

システム開発

18 - F - 2

水道配管網圧力を利用した次世代型ユニバーサル
アクアドライブシステム（UniADS）の開発に関する
フィージビリティスタディ

報 告 書
- 要 旨 -

平成19年3月

財団法人 機械システム振興協会
社団法人 日本フルードパワー工業会

KEIRIN



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://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、日本自転車振興会から機械工業振興資金の交付を受けて、システム技術開発調査研究事業、システム開発事業、新機械システム普及促進事業を実施しております。

このうち、システム技術開発調査研究事業及びシステム開発事業については、当協会に総合システム調査開発委員会(委員長:政策研究院 リサーチフェロー藤正 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「水道配管網圧力を利用した次世代型ユニバーサルアクアドライブシステム(UniADS)の開発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、実施した成果をまとめたもので、関係諸分野の皆様方のお役に立てれば幸いです。

平成19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)機械システム振興協会の委託による「水道配管網圧力を利用した次世代型ユニバーサルアクアドライブシステム(UniADS)の開発に関するフェージビリティスタディ」の最終年度の結果報告である。

ここで検討する UniADS は、水道配管網圧力を基本圧力として構成する水圧駆動によって、空気圧駆動、電気駆動そして低圧の油圧駆動の出力レベルを包含する一元化された駆動システムである。このスタディでは、UniADS をもの作りの中枢である生産システムに適用し、安心・安全な社会の実現に本質的な整合性をもつ水圧駆動を取り込むことを目的としており、世界で唯一、初めての概念に基づくものである。

本年度のスタディも初年度と同じく四つのグループが開発テーマを分担する方式で実行した。まず、定圧装置グループは水道配管網圧力を一定値に保持するバルブ機構を、増圧装置グループはその一定圧力を本計画の最大値まで増倍する増圧機構を考案・製作し、ともに実験により基本機能を調べ、そのさらなる向上を実現するための改良を加えた。他方、エネルギー有効利用技術グループは、シミュレーションにより確かめられた搬送作業にモデルを採って提案した制御則を、アクチュエータグループから提供されたアクチュエータを用いて実験的確認を行い、アクチュエータグループは引き続きシリンダとモータの開発を続行し、エネルギー利用有効技術グループの想定したモデル回路に合致するアクチュエータを提供するとともに、機器性能を向上する作業を進展させた。

ついで、これら単体に関する実績を踏まえ、定圧装置と増圧装置を結合させたサブシステムなどについての特性を慎重にチェックし、最終的に当初計画に基づく UniADS を構築し、その省エネルギー効果を実験的に確認して、本スタディの目的を達することができた。同時に、UniADS を構成する機器、及びシステムについての多くの指針を得たといえよう。

なお、本スタディの成果をさらに進展させ実用化を図るための課題を解決することが重要であると考え。

フルードパワーの新たな挑戦を認識する参考となることを願い、この報告書を高覧に供する次第です。

最後になりますが、経済産業省並びに社団法人 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 19 年 3 月

社団法人 日本フルードパワー工業会
会 長 堤 康 司

目 次

序	
はじめに	
1. スタディの目的	1
2. スタディの実施体制	3
第1章 「UniADS」全体性能・機能の検証と各装置及び機器の改善	6
1.1 定圧装置の機能検証と改善	6
1.1.1 目的	6
1.1.2 昨年度行った定常特性測定と課題	6
1.1.3 減圧定常特性の改善	6
1.1.4 増圧装置を接続した場合の動特性	10
1.1.5 課題と今後の展開(考察と課題)	14
1.2 増圧装置の機能検証と改善	15
1.2.1 目的	15
1.2.2 増圧装置試作品の作動原理及び仕様	15
1.2.3 増圧装置試作品の外観・構造	16
1.2.4 増圧装置単体改造と性能試験結果	18
1.2.5 課題と今後の展開(考察と課題)	26
1.3 エネルギー有効利用装置の機能検証と改善	27
1.3.1 目的	27
1.3.2 漏れ流量抑制型水圧モータによるエネルギー回収効率の 検証実験結果	27
1.3.3 統合実験概要と実験結果	31
1.3.4 課題と今後の展開(考察と課題)	47
1.4 ADS機器(シリンダ・モータ)の全体性能検証のための性能改善	48
1.4.1 シリンダ	48
1.4.2 モータ	57
1.4.3 課題と今後の展開(考察と課題)	65
第2章 水道ネットワーク問題点の調査と確認	66
2.1 水道水	66
2.2 工業用水	67
第3章 海外における低水圧機器・システムの実態調査	69
3.1 調査の概要	69
3.2 調査結果	70
第4章 スタディのまとめ及び今後の課題と展開	76
4.1 定圧装置	76

4.2	増圧装置	76
4.3	エネルギー有効利用の検証	76
4.4	ADS機器(シリンダ・モータ)	77
4.5	UniADS全体設計	77
4.6	今後の展開	77

1. スタディの目的

従来機械の心臓部である駆動源は電動、油圧、空気圧が主体であった。小型高出力の場合には油圧を、低出力及び簡便性から空気圧を、そしてその中間に制御性、利便性からは電動が機械駆動用として棲み分けられてきた。これらをフルードパワーの出力で大略的にそのレベルを仕分けすると、高出力は油圧、中出力は電動、低出力は空気圧と考えられていた。従来はこれら油圧、電動、空気圧が機械に対して駆動源に単独で、あるいは電動と油圧、油圧と空気圧、空気圧と電動、また電動と油圧と空気圧というように混在して使用されているが、環境問題、防爆対策、安全・衛生対策等で問題も指摘されている。

ここで検討するユニバーサルアクアドライブシステム（以下 UniADS という。）は水道配管圧レベルから油圧のような高圧力レベルまで中間圧レベルを含めて幅広い出力レベルを有するシステムを想定し開発しようとするものである。このことから駆動源の混在使用を一つの駆動源に一元化することにより、上述の問題点の対策が可能となる等の優れた点がある。

本スタディの前段では、水道配管網圧力を基礎圧力として、電動及び油圧の低圧力レベルの中間圧力(3.0～3.5MPa)までを水道配管圧力(0.25MPa)の必要に応じて増圧し、電動駆動するポンプを必要とせずに電動相当圧力レベル、空気圧駆動圧力レベルそして水道配管網圧力レベルを有する次世代型 UniADS を構築するとともに、それぞれの圧力レベルに応じたシリンダ、モータ及び制御バルブ等の開発と実用化の研究を行うことを目的とした。

上記水圧機器、及び水道配管網の変動圧力を減圧、一定にする「定圧装置」、その一定圧力を生産システムの目的に応じて必要な圧力レベルにまで昇圧する「増圧装置」、さらには本システムの採用による有効的エネルギーの運用を踏まえて「UniADS」として全体を構成する。

本スタディの最終目的はこの「UniADS」全体の運用にあり、これまで開発してきたそれぞれの単体性能の確認は当然であるが、これらの部分的結合のサブシステム、そして全体システムの検証を実施する。このような機能・システムの実現は、従来の油圧駆動装置・システム等で見られた油漏れによる各種汚染や人体や動植物への悪影響を及ぼすこともない。水道水という人間の慣れ親しんだ流体を採用することによる「安全で衛生的」な人間生活に密着した環境調和型のシステムの構築を可能にすることは極めて時代の要求を満たす新概念として多いに期待される。

注：用語の意味

駆動源：

機械には、人間が行わせたい作業（負荷という。）を実施するため、必要な動力を供給・伝達する機構が設けられる。ここでは、負荷を駆動する動力の最終段階までを、駆動源と呼んでいる。例えば、通常の電気駆動では、電力配線網（電圧、電流）から電動モータと変速装置までが該当し、種々の制御機構が含まれる。

駆動源の圧力と出力：

電気、油圧、空気圧の3つの駆動方式が、駆動源の主要構成要素となる。その相互比較の便宜上、電気駆動の場合についても、相当する流体圧力を用いることが多い。実用の駆動源では、この圧力が高いほど負荷を駆動する出力も大きいといえる。

ユニバーサルADS :

従来の機械の駆動源は電気、油圧、空気圧であった。これらの棲み分けの基本的考えは、対象とする機械の小型・高出力が要求される場合は高圧を得意とする油圧が、また簡便性やコストの場合は低圧レベルの空気圧が利用され、そして制御性や運用上の利便性からフルードパワー的に表現すると中圧領域の電動が採用されてきた。機械の複雑化、多様性から多くの場合これの駆動源が混在し、メンテナンススキルや部品の調達、トレーニング等を考慮すると駆動源の統一化は必須となる。UniADS は、圧力的に柔軟性を持たせ、水道配管網圧力レベルから油圧の比較的低下レベルに至る幅広い動力範囲を包含し、多くの機械産業での機械の駆動源の統一化を可能にする。

アクアドライブシステム (Aqua Drive System) :

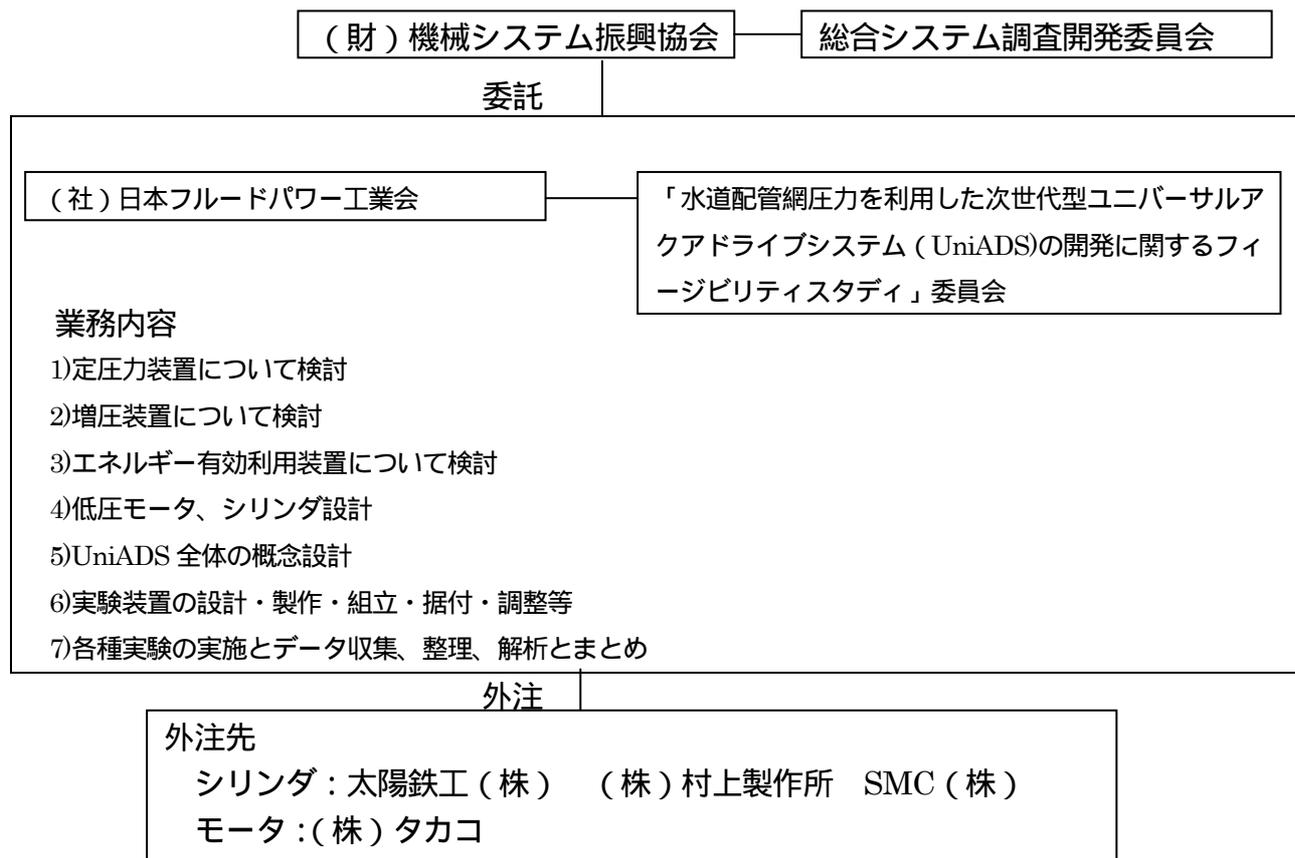
水圧駆動システムのことであるが、現在のハイテク技術を駆使し、地球・人・動植物・環境に優しく、安全と衛生を目指した技術として、18世紀英国で発達した水圧駆動技術と一線を画するため名称をアクアドライブシステムという。

2. スタディの実施体制

(1) 実施体制(委員会の設置等)

財団法人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を、社団法人日本フルードパワー工業会内に学識経験者、専門技術者(油空気圧機器メーカーと水圧機器メーカー)からなる委員会を設置して、計画の立案、検討審議及び結果の評価等を行い、その決定に基づいて事業を推進し、この活動から得られた成果を報告書にまとめる。

なお、具体的スタディの遂行は、東京工業大学、上智大学及び沼津工業高等専門学校等がテーマを分担し実施する。



(2) 業務分担

a) 定圧装置の検討等

東京工業大学、喜多村商工 (株)、TACO (株)

b) 増圧装置の検討等

喜多村商工 (株)

c) エネルギー有効利用技術の検討等

上智大学、喜多村商工 (株)

d) シリンダ・モータの検討等

沼津工業高等専門学校、SMC (株)、太陽鉄工 (株)、(株) タカコ
(株) 村上製作所

e) UniADS 全体システムの検討等 実験グループ (東京工業大学)

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	政策研究院 リサーチフェロー	藤 正 巖
委 員	埼玉大学 地域共同研究センター 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 副研究部門長	金 丸 正 剛
委 員	独立行政法人産業技術総合研究所 産学官連携部門 コーディネータ	志 村 洋 文
委 員	東北大学 未来科学技術共同研究センター センター長	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 助教授	藤 岡 健 彦
委 員	東京大学大学院 新領域創成科学研究科 教授	大 和 裕 幸

「水道配管網圧力を利用した次世代型ユニバーサルアクアドライブシステム
 (UniADS)の開発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	所属団体・企業名	所属部署・役職
委員長	山口 惇	横浜国立大学	名誉教授・工学博士
副委員長	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	副学長・理工学部・教授・工学博士
幹事	宮川新平	(株)タカコ	水圧システム事業部・部長・工学博士
委員	大島 茂	沼津工業高等専門学校	制御情報工学科・教授・工学博士
〃	井上隆文	喜多村商工(株)	代表取締役社長
〃	大橋 彰	油研工業(株)	企画室・部長(商品企画)
〃	伊藤和寿	上智大学	理工学部機械工学科・講師・工学博士
〃	庄司幸広	(株)不二越	開発本部開発二部・部長
〃	大林義博	(株)タカコ	水圧システム事業部・係長
〃	永田精一	K Y B (株)	hidro-リックコンポ-ネツ事業本部 製品企画開発部・部長・工学博士
〃	安藤隆史	豊興工業(株)	研究開発部油空気圧設計室・主担当員
〃	諸橋 博	(株)トキメック	第2御事業部油空圧事業技術部・課長
〃	高崎邦彦	太陽鉄工(株)	事業戦略企画部・部長
〃	井口 務	廣瀬バルブ工業(株)	技術管理部 技術・開発課・課長補佐
〃	小西康夫	(株)加井プレジジョンマシン	技術総括部機器技術部・主事
〃	松井克実	N O K (株)	流体制御部品事業部ACC設計部GI設計課長
〃	水野純一	C K D (株)	春日井事業所 第2技術部 部長
〃	木下裕生	T A C O (株)	製品開発部技術二課
〃	山下良介	S M C (株)	技術本部開発第8部・係長・工学博士
〃	村上忠正	甲南電機(株)	本社工場技術部空気圧機器技術グループ
〃	中野晶夫	フローテック(株)	営業部・部長
〃	織井貞夫	マルヤマエクセル(株)	産機営業部産機3課・課長
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

第1章 「UniADS」全体性能・機能の検証と各装置及び機器の改善

1.1 定圧装置の機能検証と改善

1.1.1 目的

18年度は、定圧装置の減圧定常特性の改善について検討を行い、次に下流に増圧装置を接続した場合の定圧装置の動特性を計測して、UniADSが装置全体として安定に作動することを確認する。

1.1.2 昨年度行った定常特性測定と課題

図 1.1.1 に示す実験装置によって減圧定常特性を求めた結果、定圧装置 2 次側の出力圧力は小流量時には若干高めとなり、逆に大流量ではかなり圧力が低下することがわかった。

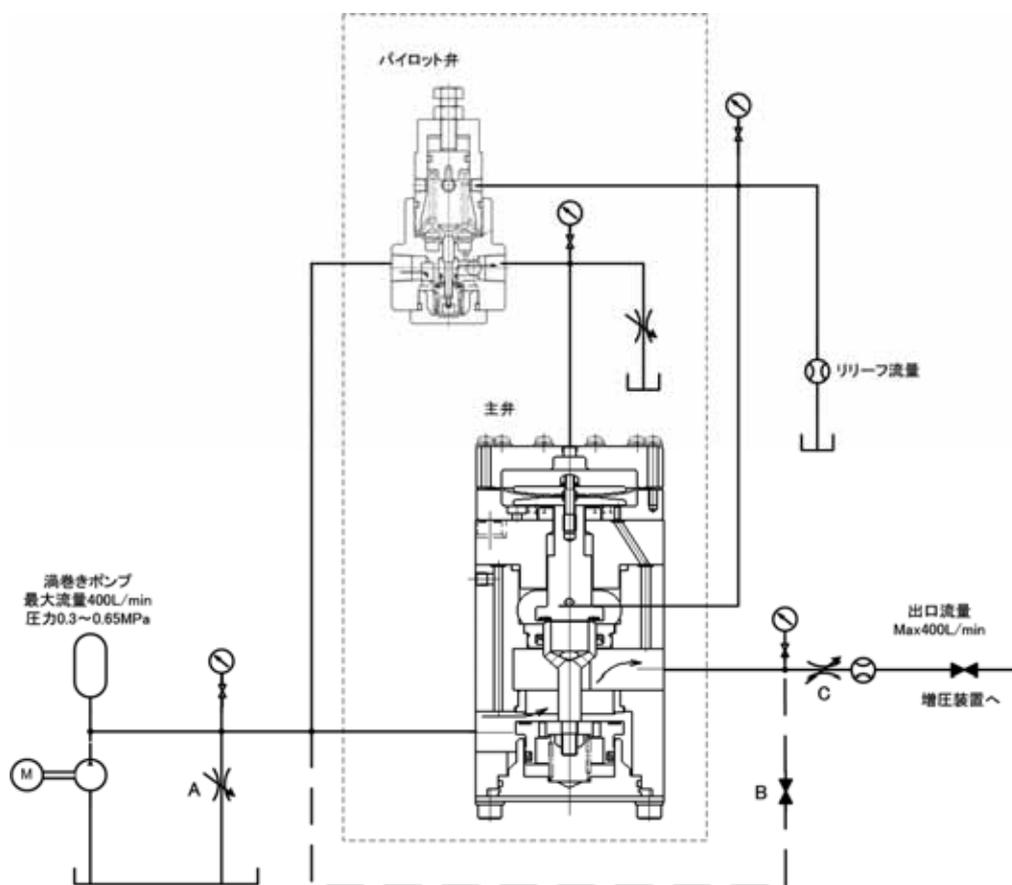


図 1.1.1 定圧装置の実験回路

1.1.3 減圧定常特性の改善

出力流量が増えるに伴い、定圧装置 2 次側の圧力が下がる原因と考えられる流体力の影響を軽減するため、図 1.1.2 に示すような 2 種類の改善案を考え、新たな主弁ポペットを製作して実験を行った。

原案、検討案 1、検討案 2 のポペットを用いた減圧定常特性の測定結果を図 1.1.3 に示す。検討案 1 及び検討案 2 の結果は原案と比べ、大幅な違いはないものの、検討案 1 では

供給圧力が比較的低い領域(0.45MPa程度以下)ではかなりの特性改善効果が見られ、流量が200L/minを超えた流量の多い領域での圧力の大幅な低下がかなり抑えられることがわかった。そこで、今後用いる主弁ポペットとしては、検討案1のように1段の大きなえぐりを入れたポペットを使用することとした。

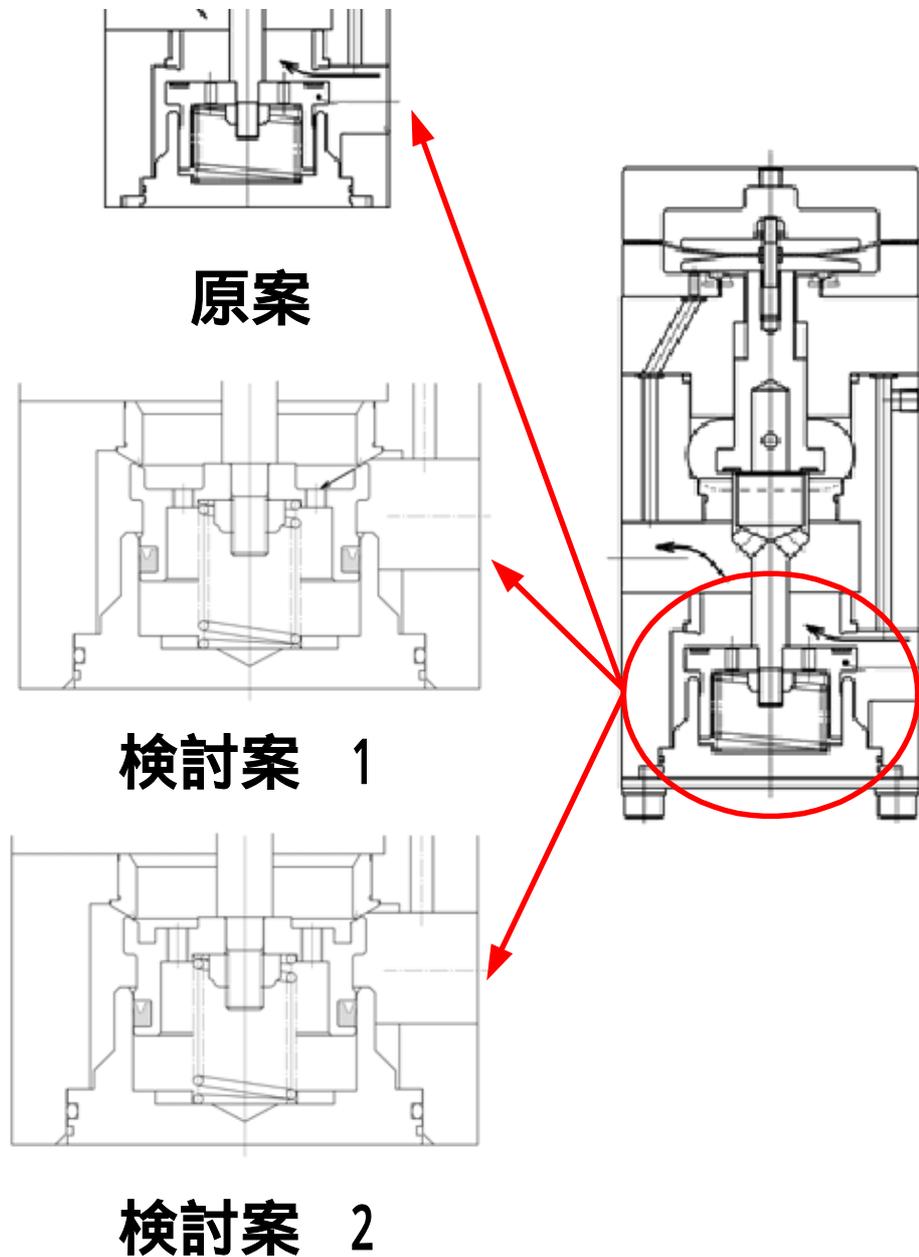
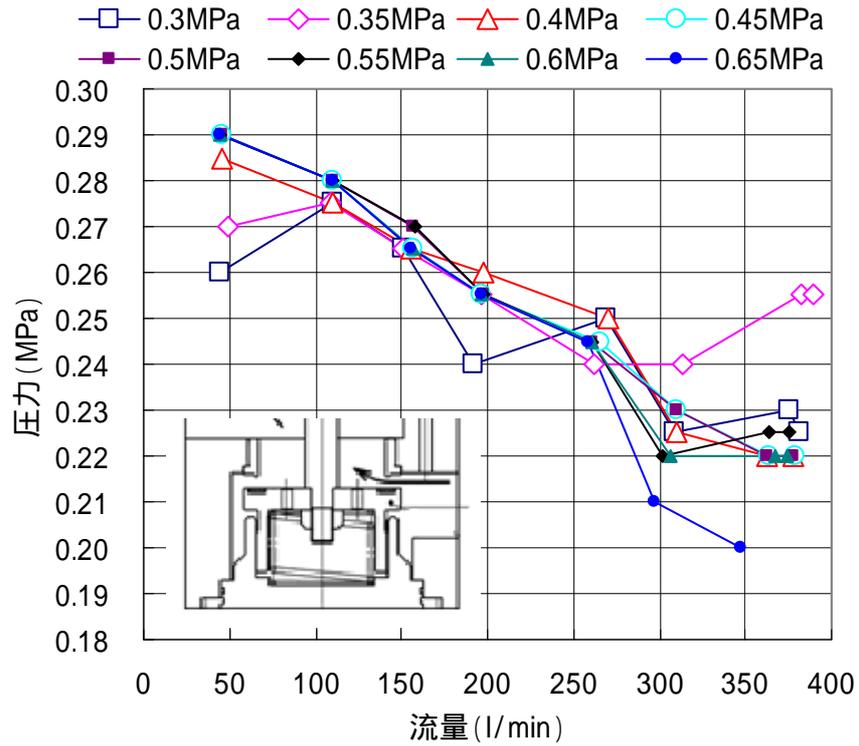
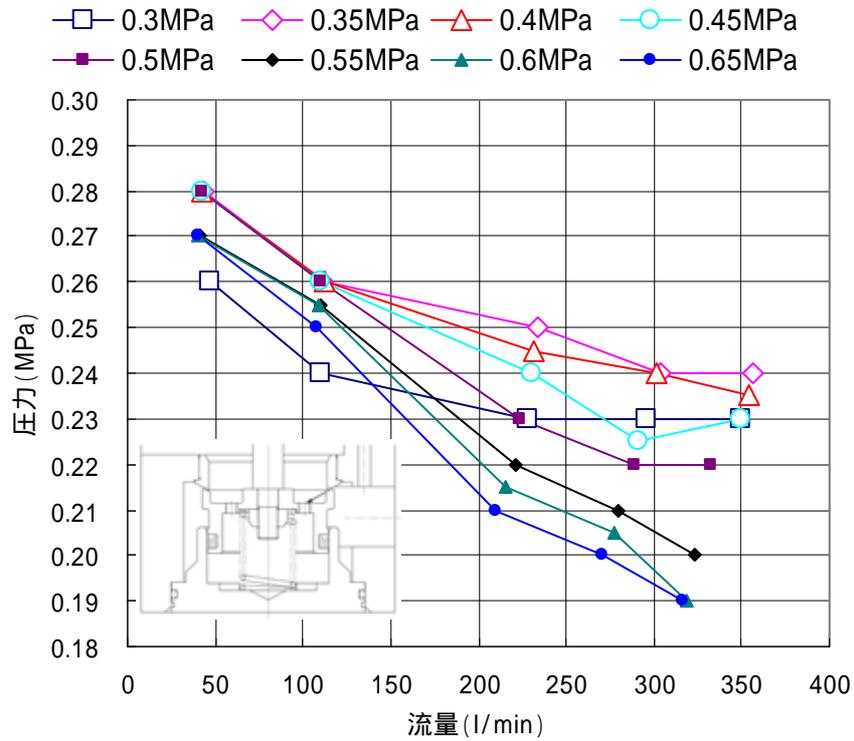


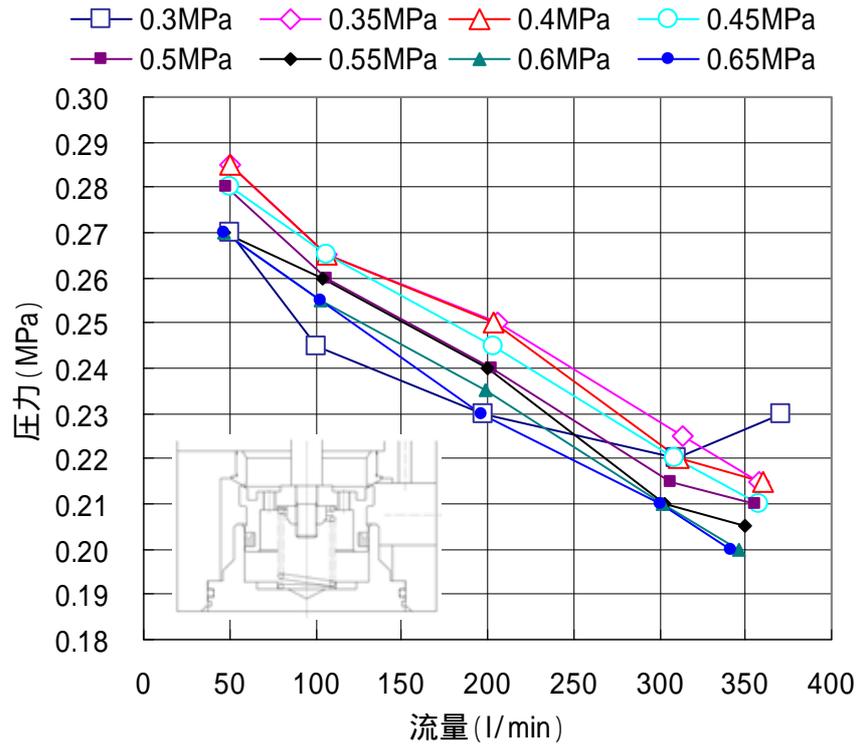
図 1.1.2 主弁ポペット改良の検討



(a) もとのポペット (原案) による実験結果



(b) 検討案1の実験結果



(c) 検討案 2 の実験結果

図 1.1.3 3種の主弁ポペットによる減圧定常特性の比較

1.1.4 増圧装置を接続した場合の動特性

定圧装置の出力側に増圧装置が接続された場合、定圧装置からの出力流量は断続流となる。このような条件下でも定圧装置が安定して作動することを確認するため、増圧装置が作動している状態での定圧装置の特性測定を行った。

実験回路を図 1.1.4 に示す。定圧装置と増圧装置の間に設置するアキュムレータは増圧装置の断続流による圧力脈動を緩和するためのものである。

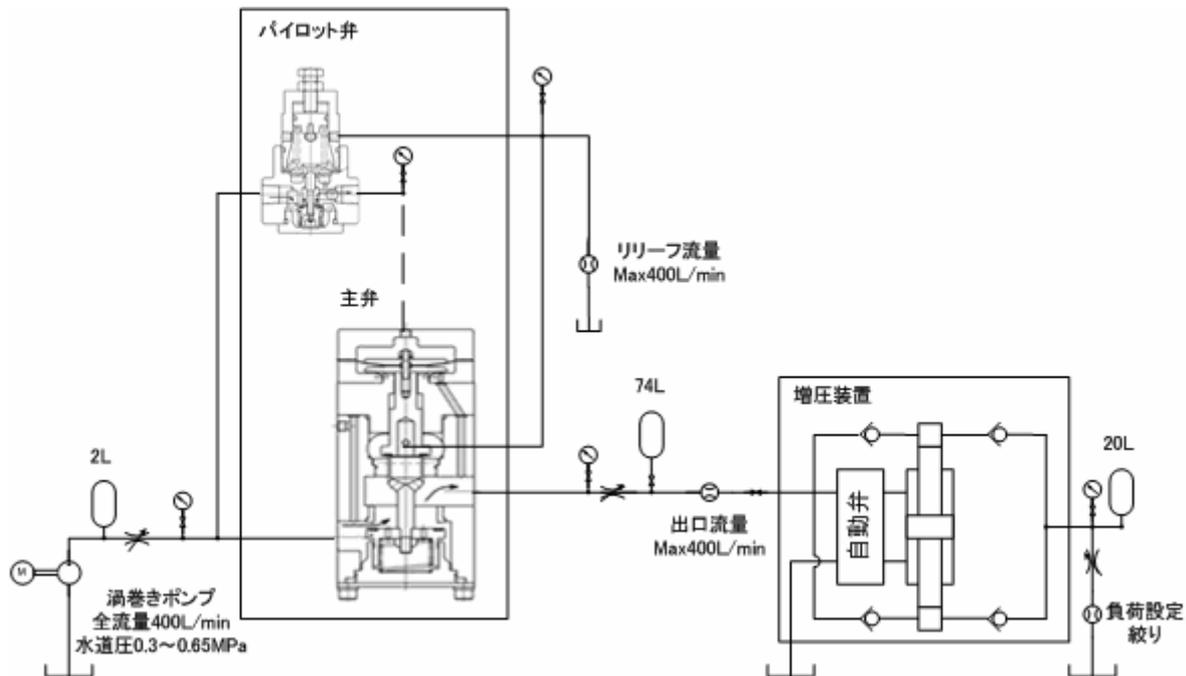


図 1.1.4 増圧装置を接続した場合の実験回路

定圧装置と増圧装置の間にアキュムレータ（74L）を設置していない場合の実験結果の一例を図 1.1.5 に示す。増圧装置 2 次側の圧力は、増圧装置 2 次側に設置されたアキュムレータ内に高圧水が次第に蓄積されていくため、次第に上昇し、設定圧力付近でほぼ定常になっている。一方、定圧装置 2 次側の圧力には増圧装置が発生する断続流のため大きな圧力脈動が現れている。この図は定圧装置 1 次側の供給圧力を 0.6MPa とした場合のものであるが、定圧装置 2 次側の圧力ならびにパイロット弁 2 次側のパイロット圧力は大きな脈動はあるものの設定値である 0.25MPa 付近を中心とした圧力脈動となっており、平均圧力は設定値をほぼ維持していることが確認された。すなわち、このような断続流という厳しい負荷条件下においても定圧装置は十分安定して機能していることが確認された。

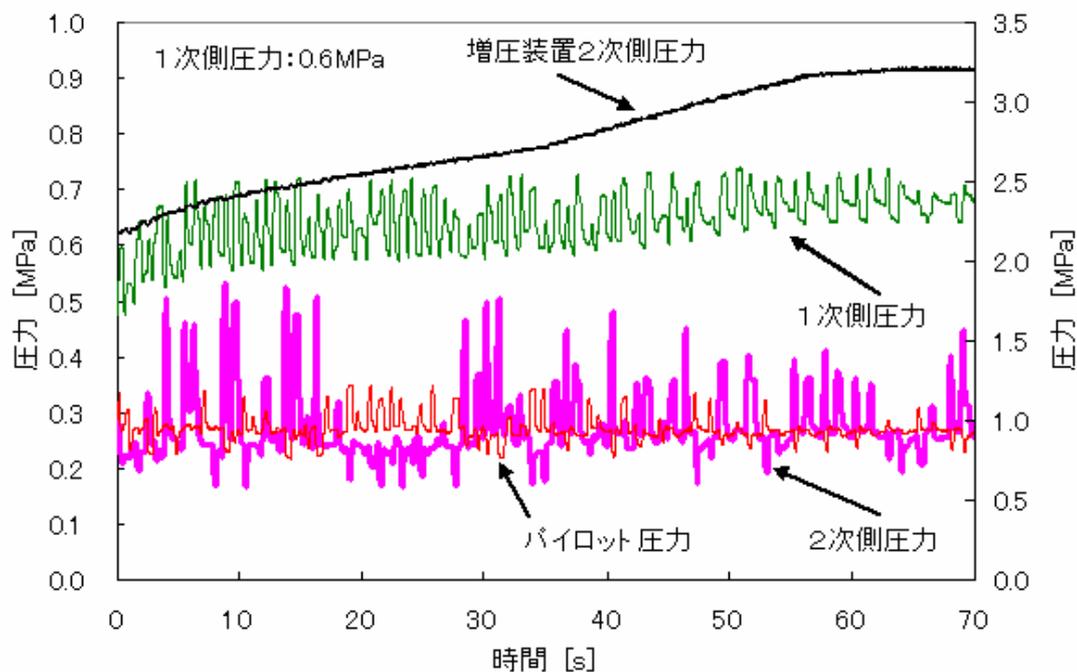
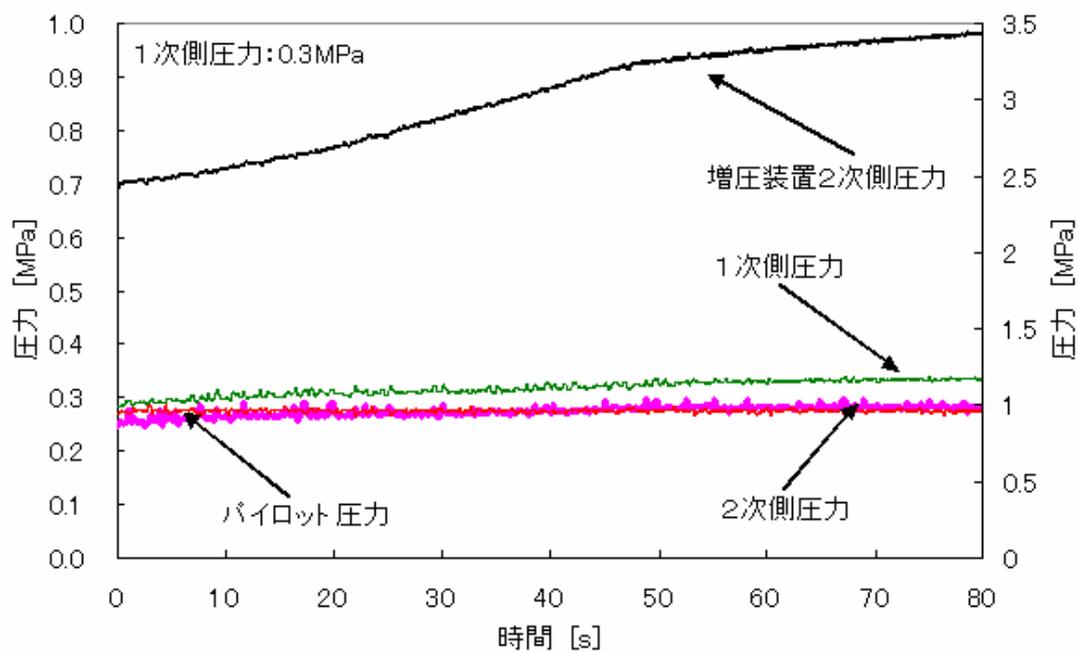


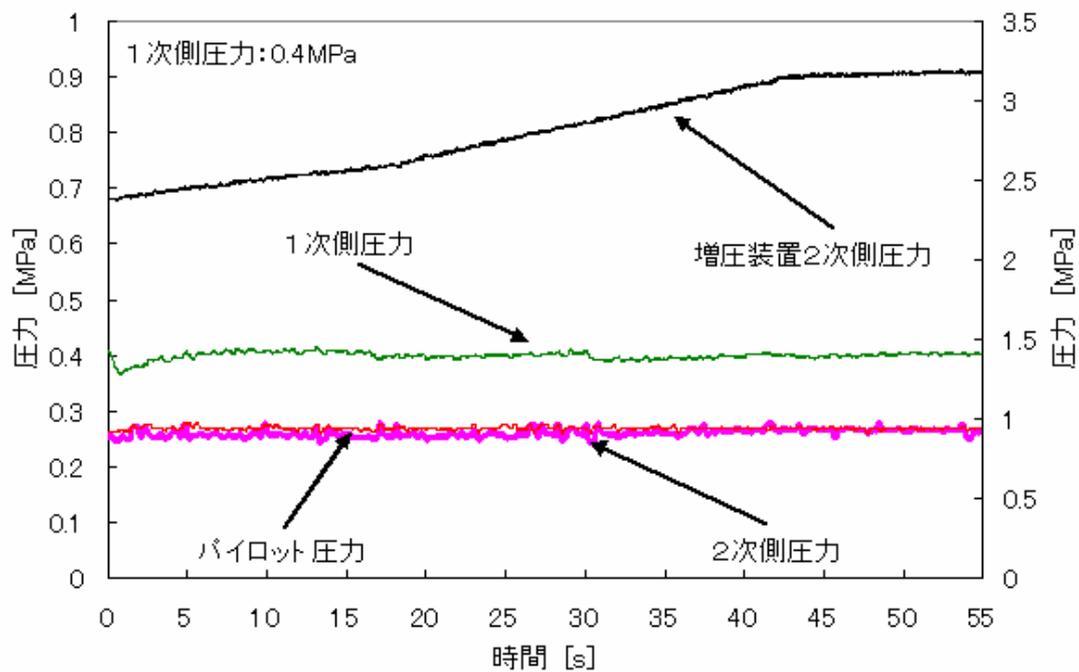
図 1.1.5 定圧装置と増圧装置を直接接続したときの実験結果
(アキュムレータなし)

アキュムレータ（容量 74L）を定圧装置と増圧装置の間に接続した場合の実験結果を図 1.1.6(a) ~ (d)に示す。増圧装置 2 次側の圧力は図 1.1.5 と同様、次第に上昇して設定圧力付近でほぼ定常になっている。一方、図 1.1.5 で見られたような定圧装置 2 次側の出力圧力及びパイロット弁 2 次側のパイロット圧力の大きな圧力脈動はほとんど消滅し、安定した 0.25MPa 付近の圧力が得られている。

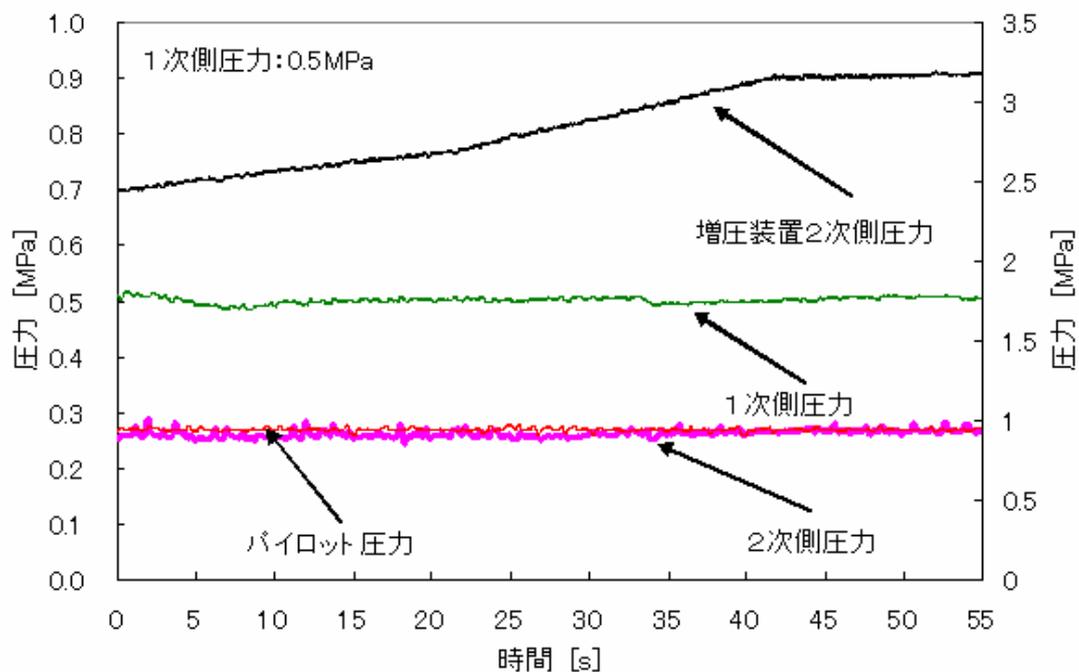
以上の結果から、定圧装置 1 次側の供給圧力と負荷の変動に関係なく、試作した定圧装置はほぼ設計どおりに機能していることが確認された。



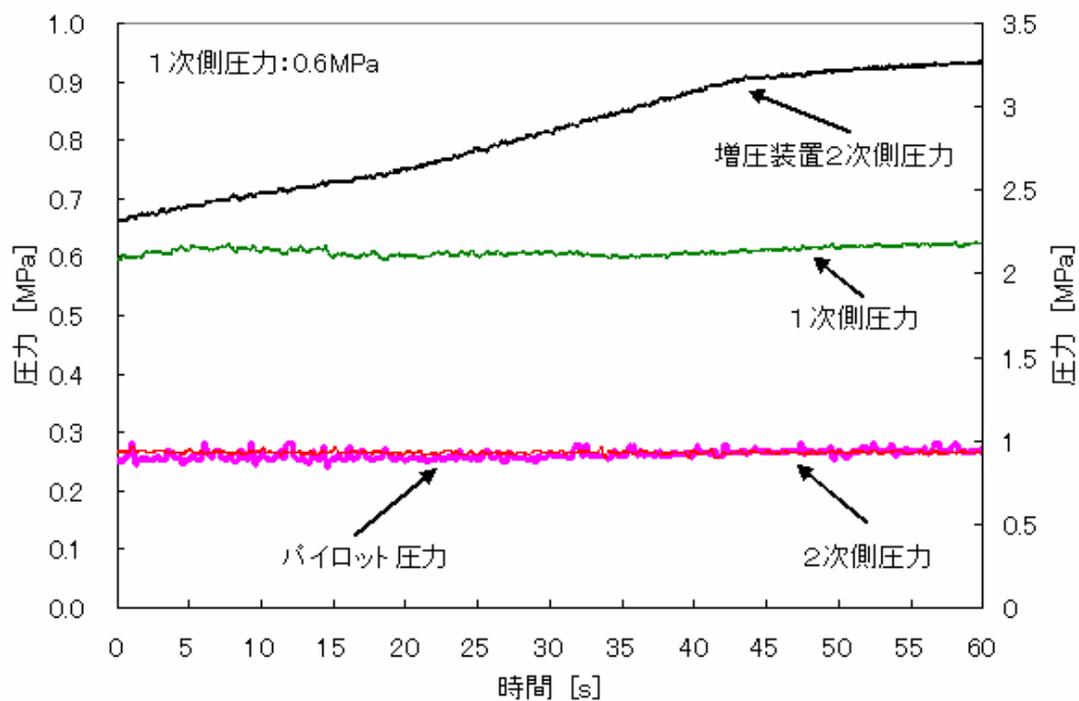
(a) 定圧装置 1次側圧力 (供給圧) が 0.3MPa の場合



(b) 定圧装置 1次側圧力が 0.4MPa の場合



(c) 定圧装置 1次側圧力が 0.5MPa の場合



(d) 定圧装置 1次側圧力が 0.6MPa の場合

図 1.1.6 定圧装置・増圧装置間にアキュムレータ (容量 74L) を設置したときの実験結果

1.1.5 課題と今後の展開（考察と課題）

今後は様々な負荷条件すなわち出力流量・圧力レベルに適合する定圧装置のパラメータ設定に関する設計ノウハウを蓄積することが必要である。また、出力流量が多い場合に生ずる若干の出力圧力の低下について、さらなる改善が行われれば実用レベルの定圧装置としてより優れたものになると考えられる。

1.2 増圧装置の機能検証と改善

1.2.1 目的

水道圧エネルギーを利用して機械装置を駆動するシステムにおいては、エネルギー源としての圧力が低いことに伴う欠点を補うことが求められる。すなわち水道圧のままでは、摩擦力の影響を受けて効率が低くなり、性能も安定しにくい。また、構成機器が大きくなってしまふので、システム全体の規模も大きくなり、コスト高に繋がってしまう。したがって、パワーレベルに応じて、圧力のレベルを設定して、利用することが必要になってくる。本システムでは、水道配管網を基礎圧力として、電動及び低油圧レベル(3~3.5MPa)までを水道配管圧力(0.25MPa)の必要に応じて増圧し、電動駆動するポンプを必要とせずその動力源を獲得しようとするを目的とする。

本項では、昨年までに実施した単体性能試験において、問題となった吐出量不足に対して、改造を行い、実験を行った。さらに、定圧装置、エネルギー有効利用装置と組合わせたシステムを構成して運転した。これにより、特に定圧装置の2次側圧力の変動が増圧装置の脈動に与える影響や、エネルギー有効利用装置のアキュムレータの容量が増圧装置の脈動をどの程度吸収するか等の調査を実施し、これらをまとめた。

1.2.2 増圧装置試作品の作動原理及び仕様

(1) 増圧器の作動原理

図 1.2.1 に作動原理を示す。

〔作動原理〕

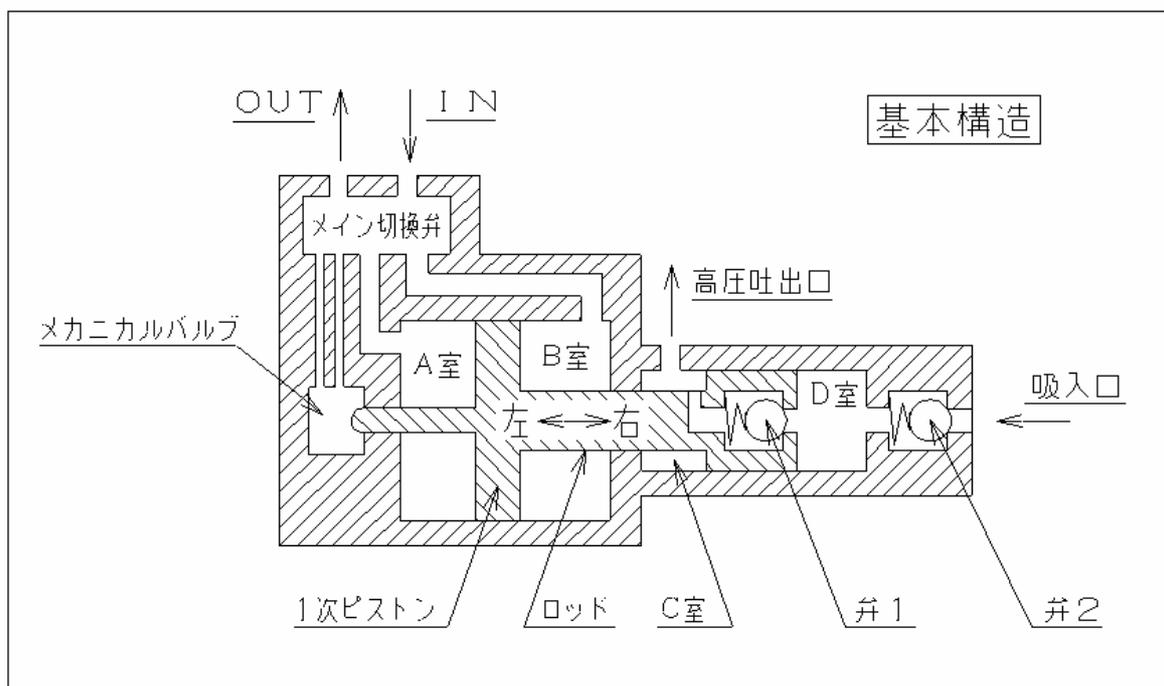


図 1.2.1 作動原理図

1.2.3 増圧装置試作品の外観・構造

今回試作した増圧器の外形寸法を図 1.2.2 に示す。断面構造を図 1.2.3 に示す。また、単体概観写真を図 1.2.4 に示す。

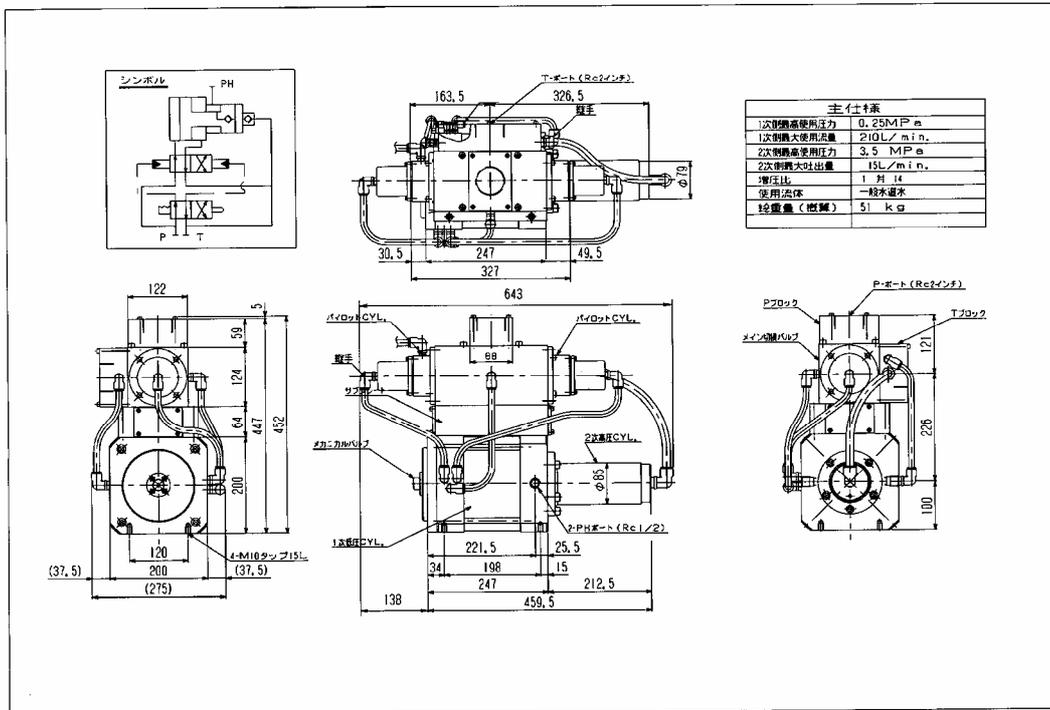


図 1.2.2 増圧器 (増圧比 14 : 1) 外形図

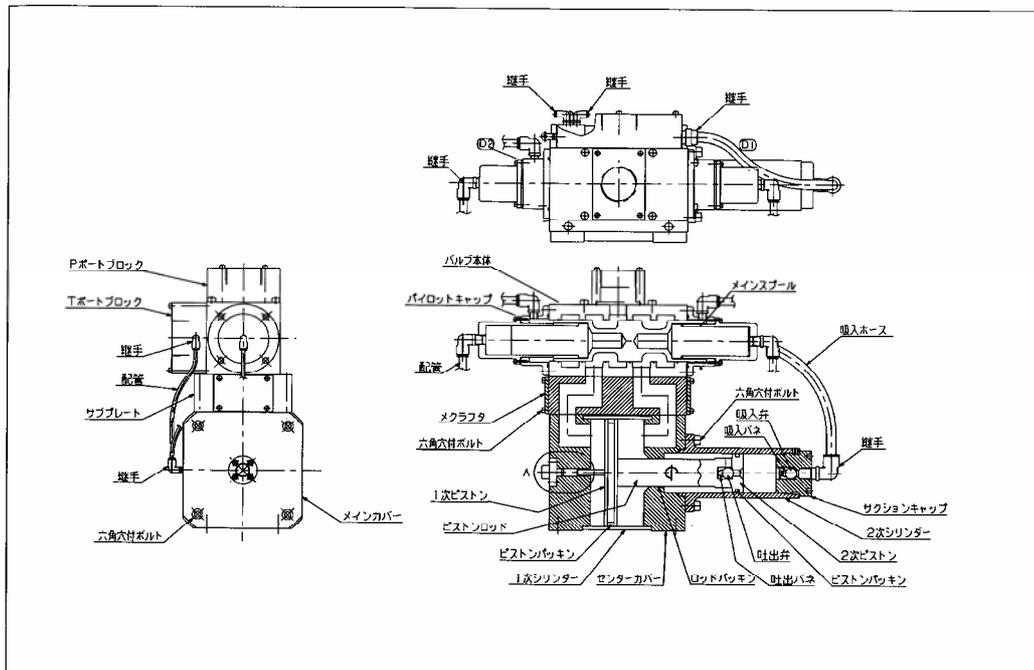


図 1.2.3 増圧器 (増圧比 14 : 1) 断面図

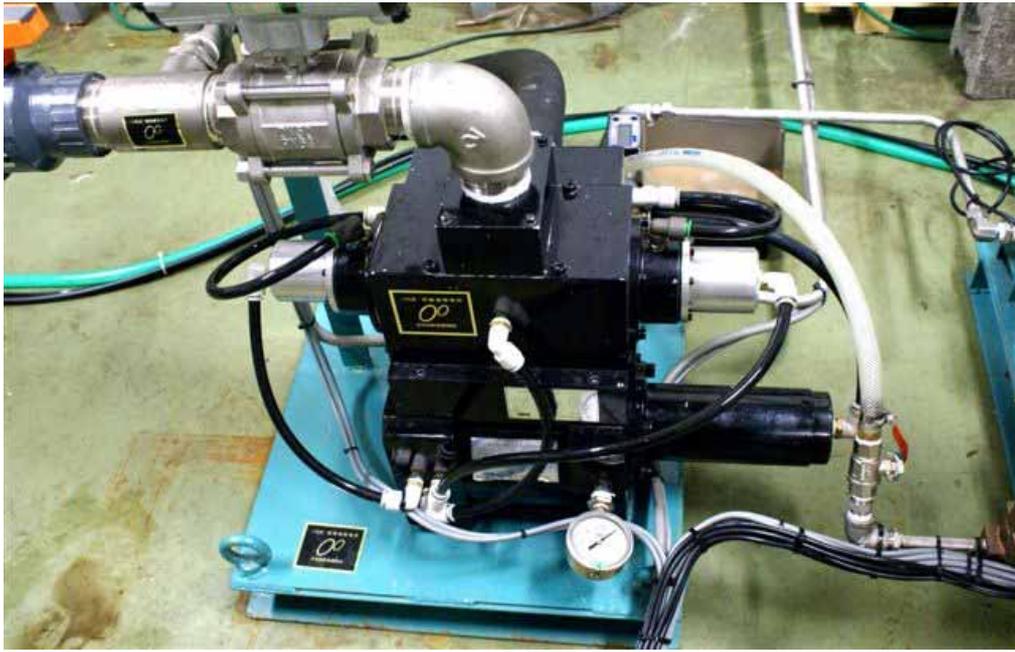


图 1.2.4 (1) 增压器概観



图 1.2.4 (2) 增压器概観

1.2.4 増圧装置単体改造と性能試験結果

(1) 改造内容

平成 17 年度までに実施した増圧装置の単体試験の結果、吐出し量が所定の流量より少なかった。その主要な原因は、増圧器の内部摩擦抵抗と流路抵抗によるものであった。このため以下の改造を試みた。

メカニカルバルブ及びパイロット配管内通過断面積の確保

パイロット室の容量を 1/2 程度とし、パイロット配管部の流速を 1/2 に抑えた。

メインピストンのロッドパッキン、ピストンシールを低摩擦型に変更し、メインピストンの締め代を減らした。

パイロットピストン部の改造内容を、図 1.2.5 に示す。

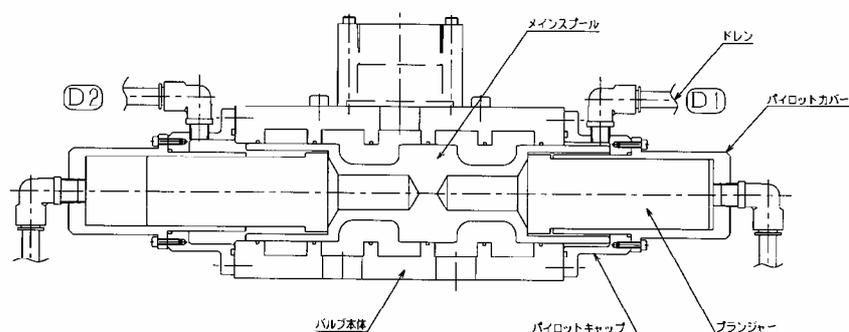


図 1.2.5 パイロットピストン改造図

(2) 単体性能試験

【試験回路】 図 1.2.6 による。また、試験装置写真を図 1.2.7 に示す。

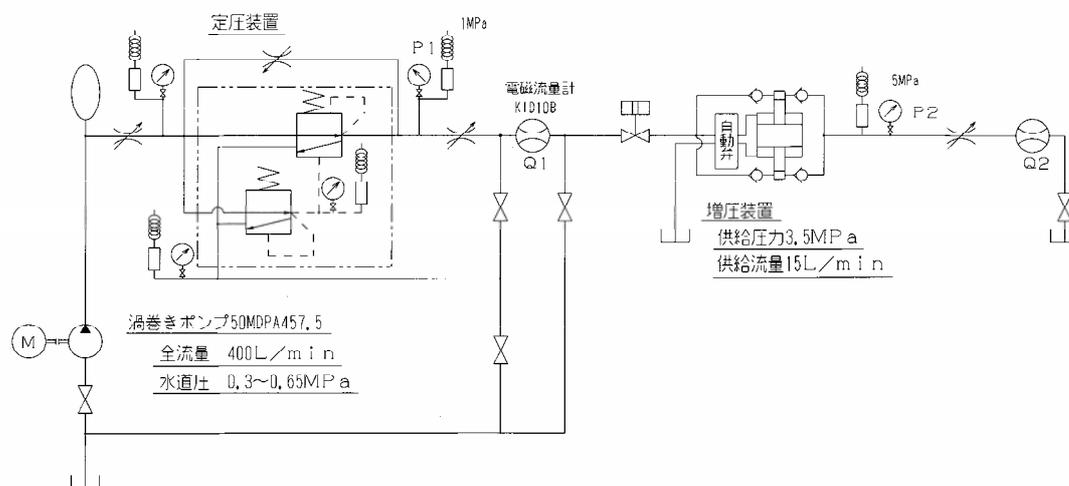


図 1.2.6 単体試験回路図



図 1.2.7 増圧装置単体試験写真

【装置・機器仕様】

供試増圧器 AB14-5S1

1次側最高使用圧力	0.25MPa
1次側最大使用流量	210L/min
2次側最高使用圧力	3.5MPa
2次側最大使用流量	15L/min
増圧比	1 : 14
使用流体	水道水
総重量	48kg

渦巻きポンプ 50MDPA457.5 (荏原製作所製)

多段式4段、駆動電動機3 AC200V7.5KW

吐出し量 104L/min(at 全揚程 92.4m)

吐出し量 400L/min(at 全揚程 66.5m)

定圧装置 今回 Uni-ADS にて開発の装置使用

圧力検出器 (1次側) KH15674B711000***0(長野計器製)

圧力検出器 (2次側) KH15674C711000***0 長野計器製)

電磁流量計 (1次側) AE205SG-AJ1-LSJ-A1DH*S1 (横河電機製)

アナログ式流量計 LC1/2 × 1/4+F100 (日本フローコントロール製)

【試験方法】図 1.2.6 の回路にて運転。2次側出口に設けられた絞り弁で負荷を与えて、そのときの1次側水量、圧力及び2次側水量、圧力を測定する。

【試験項目】増圧器1次側流量、1次側圧力、増圧器2次側流量、2次側圧力、増圧器振動数

(3) 単体性能試験結果 (静特性)

表 1.2.1 による。図 1.2.8 に流量特性、図 1.2.9 に容積効率、図 1.2.10 に全効率、図 1.2.11 に振動数の変化を示す。

ただし、容積効率は、 $(\text{負荷時の吐出し量} / \text{負荷時の供給流量}) / (\text{無負荷時の吐出し量} / \text{無負荷時の供給流量}) \times 100$ で定義し、算出した。

また、全効率は、 $(2 \text{ 次圧力} \times 2 \text{ 次流量}) / (1 \text{ 次圧力} \times 1 \text{ 次流量}) \times 100$ で求めた。

(4) 単体性能試験結果 (動特性)

増圧装置の 1 次、2 次圧力及び 1 次、2 次流量の動特性について図 1.2.12 ~ 図 1.2.15 に示す。実験 1 (図 1.2.12、図 1.2.13) は、流量計の出力時定数 0.1L/min とした場合である。測定時間 70s。実験 2 (図 1.2.14、図 1.2.15) は、流量計の出力時定数 50 L/min とした場合である。測定時間 160s。

表 1.2.1 増圧装置単体性能試験結果

平成19年1月17日

入力側		出力側		効率		備考
圧力	流量	圧力	流量	容積効率	全効率	
26MPa	190L/min	0	11.8L/min	100%		56HZ
0.26MPa	170	1MPa	9.8L/min	92.8%	22.2%	50
0.26MPa	160	2MPa	9.5L/min	95.6%	45.7%	47
0.26MPa	130	3MPa	7.5L/min	92.9%	66.6%	36
0.26MPa		3.8MPa	0			締切り
0.26MPa	190L/min	0	11.7L/min	100%		
0.26MPa	170	1MPa	9.6L/min	91.7%	21.7%	
0.26Pa	160	2MPa	9.3L/min	94.4%	44.7%	
0.26MPa	130	3MPa	7.5L/min	93.7%	66.6%	
0.26MPa		3.9MPa	0			締切り
0.26MPa	190L/min	0	12.0L/min	100.0%		
0.26MPa	170	1MPa	9.8L/min	91.3%	22.2%	
0.26MPa	160	2MPa	9.5L/min	94.0%	45.7%	
0.26MPa	130	3MPa	7.5L/min	91.3%	66.6%	
0.26MPa		4.0MPa	0			締切り

増圧装置流量特性

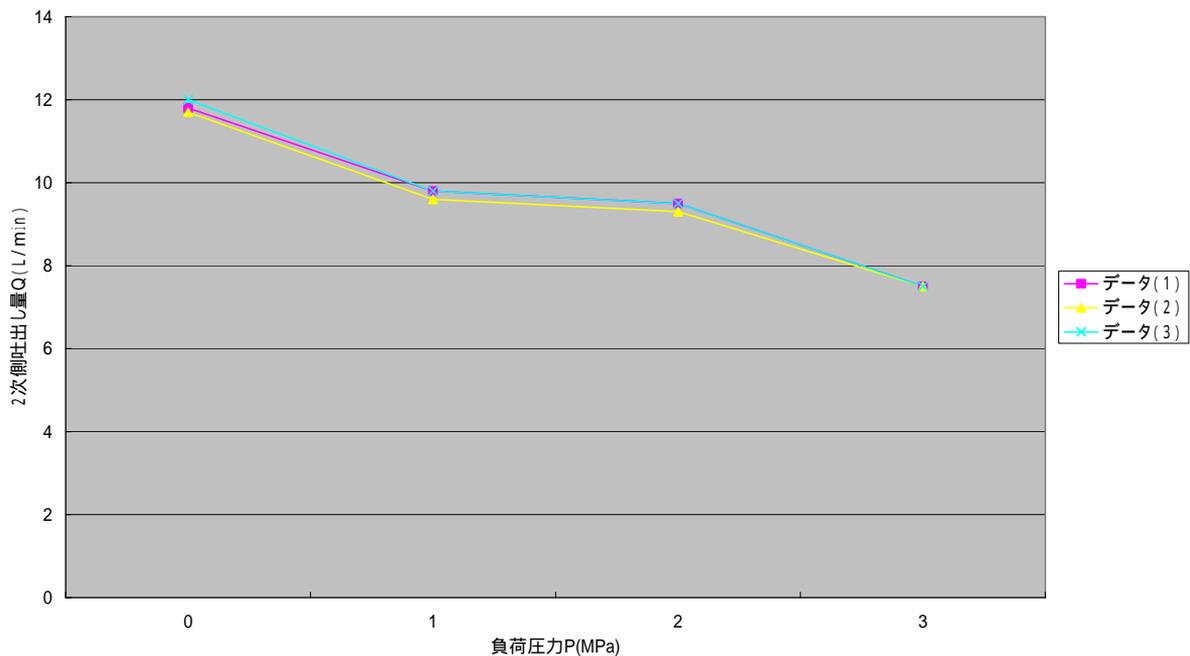


図 1.2.8 増圧装置流量特性

増圧装置容積効率

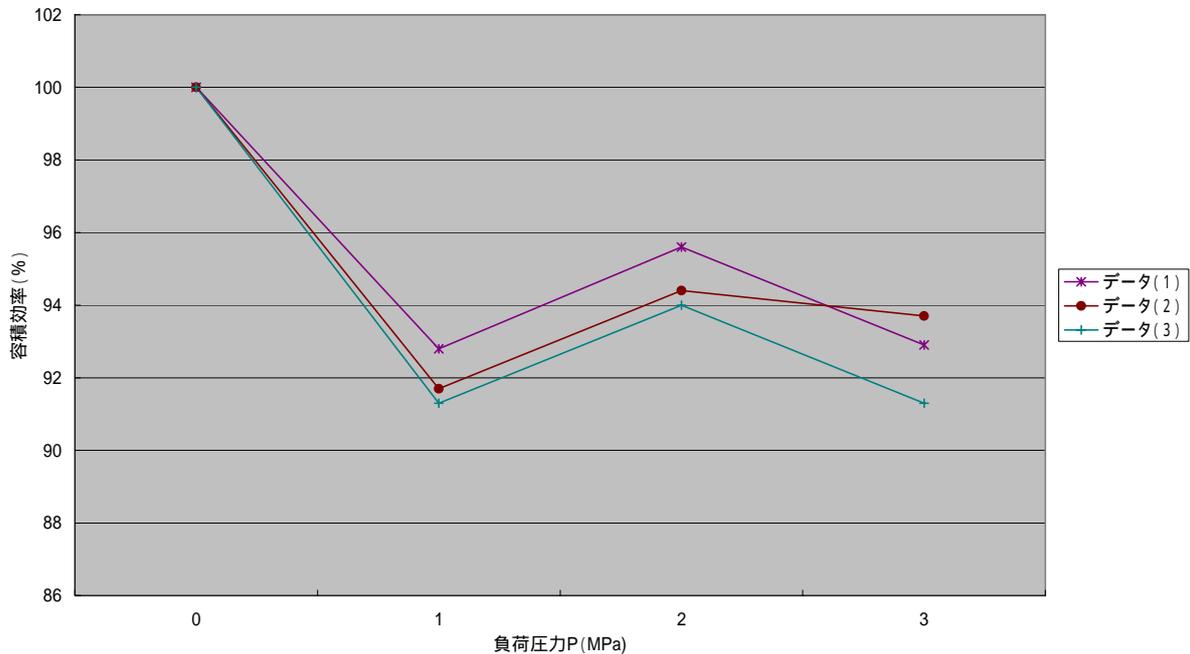


図 1.2.9 増圧装置容積効率

ただし、容積効率は、(負荷時の吐出し量/負荷時の供給流量) / (無負荷時の吐出し量/無負荷時の供給流量) で定義し、算出した。

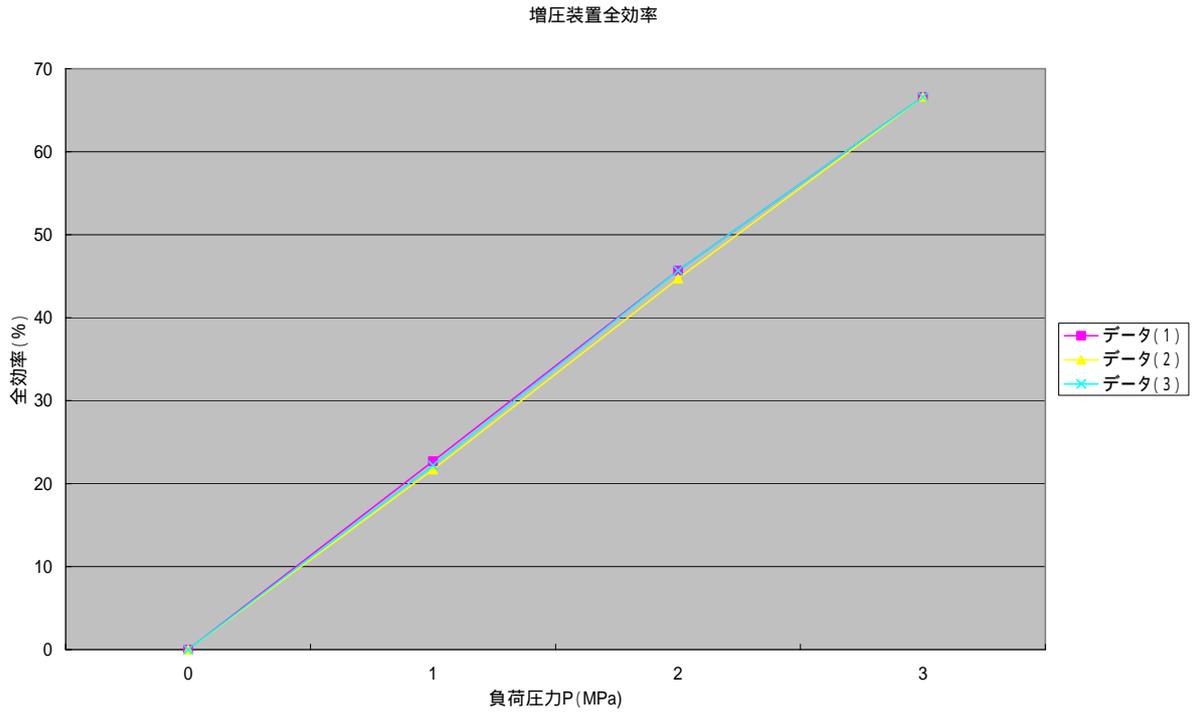


図 1.2.10 増圧装置全効率

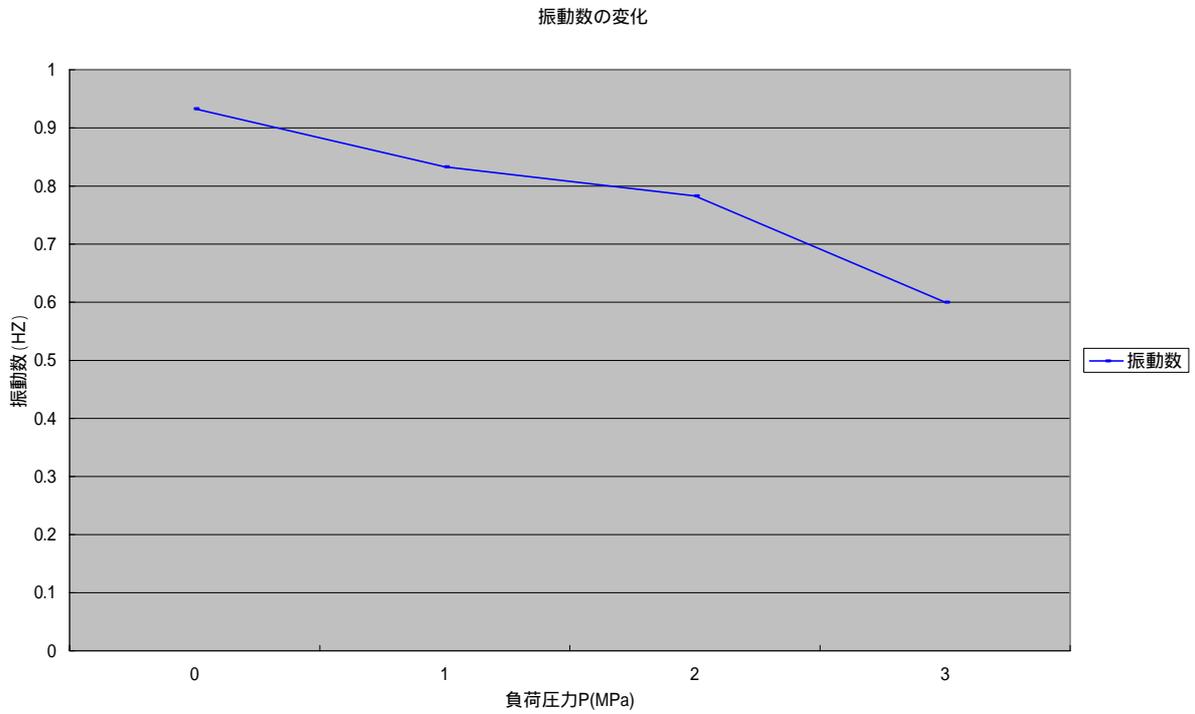


図 1.2.11 振動数の変化

実験 1

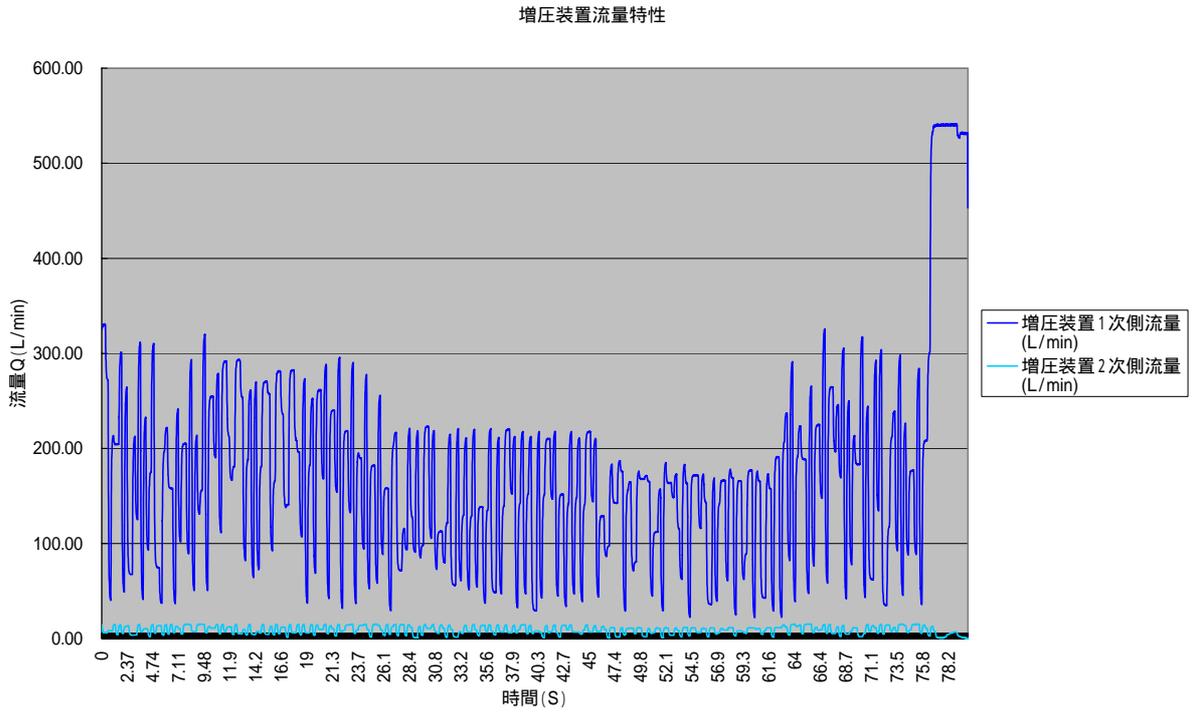


図 1.2.12 増圧装置流量特性 (時定数 0.1L/min)

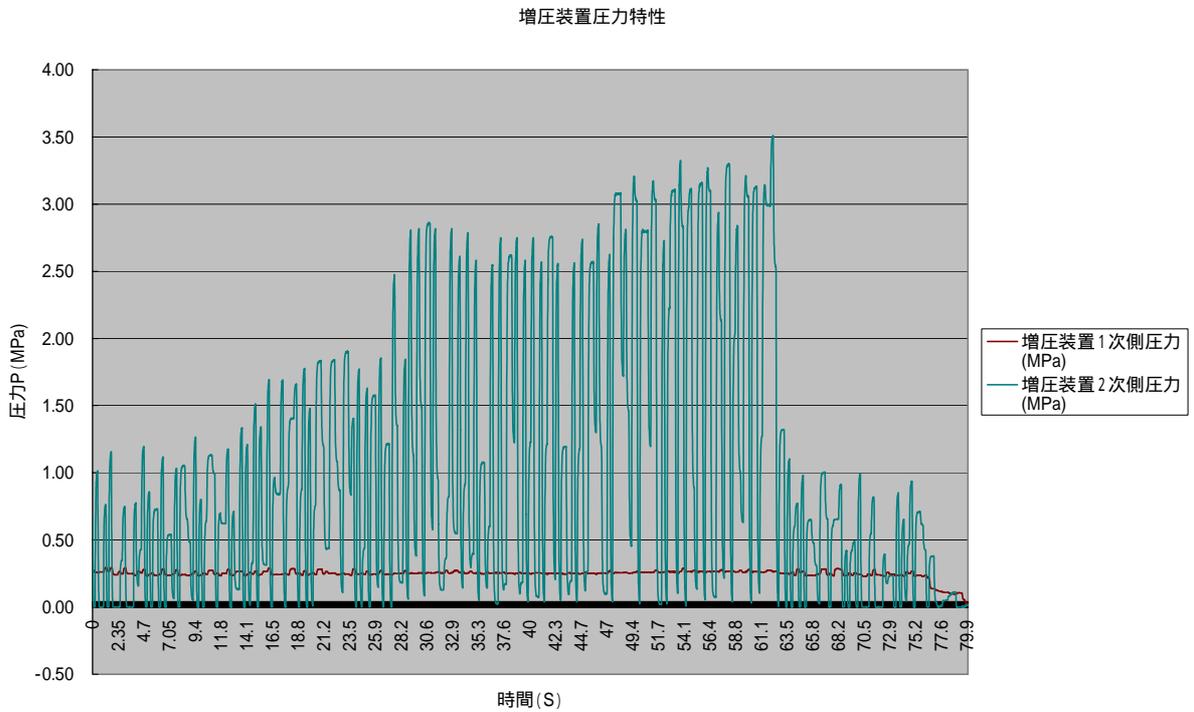


図 1.2.13 増圧装置圧力特性 (測定時間 70s)

実験 2

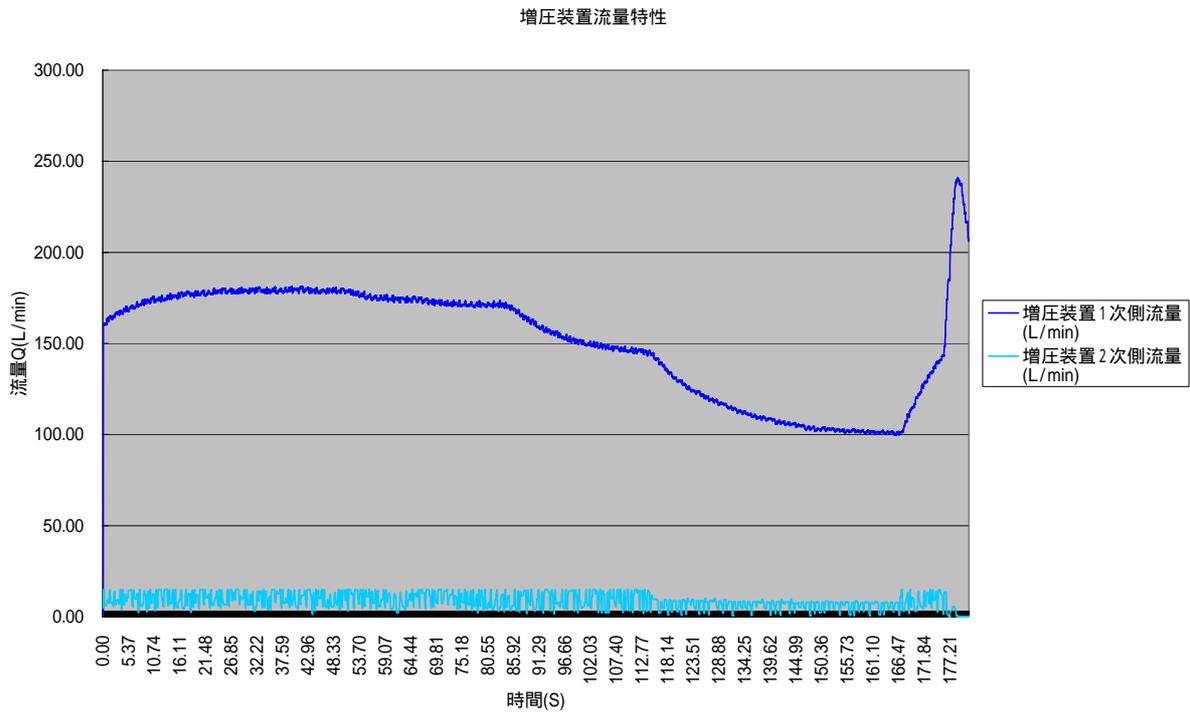


図 1.2.14 増圧装置流量特性 (時定数 50L/min)

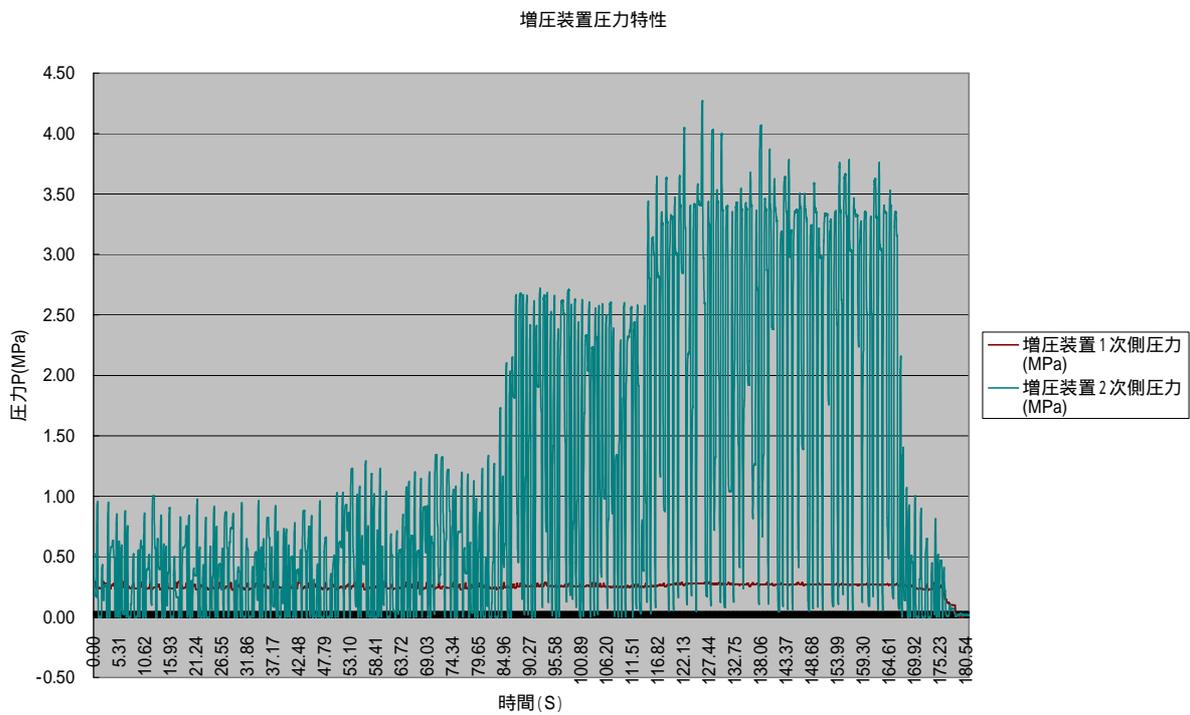


図 1.2.15 増圧装置压力特性 (測定時間 160s)

1.2.5 課題と今後の展開（考察と課題）

(1) 表 1.2.1 の静特性に示す流量値は、流量計の表示値とメスシリンダによる実測値の二通りの測定で比較したが、ほぼ同一の値が出た。すなわち、結果の値は、実際の一定時間内で吐き出された容量であることがわかった。(瞬時値ではなく平均値であった。) 増圧性能としては、締切値で 0.26MPa に対して 3.8MPa ~ 4.0MPa が出ており、増圧比 14 倍をクリアしている。

(2) 実験結果に示す効率の評価は、無負荷時点を 100% として、下記方法で算出した。
容積効率 = (負荷時の吐出し量 / 負荷時の供給流量) / (無負荷時の吐出し量 / 無負荷時の供給流量) × 100

全効率 = (2 次圧力 × 2 次流量) / (1 次圧力 × 1 次流量) × 100

(3) 上記の計算結果から、容積効率は、1MPa で 91.9%、2MPa で 94.7%、3MPa で 92.6% であり、ほぼ一定と評価できる。

一方、全効率は、3MPa で 66.6% であった。

(4) 定圧弁の 2 次側圧力を 0.26MPa に設定したが、増圧装置の負荷を変えても、定圧弁の設定圧力は安定していることが示された。一方で、増圧装置の負荷を増加させていくと、供給流量が減ってきている。このことは、増圧装置の 1 次側操作力と 2 次側負荷による抵抗力との差分が、負荷が大きくなることにより、摩擦力と速度抵抗に打ち勝てなくなってきたことを示している。各部摺動抵抗を軽減させることによりさらに特性の改善は図れるものと思われる。ただし、摺動抵抗の軽減にも限界があり、定圧弁の設定圧力を 0.26MPa からさらに上げていくことも考慮する必要があり、今後の課題である。

(5) 今回振動数を計測したが、無負荷で 0.93HZ、1MPa で 0.83HZ、2MPa で 0.78HZ、3MPa で 0.6HZ であった。(3 回平均値)

増圧装置の 1 サイクルの呑み込み量が 3.2L であることから、無負荷で 179L/min、1MPa で 160L/min、2MPa で 150L/min、3MPa で 115L/min が、増圧装置を通過している流量であることがわかる。

(6) 動特性であるが、1 次側圧力が比較的安定しているのに対して、1 次側流量、2 次側圧力、流量に脈動が発生している。静特性の評価は、脈動の平均値に近い。

(7) 単体試験においては、増圧装置 2 次側にアキュムレータを入れていないので脈動が発生している。この対策として、増圧装置を複数台に分割し、位相を変えることによって脈動を抑制する方法やアキュムレータを組み込む方法などが考えられる。実際に定圧装置とのサブシステムにおいて、20L のアキュムレータを組み込むことにより、大幅な脈動低減を図ることができた。(定圧装置報告参照。)

1.3 エネルギー有効利用装置の機能検証と改善

1.3.1 目的

本研究では UniADS の実用化を踏まえ、以下の二つの検証を行うこととする。すなわち、1) 平成 17 年度の実験で多大な漏れ流量のエネルギー回収効率への影響が指摘された 3.5MPa 仕様の水圧モータにおいて、容積効率向上を目的としてプレッシャ・ローディング機構を採用した水圧モータがどの程度のエネルギー回収効率を有するかを、平成 17 年度と同一の実験条件の下で明らかにする。2) 平成 17 年度において機器単体の性能向上を図った定圧装置、増圧装置をエネルギー有効利用装置に接続し、本研究で提案するエネルギー有効利用手法によりどの程度のエネルギーの回収・回生が可能かを、従来の駆動方法と比較して全体性能の検証を行う。なお本年度も高圧ライン (3.5MPa) 及び低圧ライン (0.25MPa) の 2 つの圧力ラインのみに対して実験を行う。

1.3.2 漏れ流量抑制型水圧モータによるエネルギー回収効率の検証実験結果

昨年度実験に用いた 3.5MPa 仕様の水圧モータでは、供給圧力の上昇に伴い側板とロータの間のクリアランスが大きくなるために漏れ流量が増大し、定格回転時の必要供給流量が大きくなるという結果が得られた。その際には暫定的に本体に締め付け治具を用いて実験を行ったが、本年度は圧力バランスを確保することで漏れ流量を抑制するプレッシャ・ローディング(以下、PL)機構を採用した水圧モータをエネルギー有効利用装置に組み込み、昨年度と同一の実験条件下でどの程度の回収効率を有するかを実験的に検証した。

図 1.3.1 は、本研究に対応する実験回路部分のみを取り出したものである。図 1.3.1 において、 p 、 Q 、S.V. はそれぞれ圧力計、流量計、空気圧駆動型電磁弁を表している。本回路は一定速度で回転する水圧モータの減速を行うため、吐出側流量を絞りを介してタンクに導くライン(従来回路)と低圧ラインに戻すライン(提案回路)を選ぶ切換弁(図 1.3.1 の S.V.6 及び S.V.7)を有しており、以後この後者の切換弁をエネルギー有効利用弁と呼ぶことにする。

生産工場内における搬送用コンベアとリフタの実際の運転パターンとしては昨年度と同様に図 1.3.2 の組み合わせを考える。本研究で提案するエネルギー有効利用手法では、モータ減速の際に吐出側をエネルギー有効利用弁により低圧ラインに接続し、この圧力エネルギーを低圧ラインのアキュムレータに蓄えることでエネルギー回収を行い、低圧ラインに接続された水圧シリンダの駆動は、この回収されたエネルギーを回生することで実現する。このような動作によりエネルギーの回収を行う回路を本研究では提案回路と呼び、一定仕事に対する従来回路との消費エネルギーの比較を行う。具体的には、水圧モータによる回転仕事及び水圧シリンダの昇降による往復動作からなる一定の仕事を行った場合の提案回路及び従来回路での消費エネルギー量を比較することにより、省エネルギー効率を求める。

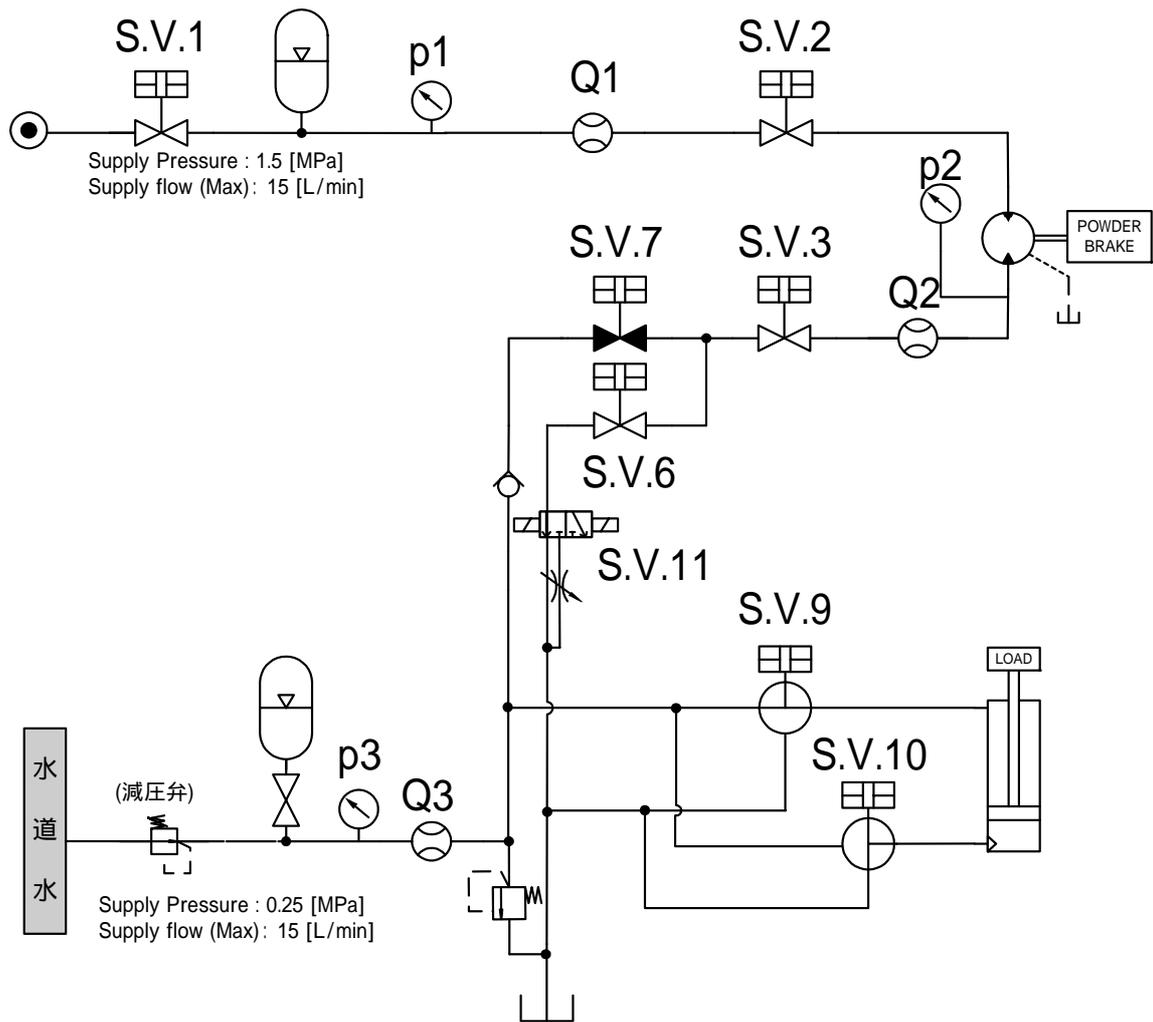


図 1.3.1 エネルギー有効利用装置実験回路図

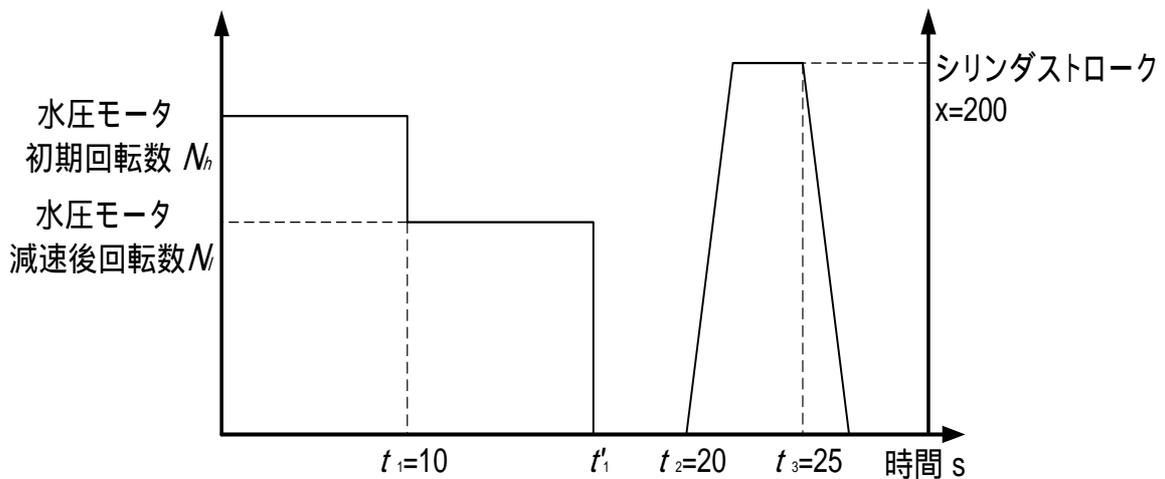


図 1.3.2 アクチュエータ駆動パターン

実験では、低圧ラインアキュムレータの初期蓄圧力及び水圧モータ回転数を変化させて行う。従来回路においては、減速後にこの回転数に一致するように水圧モータ吐出側（戻り側）の電磁弁（S.V.11）及びその下流に設けられた可変絞りの絞り度合いを調整している。なお各電磁弁の駆動パターンについては、平成 17 年度の場合と全く同一であるので省略する。

a . 実験パラメータ

- ・低圧ラインアキュムレータの初期蓄圧力 p_{ACC} 0.22MPa、0.20MPa
- ・低圧ラインアキュムレータの蓄圧終了圧力 p_{ACC} 0.25MPa
- ・水圧モータ初期回転数 N_h 1000rpm、1300rpm
- ・水圧シリンダ負荷 M 5kg

b . 駆動パターン（図 1.3.2 参照）

- Step.1 $t_1 = 10s$: S.V.7 の切換えによる蓄圧を開始
 Step.2 低圧ライン圧力 p_3 が 0.25MPa に達した時刻 t'_1 で、水圧モータを停止させるために駆動弁 S.V.2 及び S.V.3 を閉鎖
 Step.3 $t_2 = 20s$: シリンダ伸ばし動作開始
 Step.4 $t_3 = 25s$: シリンダ戻し動作開始

消費エネルギーと省エネルギー率は、昨年度同様に次式で定義する。

$$(\text{消費エネルギー } E) = E_{sup} + E_{ACC/initial} - E_{ACC/end}$$

ただし

- E_{sup} = (2つの水圧源から供給されたエネルギー)
 $E_{ACC/initial}$ = (初期状態においてアキュムレータに蓄えられていたエネルギー)
 $E_{ACC/end}$ = (終了状態においてアキュムレータに蓄えられていたエネルギー)

これを用いて、省エネルギー率を次式で定義する。

$$(\text{省エネルギー率 } \eta) = \{ E_{sup(従来)} - E_{sup(提案)} \} / E_{sup(従来)}$$

ただし

- $E_{sup(従来)}$ = (従来法での消費エネルギー E)
 $E_{sup(提案)}$ = (提案法での消費エネルギー E)

なおここで取り扱う消費エネルギーとは、水圧モータ低圧側の水をアキュムレータに蓄えている時間及び水圧シリンダを昇降させている時間におけるものに限定する。実験結果を基にしたエネルギー計算結果を表 1.3.1 及び表 1.3.2 に示す。

表 1.3.1 実験番号と実験パラメータの対応

実験番号	水圧モータ初期 回転数 N_h rpm	低圧ラインアキュム レータ初期蓄圧力 p_{ACC} MPa
実験 1	1000	0.22
実験 2		0.20
実験 3	1300	0.22
実験 4		0.20

実験 番号	回路	E_{sup} kJ	$E_{ACC/initial}$ J	$E_{ACC/end}$ kJ	E kJ	省エネルギー率 η
1	提案	1.43	4.22	4.25	1.40	2.1%
	従来	1.43	-		1.43	
2	提案	1.86	4.08	4.25	1.69	10.1%
	従来	1.88	-		1.88	
3	提案	0.92	4.22	4.25	0.89	4.3%
	従来	0.93	-		0.93	
4	提案	1.71	4.08	4.25	1.52	9.0%
	従来	1.68	-		1.68	

表 1.3.2 エネルギー計算結果

表 1.3.2 の結果は昨年度のものほとんど変わっていないが、これは PL 機構の採用により容積効率は向上した一方、側板とロータの間のシール摩擦が大きくなったことによる機械効率の低下分が大きく、結果的には全体効率が変わらなかったことによると判断されるため、水圧モータの最高回転数が低い場合にはエネルギー回収効率はかなり低い値となる。また、PL 機構導入後のエネルギー回収率にはアキュムレータの初期蓄圧力が大きく関与しており、これが小さく、定圧ライン圧力との差が大きいほどエネルギー回収効果が大きくなるという直観的な結果が再確認された。

1.3.3 統合実験概要と実験結果

水道水圧源の水圧変動を平滑化する定圧装置、所定の圧力（高圧ライン圧力）を自己増圧機構により生成する増圧装置及びエネルギー有効利用装置を接続し、UniADS 構想の全体性能を確認する実験を行った。全体システムの外観及び実験回路図を図 1.3.3 及び図 1.3.4 にそれぞれ示す。図 1.3.4 における主な記号は次を示している（同図中の記号は図 1.3.1 におけるものとは異なる）。

P1, P2, P3, P4, P5, P6, P7, P8 : 圧力計測点

Q1, Q2, Q3, Q4 : 流量計測点

C1, C2, C3, C4, C5, C6, C7, C8, C9, C10, C11 : ON-OFF 制御弁

さらに表 1.3.3 に本研究の実験回路で使用した機器の仕様一覧を示す。

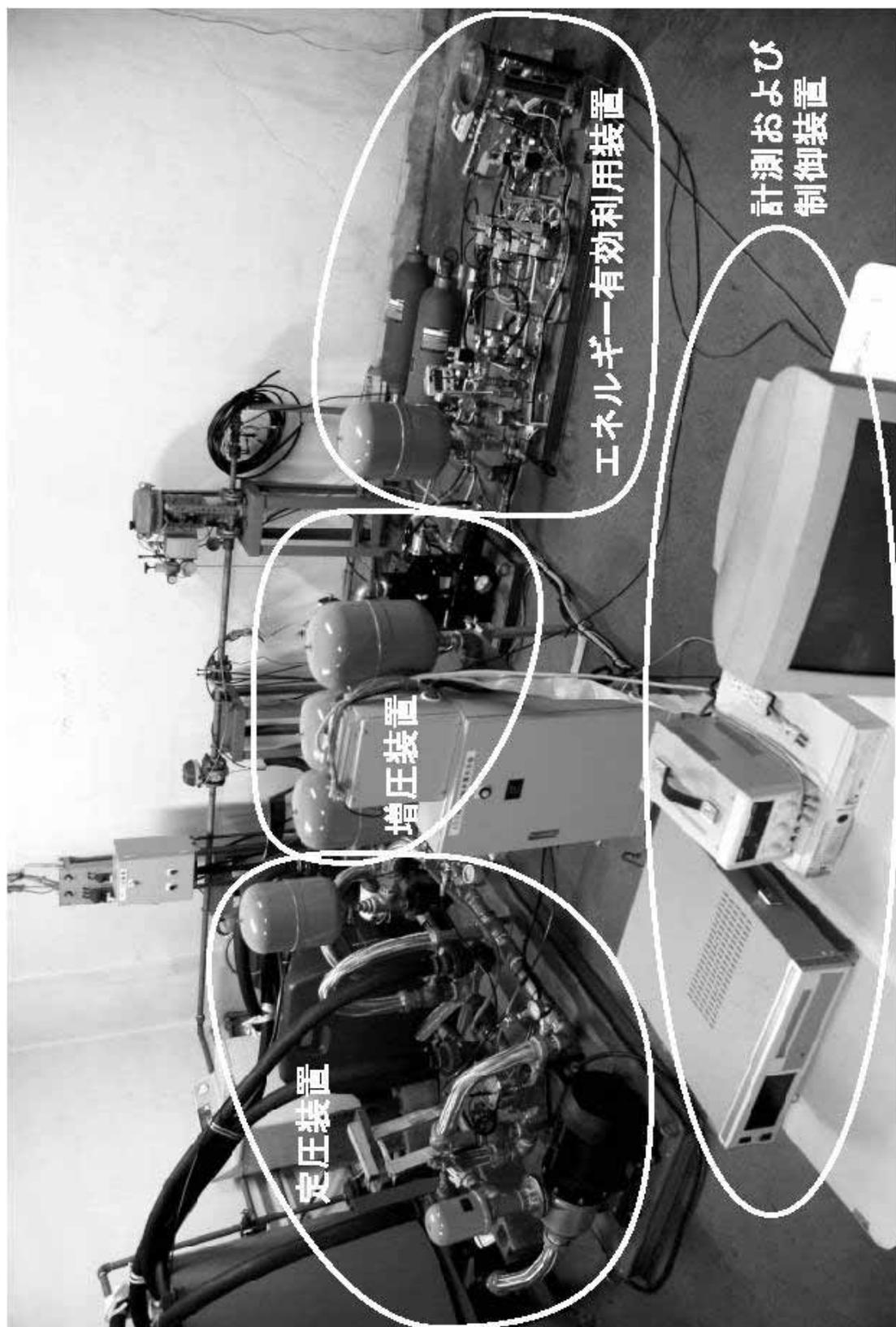


図 1.3.3 UniADS 全体システムの外観

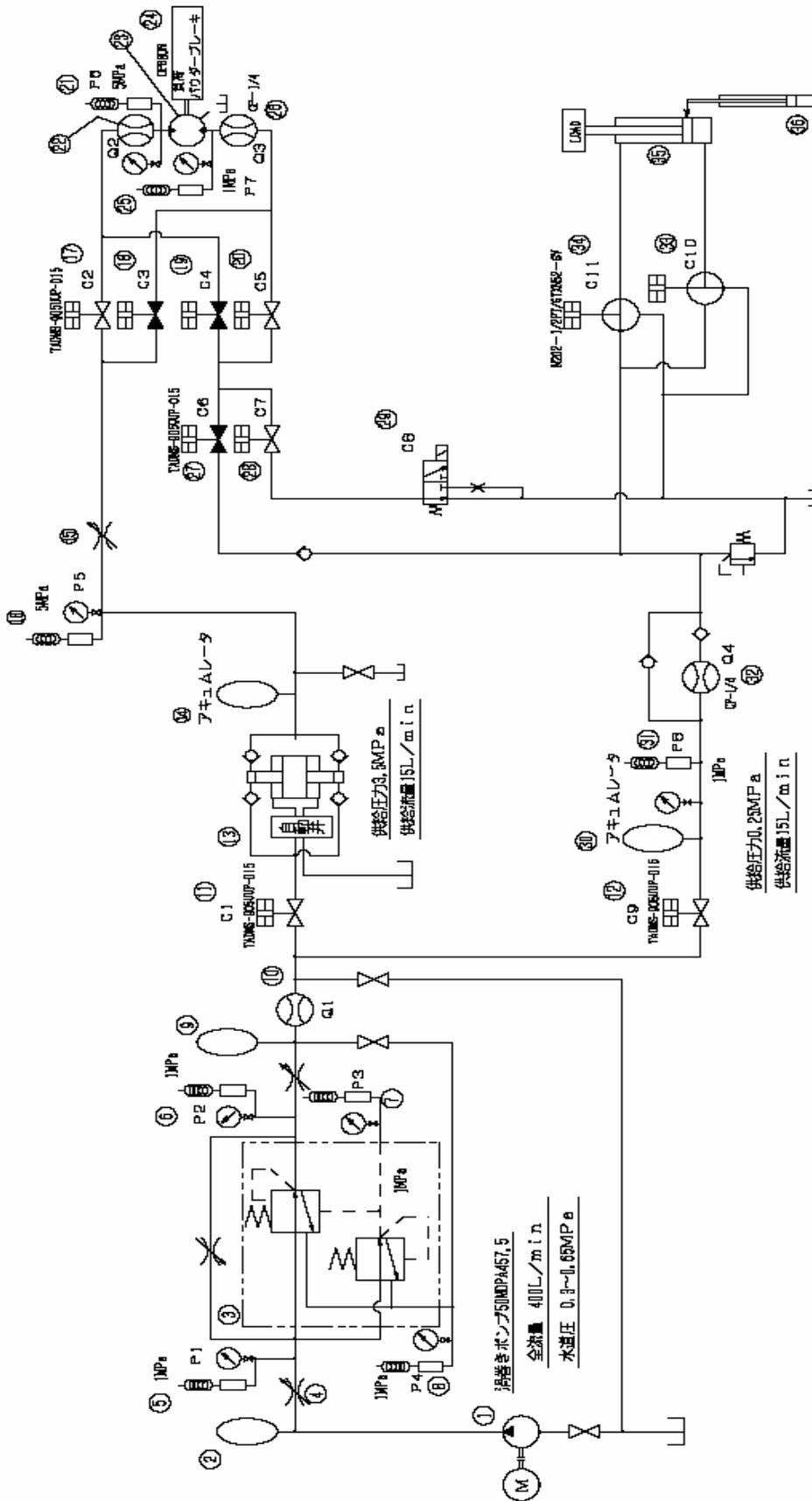


図 1.3.4 UniADS 全性能検証用装置回路

表 1.3.3 UniADS 全体装置の主要機器仕様表

番号	記号	部品名	型式	呼称・仕様	数量	備考
1		渦巻きポンプ	50MDPA457.5	104L/min × 92.4m 400L/min × 66.5m	1	荏原
2		アキュムレータ	ET5-2-52	2L	1	NOK
3		定圧装置		1次0.3 ~ 0.65MPa 2次0.25MPa	1	
4		グローブバルブ	K-50A		1	KITZ
5	P1	圧力検出器	KH15674B711000	1MPa	1	長野
6	P2	圧力検出器	KH15674B711000	1MPa	1	長野
7	P3	圧力検出器	KH15674B711000	1MPa	1	長野
8	P4	圧力検出器	KH15674B711000	1MPa	1	長野
9		アキュムレータ	ET8.5-20-50	18.5L	4	NOK
10	Q1	電磁流量計	AE205SG-AJ1-LSJ-A1DH		1	横河
11	C1	ボールバルブ	TADMS-905UUP-050	50A	1	日本バルブコントロールズ
12	C9	ボールバルブ	TADMS-905UUP-015	15A	1	日本バルブコントロールズ
13		増圧装置	AB14-5S1	0.25/3.5(Mpa) 210/15(L/min)	1	
14		アキュムレータ	HN-A17.5-L10-AAC	10L	2	日本アキュムレータ
15		ニードルバルブ	UN3-AP-4	1/2"	1	KITZ
16	P5	圧力検出器	KH15674C711000	5MPa	1	長野
17	C2	ボールバルブ	TADMS-905UUP-015	15A	1	日本バルブコントロールズ
18	C3	ボールバルブ	TADMS-905UUP-015	15A	1	日本バルブコントロールズ
19	C4	ボールバルブ	TADMS-905UUP-015	15A	1	日本バルブコントロールズ
20	C5	ボールバルブ	TADMS-905UUP-015	15A	1	日本バルブコントロールズ
21	P6	圧力検出器	KH15674C711000	5MPa	1	長野
22	Q2	タービン式流量計	LC1/2 × 1/4+F100		1	日本フロ-コントロール
23		水圧ベーンモータ	TLPM-200SP	3.5MPa	1	タカコ
24		パウダブレーキ	OPB80N		1	小倉クラッチ
25	P7	圧力検出器	KH15674B711000	1MPa	1	長野
26	Q3	渦式流量計	CP-1/4		1	日本フロ-コントロール
27	C6	ボールバルブ	TADMS-905UUP-015		1	日本バルブコントロールズ
28	C7	ボールバルブ	TADMS-905UUP-015		1	日本バルブコントロールズ
29	C8	ボールバルブ	TADSL-905-UUF-015		1	日本バルブコントロールズ
30		アキュムレータ	ET8.5-20-50	18.5L	1	NOK
31	P8	圧力検出器	KH15674B711000	1MPa	1	長野
32	Q4	渦式流量計	CP-1/4		1	日本フロ-コントロール
33	C10	ボールバルブ	BK3A-1/2PT-4429-L/DA60		1	フローテック
34	C11	ボールバルブ	BK3A-1/2PT-4429-L/DA60		1	フローテック
35		水圧シリンダ		40 × 16 × 200	1	SMC
36		ストローク検出器			1	

エネルギー回収率の評価を行う上で、本研究では図 1.3.5(a)に示すようなアクチュエータの運転パターンを設定した。これは先に述べたように工場内のコンベア搬送装置とリフタの運転を模擬したものに对应している。

Step.1 $t = 10\text{s}$: 水圧モータ回転開始

Step.2 $t = 25\text{s}$

提案回路 : 水圧モータ低圧側を蓄圧ラインに接続し、アキュムレータへの蓄圧を開始

従来回路 : 水圧モータ低圧側を絞り回路に接続し、減速

Step.3 $t = t_1$ (低圧ライン圧力 p_B が 0.3MPa に達した時刻を t_1 とする) :

水圧モータへの流量供給を停止 .

Step.4 $t = 35\text{s}$: 水圧シリンダ伸ばし動作開始

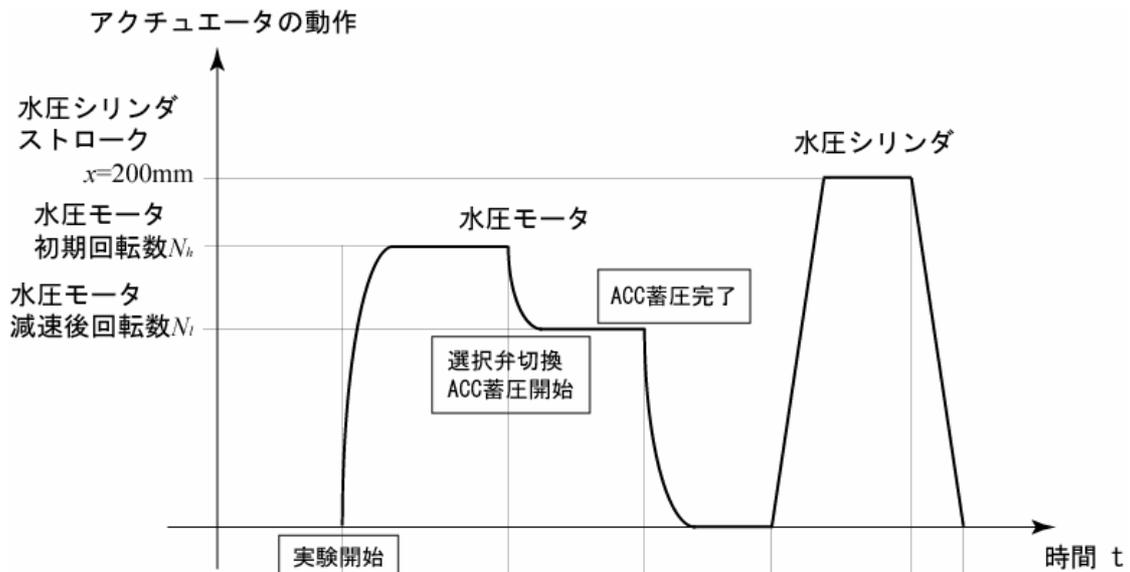
Step.5 $t = 45\text{s}$: 水圧シリンダ戻し動作開始

以下に実験パラメータを示す。本年度は低圧ラインアキュムレータの蓄圧力を 0.3MPa に変更している。この値は平成 17 年度と同様の 0.25MPa に設定しても実用上は問題ないが、PL 機構の採用で容積効率が向上したことにより蓄圧が極短時間で終わるため、各部の圧力・流量及びアクチュエータの振る舞いを詳細に検討することを目的とした便宜的な措置である。また、アキュムレータに回収されるエネルギー量が最も大きくなるように、アキュムレータの初期蓄圧力は本研究では 0.1MPa で一定とした。

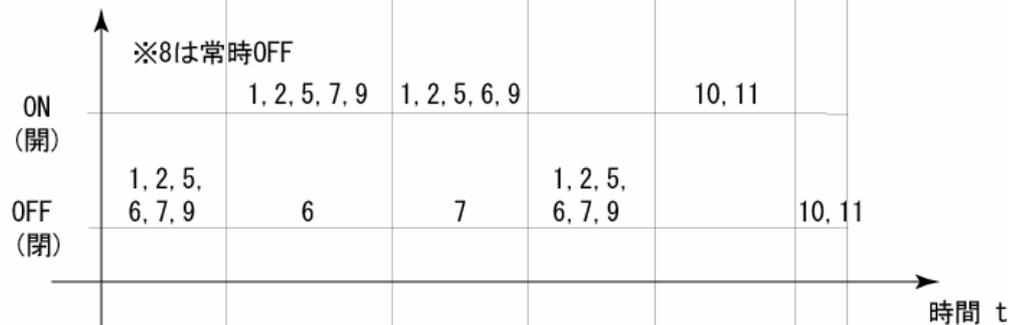
実験パラメータ

- ・ 低圧ラインアキュムレータの初期蓄圧力 $p_{ACC}(=p_B)$ 0.10MPa
- ・ 低圧ラインアキュムレータの蓄圧終了圧力 $p_{ACC}(=p_B)$ 0.30MPa
- ・ 水圧モータ最高回転数 N_h 1400rpm , 1200rpm , 1000rpm , 800rpm
- ・ 水圧シリンダ負荷 M 5kg

実験回路図の弁切換えタイミングロジックチャートを図 1.3.5(b),(c)に示す。本研究で提案する提案回路では図 1.3.5(b)を、従来回路では図 1.3.5(c)にてそれぞれの制御を行った。このタイミングチャートを基に C 言語により制御プログラムのコーディングを行い、Real Time Linux OS 上で計測・制御を行った。なお全ての実験において計測及び制御はサンプリングタイム 100ms にて行った。



(a) アクチュエータ運転パターン



(b) エネルギー有効利用回路 (提案回路) ON-OFF 弁ロジックチャート



(c) 従来回路 ON-OFF 弁ロジックチャート

図 1.3.5 アクチュエータ運転パターンと各回路における弁操作ロジックチャート

図 1.3.6 に提案法と従来法における水圧モータ速度応答の一致度とエネルギー回収効率の結果を示す。同図より、提案法と従来法での水圧モータの回転数がほぼ一致していることが読み取れるため、両手法のエネルギー回収を比較する際の妥当性が確認された。またアキュムレータに回収可能なエネルギーの最大値は、蓄圧終了圧力を一定とすれば初期封入圧力と体積のみから一意的に 3.88kJ (以後これを ΔE とする) と求められ、各

実験条件には依存しない。

省エネルギー率は、昨年の実験と同様に以下の式で定義した。

$$(\text{省エネルギー率 } \eta) = \{ E_{sup(\text{従来})} - E_{sup(\text{提案})} \} / E_{sup(\text{従来})}$$

ただし

$$E_{sup(\text{従来})} = (\text{ } t=25 \text{ から } t=t_1 \text{ における従来法での消費エネルギー})$$

$$E_{sup(\text{提案})} = (\text{ } t=25 \text{ から } t=t_1 \text{ における提案法での消費エネルギー})$$

上記の定義の下、実験で得られた各エネルギーをまとめたものを表 1.3.4 に示す。統合実験の結果より、水圧モータの回転数にほとんど依存せずにはほぼ 8%ないし 7%程度のエネルギー回収が実現できることが明らかとなった。

図 1.3.7～図 1.3.14 に各実験条件のもとでの提案法ならびに従来法におけるアクチュエータの応答、各部圧力及び流量の時間応答を示す。この結果は昨年度の結果と類似したもののとなっている。

総括としては、エネルギーの回収率はアキュムレータの体積に大きく依存しており、この体積が大きいほどエネルギーの回収率は向上するが、逆に水圧モータを減速する際に減速幅が小さくなるため、運転パターンに応じた適切な仕様を選ぶことが必要となる。

表 1.3.4 実験結果を基にした省エネルギー率の計算結果

水圧モータ最高 回転数 N_h rpm	水圧モータ 減速後回転数 N_l rpm	回路	E_{sup} kJ	ΔE kJ	省エネルギー率 η
1400	930	提案	68.78	3.88	7.10%
		従来	69.86		
1200	800	提案	61.27		8.42%
		従来	62.68		
1000	660	提案	52.70		8.53%
		従来	53.38		
800	550 (参考)	提案	64.30		7.02%
		従来	64.99		

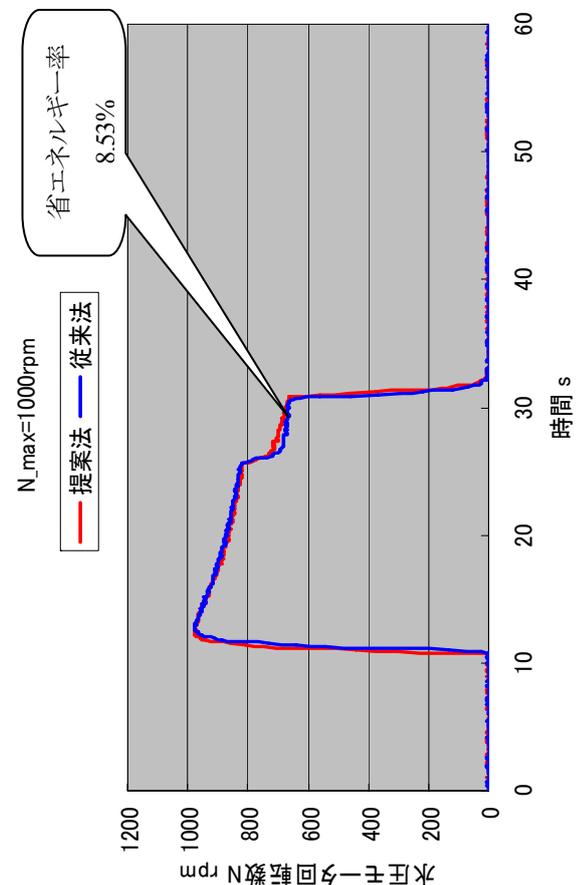
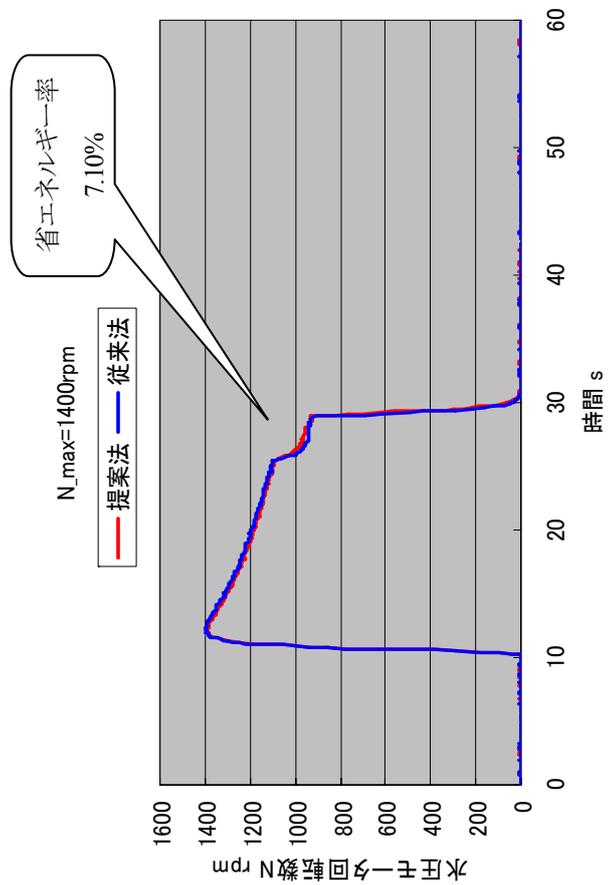
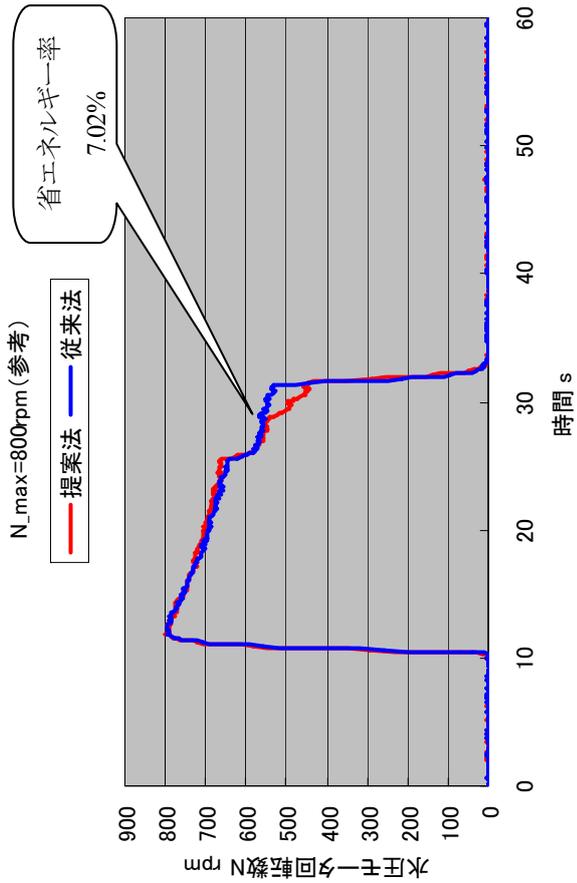
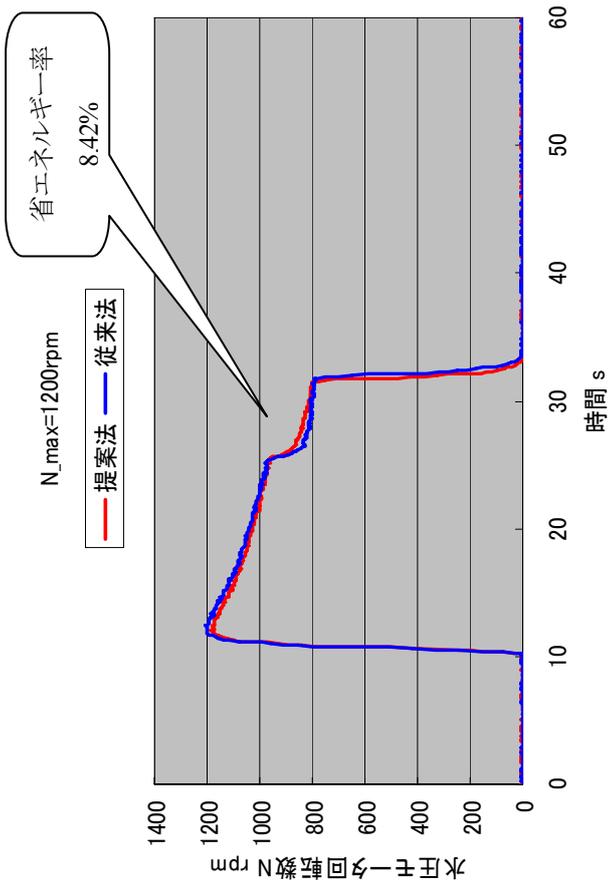


図 1.3.6 提案法及び従来法の水圧モータ速度応答の一致度とエネルギー回収効率

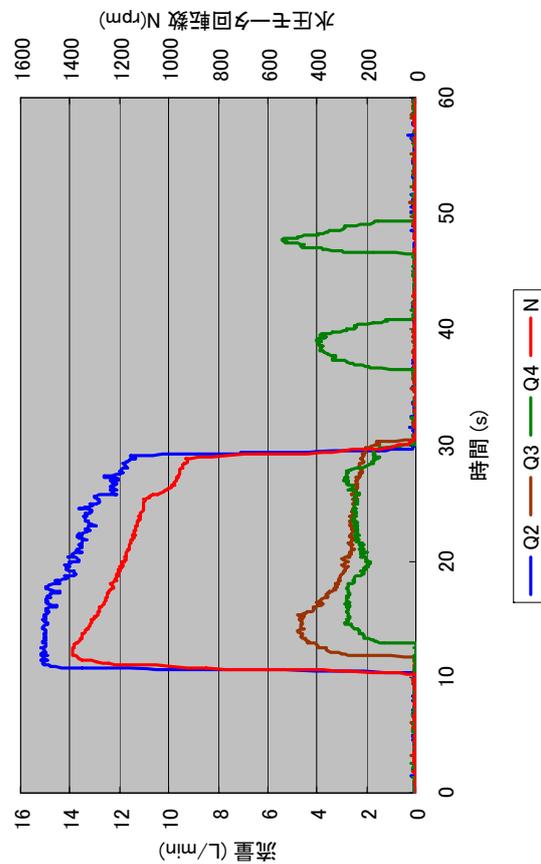
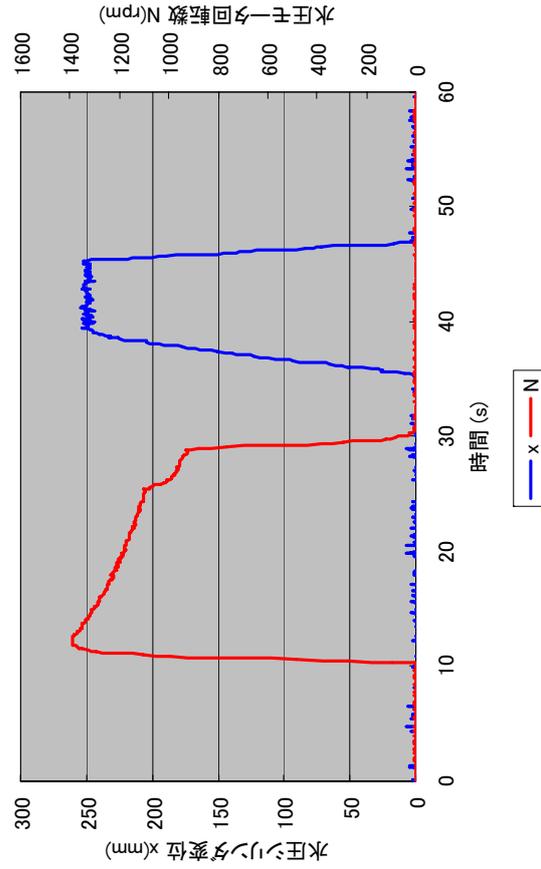
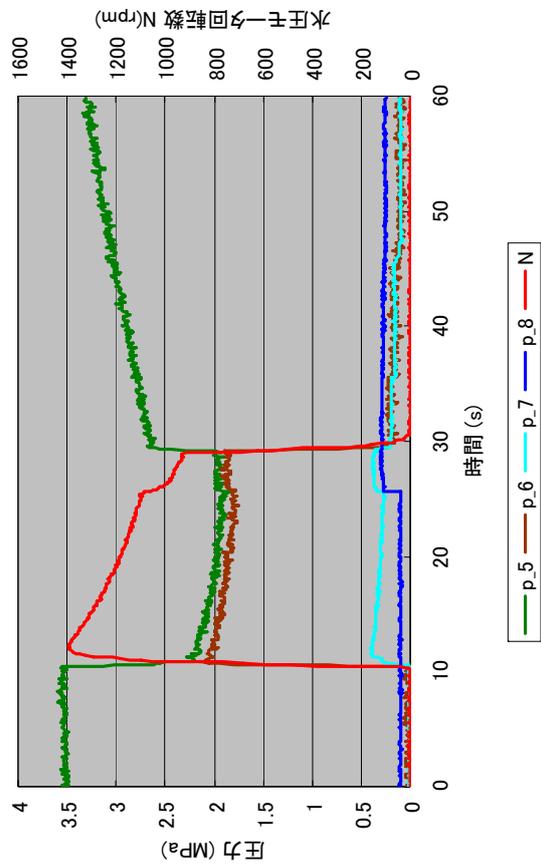
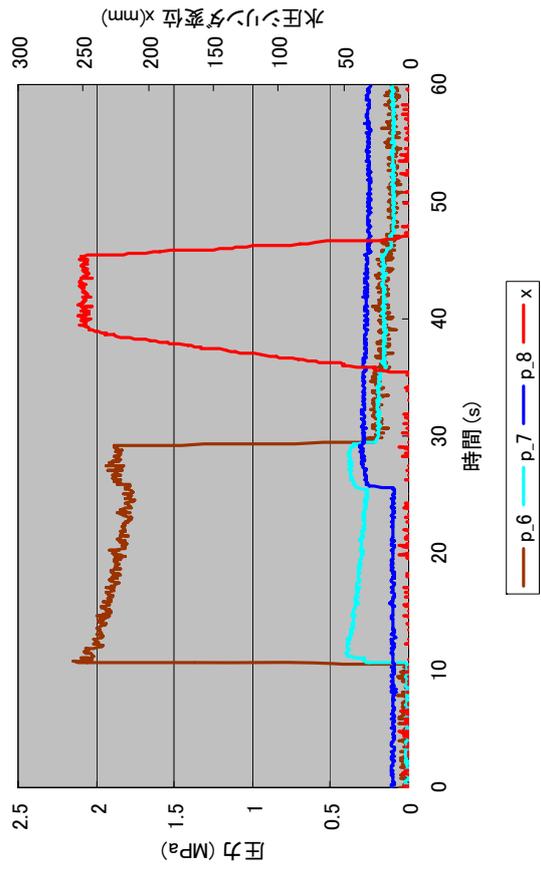


図 1.3.7 提案法での各部圧力、流量、アクチュエータの応答波形 ($N_{\max}=1400\text{rpm}$)

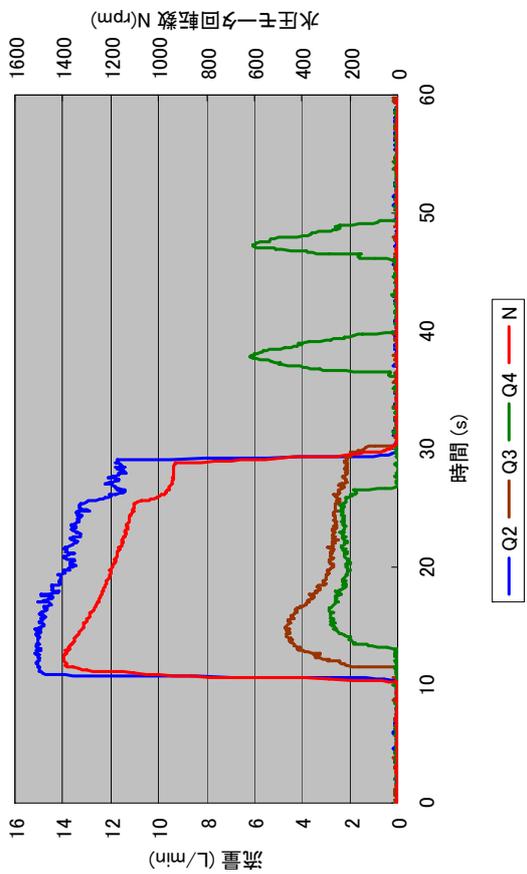
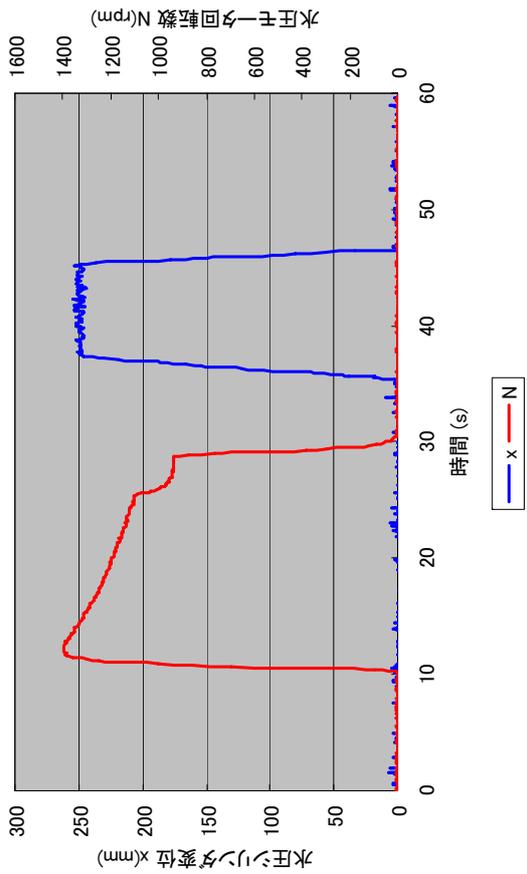
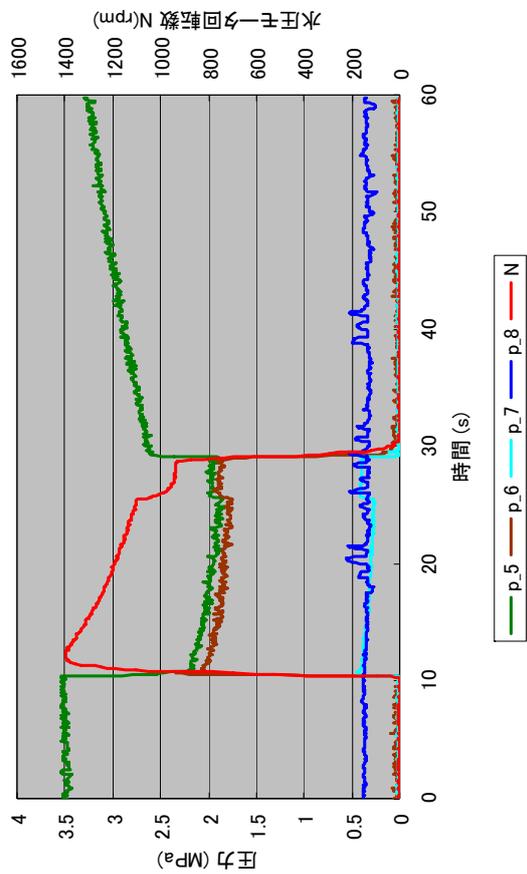
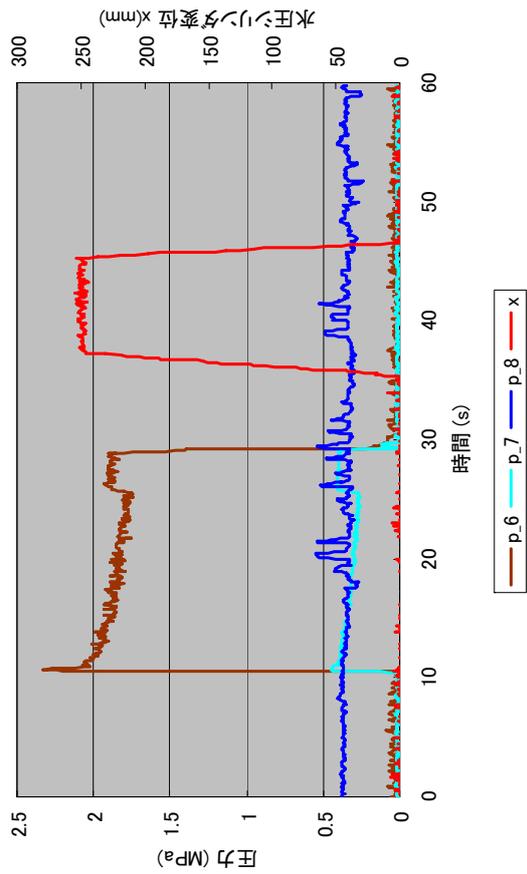


図 1.3.8 従来法での各部圧力、流量、アクチュエータの応答波形 ($N_{max}=1400rpm$)

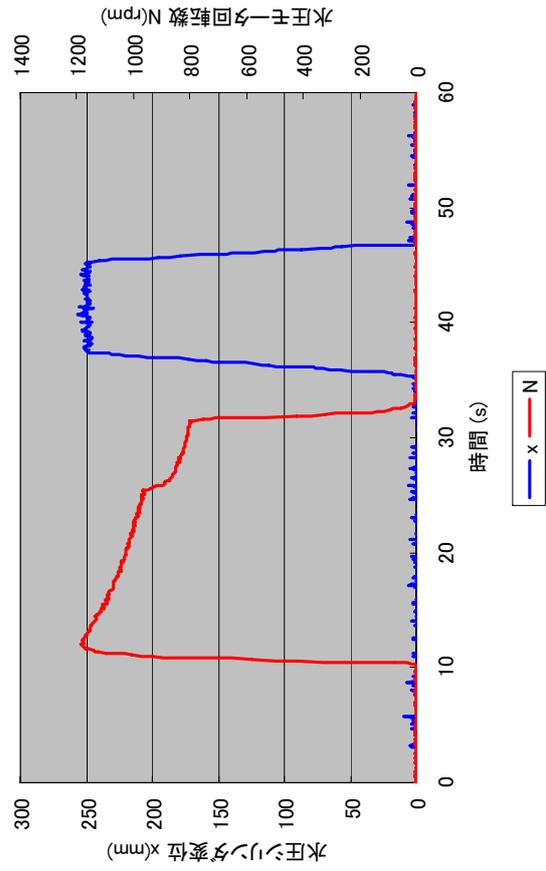
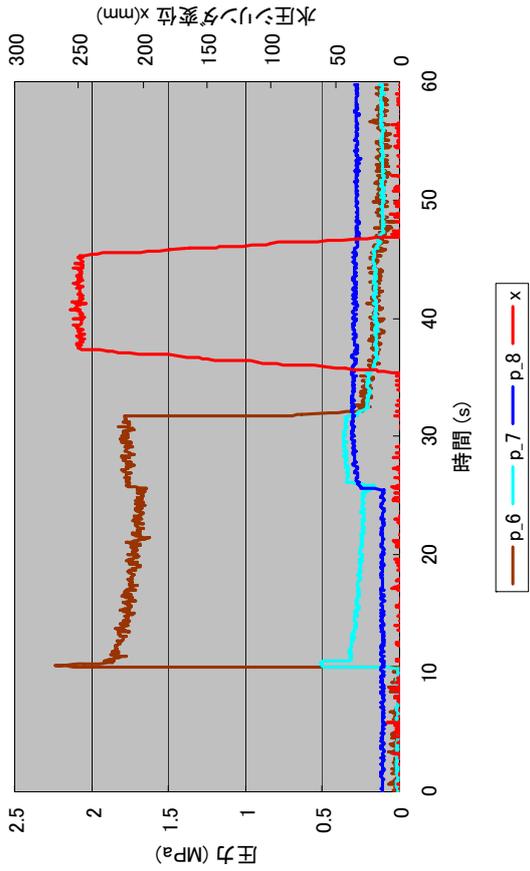
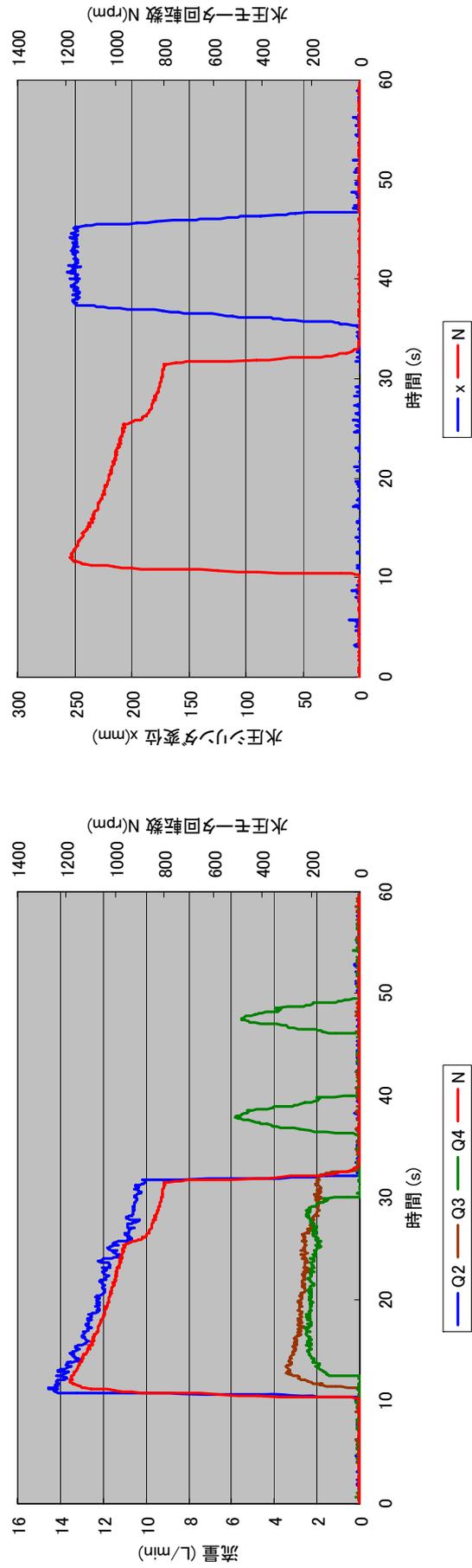
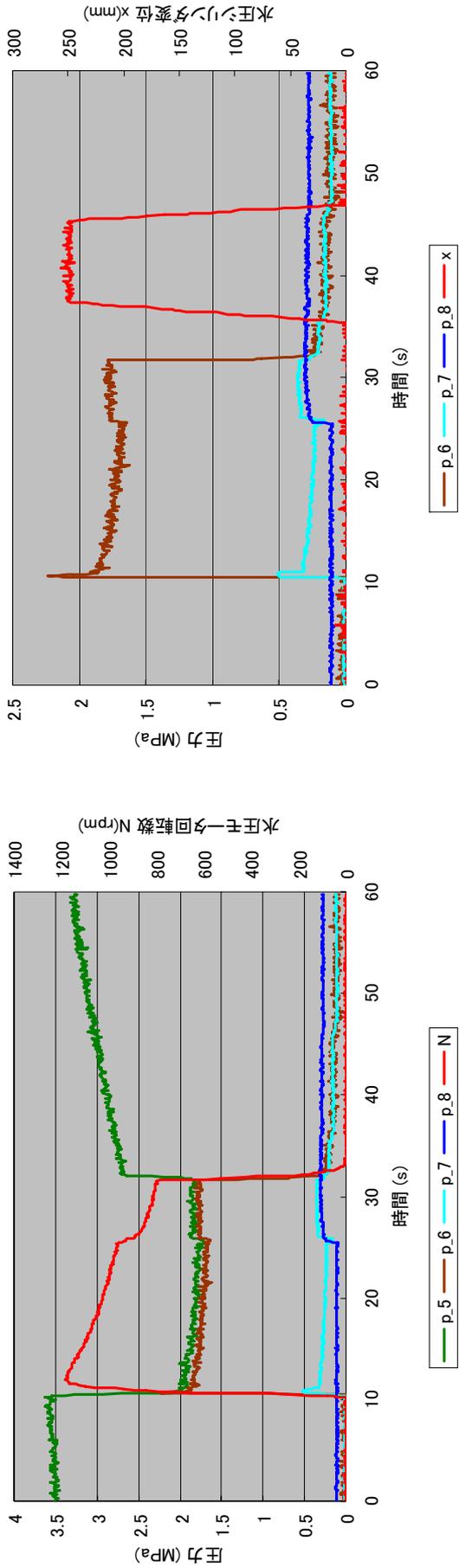


図 1.3.9 提案法での各部圧力、流量、アクチュエータの応答波形 ($N_{\max}=1200\text{rpm}$)

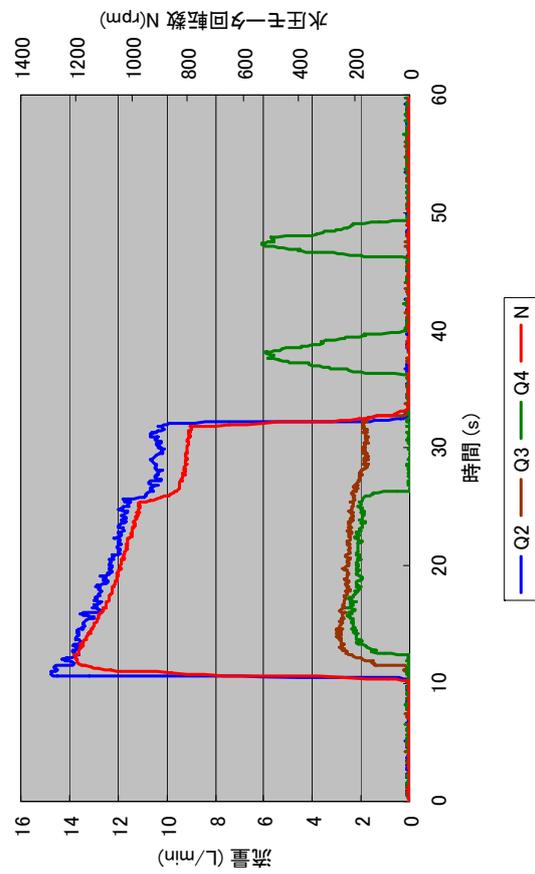
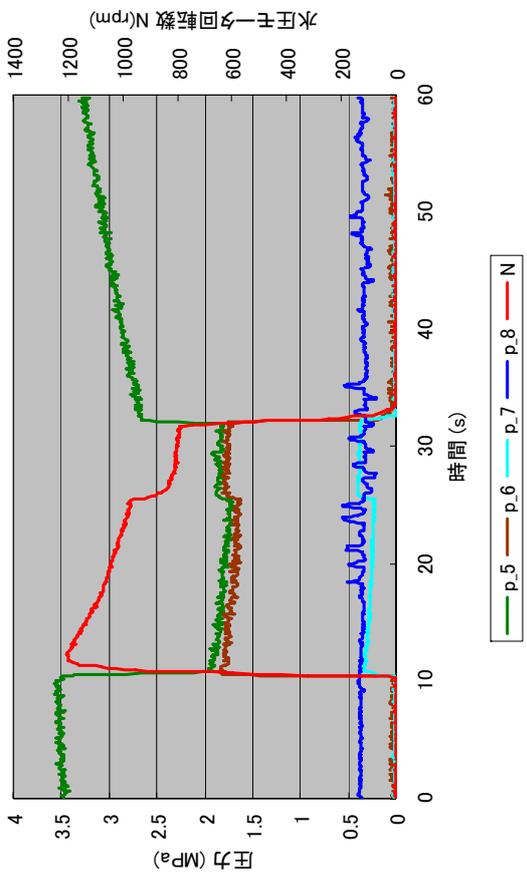
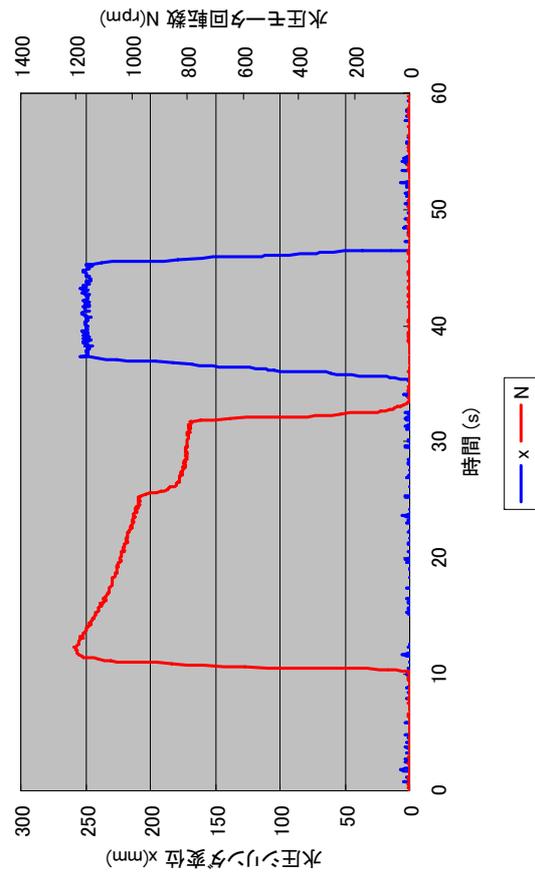
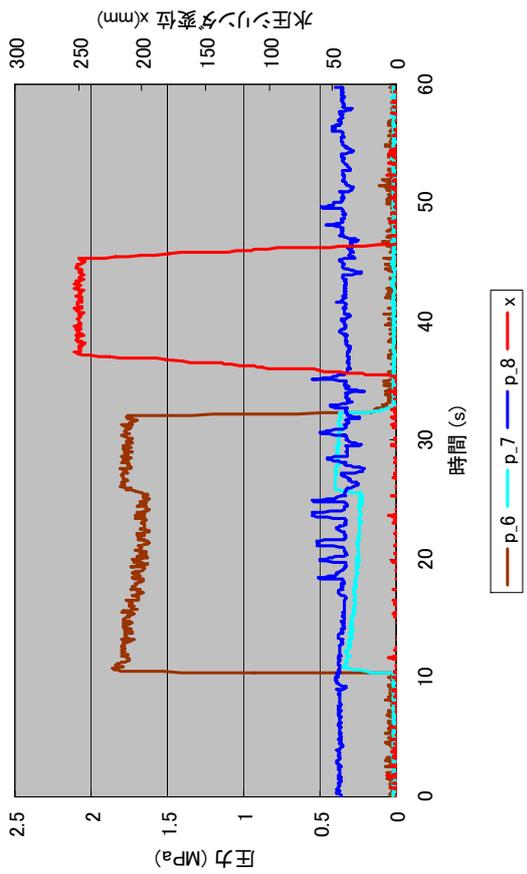


図 1.3.10 従来法での各部圧力、流量、アクチュエータの応答波形 ($N_{max}=1200rpm$)

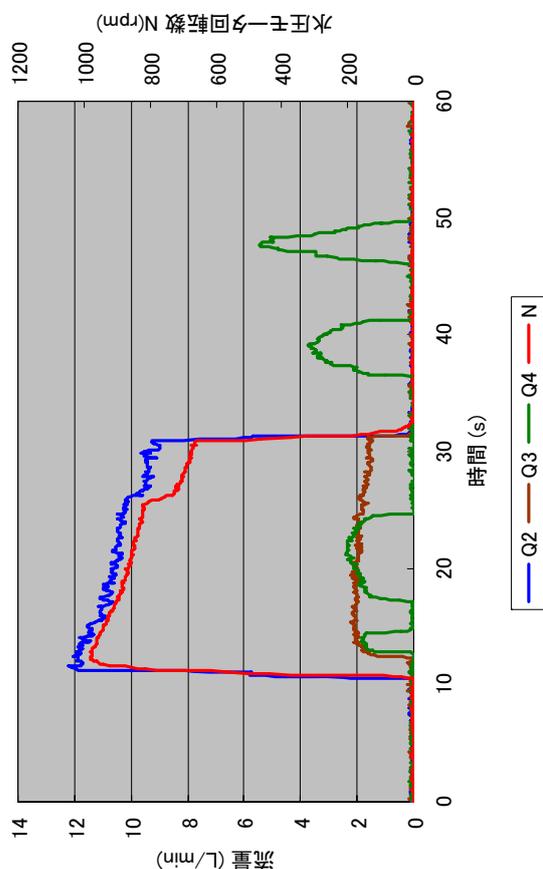
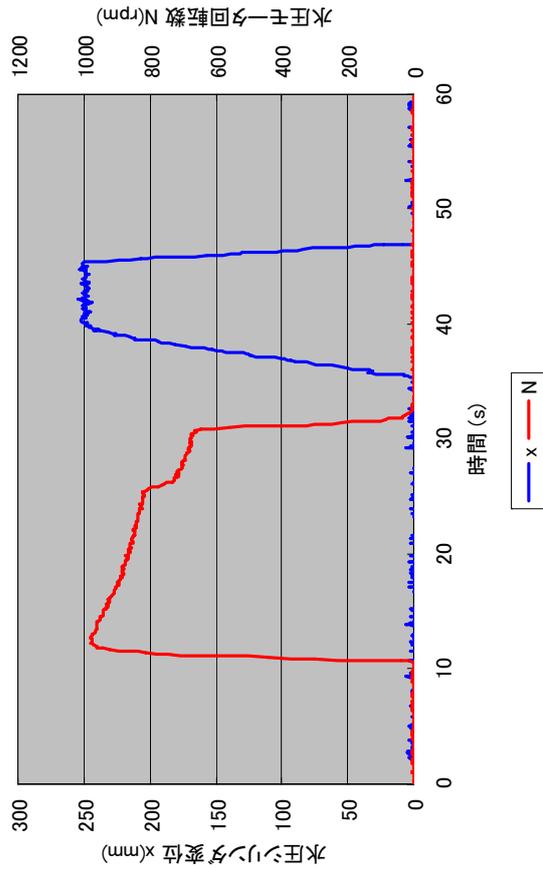
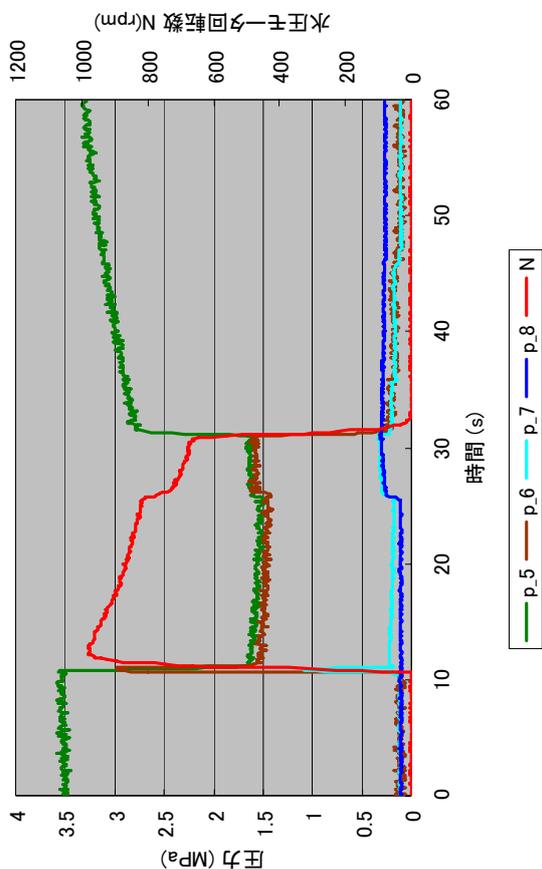
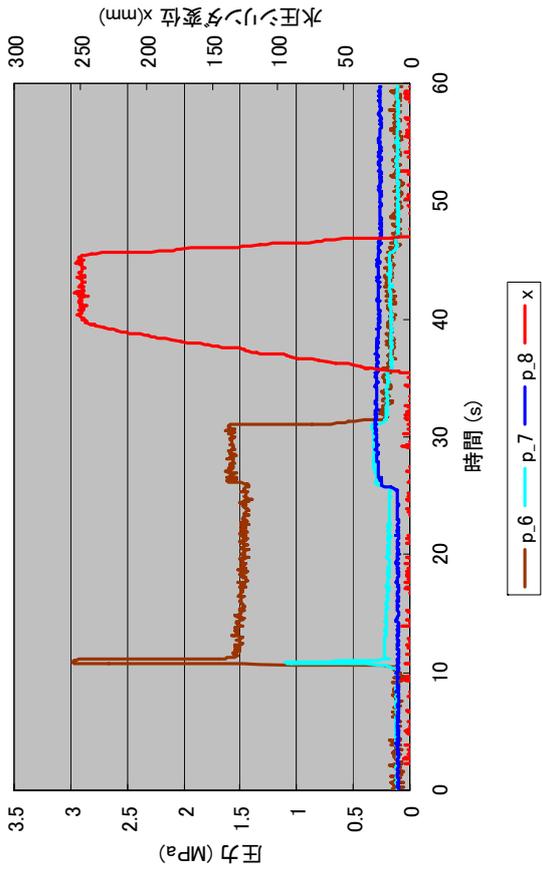


図 1.3.11 提案法での各部圧力、流量、アクチュエータの応答波形 ($N_{max}=1000rpm$)

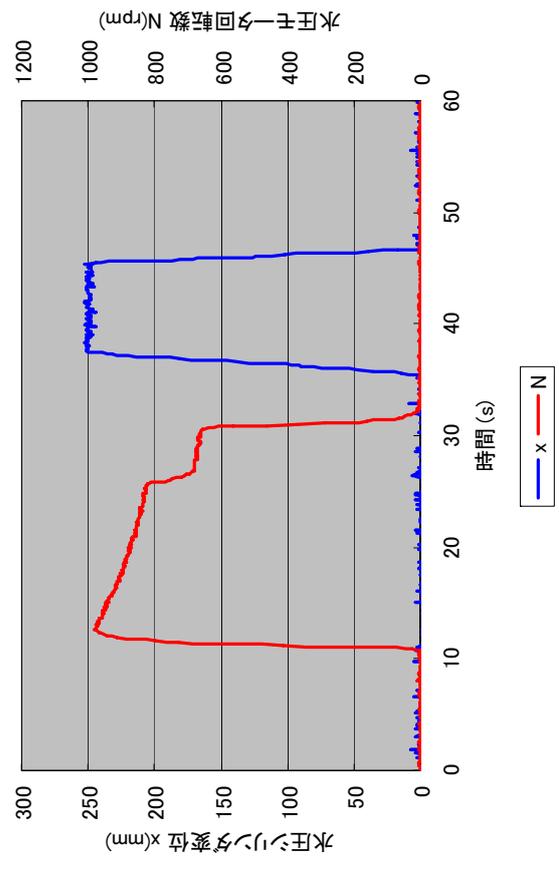
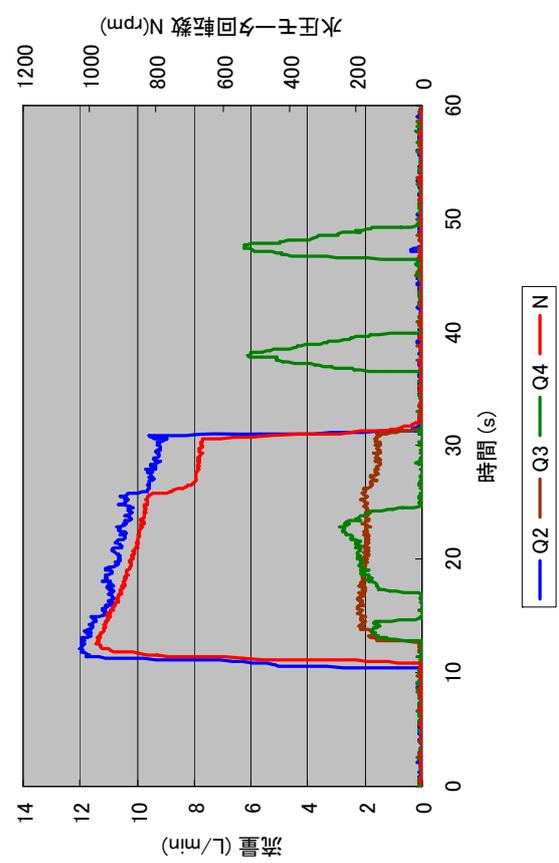
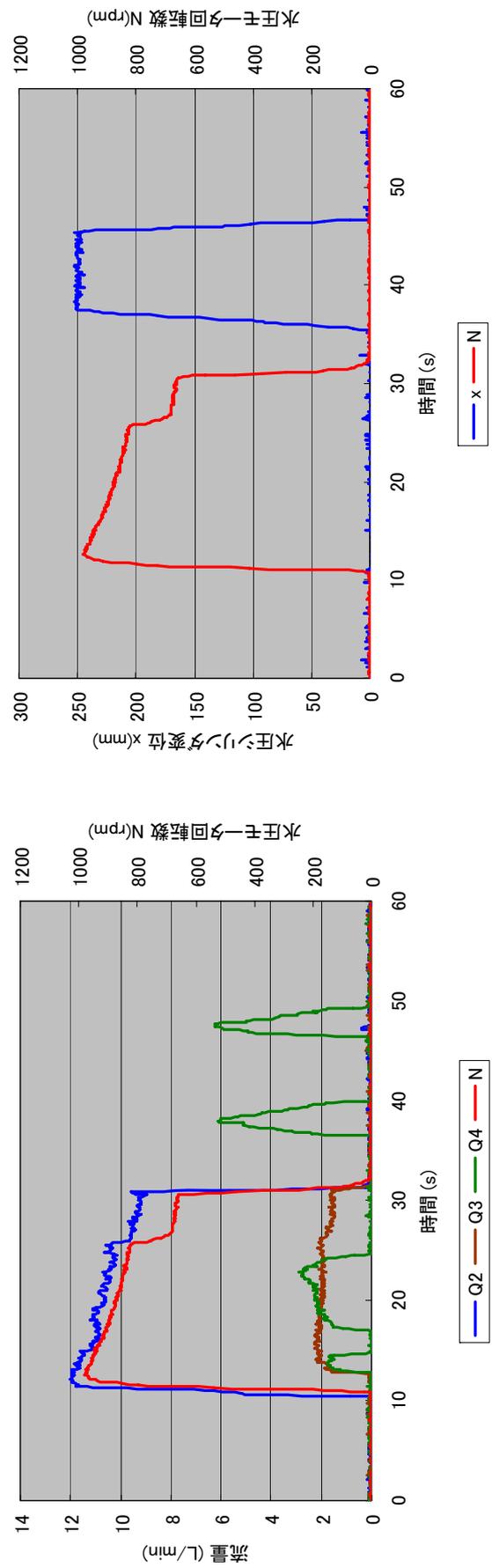
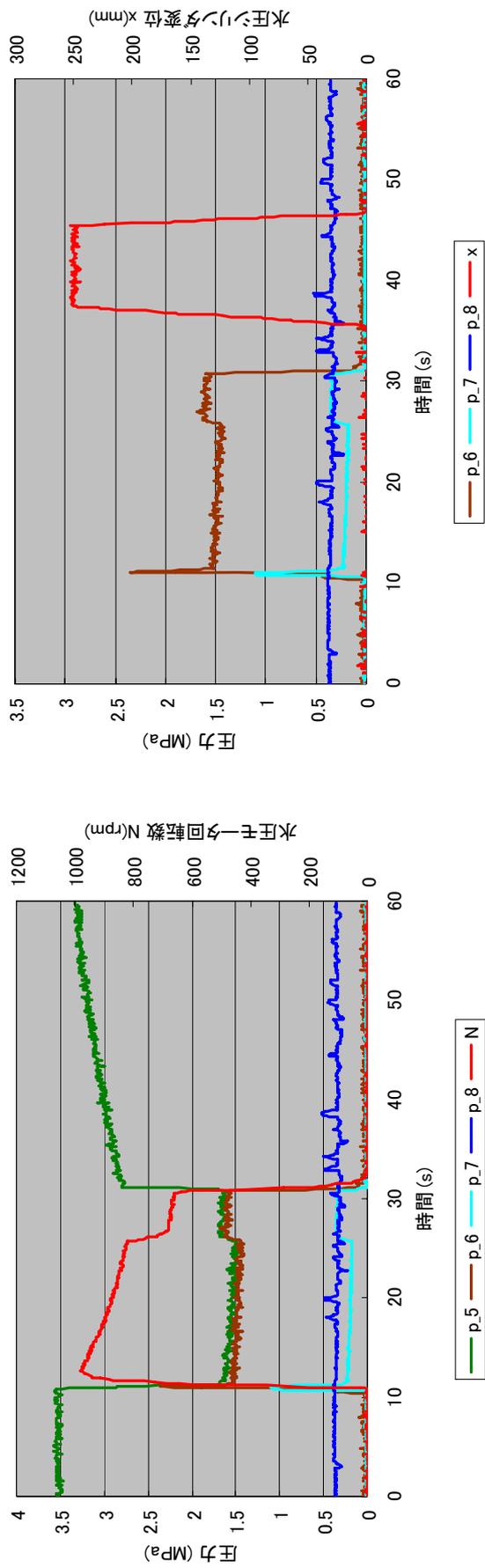


図 1.3.12 従来法での各部圧力、流量、アクチュエータの応答波形 ($N_{max}=1000\text{rpm}$)

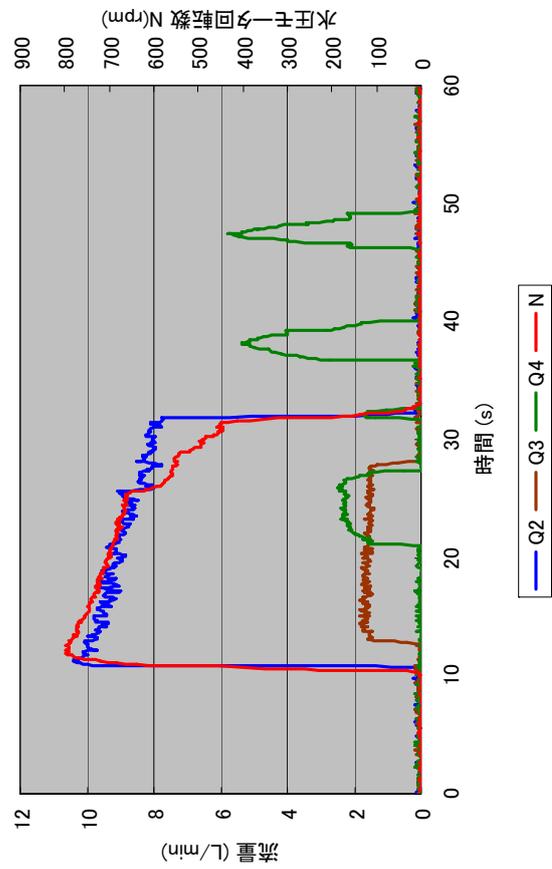
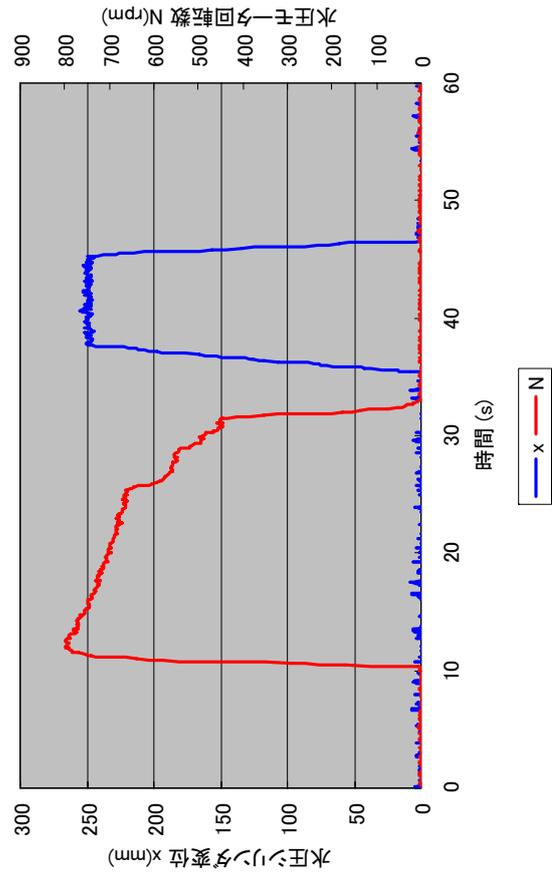
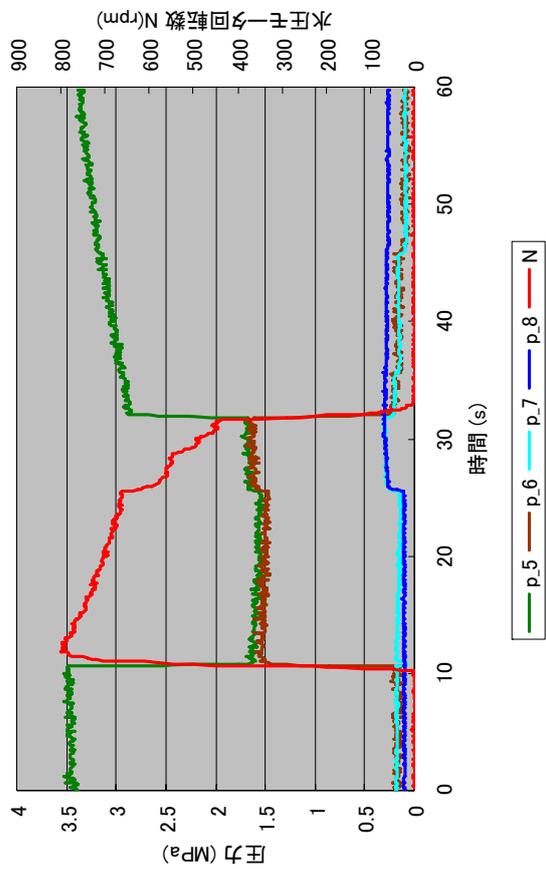
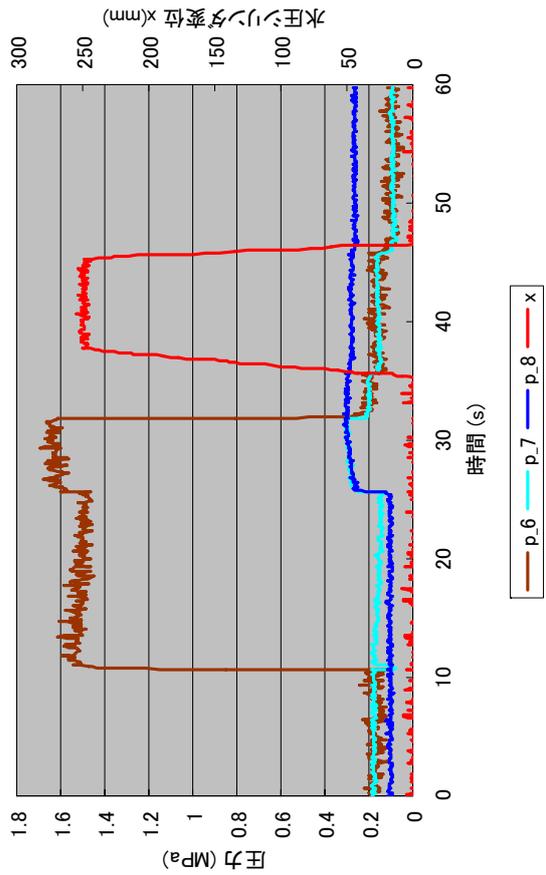


図 1.3.13 提案法での各部圧力、流量、アクチュエータの応答波形 ($N_{max}=800rpm$)

1.3.4 課題と今後の展開（考察と課題）

まず PL 機構導入による省エネルギー率の向上については、表 1.3.2 の結果よりアキュムレータ初期蓄圧力に依存することの他に、水圧モータの回転数にも関係することが示された。すなわち、回転数が高いほど省エネルギー性も向上する傾向にあるが、これは水圧モータの低速回転領域における機械摩擦が原因と思われるため、今後は容積効率、機械効率ともに高い効率を有する水圧モータの開発が急がれる。

一方、エネルギー有効利用装置全体システムに対しては、以下の問題が指摘できる。

- 1) 計測器等に至る配管が計測流量あるいは各部圧力計測に及ぼす影響が大きく、例えば整流区間が十分に確保されていないなどの問題が指摘される。実用上、計測器は不要であり、正味の省エネルギー率は実際には本研究の結果からはより高い値となることが推測される。
- 2) 配管の曲がりや口径を変換する際の断面積の急激な変化は、本研究のように作動流体に水を使用し、かつ設定圧力が低い場合にはエネルギー損失を増大させる一因となる。
- 3) 現在の増圧装置を用いた場合には、水圧モータの定格回転数付近での運転に対して十分な流量が確保されておらず、一定の回転数が維持できない。

以上の課題に対し、さらなる省エネルギー率の向上のためには、次のような対策が考えられる。

- 1) 配管の圧力損失を低減化するために、最適な配管回路の設計を行う。特に曲がり部及び継手部に対する配慮を行う。
- 2) 高圧側アキュムレータの容積に十分大きな物を選定し、十分な供給流量を確保する。

なお今後は、水道配管の持つ低水圧の取扱いの容易さを活かしながら様々な要求を満たすことのできる複数水圧バッテリーの実応用への展開を行う必要がある。特に与えられた負荷に対してどの圧力ラインを選択するかについての問題は本研究内容からは不明確のままであり、実際の駆動源に応用して初めて問題の本質が把握できると思われる。

1.4 ADS機器(シリンダ・モータ)の全体性能検証のための性能改善

本スタディの主目的である UniADS の全体性能検証のために使用できるシリンダ及びモータを完成させ、サブシステム及び総合システムの性能試験に提供することを目的とし、試作、性能試験、結果の解析・検討、改良試作をスパイラルアップで継続してきた。

シリンダに関しては、今年度は0.25 MPa 仕様のシリンダの性能改善に全力を注ぎ、その結果200km以上の走行距離を達成できるシリンダを得ることができた。1.5 MPa 仕様のシリンダでは昨年度から今年度初めまで継続した走行試験の結果600km以上の走行距離が達成でき、3.5MPa 仕様のシリンダでは120～130kmの走行距離が昨年度得られている。したがって全ての圧力仕様において UniADS の全体性能検証のために使用できるシリンダを得ることができた。

モータに関しては、0.25MPa 仕様のプラネタリーギヤモータではシャフトシール部の摩擦低減の効果を検証するとともに、主要構成部品であるステータ、ロータ、プラネタリーギヤを新規に設計・製作し直した改良試作品で性能試験を実施した。その結果、出力特性を大幅に改善することができた。3.5MPa 仕様のベーンモータに関しては、サイドプレートの背面に圧力ポケットを設けプレッシャーローディング機構を付加した改良試作品で性能試験を実施し、流量特性に顕著な改善がみられ、出力トルク、動力及び全効率にも改善がみられ良い結果が得られた。さらなる性能向上に向けて改良点は残るものの、全ての圧力仕様において UniADS の全体性能検証のために使用できるモータを得ることができた。

1.4.1 シリンダ

(1) 試作シリンダの基本仕様

今年度は、0.25 MPa 仕様のシリンダについて合計8台を改良試作した。1.5 MPa 仕様に関しては昨年度製作した試作品2台を今年度初めまで継続して走行試験を行い、その後に1台を補修し基本性能の確認試験を行った。3.5 MPa 仕様に関しては昨年度の走行試験に供した1台を補修し基本性能の確認試験を行った。いずれのシリンダも複動片ロッド形シリンダであり、主な基本仕様を表1.4.1に示す。

(2) 性能試験の方法

性能試験は昨年度と同様に、表1.4.2に示す方法で行った。得られた試験結果は試験項目ごとに表1.4.1に示す目標値を満足するか否かで評価した。各圧力仕様のシリンダに対する試験装置の回路図及び写真等は後述の(3)性能試験の結果の部分で示す。

表 1.4.1 試作シリンダの基本仕様

設計製作担当		SMC(株)	太陽鉄工(株)	楳村上製作所
主要な仕様	呼び圧力	0.25 MPa	1.5 MPa	3.5 MPa
	シリンダ構造	複動形片ロッド	複動形片ロッド	複動形片ロッド
	使用流体	水道水	水道水	水道水
	グリース(内封、供給)	なし	なし	なし
	最高使用圧力	0.25 MPa	1.5 MPa	3.5 MPa
	最低作動圧力	0.05 MPa以下	0.1 MPa以下	0.5 Pa以下
	始動圧力	0.08 MPa以下	0.15 MPa以下	0.6 MPa以下
	保証耐圧力	0.4 MPa	2.3 MPa	5.3 MPa
	作動速度	200mm/s	100mm/s	80mm/s
	周囲温度	5~60	5~60	5~60
	使用流体温度	5~60	5~60	5~60
	推力効率	0.8以上	0.9以上	0.9以上
JIS B 8367:1999に準じる	液漏れ	ロッドワイパー部からの液漏れ	0.05ml/100m以下	0.05ml/100m以下
		その他の外部液漏れ	なし	なし
		内部液漏れ (D=CYL内径)	<=D×0.01ml/10min	<=D×0.01ml/10min
シリンダサイズ	外観	タイロッド形	タイロッド形	ねじ込み形
	内径	40	40	50
	ロッド径	16	16	28
	ストローク	200	200	300
	クッション	なし	なし	なし
部品構成	筐体の主要材料(接液部)	SUS材	SUS材	SUS材
	ロッド		硬質Crメッキ	硬質Crメッキ
	ピストンパッキン	詳細は表1.4.3、表1.4.4に示す	HNBR	ゴム系(特殊コーティング処理)
	ロッドパッキン		HNBR(形状改良)	ゴム/樹脂
	ロッドワイパー		PTFE+NB R	ゴム/樹脂
耐久試験方法 詳細はJIS B 8367:1999の附属書1に準じる	設置方向	水平横向き	水平横向き	水平横向き
	横荷重の大きさ	附属書の計算式による	附属書の計算式による	附属書の計算式による

表 1.4.2 試作シリンダの試験方法

試験項目		試験方法	
作動試験	最低作動圧力	円滑に動きうる最低供給圧力 CYLは水平に固定し、無負荷状態で数回のならし運転を行った後、直ちにヘッド側から所定の圧力を供給して行う。	
	始動圧力	10日間放置後の最低作動圧力 CYLは無負荷状態で水平に設置し、ピストンをヘッド側の位置に置き、大気圧の状態での10日間放置した後にヘッド側から所定の圧力を供給して行う。	
	円滑動作	10mm/s動作における異常音、振動の有無を確認する。	
漏れ試験	ロッドワイパー部からの液漏れ	下記耐久試験の前後で行う。 ロッド部からの液のかき出し量を測定する。	
	その他の外部液漏れ	最低作動圧力及び保証耐圧力にて漏れ量を測定する。	
	内部液漏れ	ストローク端で、ピストンを越えて漏れる液の量を測定する。	
保証耐圧試験		(呼び圧力×1.5)の圧力を1分間	
推力効率試験		CYLを水平に設置し、ヘッド側から呼び圧力を供給し、ピストンロッドから伝達される力をロードセルで測定する。	
走行試験	耐久性の評価項目	漏れ試験	ロッドワイパーからの液漏れ量:ロッド部からの液のかき出し量を測定する。 ピストン部の内部漏れ:ピストンを越えて漏れる液の量を測定する。 上記以外の液漏れ:最低作動圧力及び保証耐圧力にて漏れ量を測定する。
		最低作動圧力	CYLは水平に固定し、無負荷状態で数回のならし運転を行った後、直ちにヘッド側から所定の圧力を供給して行う。
		磨耗検査	各摺動部位の変化を記録する。(耐久試験の前後で行う)
	CYLに取り付けるおもりの質量	ブッシュに与える横荷重は、最大シリンダ力の1/20(平均値)とする。	
	試験速度	ストローク中の平均速度	
	試験圧力	CYL運転中の内圧は、背圧絞回路で全ストロークに渡って、供給圧力が呼び圧力の70%を下限值とする。	
	試験温度	タンク水温	
	試験装置	CYLは水平に固定し、ピストンロッド先端には所定のおもりを取り付け、所定回路でCYLを駆動する。	
測定頻度	漏れ試験は次の試験距離で行う:0, 10, 20, 50, 100, 150, 200 km 最低作動圧力は次の試験距離で行う:0, 50, 100, 200 km その他の項目は、試験前と試験後に行う。		

(3) 性能試験の結果

以下に、0.25MPa 仕様シリンダの性能試験結果、昨年度から今年度初めにかけて継続された 1.5MPa 仕様シリンダの性能試験結果、そして 1.5MPa 及び 3.5MPa 仕様シリンダの基本性能の確認試験結果を順に示す。

a) 0.25 MPa 仕様シリンダの性能試験結果

試作シリンダの構造

0.25 MPa 仕様のシリンダは表 1.4.3、表 1.4.4 に示す 8 台を試作し性能試験を実施した。内部構造は図 1.4.1 及び図 1.4.2 に示す。昨年度からの大きな改良点は、チューブ材質をアルミからステンレスに変更、チューブ内面及びロッド表面に特殊処理の施工、パッキン材に NBR のみならず FKM (フッ素ゴム) 及び樹脂を採用した点である。

表 1.4.3 0.25MPa 試作シリンダ (C-1、D-1、D-2、D-3) の部品構成

施行年度 特徴	18年度			
	SUSチューブ、SUSピストンロッドに特殊処理。パッキンはNBR,FKM。			
	C-1	D-1	D-2	D-3
主要材料 (接液部)	SUS	SUS	SUS	SUS
チューブ	SUS+特殊処理	SUS+特殊処理	SUS+特殊処理	SUS+特殊処理
ピストンロッド	SUS+特殊処理	SUS+特殊処理	SUS+特殊処理	SUS+特殊処理
ピストン	アルミ材	アルミ材	アルミ材	アルミ材
ウェアリング	樹脂	樹脂	樹脂	樹脂
ピストンパッキン	NBR(Hs70) 油圧用パッキン	NBR(Hs70) 特殊パッキン (コーティング有)	NBR(Hs70) 特殊パッキン (コーティング無)	フッ素ゴム(Hs70) 特殊Uパッキン
ロッドパッキン	NBR(Hs70) 油圧用パッキン	NBR(Hs70) 特殊パッキン (コーティング有)	NBR(Hs70) 特殊パッキン (コーティング無)	フッ素ゴム(Hs70) 空気圧用パッキン
プッシュ	樹脂	樹脂	樹脂	樹脂
グリス	塗布無	塗布無	塗布無	塗布無
走行距離	205	211	194	188

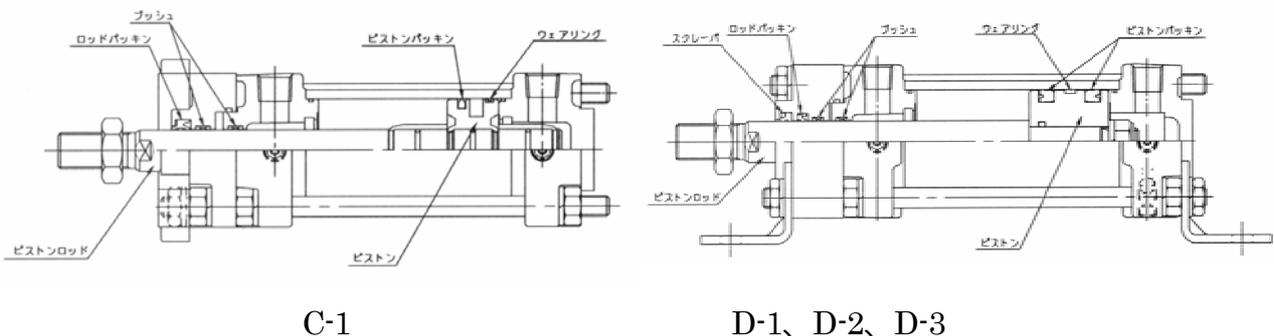


図 1.4.1 0.25MPa 試作シリンダ (C-1、D-1、D-2、D-3) の構造

表 1.4.4 0.25MPa 試作シリンダ (C-2、C-3、E-1、E-2) の部品構成

施行年度	18年度			
特徴	SUSチューブ、SUSピストンロッドに 特殊処理 。パッキンはNBR,FKM及び樹脂材。			
	C-2	C-3	E-1	E-2
主要材料 (接液部)	SUS	SUS	SUS	SUS
チューブ	SUS+特殊処理	SUS+特殊処理	SUS+特殊処理	SUS
ピストンロッド	SUS+特殊処理	SUS+特殊処理	SUS+特殊処理	SUS
ピストン	アルミ材	アルミ材	アルミ材	アルミ材
ウェアリング	樹脂	樹脂	樹脂	樹脂
ピストンパッキン	NBR(Hs70) 油圧用パッキン	FKM(Hs70) 特殊パッキン	樹脂	樹脂
ロッドパッキン	NBR(Hs70) 油圧用パッキン	FKM(Hs70) 特殊パッキン	樹脂	樹脂
プッシュ	樹脂	樹脂	樹脂	樹脂
グリス	塗布無	塗布無	塗布無	塗布無
走行距離[km]	248	253	282	210

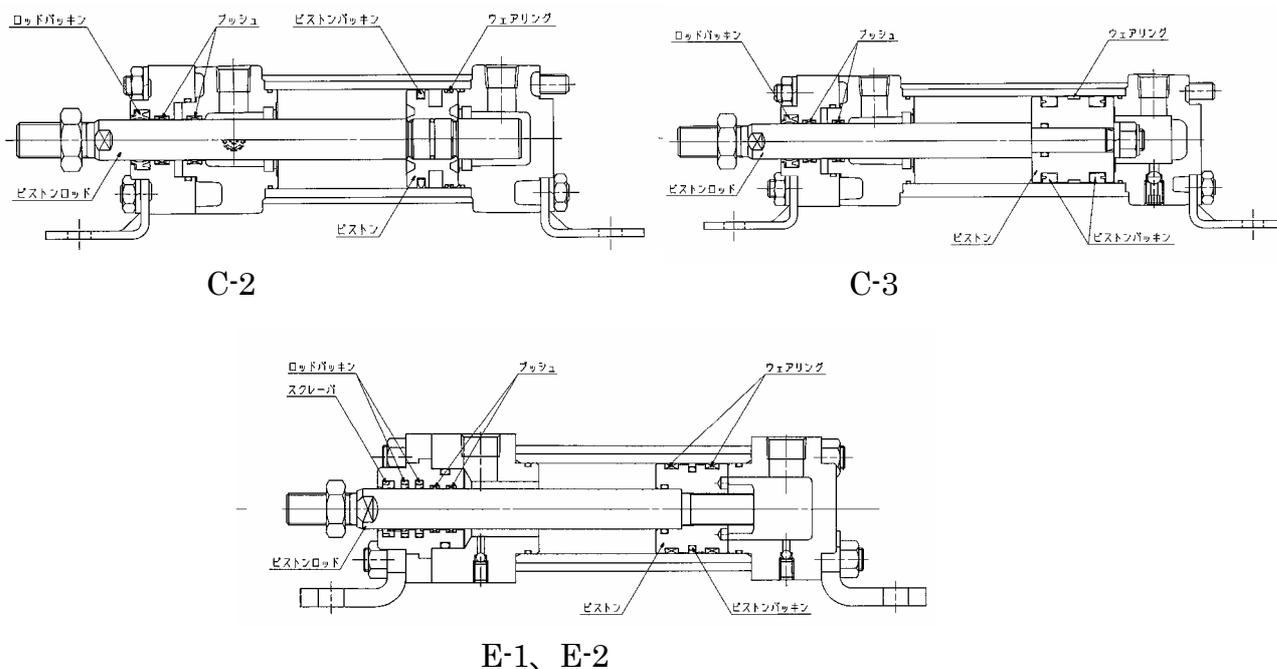
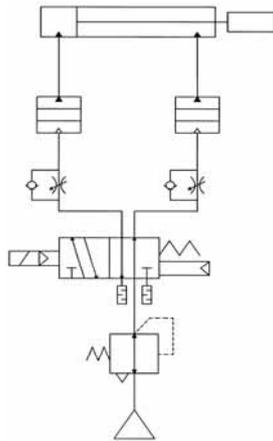


図 1.4.2 0.25MPa 試作シリンダの構造 (C-2、C-3、E-1、E-2)

試験方法

図 1.4.3 に走行試験装置の回路図を示し、図 1.4.4 にその写真を示す。
試験方法は表 1.4.2 に示す方法によった。



試験条件：
 供給圧力：0.25MPa
 使用流体：水道水
 シリンダスピード：200mm/s
 シリンダ負荷：0.2kg(5%)
 作動頻度：12回/分



図 1.4.3 走行試験回路図

図 1.4.4 走行試験装置写真

性能試験結果

表 1.4.5 に、9 月末まで実施した前半の走行性能試験の結果を示す。4 台のシリンダのいずれも 200km 前後の走行距離が達成され、昨年度の結果に比べ 4 ~ 5 倍に走行距離を伸ばすことができた。

表 1.4.5 0.25MPa 仕様試作シリンダ (C-1、D-1、D-2、D-3) の性能試験結果

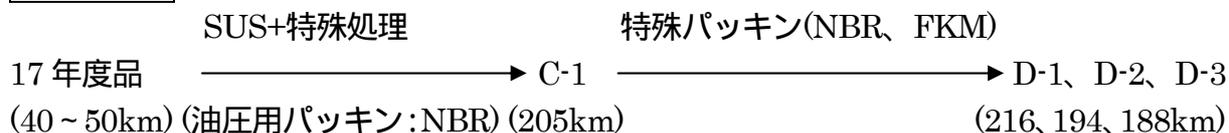
	供試品	目標値	測定時期	シリンダC - 1	シリンダD - 1	シリンダD - 2	シリンダD - 3
				改良品	改良品	改良品	改良品
性能作動試験(作動)	最低作動圧力	0.05MPa以下	初期	0.08MPa	0.07MPa	0.07MPa	0.08MPa
			停止後	0.12MPa	0.09MPa	0.09MPa	0.11MPa
性能作動試験(作動)	始動圧力	0.08MPa以下	初期	0.11MPa	0.10MPa	0.10MPa	0.12MPa
			停止後	0.15MPa	0.14MPa	0.13MPa	0.16MPa
性能作動試験(液漏れ)	ロッドワイパー部からの漏れ	0.05ml/100m以下	初期	漏れなし	漏れなし	漏れなし	漏れなし
			停止後	作動距離：約205km時 規格値外漏れあり	作動距離：約211km時 規格値外漏れあり	作動距離：約194km時 規格値外漏れあり	作動距離：約188km時 規格値外漏れあり
	その他の外部漏れ	漏れなし	初期	漏れなし	漏れなし	漏れなし	漏れなし
			停止後	漏れなし	漏れなし	漏れなし	漏れなし
内部液漏れ	0.4ml/10min以下	初期	漏れなし	漏れなし	漏れなし	漏れなし	
		停止後	漏れなし	漏れなし	漏れなし	漏れなし	

性能測定は、エアのみ供給にて行った。液漏れについては、0.25MPa 及び 0.4MPa 供給し、シート部に石鹼水を塗布し、泡の有無で確認した。

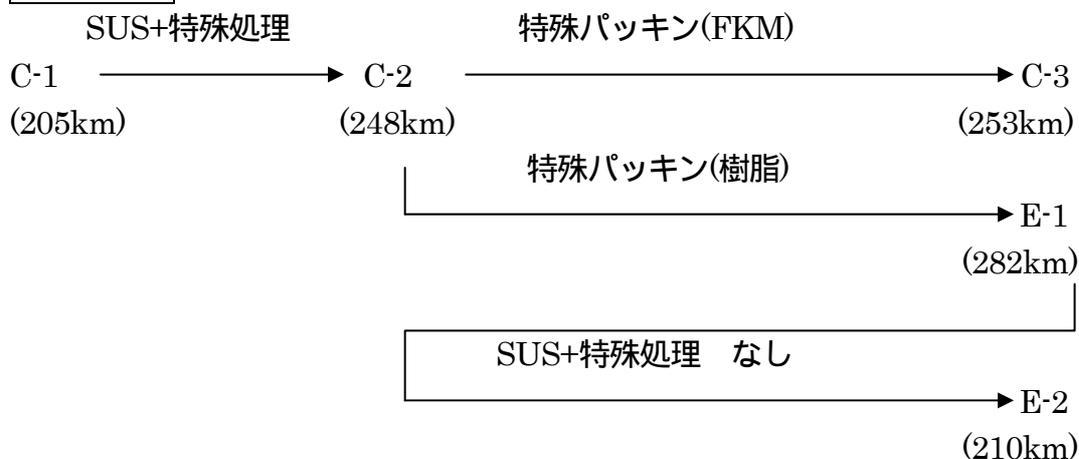
試験結果に対する考察

改良の行程と走行距離の伸びを整理して下記に示す

18年度前半



18年度後半



昨年度の試作品のチューブ及びピストンロッドを SUS に変更し、それらに特殊処理を施したシリンダ C-1 は、昨年度と比較して 4 倍以上の走行距離を達成した。さらに NBR 製の特殊パッキンや FKM をパッキンとして採用したシリンダ(D-1、D-2、D-3)に関しては、油圧用パッキン(NBR)を使用した C-1 との有意差はみられなかった。

C-1 の特殊処理を から へ変更した場合(C-2)には、走行距離において 2 割程度延び現在も走行中であることから、特殊処理 に比べて特殊処理 の摺動抵抗が小さいことがパッキン類の摩耗量減少につながっていると考えられる。さらにフッ素ゴムまたは樹脂をパッキンとして使用したシリンダ(C-3、E-1)は、現時点で走行状態にある。また、E-2 は、E-1 において SUS 製のチューブ及びピストンロッドに特殊処理 を施さない場合であり、パッキンは樹脂であるが走行距離は特殊処理 を施したシリンダ(ゴム製パッキン)とほぼ同等である。

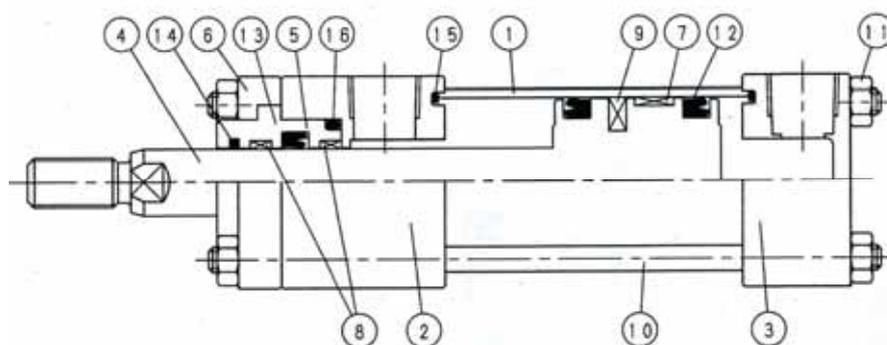
前半の試験結果において、ゴム製パッキンでは、パッキン材質による走行距離の差異は明確には生じなかった。特殊処理を施したシリンダでは、走行距離の延長が認められ、摺動抵抗の小さな処理を施したのものの方が長い走行距離が得られていることから、走行性能に対して摺動抵抗の差異が大きな影響を持つことがわかる。また、E-2 の結果よりパッキンを樹脂化することにより、走行距離の延長が期待できることがわかる。

b) 1.5 MPa 仕様シリンダの性能試験結果

昨年度（平成 17 年度）開始した走行性能試験が今年度初めまで継続されたため、その結果をここに整理して記載する。

試作シリンダの構造

1.5 MPa 仕様のシリンダは図 1.4.5 に示す構造で、同形状、同寸法のを 2 台製作（平成 17 年度試作）した。シリンダチューブは SUS 材、ロッドには硬質 Cr メッキを施し、ピストンパッキン、ロッドパッキンの材質は HNBR 製 U パッキンを採用した。また、水用であることを配慮しロッドパッキンの形状を油圧用から変更して新規に設計し摺動性の向上を図った。ウエアリングについては面圧の軽減を図る目的で寸法を変更した。ウエアリングの材質は樹脂 B と樹脂 C の 2 種類の異なるものを各シリンダに装着して試験を行った。初年度試作品との違いについての詳細は表 1.4.6 に示す。



No.	名 称	材 質	数 量	No.	名 称	材 質	数 量
1	シリンダチューブ	ステンレス鋼	1	11	タイロッドナット	機械構造用炭素鋼	8
2	ロッドカバー	ステンレス鋼	1	12	ピストンパッキン	HNBR	2
3	ヘッドカバー	ステンレス鋼	1	13	ロッドパッキン	HNBR	1
4	ピストンロッドAssy	ステンレス鋼	1	14	ワイパリング	PTFE+NBR	1
5	ブシュ	ステンレス鋼	1	15	端面シール	NBR	2
6	押さえ板	機械構造用炭素鋼	1	16	ブシュ用Oリング	NBR	1
7	ピストンウエアリング	樹脂 C	1				
8	ロッドウエアリング	樹脂 C	2				
9	マグネット	—	1				
10	タイロッド	機械構造用炭素鋼	4				

*他 1 台は、ピストンウエアリング及びロッドウエアリングの材質は樹脂 B である。

図 1.4.5 1.5 MPa 仕様シリンダの構造

表 1.4.6 初年度（H16年度）試作シリンダとの相違点（主な改良点）

		H16年度		H17年度	
		No.1	No.2	No.1 HNBR/樹脂B	No.2 HNBR/樹脂C
ロッドパッキン	材質	NBR	HNBR	HNBR	HNBR
	形状	U形	U形	特殊U形	特殊U形
ロッド部 ウェアリング	材質	一般エンブラ	自己潤滑性樹脂	自己潤滑性樹脂	高機能エンブラ
	形状	-	-	寸法変更 (面圧の軽減)	寸法変更 (面圧の軽減)
ピストン部 ウェアリング	材質	一般エンブラ	自己潤滑性樹脂	自己潤滑性樹脂	高機能エンブラ
	形状	-	-	寸法変更 (面圧の軽減)	寸法変更 (面圧の軽減)

試験方法

図 1.4.6 に走行試験装置の回路図を示し、図 1.4.7 にその写真を示す。

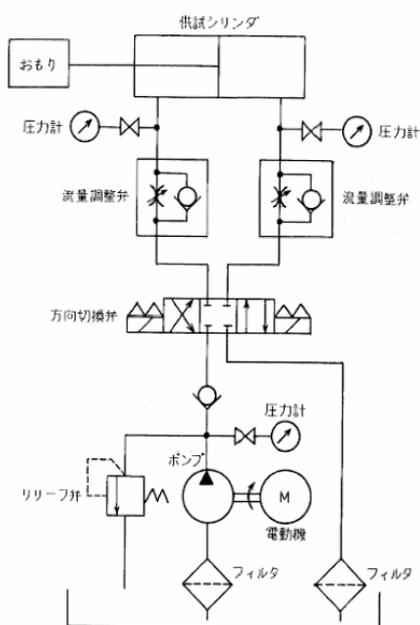


図 1.4.6 走行試験回路図



(手前：No.1、奥：No.2)

図 1.4.7 走行試験装置写真

性能試験結果

表 1.4.7 に走行性能試験の結果を示す。シリンダ No.1 は今年度初めまで走行試験を継続し、623km の走行距離に達したところでロッドワイパー部より漏れが確認されたため試験を停止した。No.2 は 334km で同理由により停止した。

表 1.4.7 走行性能試験結果

供試シリンダ	作動距離 (km)	試験停止の理由
No.1 HNBR/樹脂B 仕様	623	ロッドワーパー部からの漏れ
No.2 HNBR/樹脂C 仕様	334	ロッドワイパー部からの漏れ

試験結果に対する考察

供試シリンダ No.1 (HNBR / 樹脂 B 仕様) 及び No.2 (HNBR / 樹脂 C 仕様) のシリンダともに、目標走行距離の 200 km を問題なくクリアし、No.1 については、623km の走行距離を達成し初年度の約 3 倍に伸びた。No.2 は 334km の走行距離であった。両者ともに同種のパッキンを採用しており、相違点はウエアリング材質だけであるので、走行性能の差はウエアリング材質の差が顕著に現れたものと言える。

ロッド部からの液漏れにより走行試験を停止した後行った内部調査の結果、ロッドウエアリングを含むブッシュ内面の磨耗が激しく、ハウジング (金属部分) まで磨耗の進行が認められた。これはロッドウエアリングが磨耗し、これによりピストンロッドとブッシュ内部が金属接触し、この摺動によって発生した金属粉によりロッドシールの磨耗が促進したと推測される。ロッドパッキンの効果は十分掴めなかったが、ウエアリング部の耐摩耗性をさらに向上させることによって走行性能をさらに向上させることができるものと考えられる。

今回の試験結果より、1.5MPa 程度の圧力レンジであれば、ゴム製パッキンであっても、パッキン軸の偏芯の軽減等の処置を講じることで十分な走行性能を保つことができるといえる。

今後の課題として、シリンダの走行試験という形だけでなく、パッキン及びウエアリング等要素単独での評価試験を行う必要があると考える。

c) 1.5MPa 及び 3.5MPa 仕様シリンダの補修品の基本性能試験結果

1.5MPa 及び 3.5MPa 仕様のシリンダについては、昨年度走行性能試験に供したものを各 1 台補修し、最低始動圧力、始動圧力、円滑動作、作動速度、外部漏れ、内部漏れ等の基本性能について再確認のための試験を行った。その結果正常な性能が確認できた。

1.4.2 モータ

0.25MPa仕様のプラネタリーギヤモータでは、出力動力向上を目標として、今年度はシャフトシール部の摩擦低減の効果及び歯車噛み合い部の摩擦抵抗低減の効果を検証した。後者に対しては主要構成部品であるステータ（外側カム）、ロータ（内側カム）及びプラネタリーギヤ（遊星ギヤ）を新規製作し性能試験を実施した。

3.5 MPa仕様のベーンモータ（外部ドレーン、両方向回転型）に関しては、サイドプレートにプレッシャーローディング機構を付加して漏れ流量を低減する対策を施した改良品を試作し性能試験を実施した。

（1）試作モータの構造と仕様

0.25 MPa仕様のモータは図1.4.8に示す構造原理のプラネタリーギヤモータであり、3.5 MPa仕様のモータは図1.4.9に示す構造原理の平衡形ベーンモータである。表1.4.8に試作モータの仕様を示す。

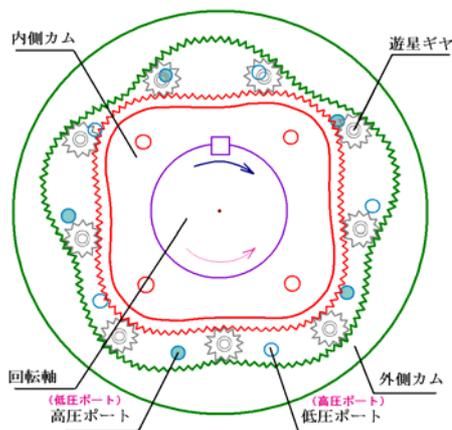


図 1.4.8 プラネタリーギヤモータ
(0.25 MPa仕様)

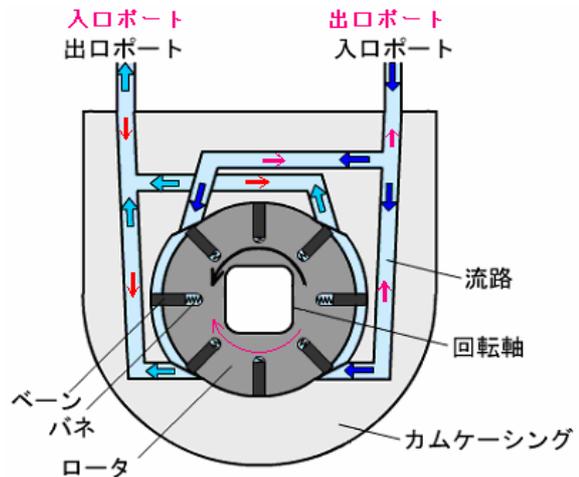


図 1.4.9 平衡形ベーンモータ
(3.5 MPa仕様)

表 1.4.8 試作モータの基本仕様

	呼び圧力	0.25 MPa	1.5 MPa	3.5 MPa	備考
主な仕様	構造	プラネタリーギヤモータ	ベーンモータ	ベーンモータ	プラネタリーギヤモータは両方向回転可能
	使用流体	水道水	水道水	水道水	
	グリース(内封、供給)	なし	なし	なし	
	定格トルク	0.9 Nm	1.5 Nm	3.5 Nm	
	定格回転数	200 rpm	1000 rpm	1000 rpm	
	定格圧力	0.25 MPa	1.5 MPa	3.5 MPa	3.5 MPa仕様ベーンモータの外部ドレーン型は両方向回転可能(プレッシャーローディング機構付き)
	定格流量	8.0 L/min	12.0 L/min	15.0 L/min	
	定格出力動力	20 W	150 W	350 W	
	最低回転数	150 rpm	500 rpm	500 rpm	
	最高回転数	300 rpm	1500 rpm	1500 rpm	
	最低使用圧力	0.1 MPa	0.8 MPa	1.0 MPa	
	最高使用圧力	0.4 MPa	2.0 MPa	4.0 MPa	
	戻りライン圧力	<0.05 MPa	<0.25 MPa	<2.0 MPa(外部ドレーン型) <0.25 MPa(内部ドレーン型)	
	水温	0~40	0~40	0~40	

図 1.4.10 にプラネタリーギヤモータの断面構造図、図 1.4.11 にその内部構造の写真、図 1.4.12～14 に今年度の改良試作として新規製作した主要部品の写真を示す。シャフトシール部の摩擦低減の効果を検証するために図 1.4.10 に示すように外部ドレインポートを設け、シャフトシールに作用する圧力低減の効果を検証した。

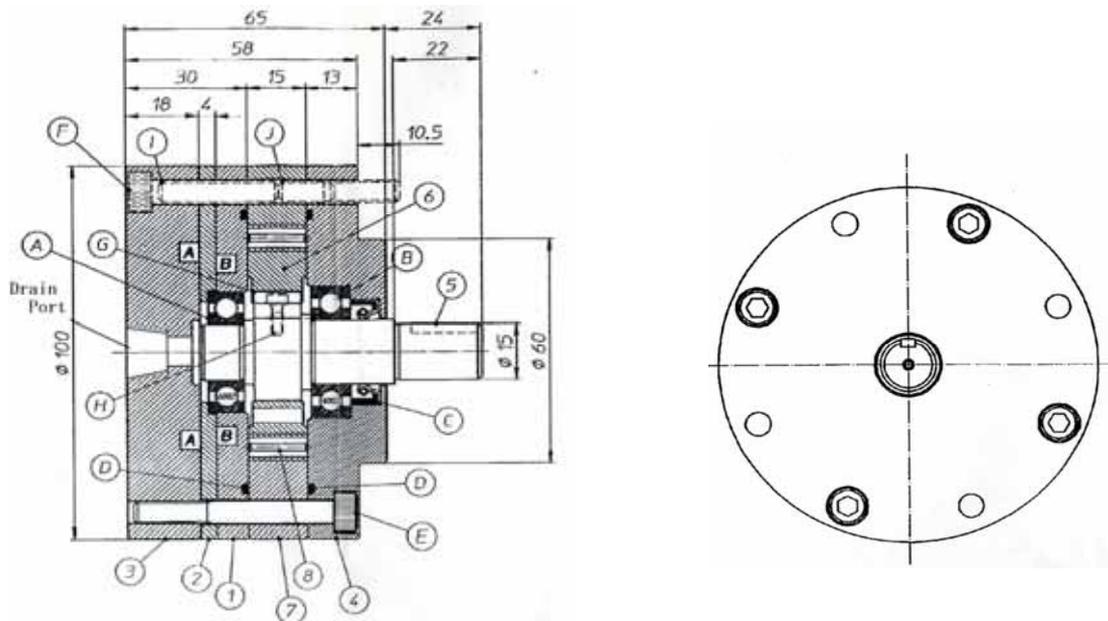


図 1.4.10 プラネタリーギヤモータの断面構造図



図 1.4.11 内部構造写真



図 1.4.12 新規製作ステータ



図 1.4.13 新規製作ロータ



図 1.4.14 新規製作プラネタリーギヤ

図1.4.15には3.5MPa仕様のベーンモータの外観写真、図1.4.16に断面構造図、図1.4.17にサイドプレートの背面図を示す。今年度の改良は、サイドプレートにプレッシャーローディング用圧力ポケットを設け、サイドプレートが水圧で外側に押されロータとの隙間が開くことを防ぐため、背面にも水圧を導き押し返す構造(プレッシャーローディング機構)を付加した。



図 1.4.15 ベーンモータの外観写真
(3.5 MPa 仕様)

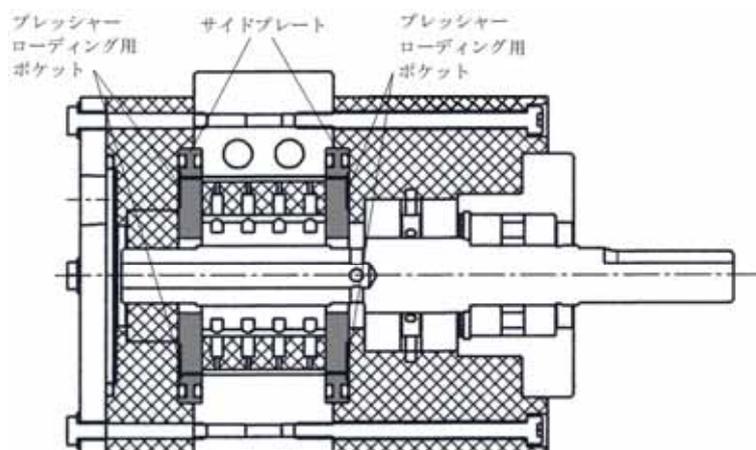


図 1.4.16 ベーンモータの断面構造図
(3.5 MPa 仕様)



図 1.4.17 サイドプレート背面図

(2) 性能試験の方法

プラネタリーギヤモータの性能試験に用いた回路を図 1.4.18 に、試験装置の写真を図 1.4.19 に示し、ベーンモータの性能試験に用いた回路を図 1.4.20 に、試験装置の写真を図 1.4.21 に示す。各モータの押しのけ容積 V_{th} は表 1.4.9 のようである。

両者の試験装置の主な構成機器は以下のものである。また、試験方法及びデータ整理の方法は昨年度と同様である。

- ・水圧ポンプ： アキシャルピストンポンプ F30 型 (Fenner 社)
- ・リリーフバルブ： SS-R4M8F 8 (Swagelock 社)
- ・レギュレータ： INA-13-956-B (トーワ機器)
- ・トルク計・回転速度計：SS020 及び SS050 (小野測器)

- ・ 負荷用ブレーキ： パウダーブレーキ OPB40N (オグラクラッチ)
- ・ 流量計： タービンフローメータ HO1/2-1/2 (日本フローコントロール)

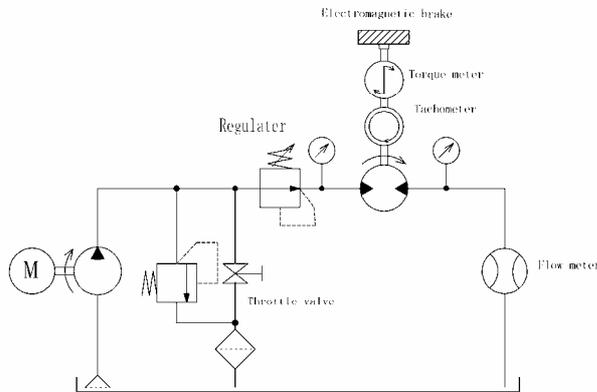


図 1.4.18 プラネタリーギヤモータの性能試験

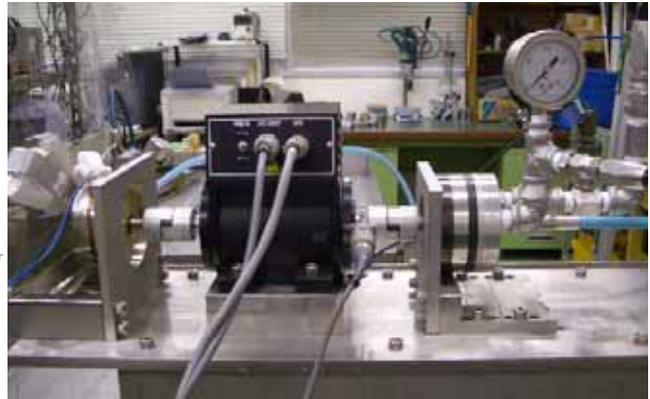


図 1.4.19 プラネタリーギヤモータの性能試験回路

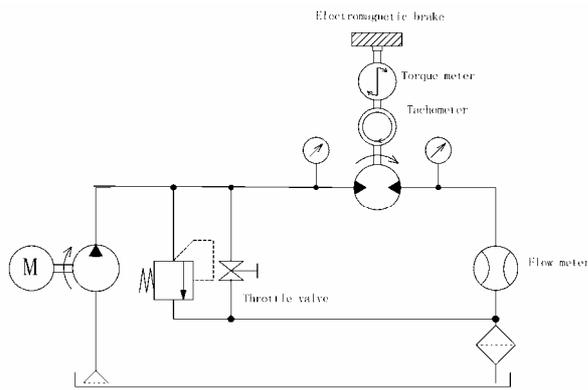


図 1.4.20 ベーンモータの性能試験回路



図 1.4.21 ベーンモータの性能試験

表 1.4.9 供試モータの押しのけ容積

モータ種類	押しのけ容積 V_{th}
プラネタリー・ギヤモータ	36.6 cc/rev
1.5 MPa ベーンモータ	7.605 cc/rev
3.5 MPa ベーンモータ	7.605 cc/rev

(3) 性能試験の結果

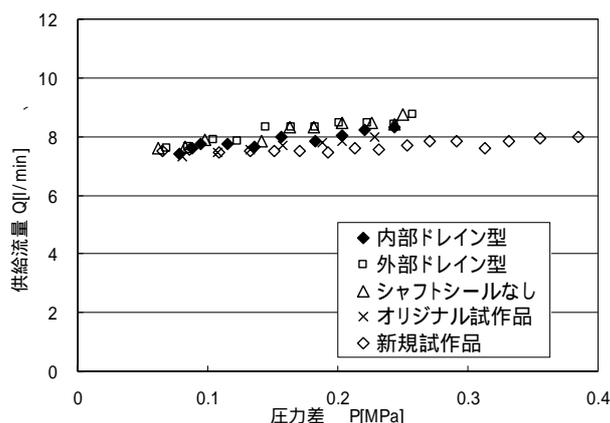
a) 0.25MPa 仕様、プラネタリーギヤモータの性能試験結果

図 1.4.22 (a) ~ (d) に、昨年度の供給 / 排水ポートの径を 3.0 mm から 3.5 mm に拡大した効果、外部ドレイン型とした効果、シャフトシールを取り外した効果、そして今年度の主要部品の新規改良試作の効果と比較した結果を示す。いずれも定格回転速度 (200rpm)

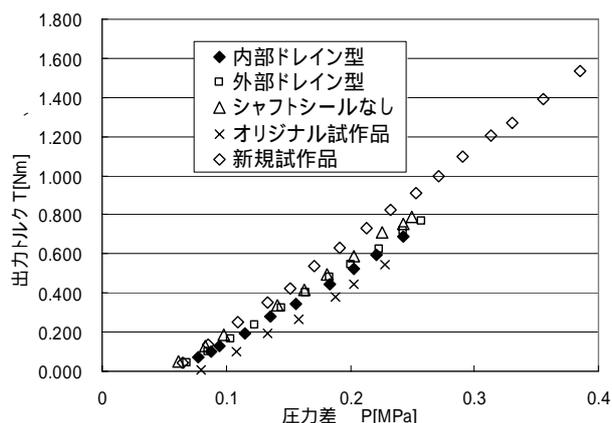
での測定結果で示した。

図中データのパラメータは以下のとおりである。

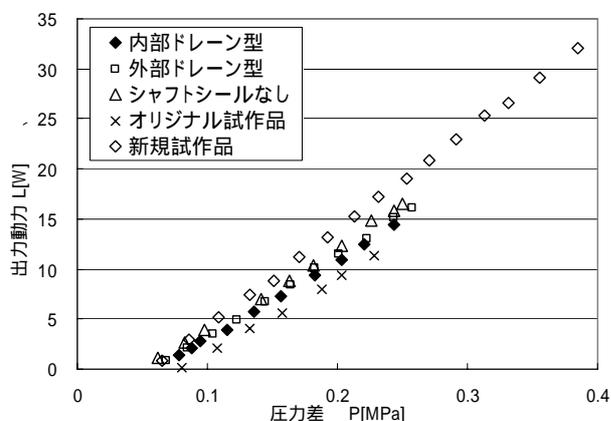
- ・オリジナル試作品 (流路径 $\phi 3.0$ 、内部ドレイン型、シャフトシールあり)
- ・内部ドレイン型 (流路径 $\phi 3.5$ 、内部ドレイン型、シャフトシールあり)
- ・外部ドレイン型 (流路径 $\phi 3.5$ 、外部ドレイン型、シャフトシールあり)
- ・シャフトシールなし (流路径 $\phi 3.5$ 、外部ドレイン型、シャフトシールなし)
- ・新規試作品 (流路径 $\phi 3.5$ 、内部ドレイン型、シャフトシールあり)



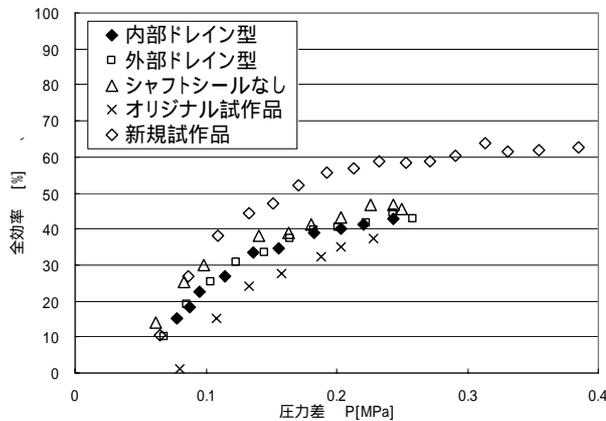
(a) 圧力差-流量特性



(b) 圧力差-トルク特性



(c) 圧力差-出力動力特性



(d) 圧力差-全効率

図 1.4.22 プラネタリーギヤモータの性能向上に対する改良の効果
(200rpm 運転時)

オリジナル試作品に比べ、内部ドレイン型、外部ドレイン型及びシャフトシールなしの三者において出力トルク、出力動力及び全効率に顕著な向上がみられるのは、流路径を $\phi 3.0$ から $\phi 3.5$ に拡大し圧力損失を低減した効果によるものである。

内部ドレイン型に比べ、外部ドレイン型及びシャフトシールなしの二者では、出力トルク及び出力動力が若干増加し、定格運転状態 (0.25MPa、200rpm) で出力動力が 2W 弱

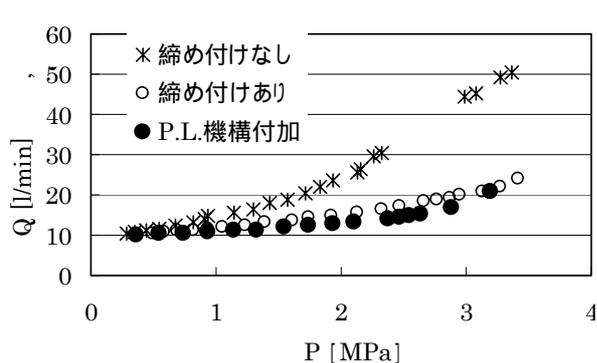
向上した。作動圧力が低いいためシャフトシール部のわずかな摩擦が比較的大きく影響していることが確認された。

内部ドレイン型に比べ、新規試作品は全ての特性において著しい改善がみられた。ステータ、ロータ及びプラネタリーギヤの形状を設計・製作し直したことでより良好な噛み合い状態が得られ、歯面の摩擦が低減したことにより出力トルクが増大し、併せて漏れ流量も減少し、トータル的に全効率が 20%近く向上した。出力動力は定格運転状態で約 20W が得られ、昨年度に比べ著しく向上した。また、定格圧力を越えて 0.4MPa の作動圧力まで正常に作動することが確認でき、運転可能な圧力範囲を拡大できることが確かめられた。

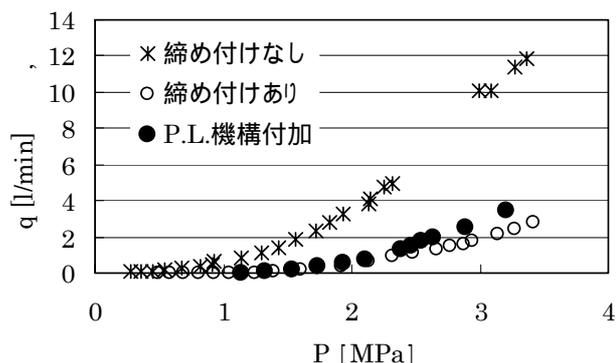
b) 3.5MPa 仕様、ベーンモータの性能試験結果

今年度の結果を昨年度の性能試験結果と比較して図 1.4.23 (a) ~ (e) に示す。図中データのパラメータは以下のとおりである。

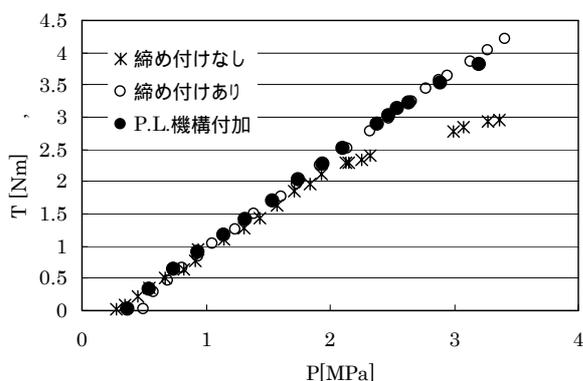
- ・ 締め付けなし (昨年度のオリジナル試作品)
- ・ 締め付けあり (昨年度のオリジナル試作品に締め付け治具による応急的対策を施したもの)
- ・ P.L.機構付加 (プレッシャーローディング機構を付加した今年度の改良試作品)



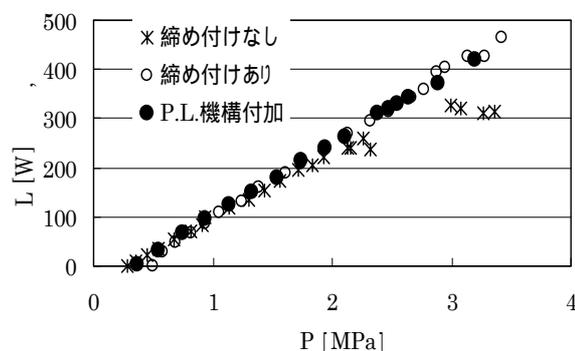
(a) 圧力差 - 流量特性



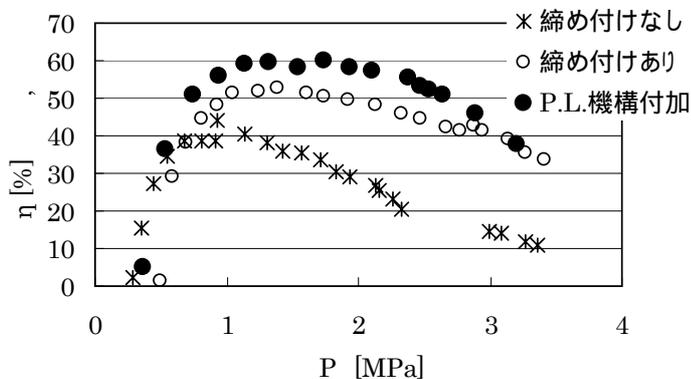
(b) 圧力差 - ドレイン流量



(c) 圧力差 - トルク特性



(d) 圧力差 - 出力動力特性



(e) 圧力差 - 全効率

図 1.4.23 ベーンモータの性能向上に対する改良の効果 (1000 rpm 運転時)

図の(b)の結果によれば、プレッシャーローディング機構を付加したことにより外部ドレイン流量が著しく減少し、昨年度の締め付け治具とほぼ同等な効果が得られている。したがって、(a)のように供給流量が著しく低減でき、外部ドレインの低減のみならず内部ドレインの低減にも大きな効果が得られていることが読み取れる。

(c)の結果によれば、締め付けなしの場合は 2MPa 以上の領域で出力トルクの増加の傾きが緩くなり、締め付けありの場合は 1MPa 以下の領域で出力トルクが急に小さくなる傾

向が見られたが、プレッシャーローディング機構を付加した改良品では両者の傾向とも解消され改善されている。締め付けなしの場合は圧力が高い領域で流量が急激に増加するため流路での圧力損失が大きくなり出力トルクの増加を妨げ、締め付けありの場合はサイドプレートを内側から圧力が押す力以上に締め付け治具による外側からの締め付け力が勝り、サイドプレートとロータ間の摺動摩擦が大きく作用しトルクが減少するものとする。サイドプレートを外側から押す力が作動圧力の変化に応じてバランスして変化するプレッシャーローディング機構を付加したことにより、常に適度な力でサイドプレートを押す力が得られるため良い効果が得られたものとする。したがって(d)の出力動力特性にも同様の効果が見て取れる。

上述の効果により、(e)の全効率においてはほぼ全圧力範囲に渡り効率の増大が認められ、改良の効果が確認できる。以上の結果、UniADS 総合システムの性能試験に十分適用できるモータを得ることができた。

1.4.3 課題と今後の展開（考察と課題）

0.25MPa 仕様のシリンダに関して摺動抵抗の低減を主な目的として特殊処理を施したシリンダで顕著に走行距離の延長が認められ、昨年度の結果の4倍以上（200km以上）の走行距離が達成できた。この結果より摺動部の摩擦低減が走行性能向上のための重要な因子であることが確認された。パッキンを樹脂化することも摩擦低減につながり、走行距離の延長に効果が期待できる。1.5MPa 仕様のシリンダに関しては、ウエアリングの寸法変更により面圧の軽減を図り、併せてロッドパッキンの形状を変更して摺動部に水の膜が存在し易くすることで600km以上の走行距離を達成した。走行性能試験後に行ったシリンダ内部の調査の結果、ロッドウエアリングを含むブッシュ内面の磨耗が激しく、ハウジング（金属部分）まで磨耗の進行が認められた。これらの結果から、ウエアリング部の耐摩耗性が走行性能を左右する大きな因子であることが確認された。

以上の結果から、走行性能のさらなる向上を図るために、摺動部摩擦の低減とウエアリング部面圧の軽減を、材質の組み合わせ、表面処理及び形状と構造等の面からさらに追究することが重要な課題である。シリンダの走行試験という形だけでなく、パッキン及びウエアリング等要素単独での性能評価試験も今後必要であると考え。

0.25MPa 仕様のプラネタリーギヤモータに関しては、流路を拡大し圧力損失を低減することは、特に回転速度が高い領域で大きな効果が得られ、さらに、シャフトシール部の摩擦による影響も少なからず存在することが今回の試験結果よりわかった。さらに主要部品であるステータ、ロータ及びプラネタリーギヤを新規製作することで歯車噛み合い部の摩擦を減らし顕著に特性を改善することができた。歯車噛み合い部の摩擦を減らすことが出力特性を非常に大きく改善することにつながることを確認できたので、今後の課題としてプラネタリーギヤの材質変更や表面処理により噛み合い部の摩擦のさらなる低減を図ることが一つの大きな課題である。その他、ベアリング部、シャフトシール部の摩擦低減を図るための設計変更が必要である。また、使用圧力範囲をより高い圧力範囲まで拡大することを考え、0.4MPa以上での性能試験の実施が必要である。併せて、運転回転速度をより高速範囲まで拡大することを考えるならば、流路における圧力損失をさらに低減する対策を検討する必要がある。

3.5MPa 仕様のベーンモータに関しては、サイドプレートにプレッシャーローディング機構を付加して漏れ流量を低減する対策を施すことにより、作動圧力の増加に伴う漏れ流量の増大が大きく低減され、流量特性のみならず、出力トルク及び動力の向上にも良い効果が現れ、作動圧力のほぼ全範囲で全効率の向上が得られた。さらなる漏れ流量の低減と効率向上を図るため、プレッシャーローディングの最適化を図ることが重要な課題である。

以上、シリンダ・モータともに、UniADSの全体性能検証のために十分使用可能な機器とするところまで性能改善することができた。しかしさらなる性能向上を目指して今後も改善は継続されなければならず、特に上記のような点において検討を進めることが重要である。

第2章 水道ネットワーク問題点の調査と確認

「水道配管網」の流体エネルギーを用いて、機器を駆動する方法はこれまで多々報告されているが、「水道法」との関連については触れられていない。本テーマのように機器を有機的に組み合わせ、全体を総合的に捉えて、多目的、多面的にこのような流体エネルギーを採用した例は見当たらない。水道法第3条、1項に拠れば「水道」とは、「導管及びその他の工作物により、水を人の飲用に適する施設の総体」としている。したがって、「水質の安全と逆流防止」が大前提にある。水道水を本来の「飲用」以外に利用する場合、どのような課題があるか事前の調査が必要である。

16年度は、水道法の基本的内容について理解するとともに、主に水道配管網に及ぼす「UniADS」の圧力や流量などについて予測される課題について調査した。

17、18年度は、主に「水道法」とのかかわりでどのような課題があるか、「工業水道法」についても併せて調査した。調査先は「日本水道協会」、「東京都水道局」、「経済産業省地域産業グループ」などである。今後、実施にあたっては「日本工業用水道協会」のヒアリングも必要である。

2.1 水道水

以上の理解の下、担当部局からのヒアリング調査の結果は、およそ次のとおりであった。

水道水は、厚生労働省が管轄している。法規は「水道法施工令」である。まず、「給水装置」を次のように定義している。「給水装置」とは、配水管から分岐して設けられた給水管及びこれに直結する給水用具または他の給水管から分岐して設けられた給水管及びこれに直結する給水用具をいう。つまり水道の配水管から分岐して家庭（工場）に引き込まれた給水管と、これに直結して取り付けである止水栓、水道メータ、蛇口などを「給水装置」といい、水道メータ（水道事業者の所有）以外は「建物所有者の財産」と解釈される。見解として以下のものであった。

従来水道の目的が飲料水供給であったことにより、本システムが「給水装置」に該当するか疑問である（水道法は、あくまで飲料水の供給を目的にしており、当時は水道の未利用圧の利用など念頭にない）。

仮に「給水装置」と認めたとしても、逆流防止、水質の安全確保が保証されるか。機器、装置の水協認定が必要であり（機器、部品等の水質への影響の有無確認）、また、万一の事故を想定した対策が必要である。

本システムが実用化され、広範囲に使われたとき、大量の水の消費、圧力の低下など現行設備、施設への影響はないという観点からの検討が必要である。

水道法五条六項「当該給水装置以外の水管その他の設備に直接連結されていないこと」とあり、直接、間接の解釈はどうか。受水槽の設置が必要か検討の必要がある。

（注）工業用水についても同じである。

本システムそのものについては非常に興味があり、実用化には期待している。

新しい水道の用途が拡大されることは歓迎するが、前述のように従来水道が飲料水供

給を目的としているために、水道をエネルギー源として把握するための法律改正はより慎重な検討が必要である。

したがって、とりあえず工業用水等を使って、フィールドテストを行い実証することによって有用性を社会的にアピールする等の措置が必要ではないかと考えられる。

なお、東京都内でも、江東地区（墨田、江東、荒川各区の全部、江戸川、足立区の一部）及び城北地区（北、板橋、葛飾各区の全部）に工業用水が給水されており、適当な工場等にシステムを設置し、実験させて貰うことも考えられるのではないかと。

「法的面」と「実用的可能性」の両面からの検討が必要である。

現法律では「証例」で解釈することになるが、現時点ではこの様な例はない。

2.2 工業用水

工業用水は経済産業省地域経済産業グループが管轄している。法規は東京都では「東京都工業用水道条例」である。基本的には「水道法施工令」に準拠し、地域、地方により異なる。工業用水は、当初工場用水としての井戸の掘削による地盤沈下防止に資することを目的とするものであり、現在の主たる使用は工場などにおける、洗浄、冷却用に使われている。「用途の制限」の中で、「工業用水を工業用以外の用途に使用してはならない」としているが、「UniADS」が工業用として解釈されるか、ということになる。見解として以下のようなものであった。

節水の促進、施設の有効活用及び水資源の有効利用を図るため、工業用水の一部を雑用水として、住宅のトイレ洗滌用水や冷却水として供給している。雑用水は37%であるが、使用件数全体の半数を占めている。

昨今、工業用水の需要や料金収入は年々減少する一方、施設には大幅な余剰が生じている。

工業用水に関しては、基本的には水道法に準拠しているが、「工業用」に供する観点からは水道法とは異なる応用となるので問題はない。ただ、条例であり地域、地方により状況は異なるので、実施にあたっては、その都度確認が必要である。

本システムが、「工業用」にあたるかの判断。第十五条 使用者は、工業用水を工業用以外の用途に使用してはならない。ただし、消防用に使用する場合または管理者が公益上特に必要があると認めた用途に使用する場合は、この限りでない、としているが「UniADS」は、工業用として問題はない。

将来実用化され、大量に使われた場合、現在必要な圧力と水量で給水しており、それに影響及ぼすことがあれば供給側からの課題に対する検討が必要である。実用化すれば、非常に面白い。フィールドテストの実施により実用化の可能性を実証する必要がある。

工業用水の使用状況は近年地域、地区によって異なる。例えば、東京都では基本水量100m³/日未満の小規模使用量のユーザーが80%と大規模使用者が減少しており、本システムの採用には不適な地域と思われる。その

点、川崎、横浜など工業立地に積極的で多様な生産工場を有する地域が適しているが適用にあたっては、工業用水道協会などの協力を得てさらなる調査は必要となる。

経済産業省政策局地域経済産業グループに説明し、管轄当局からは工業用水の用途として「工業用水を製造業の工場内において、生産工程の中で使用されているベルトコンベア等を動かすための駆動源として利用することは、工業用水道事業法上なんら問題はない」としているが、ただし、実現に向けて工業用水事業者の見解が重要になってくる。

第3章 海外における低水圧機器・システムの実態調査

過去水圧機器・システムの海外の動向調査については、作動流体がピュアウォータ、タップウォータから高含水作動油まで含む広範囲なもの、圧力では低圧から高圧（14MPa以下）までの範囲における機器の材質、技術課題及びアプリケーション等についてヒアリング、アンケート調査を行った経緯はある。調査訪問先も団体では英国フルードパワー工業会（BFPA）、ドイツ機械工業連合会（VDMA）、大学では、アーヘン工科大学、デンマーク工科大学。企業では、ダンフォス社（デンマーク）、ハウヒンコ社（ドイツ）及びWHC社（イギリス）など広範囲にわたっている。いずれも、欧州において水圧技術の研究開発と実用化に向けて積極的に取り組んでいる。

今回は、平成16年度からスタートした「水道配管網圧力を利用した次世代型ユニバーサルアクアドライブシステム(UniADS)に関するフィージビリティスタディ」に関連して、世界的にこの低圧分野での研究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、企業としてすでに実績のあるダンフォス社（デンマーク）を8月23日（水）～30日（水）で訪問し、工業会側からは現在推進中の「UniADS」の研究成果の概要を報告しながら、訪問先の最先端の調査・研究の情報を得ることができたことは大きな収穫であった。

以下に概要を記載する。

3.1 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）及びダンフォス社（デンマーク）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18年8月23日（水）～8月30日（水）

(2) 調査訪問先及び面談者：

タンペレ大学/フィンランド

8/25（金） Prof. Dr.Tech **M.Vilenius** (Head of IHA*)

* IHA : Institute of Hydraulics and Automation

Prof.Dr.Tech **K.Koskinen**

Resercher. **M.Sc H.Sairiala**

ダンフォス社/デンマーク

8/28（月） Vice President GM **L.Tveen**

Dipl.Elec.Eng & B.Com Business Area Manager Nordic

J.Bjerregaad

Researc & Development Dept.GM

T.Leif

(3) 調査実施者：宮川 新平（(株)タカコ）

（注）UniADS FS 委員会幹事・技術委員会水圧部会長

三浦 吉成（(社)日本フルードパワー工業会）

(4) 調査方法：今回は、あくまで最新の情報を give & take する姿勢で臨み、当方からはこれまでの最新の成果として UniADS フィージビリティスタディの 16 年度及び 17 年度の概要を OHP を使って報告紹介した。タンペレ大学及びダンフォス社からも同様に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。

・当方から提出した資料

「Development of UniADS and its practical implementation」

- Development of LPWH-component and system-(2005.4-2007.3) -

及び ADS 技術資料 - 2 (英文)

・訪問先より提供された資料

タンペレ大学：

- ・ International Journal of Fluid Power Vol.7 No.2 Aug.2006
- ・ Puthtaampaa energiaa tulevaisuudelle (EFDA：欧州熱核融合開発)
- ・ THE TENTH SCANDINAVIAN INTERNATIONAL COFERENCE ON fluid power MAY 21 - 23,2007 TAMPERE,FINRAND

ダンフォス社：

- ・ WATER HYDRAULICS CONTROL TECHNOLOGY
- ・ Tap Water as a Hydraulic Pressure Medium

カタログ：

- ・ Danfos Nessie^R Your Source to Knowledge and New Solution
- ・ Danfos Nessie^R Water Hydraulics in Power Station and Water Level Control System
- ・ Nessie Water Hydraulics - the natural choice

3.2 調査結果

(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。本テーマと関る低圧力水圧関連の調査を公機関からの援助で実施、「Feasibility Study of Existing Low-Pressure Water Hydraulic Components」(1999年5月)、「Low-Pressure Water Hydraulic Component Test, Part 1」(1999年11月)を公表している。引き続いて「Microbiology, filtration and maintenance of Water hydraulic systems」(2001年8月)を公表している(写真3.1)。この様に、機器、システムなどの水圧システムとしての研究、さら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。

当方からの報告は、宮川が事前に準備した資料(下記)に基づいて OHP を使ってプレゼンテーションを行った後、質疑応答と意見交換がなされた。

「Development of “UniADS” and it’s practical implementation」

- Development of LPWH-component and system- (2005.4-2007.3) - (20p)

タンペレ大学では、当方と同様に LPWH(低水圧域:我々より若干高め 1.6、2.0、2.5、4.0MPa 及び水圧源は水道ではなく遠心ポンプを使用)の実用化に関する調査研究がなされている。1999～2001 年には、国の補助(80%)を得て 10 社 1 大学が参加して「Low-Pressure Water Hydraulics at TUT/IHA」プロジェクトを行った。

2006 年は、Water Hydraulics Research Gr. で 11 テーマについてモバイル分野の研究を進めている。実験室では水圧駆動制御による 6 軸のモーションテーブル(写真 3.2)や、国際熱核融合 (IETR) で使用する、マニピュレータの試作機(写真 3.3)及びクレーン(写真 3.4)の実機で各種データ採取が行われていた。

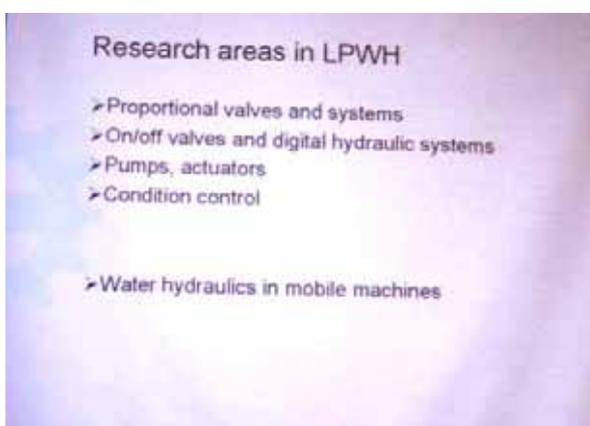


写真 3.1 LPWH の主要研究テーマ



写真 3.2 水圧 6 軸モーションテーブル



写真 3.3 水圧マニピュレータ



写真 3.4 水圧クレーン

(2) ダンフォース社/Nessie

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ース社の水圧機器のセールス及び開発責任者から昨今の状況と動向について説明を受けたあと工場を見学した。

同社の水圧技術開発コンセプト：

- 漏れない油圧機器・システムの構築は難しい。それならば漏れてもいい水圧機器・システムの構築を実現しよう - とのコンセプトのもとに 1988 年からスタートし、今日に至っている。その間約 150 億円を投資し、1994 年からセールスを始めた。2003 年には売り上げ 6 億円、翌年 15 億円、2006 年は 20～30 億と年率 40%の伸びである。最近では、約 80 人の従業員が食べていけ、開発費もでている。来年からは本社への上納も可能とのこと。この背景は、従来のコンポーネントプロバイダーからシステムソリューションプロバイダーに転じたことが大きく寄与している。トータルの利益を求めるユーザーを探すことが市場導入の視点である。

最近では、発電所において油圧事故には保険屋が保証しないことや水圧を採用した発電所の電力は高く売れるとのこと。事故が起こったときの損害コストを考えると最初から水圧を採用した方がよいと考える。例えば、VW ドイツでは、レーザー溶接機を水圧にして防火設備が不要となりコストダウンを図っているなど。機器の生産はカンバン方式とセル生産方式を採用したコンパクトなラインとなっている。水圧がここまで事業化した裏には、永年にわたる経営者の理解と技術陣の強い信念と努力があったことを強く感じた。



写真 3.5 ダンフォース社前にて右から
T.Leif、J.Bjerregaad
宮川、三浦

さらに具体的水圧の応用例について説明があり、その概要を以下に記す。

a) 湿度&防火 (Humidification& fire fighting)

ノズルは油関連事業からノズルを購入。その他のアクセサリは購入。

パワーパック：2機種 1000、160 L/min(標準とユーザー側の設計ポンプユニット)

b) 食品産業

アイスクリームの充填システム。従来は電動サーボを採用。

利点：粘土が高いのでトルクが必要。製品に対しリスクが低い。水圧は小型で力の密度が大きい。

c) 魚処理用リフター

電動工具で手動作業処理台の高さは一定している。作業者の背丈によって、人が載るプラットフォームの高さを作業が最適になるよう調節する。コンベアベルトで洗浄作

業。一旦プラットフォームの高さが設定されると、余剰の流体エネルギーは、スプレー用として使う。500 L/min 60bar

d) 肉の解体作業

ヨーロッパ最大の肉解体業者。作業用台に人間が2時間ごとに交代する。作業者によって最適作業高さを調整する。

e) モバイル

ゴミ収集車。モバイルは応用としては少ない。油を使ってはいけない。グリコールを使っている。

f) Codeko Chile : 鉱山

防火扉、コンテナリフター。Acc.を設けて、停電しても駆動を可能にしている。土の汚染を防ぐ。金、銅などを分離クリーンにする。

g) Mortmann Germany : パワーパック全体の受注

車やガソリンタンクの漏れを検査する。水槽にタンクを入れて、ガス注入で漏れを検査。油が混入していると検査ができない。

h) VW Germany : レーザ溶接

油を使うと防火設備が必要になるが、水圧はその必要がない。トータル的にダウンが可能。

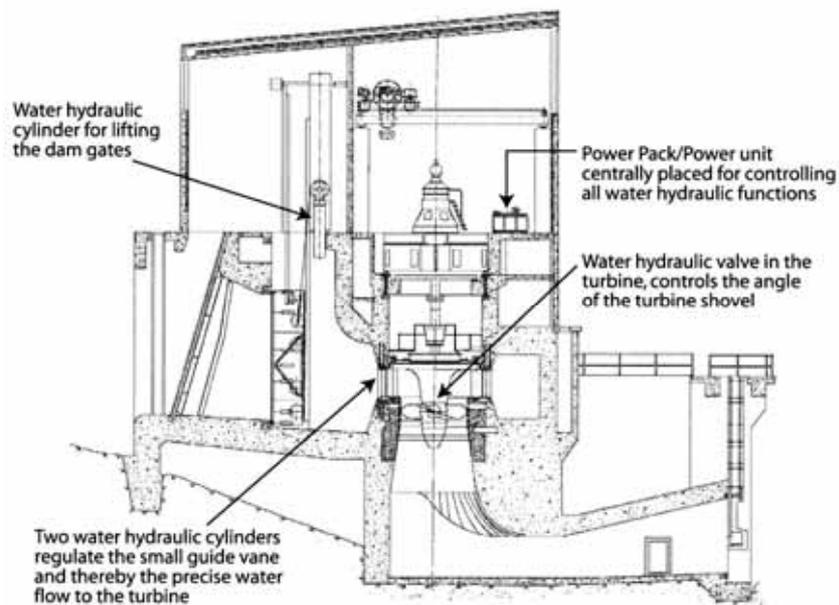
i) ボートウォッシャー

プレジャーボートに対応：ボートの底部にペンキを塗って付着汚れに対処してきたが、錫の含有で海水の汚染を招く。年4~5回塗装している。それが禁止となり、底部を水圧モータに刷毛を装着して底部を洗浄する。

j) Palamine UK

Aero plate factory : 航空機の翼(アルミ)を切削するときに油の滴下は、後プロセスの塗装作業をしづらくする。このリスクを水圧にどう評価するか。油圧はコスト安、コストの低減のみに腐心する。水圧はイニシャルが高いが水圧のメリットをコストにどのように付加価値として反映させるか。

k) 水力発電装置 (図参照 ダンフォス社カタログより転載)



参考：ダンフォス社の主な製品紹介（ダンフォス社カタログより転載）

ダンフォス社の製品（Nessie^R）には、通常水道水を使用する。水は世の中で最も自然な流体であり、環境的にもやさしくクリーンである。したがって、Nessie^Rは顧客に多くの利益を提供する。

- ・ 環境汚染がない
- ・ コンパクトで場所を取らない
- ・ 濡れた環境に耐える
- ・ 使いやすく衛生的で清潔な設計
- ・ 寿命が長い
- ・ 防火、防爆

ポンプ類

ピストン数9本以下の軽量かつ小型のアキシャルピストンポンプ

押しのけ容積：1 ~ 80 cm³/rev

流量範囲：1 ~ 130 l/min

出力： ~ 33 kW

圧力範囲： ~ 160 bar

パワーパック類

パワーパックは、小型でフレキシブルなパワーユニットである。

標準品も含めていろいろなサイズを用意しており、顧客のニーズに合わせて利用できます。また、特別な仕様にも対応可能

最大圧力： 14bar

流量： 1.3 ~ 220 l/min（標準品）

バルブ類

種類	圧力範囲 (bar)	流量範囲 (l/min)
流量制御弁	~ 140	2 ~ 30
圧力制御弁	~ 140	15 ~ 120
方向制御弁	~ 140	~ 120

モータ類

	MAH	MVM
押しのけ容積 (cm ³ /rev)	4 ~ 12.5	160
回転速度 (rpm, min ⁻¹)	300 ~ 4000	15 ~ 200
最大トルク (Nm)	8 ~ 25	100
出力 (kW)	~ 8.0	~ 2.5
圧力範囲 (bar)	~ 140	~ 50

MAH : 高速用途 (アキシシャルピストン) MVM : 低速用途 (ベーン)

第4章 スタディのまとめ及び今後の課題と展開

「UniADS」の本フェージビリティスタディの実施において、基本的に必要な機器確立の方向性、課題などが明らかとなった。またそれを組み合わせた全体性能についても、実用性の高いシステムであることが明らかとなった。

しかし、本システムのコンセプトは極めて新しい概念であるため、関連技術の公表例は見当たらない。今後の実用化に関しては、さらに一步踏み込んだ実用面からみた解決すべき課題及び検討すべき内容も含んでいる。システムの駆動基本圧力が低圧であるため、配管、継ぎ手類はもとより、弁類などの使用機器の流体的特性を詳細に吟味しておくことが重要である。また、システムの最適運転のための各要素の簡便な影響係数の設定手法が必要である。

全体装置の運転性能、機能がどのようなパラメータによってその現象が支配されるかを注意深く観察し、整理するとともに、装置の安全、運転管理も検討しておくことが実用上必要となる。併せて、「UniADS」装置（定圧装置、増圧装置、エネルギー有効利用のための最適構造の流量制御弁、付属機器など）のコンパクト化を図る、などさらなる検討とその検証が必要である。

4.1 定圧装置

変動する水道配管網圧力を 0.25MPa の一定値に制御する減圧弁である。入り口一次側圧力は、日較差、年較差はあるもののおよそ 0.35~0.65MPa で変動している。地域により差はある。流量は 400 L/min としている。本制御弁はパイロット弁、主弁より構成されている。16年度は、数値的条件を満足すべく設計資料を作成、17年度はその設計データに基づいて弁を製作した。まず、パイロット弁の減圧性能、リリーフ性能の実験を行い、予測した計算値とほぼ一致し、良好な結果が得られた。主弁との組み合わせにおいても当初の予測した性能がほぼ確認できたが、パイロット弁で制御される主弁（2段式減圧弁）の減圧特性並びにリリーフ特性を測定した結果、両特性とも予測した計算値といく分偏差があることがわかった。不安定な現象の発生は観測されなかった。18年度は減圧特性のさらなる性能向上を試みた。弁に作用する流体力の影響を抑えるための二三の対策を試み、初期の目的とした機能が確認された。実用化においては、二次側の増圧装置との組み合わせで、脈動やウォーターハンマーの影響を現実モデルで確認することが必要となる。

4.2 増圧装置

本装置は、定圧装置からの一定圧力（0.25MPa）を受けて、所定の圧力に増圧する装置である。16年度の検討結果に基づき、17、18年度は圧力比 14 の増圧機を設計、製作した。性能試験の結果、負荷、無負荷時の容積効率がほぼ 90%以上を達成しえた。

実用化においては省エネルギーの観点から、脈動の低減化、しゅう動部の機械的損失と増圧装置内部流路の流体損失のさらなる低減化が必要となる。

4.3 エネルギー有効利用の検証

16年度のシミュレーション結果に基づき、17、18年度は水圧モータ、水圧シリンダを

接続し、1.5MPa と 0.25MPa にてモータの二段階の速度制御、シリンダの昇降を行った。従来回路と提案したエネルギー回生機構を有する回路での省エネルギー効果を実験とシミュレーションの両面から検証した結果ほぼ 11%程度の省エネルギー効果が図られる結果が明らかになった。

エネルギー有効利用の検証は、二ラインで実験とシミュレーションによって検証された。しかし、その効果のさらなる向上、**実用化にあたり**有効回路内の流体損失の軽減、例えば流路の拡大、縮小、曲がり、継手などを流路内で如何に効率よく設計するか検討しなければならない。いわゆる流体損失を静圧のみの検討のほかにも動圧による検討も本システムのような比較的低下領域では、極めて重要である。

4.4 ADS 機器 (シリンダ・モータ)

シリンダに関しては、各圧カレベルに応じてパッキン、ロッドブッシュの材質や形状、シリンダチューブの表面処理方法等に改良を加えて試作した。基本性能確認後、走行性能試験結果は 16 年度の試作から始まり 17、18 年度の改良を踏まえて、三ライン圧カレベルとも、改良の有効性を確認することができた。エネルギー有効利用回路の 0.25MPa 用に提供した。モータに関しては、高圧化のための改良、両回転型の試作を行い、性能試験を実施し、ほぼ初期の性能を確認した。**実用化にあたっては**、省エネルギーからさらなる性能の向上と耐久性が要求されるが、これは個々の問題として解決される内容である。

4.5 UniADS 全体設計

16 年度の概念設計に基づき、17 年度は各装置及び ADS 機器を、設計製作した。それぞれの単体性能、機能の確認がなされ、一部の改良、改善は残るものの全体的には今後のサブシステムへと進展が可能となった。エネルギー有効利用においては具体的にアクチュエータと組み合わせ、その省エネ効果も検証された。18 年度は各装置を組み合わせた全体運転を実施、機能を確認し得るデータ得られ、初期の目的が達成された。

4.6 今後の展開

実用化にあたっては、各装置の運転因子の全体性能に及ぼす影響を調査することが必要である。これは本システムの社会インフラの利用が可能であるとの利便性から安全管理、運転の容易さに繋がり、ユーザーにとって扱いやすいシステムを可能にしなければならないことから極めて重要な課題である。また、システム全体性能の省エネルギー性能は時代の要求するテーマでもあるので、そのためには各装置はもとより、装置間を接続する配管、継手類の最適な組合せにより省エネルギー化のための損失の低減化は本システムの様な基盤圧力が低い場合には重要な今後の研究課題となる。

- 禁無断転載 -

システム開発

18 - F - 2

「水道配管網圧力を利用した次世代型ユニバーサルアクアドライブシステム
(UniADS) の開発に関するフェージビリティスタディ」報告書

- 要 旨 -

平成19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