

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

May.2014 Vol.45 No.3

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「エアコンプレッサの最新技術」

日本フルードパワーシステム学会誌

フルードパワーシステム

目 次

特集「エアコンプレッサの最新技術」

【巻頭言】

「エアコンプレッサの最新技術」発行にあたって	藤田 壽憲	104
------------------------	-------	-----

【解説】

エアコンプレッサの省エネルギー	北崎 建生	105
小型水車を用いたエアレーション装置の開発	日吉 健二	107
小型エアポンプによる生産工場の省エネ	竹脇 邦幸	110
最適コンプレッサ運転制御と減圧制御	赤堀 好昭	113
水噴射式スクリーコンプレッサ	日比野 真	117
オイルフリーブースタ圧縮機	鈴木 達也	120

【ニュース】

日中若手研究者交流事業	伊藤 和寿	123
-------------	-------	-----

【会議報告】

ICMT2013におけるフルードパワー技術研究動向	巖 祥仁	125
FLUCOME2013奈良開催報告	香川 利春, 菅野 貴皓	127

【トピックス】

タイ駐在日記	重本 陽一	131
--------	-------	-----

【研究室紹介】

富山高等専門学校 電気制御システム工学科 西田研究室	西田 均, 武田健太郎	134
----------------------------	-------------	-----

【企画行事】

平成25年秋季フルードパワーシステム講演会開催報告	竹村研治郎	137
---------------------------	-------	-----

【会告】

平成26年春季フルードパワーシステム講演会 併設セミナー	
「フルードパワーに貢献する材料, 加工, 表面処理技術」のお知らせ	140
日本フルードパワーシステム学会・日本機械学会共催	
平成26年春季フルードパワーシステム講演会のお知らせ	140
平成26年春季フルードパワーシステム講演会 特別講演のお知らせ	140
平成26年春季フルードパワーシステム講演会併設企画	
「製品・技術紹介セッション」のお知らせ	140
平成26年度特別教育講座「油圧システムのモデリングの基礎をつかむ」のお知らせ	141
会員情報の確認と更新のお願い	141
共催・協賛行事のお知らせ	144, 145
その他	139, 142, 143, 146

■表紙デザイン：山本 博勝 (株)豊島

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園 3-5-22 機械振興会館別館102

TEL : 03-3433-8441 FAX : 03-3433-8442

E-Mail : info@jfps.jp

JOURNAL OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

FLUID POWER SYSTEM

Contents

Special Issue "The Newest Technology in Air Compressor"

[Preface]

On the Special Issue "The Newest Technology in Air Compressor"	Toshinori FUJITA	104
--	------------------	-----

[Review]

Energy Saving of Compressor	Tateo KITAZAKI	105
Development of Aeration System using the Micro Hydroturbine	Kenji HIYOSHI	107
Energy Conservation Method using a Small Air Pump	Kuniyuki TAKEWAKI	110
Air Compressor Optimized Control System and Appropriate Pressure Distribution Control	Yoshiaki AKAHORI	113
Water-Flooded Oil Free Screw Compressor	Makoto HIBINO	117
Oil-Free Booster Compressor	Tatsuya SUZUKI	120

[News]

Report on Japan-China Younger Researcher Exchange Program 2013	Kazuhisa ITO	123
--	--------------	-----

[Conference Report]

Researches on Fluid Power Technologies in ICMT 2013	EOM Sang In	125
Conference Report of FLUCOME2013 in Nara	Toshiharu KAGAWA, Takahiro KANNO	127

[Topics]

Representative Diary in Thailand	Yoichi SHIGEMOTO	131
----------------------------------	------------------	-----

[Laboratory Tour]

Nishida Laboratory at Department of Electrical and Control Systems Engineering, Toyama National College of Technology	Hitoshi NISHIDA, Kentarou TAKEDA	134
--	----------------------------------	-----

[JFPS Activities]

Report of Autumn Conference of Japan Fluid Power System Society 2013	Kenjiro TAKEMURA	137
--	------------------	-----

[JFPS News]

139, 140, 141, 142, 143, 144, 145, 146
--

特集号「エアコンプレッサの最新技術」発行にあたって

著者紹介



ふじ た とし のり
藤 田 壽 憲

東京電機大学
〒120-8551 東京都足立区千住旭町5番
E-mail: tfujita@mail.dendai.ac.jp

1992年東京工業大学助手を経て、2002年東京電機大学助教授、2004年同大学教授、現在に至る。流体計測・制御、主として空気圧システムの解析、制御の教育・研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、計測自動制御学会などの会員、博士（工学）。

空気圧駆動システムにおいて、エアコンプレッサおよびその供給システムは欠くことのできない重要な動力源である。それに関わらず、油圧と異なり空気の圧縮性により、動力源としてエアコンプレッサ厳密な設計が行う必要がないこと、1台のエアコンプレッサでエアブローをはじめ様々な用途や駆動システムに使用されることから、空気圧駆動機器やシステムを開発・研究する者にとって、意外と知らない最新技術も多いことと思う。

最近の学会誌でも、省エネルギーやロボットなどの特集号において、関係するエアコンプレッサおよび供給システムを取り上げたただけであり、第29巻4号（1998年7月）特集「エアコンプレッサ」以来、特集号としては企画されていない。このような背景から、エアコンプレッサの最新技術について特集するに至った。

地球温暖化対策の観点から空気圧システムと同様にエアコンプレッサに省エネルギーや環境負荷の低減が厳しく求められている。北越工業・北崎氏にはこのエアコンプレッサの省エネルギーの動向と、エアコンプレッサの課題であった低騒音化技術も、近年、進んでいるとのことから、この技術についても取り上げていただいた。

エアコンプレッサは給油式が主流だが、環境負荷の低減のためオイルフリー化が徐々に進んでいる。オイルフリーのうちドライ形はクリーンではあるが、給油式より効率が悪い。その中でオイルを水に置き換えることにより、オイルフリーと高効率を備えた水噴射式が注目されている。このことから水噴射式スクリーコンプレッサについてIHI・日比野氏に執筆をお願いした。

また省エネルギーのためには、全体の供給圧は低圧とし、必要な場所のみ高圧を供給する適所適圧が有効である。このために低圧から高圧に変換するブースターコンプレッサも小型のものが開発されるようになってきたことから、日立産機システム・鈴木氏にブースターコンプレッサの解説していただいた。

省エネルギーエアコンプレッサ単体ばかりでなくエア供給システムとして考えていく必要がある。これまでもコンプレッサの台数制御によりシステムとして省エネルギーを達成してきたが、さらにエア供給ラインに圧力計や流量計と、減圧のための調節弁を設置し、高度な計測制御システムを導入して、システム全体を最適制御しようという考え方に進んできた。この詳細についてはアズビル・赤堀氏に事例を交えて解説をお願いした。

空気圧駆動システムの欠点としてエア配管がある。エア配管からの漏れも無視できず省エネルギーの点でも問題がある。この問題を機器ごとに組み込める小型のエアコンプレッサ（ポンプ）の開発により、配管レスを実現し解決する提案もなされている。機器に組み込めば、適所適圧を極めたことにもなり省エネルギーも同時に実現できる。これについてはアネスト岩田・竹協氏に執筆いただいた。

エアコンプレッサの消費電力は生産に掛かる全体の25%近くを占める大きな割合となっている。エアコンプレッサの動力に電力以外を使用すれば、これを削減できる。その動力として再生可能エネルギーが使えれば、空気圧は環境に優しい魅力的なものとなる。農業分野ではあるが、再生可能エネルギーである水力を動力とした事例があったので、宮崎大・日吉先生に解説いただいた。

当初、企画したものの執筆者の確保が難航し、吉田会誌編集委員長をはじめ、学会事務局・会誌編集事務局には、いろいろなお手数をお掛けした。また執筆者の確保に際しては（一社）産業機械工業会・岡田氏にご協力をいただいた。なによりも、ご執筆くださった著者の方々のお蔭で無事に特集号を組むことができた。これら特集にご協力いただいた皆様にこの紙面を借りて御礼申し上げる。

（原稿受付：2014年4月16日）

解説

エアコンプレッサの省エネルギー

著者紹介



きた ぎき たて お
北 崎 建 生

北越工業株式会社
〒160-0023 東京都新宿区西新宿 1-22-2
E-mail: t-kitazaki@airman.co.jp

販売促進部販促グループ次長, 1976年大分高専機械工学科卒

1. はじめに

東日本大震災の影響を受けての電力不足を契機に、更なる省エネへの機運が高まっている中で、生産工場においては、より一層の効率化が要求されている。この中で製造業においては、エアコンプレッサが多量の電気を消費しており、この対策が必要不可欠となっている。

2. 制御方式

エアコンプレッサが、生産工場や事業所の消費電力に占める割合は20～30%であり消費電力の低減を図るためにはエアコンプレッサの消費電力の低減が重要である。またエアコンプレッサは生産工場において非常に重要な設備であり、空気量が不足した場合には、生産に支障をきたすばかりでなく、製品の品質にも影響を及ぼすため、空気量に余裕を持って設置する場合がほとんどである。そのため、消費電力の低減を図るためには全負荷時の消費電力性能以上に部分負荷時の消費電力低減が重要である。

部分負荷時の消費電力を低減するための制御方式としては大きく分けて駆動モータの回転速度を制御して容量制御を行うインバータ制御と、モータの回転数が一定速機での制御（吸込絞り弁方式、オン・オフ制御方式など）がある。

2.1 インバータ制御

インバータ制御ではモータの回転速度を自由に制御できるため、使用環境に合わせモータ出力を最大限に利用した運転が可能である。負荷に応じて回転

数を制御するため部分負荷時には他制御に比べて圧倒的な省電力特性を誇る（表1）。近年は従来の誘導モータに替え、小型でより効率の高い永久磁石同期モータ（IPMモータ）を採用し、かつビルトイン直結構造を採用することで損失を少なくし大幅な省エネを図っている（図1）。

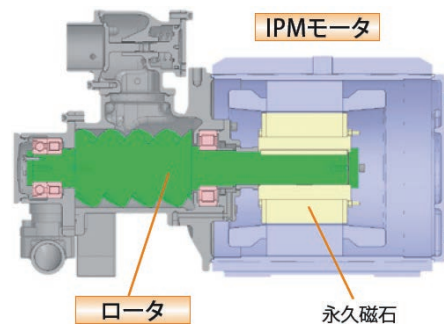
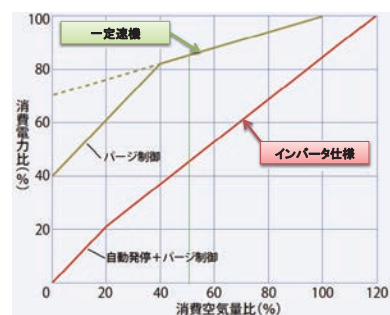


図1 ビルトイン直結構造

表1 消費空気量－消費電力特性



一定速機の制御方式は吐出圧力の変化を利用して、容量制御を行うため、吐出圧力は0.1MPa程度変動する。これに対しインバータ制御では、吐出圧力を0.01MPaの高精度で、ほぼ一定に制御可能であり、従来の制御方式に比べ0.1MPa分運転圧力を下げることが可能なため、大幅な省エネ効果が得られる。吐出圧力を0.70MPa→0.60MPaに下げると中容量機で約7%の省エネ効果がある。

エアコンプレッサは吐出圧力を下げれば圧縮動力も下がり、消費電力も低下する。低圧運転時に、この余剰となった電力を利用して回転速度を上げ風量

アップを行うことができる。低圧で良い用途では、従来機よりワンランク小型のエアコンプレッサで必要空気量をまかなうことができる場合がある。また、運転開始時の配管内の充填運転も短くなる。

3. 省エネ機能

3.1 自動発停機能

消費空気量が少なく、アンロード運転状態が一定時間以上経過した場合にエアコンプレッサを停止させる制御である。停止時、圧縮空気の消費により吐出ラインの圧力が低下し、設定下限圧力まで低下するとエアコンプレッサを再始動させ、全負荷に復帰させる。特徴としては、消費空気量が間欠的な場合や、エアタンクがあり、かつ消費空気量が少ない時に適している。ただし、短時間でエアコンプレッサの始動、停止を繰り返すと、モータの過熱や始動渋滞を招く場合がある。また、気温、湿度が高い場合には空気中の水分（ドレン）が析出しコンプレッサオイルと混じりあうことで乳化し、ベアリング、エアコンプレッサ本体内部が錆び付き早期に破損する。これらを回避しつつ最短時間で圧縮機を停止させ省エネを図っている。

3.2 台数制御

複数台のエアコンプレッサを使用する場合に、使用空気量の変化に応じて自動的に運転台数を制御することで、最適な運転を行うことができ省エネが可能である。また、運転時間の少ないコンプレッサから運転を開始し、運転時間の長いコンプレッサから停止する運転方式を行うことで各コンプレッサの運転時間を均一化できる。

3.3 低圧運転

吐出圧力を0.83MPaから0.63MPaとすることで約10%の省エネが図れる。夜間等の低圧運転で問題が無い場合には無駄な昇圧を抑えることで、省エネが図れる。

3.4 排熱の利用

エアコンプレッサでは大量の熱を放出するが、圧縮空気がラインへ持ち去る熱以外は空冷式コンプレッサの場合冷却風により排風熱として、水冷式の場合は冷却水により機外へ持ち出される。通常この排風熱は利用されず廃棄されるため無駄であり、少しでもこの熱を利用しようとするのが排熱回収技術である。

空冷式のコンプレッサの場合、約60℃前後の空気が室外に排気されている。一方、冬季は工場内暖房がされているが、温かい工場内空気がエアコンプレッサに吸われ室外に捨てられており、暖房用燃料が無駄に使用されている。対策の一例であるが、排

風ダクトに切替ダンパなどを設けることで夏季は室外へ、冬季は室内暖房に排風熱を導入し熱回収を行うことができる。

4. 屋外設置型

4.1 スペースの有効活用

従来エアコンプレッサを工場設備として設置する場合、エアコンプレッサ専用の建物を作るか、工場内に専用スペースを設ける必要があった。屋外設置型のエアコンプレッサであれば工場の敷地内の空きスペースに容易に設置することが可能である。限られた工場内のスペースを有効に活用することができる。

4.2 熱対策

エアコンプレッサを工場内に設置する場合、エアコンプレッサが発生する熱の対策が不可欠である。排風ダクトや換気扇を設け、室内の温度上昇を抑える必要がある。屋外に設置する場合は換気扇などの設置が不要であり、その分省エネ効果が期待できる。夏場の工場内の冷房もエアコンプレッサによる温度上昇がなくなるため 効率良く行うことができる。

4.3 吸入空気の清浄化

エアコンプレッサは周囲の空気を吸入し圧縮空気として供給している。屋内に設置した場合、工場内の粉塵や工作機械のオイルミストなどを吸引してしまうためフィルタ類の早期目詰まりやオイルの早期劣化が問題となっていた。その点屋外に設置した場合は、屋内より清浄な空気を吸入できるため、フィルタ類の早期目詰まり、オイルの早期劣化防止が図れる。

4.4 分散設置

屋外仕様のもうひとつのメリットとしてエアコンプレッサの分散設置に最適な点があげられる。従来の集中設置では実際にエアを使用する末端までに圧力損失が発生するためロスを生じる。これを避けるためエアの使用箇所に近い場所にコンプレッサを設置することで圧力損失を最小にすることができる。屋外仕様機であれば工場周辺のエアの使用箇所に近い場所に容易に設置が可能である。

5. おわりに

今後のコンプレッサの動向としては、省エネ法の改正による高効率モータ規制が2015年4月より実施される。これによりIE3レベルの高効率モータの導入が義務付けられており、それを見据えた製品開発に取り組んでいく必要がある。

(原稿受付：2014年2月10日)

解説

小型水車を用いたエアレーション装置の開発

著者紹介

ひよし けんじ
日吉 健二宮崎大学農学部植物生産環境科学科
〒889-21927 宮崎市学園木花台西 1-1
E-mail: khiyoshi@cc.miyazaki-u.ac.jp

1998年鹿児島大学大学院連合農学研究科博士課程修了。生物系特定産業技術研究推進機構特別研究員、2000年宮崎大学助手を経て、2007年同大学農学部助教、現在に至る。農業ロボット、小水力発電などの研究に従事。農業食料工学会などの会員。博士（農学）。

1. はじめに

低落差小規模な水力エネルギーなどは立地点が限られるが、太陽光や風力などに比較して安定的にエネルギーが得られる優良なエネルギー源である。アユやマス類の養殖ではエアレーション装置やポンプなどに多くの電力を消費しているが、多量の水が排出されており、この排水エネルギーを利用しないのはもったいないことである。

養殖場からの排水エネルギーを回収してエアレーションを製造し、水槽へ供給する低価格で簡易な小型水車を用いたエアレーション装置の開発を行った。その後、この研究が元となり、農林水産省「平成22年度新たな農林水産政策を推進する実用技術開発事業」を活用して小水力発電装置を開発し、現場実証実験で開発装置の性能や特性を確認し製品化した。

この報告では、養殖場の排水エネルギーを利用した小型水車を用いたエアレーション装置の開発と現場実証実験について述べる。

2. 研究の目的

2.1 目的

社会環境の変化、二酸化炭素排出に伴う地球温暖化対策などの社会的背景を受け、農業を中心とした第一次産業の現場では、生産コストの削減、低炭素生産の実現が求められている。こうした中、農林水産業生産現場における新エネルギーの創出に関する

研究開発が推進されつつある。

農業生産の現場には、農業用水や養殖場などから排出されている落差エネルギーがある。本研究では、この小規模なエネルギーを回収して動力に変換し、農業生産施設内で自家消費することで生産コストの縮減および農林水産現場における低炭素化を図る。電力に換算すれば100W程度の「小型水車を用いたエアレーション装置」を開発した。運用には電気代が不要で、装置の導入も安価であり、農業および水産業の経営者の支援に活用できる。

2.2 研究グループの構成

養殖業の経営者から「毎日目の前をたくさんの水が流れている。このエネルギーを何かに活用できないか」という提案が宮崎県工業技術センターに寄せられた。過去に別の研究テーマで県と宮崎大学工学部と民間のいわゆる産学官で4名程度の研究グループが結成されていたので、研究会の立ち上げが早かった。そこで、平成18年度「産学公連携新技術実用化共同研究委託事業（F/S）」から助成金を受け、宮崎県工業技術センター、民間企業2社、宮崎大学工学部、宮崎大学技術移転機構TLOで水車の試作機と低落差水力エネルギーの分布・立地・利活用に関する市場調査を実施した。この時、水車の室内実験ができる設備が農学部農林水理実験棟にあったことから、平成19年度「新産業・新事業創出研究開発推進事業（R&D）」から農学部が研究グループに参入した。

3. 小水力を用いたエアレーション装置の開発

3.1 県内外の養殖施設の調査

平成19年度「新産業・新事業創出研究開発推進事業（R&D）」では、「小規模低落差水力エネルギーを用いたエアレーション装置の開発」として1年間、装置の開発とニーズの調査を実施した。

県内外の養殖場施設の調査を行った。宮崎県内には80件の養殖場があり、このうちアユ7件、ヤマメ2件、ニジマス4件、ウナギ3件、コイ3件と宮崎県水産試験場小林分場を訪問調査した。

アユ養殖では、既存の電力駆動によるエアレー

ション装置が各水槽に1台以上設置されていることや、清流を必要とし排水量も多く1m前後の落差があることから(図1～図3)、本課題の開発装置は排水エネルギーが得やすいアユ養殖場への設置が適していると考えられた。また、開発装置のニーズは県内で約500台以上、全国(325ヶ所)で10,000台前後のニーズが想定された。

以上のことから、夏場の水槽内溶存酸素量の補充、養殖魚の病害予防、電力消費量の低減などへ向けた流水を利用したエアレーション機器のニーズが確認できた。

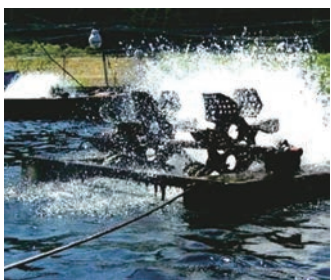


図1 既存のエアレーション装置(宮崎県綾町)



図2 水槽から排水路への排水(宮崎県綾町)



図3 水槽から隣接池への排水(静岡県富士宮市)

3.2 基礎実験装置による性能実験

流量や水の落差、プロペラ羽根の角度の違いが圧縮空気の製造に及ぼす効果の解明と性能改善を目的とした。

宮崎大学農学部内に設置した小型水車を図4に示す。実験装置は、上流から流入する水中の気泡を取り除くためマス部を設置した。また、プロペラ上部に案内羽根を設置した。水車は内径200mm、落差は1.36mである。圧縮空気の製造機にはドライポン

プ(オリオン機械製)を使用した。プロペラ羽根角度を30°、45°、60°の3段階、案内羽根角度を30°、45°、60°および案内羽根なしの試験区を設けた。水車出力の測定のため、水車軸とドライポンプの間にトルクメータ(共和電業製)を用いた(図4)。また、製造した空気の流量および圧力を測定した(図5)。

プロペラ羽根角度が45°、案内羽根角度が60°のとき最も水車出力が大きく263Wとなり、水車効率は26.8%となった(図6)。圧縮空気は空気圧20～30kPaで120L/min以上発生させることができた(図7)。

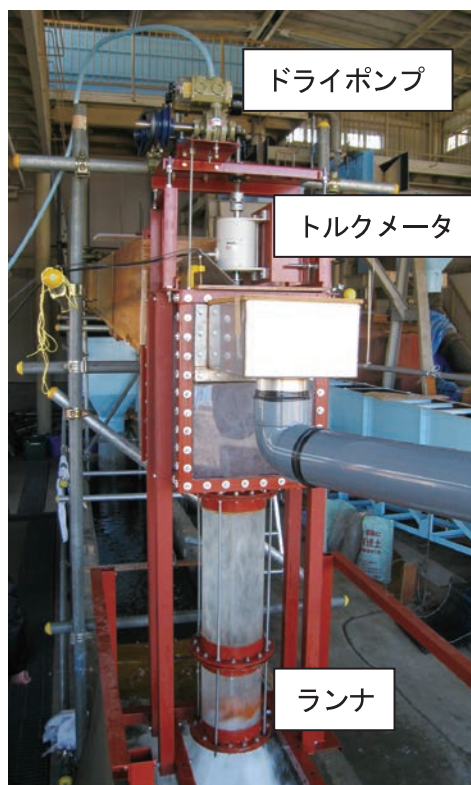


図4 試作した小型水車(ランナ径200mm)



図5 空気流量計と圧力計

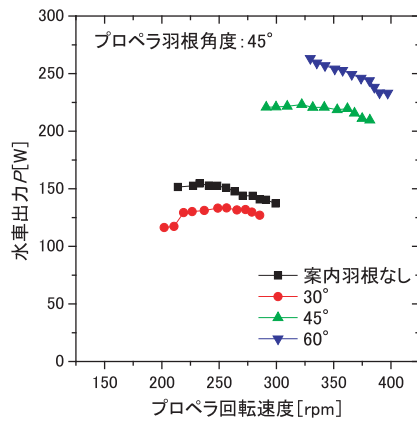


図6 水車出力 (ランナ径200mm)

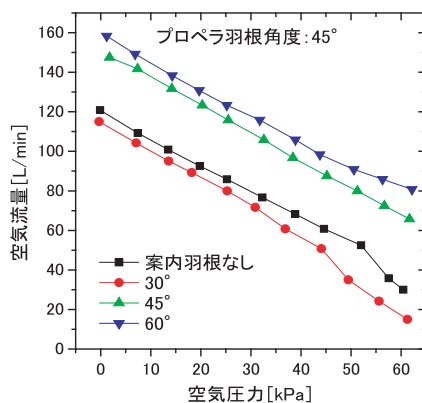


図7 空気圧力と空気流量

3.3 空気吸込渦除去コーン

本水車は水車内に水面を持つため、水車内に発生した渦に空気が吸い込まれる“空気吸込渦”が発生しやすくなる。この影響で水車出力が著しく低下した。そこで、ランナ直径 (150mm) と同径の空気吸込渦除去コーンを用い、コーンを空気吸込渦にかぶせ垂直にスライドさせると、空気吸込渦が消滅し、ある特定の位置で水車効率のピークが出現することを確認した。コーンの上面が柵部の底面から10～15cmの位置になるようにコーンを設置すると、流量が増加し水車効率が高くなった (図8)。

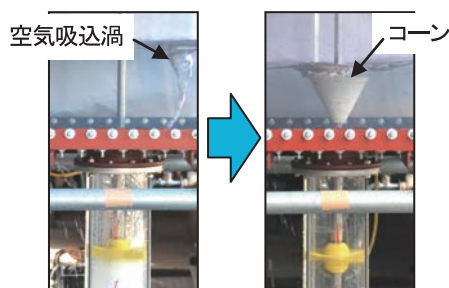


図8 空気吸込渦除去コーン

この成果は、「水力エネルギー回収装置」特許第5359316号として登録された。

3.4 養殖場での実証実験

宮城県東諸郡綾町「あゆのお宿 山水」の協力を得て、養殖場内に新たに設計・試作した小型水車を設置した (図9)。現場の流量 (35L/s) および落差 (1.1m) を考慮し、ランナ径を150mmとした。その動力でドライポンプを駆動して、水槽へ微細エアレーションを供給した (図10)。

水深70cmの水槽に61.7L/minの空気を供給可能であることを確認した。ドライポンプの運転状況から水車出力は約93Wであることが予想され、水車効率は約16%であった。



図9 接地した水車とエアコンプレッサ



図10 養殖水槽にエアレーション

夏場の養殖場では水槽内の溶存酸素量が低下し、魚の生育不良、病害などが多発する。このため、浮上式回転エアレーション装置等を用いて水槽水を攪拌しているが、設備費や電気代金が養殖場の経営を圧迫している。本研究で開発した「小型水車を用いたエアレーション装置」は廃棄しているエネルギーを回収して用いるため電気代金が不要であること、装置の導入価格も安価であり養殖場経営の支援に活用可能と考えられる。

(原稿受付：2014年2月17日)

解説

小型エアポンプによる生産工場の省エネ

著者紹介



たけ わき くに ゆき
竹 脇 邦 幸

アネスト岩田株式会社

〒223-8501 神奈川県横浜市港北区新吉田町3176

E-mail: kuniyuki.takewaki@anest-ivata.co.jp

2005年東京農工大学工学部応用分子化学科卒、
2006年アネスト岩田株式会社に入社、現在に至る。

1. はじめに

東日本大震災に端を発する電力供給不足の懸念は一息ついたものの、原子力発電の安全性に対する懸念の高まりから全ての原子力発電所が依然として運転休止中となっている。この影響により、代替電源としての火力発電への依存率が2010年度の約6割から2012年度では約9割にまで大幅に増加しており、昨今の原子力発電を取り巻く状況からして今後も同じレベルで事態が推移することが見込まれる。それに加え、2012年末以降の経済政策を受けて大幅な円安が進行しており、為替要因によるLNGおよび原油の輸入価格の上昇が続いている。以上のことから、電力単価の値上がり傾向は今後も継続する可能性が高いといえる。

このような社会背景を受けて、生産工場における生産コストの低減を目的とする省エネ推進の重要性はますます高まっている。一般的にエアコンプレッサは工場全体の電力使用量の3割前後を占める。これを最適化することは、省エネを推進するうえで重要なポイントである。本稿ではエアコンプレッサに関連する代表的な省エネ手法を確認するとともに、新たな手法であるエアポンプを活用した分散分圧について解説する。

2. エアコンプレッサの省エネ方法

2.1 圧縮効率の向上とコンプレッサの制御

一定の空気量を生産する際の消費電力量が少ない、すなわち圧縮効率の高いエアコンプレッサを選定す

れば必然的に省エネとなる。この考えに基づいた選定方法が1960年代から主流となり、定格での圧縮効率の高い大型のスクリー式エアコンプレッサを一か所に集中して設置し、大口径の配管で工場の各所へ送気する集中方式が省エネであり良いものとされてきた。

しかし、消費エネルギーの見える化の一環でスクリー式エアコンプレッサの稼働状況を監視測定するなかで、実際の生産工場で消費する空気量は一定ではなく、エアコンプレッサの吐出能力の半分程度を推移している時間が圧倒的に多いという事実が確認された。エアコンプレッサの消費電力は空気消費量と正しい比例関係にはないため、この場合エアコンプレッサの定格での圧縮効率を追い求めても、実際の圧縮効率向上には必ずしもつながらないということになる。

そこで1980年代からは、実際の圧縮効率を追求すべくさまざまな方法が模索され、1990年代から2000年代初頭にかけてインバータ制御のスクリー式コンプレッサや、複数の圧縮機を内蔵したマルチステージ制御のスクロール式コンプレッサ¹⁾などが登場した。これら空気消費量変動への追従性に優れたエアコンプレッサ(図1)を選択することが近年の省エネの主流として位置付けられるようになった。

2.2 エア漏れ削減

エアコンプレッサ自体のエネルギー効率の向上が図られる一方で、圧縮空気を消費する側での無駄の

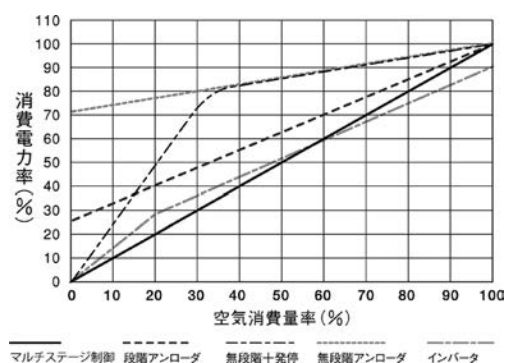


図1 制御方式による消費電力率の違い

削減についても積極的に検討が行われた。その一例として挙げられるのが工場配管での圧縮空気の漏れ削減である。配管でエア漏れが発生していることは以前から知られていたものの、各種液体やガス、電気などの漏れと異なり、圧縮空気の漏れは人体や機械類への悪影響が極めて小さいため、1990年代以前は問題として大きく取り扱われることが少なかった。しかしエアコンプレッサ稼働状況の監視測定を行うなかでかなりの量のエネルギー損失がエア漏れによって生じている（図2）ことが分かり、エア漏れ削減の重要性が着目されるようになった。

この要求を受けてエア漏れが発生しにくいワンタッチ継手や、エア漏れを検出する器具などが販売され普及が進んでいる。しかしそもそも工場配管は高所や壁の裏側などに敷設されているケースが多く、また他の各種配管等と異なり設計図面が存在しないケースも少なくないため、エア漏れが発生している箇所の特定や補修作業などが難しく、削減の徹底にはまだ課題が多いと言わざるを得ない。

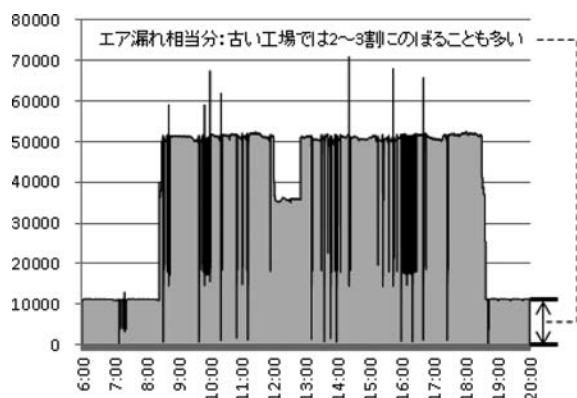


図2 エアコンプレッサ消費電力の監視データの例

2.3 低圧化

既設エアコンプレッサの代表的な省エネ手法として低圧化が挙げられる。エアコンプレッサは圧縮空気の圧力に逆らってモータを回すため、高い圧力にするほど消費電力量が増加するという特徴がある。そのため省エネの観点からすると、エアコンプレッサの設定圧力をできるかぎり下げることが好ましい。圧縮方式や基準の圧力により多少の違いはあるが、給油式スクリーコンプレッサの場合、設定圧力を0.1MPa引き下げることで消費電力量をおおむね7～8%²⁾程度削減することができる（図3）。

ところがこの方法だけで実際に大きな省エネ効果をあげることは簡単なことではない。なぜならば、集中配管の工場ではさまざまな設備がエア配管に接続されているため、すべての設備のなかで最も高い必要圧力に合わせて設定しなければならず、実際に

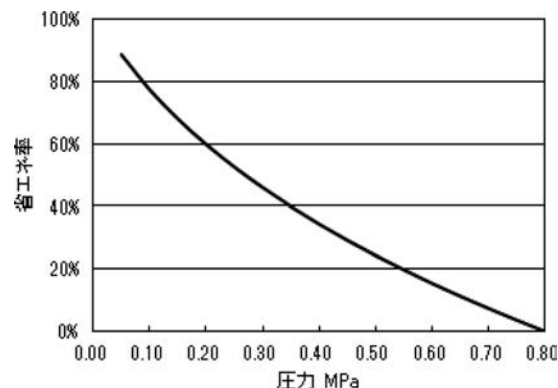


図3 圧力と省エネ率

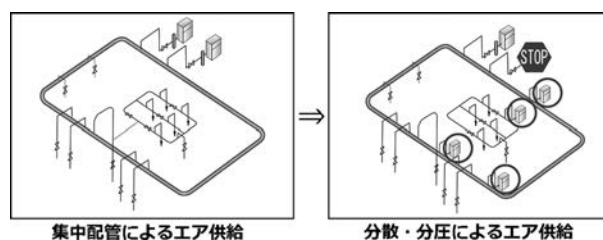


図4 分散分圧によるエア供給イメージ

下げることでできる設定圧力が限られてしまうためである。そのため、実際に効果をあげるためには設定圧力を下げやすくする対策を講じることが必要であり、一般に部分増圧や分散分圧という方法がとられる。部分増圧とは必要圧力が一定以上の設備に増圧用の機器を設置する方法で、分散分圧とは設定圧力の高いエア配管系統を集中配管とは別に設ける方法（図4）であり、いずれも必要圧力の高い設備を集中配管から切り離すことでエアコンプレッサの設定圧力をさげやすくし、低圧化による省エネ効果を高めることを可能にしている。

3. エアポンプによる分散分圧

3.1 分散分圧とその効果

前述のとおり、エアコンプレッサの省エネ方法は圧縮効率の向上、配管での損失低減、低圧化の3つに大別できる。そのうち低圧化の補助的な手法として解説した分散分圧だが、そのほかにもさまざまな効果を期待することができる。本項ではその効果の詳細について解説する。

・省エネ効果

分散分圧を進めることによってエア配管の総量を削減することになるため、結果としてエア漏れや圧力損失などのエネルギーロスが減らし省エネに貢献することが可能となる。また先に述べたとおり高い圧力が必要なラインをメインエアラインから切り離せるため低圧化による省エネにも貢献が可能である。

・コスト削減とリスク低減

エアコンプレッサを分散設置することにより、エア配管の新規敷設に掛かる費用を大幅に削減することができる。また、圧縮空気の供給源と消費設備がワンセットとなるため、生産設備の移設時に起こりがちな空気量や圧力不足などのトラブルを回避することができる。これにより生産設備のレイアウトや設備規模の変更が容易となり、長期的な見込による設備投資のリスクとそれによる生産の硬直化を避けることができる。それに加え、エアコンプレッサを分散設置しているため、故障が発生した際の生産への悪影響を最小限に抑えることもできる。また地震災害等で被害を受けた場合もメイン配管の復旧を待たずに圧縮空気を確保できるため、復旧を速やかに完了させることができる。

一方で、分散化したエアコンプレッサの日常点検や定期整備などは従来どおりの集中管理が難しくなるため、各設備の保全担当者に業務移管するなど管理方法の変更が必要となる。

3.2 エアポンプによる省エネ

それでは、分散分圧を進めるうえでどのようなエア源を活用するのが良いのだろうか。前項で解説したさまざまな効果をもとに集中配管と分散分圧とを比較してみると（表1）、分散分圧を進めるうえでデメリットとなるメンテナンス性、必要スペース、低騒音を小さく抑えることが、エア源として求められる特徴であることが読み取れる。しかし一般的な低騒音パッケージ型エアコンプレッサではメンテナンス性や必要スペースが犠牲になりがちであるし、タンクマウント型エアコンプレッサでは低騒音が犠牲となってしまう。必要空気量がある程度多い場合には妥協できる部分もあると思うが、必要空気量がわずかな機器の場合はこれらのデメリットが許容しがたいものとなってくるだろう。

そこでエアコンプレッサよりも小さい出力帯の圧縮機であるエアポンプ（数十～数百ワットの出力の

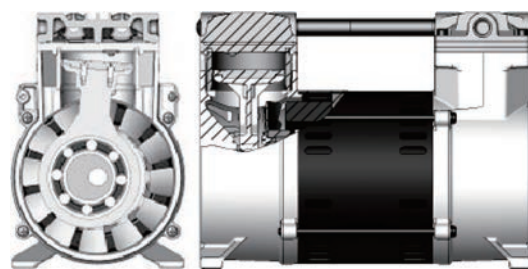


図5 ウォーブルピストン式エアポンプの構造

ものを指すことが多い）、特にウォーブルピストン式の高圧エアポンプが有用となる。ウォーブルピストン式とは、一般的なレシプロ式とは異なりピストンヘッド部にベアリングを用いない構造による圧縮機構で、ピストンヘッド部が8の字を描くようにWobble（ゆれうごく）のためにこのように呼ばれる（図5）。

ウォーブルピストン式は、一般的なエアポンプに多く採用されているリニアピストン式やロータリーベーン式、ダイヤフラム式よりも高圧まで上げることが容易でありながら、小出力のエアコンプレッサに多く採用されているレシプロ式やスクロール式よりも小型化が容易であるという特長を持つ。圧縮部の潤滑にオイルを使用していないため日常点検はごく簡便に済むうえ、単純な構造であるためメンテナンスに特殊な技術や工具等を必要とせず時間もかからない。さらに寸法や重量が小さいため脱着作業が容易でメンテナンス作業の場所も選ばず、設置スペース上のデメリットも小さい。またレシプロ式に比べて騒音も小さい。これらのことから、ごく少量の圧縮空気を必要とする生産設備に小型エアポンプを搭載し分散分圧を推進することは省エネを進めるうえで非常に有用であるといえる。

4. おわりに

エアコンプレッサの省エネ手法として分散分圧やそれに類する方法はだいたい一般化してきたものの、エアポンプのような小型のエア源を活用することはまだ検討が始められたばかりであり、一般化しているとはいいがたい。より一層の省エネを推進するためにも積極的な活用を期待したい。

参考文献

- 1) 佐藤和昭：スクロールコンプレッサ Think Air, 油空圧技術／油空圧技術編集委員会編, 48(2)(通号 593) 2009.2
- 2) 山下憲之：圧縮空気供給の省電力化への取り組みー圧縮空気供給の最適化（適所・適圧・適量）による省電力方法, 油空圧技術／油空圧技術編集委員会編, 50(10)(通号627) 2011.10

（原稿受付：2013年2月12日）

表1 集中配管と分散分圧による各種効果の比較

	項 目	集中配管	分散分圧
省エネ	エア漏れの削減	×	○
	圧力損失の低減	×	○
	低圧化の推進	×	○
	定格での圧縮効率	○	×
	空気消費変動への追従性	△	○
コスト	購入価格	○	△
	設置費用	×	○
	メンテナンス性	○	△
柔軟性	移設の容易さ	×	○
	故障／災害リスク	×	○
現場環境	必要スペース	○	×
	騒音・振動	○	×

解説

最適コンプレッサ運転制御と減圧制御

著者紹介



あか ほり よし あき
赤堀好昭

アズビル株式会社 アドバンスオートメーションカンパニー
営業技術部エネルギーソリューショングループ
〒251-8522 神奈川県藤沢市川名1-12-2
E-mail: y.akahori.3y@azbil.com

1982年水産大学校海洋機械工学科修了。1982年azbilに入社、現在に至る。エネルギー管理士。

1. はじめに

弊社は、長年にわたる工場、プラント、建物分野での豊富な経験と継続的な研究成果に基づき、お客さまの生産環境ならびに執務環境のエネルギーの最適化を実現している。エネルギー管理や省エネルギー対策、さらに最適エネルギー運用まで、お客さまの抱えるエネルギーに関するさまざまな課題をお客さまとともに解決している。

弊社のソリューションは、生産プロセスの中で使われる、エアー、蒸気、冷水、温水、電気、ガスなどのエネルギーを最適制御することで、省エネルギーを実現します。たとえば設備を「個別」に、また、需要側と供給側の「連携」制御で、さらに工場全体で使用するエネルギー量を予測し供給する「全体最適制御」で実現します。現場にもわかりやすい「見える化」や、複雑な法規制などにも柔軟に対応している。いつも最適なソリューションを提供し続けてきた弊社は、製造現場に密着した省エネルギーでお客さまの課題解決を支援している。今回は工場のエネルギーの約3割を占めているエアーの省エネについて記述する。

2. 制御内容

2.1 エアー最適制御

エアーは空気を取り込み原料なので、今まではエネルギー使用の中でコスト意識の欠けているエネルギーでありその意味で改善の余地が大きいエネルギーである。

以下の課題などは各ユーザよりお聞きした内容で、この課題を解決するためのソリューションを紹介する。

①工場での現状

- ・生産量が減ってもエアー使用量はそれほど減っていない。
- ・休日で生産していないはずなのに生産時と同等台数のコンプレッサが動いている。
- ・エアー供給が少ないと製造からクレームがつくので多めに送っている。
- ・メーカーの違うコンプレッサが入っているから統合も諦めた。
- ・エアー漏れの音はするけど場所を見つけるのが大変。

②工場での課題

- ・圧力変動が大きいのでコンプレッサが負荷（ロード機）／無負荷（アンロード機）を頻繁に行なっている。
- ・コンプレッサをインバータ機に更新したけど思ったほど省エネ効果が出ていない。
- ・負荷調整用にインバータ機を入れたんだが上手く動いていないようだ。
- ・製造側の変動が大きいので余分にエアーを送っている。
- ・空気にエネルギーコストが以外に掛かっていることに気が付いていない。
- ・電気使用量が増えても原因がわからない。

③見直しのポイント

- ・無負荷（アンロード機）運転のコンプレッサをなるべく停止するように調整する。
- ・現場へ送る圧力を必要な圧力に下げる。
- ・圧力変動の幅を下げる。
- ・エアー漏れ箇所を探し、保全・修理を行う。

④制御内容

前述の課題を解決すべく、大手自動車会社を中心に100システム弱の納入実績があるコンプレッサ台数制御をベースに作成したのがエアー最適制御である。

弊社の長年のノウハウにより、制御と言う切り口

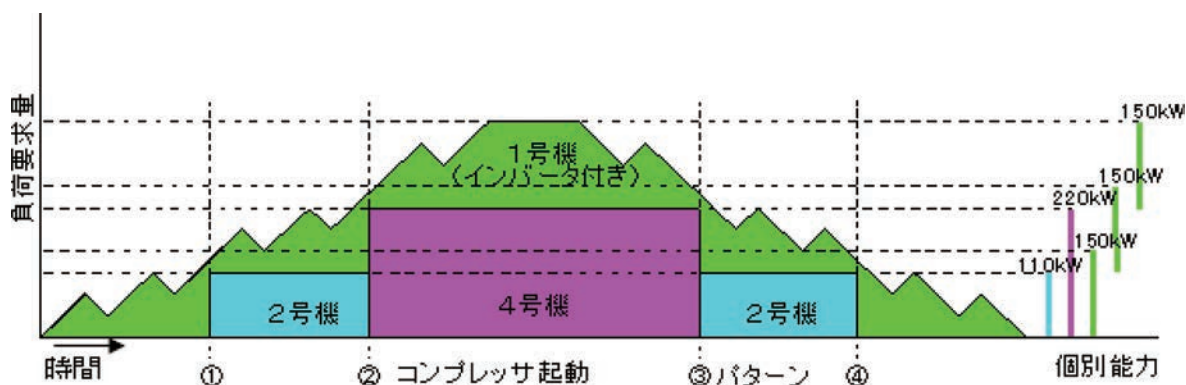


図1 運転パターン

だけでなくコンプレッサの再構築「ベース機の変更や比動力効率の悪い機器の更新」も含めた検討ができることも大きな特徴となっている。

エアー最適制御は、複数メーカ・異なるタイプ（スクリー、ターボ、レシプロ）・異なる容量のコンプレッサの制御を行い、必要な圧縮空気を、適切に供給し、最適な省エネルギー運転を行う（図1）。

一般的なコンプレッサの構成は、スクリー機とターボ機の構成であり、ターボ機がベース運転となり、スクリー機はインバータ対応が基本構成である。（レシプロ機の多段切り替えの台数制御はオプション機能として対応）

ヘッダー圧力をマスタ信号としたPID制御は、設定圧力とヘッダー圧力の偏差の積分値を制御出力にして台数を演算するため、圧力が安定し、これにより設定圧力を低くすることが可能となる。

インバータ付コンプレッサを導入されているユー

ザが最近が増えてきているが、コンプレッサ出口の吐出圧力で制御されることで満足されているユーザが多い。この場合は、ヘッダー圧力PICと吐出圧力PICが干渉してしまい、吐出圧力PICの設定圧力値の決め方に苦労されている。

設定圧力値を上手く設定しようとしても、インバータ回転数が最大値か最小値になることがほとんどであり、負荷変動をインバータですべきところがインバータ以外の定速機の発停を実施しているのが実情になっている（図2）。

ヘッダー圧力をマスタ信号とした、PID制御の出力からインバータを制御することは重要である（図3）。

2.2 最適運転機組合せ機能

生産の増減によりコンプレッサの新設・撤去を繰り返しているため、異なる容量の異なる効率のコンプレッサが設置されているが、優先順位を変えるこ

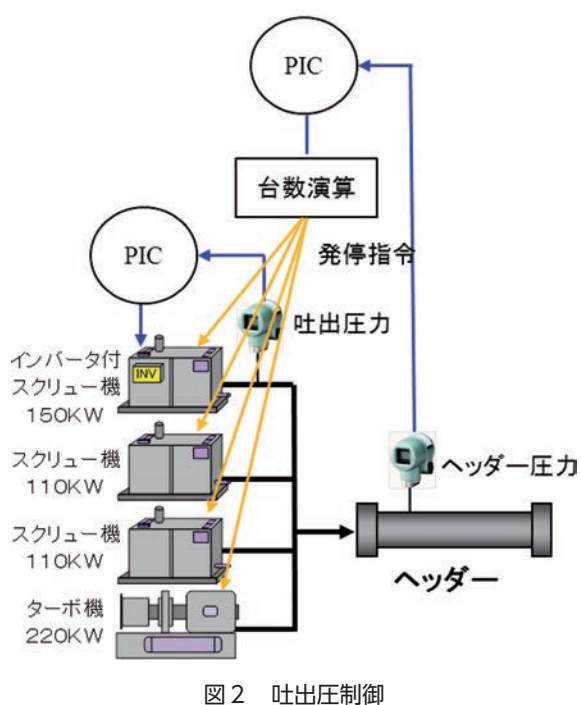


図2 吐出圧制御

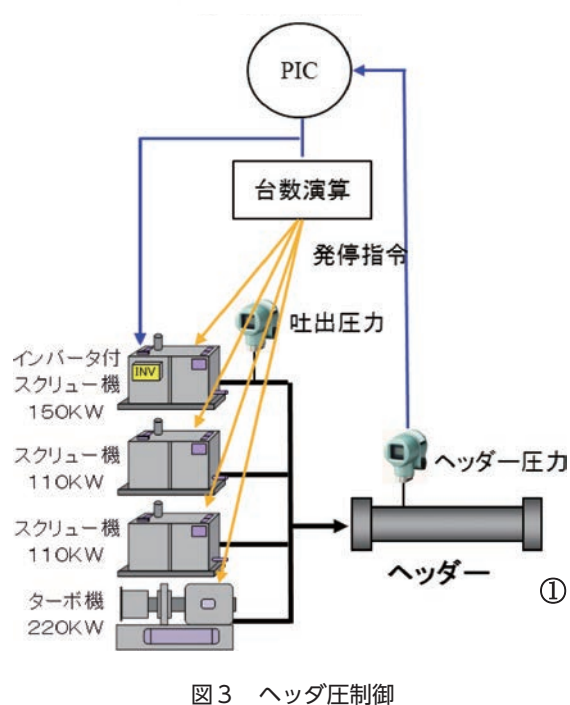


図3 ヘッダ圧制御

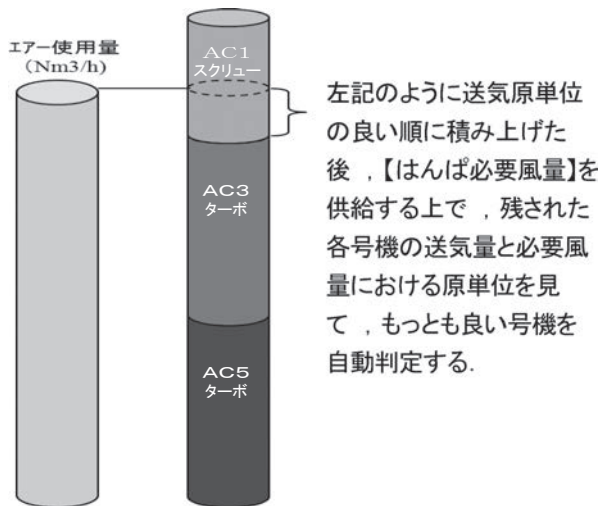


図4 効率

とでさらに効率良い運転が可能になる。

大容量のコンプレッサは効率は良いが、これから先の負荷が小さい時でも大容量のコンプレッサを運転することで無負荷運転が増えることになり効率が悪い運転になる(図4)。

これらの問題を解決するために【最適運転順位テーブル】を保有して、「エアー負荷予測」と「コンプレッサ性能データ」から運転優先順を自動演算を行う。

【最適運転順位テーブル】は送気効率の良い順に配列して、相応のエア量を提供する上で、もっとも送気原単位の良い運転機の組合せを行い、各コンプレッサの性能曲線(吐出空気量/送気効率)を基に運転優先順を決定する。

エア使用量を過去の実績データから予測しこれから求めた最低運転能力の運転機を確保することで安定&安心運転を確保する。

エア使用量予測は任意時間(過去1~2か月程度)の同一稼働パターン(週始/平日/週終/休日/特日)の移動平均データを採用する(図5)。

①予測エア使用量

②先行予測エア量

(任意時間先出し)

③最低運転能力確保

(先行予測エア量 - 設定)

予測エア使用量より設定時間先行して予測エア量 - α 相当のコンプレッサ能力を最低運転能力として運用する。

エアー負荷に応じた最適運転機組み合わせ運転を実現することで送気原単位は改善される。

低負荷時間帯において原単位が低下していたが、最適運転機組み合わせを導入することで低負荷時間帯においても大きな原単位の低下が生じることが無

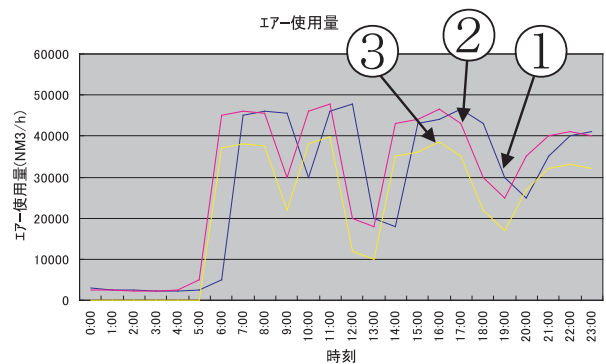


図5 エアー使用量

くなることで、総合効率改善 約10%を実現する。

負荷運転学習機能による負荷予測に応じた必要能力確保機能の導入により 安定圧力の供給が恒久的に行えるようになる。

2.3 エアー減圧制御

製造装置が動作するために必要な圧力は装置により異なるので、系統ごとにエア減圧制御を導入することで圧力の低減で可能になる。

製造現場により違いがあるが、エアブローやエア漏れが8割前後を占めているため、圧力を低減することでエアブローやエア漏れが低減する事で省エネを図ることができる。

さらに休日などの非稼働時間帯は、通常より圧力低減が可能になるため、エア減圧制御を導入することで省エネ効果が増大する。

本制御を導入することで省エネ以外の効果としては、末端圧力を保証するため、エア品質の向上にも繋がる。

2.4 連携制御

全述のエア最適制御とエア減圧制御を連携した最適制御を組み込むことで低負荷時においてはさらなる省エネを実現することができる。

ヘッダー圧力は、設備が稼働するために必要な末端圧力を保証するので、高負荷で配管の圧損が一番多いときを想定して決めている。

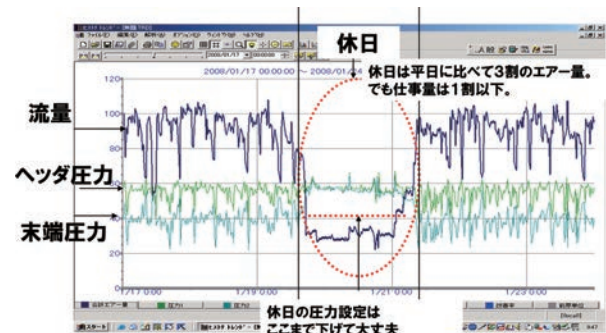


図6 自社工場の事例

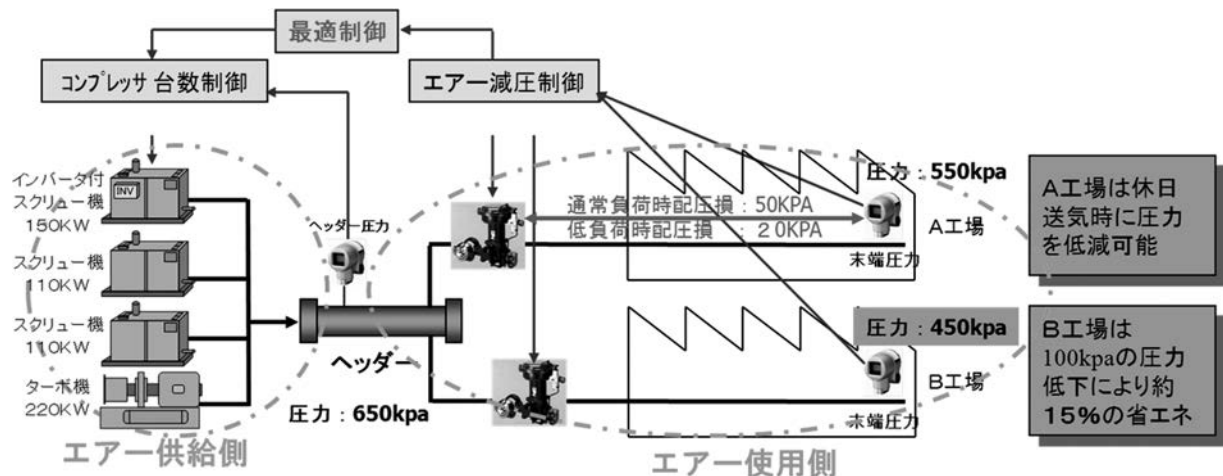


図7 最適制御

しかし、低負荷では配管の圧損が小さくなり、ヘッダー圧力が固定の場合は、末端圧力が大きくなる事になり、無駄な運転をすることになる。

エア最適制御とエア減圧制御を連携することで、低負荷時は末端の圧力を保証して、ヘッダー圧力を最適な圧力まで低減することができる。（図7）

図6の自社工場の事例は自社工場での連携制御を導入する前のデータであるが、休日ではヘッダー圧力と末端圧力がほとんど同じであり、末端圧力が大きいことがわかる。

このような低負荷の時に連携制御を導入すること

でヘッダー圧力が低減されコンプレッサの電力が低減することが可能になる。

3. ま と め

弊社は制御で省エネを実現しているが、設備も含めたコンプレッサの再構築の提案も実施している。

導入前に計測機器を使用した診断サービスも実施しており、診断→導入→導入の検証などもトータルで提供をしている。

（原稿受付：2014年3月7日）

解説

水噴射式スクリーコンプレッサ

著者紹介



ひびの 日比野 まこと 真
株式会社IHI 回転機械セクター 回転機械設計部
〒235-8501 神奈川県横浜市磯子区新中原町1
E-mail: makoto_hibino@ihi.co.jp
1997年 株式会社IHI入社、回転機械セクター 回転機械設計部 主査、スクリーコンプレッサの設計・開発に従事。

1. はじめに

圧縮機空気源設備に対する需要は特殊用途を除き圧縮空気に油分を含む給油式が主流であったが、より清浄な圧縮空気の要求が年々高まり、圧縮空気中に油分を含まない無給油式（オイルフリーと呼ばれる）が強く望まれた。大型機（400kW以上）からオイルフリー化が進み、現在我が国では300kW以上ではほぼ100%、150kWでは約70%がオイルフリーとなっている¹⁾。

75kW以下、特に22kWを中心とする小型スクリーコンプレッサの市場では、給油式スクリーコンプレッサが主流であるが、吐出し空気に微量の油分が含まれることや、潤滑油および油分除去装置の管理が必要となるなどの欠点があり、オイルフリースクリーコンプレッサの割合が年々増加している¹⁾。しかしながら、オイルフリースクリーコンプレッサの一つであるドライスクリーコンプレッサは、ロータ間のすきまをシールするものがなく、1段圧縮機は吐出し温度が300℃以上に達するため、効率には限界がある。吐出し温度を200℃程度に下げられる2段圧縮機は、効率面では改善できるものの、その構造から高コストとなることは避けられない。また、ギアボックスに接続されたブリーザからの油煙に配慮が必要となることも欠点である（図1）。

そこで、機構的にはシンプルかつ信頼性の高い給油式スクリーコンプレッサ（図2）をモデルとして、給油式の弱点である油の代わりに水を使用する

ことでオイルフリーとしたのが、水噴射式スクリーコンプレッサである（図3）。1段ドライスクリーコンプレッサよりも25%の省エネを、給油式スクリーコンプレッサ並みのシンプルな構成で実現している。その技術的背景には、使われる材料の耐食性・耐磨耗性の向上や、機内を循環する水の水質管理があり、これらが商品化のカギとなった。

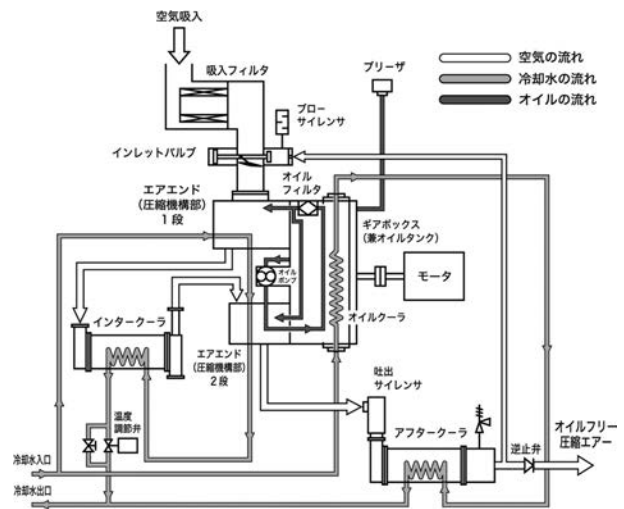


図1 2段式ドライスクリーコンプレッサのフローシート

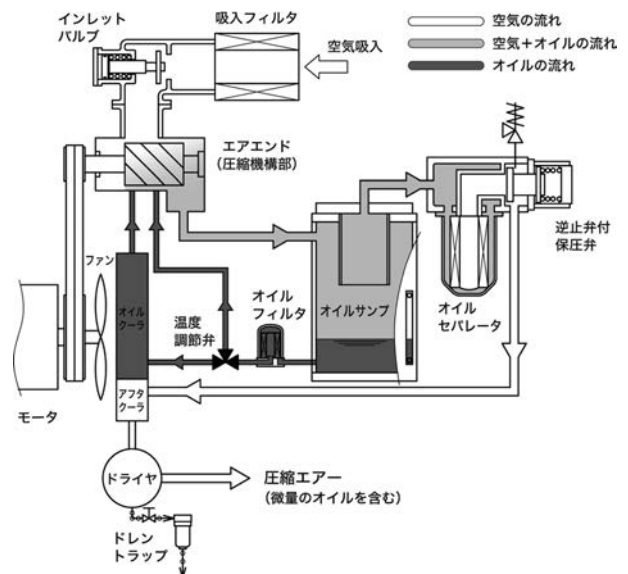


図2 給油式スクリーコンプレッサのフローシート

2. 水噴射式スクリーコンプレッサの特徴

2.1 環境にやさしい

エアエンド（圧縮機構部）の冷却やロータ間の潤滑には水を用いるため、吐出し空気には油分は含まれない。また、潤滑油システムを持たないため、油煙や油の臭気、コンプレッサ周囲の油汚れがなく、清潔な作業環境を維持することができる。またロータの回転数が低く、ドライスクリーコンプレッサのような高周波の騒音も抑えられている^{1) 2)}。

2.2 省エネルギー（高効率）

水噴射式スクリーコンプレッサでは、エアエンドに噴射された水は空気から圧縮熱を奪い、大気圧から0.69 MPaまで昇圧するエアエンド出口において、吸入温度+20℃という等温圧縮に近い状態を実現している。また、噴射された水によってロータ間のすき間がシールされるため、エアエンド内部での圧縮空気の漏れが低減され、効率を高めることが

できる。水のシール効果によってロータの回転数を下げても漏れを最小にとどめることが可能となったことは、インバータ制御での容量調整範囲の拡大にも寄与している^{1) 2)}。

2.3 省メンテナンス

吐出し空気中に油分が含まれないため、コンプレッサ下流側に油分や臭気除去のためのフィルタ設置が不要である。また、給油式スクリーコンプレッサの欠点の一つであるドレンの油水分離といった廃液処理も不要となるため、ランニングコストを削減することができる^{1) 2)}。

3. 構造及び技術

3.1 他型式との構造比較

水噴射式スクリーコンプレッサと他型式との比較を表1に示す。ロータの回転数が低いため、高速回転が必要となるドライスクリーコンプレッサに装備される増速ギアユニットやオイルポンプ・油配

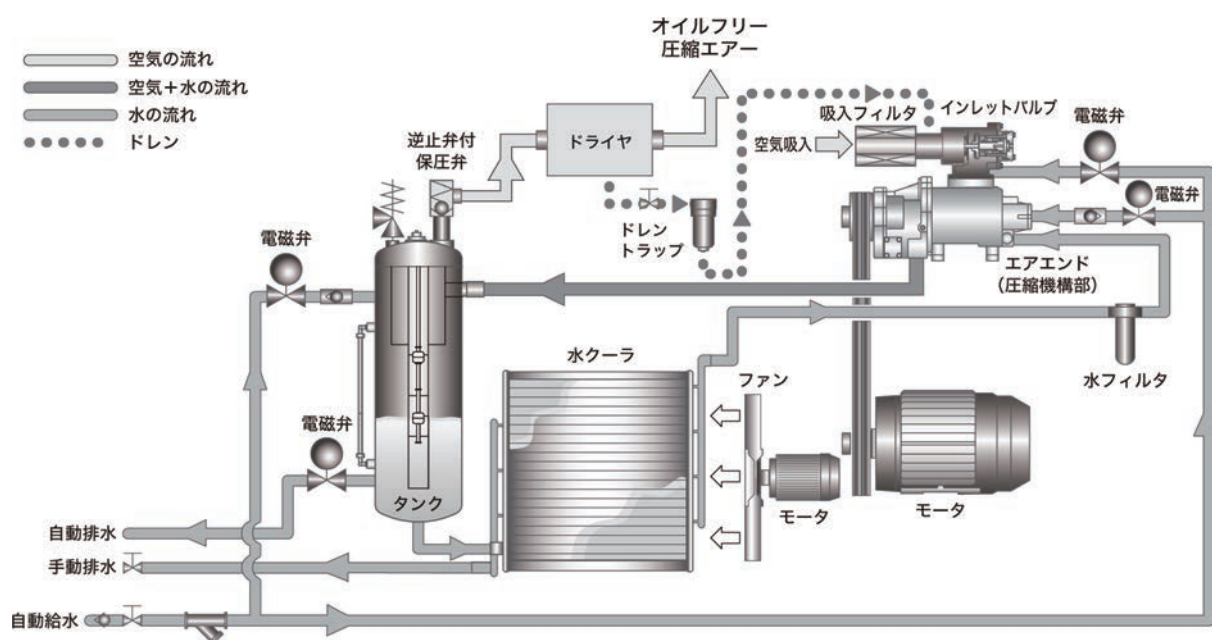


図3 水噴射式スクリーのフローシート

表1 他型式との比較

型 式	潤滑油システム ^{*1}	ギアボックス	タイミングギア	回転数 (min ⁻¹)	圧縮機吐出し温度 (℃) ^{*3}	空気量 ^{*5}
水噴射式（1段）	なし	なし	なし／あり ^{*2}	約 4,000	約 50	100
給油式（1段）	あり	なし	なし	約 6,000	約100	100
1段ドライ式	あり	あり	あり	約20,000	約350	75
2段ドライ式	あり	あり	あり	約15,000	約220 ^{*4}	100

^{*1}：油を循環させる仕組み ^{*2}：メーカーによる ^{*3}：周囲温度30℃時 ^{*4}：圧縮比は1段の半分

^{*5}：水噴射を100とした場合

管といった潤滑油システムなどは不要である。また、1 段圧縮の給油式と同程度の非常にシンプルな構造でありながら、潤滑油の代わりに水を噴射することで、オイルフリー圧縮エアーを供給できるというメリットがある。

3.2 循環水質の管理

水潤滑式スクリュースクリューコンプレッサで克服すべき課題として、機内で循環する水（以下、循環水と呼ぶ）の水質をいかに管理するかが挙げられる。エアエンドで噴射される循環水は、運転中にドレンとして排出されるなどして減少した量だけが補給される。循環水の管理項目を表2に示す。循環水質の悪化は、腐食やスライムの発生など、コンプレッサの安定稼働の妨げとなる。水質を管理するため、循環水の系統に純水器を設置する場合や、内蔵の冷凍式ドライヤから出るドレンが純水に近い性質をもっていることに着目し、このドレンを機内に再循環させることで循環水の水質改善を図る仕組みが取り入れられているものもある^{1) 2)}。補給する水は飲料水レベルの清水のみであり、特殊な薬品などを必要としない。

表2 循環水の管理項目

項 目	コンプレッサへの影響
硬度成分	スケール生成 ⇒ クーラ性能低下
腐食性イオン	ケーシングや機器、配管内面の腐食
細菌類	スライム生成 ⇒ 臭いの発生

3.3 ロータ

狭いすき間を保って運転されるロータの素材としては耐食性が重要となる。タイミングギアがなくロータが直接噛み合う方式では、①自己潤滑性②耐食性③強度・耐摩耗性を兼ね備えた材料として、無機フィラーを含有した特殊な熱硬化性樹脂で成形される樹脂ロータを採用しているものもある。一方、タイミングギアによってロータ間のすき間を一定に保つ方式では、青銅製ロータが用いられることもある。

3.4 軸シール

水が噴射されるエアエンドにおいては、貧潤滑条



図4 樹脂ロータ

件下での寿命と信頼性を両立するため、専用に開発された特殊なシールが採用されている。

3.5 軸 受

軸受は精度と負荷容量の関係から転がり軸受を採用しているものが多く、軸受の潤滑にはグリースやオイルバスが用いられる。水潤滑のすべり軸受を採用しているメーカーもある。

3.6 ケーシングおよび配管の材質

空気中に比べて水中では金属の腐食が問題となり、アルミ合金やめっき、コーティングなどでは耐食性が十分ではない。ステンレスおよび銅合金、樹脂およびゴムといった材質で構成することで、耐食性が高められている。



図5 青銅製ケーシング

3.7 制御及び操作性

制御はロード・アンロード制御＋自動発停やインバータ制御といった、給油式スクリュースクリューコンプレッサと同等の制御が取り入れられている。また、起動前の給水動作、運転中の給排水動作などは自動化されており、ユーザはコンプレッサを運転するにあたって、特別な操作を必要としない。

4. 結 言

水潤滑式オイルフリースクリューコンプレッサは、従来のコンプレッサに見られた様々な欠点を取り除いた、省エネ・省メンテナンスで環境負荷の少ないコンプレッサである。従来からオイルフリーコンプレッサを利用してきたユーザだけでなく、幅広い産業にて役立つものとする。

参考文献

- 1) 鈴木望，長谷川和三，田畠一二三，奥村郁夫：小型オイルフリースクリュー圧縮機GPシリーズの開発，石川島播磨技報，第42巻，第1号，p. 56-59（2002）
- 2) 八屋和規：水潤滑式オイルフリースクリューコンプレッサGPシリーズ，IHI技報，第47巻，No.4，p. 194-197（2007）

（原稿受付：2014年3月14日）

解説

オイルフリーブースタ圧縮機

著者紹介



すずき たつや
鈴木 達也

株式会社 日立産機システム
事業統括本部 空圧システム事業部
ペビコン設計部 往復動設計グループ
グループリーダー主任技師
〒252-1121 神奈川県綾瀬市小園1116
E-mail: suzuki-tatsuya@hitachi-ies.co.jp

1990年トキコ株式会社（現 株式会社 日立産機システム）に入社。小型往復動圧縮機の設計・開発に従事し、現在に至る。

1. はじめに

汎用圧縮機はさまざまな産業、用途で使用されているが、その消費電力は国内の多くの工場の全消費電力の30～40%を占めるといわれている。したがって、いかに圧縮機の省エネルギー化を図るかが、工場全体の省エネルギーの鍵にもなっている。工場エアにより駆動される大半の機器が、それほど高い圧力を必要としないことから、近年では工場全体は低圧のライン圧で構成し、高い圧力が必要な機器に対してのみ、部分的に昇圧する省エネルギー化手法が一般的になりつつある。

圧縮機の吐出圧力を0.1MPa下げることによって圧縮機の消費電力は約10%低減されるが、低圧ラインを構成すれば、配管系の漏れ低減も効果として得ることができる。一般に、低圧ラインを部分的に昇圧する方法として増圧機器が使用されているが、増圧機器はその構造上消費電力が不要といった手軽さを持つ反面、供給された圧縮エアの半分を捨ててしまうといった問題もある。近年、各圧縮機メーカーはこの増圧機器に変わる圧縮機として、ブースタ圧縮機



写真1 0.45/0.75kW品



写真2 1.5kW品

（写真1, 2）の商品化を行い、工場エアシステムとしての省エネルギー化を提案している。以下に、工場エアシステムの省エネルギー化を図ることができる、オイルフリーブースタ圧縮機（静音タイプ）を紹介する。

2. ブースタ圧縮機について

オイルフリーブースタ圧縮機の主な機種構成を図1に示し、その仕様を表1および、表2に記す。このように使用可能吸込み圧力は0.2～0.5（一部機種は0.3～0.6）MPaと工場エアシステムの中でピンポイントの増圧を可能にした。

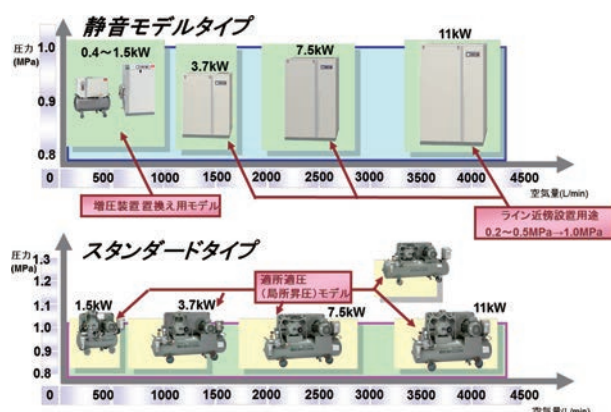


図1 ブースタ圧縮機の機種構成

表1 オイルフリーブースタ圧縮機（静音タイプ）の標準仕様

出力 (50/60Hz)	0.45 kW	0.75 /0.54	1.5/1.8	3.7	7.5	11	
吸込み圧力	MPa	0.3～0.6		0.2～0.5			
最高圧力	MPa	1.0					
制御圧力 ON-OFF	MPa	0.8～1.0					
吐出し空気量*1	L/min	200 /240	325 /370	650 /740	1,400	2,850	4,250
空気タンク容積	L	35	32	35	不付	不付	
外形寸法 (幅×奥行き ×高さ)	mm	660×343 ×664	563×576 ×842	963×693 ×1,224	981×786 ×1,492	1,197×931 ×1,513	
質量	kg	45	48	106	207	288	397
騒音値	dB [A]	60/61	62/63	55/56	54	57	60

*1 吸込み圧力0.5MPa, 吐出し圧力1.0MPa時（最高圧力）に吐出す空気量を大気圧に換算した値。

表2 オイルフリーブースタ圧縮機（スタンダードタイプ）の標準仕様

出力 (50/60Hz)	kW	1.5	3.7	7.5	11	
吸込み圧力	MPa	0 ~ 0.5				
最高圧力	MPa	1.0		1.37	1.0	
制御圧力 ON-OFF	MPa	0.8 ~ 1.0		1.18 ~ 1.37	0.8 ~ 1.0	
吐出し空気量*2	L/min	600	1,400	2,850	2,500	4,250
空気タンク容積	L	38	170		280	280
外形寸法 (幅×奥行き×高さ)	mm	846×447×762	1,610×510×983	1,610×530×969	1,938×608×1,114	1,938×679×1,113
質量	kg	64	180	230	285	331
騒音値	dB [A]	70	73	78	78	80

* 2 吸込み圧力0.5MPa、吐出し圧力1.0MPa時（最高圧力）に吐出す空気量を大気圧に換算した値。

3. 特 徴

(1) 低騒音、低振動（静音タイプ）

低騒音化を実現するために、0.45/0.75kW品は圧縮機本体のみをパネルで覆うハーフパッケージ構造とし、60dB [A] (0.45kW品) を達成した。また、1.5/7.5/11kW品はすべてをパッケージ内に納める構造として55dB [A] (1.5kW品)、57dB [A] (7.5kW品)、60dB [A] (11kW品) を達成した。特に1.5kW品は0.75kW圧縮機本体を2機搭載するマルチ構成を採用し、起動時の振動を低減するため両者の回転方向を逆にして相殺することで大幅な振動低減を実現している。特に1.5kW以下では圧縮機本体を密閉構造とすることで音の漏れを封じ込めて低騒音化を図った。7.5kW品は大容量でありながら57dB [A] を実現することで作業ラインの近傍にも設置しやすい仕様となっている。

(2) ロングメンテナンスサイクル (0.45/0.75/1.5kW品)

特に0.45/0.75kW品は長寿命化を実現するため背圧構造を適用し、メンテナンスサイクル10,000時間を達成した。下記にその詳細を記す。

- ① 背圧構造を採用することでリップリングのシール前後にかかる押付け力を低減し、リップリングの寿命を延長すると同時にトルク変動を抑制して各構成部品への負荷を低減した。
- ② 圧縮部にリップリングを採用することで、部品点数の削減と構造を簡素化して各部品の信頼性を向上した。

(3) ユーザ使い勝手の向上

吐出し空気温度を低減したことで、一般的なエアシリンダの入気温度70℃に対しても直結することが可能となっている。0.45/0.75kW品は車輪付きとし、小型空気圧縮機に要求される可搬性を確保した。また、7.5kW品ではさらに吐出しの制御圧力を任意

設定可能としていることに加え、大型のスクリーン圧縮機と同時に中央での台数制御を可能とし、遠方での操作に対応できるように使い勝手を向上している。

(4) 省エネルギー（静音タイプ）

静音タイプは省エネルギー運転を実現するため、吸込み圧力を検出して吸込み側の供給が停止あるいは低下した場合は本機の運転を自動停止するよう、吸込み圧力検出のための圧力開閉器を標準装備した。

4. 工場エアシステムの省エネについて

4.1 従来のエアシステム

図2にこれまでの一般的な工場エアシステムを示す。このように高い圧力で使う工場機器の設定に元圧をあわせて運転し、必要に応じて減圧弁で圧力を下げて使用したり、あるいは増圧装置で増圧して使用する場合が多い。

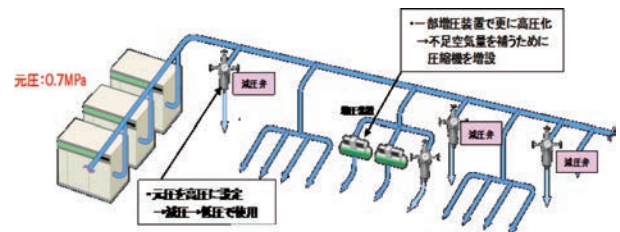


図2 従来の工場エアシステム

4.2 元圧の低下による省エネ

図3に一般的な空気圧縮機の吐出し圧力と理論空気動力の関係を示す。この図に示すように吐出し圧力を0.7MPaから0.5MPaへ下げることによって、理論空気動力を10%以上低減することができ、当然のことながら電力費も低減可能となる。

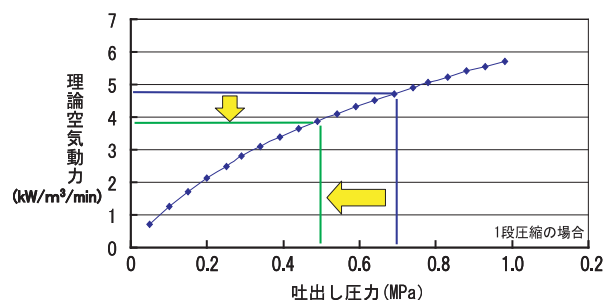


図3 圧縮機の動力

ところが前述したように元圧を下げると減圧する必要性がなくなる反面、増圧が必要になる箇所が増加し、従来の増圧装置では捨てる空気が多くなり、システム全体の効率向上が困難になるといった問題がある。

4.3 ブースタ圧縮機を用いるメリット

図4に従来の増圧装置に換えてブースタ圧縮機を適所に配置するシステムを示す。このように使用する空気量が多い場合には吐出し圧力を下げた大型空気圧縮機（スクリー圧縮機等）とブースタ圧縮機との統合システムを適用することで工場全体の電力費を削減することが可能となる。



図4 従来の工場エアシステム

5. 省エネ事例

図5に37kWのオイルフリースクリー圧縮機を4台使用している工場の省エネ事例を示す。元圧を0.7MPaとし、圧縮機の運転稼働率は60%とする。このとき、ある特定のライン以外は0.5MPaの圧力で十分である場合に元圧を0.7→0.5MPaまで下げて37kW圧縮機4台の消費電力を削減すると同時に必要ラインのみ0.7MPaを保持するため7.5kWのブースタ圧縮機を導入する。この場合の消費電力と導入効果を計算した結果を図6に示す。

単位電力あたりの吐出し空気量をエネルギー原単



図5 省エネ工場エアシステム事例

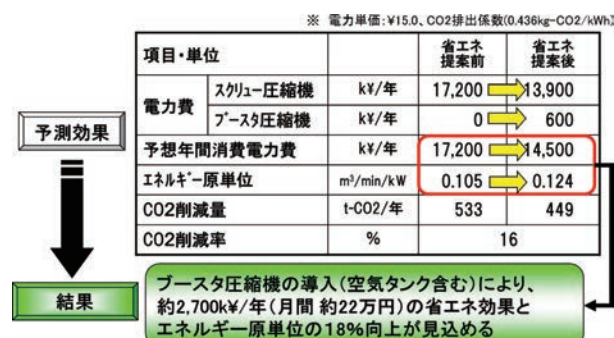


図6 省エネ工場エアシステム効果例

位として指標にした場合、ブースタ圧縮機を導入することで14%の向上を図ることができる。また、二酸化炭素(CO₂)の排出量も同様に削減できることから、工場エアシステムの圧力適正化は省エネに大きく寄与できることを示している。

6. ブースタ圧縮機の応用事例

近年、酸化防止による品質維持や品質向上、防爆などの安全性向上の面から窒素ガスの使用が増加している。一方で窒素ガスのコスト低減のためにガスボンベから窒素ガス発生装置への切替や、放出ガスを回収するケースが増加している。これらのケースでは窒素ガスを昇圧する必要がある。このため、空気用のブースタ圧縮機を応用し、窒素ガスを圧縮させる専用ブースタ機もラインナップに揃え、市場の要求に対応をしている。窒素ガス圧縮装置と窒素ガスブースタ機の組み合わせ例を図7に示す。

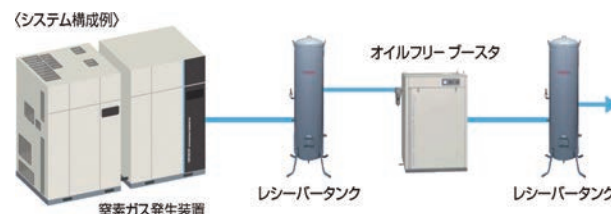


図7 N₂発生装置とN₂ガスブースタ機の組合事例

7. おわりに

大型の圧縮機を使用している工場で、特に使用空気量が多い場合は工場エアシステムを適正化することでエネルギー原単位の向上やCO₂排出量の削減が図れるなど多くのメリットが生まれる。このように、一般的な工場における消費電力の約1/4を占める空気圧縮機の省エネルギー化については、今後も空気圧縮機メーカーが主導で推進していく必要がある。

今回紹介したオイルフリーブースタ圧縮機は特に省エネ・環境に対応した製品であり、当社は小型から大型までフルレンジでの空気圧縮機を取り揃えている。また近年、窒素ガスを回収、昇圧する用途にも対応できる製品をラインナップに加え、今後も工場エアシステムとして最適な空気圧縮機の選定、省エネ提案を行うことで、CO₂削減、地球温暖化防止に貢献していく所存である。

(原稿受付: 2014年3月4日)

ニュース

日中若手研究者交流事業

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、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. はじめに

日中間の研究者交流にはすでに35年以上の歴史があるが、JFPSでは2003年より、中国の機械学会に相当する中国機械工程学会内にある流体伝動および制御分会との間で若手研究者交流事業を継続している。これまでも、王慶豊教授（浙江大学）、孔祥東教授（燕山大学）、焦宗夏教授（北京航空航天大学）、冀宏教授（蘭州理工大学）、劉銀水教授（華中科技大学）、趙丁選教授（吉林大学）らを招聘し、大学訪問や企業見学を行っている。一方日本からも、田中豊先生（法政大学）、早川先生（奈良工業高等専門学校）、高岩先生（岡山大学）、佐藤先生（横浜国立大学）、伊藤らが訪中し、日中のフルードパワー技術および研究者の交流を促進している。

本年度は、中国浙江工業大学より阮健（Ruan Jian）教授および孟彬（Meng Bin）博士が来日された。以下、簡単に交流成果を報告する。

2. 滞在概要

来日された二名の先生は11月2日より同月10日までの九日間に渡って東京および神戸に滞在し、秋季講演会の聴講および特別講演、四大学のフルードパワーシステム関連の研究室および関連企業の訪問、併せて東京・神戸を観光し日本を満喫していただいた。

11月4日から5日の二日間にわたった法政大学、芝浦工業大学、上智大学、東京工業大学への訪問で

は、油空水圧および機能性流体分野において各研究室で精力的に進められている研究テーマおよび実験室の見学をしていただいた。特に法政大学の見学においては、阮教授より浙江工業大学の紹介を含む1時間程度の研究紹介と参加者によるディスカッションを行った。これには芝浦工業大学の学生も参加し、大学間研究交流を兼ねた非常に有意義な機会となった。また6日の川崎重工業株式会社西神戸工場への会社訪問では、油圧ポンプ・モータおよびバルブの生産ラインやテストベンチなどの見学後、懇親会にもご招待いただいた。この日の訪問では、日中の学生や企業の研究スタイルの違いやその最新動向についても話題が集まった。



写真1 阮健教授および孟彬博士（神戸ニチイ学館ポートピアアイランドセンター）

7日から8日にかけては、神戸ニチイ学館ポートピアアイランドセンターにて秋季講演会が開催され、招聘者らにも参加いただいた（写真1、写真2）。8日午前中には阮教授より“Development of 2D Digital Servo/proportional Valves”というテーマで特別講演が行われた。阮教授は軸方向と回転方向の二つの自由度を持つスプール弁に注目し、圧力アンバランスにより非常に高い周波数の振動を実現するバルブおよ

び振動装置の研究を20年以上に渡り研究されている。現在も孟博士らとともに小流量から大流量に至るシリーズでの試作機において実用化への研究を継続されている。また、これらの研究は世界的にも例のないテーマであり成果であると評価されている。

翌9日は再び川崎重工の若手社員の方々に神戸観光をアレンジいただき、日本での最後の一日を過ごしていただいた。最終日となる10日の午後の便で関西空港より無事帰国された。



写真2 招聘者と学会会長ら（学会会場にて）

3. 招聘を終えて

阮教授は姉妹校である足利工業大学との交換留学制度により1996年に40日ほど日本に短期滞在された経験もあり、また今回の来日が四度目となる親日派であったため、日本人の価値観や考え方に理解が深く、今回の来日でさらにポジティブな日本のイメージを持ち帰っていただけたと思われる。また、日中の研究動向の中国との違いや研究助成金のトレンドにおいては、多くの知見が交換された。阮教授からも、中国国内においてもこれらには急速な変化が見られ、今後は日中の一層の研究協力が必要であるとの見解が示された。

阮教授は60年代前半の生年であり、ハルビン工業大学出身者であること、また現在は浙江大学との行き来が頻繁な大学に勤務されていることから、現在の中国国内のフルードパワー分野で指導的な立場にある若手教授およびその指導者、さらには企業経

営者らの人間関係の多くを把握されていた。このことは、今後の日中交流において大変重要と考えられる。同時にこれまでの国際学会などでもJFPSの会員との接点が多かったことから、今回の来日時には学会シニアメンバーとの会食の場を設定する選択肢もあったと考えられ、担当者として今後の課題としたい。また、同行者の孟博士は20代と非常に若いですが、修士号をイギリスの大学で取得されているために英語も流暢で価値観も広く、この年代の研究者が来日して交流を行うことができたことは、将来への布石として大きな意義がある（写真3）。

また、大学訪問および企業見学に際し、ご対応頂いた多くの先生方や関係者に紙面をお借りして厚く御礼申し上げる。特に当学会副会長でもある川崎重工株式会社の肥田様、企画委員の曾谷様には会社見学から神戸市内観光まで細部にわたってご尽力いただき、改めて感謝の意を表します。ありがとうございました。

なお、2014年8月中旬には、中国山西省太原理工大学で第3回日中ジョイントワークショップが開催される。国際交流担当理事として日中友好の証しである本事業をぜひ成功させたいと考えている。多くの参加者を期待している。



写真3 浅草散策の際の似顔絵（右から、孟博士、阮教授、著者）

（原稿受付：2014年1月6日）

会議報告

ICMT2013におけるフルードパワー技術研究動向

著者紹介

おむ さん いん
厳 祥 仁

東京工業大学精密工学研究所
 〒226-8503 神奈川県横浜市緑区長津田町4259-R2-41
 E-mail: sieom@pi.titech.ac.jp

2009年大阪大学大学院工学研究科博士課程修了。同年東北大学助教、2010年東京工業大学助教、流体マイクロマシン、機能性流体の研究に従事。JFPS、JSMEなどの会員。博士（工学）。

1. はじめに

ICMT (International Conference on Mechatronics Technology) はメカトロニクス分野を含めて幅広い分野の研究発表が行われる国際会議である。今回のICMT2013は2013年10月15日から10月18日まで韓国済州島のRamada Plaza Jeju Hotelで開催された(図1)。チェアマンはSoon Yong Yang (図2)で、基調講演4件、口頭講演65件、ポスター講演23件で合わせて88件の講演が行われた。また10月16日の夜はOpening Ceremony、10月17日はBanquet and Closing Ceremonyが開催され、会議参加者の親睦を深めるよい機会になった。10月18日はTechnical tourが行われた。



図1 会場のRamada Plaza Jeju Hotel



図2 開会式のSoon Yong Yang

2. フルードパワー関連の発表

本国際会議でフルードパワー関連はメインの分野ではないが、フルードパワー技術関連の発表がいくつかのセッションで行われたのでその内容を紹介する。

ZhiらはTFPM (thin film permanent magnet) をPDMSダイアフラムにスパッタリングすることで磁気ダイアフラムを製作する方法を提案、試作し、シミュレーションにより性能評価を行っている¹⁾。

YoshidaらはDE-FERVグリッパを、MEMS技術を用いて製作することでマイクロ化する研究を行っている。DE-FERVの上部と下部をMEMS技術に用いて製作することに成功している²⁾。

Jeongらは小形フォークリフトにおいてパイロット圧の比例制御方法開発し、実験的に検証している³⁾。

YoshidaらはACEOマイクロポンプの開発において四角ボールとスリット電極を用いるSS-ACEOを提案し、シミュレーションにより検証を行い、実験的に有効性を確認している⁴⁾。

Eomらは両方向ECFジェットを発生するECFポンプ、およびそのポンプを用いて駆動するバイモルフアクチュエータを提案、試作し、駆動実験に成功している⁵⁾。

NahianらはEHA (electro-hydraulic actuator) の

位置制御のためPID制御に基づいたBELBIC制御を修正したBELPID制御方法を提案し、シミュレーションによりその有効性を示している⁶⁾。

Ahamadらは油圧の効率の悪さを乗り越えるため、エネルギー回生のコンセプトを用い、位置エネルギー回生が可能な油圧アクチュエータを提案し、シミュレーションによりその有効性を検証している⁷⁾。

NamらはEHAの位置制御のためバックステッピング制御を修正した適応制御手法を提案し、実験的に検証している⁸⁾。

Huhは拡張カルマンフィルタを用いてスウォシュプレート形ピストンポンプのパラメータを推定する研究を行っている。パラメータは繰り返し推定することで誤差が少ない値を推定できることを示している⁹⁾。

GuらはECFポンプのマイクロ化のためTPSEの形状を変形したMini-like TPSEを提案、試作し、従来のTPSEの性能と実験的に比較を行い、ECFポンプのマイクロ化による性能向上を実験的に示している¹⁰⁾。

Baらは非線形PAM (pneumatic artificial muscle) モデルにおける適応ニューラルネットワークスライディングモード制御器を提案し、提案した制御器が簡単かつ効率が高いことを実験的に検証している¹¹⁾。

Kimらはハイドロスタティックトランスミッションの制御のためのニュートラル弁について、モデルを立て、シミュレーションにより各パラメータを検証している¹²⁾。

Jeongらは類似燃料であるディーゼルとジメチルエーテルのスプレー特性を実験的に検証し、ジメチルエーテルのスプレーには高圧が必要であることを示している¹³⁾。

3. おわりに

本稿では国際会議ICMT2013におけるフルードパワー技術関連の発表の概要を紹介した。

参考文献

- 1) Chao Zhi, Tadahiko Shinshi, Minoru Uehara, Akihiro Matsutani, Isamu Yuito, Teruaki Takeuchi: A Micro Polydimethylsiloxane Diaphragm Integrated with a Sputtered Thin Film NdFeB Magnet, Proc. ICMT2013. p. 80-83 (2013)
- 2) Kazuhiro Yoshida, Noboru Tsukamoto, Joon-Wan Kim, Shinichi Yokota: A Microgripper Using MEMS-Based Divided Electrode Type Flexible Electro-Rheological Valves, Proc. ICMT2013. p. 107-109 (2013)
- 3) Young-Man Jeong, Hyen Chel Lee, Soon-Yong Yang: Study on Development of Proportional Control Valve System for forklift II, Proc. ICMT2013. p. 114-117 (2013)
- 4) Kazuhiro Yoshida, Tomoyuki Sato, Sang In Eom, Joon-wan Kim, Shinichi Yokota: Development of an AC Electroosmotic Micropump Using Square Pole - Slit Electrodes, Proc. ICMT2013. p. 146-148 (2013)
- 5) Sang In Eom, Shinichi Yokota, Joon-Wan Kim, Kazuhiro Yoshida, Kazuya Edamura: A silicone rubber bimorph actuator driven by bidirectional ECF jet generator, Proc. ICMT2013. p. 149-151 (2013)
- 6) Syed Abu Nahian, Jong Il Yoon, Kyoung Kwan Ahn: A Brain Emotional Learning Based PID Controller for Electro-Hydraulic Actuator, Proc. ICMT2013. p. 196-199 (2013)
- 7) Mashruk Ahamad, Quang-Truong Dinh, Kyoung-Kwan Ahn: Development of a New Generation of Independent Metering Valve Circuit for Hydraulic Actuator, Proc. ICMT2013. p. 203-208 (2013)
- 8) Doan Ngoc Chi Nam, Kyoung Kwan Ahn, Maolin Jin: Adaptive Position Control of an Electrohydraulic Actuator, Proc. ICMT2013. p. 213-218 (2013)
- 9) Jun Young Huh: Estimation of Pump Parameters by using the Extended Kalman Filter Approach, Proc. ICMT2013. p. 235-238 (2013)
- 10) Hongri Gu, Joon-Wan Kim, Shinichi Yokota, Kazuya Edamura: Study on Output Characteristics of Downsized ECF Micropump, Proc. ICMT2013. p. 283-285 (2013)
- 11) Dang Xuan Ba, Kyoung Kwan Ahn, Nguyen Trong Tai: Adaptive sliding mode control built on multi-layer neural network for Pneumatic Muscle Actuator, Proc. ICMT2013. p. 332-337 (2013)
- 12) Dongmyung Kim, Daekyung Noh, Joosup Jang, Yunghwan Yoon, Yongjoo Kim, Soochul Kim: Analysis Model Development and Sensitivity Analysis on Design Parameters of the Neutral Valve for HST, Proc. ICMT2013. p. 344-349 (2013)
- 13) Yunho Jeong, Jiwoong Yang, Sejun Lee, Ocktaeck Lim: An investigation on Spray Characteristics of Diesel and DME on the basis of the Multi-Injection, Proc. ICMT2013. p. 358-359 (2013)

(原稿受付：2014年3月24日)

会議報告

FLUCOME2013奈良開催報告

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。



か ん の たか ひろ
菅 野 貴 浩

東京医科歯科大学
〒101-0062 東京都千代田区神田駿河台2-3-10
E-mail: kanno.bmc@tmd.ac.jp

2013年京都大学大学院工学研究科博士後期課程修了。東京工業大学研究員を経て、2013年7月より東京医科歯科大学生体材料工学研究所助教。現在に至る。空気圧駆動ロボットなどの研究に従事。日本フルードパワーシステム学会会員、博士（工学）。

1. はじめに

FLUCOME2013は2013年11月19日から23日の5日間奈良県にある奈良県新公会堂で行われた。

本国際会議は1985年に中山泰喜先生（東海大学）が、第1回目を行った日本発の流体の計測制御と可視化に関する国際会議で、世界を回り、今回は12回目となる。

1970年代、流体計測制御分野においてフルイディクス（純流体論理素子）¹⁾が盛んに研究されており、計測自動制御学会を中心として各学会のフルイディクス研究者が集まってFLUCOMEは開始された。当時のFLUCOME関係者の研究テーマはフルイディクスの解析と応用に関するものが多く、その内部の流れの可視化が重要とされた。フルイディクスと可視化技術は大変に関係が深く、1977年に国立教育会館で流れの可視化国際シンポジウムが開催された。当時計算機も発達しておらず、PIV技術も無く、アナログ的可視化技術が故浅沼強先生（東大宇航研）を中心としてまとめられ出版されている。²⁾



図1 組織委員長の挨拶

2. 実行委員会及び主催、協賛団体

組織委員長：香川利春（東京工業大学）、副組織委員長兼論文委員長：武居昌宏（千葉大学）財務委員長：築地徹浩（上智大学）、総務委員長：川嶋健嗣（東京医科歯科大学）、現地実行委員長：早川恭弘（奈良国立高専）、展示委員長：藤田壽憲（東京電機大学）、国際委員長：田中豊（法政大学）、顧問委員会委員長：小林敏雄（JARI）、曾禰寛純（アズビル）（敬称略）

主催：可視化情報学会、共催：日本フルードパワーシステム学会、協賛：計測自動制御学会、日本機械学会

3. 講演会

講演会は能ホールを中心として、6つのパラレルセッションで261編の論文発表が行われた。登録者数は370名を上回り、過去FLUCOME会議での最大参加人数となった。また、展示セッションでは企業による展示が53ブースで2日間にわたって行われ、ホワイエでコーヒーや紅茶が提供された。19日オープニングセレモニー終了後、能ホールではInvited talk 1として、梅津光生先生（早稲田大学）によって人工心臓開発の話題が故土屋喜一先生（早稲田大学：FLUCOME第8回組織委員長）の話と共に紹介された。その後それぞれのパラレルセッションで論

文発表と活発な討議が行われた。

夕刻よりウェルカムパーティが国立博物館で田中豊先生の司会で、約200名が参加して行われた。主催者側代表として可視化情報学会前会長の後藤彰氏（荏原製作所）が挨拶された。

20日一般講演の後午後Invited talk 2として中山泰喜先生（東海大学）によりフルイディクスの歴史と融雪への応用の話があり、その後、紅葉の美しい新公会堂の庭でJ.R. Tippetts 先生（イギリスSheffield大学）によるフルイディクス噴水の実演が行われた。可動部の無い流路制御技術は原子炉の流体制御に用いられているとの話であった。



図2 フルイディクス噴水の実演

同日夕刻より国際スティアリングコミティが開催された。参加者は16名で、Y. Zhou先生（香港ポリテク大学）、中山泰喜先生（東海大学）、藤澤延行先生（新潟大学）、伊藤慎一郎先生（工学院大学）、八木高伸先生（早稲田大学）、築地徹浩先生（上智大学）、G.M. Calomagno先生（ナポリ工科大学）、Y. Haiku先生（UAE大学）、武居昌宏先生（千葉大学）、E. Bideaux先生（フランスInsa-lyon大学）、大島まり先生（東京大学）、S.H. Winoto先生（シンガポール大学）、Ming Chang Shih先生（台湾成功大学）、J. Kompenhans先生（ド



図3 会議の様子

イツGoettingen 大学)、曹麗先生（中国清華大学）協議した内容はフルカムの運営方法、国際スティアリングコミティのメンバーの入れ替え方法、今後のFLUCOMEの開催地の案について等であった。

21日Invited talk3 としてE.Bideaux先生（フランスInsa Lyon大学）のCFDを使った流体力学要素の最適化と模擬実験の話があり、一般講演の後、メモリアルセッションでは中山泰喜先生、伊藤慎一郎先生の司会で山崎弘郎先生（元横河電機、東京大学）、V. Tesar先生（チェコプラハ工科大学）、J.R. Tippetts先生（イギリスSheffield大学）によってフルイディクスの発展の歴史と将来について、鳥井徹先生（東京大学）の今後のフルイディクスとして微小流体の計測制御などへの応用についての興味深い講演が行われた。

22日は一般の講演の後夕方よりバンケットが興福寺近くの奈良ホテルで約250名の参加者で行われた。（公）日本奇術協会によって日本古来の水芸が披露された。



図4 日本奇術協会による水芸の様子

曾禰寛純氏（アズビル代表取締役社長）および渡辺尚生氏（ガスター代表取締役社長）の来賓挨拶が行われた。アズビルは旧山武の名称で長年オートメーションに関係し流体計測制御に関係した多くの機器やシステムを製造販売している会社で人を中心としたオートメーションを提唱している。ガスターはお湯のある快適な暮らしをスローガンとして、近年は燃料電池応用システムのエネファームやエコジョーズ、ソラモが話題となっている。続いて8件の優秀論文発表賞の授与が武居昌宏論文委員長により行われた。論文集委員会では、武居先生の指揮のもとで吉満俊拓先生（神奈川工科大学）、小原弘道先生（首都大学東京）、川口達也先生（東京工業大学）、本澤政明先生（静岡大学）、一柳満久先生（上智大学）、畠山友行先生（富山県立大学）、只野耕太郎先生（東京工業大学）が多くの論文処理を行った。また、伊藤慎一郎先生が鳥や猫や犬の物まねを披露

され、和やかなムードでバンケットは進行された。FLUCOMEは2年おきに行われているが、FLUCOME2015がUAEアルアイン大学で行われる事がY. Haiku先生（UAE大学）によって紹介された。

4. テクニカルツアー

講演会の終了後23日に名和基之氏（ツアー分科会主査）によるテクニカルツアーが行われ、参加者は約65名2台のバスで法隆寺の見学と城南宮曲水の宴の検証が実際の美しい紅葉の庭で行われた。京都駅の近くにこのような素晴らしい庭があるとは一般には知られておらず、穴場の存在であった。渋滞はあったものの無事に京都駅に到着し4時半の解散となった。



図5 美しい紅葉 曲水の宴の庭

5. 一般講演の紹介

一般講演では全部で19のオーガナイズドセッションが開かれ、244件の発表が行われた。空気圧およびプラズマ流れのセッションの発表件数が増え、次いで計測技術、多相流れ、抵抗低減、再生可能エネルギーに関する発表の件数が増えている。ここでは、一般講演で行われた発表の中からいくつかを紹介する。

Gotoらは、高圧の油圧システム内で発生するキャビテーションを旋回流によって除去するデバイス（図6）について、気泡除去とキャビテーションによる侵食の度合いについて実験を行った³⁾。

SatoとShimboriは、従来は耐圧0.1MPaであった金属ベローズの溝に粘弾性リングを加えることで0.7MPaに耐えられるもの（図7）を開発し、フォーミュラカーのアクティブサスペンションに適用している（図8）⁴⁾。

Sakakiらは、電子ビームリソグラフィに対応した精密ステージを開発した（図9）。ピストン位置の変化によって動特性が変動する系に対し、加速度

フィードバック、外乱オブザーバ、フィードバック線形化などの制御手法を組み合わせることで50nmの位置決め精度を達成している⁵⁾。

Haraらは、垂直軸型風車（VAWT）の翼をテーパー状にし低重心化したものを提案している（図10）。VAWTは低風速域での起動性能が問題であったが、翼の断面をキャンバにすることによって性能を改善している⁶⁾。

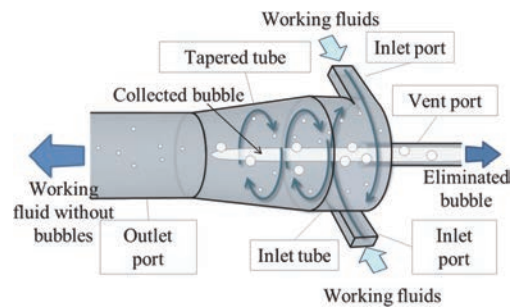


図6 旋回流による気泡除去装置³⁾

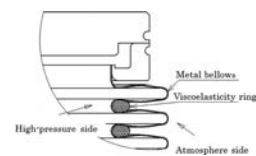


図7 高耐圧金属ベローズの構造⁴⁾

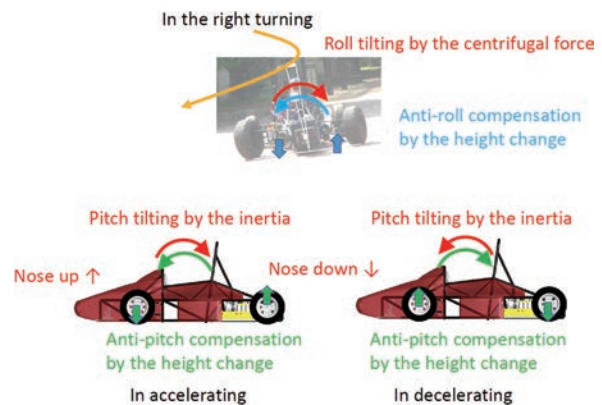


図8 フォーミュラカーのサスペンション制御⁴⁾

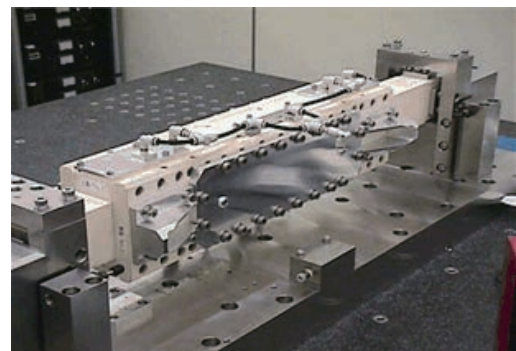
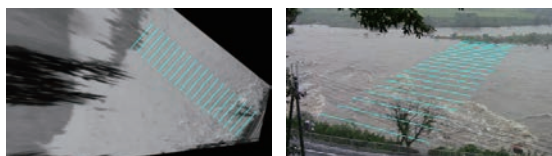
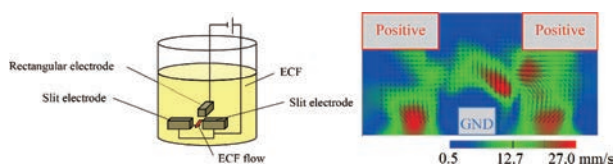


図9 空気圧駆動精密ステージ⁵⁾

図10 VAWTの断面形状による性能差の比較⁶⁾図11 河川の氾濫の画像計測⁷⁾図12 ECFの可視化実験⁸⁾図13 空気圧人工筋を用いた上肢アシスト⁹⁾

Tanakaは、河川の流れをSTIVと呼ばれる手法を用いて画像計測し（図11）、2次元流れのシミュレーションとの比較を行った。河川が大きく曲がっている箇所において河床との抵抗を表す粗度係数を修正することでシミュレーションの精度が向上することを示している⁷⁾。

Nakagawaらは、電圧をかけるとジェット流れが生じる電解共役流体（ECF）について、流れの可視化を行い、温度とECFの粘性、圧力、流速との関連性について調べている（図12）⁸⁾。

Takahashiらは、従来の空気圧ゴム人工筋におけるゴムの劣化を解決するために、アルミ蒸着ポリエステルを用いた空気圧人工筋肉を開発した。人工筋肉を用いて、筋電位を計測して人間の上肢の運動を

支援するパワーアシスト装置（図13）を提案している⁹⁾。

6. 最後 に

実行委員長として力不足ではあったが、多くの関係各位のご協力によりFLUCOME2013奈良を執り行うことができたことをこの場を借りて御礼申し上げるとともに、次回のFLUCOME2015が活気に満ちた実りある会議になること願っております。

参考文献

- 1) 新版 油空圧便覧, 日本油空圧学会, オーム社 (1989)
- 2) 流れの可視化ハンドブック, 可視化情報学会, 朝倉書店 (1977)
- 3) Goto, H., Sakama, S., Suzuki, R., Tanaka, Y.: Reduction of Cavitation Damage by Elimination of Bubbles in Oil Reservoir, The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, OS1-02-4 (2013)
- 4) Sato, Y., Shimbori, T.: Active Air-spring System with Pressure-resistant Metal Bellows for Posture Control of a Formula Cat, The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, OS3-01-1 (2013)
- 5) Sakaki, K., Yoshida, T., Ito, T.: Ultra precision pneumatic servo stage, The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, OS3-03-3 (2013)
- 6) Hara, Y., Sumi, T., Wakimoto, M., Kogo, S., Mizuguchi, S., Yoshimi, K., Akimoto, H.: Performance Measurements of Small-Scale Low Center-of-Gravity VAWTs (Comparison between Symmetrical and Cambered Blade Sections), The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, OS18-03-2 (2013)
- 7) Fujita, I., Kumano, G., Asami, K.: Measurements of large flood flow by a space-time imaging technique for evaluation of numerical simulation, The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, OS2-01-2 (2013)
- 8) Nakagawa, K., Okada, T., Takemura, K., Yokota, S., Edamura, K.: Understanding of Electro-conjugate Fluid Flow through Flow Visualization Experiments, The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, OS5-02-1 (2013)
- 9) Takahashi, R., Saito, N., Sato, T.: Development of upper limb power assist device using rubberless artificial muscle, The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, OS4-01-3 (2013)

(原稿受付：2014年4月1日)

トピックス

タイ駐在日記

著者紹介



しげもと よういち
重本陽一

YUKEN SEA CO.,LTD.
E-mail : yo.shigemoto@yuken-sea.com

九州国際大学卒業後、1992年 油研工業入社、
国内営業を経て2008年タイの代理店へ出向。
2013年YUKEN SEAに異動、現在に至る。

1. はじめに

2008年4月から2012年3月までの4年間でタイのバンコクにある代理店への出向を経て、2013年にASEAN地区を販売テリトリーとした油研工業の販売子会であるYUKEN SEAに出向。言葉も文字も理解出来ない状態から始まった日本とは違うタイでのこの6年間の生活について紹介したいと思う。

2. タイについて

タイの国土面積は約51万4,000平方キロメートルで日本の約1.4倍、人口は約6,000万人で日本の約半分で、現在私が住んでいる首都バンコクには1割以上の800万人が住んでいるといわれている。

地理的にはミャンマー、ラオス、カンボジア、マレーシアと国境を接しており、ASEANの中心として急成長を遂げる自動車産業を柱に工業化が進み、多くの外資系企業が進出している。中でも日系企業の進出は8,000社にのぼり中国への進出に次ぐ2位となっている。日本人の数もここ数年で急増し、10年前には2万5千人程度であったが、現在は6万人と2倍以上の日本人がいるといわれている。

気候は熱帯性気候であり、暑気（3～5月）、雨季（6～10月）、涼気（11月～2月）の3つに区分される。涼気は雨がまったく降らず一年の中で最も過ごしやすい時期であり、観光に適した時期でもある。

タイ人の多くは敬虔な仏教徒であり（国民の9割以上）信仰心が強く、お寺の前を通る時にも手を合

わせる人も多くいる。

家族や友達を非常に大切にし、目上の人に接する時は敬意の心を忘れないこともタイ人の特徴だと思う。

また王室をとっても尊敬しており、会社や商店など至る所にプミポン国王の写真が飾られている。国王がいるから私達の生活が成り立っているという敬意を常に持っているようだ。

3. タイ人

タイ人の好きな言葉に「マイペンライ」気にしないという意味の言葉と「サバイサバイ」快適という意味の言葉がある。とにかく細かいことは気にしない大らかな心の持ち主が多い。言い換えれば楽しくないことはやらない、面倒くさいことは嫌い、時間を守らないといったマイナス面にもつながっている。

しかしながら、好奇心旺盛で楽しいことを見つけることが得意で、性格は明るく人懐っこいタイ人は、憎めない存在であり、微笑みの国と言われるだけあって、レストランやデパートに行くと笑顔でワイ（胸の前で手を合わせる）をして迎えてくれる（図1）。



図1 マクドナルドもワイで出迎え

仕事の面ではやはり日本人とは考え方が違うため、タイ人を扱うことは非常に難しいところではあるが、日本と同様な仕事の進め方を押し付けるのではなく、文化も言葉も気質も違うタイ人を十分理解して、接することを心がけている。

4. 生活について

先にも述べたように非常に多くの日本人がタイに住んでおり、駐在者の多くがほぼ同じ地域に住んでいるため、歩いて行ける範囲内には日本食のスーパーや居酒屋、日本語の本屋、美容室まであり、言葉が喋れなくても日本語での対応ができる店が多くそろっている。まさに日本人街となっており日常生活にはまったく困ることがない。

物価については、タイは安いというイメージを持たれているかもしれないが、日本食のレストランや居酒屋に行けば日本と同じか、もしくは高いくらいで、特に輸入されている食材や酒類などは日本の33倍と非常に高い価格設定となっている。しかし日本と比較して安いと思うのは、乗り物で特にタクシーは非常に安くて便利だ。初乗り料金が35バーツと日本円で約100円程度なので1 km以内でもついつい乗ってしまうので、歩くことが少なく運動不足になっている。

週末の過ごし方としてほとんどの駐在員がゴルフを楽しんでおり、毎週プレーをしている方もいる。私は駐在してから4年間に一度もゴルフをやらなかったが、客先や仲間うちのコンペにも誘われることが多くなり、今では月に一度程運動不足の解消も兼ねてゴルフを楽しんでいる。

タイのゴルフ場はプレイ料金が安く、バンコクの市街地からも1時間程度と比較的近い所にあり、施設も日本に引けをとらないほど整っていることが、多くの観光客や駐在員の魅力を引き付けているのだと思う。また、プレーヤー1人に最低1人のキャディーがつくことになっており、専属なので至れり尽くせりのゴルフが楽しめる。

タイは観光立国でもあり、見所がたくさんある。南に行けば綺麗な海を見ながらビーチでゆっくり出来て、北に行けば日本の田舎にいるような景色が広がる山もある。日本に居てはなかなか行くこともないような近隣諸国のカンボジア、ベトナム、ラオスなどは飛行機でわずか1時間程度でいくことができる。飛行機も最近流行りのLCCが国内および近隣国へ数多く飛んでおり、日本では考えられない金額であることも大きな魅力のひとつだ。国内旅行の感覚で簡単に海外旅行ができることは、旅行が好きな私にとって連休の楽しみのひとつである(図2)。



図2 アンコールワット遺跡

5. 交通事情

日本のように鉄道が整っていないため、移動手段といえば主にバスと自動車、バイクが人々の足となっているため、朝夕の通勤時の渋滞は世界一とも言われている。かつてタイ人にとって新車は高嶺の花だったが、2012年に実施された「マイカー減税」の後押しもあり、国民にとって新車がぐっと身近な存在になった。そのため、町中には車があふれ都心の渋滞は更に加速している。しかもバンコクにある多くの信号機は切り替えが警官による手動。切り替えるタイミングもマイペースであるため、信号の待ち時間に規則性がなく、これもまた大いに渋滞に貢献している(図3)。

バンコクの帰宅ラッシュ時の渋滞は驚異的で、1 km走るのに1時間以上かかることも珍しくない。

バンコク市内の渋滞緩和策として10数年前に開業したBTS(バンコクスカイトレイン)も当初タイ人にとって馴染みのない電車での通勤で、料金も割高であったためなかなか受入れられなかったようだ。今となっては渋滞知らずで時間に正確な乗り物だということが浸透し、朝夕の通勤時間帯には非常に高い乗車率となっている。しかし、日本のような身動きが取れないような満員電車状態ではないのだが、タイ人はギュウギュウな状態になるのが嫌いで、乗ることをすぐに諦めてしまうため、電車を2~3本見過ぐすことも多い(図4)。

その他にタイらしい乗り物としては、トゥクトゥクと呼ばれる3輪バイクのタクシーがある。乗り方は自分の行きたいところを告げて、乗車前に価格の



図3 通勤時の渋滞



図4 BTS高架鉄道

交渉をする必要があるので言葉に自信がない人にはお勧めできない。また、ドアも無い乗り物なので渋滞の多いバンコク市内での乗車は排気ガスを吸い込むことになるので覚悟が必要だ。

また3輪のため安定性が悪く、カーブを曲がる特に転倒することもしばしばあるので非常に危険である。最近は観光客目当てで乗車金額を吊り上げようとする運転手もいるので、エアコンの効いた快適なタクシーへの乗車が無難である（図5）。

6. 政情不安

タイでは、「低所得層と富裕層・中間層」の階級



図5 トゥクトゥク

間対立や「都市部と農村部」の対立が長く続いており、タイに駐在してからのこの6年間に大きなデモが3度も発生している。

1度目のデモはタイでの駐在を始めた年の2008年で、反タクシン派による空港封鎖が1週間も続き日本では到底考えられないことに、この先どうなるのかとの不安を感じたことを思い出す。2度目は更に過激なタクシン派のデモで、観光客も多く集まるバンコクの中心街を赤いシャツを着たデモ隊が埋め尽くしていた。この時はいたるところでビルの放火や爆撃が相次ぎ、町中には黒煙が立ち昇り装甲車が市内を走る姿も目にした。外出禁止令も発令されていて、身近で爆撃音が聞こえたり身の危険さえ感じることもあった。3度目はこの原稿を書いている今も大規模なデモが行われている最中では、前回と比較すると穏便なデモだが、事務所前をデモ隊により道路封鎖が封鎖され、日頃から慢性化している市内の渋滞も更に悪化し、車での移動もできない状態が続いている。いち早く終結し平和的な民主主義が戻ることを願っている。

7. おわりに

振り返ると今のタイでの駐在生活は、日本と違う環境で毎日を刺激のある生活をしているせいか、この6年という期間がすごく短いように感じる。

この先どの位のバンコク生活になるのかわからないが、今のこの経験は今後必ず役に立つことだと思うので、まだまだ知らないことをできるだけ多く吸収し、残された駐在生活を過ごして行きたい。

（原稿受付：2014年2月5日）

研究室紹介

富山高等専門学校 電気制御システム工学科 西田研究室

著者紹介



にしだ ひとし
西田 均

富山高等専門学校
〒939-8630 富山県富山市本郷町13
E-mail: nishida@nc-toyama.ac.jp

1979年富山大学大学院工学研究科機械工学専攻修了、北陸職業能力開発大学校応用課程教授を経て、2004年富山工業高等専門学校教授、現在に至る。機能性流体とその応用に関する研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会などの会員。博士（工学）。



たけだ けんたろう
武田 健太郎

富山高等専門学校専攻科エコデザイン工学専攻2年
〒939-8630 富山県富山市本郷町13
E-mail: takedakentarou@gmail.com

2012年富山高等専門学校機械工学科卒業。現在、西田研究室において、磁気機能性流体を用いた円管内面に対するマイクロ加工に関する研究に従事。日本フルードパワーシステム学会と日本機械学会の会員。

1. 富山高等専門学校の紹介

富山高等専門学校（富山高専）は2009年10月に富山工業高等専門学校と富山商船高等専門学校の統合・高度化再編によって誕生した新しいモデルの国立高専です。キャンパスは2つあり、それぞれの旧高専の場所に、本郷キャンパスと射水キャンパスがあります。本科は、工学系4学科（機械システム工学科、電気制御システム工学科、物質化学工学科、電子情報工学科）、人文社会系1学科（国際ビジネス学科）、商船系1学科（商船学科）の合計6学科から成っています。そして、専攻科は4専攻（エコデザイン工学専攻、制御情報システム工学専攻、国際ビジネス学専攻、海事システム工学専攻）から成ります。富山高専は他の高専と比べて、工学系、文系、そして、商船系までの幅広い教育研究分野を持っていることが特徴です。また、東海・北陸地区の拠点高専として貢献しています。

西田研究室は本郷キャンパスの電気制御システム工学科に所属しています。同学科は電気、機械、情報工学を総合的に身につけ、複眼的な視野で創造的

な技術開発ができる技術者の育成を目指しています。

2. 研究室の概要

西田研究室は本郷キャンパスにある共通棟2の4階にあります。研究室からは雄大な立山連峰を眺めることができます。西田研究室では機能性流体とその応用に関する研究を行っており、現在は磁場に応答する流体を用いて、研磨と加工への応用が行われています。研究室は二つの部門に分かれており、一つは穴や円管内面へのマイクロ加工部門、もう一つは平面や複雑形状表面に対する研磨加工部門です。

平成25年度の研究室のメンバー（図1）は、西田教授の指導の下、専攻科2年生2名、1年生2名、本科5年生4名の合計8名の学生が所属しています。西田研究室には学生研究室と実験室の2部屋あり、学生にはパソコンが1人、1台用意されており、快適な研究室です。それぞれの部門では製作した実験装置や改良した試験装置があり、これらを用いて様々な実験を行っています。測定装置や機器も整備されており、磁場が印加できる高機能高精度レオメータ、各種レオメータ、高機能高速度カメラ、マイクロスコープ、質量計、粗さ測定器などが挙げられます。それらの測定データを解析するためのソフトもいくつかあります。また、実習工場にあるCNC三次元測定機や表面粗さ・輪郭形状測定機をフルに使用しています。



図1 平成25年度の西田研究室のメンバー

西田研究室の特徴の一つは学生が研究成果を学会で発表することです。本年は6件、最近5年間で、24件の発表をしています。また、本年度は私たちの研究がイノベーションジャパン2013に採択され、多くの企業の方々に研究紹介しました。もう一つは、研究室の雰囲気がとても明るく、騒がしいことです。仲間同士がより良い信頼関係を築くために、研究の合間にゲームをしたり、休日には焼肉会やビザパーティー、映画鑑賞などを企画するなど、コミュニケーションを盛んに取っています。研究室には先輩方もよく遊びに来られ、人が集まるにぎやかな研究室です。また、昨年11月に富山で開催された磁性流体連合講演会には全員で運営に協力しています。

3. 現在の研究内容

3.1 新型磁気混合流体の開発と応用

磁性流体 (MF) は母液に粒径10nm程度のマグネタイト粒子を分散させたものです。MFは磁場中においても流動性があります。一方、磁気粘性流体 (MRF) は母液に粒径が μm オーダーのカーボニル鉄粉を混入したものです。この流体は放置すると短時間で鉄粉が沈降します。MRFは磁場を印加した際のみかけの粘度の上昇が大きいという特徴がありますが、流動性はほとんど無くなります。西田研究室ではMFとMRFを混合した磁気混合流体 (MCF) を研究対象にしており、この流体はMFとMRFの両方の特性を持っています¹⁾。MCFの特徴はMRFに比べて分散安定性に優れており、磁場印加時、磁力線方向に細長くフレキシブルで弾力性のある磁気クラスタ (鉄粒子やマグネタイト粒子で構成された凝集体) を形成することです。

現在、このMCFの改良と磁気クラスタの特性を調べています。加工分野に対する、加工法、加工材料に応じたMCFの開発を目指しています。

3.2 MCFを用いたナノレベルホーニング加工

エネルギー分野や航空機分野などでは、より軽量で強度、耐熱性、機能性に優れた材料の開発が進められています。しかし、これらの材料に対する精密加工は優れた材料特性が被削性を低下させるために困難な状況です。これらの材料の円管内面加工では精密で高品質な加工が求められています。

西田研究室では、これまで、細管内面²⁾と比較的短い垂直円管内面に対してそれぞれMCFを用いた精密加工法を開発しています³⁾。そして、現在、ナノレベルのホーニング加工法の開発を進めています。

穴や円管に挿入する工具はスペーサを挟んでリング状の永久磁石の同極が向かい合うように積層したものです。図2に水平円管内面に対する工具と磁気

クラスタの模式図を示します。永久磁石の外周の管軸方向に磁気クラスタが形成されます。MCFに混合した砥粒は非磁性体であるため、磁気浮力により磁場強度の小さいところへ移動します。そのため、砥粒は円管内面側に集まります。加工は永久磁石の外周面の軸方向に形成される磁気クラスタが円管内面に集まった砥粒に半径方向の力を作用することと管内面との相対運動により行われます⁴⁾。

実際の実験装置を図3に示します。実験装置は小型汎用旋盤を使用しており、工具と工具に回転を与えるサーボモータ、サーボモータと工具を水平方向に移動させる電動スライダから構成されています。そのため、工具に回転と管軸方向の移動 (送り) を与えることができます。現在、可視化実験により磁気クラスタの挙動を観察し、その速度を測定しています。また、同時に磁気クラスタの圧力 (加工圧力) を求めています。これにより、本加工法の原理と特性を明らかにします。

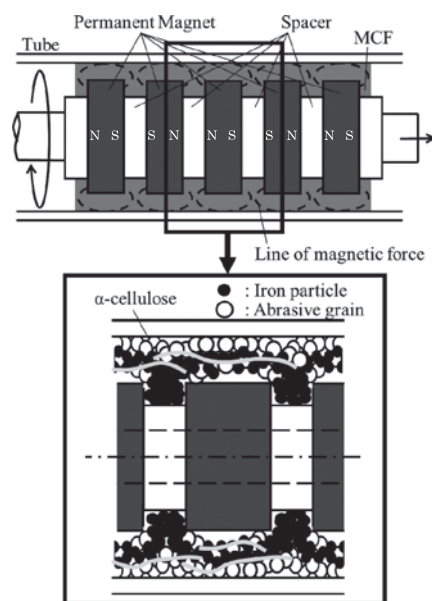


図2 水平円管内面加工における工具と磁気クラスタの模式図

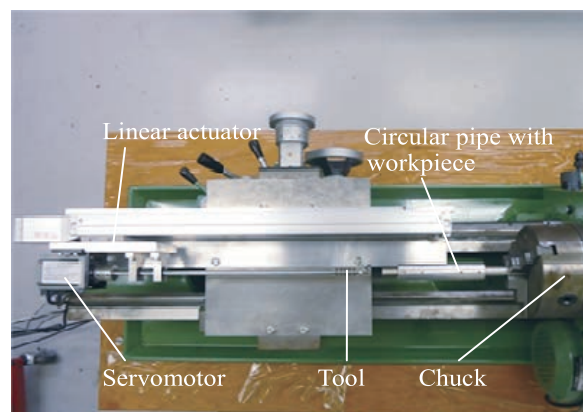


図3 水平円管内面加工実験装置の外観

3.3 MCFを用いた複雑形状表面の精密研磨加工

小径レンズ用の金型や微細加工表面の超精密研磨加工を目標にしています。金型の分野では高精度な加工と仕上げが要求されており、特にレンズ金型の研磨は複雑形状の表面を高い形状精度で、かつ、鏡面に仕上げる必要があります。これには多くの作業時間と熟練の技術が要求になるため、研磨の自動化が求められています。西田研究室ではMCF研磨によって、それが可能になると考えており、実現化に向けた基礎データの収集を目的にしています。そのための実験装置の製作と実験を行っています。

図4に研磨装置を示します。装置は小型フライス盤を使用しており、磁場発生源（電磁石）と研磨工具（電磁石の鉄心）、および、ワークが設置されMCFが満たされた容器から構成されています。磁場強度はコイルに流す電流によって制御できます。これまでの成果として、平面研磨において、周波数 $f=0.1\text{Hz}$ のパルス磁場において平坦な研磨面が得られることを報告しています⁵⁾。また、加工平面の圧力分布の時間的変化を計測して、その特性を明らかにしています。図5は研磨工具中心座標に対して研磨面半径方向の各位置における圧力分布の時間的変化を示したものです。これらの結果から、磁場印加後、磁気クラスタの分布が時間的に変化して、定常状態になることがわかりました。そして、なぜ、 $f=0.1\text{Hz}$ のパルス磁場において平坦な研磨面が得られるのかを明らかにしています。

また、加工表面性状におよぼす工具と加工面との間隔 δ の影響を明らかにしています。すなわち、周波数 $f=0.1\text{Hz}$ のパルス磁場では、 $\delta=0.75\text{mm}\sim 1.75\text{mm}$ では同じ表面性状がえられることがわかりました。これは、この範囲で変化する三次元形状表面に対し

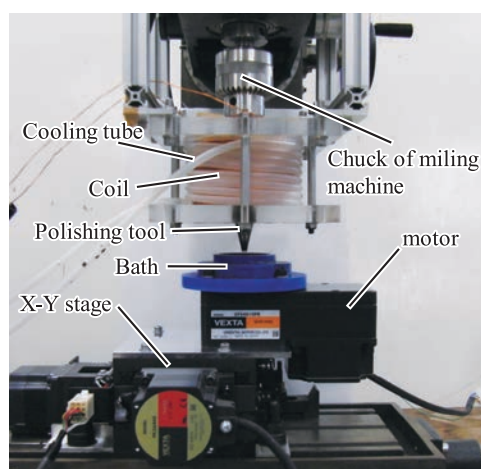


図4 平面研磨実験装置の外観

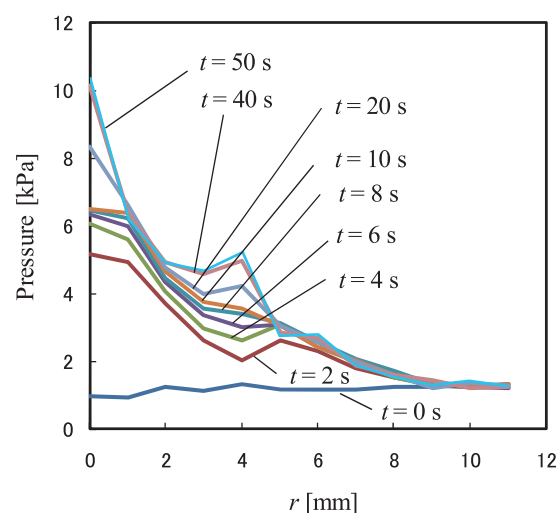


図5 平面研磨における圧力分布の時間的変化

て、工具の2次元運動のみで研磨が可能であることを意味していると考えています。研究室では、今後、これを検証していく予定です。

4. おわりに

編集委員の藤田壽憲先生から研究室紹介記事の依頼があり、研究室学生で学生会員でもある武田健太郎君にお願いしたところ、一つ返事で書いてくれました。従って、本文は武田君が執筆し、西田が手直しをした次第です。武田君は他チームの研究内容もよく理解しており、嬉しく思いました。この記事をご覧いただき、磁場に応答する機能性流体や西田研究室の研究内容に興味を持っていただけたら幸いです。

参考文献

- 1) 島田邦雄, 藤田豊久, 岡英夫, 赤上陽一, 神山新一: MCF (磁気混合流体) の流体力学的特性と磁化特性, 日本機械学会論文集, Vol. 67, No. 664 (B), pp. 3034-3040 (2001)
- 2) 西田均, 島田邦雄, 後藤誠: 磁気機能性流体による管内面研磨に対する流体力学的考察, 実験力学, Vol. 7, No. 3, pp. 264-269 (2007)
- 3) 西田均, 島田邦雄, 吉野一郎: 磁気混合流体を用いた円管内面マイクロ加工の開発研究, 実験力学, Vol. 12, No. 4, pp. 361-368 (2012)
- 4) 武田健太郎, 西田均, 島田邦雄, 井門康司: 磁気機能性流体を用いた円管内面マイクロ加工における磁気クラスタの特性, 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, pp. 106-108 (2013)
- 5) 西田均, 島田邦雄, 井門康司: 磁場制御による磁気混合流体を用いた平面研磨の基本特性, 実験力学, Vol. 12, No. 4, pp. 354-360 (2012)

(原稿受付: 2014年3月30日)

企画行事

平成25年秋季フルードパワーシステム講演会開催報告

著者紹介

たけむらけんじろう
竹村 研治郎

慶應義塾大学

〒223-8522 神奈川県横浜市港北区日吉3-14-1
E-mail: takemura@mech.keio.ac.jp

2002年慶大院後期博士課程修了。2002年慶大機械工学科助手、2003～2008年東工大精研助手、助教、2008～2012年慶大機械工学科専任講師を経て、2012年より准教授、現在に至る。機能性流体などの研究に従事。日本フルードパワーシステム学会などの会員。博士（工学）。

1. はじめに

日本フルードパワーシステム学会と日本機械学会が共催する平成25年秋季フルードパワーシステム講演会が平成25年11月7日（木）、8日（金）の2日間にわたってニチイ学館神戸ポートアイランドセンター（兵庫県神戸市中央区港島南町7-1-5）にて開催された。本講演会はフルードパワーシステムに関する研究者が一堂に会し、最新の研究成果について議論する場である。また、中国からZhejiang University of TechnologyのProf. Jian Ruanをお招きした国際特別講演も行われた。この他、新たな試みとして、講演会と併催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。講演会への登録者は114名であり、これに加えて公開技術フォーラムのみに31名のご参加をいただき、合計145名の皆様に講演会会場にお越しいただいた。本稿では、本講演会の概要を報告する。

2. セッションごとの講演概要

本講演会ではオーガナイズドセッションは企画せず、すべて一般セッションとして油圧、空気圧、水圧、機能性流体の4セッション44講演が行われた。国際特別講演と合わせて以下に概要を紹介する。

2.1 国際特別講演

国際特別講演では、学会の国際交流事業の一環と

して中国のZhejiang University of TechnologyからProf. Jian Ruanをお招きし、“Development of 2D Digital Servo/proportional Valves”と題してご講演をいただいた。ご講演では、Zhejiang University of Technologyの歴史やキャンパスのご紹介のあと、2Dサーボバルブの課題と研究内容が紹介された。図1はご講演の様子である。



図1 国際特別講演の様子

2.2 油圧セッション

油圧セッションでは12件のご講演があった。圧力損失、圧力低下抑制素子、圧力脈動などに加え、ディーゼルエンジンの燃料噴射や回生エネルギーの利用による省エネルギー化、油圧サイレンサ、気泡除去装置などに関する最新の研究成果が発表され、活発な討論が展開された。

2.3 空気圧セッション

空気圧セッションは本講演会でもっとも講演数が多く、全21件のご講演が行われた。ご講演の内容はおもに、空気圧システムそのものに関する制御や圧力源、脈動などの研究成果と、空気圧システムの応用に関する研究成果に大別されているようである。また、空気圧システムの応用分野としては医療や福祉などヒトとの親和性が求められる分野がほとんどであった。

2.4 水圧セッション

水圧セッションでは3件のご講演があり、水圧人工筋や水圧用ソレノイドなどの研究成果が発表された。他の分野と比較して講演件数は少ないものの、

水圧用の要素技術の新たな研究成果が発表されるなど、今後の発展が期待される。

2.5 機能性流体セッション

機能性流体セッションでは8件のご講演があった。電界の印加によって流動する電界共役流体あるいは電気流体力学現象を用いた液圧源や応用に関する研究成果と、新たなナノ・マイクロ粒子分散系磁気粘性流体に関する基礎研究や応用研究の成果が発表された。

3. 公開技術フォーラム

公開技術フォーラムは法政大学の田中豊先生を中心に企画された新たな試みである。「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～」のタイトルにあるように、本学会員の中から油圧、水圧、空気圧、機能性流体の講師をお招きし、作動流体ごとの特長や魅力、研究事例などをご紹介いただくことによって、研究者、企業技術者、フルードパワーユーザの接点を作るべく企画された。講師およびタイトルは以下のとおりである。

真田一志先生（横浜国立大学）

「油圧分野の最新動向と特徴的な事例紹介」

伊藤和寿先生（芝浦工業大学）

「ここまで来た水圧システム」

吉田和弘先生（東京工業大学）

「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」

川嶋健嗣先生（東京医科歯科大学）

「空気圧サーボシステムのロボットへの展開」

なお、冒頭にも紹介したように、本講演会参加者に加えて、公開技術フォーラムのみにも31名のご参加をいただいた。フォーラムの様子を図2に示す。



図2 公開技術フォーラムの様子

会員諸兄もご承知のように、春季・秋季フルードパワーシステム講演会は主に会員同士の情報交換や交流の場として重要な役割を果たしている。しかし、フルードパワーシステムの魅力を広く一般に知っていただき、活用いただくことも本学会の重要な使命である。今回新たに企画した公開技術フォーラムがこうした役割を果たせば幸いである。

4. 技術懇談会

本講演会では技術懇談会も行われた。先にご紹介した公開技術フォーラムの直後に開催し、フォーラムのみにご参加いただいた方も懇談に加わっていただくことによって、研究者、企業技術者、ユーザ、学生が交流する場としてご活用いただけたのではないと思う（図3）。また、技術懇談会に先だって、平成25年春季フルードパワーシステム講演会の最優秀講演賞の授賞式が行われ、4名の方が香川利春会長より賞状と副賞を授与された。なお、本講演会の最優秀講演賞の授与は平成26年春季フルードパワーシステム講演会の技術懇談会（5月30日@機械振興会館）に先だって行われる予定のため、ご期待いただきたい。



図3 技術懇談会の様子

5. おわりに

以上のように、平成26年秋季フルードパワーシステム講演会が多くの皆様のご参加をいただき、盛会のうちに開催できた。最後に、本講演会開催にご協力いただいた皆様に改めて御礼申し上げ、開催報告とさせていただきます。

（原稿受付：2014年1月15日）

会 告

〈理事会・委員会日程〉

5月30日	理事会
6月2日	情報システム委員会
6月5日	編集委員会
6月24日	基盤強化委員会

〈第4回理事会〉

4月23日 15:00～17:00 機械振興会館
地下3階3B—9号室（出席者18名）

- 1) 事業計画書及び収支予算書の承認について
- 2) 総会資料の確認について
- 3) 国際学術奨励賞について
- 4) 登録料・謝礼内規について
- 5) イベントシステムの改善ご報告とお願い
- 6) 会誌執筆要綱改訂について
- 7) 補助職員雇入契約書について
- 8) 会員の推移と入退会者について
- 9) 学会の財務基盤の強化の進捗状況について
- 10) その他

〈委員会報告〉

第5回基盤強化委員会

4月22日 15:00～17:00 機械振興会館B3—9
(出席者11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3回情報システム委員会

3月20日 15:00～17:00 東京電機大学
千住キャンパス1号館 8階10816B(先端機械コース会議室)
(出席者8名)

- 1) 会議報告担当
- 2) 学会事務局情報機器管理の業者への委託について
- 3) モバイルルータについて
- 4) 総会資料に同封する案内文について
- 5) 学生会員の入会・退会手続きについて

- 6) ACCESS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) その他(英語HPの改善、委員の任期と増員など)

第6回編集委員会

3月25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.3「エアコンプレッサの最新技術」
 - ・ 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)」
- 3) その他
 - ・ トピックスについて
 - ・ 会議報告について
 - ・ ロゴ問題について
 - ・ コーヒーブレイクについて
 - ・ 46巻特集テーマについて

第4回企画委員会

4月4日 15:00～17:00 機械振興会館地下3階
B3—9号室（出席者19名）

- 1) 平成25年度実施事業に関する報告・審議事項
 - ・ ウインターセミナーについて（終了報告）
 - ・ その他
- 2) 平成26年度実施の事業に関する報告・審議事項
 - ・ 平成26年春季講演会併設セミナーについて
 - ・ 平成26年春季講演会について
 - ・ オータムセミナーについて
 - ・ ウインターセミナーについて
 - ・ 公益事業について
 - ・ その他
- 3) その他審議・確認事項
 - ・ 会誌5月号の掲載予定会告記事について
 - ・ IFPEXにおける企画について
 - ・ WGの構成について
 - ・ その他

会 告

詳細は学会ホームページ (<http://www.jfps.jp/>) をご覧ください

平成26年春季フルードパワーシステム講演会 併設セミナー 「フルードパワーに貢献する材料, 加工, 表面処理技術」のお知らせ

開催日: 平成26年5月28日(水) 午後13:10 ~ 16:50

開催趣旨:

平成26年春季フルードパワーシステム講演会併設セミナーは平成26年5月28日(水) 13:10 ~ 16:50に機械振興会館(東京都港区芝公園3-5-8) 地下3階研修1で開催されます。本講演会では、フルードパワーに貢献しモノづくり基盤を担っている材料、加工、表面処理技術について企業の具体的な事例や最新の研究・技術開発成果についてご発表をいただき

ます。詳細は学会ホームページをご確認いただきますようお願いいたします。

なお、日本フルードパワーシステム学会誌45巻2号(2014年3月号)が当日の講演資料となりますので、各自ご持参をいただきますようお願いいたします。皆様の積極的なご参加をお待ちしております。

日本フルードパワーシステム学会・日本機械学会 共催 平成26年春季フルードパワーシステム講演会のお知らせ

開催日: 平成26年5月29日(木)・30日(金)

開催趣旨:

平成26年春季フルードパワーシステム講演会は平成26年5月29日(木)・30日(金) 9:00 ~ 17:00(予定)に機械振興会館(東京都港区芝公園3-5-8) 地下3階で開催されます。本講演会では、一般講演に加えて、特別講演・オーガナ

イズドセッション・製品技術紹介セッションや技術懇談会などを企画いたしております。詳細は学会ホームページに随時掲載いたしますので、ご確認いただきますようお願いいたします。皆様の積極的なご参加をお待ちしております。

平成26年春季フルードパワーシステム講演会 特別講演のお知らせ

開催日: 平成26年5月30日(金) 午後10:40 ~ 11:40

開催趣旨:

平成26年春季フルードパワーシステム講演会では、特別講演を以下の通り企画いたしました。学会の社会貢献の一環として、本特別講演は一般公開(参加費無料)と致します。本特別講演へのご出席をご希望の方は、当日、直接会場の方にお越しください。

開催日時: 平成26年5月30日(金) 10:40 ~ 11:40

開催場所: 機械振興会館本館(東京都港区芝公園3-5-8)

地下3階 研修1

講師: 進士 忠彦 先生(東京工業大学精密工学研究所教授)
演題: 磁気軸受を用いた使い捨て遠心血液ポンプシステムの開発

講演概要: 補助循環や人工心肺に1ヶ月連続使用可能な使い捨てタイプの磁気浮上遠心血液ポンプを開発している。本講演では、羽根車の磁気浮上法、血液ポンプの生体適合性を含めた性能評価法、血液ポンプを構成する磁気軸受やモータを用いた流量推定法などを紹介する。

平成26年春季フルードパワーシステム講演会併設企画 「製品・技術紹介セッション」のお知らせ

開催日: 平成26年5月30日(金) 午後12:50 ~ 14:50(予定)

開催趣旨:

平成26年春季フルードパワーシステム講演会では、企業関係の方々に製品・技術の紹介をしていただくオーガナイズドセッション(「製品・技術紹介セッション」)の通算14回目の開催を企画しました。開催日時は平成26年5月30日(金) 12:50 ~ 14:50(予定)、場所は機械振興会館本館地下

3階です。本企画は、企業関係の方々に、現在、企業がお持ちの製品・技術あるいは検討課題などを、学会主要行事の1つである講演会で発表していただき、会員間で問題意識を共有し、会員相互の研究・技術の交流の促進を図ろうとするものです。詳細は学会ホームページから、春季講演会のページをご覧ください。皆様のご参加を心よりお待ちしております。

詳細は学会ホームページ (<http://www.jfps.jp/>) をご覧ください

平成26年度特別教育講座 「油圧システムのモデリングの基礎をつかむ」のお知らせ

開催日：平成26年8月28日（木）9時～17時（予定）

開催趣旨：

油圧システムの動特性をコンピュータシミュレーションにより解析することが広く行われるようになってきました。本教育講座はその入門講座としての位置付けを持ちます。本特別教育講座では、油圧システムの動特性を解析する上で不可欠な油圧要素・システムのモデル化をどのように行うのか、応用例を提示しつつその基本的な考え方を平易に解説します。また、システムのモデリングを行う際、システムを具体的に分析する力も

重要となります。そこで、本講義ではその一例として動力に着目したシステムの分析方法を平易に解説し、演習を通してその力を養います。詳細は学会ホームページに随時掲載いたしますので、ご確認をいただきますようお願いいたします。油圧駆動技術にこれから従事しようとするメーカー・ユーザーの方々、これまでに習得した油圧駆動技術に更に磨きをかけたい方々を対象としておりますので、多くの方々のご参加を期待します。

会員情報の確認と更新のお願い

情報システム委員長 藤田 壽憲

日本フルードパワーシステム学会（以下「学会」という）では、住所、メールアドレス等会員の皆様をデータベースで管理しております。このデータベースに基づき会誌送付、会員向けメール配信を行っていますが、データベースの情報が最新のものとなっていないため、会誌が希望のところに送付されない、学会からのメールが配信されない等の問題も発生しております。つきましては、各会員の皆様にこのデータベースの情報を確認いただき、データに誤りがある場合はご更新くださるようお

願い申し上げます。手順については学会HPの「Topics」に掲載された「会員情報の確認と更新のお願い」を参照してください。特に、会員向けメールが届いていない方は、必ずアドレスをご確認いただき、未記入の方は入力をお願いいたします。今後、転居等により情報更新をされる場合も、ご自身でご変更いただくようお願い申し上げます。この件、不明な点がございましたら、学会事務局（info@jfps.jp）までご連絡ください。

会 告

(一社)日本フルードパワーシステム学会 賛助会員一覧表

アイシン・エイ・ダブリュ(株)
 (株)明石合銅
 アズビル(株)湘南工場
 アズビルTACO(株)
 (株)アドヴィックス
 アネスト岩田株式会社
 イートン(株)
 (株)医器研
 (株)IHI
 出光興産(株)
 イナバゴム(株)
 イハラサイエンス(株)
 (株)インターナショナル・
 サーボ・データ
 (株)打江精機
 SMC(株)
 SMC(株)中国
 (株)荏原製作所
 (株)大阪ジャッキ製作所
 大瀧ジャッキ(株)
 (株)オプトン
 鹿島通商(株)
 KYB(株)
 KYBエンジニアリング・
 アンド・サービス(株)
 KYB-YS(株)
 (株)桂精機製作所
 神威産業(株)
 川崎重工業(株)
 川重商事(株)
 キャタピラー・ジャパン(株)
 旭東ダイカスト(株)
 協和シール工業(株)
 極東開発工業(株)
 (株)クボタ
 クロダニューマティクス(株)
 (株)ケンチク舎
 (株)古河製作所
 (株)工苑
 甲南電機(株)
 (株)コガネイ
 コスモ石油ルブリカンツ(株)
 (株)小松製作所
 (株)小松製作所試験センタ
 (株)小松製作所研究本部
 (株)小松製作所油機開発センタ

(株)阪上製作所
 (株)鷺宮製作所
 佐藤金属株式会社
 三和テッキ(株)
 三輪精機(株)
 CKD(株)
 (株)島津製作所
 (株)ジェイテクト
 勝美印刷(株)
 JX日鉱日石エネルギー(株)
 ジヤトコ(株)
 新日鐵住金(株)交通産機品カンパニー
 住友建機(株)
 住友重機械工業(株)
 住友精密工業株式会社
 制御機材株式会社
 千住金属工業(株)
 第一電気(株)
 (株)TAIYO
 タイヨーインターナショナル(株)
 (株)タカコ
 (株)タダノ
 ダイキン・ザウアーダンフォース(株)
 ダイキン工業(株)
 ダイワ(株)
 大生工業(株)
 調和工業(株)
 (株)都筑製作所
 TMCシステム(株)
 (株)TNK
 テラル(株)
 天竜丸澤(株)
 トーヨーエイトック(株)
 東京メータ(株)
 TOHTO(株)
 東北特殊鋼(株)
 東明工業(株)
 DOOSAN CORPORATION
 東洋機械金属(株)
 同和発條(株)
 東京計器(株)
 東京計器パワーシステム(株)
 特許機器(株)
 特許庁
 豊興工業(株)
 (株)豊田自動織機

中西商事(株)
 中村工機(株)
 長津工業(株)
 長野計器(株)
 ナブテスコ(株)
 ニッタ(株)
 日新沪器器工業(株)
 日本アキュムレータ(株)
 (株)日本アレフ
 日本機材(株)
 日本クエーカー・ケミカル(株)
 日本工業出版(株)
 日本シリンダ共同事業(株)
 日本精器(株)
 日本電産トーソク(株)
 (一社)日本フルードパワー工業会
 日本ムーグ(株)
 (株)野村商店
 (株)ハイダック
 日立建機(株)
 (株)日立建機ティエラ
 (株)日立建機カミーノ
 (株)日立製作所
 日立住友重機械建機クレーン(株)
 広瀬バルブ工業(株)
 ピー・エス・シー(株)
 フジサンケイビジネスアイ
 フェスト(株)
 (株)フクダ
 (株)不二越
 二見屋工業(株)
 ボッシュ・レックスロス(株)
 昌富工業(株)
 マサモト(株)
 (株)増田製作所
 松巳鉄工(株)
 マックス(株)
 三菱電線工業(株)
 ヤマシンフィルタ(株)
 ヤマハモーターハイドロリック
 システム(株)
 油研工業(株)
 理研精機(株)
 ワールドインシュアランス
 ブローカーズ(株)

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 (4月10日現在)	938	16	126	134
差 引 増 減	-17	0	-1	+3

(注1) 正会員の内訳 名誉員13名・シニア員35名・ジュニア員145名

賛助会員

(株)ケンチク舎成増
(株)荏原製作所

中西商事(株)

正会員

芦 金石 (大連工業大學機械学院)
布施 清治 (株)ケンチク舎成増
武田 周 (コマツ)
宮本 寛之 (千葉大学)
下山 達郎 (CKD(株))
岡本一太郎 (CKD(株))
畑中 健一 (ヤンマー(株))
岡本 和也 (株)コガネイ
金井 良二 (株)コガネイ
中野 崇行 (株)コガネイ
藤原 輝彦 (株)コガネイ

井上 拓哉 (豊田共栄サービス(株))
潮 致治 (ヤンマー(株))
大槻 拓也 (株)モリタ製作所
長屋 貴洋 (株)コガネイ
若杉 諭 (CKD(株))
中里 嘉人 (豊産マシナリー(株))
大村 雄厚 (株)コガネイ
加藤 格 (株)コガネイ
須田 浩之 (株)コガネイ
南條 光博 (株)コガネイ
牧田 一美 (株)コガネイ

学生会員

濱田溪太郎 (上智大学)
金子 大修 (明治大学)
田丸 貴史 (明治大学)

大高 史登 (明治大学)
長谷川広樹 (明治大学)

共催・協賛行事のお知らせ

協賛行事

トライボロジー会議2014春 東京 主 催：一般社団法人 日本トライボロジー学会 開 催：2014年5月19日(月)～21日(水) 会 場：国立オリンピック記念青少年総合センター（〒151-0052 東京都渋谷区代々木神園町3-1 センター棟）
ロボテックス・メカトロニクス講演会 2014 主 催：一般社団法人 日本機械学会 会 期：2014年5月25日(日)～29日(木) 会 場：富山市総合体育館、国際会議場とやま自遊館
第16回流れの可視化に関する国際会議 (The 16th International Symposium on Flow Visualization (ISFV16)) 主 催：一般社団法人 可視化情報学会 日 時：2014年6月24～28日 会 場：沖縄コンベンションセンター アブストラクト登録締切：1月5日 問合せ： http://www.isfv.org , info@isfv.org
第42回可視化情報シンポジウム 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 HP： http://www.visualization.jp/event/detail/vsjsymp2014top.html
TECHNO-FRONTIER 2014 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
日本混相流学会混相流シンポジウム2014 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
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）」 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（大阪市西区靱本1-8-4 / (06)6443-5324(代)）
EcoDePS 2014-Ecodesign Products & Service Symposium 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
The 12th international Conference on Motion and Vibration Control (MoViC2014) 第12回「運動と振動の制御（国際会議）」 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
Dynamics and Conference 2014 総合テーマ：「志の結集、智の結実へ」 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）

第32回日本ロボット学会学術講演会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）

第57回自動制御連合講演会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(水)

会 場：伊香保温 ホテル天坊〔群馬県渋川市伊香保町396-20〕

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22日(土)

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：日本学術会議 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）

編集室

次号予告

—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！」発行にあたって
 〔解説〕油圧分野の最新動向と特徴的な事例紹介
 空気圧サーボシステムのロボットへの展開
 ここまで来た水圧システム
 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）
 〔ニュース〕インドにおける国際交流
 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）
 〔会議報告〕IFPE2014におけるフルードパワー技術研究動向
 〔教室〕入門講座「トライボロジー」第1回：摩擦について
 〔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
 ブラジル駐在日記
 〔研究室紹介〕上智大学築地研究室
 〔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」

田中 豊
 眞田 一志
 川嶋 健嗣
 伊藤 和寿
 吉田 和弘
 香川 利春
 香川 利春
 田中 豊
 風間 俊治
 木原 和幸
 寺崎 敦
 濱田溪太郎
 林 光昭

平成25年度「フルードパワーシステム」編集委員

委員長	吉田和弘（東京工業大学）	委員	西海孝夫（防衛大学校）
副委員長	塚越秀行（東京工業大学）		藤田壽憲（東京電機大学）
委員	伊藤雅則（東京海洋大学）		丸田和弘（㈱コマツ）
	内堀晃彦（宇部工業高等専門学校）		村松久巳（沼津工業高等専門学校）
	小倉弘（日立建機㈱）		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（㈱TAIYO）
	北村剛（油研工業㈱）		山田敏夫（㈱コガネイ）
	木原和幸（財工業所有権協力センター）		吉満俊拓（神奈川工科大学）
	栗林直樹（川崎重工業）	担当理事	宮川新平（KYB㈱）
	五嶋裕之（機械振興協会）		山田宏尚（岐阜大学）
	佐藤恭一（横浜国立大学）		
	妹尾満（SMC㈱）	学会事務局	藤谷秀次
	多田昌弘（CKD㈱）	編集事務局	竹内留美（勝美印刷㈱）
	中野政身（東北大学）		
	成田晋（KYB㈱）		

(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3号 (2014)

平成26年5月

目次

研究論文

1. A Study on Vibrational Viscometers Considering
Temperature Distribution Effect
Ali AKPEK, Chongho YOUN, Toshiharu KAGAWA 29
2. CFDを用いたラビリンスシール空気圧シリンダ内の流れ解析
(第1報: 乱流モデルを用いた3次元流れ解析と漏れ量の推定)
小嵯 貴弘, 佐野 学 37
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2報) 入力操作に基づいた過渡特性の改善
—新Posicast法の開発—
桑野 博明 42

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

Vol.45, No.3

May 2014

Contents

Paper

1. A Study on Vibrational Viscometers Considering Temperature Distribution Effect
Ali AKPEK, Chongho YOUN, Toshiharu KAGAWA 29
2. Analysis of Leakage Flow in a Labyrinth-Sealed Pneumatic Cylinder with
Computational Fluid Dynamics (1st Report: Three-Dimensional Flow
Analysis with a Turbulence Model and Estimation of Leakage Flow Rates)
Takahiro KOSAKI, Manabu SANO 37
3. Application of Electro-Hydraulic Servo Systems to Hot Strip Downcoiler
(2nd report) Reference Shaping for Improving the Transient Response
—Development of New Posicast Control—
Hiroaki KUWANO 42

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

A Study on Vibrational Viscometers Considering Temperature Distribution Effect*

Ali AKPEK** Chongho YOUN***, Toshiharu KAGAWA***

In viscosity measurement, temperature control is very important. In this study, the effects of temperature distribution on vibrational viscometers are investigated. Vibrational viscometers are preferred over other types of viscometers owing to their low cost, easy to use and efficacious continuous viscosity measurement capability. The study was conducted in two parts. In the first part, the challenge of unequal temperature distribution in vibrational viscometers was analyzed. The heat generated by a heater during continuous viscosity measurement disperses every part of a sample fluid and influences the fluid's viscosity. Therefore, the sample fluid may have inhomogeneous viscosity values because temperature distribution cannot be equal at every point in a fluid. This experiment is repeated several times with different temperature gradients for gaining a better understanding about the effect of unequal temperature distribution on fluid viscosity. Experimental outcomes show that under some conditions, viscosity measurement errors could reach 27.9%. This finding has been verified by mathematical calculations. In the second part of the research, for solving the unequal temperature distribution problem, the use of a magnetic stirrer for mixing up the fluid throughout the viscosity measurement with the aim of achieving homogenous temperature distribution is proposed.

Key words : Vibrational Viscometer, Viscosity Control, Heat Transfer, Temperature Control, Measurement Error

1. Introduction

In industry, the ability to gather data on the viscosity behavior of materials is important. Information about any change in the viscosity behavior of materials may reveal to manufacturers important product dimensions. Viscosity measurement is the most convenient way of detecting changes in the color, density, stability, solid content, and molecular weight of a material. Thus, improving existing viscometers is important for furthering the improvements in the quality of materials.

The concept of viscosity was postulated by Sir Isaac Newton as “the resistance which arises from the lack of slipperiness of the parts of the liquid, other things being equal, is proportional to the velocity with which parts of the liquid are separated from one another.” This “lack of slipperiness” is viscosity¹⁾. Using this concept, all fluids can be categorized by examining the relation between the applied shear stresses and the deformation rate of flow of a fluid²⁾.

Based on the above definition, a viscometer can be defined as an instrument that measures fluid viscosity. There are many types of viscometers such as capillary³⁾, U-tube, falling sphere, falling piston, rotational⁴⁾, electromagnetically spinning sphere, stabinger, bubble, micro-slit, and vibrational viscometers⁵⁾.

All types of viscometers have merits and demerits. However, vibrational viscometers stand out owing to their low cost, easy to use and efficacious continuous viscosity measurement capability⁶⁾. Therefore, we consider vibrational viscometers in this study.

Experimental viscosity-measurement data are often used as the basis for determining the quality of selected fluids. Accuracy is the key point in enhancing viscometers and improving fluid quality^{7), 8)}.

This work is focused on the temperature measurement problem inside a fluid and its effect on viscosity measurement. The temperature measurement problem is known to degrade the accuracy of vibrational viscometers.

For overcoming the problem of unequal temperature distribution, the use of a magnetic stirrer in addition to changing the sample fluid's temperature gradient, which may allow for more uniform distribution of heat in the sample fluid, is proposed. The aim is to obtain more accurate fluid temperature measurements.

2. Vibrational Viscometer

The concept underlying a vibrational viscometer can be

*Manuscript received May 8, 2013

**Department of Mechano-Micro Engineering, Tokyo Institute of Technology
(4259 Nagatsuta, Midori-ku, Yokohama 226-8503, Japan)
E-mail: akpek.aaa@m.titech.ac.jp

***P&I Laboratory, Tokyo Institute of Technology
(4259 Nagatsuta, Midori-ku, Yokohama 226-8503, Japan)

better comprehended by analyzing a damped spring. The damped vibration of a spring in a liquid is influenced by the restoration force of the spring and the viscous resistance of the liquid.

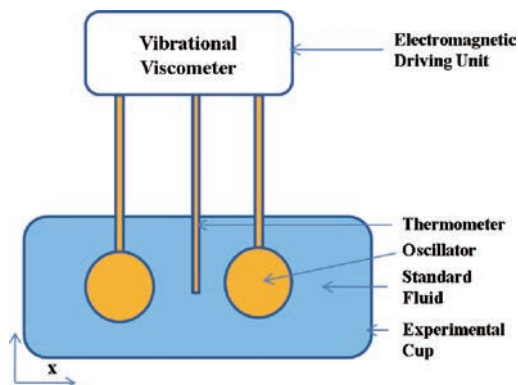


Fig. 1 Front view of vibrational viscometer. Based on this idea, the following equation can be constituted.

$$R_z = \frac{F}{V\dot{e}^{i\omega t}} = A\sqrt{\pi f \eta \rho} \quad (1)$$

In the above equation, f denotes the vibration frequency (Hz), A denotes the planar dimensions of both sides of the oscillators in a liquid, η denotes the liquid viscosity, and ρ denotes the liquid density. F is the force using which the electromagnetic driving unit induces a constant-velocity vibration $V\dot{e}^{i\omega t}$ in the oscillator.

Therefore, as shown in Fig. 1, it is evident that the force (F) generated in the electromagnetic driving unit for maintaining constant oscillator amplitude ($V\dot{e}^{i\omega t}$) against viscous resistance is proportional to the product of the fluid's viscosity and density ($\eta \times \rho$).

During experiments, the planar surface area of the oscillator (A) was 78.5 mm², oscillator frequency (f) was designated as 30 Hz, and the oscillator vibration amplitude was 0.4 mm.

The ASTM D2162-06 Standard Practice for Basic Calibration of Master Viscometers and Viscosity Oil Standards procedure is used for calibrating a vibrational viscometer. Furthermore, JS14000 standard fluid is used for such calibration runs⁹⁾. We used this fluid in our experiments. The characteristics of this standard fluid are listed in Table 1.

Table 1 JS14000 Standard fluid values, lot number 124

Temperature	Kinematic Viscosity	Dynamic Viscosity	Density
Celsius (°C)	mm ² /s (cst)	mPa·s (cP)	g/mL
10	37,290	32,820	0.8800
20	12,940	11,310	0.8740
25	8,080	7,040	0.8712
30	5,188	4,506	0.8685
35	3,416	2,957	0.8657
40	2,298	1,983	0.8629

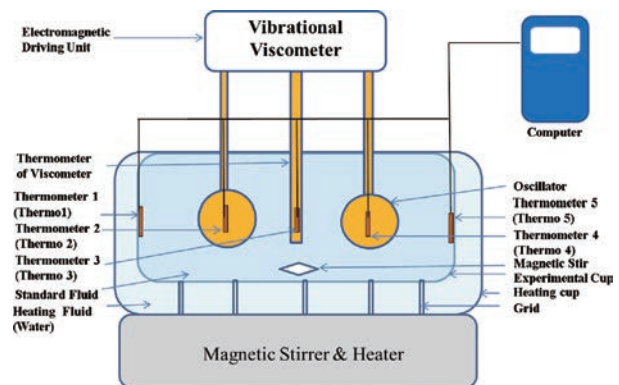


Fig. 2 Front view of experimental setup for detecting unequal temperature distribution in vibrational viscometers

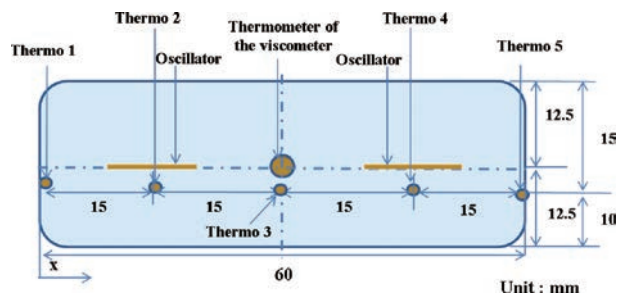


Fig. 3 Top view of experimental cup shown in Fig. 2

3. Experimental Setup

As shown in Figs. 2 and 3, five thermometers are placed in different parts of the experimental cup, and the experimental cup is immersed into a heating cup. Water is used as the heating fluid. During the experiments, the heating fluid temperature was adjusted by changing the temperature gradient via the heater. The temperature readouts of all thermometers were recorded simultaneously. The aim was to analyze temperature distribution within the fluid.

The height of the cup was 40 mm, and the thermometers and oscillators were located at a depth 20 mm in the fluid.

Thermo 5 and Thermo 1 are referred to as boundary

thermometers, Thermo 2 and Thermo 4 are referred to as oscillator thermometers, and Thermo 3 and the viscometer's built-in thermometer are referred to as center thermometers.

JIS Class 2 level type K sheet (KS) thermocouples and the viscometer's built-in thermometer were used during the experiments. All thermometers were calibrated using the ASTM E220-07a standard test method for thermocouple calibration¹⁰⁾.

The study was conducted in two parts.

In the first part, the unequal temperature distribution problem of vibrational viscometers was investigated.

In the second part, the experimental setup was modified with the use of a magnetic stirrer, as shown in Fig. 2. It is expected that the use of a magnetic stirrer would solve the unequal temperature distribution problem. In this part, the experiments conducted in the first part were repeated using the modified experimental setup. The magnetic stirrer was operated at 1,500 rpm in all experiments. Additionally, the magnetic stirrer was used as a heater, as shown in Fig. 2.

4. Experimental Results

4.1 Temperature measurement experiments

The experimental setup for the first part of the research is shown in Fig. 2. The experiments were carried out under various temperature gradients.

In Fig. 4, the initial temperature is around 17.5°C, and the experiment proceeded for 800s. The temperature increased by around 5°C/min between 500s and 800s. These points were selected because the viscosity values at 30°C, 40°C, and 50°C lay between these points.

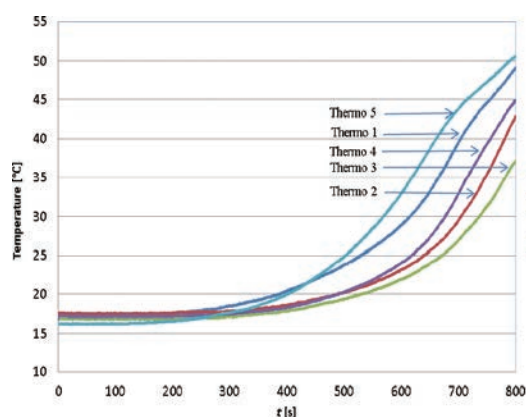


Fig. 4 Temperature assessment of JS14000 standard fluid under high temperature gradient

In Fig. 5, the initial temperature is around 15°C, and the experiment duration is 1,500s. The temperature increased by around 2.5°C/min between 900s to 1,500s.

As shown in Fig. 6, the initial temperature is around 17.5°C,

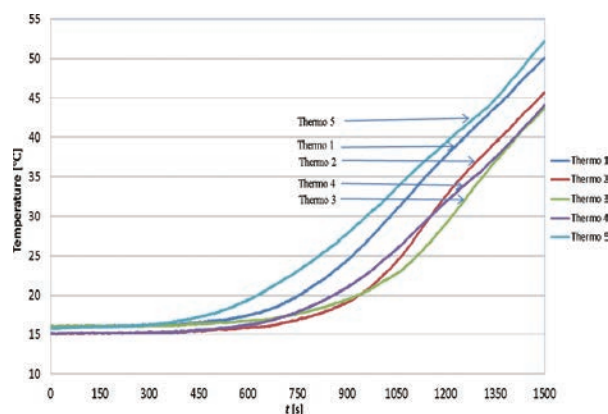


Fig. 5 Temperature assessment of JS14000 standard fluid under medium temperature gradient

and the experiment duration is 5,000s. The temperature increased by around 0.5°C/min between 2,000s and 5,000s.

Figs. 4, 5, and 6 verify that there are severe temperature deviations across thermometers. The degree of unequal temperature distribution varies with the temperature gradient. Therefore, in the second part of the research, for overcoming this unequal temperature distribution problem, the use of a magnetic stirrer that stirs the fluid throughout the viscosity measurement and ensures homogenous fluid temperature is proposed.

In Fig. 7, the initial temperature is around 20°C and the experiment duration is 750s. The temperature increased by around 5°C/min between 450s and 750s in compatible with Fig. 4.

In Fig. 8, the initial temperature is around 21.5°C, and the experiment duration is 1,500s. Temperature increased by around 2.5°C/min between 900s and 1,500s in compatible with Fig. 5.

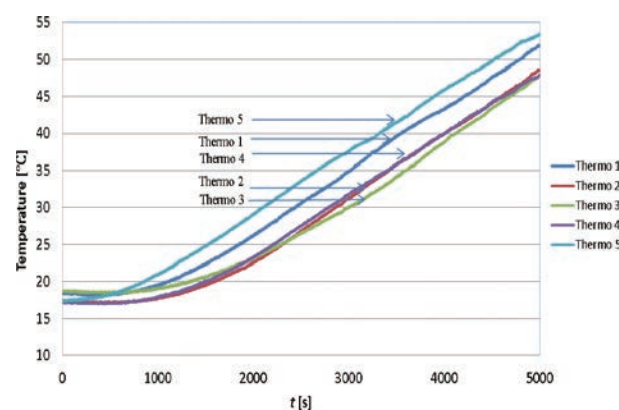


Fig. 6 Temperature assessment of JS14000 standard fluid under low temperature gradient

As shown in Fig. 9, the initial temperature is around 22.5°C and the experiment duration is 4,000s. The temperature increased by around 0.5°C/min between 1,500s and 4,000s in

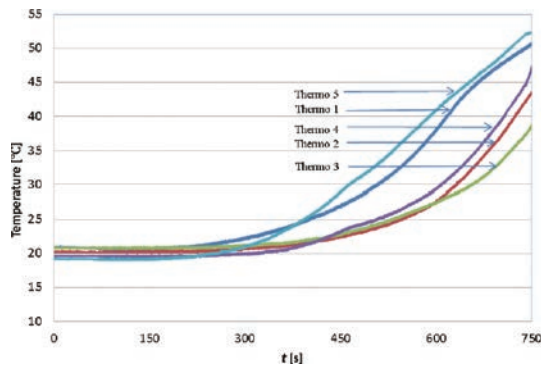


Fig. 7 Temperature assessment of JS14000 standard fluid under high temperature gradient with magnetic stirrer

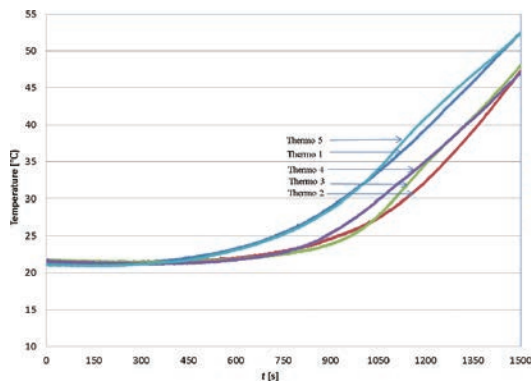


Fig. 8 Temperature assessment of JS14000 standard fluid under medium temperature gradient with magnetic stirrer

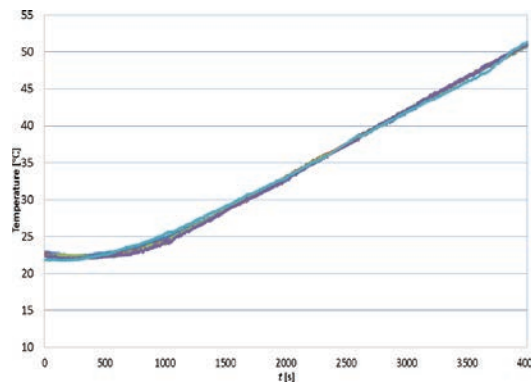


Fig. 9 Temperature assessment of JS14000 standard fluid under low temperature gradient with magnetic stirrer

compatible with Fig. 6.

In all experiments, 30°C, 40°C, and 50°C marks on the boundary thermometers were chosen as reference points and recorded. This was done for measuring the success rate of the methods used herein. These readings recorded at these reference points are listed in Table 2.

Difference 1 refers to the temperature difference between the oscillator and the center thermometer, and Difference 2 refers to the temperature difference between the boundary

Table 2 Detailed results of temperature measurement experiments

Fig No	Boundary	Oscillator	Center	Difference 1	Difference 2
Fig 4	30.0	22.6	21.0	1.6	9.1
	40.0	28.4	24.5	3.9	15.5
	50.0	43.8	35.9	7.9	14.1
Fig 7	30.0	23.8	23.1	0.6	6.9
	40.0	28.7	27.0	1.7	13.0
	50.0	41.8	34.9	7.0	15.2
Fig 5	30.0	22.6	20.5	2.1	9.5
	40.0	32.6	30.1	2.5	10.0
	50.0	42.0	41.8	0.2	8.3
Fig 8	30.0	26.6	24.6	2.0	5.4
	40.0	34.2	33.7	0.5	6.3
	50.0	44.4	45.0	-0.6	5.0
Fig 6	30.0	24.0	23.7	0.3	6.3
	40.0	34.3	32.4	1.9	7.6
	50.0	44.4	43.7	0.7	6.3
Fig 9	30.0	29.0	29.1	-0.1	0.9
	40.0	39.1	39.3	-0.1	0.7
	50.0	50.1	49.9	0.2	0.1

thermometers and the center thermometer.

The experiment involving a low temperature gradient and magnetic stirrer yielded the most homogenous temperature values. The greatest deviations among thermometers temperature readings were recorded in the high temperature gradient experiment. Temperature deviations recorded in the experiments involving the magnetic stirrer are smaller than those in the experiments without the magnetic stirrer. Hence, temperatures are measured more homogeneously when the temperature gradient is lower.

4.2 Viscosity measurement experiments

Similar experiments were carried out for measuring viscosity. The thermometer of the vibrational viscometer was used during viscosity measurement experiments. The purpose of these experiments was to acquire information about temperature deviations between the oscillators and the thermometer of the vibrational viscometer and the effect such deviations have on viscosity measurement. Given the presence of a temperature deviation between the oscillators and the thermometer, the measured viscosity values differ from the standard ones.

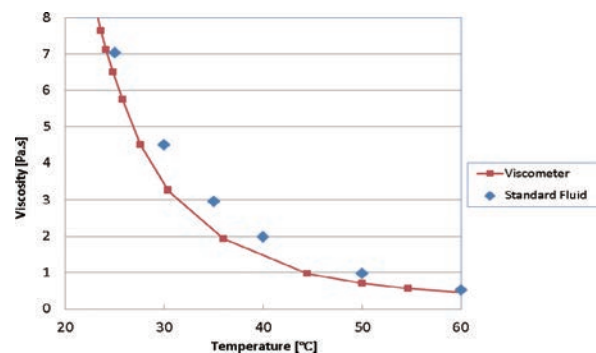


Fig. 10 Comparison of measured viscosity under high temperature gradient and standard viscosity assessment

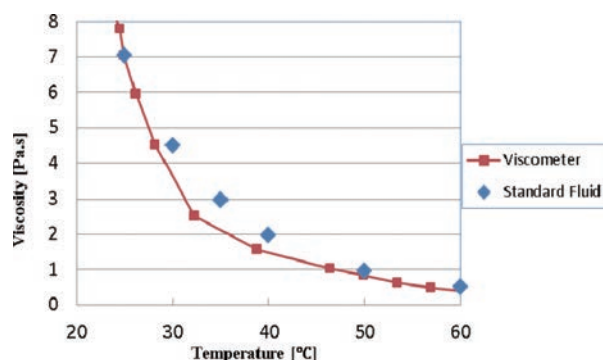


Fig. 11 Comparison of measured viscosity under high temperature gradient with magnetic stirrer and standard viscosity assessment

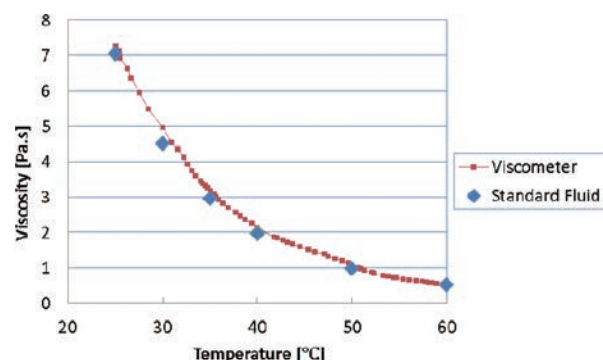


Fig. 12 Comparison of measured viscosity under low temperature gradient and standard viscosity assessment

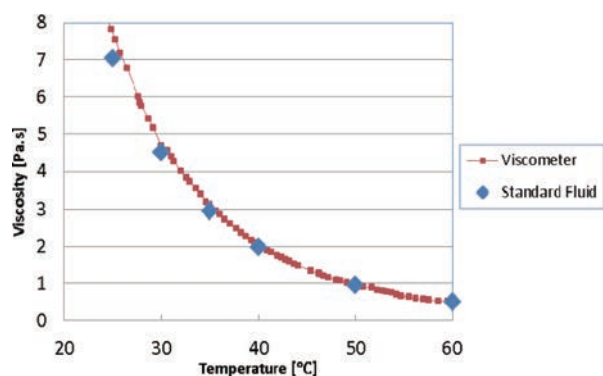


Fig. 13 Comparison of measured viscosity values under low temperature gradient with magnetic stirrer and standard viscosity assessment

During the viscosity measurement experiments, high and low temperature gradient experiments were investigated in depth because these experiments correspond to the maximum and minimum scenarios in our study. The results of the viscosity measurement experiments are summarized in Table 3.

The most severe viscosity deviation, as seen in Fig. 10, is observed at 50°C. A 27.90% error in viscosity measurement occurs at that point. This indicates the presence of a considerable temperature difference between the oscillators

Table 3 Detailed results of viscosity measurement experiment

Fig No	Temp. [°C]	Viscometer	S. Fluid	Error (%)
Fig 10	30	3.444	4.506	23.70%
	40	1.448	1.983	27%
	50	0.7	0.9697	27.90%
Fig 11	30	4.01	4.506	11.10%
	40	1.47	1.983	12.30%
	50	0.83	0.9697	14.40%
Fig 12	30	4.97	4.506	10.20%
	40	2.14	1.983	7.90%
	50	1.05	0.9697	8.20%
Fig 13	30	4.68	4.506	3.80%
	40	2.01	1.983	1.40%
	50	0.954	0.9697	1.60%

and the center thermometer.

The highest viscosity measurement error of 14.40%, as seen in Fig. 11, is observed at 50°C.

However, without the magnetic stirrer, as seen in Fig. 10, the viscosity measurement error is 27.9%. The viscosity measurement shown in Fig. 11 has a lower measurement error owing to the use of the magnetic stirrer, which mixes the fluid and affords a more homogenous temperature distribution in the fluid.

In Fig. 12, a 10.20% viscosity measurement error is observed at 30°C for the standard fluid under a low temperature gradient.

According to Fig. 13, when the magnetic stirrer is used under the low temperature gradient, the viscosity measurement error is 3.80% at 30°C. This means that the temperature of the fluid around the oscillators and that around the viscometer's thermometer should be very similar. However, as shown in Fig. 12, the viscosity measurement error is around 10.20% without a magnetic stirrer.

Therefore, it can be deduced that during continuous viscosity measurement, the use of a magnetic stirrer affords measurements of higher accuracy than those without the use of a magnetic stirrer. Additionally, the viscosity values obtained under the low temperature gradient are more accurate than those obtained under the high temperature gradient, even with the use of a magnetic stirrer. These results are in accordance with those of the temperature measurement experiments.

5. Mathematical Background

The problem of unequal temperature distribution problem was also investigated through simulations. The simulations were modeled using high, medium, and low temperature gradients, as shown in Figs. 4, 5, and 6, respectively. The

simulation results were compared with the results of temperature measurement experiments. Heat distribution can be simulated using the heat equation.¹¹⁾

$$\frac{dT}{dt} = \alpha \left(\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{d^2T}{dy^2} \right) \quad (2)$$

In this equation, T denotes the temperature, t denotes the time, and α denotes the thermal diffusivity coefficient.

The thermal diffusivity coefficient of JS14000 Standard Fluid is $0.07 \text{ mm}^2/\text{s}$.

All simulations were designed as per the measurements shown in Fig. 3.

Fig. 14 shows the result of experiment with the largest temperature deviation among simulations; the results are listed in Table 4. This figure is thus chosen for further investigation. As observed, the measured temperatures vary considerably under the high temperature gradient. At the end of the simulation in Fig. 14, when the temperature around the center thermometer (Thermo 3, $x = 30 \text{ mm}$, $y = 125 \text{ mm}$) was around 40°C , the temperature around the oscillator (Thermo 2 and Thermo 4, $x = 15 \text{ mm}$, $y = 125 \text{ mm}$) was 42.4°C , and the temperature at the edge of the fluid (Thermo 1 and Thermo 5, $x = 0 \text{ mm}$, $y = 125 \text{ mm}$) was around 49.5°C .

Therefore, according to the simulation results and based on Table 1, at the end of the simulation, the viscosity measurement error between the center thermometer and the edge of the fluid was around 49.6%. Furthermore, the viscosity measurement error between the center thermometer and the oscillator was 12.6%. As shown in Fig. 10, for measurement using an experimental setup, the corresponding error was 27%. The difference can be ascribed to additional error sources.

Non-compressible fluid analysis was done for simulations. A MATLAB code was used to generate simulations. During MATLAB code writing, finite difference method was used to

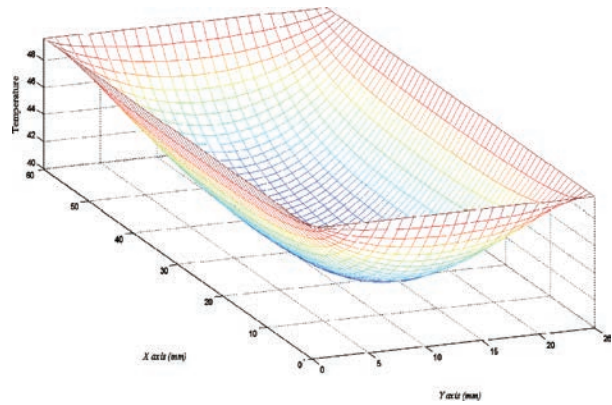


Fig. 14 Temperature distribution in JS14000 standard fluid under high temperature gradient

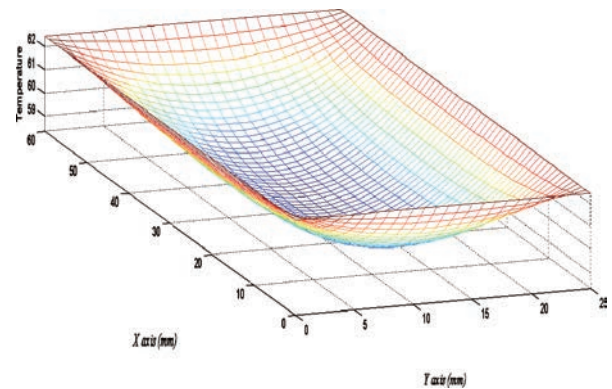


Fig. 15 Temperature distribution in JS14000 standard fluid under medium temperature gradient

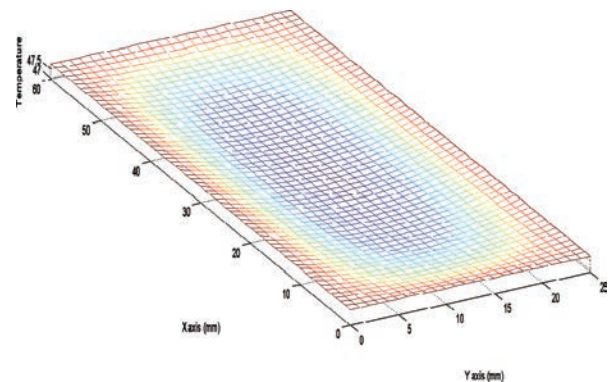


Fig. 16 Temperature distribution in JS14000 standard fluid under low temperature gradient

Table 4: Detailed results of simulations and comparison with temperature measurement experiments

Fig No	Boundary	Oscillator	Center	Difference 1	Difference 2
Fig 4	30.0	22.6	21.0	1.6	9.1
	40.0	28.4	24.5	3.9	15.5
	50.0	43.8	35.9	7.9	14.1
Fig 14	30.0	24.7	23.6	1.0	6.4
	40.0	33.2	31.0	2.1	9.0
	50.0	42.8	40.4	2.5	9.6
Fig 5	30.0	22.6	20.5	2.1	9.5
	40.0	32.6	30.1	2.5	10.0
	50.0	42.0	41.8	0.2	8.3
Fig 15	30.0	26.4	25.9	0.5	4.1
	40.0	36.4	35.9	0.5	4.1
	50.0	46.4	45.9	0.5	4.1
Fig 6	30.0	24.0	23.7	0.3	6.3
	40.0	34.3	32.4	1.9	7.6
	50.0	44.4	43.7	0.7	6.3
Fig 16	30.0	29.3	29.2	0.1	0.8
	40.0	39.3	39.2	0.1	0.8
	50.0	49.4	49.2	0.2	0.8

solve the heat equation that is given at equation (2). The solution of heat equation with finite difference method can be seen below.

$$\frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} = \alpha \left(\frac{T_{m+1,n}^p - 2T_{m,n}^p + T_{m-1,n}^p}{\Delta x^2} + \frac{T_{m,n+1}^p - 2T_{m,n}^p + T_{m,n-1}^p}{\Delta y^2} \right) \quad (3)$$

As it is shown in Fig. 3, the sample cup is 60 mm in length and 25 mm in width. Therefore, in order to provide this condition, 61 mesh points in X direction and 26 mesh points in Y direction were used in the MATLAB code. For

boundary condition calculations, Thermometer 5 was used since it was closest thermometer to the heating fluid.

Difference 1 refers to the temperature difference between the oscillator and the center thermometer, and Difference 2 refers to the temperature difference between the boundary thermometers and the center thermometer.

As expected, the simulation with the low temperature gradient yielded the most homogenous temperature results.

6. Discussion

As seen in Figs. 4, 5, and 6, as the heating duration extends, a more uniform heat distribution is observed in the JS14000 standard fluid; this causes a drastic decrease in temperature deviation among thermometers. A similar trend can be observed in Figs. 7, 8, and 9.

The dissimilarity between Figs. 4 and 7 can be ascribed to the fact that under normal conditions, heat dispersion is more homogenous in stirred fluids than in static fluids. Hence, the temperatures recorded by the thermometers may vary moderately.

Furthermore, similar to the viscosity measurement experiments, as the uniformity of temperature distribution increases, the accuracy of viscosity measurements increases. According to the experimental outcomes, it can be stated that the temperature homogeneity of a fluid may depend on the temperature gradient of the heater and devices such as the magnetic stirrer.

Another important result obtained from this research is that low temperature gradients, which afford sufficient time for heat to be transferred throughout the fluid, could yield a homogenous temperature.

During viscosity measurements, temperature deviation between the oscillators and the center thermometer indicated measurement error. This deviation can be ascribed to a 15-mm gap between them, as seen in Fig. 3. This gap results in an unequal temperature distribution, which could lead to grave measurement errors in some cases.

In addition, temperature deviation between the edge of the sample fluid and its center may differ considerably. In this scenario, the viscosity measurements recorded at these two points may vary enormously owing to a 30-mm gap between the two points. This measurement error may lead to serious quality assessment problems, especially in the case of expensive fluids, which may be available only in quantities of up to 100 ml. This problem is described in the Mathematical Background section.

7. Conclusion

This study focused on the problem of unequal temperature distribution in vibrational viscometers.

Vibrational viscometers stand out from other types of viscometers owing to their low cost, easy to use and effective continuous viscosity measurement capability. However, it is understood that the existing vibrational viscometer method has some problems. Consequently, the viscosity values recorded by vibrational viscometers may not be accurate. Experimental outcomes and mathematical calculations verified this conclusion. In our research, high ($5^{\circ}\text{C}/\text{min}$), medium ($225^{\circ}\text{C}/\text{min}$) and low ($0.5^{\circ}\text{C}/\text{min}$) temperature gradients were utilized. In additionally to that, a magnetic stirrer was also utilized in order to constitute homogenous fluids. Experimental outcomes proved that in high temperature gradient conditions, there may be up to 27.9% viscosity measurement errors. In case of utilizing a magnetic stirrer in high temperature gradient condition, this measurement error decreases to 14.40%. Similarly, in low temperature gradient experiment, 10.20% viscosity measurement error was observed. However, in case of utilizing a magnetic stirrer, this measurement error decreased to 3.80%.

Simulations also verified experimental outcomes. It has been presented that in high temperature gradient condition, the viscosity measurement error between the center thermometer and the edge of the fluid was appeared as 49.6% and the viscosity measurement error between the center thermometer and the oscillator was appeared as 12.6%. Similar results were also appeared in medium and low temperature gradient conditions.

Finally, we can conclude that; our study revealed the importance of temperature gradients and devices like magnetic stirrers for viscosity measurement in order to overcome unequal temperature distribution problem.

References

- 1) K. Walters and WM Jones, Instrumentation Reference Book, Fourth edition, p. 69-75 (2010)
- 2) R. Fox, AT McDonald, and PJ Pritchard, Fluid Mechanics, John Wiley & Sons, Eighth edition, p. 31-33 (2012)
- 3) SH Maron, IM Krieger, and AW Sisko, A Capillary Viscometer with Continuously Varying Pressure Head, Journal of Applied Physics, Vol. 25, Issue 8, p. 971-976 (1954)
- 4) PJ Gilinson Jr., CR Dauwalter, and EW Merrill, A Rotational Viscometer Using an A.C. Torque to Balance Loop and Air Bearing, Journal of Rheology, Vol. 7, p. 319-331 (1963)
- 5) J Kestin and GF Newell, Theory of Oscillation Type

- Viscometers: The Oscillating Cup, Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik, Vol. 8, Issue 6, p. 433-449 (1957)
- 6) N Izumo and A Kowai, Technological Background and Latest Market Requirements Concerning "Static Viscosity" Measurement with a Tuning-fork Vibration Viscometer, in Proceedings of Asia-Pacific Symposium on Measurement of Mass, Force and Torque (APMF 2009), 1-4 June 2009, Tokyo, Japan, p.51-57 (2009)
- 7) HW Coleman and WG Steele, Experimentation, Validation and Uncertainty Analysis for Engineers, Third edition, p. 3-5 (2009)
- 8) SJ Kline, The Purpose of Uncertainty Analysis, Journal of Fluid Engineering, Vol. 107, Issue 2, p.153-160 (1985)
- 9) ASTM D2162-06: Standard Practice for Basic Calibration of Master Viscometers and Viscosity Oil Standards
- 10) ASTM E220-07a: Standard Test Method for Calibration of Thermocouples By Comparison Techniques
- 11) JP Holman, Heat Transfer, McGraw-Hill, Eighth SI metric edition, p 90-93 (2001)

研究論文

CFDを用いたラビリンスシール空気圧シリンダ内の流れ解析*
(第1報: 乱流モデルを用いた3次元流れ解析と漏れ量の推定)

小 嵯 貴 弘**, 佐 野 学***

Analysis of Leakage Flow in a Labyrinth-Sealed Pneumatic Cylinder
with Computational Fluid Dynamics(1st Report: Three-Dimensional Flow Analysis with a Turbulence Model
and Estimation of Leakage Flow Rates)

Takahiro KOSAKI, Manabu SANO

A pneumatic cylinder with a labyrinth seal has considerably lower friction than that with a rubber seal has, because no mechanical contact between the piston and the cylinder tube exists. However, air leakage from clearance between the piston and the cylinder tube is inevitable. This paper focuses on an investigation on leakage flow through the labyrinth seal inside a labyrinth-sealed pneumatic cylinder based on computational fluid dynamics (CFD). The CFD analysis is conducted with an ANSYS FLUENT system and, by employing a turbulence model, the leakage flow around the labyrinth seal is simulated and visualized. From the CFD analysis results, the leakage rates are found and they are compared with experimentally measured data which are acquired by means of our constructed measurement apparatus. Furthermore, we define an index to quantitatively evaluate the intensity of the turbulent flow for reducing leakage and discuss the availability of the proposed index by applying it to some CFD analysis results.

Key words : Pneumatics, Pneumatic Cylinder, Labyrinth Seal, Computational Fluid Dynamics, Leakage Flow, Vorticity

1. 緒 言

空気の漏れを非接触で低減できるラビリンスシール¹⁾をピストンシールとして用いたラビリンスシール空気圧シリンダは、広く普及している弾性体シール空気圧シリンダと比較すると、極めて低摩擦であり、また、シールの固着現象も発生しない²⁾。したがって、弾性体シール空気圧シリンダでは不可能な高精度な力制御が実現できるため、主に産業機械においてビニールフィルム、糸などの張力制御に用いられている。その反面で、ラビリンスシールは弾性体シールよりも密封性能が低く空気漏れを避けることができない上、仕様を満たすために高い加工精度が要求されることが製造コストを押し上げている。このラビリンスシール空気圧シリンダにおける空気の漏れ量は加工のばらつき程度の寸法の違いでも変化するが、その詳細については十分

な解明に至っていない。そのため、漏れ特性に関する更なる知見を得ることは、今後の製造コスト削減へとつながることが期待できる。

一方、近年のコンピュータの高速化及び記憶装置の大容量化に伴い、数値流体力学 (CFD: Computational Fluid Dynamics) 解析ツールが工業界を中心に活用されるようになってきた。ラビリンスシール関連の分野においても、ラビリンスシールを採用した圧縮機³⁾やガスタービンのラビリンスシール⁴⁾⁵⁾などを対象としたCFD解析が行われている。

以上のような背景から、漏れ特性の把握及びシリンダの性能向上のために資する知見を得ることを目的とし、本研究では、ラビリンスシール空気圧シリンダを対象に、シリンダ内における空気の流れのCFDシミュレーションを行う。また、ラビリンスシール空気圧シリンダの空気の漏れ量を測定するための装置を構築し、漏れ量を測定するとともに、CFD解析結果から算出した漏れ量と比較することで、CFDにより漏れ量の推定が可能であることを示す。さらに、ラビリンスシールの膨張室内に発生する渦を含んだ流れが、漏れの減少に寄与する度合いを定量的に評価するための指標を提案し、その有用性について検討を加える。

*平成25年5月13日 原稿受付

**広島市立大学大学院情報科学研究科
(所在地 広島市安佐南区大塚東3-4-1)
(E-mail: kosaki@hiroshima-cu.ac.jp)

***大阪学院大学情報学部
(所在地 大阪府吹田市岸部南2-36-1)



(a) Exterior



(b) Labyrinth seal

Fig. 1 Labyrinth-sealed pneumatic cylinder

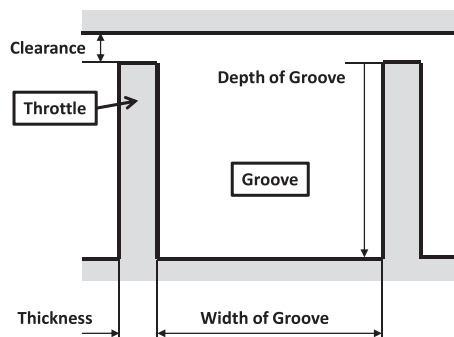


Fig. 2 Nomenclature on labyrinth seals

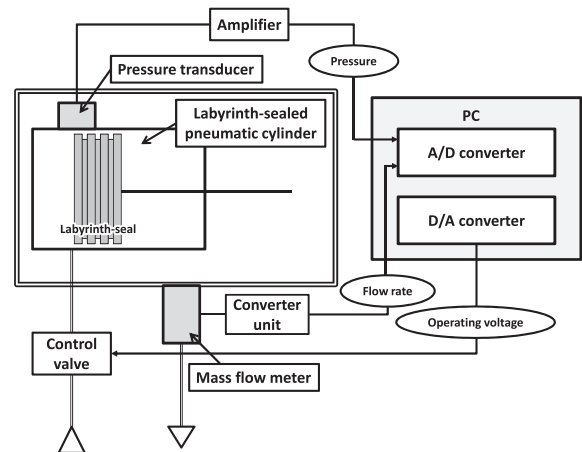
2. ラビリンスシールシリンダ

2.1 供試シリンダ

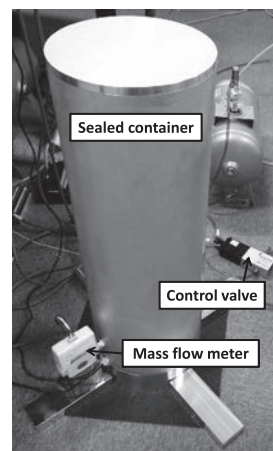
本研究では、Fig.1に示した呼び径50mmのラビリンスシール空気圧シリンダ（アズビルTACO製⁶⁾）を研究対象として用いる。また、本論文では、ラビリンスシール各部の名称を、文献1)に従ってFig.2のように定める。このシリンダでは、Fig.1のように、ピストン側面に凹凸を設けてラビリンスシールを構成している。このラビリンスシールにおける絞り片とシリンダチューブ内壁の間には60 μ mのすきまがあり、非接触である。したがって、この部分において空気漏れが発生する。なお、このシリンダは油等による潤滑を必要としない。

2.2 漏出量測定装置

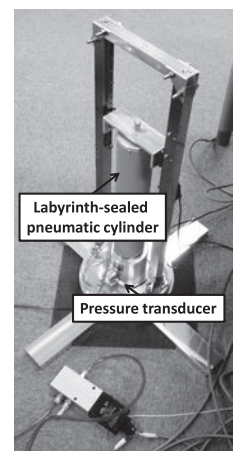
本研究においては、前述のラビリンスシール空気圧シリンダからの漏れ量を測定するための装置を、制御弁、流量計、圧力センサ、PC、インタフェース機器（A/D変換器、D/A変換器）を用い、Fig.3(a)のような構成で製作した。シリンダは、Fig.3(b)に示す密閉容器の中のフレームにFig.3(c)のように固定される。シリンダから漏出する空気の流量は、密閉容器に接続した熱式質量流量計（東京計装製TF-1000、レンジ10 l/min (ANR)、精度 $\pm 2\%$ F.S.、温度



(a) Measurement system configuration



(b) Sealed container



(c) Mounted cylinder

Fig. 3 Apparatus for measuring leakage flow rate

影響 $\pm 0.1\%$ F.S./ $^{\circ}$ C以内、圧力影響 $\pm 0.1\%$ F.S./0.1MPa以内)で、供給側シリンダ室内圧力は圧力センサ（JTEKT製）でそれぞれ検出され、A/D変換器（インタフェース製）を介してPC（HP製）に取り込まれる。また、シリンダの供給ポートにはシリンダへの空気の供給流量を調節するための制御弁（FESTO製）を接続し、PCには供給側シリンダ室内圧力を設定値に維持するためのPID制御器を実装した。この制御器により制御弁の操作電圧が算出され、D/A変換器（インタフェース製）を介して制御弁へ出力されると、圧力が設定値へと制御される。

3. CFD 解析

3.1 解析方法

一般に、ラビリンスシール空気圧シリンダにおける3次元な空気の流れを実験で観測することは困難である。そこで本研究では、数値流体力学（CFD）に基づき、ラビリンスシール空気圧シリンダ内における空気の流れをシミュレーションにより調べる。さらに、CFDシミュレーション結果からシリンダの空気の漏れ量を算出し、2.2節の測定装置によって得られた実測値と比較を行う。

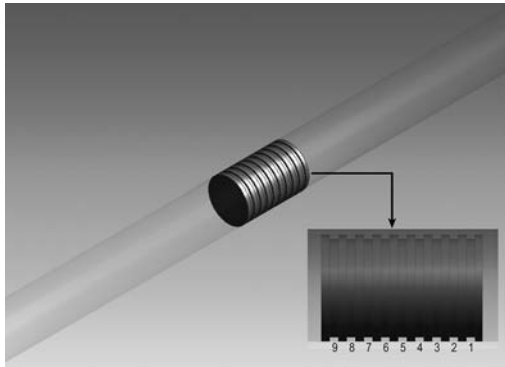


Fig. 4 Analysis model for labyrinth seal

Table 1 Dimensions of investigated labyrinth seal

		$\phi 50$
Clearance	[mm]	0.06
Thickness	[mm]	5
Width of groove	[mm]	3
Depth of groove	[mm]	2
Number of throttles		10

CFD解析のためのツールとしては、有限体積法を利用したFLUENTバージョン14、及びプリプロセッサ、ポストプロセッサ（ANSYS製）を用いた⁷⁾。解析に必要な一連の作業は、HP製ワークステーション（OS：Windows 7 Professional, CPU：Intel Xeon E5-2687W 3.1GHz, メモリ：32GB）上で実行した。

3.2 解析結果と測定結果

ラビリンスシール空気圧シリンダ内の流れを解析するにあたり、はじめに、供試シリンダの実際の寸法をもとに、シリンダのモデルをコンピュータ上に作成した。本研究では、十分に長いシリンダチューブ内の中央に、ラビリンスシールを備えたピストンが設置されるように作図した。作成したモデルをFig. 4に、ラビリンスシール各部の寸法をTable 1に示す。Fig. 4においては、シリンダチューブ部分は非表示としており、また、シリンダ内を満たしている空気を薄い灰色で表示している。このラビリンスシール周り及びラビリンスシール前後のシリンダチューブ内全域の空気の流れが解析対象である。

次に、作成したモデルに対し、メッシュの生成を実行した。後述する漏れ量のCFDによる計算結果が、測定結果に近い値となるように試行錯誤によりメッシュの細かさを決定し、結果として得られたメッシュをFig. 5に示す。これは、シリンダ断面のラビリンスシール部を拡大したものである。計算領域全体に生成されたメッシュのセル数は、合計で約1200万（格子点数約325万）であった。

以上により得られたメッシュを用い、FLUENTにより流れの数値計算を実行した。文献1)によれば条件により最終絞り片で閉塞状態となることから、音速を用いて文献1)に従ってレイノルズ数を算出すると3,400となる。そこで本

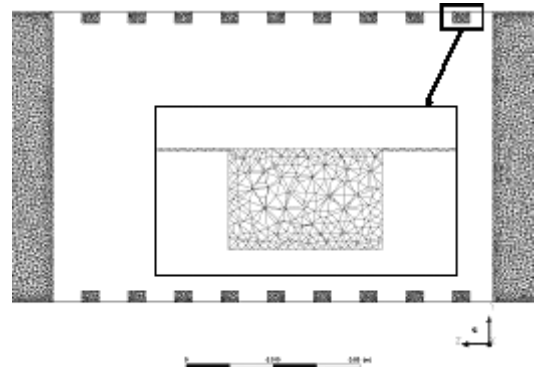
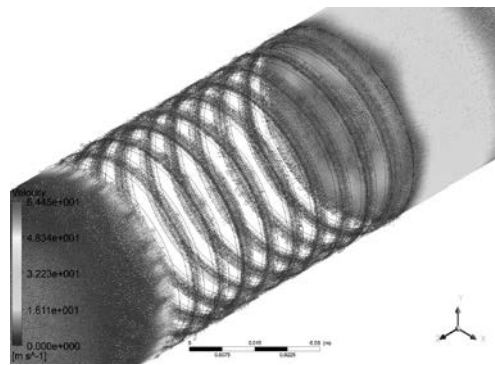


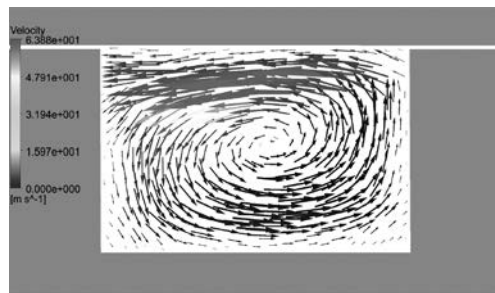
Fig. 5 Cross section of mesh

研究では乱流場と仮定した。さらに、輸送方程式数が異なる乱流モデルも試すなど、予備的な試行を種々行った結果、 $k-\epsilon$ 以外では収束解が得られず、なおかつ測定値に最も近い漏れ量が算出できたため、乱流モデルとしてはRealizable $k-\epsilon$ を選択した⁸⁾。また、計算においては、圧縮性・定常流れとし、解法としては密度ベースの陰解法を用いた。実際、CFD解析においては最終絞り片で部分的に閉塞状態となった場合があり、この場合の最終絞り片出口の平均流速を用いたマッハ数は0.75であった。境界条件としては、シリンダ出口（Fig. 4のシリンダ左端）を大気開放とし、シリンダ入口（Fig. 4のシリンダ右端）圧力を与えた。ただし、シリンダチューブは断熱とし、また、ラビリンスシール空気圧シリンダの実際の応用先であるビニールフィルムや糸の張力制御のように、力が釣り合ってピストンが静止した状態を想定している。シリンダ入口圧力を200kPa、20℃に設定したときの、シリンダ内の流れのシミュレーション結果をFig. 6に示す。Fig. 6(a)はラビリンスシール空気圧シリンダ内部におけるラビリンスシール周り全体の流れを3次元解析した結果の速度ベクトル図であり、また、Fig. 6(b)は1つの膨張室（第1膨張室）の軸方向断面を拡大した図、Fig. 6(c)は第9膨張室の軸方向及び円周方向の流れを拡大した図である。計算には、上述のコンピュータを用いて約3日間を要した。

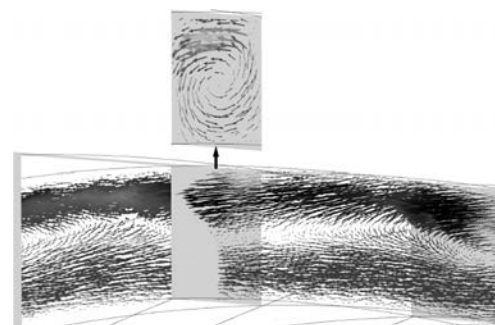
ラビリンスシール空気圧シリンダの内部においては、Fig. 6(a)のように、主にラビリンスシールの各膨張室に沿ってラビリンスシール周りに空気の流れが発生し、さらに、Fig. 6(b), (c)に示されるように、膨張室内には空気の渦の発生が観測される。3次元的に見れば、これらが組み合わせられた流れとなっている。このように、絞り片→膨張室→絞り片…が繰り返して設けられていることにより、空気の漏出を妨げるような流れが生じて抵抗となり、ラビリンスの流体力学的効果となっていると考えられる。これに加え、空気が膨張室に流入すると、上述のような流れによって運動エネルギーが熱に変わって散逸するという熱力学的効果も寄与していると推察される。以上のように、乱流モデルを用いたCFD解析によりラビリンスシール周りの3次元的な



(a) Three-dimensional plots



(b) Velocity vectors in the first groove



(c) Velocity vectors in the 9th groove

Fig. 6 Velocity vector plots

流れがシミュレートされ、文献1)で述べられているような、ラビリンスシールによって空気の漏れが抑制される現象を可視化することができた。

さらに、シリンダ入口圧力を、ラビリンスシール空気圧シリンダで標準的に使用される圧力範囲である100kPaから250kPaまで、50kPa刻みで変え、各圧力条件に対してCFDシミュレーションを実行し、その結果から漏れ量を算出した。結果をFig.7に○記号で示す。比較のため、22節で述べた装置に供試シリンダを取り付け、供給側シリンダ室圧力の目標値を同様の条件に設定し、シリンダからの漏れ量を測定した結果もFig.7に□記号で示す。図より、CFD解析によって得られた漏れ量は、総じて測定値に近い値となっていることが確認でき、計算時間にかかるが、CFDシミュレーションがラビリンスシール空気圧シリンダの漏れ量の推定に適用可能であるといえる。

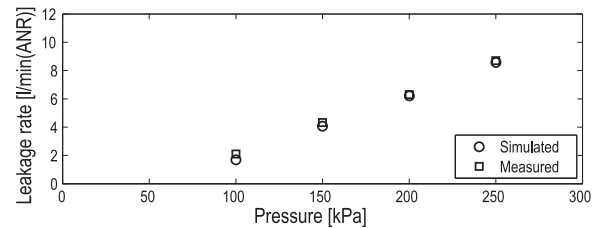


Fig. 7 Measured and computed leakage flow rate

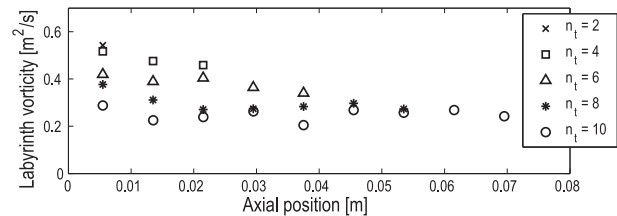


Fig. 8 Distribution of labyrinth vorticity

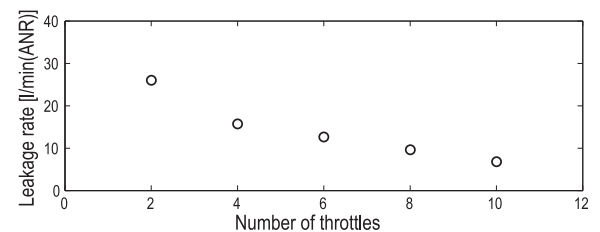


Fig. 9 Relationship between leakage flow rate and the number of throttles

4. 漏れの抑制に関する検討

前述のラビリンスシールの各膨張室内で発生する渦を含んだ旋回するような流れは、漏れを減少させる役割を果たし、流れの乱れが大きいほどその効果は大きいと考えられる。そこで本研究では、膨張室内流れの乱れの程度、すなわち膨張室内流れが漏れを妨げる度合いを定量的に評価するため、次式で表されるラビリンス渦度と称する評価指標を提案する。

$$\Omega = \bar{v}r \quad (1)$$

ここで、 $\bar{v}$ は膨張室内における平均流速である。 r については、膨張室内において軸方向に回転しながら円周方向に旋回するような渦を強めることが漏れ量の減少へとつながる鍵であると考え、そのような渦の回転中心が膨張室の中央を通る円周付近に存在することから、ピストン中心から膨張室中央までの距離とした。すなわち、 Ω は、上述した漏れ量の減少に寄与すると考えられる渦の生成が多いほど低い値を示す指標である。この指標により有効な評価を得るためには、膨張室内全域に存在する円周方向の渦も含めた流速分布を求める必要があるが、実測は困難であり、CFD解析に特有の評価指標といえよう。

絞り片数 (n_t とする) が2, 4, 6, 8, 10のラビリンスシールピストンモデルを作成し、それぞれに対してCFD解析を実行してラビリンス渦度と漏れ量を算出した結果を

Fig. 8, Fig. 9に示す。Fig. 8は、膨張室ごとに上式のラビリンス渦度 Ω を算出し、ラビリンスシール右端中央を原点としてそこからの軸方向の位置に対してプロットしたものである。ただし、平均流速 $\bar{v}$ としては、各膨張室中央での半径方向断面を通る流れの流速分布から得られる絶対流速の平均値を用いている。また、シリンダ入口圧力は200kPaである。Fig. 8, Fig. 9より、絞り片数が増加するにつれ、ラビリンス渦度が全体的に通減していくとともに、漏れ量も低下していく。平均流速を算出した各膨張室中央の半径方向断面における流れを詳しく見ると、例えば絞り片数2の場合は、膨張室内の軸方向にはFig. 6(b)のような渦が生じているものの、円周方向には渦が少ないFig. 10(a)のような乱れが弱い流れとなったが、絞り片数が増えていくと軸方向の流れだけでなく円周方向の流れにもFig. 10(b)に示すような渦が散在する流れとなって、Fig. 10(a)よりもFig. 10(b)のほうが、漏れ流れの方向とは異なる円周方向の流れに多数の小さい渦が存在し、全体として漏れ流れを妨げるような作用（乱れ）が強くなっている。このような円周方向の渦の生成が多いほど流速が低下するため、それが反映されて Ω が低下している。したがって、ラビリンスシール空気圧シリンダ内部では、膨張室内において軸方向に回転しながら円周方向に旋回するような渦が発生し、それが漏れの抑制効果をもたらしている一因であるということが、本研究のCFD解析によって得られた知見であり、また、提案するラビリンス渦度は、漏れの抑制効果を定量的に評価でき、今後のラビリンスシール空気圧シリンダの改良に資する一つの指標として有用であると考えられる。

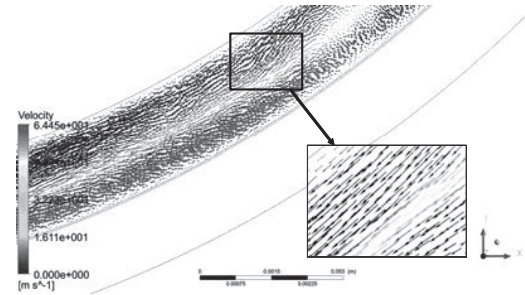
5. 結 言

本研究では、数値流体力学（CFD）に基づいてラビリンスシール空気圧シリンダ内における空気の流れのシミュレーションを行った。その結果、ラビリンスシールによって空気の漏れが抑制される現象が3次元的に観測できた。また、漏れ量測定装置を構築し、それによる測定結果とCFD解析結果の比較から、CFDによる漏れ量の推定が可能であることが確認できた。さらに、ラビリンス渦度を提案し、これにより膨張室内における渦を含んだ流れが漏れの減少に寄与する度合いを定量的に評価可能であることを示した。

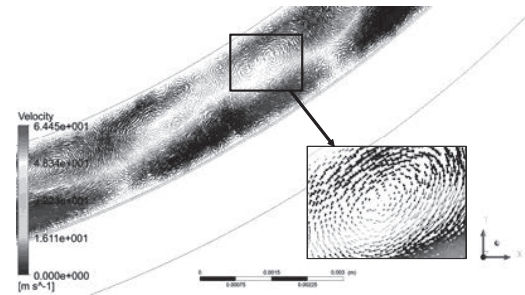
今後は、異口径のシリンダに対して同様の解析を行い、さらに、CFDによる解析を用いて、ピストン運動時の流れ解析を行うことや、ラビリンス渦度が小さくなる、すなわち漏れを抑える乱れが大きくなるラビリンス形状を求め、ラビリンスシール空気圧シリンダの改良を目指す。

謝 辞

本研究の遂行にご協力いただいたアズビルTACO株式会



(a) High labyrinth vorticity case



(b) Low labyrinth vorticity case

Fig. 10 Velocity vector plots in circumferential direction

社に深く謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 小茂鳥和生：非接触シール論，コロナ社（1973）
- 2) 小嵯貴弘，佐野学：ラビリンスシール空気圧シリンダにおける摩擦力の算定，日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 33, No. 1, pp. 9-14（2002）
- 3) 藤貴洋，安江昭，三井浩司，平隼也，立山省吾：ラビリンス圧縮機のピストン形状最適化解析，日本製鋼所技報，Vol. 60, pp. 33-40（2009）
- 4) 大野貴雄，因幡和晃，戸田和之，山本誠：ラビリンスシール形状の最適化に関する研究，日本流体力学会年會講演論文集，AM05-15-006,（2005）
- 5) B.I. Soemarwoto, J.C. Kok, K.M.J. de Cock, A.B. Kloosterman, G.A. Kool, and J. F. A. Versluis：Performance Evaluation of Gas Turbine Labyrinth Seals Using Computational Fluid Dynamics, ASME Conf. Proc. of GT2007, Vol. 4, pp. 1207-1217（2007）
- 6) アズビルTACO株式会社ホームページ：http://www.taco-ltd.com/jpn/
- 7) アンシス・ジャパン株式会社ホームページ：http://ansys.jp/index.html
- 8) H.K. Versteeg and W. Malalasekera原著，松下洋介，齊藤泰洋，青木秀之，三浦隆利：数値流体力学 第2版，森北出版（2011）

研究論文

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—

桑 野 博 明**

Application of Electro-Hydraulic Servo Systems to Hot Strip Downcoiler

(2nd report) Reference Shaping for Improving the Transient Response

—Development of New Posicast Control—

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 of quick response, high power and high positioning accuracy. However when applying an electro-hydraulic servo 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 former report, optimal control theory was applied in order to improve these characteristics. However, the derived control system was found 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 this report, a newly developed control system has been presented, and was found in the adjustment of the control system applied to the production machine. The new control system belongs to a kind of Posicast Control proposed by O.J.M. Smith in 1957. However the final type of this system, named new Posicast Control, has realized a robust control and a kind of Dead-Beat Control.

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

1. 緒 言

第1報¹⁾において、鉄の熱間圧延設備の最後部に位置し、ストリップ (500～700℃の熱延鋼板) を巻き取ってコイル状の製品とする製鉄機械、ダウンコイラに電気油圧サーボシステムを導入し、制御性能の改善手段として最適制御理論を適用した。導き出された状態量フィードバック系は、理論が良好に使える理想的な環境にあるシステムに対しては非常に有効な手段である。しかし、製鉄機械は、常時、振動、冷却水、高温の水蒸気、金属粉が舞うなどの過酷な条件下で運転される大型産業機械であり、精密機械であるサーボ弁はその保護のために、アクチュエータであるシリンダから遠く離して置かれることが多い。そのため、シリンダ、サーボ弁間の長大な配管長による位相遅れが生じ、理論通りの性能を得ることが困難な場合があった。また、大型機械へ変位計以外に加速度計を装備することも、実用上種々の問題を引き起こす。たとえば、回転運動をする大

型機械上で制御に必要な加速度方向成分を検出するために、現場でその取り付け方向を正確に特定することの難しさ、走行してくるストリップによって引き起こされる振動をひろい、誤動作するなどの問題が生じる。

本論文ではまず、Fig. 1に示す熱延ダウンコイラのラッパーロールに最適制御理論に基づく状態量フィードバックを適用する際の本機械特有の問題点を示し²⁾、最終的には状態量フィードバックよりも実機向けの、よりヒューリスティックな制御手法を提案する。これは、実機の調整過程で見出した有限整定応答を実現する独自の制御手段である³⁾。

2. 主 な 記 号

A_1	: シリンダロッド側有効断面積
A_2	: シリンダヘッド側有効断面積
F	: クーロン摩擦力
i	: サーボ弁への入力信号
I_w	: ラッパーロール機械系の慣性モーメント
K	: 作動油の体積弾性係数
K_f	: サーボ弁流量ゲイン
K_0	: 油柱等価バネ定数
L_c	: 油圧シリンダのモーメントアーム

*平成23年2月25日 原稿受付

** (株)IHI

(所在地 〒135-8710 東京都江東区豊洲3-1-1 豊洲IHIビル)

- p_1 : シリンダロッド側圧力
 p_2 : シリンダヘッド側圧力
 P_S : サーボ弁への供給圧力
 P_T : サーボ弁戻り側圧力
 p_{1a}, p_{2a} : サーボ弁出口側圧力
 p_{1b}, p_{2b} : シリンダ入口側圧力
 Q_R : サーボ弁定格流量
 q_{1a}, q_{2a} : サーボ弁出口側流量
 q_{1b}, q_{2b} : シリンダ入口側流量
 s : ラプラス演算子
 V_1, V_2 : シリンダ内作動油体積
 V_{01}, V_{02} : シリンダ内作動油の初期体積
 X_S : サーボ弁開度
 X_{SN} : 正規化サーボ弁開度 (飽和要素通過後)
 y : シリンダピストン変位 ($\propto$ ラッパーロール変位)
 θ : ラッパーロール機械系の回転角
 ω_n : ラッパーロール機械系固有角振動数
 ω_{ns} : サーボ弁固有角振動数
 ζ : ラッパーロール機械系減衰係数
 ζ_s : サーボ弁減衰係数

3. 状態量フィードバック系の問題点

3.1 厳密モデル

Fig. 1は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である (#1 ラッパーロールのみ機械構成を示す)。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、周囲に配置された3～4個のラッパーロールでストリップをマンドレルに押し付けて巻き付ける。ストリップはマンドレルとラッパーロールよりも10%程度遅い速度で走行しているので、ラッパーロールにより引き込まれながらマンドレルへ巻き付けられてコイルを形成する。第1報で述べたように、油圧式ダウンコイラでは、ストリップの先端部が2巻き目以降のストリップと重なってできる先端段差部とラッパーロールとの衝突を回避するために、電気油圧サーボシステムを導入した。

第1報では、この電気油圧サーボシステムに最適制御理論を適用して状態量フィードバック系を導いたが、特に、サーボ弁やサーボ弁とシリンダ間の配管の動特性を考慮しなかった。すなわち、サーボ弁の応答性も配管長も、状態量フィードバックの効果を阻害しない程度の特徴を持っていると仮定した。しかし、前述のように、実際にはサーボ弁とシリンダ間は4～8 mにもおよぶ長大な配管で結ばれている。また、サーボ弁の応答性にも当然限界がある。従って、より詳細に本制御系の性能を検証するために、Fig. 1に示す機械系を含むラッパーロールの電気油圧サーボシステムの特性を厳密に検討し、ブロック線図にまとめる。以下、用いた基礎方程式を導出する。

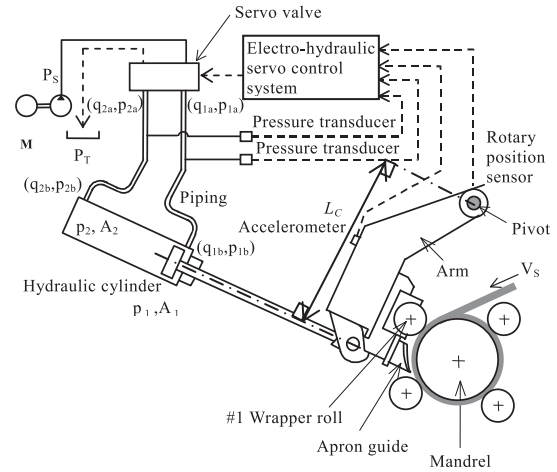


Fig. 1 Hydraulic wrapper roll in hot strip downcoiler

サーボ弁への入力信号 I とサーボ弁開度 X_S との間の伝達関数は、2次遅れ系で表わすことができる。

$$X_S = \frac{\omega_{ns}^2}{s^2 + 2\zeta_s \omega_{ns} s + \omega_{ns}^2} I \quad (1)$$

なお、サーボ弁開度 x_s は以下のように、 ± 1 (正規化した値) で飽和する。

$$X_{SN} = \begin{cases} +1 & (X_S > +1) \\ X_S & (-1 \leq X_S \leq 1) \\ -1 & (X_S < -1) \end{cases} \quad (2)$$

サーボ弁出口側の出力流量 q_{1a} , q_{2a} は

$X_{SN} \geq 0$ の時、

$$\begin{cases} q_{1a} = \frac{K_f}{\sqrt{Q_R/2}} X_{SN} \sqrt{P_S - p_{1a}} \\ q_{2a} = -\frac{K_f}{\sqrt{Q_R/2}} X_{SN} \sqrt{p_{2a} - P_T} \end{cases} \quad (3)$$

$X_{SN} < 0$ の時、

$$\begin{cases} q_{1a} = \frac{K_f}{\sqrt{Q_R/2}} X_S \sqrt{p_{1a} - P_T} \\ q_{2a} = -\frac{K_f}{\sqrt{Q_R/2}} X_S \sqrt{P_S - p_{2a}} \end{cases} \quad (4)$$

となる。

両シリンダ室の圧力は、

$$p_1 = \frac{K}{V_1} \left(\int q_{1b} dt - A_1 L_c \theta \right) \quad (5)$$

$$p_2 = \frac{K}{V_2} \left(-\int q_{2b} dt + A_2 L_c \theta \right) \quad (6)$$

ここで、 V_1 , V_2 は、

$$V_1 = V_{01} + A_1 y \quad (7)$$

$$V_2 = V_{02} - A_2 y \quad (8)$$

で与えられる。

$$\omega_n = L_C \sqrt{K_0 / I_w} \quad (15)$$

K_0 は油柱等価バネ定数で、

$$K_0 = \frac{KA^2}{V} \quad (16)$$

である。

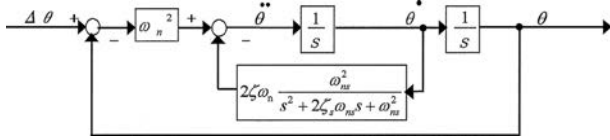


Fig. 3 Velocity feedback with phase lag

Fig. 3の特性方程式を求めると、以下を得る。

$$s^4 + 2\zeta_s \omega_{ns} s^3 + (\omega_{ns}^2 + \omega_n^2) s^2 + (2\zeta_s \omega_n^2 \omega_{ns} + 2\zeta_s \omega_{ns} \omega_n^2) s + \omega_{ns}^2 \omega_n^2 = 0 \quad (17)$$

ここで、

$$\omega_{ns} = p \omega_n \quad s_0 = s / \omega_n \quad (18)$$

とおくと、式(17)は式(19)のように書き換えることができる。

$$s_0^4 + 2\zeta_s p s_0^3 + (1 + p^2) s_0^2 + 2p(\zeta_s p + \zeta_s) s_0 + p^2 = 0 \quad (19)$$

p は機械の固有角振動数 ω_n に対するサーボ弁の固有角振動数 ω_{ns} の比(サーボ弁の機械系に対する応答の速さの比)を示し、 s_0 は機械の応答によりスケール変換された演算子を示している。

機械系のダンピング係数 $\zeta=0.3$ および 0.6 相当のフィードバックを行うとした時のサーボ弁の応答変化による特性方程式(19)の根軌跡をFig. 4に示す。式(19)の解は実軸に対称な2対の複素極、すなわち4つの複素極を与えるが、Fig. 4には虚数部が正の1対を示している。

図中の数字は、サーボ弁の固有角振動数 ω_{ns} と機械の固有角振動数 ω_n の比 ω_{ns}/ω_n の値を示し、矢印はサーボ弁の固有角振動数(ω_{ns})が増加する方向を示している。 $\zeta=0.3$ 相当のフィードバックを与え、実際には、式(14)左辺に $\zeta=0.3$ を与え、加速度フィードバックゲイン k_a を逆算して求める。

Fig. 4の虚軸に近い特性根の位置の変化を見ると分かるように、 $\zeta=0.3$ 相当の設定では、 $\omega_{ns}/\omega_n=3.0$ 程度で目標の $\zeta=0.3$ の特性が得られている。

しかし、安定度を上げるために $\zeta=0.6$ 相当のフィードバックを与えようとする、 $\omega_{ns}/\omega_n=10.0$ 、すなわち、サーボ弁の固有角振動数を機械の固有角振動数よりも一桁高くしなければ、 $\zeta=0.6$ 相当の特性は得られないことがわかる。実機機械系の固有振動数 $f_n=\omega_n/(2\pi)$ は大体15～20Hzの範囲にあるので、サーボ弁は少なくとも $f_{ns}=\omega_{ns}/(2\pi)=150\sim$

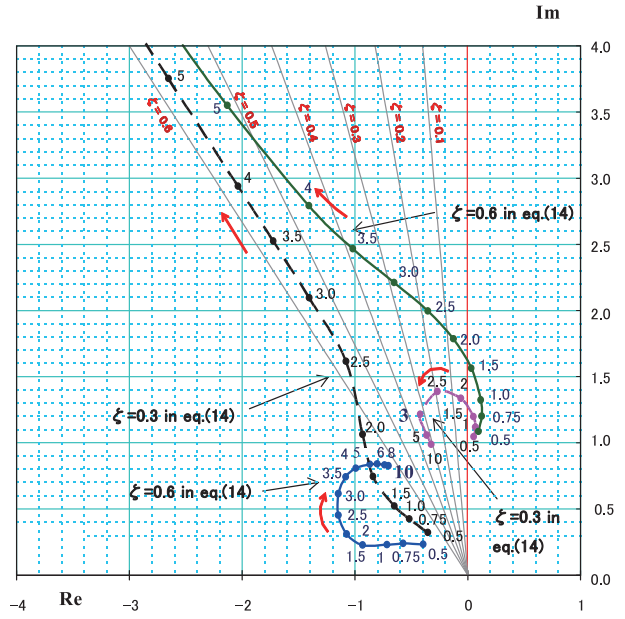


Fig. 4 Root locus

200Hzの応答を必要とすることになる。このため、ダウンコイルに電気油圧サーボシステムを適用するに当たって、固有振動数200Hzのムービングコイル型直動型サーボ弁を開発した⁴⁾。

3.3 配管の影響

サーボ弁、シリンダ間の配管は、その配管の長さ起因する伝達遅れをもたらす。すなわち、加速度や速度のフィードバック信号に対して、位相遅れを引き起こし、制御性能を劣化させる。この配管長の加速度フィードバックに与える影響をシミュレーションにより検証する。

Fig. 5に配管長を5m、8mとした時のラッパーロール位置制御のステップ応答を、Fig. 2の厳密モデルを使用してデジタルシミュレーションで計算した例を示す。計算条件はTable1に示す。オーバーシュート無し、かつ残留振動最小で、目標値への100%到達時間が50msを満足するためには配管長を5m以内とすることが必要である。

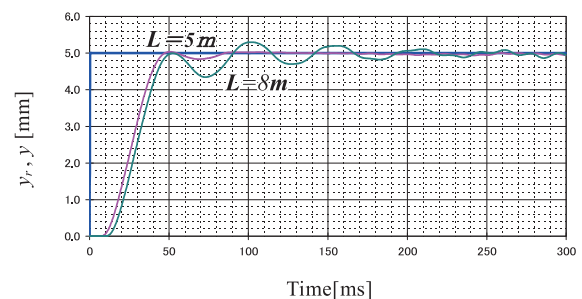


Fig. 5 Step response

Table 1 Simulation conditions

Items	Numerical conditions	
Pipe length	5 m	8 m
Servo valve	2-stage type with moving coil-driven pilot servo	
Rated flow	350 l / min at 6.9MPa	
Response	90Hz at 90° phase lag	
Working pressure	20.7MPa	
Cylinder (mm)	Cylinder D : 200, Rod D : 112, stroke : 880	
I_W (kg · m ²)	11530	
K_p (1/m)	330	280
k_v (s/m)	0	0
k_a (s ² /m)	2.5	1.8

4. 入力操作による過渡振動の抑制法

4.1 位置制御時の過渡振動

第1報で示した状態量フィードバックによる特性改善方法は、サーボ弁の動特性や配管長の影響を大きく受け、特に実機では配管長を5m以内に短くすることはサーボ弁の保護のために困難であった。そのため、より実装が容易で、かつ実用的な振動抑制方法の開発を進めた。

4.2 修正Posicast法

1957年、O.J.M Smithは連続系で有限整定応答を実現する1つの方法としてPosicast法を提案した⁵⁾。これは、振動要素をもつ制御対象に対して、ステップ入力印加後、振動周期の半波長分遅らせて第2のステップ入力を加えて逆位相の振動を作り、互いの振動を打ち消し合わせることで有限整定応答を実現する方法である。

ラッパロールの位置制御の過渡振動を抑制するために、本方法に習ってFig. 6に示す方法を考案した。すなわち、位置制御のステップ入力(a)を印加後、 ΔT 時間（半波長分）遅らせて所定量のステップ入力を印加するが、そのままではその分だけ制御量が大きくなるので、同時に1次遅れ（時定数 T ）を介した信号を作り、両者の差を加えるのである。そうすると、補正用の入力はFig. 6(b)のようになり、ステップ印加後、1次遅れになって減衰する波形となる。これを逆位相の振動波形源として加え、Fig. 6(c)のような信号を入力とする。

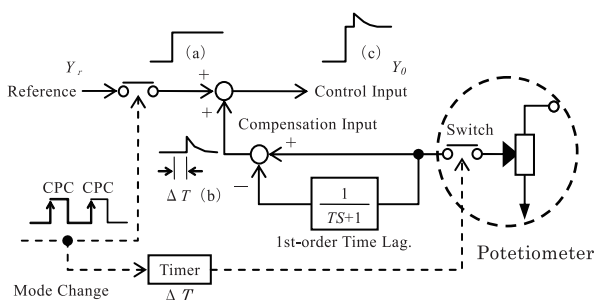


Fig. 6 Input circuit of modified Posicast Control

4.3 補正用入力の決定

補正用入力を印加するタイミング ΔT およびゲイン M は以下の手順で決定する。いま、補正入力の印加時点のみに着目すると、本対象に関する修正Posicast法のブロック線図はFig. 7のように表せる。ここでは、簡単のために、サーボ弁と配管の特性は無視し、第1報Fig. 5に示す油圧シリンダと制御対象のみの特性を考える。Fig. 7の伝達関数 G は以下となる（付録1参照）。

$$G = \frac{K_G}{s} \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (20)$$

ここで、 K_G はFig. 2で示したモデルの位置制御系のループゲイン、 ω_n 、 ζ は機械系の固有角振動数（32節参照）、減衰係数であり、ここでは便宜上 ζ を考慮しているが、実機ではこの ζ は限りなく小さい（付録1Fig. 1Aは $\zeta=0$ に相当）。

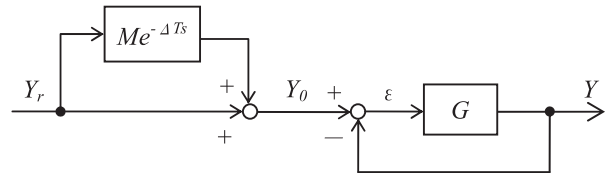


Fig. 7 Block diagram of proposed control system

今、ステップ入力 Y_r を印加した時の出力 Y は

$$Y = \frac{K_G \omega_n^2}{s^3 + 2\zeta\omega_n s^2 + \omega_n^2 s + K_G \omega_n^2} (1 + Me^{-\Delta Ts}) \frac{|Y_r|}{s} \quad (21)$$

右辺第一項は3次遅れ系で、式(21)の時間応答を求めるために、まず、 $X_i(s)$ を任意の入力として次式のように置く。

$$X_0(s) = \frac{a_3}{s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3} X_i(s) \quad (22)$$

$$a_1 = 2\zeta\omega_n, \quad a_2 = \omega_n^2, \quad a_3 = K_G \omega_n^2 \quad (23)$$

$X_i(s)$ をステップ入力とすると、その応答は次の形で与えられる（付録2参照）。

$$X(t)/|X_i| = 1 - A \left\{ e^{-\sigma t} - B e^{-\zeta_0 \omega_0 t} \sin(\sqrt{1 - \zeta_0^2} \omega_0 t + \Theta) \right\} \quad (24)$$

ここで、

$$A = \frac{\omega_0^2}{\sigma^2 - 2\sigma\zeta_0\omega_0 + \omega_0^2} \quad (25)$$

$$B = \frac{\sigma \sqrt{\sigma^2 - 2\sigma\zeta_0\omega_0 + \omega_0^2}}{\sqrt{1 - \zeta_0^2} \omega_0^2} \quad (26)$$

$$\sin \Theta = \frac{(2\zeta_0\omega_0 - \sigma) \sqrt{1 - \zeta_0^2}}{\sqrt{\sigma^2 - 2\sigma\zeta_0\omega_0 + \omega_0^2}} \quad (27)$$

で、 σ 、 ζ_0 、 ω_0 の定義は付録2式(a10)に記したとおりである。

従って、式(21)の時間応答は以下となる。

$$y(t) = |y_0| \left[1 - A \left\{ e^{-\sigma(t)} + B e^{-\zeta_0 \omega_0 t} \sin \left(\sqrt{1 - \zeta_0^2} \omega_0 t + \Theta \right) \right\} \right. \\ \left. + M |y_0| \left[1 - A \left\{ e^{-\sigma(t-\Delta T)} + B e^{-\zeta_0 \omega_0 (t-\Delta T)} \sin \left(\sqrt{1 - \zeta_0^2} \omega_0 (t - \Delta T) + \Theta \right) \right\} \right] \right] \quad (28)$$

式(28)の振動成分を y_{osc} として抜き出すと、

$$y_{osc}(t) = -|y_0| AB \left\{ e^{-\zeta_0 \omega_0 t} \sin \left(\sqrt{1 - \zeta_0^2} \omega_0 t + \Theta \right) \right. \\ \left. + M e^{-\zeta_0 \omega_0 (t-\Delta T)} \sin \left(\sqrt{1 - \zeta_0^2} \omega_0 (t - \Delta T) + \Theta \right) \right\} \quad (29)$$

式(29)において、中カッコ内第一項と第二項の位相が互いに半波長ずれ、かつ、振幅が一致すれば、両者は打ち消しあって振動成分 $y_{osc}(t)$ はゼロとなる。

位相が半波長、すなわち、 π [rad] ずれる条件より、

$$\sqrt{1 - \zeta_0^2} \omega_0 t - \sqrt{1 - \zeta_0^2} \omega_0 (t - \Delta T) = \pi \quad (30)$$

振幅が一致する条件より、

$$e^{-\zeta_0 \omega_0 t} = M e^{-\zeta_0 \omega_0 (t - \Delta T)} \quad (31)$$

を得る。これより、

$$\Delta T = \frac{\pi}{\sqrt{1 - \zeta_0^2} \omega_0} \quad (32)$$

$$M = e^{-\frac{\zeta_0}{\sqrt{1 - \zeta_0^2}} \pi} \quad (33)$$

を得る。

4.4 実機適用例

Fig. 8に修正Posicast法を実機に適用した一例（5 mmのステップ応答で、ストリップ厚み33から35mmの段差回避に適用）を示す。本手法を適用した（b）を適用しない（a）と比べると分かるように、本手法が実機のステップ応答の振動低減に一定の効果を持つことが分かる。

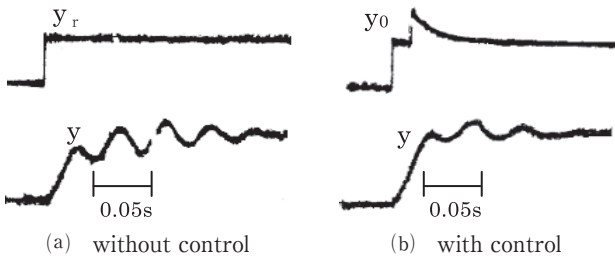


Fig. 8 Effectiveness of modified Posicast Control

5. ヒューリスティックな新制御法の発見

5.1 制御系の内部信号を補償に使う新しい方法

修正Posicast法はあくまでも入力操作によって振動を抑制するものであり、補償信号として加えるステップの大きさ、ならびに印加タイミングに制御対象の内部情報が含まれていない。従って、巻き取るストリップの厚みによって

変化するラッパーロールのジャンプ量に応じて、制御パラメータの調整が必要となる。印加タイミング ΔT は1度決めると修正の必要はなかった。それは、巻き取り初期のラッパーロールがストリップを押さえる段階では、シリンダストロークは大きく変わらないので、機械系の固有振動数もほぼ変化しないからである。しかし、補正ステップ量については、あらかじめ調整段階で、各々のジャンプ量ごとに求めておく必要があった。

ところで、考案したFig. 6の修正Posicast法の補償信号がステップを印加した時の制御系の偏差信号に形が似ていることに気づき、偏差信号そのものを補償信号に使えるのではないかと考察した。Fig. 9にそのアイディアに基づく制御装置のブロック線図を、Fig. 10にシミュレーション例を示す。明らかに一定の効果を持つが、完全に振動を抑制できてはいない。

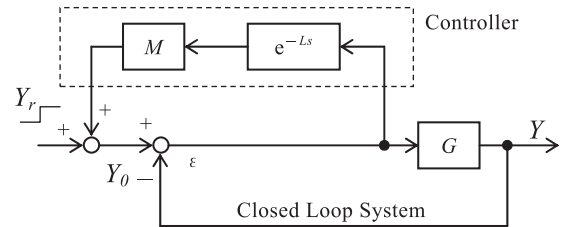


Fig. 9 Proposed control system

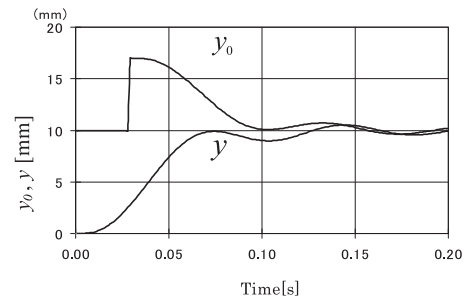


Fig. 10 An example of simulation result

5.2 新Posicast法

ここで、有限整定に近い応答を得るためには、サンプル値信号の導入が必要ではないかと考察し、新しくFig. 11に示す制御系を検討した。本制御系では、まず、カウンタにより一定周期 f_s でデジタル型回転位置検出器で計測した変位信号をサンプリングし、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^* を作る。それに適正なゲイン M をかけて補償信号を作り、それを入力信号に上乗せして補償に用いるのである。速度信号は、制御対象の変位が目標値に近づくにつれて小さくなり、最後は零となるので、42節で述べたように、今の目的には好都合である。また、サンプリングにより補償信号が時点毎に細かく分割されて出力されるので、きめの細かい制御ができると考えた。

Fig. 12に実機に適用した結果を示す。本制御は、1984年に稼動した8基目の油圧式ダウンコイルのラッパーロール

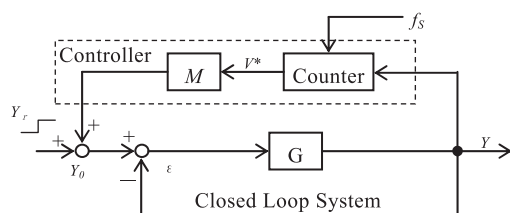


Fig. 11 Block diagram of New Posicast Control system

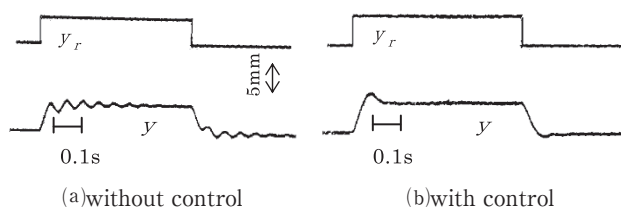


Fig. 12 Control results of production downcoiler using New Posicast Control

の制御に始めて適用された。Fig. 12は、5mmステップ入力に対する応答例で（ストリップ厚み3.5mm程度の段差回避に適用）、有害な過渡振動が完全に抑制され、有限整定応答が実現されていることが示されている。

本制御系では対象の速度相当の信号を補償に使っているため、ステップ入力の大きさに応じて補償信号も自動的に変わる。そのため、一度ゲイン M を決めると、その後の調整を全く必要とせず、制御系としてロバストであることが確認できた。

6. 結 言

熱間圧延設備中、最も過酷な条件下で運転されるダウンコイラに電気油圧サーボシステムを導入し、ストリップ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、特性改善の方法として、第1報で示したように最適レギュレータ理論を適用したが、この方法はサーボ弁の応答ならびにサーボ弁シリンダ間の配管長の位相遅れの影響に敏感で、ロバスト性に劣るという欠点があった。そのため、本論文では、新Posicast法と命名した、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。本方法は、実機制御系の調整過程で発見されたもので、以下の特徴を持つ。

- (1) 特別なセンサなどを用いずに、補償信号をつくることができ、実機への実装が容易である。
- (2) 1度パラメータを調整すると、運転条件が変化しても再調整の必要がなくロバストである。

本論文では、パラメータを調整するための関係式を導出し、シミュレーションによりその妥当性を確認した後、実機に適用して有効性を示した。

第3報では、実機への適用例、制御効果等を示す。

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、横田眞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IHIの圧延機関連事業は三菱日立製鉄機械株式が承継したことを付記する。

参 考 文 献

- 1) 桑野：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）最適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)
- 2) 高橋，桑野：電気・油圧サーボ制御系の状態量フィードバックによる特性改善，昭和59年秋季油空圧講演論文集，p. 61-64 (1984)
- 3) 桑野：振動性負荷を有する位置決めサーボ系の過渡振動抑制法，第24回SICE学術講演，p. 569-570 (1985)
- 4) 桑野，松下：オブザーバ理論による直動型サーボ弁の高性能化，油圧と空気圧，Vol. 15, No. 2, p. 102-109 (1984)
- 5) Smith, O.J.M.: Posicast Control of Damped Oscillatory Systems, Proceedings of the IRE, September, p. 1249-1255 (1972)
- 6) 中田孝：3次系フィードバック制御の効用，計測と制御，Vol. 17, No. 12, p. 883-890 (1978)

(付 録 1)

本文Fig. 2において、比例制御ゲイン K_p の出力からラッパロール機械系の回転角 θ までのモデルを考察する。サーボ弁に必要な応答性の考察という目的から、配管長は考慮しない。また、サーボ弁の出力流量はサーボ弁の開度のみで比例するとし、その飽和特性も考慮しない。以上のような線形モデルに対して、片ロッド油圧シリンダを適用した実機の特性を、両ロッド油圧シリンダ($A_1=A_2$)を使用した線形モデルに近似する。

Fig. A1に両ロッド油圧シリンダを適用した油圧ラッパロールの位置制御系のブロック線図を示す。点線内が検討している機械系のブロック線図で、それを变形すると、Fig. A2に示すブロック線図が得られる($A_p=A_0 \cdot L_c$)。ここで、片ロッドシリンダ系と両ロッド系の特性を一致させるために、まず、両者の固有角振動数が一致するという条件で、図中の、 $K_0 L_c^2 / I_w = \omega^2$ を決定する。その次に、シミュレーションで両者の応答が一致するループゲイン $K_G = K_p K_f / A$ (Fig. A1参照)を求め、それから両ロッドシリンダ系のシリンダの有効断面積 A を逆算する。このようにして、両ロッドシリンダを適用した線形モデルのパラメータを求めることができる。

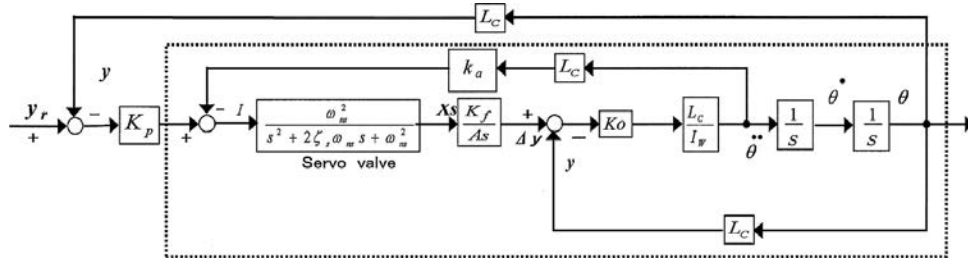


Fig. A1 Modified cylinder model

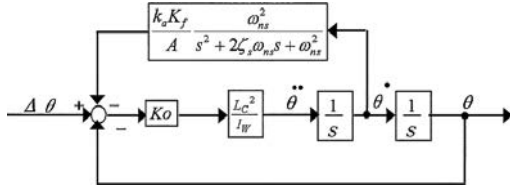


Fig. A2 Controlled object

片ロッド油圧シリンダを装備した油圧ラッパールロールの固有角振動数を ω'_n とすると、

$$\omega'_n = L_c \sqrt{K'_0 / I_w} \quad (a1)$$

となる。ここで、 K'_0 は片ロッド油圧シリンダの油柱等価バネ定数で、式 (a2) で与えられる。

$$K'_0 = K \left(\frac{A_1^2}{V_1} + \frac{A_2^2}{V_2} \right) \quad (a2)$$

Fig. A2を本文Fig. 3に変換すると、

$$2\zeta_s \omega_n = \frac{K_o L_c^2}{I_w} \frac{k_a K_f}{A} \quad (a3)$$

$$= \omega_n^2 \frac{k_a K_f}{A} \quad (a4)$$

を得る。

(付 録 2)

文献(6)より、

$$X_0(s) = \frac{a_3}{s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3} X_i(s) \quad (a5)$$

$X_i(s)$ にステップ入力を印加した時の $X_0(s)$ の時間応答 (本文4.3節) は、

$$F(\lambda) = \lambda^3 + a_1 \lambda^2 + a_2 \lambda + a_3 = 0 \quad (a6)$$

の3根を次の手順で求める事により与えられる。

まず、以下の置き換えを行うと、3根 $\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3$ は、式 (a8) で表される。

$$Q = \frac{3a_2 - a_1^2}{9}, \quad R = \frac{9a_1 a_2 - 27a_3 - 2a_1^3}{54} \quad (a7)$$

$$S = \sqrt[3]{R + \sqrt{Q^3 + R^2}}, \quad T = \sqrt[3]{R - \sqrt{Q^3 + R^2}}$$

$$\lambda_1 = (S+T) - \frac{a_1}{3}$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda_2 &= \left(\frac{S+T}{2} + \frac{a_1}{3} \right) + j \frac{\sqrt{3}}{2} (S-T) \\ \lambda_3 &= \left(\frac{S+T}{2} + \frac{a_1}{3} \right) - j \frac{\sqrt{3}}{2} (S-T) \end{aligned} \right\} \quad (a8)$$

ここでさらに、次の置き換えを行い、3根に式 (a9) に示すように物理的意味を付与する。

$$\left. \begin{aligned} \lambda_1 &= -\sigma \\ \lambda_2 &= -\zeta_0 \omega_0 + j \sqrt{1 - \zeta_0^2} \omega_0 \\ \lambda_3 &= -\zeta_0 \omega_0 - j \sqrt{1 - \zeta_0^2} \omega_0 \end{aligned} \right\} \quad (a9)$$

そうすると、本文中4.3節の σ , ζ_0 , ω_0 は式 (a10) で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \zeta_0 &= -\frac{\lambda_2 + \lambda_3}{2\sqrt{\lambda_2 + \lambda_3}} = \frac{-\left(S+T + \frac{2}{3}a_1\right)}{2\sqrt{\frac{S^3+T^3}{S+T} + \frac{(S+T)a_1 + \frac{a_1^2}{9}}{3}}} \\ \omega_0 &= -\frac{1}{\zeta_0} \left(\frac{S+T}{2} + \frac{a_1}{3} \right), \quad \sigma = \frac{a_1}{3} - (S+T) \end{aligned} \right\} \quad (a10)$$

この時、式 (a5) の $X_0(s)$ の時間応答は、本文中の式(24)で与えられる⁶⁾。

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

東京都文京区小石川一―三―七
印刷所 勝美印刷株式会社