

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.2014 Vol.45 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「これがフルードパワーの魅力だ！」

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

【挨拶】

会長就任にあたって	築地 徹浩	150
副会長新任のご挨拶	小山 紀	151

特集「これがフルードパワーの魅力だ！」

【巻頭言】

「これがフルードパワーの魅力だ！」特集号発刊にあたり	田中 豊	152
----------------------------	------	-----

【解説】

油圧分野の最新動向と特徴的な事例紹介	眞田 一志	153
空気圧サーボシステムのロボットへの展開	川嶋 健嗣	158
ここまで来た水圧システム	伊藤 和寿	163
機能性流体の応用事例：次世代フルードパワーシステムを目指して	吉田 和弘	168

【ニュース】

インドにおける国際交流	香川 利春	173
ミャンマーにおける国際交流（ICSE2013参加記とヤンゴン最新事情）	香川 利春	175

【会議報告】

IFPE2014におけるフルードパワー技術研究動向	田中 豊	178
---------------------------	------	-----

【教室】

入門講座「トライボロジー」第1回：摩擦について	風間 俊治	181
-------------------------	-------	-----

【トピックス】

特許文献を調べる・特許電子図書館の活用4…日本の分類・テーマコード2	木原 和幸	184
ブラジル滞在日記	寺崎 敦	187

【研究室紹介】

上智大学築地研究室	濱田溪太郎	190
-----------	-------	-----

【企画行事】

平成25年度ウインターセミナー開催報告「大型機械と油圧技術」 林 光昭 193

【コーヒブレイク】

手押し井戸ポンプ ルーツ編 大橋 彰 195

【会告】

第33期 通常総会終了 197

平成26年度受賞候補者募集 198

フェロー認定者推薦のお願い 199

第9回JFPS 国際シンポジウム開催のお知らせ 199

共催・協賛行事のお知らせ 200

その他 177, 196, 202

■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

[Greeting Message]

Greetings of Appointment to President of JFPS	Tetsuhiro TSUKIJI	150
An Inaugural Address from Newly-appointed Vice President	Osamu OYAMA	151

Special Issue "Attraction of Fluid Power Technology"

[Preface]

Editor's Prefatory Note for Special Issue on Attraction of Fluid Power Technology	Yutaka TANAKA	152
-----------------------------------------------------------------------------------	---------------	-----

[Review]

Latest Trends and Typical Examples in the Field of Oil-Hydraulics	Kazushi SANADA	153
Applications of Pneumatic Servo System to Robotics	Kenji KAWASHIMA	158
Technical Front-line of Water Hydraulics in Japan	Kazuhisa ITO	163
Application Cases of Functional Fluids for Advanced Fluid Power Systems	Kazuhiro YOSHIDA	168

[News]

International Contact of JFPS with IFPS	Toshiharu KAGAWA	173
Myanmar ICSE2013 and Yangon Today's States	Toshiharu KAGAWA	175

[Conference Report]

Research Trend of Fluid Power in IFPE2014	Yutaka TANAKA	178
-------------------------------------------	---------------	-----

[Lecture]

An Introductory Course of Tribology: 1. On Friction	Toshiharu KAZAMA	181
-----------------------------------------------------	------------------	-----

[Topics]

Investigation of the Patent Documents/ Practical use of Industrial Property Digital Library		
Classification and the Theme Code of Japan	Kazuyuki KIHARA	184
Brazil Stay Diary	Atsushi TERASAKI	187

[Laboratory Tour]

Tsukiji Laboratory in Sophia University	Keitaro HAMADA	190
-----------------------------------------	----------------	-----

[JFPS Activities]

The Report of Winter Seminar in the Academic Year of 2013 'Large-scale Machines and Oil Hydraulic Technology'	Mitsuaki HAYASHI	193
---------------------------------------------------------------------------------------------------------------	------------------	-----

[Coffee Break]

	Akira OHASHI	195
--	--------------	-----

[JFPS News]

	177, 196, 197, 198, 199, 200, 202
--	-----------------------------------

挨拶

会長就任にあたって

著者紹介

つきじひろ
築地徹浩上智大学理工学部機能創造理工学科
〒102-8554 東京都千代田区紀尾井町7-1
E-mail : t-tukiji@sophia.ac.jp

1983年上智大学大学院理工学研究科機械工学専攻博士後期課程修了（工学博士）、同大学助手を経て1997年足利工業大学工学部教授、1999年上智大学理工学部教授、2014年上智大学理工学部部長、大学院理工学研究科委員長現在に至る。2014年6月（一社）日本フルードパワーシステム学会会長

平成24年度に日本フルードパワーシステム学会が一般社団法人へ移行して2年が経過いたしました。その間、副会長として会長を支えるとともに、学会が会員の皆様にとってより魅力的なものであるようさまざまな施策に取り組み、特に財政基盤の強化、産学連携の強化などに努めてまいりました。今後も、学会活動の意義を見つめ直し、その活動から得られる成果を会員の皆様と供用したいと考えています。引き続き協力をお願いいたします。

さて、本学会の総会に先駆けて産学連携のパートナーである工業会の総会が5月15日に開かれました。私たち学会関係者も総会後の懇談会に招かれたのですが、その場で工業会の新会長のCKD株式会社梶本様や経済産業省の方などのご挨拶がありました。その中で、安倍内閣の進める“3本の矢”の効果も出始め、経済も着実に上向きつつあるということをお話されていました。このことは、学会の定める基本方針の一つの“矢”つまり“第1の矢”の財政基盤の強化にも追い風になるかと思えます。ここでは、あえて第1の矢と呼ばせていただきます。財政基盤につきましても、2013年度は会員の皆様の絶大なご協力によりまして予想以上の成果を上げることができました。今後とも、会員皆さんのより一層の協力をお願いします。

つぎに、上述の産学連携についてですが、昨年度来、工業会との連携を積極的に深めて来ました。この絆を一層深めると同時に、昨年作成した“フルードパワー研究者リスト”および“出前講座”やセミ

ナーなどのより一層の充実を推進してまいります。この“産学連携”を“第2の矢”とします。また、新たに始まりました、自動車の動力伝達・制御にかかわるフルードパワー技術研究委員会、流体現象に関する研究委員会や継続中の委員会でも産学での議論を戦わし、産学連携に貢献していきたいと思えます。さらに、本年9月にIFPEX2014が開催されます。学会はカレッジ研究発表コーナーに参加し、大学関係者による研究成果が発表されますが、これも産学交流の良い機会になると思えます。

本学会として重要な基盤は、財政基盤とともに学術基盤です。学術基盤は、学会としての存在意義を示すために必要不可欠です。昨今の社会的グローバル化にともない国際交流も含んだ形で“国際的学術基盤”と呼ばせていただき、これを“第3の矢”したいと思います。本学会の学術基盤として、春と秋の国内講演会および国際シンポジウムを開催しており、本学会が主催します。昨年秋の講演会は神戸で開催され、関西方面の方々が多参加され、学会をアピールするよい機会でした。その際、日中研究者派遣事業として中国の浙江工業大学からJian Ruan教授が来日されご講演をされました。この日中若手研究者の交流は2003年から続いており、日中の若手研究者による良いフルードパワーの学術交流の場になっています。

一方論文集につきましても、2013年1月から電子投稿に移行しましたフルードパワーシステム学会論文集および英文論文集であるJFPS International Journal of Fluid Power Systemが発行され、英文論文集はJ-STAGEで公開されています。今後、学術基盤の一つとして以上の講演会および論文集の規模や質を高めていく必要があると思えます。

以上のように、本学会での3本の矢を掲げさせていただきました。“第1の矢”を財政基盤、“第2の矢”を産学連携、“第3の矢”を国際的学術基盤としてそれぞれの強化を進めてまいりたいと存じます。

最後になりましたが、フルードパワー技術の発展を目指し微力ながら最大限の努力していく所存であります。会員の皆様のご理解とご協力を賜りますようお願い申し上げます。

挨拶

副会長新任のご挨拶

著者紹介



おやま おさむ
小 山 紀

明治大学理工学部
〒314-8571 川崎市多摩区東三田1-1-1
E-mail: oyama@isc.meiji.ac.jp

明治大学理工学部教授、流体制御の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会副会長、日本機械学会、計測自動制御学会などの会員、工学博士

(一社)日本フルードパワーシステム学会の平成26年度総会が開催され、学会長に築地徹浩先生が選出されました。就任の挨拶で築地学会長は三つの運営指針を掲げられました。内容は築地会長が本号でお伝えになると思いますが、全面的に賛同します。副会長は肥田一雄様が継続され、新たに小山が任命されました。新任のご挨拶として簡単に所信を述べさせていただきます。

前会長の香川先生、前副会長の北畠様、副会長の肥田様を初めとする方々の尽力により、平成25年度において賛助会員が29社、正会員が37名それぞれ増加しました。しかし他学会が会員を大幅に減じている現状では安心できません。学会員になりたい動機は当然学会の有用性です。学会はこの面でも存在意義を問われています。

小山は社会の変革が、新たな学会の存在価値を生むと確信しています。製品サイクルの短縮、プロジェクトフローの巨大化やグローバル化など、産業環境の変革は企業間競争を投資効率が一層重視されたものへと変えてゆきます。すなわち各企業はコストや期間を削減するため共通性が高く、高価で作成に手間のかかるツールは各社単独ではなく共同で開発し、その分、製品の独自化に専念するようになるのではないのでしょうか。あるソフトウェアツールを

使った開発分野では、ユーザ業界とツールベンダーがコンソーシアムを設立し成果や課題を共有し、ソフトの改良をベンダーに提案・要求するなどすでにこの方向に向かっています。学会はベンダーではありませんがツールを基礎研究と読み替えると、同様の取組みが学会を活性化させます。学会は企業と研究を共有し、この利用を推進する公平な専門中立機関として活用されるべきでしょう。賛助会員企業の方々も「学会と企業では時計の進み方が違う」などとおっしゃらず積極的に学会を利用して下さい。学会との共同開発に適した課題が必ずある筈です。まずはできるところから始めたいと思います。大学などの研究者も例外ではありません。自己の研究が社会に役立つことを望まない研究者などいないでしょうから。

学会の受皿として現状では研究委員会が最適だと思います。各研究委員会と協力しながら委員会活動についての方策、すなわち開かれた委員募集形態と、参加企業への迅速な情報公開方法を築地学会長のもとでまとめます。その結果研究委員会の活動範囲が「フルードパワー」に収まらなくなったとしても(個人的には)かまわないと思っています。

学会の活動にはフルードパワー工業会との連携が大事です。また、学会の実効ある運営には健全な財政基盤が不可欠であり、賛助会員様には一層のご支援をお願いします。

前会長のもとで推進された学会各組織の意志疎通の迅速化をさらに進めるとともに、「そこに行けば何か役に立つ発見がある」「ここは面白い」など、会員の皆様にとって魅力ある学会となるよう微力ながら最大限の努力をしていく所存です。末筆ではありますが会員の皆様のご理解とご協力をお願いします。

「これがフルードパワーの魅力だ！」特集号発刊にあたり

著者紹介



たなか ゆたか
田中 豊

法政大学デザイン工学部
〒102-8160 東京都千代田区富士見 2-17-1
E-mail : y_tanaka@hosei.ac.jp

1985年東京工業大学大学院総合理工学研究科修士課程修了，その後，東工大精密工学研究所助手を経て，1991年法政大学講師，1992年同助教授，2002年同教授，現在に至る。2014年4月より法政大学情報メディア教育研究センター所長，工学博士（1991年 東京工業大学）。

油圧や空気圧などのフルードパワー技術は，流体を介してパワーを伝達することで，機械式や電気式駆動に比べて，小形で大きな出力が実現できる動力伝達手段の基盤技術として，自動車や建設機械，航空機，各種産業機械，工場設備などに幅広く利用されている。最近では，油圧駆動は風力や波力・潮力発電などのグリーンエネルギー分野，空気圧駆動は半導体などの生産設備分野や手術ロボット・介護ロボットなどの医療福祉分野，水圧駆動は食品加工分野や福祉機器分野，機能性流体はダンパやマイクロマシンなどの新分野へと，それぞれの特長を活かした新しい分野への展開も活発に行われてきている。また革新的な作動流体の開発や高圧化，要素機器の高性能化や高効率化，省エネルギー化など，より一層の技術革新も話題となっている。

こうした状況を踏まえ，また学会活動の基盤強化と企業ユーザーへのフルードパワーの魅力浸透を図ることを目的として，平成25年秋季講演会会期中に，学会の初めての企画として，公開技術フォーラム「これがフルードパワーの魅力だ！（油圧・水圧・空気圧・機能性流体のスペシャリストを迎えて）」が開催された。この公開技術フォーラムでは，油圧・空気圧・水圧・機能性流体の各分野の講師の皆様，それぞれの作動流体の視点で技術的特長やその魅力，最新の研究開発事例などを紹介いただくとともに，次世代のフルードパワーシステムの発展に向け，製品開発やシステム開発，基礎技術や応用

技術における解決すべき技術課題などについて，多くの示唆に富む指摘があり，企業技術者やユーザー必聴の好評企画であった。

本特集号では，この公開技術フォーラムの密度の濃い講演の内容を広く会員の皆様にも知っていただきたく，当日の4名の講師の方々にあらためて会誌用解説原稿としての記事の執筆をお願いした。

横浜国立大学教授の眞田一志氏には，油圧駆動の最新事例やその特長，流れの解析事例やシミュレーション事例などを中心に，油圧の魅力をご紹介いただいた。

東京医科歯科大学教授の川嶋健嗣氏には，空気圧サーボシステムをロボットへ展開している最新適用事例を中心に，特にご自身の医療用手術ロボットへの応用最新事例をご紹介いただいた。

芝浦工業大学教授の伊藤和寿氏には，水圧システム技術の特長や最新状況，期待される応用分野を中心に，水圧の魅力についてご紹介いただいた。

東京工業大学准教授の吉田和弘氏には，電界や磁界などの外部刺激により特徴的な機能を発現する機能性流体を用いたユニークな応用事例の数々を中心に，機能性流体の魅力をご紹介いただいた。

油圧駆動や空気圧駆動は，すでにさまざまな産業分野や研究開発分野で広く利用されている基盤駆動技術であり，電気駆動に比べ大きな出力密度が実現できる特長がある。一方，水圧駆動はまだ産業分野への応用の裾野は狭いが，独自の市場が存在する次世代駆動技術である。また機能性流体による駆動技術は，さらに次世代のフルードパワー技術として，大きな可能性を秘めている。

本特集号の掲載記事から，会員読者の皆様，こうした油圧，空気圧，水圧，機能性流体のそれぞれの特長を再評価するとともに，その特長を踏まえた魅力あるフルードパワー技術の活用や研究展開への新たな取り組みを開始することを期待したい。

（原稿受付：2014年5月1日）

解説

油圧分野の最新動向と特徴的な事例紹介

著者紹介



さなだ かずし
眞田一志

横浜国立大学大学院工学研究院
〒240-8501 神奈川県横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5
E-mail : ksanada@ynu.ac.jp

1986年東京工業大学大学院理工学研究科修士課程修了。同大学助手。1998年横浜国立大学工学部助教授、2004年同大学教授。現在に至る。油圧制御の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会などの会員。博士(工学)。

1. はじめに

ロンドン、テムズ川沿いにあるタワーブリッジ(図1)はイギリス随一の観光名所であり、ロンドンを観光する人は、一度は見に行かれることと思う。約8年の工事の後、タワーブリッジが開通したのは、今からおよそ120年前の1894年6月30日(土)のことであり、おりしもイギリスは産業革命の真っただ中であった。紀元1世紀ごろ、ローマ人が現在のタワーブリッジの近くに木製の橋をかけてから、その橋は南北を結ぶ交通の要所でありつづけ、ロンドンと呼ばれた町はその橋を中心に発展し、今日の大都会ロンドンに続いている。そのテムズ川にかかる跳ね橋がタワーブリッジで、船が通行するときは橋が中央から左右に開くようになっている。橋の開閉を行う動力として、当初は蒸気機関が動力源として利用されていた。テムズ川をはさんでロンドン塔の反対側、橋のたもとに博物館があり、当時使用されていた蒸気エンジンや巨大なアキュムレータが展示されている(図2)。蒸気エンジンは360馬力あり、6基あるアキュムレータの100トンのおもりを35フィート(約10m)持ち上げることができる。蒸気エンジンからアキュムレータへは、6インチの配管2本で高圧水が供給され、7インチの配管で水をタンクに戻していた。この蒸気機関は、修理を重ねながら、長い間使用され続けてきたが、1976年、油圧駆動に置き換えられ、現在に至っている。

油圧技術は、コンパクトな装置で大出力を発揮できる特長を活かして、さまざまな機械装置に利用されている。また、近年では、燃費低減、排ガス規制、エネルギー問題などの対策としても油圧技術が注目されている。本稿では、著者の視点からみた油圧技術の最新動向と、特徴的な事例を紹介する。



図1 ロンドンのタワーブリッジ



図2 アキュムレータ(左)と蒸気エンジン(右)

2. 海外の大学における研究活動

油圧研究で有名な海外の大学としては、アーヘン工科大学、ドレスデン大学、バース大学、スウェーデン王立工科大学、タンペレ大学、ミネソタ大学、パデュー大学、燕山大学、浙江大學、釜慶大学、蔚山大学をはじめ多くの大学がある。中でも、最近注目されるのは、ミネソタ大学のステルソン教授とパデュー大学のモニカ教授をはじめとする研究グループであり、省エネルギーのための「小形・高効率」

な機器・システムの研究開発を推進している。具体的な研究分野として、以下の4つのテーマが挙げられている¹⁾。

- 1) 既存の油圧応用分野で画期的な効率向上
- 2) 燃費のよい油圧ハイブリッド自動車の開発
- 3) 携帯可能な人間サイズの油圧デバイスの開発
- 4) 油圧を親しみやすく身近なものにすること

3. ハイブリッド

エンジンと電気モータで走行するハイブリッド乗用車は短時間のうちに普及し、あっという間に身近な車になった。実際に乗ってみると、発進時の加速がよく、確かに燃費も優れている。電気モータは主として発進時の加速を担っており、ある程度速度が出ればエンジンに切り替わる。このようなハイブリッドの考え方を油圧技術にも適用する試みが進められており、商用車に適用した試験が行われている。油圧技術を利用したハイブリッド駆動には、基本形としてシリーズ方式とパラレル方式がある。パラレル式は、駆動軸に回生用油圧回路（油圧ポンプ・モータ、アキュムレータと制御弁）を付加するもので、いわゆるレトロフィットといわれる方式である。一方、シリーズ方式は、可変容量形の油圧ポンプと油圧モータを組み合わせた方式で、高圧用・低圧用のアキュムレータが併設される。エンジンを、効率のよい運転点を保ち、定回転で運転することで、全体効率の向上を図るものである。いずれもアキュムレータを使用する必要があるが、発進と停止を頻繁に繰り返す用途では、大きな効果を発揮すると期待されている。

油圧ショベルに関して、ハイブリッドに関する研究開発が盛んに行われている。油圧ショベルは、ブーム上下、アーム開閉、バケット開閉、左右旋回の操作を行うことで、さまざまな作業をこなす汎用の作業機械である。これらの動作を行うために油圧シリンダと油圧モータが使われ、それらには制御弁を介して、エンジンを動力とする油圧ポンプから油圧が供給されている。油圧ショベルに1台あるいは2台の油圧ポンプが搭載されることが多いが、アクチュエータごとに個別にポンプがあるわけではない。そのため、分流・合流制御などの各種ポンプ制御手法が考案されてきたが、燃費向上や制御性改善の面で制約ともなっていた。そこで、アクチュエータごとにポンプを配置し、個々のポンプに取り付けられた電気モータで回転数制御するシステム（図3）が考案されている²⁾。固定容量形油圧ポンプを電気モータで回転数制御することにより、負荷が必要とする油圧動力を必要なだけ供給することができ、省

エネルギー、燃費向上に効果があるとされている。一方、比較的負荷の軽い旋回動作は電気モータで行い、減速時のエネルギー回生をキャパシタで行うシステムも考案されている（図4）²⁾。旋回動作に関しては、従来の油圧モータに回生用アキュムレータを付加した純油圧ハイブリッド方式も考案されている。

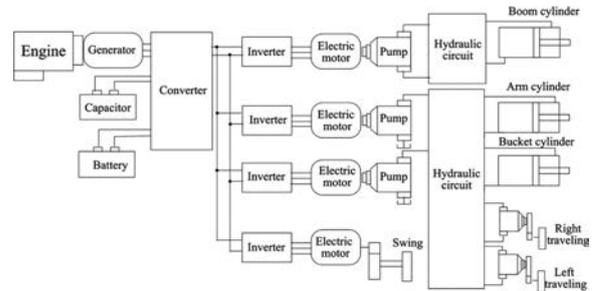


図3 ハイブリッド油圧ショベルの一例²⁾

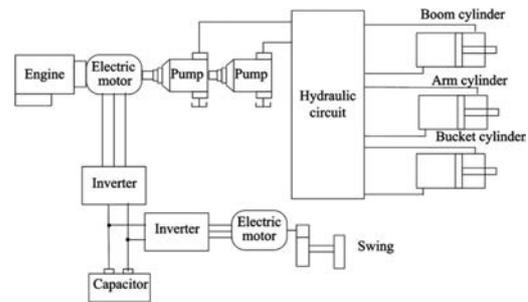


図4 旋回動作のハイブリッド化の例²⁾

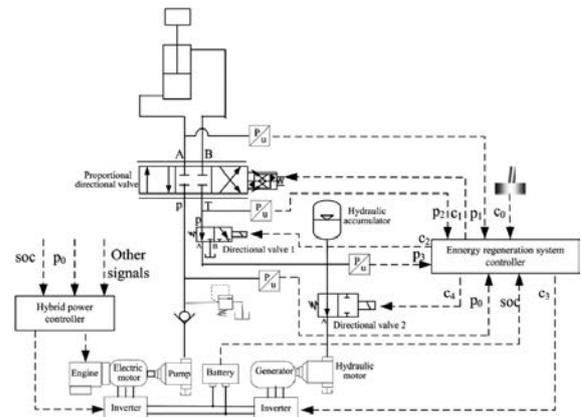


図5 ブームのエネルギー回生回路の例³⁾

ブームシリンダを上げ下げする際に、位置エネルギーを回生する方法（図5）が考案されている³⁾。ブーム降下時の戻りの油圧を油圧モータで受けて発電機を回し、電気エネルギーとして回生する方式がある。降下動作は短時間で終わってしまうので、現在のバッテリーの充電速度では追いつかない。そこで、戻り油圧の一部をアキュムレータに分配すれば、直接かつ急速に位置エネルギーを貯めることができる。

ブームシリンダについて、純油圧式の回生技術も考案されている⁴⁾⁵⁾。ブームシリンダが2本ある場合、図6のように相互に配管し、一方のシリンダの戻り側にメータアウト絞りと回生用アキュムレータを接続する。ピストンの受圧面積比を1：2としておけば、相互に接続された部分の作動油量は2本のシリンダの間で収支が合い、この部分に作用する力も釣り合って、負荷の荷重は図の左側のシリンダの戻り側の油圧のみで支持されることになる。このような回路構成とすることで、降下時の位置エネルギーをアキュムレータに蓄えることができ、また降下時の速度はアキュムレータ手前の絞りで調整できることが知られている⁶⁾。図7は、位置エネルギーの約6割がアキュムレータに蓄えられ、かつメータアウトによる速度制御も行われていることを示している。

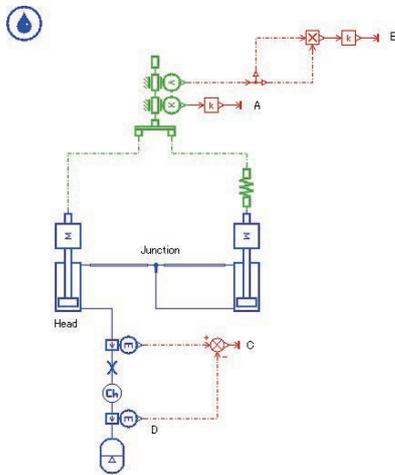


図6 ブームの位置エネルギー回生回路のモデル⁶⁾

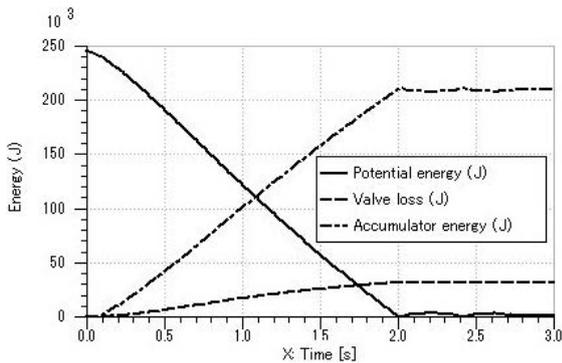


図7 ブーム降下時の位置エネルギーがアキュムレータ回生分とメータアウト絞り損失に配分される過程⁶⁾

4. 流れ解析

油圧回路あるいはシステム技術による研究開発が活発に行われる一方で、要素機器に関する基盤的な研究も進められている。その例として、機器内部の

流れ解析 (CFD) を取り上げる。CFDの解析ソフトは、より洗練された格子系と柔軟な数値解析手法の導入に加えて、GUIの向上により、格段に使いやすくなっている。さらに、液体だけでなく、気泡が混入した気液二層流の流れ解析を試みることができるようになった。3次元CADのデータをCFDソフトに簡単にインポートでき、流れ解析に用いるメッシュを自動的に作成する機能も備わって、解析作業は大きく省力化されている。

図8は、気泡除去装置の内部流れを数値解析した例⁷⁾を示す。装置の寸法や角度などの諸元の違いで、内部の流れがどのように異なるかが視覚的にわかるようになった。また、諸元を調整することで、より効率的に気泡が除去できる条件を探索する研究も進められている。

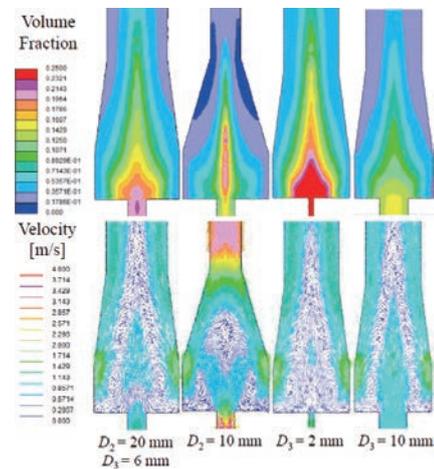


図8 気泡除去装置内部の流れ解析の例⁷⁾

ベーシックな研究事例として、噴流による壊食現象の解明を目指した研究⁸⁾がある。噴流が試験片に当たると、噴流の中心ではなく、一定の半径だけ離れた円周上に顕著な壊食が現れることがあり、壊食した部分は円環状となる。図9は、試験片に噴流が当たるときの、噴流内部の流れの解析結果である。

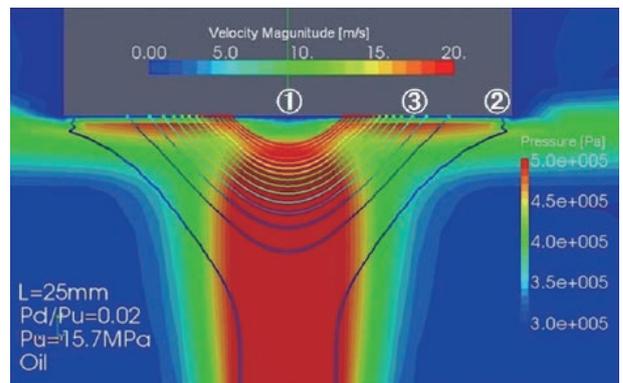


図9 噴流の内部の流れ解析の例⁸⁾

実験結果では、噴流の中心線上にある①より、一定の距離離れた位置③の方がより顕著な壊食が生じている。噴流により運ばれてきた気泡が③の近傍まで移動して崩壊することで、壊食の一因となっていることが推測される。

積層型マニホールドブロックは、油路を刻んだ薄板を重ねることでブロックを形成するもので、油路の形状を比較的自由に設計でき、油路の工夫によって圧力損失を低減することができる⁹⁾。ブロック内の油路における流れ解析を実施することで、入口ポートから出口ポートまでの全体の圧力損失を評価することができる。図10は、その流速分布の解析の一例であり、曲り部において局所的に流速が増大し、圧力損失が増加する原因となることがわかる。

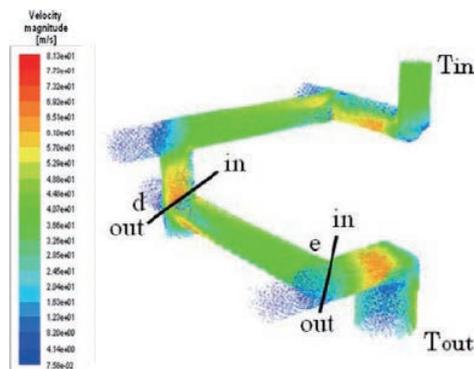


図10 マニホールドブロック油路内の流れ解析例⁹⁾

応用分野における研究事例として、ポンプ吸い込み口に設置された加圧用インペラ周りの流れ解析がある¹⁰⁾。吸い込み圧を加圧することで、ポンプ内部のキャビテーションを低減、防止することを目的としたものであるが、インペラの駆動力は極力少ない方が望ましい。そこで、インペラ周りの流れを解析することで、その圧力損失を評価し、改善策を検討した。図11は、インペラ周りの流線を示している。油圧作動油は、図の左側から吸い込まれ、インペラを通過して、図の下方に流れ出ていく。その先は、バルブプレートの吸い込みポートに接続している。インペラはポンプ駆動軸に連動して回転しており、流れ解析においてもインペラの回転を考慮した。CFD解析に用いた格子系としては四面体を主に用いたが、インペラで直接回転させられる部分については四面体のメッシュを指定した。解析結果の流線を見ると、流れが局所的に渦を巻く部分が現れることがある。このような渦の発生は動力損失の増加の一因となりえるため、流路形状を工夫することで渦の発生を抑えるようにした。なお、実験でインペラ前後圧を計測し、解析結果の精度を確認した。

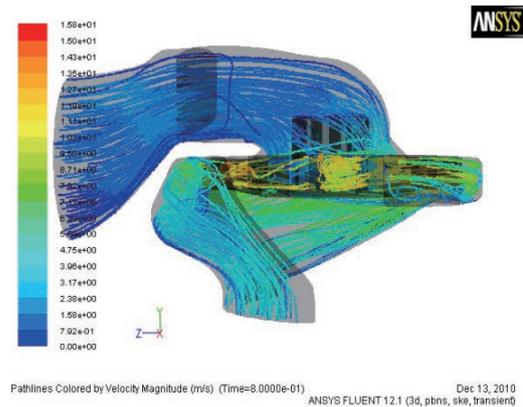


図11 油圧ポンプインペラの流れ解析例¹⁰⁾

5. モデルベース開発

シミュレーションソフトの進歩により、油圧回路の数値シミュレーションがより簡便に実行できるようになった。著者が学生のころは、ルンゲ・クッタ法を自分でプログラムし、シミュレーションを行っていた。そのころは一晩かかるような計算でも、今では瞬間的に答えが出るようになった。シミュレーション用のソフトウェアには、ブロック線図表現でモデルを作成するものと、ISO・JIS記号を模したアイコンを配置することでモデルを作成するものがある。いずれも、ソースコードレベルでは、ルンゲ・クッタ法をはじめとする各種の数値積分法が組み込まれており、固定時間刻みや可変時間刻み、不連続点の洗練された扱いなどが適用されている。

さらに、シミュレーションを実時間で実行したいというニーズもあり、リアルタイムシミュレーション技術が年々進歩している。特に自動車分野が先進的である。解析対象の数学モデルをサブモデルに分割し、サブモデルを複数のコア (CPU) に割り当てて並列計算を行う手法が、計算効率の向上、ひいては計算速度の向上をもたらすとされている。圧縮性の扱い方など油圧特有の技術的な課題もあるが、近い将来、油圧回路を利用した機械のリアルタイムシミュレーションも現実味を帯びてくるのではないだろうか。

6. 風力発電

油圧技術の自然エネルギーへの応用も注目を浴びている。一例として、風力発電の増速器への適用 (図12) があげられる¹¹⁾。風力発電は、羽根 (ブレード) が風を受けて回転し、その回転力で発電して電気を供給するが、羽根の回転はまさに風任せである。ブレード回転数 (例: 15rpm) を発電機回転数 (例: 1,000rpm) に増速するため、従来から

歯車式の増速装置が使われている。歯車式増速装置の保守には大型重機が必要であり、また発電周波数はブレードの回転数に左右されるため、インバータによって電力線の周波数に変換する必要がある。これらの課題の対策として、“デジタル可変制御方式”による油圧式を採用することが検討されている¹²⁾。図12は、そのような油圧式増速器の例で、油圧ポンプと油圧モータによる伝動装置の形をとっている。ポンプとモータは可変容量形であり、発電周波数が一定になるように容量制御することも可能で、この場合、インバータが不要になるといわれている。また、これらのポンプ・モータは、バルブプレートの代わりに、高速オン・オフ弁を用いて吸い込みと吐出しのタイミングを制御していると思われ、“デジタル可変制御方式”と呼ばれている。

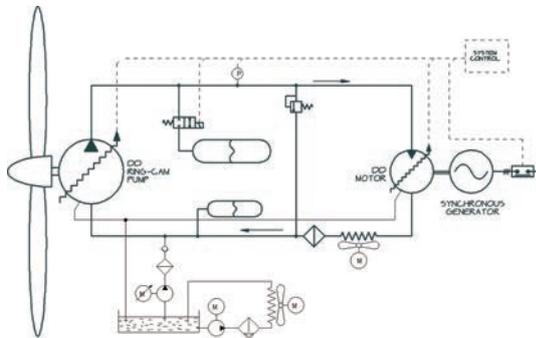


図12 風力発電の増速に利用される油圧回路の例¹¹⁾

7. おわりに

日本でも、最近話題のスカイツリーの建設に油圧技術が活躍した。スカイツリーは、武蔵野（むさし）の国になぞらえて、高さが634mある。そのもっとも上部にあり、各種の放送機器が取り付けられているのがゲイン塔である。建設工事の際、長さが240m（下部の階段を含む）にも及ぶゲイン塔を垂直に所定の位置に保つため、油圧技術を駆使してミリ単位の精度管理で作業が進められた。

19世紀のタワーブリッジにはじまり、21世紀のスカイツリーまで、最近注目の油圧技術について紹

介した。油圧技術は、機械装置だけでなく巨大な構造物をも動かすことができる、非常にユニークな技術である。他の駆動技術では真似のできない特徴を発揮することができる油圧技術の研究開発が、ますます盛んに推進されることを希望する。

参考文献

- 1) Kim A. STELSON, Saving the world's energy with fluid power, Proceedings of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, OKINAWA 2011, p. 1-7 (2011)
- 2) Tianliang Lin, Qingfeng Wang, Baozan Hu, Wen Gong, Development of hybrid powered hydraulic construction machinery, Automation in Construction 19, p. 11-19 (2010)
- 3) Tianliang Lin, Qingfeng Wang, Baozan Hu, Wen Gong, Research on the energy regeneration systems for hybrid hydraulic excavators, Automation in Construction, 19, p. 1016-1026 (2010)
- 4) http://www.incova.com/index.php?option=com_content&task=view&id=141&Itemid=171
- 5) US Patent, Patent No.:US7, 823, 379 B2, Date of Patent: Nov. 2, 2010, Energy recovery and reuse methods for a hydraulic system
- 6) 眞田一志, 油圧シリンダで駆動される負荷の位置エネルギーの再生, 計測自動制御学会2012年度産業応用部門大会講演論文集, p. 91-95 (2012)
- 7) 坂間清子, 田中 豊, 鈴木隆司, Shape Optimization of Bubble Eliminator, 法政大学情報メディア教育研究センター研究報告, Vol.24, p. 97-100 (2011)
- 8) Kento KUMAGAI, Shohei RYU, Kazuo FUJISHIMA, Toshiharu KAZAMA, Jian KE, Evaluation of cavitation erosion under submerged jet with CFD, Proceedings of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, OKINAWA 2011, p. 117-121 (2011)
- 9) Osamu ABE, Tetsuhiro TSUKIJI, Takeshi HARA, and Kazutoshi YASUNAGA, Pressure drop of pipe flow in a manifold block, Proceedings of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, OKINAWA 2011, p. 204-210 (2011)
- 10) Kazushi SANADA and Naohiro YAMAGUCHI, CFD analysis of inlet flow around an impeller of a oil-hydraulic pump, Proceedings of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, OKINAWA 2011, p. 188-195 (2011)
- 11) <http://www.artemisip.com/applications/wind-turbines>
- 12) <http://www.mhi.co.jp/news/story/1301245310.html>

(原稿受付：2014年3月29日)

解説

空気圧サーボシステムのロボットへの展開

著者紹介



かわしま けんじ
川嶋 健嗣

東京医科歯科大学
〒101-0062 千代田区神田駿河台2-3-10
E-mail: kkawa.bmc@tmd.ac.jp

1997年東京工業大学大学院理工学研究科博士
後期課程修了。助教教授などを経て、2013年東
京医科歯科大学生体材料工学研究所教授。現在
に至る。流体計測制御、ロボット工学の研究に
従事。日本フルードパワーシステム学会、日本
機械学会などの会員。博士（工学）。

1. はじめに

空気圧サーボシステムは、空気圧アクチュエータ、それを制御する空気圧サーボ弁、位置を測定する変位センサおよびその信号を取り込み演算して空気圧サーボ弁に制御信号を送る制御器が主な構成要素である。空気圧サーボシステムの先駆的な研究は1950年代にスタートした¹⁾。1980年代以降、さまざまな制御方法を空気圧サーボシステムに適用する研究が行われた。当時は電動サーボと比較して价格的に競争力が弱い面があった。特に空気圧サーボ弁が高価かつその動特性が十分とは言えなかったため、実用事例は限定的であった。しかし、近年空気圧サーボ弁を含む要素技術の発展、制御演算部の高速化に伴って、空気圧サーボシステムは、半導体製造装置の精密位置決め、空気ばね式除振台のアクティブ制御や鉄道車両の車体制御などに幅広く適用されている²⁾。

また、空気圧アクチュエータは軽量で、柔らかさを有している、直接駆動で比較的大きな出力が得られる、つまり減速機が不要でありバックドライブリティを有している、発熱や磁場の発生がないなどの利点から、近年ロボットへ適用する研究開発事例が非常に増えている。電磁弁などを用いたオンオフ制御での使用例が主流ではあるが、より精密で滑らかな動作が実現可能な空気圧サーボシステムの適用事例も増えており、今後ますます発展することが予想される。

本稿では、産業用ロボット以外で空気圧サーボシステムをロボットに展開している国内の研究開発事例について、応用分野別にいくつか紹介する。

2. エンターテインメント分野

人間と豊かにかかわる人間型ロボットの創生を目指して、大阪大学の石黒らは空気圧シリンダを数十本用いた、アンドロイド（人間酷似型ロボット）を開発している（図1）³⁾。本ロボットは、大阪大学やATRが参画する文部科学省グローバルCOEプログラム「認知脳理解に基づく未来工学創成」において開発されたものである（拠点リーダー石黒浩教授）。

図1の左に内部構造を、右にシリコンの皮膚で覆った完成写真を示す。左図に示すように、膝部分に空気圧サーボ弁が埋め込まれており、頭部に複数の空気圧シリンダが配置されている。目の瞬きや呼吸などの人間の挙動が空気圧サーボシステムを用いて巧みに再現されており、まさに人間に酷似している。

本アンドロイドはたとえばテーマパークでの案内ロボットとして実用化されている。ロボットはほとんど自動的に動作しているが、オペレータによる遠隔操作での対話を組み合わせている。一人のオペレータで複数台のロボットを管理できることから、人件費の削減につながっている。

そのほか、株式会社ココロでは、博物館等の展示に用いられる恐竜型ロボットの動作に空気圧サーボ

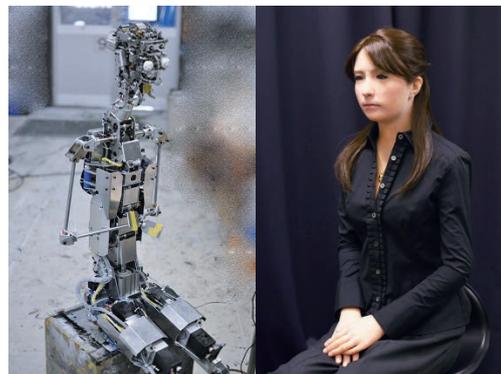


図1 アンドロイドジェミノイドF
写真提供 大阪大学・(株)ココロ

システムを用いている⁴⁾。空気圧アクチュエータは発熱がないことから、密閉された空間内での動作に適している。

3. レスキュー分野

災害の多い我が国では、特に神戸での震災以来レスキューロボットの研究開発が活発に行われている。空気圧サーボシステムを用いた開発事例として建設機械の遠隔操作を実現する搭載型のロボットアームが挙げられる⁵⁾。

災害普及現場で建設機械が使用される場面は非常に多い。2次災害の危険を回避するため、あるいは人の立ち入りが困難な場所では、遠隔操縦により建設機械を動かして作業するシステムが必要である。一般の建設機械に遠隔操縦装置を搭載することにより操縦する「搭載型」は、災害現場近辺にある一般の建設機械に遠隔操縦システムを活用できる利点がある。

図2の左図は、株式会社フジタが国土交通省九州事務局協力の下で実用化した搭載型の空気圧駆動ロボットアームである（通称：ロボQ）。建機は走行レバー2本とアーム操作レバー2本の計4本からなることから、本ロボットは4つのアームを持つ。それぞれのアームには前後動作を可能とする空気圧シリンダと左右の動作を実現するための空気圧ロータリアクチュエータが用いられ、それぞれ空気圧サーボ弁で制御されている。ロボットの総重量は150kgであり、可搬性に優れている。

図2の右図はさらなる軽量化と、万一誤作動しても走行レバーとアーム操作レバーが同時に動作することがない装置の開発を目指して、株式会社フジタと東京工業大学が開発した、空気圧ゴム人工筋をアクチュエータに用いた片腕6自由度を有するロボットアームである。各軸を空気圧サーボ弁で制御している。操作レバーと走行レバーは事前に位置目標を



図2 建設機械遠隔操作用空気圧駆動ロボットアーム（左 空気圧シリンダ他を用いた2自由度アームが4本バージョン、右 空気圧ゴム人工筋を用いた6自由度アームが2本バージョン）

教示し、スイッチで握り替えができる。総重量を70kgに低減でき、小型から大型までの建機に搭載可能なことを実証している。空気圧アクチュエータは受動的な柔らかさを有していることから、振動が激しい建機の運転に適している。

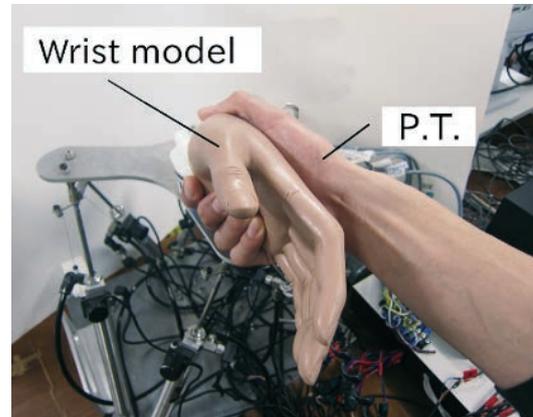


図3 6軸パラレルリンクを用いた理学療法士用訓練装置写真提供 岡山大学高岩研究室

4. 介護・リハビリ分野

超高齢化社会を迎えている我が国では、介護・リハビリ分野での空気圧サーボシステムの貢献が期待されている。

パナソニックの岡崎らは、空気圧ゴム人工筋をアクチュエータに用いたパワーアシストアームを研究開発している⁶⁾。このアームは合計5自由度を有し、バランスなどと異なり水平方向の動作のアシストも可能としている。空気圧駆動が柔軟、軽量でバックドライバビリティを有することから人と安全に協調できることを示している。さらに、6自由度を有するロボットアームも開発しており、インピーダンス制御を用いて人間との約3kgの物品の協調搬送作業ができることを示している⁷⁾。

岡山大学の高岩らは、図3に示す6軸の平行リンク機構を空気圧シリンダで制御することで、手首部のリハビリテーションを支援する機器の開発を行っている。インピーダンス制御を用いて手首のリハビリに用いる方法だけでなく、理学療法士が患者に対して施している徒手訓練動作を、訓練時にロボットを介在させることでロボットに徒手訓練動作を獲得させ、獲得した訓練動作を患者に実行する手法を提案している⁸⁾。理学療法士の絶対数不足に対してロボット技術を導入することでその課題の解決を目指している。

5. 医療分野

医療産業は今後の発展が期待され、ロボット技術の導入が進みつつある。電動駆動のマスタ・スレーブ型手術支援ロボットシステムdaVinciが有名であり、国内ですでに100台以上が稼働している。これは内視鏡外科手術に用いられるものである。

内視鏡外科手術とは、術者が細い筒（トロカール）から鉗子類を入れ、別の穴から挿入した内視鏡（スコープ）の映像を観察しながら体内で縫合などの手術を行うものである。開腹手術より傷口が小さいことから、患者の痛みの低減、入院期間の短縮や傷跡の縮小など患者のQOL（Quality of Life）が高く、日本内視鏡外科学会の調査では、1997年では4万件弱であった症例数が、2009年には約12万件となっており、毎年右肩上がりであり伸びている。

著者は東京工業大学只野，原口らと本手術を支援する空気圧サーボシステムを用いたロボットの研究開発を行っている。以下に研究事例を二つ紹介する。

5.1 内視鏡操作システム

従来の内視鏡外科手術では、図4の左図に示すように内視鏡はカメラ助手であるスコピストが保持し、執刀医の口頭指示の下、視野を操作している。したがって、スコピストに手術内容の十分な理解と熟練が求められ、手術チームとしての円滑な意志の疎通が課題となる。また、腕の疲労などにより手ぶれなどが生じることも問題となる。内視鏡を保持するスコープホルダーは、製品化されたものがいくつか存在するが、その操作を音声やスイッチなどを用いており、直感性や操作性が十分とは言えない。

そこで、東京工業大学只野が中心となり、直感的な操作性、臨場感のある安定した視野の実現を目指し、空気圧サーボシステムを用いたロボットアームを試作し、それを操作者に装着したジャイロスコプを用いて頭の動作で操作するシステムの開発を行っている（図4右図）⁹⁾。

内視鏡を保持する空気圧ロボットアームは図5に示すように、基準姿勢で250mm×200mm×80mmの直方体に収まる程度の大きさとなっており、アーム本

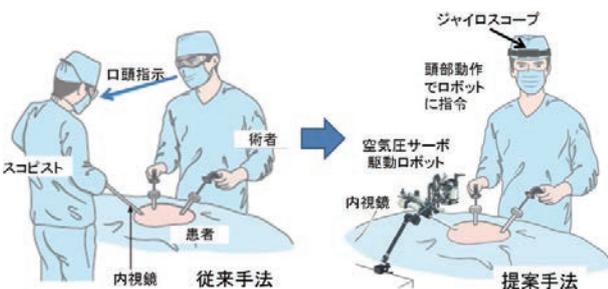


図4 提案する内視鏡操作システム

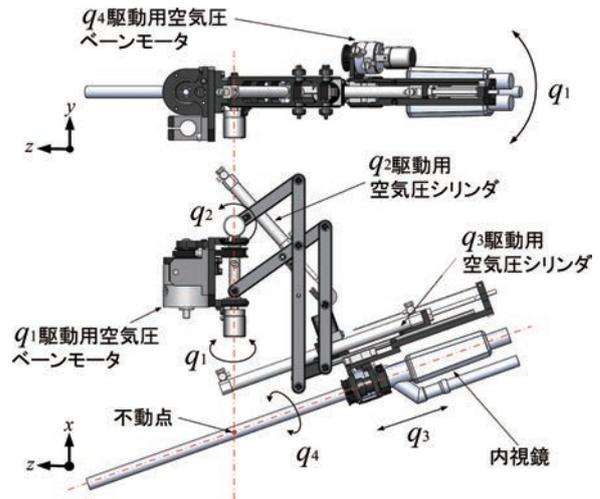


図5 空気圧サーボを用いた内視鏡保持ロボットアーム



図6 内視鏡操作システムの臨床実験風景

体の重量は0.98kgとコンパクト化と軽量化を実現している。挿入ポートの位置を中心とする回転3自由度および内視鏡挿入方向の並進1自由度の計4自由度を有している。挿入ポート周りの回転には、平行リンクを用いたRCM（Remote Center of Motion）機構を採用している。左右（図5中 q_1 ）および鉗子の回転 q_4 は、空気圧ベーンモータの回転をタイミングベルトで伝達することにより実現している。上下の回転（図5中 q_2 ）はスライダクランク機構によって空気圧シリンダの直動を回転に変換している。前後の動作 q_3 は、空気圧シリンダの直動をそのまま利用している。

空気圧アクチュエータの制御には、ジャイロスコプの角速度から算出した内視鏡先端での速度に対し、PD制御にロボットアームの逆動力学によるフィードフォワード補償を付加したものを用いている。ロボットアームに求められる動作速度は数Hz以下であり、十分な応答性を有している。本システムは複数回の動物実験を経て、図6に示すように臨床実験に入っており、本年度中の実用化を目指している。

5.2 手術支援ロボットシステム

空気圧駆動が減速機を用いて力を増幅することな

く比較的大きな力を発生できることから、スレーブ側鉗子マニピュレータに空気圧駆動を採用した図7に示す力覚提示機能を有するコンパクトな遠隔手術支援ロボットシステムを開発し、その評価を実施している¹⁰⁾¹¹⁾。

本ロボットシステムはda Vinciと同様に、マスタスレーブシステムで遠隔操作が可能であり、かつ任意の位置、姿勢に鉗子先端を誘導可能とするため、マスタ、スレーブ両側とも6自由度を有している。操作者が両手で左右のマスタデバイスを操作すると、それに同期してスレーブ側の左右の鉗子が動くシステムとなっている。スレーブ側両鉗子の間から上述した内視鏡保持ロボットを用いて3D内視鏡（新興光器社製）を挿入し、術者は3Dモニタあるいはヘッドマウントディスプレイで3Dの体内映像を見ながら操作する。da Vinci同様自分の手があたかも体内にあるような直感的な操作感が得られる。また、マスタ・スレーブ間の操作量の比率は任意に設定できる。

図7に示すようにマスタ側は滅菌洗浄の必要がないことから、力センサを配置し、電動駆動によって動作する。市販のマスタデバイスを用いることができる。ゲームのジョイスティックを操作するイメージである。マスタ側からは操作者の位置情報がスレーブ側に送られる。スレーブ側は空気圧駆動によって減速機を不要とすることで出力側での接触力が入力側のアクチュエータの圧力に直接はね返る（バックドライバビリティを有する）点に着目した。これによって、鉗子先端に力センサを搭載することなく、体外の鉗子根元に配置した空気圧アクチュエータの差圧を測定し、その値から鉗子先端での接触力を推定、操作者に反力として提示する方法を提案実装している¹⁰⁾。

スレーブ側鉗子マニピュレータはトロカールと呼ばれる器具を介して体内に挿入することから、外径12mm以下であること、また鉗子先端に把持機構と2つの独立した関節を有することが求められる。そこで、弾性体や連続体を主構造とする柔軟関節は、剛体リンク機構に比べはるかに構造が単純であることに注目した。柔軟関節にはシャフト、ベアリング、プーリなどの部品が一切無く、内部のスペースを広く使えるという利点があるため、主として内視鏡の屈曲機構に用いられている。これらは構造が非常に単純なため、本来小型化・多自由度化に適した構造であるが、マニピュレータに適用するためには機構の剛性を高めることが必要となる。

そこで、関節の主構造に切削加工型の高性能スプリングを採用した。高性能スプリングの内部に超弾

性合金の補強を施すことによって、構成部品を減らしかつ剛性の高い屈曲機構を提案し、本機構を用いて屈曲2自由度を持つ鉗子マニピュレータを試作した（図8）¹¹⁾。外殻のスプリングに4本のワイヤを通した構造となっており、拮抗駆動によって屈曲が可能である。

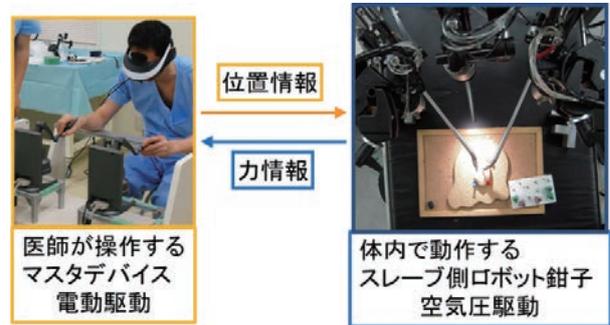


図7 手術支援ロボットのシステム構成

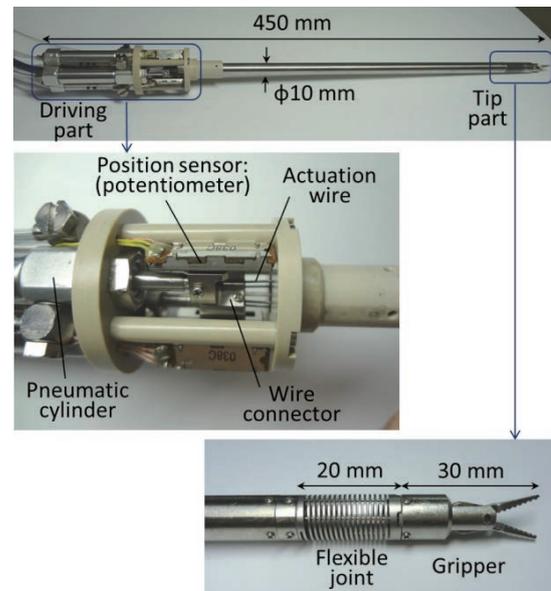


図8 柔軟関節を用いた空気圧駆動鉗子マニピュレータ

一つの拮抗駆動は2本の空気圧シリンダをそれぞれ5ポートの流量制御型空気圧サーボ弁によって制御される。空気圧サーボ弁の二つの制御ポートには空気圧シリンダの各室の圧力を測定する圧力センサが配置されている。図8に示すように、鉗子根元の駆動部には二つの拮抗駆動を実現するため合計4本の低摩擦空気圧シリンダ（SMC社製、CJ2QB10-15）が搭載されている。また、空気圧シリンダ部には位置を測定するポテンショメータが取り付けられている。空気圧シリンダとワイヤが固定されており、空気圧シリンダでの変位がワイヤを介して先端の高性能スプリングに伝達され、屈曲を実現している。鉗子先端には小型空気圧シリンダおよびグリッパが搭

載されており、鉗子の中央内部の配管を通じて、先端内蔵の空気圧シリンダに制御圧力が送られ、グリッパの開閉が行われる。この鉗子マニピュレータは図5に示した4自由度空気圧駆動ロボットアームに搭載して、片腕で6自由度を有する形で用いられる。

位置制御はPD制御の内側に空気圧駆動力の圧力制御を組み込んだカスケード制御系を構成している。また、位置追従性を向上させるため関節の動力学モデルに基づくフィードフォワード補償器を用いている。さらに、外力推定のための外乱オブザーバを実装している¹⁰⁾。

鉗子マニピュレータの位置決め分解能を調べる実験を行った結果を図9に示す。この図に示すように、関節の左右の屈曲角度 θ の目標値を 30° から 35° まで、1秒ごとに 1° 刻みで変化させて位置制御を行った。この目標値入力に対し、関節角度の計測値はおおむね 1° 刻みで確実に反応しており、本実験における柔軟関節の位置決め分解能は 1° 以下とわかる。この角度は先端位置としては 0.1mm 以下の分解能に相当する。このように市販の低摩擦シリンダと空気圧サーボ弁を用いてこの程度の位置決め精度は、容易に実現できる。目標値と計測値の間に一部偏差が生じているが、マスタスレーブシステムを用いて人間が操作する際に直感性を失わせるものではないため、特に問題とならない。

また、実験より提案実装した外力推定方法が有効であることを確認している。

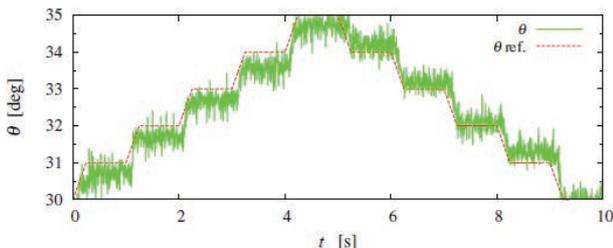


図9 空気圧駆動鉗子マニピュレータの位置制御実験結果



図10 手術支援ロボットの動物実験風景

現在、文部科学省大学発新産業創出拠点プロジェクトの支援の下、東京医科歯科大学低侵襲医学研究センターほかの協力を得て、図10に示すように定期的な動物実験を実施し、5年以内の実用化に向けてシステムの改良を進めている。

6. おわりに

空気圧サーボシステムをロボットに展開している国内の研究開発事例を、エンターテインメント、レスキュー、介護・リハビリ、医療の4分野で簡単に紹介した。ロボットはいよいよ産業用途以外でも多くの分野で実用化の段階を迎えている。空気圧サーボシステムは電動サーボにはない、上述した多くの利点を有することから、今後空気圧サーボ弁のさらなる小型高速化などの要素技術の発展と合わせて研究開発が進み、適用事例が増えることが期待される。

参考文献

- 1) Shearer J.E. : Study of Pneumatic Process in the Continuous Control of Motion with Compressed Air-I, II. Transactions of ASME, Feb., p. 233-249 (1956)
- 2) 油空圧技術12月号, 日本工業出版 (2013)
- 3) 石黒 浩: アンドロイド, 日本機械学会誌Vol. 115, No. 1126, p. 630-631 (2012)
- 4) 株式会社ココロ <http://www.kokoro-dreams.co.jp/>
- 5) 茶山和博, 川嶋健嗣: 災害復旧で活躍するフルードパワー, 日本フルードパワー学会誌, Vol.36, No. E1, p. E42-E46 (2005)
- 6) 岡崎安直, 小松真弓: 空気圧人工筋を用いたバックドライブなパワーアシストアーム, 日本ロボット学会誌, Vol. 31 No. 6, p. 577-580 (2013)
- 7) 岡崎安直ほか: 空気圧人工筋を用いたバックドライブなパワーアシストアーム, 日本ロボット学会誌, Vol. 28, No. 3, p. 302-310 (2010)
- 8) Takaiwa M., Noritsugu T., Sasaki D.: Training Simulator for P.T. in Wrist Rehabilitation using Pneumatic Parallel Manipulator, FLUCOME2013, OS4-01-1 (2013)
- 9) 只野耕太郎, 川嶋健嗣, 田中直文, 小嶋一幸: 空気圧駆動ロボットアームとヘッドマウントディスプレイを用いた立体内視鏡操作システム, 日本医工学治療学会, Vol. 24, No. 3, p. 177-184 (2012)
- 10) Kotaro Tadano, Kenji Kawashima: Development of a Master Slave System with Force-Sensing Abilities Using Pneumatic Actuators for Laparoscopic Surgery, Advanced Robotics, Vol. 24, No. 12, p. 1763-1783 (2010)
- 11) 原口大輔, 只野耕太郎, 川嶋健嗣: 柔軟関節を用いた空気圧駆動鉗子マニピュレータの開発(関節構造および理論モデルの改善による性能向上), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.44, No. 6, p. 8-15 (2013)

(原稿受付: 2014年3月28日)

解説

ここまで来た水圧システム

著者紹介



いとうかずひさ
伊藤和寿

芝浦工業大学
〒337-8570 埼玉県さいたま市見沼区深作307
E-mail : kazu-ito@shibaura-it.ac.jp

1995年上智大学大学院博士前期課程修了。株式会社小松製作所、上智大学助手・講師、鳥取大学准教授を経て、2011年芝浦工業大学教授。日本フルードパワーシステム学会、日本生物環境工学会、計測自動制御学会、電気学会等の会員。博士（工学）。

1. 緒言

工業製品全般に環境性能として要求される「衛生・安全・省エネルギー」の三つの項目は、現在では機器単体レベルからシステムレベルの評価に移行している。つまり、機器単体が性能の高いものであっても、一つのシステムとして必ずしも最適なものとは保証されないところに研究および技術開発の面白さがある。水圧システムはこの要求に対しては最右翼と目される。実際にはさらに、1) 特に日本では節水意識および節水性能の向上により水道水は余剰な状況にあり、むしろ水道水に別の用途を模索する動きも見られること、2) 可能であれば油圧、空気圧、電気、水圧といった駆動源を保守管理の容易なもので統一したいという要求が強くなっていること、3) ライフサイクルコストの面から水圧システムの有利さが認識されつつあること、4) 絶対に漏れない油圧システムやオイルミストの発生しない空気圧システムの開発が非常に難しいこと、5) 低い食料自給率を背景に農水省が「攻めの農業」を政策に取り入れつつあること、もその背景にある。

以上を背景に、本解説では水圧システム技術の最新の状況と、今後大きく期待される応用分野について述べる。

2. 水圧システムの概要

2.1 メリットとデメリット

水道水を作動流体とする水圧システムは、軸受け

部および摺動部を含め100%オイルフリーであることから、現時点で選択しうるフルードパワースourceにおいてもっとも環境融和性・衛生度が高いことが特長の一つである。適用圧力範囲は、図1に示すように非常に広い。ただし、高い衛生度をメリットにできるため、ほかの駆動源とは別のマーケットを持っているという事実認識が重要である。また著者自身の経験から、現場で働く作業従事者の環境（オイルミスト、臭気、騒音）を改善できることも大きな魅力である。

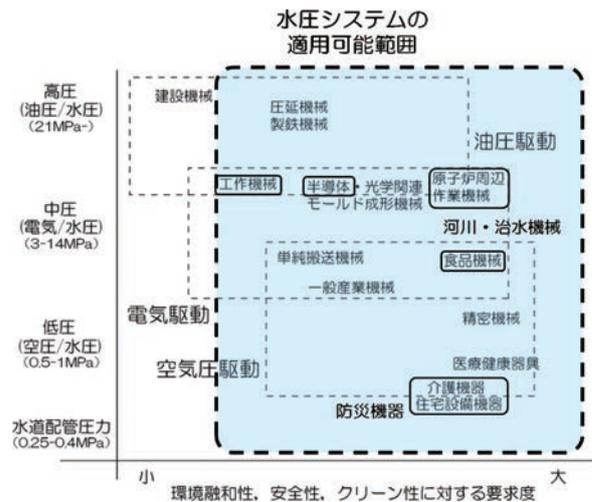


図1 圧力範囲、環境融和度における既存駆動源との関係¹⁾

一方、錆や配管における藻の発生、キャピテーションが比較的発生しやすいことがデメリットとして挙げられ、対策としてステンレス材の使用や耐キャピテーション特性の高い設計を行う必要がある。なお水質そのものについては、作動水交換後数日間で一般細菌数が34,000個/ml程度まで増殖するが、その後数日で2,000個/ml程度に急減少した後はこのレベルが維持され、殺菌剤などを使用する必要がないことが、過去の研究調査により明らかにされている²⁾。

2.2 環境性能と省エネルギー性

回転体減速時の運動エネルギーの回収などにより、実験室レベルでは25-40%程度のエネルギー回収が

可能で、全体で20-30%程度の省エネルギー化が可能なが示されている³⁾。このことは、装置体積および装置重量の低減化が図れることを意味しており、高効率化および省エネルギー化の可能性が広がりつつある。作動流体である水の粘性が比較的小さいため、工場などにおける長管路でのシステム構築にも適している。

2.3 コスト

油圧システムと比較された場合に大きなデメリットと取られがちなコスト評価であるが、水圧システムはすべてのコストで考えるとまったく異なる様相を呈してることがわかる。ある企業において行われた試算例では、油圧システムでのコストを1に規格化した場合以下のことが明らかとなっている⁴⁾。まずイニシャルコストについては2.43、規格化、指導、資格・教育に係るメンテナンスコストでは0.01、作動流体購入、廃棄処理、環境維持に係るランニングコストでは0.002、さらに保険、環境・作業対策に係るリスクマネジメントコストではほぼ0であった。したがって、水圧システムは導入後3-5年以内に油圧システムのコストと同等になり、その後は油圧システムよりも全コストが小さくなるという結果である。つまり、もっともユーザイメージを左右している導入コスト以外のコストは、水圧システムの持つ環境融和性および衛生度の高さにより圧倒的に他の駆動源よりも優位であり、トータルコストとしては大幅に低減されることに注目すべきである。

3. 現時点での性能

本節では、水圧システムのメリットを活かした実応用例および現在研究が進められているテーマについて概観する。

3.1 実応用例

図2に示すのは半導体絶縁被膜成形を行う水圧プレスであり、直径数100mmのシリコンウェハの片面に絶縁被膜を生成する装置である。被膜の原料となる直径数センチの樹脂を、固定された上金型内に取付けられたヒータで溶かしながら下金型を駆動する水圧ラムシリンダで押し潰し、均一な厚さの被膜を生成することが目的である。具体的には、プレス力として100トン、プレス速度として0.01mm/sから20mm/s（高速移動時には75mm/s）、荷重制御仕様としては3トンから100トンの要求に対して誤差1%以内、速度制御仕様では0.01mm/sから1.00mm/sという非常に広い仕様範囲に対して高い制御精度が要求される。クリーンルーム内での稼働であるため、オイルミストなどの汚染物質や不純物の発生が無いこと、



図2 半導体絶縁被膜成形水圧プレス⁵⁾

および上記のような大きな推力が得られ、かつそれを精密に制御することが要求仕様であるが、これらを満たす駆動源としては水圧システムが最適である。水圧ラムシリンダはサーボ弁で制御されているが、作動流体である水道水の縦弾性係数が大きいために水圧源と主要機器を結ぶホースの取回し長さが圧力および速度の動特性に及ぼす影響が大きく、文献⁵⁾ではH ∞ 制御によりこの影響を補償する研究も行われた。納入後現在もノートラブルで稼働していることが知られている。

図3は食品加工工場の食肉スライサーである。加工性能は80枚/minであるが、もっとも大きなメリットはメンテナンス時に丸洗い洗浄が可能なこと、HACCP対応も容易に視野に入れることが可能である。刃物を回転させる水圧モータが水圧シリンダで制御されるスライダ駆動部に取付けられ、食肉切断方向にスライドする。当板の高さを水圧シリンダで制御することで、さまざまな肉厚の製品に対応できる。水圧アクチュエータ化により、1台で幅広い加工物への対応が可能となり、スライダユニット部に



図3 食肉スライサー⁶⁾

については、重量比で約20%減、容積比で約35%減が実現された。すなわち、要求されるアクチュエータの定格を抑えられるため、結果的に省エネルギーなシステムが構築されている。食品加工分野は、水圧システムが今後大きく活躍が期待される分野である。

このほかにも、起伏式防水板や環境保全装置として河川の魚道ゲートシステムも実用化されている。前者については、地球環境温暖化による異常気象はここ数年予想を超えて増えており、被害も甚大化している背景がある。特に増えているのが短時間の集中豪雨により床上浸水などに至る例で、これらを防ぐために水道水圧での駆動が可能な防水板が利用されている。

3.2 実験室で研究の進む応用例

水圧アクチュエータの単体性能としては、現時点では、概略で以下のレベルが実現されている^{7,8)}。

- ・水圧シリンダ（ストローク300mm，内径30mm）
 - 目標値300mmに対し，精度10 μ m，応答性0.5s
- ・水圧モータ（押しのけ容積 $15 \times 10^{-6} \text{m}^3$ ，定格回転数1,500 min^{-1} ）
 - 角度制御：目標値90degに対し，精度0.01deg，応答性2.0s
 - 速度制御：目標値40rad/sに対し，精度0.5rad/s，応答性3.0s

これらの結果は、適応制御（MRACS）、単純適応制御（SAC）、スライディングモード制御、外乱オブザーバ、などが適用された結果であるが、さらなる高精度化、高応答化も進められている。

水の持つ比熱の大きさによる冷却性能に注目した応用例として、超精密加工機械システムのスピンドルおよびステージの駆動の研究も進められている（図4）。精密加工システムにおけるスピンドルでは、一般に数 μm オーダの静圧隙間での設計が行われるため熱膨張が大きな問題となるが、水圧駆動により

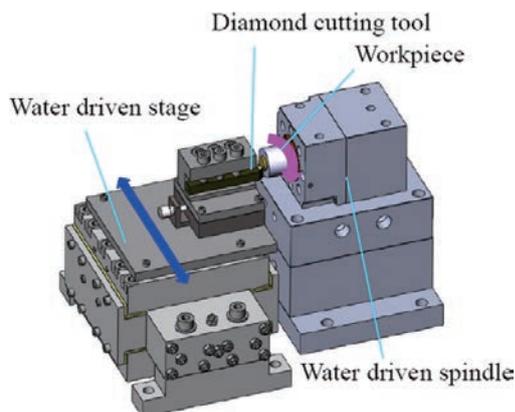


図4 水圧駆動スピンドル（神奈川大学中尾研究室）⁹⁾

冷却と同時に支持剛性向上も実現が可能となる。現時点では、10,000 min^{-1} を超えるスピンドル速度と、0.2mm/sから1.2mm/sの微小速度によるステージ駆動が実現されている。

水圧ロボットへの応用として、NEDOプロジェクトとしていくつかの大学および建設業界が参画して、ビル解体工事用水圧ロボットが試作、開発された。図5に見るように、解体工事現場は粉塵の舞う非常に劣悪な作業環境であることが多く、ほかの駆動源では発熱などによる火災の危険性が指摘されているが、水圧駆動はこの点では非常に理想的である。試作された水圧ロボットは、最大高1,200mm，全幅900mm，重量300kgであり、4軸の水圧マニピュレータに天井板カッタを搭載したもので、カッタ応答性0.5m/sである。位置決め精度10mmは未達であったとの報告があるが、解体作業という目的に照らすと十分な性能であると判断される。



図5 ビル解体工事用水圧ロボット¹⁰⁾

4. 今後大きく期待される応用分野

前節の実用例や研究例に見るように、水圧システムは低環境負荷および高い衛生度を同時に要求される場合にはもっとも自然な選択肢であることがわかる。この延長線上には、医療や製薬、薬品洗浄装置への応用がある。また、水圧駆動の持つ高剛性に注目した耐久試験装置や、ほかの駆動源では実現が難しい外力の印加などが可能な試験機などへのニーズもあることがわかっている。一方、実用化のためのもう一つの研究開発ポイントである省エネルギー性評価も重要である。残りの紙面では、医療、中でもリハビリテーションへの応用と、余剰水蒸気の積極的利用によるエネルギーマネジメントシステムへの

応用について述べる。

4.1 水圧人工筋のリハビリテーションへの可能性

厚労省の平成21年度統計によると、脳血管障害は日本人の死因の第3位に数えられている。戦後医療の発達により死因としての順位は下がったが、日本人の平均寿命の伸びと合わせて、この数字の陰には非常に低いクオリティ・オブ・ライフ (QOL) が隠れている。すなわち、後遺症として運動機能障害が残った場合、我々の生活の質は大きく損なわれるのが現実である。不幸にして障害が残ってしまった患者の運動機能を回復させ、社会復帰に導くのがリハビリテーション (以下、リハビリ) であるが、近年の研究では驚くべき成果が挙げられている。文献¹¹⁾によれば、「脳卒中後の中枢神経の回復過程において、脳の可塑性や神経ネットワークの再構築が起きることが、近年の脳イメージング研究で確認された。ニューロリハビリの意義は、脳の神経ネットワークの再構築を促進させることを目的としている。このような目的で行われる新しいアプローチとして、脳卒中後の運動麻痺に対して麻痺側の上下肢を強制的あるいは積極的に使用する訓練法が注目されている」とある。したがって理学療法士に代わりさまざまなリハビリを行うロボットの存在意義は大きく、具体的にこのようなシステムが多くの研究者らによって研究・開発されている。Hokoma社は、患者をワイヤで免荷し、小型電気モータとボールねじで下肢のリハビリを行うLokomatを開発し2000年から市場投入したが、数千万円という価格のために一般の施設への普及は進んでいない。日本でもマッキベン型人工筋を空気圧駆動することにより同様なことを行わせる試みも進められているが、実は現在のリハビリの本当の問題点は、むしろ病院や専門施設での手厚い一定のリハビリ期間後にあることはあまり知られていない。すなわち、自宅療養中のリハビリ装具や評価法が体系的でなく、退院後あるいは自宅でのリハビリが思うように進まず、運動機能の十分な再獲得に至れない点が大きな問題点になっている。そこで、文献¹²⁻¹⁵⁾において小林らは、自宅でも簡単にリハビリが継続でき、空気圧駆動の場合のコンプレッサのような特別なパワーソースを必要としない装具の研究開発を積極的に進めている (図6)。具体的には、マッキベン型人工筋を水道水圧で駆動し、かつ変位センサなどを極力排除することがコンセプトになっているが、ここでも水圧システムのメリットが発揮されることがわかる。ただし、同型の人工筋は圧力-変位におけるヒステリシス特性が強く、また負荷条件によりその収縮特性が大きく変化することが知られており、この非線形性をどのよう

に補償するかが研究のポイントである。

現時点では、股関節角度の高精度推定手法 (センサレス化) およびそれに基づく制御^{12,13)}、Bouc-Wenモデルの導入によるヒステリシス特性の高精度推定およびそれに基づくモデル予測制御手法による人工筋変位制御^{14,15)}などの成果が得られているが、今後も改善の余地は多い。

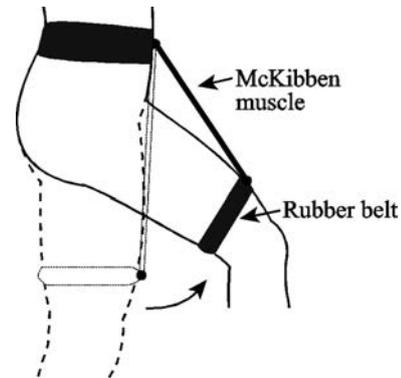


図6 水道水圧駆動人工筋を用いたリハビリ装具¹⁵⁾

4.2 水蒸気の積極利用によるエネルギーマネジメントシステムの可能性

多くの飲食料品製造工場、製紙工場、繊維工場などにおいては、ボイラで発生させた高圧の蒸気を減圧弁で減圧し、各用途に適した圧力の蒸気を殺菌、洗浄、熱交換などの目的に利用している。このとき、減圧弁でのエネルギー損失はすべて熱となり、廃棄されてしまう。そこでこの高圧蒸気を用い、小型蒸気タービンなどを駆動して水圧システムのパワーソースに変換すれば、省エネルギーになるだけでなく、水圧システムのメリットがそのまま活かせることになる。さらに、現在電動および油圧駆動も混在している工場内の駆動源を一元化できる。水蒸気と水の相性の良さを活かした適切な活用法である。

このアイデアの下で2012年からフィージビリティスタディが継続されているのが、日本フルードパワー工業会が提案している蒸気タービン水圧駆動システム (Steam-ADS, St-ADS) である。工場内の水圧駆動化が進み、水圧アクチュエータの減速時に廃棄されていた運動エネルギーや下降時のポテンシャルエネルギーが回生可能となれば、工場全体のトータルエネルギーマネジメントが可能となり、経済的な効果も大きい。これは、これまで機器単体で追求されてきた省エネルギー性改善が、一つのシステム全体としての最適化へと移り変わり、今後は生産拠点全体の最適化へと拡張されつつある一つの好例である。

5. 結 言

水圧システムは、従来の油圧システムを補完し、液圧駆動の応用範囲を拡大するために発達してきたようにも映るが、実はそこには油圧システムとはまったく異なる独自の市場が存在する。さらにこれまで述べたように、従来の電動システムや空気圧システムが得意としていた分野に対しても新たな付加価値を与える可能性がある。キーワードは、低コスト、省スペース、軽量化、そして省エネルギーであり、重厚長大な油圧システムのイメージに対し、水圧システムは軽薄短小である。水でできることは積極的に水で行い、実現することが本来まず理解されるべき認識である。

本解説記事により、読者の皆さまに水圧システムの魅力と可能性について少しでも明確にできれば幸いである。同時に、研究者の数が激減しつつある水圧システムの研究を新たに始めてみたい、あるいはわが社も開発に参入するチャンスでは、とお考えの方が一人でも多くいらっしゃればと期待しながら筆を擱く。

参考文献

- 1) 社団法人日本フルードパワー工業会, 平成17年度 水道配管網圧力を利用した次世代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, 17-F-4, 平成22年3月刊 (2010)
- 2) 社団法人日本フルードパワー工業会, 平成15年度アクアドライブ技術の実用化に関する調査研究報告書, 平成16年3月刊 (2004)
- 3) P.N. Pha, K. Ito, W. Kobayashi, S. Ikeo: Analysis of Velocity Control Performance and Energy Recovery Efficiency of Water Hydraulic Fluid Switching Transmission, International Journal of Automation Technology, 6-4, 457/467 (2012)
- 4) 社団法人日本フルードパワー工業会, 平成21年度 新・水圧技術 (ADS: Aqua-Drive-Network) を用いたロボティクスの新機軸応用に関するフィージビリティスタディ報告書, 21-F-4, 平成22年3月刊 (2010)
- 5) 眞田, 水圧駆動樹脂封止プレスのロバスト荷重制御器の設計手法に関する研究, 日本フルードパワーシステム学会論文集, 34-3, 72/78 (2003)
- 6) 大林, 水圧システム技術の食品加工機械への応用, 水圧駆動システムの有効利用に関する研究委員会活動報告書, 77/79 (2012)
- 7) K. Ito, T. Yamada, S. Ikeo and K. Takahashi, Application of Simple Adaptive Control to Water Hydraulic Servo Cylinder System, Chinese Journal of Mechanical Engineering, 25-5, 882/888 (2012)
- 8) 伊藤, 高橋, 池尾, 水圧サーボモータシステムのロバスト制御に関する性能評価 (第3報 応用制御手法による制御系設計およびこれまでの制御性能の比較), 日本フルードパワーシステム学会論文集, 38-3, 35/40 (2007)
- 9) 中尾, ウォータドライブシステムの超精密加工システムへの応用, 水圧駆動システムの有効利用に関する研究委員会活動報告書, 43/50 (2012)
- 10) 平成18年度～平成22年度成果報告書 戦略的先端ロボット要素技術開発プロジェクト 建設系産業廃棄物処理RTシステム (特殊環境用ロボット分野) 次世代マニピュレータによる廃棄物分離・選別システムの開発, 新エネルギー・産業技術総合研究開発機構 (NEDO), 事業原簿5, iii-2-2-1/iii-2-2-4 (2011)
- 11) 松嶋, 蜂須賀, 脳卒中後の神経機能回復とニューロリハビリテーションの意義, 分子脳血管病, 4-1, 15/19 (2005)
- 12) 小林, 伊藤, P.B. Zobel, 池尾, 高橋, 水圧人工筋を用いた水中歩行訓練補助装具の股関節角度推定, 平成24年度秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集, 64/66 (2012)
- 13) 小林, 伊藤, 池尾, 水圧人工筋を用いた水中歩行訓練補助装具の股関節角度制御, 平成25年度春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, 58/60 (2013)
- 14) 小林, 伊藤, 山本, Bouc-Wenモデルによる水圧人工筋のヒステリシス解析および変位推定, 平成25年度秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集, 61/63 (2013)
- 15) W. Kobayashi, K. Ito, Development of Gait-training Orthosis with Water Hydraulic McKibben Muscle, The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurements and Visualization FLUCOME2013, OS2-02-2 (2013)

(原稿受付：2014年4月5日)

解説

機能性流体の応用事例： 次世代フルードパワーシステムを目指して

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

ERF (Electro-Rheological Fluid. ER流体，電気粘性流体) と呼ばれる液体を図1 (a)のように2枚の平板電極間に満たし電極に電圧を印加すると，電界により粘度が可逆的に変化する (ER効果). MRF (Magneto-Rheological Fluid. MR流体，磁気粘性流体) と呼ばれる液体は，磁界の印加によりERFと同様に粘度の変化が生じる (MR効果). 磁性流体と呼ばれる液体およびMRFは，磁石に吸引される特性を有する. ECF (Electro-Conjugate Fluid. 電界共役流体) と呼ばれる液体は，図2のように，線状電極の対や，針状電極とリング状電極の対により不均一性の高い電界を印加すると，著しい流れ (ECFジェット) を発生する (ECF効果).

このように，電界や磁界などの外部刺激により特

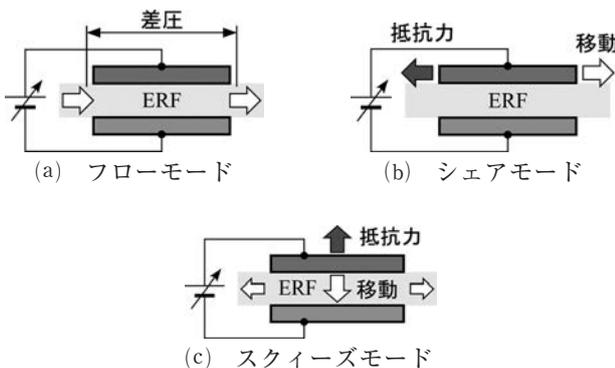


図1 ERFの動作モード

有の機能を発現する流体は，機能性流体と呼ばれる。フルードパワーは，図3の液圧シリンダの曲線で示されるように伝達エネルギー密度が高いため，小さなサイズで大きなパワーを発生することができる¹⁾，機能性流体を作動流体とすると，電極や磁極などによる可動部のない単純な機構でフルードパワーを電気信号で直接制御することができる。さらに，流体のもつフレキシビリティにより，ソフトアクチュエータを容易に実現することができ，次世代フルードパワーシステムの実現に貢献すると期待される。

本稿では，このようなユニークな機能性流体の応用事例を紹介し，その魅力を示すことにしたい。

2. ERFの応用事例

2.1 ERF

ERFは，誘電体微粒子を誘電液体中に安定に分散させた粒子分散系と，ネマティック液晶に代表される均一系に大別される。粒子分散系ERF (図4 (a)) は，印加電界により電極上に形成される誘電体微粒子の鎖状クラスタが流れの抵抗になり，ビンガム流体の降伏応力が変化する。ナノ粒子を用いた巨大

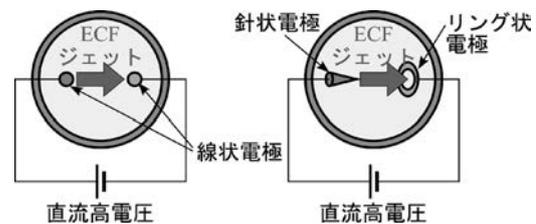


図2 ECF効果

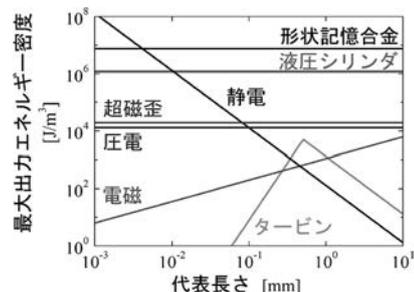


図3 各種アクチュエータの微小化特性

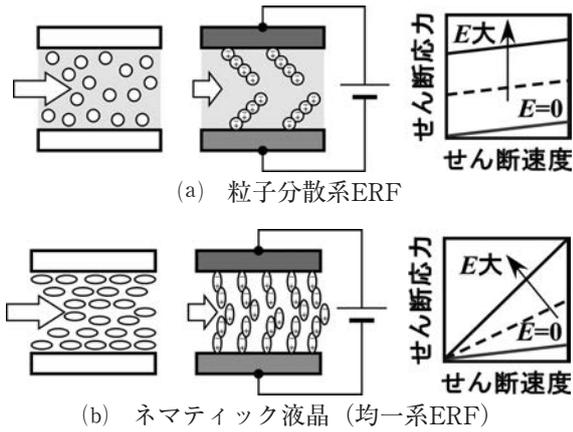
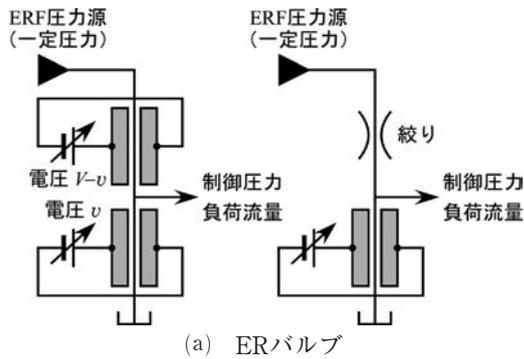


図4 ER効果



(a) ERバルブ

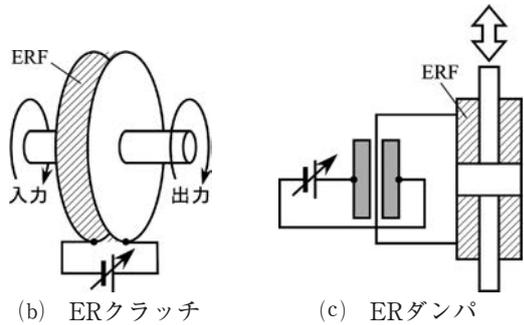
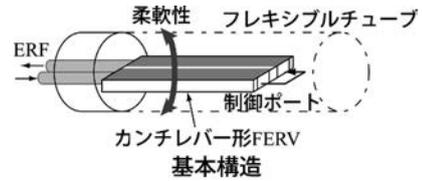


図5 ERFを応用したデバイス

ER (Giant ER : GER) 効果も注目されている²⁾。ネマティック液晶 (図 4 (b)) は棒状分子からなり、印加電界により電極上の分子の配向が変化し、ニュートン流体の粘度が変化する³⁾。粒子分散系ERFは比較的low価格で、せん断応力が大きい。ネマティック液晶は、分散粒子の沈降、磨耗の問題がなく、狭い流路でも流れが安定していることが利点である。

ERバルブ (図 5 (a)) はフローモード (図 1 (a)) により液压アクチュエータなどの圧力を制御する。ERクラッチ (図 5 (b)) はシェアモード (図 1 (b)) により伝達トルクを制御するもので、電動モータと組み合わせたアクチュエータもある⁴⁾。図 5 (c) のERダンパは減衰特性を制御するもので、シェアモード (図 1 (b)) やスキーズモード (図 1 (c)) を用いたものもある。ERFをゲル化して用いたものもある⁵⁾。



試作したカンチレバー形FERV

図6 カンチレバー形FERVを用いたマイクロアクチュエータ

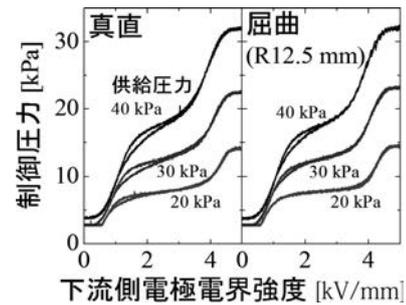
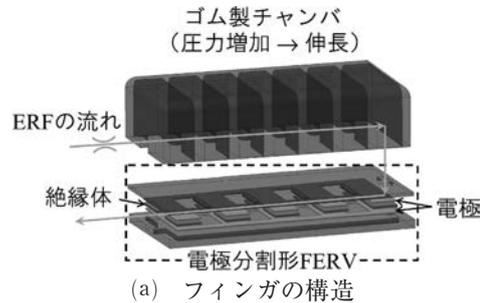
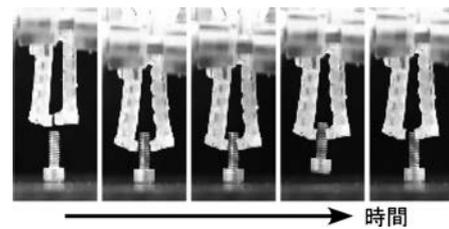


図7 カンチレバー形FERVの静特性



(a) フィンガの構造



(b) 試作グリッパの動作

図8 電極分割形FERVを用いたマイクログリッパ

2.2 ERFの応用事例

中野は、粒子分散系ERFを用いたERバルブを直径5mmのポリウレタン製ダイヤフラムに集積したアクチュエータをMEMS技術により試作し、振幅0.05mm、バンド幅2.2Hzの動作を実現している⁶⁾。

Kimらは、柔軟に屈曲できるカンチレバー形FERV (Flexible ER Valve) を用いたフレキシブルアクチュエータ (図 6) を提案、開発している⁷⁾。主材料の

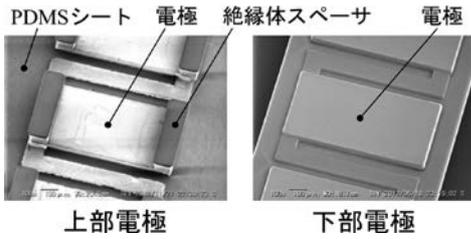
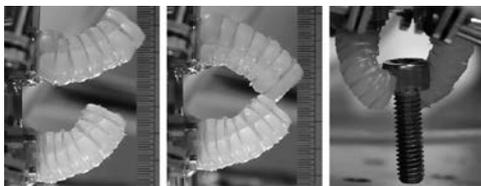
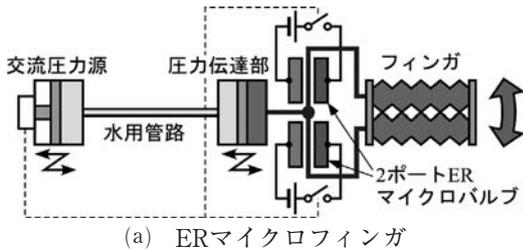


図9 MEMS技術により試作した電極分割形FERVの電極 (長さ2.8mm, 幅0.8mm)



(b) 試作グリッパの動作
図10 交流圧力源を用いたERマイクロフィンガ

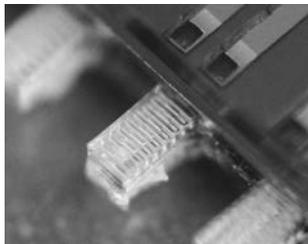


図11 MEMS技術により試作した長さ1mmのPDMSフィンガ部

柔軟なフォトレジストSU-8のMEMSプロセスを開発して流路部の長さ5.0mm, 幅2.4mm, 厚さ0.20mmの3ポート形FERVを試作し, 図7に示すように, 屈曲にほとんど依存せず電界強度により圧力が制御できることを実験的に確認している。

Yoshidaらは, ERバルブの電極を軸方向に分割し柔軟なゴムチューブで接続した電極分割形FERVを用いたマイクログリッパ(図8)を提案, 開発している⁸⁾。試作フィンガは長さ10mm, 流路の電極部は合計長さ5.0mm, 幅1.0mm, 間隔0.10mmであり, 図8(b)のように物体の把持動作が実現されている。現在, MEMSプロセスによりさらなるマイクロ化が検討されている(図9参照)。

またYoshidaらは, 交流圧力源の圧力を同期して開閉するERバルブで整流する構造で, 1本の配管

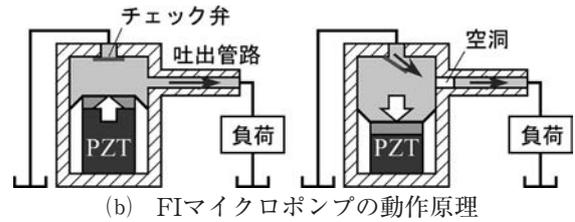
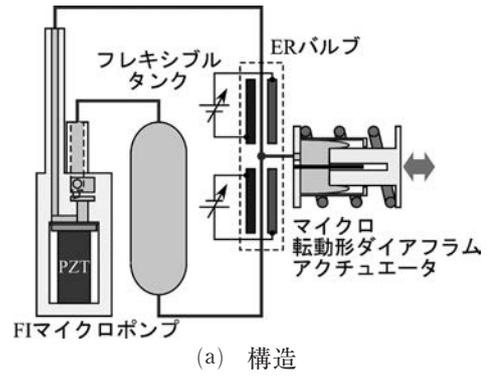


図12 位置制御ERマイクロシステム

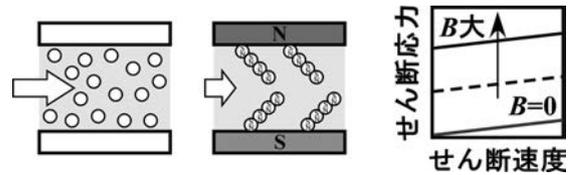


図13 MR効果

で作動流体の供給, 戻りを行う多自由度化に適したERマイクロフィンガ(図10)を提案, 開発している⁹⁾。図10(b)に示すように長さ16mmのアーム2本からなるグリッパを試作し, 各フィンガの独立動作および把持動作を確認している。現在, MEMS技術によるマイクロ化が検討されている(図11参照)。

またYoshidaらは, 流体慣性を応用した高出力FI(Fluid Inertia)マイクロポンプ(図12(b)), ERマイクロバルブ, マイクロ転動形ダイヤフラムアクチュエータおよびフレキシブルタンクを用いた位置制御システム(図12(a))を開発している¹⁰⁾。FIマイクロポンプの体積は1.3cm³で, 最大出力パワーは0.10W(シリコンオイル)である。実験の結果, ステップ変位0.42mmが繰り返し得られている。

3. MRFの応用事例

3.1 MRF

MRFは液体中にマイクロメータサイズの磁性体微粒子を分散させた懸濁液で, 磁界を印加すると分散粒子が鎖状クラスタを形成し, ビンガム流体の降伏応力が変化する(図13)。粒子分散系ERFと比べせん断応力が大きく, 大きな力を制御することができる。ナノ粒子を用い分散安定性を高めたMRFの

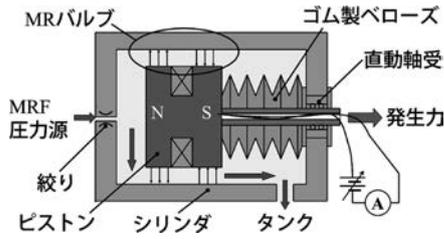


図14 MRシリンダ

開発も進められている¹¹⁾。

3.2 MRFの応用事例

MRFはERFと同様に应用することができる。発生力が大きく制御電圧が低いため開発がさかんであり、減衰特性が可変のMRダンパは、乗用車用セミアクティブサスペンション、つり橋やビルなどの建築構造物の制振装置などで実用化されている¹²⁾。

Furushoらは、制御なしで速度一定の電動モータとMRクラッチを組み合わせ、制御系に異常が生じても最大速度が制限されリハビリ機器などに应用できるMRアクチュエータを提案、開発している¹³⁾。

Yoshidaらは、液圧シリンダのピストンに対し周囲に間隙を設けるとともに電磁石を搭載し、ピストン周囲を流れるMRFの流量を印加磁界により制御し伸縮を行うMRシリンダ(図14)を提案し、アーム全長1.0mの2軸マニピュレータ(図15)を開発している¹⁴⁾。密度が低く磁化特性に優れたフェライト粒子を用いたMRFを開発し、本マニピュレータの動作を確認している。

また吉田らは、ペルチェ素子により感温フェライトを加熱/冷却して磁化特性を変化させ永久磁石の磁界を制御しMRFの流れを制御する、微小化に適したMRマイクロバルブを提案、開発している¹⁵⁾。

4. ECFの応用事例

4.1 ECF

ECFは、不均一電界を印加すると強いECFジェットが発生するユニークな液体で、粘度と導電率がある領域にある液体として定義されている¹⁶⁾。ECF効果はEHD (Electrohydrodynamics) 現象の一種と考えられており、現在、その詳細なメカニズムが検討されている。

4.2 ECFの応用事例

Yokotaらは、ECFを満たした円筒形ケース内のロータの表面に線状電極対を形成し、ECFジェットの反動で回転運動を行うECFマイクロモータを提案し、内径2mmの試作モータで出力パワー0.2mW、効率17%が得られることを示している¹⁶⁾。

Takemuraらは、繊維強化ゴムチューブ、針ーリング形電極対およびタンクから成りECFジェットに

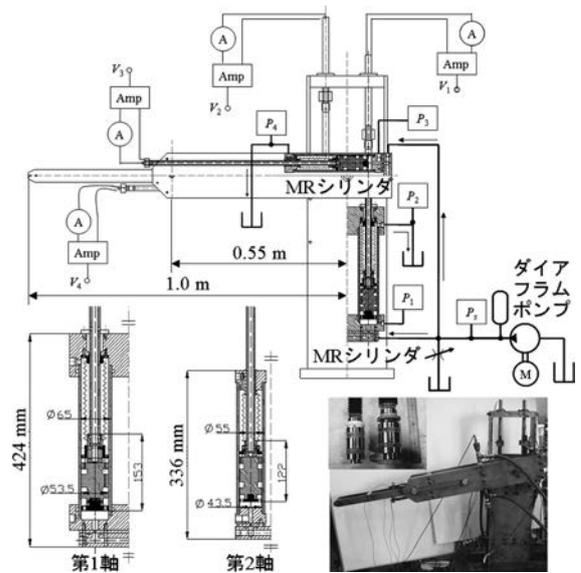


図15 MRシリンダを用いた2軸マニピュレータ

よる圧力で収縮変位を得る、直並列に集積化可能なECFマイクロ人工筋セルを提案し、 $\Phi 12.5\text{mm} \times 13\text{mm}$ の試作セルにより変位1.56mm、発生力0.32Nが得られることを実験的に確認している¹⁷⁾。

Yokotaらは、ゴムチューブ内の複数の平行な液圧室間で針ーリング形電極対によりECFを移動させ屈曲変位を得るECFマイクロフィンガを提案し、 $\Phi 5\text{mm} \times 15\text{mm}$ のフィンガ3本から成るハンドを試作し、質量0.45gの把持動作を実現している¹⁸⁾。

金らは高出力ECFマイクロポンプを提案、開発している¹⁹⁾。針ーリング形電極対は、直列配置で圧力を、並列配置で流量を大きくすることができるが、マイクロサイズで再現性よく製作することは困難である。そこで、多数の電極対を一括して製作できるMEMSプロセスに適した三角柱ースリット形電極対を提案し、開発したフォトレジストを型とした電鍍プロセスにより2次元的に集積化した電極対を試作して積層し、 $280\text{kW}/\text{m}^3$ という世界トップクラスの出力パワー密度を実現している。

佐藤らは、三角柱ースリット形電極対を用いた高出力ECFマイクロポンプの応用として、偏心した円筒形液圧室を有し印加圧力により屈曲する偏心チューブ形マイクロアクチュエータに組み込み、その特性を実験的に明らかにしている²⁰⁾。

ECFにはこのほか、ECFの流れのコリオリ力による偏流を検出するECFマイクロレートジャイロ²¹⁾、ノート形PCのCPUの強制液冷システム(図16)²²⁾など、興味深い応用事例があるが、紙数の関係で省略する。

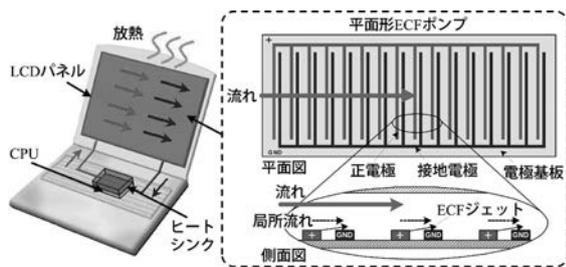


図16 ECFを応用したCPU強制液冷却システム

5. おわりに

機能性流体は、本稿でも示したようにユニークな特長を有しており、次世代フルードパワーシステムの実現に貢献するものと考えている。本学会には「機能性流体との融合化によるフルードパワーシステムの展開に関する研究委員会」(委員長: 中野政身(東北大学))が設置され活発に活動している²³⁾。本稿が本分野の発展に少しでも貢献できれば幸である。

参考文献

- 1) 吉田和弘, 横田眞一: 流体パワーを用いたマイクロアクチュエータに関する研究(第1報 微小化に適したアクチュエータ方式の検討と管内走行機械への応用), 油圧と空気圧, Vol. 25, No. 2, p. 281-288 (1994)
- 2) W. Wen, X. Huang, S. Yang, K. Lu and P. Sheng: The giant electrorheological effect in suspensions of nanoparticles, Nature Materials, Vol. 2, Issue 11, p. 727-730 (2003)
- 3) M. De Volder, K. Yoshida, S. Yokota and D. Reynaerts: The use of liquid crystals as electrorheological fluids in microsystems: model and measurements, J. of Micromechanics and Microengineering, Vol. 16, No. 3, p. 612-619 (2006)
- 4) M. Haraguchi, T. Kikuchi, Y. Jin, A. Inoue, K. Fukushima and J. Furusho: 3-D/Quasi-3-D Rehabilitation Systems for Upper Limbs Using ER Actuators with High Safety, Proc. of 2007 IEEE Int. Conf. on Robotics and Biomimetics, p. 1482-1487 (2007)
- 5) 岩科浩之, 柿沼康弘, 安齋秀伸, 櫻井宏治, 青山藤助: 電気粘着ゲルを用いた制振機構の開発, 機学流体工学部門講演会講演集, (2013)
- 6) 中野政身: 粒子分散系ER流体を用いたマイクロアクチュエータ, フルードパワーシステム, Vol. 35, No. 6, p. 380-384 (2004)
- 7) J.-W. Kim, K. Yoshida, K. Kouda and S. Yokota: A flexible electro-rheological microvalve (FERV) based on SU-8 cantilever structures and its application to microactuators, Sensors and Actuators A, Vol. 156, Issue 2, p. 366-372 (2009)
- 8) K. Yoshida, S. Hara, S.I. Eom and S. Yokota: A Novel Microgripper Using Flexible Electro-Rheological Valves, Proc. of 13th Mechatronics Forum Int. Conf. (Mechatronics 2012), Vol. 3, p. 834-839 (2012)
- 9) K. Yoshida, T. Miyoshi, S.I. Eom and S. Yokota: A Multi-DOF ER Microactuator System Using Alternating-Pressure Source, Proc. of 16th Int. Conf. on Mechatronics Technology (ICMT2012) (CD-ROM), p. 1-5 (2012)
- 10) K. Yoshida, T. Anzai, J.-W. Kim and S. Yokota: A MICRO MOBILE HYDRAULIC SYSTEM USING ELECTRO-RHEOLOGICAL FLUID, Proc. of 8th JFPS Int. Symp. on Fluid Power, Okinawa 2011, p. 471-476 (2011)
- 11) 上嶋優矢, 野間淳一, 赤岩修一, 永山敏郎, 山室成樹: ナノ粒子分散MR流体を用いたトルク制御MRFデバイスの開発, クリモト技報61, p. 1-6 (2012)
- 12) J.D. Carlson: SMART MAGNETORHEOLOGICAL FLUIDS AND DEVICES, 平成16年秋季フルードパワーシステム講演集, p. 3-7 (2004)
- 13) J. Furusho, T. Kikuchi, K. Otsuki, H. Abe, M. Naito and K. Hirata: Compact MR Fluid Actuator for Human Friendly System, Next-Generation Actuators Leading Breakthroughs, Springer-Verlag London Limited, p. 329-336 (2010)
- 14) K. Yoshida, T. Soga, M. Kawachi, K. Edamura and S. Yokota: Magneto-rheological valve-integrated cylinder and its application, Proc. of the Institution of Mechanical Engineers (IMEchE), Part I: J. of Systems and Control Engineering, Vol. 224, No. 1, p. 31-40 (2010)
- 15) 吉田和弘, 高松環, 米田裕一, 横田眞一: MR流体を作動流体としたマイクロバルブ, 機論 (C), Vol. 71, No. 704, p. 1355-1360 (2005)
- 16) S. Yokota and K. Edamura: New construction of an electro-conjugate fluid-jet-driven micromotor with an inner diameter of 2mm, Proc. of the Institution of Mechanical Engineers (IMEchE), Part I: J. of Systems and Control Engineering, Vol. 220, No. 4, p. 251-256 (2006)
- 17) K. Takemura, F. Yajima, S. Yokota and K. Edamura: Integration of micro artificial muscle cells using electro-conjugate fluid, Sensors and Actuators A, Vol. 144, Issue 2, p. 348-353 (2008)
- 18) S. Yokota, F. Yajima, K. Takemura and K. Edamura: Electro-Conjugate Fluid Jet-Driven Micro Artificial Antagonistic Muscle Actuators and their Integration, Advanced Robotics, Vol. 24, p. 1929-1943 (2010)
- 19) 金俊完, 山田嘉穂, 横田眞一, 枝村一弥: 多層化による高アスペクト比電極対を用いたECFマイクロポンプ, 平成25年春季フルードパワーシステム講演会講演集, p. 109-111 (2013)
- 20) 佐藤政哉, 金俊完, 横田眞一, 枝村一弥: ECFマイクロポンプ組込偏心チューブ形マイクロアクチュエータに関する研究, 平成25年秋季フルードパワーシステム講演会講演集, p. 112-114 (2013)
- 21) 尾川宜嗣, 横田眞一, 枝村一弥, 竹村研治郎, 電界共役流体を用いた2軸液体マイクロレートジェットの開発, 機論 (C), Vol. 77, No. 773, p. 204-211 (2011)
- 22) W.-S. Seo, K. Yoshida, S. Yokota and K. Edamura: A high performance planar pump using electro-conjugate fluid with improved electrode patterns, Sensors and Actuators A, Vol. 134, Issue 2, p. 606-614 (2007)
- 23) 中野政身: 機能性流体との融合化によるフルードパワーシステムの展開に関する研究委員会, フルードパワーシステム, Vol. 44, No. E1, p. E54 (2013)
http://www.jfps.jp/ryokuin1308/ryoku13_top.html

(原稿受付: 2014年4月8日)

インドにおける国際交流

著者紹介



か がわ とし はる
香 川 利 春

東京工業大学
〒226-8503 神奈川県横浜市緑区長津田町4259
E-mail : kagawa.t.aa@m.titech.ac.jp

1974年東京工業大学制御工学科卒業。精密工学研究所およびメカノマイクロ工学専攻教授として自動制御・流体計測制御・生体計測の研究に従事。また本学会元会長、計測自動制御学会理事、(社)日本機械学会フェロー。

1. まえがき

2013年12月17日から20日に行われたインドニューデリーで行われた産業機器展示会（WORLD OF INDUSTRY）に藤谷学会事務局長ならびにJFPA 日本フルードパワー工業会の方々と共に参加した。その後、近郊都市のカンプルにあるインド工科大学機械工学科の訪問を行った。これらについてインドにおける国際交流として報告を行う。

2. インド産業機器展示会参加

日本フルードパワーシステム学会の国際交流としては欧米の研究者との交流は歴史があるが、アジア地域では中国以外での交流は少ないと言える。今後の展開を考慮してインドのフルードパワー関係の視察を行った。DEHLIまでは成田からの直行便で8時間半であり、時差は3時間半であるため、それほど問題は無い。インディラガンジー国際空港に到着しゲートを出ると厚い霧が立ち込めて50メートル程度の視界であった。多少のにおいがするため、中国北京よりかなりましであるが、スモッグとも言える。空港から市内中心部のホテルまではタクシーで1時間程要したが、凄い交通ラッシュで、小型の乗用車とバイクが車線の区別無く、もつれ合っていて流れていた。ほとんどの車のミラーは折ってあって、狭い隙間に我先に突進する車の流れである。乗用車の60パーセントはM-S社との日本S社系列車で軽自動車とセダン車が目立った。残りの20パーセントは日本T社と日本N社で欧米車は稀であった。通訳さん

に聞くと日本車、日本製品にインド人は大変な信頼をおいているとのことである。WORLD OF INDUSTRYとの産業機器国際展示会（写真1）で、フルードパワー機器の展示は4号館で行われていた。日本フルードパワー工業会のブースには甲南電機、コガネイ、ASKの3社のカタログが置かれ、SMCとFESTOはおのおの個別のブースで展示を行っていた。展示会自体ハノーバメッセ運営会社が行っていた。FESTOのブースでは羽ばたき型の人造カモメ飛行機の実演が行われ好評を博していた。中国系の展示も数社あり、どこかで見たデザインの製品が一目でコピー品とわかるものの堂々と展示されていた。



写真1 国際展示会

3. FPSI (Fluid Power Society of India) 交流

FPSI：インドフルードパワーシステム学会のブースは日本フルードパワー工業会ブースの近くにあったが、隣の建設機械展示館の2Fで講演会が行われていたため、講演会の合間に交流を行った（写真2）。先方の会長は会社社長で、事務局長にも挨拶することができた。本部事務局はバンガロールにあ



写真2 インドフルードパワー学会交流

るため、飛行機で1時間半の距離である。省エネやシステムデザインの講演が行われていたが、すべて会社の技術者によって行われていた。理事構成員は大学や官庁研究所のメンバーはいなく、すべて会社の技術者で構成されていた。日本とかなり事情が違うようである。

インドの食事は普通のところでもすべてカレー味のスパイスで味付けされていた。シシカバブーとの表示で食べた肉もカレー味であった。トイレは概して汚いが、便座の位置が高い所に設置してあった。車の左側通行と同様に色々な所で旧宗主国が英国であったことが感じられる。多くのインド人がホッケーに熱狂しているのを不思議に思ったが、賭けホッケーが盛んであるとの話である。観光は時間の関係で、インド門と首相官邸を車から覗いたのみであった。

4. IITインド工科大学：カンプール訪問

展示会参加の後、インドの著名な工科大学の訪問を行った(写真3)。インド工科大学は全国に15校あり、カンプールは第5番目に1965年に英国のサポートで設立された。デリーからは飛行場の大きなラクナウまで1時間のフライトで、そこから100キ

ロの一般道をまたまた混乱する片側1車線の道路を2時間かけて行った。途中でこぼこ路ありで、牛や人間が道端に寝ていた。日本なら110番してもおかしくない状況であった。ゴミの山の中に人間と牛が混在していた。IITの敷地に入るとゴミがほとんど無い別世界があった。訪問したIITカンプール主任教授のラザクリシュナン先生は大変な日本ひいきで、先のFLUCOME2013奈良にも夫婦で参加されていた。IIT機械工学科では実学を重視し、大学でヘリコプターを所有して航空工学を研究している。ラザクリシュナン先生の研究室と実験室を見学した。超音速風洞を用いた研究を行っている。特に近年は低

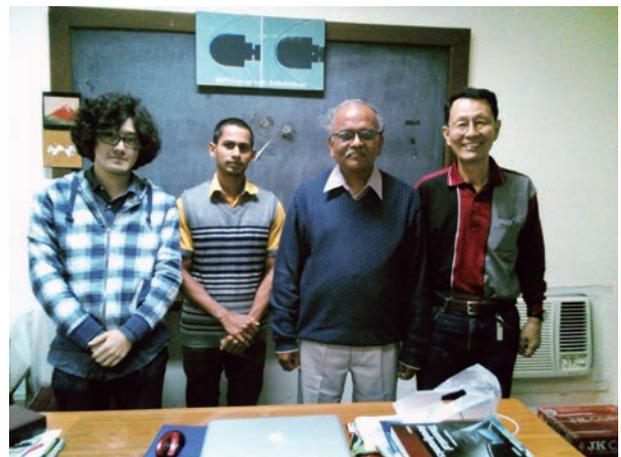


写真3 インド工科大学 カンプール校訪問

騒音のノズルについて優れた研究成果をあげている。

5. ま と め

5日間の短い期間であったが、インドのフルードパワー学会と交流し、またカンプールのインド工科大学の訪問を行った。いろいろ文化は異なるが、間違いなく今後のパートナーとなりうるとの実感を持たせた。ほとんどのインド人は親日であり、すぐにはビジネスには結びつかないかもしれないが、インドとの交流を行っていくのは重要と思われた。

ニュース

ミャンマーにおける国際交流 (ICSE2013参加記とヤンゴン最新事情)

著者紹介



か がわ とし はる
香 川 利 春

東京工業大学
〒226-8503 神奈川県横浜市緑区長津田町4259
E-mail : kagawa.t.aa@m.titech.ac.jp

1974年東京工業大学制御工学科卒業。精密工学研究所およびメカノマイクロ工学専攻教授として自動制御・流体計測制御・生体計測の研究に従事。また本学会会長、計測自動制御学会理事、(社)日本機械学会フェロー。

1. まえがき

2013年12月9日から10日の3日間、ミャンマーの首都ヤンゴンにおいてヤンゴン工科大学主催により、第4回科学工学における国際会議がSedonaホテルで開催された。ビルマの首都ラングーンと表現した方がわかりやすいかもしれない。今回、ミャンマーは初訪問でヤンゴン工科大学訪問も行った。会議名は科学と工学に関する国際会議と称して非常に幅広い名称を取っている。これは個別の分野の開催では人数が集まらないためと考えられる。英文名は（THE FOURTH INTERNATIONAL COFERENCE ON SCIENCE AND ENGINEERING）である。

2. ヤンゴン渡航

東京工業大学精密工学研究所の准客員研究員がヤンゴン大学出身であったため、今回の機会を得ることができた。ミャンマーはビルマの堅琴の小説、映画できわめて有名で、一度は行ってみたいとかねて考えていた。しかしまずビザ取得に費用と時間がかかった。身長や容姿の記述と両親の名前が必要であった。また費用は手数料込みで18,000円近く要した。ヤンゴン空港には2013年からANAが1日1便の直行便を設け、成田から8時間でヤンゴンに到着できる。空港は日本の地方空港の大きさで、人ごみと鳥の鳴き声の喧騒が凄かった。ヤンゴンはカラスでなく鳩より少し小さい尾長鳥の一種と考えられる鳥が丁度食事時で、大変な鳴き声であった。タクシーなどの車寄せが完備していないため、50年前

の日本、30年前の上海空港の状態であった。空港から市内までの道路は片側2車線とところどころ車線表示があったり、なかったりの状態であった。驚いたことに90パーセント以上が日本車である。特に目立ったのが日本T社のライトバンとステーションワゴン、日本N社のステーションワゴン、日本H社の小型乗用車であり、トラックの荷台に乗客を乗せて、バスのような営業を行っていた。また乗用車の屋根の上にルーバーを取り付け、5、6人は屋根の上に乗っていた。乗り合いバスは30年前の日本製が主で窓やドアは開けっぱなしで走行していた。出口、冷房車、千葉水産などの日本語表示はそのまま使われていた。何故日本語表示をそのままに使っているかと聞くと、日本製は非常に信用が高く宣伝にもなるとの話である。話し半分に聞くとしても日本製の中古車が90パーセント以上であるのは事実であり、彼らは来年以降の輸入車は左ハンドルに限るとの法改正を心配していた。40年前のモデルのバスや乗用車を何とか修理しながら利用している様子にはいささか感動ものであった。

3. 国際会議参加

国際会議はヤンゴン市内中心部のSedonaホテルで9日から開催された。外気温は32度になるが、メイン会場は目いっぱい冷やしていて、長いスピーチに寒くてがたがたするほどであった。中国からの参加はほとんどなく、タイ、マレーシア、シンガポール、香港、ドイツなどであった。主催はヤンゴン工科大学で6つの外部協賛団体が名前を連ねていた。竹中工務店の名称も見られた。一般講演は約100件、特別講演とキーノート講演は10件であった。機械系の講演は35件あり、韓国航空工学のJae-Wo-Lee教授、マレーシア日本国際大学の福田教授と香川がChairを勤めた（写真1）。内容のレベルはまだまだであり、研究にはなっていない論文がほとんどであったが、ミャンマーの風土を背景にした水力学と農業機械の発表は興味深かった。東京工業大学にも開発工学科が設けられているが、この学科との対応は意味があると考えられる。発表学生の多く



写真1：ミャンマー理工工学に関する国際会議：ICSE2013

はマンダレー工科大学の博士課程学生で女性がほとんどであった。

4. ヤンゴン寺院とヤンゴン工科大学訪問

11日に主催団体企画のツアーとしてヤンゴンバゴ寺院の見学（写真2）とヤンゴン工科大学機械工学科の訪問を行った（写真3）。寺院は金を張ったという煌びやかな特徴のあるタワーで、裸足での参拝が要求された。ヤンゴン工科大学はヤンゴン大学から50年前に分離したヤンゴン市内にあり、機械工学の学部学生数は70人で、8割は女性である。機械工学科の教員も7割は女性で構成されるのである。実験室を見学すると英国製の50、60年前の材料試験機などを丁寧に使っていた。当方の専門とするフルードパワー関係では流体の管路圧力損失と空気圧シリンダの駆動回路実習装置のみがあった（写真4）。もちろん企業との共同研究も無いそうである。後で大学関係者に友人を持つ人からであるが、大学職員の給料では生活することはできなく、多くの職員は副業を持って、夜11時まで働かないと生活費は出ないとの話である。

ヤンゴン市内にある研究員の自宅を訪問した。しかし停電でロウソクの中でお茶をご馳走になった。果物が安くて美味しいのには驚いた。貨幣価値は大体8倍と感じられた。成田ではミャンマーチャットを交換できないため、ヤンゴン空港に来た後での交換となる。時間が無い場合は米ドルもかなり有効である。停電はたびたび起こるため、各家庭には大きめの蓄電池が設置してあった。レストランには大抵発電機が設置されていて、営業に支障がないように工夫してあった。幹線道路は舗装されてはいるものの、まるででこぼこ路を走るようであった。自転車と荷台に大勢の乗客を積んだトラックがひしめき合っていた。上水の設置はヤンゴンの住宅街にはあ



写真2：仏教寺院訪問



写真3：ヤンゴン工科大学機械工学科スタッフ



写真4：ヤンゴン工科大学機械工学科実験室訪問

るものの、首都を少し離れると小中学生の子供が水汲みをしている様子が目立った。ヤンゴン出身の研究員の向かえは大きな病院であったが、お金持ちが対象で、一般庶民は雇れないとの話であった。軍人や関係者はきれいな大きな住宅街に住んでいて、多くは日本製の高級車に乗っていた。意外にドイツ

B車やドイツA車は稀であった。ハイブリッド車は日本H社のハッチバック形をたまに見かける程度で、あまり人気の無い原因を聞いたら、車検のできる工場がまだまだ少なく、バッテリー交換に不安があるために人気でないそうである。住宅設備としてガスは稀でシャワーは水のみである。日本で10年経験した研究員は水のシャワーで風邪をひいたようである。

5日間のミャンマー訪問、学会参加を行ったが、非常に親日で仏教国であるせいか、性格も穏やかで気の休まる滞在であった。

5. ま と め

ミャンマーのヤンゴン訪問を行い、まだまだ近くて不思議な国があると感じた。自分が生活している日本は本人としてはストレスがいっぱいであるが、ミャンマーの人たちの所謂暢気さには感心した。エンジニアリングの部門においては協力できる場面が多いと感じられたので、今後大学教育の場面で可能なことから手を付けたいと考える。今後フルードパワーの関係でも多くのつながりができると思われるので関係を大事にしたい。

以上

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)	942	16	131	134
差引き増減	+ 4	0	+ 5	0

(注1) 正会員の内訳 名誉員13名・シニア員36名・ジュニア員151名

正会員

遠藤 玄 (東京医科歯科大学)	前川 智史 (株神戸製鋼所)
原田 敦史 (石川工業高等専門学校)	下沢 智啓 (株いすゞ中央研究所)
民部 俊貴 (株いすゞ中央研究所)	峯岸 敬一 (SMC株)
中川 修一 (ヤンマー株)	李 君 (東京工業大学)
杉村 類 (日本アキュムレータ株)	

学生会員

高橋 優 (芝浦工業大学)	寺岡 康一 (芝浦工業大学)
藤原 優登 (岡山理科大学)	大野 歩 (岡山理科大学)
白井雄一郎 (芝浦工業大学)	范 想想 (法政大学)
服部 三月 (法政大学)	渡辺 修平 (法政大学)
宮崎 良兼 (東京医科歯科大学)	滝川 恭平 (東京医科歯科大学)
大戸 隆義 (東京医科歯科大学)	森崎 大介 (東京医科歯科大学)
岩佐 壽紘 (東京工業大学)	塩出玲於奈 (東京工業大学)
小山 祐史 (東京工業大学)	永井 克哉 (東京工業大学)
沼井 隆晃 (東京工業大学)	工藤 康喜 (東京工業大学)
PENG Jiehong (東京工業大学)	

会議報告

IFPE2014におけるフルードパワー技術研究動向

著者紹介



たなか ゆたか
田中 豊

法政大学デザイン工学部
〒102-8160 東京都千代田区富士見 2-17-1
E-mail: y_tanaka@hosei.ac.jp

1985年東京工業大学大学院総合理工学研究科修士課程修了，その後，東工大精密工学研究所助手を経て，1991年法政大学講師，1992年同助教授，2002年同教授，現在に至る。2014年4月より法政大学情報メディア教育研究センター所長，工学博士（1991年 東京工業大学）。

1. はじめに

動力伝動に関する国際展示会（International Exposition for Power Transmission; IFPE2014）が2014年3月4日～8日，米国ネバダ州のラスベガス国際展示場で開催された。この展示会は，フルードパワーやモーションコントロールに関する企業展示会と技術講演会から構成されており，3年に1回開催される北米最大の建設機械の展示会（CONEXPO-CON/AGG2014）に併設する形で開催されている。展示会にはフルードパワー関連企業490社が出展しており，主催者側の発表では5日間の展示会に約3万1千人の有料登録者があり，全米をはじめ世界170の国から関係者が集まる非常に大きな規模の国際展示会と国際会議であった。

IFPE2014の技術講演会は建設機械展示会の教育プログラムの一環を兼ね，無料セミナーなどとともに会場内の会議場（写真1 および写真2）において開催され，3日間で2つの基調講演と28の技術セッションで8か国から68件の技術講演が行われた。68件のうち大学研究者は20件，企業技術者が48件と3分の2が企業の技術発表であった。技術講演や論文の質は，必ずしも最新のものであるとは限らず，基礎的な技術紹介や解説なども含まれ，かなり幅があった。旺盛な米国フルードパワー企業からの現場寄りの技術講演が多くみられた。

2. 技術講演の動向

ここでは2つの基調講演と，68件の技術講演の中から注目を集めた興味ある技術論文をいくつか紹介する。

最初の基調講演では，オークリッジ国立研究所¹⁾（Oak Ridge National Laboratory: ORNL）の Lonnie Loveが「フルードパワーのエネルギー消費（移動機械のフルードパワー応用における省エネ効果とその可能性）」と題して，米国のエネルギー消費量の2～3%はフルードパワーシステムのエネルギー消費であり，フルードパワーシステムの平均のエネルギー変換効率は21%であることを指摘した。また図1に示すチタン積層造形法を用いて配管を構造体内部に内蔵した油圧駆動ロボットハンドや小形デジタル弁，30W小形ポンプなどがORNLで開発されつつあることを紹介した。このORNLで開発中のロボットアームは2014年2月25日，米国のモノづくり技術政策を強化する方針のオバマ大統領の演説²⁾



写真1 技術セッション講演会場入り口



写真2 技術セッションの様子

でデモ用として使われたとのことである。3Dプリンタを用いた積層造形法は、今後の高性能な小形ロボットの開発に欠かせないことが示された。

もう一つの基調講演では、キャタピラ社のKen Grayが「油圧ハイブリッドショベル（顧客、その多様性が革新を生む）」と題して、2013年に発売された同社の油圧ハイブリッドショベルについて、その開発過程やシステム構成、省エネ性などについて紹介した。2009年から開発が始まったこのハイブリッドショベル（Cat 336EH）は図2に示すようなシステム構成³⁾で、旋回運動の制動エネルギーを容量32Lの2本の油圧ピストンアキュムレータに回収し、つぎの旋回運動に再利用している。これにより15～35%の消費燃料の削減が実現されたことが報告された。

ミネソタ大のStrohmaierら⁴⁾は、エネルギー密度の大きい油圧フライホイール形アキュムレータの粘性損失について、図3に示す実験装置を用いて、回転する油を含むフライホイールアキュムレータの過渡的特性を検討した。

Digital Hydraulic社⁵⁾のElton Bishopは、図4に示す斬新なデジタル油圧変換器（DHT）を紹介している⁶⁾。この変換器は、マトリックス状に配置された

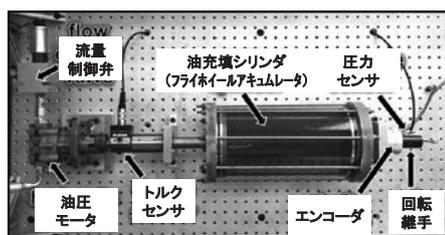


図3 油圧フライホイールアキュムレータ実験装置

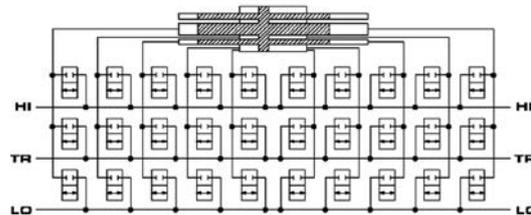
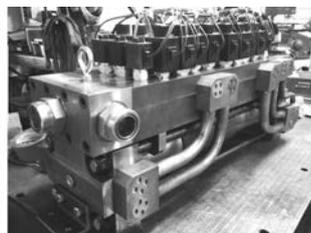


図4 デジタル油圧トランスフォーマ

30個のオンオフ弁と異なる受圧面積を持つ同軸構造のピストン・シリンダにより構成され、圧力と流量を段階的に制御する構造である。このDHTは高応答と省エネルギー性に優れ、90%近い変換効率を有しており、建設機械や重機械への利用が期待されると述べられている。

ミネソタ大のWilhelmら⁷⁾は、図5に示す可変リンクとカムリング機構およびピストンとチェック弁から成る新しい構造の容積形ポンプを3つ並べた新しい構造の3連形可変容量ポンプの構造と設計について検討し、8.5kW出力で最大90%の効率を持つことを紹介している。

パデュー大のAgarwalら⁸⁾は、油圧ラジアルピストンポンプ／モータ内の流れの数値シミュレーションモデルを構築し、その計算結果と実験結果との比較について紹介している。

ミルウォーキー工科大のCook⁹⁾は、フルードパワーのロボット応用技術における熱と効率の検討と題し、熱や排気エネルギーを有効に活用した空気圧駆動歩行ロボット用アクチュエータの構想を提案した。

法政大のSakamaら¹⁰⁾は、油中の気泡を分離除去する高性能なシステムを用いて、油の酸化劣化や機器のキャビテーション壊食、油の剛性など油圧システムの特性を大幅に改善できることを紹介している。

北京工大のZhouら¹¹⁾は、外接歯車ポンプにおける吐出流量変動する油のエアレーションの影響につ



図1 油圧駆動小形ロボットハンド

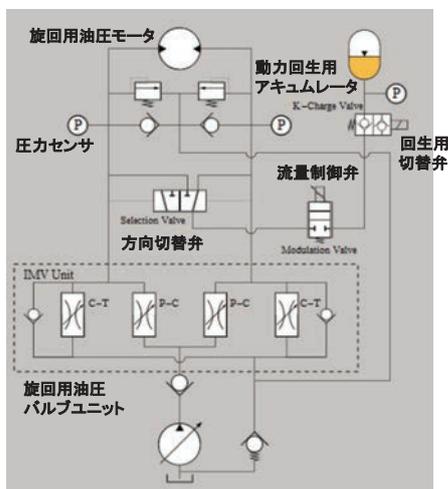


図2 ショベルの旋回エネルギーの動力回収と再利用のための油圧ハイブリッドシステム

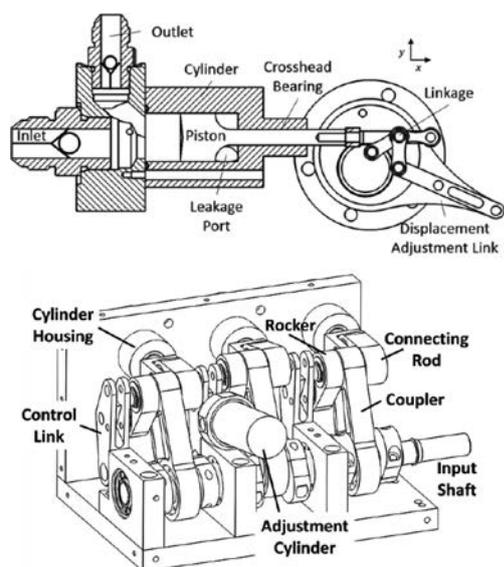


図5 3連形可変容量ポンプ

いて、気泡の溶解と析出現象を組み込んだ数値解析モデルを用いて数値解析を行い、解析結果と実験結果を比較している。

パデュー大のDevendranら¹²⁾は、非対称歯形の外接歯車ポンプ／モータについて、容量 $11.2\text{cm}^3/\text{rev}$ の歯車モータを試作し、その容積効率、圧力脈動や騒音などの諸特性を検討している。

3. おわりに

IFPE2014の技術講演会の研究動向について、その一部を紹介した。この他に会議開催中には、メンテナンスや省エネルギー、電子制御などフルードパワーに関する10テーマの有料教育セミナーや基礎的な事項を解説する無料セミナーが数多く開催されていた。また写真3や写真4に示すように、会場のラスベガスコンベンションセンターの屋内外235万平方フィート（約23万平米）の広大な展示スペースには、企業の様々な建設機械がところ狭しと並べられており、屋外では各所で実機による動作デモが行われるなど、その様子は圧巻であった。次回のIFPEは3年後の2017年3月7日～11日に、同じラスベガスで開催される予定である。

参考文献

- 1) <http://web.ornl.gov/sci/manufacturing/mdf/>
- 2) <http://www.whitehouse.gov/blog/2014/02/25/manufacturing-innovation-institutes-putting-america-forefront-21st-century-manufactu>
- 3) J. Zhang, Hydraulic Hybrid System for Swing Energy Recover and Reuse, Proc. IFPE2014 Technical Conference, No. 19-2.
- 4) K.G. Strohmaier, P.M. Cronk, A.L. Knutson, J.D. Van de Ven, Experimental Studies of Viscous Loss in a



写真3 屋外展示の様子



写真4 屋内展示の様子

Hydraulic Flywheel Accumulator Experimental Studies of Viscous Loss in a Hydraulic Flywheel Accumulator, Proc. IFPE2014 Technical Conference, No. 6-1.

- 5) <http://digitalhydraulic.com/technology.html>
- 6) Elton Bishop, DHTM475: The Evolution of Flow, Proc. IFPE2014 Technical Conference, No. 7-3.
- 7) S. Wilhelm, J.D. Van de Ven, Design of a Variable Displacement Triplex Pump, Proc. IFPE2014 Technical Conference, No. 9-3.
- 8) P. Agarwal, A. Vacca, K.S. Kim, T. Kim, A Numerical Model for the Simulation of Flow in Radial Piston Machines, IFPE2014 Technical Conference, No. 14-1.
- 9) D.L. Cook, Heat and Efficiency Considerations in Fluid-Powered Co-Robotics Applications, Proc. IFPE2014 Technical Conference, No. 26-2.
- 10) S. Sakama, Y. Tanaka, H. Higashi, H. Goto, R. Suzuki, Air Bubble Separation and Elimination from Working Fluids for Performance Improvement of Hydraulic Systems, Proc. IFPE2014 Technical Conference, No. 27-1.
- 11) J. Zhou, A. Vacca, P. Casoli, A. Lettini, Investigation of the Impact of Oil Aeration on Outlet Flow Oscillations in External Gear Pumps, Proc. IFPE2014 Technical Conference, No. 27-2.
- 12) R. Sudarsan Devendran, A. Vacca, Experimental Characterization of External Gear Machines with Asymmetric Teeth Profile, Proc. IFPE2014 Technical Conference, No. 30-1.

(原稿受付：2014年4月14日)

入門講座「トライボロジー」 第1回：摩擦について

著者紹介



かざま とし はる
風 間 俊 治

室蘭工業大学大学院
〒050-8585 北海道室蘭市水元町27-1
E-mail : kazama@mmm.muroran-it.ac.jp

1988年横浜国立大学大学院修了。2005年 室蘭工業大学教授、現在に至る。主に、トライボロジー、キャピテーション、設計工学などの教育研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本トライボロジー学会、日本機械学会等の会員。博士（工学）。

1. はじめに

「トライボロジー」¹⁾は、従来の「摩擦、摩耗、潤滑」の基礎と応用を包括的に取り扱った科学・技術分野といえる。そして、フルードパワーシステム²⁾を構成する各機器の信頼性や性能を大きく左右するジェネリックテクノロジー（基盤的な技術）に位置づけられる。

フルードパワー、トライボロジーともに、いわば学際領域であるとともに実学の色合いが濃い。つまり、これらに関連する技術分野は多岐にわたる上、広範な知識と長年の経験によるところが大きい。したがって、その内容は、両者のORは言うに及ばず、ANDを取ってもきわめて幅広く、かつ奥深い。ところが、最近ではこれらの内容を扱う、または授業科目を置く大学や工業高等専門学校などは少なく、油空圧機器メーカーや作動油メーカーなどに入社後、はじめてこの言葉に触れる方もおられると聞く。

本誌の「教室」として、フルードパワー分野で現に活躍する若手技術者ならびに将来を期待された技術系新入社員の方々を対象に、「トライボロジー」に関する入門編を執筆する機会をいただいた。そこで、本連載では、「フルードパワー」や「トライボロジー」に余り触れてこられなかった方を対象に、基礎のごく一端について、5回に分けて筆を執らせていただく。可能な範囲で、身近な話題や簡単なクイズなども含めたいと思う。この分野に少しでも興味や関心を持っていただければ、筆者として望外の

喜びである。

2. 「トライボロジー」について

2.1 言葉の由来

トライボロジー (tribology) とは、「相対運動しながら互いに干渉し合う二つの表面およびそれに関連した諸問題とその実地応用に関する科学と技術」と定義される学術用語である。原文は、“The science and technology of interacting surfaces in relative motion and of related subjects and practices”とされている（後半部は後日に追記）。1960年代、英国のPeter Jost氏が、その重要性を政府に訴え、世に説くために誕生させた。同氏が委員長として提出した報告書“Lubrication (Tribology) — Education and Research, A Report on the Present Position and Industry's Needs”の中ではじめて用いられた。ギリシャ語の *τριβος* (擦る) と *λογος* (学問) を組み合わせた単語であり、今日では多くの辞書にも掲載されている。

2.2 課題の重要性

“Jost Report”と呼ばれる上記の報告書は、現地調査等に基づいた膨大なデータがコンパクトに整理されている。その中で、しばしば引用される結果をグラフ化して図1に載せる。

同図は英国内のトライボロジー対策の効果をまとめたデータである。各カテゴリーは、①保守部品交換費用の節減、②破損に伴う費用の削減、③機械寿命の延長による設備投資の節減、④摩擦低下による

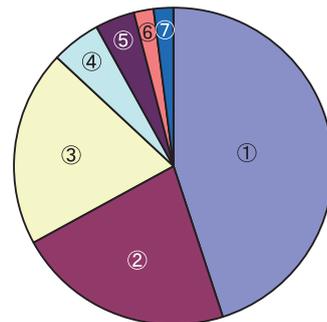


図1 トライボロジー対策による経費削減の方法 (Jost レポート)

エネルギー消費の削減，⑤稼働率，機械効率の向上による投資の節減，⑥メンテナンス用人員の削減，⑦潤滑剤費用の節減である．ここで，②，③は設備・機器，⑦は潤滑剤，①，⑥は人員，④，⑤はエネルギー関連の経費に大別できる．適切な摩擦，摩擦，潤滑に関する対策により，英国内で約5億ポンド（当時）の節約が可能であろうとされている．

3. 摩擦について

今回は，摩擦，摩擦，潤滑の中の「摩擦」を取り上げて話を続ける．摩擦については「クーロンの法則」が基本となる．なお，ほぼ同時期の発見者を讃えて「Amontons-Coulombの摩擦法則」とも呼ばれる．あらためて，ここに記せば

- 1) 摩擦力は垂直荷重に比例する
- 2) 摩擦力は見掛けの接触面積に因らない
- 3) 動摩擦力は速度に影響されない

である．また，静摩擦（静止している状態から動き始めるときに作用している力）は動摩擦（運動している間に作用している力）よりも大きいことも知られている．ただし，これらは理論ではなく，経験則である．

上記の第1項の比例定数は「摩擦係数」と称される．図2のように，水平面に置かれた質量 m の物体を一定速度で引くときの摩擦力 F は，面に垂直方向の荷重（抗力）を $W (=mg)$ ，摩擦係数を f とおいて次式で表される．

$$F = fW \tag{1}$$

さて，図2の下面を図3のように傾けることを考えてみよう．角度 θ の小さい間は，摩擦力により物体は静止している．ある角度 θ_s になると，物体は滑り出す．このときの摩擦係数 f_s は，式(1)より

$$f_s = \frac{F}{W \cos \theta_s} = \frac{W \sin \theta_s}{W \cos \theta_s} = \tan \theta_s \tag{2}$$

となり， θ_s を摩擦角と呼ぶ．この原理で，2物体間の摩擦係数を簡易的に測定することもできる．なお，この f_s は静摩擦係数に相当する．

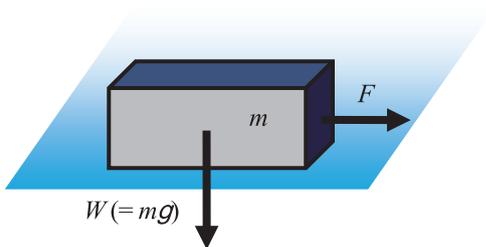


図2 摩擦力と垂直抗力

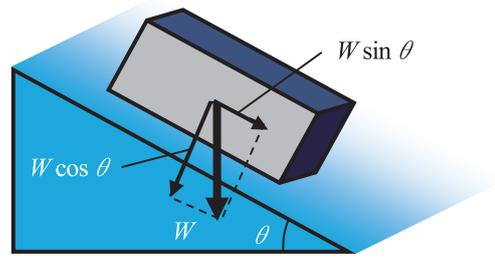


図3 摩擦係数と摩擦角

4. クイズ

入門，基礎，応用レベルの平易な問題³⁾と略解を載せておく．ぜひ，気楽に取り組んでいただきたい．

4.1 入門レベル【摩擦の法則】

図4の(a)，(b)，(c)の場合の引く力（動摩擦力）を考えてみよう．それぞれ，図2で生じる摩擦力の何倍になるであろうか．ただし，(a)は同じ物体をふたつ重ねた場合，(b)は図2の物体を立てた場合，(c)は図2の場合の半分の速さで物体を引いた場合とする．

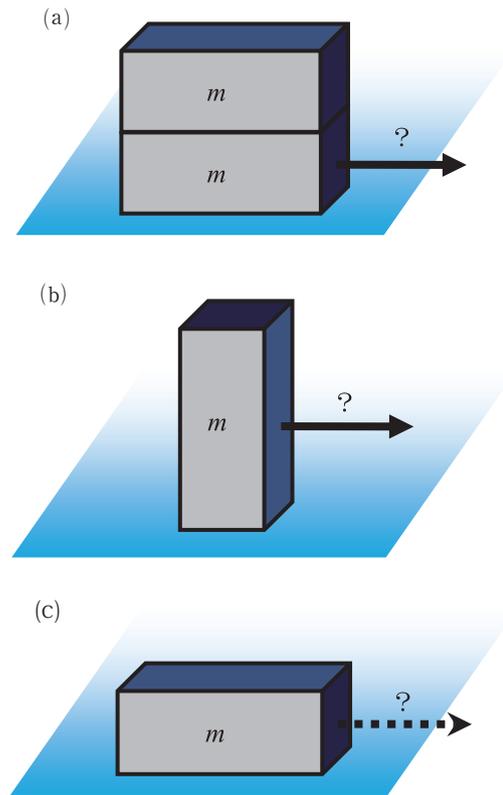


図4 摩擦力の差異

4.2 基礎レベル【摩擦による力の釣合い】

物理の参考書などでよく目にする練習問題である．図5のように壁に斜めに立て掛けた棒（長さ l ，重さ W ）がある．棒が滑らずに静止する角度 θ と床や壁の摩擦係数 f_t ， f_w の範囲を求めてみよう．

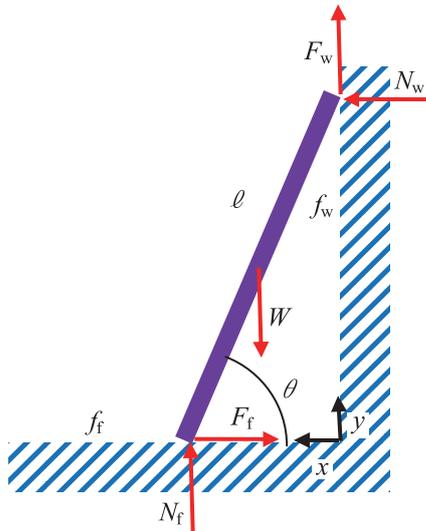


図5 壁に立て掛けた棒

4.3 応用レベル【摩擦の生活への活用例】

書類を束ねる，テントを張る，船を係留するときなど，ロープワークは身の回りでも欠かせない。さて，西部劇でカーボーイが店先で下馬したとき，手綱を丸太に数回まわしている場面がある。馬を繋ぎ止めておくためには，何回巻けば十分であろうか。

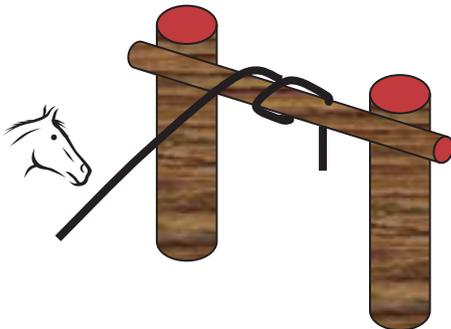


図6 ロープ巻きによる係留

附録

略解1

- a) 法則1より，摩擦力は2倍。
- b) 法則2より，摩擦力は同じ。
- c) 法則3より，摩擦力は同じ。

略解2

床面および壁面の摩擦力は，それぞれ

$$F_f = f_f N_f, \quad F_w = f_w N_w \quad (3)$$

棒が滑り出すときの x, y 方向の力の釣り合い式は，それぞれ

$$N_w = f_f N_f, \quad f_w N_w + N_f = W \quad (4)$$

よって，各垂直抗力は

$$N_f = \frac{W}{1 + f_f f_w}, \quad N_w = \frac{f_f W}{1 + f_f f_w} \quad (5)$$

棒の床面との設置点まわりのモーメントの釣り合い式は

$$N_w l \sin \theta + F_w l \cos \theta = W(l/2) \cos \theta \quad (6)$$

したがって (図7の各曲線より右上側)

$$\tan \theta = \frac{W(l/2) - f_w N_w l}{N_w l} = \frac{W}{2} \frac{1 + f_f f_w}{f_f W} - f_w \quad (7)$$

$$\therefore \theta = \tan^{-1} \left[\frac{(1 - f_f f_w)}{(2 f_f)} \right] \quad (8)$$

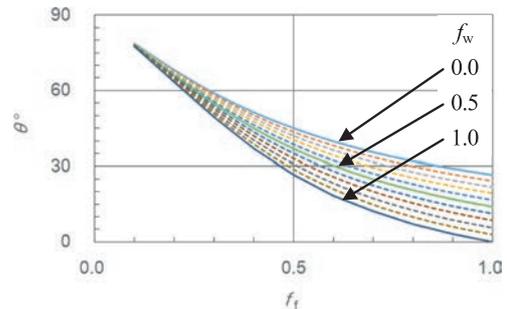


図7 立て掛けられる最小角度 θ と摩擦係数 f_f, f_w

略解3

ロープの一端に荷重 W を掛けて (または，ロープの自重 $= \rho A L g$ 。 A : ロープ断面積， L : 同端長， ρ : 同密度)，他端を力 F で引っ張るとき (f : 摩擦係数， N : 巻き数)，動き始めるときの F は次式となる。導出は略 (図8参照)。

$$F = W e^{2\pi N f} \quad (9)$$

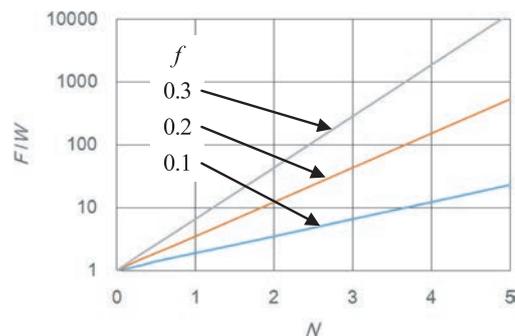


図8 巻き数 N に対する力の比 F/W

参考文献

- 1) 日本トライボロジー学会：トライボロジーハンドブック，養賢堂 (2001)
- 2) 山口惇，田中裕久：油空圧工学，コロナ社 (1986)
- 3) 加藤孝久・益子正文：トライボロジーの基礎，培風館 (2004)

(原稿受付：2014年3月2日)

トピックス

特許文献を調べる・特許電子図書館の活用4 …日本の分類・テーマコード2

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、油空圧技術部長等を経て、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

前稿までに国際特許分類（IPC）および日本における特許の分類の大きな概要を紹介した。その中で、特許分類・FIとIPC、特許分類・FとFIについて示した。FIは国際特許分類におけるファイル・インデックスであり、Fは日本分類のFタームである。すべての特許文献にはFIが付与されている。技術が多面的な場合や文献数が多い場合ものは、FIに加えてFタームも付与されている。また、技術的に近い分野をまとめてテーマコードが設定されている。約20万項目のFIに対して、テーマコードは約2,600、さらにFタームのあるテーマコードは約1,900である。本稿ではフルードパワーシステムの分野に関連する制御弁に関する主なテーマコードを紹介する。

2. テーマコード

テーマコードは5桁の英数字で表記されている。ここでは3Hで始まるテーマコードで制御弁に関するものを表1に示す。これらの内容のいくつかについて以下に示す。

①3H052 リフト弁

F16K1/00-1/54@Z

リフト弁とは、弁座付近の流体の流れ方向と弁体の運動方向が平行している弁である。ちょう形弁、スウィング弁など回転式の弁は、この定義と一致しないが、リフト弁に含まれる。基本的には閉鎖面に垂直な開閉動作をする閉鎖部材をもつ締め切り装置

である。すなわち弁座面を垂直に開閉する逆止弁の開閉部と同様な構造である。ただし、逆止弁としては独立のテーマコード3H058がある。

表1 制御弁のテーマ

テーマコード	解析タイプ	テーマ名	FIカバー範囲
3H050	FI	弁の細部（I）	F16K7/00-7/20 F16K13/00-13/10@Z F16K25/00-25/04 F16K29/00-29/02@Z F16K33/00 F16K99/00
3H051	F	弁ハウジング	F16K27/00-27/12
3H052	F	リフト弁	F16K1/00-1/54@Z
3H053	F	スライド弁	F16K3/00-3/36
3H054	F	栓, コック	F16K5/00-5/22@Z
3H055	部分F	自動閉止弁, 吸排気弁	F16K21/00-24/06@Z
3H056	F	流体駆動弁	F16K31/12-31/165 F16K31/36-31/42@Z
3H057	部分F	感温弁	F16K31/64-31/72
3H058	F	逆止弁	F16K15/00-15/20@Z
3H059	F	安全弁 I（リリーフ弁）	F16K17/00-17/168
3H060	F	安全弁 II（平衡弁, 過剰流出防止弁）	F16K17/18-17/34@Z
3H061	F	安全弁 III（外部状況作動弁）	F16K17/36-17/42
3H062	F	弁の操作手段一般; 電気駆動弁	F16K31/00-31/05
3H063	F	機械駆動弁	F16K31/44-31/62
3H064	F	弁の誤作動防止	F16K35/00-35/16
3H065	F	弁開度, 開閉状態の表示	F16K37/00-37/00@Z
3H066	F	弁の細部（II）	F16K39/00-51/02@Z
3H067	F	多方弁	F16K11/00-11/24@Z
3H068	F	フロート弁	F16K31/18-31/34
3H092	FI	トラップ	F16T1/00-1/48@Z
3H106	F	磁気駆動弁	F16K31/06-31/11

②3H053 スライド弁

F16K3/00-3/36

スライド弁とは、弁体の弁座に対する直線的な摺動、または回転的な摺動によって流体の流れを直角方向に遮断する弁をいう。たとえば、スプール弁等も含まれる。

③3H054 栓, コック

F16K5/00-5/22@Z

栓, コックとは、円錐面, 円筒面, 球面などのほぼ完全な回転体表面として形成された接合面をもつ

弁体を回転させることにより、上流側と下流側とを連通、遮断するものである。

なお、栓またはコックもスライド弁ともいえるが、本テーマコードに分類する。

④3H055 自動閉止弁, 吸排気弁

F16K21/00-24/06@Z

自動閉止弁とは、開弁操作後、自動的に閉弁するものであり、たとえば一定時間経過後、一定流量経過後、液面が一定の高さになった時などに閉止動作を始める弁である。

吸排気弁とは、密閉体の吸気又は排気を行う弁である。

⑤3H056 流体駆動弁

F16K31/12-31/165, F16K31/36-31/42@Z

弁体を流体により駆動するものである。流体がダイヤフラムに作用するものやピストンに作用するものがある。たとえば、パイロット駆動の電磁切換弁の主弁は流体駆動弁である。ただし、流体作動である逆止弁は3H058, 安全弁(リリーフ弁)は3H059がテーマコードである。

⑥3H057 感温弁

F16K31/64-31/72

感温弁とは、被感温媒体の温度変化にตอบสนองして弁を操作するものである。ワックス状の感温部材や感温スプリング(形状記憶合金など)などを用いる。たとえば、風呂、洗面台などへ使用される湯水混合栓がある。

⑦3H058 逆止弁

F16K15/00-15/20@Z

装置に逆流防止機能を設けて、流体の逆流を防止する弁である。

⑧3H059 安全弁 I (リリーフ弁)

F16K17/00-17/168

主に装置の安全確保のため過剰圧力を放出する弁である。機能的には、弁の片側の過剰圧力によって開口するもの、片側の不十分な圧力によって閉口するものおよび過剰圧力で開口する破砕性部材をもつものである。

⑨3H060 安全弁 II (平衡弁, 過剰流出防止弁)

F16K17/18-17/34@Z

このテーマコードの弁は機能、作用から以下のように分類されている。

(1) 圧力を平衡させるもの

弁をはさんで双方向に流れる

通常、平衡弁、二方向弁と呼ばれる。

(2) 流量, 流体圧により流路開度を調節するもの 使用形態, 作用から以下のように呼ばれる。

・定流量弁(弁を通る流量を一定にする)

・ガバナ(弁を通る流体圧力を一定にする)

・圧力補償付流量調整弁

(3) 過流出により流路を遮断するもの

通常、過流出防止弁と呼ばれる。たとえば、ガスコックなどに用いられる。

(4) 二次圧上昇により流路を遮断するもの

たとえば、本テーマコードには減圧弁も含まれる。

⑩3H061 安全弁 III (外部状況作動弁)

16K17/36-17/42

外部状況を検知後、弁を開または閉に駆動するものである。外部状況とは、たとえば、衝撃、位置の変化がある。

⑪3H062 弁の操作手段一般; 電気駆動弁

F16K31/00-31/05

弁の操作手段一般、特に、電気駆動手段である。電動モータ(ステッピングモータも含む)、圧電素子などによる電動駆動弁である。なお、圧電装置、電歪装置、磁歪式装置はテーマコード5F050, FIはH01L41/00-41/47になる。

⑫3H106 磁気駆動弁

F16K31/06-31/11

弁体を駆動するのに磁気力を利用する磁気駆動弁である。磁気力には、電磁石による磁気力と永久磁石による磁気力とが含まれる。一般的な電磁切換弁が含まれる。

⑬3H063 機械駆動弁

F16K31/44-31/62

弁体を機械的に駆動する機械駆動弁である。駆動に関わる螺子部、カム機構、歯車、さらに遊星歯車などの減速機構を用いたものなどである。

⑭3H064 弁の誤操作防止

F16K35/00-35/16

ロック部材などで、弁の誤操作などを防止するものであり、鍵の付いているものもある。

弁の誤作動とは、人間のなす操作ミス、またはそれ以外の各種要因(たとえば、振動)により、弁が所望の作動をしないことをいう。

⑮3H065 弁開度, 開閉状態の表示

F16K37/00-37/00@Z

(1) 弁の開度を表示する装置

(2) 弁の異常を検知する装置

(3) 弁に制御流体の温度などを検知する手段を設けたもの

すなわち、弁または他の締め切り装置の内部または外部にあって、その操作を指示または記録し、警報を与えることができる特別な手段である。

⑯3H067 多方弁

F16K11/00-11/24@Z

多方弁とは流入口，流出口の合計が3個以上のものであり，湯水混合栓，油空圧制御用の切換弁が代表的である．下記に示す分類を用いている．

A 混合弁

流体を混合するために特に適合するもの．

B 湯水混合栓

C その他のもの

⑰ 3H068 フロート弁

F16K31/18-31/34

フロート（浮き）により液位に対応して開閉操作される弁に関する技術である．

この分類は弁の操作手段F16K31/00の下位に展開されている．弁の構造自体はF16K1/00～F16K7/00，機能上からはF16K15/00～F16K24/00であり，あわせて分類されている．

⑱ 3H106 トラップ

F16T1/00-1/48@Z

蒸気トラップまたは，気体または蒸気が主に入れられている密閉体．たとえば，ガス管，蒸気管，容器，から液体を排出する類似の装置である．

⑲ 3H051 ハウジング

弁ハウジングとは，内部に流路を形成し，流路を開閉する弁体を収容するとともに，駆動部を取付ける部材である．

ハウジングに関する発明事項としては，たとえば，材料の選択，取付けに特徴のあるものなどである．

⑳ 3H050 弁の細部(I)

F16K7/00-7/20

ダイヤフラム締め切り装置．たとえば，流路を開鎖するために全部は動かないが，変形される部材をもつものなどである．

F16K13/00-13/10@Z

締め切り装置のその他の構造上の形．たとえば，ばねのピッチを変化させるもの，凍結によるものなどがある．

F16K25/00-25/04

弁部材および弁座間の接触に関する細部に特徴があるものである．

F16K29/00-29/02@Z

弁を開閉するための装置を除く弁部材運動用装置，たとえば，すりこみ運動を行うもの，かじりつきを防ぐものである．

F16K33/00

弁などの装置を作動するためのフロートである．

F16K99/00

他に分類されないものである．

㉑ 3H066 弁の細部(II)

F16K39/00-39/06, F16K41/00-41/18

シール面の圧力を軽減するための装置である．

F16K43/00

弁の修理，たとえば，弁座を交換する場合に通常の閉鎖部材の機能をする弁の補助閉鎖手段であり，同様な目的で弁部品の一時的代替のための装置である．

F16K47/00-47/16

さらに流体エネルギーを吸収するための弁における手段である．たとえば，ウォーターハンマ（水撃）を低減する装置である．

F16K49/00

弁内または弁上に取り付ける加熱用または冷却用の手段である．

F16K51/00-51/02

弁などの締め切り装置の特別な形に特有でないその他の細部である．たとえば，異物除去機能を備えたもの，帯電防止機能を設けたもの，弁の一部に断熱材を設けたもの，高真空装置に適用されたものなどがある．

3. おわりに

フルードパワーシステム関連のテーマコードの内制御弁について紹介した．フルードパワーに関する基本的なテーマは紹介したが，すべてを網羅したものではない．たとえば，流量センサやパッキン類のアクセサリなどもある．これらは補充として次稿以降に紹介する．なお，テーマ名のみでは推測が困難なものが多い．より詳しい内容を確認するには特許電子図書館¹⁾の特許・4 実用新案の6 パテントマップガイダンス (PMGS) を参照されたい．ただし，具体的にどのような特許文献があるかは実際に確認するのがよい．次稿からは特許文献の具体例とそれに付与されているFI, Fターム，テーマコードの確認および類似特許文献の特許電子図書館を活用した検索方法を紹介するので，それにより，より理解が深まると考える．なお，本稿をより良く理解するために，前稿までの特許文献を調べる・特許電子図書館の活用²⁾，³⁾および³⁾参照されたい．

参考文献

- 1) 特許電子図書館 <http://www.ipdl.inpit.go.jp/homepg.ipdl>
- 2) 木原和幸：特許文献を調べる・特許電子図書館の活用 1…特許の基本，フルードパワーシステム，Vol. 44, No. 4, p. 241-243 (2013)
- 3) 木原和幸：特許文献を調べる・特許電子図書館の活用2…特許の基本，フルードパワーシステム，Vol. 44, No. 6, p. 362-364 (2013)
- 4) 木原和幸：特許文献を調べる・特許電子図書館の活用3…日本の分類・テーマコード1，フルードパワーシステム，Vol. 45, No. 2, p. 81-83 (2014)

(原稿受付：2014年4月3日)

トピックス

ブラジル滞在日記

著者紹介



てら さき 敦

SMC株式会社
〒300-2493 茨城県つくばみらい市絹の台4-2-2
E-mail : terasaki.atsushi@smcjp.co.jp

1982年東北学院大学工学部応用物理学科修了。
同年、焼結金属工業株式会社（現SMC株式会社）
に入社し現在に至る。
シリンダ用センサ及び油空圧シリンダの開発
などに従事。

プロローグ

それは飛行機に住みついた夢を見たほど、長いフライトだった。成田からドバイを経由し何度目かの機内食と映画を見終えたところで、ようやく「現在、リオデジャネイロ上空を通過している。40分後にサンパウロに着陸する」という機内アナウンスを聞くことができた。

席のモニターに映し出された飛行経路は、アフリカ大陸を横断し、いま大西洋を渡りきったところである。たいそうなスケールだが、狭い機内では実感はない。ぼんやりと外を眺めていると、漆黒の闇の彼方に見えた淡い光の帯が、やがてオレンジ色に輝く無数の街灯に照らされた巨大な街並みへと変わり、ほどなく飛行機はサンパウロの玄関口であるグラジョーラス国際空港に着陸した。

とにかく遠い距離と計算しやすい12時間の時差、そして太陽が北側に昇る光景はまぎれもなく日本の裏側を実感した。

私は、ブラジルのサンパウロ市近郊に3ヶ月間滞在した。そこで経験した何の役にも立たない話と、どうしてもよいエピソードを詳しくお伝えする。

1. 都市風景

私が滞在したサント・アンドレ市(A)は、職場のあるサン・ベルナルド(B)市と自動車産業が集中するサン・カエターノ市(C)とともに、ABCエリアと呼ばれる。それらの都市を含めた大サンパウロ圏は、あわせて1千数百万人が暮らす東京都並の大都会である。

その核をなすサンパウロ市は、セー広場と呼ばれる地域を中心に、高層ビルとレトロな建物が混在し、地下鉄が走り主要な道路は渋滞をなしながらトロリーバスが行き交う、にぎやかな街である。その光景は、一見するとヨーロッパの都市と、さほど変わらないように見えた。

ただ、市内でまず目立つのは、落書きの多さである。それは、最新のビル、古風な建物、民家、公共物を問わず、落書きがある。まるでこの街の決まりごとのような落書きについて、あえて解説をすると概ね2通りの傾向が認められる。それは「芸術系」と「無謀系」とでも言おうか。

「芸術系」のそれは、デフォルメされた巨大な人物像などをモチーフとし、建物の壁いっばいに描かれる。やはり多少は絵心のある者の仕業だろう。

一方の「無謀系」の売りは橋の側面や3～4階のビルの外壁など、とてつもない場所への落書きにある。これは地道に足場を作るか、伝説的などび職人でもなければ、そこにはとても画けそうもない。治安の問題を象徴する汚い落書きに加えて、活躍の場を、完全に間違えている人の存在のいずれも残念である。

2. 交通事情

サンパウロ市内での移動は、ほぼ会社の人間の運転もしくは契約のタクシーなど、車によるものだった。やはり都市部では渋滞が多く時間は読めない。

たまに流れたときに、迫りくるスピード狂や車線変更大好きドライバーは、どこの国にもそれなりに存在するが、鳴り響くクラクションの頻度は、アジアの国々と比較すると明らかに少ない。

これは私が思うに、鳴らす前に抜き去るドライバーが多いからだろう。この国ではご近所の普通のスーパーマーケットの駐車場にカートコースがあるほど、モータースポーツが身近にある。そこではすでに五～六歳の子供まで相当のスピードでバトルしている。そんな環境がかつての天才F1ドライバーアイルトン・セナを生んだ所以でもあるが、競走心旺盛な人が多いせいか、やはり路上の事故も相応に

発生している。ここでは自らの運転はやめ、できるだけ大きい車に乗せてもらうことをお勧めする。

車以外の移動手段は、地下鉄、路線バスなどになる。それら公共交通がそれなりの頻度で走っているので、路線図を把握し、治安（場所と時間）に注意し、なおかつ駅名アナウンスが聞き取れるならば、十分な移動パターンとして確保できる。

路線バスは、専用レーンを走るので渋滞の影響は受けにくい。欠点をあげるならば車内では乗客の顔が窓に貼りつきゆがむほどに込んでいることである。なので、その利用はどうしても尻込みする。

したがって路線バスではなく電車と地下鉄を利用したが、そこではどの駅でも時刻表が見当たらない。

普通、それはどう考えても駅の必需品ではないのだろうか。（注：ダイヤは決まっているらしい）

つまりホームで電車を待つ人たちは、いつ来るか知れない電車をただひたすら待ち続けている。

うわさ話で恐縮だが、時刻表をみせてしまうと、もし時刻通りに電車が来ないなら暴動になるのが理由というが、その真偽のほどはわからない。

仮にそうなら、あてもなく電車を待ち続ける気の長さ、予定通りに電車が来ないことに腹を立てる気の短さを併せ持つ、不思議な人達だ。

3. 食に関わる経験

小さなカップに注がれるブラジルのコーヒーはとてつもなく濃い。大きさに言えば味がわからないくらい濃い。しかも何も言わなければ、極度に甘い状態で出てくる。あなたの飲みなれたコーヒーがもしもアメリカンならば、現地生活の苦勞が少しだけ増えるかもしれない。

ブラジルの食事は基本的には肉、乳製品、豆類を用いたものが多い。ただブラジルは、南米では主要な米の消費国でもあり、米料理は普通の食事にも多く登場する。また、長い日本人移民の歴史などから、日本食（寿司、麺類など）は、すでに認知されており、容易に食べることができる。また「ポルキロ」と呼ばれる気に入った料理だけを取り分け、量り売りするスタイルのレストランでも、そんな日本食をよく見かけた。

さらに、リベルタージ（日本人街）に行くと、材料を日本から取り寄せるラーメン店などもあり、日本で食べる味と変わらない。ただし、さすがに日本からの輸入食材ならば、日本の2～3倍の値段になってしまうのだが。

和食の象徴でもある現地の寿司は、基本的には米、酢、醤油が現地産なので、形は似ていたが味は別物だった。日本の回転寿司のコストパフォーマンスが、

いかに高いかを思い知ったのは、時折感じたホームシックだけが原因ではないだろう。

もっともブラジルでは、シュラスコ（注：さまざまな種類の肉を、好きな分だけ取り分けてくれるバーベキュースタイルの焼肉）などの肉料理が、どの店のどの料理も、安価で味も量も楽しめる。

また、大西洋に面するサントスなどの海辺の都市では、シーフード料理がとてもおいしいので、もし現地に行ったなら、あえて日本食にはこだわらず、現地メニューへのチャレンジが必要である。

ただし、ポルトガル語は難解なので価格だけを頼りに適当に料理を選ぶと、私と同じくヤミ鍋的なりすく（視覚と味覚のギャップ）に晒されるだろう。

話はそれるがリベルタージからほど近いところに、日本移民博物館がある。明治時代から始まる日本ブラジル移民の苦難とその定着までの歴史を紹介した博物館である。

私は、博物館のレトロな展示物から醸し出される雰囲気に入り、タイムスリップしていた。

その時、居合わせた入館者の日本語がかすかに聞こえた。その漏れ聞こえた会話や年齢から察するに、おそらく昭和の早い時代に移民されたご夫婦であろうか。そのお二人の会話は静かで品があり、まるで教科書のように正しい日本語だった。

それは移民した当時の躰の厳しい日本で、普通に使われていた言葉だと思われ、その時代の日本語がここでしっかりと保存されていたのだろう。

そんな現地日系人による由緒正しい日本語に対して、ご本家では「なんつーか、いまサンパウロ」「まじー、めっちゃやばくねー」といった具合だ。

いつの日か「ブラジル日本語」は、別の言語として決別する日が来てしまうかもしれない。

4. 路上のサービス

つぎに、路上などでの商売に励む人達の行動パターンについて報告する。

リオのマラカナンスタジアム前でのサッカーボールのリフティングパフォーマンスや、コカパカーナ海岸で、砂で作ったきわどい女性像を有料で写真に撮らせる者などは、ここではある意味で正統派であり、その後にかかる費用請求は予測可能であった。

だが、予測不可能なこともある。

ある休日の日に、海岸通りのオープンカフェで、静かにドリンクを飲んでいる時だった。それは打楽器による豪快な音が、いやな予感とともに次第に近づいてきた。そして、その集団（アマゾン系らしき舞踏団）の踊り手（注：男性）は、私の目の前に止まり、おもむろに踊りだした。彼は腰にお金（硬貨）

が入った缶をつけている。そして踊ると中の硬貨が振られ、まるで何かを催促するかのように鳴り響く。その踊りに価値は見出せなかったが、至近距離での暑苦しさと言（注：音はうるさい）の圧力に耐え切れず、その腰の缶に1リアルほどを入れてみると、満面の笑みとともに芸は終了した。

その類のビジネスモデルは、路上でも出くわす。

止むを得ない事情から公道に駐車することもある。

するとどこからともなく、やたら自信にあふれた男が現れ、勝手に他人の車を見張り始めた。そして、私達の用事が済み、車に乗ろうとすると、契約した覚えのないのにしっかりと「見張り代」を請求された。もちろん駐車違反ということではない。不条理だが、どうやらこの街の掟らしい。

ややまっとうなパターンもある。それは信号待ちのときに出没する。赤信号でいきなり車の前に立ちただけ、目の前で悠然とお手玉芸を始める者、手早く車のミラーに菓子や載せ、その購入を懇願する者、親しげにフロントガラスの洗車をせがむ者などである。これらは商談合意が基本だ。

ちなみに洗車を希望すると、あらかじめ用意したバケツで、フロントガラスに石鹸水と水をぶちまけ、決してきれいとはいえない布でひたすら拭きまくる。

そして洗車の状態を問わず、信号の待ち時間をもって終了となる。どうやらフロントガラスがきれいになるかどうかは、その契約にないようだ。

いずれも騒ぐほどの暴利ではないが、そんな人達とは、あきれほどたくさん出会う。

彼らは少なくとも忙しいようには見えないが、なぜか全力疾走を欠かさない。それが少年であることも多いが、実にまじめそうに見える。高校球児ほどのさわやかさはないが、やはりそのひたむきさに隠された貧困の根深さを思わずにはいられない。

5. サッカー文化

やはり本場である。公園や路上の草サッカーを見るたびに、老若男女ともに、その腕前（足前）は、素人の私の目にも相当なレベルに見える。

そんな腕前を誇るような人ではなくとも、彼らが愛するクラブチームへの情熱と信心深さは絶大だ。

崇拜する選手への畏敬の念、異教徒への排他的な反応、どう見てもつまらないグッズをやたら有難が

る偶像崇拜など、それは宗教的にすら見えた。熱烈すぎるその情熱は、時には市内行動の注意点でもある。リーグ戦やカップ戦の決勝など、彼らにとって重要なイベントがある日は、事前に知っておいたほうがよい。

特にスポーツバーではなくとも大画面テレビが設置され、普段からサッカーコンテンツが流されている。その日は、普通の居酒屋であっても試合開始前から言い知れぬ緊張感が漂っている。徐々にその筋の人達が自然に固まり、やがて声援や応援歌の合唱、相手選手への野次など、試合会場さながらの雰囲気醸し出す。（注：本当の会場は、素人には危険地帯になる。）さらにその騒ぎは店の外でも試合の経過と共に同時進行する。

道路では、屋根に自慢の巨大チーム旗をくくりつけた車が、クラクションを鳴らしながら大通りを走り抜け、試合結果を聞きつけて興奮した多数の人波がそれに応じる。そして空には打ち上げ花火が未明まで、重低音を響かせ鳴り響く。

カーニバルの国ブラジルには年に何日か、そんな日が存在する。そして私が見たその日の彼らは、とてつもなく熱かった。

6. 最後に

今回の経験を通して得た私のブラジル人たちに対する印象は、滞在の日を重ねるにつれ、日本での印象とは異なるものとなった。

たしかにあるスイッチが入ったときは爆発的に陽気になる。当然乱暴な人もいる。またスーパーで後ろに並んだおばさんなどでも、片言の日本語で親しげに話もしてくれる。フレンドリーという点では申し分ない。だが、普段の彼らは、いろいろな部分で、とても素朴で、地味で、まじめで、一途である。

これらは中南米の人への私の古いイメージに対してかなり新鮮な印象となった。

わずか3ヶ月の滞在なので、私にブラジルを語る資格はないが、なにかと刺激が多いこの国での滞在は、少なくとも「仕事以外の部分」ではとても貴重な経験になったといえる。

（原稿受付：2014年4月7日）

研究室紹介

上智大学築地研究室

著者紹介



はま だ けい た ろ う
濱 田 溪 太 郎

上智大学大学院
〒102-8554 東京都千代田区紀尾井町 7-1
E-mail : k.hamada@sophia.jp

上智大学大学院理工学研究科理工学専攻機械工学領域博士前期課程1年, EHD現象を利用したマイクロポンプに関する研究に従事, 日本フルードパワーシステム学会学生会員.

1. はじめに

上智大学築地研究室では, 全般的な流体力学の研究が行われている. 特に油空圧工学で用いられているポンプ, コンプレッサ, 弁, 管路などを取り上げ, CFD計算や実験を行い, 騒音・振動を抑える環境に良い高効率な機器の開発を行っている. さらに, 電磁場に反応する機能性流体の流動特性やマイクロバブルの洗浄効果を調べている.

研究室には, 築地徹浩教授と共同研究員2名, 博士前期課程の学生5名, 学部4年生が4名所属しそれぞれ研究を行っている.

2. 研究紹介

築地研究室では, さまざまな流体力学の研究が行われている.

2.1 DBD (Dielectric Barrier Discharge) プラズマアクチュエータの数値解析

輸送機器の空気抵抗の低減などを目的とした, 電氣的に駆動し剥離を抑制するDBDプラズマアクチュエータ (以下DBD-PA) に関する研究を行っている. DBD-PAは, 装置表面にプラズマを発生させ, プラズマの作用によって流体中に運動量を供給し, 物体表面に沿う方向に流れを誘起する. 実際の放電現象に着目した数値計算を行い, 実験値との比較によりモデルの妥当性の評価を行っている.

図1にDBD-PA付近の速度分布を示す. 埋設電極上の領域で約1.5m/sの流速で下流方向に向かう流れが発生していることが読み取れる.

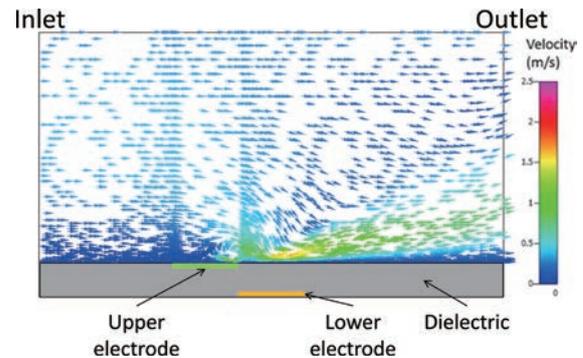


図1 速度分布 (DBD-PA駆動から 1.0×10^{-2} s後, 印加電圧5kV, 周波数10kHz)

2.2 ベーンポンプの吸入口におけるCFD解析

建設機械や自動車のパワステ等に幅広く用いられているベーンポンプを解析対象としてポンプ内の流動解析を行っている. ベーンポンプは, ポンプ室の回転による圧力差を利用してポンピングを行う. ポンプは, 作動油を吸い込む際の回転数の増加に伴って発生してしまう気泡が主な原因で吐出圧力が脈動してしまい, 機器を安定して制御できない状態になる. 本研究では, 熱流体解析ソフトを用いて, 数値解析により圧力脈動が起き始める回転数を導き出し, 回転数を向上させた小型化ポンプを設計することを目的としている. 現段階では, ポンプの回転を考慮していない吸入口までのモデルにおいて, 過去のポンプ関連研究の解析結果を参考にして, 圧力や流れの解析結果が不自然ではないかを確認しながら進めている. 今後は, 回転を考慮した全体のモデルでの解析手法を確立し, 実験値と比較することでシミュレーションの有用性を示していく.

図2は, ベーンポンプの吸入口付近の圧力分布を示している. 分岐点からoutlet1に伸びる管部分に特徴的な負圧領域が見られる. これは分岐後に左側に流量が偏っているため流速が増加しているためと考えられる. この分岐後の流量の偏りを低減させた油路形状の考案を目的としている.

また, この研究を行っている博士前期課程2年の渡邊慧は, 2012年度日本設計工学会武藤栄次賞優秀学生賞を受賞した.

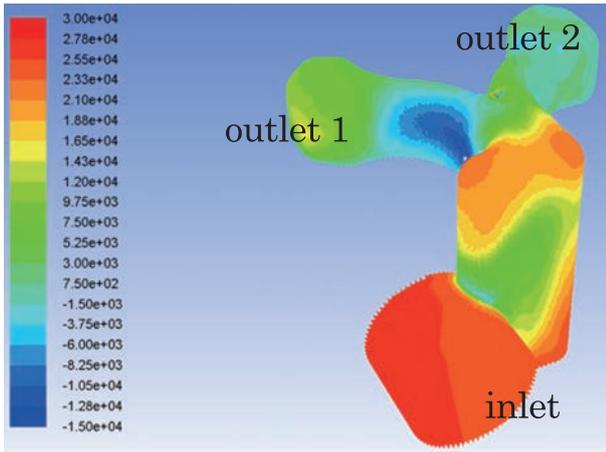


図2 ベーンポンプの吸入口付近の圧力分布



図3 FLUCOME2013受賞風景

2.3 マニホールドブロック内の流動解析

近年開発された油圧システムの省スペース化方法の一つに、内部に油圧回路を構成する油路を形成した直方体の金属ブロックでバルブ間の接続を行うマニホールド方式がある。本研究ではそのブロックをマニホールドブロックと呼んでいる。マニホールドブロックは加工法の違いによって、ブロックにさまざまな方向からドリルで穴を開け、その穴同士を交差させて管路を作成するキリ穴形マニホールドブロックと、あらかじめ溝や穴を加工された数枚のブロックを貼り合わせ、その溝や穴を流路とする積層形マニホールドブロックの二種類に分類される。本研究では、キリ穴形マニホールドブロックと積層形マニホールドブロックの圧力損失を数値解析と実験によって求める。またブロックを積層形にすることでキリ穴形よりも小型化もしくは圧力損失の低減を実現し、積層形の有用性を示すことを目標に研究を行っている。

本研究を行っている博士前期課程2年の金澤恵里は昨年11月に奈良で行われた国際会議FLUCOME2013で

学生優秀論文賞を受賞した。図3はFLUCOME2013での受賞風景である。写真左端が金澤である。

また、本研究を行っていた2012年度卒業の阿部修は、日本機械学会の三浦賞を受賞した。

2.4 非接触把持機器に関する研究

空気を排出することで物体を非接触で把持・搬送する非接触把持機器の研究を行っている。非接触把持機器にはつぎの3つの利点がある。1) 故障しにくくメンテナンスフリーであること。2) 衛生的であること。3) 吸着痕、傷、汚染などの心配がないこと。

非接触把持機器には大きく分けて2種類のものがある。1つ目はベルヌーイ法と呼ばれ、装置上部から圧縮した空気を流し入れ、徐々に減速すると共に発生する負圧を利用して物体を持ち上げる方法である。2つ目はボルテックス法と呼ばれ、装置側面部から接線方向に圧縮した空気を流し入れ、装置内部で発生する旋回流の遠心力によって生じる負圧を利用して物体を持ち上げる方法である。

本研究では装置の内部構造を改良し、より吸引力が高く安定した把持を可能とする装置を実験と数値解析により追求している。

また、本研究を行っていた卒業生の井瑞葵は、2012年度日本機械学会島山賞を受賞した。

2.5 機能性流体を用いたポンプに関する研究

機能性流体に電場を印加すると機能性流体自身が流動を行うEHD (Electro Hydro Dynamics) 現象と呼ばれる現象を使ったマイクロポンプの研究を行っている。ポンプの研究と並行して平板電極対の電極上での機能性流体の流動の可視化も行いEHD現象で生じる流動の特性についても研究している。また、このEHD現象を利用すれば、部品点数や摺動部の少ないといった利点を持つポンプの製作ができると考えられている。そこで、本研究室ではEHD現象によって発生する流動を用いたポンプを試作し、電極の形状や作動流体の違いによる圧力-流量特性などを調べている。今後は、冷却装置への応用なども考えている。

図4は、作動流体としてHFE-7100を使用し、流路底に設置した平板電極対に1,500Vの電圧を印加した際の作動流体の流動をPIV処理したものである。電極上で回転流動が生じていることがわかる。

本研究を昨年度まで行っていた宮原宏平は昨年度カナダのケベックで行われた国際学会The 16th International Symposium on Applied Electromagnetics and Mechanicsで発表を行った。また、宮原は卒業時に日本設計工学会の武藤栄次賞優秀学生賞を受賞した。

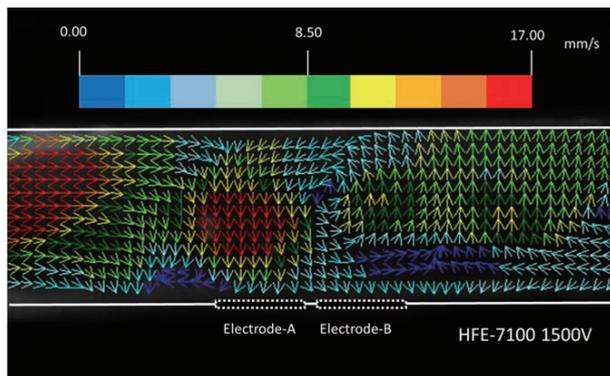


図4 HFE-7100の電極上での流れ

3. 研究会・行事など

築地研究室で行われている研究会や行事について紹介する。

3.1 研究会

築地研究室では、週に1度研究室のメンバー全員が集まる研究会が行われている。

この研究会では、各研究の進捗状況などの発表を行い、先生や他の研究室のメンバーから質問などを受け、学会での発表などの練習になっている。

築地先生からは時には厳しいご指摘や質問が飛ぶこともあるが、自分のミスや認識の甘さなどに気づくいい機会になっている。

3.2 ゼミナール

ゼミナールでは、研究会とは違い大学院生のみで行われている。内容としては、各自が自分の研究に関係する英語の論文を和訳しその内容を発表する。

英語の論文を読む力や、発表のスキルを身に付けることができる良い機会になっている。

3.3 行事

毎年5月頃に、研究室に入ってくる学部4年生の歓迎会が行われる。この歓迎会は同じ流体工学グループの渡邊研究室と合同で行われ、研究室に入っ

てくる学部生にとって、先生方や先輩との距離を縮めることができる良い機会になっている。

9月頃には、渡邊研究室と合同でゼミ合宿を行っている。2013年度は軽井沢で行い、それぞれが普段の研究の成果を発表した。図5はゼミ合宿での集合写真である。

普段の研究会では聞くことのできない渡邊研究室の皆さんの指摘や意見がとても勉強になり、合同で合宿を行う意義が感じられた。

また、このほかにも忘年会や卒業式、お別れ会などの懇親会も開かれ先生方とコミュニケーションをとる機会も設けられている。



図5 軽井沢ゼミ合宿

4. おわりに

ここでは、上智大学築地研究室の概要を紹介した。築地研究室では、研究はもちろんのことながらさまざまなイベントが催され非常に活気のある魅力的な研究室だと思う。読者の皆様に少しでも築地研究室の魅力が伝えられていれば幸いである。

(原稿受付：2014年4月7日)

企画行事

平成25年度ウインターセミナー開催報告 「大型機械と油圧技術」

著者紹介



はやし みつ あき
林 光 昭

株式会社IHI
〒235-8501 神奈川県横浜市磯子区新中原町1
E-mail: mitsuaki_hayashio@ihi.co.jp

1989年明治大学大学院修士課程修了。同年石川島播磨重工業株式会社（現・株式会社IHI）入社。現在に至る。油圧装置／システムに関する研究開発に従事。日本フルードパワーシステム学会会員

1. はじめに

平成26年2月21日（金）午後、平成25年度ウインターセミナー「大型機械と油圧技術」が、機械振興会館において開催された。本稿では、本セミナー開催の様子および当日行われた講演内容の概要について報告する。

2. セミナーの概要

昨今の省エネ化／クリーン化／環境重視といったニーズを背景として、パワーエレクトロニクスを始めとした電動機の技術革新に伴い、多くの機械装置においては、電動シリンダやリニアモータに代表される電動アクチュエータが普及しているが、それら電動アクチュエータでは実現が困難な、油圧駆動システムが必須とされる分野は顕然と存在し、今後もその重要性は衰えることはないと考えられる。

本セミナーでは、大型のプレス装置／車輛／船舶といったような、各種の大型機械で利用される油圧装置／システムを取り上げて、高出力／大容量をはじめとした、油圧ならではの長所を活かした装置／システムの紹介を通じて、油圧技術の現状と今後の展開について展望すべく、油圧技術が利用される代表的な大型機械装置を取り扱う企業の方々が講師となり、それぞれの分野で活用されている油圧技術を紹介していただいた。

セミナーは、それぞれ異なる分野の4件の講演で構成され、1件あたり45分間の講演が行われた。参加人数は、聴講者42名に講師4名を加えた合計

46名で、聴講者の内訳は、大学教員等4名、学生2名、企業人36名であり、特に油圧技術をテーマとしたセミナーということもあり、油圧に携わる企業人が多数を占めたが、フルードパワー以外の分野を専門とする方々も数名ではあるが参加されていた。



写真1 セミナー会場の様子

3. 講演内容

3.1 ブルドーザーの油圧駆動システム

コマツの林盛太氏により、油圧駆動方式によるブルドーザーの最新機種を対象として、油圧駆動方式を採用することにより実現された各種特長についての講演をいただいた（写真2）。

講演内容は、主に電子制御化された走行系のHSTシステムを中心として紹介していただき、油圧駆動方式ならではの長所として、システムを構成する機器レイアウトの自由化によるオペレータ視界の確保、電子制御化による操作性の向上、エンジン制御と連動したHST制御による燃費向上などの内容について



写真2 講演中の林氏

解説していただいた。

3.2 船の操舵装置

川崎重工業株式会社の松岡嘉彦氏により、船舶の舵取機に採用されている油圧システムを対象として、その基本構造／制御方式／油圧回路構成について講演をいただいた（写真3）。



写真3 講演中の松岡氏

舵取機は、舵を動かす機構的な基本構造においていくつかの種類に分類されるが、特に大型船舶に適した特性を持つラムタイプについて、そこで採用されている機械式ポンプ制御／電気式ポンプ制御／バルブ制御の各制御方式による油圧システムについて、それぞれの油圧回路構成、使用されている機器、万一の故障に備えた故障検出／多重化／応急操作方法などについて解説していただいた。

3.3 超大型鍛造プレス油圧システムの概要

日本エアロフォージ株式会社（Jフォージ）の桑野博明氏により、航空機や発電プラント向けの大型鍛造部品の生産のために開発された、国内初の最大加圧能力5万トンの大型鍛造プレスについての講演をいただいた（写真4）。

講演内容は、大型鍛造プレスの建設に至った背景として、Jフォージという会社の設立経緯、ならびに先行する海外の鍛造会社とそのプレス設備の紹介から始まり、Jフォージの大型鍛造プレスの特徴である、プレススライドの傾きを高精度で制御する平衡度制御を含む油圧制御の概要を解説していただいた。これらは、新規開発した高速な斜板制御機能を



写真4 講演中の桑野氏

持つ大型ポンプで行われており、最大加圧能力のみならず低加圧力領域での制御も可能とし、先行する鍛造会社の設備にはない特長とのことである。

3.4 グラブ浚渫船と大型油圧システム

株式会社小島組の前田武俊氏により、グラブ浚渫船で使用されている油圧システムとして、その昇降装置とバケット開閉における油圧装置構成について講演いただいた（写真5）。



写真5 講演中の前田氏

昇降装置は、重錘と滑車による機構を油圧シリンダ駆動してバケットを昇降することにより、超大型で省エネ化を達成していて、バケット開閉においては、バケットフレーム内への油圧システム収納のため、コンパクト性・メンテナンス性が考慮されているとのことである。大型化に伴う問題としては、シリンダ・ポンプなどの油圧機器の対応や騒音などで苦労されているとのことであった。なお、電動化したハイブリッド式グラブ浚渫機の紹介があり、油圧優位の領域が在る一方で、電動化への流れも在ることである。

4. おわりに

各講演とも、それぞれの分野で活用されている油圧技術の特長をわかりやすく解説していただき、油圧の魅力を再認識できたセミナーであったと思う。参加者からのアンケートでも、普段聞くことができない興味深い内容で参考になった／知見を広げることができたとの感想が多く寄せられ、大変好評であった。その一方で、油圧機器の対応や製造方法など、大型／大規模という特異なアプリケーションに伴った、各分野で共通した課題が垣間見えた内容でもあったと感じた。

最後に、御多忙の中、講演を引き受けてくださった講師の皆様、ならびにセミナー開催にあたり御協力いただいた関係各位に深く感謝申し上げ、セミナー開催の報告を終える。

（原稿受付：2014年4月4日）

コーヒーブレイク

手押し井戸ポンプ ルーツ編

大橋 彰

((一社) 日本フルードパワー工業会)

イントロ

筆者は、手押し井戸ポンプと題し当誌のコーヒーブレイク欄に拙文を寄稿した¹⁾。井戸ポンプはなぜ地下水を汲み上げることができるのか、どんな構造なのか。小さな頃、母の実家で水汲みの手伝いをさせられた当時の疑問であり、この数年、初期の水圧機器や油圧機器の巧妙な機構のルーツを調べてきたことがきっかけである。

当然、次は「消火用ポンプ」を知りたくなる。両側にある柄（ハンドル）を、二人の消防士が交互に上下させホースから水を噴出させる装置である。

Web検索を続けたが、構造や断面図などの知りたい情報は得られなかった。その後、(株)島津製作所・創業記念資料館を見学する機会を得て解決。件の消火用ポンプの模型あり、フルードパワーではなじみ深い「Bramahの水圧プレス」の模型あり。昔の教育用模型の現物を目の当たりにしてひそかに感動し、館長に質問した次第。頂戴した質問に対する丁寧な回答を基にWeb調査を再開した結果が、この連載コーヒーブレイクにつながる。

なお、写真と簡単な説明は、仮想博物館Virtual Museum「消防防災博物館」を検索すると、各地の消防署や防災センターに保管されている腕用（わんよう）ポンプ、消防用ポンプとしてまとめて見られるので、興味のある方はどうぞ！

手押し井戸ポンプのルーツ

前報では、ポンプ／モータにおける弁機構の説明や昔懐かしい手押し井戸ポンプのことを述べた（図1）。さて、この井戸ポンプのルーツはというと、実に紀元前250年に遡り、エジプト国アレキサンドリアの住人テシビアス氏の発明だそうである。

近代デジタルライブラリーより宇田川_物理学をWeb検索し、P263「吸上唧筒（吸上ポンプ）」の解説文と図（図2）を引用して私なりに現代文にすると²⁾「この器は紀元前250年に於いてエジプト国アレキサンドリアの住人テシビアス氏^{*1)}の発明したるものなり。この人は元来、窰頭家^{*2)}の子にして親

の職業を継いで生計を営みながら常に深く心酔いて器械学に労して遂にこの器械を発明するに至る。」

*1) Ctesibius (クテシビオス, 285-223BC), 宇田川訳物理学ではテシビアスとしている

*2) 窰はヘラ。ヘラで頭を撫でつけることからカミュイと推測したが、床屋で正解のようである

唧筒はソクトウまたはショクトウと読みポンプを示す。ちなみにポンプの語源はオランダ語のpompとのこと。水ポンプに関する発明者を補足すると・

- ・紀元前1200年、カイロ、ジョセフの井戸ポンプ
- ・12-13世紀、アラブ人、Al-Jazari氏

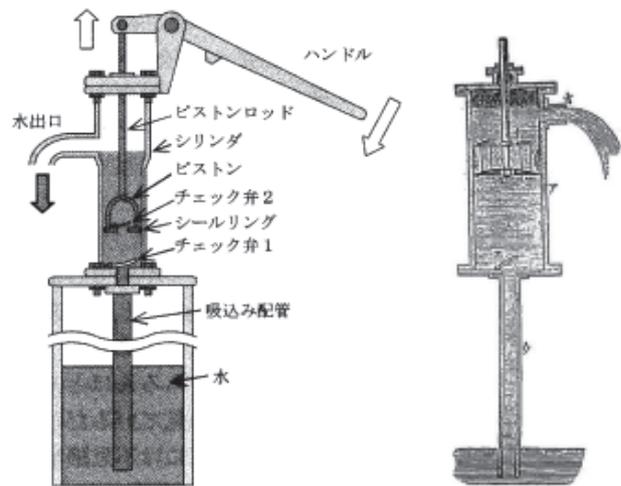


図1 手押し井戸ポンプ



図2 吸上唧筒

資料館について感じたこと

この物理学の書名と頁情報は、資料館の館長から得たが、国立国会図書館の電子ライブラリーの存在を知っていても、私にはポンプの記述頁までは辿り着けない。島津製作所では、以降紹介する模型以外に、吸上げ・押しポンプ説明器、パスカルの原理試験器なども製作しており、それらを後世に残そうとする強い意志と科学振興・教育への情熱を感じた。

参考文献

- 1) 大橋, 手押し井戸ポンプ, フルードパワーシステム, Vol. 43 No. 1 (2012. 1), p46
- 2) 宇田川, 物理学, 1888 (明治21), 近代デジタルライブラリー, <http://kindai.ndl.go.jp/info:ndljp/pid/830295>

会 告

〈理事会・委員会日程〉

7月24日	委員長会議
7月30日	理事会
8月4日	編集委員会
9月9日	基盤強化委員会
9月24日	情報システム委員会

〈第1回理事会〉

5月30日 11:40～12:40 機械振興会館
地下3階B3-1号室 (出席者27名:新旧合同)

- 1) 総会の準備状況について
- 2) 会員の推移と入退会者について
- 3) 国際学術奨励賞について
- 4) 各委員会からの報告
- 5) 学会の財務基盤の強化の進捗状況について
- 6) その他

〈委員会報告〉

第5回基盤強化委員会

6月24日 15:00～17:00 機械振興会館B3-9
(出席者10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) 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について
- 5) IFPEX2014について
- 6) その他

第1回情報システム委員会

6月2日 15:00～17:00 法政大学市ヶ谷キャン

パス・TSビル7階・創造空間サロン

(出席者8名)

- 1) 会議報告担当
- 2) 学会事務局情報機器の管理のラディックスへの委託について
- 3) 会員管理システムの改善について
- 4) ACCESSデータシステムの使用停止と会員管理システムの改善について
- 5) 学生会員の入会・退会手続きについて
- 6) SCCESSデータの使用停止と会員管理システムの改善について
- 7) 旧会誌、旧講演会論文集の電子化について
- 8) 委員の増員について

第6回編集委員会

6月5日 14:00～17:00 東京工業大学田町キャンパス
キャンパスイノベーションセンター 8F-806会議室

(出席者16名)

- 1) 学会誌発行報告
- 2) 学会誌編集計画
 - ・ Vol.45 No.4 「これがフルードパワーの魅力だ！」
 - ・ Vol.45 E.1 小特集「日本フルードパワーシステム学会活動の紹介」
 - ・ Vol.45 No.5 「フルードパワーにおける計測技術」
 - ・ Vol.45 No.6 「アディティブ・マニファクチャリング(積層造形/3Dプリンタ)」
 - ・ Vol.46No.1 「IFPEX2014 (仮)」
- 3) その他
 - ・ 46巻特集テーマについて
 - ・ 会議報告について
 - ・ トピックスについて
 - ・ 原稿確認について
 - ・ 各委員の担当について

会 告

第33期 通常総会終了

1. 日 時 平成26年5月30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委任状の数を報告し、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、株式会社IHI 林 光昭 殿、東京計器株式会社 兵藤 訓一 殿を指名したのち議事に入る。

(報告事項)

報告1 平成25年度事業報告(平成25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26年度事業計画(平成26年度事業計画書)の件

報告4 平成26年度収支予算(平成26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、柳田監事から説明および報告があった。

(議案)

第1号議案 平成25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)の件

第2号議案 役員交代の件(平成26、27年度理事及び監事候補)

第1号～第2号議案に対し築地副会長、桜井理事、柳田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。

以上で総会を了し、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・技術開発賞受賞者による受賞記念講演が行われた。

(名誉員)

本年は該当者なし

(学会賞表彰)

学術論文賞

・東京工業大学 原口 大輔, 只野 耕太郎, 川嶋 健嗣 殿
技術開発賞

・日本エアロフォーシ株式会社 桑野 博明 殿
技術功労賞

・日立建機株式会社 大科 守雄 殿
学術貢献賞

・東京都市大学 鈴木 勝正 殿
SMC高田賞

・鹿児島大学 中尾 光博 殿

公益財団法人 油空圧機器技術振興財団顕彰

・大阪大学 吉瀬 裕 殿

・コマツ 武田 周 殿

・東京工業大学 横田 眞一 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。

・社会人部門 KYB株式会社 吉田 太志 殿「水圧用ソレノイドの諸特性と制御弁への応用」

・学生部門 芝浦工業大学 小林 亘 殿「Bouc-Wen モデルによる水圧人工筋のヒステリシス解析および変位推定」

・学生部門 東京工業大学 矢島 拓実 殿「指先への空気噴流刺激を用いた手術ロボットの操作性向上」

(学会賞受賞記念講演)

技術懇談会に先立って、学術論文賞受賞者の原口 大輔 殿および技術開発賞受賞者の桑野 博明 殿の受賞記念講演が行われた。

第33期通常総会は多数の出席者を得て盛会裡に終り、17時00分より恒例の技術懇談会が開かれ、なごやかな雰囲気のうちすべての行事が終了した。

日本フルードパワーシステム学会

平成26年度受賞候補者募集

当学会は、我が国の油圧・空気圧・水圧工学の振興と発展の奨励を目的として毎年優れた研究・技術を表彰しております。本年も当学会の「表彰規程」に基づき、日本フルードパワーシステム学会平成24年度受賞候補者を募集いたします。

つきましては、独創的な研究、画期的な新技術、累積効果抜群な研究者、技術者などについて、下記募集要項をご覧ください。適格な受賞候補者をご推薦ください。

募集要項

1. **受賞候補者の資格** 受賞候補者の資格は本学会の正会員および法人である賛助会員に属する者とする。ただし、共同研究者、共同開発者のある場合はその者の資格については、その限りでない。
2. **募集方法** 公募によるものとし、当学会の賛助会員、正会員、あるいはフルードパワー工業団体、フルードパワー関係学協会の推薦、または本人の申請によるほか、本学会内の委員会の推薦による。
3. **応募対象**
 - (1) **学術論文賞** 過去数年以内に発行された日本フルードパワーシステム学会誌、論文集、あるいは本学会主催の国際シンポジウムのプロシーディングスに掲載された研究論文の著者（連名可）。
 - (2) **学術貢献賞** 多年フルードパワー工学・技術に携わり、その間数多くの論文を発表して、当該工学・技術分野に多大の貢献をし、その累積効果が抜群であって、しかも学会に対する貢献大なる研究者。
 - (3) **技術開発賞** 過去数年以内に完成を遂げた油圧・空気圧・水圧・その他の流体圧に関する新技術の開発者とする。ただし、当該製品は市場で6ヶ月以上使用実績があることが望ましく、選考の際は特許（もしくは新案）の申請も参考とする。応募者が連名の場合は、筆頭者を含めて5名以内とする。
 - (4) **技術功労賞** 多年フルードパワー技術に携わり、この間数々の技術改良を行うなどして当該技術の向上に貢献しその累積効果が抜群の技術者（長年にわたる技術的な功績を重視し、候補者の年齢は原則として50歳以上とし、現在の事業所における役職についてはこだわらないが、

業績があまり世に知られていない技術者を積極的に推薦する)。

4. **提出書類** 推薦者又は申請者は必ず当学会所定の「推薦書・申請書」用紙を使用し、1件につき4通提出するものとする（推薦書・申請書用紙は学会事務局info@jfps.jp Tel : 03-3433-8441までご請求ください。各賞《下記のSMC賞も含む》ごとの用紙をお送りします）。
5. **提出締切日** 平成26年12月5日までに着信のこと。
6. **提出先及び問合せ先** 〒105-0011 東京都港区芝公園3丁目5番22号 機械振興会館 別館102
一般社団法人日本フルードパワーシステム学会事務局
TEL : 03-3433-8441 E-mail : info@jfps.jp
7. **表 彰** 表彰は選考された受賞者に対して賞状と副賞を贈与する。共同研究および共同開発の場合は賞状を共同研究者および共同開発者にも贈る。表彰は原則として学術論文賞2件以内・学術貢献賞1件・技術開発賞2件以内および技術功労賞若干件とする。
8. **表彰の時期** 表彰は平成27年5月開催の第34期通常総会でおこなう。

〔SMC高田賞〕

SMC株式会社殿のご寄付を基金として、標記の如く「SMC高田賞」が設けられており、新進気鋭の方々の多数応募をお待ちしています。

1. **応募資格** 学会の正会員、学生会員および法人である賛助会員に所属する者のうち、原則として年齢満40才未満の研究者・技術者とする。ただし、大学院生の場合は年齢に制限を設けない。また一度受賞した者は、重ねて受賞することができない。
2. **応募対象となるもの** 過去数年以内に発行された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学会論文集」または講演論文集に掲載された研究論文の著者とする。
3. **表 彰** 表彰は、選考された受賞者に対して、賞状と副賞の贈与をもって行う。副賞は論文1篇に対し10万円とする。表彰は原則として2件以内とする。

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。

- 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。全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。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。
- 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。

- 3) 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いたします。

平成25年度フェローの推薦受付締め切りは平成26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 築地徹浩
 〒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 공지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。

会 告

第9回JFPS国際シンポジウム開催のお知らせ

開催日：平成26年10月28日(火)～31日(金)

開催趣旨：

日本フルードパワーシステム学会では、本年（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及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こと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。

共催・協賛行事のお知らせ

協賛行事

<p>第42回可視化情報シンポジウム</p> <p>主 催：一般社団法人 可視化情報学会 開 催：2014年7月21日(月)～22日(火) 会 場：工学院大学 新宿キャンパス 東京都新宿区西新宿1-24-2 H P：http://www.visualization.jp/event/detail/vsjsymp2014top.html</p>
<p>TECHNO-FRONTIR 2014</p> <p>主 催：一般社団法人 日本能率協会 会 期：2014年7月23日(水)～25日(金) 会 場：東京ビッグサイト 東1～3ホール</p>
<p>日本混相流学会混相流シンポジウム2014</p> <p>主 催：日本混相流学会 日 時：2014年7月28日(月), 29日(火), 30日(水) 会 場：道民センター「かでる2・7」札幌市中央区2条7丁目</p>
<p>一般社団法人日本機械学会関西支部第332回講習会「事例に学ぶ流体関連振動(トラブル事例相談会付き)」</p> <p>主 催：一般社団法人日本機械学会 開 催：2014年7月28日(月), 29日(火) 会 場：大阪科学技術センター8階中ホール(大阪市西区鞆本1-8-4/(06)6443-5324(代))</p>
<p>EcoDePS 2014-Ecodesign Products & Service Symposium</p> <p>主 催：エコデザイン学会連合, 特定非営利法人エコデザイン推進機構 開 催：2014年7月30日(水) 会 場：東京大学山上会館</p>
<p>The 12th international Conference on Motion and Vibration Control (MoViC2014)</p> <p>第12回「運動と振動の制御(国際会議)」</p> <p>主 催：一般社団法人 日本機械学会 開 催：2014年8月4日(月)～6日(水) 会 場：札幌コンベンションセンター</p>
<p>Dynamics and Conference 2014 総合テーマ：「志の結集, 智の結実へ」</p> <p>URL：http://www.jsme.or.jp/conference/dmconf14/ 主 催：(一社)日本機械学会 機械力学・計測制御部門 開 催：2014年8月26日(火)～29日(金) 会 場：上智大学 四ツ谷キャンパス(東京都千代田区紀尾井町7-1)</p>
<p>第32回日本ロボット学会学術講演会</p> <p>URL：http://rsj2014.rsj-web.org/ 主 催：一般社団法人 日本ロボット学会 会 期：2014年9月4日(木), 5日(金), 6日(土) 場 所：九州産業大学(〒813-8503 福岡県福岡市東区松香台2-3-1)</p>
<p>2014年度計算力学技術者(CAE技術者)資格認定事業(個体力学分野の有限要素法解析技術者・熱流体力学分野の解析技術者・振動分野の有限要素法解析技術者)</p> <p>URL：http://www.jsme.or.jp/cee/cmnintei.htm 主 催：一般社団法人機械学会 試験日程：上級アナリスト2014年9月23日(火), 1・2級12月20日(土)</p>
<p>第57回自動制御連合講演会</p> <p>URL:http://.sice.or.jp/~rengo57/ 主 催：計測自動制御学会, 化学工学会, システム制御情報学会, 精密工学会, 電気学会, 日本機械学会, 日本航空宇宙学会 期 日：2014年11月10日(月), 11日(火), 12日(水) 会 場：伊香保温 ホテル天坊〔群馬県渋川市伊香保町396-20〕</p>

第10回固体潤滑シンポジウム

企 画・運営：日本トライボロジー学会 固体潤滑研究会（第二種研究会）
 日 時：2014年10月21日(火), 22日(水)
 場 所：東京理科大学 森戸記念館（東京都新宿区神楽坂）

2014年度計測自動制御学会産業応用部門大会

主 催：（公社）計測自動制御学会産業応用部門
 期 日：平成26年11月12日(水)
 会 場：東京工業大学 大岡山キャンパス 蔵前会館（〒105-0011 東京都目黒区大岡山2-12-1）

キャビテーションに関するシンポジウム

主 催：日本学会会議 第三部（予定）
 期 日：平成26年11月20日(木), 21日(金)
 会 場：東京大学生産技術研究所（〒153-8505 東京都目黒区駒場4-6-1）

第15回計測自動制御学会システムインテグレーション部門講演会

主 催：公益社団法人計測自動制御学会システムインテグレーション部門
 開 催：平成26年12月14日(日)～17日(水)
 連 絡 先：〒112-8551 東京都文京区春日1-13-27 中央大学理工学部精密機械工学科
 SI2014 実行委員長 大隅 久 E-mail：osumi@mech.chuo-u.ac.jp
 SICE事務局：部門協議会担当 E-mail：bumon@sice.or.jp TEL：03-3814-4121

編集室

次号予告

—特集「フルードパワーにおける最新の計測技術」—

〔巻頭言〕「フルードパワーにおける最新の計測技術」発行にあたって	柳田 秀記
〔解説〕AEセンサを用いた液体流量計測法	中田 毅, 鄭 以勤, 桜井 康雄
カルマンフィルタを用いた管内非定常流量計測	眞田 一志
マイクロPIV (マイクロ流路内の流速分布)	西野 耕一
感圧塗料による圧力計測技術の機械工学への応用	森 英男
超音波法による潤滑診断の可能性	竹内 彰敏
音源分離技術	戸上 真人
〔会議報告〕IFK2014 (ドイツ・アーヘン) 参加記	加藤 友規
JSME機素潤滑設計部門講演会におけるフルードパワー技術研究動向	金 俊完
〔教室〕入門講座「トライボロジー」第2回: 表面について	風間 俊治
〔トピックス〕中国駐在員日誌	住野 亘
〔研究室紹介〕奈良高専電子制御工学科早川研究室	早川 恭弘
〔企画行事〕平成26年春季講演会併設セミナー開催報告 「フルードパワーに貢献する材料, 加工, 表面処理技術」	武田 稔

平成26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)	委員 中野政身 (東北大学)
副委員長 塚越秀行 (東京工業大学)	成田晋 (KYB株)
委員 伊藤雅則 (東京海洋大学)	藤田壽憲 (東京電機大学)
内堀晃彦 (宇部工業高等専門学校)	丸田和弘 (株コマツ)
小倉弘 (日立建機株)	村松久巳 (沼津工業高等専門学校)
加藤猛美 (株コガネイ)	柳田秀記 (豊橋技術科学大学)
加藤友規 (福岡工業大学)	山田真の介 (株TAIYO)
北村剛 (油研工業株)	吉満俊拓 (神奈川工科大学)
木原和幸 (財工業所有権協力センター)	担当理事 伊藤和巳 (KYB株)
栗林直樹 (川崎重工業)	山田宏尚 (岐阜大学)
五嶋裕之 (機械振興協会)	編集事務局 藤谷秀次 (学会事務局)
佐藤恭一 (横浜国立大学)	竹内留美 (勝美印刷株)
妹尾満 (SMC株)	
多田昌弘 (CKD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(公社)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。したがって、社外頒布用の複写は許諾が必要です。

権利委託先: (一社) 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45巻, 第4号 (2014)

平成26年7月

目次

研究論文

1. 胸腔鏡下手術のための変形式肺ポジションの開発
(吸着力向上とディスプレイ化のための設計製作)
宮本 寛之, 高山 俊男, 小俣 透, 大泉 弘幸 51
2. Friction Characteristics of Vane for a Balanced Vane Pump
Yoshiharu INAGUMA 58
3. 熱延ダウンコイラへの電気油圧サーボシステムの適用
(第3報) 実機への新Posicast法の適用
桑野 博明 66

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

Vol.45, No.4

July 2014

Contents

Paper

1. Development of Transformable Lung Positioner for Thoracoscopic Surgery
(Design and Fabrication for Improvement of Suction Force and
Simplification for Disposable Structure)
Hiroyuki MIYAMOTO, Toshio TAKAYAMA, Toru OMATA, Hiroyuki OHIZUMI 51
2. Friction Characteristics of Vane for a Balanced Vane Pump
Yoshiharu INAGUMA 58
3. Application of Electro-Hydraulic Servo Systems to Hot strip Downcoiler
(3rd report) Applying new Posicast Control to production Downcoiler
Hiroaki KUWANO 66

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

胸腔鏡下手術のための変形式肺ポジショナの開発*
(吸着力向上とディスポーザル化のための設計製作)

宮本 寛之**・高山 俊男**・小俣 透**・大泉 弘幸***

Development of Transformable Lung Positioner for Thoracoscopic Surgery
(Design and Fabrication for Improvement of Suction Force and
Simplification for Disposable Structure)

Hiroyuki MIYAMOTO, Toshio TAKAYAMA, Toru OMATA, Hiroyuki OHIZUMI

In thoracoscopic surgery for lung cancer, surgeons manipulate the lobe of lung to proper positions to approach to surgical sites. However, the tissue might be damaged while it is picked up with a conventional thin shaped forceps. To overcome the problem, a transformable lung positioner that can be inserted from a 12 mm port was previously developed. The device has three links, each of which has suction cups for adhesion. It is transformed from a linear shape into a triangle, which allows wider area. Requirements for the positioner are as follows. It can lift up more than 500 g, which is heavier than the average weight of a human lung 445 g. Such a device must be disposable for clinical use because the tissue or blood might be sucked up into the device. Therefore the structure should be simple. The suction force of the previous positioner was insufficient and its structure was too complicated. Therefore this study redesigns the structure of the flow path and develops components for the positioner applying silicone rubber and plastics for the materials of the device. Their intrinsic flexibility and bio-compatibility are advantageous. The components were fabricated and assembled into the new positioner. To increase the suction force, we also developed bellows shaped suction cups that can fit to a soft tissue. The new positioner can lift up porcine liver weighed 510 g.

Key Words : Pneumatic system, Medical Equipment, Thoracoscopic Surgery, Transformable, Silicone Rubber, Suction Cup, Valve, Hinge, Bellows

1. 緒 言

肺がんに適応される胸腔鏡下手術における肺葉切除手術では、まず片肺を脱気し、肋骨により確保される空間を作る。続いてポートから細長い内視鏡や処置具を挿入し手術を行う。このとき、肺葉を挙上し、胸腔鏡の視野や処置具の作業空間を確保する。しかし、通常の鉗子を用いて肺葉の一部を挟み挙上すると、鉗子先端部が小型であるために組織を傷つけやすいという問題があった。

この問題点に対し、これまでに肺を愛護的に挙上するための、吸盤を有する胸腔内変形式肺ポジショナを開発した^{1),2)}(以下、一次試作機と呼ぶ)。その吸着部は3リンク機構であり、先端部に取り付けてあるワイヤを操作するこ

とで、直線形状から三角形に変形する。各リンクに搭載されている吸盤で対象に吸着し、挙上を行う。吸着部を三角形にすることで、吸着面積を大きくすることができる。

本ポジショナにはつぎのことが要求される。

- (1)径12 mmのポートから挿入可能であること。
- (2)人間の片肺の平均質量445 g³⁾より重い500 gは挙上できること。
- (3)吸盤で対象に吸着する際、組織片や血液などが流路内へ吸引される可能性があり、その滅菌洗浄は難しい。そのため、複雑な構造を避けて吸着部をディスポーザブルにすること。

径12 mmのポートから挿入可能という条件があるため、(2)の条件を満たすことは簡単ではない。一次試作機では、剛体に対しては580 gまで挙上できたものの、柔軟な豚肉に対しては200 gしか挙上できなかった。(3)の条件を満たすためにも、本論文では、吸盤やベローズ、バルブなどの要素から開発することにした。すなわち、容易に成形可能で柔軟性を有し生体適合性が良いシリコーンゴムとポリプロピレンを材料として、要素を開発した。さらに、柔軟な曲面を有する対象物に安定に吸着するため、一つ一つの吸盤は小

*平成25年9月4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-G5-27)

(E-mail: miyamoto@chiba-u.jp)

***山形大学医学部

(所在地：山形市飯田西2-2-2)

さくして数を増やすとともに、吸盤にコンプライアンスを付与し受動的に吸着面が対象物になじむような機構を採用した。

吸着を行う吸盤については、吸盤に負圧とする流路を接続する直接方式、タコの吸盤のように吸盤面と対象物の空間に負圧を生じさせる間接方式の2方式がある。直接方式としては、心臓を対象とした開胸手術用のハートエクスポージャー⁴⁾やスターフィッシュ⁵⁾に採用されており、臨床で使用されているほか、腹壁に吸着するデバイス⁶⁾にも用いられている。間接方式は、ガラス等の平面に吸着固定する日用品によく見られ、塚越らにより臓器を対象とした吸盤⁷⁾が開発されている。間接方式では、直接方式において課題となる流路の閉塞や、吸盤と対象物の非密着時の流路内の負圧の確保については問題とならない。しかしながら、負圧源は吸盤面と対象物で密閉された空間に生じさせる仕組みのため、一度この密閉が破壊されてしまうと、吸着力が失われてしまう。

また、真空圧源を用いて作動させる間接方式吸盤は、同じ負圧値の直接方式の吸盤と比較すると吸着力が弱く効率が悪い⁸⁾。本研究では、限られたスペースに吸盤を収める必要がある点から、高効率であり臨床でも利用されている直接方式の吸盤を採用し、上記の直接方式の課題については、フィルターやサクシオンアシストバルブを開発し対処することとした。

以下2章において、新たに開発するポジシヨナでは要求仕様を満たすために、一次試作機から大幅に構造を見直すことを述べる。さらに、関節部、流路、吸盤などの各構成要素の設計について詳述する。3章では、製作した実機を用いた吸着部の変形検証、吸着力の評価、さらに新たに開発した弁の性能評価を示す。4章では、本稿のまとめと今後の課題について述べる。

2. 変形式肺ポジシヨナ

2.1 構成

本論文で開発する吸着部の模式図をFig. 1に示す。変形方式は一次試作機の方式を踏襲した。Fig. 1左に示す12 mmのポートを通過可能な直線形状で胸腔内へと挿入し、機器先端に取り付けてある変形用ケーブルを引くことで吸着部関節を曲げ、同図右に示す三角形形状とする。手首関節を回転させることで、三角形の面を対象に接触させる。三角形形状から直線形状に戻す際は、他の鉗子によりケーブルを引っ張る方式とする。吸着部は手首関節を介してパイプ部に接続されている。パイプ部には、変形用ケーブル、手首関節駆動ロッド、吸盤のための流路であるシリコーンゴムチューブが通っている。

一次試作機と新たに開発した本ポジシヨナの比較の模式図をFig. 2に示す。同図右側が一次試作機、左下が本ポジシヨナである。流路に関して、一次試作機では各リンクに

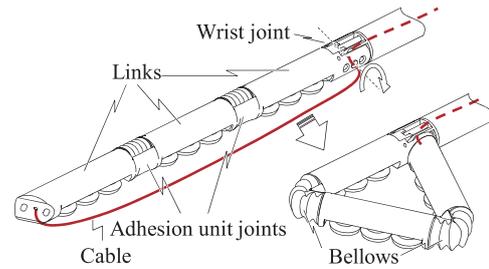


Fig. 1 Overview of the positioner

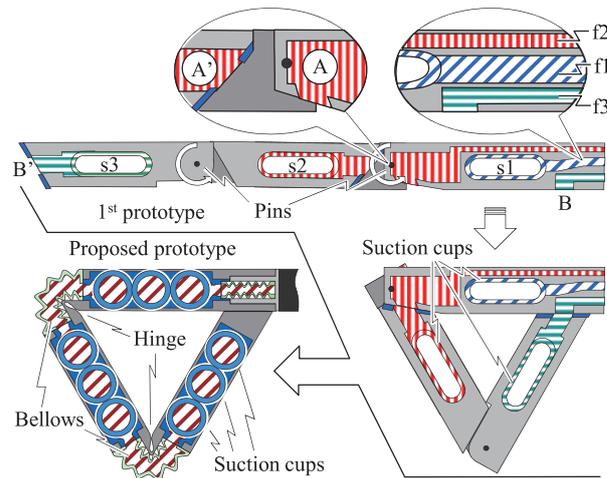


Fig. 2 Comparison of the first and proposed positioners

1個ずつ、吸盤s1, s2, s3を配置し、それぞれの吸盤に独立の負圧流路f1, f2, f3を直接接続した。二つの吸盤s2, s3への流路f2, f3に関しては、それぞれAとA', BとB'を三角形変形時に接続する必要があった。しかし、これらの接続部分で空気の漏れが発生した。さらに、この方式では、吸盤の数だけ流路が必要であり、より多い吸盤に対応することは難しい。

本ポジシヨナでは、機構に一般性を持たせ、4個以上の吸盤に対応可能なように、25項で述べるサクシオンアシストバルブを吸盤に搭載することにより、流路を一本だけにするようにした。さらに一次試作機では吸盤が大きすぎて対象物との間に隙間ができやすかった。そこで安定して対象に吸着できるように、本ポジシヨナでは各リンクに3個、計9個の吸盤を搭載した。さらに、26項で述べるように、吸着力向上のための吸盤形状の改善を行った。

吸着部関節に関しては、一次試作機ではピンを用いた回転関節であったが、本ポジシヨナでは、22項で述べるヒンジ関節に改良した。ヒンジは回転軸を用いた関節に比べ、構造が簡易でピン等の組立工程を省くことが可能である。またベローズを用いることにより、流路の分断がない構造とした。本研究で提案する、サクシオンアシストバルブやヒンジ関節にベローズ流路を設置する方式であれば、3リンクに限らず、4リンク以上にリンク数を増やすことが可能である。

2.2 リンクと関節部

吸着部のリンク、吸着部関節と手首関節は、Fig. 3に示すように、ポリプロピレン樹脂製の一体の部品と、リンク内に吸盤を固定するための平板部材で構成される。リンクと平板部材の円周方向の断面図をFig. 4(a)に示す。同図の半円筒の空間に吸盤のための流路が通っている。リンク内部に流路や吸盤を搭載した後、吸盤のための直径9.2 mmの穴の開いた平板部材を取り付けて固定を行った。これは2.3節で示す強度を確保するためである。

吸着部関節のヒンジ部形状は工業製品等を参考⁹⁾に、Fig. 4(b)のように厚さ0.5 mm、幅8 mmで設計した。製作した試作品で試したところヒンジの曲げ耐久回数は 10^4 回以上であったが、吸着部をディスプレイとすれば、変形に要するヒンジ部の曲げは数回程度と想定される。

リンク先端部および手首関節の形状をFig. 5に示す。リンク先端部の形状は、三角形変形時に手首関節側面と面で接触するような曲面となっている。また、リンク先端部の位置決めピンと手首関節側面部に設けてある穴が組み合わせることにより、対象物挙上時の負荷をケーブルではなく、面で受ける構造となっている。

手首関節は、Fig. 6(a)に示すようにロッドの直線移動を、リンクを介して回転運動に変換するスライダ・クランク機構で駆動される。同図(a)におけるX-X'断面の模式図を同図(b)に示す。手首関節の曲げに対し、流路の閉塞を防止するため、吸盤への流路を手首関節内部においてはベローズ構造とした。また、三角形への変形用ケーブルを関節の回転中心を通すことにより、手首関節の回転によってケーブルの張力が変化することがない。

2.3 強度計算

500 gの対象物の挙上に十分な吸着力が得られたとしても、本ポジション自体がその荷重に耐えられなければならない。

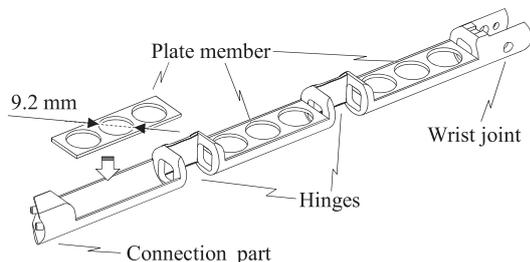


Fig. 3 Links and joints

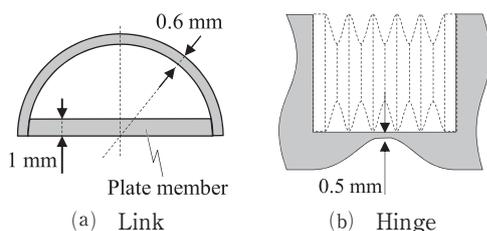


Fig. 4 Cross-sections of the link and hinge

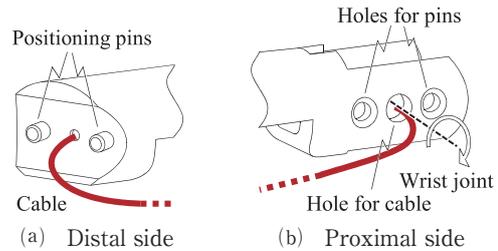


Fig. 5 Schematic diagram of the connection part

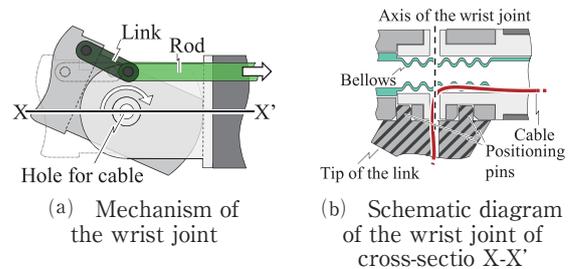


Fig. 6 Mechanism of the wrist joint

一次試作機のリンクではFig. 4(a)に示すような平板部材がなく円弧状部品のみであったが、本ポジションでは強度を上げるため、平板部材を取り付けた。強度が十分であるかを確認するために、有限要素法にて応力の計算を行った。

解析では、吸盤で500 gの対象物を挙上した状況を想定し、三角形形状時のリンク部、平板部材で構成されたモデルについて、Fig. 4(a)に示す平板部材の上面部に50 Nの等分布荷重が下向きに印可された際のモデルの応力分布を求めた。解析結果をFig. 7に示す。同図はフォンミーゼス応力を表している。最大応力は15 MPaであった。ポリプロピレンの引張降伏応力は30 MPa程度¹⁰⁾であることから、50 Nの荷重によるリンク部の変形は弾性変形に留まると考えられ、設計値をFig. 4として試作機を製作することとした。

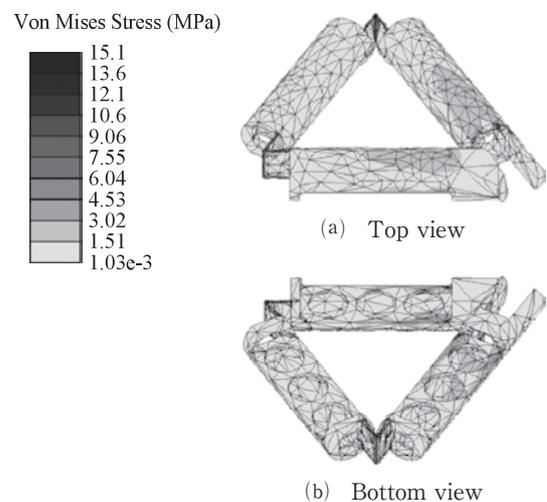


Fig. 7 Result of the finite element analysis of the stress applied on the links

2.4 流路

Fig. 8に直線形状時における、リンクの軸を含み吸着面に垂直な断面の流路の模式図を示す。流路は同図の斜線部で示す空間である。リンク内の流路について、吸盤などの部品との接着を容易にするため、型を用いたシリコーンゴム成形で製作したものを流路部材とした。負圧印可時に、流路部材がつぶれて閉塞しないよう1.0 mm以上の肉厚を持たせ、リンク内に収まる形状とした。

吸着部関節は変形時に120°曲げられる。ここに通常のチューブを用いると、曲げによって流路が閉塞してしまう。これを防止するため、関節部の流路は型を用いて成形したシリコーンゴムベローズで構成した。製作したベローズの模式図をFig. 9に示す。ベローズの山部と谷部の断面形状は相似形であり、その寸法比を16:1とした。また、ベローズが自然長であるときの、隣り合う山部間のピッチは4 mmである。このように設計したベローズを軸方向に縮めてFig. 4(b)のヒンジ部に取り付ける。これにより、吸着部関節曲げ時にベローズが柔軟に伸縮し、流路の閉塞を防止している。ベローズ成形時に型から取り外すことが可能で負圧印可時につぶれないための強度を持たせるため、ベローズの膜厚は1.0 mmとした。

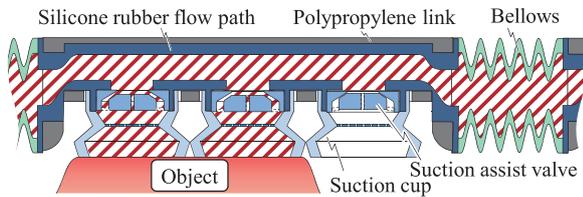


Fig. 8 Cross-section of the flow path

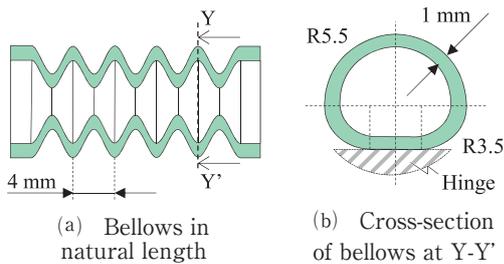


Fig. 9 Bellows for the flow path at the hinge joint

2.5 サクションアシストバルブ

複数の吸盤に一つの負圧源を接続した系において、吸盤と対象物の隙間があると、そこから空気が流入し真空が破壊される。これに対処するためには、吸盤と対象物との接触状況に応じて受動的に開閉する弁を吸盤に搭載することが有効である。吸盤が対象物から力を受けることにより開閉する弁¹¹⁾が開発されているほか、工場のライン用途にて、吸盤の密閉状況により開閉する弁が市販されている^{12),13)}。しかしながら、これらをそのまま本機器に導入するには大きすぎる。そこで、機器のディスプレイ化も踏まえ、

導入可能な小型のサクションアシストバルブをシリコーンゴムで開発した。

開発したサクションアシストバルブの模式図をFig. 10に示す。同図(a), (b)はそれぞれ上面、下面の模式図である。径が7 mmで高さが2 mmの円筒形であり、Fig. 11に示すように、梁構造により弁体を支えていることが特徴である。同図(1)はFig. 10(a)の軸を含むZ-Z'断面の模式図である。中央に0.2 mm径の穴の開いた弁体がFig. 10(b)に示す4個の梁によって支持されている。

つぎにサクションアシストバルブの動作を説明する。Fig. 11(1)の状態から上部を減圧すると、弁体が引き込まれ同図(2)のようになる。このとき、穴から空気がもれるが、小径のため、流路の負圧の低下は小さい。この状態で対象物が接触した瞬間が同図(3)である。その後、サクションアシストバルブと対象物間の空間が、弁体の穴より徐々に減圧される。サクションアシストバルブの上部と下部の圧力が釣り合うと、弁体を支持しているはりのばね性により同図(4)のようになり、吸盤のための流路が確保される。

サクションアシストバルブは、弁体部品、弁座部品の二部品をそれぞれFig. 12(a), (b)のように型を用いて成形し、円筒の淵部にシリコーンゴム製接着剤を用いて接着して同図(c)のように製作した。

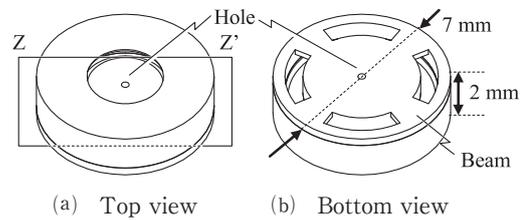


Fig. 10 Overview of the suction assist valve

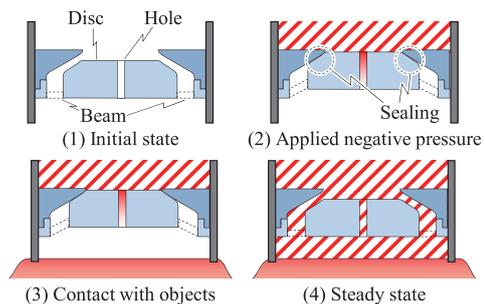


Fig. 11 Motion of the suction assist valve

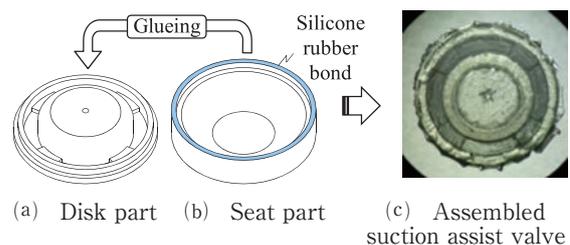


Fig. 12 Assembly of suction assist valve parts

2.6 吸 盤

対象とする脱気した肺は柔軟なため、表面形状は本機器による外力のほか自重により容易に変形する。この変形に対応するためには、吸盤の吸着面が対象物になじむように姿勢が変化することが望ましい。そのため、本研究での吸盤には、食品工場においてレトルトパックなどの搬送に採用されているFig. 13に示すようなベローズ形状吸盤を採用した。吸盤自体がコンプライアンスを持っており、受動的に吸着面が対象物になじむような構造となっている。

流路内へ組織等が流入することへの対策として、Fig. 13(b)に示すフィルターをシリコンゴムで成形した。フィルターは厚さ0.3 mmで直径0.2 mmの穴が多数空いた形状であり、同図(a)に示す吸盤の位置にシリコンゴム接着剤で取り付けける。

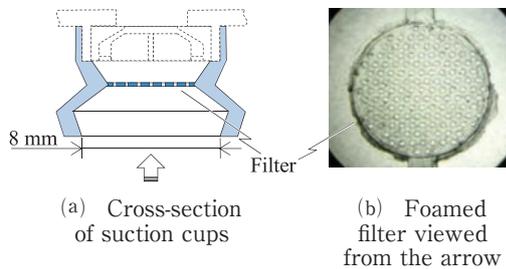


Fig. 13 Bellows shaped suction cup with a filter

3. 実 験

製作した試作機の吸着面をFig. 14に示す。この試作機を用いた検証を本章では述べる。

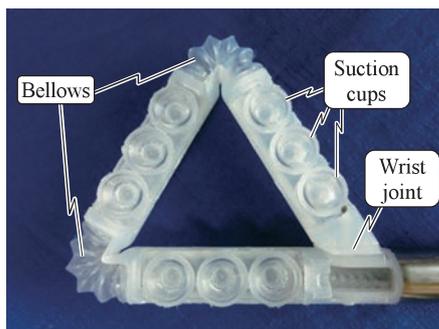


Fig. 14 Prototype of the positioner

3.1 吸着部変形検証

Fig. 14の試作機について、直径12 mmのポートから挿入し、吸着部が三角形に変形できるかを検証した。その様子をFig. 15に示す。同図(1)に示すように胸腔を模擬したものととして、アクリル製の半球を用い、穴を設けてポートを設置し、ポジションナを挿入していく。同図(4)の状態まで挿入していき、変形用ケーブルを引っ張ることで、同図(5)のように三角形に変形可能であった。その後、手首関節を駆動

すると同図(6)のようになる。本ポジションナをポートに挿入し、吸着部を三角形に変形するまでの時間は、3回の試行で、12 s, 10 s, 14 sであり、平均で12 sであった。

ポートより取り出す際は、Fig. 15の逆の手順で、他の鉗子にてケーブルを引っ張ることにより三角形から直線形状にし、本ポジションナを取り出し可能であることを確認した。他の鉗子を挿入してから、本ポジションナを取り出すまでにかかった時間は、3回の試行で、25 s, 30 s, 34 sであり、平均で30 sであった。

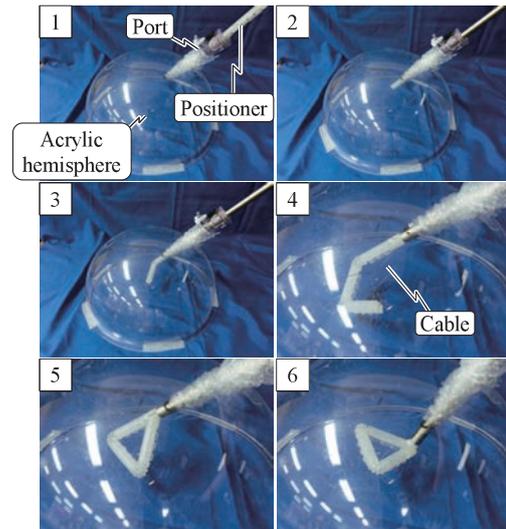


Fig. 15 Transformation of the positioner

3.2 吸着力検証

Fig. 14の試作機を用いて、吸着力の検証を行った。真空発生にSMC社製ZH13BLの真空エジェクタを用い、圧力値は市販の心臓用ポジションナを参考に、レギュレーターを用いてゲージ圧-40 kPaとした。豚の肺は入手できなかったため、その代替として市販の豚の肝臓を用いた。検証ではFig. 16のように288 gの肝臓の下部におもりを取り付け、肝臓表面に吸着部を接触させ、吸着力を測定した。検証の結果、合計質量510 gが挙上可能であった。目標の500 gは達成できた。豚を用いたin vivo 実験にて、肺を対象とした検証を行う予定である。

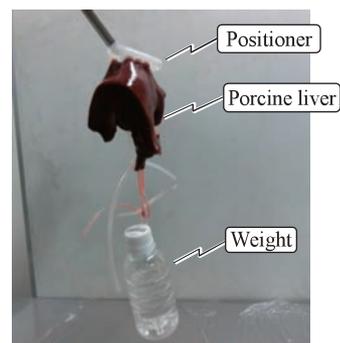


Fig. 16 Verification of the suction force

3.3 サクションアシストバルブ検証

弁体に設けてある穴や弁体と弁座の密着部の予期せぬ隙間より空気が漏れ、流路内の圧力（負圧の絶対値）が減少する。そこで、Fig. 14の吸盤に取り付けられている9個のサクションアシストバルブについて、Fig. 11(2)に示す状態における、1個あたりの圧力の減少を測定した。負圧系は32節で述べた構成である。手首関節側よりサクションアシストバルブに1から9まで番号をつける。一つあたりのサクションアシストバルブの-40 kPaからの圧力の減少値をTable 1に示す。同表に示すように、1, 2, 4, 8, 9番のサクションアシストバルブでは圧力減少は比較的抑えられている。しかしながら、6番では15%の圧力減少が見られるほか、圧力減少値にはばらつきが見られる。これは、サクションアシストバルブをFig. 12のように手作業で接着、製作し、吸盤に導入する際に、取り付け誤差が生じ、Fig. 11(2)に示すシール部の密着が確保できていないためと考えられる。

Table 1 Verification of the suction assist valves

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Pressure decrease (kPa)	1.5	0.5	3.5	0.6	4.5	6.0	3.4	1.0	0.8
Decrease ratio (%)	3.8	1.3	8.8	1.5	11.3	15	8.5	2.5	2.0

次に、9個のすべての吸盤を解放し、サクションアシストバルブの弁体をFig. 11(1)から(2)に駆動できるかを検証した。全ての弁体が作動せず、流路の負圧を維持することはできなかった。これは、9個すべてを駆動させるためには必要な流量が不足していたためと考えられる。

続いて、Table 1より、他と比較して成績のよい1, 2, 4, 8, 9番のサクションアシストバルブを持つ5個の吸盤を選び、それらのいくつかは解放し、その他の吸盤は対象物に密着させて同様の実験を行った。検証により、解放されている吸盤の数が2個以下であれば、流路内の負圧を維持できることが確認できた。すなわち、本ポジションで対象物を挙上する際は、密着していない吸盤の数が2個以下であれば、流路内の負圧を維持できることがわかった。

次に、吸盤9個が対象物と密着した状態から外れたときの挙動を検証した。同様に1, 2, 4, 8, 9番のサクションアシストバルブを持つ5個の吸盤に着目した。5個の吸盤を密着した状態から外しても弁体と弁座の密着が確保され、負圧値-37 kPaを維持可能であった。すなわち、吸盤と対象物との密着が確保できた後は、吸盤5個が外れたとしても、密着している残りの吸盤は吸着力を維持可能であった。

今後はサクションアシストバルブの弁体、弁座の形状について、取り付け誤差に対してもロバストな設計を考案し、性能のばらつきを少なくするとともに、漏れによる圧力の

減少や作動流量を低下させる改善を行う予定である。

4. 結 言

本論文では、12 mm径のポートを通過可能という小さな形状でありながらも、ディスプレイ化を鑑み複雑な構造を避けて、500 gを挙上可能なポジションを開発した。目的達成のため、生体適合性のよいシリコンゴムやポリプロピレンを部材に選定し、ベローズやバルブなどの要素の開発に取り組み、本ポジションに実装した。開発した流路、リンクの構造は、4リンク以上かつより多数の吸盤を有するポジションの開発にも対応可能で、応用性があると考えられる。

吸盤については、吸着面が曲面に対応できるよう、ベローズ形状を採用した。今後、生体に対して高効率な吸着力を発揮するための設計パラメータを探り、形状の最適化を行うことが課題である。サクションアシストバルブについては、流体の数値計算などの技術を用いて、形状の改善に取り組み、作動流量や圧力減少値の低下に取り組む予定である。本ポジションは肺を対象としており、肺挙上のin vivo実験を行う予定である。

本研究は科研費24246043の支援を受けた。

参 考 文 献

- 1) Osaki M, Omata T, Takayama T, Ohizumi H: Transformable Lung Positioner for Thoracoscopic Surgery, IEEE/SICE International Symposium on System Integration, p. 138-143 (2011)
- 2) 宮本寛之, 高山俊男, 小俣透, 大泉弘之: 胸腔鏡下手術に用いる吸引式肺ポジションの柔軟シリコンゴムを用いた開発, 平成25年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, p. 4-7 (2013)
- 3) Molina DK, DiMaio VJ: Normal organ weights in men: part II-the brain, lungs, liver, spleen, and kidneys, The American journal of forensic medicine and pathology, Vol. 33, No. 4, p. 368-372 (2012)
- 4) Paul A. Spence et al. US Pat: 8162817.
- 5) Haarstad et al. US Pat: 7494460.
- 6) Satoshi Ohno, Chika Hiroki, Wenwei Yu: Design and Manipulation of a Suction-Based Micro Robot for Moving in the Abdominal Cavity, Special Issue of Minimally Invasive and Endoscopic Surgical Robot Systems, Advanced Robotics, Vol. 24, Iss. 12, p. 1741-1761 (2010)
- 7) 桑原宏介, 塚越秀行, 北川能: タコの吸盤を参考とした臓器を吸着把持するソフトフィンガー, ROBOMECH, 1A1-B14 (2013)
- 8) 小西聡, 堀江寿彰, 来見良誠, 谷徹: 吸着固定機構による生体と診断・治療用デバイスとの相対位置確保に関する研究, 日本コンピューター外科学会誌, Vol. 11,

- No. 2, p. 58-64 (2009)
- 9) A.G. Whittall: The Polypropylene Hinge, *Production Engineer*, Vol. 43, No. 8, p. 389-393 (1964)
- 10) 成澤郁夫：プラスチックの機械的性質, シグマ出版, P. 90 (1994)
- 11) Chad C. Kessens and Jaydev P. Desai: Design, Fabrication, and Implementation of Self-sealing Suction Cup Arrays for Grasping, *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, p. 765-770 (2010)
- 12) <http://www.pisco.co.jp/product/detail/i/i03/>
- 13) http://www.smcworld.com/vacuum_device/

Friction Characteristics of Vane for a Balanced Vane Pump*

Yoshiharu INAGUMA**

This article describes the friction characteristics at a vane tip, which causes primary loss of torque in a balanced vane pump, through the measurement of the coefficient of friction at the vane tip using cylindrical test rings having various values of inner surface roughness. Especially, the influence of operating conditions such as operating pressures, rotational speeds and oil temperature on the friction characteristics is experimentally investigated. Under the situation that the coefficient of friction becomes lower by lessening the surface roughness in the region of less than 0.7 μmRz , the coefficient of friction increases with an increase in the pressure acting on the vane in this region. However, both a rise in oil temperature and a decrease in the rotational speed (the vane sliding speed) make the coefficient of friction higher independently of the surface roughness. In addition, a mathematical model for the friction characteristics at the vane tip under a fixed pressure condition is proposed by using the sliding speed of the vane and the oil temperature instead of the viscosity of oil as parameters. It can well simulate the relationship between the coefficient of friction and the operating conditions for each ring with a different value of the surface roughness.

Key words : Fluid power system, Hydraulic vane pump, Vane tip, Tribology, Friction, Operating condition

1. Introduction

A balanced vane pump has been widely used for a hydraulic power steering¹⁾ and a continuously variable transmission^{2),3)} in a vehicle because it has an advantage of low pressure ripples and low noise in addition to its compactness and lightweight. However, the balanced vane pump generally has a disadvantage that the friction torque of vanes is significant⁴⁾ because the vanes are always pushed to an inner surface of a cam ring by the delivery pressure. In order to improve the efficiency in such a system, it is desired to reduce the friction torque in the pump.

The author theoretically revealed how a ratio of the cam lift to the vane thickness and the friction at the vane tip affect the mechanical efficiency in the balanced vane pump⁴⁾. In addition, reduction in the friction of the vane under a constant oil temperature was verified by smoothing the inner surface of the cam ring⁵⁾. As a means to reduce the friction torque of the vane, to lessen the surface roughness of the cam contour was also attempted by using coated vanes in an actual vane pump⁶⁾. For measurement of the coefficient of friction, a cylindrical ring with a constant inner radius is practical and several studies using vanes with or without coatings at the vane tip were reported^{4),5),7)-10)}. However, the

influence of the operating conditions, especially the oil temperature, on the friction characteristics at the vane tip has been unclearly investigated. In addition, the effectiveness of lessening the surface roughness for the reduction in the coefficient of friction should be closely investigated.

In this work, the influence of the operating conditions including the oil temperature on the coefficient of friction at the vane tip is clarified for cylindrical test rings with various values of inner surface roughness. Then, a practical mathematical model to simulate the changes in the coefficient of friction at the vane tip is presented for the test rings with the various values of the surface roughness.

2. Nomenclature

b	: rotor width (mm)
C_0	: characteristic constant (-)
F_v	: vane force ($=wb p_1$) (N)
N	: rotational speed of rotor (min^{-1})
p_1	: inlet pressure of test apparatus (MPa)
p_2	: outlet pressure of test apparatus (MPa)
R_c	: inner radius of cylindrical test ring (mm)
T	: driving torque (Nm)
T_0	: friction torque independent of p_1 (Nm)
T_n	: friction torque of vane (Nm)
v	: sliding velocity of vane tip ($=R_c\omega$) (m/s)
v_0	: characteristic constant (m/s)
w	: vane thickness (mm)
z	: number of vanes (-)

*Manuscript received October 21, 2013

**JTEKT Corporation

(1-5-3, Tado-cho, Takahama, Aichi, 444-1323, Japan)

E-mail: yoshiharu_inaguma@jtekt.co.jp.

- α : characteristic constant (-)
- λ : coefficient of friction at vane tip (-)
- λ_0 : characteristic constant of vane friction (-)
- μ : viscosity of oil (Pa·s)
- θ : oil temperature (°C)
- ω : angular velocity of pump ($=2\pi N/60$) (rad/s)
- ω_0 : characteristic constant (rad/s)

3. Experiment

For understanding the friction in sliding parts of a hydraulic pump, it is very important to measure the coefficient of friction by using parts with similar material and shapes to the actual pump parts under the same sliding condition. Figure 1 shows a cross-sectional view of the test apparatus for measuring the coefficient of friction at a vane tip. In the apparatus based on an actual vane pump, a cylindrical test ring with a constant inner radius is used instead of a cam ring. The rotor and the vanes are from the actual vane pump, and the rotor has ten vanes. Two side plates made of ferro-sinterd alloy without heat treatment have no port to communicate with pump delivery and have vane back pressure grooves to lead the delivery pressure to the bottom of the rotor vane slot. The vane tips slide on the inner surface of the test ring with the loads due to the delivery pressure.

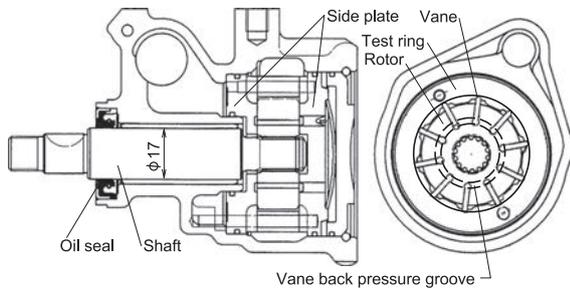


Fig 1 Cross-sectional view of test apparatus

Figure 2 shows the dimensions of the test parts. The inner radius of the test ring R_c corresponds to the small radius of the actual cam ring. In the previous study, it was found that the inner surface roughness affected significantly the coefficient of friction⁵⁾. Therefore, seven test rings having different values of the inner surface roughness were prepared in order to investigate the friction characteristics in detail. The test rings A to E were made of the same material as the actual cam ring and the test rings F and G were made of high-speed tool steel, the same as the vane. The test rings had inner surfaces finished by grinding or lapping. The surface roughness was measured in four parts per ring at

right angles to the sliding direction of the vanes, and their values are presented in Table 1. The surface roughness becomes finer in alphabetical sequence for the test rings. The vanes with two kinds of thickness w were finished by barrel polishing to roughness of about $0.3 \mu\text{mRz}$ at their tips. Because the surface of the test rings and vanes were harder than Hv 650, its roughness hardly changed after the test.

	Test ring	Vane
Dimensions	<p>Inner radius: $R_c=20\text{mm}$ Width: $b=15\text{mm}$</p>	<p>Vane height : $h=8.7\text{mm}$ Vane tip radius: $R_v=2\text{mm}$ Vane thickness: ① $w=1.4\text{mm}$ ② $w=1.8\text{mm}$</p>
Material	Rings A to E: Carburizes and quenched ferro-sintered alloy Rings F and G: Quenched high-speed tool steel	Quenched high-speed tool steel
Outer diameter of rotor at vane slot: 39mm Vane slot clearance: 0.020 – 0.025mm		

Fig. 2 Specifications of test rings and vanes

Table 1 Surface roughness of test rings

Test ring	Surface roughness ($\mu\text{m Rz}$)				
	Values at four sections (average)				
A	1.398	1.468	1.460	1.520	(1.462)
B	0.546	0.980	1.460	0.513	(0.697)
C	0.550	0.502	0.477	0.532	(0.515)
D	0.319	0.369	0.520	0.398	(0.402)
E	0.177	0.252	0.257	0.177	(0.216)
F	0.108	0.124	0.094	0.136	(0.116)
G	0.116	0.098	0.095	0.105	(0.104)

Figure 3 shows the experimental system. After a regulation of the inlet pressure at p_1 , oil from a feed pump was introduced to the vane bottoms through the vane back pressure grooves of the side plate in the test apparatus. The inside of the test ring was filled with the oil of the outlet pressure p_2 equal to the atmospheric pressure. The vanes slide touching their tips to the inner surface of the test ring by p_1 . The oil temperature θ was measured at the inlet of the test apparatus. The properties of the hydraulic fluid, commercial mineral oil, are given in Table 2.

For the apparatus having the test ring with no cam lift, the driving torque T becomes the total friction torque of the shaft, rotor and vanes. In the test, the torque was measured twice at the same operating condition. After setting the pump speed N and the oil temperature θ at a measuring point within $\pm 10 \text{ min}^{-1}$ and $\pm 3 \text{ }^\circ\text{C}$, respectively, the driving torque (total friction torque) T was measured in the process to increase the inlet pressure p_1 and to decrease it again. During the measurement of T , p_1 was maintained within \pm

0.02 MPa. Through the entire test, the maximum value of the difference between the two measured values of T at the same condition was 0.08 Nm. In this work, the mean value of the two measured values was adopted as T .

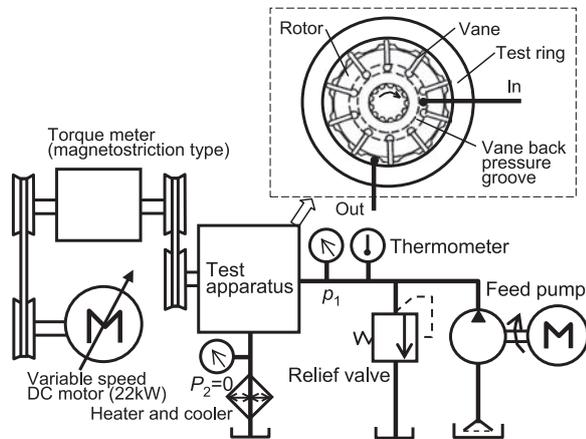


Fig. 3 Experimental system

Table 2 Properties of oil (equivalent to ISO VG 32)

Temperature (°C)	40	60	80
Density ρ (kg/m ³)	855	842	829
Viscosity μ (pa·s)	0.0293	0.0153	0.0089

4. Experimental results and discussion

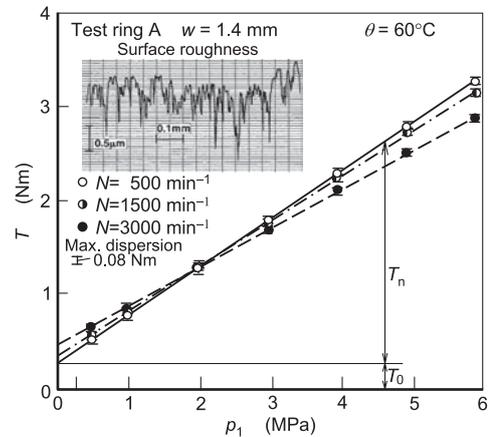
4.1 Coefficient of friction

Figure 4 shows examples of the relationships between the pressure p_1 and the total friction torque T in the cases of the test rings A and G. The test ring A has a relatively rough surface roughness. Figure 4(a) shows that T has a linear increase against p_1 for each N . Then, for the change in T against p_1 , the Y-intercept, i.e. T at $p_1=0$, is denoted as T_0 . Then, T is divided into two parts: T_0 independent of p_1 , and T_n dependent on p_1 , as expressed by the following equation.

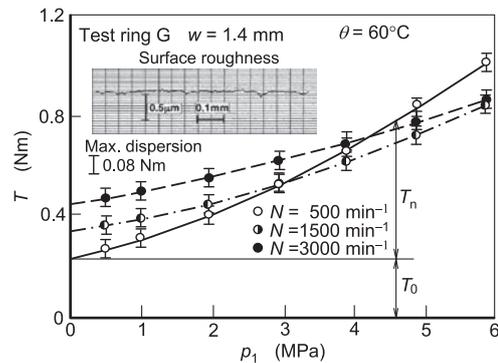
$$T = T_n + T_0 \quad (1)$$

In these components, T_n becomes the friction torque of the vane pushed on the test ring inner surface. In the test ring G with an extremely fine inner surface, T is considerably low compared with that of the test ring A at the same p_1 , as shown in Fig. 4(b). However, the change in T against p_1 is non-linear. For the non-linear p_1 - T characteristics, the Y-intercept, T_0 , should be determined by using T in a low region of p_1 , as shown in Fig. 4(b). In this work, T_0 was determined through a linear approximation using three values of T at p_1 less than 1 MPa. The maximum error between two measured T for each value of T is shown in Fig. 4. In the test ring G having

the lowest friction characteristics in all the test rings, although the ratio of dispersion to T becomes greater because of their low values, the mean values would have no problem to discuss p_1 - T characteristics for the test rings.



(a) Test ring A



(b) Test ring G

Fig. 4 Relationships between p_1 and T in test rings A and G (Influence of rotational speed)

Figure 5 shows the relationship between N and T_0 for the test rings A and G as examples. When the pump operates, both the vane force caused by the pressure p_1 and the centrifugal force of the vane act on the cam contour. The centrifugal force depends on the square of the rotational speed N independently of the pressure. Using a method of dividing T into T_0 and T_n shown in Fig. 4, the friction torque of the vane due to the centrifugal force is considered to be included in T_0 . When the centrifugal force is significant, T_0 would increase non-linearly with increasing N . The actual change in T_0 against N was almost linear.

Because T_n is important for the analysis of the coefficient of friction at the vane tip, the changes in T_n according to the operating conditions, especially oil temperature, were investigated for each test ring. Figure 6 shows the relationships between p_1 and T_n of typical five test rings at the rotational speed of the rotor N of 1500 min⁻¹ for three

kinds of oil temperature θ . To make it easily seen, Fig. 6 is divided into two. In all the test rings, only the test ring A with the average surface roughness greater than 1 μmRz has a linear change in T_n against p_1 , including the results at other N . It was already reported that a test ring with a finer surface roughness has lower T_n . However, it is a notable fact that T_n increases with an increase in oil temperature for all the test rings including the test rings B and F.

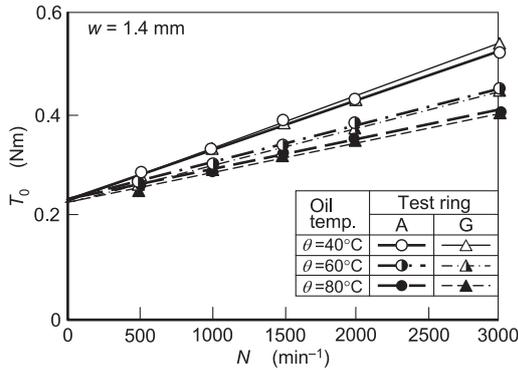


Fig. 5 Change in T_0 against N

By dividing T into T_0 and T_n , the effect of the centrifugal force is considered to be eliminated in T_n . Then, T_n can be expressed by the following equation.

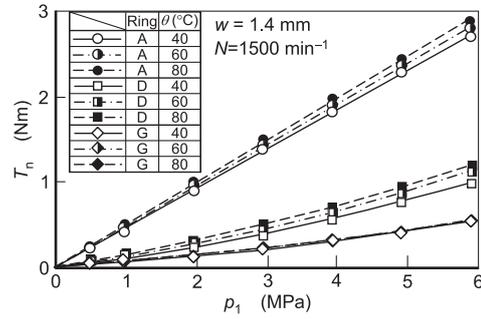
$$T_n = \lambda z b w R_c p_1 \quad (2)$$

From the measured T_n , λ can be reversely estimated as follows.

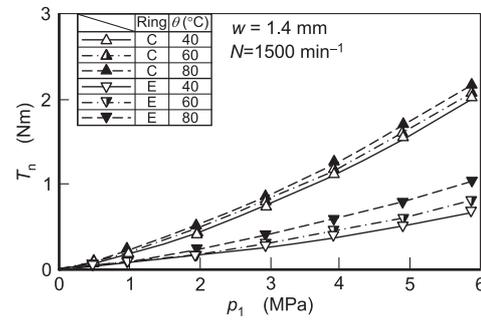
$$\lambda = T_n / (z b w R_c p_1) \quad (3)$$

In this experiment, λ means the average value of the coefficient of friction for ten vanes. Figure 7 shows the relationships between p_1 and λ calculated from T_n in Fig. 6 for the five test rings. The torque error of ± 0.04 Nm corresponds to the error of ± 0.01 at $p_1 = 1$ MPa or ± 0.002 at $p_1 = 6$ MPa in λ . The magnitude of this error would enable to discuss the difference in the coefficient of friction for the various test rings, as shown in Fig. 7. Except for the test ring A, λ becomes higher with increasing p_1 . In particular, the test ring C with a surface roughness of about 0.5 μmRz has a distinct increase in λ with increasing p_1 . As the surface roughness becomes smaller, the increasing rate of λ against p_1 becomes smaller. For all the test rings, it is clear that λ increases with rising oil temperature. The same results were obtained at other rotational speed N . In the results shown in Fig. 7, it could be considered that the vane slides under the condition near the boundary lubrication for the test ring A and under the mixed lubrication for the other test rings.

When a test ring has an extremely fine inner surface i.e. the test ring G and makes a condition near hydrodynamic lubrication, an increasing rate of λ against p_1 and the influence of oil temperature become small.

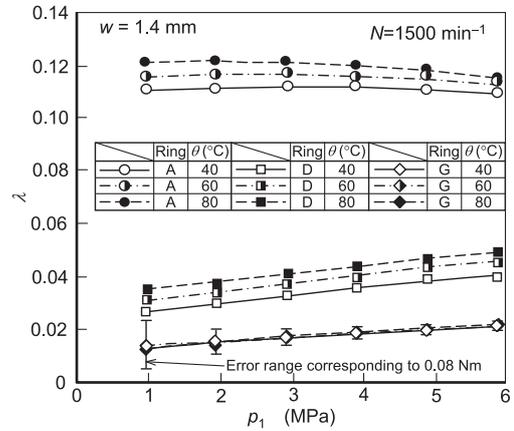


(a) Test rings A, D and G

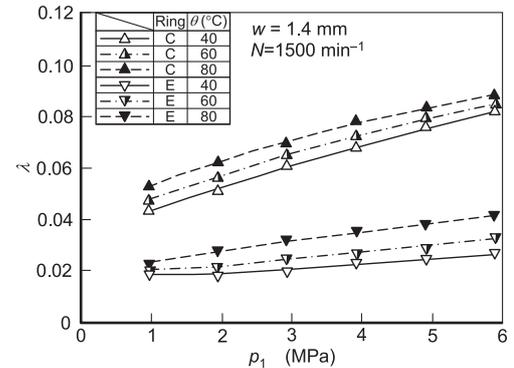


(b) Test rings C and E

Fig. 6 Relationships between p_1 and T_n



(a) Test rings A, D and G



(b) Test rings C and E

Fig. 7 Relationships between p_1 and λ

Although the previous study presented that the roughness of the sliding surface affected the coefficient of friction λ^5 , the influence of the operating conditions on the relationship between the surface roughness and λ was insufficiently clarified. Figure 8 shows the influence of the pressure p_1 on it under the condition of $N=1500 \text{ min}^{-1}$ and $\theta=60^\circ\text{C}$. From this figure, it would be interesting that λ increases with an increase in p_1 for the test rings B to E and that the change in λ becomes small for the test ring A with the roughest inner surface of $1.5 \mu\text{mRz}$ and the test ring G with an extremely fine inner surface of $0.2 \mu\text{mRz}$. This tendency appears remarkably at a high rotor speed or a low oil temperature.

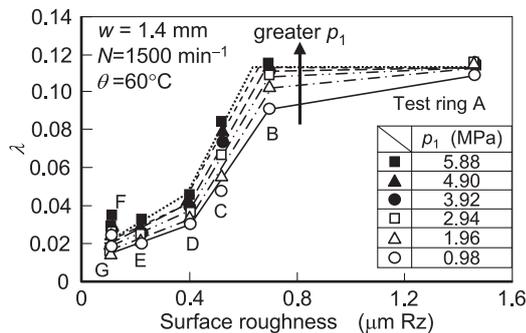


Fig. 8 Relationship between surface roughness and λ (Influence of pressure)

For the influence of the rotor speed N and oil temperature, the results under a high pressure condition, i.e. $p_1=5.88 \text{ MPa}$ are shown. Figure 9 shows the influence of N on the relationship between the surface roughness and λ at $\theta=60^\circ\text{C}$ for five kinds of N . In the range of the practical N , λ becomes lower with an increase in N independently of the surface roughness.

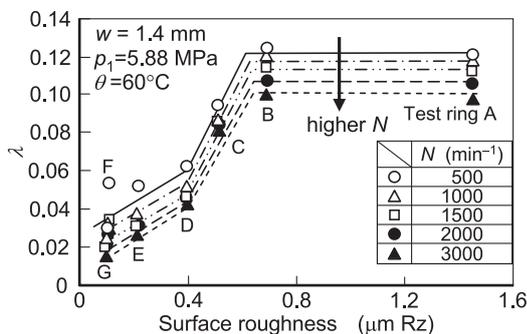


Fig. 9 Relationship between surface roughness and λ (Influence of rotational speed)

Figure 10 shows the influence of oil temperature on the relationship between the surface roughness and λ . As seen from this figure, λ increases with rising oil temperature for each rotor speed N independently of the surface roughness.

Also for the surface roughness greater than about $0.7 \mu\text{mRz}$, with which the vane slides under the condition near the boundary lubrication, λ remains constant despite an increase in the surface roughness for each oil temperature. The similar results were obtained in other cases of N .

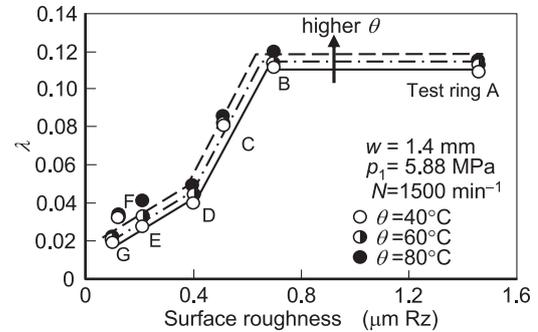


Fig. 10 Relationship between surface roughness and λ (Influence of oil temperature)

For the friction at the vane tip, the oil film thickness at the vane tip formed by sliding of the vane would be an important factor. Based on the elastohydrodynamic lubrication (EHL) theory, the oil film thickness at the vane tip was calculated^{12),13)}. According to the calculated results, the oil film became thinner with rising oil temperature (decreasing the viscosity of oil) or with a decrease in the sliding velocity of the vane^{12),13)}. Furthermore, it was calculated that the coefficient of friction increased with an increase in oil temperature¹³⁾. When the oil film becomes thin, the area of metal-to-metal contact between the ring surface and the vane tip increases. Then, it could be inferred that the coefficient of friction increases because of a decrease in the support caused by the oil film for the vane force. In a study on the friction loss of hypoid gears, it was revealed that a higher oil temperature of lubricant brought a greater increase in the temperature on the gear tooth surface due to an increase in the heat generated by the friction loss¹⁴⁾.

4.2 Modeling of friction characteristics

From Fig. 7, it is found that the pressure and the oil temperature affect the coefficient of friction λ . Furthermore, it could be understood from the difference in the slope of T_n against p_1 in Fig. 4 that the rotational speed of the rotor, namely the sliding velocity of the vane, affects λ . Then, it is attempted to represent λ using the non-dimensional parameter S , which is used to represent the friction characteristics in plain bearings and denoted as follows.

$$S = \mu v / (F_v / b) = \mu v / (w b p_1 / b) \\ = \mu v / (w p_1) \quad (4)$$

In Eq. (4), the oil temperature and the rotational speed of

the rotor N are taken into consideration as the viscosity of oil μ and the sliding velocity of the vane v , respectively.

Figure 11 shows the changes in λ against S indicated on a logarithmic scale. In this figure, the values of λ for five kinds of test rings, five kinds of N and three kinds of oil temperature are plotted all together. The data of λ at the same oil temperature are related together using three kinds of lines. An obvious fact is that the change in values of λ can be roughly classified by the test rings with a different surface roughness. In the cases of the test rings D, E and G with a finer inner surface, it might be possible to roughly represent the change in λ against S with one curve because of their much lower values as a whole. The representation of $S-\lambda$ characteristics using one curve, however, would be difficult for the test rings A and C.

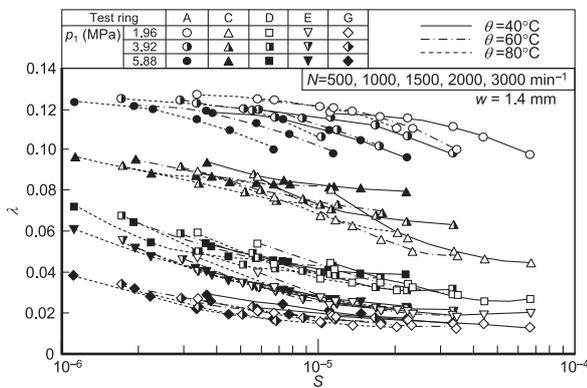


Fig. 11 Changes in λ against S for various operating conditions

Because the friction at high pressures is important in the actual pump, the data at $p_1=5.88$ MPa were selected from Fig. 11 and plotted again in Fig. 12. In comparison with Fig. 11, the figure becomes straightforward. However, it is considered to be still ineffective to represent the change in λ using S for the variations of N and the oil temperature.

The previous study¹¹⁾ reported that the friction torque characteristics in hydraulic pumps including a vane pump could be accurately represented by the following equation.

$$\Delta T = \frac{C_{f0} V_{th}}{1 + (\omega/\omega_0)^\alpha} \left(1 + C_0 \frac{\theta - \theta_0}{\theta_0} \right) \Delta p + (C_d \mu + C_e) V_{th} \omega + T_c \quad (5)$$

In Eq. (5), V_{th} is the theoretical pump displacement, Δp is the pressure differential across the pump, and C_{f0} , ω_0 , α , C_0 , C_d , C_e and T_c are pump constants independent of ω , Δp and θ . In addition, θ_0 is a typical working oil temperature used as the standard in the test. By comparing Eq. (5) with Eq. (1) and changing Δp to p_1 , the following equations can be deduced.

$$T_n = \frac{C_{f0} V_{th}}{1 + (\omega/\omega_0)^\alpha} \left(1 + C_0 \frac{\theta - \theta_0}{\theta_0} \right) p_1 \quad (6)$$

$$T_0 = (C_d \mu + C_e) V_{th} \omega + T_c \quad (7)$$

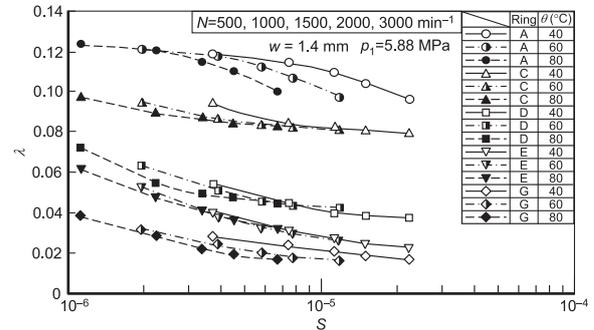


Fig. 12 Changes in λ against S at $p_1=5.88$ MPa

In Eq. (6), $1 + (\omega/\omega_0)^\alpha$ is an additional term representing the change in T_n against ω , and $1 + C_0(\theta - \theta_0)/\theta_0$ is an additional term representing that against θ . At this time, $C_{f0} V_{th}$ in Eq. (6) corresponds to $\lambda_0 \tau w b R_c$ in Eq. (2). Seeing Eq. (2), the only changeable parameter is λ . Hence, by introducing λ_0 independent of ω and θ as a constant, and following Eq. (6), λ can be rewritten as λ^* as expressed in the following equation.

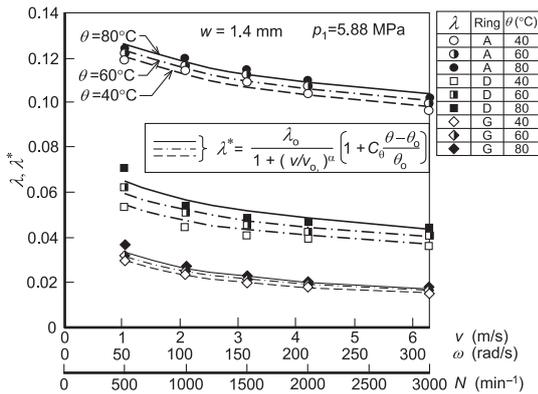
$$\begin{aligned} \lambda^* &= \frac{\lambda_0}{1 + (\omega/\omega_0)^\alpha} \left(1 + C_0 \frac{\theta - \theta_0}{\theta_0} \right) \\ &= \frac{\lambda_0}{1 + (v/v_0)^\alpha} \left(1 + C_0 \frac{\theta - \theta_0}{\theta_0} \right) \end{aligned} \quad (8)$$

In Eq. (8), $v (=R_c \omega)$ and $v_0 (=R_c \omega_0)$ are finally used, because the use of the sliding velocity of the vane v is better than that of the angular velocity of the rotor ω to discuss the friction.

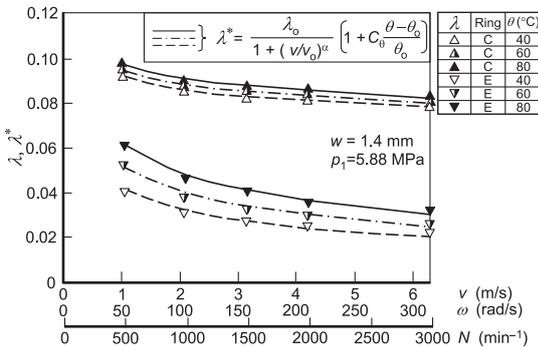
Figure 13 shows the change in λ for $p_1=5.88$ MPa. In this figure, not S but the sliding velocity of the vane v is used as the abscissa, and both ω and N corresponding v are also indicated. In comparison with Fig. 12, this figure makes it easier to understand the influence of the oil temperature on the relationship between v and λ for the test rings with various values of surface roughness. It was attempted to represent the changes in λ for five test rings using λ^* expressed by Eq. (8).

As seen in Fig. 13, Eq. (8) can also represent the change in λ against the various values of v and the oil temperatures for the various test rings. The result in the test rings B and F are also similar although they are not shown. Representing the change in λ using θ is considered to be better than that using the viscosity of oil μ . The values of constants in Eq. (8) to simulate the changes in λ for the five test rings in Fig. 13

are presented in Table 3. Regrettably, the equation to represent perfectly the change in λ for all the operating conditions of v , p_1 and θ was not constructed because the increasing rate of λ against p_1 changes complicatedly according to the inner surface roughness, as seen from Fig. 7. As a result, it was difficult to add the effects of the surface roughness and p_1 to the equation representing the change in λ . However, Eq. (8) can well represent the change in λ under a fixed p_1 condition, and is very useful to understand the behavior of the coefficient of friction.



(a) Test ring A, D and G



(b) Test ring C and E

Fig. 13 Comparison between λ and λ^*

Table 3 Values of constants for v - λ curve ($\theta_0 = 60^\circ\text{C}$)

Test ring	λ_0	v_0 (m/s)	α	C_θ
A	0.2004	6.680	0.2547	0.0731
B	0.1958	0.628	0.1612	0.0863
C	0.1134	1.362	0.3819	0.2649
D	0.1002	1.130	0.6439	0.6025
E	0.1389	0.068	0.4441	0.1560

4.3 Friction Characteristics for extended vane force

A test ring with an extremely fine inner surface produces an excessively low value of the coefficient of friction λ . It would be interesting to know how the fine surface roughness keeps low friction for increasing the vane force due to the pressure. Therefore, by using the test ring F with a fine

surface roughness of $0.116 \mu\text{mRz}$ (average), the influence of the increase in the vane force F_v on λ is investigated. By using a vane with a thickness w of 1.8 mm, the vane force denoted as $F_v = wbp_1$ can be increased.

Figure 14 shows the change in T_n against F_v at oil temperature of 60°C for the vanes with a thickness w of 1.4 and 1.8 mm. At $N=500$ and 1500 min^{-1} , the change in T_n against F_v are almost identical independently of w . At $N=3000 \text{ min}^{-1}$, however, the values of T_n for $w=1.8 \text{ mm}$ become much higher than those for $w=1.4 \text{ mm}$ at the same F_v in the region of $F_v > 130 \text{ N}$.

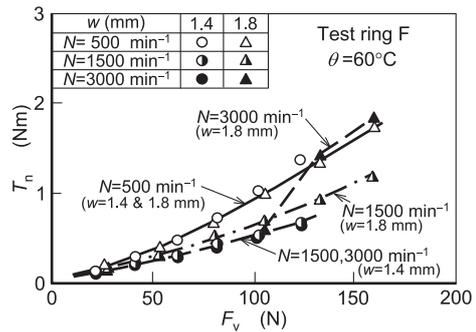
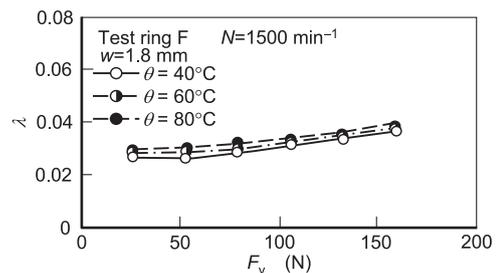


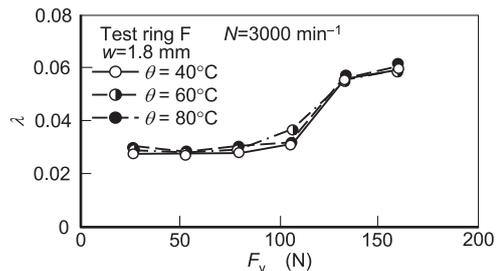
Fig. 14 Changes in T_n against F_v

Figure 15 shows the relationships between F_v and λ for the vane of $w=1.8 \text{ mm}$. As seen from Fig. 15(a) for $N=1500 \text{ min}^{-1}$, λ increases gradually with an increase in F_v and the oil temperature θ .

Figure 15(b) shows the changes in λ at $N=3000 \text{ min}^{-1}$, and λ becomes higher in the region of $F_v > 130 \text{ N}$ for all the oil temperatures. Regrettably, the cause of an abrupt increase in



(a) $N = 1500 \text{ min}^{-1}$



(b) $N = 3000 \text{ min}^{-1}$

Fig. 15 Changes in λ against F_v ($w = 1.8 \text{ mm}$)

λ only at $N=3000 \text{ min}^{-1}$ was not clarified. However, this fact suggests that a thinner vane should be used in order to maintain a low friction condition.

5. Conclusions

In this work, the friction characteristics of a vane for various operating pressures, rotational speeds and oil temperatures were experimentally investigated by using cylindrical test rings having various values of inner surface roughness. As a result, the following conclusions were drawn.

For the test rings with an inner surface roughness less than $0.7 \mu\text{mRz}$, the coefficient of friction decreased with lessening the surface roughness but increased with increasing the pressure acting on the vane. For the test rings with a rougher inner surface greater than $1 \mu\text{mRz}$, the coefficient of friction is independent of the pressure. With an increase in the oil temperature and a decrease in the vane sliding speed, the coefficient of friction increased independently of the surface roughness.

A proposed mathematical model using the sliding speed of the vane and the oil temperature instead of the viscosity of oil as parameters could well represent the friction characteristics at the vane tip for each test ring with a different value of the surface roughness.

In addition, in the test ring having low friction due to an extremely fine inner surface, the coefficient of friction at a high vane speed became higher at a greater vane force independently of the oil temperature.

References

- 1) Krüger, H.W. and Teubler, H.: *Moderne Lenkhilfpumpen, ölhydraulik und pneumatik*; Vol. 28, No. 8, p. 493-497 (1984)
- 2) Ozeki, T. and Umeyama, M.: *Development of Toyota's Transaxle for Mini-van Hybrid Vehicles*, SAE paper 2002-01-0931 (2002)
- 3) Shimizu, K., Waki, H., Saito, T. et al.: *Development of a New-Generation CVT with Medium Torque Capacity for Front-Drive Cars*, SAE paper 2006-01-1306 (2006)
- 4) Inaguma, Y. and Hibi, A.: *Vane pump theory for mechanical efficiency*, Proc. Inst. Mech. Eng. Part C, Vol. 219, p. 1269-1278 (2005)
- 5) Inaguma, Y. and Hibi, A.: *Reduction of friction torque in vane pump by smoothing cam ring surface*, Proc. Inst. Mech. Eng. Part C, Vol. 221, p. 527-534 (2007)
- 6) Inaguma, Y.: *Reduction of friction torque in vane pumps by using physical vapour deposition-coated vane*, Proc. Inst. Mech. Eng. Part C, Vol. 224, p. 2449-2458 (2010)
- 7) Kamiya, H., Shimizu, T. and Ishikawa, K.: *Frictional Loss on Vanes in Through-Vane Compressors (2nd Report, Effects of Surface roughness and Vane-Tip Radius)*, Trans. JSME (B), Vol. 59, No. 566, p. 3094-3099 (1993) (in Japanese)
- 8) Jung, S. H., Bak, U. S., Oh, S. H. et al.: *An Experimental Study on the Friction Characteristics of Oil Hydraulic Vane Pump*. Proceedings of the International Tribology Conference, p. 1621-1625 (1995)
- 9) Spikes, H.: *The Thickness and Friction of Lubricant Films*, Proceedings of the 2005 International Symposium on the Tribology of Vehicle Transmissions, p. 69-79 (2005)
- 10) Ashmawy, M. E. and Murrenhoff, H.: *Experimental Investigation of Friction Force between Vane Tip and Cam-ring in Oil Vane Pumps*, International Journal of Fluid Power, Vol. 10, No. 1, p. 37-46 (2009)
- 11) Inaguma, Y.: *Oil temperature influence on friction torque characteristics in hydraulic pumps*, Proc. Inst. Mech. Eng. Part C, Vol. 226, p. 2267-2280 (2012).
- 12) Nakahara, T., Kyogoku, K. and Jung, J. Y.: *Analysis of Lubrication Characteristics in Oil Hydraulic Vane Tip Contacts*, Trans. JSME (C), Vol. 56, No. 523, p. 776-782 (1990) (in Japanese)
- 13) Faber, I.: *Theoretische und experimentelle Untersuchung der Flügelkopfreibung in einer Flügelzellen-pumpe*, Dissertation, Bochum University, Germany (2006).
- 14) Aoyagi, T., Haizuka, S. and Morikawa, H.: *Studies of Bulk Temperature and Friction Loss of Hypoid Gears (Influence of Oil Temperature)*, Trans. JSME (C), Vol. 71, No. 707, p. 2384-2391 (2005) (in Japanese)

熱延ダウンコイラへの電気油圧サーボシステムの適用 (第3報) 実機への新Posicast法の適用

桑野博明^{*1}

Application of Electro-Hydraulic Servo Systems to Hot strip Downcoiler (3rd report) Applying new Posicast Control to production Downcoiler

Hiroaki KUWANO

Many kinds of electro-hydraulic servo systems are applied to rolling mills such as a hot strip mill, a cold strip mill and a seamless tube mill because their quick response, high power and high positioning accuracy. However when applying such a system to a hot strip downcoiler, it was found that the controlled object has low natural frequency and is lightly damped so that stable control is very difficult. In the first report, Optimal control theory was applied, however, the derived control system was shown to be poor in robustness. Especially, the control effectiveness was highly influenced by the response of the servo valve and the length of piping between the servo valve and the cylinder. In the second report, in order to overcome this difficulty, a novel and practical control method was proposed and developed based on the Posicast Control proposed by O.J.M. Smith in 1957, which can make the system stable and give a high response. In this report, the practical design method of the proposed control system named new Posicast control is described, and it will be shown that this new Posicast control system realizes a kind of dead-beat control and gives high response and robust stable control by using the internal information of the controlled object. The effectiveness of the proposed control system is also shown by using the data of a downcoiler operated in a production line.

Key words : Iron manufacture, Rolling mill, Hot strip mill, Downcoiler, Electro-hydraulic servo system, Lightly damped system, Posicast Control, Dead-beat control, Robust control

1. 緒言

ダウンコイラは、鉄の熱間圧延設備の最後部に位置し、圧延機で薄く延ばされ、最大時速60キロメートルもの速度で飛び込んでくる厚さ15～20 mmの熱延鋼板（500～700℃の鉄のストリップ）を巻き取ってコイル状の製品にする機械である。1981年、ダウンコイラに電気油圧サーボシステムを導入した油圧式ダウンコイラの実用機が、世界で初めて日本の製鉄所で稼動を始めた¹⁾。Fig.1に段差回避制御を行なう油圧式ダウンコイラのシステム構成例を示す。ダウンコイラは、マンドレルと呼ばれる円筒型の巻取り胴を電動モータにより一定のトルクで回転させて、その周りに熱延鋼板を巻き付けてコイルを作る機械である。マンドレルの周囲には、3～4個のラッパーロールと呼ばれる押さえロールを配置し、ラッパーロールで熱延鋼板をマンドレルに押し付けて巻き付ける。油圧式ダウンコイラでは、このラッパーロールに電気油圧サーボシステムを導入している。

本油圧式ダウンコイラのラッパーロールの制御では、シリンダ内の油のばね定数と制御対象の質量で決まる固有振動数が応答に大きく影響すること、また、対象自体のダンピングが非常に弱いので、ステップ応答の目標値の近傍で減衰の劣る残留振動が持続して、段差回避制御時にラッパーロールとストリップ段差部との衝突を招き、機器の損傷さえ引き起こすことが予想された。

これらの特性を改善するために、第1報²⁾では現代制御理論の有力な手法である最適レギュレータ理論を適用した。しかし、導き出された状態量フィードバックは、サーボ弁およびサーボ弁からシリンダまでの配管を通して制御対象に作用するため、これらの位相遅れが制御性能を左右し、ロバスト性に欠けることを第2報³⁾で指摘した。

この欠点を克服するために第2報では、新Posicast法と名付けた、よりヒューリスティックな制御手法を提案した。それは、1957年にO.J.M. Smithが提案したPosicast法に属する制御技術であるが、O.J.M. Smithの方法とは異なり、内部信号を制御に使うことを特徴とする。そのため、入力的大小によって補正信号の大きさを変更する必要も無く、一度調整するとその後の調整は全く必要としない実用的な制御手法である。また、デジタル信号を補正信号として用

*平成23年3月28日 原稿受付

*1(株)IH

(所在地 〒135-8710 東京都江東区豊洲3-1-1 豊洲IHビル)

いるので、短時間で応答は整定し、擬似有限整定応答が実現するなど、熱間圧延ラインの過酷な条件下で使用されるダウンコイラの電気油圧サーボシステムの制御手法として、非常に有用である⁴⁾。

本論文では、はじめに、第2報で提案した新Posicast法で使用するサンプリング周波数とゲインの決定方法を提案する。その後、シミュレーションによりその決定方法の有効性を検証し、実機への適用結果を示す。最後に、ダウンコイラによるストリップ巻き取り時の実機データをもとに、提案された制御手法の妥当性を示す。

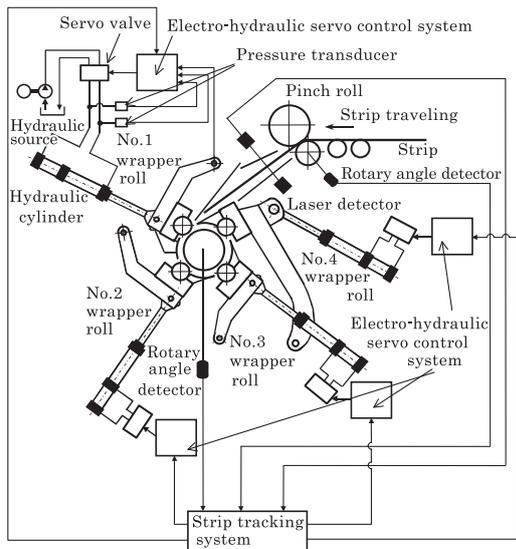


Fig. 1 Hydraulic downcoiler

2. 主な記号

- d : 絞り径
- f_s : 新Posicast制御のサンプリング周波数
- G : 制御対象の伝達周波
- I_w : ラッパーロール機械系慣性モーメント
- K_G : 制御対象のループゲイン
- l : 絞り長さ
- ΔT : 新Posicast制御の入力印加時点
- n : 正の整数
- V^* : 擬似速度信号
- Y_r : 入力ステップ
- Y_0 : 補正信号が上乘された入力信号
- Y : 制御信号 (シリンダーピストン変位)
- ω_n : ラッパーロール機械系固有角振動数
- ζ : ラッパーロール機械系減衰係数
- ω_0 : 3次系の2次成分の固有角振動数
- ζ_0 : 3次系の2次成分の減衰係数

3. 新Posicast法の設計

第2報、5.2節で提案した新Posicast法のブロック線図をFig. 2に再掲する。本制御系では、カウンターを使って一定周波数 f_s で変位信号 y をサンプリングし、現時点の変位と一時点前の変位の差分を演算して擬似速度信号 V^* を作り、それにゲイン M をかけて、入力信号に上乘して補正用入力としている。この補正用入力を印加するタイミング、補正用入力の大きさは以下の手順で決定することができる。

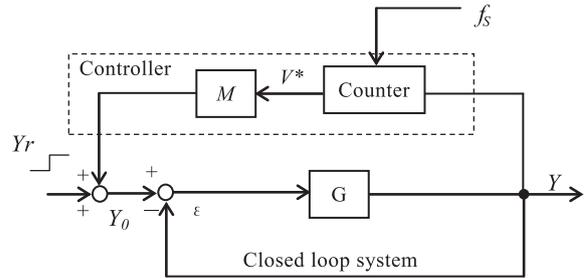


Fig. 2 Block diagram of proposed control system

3.1 サンプリング周波数 f_s とゲイン M の決定

提案した制御法では、サンプリング周波数 f_s を調節して補正用入力を印加するタイミングを決めるが、その周波数 f_s は第2報、4.3節で導出した式(29)で与えられる ΔT をもとに以下のようにして決めることができる。その前に、第2報で導出した補正入力印加タイミング ΔT およびゲイン M の計算フローをTable 1に示す。

Table 1で求めた ΔT の時点が第2の補正用ステップ入力を印加すべき時点であるから、サンプリング周波数 f_s はこの ΔT に関係するだろう事は容易に類推できる。ただ、提案している制御系では補正入力がデジタル信号の形で連続して入力されるので、このタイミングを決めるサンプリング周波数 f_s を理論的に求めるのは、対象が3次系であることもあり、かなり難しい。しかし、 ΔT の時点とサンプリング時点を一致させるべきであろうことは合理的に推察できる。すなわち、サンプリング周期を T とすると、 $T=1/f_s=\Delta T/n$ とするのである (n は正の整数)。従って、サンプリング周波数 f_s は、

$$f_s = n/\Delta T \tag{1}$$

となる。

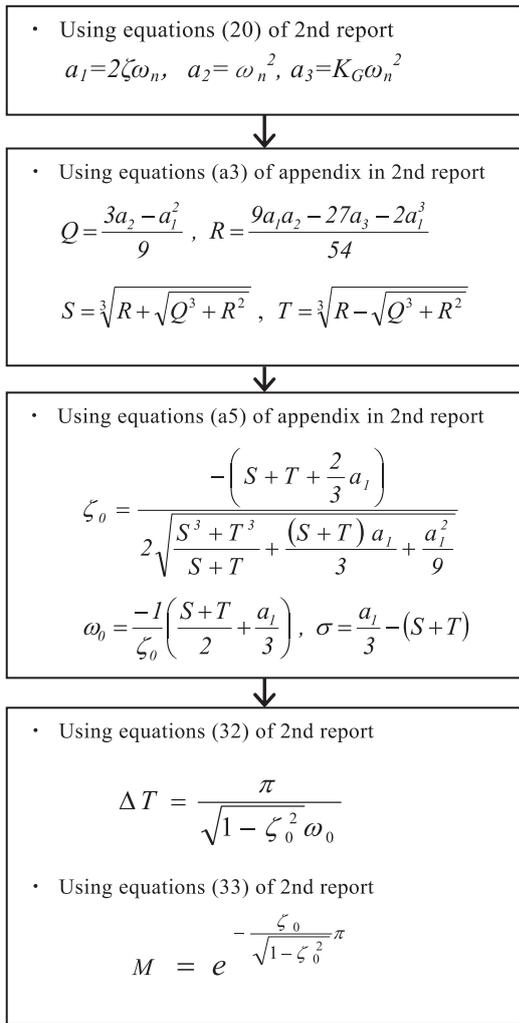
第2報、4.3節の式(29)を代入して、

$$f_s = n(\sqrt{1-\zeta_0^2}\omega_0)/\pi \tag{2}$$

を得る。

ゲイン M は第2報4.3節で導出した式(33)の値をそのまま使うとしておく。

Table 1 Calculation flow



3.2 シミュレーション例

いま、第2報のFig. 2に示した厳密モデルによるシミュレーションにより、前節で示したサンプリング周波数 f_s とゲイン M の選び方の妥当性を検証する。シミュレーション条件をTable 2に示す。

Fig. 2の前向きループの伝達関数は、第2報4.3節式(20)で示したように、油圧シリンダと制御対象（ラッパローラ機械系）の特性のみを考えると、式(3)で表される。このとき、 ω_n を求めると、 $\omega_n=184\text{rad/s}$ (29Hz)、 $\zeta=0.05$ (実測値をもとに推定)であった。

$$G = \frac{K_G}{s} \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \tag{3}$$

以上をもとにシミュレーションした結果をFig. 3, Fig. 4に示す。本制御を適用しない場合のFig. 3からわかるように、減衰の劣る29Hz程度の振動が応答波形に重畳している。これは、ラッパローラ機械系の慣性モーメントと油圧系のばねで決まる固有振動 ω_n に起因するものである。

また、目標値への到達時間も95 msと50 msを超えており、振動のために応答を上げることもできない。

Table 2 Simulation conditions

Pipe Length	3.1m
Servovalve	2stage type with moving coil driven pilot servovalve
Rated Flow	500 ℓ /min at 6.9 MPa
Response	90Hz at 90° Phase Lag
Working Pressure	15.8 MPa
Cylinder (mm)	Cylinder D: 224, Rod D: 132, Stroke: 1310
I_w	$1.08 \times 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

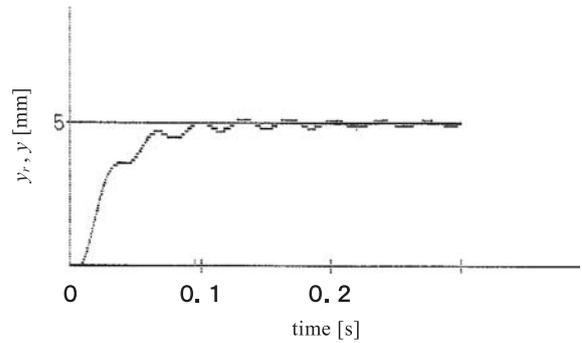


Fig. 3 5 mm step response without new control

これに対して、提案する新Posicast法を適用したシミュレーション結果をFig. 4に示す。サンプリング周波数 f_s は、Table 1の計算フローに従って、 $\Delta T=0.017\text{s}$ を得たので $n=2$ として式(1)より、 $f_s=2/0.017=117\text{Hz}$ とした。同様にゲイン M も入力と同次元化した補正信号に対して、Table 1に従って計算すると $M=0.98$ を得たので、この値を使った。シミュレーション結果を見るとわかるように、振動が十分に消えており、また、目標値5 mmへの最初の到達時間も43 msと高応答を得ており、以上のサンプリング周波数 f_s とゲイン K_r の選び方の妥当性を確認することができる。

なお、本制御系では、式(1)にしたがってサンプリング周波数 f_s を決めることができるが、この値は厳密に設定する必要は無い。例えば、式(1)において、 $n=4$ としたとき、 $f_s=4/0.017=235\text{Hz}$ を得るが、この値を $f_s=250\text{Hz}$ としたときのシミュレーション例をFig. 5に示す。特に問題を生じることなく、防振効果が得られている。

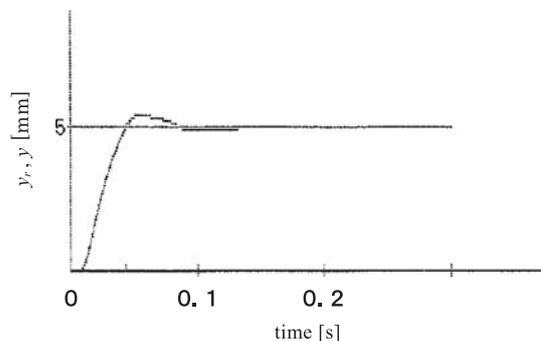


Fig. 4 5 mm step response with new control at $f_s=117\text{Hz}$

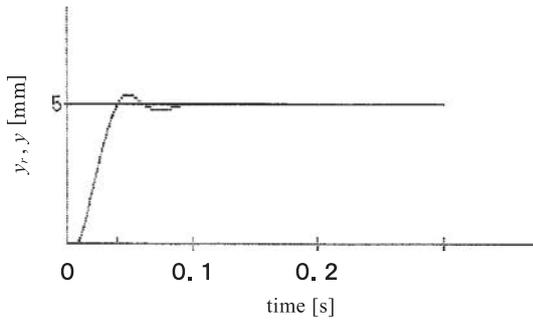


Fig. 5 5 mm step response with new control at $f_s=250\text{Hz}$

3.3 実機データの検証

以上示してきたように、式(1)において、 n は2ないし4程度の整数を選べばよいことがわかる。

Fig. 6に実機位置制御のステップ応答を示す。ステップ入力5mmで、周波数 f_s 、ゲイン M を上記の手順に従って調整した。上から、ロール位置 (y)、補正入力 ($y_0 - y_r$)、サーボ弁スプール開度の記録波形であり、サーボ弁のスプールは縦1マスが50%の開度相当、横軸は1マスが0.05sの時間軸を表す。実機においても十分なる防振効果が得られている。また、応答もFig. 4のシミュレーションと同様に、最初に設定値に到達する時間40msを得ている。Fig. 4のシミュレーション結果は応答時間、波形ともにFig. 6の実機の応答と十分に一致していることがわかる。

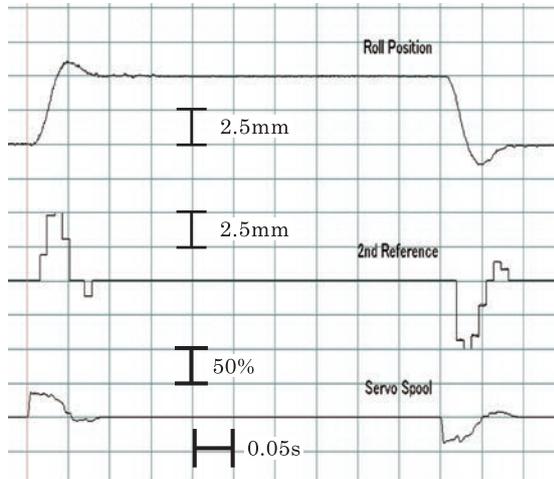
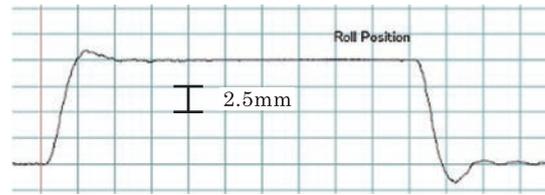


Fig. 6 5 mm step response of production machine

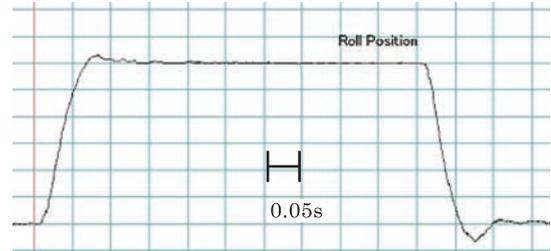
振幅依存性を検証するため、同じ条件のもとで、ステップ幅を2倍、3倍とした10mm、15mmのステップ入力を印加した時のロール位置(y)をFig. 7(a), (b)に示す。周波数 f_s 、ゲイン M の再調整の必要も無く、安定な応答が得られており、今まで検証してきた本手法の妥当性が示されている。

4. 押し付け力制御

ストリップ段差回避制御においては、ストリップの先端段差部を位置制御でラッパーロールをジャンプさせて回避した後、速やかにロールを戻してストリップをマンドレル



(a) 10mm step response



(b) 15mm step response

Fig. 7 10 mm, 15 mm step responses of production machine

(巻き取り胴)に所定の力で押し付けなければならない。こうしないと、ストリップが緩んでコイルの形成ができなくなる。さらには、マンドレル上でストリップが緩むと、巻き取り作業そのものが不安定となり、巻き取り失敗などの生産性を著しく阻害する重大事故を引き起こす恐れがある。

Fig. 1のシステム構成例に示すように、押し付け力制御は油圧シリンダのヘッド側、ロッド側の配管途中から分岐した計測用の配管に接続した圧力変換器(以下、PT)の計測値 P_1 、 P_2 よりシリンダの押し付け力 $F_c = A_1 \times P_1 - A_2 \times P_2$ を演算して求め、それを目標値と比較してフィードバック制御を行なっている。機械の構成上、PTをシリンダに直接接続することができないので、Fig. 1に示すように配管途中からの計測管を分岐し、その先にPTを接続した。そのため、配管の脈動の影響やサージ圧からPTを保護する必要があり、Fig. 8に示すように、シリンダとサーボ弁間の配管側に直径 d 、長さ l の絞り(チョーク)を挿入した。そして、 d と l の選定基準として、絞り入口(1次側)に対して絞り出口(2次側)の圧力の時間遅れ5ms、サージ圧除去率50%として実験を行った。実験は第1報の4.1節で示した実機相当の実験装置を使い、幾種類かの直径 d 、長さ l の絞り(チョーク)を用意し、実際に力の制御応答を測定して効果を評価した。その結果、 $d=18\text{mm}$ 、 $l=18\text{mm}$ の時にFig. 9に示すように、上に記した目標の特性を得ることができた。

Fig. 9は、力のステップ応答時に(a)絞り1次側(油圧シリンダ配管側)と(b)絞り2次側(PT側)の圧力を測定したチャートを示している。ライン圧が13.7MPaのときに、1次側で約3MPaのサージ圧が立っていたが、2次側では5msの応答遅れはあるものの、それが1/2の15MPaに減衰している。従って、Fig. 8に示すように、これを実機PT接続用の鉄ブロックに機械加工して使用した。

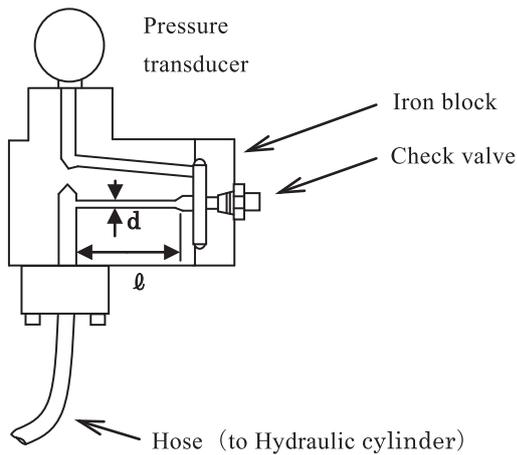
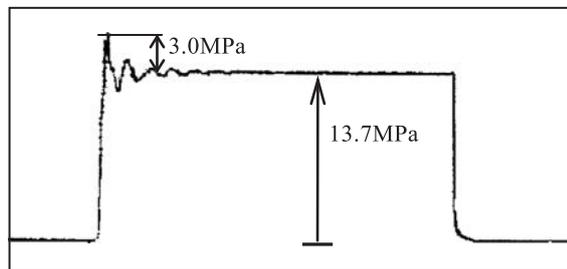
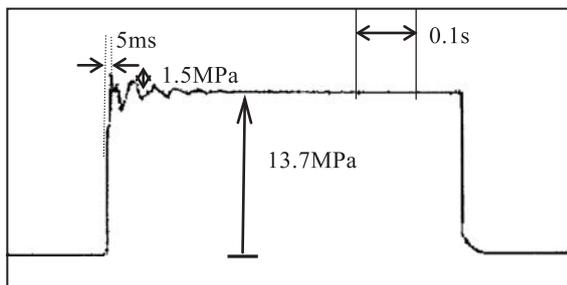


Fig. 8 Connection of PT to hydraulic cylinder



(a) Primary pressure



(b) Secondary pressure

Fig. 9 Pressure response of PT with choke

Fig. 10は油圧シリンダに発生し、ラッパーロールに作用する押し付け力の実機での応答の一例で、50kNのステップ応答を示す。目標値50kNへの到達時間で40msの高速かつ安定なステップ応答が得られている。なお、横軸の1マスが0.05sの時間軸を、サーボ弁のスプールは縦1マスが10%の開度を表している。

5. 段差回避制御

第1報のFig. 3に示した、ラッパーロールがストリップ先端の作る段差を回避する一連の制御動作をFig. 11に再掲する。各ラッパーロールはストリップ先端のトラッキングシステムから送られてくる段差通過予測信号を受けて、位置制御でラッパーロールを一定の距離引き上げて段差との衝突を回避し、その後即座に、力の制御でロールを鋼板に押し

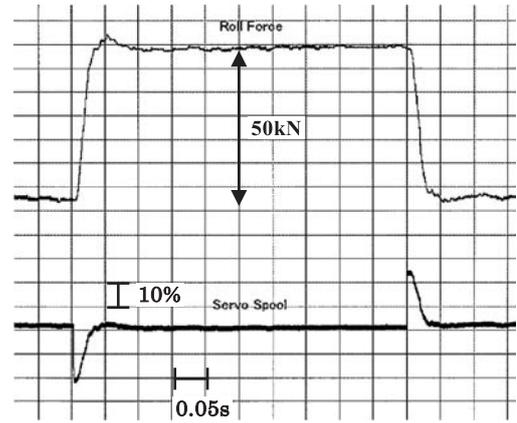


Fig. 10 Step response of force control

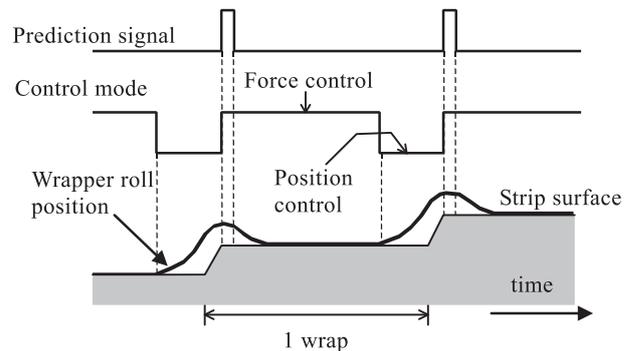


Fig. 11 Control sequence

し付けてマンドレルに巻きつかせる。今まで述べたように、位置制御の応答が良いことが、段差回避のためには必須であるが、さらに整定することが速いことも要求される。なぜなら、力の制御、すなわち、押し付け力制御に切り換わるとサーボ弁の開度がそれまでの数分の一と小さくなるので、シリンダ内の油面が整定していないと、力の制御精度が劣化するからである。この意味からも、ここで提案した新Posicast法は、有害な持続振動を速やかに整定させることができるので、位置制御で段差を回避した後の押し付け力制御の安定化にも有用である。

5.1 ストリップ先端トラッキングシステム

各ラッパーロールがストリップ先端部に形成される段差部を回避するためには、マンドレル（巻取り胴）周りを走行するストリップ先端の位置を常時正確にとらえておく必要がある。先端部を連続的に直接検出することは熱間圧延の高温の環境下で冷却水と水蒸気で視野が妨げられ、振動が継続する条件下ではほとんど不可能である。しかし、ストリップの速度を検出し、任意の地点をストリップ先端部が通過したことを検出できれば、以降は速度を積分することにより先端位置を計測することができる。

ピンチロール、マンドレルの周速は上流にある仕上げ圧延機の数に対して、ストリップを引き込むために10%前後高速に設定されており、従来はストリップがマンドレルに完全に巻付くまでは、これらの回転速度（周速）でスト

リップ速度を代表することはできないと考えられていた。しかし、実測データを分析した結果、ラッパーロールとマンドレル間の初期ギャップがストリップ厚み程度に設定されており過大でなければ、ストリップがマンドレル周りに最初の1巻きを完了する時点までに、ストリップの速度とピンチロール、あるいは、マンドレルとの速度差は非常に小さくなることがわかった。したがって、段差回避制御の開始時点、すなわち、マンドレルへストリップが2巻き目をする時点以降は、ピンチロール、あるいはマンドレルの周速をストリップ速度とみなしても大きな誤差が生じないことが判明した。

Fig.11にトラッキングシステムを示すが、以上の考察から、ピンチロールとマンドレル間に取り付けられたレーザ式ストリップ先端検出計、下ピンチロール駆動軸およびマンドレル回転軸各々に直結した2つのパルス発信機、および、それらの信号を取り込んでストリップ先端の位置を演算して指令を発するトラッキング制御装置より構成されている。各ラッパーロールがストリップ段差部を通過する時点は、トラッキング制御装置により予測され、それをもとにラッパーロールの電気油圧サーボ制御装置へ指令信号が与えられ、ラッパーロールはストリップ段差通過時のみ位置制御のステップ応答でストリップ段差を回避し、通過後ただちに押し付け力制御でストリップへ押し付けられる。ストリップがマンドレルへ巻き付けられる最初の数巻きまでこのシーケンスが繰り返され、ピンチロール、マンドレル間に安定な張力が確立した定常巻き取りに入る時点で、ラッパーロールは退避する。

5.2 段差回避制御

Fig. 12に実機巻き取り時の実測チャートの一例を示す。本例は、Fig. 11に示したラッパーロールを4本装備している油圧ダウンコイラのストリップ厚み3.2 mmの巻き取り例で、上から順に、No. 1, No. 2, No. 3, No. 4のラッパーロールの巻き取り時の位置が示されている。位置制御でストリップ先端段差を回避し、その後、ストリップを押し付け力制御で十分に押し付けている様子が見られる。トラッキングが不調でストリップ段差とラッパーロールが衝突すると、ロールは跳ね上げられて、Fig. 11で示す理想的なラッパーロールの挙動が見られなくなるが、Fig. 12にはそれがなく、完全な段差回避動作が実現できている。

Table 3に、ラッパーロールに段差回避制御を導入しないエアシリンダでラッパーロールを押し付ける従来のダウンコイラと、本制御系を装備した油圧ダウンコイラの先端の重ね傷の防止効果に関するある製鉄所の例を示す。板厚により異なるが4.5mm厚以下では、傷深さが20分の1まで減少、それ以上の厚い板でも8分の1以下へ減少している。これにより、年間14億円の投資効果が得られたという報告がある。そのほか、ストリップの巻き付きがタイトになったので、ストリップ間のすべりが減少し、すべり傷が格段に減ったこと、巻き取り失敗という重大事故がなくなった

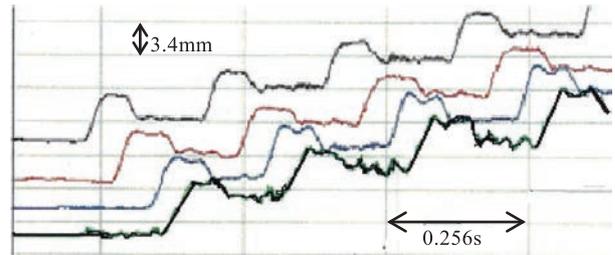


Fig. 12 Coiling results of production downcoiler

ことにより、メンテナンス費が大幅に削減された、などの報告がある。

Table 3 Depth of top-mark (average value/unit ; mm)

Strip thickness	Conventional air coiler	New hydraulic coiler
3.0 ~ 4.5	0.57	0.03
5.0 ~ 6.5	1.0	0.13

6. 結 言

熱間圧延設備中、最も過酷な条件化で運転されるダウンコイラに、サーボ弁と油圧シリンダで駆動される電気油圧サーボシステムを導入し、ストリップ先端のトラッキングシステムと組み合わせて、ストリップ先端の段差回避制御システムを実用化した。その際、位置制御の特性改善方法として、第2報で新Posicast法と名付けたより実機向けのヒューリスティックな制御手法を提案したが、本報では、その設計法を提案し、その有効性をシミュレーションならびに実機における実測例で示した。さらに、ストリップをマンドレル（巻き取り胴）に押し付けるための押し付け力の制御についても、検出する信号中から圧力脈動を除去するための具体的な方法を示した。

さらに段差回避制御にとって、もう一つの重要な機能であるストリップトラッキングシステムについても、実用上考慮すべき点を指摘した。最後に、実機の段差回避制御による巻き取り実測例と巻き取り製品の品質に関するユーザーによるデータ報告例を示し、本油圧ダウンコイラおよび提案した制御システムの有効性を検証した。

末筆ながら、いつもご指導いただいている東京工業大学精密工学研究所、横田真一教授に深甚なる謝意を表します。（なお、平成25年10月1日、株式会社IIIの圧延機関連事業は三菱日立製鉄機械株式に承継された。）

参 考 文 献

- 1) 柿田, 城戸, 高橋, 二反田, 桑野他：油圧ラッパーロールによるストリップ段差回避制御システム, 第100回日本鉄鋼協会講演概要集, p. 369 (1980)
- 2) 桑野博明：熱延ダウンコイラへの電気油圧サーボシステムの適用 (第1報) 現代制御理論に基づいた設計法,

-
- 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 42, No. 4, p. 61-66 (2011)
- 3) 桑野博明: 熱延ダウンコイラへの電気油圧サーボシステムの適用 (第2報) 入力操作に基づいた過渡特性の改善—新Posicast法の開発, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 45, No. 3, p. 42-49 (2014)
- 4) Kuwano,H: Application Of Electro-Hydraulic Servo Systems To Hot Strip Downcoiler, Proc. ICMT 2010, p. 258-261 (2010)

会 員 各 位

平成26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26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26年度（自平成26年4月1日～至平成27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26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

- ・25年度以前の会費を未納の方は、新年度分（平成26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、宜しくお願い申し上げます。

以上

払込取扱票 (東京) 口座番号 001103133690 金額 8000 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 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・[] 2. ()の代金 払込人住所氏名 (郵便番号) (電話番号) 受付局日附印

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―八四四一 FAX(〇三)三四三―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

印刷所 東京都文京区小石川一―三―七
勝美印刷株式会社