルの外観

1. 3 水圧回路と制御及び水圧機器の概要

図 1.3.1 に前述の二自由度アクチュエータを用いた二自由度システムを駆動制御するための水圧回路を示す。二自由度システム駆動用ユニットの水圧回路は、前述した写真 1.2.1 の水圧ユニットを 2 台用いて構成される。ユニットから吐出された高圧力水はサーボ弁を介して水圧モータ及び水圧シリンダに導かれ回転、直線運動が行われる。水圧シリンダや水圧モータの内部の流体的挙動を計測するため、各部に圧力計を設置した。

システム制御試験については、二自由度を同時制御して、シリンダ位置、モータ角度及び繰り返し精度等を検証する。コントローラは、PID 制御を主体として構築され、検出された回転、直線運動の角度、位置情報と目標値との誤差情報から PID 制御や適応制御などで演算された制御信号が水圧サーボ弁に送られる。上記、二自由度システムを制御するにあたり、回転駆動系と直線駆動系は別々のサーボ弁で駆動制御する必要がある。しかし、サーボ弁 1 台につき駆動制御するために流量を 15L/min 程度必要とし、2 台同時に動作させるには、30L/min 程度の供給流量が必要である。これは後述する蒸気タービン駆動用の高速水圧ポンプを用いることを念頭にしており、今回は、従来機種の水圧ポンプ（吐出流量約 20L/min）を 2 台使用して模擬的に高速ポンプを想定した流量を確保することとした。具体的には前述の駆動用ユニット 2 台を平行に使用し、高圧吐出ラインを配管でつなぐことで 1 台のユニットに模擬することができる。ただし、両ユニットのタンク間を配管でつなぎ、戻り流量の差異でタンク水位に偏りがでないようにした。

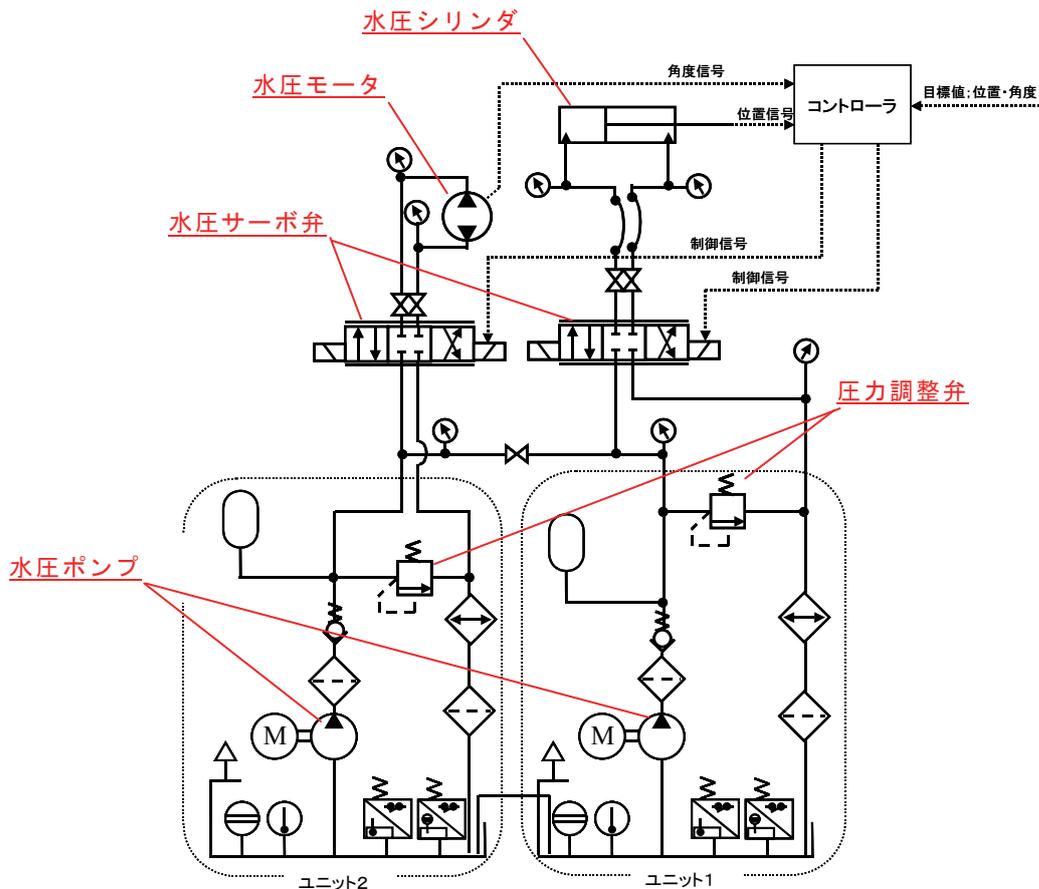


図 1.3.1 二自由度システムの水圧回路図

本システムの構築に必要な主な ADS 機器について仕様検討や基本性能を実測し、本 F/S において必要とする機能を実現できることを確認した。以下、主な機器についての仕様や基本性能の概要を示す。

(1) 圧力調整弁（リリーフ弁）

圧力調整弁（リリーフ弁）は、ポンプからの吐出し圧力が設定圧力以上に上昇しないよう調整する安全弁の働きをする機能を有する。圧力設定用の調整ねじを回転して弁体を押し上げることで設定圧力を調整できる。写真 1.3.1 に本システムに採用したリリーフ弁の外観を示し、その右に主な仕様を示す。本リリーフ弁は、直動型で比較的シンプルな構造のものである。「水」という低粘性流体で使用するため、弁体の振動発生を抑えるためのダンパー機能は、圧力ポート側にダンパー室構造を設けること、タンクポート側で弁体しゅう動部に粘弾性素材を挿入することで得ており、両者の複合効果により安定した制御特性を実現している。

図 1.3.2 に本リリーフ弁の圧力-流量特性を示す。本リリーフ弁の圧力調整範囲は 0～14 MPa で、最大流量は 40 L/min である。いずれの設定圧力においても、圧力オーバーライド（流量増大に伴う圧力上昇量）は、最大流量で 1 MPa 前後である。



仕 様	
メーカー	: 廣瀬バルブ工業(株)
型式	: WRV-T04-14-11
適応流体	: 水道水
流体の温度範囲	: 5℃～65℃
圧力調整範囲	: 0～14 MPa
最大流量	: 40 L/min
重 量	: 3.5 kg

写真 1.3.1 リリーフ弁の外観と主な仕様

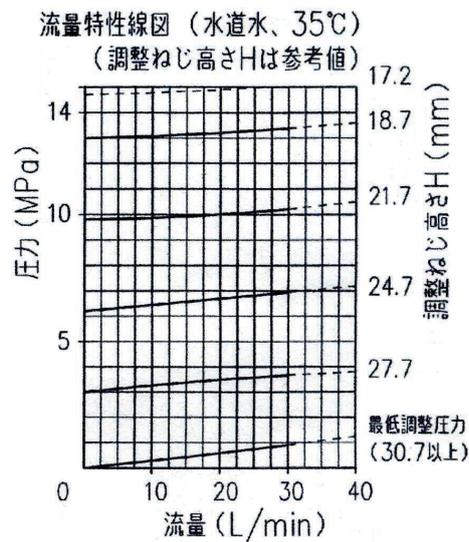


図 1.3.2 リリーフ弁の圧力-流量特性線図
(水道水、35℃)

(2) 切換弁

今回使用した切換弁は、2ポート2位置タイプで2-2切換弁と呼ばれ、流体の流れる流路を開閉する機能をもつ電磁操作弁である。重要な特性として、閉のときには漏れがなく、開のときにはできるだけ圧力損失が小さいことが要求される。写真 1.3.2 に本システムに採用した2-2切換弁の外観を示し、その右に主な仕様を示す。ノーマルクローズ形で電磁ソレノイドに通電しない状態ではばね力により閉じており、通電時に開となる。シート弁構造を採用することで水のような低粘性流体でも閉時に漏れが生じない構造となっている。

図 1.3.3 に本切換弁の圧力差-流量特性を示す。定格の最大流量 30 L/min を流している状態で圧力損失は 0.28 MPa 程度である。漏れ検査は 14 MPa の圧力差で実行し漏れが生

じないことを確認した。



仕 様	
メーカー	: 廣瀬バルブ工業(株)
型式	: WSO-G03-A10C-11
最大流量	: 30 L/min
最高使用圧力	: 14 MPa
耐圧試験圧力	: 21 MPa
流体の温度範囲	: 5°C~65°C
圧力損失	: 0.3 MPa 以下 (流量 30 L/min 時)
流れ方向	: A -> B, B -> A 両方向
質 量	: 5.5 kg

写真 1.3.2 2 - 2 切換弁の外観と主な仕様

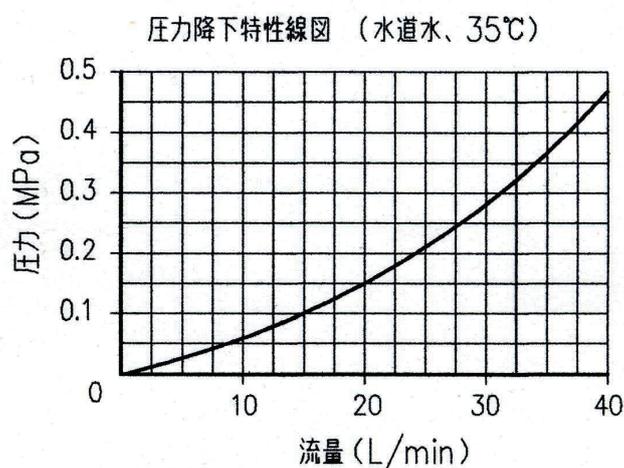


図 1.3.3 2 - 2 切換弁の圧力差・流量特性
(水道水、35°C)

(3) アキュムレータ

アキュムレータは、ポンプ吐出しラインの圧力変動を吸収して圧力の平滑化を図る目的や、一時的に流体エネルギーを蓄積し必要時に放出してポンプ吐出し流量を補う目的等のために使用する機器である。したがって用途に適した容積のものを選定することが重要となる。写真 1.3.3 に本システムに採用したアキュムレータの外観を示し、その右に主な仕様を示す。構造は油圧システムに広く使用されているものと同じブラダ型である。水に使用するために本体は内外面めっきとし、給排弁はステンレス製とした。ただし、給気側は標準バルブとした。容積は、エネルギー蓄積用アキュムレータ容積の計算手順に基づいて算出し 2.0 L と決定した。



仕 様	
メーカー	: 日本アキュムレータ(株)
型 式	: HB-J17.5-LL2-ADH
適応流体	: 水道水
アキュムレータの容積	: 2.0 L
最高使用圧力	: 17.5 MPa
適用温度	: - 10～70℃
継手サイズ	: Rc 3/4

写真 1.3.3 アキュムレータの外観と主な仕様

(4) 水圧シリンダ

水圧シリンダは、高圧の流体エネルギーを直線運動の力学的エネルギーに変換するための機器である。円筒形のシリンダチューブの中にロッドのついたピストンが挿入され、ピストンの片面に高圧水を送り込むことでピストンが押されピストンとロッドが直線運動する。シリンダ内面とピストン外周及びロッド外周との間には微小な隙間を設けているが、そこからの水の漏れを防ぐためにピストンシール及びロッドシールが取付けられている。ピストンシールはシリンダ内面に接触してしゅう動し、ロッドシールはロッド外周面としゅう動する。したがってシールの特性（摩擦・摩耗）はシリンダの性能に大きな影響を与える。

写真 1.3.4 に本システムに採用した水圧シリンダの外観を示し、その右に主な仕様を示す。図 1.3.4 に本シリンダの内部構造図を示す。水に使用するため、シリンダチューブ、ピストン、ピストンロッド等主要部分は全てステンレス鋼 (SUS304) で製作した。図 1.3.4 中の部品番号①がピストンシール、部品番号②がロッドシールである。両者共に、ポリエチレン (PE) 製シールリングと合成ゴム製 O リングを組み合わせた、摩擦抵抗が小さく、低圧、低速でもスティックスリップを起こさないシールを採用している。弾性が乏しい樹脂製シールリングの装着性を改善するため、シールの装着溝は一体溝でなく分割溝を採用している。



仕 様
 メーカー : 榊堀内機械 (シリンダ)、榊阪上製作所 (シール)
 型式 : S-1LA32A7N220
 寸法 : $\phi 32 \times \phi 22.4 \times 220 \text{ mm}$
 適応流体 : 水道水 (材質 SUS304)
 最高使用圧力 : 7MPa
 伸長時推力 : 5.6 kN (7 MPa 時)
 収縮時推力 : 2.9 kN (7 MPa 時)
 ポート接続 : Rc 1/4
 その他 : クッションなし

写真 1.3.4 シリンダ外観と主な仕様

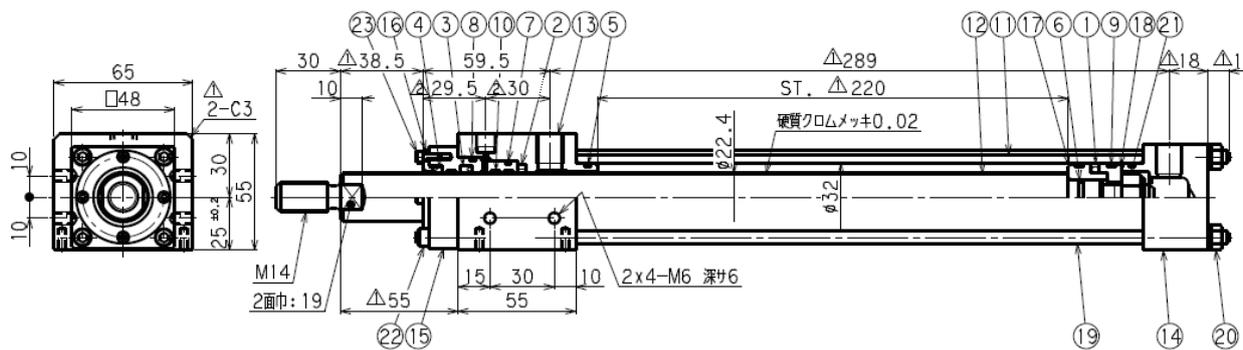


図 1.3.4 シリンダ概略図

(5) 水圧サーボ弁

水圧サーボ弁は、水圧シリンダや水圧モータ等のアクチュエータを駆動させる制御弁である。写真 1.3.5 に水圧サーボ弁の外観と主な仕様を示す。本制御弁は、ノズルフラップ型のサーボ弁で、定格圧力 14MPa、定格流量 10L/min である。バルブ制御用のスプールは静圧軸受けにてスリーブ内に非接触で変位することを特徴とし、これによりスリーブとスプールでの摩擦、磨耗が発生しないため、「水」という低粘性流体でも高精度な制御かつ良好な耐久性を実現可能としている。

図 1.3.5 に水圧サーボ弁の基本性能である圧力特性と流量特性を示す。図 1.3.5 の(a)流量特性から、入力電圧に対して線形かつヒステリシスのほとんどない流量特性が得られていることがわかる。また、同図 (b) の圧力特性においても負荷圧力差は、中立点近傍で線形かつ全領域にわたってヒステリシスのほとんどない特性が得られている。このような線形かつヒステリシスのない流量及び圧力特性を実現できることは、液圧システムの制御

設計においてはとても重要なことである。

以上のような特性を持つ水圧サーボ弁は、水圧シリンダや水圧モータ等のアクチュエータのシステム制御を行うために必要な基本性能を有していると判断できる。



仕 様	
メーカー	: KYB(株)
型式	: WSV-10
適応流体	: 水道水 (材質 SUS304)
定格圧力	: 14 MPa
定格流量	: 10L/min

写真 1.3.5 水圧サーボ弁の外観と主な仕様

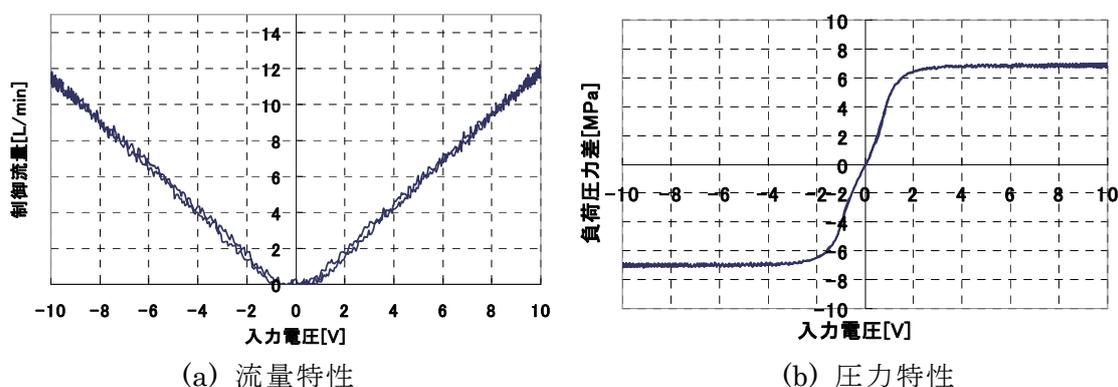


図 1.3.5 水圧サーボ弁の基本性能

(6) 水圧ポンプ

水圧ポンプは、高圧の流体エネルギーを発生させるための機器である。写真 1.3.6 に水圧ポンプの外観と主な仕様を示す。本ポンプは、アキシャルピストン型で、定格圧力 14MPa、基本吐出流量 15cc/rev で回転数 1,500rpm の時に約 22.5L/min (理論流量) の流量を吐出させることができ、そのときの出力は約 5kW である。水圧ポンプ内部のしゅう動部位は、水潤滑において耐摩耗性が高いことで実績のある熱可塑性樹脂材 (PEEK: Poly Ether Ether Ketone; ポリエーテルエーテルケトン) とステンレス材 (SUS) との組み合わせを採用している。また、各部のクリアランスを適切に設計、精密加工及び管理することで漏れを少なく抑えて、「水」という低粘性流体でも高効率かつ良好な耐久性を実現可能としている。

図 1.3.6 に水圧ポンプの圧力に対する流量及び出力特性を示す。回転数 1,500rpm で圧力 5MPa の場合で流量約 21L/min、同圧力 14MPa の場合で流量約 20L/min となっており、容積効率で約 90%以上を示している。

以上のような特性を持つ水圧ポンプは、高圧の流体エネルギーを発生させるために必要な基本性能を有していると判断できる。



仕 様
 メーカー : KYB(株)
 型式 : WPP-15
 アキシヤルピストンポンプ
 適応流体 : 水道水 (材質 SUS304)
 定格圧力 : 14 MPa
 基本吐出量 : 15cc/rev
 回転数 : 1,500rpm

写真 1.3.6 水圧ポンプ外観と主な仕様

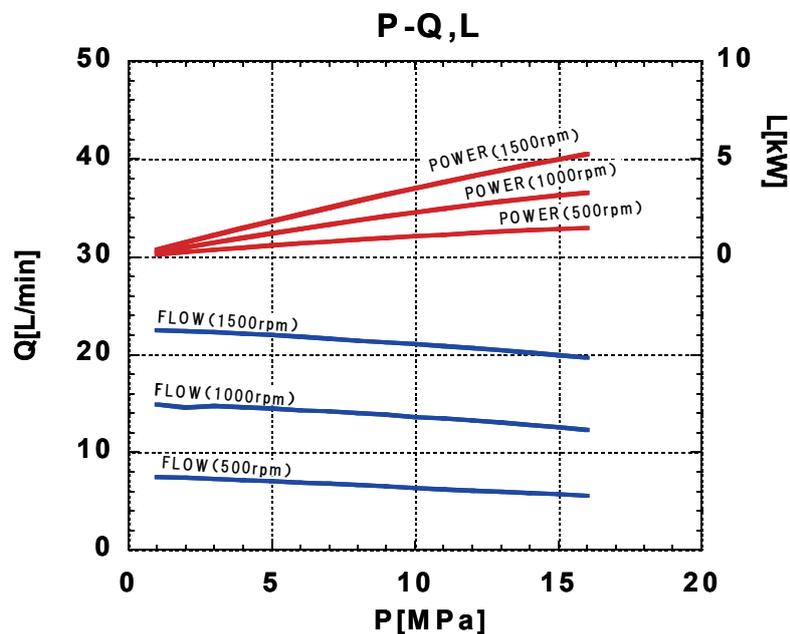


図 1.3.6 水圧ポンプの性能曲線

(7) 水圧モータ

水圧モータは、高圧の流体エネルギーを回転エネルギーに変換するための機器である。写真 1.3.7 に水圧モータの外観と主な仕様を示す。本モータは、アキシヤルピストン型で、定格圧力 14MPa、基本吐出流量 6cc/rev、理論トルクは 13Nm である。モータ回転数は、最高 1,800rpm まで回転可能である。上記の水圧サーボ弁を使い流体の流入方向及び流量を換えることにより、回転方向と回転数を自由に制御することができる。今回の試験では、ロボティクスでの制御を想定しているため、水圧モータ出力軸に減速機（ハーモニックドライブ、減速比 50 分の 1）を連結し、回転数を減速させている。例えば、水圧モータへの流入流量が 6L/min の場合、水圧モータ軸は約 1,000rpm で回転し、更にハーモニックドライブの出力軸は約 20rpm の回転数となる。水圧モータについても、上記の水圧ポンプと同様にしゅう動部位は、PEEK 材と SUS 材を組合せることで、実用的な性能と耐久性を実現している。

図 1.3.7 に水圧モータの回転数 1,000rpm の場合の効率性能を示す。負荷圧力 7MPa で容積効率約 72%、全効率 60%となっている。

以上のような特性を持つ水圧モータは、高圧の流体エネルギーを回転エネルギーに変換するために必要な基本性能を有していると判断できる。



仕 様

メーカー : KYB(株)
 型式 : WPM-6
 アキシヤルピストンモータ
 適応流体 : 水道水 (材質 SUS304)
 定格圧力 : 14 MPa
 基本吐出量 : 6cc/rev
 回転数 : 最高 1,800rpm (両回転)
 理論トルク : 13Nm@14MPa

写真 1.3.7 水圧モータの外観と主な仕様

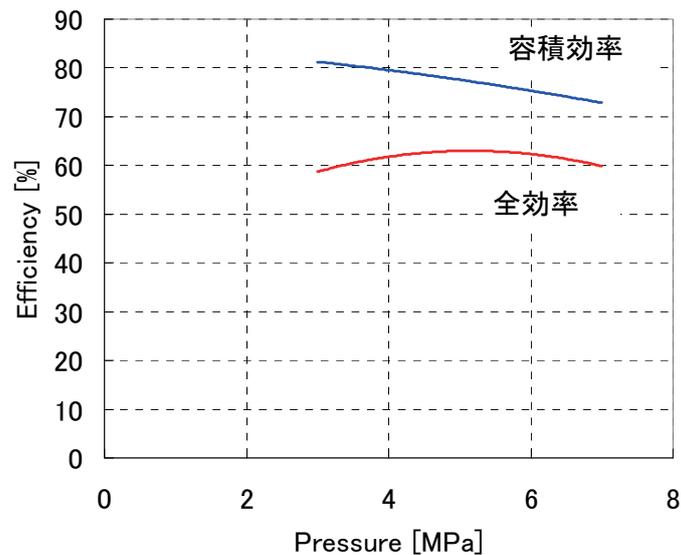
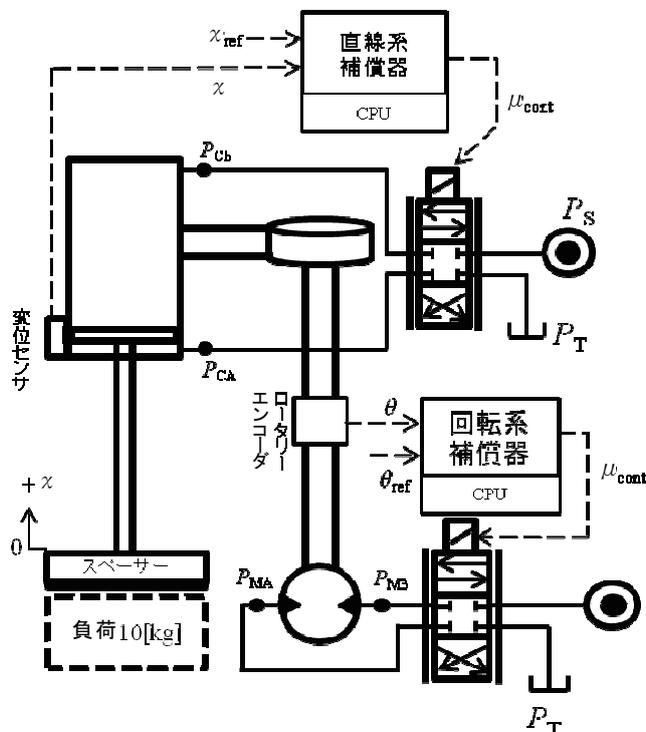


図 1.3.7 水圧モータの性能曲線 (回転数 1,000rpm)

1. 4 性能の検証

1. 4. 1 直線駆動系の制御

本年度 F/S の対象とした一自由度直線駆動システムの駆動回路及び本体外観を図 1.4.1 に示す。



(a) 駆動回路図



(b) 実機駆動部外観

図 1.4.1 本 F/S における二自由度駆動実験システム（鉛直駆動系及び平面回転系）

このシステムは、鉛直に置かれたシリンダの各圧力室にサーボ弁により流量を供給し、それぞれの圧力を制御することでシリンダロッドの変位あるいは速度を制御するものである。以下では二軸同時駆動に向けての直線駆動系単体実験についての成果を述べる。回転駆動系単体実験については 1.4.2 節にてあらためてまとめるものとする。

実験装置では最大 10kg までの負荷を積載できるようになっている。また、制御器にはレーザー変位計によるシリンダ変位量及び各圧力室に取り付けられた圧力センサによる圧力値がフィードバックされ、制御アルゴリズムにしたがってサーボ弁への入力電圧が決定される構造となっている。またこのシリンダ制御システムにおける制御精度は、一般産業用機械への適用を考慮し、以下の仕様を定めた。

- ・ 繰返し位置決め定常偏差は 1mm 以内
- ・ 上昇駆動時のオーバーシュートが 5mm 以下であること（稼働ストローク 100mm の 5% に相当）
- ・ 下降駆動時のオーバーシュートが 1mm 以下であること（稼働ストローク 100mm の 1% に相当）

下降時のオーバーシュートについては、製品及び設備保護の観点から特に重要な制御仕様となる。なおオーバーシュートについてはストローク上方に余裕があるため、下降駆動時のオーバーシュートよりも余裕を持たせて設定した。また、本実験では変位計測に分解能 $20\mu\text{m}$ のレーザー変位計を利用しているが、計測ノイズの影響が大きいためカットオフ周波数 20Hz のローパスフィルタを挿入した。なお、本駆動系は片ロードシリンダのために受圧面積が異なること、更に重力の作用方向が鉛直下向きとなることから、上昇及び下降時の動特性が異なる制御しにくい系であることに注意が必要である。したがって制御器の設計は、平面内での駆動よりも面倒になる。

次に、実験システムに対して適用した比例制御器及び適応制御器の概念及び構造について簡単にまとめる。

・ 比例制御器

比例制御とは、図 1.4.2 に示されるように制御対象への制御入力を目標値と制御対象からの制御量との誤差情報をフィードバックすることで直接的に決定する方法の総称であり、最も直感的な制御入力の生成法である。この誤差情報をどの程度増幅して制御入力にするかを決定する係数は比例ゲインと呼ばれ、これは与えられた制御仕様から試行錯誤的に調整されることが多い。これを発展させ、ある一定値から減少しなくなった制御誤差（定常偏差）を時間に対して積分することで制御入力を増大あるいは減少させる効果を積分制御、更に制御量の微分値をフィードバックすることで制御対象の減衰比等を変化させることを目的とした方法を微分制御と呼び、これらを総称して PID 制御と呼ぶ。これらの要素のうちどのような組合せの制御構造を補償器に採用すべきかについては、事前の制御対象の理論解析あるいは予備実験を行うことである程度判断が可能である。

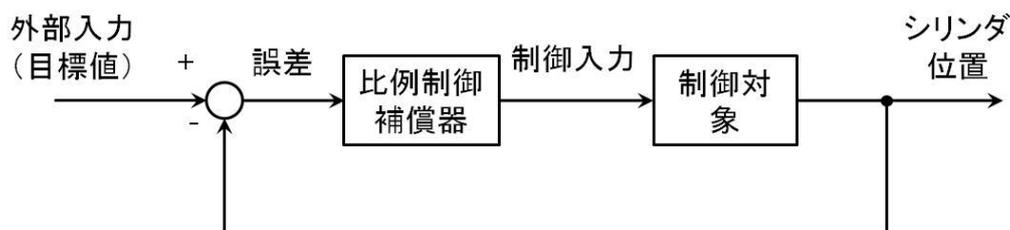


図 1.4.2 比例制御系の構造

・ 適応補償器

既に概説したように比例制御パラメータ（PID パラメータ）は、制御誤差の時間応答を見ながら必要な制御仕様を満たすよう試行錯誤的な調整が必要となる。しかし、このパラメータは、作動条件、目標値、負荷等により決まる状態（動作点）が変化するとそれに対応させて適宜変える必要があり、そのために調整工数が非常に大きなものとなる傾向がある。加えて、望ましい過渡応答や外乱等に対するロバスト性（外乱や設計誤差などの不確定な変動に対して、システム特性が現状を維持できること）を得るための調整指針も得られていない状況にある。この状況は比例動作だけでなく積分動作や微分動作が加わると一

層複雑化し、それらの調整は現場技術者の長年にわたる経験や勘を頼りに探ることになる。このような PID 制御とは異なり、制御対象の動特性を正確に表現する数学モデルに基づいて補償器を設計し、さらなる性能向上を図る方法も種々提案されている。しかし現実には制御対象の正確なパラメータを知ること自体が困難、あるいは不可能なことが多く、場合によっては運転状態により動作点等が変化する場合も想定される。例えば図 1.4.2 における各部の正確な物理量は設計値と異なる可能性もあり、また計測信号にも不確定なノイズ等が混入する。したがって制御対象に対する“大まかな”事前情報のみを基に補償器自体が制御パラメータを調整し、所期の目標値と制御対象の出力の間の誤差を漸近的に小さくするような性能を持つことが望ましい。これが適応制御理論の枠組みであり、図 1.4.3 にその構造を模式的に示す。図中の規範モデルには所望の制御仕様を反映させた動特性が取り込まれており、これと制御対象であるサーボシリンダ系から出力されたシリンダ変位との誤差がフィードバックされる。適応機構内ではこの誤差を小さくするように、入力係数となっている制御パラメータの調整が時々刻々行われる。

本報告書では詳細な理論展開は省略するが、適応制御系は、運転条件あるいは負荷等に関する大まかな物理パラメータが既知であれば、目標値や未知パラメータがある程度変化しても、それらを基に制御が可能な補償器である。本 F/S で制御対象となっている発電設備における水圧駆動方式タービンガバナ制御では正確な物理パラメータを入手することが難しく、また入手できたとしてもそれらは運転条件により変動することが容易に予想される。特に水圧サーボ弁における圧力-流量特性は事前の特性パラメータの正確な入手は難しいとされている。したがって同システムの制御系設計問題では、適応制御補償器の適用による性能向上、制御パラメータ調整工数の大幅な低減化が期待できる。

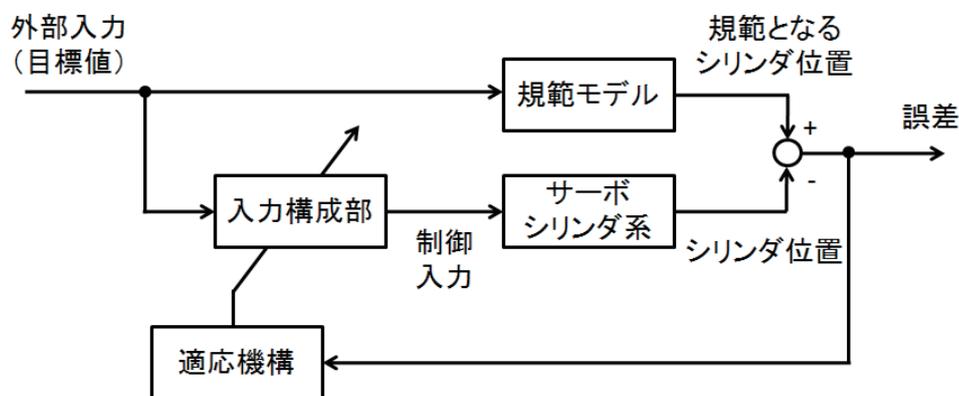


図 1.4.3 適応制御系の構造

(1) 実験条件及び目標軌道

全ての実験において供給圧力は 8MPa とし、またシリンダが下死点にある点を原点に取り、伸び方向の変位を正と定義する。また、負荷は無負荷及び最大負荷である 10kg の二通りを選んだ。

実験を行う上でシリンダをどのように駆動するか、すなわちどのような目標軌道を与えるかは重要な問題である。ここでは直線系と回転系との組合せ動作において、二列のベル

トコンベアレーンの一方に置かれた作業対象物を把持・上昇させた後に、残りのレーン上にそれを下降・リリースさせるという動作を想定し、図 1.4.4 のような軌道を与えた。まず 25mm までシリンダ先端を移動させて 3 秒間保持し、この間に対象物を把持する。次に制御開始後 5 秒経過時点から 6.25 秒までに、直線系では 0.2m/s の速度で 125mm まで上昇させて 1 秒間保持すると同時に、回転系では 72 度/s の角速度で 90 度回転させる。これはコンベアのレーンを変える動作に対応する。次いで、直線系のみ更に 0.01m/s の速度で初めと同じ 25mm の高さまでシリンダ先端を下降させ、別のコンベア上に作業対象物をリリースする動作を模擬する。これ以降は、15.75 秒を一周期とするこの目標駆動を繰り返し与え、その精度について検討を行う。なお同図には、破線にて回転系に対する目標値も重ねて示している。

以下では、定常偏差については目標値が一定となる 5 秒、6.25 秒、19.25 秒、20.5 秒、33.5 秒時点の直前で評価を行うが、各時刻での目標値が一定となっている時間の長さを考慮して 5 秒、19.25 秒、33.5 秒時点では直前の 0.5 秒間の、また 6.25 秒、20.5 秒時点では直前の 0.1 秒間における絶対値平均で評価することとした。

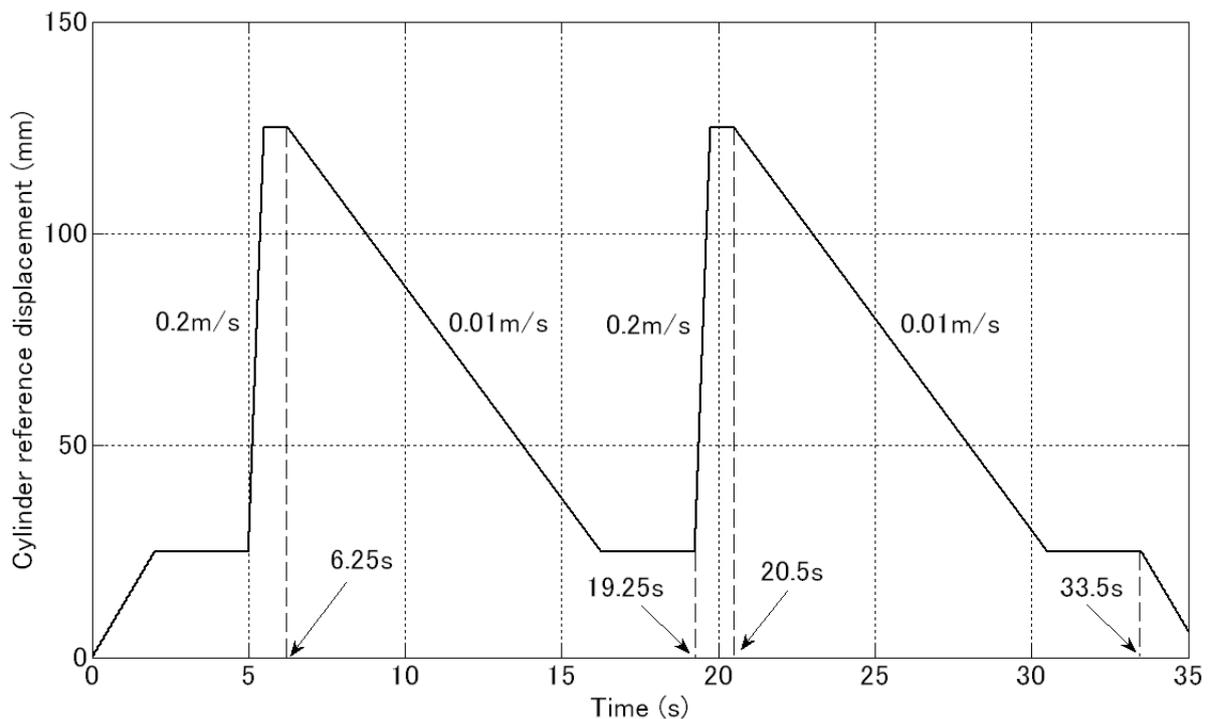


図 1.4.4 直線駆動系単体における目標値 (2 サイクル分)
(実線：直線系での目標値、破線：回転系での目標値)

(2) 実験結果

以下では 3 回の制御実験を行った結果の平均値により、比例制御及び適応制御における実験結果について評価を行った結果をまとめる。

a) 比例制御による実験結果

シリンダロッド及び負荷取付部自重のみの無負荷状態において、比例ゲインを試行錯誤的に変えた場合のシリンダ追従制御実験の結果を表 1.4.1 にまとめる。実験結果からは比例ゲインの値が 1.4 の時が最も定常偏差が小さく、この値を境に偏差が増大することがわかる。各評価区間における結果の平均値より定常偏差は平均 $74 \mu\text{m}$ 、一方時定数は 0.35 秒程度となっており、この結果は目標精度を十分に満たしていることがわかる。なお、これらの結果にはオーバーシュートがなく、また再現性があることも確認している。更に図 1.4.5 に比例ゲインが 1.4 の時の追従制御の結果を示す。急速にシリンダを引き込んでいる 5 秒から 6.25 秒の区間においては瞬時的にやや大きな誤差が現れるが、その他ではシリンダ下降を行う区間並びに保持を行う区間とも非常に精度の良い追従が達成されている。

表 1.4.1 比例ゲインの変化に対するシリンダ制御精度（無負荷時）

比例ゲイン	時定数 s	定常偏差 mm						上昇時オーバーシュート
		@5s	@6.25s	@19.25s	@20.5s	@33.5s	平均	
1.3	0.35	0.06	0.12	0.05	0.13	0.06	0.086	なし
1.4	0.35	0.03	0.11	0.06	0.11	0.06	0.074	なし
1.5	0.35	0.08	0.12	0.07	0.13	0.04	0.087	なし

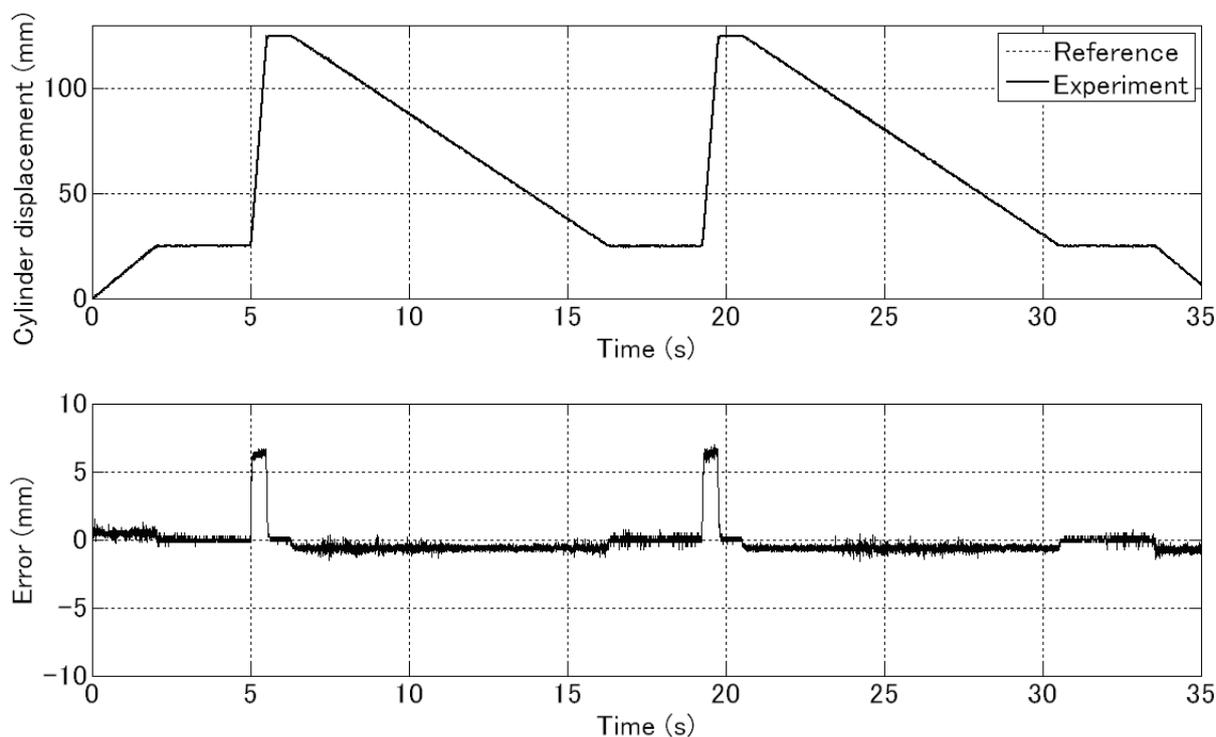


図 1.4.5 シリンダ制御の時間応答（無負荷、比例ゲイン 1.4）
（上段：シリンダ目標値と変位の比較、下段：変位誤差）

次に、同様の実験を最大負荷 10kg の存在の下で行った結果を表 1.4.2 及び図 1.4.6 に示す。この場合には比例ゲインの値が 2.1 の時が最も定常偏差が小さく、無負荷時と同様にこの値を境に偏差が増大する。各評価区間における結果の平均値より定常偏差は約 $80 \mu\text{m}$ 、時定数は 0.34s であり、この結果も当初の目標を十分にクリアしている。センサの分解能を考慮すると、これらはほぼ無負荷時と変化がないと考えられる。ただし、ほぼ最適と思われる比例ゲインが無負荷の場合よりも大きくなっているため、重力あるいは摩擦の影響が相対的に小さくなり、結果的にやや精度が向上していると解釈できる。更に図 1.4.6 に比例ゲインが 2.1 の時の追従制御の結果を示す。急速にシリンダを引き込む必要のある 5 秒から 6.25 秒の区間において現れる最大誤差は、比例ゲインが大きくなっている分だけ無負荷の場合よりも小さくなっている。その他の区間では高い追従特性が読み取れる。

表 1.4.2 比例ゲインの変化に対するシリンダ制御精度（最大負荷搭載時）

比例ゲイン	時定数 s	定常偏差 mm						上昇時オーバーシュート
		@5s	@6.25s	@19.25s	@20.5s	@33.5s	平均	
2.0	0.34	0.05	0.15	0.06	0.12	0.06	0.086	なし
2.1	0.34	0.05	0.12	0.05	0.13	0.05	0.080	なし
2.2	0.34	0.05	0.13	0.06	0.13	0.06	0.085	なし

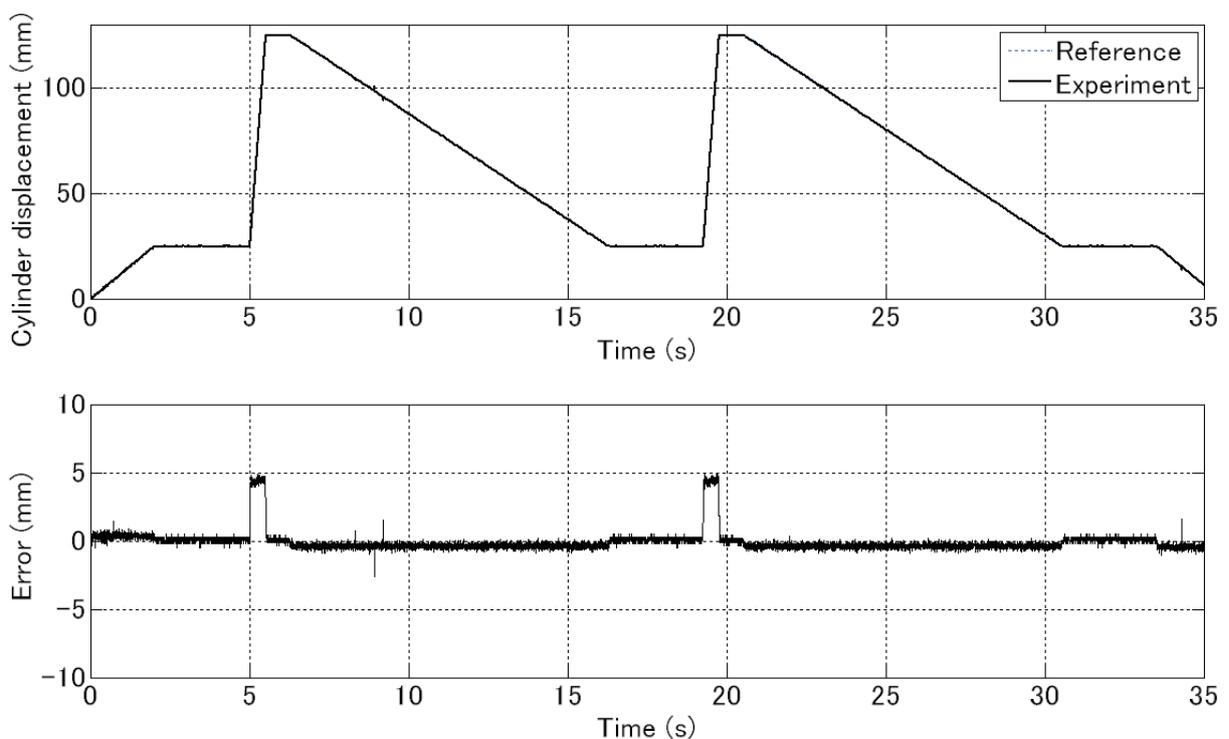


図 1.4.6 シリンダ制御の時間応答（最大負荷搭載時、比例ゲイン 2.1）
（上段：シリンダ目標値と変位の比較、下段：変位誤差）

なお、比例制御系において無負荷時に調整したゲインで有負荷における制御を行った場合、一般的には制御性能は低下する。本 F/S における直線駆動系も同様で、最大負荷時には定常偏差がほぼ倍の $160\ \mu\text{m}$ 程度に悪化する場合も見られた。したがって比例制御の場合には、個々の運転条件における適切なゲインを選定すれば制御精度は改善できる一方で、これが変化した場合のロバスト性は高くないことが本実験でも明らかとなった。また、最適なゲインの調整には多大な工数が必要となる。

さらなる定常偏差の抑制と速度の目標値が変化する 5 秒から 6.25 秒の区間の追従性の改善を目的とし、積分制御も含めたゲインスケジュールド制御系による実験も行った。具体的には、定常偏差の絶対値が 1mm 以下になった場合に積分制御も動作するように構成したが、積分ゲインが大きいと目標値が切換わる点で大きなオーバーシュートが現れやすくなるため、全軌道にわたって効果的なゲインを選ぶことが難しい状況にある。実際、積分ゲインを 1000 分の 1 から 10000 分の 1 程度の間で準最適に選んでも、比例制御のみの場合に比べて数%程度の改善が見込めている程度であり、したがって各区間で別途比例ゲインを最適に選定する方が、効果が大きいと判断される。

b) 適応制御による実験結果

無負荷状態における適応制御手法によるシリンダ追従制御実験の結果を表 1.4.3 にまとめる。まず全て補償器パラメータの初期値を 0 に選び、追従制御を 2 サイクル行うことで適応制御パラメータをほぼ定常的な値に収束させる。こうして得られた適応パラメータの最終値を、実験時の初期値に選んで実験を行って得られた結果を同表にまとめている。指定した制御仕様は全て満たされているが、比例制御の場合と比較すると上昇側のオーバーシュートが 4.0mm 程度発生している上、定常偏差の平均値も 50 ないし 60% 程度増大していることがわかる（ただし、下降側のオーバーシュートは目標速度がさほど大きくないこともあり、 0.5mm 程度）。これは適応補償機内のパラメータが最適な値に収束し切っていないことによるもので、繰り返しにより定常偏差はある程度改善される。また時定数については、適応制御補償器内で与えている規範モデルの時定数をどの程度タイトに与えるかに依存しており、目標時定数を厳しく与えると実際の速応性は向上する一方でオーバーシュートが過大になる。ここでは表 1.4.3 にあるような 380ms 程度に選び、比例制御とほぼ同程度の性能の実現を行っている。なお、ここで注目すべきはパラメータ調整工数であり、比例制御では最適なゲインを試行錯誤的に探索するのに 1 時間程度かかっていたものが、適応制御系では 10 分以下で完了する点にある。ただし、初めにも述べたように、本 F/S における水圧シリンダは片ロッドタイプであることから上昇時と下降時で動特性が異なるため、移動方向によりコントロールゲインの組合せを切換える必要がある。

更に、図 1.4.7 にこの時の追従制御の結果を示す。目標値が一定となっている区間では定常偏差が非常に小さくなっている。比例制御の場合と同様に、急速にシリンダを引き込む必要のある 5 秒から 6.25 秒の区間においては瞬時的にやや大きな誤差が現れるが、その他ではシリンダ下降を行う区間並びに保持を行う区間では高精度な制御が行われている上、下降時のオーバーシュートも非常に小さい。

表 1.4.3 適応制御におけるシリンダ制御精度（無負荷時）

時定数 s	定常偏差 mm						上昇時 オーバー シュート mm
	@5s	@6.25s	@19.25s	@20.5s	@33.5s	平均	
0.38	0.12	0.11	0.12	0.13	0.12	0.120	4.0

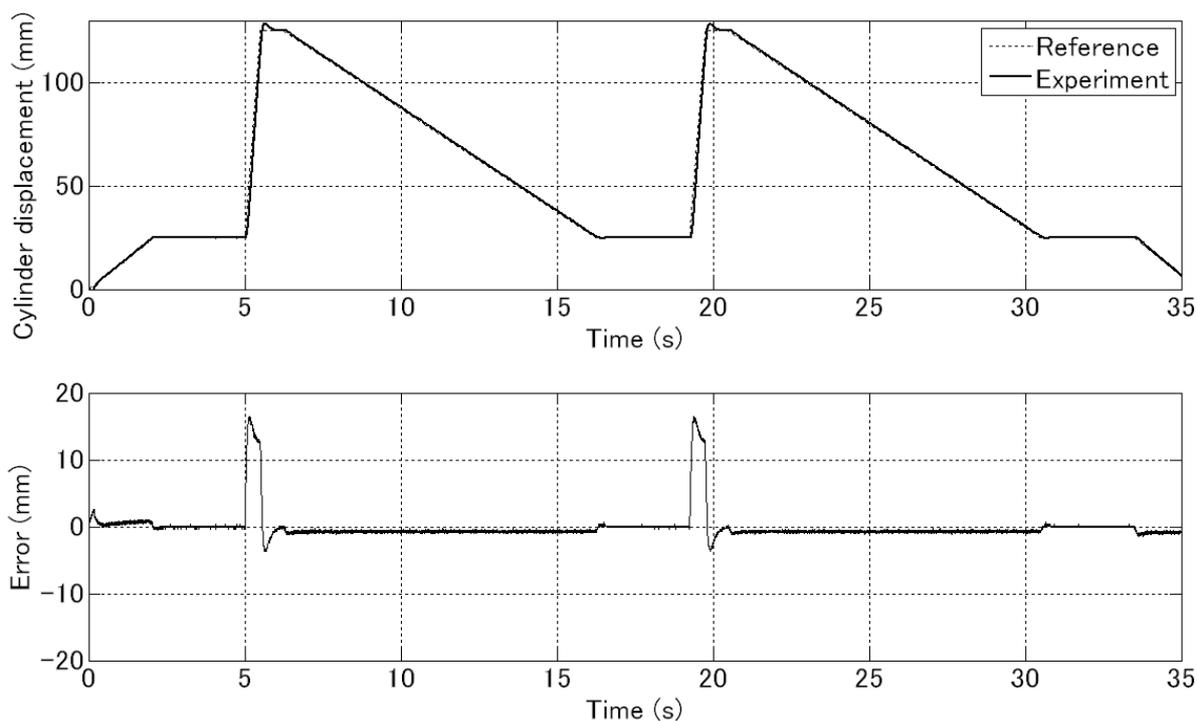


図 1.4.7 シリンダ制御の時間応答（無負荷、適応制御）
（上段：シリンダ目標値と変位の比較、下段：変位誤差）

次に、最大負荷（10kg）の下での制御精度を評価した結果を表 1.4.4 及び図 1.4.8 にまとめる。定常偏差は比例制御と比較して $20\mu\text{m}$ ほど悪化しているが、最大負荷が存在しても十分に仕様を満たす精度が得られている。

表 1.4.4 適応制御におけるシリンダ制御精度（最大負荷搭載時）

時定数 s	定常偏差 mm						上昇時 オーバー シュート mm
	@5s	@6.25s	@19.25s	@20.5s	@33.5s	平均	
0.38	0.12	0.16	0.12	0.17	0.12	0.140	4.3

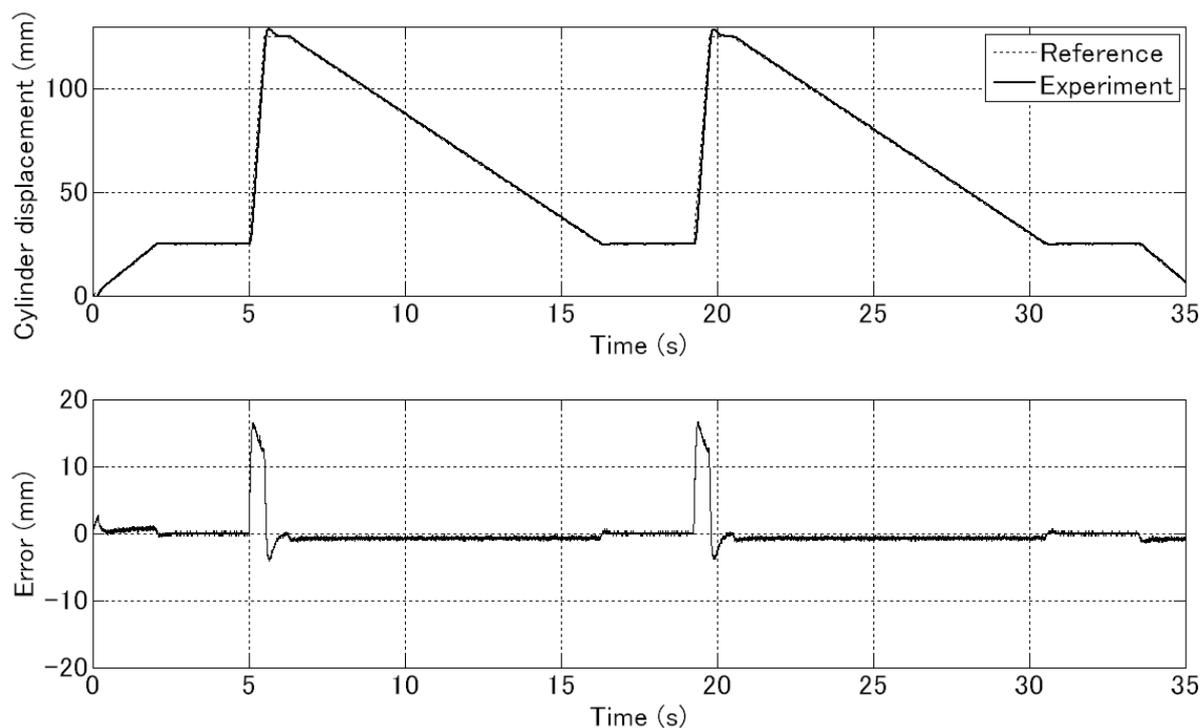


図 1.4.8 シリンダ制御の時間応答（最大負荷搭載時、適応制御）
（上段：シリンダ目標値と変位の比較、下段：変位誤差）

この制御系のメリットは、動作点や負荷が変化しても PID 制御のように制御パラメータをその都度設定し直す必要がなく、これまでの制御系をそのまま適用できる点にある。

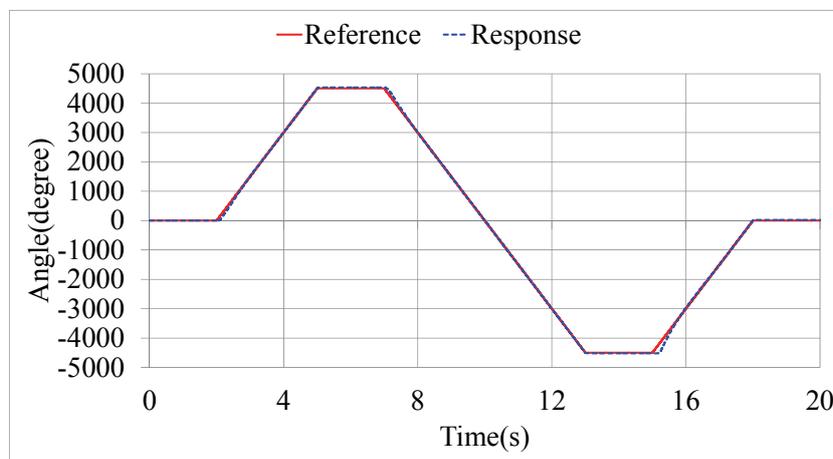
1. 4. 2 回転駆動系の制御

回転駆動系における実験装置を図 1.4.9 に示す。アーム先に水圧シリンダが設置されたときと同じになるように負荷を付けている。回転系の低速回転を実現するため減速比 1/50 の減速機が取り付けられている。水圧モータの回転角度は、角度センサを水圧モータ軸に取付けて計測する。減速機の出力軸の角度は水圧モータ回転角度と減速比から演算することとした。以降の実験結果において、回転角度は水圧モータの回転角度である。

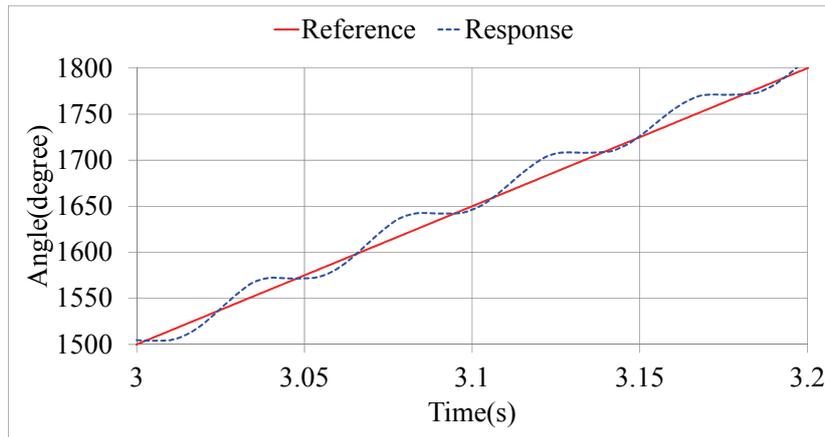


図 1.4.9 一自由度回転駆動系の実験装置

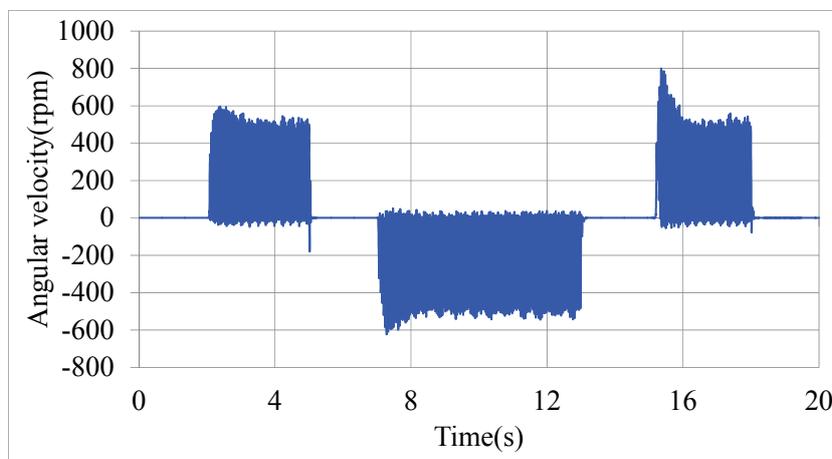
水圧モータは水の潤滑性が悪いため、回転角度制御の際、低回転速度時にスティックスリップが発生することが予想される。PID 制御による回転角度制御（回転速度 250rpm）の際に発生したスティックスリップを図 1.4.10 に示す。図 1.4.10(a)は回転角度、(b)はその一部の拡大図、(c)は回転角速度であり、スティックスリップの発生が確認できる。



(a) 回転角度



(b) 回転角度の一部の拡大図



(c) 回転角速度

図 1.4.10 回転角度制御の実験結果の一例
(低速回転 250rpm 時のスティックスリップの発生)

回転速度が低速の場合に発生するスティックスリップを改善するため、図 1.4.11 のブロック線図に示すように回転速度フィードバックを加えて実験を行った。実験結果を図 1.4.12 に示す。図 1.4.12(b)(c)より、スティックスリップが改善されていることがわかる。

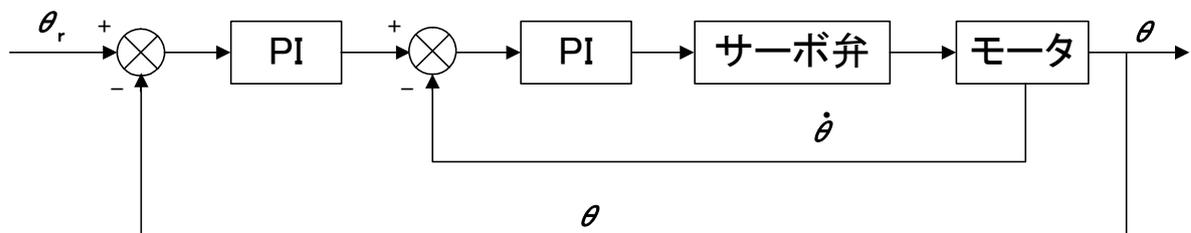
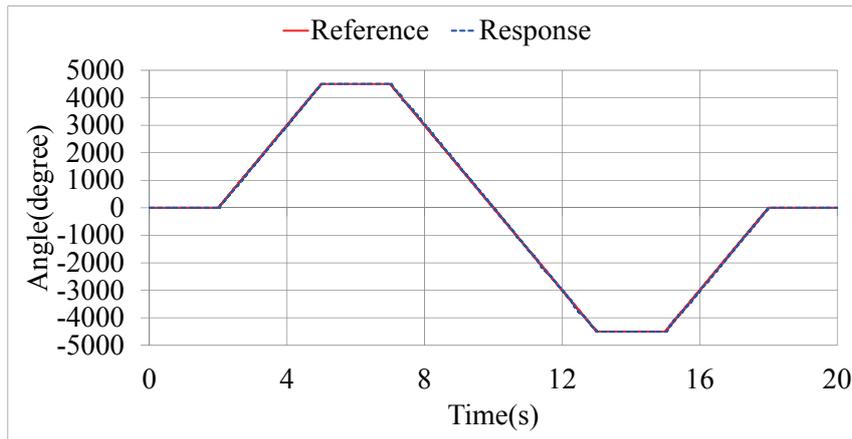
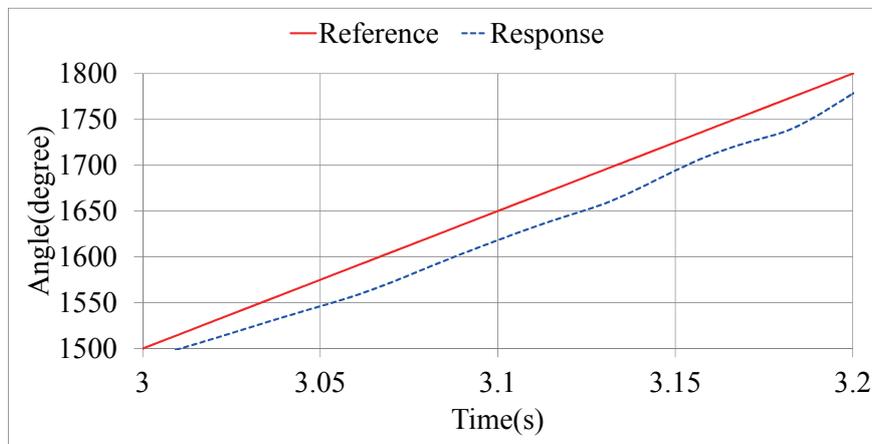


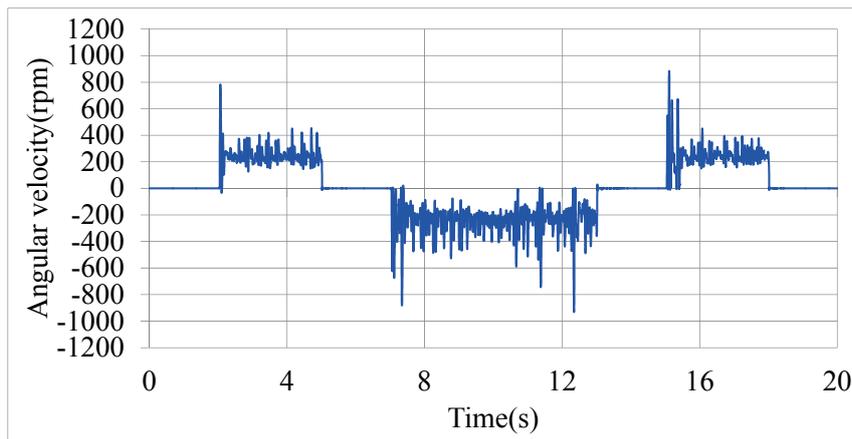
図 1.4.11 スティックスリップを改善するための制御ブロック線図



(a) 回転角度



(b) 回転角度の一部の拡大図

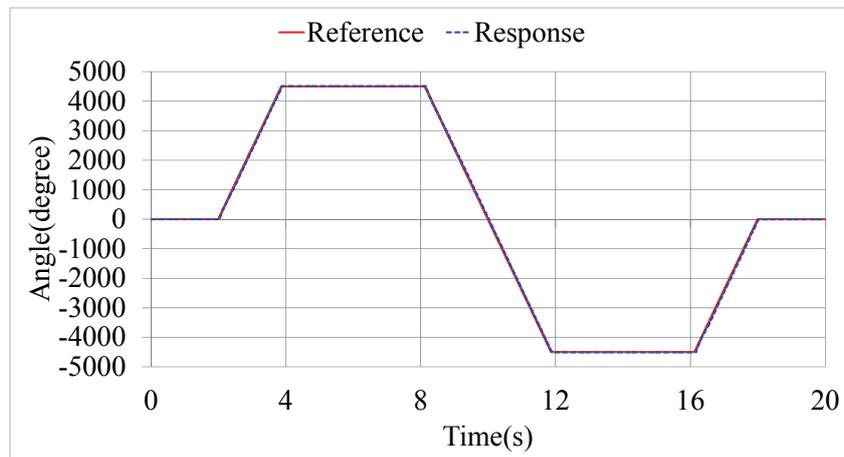


(c) 回転角速度

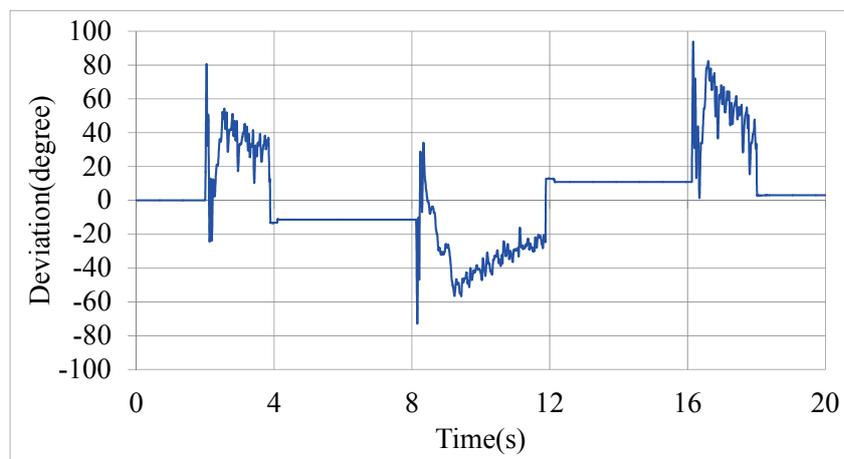
図 1.4.12 回転角度制御の実験結果の一例
(低速回転 250rpm 時のスティックスリップの改善)

回転駆動系の機能を検証するため、図 1.4.11 に示すブロック線図をもとに、低回転速度

から高回転速度までの回転角度制御実験を行った。回転速度を 250rpm、400rpm、600rpm、800rpm、1000rpm、1200rpm、1400rpm に設定し、実験を行った。400rpm、800rpm、1400rpm の実験結果を図 1.4.13～図 1.4.15 に示す。水圧モータの回転時における追従角度誤差はオーバーシュートを除けば最大 250 度程度（減速機出力側は最大 5 度程度）であることを確認した。また減速機出力側の角度の定常偏差は 1 度以下である。

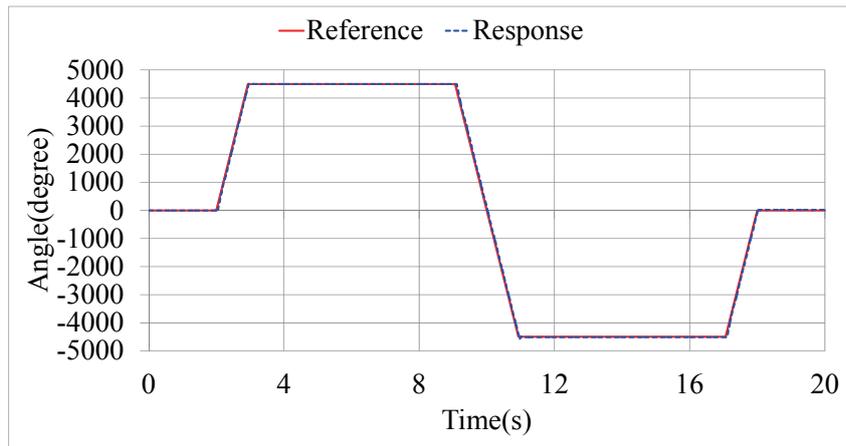


(a) 回転角度

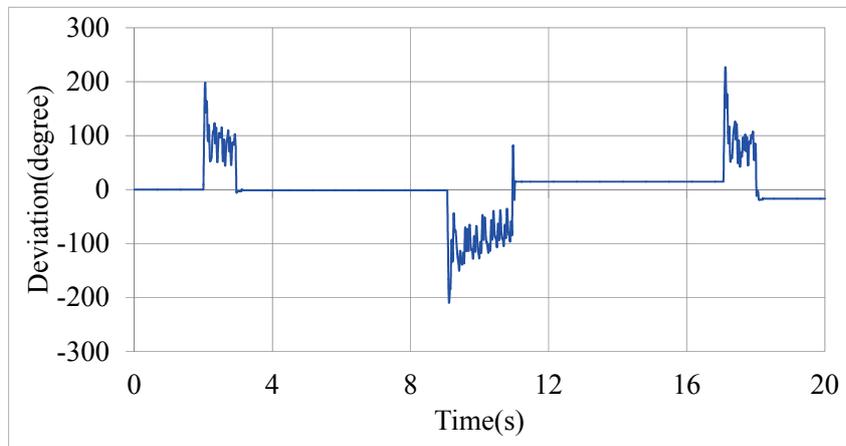


(b) 目標値に対する偏差

図 1.4.13 回転角度制御の実験結果（回転時の角速度 400rpm）

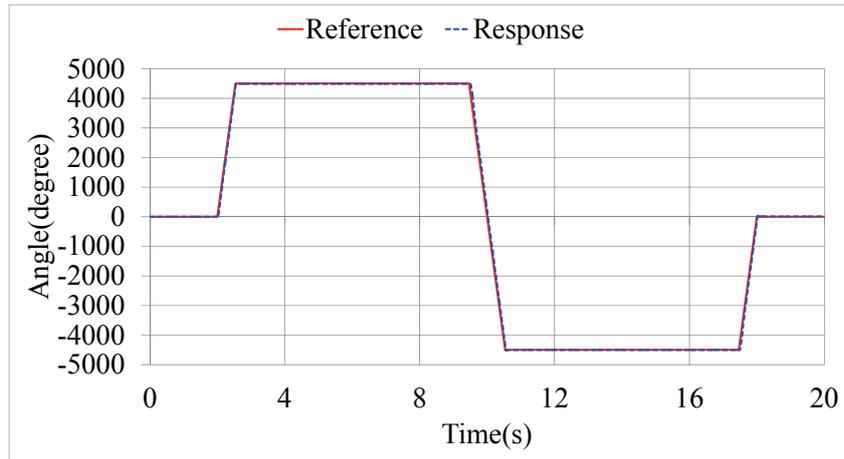


(a) 回転角度

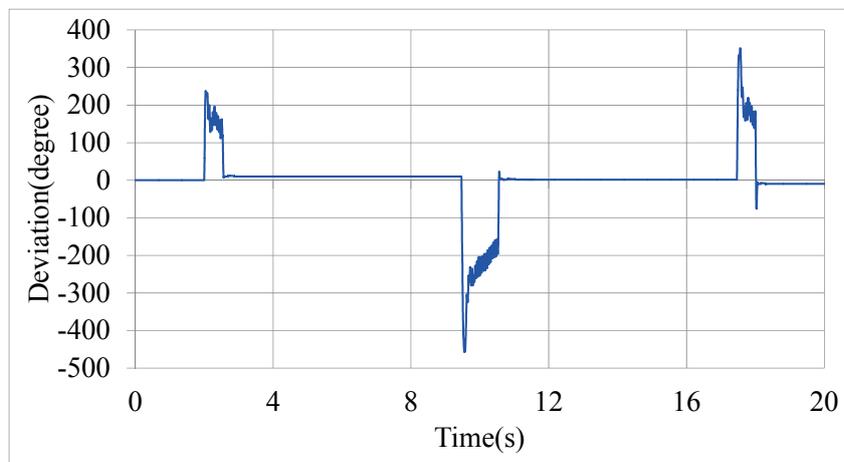


(b) 目標値に対する偏差

図 1.4.14 回転角度制御の実験結果 (回転時の角速度 800rpm)



(a) 回転角度



(b) 目標値に対する偏差

図 1.4.15 回転角度制御の実験結果（回転時の角速度 1400rpm）

補足研究：

平成 21 年度に実施した一自由度回転駆動系の補足研究として、キャビテーションの防止を考慮した水圧モータの制御手法について検討を行った。

水圧駆動系では、水の圧力損失が油に比べて小さいという特長を生かした細長い管路による機器の接続ができる。一方、細い管路を使うと流速が速くなるため、制御弁の開閉に伴う流速の変動すなわち圧力の変動が激しくなりキャビテーションが発生しやすくなる。キャビテーションが消滅する際に発生する圧力サージは騒音振動や機器の破損をもたらすため、キャビテーションの防止を考慮する必要がある。

(1) 基礎実験

最初に水圧モータの回転制御におけるキャビテーションの危険性を確認する実験を行った。実験回路を図 1.4.16 に示す。水圧サーボ弁は KYB 製の WSV-20 である。水圧モータは押しのけ容積 6cc の水圧ピストンモータである。なお、水圧モータには $0.045\text{kg}\cdot\text{m}^2$ の慣性負荷が付いている。この実験では水圧モータ制御における細長い管路の影響を考慮

するため、水圧モータと水圧サーボ弁の接続には流入側・排出側とも内径 6mm、長さ 50m の SUS 鋼管（往復で 100m）を用いた。水圧サーボ弁の二つの負荷ポート、水圧モータの二つの負荷ポートには圧力センサを取り付けて圧力を計測する。なお、水圧モータの正回転時の流入側と排出側をそれぞれ A ポート、B ポートで記す。水圧モータの制御は PI 制御により行った。なお、供給圧力は 10MPa に設定した。

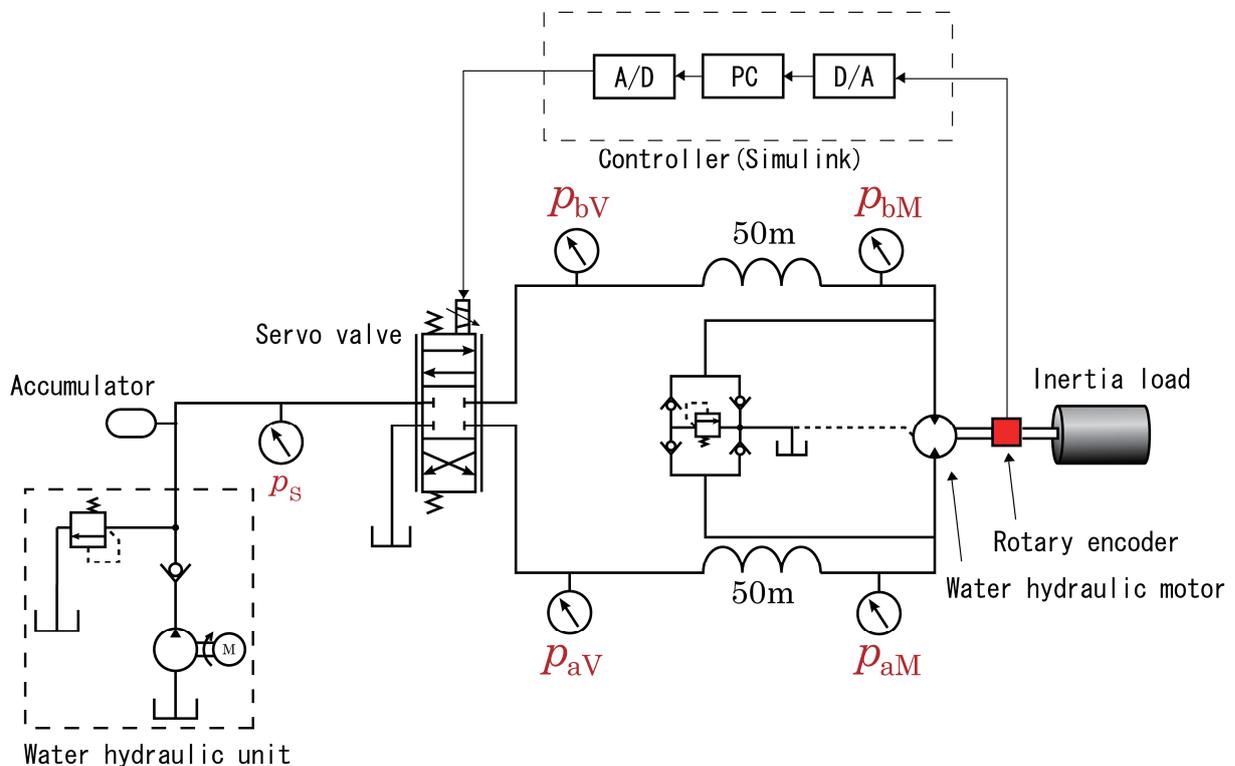
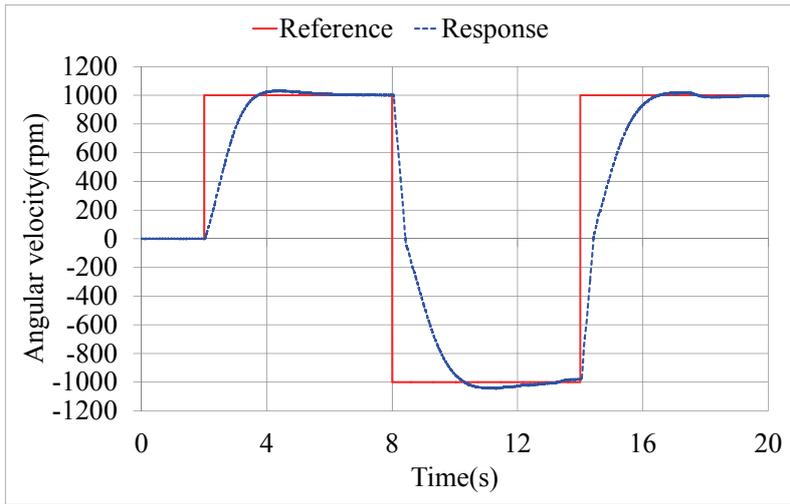


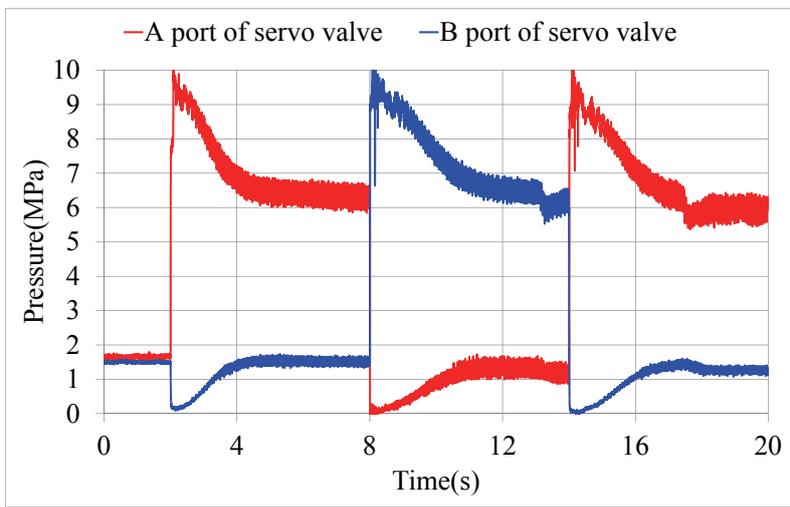
図 1.4.16 従来の水圧モータの回転制御回路図

実験結果を図 1.4.17 に示す。図 1.4.17(a)は回転速度の測定結果である。図 1.4.17 (b)は水圧サーボ弁の二つの負荷ポートの圧力変動の測定結果である。図 1.4.17 (c)は図 1.4.17 (b)の 0~1MPa の拡大図である。なお、本報告書の実験結果の圧力値はすべてゲージ圧力である。

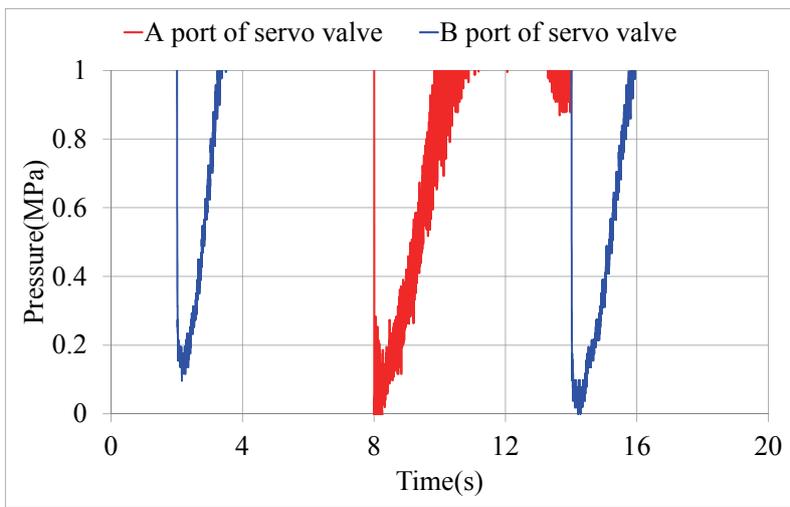
図 1.4.17 に示すように、水圧モータの起動・回転方向逆転に伴って一時的な大きな圧力低下が生じる。例えば、図 1.4.17 (a)において、2 秒の時点で水圧モータが回転し始めるが、起動直後、図 1.4.17 (b)、図 1.4.17 (c)のように、水圧モータ排出側（B ポート）の圧力が一時的に大きく低下している。一方、図 1.4.17 (a)において、8 秒と 14 秒の時点でモータの回転方向が逆転しているが、それに伴って、図 1.4.17 (b)、図 1.4.17 (c)のように、水圧モータのメータアウト側の圧力が一時的に大きく低下している。



(a) 回転角速度



(b) 圧力



(c) 圧力の拡大図

図 1.4.17 従来の制御方法の実験結果

図 1.4.16 に示す従来の制御回路を用いた水圧モータの回転方向逆転の際、サーボ弁のメータインとメータアウトの切り換えは回転速度目標値と水圧モータの回転速度の差、つまり偏差をもとに行う。例えば 8 秒の時点で目標回転速度の方向逆転に伴って、サーボ弁のメータインとメータアウトの切り換えは遅れることなく瞬時にできる一方、水圧モータの回転方向の逆転は遅れが必ず伴い、負荷差圧の逆転の後になる。その結果、メータインとメータアウトが切り換わる際、もともとメータインにつながっていたポート（たとえば A ポート）、つまり供給圧側につながっていた A ポートは、水圧モータの回転方向の逆転遅れによって、しばらくの間水を吸い込み続けるのに対し、A ポートが急にタンク側につながってしまうため、タンクからの吸い込みが間に合わなくなり、圧力低下が著しくなる。図 1.4.16 に示すように 1 台のサーボ弁を用いた場合、メータインとメータアウトを独立に制御できない。そのため 1 台のサーボ弁を用いた場合、水圧モータの回転方向逆転の際にこのような圧力の著しく低下する現象は必ず生じる。

（2）キャビテーションの防止を考慮した水圧モータの回転制御

図 1.4.17 の実験結果から、水圧モータの起動・回転方向逆転に伴う水圧モータ及び水圧サーボ弁のポート圧力変動が大きく、圧力低下の際にキャビテーション発生の可能性があることがわかった。その防止法として、昨年度は水圧サーボ弁への入力に飽和要素を作用させることを検討し、圧力低下が防止できることを示した。しかし、飽和要素の設定が難しく、また圧力低下の防止効果も十分ではないことから、従来の制御方法では水圧モータの回転速度制御と水圧モータの起動・回転方向逆転に伴う圧力低下の抑制を両立させることは簡単ではないことがわかった。

これを解決するため、平成 22 年度では図 1.4.18 に示す 2 台のサーボ弁を使用する手法を検討した。一般に、サーボ弁はメータイン側の絞りとメータアウト側の絞りの両方を備え、両者の変化が同一（スプールが一体であるため構造的に同一となる）であるため、メータイン側の圧力とメータアウト側の圧力の平均値（これを“圧力中立点”と呼ぶ）は常に供給圧の 1/2 となっている。つまり、アクチュエータの流入側と排出側の圧力は、供給圧の 1/2 を中心として対称となっており、サーボ弁の制御によって両者の差圧（負荷圧力）と流量だけでなくメータイン側及びメータアウト側の圧力も決まることになる。このことは、流量制御を行うと圧力も自動的に決まることを意味している。もし、メータイン側とメータアウト側に別々のサーボ弁を使用すれば、自由度が一つ増加するため、モータの回転制御だけでなく、メータイン側及びメータアウト側の圧力制御もモータの回転制御とは独立して行うことができるので、キャビテーションの防止に利用できると考えられる。

2 台のサーボ弁を用いた場合、モータの回転制御に対して自由度は一つ冗長になっているため、2 台のサーボ弁の制御にはいろいろな方法が考えられる。以下ではそのうちの二つの方法について検討を行う。

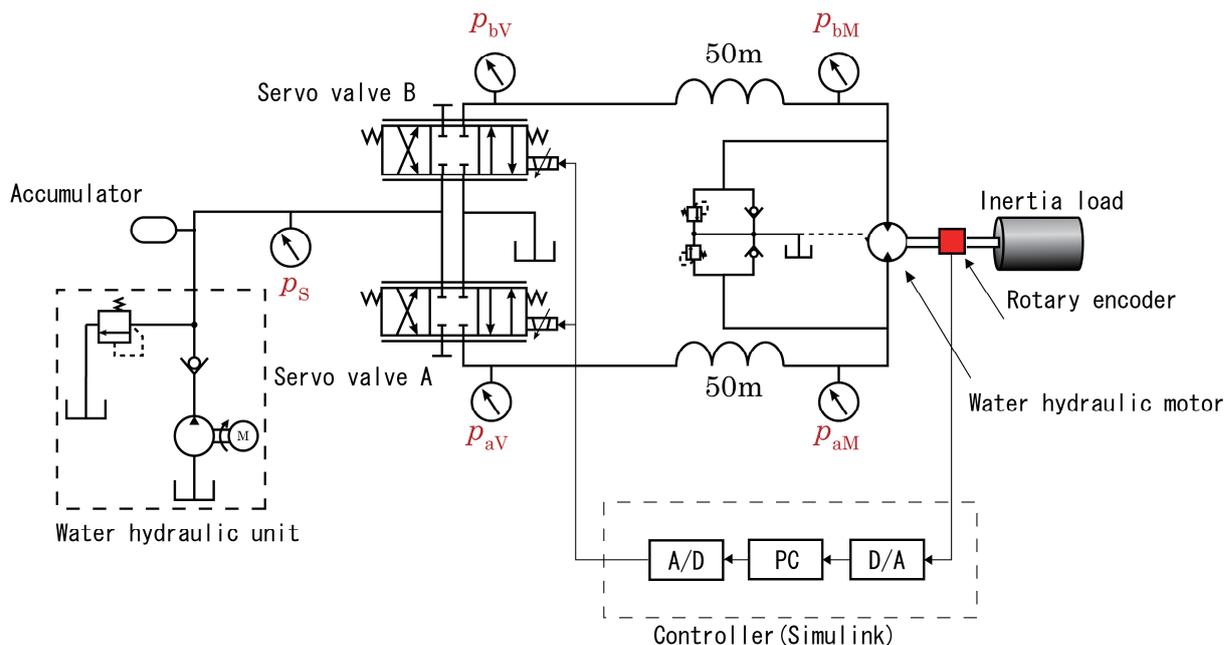


図 1.4.18 2 台の水圧サーボ弁による水圧モータの回転制御回路図

<方法 1> 圧力中立点を高圧側にシフトする方法

従来の制御方法では、アクチュエータの流入側と排出側の圧力は、供給圧の 1/2 に対して対称となっている。もし負荷圧力を変えずに圧力中立点を供給圧の 1/2 よりも高圧側にシフトできれば、水圧モータの起動・回転方向逆転の際、圧力が水の飽和蒸気圧まで低下することを防止できる可能性がある。

圧力中立点を高圧側にシフトする方法としてメータイン側の制御のゲインを大きくし、メータアウト側の制御のゲインを小さくすることを考えた。例えば、図 1.4.19 に示す制御のブロック線図において、メータイン側の制御のゲイン K_{v11} とメータアウト側の制御のゲイン K_{v21} の比率を 1.5 : 0.5 とすれば、メータイン側のサーボ弁の絞り開度を大きくし（サーボ弁絞りの圧力降下を小さくし）、メータアウト側のサーボ弁の絞り開度を小さくする（サーボ弁絞りの圧力降下を大きくし）ことができる。なお、図 1.4.19 中の SW は水圧モータの正転・逆転に応じてメータイン側の制御のゲインとメータアウト側の制御のゲインを切り換えるスイッチである。その結果、図 1.4.20 に示すように圧力中立点は高圧側にシフトすることになる。

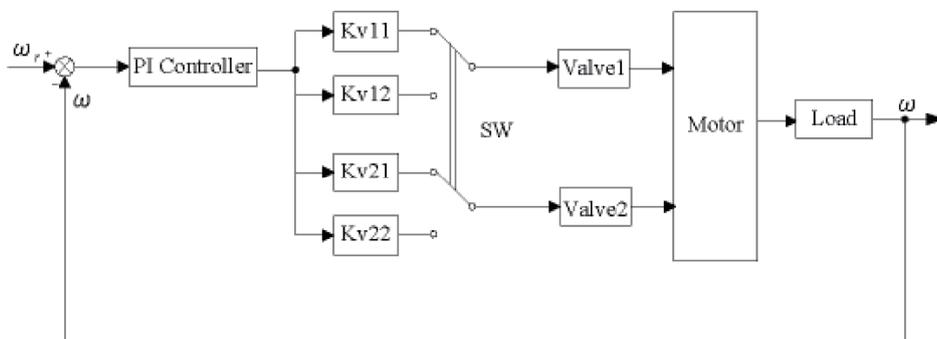


図 1.4.19 方法 1 の制御ブロック線図

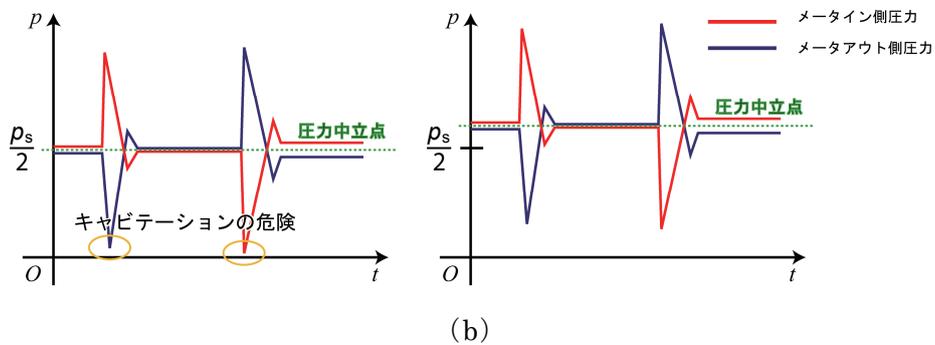
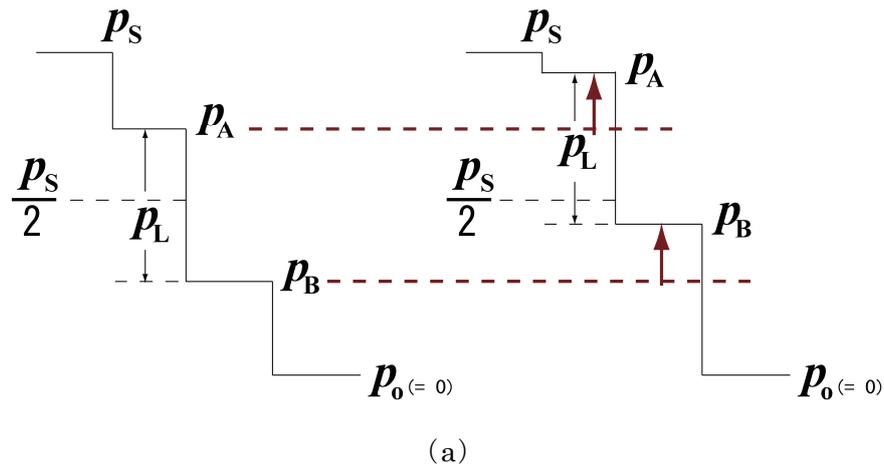
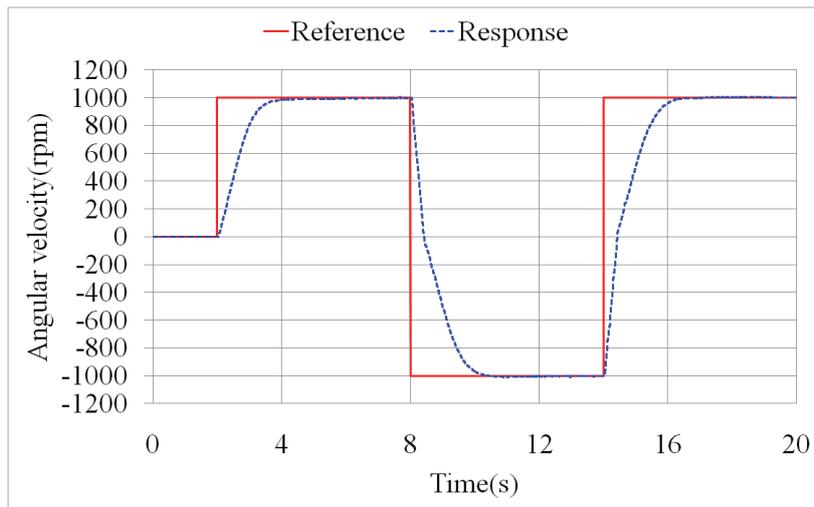
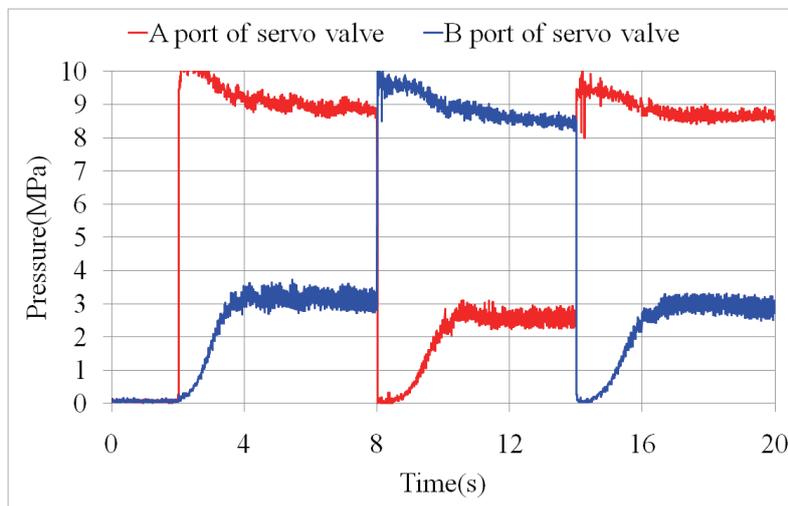


図 1.4.20 方法 1 による圧力中立点のシフト

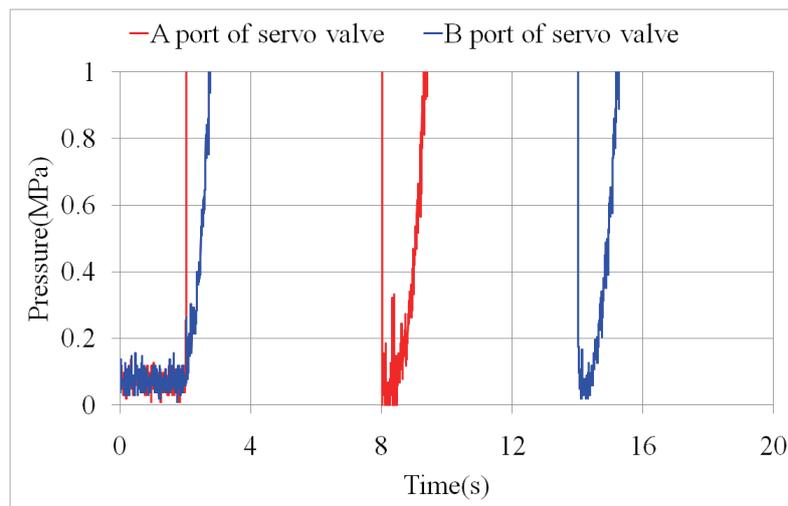
方法 1 の有効性を確認するため、実験を行った。実験結果を図 1.4.21 に示す。図 1.4.21 (a) は回転速度の測定結果であり、図 1.4.17 (a) と同等の応答である。図 1.4.21 (b) は水圧サーボ弁の二つの負荷ポートの圧力の測定結果である。図 1.4.21 (c) は図 1.4.21 (b) の 0～1MPa の拡大図である。図 1.4.21 (b) と図 1.4.17 (b) を比較すると、圧力中立点の圧力が 4MPa→6MPa と供給圧側に約 2MPa だけシフトしていることがわかった。しかし、水圧モータの起動・回転方向逆転に伴う一時的な大きな圧力低下の改善に対してはあまり効果がないと認められた。



(a) 回転角速度



(b) 圧力



(c) 圧力の拡大図

図 1.4.21 方法 1 の実験結果

<方法1の改善>メータアウト側の圧力に応じたメータアウト側の圧力制御への切換

方法1を改善する試みとしてメータアウト側の圧力が1MPa以下になった場合、メータアウト側を回転制御から圧力制御に切り換えることを考えた。図1.4.22はそのブロック線図である。図中のSW1は水圧モータの正転・逆転に応じてメータイン側の制御のゲインとメータアウト側の制御のゲインを切り換えるスイッチであり、SW2、SW3は回転制御と圧力制御の切り換えスイッチである。SW2、SW3の切り換えはメータアウト側の圧力によって行われる。

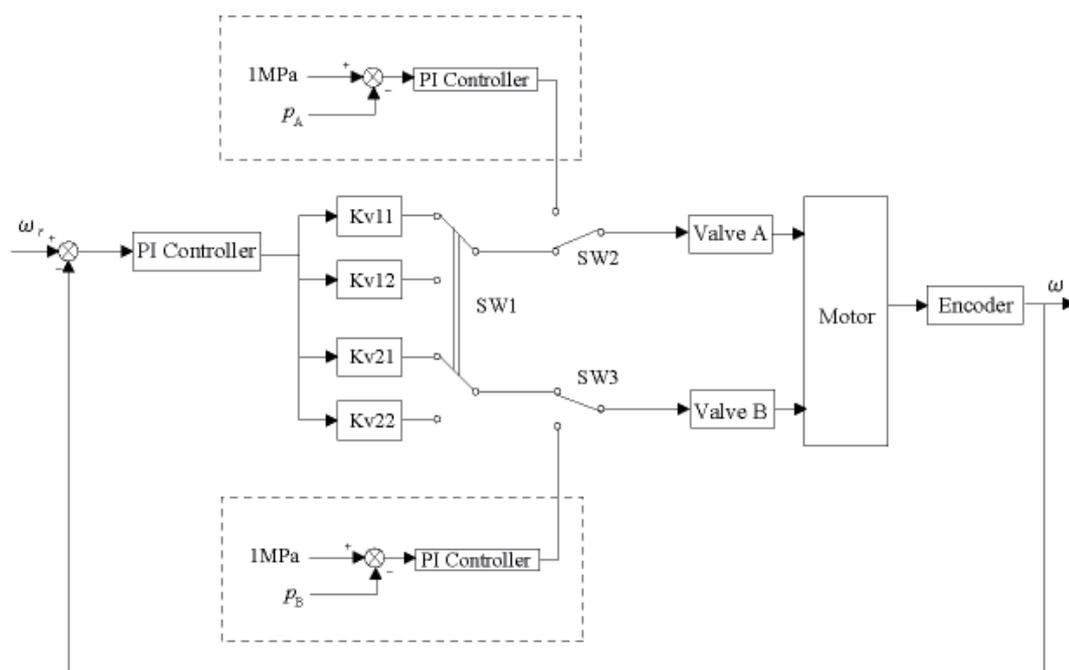
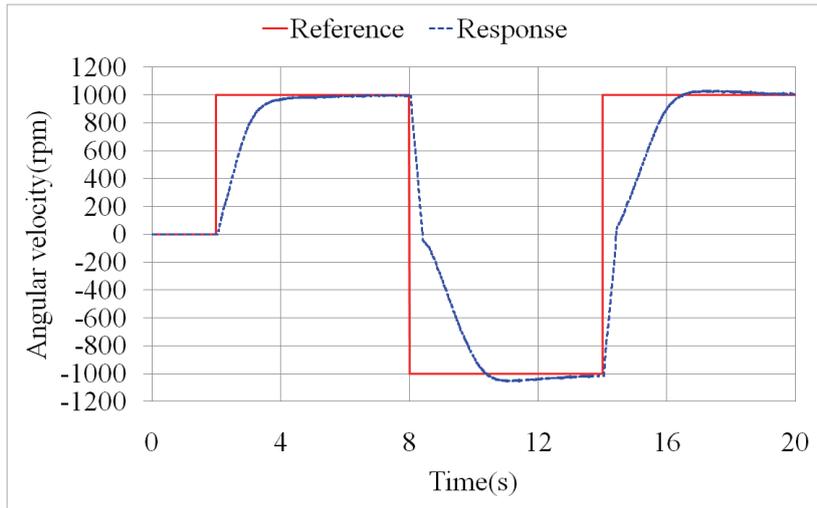
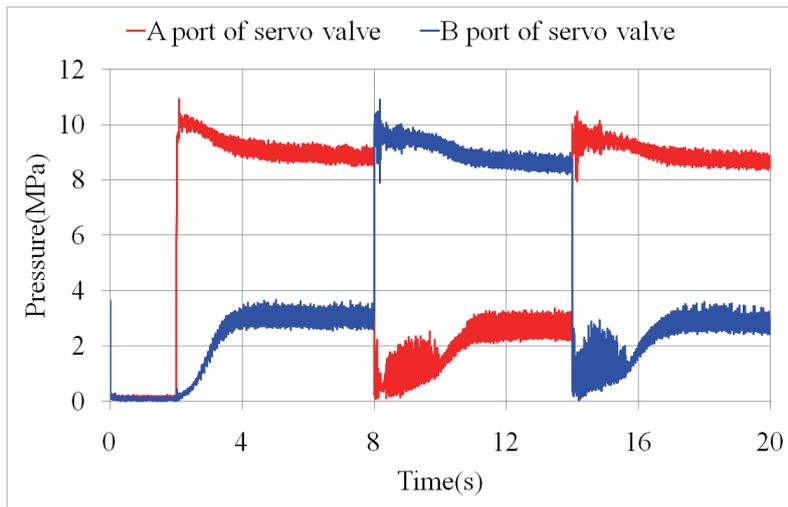


図 1.4.22 改善した方法1の制御ブロック線図

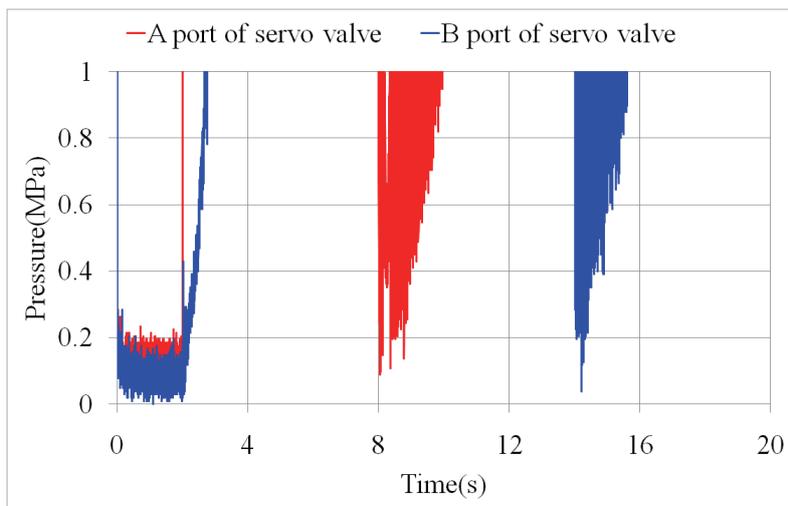
改善した方法1の有効性を確認するため、実験を行った。実験結果を図1.4.23に示す。図1.4.23(a)は回転速度の測定結果であり、図1.4.17(a)と同等の応答である。図1.4.23(b)は水圧サーボ弁の二つの負荷ポートの圧力の測定結果である。図1.4.23(c)は図1.4.23(b)の0~1MPaの拡大図である。図1.4.23(c)と図1.4.21(c)を比較すれば、水圧モータの起動・回転方向逆転に伴う一時的な大きな圧力低下が方法1より改善されたことが確認できる。



(a) 回転角速度



(b) 圧力



(c) 圧力の拡大図

図 1.4.23 改善した方法 1 の実験結果

<方法2>メータイン側の回転角速度制御・メータアウト側の圧力制御

従来の制御回路では水圧モータの回転方向逆転の際にメータアウト側の圧力が著しく低下する。仮にメータアウト側を圧力制御すると、メータアウト側の圧力の低下が改善できる可能性がある。そこで方法2では、図 1.4.24 に示すように、メータイン側のサーボ弁を用いてモータの回転速度制御を行い、メータアウト側のサーボ弁を用いてメータアウト側の圧力制御を行うこととした。

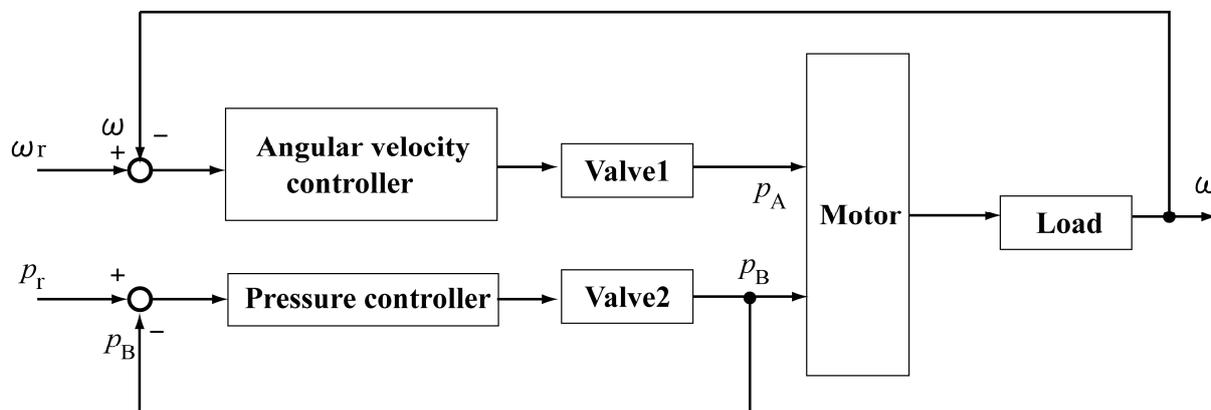
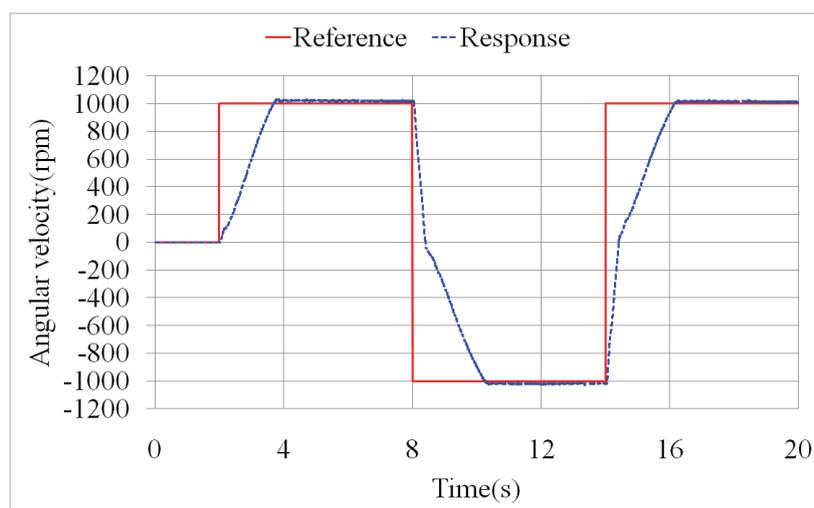
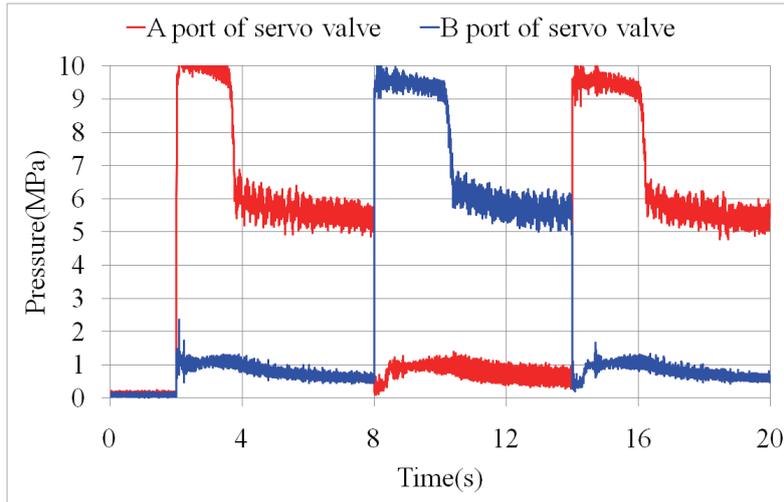


図 1.4.24 方法2の制御ブロック線図

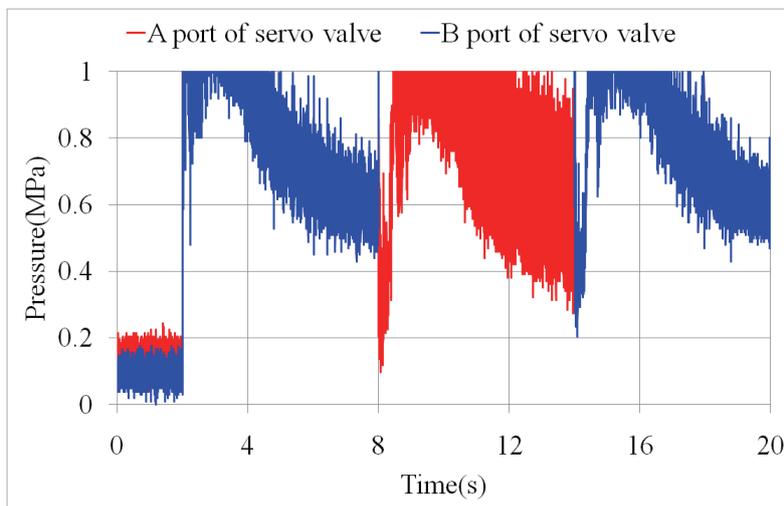
方法2の有効性を確認するため、実験を行った。なお、メータアウト側の圧力の目標値を 1MPa とした。実験結果を図 1.4.25 に示す。図 1.4.25 (a)は回転速度の測定結果である。図 1.4.25 (b)は水圧サーボ弁の二つの負荷ポートの圧力の測定結果である。図 1.4.25 (c)は図 1.4.17(b)の 0~1MPa の拡大図である。図 1.4.25 (c)と図 1.4.17 (c)を比較すると、水圧モータの起動・回転方向逆転に伴う一時的な大きな圧力低下が少し改善されたことが確認できた。



(a) 回転角速度



(b) 圧力



(c) 圧力の拡大図

図 1.4.25 方法 2 の実験結果

1. 4. 3 二軸運動制御

本節では、前節までにおいて得られた直線駆動及び回転駆動アクチュエータをドッキングさせ、これら二軸の同時駆動における制御性能を検証した結果を述べる。

二軸運動制御における目標軌道を図 1.4.26 に示す。ただし、これはこれまでに示した軌道を重ね合わせたものである。また両駆動系とも前節までに設計した補償器を適用し、改めてゲイン調整を行った。

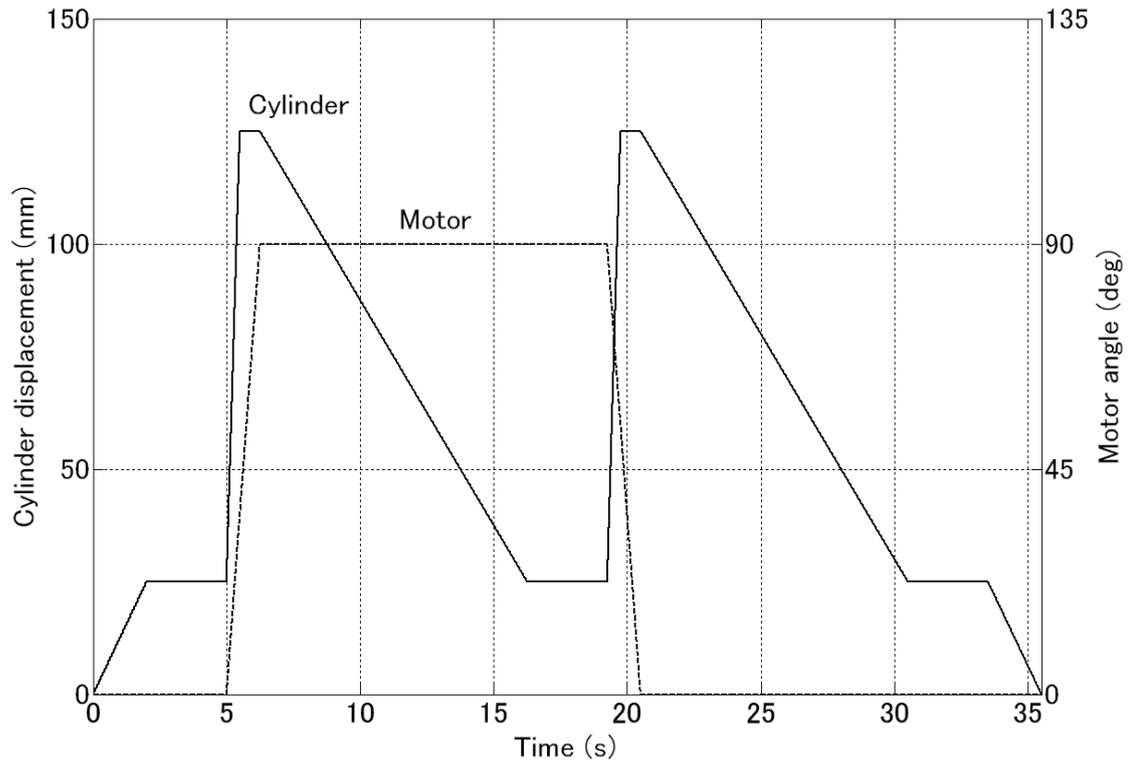


図 1.4.26 二軸同時駆動における目標軌道

この目標軌道に対する各軸の追従実験の結果を図 1.4.27 に、各軸の誤差を図 1.4.28 に示す。直線及び回転駆動とも単体で制御を行った場合と遜色のない制御精度が得られており、これらの結果より十分に実用に耐えうる駆動が水圧アクチュエータにより実現されていることがわかる。

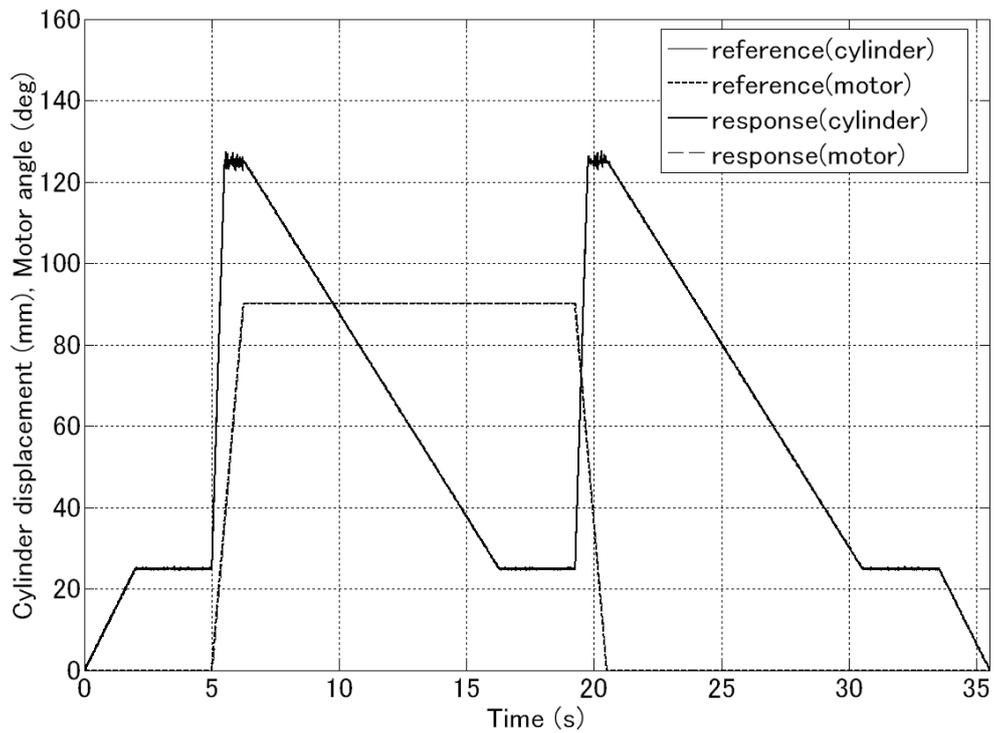


図 1.4.27 二軸同時駆動における実験結果

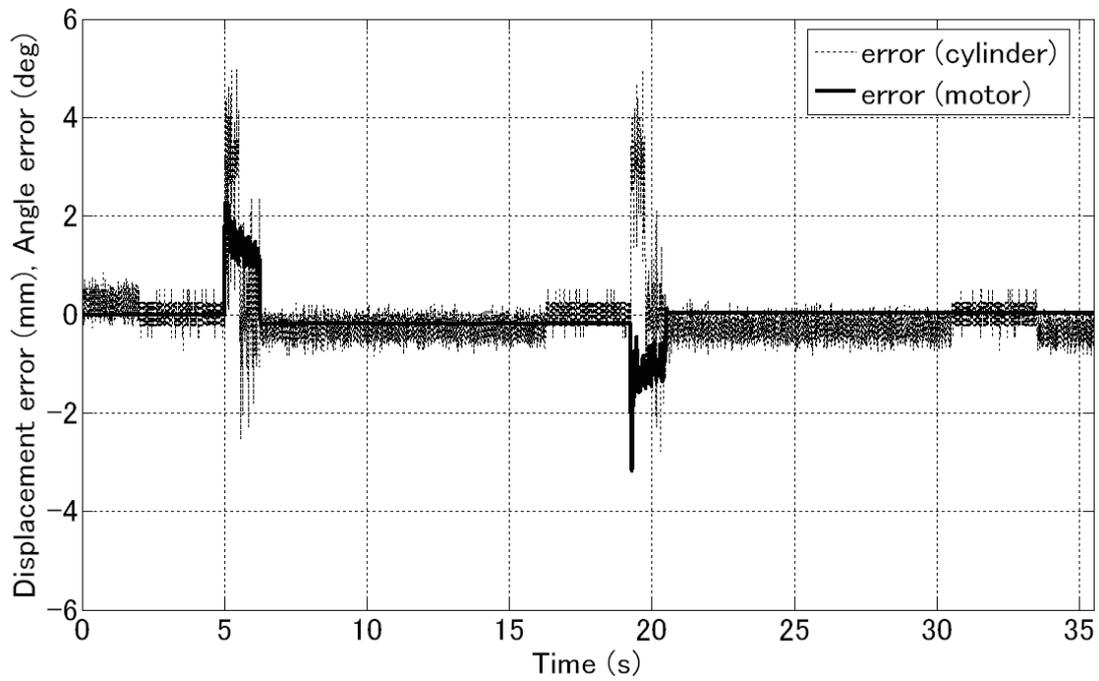


図 1.4.28 二軸同時駆動実験における追従誤差
 (破線：直線駆動、実線：回転駆動)

1. 5 ADS による蒸気加減弁サーボ制御の可能性

平成 21 年度 F/S においては、図 1.5.1 に示す一般的なタービンガバナを、そのシリンダ部を模擬した水圧シリンダ（制御シリンダ）と、ガバナ弁部あるいはリンク機構からの反力・流体力等の外乱及び負荷を模擬するための水圧シリンダ（負荷シリンダ）を同一直線上に配置する構造として図 1.5.2 に示す試験系を構成し、検証実験を行った。水圧サーボ弁を用いた制御シリンダの位置制御にあたっては、コントローラとして比例制御コントローラ及び適応制御コントローラを用いた。実験により、比例制御コントローラを使った場合には $10\text{-}60\mu\text{m}$ オーダで、適応制御コントローラでは $3\text{-}10\mu\text{m}$ オーダで、それぞれ位置決め制御が可能になったことが明らかになった。しかしながら、平成 21 年度の実験では、実際のガバナ制御において問題となる流体力やその他の外乱についての情報が得られなかったため、負荷シリンダは使用せず、負荷としてはばね負荷のみを考慮した。

本年度は、(株)東芝より石炭火力発電所における出力調整時の試験データを提供いただいたので、これらのデータをもとに制御シリンダに作用する負荷力の同定を行い、その結果をもとに負荷シリンダを操作して実験を行い、流体力やその他の外乱に対するロバスト性について検討を行った結果について述べる。なお、提供いただいた試験データは、発電機出力を約 60 分かけて上昇させた時及び出力を下降させた時の発電機出力、蒸気加減弁の開度、シリンダ内ピストン上部及び下部圧力の 1 秒ごとの変化を示すデータである。

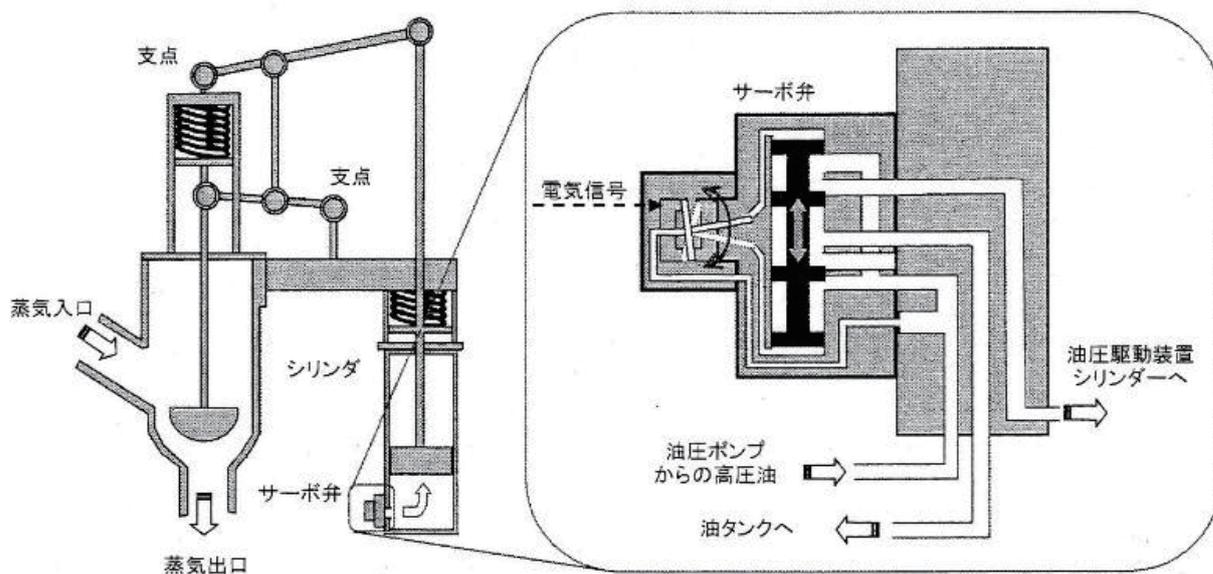


図 1.5.1 一般的なタービンガバナ構造図

(東京電力(株)プレスリリース、調整運転中の柏崎刈羽原子力発電所 2 号機におけるタービン制御系の油漏えいに関する調査結果添付資料より、一部変更)

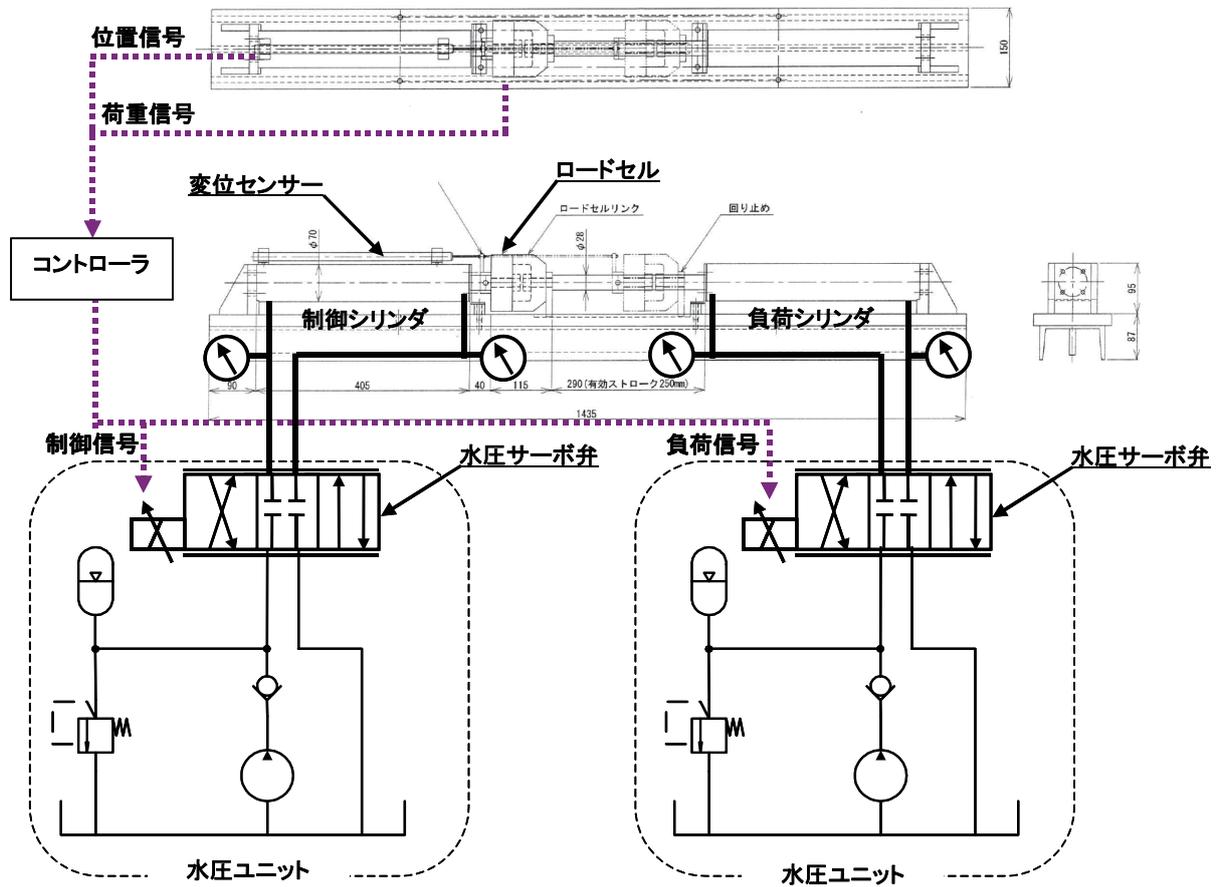


図 1.5.2 直線系試験装置概略

1. 5. 1 負荷力の同定

図 1.5.1 のタービンガバナを図 1.5.3 のようにモデル化し、ピストンに作用する力のつり合いを考えると次式が得られる。

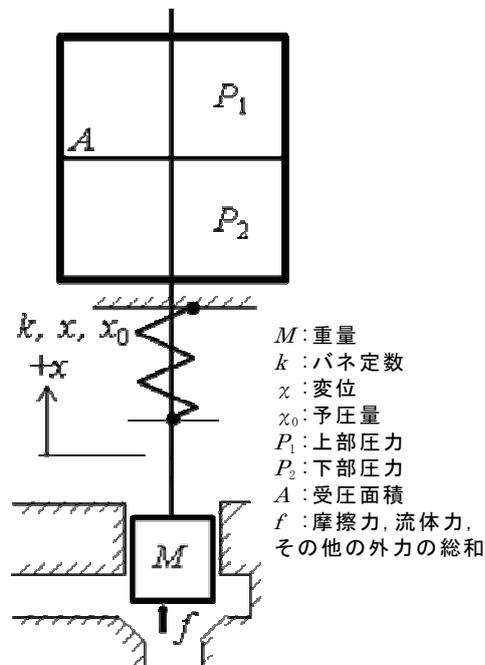


図 1.5.3 ガバナ弁のモデル

$$\therefore M \ddot{x} = f - Mg - k(x + x_0) - A(P_1 - P_2) \quad (1.5.1)$$

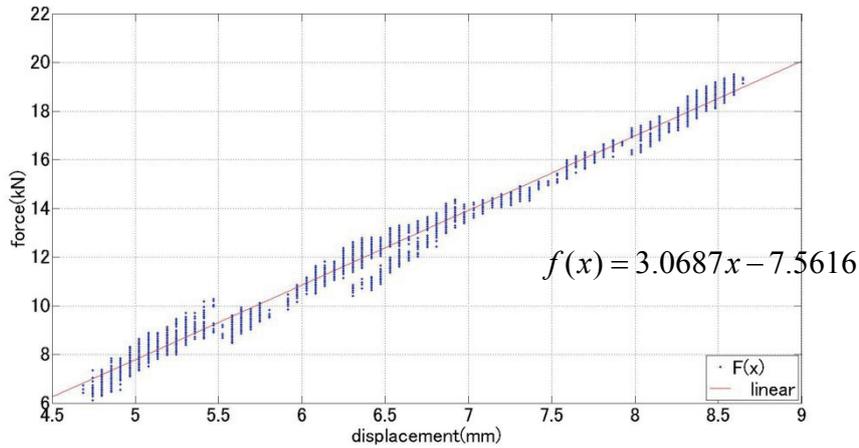
ここで、 M は蒸気加減弁、ピストン、ロッドなどの可動部分の質量、 f は流体力・摩擦力などの外力の総和、 k はばね定数、 x は変位、 x_0 は与圧量、 A はピストン受圧面積、 P_1 及び P_2 はそれぞれピストン上部及び下部にかかる圧力である。提供いただいた M 、 k 、 x_0 、 A の数値を用い、各時刻における x 、 P_1 、 P_2 の値を上式に代入することにより、各時刻における f の値を計算することができる。計算にあたって \ddot{x} の値としては x の2階差分値を用いた。計算結果を図1.5.4に示す。 $M \ddot{x}$ の値が他の項の値に比べて5~6桁小さい値であったことから、 f を x の1次式で近似すると、ガバナ弁上昇時は

$$f(x) = 3.0687x - 7.5616 \quad (1.5.2)$$

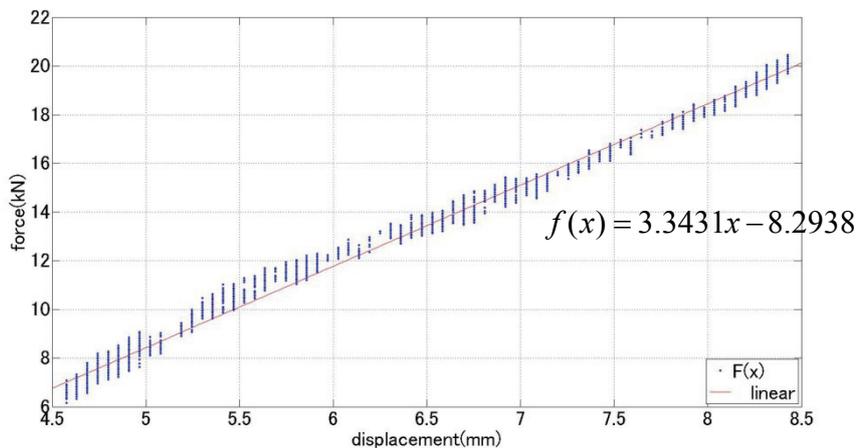
ガバナ弁下降時は

$$f(x) = 3.3431x - 8.2938 \quad (1.5.3)$$

と表わすことができる。これらの式により、蒸気加減弁に働く流体力、ピストン摩擦力などの負荷力が表わされるとして、実験に使用する。



(a)ガバナ弁上昇時(出力上昇時)



(b)ガバナ弁下降時(出力下降時)

図 1.5.4 負荷力の推定

1. 5. 2 制御試験

前節の式 (1.5.2) 及び (1.5.3) により負荷力は求められたが、実機と試験装置ではシリンダのサイズ及び供給圧力が異なるため、実機と試験装置の推力の比に応じて負荷力をスケールダウンする必要がある。受圧面積比と圧力比の積として推力比を計算すると 1:28.8 となり、スケールダウンした負荷力の式は

$$\text{上昇時 } f(x) = 0.1065x - 0.2624 \quad (1.5.4)$$

$$\text{下降時 } f(x) = 0.1160x - 0.2879 \quad (1.5.5)$$

となる。負荷シリンダ制御用のサーボ弁を制御することにより時々刻々の変位に応じて上式で計算される負荷力が発生するように制御して実験を行った。また、実際のガバナ弁をフルストローク動かした時の負荷が、

$$\text{上昇時 } 163.7\text{kN} \quad \text{下降時 } 178.3\text{kN}$$

であることから推力比を使ってこれをスケールダウンすると

$$\text{上昇時 } 5.68\text{kN} \quad \text{下降時 } 6.19\text{kN}$$

となり、式 (1.5.4) 及び (1.5.5) にこの値を代入して必要なストロークを求めると

$$\text{上昇時 } 54.0\text{mm} \quad \text{下降時 } 54.1\text{mm}$$

となる。このことから、シリンダの動作範囲を 0~54mm とし、全閉付近でガバナ弁は開度の微調整を行っているので、目標値の範囲を 5~15mm とした (ただし、全閉時の変位を 0mm とする)。実験にあたっては、図 1.5.2 に示した装置を用い、制御手法として比例制御、ゲインスケジューリング法、適応制御の 3 つを用いた。制御手法の詳細については平成 21 年度報告書を参照されたい。

比例制御試験の結果を、表 1.5.1 に示す。表は、比例ゲインを変えて行った試験における各時刻における誤差とその平均、時定数、整定時間を示している。

表 1.5.1 比例制御試験における誤差(単位: μm)

Pゲイン	0. S. ¹⁾	@5[s]	@15[s]	@25[s]	@35[s]	平均誤差	時定数 [s]	整定時間 [s]
2.2	なし	37.850	38.061	33.000	36.500	36.353	0.115	0.166
2.3	なし	35.212	36.500	39.500	33.738	36.238	0.114	0.163
2.4	なし	39.500	35.500	42.500	39.500	39.250	0.110	0.157
2.5	なし	34.500	34.000	40.999	37.000	36.625	0.106	0.151
2.6	なし	31.000	35.504	31.500	36.130	33.534	0.108	0.151
2.7	なし	30.500	42.000	42.000	40.251	38.688	0.093	0.134
2.8	あり	39.655	40.500	37.500	38.404	39.015	0.105	0.146

¹⁾ オーバーシュート量を意味し、過渡応答時に定常時よりも高い数値が発生した場合の評価である (図1.5.5参照)

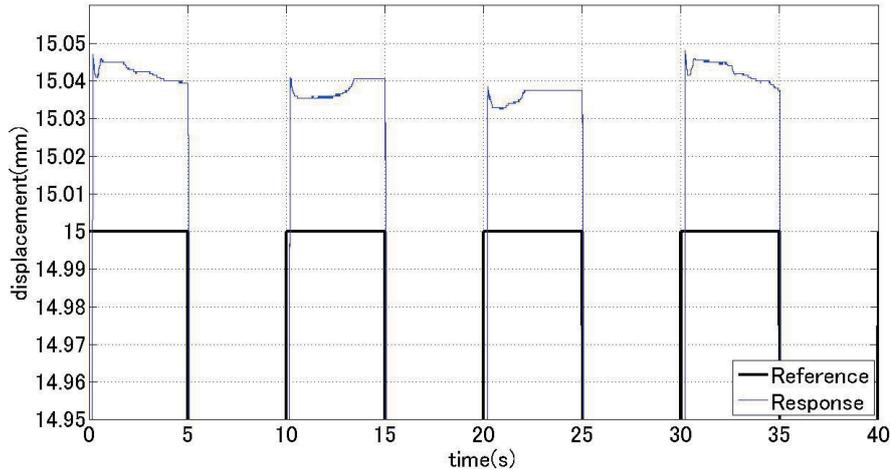


図 1.5.5 オーバーシュートの例（比例ゲイン：2.8）

全ての試験においてわずかなオーバーシュートがあったが、目標精度（±0.1mm 以内）内であるためオーバーシュートとは見なさなかった。

積分ゲインを変化させて行ったゲインスケジュール法による制御結果を表 1.5.2 に示す。比例ゲインは 2.6 に固定しており、誤差の絶対値が 0.05mm 以下になると積分制御が動作するように設定した。オーバーシュートについては比例制御の場合と同様である。誤差は比例制御に比べて小さくなっている。

適応制御による試験結果を、表 1.5.3 に示す。パラメータ更新則として以下に示す勾配法を用いた。

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) - g \frac{\phi(k-1)}{1 + \phi(k-1)^T \phi(k-1)} e(k)$$

$$u(k) = \phi(k-1)^T \hat{\theta}(k)$$

$\phi(k)$: 適応パラメータベクトル

$\hat{\theta}(k)$: 系内信号からなるリグレッサベクトル

$u(k)$: 入力信号

$e(k)$: 追従誤差

g : 更新ゲイン (= 1/200)

表より、誤差は大きく改善されるが、整定時間が長くなっていることがわかる。

上述の 3 つの制御手法による試験結果をまとめて図 1.5.6 に示す。上段は変位を、下段は誤差を示している。また、制御試験結果のまとめを表 1.5.4 に示す。制御性能を比較すると

- ・時定数については、適応制御が若干大きい
- ・定常偏差については、ゲインスケジュール及び適応制御が比例制御の数十分の一
- ・整定時間はいずれも指定値(4.0 s 以内)におさまっている

ただし、パラメータ調整工数において適応制御は非常に優れている(最大 1/12 程度)。

以上の試験結果から、実機に対応する負荷力を作用させた場合においても、平成 21 年

度の F/S において目標としていた所定の性能

- ・位置決め精度 0.1mm
- ・整定時間 4 s
- ・オーバーシュートなきこと (0.1mm 以下)

を実現できることが確認され、ADS による蒸気加減弁の制御が十分可能であることが検証された。

表 1.5.2 ゲインスケジュール制御試験における誤差(単位: μm)

Iゲイン	0. S. ¹⁾	@5[s]	@15[s]	@25[s]	@35[s]	平均誤差	時定数 [s]	整定時間 [s]
2.0	なし	-4.500	-7.500	6.264	-11.203	7.367	0.113	0.158
2.1	なし	-0.500	-0.138	0.573	-0.500	0.428	0.101	0.147
2.2	なし	0.011	-1.308	2.332	1.541	1.298	0.105	0.150
2.3	なし	0.775	0.505	-0.500	0.000	0.445	0.115	0.160
2.4	なし	-0.460	2.802	0.000	-0.437	0.925	0.106	0.151
2.5	あり	-25.129	2.501	3.000	5.500	9.033	0.088	0.132
2.6	あり	1.500	54.500	4.500	-1.000	15.375	0.098	0.142
2.7	あり	59.834	-16.349	0.000	1.006	19.297	0.098	0.141
2.8	あり	0.000	60.842	7.377	0.000	17.055	0.098	0.142
2.9	あり	66.000	2.500	0.500	0.500	17.375	0.107	0.151
3.0	あり	58.000	2.373	8.637	37.469	26.620	0.108	0.152

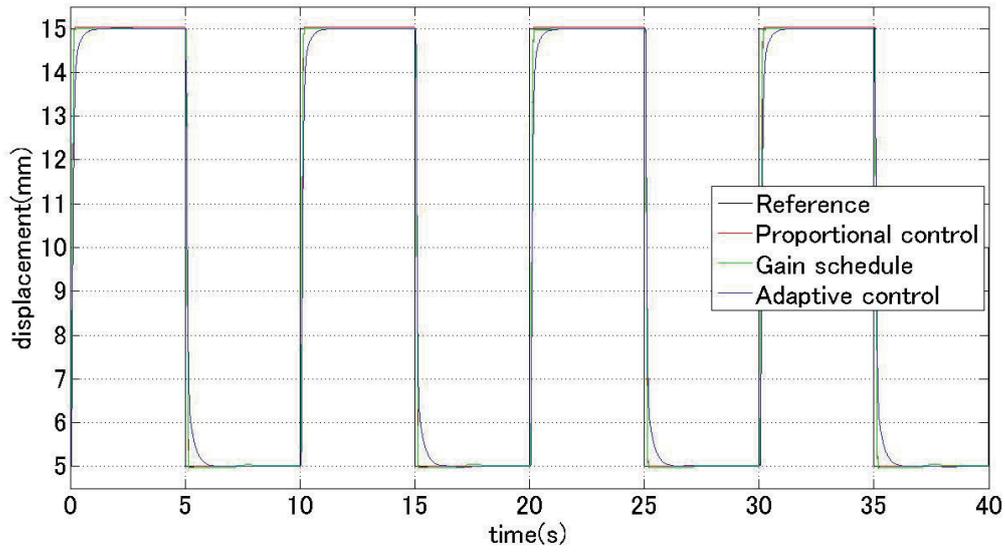
¹⁾ オーバーシュート量

表 1.5.3 適応制御における誤差(単位: μm)

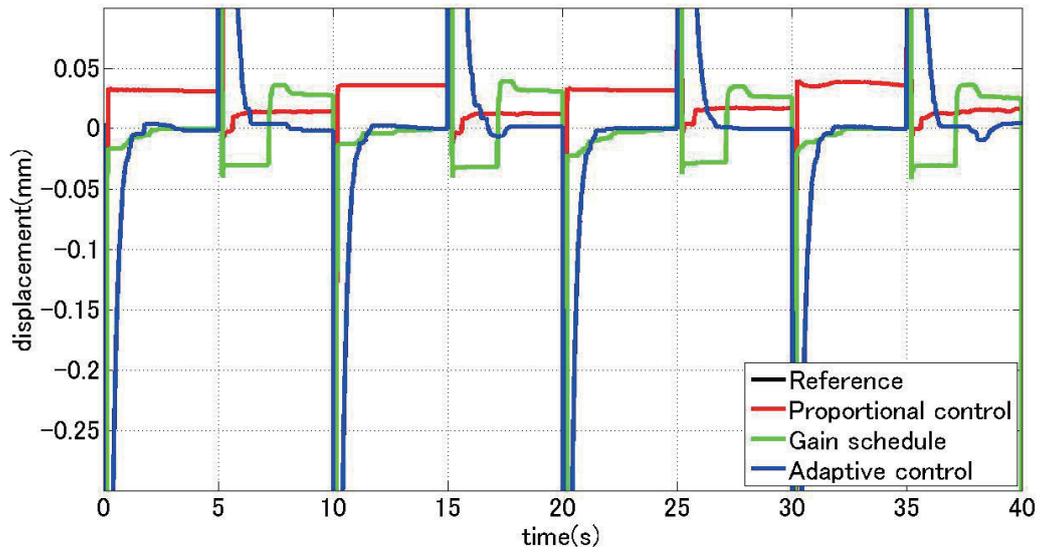
試験回数	オーバーシュート	@5[s]	@15[s]	@25[s]	@35[s]	平均誤差	時定数 [s]	整定時間 [s]
1	なし	0.500	-1.500	-0.490	-1.500	0.998	0.142	0.354
2	なし	-1.719	0.000	0.005	-0.137	0.465	0.137	0.322
3	なし	-0.021	0.528	0.809	-0.787	0.536	0.133	0.290
4	なし	-1.000	-2.000	-2.500	1.000	1.625	0.125	0.274
5	なし	1.500	0.106	-0.500	-1.000	0.777	0.124	0.227

表 1.5.4 制御試験結果のまとめ

制御手法	定常偏差 [μm]	時定数 [s]	整定時間 [s]	工数 [hr]
比例制御	33.534	0.108	0.151	2~3
ゲインスケジューリング法	0.428	0.115	0.147	4~6
適応制御	0.465	0.137	0.322	0.5



(a) 変位



(b) 誤差

図 1.5.6 制御手法の比較

1. 6 今後の課題と展開

本年度は、幅広い実用的応用を念頭に、水圧シリンダをアクチュエータとする直線駆動系と水圧モータをアクチュエータとする回転駆動系を組み合わせた二自由度ロボティクスを構築し、機能検証を行い、二自由度にしたことによる問題点の抽出を行った。検証にあたっては、まず、直線駆動系、回転駆動系それぞれを単独で駆動して、それぞれの一自由度系ロボティクスの機能検証を行い、その後、両者を同時に駆動して二自由度系ロボティクスとしての機能検証を行った。

・直線駆動系の補償器は、一般的な比例制御及び適応制御により設計した。作業内容としては、二列に配置されたコンベア装置上の対象物を移動させる単純な作業を想定し、一自由度直線運動に対する制御仕様として図 1.4.4 に示したようなものを与えた。設計された両補償器はこれらの要求を全て満たしており、特に定常偏差については絶対値平均値で比例制御補償器では $160\mu\text{m}$ 以下、適応制御補償器では $200\mu\text{m}$ 以下と極めて高精度な結果が得られている。ただし、目標値がランプ的に変化する点では一時的に追従誤差が増大し、また、目標速度が大きく変化する点ではオーバシュートも増大するため、この区間では速度制御系を設計する方が望ましいと判断されるが、追従初期には大きな誤差が発生し易い。したがって制御仕様としては、定常偏差は十分小さくすることができる反面、圧力伝達媒体である水の比較的高い体積弾性係数を考慮してあまり大きな速度変化は指定できないと予測される。

・回転駆動系については、平成 21 年度追加実験として、まず水圧モータの回転制御におけるキャビテーション防止法の検討を行った。実験結果から、2 台のサーボ弁を用いてメータアウト側を圧力制御する防止法が有効であることがわかった。次に、一般産業用アクチュエータの駆動制御を対象として製作した二自由度駆動系実験装置の回転駆動系の機能検証について実験を行った。追従角度誤差は全速度（400rpm～1400rpm）にわたって最大 250 度程度（減速機出力側は最大 5 度程度）であり、回転角速度が低速（～250rpm）の場合は、水圧モータの回転摩擦特性によるスティックスリップの発生が認められた。更にこのスティックスリップは回転速度フィードバックによって改善できることを確認した。

・直線駆動系及び回転駆動系の二軸の同時駆動における制御性能を検証した。それぞれ単独で駆動する場合の目標起動を重ね合わせた目標軌道を与えて試験を行った。また両駆動系とも単独駆動の場合に設計した補償器を適用し、改めてゲイン調整を行った。

この目標軌道に対する各軸の追従実験の結果（図 1.4.27）によれば、直線及び回転駆動とも単独で制御を行った場合と遜色のない制御精度が得られており、二自由度駆動にしたことによる特別な問題は生じていない。これらの結果より十分に実用に耐えうる二自由度系ロボティクスが水圧アクチュエータにより実現できることがわかる。

また、平成 21 年度 F/S においては、実際のガバナ制御において問題となる流体力やその他の外乱についての情報が得られなかったため、負荷としてはばね負荷のみを考慮した。本年度は、(株)東芝より石炭火力発電所における出力調整時の試験データを提供いただいたので、これらのデータをもとに制御シリンダに作用する負荷力の同定を行い、その結果をもとに流体力やその他の外乱を考慮した実験を行い、目標としていた所定の性能

- ・位置決め精度 0.1mm
- ・整定時間 4 s
- ・オーバーシュートなきこと (0.1mm 以下)

を実現できることが確認され、ADSによる蒸気加減弁の制御が十分可能であることが検証された。

今後の課題としては、アクアドライブシステムにより火力発電所のタービン速度制御用ガバナ制御を行うことが十分可能であることを示すことができたが、緊急遮断弁の駆動についても確認することが必要であり、実際にどのような遮断弁の駆動特性が要求されるかを調査し、実験により確認することが必要である。また、一般産業用も含めた幅広い応用を念頭に置いている二自由度系ロボティクスについては、直線駆動と回転駆動を同時に行っても、それぞれを単独で駆動した場合と同様な性能が得られることが確認されたので、工場生産ラインなど具体的な要求に合わせたシステムを構築し、実証していくことが強く望まれる。

第2章 蒸気タービン駆動に耐える水圧ポンプの開発

2.1 目的

一般的に蒸気タービンの回転数は高速になるため、蒸気タービンと直結可能とするには、蒸気タービンの仕様に合った高速水圧ポンプの開発が必要となる。従来の水圧ポンプの定格仕様は 1,500~1,800rpm、14MPa である。高速仕様の実現にあたっては、これまでの定番ポンプのノウハウを活かし、ポンプ構成部品間の相対的運動におけるしゅう動条件を勘案した設計を行う。仕様としては、回転数:3,600rpm 圧力:7~10MPa. 容積:10cc/rev. を想定し、作動条件の厳しいしゅう動部においては、従来水圧ポンプの物理定数（ゾンマーフェルト数）とほぼ同等としている。

また、本ポンプの性能評価を行うための試験用水圧ユニットも合わせて構築する。

2.2 試作ポンプの概要及び駆動用ユニットの設計・製作

2.2.1 試作ポンプ

図 2.2.1 に高速ポンプの構造断面図、表 2.2.1 に高速ポンプの仕様比較を示す。写真 2.2.1 にポンプ外観写真を示す。平成 21 年度の F/S の結果から、ポンプ吐出圧力は、発電所システムをはじめ一般産業機械で必要とされる 7MPa とし、蒸気タービンに直結して駆動することを念頭に、押のけ容積を 10cc/rev、回転数 3,600rpm まで運転可能となるような設計を行った。これにより、設計仕様である回転数 3,600rpm@7MPa において、ポンプ内でしゅう動接触（ピストンとシリンダブロック、斜板とシュー、弁板とシリンダブロック等）する箇所の PV 値（しゅう動面の面圧 P としゅう動速度 V の積で算出されるしゅう動特性を表す物理量）が従来実績のある水圧ポンプの仕様 1,500rpm@14MPa と同程度になるため、高速運転が可能であると判断した。

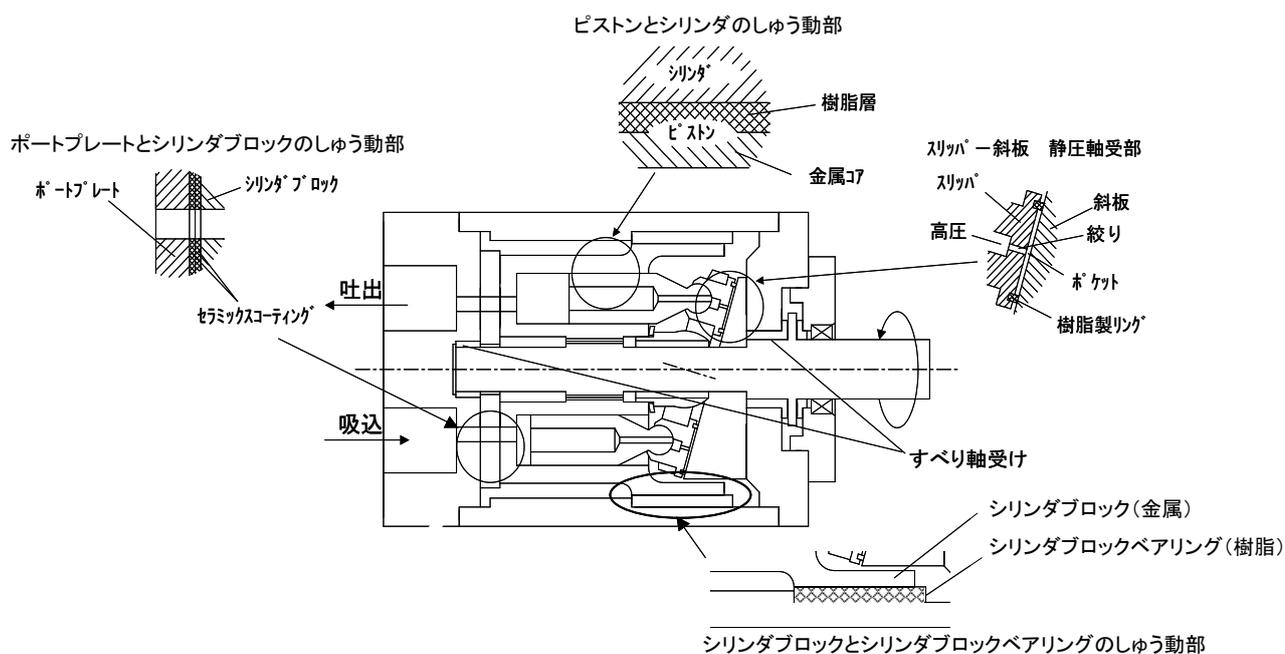


図 2.2.1 高速ポンプ構成概略図

表 2.2.1 高速水圧ポンプ仕様

タイプ	アキシヤルピストンポンプ
基本吐出流量	10cc/rev
圧力	7MPa
回転数	3,600rpm
流量	36L/min
作動流体	水



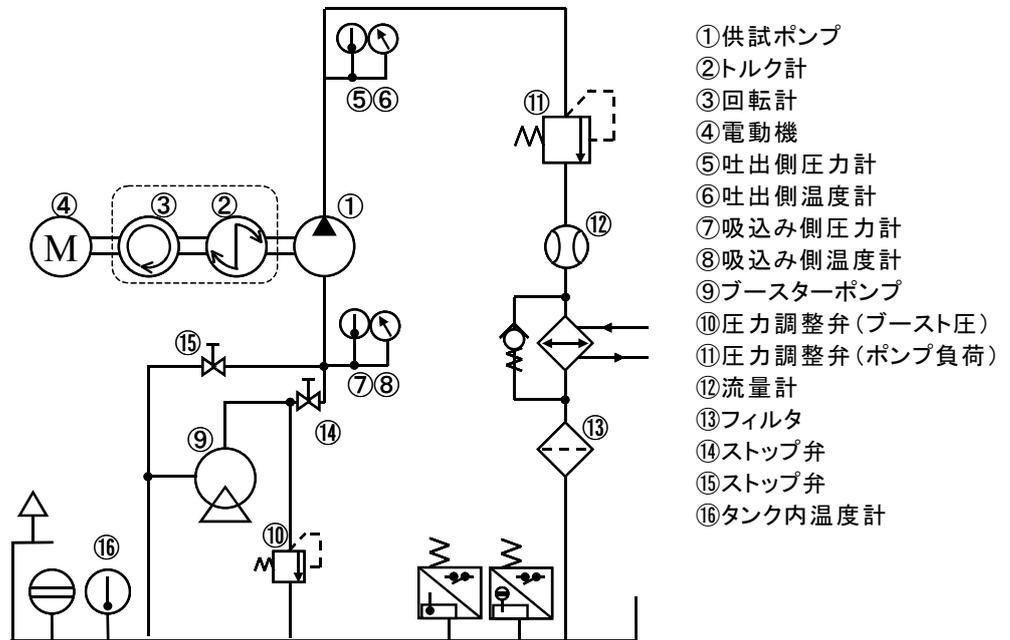
写真 2.2.1 高速ポンプ外観

2. 2. 2 駆動用ユニットと水圧回路

図 2.2.2 に高速ポンプ試験ユニットの水圧回路図、図 2.2.3 に高速ポンプ試験ユニットの概略構成図、写真 2.2.2 に試験機の外観を示す。表 2.2.2 に試験機的主要構成機器の一覧を示す。高速ポンプを駆動するにあたり、事前検討では、高速回転になると吸込み側の圧力が低下してキャビテーションが発生することで、性能低下、機器破損への影響があると推測された。そのため、高速ポンプの試験ユニットは、吸い込みラインにブーストポンプよりブースト圧を与えることが可能な構成とし、その影響を確認するため、ブースト圧を約 1 MPa まで調整可能とする回路構成とした。以下、水圧回路図に基づいて駆動用ユニットの詳細を述べる。

高速水圧ポンプ①は、回転数 4,000rpm まで運転可能な電動機④を用いて、回転駆動され、ポンプの回転数とトルクは電動機とポンプの同軸上に介したトルク・回転検出器②③を用いて計測される。ポンプ吸込みラインは、ブースト圧を付与するブーストポンプ⑨を介したラインとタンクから直接吸込み可能とするラインの 2 系統を設置した。ブースト圧を付与しない場合はストップ弁⑮を開き、ストップ弁⑭を閉じ、ブースト圧を付与する場合は、逆にストップ弁⑮を閉じ、ストップ弁⑭を開く。また、ブースト圧は圧力調整弁⑩により吸込み圧力を調整する。ポンプの負荷は圧力調整弁⑪により調整され、その時の流

量を流量計⑫で計測する。ポンプ内部状態を計測するため、吸込みポート直前とポンプ吐出側に圧力計と温度計を設置した。各計測器は JIS に規定されている油圧ポンプ試験要領に準じて構成した。作動流体はフィルタ⑬により水質管理している。



- ① 供試ポンプ
- ② トルク計
- ③ 回転計
- ④ 電動機
- ⑤ 吐出側圧力計
- ⑥ 吐出側温度計
- ⑦ 吸込み側圧力計
- ⑧ 吸込み側温度計
- ⑨ ブースターポンプ
- ⑩ 圧力調整弁 (ブースト圧)
- ⑪ 圧力調整弁 (ポンプ負荷)
- ⑫ 流量計
- ⑬ フィルタ
- ⑭ ストップ弁
- ⑮ ストップ弁
- ⑯ タンク内温度計

図 2.2.2 高速ポンプ駆動用ユニットの水圧回路図

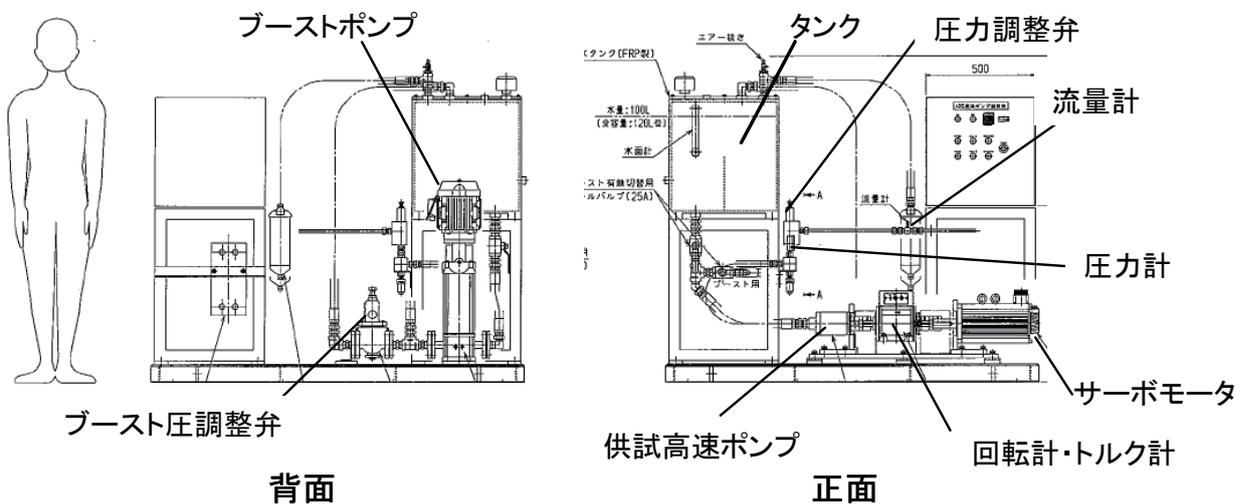


図 2.2.3 高速ポンプ試験ユニットの概略構成図

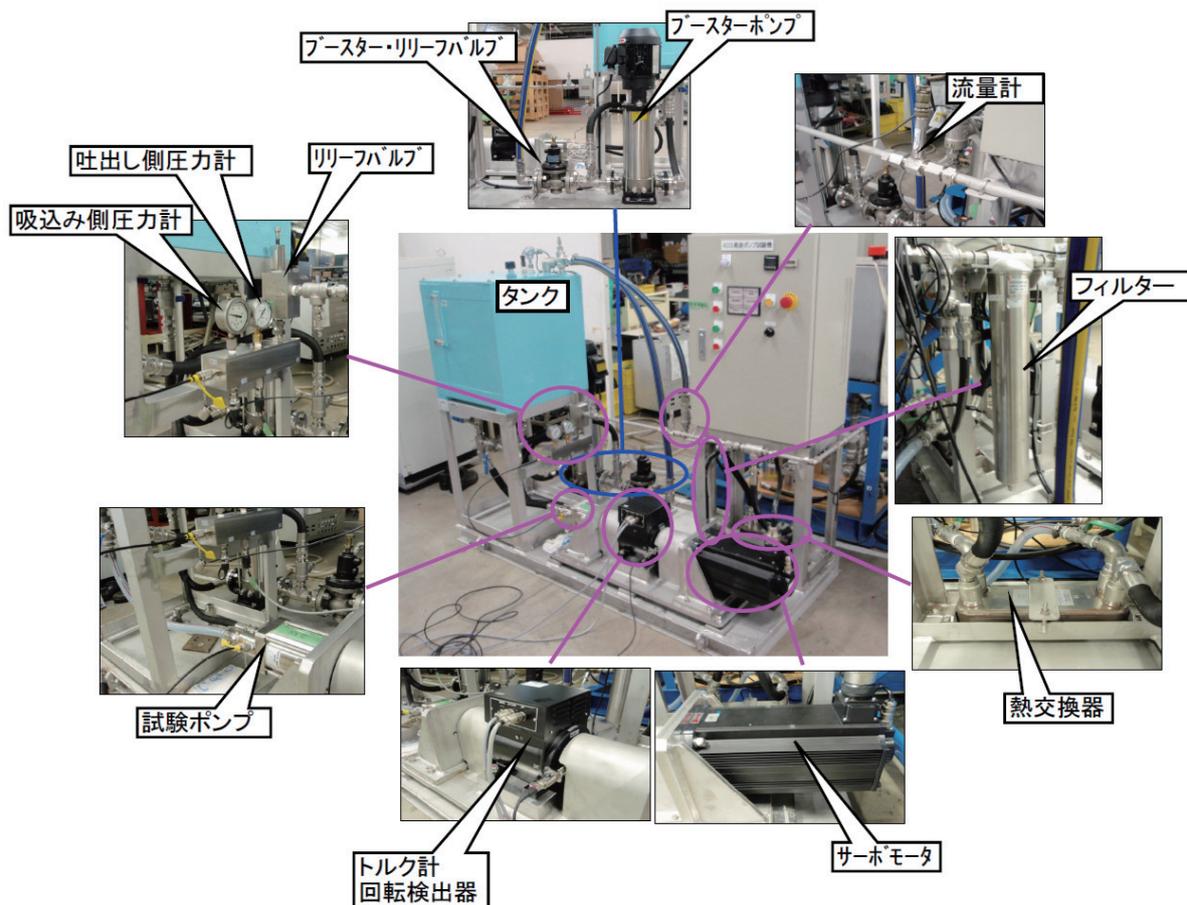


写真 2.2.2 高速ポンプ試験ユニットの外観

表 2.2.2 高速ポンプ試験用ユニットの主な構成機器

No	機器	メーカー/型式	備考/仕様など
①	供試ポンプ	KYB(株)/WPP-10-HS	回転数 3600rpm, 圧力 7MPa, 流量 36L/min, トルク 16Nm, 出力 6kW
②	トルク計	株小野測器/ トルク計 SS-500, 演算器 TS-3100	回転数 6000rpm, トルク 50Nm
③	回転系		
④	電動機	株東芝/VLBSV10K30	出力 10kW, 最高回転数 4000rpm, トルク 32Nm
⑤	吐出側圧力・温度計	株GMS/ 3203-F-0160S-2L-B-R-00	圧力範囲 16MPa 温度範囲 80°C
⑥	吸込み側圧力・温度計		
⑦	吸込み側圧力・温度計	株GMS/ 3203-F-0010G-01-B-R-00	圧力範囲 1.6MPa 温度範囲 80°C
⑧	試験ポンプ	株荏原製作所/25EVML15 51.5	流量 40L/min 揚程 94m
⑨	ブースターリリーフバルブ(圧力調整弁)	株ヨシタケ/GD-20R-25A	圧力調整範囲 0.3~0.9MPa
⑩	リリーフバルブ(圧力調整弁)	廣瀬バルブ工業(株)/ minWRV-T04-14-11	最大流量 40L/min, 圧力 14MPa
⑪	流量計	日本フローコントロール(株)/ HO-1/2X1/2-RPR01S	最大流量 45L/min
⑫	戻りフィルタ	SMC(株)/ FGDTB-06-M010V-BX77	メッシュサイズ 10 μ , 70L/min

2. 3 試験方法

前述の図 2.2.2 に示した水圧回路図を用いて試験方法を述べる。

1. 試験ポンプ① (WPP10-HS) をスタンドに取り付ける。
2. ブースト側バルブ⑭を閉、タンク側バルブ⑮を開にする。(ブーストポンプなしで運転)
3. リリーフバルブ⑩を全開にし、サーボモータの回転数をゆっくり 500[rpm]まで上げていく。
4. このときの流量を流量計⑫、吐出し側圧力を圧力計⑤、吸込み側圧力を圧力計⑦、タンク内温度を温度計⑯、トルクをトルク計②でそれぞれ読み取り記録する。
5. リリーフバルブ⑩を吐出し側圧力計⑤の表示で 1.0[MPa]になるまで閉め、手順 4 に従い読み取り記録する。
6. 手順 4、5 を最大 7.0[MPa]まで繰り返す。
7. リリーフバルブ⑩を全開にし、回転数を 200[rpm]ごとに最大で 3600[rpm]まで上げて行き、手順 4～6 を繰り返し記録する。

2. 4 試作ポンプのテスト結果と考察

図 2.4.1～図 2.4.3 に負荷圧力 7 MPa における回転数 500～3,600rpm の範囲の容積効率、機械効率、全効率の性能特性を示す。この結果から負荷圧力 7MPa、回転数 3,600rpm の場合、各効率はそれぞれ、容積効率 94%、機械効率 89%、全効率 84%であることが示された。図 2.4.4 に吸込み性能として回転数に対する流量特性を示す。低速から高速まで流量が回転数に比例して連続的に変化していることから、キャビテーションによる吸込圧の低下はないと判断できる。また、吸込み配管の詳細な寸法において算出される圧力損失の理論計算からもキャビテーションが発生しないことを確認した。したがって、ブースト圧による予圧機能は不要であることが実験的、理論的に示された。ブースト回路が不要ということは、蒸気タービン系との融合の際にはシステムとしての小型化、低コスト化などメリットが大きい。

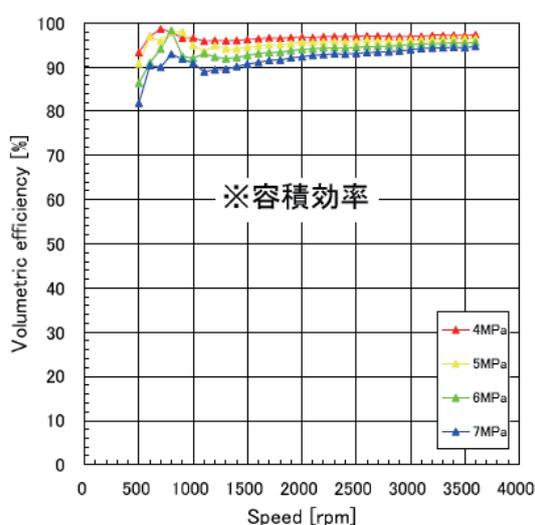


図 2.4.1 容積効率

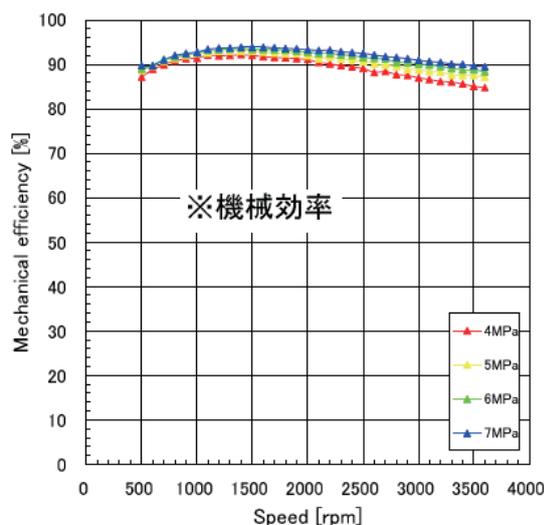


図 2.4.2 機械効率

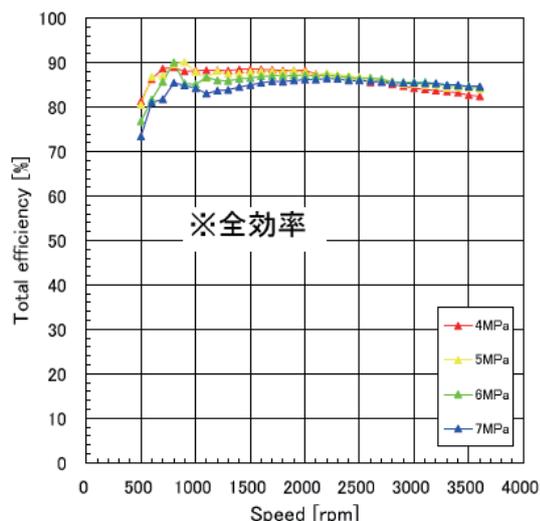


図 2.4.3 全効率

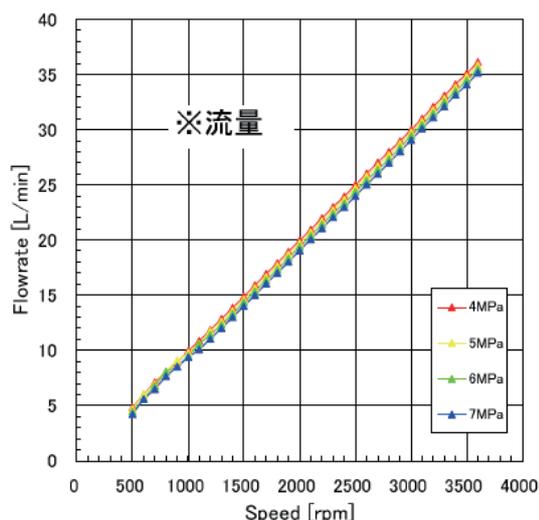


図 2.4.4 吸込み性能

2. 5 今後の課題と展望

高速水圧ポンプの試作においては、水圧ポンプのこれまでの実績から本ポンプの技術的検討を行った。狭い隙間で構成されるこの種のポンプは水膜を挟んでのポンプ内部に存在するしゅう動部は、基本的には静圧軸受け構造を取る。しかし、水膜はポンプに働く内部、外部からの負荷で必ずしも一定には制御しきれず、直接接触することを念頭に設計製作が行われる。しゅう動材料とそこで発生する時に現象を把握する PV 値が重要な設計要因となる。(P:しゅう動部での面圧、V:しゅう動部での相対速度)。仕様回転数である 3600rpm は火力発電等の蒸気タービンの一般的な回転数であり、高速水圧ポンプはこれに直結して回転駆動されることを想定して決定した。

このような視点から本ポンプは設計、製作された（仕様：10cc/rev,7MPa,3600rpm）。

テスト検証のための試験装置の製作について、高速ポンプの運転上重要な注意要因は、ポンプ動作時の吸い込み圧力の低下によるキャビテーションの発生である。本装置もこのような現象に対応しつつ、ポンプの性能テストを行うべく構成されている。通常はポンプの吸い込み側にブースターポンプを設置し、圧力低下に対応して押し込み圧を作用させ、圧力低下を防止する。トルクや回転数は電動機と試供水圧ポンプの間にトルク・回転系を同軸に設置する。電動機は本 F/S では蒸気タービンの代わりに最高回転数 4000rpm,10kW の仕様を有する。ポンプの吸い込み、吐出し側には流量計と圧力計を設ける。このようなテスト装置で吐き出し圧力を 7MPa の一定値に保ちながら回転数を上昇させ、その時のポンプの吐き出し、吸い込み側の流量と圧力、そしてトルクを計測してポンプの効率を求める。

性能試験から、容積効率（94%）、機械効率（89%）、全効率（84%）が得られた。このようなデータは国内外に発表されていない。しかし、従来仕様のこの種のポンプの性能から判断すると初期の目的は達成されたと判断できる。

今後の課題としては、更なる性能向上と実際に蒸気タービンを用いた実機レベルでの機

能検証、耐久性の評価などが考えられる。また、後述する小型容積式蒸気タービン発電は、少ない蒸気量においても高効率の出力特性が得られ、蒸気量に応じて出力範囲も数 kW から 160kW 程度まで幅広く利用できることから、ADS との融合の実現可能性が高いシステムの一つであり、これに応用することで電気を介さずに各種産業機械を高出力、高精度に駆動制御することが可能なシステムの実現が展望される。

第3章 蒸気タービンの調査

3.1 目的

近年、熱・蒸気の有効利用の視点からの蒸気タービンの効率向上はもとより、従来見過ごされてきたスケールの小さな熱を有効利用する目的のために小規模なタービンが開発、市販されるようになり、国の奨励技術として表彰を受けるなど、活発さを増している。前述したとおり、高速水圧ポンプは、蒸気タービンの直結駆動に耐えうる基本的性能を有していることが確認できたことで、ADS と蒸気系の融合の実現性が見えてきた。現在市販され始めている蒸気タービンを調査し、開発する水圧ポンプへの適合性及び要求性能等を調査する。具体的には小型容積式スクリー型蒸気タービンを検討対象の一つとして調査を行った。

3.2 ADS への具体的応用の可能性

ADS と蒸気系との融合のために必要な蒸気条件を満たしていると考えられる機器として、(株)神戸製鋼所製の小型容積式蒸気タービン発電機「スチームスター」に着目した。

図 3.2.1 に従来の軸流式タービン発電機と容積式タービン発電機の出力特性を比較した結果を示す。この結果から蒸気流量 50% の場合、軸流式の発電出力が 25kW に対し、スチームスターは、同蒸気流量において発電出力が 50kW、蒸気流量 100% 時には軸流式の 150% 発電能力が上がる。また、軸流式の場合、発電可能な最小の蒸気流量が 50% に対し、スチームスターは蒸気流量が 10% 以下から発電可能となり、蒸気量変動に合わせ、広範囲の無段階で効率よく発電することが可能になっている。従来技術では、発電機により発生した電気で電動モータを介して水圧ポンプを駆動することが一般的であるが、エネルギー変換として蒸気→電気→水圧の各段階でエネルギーロスが生じる。これを蒸気→水圧とすることでエネルギーロスを抑えられると共に、設備の小型化も図れるというメリットがある。

図 3.2.2 に蒸気系と ADS の融合の概略イメージとして、蒸気タービン駆動式水圧ユニットの機器構成を示す。これをもとに蒸気系と水圧系が融合されたシステムの動作原理について説明する。発電所の余剰蒸気や生産プロセス用に生成された蒸気が、給気蒸気仕切り弁から流入し、ドレン分離器で水分除去された後、スクリー式膨張機へ導かれる。膨張器のなかで蒸気が膨張することでスクリーが回転し、蒸気エネルギーが回転エネルギーに変換される。膨張した蒸気は、蒸気排気仕切り弁から流出する。スクリーの回転数の調整は、膨張器の上流側の蒸気ラインに設けられている容量制御弁により行われる。なお、この容量制御弁には、緊急遮断機能も併せ持っている。

スクリーの回転軸に高速水圧ポンプを直結し、スクリーの回転により、水圧ポンプが回転駆動する。高速水圧ポンプから吐出した作動水は、圧力調整弁により圧力調整され、高圧水供給ラインから、各種機械作業を行うためのアクチュエータに導かれる。高圧水供給ラインと戻りラインには、フィルタを設置して水質管理を行う。また、省エネルギーをはじめ、配管脈動や衝撃圧力の吸収、瞬間的に大流量を供給するなどの機能に応じて高圧ラインにアキュムレータを設置する。

更に、従来空気圧または電気で駆動されている給気、排気用仕切り弁及び蒸気量調整弁・緊急遮断弁なども水圧により駆動制御することも可能であり、これにより蒸気タービンによる電気を介在しない水圧駆動システムの構築の実現が可能になる。

高効率発電 広範囲インバータ流量制御

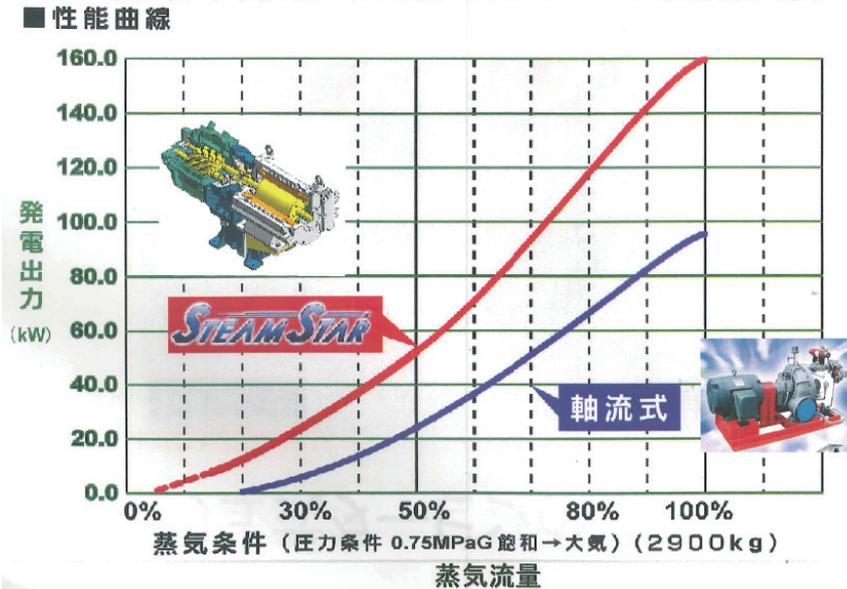


図 3.2.1 容積式と軸流式の発電出力特性の比較

出展；神鋼商事株式会社，「小規模蒸気ラインの省エネルギー対策」資料

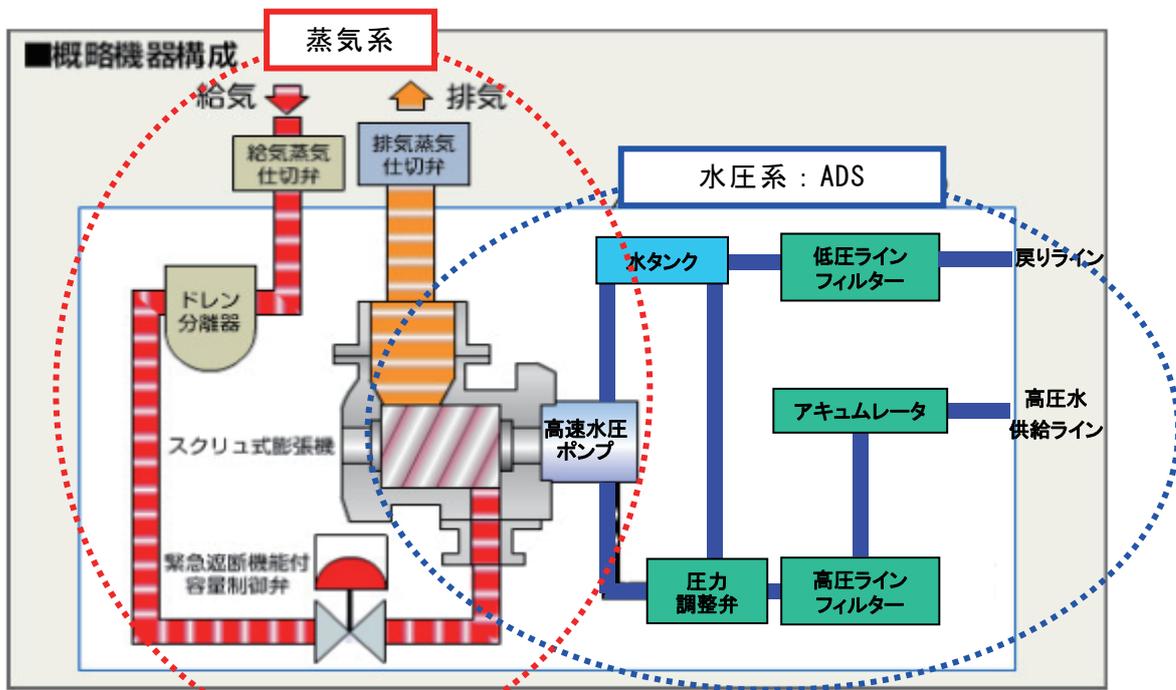


図 3.2.2 蒸気系と ADS の融合の概略イメージ

参考；神鋼商事株式会社 スクリュ式小型蒸気発電機「STEAM STAR」
カタログ記載図に加筆

3. 3 今後の課題と展望

蒸気系と ADS の融合の実現性として、前述のとおり、水圧系（ADS）においては高速水圧ポンプが蒸気タービンの直結駆動に耐えうる基本的性能を有していることが確認でき、蒸気系については少ない蒸気量においても高効率な出力特性が得られる小型容積式スクリー型蒸気タービンの利用が有効であることが調査結果から判明した。今後は、蒸気系と ADS を結合するために必要な機械及び制御面からの課題を明確化した後、ADS において広範囲の応用が期待できる数 kW から数十 kW 程度の出力を想定した実機レベルでの機能検証を行うことが必要である。

前述の実機レベルでの蒸気系と ADS の融合により蒸気タービンによる電気を介在しない水圧駆動システムの構築を実現すると、従来見過ごされてきたスケールの小さな熱を有効利用して、電気を介さずに各種産業機械を高出力、高精度に駆動制御することが可能になる。更には火力発電等の蒸気タービン駆動系の蒸気加減弁への応用も展望される。

第4章 文献・資料調査

平成 21 年度に実施している「新・水圧技術 (ADS:Aqua-Drive-System) を用いたロボティクスの新基軸応用に関するフイージビリティスタディ」に関連して、世界的にこの分野での研究開発が最も進んでいるタンペレ大学 (フィンランド) と機器・システム及び各種アプリケーションが実用化され企業として発展途上にあり、実績のある WHC (ウォーターハイドロリック) 社 (イギリス) 及び高含水ながら水圧機器・装置の大規模ユーザであるメルセデスベンツ社ラシュタット工場 (ドイツ) を訪問した。工業会側からは現在推進中のプロジェクトの概要を紹介し、質疑応答の中で当プロジェクトに対する意見交換、アドバイスを得ると共に訪問先の最新の情報を得ることができたことは大きな収穫であった。参考に前年度の調査で得られた結果を付録としてまとめる。

前年度から継続して、平成 22 年度は本 F/S の最終目的のひとつである ADS と蒸気系の融合のために必要な蒸気タービンをパワーとして利用することに関する技術ならびに幅広く ADS を応用展開するために水圧機器、システム制御に関する文献、資料調査を行った。2010 年 3 月に、ドイツ・アーヘン工科大学で開催された流体制御技術に関する国際会議の 7.IFK2010(7th International Fluid Power conference)では、フィンランドのタンペレ大学が国際熱核融合炉 (ITER) における遠隔操作によるハンドリングシステム装置の水圧マニピュレータ(WHMAN; Water Hydraulic MANipulator)への応用研究[1]について発表し、スロベニアのリュブリャナ大学により、蒸留水を作動流体とした電磁比例方向制御弁の耐久試験に関する発表がなされた[2]。

同じく 2010 年 9 月、イギリス・バース大学にて開催された国際学会 FPMC2010 (Fluid Power and Motion Control 2010) において、フィンランドのラッペーンランタ大学により、上記の国際熱核融合実験炉 (ITER) 内の真空容器の内外壁の溶接・加工を行うための水圧シリンダを用いたロボットに関する発表がなされた[3]。

以上のように大学等において水圧機器、システム制御の応用研究が行われているが、蒸気タービンをパワーとして利用することに着目した技術論文や技術資料等の情報は全くないことが明らかになり、本提案の技術の新規性・独創性が確認できた。

*なお、本報告書 1 冊で ADS の最近の状況が理解できるように配慮して、平成 21 年度の欧州における調査報告を参考文献資料として付録に再掲載した。

[1]Ali Muhammad, et al, Development of Water Hydraulic Manipulator for the Remote Handling of Heavy Duty Component ,7th International Fluid Power conference, 22-24 March 2010,325-336

[2]Franc Majdic, et al, Lifetime Test of New Water Hydraulic Proportional Directional Control Valve, 7th International Fluid Power conference, 22-24 March 2010,61-74

[3]H Wu, H handroos, Control Strategy for Water Hydraulic Driven Hybrid Parallel Robot, Fluid Power and Motion Control, 15-17 September 2010,339-351

第5章 F/Sの成果のまとめと今後の課題及び展開

・二自由度システム試作モデルの設計・製作及び機能検証

システムの設計製作：

平成 21 年度に実施した直線、回転の制御成果を基に、これらの組み合わせである二自由度システム試作モデルを製作した。直線系アクチュエータであるシリンダは、昨年度実施した水平面での運動とは異なる垂直運動となる。負荷は垂直シリンダの下部に錘を設けた。回転系は二自由度システムのコンパクト化を考慮して、付帯部品（ハーモニック減速機や回転角計測センサ）を一体化した。

二自由度系の検証テスト：

総合的運動は水圧モータを回転させながら錘を具備したシリンダを上下動作させる。このような単純な動作は電動、油圧、空気圧の駆動の世界では容易に行われているが、ADS(水圧)の世界では、機器の特性が必ずしも十分に明らかにはなっていない現状からすれば、国内外には見当たらず、新しい試みである。機能的側面から見れば、機械駆動系の最も基本として多用される構造である。システムの仕組みと動作においては、水圧シリンダ、水圧モータそれぞれを各水圧サーボ弁と組み合わせ、シリンダの変位、水圧モータの角度、それらを駆動する流体エネルギーに関わる流量や圧力を計測し、その値をシステムの制御則にフィードバックする仕組みである。

検証テストでは、二自由度系における性能試験を実施する前に、平成 21 年度に実施したシステムの試作モデルと異なるため、予備試験としてシリンダ、水圧モータに関して以下のテストを行った。シリンダの直線系に関しては位置決め定常偏差、時定数、オーバーシュートの大きさなどを実際の応用面から設定し、制御則は比例制御、適応制御の二つについてテストを行った。水圧モータの回転系においては、低速域でのスティックスリップに関して、水圧モータの角度、角速度のフィードバック制御による改善を行った。しかる後に二自由度系試験を行い、直線、回転系の定常偏差はそれぞれ 0.3mm 以下、1 度以下の結果を得て、一般産業用への応用可能なレベルであることが検証された。

一自由度系の補足実験（回転系補足テスト）：

水圧モータの回転制御におけるキャビテーション防止法の検討を行った。水圧駆動システムでは水の圧力損失が油に比較して小さいという特長を生かした細い管路に機器の接続ができる。一方、細長い管路を使うと流速が早くなるため、制御弁の開閉に伴う流速の変動、即ち圧力の変動が激しくなり、キャビテーションが発生しやすくなる。この際発生する圧力サージは振動・騒音、機器の破損をもたらす。

水圧モータの入り口、出口にそれぞれ水圧サーボ弁を用いる方法である。

I) 入り口圧力に応じて出口圧力を制御する。

II) 入り口をモータの回転角速度制御、出口側を圧力制御する。

蒸気タービン駆動に耐える水圧ポンプの開発：

高速水圧ポンプの試作により、水圧ポンプのこれまでの実績から本ポンプの技術的検討を行った。狭い隙間で構成されるこの種のポンプは水膜を挟んでのポンプ内部に存在する

しゅう動部は、基本的には静圧軸受け構造を取る。しかし、水膜はポンプに働く内部、外部からの負荷で必ずしも一定には制御しきれず、直接接触することを念頭に設計製作が行われる。しゅう動材料とそこで発生する時に現象を把握する PV 値が重要な設計要因となる。(P: しゅう動部での面圧、V: しゅう動部での相対速度)。このような視点から本ポンプは設計、製作された(仕様: 10cc/rev, 7MPa, 3,600rpm)。

テスト検証のための試験装置の製作を行った。高速ポンプの運転上重要な注意要因は、ポンプ動作時の吸い込み圧力の低下によるキャビテーションの発生である。本装置もこのような現象に対応しつつ、ポンプの性能テストを行うべく構成されている。通常はポンプの吸い込み側にブースターポンプを設置し、圧力低下に対応して押し込み圧を作用させ、圧力低下を防止する。トルクや回転数は電動機と試供水圧ポンプの間にトルク・回転系を同軸に設置する。電動機は本 F/S では蒸気タービンの代わりに最高回転数 4,000rpm、10kW の仕様を有する。ポンプの吸い込み、吐出し側には流量計と圧力計を設ける。このようなテスト装置で吐き出し圧力を 7MPa の一定値に保ちながら回転数を上昇させ、その時のポンプの吐き出し、吸い込み側の流量と圧力、そしてトルクを計測してポンプの効率を求める。性能試験結果において容積効率(94%)、機械効率(89%)、全効率(84%)が得られた。このようなデータは国内外に発表されていない。しかし、従来仕様のこの種のポンプの性能から判断すると所期の目的は達成されたと判断できる。今後の課題としては、更なる性能向上と実際に蒸気タービンを用いた実機レベルでの機能検証、耐久性の評価などが考えられる。また、後述する小型容積式蒸気タービン発電は、少ない蒸気量においても高効率の出力特性が得られ、蒸気量に応じて出力範囲も数 kW から 160kW 程度まで幅広く利用できることから、ADS との融合の実現可能性が高いシステムの一つであり、これに応用することで電気を介さずに各種産業機械を高出力、高精度に駆動制御することが可能なシステムの実現が展望される。

蒸気タービンの調査：

ADS と蒸気系との融合のために必要な蒸気条件を満たしていると考えられる機器として、(株)神戸製鋼所製の小型容積式蒸気タービン発電機「スチームスター」に着目した。従来の軸流式タービン発電機と容積式タービン発電機の出力特性を比較すると、同じ蒸気流量の場合で発電能力が軸流式よりも 150% 高い。また、軸流式の場合、発電可能な最小の蒸気流量がタービン式よりも更に少ないため、蒸気量変動に合わせ、広範囲の無段階で効率よく発電することができる。これと ADS を融合することで蒸気系から直接水圧系へエネルギー変換が可能となり、エネルギーロスを抑えられるとともに、設備の小型化も図れるというメリットがある。このようなシステムに応用することで図 5.1、図 5.2 (図 3.2.2 再掲) に示すように ADS と蒸気系が融合し (Steam-Turbine-ADS; St-ADS と呼ぶ)、蒸気タービンによる電気を介さない水圧駆動システムが実現される。従来見過ごされてきたスケールの小さな熱を有効利用して、電気を介さずに各種産業機械を高出力、高精度に駆動制御することが可能になる。更には火力発電等の蒸気タービン駆動系の蒸気加減弁への応用も展望される。

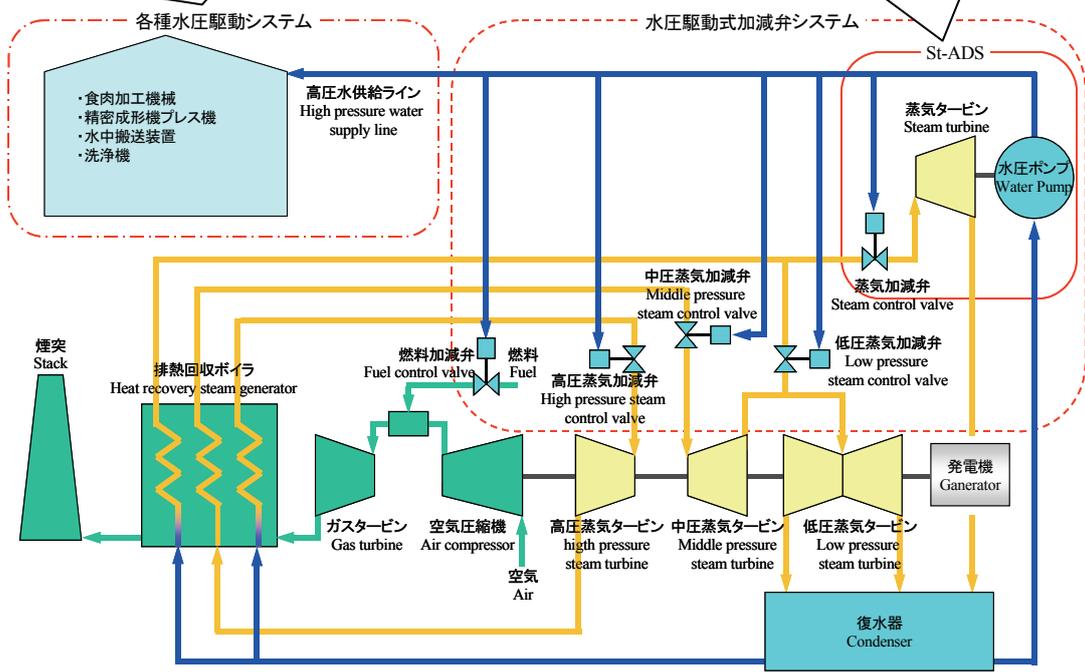
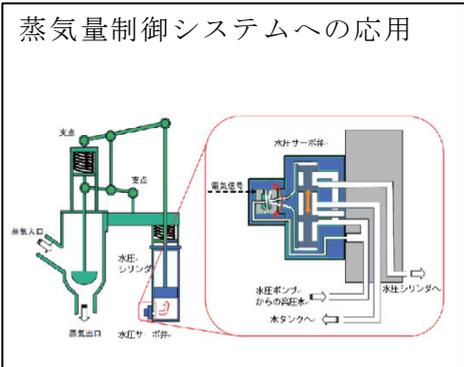
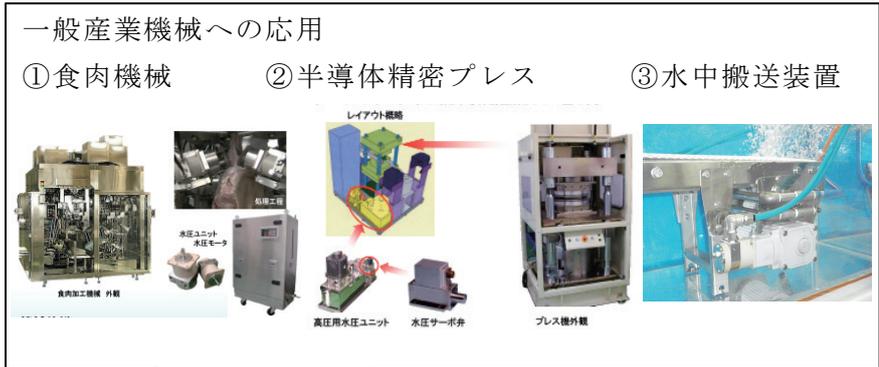


図 5.1 近未来実現可能な Steam-Turbine-ADS の全体像

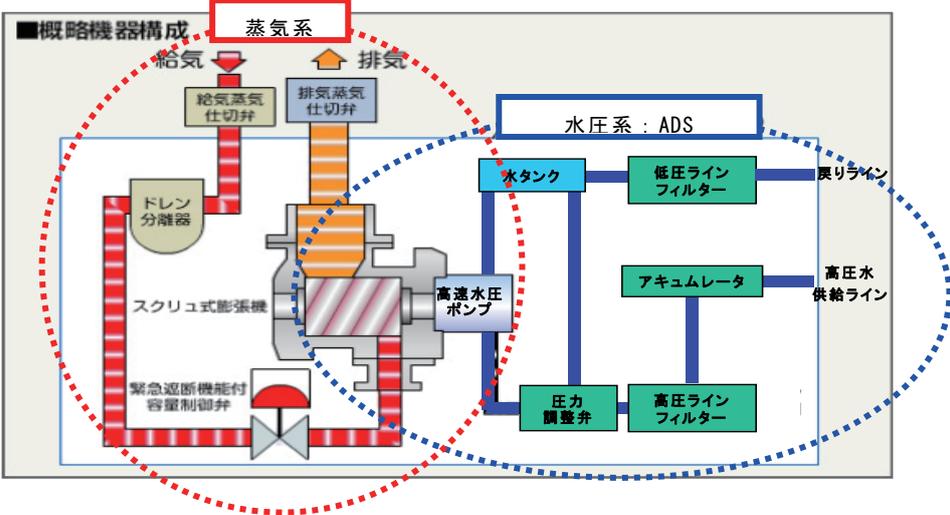


図 5.2 蒸気系と ADS の融合の概略イメージ

付録 平成 21 年度 ADS に係わる文献資料調査結果

平成 21 年度及び平成 22 年度にわたり実施した F/S を通して ADS の発展のため有効な最新の資料として平成 21 年度の調査結果を再掲し参考に供する。

1. 調査の概要

北欧における水圧機器・システムの研究開発及び実用化の実態と動向を調査するため、タンペレ大学（フィンランド）、WHC（ウォーターハイドロリック）社（イギリス）及びメルセデスベンツ社ラシュタット工場（ドイツ）を訪問した。調査期間、調査訪問先及び調査実施者等を下記に示す。

（1）調査期間

平成 21 年 10 月 12 日（月）～ 10 月 21 日（水）

（2）調査訪問先及び面談者

訪問日	訪問先／国	訪問相手	訪問目的（ポイント）
10/14（水）	タンペレ大学／ フィンランド IHA： Institute of Hydraulics and Automation	Dr.Matti Vilenius, Dr.Kari Koskinen, Resercher. Harri.Sairiala , Markus Rokata * -	本研究所は、水圧技術では世界に先駆けて水圧の研究を行ってきた。 過去 2000 年、2006 年に同校訪問研究開発経過を確認 本事業の紹介と意見交換（注）
10/16（金）	WHC 社／イギリス Water Hydraulics Co. Ltd.	Directer Mr.Tony Markham	イギリスで 1850 年代から水圧技術の開発、事業化に着手。特に水圧ポンプ・モータに関しては老舗企業で造詣が深い。過去 2003 年、2006 年に同社を訪問、事業の発展状況調査及び本事業の紹介と意見交換（注）
10/19（月）	メルセデスベンツ社 ラシュタット工場／ドイツ	液圧・冷却技術とロボティクス担当： Thomas Maier 油圧・空気圧組立他自動化担当：Horst Redl Dr.H-J.Dittmer （元ベンツ社ラシュタット工場に勤務）	同工場は、世界初の大規模な水圧（高含水）溶接ロボット実用化工場である。 Dittmer 氏は同社において高含水水圧溶接システム開発担当者。 2008 年 11 月水圧にてアーヘン工科大学から工学博士の学位を授与されている。 本事業の紹介と意見交換（注）

（注）日本側プレゼンテーションテーマ

21 年度 F/S について「ADS の新基軸分野への応用」（ADS applications to new core fields）

(3) 調査実施者

宮川 新平 KYB (株)
三浦 吉成 (社) 日本フルードパワー工業会

(4) 調査方法

当方より、21年度 F/S の内容を PPT にて紹介し、それに対する質疑応答（後日回答を貰うもの含め）課題、先方の考え方などについて意見交換を行った。また、先方からも最新の情報の紹介がなされた後、質疑応答に続いて研究施設及び製造工場を見学することができた。

① 当方から提出した資料

「ADS applications to new core fields」(英文) CD-ROM (ADS の新基軸分野への応用)

「Aqua Drive System - A Technical Guide 2」(英文)

「New Water Hydraulics Aqua Drive System Technology」(英文)

「Fluid Power Industry in Japan」(英文)

② 訪問先より提供された資料

- ・タンペレ大学：「Per aspera ad astra」
announcement : 「The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'11」
- ・WHC 社：カタログ「Putting water to work」

2. 調査結果

2. 1 タンペレ大学/フィンランド

タンペレ大学における水圧技術の開発・研究の活動は、欧州で最も盛んである。1997年、第1回の「Fluid Power Theme Days in IHA: Water Hydraulics」と題して水圧にかかわる国際会議を開催している。その後、水圧サーボ弁や比例弁を含む水圧制御回路の基本的な静特性や動特性の研究が多数公表された。このように、機器、システムなどの水圧システムとしての研究、更には水圧技術の最も重要とされる水管理に関する研究や調査にまで実務を重ねて多くの結果を世に送り出している。以下にその概要を記す。タンペレ大学の研究内容としては 2006 年の訪問時に示された内容からそれぞれ着実に進んでいることが窺えた。

- ① 水圧 6 軸モーションテーブルに関しては、350kg の車体を搭載し、3次元の動きによる車の機能性、乗り心地性能などの研究データ採取を行っていた。
- ② 水圧マニピュレータについては、すでに国際熱核融合 (ITER) の実験施設で実用化実験を行っているとのこと。
- ③ フォークリフトの水圧駆動。実物のリフトを研究所に持ち込み、水圧回路を組み込んだ状態を見学した。リフトの狭い場所に機器を要領よく配置していた。水圧ポンプの駆動はディーゼルではなくバッテリーを採用していた。現状のバッテリーは極めて大きくリフトの横に配置されていた。食品工場の倉庫での応用を目指しているとのこと。
- ④ 斜板式水圧ポンプの横応力の実験・計測を行っていた。興味あるものとして、タイタニ

ック号から遺留品を採取するための、油圧－水圧の複合装置が見られた。

全体として、6軸モーションテーブルとクレーン、マニピュレータはすべて研究用装置であり、現在、それらはいくつかの研究プロジェクトで使用されている。いずれもまだ商品化されてはいるが、その技術自体はいくつかのプロジェクトで研究されている。プロジェクトのほとんどは産業向けであり、現在も秘密事項である。しかしながら、プラットフォームとマニピュレータの制御性は、学術プロジェクトでは現在完了している。国際熱核融合実験炉 (ITER) の核融合炉用遠隔操作装置に関しても、かなりの開発作業が完了している。

今後、日本フルードパワー工業会とタンペレ大学との情報交換を継続し ADS の発展のために協力し合うことを約束し訪問を終えた。



写真1 6軸モーションテーブル



写真2 水圧フォークリフト

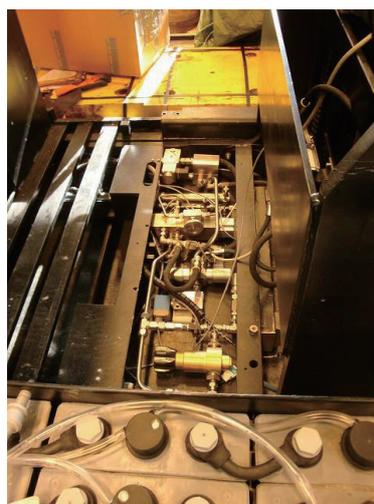


写真3 同左水圧ユニット部



写真 4 斜板式水圧ポンプの実験・計測



写真 5 油圧・水圧複合システム



写真 6 油圧・水圧複合システム

当方からは、「ADS の新基軸分野への応用」(後掲参照)の概要を、PPT を使って紹介し、続いて質疑応答と意見交換を行った後、実験室の見学と博士課程の院生より研究テーマ 2 件が紹介された。

当方のプレゼンテーマ「St-ADS」については、コスキネン教授は、かなり関心、興味を持ったようだ。

後日、文書にて意見、アドバイス等を貰うこととし、寄せられた回答を以下に要約する。

Q 1. 本テーマに対する総合的感想、意見

→個人的には、この新たな構想は大変将来性があると思う。水圧技術は近年かなり進展して、コンポーネント技術は広範囲になり、信頼性が高まった。提案の ADS システムは熱エネルギーを利用することで、高効率となるだろう。

Q 2. 本テーマの内容は、貴国、貴校、貴社において将来的に意味があるか。

→提案の技術はフィンランドでも、様々なアプリケーションで、必ず役立つものになるだろう。また、提案の技術は我々の大学にとっても重要である。水圧技術と環境にやさしい技術はタンペレ大学/IHA における本質的な研究テーマの 1 つであるからだ。

Q 3. 本テーマの問題点はどのようなところにあるか。

→主な課題は、要求を満たす新たな必要コンポーネントを開発することだ。例えば、蒸気

タービンと高圧水圧ポンプの組み合わせは、1つの難しい課題だ。その他としては、制御性であろう。水圧技術でより優れたポンプの制御性を実現する必要があるが、現時点において可変容量型ポンプは販売されていない。タンペレ大学は可変容量型ポンプについて積極的に研究を行っている。

Q 4. 何らかの形で採用、実施する可能性の有無。

→無論、様々なアプリケーションで実行可能であろう。水力発電装置、風力発電装置、製紙装置、原子力装置、など。

Q 5. 機器やシステム技術において十分であるか、開発要素があるか。

→ポンプ、モータ、シリンダ、制御弁、汎用弁、シール、密封、封止技術、アキュムレータ、継手、配管、システム技術、その他（コスト、保守・管理、水処理等々）の要素機器等項目すべてについて今後も研究開発を要する。中心となる研究開発テーマは、制御性、信頼性、耐久性、そして水圧技術製品全般のコストである。ポンプ、バルブ及びアクチュエータに研究努力の大半をかけるべきだ。

Q 6. 作動流体が「清水」であることのメリットから、「コージェネレーション」とリンクさせ「環境・省エネルギー」に貢献可能である点にどのようなご意見を持たれたか。

→コージェネレーションにより、別途の電気モータなしで水圧技術による発電が高圧蒸気配管から直接行われることがわかる。この方式は省エネに貢献するであろう。

Q 7. 我々が提案する本システム（蒸気タービンで水圧モータを駆動し、各種アクチュエータを駆動する。）の用途として有効な分野はどんなところが考えられるか？

→特に発電産業では今後、蒸気タービンシステム向けの多種多様なアプリケーションが出てくるだろう。消火用あるいはその他の伝送作業用の高水圧ラインを提供すれば、その技術は家庭用のセントラルヒーティングシステムにも応用できる可能性がある。

2. 2 WHC 社/イギリス

現在、水圧機器・システムの製造、販売では世界のトップクラスであるダンフォス社に続く欧州での水圧機器・システムを製造・販売している。まだ、従業員も十数名程度の小規模の会社ではある。

社長の T.マーカム氏は、現在 45 歳と若く、1987 年に水圧を始め、フェナー社から独立し今日まで清水を用いた水圧技術一筋に、情熱と自信を持って精力的に事業拡大に努めている。現在、完全水潤滑の水圧駆動のアキシャルピストンポンプ、アキシャルピストンモータ、ループ型モータ、水潤滑シリンダ、バルブを取り揃えアプリケーションへのシステムソリューションを提案、推奨している。この企業のコンセプトはダンフォス社と同様にコンポーネントプロバイダからシステムソリューションプロバイダである。

2003 年に訪問したときより、数字的には公表できないが遙かに着実に売り上げ、販売分野とも広がっているとのこと。需要分野としては、海洋土木、原子力発電所、食品・医療・医薬品製造、下水・汚水配管清掃、プール可動床、海水淡水化装置、防火扉、消防・消化設備等がある。

また、我が国で水圧機器・システムを販売する場合、必ず油圧、空気圧との比較でインシヤルコストの高いことが最大のネックとなり拡販の妨げになっていることに対する対策

を尋ねると、同社の係わる水圧のユーザは、油圧、空気圧との比較が前提ではなく水圧でなければ使えない、より水圧が適している分野として HP で探して注文依頼が来るので、コストに関しては、ほとんど問題視しておらず、油圧、空気圧とのコスト比較の話は全く意味がないとのことであった。羨ましい風土・環境である。(欧州の Google で水圧を検索すると WHC 社がトップに出ると誇らしげであった。)

当方の紹介したプレゼン内容については、興味、関心を示し、余剰エネルギーの有効利用については、ガスモータと水圧モータを組み合わせて圧力を電気に変えるシステム開発構想を持っている。

意見交換に際しては当方のテーマに対する技術的課題、疑問に対して真剣に対応され、必要なコンポーネントはすべて WHC 社で供給可能との説明があったが、調査を要するところである。

その他、同氏からの情報として、ダンフォス社では、水圧機器ーポンプ、モータ、バルブなどコンポーネントの単品販売は止め、システムセラーに一本化するため事業部としたとのこと。これは、機器単体ではユーザで正しく組合せ、適正に使われることが難しくトラブルが起りやすいこと、またコンポーネントの強靱性（ロバスト性）に欠けトラブルシューティングの原因になった。市場を熟知して、市場に合った機器・システムの開発と提供が重要であることの証左である。

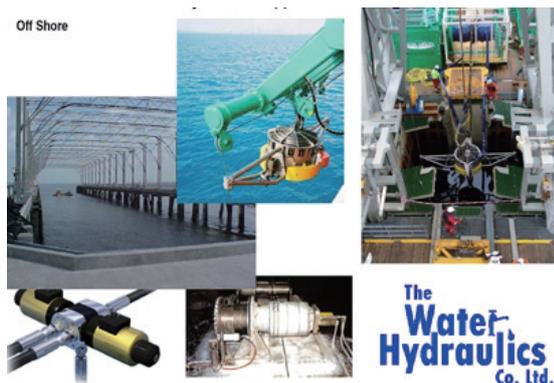
同社が提供するアプリケーション

(株) マツボー HP

http://www.matsubo.co.jp/product/world/cat15/cat15_13/file352.html

水圧アクアドライブアプリケーション Water Hydraulic Aqua Drive Application より転載

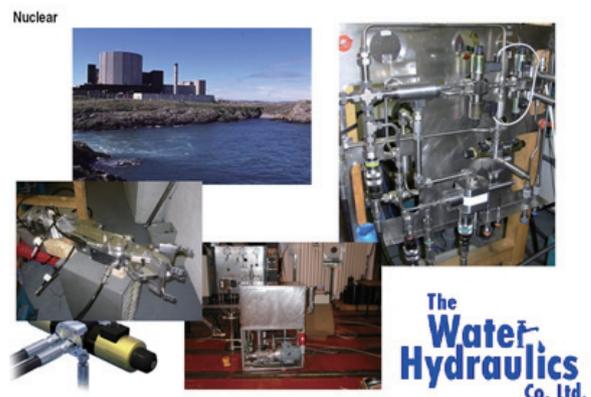
① 海上分野



そもそも水圧装置は、海洋土木や海上利用において開発されました。事故があっても海洋汚染を引き起こさないことは、結果として大きなコストセーブを実現しました。

② 原子力分野

原子力発電所では、たくさんの冷却水が使われています。この冷却水を油等による汚染から避けるために、今では潤滑油脂を用いない水圧駆動装置の使用が求められています。



③食品機械分野

Food



食品・医療・医薬品製造現場では、特に汚染が嫌われます。電動式や空気圧駆動式よりも高効率、大パワーで安全な水圧は、ランニングコストセーブにつながります。油脂潤滑のない WHC 社の製品は高温殺菌・滅菌工程に際し、特別な保護を必要としません。

④下水・汚水配管分野

下水・汚水配管清掃用ブラシも水圧モータ駆動によってパワフルでコンパクトな装置ができました。ホース断裂しても清水なので汚染問題を起しません。電気不要なツールは断線や短絡事故も起しません。

Drains and Pipes



⑤レジャーボート分野

Luxury Boats
DC Power Pack

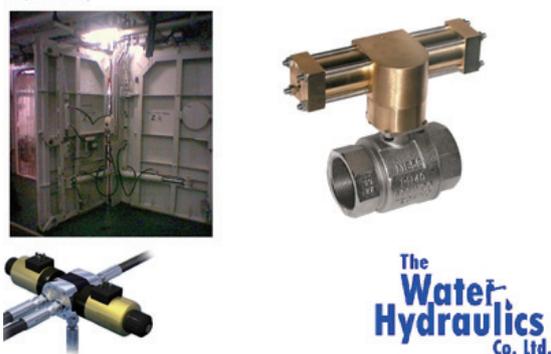


DC モータ駆動の小型パワーパックを装備したボートでは、フード開閉などの力の要するツール駆動を担います。水圧だから小さい電気エネルギーでも大パワーを発生できます。

⑥船舶・戦艦分野

特殊な例ですが、戦艦の弾薬庫の防火扉は火気厳禁です。水圧シリンダなら大丈夫。

Ships and Navy



⑦水スプレー分野

Water Spraying



高圧水を利用して発生させるミストによって、少量の水で火災発生場所の温度を効果的に下げることができます。WHC社のラジアルピストンポンプはコンパクトで、何と云っても完全水潤滑なので、ミスト水を汚染させる危険性はゼロです。

汚染ゼロの水噴霧であれば、電子機器を損傷させずに火災を沈下させられる可能性もあります。

⑧パワーパック&フラッシングリグ分野

スイミングプールの底板の位置を変えることで、様々な年齢層に対応できるプールができたり、プールの場所を別の目的で利用することも可能です。汚染禁物で且つ大きなチカラが必要な場所には、水圧設備が最適です。

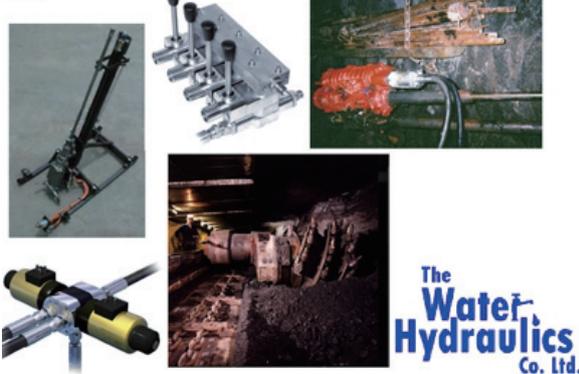
Water Hydraulics Applications

Power Packs & Flushing Rigs



⑨鉱山機械分野

Mining



鉱山では古くから用いられている水圧機器は潤滑材を含んだHFAが殆どです。WHC社の完全水潤滑水圧モータの登場が技術革新を生むことでしょう。

⑩海水淡水化装置分野

WHC社のアクシャルピストン水圧ポンプは、最小でも5ピストン式でポンピングの脈動を最小限に抑えられるので、海水淡水化装置における逆浸透膜寿命の延命につながります。ミリタリー使用の現場では、くみ上げポンプ駆動にWHC水圧モータを用い、タフな環境での大容量ポンピングに用いています。

Desalination



The Water Hydraulics Co.Ltd. 社 カタログ「Putting water to work」より

2. 3 メルセデスベンツ社ラシュタット工場／ドイツ

はじめに双方紹介の後、工場の概要説明があり、続いて当方の St-ADS (Steam-ADS) について説明し、意見交換を行った。

この工場では、2001 年には 500 台の水圧溶接ロボット (98% 高含水 HFA、機器は水圧仕様) が稼働していた。高含水の採用は以下の目的である。一つは耐防爆対策、もう一つはスポット溶接器具先端の冷却である。高含水作動液で両者の機能を同時に満足させた。現在約 1000 台の溶接組立ロボットが稼働していた。HFC (耐防爆性作動油であるが油圧作動油と同程度の粘性を有する) を用いた作動液による溶接ロボットと電動ロボットに換わってきた。最近では空気圧ロボットの採用が増えている。空気圧の効率の悪さの問題や電動の採用については、工場 TOP 層の考え方によるとのこと、技術的な課題の説明はなされなかった。ただ、HFC 作動液にした理由は、以下によると説明された。ポンプの供給先の某メーカーが 2 度の会社吸収合併を行い、技術的ノウハウの継続が十分されず、その後入手した機器の寿命が極度に低下した。オリジナルな当初 (1996 年設置) のポンプは今なお継続して稼働している。我々の見学時に今なお駆動している当初のポンプを見ることができた。いわゆる、技術の継承が十分になされなかったのである。

会社組織変革後に納入された HFA 用ポンプは極めて寿命の短いポンプとなって、生産システムを困らせ、徐々に作動液を HFA から HFC へと移行した。作動液の変更は、溶接機先端の冷却のための冷却水機能は、HFC とは別設備を新設することによって対処している。更に、その後 HFC 用ポンプのトラブルが多いことが電動に換わってきた要因である。HFA、HFC については、溶接時の熱による水分の蒸発に伴い、残留物、有機成分の濃度アップによる問題が発生、バクテリアの発生、また Ca、Mg、溶存酸素をイオン交換された水が活性化し他の材質に影響を与えるなどの問題を経験している。

しかし、水圧ロボットを実用化した大型設備は世界でもここしかない。同席した Dr.Ditimmer 氏は本システムのような大規模水圧システムの異常・故障予知を実システムで方法を提案し、実証し、これをまとめ、学位論文としてまとめている。高含水システムではあるが、総合的に上記の問題を抱えるものの、将来大規模 ADS の採用に当り、そのシステム的手法は極めて価値のある内容であった。

10 数台のロボット群を一グループとし、そのグループの上部にグループ毎の水圧ユニットが設置されており、図 1 にその外観を示す。ユニットの詳細は図 2 に示す。

写真はベンツ社の sindelfingen 工場で使用されたものであるが、見学したラシュタット工場と同機種である。図 3 は、図 1 の水圧ユニットのスポット溶接を行うロボット群を示す。

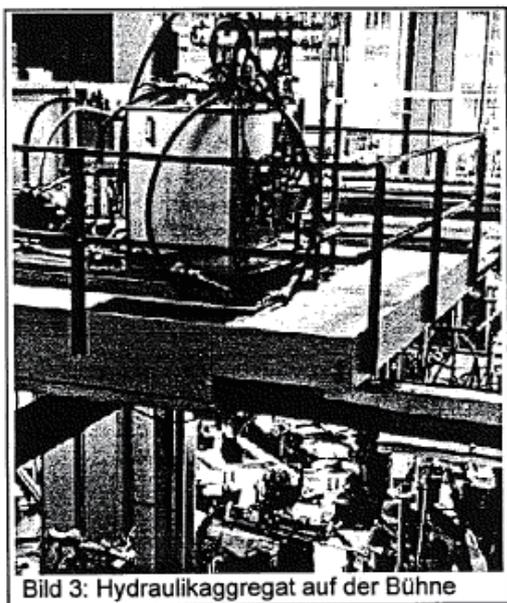


図 1 ロボット群の上部に
設置された水圧ユニットの外観

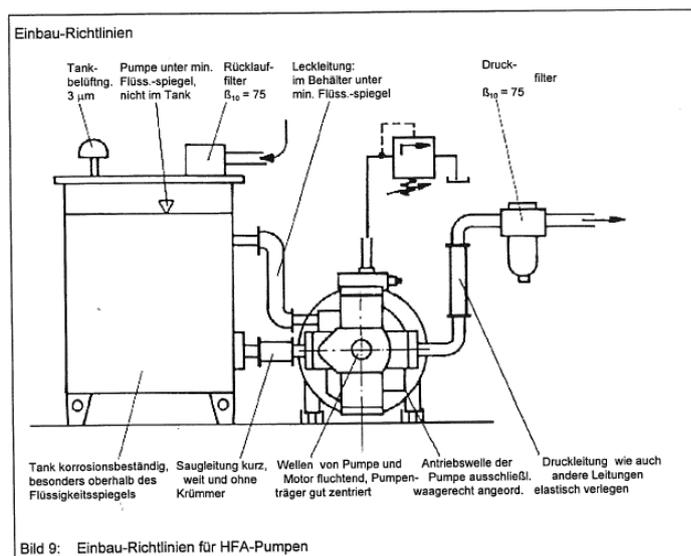


図 2 水圧構成のユニットの概略

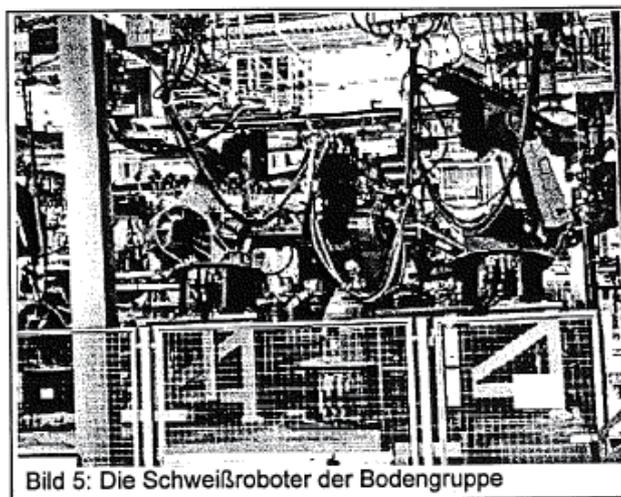


図 3 スポット溶接ロボット群

図の出典

VDMA:Wasserhydraulic in Frankfurt 1998年6月

今回の調査は、研究開発部門の大学と製造販売する企業と使用するユーザの代表的なところを訪問した。そこから得られた結論は、ADSの発展には、大学と産業界との連携による地道な研究とADSに対する飽くなき情熱を持って活動する伝道者（人材）の存在とその技術の継続、継承が重要だということである。

— 禁無断転載 —

システム開発 22-F-3

「新・水圧技術（ADS:Aqua-Drive-System）を用いたロボティクスの
新基軸応用に関するフィージビリティスタディ」報告書

平成23年3月

作成 財団法人 機械システム振興協会
東京都港区三田一丁目4番28号
TEL 03-3454-1311

社団法人 日本フルードパワー工業会
東京都港区芝公園3丁目5番8号
機械振興会館311号
TEL 03-3433-5391