

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.2013 Vol.44 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「ものづくり教育(企業編)」

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「ものづくり教育（企業編）」

【巻頭言】

「ものづくり教育（企業編）」発行にあたって	吉田 和弘	142
-----------------------	-------	-----

【解説】

企業における「ものづくり」教育の重要性	藤原 清志	143
大きな動く機械を作っている会社が、若い技術者に託す未来への希望	高田 龍二	146
産学連携出前授業：空気圧システム卓上実験	香川 利春, 黎 しん	150
ポリテクセンター関西におけるものづくり教育	正木 克典	153
重工業におけるものづくり教育 油圧機械部門における人材育成の取り組み	内山 智行	156
機械・自動車部品メーカーにおけるモノづくり教育	熊谷 利美	159
大田区次世代モノづくり人材育成事業の構想	小針 保明	163

【ニュース】

2012年度日中若手研究者交流	佐藤 恭一	167
-----------------	-------	-----

【教室】

おもしろ油圧機構 第12回 代表的油圧回路	大橋 彰	170
入門講座「流体力学」第5回：速く泳ぐ秘訣はシェイプアップ	高橋 勉	174

【トピックス】

ISO/TC 131/SC 5/WG 3空気圧機器の流量特性試験方法	小根山尚武	179
中国駐在員日記	笹沼誠一郎	184

【研究室紹介】

明治大学理工学部メカトロニクス研究室	小山 紀, 石田 智也	187
--------------------	-------------	-----

【企画行事】

平成24年秋季フルードパワーシステム講演会	加藤 友規 189
-----------------------	-----------

【会告】

情報センター廃止のお知らせ	149
平成25年春季フルードパワーシステム講演会のお知らせ	192
平成25年春季講演会併設セミナー「自動車技術とフルードパワー」	193
平成25年度 特別教室講座 油圧システムにおけるモデリングのエッセンスをつかむ —モデリングの基礎から位置決めシステムのモデリング—	194
触れて学べる！入門者向き実習講座「油空圧技術」	195
研究委員会〈委員公募〉のお知らせ	197
共催・協賛行事のお知らせ	198
その他	191,196,199,200

■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 "Design and Manufacturing Education in Companies"

[Preface]

On the Special Issue "Design and Manufacturing Education in Companies"	Kazuhiro YOSHIDA	142
--	------------------	-----

[Review]

The Importance of "Monozukuri" Education in Companies	Kiyoshi FUJIWARA	143
Gigantic Machinery Manufacturer's Hope for the Future on Younger Mechanical Engineers	Ryuji TAKADA	146
Field Lecture Cooperated with University and Company using Experimental Devices	Toshiharu KAGAWA, Xin LI	150
Making Things' Education at Kansai Polytechnic Center	Katsunori MASAKI	153
A Series of Education and Training for Engineers in a Heavy Industries	Tomoyuki UCHIYAMA	156
Craftsmanship Education in a Machine and Automotive Parts Manufacturer	Toshimi KUMAGAI	159
The Basic Concept how to Bring up the Next Generation to be Engaged in Manufacturing Oriented Businesses	Yasuaki KOBARI	163

[News]

Japan-China Young Scientists' Academic Exchange Project 2012	Yasukazu SATO	167
--	---------------	-----

[Lecture]

The Interesting Mechanism of Hydraulic Components No.12 Typical Hydraulic Circuit	Akira OHASHI	170
An Introductory Course of Fluids Mechanics: The Secret to Swim Fast is an Improvement of Body Shape	Tsutomu TAKAHASHI	174

[Topics]

ISO/TC 131/SC 5/WG 3 Pneumatic Fluid Power—Determination of Flow-rate Characteristics	Naotake ONEYAMA	179
China Diary of Expatriates	Seiichiro SASANUMA	184

[Laboratory Tour]

Mechatronics Laboratory, Meiji University, School of Science and Technology	Osamu OYAMA, Tomoya ISHIDA	187
---	----------------------------	-----

[JFPS Activities]

A Report of Autumnal Conference of Japan Fluid Power System Society 2012	Tomonori KATO	189
--	---------------	-----

[JFPS News]

149,191,192,193,194,195,196,197,198,199,200

巻頭言

特集「ものづくり教育（企業編）」発行にあたって

著者紹介



よし だ かず ひろ
吉田 和 弘

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

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

「ものづくり」は，日本の製造業の根幹を成す重要なキーワードとして再認識され，高等教育機関および企業において様々な試みが行われている。そこで会誌編集委員会では「ものづくり教育」特集を組むこととし，第44巻第1号，特集「ものづくり教育（大学編）」では高等教育機関における機械系ものづくり教育の試みを紹介した。本特集「ものづくり教育（企業編）」では，企業の取り組みを紹介する。

まず，藤原清志氏（マツダ㈱）に，企業におけるものづくりの重要性についてご執筆いただいた。日本人の精神からくる強さを基に創造性を発揮していくためには，技術を適切に引き継ぎ進化させることができる「骨太のエンジニア」の新人教育，および専門性も適切に評価する人事制度が重要であることなどが指摘されている。

次に，高田龍二氏（日立建機㈱）に，若い技術者に強いメッセージを送っていただいた。建機メーカのように大きな動く機械を作っている会社では力学などの基礎学力が重要であることが指摘され，機械を力学で考える「頭の中で動く物理モデル」が重要であることが事例を用いて説明されるとともに，考えるくせをつけることが勧められている。

香川利春氏および黎しん氏（東京工業大学）には，本学会および日本フルードパワー工業会により行われている空気圧システムの産学連携出前授業についてご紹介いただいた。これは，流量特性，等温化圧力容器，メータアウト回路，ベルヌーイチャック，およびエアパワーについて実験機材の操作も行う体感的授業である。

正木克典氏（独）高齢・障害・求職者雇用支援機構）には，ものづくり教育で企業を支援しているポリテクセンター関西の活動についてご紹介いただいた。在職者訓練の油空圧技術および空気圧制御技術の8コース，本学会と実施しているオーダ型セミナー「油空圧技術」を含め，内容および成果について紹介されている。

続いて，企業のものづくり教育に関する取り組みの事例をご紹介いただいた。

内山智行氏（川崎重工業㈱）には，重工業，油圧機械部門における人財育成の諸活動についてご紹介いただいた。入社1年目の技術教育，製造現場実習，顧客・調達先の工場見学，研究テーマ発表，2年目以降の研究論文，「5年で一人前」認定審査，および総合力を生かした教育の実施内容についてご執筆いただいた。

熊谷利美氏（㈱ジェイテクト）には，機械・自動車部品メーカにおける技能者教育についてご紹介いただいた。ジェイテクト高等学園における職業訓練生の養成，最先端の技術・技能を兼ね備えた人材を育成し会社のものづくりの力を強化するための技能五輪選手の養成，および専門技能教育についてご執筆いただいた。

最後に，小針保明氏（㈱大洋バルブ製作所）に，大田区次世代モノづくり人材育成事業の構想についてご執筆いただいた。将来，大田区の中小企業を含む企業においてものづくりに貢献する小学生から高校生に対し，地域としてもものづくり教育を行う事業の構想について，現在の他の関連事業も含め，ご紹介いただいた。

以上のように，本特集は，企業におけるものづくり教育に資するユニークな考え方および取り組みを紹介したもので，重要な情報を提供するものと考えている。なお本特集は，編集委員の塚越秀行氏および吉田とで企画した。貴重な解説記事をご寄稿いただいた執筆者の皆様および本特集号の発行にご尽力いただいた編集委員の方々に厚くお礼申し上げる。

（原稿受付：2013年3月19日）

解説

企業における「ものづくり」教育の重要性

著者紹介

ふじ わら きよ し
藤原清志マツダ株式会社
〒730-8670 広島県安芸郡府中町新地3-1
E-mail: fujiwara.k@mazda.co.jp

1982年同志社大学卒業後、マツダ(株)入社。マツダモーターヨーロッパ副社長、パワートレイン開発本部長を経て、商品企画・プログラム推進・デザイン・アセアン戦略担当に就任、現在に至る。

1. はじめに

私も企業での生活がすでに30年が経過し、学生時代にどのような教育を受けたか、また最近の教育がどんなものなのか、などの記憶も、最新の理解も欠如している。しかしながら、地下に資源が埋蔵されていない日本（メタンハイドレートへの期待はしているが、現時点は無いと認識）という国の構造を考えると、今までも、そして、これからももっとも大事な資源は、“人”であり、日本が将来にわたり世界で生きていくためには、その人への教育がもっとも重要であると考えている。

その教育の中には、伝統的に自然に育まれている日本人の持つ「良い精神」も含まれる。また、企業での教育の中には、育成計画も含まれている。

総合的に「ものづくり人」を正しく育成し、人財という資産にしていく仕組みの重要性と、その仕組みを過去の仕組みから将来に向けて大きく変革しなければ、今後世界では生きていけないのではないかと、という問題意識とともに、「ものづくり」教育という視点で考えてみたい。

2. 日本人の精神と「ものづくり」力の関係（日本人の精神と高い志）

地下に資源がない国ではあるが、幸せなことに日本人の精神の中には、「ものづくり」に適した「優れた精神」が二つ存在している。したがって、“人”が財産・資産になる可能性を伝統的に有していると考えられる。

日本人は「大自然を人より上位の存在と観念する自然観」を持っており、人は自然の恵みをいただいで生かされている、と当たり前のように考えている¹⁾。持続可能な世界、自然と共存していく世界が必要とされるこれからの時代で、この自然観を持つ我々がものづくりを考えることは人類にとって非常に良いことである。

また、日本人は、「自己のために生きる人生は卑しく、他者のために生きる人生は美しい」と捉え労働は生き甲斐と考えている¹⁾。価値あるものをより良くし、使っていただく人にお届けしたい、とバリューフォーマナーを高める行為を自然に進めていく精神を有していると考えられる。

この二つの精神は、さらに、「お互いが壁を取り除き、共通のゴールに向かって共に助け合い、共に創り出す“助け合い”の精神」と合体し、多くの人の手から手に伝わって造り出す“ものづくり”には、なくてはならない素晴らしい姿であると、信じて疑うことはできない。これらの一人一人の精神と一人一人を結び付ける絆の強さとその行動力は、大震災の時の世界を驚かせた「日本人の強さ」であり、これは、「ものづくり」を通じて、「人」を活かした資源＝人財に変える能力を、この日本は有しているといえる。

一方、顧客ニーズとモノが一致していない、といわれる時代となり、良いものを作れば売れる時代から変化していることがいわれ始めている。しかしながら、顧客のニーズという不確定なものを探る行為も重要ではあるが、日本人の持つ精神を考えると、一度原点に戻り、「社会をもっと住みやすい社会に変えていく」というような大きな夢・Visionを掲げ、高い志で前に向かって取り組むことの方が、我々の日本人の「ものづくり力」を高める正しい答えが導けるのではないかと考えている。これは、現在の主流の考えとは異なるため反論が多く出ることを覚悟して、あえていわせていただくとすれば、社会を住みやすくする「世界一のもの」を創り出すことを探求することが、我々「ものづくり」日本人には、より適していると考えている。

3. 「ものづくり」教育と最新ツール (最新ツールと骨太エンジニア)

「ものづくり」教育の中にも、時代の流れとともに、進化させないといけないことと、しっかりと受け継がなければいけないことの二つが存在する。時代とともに進化させなければいけないのは、開発の効率化であり、IT化であり、シミュレーション技術である。特に、強い日本円により、世界から見た場合には、生活実態とはかけ離れた“幻想の世界の高い賃金”の「ものづくり屋」では、効率的な技術・商品開発は必須であり、ここ20年間で多くの効率化がなされてきた。良い方向の進化としては、測定技術の進化などにより事象の見える化が進み、モデル化がより容易にでき始めた。この領域の進化は著しく、モデルベース開発などは、より優れた品質のものを、より効率的に開発できるツール・技術として大事に育てるとともに、これらを使いこなすエンジニアを教育することが、「ものづくり」教育として必要になりつつある。事実、弊社のスカイアクティブエンジンにおける超高圧縮比のガソリンエンジン、超低圧縮比のディーゼルエンジンなど、既存概念を打ち破る技術の開発には、単気筒エンジンでの燃焼の多くの基礎的なテストの実施と、このテストを通じた事象・現象の見える化（サファイアガラスのシリンダーから燃焼を撮影することなど）と、この現象をモデルに置き換え、多くのパラメーターを入れ替えて最適解を導き出すモデルベース開発がなければ実現は不可能であったことを記載しておく。

一方、効率化のために良かれと考え進めてきた中に、再考を要するものがいくつか存在する。代表例は、マニュアル化、分業化などがある。

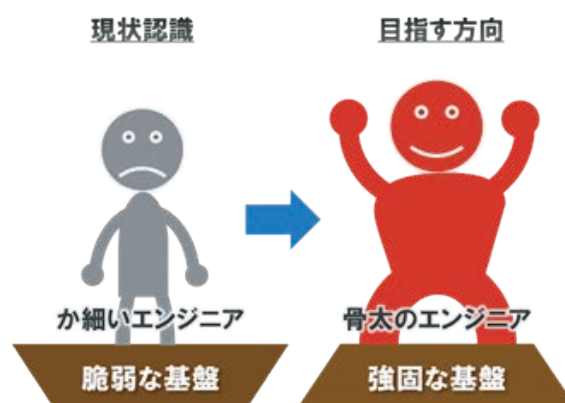
この二つの業務の効率化は、応用力不足（操作・作業のみしかできない。背景を理解していない）、全体感欠如（技術コンセプトを立案できない）、製図能力の欠如（図面を読めない・書けない設計者など）などの問題が表面化し始めている。これは、リーマンショック後、固定費削減という名のもとでの組織人員削減という“表面的な効率化”による少人数の組織で仕事をし始めたときに、大きな問題として表にできてきた構造的な課題である。弊社では、そういう状態から今一度原点に戻り、過去からの「ものづくり」の力を継承していかなければいけないものとして、基本をしっかりと身に着けるための教育制度へと変革を進めている。モノを造る行為は、モノの構造・メカニズム・カラクリを理解することであり、その行為の中で“Why”と問いかけを続ける行動・思考により、創造的な仕事となり、創造的

な「ものづくり人」が仕事を続ける風土・習慣が生まれる。モノがあふれる豊かな世の中になったことにより、モノを造りだす行為を実行できるチャンスが減っている中で、自らが考え、目標・Visionを持ち、考え続ける習慣を持たせることである。

図1に示すものが、その概念図であり、「骨太のエンジニア育成」である。

開発・生産など「ものづくり」に関係する新人エンジニア全員が、最初の3年間は開発現場での業務に就き、その後、それぞれの部門に配属する制度へ切り替え、4年が経過している。

このOJT教育により、ベーシックな「ものづくり」の基礎を開発の現場に学び、そしてそれを活用して、最新のツールを使いこなせるように、骨太のエンジニアが、本当の意味での効率化を率先して進めている。正しいツールを、しっかりとした基礎能力を有して使いこなしていく教育制度がますます重要になると考えている。



- － 骨太とは －
- ・担当領域を熟知
 - ・周辺領域にも精通
 - 自動車/技術全般
 - 企画、製造・検査プロセス
 - 解析/CAD/コスト/品質
 - ・5ゲン 主義を実践
 - ・QC7つ道具の活用
 - ・自分なりのビジョン
 - ・自信/謙虚さ
 - ・やり遂げる意思

図1 骨太エンジニア育成

4. 「ものづくり人」の正しい育成と人事制度 (管理職と技術専門職)

一方、新人教育の変革と共に考えなければいけないことが、エンジニアの正しい育成制度であると痛感している。高度成長期の右肩上がりの成長を前提にした昇進制度で作られた「管理職」という職種に代表される「マネジメント能力を評価する」という昇給制度では、「ものづくり」エンジニアの専門職を正しく評価しているとはいえず、その専門能力を進化・成長させることを阻害する障壁になっているともいえる。人間は、正しい目標と正しい評価によってモチベーションを高められ、成長をしていくものであり、必要な能力・必要な正しい目標を正しく評価してあげる制度に変革しなければ、「ものづくり」能力は低下していくものではないか、と考えている。

現代の成熟した日本社会、もしくはグローバル化した企業文化の中では、「今までの古い管理職として求められているマネジメント能力＝アドミニストレーションの業務」は、その求められている業務の一部であり、それよりも「リーダーシップ能力＝Visionを示し正しい道に導く能力」が、本来求められているマネジメント能力であるといえるのではないか。もちろん、専門的な能力が高く、かつ、優れたリーダーシップ能力を有することが理想であるといえるが、そのような方は多く存在しないし、育成することは難しいといえる。

しかしながら、管理するという視点とリーダーシップとを間違えてしまった人事制度、「ものづくり」のエキスパートが管理屋に育てられていく間違った仕組みを、過去からのしがらみなどにより変更できず、「ものづくり」のエキスパートが成長のモチベーションを失い、そしてその能力をみずから封印してしまう状態にあるように見受けられる。つまり、企業側の考えが日本の「ものづくり」のエキスパートを自ら封印させているように見える。今こそ、「ものづくり」の専門家を正しく評価し、正しい道、つまり専門性を高め、新しく社会へ貢献できる技術を磨く制度へ変更し、育成していくことが企業に求められている姿である。素晴らしいリーダーシップ能力を有するリーダーの育成と共に、ものづ

くりの素晴らしい専門能力を有したエンジニアの育成を同時に実現していかなければならないし、実現していきたいと考えている。

弊社では、「ものづくり」の専門家の幹部社員への登用試験は、専門性の評価という新しい取り組みを開始している。組織運営よりも専門家としての能力を正しく評価することで「ものづくり力」を強化・維持していきたいと考え実行している。「ものづくり」のエキスパートの幹部社員の集団、フェロー集団の創造が、今、日本の企業に求められていると信じ、そのVision達成に向け、企業の「ものづくり」教育のスタートから最終到達地点までを作り上げていきたいと考えている。

5. おわりに

自信を無くしつつある日本の製造業であるが、日本には長く受け継いできた日本人の持つ精神が残されていることを、不幸なことではあったが、大きな震災を通じて感じられ、そしてそれは、同時に「日本人はやればできる！」と自信を取り戻すことができたことを、誰も否定できない。また、多くの外国の方々には理解しがたいが、日本人は理解できる「ものづくり魂」「匠の技」で感動させられるTVプログラム（「プロジェクトX」「プロフェッショナル」「夢の扉+」「情熱大陸」など）が多く存在することは、最近の若い日本人もまだまだ大丈夫であるということではないだろうか。

この日本人の持つ精神からくる強さをもとに、創造的な行動をするためには、「ものづくり」教育は必須であり、そして、その中で、「ものづくり」の専門性を大事に育成していく組織制度・社会制度への変革も重要となる。夢を語り、そして独自のVisionを追い求め、何事にも積極的に探究し、常識を疑い、新しい技術・モノを実現する。このような骨太のエンジニアこそが、この日本を成長させることができると信じている。そして、そのような人材を育成し、資産＝人財にしていくことを宣言し、終わりとする。

参考文献

- 1) 竹田恒泰：日本はなぜ世界でいちばん人気があるのか PHP新書

(原稿受付：2013年1月11日)

解説

大きな動く機械を作っている会社が、 若い技術者に託す未来への希望

著者紹介



たか だ りゅう じ
高 田 龍 二

日立建機(株)技術開発センター 主管研究員
〒300-0013 茨城県土浦市神立町650
E-mail: r.takada.ui@hitachi-kenki.com

1981年、東京大学工学部機械工学科卒業。同年、日立建機(株)入社。1980年代はロボット用センサーの開発、STMの開発などに従事。1990年代以降、火山噴火の災害現場での無人化施工に奮闘。近年は、日立建機の強度関係、機構解析関係、技術教育関係に従事。

1. 大きな動く機械を作っている会社

図1は、オーストラリアの露天掘り鉱山で働く巨大油圧ショベルと巨大ダンプトラックである。この油圧ショベルは総質量522ton、掘削バケット容量29m³、ダンプトラックは積載量222ton、全高7.4m、タイヤ直径3.4mという巨大な機械である。

建設機械メーカーである日立建機は、このように機械の中の機械ともいえる、大きな動く機械を作っている会社である。その大きな動く機械を作っている会社が、ニッポンの未来への希望を託す若い技術



図1 オーストラリアの露天掘り鉱山で活躍する、積載量222トンのダンプトラックと、総質量522トンの油圧ショベル

者に求めるものを考えてみよう。

2. 技術者には基礎学力が絶対的に重要

「学校で勉強したことを仕事で使ったこと無い」という人が、世の中には間々いる。しかしそれは間違いである。たとえば、

$$F=m \times a \quad (\text{力}=\text{質量} \times \text{加速度})$$

という物理の最も基本的な式がある。技術者は普通、この式が頭の中に当然の概念として入っていて、別に「 $F=m \times a$ 」という計算を行わなくても、無意識の概念として機械の動きなどを考えている。

ところが、この根本的な概念「 $F=m \times a$ 」を知らない人がいるとどうなるか。機械をあつかう仕事で、とんでもない間違った考え方をしたり、だれもが当然わかる解決策がその人はわからない、ということも考えられる。近年、若者の基礎学力不足が目立ちだし、「 $F=m \times a$ 」的な最も基礎的な部分から知らない人も、間々いることがわかってきた。

「当然の概念が当然ではない」具体例を示そう。図2の問題は、高校数学の微分、ベクトルの基礎的なところと、高校物理の最も基本的なところを組み合わせた問題である。問題文が、位置→速度となっているので、まず最初に x, y を時間微分することから始めるのは、暗黙知ともいえるべき「当然の概念」である。この問題を、理科系大学卒の若者約75人(2/3が機械系出身)に実施したところ、最初に時間微分した者は、わずか44%。残りの者は、 x, y の式にそのまま $t=2$ を入れてしまったのである。

このように、当然と思っている概念を知らないということは、当然伝わっていると思っている会話が、実は相手に伝わっていない心配がある。

時刻 $t (t>0)$ において、座標平面上を動く点 A の位置 (x, y) が、

$$\begin{cases} x = t^3 - 8t \\ y = \sqrt{3}t^2 + 2 \end{cases}$$

で表される。

$t=2$ における点 A の速度の大きさ V と、動いている方向 θ を求めよ。

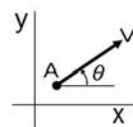


図2 当然の概念が当然ではない問題例

さて、機械の中の機械ともいえる、大きな動く機械を作っているメーカーの技術者にとって、最も必要とされる基礎学力とは何であろうか。それはやはり機械系4力学、電気の基礎、材料の基礎などである。レベルを下げれば、高校物理と高校数学を完全理解しているだけでも大きな力となる。入社後の教育で高校物理・数学まで実施するのは無理がある。若い技術者に絶対的に求める第1のことは、基礎学力をしっかりとつけておいてほしい、ということである。

3. 機械を力学で考える感覚

『頭の中で動く物理モデル』

機械の基礎はやはり力学である。職場の若者には「機械を力学で考えるクセをつけよう」ということをよく話している。微小要素のつり合いから微分方程式で考える感覚、これを身につければ4力学の基本は全て同じと思えるだろう。

機械力学・機構学の感覚を身につけて、頭の中で機械が動き回っている感覚を身につけてほしい。材料力学の感覚を身につけて、機械構造物の変形・応力が頭の中でイメージできるようになってほしい。流体力学や熱力学の感覚を身につけて、目に見えない流体の動きや熱の流れが頭の中で動くようになってほしい。これを『頭の中に物理モデルを作ろう』と表現している。

建設機械を力学で考える例を二つ紹介する。

3.1 ダンプサスペンションモデルの構築

ダンプトラックの乗り心地や走行安定性の向上には、サスペンションが重要な役割を担っている。ダンプトラックにおいては、空荷時の総重量に対して、荷台満載時の総重量が2倍以上になる。空荷時と満載時にそれぞれに求められる特性を両立するため、ガスの圧縮性を利用した非線形特性を持つサスペンションが用いられている。図3に示すダンプのサスペンション機構には、ガスとオイルが封入されている。ガスの圧縮性によってばね作用を作り、オイルがピストンの小穴を通過するときの流体抵抗によって振動減衰作用を作っている。ダンプのサスペンション設計では、ガス圧力の変化やオイルの流体抵抗を計算しながら、車体全体の目標振動特性（固有振動数、減衰比等）に適合する仕様を決定する。

図4にサスペンションの保持力（ばね力）と減衰力の特性と力学計算式を示す。保持力特性はガスの断熱圧縮の式から算出し、減衰力特性は流体抵抗の式から算出している。理論計算と実際に測定した特性には“ずれ”があるため、理論計算値を補正して使用する必要がある。理論計算を補正する際、物

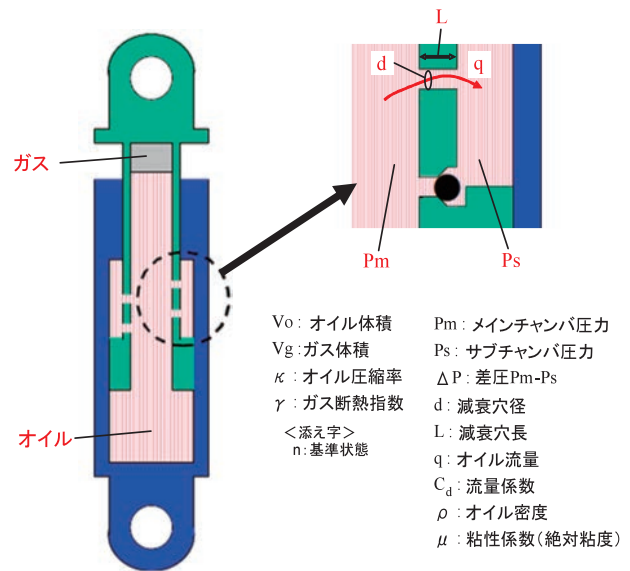
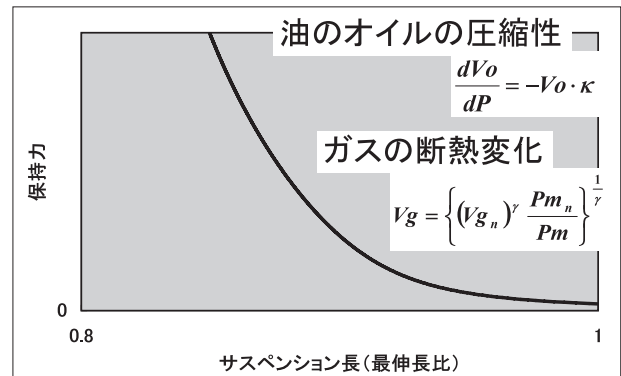
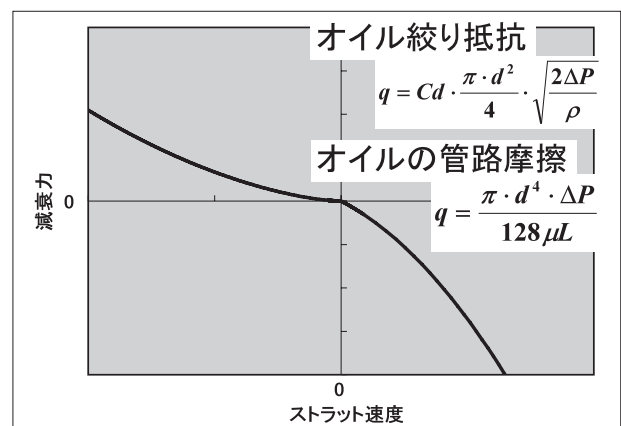


図3 サスペンション構造



(a) 保持力特性



(b) 減衰力特性

図4 サスペンション特性

理定数も含めた理論計算の仮定の中で、実際と“ずれ”がある部分を的確に判断して補正するのが重要なポイントになる。この時、開発者の頭の中では、サスペンションが力学理論に則って動いているのである。

3.2 ダンプトラックの運動を再現するシミュレーションモデル構築

巨大ダンプトラック開発では、機構解析ソフトで図5に示す機構モデルを構築し、走行シミュレーションを実施することで、乗り心地評価や強度評価を行っている。シミュレーション精度向上には、正しい力学理論に則った機構モデルの精度向上が極めて重要になる。

タイヤと路面の摩擦力によりフレームに大荷重が作用するなど、フレーム挙動解析に摩擦力の影響が大きい状況を、モデルによる走行動作解析の図6に示す。この状況を、図7に示す力学理論に則った簡易モデルにて、詳細検討を行った。

旋回時、後輪は左右回転数を差動しているが、ダ

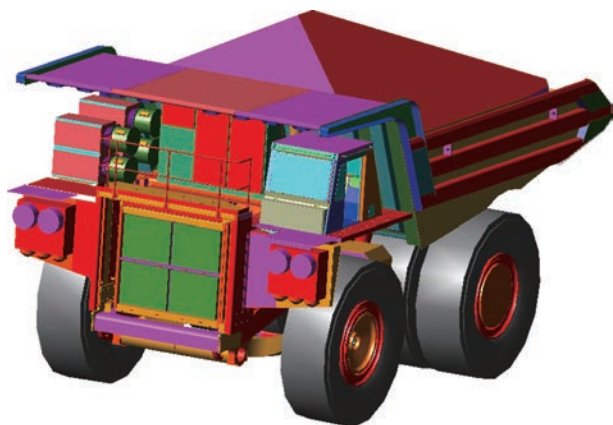


図5 ダンプトラック機構解析モデル

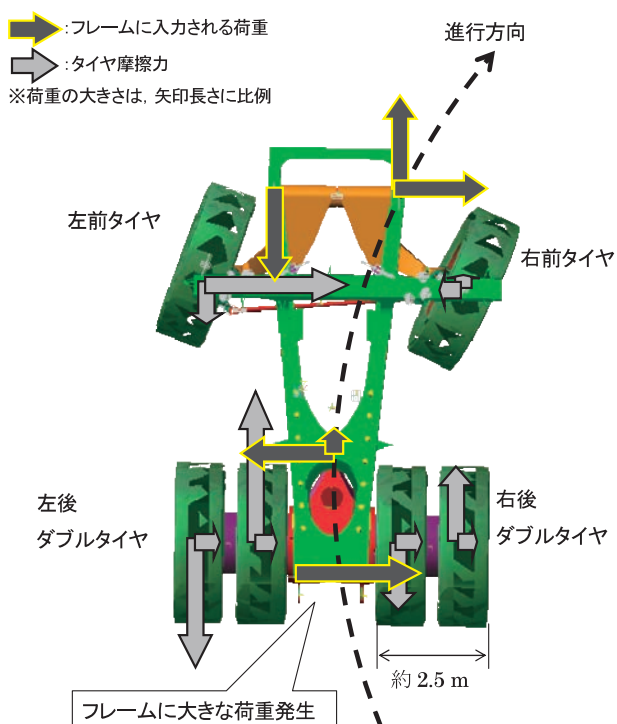


図6 フレーム入力荷重とタイヤ摩擦力のシミュレーション

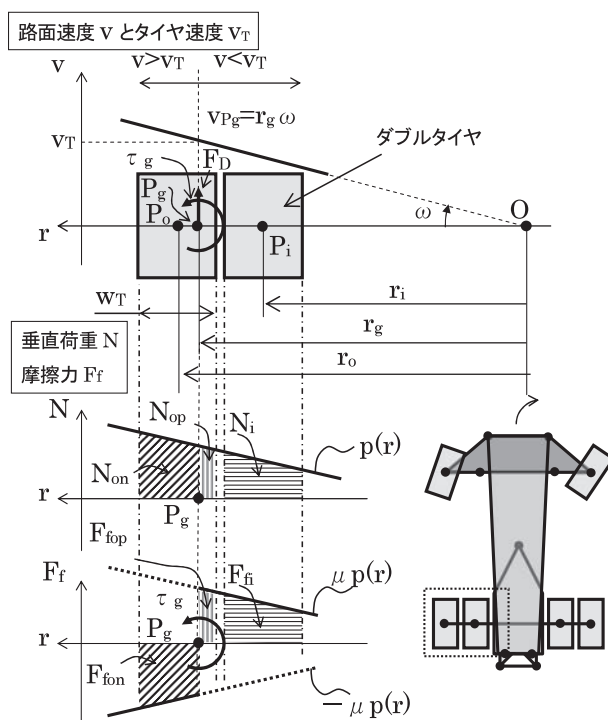


図7 ダブルタイヤ理論モデル

ブルタイヤ間には差動装置はない。よって、タイヤ表面速度 v_T と路面速度 v が一致している点 P_g より内側外側で摩擦力発生方向が異なる。この摩擦力の偶力により、旋回抵抗トルク τ_g が発生する。

$$\tau_g = \mu \left\{ \int_{r_o - \frac{w_T}{2}}^{r_g} (r_g - r) p(r) dr + \int_{r_g}^{r_o + \frac{w_T}{2}} (r_g - r) p(r) dr + \int_{r_i - \frac{w_T}{2}}^{r_i + \frac{w_T}{2}} (r_g - r) p(r) dr \right\} \quad (1)$$

推進力 F_D は摩擦力の合力であり、

$$F_D = \mu \left\{ \int_{r_o - \frac{w_T}{2}}^{r_g} p(r) dr - \int_{r_g}^{r_o + \frac{w_T}{2}} p(r) dr + \int_{r_i - \frac{w_T}{2}}^{r_i + \frac{w_T}{2}} p(r) dr \right\} \quad (2)$$

必要な F_D が既知であると、タイヤと路面の摩擦係数 μ によって式(2)より r_g が求まり、それに伴い式(1)より τ_g も決まる。

このように力学理論に則った計算により、シミュレーションモデルの精度向上が可能になる。開発者の頭の中では、図5のダンプモデルが運動力学的に走り回っているのである。

4. 考えるクセをつけよう

以上、まず最優先で基礎学力をしっかりしたものにしてほしいと述べた。基礎学力が付いているという前提で、若い技術者に真に求める事を以下に述べる。

＊自分で考えるクセをつける
 ＊根本原因を考えるクセをつける
 ＊『なんでも知ってやろう！』というクセをつける

表面的な事象だけでなく、「なぜそういう現象が起きているか」という根本原因を理論的に考えることは、多々の技術的問題の解決に極めて重要である。

若い時から「この話は私の仕事には関係ない」と考えないでほしい。深い技術的議論、技術的検討は、あらゆる知識と経験を総動員させて考える。知識・経験の引き出しが少ない人は、広く深い思考ができないことになる。何にでも興味を持って知ることということは、技術者として大変重要なことである。

「考えるクセをつけよう」と強調したが、若い時に考えるクセを付けておくと、いつのまにか「考え

ることがあたりまえ」になるのである。若い時に付ける「クセ」が、後に大きな力となってくる。

5. 未来への希望を託す若いあなたたちへ

ニッポンの未来への希望を託す若いあなたたち技術者へのお願い。技術者としてのしっかりとした基礎学力と、しっかりとした考え方を持ってほしい。

技術者として確固たるものを持ってこそ初めて、世界で活躍できる技術者になれる資格を得るのである。

元気！ ニッポン

(原稿受付：2013年2月11日)

会 告

情報センター廃止のお知らせ

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会
 会長 香川 利春
 情報センター長 藤田 壽憲

日本フルードパワーシステム学会（以下「本会」という）では、フルードパワーシステムの研究等に関する情報を収集し、これに携わる研究者・技術者に情報を提供することを目的として情報センターを運営して参りました。具体的には情報センターにおいて以下の事業を行って参りました。

1. FPICクォーターリーの発刊
2. フルードパワー技術文献データベースの構築
3. フルードパワー技術に関する特許情報の収集

1については41巻2号（2010年3月号）の会告でお知らせしたように休刊とし、本会の企画事業やフルードパワーに関連する国際会議や講演会の報告記事は、情報シス

テム委員会により会誌に「FPIC会議報告」として掲載しています。2と3については、現在でも本会ホームページの会員ページからサービスを行なっていますが、よりよい情報がインターネットを通じて得られる状況になっています。このため現在は文献データベースと特許の情報更新は休止しております。

このような状況に鑑み、本会では、情報センターの役割は他でも補完できると考え、情報センターを廃止することと致しました。今後は、皆様によりよい情報発信を情報システム委員会が行なって参りますのでご理解のほどお願い申し上げます。

解説

産学連携出前授業：空気圧システム卓上実験

著者紹介



か がわ とし はる
香 川 利 春

東京工業大学精密工学研究所
〒226-8503 横浜市緑区長津田町4259 R2-45
E-mail:kagawa@pc.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。



り し ん
黎 し ん

東京工業大学精密工学研究所
〒226-8503 横浜市緑区長津田町4259 R2-45

2003年中国浙江大学機械電子工学科卒業。2009年東京工業大学大学院総合理工研究科メカノマイクロ工学専攻博士課程修了。2013年東京工業大学精密工学研究所特任准教授。空気圧式非接触搬送装置に関する研究に従事。

1. 趣 旨

日本フルードパワーシステム学会と日本フルード

パワー工業会では産学連携事業として研究会と講演会を実施している。講演会の範疇で出前授業と銘打った講義が2010年より行われ、好評をかくしている。この授業の特徴は実験機材を実際に受講者に操作してもらい、空気圧の各種の特性の理解のみならず、音や温度を体感してもらう実験システムである。この趣旨で各種の卓上実験装置を用いて空気圧の基礎理論の出前授業を行っている。図1は授業中の風景を示す。

2. 卓上実験内容

2.1 空気圧抵抗の流量特性の測定装置

空気が圧縮性流体であるため、空気圧抵抗の流量と上下流圧力比 (P_2 / P_1) の関係（流量特性という）は非線形となる。抵抗の上流圧力 P_1 を一定に保つ場合、下流圧力 P_2 を下げるにつれ質量流量 G が増えるが、圧力比がある値以下になると下流圧力を下げても、質量流量が一定のままで飽和する。これは抵抗直後の縮流部で流速が音速に達しており、下流の圧力低下が上流に伝わらないためである。この飽



図1 授業中の風景

和状態の流れを音速流れ、閉塞流れもしくはチョーク流れ、飽和しないときの流れを亜音速流れという。図2右の空気回路を用いてこの現象を体験する。

2.2 等温化压力容器の充填・放出実験装置

空の容器への充填・放出を伴い容器内空気温度は激しく変化する。容器内の伝熱状況を正確に把握することが困難であるため、このような温度変化は空気圧解析に最も厄介なものである。そこで、空気の出入りがあっても容器内空気温度がほぼ変化しない容器（等温化容器という）は提案された。等温化容器内に等温材（線径50 μm の銅線、充填率5%程度）が封入される。図3に示す装置には普通の空容器と等温化容器が搭載されている。同じ絞り抵抗を通して両容器へ空気の充填・放出を行い、圧力応答の違いから温度変化の影響を考察する。

2.3 エアシリンダーのメータアウト速度制御実験装置

空気圧アクチュエータとしてエアシリンダーは多く利用されている。エアシリンダーの速度制御には空気の圧縮性が巧みに用いられている。メータアウト回路は最も代表的な制御回路であり、速度制御の主流となっている。図4にエアシリンダーのメータアウト回路を示す。メータアウト速度制御では、負荷側に設置された単なる絞り抵抗による圧力降下が

設定速度に応じて負荷側のピストン室の圧力を自動的に調節される（マイナーフィードバック）。よって、調節器無しで速度制御が行われる。空気圧シリンダーのメータアウト速度制御は、1980年代になり日本フルードパワーシステム学会でやっと解明された。図4の装置を用いることによってこの動作原理を体験する。

2.4 ベルヌーイの定理とベルヌーイチャック

「流速が上がれば圧力が下がる。流速が下がれば圧力が上がる」とのベルヌーイの定理により、ロートを下向きに吹いてピンポン玉を浮かすことができる。ベルヌーイチャックはこの定理を利用して半導体ウェーハやガラス基板などのワークを非接触で搬送することができる。図5にベルヌーイチャックを示す。ワークとスカート部の間に常に空気の流れが存在し、負圧が発生することから、ベルヌーイチャックはワークに接触することなく把持することができる。

2.5 空気圧システムのエネルギー評価方法と計測装置

空気圧システムでは圧縮機も含めた空気圧機器が大気環境下で運転されている。これに基づき圧縮空気の有効エネルギーはエアパワーとして定義される。エアパワーとは、大気温度や圧力の状態を基準にとり、それらに対して相対的なエネルギーを定義し

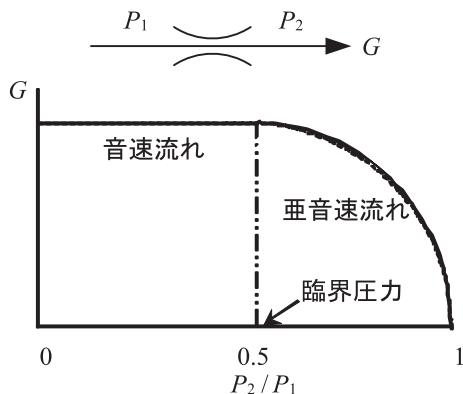


図2 空気圧抵抗の流量特性

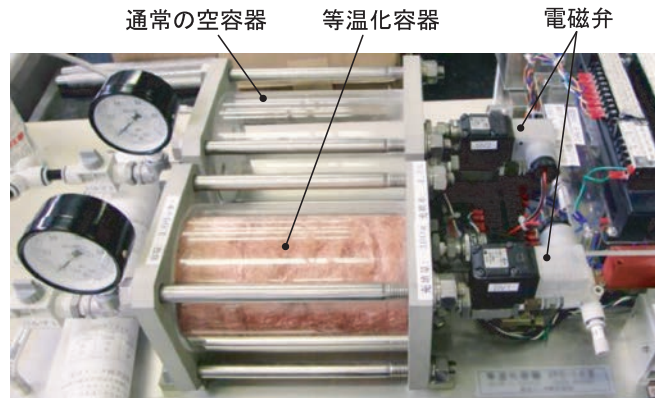
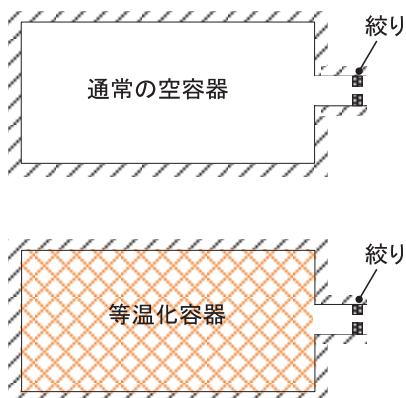
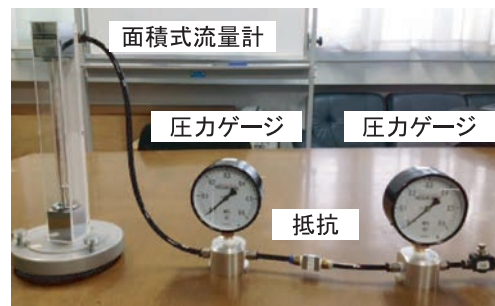


図3 通常空容器と等温化容器の充填・放出実験装置

たもので、圧縮空気から取り出して有効仕事に変換できるエネルギーを表す。エアパワーは圧縮空気の膨張による仕事と輸送による仕事からなる。図6左のエアパワー構成図によれば、0.5MPaの空気圧システムでは輸送エネルギーと膨張エネルギーはほぼ同一となる。さらに、このエアパワーの概念に基づき、管路において容易にエアパワー計測可能なエアパワーメータは開発された（図6右）。エアパワーメータを用いて圧縮空気のエネルギーの測定を行う。

3. ま と め

本解説では産学連携出前授業として空気圧講座の紹介を行った。座学の授業単独に比較して卓上実験装置、また受講生に操作させる実験付き授業の場合

でははるかに効率が向上することがわかった。講義している立場として、理解度が向上していることが明確になった。講座途中で居眠りなどをしている受講生は皆無であった。今後日本フルードパワーシステム学会と日本フルードパワー工業会の連携授業を発展させたいと考える。

参考文献

- 1) 香川利春, 蔡茂林: 圧縮性流体の計測と制御, 日本工業出版, 2010
- 2) 香川利春, 黎しん: Webシミュレーション, 日本フルードパワーシステム学会編, 2011

(原稿受付: 2013年2月10日)

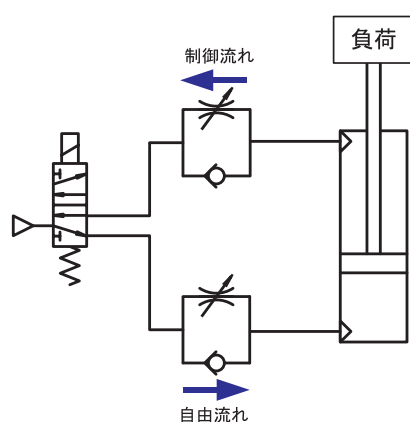


図4 空気圧シリンダーのメータアウト回路

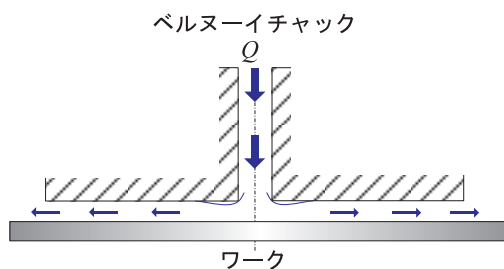


図5 ベルヌーイチャック

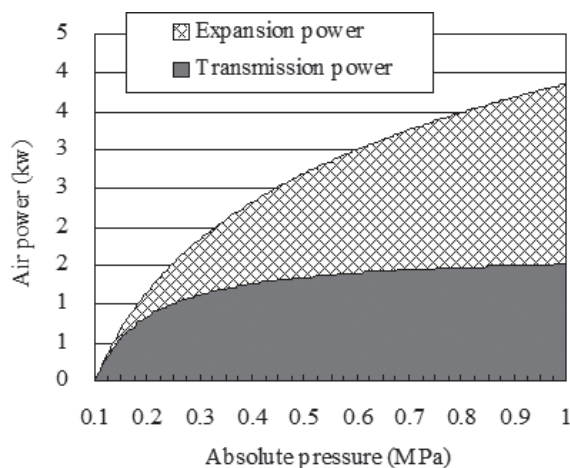
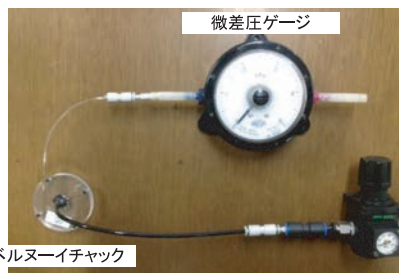


図6 エアパワーの概念とエアパワーメータ

解説

ポリテクセンター関西におけるものづくり教育

著者紹介



まさ き かつ のり
正木 克典
独立行政法人 高齢・障害・求職者雇用支援機構
大阪職業訓練支援センター・
関西職業能力開発促進センター
〒566-0022 大阪府摂津市三島 1-2-1
E-mail : Masaki.Katsunori@jeed.or.jp

1987年職業訓練大学校 塑性加工科卒業。同年 雇用促進事業団 入団。現在、独立行政法人 高齢・障害・求職者雇用支援機構 大阪職業訓練支援センター・関西職業能力開発促進センター 上席職業訓練指導員。主に油圧・空気圧技術、機械加工技術および熱処理技術の指導に従事。

1. はじめに

ポリテクセンター関西（図1）は、厚生労働省所管の独立行政法人高齢・障害・求職者雇用支援機構が職業能力開発法により日本全国に運営する公共能力開発施設の一つである。正式名称は独立行政法人 高齢・障害・求職者雇用支援機構 大阪職業訓練支援センター 関西職業能力開発促進センターでポリテクセンター関西の愛称で親しまれており、大阪市の北東部に隣接する摂津市にある。本特集「ものづくり教育（企業編）」からするとポリテクセンター関西は、企業ではなく公共施設であるが、ものづくり教育で企業を支援していく立場からポリテクセン



図1 ポリテクセンター関西

ター関西のものづくり教育を紹介する。

2. ポリテクセンター関西のものづくり教育

ポリテクセンター関西は、公共職業訓練として求職者を対象にした離職者訓練と在職者を対象とした在職者訓練（能力開発セミナー）を実施している。

求職者を対象とした離職者訓練では、ものづくりを中心として機械系の機械設計技術科、デジタル機械設計科、CAD/CAM技術科、機械加工技術科、溶接技術科、生産管理技術科と電気・電子系の電気設備科、生産設備制御科、電子機器技術科、組込みソフトウェア科、組込み実践技術科を実施している（平成24年度）。すべての科が全日制で1コース当たり期間は6ヶ月～8ヶ月で、定員は10名～24名で、年間全科で28コースを実施している（平成24年度）。どのコースも入所率は、ほぼ100%で、専門技術・技能訓練はもとより入所当初から就職支援として就職相談〔自己分析、キャリアの棚卸し、ジョブ・カード（職業生活等で経験された職務経験、取得された資格や職業に対する考え方等を整理できるキャリア形成支援ツールであり、幅広く就職活動などに活用していただけるもの。本カードにより、就職を希望する方と人材を探している企業との間でスムーズに話を進めることができ、また、職業生活の節目節目に追記していくことにより、職業生涯を通して利用可能なものでもある。内閣府、文部科学省、厚生労働省及び経済産業省は、ジョブ・カードの普及に取り組んでいる。）の作成指導（履歴書・職務経歴書の作成相談）、面接対策〕や就活パワーアップセミナー（就職活動に当たっての心構え、就職活動の進め方、ジョブ・カード等の説明）を実施して受講生の就職意欲を高めるとともに受講生の就職希望と自己PRをまとめた冊子「人材情報」を発行し大阪府下約1,500社に送付している。また無料職業紹介事業者の届出をしているので受講生への紹介状の発行や求人企業との折衝等の紹介サービスを実施している。このことによって、どの科もほぼ80%以上の高い就職率を維持している。それから、機械加工技術科と生産設備制御科においては就業経

験が乏しく、または職業能力形成機会に恵まれなかった方にも受講できるように橋渡し訓練（事前講習）を専門技術・技能訓練を行う本訓練の前に約1ヶ月実施している。橋渡し訓練では自己理解、対人関係、仕事理解等の講習を通してヒューマンスキルの習得を目的としている。さらに機械加工技術科は、日本版デュアルシステム短期課程活用型で、当センターでの専門技術・技能訓練後、約1ヶ月間の企業実習を行う。この企業実習を行うことによって受講生は実際の企業での仕事はどういうものかを体験でき実務を学ぶことができる。企業としては受講生の人となりや性格がわかり良い人材を確保する機会が増える。このようにデュアルシステムは受講生と企業両者にメリットがある。実際に企業実習を終え当科を修了後、企業実習先に採用になるケースがある。

一方、在職者対象の在職者訓練（能力開発セミナー）は、地域企業の皆様からお伺いした人材育成ニーズ・技術動向・在職者のスキル向上分野等の調査を基に、ものづくり分野を中心に「現場力強化」「技能継承」「生産性向上」「新分野展開」等の課題に対応すべく計画される。平成24年度は機械分野、電気・電子分野、ものづくり支援分野合わせて220種類437コースを計画実施している。

1コース当たりの期間は2日～5日で、定員は10名～16名程度である。分野の細目は、機械分野が設計企画/開発/デザイン、機械設計/製図、機械設計（CAE活用）、成形/金型、機械加工技術、NC加工技術、溶接加工技術、油空圧技術、材料利用技術、自動化技術、測定技術、機械保全の12項目、電気・電子分野が制御機器選定技術、有接点シーケンス制御技術、モータ制御技術、PLC制御技術、電気系保全技術、空気圧制御技術、制御安全技術、フィードバック制御技術、画像処理技術、電気設備技術、建築設備技術、環境・省エネ対策技術、電子回路技術、パワーエレクトロニクス技術、計測・制御技術、マイコン制御技術・デジタル信号処理技術、Linux計測・制御と組込み関連技術、生産情報システム技術の18項目、ものづくり支援分野が生産計画/生産管理、生産情報システム技術の2項目である。

毎年3,000～4,000人程度が利用し、受講直後の受講者アンケートでは98.5%（平成24年12月末現在）が満足と答え、受講後1～2ヶ月後の事業主へのアンケートでは95.2%（平成24年12月末現在）が満足と答えている。

日本フルードパワーシステム学会と関係のある油空圧技術や空気圧制御技術分野の全8種類のコースを紹介すると、油圧システム回路（油圧システムの

概要から簡単な回路作成に至るまでを実技と学科を通して習得する。）、油圧機器メンテナンス（油圧機器のメンテナンスを分解組立て実習を通して習得する。）、油圧回路の最適設計（油圧システムを検討、設計するために必要なサイジング設計の知識と理論を習得する。）、空気圧システム制御の実務（空気圧システムの概要から簡単な回路作成までを実技と学科を通して習得する。）、空気圧機器の保全（空気圧機器の保全技術をトラブルシューティング実習を通して習得する。）、空気圧回路設計（空気圧システムを検討、設計するために必要なサイジング設計の知識と理論を習得する。）、空気圧機器の選定技術（空気圧アクチュエータの動きに影響する駆動制御系の機器サイズの選定と回路構成について習得する。）、空気圧設備保全と省エネ対策（空気圧機器およびシステム構成上のトラブルについて、実機で現象と対策を確認し、機器の分解・組み付けを通して、保全実務や安全対策を習得し、さらに設備の省エネを実現する手法、効果を検証する。）になる。

詳細はポリテクセンター関西のホームページ <http://www3.jeed.or.jp/osaka/poly/kigyo/kyoiku/seminar/>で確認することができる。

また、この在職者訓練は、年度当初に計画するものの以外に、各企業・事業主団体等の独自のニーズ（訓練内容、日程、時間、場所等）に合わせたオーダー型セミナーも実施している。平成24年度は90コースを計画・実施している。

その中に、日本フルードパワーシステム学会様と実施しているオーダー型セミナー「油空圧技術」がある。「油空圧技術」は平成18年より毎年実施しているオーダー型セミナーで、受講者より大変好評を得ている。内容は、企業において、はじめて油空圧技術に携わる人材を対象とした導入教育で3日間の日程で、初日に油圧技術と空気圧技術の概要、特徴、使用機器、基礎公式、作動油と圧縮空気の性質等の内容を大学の先生に講義（図2）していただき（平成24年度は横浜国立大学 教授 眞田一志 先生と明治大学 教授 小山紀 先生に実施していただいた。）、2日目に油圧実習（シリンダの動特性実習、減圧弁を用いた回路実習、パイロットチェック弁を用いた回路実習、一方向絞り弁によるメータイン・メータアウト回路実習等）（図3）を行い、3日目に空気圧実習（オールエア制御でシングルシリンダの一往復回路実習、連続往復回路実習等）（図4）を行う。さらに、このコースで油空圧技術に興味を持ち、もっと学びたい方には当センター計画の油空圧技術・空気圧制御技術分野のコースを勧めている。

ポリテクセンターは、規模の大小は有るが各都道



図2 「油空圧技術」初日講義



図3 「油空圧技術」油圧実習



図4 「油空圧技術」空気圧実習

府県に存在する。また、各地方ごとに職業能力開発
 高等学校・職業能力開発短期高等学校（愛称：ポリテク
 カレッジ）が存在する。ポリテクカレッジは高等学
 校を卒業した方またはこれと同等以上の学力を有す
 ると認められる方を対象として技術革新に対応でき

る高度な知識と技能・技術を兼ね備えた実践技術者
 の育成を目的とした専門課程（2年制）を実施して
 いる。さらに職業能力開発高等学校では、専門課程を
 修了した方または実務経験その他によりこれと同等
 以上の技能およびこれに関する知識を有すると認め
 られる方を対象として産業界や地域のニーズに応じ
 て高付加価値化等を担う高度な人材の育成を目的と
 して応用課程（2年制）も実施している。また、ポ
 リテクセンターと同様に在職者を対象とした在職者
 訓練（能力開発セミナー）を実施しており、さらに
 能力開発セミナーより時間が長く（60時間以上）
 高度で専門的かつ応用的な知識および技能・技術の
 習得を目的とする「企業人スクール」も実施してい
 る。

ポリテクセンター関西では、特に関西地区の職業
 能力開発施設（ポリテクセンター兵庫、ポリテクセ
 ンター加古川、ポリテクセンター京都、ポリテクセ
 ンター滋賀、ポリテクセンター奈良、ポリテクセン
 ター和歌山、近畿ポリテクカレッジ、ポリテクカ
 レッジ滋賀、ポリテクカレッジ京都）との連携を強
 めていて、同じ在職者訓練があれば、お互いのコー
 スをPRしたり、オーダ型セミナー等で要望される
 専門性の指導員がその施設にいない場合、他の施設
 から派遣したり、同じ分野の指導員が各施設から集
 まり勉強会等を行い技術・技能の研鑽をはかったり
 指導上の問題点を討議して解決をはかったりして企
 業等からの要望に答える準備をしている。

また、ポリテクセンター・ポリテクカレッジでは、
 離職者訓練、在職者訓練のみならず企業の社内教育
 訓練計画やシステムづくりの支援や社内研修コース
 の計画・実施技術支援相談、施設利用サービス〔事
 業主団体または各企業等が職業訓練や人材育成を
 目的としてポリテクセンターの施設設備（研修室、実
 習場、設備・訓練用機器）を利用することができる。〕
 を行っている。

3. おわりに

ポリテクセンター関西のものづくり教育の現状を
 紹介させていただいた。ポリテクセンターは各都道
 府県にポリテクカレッジは各地方に存在する。これ
 らの職業能力開発施設は、ここで述べたように企業
 が行う人材育成・確保のトータル支援を行っている。
 もし、人材育成や人材確保のことで悩みがある場合、
 お近くのポリテクセンター・ポリテクカレッジに相
 談いただけると幸いである。

（原稿受付：2013年2月13日）

解説

重工業におけるものづくり教育 油圧機械部門における人財育成の取り組み

著者紹介



うち やま とも ゆき
内 山 智 行

川崎重工株式会社
〒651-2239 神戸市西区榎谷町松本234
E-mail: uchiyama_t@khi.co.jp

1983年早稲田大学理工学部工業経営学科卒業、
同年川崎重工工業入社。現在、精密機械カンパ
ニー企画本部人事総務部基幹職。

1. はじめに

川崎重工は、「Kawasaki事業ビジョン2020」の下、2013年度から2015年度を対象期間とする「中期経営計画2013」を策定している。その中で、油圧機械部門としても、2020年には、「世界のモーションコントロール分野における「TOP BRAND」メーカー」というビジョンを掲げるとともに、2015年度までの3年間は、中国ショベル市場の動向を注視しながらも、中国ショベル向け以外での事業拡大をグローバル市場で展開し、油圧総合メーカーとしての地位確立を目指している。これを実現するために、95年を超える長い歩みの中で培われた技術と製品に、さらに磨きを掛けるべく取り組んでいる人財育成諸活動について紹介する。

2. 入社1年目教育

高専・大学・大学院卒の新入社員については、入社後1ヶ月間、人事部門が預かり、社会人としての基本的知識、会社および各組織の役割等に加え、基本的な油圧技術の教育を行う。ここでは油圧技術の入門書を教科書にして、油圧の原理から、油圧回路、要素機器、作動油にいたるまでの基礎知識を習得させている。その後の配属先では、新入社員ごとに入社5～7年目の中堅社員が指導員として任命され、1年間に亘るOJT計画を作成する。配属後はOJTが中心となるが、指導員に対する教育も含め1年間は人事部門が関わり、計画的に各種教育を行っている。

2.1 油圧応用技術教育

技術系社員には、設計標準、特許、材料・熱処

理・加工技術に始まり、必要とされる一通りの製品知識や技術課題などを2ヶ月間に亘り教育している(表1参照)。ここでは、実体験を通して理解を深めさせるため、単なる座学ではなく必要に応じ実習も取り入れている。

表1 油圧応用技術教育カリキュラム

NO.	テーマ
1	設計標準全般、特許
2	材料・熱処理・加工技術
3	計測技術、実験業務
4	製品開発の流れ、製品情報管理システム
5	産業機械用および建設機械用ポンプ
6	汎用ポンプ・モータ、旋回モータ
7	産業車両、建設機械、農業機械用バルブ
8	ショベル用コントロールバルブ
9	リモコンバルブ、電気制御機器
10	油圧システムの制御、汎用バルブ
11	製鉄機械用油圧装置
12	省エネ油圧ポンプユニット
13	産業機械用油圧装置、プレス用油圧装置
14	舵取機、甲板機械
15	品質関連基本ルール、品質課題

2.2 機械設計特別研修

技術系の中でも特に、機械系新入社員を対象に、機械製図、機械設計に関する基本的な知識・技術を習得させ、業務に必要な知識のレベルアップを図るため、約2週間の機械設計特別教育を実施している。大学、高専での機械系工学科目の履修を前提として研修プログラムを組んでいるため、履修経験のない場合には、基本的な工学知識についての事前学習を義務付けている。

2.3 電気・電子回路特別研修

一方、電気・電子系新入社員を対象に、電気・電

子に関する基礎から最新までの知識・技術を学ぶことにより、職場において即戦力として活躍できる技術者となることを目的とする約1週間の研修を行っている。

近年、パイロット制御における電子制御化等、製品の付加価値を高める技術として各種の電気制御技術は多用されており、電気・電子系エンジニアの活躍の場は拡がると考えている。

2.4 製造現場実習

技術系社員については8月～9月の2ヵ月間製造現場での実習を行い、実製品に触れることによりものづくりの感性を涵養させている。ここでは、各自の担当製品の製造現場にて実習することにより、設計変更、製造プロセス改善の提案も期待している。



写真1 製造現場実習風景

2.5 2D/3D CAD研修

当社では、設計ツールとして2D/3D CADに加えて、各種の構造解析やシミュレーションソフトを使用している。特に、3D CADについては、設計検討～生産現場において広く活用されていることから、設計開発部門の新入社員に対しては3D CAD教育を必須としている。ここでは、社内の設計・開発担当者が講師を務め、ベンダーでの研修と比較し、より業務に直結した教育を行っている。

2.6 顧客、調達先の工場見学

新入社員全員を対象に、入社後1年以内に、顧客、調達先の工場見学を実施している。当社の製品は、油圧のコンポーネント、もしくは、顧客の生産設備に組み込まれる油圧ユニットが大半を占めるため、自社の製品の活用のされ方を理解してもらっている。

また、調達先のものづくりの現場を見学することは、サプライチェーンを意識する貴重な機会だと考えている。

2.7 研究テーマ発表

入社後1年間の区切りとして、業務上の課題をテーマとし、指導員の指導のもとで改善活動に取り組む。そして、その成果を翌年度4月に実施する「研究テーマ発表会」にて報告させている。なお、この発表を入社したばかりの次年度新入社員にも聴講させているが、次年度社員にとっては、1年後の自分を想定するという意味で大きな刺激となっている。

3. 技術系入社2年目以降の人財育成

2年目以降は人事部門の手を離れ、所属部門でのOJTが中心となる。

3.1 技術系社員2年目研究論文

技術者としての素養の習得（技術的知識、探究心、論理的思考力など）、主体性と当事者意識の涵養を目的として、1年をかけて研究論文の作成を義務づけている。ここでは、指導員についても、自らの保有知識をたな卸しし、指導スキルを向上させる機会として捉えている。また、所属部門内においても適宜、中間報告会を実施し、プレゼンテーションスキル向上の場とすると共に、進捗状況や今後の方向性を確認することにより、『人が育つ』土壌づくりを目的としている。

3.2 「5年で一人前」認定審査

入社5年目の技術系社員を対象に「5年で一人前」認定審査制度を設けて合否を判定する。認定のための大事な要件は「担当製品を自分で設計でき、その製品の機能・構造について十分把握している」ことである。その上で「競合製品との比較および市場における位置付けについて明確に説明できる」ことを審査している。もし、この審査に認定されなければ「一人前」のエンジニアとして社内的に認められないことであり、必然的に必死の取り組みとならざるを得ない。審査会の約1ヶ月前から報告論文の作成および発表会の準備等に追われる一大イベントであり、エンジニアの登竜門として位置づけている。

4. 総合力を生かした教育

当社は、航空機、船舶、鉄道車両、プラントのような受注生産型の製品から、モータサイクル、油圧機械といった量産型の製品までさまざまな製品を取り扱っている。そのような状況の中、川崎重工としての総力を結集した各種のテクニカルな研修に加え、製品の収益拡大を図るような技術経営研修を行っている。

4.1 工学・システム技術・管理技術教育

本社主催により、工学、システム技術、管理技術に関する各種研修を実施している。

(1) 工学研修

機械・構造用材料，構造力学，損傷解析，材料強度，振動，騒音，腐食，潤滑，溶接等，10数講座

(2) システム技術研修

シーケンス制御，自動制御，機構系モデリング，センサ，電気・油圧サーボ等，10数講座

(3) 管理技術研修

プレゼンテーション，プロジェクトマネジメント，KT法，品質監査，QC，川崎生産システム（KPS）等，10数講座

4.2 若手技術者ものづくり研修

入社4年目の技術者を対象に，ものづくりに対するマインドの涵養と総合技術力の向上を図るため，本社主催による若手技術者ものづくり研修を実施している。本研修では1日目に，技術者の心構え，当社の生産システム等の講義を受けた後，2日目には，自身が所属する工場以外に赴き，設計部門および製造部門における生産性向上への取り組みを学ぶというカリキュラムであり，若手技術者にとっては，他の事業部門が取り組んでいる活動を見て学ぶ機会となっている。

4.3 若手生産技術者育成プログラム（社内留学）

当社にとって，製品を造り出す工場の生産技術力が収益を左右する重要な要素であり，その根源はそれに従事する人財である。そこで，若手生産技術者の育成を目的として，事業部門から選抜した技術者を，半年間，本社技術開発本部へ派遣するプログラムがある。ここでは機械加工のシステム技術等のOJTを行い，若手生産技術者の能力・技術の向上を図るとともに，OJTを通じて事業部門と技術開発本

部との人的交流を推進するねらいもある。

4.4 “技術経営”研修

当社の持続的発展のためには，製品の継続的な収益拡大が重要である。よって，テクニカルな研修に加え，同じ製品を担当する開発，設計，製造，コスト管理，営業部門等の各部門技術者を体系として，「技術経営の視点」を活用して事業計画書を策定する研修を行っている。この研修を通じ，顧客志向の発想により，技術を収益拡大に結びつけるためのマネジメント力の向上を図り，技術を核に継続的に収益を上げることのできる人財育成を目的としている。また，技術や経営についてのグループ討議を通じ，異なる製品を扱う同世代の技術者が互いに刺激し合い交流を深める場としても有効である。

5. おわりに

油圧機械部門のものづくりにおいては，機械工学および油圧技術の基礎知識だけではなく，電気と油圧を融合させた省エネ指向，ハイブリッド化の流れもあり，要求される技術は多岐に亘る。そのためにも，特定の分野において，より深い知見を持つ専門家となれるよう技術者の育成を実施している。当社においては，各人がどのような分野・テーマにおいて専門知識を有しているかが体系立てて認識できるようなデータベースを作成し，プロ意識を持たせ，技術力向上の意識付けを図っていることをつげくわえておく。

（原稿受付：2013年1月24日）

解説

機械・自動車部品メーカーにおけるモノづくり教育

著者紹介

くま がい とし み
熊谷利美株式会社ジェイテクト刈谷工場高等学園
〒448-8652 愛知県刈谷市朝日町1-1

1977年豊田工機㈱に入社。1年間の訓練生教育修了後、工作機械製造部門で機械加工を担当。2000年から高等学園の指導員として学園生教育に携る。現在、高等学園副学園長、機械加工1級複合技能士、特級技能士。2011年「あいちの名工」

1. はじめに

株式会社ジェイテクトは、平成18年にベアリングメーカーの光洋精工㈱と、工作機械メーカーの豊田工機㈱が合併して誕生した「機械・自動車部品」の製造会社である。

世界No.1シェアを誇るステアリング事業をはじめ、駆動、軸受、工作機械の主要4事業を柱に、これらを自在に組み合わせ、また各技術のシナジー効果によって世界トップレベルのシステムを供給する企業である。モノづくり企業として、社会の信頼に応え人々の幸福と豊かな社会作りに貢献することを目的とした企業運営をおこなっている。生産拠点となっている工場は全国12工場。従業員数の6割弱にあたる生産部門約5,500人が弊社のモノづくりを支えている。

今回は、弊社のモノづくりを支える技能者の教育について紹介をさせていただく。

2. 職業訓練生の養成

2.1 技能者養成所の発足

「良い機械（製品）を作るには優秀な技能者を養成することが必要」という精神が、弊社の技能者教育の基本的方針である。

昭和32年、「人間形成を中心とし、謙虚心のある技能者を育て、各職場の太い柱に育成」することを目的に、旧豊田工機㈱に技能者養成所が設立された。旧青年学校の一部を改装し、実習場48坪教室24坪などの合計94坪の4教室1棟が訓練施設としてあ

てられ第1期生27名の養成訓練が開始されたのである（図1）。



図1 昭和32年当時の実習風景

これが現弊社高等学園の前身であり、技能者教育のスタートでもあった。翌年昭和33年には職業訓練法が制定され、愛知県知事認定による認定職業訓練校となった。

2.2 高等学園における職業訓練

現在、弊社では工業高校の新卒採用者のうち数十名を職業訓練生として採用している。社内では「学園生」と呼ばれており、この学園生たちを1年間訓練している部署が、愛知県の刈谷工場にあるジェイテクト高等学園である。これまでに約3,000人の修了生を職場に送り出しており、現在現役としても約1,700人の修了生が全国各地の事業所で活躍をしている。

学園生の育成方針は、「社会的貢献、責任を自覚した将来の中堅技能者を育成」、「勤労を愛し、豊かな創造力と旺盛な活力を養う」、「基礎的・専門的知識の技術・技能の体得」、「情緒を高め、幅広い視野と国際感覚を養う」とし、新入社員として入社した4月から1年間、約1,800時間の心身訓練および基礎技能訓練を実施している。学園生の訓練を担当するのは、各職場から選出された専任の指導員達である。20歳代から30歳代が中心で、彼らもまた高等学園の修了生である。

2.3 学園生の教育内容

学園生の1日は、「あいさつで始まりあいさつで終わる」といった規律とルールを重視した訓練生活となる。朝は会社の始業とともに、体操、朝礼、ランニングから始まり、1日のスタートに全員で訓練に取り組む強い姿勢を共有しあう(図2)。実際の



図2 朝のランニング

職場においては、同じ目的を持って協力をしながら仕事に取り組むことに通じる。朝の訓練が終わると、学科訓練、実技訓練が始まる。学科訓練においては、「安全」「品質」といった職場では必須とされる内容や、生産工学や製図、原価管理など7教科を週に1日を使って行われている。講師はそれぞれの専門職場の若手従業員が、自身の教育も含め学園生を指導する。習得の確認として年2回学力テストがあり、習得レベルによっては補習および追試が行われ、必要レベルの習得が必達で指導が行われている。近い将来職場を担う学園生にとって、モノづくりに必要な基礎学力も必要なのである。実技訓練においては、先に紹介した専任の指導員が専門職種を指導しており、指導員1名ごとに約10名の学園生を担当している(図3)。訓練職種は「電子機器科」「機械加工



図3 実技訓練(機械加工実習)

科」「機械組立科」「铸造科」を実施しており、学園生訓練の中でもっとも時間をかけている訓練である。工業高校の専攻科にかかわらず、全学園生がすべての職種訓練を行い、複合職種の技能と知識を習得させている。学科訓練と同様に、それぞれの訓練職種で課題試験があり、習得レベルに達しない学園生は、補習および追試を行うことになる。全員が到達レベルをクリアすることが必要であり、1年間の訓練修了時には技能検定の2級レベルの技能を有していることになる。これらの学科訓練、実技訓練は学園生にさまざまな技能・知識を見につけてもらうことにより、職場における改善力を養うための大変重要な訓練になっている。

このほか、体力強化を目的にクラブ活動にも取り組んでいる。愛知県には同様の企業内職業訓練校が19社ほどあり、各企業の訓練生が一同に会しての体育大会などを行っている(図4)。この大会にお



図4 愛知県訓練生体育大会(ソフトボール)

いて成果を上げることも学園生にとっては大きな目標でもある。また、社会貢献活動への参加や異業種体験なども実施しており、幅広い経験をすることにより人格形成にも役立っている。さらには国際感覚を養うことを目的に海外研修も実施している。

2.4 今後の課題

職場のニーズが多様化するなか、訓練内容が職場の期待に応えられているかを検証し、新たな取り組みも必要になってくると考える。

また海外工場の技能者を学園生として迎え入れることなど、グローバルな取り組みも必要になっている。

弊社の職業訓練生教育は発足から56年になる。その時代によって訓練内容は進化してきているが、「良い機械(製品)を作るには優秀な技能者を養成することが必要」という精神は今も変わっていない。

3. 技能五輪選手の養成

3.1 導入と経過

平成18年、弊社発足と同時に技能五輪へ挑戦をすべく選手の養成を開始した。新しい会社として企業ブランド向上への取り組みも導入のきっかけになったが、最先端の技術・技能を兼ね備えた人材の育成をし、会社のモノづくりの力を強化することが大きな目的であった。学園生以上に高度な熟練技能を持った人材を職場に送り込むのである。選手は学園生の中から選抜され、翌年から2年間五輪選手としての訓練を受ける。この取り組みは、若年層にやる気と目標を与え、技能者全体のモチベーションの向上にもつながり、さらにはこれらをPRすることにより、採用活動において優秀な人材の確保にもつながっている。事実、学園生の中には技能五輪選手希望で手を上げるものが数多くいるのである。

導入時は、機械加工職種の「旋盤」競技に1名を養成し全国大会に参加していたが、開始から6年経った現在では、「フライス盤」「メカトロニクス」「抜き型」と職種も増え、選手は10名に増加している。成果は直ぐに表れるものではなかったが、全国大会参加を重ねるごとに各職種で入賞者（敢闘賞）ができるようになり、平成23年度には「旋盤」競技で銀メダル（準優勝）、平成24年度には「メカトロニクス」競技でも銀メダルを獲得できるレベルにまで実績を上げられるようになってきた（図5）。こ



図5 五輪表彰式

れらの競技職種は、弊社内での業務に直結する職種を取り入れており、会社トップからは今後新たな競技参加への期待もされている。

3.2 選手の世界

選手の1日は、ストレッチ、ランニングなど、早朝からの体力づくりで始まる。5時間以上にも及ぶ実際の競技において体力強化は五輪選手としての必

要条件である。就業中は担当コーチと一緒にあって毎日厳しい実技訓練に取り組んでいる。競技中どんな状況下になっても冷静に対応できる精神力と集中力を養うことも大切な訓練である。選手の世界は当然のように全国大会優勝である。同時に国際大会への出場も視野に入れる選手もあり、訓練をする目の前には、それぞれの目標と、全国大会までの残日数が掲げられている。平成26年度技能五輪全国大会は地元愛知県で開催されることが決まっており、愛知県の参加企業はこれまで以上に力を入れて訓練に励んでいる（図6）。1年後に迫ったこの大会は、選手・コーチ、そしてまた企業にとっても大きな目標になっている。



図6 技能五輪全国大会（メカトロニクス競技）

3.3 職場での活躍

技能五輪は大会出場に選手の年齢制限がある。先にも述べたように弊社では高等学園修了後選手としては2年間と決めているが、その選手生活が終了すると職場へ配属になる。2年間の訓練で選手は精神力、忍耐力が養成され、さらには最先端の技術・技能が身に付いた人材となっているため、職場での活躍が期待されている。これまでの選手経験者の職場での活躍を知り、多くの職場から五輪選手の配属を望む声があることは、この取り組みが評価されているものだと考える。今年度も5人の選手終了者がそれぞれの職場に配属になって行った。この継続的な繰り返しは職場のモノづくり力を高めていくと期待している。

4. 専門技能教育の展開

生産現場で直接モノづくりをしている一般技能者の教育は、現場での改善する力を高める事を目的に実施している。その一つが専門技能教育である。教育内容は、NC加工系（マシニングセンタ、数値制御旋盤）、電気電子系（電気基礎、PLCなど）、設備

保全系（機械要素、空気圧など）で、全11コースを実施している。それぞれに初心者を対象にした初級コースと、経験者を対象にした中級コースを設定しており、1コース2日間の日程で8名ほどの受講者をコース担当の指導員が実技指導を中心に教育を行っている。それぞれのコースは年間で計画しており、のべ50コースが展開されている（図7）。



図7 電気初級コース

職場のニーズはさまざまである。「新たにNC機械の担当になり加工プログラムを覚えたい」、「職場設備の自主保全の知識を覚えたい」などの、受講者の受講目的を事前に把握し、職場の期待に応えられるような取り組みをしている。教育は基本を中心としたベーシックな内容で進められているので、受講者が職場に戻り教育での知識を応用することで、職場の改善などに活かすことができる。

生産現場では、標準作業を守っていれば安全に作業ができ品質も維持される。しかしさらなる生産性向上が絶えず求められるため改善が必要になる。このときに、知識や技能を身につけておくことで改善の幅が広がるのである。職場の生産性向上（安全・品質・効率）や活性化において専門技能教育の責任は大きいと考える。

5. おわりに

今回、製造現場の第一線で直接モノづくりに携る技能者教育を中心に紹介をさせていただいた。すべての学園生や五輪選手が思い通りに職場で活躍できる保証はない。しかし技能教育を担当する者として、これらの教育を確実に実施し継続させていくことが企業の発展に寄与できるものと信じ、技能者教育の信頼性を高めたいと考える。

現在、弊社では技能者のキャリア開発の展開に向けて、資格ごとの教育プログラムを整備している。計画的な研修を通じて、技術・技能の習得や向上を図ると共に、技能者のモチベーション向上に役立てるのである。生産現場における安全の問題や品質問題が増加するなか、その展開が急がれている。モノづくりの企業として、お客様の要望に応え信頼される製品をご提供することが使命であり、これに携る者がその使命感を持つことができる教育こそが、弊社におけるモノづくり教育である。

（原稿受付日：2013年2月7日）

解説

大田区次世代モノづくり人材育成事業の構想

著者紹介

こ ばり やす あき
小 針 保 明株式会社大洋バルブ製作所
〒143-0024 東京都大田区中央8-42-2
E-mail: ya-kobari@taiyo-valve.co.jp1964 日本大学 理工学部 機械科卒業
1968 ~株式会社大洋バルブ製作所
JSME生涯会員

1. はじめに

大田区産学連携道場「機能性流体マイクロアクチュエータ研究会」に参加したとき、セミナーの講師を務められた東工大吉田先生から「モノづくり教育」についての学会誌寄稿の依頼話が持ち出された。

3年前から当社で開発をお手伝いいただいている都立高専名誉教授である西山明彦先生から「(先生がお手伝いされている)行政機関の若手職員から子供たち(次世代)を対象とするモノづくり人材育成事業を計画しているのだが事例が少なく苦労していると聞いている。小針さん大田・品川地区の将来のため、先取りで“事例づくり”を是非やりましょう」という話があった。同い年の西山先生が高専近くの小中学生を相手に電気・電子パーツを使ったモノづくり教室を続けられていることを聞いて刺激を受けていたこともあり、この事例づくりを少しでも社会に直接お役に立てる機会にしたいと考えるようになっていた。まずは自分で構想を立てた上で西山先生と相談をしながら実行に移すつもりでいた。

こんな矢先の寄稿依頼であったのでこの話を吉田先生に申し上げると「ずばりその内容で結構です。是非お願いします」と力強い言葉が返ってきて、次に私が「補欠のエントリーで」と言ったのが聞こえなかったのではないかとと思われるほど、しっかり釘を刺される破目になった。

このように、このたびの寄稿は実例ではなく、まだ構想の段階で「絵に描いた餅」である。これをご承知いただきたいと思う。

それにしても、この構想は考えれば考えるほど、

実現には、大変なエネルギーが必要なことがわかってきて、片手間ではとてもものにならないことにまずは腹をくくらなければならないことを強く感じている。対象者が基礎教育の真っ直中であること、純粋な憧れを持っている時期であること、心の発達が著しいこと、これだけをとってみても、教育の専門家(学校関係者)、常に見守っているご父兄諸氏、地域の方々、有識者などとの連携が欠かせず、その連携の中でコンセンサスを十分に取ることを基本としなければならない。

2. 大田区次世代モノづくり人材育成事業の構想

2.1 表題

—先端科学技術・テクノロジー(以後「先端技術」という)分野にテーマを求めた「次世代モノづくり人材育成のための体験教室」—

テーマづくり、体験教室、その後の教育期間との関連、就職について、順を追って述べる。

2.2 なぜ「先端技術」なのか

1) 大田区ひいては日本の中小企業の生きる道

今大田区の中小企業は、行政と連携して従来の大手メーカーの下請け中心の工業から、みずから培った技術を活かし独自の製品を生み出す試み、言い換えると今までの基盤技術を活かしつつ、研究開発もできる状態を作り始めている。遠からず先端技術の領域に踏み込む企業が増えるであろう。行政も地の利を活かした新しい産業の仕組みづくりまで視野に入れる力の入れようである。このような新しい試みを実業として成り立たせ、大田区を真のテクニカルセンターに育て上げるのは、正に次世代の人々である。この方々が先端技術の原理を真に理解しその成り立ちの中からモノづくりの位置や意味をしっかりと理解し体験を繰り返すことは、大田区の人的基盤(次世代)をつくるには絶対に必要だと考えるのである。

2) 小学生が興味をもって取り組めるために

先端技術の事象(以後「事象」という)は、社会的にも話題になりやすく、中には小学生でも聞いたことがあるはずである。それは少なからず「すっこ

いな！夢みたい！」の憧れとして夢として受け入れられる。この「夢みたい」なものがわかりやすく説明されることでその成り立ち（構造）を理解する。構造がわかったところで構造の中で「モノづくり」がどうかかわっているかを徹底的に追及し理解する。「モノづくり」は小学生たちが自分の手で達成する。この「夢みたい」なものを「自分の手でつくれる」を何度も体験することで「教室」が面白くなり継続性も生まれる。

2.3 テーマづくり

1) テーマづくりの基本

「モノづくり」だからイコールテクノロジーではなく、対象者の状況を深く考えて幅広い先端技術を選ぶことである。

2) テーマづくりの条件

①教育機関との連携

対象者の知識、学力、カリキュラムなどの実情的確にとらえるためばかりでなく、何より「次世代」を意識した活動について、行政から現場の教員まで幅広い学校関係者とのコンセンサスづくりが絶対欠かせない。「大田区の次世代モノづくり人材育成」という共通の目標に向かって根気よくていねいに進める。（詳細は省略）

②テーマ/事象の原理・原則の「わかりやすい説明」

今家庭でも学校でも「学びの面白さ」をわからせるための努力が不足しているように思う。親も教員も時間に追われ面白さを追求する領域からほど遠い「説明」で終わっていないだろうか。

体験教室では事象の原理・原則の「わかりやすい説明」と「理解」が抜け落ちると元々理解しにくいものだけに次には必ず闇が待ち構え教室は崩壊する。

「モノづくり人材育成の場」と「学校教育の場」では「説明」による面白さ追求の努力に、ものすごい違いがあってよいと思う。その結果、両者に補完関係が生まれれば、さらに面白いのではないだろうか。

では、原理・原則の「わかりやすい説明」の目標を具体的にどこに置くのか。あらゆる手段を駆使した説明力でレベルの高い知識をレベルの低い人がわかるように「説明」ということになる。専門家の方々（以後「先生」という）などにより普通の小学生が理解できて興味がわくような教えをいただくことが必要である。容易なことではないがいろいろな方々の知恵を借り、熟慮し、多くの仕掛けを用意し、時間をかけて本当に誰でもわかる「説明」を達成する。これが克服できなければ絶対に前には進めない。さらにいえば、中心事象を説明するための要

素的事象がある。これらについても理解してからでないと前に進めることは許されない。中心事象とまったく同じ「わかりやすい説明」をもって理解度「＝興味の元」を達成する。これらの「わかりやすい説明」には、構想全体の半分以上の力を使ってじっくりと取り組む。

以上の状況からわかるように、テーマによっては膨大な時間が必要になり、テーマ選びが構想の成否の大きな鍵になる。

③原理・原則の「わかりやすい説明」を実現するヒント

当社の顧客である「高エネルギー加速器研究機構（KEK）」の素粒子原子核研究所で助教をされている多田将先生はその著書「すごい実験/高校生でもわかる素粒子物理の最前線」¹⁾でこう述べられている。高校生だった頃「物理の本を読んでも、よくわからなかった」先生は「ひとつひとつ、具体的なイメージや例に置き換えて理解」していた。今でも先生の職場である実験設備を見学に来られる方に「理解するために頭に描いたイメージを伝える」方式で説明すると「わかりやすかった」という評価がいただけると。正にこの方式で著書の中はいっぱいである。目には見えない素粒子の説明がこの方式で見事にわかりやすくなっている。これは、わかりにくい先端技術を「わかりやすく説明する」基本的な方法であると感心した。是非この方式を各先生方に参考にさせていただきたいと考えている。

本来物事を説明するということは、その事象をとことん知り抜いた人でなければできず、その上サービス精神旺盛でなければならない。これに「イメージ方式」を加えた多田方式を是非目標にしたいと考えている。

2.4 先端技術をモノづくりに落とし込む体験

本構想の最大の意味がここにある。前項の「わかりやすい説明」と「モノづくりへの落とし込み」で構想がほぼ成り立っているといっても過言ではない。

1) モノづくりの基盤技術の習得

まず、準備動作として大田区がこだわる基盤技術を使ったモノづくりと先端テクノロジーの体験的知識を獲得する。大田区の中小企業が持っている技術の見学・実習を通して図面・材料・加工法・工具などを総合的に学ぶ。ここでも「学びの面白さ」を追及するとともに徹底した理解がされなければならない。大田区の匠の力をお借りし時間をかけてじっくり取り組む。

2) テーマの原理・原則を実物で確認

各々のテーマで三次元CADや模型の使用、現物の見学などいろいろな仕掛けを使った先生のわかりや

すい説明を通して獲得した「イメージ」を実物で確認することになる。目には見えないものと見えるものとのドッキング。わくわくする面白さであるが、非常に困難が推測される。先生方が心血を注いだノウハウと匠が苦勞してかち得たノウハウを理解することすら小学生にとって至難のことだと思う。しかし、ここも何とか克服しなければならない。（詳細未考慮）

3) 自分達のレベルでのモノづくり

「わかりやすい説明」でお世話になった先生にアドバイスをいただきながらモノづくりを実施する。

①モノづくりのテーマ決め

先端技術のすべてをつくる訳ではない。どうしてもつくりたい核になるものは多少の困難を承知で取り組まなければならないが、全体の性能が見られないのでは面白くない。ここはむしろ構想全体のテーマの問題として扱うこととして、モノづくりとしては基盤技術と先端テクノロジーの利用を主眼としたテーマを取り上げるべきである。

②設計

設計は自分でイメージしたものをマンガで描く。基盤技術の習得で覚えた図面を読む力や材料の知識を駆使し描けるだけ描く。場合によっては実際のモノづくりの図面は専門家が描き、マンガとの差を確認してもらえばよい。

③製作

いよいよ製作。実際の機械を使ってモノをつくる。馴染みになった匠の教えのもと、怪我防止には万全を期し粛々と進める。全部が全部実際に使えるものができるとは限らないが、計画されたものは最後まで完成させ評価をいただく。できるものは性能試験を実施し自分も評価に参加する。必要であれば公的な場で発表会を実施し評価を受ける。

④総括

このモノづくりの目的は、先端技術が目指す目的を自分の手で作ったモノ（の集積）によって達成できることを体験することである。面白さを思い切り味わいたい。これを構想全体の評価と位置付ける。先端技術の原理・原則の勉強に始まり、自分の手で作ったモノが先端技術を支える面白さ愉快さを味わうまでの各工程の結果をつぶさに評価することが次の構想につながることをしっかり理解し実行する。

この総括の中には是非入りたい項目がある。本物のモノづくりの実態（ノウハウ）を知ることである。原理・原則を反映した設計が実際に製作に移した結果うまくいかず失敗を繰り返すことになり、ようやく完成をみる例も多いはずである。

思い悩み、時間に追いかけられ、精神的にも肉体的にも限界まで追い込まれる状況があっても、成功に至るとは限らない。このような経験を経て始めて世の中で認められ、ノウハウもつくり上げることができる。先生方や匠たちの体験談という形でよいので体験教室の次世代の方々にはこのことを知ってもらいたい。

的にも限界まで追い込まれる状況があっても、成功に至るとは限らない。このような経験を経て始めて世の中で認められ、ノウハウもつくり上げることができる。先生方や匠たちの体験談という形でよいので体験教室の次世代の方々にはこのことを知ってもらいたい。

2.5 体験教室の運営

1) 教室の対象者の候補

小学校4～6年生、中学性、高校生

2) 指導スタッフの発掘

スパン最低2～3年間を目安とし関わりが持てる先生の確保。また準備など率先して実行できる助手。

3) 開催ピッチ、必要経費並びに出資元探し

①開催スパン及びピッチ：2～3年の繰り返し

1回4～5時間/月3～4回程度

②必要経費：2万円/回 約80万円/年（ほとんどが先生の謝礼）（その他詳細は省略）

③出資元探し：候補として大田区・東京都・国/民間企業・財団など

2.6 教室参加者と大田区の実業のつながり

教室が始まって2～3年経っている状態で学校教育も各々次のステップに入り、職業教育または高等教育に引き継がれる。（大田区の）モノづくり人材を育てるために実施する事業としては、教室の次のステップである就職や職業教育・高等教育とのつながりは非常に重要な意味を持っている。参加者間で定期的に連絡を取り合って情報を交換できる状況やできればそれらの機関に進学したり就職する環境を整えるくらいの考慮は必要ではないだろうか。この事業の最終の目的が大田区のモノづくり行政の根幹のひとつであれば、教室参加者と大田区の実業とを強い絆で結んでおく考慮があってもよいと思う。

2.7 この構想でイメージした先端技術

この構想を考える上でイメージした「先端技術」の具体的なテーマ例を挙げる。

例1：物質の究極の単位を知る「加速器」

例2：電気・電子技術でできる最先端科学技術

例3：衛星打ち上げの技術

例4：コンピュータを解き明かす

3. 次世代モノづくり人材育成に関連した事業実態

3.1 大田区 一般社団法人 大田工業連合会²⁾

大田区は2010年度から「次世代モノづくり人材育成事業」を開始。一般社団法人 大田工業連合会（以後「連合会」という）に委託している。連合会のご協力で浅野事務局長に話を聞くことができた。その結果を以下にまとめる。

1) 次世代ものづくり人材育成プロジェクト事業

事業名	主 な 事 例
一般 テーマ枠	①2010年度 自社若手人材対象 新分野進出のための人材育成 ②2011年度 大学生対象（デザイン・企画担当） 自社製品開発と販売のノウハウ獲得
職場体験 テーマ枠	①2012年度 区立中学2年生対象 中学生職場体験（参加企業への経費補助）
子供向け 工作教室 工場見学 ツアー	①2012年度 小学1～4年生対象 親子で楽しむロボット作り教室 ②2012年度 小学4～6年生対象 産業のまち発見隊 工場見学モノづくり体験

2) 次世代モノづくり人材育成プロジェクト事業実績

- ①職場体験テーマ枠「中学生職場体験」は、幅広い分野に広がっているが、工業の割合は全体の5%ほどにとどまる。
- ②プロジェクト事業は「効果検証」の仕組みなし。
- ③民間事業との連携はない。

3.2 大田区 公益財団法人 大田区産業振興協会

「おおた少年少女発明クラブ」が活動。対象は区内在住の小学4～6年生、区内の小中学校や公益社団法人発明協会と連携。

3.3 その他の関連実態

1) 東京都

- ①「ものづくり人材育成大賞知事賞」として、技能者と技能継承に取り組む中小企業等を表彰。

- ②「若手技術者支援のための講座」として、中小企業内の若手技術者・技能者の教育・勉強会の援助。

2) 民間

幼児・小中学生対象の「サイエンス倶楽部」理科実験教室。遊びなどで気付く身の回りの現象・事象をとらえ、実験・観察・分析などの体験を通して「考える」を育てる。

3) 各種学会

子供向け学会関連企業や研究施設の見学会などの次世代を意識した取り組み。

4. む す び

本寄稿に当たって、大田工業連合会など関係の方々からいただいたご協力に心から感謝申し上げます。初めに申し上げた通り本稿は「絵に描いた餅」の段階である。さらに大田区の育成事業との間には考え方に大きな差異があることもわかった。実現には難関が待ち構えていることを覚悟の上で、今後関係の方々とは打ち合わせを重ね実現に向けて活動を開始する予定である。

参考文献

- 1) 多田将：すごい実験，イースト・プレス，(2011)
- 2) 大田区次世代ものづくり人材育成事業関連資料 大田工業連合会のホームページおよびパンフレット

(原稿受付：2013年3月14日)

ニュース

2012年度日中若手研究者交流

著者紹介



さとう やすかず
佐藤 恭一

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

1992年横浜国立大学大学院工学研究科博士課程後期修了。同大学講師、准教授を経て、2012年同大大学院工学研究院教授、現在に至る。油圧動力の伝達、制御、メカトロニクス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）。

1. はじめに

筆者は、本学会と中国の機械学会に相当する中国機械工程学会流体伝動及制御分会との間で2003年より実施されている日中若手研究者交流事業において、2012年度の中国学会から招聘研究者として、昨年（2012年）8月5日から12日まで中国を訪問した。この事業は、一年ごとに日中交互に研究者を招聘しあうもので、2012年度は中国学会が日本人研究者を招聘する年であった。訪中の間、吉林省長春市の吉林大学で開催された中国のフルードパワーに関する国内大会である「第七届全国流体伝動及制御学術会議」（7th Fluid Power Transmission & Control Conference of China）に参加し基調講演を行うとともに、大学研究機関を訪問した。関係各位のご配慮により、大変有意義な研究者交流が行えたので、その一連のイベントと概要を報告する。

2. 訪中に向けて

訪中のおよそ半年前に、筆者が招聘研究者として当学会より中国学会に推薦されることが内定し、中国学会で承認された。当学会側の田中豊教授（法政大学）、伊藤和寿教授（芝浦工業大学）、中国学会側の趙丁選教授（吉林大学）には招聘過程の窓口としてご尽力いただいた。また、趙教授は一昨年の当事業で日本に招聘された研究者でもある。中国学会より正式に招聘状をいただく段階で、国内大会での基調講演の要請があり、講演題目「Application of Power-saving Technology to Fluid Power Motion

Control」を提案した。

訪中の滞在の拠点は吉林省長春市で、旧満州国の首都であったことから日本とのかかわりも深い。中国学会で手配いただいた日本（成田）からの長春への直行便は週1回、毎週日曜日であり、筆者の中国滞在は日曜から翌週日曜の8日間となった。長春空港には巩明德教授（吉林大学）（写真1）が出迎えにいられていた。巩教授には、ご自身が大会実行委員や大会講演会での座長など多忙にも関わらず、筆者の旅程にすべて同行していただき、面倒をみていただいた。表1に今回の訪中の旅程を示す。

表1 2012年度日中若手研究者交流の旅程

8月5日	長春着。吉林大学機械科学及工程学院 張雷教授、尚涛教授、巩明德教授と会食。
8月6日	車で長春からハルビンに移動。ハルビン工業大流体制御及自動化系研究室を訪問。李松晶教授、学生らと交流、研究施設見学。
8月7日	ハルビン工業大学動力工程控制仿真研究所を訪問。韓俊偉教授、学生らと交流、研究施設見学。車でハルビンから長春に移動。中国国内大会「第七届全国流体伝動及制御学術会議」の大会歓迎会に参加
8月8日	同国内大会に参加。
8月9日	同国内大会に参加、基調講演を行う。バンケットに参加。
8月10日 ～11日	大会後行事：長白山旅行（1泊2日）に参加。
8月12日	帰国

3. 中国の大学研究機関の訪問と交流

中国国内大会の前の2日間を利用し、ハルビン工業大学を訪問した。ハルビン市は黒竜江省の政治経済の中心の大都市で、歴史的背景から街中ではロシアの影響を垣間見る。ハルビン工業大学は理工系を主体とした総合大学で、中国の有力大学の一つである。

1日目は流体制御及自動化系の李松晶教授を訪問

した(写真1)。はじめに、同研究室の大学院生、学部学生、15名程度が集まり、李教授と筆者がそれぞれ自分の大学での研究内容や研究動向を紹介した後、大学院生より各自の研究テーマの概要の説明を受けた。各テーマについて、いくつかのディスカッションの後、どの学生からも「自分の研究テーマが、より進展するためのアドバイスをもらいたい」との質問があり、筆者も一人一人に回答していくのは難儀したが、同時に、中国人学生の研究に対する取り組みの熱心さを感じた。研究設備の見学では、日本の大学と比べてフルードパワーに関する研究のための実験室面積が広く、MEMSや机上実験程度の小型実験装置での研究から、大型の油圧装置を用いた研究まで、幅広くカバーしていること、またそれらに政府や企業から強力なサポートを得ていることを実感した。特に、実験テーマごとにサポートを受けている企業を明示しており、一部の実験装置は企業のショールームの展示のような雰囲気があった。李教授の説明によれば、ハルビン工業大学では、学部の改革を検討しているところで、フルードパワー分野では、優秀な学生の育成のための、フルードパワーの教本¹⁾を出版し、学生に対するフルードパワー研究・教育の啓蒙に注力しているとのこと。日本の大学の学部の専門科目からフルードパワーに関する授業は減少する、もしくはすでに無くなっている現状とは対照的であった。

2日目は、ハルビン工業大学動力工程控制仿真研究所(Institution of Electro Hydraulic Servo Simulation and Testing System)の韓俊伟教授を訪問した(写真2)。韓教授は途中で翌日から始まる中国国内会議に出発されたため、時間をかけた意見交換はできなかったが、前日同様、互いの研究紹介、学生とのディスカッション、研究設備の見学を行った。政府、企業のサポートによるスチュワートプラットフォーム型六脚パラレルメカニズムをベースとしたフライトシミュレータ(本格的なコックピットのモックアップ搭載)、油圧サーボ機構実験装置、大型油圧ポンプ/モータ実験装置など、日本の大学の一研究室では保有が難しいような比較的大型の油圧機器を活用した研究が進められていた。

4. 中国フルードパワー国内大会への参加

「第七届全国流体伝動及控制学術会議」(7th Fluid Power Transmission & Control Conference of China)は、吉林大学機械科学及工程学院を会場とし、学術講演は8月9日、10日の二日間にわたって行われた(写真3, 4)。参加登録者はおよそ220人、基調講演と一般講演を合わせた論文件数は122



写真1 ハルビン工業大学流体控制及自動化系研究室訪問
(李松晶教授(左)、筆者、巩明德教授(吉林大学)(右))



写真2 ハルビン工業大学動力工程控制仿真研究所訪問
(韓俊伟教授(中央)、筆者(左隣り)と研究所スタッフ)



写真3 大会会場の吉林大学機械科学及工程学院



写真4 大会集合写真(実物は60cm×25cm)

件であった。中国外からの参加は、筆者とスウェーデンLinköping大学のPetter Krus教授の2名のみであり、それぞれ英語による基調講演を行った。中国人講演者による基調講演、各会議室に分かれて行われる一般講演はすべて中国語で、論文集はCD-ROM²⁾での配布であった。そのため、中国語がわか

らない筆者にとっては、残念ながら、耳からはまったく情報が入らない状態であり、講演発表のパワーポイントの図、写真からの視覚情報と、文章の日本の漢字から類推で、講演内容の大枠がおぼろげながら把握できた程度であった。表2に基調講演の題目と講演者のリストを示す。基調講演は二日にわたって、8件組まれていた。1日目は、会期前の大規模な水害、悪天候の影響で交通網が広域で被害を受けていたことにより、到着が間に合わない講演者がいたが、2日目とプログラムを入れ替えるなどして、講演が円滑に進む対応がとられていた。一般講演は、「建機・車両油圧技術」、「油圧コンポーネントおよびシステム新技術」、「流体制御」、「シール・潤滑および省エネ新技術」、「空気圧・油圧・マイクロ流体新技術」、「新技術・新製品」の6区分で24セッション（1セッション4～5件の発表）が行われたが、個々の講演発表の紹介は紙面の制約により割愛する。

次回国内大会は2014年に山西省太原市の太原理工大学で開催されるとのこと。閉会式では、大会主席の王祖温教授（大連海事大学）と大会実行委員長の趙丁選教授（吉林大学）から、次回開催校の权龙教授（太原理工大学）に大会旗が手渡された。なお、2014年は、日中若手研究者交流事業では、今回同様、日本の研究者が中国に招聘される年にあたる。

学術講演会終了翌日、別件で訪中されていた香川利春学会会長（東京工業大学）、黎しん助教（東京工業大学）、藤谷秀次学会事務局長と合流し、大会後行事である長白山への1泊2日のツアーに多くの中国研究者とともに参加した。長白山は中国名山のひとつで、山頂は中国吉林省と北朝鮮との国境に位置し、火口湖である天地（標高2,190m）、東北地方最大の滝、長白瀑布がある（写真5）。参加者は大会参加者の家族を含め約200人で、大型バス5台での移動であり、あらためて大会の規模の大きさを実感した。なお、景観は見ごたえがあり貴重な体験ができたが、長春から長白山のバス移動は片道約400kmであり、麓から山頂までの登山も登山用バスと4輪駆動車を乗り継いで上がるため、個人的には登山よりも車に乗る疲労が大きいツアーであった。

5. おわりに

今回、中国の大学研究機関の訪問、研究者との交流、研究設備見学、国内大会の学術講演会の参加を通じて、中国のフルードパワー研究・開発の規模、研究者の熱意、国、企業の支援の強さを感じることができた。これらの感想は、中国研究者と交流が深い日本の研究者からすでに聞いていたことではあるが、やはり、「百聞は一見にしかず」であり、大変

表2 基調講演題目と講演者

「海難救助分野でのフルードパワー応用」、王祖温 教授、大連海事大学)
「風力発電タービンの油圧制御特性」、孔祥東 教授、燕山大学
「Alternative hybrid systems for vehicle drives and actuation」、Prof. Petter Krus, Linköping University, Sweden
「この10年の建設機械業界の発展の概要」、石来徳 教授、同济大学
「ヘリコプターの油圧式船上高速係留装置」、趙丁選教授、吉林大学
「Application of Power-saving Technology to Fluid Power Motion Control」、佐藤恭一（筆者）、横浜国立大学
「省エネ空気圧システム技術とその応用」、蔡茂林 教授、北京航空航天大学
「建設機械 — 将来予測」、章二平 チーフエンジニア、广西柳州工程机械股份有限公司



写真5 長白山登山（大会後行事）

有意義な経験を得た。さらに、毎晩の中華料理、中国酒の乾杯による“研究者交流”も楽しいものであった。

研究者交流事業にご尽力いただいている両学会の関係者、訪中の間お世話になった吉林大学の方々、ハルビン工業大学に方々をはじめ多くの学会、大学関係者にこの場を借りてお礼申し上げます。

参考文献

- 1) 李松晶, 他: 先進液圧伝動技術概論 (Introduction of Advanced Hydraulic Transmission Techniques), ハルビン工業大学出版社, ISBN978-7-5603-2650-4 (2008) (中国語)
- 2) 第七届全国流体伝動及控制學術會議論文集CDROM, 中国・長春 (2012) (中国語)

(原稿受付: 2013年3月26日)

教室

おもしろ油圧機構 第12回 代表的油圧回路

著者紹介



おおはし あきら
大 橋 彰

油研工業
〒252-1113 綾瀬市上土棚中4-4-34
E-mail : ak.ohashi@yuken.co.jp

1972年静岡大学大学院修士課程修了。1972年油研工業入社。主に、油圧ポンプ・モータの開発、営業技術、商品企画、経営企画などの業務に従事。日本フルードパワーシステム学会などの会員

1. はじめに

油圧のおもしろさは、各機器の組み合わせの妙にあるともいえる。この教室で取り上げた機器以外にもさまざまな複合機器があり、油圧回路は装置の目的・仕様・環境などに応じて無数に構成することができる¹⁾²⁾。流体をエネルギー媒体としていること、その経路の構成が純機械駆動より容易なことなどが要因である。ここでは、基本的機能を有する油圧回路のうち、その作動順序や純油圧的な力のバランスという観点から、特に興味のありそうなものをいくつか紹介する。

2. 油圧回路の構成

油圧回路図は、第1回³⁾で述べたように、原則として上方から下方に油圧アクチュエータ、制御弁、油圧源のように配置させる。大形で複雑な装置であっても、速さ（流量）、力（トルク）、運動方向と位置などの基本的な制御機能を満たす回路に、付加的な回路を複合したものといえる。

油圧回路図は、静的な機能を図表示したものであり、油圧駆動機械の実際の動きは、油圧機器や制御機器の諸元と実際の調整値、作動順序と時間などにより異なる。計画時には、使用者が必要とするこれらの仕様を明確にし、使用に際し各調整値、タイムチャートなども確認する必要がある。

3. 圧力制御回路

油圧装置では、電動機やエンジンなどの動力源の出力が制限される。一般に、圧力と流量、あるいは

トルクと回転速度がそれぞれ最大値となるコーナー馬力（動力）状態での使用は避ける。高速・高圧での高負荷運転は、機械や油圧機器のしゅう動部の熱的な平衡限界からも好ましくない。このため、建設機械などでは、一般に定馬力（定トルク）制御ポンプが使用される。

図1は、定馬力制御方式の可変ポンプによらずに、定容量形の2連ポンプを使用して、上記目的を達成するための2圧力・2流量制御回路である。

大・小吐出し量ポンプ①②を合算した主回路において、負荷の増加により圧力が上昇し右のアンロード弁③の設定値を上回ると、大容量ポンプ①の吐出し量はこの弁を介してタンクに戻される。さらに昇圧され、アンロード弁③より高く設定されたリリーフ弁④の圧力を超えると、小容量ポンプ②の流量はリリーフ弁から逃がされる。一見複雑な回路であるが、チェック弁⑤の挿入位置とその向き、アンロード弁へのパイロット配管⑥の取出し位置に注目すると理解しやすい。

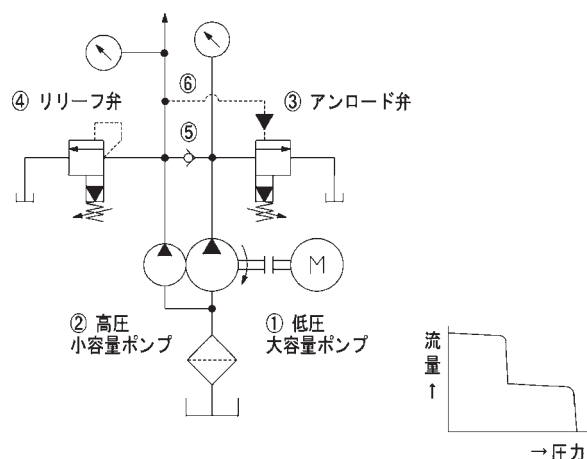


図1 2圧力・2流量制御回路

図2に油圧プレスなどの鍛圧機械の基本回路を示す。右の3位置切換弁が右位置に切換わると、シリンダが前進（下降）し終端でキャップ側が加圧状態となる。回路中の圧縮油は、プレス工程終了後、切換弁を左位置にしてシリンダを上昇させるとき、急

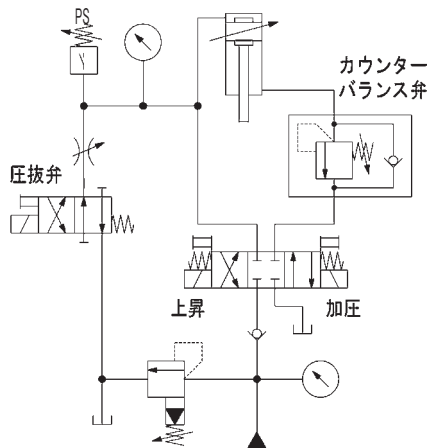


図2 圧抜き回路

激に膨張して機械にショックを与える。この対策のため、直前に左側の圧抜き弁をON状態とし、流量調整弁を介して圧力を抜く工程を入れる。所定の圧力まで低下後、圧力スイッチPSにより圧抜き弁OFFと3位置弁の左位置への切換えを行う。

シリンダのヘッド側に接続された弁は、カウンタバランス弁と称され、シリンダ下降時の自重落下防止や、逆負荷（負の負荷：外力による下降）作用時の抵抗として、シリンダに背圧をかけるために用いる。チェック弁の向きと作用に注目すると良い。

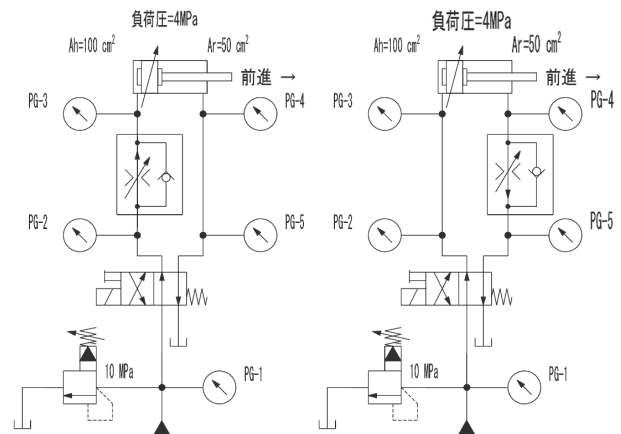
4. 流量制御回路

4.1 基本流量制御回路

流量制御弁によりアクチュエータの速度制御を行う回路には、図3に示すメータイン・メータアウト・ブリードオフの3種類がある。メータイン・メータアウト回路におけるチェック弁の役割は大きく、その向きにより両回路が入れ替わる（第1回³⁾、図7参照）。

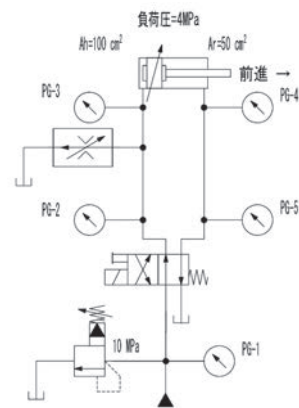
希望の速度が得られるかどうかは、回路中の抵抗による圧力損失、回路圧力不足による速度低下などの負荷に対する圧力と流量の関係、リリーフ弁の設定圧力に依存する。メータアウト回路では、シリンダのヘッド側とキャップ側の面積差によりヘッド側回路にリリーフ弁の設定圧力以上の圧力が作用することがあるので注意を要する。たとえば、図3(2)の条件で圧力損失などを無視すれば、シリンダ前進時のヘッド側圧力（PG-4）は12MPaとなって、リリーフ弁設定圧力10MPaを上回る。

ブリードオフ回路は、シリンダ入口側にタンクへのバイパス回路と流量調整弁を設け、ポンプ吐出流量のうち、希望速度を超える流量をタンクに戻すことによって速度制御を行う。このときの供給側配管中の回路圧はシリンダの負荷圧となる。たとえば、



(1) メータイン回路

(2) メータアウト回路



(3) ブリードオフ回路

図3 基本流量制御回路

図3(3)の条件では、シリンダ前進時の供給側圧力（PG-1～PG-3）は4MPaとなる。このため、リリーフ弁からの戻り油は発生せず、消費エネルギーと発熱が他の2回路より少ない。メータイン回路と共に、推力と同一方向の負荷が作用する場合には適さない。各回路にPGで示した圧力計の指示値を、圧力損失などは無視して試算してみると、より理解が深まる。

4.2 増速回路（差動回路）

図4はシリンダを早送りさせる回路で、差動回路の一例である。シリンダ前進時にヘッド側からタンクへ戻る回路は、シーケンス弁手前から分岐されポンプと電磁弁との間の配管に接続されている。図の電磁弁のOFF位置にて、ヘッド側から排出された油はキャップ側に還流して前進速度が増す。電磁弁がONとなり左位置に切換わると、シーケンス弁内のチェック弁を経由してシリンダヘッド側に圧油が供給され後退する。

図5のシリンダ断面図により、差動シリンダの原理を説明する。ポンプから供給された圧油はシリンダの両ポートに加えられている。ピストンの左右に示した矢印の合力（推力）は、キャップ側の方が

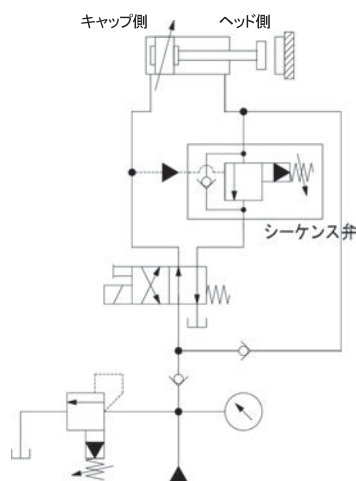


図4 増速回路

キャップ側とヘッド側の面積差（ロッド断面積）分だけ大きいため、この力のバランスによりシリンダは前進方向に動き出す。ヘッド側の大きなドットで示した容積の戻り油（ Q_B ）はキャップ側に還流し、ポンプ流量（ Q_P ）との合算値（ Q_{IN} ）がキャップ側に入る。この結果、 Q_P は等価的に小さなドット部の容積に注入されることになる。

前進中の速度は、[ポンプ流量/ロッド面積]となり、通常のキャップ側加圧時と比べ、[ピストン面積/ロッド面積]倍に増す。推力[ロッド面積×加圧力]は逆に小さくなる。差動回路では、増速時に圧力損失が増え負荷が大きい場合に希望速度が得られないこともあるため、注意が必要である。

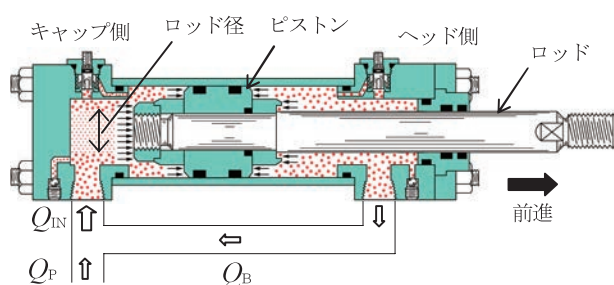


図5 差動シリンダ

5. 順次作動回路

油圧アクチュエータの前後進、正逆転の選択、および停止・位置決めなどは、基本的に方向切換弁を用いた回路で行なわれる。生産機械などにおいては、複数の工程を担うシリンダを順次自動的に作動させることが多い。以下、カム操作切換弁による連続往復回路と、圧力制御弁を用いて純油圧的に自動切換えを行なう回路を紹介する。

5.1 カム操作切換弁による連続往復回路

図6は、クランプシリンダの動作後、ドリルシリンダを自動的に前進・後退させる回路例である。

手動切換弁を左位置②に切換えると、クランプシリンダが前進し、前進端に達するとキャップ側回路が昇圧してシーケンス弁が開く。圧油はパイロット操作切換弁の④位置を經由し、ドリルシリンダに送られて前進が始まる。ドリルシリンダがカム操作切換弁の位置に達し、付属するカムによりレバーが作動して⑥位置になると、パイロット操作切換弁の右側にポンプ圧が導かれる。パイロット操作切換弁が③位置に切換わることによってドリルシリンダの後退が始まる。カムが後退しカム操作切換弁のレバーが戻ると、パイロット操作切換弁が左位置④に戻り、ドリルシリンダは再び前進して自動繰返しを行なう。

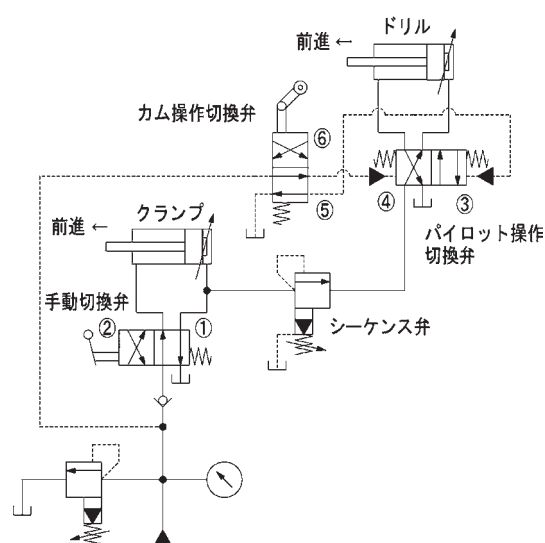


図6 カム操作弁自動方向切換回路

5.2 シーケンス弁による順次作動回路

図7は、回路中の圧力とシリンダの位置を検出して順次に別のシリンダを作動させる回路例である。

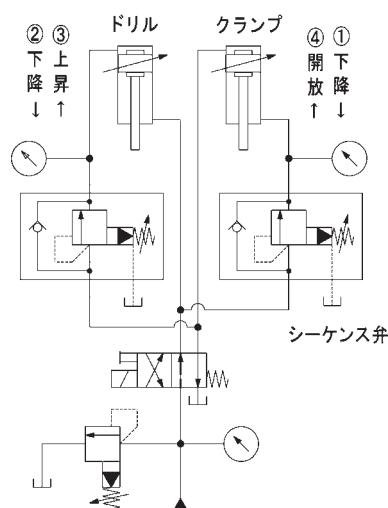


図7 シーケンス弁順次作動回路

ボール盤などに使用される。工作物のクランプ工程とドリル加工工程を①～④で示す。

切換え動作は、例えば2位置切換弁の左位置でクランプシリンダの下降①が完了した後、昇圧するとドリル側のシーケンス弁が開き、ドリルシリンダ下降②が開始される。同様に切換弁の右位置では、ドリルの上昇③、クランプ側シーケンス弁の開、クランプシリンダの開放④を経て1サイクルが完了する。

このほか、シリンダ位置を検出するリミットスイッチと電磁切換弁の組合せによる電氣的順次作動回路もあり、機械の目的に応じて適切な回路が選択される。

6. その他の基本油圧回路

基本的な油圧回路の種類を、3～5章の標題に示したような制御機能別の表し方により列記すると以下になる。

- ・無負荷回路
- ・同期回路
- ・増圧回路
- ・ロッキング回路
- ・自重落下防止回路
- ・負荷感応（ロードセンシング）回路
- ・閉回路

また、使用油圧機器に関して表すと以下のような回路があげられる。

- ・油圧モータ回路
- ・多連弁（マルチバルブ）回路
- ・積層弁回路
- ・ロジック弁回路
- ・サーボ弁回路
- ・フィルタ回路
- ・アキュムレータ回路

これらの作動や詳細については、参考資料に示した解説記事や各種油圧専門書などを参照されたい。

7. おわりに

油圧回路は、同一目的の装置でも仕様や規模に

よって最適な機器構成や制御方法が異なってくる。また、その作動順序は回路をただだけでは読み取りにくく、作動を説明するためには作動順序表やサイクル線図なども必要となる。機器の作動遅れを含め、応答特性や周波数特性などの動的な性能も考慮しなければならない。装置によっては特有の負荷状況も存在する。実際の適用時に各機器の圧力設定値が近接している場合には相互に干渉することもあり、回路の計画時点で実務的な経験の深さが求められる。

この教室ではごく基本的回路の説明をはじめとし、各機器についても筆者がおもしろそうであると感じた代表的機構例に注目した。教科書ではそこまでは触れてはいない、油圧メーカだからこそ提供できる機器の構造図も数多く引用した。多少偏った記述もあるかもしれないが、従来とは毛色が変わった、初級から中級クラスの油圧講座としての教育的な記事にすることができたのではないかと考えている。全12回の教室全体を通してお気づきの点があればご指摘願いたい。

連載を終えるにあたり、執筆を進める過程で頭をよぎった思いを述べて筆をおくことにする。

「サーボモータとその制御を応用した電動駆動方式が、多くの応用分野において幅を利かせている時代にあって、肝心のアクチュエータは油圧駆動である、あるいは空気圧駆動、水圧駆動を含めたフルードパワーであると言い切れるような機械・装置が将来にわたって存在し続けて欲しいし、そのために当学会が貢献できるよう期待したい。」

参考資料

- 1) 社日本フルードパワー工業会：基本油圧回路，実用油圧ポケットブック（2008年版），p. 249～280
- 2) 大橋：基本的な油圧回路，機械設計，Vol. 52, No. 6, p. 36～44（2008）
- 3) 大橋：おもしろ油圧機構 第1回 基礎油圧回路，フルードパワーシステム，Vol. 42, No. 3, p. 191-193（2010）
- 4) 油研工業カタログ，作動原理図集

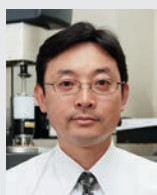
（原稿受付：2012年8月9日）

教 室

入門講座「流体力学」

第5回：速く泳ぐ秘訣はシェイプアップ

著者紹介



たか はし つとむ
高 橋 勉

長岡技術科学大学工学部
〒904-2188 新潟県長岡市上富岡町1603-1
E-mail: ttaka@nagaokaut.ac.jp

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

1. 内部流れと外部流れ

前回は水や空気といった粘性を持つ流体のパイプ内流れの概略を計算した。理想流体とまさつを持つ現実の流体では計算結果が大きく異なり、パイプの直径や長さにより同じ水圧で得られる流量や流速が変化することが理解できた。

パイプやタンクの中の流体の流れは内部流れとよばれる。これに対して物体のまわりを流体が流れる、あるいは流体中を物体が移動するときの流れを外部流れという。自動車や飛行機の空気抵抗の評価などが外部流れの計算例である。今回は外部流れに対してまさつの有無による解析結果の違いを検討する。また、まさつを考慮した流れを検討する際に用いた運動量保存則、そこから導かれたニュートン流体の運動方程式であるN-S方程式についてももう少し勉強しよう。前半は多少難しい内容が含まれるが後半は流れと抵抗についてのうんちく話を紹介するので最後まで読み進めていただきたい。速さを競い合うといえば「うさぎとかめ」が有名だが流体力学を学ぶなら「うなぎとさめ」は知っておくべきだろう。「うさぎとかめ」ならぬ「うなぎとさめ」とは果たしてなんのことか？解説は後半に。

2. N-S方程式はミレニアム問題、難しくて当然なのだ

前回学んだ運動方程式についてももう少し詳しく解説しよう。前回はパイプ内の流れを解析するために円筒座標系 (r, θ, z) を用いたが、ここでは理解し

やすいようにデカルト座標系（直角座標系） (x, y, z) で書き直す。質点の力学における運動方程式と同じく、流体の運動方程式も慣性力（質量×加速度）が作用する力の合計に等しいことを表す各軸方向に対する3つの式で構成される。 x 方向の運動方程式は以下のように表される。

$$\rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + X_x \quad (1)$$

式(1)の左辺が慣性力を表す。流体は連続しているので質量の代わりに単位体積で除した値、すなわち密度を用いる。左辺のカッコ内はオイラーの見方による加速度である。右辺の τ_{ij} (i, j は x, y, z のいずれかを表す)は応力テンソルから静圧を差し引いた偏差応力テンソルの成分のうち i 面 (i 軸方向に垂直な面)に作用する j 方向の成分を表す。右辺の最後の項は重力などの物体力 X の x 方向成分を表す。式(1)をコーシーの運動方程式という。この式は流体に限らず弾性体や塑性体などの変形挙動にも適用できる連続体力学の基礎方程式である。しかし、右辺の τ_{yx} などのせん断応力は実測することが難しくこのままでは使いにくい。また、汎用的な式よりも空気や水、低分子量の油などニュートン流体の流れ専用の運動方程式を用意の方が便利である。そこで、ニュートンの粘性法則を用いて τ_{ij} を速度こう配に書き直したものが以下の式である。

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

式(2)をナビエ・ストークス方程式 (N-S方程式) という。速度3成分と圧力の4つの未知数で構成される。この x 方向の式に加えて y 方向、 z 方向の式および連続の式を連立し、境界条件と初期条件を与えれば流れ場の全情報を得ることができる。

しかし、N-S方程式を解くことは容易ではない。数学好きの方はご存じかもしれないが、N-S方程式の解はミレニアム問題として2000年に100万ドル

の賞金がかけられた数学難問7題のひとつである。つまり、数学者が束になってもまだ解の存在すら証明されていない数式なのである。N-S方程式が難解であることの元凶は式(2)の左辺カッコ内の後半3項の存在である。これらは対流項とよばれ非常に強い非線形項で、これらがひとつでもあると紙と鉛筆で解くことはもちろん、コンピュータによるシミュレーションでも安定して解を得ることが難しい。流体力学の入門書に掲載されている例題や問題のほとんどはこれらの項が無視できる条件に限られている。たとえばパイプ内の流れのように二次元せん断流動では v_x は y のみの関数で表され、 v_y と v_z はゼロと見なせると仮定して対流項を無視している。

もう少し一般的な流れ場についてN-S方程式を解析的に解くには近似法を使う。ストークス近似では流れがきわめて遅いことを条件に対流項を無視することで解析解を得る。しかし、ストークス近似による解が現実の流れと一致するのは、たとえば蜂蜜の中を落下するパチンコ玉のような場合のみであり遅すぎて実用的な問題にはほとんど適用できない。

理想流体の場合は粘度ゼロ、すなわち $\mu=0$ となり式(2)右辺の第2項が無視できる。これをオイラーの運動方程式という。この式を解いて理想流体の流れ場を求めることができるが、ポテンシャル理論を適用して複素速度ポテンシャルから流れ場を予測する古典流体力学の手法も有効である。古典流体力学の手法を用いると紙と鉛筆で飛行機の翼に作用する揚力をかなり高い精度で予測することができる。

さて、それではいよいよ今回の主題である外部流れの問題に入っていこう。

3. 外部流れでまさつを考慮すると...

問題5-1：一様流中に長さ L で非常に薄い平板が流れと平行に置かれている。この板のまわりの流れを求めよ。

平板は流れと同じ方向に置かれていることから表裏対称で、かつ奥行き方向の分布を無視できる二次元流れ場となる。また、厚さが非常に薄いことから平板の上流側の端（これを前縁という）において表裏によどみなく別れて流れる。

さて、まずは流体にまさつがない場合、すなわち理想流体の場合から考えよう。平板と流体の接触面ではまさつがないことから滑りが生じ、流体は壁面のごく近傍でも一様流と同じ速度で移動する。この場合の速度の分布を図1に示す。一様流が x 軸方向に速度 U を持つ流れであったとき、平板近傍を含め

てどの位置でもまったく同じ速度となる。一様流のように開放された流れ場では大気圧や水圧といった静圧が物体表面全体に均等に作用する。静圧は物体を圧縮・膨張させる力として作用するが移動させる力は発生しない。また、速度にまったく変化がないことから運動量も運動エネルギーも一定に保たれており圧力の変化（動圧）も生じない。すなわち、流体は平板に対して運動を引き起こすような力を一切与えない。理想流体がどんなに高速に流れていても、そこに置かれた平板には抵抗が作用せず、支えなしでも流れにより押し流されずにその場にとどまり続ける。

では、まさつを考慮した場合はどうなるだろうか。前回学んだように平板表面では「滑りなし条件」が成り立つため、静止している平板表面では流速がゼロとなる。しかし、平板表面から垂直向にある程度離れた位置では一様流の速度 U となるはずである。これより図2に示すように y 方向の速度は平板面での速度ゼロから U まで連続的に変化する。また、前縁位置では滑りなし条件の影響がまだないため y 方向にはほぼ一様な流速となるが、平板面に沿って流れが進むに従い速度の遅い領域の影響が壁面から遠い方向に向かって広がっていく。平板に沿って流れが進むのに従ってまさつにより運動エネルギーが熱として消失していき、その分が y 方向に対する速度減少領域の増大として現れる。

図2で示したように平板近傍の流速は壁面におけるゼロから一様流の速度 U まで連続的に変化する。そこで、速度が U の99%に相当する位置を求めてそ

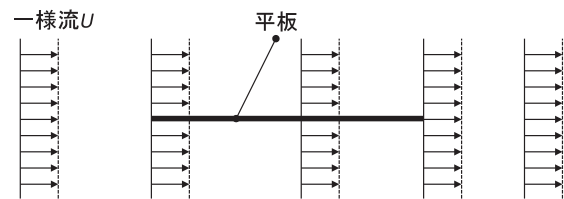


図1 平板まわりの理想流体の流れ

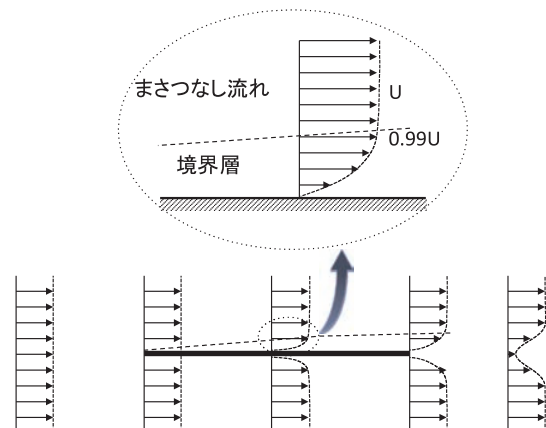


図2 平板まわりの粘性流体の流れ

れよりも内側の層と外側に分けて考えてみる。外側の領域では流速 U で流動しており、理想流体の流れと同じである。一方、内側の層ではまさつ、すなわち粘性の影響が強く表れる。この壁面近傍の層を「境界層」とよぶ。境界層の厚さにはいくつかの定義があるが、外部流速の99%以下の速度領域として定義した厚さを99%境界層厚さ、あるいは単純に境界層厚さという。

境界層の外側は理想流体の流れ場であるから古典流体力学の手法で流れの様子が予測できる。これに対して境界層の内側はまさつの効果があるためN-S方程式により流れ計算しなければならない。しかし、境界層が薄いことを根拠にいくつかの仮定を導入して単純化を行い、N-S方程式から「境界層方程式」を導き出すことができる。この式の詳細は専門書を見ていただくとして、結果として境界層内の流れは実用的な流速範囲で解析可能となる。物体近傍の薄い層の外側については理想流体の流れ場として計算し、内側は境界層方程式で計算してこれらを結合することでまさつによる抵抗を含めた計算が可能となる。理想流体の流れではまさつなしのために平板は流れから何ら力を受けないが、境界層内では壁面に速度のこう配によるせん断応力が発生し、物体に作用する流動抵抗（抗力）を求めることができる。プラントルにより提案されたこの計算方法は「境界層近似」とよばれ、現代の流体力学、航空力学の礎となった。

問題5-2：一様流中に置かれた円柱まわりの流れ場はまさつの有無でどう変わるか。

今度はもう少し現実的な問題として円柱のまわりの流れを考えよう。まず、まさつのない流れ場について検討しよう。平板と異なり流れに対して直交方向に厚さのある物体なので、円柱にぶつかった流れは図3に示すように前縁を境に表面に沿って上下に分かれる。前縁は流れに対して垂直な面であり、この点で主流方向の流速はゼロとなる。この点を「よどみ点」とよぶ。速度がゼロとなるのでそれまで流体が持っていた運動エネルギーが消失し、代わりに圧力が増加する。円柱表面近くの流体は壁面に沿って滑り、前縁から90°の位置まではこの圧力により加速される。90°の位置では一様流速の2倍の速度に達する。

90°の位置を過ぎたあとも流体は壁面に沿って滑るように流れ、上下からの流れは後縁（180°の位置）においてぶつかりよどみ点を形成する。y方向の速度成分がゼロとなりx方向の速度はゼロから加

速し最終的に速度は U となる。後縁よどみ点でも前縁のよどみ点と同じだけ圧力が増加する。流れに沿う圧力分布の概略を図3の下側に示す。上流から前縁よどみ点に向けて圧力が上がり90°の位置で最小値となる。その後圧力は増加して後縁よどみ点で最大値となり下流に向けてゼロとなる。90°の位置を境に上流下流で圧力分布は対称となる。流体は圧力の高いところから低いところに向かって流れるのが自然である。これはボールが坂道の高いところから低いところに向かって転がるのと同じである。ボールの速度と高さ方向の位置はエネルギー保存則により関係づけられる。円柱まわりの流れでは流速と圧力がエネルギー保存則で関係づけられる。図4に示すように圧力分布のグラフを坂道の高さ分布、流体をボールに見立てて説明しよう。流体は円柱の上流で一樣流速 U に相当する運動エネルギーを持つ。前縁よどみ点で圧力が増加し上り坂となるが速度 U の勢いで乗り越えることができる。その後は圧力の低下により坂道を転がり落ちるように加速する。90°の位

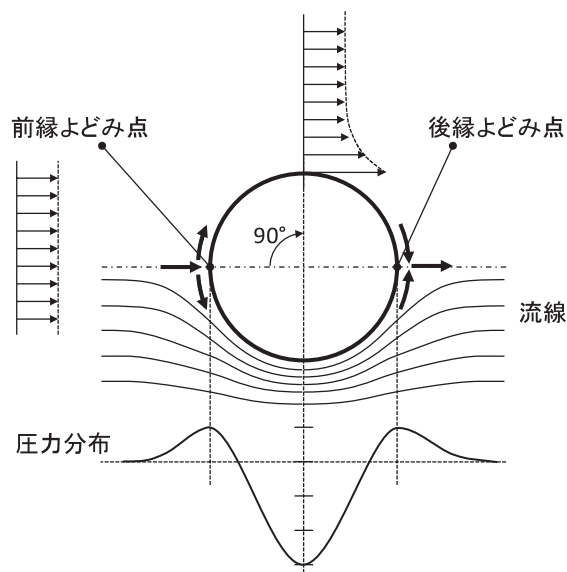


図3 円柱まわりの粘性流体の流れ

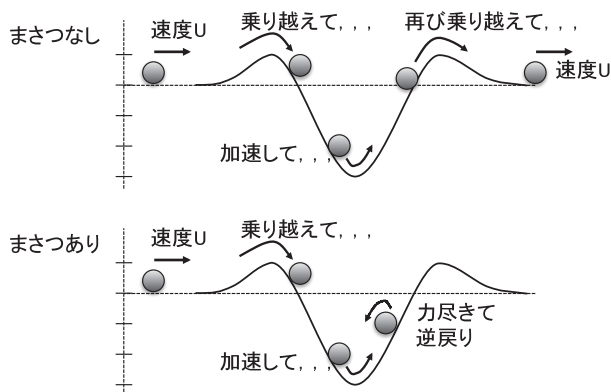


図4 坂道を転がるボールの運動

位置より上流側に小さな凸凹を付けておくとその位置で流れが乱れ境界層の内部が乱流化する。境界層内部の流れが小さく乱されることではなく離点が下流側に移動し、大きなうずの形成を押さえることができる。表面が滑らかな円柱でも流速が高くなると乱流境界層が形成され抗力が大きく低下するのであるが、凸凹を付けておくことで低い流速でも抵抗低減効果が得られる。ゴルフボールのディンプルやNASAが開発したリブレットシートなどがこの効果を利用したものである。

ウナギの体表面のぬるぬるを水に微量添加すると乱流域における流動抵抗が大きく低減することが知られている。ウナギのぬるぬる効果ともいわれるが、専門的にはトムズ効果とよばれる現象である。水中に分散しているごくわずかな高分子が物体表面近くで発生するまさつによる乱れを表面から遠い方向に拡散することを抑制することにより高い流速域でも層流状態を維持し、流動抵抗を低減する。水に高分子添加剤を加えるか、物体表面に塗布しておくことで効果を発揮する。消防のポンプ車で放水するとき水にわずかに高分子を添加すると同じ動力でも水だけの場合に比べて2～3倍の到達距離を得ることができる。熱交換器などの循環水に添加するとポンプ動力を大きく下げることができる。最近では高分子の代わりにひも状ミセルを形成する石けん水を利用することで効果の持続時間の長い抵抗低減用添加剤も開発されている。

このように、ごくわずかな細工で抗力、流れの抵抗を大きく低減することができる。これにより省エネを達成したり、競技でよい成績を上げたりすることも可能となる。

5. 流動抵抗を小さくする一番効果的な方法は？

さて、「うなぎとさめ」を用いれば円柱の流動抵抗を低減できるのだが、流動抵抗を下げるならもっと効果的な方法がある。それは形状の最適化である。水中を泳ぎ続ける回遊魚は流動抵抗を少しでも低減するために様々な進化を遂げている。その中でもっとも効果的な進化の成果は形であろう。マグロも鰐も見事な流線型をしている。

流線型は最大厚（円柱でいえば前縁から±90°の位置）から後縁までの距離が長く徐々に細くなる。後縁付近は非常に薄くなっており後縁よみ点ができにくい。円柱では下流側の逆圧力こう配が急激で流れははく離して大きなうずを形成しやすい。流線型では圧力増加が緩やかなためはく離が起きにくく、後流に形成されるうずも比較にならないほど小さい。形状による抗力の大小を比較する指標として抗力係数 C_D がある。抗力 D は抗力係数 C_D と流速（あるいは物体の速度）により発生する動圧 $\rho v^2/2$ （ ρ は流体の密度）および前方面積 S （流れの方向から平行光線を投射したときに物体の背後にできる影の面積、投影面積）の積で求まる。

$$D = C_D \frac{\rho v^2}{2} S \quad (3)$$

C_D が大きい物体は流動抵抗が大きく、 C_D がゼロなら流れの抵抗がないことになる。円柱の C_D は通常の風や河川の流れ程度なら1.0程度であるのに対し、流線型や翼型では0.04あるいはもっと小さい場合もある。つまり、形状を少し変えるだけで抗力は劇的に変化する。

競泳では水着による記録向上が図られた。水着を着るより裸で泳ぐ方がよい記録が出る、つまり水着は流動抵抗となる邪魔者、という時代があった。その後、2000年のシドニーオリンピック前にサメ肌水着が登場し水着の機能化により記録が向上することが明確になった。2008年の北京オリンピックでは特殊加工により人体を締め付け、流動抵抗を小さくする姿勢や筋肉の形状を保てる水着が導入され世界記録ラッシュとなった。形が同じなら「うなぎとさめ」が効果を上げるが、形状そのものを最適化できるならその方が効果的ということである。現在は競技規定変更により水着戦争は表面上停戦中であるが、新たな技術革新により記録ラッシュが起こることを密かに楽しみにしている。アスリートたちには最先端の科学を身にまとうて戦っていただきたいが、自分の姿を鏡で見るとたるんだ体型をもう少し絞るだけで C_D 値が大きく改善しそうなことに気がつく。無念。

（原稿受付：2013年3月8日）

トピックス

ISO/TC 131/SC 5/WG 3 空気圧機器の
流量特性試験方法

著者紹介

おねやま なお たけ
小根山 尚 武SMC株式会社 技術研究部
〒300-2493 茨城県つくばみらい市絹の台4-2-2
E-mail: oneyama@smcjp.co.jp

1968年早稲田大学大学院修了。SMC(株)において空気圧機器およびシステムの開発と研究に従事。日本機械学会会員、日本フルードパワーシステム学会会員、日本フルードパワー工業会空気圧部会長、ISO/TC131プロジェクトリーダー。

1. はじめに

日本がISOに規格化提案した空気圧機器の流量特性の試験方法は、ISO/TC 131/SC 5/WG 3 (空気圧制御機器)においてISO 6358-1「通則および定常流れ試験方法」¹⁾とISO 6358-2「代替試験方法」²⁾が2013年に制定を迎え、ISO/TC 131/SC 5/WG 5 (空気の調質)においてISO 6953-3「空気圧用減圧弁一代替流量特性試験方法」⁴⁾が2012年に制定された。本報は、これらの経緯と内容の要点について報告する。

2. ISO規格化事業

空気圧機器の流量特性は、機器選定やシステム設計のための重要な指標である。1997年に日本フルードパワー工業会に、産学委員によるISO 6358:1989「圧縮性流体用機器—流量特性の試験方法」をJIS化するための研究委員会が設置され、2000年に整合するJIS B 8390が制定された。

その検証過程で、音速コンダクタンス C と臨界圧力比 b を用いてゼロから最大流量までの全域の特性を表示するこの規格は、従来の C_v や有効断面積よりも的確に機器の特性を把握できることを確認した。

一方、特性がかなり乖離する機器が存在すること、供試機器の前後で流れがチョークして測定できない場合が発生すること、空気圧源の容量制約により大形機器の試験が困難であることなどの欠点が明らかになった。その最中の2000年に欧米メーカの連名で、「日本メーカは、国際規格と異なるJISに基づき、

25～50%も誇大表示している」との記事が米国の技術雑誌に掲載され、海外ユーザの動揺を誘う日本バッシングが発生した。

そこで、2002年に、ISO規格化研究委員会に改組し、企業間の健全な国際競争による顧客満足の向上を図るために、ISO 6358を進化させる構想を固め、2003年にISO/TC 131へ規格化提案を行った。翌2004年から審議が開始され、欧州とくにドイツとの激しい確執および多数派工作による協調の長丁場を経て、ようやく事業は完遂を迎えた。

3. 流量特性式

流量特性は、上流と下流のよどみ点圧力(stagnation pressure, 全圧)を用いることにより、空気圧機器における圧力エネルギー損失を表すことを明確にした。従来規格は、先細ノズルのどの部流量を表す理論式をベースにする近似式であったが、上流は直前、下流は圧力回復後のともに静圧を測定する矛盾があった。

新たな特性式を以下に示す。チョーク流れにおける最大流量を表す音速コンダクタンス(Sonic conductance) C [$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$ (ANR)]とチョーク流れと亜音速流れの境界を表す臨界背圧比(Critical back-pressure ratio) b [-]に、亜音速指数(Subsonic index) m [-]およびクラッキング圧力(Cracking pressure) Δp_c [Pa]を加えた4組の特性パラメータを用いる。 b は、従来規格における臨界圧力比(Critical pressure ratio)と区別するため、名称を変更した。

チョーク流れ、すなわち $p_2/p_1 \leq b$ の場合、

$$q_m^* = C p_1^* \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1^*}} \quad (1)$$

亜音速流れ、すなわち、 $b < p_2/p_1 \leq 1 - \frac{\Delta p_c}{p_1}$ の場合、

$$q_m = C p_1 \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \left\{ 1 - \left(\frac{\frac{p_2}{p_1} - b}{1 - \frac{\Delta p_c}{p_1} - b} \right)^2 \right\}^m \quad (2)$$

$1 - \frac{\Delta p_c}{p_1} < p_2/p_1 \leq 1$ の場合,

$$q_m = 0 \quad (3)$$

また、全域において

$$C_e = \frac{q_m}{\rho_0 p_1} \sqrt{\frac{T_1}{T_0}} \quad (4)$$

ここに、

q_m : 質量流量 kg/s

p_1 : 上流絶対よどみ点圧力 Pa

p_2 : 下流絶対よどみ点圧力 Pa

T_1 : 上流絶対よどみ点温度 K

T_0 : 標準参考空気絶対温度 293.15K

ρ_0 : 標準参考空気密度 1.185kg/m³

* : チョーク流れ状態

C_e : コンダクタンス [m³/(s. Pa) (ANR)]

m は、図1に例示するように、亜音速流れ域の特性形が、機器により、楕円関数($m=0.5$)から放物線($m=1$)の範囲に分布することに対応するもので、多くの機器の試験結果を示す図2に基づく。電磁弁やブローノズルは $m=0.5$ 近傍であるが、チェック弁がリップ式速度制御弁の自由流れ、さらに樹脂製の消音器などの可変開口特性を持つ機器は、放物線に近くなる。また、 Δp_c は、背圧比が1以下で流量がゼロになるチェック弁に対応する。このように、 m と Δp_c は、空気圧システムに用いられるすべての機器を、統一された式で包括するために、導入したパラメータである。

4. 定常流れ試験方法

4.1 試験回路

流量計を用いるPart 1は、上流圧力一定試験と下流を大気開放する上流圧力可変試験の2つの定常流れ試験方法を規定する。

図3に示す上流圧力一定試験は、減圧弁2で供試機器8の上流圧力計11を、500kPa以上の一定値に調節しながら、絞り弁13の開度を可変してゼロから最大流量まで変化させ、上下流圧力計と流量計4の指示値を測定する。また、上流圧力可変試験は、供試機器の下流側を大気開放し、上流圧力を、たとえば500kPaから大気圧まで変化させ、上下流圧力と流量を測定する。

4.2 圧力測定

供試機器8の接続ポートには、図4に示す遷移継手7、9を接続してテーパ状に流路を拡張し、2サイズ大きな管径の圧力測定管6、10の中央位置で圧力を測定する。この測定値は、流速の影響を無視できるので、1%以下の誤差で、よどみ点圧力とみなすことができる。従来は、供試機器の接続ポート

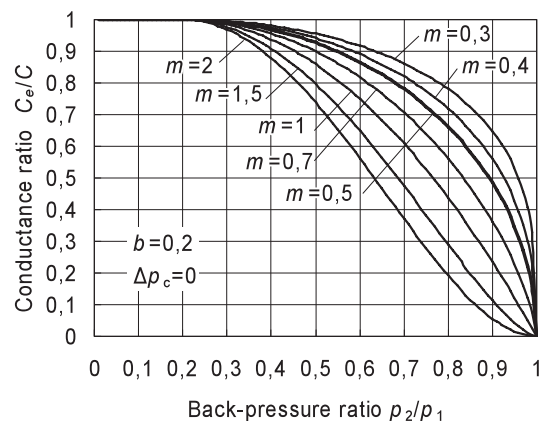


図1 流量特性曲線

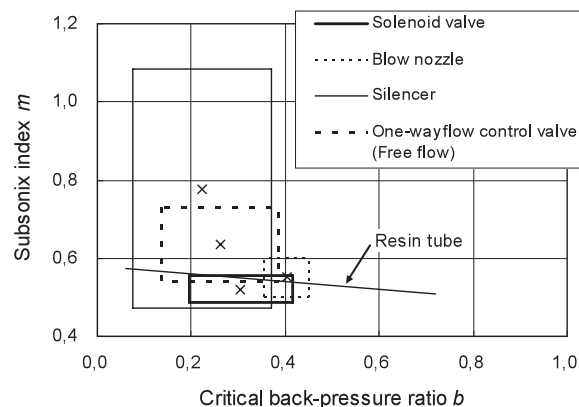


図2 各種機器の特性分布

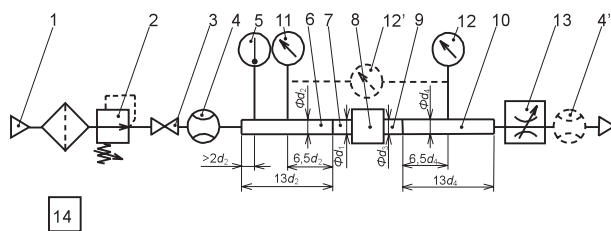


図3 上流圧力一定試験の回路

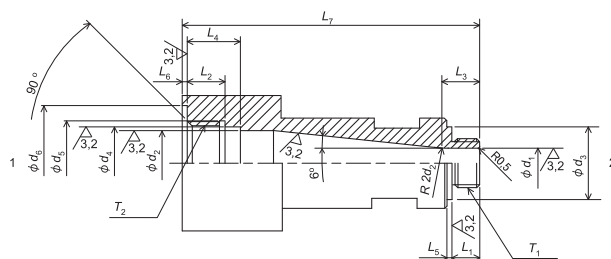


図4 めねじ機器用の遷移継手

と同じサイズの細い測定管で、流速によって変化する静圧を測定していた。また、減圧弁などは、逆方向のリリーフ流れも測定するので、供試機器からの測定位置を上下流対称に改善した。

4.3 特性計算

音速コンダクタンス C は、チョーク流れ域におけるコンダクタンス C_e の平均値として求める。また、臨界背圧比 b と亜音速指数 m は、亜音速流れ域における背圧比、コンダクタンス比 C_e/C およびクラッキング圧力 Δp_c を用いて、最小二乗法により求める。なお、 C は、多少なりとも上流圧力の影響を受けるので、上流圧力可変試験の結果から、圧力依存係数 (Pressure dependence coefficient) K_p を確認することが望ましい。方向制御弁やブローノズルなどは1%/bar以下、樹脂製のチューブや消音器は2%/bar程度、リップ式のチェック弁は5%/bar程度である。

5. 代替試験方法

5.1 お家芸開発

JIS C 9312：1964「溶接機用電磁弁」による、タンクからの圧縮空気の放出時間を測定して有効断面積を求める試験方法以来、大容量の空気圧源を必要としないで、大容量の機器を少ない空気消費量で短時間に試験できるタンクの利用が始まった。精度を向上させるためタンク内を等温変化にする試み (日工大1988年)、綿状の鉄線を充填する等温化圧力容器 (東工大1995年)、また、空気圧源を用いなくあらかじめ真空にしたタンクに大気を流入させる低騒音の真空充填試験 (沼津高専1995年) が提案された。

そこで、これらのお家芸を温故知新することにより、タンク内の圧力応答波形を解析して、音速コンダクタンスのみならず他の特性パラメータも算出できるように進化させた。

5.2 試験回路

タンクを用いるPart 2は、放出試験と充填試験の2つの代替試験方法を規定する。図5に示す放出試験は、等温化タンク4に充填した700kPaの圧縮空気を、供試機器8を経て大気へ放出する。また、図6に示す充填試験は、真空ポンプ18を用いて、あらかじめ真空にした等温化タンクへ、供試機器を経て大気を充填する。いずれも、放出あるいは充填過程において、Part 1と同じ遷移継手と圧力測定管を用いた上下流圧力およびタンク内の圧力を測定する。

等温化タンクは、30ないし50 μ mの線径の銅線を0.3kg/dm³の密度で充填して、放出あるいは充填中の温度変化を3K以内に抑え、空気を等温変化に維

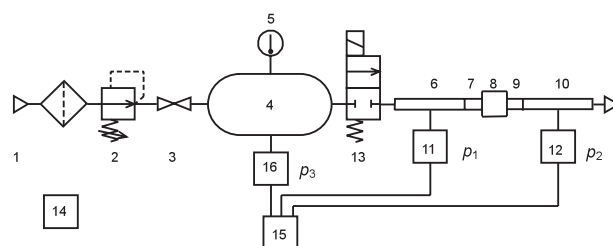


図5 放出試験の回路

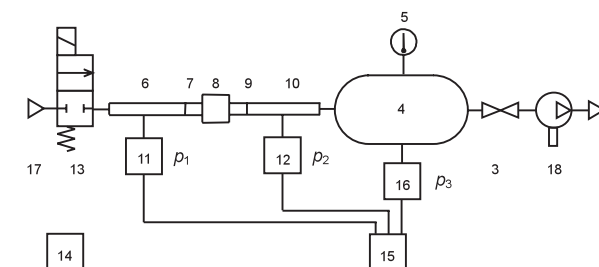


図6 充填試験の回路

持する。容積は、供試機器の C に比例的に選定する。

5.3 特性計算

タンク内圧力の測定値を移動平均により平滑化し、差分法により C_e を計算して、背圧比 p_2/p_1 との関係を求める。そして、Part 1と同様の手順により、 C 、 b および m を算出する。

6. 試験方法の適用と比較

Part 1とPart 2に規定された4つの試験方法と適用できる供試機器の対応を、表1に示す。グループ1は、入口および出口接続ポートを持つ固定開口形方向制御弁や管継手などで、全試験方法を適用できる。グループ2は、可変開口やクラッキング性質を持つフィルタ、チューブおよびチェック弁などで、Part 1の上流圧力一定試験だけが適用できる。また、グループ3は、出口接続ポートを持たない消音器やブローノズルなどで、Part 1の上流圧力可変試験と放出試験が適用できる。

方向制御弁について、各試験方法により求められた特性パラメータの比較を図7に示す。試験圧力レベルの違いにより、 C は、上流圧力一定試験が最大、充填試験が最小となる。また、上流圧力一定試験と充填試験は、上流圧力可変試験と放出試験より b が大きくなる。

7. 減圧弁の代替流量特性試験方法

7.1 発展開発

お家芸の発展編として、2007年に等温化タンクを用いて減圧弁や電空圧力制御弁の流量特性を求める代替試験方法を規格化提案し、2012年にISO 6953-3「空気圧用減圧弁—代替流量特性試験方法」

表1 試験方法と適用機器

Components		Constant upstream pressure test		Variable upstream pressure test	
		ISO 6358-1 constant upstream pressure test	ISO 6358-2 charge test	ISO 6358-1 variable upstream pressure test	ISO 6358-2 discharge test
Group 1	Directional control valves	yes	yes	yes	yes
	Flow control valves	yes	yes	yes	yes
	Connectors	yes	yes	yes	yes
	Valve manifolds	yes	yes	yes	yes
	Group of components	yes	yes	yes	yes
Group 2	Filters and lubricators	yes	no	no	no
	Non-return (check) valves	yes	no	no	no
	Tubes and hoses	yes	no	no	no
Group 3	Silencers and exhaust oil mist separators	no	no	yes	yes
	Blow nozzles	no	no	yes	yes
	Quick-exhaust valves	no	no	yes	yes
	Cylinder end heads	no	no	yes	yes

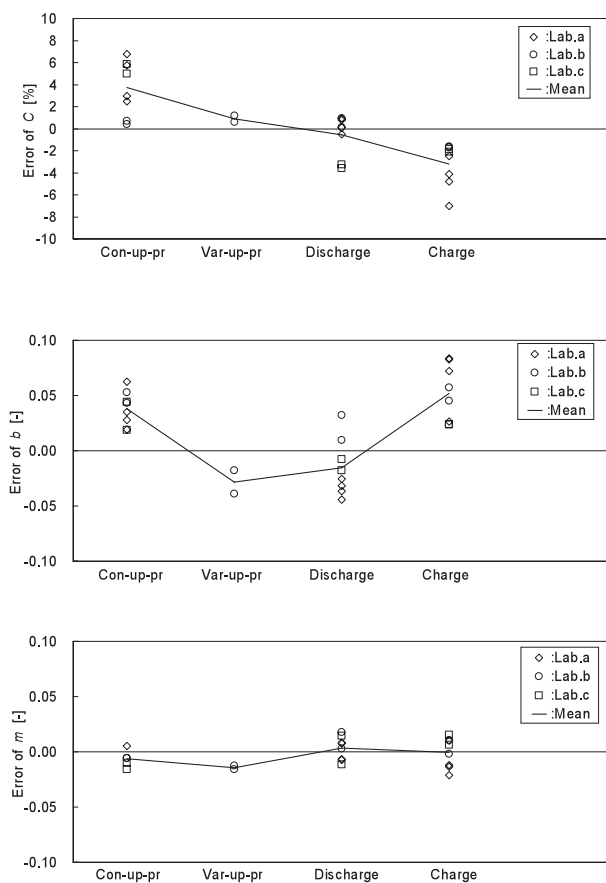


図7 方向制御弁に対する各試験の誤差

が制定された。これは、流量減少方向だけの測定なので、往復のヒステリシスは測定できないが、従来の流量計を用いる定常流れ試験に比べて、試験時間およびエネルギー消費を数十分の一に削減できる。

7.2 試験回路

図8に示す試験回路において、順方向流量特性試験は、大容量精密減圧弁2でたとえば630kPaに設

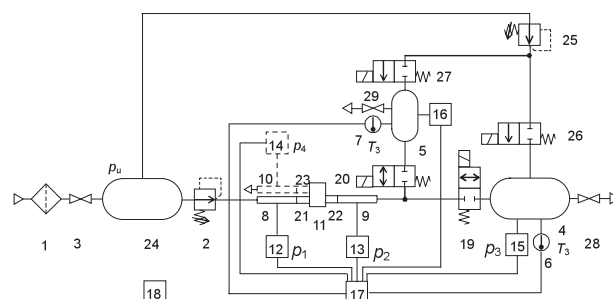


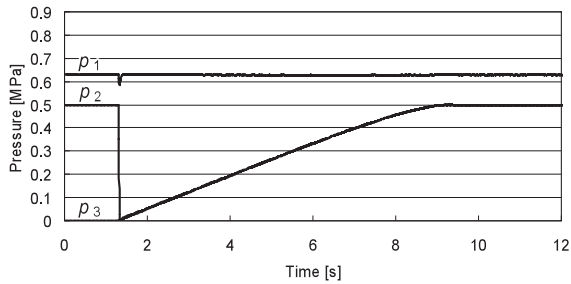
図8 減圧弁の代替試験回路

定した圧縮空気を、供試機器11の出口ポートを経て等温化タンク4へ充填する。ついで、リリーフ流量特性試験は、減圧弁25でたとえば900kPaに補充した圧縮空気を等温化タンクから、供試機器のリリーフポートを経て大気へ放出する。リリーフ容量が小さい機器は、小形等温化タンク5を含むバイパスを利用すると、さらに省エネ、省時間を図ることができる。

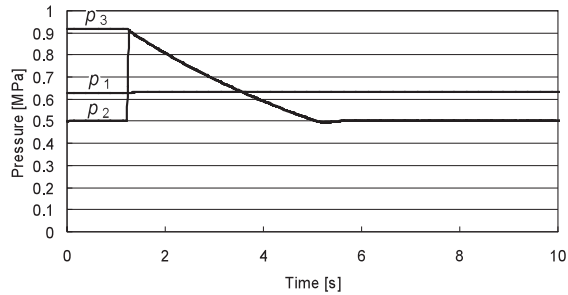
前記のISO 6358に基づく遷移継手21, 22, 23と圧力測定管8, 9, 10を用いて圧力を測定する。

7.3 特性計算

図9に示す圧力応答を平滑化し、タンク内圧力 p_3 の時間微分から流量を算出し、図10に示す制御圧力 p_2 との関係図を作成する。試験結果を実線で、従来の定常流れ試験結果をプロットで示す。また、最大流量域において、順方向流れ、リリーフ流れそれぞれの音速コンダクタンスを算出する。従来の減圧弁の規格では、明確化されていなかった最大流量こそ、システムのサイジングにおける最重要の特性値である。



(1)充填応答



(2)放出応答

図9 圧力応答

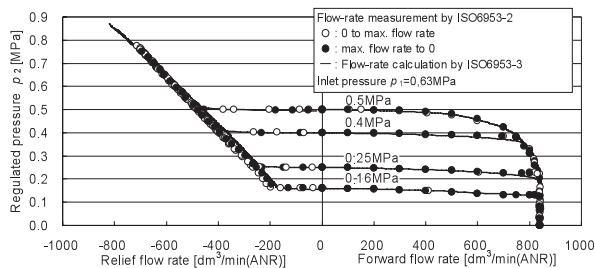
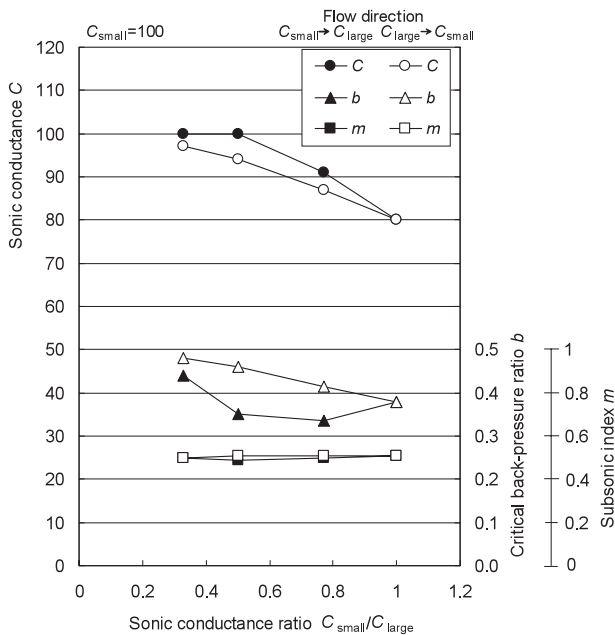


図10 内部パイロット式減圧弁の流量特性曲線

図11 機器2台の直列合成値
(単体の $b=0.5$, $m=0.5$ の場合)

8. システム計算

複数の機器が接続されたシステムについて、従来は原始的な合成計算により、機器選定を行ってきたが、FDIS段階のISO 6358-3³⁾は、新流量式に基づき、数値計算による高精度な合成特性を求める方法を規定する。たとえば、2台の機器を直列に接続する場合の合成値は、図11に示すように、流れ方向による違いも明らかになる。

また、類似製品の流れ容量を評価する場合、第1近似は音速コンダクタンスであるが、特性形の違いを考慮して正確なランキングを行うことができる「有効コンダクタンス」の計算方法を、ISO 6358-4として、日本は新たに規格化提案している。

9. おわりに

2010年に制定されたISO 10041-1, 2「電空流量制御弁」、ISO 10094-1, 2「電空圧力制御弁」、および改正審議がDIS段階のISO 6953-1, 2「空気圧用減圧弁—主要特性、試験方法」は、先んじてISO 6358-1, 2およびISO 6953-3に整合されている。また、ISO 19973-1, 2, 3, 4, 5「空気圧機器の信頼性評価」も、試験回路のサイジングおよび漏れしきい値などが、これらに準拠している。

日本フルードパワー工業会と日本フルードパワーシステム学会の連携により、空気圧分野における初めての日本発ISO規格の誕生である。これらは、企業間の健全な国際競争による顧客満足の向上および空気圧機器・システムの高度化に寄与するものである。

参考文献

- 1) ISO 6358-1, Pneumatic fluid power—Determination of flow-rate characteristics of compressible fluids—Part 1: General rules and test methods for steady-state flow
- 2) ISO 6358-2, —Part 2: Alternative test methods
- 3) ISO/FDIS 6358-3, —Part 3: Method for calculating steady-state flow-rate characteristics of system
- 4) ISO 6953-3, Pneumatic fluid power—Compressed air pressure regulators and filter-regulators—Part 3: Alternative methods for measuring the characteristics of flow-rate of pressure regulators

(原稿受付：2013年1月25日)

トピックス

中国駐在員日記

著者紹介



ささ ぬま せいしろう
笹沼 誠一郎

株式会社小松製作所 小山工場
〒323-8558 栃木県小山市横倉新田400

E-mail: seiichirou_sasanuma@komatsu.co.jp

2004年東京電機大学工学部卒、同年株式会社小松製作所入社、開発本部油機開発センタ所屬、2010年小松山推工程機械有限公司へ赴任、2012年開発本部油機開発センタへ帰任、現在に至る。

1. はじめに

私は2010年～2年間に現地法人のある中国山東省済寧市にて過ごした。中国には2009年に2度出張しており、縁があったのかもしれない。

ただ、中国という国、文化、習慣への知識は皆無に等しく、報道などで聞こえてくる情報のみで、良いイメージは持っていなかったのが正直なところである。

しかし、駐在員生活を送る中で、少しずつ中国が好きになり、帰任時にはもう少し中国に住みたいと思うようになったのである。本日記では私が体験した中国という国について、簡単ではあるが、紹介したいと思う。

2. 駐在地

中国は国土が日本の約25倍と広大であり、大多数の漢民族と55の少数民族からなる人口が世界最多の単一国家である。

私が駐在生活を送っていた山東省済寧市は北京の南方に位置し、青島ビールで有名な青島から車で5時間程の人口約800万人の都市である。孔子、孟子の故郷(写真1)でもあり、交通の要地として古くから物資集散の中心・文化人往来の地となった都市である。また、栃木県足利市、石川県小松市とも姉妹都市提携を結んでおり、日本在住を経験した中国人が多く住む都市であった。

中国というと良いイメージを持つ方は少ないと思うが、空気の悪さこそあれ、済寧市中心部には大きな公園や大型スーパーマーケットなどがあり、地方



写真1 孔子の故郷(曲阜)

都市で食べるには十分の日本食レストランもあったため、生活には困らなかった。住んでいた場所もスポーツジムや温水プールもある市政府が建設した外国人専用アパートで、独りで暮らすには充分過ぎる場所であった。

3. 食文化

中国といえば中華料理だが、国土は前述したように広大であり、料理も多種多様であった。日本では四川、広東、北京、上海料理という四大料理が有名だが、中国では四川、広東、江蘇、山東、浙江、湖南、安徽、福建の八大料理が一般的である。湖南料理は辛さの種類が違うが、四川料理以上の辛い料理であり、駐在中に食べた「牛肉と青唐辛子炒め」は食べた後に舌が麻痺するほどであった。

また、一般的な料理に限らず、各地で珍しい食べ物にも出会うことができた。出張や旅行で食べたものを例に挙げると、サソリ、ヒトデ、カブトガニ、セミ、イヌなどである。日本では天然記念物のカブトガニだが、広州の海鮮料理店では水槽に泳いでいるものをスープにして食べた。日本にいてはまず体験できないことであろう。サソリ(写真2)やセミは油で揚げた食べるのだが、これは川エビの唐揚げのようで意外と美味しかった。

しかし、これらの食材を食べる中国人も生卵や刺身などを食べる人は少ない。大型スーパーに行くと、朝取れた新鮮な卵を売っているのだが、火を通さないと安全ではないという理由から食べないという。また、スーパーなどでサーモンの刺身が売っているが、値段が高くあまり売れていなかったのを記憶している。



写真2 サソリの串揚げ

中国で食べる料理は基本的に美味しい。しかも安いのである。日本で食べると高級な北京ダックは、銀座にも店を構える有名店でも日本の1/5程度で食べることができた。しかし、これは日本人にとって安いのであって、現地のスタッフにとっては高級品であり、私自身も現地スタッフと食事に行くときは屋台の羊肉串（ヤンロウチュアン）という羊の串焼きや、一杯60円程度のラーメンを食べに行ったものである。しかし、これもまた非常に美味しいものであった。

食文化でもう一つ驚いたことがあった。それは宴席で出される料理の量である。仕事上の宴会や、結婚式などに招待されることがしばしばあった。円卓に料理が並ぶのだが、どうやっても食べきれない程の量が積み重なるように並ぶのである。（写真3）



写真3 宴会料理

これは宴席を催す側の礼儀であるようで、客人が食べきれないほどの量でもてなすというもので、客人が食べきってしまうのも失礼になるそうである。したがって、半分以上は食べきれずに円卓に残るのだが、これが捨てられてしまうのを見ると非常にもったいなく感じたものである。

4. 酒文化

中国の代表的なお酒というと、多くの方が紹興酒を思い浮かべるであろう。しかし、実際には代表的なお酒といえば白酒（バイチュウ）である。白酒と

は中国の穀物を原料としてつくられた蒸留酒である。独特の香りがあり、アルコール度数も高く、38度が主流で、50度以上のものもあった。

この白酒には飲み方に特徴があり、基本的にはお猪口のようなもので一気飲みをする。宴会では一人で勝手に飲むのではなく、全員もしくは誰かを誘って一緒に飲むのが礼儀とされていた。また、地域によるようだが、駐在地では結婚式で新郎・新婦がこのお酒を参加者に飲ませる文化があり、連続6杯以上を飲まされる実に迷惑な決まりごともあった。

2年間の駐在生活でこの酒文化には最後まで慣れることができず、飲みすぎてしまうこともあった。白酒の一気飲みだけは中国で唯一好きになれなかった文化かもしれない。やはりお酒は自分のペースで飲むのが一番で、駐在員だけで飲む時は青島ビール等のお酒を飲んでいて。しかし、中国人が冷たいものを飲む習慣がないせいか、店によっては冷えていないビールが出てくることもしばしばあり、最初は驚いたものである。

5. 中国生活での楽しみ

私の場合、楽しみの一つは旅行である。中国駐在中に九寨溝（写真4）、麗江古城、万里の長城といった世界遺産を11ヶ所訪れた。中国には43ヶ所の世界遺産があり、休暇を利用して会社の上司や現地スタッフと各地を旅行した。特に印象的だったのが九寨溝であり、吸い込まれるほど透明で幻想的なブルーに輝く湖の数々は言葉にできないほど美しく、カラー写真で掲載できないのが残念である。

世界遺産以外にもジャイアントパンダの保護基地では、小さい竹を食べている活動的なパンダを見ることができ、日本では寝ている姿しか見た事がなかったのも、とても嬉しかった。また、2010年に開催された上海万博にも行くこともでき、北朝鮮やイタリアのパビリオン等を見る事ができて、日本では体験できないようなことを中国にすることで満喫できたのである。（写真5）

もう一つの楽しみはゴルフである。冬は雪こそ少



写真4 九寨溝



写真5 上海万博とジャイアントパンダ

ないが寒さの厳しい山東省。5月～11月の限られた時期のみだが、駐在員のゴルフ好きメンバーで片道2.5時間のゴルフ場でラウンドを楽しんでいた。スコアは思うように伸びなかったが、日本では一緒にコースを回る機会のない現地法人の社長を初めとする偉い方々ともラウンドでき、親睦を深めるとともに勉強になる色々な話を聞くことができ、とても楽しい思い出となったのである。一部の方とは帰任後もゴルフを通しての付き合いは続いており、中国が繋げてくれた人間関係に感謝している。

6. 中国語

中国語と言っても北京語（標準語）、広東語など多数の言語が存在し、比較的北側に位置する山東省の中国人が南方に出張に行くと聞き取れなく、上手く通訳できないほどである。私が駐在していた済寧市にもジーニンファー（済寧話）という方言があった。会社の通訳スタッフが中国語講座を開講してくれ、一生懸命勉強した甲斐もあり、日常会話程度はできるようになった。こうなると現地スタッフとのコミュニケーションも中国語になり、簡単な依頼であれば通訳を通さず行え、仕事も円滑に進めることができた。また、仕事終わりに飲みに行くこともでき、現地スタッフとの距離を縮めることができた。

駐在中に検定試験を受け4級に合格し、日本に帰任してからも中国語の勉強は続けている。ただ、前述したように現地スタッフの講座であったため、若干の訛りがあり、日本での中国語の先生にしばしば修正されるのである。正直語学の勉強は得意ではないが、周りの環境が中国語のため、比較的身に付けるのに苦労しなかった気がする。

7. 中国での仕事

中国での仕事は中国における油圧機器の品質情報を集め、現地スタッフへアドバイスをすること、および日本への迅速な情報伝達であった。

ユーザ調査等で中国各地に出張した際、思い出に残っている出張の一つが高地調査へ行ったことであ

る。富士山より高い4,000mの高地で5日間過ごしたのだが、トイレは半屋外、シャワーも無し、ヤカンのお湯で顔を洗い、高山病の頭痛に耐えながら過ごした5日間であったが、9月なのに雪が降る中、現場で採掘された石炭で暖を取ったり（写真6）、タバコの燃焼が非常に遅かったり、緩い坂道を上るだけで息切れするなど、酸素が薄いことも実感でき、日本では経験できない出張であった。同行した日本人との間で、帰任後の今も良い思い出話となっている。



写真6 雪の中、石炭で暖を取る

もう一つが前述した高地出張の対局的出張の海南島（写真7）へ出張である。中国のハワイと呼ばれているリゾート地へ品質調査のため出張したが、休日前の出張であったため、仕事を終了させた後に中国での初めての海水浴や観光等を満喫する事ができたのである。



写真7 海南島

8. おわりに

中国に駐在した2年間は日本にいた時とは仕事の内容も変わり、たくさんの様々な職種の方々と出会うことができた。そして、多くの事を学び、多くの事を経験した。中国駐在は私を一回り成長させてくれた素晴らしい機会だったと思う。

最後に、入社6年目にして貴重な体験の機会を与えてくれた上司や関係者の方々に感謝の気持ちを伝えたいと思う。

（原稿受付：2013年1月30日）

研究室紹介

明治大学理工学部メカトロニクス研究室

著者紹介



おやま おさむ
小山 紀

明治大学理工学部
〒214-8571 川崎市多摩区東三田 1-1-1
E-mail: o-oyama@isc.meiji.ac.jp

1978年明治大学大学院理工学研究科博士後期課程単位取得後中退。同大学助手、専任講師、助教授を経て、2000年同大学理工学部教授。現在に至る。空気圧制御の研究に従事。日本フルードパワーステム学会、日本機械学会、計測自動制御学会などの会員。博士（工学）。



いしだ ともや
石田 智也

明治大学理工学部機械情報工学科 4年
〒214-8571 川崎市多摩区東三田 1-1-1

明治大学理工学部機械情報工学科 4年生。メカトロニクス研で空気圧介護ロボットアームの研究に従事。日本フルードパワーステム学会学生会員。

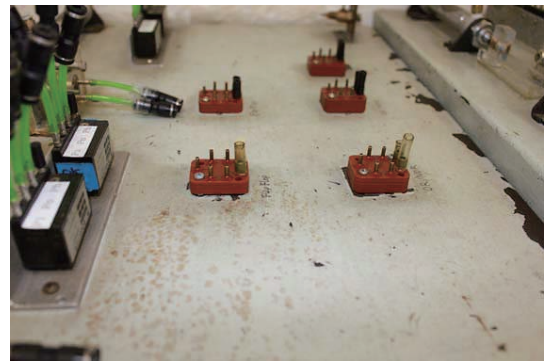


図1 フルイディックスを使った学生実験実習装置

フルイディックスの研究は現在も継続しており、これを利用した光流体変換器を、神奈川工科大学の山本圭治郎先生、吉満俊拓先生と共同で開発している。

私は以前から空気圧系の制御に関心を持ち、適応制御系などの研究をおこなった。しかし現在は空気圧のアプリケーションに重心が移っている。「ロボットや介護機器を開発してみたい」と考える研究室の学生に引っ張られてきたかと思う。

空気圧アクチュエータと生物の筋肉構造を模した腱駆動を組み合わせ、介護ロボットアームや人工指などの研究をしている。腱駆動ではアクチュエータを可動部分から遠ざけた場所に設置できるため、微小で複雑な動きを実現できる。

空気圧を動力として試作した歩行支援装具を図2に示す。空気源は高圧空気ボトルで、空気源、電源およびすべての制御機器は背中のザックに入る。装具は膝の伸展を空気圧シリンダで補助する構造になっている。以後は研究室の4年生石田君に交代する。

3. 研究室の様子

本研究室は、大学院生6名、学部4年生10名が所属し、小山先生の指導の下、主に空気圧を取り扱った流体制御を軸としたさまざまな研究が進められています。例を挙げると、空気圧を用いた介護ロボットの開発を行っています。これは、空気圧の柔軟性を利用することで人間を優しく支援することを目的としています。

また、研究仲間同士がより良い信頼関係を築くた

1. 明治大学理工学部メカトロニクス研究室

前半の紹介は小山が担当する。明治大学理工学部には機械情報工学科と機械工学科があり、それぞれ特徴を持つべく差別化を試みている。機械情報工学科は「情報」の定義を広くとらえ、環境が発する事象や生物が体内に蓄積した記憶なども情報に含める。この概念のもと機械情報工学科メカトロニクス研究室は、「生物に習った機械」の開発を目標としている。

2. 研究の内容

メカトロニクス研究室の前身は、原田正一先生が主宰された流体力学研究室で、私が助手として着任したころはフルイディックスの研究が主体であった。フルイディックスとは流体流れの性質を利用した、機械的可動部分のない一種の制御弁である。当時研究のため購入したフルイディックスは今も健在で、メカトロニクス研究室で学科3年生に実施させる学生実験で使っていて立派に動作する。フルイディックスの特長である高信頼性を実証した。

図1の装置を使って空気圧シリンダ動作のシーケンス制御を実習させている。フルイディックスは元気だが、台は長い年月ですっかりボロボロになった。



図2 歩行支援装具を使用している様子



図3 明治大学山中湖セミナーハウスにて

めに、研究室では年に数回バーベキューや食事会を企画するほか、ゼミ合宿（図3）を毎年夏に行うなど、コミュニケーションを盛んに取り、とても暖かい雰囲気を持つ研究室であります。

4. 小山先生のこと

とても穏やかで優しい方です。「研究は進んでいるかな？」とこまめに私達の様子を見に来てくれますし、ある時は「これをやってみたら良いじゃないかな」とおすすめの参考書や過去の文献を探してくださるなど、献身的に研究のサポートをしてくださるので私達にとっても心強い存在です。

また、先生は会議や講義等で忙しく研究室にいる時間も限られているため、ゆっくりお話ができる機会も少ないですが、食事会など私達が企画したものには積極的に参加してくださいます。私達の話に耳を傾けてくれますし、雑学を交えた興味深い話もしてくださるのでとても馴染みやすく、研究室の人たちに親しまれている先生です。

5. メカトロニクス研究室を選んだ理由

メカトロニクス研究室の研究内容にロボットアームや歩行支援システムといった将来的に役に立つ研究をしていることを知って、「この研究室面白そうだな」と思ったのがきっかけで、この研究室で行われている研究テーマにとっても興味を持ったからです。それは、メカトロニクスという言葉は機械工学と電子工学を合わせた和製英語といわれていますが、「さらに“人間”をターゲットにし、メカトロニクスで人間の持つ原理を用いたものを作れるか、動かせるか？」というものでした。

この研究室に所属が決まってから、先輩方が歓迎会を開いてくれた時、先輩の1人が「この研究室選んで正解だよ。良い思い出できるよ」と優しく話しかけてくれたことが印象的でした。研究室の雰囲気も良いという前評判もその時聞いていたのもあったので、その後押しもありました。自分も1年間過ごしてきてとても充実した研究生生活が送れたなと思っています。

6. 私の研究テーマ

現在、日本は「高齢化社会」と呼ばれており、総人口における高齢者の割合が増加しています。このため、介護やリハビリを行う機会も増え、介護者の負担が増えていることから、腱駆動介護補助ロボットアームの研究を行っています。本来このような研究では動力源として位置・速度・力の制御が可能な電動式モータを使用することが一般的ですが、本研究では空気圧シリンダを動力源に使用しています。空気は圧縮性を持っているため、人間に近い柔軟な動きが実現でき、被介護者に対して優しいアシストが可能になるのではと考えたからです。しかし私たちが従来から研究に使用してきたロボットアームは、実際の人間を持ち上げるだけのパワーと強度が不足していました。

そこで、私が所属する研究チームでは実用的なパワーを持つ空気圧駆動を実現するため、ロボットアームの高強度化、高出力化をし、人間の平均的な体重と考えられる60kgの重さを2本のロボットアームで把持することを目標にしました。これが実際に動いたとき何よりも嬉しく、達成感がありました。

また、新型ロボットアームを製作したことでいくつかの新しい課題が生じました。今後は制御方法や機構を改良することでより安全で高性能なロボットアームにしたいと考えています。研究はうまくいかないことも多くありますが、先生の献身的なサポートや仲間たちとの繋がりのおかげで、この研究にとってもやりがいを感じています。

（原稿受付：2013年3月7日）

企画行事

平成24年秋季フルードパワーシステム講演会

著者紹介



かとうとも のり
加藤友規

福岡工業大学工学部
〒811-0295 福岡市東区和白東3-30-1
E-mail: t-kato@fit.ac.jp

2007年東京工業大学大学院博士課程修了。都立高専助手～助教を経て、2010年福岡工業大学工学部知能機械工学科助教、2012年同准教授となり現在に至る。本学会（企画委員・編集委員）、精密工学会などの会員。博士（工学）、技術士（機械部門）。

1. はじめに

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24年秋季フルードパワーシステム講演会（以下、秋季講演会）が、平成24年11月29日（木）・30日（金）に福岡工業大学FITホール（福岡県福岡市東区和白東3-30-1）において開催された。本講演会においては、3種類のオーガナイズドセッション（以下、OS）と2種類の一般セッションが企画され、延べ13室で55件の講演発表がなされた。その概要について報告する。

2. 基調講演

基調講演は学会二日目の11月30日（金）15時～16時に行われ、約90名が聴講した（写真1）。2名の講師の先生と演題は次の通りであった。

講師：大屋裕二先生（九州大学応用力学研究所所長）

演題：レンズ風車と洋上浮体式再生可能エネルギーファーム

講師：Yves Gagnon先生（カナダ・モンクトン大学教授）

演題：Potential of Small-Scale Hydro as a Viable Source of Renewable Energy

3. オーガナイズとセッション

3.1 OS1 機能性流体との融合化によるフルードパワーシステムの新展開

本OSのオーガナイザは、中野政身氏（東北大学）



写真1 基調講演
（大屋裕二先生、Yves Gagnon先生）

と吉田和弘氏（東京工業大学）であった。本OSの趣旨は、「ER流体、液晶、EHD・ECF、MR流体、磁性流体および機能性ソフトマテリアルなどは、電場や磁場などの外場に反応して流体の物理化学的性質が変化する機能性流体である。これらの機能性流体そのものの創製・発現機構解明・機能性評価、機能性流体を活用したブレーキ、クラッチ、ダンパ、アクチュエータなどの機械要素、そして機能性流体と油圧、空圧、電動などとの融合化によるフルードパワーシステムの新たな展開などに関する研究発表を募集することで、機能性流体が拓く新たなフルードパワー関連技術の情報交換の場とする。」ということであり、計2室で9件の発表がなされた。

3.2 OS2 省エネ化とフルードパワー

本OSのオーガナイザは、川上幸男氏（芝浦工業大学）、伊藤和寿氏（芝浦工業大学）であった。本OSの趣旨は、「産業製品における必須性能となった省エネルギー性を備えたクリーンエネルギー源としてのフルードパワー技術、フルードパワー機器の提案、システム解析、これらを統合する制御技術に関する講演を広く募集し、新しいフルードパワー技術の立場から、地球環境問題への対応についての情報発信につなげる。」ということであり、計2室で7件の発表がなされた。

3.3 OS3 フルードパワーを用いた超精密位置決めと加工技術

本OSのオーガナイザは、川嶋健嗣氏（東京工業大学）、加藤友規（福岡工業大学）、矢澤孝哲氏（長崎大学）であった。本OSの趣旨は、「工作機械のステージなどの超精密位置決めや加工技術には、フルードパワー技術が多数用いられており、それらフルードパワーで駆動される超精密位置決め装置や加工装置などの要素技術について、幅広く議論する。」ということであり、計1室で5件の発表がなされた（写真2）。



写真2 講演会の様子 (OS3)

4. 一般セッション

4.1 空気圧

空気圧のセッションは計5室で行われ、21件の発表があった。空気圧サーボ弁やソフトアクチュエータ、ガス管路などについて、発表がなされた。

4.2 油圧・水圧

油圧のセッションは計3室で行われ、13件の発表があった。「アキュムレータを動力源とした水圧駆動機構の特性解析」や「油中気泡除去によるキャビテーション壊食の低減」、「可変減衰上下動ダンパを用いた制振制御システムの開発」など、多岐にわたる発表がなされた。

5. 特別講演会・学内見学会・技術懇談会

学会初日の11月29日（木）の15時～16時には、福岡工業大学の学内見学会として、溝田武人教授の研究室と著者の加藤研究室の見学会を行った（写真3）。

同日の16時30分～17時30分には、一般公開の特別講演会として、前福岡県知事で福岡工業大学最高顧問の麻生 渡氏を講師としてお招きし、「産学官協力とイノベーション」と題してご講演いただいた（写真4）。なお、この特別講演会の司会者は、本学会会長の香川利春先生（東京工業大学）にご担

当いただいた。

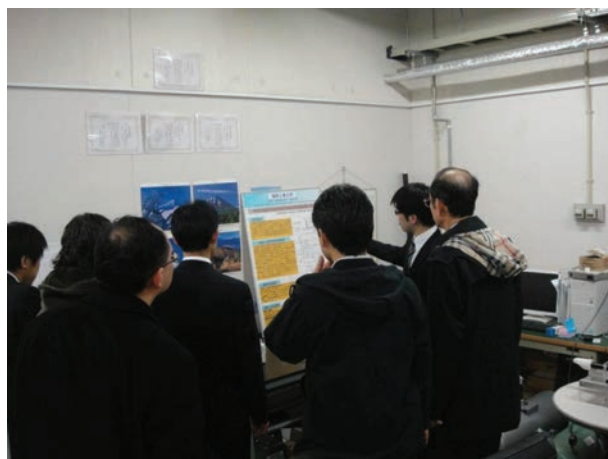


写真3 学内見学会



写真4 特別講演会（麻生 渡 氏）

さらに、同日の18時から、福岡工業大学レストランオアシスにて、技術懇談会が開催され、平成24年春季フルードパワーシステム講演会の優秀講演賞の表彰が行われた（写真5）。



写真5 技術懇談会
（ご挨拶される福岡工大・溝田武人先生）

（原稿受付：2013年2月5日）

会 告

〈理事会・委員会日程〉

4月26日	基盤強化委員会
5月16日	企画委員会
5月31日	理事会
6月3日	情報システム委員会
6月7日	編集委員会

〈第6回 理事会〉

3月29日 15:00～16:00 機械振興会館B3—1
(出席者14名)

- 1) 平成24年度予算・事業計画案について
- 2) 各委員会からの報告
- 3) 会員の推移と入退会者について
- 4) 委員会の所掌及び運営に関する規程(案)について
- 5) 細則(改定案)について
- 6) その他

〈委員会報告〉

第6回委員長会議

2月20日 15:00～17:00 機械振興会館B3—8室
(出席者8名)

- 1) 平成24年“技術開発賞”候補について
- 2) 研究委員会新規設置について
- 3) 平成25年度予算・事業計画について
- 4) 学会の財務基盤の強化の進捗状況について
- 5) ホームページのリニューアル等について
- 6) 各委員会からの報告
- 7) フルードパワーシステム特別研修会の委員会としての位置づけについて
- 8) 委員会の所掌及び運営に関する規程(案)について
- 9) 細則について
- 10) その他

第5回基盤強化委員会

2月8日 15:00～17:00 機械振興会館B3—8
(出席者14名)

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

第5回企画委員会

3月26日 15:00～17:00 機械振興会館B3—2室
(出席者18名)

- 1) 平成24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
 - ・その他
- 2) 平成25年度実施の事業に関する報告・審議事項
 - ・春季講演会開催準備について
 - ・春季講演会併設セミナーについて
 - ・秋季講演会について
 - ・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
 - ・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
 - ・最優秀講演賞内規について
 - ・WGの構成について
 - ・その他

第6回編集委員会

3月25日 14:00～17:00
田町キャンパスイノベーションセンター
(出席者13名)

- 1) 会誌特集号の現状と企画について
- 2) トピックスについて
- 3) 理事化からの検討事項について
- 4) 電子出版号のフォーマットについて
- 5) 投稿原稿について
- 6) 編集委員の役割について
- 7) FPIC会議報告について

第4回情報システム委員会

3月18日 15:00～17:00
藤和ハイタウン梶が谷・アーク901屋上ラウンジ
(出席者8名)

- 1) FPIC会議報告担当者について
- 2) 情報システム委員会規程について
- 3) 会員からの提案の取り扱いについて
- 4) 総会システムの稼働について
- 5) 次年度の情報システム予算状況について
- 6) 講演論文集の電子化について
- 7) HPのリニューアルについて
- 8) 会員システムのプログラマーの後任について
- 9) 旧会誌、旧論講演文集の電子化について
- 10) その他

会 告

日本フルードパワーシステム学会・日本機械学会 共催

平成25年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25年5月30日(木)，31日(金)

講演募集要項

平成25年春季フルードパワーシステム講演会を下記のとおり開催します。29日午後には編集委員会と企画委員会の合同企画による併設セミナー「自動車技術とフルードパワー」を予定しております。また、特別講演として明治大学の向殿政男教授による講演「ものづくり安全の技術と思想～安全の確立から安心へ～」を、オーガナイズドセッションとして「フルードパワーシステム・要素機器のシミュレーションとモデリング」、「ヒューマンサポート・フルードパワー」を企画いたしました。その他に製品技術紹介・技術懇談会などを計画しております。皆様の積極的なご参加をお待ちしております。

1. 開催日時：平成25年5月30日(木)～31日(金)

9：00～17：00（予定）

2. 会場：機械振興会館 本館

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-8

(http://www.jspmi.or.jp/about/access.html)

なお、講演会場は午前8：30から使用可能です。また、受付は8：45から行います。

3. 講演会プログラム：5月中旬に学会ホームページ (http://www.jfps.jp) に掲載予定です。

4. 講演会の形式：

- (1) 講演時間：1題目につき20分（講演15分，討論5分）を予定
- (2) 座長：会員中からあらかじめ見識ある方を人選します。
- (3) 講演論文集：申込講演の前刷原稿をオフセット印刷し，一冊に編集します。
- (4) 討論：講演発表時に，5分間討論の時間を設けてありますが，さらに講演会終了後1ヶ月間は会員より

「書面による討論」を受け付けています。講演者はその討論に対して学会へ書面をもって回答することを原則とします。

- (5) 論文集への投稿：講演者は講演会終了後の討論締め切後，「日本フルードパワーシステム学会論文集」に投稿できます。

5. 参加登録：

- (1) 講演会の参加者は参加登録が必要です。また，講演会の講演者は前刷原稿締切日（平成25年4月17日(水)）までに事前登録が必要です。参加登録は，学会ホームページ (http://www.jfps.jp) 上で行ってください。詳細はホームページをご覧ください。
- (2) 登録料：登録料には各種講演の聴講料および講演論文集1冊の代金が含まれます。なお，参加登録者は，技術懇談会に参加することができます。
- (3) 別売り講演論文集料金：登録料に含まれる1冊の講演論文集とは別に論文集を購入される場合，正会員・名誉員・賛助会員企業の社員6,000円，フルードパワー工業会会員企業社員，協賛・共催団体社員8,000円，一般10,000円で当日受付にて購入できます。また，学会ホームページ (http://www.jfps.jp) から講演論文集申込書をダウンロードしE-mailに添付して学会宛 (info@jfps.jp) に送信する方法でも購入できます。ただし，発送は講演会終了後となります。

連絡先：一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-22

機械振興会館 別館102

E-mail info@jfps.jp

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

平成25年5月16日（木）以降（講演会当日を含む）のご登録の場合
会員資格について不明な点は，事務局までお問い合わせください。

	正会員 賛助会員企業の社員	名誉員 学生会員	日本フルードパワー工業会会員企業の 社員，共催・協賛団体の会員（正会員）	一般
講演会	20,000円	15,000円	22,000円	25,000円
併設セミナー	15,000円	7,000円	17,000円	20,000円

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

会 告

平成25年春季講演会併設セミナー

「自動車技術とフルードパワー」

(編集・企画委員会合同企画)

開催日時：2013年5月29日(水) 13:00～16:30**開催場所：**機械振興会館 本館 地下3階 研修1

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-8

開催趣旨：自動車において、フルードパワーは動力伝達系、懸架装置系、操舵性能、制動性能等に深く関わる基盤技術であり、今日の自動車技術の発展に大きく寄与しています。一方、従来フルードパワーが担っていた機能のいくつかは、電動化が大きく進展していることも事実であります。しかしながら、HV、PHV、EV等、新世代のエコカーにおいては、電動とフルードパワーの競合といった側面よりも、電気・電子技術とフルードパワー技術を融合することで、お互いの特徴をより引き出すとともに、地球環境問題を見据えた、新技術開発を進めることがますます重要となると考えられます。以上のような背景から、標記のテーマで自動車技術とフルードパワーに関する最新の研究、技術開発成果に関するセミナーを開催いたします。

なお、本セミナーは学会誌を担当する編集委員会と、講演会やセミナーの企画を担当する企画委員会の合同企画事業の第10回目です。先に学会誌(前号)で同じテーマで特集を組み、執筆された方々の中から講師を数名お招きし、

この学会誌をテキストとして、本セミナーにおいてご講演いただき、解説記事を深く理解する機会を設けるものです。

春季講演会との併設開催ですのでフルードパワーシステムの最新情報を得る絶好の機会であります。ぜひ春季講演会とセットでの参加登録をお勧めします。

受講料：

本誌掲載の会告「平成25年春季フルードパワーシステム講演会のお知らせ」の「7. 参加登録」をご参照ください。

テキスト：

学会誌44巻第2号の同タイトル特集ページをテキストとして使用します。お持ちの方はご持参ください。

申込方法：

当学会のホームページ(<http://www.jfps.jp>)から行ってください。

お問い合わせ：

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

プログラム：

13:00～13:05 編集委員長挨拶 吉田和弘(東京工業大学)

13:05～13:50 「自動車用トルクコンバータ内の油圧解析技術」

アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 山口健

13:50～14:35 「回生協調ブレーキ」

日立オートモティブシステムズ株式会社 上野健太郎

14:35～14:50 休憩

14:50～15:35 「New V6エンジン用VTEC with VCMシステムの紹介」

Honda R&D Americas, Inc 林泰宇

15:35～16:20 「商用車向けACサーボモータ駆動ポンプ制御電動油圧パワーステアリング」

横浜国立大学 佐藤恭一

16:20～16:25 企画委員長挨拶 大内英俊(山梨大学)

司会: 和田重伸(CKD株式会社)

会 告

平成25年度 特別教育講座

油圧システムにおけるモデリングのエッセンスをつかむ —モデリングの基礎から位置決めシステムのモデリング—

油圧駆動は、電気駆動と空気圧駆動に対して出力パワー／質量が極めて大きいという特長を生かして各種科学・産業用装置の大出力駆動系として広く利用されてきましたが、近年の電動モータ技術の著しい進歩により電気駆動系の高出力化、高性能化が進んでおり、油圧駆動にとって代わる応用分野も見受けられます。一方では、電動モータのインバータ制御による省エネ形油圧ユニットの実用化に見られるように、油圧駆動の新技術開発にともなう新規応用分野の創出も期待されております。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、その理解を基にして基本的な位置決めシステムを対象としたシステムモデルの実際を演習形式で学び、油圧システムのモデル化の応用力を高めます。最近、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が、本講座内容はその入門講座としても位置付けられます。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。

1. 開催日：2013年9月3日(火) 9時～17時

2. 会 場：東京電機大学 東京千住アネックス113教室（1階）

アクセスマップをご参照ください：<http://www.tdu-kakehashi.com/access/>

【最寄り駅】

＊北千住駅東口（電大口）から徒歩5分

・JR常磐線、東京メトロ日比谷線、東京メトロ千代田線、東武スカイツリーライン、つくばエクスプレス

＊京成関屋駅から徒歩7分

・京成本線

3. プログラム：

	9～12時	12～13時	13～17時
平成25年 9月3日 (火)	<u>モデリングの基礎（田中）</u> ・油圧回路の基本構成 ・作動油の粘性、流体抵抗 ・油圧管路の動特性（容積効果、作動油の慣性） ・油圧シリンダの摩擦	昼食	<u>位置決めシステムのモデリング（演習）</u> <u>（田中、桜井、中田）</u> ・油圧シリンダと絞り弁 ・油圧シリンダの負荷が複雑になった場合 ・油圧位置決め回路

4. 講師：

中田 毅	東京電機大学 情報環境学部	特任教授
田中 和博	九州工業大学 情報工学部	教授
桜井 康雄	足利工業大学 工学部	教授

5. 受講料（テキスト代を含む）：

JFPS正会員 2万円/1名 JFPS学生会員 1万円/1名

日本フルードパワー工業会会員企業社員 3万円/1名 一般 4万円/1名

6. 定員：20名

7. 申し込み方法：

参加申込は、学会ホームページ（<http://www.jfps.jp>）上で行って下さい。

詳細はホームページをご覧ください。

会 告

触れて学べる！ 入門者向き実習講座

「油空圧技術」

空気圧システム制御の実務(M1303)

主 催：一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

協 力：独立行政法人高齢・障害・求職者雇用支援機構
大阪職業訓練支援センター
関西職業能力開発促進センター（ポリテクセン
ター関西）

募集要項

方 針：企業においてはじめて油空圧技術に携わる人材
を対象とした導入教育。座学で学んだ内容を実
習で体験し、興味と理解を深める教育をおこな
う。

期 間：平成25年6月12日(水)～14日(金)

会 場：ポリテクセンター関西（大阪府摂津市三島）
<http://www.ehdo.go.jp/osaka/>

対 象：以下の要件を満たす者

- (1) 原則として企業に勤務し、事業主の推薦ならびに保
証のある者
- (2) 工業高校、普通科高校、大学を卒業、もしくはこれ
と同等の学力があると認められる者

研修概要：参加者は油圧と空気圧の双方の講義と実習を受
けることができます。

- (1) 講義 6月12日(水) 9:15～16:00
・油空圧技術の特徴 ・基礎公式 ・作動油と圧縮空
気の性質
講師：横浜国立大学 教授 眞田 一志 先生
神奈川工科大学 准教授 吉満 俊拓 先生
- (2) 実習 6月13日(木) および14(金)
9:15～16:00

①油圧実習：主な油圧機器と油圧回路

講師：ポリテクセンター関西 正木 克典 伊東 丈

②空気圧実習：主な空気圧機器と空気圧回路

講師：ポリテクセンター関西 正木 克典 伊東 丈

定 員：約24名（定員になり次第締め切らせていた
だきます）

研修費用：1名につき 12,100円（消費税込み）お申し
込みと同時に下記にお振込みください。

*受講料には、講義のほか教科書、教材費、実
習受講費も含まれています。

*研修費用振込先：三井住友銀行 日比谷支店
(普) 7611417

名義：シャダンハウジン ニホンフルードパ
ワーシステムガツカイ

修了証書：講義と実習の修了者には、一般社団法人 日本
フルードパワーシステム学会より、修了証を授
与します。

申込方法：一般社団法人 日本フルードパワーシステム学
会事務局にお問い合わせ下さい。

申込期限：平成25年5月31日(金)

問合せ先：一般社団法人 日本フルードパワーシステム学
会

〒105-0011 東京都港区芝公園3丁目5番
22号 機械振興会館 別館102

TEL：(03) 3433-8441

FAX：(03) 3433-8442

E-mail:info@jfps.jp

会 告

(一社)日本フルードパワーシステム学会 賛助会員会社一覧表

アイシン・エイ・ダブリュ(株)
 (株)明石合銅
 アズビル(株)
 (株)アドヴィックス
 アネスト岩田(株)
 イー-ton(株)
 (株)医器研
 (株)IHI
 出光興産(株)
 イナバゴム(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)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
 川崎重工業(株)
 キャタピラー・ジャパン(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)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
 ザウアー・ダンフォース・ダイキン(株)
 (株)阪上製作所
 (株)鷺宮製作所

佐藤金属(株)
 三和テッキ(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)
 新日鐵住金(株)
 住友建機(株)
 住友重機械工業(株)
 住友精密工業(株)
 制御機材(株)
 千住金属工業(株)
 TACO(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・マニファクチャリング(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・エイテック(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)

特許機器(株)	(株)日立製作所
特許庁	広瀬バルブ工業(株)
(株)豊田自動織機製作所	ピー・エス・シー(株)
中村工機(株)	フェスト(株)
長津工業(株)	(株)フクダ
長野計器(株)	(株)不二越
ナプテスコ(株)	松巳鉄工(株)
ニッタ(株)	ヤマシンフィルタ(株)
日新汙器工業(株)	二見屋工業(株)
日本アキュムレータ(株)	ボッシュ・レックスロス(株)
日本機材(株)	昌富工業(株)
日本工業出版(株)	マサモト(株)
日本シリンダ共同事業(株)	(株)増田製作所
日本精器(株)	マックス(株)
日本電産トーソク(株)	三菱電線工業(株)
(一社)日本フルードパワー工業会	ヤマハモーターハイドロリックシステム(株)
日本ムーグ(株)	油研工業(株)
(株)ハイダック	理研精機(株)
日立建機(株)	ワールドインシュアランスブローカーズ(株)

会 告

研究委員会〈委員公募〉のお知らせ

委員会：油空圧シミュレーション研究委員会
委員長：中田 毅（東京電機大学）
研究期間：平成25年4月～平成27年3月

油空圧機器および油空圧システムの設計・開発において、製品開発の短期化・効率化を目指し、それらの動特性をシミュレートすることが広く行われております。一方、対象とする機器あるいはシステムの高機能化に伴い、これらの内部を流れる作動流体の流れの状態を数値シミュレーションにより把握する必要に迫られる局面が多くなってきております。そして、それを把握した上でのシステムの動特性を表す数学モデルの確立が必要となってきました。このような現状を考慮した場合、現時点でのシミュレーショ

ン技術や応用例の俯瞰、今後の発展の方向性、必要とされる技術の検討が必要であると考えられます。

本委員会においては、CAEツールとして近年大きく進展してきたCFDソフトウェアをはじめとして、油空圧要素機器ならびに油空圧システムの特性把握に対して有効と考えられる様々なシミュレーション・ソフトウェアやシミュレーション技術の紹介やその応用例を紹介しながら、今後の発展の方向性を探ることを目的とします。奮ってご参加くださるようお願いいたします。

会 告

共催・協賛行事のお知らせ

協賛行事

一般社団法人 日本機械学会関西支部 第325回講演会 構造・強度設計における数値シミュレーションの基礎と応用 主 催：一般社団法人 日本機械学会関西支部 日 時：013 年 5 月 20 日(月)～21日(火) 会 場：大阪科学技術センター 8 階 中ホール（大阪市西区鞠本町 1－8－1 / TEL：06-6443-5324）
トライボロジー会議2013春 東京 主 催：一般社団法人 日本トライボロジー学会 開 催：2013 年 5 月 20 日(月)～22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 3－1 センター棟）
一般社団法人 日本機械学会 ロボティクス・メカトロニクス講演会2013 Robomec2013 in Tsukuba 社会に浸透するロボティクス・メカトロニクス 主 催：一般社団法人 日本機械学会 ロボティクス・メカトロニクス部門 開 催：2013年 5 月 22日(水)～25日(土) 会 場：つくば国際会議場
第41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：平成25年 7 月 16日(火)～17日(水) 会 場：工学院大学（新宿キャンパス）〒163-8677 東京都新宿区西新宿 1－24－2 TEL. 03-3342-1211
日本機械学会関西支部 第326回講習会 実務者のための騒音防止技術（展示，簡易実習付き） 開 催：2013年 7 月 30日(火) 9：10～17：00，31日(水) 9：10～17：00 会 場：大阪科学技術センター 8 階中ホール [大阪市西区鞠本町 1－8－4 / 電話 (06) 6443-5324 / 地下鉄四つ橋線「本町」駅下車 北へ400m]
混相流シンポジウム2013 主 催：日本混相流学会 開 催：2013年 8 月 9 日(金)，10日(同)，11日(日) 会 場：信州大学工学部（長野（工学）キャンパス）〒380-8553 長野県長野市若里 4－17－1
Dynamics and Design Conference 2013 第13回「運動と振動の制御」シンポジウム 総合テーマ：「海を越え，国を超え，世代を超えて！」 主 催：一般社団法人 日本機械学会 機械力学・計測制御部門 開 催：2013 年 8 月 26日(月)～30日(金) 会 場：九州産業大学（福岡市東区松香台 2－3－1）
第324回講習会31回日本ロボット学会学術講演会 主 催：一般社団法人 日本ロボット学会 開 催：2013年 9 月 4 日(水)，5 日(木)，6 日(金) 会 場：首都大学東京南大沢キャンパス（〒192-0397 東京都八王子市南大沢 1－1）
2013年度 計測自動制御学会 産業応用部門大会 主 催：公益社団法人 計測自動制御学会 産業応用部門 開 催：平成25年10月22日(火) 会 場：東京工業大学 大岡山キャンパス 百年記念会館，西 9 号館デジタル多目的ホール （〒105-0011 東京都目黒区大岡山 2－12－1）

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)	916	15	146	116
差 引 増 減	-7	0	-11	+13

(注1) 正会員の内訳 名誉員14名・シニア員22名・ジュニア員184名

賛助会員

アネスト岩田株式会社	(株)桂精機製作所
(株)古河製作所	(株)小松製作所試験センタ
佐藤金属株式会社	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
タイヨーインターナショナル(株)	株式会社都筑製作所
TMCシステム株式会社	テラル株式会社
日本シリンダ共同事業(株)	一般社団法人日本フルードパワー工業会
三菱電線工業(株)	ワールドインシュアランスブローカーズ(株)

正会員

大須賀巧一 (大阪大学)	溝口 周秀 (株)小松製作所)
澤田啓支朗 (タイヨーインターナショナル(株))	渡邊摩理子 (上智大学)
藤澤 延行 (新潟大学)	富岡 弘毅 (日東電工(株))
福井 武久 (株)栗本鐵工所)	福島 純一 (コマツ)
大脇 達彦 (コマツ)	小和田七洋 (ヤンマー(株))
大塚 正和 (社)潤滑油協会)	斧田 康佑 (株)神崎高級工機製作所)
岩永 達也 (SMC(株))	宇野 文貴 (SMC(株))
上田 宗史 (SMC(株))	大井 貴文 (SMC(株))
門脇 陽子 (SMC(株))	川鍋 泰徳 (SMC(株))
小林 俊哉 (SMC(株))	小林 大樹 (SMC(株))
酒井 徳克 (SMC(株))	佐藤 広樹 (SMC(株))
佐々木 瑛 (SMC(株))	七宮 史崇 (SMC(株))
清水 将仁 (SMC(株))	杉山 修司 (SMC(株))
首藤 隆行 (SMC(株))	上瀬 雄太 (SMC(株))
武田 元 (SMC(株))	塚田 敦海 (SMC(株))
永田 洋介 (SMC(株))	野崎 義広 (SMC(株))
長谷川直美 (SMC(株))	藤原 将大 (SMC(株))
増淵 聖 (SMC(株))	山田 裕介 (SMC(株))
湯浅 朗道 (SMC(株))	

学生会員

石田 智也 (明治大学)	岡田 雄樹 (明治大学)
谷 侑樹 (明治大学)	平野 慧大 (明治大学)
村上 結果 (明治大学)	金澤 恵里 (上智大学)
渡邊 慧 (明治大学)	田村 裕之 (東京都市大学)
木野田貴彦 (芝浦工業大学)	浪崎 涼 (芝浦工業大学)
山内 悠平 (芝浦工業大学)	

編集室

次号予告

—「ADS—水圧技術の今！」—

〔巻頭言〕ADS—水圧技術の今!発行にあたって

宮川 新平

〔解説〕

ADSの技術開発と製品化への道

宮川 新平

水圧ポンプ・モータとその応用

大林 義博

水圧シリンダとその応用-1

村上 康裕

水圧シリンダとその応用-2

宇根 利典

水圧電磁比例制御弁／サーボ弁とその応用

吉田 太志

水用高圧汎用バルブ

井口 務

水圧機器用シール

村田 秀紀

〔会議報告〕

2013年度精密工学会春季大会学術講演会におけるフルードパワー技術研究

吉田 和弘

〔教室〕入門講座「流体力学」第6回：蜂蜜はマーガリンより食パンに塗りにくい？

高橋 勉

〔トピックス〕シール技術に関するISO規格の動向

小畑 博美

特許文献を調べる・特許電子図書館の活用1…特許の基本

木原 和幸

ベトナム駐在日記

武田 和正

〔研究室紹介〕福岡工業大学研究室紹介

溝田 武人

〔企画行事〕平成24年度ウインターセミナー開催報告

「アクアドライブシステム（新水圧駆動技術）の現状と将来」

大内 英俊

次世代油圧動力伝達システムワークショップ

坂間 清子

平成25年度「フルードパワーシステム」編集委員

委員長 吉田 和弘（東京工業大学）
 副委員長 塚越 秀行（東京工業大学）
 委員 伊藤 雅則（東京海洋大学）
 内堀 晃彦（宇部工業高等専門学校）
 小倉 弘（日立建機(株)）
 加藤 友規（福岡工業大学）
 北村 剛（油研工業(株)）
 木原 和幸（助工業所有権協力センター）
 金 俊完（東京工業大学）
 栗林 直樹（川崎重工業）
 五嶋 裕之（機械振興協会）
 佐藤 恭一（横浜国立大学）
 妹尾 満（SMC(株)）
 多田 昌弘（CKD(株)）
 中野 政身（東北大学）

成田 晋（KYB(株)）
 西海 孝夫（防衛大学校）
 藤田 壽憲（東京電機大学）
 丸田 和弘（株コマツ）
 村松 久巳（沼津工業高等専門学校）
 柳田 秀記（豊橋技術科学大学）
 山田 真の介（株TAIYO）
 山田 敏夫（株コガネイ）
 吉満 俊拓（神奈川工科大学）
 宮川 新平（KYB(株)）
 山田 宏尚（岐阜大学）

担当理事

編集事務局

藤谷 秀次（学会事務局）
 竹内 留美（勝美印刷(株)）

(あいうえお 順)

会告

複写される方へ

本会は下記協会に複写に関する権利委託をしていますので、本誌に掲載された著作物を複写したい方は、同協会より許諾を受けて複写してください。ただし（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。（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44巻, 第3号 (2013)

平成25年5月

目次

研究論文

1. AEセンサを用いた液体流量計測法 (定常流量の計測)
中田 毅, 鄭 以勤, 桜井 康雄 49
2. 大型バイラテラルマニピュレータの研究
(第1報 コンセプトの立案と単軸モデル実験)
吉灘 裕, 武田 周, 横田 眞一 55
3. A Close-up View of a Load Sensing “Hybrid” Proportional
Directional Control Valve
Gabriele ALTARE, Damiano PADOVANI,
Nicola NERVEGNA 64

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

Vol.44, No.3

May 2013

Contents

Paper

1. A Liquid Flow Rate Measurement Method Using an AE Sensor
(Measurement of Steady Flow Rate)
Takeshi NAKADA, Yiqin ZHENG, Yasuo SAKURAI 49
2. A Study on the Large-Scale Bilateral Manipulator
(1st Report : Concept Planning and Experiment using a Single Link Model)
Hiroshi YOSHINADA, Shu TAKEDA, Shinichi YOKOTA 55
3. A Close-up View of a Load Sensing “Hybrid” Proportional
Directional Control Valve
Gabriele ALTARE, Damiano PADOVANI, Nicola NERVEGNA 64

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

研究論文

AEセンサを用いた液体流量計測法*
(定常流量の計測)

中 田 毅**, 鄭 以 勤**, 桜 井 康 雄***

A Liquid Flow Rate Measurement Method Using an AE Sensor
(Measurement of Steady Flow Rate)*

Takeshi NAKADA, Yiqin ZHENG, Yasuo SAKURAI

Liquid pipeline systems are widely used in liquid transportation systems such as water-supply and drainage systems, water cooling systems, and oil pipeline systems. Liquid flow rate measurement in a pipeline system is very important for effective repair and maintenance, high-efficiency operation and pipeline safety. In this paper, a liquid flow rate measurement method suitable for a liquid pipeline is proposed, in which an acoustic emission (AE) sensor is applied to the surface of the pipeline. We constructed a flow rate measurement system consisting of an AE sensor and a signal processing circuit for transforming AE signals generated by the liquid pipeline flow into a corresponding flow rate. The characteristics of the flow rate measurement system were experimentally determined, using tap water as the liquid. The results demonstrate the possibility that a steady flow rate can be measured with a repeatability of approximately 7% over regions in which the flow rate ranges from 4.0 l/min to 11.0 l/min in a pipeline with a diameter of 13.3mm or 0.5 l/min to 4.0 l/min in a pipeline with a diameter of 6.2mm. The scope of application of the proposed measurement system is discussed.

Key words : Flow rate measurement, AE sensor, Steady flow, Signal processing

1. 緒 言

給排水システム、冷却システム、石油パイプラインシステムなど液体輸送システムや液圧システムをはじめとして、多くの産業分野で液体パイプラインが広く利用されている。これらのシステムの保守、安全性、高効率操業などの観点からパイプラインを流れる流量を計測することは極めて重要である。パイプラインの液体流量計測法¹⁾はパイプ内断面を単位時間に通過する液体の量を直接計測する方式と、流速の計測法などを応用して流量を求める間接計測方式に大別される。直接計測方式としては、オーバル式、ルーツ式などの容積式流量計やタービン流量計などが、また間接計測方式としては電磁流量計、超音波流量計やうず流量計などが広く実用に供されている。しかし、これら実用に供されている流量計は、通常パイプライン中に組み込む必要があり、直接計測方式では可動部があるためゴミやさびなどに起因する動作不良、使用圧力範囲の制限、非定常流量

の計測が困難などの欠点があり、また間接計測方式では適用できるパイプ径の制限や、高価などの欠点も認められる。これらの問題に加え、近年においては流量計を必要とする分野も広範になり、用途に応じた新たな原理の流量計の開発も期待されている。このような状況の下、管路の動特性を利用した非定常計測手法^{2)~4)}や、管路の最適化有限要素モデルを用いたカルマンフィルタによる非定常流量推定法⁵⁾などの非定常流量計測に関する研究や、誘電性流体がパイプを流れる際に発生する静電気量から流量を計測⁶⁾する新たな原理の間接計測方式の研究をはじめとして、様々な研究開発が進められている。

本研究では、パイプライン中に組み込むことなく簡単に装着できる簡易で、安価な間接方式液体流量計測法を実現する第一段階として、パイプラインの外壁に取り付けたアコースティックエミッション (AE) センサと、パイプライン中を流れる液体が発生するAE信号から液体流量に変換する信号処理回路を主要構成要素とする流量計測手法を提案するとともに、流量計測システムを試作し、定常流量を対象として、提案した流量計測手法の妥当性を実験的に検討した。その結果、繰り返し精度が7%以内で、パイプラインの液体流量を計測できる可能性を見いだすとともに、提案した計測手法における液体流量の適用範囲と、実用性の観点から今後の問題点について考察している。

*平成24年1月27日 原稿受付

**東京電機大学情報環境学部

(所在地 千葉県印西市武西学園台2-1200)

(E-mail: nakada@sie.dendai.ac.jp)

***足利工業大学工学部

(所在地 栃木県足利市大前町268-1)

2. 液体流量計測手法の提案と実験装置

2.1 液体流量計測手法の提案

Lighthillは、固体の振動によらず、乱れた空気の流れから空力音響が発生する現象を理論的に解明⁷⁾し、また筆者らは、パイプラインを流れる作動油が発生する流体音響をAEセンサで測定⁸⁾している。このような結果から、パイプを流れる液体が発生する流体音響と液体の平均流速の間にも密接な関係があり、円形断面パイプラインの場合には流体音響によって液体流量計測が可能であることが推測される。このような考えに基づいて提案したパイプラインにおける液体流量計測手法の概念をFig. 1に示す。材料の割れによって発生するAEを検知し、材料の損傷などの評価に主として利用されるAEセンサが、Fig. 2に示すようにパイプの外壁に取り付けられている。パイプを流れる液体が発生する流体音響をAEセンサで検出し、その出力は後述の信号処理回路で処理され、流量に変換される。

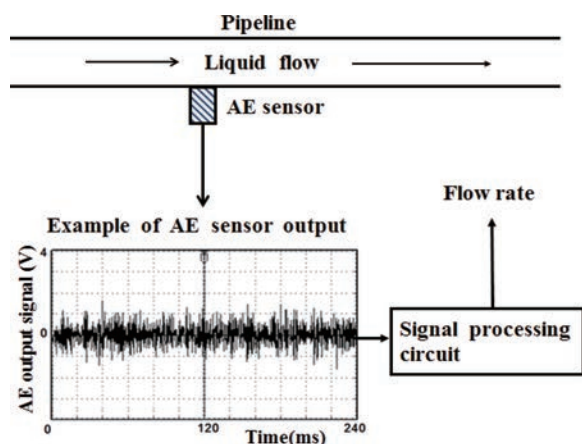


Fig. 1 Concept of proposed flow rate measurement in a pipeline

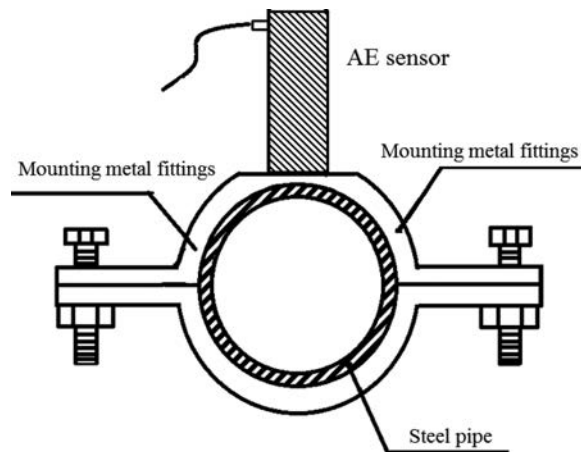


Fig. 2 Installation of AE sensor on a pipeline

2.2 実験装置

2.1で述べた提案に基づいて試作した実験装置の概要をFig. 3に示す。実験に際してはパイプを流れる液体として水道水を使用した。実験装置の主要部は水圧源、スチールパイプ、校正用流量計、AEセンサ及び信号処理システムで構成されている。パイプの流量はターボ形水圧ポンプを駆動する誘導電動機の回転速度をインバータによって制御することにより調整された。使用したAEセンサの外形は $\phi 12\text{mm}$ 、高さ 40mm で、Fig. 2に示したように、金属製取り付け金具を介してパイプ外壁に固定されている。AEセンサと金属製取り付け金具は瞬間接着剤により接着された。一般に、AEセンサで材料の割れなどを検出する場合には、AEセンサの共振周波数を割れなどで発生するAE信号の周波数に近づけて感度を向上させることが広く行われているが、本研究ではパイプを流れる液体が発生するAE信号の波形解析によって流量を計測するため、共振をできるだけ抑えた広帯域AEセンサを使用し、その周波数特性は $100\text{k} \sim 1\text{MHz}$ ($\pm 10\text{dB}$)である。使用したスチールパイプの長さは 205cm 、内径および外径は 13.3mm および 17.5mm で、ス

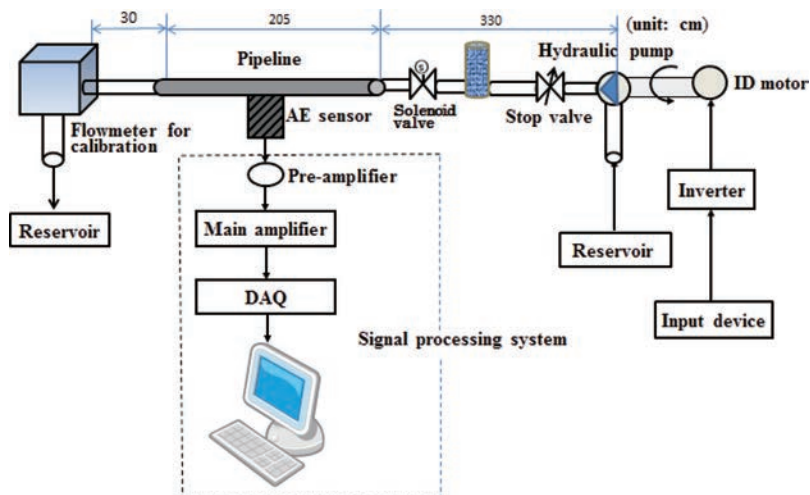


Fig. 3 Experimental apparatus for proposed flow rate measurement

チールパイプのほぼ中央にAEセンサを取り付けた。また、水圧ポンプ吐出し口とチールパイプの入り口部およびスチールパイプの出口部と校正用うず流量計の距離はそれぞれ330cmおよび30cmであり、硬質ビニールパイプで接続した。使用した校正用うず流量計の流量測定範囲は1.6 l/min～20 l/minで、直線性は±2 %F.S.以下、繰返し精度は±1 %F.S.以下である。信号処理システムは、Fig. 4に示すようにAEセンサに従属するプリアンプとメインアンプ、データ集録ボード (DAQ)、および信号処理回路で構成されている。また、信号処理回路はパイプを流れる液体によって発生したAE信号の特徴を抽出するバンドパスフィルタ、RMS (Root Mean Square) 回路および流量変換回路から構成されている。RMS回路においては、その入力である離散化されたAE信号を $(V_{AE})_i$ とし、出力を V_{RMS} とすると、 V_{RMS} は以下のように表される。

$$V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (V_{AE})_i^2} \quad (1)$$

流量変換回路は、式(1)で得られた V_{RMS} から、その時のパイプの流量 Q_{AE} に変換する回路で、これについては後述する。これら信号処理回路中の各回路は、解析ソフトウェア (LabVIEW, NATIONAL INSTRUMENTS) を用いてソフトウェアにより実現されている。

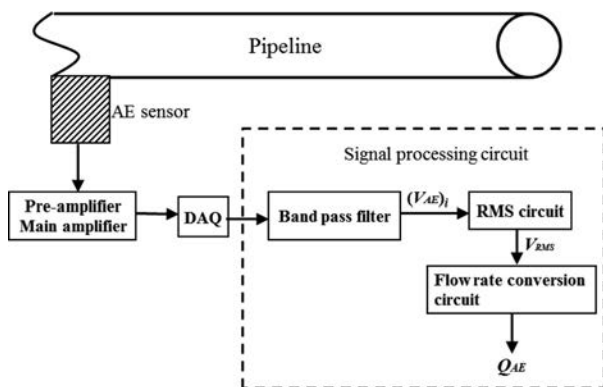


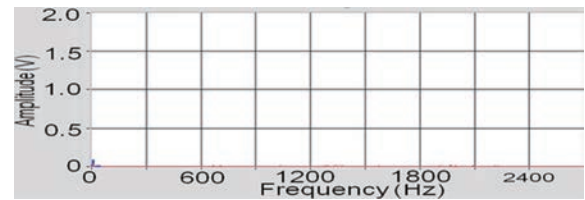
Fig. 4 Signal processing system

3. 実験と実験結果

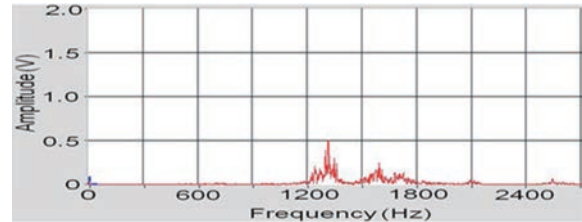
3.1 予備実験 (バンドパスフィルタの帯域の設定)

液体が流れることにより発生するAE信号の周波数帯域は広範囲に及ぶが、流量計測という観点からAE信号の特徴抽出を行うためAE信号のフーリエ解析を行った。その結果の一例をFig. 5に示す。なお、以下ではパイプに流れている真の流量はFig. 3中の校正用うず流量計で計測された流量 Q とする。

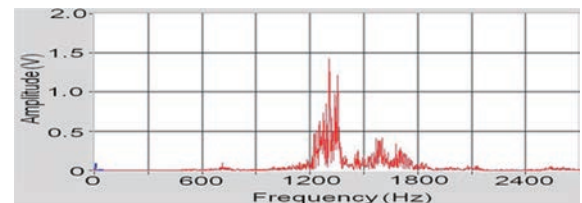
Fig. 5(a)はFig. 3中の誘導電動機の回転速度が1,000rpmで、パイプを流れる流量 Q が0 l/minの場合 (Fig. 3中の止め弁閉止) の結果を示すが、その振幅は全周波数帯域においてほとんど0Vであり、誘導電動機および水圧ポンプを駆動



(a) Frequency spectrum in case of rotational speed of 1,000rpm of ID motor and $Q = 0$



(b) Frequency spectrum in case of $Q = 5$ l/min



(c) Frequency spectrum in case of $Q = 10$ l/min

Fig. 5 Frequency spectrum of AE output signals

することによって発生する振動が本研究における流量計測の基礎であるAE計測にほとんど影響を与えないことが確認された。一方、同図(b)は流量 Q が5 l/minの場合の結果であり、1,000Hz～1,800Hzの周波数成分が顕著に認められる。また、同図(c)は誘導電動機の回転速度が1,000rpmで、流量 Q が10 l/minの場合の結果を示すが、同図(b)と比較すると、周波数域はほとんど変化しないものの、それらの振幅はさらに増大していることが分かる。このように、流量 Q の増加にともない周波数域はほとんど変化しないものの、その振幅は Q の増加にともなって増大するという有益な特徴が実験的に示された。これらの結果から、Fig. 4で示された信号処理回路中のバンドパスフィルタの帯域を1,200Hz～1,400Hzに、また使用したPCの処理速度なども勘案してデータ集録ボード (DAQ) のサンプリング周期を 5×10^{-5} sに設定した。また、信号処理回路中のRMS回路では、一定流量 Q に対して取得した1,000個の V_{AE} データ (式(1)で、 $N=1,000$) から V_{RMS} を求めたので、0.05sごとに V_{RMS} が出力される。このような設定により、一定流量 Q に対してほぼ一定の V_{RMS} を0.05sごとに出力することができた。

3.2 流量計測に関する実験結果⁹⁾

誘導電動機のインバータ制御によってパイプラインの流量 Q を一定に保ち、その時の V_{RMS} を各流量について計測した。実験時の水温は20℃～22℃であった。なお、使用したターボ形水圧ポンプで安定した流量を得られる限界は11 l/min以下であったので、11 l/min以下の範囲で計測実験

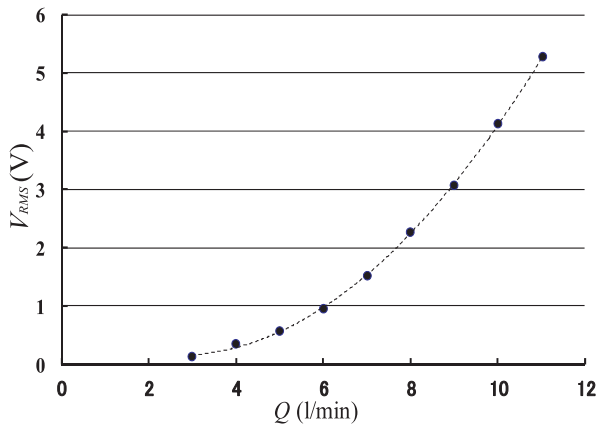


Fig. 6 Relation between V_{RMS} and Q in steady flow rate (Inner diameter of a pipeline : 13.3mm)

を行った。その結果をFig. 6に示す。この図において、 Q が4～11 l/minの範囲では、ほぼ2次曲線状の変化が認められるが、4 l/min以下では Q の変化に対する V_{RMS} の変化は非常に小さくなる傾向を示した。特に、流量 Q が2 l/min以下ではAEセンサのメインアンプのゲインを20dB高めても V_{RMS} の変化はほとんど認められず、ほぼ0Vであり、発生する流体音響は4 l/minの場合に比べて極めて微少であることが分かった。そこで Q が4～11 l/minの範囲において、Fig. 6で示された Q と V_{RMS} の関係を最小二乗法を用いて2次曲線で近似すると、式(2)のようになる。

$$V_{RMS} = 0.074Q^2 - 0.40Q + 0.69 \quad (2)$$

式(2)から、 Q はつぎのように求められる

$$Q = \sqrt{13.5V_{RMS} - 2.10} + 2.68 \quad (3)$$

ここで、AEセンサを用いて計測される流量を Q_{AE} とすると、 Q は実際のパイプの流量であるので、式(3)の Q を Q_{AE} で置き換えることによって、式(4)が得られる。

$$Q_{AE} = \sqrt{13.5V_{RMS} - 2.10} + 2.68 \quad (4)$$

従って、ある流量に対してRMS回路で式(1)から V_{RMS} を求め、式(4)を用いればAEセンサを用いて計測される流量 Q_{AE} が求められる。この式(4)の演算回路がFig. 4中の信号処理回路の最終段に示された流量変換回路である。

以上により、Fig. 4の信号処理システムが求められたので、この信号処理システムを利用して、 Q と Q_{AE} の関係について、一定の流量に対し10回の繰り返し流量計測実験を行った。その結果をFig. 7に示すが、 Q と Q_{AE} は流量が4～11 l/minの範囲にわたって、繰り返し精度が7%以内で良好一致が見られた。

提案した流量計測手法を利用する場合、現段階では与えられたパイプラインに対して事前にバンドパスフィルタの設定 (Fig. 5参照)、流量変換回路の決定 (式(4)参照) および校正用流量計による流量 Q_{AE} の検定という一連の校正作業を行う必要があるが、それ以後は校正用流量計を必要と

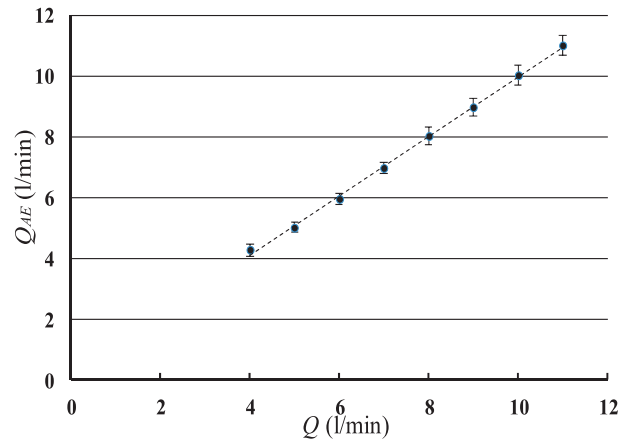


Fig. 7 Repeatability of measurement of Q_{AE} (Inner diameter of a pipeline : 13.3mm)

せず、流量計測が可能であると考えられる。当然のことながら、パイプラインが変更された場合には、発生する流体音響の特徴とその伝搬特性が異なるので、改めて事前に上記校正作業を行うことが必要である。

3.3 小流量に対する検討

Fig. 6, Fig. 7から分かるように、提案した流量計測手法で流量を計測できる限界と考えられる4 l/min以下の小流量の場合について検討する。パイプの流れが乱流のときに発生する流体音響は、層流のときのそれに比べて急激に大きくなることが推測される。そこで、流量が4 l/min以下におけるレイノルズ数を高めるため、パイプ内径をこれまでの実験で使用した13.3mmから6.2mmに変更して、3.2で述べた実験および流量の実験解析を行った。実験にあたっての変更点は、Fig. 3に示した実験装置において、パイプ内径および、同じ仕様であるが異なるAEセンサを使用した点、また計測流量範囲が0.4 l/min～4 l/minの校正用わず流量計を使用した点である。なお、パイプ内径が6.2mmの場合におけるAE信号のフーリエ解析を行った結果は、パイプ内径が13.3mmの場合の結果 (Fig. 5参照) と振幅の大きさは異なるものの、その特徴を示す周波数帯域はほぼ同じであったので、Fig. 4で示された信号処理回路中のバンドパスフィルタの周波数帯域はパイプ内径が13.3mmの場合と同じ設定とした。実験によって得られた Q と V_{RMS} の関係をFig. 8に示した。Fig. 8から分かるように、 Q と V_{RMS} の関係は、流量 Q が0.4 l/min～4 l/minの範囲においてFig. 6で示した場合と同様にほぼ2次曲線で近似でき、次の式で表される。

$$V_{RMS} = 0.042Q^2 - 0.015Q + 0.036 \quad (5)$$

また流量 Q が0.5 l/minより小さくなると V_{RMS} は非常に小さくなるという傾向は3.2で述べた結果と同様である。

式(5)を用いて、式(4)に相当する V_{RMS} と Q_{AE} の関係を求めるとつぎのようになる。

$$Q_{AE} = \sqrt{23.9V_{RMS} - 0.82} + 0.18 \quad (6)$$

Fig. 4で示した信号処理回路中の流量変換回路で式(6)を

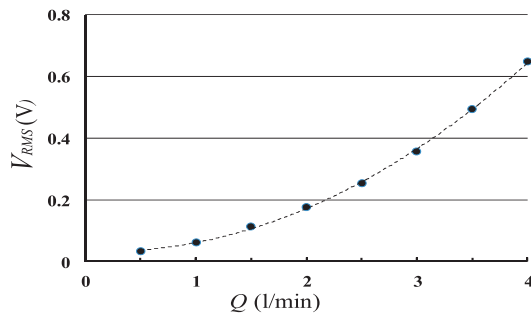


Fig. 8 Relation between V_{RMS} and Q in steady flow rate (Inner diameter of a pipeline : 6.2mm)

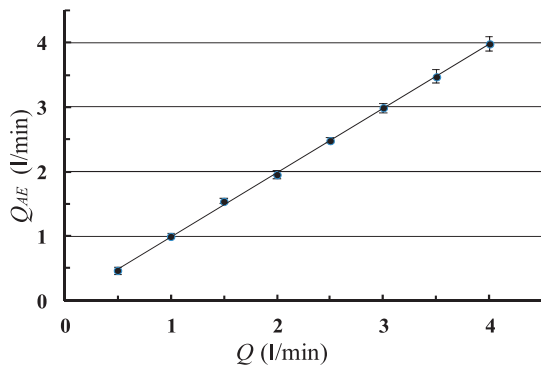


Fig. 9 Repeatability of measurement of Q_{AE} (Inner diameter of a pipeline : 6.2mm)

演算すれば、32と同様に Q_{AE} を求めることができる。 Q と Q_{AE} の実験結果をFig. 9に示すが、Fig. 7とほぼ同様な結果が得られた。

4. 考 察

はじめに、流量計の重要な特性の一つである流量測定範囲について考察する。Fig. 7によれば、本実験装置における流量測定範囲は4 l/min～11 l/min程度であり、流量測定レンジ（最大測定流量/最小測定流量）は約28である。一方、本研究と同様に非接触流量計で、水を適応流体とし、本実験装置における流量測定範囲と近い某社製電磁流量計を例にとると、流量測定範囲は32 l/min～106 l/minで、流量測定レンジは33.1であり、本研究の現時点における流量測定レンジは非常に小さい。しかし、これは本実験装置で使用した水圧ポンプの最大吐出流量が11 l/minに限定されていることに起因するものであり、提案した流量計測手法の計測原理を考えると、流量測定レンジの大幅な拡大が期待できるが、今後検証実験が必要である。

つぎに、提案した流量計測手法で流量を計測できる限界と考えられる4 l/min以下の小流量の場合の実験結果について考察する。円管内を流れる流体のレイノルズ数 R_e は、以下の式で表される。

$$R_e = \frac{Vd}{\nu} = \frac{4}{\pi \nu d} \cdot Q \quad (7)$$

ここで、 V はパイプ内平均流速、 d はパイプ内径、 ν は水

の動粘度（ $1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ）である。本実験装置において使用したパイプ内径 $d = 13.3 \text{ mm}$ 、 6.2 mm について、主な流量 Q に対するレイノルズ数を式(7)から求めると、Table 1のようになる。

Table 1 Reynolds number in each pipe

Q (l/min)	R_e	
	$d = 13.3 \text{ mm}$	$d = 6.2 \text{ mm}$
4	6,400	13,500
2	3,200	6,800
1		3,200
0.5		1,600

円管内の流れでは、層流から乱流に移る臨界レイノルズ数¹⁰⁾は2,300程度であることが知られている。Table 1によれば、パイプの内径 $d = 13.3 \text{ mm}$ の場合、流量 Q が4 l/minのとき $R_e = 6,400$ 、2 l/minのとき $R_e = 3,200$ である。3.1および32で述べたように、 $d = 13.3 \text{ mm}$ の場合には $Q = 2 \text{ l/min}$ 以下で、また $d = 6.2 \text{ mm}$ では $Q = 0.5 \text{ l/min}$ 以下で、 V_{RMS} が非常に小さくなったが、このときのレイノルズ数は臨界レイノルズ数にかなり近い値であり、 V_{RMS} が非常に小さくなったことと深い関係があることが推察される。しかし、 $d = 6.2 \text{ mm}$ の場合には、 $Q = 2 \text{ l/min}$ のとき $R_e = 3,200$ で、提案した方式では流量計測が困難であったが、 $d = 6.2 \text{ mm}$ では $Q = 1 \text{ l/min}$ のとき $R_e = 3,200$ であるにもかかわらず、流量計測が可能であるなど、乱流と層流の遷移域近傍における流量計測に関する明確な指針は得られていないので、現段階で本提案による流量計測を行う場合には、臨界レイノルズ数よりある程度大きなレイノルズ数の範囲で計測する必要がある。

本論文で取り扱ったことは、AEセンサを用いてパイプラインを流れる液体の流量計測手法の提案と計測可能性を確認するための実験のみである。提案した流量計測の実用性については、液体の流れによって発生する流体音響に関する原理的な検討や、適用可能な液体の種類、パイプの内径の影響、温度依存性、乱流と層流を含めた計測可能性、計測システム外で発生する音響的なノイズの影響、非定常流量計測の可能性などに関し、系統的な実験を積み重ねる必要がある。しかし、提案した流量計測手法を用いれば、パイプ外壁にAEセンサを取り付けるのみで、簡易かつ非接触な流量計測が可能であり、高圧の液体流量計測も期待できる有効な流量計測手法の一つと考えられる。また、非定常流量計測については現在実験的検討を進めており、Fig. 4で示された信号処理回路に起因するむだ時間が存在するものの、本実験装置で実現可能な0.4 Hz以下の変動流量の計測が可能であるという結果が得られている。今後さらに高い周波数の変動流量を実現し、変動流量計測の詳細に関する実験結果の報告を予定している。流体音響の特

徴を表す周波数は1 kHz以上であるので、原理的には非定常流量の計測も可能であり、計測可能な非定常流量の周波数の上限は、Fig. 4中のデータ集録ボード (DAQ) と信号処理用PCの性能に依存すると思われる。AEセンサを応用した流量計測手法は、単に流量計測に留まらず、一つのAEセンサに本論文で示した流量計測機能と同時に、AEセンサ本来の用途である材料の割れ検出機能を共有させることにより、パイプラインの新しい漏洩検知手法への発展も期待できる。

5. 結 言

本論文では、パイプ外壁に取り付けたAEセンサを用いて、パイプを流れる液体が発生する流体音響を検出し、その検出信号から流量に変換するという簡易かつ非接触型の液体流量計測手法を提案した。つぎに、提案手法に基づいて実験装置を試作し、流量計測の可能性に関する基本的な実験を行った。最後に、提案した計測手法における流量の適用範囲と実用性の観点から今後の問題点について考察した。得られた主な結果は以下の通りである。

- (1) パイプを流れる液体が発生する流体音響は、1000Hz～1800Hzの周波数域で急激な振幅の増大が認められた。信号処理回路中のバンドパスフィルタの帯域は、急激な振幅の増大が認められる周波数域に着目して、設定することが一つの目安と考えられる。
- (2) 本実験結果は、AEセンサを用いた液体流量計測の可能性を示した。また、本研究の流量計測可能範囲では、繰り返し精度が7%以内で液体流量を計測可能であることが分かった。
- (3) 本提案による流量計測を行う場合には、現段階では臨界レイノルズ数よりある程度大きなレイノルズ数の範囲で計測する必要がある。

謝 辞

本研究の一部は、東京電機大学総合研究所研究、並びに

JSTシーズ発掘試験研究の援助により行ったものであり、関係各位に謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) 技術資料 流体計測法, 日本機械学会, p. 165-222 (1994)
- 2) 中野和夫, 横田真一, 植山幹夫: 円管内瞬時流量測手法, 計測自動制御学会論文集, Vol. 20, No. 5, p. 421-426 (1984)
- 3) 横田真一, 金道泰, 中野和夫: 管路の圧力流量間の動特性を利用した非定常流量計測手法, 日本機械学会論文集C編, Vol. 57, No. 541, p. 2872-2876 (1991)
- 4) 横田真一, 金道泰, 中野和夫: 油圧管路の動特性を利用した遠隔瞬時流量計測手法, 油圧と空気圧, Vol. 21, No. 2, p. 2872-2876 (1991)
- 5) 小澤明, 眞田一志: 管路動特性の最適化有限要素モデルを用いたカルマンフィルタに関する研究, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 42, No. 5, p. 89-94 (2011)
- 6) Nakano K., Tanaka Y.: Electrostatic flowsensor, Flow Meas. Instrum., Vol. 1, July, p. 191-200 (1990)
- 7) Lighthill M.J.: On sound generated aerodynamically, I. General theory, proc. R. Soc. London, A 1211, p. 564-587 (1952)
- 8) 中田毅, 光岡豊一: アコースティックエミッションセンサによる流体音響ノイズの測定, 日本機械学会論文集B編, Vol. 51, No. 470, p. 3155-3164 (1985)
- 9) Zheng Y.Q., Nakada T., Ohta M., Wang G., Sakurai Y.: Study on Measurement of Liquid Flow Rate Using AE Sensor, Proc. of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, p. 697-702 (2008)
- 10) 松岡祥浩ほか: 流れの力学, コロナ(社) p. 58-59 (2001)

研究論文

大型バイラテラルマニピュレータの研究*

(第1報 コンセプトの立案と単軸モデル実験)

吉 灘 裕**, 武 田 周***, 横 田 眞 一****

A Study on the Large-Scale Bilateral Manipulator

(1st Report : Concept Planning and Experiment using a Single Link Model)

Hiroshi YOSHINADA, Shu TAKEDA, Shinichi YOKOTA

A new bilateral master-slave control system for large-scale manipulators is proposed. The aim of the system is to cope with the large or heavy payloads and to accomplish assembling and deburring tasks accurately. To achieve this, three new control methods are introduced; the new bilateral servomechanism combined with symmetric and force reflection types, a variable compliance control and disturbance force compensation. The effectiveness of these methods is confirmed through tests using a simple single joint model. In this paper, outlines of proposed control methods are presented and the results of the tests are discussed.

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

1. 緒 言

世界初の産業用ロボット「ユニメート」, 「バーサトラン」の誕生から50年を経て, 今日では世界で100万台を超える産業用ロボットが稼働している¹⁾. また力やコンプライアンスなどの制御技術や画像処理技術の発展を背景に, ロボットによる組立やバリ取り, 研磨などの複雑な作業も実現されている. しかし産業用ロボットの可搬重量は, 通常数10N～数100N程度であり, 重工業や建設など, 重量物を取り扱う現場ではロボットの適用は稀である. 現在も重工業では, 人間の操作によるホイストクレーンが搬送の主役である. また大物部品のバリ取りや組立作業は, 多くの場合, グラインダやインパクトレンチなどのハンドツールを用いて人力で行われている. 重工業全体の労働生産性は, 他産業に比べて低いものではないが, 部分的にはきわめて労働集約的な作業が行われており, またそれらの現場の安全・環境に対する保護対策も十分とは言えない側面がある. これらの改善のためには, 重量物の搬送, 組立, 加工などにフレキシブルに対応できる汎用性の高いシステムが必要

とされる.

しかし現状では, そのようなシステムはほぼ皆無と断言してよい.

本研究ではこのような状況を踏まえ, 重量物搬送のための大出力と, 組立やバリ取りなどに要求される繊細な作業性とを両立させる新しい制御システムの検討を行う. またそれに基づいて試作した実機の評価を行う.

2. 主 な 記 号

A_1 : シリンダロッド側断面積	[mm ²]
A_2 : シリンダボトム側断面積	[mm ²]
F_m : マスタレバー反力	[N]
L_s : スレーブアーム長さ	[mm]
L_m : マスタレバー長さ	[mm]
P_1 : シリンダロッド側圧力	[MPa]
P_2 : シリンダボトム側圧力	[MPa]
T_m : マスタアクチュエータトルク	[Nm]
W_s : スレーブアーム自重	[N]
W_m : マスタレバー自重	[N]
θ_s : スレーブアーム角度	[°]
θ_m : マスタレバー角度	[°]

3. コンセプトの立案

3.1 市場調査と要求仕様

造船, 車両, 産業機械, 建築資材, 化学工業など, 重量物を取り扱う11業種30企業の複数の工程について, 現状の搬送設備, ワーク重量, 必要動作範囲などの調査を行った.

*平成24年1月30日 原稿受付

**大阪大学大学院工学研究科

(所在地 大阪府吹田市山田丘2-1 F1-203)

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

***コマツ開発本部

(所在地 石川県小松市符津町23)

****東京工業大学精密工学研究所

(所在地 横浜市緑区長津田町4259)

その結果をFig. 1に示す。

Fig. 1(a)は現有搬送設備の種類比率を示している。クレーンまたはコンベアが使用されているケースが多く、またフォークリフトも幅広く用いられている。(b)は主要ワークの重量比率である。これより30kN (3tf) 程度の可搬重量があれば、ほとんどの業種でのハンドリングを充足できることが分かる。一方暫定的に示した高さ(H) 3m×幅(W) 3m×奥行(D) 3mの動作範囲に対して、十分との回答は1/3に留まった(c)。そこでこれに水平方向の移動機能を付加した場合について問い直したところ、ほぼ全数が満足する回答が得られた。作業内容については単純な搬送が過半数を占めたが、組立、金型セット、グラインダ掛けなど

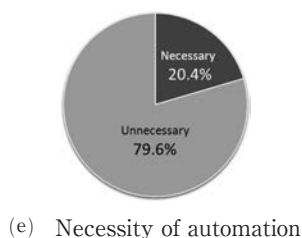
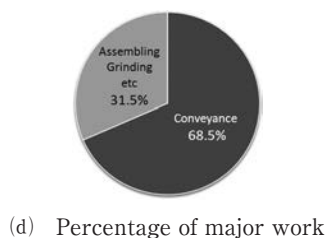
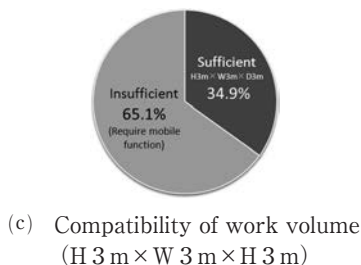
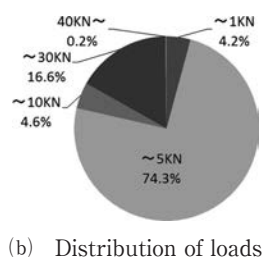
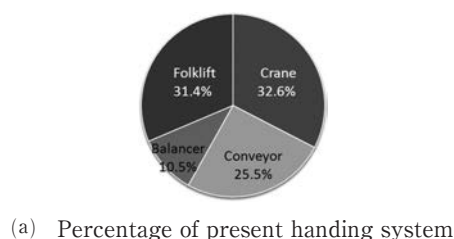


Fig. 1 Results of major industry survey

の柔軟な力制御が必要とされる作業も全体の1/3程度存在している(d)。またティーチングプレイバックなどの自動化については、多くの企業が不要と回答している(e)。これは調査対象とした業種では、製品はきわめて多品種少量か一品物が多く、自動化に適合させにくいことが影響しているものと考えられる。

3.2 システムコンセプト

これらの調査結果から、開発機の要求仕様は、対象ワーク重量 2kN ~ 30kN (200kgf ~ 3tf)、動作範囲 H 3m x W 3m x D 3m 程度とする。可搬重量の要求範囲は 2 ~ 3 機種のラインアップでカバーするものとする。なお水平方向の動作範囲については、必要に応じて移動機構を設けて拡大する。駆動方式は、大重量のワークにも対応するために、大きな出力の得られる油圧駆動方式を採用する。制御バルブは、コストおよび保守性を考慮してサーボ弁は使用せず、産業機械で幅広く用いられている比例電磁弁とする。制御方式は、自動化のニーズが高くないことからマニュアルマニピュレータとする。操作方式は、直観性に優れ習熟が容易なマスタ・スレーブ方式を採用する。また組立やバリ取りなどの作業にも対応するために、力の制御が可能なバイラテラル制御を適用する。

4. 単軸モデル実験

4.1 単軸モデル

制御システムの基礎的検討を進めるために、まず単軸の縮小モデルを製作した。単軸モデルの構成をFig. 2に、その仕様をTable 1に示す。スレーブアームは油圧駆動で、アクチュエータにはJISの標準シリンダを用いた。制御バルブは、コンセプトでは油圧比例弁を想定しているが、基礎実験として追従バンド幅のマーヅンを確保するために油圧サーボ弁（東京精密測器社製3F-30L）を使用している。カタログ上の折れ点周波数は50Hz（-6dB）程度である。スレーブアームの剛性低下は、制御システムの評価に影響を与えるため、機械設計には十分な配慮を払い、鉛直方向、水平

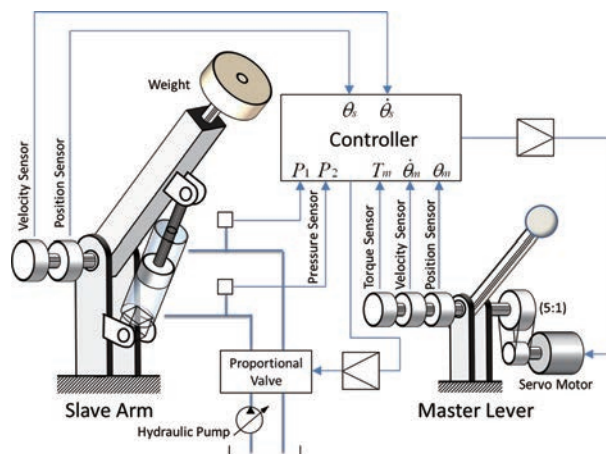


Fig. 2 Single link model

Table 1 Specification of single link model

Slave	Slave arm length	1,200 [mm]
	Operating angle	-35 ~ +55 [°]
	Maximum angular velocity	45 [°/s]
	Maximum payload	500 [N]
	Cylinder diameter	bottom $\phi 63$ rod $\phi 38$ [mm]
	Pump pressure	14 [MPa]
	Natural frequency	vertical 30 horizontal 24 [Hz]
Master	Master arm length	285 [mm]
	Servo motor rated output	110 [W]
	Maximum reflection force	30 [N]
	Bilateral ratio	0 ~ 1/50 [-]

方向の固有振動数は、それぞれ30Hz, 24Hzを確保している。一方マスタレバーへの反力呈示アクチュエータには、制御性に優れたDCサーボモータを採用した。またマスタレバーの減速機は、バックラッシュ低減のためにタイミングベルトを使用し、良好なバックドライバビリティを実現するために減速比は1/5と小さく設定している。

4.2 バイラテラル制御方式の検討

バイラテラル制御は、深海探査船のマニピュレータや原子炉のメンテナンスマニピュレータなどに広く用いられており、その制御方法についてはいろいろな手法が提案されている。しかし本研究で対象とする大型のマニピュレータへの適用例はきわめて少ない。Fig. 3によく知られたバイラ

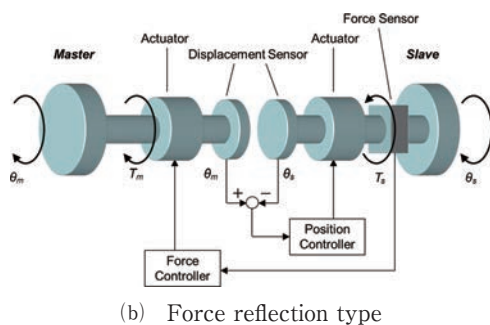
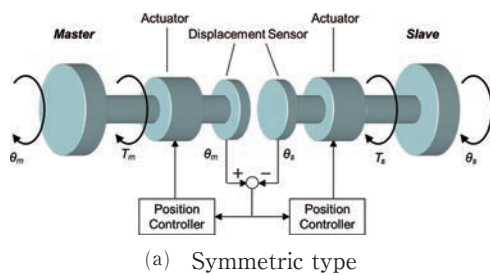


Fig. 3 Configurations of bilateral servo system

テラル制御の2つの基本形式、「対称型」、「力逆送型」を示した。これらの形式の得失については、これまでに幅広く評価が行われているが^{2),3)}、大型マニピュレータへの適用の視点から考察を加える。なお力逆送型のマスタ側に力帰還ループを加えて、力の再現性を高めた「力帰還型」も広く用いられているが、マスタ側にも力センサが必要でシステムが複雑になるため検討の対象から外している。

4.2.1 対称型

対称型は力センサを必要とせず、シンプルで信頼性の高いシステムである。本研究で対象とするヘビィデューティな用途に対しては適切なシステムと言える。ただし位置の偏差を力と見なしているの、スレーブマニピュレータが十分な位置追従性能を有することが前提となる。これは大型のマニピュレータでは達成が困難な条件であり、マスタの操作力が重くなり十分な性能が得られないことが予測される。一方マスタ・スレーブ操作方式では、始めに両者の初期姿勢を一致させる必要があるが、大出力の大型マニピュレータの場合には、スレーブを固定してマスタがスレーブの姿勢に倣うように初期姿勢を一致させる方が安全である。マスタにも位置サーボループが構成される対称型では、この実現は容易である。

4.2.2 力逆送型

力逆送型は優れた力伝達性を有するが、力センサが必要である。力センサは高価で繊細なものが多いが、油圧駆動の場合は圧力センサで代用することが可能である。力センサよりも分解能は劣ると考えられるが、油圧を介することで、大型マニピュレータが対象物に衝突した際の大きなピーク入力からセンサを保護できるメリットがある。また慣性質量の大きな油圧マニピュレータにおいては、作動油の圧縮性による振動現象が発生しやすく、これを低減するために圧力フィードバックが有効であることが知られている^{4),5),6)}。このためにも圧力センサは不可欠な存在である。これらのことから力逆送型は、油圧駆動の大型マニピュレータには適した方法と考えられる。一方力逆送型は、スレーブマニピュレータが固い対象物に接触した場合や、オペレータがマスタマニピュレータから手を放して、マスタ側のインピーダンスが低下した際に不安定となりやすいことが知られており、何らかの対策が必要である。以上の考

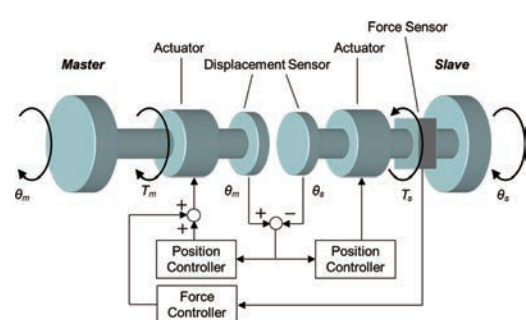


Fig. 4 Proposed bilateral servo system

察から、バイラテラル制御方式には、対称型と力逆送型の混合形式を採用し、相互の欠点を補完すること狙う。提案するバイラテラルシステムの構成をFig. 4に示す。

4.3 油圧制御システムの検討

油圧駆動の位置サーボ系は、空圧駆動や電動駆動に比べて、きわめて剛性の高い系である。作動油の圧縮性は空気よりずっと小さく、加えて油圧バルブの高い中立点圧力ゲインにより、わずかな偏差でも十分に大きな力を発生できることが高剛性を実現している。これは位置制御性に対しては優れた特性であるが、一方で微妙な力制御を難しいものとしている。本研究の狙いのひとつである組立作業やバリ取り作業の実現には、良好な力制御特性が不可欠であるが、通常の油圧駆動の位置サーボ系のままでは、その達成が困難なことは明白である。

油圧駆動位置サーボ系のコンプライアンスは、負荷圧力のフィードバックによって制御できる。Fig. 5に圧力フィードバックによるコンプライアンス変化の実験結果を示した。

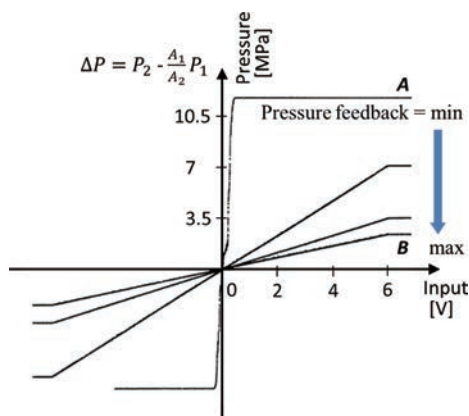


Fig. 5 Static characteristic of pressure feedback

横軸は比例弁への指令電圧、縦軸はシリンダのボトム側とロッド側の差圧を表している。Fig. 5に示すように圧力フィードバック量の増加に従って、入力に対する圧力上昇の傾きは緩やかになる。この傾きは位置サーボ系を構成した際のばね剛性を表しており、幅広くコンプライアンスのコントロールが可能なことを示している。

しかし圧力フィードバック量の増加とともに位置の追従性は悪化し、マスタマニピュレータを高速で操作した際のスレーブ動作との一体感が損なわれる。位置制御性と力制御性を、それなりに満足する妥協点に圧力フィードバックゲインを設定する方法も考えられるが、大重量物の搬送から組立・バリ取りまで、きわめてダイナミックレンジの広い力制御特性を実現するためには、この方法では不十分と考えられる。このため状況に応じて圧力フィードバック量を可変とし、剛性の高いFig. 5内記号Aの状態から柔軟なBの状態まで変化させることを狙う。圧力フィードバック量は、オペレータの判断によりマニュアルで変更する方法も

考えられるが、操作が煩雑になることが予想される。そこで自動的に圧力フィードバック量を可変とする方法を考える。力やコンプライアンスの制御が要求されるのは、マニピュレータが拘束もしくは拘束に近い状態にある場合がほとんどで、相対的にスレーブマニピュレータの速度は遅い。この点を考慮して、本システムではスレーブマニピュレータの速度に反比例して、圧力フィードバックゲインを増大させるシンプルなアルゴリズムを取り入れた。可変式は式(1)に示す簡単なものである。

$$\text{Pressure feedback gain : } K_p = \frac{K_{p0}}{1 + |\dot{\theta}_s|} \quad (1)$$

Fig. 6, Fig. 7に本制御方式の実験結果を示す。Fig. 6は位置ステップ応答の実験結果である。位置のステップ応答では、スレーブアームはほぼ最高速で動き、式(1)に示す圧力フィードバックゲインは、その最小値を取る。すなわち系のコンプライアンスは、Fig. 5内記号Aの高剛性の状態となり、その結果非常に良好な追従特性が得られている。むだ時間11ms、時定数43msは、オペレータにはほぼ遅れを感知できないレベルである。若干のオーバシュートと残留振動が見られるが、マニュアル操作では完全なステップ状の指令が入力されることはなく、問題にはなっていない。

Fig. 7に力制御性の実験結果を示す。Fig. 7の実験では、スレーブアームは硬い鉄製の台を押しており、アームの速度はほぼゼロである。すなわち式(1)の圧力フィードバック

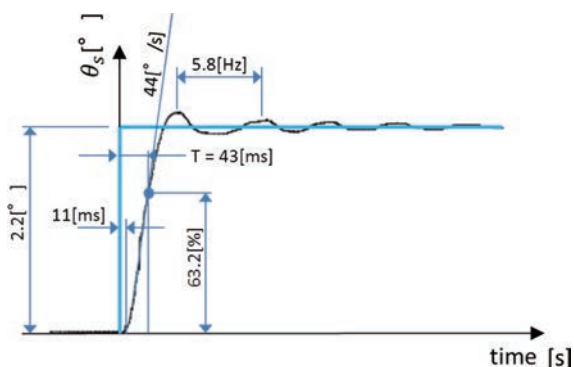


Fig. 6 Position step response of single link model

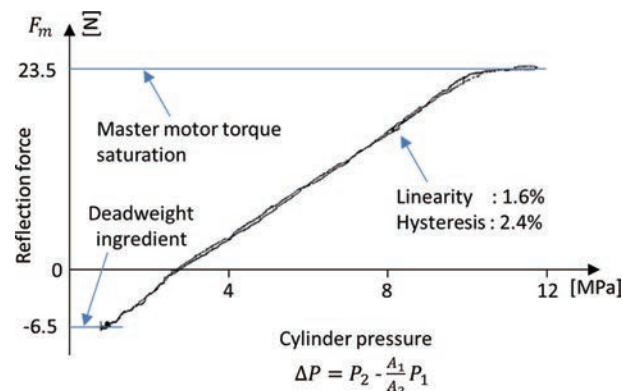


Fig. 7 Force controllability of single link model

ゲインは最大値を取り、システムのコンプライアンスはFig.5内記号Bのもっとも柔軟な状態となる。その結果、良好な線形性を有する力制御系が実現されている。

Fig.5内記号Aの圧力帰還ゲインは、Bのおよそ1/104となっている。なお可変コンプライアンスの変化幅を決定する圧力フィードバックゲインの下限値、上限値は以下のように決めている。

【下限値】

油圧マニピュレータのような大きな慣性質量の系では、作動油の圧縮性による振動が問題となりやすい。Fig.6に見られる残留振動の周波数は約5.8Hzで機械系の固有振動数より低い。サーボ弁とシリンダ間の配管は短く、管路長の影響は少ないと考えられるので、これは主に作動油の圧縮性の影響によるものと考えられる。作動油の圧縮率は混入気泡の量により大きく変化するが、特別の抜気を行わない一般の油圧システムでは、作動油の圧縮率をカタログに記載された物性値の5倍程度に仮定すると、実験とよく一致することが経験的に知られている。この経験則を用いて作動油の圧縮性による固有振動数を計算すると5.2Hzとなり、ほぼFig.6の残量振動に近い周波数が得られた。4.2.2項で述べたように、作動油の圧縮性による振動の抑制には負荷圧力のフィードバックが有効である。Fig.5内記号Aのゲインは、この手法を用いて適正な減衰が得られる最小値に設定している。

【上限値】

グラインダ作業などに求められる微妙な力のコントロールのためには、力の発生特性はFig.5内記号Bの状態のようにできるだけ緩やかな勾配にあることが望ましい。このためには圧力フィードバックゲインを大きく取る必要があるが、ゲインを増大すると、ある領域から圧力フィードバックループの発振が始まる。安定領域は制御対象となる作動油体積の影響を受け、体積が小さいほど制御は難しい。Fig.5内記号Bのゲインは、サーボバルブ出力ポートの直下を閉塞したもっとも厳しい条件で、圧力フィードバックループが発振しない最大値に設定している。

4.4 外乱力の補償

Fig.2の単軸モデルにおいて、実際のシステムには各部のクーロン摩擦力、粘性摩擦力、アーム加減速時の慣性力、そしてマスタ、スレーブそれぞれの自重など、多様な力が加わっている。マスタレバーに不必要な力を発生させず、高い力の再現性を実現するには、これらの外乱力の補償が必要である。本システムでは、以下に示す3つの補償を加えている。

4.4.1 自重補償

マスタ、スレーブそれぞれの静的な自重を補償する。マスタとスレーブをFig.8のようにモデル化すると、自重補償圧力 P_{2dw} およびトルク T_{mdw} は、幾何学計算により式(2)~(4)で与えられる。

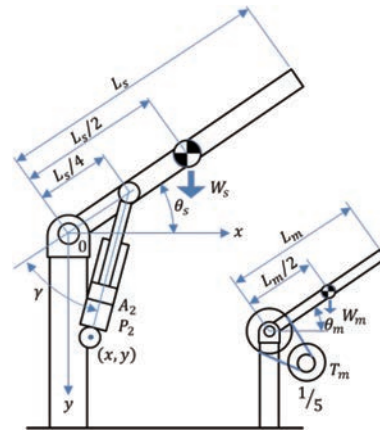


Fig. 8 Geometric model of single link model

$$P_{2dw} = \frac{2W_s \cos \theta_s}{A_2 \sin \gamma} \quad (2)$$

$$\sin \gamma = \frac{\sqrt{(x^2 + y^2)} \sin(\theta_s - \tan^{-1} \frac{y}{x})}{\sqrt{(x - \gamma \cos \theta_s)^2 + (y - \gamma \sin \theta_s)^2}} \quad (3)$$

$$T_{mdw} = \frac{L_m W_m}{10} \cos \theta_m \quad (4)$$

マスタレバーのトルク指令値からこれらの値を減じてやれば、レバーから手を放してもマスタレバーが落下することはない。多軸マニピュレータの場合は、補償量の計算式はやや複雑になるが、この考え方を展開して用いることが可能である。

4.4.2 静止摩擦力補償

摩擦はシリンダ部、回転部、減速機構などの各部に存在するが、単軸モデルでは、すべての回転部は玉軸受を用いて低摩擦化が図られており、実質的にはシリンダの静止摩擦力が支配的と考えられる。Fig.9にスレーブアームシリンダの摩擦特性の計測結果を示す。供試シリンダはJISの標準シリンダで、ピストン径φ63mm、ロッド径φ38mmである。

Fig.9に示すように、単軸モデルのシリンダには、差圧で0.83～0.85MPaに相当する静止摩擦力がある。またこの静

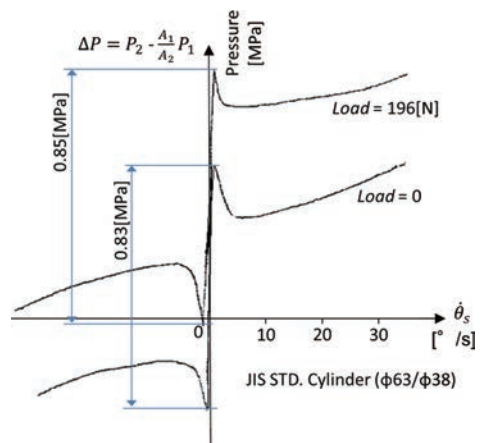


Fig. 9 Friction characteristic of slave arm cylinder

止摩擦力は、負荷の影響をあまり受けないことが分かる。0.83MPaの静止摩擦力は、単軸モデルのスレーブアーム先端に換算して130Nの力となり無視はできない。静止摩擦力は、マスタの指令によってスレーブアームが動く場合は不感帯となって現れる。本システムではこの不感帯補償として、Fig. 10に示すバイアスをパルス指令の前に加えている。バイアスはマスタレバーが動き出すと同時に、その動作方向へ加えるように構成している。

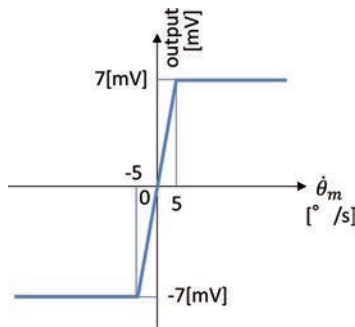


Fig. 10 Characteristic of static friction force compensator

なお使用したサーボ弁には、不感帯となる若干のオーバーラップ量があり、これもこのバイアスで同時に補償している。静止摩擦力の補償結果をFig. 11に示す。Fig. 10の補償により、不感帯が除去され良好な線形性が実現されている。

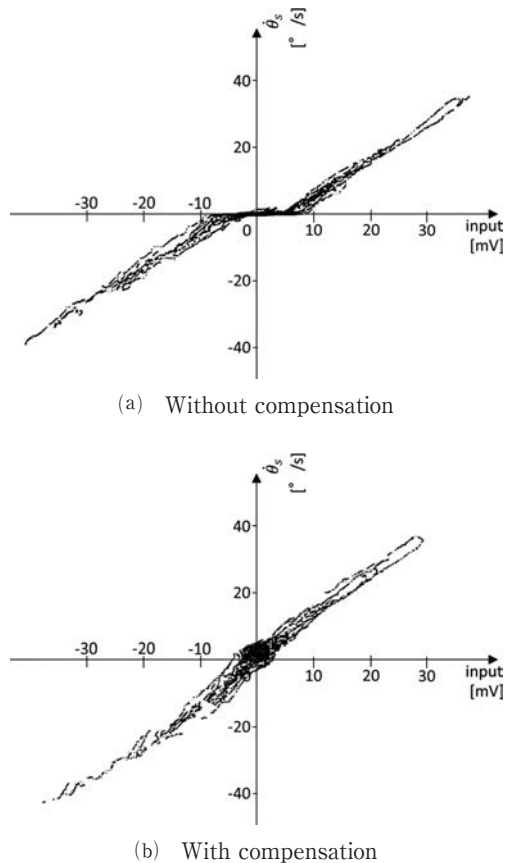


Fig. 11 Result of static friction force compensation

一方バイラテラル制御では、スレーブアームに加えられた外力によってマスタレバーが動かされる双動性が重要である。とくに対称型のバイラテラル制御においては、スレーブシリンダの位置変位があつて初めてマスタレバーが動き出すため、シリンダの摩擦は双動性に大きな影響を与える。Fig. 10の補償ではこの問題の解決にはならないと予測されたが、実際にはスレーブアームに外力を加えるとシリンダが動き出す前に圧力が上昇し、Fig. 5に示した圧力フィードバック特性がバルブに開指令を送る。さらにFig. 4の複合バイラテラルの力逆送型成分がマスタレバーに動作指令を送るので、良好な双動性が実現されている。単軸モデルでは、スレーブ側からマスタレバーを動かすための最小力は10Nである。

4.4.3 粘性摩擦力補償

対称型バイラテラルでは、マスタレバーとスレーブアームの位置偏差を、スレーブアームに加わる外力と見なしてマスタレバーに伝達しているために、指令速度に依存した位置偏差（ドループ）が生じると、あたかもそこに粘性摩擦力が存在するかのような感覚をオペレータに与える。対称型バイラテラルにおいては、物理的な粘性摩擦力よりも、このドループによる擬似的な粘性摩擦力の影響が大きい。取扱いを容易にするために作動油の圧縮性を無視して簡素化したFig. 12のような位置制御系を考える。Kはバルブの流量ゲインとバルブ駆動アンプのゲインをまとめたもので定数である。Aはシリンダの断面積である。

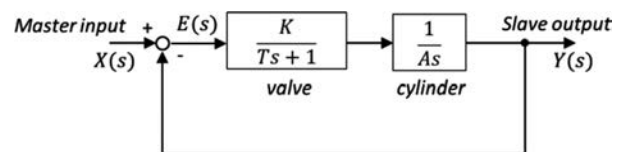


Fig. 12 Block diagram of hydraulic position servo loop

Fig. 12のシステムで、マスタ入力とスレーブ出力の偏差 $E(s)$ は次式で与えられる。

$$E(s) = \frac{X(s)}{1 + G(s)} \quad (5)$$

$$\text{ただし, } G(s) = \frac{K}{(Ts + 1)As}$$

マスタ入力 $X(s)$ にランプ入力 $V(s) = v/s^2$ を加えたときのシステムの定常偏差 ε は、最終値の定理を用いて下式で与えられる。

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \lim_{s \rightarrow 0} sE(s) = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{sV(s)}{1 + G(s)} \\ &= \lim_{s \rightarrow 0} \left[s \frac{v}{s^2} / \left\{ 1 + \frac{K}{(Ts + 1)As} \right\} \right] \\ &= \frac{A}{K} v \end{aligned} \quad (6)$$

すなわち対称型バイラテラルでは、 $\varepsilon = Av/K$ に比例する

粘性摩擦力が働いているようにオペレータには感じられる。本研究で対象とする大重量を搬送するシステムでは、通常シリンダ断面積 A は大きく、一方ゲイン K はそれほど大きく取ることができないので、この影響は大きいものと予想される。対策としてFig. 13に示すシステムを考える。Fig. 13はFig. 12のシステムに速度の正帰還ループを加えたものである。

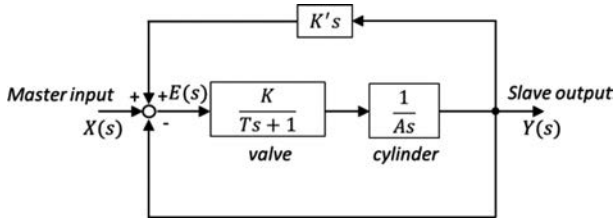
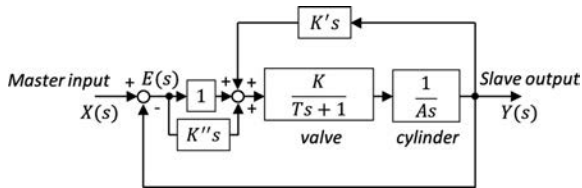


Fig. 13 Block diagram of droop viscous friction compensation

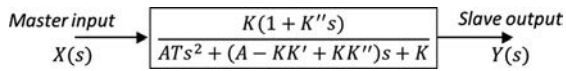
Fig. 12のシステムについて、同じく $X(s)$ にランプ入力 $V(s) = v/s^2$ を加えた場合の定常偏差を求めると次式となる。

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \lim_{s \rightarrow 0} sE(s) = \lim_{s \rightarrow 0} \left[s \frac{v}{s^2} / \left\{ 1 + \frac{K}{ATs^2 + (A - KK')s} \right\} \right] \\ &= \frac{A - KK'}{K} v\end{aligned}\quad (7)$$

式(7)で、速度正帰還ゲイン K' を $K' = A/K$ と取れば定常偏差は消去され、対称型バイラテラルの擬似的な粘性摩擦力は補償される。ただし完全に粘性分を消去すると、ダンピングが不足してシステムが不安定になることが予想される。そこでFig. 14(a)に示す K'' による微分補償を追加する。Fig. 14(a)は等価変換で(b)のようにまとめることができる。



(a) Block diagram of derivative compensation



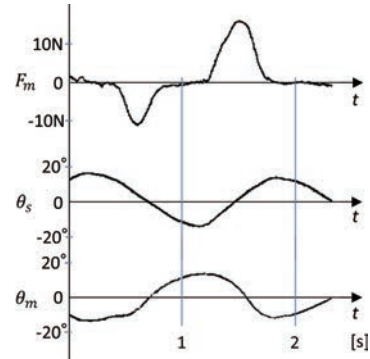
(b) Equivalent transformation

Fig. 14 Derivative compensation

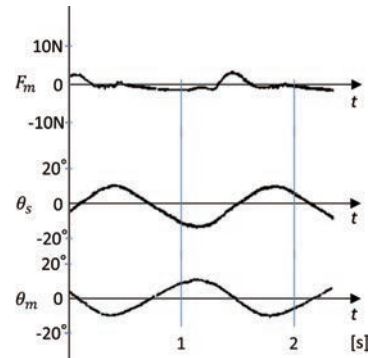
Fig. 14のシステムにランプ入力を加えた時の定常偏差は以下の式で表される。

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \lim_{s \rightarrow 0} sE(s) \\ &= \lim_{s \rightarrow 0} \left[s \frac{v}{s^2} / \left\{ 1 + \frac{K(1 + K''s)}{ATs^2 + (A - KK' + KK'')s + K} \right\} \right] \\ &= \frac{A - KK'}{K} v\end{aligned}\quad (8)$$

式(8)は式(7)と同じ結果である、したがって微分補償を加えたFig. 14のシステムにおいても、Fig. 13の補償によって対称型バイラテラルの疑似粘性摩擦力は補償されることが分かる。一方Fig. 14のシステムの特性多項式は、Fig. 14(b)のブロック内の分母で示され、微分補償ゲイン K'' を適当に選ぶことでシステムの安定化を図ることが可能である。本システムではこの手法を、スレーブ、マスタの両方に用いて対称型バイラテラルの疑似粘性摩擦力の補償を行っている。Fig. 15に疑似粘性摩擦力補償の実験結果を示した。



(a) Without compensation



(b) With compensation

Fig. 15 Results of viscous friction compensation

Fig. 15は、マスタレバーで振幅約 $\pm 20^\circ$ の正弦波状の動作指令を与え、その際のマスタレバーへの操作反力を記録したものである。指令周波数は、動作速度がほぼ最高速に達するように選定している。Fig. 15のそれぞれのグラフは、上からマスタ反力 F_m 、スレーブアーム位置 θ_s 、マスタレバー位置 θ_m を表している。Fig. 15(a)は疑似粘性摩擦力の補償なし、(b)は補償した場合の結果である。補償によりマスタレバー反力 F_m が大幅に低減されていることが分かる。Fig. 15(a)の指令波形が正弦波から乱れているのは、大きなレバー反力により正しい指令操作が困難なためである。なおFig. 15のマスタ反力 F_m には慣性力成分が含まれているものと考えられる。慣性力についても速度センサ信号の微分から加速度成分を求め、補償することが可能であるが、重量物搬送時には、慣性力成分をマスタレバーに伝達した方が、

滑らかな加速指令が実現できるとの予測から補償は行っていない。

4.5 システム評価

Fig. 16に本システムの全体構成を示した。マスタ、スレーブの位置サーボ系は基本的にPD制御で構成されており、これに4.4節で述べた各種の補償を加えている。 K_m , K_s は、それぞれマスタレバー、スレーブアームの位置ゲイン、 K'_m , K'_s は対称型バイラテラルに起因する疑似粘性摩擦力の補償ゲイン、 K'' は微分補償のゲインである。 K_f は力逆送型バイラテラルによる力伝達量を決定するパラメータである。 f_{sdw} , f_{mdw} には、それぞれ式(2), (4)で与えられるスレーブアームとマスタレバーの自重補償計算が入れている。またスレーブアームはシリンダを用いたリンク機構で駆動されており、シリンダストローク x とスレーブアーム角度 θ_s は線形関係にはない。 f_l はこれを補償するための幾何学計算式である。なおサーボ弁を駆動するサーボアンプとモータを駆動するモータドライバは市販品で、サーボアンプには電流帰還が、モータドライバには速度帰還と電流帰還が設けられているが図が煩雑になるため、これらは省略している。

対称型と力逆送型の混合比率は、もっとも良好な操作性が得られる点を実験的に求めた。単軸モデルでは、およそ対称型70%、力逆送型30%の比率となっている。バイラテラル比率（マスタレバー反力/スレーブアーム出力の値）はブロック K_b で可変に調整できるように構成している。可変幅は0（ユニラテラル）～1/50程度である。これより大きな値に調整することも可能だが、マスタレバー反力用のサーボモータ出力の飽和の影響が強くなり、操作性は好ましくない。

単軸モデルのため実際の作業性の評価は困難であるが、Fig. 17にスレーブアームの押し付け作業の実験結果を示した。これはグラインダ作業をイメージしたものである。上段はスレーブアームのシリンダ差圧を、下段はマスタレバー反力用のサーボモータトルクを示している。シリンダ差圧10MPaはスレーブアーム先端荷重で1.57kNに、モータトルク5.7Nmはマスタ反力で20Nに相当する。計算上のバイラテラル比率は約1/78となる。2～3.5sの区間での速い力指令に対しても十分な追従性が実現されている。スレーブ、マスタともにシンプルな駆動メカニズムで構成されており、アクチュエータからアーム先端への力の伝達ロス

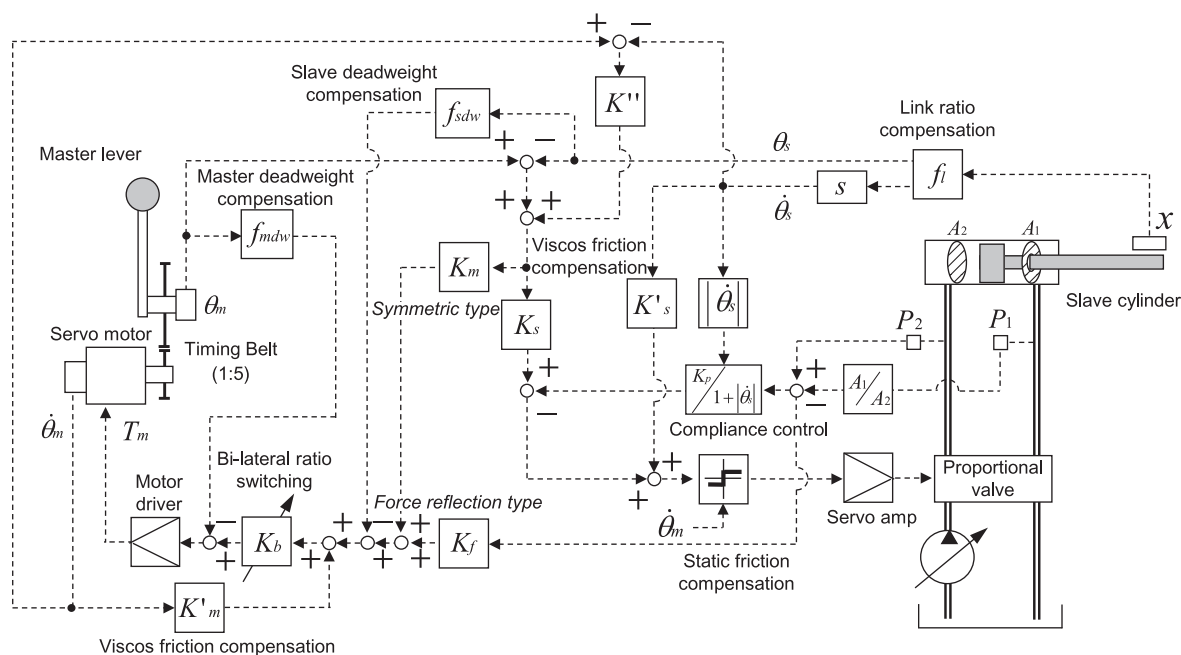


Fig. 16 Scheme of proposed system

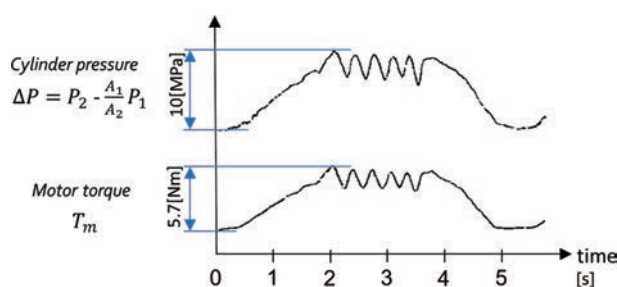


Fig. 17 Test result of force transmissibility

ほばないので、良好な力再現性が得られているものと考えられる。

5. 結 言

本研究では、これまであまり前例のない10kNを超える重量物を取り扱う大型のバイラテラルマスタ・スレーブマニピュレータを取り上げた。研究の狙いは、単に重量物が搬送できるだけではなく、バリ取りや組立などの柔軟かつ繊細な作業も実現することにある。その制御手法を確立するために、制御手法評価用の単軸の実験装置を製作した。この単軸モデル実験を通して、油圧駆動システムに適したバイラテラル制御手法を立案し、位置と力の良好な制御性が両立できることを示した。また大型のシステムでは不可避の機械自重、摩擦、粘性抵抗などの外乱力の補償方法を提案し、実験によりその有効性を確認した。今後この単軸実験の結果をもとに、多軸マニピュレータの試作を行い、実際の作業性評価を実施する予定である。

参 考 文 献

- 1) JARAホームページ：世界の産業用ロボット稼働台数, <http://www.jara.jp/data/dl/kado.pdf>
- 2) 日本ロボット学会編：新版ロボット工学ハンドブック（コロナ社），p. 708-709（2005）
- 3) 横小路泰義：マスタ・スレーブ制御の理論，日本ロボット学会誌，Vol. 11, No. 6, p. 794-802（1998）
- 4) 花房秀郎，藤田佳児，秋山吉宏：圧力フィードバックを用いた油圧駆動ロボットの制御について，第25回自動制御連合講演会予稿集，p. 311-312（1982）
- 5) 花房秀郎，中嶋新一：油圧駆動2関節ロボットアームの計算機制御，システムと制御，Vol. 21, No. 3, p. 51-58（1980）
- 6) T.R. Welch：The Use of Derivative Pressure Feedback in High Performance Hydraulic Servomechanisms, Trans. of ASME, Series B, Vol. 84, No. 1, p. 8-14（1962）

研究論文

A Close-up View of a Load Sensing “Hybrid” Proportional Directional Control Valve*

Gabriele ALTARE**, Damiano PADOVANI**, Nicola NERVEGNA**

The paper considers a stack of modular Load Sensing closed centre proportional directional control valves of a commercial excavator. All modules in the stack were disassembled and 3D models were prepared with the perspective of developing an accurate AMESim model. Previously, specific field measurements were also performed on the vehicle to set proper ground for subsequent validation of the simulation model. However, in the course of these in-depth investigations on all modules, some distinctive and rather peculiar aspects emerged. More precisely the pressure compensator featuring two independent spools, though located upstream of the main spool, is “normally” closed and in evident contrast with traditional pre-compensated solutions. In addition, the “global” Load Sensing signal driving the variable displacement pump differential pressure limiter is not originated by the highest load via proper selection in cascaded shuttle valves. The signal is rather generated by one of the two compensator spools through axial notches fed by a modest control flow directly derived from the pump delivery line. It is on this ground that, arbitrarily, due to their mixed origin, the term “hybrid” has been used in relation with these proportional directional control valves. The paper will detail all these findings and will further elucidate the AMESim model of one such modules. Finally simulated and experimental results will be contrasted to provide adequate support to the proposed modelling approach and a thorough analysis on specific parameters will be discussed.

Keywords: Spool Valve, Proportional Directional Control Valve, Flow Control, Simulation

1. Introduction

The majority of compact earth-moving machines presents mechanical-hydraulic Load Sensing (LS) circuits that, due to the complex working conditions that frequently involve multiple simultaneous functions, have to guarantee an independent velocity control of every user. This means to control the various flow rates (Q), expressed by Eq. (1) supplied to actuators through every proportional directional control valve (PDCV).

$$Q = C_e \cdot A(x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} = k \cdot A(x) \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (1)$$

So, to decide every Q based only on operator's input (the main spool axial displacement x), it is necessary to keep the Δp across the metering area constant since other terms in Eq. (1) ideally comply with this requisite. As a consequence additional components are required and namely the local pressure compensators (LC). These items present two configurations (normally open or normally closed) and can be introduced in the circuit using various layouts: in general during simultaneous movements interactions among loads

are avoided but proper control, when flow saturation occurs, is an aspect that only specific solutions can manage.

In fact pre-compensated solutions¹⁾ (LCs located upstream the main spool and normally open) cannot work properly when flow saturation occurs, unless electronic control of the main spool position²⁾ is implemented, because the pump delivery pressure decreases so that the Δp across the highest load metering area is not constant at the reference value. On the contrary post-compensated solutions also known as “flow sharing” solutions^{3,4,5)} (LCs located downstream the main spool and normally closed) work with the same Δp across every metering area also during flow saturation so these Δps , though reduced with respect to the reference value, are nonetheless kept all equal.

However, there are other possibilities to realize pressure compensation in mechanical-hydraulic LS PDCVs. In particular, during an ongoing research on a hydraulic compact excavator, some distinctive aspects emerged concerning its LS PDCVs: in this context the term “hybrid” has been arbitrarily introduced since these components share concepts common to both previous categories (e.g. LCs located upstream the main spool but normally closed). So, aim of the present paper is to investigate and make clear the functioning of these components and provide an in-depth understanding of their behaviour by creating a virtual model and performing various simulation analyses.

*Manuscript received July 13, 2012

**Politecnico di Torino

(Corso Duca degli Abruzzi, 24, 10129 Torino, Italy)

E-mail: nicola.nervegna@polito.it

2. Nomenclature

A, B	: load ports
C, D, E, F	: hydraulic chambers
AC	: anti-cavitation valve
AS	: anti-shock valve
CV	: check valve
DPL	: differential pressure limiter
FGU	: flow generation unit
LC	: local pressure compensator
LS	: load sensing
LSG	: global load sensing
P	: piston pump delivery port
P*	: reduced pressure line
PDCV	: proportional directional control valve
RV	: relief valve
SP	: spool
T	: tank
TL	: torque limiter
U	: anti-shock line
UV	: unloading valve
A	: working area
$A(x)$	: flow area
C_e	: flow coefficient
F	: force
f_s	: force depending on a spring
k	: constant value
p	: generic hydraulic pressure
p^*	: generic setting pressure
Q	: flow rate
x	: spool displacement
Δp	: pressure difference
ρ	: oil density

3. The considered compact excavator

3.1 A preamble on the machine

Nine users, split into two independent hydraulic circuits, can be activated by means of the PDCVs' stack installed on the machine and represented in Fig. 1. The LS circuit, supplied by a LS variable displacement pump, different from the original unit, feeds the boom, stick, bucket, right and left track motors, work tools and boom-swing, while the blade and the turret swing are part of the second circuit supplied by a fixed displacement gear pump. Displacement controls of specific interest in the present context are the DPL that maintains pressure p_p as expressed by Eq. (2) and a torque limiter TL.

$$p_p = p_{LSG} + p_{DPL}^* \quad (2)$$

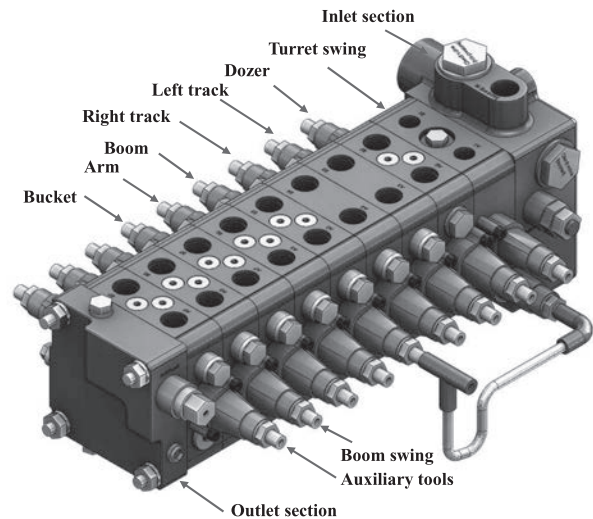


Fig. 1 Global view of the stack

The paper is focused on some LS components in the stack because of their particular structure concerning pressure compensation as well as LS signal selection⁶⁾. Every LS PDCV is based on the same pressure compensation concept but some differences appear in the LS creation mode; in particular the two PDCVs dedicated to track users transfer the pressure signal from load port into the LS line, instead the other PDCVs create the LS signal throttling a modest control flow directly derived from the variable displacement pump delivery line. Owing to this particular arrangement, the topic is worthy of a thorough analysis.

3.2 The stack's structure

A preliminary step concerns the investigation of the stack's structure, so to evidence connections that affect every module.

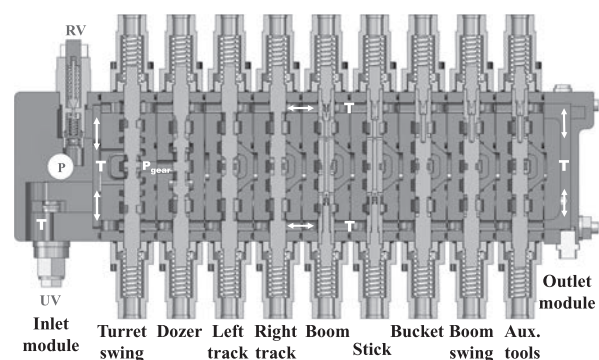


Fig. 2 Stack transversal section at main spools

Fig. 2 shows a transversal section of the PDCVs stack made at the mid-plane of the main spools where a ring shaped gallery collects all return lines to tank and a relief valve RV on the P port limits the maximum pump delivery pressure. Figure 3 shows a different section made at LCs mid-plane where a main gallery P and two pilot passageways

for p_p and p_{LSG} can be identified. An unloading valve UV is also visible that vents pump delivery pressure when p_{LSG} is null.

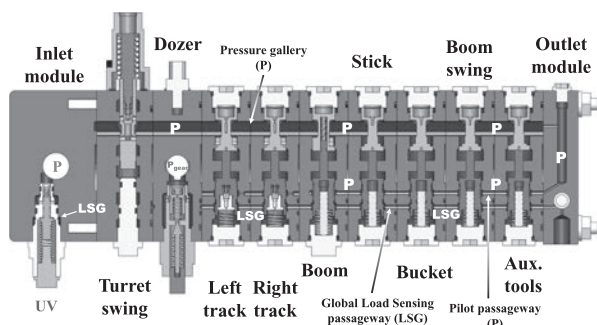


Fig. 3 Stack transversal section at LC spools

4. The Load Sensing PDCVs

4.1 An overview of a single component

The following analysis is referred to the boom-swing PDCV because it has no check valves inside its main spool to realize flow rate regeneration and its LC has the “basic” configuration among PDCVs in the stack, therefore a more general discussion can be covered; anyway other LS PDCVs have a similar structure.

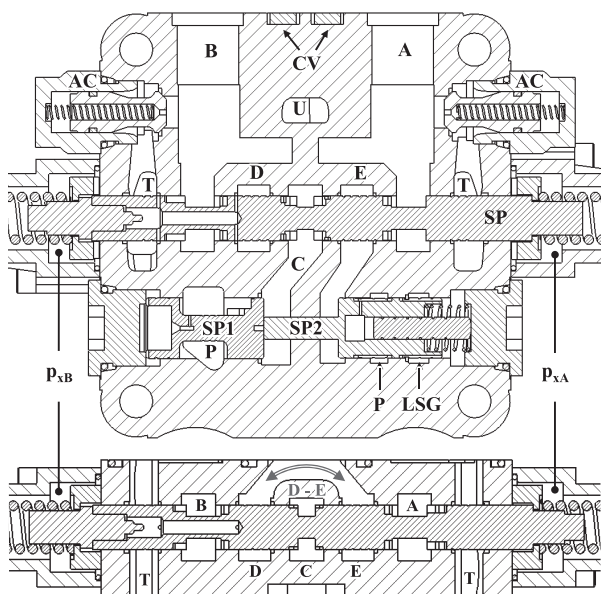


Fig. 4 Sections of the boom-swing PDCV

Connections among PDCVs modules and with the user can be seen in Fig. 4 that shows the longitudinal section at rest position (pilot stage controls of the main spool are only partially shown: all PDCVs' hydraulic pilot stages make use of a constant reduced pressure line P^* derived from piston

pump delivery P). In particular A and B are the load ports, P the piston pump delivery connections, LSG the global LS line connection, T the connections with tank and U is the connection with the anti-shock line. Inside this module the following components can be identified: the main spool (SP), the local pressure compensator spools (SP1 and SP2), two check valves (CV), and two anti-cavitation valves (AC). During working conditions the flow rate reaches chamber C located downstream spool SP1 and, if the main spool is displaced for instance to the left (p_{xA} is connected to the pressure reduced line P^* and p_{xB} to tank), the flow reaches chamber D once throttled through the metering edges: thereafter channel D-E highlighted at the bottom of Fig. 4 (the channel is closed by the adjacent module) creates a connection with load port A. At the same time the flow rate discharged by the user's port B is returned to the tank line T.

On the contrary, if the main spool is displaced to the right (p_{xB} is connected to the pressure reduced line P^*), load port B is supplied while load port A is discharged. Both CV valves connect every load port with the anti-shock line U that is common to nearly all modules in the stack (except track PDCVs) and ends with an anti-shock valve (AS) installed in the outlet module. CV valves select the highest pressure of all load ports and send it to the AS valve that has an equivalent pressure setting higher than the system relief valve (RV) setting. This solution has been developed to limit manufacturing costs because these CV valves are extremely simple and cheap while dual stage AS valves are certainly more expensive.

4.2 The PDCV's ISO scheme

The equivalent ISO scheme (Fig. 5), that presents the PDCV structure, is the starting point in analyzing the functioning of the component.

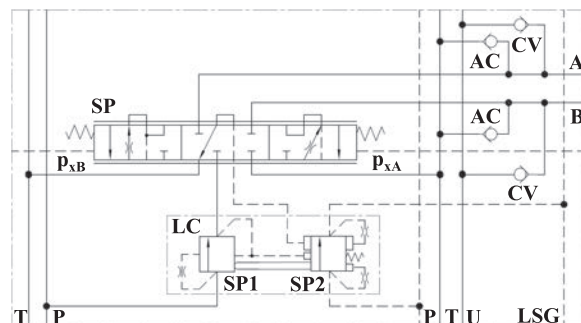


Fig. 5 ISO scheme of the boom-swing PDCV

Concerning LC's working areas (Fig. 6), spool SP1 has the same surfaces (A_1) on both extreme faces, while spool SP2 features a more complex geometry: in particular the stem of

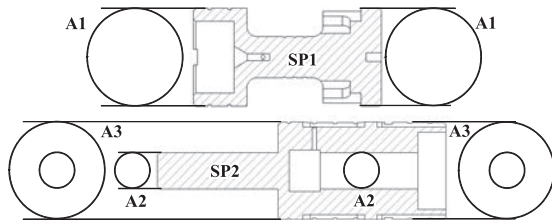


Fig. 6 Working areas of the LC's spools

SP2 creates a small surface (A_2) exposed to chamber C and an annulus surface (A_3) to chamber E. In addition spool SP2 houses a piston (it has the same diameter of the stem) that creates a small surface (A_2) exposed to chamber P and an annular surface (A_3) to LSG.

SP1 and SP2 spools work together, nevertheless they have different tasks: spool SP1 regulates the pressure upstream the metering area in addition to its check valve behaviour, while spool SP2 controls the LS signal generation (LSG) working as a pressure reducing valve that throttles a modest flow rate from P into LSG line; this line is always connected to tank by a bleed orifice (inserted into the outlet section).

Moreover spool SP2 also performs a hybrid shuttle valve function for the “selection” of the LS signals in each activated PDCV. Thus the presence of “real” shuttle valves is not necessary in the current configuration: this solution prevents drop of actuators that occurs in “conventional” LS circuits when the load pressure is transferred through the PDCV to the shuttle valve and then into the LSG line.

5. The PDCVs' functioning

At first, to understand the PDCVs' behaviour only one module is taken into consideration.

5.1 Rest position

At rest (Fig. 7) there are no pilot signals so the main spool stays spring centred. Chambers D-E are connected to tank through the main spool's radial-axial holes and the LSG signal

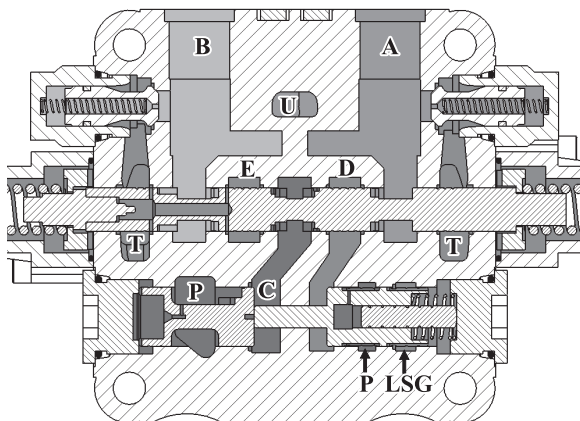


Fig. 7 Pressure distribution at rest position

is zero so pump delivery pressure is decided by the UV setting.

As a consequence different forces acting on LC keep spools in contact and displaced as in Fig. 7 (the real LC displacement at rest condition depends on clearances between spools and casing that also determine the transfer of pump delivery pressure into chamber C).

5.2 Transient

When a pilot signal is issued, for instance p_{xA} , the transient starts.

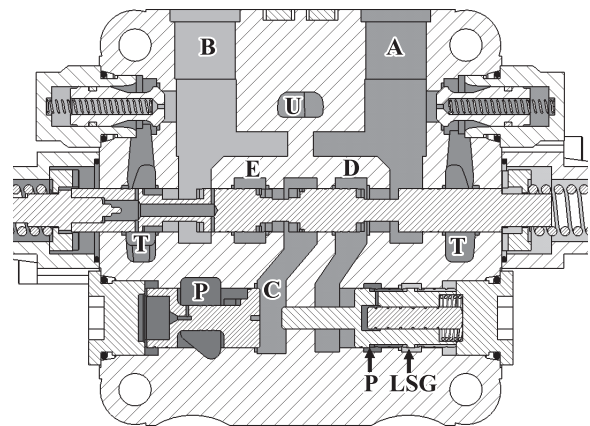


Fig. 8 General condition during transient

The new main spool position connects load port A with chambers D, E and C so load pressure (p_L) can act on surfaces A_3 and A_1 in chamber C: as a result spool SP1 moves to the left preventing backflow while spool SP2 shifts to the right connecting the pilot line P to the LSG line progressively increasing the LSG pressure level (Fig. 8).

Consequently the pump delivery pressure increases and this tendency continues until spools SP1 and SP2 can change position and move to come in contact: in this situation pressures in chamber E and in the LSG line are equal and the transient is ended.

5.3 Steady state condition (highest load)

At this stage both spools remain in contact and, under the hypothesis that only one user is active in the circuit, LC determines its spools' positions (Fig. 9) so to create the LS signal equal to the load pressure and transfer pump delivery pressure into chamber C.

However, if the user (a linear actuator) reaches an end-stop and the command on the PDCV persists LC spools separate.

5.4 Steady state condition (lower loads)

When multiple PDCVs are simultaneously active, each LC that controls a generic load with the exception of the highest behaves as displayed in Fig. 10.

The LSG line pressure is determined by the highest load

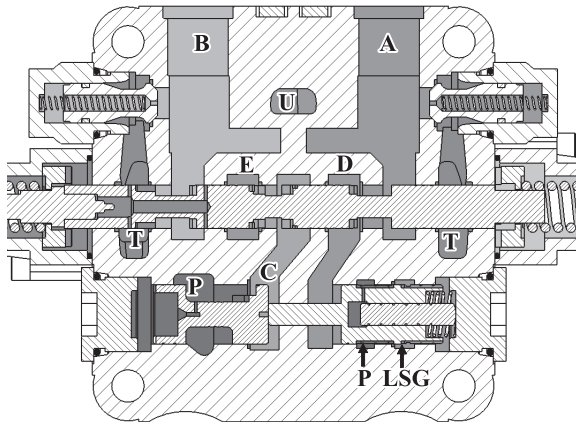


Fig. 9 Highest load condition when transient is finished

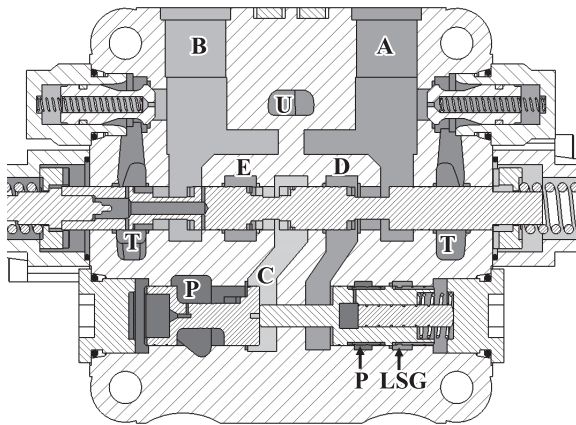


Fig. 10 Lower load condition when transient is finished

so the LC maintains its spools in contact. These shift so to regulate chamber C pressure that is now different from pump delivery pressure (this aspect will be detailed in the next paragraph).

5.5 The maintaining of Δp across metering edges

An important aspect concerns the evaluation of the Δp across the main spool metering area when LC is regulating and its spools are in contact. Figure 11 presents the equivalent ISO scheme of the boom-swing LC and provides the pertinent nomenclature. The equilibrium condition of spools SP1 and SP2 is described by Eq. (3).

$$\begin{cases} p_P \cdot A_1 = p_C \cdot A_1 + F \\ p_C \cdot A_2 + p_E \cdot A_3 + F = p_P \cdot A_2 + p_{LSG} \cdot A_3 + f_s \end{cases} \quad (3)$$

Considering spools in contact during LC steady state

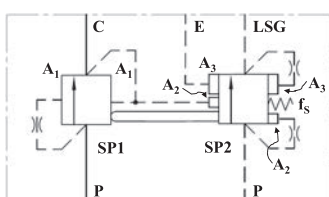


Fig. 11 ISO scheme of the boom-swing LC

regulating conditions, the mutually exchanged contact force (F) cancels, hence it is possible to write Eq. (4) where the last term is the equivalent pressure setting (p_{LC}^*) of the LC's spring.

$$p_C \cdot \frac{A_1 - A_2}{A_3} = p_P \cdot \frac{A_1 - A_2}{A_3} + p_E - p_{LSG} - \frac{f_s}{A_3} \quad (4)$$

Under the hypothesis that SP1 and SP2 have equal external diameters (as a consequence $A_1 - A_2 = A_3$), Eq. (4) becomes Eq. (5).

$$p_C = p_P + p_E - p_{LSG} + p_{LC}^* \quad (5)$$

Now, considering many PDCVs operating multiple functions simultaneously, every Δp across metering areas $A(x)$ is known. For the highest load ($p_E = p_{LSL} = p_{LSG}$) Eq. (6) can be written as:

$$\Delta p|_{A(x)} = p_C - p_E = p_{DPL}^* - p_{LC}^* \quad (6)$$

In this situation the Δp across the main spool metering area is constant so the flow rate directed to the actuator depends only on the flow area $A(x)$. For lower loads ($p_E = p_{LSL} < p_{LSG}$) Eq. (6) is still valid and the Δp across respective metering areas stays constant ("loads interference" does not take place).

5.6 Control of pump flow saturation

The analysed PDCV correctly handles pump flow saturation. For better comprehension, two users are considered with their PDCVs main spools so displaced to generate their maximum metering areas, one charged with the highest load (H) and the other with a lower load (L). Accordingly $p_{E,H} > p_{E,L}$. When flow saturation occurs, requested flow rates ($Q_R = Q_{RH} + Q_{RL}$) are in excess of pump flow rate (Q_P). The pressure drop $\Delta p'$ across the PDCV_H metering area is lower than that existing on PDCV_L still controlled by its LC. Hence, while user L receives Q_{RL} user H only profits of the remainder ($Q_P - Q_{RL}$) which is, in fact, lower than the desired Q_{RH} . At the same time pressure $p_{C,H}$ decreases inducing SP1_H to move right determining the new pump delivery pressure (Eq. (2) is not valid anymore). Consequent to this pressure, SP1_L moves left until force balance is re-established. Now from Eq. 5, the new $p_{C,L}$ can be determined and therefore the Δp across PDCV_L is equal to $\Delta p'$. Therefore the total flow rate directed to users is equally shared between both.

5.7 SP1 and SP2 with different external diameter

SP1 and SP2 spools' external diameters are a design degree of freedom that can affect system behaviour (however SP2 external diameter is considered constant). If diameters are different, two cases take place. At first let us consider the situation where the surfaces' ratio introduced in Eq. (4) is greater than one (as a consequence $A_1 - A_2 > A_3$). The new Δp across the metering area is now described by relation (7),

neglecting the modest spring's force (p_{LC}^*).

$$p_C - p_E > p_P - p_{LSG} = p_{DPL}^* \quad (7)$$

This means that with the same load ($p_E = \text{const.}$) the attained Δp is higher than that associated with an areas ratio equal to one. Consequently, if x is the same, the flow rate directed to the actuator increases even though the load is constant: this difference is not too large but certainly represents an additional design opportunity for fine tuning control of the LS system. Conversely, if the opposite condition takes place (the surfaces' ratio is smaller than one, so $A_1 - A_2 < A_3$), equation (8) becomes valid: now the Δp across the metering area is lower and the actuator's velocity decreases.

$$p_C - p_E > p_P - p_{LSG} = p_{DPL}^* \quad (8)$$

6. A step forward

A thorough analysis on other PDCVs, such as that serving the bucket, brings to evidence a different design approach for SP2 and its piston (Fig. 12): the connection between chamber F and the LSG line occurs through an orifice O_F .

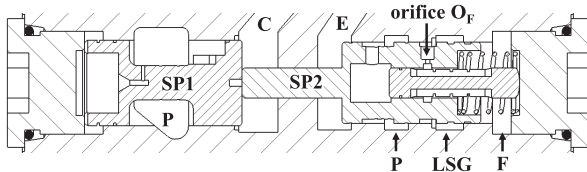


Fig. 12 Longitudinal section of the bucket LC

When multiple actuators are operated simultaneously, this solution avoids or at least limits actuators velocity reduction as soon as one of them reaches its end-stroke and the operator command still persists. In fact, without the orifice, p_F

would coincide with p_{LSG} that, in turn, would reach the maximum pressure allowed by the RV; in this situation other LCs would be shifted left, limiting SP1 flow areas and therefore their respective flow rates.

Viceversa, the presence of orifice O_F uncouples p_F and p_{LSG} (it is discharging flow!) so that p_{LSG} cannot reach the maximum permitted value and its negative influence on other LCs' regulation is reduced (actuators can still move with the desired velocities).

7. The AMESim model of the bucket PDCV

In order to confirm the previous analysis, quantify some data and foresee the PDCV's behaviour by varying specific design parameters, the component has been modelled using AMESim (Fig. 13).

An extensive use of the HCD Library has been made: for instance the main spool presents a complex design with land notches as visible in Fig. 14 where plots of generated flow areas vs. spool displacement are also indicated.

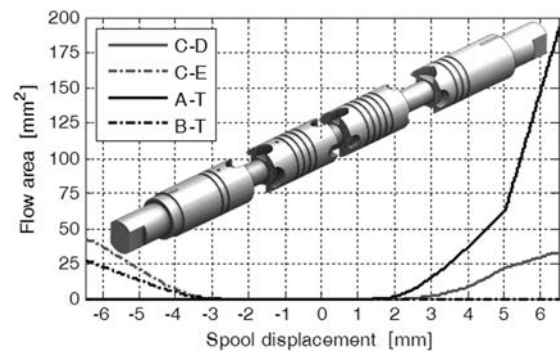


Fig. 14 Bucket PDCV's main spool geometry and flow areas

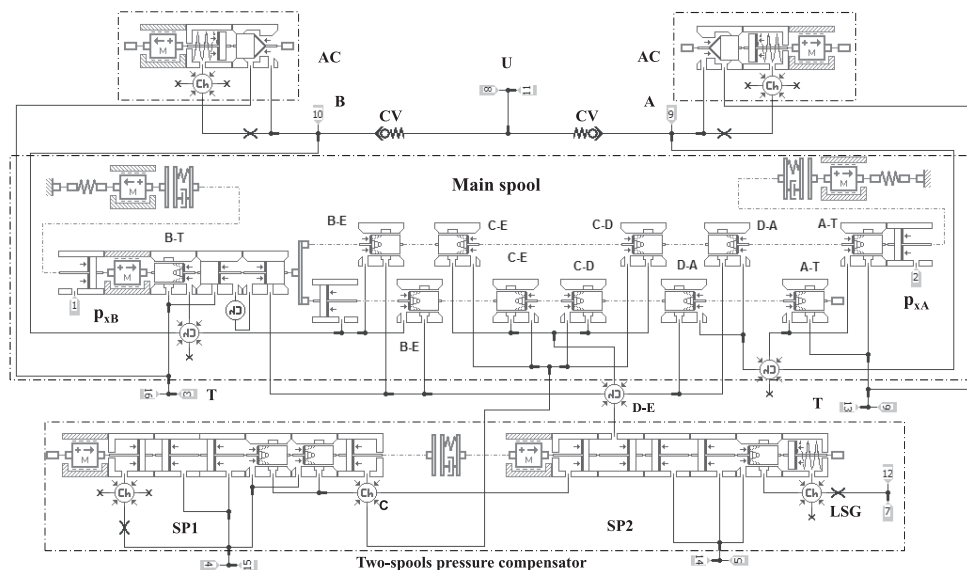


Fig. 13 AMESim sketch of the bucket PDCV

7.1 Model experimental validation

Tests conducted on the excavator allowed to acquire different data during the bucket test at various locations in the circuit, as indicated in Fig. 15.

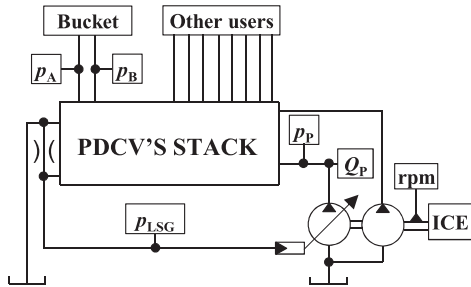


Fig. 15 Simplified machine layout with transducers positioning

7.2 Bucket closing and opening

This work cycle consists in the complete closing and opening of the bucket leaving other PDCVs at rest. Fig. 16 shows plots of pressures p_P and p_{LSG} , while in Fig. 17 pump flow rate is visible.

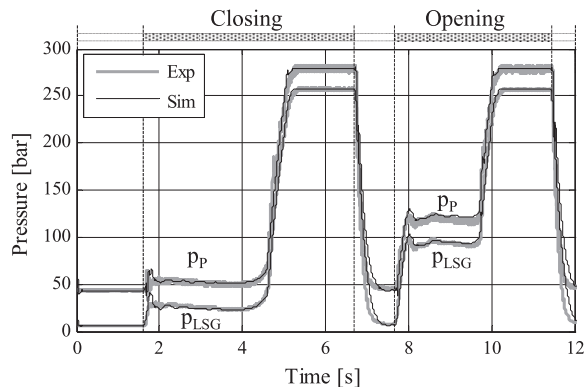


Fig. 16 Bucket test, p_P and p_{LSG} pressures

After a short initial delay (1.7 sec.) a command is issued aiming at the full closing of the bucket: the signal persists for a time period sufficient to complete this process and thereafter guarantee the intervention of the RV (4.6 sec.) in order to stabilize the system. The command ends (6.8 sec.) and then is so enacted (7.7 sec.) to feed the pump flow rate to the rod chamber of the bucket actuator. Also in this case the signal persists for a time period sufficient to complete bucket opening and grant pressure control through the RV (9.7 sec.). Due to hoses compliance, when the actuator reaches either end-stops, the pump flow rate quickly falls to about 20 L/min (conforming to the minimum swash plate angle). This minimum flow rate complements hoses expansion and thereafter both pressure and flow rate increase. While the

former is limited by the RV (Fig. 16), the latter is instead bounded by the TL intervention (Fig. 17).

Pressures and flow rate comparisons indicate a good agreement between simulated and experimental results, though slight mismatches sometimes appear due to the simplifications introduced. For instance, since pump volumetric efficiency has only been measured at maximum displacement, experimental and simulated flow rates do not match exactly.

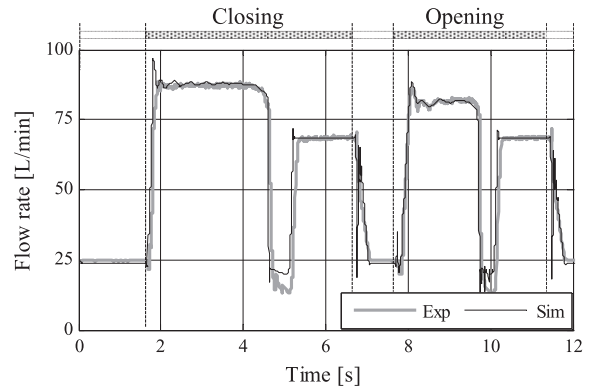


Fig. 17 Bucket test, piston pump flow rate

To confirm previous theoretical analyses and remarks, Fig. 18 supports aspects addressed in paragraph 5 concerning the LC behaviour.

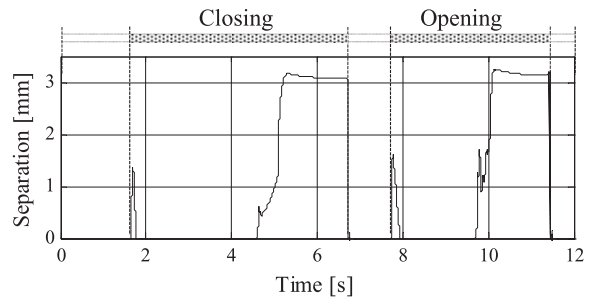


Fig. 18 Bucket test: separation between SP1 and SP2 spools

Separation between spools SP1 and SP2 is manifest during transients (around 1.7 and 7.7 sec.) and when the actuator reaches its end-stops (4.6 → 6.8 sec. and 9.7 → 11.5 sec.). This does not happen when LC is regulating (1.8 → 4.6 sec. and 8 → 9.7 sec.).

In addition, with reference to paragraph 6, pressures in LC's chambers are shown in Fig. 19 where during bucket opening (7.5 → 9.7 sec.) p_E coincides with p_F while p_{LSG} is lower due to the influence of orifice O_F .

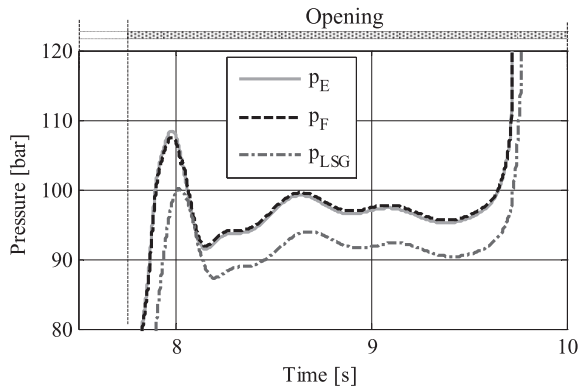


Fig. 19 Bucket opening: pressures p_E , p_F and p_{LSG}

8. Some virtual analyses

Simulations presented hereafter aim at scrutinizing the effects on system controllability consequent to the absence/presence of orifice O_F and to the adoption of different external diameters for the SP1 spools. To this purpose two PDCVs have been considered (Fig. 20) driving identical linear actuators charged with different and time varying loads (Load Act 1 < Load Act 2).

Non-dimensional commands shown in Fig. 21 on the two PDCVs are purposely conceived to evidence relevant system

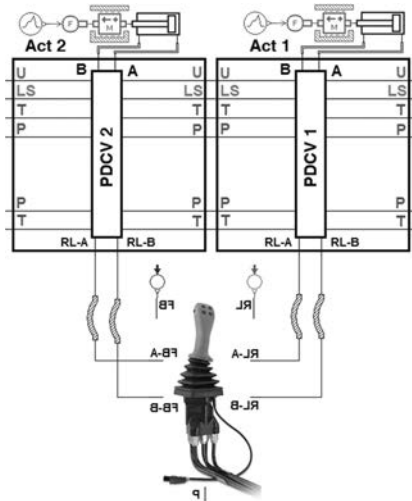


Fig. 20 AMESim sketch of the hydraulic system

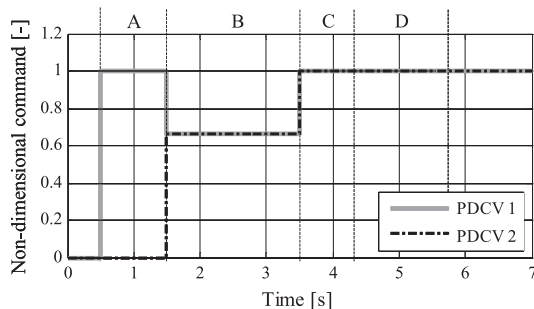


Fig. 21 Non-dimensional commands

working phases: single movement (A), simultaneous movements (B), simultaneous movements in presence of flow saturation (C), single movement of actuator 2 consequent to actuator 1 reaching an end-stop (D). Commands time history determining main spools displacements has been kept the same for all investigations presented henceforth.

The torque limiter TL has been deliberately suppressed.

8.1 Absence of orifice O_F in PDCVs

In this baseline system SP1 and SP2 have identical external diameters so that $A_1 - A_2 = A_3$. Fig. 22 (top) shows pressure drop Δp across PDCVs main spools, whereas correspondent actuators velocities and displacements are reported at the bottom.

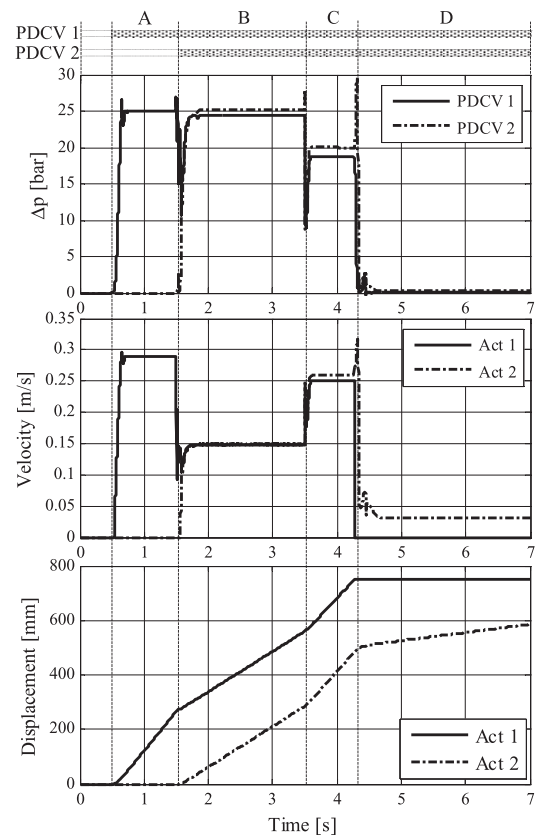


Fig. 22 Baseline system: Δp across metering areas, velocities and displacements

While only actuator 1 is moving (A phase) the Δp across the PDCV 1 metering area is 25 bar under control of the DPL.

From 1.5 sec. phase B begins and both PDCVs spools are positioned at an identically reduced travel (65%) so to avoid flow saturation. Despite different loading conditions the pressure drop on metering edges of both spools are quite close one another leading to practically identical actuators velocities. At about 3.5 sec. phase C is started where both spools are fully shifted (100%). The system is now facing flow

saturation (requested flow exceeds pump capacity) and the pressure drop Δp across spools metering edges is reduced. Consequently, actuators velocities though diminished remain constant during this phase thus preserving controllability.

The D phase starts when Act 1 reaches its end-stop (4.3 sec.) and its velocity falls to zero. Now the global LS signal p_{LSG} that was associated in previous phases with Act 2, is instead determined by Act 1 and is limited to about 270 bar by the RV. This bears a quite significant effect on the PDCV2 local compensator whose spools SP1 and SP2, in contact, become shifted to the left. Consequently, the Δp across the PDCV2 main spool metering edge drops sharply to less than 1 bar and Act 2 velocity becomes extremely low as Fig. 22 indicates. By evidence, in phase D controllability is lost. Changing the diameter of the two SP1 spools remedies this unacceptable behavior. For PDCV1 the baseline diameter was increased by 2.1 % while for PDCV2 the increase was 7.9 %.

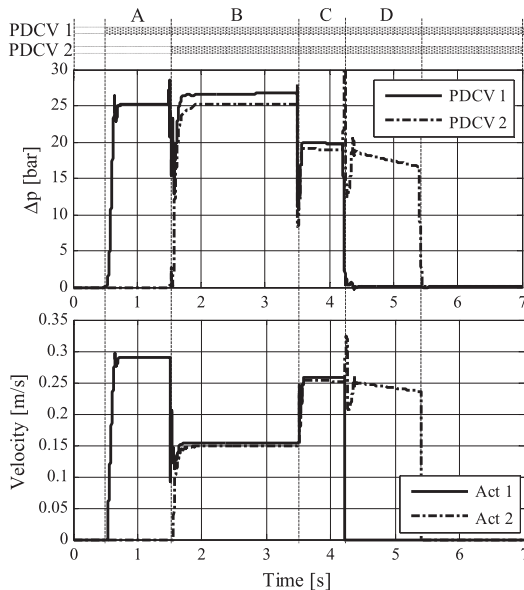


Fig. 23 Baseline system with SP1 different diameters

This intervention (Fig. 23) has almost negligible effects on the first three phases but is certainly beneficial in phase D where controllability of Act 2 is largely improved.

8.2 Presence of orifice O_F

The analysis is then extended in that the baseline configuration is again considered with the sole addition of orifices O_F in the two SP2 spools of local compensators (Fig. 24).

This is done to appraise consequences entailed by orifices O_F that, for higher load, uncouple p_{LSG} and p_F preserving the already existent proximity between p_E and p_F (see Fig. 25).

Fig. 26 shows that this leads to a system whose

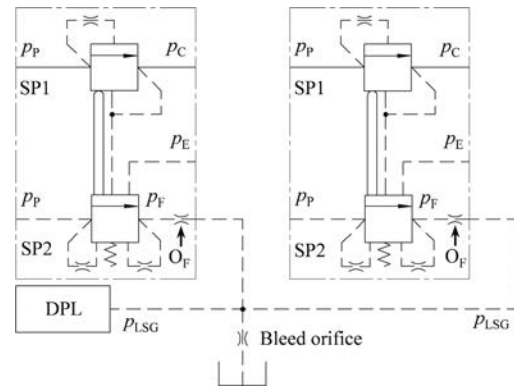


Fig. 24 Presence of orifice O_F

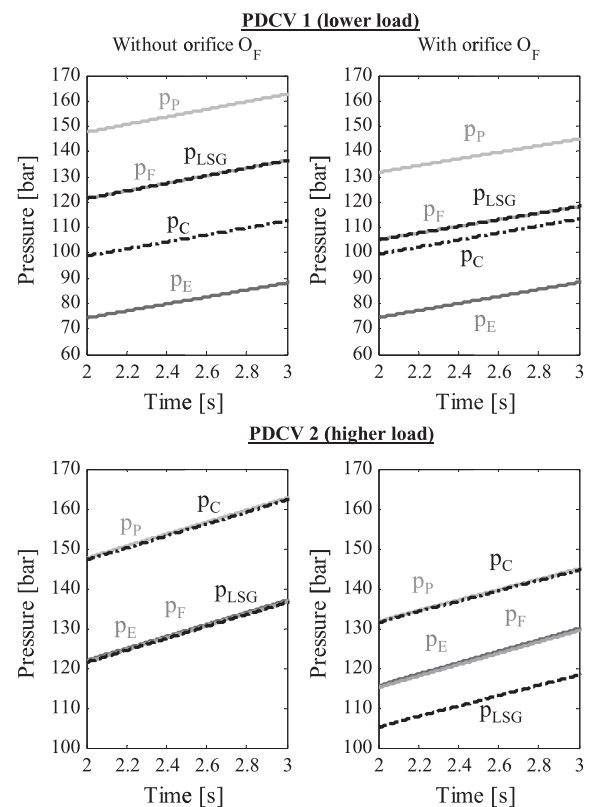


Fig. 25 Pressures inside a PDCV in phase A

controllability is clearly load dependent.

In fact, in phase A, as load increases, a noticeable difference is represented by a lower and linearly decreasing Δp across the PDCV 1 metering area (Fig. 26) with a concomitant velocity reduction.

Furthermore, phases B and C are adversely affected and specifically with respect to the higher loaded Act 2. Instead, in phase D the Δp across PDCV 2 metering area is slightly above 20 bar, so actuator 2 is now under control through the beneficial effect of the orifice. However, it should also be observed that going from phase C to phase D a sudden increase in PDCV 2 Δp causes an unpleasant increase in actuator's velocity. Thus, pro's and con's exist associated with

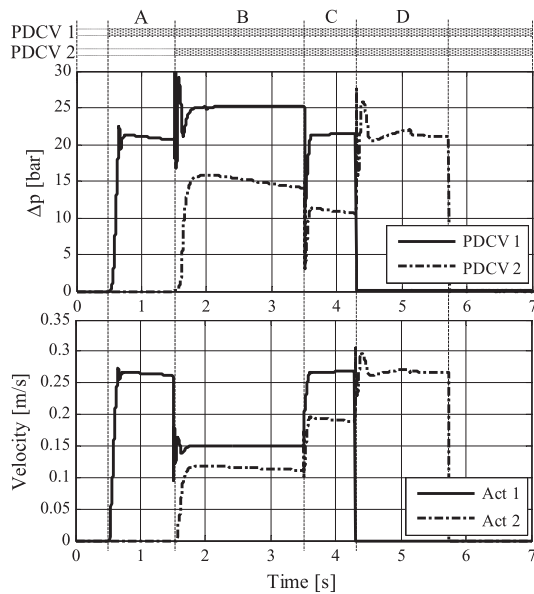
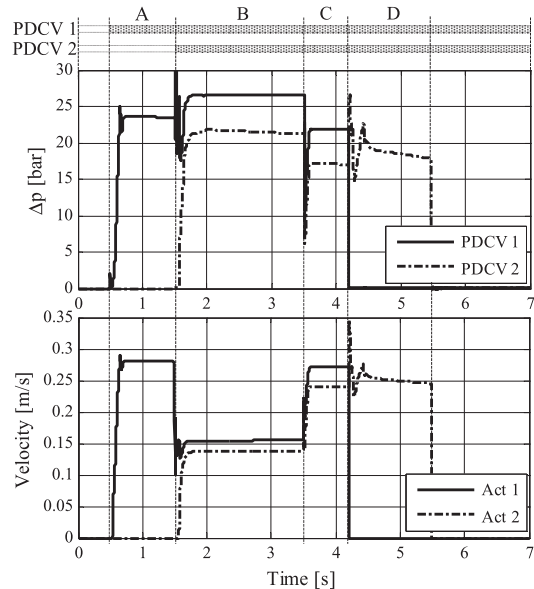
Fig. 26 Baseline system with orifice O_F 

Fig. 27 Modified system

the adoption of orifice O_F .

Wishing to investigate further it was decided to act not only on the external diameters of the SP1 spools but also on the orifice diameters.

The baseline SP1 diameters were increased by 2.1% and 5.3% for the PDCV 1 and PDCV 2 respectively, while the orifice O_F was enlarged by 33%. Attained results are shown in Fig. 27 where a positive effect in terms of controllability is observed in all phases along with a mitigation relative to load dependency. There is no doubt that phase D is handled in a

rather satisfactory way.

9. Conclusions

The present paper addressed some aspects of a “hybrid” PDCV of a commercial hydraulic excavator. Starting from a general description, the entire stack has been presented as well as modifications about the original layout of the hydraulic circuit. Afterwards, pressure compensation in these LS PDCVs has been analysed to show some peculiarities relative to the LS signal generation. The mathematical model of the PDCV has been presented and validated showing good agreement between experimental and simulated data. Virtual simulations were then performed to predict in contrast with a baseline configuration the influence on system controllability consequent to absence/presence of orifice O_F and to modifications of SP1 external diameter. The essential and distinct roles of these design variables have been clarified.

A more comprehensive study would have required an optimization approach that was however beyond the scope of the present research.

References

- 1) Zarotti, L. G., Nervegna, N., : Saturation Problems in Load Sensing Architectures, Proceedings of the National Conference on Fluid Power, 43rd Annual Meeting, Chicago, USA, p. 393-402, (1988).
- 2) LaFayette, G., Gruettter, S., Gandrud, M., Laudenschach, B., Koenemann, D.: Integration of Engine & Hydraulic Controls for Best Operation, 52nd National Conference on Fluid Power, Las Vegas, USA (2011).
- 3) Lantto, B., Palmberg, J.-O., Krus, P., : Static and Dynamic Performance of Mobile Load Sensing Systems with Two Different Types of Pressure - Compensated Valves, SAE Tech. paper No. 901552, (1990).
- 4) Rosenbecker, K., Chmielewski, C., : HUSCO's CompCheck® Technology – An Innovation Approach for Load Sensing Systems, SAE Tech. paper No. 932406, (1993).
- 5) Aoki, Y., Uehara, K., Hirose, K., Karakama, T., Morita, K., Akiyama, T., Oda, Y., : Load Sensing Fluid Power Systems, SAE Tech. paper No. 941714, (1994).
- 6) US Patent No. 5533334
- 7) US Patent No. 5735311

〒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