

日本フルードパワーシステム学会誌

JOURNAL OF THE JAPAN

FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

フルードパワー システム

July.2013 Vol.44 No.4

日本フルードパワーシステム学会論文集

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

特集「ADS- 新水圧技術の今！」

日本フルードパワーシステム学会誌

フルードパワーシステム

目次

特集「ADS-新水圧技術の今！」

【巻頭言】

ADS-新水圧技術の今！ 発刊にあたって	宮川 新平	204
----------------------	-------	-----

【総論】

ADSの技術開発と製品化への道	宮川 新平	205
-----------------	-------	-----

【解説】

中圧域における高速水圧ポンプの特性	大林 義博, 石川竜乃介	209
水圧シリンダとその応用-1	村上 康裕	212
水圧シリンダとその応用-2	宇根 利典	215
水圧電磁比例制御弁／水圧サーボ弁の開発とその応用	吉田 太志	218
水用高圧汎用バルブ	井口 務	223
水圧機器用シール	村田 秀紀	227

【会議報告】

2013年度精密工学会春季大会学術講演会におけるフルードパワー技術研究	吉田 和弘	231
-------------------------------------	-------	-----

【教室】

入門講座「流体力学」第6回：相似な流れとソウじゃない流れ	高橋 勉	233
------------------------------	------	-----

【トピックス】

シール技術に関するISO規格の動向	小畑 博美	238
特許文献を調べる・特許電子図書館の活用1…特許の基本	木原 和幸	241
ベトナム駐在日記	武田 和正	244

【研究室紹介】

岡山理科大学工学部知能機械工学科メカトロニクス研究室	堂田周治郎	247
----------------------------	-------	-----

【企画行事】

平成24年度ウインターセミナー開催報告		
「アクアドライブシステム（新水圧駆動技術）の現状と将来」	大内 英俊	250

【ニュース】

次世代油圧動力伝達システムワークショップ	坂間 清子	252
----------------------	-------	-----

【会告】

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会（JFPS）フェロー認定者推薦のお願い	222
平成25年度 オータムセミナーのお知らせ「鉄道車両とフルードパワー技術」	237
第32期 通常総会終了	255
平成25年秋季フルードパワーシステム講演会のお知らせ	256
第9回 JFPS国際シンポジウム開催のお知らせ	257
共催・協賛行事のお知らせ	259
その他	254,257,260

■表紙デザイン：山本 博勝 株豊島

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-22 機械振興会館別館102

TEL：03-3433-8441 FAX：03-3433-8442

E-Mail：info@jfps.jp

JOURNAL OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

FLUID POWER SYSTEM

Contents

Special Issue "ADS—New Water Hydraulics the Present-Day ! "

[Preface]

On the Special Issue "ADS—New Water Hydraulics the Present-Day ! "	Shimpei Miyakawa	204
--	------------------	-----

[Survey]

The Development of ADS and the Road for Commercial Products	Shimpei Miyakawa	205
---	------------------	-----

[Review]

Characteristic of the High-Speed Water Hydraulics Pump in the Medium Pressure Area	Yoshihiro Ohbayashi, Ryunosuke Ishikawa	209
Water Hydraulic Cylinder and it's Application—1	Yasuhiro Murakami	212
Water Hydraulic Cylinder and it's Application—2	Kazunori Une	215
Development and Application of Water Hydraulic Proportional Control Valve / Servo Valve	Futoshi Yoshida	218
High-Pressure General-Purpose Valve for Hydraulic Use	Tsutomu Iguchi	223
Seals for water hydraulics	Hideki Murata	227

[Conference Report]

Researches on Fluid Power Technologies in 2013 JSPE Spring Meeting	Kazuhiro Yoshida	231
--	------------------	-----

[Lecture]

An Introductory Course of Fluids Mechanics: The Sixth: The Flow with/without Similarity	Tsutomu Takahashi	233
---	-------------------	-----

[Topics]

Recent Trend of ISO Specifications for Sealing Technology	Hiromi Obata	238
Investigation of the Patent Documents/ Practical use of Industrial Property Digital Library	Kazuyuki Kihara	241
...Patent Foundations	Kazumasa Takeda	244
Journal of Vietnam Stay		

[Laboratory Tour]

Mechatronics Laboratory at Department of Intelligent Mechanical Engineering in Okayama University of Science	Shujiro Dohta	247
--	---------------	-----

[JFPS Activities]

Report of Winter Seminar 2012 "Latest Trend of Aqua Drive System"	Hidetoshi Ohuchi	250
---	------------------	-----

[News]

Workshop on Hydraulic Transmission System for Next Generation	Sayako Sakama	252
---	---------------	-----

[JFPS News]

222,237,254,255,256,257,259,260

巻頭言

ADS-新水圧技術の今！ 発刊にあたって

著者紹介



みや かわ しん べい
宮 川 新 平

KYB株式会社
〒252-0328 神奈川県相模原市
南区麻溝台1-12-1
E-mail: miyakawa-shi@kyb.co.jp

2013年5月現在 基盤技術研究所
1970-1986年油圧技術、1987年以来世界の水圧
技術の調査、ADS技術開発、製品化、市場調査、
市場導入に従事、日本フルードパワーシステム
学会理事、日本フルードパワー工業会技術部長、
水圧部会長、工学博士。

最初の「水圧特集号：水圧システムの開発に向けて」（主査：真田横浜国立大学教授）は1998年11月に発刊され、筆者はゲストエディターとして参加させて頂いた。内容は「横浜国立大学山口惇教授による「総論：水圧システムの挑戦」、企業6社による「研究開発の現状」、そして第一回「水圧システム研究委員会」の活動概要が掲載された。その「水圧システム研究委員会」（委員長：宮川新平、現在KYB㈱）は平成9年5月、当時の㈱日本油空圧学会に設置された。

この頃、ドイツ、イギリス、北欧の企業や大学が同様な委員会を設立し、調査活動を開始していた。1997年ドイツでのハノーヴァー見本市で、水圧では初めての企業8社が共同で出展（日本企業も1社が参加）、会場で「水圧サミット会議」が開催された。筆者もオブザーバーで参加したが、会議の方向性は見えなかった。「水圧」の定義も定かではなく、作動水として「水道水」と明記したのは、イギリスのFenner社、デンマークのDanfoss社、そして2000年4月のシカゴでのサミット会議で報告した日本であった。時期を同じくして設立された第一回「水圧システム研究委員会」はこのような背景のもとに、設立されたことは意義深いものがある。参考とすべき技術報告はきわめて少なく、推進すべき方向も暗中模索であった。その後、4回の研究委員会が継続され、現在に至っている。さらに、学会の30、40周年記念特集号として水圧技術資料が編纂された。一方、業界にあっては、㈱日本油空圧

工業会は1999年7月、定款に「水圧機器」を包含して日本フルードパワー工業会と改称され、油圧、空気圧部に並び「水圧部会」が設置された。最初の「水圧特集号」はその前年に発刊されたが、同時に工業会では、水圧補助事業が特別部会として組織され、その後8回の事業、6回の海外調査を並行しながら開催され、2011年まで継続された。その後、関連幹事会は現在も継続されている。補助事業としての特別水圧部会は大学有識者と企業の産学連携による体制で実施、推進された。以上の様な多くの活動の背景の下で、二回目の「水圧特集号」が組まれたことは水圧技術が形として、その方向性を明確化可能ならしめる好機でもある。

本「水圧特集号」は、以下の構成でまとめた。「総論」においては上述した学会の第一回「水圧システム研究委員会」の成果を踏まえて、工業会の「産学連携補助事業」に受け継がれ、技術開発は市場の特定に注目した。その基本は実用化圧力領域（低圧、中圧、高圧）に視点を置くことが重要であることを述べている。そして、ADS（Aqua Drive System）の社会的、技術背景から市場に至る流れと技術開発を総合的にまとめている。その中で、ADS市場が「水利用と省エネルギー」の視点からも技術開発が重要であることに言及している。そして、各「解説」ではADS機器企業が以上の様な背景のもとに、開発、製品化してきた具体的な機器（ポンプ、シリンダ、制御弁、汎用弁、シールの各技術）とその応用について紹介している。

総論

ADSの技術開発と製品化への道

著者紹介



みや かわ しん べい
宮川新平

KYB株式会社
〒252-0328 神奈川県相模原市
見真南区麻溝台1-12-1
E-mail: miyakawa-shi@kyb.co.jp

2013年5月現在 基盤技術研究所
1970-1986年油圧技術、1987年以来世界の水圧
技術の調査、ADS技術開発、製品化、市場調査、
市場導入に従事、日本フルードパワーシステム
学会理事、日本フルードパワー工業会技術部長、
水圧部会長、工学博士。

1. はじめに

20世紀は「石油の時代」といわれ、21世紀は「環境の時代」に加えて「水の時代」ともいわれている。「水の枯渇と偏在」が大きな人類共通の認識となり、今や地域的によっては水管理で国家的闘争にまで至っている。エネルギーに関しては2011年3月11日以降、原子力発電事故は、世界的に政治的要素が組み込まれ、ますます存続の議論は方向性を見失い始めた。代替エネルギーとしての「再生エネルギー」の普及には程遠い「感」は否めない。それは社会システムの再構築とパラダイム変換が求められるからである。

「水」の利用は人類の進歩に大きい影響を及ぼしてきた。古来「水」は「落差」を利用してエネルギーを創造し、灌漑を利用して「食料」を大量に獲得した。運河を利用して水路を起し、交易を盛んにした。人類の発展に「水」は欠かせない。近年、人類の生活に大量の「水利用」は汚染の問題から「環境保全」の概念を抱かせた。一方「豊かさ」と快適さを手放すことが不可能となってしまった生活には「エネルギー」と「水」は欠かせない。火力発電にせよ、原子力発電にせよ「水・蒸気」は必須である。このように「水」は飲料水以外に無くてはならない物質である。現在では「水」は民生、産業、運輸などのすべての世界に重要な柱として「水ビジネス」の経済的存在としも最近大きくクローズアップされている。

以上のような背景から「水利用の世界」を俯瞰し、「駆動と制御」を踏まえてどのような形でADSは「民生、産業、農業」分野に貢献可能か、考えてみる。それはADSの作動流体が「水」にあること、そして作動圧力が低圧域の水道配管網圧力から高圧域まで幅広い対応可能であることによる。さらには熱や蒸気技術との相性に優れるからである。従来のフルードパワー市場の更なる拡大を指向する可能性を持つ。

ここでは、まず第一回の「水圧システム研究委員会」での調査結果¹⁾である「低圧、中圧、高圧」の各圧力での市場特性の方向性と係わるADS機器開発について紹介する。その具体的な応用としては低圧では民生と関わる介護機器、中圧・高圧では農水・産業に関わる食料・食品加工機械、医療・医薬、クリーン性の条件が重要な成型・試験機への適用である。水圧システム研究委員会での基本的枠組みは工業会で実施した産学連携補助事業へと受け継がれ、その成果を基本とし、各企業が独自に開発、製品化を行った。それぞれの「解説」で紹介する。補助事業に関する報告内容は、本学会の40周年記念特集号²⁾にわかりやすく表にまとめられている。

2. 技術開発の視点と応用

2.1 低圧域

3.5MPa以下の圧力域を対象としている。技術が確立されれば、低価格、利便性・簡便性、環境調和性、安全・安心な駆動源として利用ができるなど大きな長所を持つと推測される。低圧なので機器は将来、射出成型によるマス生産が可能でコストの低減化は容易である。空気圧や給水システムなどからの一部転用と既存製品が技術開発にヒントを与えてくれる。市場も「水ビジネス」と絡んで期待される。ここでは、水道圧力配管網圧力を利用する駆動技術を紹介する。水道の社会インフラの利用の可能性は魅力を持つ。空気圧駆動、電気駆動、そして低圧の油圧駆動を包含する一元化された駆動システムである。本システムの基本的構成は、水道配管元圧の一定制御を担う定圧装置、一定圧力を更なる一段高い圧力にする増圧装置、ここでは三段階の圧力レベル

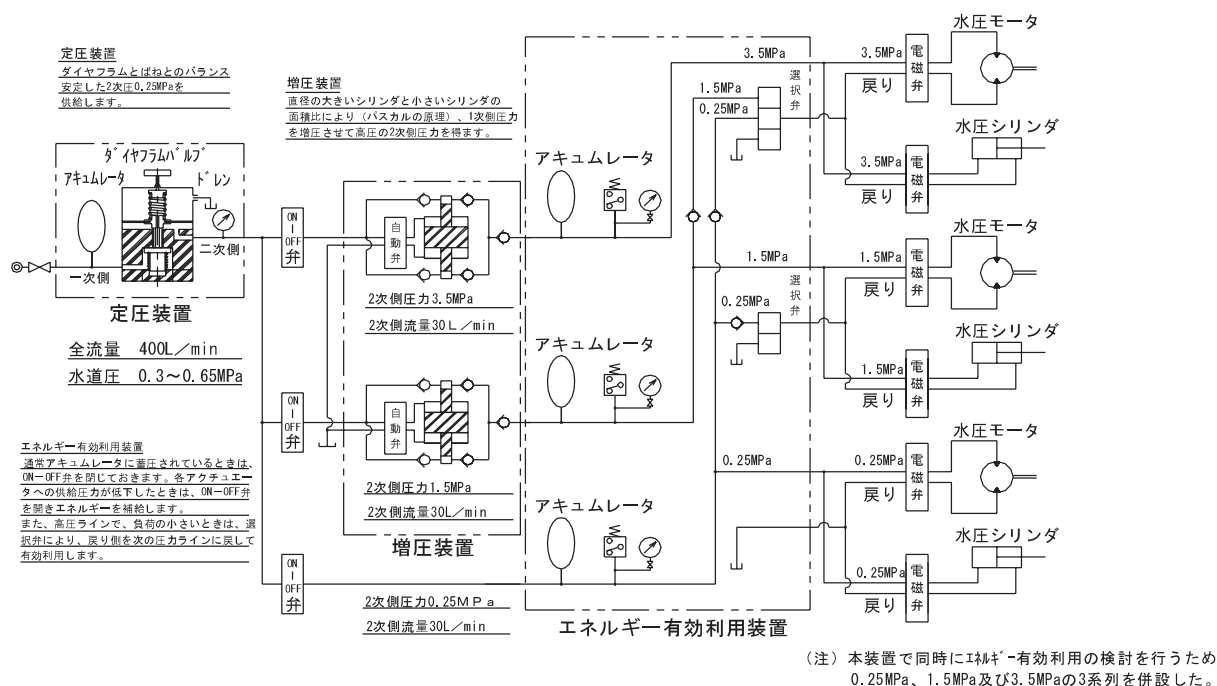


図1 水道配管網を利用したADS回路

(3.5, 1.5, 0.25MPa) を構築する計画である。各圧力レベルにおいて末端のアクチュエータの駆動、停止に応じて消費、発生するエネルギーを余剰として蓄圧し、互いの圧力レベルで流体エネルギーの融通可能なシステム構成として省エネルギーを実現する回路となっている。被駆動装置に組み込まれるアクチュエータであるシリンダ、モータに関しては、それぞれの圧力に応じた低圧用機器を開発し、貴重な設計指針や実験データをまとめている。水圧回路の基本的構成を図1に示した。水道圧力は0.3～0.65MPa、全体流量は400 L/min.とした。この様なコンセプトは世界に見ない独創性、新規性を有している。これらに係る低圧機器開発とその実用例について、介護機器、防水板駆動の二つ製品を「解説」に記述している。

2.2 中圧域

中圧域は3.5～14MPaの範囲としている。この圧力域での市場は大きく、それだけ用途も広い。生産機械が多く、速いマシンサイクルが要求される。機器開発の始まりはこの領域から比較的速い時期に始まっている。第一回の「水圧特集号」が参考になる。用途と市場が広いだけに機器開発に着手する時には、用途とその母機の要求をしっかりと見極めることが重要である。「解説」では、中圧域における水圧ポンプ、制御弁、汎用弁を取り上げ、これらの応用についても触れる。ここでは、用途の広さを展望したADSの特長である「安心・安全、クリーン性」の他にADSの作動液が「水道水、清水」であること

から、蒸気との親和性を持つ。その特長を生かせる機器を紹介する。この技術開発は工業会の産学連携水圧特別部会で実施された²⁾。本特別水圧部会は平成20年の調査研究に置いて、最新の火力発電所におけるエネルギーの有効利用状況を実地検分し、タービンへの蒸気量制御（作動圧力7 MPa）にADSサーボ技術を採用すれば環境融和性を向上できること（発電所からの発言に基づいている）、発電所や工場プラントの排熱、余剰蒸気を用いて、タービン駆動で直接水圧ポンプを駆動する、とまとめている。

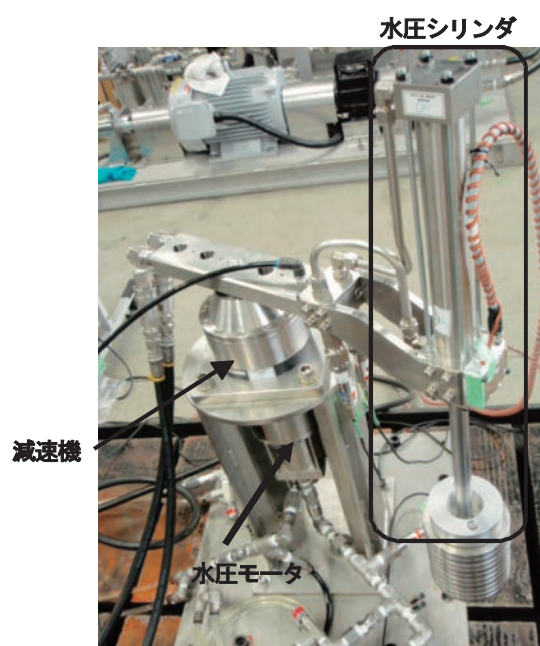


写真1 二自由度システムモデルの外

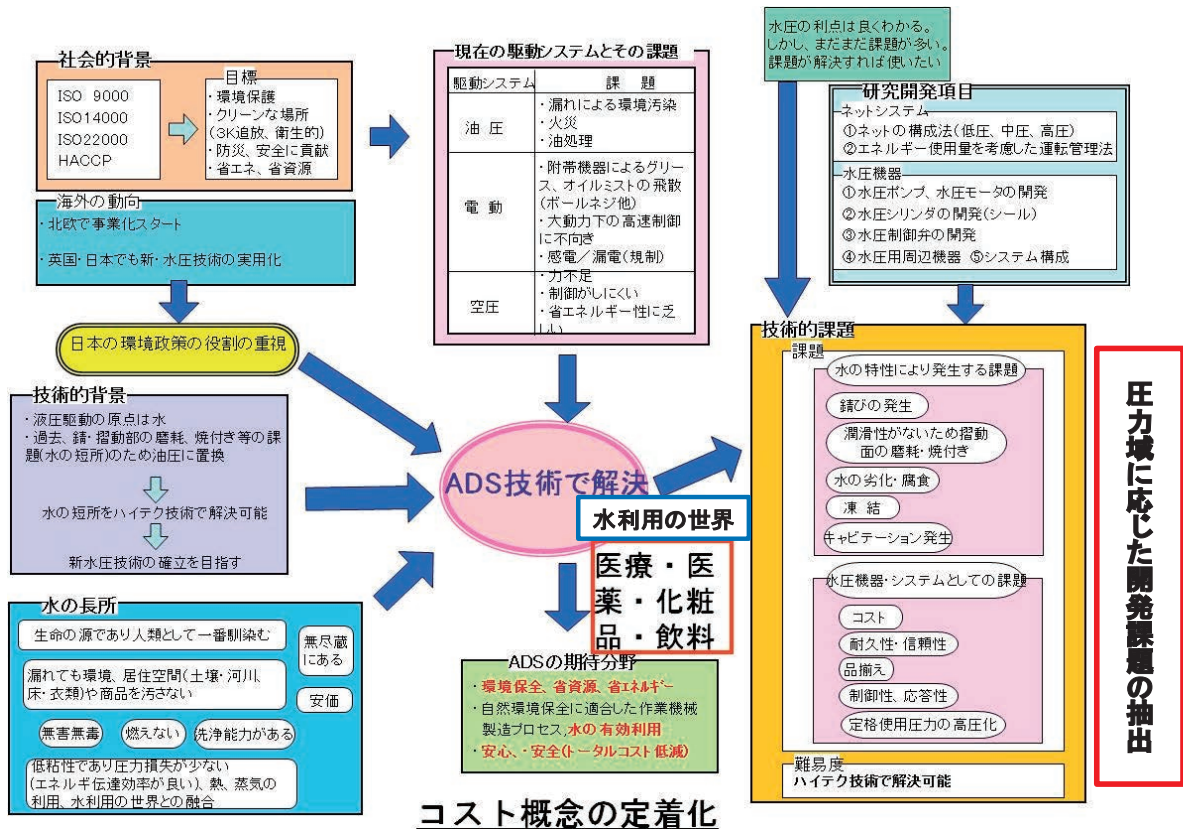


図2 ADSを取り巻く環境と市場、技術開発の流れ

省エネルギー性もあわせて向上できることを指摘している。この際に用いられる水圧ポンプはタービンとの接続を視野に入れた高速性能を有することが重要であることから、特に「高速域における水圧ポンプ」の性能実験結果を「解説」で紹介している。さらに、ADSサーボ系を実現するためには水圧サーボ弁と水圧シリンダを組み合わせた装置を構築、比例制御や適応制御系を用いて、従来の油圧サーボ系と同等の性能であることを検証した。これらの技術の多様性から回転サーボ系についても同様な検証を行って、当初の性能を達成している。写真1はこれらの直線、回転運動を組み合わせた二自由度システムを構築して、ロボットへの応用も視野に入れて調査研究を実施している。

特に、制御系を構成する制御弁に関しては、以上の成果を反映させ、ADS市場の得意とする食品機械やクリーン性を重要視する医療や医薬部品成型、試験機に関わる機械への搭載について「解説」に取り上げている。

共通機器、基本技術である汎用弁、シール技術はADSの基幹であり、「解説」に加えている。

2.3 高圧域

14MPa以上の圧力域である。本特集号では取り上げていない。主たるADS市場の要求は中圧域以下がであると考えている所以である。これに関する技

術はまた別の切り口から紹介する。

図2は、以上述べてきたADSに関して総合的に俯瞰し一つの図にまとめた。新技術の船出は「すべてを同時に走る」ことが必要である。従来技術に捉われるとニッチもサッチも行かない。すべての項目が見て取れる。社会的背景、技術的背景、「水の長所」そして従来駆動技術、これらの要因は「ADSで解決へ」向かい、新市場でのコスト概念に価値観の変化をもたらし、最終的に右下の「各圧力域」における技術開発視点を明らかにしてくれる。

3. ADS市場の展望³⁾

ADSを「水利用」の世界を含めて市場を見ると、当初設定した三つの圧力域での液圧技術の「駆動と制御」の視点とは異なる市場が伺える。図3は「水利用の世界」を「圧力と流量」の軸で表現した。高圧・小流量では圧力源として容積式ポンプが利用される。低圧・大流量域では遠心式ポンプが利用される。近年水不足から「海水淡水化」技術では両者のポンプが目的に応じて使い分けられている。低圧・中圧域の応用が市場規模として大きい。図中「ADS市場」と丸枠で記した。ここでは機器単体からシステムに至る技術を包含し、この中で「駆動と制御」のための多くの機器として、従来は電動と空気圧である。しかし、システムとして捉えると幅広いエネルギー

消費の世界が存在して、現在極めて重要と考えられる省エネルギーと環境の技術的対応策としての技術開発が見通せる。プラントシステムに内在する余剰流体エネルギーや排熱エネルギーをADSの駆動エネルギーとして、従来に無い応用と技術開発が存在する。2025年には水ビジネスは凡そ80兆円といわれているが、このようなフィールドへの応用の可能性を持つことが可能なのはADSの作動液が「水」であるからである。

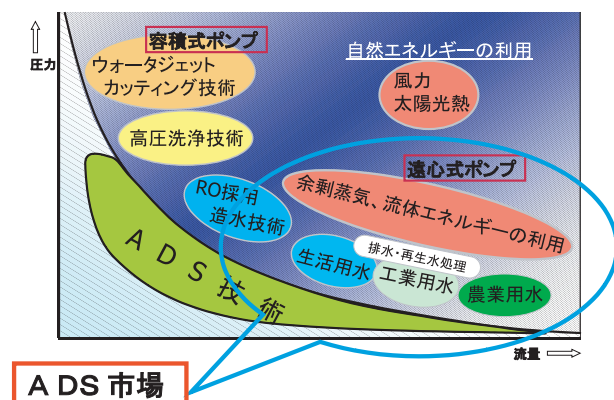


図3 ADS市場と「水利用の世界」

4. あとがき

第一回「水特集号」が発刊されて、15年の歳月が過ぎた。この間、学会、工業からADSの推進に大きな支援をいただき、技術開発から実用化に向けて、

「時代の要求」という追い風の中で成長してきた。当初、ADSは機械産業の「駆動と制御」の視点から、作動圧力域を三つの域に分類して技術開発とその応用に向けて、推進してきた。しかし、世の中は「水利用と省エネルギー」に向けて、その期待は大きく高まった。「駆動と制御」の視点から出発したADSは、「水利用と省エネルギー」の視点から俯瞰すると、新たな市場と技術開発の存在が見えると推測される。

本特集号では、まずは「低圧、中圧、高圧」を軸に今後のADSの技術とその応用について「解説」で取り上げた。しかし、近未来へのADS発展を鑑みて「総論」では、従来志向の「駆動と制御」の視点を含めて「水利用と省エネルギー」への応用を展望して、ADS市場を「民生、産業、農水、水処理、造水」に視点を当てた。その一部を「解説」にも含めている。これは、「フルードパワー」の技術と市場に新たな世界を見ることが可能であると思われる。

参考文献

- 1) 水圧システム研究委員会報告書：(社)日本油空圧学会、平成12年3月
- 2) アクアドライブ技術の進展：日本フルードパワーシステム学会、創立40周年出版、2011年4月
- 3) 宮川、アクアドライブシステム（新水圧駆動技術）の現状と将来：ウインターセミナー2013、(一社)日本フルードパワーシステム学会、平成25年2月22日
(原稿受付：2013年4月5日)

解説

中圧域における高速水圧ポンプの特性

著者紹介



おお ばやし よし ひろ
大林 義博

KYB株式会社
基盤技術研究所企画室水圧システムグループ
〒252-0328 神奈川県相模原市南区麻溝台1-12-1
E-mail: oobayashi-yos@kyb.co.jp

1997年 神奈川大学工学部機械工学科卒業、
2007年KYB株式会社へ入社、水圧技術の研究に従事。



いし かわ りゅうの すけ
石川 竜乃介

KYB株式会社
基盤技術研究所企画室水圧システムグループ
〒252-0328 神奈川県相模原市南区麻溝台1-12-1
E-mail: ishikawa-ryu@kyb.co.jp

2009年東京電機大学工学研究科修士課程修了、
同年KYB株式会社へ入社、水圧技術の研究に従事。

1. はじめに

水圧ポンプは圧力水を供給するADSの重要機器である。水圧ポンプの構造は狭い隙間で構成され、かつ回転による互いのしゅう動運動に厳しい条件が科せられる。特にシリンダブロック-弁板間、斜板-シュー間、ピストン-シリンダブロックボア間など、これらのしゅう動部では材料や構造に関して水膜に

よる部分的潤滑など境界潤滑の特性を有する。さらに熱の発生を伴う複雑な現象が予測される。しかし、このような現象のポンプの総合的な特性は必ずしも明らかになっていない。ADSの市場的特性から適用圧力は幅広く、市場に見合った仕様を元に研究開発を行うことが重要である。ここでは、さらなる応用拡大を含めて、通常の商用駆動回転数を拡張して、500～3,600rpmまでのポンプ特性を実験的に調査した。圧力は中圧域の7MPaとした。これは、作動水が「水」であることから蒸気との親和性にも優れ、今後プラントの余剰エネルギーなどを再利用する省エネルギーへの応用が期待されるからである。電気を介さず蒸気タービンによる水圧ポンプの駆動を念頭に置いている。

2. 試作ポンプ構造

ポンプの構造と写真を図1に示す。ポンプ形式は固定容量型の斜板式アキシャルピストンポンプある。基本材料はステンレスで構成されており、各軸受部にはしゅう動部材として樹脂を使用している。またシュー部は高圧を引き込み、静圧軸受構造を持つ。これまでの研究から水潤滑下におけるステンレスと樹脂の組合せは摩擦特性が優れていることがわっている¹⁾。ポンプ吐出圧力は、発電所システムをは

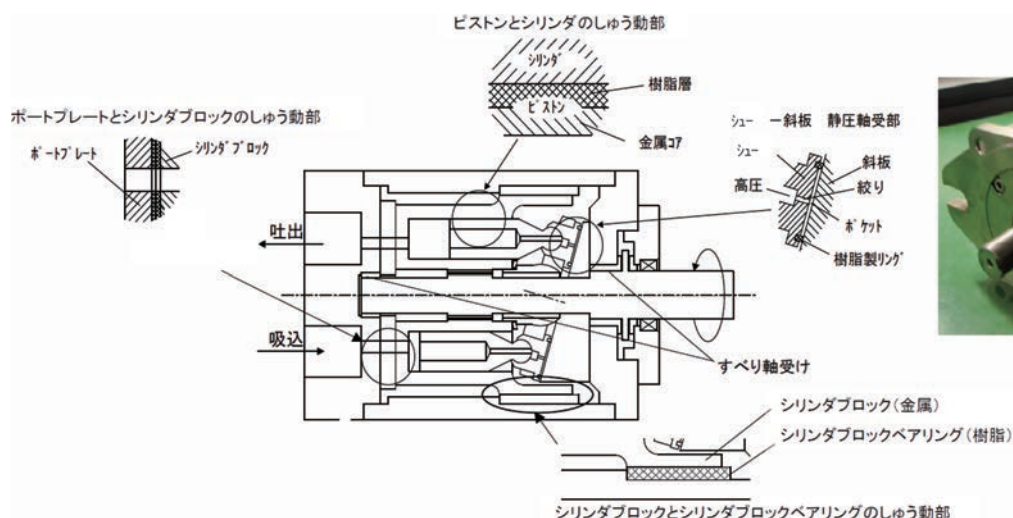


図1 水圧ポンプ構造と外観写真

じめ一般産業機械で必要とされる7 MPaとし、蒸気タービンに直結して駆動することを念頭に、押し退け容積10cc/rev、回転数3,600rpmまで運転可能となるような設計を行った。設計仕様である回転数3,600rpm@7 MPaにおいて、ポンプ内でしゅう動接触（ピストンとシリンダブロック、斜板とシュール板とシリンダブロックなど）する箇所のPV値（しゅう動面の面圧Pとしゅう動速度Vの積で算出されるしゅう動特性を表す物理量）が従来実績のある水圧ポンプの仕様1,500rpm@14MPaと同程度になるため、高速運転が可能であると判断した。

3. 試験回路

試験回路図と試験装置外観図を図2に示す。作動流体是水であるため、各構成機器もポンプ同様ステンレスで製作されている。

高速ポンプを駆動するにあたり、高速回転になると吸込圧力が低下してキャビテーションが発生することで、性能低下、機器破損への影響があると推測された。そのため、高速ポンプの試験ユニットは、吸込ラインにブーストポンプよりブースト圧を与えることが可能な構成とし、ブースト圧を約1 MPaまで調整可能とする回路構成とした。高速水圧ポンプ①は、回転数4,000rpmまで運転可能な電動機④を用いて、回転駆動され、ポンプの回転数とトルクは電動機とポンプの同軸上にトルク・回転検出器②③を用いて計測した。ポンプ吸込ラインは、ブースト圧を付与するブーストポンプ⑨を介したラインとタンクから直接吸込可能とするラインの2系統を設置した。ブースト圧を付与しない場合はストップ弁⑮を開き、ストップ弁⑭を閉じ、ブースト圧を付与する場合は、逆にストップ弁⑮を閉じ、ストップ弁⑭を開く。また、ブースト圧は圧力調整弁⑩により

吸込圧力を調整する。ポンプの負荷は圧力調整弁⑪により調整され、その時の流量を流量計⑫で計測する。ポンプ内部状態を計測するため、吸込ポート直前とポンプ吐出側に圧力計と温度計を設置した。各計測器はJISに規定されている油圧ポンプ試験要領に準じて構成した。作動流体はフィルタ⑬により水質管理している。

4. 試験結果及び考察

図3～6に負荷圧力7 MPaにおける回転数500～3,600rpmの範囲の容積効率、機械効率、全効率の性能特性を示す²⁾。この結果から負荷圧力7 MPa、回転数3,600rpmの場合、各効率はそれぞれ、容積効率94%、機械効率89%、全効率84%となった。

図3の容積効率変化をみると、低速から高速まで急激な変化は見られない。キャビテーションは発生していないと判断した。また、図6のトルク損失を見ると、500～1,500rpmにかけて2次曲線的に減少、1,500rpmで最もトルク損失が少ない。商用回転数を超えた凡そ1,800rpm域まで損失トルクが減少している。1,800rpm～3,600rpmにかけては流体潤滑域に入り、ほぼ比例して直線的にトルク損失が増加していることがわかる。これらの変化は、ポンプ内部しゅう動部の潤滑状態の変化（混合潤滑域、流体潤滑域）に起因していると考えられる。これらの現象解明にはさらなる研究が望まれる。

5. ま と め

高速水圧ポンプの試作において、水圧ポンプのこれまでの実績から本ポンプの中圧域での高速回転時の性能を実験的に調査した。軸受部やしゅう動部では水膜が形成されるよう隙間や静圧軸受構造が設計

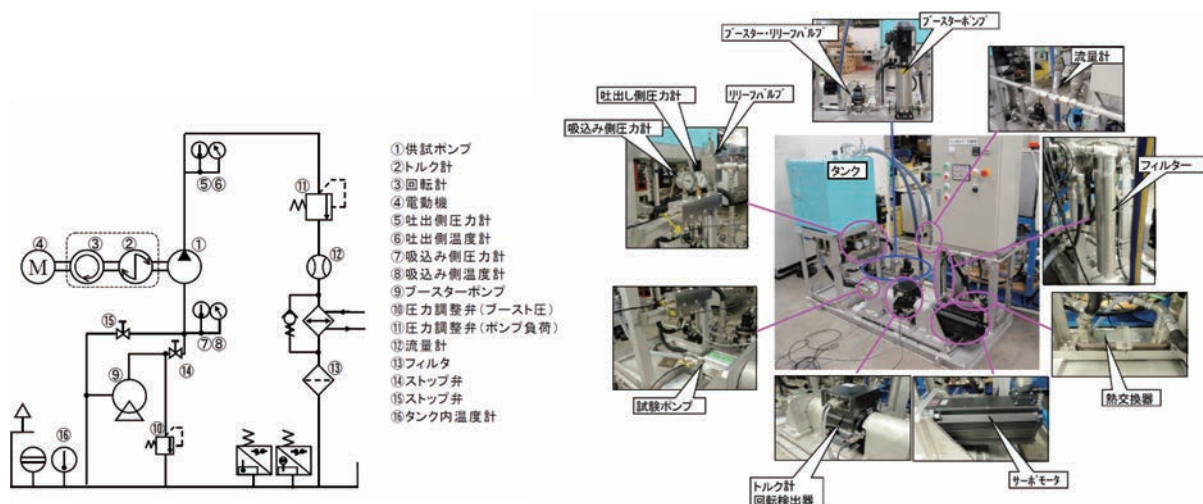


図2 試験回路と試験装置

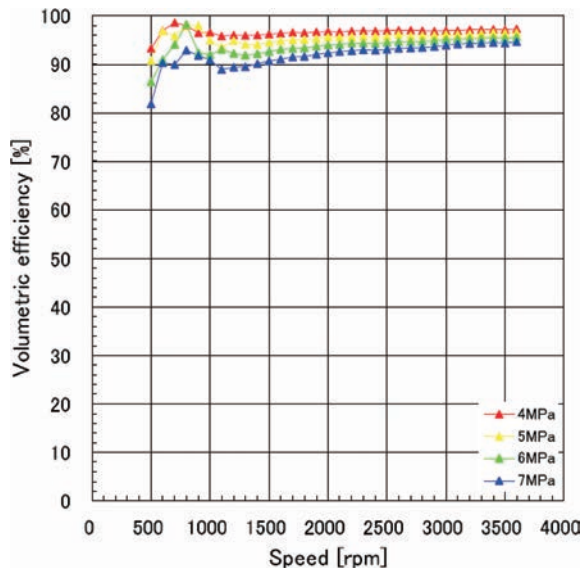


図3 容積効率

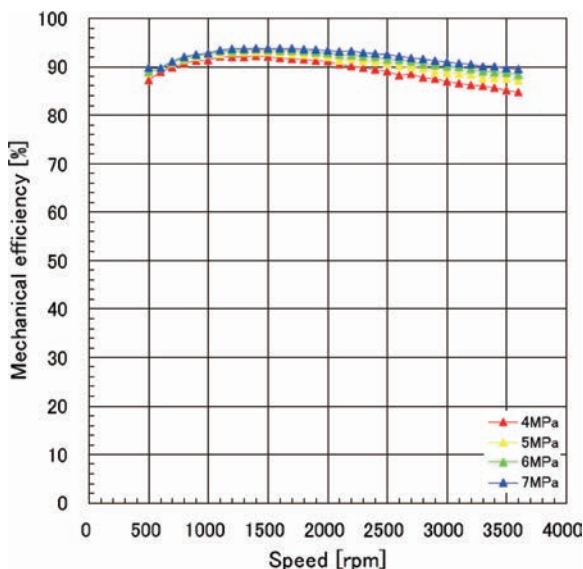


図4 機械効率

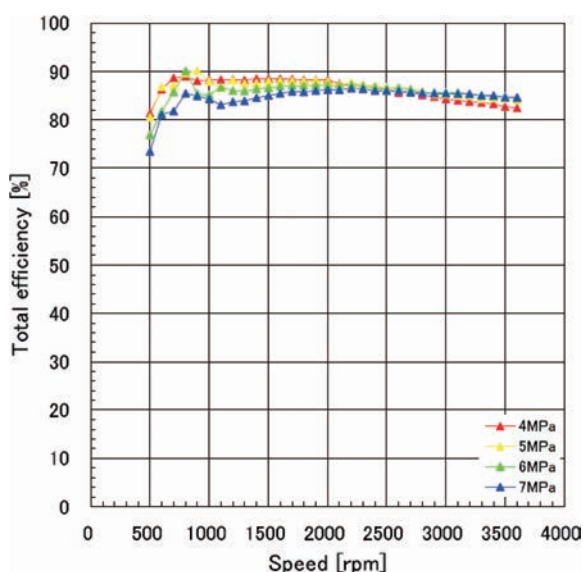


図5 全効率

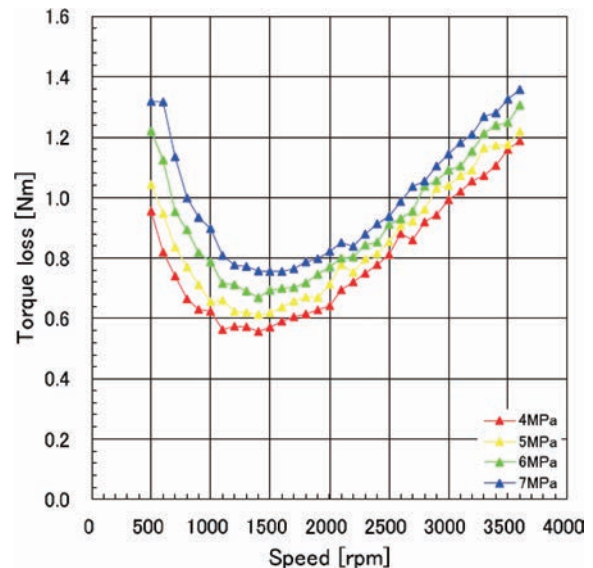


図6 トルク損失

されている。しかし、水膜はポンプに働く内部、外部からの負荷で必ずしも一定には保持しきれず、直接接触することも念頭に設計を行わなければならない。実験回転数である3,600rpm、圧力7MPaは火力発電所を調査訪問して蒸気タービン系の油圧技術の仕様から決定している。その結果、PV値（P：しゅう動部での面圧，V：しゅう動部での相対速度）に注目して、従来運転時の14MPaを7MPaとし、回転数を増速した。テスト検証のための試験装置の製作について、高速ポンプの運転上重要な注意要因は、ポンプ動作時の吸込圧力の低下によるキャビテーションの発生であるが、ブースト無しで運転可能であるとわかった。性能試験から、容積効率（94%）、機械効率（89%）、全効率（84%）が得られた。ADSと工場プラント蒸気の融合の実現可能性が高いシステムの一つであり、これに応用することで電気を介さずに各種産業機械を高出力、高精度に駆動制御することが可能なシステムの実現が展望される。

なお、本内容は財機システム振興協会において競輪の補助金を受けて実施されたものである。

参考文献

- 1) 山口惇, 岡元義尚, 汪雄鷹: 水圧システム機器に用いる摺動部材PEEKの摩擦特性について, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 34, No. 2, p. 14-19 (2003)
- 2) 社日本フルードパワー工業会: 新・水圧技術を用いたロボティクスの新基軸応用に関するフィージビリティスタディ報告書

(原稿受付: 2013年4月8日)

解説

水圧シリンダとその応用－1

著者紹介



むら かし やす ひろ
村 上 康 裕

株式会社村上製作所
〒761-0102 香川県高松市新田町甲2971-1
E-mail: murakami-y@murakamss.co.jp

1977年日本工業大学・機械工学科卒業後、(株)三輪精機を経て、1979年(株)村上製作所に入社、現在に至る。日本フルードパワー工業会・水圧部会に所属。

1. はじめに

医療・介護・福祉施設において、入浴設備装置は大切な施設として、毎日使用されている。特に介護を必要とする方々においては、入浴することにより、一日の疲れを癒し、その日のストレスなどを洗い落とすための必要不可欠な装置として使われているが、殆どの介護を必要とされている方は、一人での入浴が不可能であり介助者の助けを借りて、入浴しなければならない。そこで、医療・介護・福祉施設のニーズに応じて開発されたのが、図1に示す「寝浴・座位浴一体型で入浴できる装置」、特殊入浴装置である。

この特殊入浴装置を製品化の重要機器として、低圧用水圧シリンダについてはすでに検討されている。



図1 特殊入浴装置

2. 低圧用水圧シリンダの特長と開発課題

2.1 構造性能

ここでは、参考文献1に記述する3.5MPa用水圧シリンダの結果を設計資料として用いている。

参考までに構造、仕様、部品構成をそれぞれ図2、表1、表2に示す。

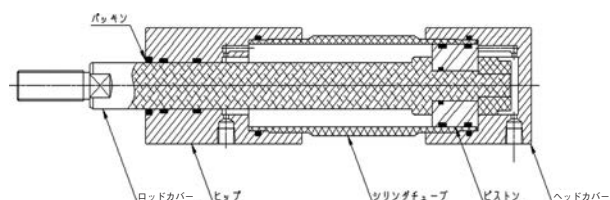


図2 3.5MPa用水圧シリンダ（複動型）

表1 3.5MPa用水圧シリンダの仕様

シリンダ構造	複動型片ロッド
作動流体	水道水
最高使用圧力	3.5MPa
最低作動圧力	0.5MPa以下
チューブ内径	50mm
ロッド径	28mm
ストローク	300mm

表2 3.5MPa用水圧シリンダの部品構成

主要材料（接液部）	SUS材
シリンダチューブ	SUS材
ピストンロッド	SUS材
ピストンパッキン	樹脂
ピストンウエアリング	樹脂
ロッドパッキン	NBR／樹脂
ロッドウエアリング	樹脂
ロッドワイパー	樹脂

2.2 性能

低圧用水圧シリンダには以下に示す性能が、特殊入浴装置に要求される。

- ・低速で滑らかな動作
- ・シールの密閉による荷重の保持

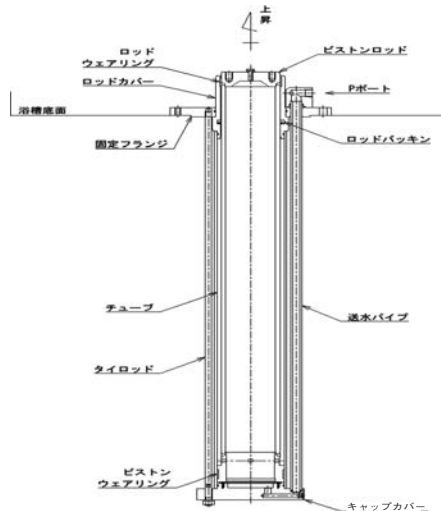


図3 特殊入浴装置・低圧用シリンダ

表3 低圧用水圧シリンダの仕様

シリンダ構造	単動型片ロッド
作動流体	水道水
最高使用圧力	1.5MPa
最低作動圧力	1.0MPa以下
チューブ内径	125mm
ロッド径	110mm
ストローク	900mm

表4 低圧用水圧シリンダの部品構成

主要材料（接液部）	SUS材
シリンダチューブ	SUS材
ピストンロッド	SUS材
ピストンウエアリング	樹脂
ロッドパッキン	NBR
ロッドウエアリング	樹脂

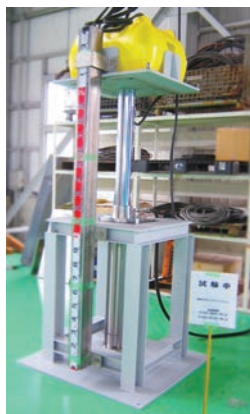


図4 低圧用水圧シリンダ試験装置

- ・滑らかでかつシール構造で摩擦抵抗が少ない工夫
- ・ピストンロッドは、常時水中での作動

この条件を基にして、特殊入浴装置に単動式低圧用水圧シリンダを開発した。

その構造、仕様、部品構成、試験装置をそれぞれ図3、表3、表4、図4に示す。

2.3 特長

特殊入浴装置に用いた低圧用水圧シリンダの特長として、

- ・利用者にストレスを与えぬように、自重で安全に静かに下降するように、上昇時には単動式構造の水圧シリンダを採用し、ピストンロッドにクッションラバーとクッション防止対策を取入れている。
- ・シールの密閉性を保持するため、NBR系のロッドパッキンを使用している。
- ・昇降時の滑らかな動きを保つため、各ウエアリングには、水圧専用樹脂系を装着し、摩擦抵抗軽減にも配慮している。
- ・ピストンロッドは、常時水中での昇降を行うため、SUS材に硬質クロムメッキを施して対応している。
- ・定期点検の容易化を図るため、タイロッド式水圧シリンダ構造を採用している。

以上のように実用化した水圧駆動式装置は、介護者利用時の安心・安全性が保たれ、なおかつ、介護者の入浴時に介助されるスタッフの作業負担の軽減化にも、繋がっている。

3. 特殊入浴装置への応用

現要求の課題を解決し実用化し、特殊入浴装置の水圧シリンダとして、製品化に成功した。実用上の要求として、「低速作動時の滑らかな動き」、「シールの密閉保持」、「摩擦抵抗の軽減化」、「常時水中での作動」など、クリアすることができた。

3.1 構造

今回の特殊入浴装置を図5に示す。また使用する水圧シリンダを図6にその仕様を表5示す。

図7の回路図、図8のシステム図から、特殊入浴装置使用前は、昇降プレートは上昇した状態で、水



図5 特殊入浴装置

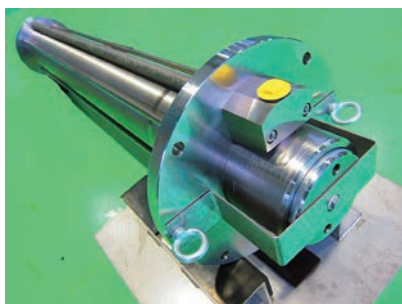


図6 単動1段式水圧シリンダ

表5 特殊入浴装置仕様

昇降方式	単動1段水圧シリンダ式 定格圧力（押側）：1MPa チューブ径：φ134×φ125 ロッド径：φ110 ストローク：900mm 重量：約75kg
昇降速度	2～3m/min
昇降プレート	1,650L×940W
昇降荷重	180kg
水圧ユニット	口径：φ32
	流量：34L/min－10L/min 揚程：45m 電動機：0.75kW

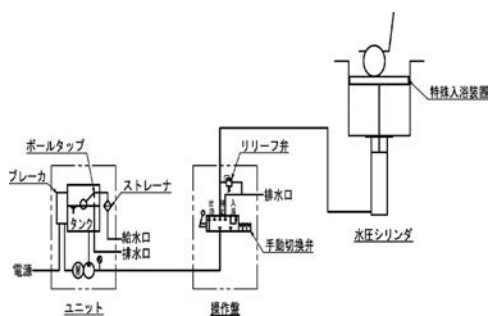


図7 回路図

圧シリンダのピストンロッドは浴槽の中で伸長し手動切換弁にて保持されている。

入浴時は、手動切換弁を下降側に切替えることにより、自重降下を開始する。途中停止も手動切換弁により、任意の位置で停止可能である。浴槽から出浴時は手動切換弁を上昇側に切替えると、水圧ユニットの電源が入り、ピストンロッドが伸長する。上昇時においても手動切換弁を操作することにより、任意の位置で停止可能である。水圧シリンダ本体は、浴槽底面に埋設（鞘管の中に設置している）、固定されている。浴室は湿度が高く、電気・電子機器にとっては苛酷な環境下であり、油圧方式では浴槽中での油漏れの危険性に繋がる。水圧駆動はこのいずれにおいても支障は発生しない。単動式を採用することにより水圧ユニットの構造も簡素化でき、定期点検時のメンテナンス向上にもなっている。

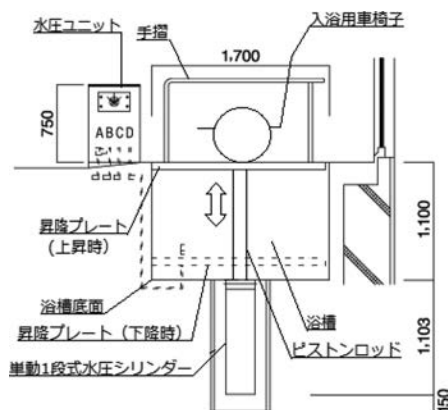


図8 システム図

4. おわりに

4.1 さらなる課題

今回の低圧用水圧シリンダは、単動1段式を採用し、構造の簡素化を図っているが、設置には、浴槽下面から1m以上のピットが必要であるため、設置工事の経費負担が掛かってくる。これらの経費負担を軽減するため、現在単動2段式テレスコープ方式水圧シリンダの開発に取り組んでいる。

テレスコープ方式を採用することにより、水圧シリンダの小型軽量化になり、埋設深さの軽減化が図れ、現地工事の短縮化にも繋がる。しかし、課題としては、

- ・小型化によるシリンダ部品の多様化による構造の複雑化とコスト高
 - ・受圧面積変化に伴う乗り心地への影響
 - ・昇降作動抵抗へのさらなる工夫、ストロークエンド時の密着衝撃音（ウォーターハンマー）防止対策
 - ・定期点検時の作業メンテナンスの容易化
- 以上の課題を考慮して、現在取り組んでいる。

水圧シリンダの市場において、医療・介護・福祉施設に導入され、安心・安全が最優先の機器と選定され、操作性においても他の機器に比べ簡単に操作できることに繋がっている。この特殊入浴装置を導入された各施設において、利用される方々にも必要な装置であるとともに、介助業務においても、高い信頼性が発揮されていることが証明できたことは、今後の低圧域でのこのような水圧技術の応用を示唆するものである。

参考文献

- 1) 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）の開発に関するファイジビリティスタディ報告書 日本フルードパワー工業会 平成18年3月

（原稿受付：2013年3月30日）

解説

水圧シリンダとその応用－2

著者紹介



うね かず のり
宇根 利典

株式会社宇根鉄工所
〒739-0265 広島県東広島市志和町冠141
E-mail : k-une@i-une.co.jp

1994年広島大学工学部建築学科卒業、(株)フジタ入社、1999年(株)宇根鉄工所入社、2008年同社代表取締役就任、現在に至る。広島県内の公共工事を中心に各種水門の設計・製作・据付に従事。水圧シリンダを利用し都市型水害対策用の防水板を開発、2012年より販売開始。

1. はじめに

近年、台風や前線の活発化による大雨に加え、気候変動やヒートアイランド現象などの影響により、狭い範囲に短時間で猛烈に降る雨（いわゆるゲリラ豪雨）が、都市部を中心に各地で観測されている。

また、特に都市部では舗装面積が増え、雨水は地下に浸透しにくくなっている。これらの気象の変化や都市化によって、降雨量が以前は十分であった下水道の排水能力を超えてしまっている。

現在、大都市では、地下鉄や地下街などの地下構造物が多く存在するため、地上が冠水すると一気に地下に水が流れ込む都市型水害が各地で多発している。このゲリラ豪雨や高潮、津波による浸水被害を防ぐための装置として防水板があるが、手動操作によるものは有事の際に年配の方や女性による操作は現実的に難しく、また電動式は災害時の停電が発生するとその動力源を失ってしまうことが予想される。そこで今回は、災害時にも比較的強い一般の水道水配管網圧力を利用したシリンダを搭載した防水板を開発した。

2. 低圧用複動式水圧シリンダの構造と性能

2.1 構造

災害時にも破壊されにくい動力源として、一般の水道水配管網圧力を利用可能な低圧用（1.0MPa以下）水圧シリンダの開発を行った。

従来は空気圧シリンダを水圧に直接転用していたが、これはしゅう動部にグリースを用いていること

やピストンチューブとクレビスが接着シールによって止水されていることでパッキン交換に難があるなど、必ずしも水圧用として用いるのに適正ではなかった。

それゆえ、メンテナンスの容易性、環境への配慮からグリースを用いず、低圧でも滑らかに可動するシリンダを開発する必要があった。

2.2 性能

製品の設置環境によってはメンテナンスのためにピストンパッキンなどの交換を必要とする場合もあるので、図1に示すように、シリンダはタイロッド式として容易に分解可能な形状となっている。また、低水圧用水圧シリンダの仕様を表1に示す。

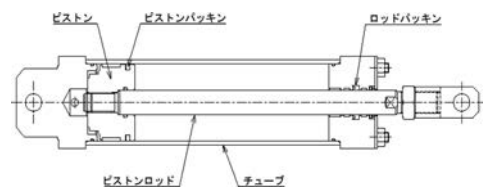


図1 低圧用水圧シリンダ

表1 低圧用水圧シリンダ仕様表

シリンダ構造	複動型片ロッド
作動流体	水道水
定格圧力	1.0MPa
試験圧力	1.5MPa
最低作動圧	1.0kg/cm ²
チューブ内径	63mm
ロッド径	20mm
ストローク	170mm

また一般の水道水配管網圧力を利用するため、0.2MPa程度の低圧でピストンがスムーズに動く必要がある。そのためのパッキン形状、性能が非常に大切になる。表2にシリンダの部品構成を示す。

表3に示すように、シール別の摩擦抵抗値を計測し、低圧用水圧シリンダの水潤滑下におけるしゅう動部（ピストンロッド）の摩擦力低減に最適な素材

表2 低圧用水圧シリンダ部品構成

主要部材（接液部）	SUS材
シリンダチューブ	SUS材
ピストンロッド	SUS材
ピストンパッキン	NBR
ピストンウエアリング	樹脂
ロッドパッキン	NBR
ロッドウエアリング	樹脂
ロッドワイパー	樹脂

表3 シール別 摩擦抵抗値

放置時間別しゅう動抵抗（静摩擦力）測定値と作動圧力

試料	試験回数	試料No.	シリンダNo.	しゅう動抵抗（静摩擦力）(N)			作動圧力 MPa
				放置時間 0h	放置時間 1h	放置時間 24h	
油圧系	n=1	3	3	142	286	330	0.106
ピストン：HSD-63	n=2	19	1	152	284	332	0.107
ロッド：GNY-20	平均	—	—	147	285	331	0.107
空気圧系	n=1	1	1	130	190	232	0.074
ピストン：PSD-63	n=2	10	2	76	110	120	0.039
ロッド：PNY-20	n=3	1	1	130	250	266	0.085
	平均	—	—	112	183	206	0.066

選定を行った。油圧系NBRシールと空気圧系NBRシールとの摩擦抵抗値を比較した結果、空気圧系NBRシールの方が摩擦抵抗値が低いため、パッキンには空気圧系NBRシールを採用した。

防水板に搭載する低圧用シリンダは、起立・倒伏時には、最低作動圧内で作動することが求められるため、ピストンウエアリング、ロッドウエアリング、ロッドワイパーにはピストンおよびロッドの動作を出来るだけ阻害しない樹脂素材を選定し、使用している。

3. 防水板への応用

3.1 防水板の目的

起伏式防水板とは、ゲリラ豪雨や台風、高潮や津波による浸水被害を未然に防ぐための装置であり、建物の出入り口などに防水板を設置することにより水の浸入を防ぐことができる。

浸水を防ぐ方法としては、土嚢を積んだり、角落しといった板状の防水器具を組み立てる方法もあるが、設置に時間と労力が掛かる上、保管場所も必要となるため、起伏式防水板の方が省スペースで迅速かつ容易に対応でき、水の浸入を確実に防ぐことができる。

設置箇所としては、地下鉄や地下街の出入り口、地下駐車場出入り口や機械式駐車場ピット前、オフィスビル入り口などが挙げられる。

3.2 構造

防水板は起伏する扉体とシリンダや配管を収納するピットで構成され、扉体とピットは特殊ヒンジで連結されている。扉体は水圧シリンダとガスダンパーで起立・倒伏し、起立した扉体は格子状に配置された桁構造と折り畳み式の鋼製アームによって設計水圧に耐え得る強度を確保している。扉体が倒伏した状態では、防水板の扉体は地面と同レベルとなり、その上を車などが走行することができる。

防水板の外観および一般図を図2、3、4に示す。



図2 防水板



図3 設置事例（地下駐車場入口）

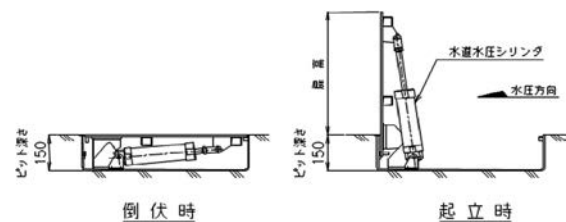


図4 防水板一般図

つぎに防水板を起立させるための回路について説明する。図5に示すように、上水道から水道水は操作盤内の切換弁を経て防水板ピット内のシリンダへ供給される。4方切換弁を起立に切り換えるとピストンを押し出す方向にシリンダ内に水道水圧がかかり、ピストンロッドが伸びて扉体を起立させる。こ

の時、シリンダ内の反対側の水は排水管を通して外部に排水される。

反対に切換弁を倒伏側に切り換えるとピストンロッドが縮む方向にシリンダ内に水道水圧がかかるため扉体が倒伏する。同様にシリンダ内の反対側の水は排水管を通して外部に排水される。

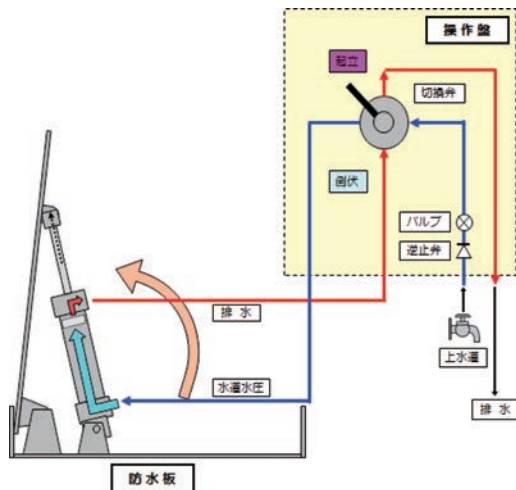


図5 回路図1

防水板は屋外に設置されるので、設置条件によっては水道水の凍結が予想されるため、回路内の水が凍結しないための工夫をしている。図6に示すように防水板ピット内に扉体の起伏用の水道配管とは別系統の排水配管をシリンダに配管し、凍結防止弁を設置した。4方切換弁を凍結防止に切り換えると回路全体に水道水圧がかかる。ピット内の温度が1.7℃を下回ると凍結防止弁の弁体が開くので水圧によって回路内の水が外部に排水されるため、回路内の水が流動することで回路内部の水の凍結を防止している。凍結防止のための配管は防水板内に配置された複数のシリンダ全体に排水に必要な水圧がかかるように起立・倒伏用の水道配管よりも小径にしてあるので、凍結防止の際に排水される水の量も通常の水道で夜間凍結防止のために蛇口からちょろちょろ水を出しておく程度の排水量になっている。ピット内の温度が1.7℃以上になれば、自然に凍結防止弁の弁体が閉じられ、排水も止まる仕組みになっている。

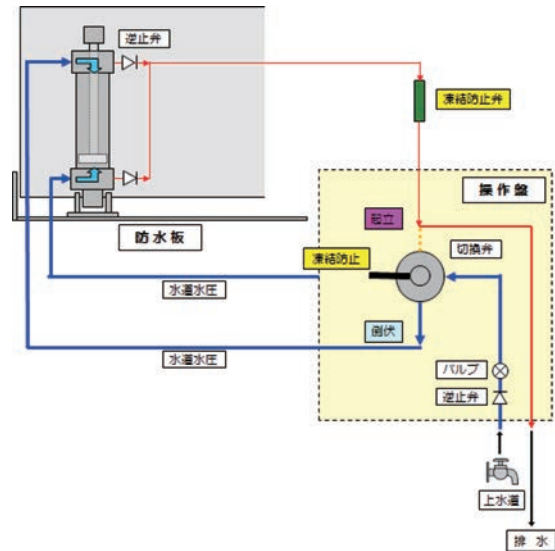


図6 回路図2

4. おわりに

低圧の水道水配管網圧力を利用した低圧用水圧シリンダを開発し、それを用いた防水板の特長を紹介した。気候変動によって今後ますます都市型水害が増えることが予想される。一方、各地で大都市化が進み、大規模な地下街や数多くの地下鉄路線が張り巡らされ、不特定多数の人々が利用している。ひとたび地下空間が浸水した場合には地上での水害とあわせ、甚大な被害となる危険性が高い。このような状況を背景とし、マンションやオフィスのみならず、地下街や地下鉄の出入り口などさまざまな場所での防水板の設置が浸水被害を軽減する方策の一つとして重要性が増してくるものと考えられる。

参考文献

- 1) 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／日本フルードパワー工業会

(原稿受付：2013年3月28日)

解説

水圧電磁比例制御弁／水圧サーボ弁の開発とその応用

著者紹介

よし だ ふと し
吉 田 太 志KYB株式会社
基盤技術研究所企画室ADS事業化推進グループ
〒252-0328 神奈川県相模原市南区麻溝台1-12-1
E-mail: yoshida-fut@kyb.co.jp1998年信州大学大学院工学系研究科修士課程
修了、同年KYB株式会社へ入社、水圧技術の研究に従事

1. はじめに

水圧電磁比例制御弁（以下、比例弁）および水圧サーボ弁（以下、サーボ弁）は、水を作動流体とするため、液圧の高速、高出力、高精度かつ安全性、高い衛生性、環境性を兼ね備えた流体機器である。本報では各制御弁の構造的特徴と基本性能について説明するとともに各制御弁の応用例として食肉スライサーおよび圧力発生装置へ適用した事例を紹介する。

2. 水圧電磁比例制御弁とその応用

2.1 構造と特徴

写真1に水圧電磁比例弁の外観写真、表1に主な仕様および図1に構造断面図を示す。本バルブは作動流体の潤滑性が低いことによる摩耗・摩擦を防ぐため、スプール両端を静圧軸受けで支持している。これによりスプールはスリーブ内で非接触で変位し、低粘性の水でも良好なしゅう動特性が得られる。スプールはソレノイドの推力とばね力のバランスによって定位される。また、静圧軸受けの更なる効果を得るため、引張りばねを採用し、スピールの片方を自由端としている。これにより、横力やモーメントの発生を抑えることが可能になる。静圧軸受けから流出した水は、スプール端部の圧力室へ導かれ、減衰絞りを介してタンクへ戻る。この位置に減衰絞りを設けることでスプール動作に対してメータアウトの水圧回路となり、粘性が小さくても減衰作用が効果的に得られる。更にバルブ性能の高度化を図るためにスプール変位を作動変圧器（LVDT；Linear Variable Differential Transformer）で検出し、これ

をフィードバックしてPI制御の補償回路によりスピールの位置制御を行っている。

表1 比例弁の主な仕様

定格流量 [L/min]	10 ~ 35
定格圧力 [MPa]	14
使用圧力範囲 [MPa]	3.5 ~ 14
使用温度範囲 [°C]	2 ~ 50
作動流体	水道水
入力電圧 [V]	10
ソレノイド定格電流 [A]	1



写真1 比例弁外観

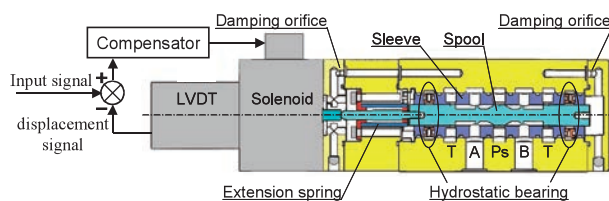


図1 比例弁の構造

2.2 解析的検討

バルブの更なる性能向上と設計指針を明らかにするためにバルブ全体の特性を伝達関数で表現し、各種パラメータの影響を検討した。図2に本バルブのシステムのブロック線図を示す。本バルブは式(1)のPI制御による補償回路部、実験結果を元に式(2)の一次遅れで定義したソレノイド部および、構造的特徴を考慮して式(3)の一次遅れで定義した案内弁部の3つの要素に分けることができる。これらから補償回路を除いたソレノイドと案内弁部の開ループの伝達特性は、式(4)の2次遅れ系で表される。最終的には補償回路を含めてフィードバック結合により式(8)の3次の伝達関数が導出される。なお、詳細は参考文献を参照されたい^{1), 2), 3)}。図3に周波数特性における比例ゲインの影響を示す。各条件において実験値と解析値は、定量的には必ずしも良い一致とはいえないが、定性的に特性をよく表現している。比例ゲインの調整により、共振点が20Hz程度の周波数の応答性に改善させることが可能であり、システムへの適用範囲の拡大が期待できる。図4に減衰絞りの

周波数応答特性への影響についての結果を示す。絞り径が小さいほうが共振周波数が低周波側へシフトしており減衰絞りの効果があることが示された。

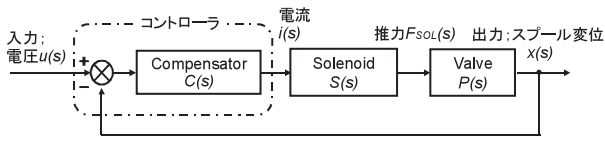


図2 ブロック線図

$$C(s) = k_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (1)$$

k_p : Proportional gain

T_i : Integral time

$$S(s) = \frac{F_{SOL}(s)}{i(s)} = \frac{K_{SOL}}{1 + \tau_{SOL} s} \quad (2)$$

K_{SOL} : Coefficient of solenoid thrust

τ_{SOL} : Time constant of solenoid thrust

$$P(s) = \frac{x(s)}{F_{SOL}(s)} = \frac{1}{(\Gamma - \xi)s + (K_{SP} + \beta)} \quad (3)$$

Γ : Coefficient of viscosity

β : Coefficient of flow force

ξ : Coefficient of damping force

K_{SP} : Spring constant

$$V(s) = \frac{x(s)}{i(s)} = \frac{K\omega^2}{s^2 + 2\zeta\omega s + \omega^2} \quad (4)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{K_{SP} + \beta}{(\Gamma - \xi)\tau_{SOL}}} \quad (5)$$

$$\zeta = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\tau_{SOL}\omega} + \tau_{SOL}\omega \right) \quad (6)$$

$$K = \frac{K_{SOL}}{K_{SP} + \beta} \quad (7)$$

$$V_{SYS}(s) = \frac{x(s)}{u(s)} = \frac{k_p K \omega^2 \left(s + \frac{1}{T_i} \right)}{s^3 + 2\zeta\omega s^2 + (1 + k_p K)\omega^2 s + \frac{k_p K \omega^2}{T_i}} \quad (8)$$

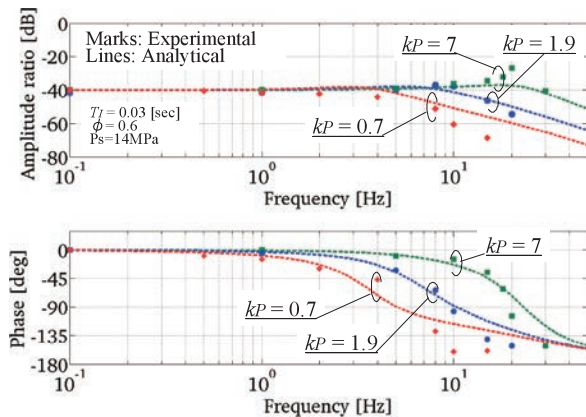


図3 周波数特性における比例ゲインの影響

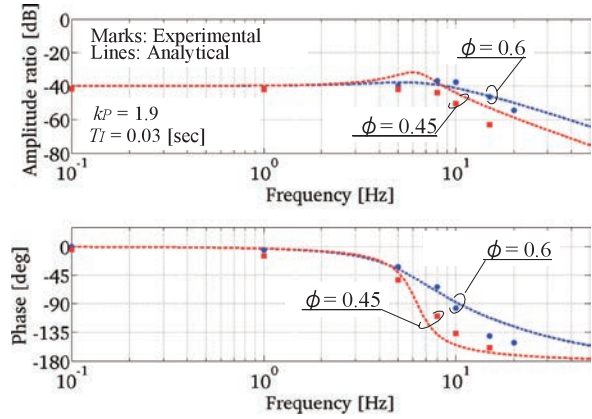


図4 周波数特性における減衰絞りの影響

2.3 食肉スライサーへの応用

食肉スライサー（ハムやロース肉をスライスする機械）への応用において、毎分80枚スライスする丸刃とこれを駆動する水圧モータ・厚み設定用の水圧シリンダ他、筐体含め総重量約100kgの可動部を水平往復動作させる（スライダー機構部と呼ぶ）ためのシリンダの駆動制御用に比例弁を適用した⁴⁾。図5に水圧駆動式食肉スライサーの概略図、図6にスライダ機構部に関わる水圧回路図を示す。制御方法は、シリンダの変位を制御パラメータとしたフィードバック制御とした。目標波形は、正弦波として、必要な振幅と周波数は、被加工物（肉片）の厚みと幅及び加工枚数から自動算出することで、任意の寸法の肉片に合わせて最適なストロークで加工ができる。従来機ではクランク機構のため、ストロークの変更はできなかったが、水圧化することで生産性の向上を図ることができる。図7にスライダー制御試験の結果例を示す。(a)はスライダー目標

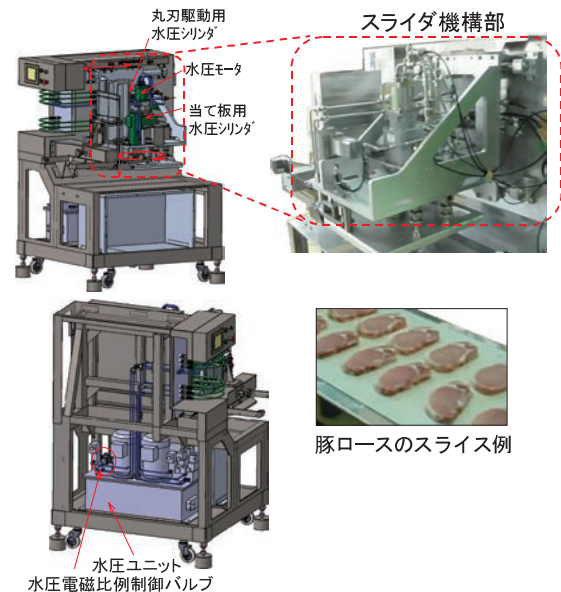


図5 水圧駆動式食肉スライサー概略構造

値と変位, (b)はシリンダ圧力とシステムの供給圧力である。条件は, 被加工物の寸法が幅270mm×厚み100mmの場合で, スライス枚数を毎分80枚とした。ストロークで約134mm, 周波数で1.3Hzに相当する。システムの供給圧力は5 MPaとし, 比例ゲインは $K_p = 2$ とした。図7(a)から, スライダーは目標値に対し, 位相遅れが20°程度で良好に追従していることが分かる。また, 図7(b)から, シリンダ内でサージ圧力や負圧の発生がなく, 安定してシリンダが制御されていることが確認できる。

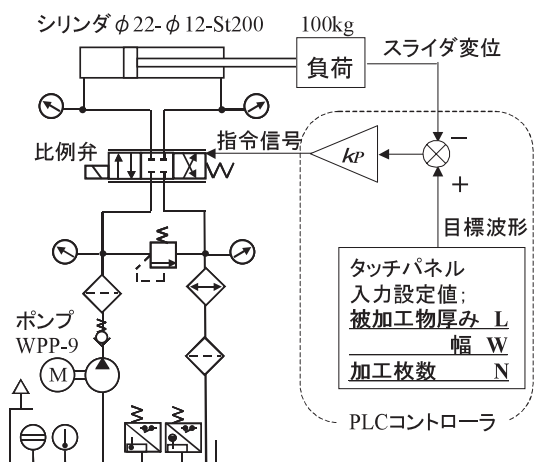
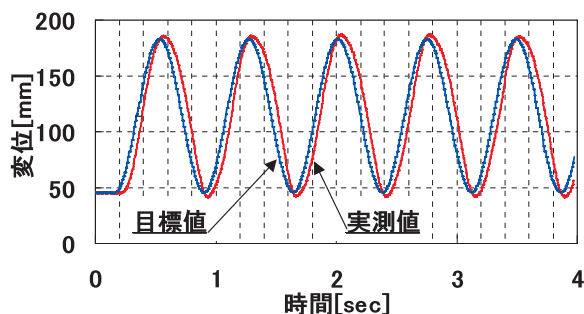
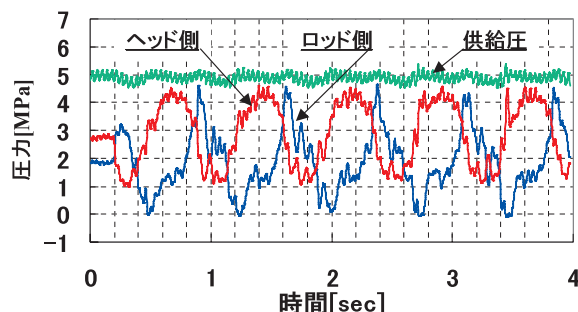


図6 食肉スライサーのスライダー機構部の水圧回路



(a) スライダー目標値と変位



(b) シリンダ圧力と供給圧

図7 スライダー制御試験結果

3. 水圧サーボ弁とその応用

3.1 構造と特徴

写真2にサーボ弁の外観写真, 表2に主な仕様お

よび図8に構造断面図を示す。本サーボ弁はノズルフラップ型である。トルクモータでフラップを左右に動かし, スプール両端の圧力室の圧力を変化させることでスプールの駆動する。作動流体の潤滑性が低いことによる摩耗・摩擦を防ぐため, スプール両端を静圧軸受けで支持している。これによりスプールはスリーブ内で非接触で変位し, 低粘性の水でも良好なしゅう動特性が得られる。また, 静圧軸受けから流出した水はノズルへ導かれ, スプールの駆動するためのパイロット流量として有効に使われる。



写真2 サーボ弁外観

表2 サーボ弁の主な仕様

定格流量 [L/min]	10 ~ 80
定格圧力 [MPa]	14
使用圧力範囲 [MPa]	3.5 ~ 14
使用温度範囲 [°C]	2 ~ 50
作動流体	水道水
入力電圧 [V]	±10

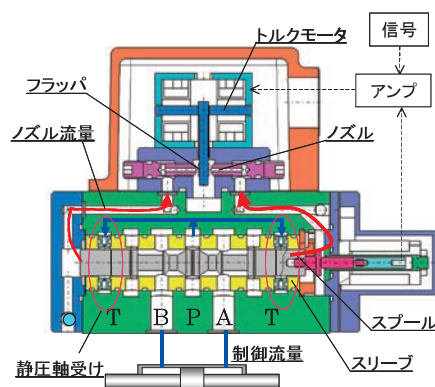


図8 サーボ弁の構造

3.2 基本性能

図9にサーボ弁の流量特性を示す。中立点近傍で1%程度の不感帯があるが, これはスプールがオーバーラップコンディションとなっているためである。制御オリフィスが十分開いた範囲では入力電圧に対して比例した流量特性が得られている。図10に圧力ゲイン特性を示す。中立点近傍での圧力の不感帯がなく, 入力電圧に対して比例して圧力が発生している。前述のとおりスプールはオーバーラップコンディションであるがその隙間を最適化することで漏れ流量を抑えつつ, 中立点近傍で不感帯のない圧力ゲイン特性を得ることができる。このような特性は水であるがゆえの特長といえよう。図11に入力電圧に対するスプール変位の周波数特性を示す。入力電圧25%の場合の振幅比(−3dB)と位相遅れ(−90°)はそれぞれ60Hz, 55Hzである。以上の結果から, 本サーボ弁が, 各種システムへ応用するため

の実用レベルの基本性能を有していることが確認できる。

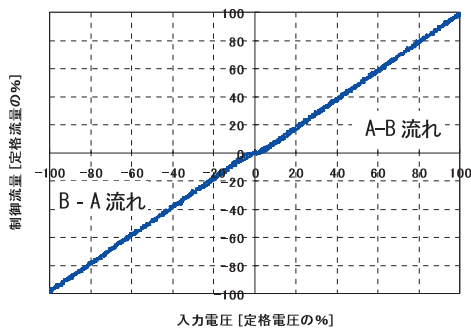


図9 サーボ弁の流量特性

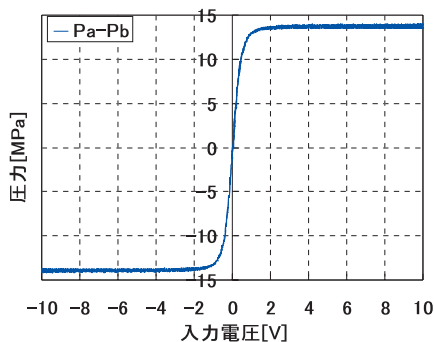


図10 サーボ弁の圧力ゲイン特性

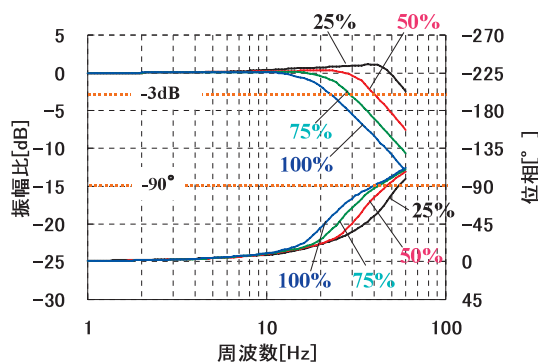


図11 サーボ弁の周波数応答特性

3.3 圧力発生装置への応用

圧力発生装置とは、サーボ弁で増圧シリンダを駆動し、増圧室の圧力を任意に制御するシステムである。本システムは樹脂などの成形機、錠剤などの粉体プレスおよび精密プレス機などへの展開が期待される。写真3に圧力発生装置の外観および表3に本装置の主な仕様、図12に水圧回路を示す。増圧室には長さ5m、3/8インチ相当のステンレス配管を接続し、その先端まで増圧力を伝播させる構成とした。圧力制御は、増圧室の圧力を制御パラメータとしたフィードバック制御で行う。図13に増圧室に5mの配管を付けた場合の圧力制御の試験結果例を示す。条件は、供給圧12MPa、増圧力15MPaと

し、増圧室の目標波形は、立ち上がり/立ち下がり時間0.06秒、保持時間0.04秒の台形波とした。先端圧力が目標の15MPaに到達し、繰り返し性のある圧力波形が得られていることが示された。

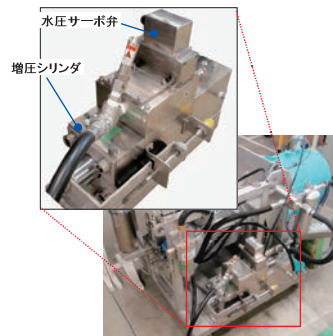


写真3 圧力発生装置の外観

表3 圧力発生装置の主な仕様

機器	仕様
サーボ弁	定格流量35L/min
増圧シリンダ	ピストン径φ100 ロッド径φ60 ストローク100mm 増圧比1.78
負荷配管	サイズ3/8インチ 長さ5m
ポンプ	押しのけ容積 15cc/rev

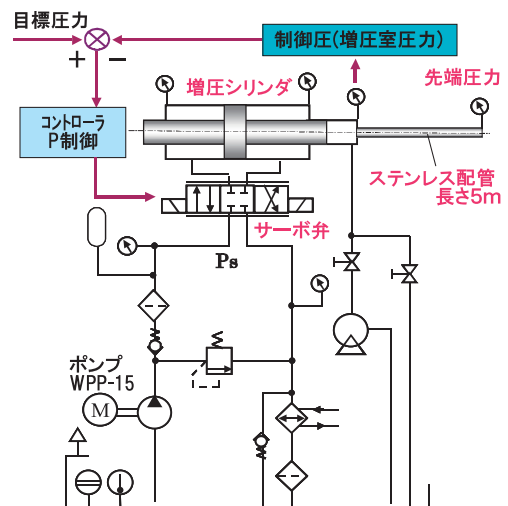


図12 圧力発生装置の水圧回路

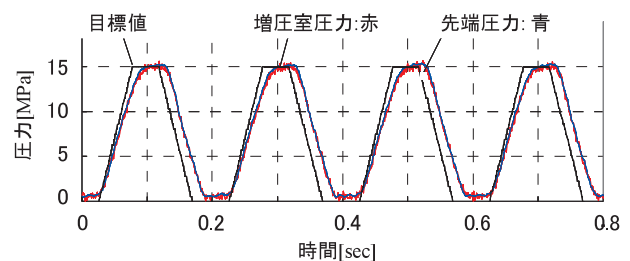


図13 圧力制御試験結果例 (配管あり)

4. ま と め

作動流体が水であることを特長とした水圧電磁比例制御弁および水圧サーボ弁を開発した。

水圧電磁比例制御弁については、理論解析と実験的検証から設計パラメータがバルブ性能に及ぼす影響を明らかにし、食肉加工機械に応用して従来機と同等性能を確保すると共に任意のストローク制御を可

能にした従来機にない付加価値を持ったシステムを構築した。

水圧サーボ弁については、機器単体として基本性能を確保し、圧力発生装置に応用して実用レベルの精度と繰返し性のある圧力制御が可能であることを明らかにした。

参考文献

- 1) Yoshida, F., Miyakawa, S. : Characteristics of Proportional Control Valve Using Tap Water, the 7th International Fluid Power Conference, Group H, 445-456, 22-24 March 2010, Aachen, Germany.
- 2) Yoshida, F., Miyakawa, S. : Dynamic Characteristics of Proportional Control Valve Using Tap Water - Experimental Examination-, the Twelfth Scandinavian International, Conference on Fluid Power, Vol. 2 469-480, 18-20 May 2011, Tampere, Finland.
- 3) Yoshida, F., Miyakawa, S. : Effect of Parameters on Frequency Characteristics of Proportional Control Valve Using Tap Water, the 8th JFPS international Symposium on Fluid Power in Okinawa, Japan, on October 25-28, 2011, CD-ROM.
- 4) 大林義博, 佐藤郁也 : ADS (Aqua Drive System) の食肉加工機械への適用, 平成24年春季フルードパワーシステム講演会, 講演論文集, p. 37-39 (2012)

(原稿受付 : 2013年 4 月 8 日)

会 告

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会 (JFPS) フェロー認定者推薦のお願い

本学会は下記によりJFPSフェローの認定を行います。

1. JFPSフェローの趣旨と要件

JFPSフェローはフルードパワー技術の進展に貢献した正会員、本学会の諸活動に貢献した正会員に贈られる名誉ある称号です。認定された本人には本学会より認定証を交付します。認定要件は上記に適合する人物で、かつ15年以上継続して本学会の正会員であることです。

2. JFPSフェロー推薦の方法

下記要項が記載された推薦書によりJFPSフェローの推薦を受け付けます。

- 1) 3名の推薦者の名前。その内1名が推薦代表者となり、代表者には代表者であることの記載、連絡先住所、電話番号、E-mailアドレスを記してください。すべての推薦者が同じ機関（企業・大学）の所属であることはできません。
- 2) 推薦者は正会員であることが望まれますが、必ずしも全ての者が正会員でなくてもかまいません。
- 3) 推薦される者（被推薦者）の名前とふりがな、英字による名前、連絡先住所、電話番号、E-mailアドレス。被推薦者は前記JFPSフェローの要件を満たさなければなりません。ただし、企業からの被推薦者の正会員継続

続年数については15年を満たさない場合でも、推薦を受けてフェローを選考する段階で学会長が特別に認めることがあります。

推薦理由。JFPSフェローの趣旨に合致する必要があります。選考の重要な資料となります。可能な限り具体的にお伝えください。

推薦代表者は任意のA4用紙に上記1) から3) を記入して、本学会・学会長宛てにお送りください。手元にコピーを残すようお願いします。

平成25年度フェローの推薦受付締め切りは平成25年9月末日（消印有効）とします。

3. 推薦書送付先

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会
学会長 香川利春
〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-22
機械振興会館 別館102

4. 選考結果の伝達

フェロー選考結果は会告と学会ホームページにて公知します。選考の途中経過や、選考の内容についての問い合わせについては、一切回答しませんので了承ください。

解説

水用高压汎用バルブ

著者紹介

井 口 務

廣瀬バルブ工業株式会社
〒522-0082 滋賀県彦根市安清町 2-34
E-mail: tsutomu.iguchi@hirose-valves.co.jp

1980年廣瀬バルブ工業株式会社に入社。分集流弁、電磁操作ストップバルブ等の汎用弁の開発、回転型昇圧器「RINT（リント）」の開発に従事。

1. はじめに

びわ湖東岸に位置し、国宝彦根城を中心に広がる滋賀県彦根市。天守閣から東に広がる城下町、そのなかで「流体を完全遮断する（漏れゼロ）技術」が生まれ90年になるのだが、その間にさまざまな流体に活かせる技術として進化した。本稿では、流体を完全遮断する技術を活かした水用高压汎用バルブを紹介する。

2. 材料、処理の選定と検証

流体に水を用いる場合、水用高压汎用バルブに限らず乏しい潤滑性や高い蒸気圧に伴うキャビテーション、低粘度に起因する振動などには、特別な配慮が必要となる。これがコストアップの大きな要因であることは間違いなく、失敗を繰り返しながら市場化に適した組み合わせを常に模索している¹⁾。

水用高压汎用バルブを構成する部品の材料には、主としてエンジニアリングプラスチックやステンレス鋼を用いる。真空焼入、超硬浸透処理、プラズマ浸炭、真空浸炭などの熱処理技術や潤滑性を向上させるためのテフロン充填ニッケルメッキなど表面処理技術は、検証を行なったのち採用に至る。

これら技術の一部をここに紹介する。1900年に米国で発明されたコバルトを主成分とした合金は、発電関連、航空産業、自動車産業、外科用インプラント、食品加工など多くの産業に用いられている。この技術を、水道用低压汎用バルブの金属シート部分に採用した例は多く、水用高压汎用バルブに於いても有効な技術として用いることができる。

その効果の一例を紹介する。デスケリング装置

に用いられるスロットルバルブは、極めて小さな開度に設定されるケースが多く、キャビテーションエロージョンによる壊食が激しい。同じサイズでの比較ではないが、コバルトを主成分とした合金がある場合と無い場合の状態を、参考として図1に示す。当たり部分に、もらい錆びがあるものの、コバルトを主成分とした合金の強靱さが理解しやすい。



図1 コバルトを主成分とした合金が無い場合（左）とある場合（右）

歴史や実績のある技術に安全を求めるだけではなく、新素材や新技術の採用も積極的に行なっている。

近年、オーステナイト系ステンレス鋼のS層（拡張オーステナイト層）に注目した、耐食性を損なうことなく、耐摩耗性を向上させる技術が開発された。S層には浸炭S層（炭素原子の侵入固溶による拡張オーステナイト層）と窒化S層（窒素原子の侵入固溶による拡張オーステナイト層）があり、炭素または窒素原子を結晶格子間に侵入型に固溶させ、大きな格子歪を生じることによりHv700～1000程度の高硬度が得られる新技術、KNT-NS処理とKNT-CS処理のふたつが開発された²⁾。

この新技術は、ステンレス鋼のなかでも安価な材料の表面を、安価に硬化できることから、今後のさらなる技術改善に期待しながら、評価を行なっている。

新しい材料や熱処理、表面処理の採用にあたっては、まず水道水に浸漬、あるいは浸漬と乾燥を繰り返すなどの条件下で、半年程度の期間、錆びの発生や変色などの状態変化を観察する。水道水に浸漬し6年を経過した、今なお継続中の試験片があるのだが、数ヶ月程度での変化が激しく、その後は変化が

少ない傾向が強いことから、半年程度の期間を妥当と考えている。

評価が得られた材料や熱処理、表面処理は、試作品にて加工性や特性を検証する。2007年には、検証用設備を完成させた。圧力は0～21MPa、流量は0～220L/minを任意に設定できる。また、最高圧力35MPa、最大流量20L/minのパイロット設備も備えている。この設備の特長は、シンプルな回路構成であること、冷却装置を備えていないことで、熱を持った水を放出し、新たに冷たい水道水を補給する効率100%の冷却システムで、イニシャルコストだけでなく、ランニングコストに於ける優位性を評価している（図2）。



図2 試験設備

検証を終えれば耐久試験を行なう。水用高压汎用バルブの場合は、ポンプのように連続運転時間で評価するのではなく、ON-OFFのような繰り返し回数で評価する。耐久試験用設備の仕様は、最高圧力21MPa、流量10L/minである。この設備は当初耐久試験を目的として設置したものではないが、30年以上経過した現在でもなお初期仕様を保ちながら、現役で活躍している（図3）。

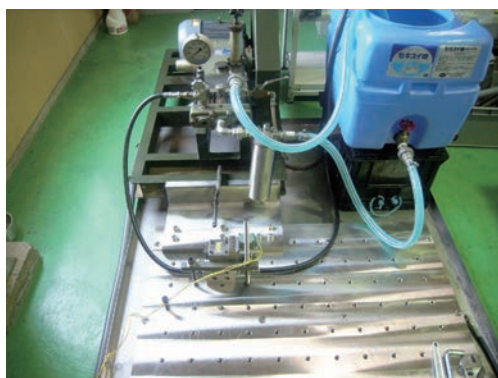


図3 耐久試験設備

3. 水用高压汎用バルブ

3.1 開発のコンセプト

従来製品の基本は、重厚長大産業をベースとしたやたらと頑丈な設計である。油圧用製品の場合、数十年間ノーメンテナンスで使用されるケースも珍しくない。機能が単純な場合は、油圧用製品の材質を適宜に設計変更するが多い。したがって、内部部品のメンテナンス性に欠ける設計である。

新規に開発する水用高压汎用バルブは、コンセプトを「クール&シンプル」とし、メンテナンス性に重点を置いた設計・開発に取り組むべきと考えている。

3.2 水用高压汎用バルブの紹介

3.2.1 従来の水用高压汎用バルブ

従来の水用高压汎用バルブとは、ストップバルブ、スロットルバルブ、ボールバルブ、チェックバルブを指す。

ストップバルブ、スロットルバルブは、重厚長大の流れを呈する設計であるため、「クール&シンプル」と言えるものではない。接続方法にフランジタイプ・ねじ込みタイプ・ガスケットタイプを標準化していること、呼び径は8A～150A、流量は0～10,000L/minと選択肢が豊富なことが特長である。

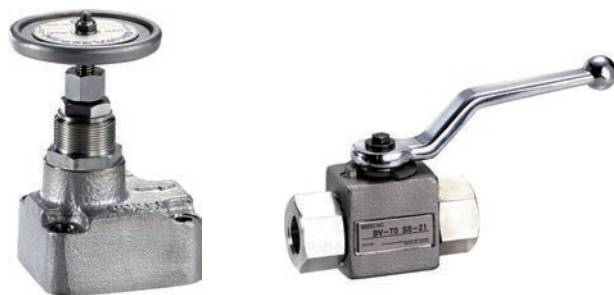


図4 ガスケットタイプ ストップバルブ ねじ込みタイプ ボールバルブ

ボールバルブは操作が簡単であること、開閉確認が容易であることから、現場に好まれる汎用バルブのひとつである。金属ボールを樹脂シートでシールする構造なので、流体や環境に合わせた材料の選択肢が豊富である。異物の噛み込みに弱い、上述のストップバルブに対して寿命が短いなどの短所を持つが、メンテナンスの容易さがこれらを補っている。接続方法はストップバルブと同様である。いずれも基本仕様は手動動作であるが、各種アクチュエータによる操作も可能である。

チェックバルブの機能を期待されているユーザーは多いのだが、市場にはそれに答えるだけの能力を有する商品が少ないと嘆く声をしばしば耳にする。ユーザーの声に応えるには、水用高压汎用バルブに

於ける「流体を完全遮断する（漏れゼロ）技術」が最も重要である。

チェックバルブの漏れ試験では、その構造からシート部分が目視できるため、漏れの有無が明確に判定できる。チェックバルブやボールバルブは、圧力が低いほど漏れ易い傾向があることから、高低圧での確認が基本である。ユーザーの要求があれば、漏れの判定基準を、0滴／1分間とすることも可能である（図5）。



図5 ねじ込み形チェックバルブ

3.2.2 パイロット操作チェックバルブ

近年、送水・放水といった一方的な流れの要求から、制御を目的とした機能の要求が増えてきた。

そのひとつがパイロット操作チェックバルブである。チェックバルブの「流体を完全遮断する（漏れゼロ）技術」を活かしたパイロット操作チェックバルブは、「クール&シンプル」を目指す設計とユーザー要求がマッチしやすい。使用例には水門、試験装置、シール装置などがあり、制御回路に於いても安心して使える要素である（図6）。

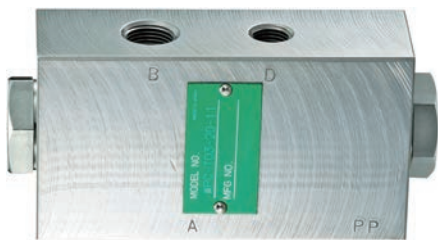


図6 パイロット操作チェックバルブ

3.2.3 電磁操作ストップバルブ （2ポート2位置ON-OFFバルブ）

水用2ポート2位置ON-OFFバルブの欠点である、作動の不安定さ、制限される流れ方向を解決するために開発されたのが、電磁操作ストップバルブである。呼び径は15A、最大流量は90L/min、最高使用圧力は14MPaである（図7）³⁾。

滋賀県の「滋賀県中小企業新技術開発プロジェクト補助金」を受け、水用ウェットタイプソレノイドを用いた電磁操作ストップバルブの開発も進めている。このバルブの特長は、構造がシンプルであるこ

と、コンパクト設計が可能であること、複合化し易いことが挙げられる。

双方向からの流れが可能な4ポート3位置ON-OFFバルブとしての実用化実験も行なっている。

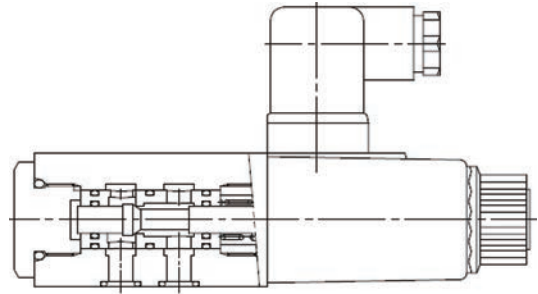


図7 ガスケット形電磁操作ストップバルブ
（2ポート2位置ON-OFFバルブ）

3.2.4 リリーフバルブ

水圧回路に安全弁の目的で使用される要素は既に市販されているが、ここでは圧力を制御する目的の要素として、リリーフバルブを紹介する。

リリーフバルブは、圧力オーバーライド特性と応答性によって評価される。一般的には直動タイプよりバランスピストンタイプの方が、広い範囲で圧力オーバーライド特性が良好となるのだが、水用としてはメンテナンス性が良好で、構造がシンプルな直動タイプが有効である。

ポペットのTポート側ガイド部にダンパを兼ねた

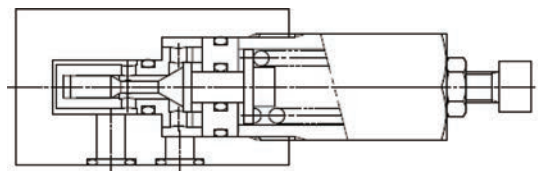


図8 ガスケット形リリーフバルブ

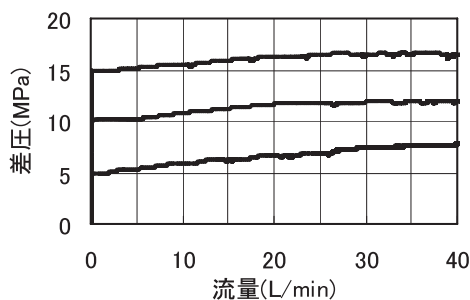


図9 圧力オーバーライド特性

シールとPポート側先端を延長して設けた粘性ダンパの複合により、振動を制御していることを特長とした構造である（図8）。

実測した圧力オーバーライド特性を図9に示す。実用化できる特性に達しているが、さらなる特性の向上と安定性、メンテナンス性、コスト改善を目指して、開発に取り組んでいる⁴⁾。

実測データと理論計算値の比較については、別の機会で紹介したい。

3.2.5 フローコントロールバルブ

フローコントロールバルブは、流量設定用絞り部と圧力補償部から構成される。一般的に流量設定用絞り部を可変としたほうが、流量調整範囲の広いフローコントロールバルブを実現できるのだが、メンテナンス性が良好で、構造がシンプルな絞り部を固定とする構造が水圧用として適している。（図10）

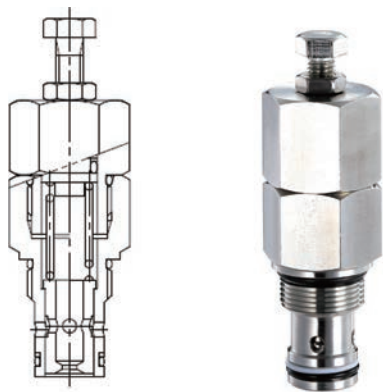


図10 カートリッジ形流量調整バルブ

流量設定用絞り穴に薄刃オリフィス形状を採用しているのは、加工精度の安定を目的としたものである。水圧においてもこの形状によって、何かしら新しい現象が解明されるのではないかと、筆者は密かに期待している。この構造の欠点は、調整流量範囲が狭く、流量安定性に欠けることであるが、これらの改善を課題として取り組んでいる（図11）。

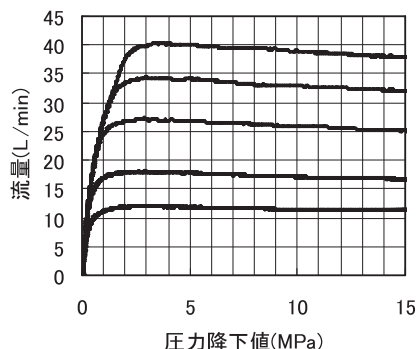


図11 流量－圧力特性

4. 終わりに

送水を目的とした水圧機械は、すでに市場に広く浸透している。今目指すのは、「水で機械を動かす」であり、新しい水圧市場への展開である。そのためには市場への啓蒙とシステム設計が容易な環境作りが不可欠で、それを実現するための要素の充実が不可欠であると考えている。

ところがシステム設計者からみると、水圧用要素のカタログ掲載はきわめて少なく、探したとしても選択肢の少なさに悩まされるとの声を聞く。加えて、技術データの入手がきわめて困難、リスクが見えない、などさまざまな障害も見えてくる。システム設計者を悩ますことは要素メーカーの責任であるのだが、装置仕様によってさまざまな材質の組み合わせが可能であること、市場実績をオープンにできない事情があることなどから、カタログ掲載というわかりやすい可視化ができないことをご理解願いたい。

紹介した水用高圧汎用バルブのほか、洗浄装置やウォータージェット切断機などに用いられる最高使用圧力400MPaの超高压ストップバルブも水用高圧汎用バルブのひとつである。超高压の分野は食品や医療への実用化も進んでいることから、軽薄短小の新しい分野への水圧の参入に期待したい。

ハイテク商品は目に付きやすく、誰もが興味をそえられる、華やかな位置にある。それに比べ、ニッチ商品やローテク商品への注目度は低いため、いつの時代も縁の下にある。だが、ニッチ商品やローテク商品がハイテク商品を支えていることも忘れないで欲しい。

参考文献

- 1) 社団法人日本フルードパワー工業会：アクアドライブシステム－技術資料 Vol.1, p.10-11 (2001.12)
- 2) 坪田輝一著：国友熱工技報 3 1章, p.1 (2012.12)
- 3, 4) 社団法人日本フルードパワーシステム学会：アクアドライブ技術の進展 2章, p.23, p.26 (2011.4)

（原稿受付：2013年4月5日）

水圧機器用シール

著者紹介

むら た ひで き
村田 秀紀

株式会社阪上製作所技術本部設計部
〒273-0864 千葉県船橋市北本町 2-2-1
E-mail : h-murata@sakagami-ltd.co.jp

2009年株式会社阪上製作所入社
主に油圧用シール、水圧用シールの開発などの業務に従事。

1. はじめに

産業機械の駆動源として一般的に『油圧』、『空気圧』、『電動』が利用されてきている中、水道水（清水）を圧力媒体として用いる水圧駆動／アクアドライブシステム（ADS）は、その特徴である「小型」、「高速」、「高出力」、「清浄性」などの特性によって、新たな駆動源として注目を浴びている。しかし、シールにとっては水の潤滑性が油に比べて劣ることや乾燥・蒸発しやすいなどの潤滑条件の違いから、摩擦や耐久性（摩耗）の面で不利な要因を多く有している（図1に水圧と油圧の特性比較を示す）。

その中でシールの寿命向上にあたっては、以下に示すように機器の材質・しゅう動部材の選定や仕上

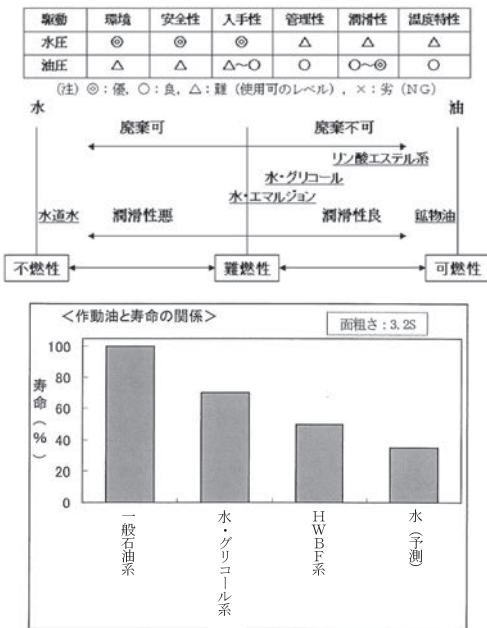


図1 水圧と油圧の特性比較

げ、ならびにシール形状と材質選定などを総合的に配慮することが重要である。

- (1) 水の粘性は油の1/50程度で膜厚も1/7程度であることから、シールの摩耗は相手摺動面の粗さに支配される。そのため、相手しゅう動面の粗さは油圧機器に比べ良好にする必要があるが、相手しゅう動面に適切な表面処理を施すこともシールの寿命向上に効果が期待できる。
- (2) 機器の部材にも防錆・耐腐食・耐摩耗性の高いメッキや表面処理が必要と考える。
- (3) 軸受部材は相手しゅう動面への攻撃性を考慮すると金属より樹脂が好ましい。

2. 水圧用シールの選定ポイント

2.1 現状と技術的問題点

水圧専用シールは未だ確立されているとはいえない状況にあり、現状では利便性の高い市販油圧・空気圧シール、ダストシール（図2、3参照）を流用しているが、つぎの問題点を抱えている。

- (1) 油圧用シール¹⁾は密封性能への要求が高く、油膜の制御に重点を置いた断面形状がなされている。これを低粘度の水潤滑条件下で使用すると、密封機

区分	形状	材質	特徴
空気圧		特殊 NBR /Hs70	ピストン・ロッド兼用の空気圧用パッキン。リップ先端が R で、環状溝付き形状。自己潤滑特殊 NBR 材質である。
		耐摩耗 NBR /Hs70	ピストン専用の空気圧用パッキン。外周リップ先端が R で、環状溝付き形状。耐摩耗 NBR 材質である。
		耐摩耗 NBR /Hs70	ロッド専用の空気圧用パッキン。内周リップ先端が R で、環状溝付き形状。耐摩耗 NBR 材質である。
油圧		耐摩耗 NBR /Hs90	ピストン専用の油圧用パッキン。リップ先端がシャープエッジになっている。耐摩耗 NBR 材質である。
		高弾性 NBR /Hs90	ロッド専用の油圧用パッキン。リップ先端がシャープエッジになっている。高弾性 NBR 材質である。
組合せシール	外周用	特殊充填材 配合 PTFE 特殊合成樹脂	シールリングがスタンダードなフラット形状で、O リングとの組合せシール。特殊充填材配合 PTFE 材質である。
	外周用	特殊充填材 配合 PTFE 特殊合成樹脂	シールリングがスタンダードなフラット形状で、O リングとの組合せシール。特殊合成樹脂の材質である。
	内周用	特殊充填材 配合 PTFE 特殊合成樹脂	シールリングがリップ付き形状で、O リングとの組合せシール。特殊充填材配合 PTFE 材質である。
	内周用	特殊充填材 配合 PTFE 特殊合成樹脂	シールリングがリップ付き形状で、O リングとの組合せシール。特殊合成樹脂の材質である。

図2 水圧用に使用している既存油圧・空気圧用シール例

区分	形状	材質	特徴
ダストシール		耐摩耗 NBR / Hs90	単リップ型ゴム製ダストシールである。 (ゴム単体のはめ込みタイプ) 材質は耐摩耗 NBR が使用されている。
		繊維集合素材	繊維集合素材の弾性体を持った材質である。 濡れ雑巾効果を利用し、ダストを拭いとる。
		特殊充填材配合 PTFE 特殊合成樹脂	シールリングがかり取り性重視の専用形状で、 O リングとの組合せシール。 特殊充填材配合 PTFE 材質である。 シールリングがかり取り性重視の専用形状で、 O リングとの組合せシール。 特殊合成樹脂材質である。

図3 水圧用に使用している既存ダストシール例

能が過大に作用し潤滑切れになりやすい状況となり、耐久性が低下（摩耗の促進により密封性が低下）し、作動（摩擦）特性も悪化する。

(2) 空気圧用シール¹⁾は作動特性への要求が高く、潤滑剤（グリース）の保持性にも重点を置いた断面形状がなされていることから、耐圧性が劣るとともに低粘度の水潤滑条件下では密封機能が低下する。

(3) 樹脂製組合せシールが現状では水潤滑条件下での耐久性・作動特性・耐圧性のバランスがもっとも優れている。ただし、しゅう動面に接する樹脂類（PTFE等）は合成ゴムに比べ剛性が高く機械的強度が高いことから、密封機能に適した弾性特性・柔軟性に欠けるため、圧力保持用途に適さず、また、装着性にも難点がある。

2.2 低圧仕様シール

水道配管網（圧力：0.15～0.74MPa）レベルの低圧域で摩耗・破損の要因となる摩擦抵抗の低減には、しゅう動面を常に湿潤状態にし、水膜を保持することが有効であり、寿命を向上させることにもつながる。

そこで、水膜が厚く形成され、摩擦抵抗も低い既存の市販空気圧シールを中心に耐久評価を実施した。常に水潤滑条件下にある複動シリンダのピストンパッキンにおいても、粘性の低い水潤滑により相手しゅう動面の粗さの影響を受けやすい状況の中、耐摩耗NBR材が効果的であることが確認された。

また、ロッド部においてはロッドの外気曝露および摩擦熱によって水潤滑の水膜が蒸発し、ロッド引き工程では乾燥潤滑下での摺動状態となりやすいことから、安定した耐摩耗性、耐スティックスリップ性を得るためには、ロッドパッキンとダストシールをセット（シールシステム）として考える必要がある。

参考までに以下に耐久評価結果（図4）からの考察を述べる。

(1) ロッドパッキン

市販空気圧用Uパッキンの硬さ違い品（標準硬さ品：耐摩耗NBR/Hs70、硬さアップ品：耐摩耗NBR/Hs90）にて作動耐久試験を実施した結果、標準硬さ品の耐久性が約100kmであったのに対し、硬

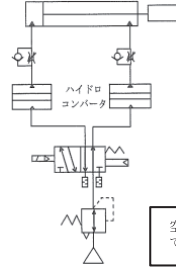
試験装置及び条件			
試験条件		試験装置	
圧力:0.4 MPa 使用流体:水道水 温度:室温 ストローク:150 mm 速度:32 mm/s 作動頻度:6 min ⁻¹ ロッド先端負荷:なし		 空気圧をハイドロコンバータで水圧に変換	
試験品・結果			
形状		材質	試験結果
ロッドパッキン		空気圧用/耐摩耗NBR/Hs70	A 摩耗は大きい、耐久100kmを有する
		耐摩耗NBR/Hs90	B 耐久7〜50kmでNG
		①耐摩耗NBR/Hs70	C 摩耗は大きい、耐久110kmを有する
		②特殊充填材配合PTFE	D 摩耗は大きい、耐久110kmを有する
			①耐摩耗NBR/Hs70
	②特殊充填材配合PTFE		E 摩耗は大きい、耐久100kmを有する
ダストシール		耐摩耗NBR/Hs90	Bとの組合せ:耐久7〜50kmでNG Cとの組合せ:摩耗は大きい、耐久110kmを有する Dとの組合せ:摩耗は大きい、耐久110kmを有する Eとの組合せ:摩耗は大きい、耐久100kmを有する
		空気圧ダスト兼用ロッドパッキン 耐摩耗NBR/Hs80	Aとの組合せ:摩耗は大きい、耐久100kmを有する Bとの組合せ:耐久30kmでNG
ピストンパッキン		空気圧用/耐摩耗NBR/Hs70	摩耗は大きい、耐久80〜100kmを有する
		空気圧用/耐摩耗NBR/Hs70	摩耗は大きい、耐久100kmを有する
		空気圧用/特殊NBR/Hs70	摩耗は大きい、耐久110kmを有する
		空気圧用/耐摩耗NBR/Hs70	摩耗は大きい、耐久100kmを有する
		油圧用/耐摩耗NBR/Hs90	摩耗は大きく、耐久10kmでNG
		油圧用/耐摩耗NBR/Hs80	摩耗は大きい、耐久100kmを有する

図4 低圧条件下での耐久評価結果

さアップ品は比較的早い段階から摩耗が進行し、寿命傾向となった。

その理由については、ゴム硬さアップに伴う接面応力の増大によって摺動抵抗や摩擦熱が上昇したことで、しゅう動面の水膜が蒸発・乾燥し、シール摩耗が加速されたことが原因と考える。

なお、耐摩耗NBR/Hs70を用いて専用設計した組合せシールNaC、E（ヒール部に樹脂製リング）を評価したところ、約100kmしゅう動するまで漏れの発生はみられず、作動特性もバラツキが少ないなど安定した性能を有していることが確認された。

(2) 併用ダストシール

ロッドパッキンの結果と同傾向の摩耗進行や損傷状況を示しており、ロッドパッキンと同様に潤滑（水膜）の悪化状況に合わせた選定が必要であることを示唆している。

なお、ロッド部をゴム製のシールで構成した場合、ロッド表面の水膜が蒸発・乾燥した状態において、程度に差はあるものの異音（スティックスリップ）が発生している。これより、流体潤滑を維持できるような、水膜の掻き出し・掻き戻しの量を最適化したシール形状設計ならびに自己潤滑性を有する材料設計や滑性処理技術などの開発が必要である。

(3) ピストンパッキン

既存の各種空気圧用シールを中心に評価したが、いずれも摩耗の進行および密封機能にバラツキがみられたものの、耐摩耗NBR材は概ね摺動100km前後（80～110km）の耐久性を有する。

2.3 中圧仕様シール

中圧域（7 MPa）での使用を想定し市販油圧用シールを中心とした選定となるが、油圧用Uパッキンを例にした場合、シール性を重視した耐圧設計形状（剛性が高くリップ先端シャープエッジ）になっているため、低粘度における水潤滑の条件下では水膜を掻き取り過ぎて潤滑不良に起因する問題が懸念される。

そこで、市販油圧用シールを中心とした耐久評価を実施したところ、シールの初期摩耗による若干のシール性低下が水膜形成にプラスの効果をもたらし、シールの摩耗進行の軽減に寄与していることが確認され、特にピストンシールにその傾向が強く現れた。

また、寿命延長を考慮した場合、図5に示す耐摩耗NBR材質の油圧用ピストンパッキンの選定は効果的であった（樹脂ウェアリングの併用を推奨）。

ロッドパッキンにおいては、ロッド引き工程での乾燥潤滑下でのしゅう動状態と圧力（中圧）による影響で、シール内周しゅう動面の摩耗促進と内周ヒール部のはみ出しシレが生じやすくなる傾向がみられた。

そのため、水潤滑の中圧条件下で効果的なシール形状の選定が必要となるが、シール性の良い油圧用Uパッキンと自己潤滑性のある樹脂製シールリングの組合せ品である専用設計のロッドパッキンは、油圧用Uパッキン単体よりも寿命延長の効果があつた。

また、ダストシールにおいては、低圧域より更にしゅう動条件が厳しくなりゴム単体品では摩耗が進行しやすくなることから、樹脂製組合せダストシールの選定は耐久結果からも望ましい。

なお、軸受は樹脂製品とした。

2.4 高圧仕様シール

高圧域（14 MPa以上）では、水潤滑の条件下にて相手摺動面の粗さ等の表面状態の影響を顕著に受けやすく、摩耗が促進される問題があるため、自己潤滑性のある特殊合成樹脂製シールリングとOリングの組合せシールを中心としたシール構成で耐久評価を実施した。評価結果を図6に示す。

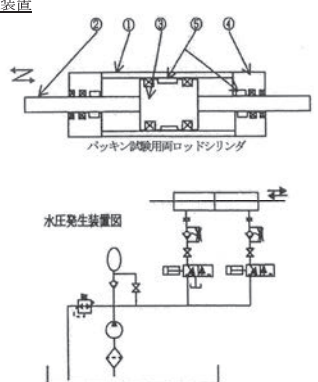
試験装置及び条件			
試験条件 圧力: 7 MPa 使用流体: 水道水 温度: 40～50 ℃ ストローク: 200 mm 速度: 70 mm/s 作動頻度: 10 min ⁻¹ ロッド先端負荷: なし		試験装置 	
供試シリンダ φ50 × φ28 × st200 (両ロッドシリンダ) ①シリンダチューブ: SUS304 ②ピストンロッド: SUS304 (硬質クロムメッキ) ③ピストン: 特殊鋼合金 ④ロッドガイド: SUS304 ⑤軸受: 特殊合成樹脂		試験品・結果	
	形状	材質	試験結果
ロッドパッキン	①② (専用設計品)	①耐摩耗NBR/Hs90 ②特殊充填材配合PTFE	耐久300kmを有する
ダストシール	①②	耐摩耗NBR/Hs90 ①NBR/Hs70 ②特殊充填材配合PTFE	耐久21kmでNG 耐久300kmを有する
ピストンパッキン	①	耐摩耗NBR/Hs90	耐久300km以上を有する

図5 中圧条件下での耐久評価結果

樹脂製組合せシールは、ゴム製パッキンに比べ粗さ・傷・異物の噛み込みなどの影響を受けやすく密封性が劣ることから、ロッド部においては水膜が厚くなり外部に滴下漏れをする可能性があるため、自己潤滑性を有するゴム製ロッドパッキンを併用してパッキン間にドレンポートを設置している。

また、ダストシールにはロッド部の外気曝露および摩擦熱によって水潤滑の水膜が蒸発し、乾燥潤滑下での摺動状態となりやすいため、耐摩耗性・耐スティックスリップ性を考慮して樹脂製組合せタイプを用いた。

ピストンおよびロッド部の軸受は、潤滑性が劣り傷やカジリの影響を受けやすい金属製ではなく、自己潤滑性のある樹脂の中でも耐摩耗性の優れる特殊合成樹脂製品を使用した。

なお、本評価は耐久性を重視して組合せシールを中心としたシール構成にしているが、ゴム製パッキンに比べ密封面で劣ることから中間停止や圧力保持をする用途には不向きである。密封性を重視する場合は、耐久性は劣るがゴム製Uパッキンに耐摩耗PTFEバックアップリングを併用するのが望ましい。

(1) ロッドパッキン

1次側（圧力側）：樹脂製組合せシールのしゅう動面には細かい縦傷摩耗がみられる程度で、しめしろも残されている状況から、継続使用可能な状態にある。

2次側（大気側）：自己潤滑性を有するゴム製空気圧用パッキンの内外周リップ部に永久歪とわず

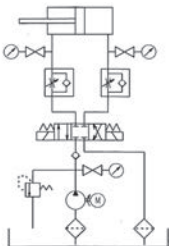
試験装置及び条件			
<u>試験条件</u> 圧力:14 MPa 使用流体:水道水 ストローク:300 mm 作動頻度:5.5 min ⁻¹ ロッド先端負荷:なし <u>供試シリンダ</u> φ50×φ28×st300 シリンダチューブ:SUS304 ピストンロッド:SUS304 ドレンポート:有り	<u>試験装置</u> 		
試験品・結果			
	形状	材質	試験結果
ロッド パッキン	 (2次側)	空気圧用/自己潤滑NBR /Hs70	耐久258～323kmを 有する
	 (1次側)	①NBR/Hs70 ②特殊合成樹脂	
ダスト シール		①NBR/Hs70 ②特殊合成樹脂	
ピストン パッキン		①NBR/Hs70 ②特殊合成樹脂	
軸受	 (ピストン)	特殊合成樹脂	
	 (ロッド)	特殊合成樹脂	

図6 高圧条件下での耐久評価結果

な摩耗がみられ、内周しゅう動面には摩耗粉が堆積しているもののしめしろは残存している状況から、継続使用可能な状態にある。

(2) 併用ダストシール

樹脂製シールリングの内周しゅう動面には縦傷や比較的大きな摩耗がみられることから、寿命向上にあたってはしめしろの設定見直しと剛性を抑えた形状変更が必要と考える。

(3) ピストンパッキン

樹脂製組合せシールのしゅう動面には細かい縦傷摩耗がみられる程度でしめしろも残されている状況から、継続使用可能な状態にある。

(4) ピストン・ロッド軸受

ピストン・ロッド用としゅう動面に細かい縦傷がみられるが状態変化は少なく、継続使用可能な状態にある。

2.5 揺動機器向けシール

ベーン形アクチュエータは、ベーンにより仕切られた空間で生じた差圧により出力を得る装置であり、可動角を1回転以上必要としない機器で使用される。3.5～14MPaの中高圧域で動作させ、水道水を作動流体として使用することができる。この装置ではベーン先端部に棒状のシールが必要となる。合成ゴム製のシールでは、しゅう動抵抗が大きくシールの破損や動作不良に繋がるため、耐摩耗性に優れ、自己潤滑性を持つ特殊合成樹脂をしゅう動面に使用する。樹脂単体では弾性に乏しいため、内側にゴム材質を組み合わせ使用。

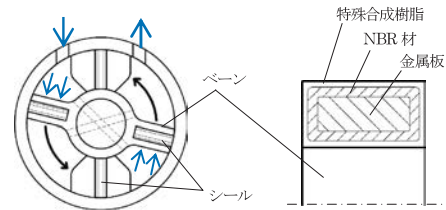


図7 ベーン形アクチュエータとシール構成図

3. おわりに

水特有の問題点に対して、シール設計には下記の内容を考慮したアプローチが重要である。

(1) 形状設計

水潤滑条件下において、低速作動域でのスティックスリップなどの作動特性の悪化や、潤滑切れによる摩擦上昇・異常摩耗・破損等を生じないようにするために、シールを常に流体潤滑域に維持することを考慮した形状とする。

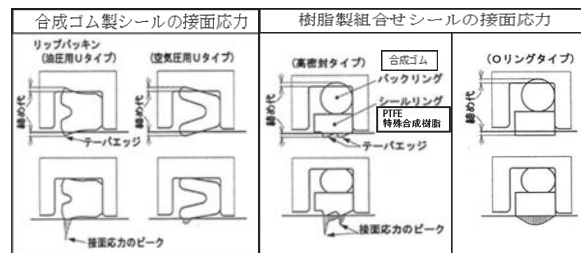


図8 シールの接面応力

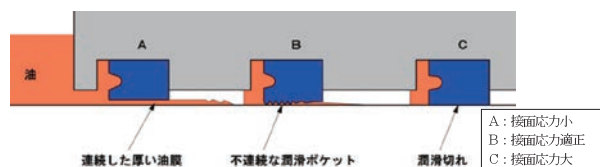


図9 Uパッキンの接面応力と潤滑水膜の形態

(2) 材質設計

水潤滑下における高しゅう動負荷に適した材料と表面処理を選択する。

(3) シールシステムの構築

シール単体以外に、併用するダストシール・軸受などの関連部品の個々の性能およびシールとの補完機能を活かした最適組合せを設定する。

上記内容とともに、既存のシール技術や設計ノウハウを活かし、低圧（水道圧）から高圧（21MPa）まで対応した、入手性・信頼性の高い水圧専用シールの開発を進めていきたいと考える。

参考文献

- 1) 株式会社製作所編：油空圧シール技術のすべて、日本工業出版

(原稿受付：2013年4月9日)

会議報告

2013年度精密工学会春季大会学術講演会における
フルードパワー技術研究

著者紹介

よし だ かず ひろ
吉田 和 弘東京工業大学精密工学研究所
〒226-8503 横浜市緑区長津田町4259-R2-42
E-mail: yoshida@pi.titech.ac.jp

1989年東京工業大学大学院博士課程修了，同年同大学助手，1996年同大学助教授（現，准教授），2008年10月～2009年3月米国UCSB客員研究員，流体マイクロマシン，機能性流体の研究に従事，JFPS，JSME，IEEEなどの会員，工学博士。

1. はじめに

公益社団法人精密工学会は，設計・生産システム，精密加工，メカトロニクス，精密計測，および人・環境を対象にして「ものづくり」に関わる問題を広く探求している学会であり，毎年春と秋の2回，全関連分野にわたる学術講演会を開催している¹⁾。2013年度春季大会は，3月13～15日に，東京工業大学，大岡山キャンパスで開催された。本講演会は，合計21件の発表を含む2件の国際シンポジウム，合計18件の発表を含む3件の国内シンポジウム，1件の特別講演，142件，最大20講演室並列のオーガナイズドセッションにおける556件の学術講演，2件のランチョンセミナー，学生会員卒業研究発表講演会，および機器展示・カタログ展示を行う盛沢山なイベントであった。

学術講演は精密加工，精密計測に関するものが中心であったが，フルードパワー技術に関連する発表が9件あった。以下，各発表の概要を紹介する。

2. フルードパワー技術関連の発表内容

2.1 液圧関連

液圧関連では，ロボティクスセッションにおいて液圧駆動メカニズムに関する2件の発表があった。

酒井らは，血管縫合などを行うマニピュレータの実現のため，球面軸受および2本のベローズを用いた液圧駆動型関節の開発を行っている²⁾。まず，2本のベローズ内の水圧により2自由度の屈曲を行う本関節の構造を明らかにするとともに，その力学モ

デルを構築している。つぎに，本関節を試作し，リニアアクチュエータでシリンダを駆動して水を供給し，水の供給体積と屈曲角度の関係，水の供給体積とベローズ内圧の関係，および外力によるベローズ内圧の変化について実験的に明らかにしている。

天方らは，4自由度の油圧駆動の工具支持部を有する，直径250mmの下水管用の管内作業ロボットの開発を行っている³⁾。まず，3自由度平面平行リンク機構および旋回用モータから成り，可動範囲が広く剛性が高い本機構の構造を明らかにしている。つぎに，手先剛性の解析および評価を行い，各リンクの寸法を求めている。最後に，各油圧シリンダにステッピングモータおよびボールねじで油圧シリンダを駆動し作動油を供給する，全長750mmの管内作業ロボットの設計，試作を行っている。

2.2 空気圧関連

空気圧関連では，ロボティクスセッションにおいて空気圧回路に関する1件，人間工学セッションにおける手術用マニピュレータの機構に関する2件，制御に関する2件，合計5件の発表があった。

川合らは，空気圧ロボット駆動のためマイクロバルブ集積化回路を提案し，MEMS技術を用いた試作を行っている⁴⁾。まず，アクチュエータ駆動用空気圧の複数のDrive Lineと，バルブ駆動用空気圧の複数のGate Lineによるマトリクス状空気圧回路から成り，各ライン圧力のオンオフによりアクチュエータの制御を行うデバイスを提案し，その動作原理を明らかにしている。つぎに，MEMS技術を用いたガラス基板上のシリコンゴムの成型により本デバイスを試作し，その動作を実験的に確認している。

山本らは，手術用鉗子マニピュレータにおいてマニピュレータ間の干渉を防ぎ作業性を向上するため，腹腔内での自由度を4に増やしたマニピュレータを開発している⁵⁾。まず，空気圧シリンダにより操作する超弾性合金ワイヤのプッシュプル動作により合金製柔軟関節を屈曲させるマニピュレータを提案，試作し，力学モデルを構築している。つぎに，位置制御のメインループに力制御のマイナーループを内包したカスケード制御系を構築し，その特性および

有効性を実験的に明らかにしている。

吉野らは、腹腔鏡手術において臓器の把持や圧排を容易にするため、柔軟関節構造を用いた3本指の空気圧駆動ハンドを開発している⁶⁾。まず、切削加工の精密ばねから成る指の柔軟関節をワイヤを介して空気圧シリンダにより駆動するハンドを提案、試作している。つぎに、力制御をベースにしたカスケード制御系を構築し、位置制御特性を実験的に明らかにしている。最後に、空気圧シリンダへの外力から指先に作用する外力を推定する手法を示し、その有効性を実験的に明らかにしている。

原口らは、柔軟関節を用いた空気圧駆動鉗子マニピュレータおよび外力推定法を開発している⁷⁾。まず、切削加工の精密ばねを応用し、ねじり剛性が高く全方向90°の屈曲が可能な柔軟関節を用い、超合金製ワイヤを介して空気圧シリンダにより駆動するマニピュレータを提案、試作し、力学モデルを構築している。つぎに、先端部のセンサなしで、空気圧シリンダに加わる力から先端部の外力を推定する手法を開発し、その結果が外力の実測値とよく一致することを示し、その有効性を明らかにしている。

吉田らは、鉗子マニピュレータの作業性を向上するため、視覚情報および筋電を用いた力覚提示手法を開発している⁸⁾。まず、内視鏡によるマニピュレータ先端の変形画像を操作者に与え発生力を操作する手法を提案し、実験によりその妥当性を示すとともに、マニピュレータの剛性制御の有効性を指摘している。つぎに、操作者が力を入れたとき力覚感度が低下する知見に基づき、筋電により力のスケールリングを行い前述の効果を補償する手法を提案し、実験によりその妥当性を確認している。

2.3 機能性流体関連

機能性流体関連では、新原理アクチュエータとその応用デバイスセッションおよびロボティクスセッションにおいて、アクチュエータに関する2件の発表があった。

吉田らは、内視鏡検査の負担軽減のため、形状適応機能を有する多自由度ERアクチュエータを提案、開発している⁹⁾。まず、電界によるERFの粘度変化を応用した可動電極形ERバルブを用い、接触力による可動電極の変位に伴う圧力変化により屈曲動作を行う基本ユニット(図1)を多数連結したアクチュエータを提案している。つぎに、可動電極形3ポートERバルブを試作し、その特性を実験的に解明している。最後に、基本ユニットラージモデルを試作し、その動作の一部を実験により確認している。

坂内らは、家庭内で働くロボットのため、低圧駆動のマッキベン形人工筋とEHDポンプを用いた軽量

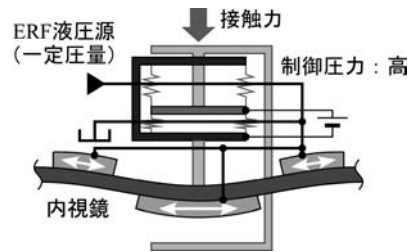


図1 形状適応機能を有する多自由度ERアクチュエータの基本ユニット

ロボットアームを開発している¹⁰⁾。本EHDポンプは、絶縁性の流体に高電圧を印加したとき流れが生じるEHD現象を応用し、吐出、吸引ができるものである。まず、低圧駆動の人工筋実現のため、膨張体およびスリーブの材質を低弾性の材料に変更して試作し、その妥当性を実験的に確認している。つぎに、この人工筋およびEHDポンプを用いた軽量なロボットアームを試作し、その動作を確認している。

3. おわりに

本稿では、2013年度精密工学会春季大会学術講演会におけるフルードパワー技術関連の発表の概要を紹介した。2013年度秋季大会は、9月12～14日に関西大学、千里山キャンパスで開催予定である¹⁾。

参考文献

- 1) 精密工学会ホームページ<http://www.jspe.or.jp/>
- 2) 酒井博充, 小久保敬介, 笹木亮, 池本有助: ユニバーサルジョイントを用いた液圧駆動型関節の基礎特性, 2013年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集(CD-ROM), p. 1081-1082 (2013)
- 3) 天方穂高, 関啓明, 神谷好承, 足津正利: 多自由度な手先を持つ管内作業ロボット, 同上, p. 1083-1084 (2013)
- 4) 川合健太郎, 打越純一, 有馬健太, 森田瑞穂: ロボット駆動のためのマイクロバルブ集積制御回路の開発, 同上, p. 1079-1080 (2013)
- 5) 山本将義, 原口大輔, 只野耕太郎, 川嶋健嗣: 腹腔内4自由度を有する鉗子マニピュレータの開発, 同上, p. 983-984 (2013)
- 6) 吉野秀行, 原口大輔, 只野耕太郎, 川嶋健嗣: 腹腔鏡手術用空気圧駆動ハンドの開発, 同上, p. 987-988 (2013)
- 7) 原口大輔, 只野耕太郎, 川嶋健嗣: 柔軟関節の空気圧駆動による手術マニピュレータの外力推定法, 同上, p. 985-986 (2013)
- 8) 吉田浩之, 原口大輔, 只野耕太郎, 川嶋健嗣: 手術ロボットにおける視覚情報および筋電を利用した力覚提示方法の研究, 同上, p. 989-990 (2013)
- 9) 吉田和弘, 箱田智史, 巖祥仁, 横田眞一: 形状適応機能を有する多自由度ERアクチュエータの開発(提案と基礎実験), 同上, p. 751-752 (2013)
- 10) 坂内亮太, 山口智也, 三井和幸: 低圧駆動を目指したEHDポンプ駆動型人工筋の開発とそれを搭載した軽量ロボットアームの試作, 同上, p. 1077-1078 (2013)

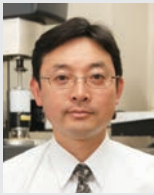
(原稿受付: 2013年4月1日)

教室

入門講座「流体力学」

第6回：相似な流れとソウじゃない流れ

著者紹介

たか はし つとむ
高 橋 勉

E-mail : ttaka@nagaokaut.ac.jp

1989年東京理科大学大学院理工学研究科博士
後期課程修了。同大学助手、長岡技術科学大学
工学部助手、助教授、准教授を経て、2011年同
大学工学部教授。現在に至る。複雑流体力学、
レオ・オブティクス、流体関連振動の研究に従事。
日本機械学会、日本レオロジー学会などの会員。
工学博士。

1. 流れの様子を一般化する

円は直径が大きくても小さくても円であり、正三角形も大きさによらず正三角形とよばれる。このように大きさが違っても形が同じと認識されるものを幾何学的相似という。では、大きさの異なる円柱のまわりの流れ場は同様に相似形になるだろうか。円柱まわりの流れの様子は円柱の直径だけではなく流れの速度で変化する。同じ物体形状でも空気の流れと水の流れでは流れの様子が変わるだろう。幾何学の問題のように単純には比べられない。しかし、水の流れを調べた結果をもとに空気の流れの様子が予想できたら便利である。小型の模型自動車を使って流れの抵抗を測定し、その結果から実際の自動車の空力特性が求まったら実験はずいぶんと楽になる。このように、形だけではなく流れの様子や物体に作用する力の様子までを含めて現象の相似性を検討することはとても重要である。ある測定結果をもとにさまざまな状況を予測できるなら、その結果は一般化されたということができる。

今回は流動現象の一般化について考えよう。さらに、水や空気の流れからでは予測のできない身の回りにある流体についても紹介しよう。

2. 巨神兵東京に現わる？

問題6-1：巨神兵とウルトラマン、身長が50mにみえるのはどちら？

流れの相似について話をするとき、著者は「ゴジ

ラ東京に上陸」を例として使ってきたが、当世風にちょっと趣向を変えてみた。東京都現代美術館の展覧会「特撮博物館 ミニチュアで見える昭和平成の技」(2012年夏)において公開された特撮短編映画「巨神兵東京に現わる」では、巨大な怪物「巨神兵」が突如現われ東京をあっという間に壊滅させた。日本が誇る特撮技術の粋を尽くして製作されたもので、CGに頼らずミニチュアと特撮でリアリティを追求した。身長数十メートルの本物の(?)巨神兵を捕まえてきて撮影するのは難しいので、人間サイズのミニチュアを作り、幾何学的にスケールを合わせたミニチュアの東京を破壊する様子を撮影する。ミニチュアの精密さや巨神兵人形のスムーズな動きの操り方など見事なものであるが、これらをビデオで撮影してふつうに見てもすぐにミニチュアだと見破られてしまう。我々にはさまざまな物理現象が常識として感覚に備わっている。高さ50mのビルが破壊されて破片が散らばるとき、50mの高さから落下した物体が地面に到達するまでの時間は2mのミニチュアから落下したものとは大きく異なる。ミニチュアのビルを破壊するとあっという間に破片が地面に達してしまうためローアングルでうまく撮影しても作り物だとすぐにわかってしまう。そこでスロー再生することになるが、どれくらい速度を引き延ばすと現実に近い映像になるかは落下という物理現象をキーにして計算することができる。ちなみにウルトラマンにこのテクニックは使えない。ウルトラマンは怪獣と跳んだりねたりして格闘しなければならず、中に入っている人(?)が撮影時にどんなに素速く動いても、スロー再生では動きが間延びしてしまう。物理法則(と背中ファスナー)には目をつむり、身長50mと信じて応援する純真な心が必要だ。

3. 流れ場のミニチュアモデル実験

特撮映画では科学的厳密さは不要であるが、飛行機や自動車のスケールモデルによる実験では正確に物理現象を再現しなくてはならない。ミニチュアで実験して得られた揚力や抗力が実物の大きさではど

れくらいになるかを正しく予測するためには、流れの様子、渦の形成やはく離点の位置などが正確に再現できなければならない。もしスケールの違う二つの流れ場が幾何学的だけではなく流れの様子や作用する力などを含めて相似となるなら、これを「力学的相似」という。

図1に示すように大小二つの円柱まわりの流れ場が力学的に相似となる条件を考えよう。流れ場の相似性においてキーとなるパラメータがレイノルズ数 Re である。

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (1)$$

ここで、 ρ と μ は流体の密度および粘度を表し、 U は一様流の速度、 D は円柱の直径である。円柱まわりの流れ場を考える場合、レイノルズ数が同じであれば流れ場は力学的に相似となる。その証明は後回しにするとして、直径10cmの円柱と1cmの円柱の流れ場を比較する場合、直径が1/10になるならレイノルズ数を合わせるためには U を10倍にする必要がある。同じ直径の円柱でも空気と水の中の流れを比較するならそれぞれの ρ と μ を代入して Re が等しくなるように U を調整する。直径1cmの円柱まわりの流れを可視化して前回学んだはく離点やうずの様子を撮影し、それを10倍に拡大して印刷すると同じレイノルズ数における直径10cmの円柱まわりの流れ場と一致するはずだ。

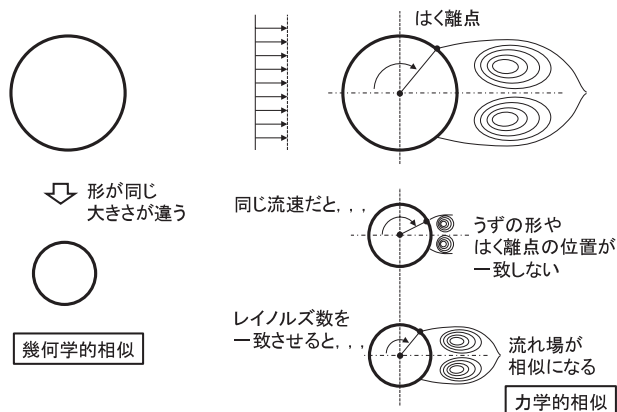


図1 幾何学的相似と力学的相似

また、実験結果を示すときに流速や直径を示すだけではなくレイノルズ数を用いて整理すると一般的な比較が可能となる。たとえば図2に示すように円柱の抗力係数と流速の関係を実験で求めたとき、抗力係数をレイノルズ数の関係としてグラフにすると直径の異なる円柱や空気、水、油など異なる流体における結果が同じ曲線上にプロットされる。つまり、ある流体、ある大きさでの測定結果をもとにもっと広い条件の結果が予測できることになり、実験結果

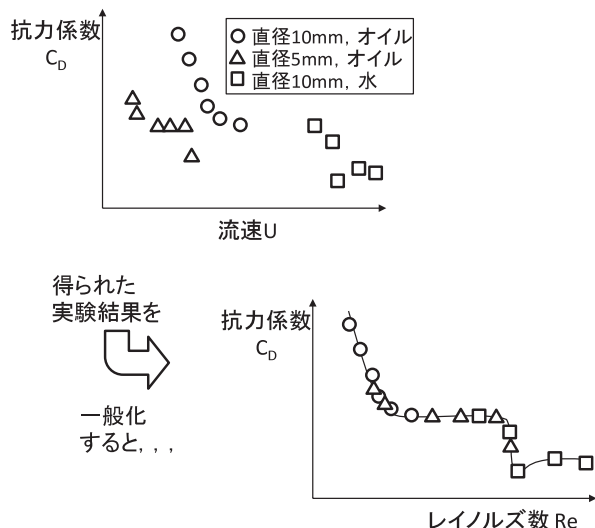


図2 測定した円柱の抗力係数の一般化

が「一般化」されたといえる。各種の実験結果は一般化することでより有用な結果となる。

ではつぎに、なぜレイノルズ数で流れ場が一般化できるのかを考えてみよう。

4. 流れ場に影響を及ぼす因子

流動現象の一般化を行う準備として、流れの様子に影響を及ぼす因子について考える。

問題6-2：一様流中におかれた直径の異なる二つの円柱のまわりの流れ場を検討したい。流れの様子に関する因子を示せ。

問題を簡単にするために円柱は十分に長く流れは二次元として取り扱えるものとしよう。この場合、円柱の幾何学的な特徴は断面である円の直径 D [m]のみで決定できる。流体の種類として水や空気などがあるが、これらの力学的な特性は密度 ρ [kg/m³]と粘度 μ [Pa・s] が与えられれば決定できる。流れは一様流であるからその流速 U [m/s] が流れを特徴付ける因子である。

このほかはどうだろうか？ 大気圧や水圧は流れの様子に直接的な影響を与えないので因子から除外する。二つの円柱の材質が違ったとしても流れに影響はない。しかし、もし表面がつるつるな円柱とざらざらな円柱があれば前回学んだサメ肌効果が生じて異なる流れ場になるかもしれない。この場合は表面粗さに関する幾何学的なパラメータが影響因子として上げられるだろう。他にも流れに関係する差異が二つの円柱あるいは流れ場に存在する場合にはそれらについて個々に検討しなければならない。ここでは基本的な問題として上述の D 、 U 、 ρ 、 μ が流れ場を決定づける因子であると考えことにしよう。

D は長さの単位を持つ物理量であるので「代表長さ」とよぶ。同様に U を「代表速度」とよぶ。

[m], [kg], [s] は長さ, 質量, 時間の単位であるが, 力 [N] や圧力 [Pa] などの単位はこの3つの単位の組み合わせとして表すことができる。これらを基本単位という。国際単位系 (SI) ではこの3つ以外に電流 [A], 温度 [K] など基本単位としている。流れ場を決定づける因子として D , U , ρ , μ の4つを考えると, 長さ [m] を代表するものとして D を用いることにした。では, 時間 [s] を代表する値はどうすれば得られるだろうか。 D を U で除した値 D/U は時間の単位を持つ。これは一様流が円柱の直径に相当する距離だけ流動するために必要な時間を意味する。この時間を $T (=D/U)$ [s] と定義し, 「代表時間」とする。

5. 流れに関する物理量を無次元化しよう

流れ場を決定する物理量は流れ場の3つの速度成分 (v_x, v_y, v_z) と圧力 p であり, それらは時刻 t と3方向の座標 (x, y, z) の関数となることを学んだ。これらを先に決めた代表値 D, U, T を用いて相対的な値 (一般化された値) に変換しよう。 x 方向の速度成分 v_x は一様流速 U との比較で相対的な値に変換する。 $v_x^* = v_x/U$ とすると v_x^* は代表速度に対する相対的な速度であり無次元 (単位がない) 量となる。以後, 上添え字の*がつく記号は無次元量であることを示す。速度成分と距離, 時刻を無次元化すると以下ようになる。

$$\begin{aligned} v_x^* &= \frac{v_x}{U}, v_y^* = \frac{v_y}{U}, v_z^* = \frac{v_z}{U} \\ x^* &= \frac{x}{D}, y^* = \frac{y}{D}, z^* = \frac{z}{D}, t^* = \frac{t}{T} = \frac{tU}{D} \end{aligned} \quad (2)$$

圧力についてはどうだろうか? 大気圧はこの流れ場に影響を及ぼさないで流れ場を代表する圧力にはならない。そこで, 一様流が持つエネルギーとして動圧を代表値として用いよう。円柱まわりの流れ場ではよどみ点において流速がゼロとなる。このとき, 流体の運動エネルギーは動圧として圧力に変換される。その値はベルヌーイの定理より $(1/2) \rho U^2$ で表される。圧力の一般化のための代表値とするだけなので定数 $(1/2)$ は煩雑さを避けるために省き, ρU^2 を代表圧力として用いる。

$$p^* = \frac{p}{\rho U^2} \quad (3)$$

さてこれで流れ場を表すために必要な物理量すべての一般化した形が得られた。N-S方程式で出てくる諸量のうち物体力 (重力など) X 以外は式(2), (3) で関係づけられるのでこれらの式をN-S方程式に代

入してみよう。 x 方向に対するN-S方程式,

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) + X_x \end{aligned} \quad (4)$$

は以下ようになる。

$$\begin{aligned} \rho \left\{ \frac{\partial (v_x^* U)}{\partial \left(\frac{t^* D}{U} \right)} + (v_x^* U) \frac{\partial (v_x^* U)}{\partial (x^* D)} + (v_y^* U) \frac{\partial (v_x^* U)}{\partial (y^* D)} + (v_z^* U) \frac{\partial (v_x^* U)}{\partial (z^* D)} \right\} \\ = \frac{\partial (p^* \rho U^2)}{\partial (x^* D)} + \mu \left(\frac{\partial^2 (v_x^* U)}{\partial (x^* D)^2} + \frac{\partial^2 (v_x^* U)}{\partial (y^* D)^2} + \frac{\partial^2 (v_x^* U)}{\partial (z^* D)^2} \right) + X_x \end{aligned} \quad (5)$$

式(5)において定数をくくり出すと,

$$\begin{aligned} \frac{\rho U^2}{D} \left\{ \frac{\partial v_x^*}{\partial t^*} + v_x^* \frac{\partial v_x^*}{\partial x^*} + v_y^* \frac{\partial v_x^*}{\partial y^*} + v_z^* \frac{\partial v_x^*}{\partial z^*} \right\} \\ = -\frac{\rho U^2}{D} \frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{\mu U}{D^2} \left(\frac{\partial^2 v_x^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v_x^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 v_x^*}{\partial z^{*2}} \right) + X_x \end{aligned} \quad (6)$$

となる。さらに両辺を $\rho U^2/D$ で除すと,

$$\begin{aligned} \frac{\partial v_x^*}{\partial t^*} + v_x^* \frac{\partial v_x^*}{\partial x^*} + v_y^* \frac{\partial v_x^*}{\partial y^*} + v_z^* \frac{\partial v_x^*}{\partial z^*} \\ = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{\mu}{\rho D U} \left(\frac{\partial^2 v_x^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v_x^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 v_x^*}{\partial z^{*2}} \right) + \frac{D}{\rho U^2} X_x \end{aligned} \quad (7)$$

右辺第2項の $\mu/\rho D U$ はレイノルズ数の逆数である。また, 垂直なパイプを流れ落ちる水や水面の波を計算する場合には x 方向の物体力 X_x として重力 ρg が作用する。すると式(7)右辺第3項はつぎのように変型される。

$$\frac{D}{\rho U^2} X_x = \frac{D}{\rho U^2} \rho g = \left(\frac{\sqrt{Dg}}{U} \right)^2 = \frac{1}{Fr^2} \quad (8)$$

$Fr (=U/\sqrt{Dg})$ はフルード数とよばれる無次元数で, 重力を考慮する必要がある場合の流れの相似性を表す重要なパラメータである。 Re と Fr を用いて式(7)を書き直すと以下ようになる。

$$\begin{aligned} \frac{\partial v_x^*}{\partial t^*} + v_x^* \frac{\partial v_x^*}{\partial x^*} + v_y^* \frac{\partial v_x^*}{\partial y^*} + v_z^* \frac{\partial v_x^*}{\partial z^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \\ \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 v_x^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v_x^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 v_x^*}{\partial z^{*2}} \right) + \frac{1}{Fr^2} \end{aligned} \quad (9)$$

*印の付いた量は一般化された無次元量であるから式(8)は無次元量のみで記述されており, 一般化されたN-S方程式ということができる。流体の種類や流速, 直径 (物体形状) といった流れの情報は Re の中に集約されている。同じく, 重力に関する情報は Fr にのみ影響を与える。重力が流れに関係ない場合は Re のみが流れ場の違いを表す量となる。その場合, もし Re が同じ流れ場があればそれらは一般化された状態で見ると全く同じ方程式で記述されることになり, 生じる流れ場は「力学的相似」となる。

6. レイノルズ数ってなに？

このように、レイノルズ数 Re は流れの相似性を表す非常に重要なパラメータであることはわかったが、具体的にはどんな意味を持つのか考えてみよう。レイノルズ数の定義式を以下のように変形させてみる。

$$Re = \frac{\rho UD}{\mu} = \frac{\rho U^2}{\mu \left(\frac{U}{D}\right)} \quad (10)$$

分子の ρU^2 は代表圧力と同じであるが、 ρU は流れ場において単位面積に相当する領域を1秒間を通して流体の質量を意味する。これにその質量の持つ速度 U を掛けると運動量となる。つまり、 ρU^2 は流体の持つ慣性力の大きさを表している。一方、分母のカッコ内 U/D は速度のこう配 $\partial v/\partial y$ を代表するものといえる。すると、分母は速度こう配と粘性係数の積と考えれば粘性力を意味することになる。すなわち、レイノルズ数は粘性力と慣性力の比を表すパラメータであることがわかる。

$$Re = \frac{\text{慣性力}}{\text{粘性力}} \quad (11)$$

Re が小さい場合は慣性力の効果が弱い。円柱表面からの流れのはく離は慣性力に強く関係し、円柱の場合 $Re < 5$ でははく離が起らず後流にははっきりとしたうずは形成されない。 $Re > 5$ で円柱表面のはく離点が明確になり Re の増加とともに慣性力の効果で後縁側から前方に向けてはく離点が移動する。はく離点が最大幅（前縁から90°の位置）に近づくにつれてうずの大きさも増加する。流体の種類、円柱直径などに関わらず Re の値でうずの発生状態が整理（予測）できるのである。

7. 相似にならない流れ

本講座の第1回で水あめの流動をビデオで撮影し早回しで再生すると水の流れと同じになるが、卵の白身を同じように流したときには再生速度を調整しても水とは全く異なる流れ方になると述べた。今回の講座で学んだことを使って書き直すと、「水と水あめの流れ場は力学的相似が適用できるのに対し、卵の白身の流れはこれらとは力学的相似が成り立たない現象である」となる。なぜ卵の白身では流れ場は相似にならないのだろうか。生卵の白身を箸でつついてみていただきたい。ちょっとつついたくらいならプルンと元に戻るだろう。大きく動かすとプルプルしながら流動して元の形には戻らなくなる。プルン、という挙動は弾性力があることを意味する。卵の白身は流体でありながら弾性を併せ持つ「粘弾性流体」に分類される物質である。粘弾性流体の流

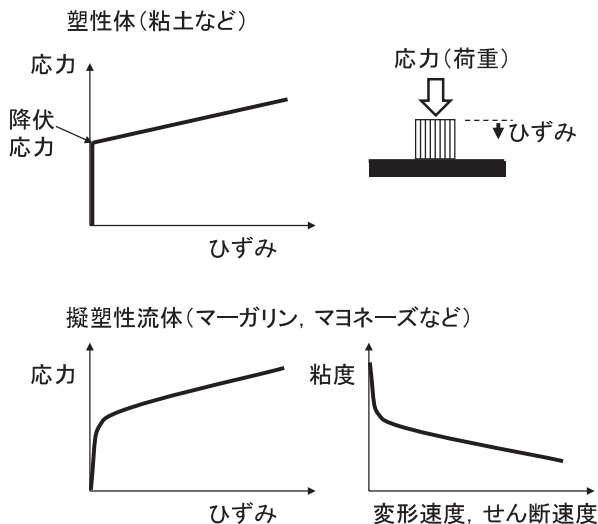
動特性を表すためには、粘性に加えて弾性の度合いを示す物性値が必要であり、レイノルズ数だけでは力学的相似となる条件を満足できない。粘性力と弾性力の比であるワイッセンベルグ数、あるいは代表時間と物質の持つ固有時間（緩和時間・遅延時間など）の比であるデボラ数も調整する必要がある。

問題6-3：蜂蜜とマーガリン、パンに塗りやすいのはどっち？ 水と力学的相似な流れになるのはどっち？

卵が出てきたので朝食メニューつながりでトーストの話をしよう。マーガリンはトーストにとっても塗りやすい。バターナイフなどでマーガリンをひとかたまりすくい取りトーストにこすりつけると、軽い力できれいに塗り伸ばすことができる。これに対して、蜂蜜をトーストに塗ろうとするとけっこう大変である。バターナイフではドロドロ流れてすくい上げることは難しくスプーンが必要になる。何とかすくってトーストに垂らした蜂蜜をナイフで広げようとすると今度はトーストに張り付いてなかなか塗り広げられない。つまり、蜂蜜は流れやすいためにすくい上げにくく、流れにくいために塗りにくいのである。ところで、冷めたトーストや食パンの上にマーガリンと蜂蜜をのせておくとどうなるだろうか。マーガリンは熱で溶けない限り元の形を保ってそのままトーストの上に乗っているのに対し、蜂蜜はトースト内にしみこみ下の皿にまで達している。蜂蜜は食パンの微細な隙間を通り抜けることができたのだから流動性が高い、といえる。蜂蜜は食材として非常に扱いにくいやっかいものだ。

こんなやっかいな蜂蜜であるが、力学的分類では水や空気と同じニュートン流体に属する。つまり、蜂蜜の流動はレイノルズ数をキーにすれば水や空気の流れと力学的相似な結果となる。これに対してマーガリンは力学的にとっても機能的な食材である。ナイフですくい上げたり、トーストの上ののせておいたりしても形を保てるのは重力程度の弱い力では変型しない粘土のような性質があるからである。粘土は弱い応力が加わっても変型しないが、あるしきい値となる応力が加わるとぐちゃりと崩れる。このしきい値となる応力を降伏応力という。粘土のように降伏挙動を示す物質を塑性体という。降伏応力を上回る応力が加わると豆腐が崩れるように突然無抵抗に流れ出す。マーガリンを容器からすくい上げるときは降伏値を超える応力はかからないが、塗る際には降伏応力を超えるためそれまでとは桁違いに粘度が下がり、滑るように塗り広げることができる。

マーガリンは図3に示すように降伏応力以下の応力が作用した場合でも粘土と異なりわずかに流動するため流体と分類される。流体なのに塑性体の降伏とよく似た挙動を示すので「擬塑性流体」とよばれる。擬塑性流体ではせん断速度が高い、あるいは加わる応力が大きくなるに従い粘度が低下する。粘性係数が定数ではなくせん断速度の関数となるためレイノルズ数だけでは一般化ができない。マーガリンは「すくって塗る」という一連の動作でもっとも使いやすいように粘性係数を表す関数が調整された機能性物質なのである。マーガリン以外にもマヨネーズやケチャップ、歯磨きペーストなど擬塑性流体は身の回りに多数利用されている。塗りやすいのに液だれしないペンキや、水のように軽くシュッシュとスプレーできるのに壁に付いたらたれないお風呂のカビ取り剤なども粘性係数が巧みに調整された機能性流体である。



8. 終わりにのぞみ...

6回にわたり連載した入門講座「流体力学」も本講座が最終回である。流体力学が対象とする現象は非常に広範囲にわたる。普段の生活においてもレイノルズ数が 10^{-3} から 10^7 まで、あるいはもっと広い範囲の流れ場を目にすることができる。低レイノルズ数と高レイノルズ数の流れでは発生する現象も大きく異なり、測定技術や計算方法も変わってくる。対象となる流体も空気、水、油だけではなく混相流や複雑流体など産業の発展に伴いどんどん複雑になってきている。難しい数学や考え方が必要な場合もあるが、本講座で学んだ考え方を基礎として最新の流体力学にチャレンジしていただけることを願っている。本講座が、難しいといわれる流体力学を少しでも身近なものとしたなら幸いである。

(原稿受付：2013年5月7日)

会 告

平成25年度 オータムセミナーのお知らせ

「鉄道車両とフルードパワー技術」

開催趣旨：

鉄道車両では、古くからブレーキ装置に空気圧を用いてきたことから、引き戸装置（ドア）や空気ばねなど、空気圧を駆動源に持つ機器が多用されています。また、油圧についてもブレーキ装置の他、多くのオイルダンパが用いられており、安定走行に貢献しています。

本セミナーでは、アクティブ制御技術を中心に、鉄道車両のフルードパワーに関する最新の研究開発動向についてご紹介する予定です。なお、会場は公益財団法人鉄道総合技術研究所を予定しており、実物の車両、フルードパワー機器も見学いただける予定です。メーカー、ユーザーを問わず、また、鉄道分野以外の皆様にも有用な情報を提供できると考えています。積極的なご参加をお待ちしております。

す。講演の詳細につきましては、決定次第お知らせします。

開催日：2013年10月25日(金) 13:00～17:30頃

会場：公益財団法人鉄道総合技術研究所 国立研究所
東京都分寺市光町2-8-38

http://www.rtri.or.jp/index_J.html

問合せ先：一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-22

機械振興会館 別館102

TEL：03-3433-8441

FAX：03-3433-8442

E-mail：info@jfps.jp

トピックス

シール技術に関するISO規格の動向

著者紹介



お ば た ひ ろ み
小 畑 博 美

三菱電線工業株式会社
〒660-0856 兵庫県尼崎市東向島西之町8
E-mail : hirooba@mitsubishi-cable.co.jp

1969年 三菱電線工業㈱入社
三菱電線工業㈱機器部品事業部 技監、
箕島製作所技術開発部長を経て現職、ISO/
TC131/SC7国際議長。

1. はじめに

油・空圧を始め多くの機器に使用されているシール技術に対するISO（International Organization for Standardization：国際標準化機構）規格は、ISO/TC131/SC7（密封装置）で制・改定の管理をされており、シール技術の内容について4つのWG（Working Group）に分かれている。各WGの内容をつぎに記述する。

WG2：シールハウジングの寸法

WG3：Oリングの設計基準

WG4：回転軸用リップタイプ・シール

WG9：流体と標準ゴムの適合性

このうちWG9についてはTC45と内容が合致することが多いため、2013年2月にTC131からTC45へ移行した。

シール技術に対するISO規格の動向として、WG2, 3, 4の主な規格に対する最近の審議・制定内容と一部の問題点について報告する。

2. ISO規格の内容と動向

2.1 ISO/TC131/SC7のISO規格

表1に各WGが制定・管理している規格を示す。各規格は原則として5年毎に見直しされることになっており、大幅な改訂が必要な時は提案国が提案、NP（提案段階）→WD（作業部会段階）→CD（分科委員会段階）→DIS（ISO規格案）→FDIS（ISO規格最終案）を経て規格が発行される。なお、新たな技術に対して規格を制定する場合も、同様な過程を経て発行される。

表1 ISO/TC131/SC7の各WGが運用する規格

WG	規格番号	名称
WG2	ISO3939	Fluid power systems and components — Multiple lip packing sets — Methods for measuring stack heights
	ISO5597	Hydraulic fluid power — Cylinders — Dimensions and tolerances of housings for single-acting piston and rod seals in reciprocating
	ISO6195	Fluid power systems and components — Cylinder-rod wiper-rings housings in reciprocating applications — Dimensions and tolerances
	ISO6547	Fluid power systems — Cylinders — Piston seal incorporating bearing rings — Dimensions and tolerances
	ISO7425-1	Hydraulic fluid power — Housing for elastomer-energized, plastic-faced seals — Dimensions and tolerances - Part 1 : Piston seal housings
	ISO7425-2	Hydraulic fluid power — Housing for elastomer-energized, plastic-faced seals — Dimensions and tolerances — Part 2 : Rod seal housings
	ISO7986	Hydraulic fluid power — Sealing devices — Standard test methods to assess the performance of seals used in oil hydraulic reciprocating
WG3	ISO10766	Hydraulic fluid power — Cylinders — Housing dimensions for rectangular-section-cut bearing rings for pistons and rods
	ISO3601-1	Fluid power systems — O-Rings — Part 1 : Inside diameters, cross-sections tolerances and designation codes
	ISO3601-2	Fluid power systems — O-Rings — Part 2 : Housing dimensions for general applications
	ISO3601-3	Fluid power systems — O-Rings — Part 3 : Quality acceptance criteria
	ISO3601-4	Fluid power systems — O-Rings — Part 4 : Anti-extrusion rings (back-up rings)
WG4	ISO3601-5	Fluid power systems — O-Rings — Part 5 : Suitability of elastomeric materials for industrial applications
	ISO6194-1	Rotary shaft lip-type seals incorporating elastomeric sealing elements — Part 1 : Nominal dimensions and tolerances
	ISO6194-2	Rotary shaft lip-type seals incorporating elastomeric sealing elements — Part 2 : Vocabulary
	ISO6194-3	Rotary shaft lip-type seals incorporating elastomeric sealing elements — Part 3 : Storage, handling and installation
	ISO6194-4	Rotary shaft lip-type seals incorporating elastomeric sealing elements — Part 4 : Performance test procedures
	ISO6194-5	Rotary shaft lip-type seals incorporating elastomeric sealing elements — Part 5 : Identification of visual imperfections
	ISO16589-1	Rotary shaft lip-type seals incorporating thermoplastic sealing elements — Part 1 : Nominal dimensions and tolerances
	ISO16589-2	Rotary shaft lip-type seals incorporating thermoplastic sealing elements — Part 2 : Vocabulary
	ISO16589-3	Rotary shaft lip-type seals incorporating thermoplastic sealing elements — Part 3 : Storage, handling and installation
	ISO16989-4	Rotary shaft lip-type seals incorporating thermoplastic sealing elements — Part 4 : Performance test procedures
	ISO16989-5	Rotary shaft lip-type seals incorporating thermoplastic sealing elements — Part 5 : Identification of visual imperfections

2.2 WG2の関連規格

WG2関連のISO規格として、最近の審議によりISO6195は2013年2月に改訂され、また改訂される予定の規格はISO5597, 10766である。

ISO5597は往復動用途に使用されるピストン、

ロッドシールのハウジング寸法と公差を規定している規格であり、寸法以外の要素についても整備、改訂された。ハウジング溝、しゅう動面の表面粗さなどが整備されたが、このうちシールの摺動表面性状である負荷曲線のコンセプトが導入されたのが、大きな改訂点である。これはWG3の担当している規格のISO3601-2で導入された条件を反映しているため、詳しい内容はWG3の関連規格の欄で報告する。

ISO6195は往復用シリンダで使用されるロッドワイパー（シリンダ外部からのダストや異物の侵入を防止するワイパーリング）の構造と寸法を規定した規格であるが、従来の4種類のタイプから欧州で使用され始めた2種類を追加する内容で、グローバルな汎用性を主に討議し日米の主張で1種類のみの追加となった。

ISO10766は往復動シリンダの運動時のガタや偏心を防止するため使用される、プラスチック材料をカットしたベアリングリングの形状とハウジング寸法の規格である。英国からの幅の広いタイプの追加とコンパクトタイプの削除というNP提案があったが、改訂活動のノミネート国不足で却下された。我が国としてコンパクトタイプは広く使用されており、削除は許容できないとの理由で反対投票を行ったが、英国はこの意見を受け入れた形でNPの再提案をしてきたため改訂活動を開始、現在はDIS段階となっている。

他の5規格については、主だった改訂などの動きはないが、ISO7425-1、ISO7425-2に対しての近いうちの審議が予定されている。

2.3 WG3の関連規格

WG3関連のISO規格はOリング関係の規格で、ISO3601-1～5シリーズとしてつぎのカテゴリー別に規定されている。

ISO3601-1：Oリングの寸法

ISO3601-2：ハウジング形状・寸法

ISO3601-3：外観品質基準

ISO3601-4：バックアップリング

ISO3601-5：ゴム材料の選定基準

ISO3601-1、2、4は旧版から2008年に、またISO3601-3は2005に大幅に変更された。主な変更内容の概略を解説するとともに、改訂審議時の問題点などについて報告する。

ISO3601-1：2008では、旧版のISO3601-1：2002から大幅に変更された。General industrial applicationとして米国のSAE AS568サイズを元とするインチ系列のシリーズが追加され、General applicationは一部見直され、Aerospace applicationとして規定、旧版のAerospace applicationは廃止さ

れた。

ISO3601-2：2008は、ISO3601-1の改訂サイズに合わせてハウジング形状・寸法を規定した。なお、General industrial applicationとしてハウジング寸法としてミリ単位を採用しているが、インチからの換算したものであることもあり、不備な点があるため詳細見直し作業を行っており、一部改訂される見込みである。

さらにハウジングの表面性状の規定が反映されたが、この内容にOリングを運動用として使用した時の摺動面の負荷曲線（Rmr）規定が追加された。摺動面の表面性状の影響については、欧米で一部試験的に行われシール寿命に影響するとの結果はでているようであるが、データが不十分である。

日本の立場として、現在の市場で使用されている機器の表面状態と一致しないものが多く、グローバル規格であるISOに反映するには時期尚早と考えられる。加えて、規格内容の定義が表面粗さの引用規格ISO4287：1997から逸脱していることから、DISの段階から削除すべく反対意見を展開してきたが、DIS段階まで行った内容を覆すことに対して、抵抗が強く多数決で否決され、規格に反映されている。技術的に不備なものが数の論理で規格化されること、またWG2の規格にも反映されることとなり影響も大きいことから、引続き種々の技術的エビデンスを揃え説得、改正するように活動している。

ISO3601-3：2005は、Oリングの外観品質基準として、旧規格の表面欠陥部分をより明確化、許容限度の見直しを行っている。さらに、品質等級を従来は‘等級N’と‘等級S’の2種類が規定されていたが、航空宇宙・医療機器などのような、より高い信頼性を求められる用途に使用される品質基準の‘等級CS’が追加された。

ISO3601-4：2008は、ISO3601-1の改訂サイズに合わせたバックアップリングとして規定されるとともに、一部の材料や設計を見直された。

ISO3601-5はOリング材料に対する流体と標準ゴムの適合性の規格として、現在の規格は材料を選定する時のガイドラインとして規定されている。しかし数年前から、Oリングに使用される標準材料の物理特性値に対して、規格値として新たに追加するため審議されてきた。材料の規格値は日本を含め、各国が独自に設定されていることから調整に難航、またOリング形状での特性値を規定する動きもあり、審議が相当長期に渡ったが、現在はDIS段階にきている。Oリング形状での物理特性の硬さや圧縮永久ひずみについて、十分な検証はされたとはいえない状況であることから、発行後の運用時に問題が発

生する可能性がある。

ISO3601シリーズはインチサイズ系列のOリング規格となっているが、この規格の制定後にミリサイズ系列の規格を作ることを条件として、先に進めた経緯があった。しかしISO3601シリーズの制定後、Oリング規格をさらに増やすことに対して、否定的な提案が独・米国を中心に提出され、投票により決定されることになった。ミリサイズ系列の制定に対して、日本がプロジェクトリーダーとして進めるべくNPを作成し投票にかけられ、賛成票の多数を得たが、プロジェクトのノミネート国不足で否決される結果となった。ミリサイズの規格化は、工業国の世界的な動向から必要性は高いと思われるが、独・米中心の欧米の数の論理が強く働く状況下に対抗するには、新興工業国のアジア諸国などとの連携も必要となる。しかし新興工業国では、国内の規格整備の制度が十分ではなく、ISO規格の審議対応に難しい面があることも現実問題となっている。

2.4 WG4の関連規格

WG4関連のISO規格はRotary shaft seals, 一般的には回転軸に多く使用されているオイルシールの規格であり、ゴム製オイルシールの規格としてISO6194-1～5シリーズおよびサーモプラスチック製の規格としてISO16589-1～5シリーズが、つぎのカテゴリー別に規定されている。

ISO6194-1, 16589-1: 寸法および許容差

ISO6194-2, 16589-2: 用語

ISO6194-3, 16589-3: 保管, 取扱いおよび取付け

ISO6194-4, 16589-4: 性能試験方法

ISO6194-5, 16589-5: 外観欠陥

ISO6194シリーズは各規格内容の改訂に対する審議が2005年頃から順次実施され、2008～2010年にかけて発行された。

各規格の審議はWG3と同時に行われることが多かったが、WG4でもISO3601-2で規定されたシール摺動面の負荷曲線(Rmr)のコンセプトの導入について討議され、日本の主張する時期尚早との結論から削除された。Oリングとオイルシールはシール形状や使用状況は異なるが、金属を主とする相手摺動面への影響が類似傾向を示すことは周知のことである。しかし一方は規定、片方は削除と、WGが違っ

た場合の審議において、異なる規定内容が制定される矛盾がある。WGの独立性の観点からの結論であるが、前述のようにDISまでいった規定を覆すことは非常に難しい現状を再認識された。

ISO16589シリーズは欧米で多く使用されているサーモプラスチック製、主としてPTFE(ポリ4ふっ化エチレン樹脂)のオイルシール規格であり、2001年に制定された。内容に問題が多くあり、我が国が積極的な問題提起を行った結果、英国から幹事国を引継ぐことになり主導的に改訂活動を行い、すべての規格が2011年に発行された。

3. おわりに

筆者は2006年からISO/TC131/SC7のWG2およびWG3のエキスパートを務め、昨年にISO/TC131/SC7議長に就任した。シール(密封装置)関係のISO規格の制・改定活動に参加した内容を、最近動向と問題点として報告した。

ISO規格の制定は各分野の専門家が集まり、高い技術的な審議を経て決定、発行されると思いがちであるが、実際の規格制定には参加国の利益と思惑が絡まることが多くみられる。グローバル規格に自国の規格をできるだけ反映させるため、色々な戦略を考えて臨んでくるのが実態である。

シール技術においては、我が国と独、仏、米国の欧米国が主導的な立場にあり、純粋な技術的な分野においては各国に劣ることはないと考えている。しかし規格の制定には、最終的には投票権を持つ参加国の多数決で決まることとなる。

ISO規格に日本の意向であるJIS規格を反映させるには、参加国に対する技術的バックボーンをより解りやすくアピールすることだけではなく、欧米の賛同国や最近急成長している工業新興国との協調体制や、根回しが必要となってくる。また日本フルードパワー工業会が進めている各WGのエキスパートの継続性を維持すること、日本発の規格提案を積極的に行う必要があると考えている。

参考文献

- 1) 千葉 誠: 日本フルードパワーシステム, Vol. 44, No. 1, p. 48-50 (2013)

(原稿受付: 2013年4月1日)

トピックス

特許文献を調べる・特許電子図書館の活用1…特許の基本

著者紹介



き はら かず ゆき
木 原 和 幸

工業所有権協力センター
〒135-0042 東京都江東区木場1-2-15
E-mail: k-kihara@sctv.jp

1974年神戸大学工学部計測工学科卒。東京計器入社、パワーコントロール研究室長、油空圧技術部長などを経て、現在に至る。比例弁、サーボ弁、ピストンポンプ等の油圧機器とそれらを制御するコントロールシステム等の開発に従事。日本フルードパワーシステム学会会員。

1. はじめに

現在、特許を調べることは個人レベルで誰でもできる環境が整備されている。自分の研究、開発をしている分野の過去と現状を知り、今後に役立てる。これが簡単にできればとは誰もが欲することと思う。筆者の経験ではこれが一筋縄ではいかない。それが、何故かという膨大な量の特許文献があるということと、効率の良い調べ方を知らないということが主な要因と考える。

特許に関する文献は、特許電子図書館¹⁾で検索することできる。明治時代に特許制度がスタートしてからの特許公報や実用新案がすべて収録されている。メンバー登録も必要ではなく、誰でも利用できる。この活用方法をフルードパワーシステムに関するものに限定して紹介する。ただし、本稿では特許の基本となることを改めて認識したい。

2. 発明とは

上位の概念として知的財産権がある。知的財産権は特許権、実用新案権、育成者権、意匠権、著作権、商標権その他の知的財産に関する権利である。この知的財産権のうち、特許権、実用新案権、意匠権、著作権、商標権が産業財産権である。産業財産権による保護は、発明は特許法、実用新案は実用新案法、意匠・デザインは意匠法、ただし、商品の形態の場合は不正競争防止法、商標では、登録証商標は商標法、未登録（周知・商標）は不正競争防止法となる。発明とは何かとなると固い表現では自然法則を利用

した技術的思考の創作のうち高度のものである。すなわち、

- (1) 自然法則を利用
- (2) 技術的思想
- (3) 創作
- (4) 高度なものであること

上記の要件を満たす必要がある。また、発明の種類は以下に大別される。

- (a) 物の発明
技術的思想が物の形になったもの、プログラム等も含む。
- (b) 方法の発明
物を生産する方法の発明とその他の方法の発明。

3. 発明と特許

特許にするためには、当然であるが、特許出願をしなければならない。簡単に示す。

3.1 出願書類

出願書類としては願書、明細書、特許請求の範囲、図面、要約書が必要である。明細書には、発明の名称、図面の簡単な説明、発明の詳細な説明を記載する。発明の詳細な説明はその技術分野で通常の知識を有する者が実施できる程度に明確、十分に記載しなければならない。さらに、発明に関連する文献や既存の発明で知っているものがあるときはそれらの所在を記載しなければならない。所在とは、特許であれば公開番号、学会論文であれば、論文名、学会誌名、著者などである。特許請求の範囲は発明の技術的範囲を示す権利書の役割を持つ。発明を特定するための事項を請求項に記載する。以下の記載要件を満たさなければならない。

- (1) 発明の詳細な説明に記載していること
- (2) 発明が明確であること
- (3) 請求項ごとの記載が簡潔であること
- (4) その他経済産業省令で定めるところにより記載されていること

図面は発明の内容によっては必要でない場合もある。要約書は公開公報などへのアクセスを容易にするためのものであり、発明の概要を示す。

3.2 公開

出願日から1年6ヶ月経過したものはその内容が公開される。ただし、出願人が希望する場合は早期に公開を行うこともできる。

3.3 審査請求

特許出願はすべてを審査請求するものではない。たとえば、出願人自身が独占権を必要としないが、他人が特許権を取得して事業の実施の妨げになることを恐れて出願する場合もある。また、出願後の技術進歩により、別の方法がより優れているため、その技術の経済的価値がなくなっているものもある。故に、審査が必要とするもののみを審査請求することとなる。

審査請求は、出願日から3年が経過するまで、出願人だけでなく第三者も行える。なお、一度審査請求したものは取り下げることはできない。また、この期間内に審査請求がされなかった出願は取り下げたものと見なされる。

3.4 特許権について

特許権の存続期間は、特許出願の日から20年間である。ただし、医薬品、農薬の場合は、安全性の確認等の法律上の許可を得るのに長期間要するため、さらに5年間の存続期間延長を求めることができる。

特許権の効力は及ばないものとしては以下のものがある。

- (1) 試験・研究のための実施
- (2) 日本国内を通過するだけの交通機関
- (3) 特許出願時から日本国内にあるもの
- (4) 調剤行為・調剤した医薬

4. 特許文献の見方

特許文献を見たことは研究者、技術者であれば、大抵の方はあるはずであるが、表紙を見るとよくわからない記号があるなという方がほとんどではないだろうか。図1に公開された特許公報の例を示す。

- (1) 出願番号・出願日
- (2) 公開番号・公開日

公開番号・公開日は最上段の右側、出願番号・出願日は中段左の上側に記載されている。この文献では出願日は2007年1月31日、公開日は2008年8月14日である。1年半を少し過ぎて公開されていることがわかる。

- (3) 発明の名称
- (4) 要約
- (5) 代表図

発明の名称は下段左の一番上に記載されている。「液圧機器の圧力保持機構」という名称であり、フルードパワーシステムの技術分野である。

図1 公開特許公報例

名称の下側には要約が記載されている。要約には上から課題・解決手段・選択図が記載されている。この要約を読むと発明の主な内容がわかる。選択図により、わかりやすくなっている。本図では選択図は図1であり、発明を示す代表図である。

(6) 国際特許分類 (IPC)

2段目の左側には、「Int. Cl.」(International Classificationの略)の記載とともに、アルファベットと数字からなる国際特許分類の分類記号が表示されている。国際特許分類システムは、世界知的所有権機関(WIPO)の主催の下に考案され、制定されたものである。WIPOは、スイスのジュネーブに本部を置く国連の専門機関であり、1967年の「世界知的所有権機関を設立する条約」(WIPO設立条約)の施行により1970年に設立された。加盟国は184ヶ国である。また、国際特許分類は、1971年に締結された国際特許分類に関するストラスブール協定に基づき制定された。国際特許分類(IPC)は継続して改定が行われている。本例では分類記号の右側に(2006.01)の表示があり、この年月の分類記号に基づいたものであることがわかる。

IPCは8つのセクション(A~H)に大別される。なお、セクションの下に記載はサブセクションであ

る。

A：生活必需品

農業 A01

食料品およびタバコ A21 ～ A24

個人用品および家庭用品 A41 ～ A47

健康および娯楽 A61 ～ A63

B：処理操作，運輸

分離と混合 B01 ～ B09

成形 B21 ～ B32

印刷 B41 ～ B44

運輸 B60 ～ B68

C：化学，冶金

化学 C01 ～ C14

冶金 C21 ～ C25, C30

D：繊維，紙

繊維または可とう性材料 D01 ～ D07

紙 D21

E：固定構造物

建造物 E01 ～ E06

地中削孔：採鉱 E21

F：機械工学，証明，加熱，武器，爆破

機関またはポンプ F01 ～ F04

工学一般 F15 ～ F17

照明および加熱 F21 ～ F28

武器：爆破 F41 ～ F42

G：物理学

器械 G01 ～ G07

原子核工学 G21

H：電気

電気 H01 ～ H05

図1の例では3つの記号が付与されているが、F15Bから始まる記号であり、最初のFは上記のセクションFのことである。

F15はセクションが機械工学・照明・加熱・武器・爆破で、サブセクションが工学一般である。さらに、F15Bはクラスを示し、流体圧アクチュエータ・水力学または空気力学一般である。

また、図1に示す例でわかるように、F15Bの右側にさらに細分化された分類がある。

①F15B15/14

②F15B1/02

③F15B1/04

F15B15/14がメイングループで、F15B15/00のことであり、部材をある位置から他の位置へ移すための流体作動装置（連続運転のモータF01～F03）・それと組み合わせた伝動装置の分類である。さらに細部にF15B15/14の14がサブグループを示し、直

動シリンダ形である。

また、F15B1/がメイングループで、F15B1/00のことであり、圧力流体を供給する設備・排液槽の分類である。さらに細部にF15B1/02の02がサブグループを示し、アキュムレータ装置である。F15B1/04はアキュムレータを示す。

この分類はセクション・サブセクション・クラス・メイングループ・サブグループの順であり、図1の特許の内容がどのように分類されているかが理解できる。この分類記号でも検索は可能である。ところで、上記の分類にどの程度の特許文献があるだろうか、特許電子図書館の特許・実用新案検索の特許分類検索²⁾で調べた。

①F15B15/14……6,170件

②F15B1/02……2,490件

③F15B1/04……2,104件

これらをすべてみることは困難である。また、特許電子図書館では1,000件を超える表示はできない。検索期間を限定すれば1,000件未満にできるが、かなりの分割が必要となる。そのために、日本独自の分類としてはさらに細分化する分類、別の観点からの分類があり、特許文献はより検索しやすくなっている。

4. おわりに

ここでの特許の基本は文献を検索するために最低限知っておきたいことを示した。特許分類については限定された範囲ではあるが、次回はより詳しく解説する予定である。日本独自の特許分類を理解することにより、特許電子図書館を活用できるようになる。特許電子図書館について、簡単に紹介する。運営しているのは独立行政法人工業所有権情報・研修館であり、工業所有権制度の精神に則り、特許法などに基づき公表することとされている情報などの基本的な情報を、国民がホームページ上で入手できるよう、特許電子図書館のサービスを提供しているとのこと。明治以降発行された特許・実用新案・意匠・商標の公報類約8,400万件とその関連情報について、検索・利用できる。

参考文献

- 1) 特許電子図書館 http://www.ipdl.inpit.go.jp/homepg_ipdl
- 2) 特許電子図書館 特許・実用新案検索, 6. パテントマップガイダンス

(原稿受付：2013年3月30日)

トピックス

ベトナム駐在日記

著者紹介



たけ だ かず まさ
武 田 和 正

KYB株式会社品質本部品質管理部
〒105-6111 東京都港区浜松町2-4-1
世界貿易センタービル11F
E-mail: takeda-kaz@kyb.co.jp

1984年国立岐阜工業高等専門学校機械工学科
卒、同年萱場工業(株)(現、KYB(株))入社、生産
技術、製造を経て、2007年から2012年までベ
トナム駐在。

1. はじめに

ベトナムは安価な人件費やリスクが周辺国に比べて比較的低いことから、日系を含め多くの外資系企業が進出し成長著しい国の一つである。特に2008年前半までは急激な右肩上がりの経済成長であったが同年後半のリーマンショックでは成長に一旦ブレーキがかかったが回復も早く、その後は以前ほどではないが着実に成長を続けている。

私は、2007年から2012年の間、北部(ハノイ)に駐在する機会があったので改めて振り返りながら、その間の経験・思いを簡単であるが紹介する。

2. ベトナムについて

ベトナムはインドシナ半島の東側に位置し、北は中国、西にラオス・カンボジア・タイと接しており、南北1,650km、東西が600km(もっとも狭い所は50km)と非常に縦(南北)細長い国である。そのため気候が南北で大きく異なり、北部(ハノイ)では温帯性で日本と同様に四季があり、冬場(1~2月頃)は最低気温が10℃を下回ることもあり、東南アジア諸国に含まれるとはいえ冬服は必須である。しかし南部(ホーチミン)は熱帯性で乾期雨期にわかれ、いかにも東南アジアらしい気候である。

国土面積は約33万km²で日本の九州を除く面積とほぼ同じ中に約8,700万人(2011年)強の人口を有し、北部の大都市で首都でもあるハノイには約645万人が南部大都市のホーチミンには約712万人がいる。

特徴的なのは30歳未満が人口の6割程度を占めるという非常に若者が多い国であることである。

それにより赴任先の社員も平均年齢が25歳程度と現在の日本の状況からすると労働人口の多さと活気あふれる状態は羨ましい限りである。

主たる輸出品目は縫製品・石油製品となっているが米・コーヒー・胡椒も有名である。輸入品は機械・電子部品、石油製品である。

日本との関わりは古く、14~15世紀頃から交流があった模様である。その後の紆余曲折を経て、1986年のドイモイ政策による市場経済路線への転換もあり2003年頃には日越共同の経済連携が始まり現在に至っている。

ここ数年の成長率は平均約6%と大きいとはいえないが堅調な伸びとなっている。ただし、それに伴いインフレ率も激しく、2011年は18.6%、その他3年の平均でも10%近くとなっている。特に2008年は23%(これは年間で、上期に限ると30%近く)で、その時期には生活改善(いわゆる賃上げ)の労働争議が多発した。

またインフラの整備(特に電力)も経済の伸びに対しては十分とはいえず、駐在中、真夏の昼間に計画停電により、過酷な暑さ(40℃)に耐え忍ぶという経験もした。

3. ベトナム人について

日本で「ベトナム人の印象は?」と尋ねると、勤勉であるという回答が多く聞かれる。私も駐在するまではそのような印象を持っていたのであるが、実際にはある部分に疑念を抱くこともあった。

確かにベトナム人は勉学に対しては一生懸命である。驚いたのは大学を1校だけではなく、複数校で勉学するのである。これはベトナムが学歴社会であり、就職後の処遇が高卒以下と大卒以上では大きく異なるからである。(ただし、すべての企業・団体ではない)

「勤」については、まずは企業に対しての忠誠という考えを持っている者はあまり多くはなく、あくまでも収入を得るために労働するという意識者が多

い。したがって、今現在では1つの会社で定年までということではなく、処遇などが少しでも良ければすぐにも転職していく。

特に近年は進出する企業が多く、売り手市場の状況であることも一因である。

また仕事に対しては、目的や内容を理解すれば真面目に取り組んでくれるが、独断（見よう見まね）で知らないことにもトライするので注意は必要である。

4. ベトナム語について

19世紀半ばごろまでは中国と同様に漢字を使用していたが、クオック・グーという言語がフランス植民地時代に普及し始め、現在公用語となっている。表記はアルファベットであるが、ベトナム語は6つの声調を持っているため、アルファベットに声調ごとの記号がついている。筆者はこの声調がなかなか理解できず、社員を呼ぶと数人が一斉にこちらに顔を向けるという状況が度々あり、時には呼び出しから発音の勉強会が始まったこともあった。ただし、元々が漢字を使用していたこともあり、日本でも同様の発音をする単語もある。

また漢字については現在でも街中の寺院などには表記されているのを見ることができる。

5. 交通事情

大抵の方ならご存知だと思うが、ベトナムはバイク王国といっても過言ではない。朝夕の通勤時間帯は幹線道路は勿論、至る所がバイクで一杯となる。（図1）



図1 通勤時間の風景（街中）

交通ルールは無いに等しく、とにかく早い者勝ちで、タイヤの幅が空いていれば我先に入り込んでくる。ただ、そのおかげか日本のようにまったく動かなくなる渋滞はあまりなく、時間はかかるが少しずつ進むことは可能である。

道路の横断は一定の速さで歩けば相手が避けてくれるので、後は恐れず渡ればよいのである。ちなみに筆者はベトナム人をサポートして横断することも度々あり、そのたびに複雑な思いにかられたこともあった。

横断は問題ないが、注意すべきは歩道を歩く時である。理由はバイクが走行してくるからである。道路上では避けてくれるが、歩道ではなぜかバイク優先になるという摩訶不思議な光景も度々目にできる。

6. 食生活

ベトナム料理は北部と南部で若干味付けが違うが、ベースは薄い塩味である。したがって日本人は抵抗なく食することができる。筆者も昼食は会社で現地従業員とまったく同じものを食していた。

日本でもおなじみのフォー（ベトナム版麺）は米粉を使用した平打ち麺で、非常にあっさりしていることから、朝から夜中まで1日中食べられている。大抵の店は麺・スープは1種類でトッピング（肉・野菜）と調味料などを加え各自が好みの味付けにしている。（図2）



図2 フォー（ベトナム麺）

他に主食としては米であるが日本米に比べると多少粘りがないので、炒飯するのがお奨めである。ただ種類によっては独特の香りがする米もある。副菜は野菜が多く健康にはもってこいである。肉類でもっとも多く食べられているのが鶏肉で、ぶつ切り（当然骨付き）で、店によっては頭や足も一緒に出してくる。

一方仕事が終わってからの楽しみといえば晩酌であるが、ベトナム人の場合は帰宅時にビヤホイという日本でいうビヤホールへ寄って、ビールを軽く飲んで帰るということが多い。街中は歩道までテーブルが並んだ店で、大勢の人が和気あいあいとして

いる光景を目にできる。ただし、その後、自宅に帰ってから飲まないわけではないことを付け加えておく。

7. 観 光

ベトナム北部で有名な観光地といえば、世界遺産にも登録されているハロン湾がある。これは海水によって浸食されてできた湾で、中国の桂林とよく似ているらしい。（筆者は桂林を見たことがない）

ハノイから約100km強の位置にあり、車で約4時間程である（図3）。湾内は観光船で遊覧するようになっており、宿泊施設を備えた船もある。普通は半日（4時間）程度の昼食付の遊覧が一般的である。当然、昼食は船上なのだが、食材については途中、湾内に係留している鮮魚売り場（いけす）に立ち寄り、好みの食材を購入する。それを船上で好みの調理（焼き・揚げ）していただくのであるが、ものめずらしさや空腹も重なりお腹一杯食べてしまうことが多い。（筆者だけかも）

また途中には幻想的な照明が施された鍾乳洞（図



図3 ハロン湾



図4 鍾乳洞

4）もあり、一見の価値はある。

一方、市内ではというと伝説の亀が住んでいるホアンキエム湖、ベトナムの革命家で初代主席でもあるホーチミン氏の遺体が安置されている廟（図5）などがある。



図5 ホーチミン廟

8. 最 後 に

5年間の海外駐在で、日本では知りえない多くのことを知ることができた。特に自身にとって財産ともいえるのは、現地や他社駐在（日系以外も）など、多くの人と会うことができ、多くの知見を得たことである。

今後は得たことを生かしていく共に、また海外へ飛び出し知見を広げたい。

（原稿受付：2013年4月5日）

研究室紹介

岡山理科大学工学部知能機械工学科メカトロニクス研究室

著者紹介



どう た しゅうじろう
堂田 周治郎

岡山理科大学工学部知能機械工学科
〒700-0005 岡山市北区理大町1-1
E-mail: dohta@are.ous.ac.jp

1974年岡山大学大学院工学研究科修士課程修了、同年岡山理科大学助手、その後、講師、助教授を経て、1993年同大学教授、現在に至る。メカトロニクスや空気圧制御の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会、日本ロボット学会などの会員、工学博士。

1. はじめに

岡山理科大学は、1964年に創設され、まもなく創立50周年を迎える理工系大学である。理学部、工学部、総合情報学部、生物地球学部と大学院から構成され、著者が所属する工学部はバイオ・応用化学科、機械システム工学科、電気電子システム学科、情報工学科、知能機械工学科、生体医工学科、建築学科および工学プロジェクトコースからなる。

本研究室は知能機械工学科の中にあり、制御工学、流体力学、メカトロニクスなどの教育を担当するとともに、空気圧制御機器の開発や応用に関する研究を行っている。特に、柔軟空気圧シリンダ、ゴム人工筋、柔軟センサ、小型制御弁などウェアラブル制御機器の開発と生活支援機器への応用に関する研究を重点的に行っている。

現在の研究室スタッフは、堂田周治郎教授、赤木徹也教授、松下尚史准教授、大学院生12名（博士2名、修士10名）、学部4年生20名であり、3名の教員が共同して教育研究活動を行っている。

本稿では、本研究室の研究活動の特徴や、現在の主な研究課題とその概要などを紹介する。

2. 研究室の教育研究活動の特徴

2.1 マイコン技術と加工技術

研究室で開発したアクチュエータ、センサ、小型制御弁などを用いた制御システムはすべてマイコン（SH7125など）を用いて制御している。そのための電子回路基板も研究室の小型3次元NC加工機で製作している。また、開発機器に用いる部品やプロ

トタイプは研究室に設置している2台のレーザー加工機を用いて、いつでも手軽に試作できるようにしている。また、特殊な素材の加工はウォータージェット加工機を用いて行い、アイデアを素早くカタチにできる教育研究体制を心掛けている。

2.2 国際会議での発表

本研究室のモットーは「よく学び、よく遊び」であり、研究室のスタッフが生き生きとした教育研究活動を行うことを目指している。その一環でもあり、また、グローバルな人材育成のためにも、院生には国際会議で発表するよう指導している。昨年度は、ICAMEchS 2012（9月、東京）、IRIS 2012（9月、マレーシア）、ICPT 2012（11月、台湾）などで発表した。学生の出張費用は可能な範囲で大学からの研究費や補助金などから支払い、学生の負担が少なくなるよう工夫している。安全で低価格な宿泊先や航空機の選定は赤木教授の趣味にもなっている。英語に関しては3年次後期のゼミ配属時から英語論文の輪講を行い技術英語に慣れるようにしている。発表前にはゼミ生や他研究室の院生の前でリハーサルを行うので、発表する者も聴く者も勉強になる。また、Webによる登録、論文投稿、航空機やホテルの予約、参加登録などもすべて学生と一緒に行うようにしており、学会参加体験や海外での異文化体験と併せて学生には貴重な経験となっている。発表は十分な練習を行うので大きな問題はないが質疑応答は答えられない場合があり教員の助けも必要である。しかし、ほとんどの学生は、帰国後もう一度発表したいという感想を持つ。今年度はオーストラリア、シンガポール、奈良などで発表する予定である。



図1 国際会議IRIS2012で発表

3. アクチュエータの開発と応用

アクチュエータに関する研究としては、長変位ゴム人工筋の開発とアシスト装置への応用や柔軟空気圧シリンダの開発と応用などがある。ここでは、柔軟空気圧シリンダについて紹介する。

著者らが開発した柔軟空気圧アクチュエータの一種であるロッドレス型柔軟空気圧シリンダの構造を図2に示す。シリンダは、柔軟チューブと、直径9mmの鋼球、チューブ外側より直径4mmの真鍮製ローラにより締付けられたアクリル樹脂製ステージから構成される。またローラの両側は直径3mmの鋼球で支えられ、ステージにはチューブを保持する役割の鋼球が4個設けられている。動作原理は片側の圧力室を加圧すると内部の鋼球(φ9mm)が押され、それに伴いローラが押され、ステージが動くというものである。内部鋼球の保持や駆動が可能で最低駆動圧力の低い最適形状パラメータはローラ軸間距離Dが14.4mm、ローラ中心軸間距離Wが10mmである。この時の最低駆動圧力は120kPaである。なお、内部鋼球を2つにしたダブルボールタイプもあり、図2のシングルボールタイプに比べ曲げやすく柔軟性が高いが最低駆動圧力は130kPaであり、摩擦がやや大きいという特徴をもつ。

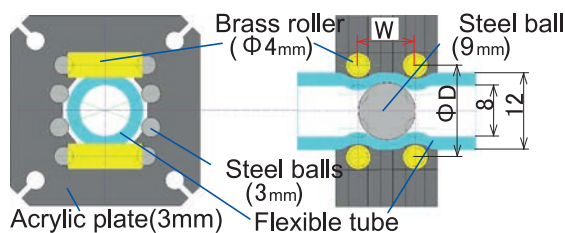
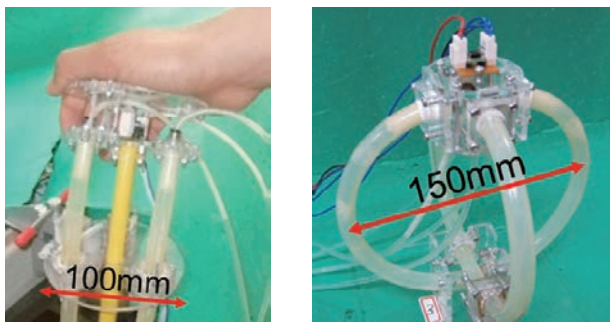


図2 柔軟空気圧シリンダの構造

この柔軟空気圧シリンダの応用として、シリンダ3つを用いた柔軟ロボットアームとシリンダ2つを用いた球面アクチュエータがある。それらの外観をそれぞれ図3(a), (b)に示す。柔軟ロボットアームは湾曲動作と伸縮動作が可能であり3自由度を有する。湾曲角度範囲はシリンダ長さに依存するが、試作アームの場合、約80度である。



(a) 柔軟ロボットアーム (b) 球面アクチュエータ

図3 柔軟空気圧シリンダを応用した柔軟メカニズム

このアームは手首のリハビリなどへの応用を考えている。手首の他動運動によるリハビリテーションを行うとき、二つの制御方式が考えられる。一つは、理学療法士(マスター側)の動きに患者手首(スレーブ側)の動きを追従させるマスタースレーブ制御である。もう一つは、手首の一連の動きを自動的に生成する軌道制御である。両制御とも制御に必要な解析モデルを作成しマイコンと加速度センサを用いた制御システムの構築や制御実験を行っている。

柔軟ロボットアームは構造上、シリンダストロークの2倍の空間を必要とし大きくなる。そこで、コンパクトな形状で大きな湾曲動作が得られる構造として、図3(b)に示す球面アクチュエータを試作した。これは、リング状に曲げた2つの柔軟空気圧シリンダのチューブを90°で交差させた構造であり、シリンダの両端(計4ヶ所)から空気を供給することで2自由度の湾曲動作を行う。アクチュエータのサイズは、幅160mm、高さ170mmで、全質量は300gと軽量である。試作したアクチュエータはシリンダの円中心を基準に240度の範囲で湾曲することができる。球面アクチュエータのマスタースレーブ制御システムの構成図を図4に示す。スレーブ側は球面アクチュエータ、加速度センサ、2つの柔軟空気圧シリンダを駆動するための4つの小型疑似サーボ弁、制御器となるマイクロコンピュータ(㈱ルネサステクノロジ社製、SH7125)から構成される。マスター側は、直径100mmの円板に目標値入力用の加速度センサを取り付けたものである。制御のサンプリング周期は2.3msである。制御方法は、マスター側とスレーブ側の加速度センサの出力電圧の偏差をもとに、PD制御則によって疑似サーボ弁を駆動し球面アクチュエータの姿勢を制御する。

このアクチュエータは軽量でコンパクトな形状を有するので、両手で挟むようにして持ち、手首や腕、肩などの他動運動を行うリハビリ機器への応用が期待でき、現在、試作を行っているところである。

柔軟空気圧シリンダのもう一つの応用として、管

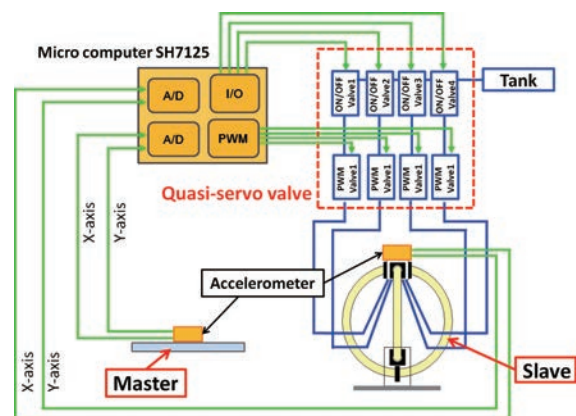


図4 球面アクチュエータの制御システム

内検査ロボットのスライド推進機構がある。これを図5に示す。この機構はストローク460mmのロッドレス型柔軟空気圧シリンダ、開閉爪付スライドステージ、シリンダを駆動するための4個のオンオフ弁とマイコンから構成される。柔軟空気圧シリンダは、ステージの中心に配置している。また2つの開閉爪は内径10mmの小型空気圧シリンダで駆動され傘を開くように爪を開閉することができる。開いた状態での爪の外径は110mmである。さらに、シリンダへの空気の供給はコイル状チューブを用い、推進に際して外径が大きくならないように工夫している。機構の長さは935mm、外径48mmである。

推進原理は以下の通りである。固定端側（図5の右端）の開閉爪を開いてパイプに対して引っかかりをつけた状態で柔軟空気圧シリンダを駆動し、スライドステージについて開閉爪（左下図）をシリンダ端部まで押し出す。この状態でスライド側の開閉爪を開き引っかかりをつくり、固定端側の開閉爪を閉じシリンダを収縮させることで推進する。

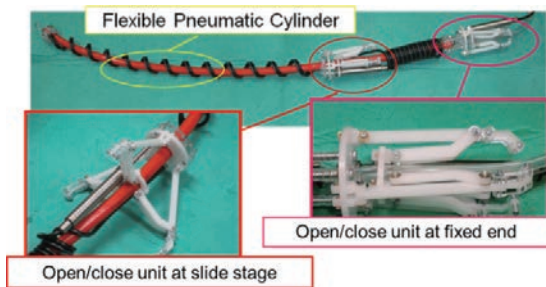


図5 柔軟空気圧シリンダを用いたスライド推進機構

このスライド推進機構の先端にゴム人工筋を利用した方向転換ユニット、その先に小型カメラと3個のLEDを配置した検査ロボット全体を試作した。ロボット全体の長さは1.1m、外径は48mm、弁7個、チューブ（2.5m）7本、マイコンを含めた全質量は960gである。このロボットは90°エルボや分岐のある内径104mmのパイプ内を最大144mm/sの速度で前進することができる。また、このスライド推進機構は水中でも使用できることを確認している。

4. 小型制御弁やセンサの開発と応用

4.1 制御弁に関する研究

提案してきた制御弁の基本コンセプトを図6に示す。従来の弁は図(a)に示すように、ポペット（鋼球）に管路軸方向から力を加えることで弁を開閉しており駆動に大きな力が必要となる。それに比べ、図(b)のように管路軸に直交する方向から力を加えると1/4程度の力で開閉することができる。また、このような無拘束タイプの弁は摺動部がなくシールが不要といった利点を有する。さらに、ポペット駆動に永久磁石を利用すると自己保持機能が実現でき省エ

ネ化が実現できる。著者らはこれまでに、振動モータを用いた超小型オンオフ弁、永久磁石を利用した自己保持弁、小型サーボモータを利用したデジタル弁などを開発してきた。さらに、小型オンオフ弁を2つ用いた疑似サーボ弁も開発し、前述の柔軟メカニズムの制御システムなどに用いている。チューブの屈曲を利用した小型サーボ弁も試作している。

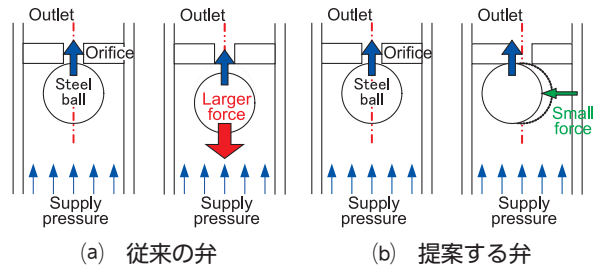


図6 提案する制御弁の基本コンセプト

4.2 センサに関する研究

センサに関する研究としては、シリコンゴムに導電性塗料を薄く塗布した柔軟ひずみセンサ、糸状柔軟変位センサ、柔軟なチューブにスリットを設けた柔軟リニアエンコーダ、ゴム人工筋の軸方向変位を推定するための内径センサなどがある。ここでは、ゴム人工筋に内蔵した内径センサについて簡単に紹介する。図7に内径センサ内蔵型ゴム人工筋の測定原理を示す。センサの測定原理は以下の通りである。印加圧力によって、人工筋チューブが膨らむと人工筋内部壁面とフォトリフレクタとの間の距離が大きくなり、フォトリフレクタの出力電圧が下がる。その出力電圧の変化から人工筋の内径を知ることができ、人工筋の軸方向の変位が推定できる。これは水中でも使用できるので入浴介助や湯中でのリハビリ訓練機器などへの応用を検討している。

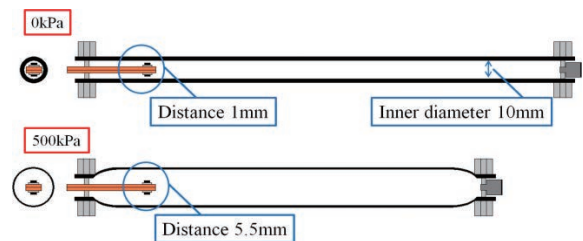


図7 ギュム人工筋に内蔵した内径センサの測定原理図

5. おわりに

本学メカトロニクス研究室の特徴や研究内容の概要について述べた。今後も学生達とアイディアを出し合いながら活発な教育研究活動を行いたい。なお、研究内容に関係した発表論文などは研究室のWebである<http://ud037.are.ous.ac.jp/dohata/>などを参照していただければ幸いである。

（原稿受付：2013年6月4日）

企画行事

平成24年度ウインターセミナー開催報告 「アクアドライブシステム(新水圧駆動技術)の現状と将来」

著者紹介



おお うち ひで とし
大内 英俊

山梨大学
〒400-8511 山梨県甲府市武田 4-3-11
E-mail: ohuchi@yamanashi.ac.jp

1978年東京工業大学大学院博士課程修了。同大学精密工学研究所助手を経て、1984年山梨大学工学部助教授、2004年同教授。油圧制御、空気圧制御、圧電アクチュエータに関する研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会などの会員。工学博士。

1. はじめに

平成24年度ウインターセミナー「アクアドライブシステム(新水圧駆動技術)の現状と将来」が平成25年2月22日(金)に機械振興会館において開催された。本稿では、本セミナーの趣旨および各講演内容の概要を報告する。

2. 開催趣旨

20世紀末にスタートしたアクアドライブシステム(新水圧駆動技術)の当初の主な目的は地球環境問題対策であった。すなわち、油圧作動油による環境汚染を防止するための、従来の油圧システムの代替という考え方が主であった。しかしながら、現在では、油圧、空気圧、電動駆動システムというこれまでの駆動システムを適用するのが困難な分野における第4の駆動源としての位置づけを目指し、アクアドライブシステムの研究開発が各所で進められている。

そこで本セミナーでは、「アクアドライブシステム(新水圧駆動技術)の現状と将来」というテーマで企画し、その基本的な技術の現状、実施例、さらに将来展望について4件の講演をいただいた。

3. 講演の概要

3.1 水圧駆動システムにおける省エネルギー化

はじめに、上智大学の池尾茂教授より、「水圧駆動システムにおける省エネルギー化」と題し、水と

作動油の物理的特性の違いなど駆動媒体として水道水を利用する際に必要となる基礎知識と、水圧駆動回路の省エネ化について講演をいただいた。環境融和性の高い水圧駆動システムであるが、同時に高効率の駆動技術も求められている。水は低粘性であり、内部漏れなどの問題があって可変容量型ポンプ/モータの開発が困難であり、エネルギー回収による省エネルギー化を行うことは難しい。

このような状況の中で、絞り損失を排除できるFST(Fluid Switching Transmission)方式を中心として、水圧駆動システムの省エネルギー化の可能性について解説いただいた(写真1)。



写真1 講演される池尾教授

3.2 水圧人工筋を用いた水中歩行訓練装具の股関節角度推定

近年、リハビリテーション分野においてもクリーンな駆動源である水圧技術の適用が進められている。「水圧人工筋を用いた水中歩行訓練装具の股関節角度推定」と題して、まず芝浦工業大学の伊藤和寿教授から、水圧技術をマッキベン型人工筋に適用した例として水中歩行訓練補助装具の開発について紹介があった(写真2)。

つづいて同大学大学院の小林亘氏より、水圧人工筋のモデル化と評価、および補助装具に取り付けた人工筋の変位推定、股関節の角度推定法について実験結果を交えて説明いただいた(写真3)。



写真2 講演される伊藤教授



写真4 講演される中尾教授



写真3 講演される小林氏



写真5 講演される宮川氏

3.3 アクアドライブ技術の超精密工作機械への有効利用

神奈川大学の中尾陽一教授より、「アクアドライブシステムの超精密工作機械への有効利用」と題して、光学部品の創成に必要な超精密工作機械におけるアクアドライブ技術について講演いただいた。要求加工精度は数十nmオーダーであり、このような高い加工精度を達成するためには、スピンドルやテーブルの高い運動精度や厳密な熱的安定性が必要不可欠になる。アクアドライブ技術を利用した超精密工作機械用スピンドルやテーブルについての解説があり、この分野でアクアドライブが有効に利用できることとであった。さらに水静圧軸受の高い軸受剛性を実現するための軸受絞りの設計問題についても講演をいただいた（写真4）。

3.4 ADS技術：最近の技術開発とその応用、展望

最後に、KYB株式会社の宮川新平氏より「ADS技術：最近の技術開発とその応用、展望」と題して、ADSの技術とマーケティングに長年携わってきた経験から、水の有効利用を「技術システム」としてだけでなく、「社会システム」として展望する必要があるとの講演をいただいた。

使用する圧力域ごとに具体的な使用例を挙げ、それぞれの開発の視点について説明され、圧力によって異なる技術課題、エネルギー問題、トータルコス

トなどを如何に克服すべきかについて現状と将来展望が語られた。

さらに、技術開発には並行して市場調査が必要であり、ADS技術は油圧技術の延長線上にはないことを力説され、ADS市場の拡大の可能性と技術開発の方向性について展望された（写真5）。

4. おわりに

セミナー終了後に実施したアンケートの結果によれば、セミナー参加者の業務分野は、講演者を除きほとんどが水圧関係ではなかった。それにもかかわらず多くの参加者を得たことは、水圧駆動技術の動向に興味を持っている方が多いことを示している。聴講した感想としては、基本から丁寧に説明され理解しやすかった、ADSの技術課題と全体的な動向が理解できた、水圧システムの可能性を再認識した、など好評であった。

今後、アクアドライブ技術をはじめ「水利用の世界」が広がることを願っている。

最後に、貴重な講演をいただいた講師の方々、ならびにご協力いただいた関係各位に謝意を表し、報告としたい。

（原稿受付：2013年4月5日）

ニュース

次世代油圧動力伝達システムワークショップ

著者紹介



さか ま さや こ
坂 間 清 子

法政大学大学院
〒162-0843 東京都新宿区市谷田町 2-33
E-mail : sayako.sakama.9k@stu.hosei.ac.jp

2013年法政大学大学院デザイン工学研究科システムデザイン専攻修士課程修了。現在、法政大学大学院デザイン工学研究科システムデザイン専攻博士後期課程1年。油圧機器に関する研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会の学生会員。



写真1 ワークショップの様子

1. はじめに

2013年2月25日、法政大学市ヶ谷田町校舎にて、次世代油圧動力伝達システムワークショップが開催された。ワークショップは、第一部（写真1）では3名の講師の方による基調講演と、戦略的基盤技術高度化支援事業「油圧動力伝達システムに使用する油中気泡除去技術の開発」のプロジェクトメンバーによる成果報告が行われ、第二部では情報交換会が行われた。第一部には107名、第二部には82名の方にご来場いただき、本ワークショップは盛況のうちに終了した。

大きな出力密度を有する油圧は、建設機械や航空機、自動車、産業機械などに利用されており、私たちの生活に欠かせないものである。また、最近では風力や波力発電などのグリーンエネルギー分野への利用も期待されており、今後、油圧分野はさらなる発展が見込まれている。その一方で油圧は、小形化・高出力化への要求からシステムの高圧化が進み、さらに環境負荷に対する規制の強化により、油圧にもとめられる課題は増え続けている。本ワークショップは、次世代の油圧動力伝達システムの発展に向け、その解決すべき課題や次世代技術について検討するために開催された。

2. 基調講演について

基調講演では、東京工業大学・北川能教授（写真2）、コマツ・布谷貞夫氏（写真3）、室蘭工業大学・風間俊治教授（写真4）の3名の方にご講演いただいた。

はじめに、北川能教授より「高効率によって持続



写真2 北川能教授による基調講演の様子



写真3 布谷貞夫氏による基調講演の様子



写真4 風間俊治教授による基調講演の様子

発展社会との調和を目指す次世代油圧サーボシステム」という題で、高剛性作動油¹⁾、N圧hybrid油圧源²⁾、Active Charge Accumulator (ACA)³⁾の研究についてご紹介いただいた。高压下では、油の圧縮性による影響が増大するため、システムの効率の低下、応答性の低下が問題となる。体積弾性係数の高い高剛性作動油や、高効率と高応答を同時に実現するN圧hybrid油圧源やACAは、これらの問題の解決に有用であり、今後の油圧の発展に大きく貢献すると考えられる。

つぎに、「建設機械を支える油圧技術の将来課題」について布谷貞夫氏よりご講演いただいた。建設機械は、ICT化やハイブリッド化が進み、目覚ましい発展を遂げている。また、2014年には排ガス規制がさらに強化されることから、その対応のために新たな技術開発が進んでいる。排ガス規制への対応として、次世代のエンジン開発、排ガス処理装置の搭載スペースの確保、燃費低減等の課題が挙げられる。これらの課題を解決するためには、油圧機器自体の技術を向上させていくことが必要であり、建設機械の発展と油圧技術の発展は、今後も密接に関係していくと考えられる。

風間俊治教授には、「トライボロジーの観点に照らした次世代油圧動力伝達システム」についてご講演いただいた^{4), 5)}。油圧システムの高圧化を実現するには、新たな技術の導入だけでなく、ポンプやシリンダのしゅう動部で発生する熱、作動油の劣化などのトライボロジーが関わる問題を解決していかなければならない。トライボロジー問題の解決には、現象の解明等の基礎的な研究が不可欠である。次世代の油圧技術の発展のために、こういった基礎研究にも力を入れていく必要がある。

3. 「油圧動力伝達システムに使用する油中気泡除去技術の開発」について

戦略的基盤技術高度化支援事業は、「中小企業のものづくり基盤技術の高度化に関する法律」に基づく支援策の一環として、日本の製造業者の国際競争力強化と新たな事業の創出を目指し、中小企業のものづくり基盤技術の高度化に資する研究開発から試作段階までの取組を促進することを目的とした公募支援事業である。「油圧動力伝達システムに使用する油中気泡除去技術の開発」のプロジェクトは、平成22年に3年間の支援事業として採択された⁶⁾。著者は、本プロジェクトに研究補助員として参画していた。

動力伝達システムに用いられる作動油中に気泡が含まれると、大幅な出力の損失、機器や油の劣化を引き起こす。本事業では、旋回流を利用した油中気泡除去技術を開発し、この技術は油中気泡に起因するさまざまな問題の解決に有効であることを明らかにしてきた。ワークショップでは、プロジェクトの

成果報告と検証装置を用いた実演が行われた（写真5）。この技術は、建設機械などの大出力作業機械や、最近注目されている風力や波力発電装置等、広く液体や液圧を扱ったシステムの高品位化・高性能化に大きく寄与すると考えられる。

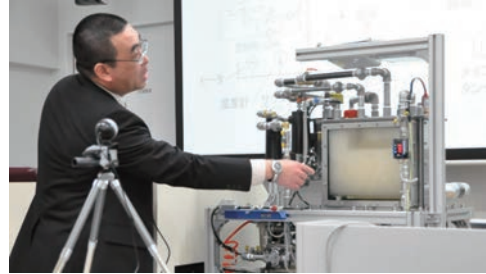


写真5 検証機を用いた気泡除去技術の紹介
(株)ティーエヌケー・三科一男氏)

4. おわりに

基調講演の中で、講師の方々には、今後の油圧の発展の可能性について熱く語ってくださった。若手の技術者や私たち学生は、従来の研究・開発で築き上げられた油圧技術を受け継ぎ、次世代の油圧の発展のために、さらなる技術の向上を目指す必要がある。また、充実した研究・開発を進めていくために、なぜ油圧が必要なのか、次世代の油圧が社会にどのように貢献できるかを私たち自身で発信していくことが必要である。

参考文献

- 1) 留滄海, 芦金石, 坪内俊之, 大坂一人, 大場孝一, 北川能: 高剛性作動油による油圧サーボシステムの性能向上 (第1報, 圧力応答の向上), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.42, No.2, p.25-30 (2011)
- 2) 芦金石, 留滄海, 齊藤理人, 大坂一人, 大場孝一, 北川能: N圧ハイブリッド油圧源とそれを用いた高応答高効率油圧サーボシステムに関する研究 (第1報, N圧ハイブリッド油圧源の提案と効率向上の検証実験), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.42, No.3, p.46-52 (2011)
- 3) 芦金石, 留滄海, 北川能, 光畑彰人, 吉澤雄太: アクティブチャージャキュムレータの開発, 第23回フルードパワーシステム国際見本市論文集, p.23-24 (2011) p.56-62 (2001)
- 4) 風間俊治, 佐々木隼斗: 斜板式アキシャルピストンポンプの熱潤滑特性, 日本機械学会論文集C編, Vol.75, No.758, p.2797-2802, (2009)
- 5) 風間俊治, 小熊尚太, 黄鋭: 外接歯車ポンプに用いられる側板のトライボロジー (温度と振動の測定および形状の設計), 設計工学, Vol.44, No.5, p.309-314 (2009)
- 6) 田中 豊, 坂間清子, 田中信之, 三科一男, 川村仁人, 五嶋裕之, 鈴木隆司, 三宅隆: 戦略的基盤技術高度化支援事業・油圧動力伝達システムに使用する油中気泡除去技術の開発, 油空圧技術, Vol.50, No.10, p.42-45 (2011)

(原稿受付: 2013年4月7日)

会 告

〈理事会・委員会日程〉

6月19日	基盤強化委員会
6月19日	委員長会議
7月18日	理事会
7月30日	編集委員会
8月2日	企画委員会
9月20日	情報システム委員会

〈第1回 理事会〉

5月31日 11:40～12:40

機械振興会館 地下3階B3—9 (出席者16名)

- 1) 総会の準備状況について
- 2) 各委員会からの報告
- 3) 会員の推移と入退会者について
- 4) その他

〈委員会報告〉

第6回基盤強化委員会

4月26日 15:00～17:00 機械振興会館B3—3
(出席者15名)

- 1) 会員サービス・会員数増加について
- 2) 外部への情報発信について
- 3) 若手フルードパワー育成道場について
- 4) フルードパワー・バーチャルミュージアム
- 5) その他

第3回企画委員会

5月16日 15:00～17:00 機械振興会館 6—62室
(出席者22名)

- 1) 平成25年度実施事業に関する報告・審議事項
 - ・H25年春季講演会報告について
 - ・春季講演会併設セミナーについて
 - ・オータムセミナーについて
 - ・ウインターセミナーについて
 - ・その他
- 2) 平成26年度実施の事業に関する報告・審議事項
 - ・平成26年春季講演会併設セミナーについて
 - ・その他
- 3) その他審議・確認事項
 - ・会誌7月号の掲載予定会告記事について
 - ・会告の会誌への記載方法の変更について
 - ・WGの構成について
 - ・その他

第1回編集委員会

6月7日 14:00～17:00

田町キャンパスイノベーションセンター
(出席者20名)

- 1) 学会誌発行報告
- 2) 学会誌編集計画
 - ・Vol. 44 No. 4「ADS—水圧技術の今」
 - ・Vol. 44 No. E. 1 (電子出版号)「緑陰特集」
 - ・Vol. 44 No. 5「流体が関連して発生する騒音・振動」
 - ・Vol. 44 No. 6身体の構造, 機能およびその計測 (仮)
(空気圧WG)
- 3) その他
 - ・会誌出版経費の削減について
 - ・ロゴ問題について

第1回情報システム委員会

6月3日 15:00～17:00

法政大学市ヶ谷キャンパス一口坂ビル7階
(出席者10名)

- 1) FPIC会議報告担当者について
- 2) 講演論文集の電子化について
- 3) 学会誌バックナンバーの学会ホームページ公開について
- 4) 情報システム委員会規程の改定案について
- 5) 国会図書館からのオンライン資料説明会について
- 6) 学生会員のデータ更新方法の確認について
- 7) HPのリニューアルの状況について
- 8) その他

会 告

第32期 通常総会終了

1. 日 時 平成25年5月31日 15時00分～16時40分
2. 場 所 東京都港区芝公園3丁目5番地8号 機械振興会館 研修1号室

3. 議事の経過および結果

15:00開会、事務局より出席者および書面審議承認者の数を報告し、ついで香川 利春 会長が定款第15条「総会の議長は、会長がこれにあたる」に基づき議長となり、議事録署名人として、CKD(株)和田 重信 殿、KYB(株)成田 晋 殿を指名したのち議事に入る。

(報告事項)

報告1 平成24年度事業報告(平成24年度事業報告書)の件

報告2 公益目的支出計画実施報告(公益目的支出計画実施報告書)および公益目的支出計画実施報告書に関する監査報告の件

報告3 平成25年度事業計画(平成25年度事業計画書)の件

報告4 平成25年度収支予算(平成25年度収支予算書)の件

報告1～4に対し築地副会長、桜井理事、陸浦監事から説明および報告があり、全会一致で了承された。

(議案)

第1号議案 平成24年度決算報告(貸借対照表、正味財産増減計算書(内訳表を含む)、財務諸表に対する注記、監査報告書)の件

第2号議案 公益目的支出計画変更認可(公益目的支出計画変更認可申請書)の件

第1号～第2号議案に対し築地副会長、桜井理事、陸浦監事から説明および報告があり、全会一致で可決承認された。

以上、総会を了し、日本フルードパワーシステム学会賞などの授賞式および学術論文賞・技術開発賞受賞者の受賞記念講演が行われた。

(フェロー授与)

- | | |
|-------------------|---------|
| ・川崎重工(株) | 園田 誠 殿 |
| ・(一社)日本フルードパワー工業会 | 弘光 進 殿 |
| ・元油研工業 | 蕭 欣志 殿 |
| ・東京都市大学 | 佐藤 三禄 殿 |
| ・東京工業大学 | 横田 眞一 殿 |

(名誉員) 本年は該当者なし

(学会賞表彰)

学術論文

- ・信州大学 前島 祐三 殿・酒井 悟 殿、株式会社ローム 中西 稔 殿、

大阪大学 大須賀 公一 殿

技術開発賞

- ・公益財団法人鉄道総合技術研究所

菅原 能生 殿・小島 崇 殿

日立オートモティブシステムズ株式会社

五十嵐 靖弘 殿・赤見 裕介 殿

技術功労賞

- ・ボッシュ・レックスロス株式会社 浦井 隆宏 殿

- ・株式会社TAIYO 高崎 邦彦 殿

学術貢献賞

- ・東京工業大学 北川 能 殿

SMC高田賞

- ・東京工業大学 原口 大輔 殿

公益財団法人油空圧機器技術振興財団顕彰

- ・日東電工株式会社 富岡 弘毅 殿

キヤノン株式会社 城田 勇介 殿

九州工業大学 田中 和博 殿、洸脇 正樹 殿

(最優秀講演賞)

講演会で特に優秀な講演をされた方に最優秀講演賞を授与している。今年度は、昨年11月に開催された秋季講演会での講演を対象に受賞者を選考し、総会後の技術懇談会で表彰された。

- ・学生部門「電界共役流体を用いたDroplet μ TASのためのアクティブ流路マトリクス：複数液滴の位置制御」 慶應義塾大学 安部 陽子 殿

- ・学生部門「エアタービンスピンドルの省エネルギー制御法の提案とエアパワーの評価」 福岡工業大学 東嶋 元気 殿

- ・社会人部門「小型MR流体ブレーキ継手を用いた随意制御大腿義足の開発」 有限会社エムサポート 引地 雄一 殿

- ・社会人部門「鉄道車両向け加速度感応型空気圧弁の開発」 公益財団法人鉄道総合技術研究所 風戸 昭人 殿

(学会賞受賞記念講演)

学術論文賞受賞者の酒井 悟 殿および技術開発賞受賞者の菅原 能生 殿の受賞記念講演が行われた。

第32期通常総会は多数の出席者を得て盛会裡に終り、17時00分より例年のとおり技術懇談会が開かれ、なかなか雰囲気の中にすべての行事が終了した。

会 告

日本フルードパワーシステム学会・日本機械学会 共催

平成25年秋季フルードパワーシステム講演会のお知らせ

開催日：平成25年11月7日(木)，8日(金)

講演募集要項

平成25年秋季フルードパワーシステム講演会を神戸で開催いたします。本講演会では、一般講演に加えて、基調講演やオーガナイズドセッション、技術懇談会などを企画する予定です。詳細は学会ホームページおよび会誌に随時掲載いたしますので、ご確認いただけますようお願いいたします。皆様の積極的なご参加をお待ちしております。

1. 日 程：平成25年11月7日(木)～8日(金)

2. 会 場：ニチイ学館神戸ポートアイランドセンター
〒650-0047

兵庫県神戸市中央区港島南町7-1-5

TEL：078-304-5991

E-mail：pi-project@nichiigakkan.co.jp

http://www.nichiigakkan.co.jp/kobe_pi/

3. 講演の種類：学術講演。講演内容はフルードパワーシステム分野に関連するものを基本とします。

4. 講演申込者の資格：共催両学会の会員およびその会員を含むグループ。

5. 講演申込要項：

(1) 申込方法：当学会のホームページ (<http://www.jfps.jp>) からお申し込みください。なお、講演申し込み後に講演タイトルを変更することはできませんのでご注意ください。

(2) 講演申込締切日：平成25年9月19日(木)

(3) 講演論文の書式：1講演について3ページ(図・表含む)。サンプルファイルを当学会ホームページからダウンロードしてご使用ください。

(4) 講演論文原稿の提出締切日：平成25年10月3日(木)

(5) 講演論文原稿の提出方法：原稿のPDFファイルを当学会ホームページからご提出ください。詳細はホームページに掲載します。なお、PDFファイルの上限サイズは2MBです。

6. 講演会の形式：

(1) 講演時間：1講演20分(講演15分，討論5分)を予定しています。

(2) 座 長：会員の中からあらかじめ見識ある方を人選します。

(3) 講演論文集：講演論文原稿をオフセット印刷し，1冊の講演論文集に編集します。

(4) 討 論：講演時に5分間の討論時間を設ける予定ですが，講演会終了後1ヶ月間は会員より「書面による討論」を受け付けます。講演者は学会へ書面をもって回答することを原則とします。

(5) 論文集への投稿：講演者は講演会終了後の書面による討論の締め切り後，「日本フルードパワーシステム学会論文集」に論文を投稿できます。

7. 参加登録：

(1) 講演会の参加には参加登録が必要です。参加登録は当学会ホームページから行って下さい。参加登録方法の詳細はホームページに掲載します。

(2) 登録料：登録料には各種講演の聴講料および講演論文集1冊の代金が含まれます。なお，参加登録者は会期中の技術懇談会に参加できます。

(3) 別売り講演論文集：登録料に含まれる講演論文集1冊とは別に論文集を購入される場合は，正会員・名誉員・賛助会員企業の社員は6,000円，フルードパワー工業会会員企業の社員は8,000円，一般の方は10,000円で当日受付にて購入できます。また，学会ホームページから講演論文集申込書をダウンロードし，E-mailに添付して学会宛に申し込むこともできます。ただし，発送は講演会終了後となります。

(4) 振込先：当学会ホームページから参加登録後，以下の口座に登録料をお振り込みください。

ゆうちょ銀行 00110-3-133690

三井住友銀行 日比谷支店(普) 7611417

※いずれも口座名は「一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会」です。

8. 講演会プログラム：10月下旬に学会ホームページに掲載する予定です。

9. 最優秀講演賞：本講演会では，企業にご所属の方および学生による講演のうち，特に優れた講演に対して最優秀講演賞を授与します。

10. 会員証：会員証カードをお持ちの方は，当日ご持参ください。

事前登録料（平成25年10月24日（木）まで）

正会員・ 賛助会員企業の社員	名誉員・ シニア員・ジュニア員・ 学生員	工業会会員企業の社員	一 般
18,000円	10,000円	20,000円	23,000円

通常登録料（平成25年10月25日（金）以降、当日登録を含む）

正会員・ 賛助会員企業の社員	名誉員・ シニア員・ジュニア員・ 学生員	工業会会員企業の社員	一般
18,000円	10,000円	20,000円	23,000円

注1 シニア員、ジュニア員の割引料金は事前登録の場合のみ適用されます。

注2 会員資格について不明な点は学会事務局にお問い合わせください。

注3 同一の講演者が複数の講演を行う場合、2件目以降、1講演につき7,000円が加算されます。

11. 連絡先：一般社団法人 日本フルードパワーシステム
学会
〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-22
機械振興会館 別館102

TEL：03-3433-8441
FAX：03-3433-8442
E-mail：info@jfps.jp

会 告

第9回 JFPS国際シンポジウム開催のお知らせ

日本フルードパワーシステム学会では、来年（2014年）10月28～31日に島根県松江市で第9回JFPS 国際シンポジウムを開催します。

シンポジウムでは、油圧・空気圧・水圧や機能性流体を含むフルードパワー全般に亘る最新の情報を提供します。また、シンポジウムのメインテーマは、“Energy Saving and LCA Design in Smart Fluid Power System”としました。

シンポジウムの目的は、世界中の研究者やエンジニアのためにフルードパワーの現状と未来技術に対する意見交換する場所を提供することです。皆様の積極的な参加をお待ちしています。

また、フルードパワーシステムおよびコンポーネントの最先端技術を紹介する展示会は、産業アプリケーションとそのエンジニアリングの背景に重点をおきます。企業の皆様の参加をお待ちしています。

松江市は、再建された壮大な城をシンボルとする島根県の県庁所在地で、日本の神々の逸話に関連する古い日本がいたるところに見られます。シンポジウムの開催場所は、このような松江市にふさわしい“くにびきメッセ”で開催されます。

皆様と松江でお会いできるのを楽しみにしています。

詳細は、<http://www.jfps.jp/net/9thjfps/>を参照ください。

会 告

会 員 移 動

会員の種類	正 会 員	海 外 会 員	学 生 会 員	賛 助 会 員
会 員 数 (6月10日現在)	939	16	133	124
差 引 増 減	+23	+1	-13	+8

(注1) 正会員の内訳 名誉員14名・シニア員31名・ジュニア員152名

賛助会員

イハラサイエンス(株)

旭東ダイカスト(株)

豊興工業(株)

日本機材(株)

フジサンケイビジネスアイ

神威産業(株)

小松製作所研究本部

(株)日本アレフ

(株)野村商店

正会員

Dr Mohammad Taufiq Mustaffa

西潟 耕治 (SMC(株))

齋藤 佳美

井口 謙彦 (CKD(株))

深町 哲也 (CKD(株))

藤田 浩 (CKD(株))

吉田 泰裕 (CKD(株))

田中 匡 (CKD(株))

林 清信 (CKD(株))

伊藤 新治 (CKD(株))

松浦 孝春 (CKD(株))

長崎 功 (CKD(株))

大石 崇 (CKD(株))

安部 陽子 (オリンパスメディカルシステムズ(株))

相場 宣慶 (東京計器(株))

山本 優斗 (SMC(株))

鷲野誠一郎 (デンソー(株))

増尾 秀三 (CKD(株))

多田 昌弘 (CKD(株))

北川 泰章 (CKD(株))

上野 聡志 (CKD(株))

松岡 芳宏 (CKD(株))

上野都砂子 (CKD(株))

岡本 信一 (CKD(株))

井川 彰 (CKD(株))

横枕 祐 (CKD(株))

古居 聖浩 (CKD(株))

渡辺 貴大 (CKD(株))

矢島 久志 (SMC(株))

安永 和敏 (東京計器(株))

学生会員

武田健太郎 (富山工業高等専門学校)

鈴木 純也 (山梨大学)

本田 駿太 (福岡工業大学)

大木 佑介 (豊橋技術科学大学)

島田 光浩 (豊橋技術科学大学)

吉木 均 (東京工業大学)

三橋 孝亮 (東京工業大学)

柳田 隆一 (中央大学)

ミーンレイアイン (横浜国立大学)

上坂 拓也 (横浜国立大学)

伊達 亮汰 (横浜国立大学)

佐藤 嶺至 (横浜国立大学)

長洲 駿太 (横浜国立大学)

奥脇 立太 (横浜国立大学)

嘉藤 真英 (横浜国立大学)

土山 豊 (横浜国立大学)

末若 大輔 (立命館大学)

杉山 圭一 (山梨大学)

堂 賢人 (豊橋技術科学大学)

大江 啓介 (豊橋技術科学大学)

大前 雄平 (豊橋技術科学大学)

青山 雅貴 (東京工業大学)

陳 晟之 (東京工業大学)

上原 秀太 (横浜国立大学)

有賀 拓也 (横浜国立大学)

平山 智輝 (横浜国立大学)

福田 拓人 (横浜国立大学)

高橋 智久 (横浜国立大学)

田村 駿介 (横浜国立大学)

渡邊 拓巳 (横浜国立大学)

岸 和紀 (横浜国立大学)

会 告

共催・協賛行事のお知らせ

協賛行事

第41回可視化情報シンポジウム	
主 催	可視化情報学会
開 催	平成25年7月16日(火)～17日(水)
会 場	工学院大学(新宿キャンパス) 〒163-8677 東京都新宿区西新宿 1-24-2 TEL. 03-3342-1211
第44回トライボロジー入門講座 トライボロジーの基本知識と考え方	
主 催	一般社団法人 日本トライボロジー学会
開 催	2013年7月18日(木)～19日(金)
会 場	機械振興会館 B3 研修2室(〒105-0011 東京都港区芝公園 3-5-8 TEL 03-3434-1926)
日本機械学会関西支部 第326回講習会	
実務者のための騒音防止技術(展示, 簡易実習付き)	
開 催	2013年7月30日(火) 9:10～17:00, 31日(水) 9:10～17:00
会 場	大阪科学技術センター 8階中ホール [大阪市西区靱本町 1-8-4 / 電話 (06) 6443-5324 / 地下鉄四つ橋線「本町」駅下車 北へ400m]
混相流シンポジウム2013	
主 催	日本混相流学会
開 催	2013年8月9日(金), 10日(土), 11日(日)
会 場	信州大学工学部(長野(工学)キャンパス) 〒380-8553 長野県長野市若里 4-17-1
Dynamics and Design Conference 2013 第13回「運動と振動の制御」シンポジウム	
総合テーマ:「海を越え, 国を超え, 世代を超えて!」	
主 催	一般社団法人 日本機械学会 機械力学・計測制御部門
開 催	2013年8月26日(月)～30日(金)
会 場	九州産業大学(福岡市東区松香台 2-3-1)
第324回講習会31回日本ロボット学会学術講演会	
主 催	一般社団法人 日本ロボット学会
開 催	2013年9月4日(水), 5日(木), 6日(金)
会 場	首都大学東京南大沢キャンパス(〒192-0397 東京都八王子市南大沢 1-1)
2013年度 計測自動制御学会 産業応用部門大会	
主 催	公益社団法人 計測自動制御学会 産業応用部門
開 催	平成25年10月22日(火)
会 場	東京工業大学 大岡山キャンパス 百年記念会館, 西9号館デジタル多目的ホール (〒105-0011 東京都目黒区大岡山 2-12-1)
トライボロジー会議2013秋 福岡	
主 催	一般社団法人 日本トライボロジー学会
開 催	2013年10月23日(水)～26日(土)
会 場	アクロス福岡(〒810-0001 福岡県福岡市中央区天神 1-1-1)
第56回自動制御連合講演会	
主 催	日本機械学会(幹事学会), 計測自動制御学会, システム制御情報学会, 化学工学会, 精密工学会, 日本航空宇宙学会, 電気学会
開 催	2013年11月16日(土), 17日(日)
会 場	新潟大学工学部(新潟市)
COMPSAFE2014 (第1回安全・安心のための計算理工学国際会議)	
共 催	日本計算力学連合・日本計算工学会・東北大学災害科学国際研究所
開 催	2014年4月13～16日
会 場	仙台国際センター

編集室

次号予告

— 特集「流体が関連して発生する騒音・振動」—

〔巻頭言〕「流体が関連して発生する騒音・振動」発行にあたって

中野 政身

〔総論〕

CFDによる流体騒音の予測

加藤 千幸

Space-Time法による流体構造連成解析

滝沢 研二, T. E. Tezduyar

〔解説〕

空力自励音とその数値解析

中野 政身, 松浦 一雄

超音速ジェット騒音とその低減化

渡辺 紀徳

水しぶき形成と音の発生

望月 修

音響構造連成解析による音響場の直接計算

清水 文雄, 田中 和博

逆止弁自励振動の流体構造連成解析

渡部 尚, 中野 政身

水撃作用の固液連成力学

因幡 和晃

〔会議報告〕ICFP2013におけるフルードパワー技術研究の動向

田中 豊

〔トピックス〕日本提案の空気圧ショートストロークシリンダ、ISO化で奮闘—前編

東川 智信

駐在員日記

後藤 絢生

福岡工業大学研究室紹介

溝田 武人

〔随想〕小生、古希を過ぎて候ふ

伊藤 三郎

〔企画行事〕平成25年春季講演会併設セミナー開催報告「自動車技術とフルードパワー」

和田 重伸

〔ニュース〕空気圧講演会「空気圧サーボシステムはここまで来た」

香川 利春

平成25年度「フルードパワーシステム」編集委員

委員長 吉田和弘（東京工業大学）
 副委員長 塚越秀行（東京工業大学）
 委員 伊藤雅則（東京海洋大学）
 堀晃彦（宇部工業高等専門学校）
 小倉弘（日立建機(株)）
 加藤友規（福岡工業大学）
 北村剛（油研工業(株)）
 木原和幸（(財)工業所有権協力センター）
 金俊完（東京工業大学）
 栗林直樹（川崎重工業）
 五嶋裕之（機械振興協会）
 佐藤恭一（横浜国立大学）
 妹尾満（SMC(株)）
 多田昌弘（CKD(株)）
 中野政身（東北大学）

委員 成田晋（KYB(株)）
 西海孝夫（防衛大学校）
 藤田壽憲（東京電機大学）
 丸田和弘（(株)コマツ）
 村松久巳（沼津工業高等専門学校）
 柳田秀記（豊橋技術科学大学）
 山田真の介（(株)TAIYO）
 山田敏夫（(株)コガネイ）
 吉満俊拓（神奈川工科大学）
 担当理事 宮川新平（KYB(株)）
 山田宏尚（岐阜大学）

編集事務局 藤谷秀次（学会事務局）
 竹内留美（勝美印刷(株)）

(あいうえお 順)

会告

複写される方へ

本会は下記協会に複写に関する権利委託をしていますので、本誌に掲載された著作物を複写したい方は、同協会より許諾を受けて複写してください。ただし（社）日本複写権センター（同協会より権利を再委託）と包括複写許諾契約を締結されている企業の社員による社内利用目的の複写はその必要はありません。（社外頒布用の複写は許諾が必要です。）

権利委託先：（中法）学術著作権協会

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル

TEL：03-3475-5618 FAX：03-3475-5619 E-mail：info@jaacc.jp

なお、著作物の転載・翻訳のような、複写以外の許諾は、学術著作権協会では扱っていませんので、直接本会へご連絡ください。

日本フルードパワーシステム学会論文集

第44巻, 第4号 (2013)

平成25年7月

目次

研究論文

1. パッシブ形電子油圧模擬負荷装置を用いたACサーボモータ
駆動バルブレス油圧パワーステアリングの性能試験
佐藤 恭一, 平野 謙一, 田中 裕久 75
2. 大型バイラテラルマニピュレータの研究
(第2報 プロトタイプモデルの試作と作業性評価)
吉灘 裕, 武田 周, 横田 眞一 81
3. 流量フィードバックを備えた空気圧減圧弁
テチャカセム チャレマラット, 尹 鍾皓, 香川 利春 87

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

Vol.44, No.4

July 2013

Contents

Paper

1. Performance Test of an AC Servomotor Drive Valveless Hydraulic Power
Steering by Using a Passive Type Electro-hydraulic Load Simulator
Yasukazu SATO, Kenichi HIRANO, Hirohisa TANAKA 75
2. A Study on the Large-Scale Bilateral Manipulator
(2nd Report : Prototype Model and Working Property Evaluatio)
Hiroshi YOSHINADA, Shu TAKEDA, Shinichi YOKOTA 81
3. A Pneumatic Pressure Regulator with Flow Feedback
Chalermrat TECHAKASEM, Chongho YOUN, Toshiharu KAGAWA 87

Published by
The Japan Fluid Power System Society
c/o Kikaishinko Building
3-5-22 Shiba-koen, Minato-ku, Tokyo, 105-0011, Japan

研究論文

パッシブ形電子油圧模擬負荷装置を用いたACサーボモータ駆動
バルブレス油圧パワーステアリングの性能試験*

佐藤 恭一**, 平野 謙一**, 田中 裕久**

Performance Test of an AC Servomotor Drive Valveless Hydraulic Power
Steering by Using a Passive Type Electro-hydraulic Load Simulator

Yasukazu SATO, Kenichi HIRANO, Hirohisa TANAKA

Recent passenger cars have been equipped with electric power steering (PS) for both energy conservation and safe cruise assistance such as lane maintenance and vehicle distance control. However heavy-duty commercial vehicles are still steered with hydro-mechanical PS because of their greater steering torque. It is necessary to develop high efficient electro-hydraulic control PS for hybrid commercial vehicles in order to conserve battery power. The authors present a new type of AC-servomotor drive pump control valveless PS and demonstrate improved efficiency in power consumption compared to current valve-control PS from 2.5kW to 340W at full slalom steering in 14s of a 4-ton payload vehicle. Following this study, steering feel, restoring performance and insensitivity against kickback torque are examined by using a passive type load simulator with maximum torque capacity of 1500Nm on the basis of the Fiala two-wheel tire model.

Key words : AC servomotor, Pump control, Hybrid vehicle, Load simulator

1. 緒 言

近年の乗用車では省エネ効果を高めるため、パワーステアリング（以下PSと記す）は、エンジンの動力の一部で油圧ポンプを駆動する従来の油圧機械式PSから、電動PSに移行している。一方、重負荷となる商用車では大きな操舵トルクが必要なため、油圧機械式PSが多用されている。しかしながら、近年は商用車でもハイブリッド車（HV）が開発されており、エンジン停止状態での操舵の必要性によるPSの電動油圧化と、PSのバッテリー消費量の低減が必要となっている。電動化には油圧機械式PS駆動用のポンプのみを電動駆動化する方法もあるが、従来の油圧機械式PSは弁の絞りにより流量を制御する方式であるため、弁の絞り損失が大きく、ポンプからアクチュエータまでの動力伝達効率が高々38%と低い。このため、HV用としてはバッテリー消費量が多いという問題があり、新しい方式のPSの開発が望まれている。

これまでに、著者らは、油圧機械式PSの動力損失の要因である流量方向制御弁を排除したACサーボモータ駆動のバルブレスPSを提案し¹⁾、4トン商用車のスラローム走行で従来のバルブ制御の電動油圧PSの消費動力が2.5kWで

あったのに対し、バルブレスPSでは340Wに大幅に低減できることを示した²⁾。本報では、この研究に続き、ACサーボモータ駆動バルブレスPSの実使用上の諸性能を明確にするため、セクタギヤシャフト上に1500Nmの負荷トルクをかけることができ、Fialaの二輪タイヤモデルを組み入れた装備が簡単な電子油圧パッシブ形PS模擬負荷装置を用いて、操舵感覚、ハンドルの復元特性、キックバックトルクに対する不感性などを調べたので、その結果を報告する。

2. 主な記号

F_f	: 前輪横力
F_r	: 後輪横力
g	: 重力加速度
I_z	: 車両のヨー慣性モーメント
K_a	: システムアンプゲイン
K_f	: 前輪コーナリングパワー
K_r	: 後輪コーナリングパワー
K_s	: サーボモータドライバゲイン
K_u	: ハンドルトルク・操舵角変換ゲイン
l	: ホイールベース
l_f	: 車両重心と前輪車軸間距離
l_r	: 車両重心と後輪車軸間距離
m	: 車体質量
M_s	: セルフアライニングトルク
P_L	: シリンダ負荷圧力
Q_L	: 負荷流量

*平成24年2月4日 原稿受付

**横浜国立大学大学院工学研究院

(所在地 神奈川県横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5)

(E-mail : yasukazu@ynu.ac.jp)

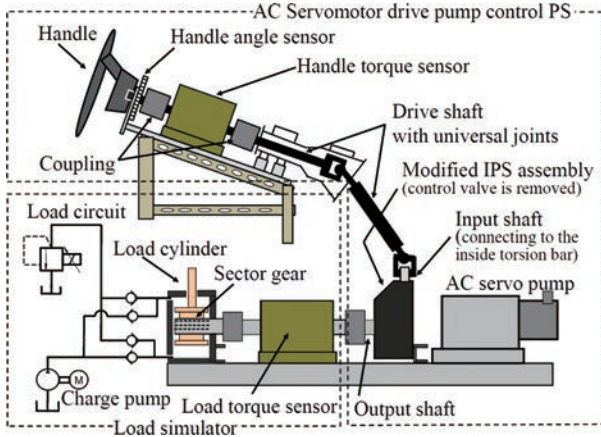


Fig. 1 AC Servomotor drive pump control PS and passive type hydraulic simulator

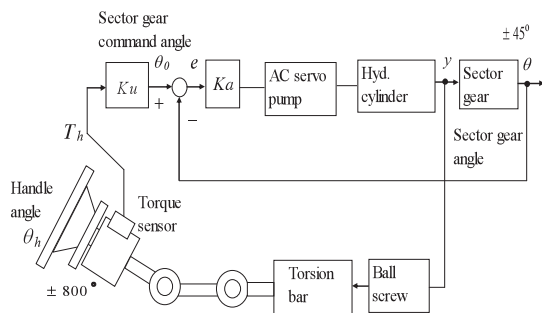


Fig. 2 Control system of AC servomotor drive pump control valveless PS

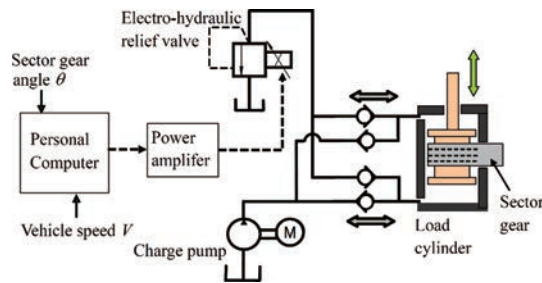


Fig. 3 Schematic diagram of hydraulic load simulator

- T_h : 操舵ハンドル操作トルク
 T_{hv} : 車速による補償トルクを含むハンドル操作トルク
 T_L : 負荷トルク
 T_v : 車速による補償トルク
 u : x 軸方向の速度成分
 v : y 軸方向の速度成分
 V : 車両速度
 β : 車両横すべり角
 β_f : 前輪車両横すべり角
 β_r : 後輪車両横すべり角
 γ : 車両ヨーレート
 θ : セクタギヤ角度 (操舵角)
 θ_h : ハンドル操作角度
 θ_0 : セクタギヤ指令角度
 μ : 乾燥路面摩擦係数

φ : 無次元横すべり角

3. 電子油圧模擬負荷装置とACサーボモータ駆動油圧ポンプ制御バルブレスPS

模擬負荷装置は、操舵機構系と同一の油圧式のインテグラル形パワーステアリング (IPS) の制御弁を取り除いたもので、負荷となるシリンダの圧力を電子油圧圧力比例弁で制御するものである。この圧力比例弁は、タイヤモデルを組み込んだ模擬負荷制御器 (Personal Computer: PC) で操作される。本模擬負荷装置の構成をFig. 1に示す。試験対象となるACサーボモータ駆動油圧ポンプ制御のPS (ACサーボモータ定格出力1.3kW, 斜板式アキシャルピストンポンプ押しのけ容積10cm³/rev) は、模擬負荷とセクタギヤを介して結合している。ハンドル操作により供試PS内のシリンダが作動すると、セクタギヤ出力軸で結合した模擬負荷側シリンダも作動し、制御器 (PC) により模擬負荷側シリンダの油圧が圧力比例弁 (リリーフ弁) で制御され、供試PSに負荷が働く。当装置では、最大1500Nm (負荷圧力6.5MPa) の負荷トルクをかけることができる。

供試PSの制御系をFig. 2に示す。ハンドルを操作するとPS内のトーションバーを介して操舵ハンドル操作トルクが発生する。このトルクが指令角変換部を経てセクタギヤの角度指令値 θ_0 を形成し、これに基づきACサーボモータが駆動され、セクタギヤ角度 (操舵角) θ が、指令値 θ_0 に等しくなるようなサーボ系となっている。ハンドルとセクタギヤとの回転数比は、約17:1の減速関係である。ここで、ハンドル操作角度 θ_h とセクタギヤ角度 θ は、ハンドル軸とセクタギヤ出力軸にそれぞれ平行設置したポテンショメータの回転軸に、歯付ベルトで回転を伝えて計測している。

供試PSの出力軸にはトルク計が接続され、500Nmまでは負荷トルク T_L をこのトルク計で計測したが、これ以上ではトルク計を用いず、負荷シリンダの圧力から負荷トルクを算出した。模擬負荷装置の制御部と油圧回路をFig. 3に示す。

本模擬負荷装置は外部動力源をもたないパッシブ形の試験装置で、セクタギヤの作動によりピストンが動いて流量が発生し、このピストンに圧力比例弁で油圧負荷を与える構造になっている。ここで、模擬負荷油圧回路内の小形ポンプは、負荷シリンダが油を吸込みやすくするための

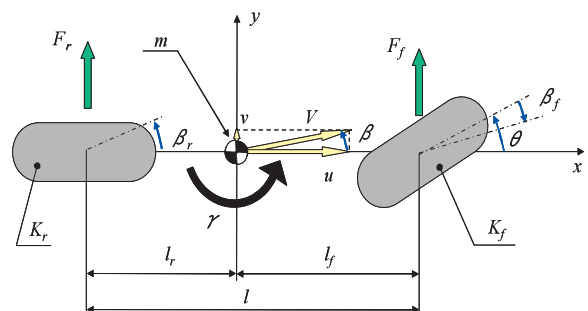
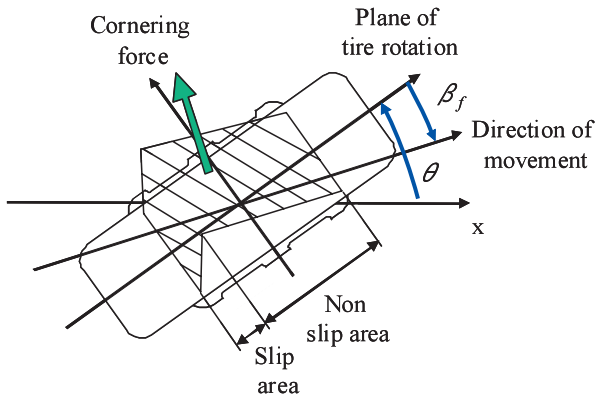


Fig. 4 Two wheel vehicle motion model³⁾

Fig. 5 Cornering force and side slip angle $\beta_f^{(6)}$

チャージポンプで、その供給圧力は0.2MPaとしてある。制御器（PC）は、セクタギヤ角度（操舵角） θ と車速 V を取り込み、車両のタイヤ特性に基づいた負荷信号を形成し、圧力比例弁を制御している。

4. セルフアライニングトルクのモデル化と試験結果

4.1 セルフアライニングトルクのモデル化

車の旋回運動をFig. 4の二輪モデルおよびFig. 5の前輪部の横すべりモデルで表す。車両の急加速、急減速や、急激に大きなハンドル操作をする場合を除く通常の走行では、車速 V はほぼ一定で、横すべり角 β は小さいとみなせるので、旋回運動は、横方向への並進運動とヨー軸に関する回転運動として、以下の運動方程式で表せる^{3), 4)}。

$$mV \left(\frac{d\beta}{dt} + \gamma \right) = -2K_f \beta_f - 2K_r \beta_r \quad (1)$$

$$I_z \frac{d\gamma}{dt} = -2K_f \beta_f l_f + 2K_r \beta_r l_r \quad (2)$$

ここで、前後輪の横すべり角 β_f , β_r は近似的に次式のように表せる⁴⁾。

$$\beta_f = \beta + \frac{l_f}{V} \gamma = \theta \quad (3)$$

Table 1 Main parameters of vehicle and road friction

m	vehicle mass at no load	2,000kg
	vehicle mass at full load	4,000kg
K_f	cornering power of front wheel at no load	42,000N/deg
	cornering power of front wheel at full load	84,000N/deg
l	length of wheel base	4.6m
μ	friction coefficient of dry asphalt road	0.8

$$\beta_r = \beta - \frac{l_r}{V} \gamma \quad (4)$$

商用車では通常の旋回運動中に横すべり角 β とヨーレイトル γ に急激な変化はないとして $\frac{d\beta}{dt} = 0$, $\frac{d\gamma}{dt} = 0$ の近似を導入し、式(1), (2)を解くと次式が得られる。

$$\beta = \frac{1 - \frac{m}{2l} \frac{l_f}{l_r K_r} V^2}{1 + AV^2} \frac{l_f}{l} \theta \quad (5)$$

$$\gamma = \frac{1}{1 + AV^2} \frac{V}{l} \theta \quad (6)$$

ただし、 $A = \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f L_r}$ である。

式(3)に式(5), (6)を代入すれば前輪横すべり角 β_f と操舵角 θ の関係が求まる。 A の値は旋回中の車両の挙動に影響する⁴⁾が、本報では、操舵角 θ に対する模擬負荷装置が発生するべき負荷トルクを算出することが目的なので、 $l_f = l$, $K_f = K_r$ としてモデルを単純化する。これにより $A = 0$ となり、 β_f と θ の関係は

$$\beta_f = -\frac{m}{4l K_f} V^2 \theta \quad (7)$$

で表される。

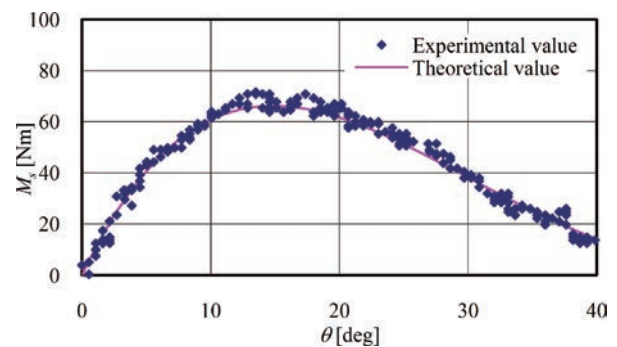
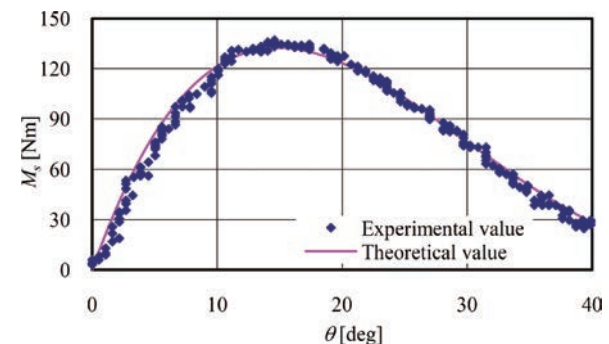
セルフアライニングトルク M_s は、Fialaの理論^{5), 6)}に従い、操舵角 θ と M_s は反時計まわりを正として $\theta \geq 0$ であれば

$$M_s = -\frac{\mu m g l}{2} \left(\frac{1}{6} \theta - \frac{1}{6} \theta^2 + \frac{1}{18} \theta^3 - \frac{1}{162} \theta^4 \right) \quad (8)$$

$\theta < 0$ であれば

$$M_s = -\frac{\mu m g l}{2} \left(\frac{1}{6} \theta - \frac{1}{6} \theta^2 + \frac{1}{18} \theta^3 - \frac{1}{162} \theta^4 \right) \quad (9)$$

ここで、 $\varphi = \frac{4K_f}{\mu m g} \tan |\beta_f| = \frac{4K_f}{\mu m g} \tan \left| \frac{m}{4l K_f} V^2 \theta \right|$ である。

Fig. 6 Measurement of self-aligning torque M_s of simulator at $m=2,000\text{kg}$, $V=50\text{km/h}$ Fig. 7 Measurement of self-aligning torque M_s of simulator at $m=4,000\text{kg}$, $V=50\text{km/h}$

4.2 セルフアライニングトルクの測定

セルフアライニングトルク M_s の算定を、Table1に示す商用車の諸元をもとに行った。この結果を、Fig.3の制御器に組み込み、模擬負荷装置の負荷トルク T_L を発生させた。

セルフアライニングトルク M_s の算定値と模擬負荷装置における発生トルクについて、速度 $V=50\text{km/h}$ 、積荷の有無による2例（車体質量 $m=2,000\text{kg}$ 、 $m=4,000\text{kg}$ ）について比較した結果をFig.6とFig.7に示す。模擬負荷装置の発生トルクは M_s の算定値をよく再現しており、また、 $V=10, 30, 70\text{km/h}$ 等の他の車速で積荷条件を変えた場合でも、結果の掲載は割愛するが同様に M_s の算定値を再現できていることから、当模擬負荷装置は多様な車速、積荷条件における負荷状態を供試PSに付与できることが確認できた。なお、走行を想定した模擬負荷圧力は、Fig.7の M_s の最大値でも 0.5MPa であり、据切り操舵時の模擬負荷トルク（別途実車試験値での測定トルク値より設定したトルク）を与える負荷圧力 5MPa に比べて大きくない。

5. ACサーボモータ駆動油圧ポンプ制御バルブレスPSの操舵ハンドル操作トルク特性試験

5.1 操舵ハンドル操作トルク特性の設定

供試PSは、操舵特性となるハンドル操作角度と操舵ハン

ドル操作トルクの関係は任意の関数で設定できる。その基本パターンとしてFig.8に示す関数形を設定した。Fig.9に、操作者がハンドルの操舵速度がほぼ 30deg/s となるように手動操作した時のハンドルに働く操舵トルク特性を測定した結果を示す。ACサーボモータの制御性がよく、所定のトルク特性が得られている。

5.2 操舵ハンドル操作トルクの車速感応化

操舵感覚として、低速時には軽いが高速時には適度な重さとなることが望ましい⁷⁾。当PSシステムでは、基本となるハンドル操作角度と操舵ハンドル操作トルクのパターン（Fig.8）に、中立点の剛性を車速に応じて可変とする補正トルクを加える方式とした。この剛性は中立状態から 90deg までのハンドル操作角度に対する操舵ハンドル操作トルクの比 T_h/θ_h であらわし、 90deg における補償トルクを $T_h=T_v$ とし、 T_v を車速 V に応じて、Fig.10のように設定した。さらに、ハンドル操作角度 90deg 以降は基本パターンに従って操舵ハンドル操作トルクが上昇するようにした。

ハンドルの操舵範囲を約 $\pm 200\text{deg}$ とし、車速が低速の例として $V=20\text{km/h}$ 、高速の例として $V=80\text{km/h}$ に設定した試験例をFig.11、Fig.12に示す。両図において、車速に応じて補正トルクを加えた操舵ハンドル操作トルクを T_{hv} で表す。Fig.11では車速が低いいため補償トルクはなく、 T_{hv} はFig.8の中立部を拡大したものと同じである。一方、車速 $V=$

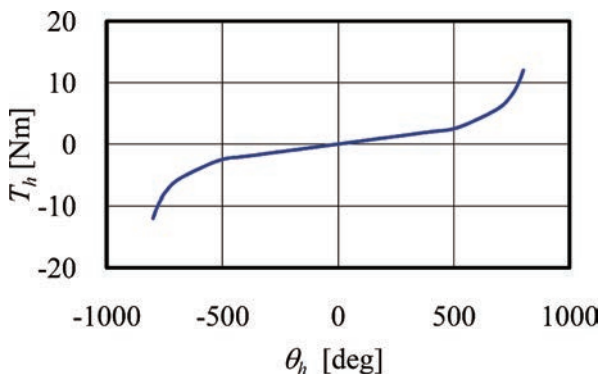


Fig. 8 Set up of steering feeling characteristics; handle operating angle θ_h and handle wheel steering torque T_h

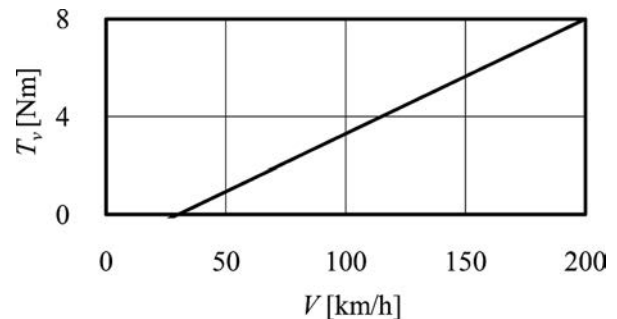


Fig. 10 Vehicle speed compensation torque T_v that gives variable stiffness around the neutral position

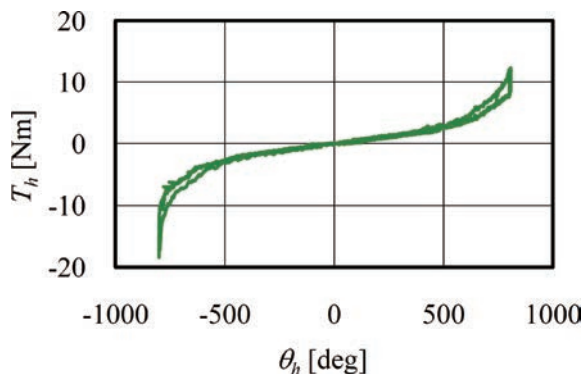


Fig. 9 Measured handle wheel steering torque characteristics of AC servomotor pump control PS; handle operating angle θ_h to handle wheel steering torque T_h at an operating speed of 30deg/s

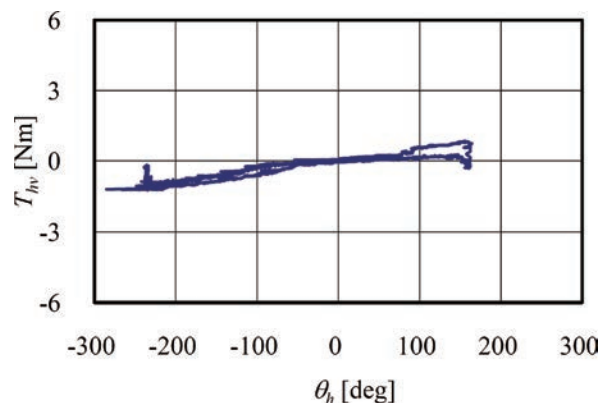


Fig. 11 Measured characteristics of handle wheel steering torque T_{hv} including vehicle speed compensation torque at low speed of $V=20\text{km/h}$

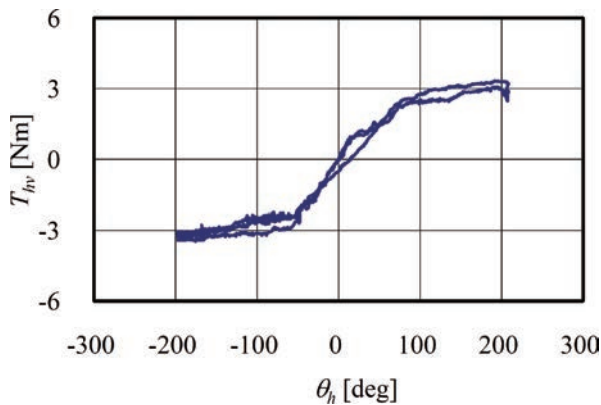


Fig. 12 Measured characteristics of handle wheel steering torque T_{hv} including vehicle speed compensation torque at high speed of $V=80\text{km/h}$

80km/hのときは、3 Nm/90degの剛性をもつ補償トルクが中立点から90degの区間において基本特性 (Fig. 8) に加算され、 T_{hv} はFig. 12に示す特性となる。

5.3 操舵ハンドルの復元特性

操舵終了後にハンドルが中立状態に戻る速度が遅いと運転者は不安に感じ好ましくないため⁸⁾、模擬負荷装置を用

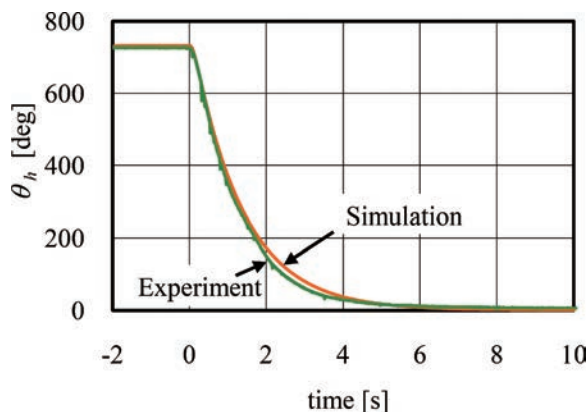


Fig. 13 Measured and simulated transients of handle wheel restoring to neutral position from 720deg at 20km/h of vehicle speed

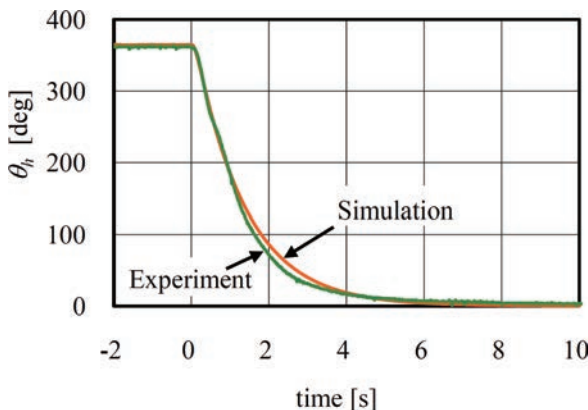


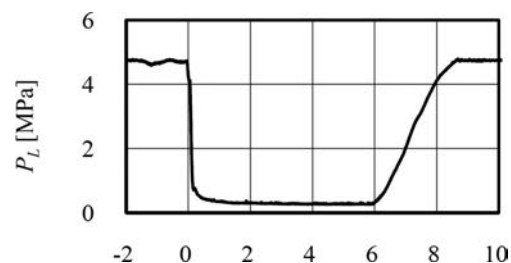
Fig. 14 Measured and simulated transients of handle wheel restoring to neutral position from 360deg at 20km/h of vehicle speed

いてハンドルの復元性を調べた。Fig. 13とFig. 14に、初期ハンドル角度720degと360degの二例について、車速20km/hを想定したハンドルの復元試験の結果を示す。いずれの初期ハンドル角においても、3秒程度で中立状態に戻ることが見られるが、対象とした4トン商用車としては標準的な戻り時間である。これとタイヤからの負荷特性を含む操舵系のモデルを用いたシミュレーション結果と比較すると、両者はよく一致していることが確認できる。

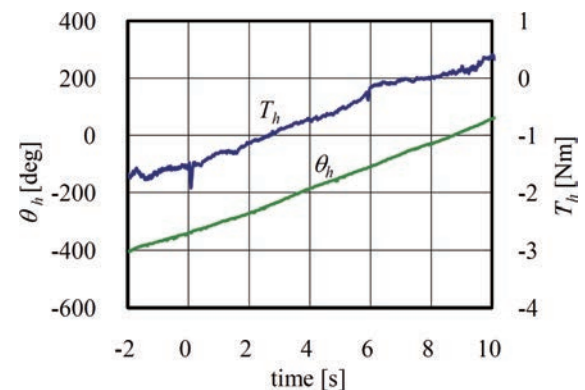
5.4 キックバックトルクに対する不感性試験

タイヤの脱輪やバースト時の急激なトルク変動に対するハンドルトルクへの不感性を調べるため、模擬負荷装置に急激なトルク変化を与えて操舵ハンドルトルクの変化の有無を調べた。

本模擬負荷装置は、負荷側ピストン室の圧力を外部動力源をもたずに制御する受動形の試験装置であるため、急激な負荷変動を与えるためには、負荷圧力を高圧状態からステップ状に下げる方法しかない。この時生じるトルク変化をキックバックトルクとした。実験方法は、ハンドル操作角 θ_h を反時計方向に2回転させ保持した時生じる負荷状態から、ハンドルを時計方向に緩やかに戻す途中で、負荷圧力を48MPaから0.3MPaにステップ状に下げ、ハンドル操作角度 θ_h と操舵ハンドルトルク T_h の挙動を調べた。その結果をFig. 15に示す。この負荷圧力変化は、操舵系のセクタギヤ軸に約1,029Nmの外乱トルクを加えたことに相当する。



(a) Load pressure change generating kickback torque



(b) Insensitivity test of the handle operating angle θ_h and handle wheel steering torque T_h against kickback torque

Fig. 15 Insensitivity of the handle wheel operation against kickback torque on the sector gear shaft from 1,029 Nm ($P_L=4.8\text{MPa}$) to 64Nm ($P_L=0.3\text{MPa}$)

Fig. 15より、操舵ハンドル操作トルクへの大きな変動はみられない。これは、当PSのセクタギヤの角度制御系が高い制御剛性をもっており、負荷変動に強いサーボ機構が構成されているためである。

6. 結 言

本報告では、ハイブリッド商用車向けに大幅な省エネルギー化がはかれるACサーボモータ駆動バルブレス油圧PSについて、各種条件下でPSに作用する負荷を模擬できる受動式の模擬負荷装置を用い、ハンドルに働く操舵トルク特性を調べた。

模擬負荷装置は供試PSと同一のIPSのシリンダを利用したもので、供試PSとセクタギヤ軸で結合するだけの単純な装置で、高性能な模擬負荷装置⁹⁾に比べ、廉価でコンパクトであるという特徴を持つ。その制御器ではFialaのタイヤ二輪モデルに基づくセルフアライニングトルク特性や試験内容に応じた多様な負荷トルク特性を再現するよう、負荷シリンダの油圧圧力を電子油圧圧力比例弁で制御する。この模擬負荷装置を用いた供試PSの性能試験により以下の結果が得られた。

- (1) ACサーボモータ指令信号の設定により、ハンドル操作特性であるハンドル操作角度と操舵ハンドル操作トルクの間接関係を任意の関数で設定できることを確認し、操舵ハンドル操作トルクを車速感応にすることにより、所望の操舵感覚となるように調整できる性能を有することを示した。
- (2) ハンドルの中立状態への復元特性を測定し、初期ハンドル角度720degと360deg、車速20km/hを想定した場合、戻り時間はおおよそ3秒程度となり、タイヤからの負荷特性を含む操舵系のモデルを用いたシミュレーション結果とよく一致した。
- (3) キックバックトルクに対するハンドル操舵の不感性を

測定し、供試PSのセクタギヤの角度制御系が負荷変動に強いサーボ機構を構成していることにより、操舵ハンドル操作トルクには大きな変動は生じないこと示した。

最後に実験に協力を得た本学学生の横井省吾氏に感謝するとともに、ACサーボモータ駆動油圧ポンプの供試を得た油研工業株式会社に感謝する。

参 考 文 献

- 1) K. Hirano, H. Tanaka : Performance of AC servomotor Control Electro-hydraulic Valve-less Servomechanism, Proceedings of 7th JFPS Int. Symposium on Fluid Power, TOYAMA, P 2-08, p. 623-628 (2008)
- 2) 平野謙一, 田中裕久 : 商用車用バルブレス電子油圧パワーステアリングに関する研究, フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 40, No. 6, p. 111-116 (2009)
- 3) 自動車技術会 : 自動車技術ハンドブック第2分冊 設計編, p. 540-543 (1991)
- 4) 安部正人 : 自動車の運動と制御, 東京電機大学出版局, p. 10-74 (2008)
- 5) E. Fiala : Seitenkräften am rollenden Luftreifen, V.D.I., Bd. 96, Nr. 29, 11, Okt., p. 973-979 (1954)
- 6) 酒井秀男 : タイヤ工学, グランプリ出版, p. 159-194 (1987)
- 7) カヤバ工業株式会社 : 自動車の操舵系と操安性, 山海堂, p. 85-102 (1996)
- 8) T. Miyamoto, F. Momiyama and T. Fujioka : Steer-Restoring Torque Controlled Driving Simulator for Developing Steering Road Feel, SAE paper No. 912690, p. 549-554 (1991)
- 9) 瀬川雅也, 東真康, 中野史郎, 小竹元基, 永井正夫 : ステアリング評価用シミュレータの開発, Koyo Engineering Journal, No. 168, p. 31-34 (2005)

研究論文

大型バイラテラルマニピュレータの研究*

(第2報 プロトタイプモデルの試作と作業性評価)

吉 灘 裕**, 武 田 周***, 横 田 眞 一****

A Study on the Large-Scale Bilateral Manipulator (2nd Report : Prototype Model and Working Property Evaluation)

Hiroshi YOSHINADA, Shu TAKEDA, Shinichi YOKOTA

A new bilateral master-slave control system for the large-scale manipulator is proposed. The aim of the system is to cope with its large payload capability and achieve the dexterity to accomplish its assembling and the deburring tasks. To achieve this goal, three new control methods were introduced, i.e. the new bilateral servomechanism combined with the symmetric type and the force reflection type, the variable compliance control and the disturbance force compensation. In the first report, the preceding test results for the simple single joint-model were described. The promising results of those preceding tests motivated the authors to fabricate a 6-DOF prototype manipulator. In this paper, the results from the working property evaluation of this prototype model are reported.

Key words : Manipulator, Force control, Bilateral servomechanism, Master-slave control, Pressure feedback, Heavy industry

1. 緒 言

大重量のワークを搬送できる大出力と、組立やバリ取りなどの作業にも対応できる繊細な制御性を兼ね備えた汎用的な機械システムはほぼ皆無と言ってよい。このような機械システムが実現できれば、重工業の生産性の向上や、現場の安全性・環境の改善にきわめて大きな役割を果たすことができる。繊細な制御性と操作性を実現する方法として、バイラテラルマスタ・スレーブ方式のマニピュレータの研究が広く行われている^{1)~4)}。バイラテラル制御についてはいろいろな手法が提案⁵⁾されているが、本研究で対象とする大型のマニピュレータへ適用した例はきわめて少ない。このため第1報⁶⁾では、大出力のマニピュレータに適したバイラテラル制御システムの検討を行った。その結果、油圧駆動の対称型・力逆走型の複合バイラテラル制御と、その制御性を改善するスレーブ速度に応じた可変コンプライアンス制御およびクーロン摩擦力、粘性摩擦力などの外乱力の補償制御を立案した。さらに単軸の実験装置によって

それらの有効性を確認した。

本報では、単軸モデルの結果を基に試作した6自由度の大型多関節マニピュレータの概要とその作業性評価の結果を報告する。

2. プロトタイプモデル

第1報で取り上げた単軸モデルでの実験結果を基に、実際の作業性を評価するためのプロトタイプマニピュレータの試作を行った。マニピュレータは、並進3自由度、手首3自由度の一般的な6自由度垂直多関節型とした。エンドエフェクタとして平行グリッパを設けている。Fig. 1にそのスケルトンと動作領域を示す。

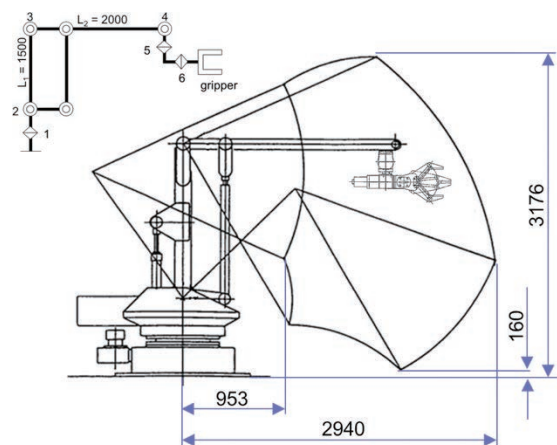


Fig. 1 Configuration and work area of prototype model

*平成24年2月21日 原稿受付

**大阪大学工学研究科

(所在地 大阪府吹田市山田丘2-1 F1-203)

(E-mail : yoshinada@irleng.osaka-u.ac.jp)

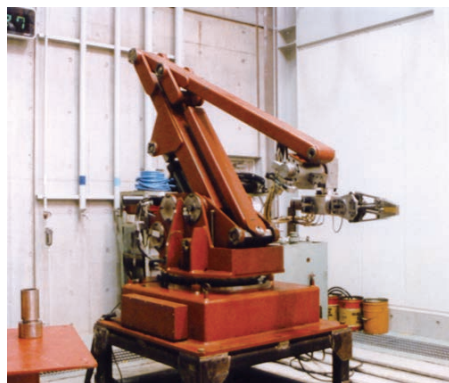
***コマツ開発本部

(所在地 石川県小松市符津町23)

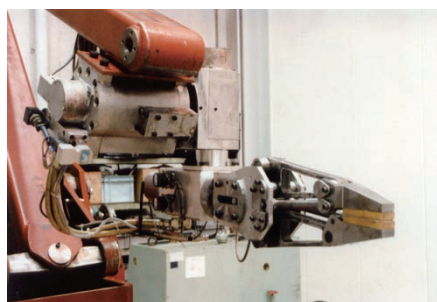
****東京工業大学精密工学研究所

(所在地 横浜市緑区長津田町4259)

駆動方式は単軸モデルと同様に、スレーブマニピュレータは全軸電気油圧サーボ駆動、マスタマニピュレータは全軸電動サーボモータ駆動である。スレーブマニピュレータの前腕および上腕の駆動には単軸モデルと同様のJISの標準油圧シリンダを、旋回にはEaton社製のオービットモータを用い、減速比1/4のチェーン・スプロケットを介して駆動している。手首3軸には独自に設計した低摩擦の揺動モータを、グリップにはやはり独自設計のスイベルジョイント内蔵シリンダを使用している。前腕、上腕の制御には油圧比例弁（MOOG J866相当品）を使用している。手首およびグリップにも比例弁の使用を検討したが、コンパクトな比例弁が見つからないため小流量のサーボ弁を用いている。各軸の駆動圧力は14MPaで最大可搬重量は2kNに設定した。自重補償の計算式を簡素化するために、スレーブマニピュレータの第2アームは平行4節リンクによる駆動形式を採用している。これにより第1アーム、第2アームの自重補償計算式は、相互の姿勢の影響を受けず独立に取り扱うことができる。Fig.2に試作したプロトタイプマニピュレータの外観と手首・グリップの構成を示した。



(a) Outer view



(b) Wrist and gripper

Fig. 2 Prototype manipulator

マスタマニピュレータはスレーブマニピュレータと同構造で、約1/7縮尺のスケールモデルとなっている。各軸への反力の呈示には、単軸モデルと同様にDCサーボモータを用いた。減速比1/5のタイミングベルトを介して駆動することで、良好なバックドライバビリティと低バックラッシュを実現している。ただし小さなマスタマニピュ

レータの中にすべての自由度を組込むと、構造が複雑になりヘビィデューティな作業には適さない。このため手首3軸の操作はマスタマニピュレータには組込まず、別途3次元ジョイスティック（Penny & Giles社製JCP-3）を設けている。この手首3軸にはバイラテラル制御は織り込んでおらず、通常の位置制御である。ただしスレーブマニピュレータの手首3軸には、絶対座標に対して姿勢を一定に保持する制御を付加しており、実際の作業中にジョイスティックレバーで手首を操作する頻度は少ない。コントロールは、右手でマスタマニピュレータを、左手でジョイスティックを操作する方式とした。マスタマニピュレータは中指・薬指・小指の3指でグリップを握り、親指と人差し指はグリップ開度指令用のトリガーにかける。把持反力はこのトリガーを介してオペレータの指に伝えられる。Fig.3にマスタマニピュレータの外観を示した。Table 1にマニピュレータの仕様を示す。

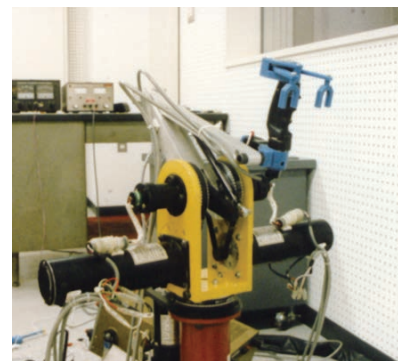


Fig. 3 Master manipulator

Table 1 Specifications of prototype manipulator

Slave	Driving system	Hydraulic	[-]
	Degrees of freedom	6 + gripper	[DOF]
	Upper arm length	2,000	[mm]
	Lower arm length	1,500	[mm]
	Maximum payload	2,000	[N]
	Maximum speed	45	[°/s]
	Pump pressure	14	[MPa]
Master	Driving system	Electric	[-]
	Degrees of freedom	3 + gripper	[-]
	Master scale ratio	1 / 7	[-]
	Wrist control	3D joystick	[-]
	Servo motor rated output	30 - 110	[W]
	Maximum reflection force	30	[N]
	Bi-lateral ratio (Manipulator) (Gripper)	0 ~ 1 / 100 1 / 50	[-]

前腕、上腕、旋回およびグリップには、第1報¹⁾で報告したバイラテラル制御システム、すなわち(1) 対称型・力逆送型の複合バイラテラル制御、(2) スレーブ速度による可変コンプライアンス制御、(3) 自重・クーロン摩擦力・粘性摩擦力の外乱力補償を組込んだ。単軸モデルに比較してスレーブマニピュレータの出力が大きくなったことから、前腕、上腕、旋回の3軸については、バイラテラル比率の上限値を単軸モデルの1/2の1/100に設定した。グリップのバイラテラル比率は1/50である。スレーブマニピュレータとマスタマニピュレータは、およそ7mの距離を置いてそれぞれを別室に配置し、操作はモニタカメラ画像によって行った。

3. 作業性評価実験

提案するシステムの有効性を確認するためにプロトタイプモデルを用いた作業評価実験を行った。一般的に「位置追従性」、「力伝達性」、「組立作業性」の評価が行われることが多いが⁷⁾、ここではさらに「操作の習熟性」、「操作疲労度」も評価対象に加えた。習熟性や疲労度の評価例はきわめて少ないが、わずかな事例⁸⁾をベースに新しい工夫を加えて実験を行った。以下にそれぞれの結果を述べる。

3.1 位置追従性

マニュアルマニピュレータの位置追従性の評価は工夫が必要である。単なる位置再現性やむだ時間、時定数だけでは、実際の操作性の良否は表現できない。いくつかの試行実験の結果、以下のような評価方法によれば、オペレータの官能評価との相関が高い結果が得られることが分かった。

- 1) マスタマニピュレータで、鉛直面内に適当な直径で一定速の円軌道指令を与える。
- 2) スレーブマニピュレータ先端に加速度センサを取り付け、円軌道動作中の水平方向の加速度を記録する。
- 3) スレーブマニピュレータが正しい円軌道を描けば、加速度出力は正弦波となる。理論的に求めた正弦波出力と実際の出力を比較評価する。

Fig. 4に実験結果の一例を示す。指令円の直径は約1 m、速度は2 m/sで比較的高速の動作である。Fig. 4(a)はバイラテラル制御を遮断して操作した場合で、スレーブマニピュレータ先端の加速度波形は、理論正弦波から大きく乱れている。一方(b)はバイラテラル制御を働かせた場合で、加速度波形は理論値とほぼ一致している。目視的にも両者の差は明らかだが、理論値と実測値の相関係数を求めると、(a)のバイラテラルを遮断した場合は0.23、(b)のバイラテラルの場合は0.92であり、(b)の一致性は非常に高いことが分かる。これは、バイラテラル制御によってスレーブマニピュレータの慣性力がマスタマニピュレータに伝えられ、無理な加減速指令が抑制されて、きれいな円軌跡指令を与えることができているためと考えられる。官能評価でもバイラテラルを働かせた方が、スレーブ動作との操作の一体感

はるかに高い。本研究で狙いとする慣性質量の大きな大型マニピュレータでは、バイラテラル制御による慣性力のフィードバックが、円滑な操作の実現にきわめて有効であると考えられる。

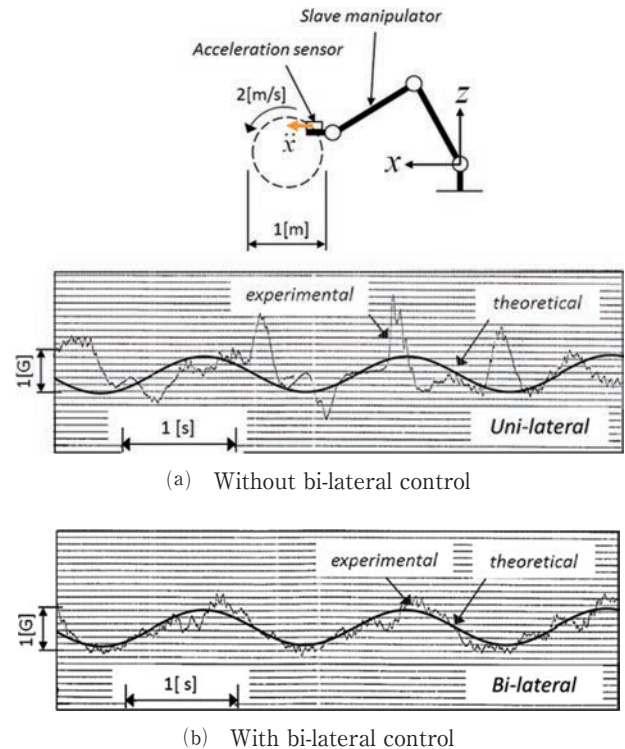


Fig. 4 Test result of position traceability

3.2 力伝達性

グラインダを用いたバリ取り作業を実現するためには、良好な力伝達性が不可欠である。Fig. 5に力伝達性の評価結果の1例を示した。Fig. 5はスレーブマニピュレータの中で、もっとも駆動メカニズムが複雑な（オービットモータ＋チェーン・スプロケット）旋回軸の力追従性であるが、良好な力の再現性が得られていることが分かる。

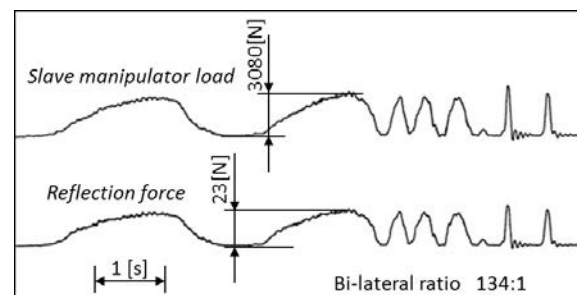


Fig. 5 Test result of force transmissibility (Swing axis)

またグリップの力制御特性をFig. 6に示す。グリップの開閉は親指と人差し指でトリガーを操作して行うが、寸法的にトリガーの近傍には反力用のモータが組み込むことができないため、モータはレバー把持部の下側に置き、そこか

らベルトとギア列を用いてトリガーを駆動している。メカニズムが複雑なため必ずしも良好な線形性は得られてはいないが、10N程度の力のコントロールはできており、想定される対象をつぶさないように把持することは可能と考えられる。

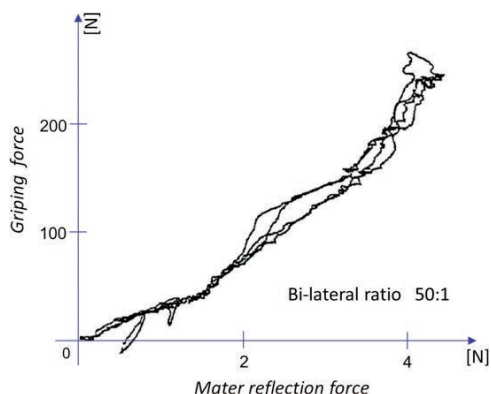


Fig. 6 Gripper force controllability

3.3 組立作業性

組立作業性の評価には、産業用ロボットの評価にもよく用いられるピン嵌合作業を用いた。テストには外径 $\phi 99.9$ mmのスチール製のピンを使用した。ピンは中空で、その内壁に嵌合時にピンに加わる応力を測定するためのひずみゲージを貼付している。一方これを嵌合する孔は、内径 $\phi 100.0$ mm、深さ100 mmで、やはりスチール製である。ピンおよび孔のエッジはそれぞれ3 mmの45°面取りを行っている。表面粗さはピン、孔ともに12.5 μ m程度である。スレーブマニピュレータのグリッパでピンを把持し、鉛直方向から孔に嵌合する。組立作業性の評価として、嵌合作業の際にピンに加わる応力の大きさと作業完了に要する時間の計測を行った。Fig. 7に嵌合作業の状況を、Fig. 8には計測結果を示した。

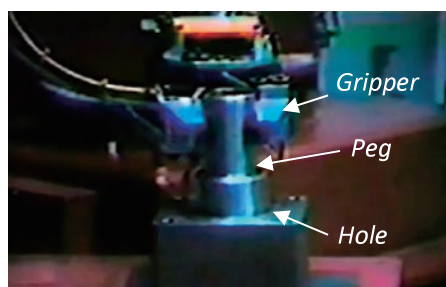


Fig. 7 Test scene of "Peg-in-Hole" task

Fig. 8の3つのグラフが示すように、力のフィードバック量が大きくなるにしたがって、ピンに加わる応力は小さくなり、同時に作業に要する時間も大幅に短くなっている。このことから、バイラテラル制御によるオペレータへの力のフィードバックが、組立作業にきわめて有効に作用することが分かる。また提案する制御システムにより、大型マ

ニピュレータを用いてクリアランス0.1 mm程度の組立作業が実現可能なことが確認された。

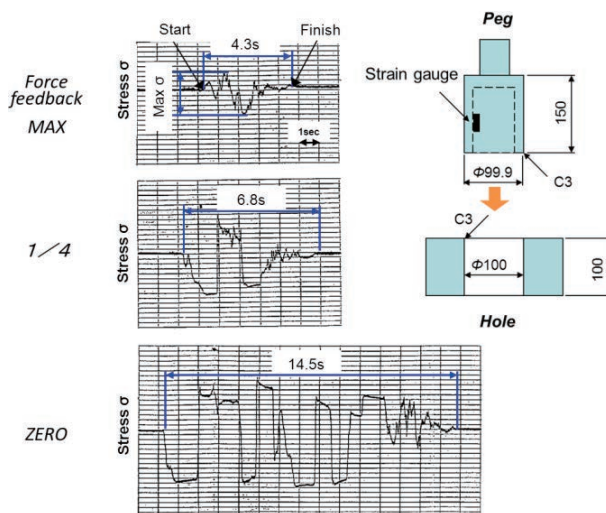


Fig. 8 Test results of "Peg-in-Hole" task

3.4 操作の習熟性

本研究で狙いとするシステムは、工場の生産現場において、ホイスクレーンなど既存の搬送システムの代替として適用することを想定している。したがって操作の習熟に長期間を要し、生産を滞らせるようなシステムは好ましくない。マニピュレータの導入直後から、未経験者でも使いこなせる操作の容易性が求められる。一般にマスタ・スレーブ操作方式は、直観性が高く初心者にも取り扱いやすい操作方式とされているが、本システムの操作習熟性の評価として、以下に述べる実験を行った。

評価の対象作業として3.3節で述べたピン嵌合を取り上げた。ただしクリアランスはやや緩めて、ピン外径は $\phi 99.5$ mmとしている。ピンと孔はテーブル上に300 mmの距離において設置する。まずマニピュレータでテーブル上のピンを持ち上げて300 mm移動させ、孔に嵌合する。嵌合完了後ピンを引き抜き、同じ経路を辿ってテーブル上の元の位置に戻すまでを1セットの作業とする。基本的な操作方法だけを教育した実作業経験のない初心者と本システムの操作に習熟したオペレータのそれぞれに、このピン勘合作業を連続して実行してもらい、そのサイクルタイムの変化を計測した。

その結果をFig. 9に示す。作業の開始当初、初心者のサイクルタイムは熟練者のおよそ4倍程度の時間を要しているが、時間の経過とともに減少し、作業開始8分後には、ほぼ熟練者と同様のサイクルタイムが得られている。この結果から、本システムの操作系の直観性は高く、操作の習熟も容易であると判断される。

3.5 操作疲労度

実際の生産現場では数時間の連続作業は珍しくなく、マニピュレータの操作による疲労は重要な問題である。また

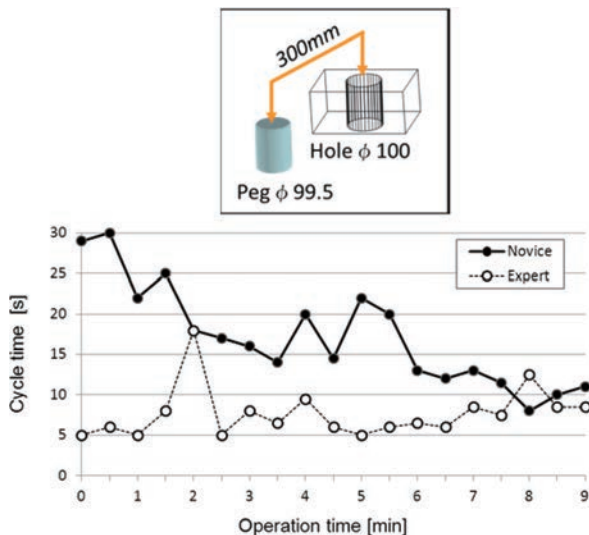


Fig. 9 Operation learning curve

マスタ・スレーブ操作方式では、しばしば操作者の疲労が指摘されている。著者らは、マスタ・スレーブ操作方式による疲労は本質的な問題ではなく、マスタマニピュレータのデザインの不良や不適切な操作力の設定による影響が大きいと考えているが、試作マニピュレータの疲労度の評価のために次の実験を行った。対象作業は習熟性の評価と同じピン嵌合作業である。今度は熟練オペレータ2名を被験者として、可能な限り速いスピードで、休みなく連続して作業を実施してもらい、そのサイクルタイムの変化を記録した。Fig. 10に結果を示す。オペレータA、Bの両名とも、30分の連続作業でもサイクルタイムの増加は見られず、むしろ減少傾向にある。この結果から、本システムの操作方式は、オペレータに強い疲労を与えるものではないと考えられる。

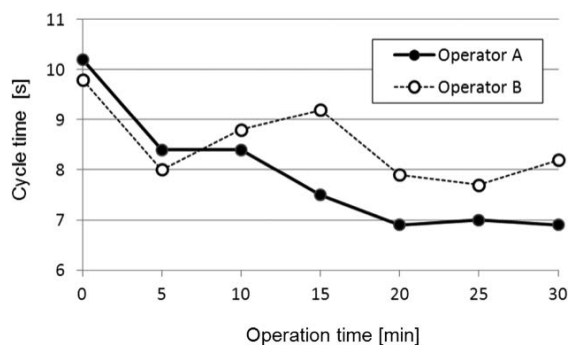
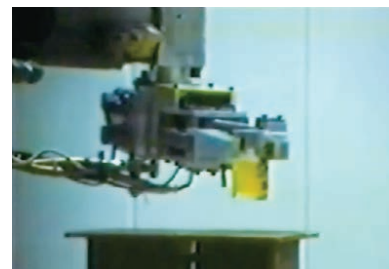


Fig. 10 Fatigue characteristic

3.6 その他の作業

これまでに述べた評価試験により、試作マニピュレータの基本性能は良好であることが確認できた。本研究の狙いは重量物の搬送と同時に、組立やバリ取りなどの作業に必要とされる器用さと繊細さを実現することにある。試作マニピュレータの器用さを評価するために、いくつかのデモンストレーション作業を行った。その状況をFig. 11に示す。

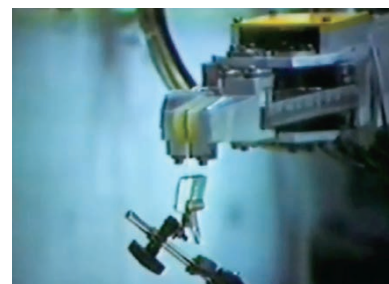
Fig. 11(a)はガラスコップの搬送である。コップはごく一般的なものを用いている。コップを握りつぶしたり、中の飲み物をこぼしたりすることなく搬送し、やさしくテーブルの上に置くことができる。 (b)は卵の把持の様子を示す。卵が割れやすい横方向から把持している。グリップ把持力のフィードバックを利用して卵を割ることなく把持している。 (a), (b)ともに数Nの把持力のコントロールができています。 (c)はマッチ擦りである。グリップでマッチ棒を把持し、固定したマッチ箱に先端を擦って点火する。マッチを擦る力は小さく (1N程度)、その反力はマスタマニピュレータには伝達されないが、良好な微操作性を活かして、ほぼ100%の確率でマッチ擦りを成功させることができています。



(a) Glass handling



(b) Egg grasping



(c) Match striking

Fig. 11 Dexterousness demonstration tasks

4. 量産モデル

本研究で開発したシステムは、可搬重量2～22kNの重量物ハンドリングマニピュレータシリーズとして量産されている^{9)~11)}。量産にあたっては、ユーザのヒアリング結果をフィードバックして、本稿で述べたプロトタイプマニピュレータから以下の点を変更している。

- 1) マニピュレータおよび運転席を移動台車上に搭載。
- 2) グリップのバイラテラル制御廃止。把持力の段階切替に変更。
- 3) 手首3軸を位置制御から速度制御に変更。
- 4) マスタマニピュレータの駆動メカニズムをタイミングベルトからボールスクリューに変更。

Fig. 12に量産モデルの外観を示す。またFig. 13は現場での稼働状況である。現在までにおよそ80台が市場に導入され、鋳鍛造、車両・鉄道、鉄鋼など多くの工場で稼働している。導入ユーザの業種比率をFig. 14に示す。

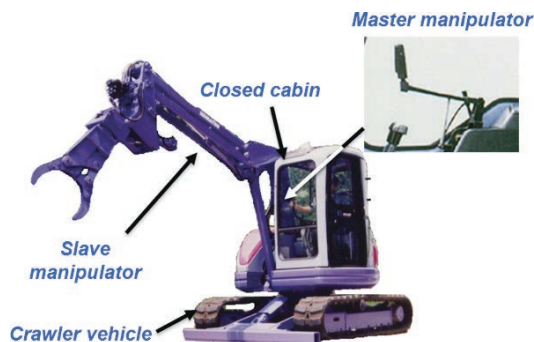


Fig. 12 Production model (Payload 7kN model)



Fig. 13 Grinding work in large machine factory

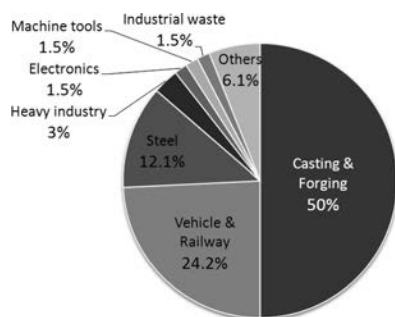


Fig. 14 Industrial types of users

5. 結 言

第1報で提案した大型バイラテラルマニピュレータの制御手法を用いて6自由度の多関節型マニピュレータの試作

を行った。本報では、この試作マニピュレータの概要と、それを用いて行った作業性評価実験の結果を報告した。位置追従性、力伝達性、組立作業性、操作の習熟性、操作疲労度の評価を行った結果、いずれにおいても良好な評価が得られた。本研究の狙いである重量物をハンドリングするための大出力と、組立・バリ取りなど器用さを要求される制御性の両立は、あるレベルまで達成できたものと考えられる。今後はこの技術の建設機械など他分野への展開¹²⁾を進める予定である。

参 考 文 献

- 1) 藤井澄二：サーボマニプレータの問題，日本機械学会誌，Vol. 59, No. 449, p. 58-61 (1956)
- 2) 江尻正員：バイラテラルサーボ機構の特性，日本機械学会論文集（第1部），Vol. 31, No. 230, p. 1484-1491 (1965)
- 3) R.W. Uhrich, A.E. Munson : Position and force feedback give manipulator precise control, ease of operation, Hydraulics & Pneumatics September, p. 178-181 (1973)
- 4) 横小路泰義：マスタ・スレーブ制御の理論，日本ロボット学会誌，Vol. 11, No. 6, p. 794-802 (1993)
- 5) 日本ロボット学会編：新版ロボット工学ハンドブック（コロナ社），p. 708-709 (2005)
- 6) 吉灘裕，武田周，横田眞一：大型バイラテラルマニピュレータの研究（第1報 コンセプトの立案と単軸モデル実験），日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 44, No. 3, p. 56-63 (2013)
- 7) 松日楽信人，朝倉誠，番場弘行：異構造マスタスレーブマニピュレータの作業性とその評価実験，日本ロボット学会誌，Vol. 12, No. 1, p. 149-154 (1994)
- 8) 池田玉治，猪熊守彦，西山優，奥村勝治：深海作業用マニピュレータについて，関西造船協会誌，Vol. 184, p. 21-28 (1982)
- 9) H. Yoshinada, S. Takeda, K. Okamura, S. Yokota : Development of Large Scale Bi-lateral Manipulator for Heavy Industries, Proceedings of 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, p. 324-329 (2011)
- 10) 吉灘裕：重量物ハンドリングマニピュレータ，フルードパワーシステム，Vol. 33, No. 6, p. 375-378 (2002)
- 11) 吉灘裕：重量物ハンドリングマニピュレータについて，油空圧技術，Vol. 34, No. 2, p. 63-67 (1995)
- 12) 吉灘裕，岡村健治，横田眞一：油圧ショベルに適した異構造マスタ・スレーブ操作方式の研究，ROBOMECH 2011，講演予稿集，1A1-C04 (2011)

研究論文

流量フィードバックを備えた空気圧減圧弁*

テチャカセム チャレマラット**, 尹 鍾 皓***, 香 川 利 春***

A Pneumatic Pressure Regulator with Flow Feedback

Chalermrat TECHAKASEM, Chongho YOUN, Toshiharu KAGAWA

The offset of secondary pressure is a recurring problem in pressure regulators. In conventional pressure regulators, reduction of the offset requires increase of loop gain, which deteriorates pressure control stability. This paper proposes a new pressure regulator that reduces the offset without loss of stability. The pressure regulator is composed of a pilot valve, a Venturi tube for flow rate detection and a main valve. The pressure at the throat of Venturi is fed back to the pilot valve, which reduces the offset of the regulating pressure. Simulation was carried out for the proposed system, and design parameters were determined thereby. A prototype of the designed pilot valve was manufactured and experimented upon. The experimental results revealed the effectiveness of the proposed design.

Key words : Fluid control, Pressure regulator, Flow feedback, Pilot valve

1. 緒 言

工場などの空気圧利用では、しばしば大形の圧縮機を共通空気圧源とし、個々の空気圧回路は減圧弁により、適切な圧力に減圧した空気を用いる。本研究で扱う減圧弁は、主弁をパイロット弁¹⁾で駆動する方式のもので、大流量空気圧装置への利用を目標としているが、ガス配管のガバナ^{2),3)}にも利用が見込めるものである。

減圧弁の2次側圧力は一定であることが目標であるが、実際には、使用空気流量により、圧力が変化してしまう。2次圧力の設定値からの定常偏差が本論文におけるオフセットである。オフセットの発生は、その下流にある空気圧駆動系の性能に影響を与えるから、これはできれば0にしたい。従来の形式のパイロット弁でオフセットを減少させるためには、下流圧力変化とパイロット弁出力変化の比(ゲイン)を増加させるという方法を取る。しかし、ゲインが大きくなると不安定現象が起きるので、ある程度のオフセットを許容している⁴⁾。

圧力制御システムの安定性は下流側の体積にも依存する。下流側の体積が小さくなると圧力の変化が速くなり、不安定を引き起こしやすくなる。そこで、二段ステップモーターマイクロスイッチを利用して不感帯特性を設けて速い

圧力変化を抑制する方法⁵⁾も試みられているが、オフセットとのトレードオフの中でパラメータの最適選定を行う⁶⁾⁻⁸⁾ものが、一般的な手法である。しかし、流量の変化に伴う2次圧力の変動を、圧力検出のフィードバックだけで抑えようとすれば、ループゲインの増加を必要とし、安定性の低下は避けることができない。アスピレータと呼ばれる流量に応じて弁開度を大きくする機構があるが、大流量の場合では安定性が問題となる。

この研究では、パイロット弁に対して、下流側の圧力だけではなく、流量もフィードバックすることにより、安定性を損なわずにオフセットを減少させようとする。この報告では流量検出の方法として、主弁下流にベンチュリ管を設置し、そのスロート圧力をパイロット弁駆動力に加える。この方式にさらに摩擦力を作用させて、安定性を維持しながらオフセットを減少させることが可能となった。上記の原理にもとづくパイロット弁を試作し、大形の主弁の制御に用いて、良好な結果を得た。

2. 主 な 記 号

A_1 : ベンチュリ管入口断面積 (m²)
 A_2 : ベンチュリ管スロート断面積 (m²)
 A_d : ダイアフラム受圧面積 (m²)
 b : チョーク臨界圧力比
 C_v : ベンチュリ管流量係数
 k_1 : パイロット弁の上部ばね定数 (N/m)
 k_2 : パイロット弁の下部ばね定数 (N/m)
 m : パイロット弁の駆動部の質量 (kg)
 P : 圧力 (Pa)

*平成24年3月6日 原稿受付

**東京工業大学大学院メカノマイクロ工学専攻
(所在地 横浜市緑区長津田町4259)
(E-mail : techakasem.c.aa@mtitech.ac.jp)***東京工業大学精密工学研究所
(所在地 横浜市緑区長津田町4259)

- Q : 流量 (m^3/s)
 R : 気体定数 (J/kg/K)
 S_e : 有効流路面積 (m^2)
 V : 体積 (m^3)
 x : ノズルとフラップ間のすき間 (m)
 θ : 温度 (K)
 ρ : 密度 (kg/m^3)
 添字
 1 : 1次側
 2 : 2次側
 3 : パイロット弁中央部の制御室
 a : 大気圧
 c : 主弁の制御室
 $c1$: チャンバ1
 $c2$: チャンバ2
 $c3$: チャンバ3
 u : 上流側
 d : 下流側
 M : 主弁
 N : ノズル
 v : ベンチュリ管

3. 提案するパイロット弁のメカニズム

3.1 原理の説明

Fig. 1は提案するパイロット弁の原理図である。 P_1 は減圧弁系の1次圧力であって、 P_2 が2次圧力、すなわち減圧した圧力である。 P_1 は主弁上流圧力であると同時に、パイロット動作圧力 P_c を得るための供給圧力でもある。

図において、チャンバ1の上部はダイアフラム1、下部はダイアフラム1となっている。チャンバ2の上部はダイアフラム2、下部は弾性を無視できる固定した隔壁板である。チャンバ3の上部はダイアフラム3、下部は固定した隔壁板である。この隔壁板は弁ケースに固定してある。

チャンバ1には、ベンチュリ管下流の圧力 P_2 が接続されているが、ここは、パイロット圧力を制御するノズルからの空気の流出口ともなっている。チャンバ2にはベンチュリ管の圧力が、絞り2を通して接続されている。チャンバ3には減圧した圧力（2次圧力） P_2 が接続してある。

以上の圧力の接続により、ダイアフラム1の上面には大気圧、下面には2次圧 P_2 がかかる。ダイアフラム2の上面には P_2 が、下面にはチャンバ2の圧力 P_3 がかかる。また、ダイアフラム3の上面には大気圧が、下面には2次圧 P_2 がかかる。

パイロット弁の中央に弁軸があって、これにダイアフラム1、ダイアフラム2、ダイアフラム3が固定されている。弁軸は上部ばね (k_1)と下部ばね (k_2)により支持されている。ダイアフラム2の中央板はフラップとなっていて、このフラップとノズルの間の間隔 x が変わると、主弁制御圧 P_c が変わり、主弁を駆動することとなる。すなわち、 x の変化量は、弁軸の変位量に等しい。定常状態ではフラップとノズルの間隔により、 P_c が定まり、主弁開度の定常値が決定する。それゆえ、設定ねじ (Set screw) の調節を行うと、主弁の制御圧力を調節することができる。

いま、何らかの原因で、 P_2 が上昇すると、この圧力はチャンバ1とチャンバ3に伝えられる。チャンバ3内の圧力の上昇により、弁軸には上向きの力が働いて、ノズルと

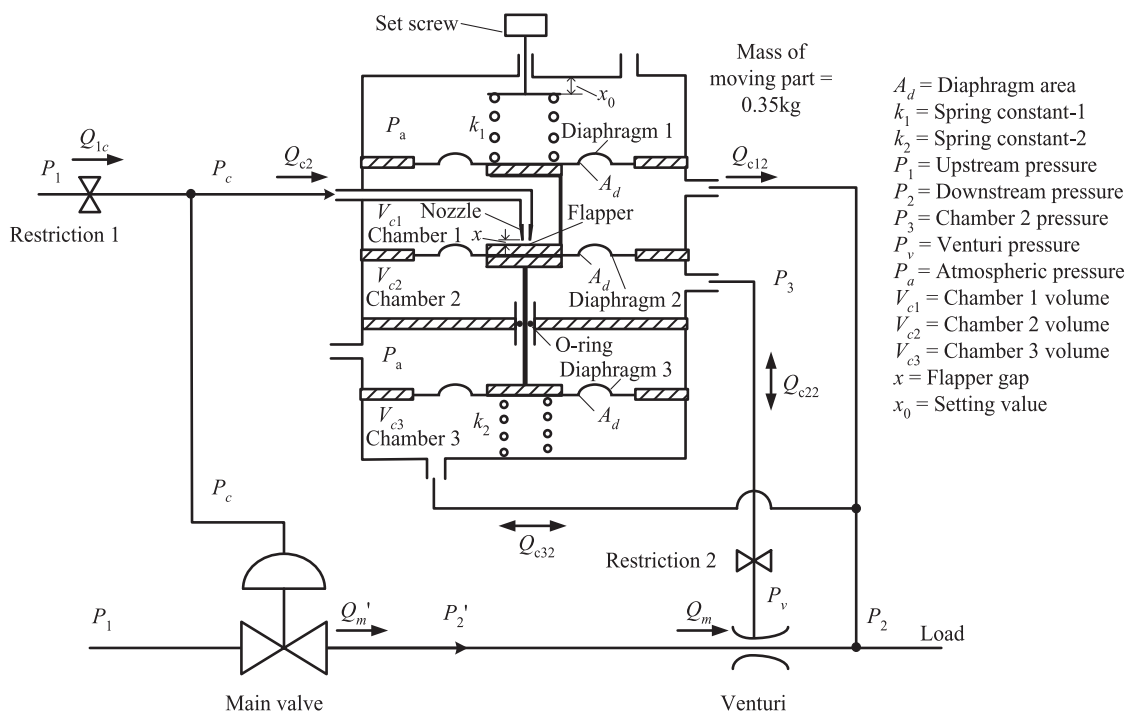


Fig. 1 Schematic of a regulator system

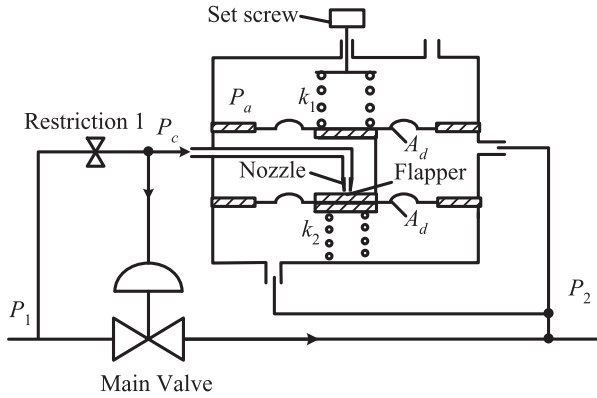


Fig. 2 Schematic of a conventional system

フラップの間隔 x を減少させる。 x の減少と、チャンバ2の圧力上昇とは、ともにノズル流量を低下させるので、 P_c が上昇し、主弁を閉じる方向の力が增加する。 P_2 の微小変化と、これに対する P_c の微小変化の比が、パイロットゲインである。主弁が閉鎖方向に動くことにより、上昇していた圧力 P_2 が低下する。一方、2次圧の上昇は、主弁通過流量の減少をともなう。このときには、ベンチュリ管スロート部の圧力も上昇し、その上流圧力 P'_2 と下流圧力 P_2 との差は減少する。このため、 P_3 は P_2 から見ると、流量が多いほど低い圧力となる。この効果を従来形のパイロット弁との比較において説明する。

比較のために、Fig. 2に従来形減圧弁の構造を示す。この場合には、弁軸を押し上げる圧力は、 P_2 だけである。

これに対し、本研究の場合は、 P_2 と P_3 が弁軸を押し上げる。それゆえまずダイアフラム面積は、単純計算で本研究のものは、従来形の2倍となる。本研究のパイロット弁では、弁軸にかかる力は、 P_2 と P_3 で決定し、流量が多いときには P_3 の相対的減少により、弁を押し上げる力は従来形の2倍には至らず、その不足分だけフラップ変位 x が増加し、 P_c を低下させる。このように、本提案の構造では、下流圧力 P_2 が流量増加により低下する場合と、流量以外の要因（負荷加重の増加など）の両方に対応して、パイロット弁の動作にフィードバックしている。これにより、負荷流量の変化による、2次圧力の変化を抑制することになる。

3.2 ベンチュリ管及び絞りの動作

パイロット弁に接続されている圧力は、 P_c 、 P_3 および P_2 である。これらがパイロット弁外部の要素により影響を受ける様子を以下に示す。このうち、 P_c はパイロット弁の出力圧力で、パイロット弁への流量 Q_{c2} との関係は、パイロット弁内部にあるノズルにおいて決定されるので、これについては3.3において述べる。

流量フィードバックを実現するために、ベンチュリ管を用いた。ベンチュリ管のスロート部の圧力は、ベンチュリ管を通過する流量が増加すると低下する。この関係は次の式により表される^{9),10)}。

$$P'_2 - P_v = \frac{\rho'_2}{2C_v} \left(\frac{Q_m}{A_1} \right)^2 \left[\left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1 \right] \quad (1)$$

ここで P'_2 はベンチュリ管入口の圧力であり、これは主弁下流圧力でもある。

これ以外の絞り要素をとる流量は、次の楕円近似式（ISO6358参照¹¹⁾）を用いて表す。

$$Q_{ANR} = \frac{1}{\rho_{ANR}} Se \frac{P_u}{\sqrt{R\theta_u}} \psi \left(\frac{P_d}{P_u} \right) \quad (2)$$

$$\psi \left(\frac{P_d}{P_u} \right) \begin{cases} \approx \sqrt{1-b} \sqrt{1 - \left(\frac{P_d - b}{1-b} \right)^2}, & b < \frac{P_d}{P_u} < 1 \\ = \sqrt{1-b}, & 0 < \frac{P_d}{P_u} < b \end{cases} \quad (3)$$

空気では $b=0.528$ である。

ベンチュリ管スロート部圧力 P_v の変化が直接チャンバ3に伝えられると、圧力変動ノイズなどの影響を受けやすいことが予想されるので、チャンバ3への通路に固定絞りを設置した。この固定絞りとチャンバの容量とで積分の効果（厳密には P_v に対する一次遅れ）が生じる。この固定絞りの特性は次式で表すことができる¹¹⁾。絞りを効かさない場合はこの式を使用しないで、チャンバ3の圧力を単に $P_v=P_3$ とする。

$$Q_{c22} = Se_{r2} \psi \left(\frac{P_d}{P_u} \right) \frac{P_v}{\rho_v \sqrt{R\theta_v}} \quad (4)$$

ベンチュリ管の下流には、管路が接続されていて、その特性は、主弁を含めた圧力制御系として考えるのが適切であるが、一般には未知である。本研究では、提案するパイロット弁の特性の検討に議論を限定し、負荷系に関する検討は行わないが、実験やシミュレーションでは固定絞りを負荷として用いている。この場合の圧力流量特性は、次のとおりである。

$$Q_m = Se_{Load} \psi \left(\frac{P_d}{P_u} \right) \frac{\rho_2 P_2}{\sqrt{R\theta_2}} \quad (5)$$

次に、主弁とベンチュリ管の間に配管上生じる空間の、圧力と通過流量の関係は次のとおりである。

$$\frac{dP'_2}{dt} = (Q'_m - Q_m) \frac{\rho'_2 R \theta}{V'_2} \quad (6)$$

ここでは、下流側の空気は等温と仮定している。

次に、絞り1の上流は1次圧力 P_1 で、この絞りの下流圧力 P_c はノズルに接続されている。絞りを通る流量は次のように表される。

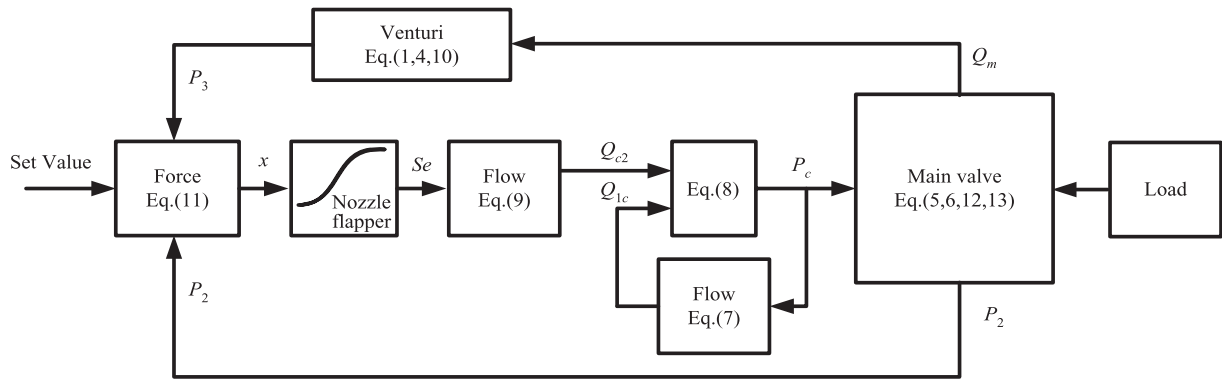


Fig. 3 Block diagram for the valve

$$Q_{1c} = Se_{r1} \psi \left(\frac{P_d}{P_u} \right) \frac{P_1}{\rho_1 \sqrt{R\theta_1}} \quad (7)$$

これを用いると主弁を操作する圧力 P_c は同様に等温変化を仮定すると次式で求められる。

$$\frac{dP_c}{dt} = (Q_{1c} - Q_{c2}) \frac{\rho_c R \theta_c}{V_c} \quad (8)$$

3.3 パイロット弁の力学モデル

チャンバ1の圧力とノズルを通る流量の関係は次のとおりである。ただし、チャンバ1における圧力は P_2 に等しいとみなす。

$$Q_{c2} = Se_N(x) \psi \left(\frac{P_d}{P_u} \right) \frac{P_c}{\rho_c \sqrt{R\theta_c}} \quad (9)$$

チャンバ2における圧力の変化は次のとおりである

$$\frac{dP_3}{dt} = Q_{c22} \frac{\rho_{c2} R \theta_{c2}}{V_{c2}} \quad (10)$$

弁の変位は、次の運動方程式により決定する。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + \text{sing}(\dot{x}) F_\mu + k_1(x + x_{10}) + k_1(x + x_{20}) = A_d(P_2 - P_u) + A_d(P_3 - P_u) \quad (11)$$

ただし、 x_{10} 、 x_{20} は、それぞればね1、2の初期圧縮長さである。提案するパイロット弁のチャンバ2の圧力は2次側圧力が通じているチャンバ3の圧力とは異なるので、上下の制御室は、固体板で隔離されている。このとき、板と弁軸の間からの、漏れ止めのためにOリングを用いた。式(10)の F_μ はパイロット弁の弁軸とOリングの相対運動におけるクーロン摩擦力である。このパイロット弁では、弁室が従来形のパイロット弁よりも一つ増える。このため、チャンバ隔壁に弁軸を通すことが必要になり、これが弁軸に作用する摩擦力が発生する。摩擦力は、一方では、圧力設定のヒステリシスを発生するが、パイロット弁の変位応答の減衰に役立つ。

平衡状態では、パイロット弁の圧力設定ばねで発生して

いる力とパイロット弁のダイヤフラムにかかっている流体圧による力とが釣りあっている。この状態から2次側の圧力が変化すると、ダイヤフラムに作用する力が不平衡となってフラップが変位する。このことにより、ノズル上流の圧力が変化し、これにより主弁の変位が変化して、2次側圧力を復帰させる^{12), 13)}。このときの主弁における制御圧力、1次及び2次圧力、流量の関係は、

$$Q'_m = Se_m \psi \left(\frac{P_d}{P_u} \right) \frac{P_1}{\rho_1 \sqrt{R\theta_1}} \quad (12)$$

である。この場合の、有効流路面積は、制御圧力によって決定されるが、それは使用する主弁の特性ごとに異なる。以上の関係式をもとに、本論文で扱っている減圧弁システムのブロック線図を描くと、Fig.3となる。

4. 要素特性及び実験

前章で述べた特性改善の方針が正しいかどうかを確かめるため、弁の試作を行い、主弁及び負荷と組み合わせた閉ループ系の実験を行った。

本章の4.1節から、4.4節まででは、構成する主要素の特性を測定する。4.5節ではこれらを用いたシミュレーションを行い、主弁を含む減圧弁全体の実験結果との比較を行う。

4.1 ノズルフラップの流量特性

ノズルの流量特性は、式(9)に示したように、ノズルに供給される圧力、出口圧力、フラップまでの距離によって決定する。この場合、設計により調節される特性は、変位と有効開口面積の関係である。それゆえ、ノズルの上流圧力を固定した値とし、下流圧力を大気圧として、流量と変位を測定する¹⁴⁾。その結果を用いて有効開口面積を決定することとした。その実験回路図と結果をFig.4とFig.5に示す。

4.2 ベンチュリ管の特性

ベンチュリ管の特性はFig.6に示す装置により測定した。一般にベンチュリ管を流量測定に使う場合には、上流直管部などの規定がある。しかし、ここではスロート部圧力と2次圧力の差で、流量を間接的に表す。この差圧は信号として利用するだけなので、流量測定における規定¹⁵⁾を考慮

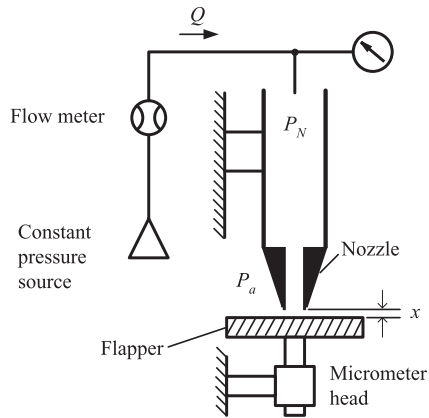


Fig. 4 Experimental setup for measuring nozzle characteristic

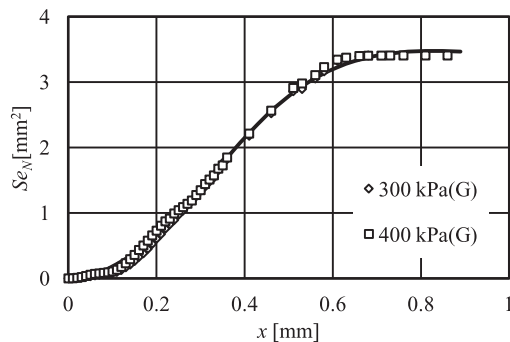


Fig. 5 Characteristic of nozzle

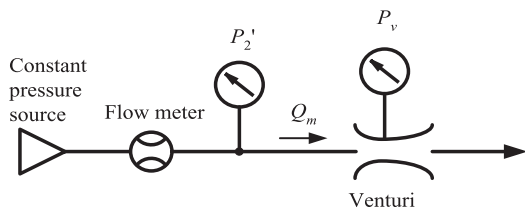
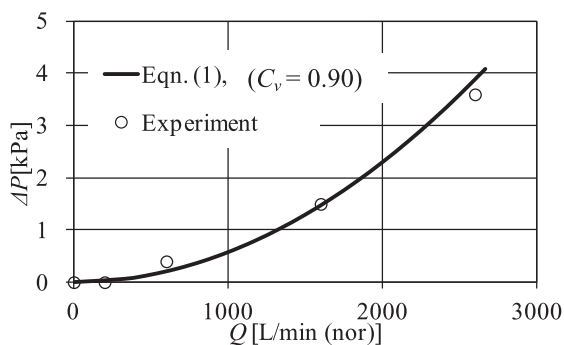


Fig. 6 Experimental setup for Venturi test


 Fig. 7 Experimental result of ΔP at Venturi

しなくてよい。ただし、この差圧を信号として用いて、2次圧力の低下を補うため、設置したベンチュリ管の特性測定を行う必要がある。この場合には、式(1)の C_v を実測により決定すればよい。Fig. 7にその結果を示す。

4.3 パイロット弁のゲイン及びヒステリシス

このパイロット弁では、弁軸からの漏れの防止のために

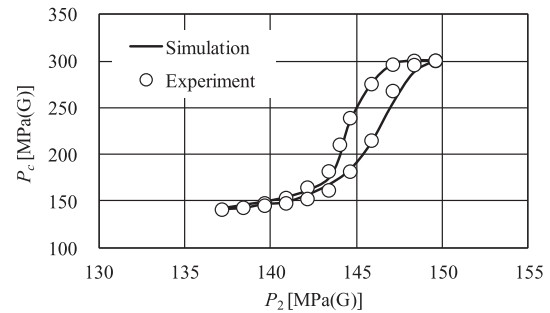


Fig. 8 Static characteristic of pilot valve

Oリングを用いている。このため、摩擦が生じ、 P_2 と P_c の関係にヒステリシスを生じることが予想される。そこで P_2 と P_c の関係を実測した。測定例をFig. 8に示す。軸の太さとOリングの個数を変えて、ヒステリシスの大きさを測定し、適切なものを選択した。なお、この測定ではチャンバ2へのベンチュリ管からの圧力を封じ、代わりに2次圧力をチャンバ2に導くことにより行った。こうすると、圧力 P_2 がダイアフラム2とダイアフラム3にかかるので、 P_2 から制御圧力 P_c までのゲインは同じダイアフラムを備えた従来型パイロット弁の約2倍になる。

4.4 主弁の特性

このパイロット弁の有効性を実験的に確認するためには、主弁と接続し負荷回路を接続しなければならない。主弁特性はこの研究の目的ではないが、シミュレーションを行うためには主弁のパラメータが必要となる。

本研究ではガス供給システムなどで、主弁として多く使用されているAxial Flow Valves (AFV) を利用した。その概略をFig. 9中に示す。これは対向した中空円錐台の側面にスリットがあり、これにはゴムスリーブを被せたものである。供給圧 P_1 、制御圧 P_c の差によってゴムスリーブが変形してスリットを塞ぎ、これにより流量が調節される。調節弁などによくある弁栓を使う形式の弁では、質量も大きく、弁軸の摩擦力も大きいのであるが、この主弁の場合、クーロン摩擦力は作用せず、慣性力もゴムスリーブ変形によるものだけなので、本論文の解析では慣性効果を無視した。

主弁のパラメータを求めるための実験装置をFig. 9に、測定結果の静特性をFig. 10に示す。測定結果を見ると、 $P_1 - P_c$ が約150kPaで飽和状態となっている。 $P_1 - P_c$ の値が0から約25kPaまでのときは不感帯であった。この結果は実験式として次のように表すことにした。

$$S e_m(z) = \frac{0.14z^3 - 1.1z^2 + 0.01z + 7}{0.003z^3 - 0.21z^2 + 23z - 140} \quad [\text{mm}] \quad (13)$$

ただし、

$$z = P_1 - P_c \quad \text{Unit: kPa}$$

この関係式をFig. 3で示してあるモデル（ブロック線図）に組み入れて、閉ループ制御システムのシミュレーションに用いた。

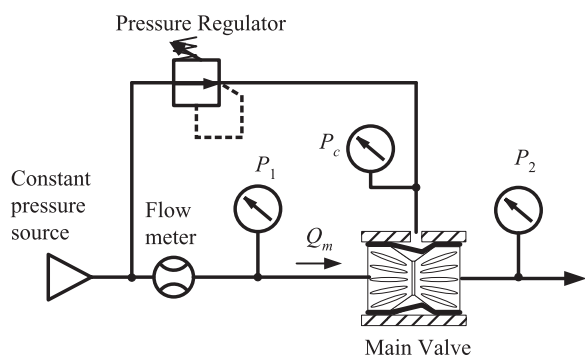


Fig. 9 Experimental setup for main valve test

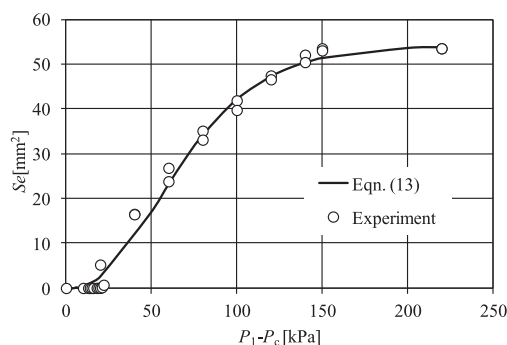


Fig. 10 Characteristic of main valve

4.5 主弁を含めた実験とシミュレーション

圧力制御システム全体の実験装置の概略図をFig. 11に示す。一次側には300kPa(G)の圧縮空気を供給した。このとき、二次側圧力設定値は150kPa(G)とした。負荷側、すなわちベンチュリ管の下流側に二つの弁が直列に接続してある。これらは負荷用の弁である。この二つのうち、上流側にあるものはオン・オフ弁、下流側にあるものは可変絞り弁である。可変絞り弁は静特性測定用である。オン・オフ弁は過渡現象を発生させるために用いる。

シミュレーションは3章で示したモデル及び本章前節までで求めた要素パラメータを用いて行った。要素パラメータの主な値をTable 1にまとめて示す。

Fig. 11に示した装置を用いて、まず従来形のパイロット

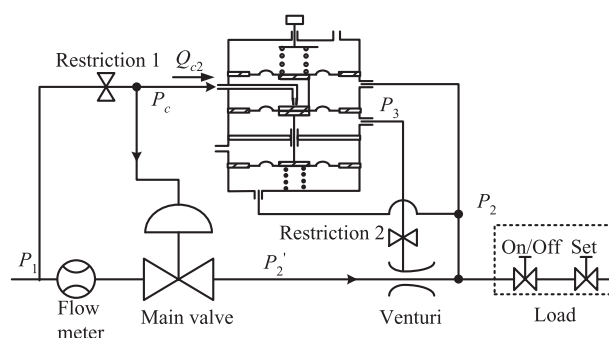


Fig. 11 Experimental setup for closed loop

弁を用いた減圧弁の特性測定を行い、次いで、提案したパイロット弁を用いた減圧弁の特性測定を行った。Fig. 12に静特性の測定結果を比較して示す。図において、横軸は流量、縦軸は2次圧力を表す。図中のプロット点はこの実験に用いたパイロット弁、及び実験装置のパラメータを用いたシミュレーションの計算結果及び実験結果である。Fig. 8に示された P_2 から P_c までのヒステリシスはかなり大きいですが、実験で測定した2次圧力のヒステリシスは十分小さいものであった。この理由は良く解明できなかったが、実装した場合には、パイロット弁には微小な振動が伝わってきていたので、デイズー効果が発生していた可能性がある。オフセットは従来形パイロット弁においては、流量の増加に伴って大きくなっている。これに対し、提案するパイロット弁においては、オフセットが非常に小さくなっていることが確認できる。

次に安定性に関する実験は次のように行った。まず、Fig. 11の装置において、オン・オフ弁を全開状態（オン状態）とし、可変絞り弁により、定常状態における流量を設定する。次いでオン・オフ弁を閉鎖し、続いて圧力記録を開始してからオン・オフ弁を急開放する。このとき、2次側圧力の初期値はオン・オフ弁閉鎖の速さにより相違を生じるが、ここでは定常状態の圧力になるべく近くなるように調整した。シミュレーションの初期値は定常状態と同じとする。

オン・オフ弁の急開放により、負荷側の圧力は、急降下し、過渡振動に入る。この圧力振動が短時間で減衰するものほど、安定性が良いといえる。従来形パイロット弁を用いた場合の結果をFig. 13に示す。提案するパイロット弁を取り付けた場合の実験結果をFig. 14に示す。

Fig. 13, 14において、シミュレーションと実験の一致はパラメータの数が多いことを考えると、かなり良いといえるであろう。Fig. 13とFig. 14を比較すると、従来形に比べて、新提案のパイロット弁は安定性の面でも良好であることがわかる。この安定性の向上は新型において加えた摩擦力によるものと考えられる。

また、流量変動をパイロット弁の弁室に直接接続すると、過渡現象の抑制に悪影響を及ぼすことも予想し、ベンチュ

Table 1 Parameters used for simulation

	Conventional	New type
Diaphragm area	931mm ²	931mm ²
Spring constant 1	36.9kN/m	36.9kN/m
Spring constant 2	7.6kN/m	4.2kN/m
Mass m	0.19kg	0.35kg
R	287J/kg/K	287J/kg/K
Downstream volume	0.100m ³	0.100m ³
Step size in simulation	0.002s	0.002s
Frictional force	0N	6N

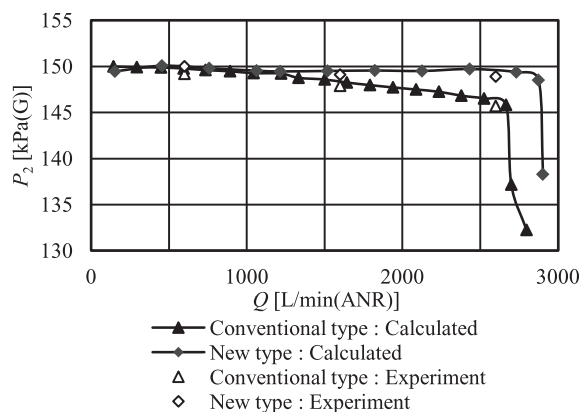


Fig.12 P - Q characteristics of regulator systems

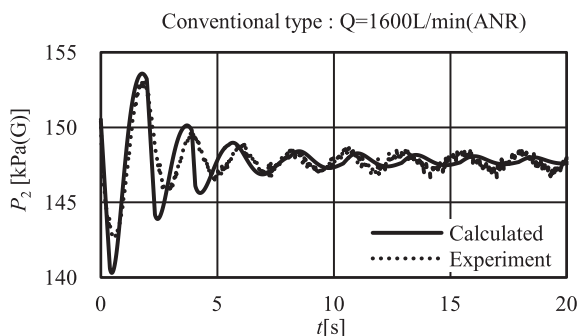


Fig.13 Conventional type pilot valve step response

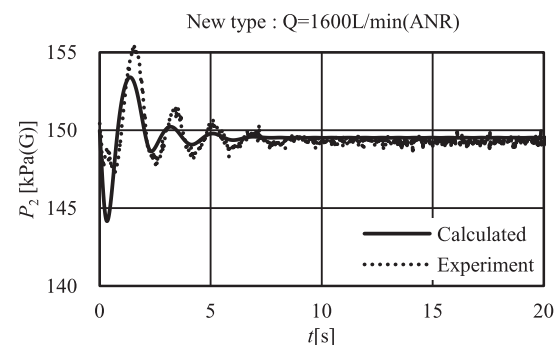


Fig.14 New type pilot valve step response

り管とチャンバ3の間には可変絞りを設置したが、Fig. 14の実験では、この絞りは開放している。これを見ると、絞りを入れなくても、十分速く減衰するようである。しかし、パイロット式の減圧機構は、性能に関係するパラメータの数が多いので、主弁や負荷系を変えたときに、どのような問題が生じてくるかは、なお研究の必要性が少なくない。

5. ま と め

パイロット弁式の空気圧減圧弁において、2次側に専用ベンチュリ管を設置して、2次圧力とベンチュリ管スロート圧力をフィードバックする方式を提案した。シミュレーションと実験により提案した方法によって、安定性を保ちながらオフセットを低減することができることを確かめた。

参 考 文 献

- 1) (社)日本油空圧学会, 油空圧便覧, オーム社, p. 461-467 (1989)
- 2) 川東孝至, 吉田 真, 藤田壽憲, 香川利春: ガス制圧器システムのシミュレーション, 日本シミュレーション学会論文誌, Vol. 22, No. 3, p. 187-193 (2003)
- 3) 竹内智朗: 都市ガス圧の制御ガスガバナの最新技術動向, 計測と制御, Vol. 48, No. 3, p. 262-267 (2009)
- 4) 森永智昭: 空気減圧弁の動特性, 計測自動制御学会論文集Vol. 6, No. 1, p. 68-73 (1970)
- 5) Waxman, M., Davis, H.A., Everhart, B.: Automated pressure regulator, Rev. Sci. Instru. p. 1467-1470, (1984)
- 6) El, G.R., Bezan, J., Delenne, B., Menu, F., Modelling of a pressure regulator: Int. J. of Pressure Vessels and Piping, Vol. 84, p. 234-243 (2007)
- 7) Sunil, S., Ullekh, P.: Mathematical Modelling of Pressure Regulator for Cryogenic Application: Proceedings of 4th FMFP (2010)
- 8) Vujić, D., Radojković, S., Dynamic Model of Gas Pressure Regulator: Mechanics, Automatic Control and Robotics Vol. 3, No 11, p. 269-276 (2001)
- 9) JIS Z8762-3 円形管路の絞り機構による流量測定方法—第3部: ノズル及びノズル形ベンチュリ管 (2007)
- 10) Daugherty, R.L., Ingersoll, A.C.: Fluid mechanics with engineering applications, McGraw-Hill Book, p. 125-129 (1954)
- 11) ISO 6358: Pneumatic fluid power – Components using compressible fluids – Determination of flow-rate characteristics. (1989)
- 12) 潘衛民, 藤田壽憲, 清水真也, 香川利春, 大谷秀雄, 谷田部義則: パイロット弁付きガス製圧器の特性, 計測自動制御学会論文集, Vol. 33, No. 3, p. 195-202, (1997)
- 13) Ishigaki, T., Watanabe, K., Modeling of LP Gas Single-state Pressure Regulator and Simulation of the Behavior of a Deteriorated Diaphragm: Proceeding of SICE, p. 1442-1445 (2004)
- 14) 香川利春, 清水優史, 森田矢次郎: ノズルフラップを入力部とするノンブリード形空気圧パイロット弁負荷容量系の動特性に関する研究, 計測自動制御学会論文集Vol. 21, No. 5, p. 480-486 (1985)
- 15) ISO 5167-1 Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full: Part 1 General principle and requirements. (2003)

会 員 各 位

平成25年7月15日

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

平成25年度会費納入のお願い

拝啓 時下益々ご清祥のこととお慶び申し上げます。

さて、平成25年度（自平成25年4月1日～至平成26年3月31日）の会費を、下記の通りご納入賜わりたくお願い申し上げます。なおすでにご納入くださいました場合は、何卒ご容赦ください。

敬 具

記

平成25年度
正 会 員 会 費 8,000円
(40歳未満で入会された方は、入会から
5年間にかぎり4,000円となります。)
学 生 会 員 会 費 2,000円

お 願 い

- ・24年度以前の会費を未納の方は、新年度分（平成25年度）と併せてお振り込みくださいますようお願い申し上げます。
- ・会員名を必ずご記入ください。
- ・便利な自動振り込みは手数料が不要です。ご希望によりお申し込み書をお送り致しますので、FAXまたはE-mailにてご一報いただきたく、宜しくようお願い申し上げます。

以上

00東京

口座番号 (右詰めにご記入ください)

001103133690

金 額

千 百 十 万 千 百 十 円

金 額

千 百 十 万 千 百 十 円

加入者名

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

料 金

特殊 取扱

通 信 欄

該当するものに○をつけ、お振込の内容をご記入ください。

1. () 年度 () 会費

企 業 名 []

会 員 名 []

2. () の代金

払込人住所氏名

(郵便番号)

(電話番号 - -)

裏面の注意事項をお読みください。(郵政事業庁) (私製承認第23957号)

払込取扱票

切取らないで郵便局にお出ください。

払込票兼受領証

口座番号

001103133690

右詰めにご記入ください

加入者名

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

金 額

千 百 十 万 千 百 十 円

金 額

千 百 十 万 千 百 十 円

払込人住所氏名

(消費税込)

受付局日附印

料 金

円

特殊取扱

お振り込み先金融機関一覧

1. 郵便振替貯金 00110-3-133690

*下の振替用紙をご利用いただけます。

(なお、この振替用紙は会費納入・資料購入・セミナー等受講料など総てにご利用いただけます。)

2. 三井住友銀行 日比谷支店 (普) 7611417

(注) *口座名はいずれも「社団法人 日本フルードパワーシステム学会」です。

*誠に恐れ入りますが、振り込み手数料はご負担くださいますようお願い申し上げます。

*上記2をご利用の方で、会社名・大学名にてご送金の方は、個人名・内容・振込金融機関名を、ファクシミリまたはE-mailで学会宛にご連絡くださいますようお願い申し上げます。

この受領証は、郵便局で機械処理をした場合は郵便振替の払込みの証拠となるものですから大切に保存してください。

ご注意

この払込書は、機械で処理しますので、口座番号及び金額を記入する際は、枠内に丁寧に記入してください。

また、下部の欄(表面及び裏面)を汚したり、本票を折り曲げたりしないでください。

(日本郵政公社)

〒105
|
0011 東京都港区芝公園三丁目五―三二 電話(〇三)三四三三―八四四一 FAX(〇三)三四三三―八四四二
編集兼発行人 一般社団法人日本フルードパワーシステム学会 振替口座 東京〇〇―一〇―三一―三三六九〇

東京都文京区小石川一―三―七
印刷所 勝美印刷株式会社