

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

Jan.2012 Vol.43 No.1

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「解析技術」



——目 次——

特集「解析技術」			
【挨拶】			
年頭に当たり	横田 眞一		9
【巻頭言】			
「解析技術」の発行にあたって	柳田 秀記		10
【解説】			
オリフィス流れの計測融合シミュレーション	川嶋 健嗣, 中尾 光博		11
油圧機器内の流れ解析 (スプール弁内部の流れ解析)	田中 和博		14
溶解気体の分離を考慮したキャビテーション流れ解析	井小萩利明, 落合 直哉		17
油圧系のモデリングとHILS	眞田 一志		20
油圧機器・回路設計に用いられるCAE	桜井 康雄		23
ダンブトラック開発への解析主導型設計の適用	佐藤 隆之, 樋口 武史, 石原 和典, 岩城 毅		26
自動車における油圧解析技術	平工 賢二		30
【FPIC会議報告】			
FPM2011におけるフルードパワー技術研究動向	金 俊完		33
日本機械学会2011年度年次大会におけるフルードパワー技術の研究について	小薮栄太郎		36
第29回日本ロボット学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		38
【教室】			
おもしろ油圧機構 第5回 流量制御弁	大橋 彰		40
おもしろ空気圧「ショックアブソーバ」	大川 滋		43
【トピックス】			
中国駐在員日記	豊岡 司		46
産業オートメーション技術における国際標準化—国際標準化機関と標準化活動—	五嶋 裕之		49
【研究室紹介】			
神奈川工科大学山本研究室	藤田 玲洋, 町田 忠計		52
【企画行事】			
平成24年度企画行事紹介	大内 英俊, 桜井 康雄		56
夏休み小学生自由研究教室 (福岡工業大学 フルードパワーロボット体験教室)	加藤 友規		59
【コーヒープレイク】			
手押し井戸ポンプ	大橋 彰		45
【会告】			
平成23年度 ウインターセミナーのお知らせ			2
平成24年 春季フルードパワーシステム講演会のお知らせ			3
平成24年 春季フルードパワーシステム学会講演会 オーガナイズドセッションの講演募集案内			5
各委員会名簿			7
平成24年 春季講演会併設セミナー「電動とフルードの社会貢献」			8
第2回 フルードパワーに関する日中国際共同ワークショップの開催および論文募集のお知らせ			29
共催・協賛行事のお知らせ			35
論文集委員会よりのお知らせ			55
その他			1, 6, 35, 62

■表紙デザイン：山本 博勝 (株)豊島

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

Vol. 43, No. 1

January 2012

—Contents—

Special Issue “Simulation Technology”		
【Greeting Message】		
A Letter of Greetings as an Inaugural Address from the President	Shinichi YOKOTA	9
【Preface】		
At the Special Issue of “Simulation Technology”	Hideki YANADA	10
【Explanation】		
Measurement-integrated Simulation of an Turbulent Orifice Flow	Kenji KAWASHIMA, Mitsuhiro NAKAO	11
Numerical Analysis of Internal Flow in Oil-hydraulic Components	Kazuhiro TANAKA	14
Cavitating Flow Analysis Considering Dissolved Gas Separation	Toshiaki IKOHAGI, Naoya OCHIAI	17
Modeling Oil-hydraulic System for HILS	Kazushi SANADA	20
CAE for Design of Oil-hydraulic Component or Circuit	Yasuo SAKURAI	23
Application of Analysis Leads Design Technology to Development of Mining Dump Truck	Takayuki SATO, Takeshi HIGUCHI, Kazunori ISHIHARA, Takeshi IWAKI	26
Hydraulics Analysis for Automotive System	Kenji HIRAKU	30
【FPIC Report】		
Research Trend Concerning the Fluid Power Technology at FPM 2011	Joon-wan KIM	33
A Report on Research Trends in Fluid Power at the Mechanical Engineering Congress, 2011 Japan	Eitaro KOYABU	36
Researches on Fluid Power Technologies in 29th Annual Conference of the Robotics Society of Japan	Kazuhiro YOSHIDA	38
【Lecture】		
No. 5 Flow control valve	Akira OHASHI	40
Shockabsorber	Shigeru OKAWA	43
【Topics】		
My Diary in China	Tsukasa TOYOOKA	46
International Standardization of Factory Automation —International Organization and Activity—	Hiroyuki GOTO	49
【Laboratory Tour】		
Yamamoto Laboratory in Kanagawa Institute of Technology	Akihiro FUJITA, Tadakazu MACHIDA	52
【JFPS Activities】		
Introduction of event of JFPS in 2012	Hidetoshi OOUTI, Yasuo SAKURAI	56
Report on “Experience Fluid Power Robot for School Children” Held at Fukuoka Institute of Technology in the Summer of 2011	Tomonori KATO	59
【Coffee Break】		
	Akira OHASHI	45
【JFPS News】		
	1, 2, 3, 5, 6, 7, 8, 29, 35, 55, 62	

会 告

〈理事会・委員会日程〉

12月20日	基盤強化委員会
1月12日	委員長会議
1月19日	情報システム委員会
1月27日	理事会
2月3日	企画委員会
2月17日	編集委員会

〈第4回 理事会〉

11月25日 15:00～17:00 機械振興会館5S-2
(出席者15名)

- 1) 一般法人移行準備状況について
- 2) 次期会長の人選について
- 3) 学会賞の選考委員長選任について
- 4) 平成24年度フェロー推薦について
- 5) 会誌電子データ購入について
- 6) 各委員会よりの報告
- 7) 第8回国際シンポジウム進捗状況について
- 8) 趙丁選教授招聘について
- 9) その他

〈委員会報告〉

第4回委員長会議

11月11日 15:00～17:00
キャンパスイノベーションセンター（田町）
(出席者7名)

- 1) 一般法人移行準備状況について
- 2) 次期会長の人選について
- 3) 平成24年度フェロー推薦について
- 4) 会誌電子データ購入について
- 5) 各委員会よりの報告
- 6) 第8回国際シンポジウム進捗状況について
- 7) 趙丁選教授招聘について
- 8) その他

第3回企画委員会

12月2日 15:00～17:00
キャンパスイノベーションセンター（田町）
(出席者12名)

- 1) 平成22年度立案企画の定期事業に関する報告・審議事項
 - ① 若手育成FP道場6WGの報告
 - ② その他
- 2) 平成23年度立案企画の定期事業に関する報告・審議事項
 - ① オータムセミナーについて
 - ② ウィンターセミナーについて
 - ③ 日中ワークショップについて
 - ④ 平成24年度春季フルードパワーシステム講演会について
 - ⑤ 企画・編集合同企画（講演会併設セミナー）について
 - ⑥ 教育講座について
 - ⑦ 平成24年度秋季フルードパワーシステム講演会について
 - ⑧ WGの構成について
 - ⑨ その他
- 3) 確認事項
 - ① 会誌1月号の予定会告記事
 - ・ウィンターセミナーの開催会告
 - ・平成24年度春季フルードパワーシステム講演会関連
 - ② その他

第4回編集委員会

12月9日 14:00～17:00
キャンパスイノベーションセンター（田町）
(出席者15名)

- 1) 学会誌発行状況報告
- 2) Vol.43 No.1～Vol.44 No.1の編集計画について
- 3) その他
 - ① FPIC会議報告
 - ② 執筆要項1.(9)社名・商品名・ロゴマークについて
 - ③ トピックスの進捗状況
 - ④ 単発の解説記事について
 - ⑤ FPS辞典について
 - ⑥ 平成24年春季合同セミナーについて
 - ⑦ 学会誌43巻表紙カラーについて

会 告

平成23年度 ウィンターセミナーのお知らせ 「圧縮空気エネルギーの有効利用技術」

開催趣旨：

地球環境保護のためのCO₂削減だけでなく、原子力発電の是非をめぐるエネルギーの安定供給が課題となる中、エネルギーに関する話題は尽きません。フルードパワーが活躍する各現場においてもより一層の省エネ、高効率化が求められています。フルードパワーの中でも特に圧縮空気は従来よりクリーンな動力源として注目、期待されていますが、比較的低いとされる効率面などからその利用は一部にとどまっています。このような状況において、クリーンな動力媒体である圧縮空気の適用範囲拡大や産業界のさらなる高効率化のために、圧縮空気をより効率的に利用する技術が重要となってきました。

本セミナーでは、圧縮空気の利用やその周辺技術についてエネルギーの観点から着目し、関連技術の現状、課題などを、各分野でご活躍の講師を招いて、紹介、解説いただく予定です。多くの方々の積極的な参加をお待ちしております。

開催日：2012年2月24日(金)

会 場：キャンパス・イノベーションセンター東京 806会議室

東京都港区芝浦3-3-6 (東京工業大学田町キャンパス敷地内)

<http://www.cictokyo.jp/access.htm>

プログラム (予定)：

10:30～10:35 開会の挨拶 企画委員長 大内 英俊 (山梨大学)

10:35～11:35 「クリーンエネルギー変換技術としての圧縮空気技術の課題と展望」
NTTデータ経営研究所 竹内 敬治

11:35～13:00 休憩 (昼食)

13:00～14:00 「エアパワーメータを用いた空気圧システムの省エネ」 東京メーター株式会社 山本 円朗

14:00～14:10 休憩

14:10～15:10 「空気の旋回流を用いた非接触搬送」 東京工業大学 リ シン

15:10～15:20 休憩

15:20～16:20 「空気圧機器の省エネルギー」 SMC株式会社 妹尾 満

16:20～16:30 閉会の挨拶, アンケート記入

参加費：参加費にはセミナーの聴講料およびテキスト1冊の代金が含まれます。

(1) 事前登録 (締切日：平成24年2月14日厳守)

正会員 賛助会員企業の社員	名誉会員・名誉員 シニア員・ジュニア員 学生会員 ^{*1}	工業会会員企業の社員 共催・協賛団体の正会員	一 般
14,000円	5,000円	16,000円	19,000円

(2) 事前登録締切日以降

正会員 賛助会員企業の社員	名誉会員・名誉員 学生会員 ^{*2}	工業会会員企業の社員 共催・協賛団体の正会員	一 般
15,000円	7,000円	17,000円	20,000円

*1 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。

*2 事前登録締切日以降は、シニア員・ジュニア員の参加費は正会員と同じになります。

申し込み方法：

参加申込書を当学会のホームページ (<http://www.jfps.jp>) からダウンロードし、E-mailに添付して学会事務局 (info@jfps.jp) 宛にお送りください。また、これと同時に参加申込書に記載の口座に参加費をお振込みください。

なお、請求書払いをご希望の場合は参加申込書の所定欄にチェックして申込みいただければ後日学会事務局から請求書

をお送りいたします。参加申込後、数日を経ても学会事務局から連絡がない場合は、電話（03-3433-8841）にてお問い合わせください。

(1)郵便振替貯金 00110-3-133690

(2)三井住友銀行 日比谷支店(普) 7611417

*口座名はいずれも「社団法人 日本フルードパワーシステム学会」です。

問合せ先：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

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24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24年5月24日(木)、25日(金)

講演募集要項

平成24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。本講演会は通常の一般講演に加え、フルードパワーの魅力にフォーカスしたオーガナイズドセッションとして、「ミクロとマクロでブレイクスルーを支えるフルードパワー」、「フルードパワーシステムのトライボロジーとその周辺技術」、「生体協調システムとしてのフルードパワー」を企画しました。また、24日午後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「電動とフルードの社会貢献」を、25日午後は特別企画として、23日に開催されます日中ワークショップのため中国からお招きした研究者による特別講演を予定しております。本講演会が参加者皆様の情報交換ならびに交流の場となれば幸いです。どうぞ奮ってご参加いただきますようご案内申し上げます。

1. 開催日時：平成24年5月24日(木)～25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/kaikan.htm>)

3. 講演の種類：学術講演。基本的に講演内容はフルードパワーシステムの分野に関連するものに限りします。

4. 講演申込者の範囲：共催両学会の会員およびその会員を含むグループ。ただし、講演者は会員に限りします。

5. 講演申込要領：

(1) 申込方法：講演申込者は、当学会のホームページ (<http://www.jfps.jp>) 上で講演申込を行って下さい。詳細はホームページをご覧ください。

(注) 郵送、FAXでの申込は受けつけません。また、講演申込後の講演タイトル等の変更は認めませんのでご注意ください。

(2) 講演申込締切日：平成24年3月28日(水) (注) 参加登録は別途必要です。7. 項をご参照ください。

(3) 前刷原稿の書式：1 題目につき3 頁(図・表含む)。サンプルファイルを学会ホームページ (<http://www.jspmi.or.jp/kaikan.htm>) からダウンロードしてご使用ください。なお平成21年度の春季講演会より前刷り原稿フォーマットが大幅に変更されておりますので、ご注意ください。

(4) 前刷原稿締切日：平成24年4月11日(水)必着

締め切りを論文集作成に必要な最小日数で設定しました。締切日に未着の原稿は論文集に掲載できない場合がありますので、ご注意ください。

(5) 前刷原稿提出方法：PDF化した原稿ファイルを学会ホームページ (<http://www.jfps.jp>) 上からご提出ください。詳細はホームページをご覧ください。PDF化に際しましては図・写真の画質にご注意ください。なお、ファイルサイズは2MBまでです。

6. 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)です。

- (2) 座 長：会員の中からあらかじめ見識ある方を人選します。
- (3) 講演論文集：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分間の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。

7. 参加登録：

- (1) 講演会の参加者は参加登録が必要です。また、講演者は前刷原稿締切日（平成24年4月11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。

事前登録（平成24年5月9日（水）まで 厳守）の方は、次の表に示す割引料金となります。

※ただし講演者の方は上記7. (1)のとおり、前刷原稿締切日（平成24年4月11日（水））までに事前登録をお願い致します。

	正会員・ 賛助会員企業の社員	名誉会員・名誉員*2・ 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	18,000円	10,000円	20,000円	23,000円
	10,000円*1			
併設セミナー	14,000円	5,000円	16,000円	19,000円
	5,000円*1			
講演会+併設セミナー	30,000円	13,000円	34,000円	40,000円
	13,000円*1			

平成24年5月10日（木）以降（講演会当日を含む）のご登録の場合

	正会員・ 賛助会員企業の社員	名誉会員・名誉員*2・ 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

*1 シニア員*2、ジュニア員*2（事前登録の場合のみ）

*2 会員資格について不明な点は、学会事務局までお問い合わせください。

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。

- (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・名誉会員・賛助会員企業の社員は6,000円、フルードパワー工業会会員企業社員、協賛・共催団体社員は8,000円、一般は10,000円にて、当日受付において購入できます。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。

8. 連絡先：(社)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

- (1) 郵便振替貯金 00110-3-133690

- (2) 三井住友銀行 日比谷支店（普）7611417

*口座名はいずれも「社団法人 日本フルードパワーシステム学会」です。

会 告

平成24年春季フルードパワーシステム学会講演会

オーガナイズドセッションの講演募集案内

「ミクロとマクロでブレイクスルーを支えるフルードパワー」

「フルードパワーシステムのトライボロジーとその周辺技術」

「生体協調システムとしてのフルードパワー」

(社)日本フルードパワーシステム学会 企画委員会

平成24年の春季フルードパワーシステム講演会では、オーガナイズドセッションとして「ミクロとマクロでブレイクスルーを支えるフルードパワー」、「フルードパワーシステムのトライボロジーとその周辺技術」および「生体協調システムとしてのフルードパワー」を企画しております。皆さまからの多くのご参加をお待ちしております。

・「ミクロとマクロでブレイクスルーを支えるフルードパワー」

オーガナイザー：伊藤 和寿（芝浦工業大学教授）

竹村研治郎（慶応義塾大学専任講師）

液体の性質を活かし、非常に小さな部品を製造／加工する装置から大型構造物を建設／解体する機械までを様々な条件下で駆動／制御するフルードパワーは、産業界で広く活躍しています。本OSでは、これらにさらなる技術革新をもたらす研究の最新の動向について議論できる講演を、基礎から応用まで広く募集致します。

・「フルードパワーシステムのトライボロジーとその周辺技術」

オーガナイザー：小曾戸 博（株式会社タカコ 開発部 技師長）

風間 俊治（室蘭工業大学教授）

省エネルギーや環境問題が叫ばれる社会情勢下において、高効率化や信頼性などを下支えするトライボロジー技術は益々その重要度が高くなっています。本学会の先輩諸氏は、すでに50年前にフルードパワーにおけるトライボロジーを重要視し、研究委員会を設立しましたし、その流れは現在も続いています。本OSでは、さらにシステムやその周辺技術についてまで幅を拡げて、最新動向についての講演を募集いたします。

・「生体協調システムとしてのフルードパワー」

オーガナイザー：赤木 徹也（岡山理科大学准教授）

高岩 昌弘（岡山大学准教授）

高齢化や若年労働力不足等を背景に、人とのインタラクションを伴う動作に機械システムを応用しようとする機運は年々高まっています。本OSでは、医療・福祉・介護から情報・娯楽に至る分野まで、人の支援技術としてのフルードパワーという観点で基礎から応用に関する講演を広く募集いたします。

講演申込方法、講演原稿書式、申込および原稿の提出期限などは全て一般講演と同じですので、講演募集要領をご参照ください。なおオーガナイズドセッションに講演を申し込まれる場合は、申込手続きの備考欄に「OSミクロとマクロでブレイクスルーを支えるフルードパワー」、「OSフルードパワーシステムのトライボロジーとその周辺技術」、「OS生体協調システムとしてのフルードパワー」、と明記してください。

お問い合わせ先：(社)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

会 告

(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)	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)
(株)明石合銅	ダイキン工業(株)
(株)アドヴィックス	ダイワ(株)
イートン(株)	大生工業(株)
(株)医器研	(株)タカコ
(株)IHI	TACO(株)
出光興産(株)	(株)タダノ
イナバゴム(株)	(株)中央パッキング
(株)インターナショナル・サーボ・データー	調和工業(株)
(株)打江精機	(株)TNK
SMC(株)	天竜丸澤(株)
SMC(株)中国	トーヨーエイテック(株)
NOK(株)	東京メータ(株)
(株)大阪ジャッキ製作所	TOHTO(株)
大瀧ジャッキ(株)	東北特殊銅(株)
(株)オプトン	東明工業(株)
鹿島通商(株)	DOOSAN CORPORATION
KYBエンジニアリング・アンド・サービス(株)	東洋機械金属(株)
KYB(株)	同和発條(株)
川崎重工業(株)	東京計器(株)
キャタピラー・ジャパン(株)	特許機器(株)
協和シール工業(株)	特許庁
極東開発工業(株)	(株)豊田自動織機製作所
クロダニューマティクス(株)	(株)豊田中央研究所
(株)クボタ	中村工機(株)
(株)工苑	長津工業(株)
甲南電機(株)	長野計器(株)
(株)コガネイ	ナブテスコ(株)
コスモ石油ルブリカンツ(株)	ニッタ(株)
(株)小松製作所	日新汙器工業(株)
ザウアーダンフォース・ダイキン(株)	日本アキュムレータ(株)
(株)阪上製作所	日本工業出版(株)
(株)鷺宮製作所	(株)日本アレフ
三和テッキ(株)	日本精器(株)
CKD(株)	日本電産トーソク(株)
(株)島津製作所	日本ムーグ(株)
(株)ジェイテクト	(株)ハイダック
勝美印刷(株)	日立建機(株)
(株)ジコー	(株)日立製作所
JX日鉱日石エネルギー(株)	広瀬バルブ工業(株)
住友金属工業(株)	ピー・エス・シー(株)
住友建機(株)	フェスト(株)
第一電気(株)	(株)フクダ
(株)TAIYO	(株)不二越

二見屋工業(株)
ヘグランド(株)
ボッシュ・レックスロス(株)
昌富工業(株)
マサモト(株)
(株)増田製作所
マックス(株)
松巳鉄工(株)

KYB-YS(株)
ヤマシンフィルタ(株)
ヤマハモーターハイドロリックシステム(株)
(株)山武
ヤンマー(株)
油研工業(株)
理研精機(株)

理 事 会

会 長	横 田 真 一 (東京工業大学)	伊 藤 寛 (株)ジェイテクト)
副 会 長	香 川 利 春 (東京工業大学)	田 中 豊 (法政大学)
	高 田 芳 行 (SMC(株))	中 野 政 身 (東北大学)
	築 地 徹 浩 (上智大学)	布 谷 貞 夫 (コマツ)
理 事	大 内 英 俊 (山梨大学大学院)	早 川 恭 弘 (奈良工業高等専門学校)
	大 科 守 雄 (日立建機(株))	早 瀬 敏 幸 (東北大学)
	小 山 紀 (明治大学)	藤 田 壽 憲 (東京電機大学)
	榊 原 康 生 (油研工業(株))	宮 川 新 平 (KYB(株))
	桜 井 康 雄 (足利工業大学)	監 事 饗 庭 健 一 (東京計器(株))
	眞 田 一 志 (横浜国立大学)	陸 浦 淳 二 (CKD(株))
	鈴 木 勝 正 (東京都市大学)	柳 田 秀 記 (豊橋技術科学大学)
	高 崎 邦 彦 (株)TAIYO)	

企画委員会

委 員 長	大 内 英 俊 (山梨大学)	小 松 英 寿 (株)コガネイ)
副 委 員	高 崎 邦 彦 (株)TAIYO)	鈴 木 健 児 (神奈川大学)
幹 事	桜 井 康 雄 (足利工業大学)	風 戸 昭 人 ((公財)鉄道総合技術研究所)
委 員	饗 庭 健 一 (東京計器(株))	妹 尾 満 (SMC(株))
	赤 木 徹 也 (岡山理科大学)	高 岩 昌 弘 (岡山大学大学院)
	荒 井 一 則 (フジサンケイビジネスアイ)	竹 村 研治郎 (慶應義塾大学)
	伊 藤 和 寿 (芝浦工業大学)	只 野 耕太郎 (東京工業大学)
	内 堀 晃 彦 (宇部工業高等専門学校)	田 中 豊 (法政大学)
	遠 藤 弘 (コマツ)	成 田 晋 (KYB(株))
	大 見 康 生 (川崎重工業(株))	早 川 恭 弘 (奈良工業高等専門学校)
	落 合 正 巳 (協立機電工業(株))	兵 藤 訓 一 (東京計器(株))
	加 藤 友 規 (福岡工業大学)	山 崎 大 生 (東京都市大学)
	川 嶋 健 嗣 (東京工業大学)	和 田 重 伸 (CKD(株))
	川 島 正 人 (東北特殊鋼(株))	顧 問 小 山 紀 (明治大学)
	高 後 哲 也 (日本電産トーソク(株))	

基盤強化委員会

委員長	小山 紀 (明治大学理工学部)	大科 守雄 (日立建機(株))
幹事	佐藤 恭一 (横浜国立大学大学)	中里 雅一 (KYB(株)技術本部)
委員	眞田 一志 (横浜国立大学大学)	大場 孝一 (油研工業(株))
	川上 幸男 (芝浦工業大学システム理工学部)	藤田 壽憲 (東京電機大学工学部)
	東川 智信 (株TAIYO)	西股 健一 (SMC(株)技術本部)
	布谷 貞夫 (コマツ)	和田 重伸 (CKD(株)生産本部)
	佐藤 毅彦 (東京計器(株))	吉満 俊拓 (神奈川工科大学)
	斎藤 賢治 (日本大学)	香川 利春 (東京工業大学精密工学研究所)

情報システム委員会

委員長	藤田 壽憲 (東京電機大学)	久保田 浩
幹事	竹村 研治郎 (慶應義塾大学)	小薮 栄太郎 (苫小牧工業高等専門学校)
委員	一柳 隆義 (防衛大学校)	田中 豊 (法政大学)
	巖 祥仁 (東京工業大学)	塚越 秀行 (東京工業大学)
	小山 紀 (明治大学)	野口 恵伸 (KYB(株))
	川上 幸男 (芝浦工業大学)	吉田 和弘 (東京工業大学)

会 告

日本フルードパワーシステム学会 主催
平成24年春季講演会併設セミナー
「電動とフルードの社会貢献」

(企画・編集委員会合同企画)

開催日時：2012年5月24日(木) 13:00～17:00 (予定)

開催場所：機械振興会館 本館 (東京都港区芝公園3-5-8)

趣 旨：平成23年5月に予定されていた春季講演会併設セミナー「電動とフルードの社会貢献」は、5月号会告でお伝えしたとおり、東日本大震災の影響により、中止のやむなきに至りました。そこでこのたび、改めて学会誌第42巻2号の特集号「電動とフルードの社会貢献」にご執筆された方々の中から講師を数名お招きし、平成24年春季講演会併設セミナーとして企画させて頂くことになりました。

電動とフルードのアプリケーションの棲み分け、昨今の環境保護の問題等も含め、相互の新たな利用価値を考える機会として、本セミナーをご活用願えれば幸いです。

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9回目です。

本セミナーに関する詳細は、次号以降の学会誌会告欄および本学会ホームページで順次お知らせいたします。

お問い合わせ：(社)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

挨拶



年 頭 に 当 た り*

横 田 眞 一**

あけましておめでとうございます。昨年は、3月の東日本大震災、続く津波、それに伴う福島原子力発電所壊滅事故にはじまり、それで終わった1年でした。

学会も影響は免れず、春の講演会の講演発表取りやめ（それでも講演論文集は締め切りを大幅延長し、査読付きで発行しました。）から、節電下でのIFPEXの開催があり、10月の沖縄で開かれた第8回国際シンポジウムでは外国からのキーパーソンの相次ぐ欠席の事態に見舞われました。国の浮沈にもかかわる事態の中では、それでもまだ被害は少ない方といえるかもしれません。経済面では、記録的な円高と政府の無策（不作為）により輸出企業にとっても元気の出る年ではなく技術者にとってもいい年とはいえなかったと思います。昨年も述べましたが、今年は日本も元気をいささかなりとも取り戻せる年にしたいものです。

当学会が本年成し遂げる予定の事業として、一般法人化があります。事務手続きは順調に進んでおり、4月1日をもって、一般法人への移行認可および登記が終了する予定です。

会員諸氏においては、すでにご承知のこととおもいますが、2006年に施行された公益法人制度改革関連法により、すでに従来の社団法人が無くなり時限の特例民法法人になっており、公益社団法人、一般社団法人か解散かの3択からの選択が迫られています。当学会は、今回一般社団法人への移行認可を受けようとしています。ただし将来において公益法人に移行する余地は残されています。ほかの代表的な学会の選択としては、日本機械学会が一般社団法人に、自動車技術会が公益法人にすでになりました。

この一般法人化によって、何が変わるかといえば、ひとつは、いままでは文部科学省が監督官庁であったわけですが、自主性、自律性が強調されて、これがなくなることです。実際には、移行時の公益目的財産額（公益剰余金）を赤字の公益事業を実施することにより、処分できるまで（数年の間）は監督下にあります。そのあとでようやく縛りの少ない一般社団法人になれるわけです。本学会では5年程度の移行期間を考えています。処分するといっても、会費など他の事業で別途黒字が増えますので、全体の収支は従来の年度ととくに変わりはありません。すなわち、いままでに蓄積した財産を見かけ上一度公益事業で消費してしまうことにより、過去の法人と決別することになります。また、この一般社団法人になったからといって、今までの当学会の活動が制限されることはありません。ある意味で、公益性と収益性を兼ねられ、より柔軟性を得られるとっていいかもしれません。

いずれにしても、学会の存在意義は、ひとえに学会員の情報交換および社会へのフルードパワーの啓蒙にあると思いますので、会員諸氏のご理解とご支援のもとにその目的を達成する方向で邁進するしかないと考えております。とくに若手をフルードパワーに関心をもたせることが望まれています。若手はウェブ上での情報収集に長けていますが、ウェブでは簡単にできない人対人の交流、すなわち会員相互の交流、積極的な表彰を含めた我が国の若手との交流、外国の研究者、技術者との交流の機会をできるだけつくるのが、学会の存在意義になっていくと考えています。

*平成23年10月21日 原稿受付

**東京工業大学 精密工学研究所

(所在地 〒226-8503 横浜市緑区長津田町34259-R2-41)

巻 頭 言

「解析技術」発行にあたって*

柳 田 秀 記**

各種機械やシステムの研究開発・設計において、数値解析が多用される傾向にあることは周知の通りである。フルードパワー機器・システムに関しても同様であり、コンピュータの中で極力作り込んで試作や実験を減らし、開発期間の短縮や開発コストの削減に向けた取り組みが、企業や研究機関で継続的に行われている。もちろん、数値解析は機器などの性能向上にも寄与している。

このような状況を背景にして、本学会ではこれまで何度か数値解析技術に関する特集号を発行してきた^{1)~4)}。その後も数値解析技術は進歩し、コンピュータの性能向上と低価格化も加わり、数値解析の多用を後押ししている。類似の特集号が発行されてから大略4年が経過した。この間にも新しい研究成果が報告され続けている。重要さをますます増しつつある解析技術について、特集号を発行するにちょうど良い頃合いとの判断から本特集号が企画された。

本特集号は、新しい研究開発成果に関する解説記事と数値解析技術に関する基礎的事項についての解説記事により構成されている。内訳は、数値流体力学(CFD)に関連する解説記事3件、油圧回路・システムのダイナミクス解析の基礎的事項に関わる記事2件および実機開発業務への適用事例2件となっている。以下に概要を紹介する。

「オリフィス流れの計測融合シミュレーション」では、圧力の測定値と計算値の差を数値計算に利用することで、通常のCFD解析より3桁も短い時間で同一精度の結果が得られることが述べられている。

「油圧機器内の流れ解析(スプール弁内の流れ解析)」では、CFD応用研究の歴史が概観されるとともに、スプールに作用する定常・非定常軸力解析についての最新の研究成果が紹介されている。

「溶解気体の分離を考慮したキャビテーション流れ解析」では、溶解気体を含む液体の型まわり流れの詳細な解析により、キャビティの成長過程に及ぼす溶解気体の影響が解説されている。

「油圧系のモデリングとHILS」では、実時間シ

ミュレーションに適したモデル化とシミュレーション方法について平易に解説されている。

「油圧機器・回路設計に用いられるCAE」では、代表的な市販ソフトと解説者らが開発したソフト(OHC-Sim)について機能などが紹介されている。

「ダンブトラック開発への解析主導型設計の適用」では、独自に考案した機構解析モデルにより、ダンブトラックの運動解析などの精度が向上し、開発効率などが向上できる事例が紹介されている。

「自動車における油圧解析技術」では、CAE-実験ハイブリッド解析により、パワステ用油圧ポンプに起因する車内騒音を予測・低減した事例などが紹介されている。

本特集号により「解析技術」に関する有益な情報が読者に提供できれば幸いである。ご多忙の中執筆を快くお引き受けいただき、貴重な記事をご執筆いただいた著者の皆様に厚く御礼申し上げる。

参 考 文 献

- 1) 特集「フルードパワーとシミュレーション」, Vol. 39, No. 4 (2008)
- 2) 特集「フルードパワーシステムにおけるCAEの現状と課題」, Vol. 35, No. 3 (2004)
- 3) 特集「フルードパワーにおける流れの数値解析入門」, Vol. 33, No. 7 (2002)
- 4) 特集「最適設計とシミュレーション」, Vol. 33, No. 4 (2002)

[著 者 紹 介]

やな だ ひで き
柳 田 秀 記 君

1982年豊橋技術科学大学大学院工学研究科修士課程修了。同年同大学教務職員。1992年同助教授、2007年同准教授、2010年豊田工業高等専門学校へ出向、2011年復帰、現在に至る。電気力を利用した絶縁性液体の浄化と流動、摩擦のモデリング等の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会等の会員。工学博士
E-mail: yanada@me.tut.ac.jp

*平成23年10月15日 原稿受付

**豊橋技術科学大学大学院工学研究科

(所在地 〒441-8580 愛知県豊橋市天伯町雲雀ヶ丘1-1)

解 説

オリフィス流れの計測融合シミュレーション*

川嶋 健嗣**, 中尾 光博***

1. はじめに

プラントなどの配管内流れの可視化は、安全な操業や故障診断の上で重要であるが、一般に流れの可視化は容易ではない。流れ場の可視化には実験的に計測する方法と支配方程式を数値計算によって解く方法 Computational Fluid Dynamics (CFD) がある。前者の方法は、計測点における状態量は正確に計測できるが、可視化には適さない。また画像処理を用いる場合、可視化には適するが、原理上適用できる流れ場に制限がある。一方、後者のCFDは可視化に適するが、実際の流れに近い状態量を算出することは、計算条件の設定の困難さや計算負荷の点からきわめて困難である。

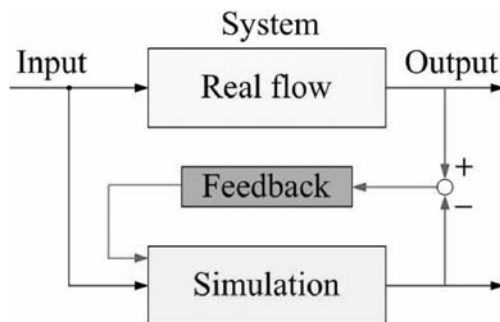


図1 計測融合シミュレーションの概念

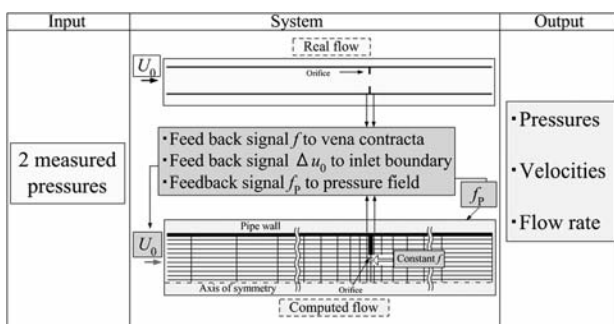


図2 構築した計測融合シミュレーション

東北大学早瀬らが提案した、計測融合シミュレーション¹⁾ (Measurement-Integrated Simulation) は計測とCFDの融合による、合理的な流れ場のオブザーバである。2004年に早瀬先生のご講演を聞く機会があり、本手法に大変感銘を受けた。この方法は、図1に示すようにCFDに計測値をフィードバックすることで、従来のCFDでは不可能な条件下でも、実際の流れに近い解を得ることができる。簡単なモデルを用いても、十分な精度を持つ解が得られるため、比較的短時間の計算で状態量を推定可能となり、流れ場のオブザーバとしての活用が期待されている。

そこで著者らは計算時間の短縮に注目して、計測融合シミュレーションを用いたプラント配管などの流れ場のモニタリングシステムや流量計測への応用を目指している。特に、安価で校正が必要ないことからプラントにおいて広く用いられるオリフィス流れを対象として検討を行っている²⁾。

本稿では著者らが構築した乱流オリフィス流れに対する計測融合シミュレーションの概要を紹介し、従来のCFDとの比較から本手法の有効性を示す。

2. 計算方法

オリフィス流れの計測融合シミュレーションの概略を図2に示す。構成要素は実際の流れ場、対応する計算機上の流れ場 (CFD)、フィードバック則の3つであり、以下各要素について説明する。

2.1 対象とする流れ場

対象とする流れ場は内径52.7mmの円管で、流入口から1,100mmの位置に絞り比0.6のオリフィスを設置し、オリフィス下流420mmを大気開放とした。作動流体には空気を用いた。

2.2 C F D

本研究では主流成分の可視化に着目し、乱流モデルとしてRANS (Reynolds averaged Navie-Stokes) 型の中でもっとも計算負荷の軽い高レイノルズ数型の標準 $k-\varepsilon$ モデルを採用した。空気は非圧縮性粘性流体とし、流れ場は2次元軸対称円筒座標系として扱った。これらの式を有限体積法により離散化し、SIMPLE法で解いた³⁾。温度変化は無視し、291Kの一定温度とした。計算格子は振動解を抑えるために

*平成23年9月20日 原稿受付

**東京工業大学精密工学研究所

(所在地 〒226-8503 横浜市緑区長津田町4259 R2-46)

***鹿児島大学機械工学科

(所在地 〒890-0065 鹿児島県鹿児島市郡元1丁目21番40号)

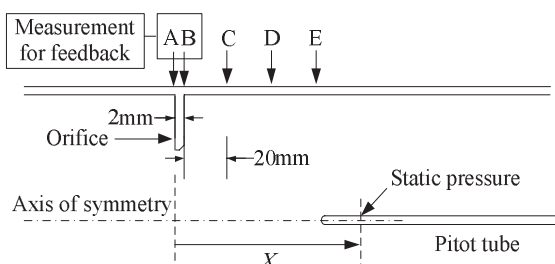


図3 実験における測定点

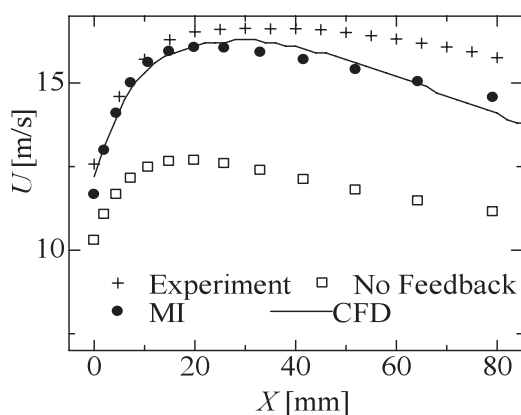


図4 定常流に対するオリフィス下流配管中心流速の計算比較結果

スタaggerド格子を用い³⁾、オリフィス部の軸方向格子幅は2mmとし、効率的な計算を行うためにその上流および下流は格子幅を1.2倍ずつ増加させ、管路全体をおよそ500格子に分割した。

2.3 フィードバック則

計測融合シミュレーションと通常のCFDが異なる点は、フィードバック信号が軸方向の運動方程式他に加えられる点である。フィードバックに用いる計測値としては、流速計測と比較し安価かつ高精度な点に着目し、管路壁面の圧力計測値を用いた。オ

リフィス前後の圧力を実測し、それらの値を3つのフィードバック信号、縮流部へのフィードバック、入口流速へのフィードバックおよび出口圧力へのフィードバックとして数値計算に用いた²⁾。

縮流部へのフィードバック信号は、粗い計算格子を用いても縮流を再現するために加えるものである。流入流量の計測値を用いる場合にはコーナータップの上流側圧力を用いるが、本稿で扱う方法では固定値として扱う。入口流速へのフィードバックは、流入流量の推定のためにオリフィスの前後差圧を返すものである。出口圧力へのフィードバックは、特に非定常場において問題となるライン圧のずれを補正するものであり、オリフィスの下流圧を用いた。制御則はいずれもPI制御を採用し、制御パラメータは試行錯誤によって決定した。

図3に示すようにオリフィス壁面の圧力と配管中心の流速をあらかじめ計測してフィードバックおよび比較に用いた。計測点A, Bにおける圧力がフィードバック制御に用いられた。流速は定常条件においては標準ピトー管、非定常条件においては熱線式流速計を用いて計測した。

3. 計測融合シミュレーションの結果

3.1 定常条件

流入流量 $Q=8.2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ とした場合の結果を図4に示す。比較のために市販のCFDを用いて計算した結果を合わせて示す。フィードバックなしの場合は実験値と計算値の誤差が非常に大きい。計測融合シミュレーションの結果はオリフィス下流20mm程度までは計測値と概ね一致し、その後の領域でも誤差はあるものの、大きく改善され、市販ソフトを用いたCFD解析の結果と非常に近い。

図5にオリフィス直後から下流200mmまでの軸方向流速および圧力分布の可視化結果を示す。左に流速、右に圧力を示し、上からそれぞれ、フィードバックなし、構築した方法、市販のCFDの結果である。乱流モデルを用いたMIシミュレーションでは、流速、圧力分布ともにフィードバック効果が全体に及び、フィードバックなしのCFDと比較すると市販ソフトを用いたCFD解析の結果に近づいていることが確認できる。

3.2 非定常条件

つぎに、正弦波状に変化する脈動流量を与えた場合の計測融合シミュレーション結果の評価を行った。脈動流の発生には著者らが提案した等温化压力容器を用いた基準流量発生装置を用いた⁴⁾。

結果の一例を図6に示す。周波数10Hz、平均流入流量 $Q=8.7 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 、流量振幅は $1.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

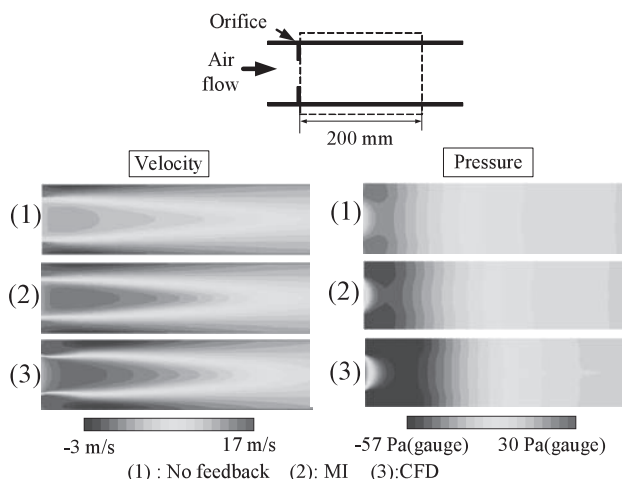


図5 可視化の結果

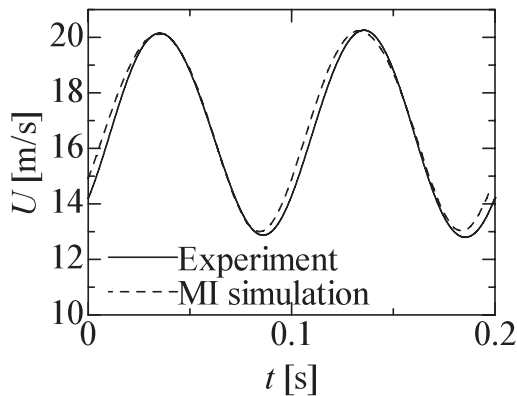


図6 非定常流量に対する結果

表1 計算時間の比較結果

Q [$\times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$]	8.2	16.5
MI	2.7s	2.8s
CFD	2hours	2hours

の結果である。図6はオリフィスから下流位置 $X=40\text{mm}$ における配管中心流速の実験と計測融合シミュレーションの比較である。制御則にPI制御を用いているため、図3のAとBでの圧力の計算値は実験値と一致していたため図は省略した。流速においても、わずかな差が認められるが概ね一致しており、10Hzまでの脈動流れに対する有効性が確認できた。

3.3 計算時間の比較

表1に定常流量に対する計測融合シミュレーションと市販ソフトを用いたCFD解析の計算時間の比較を示す。計算にはCPU: Core2Duo E6600, メモリ: 2GBのDOS/Vパーソナルコンピュータを用いた。市販ソフトを用いたCFD解析では計測値と概ね等しいオリフィス上流圧を得るために非常に細かい計算格子を用いなければならず、およそ2時間の計算時間が必要であった。一方で計測融合シミュレーションでは約3sの計算時間を実現している。

非定常流量に対しては、収束条件を緩和することで同等の条件で2Hz程度までは準実時間処理が可能であることを確認している²⁾。

4. おわりに

本稿ではオリフィス流れの計測融合シミュレーションを紹介した。粗い計算格子を用いると従来のCFDにおいては実現象に近い解は得られないが、2点の壁面圧力の計測値を用いることで、準実時間で配管中心流速について計測値とほぼ一致する解を得られることを示した。

なお、本研究を進めるにあたり、東京工業大学香川利春教授のご助言をいただいた。

参考文献

- 1) T. Hayase and S. Hayashi: State Estimator of Flow as an Integrated Computational Method with the Feedback of Online Experimental Measurement, Trans. ASME, J. of Fluids Eng., 119-4, p. 814-822 (1997)
- 2) M. Nakao, K. Kawashima, T. Kagawa: Measurement- integrated Simulation Using a Turbulent Model from Wall Pressure Measurements for Analyzing Oscillating Orifice Flow in a Circular Pipe, Computer and Fluids, Vol. 49, Issue 1, p. 188-196 (2011)
- 3) S. V. Patankar: Numerical Heat Transfer and Fluid, Flow, McGraw-Hill (1980)
- 4) 川嶋健嗣, 藤田壽憲, 香川利春: 等温化压力容器を用いた空気の非定常流量発生装置, 計測自動制御学会論文集, Vol. 34, No. 12, p. 1773-1778 (1998)

[著者紹介]

かわしま けん じ 川嶋 健 嗣 君



1997年東京工業大学大学院理工学研究科博士課程修了。2000年東京工業大学精密工学研究所助教授、現在同准教授。2009年～2011年内閣府上席政策調査員兼務。流体計測制御、ロボット工学の研究に従事。日本機械学会、計測自動制御学会、日本ロボット学会、精密工学会、IEEE等の会員。博士(工学)。

E-mail: kkawashi@pi.titech.ac.jp

[著者紹介]

なかお みつ ひろ 中尾 光 博 君



2011年東京工業大学大学院総合理工学研究科博士課程修了。同年鹿児島大学大学院理工学研究科機械工学専攻助教、現在に至る。流体計測制御の研究に従事。計測自動制御学会等の会員。博士(工学)。

E-mail: nakao@mech.kagoshima-u.ac.jp

解 説

油圧機器内の流れ解析* (スプール弁内部の流れ解析)

田 中 和 博**

1. はじめに

油圧機器・システムの研究開発・設計において、それらの性能向上や開発コスト低減などのために流れ解析技術は重要な手段となっており、計算機やソフトウェアの発達・改良により利用しやすい環境が整い始めて日常的に行われるようになってきている。ここでは、油圧技術分野で用いられている流れ解析の変遷と最近の話題について解説する。ただし、近年多数の研究が遂行されておりそのすべてを網羅することは不可能であるとともに、筆者の不勉強と紙面の都合により掲載できなかった参考文献も多数存在する点をご容赦願いたい。

2. スプール弁内部の流れ解析

油圧機器・システムにおける流れ解析では、弁内の流れ、とりわけスプール弁内部の流れ解析が盛んに遂行されてきている。この種の解析は1980年代より始まり、その魁は築地・高橋¹⁾によって検討された流線座標を用いた解析であろう。この研究は二次元噴流の噴流角などに関してポテンシャル流れと粘性流れの比較から粘性の影響を調べたものである。引き続きその後の研究でも取り扱っている流れのレイノルズ数は $Re=700\sim 2,300$ の低レイノルズ数領域である。また、境界要素法による流れ解析も郭・中野²⁾により遂行されている。その後、90年代に入ると小林・住田³⁾が三次元乱流としての取り扱いを検討し、フローパターンのみならず軸力に関する実験結果と計算結果との比較検討も行っている。

この時代背景をもとに「油圧と空気圧」第23巻第2号(1992年)小特集「弁内流れ解析と可視化技術」が発行されており、ご記憶ある読者も多いことと思われる。その内容は下記のものである。

- ・スプール弁内流れのCFD解析(住田 隆)
- ・圧力制御弁内の流動数値シミュレーション(岡島 厚, 上野久義)

- ・スプール及びポペット弁内の流れ(中村一朗)
- ・有限要素法による圧力調整弁内流れ解析(在宅解析のすすめ)(小山 紀)
- ・フルイディスクバルブ内流れの数値解析(清水 顕, 山本圭治郎)
- ・本小特集号の参考文献(築地徹浩)など。

これらに刺激を受けて、90年代は流れ解析が徐々に遂行されるようになる⁴⁾⁵⁾。この時代には手作り開発のプログラムを利用するケースが多い。

一方、この時代から盛んになったCFD(数値流体力学)の波に押され、数値解法や乱流モデルも多数提案され、ハードウェアの発展に伴って市販コードも提供され始める。有限要素法に基づく市販コードANSYS/FLOTRANを用いた流れ解析⁶⁾や、企業でも市販コードStar-CDを用いた切欠きつきスプール周りの流れ解析⁷⁾が遂行された。これらは、計算格子生成法の発展も加味されて、より今日的なCFD解析が始まったことを示している。

その後、手作りプログラムや市販コードにわたる各種のプログラムを利用した流れ解析が各所で発展し、今に至っている。「流れ解析と油圧」などのキーワードでインターネットをサーチすれば多数の研究紹介を閲覧できるほどである。現状では、市販コードがソフトウェアの精度からも使用価格の面からも利用しやすい環境となっていることから、市販コードを利用した流れ解析がポピュラーとなりつつある。

近年でのまとまった流れ解析としては近藤らの研究⁸⁻¹¹⁾がある。軸力のみならず横力まで詳細な検討を行っている。スプール弁内部を流体が通過する際にはスプールに流体力(軸方向成分である軸力と半径方向成分である横力)が作用する。横力は、弁内流れおよびすきまの流れにより生じる圧力の周方向不均一によるものであり、流体固着現象を引き起こすことがあるため、弁の設計には横力の評価も必要となってくる。この研究における数値解析は、高次風上差分を用いた擬似直接解法により4種の流量に対して弁内の三次元・非定常・非圧縮・粘性流れの解析を行っている。計算領域は対称面片側の流路として40万点超の計算格子、レイノルズ数は 10^2 オー

*平成23年10月5日 原稿受付

**九州工業大学大学院情報工学研究院

(所在地 〒820-8502 福岡県飯塚市川津680-4)

ダーである。弁開度が小さい場合において計算と実験の横力に若干の差が認められるが、計算は弁開度に対する横力の変化の傾向をほぼ捉えている。弁内の流れパターンに関しても、噴流の剥離や衝突などの様相が実験と計算で概ね一致している。

また最近の田中らの研究¹²⁾は、三次元・非定常・非圧縮性・粘性流れの乱流数値解析によって、油圧スプール弁の弁体に作用する定常および非定常な軸力を求めている。弁体の変位を固定し弁開度一定とした場合の定常軸力、および弁体を正弦波状に強制振動（スプールを移動境界として設定）させた場合の非定常軸力に関してそれぞれ独立して計算した。解析対象のスプール弁はスプール、スリーブ、チャンバー、ポートからなっており、図1に示すような計算格子が切られている。

数値解析結果の妥当性を検証するために、ソレノイドの印加電流とスプール変位を同時計測し実験による軸力を算出して、旧来より利用されている二次元流れにもとづく運動量理論による軸力計算式と比較した。その結果、三次元数値解析を利用することで複雑な流路形状を有するスプールに働く軸力を精度よく予測できること、弁開度が40%以下程度の条件では、従来からの軸力の予測式は妥当であることが明らかにされた。この研究は移動するスプールを移動境界条件に設定したものであるが、これを発展させれば高周波での弁体の振動も検討可能であることを示している。

表1に、CFDによるスプール弁周りの流れ解析研究の一部の例の比較を示す。年代とともに計算規

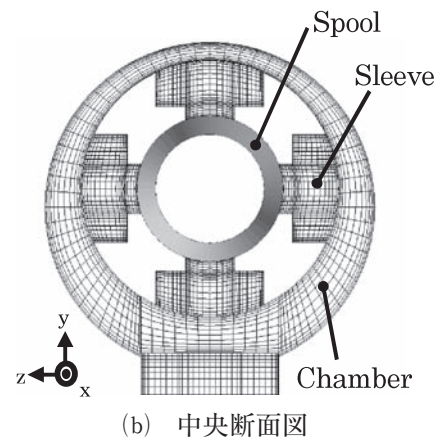
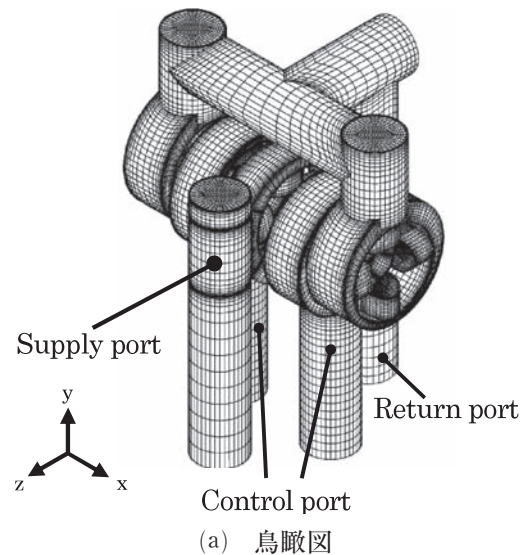


図1 計算格子図（200万格子）¹²⁾

表1 CFDによるスプール弁周りの流れ解析研究例の比較表

研究例： 参考文献番号（年代）	3（1991）	4（1995） 5（1998）	6（1999）	7（2001）	8（2002）	12（2011）
流れ場	3D (Full model)	2D 2D	3D (1/2 model)	3D (1/2 model)	3D (1/2 model)	3D (Full model)
Re（乱流モデル）	1～40,000 (k-ε)	400 3,000	15400 (k-ε)		430 擬似直接解法	7000 (k-ω)
数値解法 スキーム アルゴリズム	差分法 HS-MAC	有限体積法 QUICK SIMPLER	有限要素法		有限体積法 S-MAC	有限体積法
プログラムの種類	自作	自作	ANSYS/ FLOTTRAN	Star-CD	自作	ANSYS/ CFX
計算格子数 格子形状	70,000 スタaggerド	16,000等間 隔格子 26,000不等間 隔格子	120,000要素 6面体 構造格子	Hexa 非構造格子	400,000超 重合格子 構造格子	2,000,000 非構造格子 Slide- Interface条件
流量（スプール開度）	3種（固定）	8種（固定）	3種（固定）	10種（固定）	4種（固定）	16種（移動）
特徴	CFD導入	動特性影響	市販コード	切欠き	横力解析	弁移動境界

模が大きくなっているのが判る。ハードとソフトの発展によりますます流れ解析が身近なものになって来るが、エンジニアにとっては計算結果の検討を設計へ応用するために流れの理解と製造開発にかかわる経験・ノウハウの更なる密接な連携が必要となるであろう。

また、市販コードの利用に傾きかけたプログラムも、対象に応じて適切な計算手法を選択できる自作プログラムの開発やOpen FOAMなどのオープンソースの利用なども進むものと思われる。

今後の流れ解析では、計算精度を向上させるため自動メッシュ生成技術などを利用した格子形成法が重要となる。計算機のスペックと計算格子数は計算時間に大きく影響する。たとえば、計算用PCのスペックがCPU: Xeon 2.66GHz 4core×2 (Quad), Memory: 24GBで26万点の計算格子数の場合、スプールを移動境界と設定して1周期分の計算につき約半日かかる。最初の1周期だけの計算では計算結果が安定しないから実際には5周期相当の計算が必要となる。したがって実際の設計を考えるとこれほどの時間をかけるわけにはいかず、短時間で解析や設計を終えるには日頃からの計算結果や実験結果の検討や整理を心がけておかねばならない。

参 考 文 献

- 1) 築地徹浩, 高橋浩爾: 流線座標によるスプール弁絞りからの噴流の数値解, 機論B, Vol. 49, No. 445, p. 1832-1839 (1983)
- 2) 郭卯應, 中野和夫: 境界要素法によるスプール弁内流れの数値解析 (第1報), 油圧と空気圧, Vol. 20, No. 6, p. 538-545 (1989)
- 3) 小林敏雄, 住田隆: 油圧制御弁におけるスプール回りの流れの数値解析, 生産研究, Vol. 43, No. 1, p. 65-68 (1991)
- 4) 早瀬敏幸, 程平, 林叡: スプール弁内の非定常流に関する数値解析, 機論B, Vol. 61, No. 584, p. 1382-1388 (1995)
- 5) 早瀬敏幸, 夏毓鵬, 林叡: スプール弁内の非定常流に関する数値解析 (高レイノルズ数域での動特性のモデル化), 機論B, Vol. 64, No. 619, p. 724-731 (1998)
- 6) 菊池和重, 山口隆平, 岡部昭典: スプール弁内流れの速度場の計測と三次元流れ解析, 機論B, Vol. 65, No. 634, p. 2009-2015 (1999)
- 7) 劉小平, 糟谷博嗣, 野沢勇作, 田村盛雄: 流れ解析による建設機械用油圧バルブの解析, 日本機械学会茨城講演会講演論文集, p. 31-32 (2001)
- 8) 近藤靖裕: スプール弁に作用する流体力に関する研究, 博士論文, <http://repol.lib.nitech.ac.jp/bitstream/123456789/111/4/ko407.pdf> (2002)
- 9) 近藤靖裕, 鈴木秀之, 稲垣昌英, 吉田一徳, 伊藤基之: スプール弁に作用する流体力の解析 (第1報, 弁内流れと運動量流束の周方向の非一様性), 機論B, Vol. 65, No. 639, p. 3577-3585 (1999)
- 10) 近藤靖裕, 鈴木秀之, 伊藤基之: スプール弁に作用する流体力の解析 (第2報, 弁内流れにより作用する横力), 機論B, Vol. 68, No. 667, p. 680-688 (2002)
- 11) 近藤靖裕, 小妻大輔, 伊藤基之: スプール弁に作用する流体力の解析 (第3報, 弁の諸元が横力に及ぼす影響), 機論B, Vol. 68, No. 675, p. 2951-2959 (2002)
- 12) 田中和博, 富岡弘毅, 清水文雄, 瀧脇正樹: スプール弁に作用する流体力に関する一考察, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 42, No. 1, p. 13-18 (2011)

[著 者 紹 介]

た な か か ず ひろ 田 中 和 博 君



1983年東京大学大学院工学系研究科博士課程修了。上智大学助手、東京大学助手、九州工業大学助教授を経て、1999年九州工業大学情報工学部教授、現在に至る。油圧システム動特性のモデリングとシミュレーション、流体機械、翼周りの渦流れと翼性能の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、可視化情報学会、日本機械学会などの会員。工学博士。

E-mail: kazuhito@mse.kyutech.ac.jp

解 説

溶解気体の分離を考慮したキャビテーション流れ解析*

井小萩 利 明**, 落 合 直 哉**

1. はじめに

通常、高速液流中に生じるキャビテーション流れは、気液間の相変化や液相からの溶解気体の分離などを伴う複雑な圧縮性気液流動現象といえる。近年、キャビテーション流れの特性やメカニズムの詳細な解明のため計算流体力学的研究が数多くなされてきたが、計算モデルや流れの条件によっては実際とかなり相違する結果になることもあり、いまだキャビテーション流れの再現が十分にできているとは言い難い。キャビテーション流れの計算においては、すでに本会誌¹⁾で紹介したように、キャビテーションモデルが必須であるほか、流れが基本的に高レイノルズ数の乱流状態であると考えられるため乱流モデルが必要であったり、気液間の相変化を再現するために相変化モデルが必要となる。さらに、油圧作動油が多くの空気を含有しているように、液体中には非凝縮性気体が溶解していることを考えると、気体の溶解・分離についてのモデルも必要となる。実験的には液体中の気体含有量がキャビテーション発生に大きな影響を与えることは古くから知られている²⁾が、これまでの数値計算において溶解気体を考慮した研究は見当たらない。

ここでは、著者らが提案してきたキャビテーション数値解析手法³⁾を溶解気体にも拡張した新たな手法について概説し、キャビテーション流れに及ぼす溶解気体の分離の影響について計算結果の一例を紹介する。

2. 数値解析手法

蒸発、凝縮や圧力波の伝播などの波動現象を伴う気液二相流れであるキャビテーション流れを取り扱うために、圧縮性気液二相局所均質媒体モデルを用いる。本モデルは、サブグリッド・スケールでの気液二相媒体を局所的に均質な単相媒体と見なすモデリングに基づいており、その状態方程式は以下のよ

うに表される³⁾。

$$\rho = \frac{p(p+p_c)}{K_l(1-Y)p(T+T_0)+R_gY(p+p_c)T}$$

ここで、 ρ , p , T は、気液二相媒体の混合密度、圧力、温度であり、 Y は気相の質量分率、 p_c , K_l , T_0 , R_g は、液体圧力定数、液体定数、液体温度定数、気体定数である。

今、キャビテーション流れを、空気・水・蒸気系の二成分二相流体の流れとし、液相には空気が溶解していることを考慮すると、その支配方程式は、以下のように表される⁴⁾。

$$\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial t} + \frac{\partial (\mathbf{E}_j - \mathbf{E}_{vj})}{\partial x_j} = \mathbf{S},$$

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u_i \\ e \\ \rho Y \\ \rho Y D_a \\ \rho(1-Y)D_{al} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{E}_j = \begin{bmatrix} \rho u_j \\ \rho u_i u_j + \delta_{ij} p \\ \rho u_j H \\ \rho u_j Y \\ \rho u_j Y D_a \\ \rho u_j(1-Y)D_{al} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{E}_{vj} = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{ij} \\ q_j + \tau_{jk} u_k \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{S} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \dot{m} + \dot{m}_a \\ \dot{m}_a \\ -\dot{m}_a \end{bmatrix}.$$

ここで、第1, 2, 3式は、二相媒体の連続の式、運動量保存の式、全エネルギー保存の式であり、第4, 5, 6式は、混合気体、気相中の空気、液相内溶解空気の質量保存の式である。 e , D_a , D_{al} は、二相媒体の単位体積当たりの全エネルギー、気相内空気の質量分率、液相内溶解空気の質量分率であり、 H , τ , q は単位質量当たりの全エンタルピー、応力テンソル、熱流束である。さらに、本解析では気液界面での蒸発・凝縮と空気の溶解・分離も考慮する。そのため、ソース項 $\mathbf{S}$ は、単位体積当たりの相変化速度 $\dot{m}$ と液相から気相への空気の分離速度 $\dot{m}_a$ を含んでいる。 $\dot{m}$ には、つぎのような相変化モデルを用いた⁴⁾。

*平成23年10月5日 原稿受付

**東北大学流体科学研究所

(所在地 〒980-8577 宮城県仙台市青葉区片平2-1-1)

$$\dot{m} = C_{e/c} C_a \alpha^{\frac{2}{3}} (1 - \alpha)^{\frac{2}{3}} \frac{p_v^* - p_v}{\sqrt{2\pi R_{gv} T}},$$

ここで、 $C_{e/c}$ 、 C_a 、 α は、蒸発・凝縮係数、界面積濃度係数、ボイド率であり、 p_v^* 、 p_v 、 R_{gv} は、飽和蒸気圧、蒸気分圧、蒸気の気体定数である。本解析では、気相中の混合ガス相互拡散の影響に対する相変化速度の実効係数⁵⁾を考慮して $C_e C_a = 10^3 [\text{m}^{-1}]$ 、 $C_e C_a = 1 [\text{m}^{-1}]$ とした。また、新たに導入した溶解空気分離速度 $\dot{m}_a$ を次式で与えた。

$$\dot{m}_a = C_a \alpha^{\frac{2}{3}} (1 - \alpha)^{\frac{2}{3}} k_a (\rho_{al} - \rho_{al}^*),$$

ここで、 k_a 、 ρ_{al} 、 ρ_{al}^* は、物質伝達率、液相内溶解空気の密度、気液界面での溶解空気の飽和密度である。 ρ_{al}^* はヘンリーの法則を用いて、界面での溶解空気のモル分率 x_{al} と気相内空気分圧 p_a との関係 $x_{al} = p_a/E$ (E はヘンリー定数)より、つぎのように求められる。

$$\rho_{al}^* = \frac{x_{al}}{1 - x_{al}} \frac{M_a}{M_w} \rho_w,$$

また、液相内溶解空気の密度 ρ_{al} は、液相内溶解空気の質量分率 D_{al} を用いれば、

$$\rho_{al} = D_{al} \rho_{al}.$$

ここで、 M_a 、 M_w は空気と水の分子量で、液相の密度 $\rho_l = \rho(1 - Y)/(1 - \alpha)$ 、水の密度 $\rho_w = \rho_l - \rho_{al}$ である。

3. 数値解析例

溶解気体の分離を考慮した本数値解析手法を用いたキャビテーション流れ解析結果の一例を示す。NACA0015翼形（翼弦長 $c=150\text{mm}$ 、迎角 8° ）まわりの流れ場を計算対象とし、主流での平均速度 8m/s 、温度 25°C 、ボイド率 0.1% 、キャビテーション数 1.4 の流入条件で二次元数値計算を行った。このとき、翼弦長に基づくレイノルズ数は 1.3×10^6 となる。また、溶解気体の分離を考慮する場合は、主流での溶解空気を飽和状態とした。

まず、図1に溶解空気分離がない場合のキャビテーション流れにおけるボイド率分布の経時変化を示す。この図には、ほぼ $1/4$ 周期ごとの様相が示されており、最大シートキャビティ（図1(i)）から、翼負圧面上のキャビティ後端から上流へ向かうリエントラントジェットが発生（図1(ii)）、前縁近傍でのシートキャビティの破断と下流側へのクラウドキャビティの放出（図1(iii)、(iv)）といった非定常遷移キャビテーション流れ状態を示すことがわかる。つぎに、溶解空気分離の影響を調べるために、 25°C の空気の水に対するヘンリー定数 $E=7.29 \times 10^9 [\text{Pa}]$ ⁶⁾を用い、 $C_a k_a = 10^3 [\text{s}^{-1}]$ とした場合のボイド率

分布の経時変化を図2に示す。図1の分離なしの場合と比較すると、同様な非定常遷移キャビテーション流れ状態ではあるが、ボイド率 10% 以上のキャビティ領域から算出した最大シートキャビティ長さは $0.52c$ から $0.62c$ へとやや長くなり、シートキャビティ破断周期も 23.9ms から 31.7ms へと長くなることがわかる。この計算結果は、溶解空気分離の影響によって、シートキャビティの成長が促進されることを示している。

ところで、水の空気含有量が体積比で $2 \sim 3\%$ であるのに対し、油圧機器などに用いられる石油系作動油のそれは 8% 以上と 1 桁程大きくなるため、作動油中で発生するキャビテーションは水とはかなり異なる気体的キャビテーションの様相を示すことが知られている⁷⁾。そこで、作動油中のキャビテーション流れに及ぼす溶解空気分離の影響を推定するために、空気の水に対するヘンリー定数 E の $1/4$ 値 $1.82 \times 10^9 [\text{Pa}]$ を有する水を用いて模擬し、空気含有量の違いによる影響を調べた。この場合、主流での空気含有量は図2の場合に比べ 4 倍になる。図3には、ボイド率分布の経時変化を示す。最大シートキャビティ長さは $0.56c$ と分離なしの場合よりは大きい、シートキャビティ内の高ボイド率の領域（赤のコンターに近い部分）が翼表面近傍にわずかに見られる程度であり、放出されるクラウドキャビティも比較的小さい。このように、溶解空気分離が進んでいるにもかかわらず、シートキャビティの成長が図2の場合よりもむしろ抑制されていることは、空気分離と水の蒸発に密接に関連する空気および蒸気分圧との相関によって、蒸発速度が減少する結果になったものと考えられる。したがって、キャビティ内の混合気体の状態変化を詳細に把握することが重要となろう。

4. おわりに

キャビテーション発生に主要な影響を与える相変化と溶解気体の分離を考慮した著者らのキャビテーション流れ解析手法について概説し、その数値解析結果の一例を紹介した。翼形まわりのキャビテーション流れを取り上げ、溶解空気分離と相変化の相互依存性によってキャビティの成長が左右されることが示された。今後は、さらに本解析手法の妥当性を検証し、溶解気体の飽和度、キャビテーション数などの影響因子に対する種々の数値解析を行い、これらの相互依存性を明らかにすることが課題である。

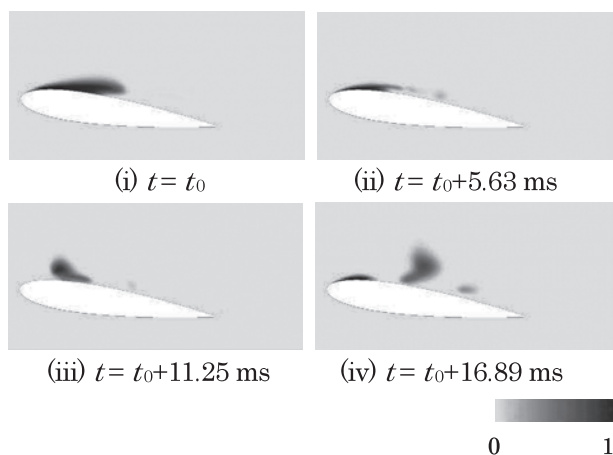


図1 NACA0015翼形まわりのキャビテーション流れ場のボイド率分布の経時変化 (溶解空気分離なし)

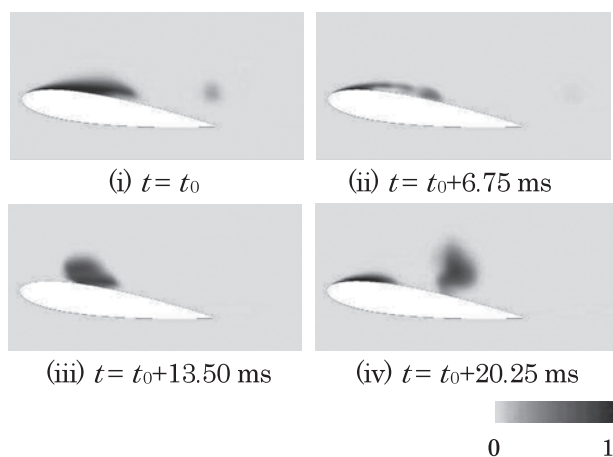


図2 NACA0015翼形まわりのキャビテーション流れ場のボイド率分布の経時変化 ($E=7.29 \times 10^9 [\text{Pa}]$, $C_a k_a = 10^3 [\text{s}^{-1}]$)

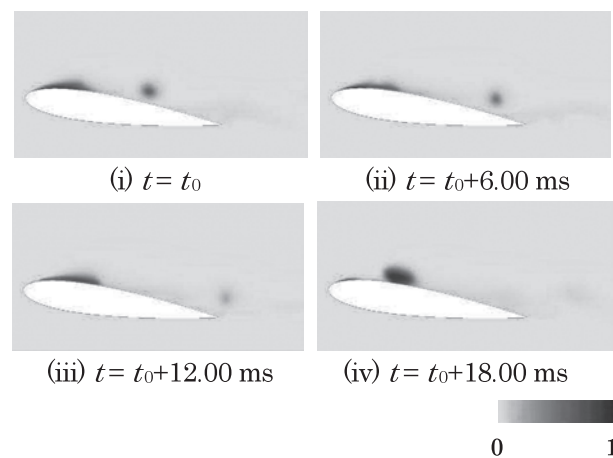


図3 NACA0015翼形まわりのキャビテーション流れ場のボイド率分布の経時変化 ($E=1.82 \times 10^9 [\text{Pa}]$, $C_a k_a = 10^3 [\text{s}^{-1}]$)

参考文献

- 1) 井小萩利明, 伊賀由佳: 大型計算機を用いたキャビテーション流れ解析の現状, フルードパワーシステム, Vol. 35, No. 3, p. 23-26 (2004)
- 2) 沼知福三郎, 椎名武: キャビテーション発生機構に関する一寄與, 機械学会論文集, Vol. 3, No. 11, p. 177-181 (1937)
- 3) 奥田孝造, 井小萩利明: 気泡雲の崩壊挙動の数値シミュレーション, 機械学会論文集 (B編), Vol. 62, No. 603, p. 3792-3797 (1996)
- 4) Ochiai, N., Iga, Y., Nohmi, M., Ikohagi, T.: Numerical Prediction of Cavitation Erosion Intensity in Cavitating Flows around a Clark Y 11.7% Hydrofoil, Journal of Fluid Science and Technology, Vol. 5, No. 3, p. 416-431 (2010)
- 5) 松本洋一郎: 気泡運動における不凝縮ガスの影響, 機械学会論文集 (B編), Vol. 52, No. 475, p. 1168-1174 (1986)
- 6) 化学工学会編: 化学工学便覧改訂6版, 丸善, (1999)
- 7) 石原智男: 作動油のキャビテーション, 日本機械学会論文集 (B編), Vol. 48, No. 434, p. 1829-1832 (1982)

[著者紹介]

井小萩 利明 君



1975年東北大学大学院工学研究科機械工学専攻博士課程修了。同大学助手、講師、助教授を経て、1995年同大学流体科学研究所教授、現在に至る。キャビテーション、計算流体力学の研究に従事。日本機械学会、ターボ機械協会、日本混相流学会などの会員。博士(工学)。

E-mail: ikohagi@ifs.tohoku.ac.jp

[著者紹介]

落合 直哉 君



2011年東北大学大学院工学研究科機械システムデザイン工学専攻博士課程後期3年の課程修了。2011年同大学流体科学研究所教育研究支援者、現在に至る。キャビテーション流れの数値解析の研究に従事。ターボ機械協会の会員。博士(工学)。

解 説

油 圧 系 の モ デ リ ン グ と HILS*

眞 田 一 志**

1. はじめに

油圧系を実時間でシミュレーションするために基本となる考え方を紹介する。特に、運動方程式を数値積分する際にオイラー法を適用する方法や、時間刻みとの関係について解説する。

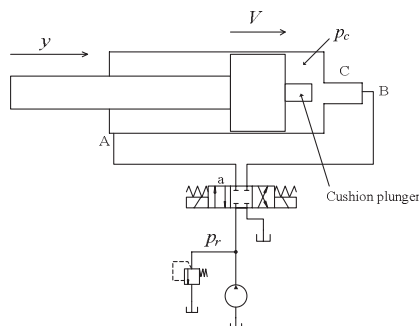
2. オイラー法で数値積分する方法

2.1 運動方程式

油圧系の数学モデルのひとつの基礎式である運動方程式について、図1の例を使って説明する。シリンダは油圧力によって負荷を動かす。シリンダのピストンの変位を y とし、速度を V とする。いま、キャップ側に圧力 p_c が作用し、ロッド側は大気圧に開放されているとする。このとき、負荷を含むピストンの運動方程式は、

$$m\dot{V} = Ap_c \quad (1)$$

で表される。ここで、ピストンのキャップ側受圧面積を A とし、ピストンと負荷の可動部分の質量を m とした。式(1)の左辺は、質量 m と加速度 $\dot{V}$ （あるいは変位の2階微分 $\ddot{y}$ としてもよい）の積であり、慣性力を表している。右辺は、ピストンのキャップ側の受圧面積 A とそこに作用する圧力 p_c の積であり、ピストンのキャップ側に作用する力を表す。この運動方程式の両辺を質量 m で割ると、

図1 油圧回路の例¹⁾

$$\dot{V} = \frac{A}{m} p_c \quad (2)$$

となる。式(2)の左辺は、速度の時間微分、すなわち加速度を求める式である。右辺を計算すれば加速度がわかり、加速度を積分すれば速度が求まる。

2.2 オイラー法とは

いま、時刻 t の速度 $V(t)$ が既知であるとする。十分短い時間 Δt （時間刻みと呼ぶ）だけ後の時刻 $t + \Delta t$ における速度 $V(t + \Delta t)$ は、速度 $V(t)$ より加速度 $\dot{V}$ に時間刻み Δt をかけた量だけ増加しているはずである。したがって、時刻 $t + \Delta t$ における速度は、

$$V(t + \Delta t) = V(t) + \dot{V}\Delta t \quad (3)$$

によって求められると考えるのが自然である。この計算方法は、数値積分の分野では「オイラー法」と呼ばれている。

オイラー法では、式(2)の右辺の値は時刻 t における計算値を用い、時間刻み Δt の間は一定であるとする仮定が前提にある。言い換えれば、時刻 t における圧力 p_c を用いて式(2)の右辺に従って加速度 $\dot{V}$ を計算し、時間刻み Δt のあいだは、圧力 p_c は一定であると仮定することに相当する。

2.3 時間刻みの決め方

しかし、実際の現象に照らしてみると、圧力 p_c がたとえ短い時間であっても連続的に変化しており、一定であるというのはあくまで仮定である。そこで重要になるのが、時間刻み Δt の大きさである。これまでの説明から推測できるように、時間刻み Δt が十分短ければ、圧力 p_c がたとえ変化していても、その短い時間の間はほとんど同じ値とみなせるので、オイラー法でも十分高い精度が達成できる。反対に、時間刻み Δt が大きく、十分短いとはいえない場合は、その時間刻み Δt の間に圧力 p_c が変化し、オイラー法による数値積分の精度は劣化する。極端な場合には、数値積分の結果が振動し、あるいは発散することもある。

では、時間刻み Δt はどのような値であるべきか。それは、圧力 p_c の時間変化に依存する。言い換えれば、圧力 p_c の変化の速さをもとに時間刻み Δt を決めることが重要である。たとえば、圧力 p_c が正弦波状に変化するとき、その周期を T とする。時間刻み Δt

*平成23年9月11日 原稿受付

**横浜国立大学大学院工学研究院

(所在地 〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5)

が周期 T の $1/5$ の場合、1周期の間に式(2)を計算する点は5個しかなく、計算の精度はかなり悪いことは容易に想像できる。時間刻み Δt が周期 T の $1/10$ になれば、1周期の間の計算点は10個に増加し、精度の改善につながることも推測できる。時間刻み Δt は圧力 p_c の変化を精度良く再現できる程度に十分短くすることが、オイラー法の精度にとって重要な視点であることがわかる。

同様の議論は、信号処理の分野で有名な「サンプリング定理」でもみることができる。しかし、数値積分の分野では、さらに違う視点からの議論が必要になる。

2.4 負荷の動きも考える

ピストンあるいは負荷が速度 V に比例した大きさの抵抗力をうけると、運動方程式は、

$$m\dot{V} = -cV + Ap_c \quad (4)$$

あるいは、

$$m\ddot{y} = -c\dot{y} + Ap_c \quad (5)$$

で表される。右辺第1項は、速度 V （あるいは $\dot{y}$ ）に比例する抵抗力（粘性抵抗力）を表し、 c は粘性抵抗係数である。

さらに、負荷がばねで支持されている場合は、運動方程式は、

$$m\ddot{y} = -c\dot{y} - ky - Ap_c \quad (6)$$

で表される。ここで、 k はばね定数である。

これら式(4)～式(6)の場合、式(2)とは異なり、圧力 p_c による力 Ap_c から直接負荷の慣性力 $m\ddot{y}$ が決まるのではなく、粘性抵抗力 $c\dot{y}$ やばね力 ky の大きさを差し引いた残りが慣性力 $m\ddot{y}$ に相当する。すなわち、粘性抵抗力やばね力は負荷の動特性に影響する。

制御工学では、式(4)は、

$$\frac{V(s)}{P_c(s)} = \frac{A}{c + ms} = \frac{A}{c} \frac{1}{1 + \frac{m}{c}s} \quad (7)$$

のように、圧力 $P_c(s)$ から速度 $V(s)$ までの1次遅れ要素の伝達関数で表される。時定数は、 m/c である。さらに、出力を変位にとると、

$$\frac{Y(s)}{P_c(s)} = \frac{A}{c} \frac{1}{1 + \frac{m}{c}s} \frac{1}{s} \quad (8)$$

のように、速度から変位までの積分器が追加される。一方、式(6)は2次遅れ要素の伝達関数

$$\frac{Y(s)}{P_c(s)} = \frac{A}{ms^2 + cs + k} = \frac{A}{m} \frac{1}{s^2 + \frac{c}{m}s + \frac{k}{m}} \quad (9)$$

で表される。固有角振動数は、 $\sqrt{k/m}$ である。

負荷がこのような動特性を持つということは、負荷の動きには固有の“速さ”があり、その“速さ”は1次遅れの場合は時定数で、2次遅れの場合は固

有角振動数で代表される。したがって、時間刻み Δt は、これらの固有の“速さ”に対して十分小さな値に設定することが望ましい。すなわち、1次遅れの場合は、時間刻み Δt は時定数 T と比較して十分短い値とする。一方、2次遅れの場合は、固有角振動数 $\omega_n = 2\pi/T$ に対応する周期 $T = 2\pi/\omega_n$ に対して十分小さな値に設定するのが望ましい。

2.5 ブロック線図で表そう

ばね力と粘性抵抗力を考慮した運動方程式（式(6)）をブロック線図で表すと、図2のように表される。このブロック線図の特徴は、①加速度 $\ddot{y}$ 、速度 $\dot{y}$ 、変位 y の間の積分関係を表している、②各信号線は物理量を表している、③慣性力、ばね力と粘性抵抗力の運動への寄与度がわかる、ことである。このような考え方にもとづいて、著者はいくつかの油圧回路のシミュレーションを行っている。例として、シリンダクッション¹⁾とFST回路²⁾のシミュレーションの参考文献をあげる。

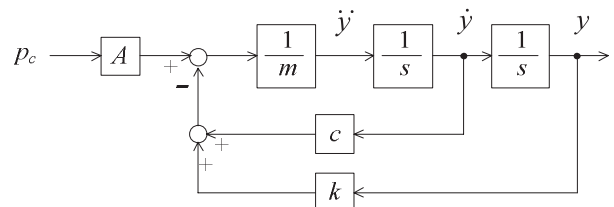


図2 運動方程式（式(6)）のブロック線図

2.6 オイラー法に適したブロック線図

図2のブロック線図は、ラプラス演算子 s を用いて、連続時間領域で表現されている。一方、オイラー法を適用する場合には、遅延演算子 z^{-1} を用いて、離散時間領域で表現する。オイラー法の説明で使った積分演算の式(3)を、遅延演算子 z^{-1} を用いて離散時間領域で表現すると図3のように表される。遅延演算子 z^{-1} は、信号 $V(t + \Delta t)$ を、時間刻み Δt だけ遅らせ、信号 $V(t)$ とすることを意味している。遅延演算子 z^{-1} を用いたブロック線図は、時刻 t 、 $t + \Delta t$ 、 $t + 2\Delta t \dots$ のように、時間刻み Δt の間隔で計算が実行されることに注意を要する。

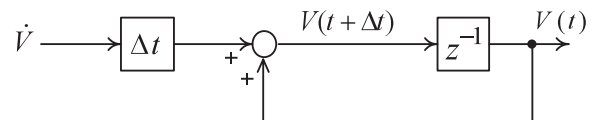


図3 遅延演算子による積分演算

連続時間領域の積分器 $1/s$ のブロックを、この遅延演算子による積分器で置き換えれば、図2の運動方程式のブロック線図は図4のように書き換えられる。遅延演算子による運動方程式のブロック線図は、

運動方程式にオイラー法を適用した計算式を表しており、時間刻み Δt ごとに実行される。

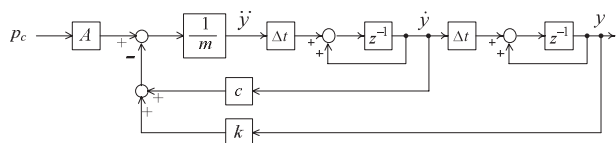


図4 遅延演算子による運動方程式のブロック線図

3. HILSの適用

HILSとはHardware In the Loop Simulationの略で、一部の機器は実際に使用し、そのほかの部分は数学モデルをもちいてモデル化し、全体を実時間で動かすことで、システムの検証を行う手法である。ハードウェアとしては開発中の制御弁やアクチュエータなどを用い、それらが組み込まれるべき母機の動作はプログラムする。圧力や電流などの信号は、AD変換器や駆動回路などのインターフェース機器で相互に接続して信号の入出力を行い、システムとして動作させる。

プログラムで再現される部分に油圧系が含まれる場合、モデリングの技術が課題となるが、前節で取り上げたオイラー法の手法が参考になる。負荷の運動方程式の場合、連続時間領域のブロック線図（図2）でモデル化してもよい。しかし、HILSを実行する際には、時間刻み Δt をもとにオイラー法で実行する計算コードに変換され、実時間でシミュレーションされる。そこで、はじめから遅延演算子 z^{-1} を用いたブロック線図（図4）でモデル化すれば、実時間シミュレーションする際の計算手順がわかりやすくなる。

HILSを実行する計算機システムは日進月歩であり、最近では計算を実行するCPUを実装したボー

ドを複数枚搭載できるものもある。システムを分割してモデル化し、それぞれのボードにダウンロードしたうえで、それらのボードを同期させて実時間シミュレーションすることが可能になった。このようなHILSシステムは、油圧系を含むシステムにHILSを適用する可能性を広げるものとして期待される。

4. おわりに

油圧系を実時間シミュレーションしようとするとき、運動方程式のモデリングの方法と数値積分手法が重要となることを、できるだけわかりやすく紹介した。

参考文献

- 1) 眞田一志, 黄 鋭: 建設機械用シリンダクッションのシミュレーションモデルに関する研究, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 40, No. 2, P. 22-29 (2009)
- 2) 斎藤隆允, 鈴木 茂, 伊東孝彦, 眞田一志: 油圧スイッチング制御回路のシミュレーション解析に関する研究, 日本フルードパワーシステム学会論文集, vol. 36, No. 3, P. 81-87 (2005)

[著者紹介]

眞 田 一 志 君



1986年東京工業大学大学院理工学研究科修士課程制御工学専攻修了。同大学助手。1998年横浜国立大学工学部生産工学科助教授を経て、2004年同大学教授、現在に至る。油圧制御の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、計測自動制御学会、日本機械学会などの会員。博士（工学）。

E-mail : ksanada@ynu.ac.jp

解 説

油圧機器・回路設計に用いられるCAE*

桜井 康雄**

1. はじめに

油圧回路の設計・開発あるいは改良を効率的に行うことを目的として、コンピュータ・シミュレーションを利用するようになって久しい。当初は、対象とする油圧機器あるいは回路の動特性を記述する数学モデルを導出し、FORTRAN等のプログラミング言語でその数学モデルを数値的に解くプログラムを自作し、大型コンピュータあるいはミニコンピュータを用いて数値計算を行い、動特性のシミュレーションを行っていた。その後のパーソナルコンピュータの飛躍的な性能向上とともに、油圧機器・回路設計に利用可能なパーソナルコンピュータ用のCAEソフトが次々とリリースされ、油圧機器あるいは回路の動特性をシミュレートした結果を参照しながら、それらの設計を行う環境が整えられた。

これらのCAEソフトでは、油圧記号に基づいたアイコンを用い、対象とする油圧回路をコンピュータの画面上に編集するとともに、必要な各油圧要素のパラメータの値を入力しシミュレーションの準備を行う。シミュレーション実行時には、コンピュータ内のデータベースからその油圧回路を構成する油圧機器の数学モデルが自動的に抽出され、それらが結合され、対象とする油圧回路の動特性を表す数学モデルが導出される。この数学モデルに基づき、シミュレーションが実行される。ユーザーは、この結果を参照しつつ、望ましい動特性が得られるまでパラメータを変更し、シミュレーションを行う。すなわち、このようなCAEソフトを用いれば、ユーザーは、油圧回路の数学モデルの導出あるいは数値計算用のプログラムの作成を行うことなく、油圧回路の動特性をシミュレートできる。

油圧機器・回路設計に利用可能なCAEソフトは数多く市販されている。本稿ではAMESim¹⁾、SimHydraulics²⁾について簡単に紹介する。次いで、本学会の40周年記念事業の一環として公開版がリ

リースされたOHC-Sim³⁾について紹介する。

2. AMESimとSimHydraulics[®]

2.1 AMESim

これはフランスのImagine社により1998年に開発されたCAEソフトである。筆者らは、1998年3月にドイツのアーヘン工科大学で開催された第1回 Internationales Fluidtechnisches Kolloquium in Aachenの展示セッションにおけるAMESimのデモンストレーションで、その完成度の高さを目の当たりにした。現在、その正式名称はLMS Imagine.Lab AMESimとなり、日本ではエルエムエスジャパン(株)が販売、サポート等を行っている。フルードパワーシステムの構成要素である油圧、空気圧、電気、機構に分類されるコンポーネントの動特性を表現した数学モデルが準備されており、これら呼び出し対象とするフルードパワーシステムを構築し、シミュレーションを行うことができる。その解析画面の一例を図1に示す。近年の本学会の講演論文あるいは研究論文に、このソフトを利用した現象の解明とその問題の解決を行った研究事例が見受けられる⁴⁾。

AMESimは様々な解析ツールとのインターフェースを有している。油圧制御システムを設計する際によく利用されるSimulink[®]とのインターフェースも有しており、AMESim上で表現した油圧回路とSimulink[®]上で表現された制御システムモデルを簡単にリンクできるとのことである。また、近年、よく耳にするHIL (Hardware-in-the-loop) シミュレーションが実行可能なオプションも有している。

2.2 SimHydraulics[®]

フルードパワー関連の研究室あるいは企業において、MATLAB[®]/Simulink[®]は、その利用頻度が高いソフトである。SimHydraulics[®]は、ポンプ、弁、配管等のコンポーネントをつなぎ合わせ構築した油圧回路の動特性のシミュレーションをSimulink[®]上で実現させたソフトであり、MathWorks[®] Japanが販売、サポート等を行っている。図2にその解析画面の一例を示す。なお、本ソフトを動作させる際、MATLAB[®]、Simulink[®]、Simscape[™] (Simulink[®]の拡張ツール、機構、電気、油圧等の物理領域にま

*平成23年10月3日 原稿受付

**足利工業大学工学部

(所在地 〒326-8558 栃木県足利市大前町268-1)

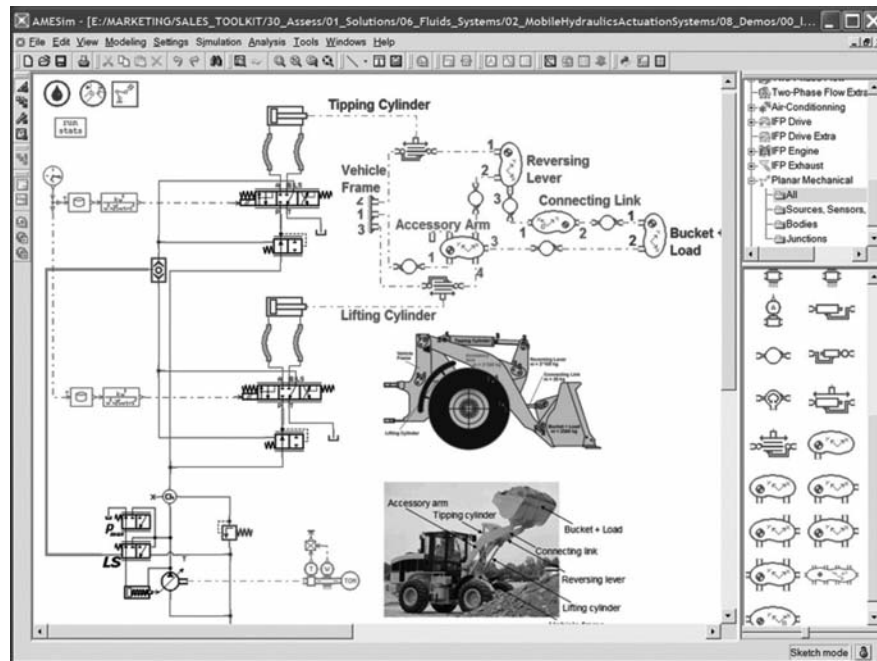
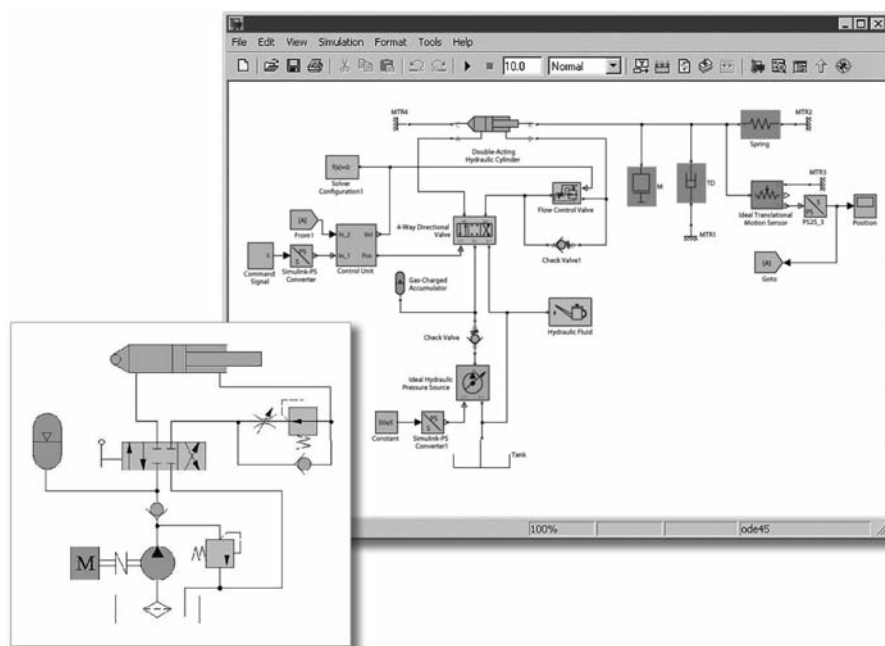


図1 AMESim解析画面の一例

図2 SimHydraulics[®]解析画面の一例

(SimHydraulics[®] from MathWorks extends Simulink[®] to enable MultiDomain Modeling of Hydraulic Systems, Courtesy of MathWorks, Inc.)

たがるシステムを結合してモデル化する機能を Simulink[®]に追加するツール)が必要となる。

オプションで準備されている SimDriveline[™] (ウォーム歯車、遊星歯車などの動力伝達用機械要素のモデリングとシミュレーションを行うツール)、 SimPowerSystems[™] (電力システムのモデリングやシミュレーションを行うツール)などと連携し、複雑な油圧システムのモデル化と動特性のシミュレーションを行うことができるのである。さらに、

HILシミュレーションにも対応可能とのことである。

3. OHC-Sim

OHC-Sim (Oil-Hydraulic Circuit Simulation) は (社)日本フルードパワーシステム学会のソフトウェア開発事業でその基本バージョンの開発が行われた油圧回路設計・動特性解析用シミュレーションパッケージである。基本バージョン開発後、本学会に設置されたOHC-Sim特別研究委員会(委員長:中田毅、

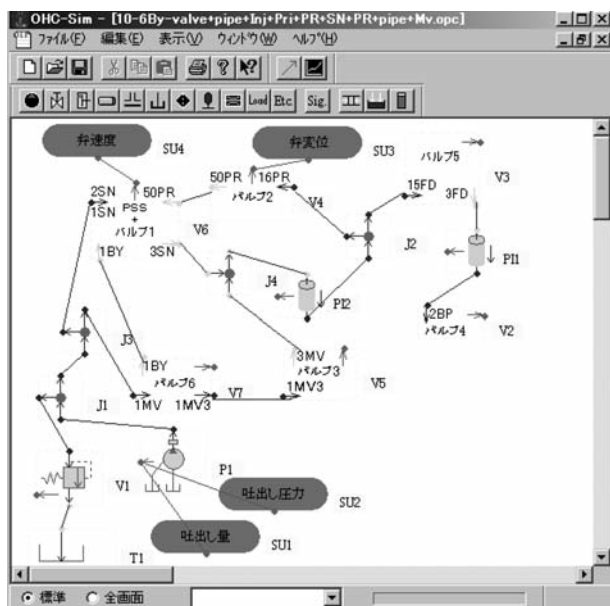


図3 OHC-Sim編集画面

東京電機大学)においてその機能を向上させた。現在、OHC-Simには公開版とVer. 2.5の2つのバージョンが存在している。

公開版は、本学会の40周年記念事業の一環として作成されたもので、OHC-Sim特別研究委員会との関係を考慮しOHC-Sim Ver. 2.5をダウングレードしたソフトである。主たるダウングレード内容は、ユーザーカスタマイズ機能の削除、本委員会参加企業の要望でOHC-Simの標準素子として登録した一部の素子の削除である。本学会の会員であれば、OHC-Sim公開版を学会の会員専用HPより無料でダウンロード可能である。また、シミュレーションに必要なフォートランコンパイラも公開されているものを使用可能にしたため、費用をかけずに油圧回路の動特性のシミュレーションを始めることができる。なお、OHC-Sim公開版をダウンロードしパソコンにインストールする方法、フォートランコンパイラのセットアップ方法、OHC-Sim公開版の使用方法是、本学会より40周年記念事業の一環として出版された書籍「油圧システムのモデリングと解析手法」の第2章「OHC-Sim (JFPS40周年記念 公開版) 機能・操作方法解説と例題集」³⁾を参照されたい。ここには、多くの例題も掲載してあるので、OHC-Simを通して、油圧回路の動特性のシミュレーションの有用性を体験することができる。その有用性を認識した後、本稿第2章で解説したソフトあるいは他の同種のソフトを使って業務に生かしていただければと思う。あるいは、OHC-Sim特別研究委員会に参加しOHC-Sim Ver. 2.5を利用し、これに必要な素子を登録し、業務に生かすことも可能である。図3にOHC-Sim Ver. 2.5のユーザーカスタマイズ機

能を利用して特別研究委員会参加企業が必要としていた素子を登録し、対象とする回路を編集した画面を示す。OHC-Sim Ver. 2.5は市販されているソフトと機能あるいは拡張性という面で大きく劣るが、ソースプログラムを委員会で所有しているため、特別研究委員会に参加した企業のニーズに合わせ、ソースプログラムレベルでもカスタマイズ可能であるという利点を有している。

4. おわりに

本稿では油圧機器および回路設計に用いられるCAEについて簡単な紹介を行った。このようなソフトでは油圧要素機器の数学モデルが予め与えられているため、油圧機器あるいは回路の動特性のシミュレーションが簡単に実行できる環境が手に入る。このようなソフトを用いる際には少なくともどのような因子が数学モデルに考慮されているか注意しながら使用していくことが大切ではないかと考えている。また、シミュレーションに使用する各種パラメータの決定方法にも注意を払いつつ、そのノウハウを蓄積することも重要だと思う。

参 考 文 献

- 1) <http://www.lmsjapan.com/imagine-amesim-1-d-multi-domain-system-simulation>
- 2) http://www.mathworks.co.jp/products/simhydraulics/?s_cid=global_nav
- 3) 北川, 眞田: OHC-Sim特別研究委員会委員会運営部会: 油圧システムのモデリングと解析手法, (社)日本フルードパワーシステム学会, p. 5-39 (2011)
- 4) 有富俊亮, 徳尾健一郎, 根本雅史: ガソリンポンプ用低圧力損失リリーフ弁の開発, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 42, No. 6, p. 108-113 (2011)

[著 者 紹 介]

桜井 康雄 君



1986年上智大学大学院博士前期課程修了。富士重工業(株)、上智大学助手等を経て2000年足利工業大学講師、2001年同大学助教授、2007年同大准教授、2009年同大教授、現在に至る。油空圧システムの動特性解析、ECFを利用したシステムの開発に従事。日本フルードパワーシステム学会・日本機械学会の会員。博士(工学)。

E-mail: ysakurai@ashitech.ac.jp

解 説

ダンプトラック開発への解析主導型設計の適用*

佐藤 隆之**, 樋口 武史**, 石原 和典**, 岩城 毅**

1. はじめに

マイニングダンプトラックとは、主に海外の大規模露天掘り鉱山で稼動し、油圧ショベルなどの掘削機から積み込まれた土砂や石炭などの地下資源の運搬に使用される超大型の機械である。

図1、表1にマイニングダンプトラックの外観および仕様を示す。全高7.4m、タイヤ直径3.4m、車体と積荷を合わせた車両総質量384tonという巨大な車両である。



図1 マイニングダンプトラック

表1 マイニングダンプトラックの仕様

車両総質量	384 (ton)
空車質量	162 (ton)
最大積載量	222 (ton)
エンジン出力	1,864 (kW)
最高速度	56 (km/h)
全長	14.3 (m)
全高	7.4 (m)
全幅	9.5 (m)

2. 機構モデルを用いた車体挙動解析

2.1 ダンプトラック機構モデル

近年、開発効率向上を目的とした解析主導型設計が広く浸透して来ている。特に、試作・手直しが容易ではないダンプのような超大型機械では、設計完了

前に技術的な課題を解析し、事前保証する手法に変革し、開発設計工数の低減を図ることが重要である。

車両全体の詳細な機構解析モデル(図2)を構築し、机上での車体挙動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などを行う。ここで、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解析モデルの構築がきわめて重要になる。

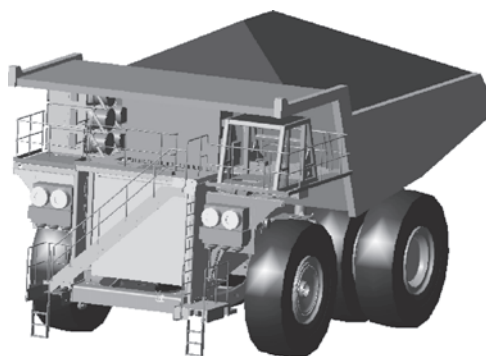


図2 ダンプトラック機構解析モデル

2.2 モデル旋回動作の精度向上

車体旋回動作においては、図3に示すように、タイヤと路面の摩擦力により、フレームの各所に大荷重が作用している。そこで、力学理論に則った図4に示す簡易モデルにて、詳細検討を行った。

旋回挙動時、後輪は左右回転数を差動しているが、ダブルタイヤ間には差動装置は無い。したがって、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(P_i)と外側(P_o)と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。

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

推進力 F_D は摩擦力の合力であり、移動するために必要な F_D が既知とすると、タイヤと路面の摩擦係数 μ と式(2)とから、フレーム中心から推進力作用点までの距離 r_g が求まり、そして、式(1)より τ_g も決

*平成23年10月5日 原稿受付

**日立建機株式会社開発統括本部技術開発センタ
(所在地 〒300-0013 茨城県土浦市神立町650番地)

まる。

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

本簡易モデルより、 τ_g 発生メカニズムが明らかとなり、その大きさは μ に依存することがわかった。その後、実機検証を行い、妥当な μ を同定することにより、モデル精度の向上に成功した。その同定結果を図5に示す。同定後はフレーム応力を良く再現していることがわかる。

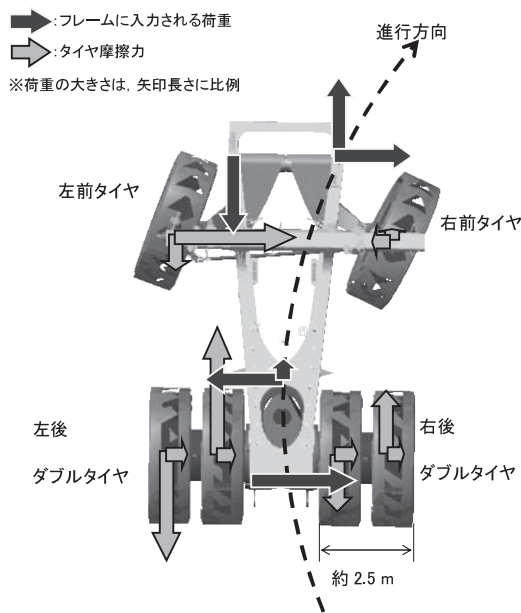


図3 フレーム入力荷重とタイヤ摩擦のシミュレーション

3. サスペンション最適化

3.1 サスペンションモデルの構築

ダンプトラックは、通常の自動車用サスペンションとは異なり、コイルバネなどを使用せず、ガスとオイルの圧縮性のみによって保持力を得る方式のサスペンションを使用している。特に、ダンブは空荷と積荷の総重量が倍半分以上の差があるので、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6にダンブのサスペンション構造を示す。ガスとオイルが封入されており、主にガスの圧縮性によりばね剛性、オイルがピストン小穴（減衰穴）を通過するときの流体抵抗によって減衰特性を得る構成になっている。

ダンブのサスペンション設計では、オイルとガスの量や配分、減衰穴径などを適切に設定することに

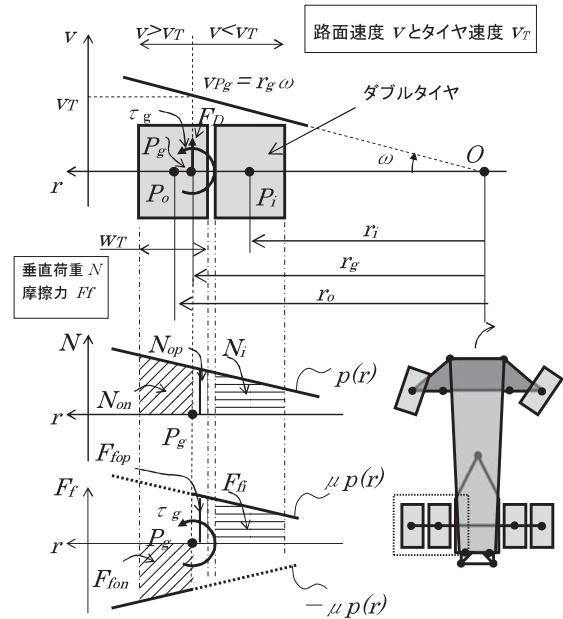


図4 ダブルタイヤ理論モデル

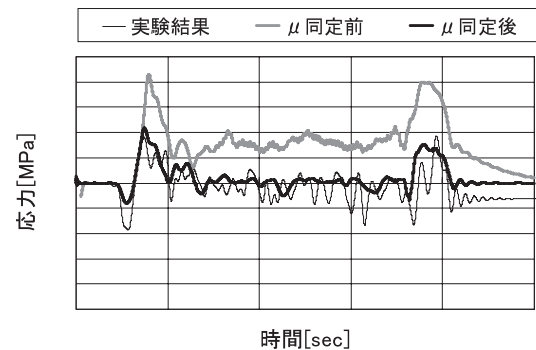


図5 フレーム応力値比較

より、空荷と積荷両方の乗り心地を確保することが求められる。また、ダンブのような超大型の機械では、実機試験に多額の費用と長い試作期間を要するため、実機試作無しでサスペンション性能の事前検証も求められる。そこで、前述した機構解析モデルに、サスペンションモデルを組込、乗り心地を事前検証できるようにした。

図7にサスペンションの保持力（ばね力）と減衰力（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。理論計算を補正する際、理論計算の仮定（物理定数も含めて）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。

3.2 乗り心地最適化

前述した機構モデルを用いて、ある特定の動作における挙動を計算し、乗り心地について評価を行っ

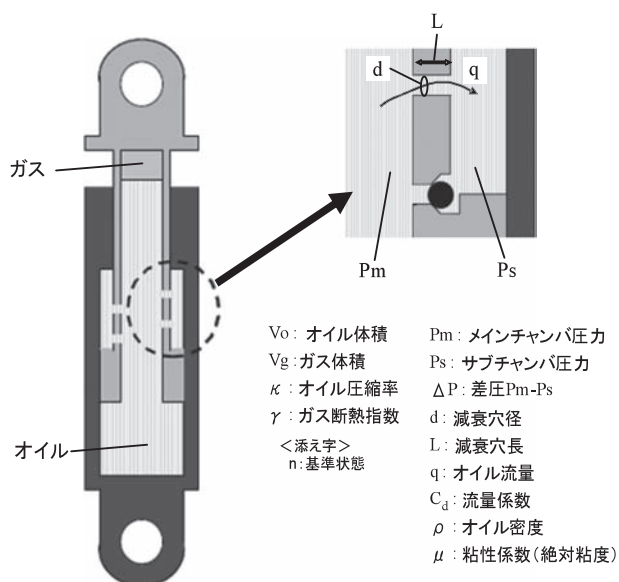


図6 サスペンション構造

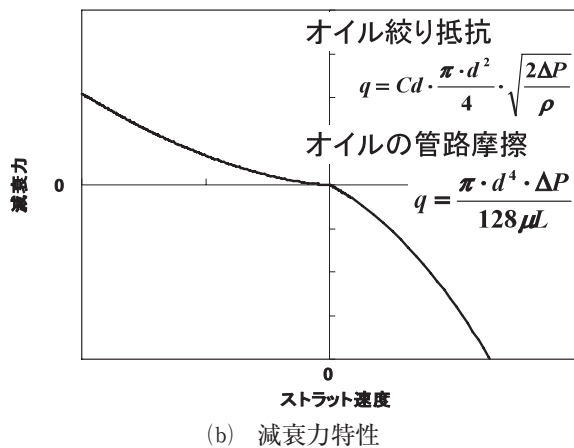
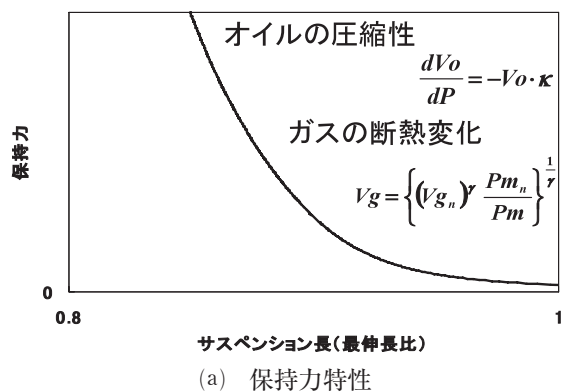


図7 サスペンション特性

た。その結果を図8に示す。急停止時の運転席振動を低減することができた。結論として、機構モデルを活用することで、実機レスでサスペンションのチューニングが可能となる見通しを得た。

4. ま と め

試作・手直しが容易ではない超大型機械に解析主

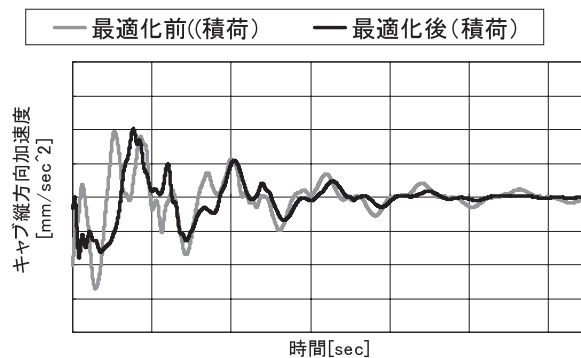


図8 急停止時のキャブ振動比較

導型設計手法を適用することは、今後の製品改良・新機種開発・モデルチェンジ時に、開発効率向上・性能向上に大きな効果を発揮することが期待できる。

[著 者 紹 介]

さ とう たか ゆき
佐 藤 隆 之 君



1990年、東北大学工学部機械工学科卒業、同年日立建機株式会社へ入社、油圧ショベル・ダンプトラックの車体振動の研究に従事、現在に至る。

E-mail : t.satou.qx@hitachi-kenki.com

[著 者 紹 介]

ひ ぐち たけ し
樋 口 武 史 君



1991年、横浜国立大学工学部生産工学科卒業、同年日立建機株式会社へ入社、油圧ショベル・ダンプトラックの車体振動の研究に従事、現在に至る。

E-mail : t.higuchi.qm@hitachi-kenki.com

[著者紹介]

いし はら かず のり
石 原 和 典 君

2001年、茨城大学大学院理工学研究科システム工学専攻修士課程修了，同年日立建機株式会社へ入社，ダンプトラックの車体振動の研究に従事，現在に至る。

E-mail : k.ishihara.dg@hitachi-kenki.com

[著者紹介]

いわ き たけし
岩 城 毅 君

2010年，東京理科大学大学院工学研究科機械工学専攻修士課程修了，同年日立建機株式会社へ入社，現在に至る。

E-mail : tiwaki.od@hitachi-kenki.com

会 告

日本フルードパワーシステム学会・中国機械工程学会流体伝動及制御分会 共催

第2回フルードパワーに関する日中国際共同ワークショップの開催 および論文募集のお知らせ

— The 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power —

開催日：平成24年5月23(水)

日本フルードパワーシステム学会では，国際交流事業の一環として，中国機械工程学会流体伝動及制御分会と共同で，日本と中国のフルードパワーに関する国際共同ワークショップ（The Japan-China Joint Workshop on Fluid Power）を開催しています。第1回は2010年に中国の蘭州にて開催され，第2回は日本での開催が決まりました。ワークショップのテーマは「Sustainable Future on Fluid Power」です。このワークショップは，日中の産官学の研究者・技術者がフルードパワーに関する最新の研究および技術や市場動向を紹介し合い，情報交換と交流を行う学術講演会です。論文募集に関するスケジュールや書式等の詳細は学会ホームページ上でご案内いたします。どうぞ奮ってお申込み・ご参加いただきますよう，ご準備の程よろしくお願い申し上げます。

1. 開催日時：平成24年5月23日（水） 10：00～17：00（時間は予定）
2. 会 場：機械振興会館本館 地下3階 研修1（予定）
〒105-0011 東京都港区芝公園3—5—8（<http://www.jspmi.or.jp/kaikan.htm>）
3. 講演の種類：学術講演（英語）。日中双方からそれぞれ5件程度の論文（英語）を募集
4. スケジュール：Extended Abstractによる審査後，Full Paperによる査読を行います。
 アブストラクト締切 2012年1月15日（申し込み先等はHPをご覧ください。）
 発表採択通知 2012年1月31日
 本論文原稿締切 2012年3月15日
 査読結果の通知 2012年3月31日
 最終原稿締切 2012年4月15日
5. 問い合わせ先：(社)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

解 説

自動車における油圧解析技術*

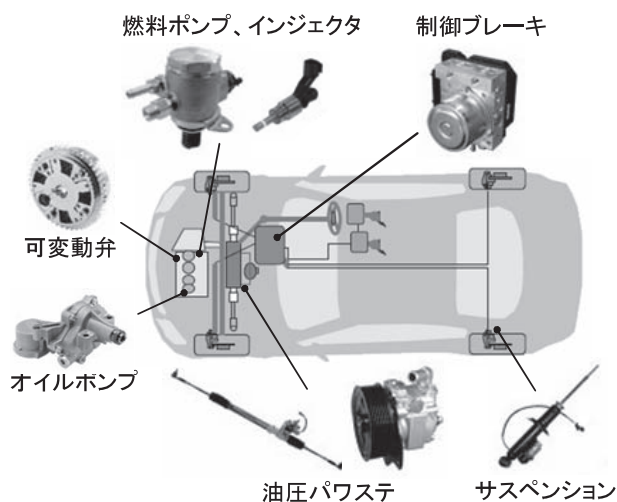
平 工 賢 二**

1. はじめに

自動車にはパワステ、ブレーキ、燃料ポンプなど、油圧または流体圧を用いた機器が多く存在する。油圧解析はこれらの機器を開発するためのキー技術であり、開発期間の短縮と製品品質の向上に寄与している。

図1に自動車用油圧機器と油圧解析の利用方法の例を示す。一般に、機器自体の性能向上を目的とする場合は精密な油圧モデルを用い、制御ブレーキのように車両全体の挙動を求める場合は比較的簡易な油圧モデルを用いるという具合に、目的に応じてモデルの精密度合いを使い分けている。

ここでは、パワステ用油圧ポンプに起因する車内騒音を予測・低減した事例と、高压燃料ポンプの運転可能領域を拡大した事例を紹介する。



油圧機器	解析の利用方法
油圧パワステ	ポンプ性能向上、車内騒音低減、操舵特性予測
燃料ポンプ、インジェクタ	機器性能向上、配管構成最適化、制御ロジック開発
制御ブレーキ	制御ロジック開発（車両運動解析と組合せ）
オイルポンプ	ポンプの開発効率向上

図1 自動車用油圧機器と油圧解析の利用方法

*平成23年10月5日 原稿受付

**日立製作所日立研究所機械研究センタ

(所在地 〒312-0034 茨城県ひたちなか市堀口832-2)

2. パワステポンプのCAE—実験Hybrid解析

図2にパワステ用の可変容量ポンプの構造を示す。このポンプは高回転時に1回転あたりの押しのけ容積を減らして無駄な吐出を抑える構造になっており、燃費低減に効果がある。一方で固定容量型に比べて圧力脈動や振動が大きく、実車搭載時に騒音が発生しやすいという課題がある。

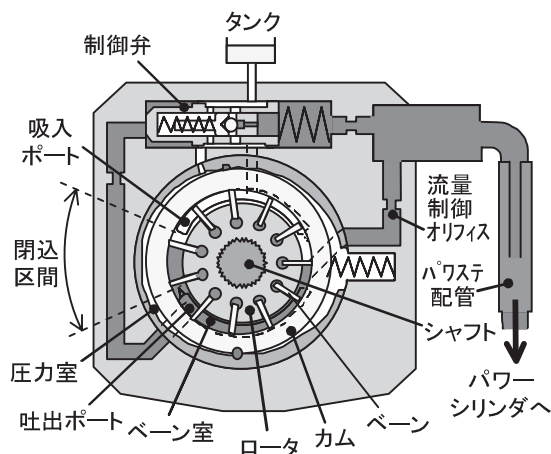


図2 パワステ用可変容量ベーンポンプの構造

図3に自動車における騒音の形態を示す。たとえばインジェクタでは弁の開閉に伴って発生する放射音が車外騒音となり、パワステポンプではポンプの圧力脈動や振動が車体を伝播して車内騒音となる。とりわけパワステポンプの騒音は車両伝達系の影響を強く受け、実車への搭載試験段階で顕在化して手戻り開発となることが多い。そこで、設計上流での

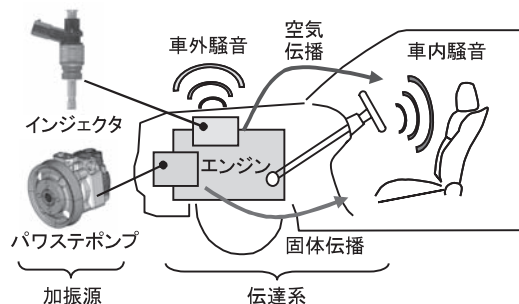


図3 自動車における騒音

騒音低減を目的にCAE—実験Hybrid解析による油圧—振動—騒音予測技術を開発した¹⁾。

図4にCAE—実験Hybrid解析の流れを示す。まず油圧解析によりパワステポンプの圧力脈動を求める。脈圧伝播の車内騒音の場合は、実車実験で求めた音／圧力の伝達関数と圧力脈動を掛け合わせることで車内騒音が求まる。振動伝播の車内騒音の場合は、圧力脈動からポンプへの加振力を求め、ポンプのFEM構造解析モデルへ入力して振動解析を行う。これによりポンプ取付点への加振力が求まり、実車実験で求めた音／力の伝達関数と掛け合わせることで車内騒音が求まる。最後に脈圧伝播音と振動伝播音を合成することで、車内騒音を予測することができる。

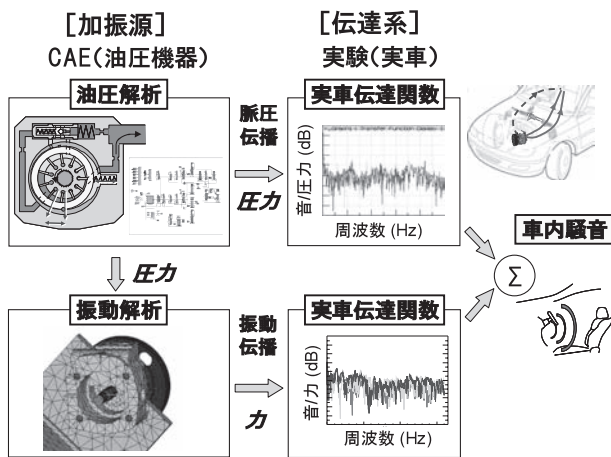


図4 CAE—実験Hybrid解析の流れ

図5に圧力脈動と車内騒音の解析結果を示す。ポンプの油圧解析では各ベーン室の圧力やベーンの運動、シャフトの曲げ変形、ゴム配管と金属配管を組合せたパワステ配管に至るまで精密にモデル化している。この結果、同図左に示すとおり、11枚のベーンの倍数成分で現れる圧力脈動ピークを精度よく再現できている。振動解析では主要な振動モードが別途行う実験モード解析の結果と合うように境界条件などを作り込んでいる。この結果、同図右に示すように車内騒音の解析でもピークを精度よく再現でき

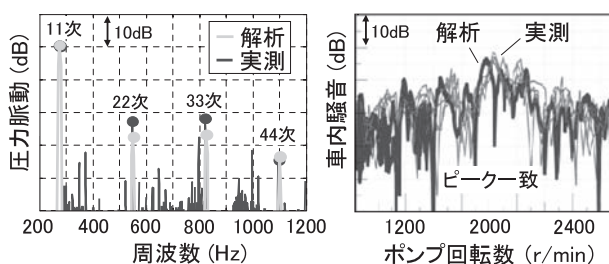


図5 圧力脈動と車内騒音の解析結果

ており、設計に活用できるレベルとなっている。

図6、図7に静音化開発への活用事例を示す。図6は吸入ポートから吐出ポートへの遷移領域（閉込領域）における圧力変化を調整するための吸入ノッチの角度を変えた場合の、圧力脈動とポンプ振動の解析結果である。脈圧伝播音は11次の圧力脈動が、振動伝播音は22次の振動が支配的であり、両者はこのようにトレードオフの関係がある。解析でこの関係を定量的に掴むことで、たとえば脈圧伝播音の割合が大きい車両には吸入ノッチの角度を減らすといったチューニングを行うことができ、効率よく車内騒音を低減することができる。

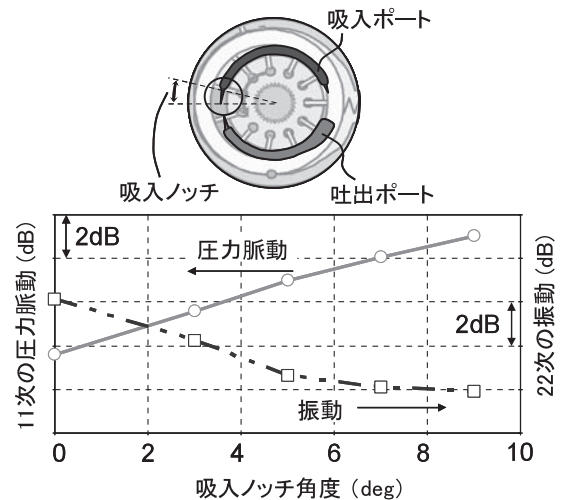


図6 ノッチ角度の影響の解析結果

図7はブラケット構造の違いによる車内騒音の変化を解析した結果である。改良後の構造は騒音ピークを低減できており、設計の上流段階での予測が可能となっている。紙面の都合で実験結果は割愛するが、解析結果と同様に騒音ピークを低減できることを確認している。

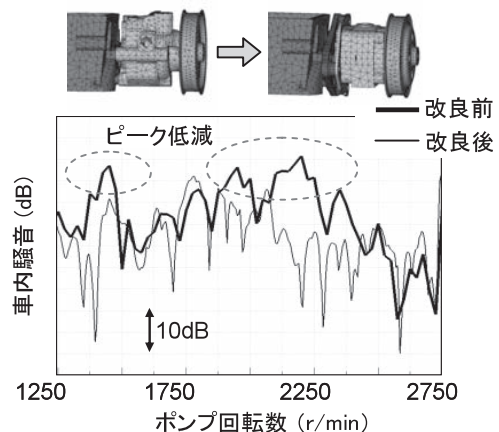


図7 ブラケット構造の影響の解析結果

3. 高圧燃料ポンプの油圧解析

つぎに直噴ガソリンエンジン用の高圧燃料ポンプの事例を述べる。

図8にポンプの構造と油圧解析の例を示す。このポンプはガソリンを10MPa程度に加圧してコモンレールに供給し、加圧された燃料はインジェクタによりエンジンシリンダ内に噴射される。インジェクタの噴射バラツキを抑えるためにコモンレール内の圧力脈動は小さく抑える必要があり、またインジェクタの噴射量が変わっても目標の燃料圧力を維持するよう、精度よくポンプの流量制御を行う必要がある。そこで、油圧解析により開発の効率化を図った。

油圧解析ではポンプ内の部品や配管までを精密にモデル化している²⁾。同図下はエンジン2000r/min時の解析結果であり、各部の圧力、変位、流量の時間応答を示してある。この解析より、ポンプの内部挙動を把握して、ポンプ自体の性能向上や、圧力脈動を低減する配管構成、ポンプの制御方式の開発などに役立てることができる。

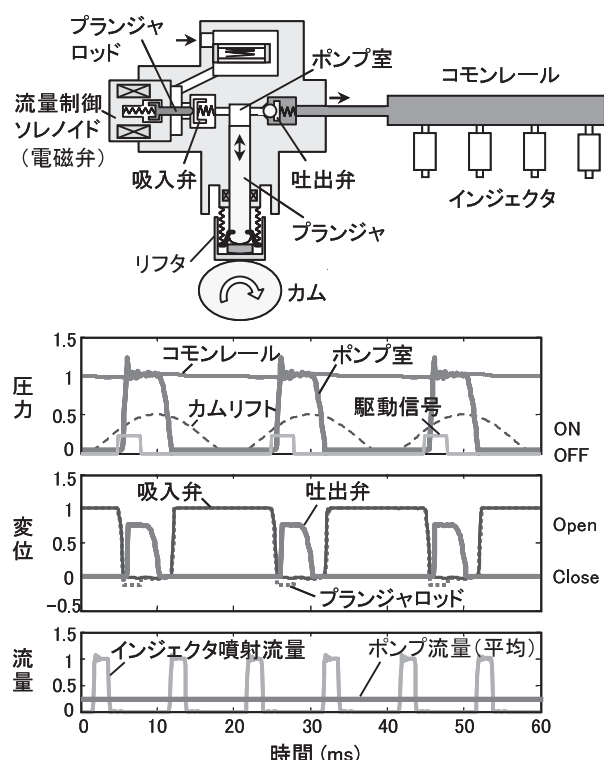


図8 高圧燃料ポンプの構造と油圧解析例

図9に、このシミュレータを活用して電磁弁の応答時間を解析し、これに基づいて駆動信号を最適化することで、ポンプの運転可能領域を拡大した事例を示す³⁾。電磁弁はプランジャ往復毎に開閉するが、往復運動する燃料の流体力の影響を受けて応答時間が変化する。そこで、解析で応答時間を求め、必要

な駆動信号の長さを検討した。その結果、駆動信号は高回転・小流量ほど短くて済むことがわかり、駆動信号を短くすることで、電磁弁の消費電流を減らしつつ、より高速回転までの流量制御を実現した。

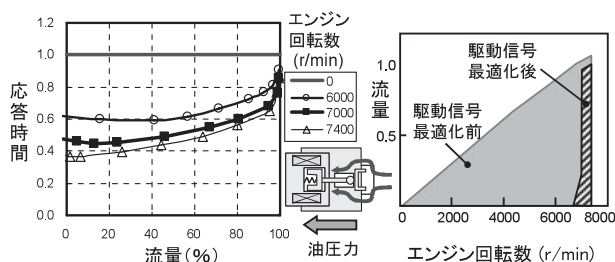


図9 電磁弁の解析結果と運転可能領域の拡大結果

4. おわりに

本稿では、自動車機器開発における油圧解析技術の適用事例について述べた。自動車の油圧システムは多岐に渡っているが、ここでは、代表的な例を紹介した。開発期間の短縮と製品品質の向上はますます重要になっており、油圧解析技術のさらなる高度化と進展は必須であると考えている。

参考文献

- 1) T. Yoshizawa : Prediction of Vehicle Interior Noise from a Power Steering Pump using Component CAE and Measured Noise Transfer Function of the Vehicle, SAE annual congress 2009, SAE, (2009)
- 2) K. Hiraku : Development of High Pressure Fuel Pump by using Hydraulic Simulation, SAE annual congress 2005, SAE, 05P85 (2005)
- 3) 徳尾：高圧燃料ポンプ用電磁弁の解析モデル構築と活用事例，自動車技術会2005年春季大会，学術講演会前刷集，20055266 (2005)

[著者紹介]

ひら く けん じ 君
平 工 賢 二 君



1991年岐阜大学大学院工学研究科修了。同年日立製作所機械研究所入社。現在に至る。油圧機器・システム関連の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会，自動車技術会，日本機械学会会員。

E-mail : kenji.hiraku.sc@hitachi.com

FPIC会議報告

FPM2011におけるフルードパワー技術研究動向*

金 俊 完**

1. はじめに

「International Conference on Fluid Power and Mechatronics (以下, FPM)」は, フルードパワー・トランスミッション, ロボティクス, 自動化システム, メカトロニクスなどの分野における新たなアイデア, 研究成果, 今後の方向性を議論・討論するために, 4年に1度のペースで開催される国際会議である。1991年の北京大会を始め, 上海(1995年), ハルビン(1999年), 武漢(2003年), 秦皇島(2007年)で開催され, 2011年の第6回の国際会議(FPM2011)は8月17日から20日まで北京で開かれた。FPM2011の会議要約によると10カ国から250件の投稿があり, 最低でも二人の専門家により査読され, 基調講演で6件, 一般講演で140件の発表が行われた。FPMは中国が主催する国際会議であるため, 研究発表の多数は中国, 台湾, 香港からの講演者であった。セッションは, 1) メカトロニクス, 2) シミュレーションと制御, 3) 油圧の応用, 4) 設計と最適化, 5) 故障の監視と診断, 6) フルードパワーとトランスミッション, 7) 空気圧の応用, 8) 水圧の応用で区分され, 講演は平行に8部屋で行われた。本報告では, これらの研究発表を1) 油圧・水圧, 2) 空気圧, 3) 機能性流体の応用の大枠に分類し, 個別の研究成果について紹介する。

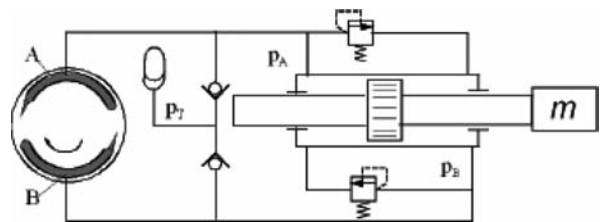
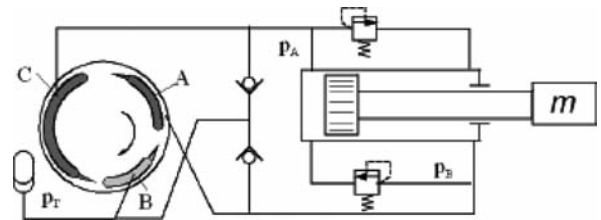
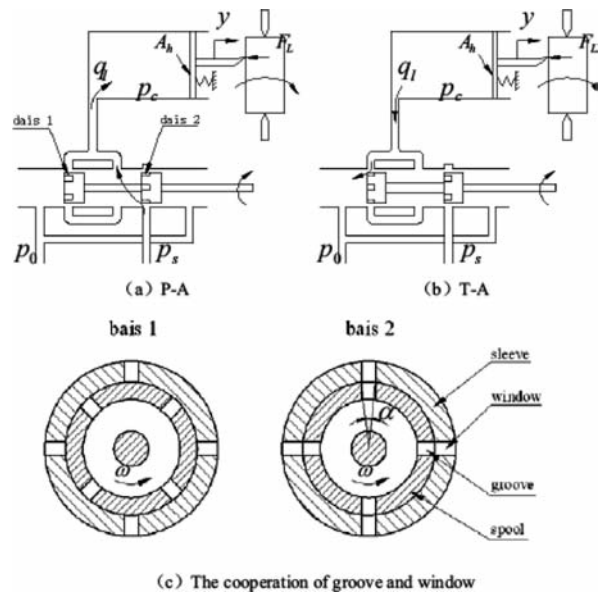
2. FPM2011におけるフルードパワー技術の動向

2.1 油圧, 水圧とフルードパワー技術

FPM2011では, フルードパワー技術の油圧分野の発表として71件, 水圧分野として7件の研究発表が行われて, その中2件の研究を紹介する。

Quanらは, バルブプレートに三つのバブル穴を有するアキシャルピストンポンプについて, シミュレーションと実験により検討している¹⁾。従来のアキシャルピストンポンプは, 図1で示すようにバル

ブプレートに同じサイズのパルプ穴を有しているのに対して, この研究では差動シリンダの閉回路における非対称の流れを補正するために, 図2のように片方のパルプ穴をさらに二つに分割した新たな構造を提案している¹⁾。

図1 従来のピストンポンプの駆動原理¹⁾図2 新たなピストンポンプの駆動原理¹⁾図3 油圧を用いた振動発生器の駆動原理²⁾

*平成22年8月19日 原稿受付

**東京工業大学 精密工学研究所

(所在地 〒162-0845 横浜市緑区長津田町4259-R2-42)

用することを検討している²⁾。振動援用加工では、高い周波数とともに大きい発生力が必要であり、この条件を満たすために油圧アクチュエータの応用を提案している。この研究では図3で示すような駆動原理の振動発生器を設計して、シミュレーションにより性能を検討している²⁾。

2.2 空気圧

FPM2011で発表された空気圧の応用研究は総計20件であり、この中、1件の研究を紹介する。

Duらは空気圧を応用して力フィードバックが可能なデータグローブを開発している³⁾。力フィードバック機能を有するデータグローブでは、高いパワー密度と簡単な構造が望ましいため、この研究では図4のように微少摩擦駆動のシリンダを用いて、空気圧の測定により力を計算するとともに空気圧で駆動可能な新たなデータグローブを提案して、その性能を明確にしている³⁾。

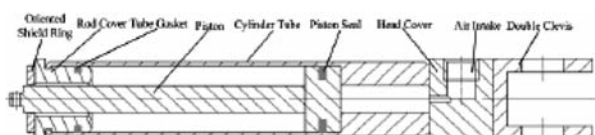
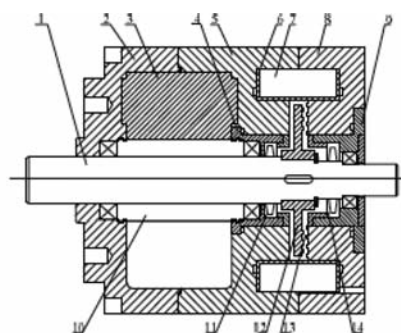


図4 空気圧を用いたデータグローブ³⁾

2.3 機能性流体

FPM2011でのフルードパワーシステム関連の発表は、大半が油圧、水圧、空気圧関連の研究である。本会議は中国からの参加者が多いため、機能性流体に関する研究は少なく、総計3件の中、2件の研究を紹介するが、その1件は空気圧の応用でもある。Baiらは機能性流体であるMRFを応用して、空気圧サーボアクチュエータについて検討している⁴⁾。空気圧はアクチュエータの駆動源として有効であるが、超精密な位置決めが困難であるため、高い制御性を有するMRFダンパを用いて、図5のような空気圧サーボアクチュエータを開発して、この性能を明らかにしている⁴⁾。

一方、MRFと性格が違い、流体自体が駆動源になる機能性流体としてECFがあり、WangらはECFを用いたマイクロポンプについて研究している⁵⁾。FPM2011では三角柱スリット形電極対を用いたECFマイクロポンプの極限環境下で使用可能なマイクロポンプとして、柔軟な基板とシリコンゴムのパッケージからなるECFフレキシブルマイクロポンプを提案して、その有効性を検討している⁵⁾。



1-main shaft 2-left shell 3-position limiter 4,9-bearing seat 5-middle shaft 6-copper sleeve of coil 7-magnetic coil 8-right shell 10-leaf 11,14-oil seal 12-damping plate 13-MRF

図5 MRFを用いた空気圧サーボアクチュエータ⁴⁾

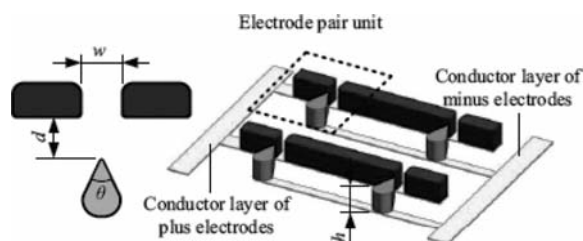


図6 フレキシブルECFマイクロポンプ⁵⁾

3. 学術講演会および講習会等

FPM2011は中国が主催する国際会議であり、基礎研究より製品開発に近い実用研究が多い。今後、中国でのフルードパワーシステムに関する研究が増え、この分野をリードする基礎研究の発展を期待する。

参考文献

- 1) Quan, 他2名: FPM2011論文集, p. 71-76 (2011)
- 2) Xing, 他5名: FPM2011論文集, p. 400-405 (2011)
- 3) Du, 他3名: FPM2011論文集, p. 292-296 (2011)
- 4) Bai, 他2名: FPM2011論文集, p. 242-247 (2011)
- 5) Wang, 他3名: FPM2011論文集, p. 385-389 (2011)

[著 者 紹 介]

きむ じゅうん わん
金 俊 完 君



2005年東京大学大学院博士後期課程精密機械工学専攻修了。2005年東京工業大学精密工学研究所助教。現在に至る。機能性流体とMEMS技術を融合した研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会などの会員。工学博士。

E-mail: woodjoon@pi.titech.ac.jp

会 告

共催・協賛行事のお知らせ

協賛行事

TECHNO-FRONTIER 2012

主 催：社団法人 日本能率協会
期 日：平成24年7月11日(水)～13日(金) 10:00～17:00
会 場：東京ビックサイト（有明・東京国際展示場）東展示場 4－6 ホール

油空圧技術基礎講座 2012

主 催：日本工業出版(株)
開 催：平成24年3月6日(火) 13:00～17:00
7日(水) 9:00～17:00
会 場：機械振興会館 地下3階 研修2号室（東京都港区芝公園3-5-8）
受 講 料：47,250円税込（テキスト含む）3名以上ご参加の場合はお一人様36,750円

会 告

会 員 移 動

会員の種類	名 誉 会 員	正 会 員	海 外 会 員	学 生 会 員	賛 助 会 員
会 員 数 (11月25日現在)	13	910	13	153	105
差 引 増 減	0	+1	0	-2	0

正会員

芝端 祐樹（株）本田技術研究所）

FPIC会議報告

日本機械学会 2011年度年次大会におけるフルードパワー技術の研究について*

小 薮 栄太郎**

1. はじめに

2011年9月11日(日)から14日(水)の四日間にわたり、日本機械学会 2011年度年次大会が、東京工業大学の大岡山キャンパスにおいて開催された。今年度の大会テーマは、「機械工学が牽引するイノベーション」であり、「安心・安全、エコロジー、クオリティオブライフの調和ある価値の創造」をキーワードに掲げた。また、今年度の特徴としては、東日本震災に関連した講演発表や昼間の講演を避けたスケジュール、節電など、従来とは違う大会であった。

本稿では、学術講演会に参加する機会を得たので、大会の概要とフルードパワー技術の研究を簡単に紹介する。

2. 年次大会の概要

今回は、1250件の研究発表と様々な企画講演が行われた。例えば、特別講演の2件として、お江戸の富の再配分、我が国のエネルギーセキュリティとスマートエネルギー、東日本大震災特別企画としては、大震災を克服し持続可能な社会を築くためにと題した講演会、調査・提言活動報告、フォーラムが行わ

れた。また、JABEE関連の特別企画、ロボコンプロデュース、福祉モビリティで生き生き自立生活!?, 流れのふしぎ科学教室など、各部門や委員会による市民フォーラムなどが実施された。なお、3月11日の東日本震災による電力不足による空調運転の停止などの節電が行われ、学術講演を9:00から11:00ごろまで、企画行事を15:00過ぎから18:30に実施するなど、例年にない変則的な運営であった。また、講演論文原稿の様式が大幅に変更された。機論の原稿方式とほぼ同一になり、投稿しやすくなるとともに、講演資料集が印刷物からDVD配布に変更された。

3. 学術講演会

年次大会の中でフルードパワーシステムに関連する講演は、流体工学、ロボティクス・メカトロニクス、機素潤滑設計の各部門、および部門横断的研究があり、内容は多岐にわたる¹⁾。筆者の都合により、9月13日(火)の次世代アクチュエータシステムで発表された研究4件のみ紹介させていただくことを、ご容赦いただきたい。

吉田らは²⁾、脱イオン水のような液体に交流電圧を印加すると、交流電気浸透(AC electroosmosis; ACEO)により対流が生じる特性を利用し、偏流板を用いた交流電気浸透マイクロポンプを提案した。具体的には、交流電気浸透による対流を偏流板により一方向の流れに変換し、ポンピング動作を行うマイクロポンプを提案、MEMS技術を用いて試作した。また、高出力化を目指すため、偏流板および流路の最適構造についてCFDで検討するとともに、複数のデバイスを試作、実験的評価を行うことで、基本特性および最適構造を明らかにした。なお、作動流体に脱イオン水を使用した理由や偏流板の形状に関する質問があった。

鳥居らは³⁾、ロボットアーム内部に組み込むことを想定した水圧駆動するダブルベーン形揺動アクチュエータを開発し、有限要素法による強度解析、内部漏れ流量の測定と今後の改善すべき課題を発表した。結果は、大気中での使用時にはアクチュエータ外部への供給流体の漏れは観察されなかったが、内部漏れ流量の測定より、内部漏れが設計値よりも



図1 東工大正門に設置された年次大会の案内

*平成23年10月24日 原稿受付

** 苫小牧工業高等専門学校 機械工学科
(所在地 〒059-1275 北海道苫小牧市錦岡443)

大きいことがわかった。なお、今回の結果と油圧の
パワー密度の比較に関する質問などがあった。

青柳らは⁴⁾、手指関節用リハビリ装具の開発を目指し、蛇腹形状とそれ以外の計7種類の空圧駆動ソフトアクチュエータを試作し基礎特性評価を行った。印加圧力-変位角特性、印加圧力-発生力特性の結果より、ソフトアクチュエータの長さが同じなら、蛇腹形状のタイプが変位角・発生力ともに優れていることを確認した。なお、ソフトアクチュエータに関して、3DCADで金型製作から行っていること、曲げと収縮の可能性はあるのかななどの質疑応答があった。

田中らは⁵⁾、マイクロメカトロニクスの集積化を目指し、電界共役流体 (Electro-Conjugate Fluid ; ECF) の特性を使用したジェット流による駆動に着目した。電界共役流体とは、電極間に高電圧を印加するとジェット流を発生する機能性流体の一種である。電極厚さが吐出圧力におよぼす影響と、正電極先端部や負電極通過後の流れの可視化を行った。可視化結果より、正電極先端部から負電極の穴周囲のエッジ部に向かうジェット流を確認するとともに、負電極通過後の流れは負電極が厚いと減速してしまうことを確認した。そして、可視化技術に関する質問などがあった。



図2 発表後の講義室

4. おわりに

いずれの発表も活発な議論がなされ、有意義な研究発表の場であった。次回の年次大会は、2012年9月9日(日)から12日(水)の四日間にわたり、金沢大学で開催予定である。フルードパワー関連研究の今後の更なる発展とともに、より多くの発表が寄せられることが期待される。

参 考 文 献

- 1) 2011年度年次大会 総合プログラム, 日本機械学会, No11-1 (2011)
- 2) 吉田和弘, 村松恵治, 金 俊完, 巖 祥仁, 横田 眞一: 偏流板を用いた交流電気浸透マイクロポンプ, 2011年度年次大会DVD-ROM論文集, J112021 (2011)
- 3) 鳥居良介, 鈴木健児, 中尾陽一: 水圧駆動用90°回転型アクチュエータの開発, 2011年度年次大会DVD-ROM論文集, J112022 (2011)
- 4) 青柳直樹, 谷口浩成, 湊原哲也, 福田真人: 手指関節リハビリテーション機器用空気圧ソフトアクチュエータの開発, 2011年度年次大会DVD-ROM論文集, J112023 (2011)
- 5) 田中 豊, 渡邊 彬, 酒井朗弘, 横田眞一, 枝村一弥: 電極間における電界共役流体の流れの可視化, 2011年度年次大会DVD-ROM論文集, J112024 (2011)

[著 者 紹 介]

こ やぶ えい た ろ う
小 薮 栄太郎 君



2002年岩手大学大学院工学研究科博士後期課程修了。2003年上智大学助手、助教を経て、2009年苫小牧工業高等専門学校准教授、現在に至る。実験流体力学、特にターボ機械翼面上の非定常境界層遷移の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会、日本ガスタービン学会、日本流体力学会、ターボ機械協会の会員。博士(工学)。

E-mail: e-koyabu@me.tomakomai-ct.ac.jp

FPIC会議報告

第29回日本ロボット学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**

1. はじめに

第29回日本ロボット学会学術講演会が、2011年9月7～9日に芝浦工業大学豊洲キャンパスで開催された。研究発表は709件で、フルードパワー技術関連の研究発表は13件、その内訳は、油圧関連1件、空気圧関連7件、機能性流体関連その他5件であった。本稿では、個別の発表内容を紹介する。

2. フルードパワー技術関連の発表内容

2.1 油圧関連

油圧関連は、以下に示すEHA（電気静油圧アクチュエータ）に関する1件である。

神永ら¹⁾は、バックドライバビリティを有するロボット駆動系のため、粘性スクリュウポンプ（図1）を用いたEHAを提案し、開発した粘性スクリュウポンプおよびこれを用いたEHAの特性を実験的に評価している。

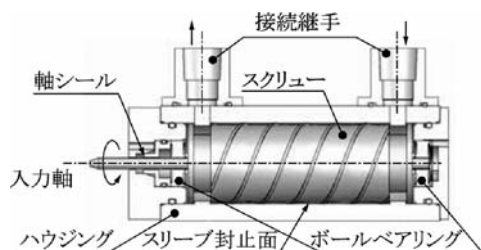


図1 粘性スクリュウポンプ [文献1)より転載]

2.2 空気圧関連

空気圧関連は、以下のように、アクチュエータ5件、制御弁1件、空気圧源1件、合計7件であり、空気圧ゴム人工筋に関するものが多かった。

齊藤ら²⁾は、生体内の3次元情報の取得のため、空気圧ゴム人工筋6本に接続されたワイヤ6本で1軸回転可能な超音波プローブを支持した6自由度プローブ走査機構を提案、開発し、人工血管の撮像を

含む計測実験によりその有効性を示している。

脇元ら³⁾は、挿入が容易な可変剛性型大腸内視鏡（図2）のため、繊維の編角により剛性のみ変化するMcKibben形空気圧ゴム人工筋8個とFMAによるステアリング機構から成るデバイスを提案、試作し、大腸モデルへの挿入実験で有効性を示している。

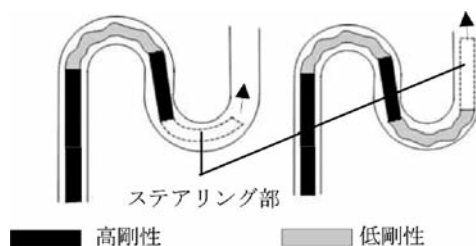


図2 可変剛性型大腸内視鏡 [文献3)より転載]

岩城ら⁴⁾は、人の指先力を補助する支援システムにおいて指の剛性特性を再現するため、McKibben形空気圧ゴム人工筋の可変剛性を用いたシステムを提案し、数値シミュレーションに基づき設計、試作し、剛性特性実験によりその妥当性を確認している。

佐藤ら⁵⁾は、経年劣化および弾性力による損失がないアルミ蒸着ポリエステルシートの空気袋を用いた空気圧人工筋のため、Schulteのモデルに摩擦力を考慮した簡単な数学モデルを構築し、静特性実験結果との比較によりその妥当性を確認している。

米田ら⁶⁾は、省エネルギーで微小ステップ動作を行う空気圧シリンダ実現のため、ピストン駆動時に電動モータでピストンを回転させ摩擦の影響を低減する機構と、停止時に排気をしゃ断する空気圧回路を応用し、その有効性を実験的に確認している。

泉沢ら⁷⁾は、空気圧駆動形ロボットハンドなどのため、供給圧力で閉じるポペットを圧電素子PZTによる振動で部分的に開く小形で大流量の制御弁、および共振などを用いた小形のPZTドライバを提案、試作し、流量制御特性を実験的に明らかにしている。

多田隈ら⁸⁾は、炭酸水素ナトリウム、コハク酸および水を混合したときの爆発的混合反応を応用した、振動を生じない小形の高压気体発生機構を提案、簡易形の実機を試作し、30sで0.6MPaの比較的高い圧力を発生できることを実験的に示している。

*平成23年9月30日 原稿受付

**東京工業大学精密工学研究所

(所在地 〒226-8503 神奈川県横浜市緑区長津田町4259-R2-42)

2.3 機能性流体関連その他

機能性流体関連その他は、以下に示すように、ERゲル（電気粘性ゲル）関連2件、MRF（磁気粘性流体）関連1件、ECF（電界共役流体）関連1件、その他1件の合計5件である。

高田ら⁹⁾は、パワーアシスト用途のため、電界印加でせん断応力が増大するERゲルを用いたクラッチを応用したりニアアクチュエータの高出力化を図るため、クラッチ円板の薄形化および多板化を試み、特性および有効性を実験的に明らかにしている。

土肥ら¹⁰⁾は、パワーアシスト装置の関節部分に応用できる、ERゲルをベルト接触面に設置したプーリにスチールベルトをかけた単純な構造の高伝動容量型ERゲルベルト伝達機構を提案、試作し、そのトルク伝達特性を実験的に明らかにしている。

辻田ら¹¹⁾は、生体軟組織切断感覚を提示するため、磁界印加でレオロジー特性が変化するMRFを仮想臓器に見立てた切断感覚提示部とモーションテーブルからなるハプティックインタフェースを提案、試作し、基礎実験によりその妥当性を確認している。

嚴ら¹²⁾は、不均一電界印加でジェット流を生じるECFを応用したアクチュエータの高温環境動作の有用性を指摘するとともに、常温から90℃の温度範囲におけるECFジェット発生器の電流を測定し（図3参照）、高温動作の可能性を示している。

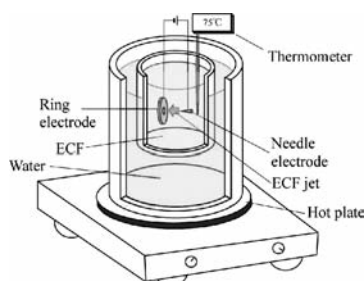


図3 高温環境ECF実験装置 [文献12)より転載]

鈴森ら¹³⁾は、高温炉内部のように一定の高温環境で動作するアクチュエータとして、ばねで加圧し飽和蒸気圧を高めた作動流体の加熱による相変化を応用したシリンダを提案し、水を作動流体として基礎的な実験を行い、その有効性を示している。

3. おわりに

本稿では、第29回日本ロボット学会学術講演会におけるフルードパワー技術関連の研究発表について、各概要を紹介した。読者の参考になれば幸いである。

参考文献

- 1) 神永拓, 田中宏和, 安田和樹, 中村仁彦: 静油圧アクチュエータの固体摩擦を最小化する粘性型ス

クリューポンプの開発, 第29回日本ロボット学会学術講演会講論集, RSJ2011AC3K3-1 (2011)

- 2) 齊藤俊, 吉田寿夫, 加藤俊和, 浦山泰寛, 菅野悠樹, 梶田晃司: 空気圧アクチュエータによる超音波プローブの多方向走査機構の開発と三次元画像取得, 同上, 3C1-1 (2011)
- 3) 脇元修一, 熊谷一星, 鈴森康一: 空圧駆動柔軟デバイスを用いた可変剛性型大腸内視鏡の開発—第3報 導中部の開発と大腸ファントムへの挿入実験—, 同上, 3C2-6 (2011)
- 4) 岩城匡広, 長谷川泰久, 山海嘉之: 空気圧アクチュエータによる指先剛性制御, 同上, 3E1-2 (2011)
- 5) 佐藤隆智, 齋藤直樹, 小笠原隆倫, 佐藤俊之: 両端固定型ラバーレス人工筋肉の力学モデル, 同上, 3K3-8 (2011)
- 6) 米田完, 渡邊靖之, 鶴岡将吾: モータによる摩擦低減機構を持つエアシリンダの位置制御, 同上, 2J2-1 (2011)
- 7) 泉沢和宏, 巽正之, 平井慎一: 無拘束ポペット弁の駆動回路, 同上, 3K2-6 (2011)
- 8) 多田隈建二郎, 多田隈理一郎, 緒方裕彦, 越智康平, 東森充, 金子真: 爆発的混合反応を活用した高圧気体発生機構, 同上, 1P1-5 (2011)
- 9) 高田悠大, 小柳健一, 柿沼康弘, 安齊秀伸, 桜井宏治, 大島徹: ERゲルを用いた大出力ニアアクチュエータの開発, 同上, 1H1-1 (2011)
- 10) 土肥雅喜, 小柳健一, 柿沼康弘, 安齊秀信, 桜井宏治, 大島徹: ERゲルベルト伝達機構の高伝動容量化に関する研究, 同上, 1H1-2 (2011)
- 11) 辻田哲平, 佐瀬一弥, 小原学, 近野敦, 中山雅野, 阿部幸勇, 内山勝: MR流体により生体軟組織切断感覚を提示するハプティックインタフェースの開発, 同上, 3L1-6 (2011)
- 12) 嚴祥仁, 横田真一, 吉田和弘, 増田弘樹, 枝村一弥: 高温環境におけるECFアクチュエータの可能性—温度変化による電流値の変化, 同上, 3K1-4 (2011)
- 13) 鈴森康一, 松岡大樹, 山田嘉昭: 作動流体の相変化を利用した高温環境用アクチュエータ—第1報—動作原理の提案と基礎実験, 同上, 3K1-6 (2011)

[著者紹介]

よし だ かず ひろ
吉 田 和 弘 君



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.

E-mail: yoshida@pi.titech.ac.jp

教 室

おもしろ油圧機構 第5回 流量制御弁*

大 橋 彰**

1. はじめに

油圧アクチュエータの速度制御，すなわち回路の流量制御を行なう方法は，可変容量形ポンプが省エネ面でも優れ，今日，多くの装置で使用される．一方，定容量形ポンプとリリーフ弁付比例流量調整弁を使用する量産形機械も相変わらず多い．複数のアクチュエータの個別流量調整やアクチュエータ戻り側でのメータアウト制御には流量制御弁を用いる．本稿では流量制御弁の流量調整機構に注目する．

2. 流量制御弁の種類

流量制御弁には，可変絞り弁，流量調整弁，デセレーション弁，フロープライオリティ弁，分流弁，集流弁などがある．最近では，電磁切換弁と類似の外観形状の比例方向制御弁なども方向と流量の制御用として幅広く使われている．

図1に，流量制御弁のJIS油圧図記号を示す．左が可変絞り弁，右が流量調整弁の記号である．絞りの機能は実線の管路（通路）を両側から挟んだ，三日月またはカギ形状の記号によって表され，これらにまたがる矢は可変の意味である．

絞り弁は両方向の流れとも調整可能であるが，右図のチェック弁付は，図の下から上方向への流れのみ調整し，逆方向は自由流れとする場合に用いる．

図2は，代表的な絞り弁と流量調整弁の外観であり，図3はそれぞれの構造図例である．

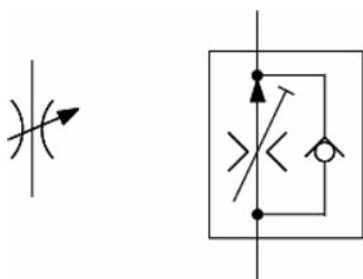


図1 流量調整弁のJIS油圧図記号

*平成23年8月17日 原稿受付

**油研工業

(所在地 〒252-1113 綾瀬市上土棚中4-4-34)

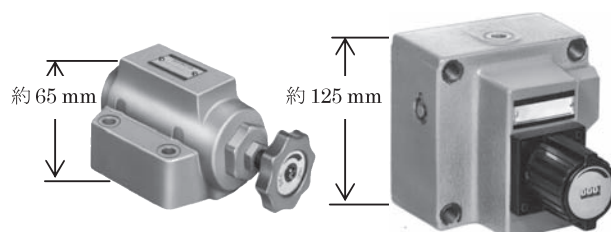


図2 絞り弁と流量調整弁の外観（口径3/8）

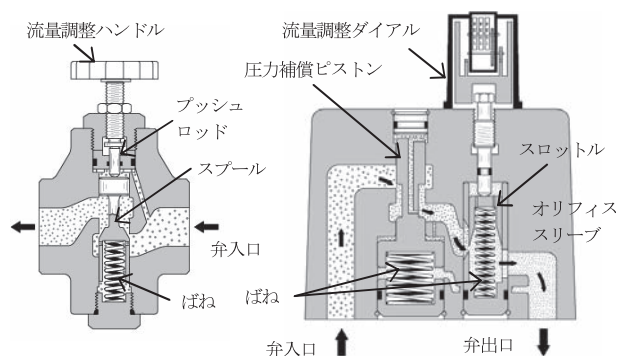


図3 絞り弁と流量調整弁の外観（口径3/8）

3. 絞り弁の原理

絞り弁は，文字通り油通路の断面積すなわち開度を変化させて流量を絞る弁である．絞ることは流れに抵抗を加えることにほかならず，弁の上流側の圧力は上昇する．第1回で解説したように，いずれは回路最高圧に達して供給流量の余剰分がリリーフ弁からタンクに戻る．

絞り部の構造は，図4左に示すニードル形状，または図4右に示すスプールにV形状の溝を加工した弁体とシート部から構成される．

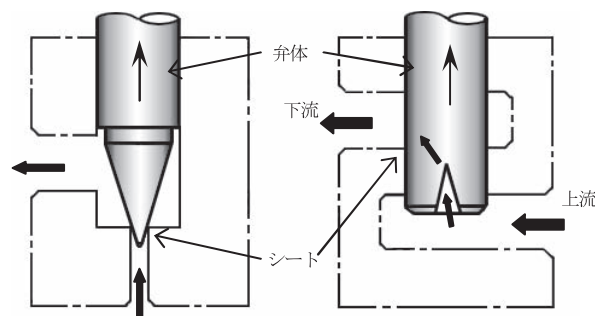


図4 絞り部の構造

弁体を調整ハンドルの回転により上方向に変位させると下流側への通路が開き、油が流れ始める。V溝は、流れ始めに比較的緩やかに開度を増やすために設けている。ニードル形状の弁は、小口径であり圧力計または小流量の管路のストップ弁やパイロット管路の流量を規制する弁として用いる。

4. 流量調整弁の原理

図2と図3の左に示す流量調整弁は、アクチュエータの精密な速度制御用として、負荷圧力および温度（作動油粘度）の変化に関わらず設定流量を一定に保つ機能を有している。圧力・温度補償形と称される。

図5は図3の弁体部分を取り出したものである。図4の絞り形状と異なり、オリフィススリーブの内部でスロットルが上方向に変位することによって左側の通路が開く構造である。

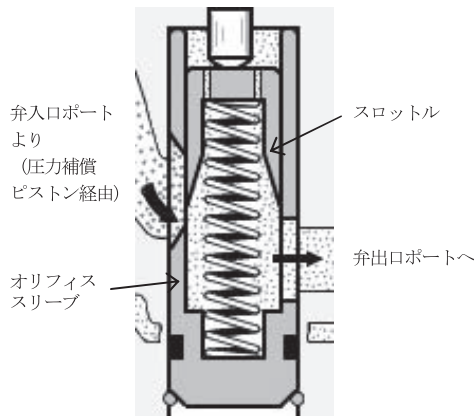


図5 流量調整弁のオリフィス構造

オリフィスとは円板状の絞りを指し、内縁部は薄刃状である。通過流量 Q は、油の粘度に影響されず、オリフィス前後の圧力差 Δp を変数とし、次式で表す。

$$Q = CA\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (1)$$

C は定数、 A は開口面積、 ρ は油の密度である。

図6は図3の圧力補償ピストン部を取り出したものである。ピストンは、弁出口から導かれた圧力が大径部に作用することによる力とばね力の和により上方に押し上げられる。一方、オリフィス前の圧力がばねと反対側の径部および小径部に作用することによる力がピストンを押し下げようとする。この結果、ばねで設定された圧力差になるような位置でピストンは定位され、弁入口圧力が減圧されてオリフィス入口に作用する。負荷側圧力（弁出口圧力＝オリフィス出口圧力）が変動しても、それに追従してオリフィス入口圧力が変化し、式(1)のオリフィス前後の差圧 Δp が一定となり、流量が一定に保たれる。

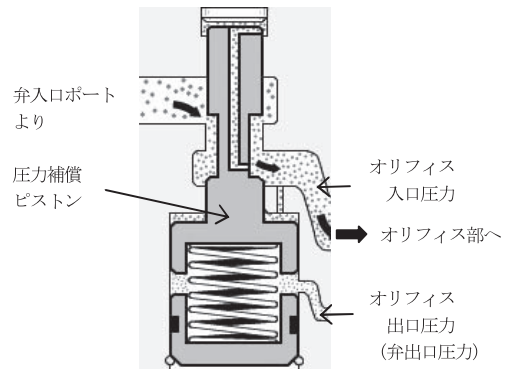


図6 圧力補償ピストン部の構造

5. 絞り弁の流量特性

図7と図8に、口径3/8の弁の流量特性例を示す。絞り弁の場合は、調整ハンドルの回転位置が同じでも弁差圧により流量が異なる。流量調整弁では、粘度、弁差圧による流量の変化が少ない。

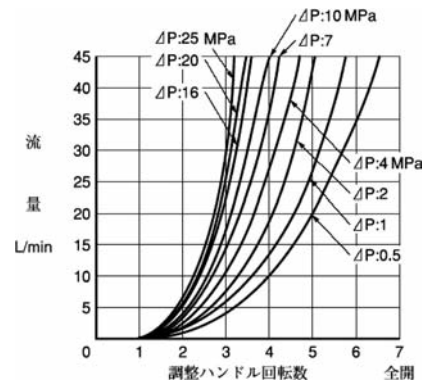


図7 絞り弁の特性例

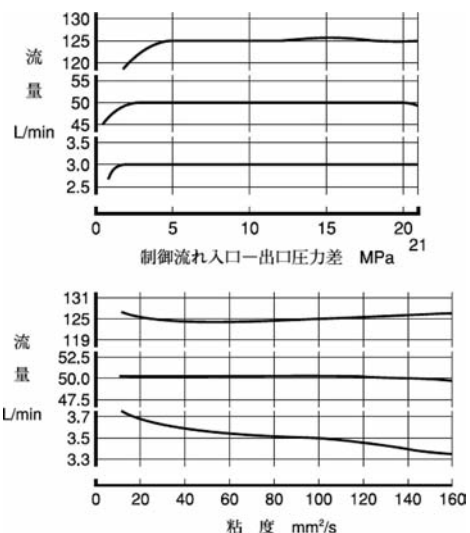


図8 流量調整弁の特性例
(上図：弁差圧—流量，下図：粘度—流量)

6. 比例電磁式パワーセービング弁

図9に比例電磁式パワーセービング弁の構造を示す。比例電磁式リリーフ弁付流量調整弁とも称し、

流量の調整に加え、負荷に必要な最小限の圧力を供給する弁である。ポンプ圧力を負荷圧力に対してわずかな差圧で追従制御するため、省エネ形である。メータイン制御回路に用いる。

流量調整部の構造は図5と同様であるが、圧力調整部は比例パイロットリリーフ弁のパイロット作動によりピストンが変位して、入口ポートの余剰流量をタンクポートに逃がす構造である。

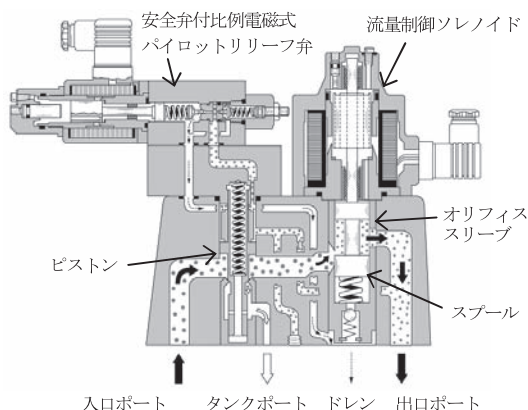


図9 比例電磁式パワーセービング弁

この弁は、遠隔・連続制御可能な比例弁として、1980年代直前から、定容量形ポンプと組合わせて射出成形機に多用された。その後、一層の省エネシステムのニーズにより80年代後半から比例電磁式ロードセンシングポンプが普及し始めた。

7. その他の流量制御弁

7.1 デセラレーション弁

図10にデセラレーション弁の構造を示す。上部のカムが左方向に移動しスプールを押し下げると流量が減少する。逆に流量が増加するノーマルオープン形の弁もある。単純な機構であるが、機械の動きと連動をねらいとし、比例弁の普及以前から使われている。

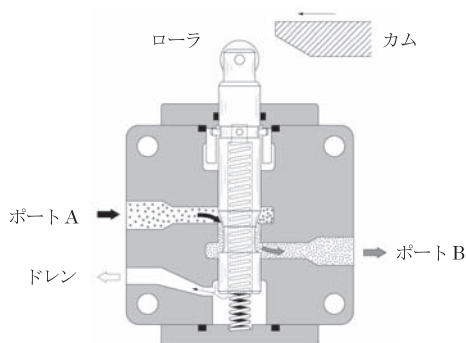


図10 デセラレーション弁

7.2 フィードコントロール弁

図11にフィードコントロール弁の構造を示す。デ

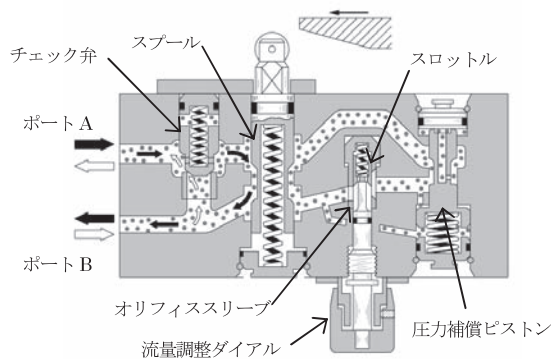


図11 フィードコントロール弁

セラレーション弁と流量調整弁を組合わせた複合弁であり、主として工作機械のフィードコントロール用に用いる。カムによりスプールが押し下げられると流量が早送りから切削送りに切り換わる。このときの速度は流量調整ダイヤルの付いた流量調整弁で調整する。戻り工程は左部のチェック弁により、カムの位置に関係なく早戻りさせることができる。二つの流量調整弁と組合わせた2段送り用の弁もある。

8. おわりに

油圧では、流量（速度）制御が基本となる。圧力は流れに対する抵抗や負荷の抵抗によって生じる。本稿では、可変形の絞りと流量調整弁、比例弁、機械の動きに連動する弁などを解説した。このほか可変容量形ポンプや圧力制御弁では、油圧制御に不可欠の要素として、固定形のいわゆる絞り（絞り孔）の前後差圧を利用する。固定絞りは、精度を要さない流量調整用やショック・振動などの吸収用としても多用される。これらを総合して流量制御のしくみを理解していただきたい。

参考資料

- 1) 油研工業カタログ，作動原理図集

[著者紹介]

おおはし 彰 君



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。

E-mail: ak.ohashi@yuken.co.jp

教 室

おもしろ空気圧「ショックアブソーバ」*

大 川 滋**

1. はじめに

空気圧シリンダで質量を持った物体を移動している時、物体は運動エネルギーを持っており、これをストッパに当てたり、シリンダのピストンをカバーなどに当てるなどして急停止させると大きな衝撃が起こり、騒音やシリンダと周辺の機器が破損するなどの問題が発生する。この衝撃を吸収し滑らかに停止させる方法としては、シリンダに内蔵されたクッションと弾性体バンパ、そして外部に取り付けるショックアブソーバがある。クッションや弾性体ダンパは吸収できるエネルギーが小さいことやストローク端で停止させることが条件となるため、使用上の制限がある。それに対してショックアブソーバは、ストロークの任意の位置に取り付けが可能であり、運動エネルギーの大きさに応じて選定し、取り付けることができるという利点がある。本稿ではショックアブソーバの構造、特性から選定の方法について解説する。

2. 構造と作動原理

ショックアブソーバは、運動エネルギーを持った物体が当たると運動方向と逆向きの抗力を発生させて、エネルギーを熱に変換して吸収し、物体を滑らかに停止させるものである。ショックアブソーバにはいくつかの種類があるが、図1に多孔オリフィスタイプの構造を示す。インナーチューブには数個の孔（オリフィス）が開いており、内部にはオイルが充満している。ピストンがインナーチューブと接触ししゅう動するが、この部分からはオイルが通過しない。運動エネルギーを持った物体がロッド先端に当たると、インナーチューブ内のオイルは圧力が高まり抗力を発生させる。そしてオイルはオリフィスを通してピストン前方のアクيومレータ部分に移動する。ピストンが進むに連れてオイルが通過するオリフィスの数が減っていき、抗力が増加し、最後

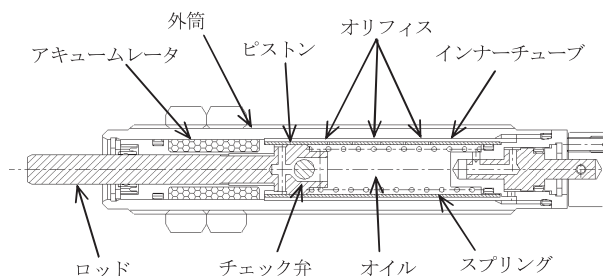


図1 多孔オリフィスタイプの構造

に停止する。この時、運動エネルギーは、オイルがオリフィスを通過するときの抵抗によって発生する熱に変換される。停止後、物体が取除かれると、ピストンはスプリングの力で戻され、チェック弁が開いてオイルは再びインナーチューブの内部に戻る。

3. ショックアブソーバの分類

ショックアブソーバは主にオリフィスの方式によって分類されており、代表的のものとして次のものがある。

① 単孔オリフィスタイプ

ピストンにオリフィス孔を設けたものと図1の構造で孔が一つのものがある。全ストロークにわたりオリフィス面積は一定であるため、衝突初期に抗力が高く、ストロークが進むに連れて急激に小さくなるため吸収特性は良くない。特性を図2に示す。

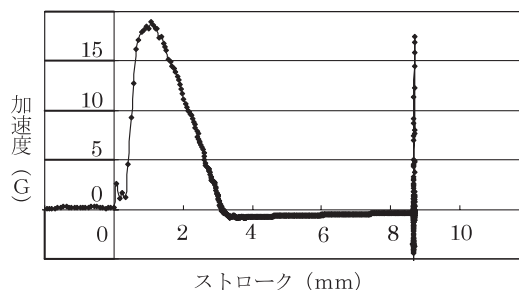


図2 単孔オリフィスタイプ特性波形

*平成23年8月26日 原稿受付

**株式会社コガネイ

(所在地 〒184-8533 東京都小金井市緑町3-11-28)

② 多孔オリフィスタイプ

図1の構造のもので、インナーチューブに複数のオリフィス孔があり、ストロークが進むに連れてオリフィス孔が減少していくためにオリフィス面積は減少して行く。初期の抗力は大きくないが、オリフィス孔が段階的に減少していくため、吸収も段階的特性となる。特性を図3に示す。

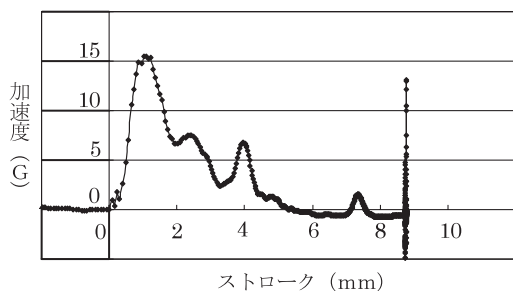


図3 多孔オリフィスタイプ特性波形

③ テーパーオリフィスタイプ

インナーチューブがなく、本体チューブの内側がテーパーになっており、このチューブとピストンの隙間をオリフィスとする構造である。この隙間はストローク初期部では大きくエンドで小さくなっており、オリフィス面積はストロークが進むにしたがって一様に減少していく。衝突初期の抗力は小さく、オリフィス面積が直線的に減少していくため、吸収特性も滑らかである。特性を図4に示す。

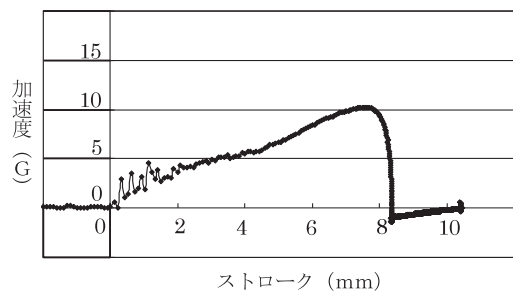


図4 テーパーオリフィスタイプ特性波形

ショックアブソーバはオリフィス面積などの要素を変化させることで特性が変わる。図2から図4の特性図は例であり、傾向を示すもので、加速度の比較はできない。

4. ショックアブソーバの吸収特性

ショックアブソーバの吸収特性は選定する上で重

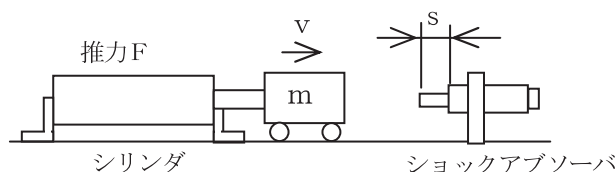


図5 ショックアブソーバによる停止

要な要素であり、適切な吸収特性のショックアブソーバを選定しないと、適切な衝撃吸収ができない。図5に示すような推力Fのシリンダで質量mの物体を速度Vで移動させ、ストロークsのショックアブソーバに当てて停止させる場合を考える。

この場合の運動エネルギーと推力エネルギーはつぎの式で求められ、その和が総エネルギーとなる。

$$\text{運動エネルギー } E_1 = mV^2/2$$

$$\text{推力エネルギー } E_2 = F \cdot s$$

$$\text{総エネルギー } E = E_1 + E_2$$

選定する上で総エネルギーから等価質量を求める。等価質量はつぎの式で表される。

$$\text{等価質量 } M = 2E/V^2$$

この等価質量は、推力エネルギーを同等の運動エネルギーに換算して質量を求め、それを本来の質量に加えたものといえる。衝突速度と等価質量から吸収特性グラフによってショックアブソーバを選定することができる。図6は3種類のショックアブソーバの吸収特性を表したグラフである。このグラフでは衝突質量が等価質量である。このグラフで衝突質量30kg、衝突速度0.6m/s(図中のA)の場合の適正なショックアブソーバを考える。ショックアブソーバ3は吸収能力が足りないので使用できない。1は吸収能力が足りるが、抗力が大きすぎるために衝突した瞬間に物体がバウンドしてしまい滑らかな衝撃吸収ができない。A点に近い吸収能力のショックアブソーバ2がもっとも良いものである。すなわち、A点をカバーし、吸収能力線図がその点に近いものが良いショックアブソーバとなる。

しかし、等価質量を衝突質量とした方法で選定したショックアブソーバは、抗力が大きすぎて衝突した際にバウンドしてしまうことが多い。本来の質量のみを衝突質量とするほうが、最適な選定ができることが多い。メーカーにより選定手順が異なる場合があるので、各メーカーの選定手順に従って選定してもらいたい。

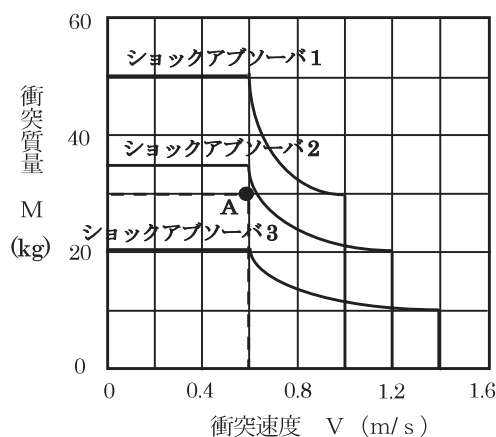


図6 吸収特性グラフ

[著者紹介]

おお かわ しげる
大 川 滋 君



1977年早稲田大学大学院理工学研究科修士課程終了。同年株式会社コガネイ入社。主に空気圧アクチュエータ，電動アクチュエータの開発に従事。

コーヒーブレイク

手 押 し 井 戸 ポ ン プ

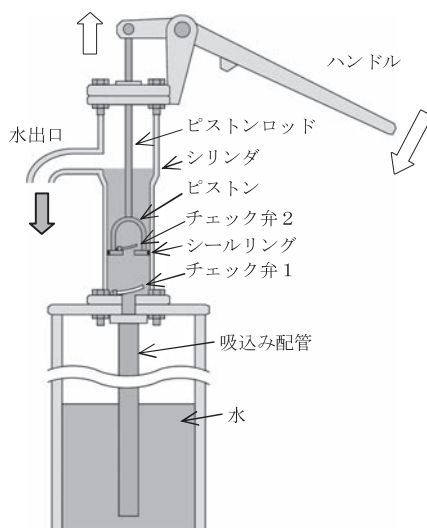
大 橋 彰

ポンプ／モータには，流体の出入する容積の増減に応じてIN・OUTの切換を行なう弁機構がある。斜板式アキシャルピストンポンプの場合，複数のピストンを包含するシリンダブロックの端面に接する弁板（べんいた）が担うが，「ホラ，一対の半月形状の溝穴がある円板があるでしょ！」と力説しても，実物を見ない限り理解し難い。

一方，回転斜板式ピストンポンプ，レシプロポンプには，ピストン1本当たり一対のチェック弁があり，この方が説明しやすい。水鉄砲も例に出されるが，図の井戸ポンプには一対のチェック弁があり，弁の作用はより一層容易に説明できる。

井戸ポンプは，今でも時折見かける。幅広い世代の人が見てきただろうし，子供の頃，私も水汲みをさせられた。なぜレバーを下げると水が出るのかと疑問に思い，覗くと何か蓋のような部品があったことなど思い出す。Web検索によると今でもメーカーがあり途上国に需要があるそうで，これも水ビジネスと言えないこともない。日本における工業所有権は，<http://cwaweb.bai.ne.jp/~tenki/>に1920年（大正9年）の津田喜次郎氏が最初との記載があった。

図はWebで見つけた構造図を参考に書き起こしたものであり，一対のチェック弁が確認できる。



トピックス

中国駐在員日記*

豊岡 司**

1. はじめに

中国安徽省合肥市に駐在して早3年。仕事柄中国国内の出張が多く、駐在している合肥市だけでなく色々な地方の文化を感じることができ良い経験となっている。行った省および直轄都市は14省（含む直轄都市）、都市数は44都市、有名な所では、北京、上海、西安、重慶、成都、青島、大連などである。残念なのはほとんどが仕事で、個人の旅行では開封、洛陽、少林寺に行ったのみである。今回は中国駐在員日記と題して、生活ぶりを紹介したいと思う。

2. 宴席

中国で仕事をするうえで必ず必要な宴席（写真1）。まずは宴席関係の日記を紹介する。

○年○月○日：郷に入りては郷に従え

前任者との引き継ぎ事項で、「取引先と良い協力関係を保つには友達になるしかない。それにはお酒を飲むしかない。」と言われたが、ビールで二日酔いになる自分にできるだろうか？しかもあの白酒で。しかし、気合いで行くしかない。白酒でも黄酒でもなんでもこいだ！

○年○月○日：三顧の礼？

今晚は取引先との宴席。いつものようにゲスト席に着席し乾杯を待つ。今日は純中国式で、いきなり白酒で乾杯が始まる。まだまだ、大丈夫。全員と乾杯したところ、一人の初顔の人が私の席に近寄ってくる。おっと、返杯か？しかし、ただの返杯ではなかった。その男性「今日は初めてだから三杯乾杯しよう。」という言葉で三杯連続の乾杯が始まった。1杯、2杯、3杯、3杯目はさすがにむせそうになり、他に初顔の人はいないか見回してしまった。（私の経験ではこの“三杯の酒”は比較的多かった。通常使う小さな“お猪口”なら良いが、コップでや



写真1 宴席の一例

られると死ぬ思いである。もちろん歓迎の意を表しているので応えている。）

○年○月○日：料理

今日の宴席では、主催者のところへウェイターが麻袋を持って中身を見せていた。それで良いと言っているようだ。後でわかったが、その中身は生きた蛇だったのだが、生きがいのを確認していたのだろうか。その後出てきたのが、蛇の肉の唐揚げ、お酒で割った生き血、お酒に入った胆である。同席した日本からの客人は手を出さない。珍しい美味しい料理を御馳走しようという好意なので私が。さすが血と胆は美味しいとは言い難いが、唐揚げは美味しい。当然他の料理もおいしく、つい食べ過ぎてしまう。帰国する頃の体重が心配だ。

（中国の食文化はすごい、なんでも食べられるように料理するところがすごい。日本料理のように素材の味を生かすものとは違うが、色々な調味料により美味しく料理する。また白酒と合う。）

○年○月○日：円卓（写真2）

中国での宴席では円卓が普通だが、これが日本の宴席と違い非常に楽しい。今日も上司、部下、取引先の総経理、担当者関係なくワイワイガヤガヤ。もちろんほとんどは何を言っているかわからないが、見ているだけで、こちらも楽しくなってくる。円卓には不思議な効果がある。

（お酒の飲み方の違いからか、日本の場合は近くの

*平成23年10月24日 原稿受付

**日立建機株式会社中国事業部

（所在地 〒112-8563 東京都文京区後楽2丁目5番1号）



写真2 この円卓では真ん中に噴水が

人とワイワイ、場所を移動してその付近でワイワイ、中国では指名して一対一で乾杯、円卓が合っている)

○年○月○日：結婚式

今日は初めての同僚の結婚式。まずは入り口で紅包（中国での御祝儀）を新郎新婦に渡し、記念撮影。そして案内され円卓へ。その円卓の中では特に場所は決まっていないうだ。テーブルには白酒と赤ワインとジュースが事前に準備されている。やはり白酒がメインのようだ。通常の宴席と違い一気に料理が出され積み上げられた。（中略）新郎新婦が各テーブルを挨拶に回る。ここからは普通の宴会のようだ。別のテーブルの同僚のところへ乾杯に行く。その後いつ終わるのかと思いつと後ろを向くと、人がほとんどいない。中国の結婚式では、新郎新婦が挨拶に来たら三々五々帰宅するようだ。

（日本と違い、結婚式と披露宴が一体で堅苦しい雰囲気は全くない。普段着で来場し、出し物も少ないが、ワイワイガヤガヤ参加者は皆楽しそうである。）

3. 生活

つぎに生活上の話題についての日記を紹介したい。しかし、やはり食文化からになってしまうが。

○年○日○月：自炊

今日は珍しく定時に真直ぐ帰宅した。そこで、自分で料理を作ることにした。作った料理はニラ玉炒め。住処の向かいの市場でニラと卵を買いに行った。ニラはひと束で大量にあり、卵は量り売りで4個買った。共にとても安い。中華鍋に油を注ぎ、熱してニラを入れ炒め、その後卵を入れた。しかし、日本の火力の感覚で炒めたため、火力の強い中国のレンジでは炒めすぎになってしまい、ニラが縮こまり大量のニラが無くなってしまった。大失敗だった。

（中国料理は強い火力で手早く料理をするが、家庭用も火力が強い。要注意である。もちろん弱火にもできます（写真3）。）



写真3 ガスレンジと中華鍋

○年○月○日：ウォーキング

今日は休日なので朝から近くの公園をウォーキングした。連日の会食による食べ過ぎ、飲み過ぎ状態を少しでも緩和しなくては、おおよそ1時間ほど歩き、人工の砂浜でランニング2往復。休みだけなので明日は体が痛いだろうな。

（ウォーキングをしていると、写真4のような工事現場に出くわします。中国建機業界が活況な理由が理解できます。）



写真4 活気のある工事現場

○年○月○日：路線バス

今日は市の中心部に路線バスに乗って買い物に行った。どこまで乗っても1元と安いので今日も混んでいた。前の乗車口と後ろの降車口の間に立っていると、後ろ側から目の前に1元が差し出された。なんだ？おっ！あれかと思い、1元を手に取り次の前方の人に渡した。運転席わきまで運ばれたようだ。これが本で読んだ乗車料金のパスだった。

(路線バスは安いので定常的に満員の事が多く、料金箱のある前の乗車口から乗れないこともあるため、後ろの降車口から乗った人が運賃を払うために、乗客を使って料金をパスしていくものである。事前に本から情報を得ていたからパスできたが、知らなかったら、自分のお金じゃないと無視していたかも知れない。やはり駐在前には色々情報を仕入れておくのは重要である。)

○年○月○日：病気

今日は“带状疱疹”の疑いで初めて病院へ行った。もちろん一人で行けるわけなく、会社の医務室の看護師、通訳の方と一緒に省立病院へ行った。着いてみたらすごい人の多さでびっくり。しかし、会社からの予約と外国人優遇措置のため、すぐに問診していただけた。やっぱり“带状疱疹”とのこと。少し進行しているので、点滴をやらなくてはならなくなった。入院の勧めもあったが、さすがに断った。仕事柄会食が多くお酒を飲むので、お酒を飲んでいかと聞いたら、「不好!」とおまえはバカかという顔で一言。聞いた方がバカだった。当然だが、病院のシステムも違い、点滴も薬局で自分で購入して点滴部門に持参し、その点滴部門で点滴をしてもらった。周りは点滴をしている人ばかり。日本では見られない光景だった。さすがに写真はとれなかった。同行していただいた、張さん、天さん、李さん、ありがとうございました。

(この省立病院ではカードにお金をチャージして、各部門で必要な料金がひかれる前金制になっている。どの病院も基本は前金制のようだ。点滴も日本は腕にするが、ここでは手の甲にする。薬も日本の市販薬のように箱ごと渡され、取扱説明書を読んで服用する。副作用も細かく書いてあり、ある意味日本より良いのかな?他にも日本とは違うところが多くあり、いずれにしても健康が一番です。)

4. 旅 行

最後に旅行の時の日記を紹介する。一度きりだが河南省への旅だ。往復寝台列車を使用した旅だったが、空手経験者の私としては、聖地少林寺への旅なので非常に記念になった。

○年○月○日：寝台列車

今日から3泊4日の河南省への旅行に出かける。夜11時の出発だ。取引先との会食で白酒を飲んでからの出発なので、寝台車でもぐっすり眠られそうだ。(日本の寝台車の経験がないので比較はできないが、2段ベッドのグレードだったので、眠られないこと

もなく、無事目的地で起きることができた。こんな旅も面白いと思う。)

○年○月○日：嵩山少林寺(写真5)

とうとう聖地嵩山少林寺に来た。感激である。古い建物以外にも演武を見せていただいたが、う〜ん、こんな早い動きは若いころからやっていないととてもできないと思った。やはり少林寺、恐るべしである。でも、一方で完全に観光地化されており、何をやるにもお金が必要だった。しかも結構高かった。外国人の多さも際立っているように感じた。自分もだが。

(少林寺近くの登封という市が少林寺への入り口になるのだが、この市には多くの武術学校があり、多く青少年たちが武術習得にはげんでいる。こちらの方をぜひ見たかった。)



写真5 少林寺にて

5. さ い ご に

駐在員日記ということで日記形式で書かせていただいた。学会誌にそぐわない表現もあるかもしれないが御容赦いただきたい。内容が今後中国駐在する方の一助になれば幸いです。

[著 者 紹 介]

とよ おか つかさ
豊 岡 司 君



1990年日立建機株式会社入社、主に油圧ショベルの開発に従事、2008年より中国安徽省合肥市に駐在。日本フルードパワーシステム学会会員。

E-mail: t.toyooka.sf@hitachi-kenki.com

五 嶋 裕 之**

1970年代から始まった数値制御工作機械の開発と普及に見られるように、産業オートメーション技術は、フルードパワーシステムの開発、生産、運用に必須な周辺技術である。これまで、機械と電子・ソフトウェア技術を融合した、いわゆるメカトロニクス技術の進展により、産業オートメーション技術は深化、発展し、常に諸外国を一步リードしてきた。近年では、我々の日常生活までも大きく変えつつあるICT (Information Communication Technology) 革命により、産業オートメーション技術においても、通信ネットワークとシステムの統合 (インテグレーション) が重要な技術課題となっている。標準化はフルードパワーシステム製造者にとって、システム、機器の共通化、選択肢の多様化による製造・調達コスト削減など、多くの直接的メリットがある。また欧米各国では、産業競争力強化の観点から自国の優位技術をいち早く国際規格に反映する動きを強めており、我が国の意見が国際規格に十分に反映されないという問題も指摘されている。

本稿では、筆者が過去20年ほど関わってきた、産業オートメーション技術分野における国際標準化の現状について概要を紹介する。

国際標準化に関係する機関は、以下に示すように各分野別に設立されている。携帯電話などの通信関係国際標準を開発する国連の専門機関として国際電気通信連合 (ITU: International Telecommunication Union), 電気電子分野の電気標準会議 (IEC: International Electrotechnical Commission), その他幅広い分野をカバーする国際標準化機構 (ISO: International Organization for Standardization) がある¹⁾。国際標準化機構 (以下ISOとする) は、世界最大の国際標準化機関であり、スイスの民法によりジュ

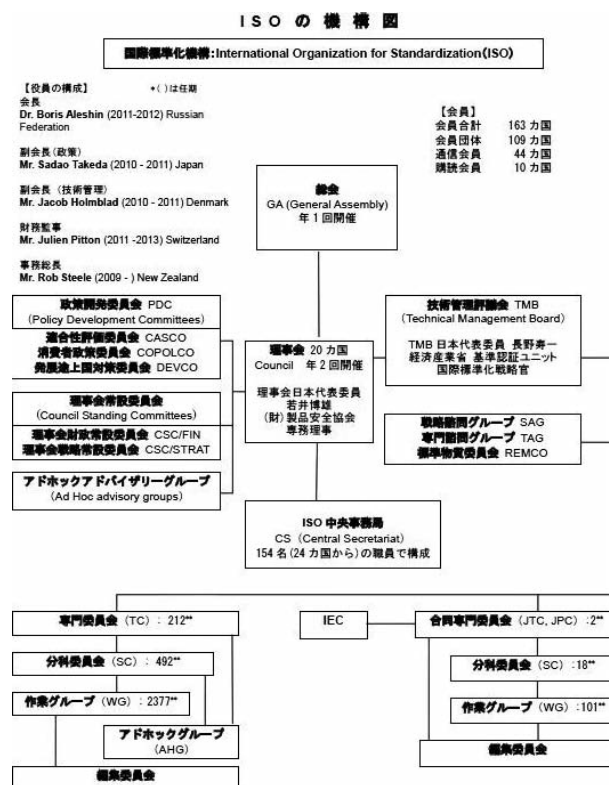


図1 ISOの組織図²⁾

ネープに設立された非政府組織（NPO）であり、各国標準化組織の集合体との位置づけである。一国一組織が代表として参加することとされており、日本は経済産業省の政府機関である日本工業標準調査会（JISC）が代表を務める。2010年末時点で発行規格類は約18,500あり、その分野は農業、建設、機械・エンジニアリング、医療機器、サービス、ICTと多岐にわたる。ISOの組織図を図1に示す²⁾。

実際の国際規格案の作成は、技術委員会（TC：Technical Committee）とその作業範囲を細分化した分科委員会（SC：Sub-Committee）で行う。TC/SCへの参加は、各国会員団体代表が行い、一国一団体一投票を基本としている。TC/SCの下にはさらにワーキンググループ（WG：Working Group）があり、各国団体より指名された、専門技術者が実際の規格草案（ワーキンググループ案）の開発作業を担う。したがって、WGへの積極的な参加、貢献が、国内産業界の意向を作成規格に反映す

*平成23年10月5日 原稿受付

**機械振興協会技術研究所

(所在地 〒203-0042 東京都東久留米市八幡町1-1-12)

表1 国際標準化委員会の関連技術分野一覧

TC……技術委員会 SC……技術分科会		ISO					IEC
		TC39	TC184				TC65/C, E
			SC1	SC2	SC4	SC5	
ハードウェア (製品) 関連	工作機械・機器	○					
	ロボット (システム含む)			○			
ソフトウェア 関連	製品・製造データ				○		
	生産ソフトウェア					○	
	機器接続、生産制御 データ通信					○	○
	機械及び装置の制御		○				
合理的・高度な産業オートメーションシステムの構築			○		○	○	○

表2 国内審議団体

国際 TC/SC 名称	国内審議団体
ISO	
TC39	工作機械
TC184	オートメーションシステム及び インテグレーション
TC184SC1	機械及び装置の制御
TC184SC2	ロボットとロボティクスデ バイス
TC184SC4	産業データ
TC184SC5	アーキテクチャ及び通信とフ レームワーク
IEC	
SB3	セクターボード (産業オートメーション)
TC65 (C, E)	工業プロセス計測制御

る上で必須となる。TC/SCの運営は各国が国際幹事 (Secretary) と呼ばれる事務局を引き受け、規格開発の管理・運営に責任を持つことで行われている。国際幹事にはTC/SC議長を指名できる権利がある。議長は中立であることが求められるものの、最終的な決断が議長権限となる局面もあり、国際幹事を引き受けることは国際標準化戦略に重要である。

3. 産業オートメーション技術の国際標準化

産業オートメーション技術分野における国際標準化活動は、ISOで行われているISO/TC184 (オートメーションシステムおよびインテグレーション)、ISO/TC39 (工作機械) およびIECで行われているIEC/TC65C (工業用ネットワークシステム)・SC65E (企業システムにおけるデバイス統合) がある。表1に各産業オートメーション技術分野に関連する国際標準化委員会の一覧を示す³⁾。日本は、上記すべてのTCにおいて投票権を持つP-member (Participant member) として活動している。

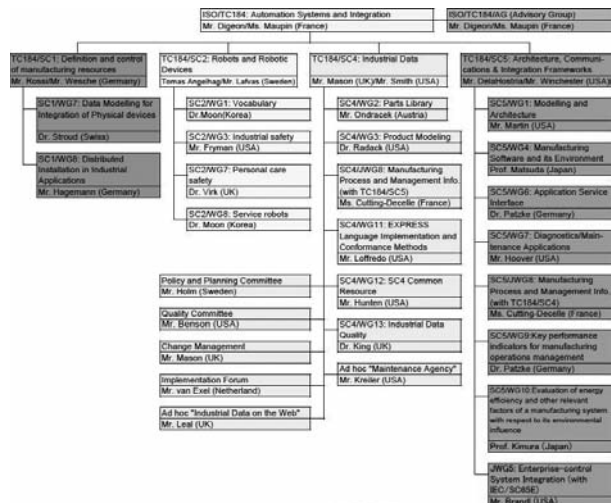


図2 ISO/TC184国際組織図

P-memberは委員会への参加や投票、作業の分担が義務とされており、ある一定数投票をしない、つまりサボっていると投票権の無いオブザーバー資格に強制的に格下げになる。

日本国内でのWGレベルの規格案作成活動は、表2に示す国内審議団体を中心に行われている。当分野は規格内容がハードウェア、ネットワーク、ソフトウェアおよびシステムと多岐に渡るため、関連する国内審議団体、専門家も、たとえばISO/TC131 (フルードパワーシステム、審議団体：日本フルードパワー工業会) に比べ、非常に多くなっている。国際標準化活動は、欧米勢を中心に進められており、日本は国際幹事、TC/SC議長の座ともに未獲得である。国際幹事には大きな人的、財政的な負担が求められるが、すでに述べたように、TC/SC議長を指名できる権利があるなど、国際幹事の獲得は戦略的に重要である。近年、韓国や中国などのアジア諸国が、国の支援を受けつつ、国際幹事の獲得に向け積極的に活動しはじめており、地理的、経済的につながるの深いアジア諸国との協調体制を築き、日本の存在感を高めていくことができるかが大きな課題となる。

4. ISO/TC184の標準化活動

ISO/TC184は、オートメーションシステムおよびインテグレーションにおける国際標準化を担当している。現在以下のSCが設置され活動を行なっている。

- SC1：機械および装置の制御
- SC2：ロボットとロボットデバイス
- SC4：産業データ
- SC5：アーキテクチャおよび通信とフレーム

ワーク

各SCでは、以下のような活動が行われている。

4.1 機械および装置の制御 (SC1)

現在SC1では、用語および設計原理に関する規格審議を行っており、以下のWGが設置されている。

- WG7: CNC (Computerized Numerical Control) データモデル
- WG8: 工業用分配装置

4.2 ロボットとロボットデバイス (SC2)

産業用途以外へ適用、たとえば介護、医療などでの使用を想定したサービスロボットに関する国際標準が開始され、日本も主要なP-memberとして積極的な活動を行なっている。

- WG1: 用語
- WG3: 産業用ロボットに関する安全性
- WG7: パーソナルケアロボット
- WG8: サービスロボット

4.3 産業データ (SC4)

STEP (ISO10303シリーズ) やPLIB (ISO13584シリーズ) と呼ばれる、製品データ、生産データ、製造プロセスなどの産業データモデルの規格を多数審議しており、以下のWGが設置されている。

- WG2: パーツライブラリ
- WG3: 製品モデリング
- JW8: 製造プロセスと管理情報 (SC5と共同作業)
- WG11: EXPRESS言語、実装方法及び検証方法
- WG12: 共通リソース
- WG13: 製品データの品質

4.4 アーキテクチャおよび通信とフレームワーク

工場内アプリケーションサービスインタフェースの規格である ISO 20242 や工場内で使用する情報アーキテクチャ、ネットワーク、フレームワークの規格である ISO 15745 シリーズなどの開発を行っている。米・欧・日のコンソーシアムにおけるフォーラム標準規格を利用することで、それぞれの標準技術をカバーする新しいタイプの国際標準規格の開発が進められている。

- WG1: モデリングおよびアーキテクチャ
- WG4: 生産ソフトウェアおよび環境
- WG6: アプリケーションサービスインタフェース
- WG7: 診断・保守アプリケーションの統合
- JW8: 製造管理データ (SC4と共同作業)
- WG9: 生産作業管理の主要パフォーマンス指標
- WG10: 生産システムの環境影響評価
- JW5: ビジネス製造システム統合 (IEC/SC65Eと共同作業)

5. おわりに

本稿では、産業オートメーション技術分野におけるISOを中心とした国際標準化の現状について概要を紹介した。産業オートメーション分野の国際標準には、従来からの「知的公共財」としての協調の考えと、技術競争の激しいICT関連規格（たとえば、次世代DVDの規格化競争）に見られるような「ビジネス戦略のツール」としての競争原理が共存しており、合意形成に難航することが多い。したがって、調整役となる国際幹事、TC/SC議長の役割は重要性を増している。また、開発を行う専門技術者の高齢化も世界的に指摘されている。我が国においても将来規格開発で中心を担う世代の技術者育成と国際幹事、TC/SC議長の獲得が急務である。次回以降、筆者が実際に開発に関わった産業オートメーション技術の国際標準規格について解説を行うとともに、フルードパワーシステムとの関係についても紹介したい。本稿が読者の参考になれば幸いである。

参 考 文 献

- 1) 猿橋敦子：国際標準化機構 (ISO) の組織と規格開発の現状，日本機械学会誌，Vol. 113，No. 1103，p. 17-20 (2010)
- 2) ISO事業概要2011，(財)日本規格協会 国際標準化支援センター国際標準化協議会 (2011)
- 3) 国際標準化アクションプラン (改訂版)，日本工業標準調査会 (JISC) 標準部会 (2011)
(<http://www.jisc.go.jp/policy/actionplan2011.html>)

[著 者 紹 介]

こ とう ひろ ゆき
五 嶋 裕 之 君

1987年神奈川大学大学院工学研究科修士課程，2010年法政大学大学院システムデザイン研究科博士後期課程修了，博士 (工学) (法政大学)。1987年株式会社日立製作所，1990年機械振興協会技術研究所，現在，同所生産技術部部長代理，法政大学兼任講師 (非常勤)。ISO/TC184/SC5/WG2，WG5，WG6国内対策委員を経て，現在，産業オートメーション標準化推進委員会委員，ISO/TC184/SC5/WG6国内対策委員会主査，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。

E-mail: goto@tri.jspmi.or.jp

研究室紹介

神 奈 川 工 科 大 学 山 本 研 究 室*

藤 田 玲 洋**, 町 田 忠 計**

1. 研究室の概要

神奈川工科大学山本研究室は、1990年機械工学科に開設され、2000年に新設の福祉システム工学科に移り、2006年に新設された創造工学部ロボット・メカトロニクス学科に移りました。その間一貫して、福祉に役立つロボット技術、特にパワーアシストスーツの開発を進めて来ています。近年、片麻痺患者さんの硬縮予防用リハビリハンドを開発し実用されています。平成23年度の研究室には博士前期課程生5名、学部生4名、計9名が在籍しています。

研究は、学生が自ら考案したものを設計し、機械加工、回路製作、コンピュータプログラミングをして試作機を完成させて、実験・評価して、改善点を見出し、改良を行います。実験で一人では行えない場合、他の学生が進んで協力して実験を行うこともあり、学生間での仲間意識も高いです。その分、各自の研究のスケジュール管理など大変ですが、物づくりの工程を一通り行えることは遣り甲斐が多いです。学生は毎日、研究室で和気藹々と協力し、お互いに切磋琢磨しながら研究をしています。

山本研究室の主たる研究は空気圧によるパワーアシストスーツですが、山本教授は学生の自主性を尊重しており、山本研究室は各学生が自分の考えたテーマについて自由に研究をできる研究室となっています。また、研究の内容についても製作物や実験など学生の意見や考えが尊重されています。

とはいえ、放任主義というわけではなく、学生一人ひとりと個人面談形式の経過報告を行っており、教授が学生の進捗状況を確認するとともに、学生は教授の指摘を受け、以後の研究に生かしています。

現在も自由な研究を行えるこの研究室に配属され、山本教授のもと研究活動を行えていることを感謝しています。

2. 研究室への志望動機

山本研究室へ集まる学生は自身が研究として取り組みたいことを持っている者が多いです。山本研究室はパワーアシストスーツの研究を主としていますが、同時に他のさまざまな研究にも取り組んでいます。これは、学生自身で研究テーマを考えて各学生が自身の発案したテーマに取り組むという、山本教授の意向により、本研究室が学生にとって自由度が非常に高い研究室となっているためです。

3. 主な研究の紹介

現在、少子高齢化が進む中、介護作業の一部を機械に任せる、または機械とともに作業をするといったことが、今後増えてくると考えられています。本研究室では人間学、社会学、工学を総合的に学び、社会において本当に役立つ工学・技術を学んだ上で、各学生が人間福祉、農業といったテーマを決めて研究をします。以下に本研究室で行っている研究を紹介します。

4. 介護者用パワーアシストスーツの開発

高齢化社会が進む現在、介護のニーズが高まる一方です。介護作業は重労働ですが、介護作業者の高齢化が進みこのままでは十分な介護ができなくなります。この解決策として、機械による介護システムの実現が待たれますが、機械が人に触れるために、安全性や患者の感性を害するといった問題が残る、実現には至っていません。

本研究室では、介護作業者を助けることを目的として、介護作業者が着用し力持ちになることができる介護者用パワーアシストスーツの開発を行っています。図1は研究しているパワーアシストスーツです。このパワーアシストスーツの最大の特徴は低圧の空気を利用して安全にソフトにパワーアシストする点です。肘や腰、膝に取り付けた柔軟性の高いエアバックの中に圧縮した空気を供給して、それぞれの関節をアシストする力を生み出し、関節の動きを助けることで、介護作業を容易にします。

関節を駆動する筋肉が発揮している筋力を簡便に

*平成23年10月3日 原稿受付

**神奈川工科大学大学院

(所在地 〒243-0292 厚木市下荻野1030)



図1 パワーアシストスーツの外観図

検出するために、筋肉の硬さを測るセンサを開発しています。これを上腕部や腰部背面、大腿部の表皮に、貼り付けて、肘、腰、膝の各関節を駆動している筋肉が発揮している筋力を筋肉硬さで検出します。また、肩、肘、腰、膝、踵の各関節角度をポテンシオメータで検出して、身体力学計算モデルにより各関節が必要とするトルクを算出しています。エアバッグがアシストする力は筋肉センサの出力値と身体力学計算モデルによるトルク値を組合せて決定します。アシスト力は最大でも着用者が必要としている量の70%程度となるように制御しています。

研究室では現在、構造の軽量化・スリム化、耐久性に優れたエアバックおよびアクチュエータの開発、足底に組み込む床反力センサの開発を先生と学生が共に研究しています。図2は山本先生とパワーアシストスーツを着用した女子学生です。



図2 山本先生とパワーアシストスーツを着た学生

毎年、国際福祉機器展に出展して、患者さんや介護者の皆さんから貴重なご意見ご要望を伺って、真に役立つパワーアシストスーツの開発を進めています。

5. ベローズ式パワーアシストスーツの開発

主に片麻痺患者さんの指のリハビリテーション用として、樹脂製のベローズと空気圧を組み合わせて、軽量で柔らかなアクチュエータを開発しました。この特長は、給気と吸気を切り替えられるポンプにより、あるいは正圧と負圧のエアタンクを切り替えることにより、直接、正負の回転力を発生させることができることにあります。これを関節の屈曲側あるいは伸展側に置くことにより関節の屈伸運動を柔らかく安全にアシストできます。

構造は図3に示すように、一対のフレームの間をベローズでつなぎ、関節の上に配置し、2つのフレームの関節側をゴムバンドで繋ぐことによって、ベローズの関節側を拘束し扇形に開かせることによって回転力を発生させます。柔軟なベローズをアクチュエータとすることにより人の関節間距離の変化に適応可能な回転アシスト機能が実現されます。各ベローズはチューブで連結され、これらに空気を注入することでアクチュエータが湾曲し、各関節を屈曲させ、空気を吸引することで、アクチュエータが収縮し畳み込まれ、各関節を伸展させます。

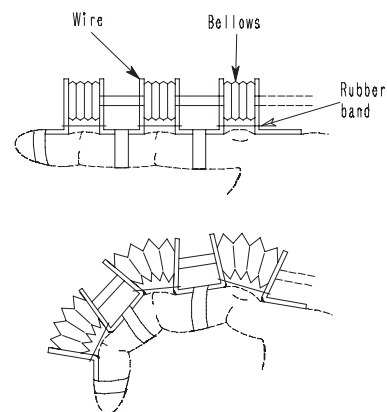


図3 アシストハンドの動作

ボトルの把持動作をアシストしている様子を図4に示します。また健常側である左手でスイッチを切り替えてベローズ内の空気圧を正圧から負圧に切り替え、麻痺側の右手を屈曲から伸展させるリハビリの様子を図5に示します。

アシストスーツは図6に示すように、股関節の屈伸、膝関節の屈伸、足首関節の屈伸をアシストするためにベローズアクチュエータを屈曲側に配置しています。折り曲げたアルミ板による一対のフレーム

の間にベローズを設置し、フレームの折り曲げ部同士をゴムベルトで繋ぐことにより、ベローズの関節側を拘束しています。これによりベローズの伸展運動を湾曲運動に変換させています。さらに、上腕の屈曲運動をアシストするために、腰ベルト背面に立てた背板と上腕背面の間にベローズアクチュエータを配置しています。



図4 ボトルの把持動作のアシスト



図5 リハビリのアシスト

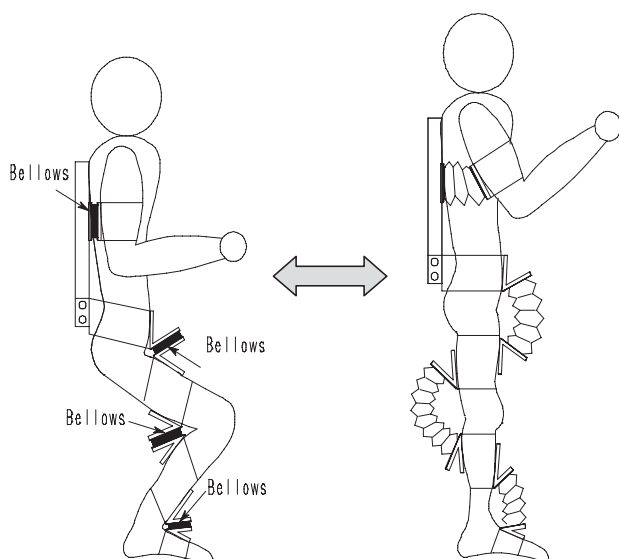


図6 アシストスーツ

アシストレッグを装着して歩行をアシストしている様子を図7に示します。遊脚となる右足の股関節、膝関節、足首関節のアクチュエータがそれぞれ収縮して、関節を屈曲させて足上げをアシストしています。また、足首関節の屈曲・伸展運動を繰り返すハビリ動作を行っている様子を図8に示します。



図7 アシストレッグ

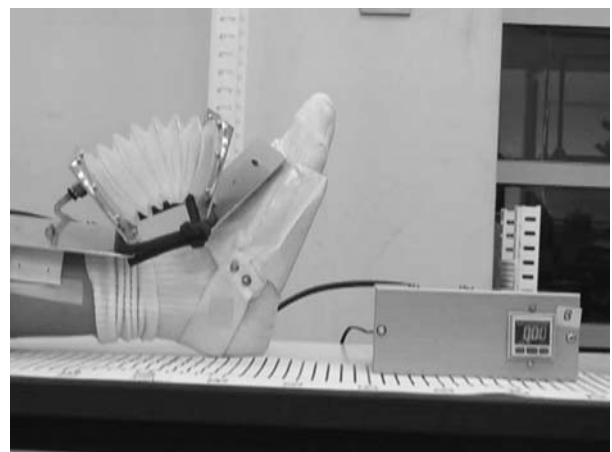


図8 アシストアングル

6. 傾斜地・平地で利用できる自動草刈機の開発

近年、日本では農業従事者数が年々減り続け、さらに、高齢化が進み、労働力不足から山間部などの作物を栽培するに当たって困難な傾斜地は、特に手放される、放置されるなどの扱いを受け、荒廃が進んで来ています。そこで、農業全体における労働力不足を補うために傾斜地、平地を問わず利用できる自動草刈機の開発に取り組んでいます。

この草刈機は親機と子機の一対からなり、親機は子機を運搬する役割を担い、子機が除草作業を担います。親機のウインチの2本のワイヤが子機の左右に繋がれており、親機は利用者によって指定された、除草したい位置まで到達すると子機を下します。下ろされた子機は親機に対して垂直方向に一直線上の往復運動を行いながら先頭部についているバリカン刃で除草作業を行います。このとき、子機が一直線に移動することを補助するように親機に取り付けられたウインチによるワイヤの巻き取り制御が行われます。この巻き取りは、傾斜地での運用時、子機を補助することにも利用されます。子機は子機自体の動力とワイヤによる補助により50度程度の傾斜地でも利用できます。図9は、子機正面のバリカン刃がストローによる擬似雑草を切断する実験の様子です。

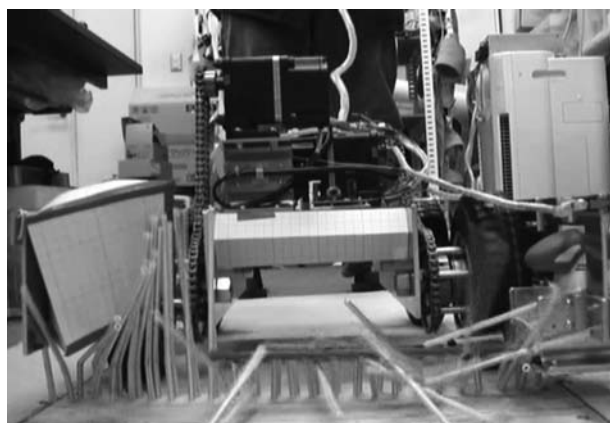


図9 草刈機子機実験の様子

子機は小型軽量で、親機を含めても利用場所までの持ち運びに苦労しないよう、自転車で引いていける程度の大きさを目指しています。

[著者紹介]

ふじ た あき ひろ
藤 田 玲 洋 君



神奈川工科大学
大学院 工学研究科 博士前期課程
ロボット・メカトロニクスシステム専攻
山本研究室所属

[著者紹介]

まち だ ただ かず
町 田 忠 計 君



神奈川工科大学
大学院 工学研究科 博士前期課程
ロボット・メカトロニクスシステム専攻
山本研究室所属

会 告

論文集委員会よりのお知らせ

論文集委員会委員長
早 川 恭 弘

論文集委員会では、これまで研究論文、研究速報の投稿を会員の皆様から随時受け付けておりましたが、今回、企業会員の方々からの論文投稿を増やすために研究速報を廃止し、新たに技術論文と速報を設けました。ここで、技術論文は本学会が取り扱う工学・技術分野に関連した内容を有しており、特に実用性や有用性に富んだ研究・開発・設計・生産に寄与するものを対象としています。また、速報は、有用性に富む独創的な研究や技術が完成に至る以前に要点を発表するものとしています。なお、速報はweb版のみの掲載とします。

研究論文、技術論文及び速報に関する論文執筆規程は、学会出版物・論文HP (<http://www.jfps.jp/04.html>) に掲載されておりますので、皆様方からの積極的な投稿をお待ちしています。

また、これまでに学会誌へ掲載されました論文は、研究成果を広く国内外に公開することを目的として、論文集等のWebでの公開を前提とした電子化作業を行っています。現在、独立行政法人科学技術振興機構(JST)が構築した「科学技術情報発信・流通総合システム」(J-STAGE) <http://info.jstage.jst.go.jp/>を利用して、暫定的ではありますが、一部の論文の閲覧が可能となっています。本学会HP(論文電子化：<http://www.jfps.jp/04-04.html>)をご覧ください。学会では今後、順次、これまでの論文を電子化し閲覧できるように作業を進め、会員のサービス向上につとめてまいります。会員各位のご理解とご協力のほど、よろしくお願いいたします。

企画行事

平成24年度企画行事紹介*

大内 英俊**, 桜井 康雄***

1. はじめに

企画委員会は、委員長（大内英俊，山梨大学，学会理事），副委員長（高崎邦彦，（株）TAIYO，学会理事），幹事（桜井康雄，足利工業大学，学会理事）を含め，学校側委員，企業側委員それぞれ15名および学会事務局で構成されており，講演会，セミナーなどの学会の企画事業の立案および実施を担当する委員会である。

本稿では，未確定な部分もあるが，平成24年度実施予定の企画行事の内容を紹介する。

2. 平成24年度行事予定

2.1 春季講演会

平成23年の春季講演会は東日本大震災の影響を受け通常とは異なる形での実施となった。平成24年の春季講演会は，主査を高岩委員（岡山大学），副査を赤木委員（岡山理科大学）としたワーキンググループで具体案を検討している。平成24年5月24日（木），25日（金）に例年通りの形態で機械振興会館において開催することが確定している。平成23年は，本学会主催の国際シンポジウムの開催年のため秋季講演会が実施されず，そのため次回の春季講演会には例年よりも多くの講演の申し込みがあると考えられる。そこで，現段階では3室の講演室を確保し，例年の講演数を上回る50件程度の講演申し込みがあった場合でも講演会が問題なく実施できる体制をとっている。また，2～3セッション程度のオーガナイズドセッションも企画している。特別講演は2.3項に示す日中ワークショップに参加する中国の先生にお願いする予定で準備を進めている。なお，講演申込締切りは4月上旬，講演論文提出締切りは講演申込締切日から10日から2週間後を予定している。これらの詳細は学会誌本号の会告を参照されたい。

2.2 春季講演会併設セミナー

本セミナーは学会の企画事業を担当する企画委員会と学会誌の作成を担当する編集委員会との合同企画である。例年，学会誌3月号をテキストとしてセミナーを実施している。先に学会誌で同じテーマの特集を組み，そこに解説記事を執筆された方々の中から数名の方を講師としてお招きし，この学会誌をテキストとして，ご講演いただき，解説記事の内容を深く理解する機会を設けている。平成23年は東日本大震災の影響により実施段階までできていた本セミナーを中止せざるを得なかった。平成24年の本セミナーは，主査を加藤委員（福岡工業大学）としたワーキンググループにより平成23年に企画したテーマ「電動とフルードの社会貢献」で学会誌平成23年3月号（Vol. 42 No. 2）をテキストとして実施することが決まっている。なお，この1年間で新しくなった内容についてもご講演に含めていただくことも検討中である。

2.3 The 2nd Japan-China Joint Workshop on Fluid Power

本ワークショップは，田中委員（法政大学，学会理事，国際交流担当）が中心となり，日本と中国のフルードパワーの研究者および技術者の情報交換ならびに交流を促進することを目的として企画されたものである。その第1回は平成22年8月に中国の蘭州で，テーマを「Energy Saving and New Application on Fluid Power」として開催され，日本，中国の双方からそれぞれ5件の講演を行った。この第2回を平成24年5月23日（水）（春季講演会の前日）に開催する。テーマは「Sustainable Future on Fluid Power」，実行委員長を横田会長（東京工業大学），主査を田中委員（法政大学），副査を伊藤委員（芝浦工業大学）として，その準備を進めている。なお，1月中には投稿されたアブストラクトの査読作業を行い，日中それぞれ5件程度をスクリーニングする予定である。フルペーパーの締切りは3月中旬で，3月中に査読を終え，講演論文を確定する予定である。

2.4 秋季講演会

平成24年の秋季講演会は，九州の福岡での開催を予定しており，主査を川嶋委員（東京工業大学），

*平成23年10月5日 原稿受付

**山梨大学大学院医学工学総合研究部

(所在地 〒400-8511 山梨県甲府市武田4-3-11)

***足利工業大学工学部

(所在地 〒326-8558 栃木県足利市大前町268-1)



(a) FITホール全景



(b) 収容人員1,000人の3階大ホール

(c) 収容人員200人の2階大教室
(4部屋に間仕切り可能)

写真1 FITホール

副査を加藤委員（福岡工業大学）としたワーキンググループでその開催準備を進めている。会場は福岡工業大学の創立50周年記念事業として、平成22年12月に落成したFITホール（写真1参照、大ホールの収容人員：1,000人、会議室3室、セミナー室5室、ミーティング室2室、が併設されている本格的な多目的ホール）とする予定である。福岡工業大学は公共の交通機関によるアクセスも大変良く、福岡空港から地下鉄に乗り約5分でアクセス可能な博多駅からJR鹿児島本線の快速で約13分で福工大前駅に到着する。開催時期は例年通り11月を予定しており、本講演会についてのアナウンスは例年通り学会誌7月号の会告から開始する予定である。

2.5 オータムセミナー

平成24年度のオータムセミナーは饗庭委員（東京計器（株））を主査、兵藤委員（東京計器（株））を副査としたワーキンググループでその内容を検討している最中である。実施時期は平成24年10月中旬を予定している。本セミナーについては学会誌5月号の会告から案内を開始する予定である。



写真2 モノ作り体験（足利ユネスコ学校）

2.6 ウィンターセミナー

平成24年度のウィンターセミナーは平成25年2月に実施予定であり、主査および副査は委員会にて現在人選を行っているところである。本セミナーについては、学会誌9月号の会告から案内を開始する予定である。

2.7 学会主催公益事業

フルードパワー技術はさまざまな産業分野あるいは機器に利用されており、世の中において必要不可欠な基本的技術である。この技術は縁の下での力持ちとしての存在が強いため、日常生活を送っている方々の目にとまるのが少ないのが現状である。このような技術について、多くの方々に認識してもらうこと、すなわち、フルードパワー技術に関する啓蒙活動を行うことは、本学会としての重要な責務でもあり、将来的に本学会のさらなる発展につながっていくものと思われる。

その活動の一環として、平成20年度（2008年度）より、本学会では足利ユネスコ協会（栃木県足利市）の主催で毎年開催されている足利ユネスコ学校への後援（10万円の資金援助）を開始した。足利ユネスコ学校は小学3年生から6年生の児童を対象としている。平成23年度の足利ユネスコ学校は、8月上旬に6日間の日程で足利工業大学を会場として55名の参加者を得て実施された。本学会とフルードパワー技術の紹介は、本年度は開校式の後（保護者も含めて約80名の参加）の10時からの15分間で映像を中心に桜井委員（足利工業大学）が行った。足利ユネスコ学校ではモノ作り体験が行われる。平成23年度はオルゴール風車を製作した。その時の様子を写真2に示す。さらに、例年同様、11月に足利ユネスコ協会主催の「絵で伝えよう！わたしの町のたからもの」絵画展、表彰式が行われ足利市長賞などに加え日本フルードパワーシステム学会賞も授与される。平成23年度はコマツ（（株）小松製作所）殿、日立建機（株）殿からそれぞれ2台ずつ建機の模型を寄贈していただき、日本フルードパワーシステム学会賞の副賞として授与した。本後援事業は、参加募集対象、参加者が足利市の児童に限定されるものの、



写真3 ロボットアームの遠隔操縦体験
(夏休みフルードパワーロボット体験教室)

新聞記事（両毛新聞平成23年8月10日版）で取り上げられ、本学会、フルードパワーという言葉の啓蒙活動として、本年度も大きな成果をあげたものと思われる。なお、平成24年第53回足利ユネスコ学校の後援についても、本学会理事会で承認されている。平成23年度は同様の主旨で加藤委員（福岡工業大学）が日本技術士会九州支部と連携し、平成23年8月20日（土）に福岡工業大学を会場として「夏休みフルードパワーロボット体験教室」を実施した。ここでは、本学会の説明から始まり空気圧ゴム人工筋のロボットアームの遠隔操縦体験（写真3）などが行われ、成功裏に終了した。この事業に関する詳細な内容は学会誌本号の企画行事欄を参照されたい。なお、平成24年度の本事業の実施については、開催場所を東工大などとする案も委員会で提案されているため、福岡工業大学での実施については、検討中である。

2.8 教育講座

企画委員会はOHC-Sim特別研究委員会が主催する教育講座（油圧の基礎からコンピュータシミュレーションまで）をサポートしてきた。平成23年度は電力事情の関係で本講座を中止としたが、平成24年度は例年通り8月末あるいは9月初めに実施する方向で準備を進めているとのことである。本講座が実施される場合、企画委員会としても例年通りのサポートを行いたい。なお、本講座については、実施する場合、案内は学会誌7月号で行う予定である。

3. 平成23年度ウィンターセミナー

平成22年度に策定開始、平成23年度実施事業の中で本号発刊の時点でウィンターセミナーが実施されていない。本セミナーは只野委員（東京工業大学）を主査としたワーキンググループで実施する。実施日は平成24年2月24日（金）、会場はキャンパスイノベーションセンター東京である。テーマは「圧縮空気エネルギーの有効利用技術」、10時30分より4件の講演を予定している。詳細は学会誌本号の会告

を参照されたい。地球温暖化防止の観点ならびにエネルギーの供給事情が悪くなった日本にとって、大変興味深いテーマであるので、多くの学会員の参加を期待している。

4. おわりに

本稿では平成24年度に実施を予定している企画事業について紹介した。不確定な部分も多々あるが本稿を執筆した時期が平成23年9月下旬であったことでご容赦願いたい。各事業とも詳細が確定次第、学会ホームページあるいは学会誌会告で速やかにアナウンスするよう努めている。企画委員会としても、会員の方々に満足いただけるような企画事業を実施するよう努めているが、出席者の確保に頭を痛めていることも事実である。これには会員の方々に情報を速やかに届けることも必要であると考えており、事務局から講演会、セミナーなどの情報を会員の皆様に電子メールで送っている。これに加え、会員の方々には学会HPに1ヶ月に1度はアクセスし新しい情報についてご確認いただくようお願いし、本稿の結びとする。

[著 者 紹 介]

おお うち ひで とし
大 内 英 俊 君



1978年東京工業大学大学院博士課程修了。1979年東京工業大学精密工学研究所助手。1984年山梨大学工学部助教授。2004年同大学大学院医学工学総合研究部教授、油圧制御、空気圧制御、圧電アクチュエータの応用に関する研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会、精密工学会などの会員。工学博士。

E-mail : ohuchi@yamanashi.ac.jp

[著 者 紹 介]

さくら い やす お
桜 井 康 雄 君



1986年上智大学大学院博士前期課程修了。富士重工業（株）、上智大学助手等を経て2000年足利工業大学講師、2001年同大学助教授、2007年同大准教授、2009年同大教授、現在に至る。油空圧システムの動特性解析、ECFを利用したシステムの開発に従事。日本フルードパワーシステム学会・日本機械学会の会員。博士（工学）。

E-mail : ysakurai@ashitech.ac.jp

企画行事

夏休み小学生自由研究教室（福岡工業大学 フルードパワーロボット体験教室）*

加 藤 友 規**

1. はじめに

平成23年8月20日（土）に「夏休み小学生自由研究教室（福岡工業大学フルードパワーロボット体験教室）」が福岡工業大学工学部知能機械工学科にて開催された。

前回のフルードパワーロボット体験教室は平成20年8月19日に東京工業大学すずかけ台キャンパス精密工学研究所（香川・川嶋研究室）にて開催されたので、本学会としては3年ぶりの開催となった。当初は、今年度も東京工業大学での開催を計画していたが、東日本大震災の影響により、夏季に節電が必要となったことなどを勘案し、今年度の東京工業大学での開催は断念し、急遽、福岡工業大学での開催となった。

今回の体験教室は、公益社団法人日本技術士会九州支部青年技術士交流委員会（以下、技術士会九州青技委）（持田拓児委員長）と本学会企画委員会（大内英俊委員長）の共同開催という形となった。

技術士会九州青技委は九州で活動する45歳以下の若い技術士により構成される委員会である。子供達の理科離れや技術者の減少が社会問題となる中で、若い技術者で何かできないか、ということで、同委員会では平成20年度より毎年夏に福岡近郊で「夏休み自由研究教室」を開催しており、今年で4回目となった。

一方、本学会企画委員会では、大学の研究室で研究開発された空気圧ロボットや空気圧機器に、青少年をはじめ広く一般の方々に実際に触れていただくことで、油空圧技術を含む学術および科学技術を振興するとともに、つぎの世代を担う児童・生徒・学生に、少しでも理工系に興味を持っていただくことを目的として、上述の通り平成20年に東京工業大学で第1回フルードパワーロボット体験教室を開催し、今回が2回目の開催となった。

今回、参加者の募集は、西日本新聞への記事掲載、

日本技術士会九州支部のウェブサイト、本学会メーリングリスト、地域の小学校への呼びかけ、などにより行われた。なお、福岡工業大学での開催が急遽決まったため、本学会誌の会告でご案内できなかったのが残念であった。（この点につきましては、会員の皆様に深くお詫び申し上げます。）

参加者募集の結果、小学生17名、保護者13名の合計30名の方々から参加お申込みいただいた。

このほか、技術士会九州青技委のメンバー12名、福岡工業大学の教職員4名、学生11名、福岡に帰省中の卒業者1名が当日の運営に携わった。

会場となった福岡工業大学の全景を写真1に示す。手前味噌で恐縮ではあるが、福岡工業大学は「最先端の設備と自然が共存した美しいエコキャンパス」であることを自負しており、平成17年には福岡市都市景観賞を受賞している。また、キャンパスは福岡市の郊外に位置しており、博多駅から快速で13分（福岡空港からは約20～25分）のJR福工大前駅から直結しており、九州では交通の便の大変良い大学のひとつである。

2. 体験教室の実施内容

体験教室当日は、福岡工業大学α棟4階多目的ホール（写真2）において12時30分から受付を開始し、13時より開会式が行われた。開会式では、技術士会九州青技委の持田拓児委員長と福岡工業大学工学部知能機械工学科長の仙波卓弥教授によるご挨拶の後、体験教室の進行スケジュールや安全上の注意



写真1 会場の福岡工業大学（全景）

*平成23年10月5日 原稿受付

**福岡工業大学工学部知能機械工学科

（所在地 〒811-0295 福岡県福岡市東区和白東3-30-1）



写真2 a棟多目的ホール

事項等について説明がなされた。

開会式の後、参加者には2つの班に分かれていただき、溝田武人教授研究室（溝田研）と著者の研究室（加藤研）において、13時20分から16時まで、体験・見学会を行った。

溝田教授はスポーツ流体力工学がご専門で、溝田研では野球・サッカー・ゴルフなどの打球の飛しょう軌跡や変化球（魔球）の仕組みの解析、そして魔球の発射再現装置などの研究が行われている。今回、溝田研では、ホールでの溝田教授による研究概要の紹介の後、風洞を用いた野球ボールの変化球（ナックルボール）の軌跡（横揺れ）の変化再現実験が行われた（写真3）。なお、この再現装置には、ボールの3分力を測定するために空気圧式スラスト軸受が使用されている。つぎに、屋外（ブルペン）での



写真3 風洞を用いた変化球の再現実験（溝田教授）



写真4 魔球発射装置

空気圧を用いた魔球発射再現装置の実演が行われた（写真4）。発射装置は空気の大きな音がするが、変化球の軌跡の変化が確認されると、参加者から歓声が上がっていた。

一方、加藤研では、まず著者が本学会のパンフレットを配布し、本学会についてご紹介させて頂いた。その後、大学院生による研究概要の紹介を行った後、実験室に移動し、空気圧ゴム人筋ロボットアームの遠隔操縦を参加者全員に体験していただいた。ロボットアームは災害現場（危険な場所）にあると想定し、別の部屋から3Dモニタを見ながら遠隔操縦し、危険物質に見立てたペットボトルを制限時間（150秒）以内に何本移動できるか、という



写真5 3Dを用いたロボットアームの遠隔操縦



写真6 人工筋に触ってみようのコーナー

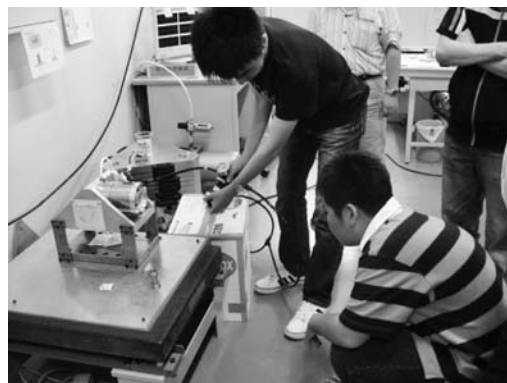


写真7 空気ばね式除振動台とエアタービン

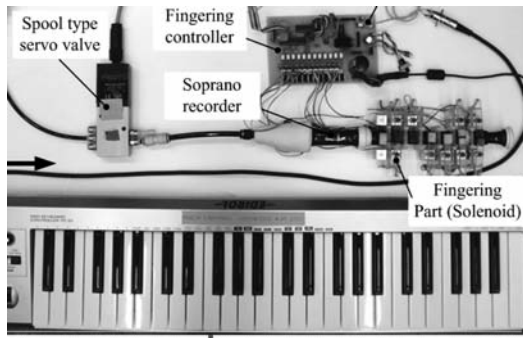


写真8 リコーダー自動演奏ロボット



写真9 夏休み自由研究レポート作成中

ゲーム方式とした（写真5）。当初、著者も研究室の学生達も、「小学生なら取れても3・4本位だろう」と思っていたが、中には7本も獲得した小学生が2名いるなど、数に相当余裕をみて準備した景品（移動できた本数分だけ駄菓子をお持ち帰り）が足りなくなるかと危惧した。ロボットアームのほか、加藤研では、人工筋に触ってみようのコーナー（写真6）や、空気ばね式除振台とエアタービン（写真7）、リコーダー自動演奏ロボット（写真8）などを参加者にご体験・ご見学いただいた。

3. 自由研究レポート作成・保護者アンケート

約2時間半の体験・見学会はあっという間に終了時刻となり、16時から17時位まで、夏休み自由研究レポートの作成（写真9）や、記念撮影を行った（写真10）。また、自由研究レポート作成の最中、参加者の保護者の方にアンケートにご協力をお願いし、10名の方々よりご回答いただいた。この記事のページ数の都合上、ここではアンケートのうち、一部の設問についての集計結果を以下にご紹介する。

問：今回の自由研究教室は楽しかったですか。

楽しかった：10 楽しくなかった：0

問：次回も自由研究教室に参加したいと思いますか。

ぜひ参加したい：10 したくない：0

問：（次回以降の）自由研究の内容として望まれるテーマは（複数可）。

機械・ロボット：7 建築・建設：5

環境：6 宇宙：4

問：自由研究の形式として望まれる形は（複数可）。

体験型：9 見学型：3 教室学習型：0

問：技術士という資格をご存知でしたか。

知っていた：7 知らなかった：3

問：フルードパワーシステムという用語をご存知でしたか。

知っていた：1 知らなかった：9



写真10 記念撮影
（参加者のうちの一部の方々です。）

4. おわりに

今回のフルードパワーロボット体験教室は、東日本大震災の影響で、今年度に入ってから急遽企画の変更や準備をすることになったが、関係各位に極めて迅速にご対応いただいたため、成功裏に終了することができた。この場をお借りして、皆様に深くお礼申し上げる次第である。

次年度以降の体験教室の実施については現時点では未定であるが、今後も同様の公益事業を行っていくことは、有益なことではないかと考えている次第である。

〔著者紹介〕

かとうとものり
加藤 友規 君



2007年東京工業大学大学院博士課程修了。2004年～2010年、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となり現在に至る。本学会（企画委員・編集委員）、日本技術士会などの会員。博士（工学）、技術士（機械部門）。
E-mail：t-kato@fit.ac.jp

編集室

次号予告
—特集「国際シンポジウム2011」—

実行委員長からのメッセージ—沖縄での国際シンポジウムを開催して

第8回 国際シンポジウムの全体概要

プログラム・セッションの概要

展示の概要

FPS Best Student paper Award

特別招待講演の概要

Fluid Power 2011「医療・福祉」セッションの講演

「ロボティクス・メカトロニクス」セッションの講演（基調講演を含む）

「機能性流体」セッションの講演（基調講演を含む）

「水圧」セッションの講演

フルードパワーに関する第8回JFPS国際シンポジウムの感想と印象記

参加学生から見た第8回JFPS国際シンポジウム

参加学生から見た今回の国際シンポジウム

参加企業から見た今回の国際シンポジウム

〔ニュース〕日本フルードパワーシステム学会国際シンポジウム2014紹介

日中若手研究者交流と特別講演会の報告

〔FPIC会議報告〕山梨講演会2011におけるフルードパワー技術研究動向

SICE Annual Conference 2011 (FLUCOME-J) および

第12回流体計測制御シンポジウムにおけるフルードパワー技術研究動向

横田 眞一

田中 豊

早川 恭弘

桜井 康雄

佐藤 恭一

吉田 和弘

赤木 徹也

則次 俊郎

築地 徹浩

北川 能

Andrew Schenk

山口 彰浩

坂間 清子

小曾戸 博

香川 利春

田中 豊

田中 豊

小山 紀

平成24年度「フルードパワーシステム」編集委員

委員長 眞田 一志 (横浜国立大学)
副委員長 吉田 和弘 (東京工業大学)
委員 伊藤 雅則 (東京海洋大学)
堀 晃彦 (宇部工業高等専門学校)
大橋 彰 (油研工業(株))
小倉 弘 (日立建機(株))
加藤 友規 (福岡工業大学)
木原 和幸 (財工業所有権協力センター)
金 俊完 (東京工業大学)
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))
西海 孝夫 (防衛大学校)

委員 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)
山田 宏尚 (岐阜大学)
山之内 健司 (KYB(株))
吉満 俊拓 (神奈川工科大学)
担当理事 中野 政身 (東北大学)
早瀬 敏幸 (東北大学)
宮川 新平 (KYB(株))
編集事務局 藤谷 秀次 (学会事務局)
竹内 留美 (勝美印刷(株))

(あいうえお 順)

会 告

複写される方へ

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

権利委託先：(中法)学術著作権協会

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル

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

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

日本フルードパワーシステム学会論文集

第43巻, 第1号 (2012)

平成24年1月

目次

研究論文

1. 水圧スイッチング動力伝達システムのエネルギー効率に関する研究 (第2報, シミュレータの構築および性能改善に向けた検討)
小林 亘, 伊藤 和寿, 池尾 茂,
山田 剛史, 和井田 匠 1
2. Operational Evaluation of a Construction Robot
Tele-operation with Force Feedback
—Evaluation of Tele-robotic Force Perception using
Auditory Feedback—
Ahmad Anas YUSOF, Takuya KAWAMURA,
Hironao YAMADA 8
3. 油圧アームの基底パラメータ同定法とモデル検証
前島 祐三, 酒井 悟, 中西 稔, 大須賀公一 16

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

Vol.43, No.1

January 2012

Contents

Paper

1. Study on Energy Efficiency of Water Hydraulic Fluid Switching Transmission (2nd report: Improvement of Performance with Dynamic Simulator)
Wataru KOBAYASHI, Kazuhisa ITO, Shigeru IKEO,
Tsuyoshi YAMADA, Takumi WAIDA 1
2. Operational Evaluation of a Construction Robot Tele-operation with Force Feedback
—Evaluation of Tele-robotic Force Perception using Auditory Feedback—
Ahmad Anas YUSOF, Takuya KAWAMURA, Hironao YAMADA 8
3. A base parameter identification method and model validation for hydraulic arms
Yuzo MAESHIMA, Satoru SAKAI, Minoru NAKANISHI, Koichi OSUKA 16

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

水圧スイッチング動力伝達システムのエネルギー効率に関する研究*
(第2報, シミュレータの構築および性能改善に向けた検討)小林 亘**, 伊藤 和寿**, 池尾 茂***,
山田 剛史****, 和井田 匠*****Study on Energy Efficiency of Water Hydraulic Fluid Switching Transmission
(2nd report: Improvement of Performance with Dynamic Simulator)

Wataru KOBAYASHI, Kazuhisa ITO, Shigeru IKEO, Tsuyoshi YAMADA, Takumi WAIDA

A Water hydraulic Fluid Switching Transmission (FST) has many merits such as lower environmental load and lower energy loss. Especially, when combined with energy recovery, its energy efficiency can be improved considerably. In this research, the feasibility of a FST system was examined: in the first report, the rotational velocity control performance and kinematic energy regeneration were discussed. As a result, it was shown from experimental results that the error rate during a constant phase was within 5 percent and the recovered energy during a deceleration phase was more than 30 percent of the kinetic energy of the rotating load.

In this paper, the design simulator of the FST system was evaluated. First, a mathematical model of water hydraulic FST was derived in order to examine the rotational velocity control performance. Then the simulated system behaviors were compared with the experimental results. Since the results showed good agreement, the validity of the proposed mathematical model was confirmed. Moreover, the effects of design parameters of a FST system were also examined using the simulator.

Key words : Water hydraulics, FST, Energy recovery, ON/OFF valve, Accumulator, Flywheel

1. 緒 言

水圧駆動システムは不燃の水道水を作動流体とし、高い環境融和性を持つことが特長であることに加えて、エネルギー損失が小さいことから、油圧、空圧、電気に並ぶ第四の動力源としての実用化が進められている^{1),2)}。一方、水圧駆動システムにおいては、作動流体に用いる水の低粘性に起因する内部漏れの影響から、未だ可変容量型ポンプ/モータは実用に至っていない³⁾。筆者らはこれに代わる省エネルギー効果の高い制御方式としてフルードスイッチングトランスミッション (FST) と呼ばれる制御方式の水圧駆動システムへの適用を提案し、既報にてその回転速度制御性

能およびエネルギー回生効率について報告した⁴⁾。

FSTの水圧へのさらなる適用を検討するためには、FSTを用いた水圧駆動システムの駆動特性をあらかじめ把握することが必要であり、実現象を高精度に再現できるシミュレーションモデルを構築する必要がある。本論文は、既報で報告した水圧スイッチング動力伝達システムを対象とし、各水圧機器のモデル化を行ってシミュレータを構築することを目的とする。さらに構築されたシミュレータを用いて制御性能とエネルギー回生効率を左右する影響因子を解明することも目的の一つとする。

2. 主な記号

D	: ポンプ/モータの押しのけ容積
E_{FW}	: 一定速動作時の負荷の運動エネルギー
$E_{recovery}$	: 減速動作時の回生エネルギー
E_{sup_ac}	: 加速動作時のFST内への供給エネルギー
K	: 水の体積弾性係数
p_{ACC}	: アキュムレータ内ガス圧力
p_a	: アキュムレータ内ガスの初期封入圧力
p_i	: 配管内圧力 ($i=1, 2, 3$)
p_s	: 供給圧力
q_{ACC}	: アキュムレータへの流入流量

*平成23年3月4日 原稿受付

**芝浦工業大学大学院工学研究科

(所在地: 埼玉県さいたま市見沼区深作307)

(E-mail: kazu-ito@shibaura-it.ac.jp)

***上智大学理工学部機能創造理工学科

(所在地: 東京都千代田区紀尾井町7-1)

****鳥取大学大学院工学研究科

(所在地: 鳥取県鳥取市湖山町南4丁目101)

*****株式会社リコー 画像エンジン開発本部モジュール開発センター

(所在地: 神奈川県海老名市下今泉810)

次に、フライホイール円周部における風損は次式で与えられる⁸⁾。

$$T_{fs} = \frac{1}{2} \rho_a \pi \zeta \omega^2 B R^4 \quad (10)$$

ただし、 B はフライホイールの幅である。ここで、円周部の摩擦抵抗係数 $C_{fs} = \zeta/2$ とすると、 T_{fs} は次式で書き換えられる。

$$T_{fs} = C_{fs} \rho_a \pi \omega^2 B R^4 \quad (11)$$

このとき、円周部の摩擦抵抗係数 C_{fs} は、円板部と同様に層流と乱流の場合で異なり、レイノルズ数 $Re_{fs} = 2\pi\omega R^2/\nu$ から次式で算出される。

$$C_{fs} = \begin{cases} 1.33 \times Re_{fs}^{-1/2} : Re_{fs} < 5 \times 10^5 \text{ (Laminar)} \\ 0.074 \times Re_{fs}^{-1/5} : 5 \times 10^5 \leq Re_{fs} \text{ (Turbulent)} \end{cases} \quad (12)$$

一方、軸損については参考文献⁹⁾をもとに次の実験式で算出する。

$$T_{fb} = \mu_{fb} F \frac{d_{fb}}{2} \quad (13)$$

ただし、 μ_{fb} は軸受係数、 F は軸受にかかる合成荷重、 d_{fb} は軸受内径である。

4.3 アキュムレータ

本実験で用いたブラダ形アキュムレータの数学モデルには田中ら^{10), 11)}の提案するモデルを採用することとする。なお、これらの論文で提案されている数学モデルは油圧用のものであるが、形状寸法が相似で構造的特徴が一致しているため、本実験で用いたアキュムレータに対しても適用可能と考えられる。

アキュムレータ内ガスに関するエネルギー収支は、熱力学第1法則より、次式で表される。

$$m \frac{du}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} \quad (14)$$

ここで、 m は内部ガス質量、 u は単位質量あたりの内部エネルギー、 Q は外部からアキュムレータ内に流入した熱エネルギー、 W はアキュムレータが外部にした仕事とする。流れ込んだ熱エネルギー Q は、ニュートンの冷却則より、次式で与えられる。

$$\frac{dQ}{dt} = hA(T_w - T_{ACC}) \quad (15)$$

ここで、 h は平均熱伝達率、 A は熱伝達面積、 T_w はアキュムレータの壁面温度である。なお、実際のアキュムレータは内部が水で満たされているため、水の温度を考慮する必要があるが、ここではアキュムレータ内の水の温度は壁面と等しく一定であるとする。

一方、アキュムレータが外部に対してなす仕事 W は次式で与えられる。

$$\frac{dW}{dt} = p_{ACC} \frac{dV_{ACC}}{dt} \quad (16)$$

ただし、 p_{ACC} は内部ガス圧力、 V_{ACC} は内部ガス体積である。また、内部エネルギーの変化は、熱力学の諸公式より、次

式で与えられる。

$$\frac{du}{dt} = C_v \frac{dT_{ACC}}{dt} + \frac{1}{m} \left\{ T_{ACC} \left(\frac{\partial p_{ACC}}{\partial T_{ACC}} \right) - p_{ACC} \right\} \frac{dV_{ACC}}{dt} \quad (17)$$

ここで、 C_v は定容比熱である。式(14)に式(15)–(17)を代入し、内部ガスを理想気体と仮定すれば、以下の二式が導かれる。

$$\frac{dT_{ACC}}{dt} = \frac{T_w - T_{ACC}}{\tau} - \frac{T_{ACC}}{mC_v} \left(\frac{\partial p_{ACC}}{\partial T_{ACC}} \right) \frac{dV_{ACC}}{dt} \quad (18)$$

$$p_{ACC} V_{ACC} = mRT_{ACC} \quad (19)$$

ただし、 τ は熱時定数と呼ばれ、次式で定義される。

$$\tau = \frac{mC_v}{hA} \quad (20)$$

次いで、以下に示すように式(18)、(19)の各諸量を無次元化した変数を定義する。

$$p_{ACC}^* = \frac{p_{ACC}}{p_a}, V_{ACC}^* = \frac{V_{ACC}}{V_a}, T_{ACC}^* = \frac{T_{ACC}}{T_w} \quad (21)$$

$$t^* = \frac{t}{\tau_a}, \tau^* = \frac{\tau}{\tau_a} \quad (22)$$

また、ガス封入圧力 p_a 、アキュムレータ容積 V_a とアキュムレータ壁面温度 T_w の間には、初期条件での状態方程式より次の関係が成り立つ。

$$p_a V_a = mRT_w \quad (23)$$

なお、 τ_a はブラダ内ガスの完全膨張時の熱時定数であり、 p_{ACC} と V_{ACC} により決められる。したがって、式(18)、(19)は式(21)–(23)を用いて次のように書き直される。

$$\frac{dT_{ACC}^*}{dt^*} = \frac{1 - T_{ACC}^*}{\tau^*} - K_0 \frac{T_{ACC}^*}{V_{ACC}^*} \frac{dV_{ACC}^*}{dt^*} \quad (24)$$

$$p_{ACC}^* V_{ACC}^* = T_{ACC}^* \quad (25)$$

ただし、 $K_0 = R/C_v$ である。さらに、アキュムレータの無次元熱時定数 τ^* と無次元ガス体積 V_{ACC}^* の関係は次の評価式で与えられる¹⁰⁾。

$$\tau^* = V_{ACC}^* + 0.1 \quad (26)$$

式(26)を式(24)に代入すると次式が得られる。

$$\frac{dT_{ACC}^*}{dt^*} = \frac{1 - T_{ACC}^*}{V_{ACC}^* + 0.1} - K_0 \frac{T_{ACC}^*}{V_{ACC}^*} \frac{dV_{ACC}^*}{dt^*} \quad (27)$$

なお、シミュレーション解析では、無次元ガス体積 V_{ACC}^* の時間変化を与え、式(27)の微分方程式より求められる無次元ガス温度 T_{ACC}^* と式(25)からアキュムレータ内ガス圧力 p_{ACC} を算出した。

4.4 ON/OFF弁

本研究では、ON/OFF弁の切換特性としてFig2に示すように切換時間 t_c 、最小再切換時間 t_m を考慮した。切換時間とは、ON/OFF弁に切換信号が入力されてポペット弁が移動し、完全に動作を完了するのに必要な時間のことであり、予備実験における弁単体応答試験の測定結果とカタログ値を考慮して0.12sと設定した。また、開口面積の変化は一次遅れ系におけるステップ応答に従うものと仮定してモデル化を行った。

この際、完全に切換が完了したとみなすための閾値 ε を

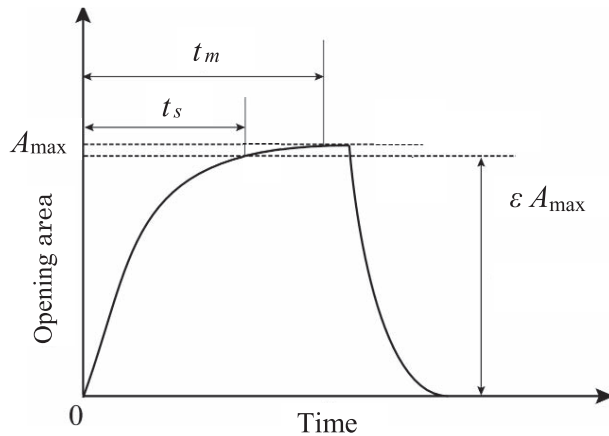


Fig. 2 Characteristics of ON/OFF valve

導入し、切換動作の完了を判断することとした。なお、 ε は0.999と設定した。また、ON/OFF弁は機械的に切換動作を行っているため、極端に頻繁な切換動作はシート部のシール性能劣化による寿命低下や作動流体の温度上昇につながる。そこで最小再切換時間を導入し、一旦切換信号を受け取った後に t_m 経過するまでは、次の動作に移行しないようなモデル化を行った。以上の特性に加え、リレーの動作遅れを含む切換信号の遅れをむだ時間として考慮し、既報における切換条件によりON/OFF制御を行うものとする。

4.5 配管内圧力損失

各配管部における圧力損失は、配管、ON/OFF弁、チェック弁における圧力損失に分けて算出している。ただし、本実験装置の直管部は最大で1m程度であり、このときの圧力損失を数値解析により算出すると0.1MPa程度であることから、直管部における圧力損失分がエネルギー回生効率に直接与える影響は非常に小さいため、構築したシミュレータでは無視するものとする。

ON/OFF弁およびチェック弁における圧力損失は、 ζ_v を損失係数として次式で与えられる。なお、損失係数 ζ_v は、各弁の形状、状態から場合分けをし、参考文献¹²⁾をもとに算出した。

$$\Delta p = \zeta_v \frac{\rho_w u_w^2}{2} \quad (28)$$

上記の各圧力損失を算出する際、動粘度は温度によらず一定であるとし、平均流速は各弁における吐出流量あるいは水圧ポンプ/モータの吐出流量から算出した。

5. シミュレーション解析

本章では、前章の水圧要素機器の数学モデルをもとに構築したシミュレータを用いた数値計算結果と既報で報告した実験結果との比較検討を行い、構築したシミュレータの妥当性を確認する。以下のFig. 3、Fig. 4に実験と同条件で行ったシミュレーションの結果を実験結果と比較して示す。なお、Fig. 3は負荷となるFWの回転数、Fig. 4はエネルギー蓄積装置であるACC₂の圧力応答を示している。

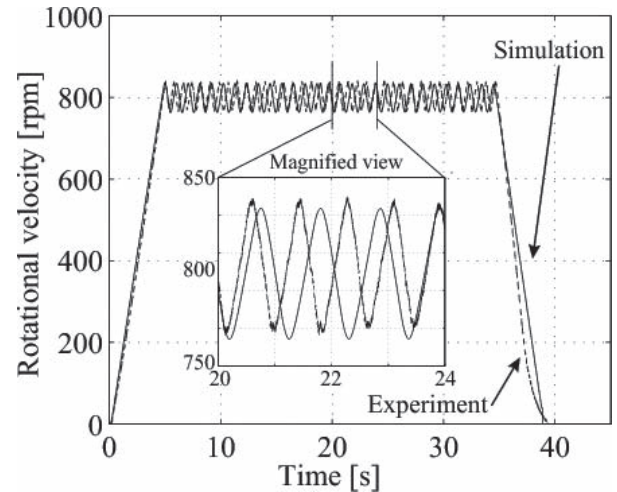
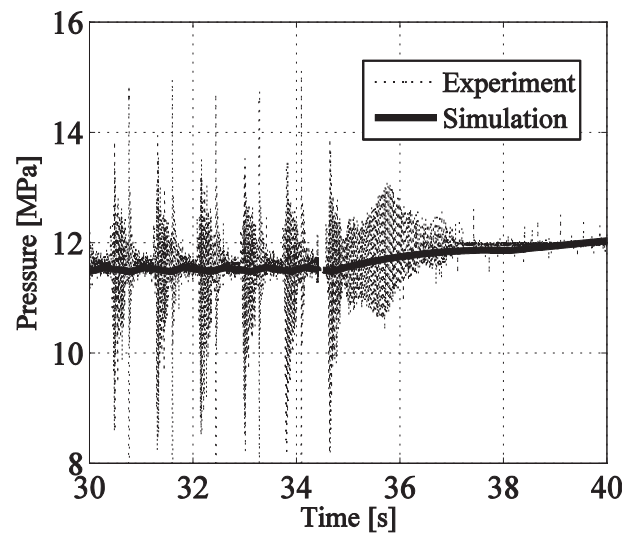


Fig. 3 Comparison of rotational velocity

Fig. 4 Pressure response of ACC₂ at deceleration phase

また、回転速度制御性能およびエネルギー回生効率についても比較検討を行う。なお、制御性能は、回転数制御を行う一定速動作時における、目標回転数に対する回転数誤差率 $e_{\max}$ および $e_{\min}$ を用いて評価している。エネルギー回生効率の評価指標については、式(29)および式(30)に示すように、既報にて定義した効率評価基準である η_1 および η_2 を用いている。ただし、式中の各エネルギーの算出方法については、既報にてその詳細な計算式が示されているため、ここでの説明は割愛する。

$$\eta_1 = \frac{E_{\text{recovery}}}{E_{\text{FW}}} \times 100 \quad (29)$$

ただし、 E_{FW} は一定速動作終了時のFWが持つ運動エネルギーであり、 E_{recovery} は減速動作時のACC₂への回生エネルギーである。

$$\eta_2 = \frac{E_{\text{recovery}}}{E_{\text{sup.ac}}} \times 100 \quad (30)$$

ただし、 $E_{\text{sup.ac}}$ はFW加速動作において、VS₁が開いた際にFST内に供給されるエネルギーである。Table 1-Table 3に

回転数制御性能およびエネルギー回生効率の比較結果を示す。

Table 1 Simulation results of flywheel velocity ω_{FW}

	ω_{min} [rpm]	ω_{max} [rpm]	e_{min} [%]	e_{max} [%]
Experiment	768	836	3.94	4.53
Simulation	764	832	3.58	4.25

Table 2 Simulation results of energy efficiency η_1

	ω_{const} [rpm]	E_{FW} [kJ]	$E_{recovery}$ [kJ]	η_1 [%]
Experiment	801	5.52	1.79	34.2
Simulation	800	5.51	1.78	32.4

Table 3 Simulation results of energy efficiency η_2

	ω_{const} [rpm]	E_{sup_ac} [kJ]	$E_{recovery}$ [kJ]	η_2 [%]
Experiment	801	12.1	1.79	15.5
Simulation	800	12.4	1.78	14.4

さらに目標回転数を600rpmから1,000rpmまで変更して行ったシミュレーションにおいても目標回転数800rpm時の場合とほぼ同等の結果が得られた。このことから、実現象を十分に再現可能なシミュレータが構築されたと結論される。

6. 影響因子の考察

本章では、FSTを用いた水圧駆動システムの影響因子として、既報にて提案した回転数変動の改善およびエネルギー回生効率に影響する因子の解明について述べる。

6.1 回転速度制御性能に関する考察

まず、制御性能の改善についてシミュレーションにより考察する。実験結果では、回転数制御を行った一定速動作時において、目標回転数に対し5%程度の変動がみられた。既報では、この回転数変動の原因として入力の流れと変換器の時定数の二つを挙げた。ここでは、より支配的であった変換器の時定数に着目し、この影響がどの程度改善可能かを検証する。5章のシミュレーションでは変換器の時定数を実験装置と同様63msと設定し、一次遅れ系としてシミュレータに組み込んだものであるが、この時定数の影響を無視したシミュレーション結果をFig.5に示す。なお、Fig.5は回転数制御を行っている一定速動作時のみを拡大したものであり、5章のシミュレーション結果と比較したものである。

シミュレーションでは変換器の時定数による影響を無視できるため、5章のシミュレーション結果と比較して制御性能が向上し、目標回転数800rpmに対して2%程度まで誤

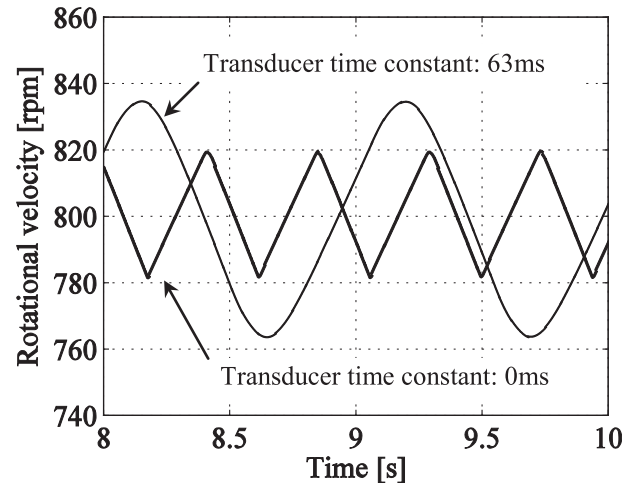


Fig. 5 Comparison of rotational velocity for different time constant

差を抑制できることが示された。このことから、既報で提起した制御性能を左右する影響因子の一つが解明されたといえる。しかしその反面、FWの回転数制御を行うVS₂とVS₃の切換頻度は増加していることがわかる。したがって、実際にFSTを駆動システムとして適用するには求められる制御仕様と各ON/OFF弁の切換頻度の双方を考慮し、ON/OFF弁や検出器等の選定を行う必要があるといえる。また、Table 4に上記シミュレーション結果における、目標回転数に対する回転数誤差と各ON/OFF弁の切換回数を示す。なお、切換回数はONからOFF、OFFからONをそれぞれ1回として計測したもので、回転数制御を行った一定速動作のみを計測対象としている。

Table 4 Simulation results for different time constant

Time constant [ms]		63	0
e_{max} [%]		4.34	2.56
Number of switching	VS ₁	1	1
	VS ₂	34	67
	VS ₃	34	67

6.2 エネルギー回生効率に関する考察

さらに、FSTの駆動特性を把握するため、エネルギー回生効率を左右する影響因子について考察する。エネルギー回生効率を左右する因子の一つにエネルギー蓄積装置であるACC₂が挙げられる。したがって、ここではACC₂のパラメータがエネルギー回生効率に与える影響についてシミュレーションを用いて検証する。なお、ここで考慮するACC₂のパラメータは初期封入圧力 p_0 およびアキュムレータ容積 V_0 の二つである。

まず、初期封入圧力のみを変更して検証する。実験において、初期封入圧力は供給圧力12MPaの70%にあたる8.4MPaに設定していたが、ここではTable 5に示すように6.0MPaから9.6MPaの間で変更した。以下のTable 5に解析

結果を示す。なお、実験結果はそれぞれ3回ずつ行った平均値を示しており、Table 2およびTable 3の結果と数値が異なるのは、実験方法を変更したことによる。

Table 5 Comparison of energy efficiency for different precharge pressure

p_a [MPa]	Experiment		Simulation	
	η_1 [%]	η_2 [%]	η_1 [%]	η_2 [%]
6.0	34.7	7.6	34.2	6.1
7.2	34.9	10.0	34.2	9.8
8.4	34.2	15.5	34.4	14.8
9.6	34.6	22.1	34.6	22.5

解析結果より、 η_1 は初期封入圧力変更による影響が小さいといえる。本研究において、エネルギー回生動作はFW減速時にしか行っており、減速動作に移行するまでに、エネルギー蓄積装置であるACC₂はすでに十分に蓄圧されてしまっていることが原因と考えられる。つまり、エネルギー回生動作時において、ACC₂は初期封入圧力に関係なく、常に同程度の圧力となっているため、回生流量との積から算出される E_{recovery} に変化はなく、エネルギー回生効率 η_1 にほとんど影響しないと考えられる。さらに、初期封入圧力の変更が η_2 に与える影響について考察すると、解析結果より η_2 は初期封入圧力が高くなるほど向上していることがわかる。これは、本実験において、実験開始時にACC₂は蓄圧されておらず、FWにエネルギーを供給する前にACC₂を十分に蓄圧する必要があることが原因と考えられる。つまり、初期封入圧力が高いほど、設定圧力まで蓄圧するために必要なエネルギー量は小さくなり、FST内への供給エネルギー $E_{\text{sup_ac}}$ が小さくなる。そのため、初期封入圧力が高くなることにより、供給エネルギーが小さくなり η_2 は向上する。

次に、もう一つの効率影響因子であるアキュムレータ容積について考察する。ここでは実験装置等の制約から、構築したシミュレータによる考察を行う。このとき、Table 6に示すようにアキュムレータ容積を6Lから14Lの間で変更する。なお、実験で用いたアキュムレータの容積は10Lである。以下のTable 6に解析結果を示す。

Table 6 Comparison of energy efficiency for different accumulator volume

V_a [L]	η_1 [%]	η_2 [%]
6	32.6	17.1
8	32.2	15.3
10	32.4	14.4
12	32.5	13.8
14	32.6	13.3

解析結果より、アキュムレータ容積が大きくなるほど、 η_2 が低下していることがわかる。これは、アキュムレータ容積が大きくなるとアキュムレータ内圧力の変動が起きにくくなるのが原因であると考えられる。すなわち、アキュムレータ内圧力が上昇しにくいいためFW加速動作時により多くのエネルギーを供給する必要がある、供給エネルギーに対する回生エネルギーの割合を示す η_2 に大きく影響したといえる。このことから、アキュムレータ容積を小さくすることでシステム全体の高効率化が見込まれる。しかしその反面、アキュムレータ容積が小さくなり過ぎると蓄積できるエネルギー量も小さくなるため、リリーフ弁VR₂からタンクへ回生エネルギーの一部を廃棄してしまう恐れがある。一方、 η_1 についてはアキュムレータ容積の影響をほとんど受けていないことが確認されるが、これは初期封入圧力に関する考察の場合と同様に減速動作時には十分に蓄圧されていることが原因であると考えられる。Fig. 4から確認されるように回生流量によるアキュムレータ内圧力の上昇はわずかであり、十分に蓄圧された状態では回生エネルギーにあまり差がないことがわかる。このことから、アキュムレータ容積はシステム内への供給エネルギーに強く影響し、エネルギー回生動作への影響はほぼ無いといえる。

7. 結 言

本論文では、水圧FSTの適用範囲を拡大するため、既報で行った実験を高精度に再現できるシミュレータの構築手法について記した。ここでは、各水圧機器を詳細にモデル化し、各種パラメータに計測値あるいはカタログ値を用いた。これにより、今回考察を行った回転速度制御性能およびエネルギー回生効率ともに十分に実現象を再現可能であることが示された。さらに、既報で課題として挙げた制御性能向上およびエネルギー回生効率を左右するパラメータの影響度について検証した。まず、制御性能については、計測機器に時定数の小さいものを採用することにより、目標回転数に対して2%程度の誤差率にまで改善可能であることが示された。一方、回転数制御を行うON/OFF弁の切換頻度は増加するため、制御性能と各ON/OFF弁の切換頻度の双方を考慮した計測機器の選定が必要である。

次に、エネルギー回生効率に影響する因子としてエネルギー蓄積装置であるアキュムレータを挙げ、初期封入圧力とアキュムレータ容積の二つのパラメータについて考察した。その結果、初期封入圧力、アキュムレータ容積はともにエネルギー回生効率である η_1 には直接影響することなく、変速機としての性能を評価している η_2 に関係することが確認された。これは起動時にアキュムレータに蓄積されるエネルギー量の違いによるものであり、回生エネルギーが次の動作に有効に使用可能であるかどうかは負荷の駆動パターンに強く依存する。

以上より、所望の回転速度制御性能、エネルギー回生効率を達成する際に考慮すべきパラメータが示され、システムを構築する上での指標が確立された。既に研究が行われている伊東らの提案するFST回路^{13),14)}では、電動機の後段にフライホイールを設置し小型の電動機での駆動を可能にする、エネルギー蓄積装置として高効率のフライホイールを採用する、といったさらなる省エネルギー化を可能にする要素の追加も検討されており、引き続き、これらを含めた上でシステムの効率について検討する必要がある。しかし、今回挙げたパラメータはFSTを適用する際の重要な要素であり、これらの影響が解明されたことに大きな意味がある。

今後は、必要に応じて水圧源からエネルギーを供給する機構を導入する、電動機の後段にエネルギー蓄積用フライホイールを接続する、といったFSTのさらなる実用化を図る回路の構築が検討される。

参 考 文 献

- 1) 宮川新平：フルードパワーの世界，日本フルードパワーシステム工業会，p. 63-80 (2009)
- 2) 浦田暎三，宮川新平：水圧駆動技術入門，日刊工業新聞社，p. 177-189 (2002)
- 3) M. Rokala, K. T. Koskinen, O. Caloniun, M. Pietola : Tribological Conditions Between Swashplate and Slipper Pad in Variable Displacement Water Hydraulic Axial Piston Unit, 6th International Fluid Power Conference Dresden, p. 301-312 (2008)
- 4) 小林 亘，伊藤和寿，池尾 茂：水圧スイッチング動力伝達システムのエネルギー効率に関する研究（第1報 エネルギー回生効率に関する実験的考察），日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 42, No. 2, p. 19-24 (2011)
- 5) 日野幹雄：流体力学，朝倉書店，p. 213-214 (1992)
- 6) J. F. Blackburn, 川崎寛司 訳：油圧駆動とその制御（上巻），裳華房，p. 79-97 (1967)
- 7) 村上光晴，部谷尚道：流体機械，森北出版株式会社，p. 29-31 (1974)
- 8) 生井武文，国清行夫，木本知男，長尾 健：演習水力学，森北出版株式会社，p. 168 (1982)
- 9) J. Blendline, 吉武立雄 訳：ころがり軸受実用ハンドブック，工業調査会，p. 197-198 (1996)
- 10) 田中 豊，中野和夫：油圧用プラグ形アキュムレータのエネルギー収支（第1報 熱時定数の実験的検討），日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 22, No. 6, p. 96-102 (1991)
- 11) 田中 豊：油圧用プラグ形アキュムレータのエネルギー収支（第2報 連続サイクルにおけるエネルギー効率の評価），日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 23, No. 3, p. 99-105 (1992)
- 12) 日本機械学会編：技術資料（管路・ダクトの流体抵抗），p. 64-67 (1979)
- 13) 伊東孝彦，関 純子，青山浩一，島田 悟，鈴木 茂：油圧制御における新理論の展開，平成14年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集，p. 34-36 (2002)
- 14) 斎藤隆充，鈴木 茂，伊東孝彦，眞田一志：油圧スイッチング制御回路のシミュレーション解析に関する研究，日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 36, No. 3, p. 23-29 (2005)

研究論文

Operational Evaluation of a Construction Robot Tele-operation
with Force Feedback

- Evaluation of Tele-robotic Force Perception using Auditory Feedback -

Ahmad Anas YUSOF^{**}, Takuya KAWAMURA^{**}, Hironao YAMADA^{**}

The purpose of this study is to evaluate tele-robotic force perception using auditory feedback, which is based on a master-slave control system for a hydraulic construction robot tele-operation. The system consists of two joysticks, which control the boom, arm, swing and grapple's movement of the construction robot. During tele-operation, operators need to feel a realistic sense of task force brought about by a feedback force from the grapple. The force is detected by using hydraulic pressure sensors, which are easily influenced by cylinders' frictions and cyclic loading effects. The effects create difficulties for the operators to detect small changes within the reaction force, which influence their performance in grasping task. To improve operators' performance, we propose a solution by compensating the insufficient master-slave force feedback information with auditory feedback. Sonification method is used for mapping force gain to sound tempo. The results are observed in the driving force, and analyzed by using gripping risk index, task completion time and subjective workload, under various cases of feedback interfaces and different types of materials. We conclude that the presence of auditory feedback has the potential to improve force perception, and thus operators' performance in construction robot tele-operation.

Key words : Construction Machinery, Manipulator, Force and Auditory Feedback, Master-Slave Control, Data Sonification

1. Introduction

Construction robot tele-operation is useful in restoring damaged areas and in extreme environments such as space, seabed and deep underground. Practical restorations using various tele-operation systems have been tested in Japan for volcanic and earthquake disaster applications, e.g., unattended construction in the recovery work after the disastrous eruption on Mount Unzen Fugen Dake and Miyakejima¹⁾. We studied a master-slave control system for construction robot tele-operation using two force feedback joysticks as the master and the construction robot as the slave²⁾. To improve controllability, we focused on the representation of reaction force using position-velocity control method³⁾. The reaction force can be detected by using either pressure or force sensors. In the research, we use pressure sensors, instead of force sensors, to detect the reaction force. Force sensors are not used, since they are easily broken, hard to maintain and not commonly used in hydraulic construction machines for force detection. On the other hand, pressure sensors are more robust, but they are easily influenced by frictions and

cyclic loading effects during the sliding movement of the cylinders, which reduces the operators' sensitivity to perceive the changes in the reaction force. During tele-operation test, we have discovered that operators' perception and sensitivity to reaction force are influenced by various conditions such as,

- (a) *Grasping contact* : At the moment of grasping contact, the reaction force is insufficient and often undetectable to operators' sensory receptors.
- (b) *Soft objects grasping* : Soft objects, e.g., tires and foams, provide inadequate reaction force for operators' perception. The force can only be recognized when the objects are extensively grasped.
- (c) *Fragile objects grasping* : Fragile objects, e.g., ceramics and tin cans, cause tele-operation dilemma, by forcing the operators to work carefully with inadequate reaction force, in order to avoid breaking the fragile objects.

By conventional method, perception of inadequate reaction force can be improved by increasing joysticks' gains, thus amplifying the amount of reaction torque, τ . However, unsuitable gain values may result in negative effects, such as unpleasant increase in joysticks' stiffness. Consequently, the stiffness will lead to the increase of operators' fatigue and weariness⁴⁾, particularly while handling hard objects, e.g., concrete blocks. Thus, we propose an improved master-slave control system using sonification method⁵⁾.

To enhance operators' perception of the slightest changes

*Manuscript received March 29, 2011

**Research Center for Human Medical Engineering, Gifu University, Yanagido 1-1, 501-1193 Gifu City, JAPAN.
(E-mail : ibnuyusof@yahoo.com)

in grapple's grasping pressure and forces, and to compensate for the insufficient reaction force, we propose a master-slave control method for construction robot tele-operation with combined force and auditory feedback system. A method called sonification is used for mapping the driving force gain to specific sound tempo. The sound tempo is created by changing the duration of the selected audio signals. The signals are then presented to the operators with respect to the changes in the driving force, at 445Hz of frequency, with adjustable volume for operators' comfort. To observe the effects, gripping risk index, task completion time and subjective workload are measured and analyzed under various cases of feedback interfaces and different types of materials. The results validate that the audio signals provide rapid alarm and alertness, and improve operators' control and awareness while operating the robot.

2. Nomenclature

A	: Amplitude of travelling waves	[-]
a_c, a_r	: Cap and rod side of piston's area	[m ²]
a_f	: Audio signals	[BPM]
f_1, f_2	: Frequency of travelling waves	[Hz]
f_s	: Driving force of the slave	[N]
f_{e_max}	: Maximum extension driving force	[N]
f_{c_max}	: Maximum retraction driving force	[N]
f_{pre}	: Pre-calculated driving force	[N]
k_{pm}	: Proportional gain of master	[Nm]
k_{ps}	: Proportional gain of slave	[V]
k_m	: Torque gain of master	[m]
p_c, p_r	: Cap and rod side of cylinder's pressure	[Pa]
p_s	: Hydraulic pressure supply	[Pa]
S_{Freq}	: Audio signals' frequency	[Hz]
S_{Temp}	: Audio signals' tempo	[BPM]
S_{Vol}	: Audio signals' volume	[-]
T	: Force gain	[-]
τ_m	: Input torque to the joystick	[Nm]
τ_r	: Reaction torque from the joystick	[Nm]
u_s	: Control input to slave	[V]
V_s	: Cylinders' non-dimensional velocity	[-]
Y_m	: Joysticks' non-dimensional displacement	[-]

3. Master-Slave Control

Figure 1 illustrates the experimental apparatus, which is based on a bilateral master-slave control system. Here, the master is the joysticks and the slave system is the construction robot. The master system is controlled by an operator and consists mainly of a manipulator and a screen. The manipulation is done by viewing images projected on

the screen, which are captured by using a webcam and a stereo vision camera. The data is transferred to Graphic PC, which acts as a visual and sound processing unit. The auditory feedback is processed and presented to the operators through surround sound speakers. The visual information of the manipulation is presented in the form of real and virtual views of the construction robot and the objects. Through servovalves, the robot is controlled by Control PC, which receives data from the joysticks. Fig. 2 describes joysticks' control over the boom, arm, swing and grapple's movement. The driving force acting on the cylinder during the grasping process is described in Fig. 3, which can be represented by,

$$f_s = a_c p_c - a_r p_r \quad (1)$$

The grapple's driving force, f_s , provides the force feedback to the joysticks, which is represented by reaction torque, τ_r . The reaction torque, τ_r , emerges when non-dimensional force gain T , is more than zero, and represented by,

$$\tau_r = T \{ k_{pm} (Y_m - V_s) + k_m f_s \} \quad (2)$$

$$T = \begin{cases} 0 & \text{if } (|f_s| \leq |f_{pre}|) \\ 0 < \frac{f_s - f_{pre}}{f_{e_max} - f_{pre}} < 1 & \text{if } (f_s > 0 \cap f_s > f_{pre}) \\ 0 < \frac{f_s - f_{pre}}{f_{c_max} - f_{pre}} < 1 & \text{if } (f_s < 0 \cap f_s < f_{pre}) \end{cases} \quad (3)$$

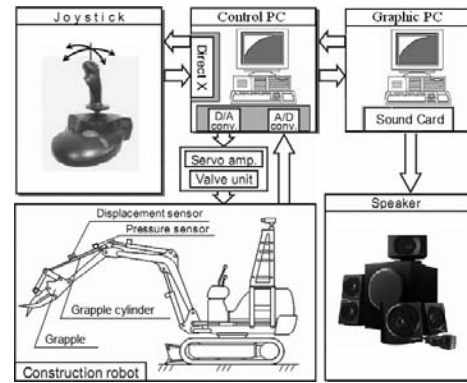


Fig. 1 Test bed for the experiment

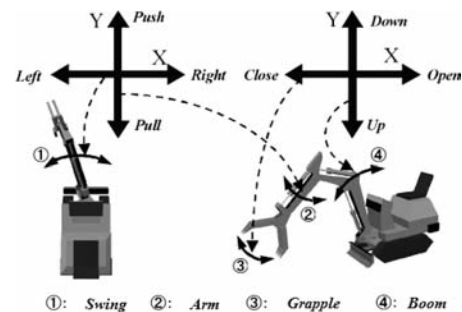


Fig. 2 Joysticks' control for the construction robot

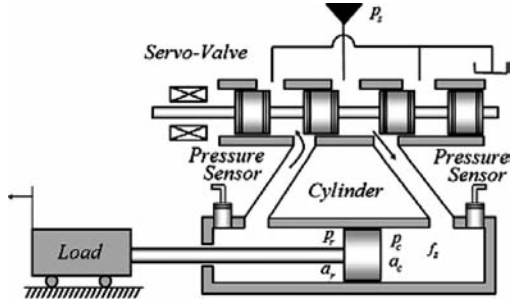
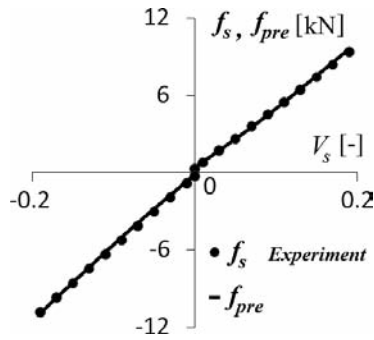


Fig. 3 The interaction of forces in the cylinder

The force gain T parameter changes according to the changes in the actual driving force, f_s , and a pre-calculated threshold force, f_{pre} , as described in Fig. 4.

Fig. 4 Velocity V_s vs. driving force f_s

The use of threshold force, f_{pre} , provides a velocity-dependent motion, which enables the operators to perceive the reaction force with improved sensitivity, when an object is grasped. The parameter for f_{pre} is acquired by using least square method, as described in Eq. (4).

$$f_{pre} = \begin{cases} (8.9V_s^2 + 46V_s + 0.6) \times 10^3 & \text{if } (V_s \geq 0) \\ (-5.9V_s^2 + 54.4V_s - 0.6) \times 10^3 & \text{if } (V_s < 0). \end{cases} \quad (4)$$

4. Proposed Auditory Feedback System

In the proposed system, force gain T is mapped⁶⁾ with audio signals in order to enhance operators' perception of the changes in the pressure and force, due to the grasping

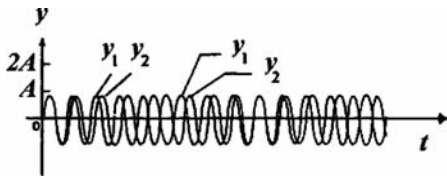


Fig. 5 Two sound waves at different frequencies

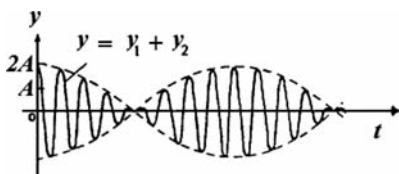


Fig. 6 Superposition of sound waves

process. The audio signals are created by the mixing of two travelling sine waves of audio signals, with slightly different frequencies, as illustrated in Figs. 5 and 6. The mixing waves can be represented by Eqs. (5) to (8),

$$y = 2A \sin \left(2\pi \left(\frac{f_1 + f_2}{2} \right) t \right) \cos \left(2\pi \left(\frac{f_1 - f_2}{2} \right) t \right), \quad (5)$$

$$S_{Vol} = 2A, \quad (6)$$

$$S_{Freq} = (f_1 + f_2)/2, \quad (7)$$

$$S_{Temp} = (60 \times n)/t, \quad (8)$$

where A is the waves' amplitude, f_1 and f_2 is the different frequencies, S_{Vol} , S_{Freq} and S_{Temp} is the audio signals' volume, frequency and tempo, and n is the number of beat waves in one duration of the presented signals, t . In the experiment, we concentrate on the use of sound tempo, S_{Temp} to compensate for the insufficient reaction force perceived during the grasping process. The tempo is the speed of the presented audio signals. It is represented by two beat waves, with particular duration, as illustrated in Fig. 7. Thus, in the experiment, the operators perceive that the faster the tempo is, the higher the driving force during the grasping process.

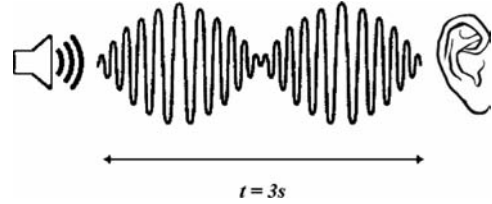


Fig. 7 Example of two beats in three seconds of audio signals duration. (40 beats per minute)

Two types of sound tempo are used in the test. The first type, designated as Type I, refers to the usage of a single, constant sound tempo of 80 beats per minute, which changes according to force gain T . Type II uses variable sound tempo at 80-120-180 beats per minute, which is mapped to several force gain T . Both types are described in Eqs. (9) and (10).

$$S_{Temp} = \begin{cases} 0 & \text{if } (T = 0) \\ 80 \text{ BPM} & \text{if } (0 < T \leq 1.0). \end{cases} \quad (9)$$

$$S_{Temp} = \begin{cases} 0 & \text{if } (T = 0) \\ 80 \text{ BPM} & \text{if } (0 < T \leq 0.4) \\ 120 \text{ BPM} & \text{if } (0.4 < T \leq 0.6) \\ 180 \text{ BPM} & \text{if } (0.6 < T \leq 1.0). \end{cases} \quad (10)$$

Thus, in the experiment, the audio signals are represented by sound tempo, frequency and volume, as follows,

$$a_f = \{S_{Temp}, S_{Freq}, S_{Vol}\}. \quad (11)$$

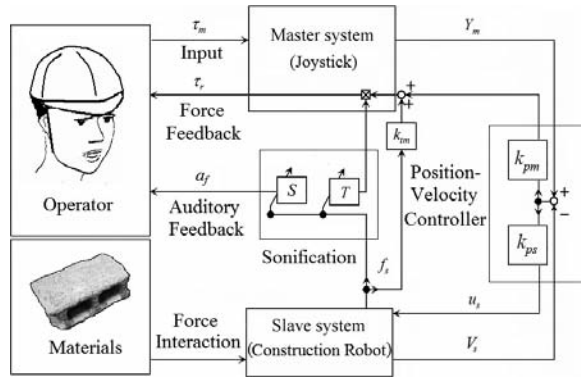


Fig 8 illustrates overall control of the proposed system.

5. Methodology

5.1 Procedure and analysis

Six subjects, ages between 23 and 34, participated in the experiment, in which each operator remotely controlled the construction robot in an isolated room. The isolation was provided in order to create a remoteness scenario for the operators. The operators controlled the robot by watching the virtual and real view of the robot and the task area on a screen, as illustrated in Fig. 9. Using the available feedbacks, the operators were asked to safely transfer two objects from original positions A and B, as illustrated in Fig. 10. At first, the operators grasped the first object at position A, and transferred the object to position C. Next, the operators were instructed to move the grapple to position B, grasped the second object, and then transferred the object to position D.

The operators were asked to use suitable amount of driving force, while responding to different feedbacks and force interactions. Two types of materials were used to simulate the interaction, as illustrated in Fig. 11. The low force interaction involved the use of two rectangular tin cans, 240 (W) x 100 (D) x 180 (H) mm, that would be demolished if subjected to high force, while the high force interaction involved the use of two concrete blocks, 300 (W) x 100 (D) x 190 (H) mm. The weight of the concrete blocks and the tin cans were 8.6 kg and 0.4 kg, respectively. The experiment was categorized into five cases of feedbacks, and tested with low and high force interactions:

- Force feedback (Case 1)
- Auditory feedback – Type I (Case 2)
- Collective feedback – Type I (Case 3)
- Auditory feedback – Type II (Case 4)
- Collective feedback – Type II (Case 5)

Our analysis is based on the gripping risk index, task completion time and subjective workload questionnaires. The measurements of the gripping risk and time performance are

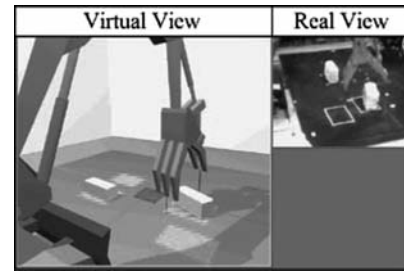


Fig. 9 Visual feedback for tele-operation test

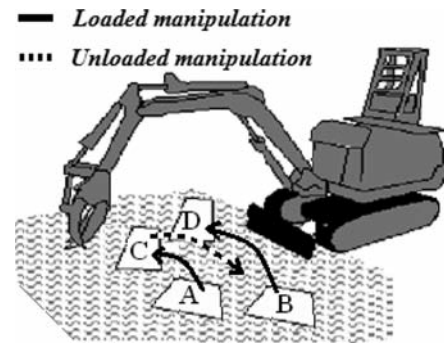


Fig. 10 Task area and tele-manipulation steps

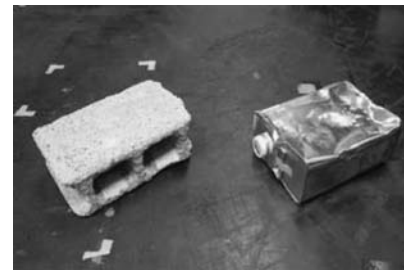


Fig. 11 Concrete block (left) and tin can (right)

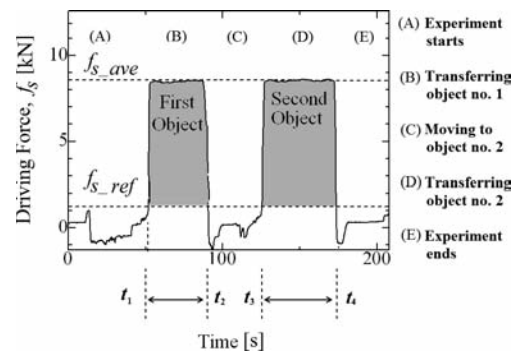


Fig. 12 Example of maximum driving force, f_s , of the grapple during maximum grasping condition

based on the grapple's driving force, as illustrated in Fig. 12.

5.2 Gripping risk index

The gripping risk index, GRI , is an index introduced to measure the optimal ratio of average grasping force to a reference force during the test. The higher the index, the higher the risk of crushing and damaging the objects. The risk can be represented by the following equation,

$$GRI = \frac{f_{s_ave}}{f_{s_ref}}, \quad (12)$$

where f_{s_ave} refers to the average grasping force,

$$f_{s_ave} = 0.5 \left[\frac{1}{(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} f_s(t) dt + \frac{1}{(t_4 - t_3)} \int_{t_3}^{t_4} f_s(t) dt \right], \quad (13)$$

and f_{s_ref} refers to the reference driving force during contact, which is identified by the increase of force gain T ,

$$f_{s_ref} = f_s \text{ when } T > 0. \quad (14)$$

5.3 Task completion time

Task completion time, TCT , refers to the gripping process duration of the objects. The duration of grasping contact is used for time performance evaluation,

$$TCT = (t_4 - t_3) + (t_2 - t_1). \quad (15)$$

5.4 Workload

The task workload is evaluated using the NASA Task Load Index (TLX), a standard subjective workload rating technique designed by NASA⁷⁾. The workload is defined as the cost incurred by the operators to achieve a specific level of performance, and measured by the sum of pairwise comparison of the load source weight, W , and the magnitude of the load rating, R . The subscales' load sources, which contribute to the overall workload, are individual's mental demand, MD, physical demand, PD, temporal demand, TD, performance, PF, effort, EF, and frustration, FR. The overall workload can be represented as follows,

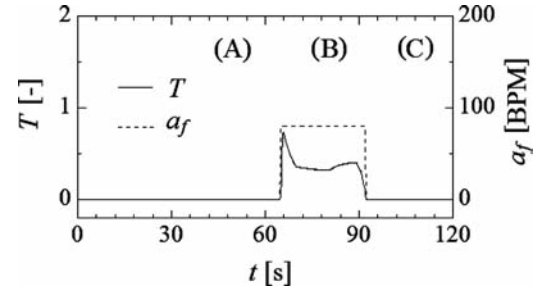
$$Workload = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^6 W_i R_i, \quad (16)$$

where $n = 15$ pairs, and $W_1 R_1, W_2 R_2, \dots, W_6 R_6$ are mental demand, physical demand, temporal demand, performance, effort and frustration, respectively.

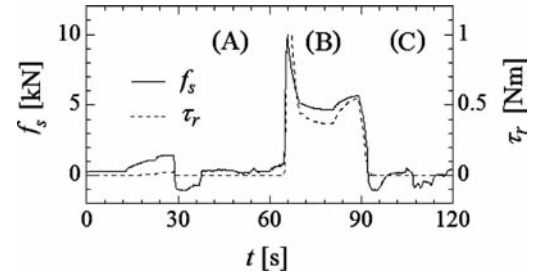
6. Results and Discussion

The results are explained with mean and standard deviation value (mean $\pm$ standard deviation). Non-parametric test, with significant level of ($P \leq 0.05$) is used in the comparisons. Figs. 13 and 14 demonstrate single operator's results of grasping one concrete block in Cases 3 and 5, which describe the effectiveness of Type I and II auditory feedbacks in collective use with force feedback.

In Fig. 13, position (A) describes unloaded grapple movement in free space, (B) describes the grasping process of the blocks and (C) describes the releasing process of the blocks and the manipulation for the next object. In Fig. 13 (a), at (B), the operator initially noticed the contact with the block after hearing the audio signals around $t = 66$ s. Fig. 13 (b)

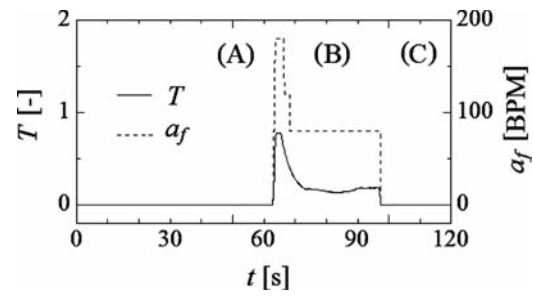


(a) The force gain and audio signals

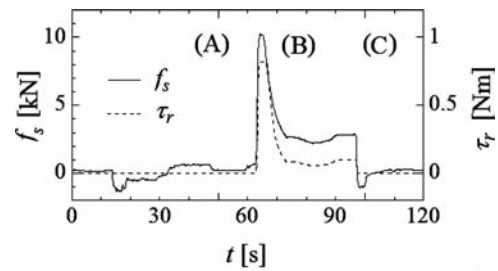


(b) The piston's driving force and reaction on the joystick

Fig. 13 Grasping a concrete block with the Case 3 interface



(a) The force gain and audio signals



(b) The piston's driving force and reaction on the joystick

Fig. 14 Grasping a concrete block with the Case 5 interface

reveals that the operator controlled the grasp with 5 kN of driving force for 15s. The operator later released the block, but not before he increased the force to 5.5 kN for 5s. Here, the audio signals seem to increase the situational awareness of the contact in between the objects and the grapple, but not the changes of the force during the grasping process. Although he felt the grasp, it is not easy for him to become aware of any sudden changes of driving force during the grasping process, since Type I auditory feedback only provides a constant tempo throughout the process. Thus, he

had to co-ordinate suitable displacement for the joystick, with limited control, and by perceiving the information with other available feedback during the tele-operation.

In Type II auditory feedback, the mapping of sound tempo to respective force gain was improved and demonstrated in Case 5. In Fig. 14 at (B), while grasping the block, the operator noticed the contact after hearing the slowest tempo of 80 BPM around $t = 63$ s. Later on, upon listening to the fastest tempo of 180 BPM, the operator reduced the grasp, and continued by reducing the grasp while hearing intermediate tempo of 120 BPM. The operator later grasped the block for 28s, with sustained driving force of 2.5 kN, while listening to 80 BPM of tempo. In this situation, the reaction torque on the joystick helps the operator to feel the grasping effect, and the improved variation of the audio signals helps the operator to optimize the necessary grasping force on the block, without crushing or accidentally releasing it. The combined feedbacks provide safe and sustainable grasp throughout the process. Furthermore, the audio signals compensate for the inadequate reaction force during the grasping and releasing process, and this produces satisfactory effects which results in the reduction of the grasping risk. Comprehensive and detailed comparisons of all cases are represented in the next sub-section.

6.1 Gripping risk index

Figure 15 illustrates overall operators' gripping risk index during high force interaction of concrete blocks' manipulation. Case 2 had the highest mean gripping risk (11.9 ± 1.1), followed by Case 1 (6.1 ± 3.9), Case 4 (5.6 ± 0.9), Case 3 (4.3 ± 1.6) and Case 5 (4.0 ± 1.4). Significant differences among the cases were reported (Kruskal-Wallis test, $P = 0.005$). From the figure, the reduction of the gripping risk in Cases 3 and 5 in comparison to Cases 2 and 4 suggests that the collective use of sound and force feedback provides additional support during the manipulation. In non-collective feedbacks, the high risk in Case 2 reveals that the use of Type I auditory feedback is inappropriate in detecting forces variation. On the contrary, the low risk results revealed by Case 4 indicates that the use of Type II auditory feedback (variable tempo), instead of Type I (single tempo), plays significant roles in reducing the risk. Furthermore, the combination of force feedback and Type II auditory feedback in Case 5 provides additional assistance in operators' perception of the force.

In Fig. 16, during the low force interaction, Case 1 (5.7 ± 1.0) provided the highest risk, followed by Case 2 (3.3 ± 1.3), Case 4 (2.4 ± 0.7), Case 3 (2.1 ± 0.4) and Case 5 (1.8 ± 0.6) respectively. Significant differences were found among the

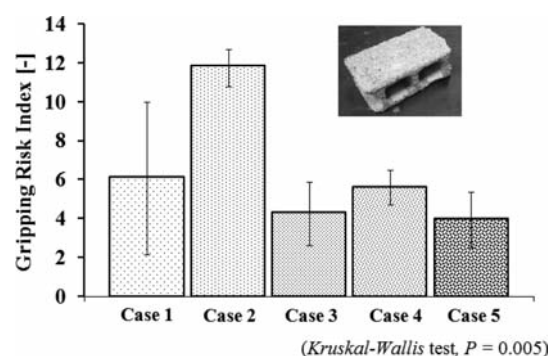


Fig. 15 Gripping risk index during the high force interaction

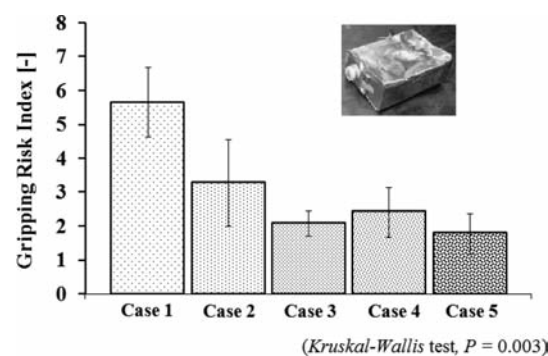


Fig. 16 Gripping risk index during the low force interaction

cases (Kruskal-Wallis test, $P = 0.003$). Here, the highest risk in Case 1 suggests that insufficient force variation is not easily perceived by most operators. The effect can be seen clearly by the large deformation of the tin cans used in the experiments. Non-collective Case 2, with Type I auditory feedback had better performance than Case 1. This is followed by the non-collective Case 4, with Type II auditory feedback, which provided better contact and perception of force variation. The use of collective feedbacks in Cases 3 and 5 has resulted in a lower risk, since both cases have facilitated better sensitivity to the grasping sensation and mental awareness of the manipulation process, compared to the previous cases.

6.2 Task completion time

Figure 17 reveals the reduction in operators' task completion time for the high force interaction. Case 1 (84 ± 10 s) required the longest completion time, followed by Case 2 (79 ± 11 s), Case 3 (72 ± 9 s), Case 4 (69 ± 12 s) and Case 5 (61 ± 11 s) respectively. Significant differences were detected among the cases (Kruskal-Wallis test, $P = 0.025$). Fig. 18 illustrates the task completion time for the low force interaction. The results reveal that Case 1 (67 ± 6 s) required the longest completion time, followed by Case 3 (64 ± 8 s), Case 5 (61 ± 8 s), Case 2 (58 ± 7 s) and Case 4 (53 ± 5 s), respectively (Kruskal-Wallis test, $P = 0.019$). In Fig. 17, the

shortest time performance was recorded when the collective Case 5 was used during the concrete block manipulation. However, as illustrated in Fig. 18, when collective feedbacks were used during the tin can manipulation, a longer time was required for completion, as seen in Cases 3 and 5. We conclude that although auditory feedback expedited the perception of the contact force in Cases 3 and 5, the delay in understanding the insufficient force variation and the burden of coordinating the feedback information during the manipulation may lead to perception overload, and consequently increases the essential time for task completion. In contrast, the non-collective feedbacks of Cases 2 and 4 in Fig. 18 provided faster time performance, presumably due to lower temporal requirements to perceive and identify force variation during the manipulation process.

6.3 Workload

The operators' workload during the high and low force interaction is illustrated in Figs. 19 and 20. Reductions in workload during the high force interaction are observed in Fig. 19, with Case 1 (62 ± 9) providing the highest workload, followed by Case 3 (61 ± 12), Case 2 (58 ± 11), Case 4 (56 ± 13) and Case 5 (48 ± 10), respectively. This suggests that sound helped the operators to reduce the workload while performing the task. Significant differences were detected among the cases (Kruskal-Wallis test, $P = 0.043$).

In Fig. 20, Case 1 (71 ± 12) provided the highest workload, followed by Case 3 (67 ± 14), Case 2 (65 ± 17), Case 4 (53 ± 12) and Case 5 (47 ± 11) respectively. The lowest workload was measured in Case 5. Significant differences among the cases (Kruskal-Wallis test, $P = 0.041$) were observed. Figs. 19 and 20 reveal significant reductions in workload, especially when audio signals in Type II were used. Here, Case 5 shows reductions in total workload of 23% and 33% in the high and low force interactions, compared to Case 1, respectively. Pairwise comparison of Cases 5 versus 1 also reveals significant result for high force interaction (Mann-Whitney U test, $P = 0.004$) and low force interaction (Mann-Whitney U test, $P = 0.01$), respectively. In Fig. 21, a detailed analysis of NASA-TLX subscale workload is presented, by using comparison of Cases 5 and 1 as an example. The dark hexagonal pattern represents the workload calculated from all six subscales' load sources. In each pattern, smaller size and value means less workload. In the high force interaction, Fig. 21(a) reveals that the integration of auditory feedback reduces most demands, with the exception of mental demand and frustration. It is possible that sound contributes to excessive alertness, forcing the operators to be more attentive while dealing with hard objects.

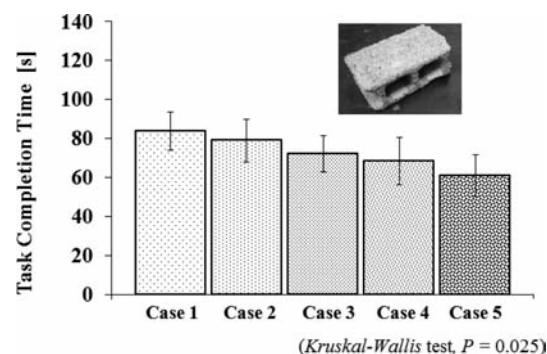


Fig. 17 Task completion time during the high force interaction

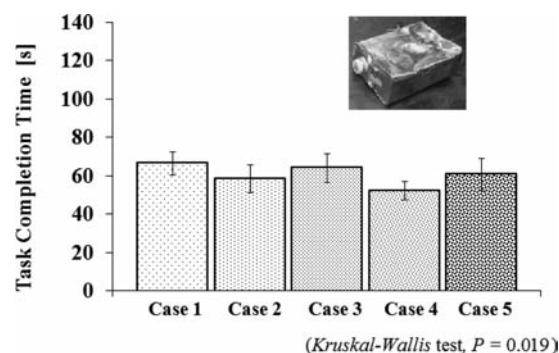


Fig. 18 Task completion time during the low force interaction

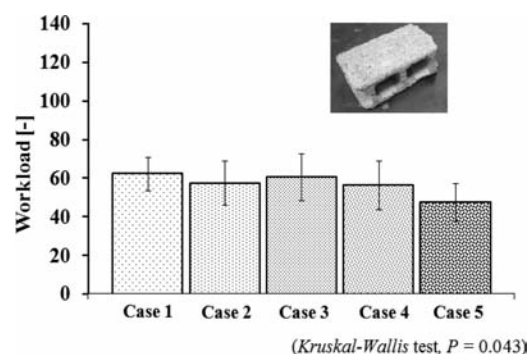


Fig. 19 Workload during the high force interaction

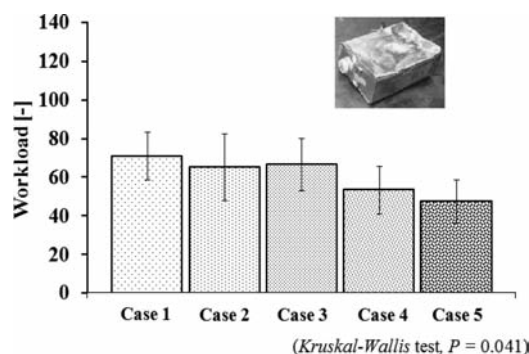
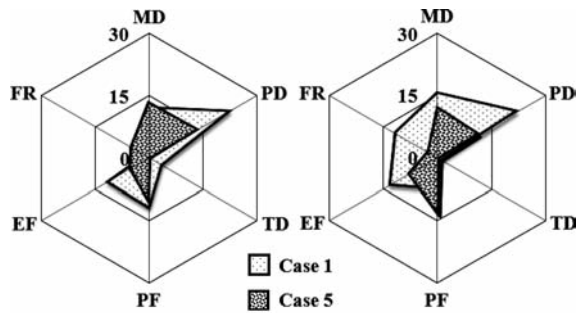


Fig. 20 Workload during the low force interaction

However, in cases of low force interaction, Fig. 21(b) illustrates lower values on the same subscales for Case 5, suggesting that the presence of audio signals overloaded



Mann-Whitney U test, $P = 0.004$

Mann-Whitney U test, $P = 0.01$

(a) High force interaction (b) Low force interaction

Fig. 21 Workload analysis based on subscale load sources

certain load sources in the manipulation of hard concrete blocks, compared to the manipulation of soft tin cans. The figure also reveals maximum performance and large overall workload reduction during the manipulation of the tin cans. This indicates that the presence of auditory feedback is important and compulsory in the manipulation of delicate objects, since it improves situational and grasping awareness.

7. Conclusion

We have evaluated a method for improving tele-robotic force perception by using auditory feedback. In master-slave control for construction robot tele-operation, the operators need to feel a realistic sense of task force brought about by a feedback force from the grapple. The force is detected by using hydraulic pressure sensors, which are easily influenced by cylinders' frictions and cyclic loading effects. The effects create difficulties for the operators to detect small changes within the reaction force, which influence their performance in grasping task. To improve operators' performance, we propose a solution by compensating the insufficient master-slave force feedback information with auditory feedback. Several cases of feedbacks with low and high force

interactions are tested. Experimental results demonstrate the feasibility of our proposal. The integration produces sufficient assistance in dealing with various types of materials, and also facilitates a quick detection of contact force. We verify that the presence of auditory feedback has the potential to improve force perception, and thus operators' performance in construction robot tele-operation.

Acknowledgement

The authors would like to express their gratitude to Mr. Hidenori Sato for his help with the experiments.

References

- 1) Special Issue, "Unmanned Construction to Become Familiar," Nikkei Construction, Vol. 296, p. 38-56 (2002).
- 2) Yamada, H., Kato, H. and Muto, T.: Master-slave control for construction robot tele-operation, Journal of Robotics and Mechatronics, Vol.15, No.1, p. 534-540 (2003).
- 3) Yamada, H., Gong, M. and Zhao, D.: A master-slave control for a tele-operation system for a construction robot : Application of a velocity control method with a force feedback model, Journal of Robotics and Mechatronics, Vol.19, No. 1, p. 60-67 (2006).
- 4) Massimino, M.J.: Improved Force Perception Through Sensory Substitution, Control Eng Practice, Vol. 3, No. 2, p. 215-222 (1995).
- 5) Barrass, S. and Kramer, G.: Using Sonification, Multimedia Systems, Vol. 7, No. 1, p. 23-31 (1999).
- 6) Bly, S.: Presenting information in sound, Proceeding of Conference on Human Factors in Computing Systems, p. 371-375 (1982).
- 7) Hart, S.G. and Staveland L.E.: Development of Nasa (Task load index): Results of empirical and theoretical research, Human mental workload, Amsterdam: Elsevier, p. 23-37 (1987).

研究論文

油圧アームの基底パラメータ同定法とモデル検証*

前 島 祐 三**, 酒井 悟**, 中西 稔***, 大須賀 公一****

A base parameter identification method and model validation for hydraulic arms

Yuzo MAESHIMA, Satoru SAKAI, Minoru NAKANISHI, Koichi OSUKA

This paper proposes a base parameter identification method for hydraulic arms. First, the state-space equation of hydraulic arms is converted into a linear equation with respect to base parameters which are a set of unknown parameters such as the flow coefficient, the pipeline volume and the internal leakage coefficient. Second, a new parameter identification method is proposed based on the linear equation. Finally, the validity of the proposed method is confirmed via the model validation using an actual arm. By the proposed method, not only the arm position, but also the pressures of the actual arm are close to those of the nonlinear model which is constructed from the identified parameters. Especially, a characteristic response of the actual pressures is also generated by the nonlinear model.

Key words : Parameter identification, Nonlinear system, Fluid power system, Fluid power engineering, Robotics

1. 緒 言

本研究では、流量係数、配管体積、漏れ係数などを未知とする油圧アームのパラメータ同定法を提案し、非線形制御系としてのモデル検証により有効性を実証する。

油圧アームは剛体アームとは異なって運動方程式だけではなく連続式にも支配される複雑な非線形制御系であり、同時に、剛体アームよりも多くの未知パラメータを有する。特に流量係数、配管体積、漏れ係数など剛体アームには存在しないパラメータでは公称値が無い、または、公称値が一定でなく温度や経年によって変化することが多い¹⁾。これらの未知パラメータの同定は、油圧アームの高度な制御系設計／解析にとって重要かつ有用である。

しかし、油圧アームは非線形制御系の1つであり²⁾、多くのシステム同定法が提案された線形時不変系、非線形システム同定法³⁾が提案されたHammerstein系とは異なる。またWernholt et al.による情報理論的手法⁴⁾、近似線形化の手法⁵⁾を適用する場合、同定した制御系からは一般に物理パラメータの値は同定されない。一方、粒子群最適化、遺

伝的アルゴリズムなど汎用的な探索アルゴリズム^{6),7)}を適用する場合、非凸最適化問題であるため試行錯誤によって探索範囲を制約条件としなければならない。

そこで本研究では剛体アームに対して提案された基底パラメータ同定法⁸⁾を、油圧アームに対して拡張することを試みる。ただし剛体アームとは異なって、状態方程式を未知パラメータについての線形方程式として直接解釈することはできない。また、油圧アームは厳密にはNS方程式などに支配されるため、制御系設計のための(有限次元)状態空間表現は複数の近似操作を介して導出される。従って他のアームの同定問題^{9),10)}と比較すると、油圧アームの同定問題ではモデル検証の重要性が非常に高い。

Jelali et al.は油圧アームを単純化したモデルについて基底パラメータを間接的に与えているが、圧力損失を無視したうえで流量係数を対称としたり配管体積を既知としたりしており、モデル検証に至っていない¹¹⁾。圧力の平方関数を有する油圧アームの場合、モデルが単純に過ぎるとパラメータの同定誤差が悪化するだけでなく、負圧発生によりモデル検証は実施することさえ不可能となる。

本研究では、まず流量係数、配管体積、漏れ係数を未知とする油圧アームの状態空間表現を操作して基底パラメータを明らかにし、次に基底パラメータの同定法を与える。そして試験機を用いた同定実験を実施し、同定されたパラメータを用いて非線形モデルを構築する。最後に非線形モデルと試験機の出力信号を比較してモデル検証する。提案法によって、負圧発生などが生じない妥当なモデル検証が制約条件を与えることなく実施できること、さらに、構築

*平成23年4月8日 原稿受付

**信州大学総合工学系研究科

(所在地：長野市若里4-17-1)

(E-mail: satorus@shinshu-u.ac.jp)

***株式会社ローム

(所在地：京都府京都市右京区西院溝崎町2)

****大阪大学工学研究科

(所在地：大阪府吹田市山田丘2-1)

された非線形モデルによって圧力損失に起因する特徴的な波形も再現されることを示す。

2. 油圧アームの状態空間表現

本章では油圧アームの制御系設計のための状態空間表現を述べる。油圧アームは非線形制御系の1つであり、流量係数を非対称とすると状態空間表現は

$$\dot{x} = f(x) + g(x)u, \quad y = x \quad (1)$$

で与えられる。ここで $s \in \mathbb{R}^N$ をピストン変位、 $p_{\pm} \in \mathbb{R}^N$ を圧力として $x = [s \dot{s} p_+ p_-]$ であり、 $u \in \mathbb{R}^N$ はスプール変位である^{(11), (12)}。また、

$$f(x) = \begin{bmatrix} \dot{s} \\ -M^{-1}(B(s, \dot{s})\dot{s} + D \operatorname{sgn}(\dot{s}) + g(s) - G(s)^T(A_+ p_+ - A_- p_-)) \\ \begin{pmatrix} f_+^1(x) \cdots f_+^N(x) \\ f_-^1(x) \cdots f_-^N(x) \end{pmatrix}^T \end{bmatrix}$$

$$f_+^i = b \frac{-A_+ \dot{s}^i - C_{i+}^i(p_+^i - p_-^i)}{V_{0+}^i + (\frac{L}{2} + s^i)A_+}, \quad f_-^i = b \frac{A_- \dot{s}^i + C_{i-}^i(p_+^i - p_-^i)}{V_{0-}^i + (\frac{L}{2} - s^i)A_-}$$

$$g(x) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \begin{pmatrix} g_+^1(x) \cdots g_+^N(x) \\ g_-^1(x) \cdots g_-^N(x) \end{pmatrix}^T \end{bmatrix}$$

$$g_+^i = b \frac{+C_{f+}^i h_+^i}{V_{0+}^i + (\frac{L}{2} + s^i)A_+}, \quad g_-^i = b \frac{-C_{f-}^i h_-^i}{V_{0-}^i + (\frac{L}{2} - s^i)A_-}$$

であり、ここで

$$h_+^i := \sqrt{\operatorname{sgn}(-u^i) p_+^i + \frac{1+\operatorname{sgn}(+u^i)}{2} p_s} = \begin{cases} \sqrt{-p_+^i + p_s} & (u^i > 0) \\ \sqrt{+0 + \frac{1}{2} p_s} & (u^i = 0) \\ \sqrt{+p_+^i + 0} & (u^i < 0) \end{cases}$$

$$h_-^i := \sqrt{\operatorname{sgn}(+u^i) p_-^i + \frac{1+\operatorname{sgn}(-u^i)}{2} p_s} = \begin{cases} \sqrt{+p_-^i + 0} & (u^i > 0) \\ \sqrt{+0 + \frac{1}{2} p_s} & (u^i = 0) \\ \sqrt{-p_-^i + p_s} & (u^i < 0) \end{cases}$$

である。上付文字 ($i=1, 2, \dots, N$) は関節番号 (要素番号)、下付文字の+と-はそれぞれキャップ側とヘッド側である。 M は慣性行列、 B は遠心コリオリ・粘性摩擦係数行列、 D はクーロン摩擦係数行列、 g は重力である。また G はピストンのヤコビ行列、 b は体積弾性係数、 L はストローク、 $A_{\pm}$ はピストン面積、 p_s はポンプ供給圧力である。 $C_{f\pm}^i$ は流量係数 (flow coefficient)、 $V_{0\pm}^i$ は配管体積、 $C_{i\pm}^i$ は漏れ係数である。 $\operatorname{sgn}(\cdot)$ は符号関数である。ピストン変位はストローク中点、スプール変位はノーマル位置、圧力は大気圧を原点とする。

3. 基底パラメータ

本章では状態空間表現の未知パラメータを確認し、油圧

アームの基底パラメータを明らかにする。

3.1 未知パラメータ

同定される未知パラメータは慣性、粘性摩擦係数、クーロン摩擦係数だけではなく、剛体アームには存在しない流量係数、配管体積、漏れ係数である。これらのパラメータでは公称値が無い、または、公称値が一定ではなく温度や経年によって変化することが多い。

多自由度の場合、式(1)の状態方程式はピストン速度と関節速度の間のヤコビ行列に依存する。しかしヤコビ行列のパラメータは既知で一定なピストン取付寸法のみであるため、以下では記述の簡単のため、Fig. 1のように水平1自由度 ($i=1$) の場合を議論して上付文字を略する。Table 1に本研究の既知パラメータと未知パラメータを示す。

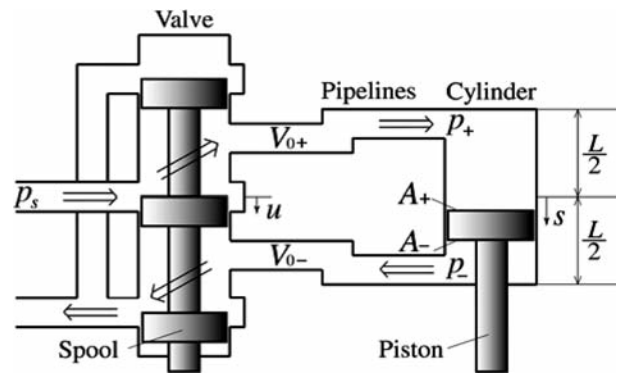


Fig. 1 Hydraulic arm

Table 1 Parameters

M	Inertia	Identified	[kg]
B	Damping coefficient	Identified	[N·s/m]
D	Coulomb friction coefficient	Identified	[N]
$C_{f\pm}$	Flow coefficients	Identified	[m³/(s·Pa ^{1/2})]
$V_{0\pm}$	Pipeline volumes	Identified	[m³]
$C_{i\pm}$	Internal leakage coefficients	Identified	[m³/(s·Pa)]
b	Bulk modulus	1.5×10^9	[Pa]
L	Stroke	7.5×10^{-2}	[m]
A_+	Cap area	7.0×10^{-4}	[m²]
A_-	Head area	5.4×10^{-4}	[m²]
p_s	Pump supply pressure	7.0×10^6	[Pa]

3.2 基底パラメータ

剛体アームの場合と異なって式(1)の状態方程式を未知パラメータについての線形方程式として直接解釈することはできない。そこで第2式の両辺に M を掛け、第3式の両辺に配管を含むキャップ側体積

$$V_+ = V_{0+} + \left(\frac{L}{2} + s(t)\right)A_+$$

を掛け、さらに第4式の両辺に配管を含むヘッド側体積

$$V_- = V_{0-} + \left(\frac{L}{2} - s(t)\right)A_-$$

を掛ける。そして第1式を考慮せずに、未知パラメータに依存しない項のみを移項すると、式(1)の状態方程式は

$$\begin{bmatrix} \dot{s}(t) & \dot{s}(t) \operatorname{sgn}(\dot{s}(t)) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & bh_+(t)u(t) & 0 & -\dot{p}_+(t) & 0 & -b(p_+(t) - p_-(t)) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -bh_-(t)u(t) & 0 & -\dot{p}_-(t) & b(p_+(t) - p_-(t)) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} M \\ B \\ D \\ C_{f+} \\ C_{f-} \\ V_{0+} \\ V_{0-} \\ C_{i+} \\ C_{i-} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_+ p_+(t) - A_- p_-(t) \\ \dot{p}_+(t) \left\{ \left(\frac{L}{2} + s(t) \right) A_+ \right\} + bA_+ \dot{s}(t) \\ \dot{p}_-(t) \left\{ \left(\frac{L}{2} - s(t) \right) A_- \right\} - bA_- \dot{s}(t) \end{bmatrix} \quad (2)$$

と等価的に表現できる(上記の第1式、第2式、第3式、第4式は式(1)の1番目、2番目、3番目、4番目の式のことである)。未知パラメータを

$$a = [MBDC_{f+}C_{f-}V_{0+}V_{0-}C_{i+}C_{i-}]^T$$

とすれば、式(2)を未知パラメータについての線形方程式

$$Xa = Y$$

として解釈することができる。

4. 基底パラメータ同定法

本章では基底パラメータを用いたパラメータ同定法を与える。時刻 $t = t_1, \dots, t_n$ における式(2)の両辺を並べると、

$$X_n a = Y_n \quad (3)$$

が得られる。ここで

$$X_n = \begin{bmatrix} \dot{s}(t_1) & \dot{s}(t_1) \operatorname{sgn}(\dot{s}(t_1)) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & bh_+(t_1)u(t_1) & 0 & -\dot{p}_+(t_1) & 0 & -b(p_+(t_1) - p_-(t_1)) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -bh_-(t_1)u(t_1) & 0 & -\dot{p}_-(t_1) & b(p_+(t_1) - p_-(t_1)) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \dot{s}(t_n) & \dot{s}(t_n) \operatorname{sgn}(\dot{s}(t_n)) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & bh_+(t_n)u(t_n) & 0 & -\dot{p}_+(t_n) & 0 & -b(p_+(t_n) - p_-(t_n)) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -bh_-(t_n)u(t_n) & 0 & -\dot{p}_-(t_n) & b(p_+(t_n) - p_-(t_n)) \end{bmatrix}$$

$$Y_n = \begin{bmatrix} A_+ p_+(t_1) - A_- p_-(t_1) \\ \dot{p}_+(t_1) \left\{ \left(\frac{L}{2} + s(t_1) \right) A_+ \right\} + bA_+ \dot{s}(t_1) \\ \dot{p}_-(t_1) \left\{ \left(\frac{L}{2} - s(t_1) \right) A_- \right\} - bA_- \dot{s}(t_1) \\ \vdots \\ A_+ p_+(t_n) - A_- p_-(t_n) \\ \dot{p}_+(t_n) \left\{ \left(\frac{L}{2} + s(t_n) \right) A_+ \right\} + bA_+ \dot{s}(t_n) \\ \dot{p}_-(t_n) \left\{ \left(\frac{L}{2} - s(t_n) \right) A_- \right\} - bA_- \dot{s}(t_n) \end{bmatrix}$$

である。方程式(3)は不定であるため未知パラメータは

$$\hat{a} = (X_n^T X_n)^{-1} X_n^T Y_n \quad (4)$$

と同定される^{13), 14)}。流量係数、配管体積、漏れ係数が陽に同定できること、凸最適化問題であるため試行錯誤する操作が無いことが重要である。

5. 同定実験

本章では提案法の実験方法と結果について述べて考察する。

5.1 実験方法

Fig. 2に試験機の外観、Fig. 3に信号の流れを示す。試験機は剛体アーム、油圧ポンプ(吐出流量11.7L/min, 供給圧力7 MPa)、油圧タンク、油圧ホース(内径1/4インチ)、制御弁(ゼロラップ型、ディザ信号300Hz)、非対称ピストン(ストローク75mm)、オイルフィルタから構成される。作動油(ISO VG32, 密度860kg/m³)の温度は30℃である。Table 1に既知パラメータの値も示す。

出力信号 $p_{\pm}$ は圧力センサ、出力信号 s はポテンシオメータで計測され、差動トランス(1/1.4mm/V)で計測される入力信号 u と同時にAD変換器(16bit)を介して制御計算機(実時間化Linux, 2.53GHz, 計測周期1ms)に保存される。同定入力は正弦波

$$v = A \sin(2\pi f t) \quad (5)$$



Fig. 2 The experimental setup

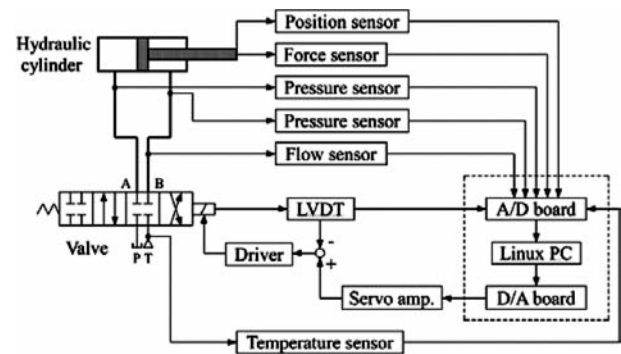


Fig. 3 The signal flow

の指令電圧でありDA変換(12bit)を介して入力される。直接計測されないピストン速度と圧力の時間微分値はそれぞれピストン変位と圧力の1次後進差分に移動平均フィルタ(50次)を施して与えられる。

5.2 実験結果と考察

Fig. 4に振幅 $A=0.4V$ 、周波数 $f=0.5Hz$ 、時間区間(4s~10s)における入力信号を差動トランスの出力電圧として

示す。この入力信号と同時に得られた出力信号（ピストン変位 s 、キャップ圧 p_+ とヘッド圧 p_- ）も Fig. 4 に示す。同定入力とは式(5)の正弦波であるが、圧力は符号が一定であり正弦波でないだけでなく、ピーク前後にて特徴的な波形が確認される。圧力の初期値は定常振動の値よりも大きいいため、この特徴的な波形は飽和要素に起因するものではない。

以上から試験機は線形時不変系とも Hammerstein 系とも異なる。

Table 2 に提案法によって同定されたパラメータの値を示す。式(3)の行数は18000であり、計算機（1.67GHz）を用いた式(4)の計算時間は17.8sであった。提案法では制約条件を全く与えていないにもかかわらず、同定されたパラメータの値は全て正であり、また、流量係数と配管体積ではキャップ側とヘッド側にて近い値が得られた。

6. モデル検証

本章では前章の同定結果を用いて非線形モデルを構築し、試験機を用いて提案法を検証する。

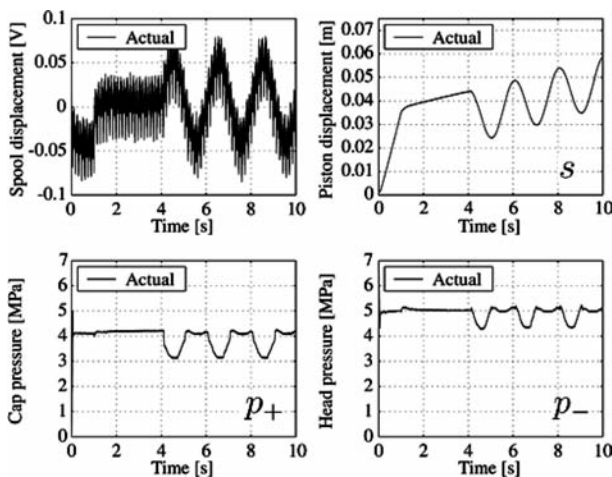


Fig. 4 Time response (Identification)

Table 2 Identification results

M	Inertia	7.3751	kg
B	Damping coefficient	1.6077×10^{-3}	[N·s/m]
D	Coulomb friction coefficient	121.9062	[N]
C_{f+}	Flow coefficient	3.7601×10^{-4}	[m³/(s·Pa ^{1/2})]
C_{f-}	Flow coefficient	2.6829×10^{-4}	[m³/(s·Pa ^{1/2})]
V_{0+}	Pipeline volume	2.8224×10^{-4}	[m³]
V_{0-}	Pipeline volume	1.6414×10^{-4}	[m³]
C_{i+}	Internal leakage coefficient	3.6627×10^{-12}	[m³/(s·Pa)]
C_{i-}	Internal leakage coefficient	5.2804×10^{-13}	[m³/(s·Pa)]

6.1 検証方法

式(1)の状態方程式をRunge-Kutta法（4次、可変ステップ）を用いて離散化した非線形モデルを計算機（1.67GHz、MATLAB）に構築する。同定実験で扱わなかった時間区間（10s～14s）の入力信号を印加した非線形モデルの出力信号と、同一の時間区間における試験機の出力信号を用いてモデル検証する。非線形モデルの初期状態には検証開始時刻にて計測される試験機の初期状態を与える。

さらに同定入力とは異なる周波数 $f=1.0\text{Hz}$, 2.0Hz , 3.0Hz において同様にモデル検証する。

6.2 検証結果と考察

Fig. 5 に同定入力と同一の周波数 $f=0.5\text{Hz}$ での検証結果を示す。また Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8 に同定入力とは異なる周波数での検証結果を示す。実線は入力信号と試験機の出力信号、鎖線は構築した非線形モデルの出力信号である。

まず0.5Hzだけでなく3.0Hzまでにおいて負圧発生（虚数発生）が生じず、制約条件を与えることなくモデル検証が可能であったことが確認される。次に試験機の出力信号が振幅と位相の観点で非線形モデルによって再現されたことも確認できる。特にFig. 5で顕著な圧力のピーク前後にお

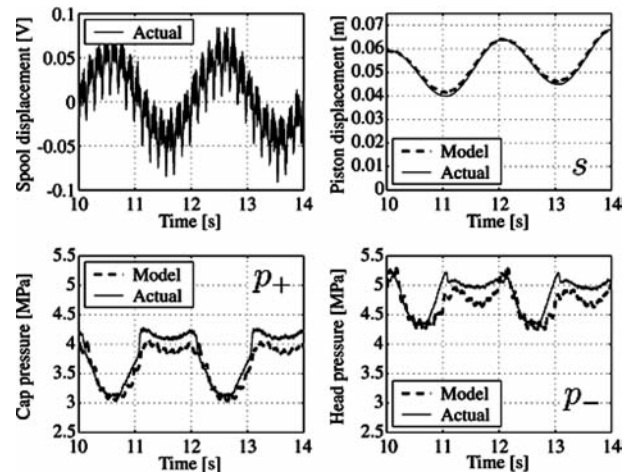


Fig. 5 Time response (Model validation, 0.5 Hz)

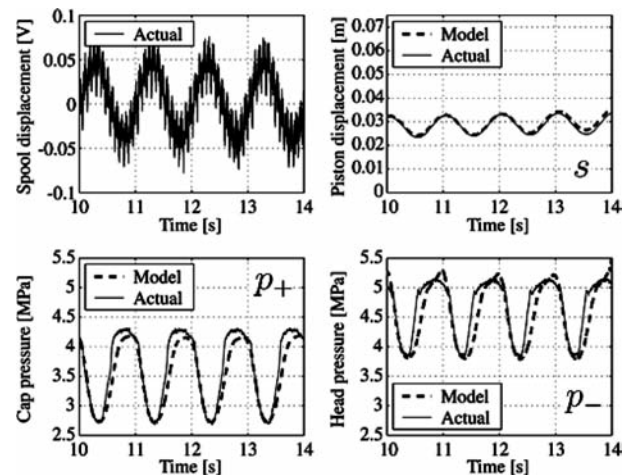


Fig. 6 Time response (Model validation, 1.0 Hz)

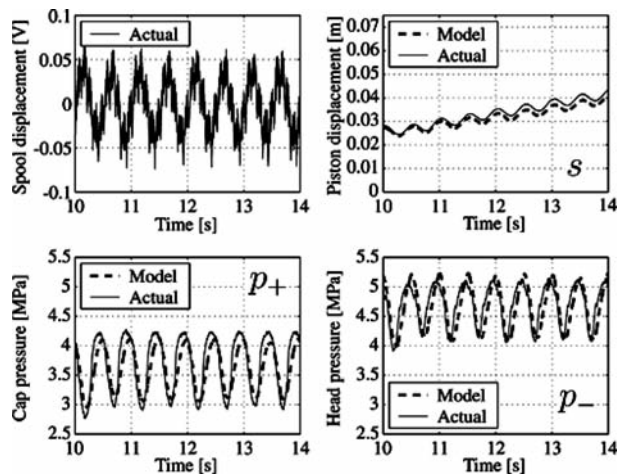


Fig. 7 Time response (Model validation, 2.0 Hz)

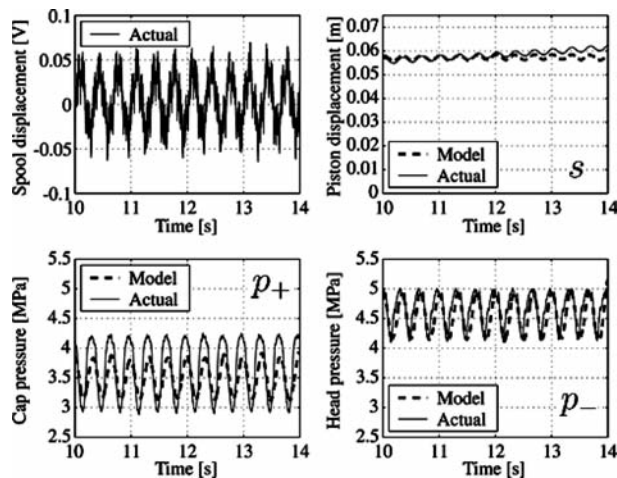


Fig. 8 Time response (Model validation, 3.0 Hz)

る特徴的な波形も非線形モデルによって再現されたことが確認される。

Table 3に各周波数におけるFit率

Table 3 Fit ratio

	0.5Hz	1.0Hz	2.0Hz	3.0Hz
s	80.11	72.21	63.71	51.69
p_+	60.24	63.69	50.77	32.36
p_-	30.29	43.25	32.60	25.34

$$\text{Fit} = \left(1 - \frac{\sqrt{\sum (\hat{y} - y)^2}}{\sqrt{\sum (y - \bar{y})^2}} \right) \times 100$$

の評価結果を示す。ここで、 $\hat{y}$ は非線形モデルの出力信号、 y は試験機の出力信号、 $\bar{y}$ は試験機の出力信号の平均値である。Fig. 5~8とTable 3から、非線形モデルの出力信号と試験機の出力信号の差は周波数が高いほど大きな傾向であり、式(1)を非線形公称モデルとした場合のモデル化誤差を示し

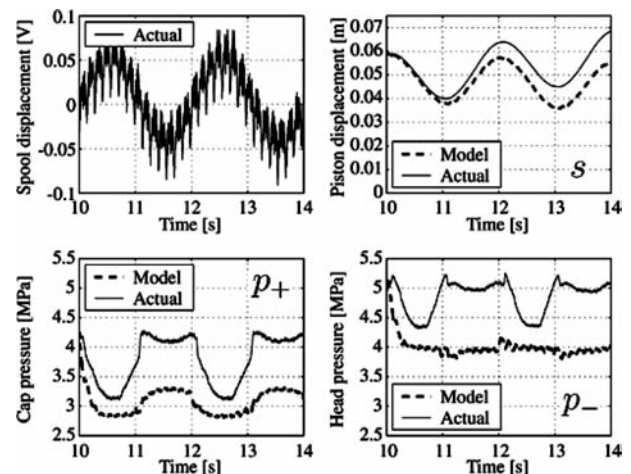


Fig. 9 Time response (without internal leakage, 0.5 Hz)

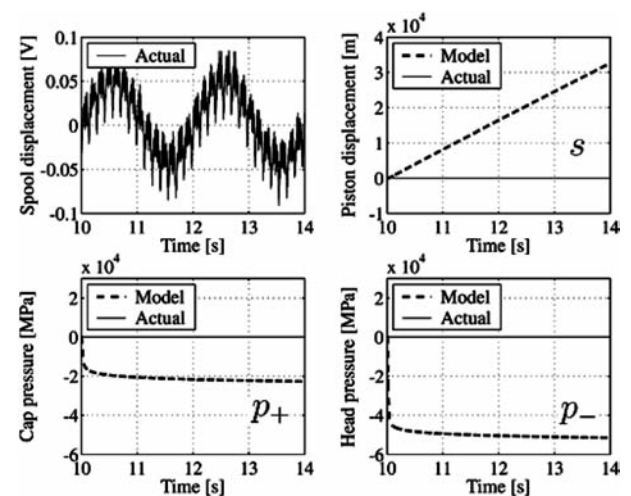


Fig. 10 Time response (without pipeline volume, 0.5 Hz)

ていると解釈できる。

そこで比較のために式(1)の漏れ係数、配管体積をそれぞれ無視した場合について、最も低い周波数0.5Hzでの検証結果をFig. 9, Fig. 10に示す。非線形モデルの出力信号は試験機の出力信号と大きく異なり、Fig. 9ではFit率は全て負となった。Fig. 10では負の差圧（虚数）が発生して出力信号は発散した。Fig. 5とFig. 9の比較から圧力での特徴的な波形は漏れによる圧力損失に起因すると考えられる。

以上から提案法の有効性が示された。提案法は適応制御系など高度な制御系設計/解析にも有用と考えられる。

7. 結 言

本研究では、流量係数、配管体積、漏れ係数などを未知とする油圧アームのパラメータ同定法を提案し、モデル検証により有効性を実証した。状態空間表現を操作して明らかとなった基底パラメータに対する同定法を与えた。試験機を用いた同定実験によって構築された非線形モデルと試験機の出力信号を比較し、提案法の有効性が示された。

謝 辞

研究助成を頂きました財団法人油空圧機器技術振興財団に深く謝意を表します。ご協力を頂いたダイキン工業株式会社櫛田 秀実様、宮下 雄二様に深く謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) Merrit H: Hydraulic control systems, John Wiley & Sons (1967)
- 2) Jelali, M et al: Nonlinear identification of hydraulic servo-drive systems, IEEE Control systems magazine, p. 17-22 (1995)
- 3) Z. Q. Lang: A nonparametric polynomial identification algorithm for the Hammerstein system, IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 42, p. 1435-1441 (1997)
- 4) Erik Wernholt and Johan Löfberg: Experiment Design for Identification of Nonlinear Gray-box Models with Application to Industrial Robots, Proceedings of IEEE Conference on Decision and Control, p. 5110-5116 (2007)
- 5) 西海, 一柳, 加藤, 小波: 自励振動法を用いた油圧サーボアクチュエータ系の実時間パラメータ推定, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 36, No. 1, p. 1-7 (2005)
- 6) Bruno H. G. Barbosa, Luis A. Aguirre, Carlos B. Martinez, and Antônio P. Braga: Black and Gray-Box Identification of a Hydraulic Pumping System, IEEE Transactions on control systems technology, Vol. 19, No. 2, p. 398-406 (2011)
- 7) Chaoshun Li, Jianzhong Zhou: Parameters identification of hydraulic turbine governing system using improved gravitational search algorithm, Energy Conversion and Management, Vol. 52, p. 374-381 (1970)
- 8) Mayeda, H. Yoshida, K. Osuka, K.: Base parameters of manipulator dynamic models, IEEE Transactions on robotics and automation, Vol. 6, p. 312-321 (1990)
- 9) 藤岡, 前田: 従属リンクをもつ閉リンクマニピュレータの基底パラメータ, 日本ロボット学会学術講演会予稿集, p. 1051-1052 (1999)
- 10) Johan Gunnar, Erik Wernholt, Geir Hovland, Torgny Brogårdh: Nonlinear Grey-Box Identification of Linear Actuators Containing Hysteresis, Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation, p. 1818-1823 (2006)
- 11) M. Jelali et al.: Hydraulic servo systems, Springer, (2002)
- 12) Mutuku Muvengi, John Kihii: Bond Graph Modeling of Inter-Actuator Interactions in a Multi-Cylinder Hydraulic System, International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering, p. 147-156 (2011)
- 13) D. Luenberger: Optimization by vector space method, Wiley interscience, (1968)
- 14) 小林ら: ロボット制御の実際, コロナ社 (1997)

会 員 各 位

平成24年1月15日

社団法人 日本フルードパワーシステム学会

平成24年度会費納入のお願い

拝啓 時下益々ご清祥のこととお慶び申し上げます。

さて、平成24年度（自平成24年4月1日～至平成25年3月31日）の会費を、下記の通りご納入賜わりたくお願い申し上げます。なおすでにご納入くださいました場合は、何卒ご容赦ください。

敬 具

記

平成23年度
正 会 員 会 費 8,000円
(40歳未満で入会された方は、入会から5年間にかけ4,000円となります。)
学 生 会 員 会 費 2,000円

お 願 い

- ・23年度以前の会費を未納の方は、新年度分（平成24年度）と併せてお振り込みくださいますようお願い申し上げます。
- ・会員名を必ずご記入ください。
- ・便利な自動振り込みは手数料が不要です。ご希望によりお申し込み書をお送り致しますので、FAXまたはE-mailにてご一報いただきたく、宜しくお願い申し上げます。

以上

00東京

口座番号 (右詰めにご記入ください)

001103133690

金 額

千 百 十 万 千 百 十 円

金 額

千 百 十 万 千 百 十 円

加入者名

社団法人 日本フルードパワーシステム学会

料 金

特殊 取扱

通 信 欄

該当するものに○をつけ、お振込の内容をご記入下さい。

1. () 年度 () 会費

企 業 名 []

会 員 名 []

2. () の代金

払込人住所氏名

(郵便番号)

(電話番号 - -)

裏面の注意事項をお読み下さい。(郵政事業庁) (私製承認第23957号)

払込取扱票

切取らないで郵便局にお出ください。

払込票兼受領証

口座番号

001103133690

右詰めにご記入ください

加入者名

社団法人 日本フルードパワーシステム学会

金 額

千 百 十 万 千 百 十 円

金 額

千 百 十 万 千 百 十 円

払込人住所氏名

(消費税込)

受付局日附印

料 金

円

特殊取扱

お振り込み先金融機関一覧

1. 郵便振替貯金 00110-3-133690

*下の振替用紙をご利用いただけます。

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

2. 三井住友銀行 日比谷支店 (普) 7611417

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

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

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

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

ご注意

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

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

(日本郵政公社)

〒105
|
0011 東京都港区芝公園三丁目五-二二 電話 (〇三) 三四三三-八四四一
編集兼発行人 (株)日本フルードパワーシステム学会 振替口座 東京〇〇-一〇-三三一三三六九〇 FAX (〇三) 三四三三-八四四二

東京都文京区小石川一-三-七
印刷所 勝美印刷株式会社