

システム開発

17 - F - 4

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

平成18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



この事業は、競輪の補助金を受けて実施したものです。

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應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等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 18 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「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」の第2年度の成果報告である。

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いる。

17年度のスタディも16年度と同じく4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開発し、それぞれ基本機能の初期的確認を行った。エネルギー有効利用技術グループは、搬送作業にモデルを採って提案した制御則が、省エネルギーに有用であることをシミュレーションにより明らかにした。アクチュエータグループは、16年度からの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。特に、アクチュエータをエネルギー有効利用技術と結合して、その省エネルギー効果を実験的にも確認することができた。このことから、18年度に UniADS の総合テストを実施し、フィージビリティスタディを終了できるとの見通しを得たといえる。

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。

終わりになりますが、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 18 年 3 月

社団法人 日本フルードパワー工業会
会 長 江 木 正 夫

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の各装置(ユニット)の設計、製作

及び動作確認試験 ----- 6

1 . 1 定圧装置及び制御弁についての検討	6
1 . 1 . 1 目的	6
1 . 1 . 2 試作したパイロット弁と2段式減圧弁	6
1 . 1 . 3 パイロット弁の特性予測	10
1 . 1 . 4 2段式減圧弁の特性予測	12
1 . 1 . 5 特性測定実験	15
1 . 1 . 6 課題と今後の展開	19
1 . 2 増圧装置	20
1 . 2 . 1 目的	20
1 . 2 . 2 増圧装置試作品の作動原理及び仕様	20
1 . 2 . 3 増圧装置試作品の外観・構造	23
1 . 2 . 4 増圧装置単体性能試験と結果	25
1 . 2 . 5 考察と課題	29
1 . 3 エネルギー有効利用装置についての検討	30
1 . 3 . 1 目的	30
1 . 3 . 2 エネルギー有効利用装置の機能	30
1 . 3 . 3 エネルギー有効利用実験概要	32
1 . 3 . 4 実験結果及びシミュレーション	34
1 . 3 . 5 省エネルギー性の検討	47
1 . 3 . 6 シミュレーションによるエネルギー有効利用の可能性	48
1 . 3 . 7 課題と今後の展開	56

第2章 UniADSの全体の概念設計及び性能試験 ----- 57

2 . 1 目的	57
2 . 2 全体の構成と機能	57
2 . 3 「UniADS」としての全体的設計概念	58
2 . 4 課題と今後の展開	59

第3章	A D S 機器：主にシリンダ・モータの設計・製作	63
3.1	目的	63
3.2	シリンダについて	63
3.2.1	試作シリンダの構造と基本仕様	63
3.2.2	性能試験の方法	66
3.2.3	性能試験の結果	67
3.2.4	性能試験結果に対する考察と課題	86
3.3	モータについて	87
3.3.1	試作モータの構造と仕様	87
3.3.2	性能試験の方法	90
3.3.3	性能試験の結果	93
3.3.4	性能試験結果に対する考察と課題	99
3.4	課題と今後の展開	100
第4章	水道ネットワークの法的問題点の調査と確認	102
第5章	文献・資料調査	105
第6章	スタディの今後の課題と展開	106

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、空圧が主体であった。小型高出力の場合は油圧を、低出力及び簡便性から空圧を、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、低出力は空圧と考えられていた。従来はこれら油圧、電動、空圧が機械に対して駆動源に単独で、あるいは電動と油圧、油圧と空圧、空圧と電動、また電動と油圧と空圧と言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などのメリットがある。

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、空圧駆動圧力レベルそして水道配管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」、更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。この様な機能・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への悪影響を及ぼすこともない。水道水と言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（負荷と言う。）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、簡便性やコストの場合は低圧レベルの空圧が利用され、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、トレーニングなど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比較的低压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）：

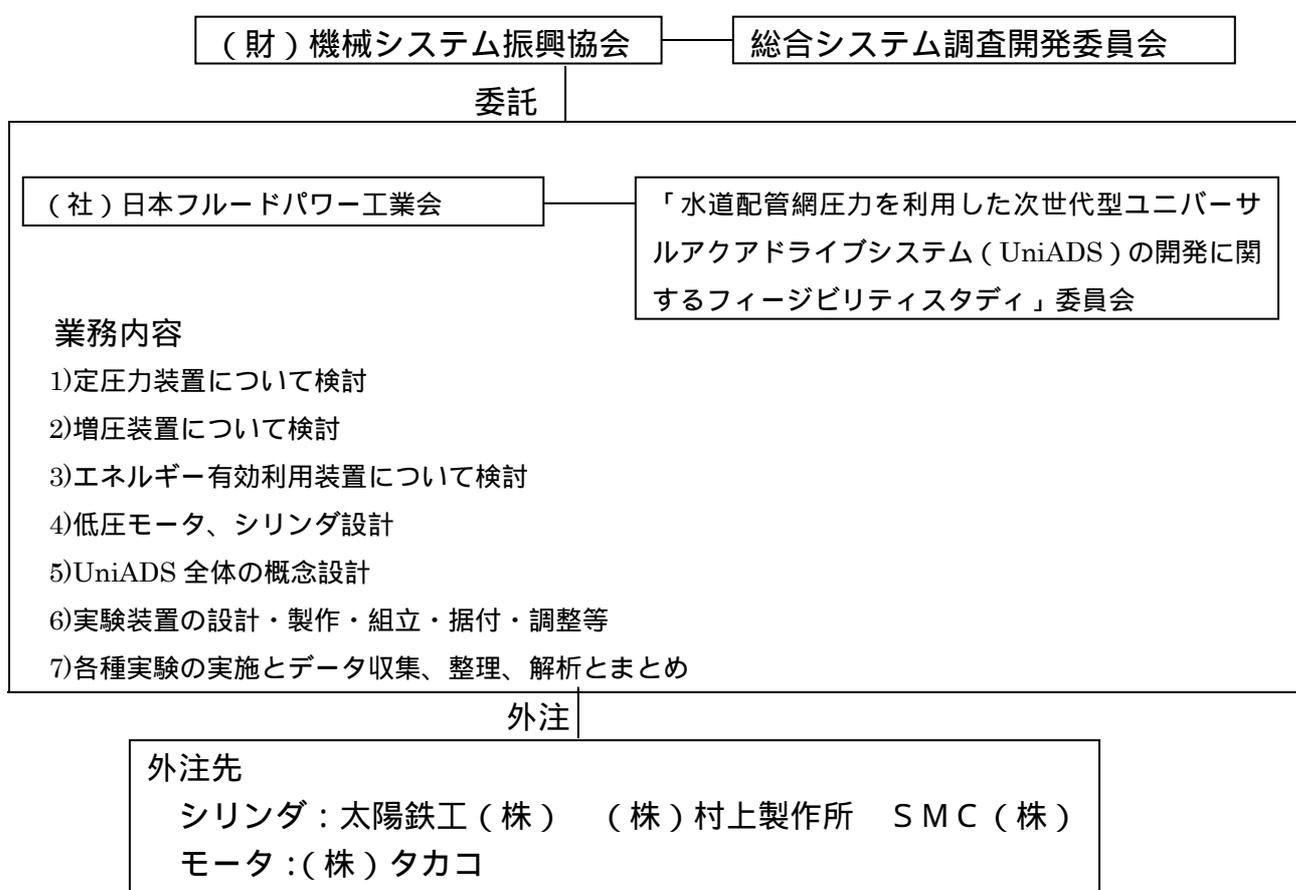
水圧駆動システムのことであるが、現在のハイテク技術を駆使し、地球・人・環境に優しく、安全と衛生を目指した技術として、18世紀英国で発達した水圧駆動技術と一線を画するため名称をアクアドライブシステムと言う。

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) 東京工業大学(北川教授):
 - ・定圧装置及び制御弁等の設計と機能確認実験等
- b) 上智大学(池尾副学長):
 - ・エネルギー有効利用装置について設計と機能確認実験及びシミュレーション等
- c) 沼津工業高等専門学校(大島教授)
 - ・低圧シリンダ及びモータについての設計及び機能確認実験等

- d) 喜多村商工(株):
 ・定圧装置、増圧装置及びエネルギー有効装置等設計・製作と実験等
- e) 外注(設計・改良・製作・機能確認実験)
 シリンダ: 太陽鉄工(株) (株)村上製作所 SMC(株)
 モータ: (株)タカコ

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	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	太 田 公 廣
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)	総合企画室・部長(商品企画)
"	伊藤和寿	上智大学	理工学部機械工学科・助手・工学博士
"	庄司幸広	(株)不二越	開発本部開発二部ハイドロ室・室長
"	大林義博	(株)タカコ	水圧システム事業部・係長
"	永田精一	カヤバ工業(株)	基盤技術研究所液圧研究室・室長
"	竹崎 涉	豊興工業(株)	研究開発部研究開発室・主担当員
"	諸橋 博	(株)トキメック	第2御事業部油空圧事業油空圧技術部・課長
"	萩原克明	太陽鉄工(株)	技術開発部・チーフ
"	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)カサ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	NOK(株)	流体制御部品事業部 ACC設計部・設計課長
"	水野純一	CKD(株)	生産本部春日井事業所第2技術部第2グループGL
"	木下裕生	TACO(株)	製品開発部技術二課
"	土居義忠	SMC(株)	技術本部開発第8部・係長
"	村上忠正	甲南電機(株)	産機事業部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1課・課長
"	小伊藤治	経済産業省	製造産業局産業機械課・課長補佐
"	潮崎雄治	"	製造産業局産業機械課・係長
事務局	三浦吉成	(社)日本フルードパー工業会	第一技術部・部長

第1章 UniADSの各装置(ユニット)の設計、製作及び動作確認試験

1.1 定圧装置及び制御弁についての検討

1.1.1 目的

水道圧エネルギーから機械装置に使用可能な有効エネルギーを得るには、駆動に適した一定圧の水圧源が必要である。一方、水道配管網圧力は季節あるいは昼夜で0.3MPa～0.65MPa程度の範囲内で常時変動しているため、これを水道配管網圧力に大きな影響を与えないようにしながら一定圧力まで減圧し、常時変動する水道配管網圧力から安定した圧力のエネルギーを得る装置である「定圧装置(減圧弁)」が必要となる。本項では前年度に概念設計を行った定圧装置を試作し、その基礎特性を測定することによって、これがUniADSへのエネルギー取り込み口である定圧装置として使用可能であるかどうかを確認する。

この減圧弁の出力圧力は、変動する水道配管網圧力の最低圧力より低く設定する必要があるため、前述の変動範囲0.3MPa～0.65MPaを考慮して0.25MPaとしている。また増圧後の流量が15L/minとなるようにし、また流量に余裕を持たせているため、出力流量は400L/minと非常に大きくなっており、この減圧弁は流量15L/minのリリーフ機能付き減圧弁をパイロット弁とする2段式減圧弁として構成されている。

本項では、まずパイロット弁の減圧特性ならびにリリーフ特性を実験により測定し、次にこれをパイロット弁とする2段式減圧弁の減圧特性ならびにリリーフ特性を実験により測定する。

1.1.2 試作したパイロット弁と2段式減圧弁

定圧装置に求められる基本機能として、変動する水道圧力から一定圧力0.25MPaを得るための減圧機能、また何らかの理由により圧力が上昇した場合にも圧力を一定値0.25MPaの近くに抑えるためのリリーフ機能がある。

パイロット弁は、既存製品(TACO社RL4)をベースとし、最大流量15L/minとして設計したが、この製品はリリーフ機能がないため、ダイヤフラムと弁体でリリーフ弁を構成する新たな構造とした。製作したパイロット弁の設計仕様と計画図を図1.1.1に示す。またパイロット弁の内部構造図を図1.1.2に示す。

次に、2段式減圧弁の主弁は、大形の空圧用減圧弁であるTACO社R5Bをベースとし、最大流量が400L/minの水圧用減圧弁として機能するように設計を行った。ダイヤフラム部に関しては既存品を流用することを前提とし、シート径と接続ポートサイズなどを必要に応じて変更した。

製作した2段式減圧弁の主弁の設計仕様と計画図を図1.1.3に示す。また2段式減圧弁の主弁の内部構造図を図1.1.4に示す。

また図1.1.5は試作したパイロット弁の写真、図1.1.6は試作した2段式減圧弁の写真である。

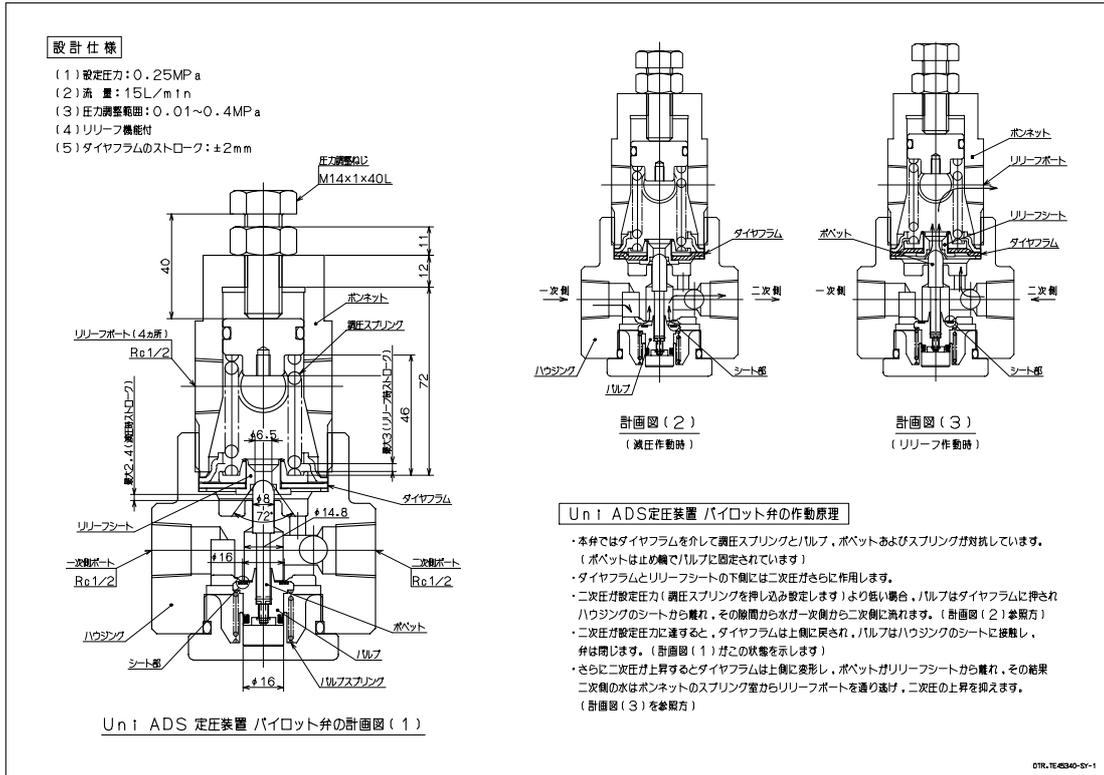


図 1.1.1 パイロット弁の設計仕様と計画図

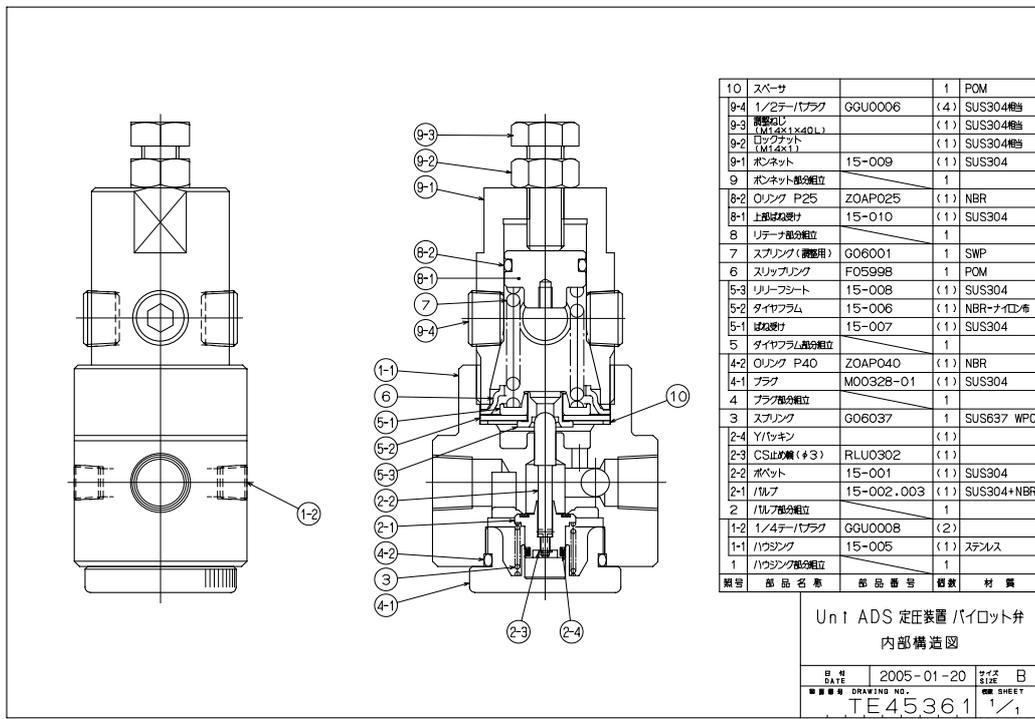


図 1.1.2 パイロット弁の内部構造

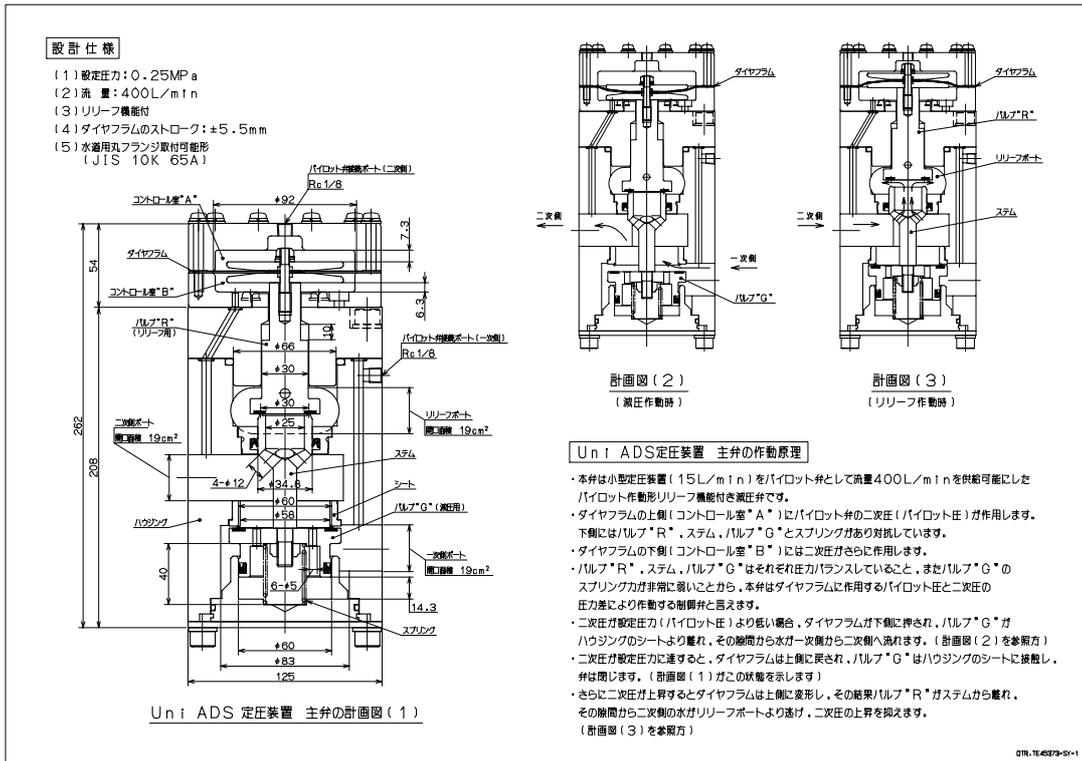


図 1.1.3 2 段式減圧弁の主弁の設計仕様と計画図

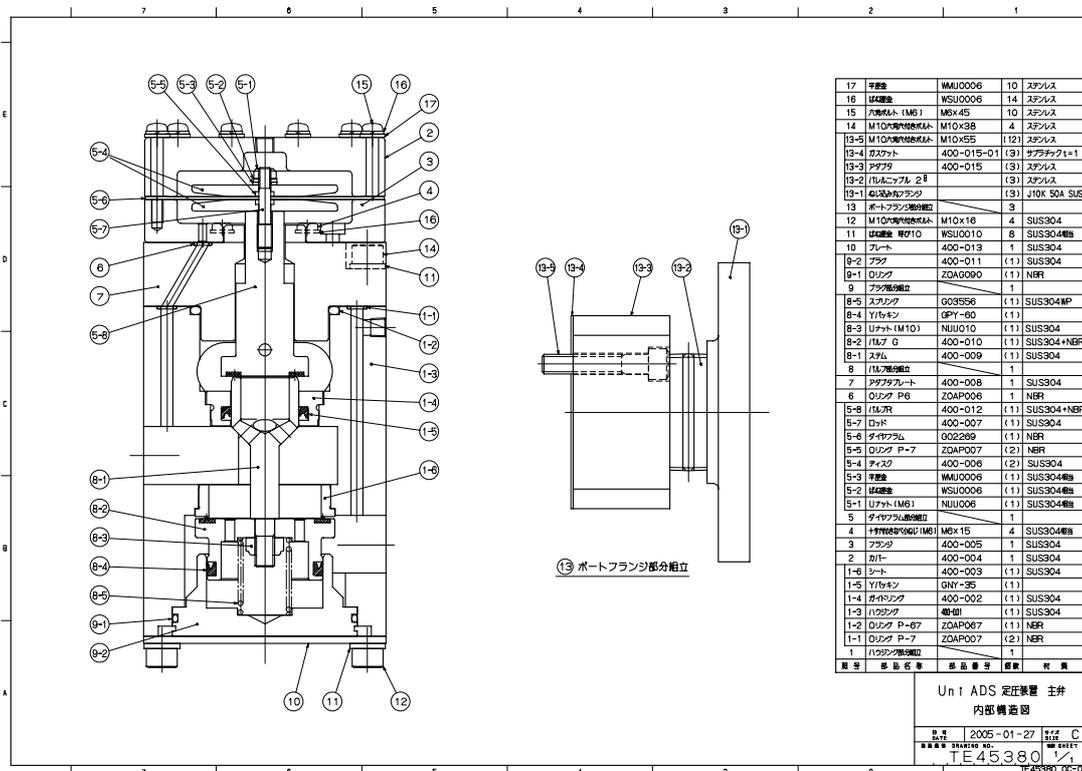




図 1.1.5 試作したパイロット弁の写真



図 1.1.6 試作した 2 段式減圧弁の写真

1.1.3 パイロット弁の特性予測

図 1.1.7 にパイロット弁のモデル構造を示す。図 1.1.7 にはここで使用する記号等も同時に記載している。今回試作した弁の諸元は以下のとおりである。

$$\begin{aligned} d_{pd} &= 43.5 \text{ mm}, & d_p &= 6.5 \text{ mm}, & d_{p2} &= 16.0 \text{ mm}, \\ d_{p3} &= 16.0 \text{ mm}, & d_{p5} &= 8.0 \text{ mm}, \\ k_{p1} &= 40.0 \text{ N/mm}, & x_{01} &= 3.3 \text{ mm}, \\ k_{p2} &= 3.92 \text{ N/mm}, & x_{02} &= 0.0 \text{ mm}, \\ M_p &= 0.038 \text{ kg} \\ &= 36^\circ \end{aligned}$$

(1) 減圧機能

弁体に作用する力の釣り合いの式は、

$$\begin{aligned} & -(k_{p1} - k_{p2})x_p + k_{p1}x_{01} - k_{p2}x_{02} + M_p g + P_{p2} \frac{\pi}{4} (d_{p2}^2 - d_{p5}^2) \\ & - P_{p3} \frac{\pi}{4} d_{p3}^2 - P_{p4} \frac{\pi}{4} (w d_{pd}^2 - d_{p5}^2) + P_{p5} \frac{\pi}{4} d_{pd}^2 - P_{p1} \frac{\pi}{4} (d_{p2}^2 - d_{p3}^2) = 0 \end{aligned} \quad (1.1.1)$$

ここで w はダイヤフラムの有効面積を考慮するための重み係数であり、後に述べる実験結果をもとに $w=0.36$ (ダイヤフラム有効径を実寸法の 60%) とした。

減圧弁開口部の圧力と流量の関係は、

$$Q_p = C_d A_{pm} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{p1} - P_{p2})} \quad (1.1.2)$$

となる。

$$\text{ここで、} A_{pm} = \pi d_{p2} x_p \quad (1.1.3)$$

式 (1.1.1)、(1.1.2)、(1.1.3) を連立し、

$P_{p3} = P_{p4} = P_{p2}$ 、 $P_{p5} = 0$ と仮定して設計諸元より求めた圧力と流量に関する減圧特性の予測結果を図 1.1.8 に示す。

(2) リリーフ機能

リリーフ弁として作用する時はダイヤフラムの力の釣り合いだけを考慮し、

$$-k_{p1}(x_{pr} + x_{01}) + \frac{\pi}{4} (w d_{dp}^2 - d_p^2) (P_{p4} - P_{p5}) = 0 \quad (1.1.4)$$

となる。開口部での圧力と流量の関係は、

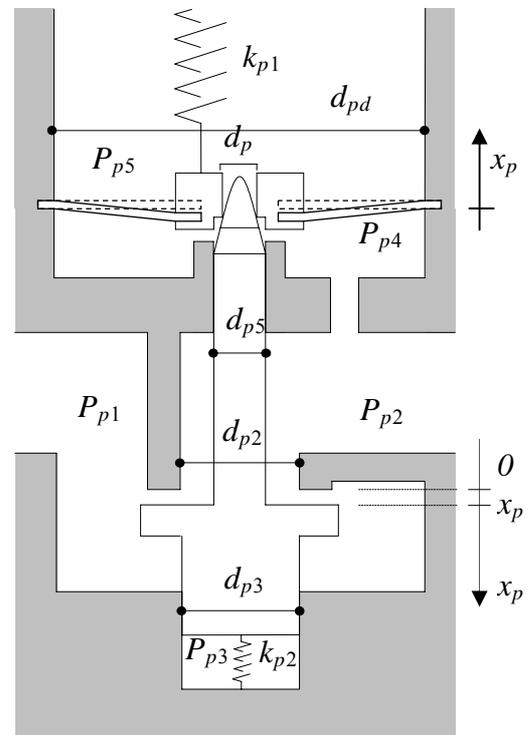


図 1.1.7 パイロット弁モデル

$$Q_{pr} = C_d A_{pr} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{p4} - P_{p5})} \quad (1.1.5)$$

ここで、 $A_{pr} = \pi x_{pr} \sin \alpha (d_p - x_{pr} \sin \alpha \cos \alpha)$ (1.1.6)

ただし、 α : 弁先端の半頂角(36°)

式(1.1.4),(1.1.5),(1.1.6)により求めた圧力と流量に関するリリース特性の予測結果を図 1.1.9 に示す。

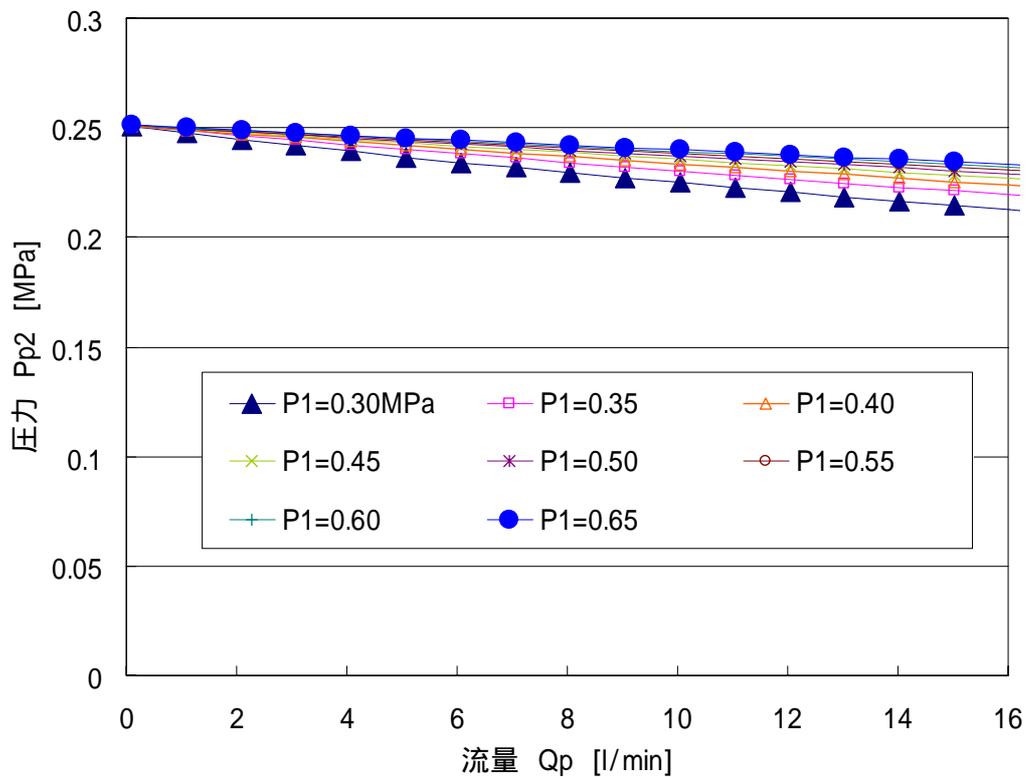


図 1.1.8 パイロット弁の減圧特性の予測結果

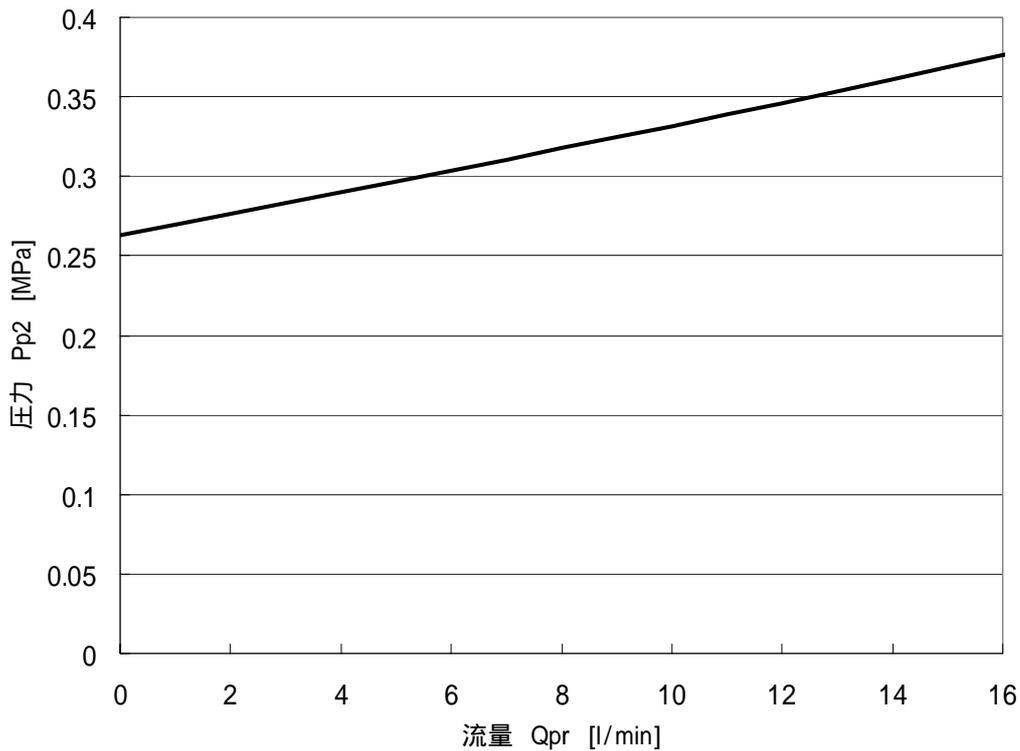


図 1.1.9 パイロット弁のリリーフ特性の予測結果

1.1.4 2 段式減圧弁の特性予測

図 1.1.10 に主弁のモデル構造を示す。図 1.1.10 にはここで使用する記号等も同時に記載している。今回試作した 2 段式減圧弁の主弁の諸元は以下のとおりである。

$$\begin{aligned}
 d_1 &= 30\text{mm}, & d_2 &= 30\text{mm}, & d_3 &= 60\text{mm}, \\
 d_4 &= 60\text{mm}, \\
 d_5 &= 20\text{mm}, & d_6 &= 92\text{mm}, & d_7 &= 30\text{mm}, \\
 k &= 3.334\text{N/mm}, & x_0 &= 17.6\text{mm}, \\
 M &= 0.4\text{kg}
 \end{aligned}$$

(1) 減圧機能

弁体に作用する力の釣り合いは、

$$\begin{aligned}
 -k(x_0 + x) + Mg + P_{p2} \frac{\pi}{4} w d_6^2 - P_1 \frac{\pi}{4} (d_4^2 - d_3^2) + P_2 \frac{\pi}{4} (d_4^2 - d_2^2) - P_3 \frac{\pi}{4} d_3^2 \\
 + P_4 \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) + P_5 \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_5^2) - P_6 \frac{\pi}{4} (w d_6^2 - d_5^2) = 0
 \end{aligned} \tag{1.1.7}$$

減圧弁開口部の圧力と流量の関係は次式である。

$$Q_m = C_d A_m \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (1.1.8)$$

ここで、 $A_m = \pi d_4 x$ (1.1.9)

$P_3 = P_5 = P_6 = P_2$, $P_4 = 0$ とし、式(1.1.7)、(1.1.8)、(1.1.9) より求めた圧力と流量に関する減圧特性の予測結果を図 1.1.11 に示す。

なお、この 2 段式減圧弁の主弁についてもダイヤフラムの有効面積を考慮するための重み係数 w はパイロット弁と同様に $w = 0.36$ とした。また、パイロット圧力 P_{p2} としては出力流量が小さい場合のパイロット弁の出力圧力である 0.25MPa を用いた。

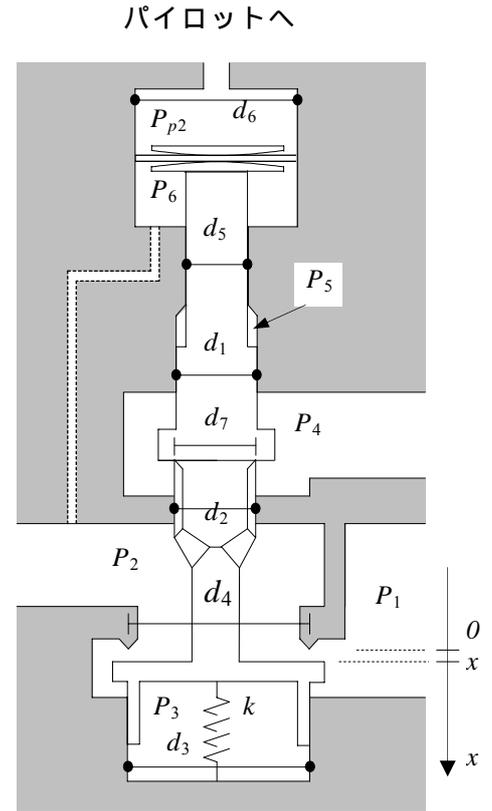


図 1.1.10 主弁モデル図

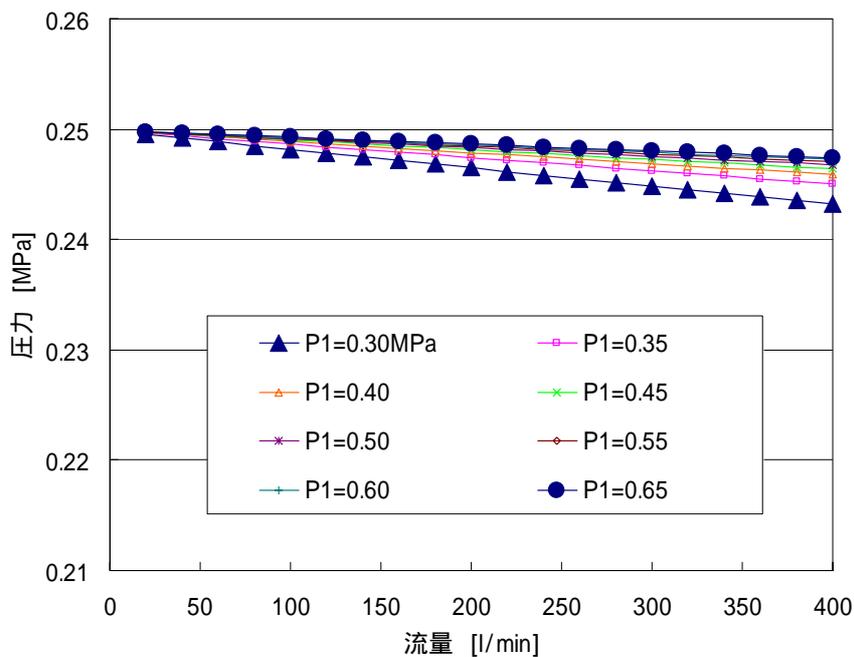


図 1.1.11 2 段式減圧弁の減圧特性の予測結果

(2) リリーフ機能

リリーフ機能の場合はダイヤフラムの圧力バランスのみで弁の開閉が行われるため、理論的にはパイロット圧力と同じ圧力に設定される。この場合の弁の変位 x_d は次式で計算される。

$$x_d = \frac{Q_r}{\pi C_d d_6 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{p2}}} \quad (1.1.10)$$

図 1.1.12 に主弁のダイヤフラムの変位とリリーフ流量の関係の予測結果を示す。

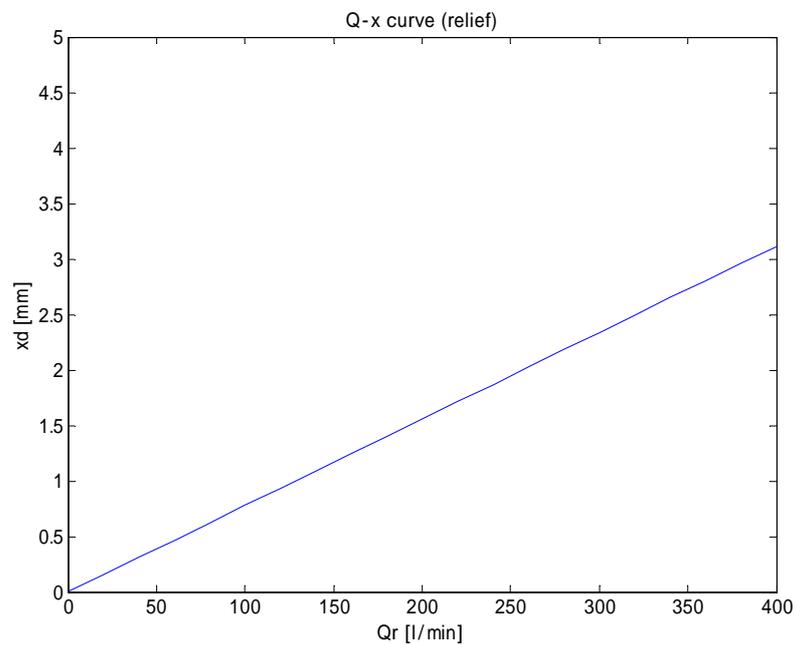


図 1.1.12 2 段式減圧弁のダイヤフラム変位の予測結果

1.1.5 特性測定実験

まず、パイロット弁の減圧特性及びリリーフ特性とそのヒステリシス特性を実験的に測定し、次にそのパイロット弁を用いた2段式減圧弁の減圧特性及びリリーフ特性を測定する。

(1) パイロット弁の特性測定実験の方法

圧力が変動する水道圧を模擬するため、圧力供給源として水圧源ユニットを使用した。図 1.1.13 の絞り弁 C でパイロット弁出口側の負荷を設定しておき、絞り弁 A で供給圧力・流量を調整したときの出口側圧力と流量の関係から減圧特性を求めた。リリーフ特性を測定する際は、絞り弁 C を閉止し、図 1.1.13 の破線で示された流路の弁 B を開放して出口側に供給圧力をかけ、絞り弁 A を調整した際の出口側圧力とリリーフ流量の関係を求めた。

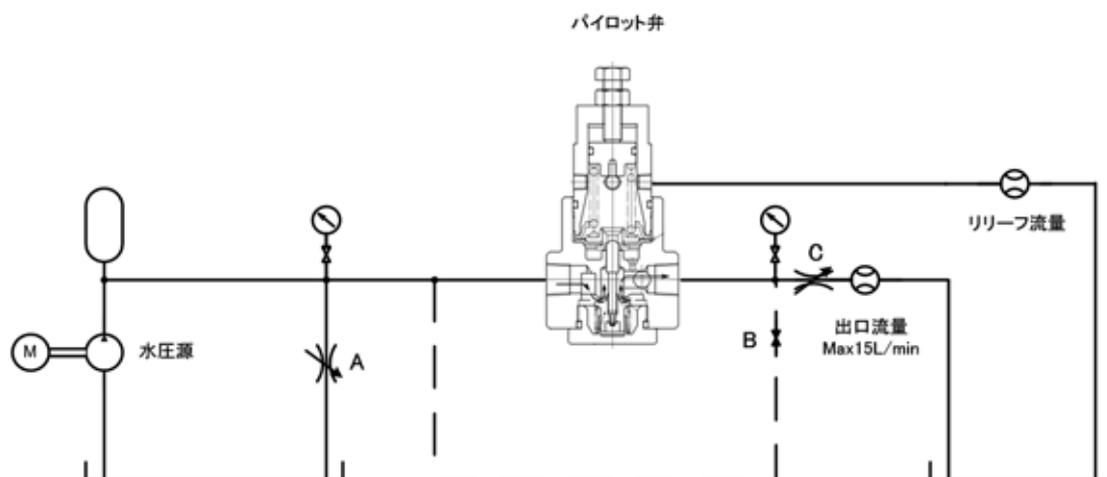


図 1.1.13 パイロット弁の実験回路

(2) パイロット弁の特性測定結果

図 1.1.14 にパイロット弁の減圧特性の実験結果と予測計算結果を示す。また図 1.1.15 にパイロット弁のリリーフ特性の実験結果と予測計算結果を示す。

両者とも実験結果と予測計算結果はほぼ一致しており、目標とする性能を達成している。また、図 1.1.15 からわかるように、ヒステリシスも小さく実用可能である。

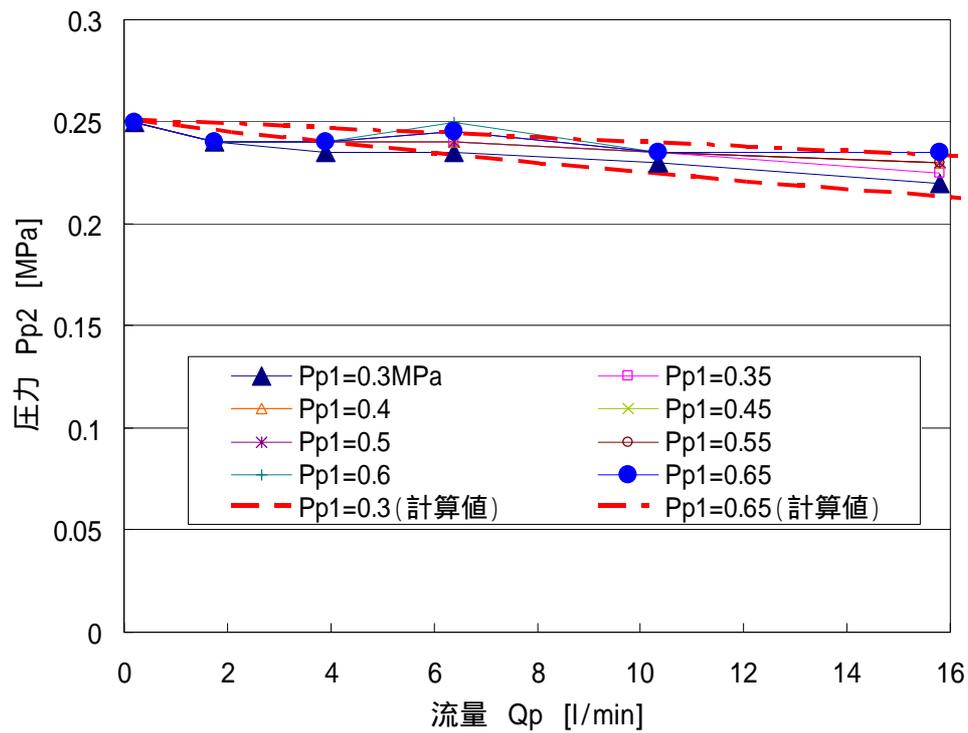


図 1.1.14 パイロット弁の減圧特性の測定結果

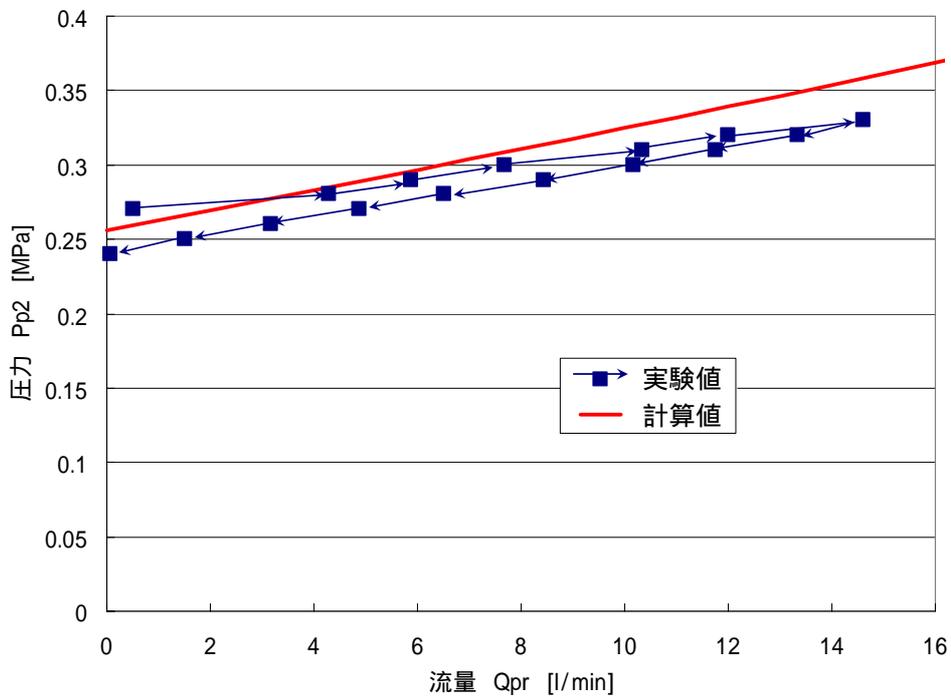


図 1.1.15 パイロット弁のリリーフ特性の測定結果

(3) 2 段式減圧弁の特性測定実験の方法

圧力が変動する水道圧を模擬するため、圧力供給源として渦巻きポンプを使用した。図 1.1.16 の絞り弁 C で出口側の負荷を設定しておき、絞り弁 A で供給圧力・流量を調整した際の出口側圧力と流量の関係から減圧特性を求めた。リリーフ特性を測定する際は、絞り弁 C を閉止し、図 1.1.16 の破線で示された流路の弁 B を開放して出口側に供給圧力をかけ、絞り弁 A を調整した際の出口側圧力とリリーフ流量の関係を求めた。

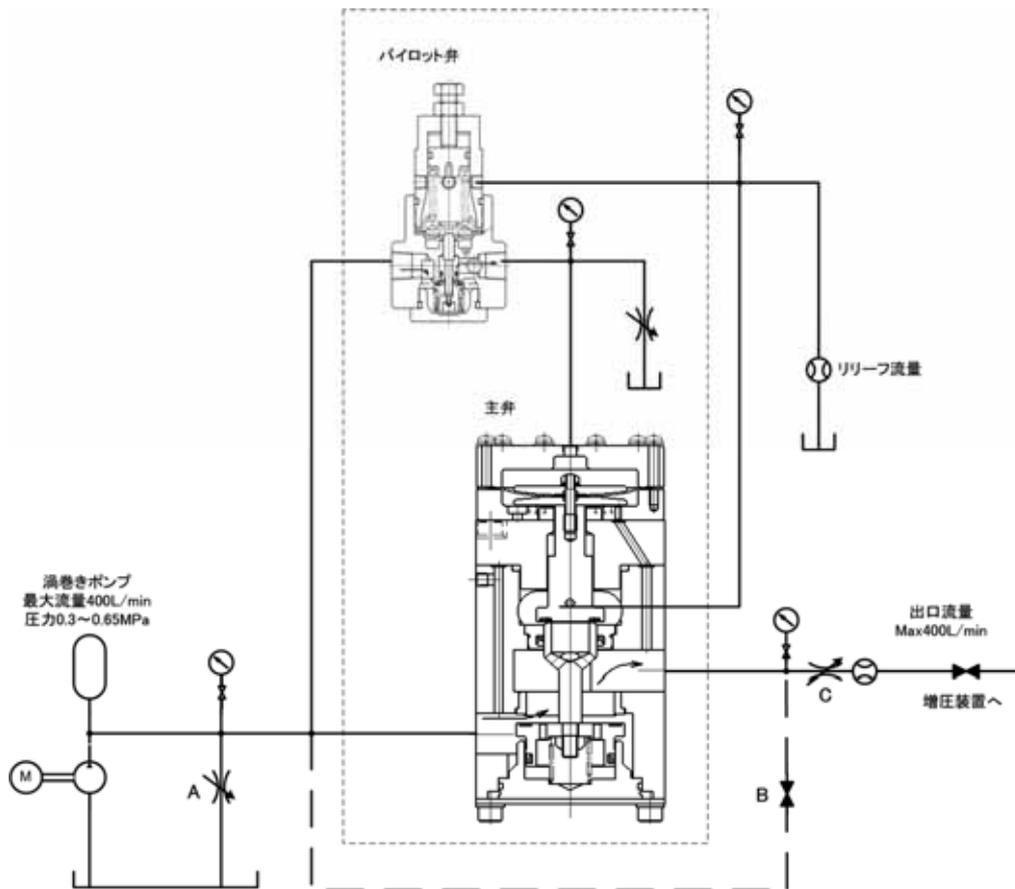


図 1.1.16 2 段式減圧弁の実験回路

(4) 2 段式減圧弁の特性測定結果

図 1.1.17 に減圧特性の実験結果と予測計算結果を示す。予測とは異なり、設定圧力が小流量時に高めとなり、大流量ではかなり圧力が低下する結果となった。この要因としてはダイヤフラム部の力学的特性や流体力などの影響、各部摩擦力などが考えられ、今後さらに検討を継続する必要がある。

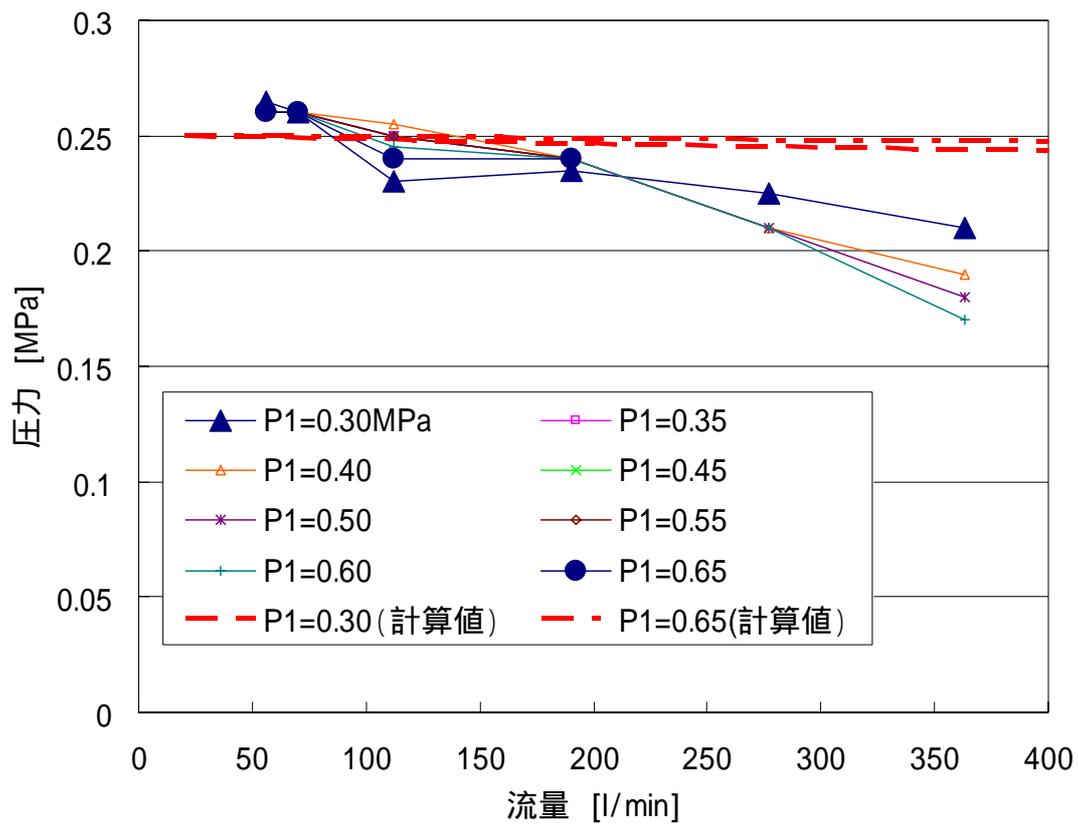


図 1.1.17 2 段式減圧弁の減圧特性の測定結果

図 1.1.18 にリリーフ特性の実験結果を示す。リリーフ機能の実験結果では、パイロット圧力 P_{p2} が一定であるにも関わらず、流量の増加とともにリリーフ圧力 P_2 が上昇する特性を示している。設計上はこのような特性を予測していなかったが、ダイヤフラム部の力学的特性の影響などが原因ではないかと考えられる。ダイヤフラム部の特性に関しては、今後さらに検討が必要である。

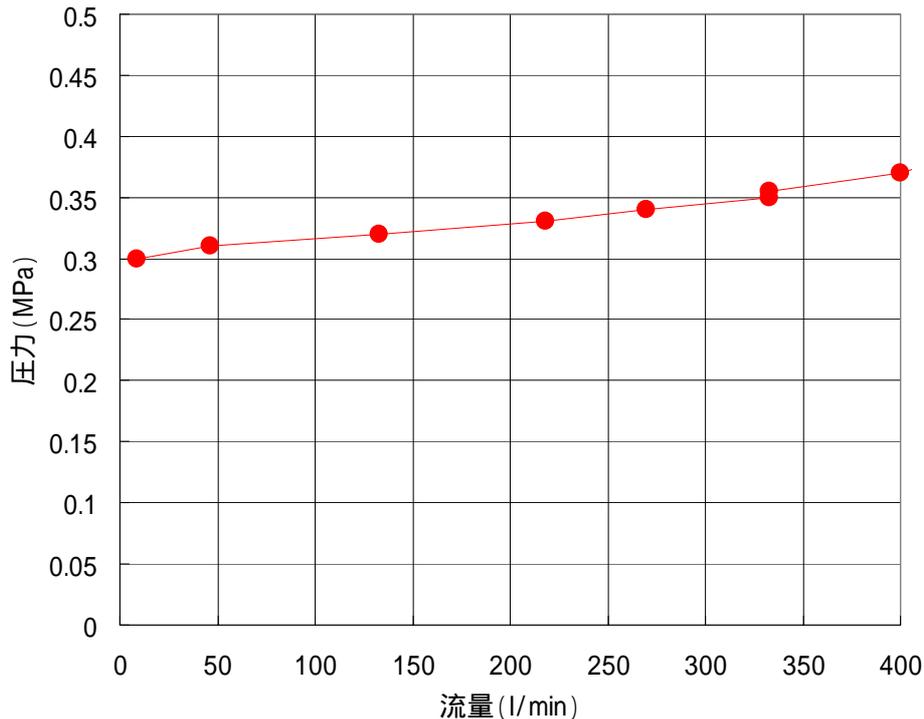


図 1.1.18 2 段式減圧弁のリリーフ特性の測定結果

1.1.6 課題と今後の展開

17 年度予定していた定圧装置に用いる 2 段式減圧弁の試作及び特性測定を行った。

その結果、パイロット弁は当初の目標性能を十分達成していることが分かった。一方、2 段式減圧弁は基本的機能は有しているものの、減圧特性とリリーフ特性に改良を加える必要があることが明らかとなった。なお、どちらの弁も、不安定な作動を起こすことはなく、動的な安定性は十分確保されていることは確認された。今後の課題及び展開として次のようなものが挙げられる。

(1) 2 段式減圧弁の特性改良

2 段式減圧弁の減圧特性及びリリーフ特性は、予測計算結果より負荷による変動の大きいものとなった。原因として、ダイヤフラム部の力学的特性や流体力の影響、さらに各部摩擦力やばねの初期たわみ設定の影響などが考えられる。特に、ダイヤフラムの特性は不明点が多くあり今後さらに検討を進め、特性を改善する必要がある。

(2) 2 段式減圧弁を増圧装置と結合して運転した際の作動特性の確認

増圧機と結合した場合、2 段式減圧弁の出力流量は高速の断続を繰り返すため、このような流量変動に対する 2 段式減圧弁の動作特性を確認する。

(3) UniADS システムを構成した場合の 2 段式減圧弁の安定作動の確認

UniADS システムを構成した場合の様々な作動条件に対して 2 段式減圧弁が安定作動することを確認する。

1.2 増圧装置

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いうので、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。

従来存在した増圧装置は、一次側圧力源として、空気圧や油圧が使用され、二次側圧力媒体としては、油圧または水圧など液圧を使用しているものが多い。ここで開発する増圧装置は、一次側圧力源も二次側圧力媒体も水圧を使用するもので、且つ電動駆動源を持たない新しい装置である。増圧装置の増圧比は、低油圧レベル(3~3.5MPa)を想定し、14倍とする。

増圧器としては、水道水を使用することで、漏れを生じやすく容積効率の低下が想定される。一方漏れを防止するために摺動部にシールを設けるとその抵抗のために摩擦損失が発生して、ポンプ作用が難しくなることも考慮に入れなくてはならない。相反する課題を解決する必要がある。また、増圧器は、一次側にも二次側にも脈動を発生する。これを如何に低く押えることができるかも重要なテーマである。本項では、まず具体的に増圧装置を試作して、その単体性能を確認したのでこれを報告する。また、生じた課題と今後の展開についてまとめた。

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。各部の諸元を以下のとおりとする。

主弁一次ピストン大径	D_1	(mm) = 185 mm
二次ピストン小径	D_2	(mm) = 48 mm
二次ピストン径	D_3	(mm) = 66.7 mm
ピストンストローク	s_1	(mm) = 62 mm
パイロット弁直径	D_4	(mm) = 60 mm
パイロット弁ストローク	s_2	(mm) = 30 mm
一次側供給流量	Q_1	(L/min)
二次側吐出し流量	Q_2	(L/min)
一次側圧力	P_1	(MPa)
二次側圧力	P_2	(MPa)
主弁の振動数	f	(c/min)
圧力比	r_p	

流量比	r_f	
1 サイクルの必要水量	q_1	(L)
1 サイクルの吐出し流量	q_2	(L)

上記から、次のことが言える。

$$\text{一次側流量 } Q_1 = \left\{ \pi D_1^2 / 4 + \pi (D_1^2 - D_2^2) / 4 \right\} s_1 \cdot f \cdot 10^{-6} \\ + \pi D_4^2 / 4 \cdot 2s_2 \cdot f \cdot 10^{-6} \quad (\text{L/min})$$

$$\text{二次側流量 } Q_2 = \left\{ \pi D_2^2 / 4 + \pi (D_3^2 - D_2^2) / 4 \right\} s_1 \cdot f \cdot 10^{-6} \\ (\text{L/min})$$

$$\text{流量比 } r_f = Q_2 / Q_1 = \left\{ D_2^2 + (D_3^2 - D_2^2) \right\} s_1 \\ / \left[\left\{ D_1^2 + (D_1^2 - D_2^2) \right\} s_1 + D_4^2 \cdot 2s_2 \right]$$

$$\text{圧力比 (増圧比) } r_p = P_2 / P_1 = D_1^2 / D_2^2 \\ = (D_1^2 - D_2^2) / (D_3^2 - D_2^2)$$

1 サイクルの必要水量

$$q_1 = \pi \left[\left\{ D_1^2 + (D_1^2 - D_2^2) \right\} s_1 + D_4^2 \cdot 2s_2 \right] / 4 \times 10^{-6} \quad (\text{L})$$

1 サイクルの吐出し水量

$$q_2 = \left\{ \pi D_2^2 / 4 + \pi (D_3^2 - D_2^2) / 4 \right\} s_1 \cdot 10^{-6} \quad (\text{L})$$

供給水量 Q_1 (L/min) のときの振動数 f (c/min) は、 $f = Q_1 / q_1$

ピストン速度 v

$$v = 2s_1 f \cdot 10^{-1} \quad (\text{cm/min}) \\ = 2s_1 f \cdot 10^{-3} \quad (\text{m/min}) \\ = 2s_1 f / 60 \cdot 10^{-3} \quad (\text{m/s})$$

【作動原理】

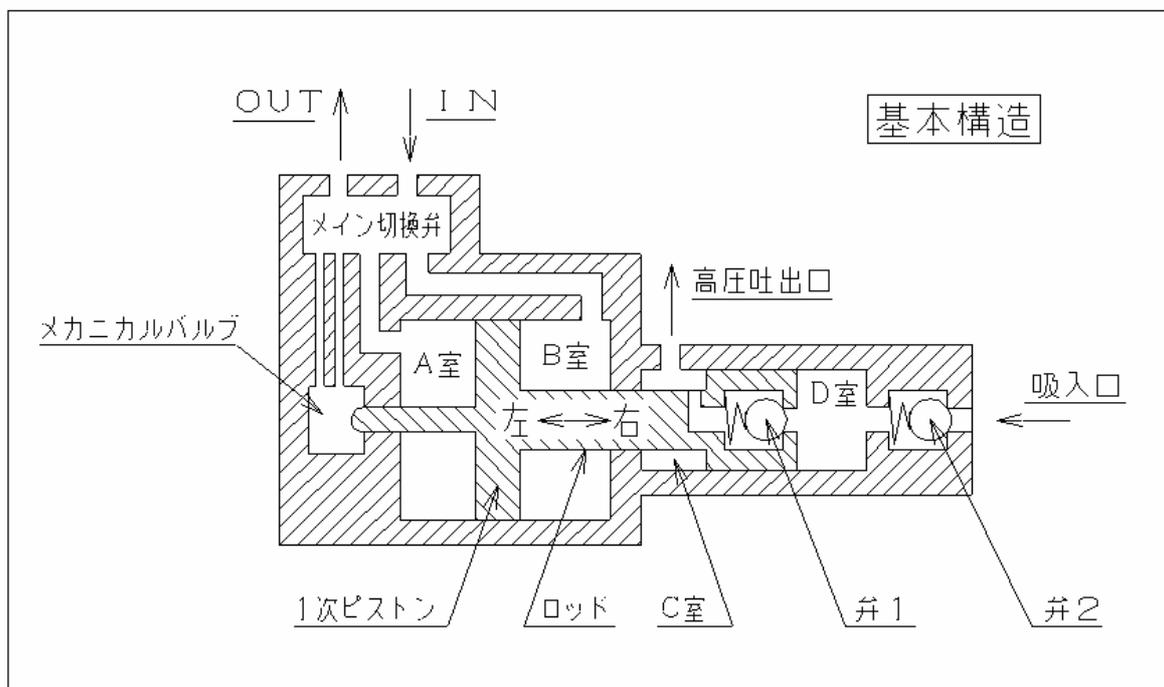


図 1.2.1 作動原理図

吐出原理

図 1.2.1 の切換弁の「IN」ポートから「A 室」に供給された流体は、「1 次ピストン」を加圧すると、「1 次ピストン」及び「ロッド」は右へ移動し、「D 室」を加圧圧縮する。この加圧時「弁 2」は閉止の状態となる。このとき「弁 1」は「D 室」の圧力を受け開となり、「C 室」も「D 室」もつながるため両室は同圧になり、「C 室」に入った流体は、「高圧吐出口」より吐出する。このとき、ピストンロッドがストロークエンドになると、「パイロットバルブ」が、「切換弁」に信号を送り「切換弁」は、「IN」からの流体の流れを「A 室」側から「B 室」側へと切替える。

流体の流れが切換ると、ピストン及びロッドは左へ移動し始める。このとき、「C 室」が加圧されるため、「弁 1」は閉止となり「C 室」の流体は、「高圧吐出口」より吐出する。このとき、「D 室」は、吸入工程となるため「弁 2」は開となり、「D 室」に流体が吸い込まれる。

なお、ストロークエンドになると「パイロットバルブ」が再び「切換弁」に信号を送り「切換弁」はスタートのときと同様に「A 室」側に切替える。このように本増圧器は、1 吸入 2 吐出のため吐出脈動が少なく、しかも全水圧制御にて連続吐出する。

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。

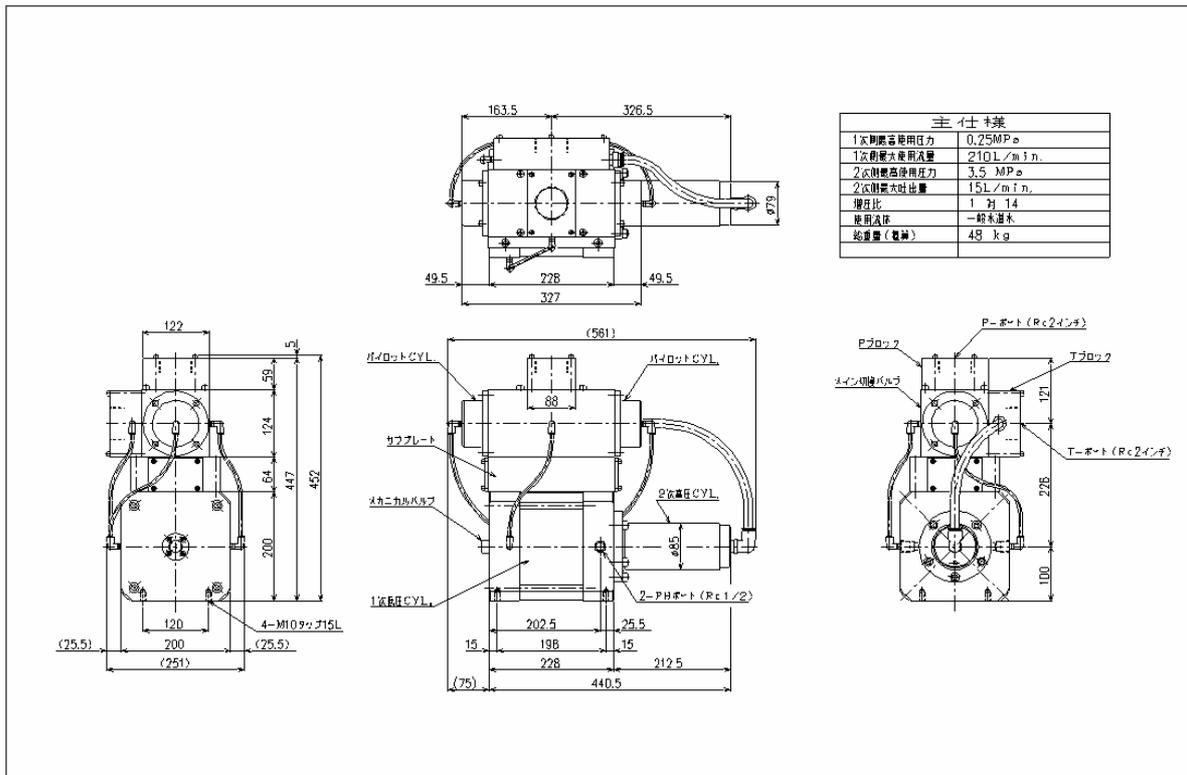


図 1.2.2 増圧器 (増圧比 14 : 1) 外形図

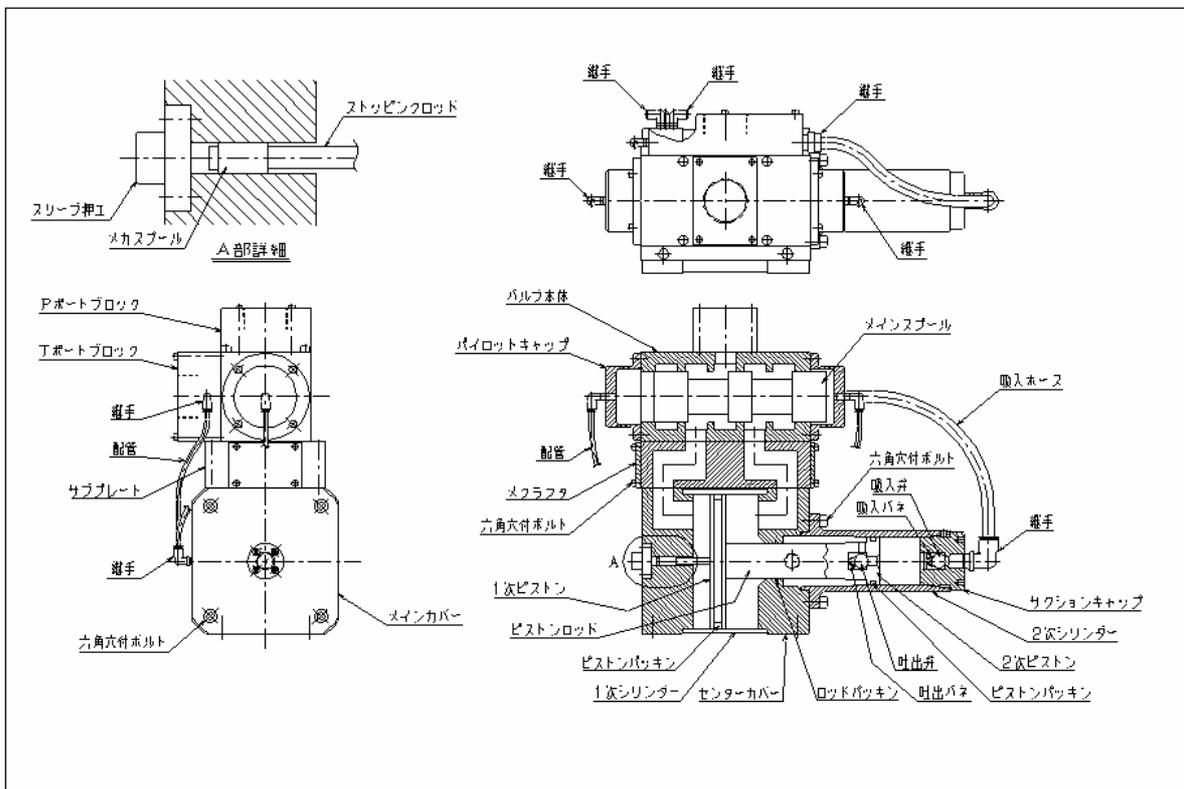


図 1.2.3 増圧器 (増圧比 14 : 1) 断面図



图 1.2.4 (1) 增压器概觀



图 1.2.4 (2) 增压器概觀

1.2.4 増圧装置単体性能試験と結果

(1) 単体性能試験

【試験回路】 図 1.2.5 による。また、試験装置写真を図 1.2.6 に示す。

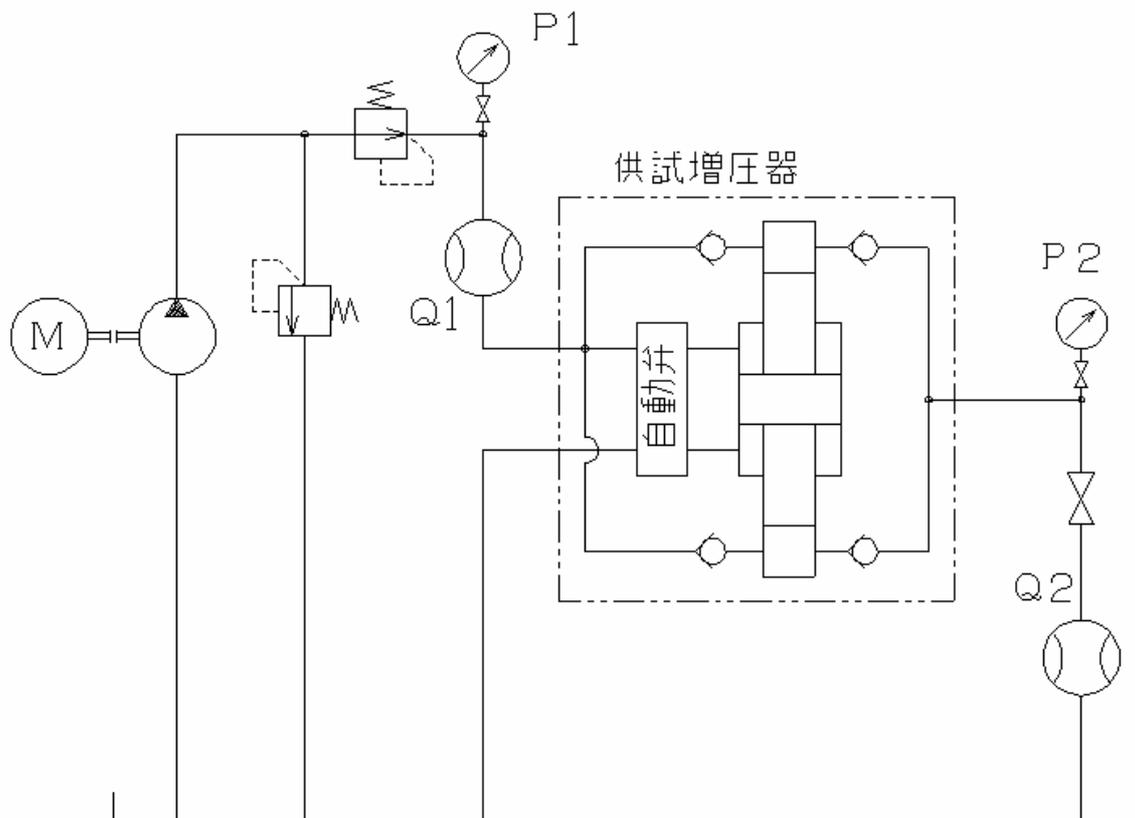


図 1.2.5 単体試験回路図

【試験方法】 増圧器に供給する水量をインバータにより設定し、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】 インバータ周波数、ポンプ回転数、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

【試験条件】 ポンプ MW1530 (マルヤマエクセル製)

吐出し量 59L/min (at 1450rpm)

電動機 3 AC200V5.5KW (インバータ駆動)

調圧弁 CRE7023

減圧弁 RD38 25A

流量計 重量法で測定

供試増圧器

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

(2) 単体テスト結果
 表 1.2.1 による。

表 1.2.1 増圧器単体試験結果

平成 18 年 2 月 22 日

入力側		出力側		効率	備考
圧力 P1 MPa	流量 Q1 L/min	圧力 P2 MPa	流量 Q2 L/min	容積効率 %	理論流量 L/min
0.25	32.4	0	1.80	100	1.80
0.25		1	1.55	86.1	
0.25		2	1.0	55.6	
0.25		3	微小		
0.25	48	0	2.71	100	2.71
0.25		1	2.24	82.7	
0.25		2	1.84	67.9	
0.25		3	1.72	63.5	
0.25	55.3	0	3.07	100	3.07
0.25		1	2.35	76.5	
0.25		2	2.32	75.5	
0.25		3	2.17	70.7	
0.25	0	3.5	0		締切り時



図 1.2.6 (1) 増圧器単体試験装置概観



図 1.2.6 (2) 増圧器単体試験装置概観

本テストにあたっては、当初供試渦巻きポンプと減圧弁及びリリーフ弁の代わりとして、グローブ弁を使用して、試験回路を構成してテストを行った。しかしながら、グローブ弁で、圧力、流量を調整することが難しく、テストすることができなかった。そこで、単体テストにおいては、供給用ポンプとしてマルヤマエクセル(株)製三連プランジャーポンプ MW1530 を使用した。MW1530 は、吐出し流量が max59L/min である。増圧器の 1 サイクルに対する呑み込み量は、増圧部本体の 1 次側 3.2L、2 次側 0.215L、パイロット部 0.458L であるので、1 サイクル 4.65sec すなわち 0.215Hz となる。また 1 次側供給量と 2 次側吐出し量との比率は、効率 100% として、18 : 1 となる。したがって、最大供給流量 50L/min のとき、2 次側吐出し量は、理論値で 2.77L/min となる。同様に 40L/min では、2.22L/min となり、30L/min では、1.66L/min となる。

今回のテストにおいて、無負荷時の吐出し流量をベースとして考えた場合、容積効率は 2 次側負荷圧が 1MPa で 76.5 ~ 86.1%、2MPa で 55.6 ~ 75.5%、3MPa で 63.5 ~ 70.7% (流量 48L/min 以上) となった。

(3) 検証実験

- a) 初期性能試験においては、流量測定にあたり 1 次側 CP 1 1/2 (日本フローコントロール製)、2 次側 G2 - S05I09LM (日本フローコントロール製) を使用した。この結果、容積効率の算定値が低くこの要因を分析するため増圧器単体の漏れ量を測定した。まず最初に、パイロット弁のスプール外周部からのドレン量を測定した。測定方法は、スプールを強制的に全ストロークさせて、戻り側のドレン量を測定した。このテストは左右 2 方向について行った。この結果、左右いずれの方向でも 1 次側 0.25MPa 時、250cc/min であった。ドレン量としては、問題ないと判断できる。
- b) 次に、増圧器 2 次側特にチェック弁弁座よりの漏れを調べるため、2 次側より 0.25MPa の圧力をかけて戻り側のドレン量を測定した。この結果も 250 cc/min であった。弁シート部の漏れにも特別異常のあるデータではなかった。
- c) メインピストンには、パッキンが入っており、漏れはないものと想定される。したがって、スプールの隙間部よりのドレン量は、比較的良好であることがわかった。
- d) チェック弁 2 次側より、逆流があるのではないかと。つまり、吸い込み動作をしているのではないかと。という指摘があったが、検証した結果、問題はなかった。
- e) 容積効率が低くなったのは、今回に実験範囲が小流量であったことと、流量計の測定範囲が 1 次側も 2 次側も下限値を下回っていたことがある。また、流量計の流過抵抗が 210L/min のときに 0.1MPa 程度と大きく正確な性能評価ができないことがわかったので、中途からこれを外して、重量法により測定を行った。

(4) 今後のテスト項目

- a) 増圧器の設計仕様が、定格 210L/min であり、今回の実験範囲が 59L/min と低く正規の流量でテストする必要がある。また、今回は、流量、圧力とも目視による読み取りで行ったが、時間的变化を見る必要がある。
- b) 流量計の測定範囲も 1 次側 40L/min ~ 380L/min、2 次側 3.8L/min ~ 38L/min であり、今回のテスト結果の測定精度に問題がある。この点でも、正規流量でのテストが必要である。

1.2.5 考察と課題

17 年度は、増圧装置の性能を単体で確認した。増圧比は、2 次側吐出し口を閉塞させて測定した。この結果、増圧比は設計値 14 のとおりとなっていることを確認できた。また、供給流量を変化させて、ポンプ作用を行わせてその性能を調べた。この結果 55.3L/min までの流量においては、表 1.2.1 の結果を得た。

定格流量 210L/min での試験については、平成 18 年度に実施する。

- (1) 効率を改善するための対策を講ずる。
- (2) 脈動を抑える工夫を行う。場合によって、アキュムレータの補助を得る。
- (3) 前工程の定圧装置や後工程のエネルギー有効利用装置、アクチュエータとのシステムを構築して、Uni-ADS 装置として十分機能を発揮するようまとめる。

1.3 エネルギー有効利用装置についての検討

1.3.1 目的

生産工場及び一般家庭にインフラとして整備されている水道網を利用した UniADS を実用化する上で、省エネルギー性の向上は非常に重要な課題である。昨年の研究結果においては提案したエネルギー有効利用手法の効果が数値計算により示された。本項では UniADS における省エネルギー手法について、実際に実機実験により定量的に考察することを目的とする。

本研究で提案する装置の最終目的は、複数水圧バッテリーの概念として以下のように要約される。すなわち、省エネルギー効果のために ON-OFF 駆動する圧力段階の異なる 3 種のエネルギー供給源があり、そのうち最上位のものは負荷の作動に応じて自動的に作動する増圧器を有する最大能力の水圧供給源とし、残りの 2 種は圧力の異なる蓄圧源とする。水圧モータで（常時）駆動されるコンベアと、荷を昇降作動させるリフタの組み合わせ装置を想定し、コンベアは常に最大能力供給源により駆動し、リフタは荷の大小により 2 つの蓄圧源を切り替えて駆動する。コンベア回路には、負荷が軽いときの余剰エネルギーを 2 つの蓄圧源に補充する選択弁があり、最大能力供給源のエネルギーを常に有効に利用できるものとする。運転中の負荷の大小及び蓄圧源の状態は常に監視できる機能を有し、それらの情報に応じてコンベア装置では駆動と蓄圧を繰り返し、シリンダ装置では蓄圧源を自動選択することが可能なコントローラを有する産業用運搬装置を実現できるような装置を考える。以上の概念が実現されれば、従来廃棄していた余剰エネルギーを他のアクチュエータの駆動に利用できると同時に、多数の負荷あるいは工程に応じた複数の圧力源を準備することが不要となるため、環境融和性に優れた水圧駆動システムの付加価値はさらに大きくなる。

本研究では上記の基礎実験として、2 つの圧力ラインに対して実験を行い、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回収・回生が可能かを、従来の駆動方法と比較して定量的に調査する。ただし平成 17 年度は UniADS において研究を行っている定圧/増圧装置を用いず、定水圧源により供給される圧力ラインに接続して実験を行う。また実験で用いる圧力は、中圧ライン（1.5MPa）及び低圧ライン（0.25MPa）の組合せのみについて考える。さらに、高圧ライン（3.5MPa）も組み合わせたシステムについて同様なエネルギー有効利用手法を稼働させた場合のシミュレーションも行う。

1.3.2 エネルギー有効利用装置の機能

実験機外観、アクチュエータ及び実験回路図を図 1.3.1～図 1.3.3 にそれぞれ示す。なお図 1.3.2 は当初の UniADS 全体の回路図から、本研究に対応する部分のみを取り出した回路である。本研究で調査対象とするのは、水圧モータによる搬送コンベアと鉛直に据え付けられた水圧シリンダによるリフタをアクチュエータとし、これらの中圧ライン（1.5MPa）及び低圧ライン（0.25MPa）の 2 つの圧力源にて駆動する水圧システムである。なお図 1.3.3 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。

中圧ライン及び低圧ラインの回路の消費エネルギーは、各ラインに設けられた圧力計と流量計により算出する。また水圧モータの駆動及び停止は、切換弁の制御により行う。さらに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 1.3.3 の S.V.11）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。



図 1.3.1 エネルギー有効利用装置実機外観図



図 1.3.2 エネルギー有効利用装置アクチュエータ外観図
（左：水圧シリンダ、右：水圧モータ）

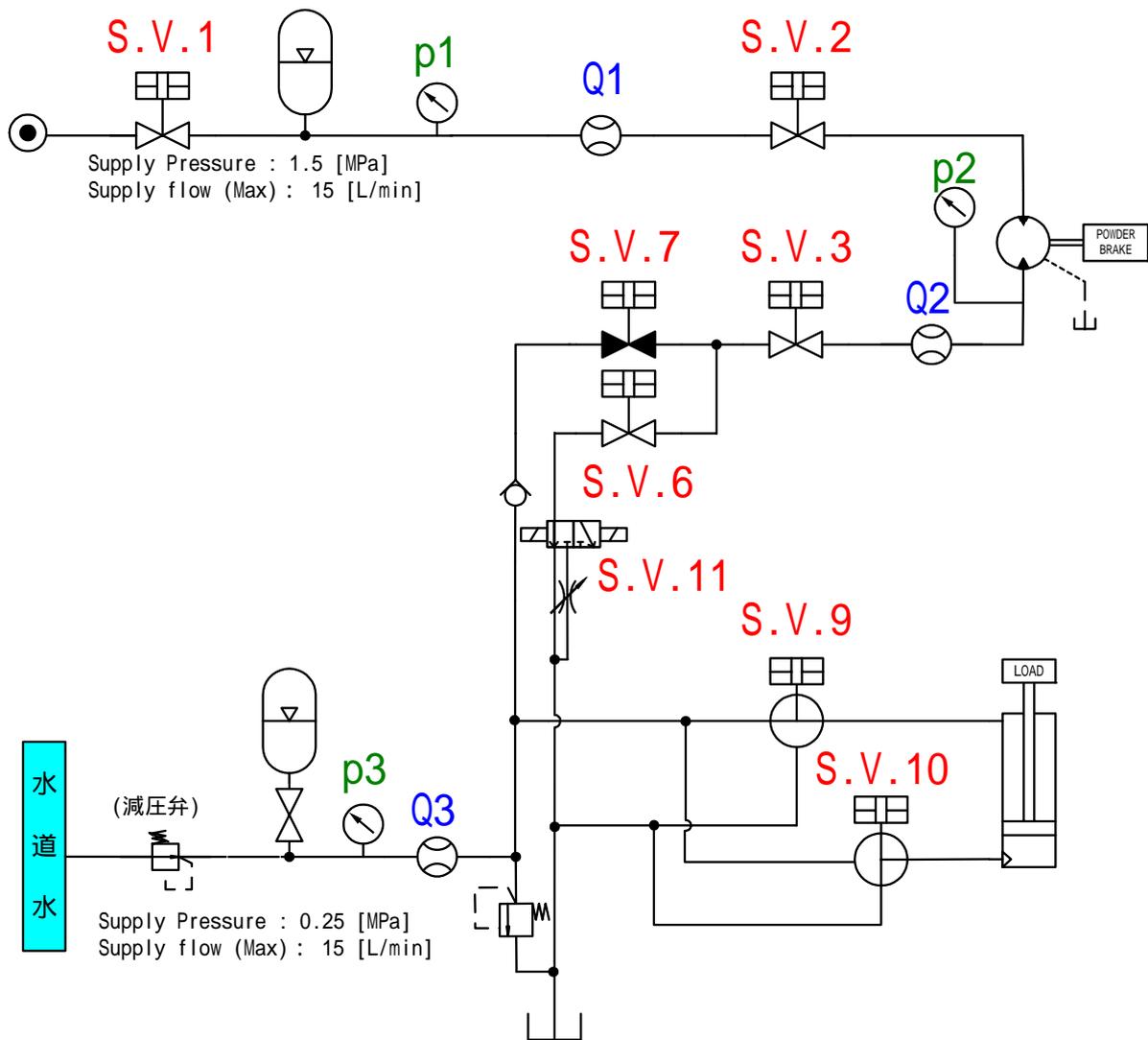


図 1.3.3 エネルギー有効利用装置実験回路図

1.3.3 エネルギー有効利用実験概要

生産工場内における搬送用コンベアとリフトの実際の運転パターンとしては、図 1.3.4 の組み合わせを考える。この運転パターンはコンベアとリフトの単独動作を行うものであり、最も基本的な消費エネルギー特性を得るために選定した。

従来の方法では、水圧モータの減速は吐出側とタンクの間に切換弁を用いて絞りを挿入し、有効差圧を小さくすることでこれを実現しているが、このことは圧力エネルギーを廃棄していることに相当し、省エネルギー的見地からは有効ではない。したがって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う。同時に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。

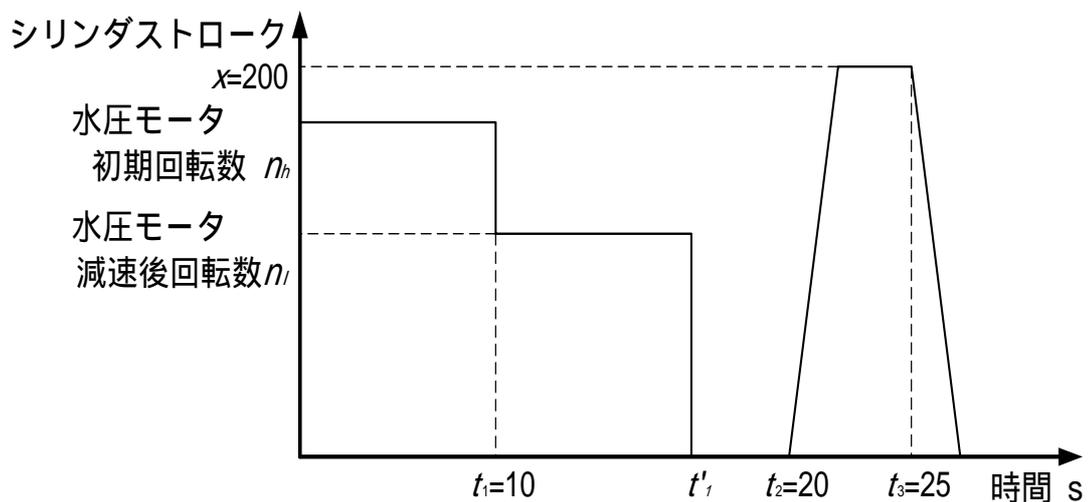


図 1.3.4 アクチュエータ駆動パターン

実験では、低圧ラインアキュムレータの初期蓄圧力、水圧モータ回転数及び水圧シリンダ負荷を変化させて行うこととする。なお減速後の水圧モータ回転数は、提案回路における低圧ラインアキュムレータの実験開始時の初期蓄圧力で決定されることに注意する。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）の可変絞り（S.V.11）の絞り度合いにより決定している。

(1) 実験パラメータ

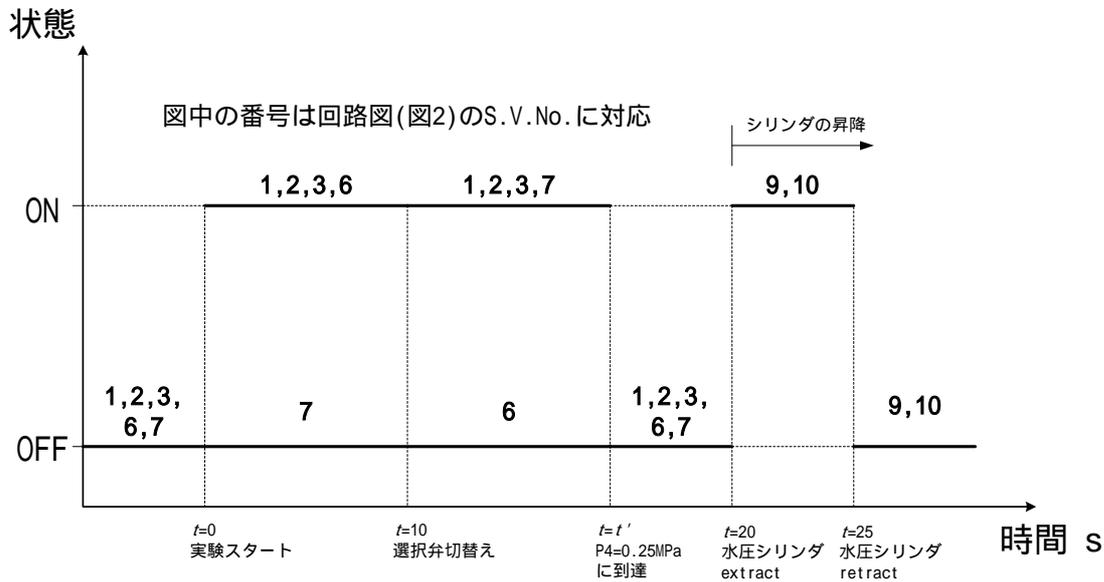
- ・ 低圧ラインアキュムレータの初期蓄圧力 p_{ACC} 0.22MPa、0.20MPa
- ・ 水圧モータ初期回転数 n_h 1000rpm、1300rpm
- ・ 水圧シリンダ負荷 M 5kg、10kg

(2) 駆動パターン (図 1.3.4 参照)

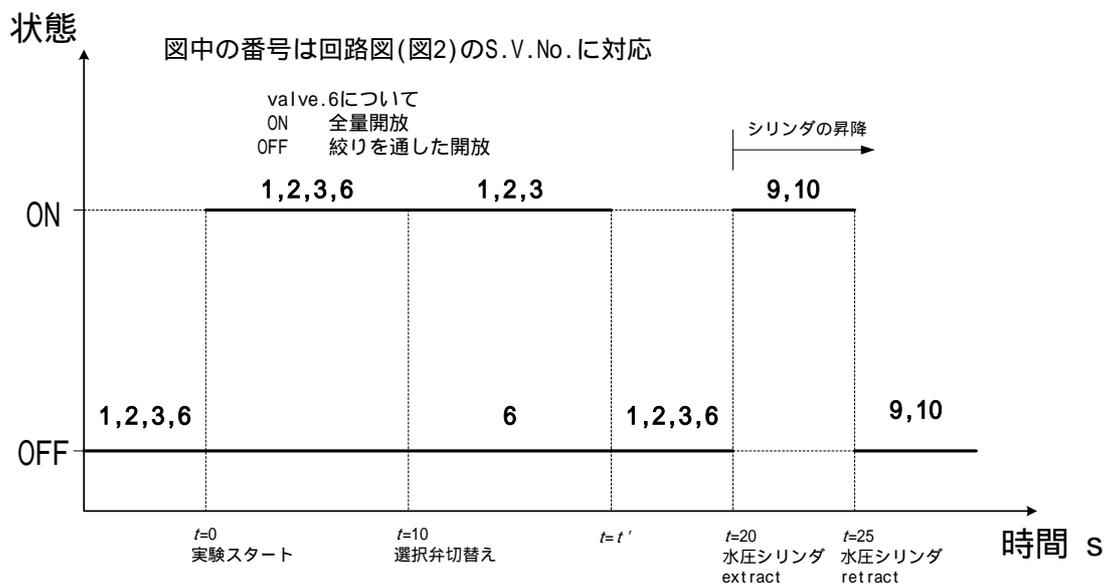
- Step.1 $t_1 = 10s$: S.V.7 の切換えによる蓄圧を開始
- Step.2 低圧ライン圧力 p_3 が 0.25MPa に達した時刻 t'_1 で、水圧モータを停止させるために駆動弁 S.V.2 及び S.V.3 を閉鎖
- Step.3 $t_2 = 20s$: シリンダ伸ばし動作開始

Step.4 $t_3 = 25\text{s}$: シリンダ戻し動作開始

以上の駆動パターンに基づく各制御弁の制御ロジックを図 1.3.5 に示す。



(a) エネルギー有効利用回路



(b) 従来回路

図 1.3.5 エネルギー有効利用試験弁開閉パターン

1.3.4 実験結果及びシミュレーション

前項の実験パラメータ及び駆動パターンによる水圧モータ回転数、各部圧力、流量の応答を示す。なお、実験パラメータと実験結果の対応は表 1.3.1 に示すとおりである。同時に、以下の設定、手順によるシミュレーションも行い、実

験結果を数値的に模擬する。

表 1.3.1 実験パラメータと実験結果の対応

実験 No.	水圧モータ 最高回転数 n_h rpm	アキュムレータ 初期蓄圧力 p_{ACC} MPa	提案回路	従来回路
実験 1	1000	0.22	図 1.3.6	図 1.3.7
実験 2		0.20	図 1.3.8	図 1.3.9
実験 3	1300	0.22	図 1.3.10	図 1.3.11
実験 4		0.20	図 1.3.12	図 1.3.13

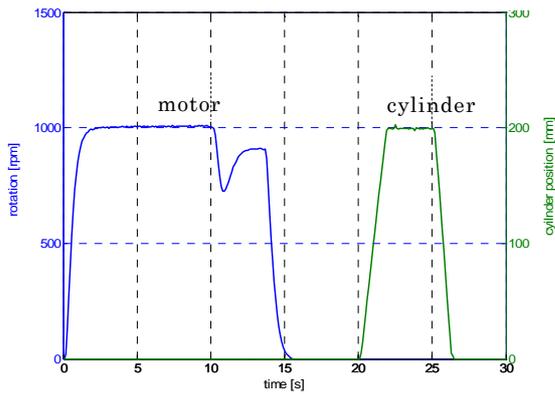
シミュレーションにおいては、以下を仮定した。

- (A1) 作動流体の密度、粘度及び体積弾性係数は常に一定
- (A2) 管摩擦や計器部における圧力損失を無視
- (A3) 計器やバルブは遅れ時間なく応答
- (A4) シリンダの内部/外部漏れを無視

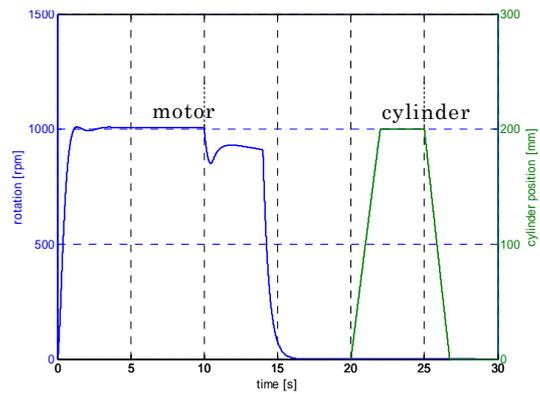
提案回路の場合にはアキュムレータへの蓄圧により p_3 が p_{ACC} から 0.25MPa まで上昇するため、提案回路と従来回路において減速時の水圧モータ回転数 n_l を完全に等しくすることは不可能である。したがって従来回路の n_l を決定する際には、 $(t'_1 - t_1)$ s における水圧源から供給されるエネルギーが等しくなるように試行錯誤的に決定した。実験同様、 n_l はモータ吐出側の絞り度によって調節した。ただし (A3) の仮定により、エネルギー有効利用回路における $t = 0 \sim 20$ s の区間では p_2 と p_3 は一致していることに注意する。また、図 1.3.6 から図 1.3.13 は、いずれもシリンダ負荷 M を 5kg で行った結果である。提案回路及び従来回路におけるシリンダの昇降動作のみ負荷 M を 10kg として行った時の実験及びシミュレーション結果を図 1.3.14、図 1.3.15 に示す。また、シミュレーションで用いた諸設定の一覧を表 1.3.2 に示す。

表 1.3.2 シミュレーションパラメータ

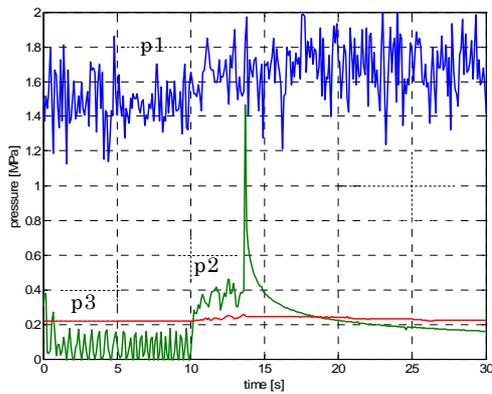
設定項目	記号	単位	設定値	備考
作動流体密度 (水)	ρ	kg/m ³	1000	-
作動流体粘度 (水)	μ	Pa・s	1.002×10 ⁻³	-
体積弾性係数 (水)	K	GPa	2.2	-
大気圧力	P_{atm}	kPa	101.324	-
重力加速度	g	m/s ²	9.81	-
高圧側最大供給流量	Q_{sup_h}	L/min	15.0	計測値
低圧側最大供給流量	Q_{sup_l}	L/min	15.0	仮定値 (一定)
高圧側配管体積	V_1	L	5.0	仮定値 (一定)
低圧側配管体積	V_2	L	22.0	仮定値 (一定)
戻り管体積 (絞り部)	V_3	L	1.0	仮定値 (一定)
シリンダクッション部体積	V_0	L	0.1	仮定値
モータ押し のけ容積	D	cc/rev	12.605	計測値
パウダブレーキ慣性モーメント	I	kg・m ²	3.53×10 ⁻⁴	仕様書に記載
モータ粘性係数	C_d	-	6.3×10 ⁵	計測値
モータ摩擦係数	C_f	-	0.820	計測値
パウダブレーキ負荷トルク	T	N・m	0.55 or 0.35	実寸
モータ漏れ係数	C_s	-	4.3×10 ⁻¹⁰	測定値
シリンダ受圧面積 (ロッドなし)	A_1	m ²	1.257×10 ⁻³	実寸 (内径 40mm)
シリンダ受圧面積 (ロッドあり)	A_2	m ²	1.056×10 ⁻³	実寸
シリンダ負荷	M	kg	6.5 or 11.5	実寸
シリンダ粘性係数	c	-	800	仮定値
シリンダクーロン摩擦力	F_r	N	40	仮定値
高圧側 ACC ガス初期封入圧力	P_{acc_h}	MPa	1.0	仕様書に記載
高圧側 ACC ガス初期封入体積	V_{acc_h}	L	0.5	仕様書に記載
低圧側 ACC ガス初期封入圧力	P_{acc_l}	MPa	0.18	仕様書に記載
低圧側 ACC ガス初期封入体積	V_{acc_l}	L	18.6	仕様書に記載
高圧側 ACC ガス初期設定圧力	P_{0acc_h}	MPa	1.5	設定値
低圧側 ACC ガス初期設定圧力	P_{0acc_l}	MPa	0.22 or 0.20	設定値
ポリトロープ指数	κ	-	1.66	仮定値
絞り断面積	A_{ori}	m ²	-	実験毎に調整
流量係数	C	-	0.625	仮定値
リリーフ弁設定圧力	P_{set}	MPa	0.26	仮定値
リリーフ弁クラック圧力	P_{cr}	MPa	0.25	仮定値
リリーフ弁フルリリーフ流量	Q_{r_max}	L/min	10	仮定値



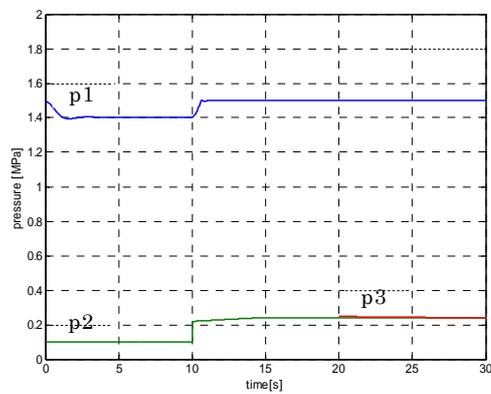
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(実験結果)



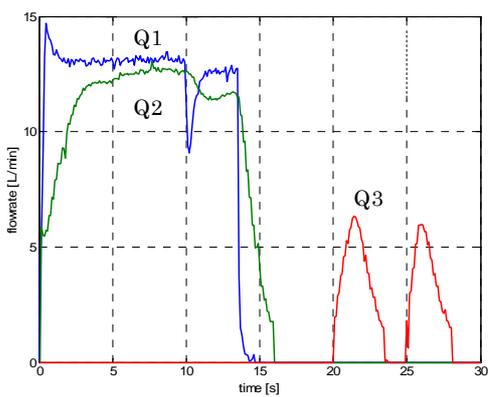
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(シミュレーション結果)



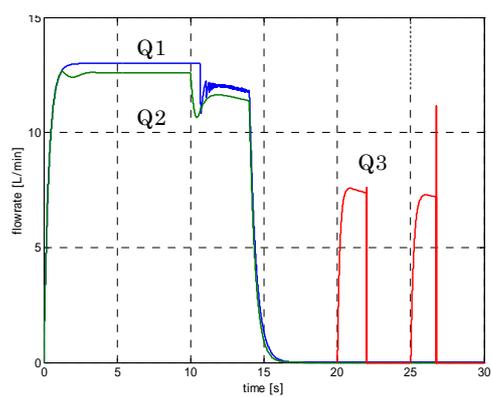
(b) 各部圧力応答 (実験結果)



(b) 各部圧力応答 (シミュレーション結果)

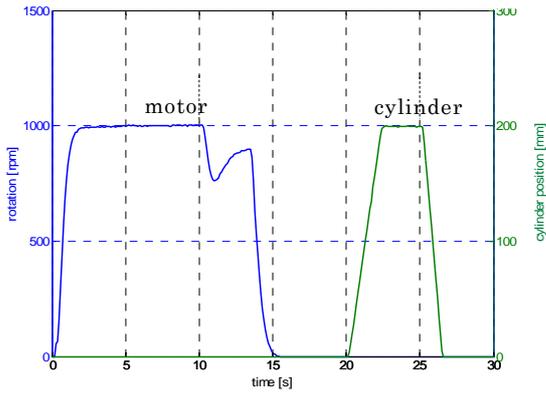


(c) 各部流量 (実験結果)

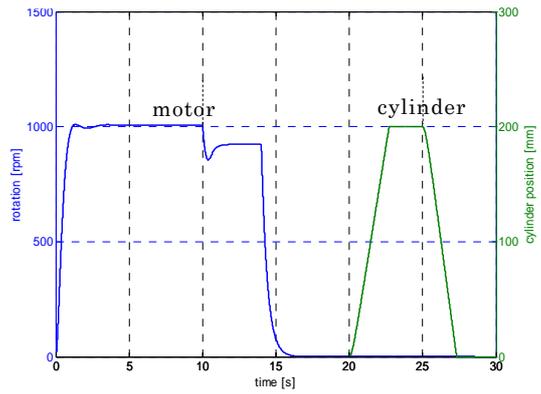


(c) 各部流量 (シミュレーション結果)

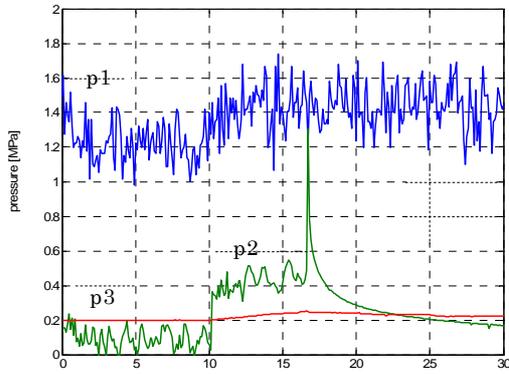
図 1.3.6 実験及びシミュレーション結果 1 ($M=5\text{kg}$ 、提案回路)
($n_h=1000\text{rpm}$ 、 $p_{ACC}=0.22\text{MPa}$)



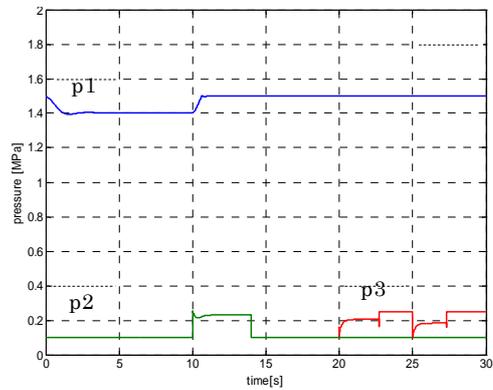
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(実験結果)



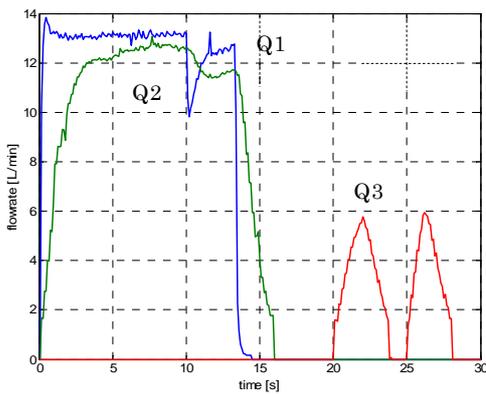
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(シミュレーション結果)



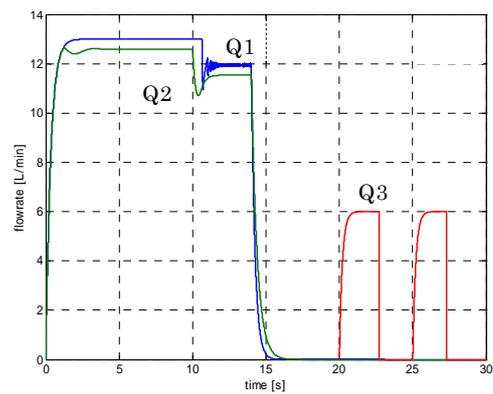
(b) 各部圧力応答 (実験結果)



(b) 各部圧力応答 (シミュレーション結果)

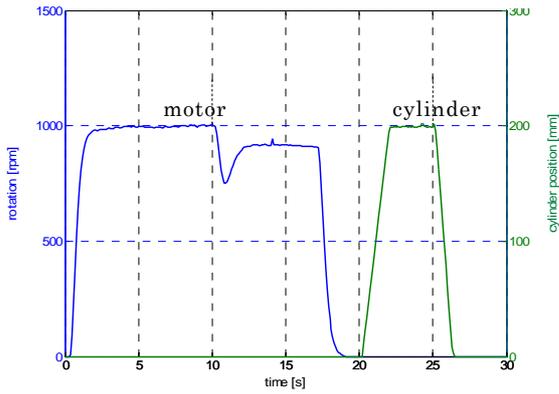


(c) 各部流量 (実験結果)

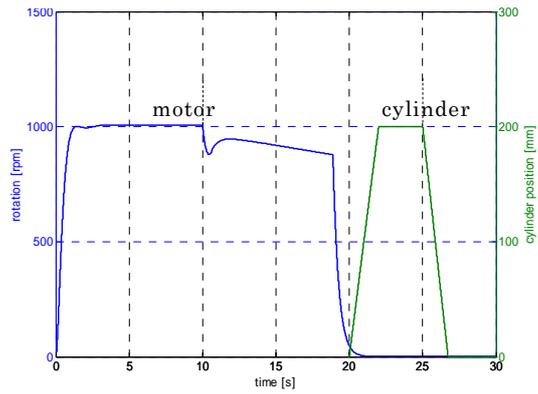


(c) 各部流量 (シミュレーション結果)

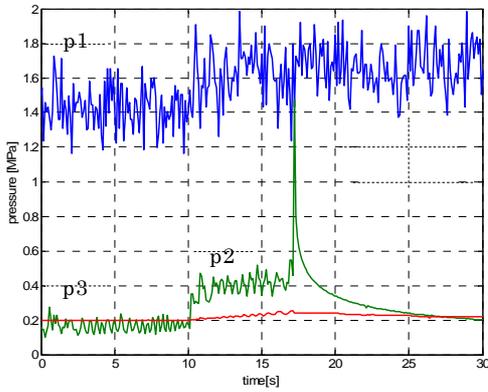
図 1.3.7 実験及びシミュレーション結果 1 ($M=5\text{kg}$ 、従来回路)
($n_h=1000\text{rpm}$ 、 $p_{ACC}=0.22\text{MPa}$)



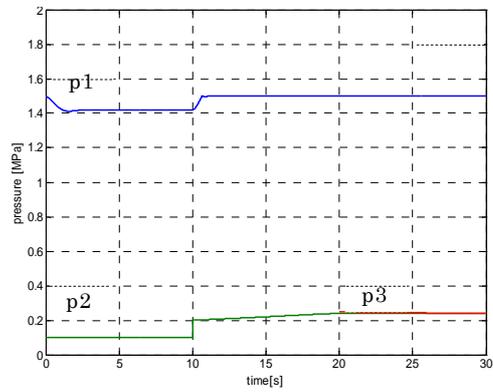
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(実験結果)



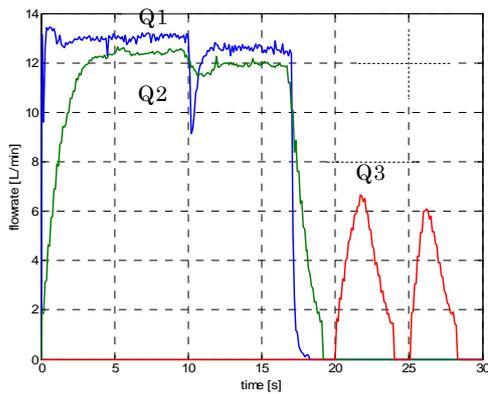
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(シミュレーション結果)



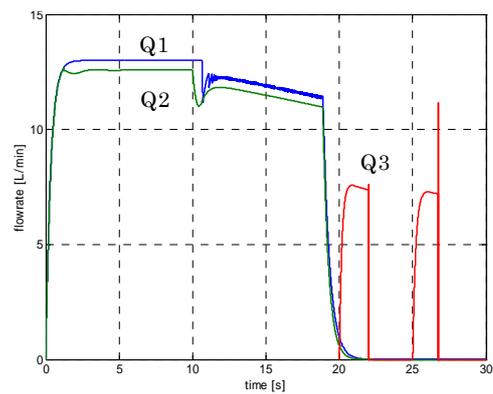
(b) 各部圧力応答 (実験結果)



(b) 各部圧力応答 (シミュレーション結果)

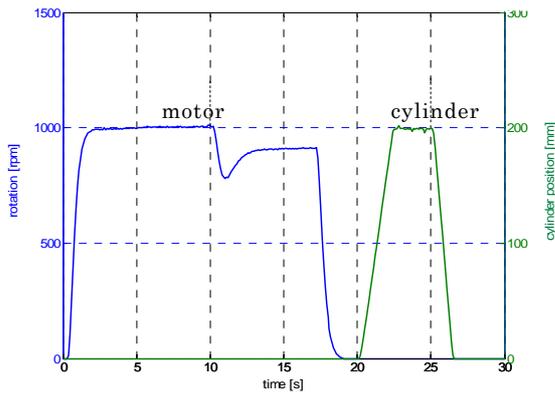


(c) 各部流量 (実験結果)

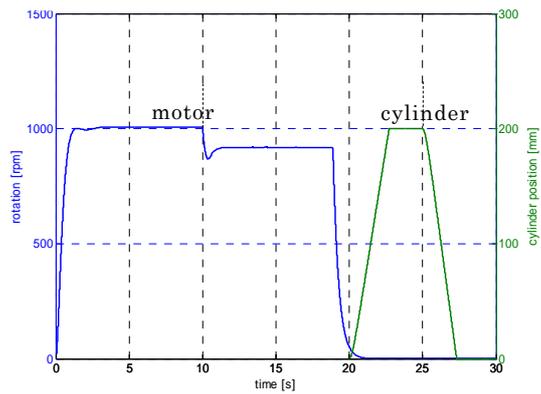


(c) 各部流量 (シミュレーション結果)

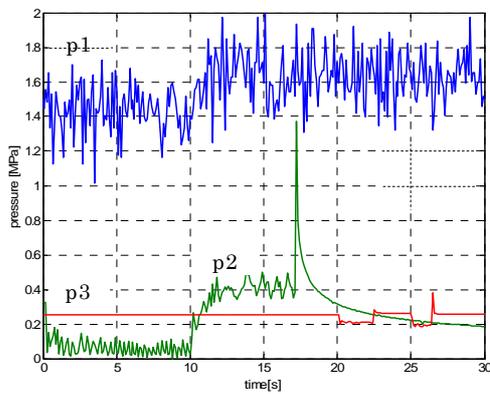
図 1.3.8 実験及びシミュレーション結果 2 (M=5kg、提案回路)
($n_h=1000\text{rpm}$ 、 $p_{ACC}=0.20\text{MPa}$)



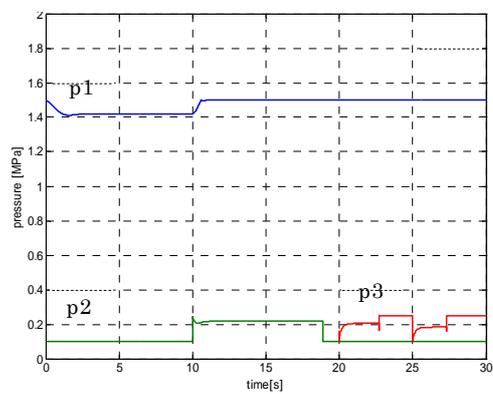
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(実験結果)



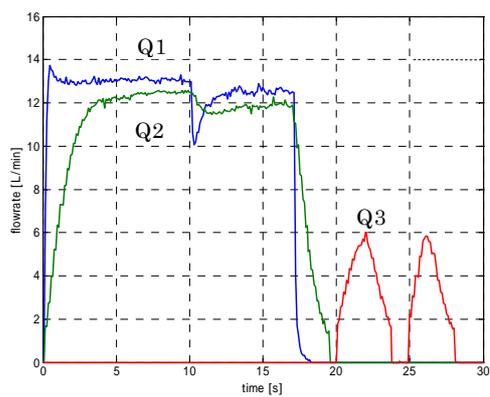
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(シミュレーション結果)



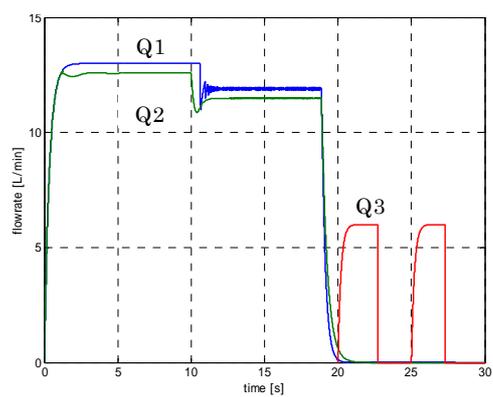
(b) 各部圧力応答 (実験結果)



(b) 各部圧力応答 (シミュレーション結果)

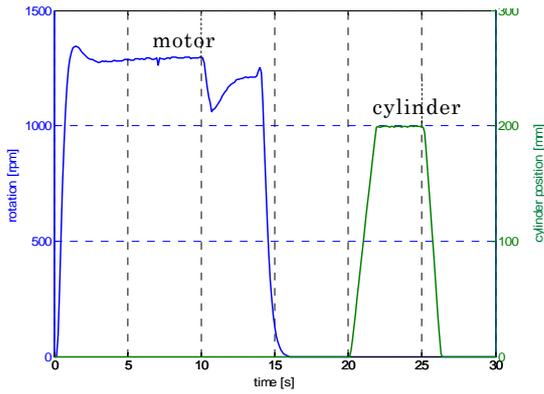


(c) 各部流量 (実験結果)

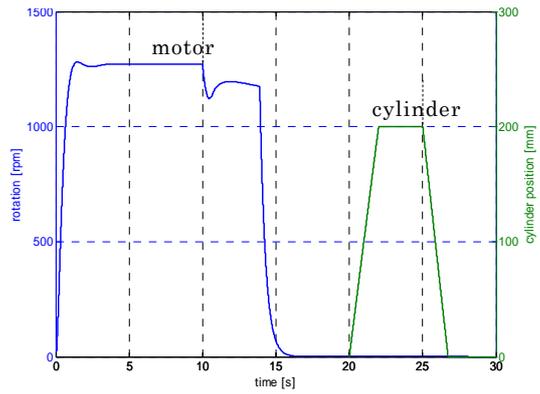


(c) 各部流量 (シミュレーション結果)

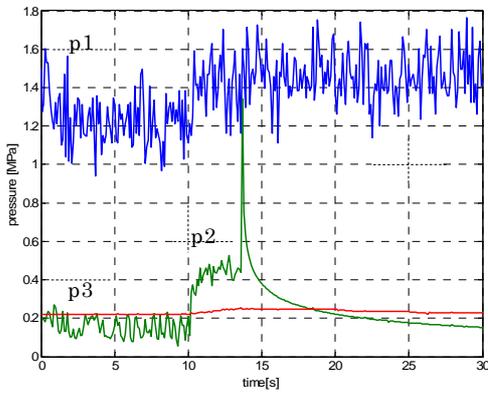
図 1.3.9 実験及びシミュレーション結果 2 ($M=5\text{kg}$ 、従来回路)
($n_h=1000\text{rpm}$ 、 $p_{ACC}=0.20\text{MPa}$)



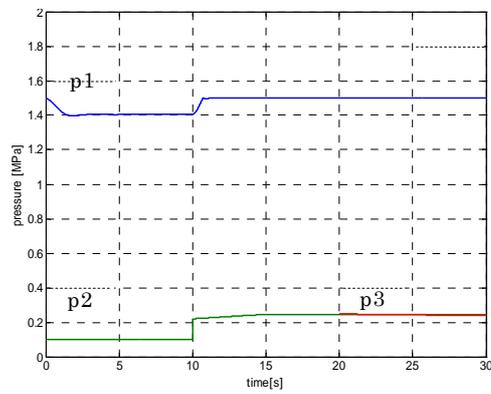
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(実験結果)



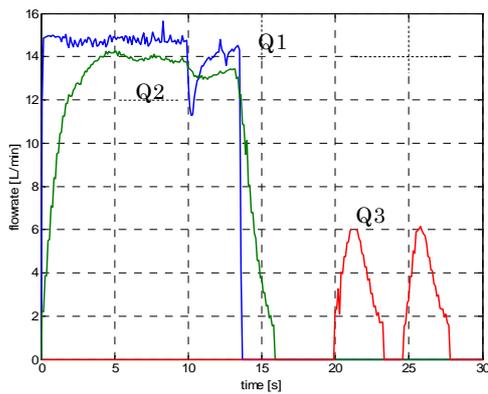
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(シミュレーション結果)



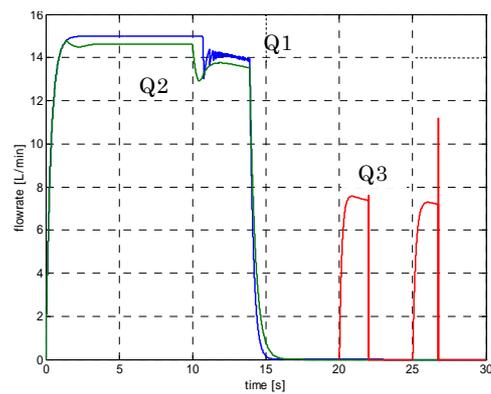
(b) 各部圧力応答 (実験結果)



(b) 各部圧力応答 (シミュレーション結果)

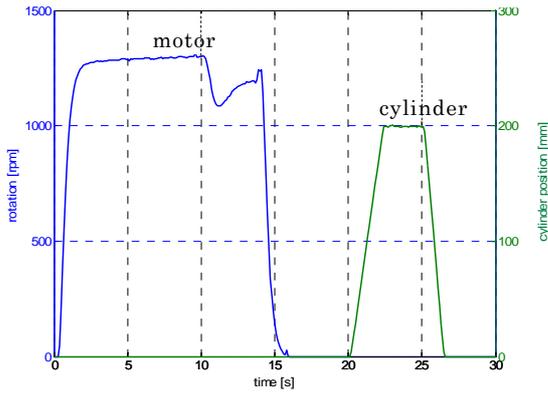


(c) 各部流量 (実験結果)

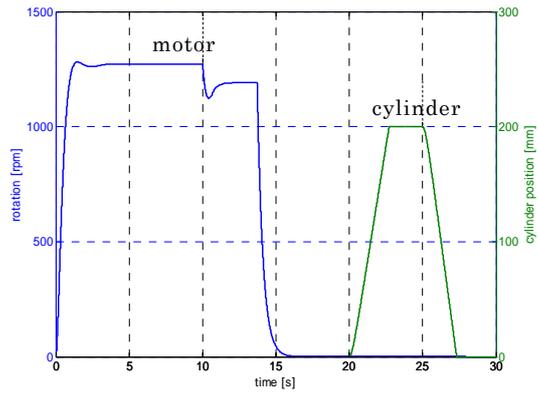


(c) 各部流量 (シミュレーション結果)

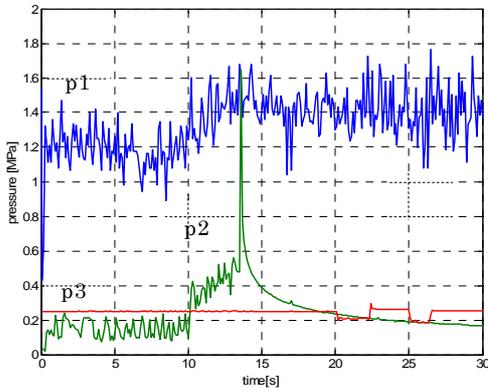
図 1.3.10 実験及びシミュレーション結果 3 (M=5kg、提案回路)
($n_h=1350\text{rpm}$ 、 $p_{ACC}=0.22\text{MPa}$)



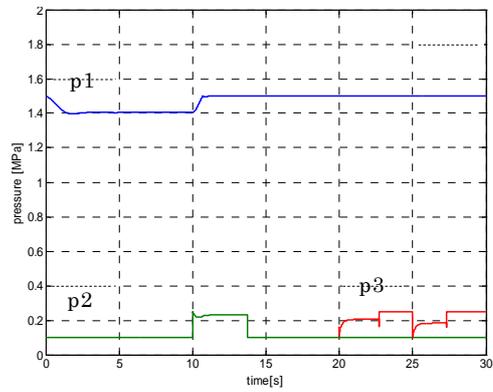
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(実験結果)



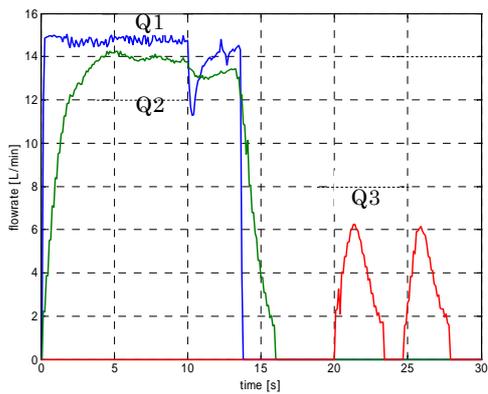
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(シミュレーション結果)



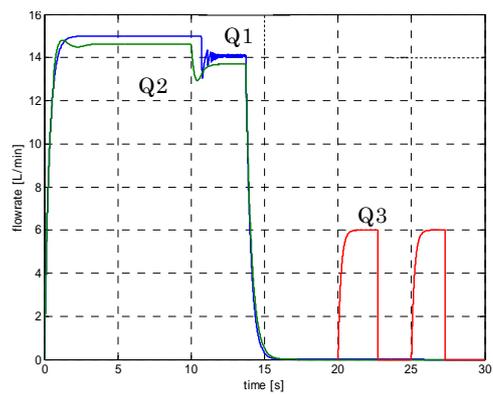
(b) 各部圧力応答 (実験結果)



(b) 各部圧力応答 (シミュレーション結果)

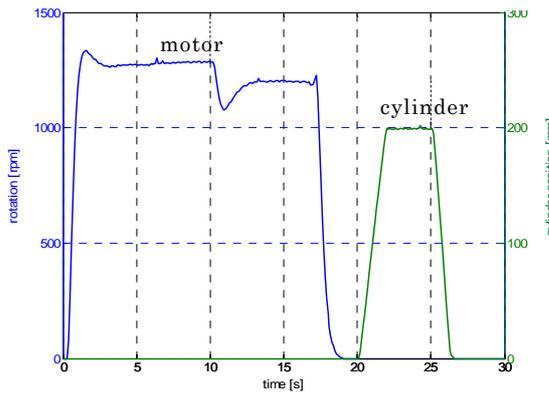


(c) 各部流量 (実験結果)

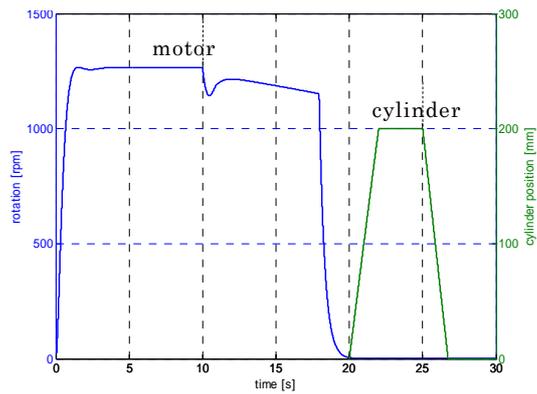


(c) 各部流量 (シミュレーション結果)

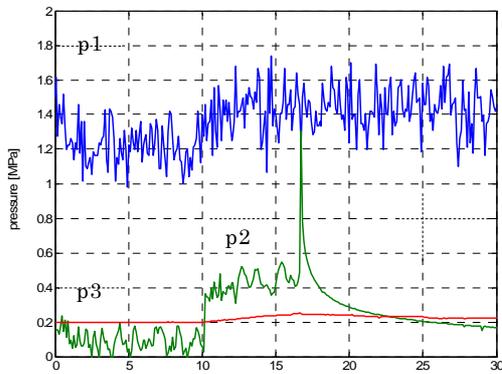
図 1.3.11 実験及びシミュレーション結果 3 (M=5kg、従来回路)
($n_h=1350\text{rpm}$ 、 $p_{ACC}=0.22\text{MPa}$)



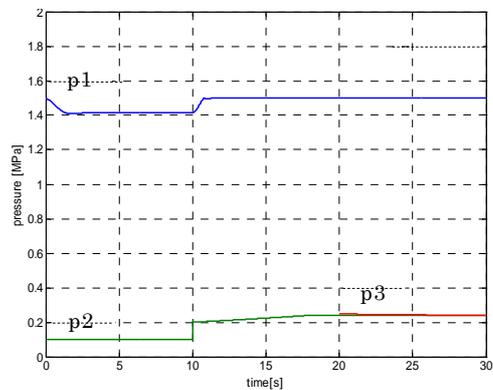
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(実験結果)



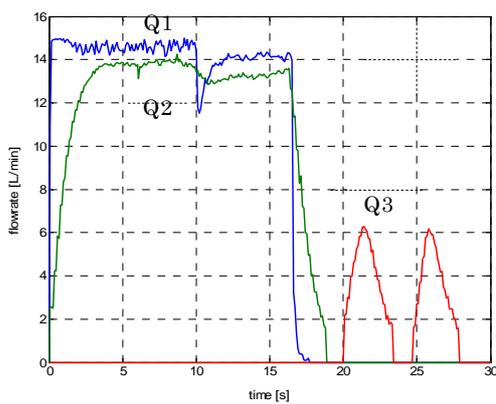
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(シミュレーション結果)



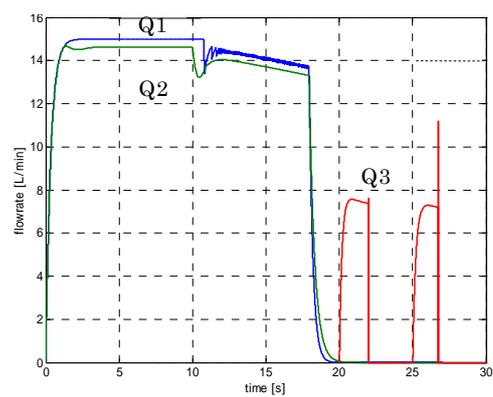
(b) 各部圧力応答 (実験結果)



(b) 各部圧力応答 (シミュレーション結果)

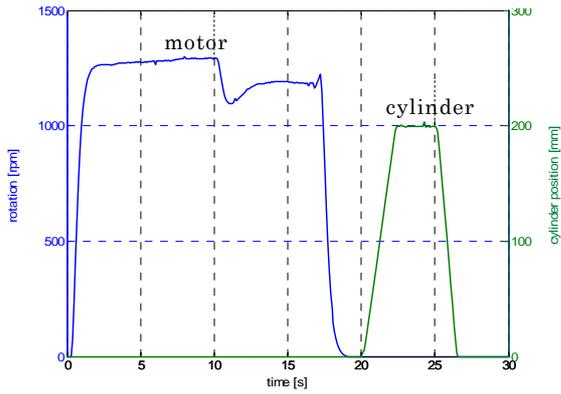


(c) 各部流量 (実験結果)

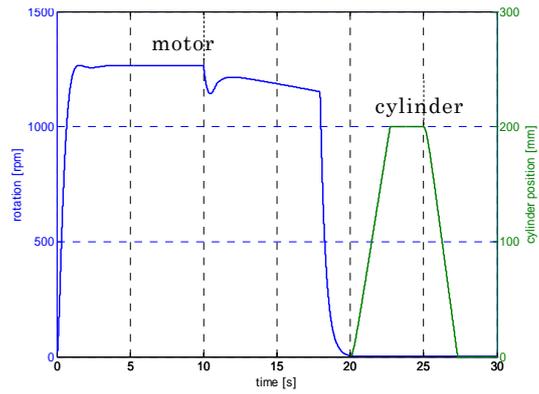


(c) 各部流量 (シミュレーション結果)

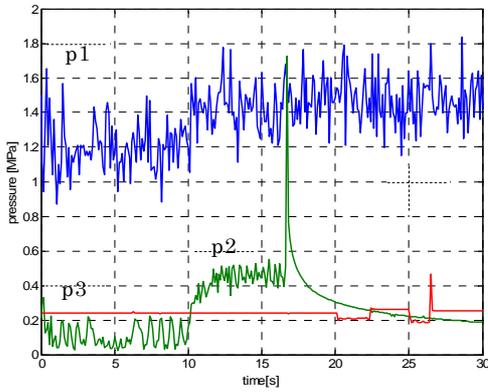
図 1.3.12 実験及びシミュレーション結果 4 (M=5kg、提案回路)
($n_h=1350\text{rpm}$ 、 $p_{ACC}=0.20\text{MPa}$)



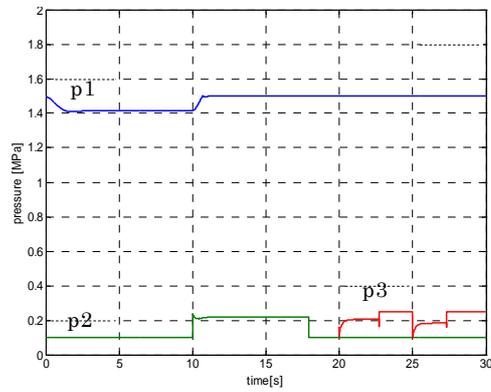
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(実験結果)



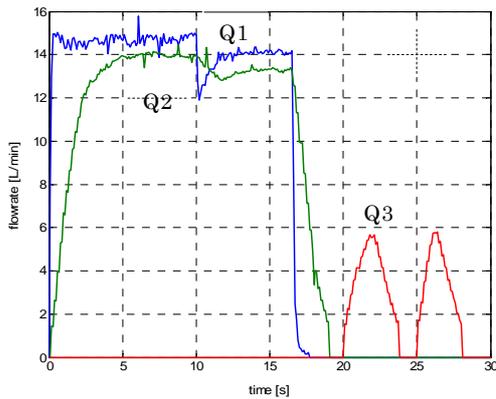
(a) 水圧モータ回転数及びシリンダ動作
(シミュレーション結果)



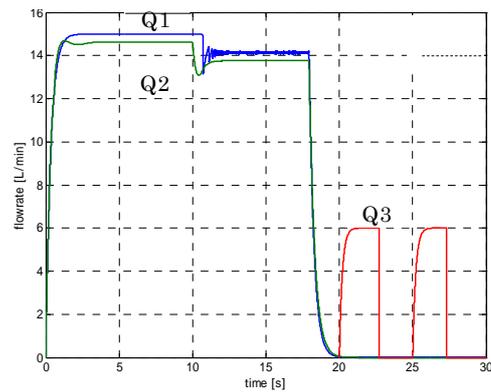
(b) 各部圧力応答 (実験結果)



(b) 各部圧力応答 (シミュレーション結果)

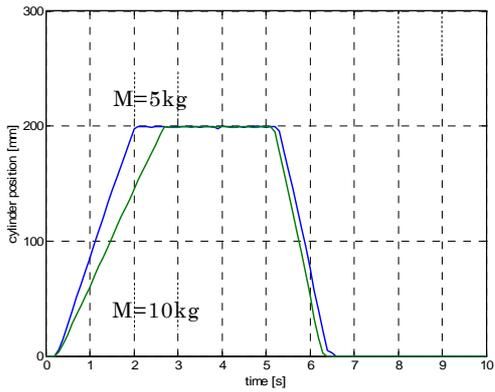


(c) 各部流量 (実験結果)

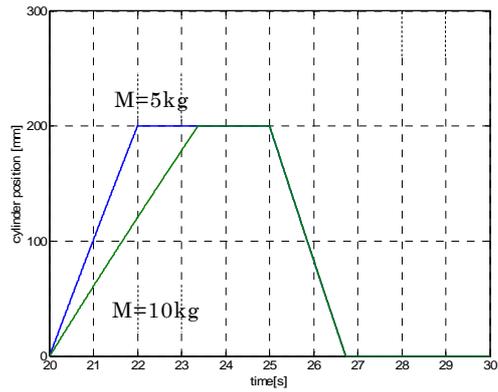


(c) 各部流量 (シミュレーション結果)

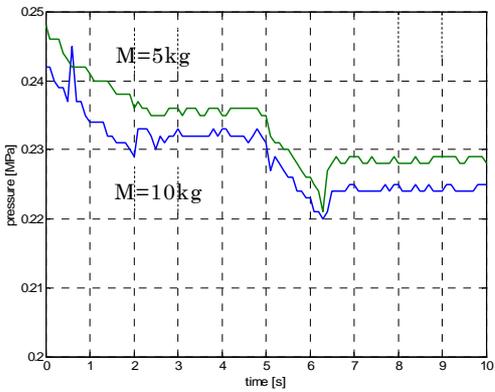
図 1.3.13 実験及びシミュレーション結果 4 (M=5kg、従来回路)
($n_h=1350\text{rpm}$ 、 $p_{ACC}=0.20\text{MPa}$)



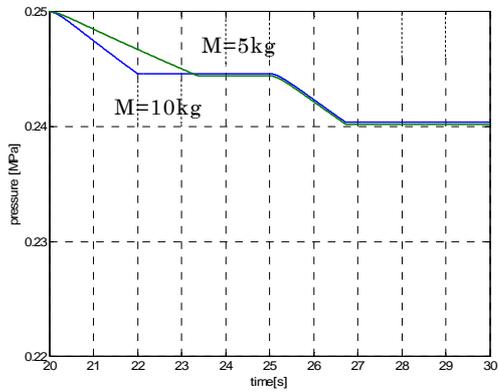
(a) 水圧シリンダ変位 (実験結果)



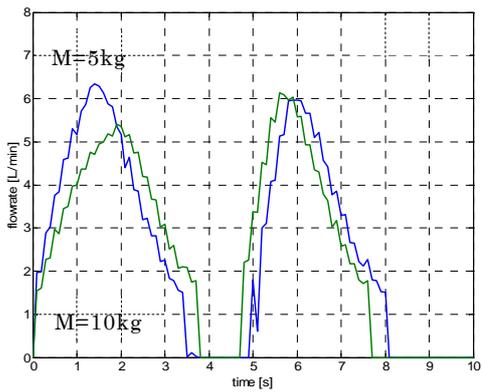
(a) 水圧シリンダ変位 (シミュレーション)



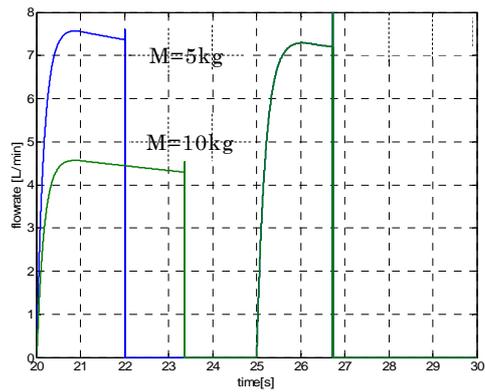
(b) 圧力応答 (実験結果)



(b) 圧力応答 (シミュレーション)

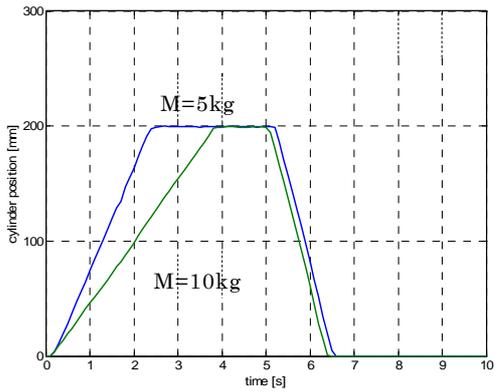


(c) 流量 (実験結果)

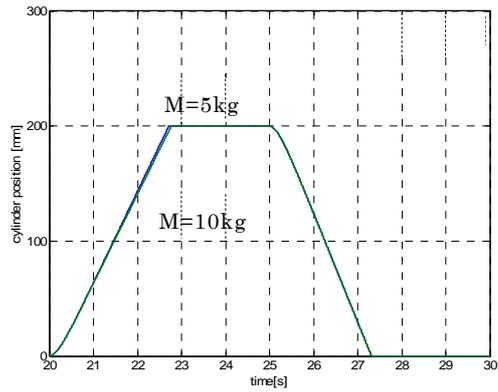


(c) 流量 (シミュレーション)

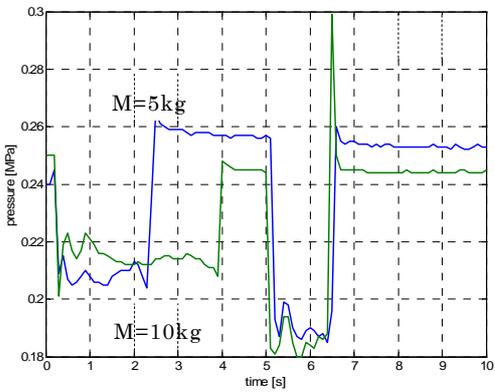
図 1.3.14 負荷の違いによるシリンダ昇降結果 (M=10kg、提案回路)



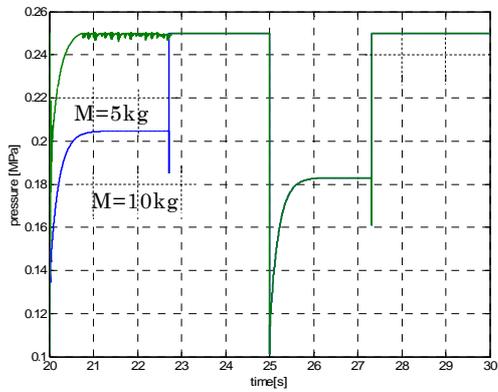
(a) 水圧シリンダ変位 (実験結果)



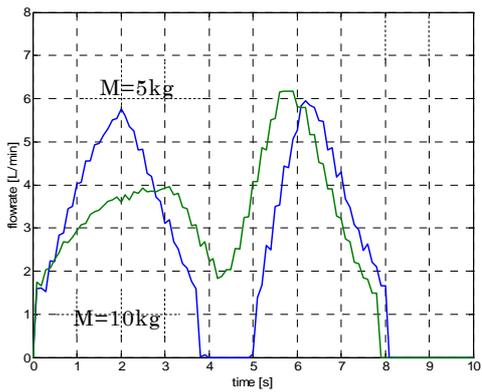
(a) 水圧シリンダ変位 (シミュレーション)



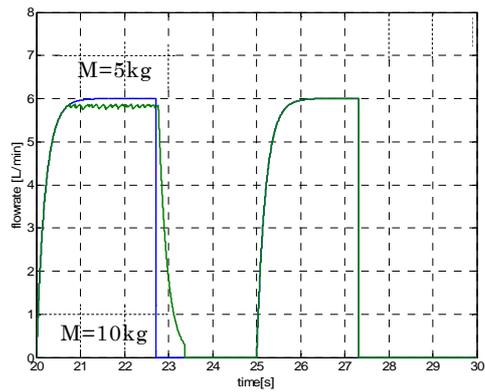
(b) 圧力応答 (実験結果)



(b) 圧力応答 (シミュレーション)



(c) 流量 (実験結果)



(c) 流量 (シミュレーション)

図 1.3.15 負荷の違いによるシリンダ昇降結果 (M=10kg、従来回路)

1.3.5 省エネルギー性の検討

以下では提案したエネルギー有効利用回路を回路 1、従来回路を回路 2 とする。以下に消費エネルギーと省エネルギー率の定義式を示す。

$$\begin{aligned}
 (\text{消費エネルギー}) = & \\
 & (\text{2つの水圧源から供給されたエネルギー}) \\
 & + (\text{初期状態においてアキュムレータに蓄えられていたエネルギー}) \\
 & - (\text{終了状態においてアキュムレータに蓄えられていたエネルギー})
 \end{aligned}$$

これをそれぞれ次式のようにおく。

$$E = E_{sup} + E_{ACC/initial} - E_{ACC/end}$$

さらにこれを元に、省エネルギー率を次式で定義する。

$$\begin{aligned}
 (\text{省エネルギー率}) = & \\
 & \{ (\text{回路 2 での消費エネルギー}) - (\text{回路 1 での消費エネルギー}) \} \\
 & / (\text{回路 2 での消費エネルギー})
 \end{aligned}$$

ただし、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。実験及びシミュレーションにおけるエネルギー計算結果を表 1.3.3 及び表 1.3.4 に示す。なお負荷の違いによるエネルギー消費量に差が見られなかったため、負荷 $M=10\text{kg}$ の場合の結果は省略する。

表 1.3.3 エネルギー計算（実験）

条件	回路	E_{sup}	$E_{ACC/initial}$	$E_{ACC/end}$	E	省エネルギー率
1	提案	1.18 kJ	4.22 kJ	4.25 kJ	1.15 kJ	8.7%
	従来	1.26 kJ	0.59 kJ	0.59 kJ	1.26 kJ	
2	提案	2.26 kJ	4.08 kJ	4.25 kJ	2.09 kJ	9.5%
	従来	2.31 kJ	0.59 kJ	0.59 kJ	2.31 kJ	
3	提案	1.12 kJ	4.22 kJ	4.25 kJ	1.09 kJ	10.0%
	従来	1.21 kJ	0.59 kJ	0.59 kJ	1.21 kJ	
4	提案	2.08 kJ	4.08 kJ	4.25 kJ	1.91 kJ	11.2%
	従来	2.15 kJ	0.59 kJ	0.59 kJ	2.15 kJ	

表 1.3.4 エネルギー計算 (シミュレーション)

条件	回路	E_{sup}	$E_{ACC/initial}$	$E_{ACC/end}$	E	省エネルギー率
1	提案	1.20 kJ	4.22 kJ	4.31 kJ	1.11 kJ	11.2%
	従来	1.26 kJ	0.59 kJ	0.59 kJ	1.26 kJ	
2	提案	2.65 kJ	4.08 kJ	4.31 kJ	2.42 kJ	10.7%
	従来	2.71 kJ	0.59 kJ	0.59 kJ	2.71 kJ	
3	提案	1.31 kJ	4.22 kJ	4.31 kJ	1.22 kJ	11.0%
	従来	1.37 kJ	0.59 kJ	0.59 kJ	1.37 kJ	
4	提案	2.81 kJ	4.08 kJ	4.31 kJ	2.58 kJ	10.1%
	従来	2.87 kJ	0.59 kJ	0.59 kJ	2.87 kJ	

1.3.6 シミュレーションによるエネルギー有効利用の可能性

前項までの実験及びシミュレーションは、中圧及び低圧ラインの2圧力源に対するエネルギー有効利用の手法を対象としていた。本項では、高圧ライン(3.5MPa)も合わせ、3圧力ラインにて同様なアクチュエータの運転を行った場合の有効性を数値的に検討する。今回想定するシステムでは、高圧ラインにコンベアのみが、中圧ラインにコンベア及びリフタの両方が、低圧ラインにリフタのみがそれぞれ接続されているケースを考える(図 1.3.16 参照)。

3圧力ラインでの駆動パターンとしてはこれらアクチュエータの様々な組み合わせが考えられるが、ここでは高圧ラインのコンベア(水圧モータ)を回転させ、減速時に不要となったエネルギーをより低圧のラインに回収すると言う今までとおりの手法をベースに、以下の二通りの駆動パターンについてのみ考える(図 1.3.17 参照)。

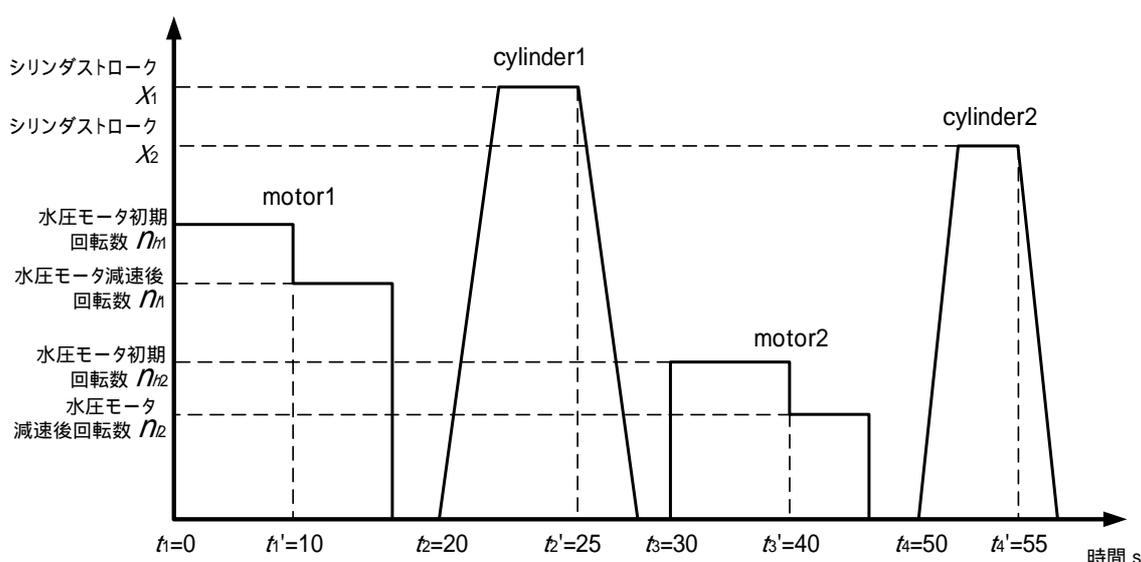


図 1.3.17 アクチュエータ駆動パターン

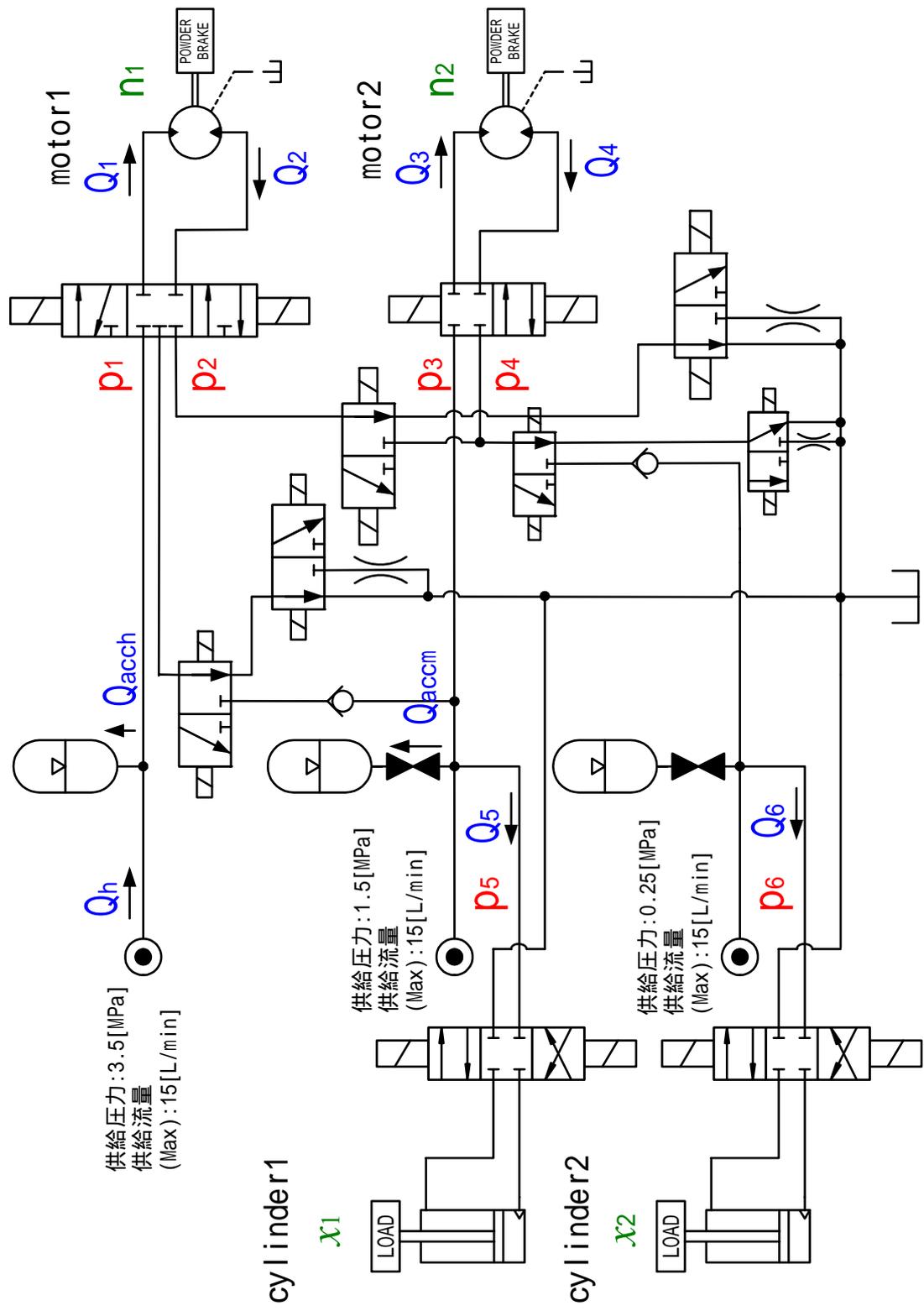


図 1.3.16 エネルギー有効利用装置試験回路 (3 圧力ライン)

駆動パターン 1：モータ 2 を運転しない場合

- Step.1 モータ 1 の流入側を高圧ラインに接続し、吐出側を大気圧開放させてモータ 1 を駆動する。この時のモータ回転数を n_{1h} とする。
- Step.2 $t = t_1'$ にモータ 1 の吐出側を中圧ラインに接続し、モータ 1 を n_{11} に減速する。
- Step.3 中圧ライン圧力が規定圧力に到達したらモータ 1 への水の供給をストップし、モータ 1 を停止させる。
- Step.4 $t = t_2$ に中圧ラインのアキュムレータに蓄えられた水でシリンダ 1 を昇降させる。
- Step.5 $t = t_3$ にモータ 1 の流入側を高圧ラインに接続し、吐出側を大気圧開放させてモータ 1 を駆動する。この時のモータ回転数を n_{2h} とする。
- Step.6 $t = t_3'$ にモータ 1 の吐出側を低圧ラインに接続し、モータを n_{21} に減速させる。
- Step.7 低圧ライン圧力が規定圧力に到達したらモータ 1 への水の供給をストップし、モータ 1 を停止させる。
- Step.8 $t = t_4$ に低圧ラインのアキュムレータに蓄えられた水でシリンダ 2 を昇降させる。

運転パターン 1 ではモータ 2 は駆動させないことに注意する。

駆動パターン 2：モータ 2 を運転する場合

- Step.1 ~ Step.4：駆動パターン 1 と同一である。
- Step.5 $t = t_3$ にモータ 2 の流入側を中圧ラインに接続し、吐出側を大気圧開放させてモータ 2 を駆動する。この時のモータ回転数を n_{2h} とする。
- Step.6 $t = t_3'$ にモータ 2 の吐出側を低圧ラインに接続し、モータを n_{21} に減速させる。
- Step.7 低圧ライン圧力が規定圧力に到達したらモータ 2 への水の供給をストップし、モータ 2 を停止させる。
- Step.8 $t = t_4$ に低圧ラインのアキュムレータに蓄えられた水でシリンダ 2 を昇降させる。

上記駆動パターンについて本シミュレーションで用いる記号を図 1.3.17 に示す。なお、シミュレーションパラメータは表 1.3.2 に準ずるが、各ラインのアキュムレータの初期設定圧力のみ表 1.3.5 に示す。

表 1.3.5 各ラインアキュムレータ初期設定圧力

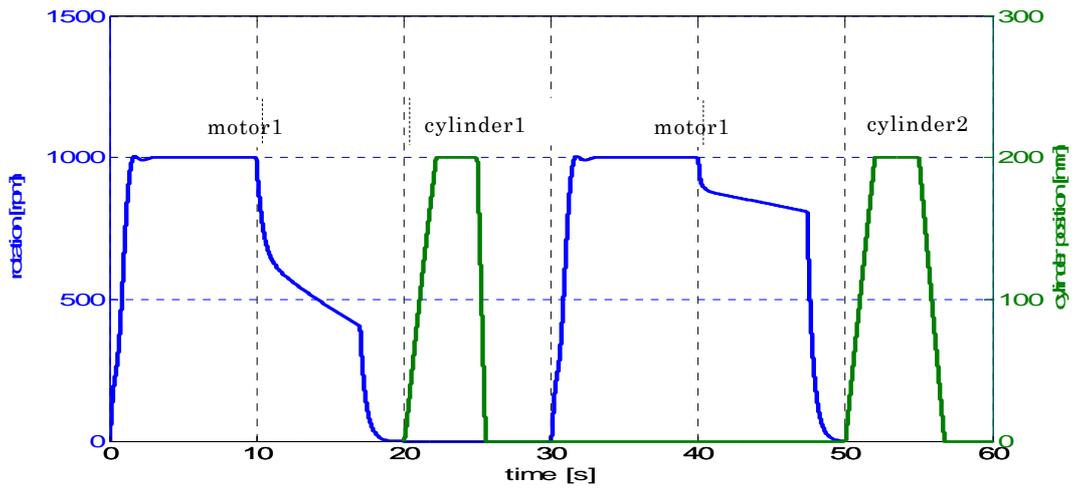
圧力ライン	高圧ライン	中圧ライン	低圧ライン
設定値	2.8MPa	1.4MPa	0.22MPa

なお、モータに接続するラインの組み合わせは以下の三通りである。

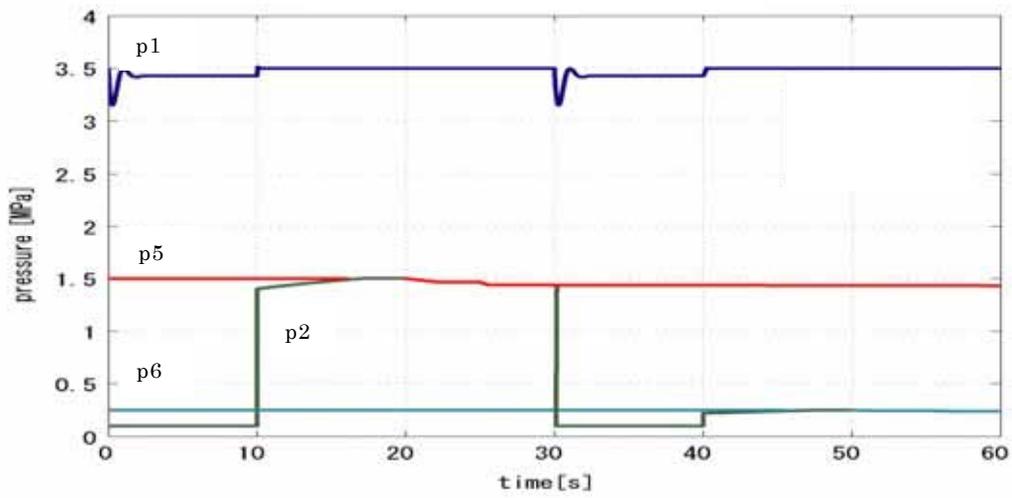
- (a) 高圧ライン - 中圧ライン (有効差圧 3.4→2.0MPa)
- (b) 高圧ライン - 低圧ライン (有効差圧 3.4→3.25MPa)
- (c) 中圧ライン - 低圧ライン (有効差圧 1.4→1.15MPa)

このうち、(a)に関しては2圧力ラインの場合のシミュレーションで示したように、減速幅は最高回転数に対して10%程度である。しかし(b)の場合にはほとんど減速効果がみられず、(c)においては定常回転をしている際にモータ最高回転数を調節するのに大きなトルクを与えているため、負荷トルク一定の状況では、減速後にモータが停止してしまう結果となった。よって実機実験においても、このような現象が生じると考えられる。モータの回転が停止するとアクキュレータへのエネルギー回収ができないため、減速後にモータへの負荷トルクが小さくなるようにシミュレーションを行った。このことは実際の作業においては、要求負荷に対応させて出力トルクを変えていることに相当する。

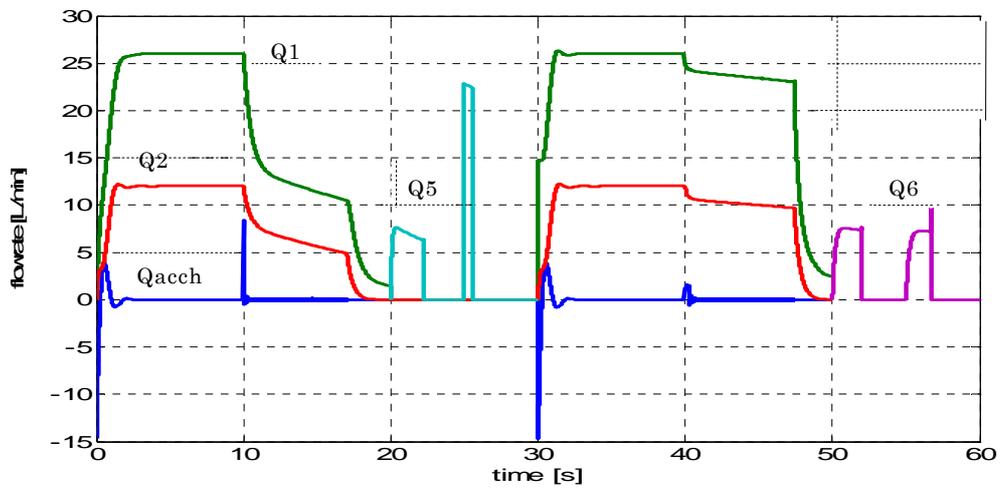
モータ最高回転数を1000rpm、シリンダストロークを200mmとして、運転パターン1と運転パターン2における省エネルギー性について比較を行う。結果を図1.3.18～図1.3.21に、結果から得られた省エネルギー率を提案回路と従来回路で比較したものを表1.3.6にそれぞれ示す。



(a) モータ回転数及びシリンダ動作

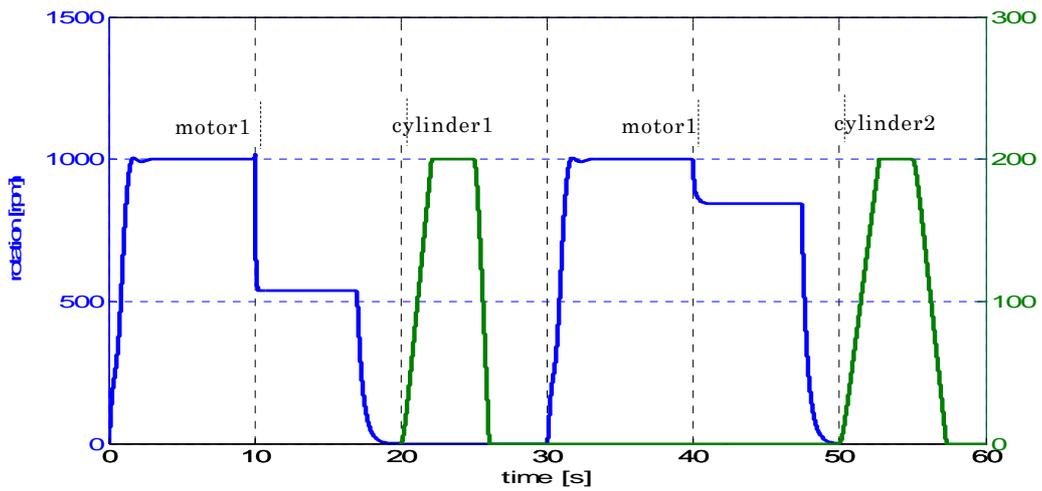


(b) 圧力応答

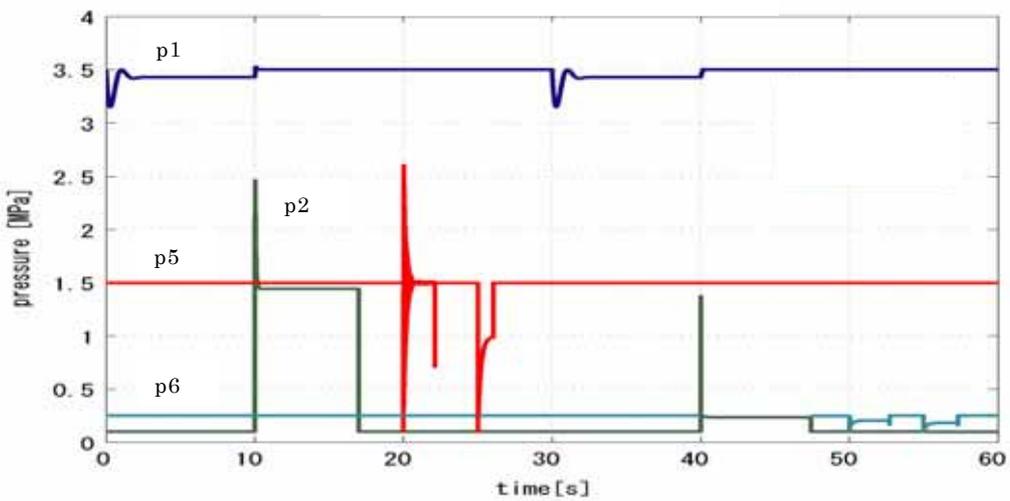


(c) 各部流量

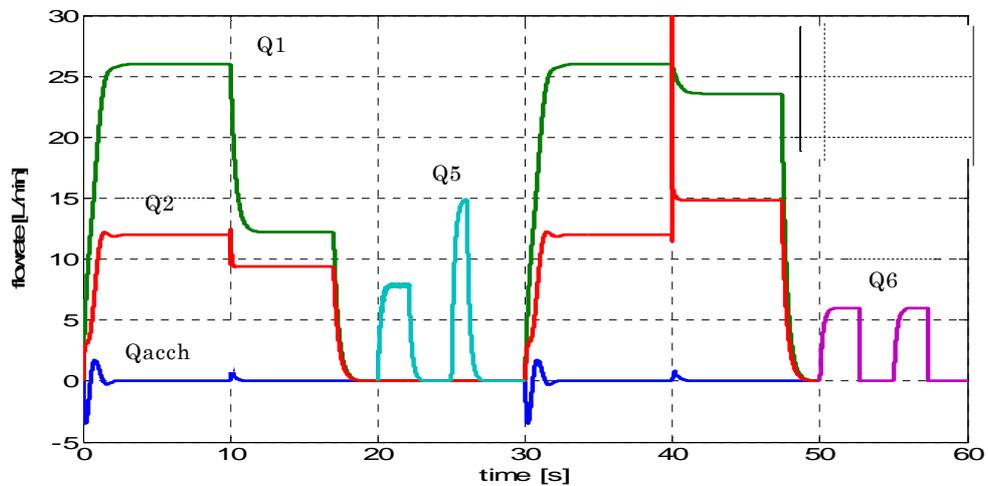
図 1.3.18 駆動パターン 1 (エネルギー有効利用回路)



(a) モータ回転数及びシリンダ動作

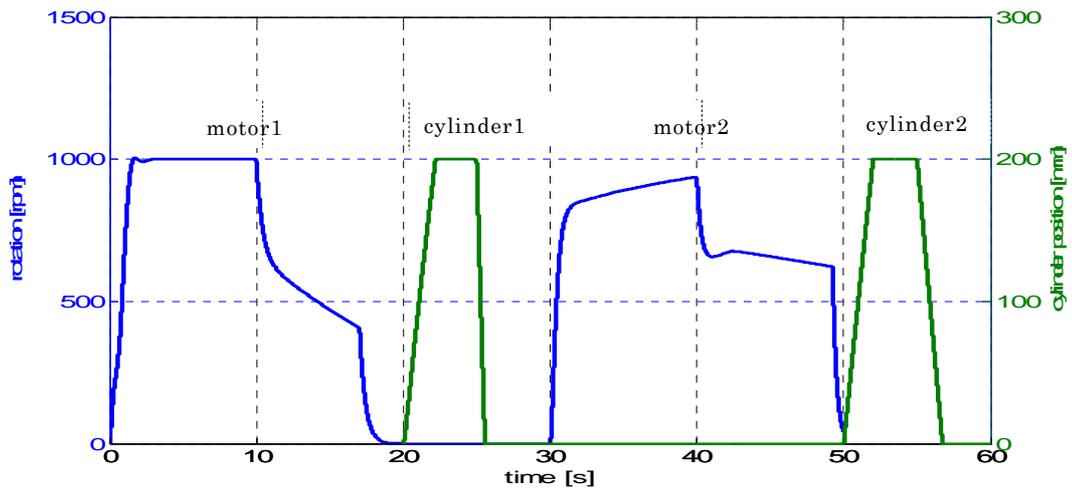


(b) 圧力応答

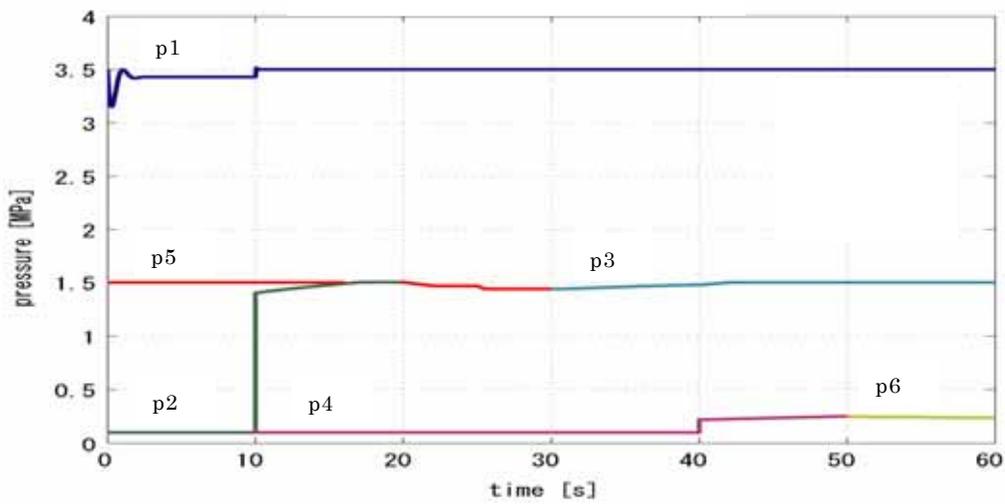


(c) 各部流量

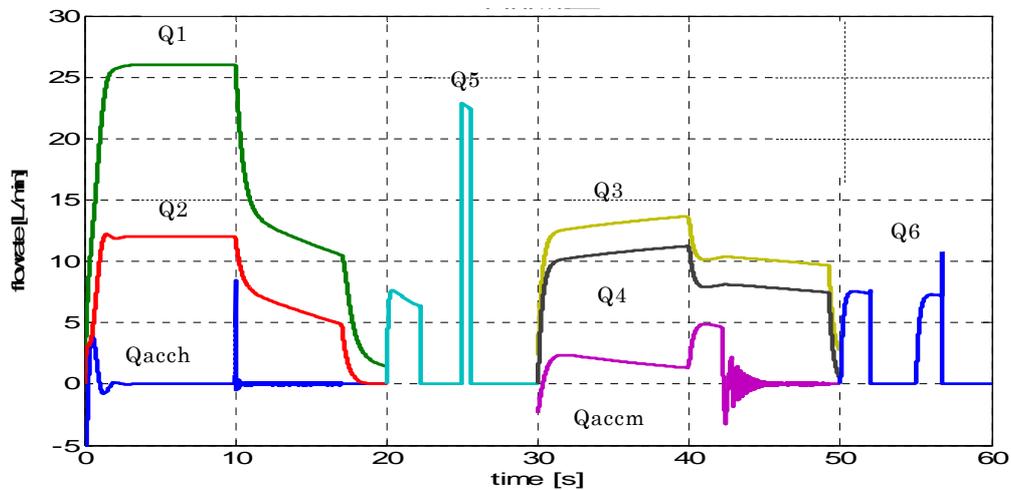
図 1.3.19 駆動パターン 1 (従来回路)



(a) モータ回転数及びシリンダ動作

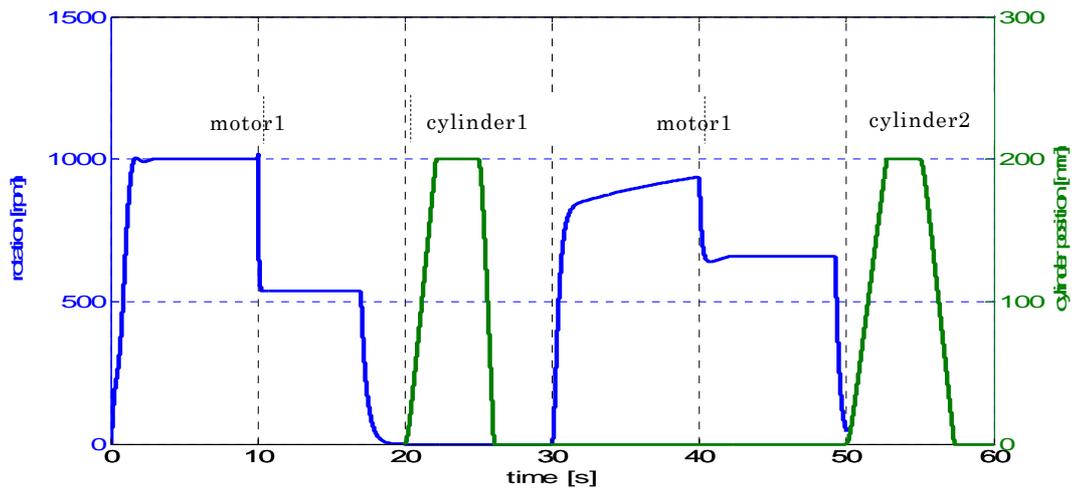


(b) 圧力応答

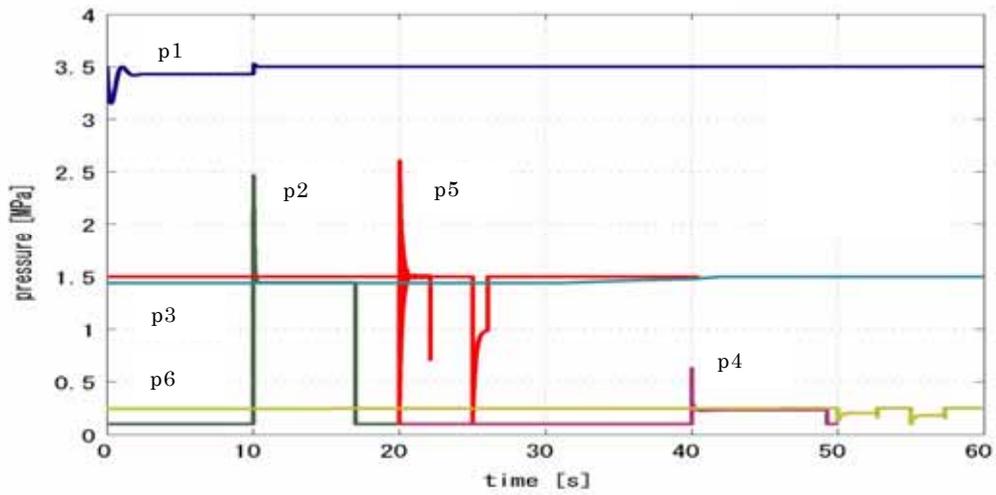


(c) 各部流量

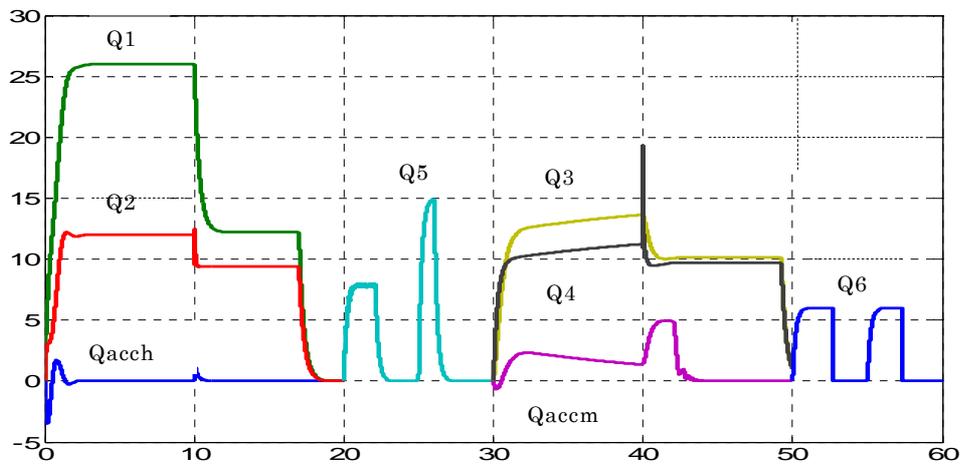
図 1.3.20 駆動パターン 2 (エネルギー有効利用回路)



(a) モータ回転数及びシリンダ動作



(b) 圧力応答



(c) 各部流量

図 1.3.21 駆動パターン 2 (従来回路)

表 1.3.6 提案回路と従来回路のシミュレーションによる省エネルギー率の比較

駆動パターン	回路	E_{sup}	$E_{acc/initial}$	$E_{acc/end}$	E	省エネルギー率
1	提案	15.32 [kJ]	29.04 [kJ]	29.42 [kJ]	14.94 [kJ]	4.3 [%]
	従来	16.02 [kJ]	25.69 [kJ]	26.10 [kJ]	15.61 [kJ]	
2	提案	7.68 [kJ]	29.04 [kJ]	29.42 [kJ]	7.30 [kJ]	8.5 [%]
	従来	8.38 [kJ]	25.69 [kJ]	26.10 [kJ]	7.97 [kJ]	

表 1.3.6 より、実験パターン 1 はパターン 2 に比べて省エネルギー率がおよそ半分に低下しているのがわかる。これは実験パターン 1 における 2 回目のモータ駆動の際、実験パターン 2 に比べてモータの有効差圧が大きく、モータの内部/外部漏れが非常に大きくなり、結果的にアキュムレータに回収されるエネルギーが小さくなるためであると考えられる。

1.3.7 課題と今後の展開

中圧ライン (1.5MPa) 及び低圧ライン (0.25MPa) の 2 つの圧力ラインを有する UniADS システムに対し、工場内の搬送装置として代表的なコンベア (水圧モータ) 及びリフタ (水圧シリンダ) の間欠運転を行った場合のエネルギー回収・回生能力を実験及びシミュレーションの両面から検討を行った。従来の絞り弁によるモータ減速手法と比較し、概算で 11% 程度のエネルギーの有効利用が実現されることが明らかとなった。この結果は実験条件だけでなく計測機器部の損失や効率にも大きく依存しており、流量計部での圧力損失、配管の曲がり等による損失、特に水圧モータの外部ドレン量が大きいために結果に大きく影響する。したがってこれらがどの程度結果に効いてくるかは、今後シミュレーションで確認することになる。

さらに 3 圧力ラインでのシミュレーションを行い、このエネルギー有効利用手法の概念により最大で 10% 弱の省エネルギー率が得られることが明らかとなった。ただし、この結果は 3.5MPa の圧力ラインが加わったことにより、水圧モータ部での外部ドレンがさらに大きくなったことによるものである点に注意する。システム全体の効率を改善するために、今後は効率の良い水圧モータの開発を目指すことが大きな目標となるであろう。

第2章 UniADSの全体の概念設計

2.1 目的

UniADSは「スタディの目的」で述べたように水道配管網圧力を基本圧力として空気圧駆動レベル、電動駆動レベルそして低圧の油圧駆動レベルの3つの出力レベルを「UniADS」装置によって一元化することを目的としている。この一元化された「UniADS」適用範囲に関し、従来駆動源及び今後予測される適用範囲の産業別を図2.1.1に示す。本図は縦軸にパワーレベルをフルード(液圧)のパワー相当で示している。横軸は機械産業における近年社会的背景から要求が大きい「環境融和性」、「安全性」、「クリーン性」などに対する要求度をあらわしている。出力の大きい、いわゆるパワー密度の大きい範囲は概ね油圧駆動が利用され、大きくは100Kwを有する。低出力はこれまで空気圧レベルの100w程度であったが、さらに空圧駆動より小さい水道配管網圧力レベルである10wを新たに加えている。本プロジェクトは当初具体的応用について調査をしながら決定するも、とりあえず上限を3Kw程度と計画したが、その後の産業機械に使用されている代表的ACサーボモータの市場や生産額の調査の結果、出荷台数では「70w~1Kw」の出力が最多であった。出荷台数増加率ではその下の70w以下であった。このような視点から本プロジェクトの出力範囲の上限をおよそ1Kwと予測しているが、その他実験可能な装置の規模を考えて今回は350wを選定した。以上の観点から将来の適用範囲を再考するも駆動源の一元化は図2.1.1で「UniADSの市場」として記述している。

このようにして駆動源の一元化が実現できれば、例えば生産ラインの保守作業等管理運用は大幅な能率的向上・改善が達成可能と予測される。保守スキル・教育の統一、部品の共通化とコスト低減化、在庫管理の効率化などが挙げられる。またなんと言っても水道配管網の社会インフラを利用できることは電気並みの利便性を確保でき、非常に魅力的であり、「UniADS」の目的とするところである。

2.2 全体の構成と機能

全体の構成を図2.1.2に示す。「UniADS」全体は大略3つ(定圧装置、増圧装置、エネルギー有効利用回路)のサブシステムと実際に「UniADS」装置からの供給水を受けて駆動されるアクチュエータ群から構成される。本装置の圧力水の供給は水道配管網から受け、その圧力を基本として1.5MPa,3~3.5MPaに増圧させる。基本圧力水圧は0.25MPaとしている。本管圧力の変動を一定にすべき「定圧装置」を介して「UniADS」装置には安定した0.25MPaの圧力水を供給している。この定圧装置の基本構造はダイヤフラムとばねとのバランスで一次圧力の変動に対して二次側圧力を一定にしている。詳しくは前の章(1章の1-1)で述べられている。定圧装置は図2.1.2の左端に位置している。さらにこの基本圧力(0.25MPa)水を増圧機によって1.5MPa及び3~3.5MPaに増圧する。ここでは基本圧力0.25MPaそのものの圧力とこれを基

準に6倍の1.5MPaと14倍の3.5MPaを得ている。これらの増圧機能を一体化させて増圧装置を構築している。増圧装置で得られたエネルギーはそれぞれ要求されるレベルのアクチュエータに供給され、目的に応じて必要な回転運動や直線運動を発生させることになるが、それぞれのアクチュエータに接続された負荷に応じてエネルギーの要求度が一般的に異なる。仕事をしているアクチュエータもあれば時には休んでいるものもある。増圧装置から排出された圧力水のエネルギーを必要に応じて互いに利用し合い、エネルギーの無駄が発生しないようにするため増圧装置とアクチュエータ郡の間に必要な機器を配置して、具体的機器として、増圧機の脈動の吸収やエネルギーの蓄積機能の両者を兼ねた蓄圧機、アクチュエータの余剰エネルギーを必要回路に供給するための選択弁などを配置している。この様にエネルギーを必要に応じて選択的機能を「エネルギー有効利用回路」にもたせている。

上述したように全体の構成から「UniADS」の機能は以下の3つの装置圧から構成されている。

- (1)定圧装置：一般的には一年の季節、一日の時間帯で変動する水道配管網の圧力を「UniADS」が目的とする一定(0.25MPa)の圧力に減圧する装置である。

水道圧力配管網圧力は一般的に0.35MPa~0.65MPaで変動している。

- (2)増圧装置：上記定圧装置で得られた一定圧力を増圧比「6」の1.5MPa、増圧比「14」の3.5MPaに増圧する装置である。増圧装置からは、したがって0.25、1.5、3.5MPaの3つの圧力レベルが供給される。水圧モータ出力を実用上350wから430wに設定すれば、有効圧力は3~3.5MPaとなる。

- (3)エネルギー有効利用回路(方法)：増圧装置とアクチュエータ郡の間に位置し、各アクチュエータレベルで利用されるエネルギーの余剰や増圧機の出口に設置された蓄圧機の蓄積エネルギーなどの組み合わせを考慮して、互いに余剰エネルギーを補完して、システム全体のエネルギーの消費を効率的に運用する。「選択的エネルギー有効利用法」ともいえる。

以上の各装置の適切な配置が重要である。

2.3 「UniADS」としての全体的設計概念

以上から、本システムの応用上の用途は非常に多岐にわたることが理解される。システム構成は社会インフラである水道配管網を圧力源として使用し、その動力を受けて、例えば生産プロセスの現場で機械を運転することを考えると、動力源と機械を動かすアクチュエータは距離的に離れることがある、とした方が一般的である。したがって、「UniADS」の全体設計概念としては、定圧装置と増圧装置はできるだけコンパクトに一体となっていることが望ましい。増圧装置からアクチュエータまでの距離は、「UniADS」の使用目的によって様々であり、「エネルギー有効利用法」と絡んで重要となる。

しかし、機械群として分散的集合の場合には、これらの各装置を一体化することが必要である。そのような場合の全体システムを概念を図2.1.3に示した。

動作機能は以下のとおりである。図中左「IN」から水道水が変動しながら本装置の定圧装置に供給され、定圧装置で 0.25MPa の一定圧力に制御される。さらに、「ON-OFF」弁を通して増圧装置へと供給される。「ON-OFF」弁は駆動される目的に応じて3つの圧力供給水を選択できるように設置されている。組み合わせによっては必要のない圧力レベルも想定される。そのときは「ON-OFF」弁を「閉」としておけばよい。増圧機によって所定の圧力に設定され、アキュムレータ、選択弁、電磁場弁を経て、それぞれのアクチュエータに供給される。アキュムレータはそれぞれの圧力レベルの流体エネルギーを蓄積する。アキュムレータ内部はゴムを隔てて窒素ガスが充填され、圧力が増圧するとガスを圧縮してその体積分の流体を蓄積する。逆にラインの圧力が低下すると、ガス圧力によって流体が押し出される仕組みになっている。選択弁は前章で記述されている「エネルギー有効利用装置」の機能の中でそれぞれの圧力ラインでの余剰エネルギー授受のために利用される。さらに下流にある「電磁弁」はアクチュエータの目的に応じて、例えば正転、逆転、前進、後退、停止等の目的に使用される。現状のテストは、多くの因子の影響を調べたり、テスト実施の機能性から各装置をプレート上に設置した。

2.4 課題と今後の展開

前項では機器の機能を主体に記述したが、この他、システム全体構成から重要な点がある。それは各部における流体損失を配慮しなければならない。流体的損失には静圧、動圧の両面から検討しなければならない。油圧駆動では主に静圧のみの配慮が支配的であるが、「UniADS」のように圧力レベルが低くなると動圧の検討が欠かせない。配管途中の機器での流体損失は当然であるが、配管、継ぎ手、曲がり管、流路拡大、縮小、高低差などにおける流体損失はアクチュエータでの有効落差を小さくする。機器での機械効率、容積効率の向上においても同様に言及されねばならないが、本プロジェクトでは「UniADS」実現のための「フィージビリティスタディ」ということから、詳細な効率向上に関する考察よりも機能的検証を重視していることを記しておく。

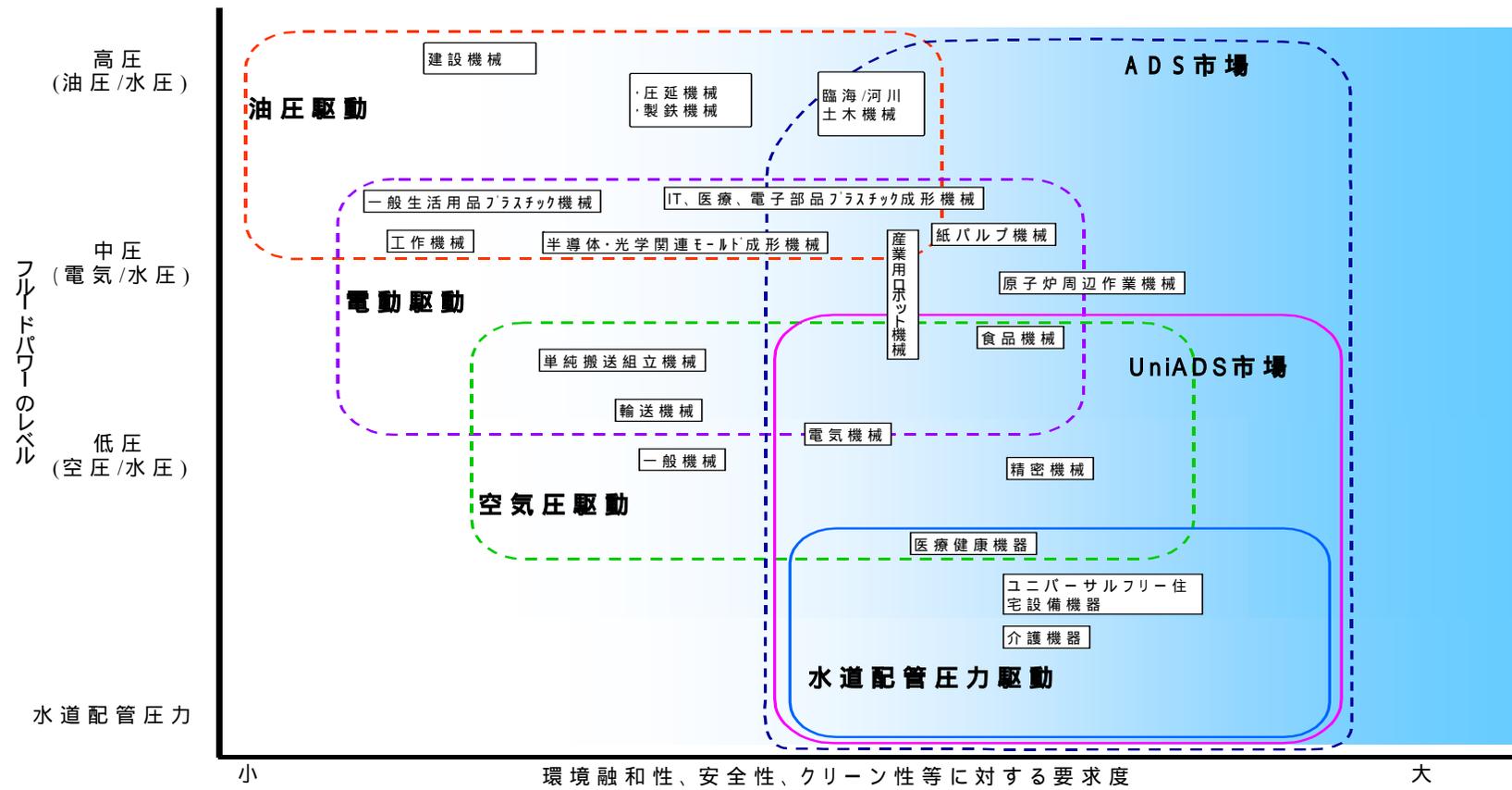
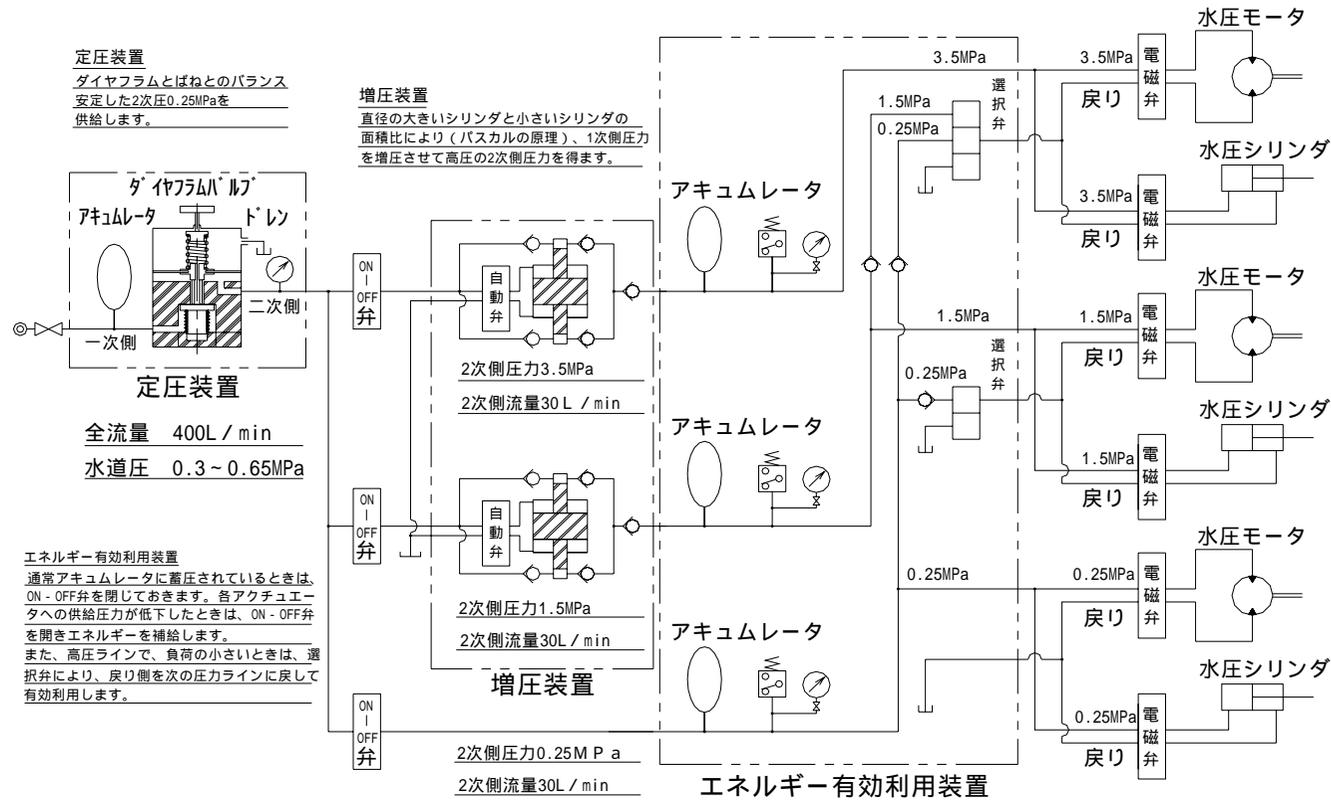


図 2.1.1 「UniADS」の適用範囲（駆動源のパワーレベルとクリーン性などの要求度）



(注) 本装置で同時にエネルギー有効利用の検討を行うため
0.25MPa、1.5MPa及び3.5MPaの3系列を併設した。

図 2.1.2 「UniADS」全体構成図

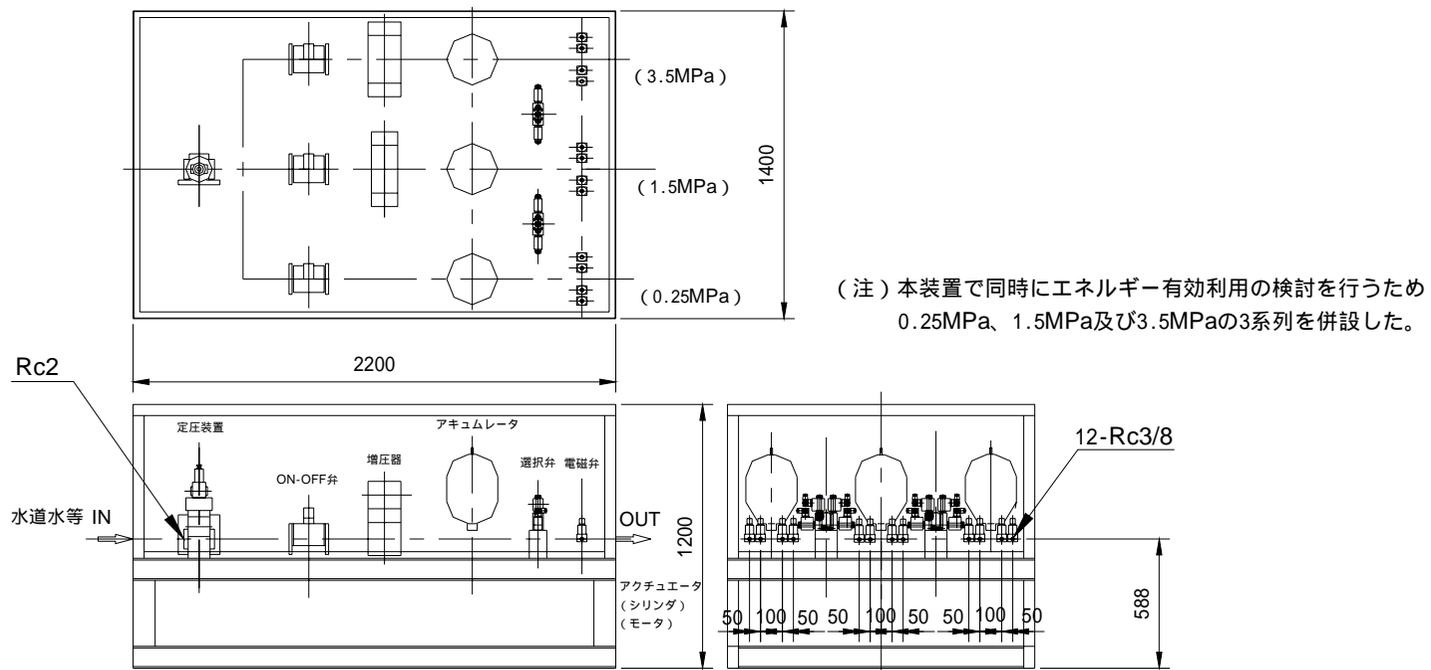


図 2.1.3 「UniADS」ユニット概念図

第3章 ADS機器 シリンダ・モータの設計・製作及び性能試験

3.1 目的

本スタディの主目的である「UniADS」の機能の確認のために使用できるシリンダ及びモータを設計・製作し、サブシステム及びトータルシステムの実験に供することを最終目的とする。低圧では摺動部の摩擦をいかに軽減するかが重要課題であり、構造、材料、表面処理など多種の高度技術を融合した開発が必要である。

シリンダに関して、16年度の性能試験においては最低始動圧力、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注目して試験を行い、満足できる結果を得た。それに加えて走行試験を実施し、走行性能について問題点を把握した。パッキン、ウエアリング等の摩耗により、必ずしも全てのシリンダで満足できる走行距離は得られなかった。その結果に基づき、17年度は走行性能の向上を目指し、摩擦低減と耐摩耗性を考慮したパッキン、ウエアリング、ブッシュの形状、材料及びシリンダチューブ内面の表面処理方法等を変えた試作品を製作し、性能試験を行い改善の効果を確認するとともに、サブシステムの実験に供することを目的とした。

モータに関しては、16年度の試験結果から、プラネタリー・ギヤ型では出力の向上が改善課題として挙げられた。ベーン型では高圧化への改善と、二次側ラインの高圧化を配慮した両方向回転型を開発することが課題として挙げられた。その結果から、17年度は、プラネタリー・ギヤ型では流路の圧力損失を減らすことによる出力動力の向上を試みることにし、ベーン形では、部品の材質変更により16年度の2MPa仕様を3~3.5MPa仕様へ高圧化し、また外部ドレン型に構造を変更することにより両方向回転が可能なベーンモータを開発し、その性能を確認しサブシステムの実験に供することを目的とした。

3.2 シリンダについて

3.2.1 試作シリンダの構造と基本仕様

17年度は、0.25 MPa仕様のシリンダを4台、1.5 MPa仕様を2台、3.5 MPa仕様を2台試作した。いずれも16年度と同様の複動片ロッド形シリンダであり、主な仕様を表3.2.1に示す。寸法、形状等の基本仕様は16年度の試作品と同様とし、走行性能の向上を図る目的で、部品構成のパッキン、ウエアリング、ブッシュ等の材質及び形状と、0.25 MPaではシリンダチューブ内面の表面処理方法を一部16年度と変えて性能試験を行った。

表 3.2.1 試作シリンダの仕様

設計製作担当		SMC(株)	太陽鉄工(株)	(株)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	ロッドワイパー部分からの液漏れ	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)	アルミ材+硬質アルマイト(2台) アルミ材+硬質アルマイト(テフロン含浸)(2台)	SUS材(2台)	SUS材(2台)
	ロッド	鉄+硬質Crメッキ	硬質Crメッキ	硬質Crメッキ
	ピストンパッキン	NBR	HNBR	ゴム系(特殊コーティング処理)
	ロッドパッキン	NBR	HNBR(形状改良)	ゴム/樹脂
	ロッドワイパー	NBR	PTFE+NBR	ゴム/樹脂
耐久試験方法 詳細はJIS B 8367 1999の付属書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	付属書の計算式による	付属書の計算式による	付属書の計算式による

0.25 MPa仕様のシリンダは図 3.2.1 に示すピストン形状の異なる 1 型と 2 型を各 2 本ずつ製作し、それぞれに、シリンダチューブ内面の表面処理(アルミ材+硬質アルマイト、アルミ材+硬質アルマイト+テフロン含浸)、ウエアリング材質及びパッキン硬度を変えた 4 種類の異なる条件のシリンダを製作し試験を行った。表 3.2.1 には示されていないが、ブッシュの材質は、16 年度は鉛青銅鋳物であったが 17 年度は自己潤滑性樹脂に変えた。これら構成部品の詳細については、3.2.3 節の表 3.2.3 に示す。

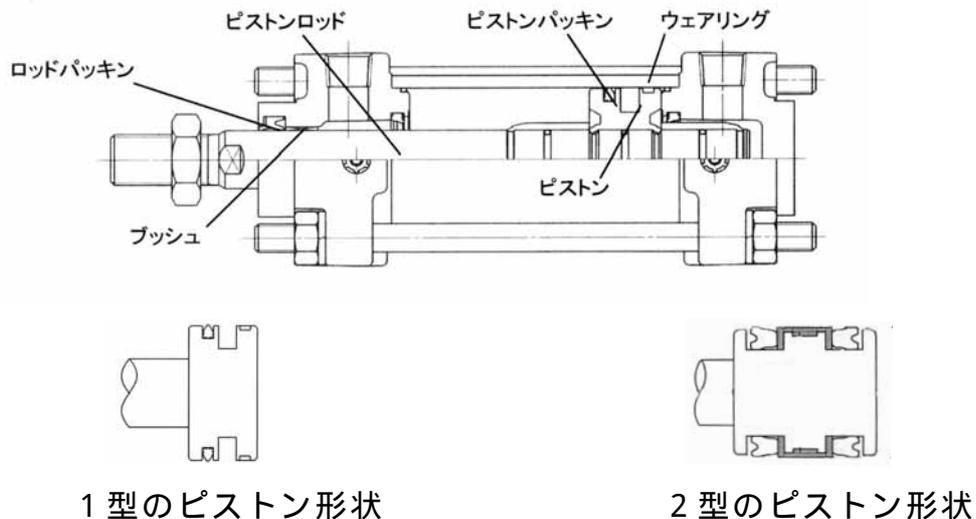
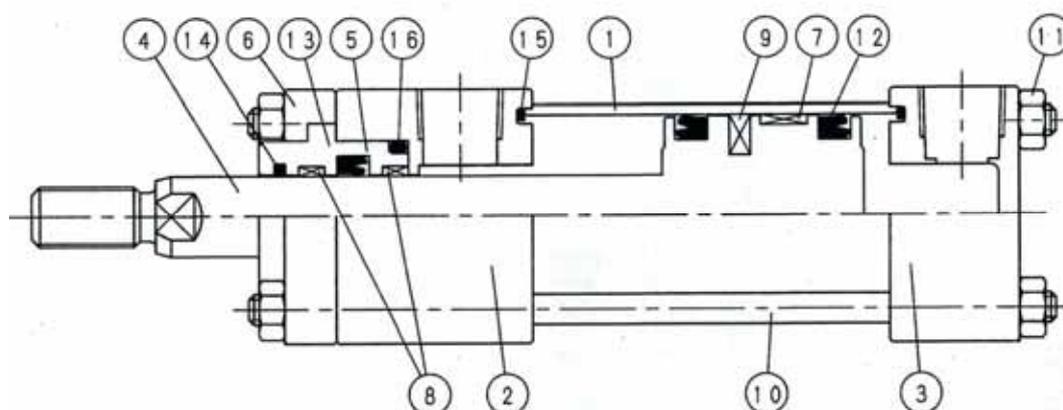


図 3.2.1 0.25 MPa 仕様シリンダの構造

1.5 MPa 仕様のシリンダは図 3.2.2 に示す構造で、同形状、同寸法のものを 2 台製作し、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 16 年度の試験結果より、2 台共に水素化ニトリルゴム（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に使用されているものと変え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。16 年度試作品との違いについての詳細は、3.2.3 節の表 3.2.5 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	プッシュ	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	プッシュ用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 3.2.2 1.5 MPa 仕様シリンダの構造

3.5 MPa 仕様のシリンダは図 3.2.3 に示す構造で、同形状、同寸法のものを 2 台製作し、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、ピストンパッキンとロッドパッキンは 2 台共に同じ油圧用ゴム系パッキンを装着したものを製作した。構成部品について 16 年度との違いについての詳細は、3.2.3 節の表 3.2.20 に示す。

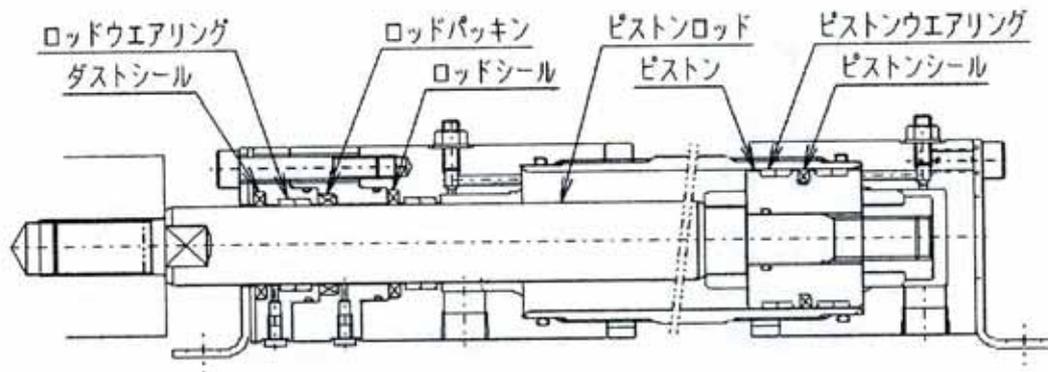


図 3.2.3 3.5 MPa 仕様シリンダの構造

3.2.2 性能試験の方法

試作シリンダの試験は 16 年度と同様に、表 3.2.2 に示す方法で行った。用いた試験装置の回路図及び写真等は次の 3.2.3 節の中で示す。

得られた試験結果は試験項目ごとに表 3.2.1 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詳細な試験条件等は、次の 3.2.3 節で示す。

表 3.2.2 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		プ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、背圧絞り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。

3.2.3 性能試験の結果

0.25 MPa、1.5 MPa、3.5 MPa 仕様のシリンダの性能試験結果を順に示す。

(1) 0.25MPa 仕様のシリンダ試験結果

本圧力レンジの水圧シリンダにおいては、異なる2種類のピストン形状を採用した水圧シリンダ A-1、A-2、B-1、B-2 により基本性能と走行性能の確認を行った。

a) 供試シリンダの構成部品

図 3.2.4 に、製作したシリンダの構造を示し表 3.2.3 にシリンダ A-1、A-2、B-1、B-2 の構成部品の詳細を示す。

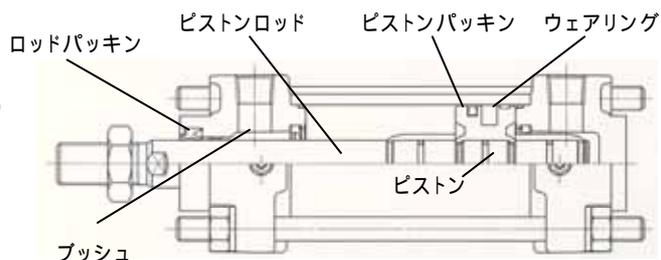


図 3.2.4 供試シリンダの構造

表 3.2.3 供試シリンダの構成部品

	前回テスト品シリンダ (供試品: 3 set)	改良品シリンダ A - 1	改良品シリンダ A - 2	改良品シリンダ B - 1	改良品シリンダ B - 2
主用材料(接液部)	アルミ材	アルミ材	アルミ材	アルミ材	アルミ材
チューブ	アルミ材+硬質アルマイト	アルミ材+硬質アルマイト	アルミ材+硬質アルマイト	アルミ材+硬質アルマイト (テフロン含油)	アルミ材+硬質アルマイト (テフロン含油)
ピストンロッド	S45C+硬質クロム	S45C+硬質クロム	S45C+硬質クロム	S45C+硬質クロム	S45C+硬質クロム
ピストン	アルミ材	アルミ材	アルミ材	アルミ材	アルミ材
ウェアリング	樹脂(POM)	自己潤滑性樹脂	自己潤滑性樹脂及び ガイド幅拡大	自己潤滑性樹脂	自己潤滑性樹脂及び ガイド幅拡大
ピストンパッキン	NBR(Hs70) エアシリンダ用パッキン	NBR(Hs70) 油圧用パッキン 別紙図-2参照	NBR(Hs90) 油圧用Yパッキン 別紙図-3参照	NBR(Hs70) 油圧用パッキン 別紙図-2参照	NBR(Hs90) 油圧用Yパッキン 別紙図-3参照
	NBR(Hs70) 油圧用パッキン				
	NBR(Hs90) 油圧用パッキン				
ロッドパッキン	NBR(Hs70) エアシリンダ用パッキン	NBR(Hs70) 油圧用パッキン	NBR(Hs90) 油圧用Yパッキン	NBR(Hs70) 油圧用パッキン	NBR(Hs90) 油圧用Yパッキン
	NBR(Hs70) 油圧用パッキン				
	NBR(Hs90) 油圧用パッキン				
プッシュ	鉛青銅鋳物	自己潤滑性樹脂	自己潤滑性樹脂	自己潤滑性樹脂	自己潤滑性樹脂
グリス	塗布無	塗布無	塗布無	塗布無	塗布無
	塗布有(水用グリス)				

b) 試験方法

図 3.2.5 に走行試験装置の回路図を示し、図 3.2.6 にその写真を示す。

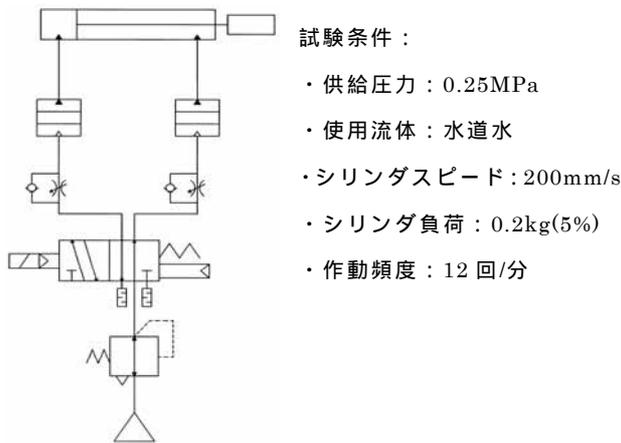


図 3.2.5 走行試験回路図

図 3.2.6 走行試験装置写真

c) 性能試験結果

表 3.2.4 に性能試験結果を示す。また、図 3.2.7～3.2.10 に内部調査結果を示す。16 年度の結果に比べ 4 倍近い走行距離を達成できた。

表 3.2.4 0.25MPa 仕様のシリンダ性能試験結果

	供試品	目標値	測定時期	改良品シリンダ A - 1	改良品シリンダ A - 2	改良品シリンダ B - 1	改良品シリンダ B - 2
	性能作動試験(作動)	最低作動圧力	0.05MPa以下	初期	0.09MPa	0.09MPa	0.11MPa
停止後				0.14MPa	0.11MPa	0.15MPa	0.11MPa
始動圧力		0.08MPa以下	初期	0.12MPa	0.12MPa	0.12MPa	0.12MPa
			停止後	0.18MPa	0.15MPa	0.17MPa	0.15MPa
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43km時規格値外漏れ有	作動距離：約38km時規格値外漏れ有	作動距離：約47km時規格値外漏れ有	作動距離：約40km時規格値外漏れ有
	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
シリンダ停止距離				約46km	約40km	約49km	約42km

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。



写真-1 シリンダ分解



写真-2 ピストン



写真-3 ヘッドカバー



写真-4 ロッドカバー

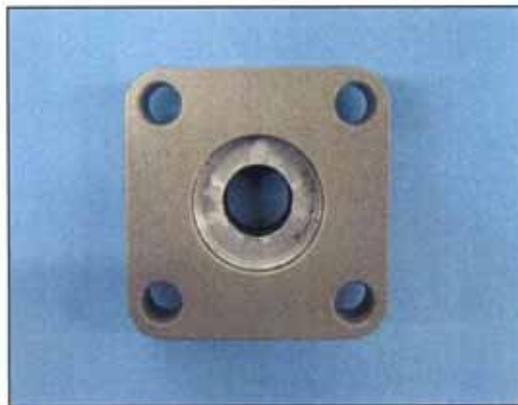


写真-5 押え板



写真-6 ロッドパッキン

図 3.2.7 0.25 MPa 仕様シリンダ(A-1)の内部調査結果



写真-7 シリンダ分解



写真-8 ピストン



写真-9 ヘッドカバー



写真-10 ロッドカバー



写真-11 押え板



写真-12 ロッドパッキン

図 3.2.8 0.25 MPa 仕様シリンダ (B-1) の内部調査結果



写真-13 シリンダ分解



写真-14 ピストン



写真-15 ヘッドカバー



写真-16 ロッドカバー

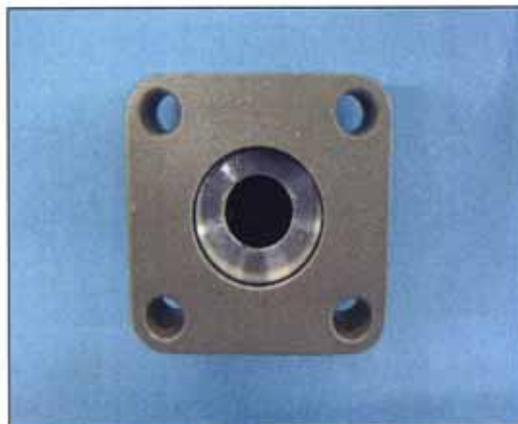


写真-17 押え板



写真-18 ロッドパッキン

図 3.2.9 0.25 MPa 仕様シリンダ(A-2)の内部調査結果



写真-19 シリンダ分解



写真-20 ピストン



写真-21 ヘッドカバー



写真-22 ロッドカバー



写真-23 押え板



写真-24 ロッドパッキン

図 3.2.10 0.25 MPa 仕様シリンダ(B-2)の内部調査結果

内部調査の結果、ロッド表面及びシリンダチューブ内面にパッキンの摩耗粉とみられる黒い物質が拭っても簡単には取り除けない状態でこびりついていた。これが摩擦増大の原因となり走行を停止させたものとする。

d) 考察

基本的な作動に関しては、ほぼ良好な結果が得られた。また、パッキン、ウエアリング及びブッシュ（軸受）の摩耗粉による摺動抵抗のわずかな上昇が走行性に大きな影響を及ぼすため、2種類のピストン形状にて評価を行った結果、いずれの形状においても16年度の結果に比べ摩耗に対する影響が低減し、走行距離が16年度供試品シリンダの約4倍となった。したがってピストン形状の違いによる差は顕著に現れなかった。今後、0.25MPa仕様のシリンダにおいて、走行性能改善のポイントとして、パッキンの材質、シリンダチューブ内面の表面処理を再検討し、さらに摩耗による摺動抵抗の低減化を図る必要がある。

(2) 1.5MPa仕様のシリンダ試験結果

本圧力レンジの水圧シリンダにおいては、目標作動距離を200kmと設定し、16年度の走行試験の結果を考慮し、HNBR製Uパッキンと樹脂A、Bの異なる材質のウエアリングを装着した水圧シリンダによって走行性能の確認を行った。17年度の供試シリンダと16年度の供試シリンダとの相違点は表3.2.5に示すとおりである。

表 3.2.5 16年度の供試シリンダとの相違点（主要な改良点）

	No.1 HNBR/樹脂B	No.2 HNBR/樹脂C
ロッドパッキン	材質:HNBRを選定 (HNBR:前回試験にて実績あり) 形状改良(摺動性の向上)	同 左
グランド部 ウエアリング	材質:樹脂Bを選定 (樹脂B:前回試験にて実績あり) 寸法変更(面圧の軽減)	材質:樹脂Cを選定 (樹脂C:新規採用) 寸法変更(面圧の軽減)
ピストン部 ウエアリング	材質:樹脂Bを選定 (樹脂B:前回試験にて実績あり) 寸法変更(面圧の軽減)	材質:樹脂Cを選定 (樹脂C:新規採用) 寸法変更(面圧の軽減)

a) 供試シリンダの構成部品

供試シリンダの構造は前出の図3.2.2に示した。

表3.2.6に主要な仕様を示し、図3.2.11に外観写真を、そして表3.2.7と表3.2.8に主要な構成部品を示す。

表 3.2.6 1.5MPa シリンダの主な仕様

シリンダ構造	複動式片ロッド
作動流体	水道水
呼び圧力	1.5 MPa
保証耐圧力	2.3 MPa
シリンダ内径	40 mm
ロッド径	16 mm
ストローク	200 mm
クッション	なし
グリース	使用なし



(手前：No.1、奥：No.2)

図 3.2.11 外観写真

表 3.2.7 主な構成部品（パッキン、ワイパリング）

シリンダ No.		No. 1 HNBR/樹脂B 仕様	No. 2 HNBR/樹脂C 仕様
ワイパリング	形状	樹脂製シール	樹脂製シール
	材質	PTFE + NBR	PTFE + NBR
	サイズ	16用	16用
ロッドパッキン	形状	Uパッキン	Uパッキン
	材質	HNBR	HNBR
	サイズ	16用	16用
ピストンパッキン	形状	Uパッキン	Uパッキン
	材質	HNBR	HNBR
	サイズ	40用	40用

表 3.2.8 主な構成部品（ウェアリング）

シリンダ No.		No. 1 HNBR/樹脂B 仕様	No. 2 HNBR/樹脂C 仕様
ロッドウェアリング	形状	リング	リング
	材質	樹脂B	樹脂C
	サイズ	16用	16用
ピストンウェアリング	形状	リング	リング
	材質	樹脂B	樹脂C
	サイズ	40用	40用

b) 試験方法

図 3.2.12 に走行試験装置の回路図を示し、表 3.2.9 に走行試験条件を示す。
表 3.2.10～表 3.2.13 には、性能試験項目、要領、基準値の詳細を示す。

表 3.2.9 走行試験条件

作動流体	水道水
作動流体温度	約 38
リリーフ設定圧力	1.5 MPa
作動時供給側圧力	1.05 MPa (リリーフ設定圧の70%)
シリンダ速度	約 100 mm/sec
先端負荷質量	3.5 kg
目標作動距離	200 km

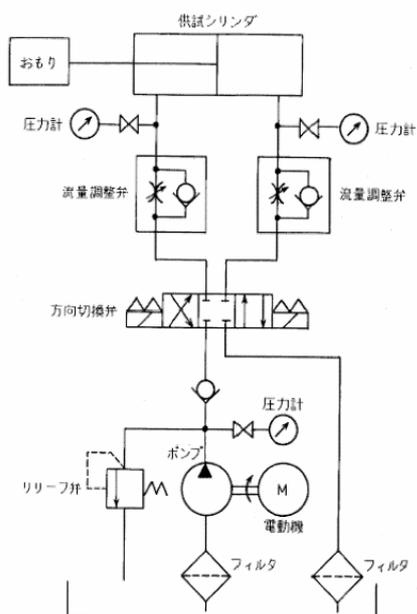


図 3.2.12 試験装置回路図

表 3.2.10 性能試験項目、要領、基準値 (作動検査)

検査項目	検査方法	基準値
最低作動圧力	円滑に動き得る最低供給圧力	0.1 MPa以下
	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右記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	0.15 MPa以下
	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、大気圧の状態です10日間放置した後にヘッド側から右記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。	異常なし

表 3.2.11 性能試験項目、要領、基準値（漏れ検査）

検査項目	検査方法	基準値
ロッドワイパ部 からの液漏れ	シリンダを100m作動させた後のロッドワイパ部からの液のかき出し量を測定する。	0.05ml / 100m以下
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。	漏れなし
内部液漏れ (D = 40)	ピストンをストローク端で停止させた状態において、ピストンを越えて漏れる液の量を測定する。	D × 0.01ml / 10min以下 =0.4ml / 10min

表 3.2.12 性能試験項目、要領、基準値（保証耐圧力検査）

検査項目	検査方法	基準値
保証耐圧力試験	(呼び圧力 × 1.5 = 右記) × (1分間)	2.3 MPa

表 3.2.13 性能試験項目、要領、基準値（推力効率検査）

検査項目	検査方法	基準値
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。	0.9 以上

c) 性能試験結果

表 3.2.14 に、2006年1月30日現在の走行試験結果を示す。供試シリンダ No.1 は走行距離 380km を超えても異常がみられず、限界の走行距離を確認するため走行試験を継続している。

表 3.2.14 走行試験結果（2006/1/30 現在）

供試シリンダ	作動距離 [km]	走行試験停止要因
No.1 HNBR/樹脂B 仕様	380 (1/30時点)	走行試験継続中 現在、漏れなどの異常はみられない
No.2 HNBR/樹脂C 仕様	334	ロッドワイパー部からの漏れ発生 漏れの発生原因については、現在調査中 調査報告予定は2006年5月

表 3.2.15 ~ 表 3.2.18 には、性能試験項目ごとに試験結果の詳細を示す。

表 3.2.15 作動試験結果

検査項目	基準値	作動距離 [km]	No.1 HNBR/樹脂B	No.2 HNBR/樹脂C
最低作動圧力 [MPa]	0.1 MPa以下	0	0.08	0.10
		50	0.07	0.08
		100	0.07	0.07
		150	0.06	0.07
		200	0.07	0.07
		300	0.06	0.06
始動圧力 [MPa]	0.15 MPa以下	0	0.12	0.15
		100	0.12	0.14
		300	0.10	0.09
円滑動作	異常なきこと	0	異常なし	異常なし
		50	異常なし	異常なし
		100	異常なし	異常なし
		150	異常なし	異常なし
		200	異常なし	異常なし
		300	異常なし	異常なし

表 3.2.16 漏れ試験結果

検査項目	基準値	作動距離 [km]	No.1 HNBR/樹脂B	No.2 HNBR/樹脂C
ロッドワイパ部 からの液漏れ [ml / 100m]	0.05ml / 100m以下	0	漏れなし	漏れなし
		10	漏れなし	漏れなし
		20	漏れなし	漏れなし
		50	漏れなし	漏れなし
		100	漏れなし	漏れなし
		150	漏れなし	漏れなし
		200	漏れなし	漏れなし
		300	漏れなし	漏れなし
		334		

検査項目	基準値	作動距離 [km]	No.1	No.2
			HNBR/樹脂B	HNBR/樹脂C
その他の 外部液漏れ	漏れなし	0	漏れなし	漏れなし
		10	漏れなし	漏れなし
		20	漏れなし	漏れなし
		50	漏れなし	漏れなし
		100	漏れなし	漏れなし
		150	漏れなし	漏れなし
		200	漏れなし	漏れなし
		300	漏れなし	漏れなし
		334		漏れなし
内部液漏れ (D = 40) [ml / 10min]	D × 0.01ml / 10min以下 =0.4ml / 10min	0	漏れなし	漏れなし
		10	漏れなし	漏れなし
		20	漏れなし	漏れなし
		50	漏れなし	漏れなし
		100	漏れなし	漏れなし
		150	漏れなし	漏れなし
		200	漏れなし	漏れなし
		300	漏れなし	漏れなし
		334		漏れなし

表 3.2.17 保証耐圧力試験結果

検査項目	基準値	作動距離 [km]	No.1	No.2
			HNBR/樹脂B	HNBR/樹脂C
保証耐圧力 試験	2.3 MPa	0	問題なし	問題なし
		50	問題なし	問題なし
		100	問題なし	問題なし
		150	問題なし	問題なし
		200	問題なし	問題なし
		300	問題なし	問題なし

表 3.2.18 推力効率試験結果

検査項目	基準値	作動距離 [km]	No.1	No.2
			HNBR/樹脂B	HNBR/樹脂C
推力効率試験 [%]	0.9 以上	0	0.94	0.94
		100	0.93	0.94

d) 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た。No.1 については、2006 年 1 月 30 日現在 380km の走行距離を越えてなおロッドシール部やその他の外部漏れは見られず、走行試験を継続中である。

No.2 のシリンダについては、走行距離が 334 km 時点でロッドシール部からの漏れが発生し、走行試験を停止した。漏れの原因については現在調査中である。なお、内部部品の状況調査は No.1 のシリンダが走行試験を終了した時点で同時に行う予定である。

16 年度の走行試験の結果に比べ 2 倍以上の走行距離が得られている主な要因としては、グランド部の寸法を長くしたことにより磨耗に対する強度が向上したためと考えている。

(3) 3.5MPa 仕様のシリンダ試験結果

試作シリンダ (改良品: 2 set) につき性能試験、走行試験を行い、使用可能範囲を把握する。なお、16 年度の供試シリンダでの作動試験では基本的動作は全く問題なく良好であったものの、微小ではあるが漏れが発生したため、中間保持する用途には不向きであることがわかった。原因は、使用したプラスチックパッキンが硬いためコンタミ (ゴミ) 傷に弱くシール性が安定していないためと推測された。よって、17 年度のシリンダ (改良品) はシール性の安定性向上を図るため、ピストン部 (ピストンパッキン、ウエアリング) を変更した。また、パッキンの潰し代についても 20% (油圧標準タイプ) と 10% (潰し代軽減タイプ) についての差異の確認を行った。

17 年度使用したゴム系パッキンについては、量産効果とコストも視野に入れて選定した。

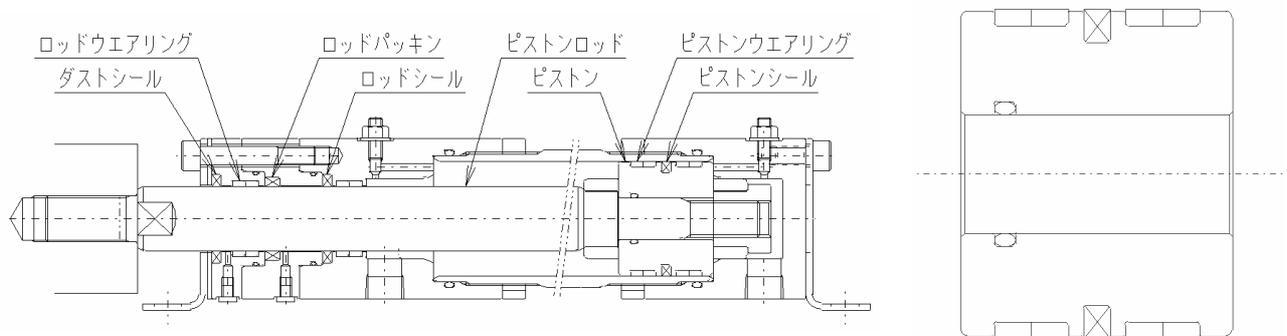
a) 供試シリンダの構成部品

表 3.2.19 に供試シリンダの主な仕様を示し、図 3.2.13 に供試シリンダの構造とピストン部の詳細図を示す。そして、表 3.2.20 に 16 年度及び 17 年度製作したシリンダの部品構成を示す。

表 3.2.19 供試シリンダの主な仕様

主な仕様	供試品	目標値
	呼び圧力	3.5 MPa
	最高使用圧力	3.5 MPa
	シリンダ構造	複動式片ロッド
	使用流体	水道水
	周囲温度	5 ~ 60
	使用流体温度	5 ~ 60
シリンダサイズ	外観	ねじ込み形
	内径	50
	ロッド径	28
	ストローク	300 mm
	クッション	なし
性能（作動）	最低作動圧力	0.5 MPa 以下
	始動圧力	0.6 MPa 以下
	保証耐圧力	5.3 MPa
	作動距離	200 km
（漏れ）	*ロッドワイパー部からの液漏れ	0.05 ml / 100 m 以下
	*その他の外部液漏れ	なし
	*内部液漏れ	1.0 ml / 10 min 以下

*は JIS B 8354 に基づく。



（ピストン部の詳細図）

図 3.2.13 供試シリンダの構造

表 3.2.20 16 年度と 17 年度の試作シリンダの部品構成

	16 年度供試品 (2set)	17 年度供試品 (2set)
主要材料 (接液部)	SUS 材	SUS 材
チューブ	SUS 材	SUS 材
ロッド	SUS 材 +硬質クロムメッキ	SUS 材 +硬質クロムメッキ
ピストン	SUS 材	SUS 材
ピストンパッキン	自己潤滑性樹脂	油圧用ゴムパッキン
ピストンウエアリング	自己潤滑性樹脂	自己潤滑性樹脂
ロッドパッキン	空気圧用ゴムパッキン	空気圧用ゴムパッキン
ロッドウエアリング	自己潤滑性樹脂	自己潤滑性樹脂
ロッドワイパ	自己潤滑性樹脂	自己潤滑性樹脂

17 年度供試品は、20% (油圧標準タイプ) と 10% (潰し代軽減タイプ) の 2 種類でスタートしたがデータを採る間もなく (潰し代軽減タイプ) のシール性がなくなったため、油圧標準タイプにパッキンを全て付替え、走行試験を再スタートした。

b) 試験方法

図 3.2.14 に走行試験装置の回路図を示し、図 3.2.15 にその写真を示す。

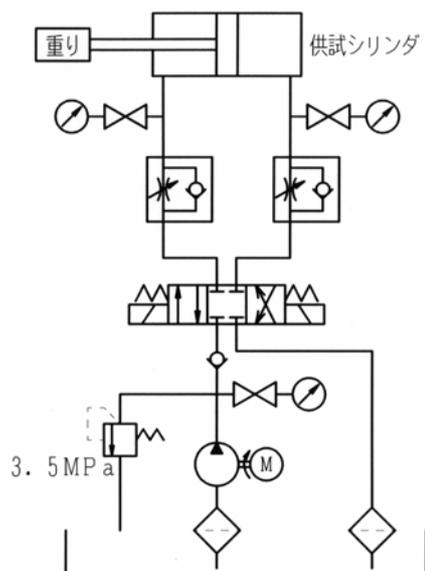


図 3.2.14 走行試験装置回路図

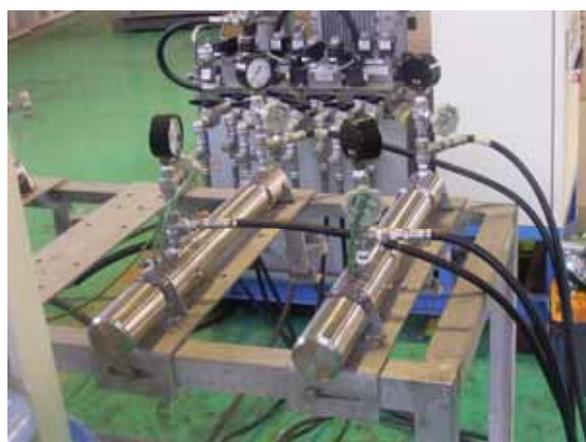


図 3.2.15 試験装置写真

c) 性能試験結果

表 3.2.21 に 17 年度の性能試験結果を示し、図 3.2.16 にピストンパッキン・ロッドパッキン部の内部漏れ量を示す。

表 3.2.21 性能試験結果

性能確認 (作動)	供試シリンダ	目標値	測定時期	1 シリンダ	2 シリンダ
	性能確認 (液漏れ)	最低作動圧力	0.5 MPa 以下	初期	合格
停止後				合格	合格
始動圧力		0.6 MPa 以下	初期	合格	合格
			停止後	合格	合格
性能確認 (液漏れ)	ロッドワイド部 からの液漏れ	0.05ml/100m 以下	初期	合格	合格
			停止後	合格	合格
	その他の 外部液漏れ	なし	初期	合格	合格
			停止後	合格	合格
	内部液漏れ	1.0ml/10min 以下	初期	合格	合格
			停止後	1	1
保証耐圧試験	5.3 MPa	初期	合格	合格	
		停止後	2	2	
推進効率試験	90%以上	初期	合格	合格	
		停止後	3	3	
シリンダ停止距離				約 120km	約 130km

1 ピストンパッキン・ロッドパッキン内部漏れ量グラフ参照

2、3 内部漏れ量が多量であったため、圧力が上がらず試験停止後の性能確認は出来なかった。

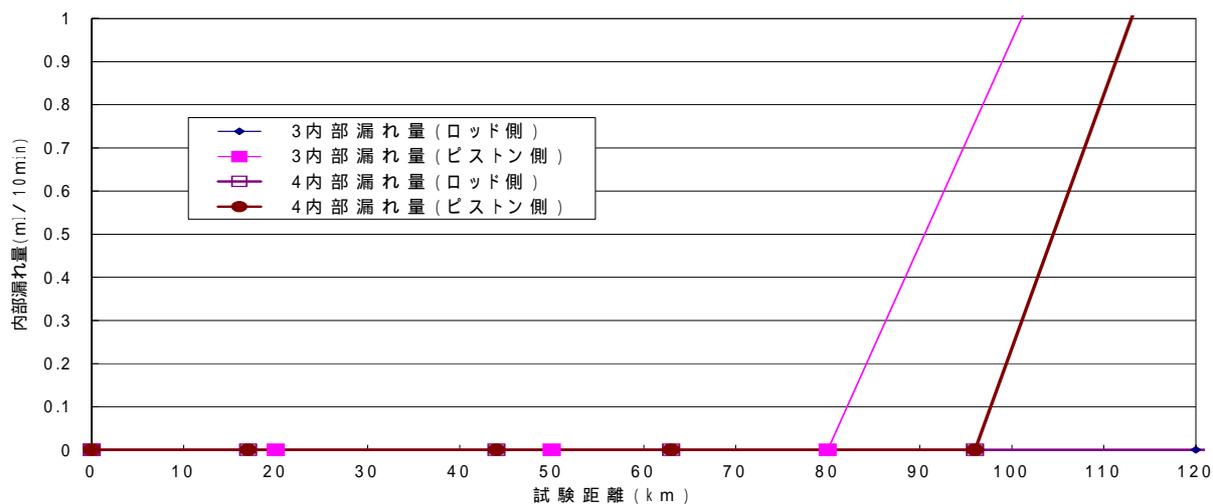


図 3.2.16 ピストンパッキン・ロッドパッキン部の内部漏れ量

図 3.2.17 に供試シリンダ No.1、図 3.2.18 に供試シリンダ No.2 の内部調査結果の写真を示す。



写真 - 1 シリンダ分解



写真 - 2 ピストン



写真 - 3 ヘッドカバー



写真 - 4 ロッドカバー



写真 - 5 ドレンハウジング



写真 - 6 ダストシールハウジング



写真 - 7 ロッド (ピストン側)

図 3.2.17 3.5 MPa 仕様シリンダ No.1 の内部調査結果



写真 - 1 シリンダ分解



写真 - 2 ピストン



写真 - 3 ヘッドカバー



写真 - 4 ロッドカバー



写真 - 5 ドレンハウジング



写真 - 6 ダストシールハウジング



写真 - 7 ロッド (ピストン側)

図 3.2.18 3.5 MPa 仕様シリンダ No.2 の内部調査結果

d) 考察

当初、No.1 シリンダ (潰し代 20%) と No.2 シリンダ (潰し代 10%) の 2 種類で走行試験をスタートしたがデータを採る間もなく No.2 シリンダのシール性がなくなったため、No.2 シリンダのパッキンを (潰し代 20%) に変えて再スタートした。潰し代の低減は走行距離を著しく短くすることがわかった。

その後、No.1 シリンダは走行距離約 120km、No.2 シリンダは走行距離約 130km 多量の内部漏れが生じたため、試験終了とした。これは分解調査の結果、ピストンパッキンの磨耗が進んだためと推察される。

走行試験においては 16 年度よりも若干長い走行距離まで試験できたが、顕

著な差は得られなかった。その結果より、16年度の自己潤滑性樹脂と17年度のゴム系パッキンのどちらが水圧シリンダに適するかは一概に結論付けられない。

外部漏れ対策としてロッドウエアリングの数を2本から4本に変更した結果、外部漏れがなくなり良い結果が得られた。これは、ロッドシールの偏磨耗の減少に効果があったためと考えられる。

今後、3.5MPa仕様のシリンダにおいては、ピストンパッキンの材質及び表面処理を再検討し磨耗の影響を減らすことが走行性能の向上に不可欠である。

3.2.4 性能試験結果に対する考察と課題

0.25 MPa仕様のシリンダでは、走行試験において16年度に比べ4倍近い走行距離が達成できた。しかし、その走行距離は40 kmから49 kmの範囲に留まっており、さらなる改良が望まれる。今回の改良で走行距離を伸ばした主要因は、ブッシュを自己潤滑性樹脂に変えたことにあると考える。分解調査の結果、ピストンロッドとシリンダチューブ内面にパッキンの摩耗粉と思われる物質が堅固にこびりついていて、これが摺動抵抗を上昇させ、作動圧力が低い場合ピストンの走行が停止したものと考えられる。今回使用したパッキンの材質は全てニトリスゴム(NBR)であったが、これに対して1.5 MPa仕様のシリンダではHNBRを用いて優れた走行性能が確認されており、パッキン材質を変えて比較検討してみることは価値がある。今後、パッキン及びウエアリングの形状と材質、シリンダチューブの材質と内面処理方法について再検討し、摺動抵抗の低減をさらに図ることで走行性能の向上を目指す必要がある。

1.5 MPa仕様のシリンダでは、16年度の試験結果より、パッキンの材質は全てHNBRとした。そして、ロッドパッキンの形状を摺動性の良い形状に変更し、併せてロッドウエアリングの寸法を変えて面圧の軽減を図った。その結果、17年度の目標とした走行距離200 kmをはるかに超える走行距離を達成することができた。このことから、ロッドウエアリング部の改良の効果がはっきりと表れており、摩耗に対する強度が向上したと考える。今回の試験結果から、実用できるシリンダをほぼ完成することができたものと考え、今後は若干の改良を加えトータルシステムの実験に供するシリンダを完成させる。

3.5 MPa仕様のシリンダでは、16年度の自己潤滑性樹脂パッキンを装着した走行試験の結果、コンタミ(ゴミ)と傷に弱くシール性が安定していないことが判明したため、今年度はゴム系パッキンを使用して試験を行った。16年度よりも若干長い100 km以上の走行距離まで試験できたが、それほど顕著な差はなかった。したがって自己潤滑性樹脂パッキンとゴム系パッキンのどちらが水圧シリンダに適するかは結論付けられなかった。潰し代を半減した試験では、走行距離を著しく短くし、好ましい結果は得られないことが判明した。今後は、ピストンパッキンの材質及び表面処理を再検討し走行性能の改善を図りトータルシステムの実験に供するシリンダを完成させる。

3.3 モーターについて

3.3.1 試作モーターの構造と仕様

0.25 MPa 仕様のモーターは図 3.3.1 に示す構造原理のプラネタリー・ギヤモーターであり、3.5 MPa 仕様のモーターは図 3.3.2 に示す構造原理の平衡形ベーンモーターである。1.5 MPa 仕様のモーターは昨年度の試験で満足できる結果が得られたので今年度は試作していない。

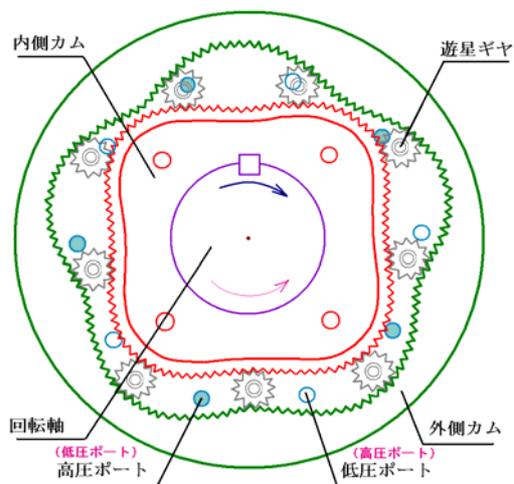


図 3.3.1 プラネタリー・ギヤモーター
(0.25 MPa 仕様)

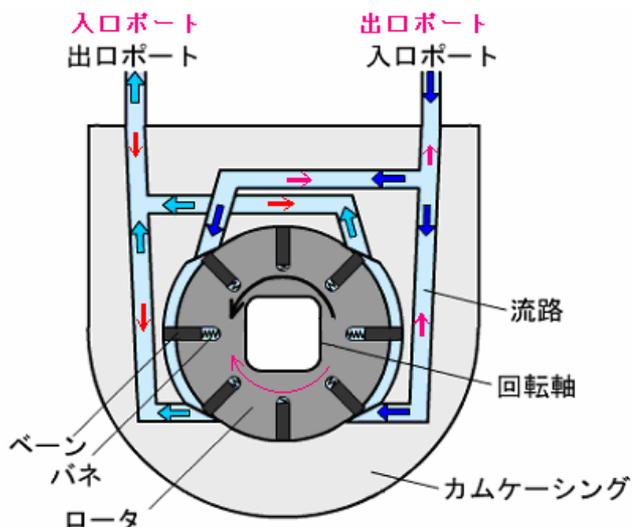


図 3.3.2 平衡形ベーンモーター
(3.5 MPa 仕様)

上記3種類のモーターの仕様を表 3.3.1 に示す。0.25 MPa 仕様のモーターに関しては、定格出力動力は 20~25 W を目標としており、今後の改良品の性能試験結果に基づいて、最低回転数、最高回転数、最低使用圧力、最高使用圧力、定格トルク、定格出力動力などの仕様は変更する。

表 3.3.1 試作モーターの仕様

	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・モーター	ベーン・モーター	ベーン・モーター	プラネタリー・ギヤ・モーターは両方向回転可能 3.5 MPa仕様ベーン・モーターの外部ドレイン型は両方向回転可能
	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	0.7 Nm	1.5 Nm	3.5 Nm	
	定格回転数	150 rpm	1000 rpm	1000 rpm	
	定格圧力	0.25 MPa	1.5 MPa	3.5 MPa	
	定格流量	7.0 L/min	12.0 L/min	15.0 L/min	
	定格出力動力	11 W	150 W	350 W	
	最低回転数	75 rpm	500 rpm	500 rpm	
	最高回転数	250 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	0.3 MPa	2.0 MPa	4.0 MPa	
	戻りライン圧力	<0.05 MPa	<0.25 MPa	<2.0 MPa (外部ドレイン型) <0.25 MPa(内部ドレイン型)	
	水温	0~40	0~40	0~40	

図 3.3.3 にプラネタリー・ギヤモータの断面構造図、図 3.3.4 にその外観写真、図 3.3.5 に内部構造の写真を示す。17 年度の改良では、ポートプレート 及びに明けられた供給/排水ポートの径を 3.0 mm から 3.5 mm に拡大し、圧力損失の低減を図ることにより出力動力の向上を目指した。ポートプレート 及びの写真を図 3.3.6、図 3.3.7 に示す。

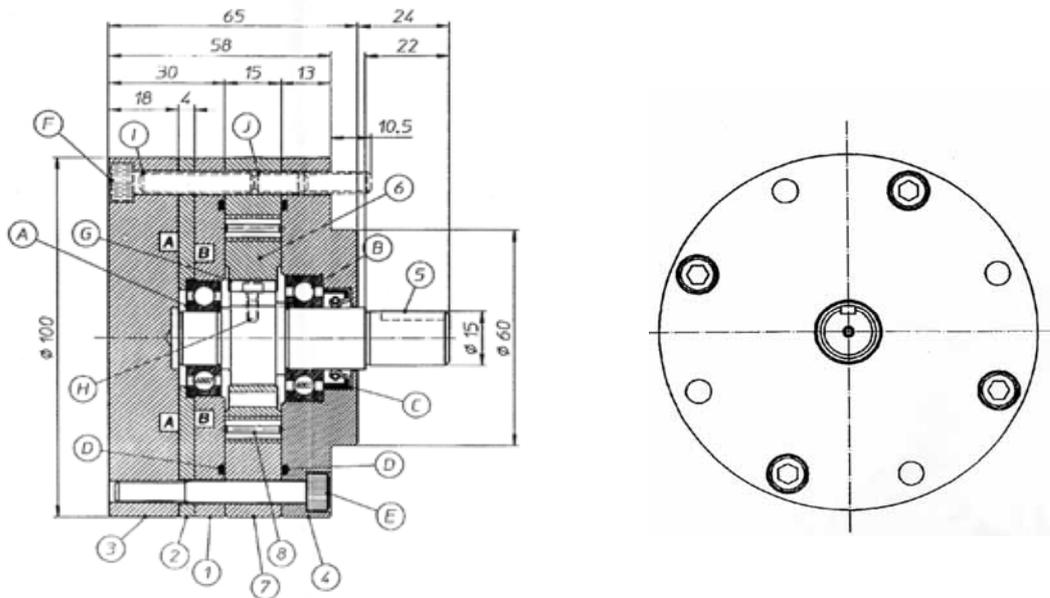


図 3.3.3 プラネタリー・ギヤモータの断面構造図



図 3.3.4 プラネタリー・ギヤ
モータの外観写真

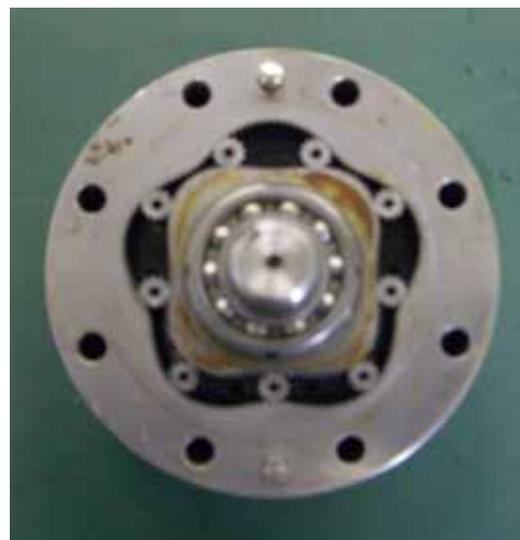


図 3.3.5 プラネタリー・ギヤ
モータの内部写真



図 3.3.6 ポートプレート



図 3.3.7 ポートプレート

図 3.3.8 には 3.5 MPa 仕様のベーンモータの外観写真、図 3.3.9 に断面構造図、図 3.3.10 に外形図を示す。17 年度の改良は、高圧（3.5 MPa 仕様）化を図るためにロータの材質をステンレスに、サイドプレートの材質を樹脂に変更した。また、二次側ラインの高圧化を配慮し両方向回転型とするため、図 3.3.9 に示すように外部ドレンポートを設けた外部ドレン型を新規製作した。この場合エンドプレートはステンレス製とした。外形寸法は図 3.3.10 に示すように 16 年度のものと同様である。



図 3.3.8 ベーンモータの外観写真
（3.5 MPa 仕様）

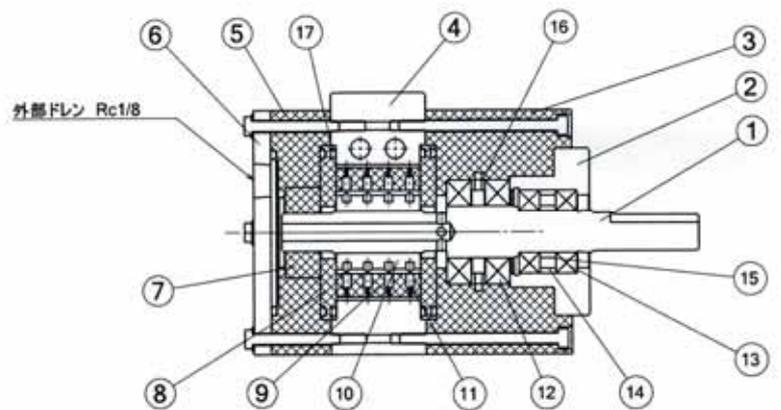
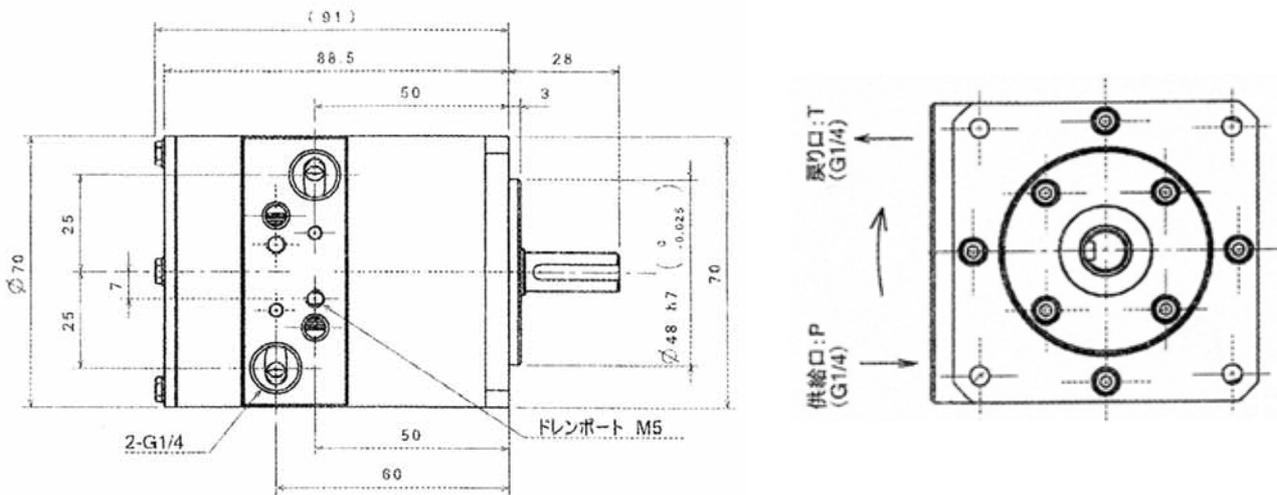


図 3.3.9 ベーンモータの断面構造図
（3.5 MPa 仕様）



軸直径：1.5 MPa仕様は 10、3.5 MPa仕様は 11

図 3.3.10 ベーンモータの外形図

3.3.2 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 3.3.11 に示す。プラネタリー・ギヤモータの試験においては 0.25 MPa 以下の低い圧力を安定して得るためレギュレータで減圧して供試モータへ圧力水を供給した。試験装置の写真を図 3.3.12 に示す。

ベーンモータの性能試験に用いた回路を図 3.3.13 に示す。供給圧力水の圧力はリリース弁とスロットバルブで調節した。試験装置の写真を図 3.3.14 に示す。写真中に示す締め付け治具は、圧力の高い範囲で漏れ流量が多く生じる問題が生じたため、その改善策としてロータとサイドプレート間のクリアランスが圧力上昇によって広がるのを防ぐ応急的な対策として設けたものである。

試験装置の主な構成機器は以下である。

- ・ 水圧ポンプ： アキシャルピストンポンプ F30 型（Fenner 社）
- ・ リリースバルブ： 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）

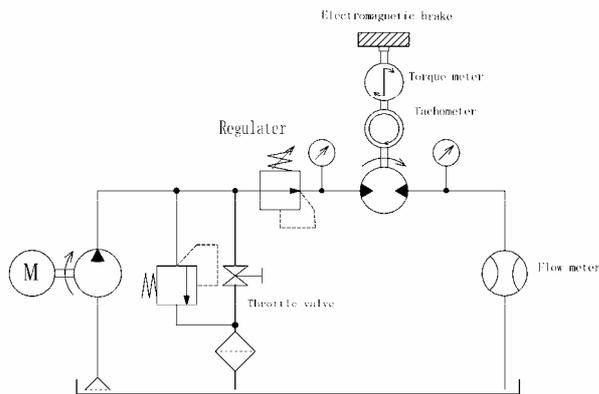


図 3.3.11 プラネタリー・ギヤモータの性能試験回路

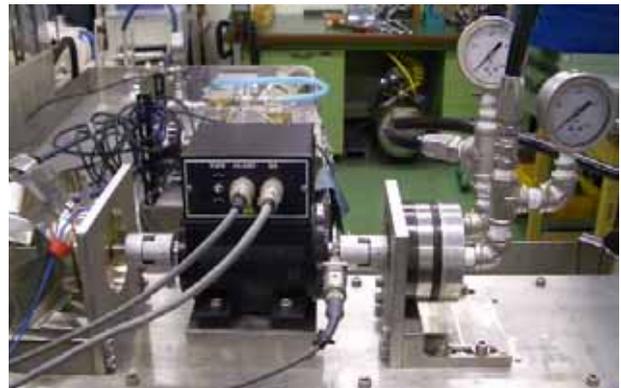


図 3.3.12 プラネタリー・ギヤモータの性能試験

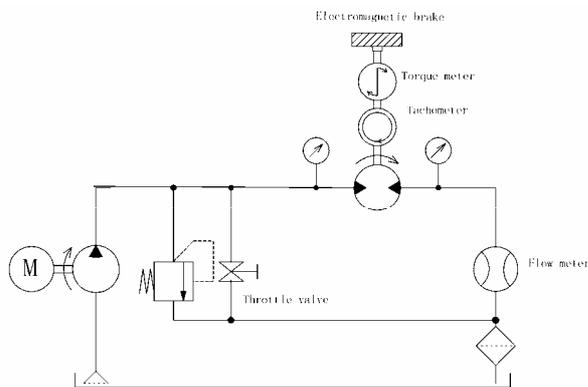


図 3.3.13 ベーンモータの性能試験回路



図 3.3.14 ベーンモータの性能試験

性能試験の方法としては、定常運転状態において、所定の一定回転速度におけるモータ入口、出口の圧力 P_1 、 P_2 、容積流量 Q 、出力トルク T 及び出力軸の回転速度 n を計測し、出力動力 L 、容積効率 η_v 、トルク効率 η_T 、及び全効率を算出した。その結果より供試モータの基本性能を把握し、17年度行った改良の効果を確認することを主目的とした。

具体的には、プラネタリー・ギヤモータでは、ポートプレートの供給 / 排水ポートの径を 3.5 mm に拡大した改良型の試験結果と 16 年度の結果を比較検討しその効果を調べた。ベーンモータでは、内部ドレン型及び外部ドレン型において、最高作動圧力 3.5 MPa までの作動と基本性能の確認、二次側ラインに圧力が存在する状態下での作動確認、そして作動圧力上昇に伴い漏れ流量が異常に多く生じる問題の改善策として、ロータとサイドプレート間のクリアランスが圧力上昇とともに拡大するのを防ぐために設けた締め付け治具の効果を確かめるための試験を行った。外部ドレン型では両方向回転の作動確認も行った。

表 3.3.2 に性能試験における試験条件と試験項目を示す。

表 3.3.2 試験条件と試験項目

モータ種類	試験条件		試験項目 (全モータ共通)
	圧力範囲	試験回転速度	
プラネタリー・ギヤモータ (ポート径 3.5 mm)	0 ~ 0.25 MPa	150、200、 250 rpm	流量： 各回転数における、圧力差と流量の関係 出力トルク： 各回転数における、圧力差と出力トルクの関係 出力動力： 各回転数における、圧力差と出力動力の関係 容積効率： 各回転数における、圧力差と容積効率の関係 トルク効率： 各回転数における、圧力差とトルク効率の関係 全効率： 各回転数における、圧力差と全効率の関係
3.5 MPa 仕様ベーンモータ (内部ドレン型)	0 ~ 3.5 MPa	1000 rpm	
3.5 MPa 仕様ベーンモータ (外部ドレン型)	0 ~ 3.5 MPa	1000 rpm	

測定データの整理にあたり、出力動力 L 、容積効率 η_v 、トルク効率 η_T 、及び全効率 η はそれぞれ式(3.3.3)~(3.3.6)によって算出した。

$$\text{理論流量： } Q_{th} = n \cdot V_{th} \quad (3.3.1)$$

$$\text{理論トルク： } T_{th} = \frac{(P_1 - P_2) \cdot V_{th}}{2\pi} \quad (3.3.2)$$

$$\text{出力動力： } L = 2\pi \cdot n \cdot T \quad (3.3.3)$$

$$\text{容積効率： } \eta_v = \frac{Q_{th}}{Q} = \frac{n \cdot V_{th}}{Q} \quad (3.3.4)$$

$$\text{トルク効率： } \eta_T = \frac{T}{T_{th}} = \frac{2\pi \cdot T}{(P_1 - P_2) \cdot V_{th}} \quad (3.3.5)$$

$$\text{全効率： } \eta = \eta_v \cdot \eta_T \quad (3.3.6)$$

このとき、各モータの押しのけ容積 V_{th} は表 3.3.3 の値を用いた。プラネタリー・ギヤモータに関しては、回転軸一回転当たりの通過流量を実測して求め、ベーンモータに関しては図面寸法より計算で求めた。

表 3.3.3 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

3.3.3 性能試験の結果

16年度の性能試験結果より、1.5 MPa仕様のベーンモータの特性は満足できるものと判断した。したがって、17年度は0.25 MPa仕様のプラネタリー・ギヤモータと3.5 MPa仕様のベーンモータについて、前述の改良を施し、性能試験を行った。

(1) 0.25 MPa仕様、プラネタリー・ギヤモータの性能試験結果

16年度の性能試験結果において、同一作動圧力状態においても回転速度の増加（供給流量の増加）に伴い出力トルクが著しく減少する傾向がみられた。この現象から判断して、回転速度の増加に伴う摺動摩擦の増加の他に、モータ内部における流路内の圧力損失の増加が大きく影響するものと推察した。低い圧力範囲での運転においては流路内の圧力損失の占める影響度は相対的に大きなものとなる。16年度の性能試験結果に対する考察より、容積効率是比较的高い値が得られていることから、全効率を向上させるために容積効率を若干下げてもトルク効率を大きく向上させる必要があると考えた。

そこで17年度は流路内の圧力損失に着目し、特に大きな圧力損失を生じていると考えられるポートプレートに明けられた供給/排水ポートの径を、3.0 mmから3.5 mmに拡大して性能試験を行った。

図3.3.15～図3.3.20に、プラネタリー・ギヤモータの性能試験結果を16年度の結果と比較して示す。3.0と示したデータが16年度の結果であり、3.5が17年度の結果である。

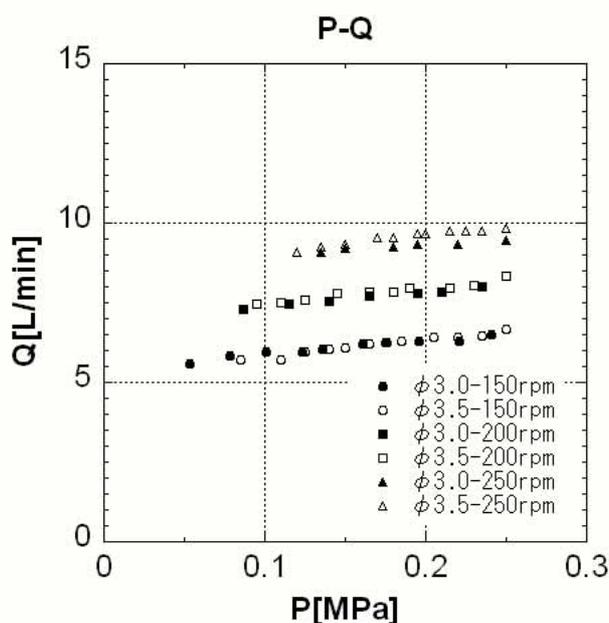


図 3.3.15 圧力差 - 流量特性

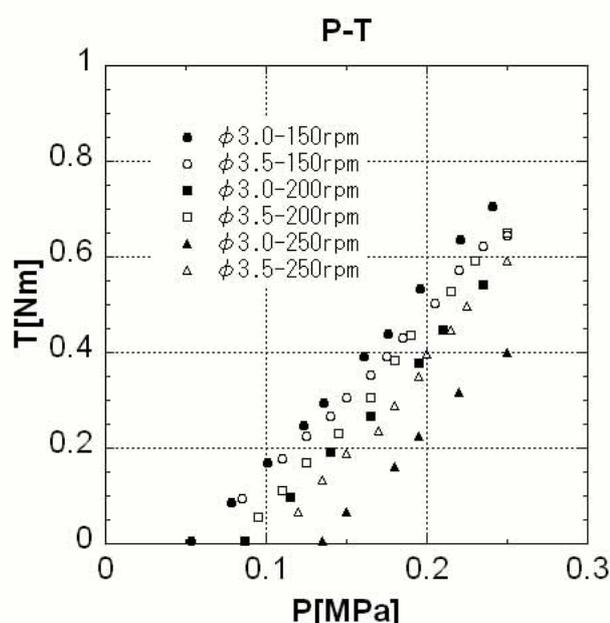


図 3.3.16 圧力差 - トルク特性

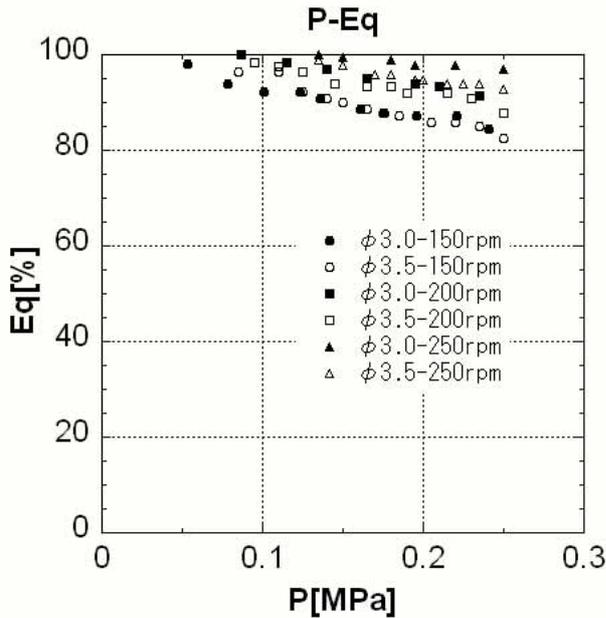


図 3.3.17 圧力差 - 容積効率

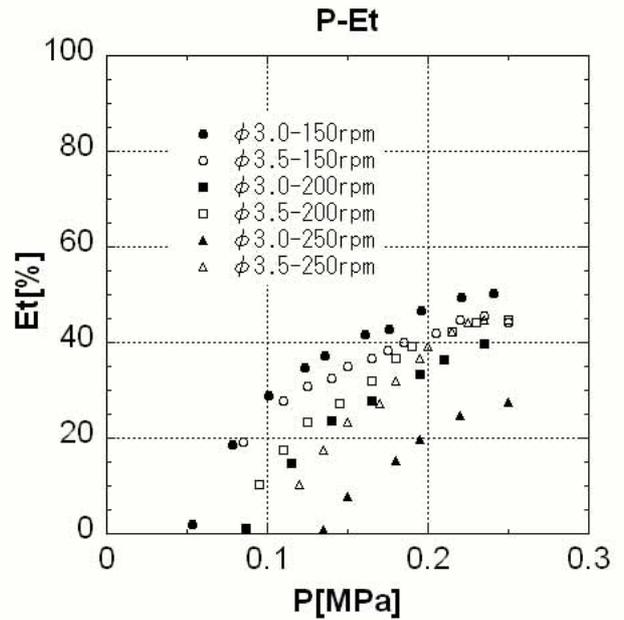


図 3.3.18 圧力差 - トルク効率

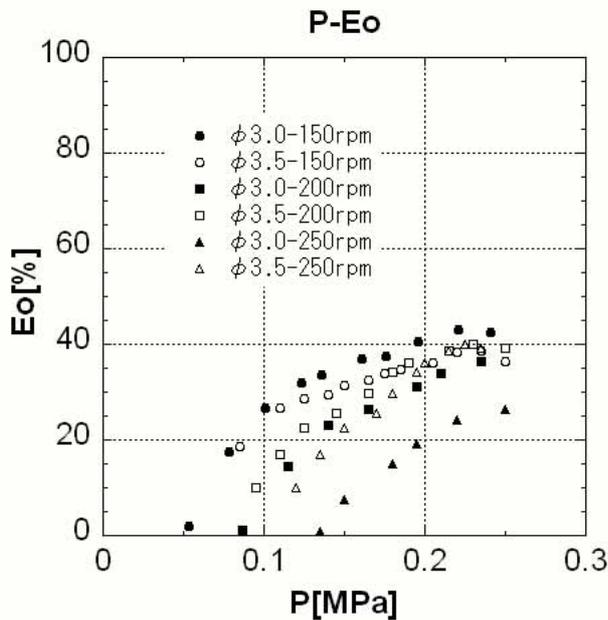


図 3.3.19 圧力差 - 全効率

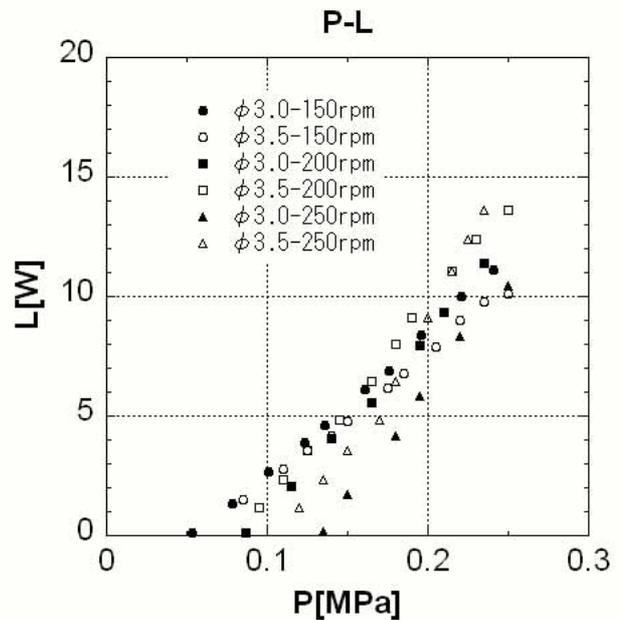


図 3.3.20 圧力差 - 出力動力特性

各図から判断して、定格回転速度の 150rpm では改良の効果は得られなかったが 200rpm、250rpm では明らかに効果があったことが観察できる。特に、同じ圧力差で比較すると 250rpm のトルク特性及び出力動力特性の向上が顕著である。今回の改良で、最高出力動力は 200rpm と 250rpm で約 14 W が得られ、16 年度の結果に比べて約 20% の向上がみられた。

150rpm における性能に関しては、これまで使用していたオイルシールを新

品に取り替えたことや、ベアリングのはめ合いが 16 年度のものに比べかなり固く、それら摺動部の摩擦が増加したことが、性能向上のみられなかった要因と考えられる。150rpm 以下の低速運転では 16 年度以上に安定した回転が得にくく、100 rpm 以下では連続的な回転が得られなかった。機械的な摺動部の摩擦を低減することが今後の重要な課題であると考えられる。

(2) 3.5MPa 仕様、ベーンモータの性能試験結果

16 年度の性能試験では、定格圧力 2.0 MPa として設計されたベーンモータをベースに試作したモータで性能試験を行った結果、3.0 MPa 近くにおける性能試験中にスティックが生じ作動不良を起こした。分解して調査した結果、内部部品にクラックの発生が見られた。17 年度はその改善を図るため、ロータ材質を樹脂からステンレスに、サイドプレートをステンレスから樹脂製に変更し高圧化の改良を行った。また二次側ラインの高圧化に対応できるものとするため、外部ドレン式の両方向回転型モータを新規製作した。性能試験は、改良した内部ドレン型（一方向回転型：CW）及び、新規製作した外部ドレン型（両方向回転型）について定格運転回転速度（1000 rpm）における性能試験を行い改良の効果を確認した。

圧力差が 2.0 MPa を越えるあたりからドレン流量が急激に増大する傾向が確認されたため、圧力差の増加にともないロータとサイドプレートとのクリアランスが広がるものと考え、内部ドレン型及び外部ドレン型の両者に対して、締め付け治具によりエンドキャップを押さえ、締め付けた状態での試験も行いその効果を確認した。

a) 内部ドレン型（一方向回転型：CW）の性能試験結果

図 3.3.21 ~ 図 3.3.24 に内部ドレン型ベーンモータの性能試験結果を示す。

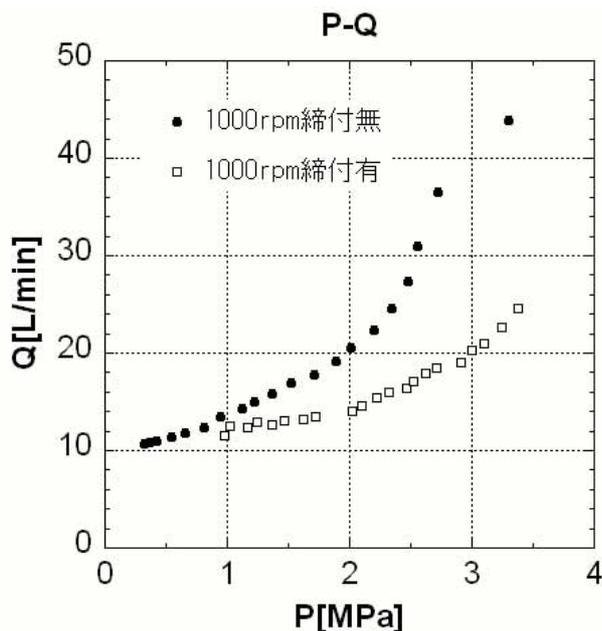


図 3.3.21 圧力差 - 流量特性

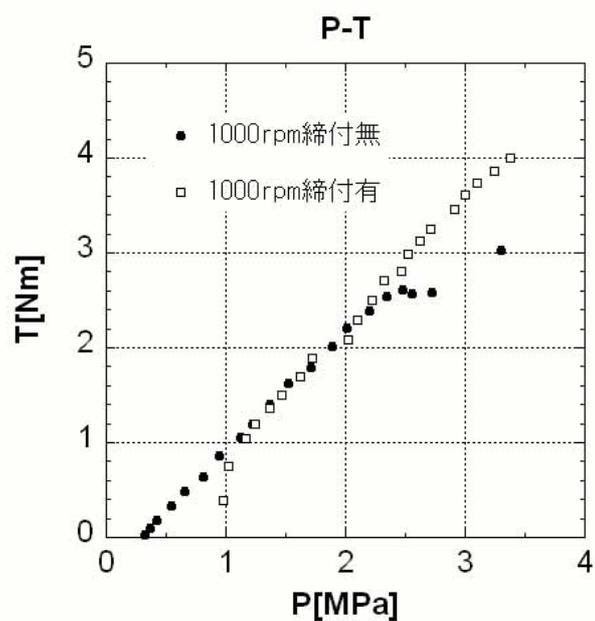


図 3.3.22 圧力差 - トルク特性

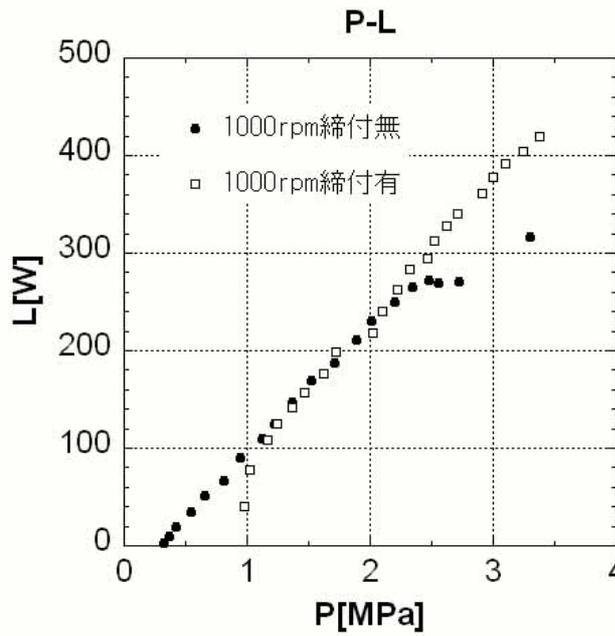


図 3.3.23 圧力差 - 出力動力特性

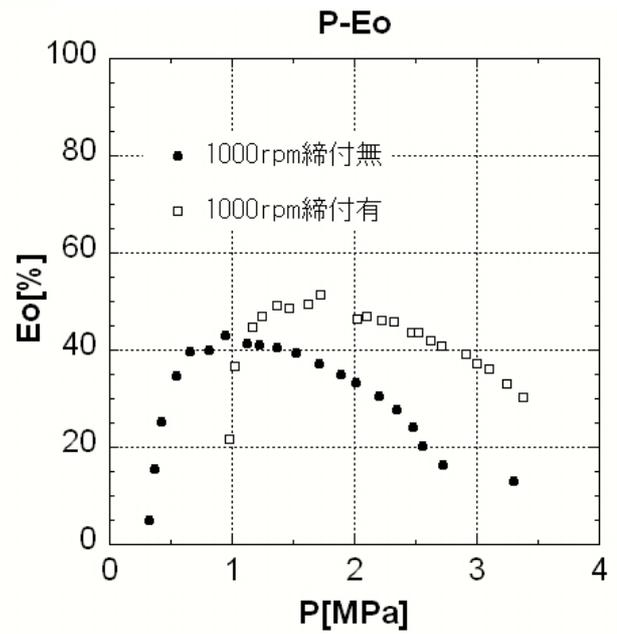


図 3.3.24 圧力差 - 全効率

b) 内部ドレン型（一方向回転型：CW、背圧=0.25MPa）の性能試験結果

図 3.3.25 ~ 図 3.3.28 に 3.5MPa 仕様、内部ドレン型で二次側ラインに 0.25 MPa の背圧が存在する場合の性能試験結果を示す。

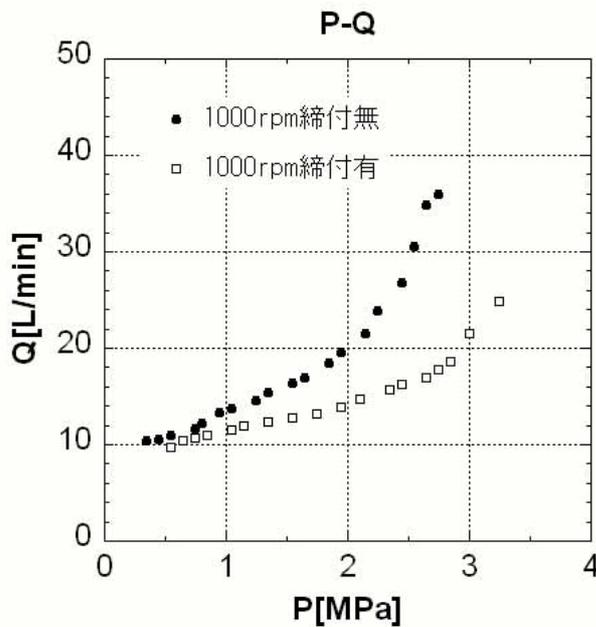


図 3.3.25 圧力差 - 流量特性

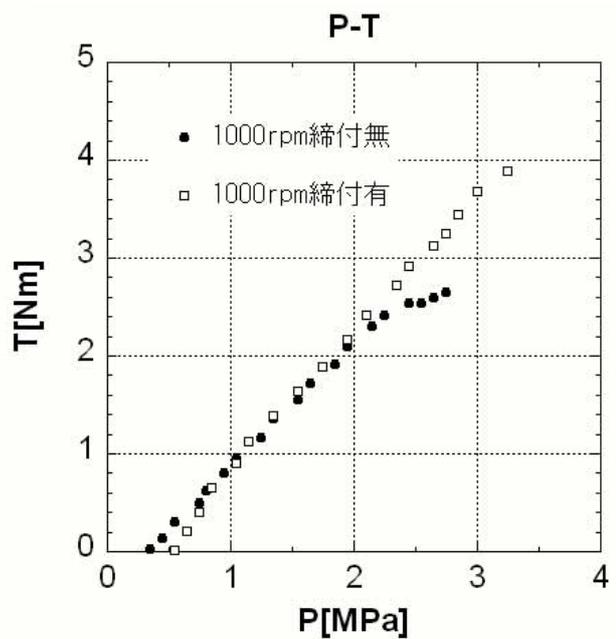


図 3.3.26 圧力差 - トルク特性

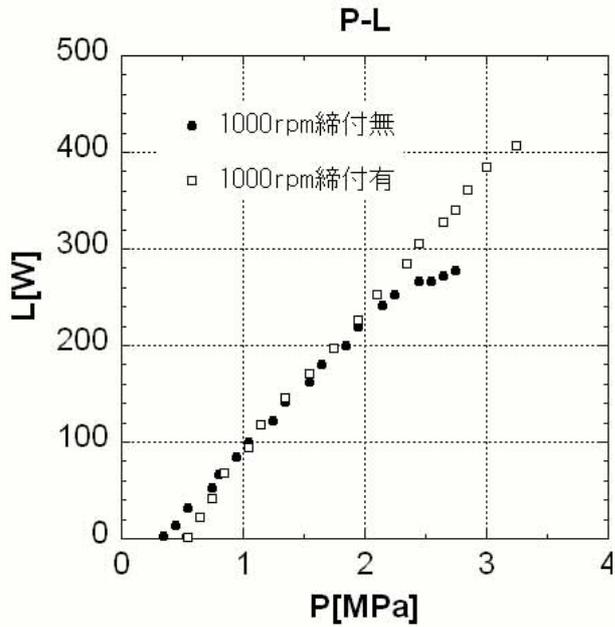


図 3.3.27 圧力差 - 出力動力特性

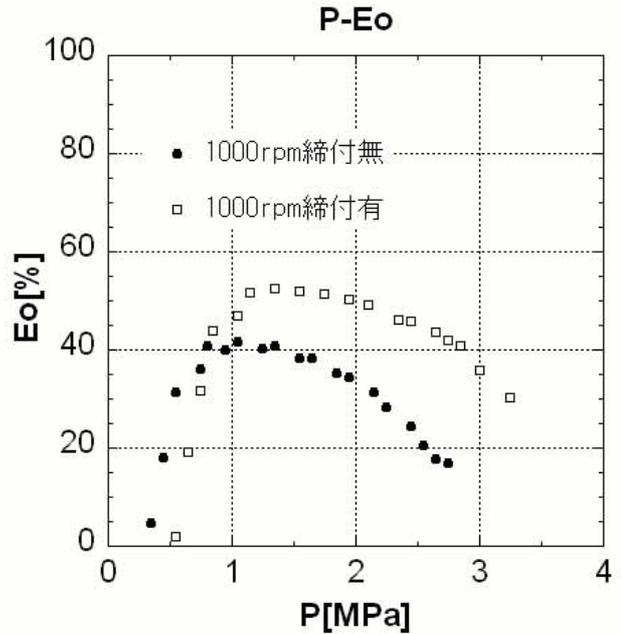


図 3.3.28 圧力差 - 全効率

c) 外部ドレン型（両方向回転型）の性能試験結果

外部ドレン型（両方向回転型）の性能試験において流量 Q は主流量にドレン流量を加えた計測値で性能を算出した。

回転方向：CWの性能試験結果

図 3.3.29～図 3.3.32 に 3.5MPa 仕様、外部ドレン型で回転方向 CW の性能試験結果を示す。

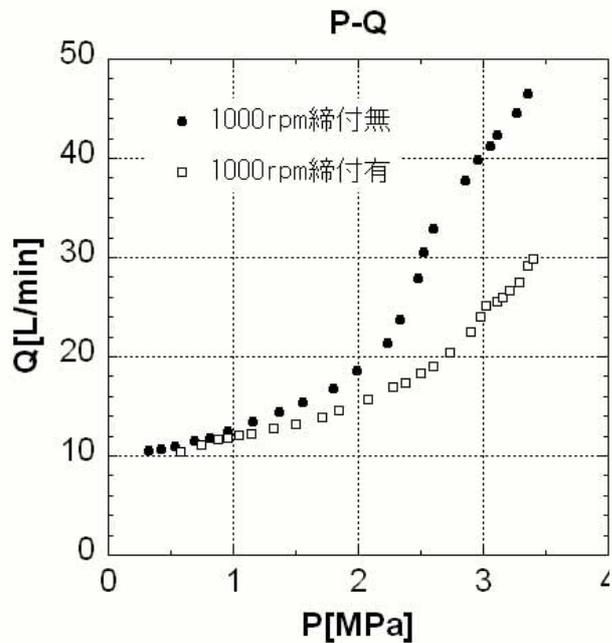


図 3.3.29 圧力差 - 流量特性

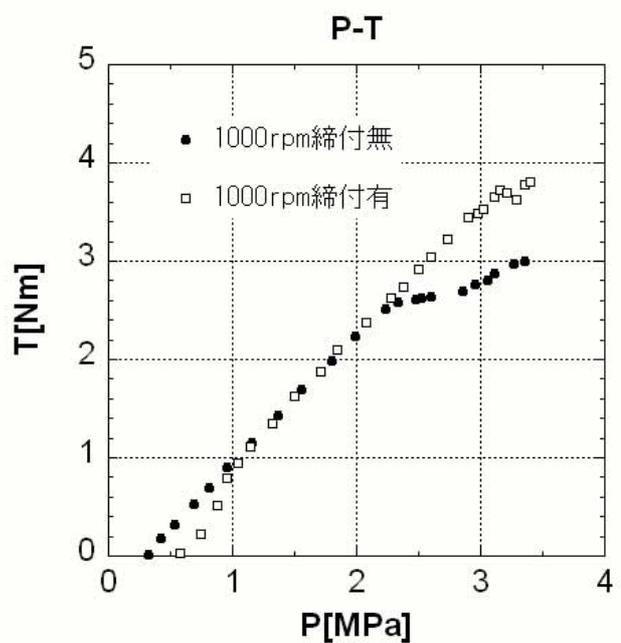


図 3.3.30 圧力差 - トルク特性

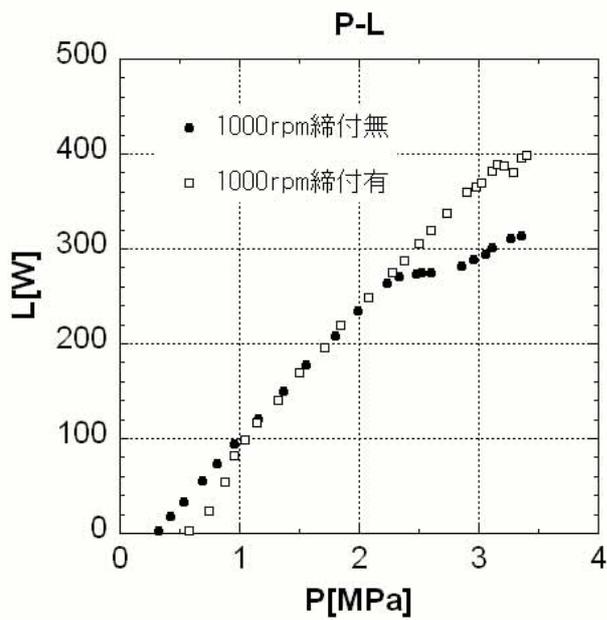


図 3.3.31 圧力差 - 出力動力特性

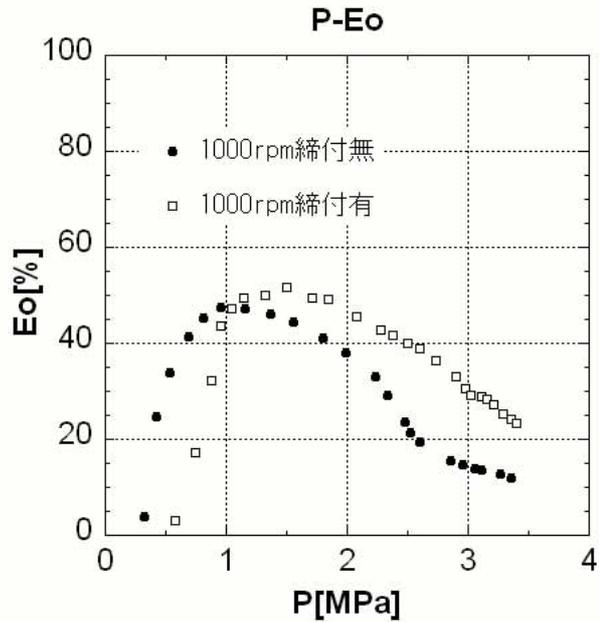


図 3.3.32 圧力差 - 全効率

回転方向：CCW の性能試験結果

図 3.3.33 ~ 図 3.3.36 に 3.5MPa 仕様、外部ドレン型、回転方向 CCW の性能試験結果を示す。

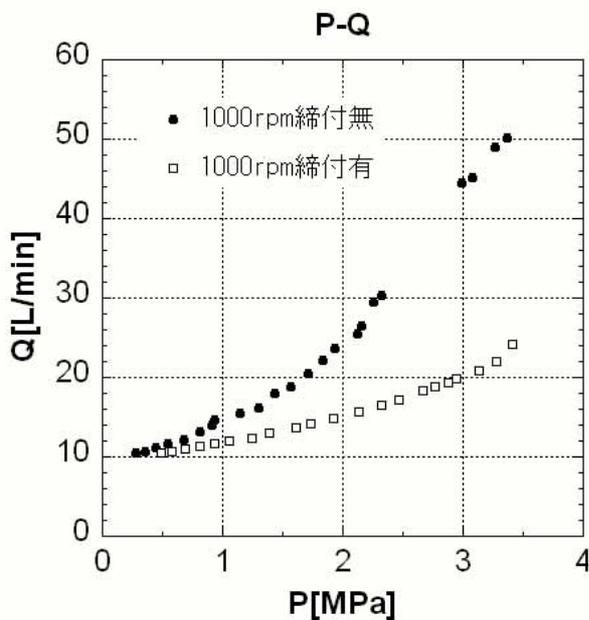


図 3.3.33 圧力差 - 流量特性

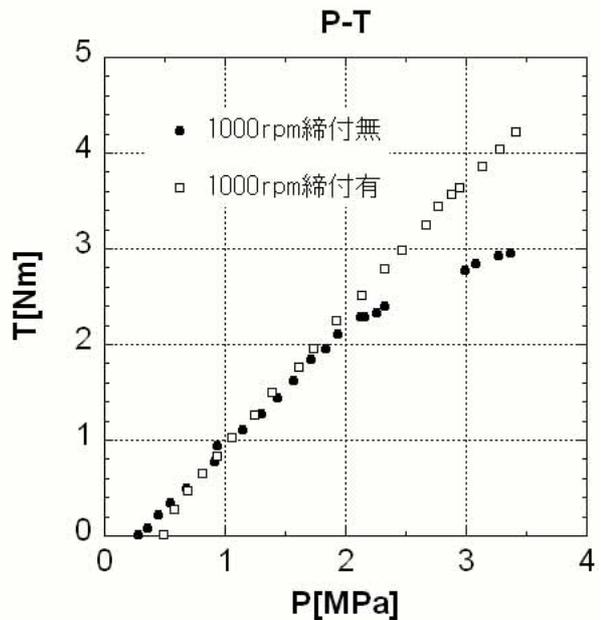


図 3.3.34 圧力差 - トルク特性

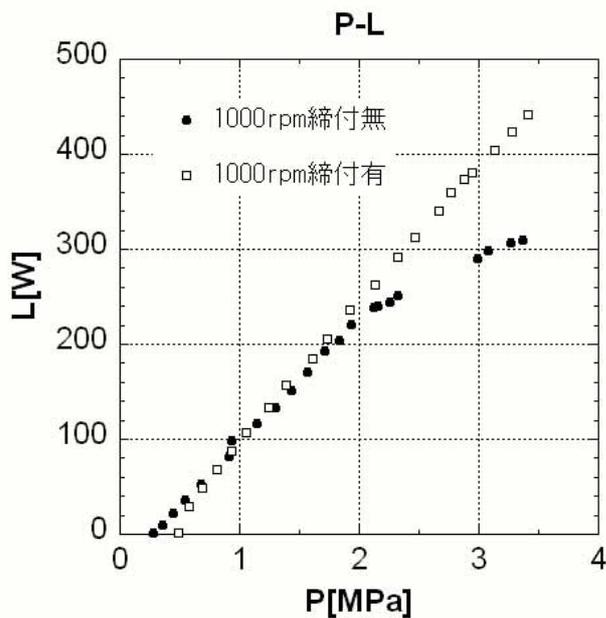


図 3.3.35 圧力差 - 出力動力特性

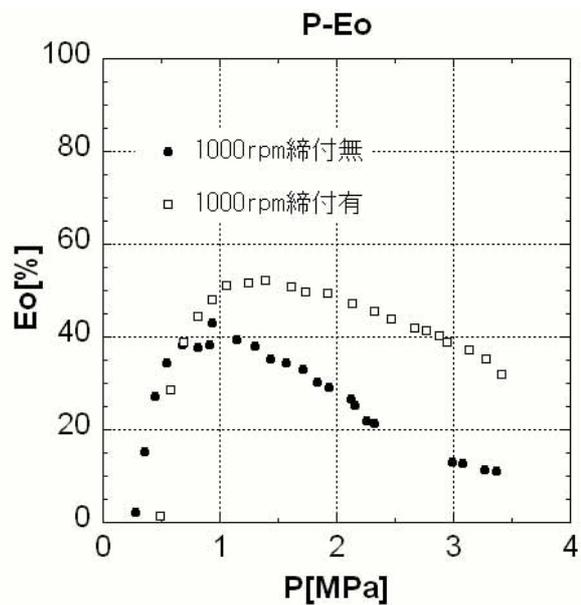


図 3.3.36 圧力差 - 全効率

各図から判断して以下のことが言える。

内部ドレン型と外部ドレン型の基本性能はほぼ等しい。内部ドレン型において、背圧の有無による性能差は小さく、二次側ラインに圧力が存在しても正常に作動する。また、外部ドレン型において、回転方向による性能差は小さく、両回転方向に対して正常に同等の作動が得られる。

全ての場合の流量特性において、締付け治具による締付けがない場合には、圧力上昇とともに流量が著しく増大し、特に 2.0 MPa 以上の領域でその勾配が急になる。その原因は圧力上昇に伴いロータとサイドプレート間のクリアランスが拡大し漏れ流量が増大することにあると考え、それを防ぐ応急的対策として図 3.3.14 の写真に示すような締付け治具でエンドキャップを押さえ締付ける対策により流量の増大を顕著に抑えることができた。その対策により、特に、圧力差の大きい領域において、トルク特性、出力動力特性、全効率の改善にも大きな効果が得られた。

締付けの対策を施した場合の特性は、流量特性を除けば、表 3.3.1 の仕様を上回るものとなっている。

3.3.4 性能試験結果に対する考察と課題

0.25MPa 仕様のプラネタリー・ギヤモータの性能試験結果から、流路を拡げたことでモータ内部の流路内の圧力損失が減少し、200rpm、250rpm ではトルク特性や出力動力特性に明らかな改善がみられた。特に、250rpm のトルク特性及び出力動力特性は顕著に向上した。今回の改良で、最高出力動力は 200rpm と 250rpm で約 14 W が得られ、16 年度の結果に比べて約 20% の向

上がみられた。

定格回転速度の 150rpm における性能に関しては、改良の効果はみられなかった。150rpm 以下の低速回転では 16 年度以上に安定した回転が得にくく、100 rpm 以下では連続的な回転が得られなかった。これまで使用していたオイルシールを新品に取り替えたことや、ベアリングのはめ合いが 16 年度のものに比べかなり固く、それら摺動部の摩擦が増加したことがその原因と考えられる。今後トルク特性及び出力動力特性の向上をさらに図るためには、モータ内部の流路圧力損失を可能な限り減少させ、それに加えて、オイルシール、ベアリング、歯車の噛み合い部等、機械的な摺動部の摩擦を低減することが重要な課題であると考えられる。

3.5 MPa 仕様のベーンモータの性能試験結果から、内部ドレン型と外部ドレン型ではほぼ等しい基本性能が得られ、また、二次側ラインに高い圧力が存在しても正常に作動することが確認できた。外部ドレン型では、両回転方向に対して正常に作動し同等の性能が得られることも確認できた。

流量特性において、圧力上昇とともに流量が著しく増大し、特に 2.0 MPa 以上で急激に増大し非常に大きな流量を必要とする結果となった。圧力上昇に伴いロータとサイドプレート間のクリアランスが拡大し漏れ流量が増大することがその原因であることがわかり、応急的対策として締付け治具でエンドキャップを押さえ締付ける対策をとり流量の増大を顕著に抑えることができた。その対策により、特に、圧力差の大きい領域において、流量特性のみならずトルク特性、出力動力特性、全効率の改善に大きな効果が得られ、流量特性を除けば、目標とする仕様を上回る性能が得られることがわかった。

今後の対策として、圧力差の増大に伴う漏れ流量の増加を小さく抑えるため、フロントカバー側とエンドカバー側の 2 枚のサイドプレートにプレッシャーローディング機構を設け、圧力バランスを確保することによりロータとサイドプレート間のクリアランスの拡大を抑制する改良を計画している。それに加えて、ベーン先端とカムリング内面との摺動抵抗を低減する目的で、これまで直線補間によって形成していたカム曲線を、5 次式を用いた連続的な曲線で形成しさらなる性能向上を図ることも検討する。

3.4 課題と今後の展開

0.25 MPa 仕様のシリンダでは、走行試験において 16 年度に比べ 4 倍近い走行距離が達成できた。しかし、その走行距離は 40 km から 49 km の範囲に留まっており、さらなる改良が望まれる。分解調査の結果、ピストンロッドとシリンダチューブ内面にパッキンの摩耗粉と思われる物質が堅固にこびりつき、これが摺動抵抗を上昇させピストンの走行を停止させる原因となっている。今回使用したパッキンの材質は全て NBR であったが、これに対して 1.5 MPa 仕様のシリンダでは HNBR を用いて優れた走行性能が確認されており、パッキン材質を変えて比較検討してみる必要がある。今後、パッキン及びウエアリングの形状と材質、シリンダチューブの材質と内面処理方法について再検討し、

摺動抵抗の低減をさらに図ることで走行性能の向上を目指す。

1.5 MPa 仕様のシリンダでは、17 年度の目標とした走行距離 200 km をはるかに超える走行距離を達成することができ、実用できるシリンダをほぼ完成することができたものとする。今後は若干の改良を加えトータルシステムの実験に供するシリンダを完成させる。1.5 MPa 仕様のもので、0.25 MPa 及び 3.5 MPa への対応の可能性も検討する。

3.5 MPa 仕様のシリンダでは、17 年度ゴム系パッキンを使用して試験を行い、16 年度よりも若干長い 100 km 以上の走行距離を達成できたが、それほど顕著な差はなく、自己潤滑性樹脂パッキンとゴム系パッキンのどちらが水圧シリンダに適するかは結論付けられなかった。今後は、ピストンパッキンの材質及び表面処理を再検討し走行性能の改善を図りトータルシステムの実験に供するシリンダを完成させる。

0.25MPa 仕様のプラネタリー・ギヤモータでは、モータ内部の流路径を 3.0 mm から 3.5 mm に拡大することで圧力損失を減少させ、200rpm、250rpm でトルク特性や出力動力特性に顕著な改善がみられ、最大出力動力に約 20% の向上がみられた。ただし定格回転速度の 150rpm における性能に関しては、改良の効果はみられず、150rpm 以下の低速回転では 16 年度以上に安定した回転が得にくかった。オイルシールを新品に取り替えたことや、ベアリングのはめ合いが 16 年度のものに比べかなり固く、それら摺動部の摩擦が増加したことがその原因と考えられ、今後さらなるトルク特性及び出力動力の向上を図るためには、モータ内部の流路圧力損失を可能な限り減少させ、それに加えて、オイルシール、ベアリング、歯車の噛み合い部等、機械的な摺動部の摩擦を低減することが重要な課題である。今後、機械的な摺動部の摩擦を定量的に把握し、摩擦低減対策として、歯面の加工精度や表面処理の効果などの検討を行う。

3.5 MPa 仕様のベーンモータでは、内部ドレン型と外部ドレン型でほぼ等しい基本性能が得られ、また、二次側ラインに高い圧力が存在しても正常に作動することが確認できた。外部ドレン型では、両回転方向に対して正常に作動し同等の性能が得られることも確認できた。ただし流量特性において、圧力上昇とともにロータとサイドプレート間のクリアランスが拡大し漏れ流量が著しく増大することが問題として明らかとなり、それを抑える応急的対策により、流量特性を除けば、目標とする仕様を上回る性能が得られることが確認できた。今後の対策として、フロントカバー側とエンドカバー側の 2 枚のサイドプレートにプレッシャーローディング機構を設け、圧力バランスを確保することによりロータとサイドプレート間のクリアランスの拡大を抑制する改良を行う。それに加えて、ベーン先端とカムリング内面との摺動抵抗を低減する目的で、これまで直線補間によって形成していたカム曲線を、5 次式を用いた連続的な曲線で形成することで、さらなる性能向上を図ることも計画している。

第4章 水道ネットワークの法的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個々には報告されているようであるが、「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、総合的に捉え、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年度は、主に「水道法」との係りでどのような課題があるか、一部「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。

(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、およそ次のとおりであった。

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言う。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られている止水栓、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。見解として以下のようであった。

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。

本システムの実用化され、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言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）工業用水

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、と言うことになる。見解として以下のものであった。

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。

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。

東京都水道局の工業用水に関しては、基本的には水道法に準拠しているので「給水装置」として水道法と同じ問題がある。

ただ、条例であり地域、地方により異なるので水道水よりは柔軟性がある。

本システムが、「工業用」に当たるか明確ではない。単に洗浄や冷却だけでなく「圧力」の利用も認められればいいが。

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、消防用を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。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問題であるとの意見もある。

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。

経産省担当課（下記）に説明され、指示があれば都水道局は協力する。

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水の用途として「工業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、但し、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5章 文献・資料調査

17年度も引き続いて、左記の要領で調査してきた。活動的な資料は国内では見当たらない。新しい水圧市場につながる興味ある発言があり、いくつかの実用化は公表されている。つまりシステムとしての新規性に対する関心が高くなる傾向にあることが分かってきたものの、このシステム専用機器開発の具体的公表は極めて少ない。これはシステムを構成するにあたり、機能的には水道用機器、化学・薬品プロセスでの類似的な機器が市販され、これらが現状では代替可能との観測からシステム全体の最適設計はなされていない、と判断できる。しかし、海外においては従来のこの種の機器について低圧用水圧機器実用化の可能性の視点から調査が進められ、情報が得られた。今後の調査ポイントとしたい。

第6章 スタディの今後の課題と展開

(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分かった。不安定な現象の発生は観測されなかった。

今後の課題：上述の様に本システムの定圧装置として使用するには偏差が少なくなるよう若干の改良を加える必要がある。さらに、本装置は下流に増圧装置が接続される。このような場合、定圧装置の二次側圧力の変動が予測される。このような場合の定圧装置の性能、いわゆる動的特性の検証が実用上重要である。全体システムの中で検討しなければならない。

(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、供給流量50 L/min.では、無負荷時の容積効率がほぼ80%であった。2MPaの負荷時では36~50%と幾分低下している。また、二次側閉塞の場合の二次側圧力は3.5MPaと所定の増圧比14が得られた。

今後の課題：増圧装置単体での、基本的特性は確認された。しかし、出力流量や圧力に大きな脈動が伴い、定常的観点からの測定が困難で、測定値に誤差が含まれていることも推測される。容積効率のさらなる向上、また、流量増大に伴う流体損失の軽減化などの課題が見出された。これらの原因として隙間管理と増圧装置内部の流体損失が大きいとの見解が得られている。増圧装置は一次側に定圧装置、二次側にはエネルギー有効利用回路が接続される。全体システムに組み込んだ中でさらなる因果関係を観察し、全体性能の検証を行いたい。

(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。二ラインの実験とシミュレーションの妥当性から三ライン全てを用いた場合については、シミュレーションによって計算結果による省エネルギー効果の検討を行い、実験による三ラインの検証は実施しないこととした。

今後の課題：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にあたり、アクチュエータの性能改善、そして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、継ぎ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内容である。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压領域では、極めて重要である。

(4) ADS 機器

シリンダに関しては、各圧力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 年度の結果を上回り、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、性能試験を実施した。改良の確認がなされ、3~3.5MPa 仕様をエネルギー有効利用に提供した。

今後の課題：シリンダにおいては、三ライン用において、ほぼ満足した結果が得られたものの、0.25MPa の低压用においては他の圧力レベルに比較して走行性能の向上が認められた。モータにおいては 3~3.5MPa での性能においてエネルギー有効利用の観点から、容積効率のさらなる向上が必要であり、そのための改良案が提示され、今後の課題とした。プラネタリー型モータにおいても内部損失の改良が必要との提案がなされた。

(5) UniADS 全体設計

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。

今後の課題：今後は、まず各装置を組み合わせたサブシステムの性能の再確認、そこから発生するであろう、新たな現象とその対策を見定めることが全体システム機能の検証へつながる。その中心的確認は「エネルギー有効利用回路の機能」に帰着される、と考えられる。

- 禁無断転載 -

システム開発

17 - F - 4

「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

平成18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