

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

Sep.2012 Vol.43 No.5

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「基礎研究の最新動向」

— 目 次 —

| 特集「基礎研究の最新動向」 | | |
|---|--------------|-------------------------|
| 【巻頭言】 | | |
| 「基礎研究の最新動向」発行にあたって | 真田 一志 | 267 |
| 【解説】 | | |
| 各種油圧ポンプのしゅう動部の温度計測 (実作動条件下の実機ピストンポンプ, 歯車ポンプ, ベーンポンプを対象として) | 風間 俊治 | 268 |
| 摩擦を考慮した断熱管内空気定常流量特性の近似計算 | 川上 幸男, 中野 和夫 | 271 |
| ヘルムホルツ形油圧動吸振器の減衰特性 | 一柳 隆義 | 274 |
| フルードパワーアクチュエータの動摩擦力特性と数学モデル | 柳田 秀記 | 277 |
| ゴムベローズを用いた高減衰空気圧ゴム人工筋のモデル化とシミュレーション | 加藤 友規 | 280 |
| 電界共役流体に発生する流動のモデリング | 竹村研治郎 | 283 |
| 超精密工作機械用の流体駆動スピンドル | 中尾 陽一 | 286 |
| 【解説】 | | |
| 入門者向き実習講座「油空圧技術」 | 真田 一志 | 290 |
| 阿佐ヶ谷プロジェクト 3次元免震建物の地震観測 (前編) | 高橋 治 | 293 |
| 【FPIC会議報告】 | | |
| 第12回日本機械学会機素潤滑設計部門講演会におけるフルードパワー技術研究 | 吉田 和弘 | 300 |
| 第24回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウムにおけるフルードパワー技術研究動向 | 巖 祥仁 | 302 |
| IFK2012参加記 | 加藤 友規 | 305 |
| 【教室】 | | |
| おもしろ油圧機構 第8回 油圧モータ | 大橋 彰 | 307 |
| おもしろ空気圧「空気圧機器の流量特性」 | 妹尾 満 | 312 |
| 入門講座「流体力学」第1回:覆水盆に返らず | 高橋 勉 | 314 |
| 【トピックス】 | | |
| スマートグリッドと情報・通信の国際標準化 | 五嶋 裕之 | 319 |
| TCP/IPを用いたネットワーク通信のプログラミング (IPv6, UDP) | 内堀 晃彦 | 322 |
| シンガポール駐在員の生活 | 渡辺 直樹 | 325 |
| 学生によるフルードパワー企業見学記 | 阿部 利章 | 328 |
| 【企画行事】 | | |
| 平成24年春季フルードパワーシステム講演会報告 | 高岩 昌弘 | 331 |
| 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」 | 加藤 友規 | 333 |
| 【会告】 | | |
| 平成24年度 オータムセミナーのお知らせ「フルードパワー技術を活かす油圧作動油の最新動向」 | | 260 |
| 「フルードパワー バーチャルミュージアム」開設のお知らせ | | 261 |
| 平成24年秋季フルードパワーシステム講演会のお知らせ | | 262 |
| 平成24年秋季フルードパワーシステム講演会オーガナイズドセッション講演募集のご案内 | | 264 |
| 一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会 (JFPS) フェロー認定者推薦のお願い | | 289 |
| 平成24年度 一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会委員会名簿 | | 299 |
| 共催・協賛行事のお知らせ | | 318 |
| その他 | | 259, 265, 266, 304, 336 |

■表紙デザイン: 山本 博勝 (株)豊島

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-22 機械振興会館別館102

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

E-Mail: info@jfps.jp

**JOURNAL OF
THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY**

FLUID POWER SYSTEM

Vol. 43, No. 5

September 2012

—Contents—

| Special Issue “Recent Trends on Basic Researches” | | |
|---|------------------------------|--|
| 【Preface】 | | |
| Publishing “Recent Trends on Basic Researches” | Kazushi SANADA | 267 |
| 【Review】 | | |
| Temperature Measurement of Bearing and Sealing Parts in Several Types of Hydraulic Pumps (On Actual Piston Pump, Gear Pump, and Vane Pump under Real Operating Conditions) | Toshiharu KAZAMA | 268 |
| Simulation of Steady Flow Characteristics on Adiabatic Pneumatic Tube with Friction | Yukio KAWAKAMI, Kazuo NAKANO | 271 |
| Attenuation Characteristics of Helmholtz Type Hydraulic Silencer | Takayoshi ICHIYANAGI | 274 |
| Dynamic Friction Characteristics of Fluid Power Actuators and their Mathematical Model | Hideki YANADA | 277 |
| Modeling and Simulation of High Dumping Pneumatic Artificial Rubber Muscle using Rubber Bellows | Tomonori KATO | 280 |
| Modeling of Electro-conjugate Fluid Flow | Kenjiro TAKEMURA | 283 |
| Fluid Driven Spindle for Ultra-precision Machine Tools | Yohichi NAKAO | 286 |
| 【Review】 | | |
| Beginner Course “Oil-hydraulics and Pneumatics” | Kazushi SANADA | 290 |
| Asagaya Project—A Study on Earthquake Observation Record in the Building using the Three-dimensional Seismic Isolation System—Part I — | Osamu TAKAHASHI | 293 |
| 【FPIC Report】 | | |
| Researches on Fluid Power Technologies in the 12th Machine Design and Tribology Division Meeting | Kazuhiro YOSHIDA | 300 |
| Researches on Fluid Power Technologies in the 24th Symposium on Electromagnetics and Dynamics (SEAD24) | Xiqngren YAN | 302 |
| Report on IFK2012 | Tomonori KATO | 305 |
| 【Lecture】 | | |
| The Interesting Mechanism of Hydraulic Components No.8 Hydraulic motor | Akira OHASHI | 307 |
| Interesting Pneumatic Technology — Flow-rate Characteristics of Pneumatic Components | Mitsuru SENO | 312 |
| An Introductory Course of Fluids Mechanics: The first: <i>It is no use crying over spilt milk</i> | Tsutomu TAKAHASHI | 314 |
| 【Topics】 | | |
| International Standardization of Information Technologies and Smart Grid | Hiroyuki GOTO | 319 |
| Network Programming with TCP/IP (IPv6, UDP) | Akihiko UCHIBORI | 322 |
| Singapore Station Diary | Naoki WATANABE | 325 |
| Description of Visit to Fluid Power Company by the Student | Toshiaki ABE | 328 |
| 【JFPS Activities】 | | |
| Report of Spring Conference of Japan Fluid Power System Society 2012 | Masahiro TAKAIWA | 331 |
| Report on JFPS Spring Seminar 2012 “Fluid Power System and Electrically Operated Drives” | Tomonori KATO | 333 |
| 【JFPS News】 | | 259, 260, 261, 262, 264, 265, 266, 289, 299, 304, 318, 336 |

会 告

〈理事会・委員会日程〉

| | |
|--------|-----------|
| 8月31日 | 委員長会議 |
| 9月18日 | 企画委員会 |
| 9月20日 | 情報システム委員会 |
| 9月27日 | 理事会 |
| 10月5日 | 編集委員会 |
| 10月18日 | 基盤強化委員会 |

〈第2回 理事会〉

7月19日 15:00～17:00 機械振興会館6—62
(出席者15名)

- 1) 評議員会に関する内規について
- 2) 論文投稿方法の変更について
- 3) 会誌電子データの購入報告とその活用法について
- 4) 入門者向き実習講座「油空圧技術」について
- 5) IDCロボコン支援について
- 6) 会員の推移と入退会者について
- 7) その他

- ・その他
- 2) 平成25年度実施の事業に関する報告・審議事項
 - ・春季講演会について
 - ・講演会併設セミナーについて
 - ・その他
- 3) 確認事項
 - ・会誌7月号の掲載予定会告記事について
 - ・WGの構成について
 - ・その他

〈委員会報告〉

第2回委員長会議

6月25日 15:00～17:00 機械振興会館B3—9
(出席者9名)

- 1) 第31期通常総会について
- 2) 評議員会に関する内規について
- 3) 論文投稿方法の変更について
- 4) 学会誌への掲載に関する日中合意書について
- 5) 産学連携 フルードパワー研究者リストについて
- 6) 会誌電子データの購入報告とその活用法について
- 7) 入門者向き実習講座「油空圧技術」について
- 8) IDCロボコン支援について
- 9) その他

第1回企画委員会

7月26日 15:00～17:00
田町キャンパスイノベーションセンター
(出席者19名)

- 1) 平成24年度実施事業に関する報告・審議事項
 - ・春季講演会終了報告
 - ・講演会併設セミナー終了報告
 - ・第2回日中国際ワークショップ終了報告
 - ・公益事業について
 - ・オータムセミナーについて

第2回編集委員会

8月3日 14:00～17:00
田町キャンパスイノベーションセンター
(出席者13名)

- 1) 学会誌発行報告について
- 2) 学会誌編集計画について
- 3) その他
 - ・トピックスについて
 - ・編集委員会規程について
 - ・会誌執筆要綱について

第2回基盤強化委員会

8月6日 15:30～17:00 機械振興会館6—60
(出席者13名)

- 1) 会員サービスについて
- 2) 若手フルードパワー育成道場について
- 3) フルードパワー・バーチャルミュージアムについて
- 4) その他

会 告

平成24年度 オータムセミナーのお知らせ

「フルードパワー技術を活かす油圧作動油の最新動向」

開催趣旨：

油圧装置では、使用条件や使用環境に応じて、多種多様な油圧作動油が使用されています。最近では、省エネルギー型油圧作動油に代表されるように、地球環境をキーワードとした作動油の開発が増えてきており、この流れは、鉱油系作動油、含水系作動油、合成系作動油に広がっています。

油圧機器メーカーや油圧装置メーカーが、これらの作動油の特性を活かしながら地球環境に配慮したフルードパワー技術の開発を進めていく中で、ユーザー側でも、母機を最適な状態に維持し日々の生産性を向上していくために、各種作動油の性質や特徴を把握することは、非常に重要です。

本セミナーでは、鉱油系作動油、含水系作動油、合成系作動油といった作動油の最新動向をご紹介します。正しい知識を得て、今後の企業活動に活かしていただくためにも、メーカー、ユーザーを問わず、本分野に携わっている皆様の積極的なご参加をお待ちしております。

また、本セミナーは、JX日鉱日石エネルギー株式会社 中央技術研究所にて実施しますが、午前中は、関連施設の見学会も行いますので、見学会へのご参加も合わせてお待ちしております。

開催日：2012年11月9日（金）10：30～16：40

会場：JX日鉱日石エネルギー株式会社 中央技術研究所

横浜市中央区千鳥町8番地

TEL：045-625-7111

http://www.noe.jx-group.co.jp/company/rd/outline/e71_cordou_map.html

プログラム：

- 10：30～10：35 開会の挨拶 企画委員長 大内 英俊（山梨大学）
- 10：35～12：00 JX日鉱日石エネルギー株式会社 中央研究所見学ツアー
- 12：00～13：00 休憩（昼食）
- 13：00～14：00 「水グリコール系作動液の特徴と最近の開発動向」 株式会社MORESCO 兼松 直弘
含水系作動油の一種である水グリコール系作動液は、火気の危険性の高い鋳造現場などの油圧設備で利用されている。本セミナーでは水グリコール系作動液の性能上の特徴と、最近の開発動向として消費電力低減への含水系作動油からのアプローチについて紹介する。
- 14：00～14：10 休憩
- 14：10～15：10 「環境対応型難燃性作動油」 日本クエーカー・ケミカル株式会社 武田 健吾
近年、地球環境に対する意識が高まり、産業界での環境負荷低減は必須になっている。潤滑油に関しても例外ではなく、近年では生分解性潤滑油の適応、拡大が挙げられるようになった。今回は環境対策として生分解性に優れた脂肪酸エステル系作動油の特徴について報告する。
- 15：10～15：30 休憩
- 15：30～16：30 「省エネルギー型油圧作動油の最新動向」 JX日鉱日石エネルギー株式会社 置塩 直史
油圧システムにおける省エネルギーは永年の課題であり、省エネルギー型油圧作動油を適用する場面が増えている。省エネルギー型油圧作動油は、従来の油圧作動油から交換するだけで設備の消費電力削減が可能であり、新たな設備投資を必要としないのが特長である。ここでは、その最新適用事例を紹介する。
- 16：30～16：40 閉会の挨拶、アンケート記入 企画委員 饗庭 健一（東京計器）

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10月31日厳守）

| | | | |
|------------------|---|---------------------------|---------|
| 正会員 賛助会員企業の社員 | 名誉員 シニア員・ジュニア員 学生会員* 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 シニア員・ジュニア員* ² 賛助会員企業の社員 | 名誉員 学生会員 | 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。

問合せ先：一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

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

E-mail : info@jfps.jfps TEL : 03-3433-441 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 一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

*フリガナ「シャ）ニホンフルードパワーシステムガッカイ」です。

会 告

「フルードパワー バーチャルミュージアム」 開設のお知らせ

学会のホームページに標記ミュージアムを開設しました。学会のトップページから「フルードパワー バーチャルミュージアム」のボタンで行けます。まだ、展示物は少ないのですが、今後充実させて参ります。皆様がここに展示するにふさわしいフルードパワーに関する資料や情報をお持ちなら、ぜひ学会事務局にご連絡ください。まずご覧いただくようお願いいたします。

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年秋季フルードパワーシステム講演会のお知らせ

開催日：平成24年11月29日(木)、30日(金)

講演募集要項

平成24年秋季フルードパワーシステム講演会は、福岡工業大学（福岡県福岡市）で開催いたします。会期は11月29日（木）、30日（金）の2日間です。本講演会では、一般講演に加え、オーガナイズドセッションとして「機能性流体との融合化によるフルードパワーシステムの新展開」、「省エネ化とフルードパワー」、「フルードパワーを用いた超精密位置決めと加工技術」を企画いたしました。また、特別講演・基調講演・学内見学会・技術懇談会などを計画しております。

詳細は後日、学会ホームページに掲載致しますので、ご確認くださいませよう願いたします。皆様の積極的なご参加をお待ちしております。

1. 開催日時：平成24年11月29日（木）9：00～平成24年11月30日（金）17：00（予定）
2. 会 場：福岡工業大学FITホール
〒811-0295 福岡県福岡市東区和白東3丁目30-1
TEL 092-606-3131（代表） FAX 092-606-8923 (<http://www.fit.ac.jp/>)
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ま。
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ま。
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ください。詳細はホームページをご覧ください。
(注) 郵送、FAXでの申込は受け付けておりません。なお、講演申込後の講演タイトル等の変更はできませんのでお申し込み時に十分ご注意ください。また、ご講演日時のご指定はプログラムの編成作業上承ることができませんので、ご了承ください。
 - (2) 講演申込締切日：平成24年10月10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10月24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・写真の画質にご確認ください。なお、ファイルサイズは2 MB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。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、11月29日18時から開催予定の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11月14日（水）まで 厳守）の方は、つぎの表に示す割引料金となります。

| | | | |
|---------------|-------------------------|---|---------|
| 正会員・賛助会員企業の社員 | 名誉員・シニア員・ ジュニア員・学生会員 | 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 |
| 18,000円 | 10,000円 | 20,000円 | 23,000円 |

平成24年11月15日（木）以降（講演会当日を含む）のご登録の場合は、つぎの表に示す料金となります。

| | | | |
|------------------------------|----------|---|---------|
| 正会員・賛助会員企業の社員・ シニア員・ジュニア員 | 名誉員・学生会員 | 日本フルードパワー工業会会員企業の 社員，共催・協賛団体の会員(正会員) | 一般 |
| 20,000円 | 15,000円 | 22,000円 | 25,000円 |

注1 シニア員，ジュニア員の割引料金は事前登録の場合のみ適用されます。事前登録締切り以降の場合は，正会員と同料金での受付となります。

注2 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。

注3 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・名誉員・賛助会員企業の社員6,000円，フルードパワー工業会会員企業社員，協賛・共催団体社員8,000円，一般10,000円で当日受付にて購入できます。また，学会ホームページ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. 講演会のプログラム：11月上旬に学会ホームページに掲載予定です。

9. 特別講演・基調講演・技術懇談会・学内見学会

特別講演・基調講演・学内見学会・技術懇談会を以下のとおり計画しております。講演会に参加登録をされた方は，全てご参加いただけます。なお，学会の社会貢献の一環として，特別講演は一般公開（参加費無料）といたします。

〈特別講演（一般公開）：「産学官協力とイノベーション」〉

11月29日（木） 開場16：00，講演16：30～17：30，麻生 渡 氏（前福岡県知事，学校法人福岡工業大学最高顧問）

〈基調講演〉

11月30日（金） 15：00～16：00

「風レンズ技術を利用した流体機械と洋上浮体式エネルギーファーム」

大屋 裕二 先生（九州大学応用力学研究所所長）

「Potential of Small-Scale Hydro as a Viable Source of Renewable Energy」

Yves Gagnon 先生（Professor, Université de Moncton, Canada）

〈学内見学会〉

11月29日（木） 15：00～16：00 福岡工業大学の学内見学会を実施いたします。

〈技術懇談会〉

11月29日（木） 18：00～20：00 福岡工業大学B棟1階 レストランOASIS

10. 会員証について：会員証（カード）をお持ちの方は，当日ご持参ください。

11. 連絡先：一般社団法人日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-22 機械振興会館 別館102

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

平成24年秋季フルードパワーシステム講演会

オーガナイズドセッション講演募集のご案内

「機能性流体との融合化によるフルードパワーシステムの新展開」

「省エネ化とフルードパワー」

「フルードパワーを用いた超精密位置決めと加工技術」

一般社団法人日本フルードパワーシステム学会 企画委員会

秋季フルードパワーシステム講演会では、以下の3つのオーガナイズドセッション（OS）を企画いたしました。積極的にお申し込みいただけましたら幸いです。

・「機能性流体との融合化によるフルードパワーシステムの新展開」

オーガナイザー：中野 政身（東北大学）

吉田 和弘（東京工業大学）

ER流体、液晶、EHD・ECF、MR流体、磁性流体および機能性ソフトマテリアルなどは、電場や磁場などの外場に反応して流体の物理化学的性質が変化する機能性流体です。これらの機能性流体そのものの創製・発現機構解明・機能性評価、機能性流体を活用したブレーキ、クラッチ、ダンパ、アクチュエータなどの機械要素、そして機能性流体と油圧、空圧、電動などの融合化によるフルードパワーシステムの新たな展開などに関する研究発表を募集します。機能性流体が拓く新たなフルードパワー関連技術の情報交換の場としますので、奮ってご参加ください。

・「省エネ化とフルードパワー」

オーガナイザー：川上 幸男（芝浦工業大学）

伊藤 和寿（芝浦工業大学）

本OSでは、産業製品における必須性能となった省エネルギー性を備えたクリーンエネルギー源としてのフルードパワー技術、フルードパワー機器の提案、システム解析、これらを統合する制御技術に関する講演を広く募集します。新しいフルードパワー技術の立場から、地球環境問題への対応についての情報発信につなげたいと考えております。

・「フルードパワーを用いた超精密位置決めと加工技術」

オーガナイザー：川嶋 健嗣（東京工業大学）

加藤 友規（福岡工業大学）

矢澤 孝哲（長崎大学）

工作機械のステージなどの超精密位置決めや加工技術には、フルードパワー技術が多数用いられております。本OSでは、フルードパワーで駆動される超精密位置決め装置や加工装置などの要素技術について、幅広く議論したいと考えております。皆様方の積極的なご参加を、宜しくお願い申し上げます。

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、申込書の「その他」の欄に「OS機能性流体との融合化によるフルードパワーシステムの新展開」、「OS省エネ化とフルードパワー」、「OSフルードパワーを用いた超精密位置決めと加工技術」と明記してください。なお、申込件数とプログラム編成の都合上、OSで申し込まれても一般講演に、または一般講演で申し込まれてもOSに振替させていただく場合がございますので、あらかじめご了承ください。

問い合わせ先：一般社団法人日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-22 機械振興会館 別館102

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) | 千住金属工業(株) |
| (株)明石合銅 | TACO(株) |
| アズビル(株) | 第一電気(株) |
| (株)アドヴィックス | (株)TAIYO |
| イートン(株) | (株)タカコ |
| (株)医器研 | (株)タダノ |
| (株)IHI | 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) |
| 出光興産(株) | ダイキン工業(株) |
| イナバゴム(株) | ダイワ(株) |
| (株)インターナショナル・サーボ・データ | 大生工業(株) |
| (株)打江精機 | (株)中央パッキング |
| SMC(株) | 調和工業(株) |
| SMC(株)中国 | (株)TNK |
| NOK(株) | 天竜丸澤(株) |
| (株)大阪ジャッキ製作所 | トーヨーエイトック(株) |
| 大瀧ジャッキ(株) | 東京メータ(株) |
| (株)オプトン | TOHTO(株) |
| 鹿島通商(株) | 東北特殊鋼(株) |
| KYB (株) | 東明工業(株) |
| KYBエンジニアリング・アンド・サービス(株) | DOOSAN CORPORATION |
| KYB-YS(株) | 東洋機械金属(株) |
| 川崎重工業(株) | 同和発條(株) |
| キャタピラージャパン(株) | 東京計器(株) |
| 協和シール工業(株) | 特許機器(株) |
| 極東開発工業(株) | 特許庁 |
| (株)クボタ | (株)豊田自動織機製作所 |
| クロダニューーマティクス(株) | (株)豊田中央研究所 |
| (株)工苑 | 中村工機(株) |
| 甲南電機(株) | 長津工業(株) |
| (株)コガネイ | 長野計器(株) |
| コスモ石油ルブリカンツ(株) | ナブテスコ(株) |
| (株)小松製作所 | ニッタ(株) |
| ザウアーダンフォース・ダイキン(株) | 日新沔器工業(株) |
| (株)阪上製作所 | 日本アキュムレータ(株) |
| (株)鷺宮製作所 | 日本工業出版(株) |
| 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) |

(株)フクダ

(株)不二越

二見屋工業(株)

ボッシュ・レックスロス(株)

昌富工業(株)

マサモト(株)

(株)増田製作所

松巳鉄工(株)

マックス(株)

ヤマシンフィルタ(株)

ヤマハモーターハイドロリックシステム(株)

油研工業(株)

理研精機(株)

会 告

「名誉会員 林 叡 氏の逝去を悼む」

(平成24年7月21日ご逝去)



ご略歴

1936年9月7日生

1956年 愛知県立西尾高等学校卒業

1960年 名古屋大学工学部機械学科卒業

1962年 名古屋大学大学院工学研究科修士課程修了

1965年 名古屋大学大学院工学研究科博士課程修了

1965年 静岡大学工学部講師

1966年 静岡大学工学部助教授

1978年 静岡大学工学部教授

1987年 東北大学高速力学研究所教授

1989年 東北大学流体科学研究所教授

(研究所改組による)

2000年 東北大学名誉教授

1990年～2000年 (社)日本油空圧学会理事

1998年～2000年 (社)日本油空圧学会会長

2002年 (社)日本フルードパワーシステム学会

(日本油空圧学会の改称) 名誉会員

本学会元会長 東北大学名誉教授 林叡先生は、病氣療養中のところ、去る7月21日に75歳にてご逝去されました。ここに謹んで哀悼の意を表し、会員の皆様にお知らせ申し上げます。

先生は、1976年に本会に入会され、各種委員会委員や理事を歴任され、1998年からは1期2年にわたり会長の要職を務められ、学会の発展に多大の功績を挙げられました。また、2002年には名誉会員に推挙されております。

ここに林叡先生の長年にわたる本学会に対する多大なご貢献に深く感謝申し上げるとともに、ご冥福を心からお祈り申し上げます。

会長 香川 利春

巻頭言

「基礎研究の最新動向」発行にあたって*

眞田 一志**

平成23年8月19日に閣議決定された第4期科学技術基本計画において、基本方針の一つに“車の両輪としての基礎研究および人材育成の促進”が掲げられ、「基礎研究の抜本的強化」のための課題として、「独創的で多様な基礎研究の強化」が提示された。多様な研究資金制度の整備、拡充などの具体的方策が示されている。科学技術のイノベーションにとって、基礎研究の重要性は論をまたない。

一方、科学研究費補助金などの競争的資金の審査では研究業績が重要とされているが、いまや研究者個人の研究業績は誰でも簡単に知ることができる。具体的には、学術情報検索データベース (CiNii¹⁾ やGoogle Scholar²⁾ などのWEB検索サービス) を利用すれば、研究者の氏名やキーワードを入力することで、瞬時にさまざまな角度から情報を検索し、収集することができる。また、研究者の研究業績を評価する透明性のある定量的指標として、インパクトファクターや被引用数、h-indexなどが用いられており、一部は大学ランキングにも使われている。分野によっては必ずしもこれらの指標が適していないと指摘されているが、この傾向への対応が求められているのも最近の状況である。

フルードパワーの分野でも基礎研究は重要であり、あらたなイノベーションを生み出すために国内外で多様な研究が行われている。フルードパワーの基礎研究を促進し、研究成果を発信し、国際的に研究者の相互交流を進めることで、研究のさらなる進展が期待でき、同時に研究業績評価の最新の動向への対策にもなると考える。そこで、今回の特集では、フルードパワーの基礎研究の最新動向を研究者の方々にコンパクトにまとめていただくことを企画した。

具体的には、各種の油圧ポンプのしゅう動部の温度計測について、室蘭工業大学の風間俊治先生にご執筆いただいた。摩擦を考慮した空気圧管路の定常流量特性の近似計算について、芝浦工業大学の川上幸男先生にご執筆いただいた。ヘルムホルツ形吸振器について、防衛大学校の一柳隆義先生にご執筆い

ただいた。フルードパワーアクチュエータの動摩擦力の特性と数学モデルについて、豊橋技術科学大学の柳田秀記先生にご執筆いただいた。ゴムベローズを用いた高減衰空気圧ゴム人工筋のモデル化とシミュレーションについて、福岡工業大学の加藤友規先生にご執筆いただいた。電界共役流体に発生する流動のモデリングについて、慶應義塾大学の竹村研治郎先生にご執筆いただいた。水のエネルギーで駆動される高速高精度スピンドルシステムの開発と超精密工作機械への応用などについて、神奈川大学の中尾陽一先生にご執筆いただいた。ご多用にもかかわらず、ご執筆いただいた先生方にあらためて謝意を表す。

本特集号は、会誌編集委員会の吉田和弘先生と眞田とで企画した。会誌編集委員会の皆様ならびに編集事務の皆様のご協力があったはじめて出版することができた。誌上をお借りして感謝申し上げる。

参考文献

- 1) CiNii : <http://ci.nii.ac.jp/>
- 2) Google Scholar : <http://scholar.google.co.jp/>

[著者紹介]

眞田 一志君



昭和61年3月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。昭和61年4月東京工業大学助手、平成10年横浜国立大学工学部生産工学科助教授、平成13年横浜国立大学大学院助教授、平成16年横浜国立大学大学院教授、現在に至る。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会、計測自動制御学会などの会員、博士(工学)。

*平成24年6月3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)

各種油圧ポンプのしゅう動部の温度計測 (実作動条件下の実機ピストンポンプ、歯車ポンプ、ベーンポンプを対象として)*

風 間 俊 治**

1. はじめに

油圧ポンプの信頼性や性能は、機器しゅう動部のトライボロジー特性¹⁻²⁾に強く依存する。この考えに立脚して、著者は多くの共同研究者とともに実験ならびに理論の両面から計測、解析、検討、提案を進めてきた。電動式を代表とする他の駆動方式との優位性を維持するためにも、油圧ポンプには、安全安心ならびに環境適合性の向上とともに、基本的には、高圧化と小型化による高動力密度化への対応が継続的に求められ続けるであろう。

しかしながら、高圧化はしゅう動面に作用する圧力や荷重を増加させ、小型化は放熱を抑制して蓄熱を促進する。いずれも、しゅう動面ならびに機器本体の温度上昇を引き起こし、ひいては部材の熱変形や焼付きを誘引し、作動油の粘度低下や劣化促進の要因となる。つまるところ、高い効率を維持しつつ安定的な作動を保証するためのひとつの方策は、しゅう動部の熱潤滑特性を精確に把握し、発熱を抑える設計に結びつけることといえる。

油圧ポンプのしゅう動部の熱的な潤滑問題について、たとえば、Wilson²⁾は、容積式ポンプを設計する際の最適すき間について、等粘度理論に基づく値では十分ではなく、温度変化を考慮することが重要であると述べている。ところが、熱潤滑特性に焦点を当てた研究や発熱を取り込んだ数理モデル¹⁾、また公表されている実測データなどは意外と少ない。

本解説では、代表的な油圧源に位置付けられる、ピストンポンプ、歯車ポンプ、ベーンポンプを対象に、最近、著者らが実施した、各実機のしゅう動部温度を実際の油圧システムが作動する条件下において測定した取り組み事例を中心に紹介する。

2. 各種ポンプしゅう動部の計測例

2.1 ピストンポンプ

ピストンポンプに関しては、たとえば、山口ら³⁾がシリンダブロックに熱電対を埋め込んだ供試ポンプを用いて、作動条件や作動油をパラメータとして、ポンプ性能やしゅう動部温度の計測を行っている。Ivantysynova⁴⁾や Olems⁵⁾もまた、シリンダブロックのピストン用ボア周辺に多数の熱電対を埋め込んだ供試ポンプを用いて温度分布を計測するとともに、熱流体潤滑理論 (Thermohydrodynamic Lubrication, THL) に基づく数値解析を行い、結果を比較している。しかしながら、テスト用に作成されたポンプであり、実験条件も実際とはやや異なる。

Kazamaら⁶⁾は斜板式アキシャルピストンポンプ・モータのスリッパモデルに、温度と圧力を関数として取り込んで、作動油の物性値の影響まで考慮したTHL解析を行っている。さらに、斜板式アキシャルピストンポンプの斜板、シリンダブロック、弁板^{7,8,9)}の温度を、実作動条件下において測定している。

供試ポンプの概要を図1に示す。スリッパ軌道円上の斜板、ピストン周りのシリンダブロック、シールランド近傍の弁板に熱電対を埋め込み、信号線をスリッピングで引き出した。図2は計測例である。特に、シリンダボアの温度は、斜板側 (t_a) で高

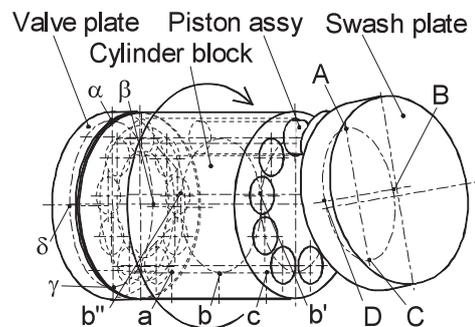


図1 ピストンポンプの各しゅう動部の温度同時測定装置 (A～D: 斜板, a～c: シリンダボア, α ～ δ : 弁板の温度測定点. 文献9のFig. 1より転載)

*平成24年4月7日 原稿受付

**室蘭工業大学大学院もの創造系領域

(所在地 〒050-8585 北海道室蘭市水元町27-1)

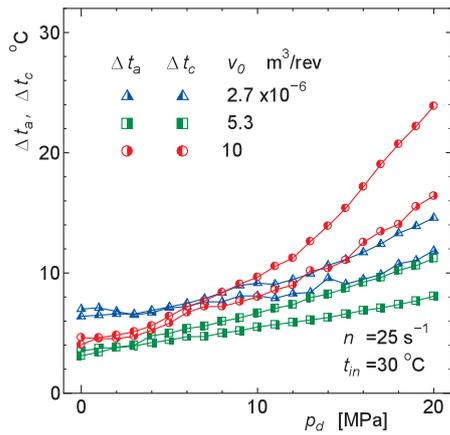


図2 ピストンポンプの各しゅう動部の温度（文献9のFig. 11より転載）

かった。これは、吐出し圧力や流量（斜板傾角）の増大に伴い、ピストンの片当たり（固体接触部におけるしゅう動発熱）が示唆される結果である。

2.2 歯車ポンプ

歯車ポンプ^{10,11)}は、他の形式のポンプと比較して、コンタミネントの影響を受け難い、構造が簡単でコンパクト、部品点数が少なく安価などの長を有する。従来、中低圧域をカバーする代表的な油圧ポンプであったが、近年では、建設機械などの用途を主に、高い信頼性ならびに高効率化・長寿命化を確保しつつ、高圧・小形軽量化への要請がある。

歯車ポンプは、歯車のかみ合い形態により、外接式と内接式に大別できる。外接歯車ポンプの主なしゅう動部は、歯のかみ合い部、歯先とギヤケース間、歯車側面と側板（Side-plate）間ならびに歯車の駆動軸と従動軸を支持する軸受部である。とりわけ、歯車の両側面に配される側板には、歯車とギヤケースとで構成される空間に高圧の作動油を密封する機能が求められる。また、そのしゅう動面は固体接触を含む純すべり状態にある。それゆえに、作動条件は過酷であり、設計条件は厳しい。

この研究¹²⁾では、しゅう動面の最適設計を念頭に、形状の異なる数種類の側板を用意して、実機ポンプの作動条件と同等レベルの圧力ならびに回転速度の条件下において、しゅう動部の温度、側板の運動、吐出し流量、軸トルクを測定した。図3、4はその結果の一例である。タイプBの側板において、温度上昇が小さく、効率が高いことが示されている。

2.3 ベーンポンプ

ベーンポンプ^{13,14)}の主なしゅう動部は、ベーン先端とカムリング、ベーン側面と側板およびロータ溝、ロータと側板となる。カムリングと側板に熱電対を埋め込んで計測した例¹⁵⁾を図5に示す。とりわけ、7番（吸込みポート近傍）の温度上昇が顕著である。

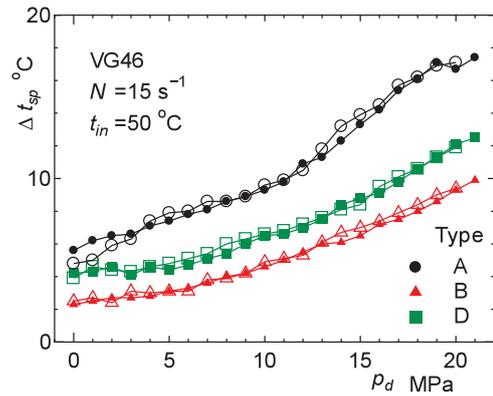


図3 歯車ポンプの各種側板形状が温度上昇に及ぼす影響（A：標準，B：3本溝付，D：背圧用切欠きなし。文献12のFig. 9より転載）

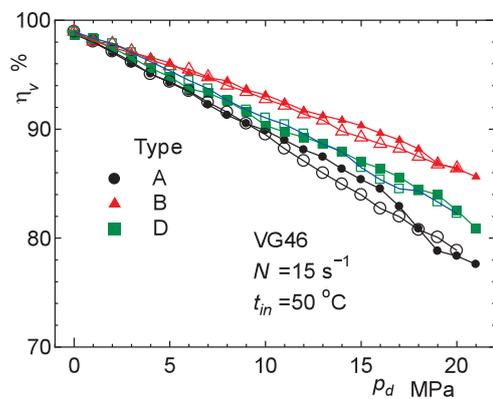


図4 歯車ポンプの各種側板形状が容積効率に及ぼす影響（文献12のFig. 11より転載）

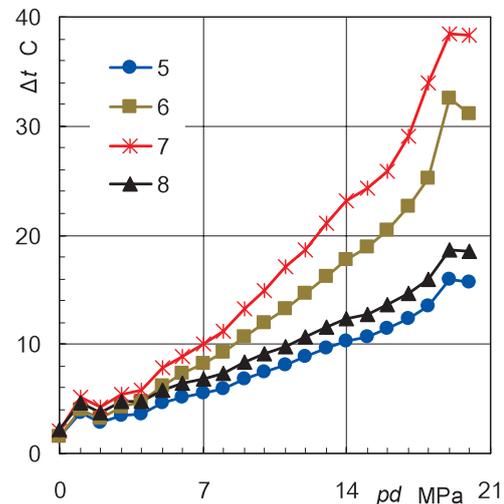


図5 ベーンポンプの側板の温度（5～8：カムリング（なお、側板1～4は略。文献15のFig. 4より転載）

3. む す び

ピストンポンプ、歯車ポンプ、ベーンポンプのしゅう動部の温度に着目した研究を紹介した。国内

外の企業等での研究開発段階においても、性能向上に向けた種々の検討が成されていると思う。効率や騒音などの測定は、公的な規格や市販の計器があるために各所で取り組まれているであろう。一部の企業においては、作動油の性状や温度を測定されていると思う。ところが、機器しゅう動部の温度の測定となると、意外と手間が掛り、ノウハウを要する。しかし、こうした地味な実験の実施とデータの蓄積ならびにその結果の考察と設計への応用が製品の高付加価値を生む。

本解説が何かの役に立てば幸いである。なお、詳細については、参考資料に挙げた文献類を参照いただきたい。

参 考 資 料

- 1) 風間：ハイブリッド・スラスト軸受の熱流体潤滑解析（斜板式アキシアルピストンポンプ・モータに用いられるスリッパのモデリング），日本フルードパワーシステム学会論文集，40-2，pp. 30-35，2007.
- 2) Wilson, W. E. : Design of Optimum Clearances in Positive-Displacement Pumps and Motors, Transactions of American Society of Mechanical Engineers, pp. 117-122, 1956.
- 3) 山口・土本：ピストンポンプにおける弁板・シリンダブロック間の潤滑特性，油圧と空気圧，13-1，pp. 55-60，1982.
- 4) Ivantysynova, M. : A New Approach to the Design of Sealing and Bearing Gaps of Displacement Machines, Proceedings of 4th JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo, pp. 45-50, 1999.
- 5) Olems, L. : Investigations of the Temperature Behaviour of the Piston Cylinder Assembly in Axial Piston Pumps, International Journal of Fluid Power, 1-1, pp. 27-38, 2000.
- 6) Kazama, T. : Thermohydrodynamic Lubrication Model Applicable to a Slipper of Swashplate Type Axial Piston Pumps and Motors (Effects of Operating Conditions), Tribology Online, 5-5, pp. 250-254, 2010.
- 7) 風間・鶴野：斜板式アキシアルピストンポンプの熱潤滑特性：斜板ならびにシリンダブロックの温度測定，日本機械学会論文集C編，74-738，pp. 425-430，2004.
- 8) Kazama, T., Tsuruno, T. and Sasaki, H. : Temperature Measurement of Tribological Parts in Swash-Plate Type Axial Piston Pumps, Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, Toyama, CD-ROM, P1-16, 2008.
- 9) 風間・佐々木：斜板式アキシアルピストンポンプの熱潤滑特性（シリンダブロック，斜板，弁板の温度の同時測定），日本機械学会論文集C編，75-758，pp. 2797-2802，2009.
- 10) 市川常雄：歯車ポンプ，日刊工業新聞社，1962.
- 11) JIS B8352 油圧用歯車ポンプ，日本規格協会，1976.
- 12) 風間俊治・小熊尚太・黄鋭：外接歯車ポンプに用いられる側板のトライボロジー（温度と振動の測定および形状の設計），設計工学，44-5，pp. 309-314，2009.
- 13) JIS B 8351，油圧用ベーンポンプ，1999.
- 14) Inaguma, Y. and Hibi, A. : Reduction of Friction Torque in Vane Pump by Smoothing Cam Ring Surface, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science, 221-5, pp. 527-534, 2007.
- 15) Kazama, T. and Narita, Y. : Temperature Measurement of A Cam-Ring and Side-Plates in A Vane Pump, Proc. 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, Okinawa, 1B1-4, pp. 122-127, 2011.

[著 者 紹 介]

かざ ま とし はる
風 間 俊 治 君



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

E-mail : kazama@mmm.muroran-it.ac.jp

解 説

摩擦を考慮した断熱管内空気定常流量特性の近似計算*

川上 幸男**, 中野 和夫***

1. はじめに

空気圧管路内定常流については古くから研究されているが、管内流動特性を明確に提示できるには至っていない。その特性の把握は設計者にとっては重要な課題であり、種々の仮定の下に、実用的な近似解析が提案されてきた。その中の一つとしてFanno流れがある。従来Fanno流れの流量特性計算は数値表やグラフに頼らざるを得ず、実用上不便であった。本稿では同流量特性の近似計算を中心に解説する。

2. 主な記号

A : 管路断面積, c : 音速, c_p : 定圧比熱, D : 内径, f : 摩擦係数, K : 損失係数, L : 管路長, M : マッハ数, p : 静圧, q_m : 質量流量, R_e : レイノルズ数, T : 静温度, u : 平均流速, b_{21} : 臨界静圧比, κ : 比熱比, μ : 粘度, ρ : 密度

添字

0: よどみ点状態, 1: 上流端, 2: 下流端, a: 近似値
c: 臨界又はチョーク状態, *: $M=1$ となる箇所の状態

3. Fanno流れ関係諸式

均一内径, 真直, 断熱管路内圧縮性流体流れで摩擦を考慮した定常一次元流れをFanno流れと呼ぶ。

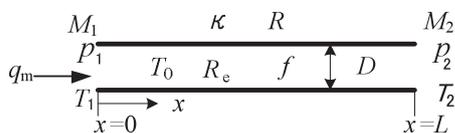


図1 管路パラメータと各変数

連続の式, 運動方程式, エネルギー式, 状態方程式を(1)式~(4)式に示す。

*平成24年6月12日 原稿受付

** 芝浦工業大学システム理工学部

(所在地 〒337-8570 埼玉県さいたま市見沼区深作307)

*** 東京工業大学

(所在地 〒152-8550 東京都目黒区大岡山2-12-1)

$$\frac{dp}{\rho} + \frac{du}{u} = 0 \quad (1)$$

$$u du = -\frac{dp}{\rho} - \frac{4f}{D} dx \frac{u^2}{2} = -\frac{dp}{\rho} - dK \frac{u^2}{2} \quad (2)$$

$$u du + c_p dT = 0 \quad (3)$$

$$p = \rho RT \quad (4)$$

音速 c は

$$c^2 = \kappa RT = c_p (\kappa - 1) T \quad (5)$$

平均流速 u に対するマッハ数 M を次式で定義する。

$$M = u/c \quad (6)$$

エネルギー式より,

$$T + u^2/(2c_p) = \text{const.} = T_0 \quad (7)$$

管路に沿って全温度(よどみ点温度) T_0 は一定。

$$\frac{T}{T_0} = \frac{2}{2 + (\kappa - 1)M^2} \quad (8)$$

任意断面通過質量流量 q_m は

$$q_m = \frac{\pi D^2}{4} \rho c M = \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{\kappa(\kappa+1)}{2RT_0}} \sqrt{2 + (\kappa - 1)M^2} M p \quad (9)$$

管内静圧は摩擦抵抗により流れ方向に低下する。断熱壁内空気温度の変化はさほど大きくないと考えられるから、圧力低下は空気の膨張をもたらし、流速 u は増し、マッハ数 M は下流方向に増大する。図1の静圧 p_1 を一定値に保ち、静圧 p_2 を下げて行くとやがてマッハ数 M_2 は1に達し、それ以上 p_2 を下げて、質量流量 q_m は変わらず、流れはチョーク状態になる。その境界状態を臨界状態と呼ぶ。

摩擦係数 f を管路上の平均値で考え一定値とすれば(2)式は積分でき、図1の両端面諸変数の関係式は諸基礎式より以下のように得られる。紙面の都合でその導出については省略する。式の導出等は解説書^{1)~4)}を参照されたい。

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{M_1}{M_2} \cdot \frac{\sqrt{2 + (\kappa - 1)M_1^2}}{\sqrt{2 + (\kappa - 1)M_2^2}} \quad (10)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{2 + (\kappa - 1)M_1^2}{2 + (\kappa - 1)M_2^2} \quad (11)$$

$$K = \frac{4fL}{D} = \frac{1 - (M_1/M_2)^2}{\kappa M_1^2} + \frac{\kappa + 1}{2\kappa} \ln \left\{ \frac{M_1^2}{M_2^2} \frac{2 + (\kappa - 1)M_2^2}{2 + \kappa - 1M_1^2} \right\} \quad (12)$$

 $M_2=1$ で右端がチョークしている時の諸関係式は

$$b_{21} = \frac{p_2^*}{p_{1c}} = M_{1c} \cdot \sqrt{\frac{2 + (\kappa - 1)M_{1c}^2}{\kappa + 1}} \quad (13)$$

$$\frac{T_2^*}{T_{1c}} = \frac{2 + (\kappa - 1)M_{1c}^2}{\kappa + 1} \quad (14)$$

$$K_c = \frac{4f_c L}{D} = \frac{1 - M_{1c}^2}{\kappa M_{1c}^2} + \frac{\kappa + 1}{2\kappa} \ln \left\{ \frac{(\kappa + 1)M_{1c}^2}{2 + (\kappa - 1)M_{1c}^2} \right\} \quad (15)$$

4. 近似計算

4.1 管内空気粘度

管内マッハ数 M が0.4近傍を超えるのは、後に示す図2の計算例のように、管路出口から上流に向かって $|z/D| < \text{約}100$ 程度の出口区間に限られる。管路の大部分の管内静温度と全温度との比 T/T_0 は(8)式より $1 \sim 0.97$ の範囲に留まる。そこで本稿では管内空気の代表粘度として全温度 T_0 に対する粘度 μ_0 を考え、Sutherlandの式より次式で算出する。粘度 μ_0 は管路に沿って均一値になる。

$$\mu_0 = \mu_r \frac{T_r + S}{T_0 + S} \left(\frac{T_0}{T_r} \right)^{3/2} \quad (16)$$

$T_r = 291.2\text{K}$, $\mu_r = 18.27 \times 10^{-6}\text{Pa}\cdot\text{s}$, $S = 120\text{K}$

4.2 摩擦係数 f

非圧縮性流体の滑らかな円管内定常流の摩擦係数 f とレイノルズ数 Re との関係は実験的に求められ、

$$3 \times 10^3 \leq Re \leq 1 \times 10^4 \text{の範囲でBlasiusの公式} \\ 4f = \lambda = 0.3164 Re^{-1/4} \quad (17a)$$

$$1 \times 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \text{の範囲でPetukhovの式} \\ 4f = \lambda = 8 \times [2.236 \times \log_e(Re) - 4.639]^{-2} \quad (17b)$$

等により表されている。

圧縮性流体に対しても亜音速領域ではこれらの関係が成り立つことが多くの文献に述べられていることから、本稿では上の2式を採用する。

図1の空気圧管路でレイノルズ数 Re は

$$Re = \frac{4q_m}{\pi D \mu_0} \quad (18)$$

レイノルズ数も質量流量 q_m 、粘度 μ_0 と同様に管路に沿って均一値をとる。したがって摩擦係数 f も一定になる。これは(12)式を得る前提とも一致する。

4.3 下流端チョーク時の特性

下流端出口マッハ数 $M_2 = 1$ の時の質量流量 q_{mc} は全温度 T_0 と管路内出口管端に於ける静圧 p_2^* から次式のように定まる。

$$q_{mc} = \frac{\pi D^2}{4} \rho_2^* c_2^* = \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{\kappa(\kappa+1)}{2RT_0}} p_2^* \quad (19)$$

(17), (18), (19)式よりチョーク時摩擦係数 f_c が定まる。この f_c を(15)式に代入しても M_{1c} を解析的に求めることはできない。著者等は入り口マッハ数 M_{1c} の近似値 M_{1ca} を損失係数 K_c の関数として(20)式で表すことを提案^{6),7)}している。

$$M_{1ca} = a_1 \times \exp(-a_2 K_c^{a_3}) + a_4 \quad (20)$$

$a_i (i = 1 \cdots 4)$ を損失係数 K_c の領域別に表1に示す。

近似値 M_{1ca} を(13)式に代入することにより、臨界静圧比 b_{21} を管路定数、流体物性値と与えられた境界条件から決定できることになる。

表1 (20)式の諸係数

| K_c | a_1 | a_2 | a_3 | a_4 |
|----------------------|-------|-------|-------|--------|
| $0.1 < K_c \leq 1$ | 0.95 | 0.728 | 0.415 | 0.05 |
| $1 < K_c \leq 25$ | 0.9 | 0.787 | 0.386 | 0.1 |
| $25 < K_c \leq 110$ | 0.4 | 0.29 | 0.475 | 0.052 |
| $110 < K_c \leq 200$ | 0.405 | 0.349 | 0.39 | 0.0333 |
| $200 < K_c \leq 700$ | 0.33 | 0.28 | 0.38 | 0.0223 |

入り口流入空気静温度が293K、下流端静圧が0.1MPaの標準的な条件の下で、以上の諸式を用いて管端から上流方向に遡行した無次元距離 z/D におけるチョーク時のマッハ数 $M_{z/D}$ と温度比 $T_{z/D}/T_0$ の分布の様子を示したのが図2である。

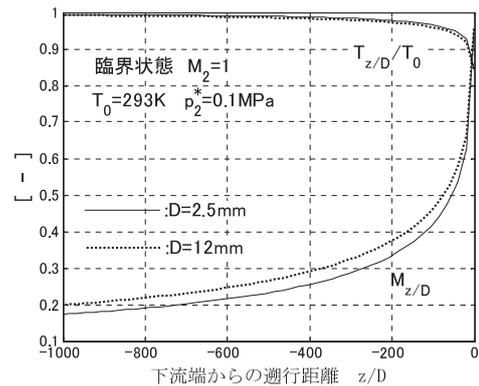


図2 チョーク時の管内マッハ数、温度比分布

実線が $D = 2.5\text{mm}$ 、点線が $D = 12\text{mm}$ の場合である。チョーク時 Re 数が D に比例することから K_c も D に依存し、同一の z/D に対する(20)式のマッハ数 $M_{z/D}$ に差が生じる。本例での差はわずかである。

入り口端静圧を臨界静圧比 b_{21} を超えて上昇させたときについては紙面の都合で割愛し、文献⁷⁾を参照されたい。

ISO/TC131/SC5で検討中の管路流量特性算出法の本原典である文献⁵⁾ではチョーク質量流量 q_{mc} を以下のように表現している。

$$\alpha = K^{-1/2} \quad (21)$$

$$\alpha = 1 + \frac{\sqrt{2\alpha}}{\sqrt{\kappa(\kappa+1)}} + \frac{\alpha^2}{\kappa(\kappa+1)} \quad (22)$$

$$q_{mc} = \alpha A \frac{p_{1c}}{\sqrt{\alpha R T_{1c}}} \quad (23)$$

$$b_{21} = \frac{p_2^*}{p_{1c}} = 1 - \frac{1}{a} \tag{24}$$

すべて $K = 4fL/D$ の関数として表されるが、摩擦係数 f の決め方については同文献では触れていない。

4.4 亜音速領域での特性

(10), (12)式よりつぎの2式を得る。

$$\frac{M_1}{M_2} = \left[\frac{1 + \sqrt{1 + (2 + (\kappa - 1)M_1^2)(p_1/p_2)^2(\kappa - 1)M_1^2}}{(2 + (\kappa - 1)M_1^2)(p_1/p_2)^2} \right]^{1/2} \tag{25}$$

$$f = \frac{D}{4L} \left\{ \frac{1 - (M_1/M_2)^2}{\kappa M_1^2} + \frac{\kappa + 1}{2\kappa} \ln \left[\left(\frac{M_1}{M_2} \right)^4 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^2 \right] \right\} \tag{26}$$

上の2式より、与えられた静圧力比 p_2/p_1 に対して摩擦係数 f をマッハ数 M_1 の関数 f_{p21} として表せる。

$$f = f_{p21}(M_1) \tag{27}$$

(9)式を p_1, M_1 で表し、(17), (18)式を適用すれば、レイノルズ数 Re を仲介に算出される別の摩擦係数がマッハ数 M_1 の関数 f_{Re} として表せる。

$$f = f_{Re}(M_1) \tag{28}$$

(27), (28)式を連立させ、その数値解 f, M_1 を求める。計算ソフト MATLAB[®] を利用した場合、その手順を関数Mファイル⁸⁾に記述しSimulink ブロック Fanno modelとして表したのが図3である。入力 L, D, T_0, p_1, p_2 から出力 q_m, M_1, f が導かれる。

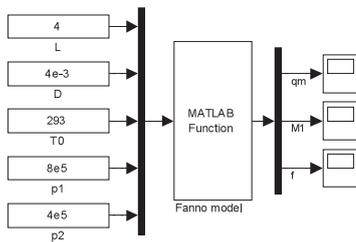


図3 f, M_1 算出Simulink ブロック図

文献⁵⁾では $\bar{p} = p_2/p_1 > b_{21}$ として質量流量と規格化流量 (―を付す) を以下のように表している。

$$\bar{q}_m = \frac{\alpha A p_1}{\sqrt{R T_1}} \sqrt{2(1 - \bar{p}) \left(1 - \frac{\alpha}{2} \bar{p} \right)} \tag{29}$$

$$\bar{q}_m = q_m \frac{\sqrt{R T_1}}{A p_1 \sqrt{\kappa}} \tag{30}$$

(21)~(24)式と合わせて上式を書き換えると(31)式の楕円の式となり、(29)式が流量特性の楕円近似の形になっていることが判る。

$$\frac{\bar{q}_m^2}{q_{mc}^2} + \frac{(\bar{p} - b_{21})^2}{(1 - b_{21})^2} = 1 \tag{31}$$

計算に必要なパラメータ α に関する摩擦係数 f を如何に決定するかについては触れていない。

5. 終わりに

Fanno流れの流量特性近似計算の概略について述

べた。本計算結果は実測結果と比較的良く一致することが確かめられている⁷⁾。管壁を通して熱の授受が激しいような場合には新たに別の数学モデルを考える必要がある。

参考文献

- 1) Shapiro, A.H.: The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow, Vol. 1, 2, Ronald Press (1954)
- 2) White, F.M.: Fluid Mechanics, McGraw-Hill Kogakusha (1979)
- 3) Benedict, R.P.: Fundamentals of pipe flow, JOHN-WILEY & SONS, (1980)
- 4) 松尾一泰: 圧縮性流体力学, 理工学社, (1994)
- 5) Wartelle, C.: Caractéristiques de débit des appareils à fluides compressibles, Les Mémoires Techniques du CETIM, n°. 13, septembre, 1972, p 1-54
- 6) 川上幸男, 中野和夫: 摩擦のある管内空気定常流のシミュレーション, 平成19年秋季フルードパワーシステム講演会講演論文, p. 58-60 (2007)
- 7) Shiraiishi, T. et al: Approximate simulation of pneumatic steady flow characteristics in tubes with friction, Proc. 8th JFPS Int. Sym. On Fluid Power, 1C3-1, p. 242-247 (2011)
- 8) 青山貴伸, 他: 最新 | 使える! MATLAB[®], 講談社サイエンティフィク (2007)

[著者紹介]

かわ かみ ゆき お
川上 幸男 君

1991年早稲田大学大学院工学研究科博士課程単位取得満期退学。1992年芝浦工業大学助手、講師、助教授を経て、2004年同大学システム工学部教授、現在に至る。空気圧システム制御の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会などの会員。博士(工学)。
E-mail: kawakami@shibaura-it.ac.jp

[著者紹介]

なか の かず お
中野 和夫 君

1957年東京工業大学大学院理工学研究科修士課程修了。同学精密工学研究所助手、助教授、教授を経て、1992年同大学定年退官、同年芝浦工業大学システム工学部教授、2102年同大学定年退職。流体パワーシステム解析・制御の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会名誉員

解 説

ヘルムホルツ形油圧動吸振器の減衰特性*

一 柳 隆 義**

1. はじめに

クラリネットやフルートなどの管楽器では、音のピッチを変化させるために気柱の共鳴現象 (Resonance phenomena) が利用されているが、同じ共鳴現象を利用した楽器でもオカリナの発音原理はヘルムホルツ共鳴である。ヘルムホルツ共鳴によって音を増幅させる技術は、楽器だけでなく低周波域の音を増幅させるパステフ型スピーカーなどにも応用されている。一方で、ヘルムホルツ共鳴は音の増幅だけではなく、音を低減するための消音技術としてもさまざまな用途で用いられている。ここで、音の低減とは“空気”中に生じる音圧の振動を減衰させることに他ならないが、これを油圧の“作動油”中の圧力振動 (本稿では圧力脈動と呼ぶ) の低減に適用したものがヘルムホルツ形油圧動吸振器 (ヘルムホルツ形油圧サイレンサ) である。

この油圧動吸振器は、圧力脈動の共振現象 (Resonance phenomena) を利用しているために、共振周波数近傍においてのみ高い減衰効果を得られるような特性を有している。したがって、油圧システムに発生する圧力脈動を効果的に減衰させるためには、減衰対象となる周波数を特定し、その周波数に一致するようにヘルムホルツ形油圧動吸振器の共振周波数を設計する必要がある。本稿では、ヘルムホルツ形油圧動吸振器の構造や原理を説明し、共振周波数や減衰性能を推定するための数学モデルについて解説する。また、任意の複数の周波数で減衰効果を得られる多段式ヘルムホルツ形油圧動吸振器や、その可変共振特性について紹介する。

2. ヘルムホルツ形油圧動吸振器

2.1 構造と原理

ヘルムホルツ形油圧動吸振器は、図1(a)に示すように、円筒容器のような比較的大きい容量部の入口にチョーク絞り部を設け、これらを主管路に分岐し

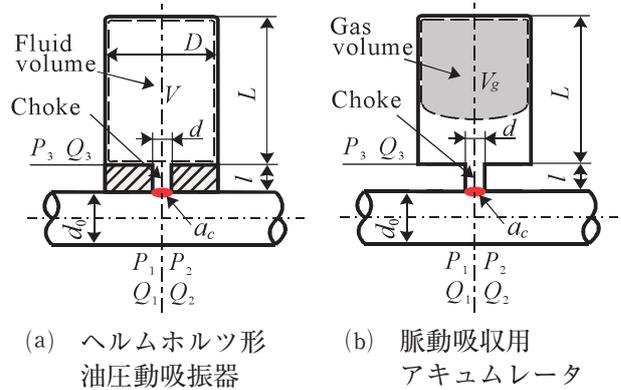


図1 ヘルムホルツ形油圧動吸振器の構造

て設置した構造の動吸振器である。チョーク絞り部における流体の質量、容量部における流体の圧縮性によるばね、作動流体の粘性抵抗によるダッシュポット効果が、図1(c)のような減衰1自由度振動系を構成する。ヘルムホルツ形油圧動吸振器は、この振動系の共振現象を利用して主管路内で生じる圧力脈動の下流への伝ばを防ぐものである。また、図1(b)は脈動吸振用のアキュムレータであり、ブラダや金属ベローズなどで隔壁された気体の圧縮性によればね効果を得る。

2.2 集中定数系による数学モデル

図1(a)において、チョーク絞り部 (断面積 $a_c = \pi d^2/4$, 直径 d , 長さ l) における作動油柱の運動方程式は以下のとおり導くことができる。

$$\rho a_c l \frac{d}{dt} \left(\frac{Q_3(t)}{a_c} \right) = a_c (P_1(t) - P_3(t)) - a_c \frac{128 \mu l}{\pi d^4} Q_3(t) \quad (1)$$

ここで、 ρ と μ はそれぞれ作動油の密度と粘度であり、 P と Q は圧力脈動と流量脈動とする。なお、添え字はチョーク絞り部の入出口における各位置を示しており、図1より以下の関係が成り立つ。

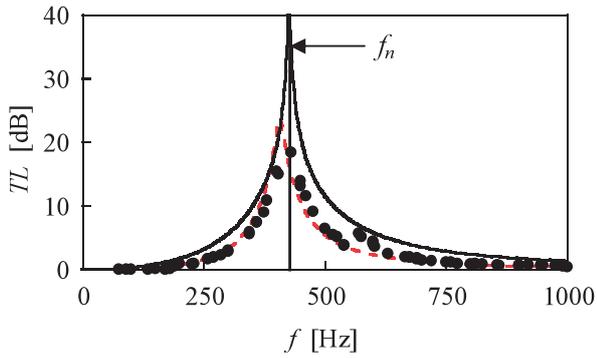
$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad (2)$$

ここで、式(1)をラプラス変換すると、

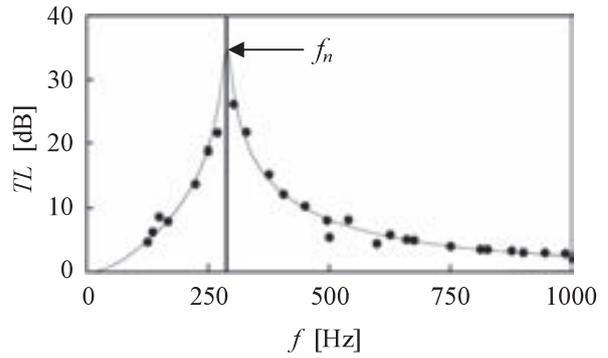
*平成24年6月5日 原稿受付

**防衛大学校システム工学群機械システム工学科

(所在地 〒239-8686 神奈川県横須賀市走水1-10-20)



(a) ヘルムホルツ形油圧動吸振器



(b) 脈動吸収用アキュムレータ

図2 ヘルムホルツ形油圧動吸振器の透過損失TL

(集中定数系モデル：——，分布定数系モデル：---，平均圧力10MPaにおける実験値：●)

$$(ms + C)Q_3 = P_1 - P_3 \quad (3)$$

となる．上式では，流体イナータンス m と流体の層流粘性抵抗に関する係数 C を以下のように定義した．

$$m = \frac{\rho l}{a_c} \quad (4), \quad C = \frac{128\mu l}{\pi d^4} \quad (5)$$

つぎに，作動油の圧縮性を考慮して容量部の連続の式を求めると次式が得られる．

$$Q_3(t) - 0 = \frac{V}{\kappa} \frac{dP_3(t)}{dt} \quad (6)$$

ここで， κ は作動油の体積弾性係数である．作動油の圧縮性によるばね定数 k を

$$k = \frac{\kappa}{V} \quad (7)$$

と定義して，式(6)をラプラス変換すると，

$$Q_3 = \frac{s}{k} P_3 \quad (8)$$

が得られる．式(3)，式(8)より，ヘルムホルツ形油圧動吸振器の入口インピーダンス Z_h の逆数を求めると，次式のように表すことができる．

$$\frac{Q_3}{P_1} = \frac{1}{Z_h} = \frac{s}{ms^2 + Cs + k} \quad (9)$$

なお，図1(b)に示すアキュムレータの場合は，容量部での気体の圧縮性が支配的になるので，式(7)のばね定数において気体の体積 V_g および体積弾性係数 $\kappa = n\bar{P}$ (n はポリトロップ指数， \bar{P} は平均圧力)を代入すればよい．

2.3 減衰特性

本稿では，減衰性能を評価する指標として，動吸振器固有の減衰特性を表す透過損失 TL を用いる．動吸振器が主管路に分岐接続されている場合，透過損失 TL は次式のように表される．

$$TL = 20 \log_{10} \left\{ \frac{1}{2} \left| 2 + \frac{Z_c}{Z_h} \right| \right\} \quad (10)$$

式中の Z_c は主管路の特性インピーダンスであり，作

表1 ヘルムホルツ形油圧動吸振器の諸元

| | | |
|---------------------|-------------------------|-----------------------------------|
| 作動油の密度 ρ | 875 kg / m ³ | |
| 作動油の粘度 μ | 0.028 Pa·s | |
| 作動油の体積弾性係数 κ | 1.67 GPa | |
| (a) | チョーク絞り部の直径 d | 6 mm |
| | チョーク絞り部の長さ l | 20 mm |
| | 容量部の直径 D | 50 mm |
| | 容量部の長さ L | 200 mm |
| (b) | チョーク絞り部の直径 d | 5 mm |
| | チョーク絞り部の長さ l | 48.2 mm |
| | 平均圧力 \bar{P} | 10 MPa |
| | 作動時のガス体積 V_g | 7×10^{-6} m ³ |
| | ポリトロップ指数 n | 1.4 |

動油中の音速を c ，主管路の内径を d_0 とすると

$$Z_c = \frac{4\rho c}{\pi d_0^2} \quad (11)$$

である．ヘルムホルツ形油圧動吸振器の透過損失は，式(9)で得られた入口インピーダンスを式(10)に代入することで算出できる．図2に2種類のヘルムホルツ形油圧動吸振器(図1(a)，(b))の透過損失特性の計算結果を示す．計算に用いた動吸振器の寸法諸元は表1に記す．また，同図には実測した透過損失の実験結果もあわせてプロットで示している．同図から，ヘルムホルツ形油圧動吸振器は共振周波数 f_n の近傍では高い減衰性能を得られるが， f_n から大きく離れた周波数域では減衰効果が低く，狭帯域の油圧動吸振器であることがわかる．共振周波数 f_n は式(9)から以下のように求められる．

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{\kappa}{\pi\rho}} \frac{d}{\sqrt{V}} \quad (12)$$

なお、容量部に流体のみを用いた図2(a)の結果では、集中定数系モデルと実験値に差異が生じている。これは、主に、容量部の流体を集中定数として取り扱ったことに起因しており、容量部が大きい場合には分布定数系モデル²⁾を用いる必要がある。

3. 多段ヘルムホルツ形油圧動吸振器

多段ヘルムホルツ形油圧動吸振器は、一本の円筒型容器のままで複数の所望の周波数で減衰効果を得られることを特徴とした油圧動吸振器である¹⁾。その構造は、円筒型容器の内部に複数のチョーク絞りが挿入されたもので、図3に示す例では、3自由度の振動系を構成し、任意の3つの周波数で減衰効果を得られる特性となる。したがって、ポンプで発生した圧力脈動の基本周波数成分だけでなく、その倍次成分である2次、3次の調和成分の圧力振幅をも減衰させることができる。さらに、チョーク絞りの寸法を一定にしたまま、各容量部の長さのみを可変させることで、図4に示すような減衰特性を得られることも本動吸振器の特徴の一つである。図4は、減衰させたい周波数の1次成分 f_{c1}^* に対する透過損失 TL の周波数特性を表しており、容量部の長さを可変させることで透過損失を一定に保ちながら1次～3次の共振周波数を変えることができることを示している。すなわち、容量部の長さを調整する何らかの可変機構を設けることにより、ポンプ回転速度が変化するような油圧システムにも本動吸振器が適用できることを示唆している²⁾。

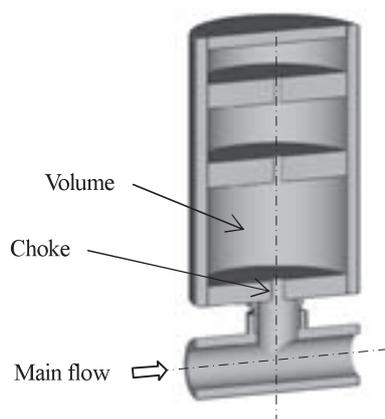


図3 多段ヘルムホルツ形油圧動吸振器

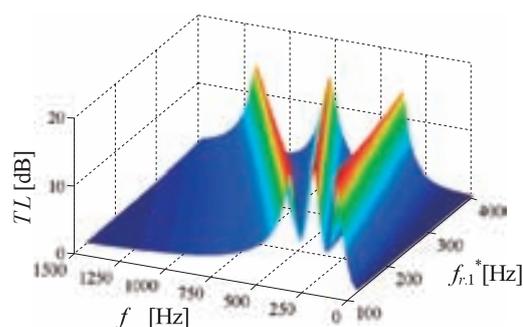


図4 容量変化に伴う透過損失 TL の周波数特性

4. おわりに

音響の分野のみならず油圧システムにおいてもヘルムホルツ共鳴を利用して脈動を低減する技術は古くから実用化されている。本稿では、ヘルムホルツ形油圧動吸振器の基本原理や構造を解説し、設計や機器の選定に必要な共振周波数や減衰性能を見積もるための集中定数系モデルについて述べた。ここで紹介した可変共振機構を有する多段ヘルムホルツ形油圧動吸振器については、今後、さらに研究を進めていく予定である。

参考文献

- 1) 一柳, 小嶋: 油圧脈動吸収用多段ヘルムホルツ形サイレンサの開発と最適化設計法, 日本油空圧学会論文集, Vol. 32, No. 1, pp. 13-20, (2001)
- 2) 栗林, 一柳, 西海: 多段ヘルムホルツ型油圧サイレンサに関する研究, 平成22年秋季フルードパワーシステム講演論文集, p. 65-68, (2010)

[著者紹介]

いちやなぎ たかよし
一柳 隆義 君



2001年神奈川大学大学院工学研究科博士後期課程修了。現在防衛大学校機械システム工学科講師。流体関連振動、油圧システム同定等の研究に従事。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。博士(工学)。

E-mail: ichiyana@nda.ac.jp

解 説

フルードパワーアクチュエータの動摩擦力特性と数学モデル*

柳田 秀記**

1. はじめに

アクチュエータなどのしゅう動部では必ず摩擦が生じ、しばしば動作や効率を悪くする要因となる。定常運転状態における出力あるいは機械効率の推定には、いわゆる定常摩擦モデルが有用であり、いくつかのモデルが提案され、使用されている¹⁾²⁾。しかしながら、定常摩擦モデルは、アクチュエータの動作予測などには十分ではない。アクチュエータの動的挙動の予測や摩擦補償を目的とした摩擦モデルもこれまでにいくつか提案されている。その中でLuGreモデル³⁾は、上記目的のためにもっとも広く用いられている。

しかし、LuGreモデルが示す挙動は、著者が油圧モータを用いて過去に観察した動的な摩擦特性⁴⁾とはかなり異なる点がある。本稿では、このような背景から著者が取り組んでいるフルードパワーアクチュエータの動摩擦力特性とその数学モデルについて概説する。

2. 摩擦モデル

2.1 LuGreモデル

LuGreモデルは、しゅう動面上の凝着した粗さ要素を剛体のひげと弾性体のひげの組合せとしてモデル化し、しゅう動面の相対運動によりたわむ弾性ひげに生じる力を摩擦力として表している。そして、ひげのたわみがある程度以上大きくなるとすべりが生じ、速度の増加とともに摩擦力が低下するストライベック特性が表現できるように工夫されている。

LuGreモデルは式(1)~(3)で表される。 z は弾性ひげの平均たわみ、 σ_0 は弾性ひげの剛性、 v はしゅう動面の相対速度、 t は時間である。 g はストライベック関数と呼ばれ、指数関数が用いられる場合が多いが、速度の増加とともに摩擦力が減少する特性(負性抵抗特性)が表現できれば他の関数でもよい。また、 F_r は摩擦力、 F_c はクーロン摩擦力、 F_s は最大静

止摩擦力、 v_s は負性抵抗域の広がりを表すパラメータ、 n は負性抵抗域における摩擦力-速度曲線の形に関わるパラメータである。式(3)の第2項はひげに作用する粘性摩擦力であるが、著者の経験の範囲内ではその影響は非常に小さい。式(3)の第3項はしゅう動面に作用する粘性摩擦力を表している。

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{\sigma_0 z}{g(v)} v \quad (1)$$

$$g(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-(v/v_s)^n} \quad (2)$$

$$F_r = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v \quad (3)$$

$v=0$ 、 $z=0$ の状態から動き始めるとたわみ z が増加し摩擦力も増加するが、やがて $\sigma_0 z > g(v)$ となり式(1)より z が減少し始める。この状態がすべり始めに対応する。式(1)において $dz/dt=0$ とすると $g(v) = \sigma_0 z$ が得られ、これを式(3)に代入すると $F_r = g(v) + \sigma_2 v$ となり、定常摩擦モデルに帰着する。

LuGreモデルは実際に観察される代表的な動的摩擦挙動を表現できるとされているが、摩擦遅れ挙動が油圧モータで観察された遅れ挙動⁴⁾とは著しく異なることや、動作停止後の再起動時に観察される摩擦力が停止時間の影響を受ける現象が表現できないなどの不十分さがある。これらは、潤滑膜のダイナミクスが考慮されていないことにあると考え、次節で示す数学モデルを提案した⁵⁾⁶⁾。

2.2 修正LuGreモデル

しゅう動面間の潤滑膜の厚さは、しゅう動速度の増加に伴い単調に増加し(ただし、飽和する)、速度変動時の膜厚さは、定常状態における膜厚さに比べて加速時には薄く、減速時には厚くなることが知られている(文献5中の引用文献(16)参照)。これらは以下のようにモデル化できる。

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{\tau_h} (h_{ss} - h) \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} h_{ss} &= K_f |v|^{2/3} (|v| < |v_b|) \\ h_{ss} &= K_f |v_b|^{2/3} (|v| \geq |v_b|) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

h は無次元の潤滑膜厚さパラメータ ($0 \leq h \leq 1 - F_c/F_s$)、 h_{ss} は定常状態における h 、 K_f は比例定数で

*平成24年5月30日 原稿受付

**豊橋技術科学大学機械工学系

(所在地 〒441-8580 豊橋市天伯町雲雀ヶ丘1-1)

ある。また、 τ_h は時定数であり、加速時より減速時のほうが長く、停止時ではさらに長くなる。

潤滑膜厚さパラメータ h を組み入れて、式(2)のストライベック関数をつぎのように書き換える。

$$g(v, h) = F_c + \{(1-h)F_s - F_c\} e^{-(v/v_s)^n} \quad (6)$$

長時間停止した状態では $h=0$ になるため、式(2)に一致する。しかし、停止時間が短いと潤滑膜がすぐには薄くならず $h>0$ の状態となっており、最大静止摩擦力が F_s から $(1-h)F_s$ に低下する。この結果、つぎに動き出すときの動作がある程度滑らかとなり、実際に観察される挙動に近づく。

一方、粘性摩擦力の項は一般的に式(3)の第3項のように表されるが、これは潤滑膜厚さが速度に関係なく一定とした場合である。式(4)、(5)の関係を考慮すると、粘性摩擦力は速度に対して位相進み特性を有することが導かれる⁶⁾。これを1次進み特性で式(7)のように近似する。なお、式(7)は加速度に比例する摩擦力成分があることを意味するものではない。

$$F_r = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 \left(v + T \frac{dv}{dt} \right) \quad (7)$$

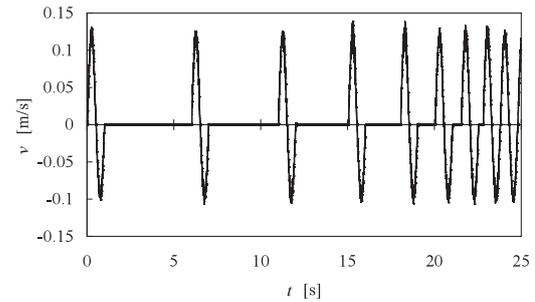
摩擦モデル中のパラメータのうち v_0 のみ適当に決定しなければならないが⁶⁾、その他のパラメータは同定可能である⁶⁾⁷⁾。

3. 摩擦モデルの検証

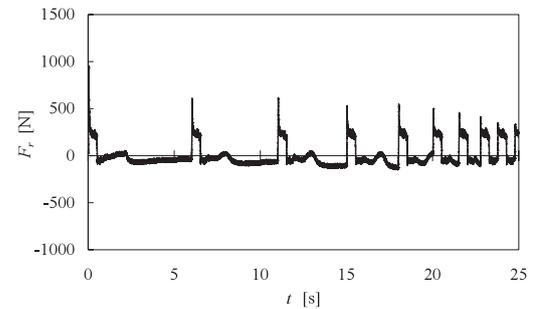
本章では、片ロッド型の油圧シリンダと空気圧シリンダを用いて測定した動摩擦力特性と修正LuGreモデルによるシミュレーション結果を比べ、モデルを検証する。摩擦力は、シリンダ室内の圧力とピストンの速度を測定し、運動方程式より求めている。

図1は、油圧シリンダを間欠的に動作させた時の速度と摩擦力の時間変化を示したものである。速度の正・負はピストンの突出し行程・引き戻し行程に対応する。停止時間の漸減に伴い起動直後に観察される摩擦力が低下する様子が修正LuGreモデルにより良好に再現されている⁵⁾。

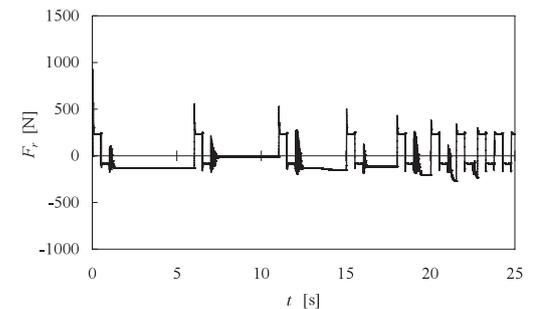
油圧シリンダが負性抵抗域内で動作するときには、粘性摩擦力は式(7)において $T=0$ とした場合、すなわち式(3)で良いが、動作範囲が流体潤滑域に及ぶと式(7)第3項目の位相進み特性が大きく表れてくるようになり、速度を正弦波状に変化させたとき、摩擦力-速度線図上で時計回りに大きなヒステリシスループを描くようになる。この特性は式(3)では表現できないが、式(7)で良好に表現できる⁶⁾。油圧シリンダについては前章で示した修正LuGreモデルにより比較的良好的に動摩擦力特性が再現可能である。



(a) 速度変化波形



(b) 摩擦力の測定結果



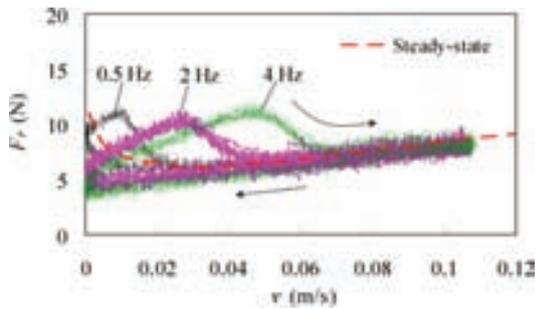
(c) 修正LuGreモデルによるシミュレーション結果

図1 油圧シリンダの動摩擦力特性

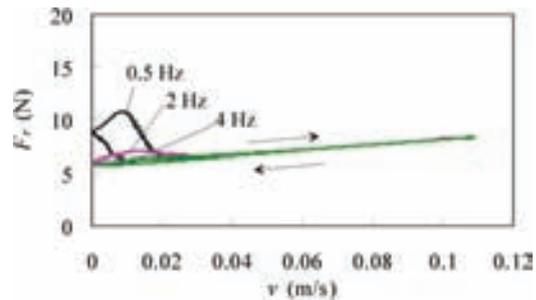
図2は、空気圧シリンダの動的摩擦力特性の測定結果の一例とシミュレーション結果を示している⁸⁾。空気圧シリンダの実験では、ロードセルを介して空気圧ピストンと油圧ピストンを接続し、油圧ピストンにより空気圧ピストンを駆動して速度制御した。図2は、標準型空気圧シリンダを突出し行程で正弦波状に繰り返し速度変動させた時の1サイクルにおける摩擦力-速度曲線を示している。

図2(a)は実験結果であり、低速度領域で定常特性の回りでヒステリシス挙動を示し、速度の高い領域では定常特性に沿ってほぼ直線的に変化する。ヒステリシスループは速度変動周波数の増加とともに高速域側に広がり、図には示していないが、図2の実験条件の場合は12Hz以上では速度変動の全域にわたってループを描くようになる。この傾向は油圧シリンダでは見られなかったものである。

図2(b)は、修正LuGreモデルによるシミュレーション結果である。速度変動周波数が0.5Hzの場合



(a) 摩擦力の測定結果



(b) 修正LuGreモデルによるシミュレーション結果

図2 空気圧シリンダの動摩擦力特性

は実験結果と良く一致しているが、変動周波数が高くなるにつれてループが小さくなり、実験結果を再現できていない。試みに、モデルパラメータのうち負性抵抗域の広がりを表すパラメータ v_s (式(6)) や潤滑膜厚さの変化速度域を表すパラメータ v_b (式(5)) の値を周波数とともに大きくすると、図2(a)に示す実験結果に良く類似したシミュレーション結果が得られる。しかし、この物理的根拠は明確ではなく、数学モデルとしても実用的とは言いがたい。

パッキンの潤滑にはグリースが用いられているが、グリースはニュートン流体とは異なり、せん断速度が非常に小さい時には半固体状態にあり、せん断速度が大きくなるとニュートン流体の挙動を示すようになる。このようなグリースのレオロジー特性が図2(a)に示すような摩擦特性をもたらすと推測しているが、これについては調査中である。

4. おわりに

著者らが提案している修正LuGreモデルを紹介し、油圧アクチュエータについては測定された動摩擦力特性が比較的良好に表現できるものの、空気圧アクチュエータについては改善すべき点があることを述べた。本モデルは、油圧アクチュエータだけでなく、ニュートン流体で潤滑される機器等に適用可能であると考えている。アクチュエータの精度の良い動作予測のためにどの程度詳細な摩擦モデルが必用なのか、あるいはどの程度簡略化できるのかについては

今後検討すべき点である。

参考文献

- 1) 日比昭, 市川常雄: 油圧モータのトルク特性の数学モデル, 日本機械学会論文集 (第2部), Vol. 42, No. 361, p. 2803-2809 (1976)
- 2) Armstrong-Helouvry B., Dupont P., Canudas de Wit C., : A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction, Automatica, Vol. 30, No. 7, p. 1083-1138 (1994)
- 3) Canudas de Wit C., Olsson H., Åström, K. J., Linschinsky P., : A new model for control of systems with friction, IEEE Trans Automatic Control, Vol. 40, No. 3, p. 419-425 (1995)
- 4) 柳田秀記・稲葉剛・市川常雄: 油圧モータの低速域における非定常特性に関する実験的研究, 日本機械学会論文集 (B編), Vol. 56, No. 528, p. 2430-2437 (1990)
- 5) Yanada, H., Sekikawa, Y., : Modeling of dynamic behaviors of friction, Mechatronics, Vol. 18, No. 7, p. 330-339 (2008)
- 6) Tran, X. B., Nur Hafizah, Yanada, H., : Modeling of dynamic friction behaviors of hydraulic cylinders, Mechatronics, Vol. 22, No. 1, p. 65-75 (2012)
- 7) Yanada, H., Takahashi, K., and Matsui A., : Identification of dynamic parameters of modified LuGre model and application to hydraulic actuator, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 40, No. 4, p. 57-64 (2009)
- 8) Tran, X. B., Yanada, H., : Dynamic friction characteristics of pneumatic actuators and their modeling, Proc. 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, Okinawa Japan, p. 657-664 (2011)

[著者紹介]

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。同年より豊橋技術科学大学に勤務し、2012年より教授。電気力を利用した絶縁性流体の浄化と流動、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

解 説

ゴムベローズを用いた高減衰空気圧ゴム人工筋のモデル化とシミュレーション*

加藤 友規**

1. はじめに

空気圧ゴム人工筋 (Pneumatic artificial rubber muscle, 以下PARM) とは, 筋肉の収縮原理を応用した空気圧駆動のアクチュエータである. 空気圧を PARM 内部に与え, 圧力を上昇させることで径方向に膨張し, 軸方向に収縮して変位を生じる. PARM は軽量でやわらかく, 同径のエアシリンダと比較して数倍の引張り力を発生できるという特徴があり, 柔軟な接触動作が要求される対人間ロボットなどへの適用などの研究が進められている.

一方, PARM を用いたロボットアームの短所として, 大きな外乱が加わった際や負荷を保持した際に, 振動的になる点が挙げられる. これは, PARM 自体の粘性摩擦力が非常に小さいことが原因であると考えられる. この問題に対して, たとえば空気圧ゴム人工筋マニピュレータの関節部に ER ダンパを組み込む研究事例などが報告されている¹⁾. 本研究では, 高減衰 PARM を 2 本用いて慣性負荷を有する 1 自由度の拮抗駆動系を構築し, 従来の PARM と減衰性を比較する実験を行う. また, 各構成要素のモデル化を行い, 数値計算を用いた非線形シミュレータを開発し, 提案した高減衰 PARM の有効性を検証することを目的とする.

2. 提案した高減衰 PARM の構造

提案している高減衰 PARM を図 1 に示す. この新型 PARM は従来のマッキベン型 PARM (アクティブリンク社製, 外径 14 [mm], 自然長 290 [mm]) の外側に外径 50 [mm] のゴムベローズを被せたものであり, ベローズの端部の直径 4 [mm] の穴以外は密閉してある. この 4 [mm] の穴に絞りを接続する. PARM が伸縮すると外側のベローズも伸縮しベローズ内の体積が変化する. このとき絞りを空気が通過することにより, 減衰力が発生する.

3. 高減衰 PARM のモデル化

3.1 PARM 単体のモデル化

図 2 の実験装置を用いて, PARM 1 本の静特性試験を行った. おもりを 0 [kg] から 4.0 [kg] まで 0.5 [kg] 間隔で変化させて, PARM の内圧を 0 → 0.4 → 0 [MPa gauge] と変化させた. このときの内圧 P_p [MPa gauge] と変位の関係を測定した. 外力 F [N] と PARM の収縮率 ε と内圧 P_p [MPa gauge] の関係は補正係数を用いた次式で表すことができる²⁾.

$$F = \alpha(1 - \varepsilon)^2 P_p + \beta P_p + \gamma \quad (1)$$

(1) 式において, $\alpha = 2,300$, $\beta = -920$, $\gamma = -110$ とすると実験結果とよく一致した. 実験結果と近似曲線を図 3 に示す. また, 同じ実験装置で体積 V_p [m³] と収縮率 ε の関係も測定した.

3.2 ベローズのモデル化

ベローズ単体の減衰係数 c_b とばね定数 k_b を同定するため, 図 2 と同様の実験装置で, PARM の場所

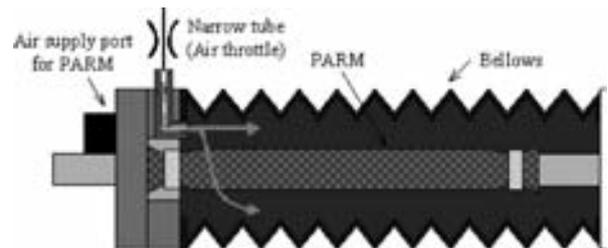


図1 提案した高減衰PARMの構造

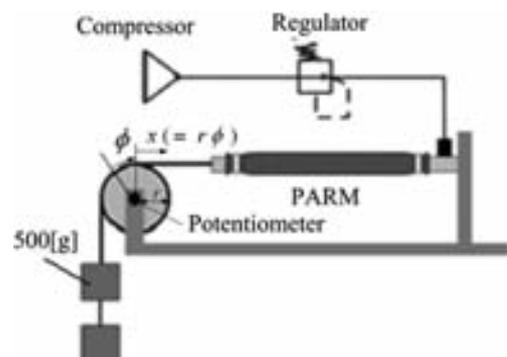


図2 特性実験装置図

*平成24年6月5日 原稿受付

**福岡工業大学工学部

(所在地 〒811-0295 福岡市東区和白東3-30-1)

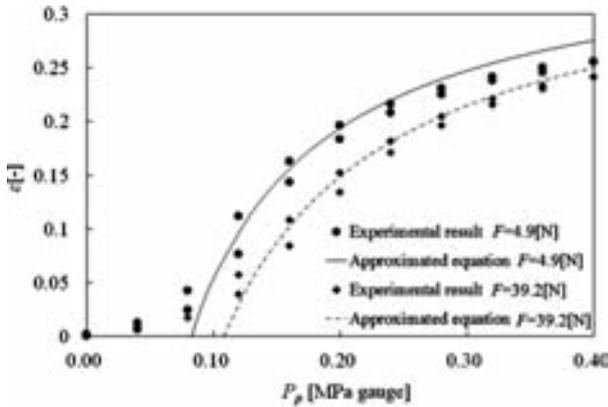


図3 PARMの静特性

に長さ約320[mm]のベローズを取り付け、おもりは0.25[kg]を2つとした。ベローズの両端は開放されており、ベローズの内圧は大気圧とした。2つのおもりのうち1つを切り離す実験を行った。実験は5回行い、平均値として、ばね定数 $k_b=194.4$ [N/m]、減衰係数 $c_b=2.13$ [Ns/m]を得た。

つぎに、ベローズ内の体積 V_b [m³]について考える。ベローズの谷の数を n 、全長を l [m]、ベローズの谷の断面積を a [m²]、山の断面積を b [m²]、PARMの外径を d_p [m]とすると、以下の式で求められる。

$$V_b = (a + b + \sqrt{ab}) \times h \div 3 \times n - (\frac{\pi d_p^2}{4} \times l) \quad (2)$$

本論文で用いたベローズは、 $a=12.57$ [cm²]、 $b=19.63$ [cm²]、 $n=58$ である。PARMの外側の体積については、収縮率と体積の関係の測定結果に、シリコンゴムと繊維の体積 (2.642×10^{-5} [m³]) とPARM端部の継ぎ手部分の体積を加えることで算出した。つぎに、絞り部のモデル化について考える。絞りの内径を d_L ($=0.0025$ [m])、長さを L_t ($=0.03$ [m])、大気圧を P_a ($=101300$ [Pa]) とすると、ハーゲンポアズイユの式より、絞りからベローズに入る質量流量は、

$$G[\text{kg/s}] = \frac{P_b \rho_a \pi d_L^4}{P_a 128 \mu L_t} (P_a - P_b) \quad (3)$$

と表される。

3.3 サーボ弁のモデル化

PARMの内圧の制御に用いるサーボ弁 (FESTO MPYE M5 B-SA) は流路の音速コンダクタンス C [dm³/(s·bar)] と臨界圧力比 b を予め測定することにより、ISO6358の式により流量を定義可能である。

4. 拮抗駆動系の周波数応答実験

提案した高減衰PARMを2本用いて図4のような1軸拮抗駆動系を構築し、周波数応答実験を行った。この装置はPARMを並列に2本配置し、滑車

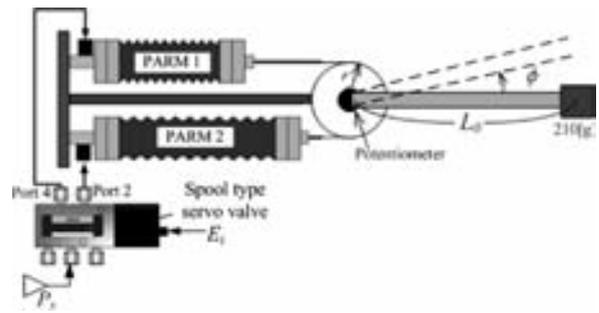


図4 拮抗駆動系実験装置の構成図

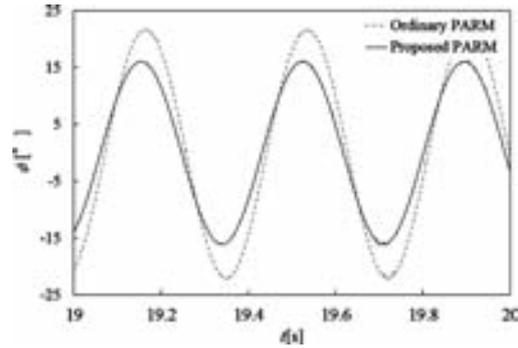


図5 実験結果 (拮抗駆動系)

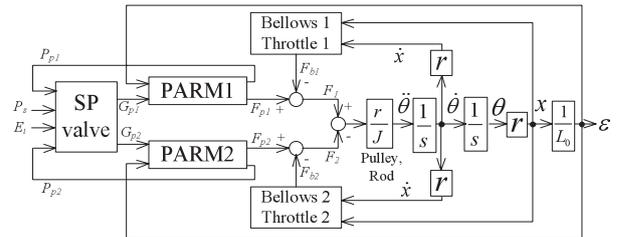


図6 シミュレーションにおけるブロック線図

を使って拮抗させる。滑車に□15[mm]、長さ $L_0=500$ [mm]、重量105[g]のアルミ棒を取り付け、その先端に210[g]の重りを固定した。2本のPARMは1つのスプール型サーボ弁で制御される。サーボ弁に与える入力電圧の振幅は1[V]、周波数は0.5[Hz]~10[Hz]とし、この条件で20秒間アルミ棒を振る実験を行った。実験結果を図5に示す。また、この結果のボード線図 (入力：サーボ弁制御電圧 E_i [V]、出力：変位 ϕ [°]) を後述のシミュレーション結果と合わせて、図7 (拡大図：図8) に示す。

5. シミュレーションと実験結果の比較

モデル化した各要素をMATLAB上で表現し、接続することで図4の実験装置を再現した。このブロック線図を図6に示す。これを用いて前述の周波数応答実験と同条件のシミュレーションを行った。その結果が図7のボード線図上の線 (実線：高減衰PARM, 破線：従来のPARM) である。このボー

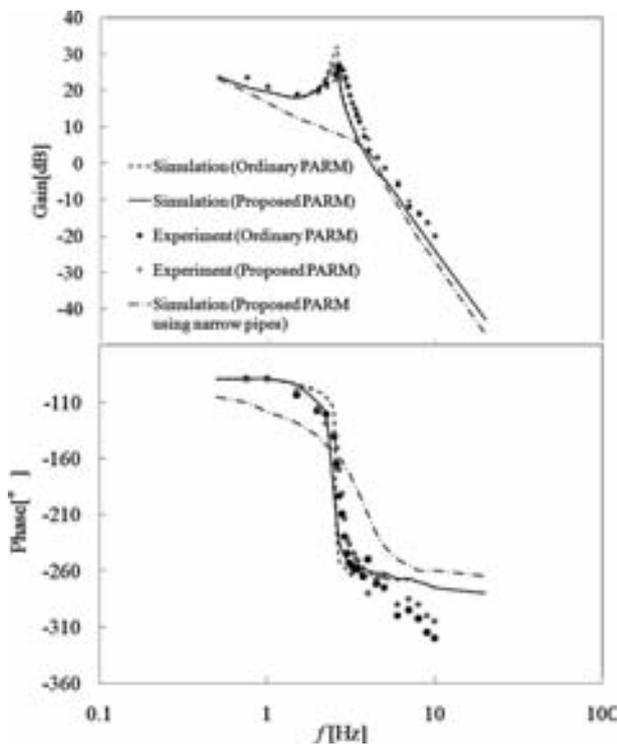


図7 ボード線図

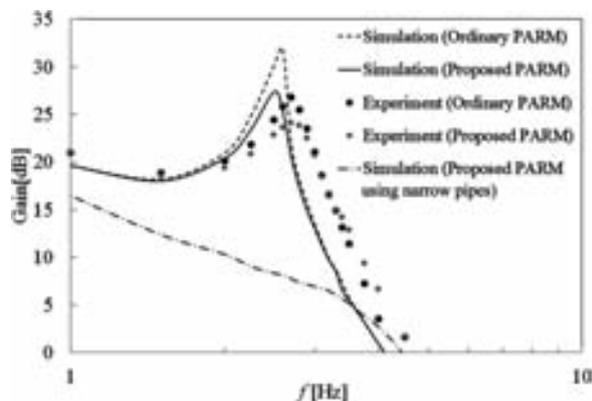


図8 ボード線図 (拡大図)

ド線図より、実際に行った周波数応答実験とシミュレーションの結果がほぼ一致していることがわかる。提案した高減衰PARMの減衰性を向上させるには、ベローズの断面積 A_b を大きくすることや絞り部の形状を変更することなどが考えられる。ここでは一例として、絞り部の形状のみ変更した場合について、シミュレーションを行うこととする。

絞り部が発生する粘性抵抗力を大きくするため、内径 $d_i=0.6$ [mm]・長さ $L_i=30$ [mm]の細管を10本束にしたものを絞りとして使用することを仮定する。PARMの仕様や実験方法などその他の条件はすべ

て同じとしてシミュレーションを行った(図7, 図8の一点鎖線)。シミュレーション結果では、減衰係数が約500[N/(sm)]となり、ピーク付近の振幅が約2.7dB減少していることがわかる。

6. おわりに

本稿では著者らが提案した高減衰PARMのモデル化を行い、本PARM 2本を用いた1自由度拮抗駆動系のシミュレータの開発について解説した。まず高減衰PARM単体のモデル化を行い、本モデルを拮抗駆動系に適用した。シミュレータの妥当性を検証するために、高減衰PARM 2本を用いた1自由度拮抗駆動系を構築した。本駆動系を5ポート空気圧サーボ弁で制御する構成とした。実験との比較によって、シミュレータの有効性を確認した。さらに、高減衰PARMの絞りの形状を変更することによって、減衰特性を高められることをシミュレータによって明らかにした。なお、本解説の詳細については、論文集掲載の論文³⁾もご参照いただきたい。

参考文献

- 1) 則次俊郎：ERダンパを用いたゴム人工筋マニピュレータの減衰補償，計測自動制御学会論文集，Vol. 37, No. 6, p. 590-592 (2001)
- 2) T. Kagawa, T. Fujita and T. Yamanaka：Nonlinear Model of Artificial Muscle, Trans. of the SICE, Vol. 29, No. 10, p. 1241-1243 (1993)
- 3) 加藤友規，大野学，東知明，只野耕太郎，川嶋健嗣，香川利春：ゴムベローズを用いた高減衰空気圧ゴム人工筋の提案と特性解析，日本フルードパワーシステム学会論文集，Vol. 42, No. 6, p. 114-119 (2011)

[著者紹介]

かとうともりのり
加藤友規君



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

E-mail: t-kato@fit.ac.jp

解 説

電界共役流体に発生する流動のモデリング*

竹 村 研治郎**

1. はじめに

電界共役流体 (Electro-conjugate Fluid, ECF) は、直流電圧の印加によって活発に流動する機能性流体である¹⁾。液中に数mmの微小な電極対を挿入し、電圧を印加するだけで流れが発生するため、簡単な液圧源として利用できる。たとえば、図1のようにφ0.13mmの針状電極とφ0.3mmの穴を持つリング状電極を電極間隔0.3mmで対向させた電極対1つで30kPa程度の圧力を発生できる。また、複数の電極対を直列に集積化すれば、圧力を容易に増加できる。このため、これまでに多くの応用研究²⁾³⁾⁴⁾がなされ、ECFの液圧源としての可能性が示されてきた。

こうした魅力的なマイクロ液圧源の理論的検討として、筆者はECFに発生する流動のモデリングに取り組んでいる。以下に内容を概説する。

2. 誘電体にはたらく電気的な力

ECFは誘電液体であり、直流電圧を印加すると流動する液体であるため、静電界において誘電体にはたらく電気的な力が流動の原因であると考えられる。静電界における力はいわゆるマクスウェルの応力テンソルを用いて表現されるが、ECFの場合、文献5にあるように現象はやや複雑である。このため、ECFの流動を議論するには、液中の電荷密度の分布や誘電率分布なども考慮して、より一般的な電気的な力から考察するのが適当である。このような場合、電界中のエネルギーを出発点として導かれる Korteweg-Helmholtzの式⁶⁾

$$\mathbf{f} = \rho \mathbf{E} - \frac{\mathbf{E}^2}{2} \nabla \varepsilon + \nabla \left(\frac{\mathbf{E}^2}{2} d_m \frac{\partial \varepsilon_s}{\partial d_m} \right) \quad (1)$$

によって電気的な体積力 \mathbf{f} が記述される。ただし、 ρ は電荷密度、 \mathbf{E} は電界、 ε は誘電率、 d_m は質量密度である。右辺第1項は電荷によって生じる力であり、クーロン力に相当する。これに対して、第2項および第3項は誘電率の分布および質量密度に起因する

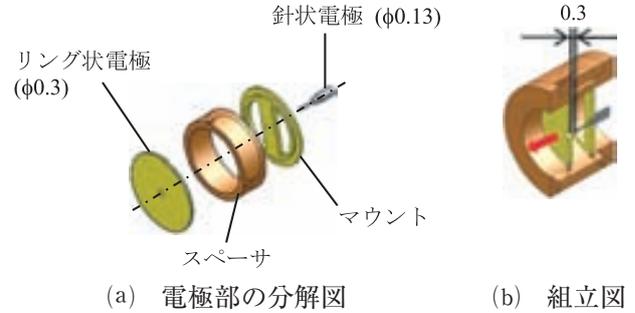


図1 針-リング電極対

力と理解できる。

3. 流動モデル

2章において、静電界において誘電体にはたらく電気的な力を記述した。つまり、この力がECFの流動の原因である。ここで、ECFを非圧縮性のニュートン流体であると見れば、その基礎方程式は

$$d_m \frac{D\mathbf{V}}{Dt} = d_m \mathbf{g} + \nabla \cdot \mathbf{T} \quad (2)$$

である。ただし、 \mathbf{V} は速度ベクトル、 \mathbf{T} は応力テンソルであり、 \mathbf{T} の中身は通常圧力項と粘性項からなる。しかし、ECFの場合、電気的な力も受ける訳であるから、応力テンソル \mathbf{T} にはKorteweg-Helmholtzの式の応力表現の項も追加されるべきである。この結果、ECFの運動方程式は、

$$d_m \frac{D\mathbf{V}}{Dt} = d_m \mathbf{g} - \nabla p \mathbf{I} + \mu \nabla^2 \mathbf{V} + \rho \mathbf{E} - \frac{\mathbf{E}^2}{2} \nabla \varepsilon + \nabla \left(\frac{\mathbf{E}^2}{2} d_m \frac{\partial \varepsilon_s}{\partial d_m} \right) \quad (3)$$

となる。式(3)の1行目がいわゆるナビエ・ストークスの方程式であり、2行目に示された3項が電気的な力を示している。

また、ECFの流動現象に関する実験的な検討²⁾によれば、電極からの電荷注入、液中における優勢電荷の存在が示唆されている。これは式(3)の2行目第1項の電荷密度に大きく影響を与えるため、電荷注入の影響を

$$\begin{cases} q^- = k^- (\phi - \phi_0^-) \\ q^+ = k^+ (\phi - \phi_0^+) \end{cases} \quad (4)$$

*平成24年6月5日 原稿受付

**慶應義塾大学理工学部

(所在地 〒223-8522 横浜市港北区日吉3-14-1)

のように表現した。ただし、 q^- および q^+ は注入される正および負の電荷密度、 ϕ は電圧、 ϕ_0^- および ϕ_0^+ は閾値電圧、 k^- および k^+ は定数である。さらに、電荷は電界 E と流速 V の影響を受けて移動すると仮定し、電荷密度 j を

$$j = q(\mu_i E + V) \tag{5}$$

と定義した。ただし、 μ_i はイオン移動度である。

4. 解析および実験

これまでに、ECFに分類される液体は複数報告されている¹⁾が、以下に、FF-1EHA2（新技術マネイジメント社製）を作動流体として用いた場合を例に、3章の流動モデルの解析結果を流動の可視化実験の結果と比較する。なお、FF-1EHA2の物性値は表1のとおりである。

表1 FF-1EHA2の物性値

| 比誘電率 | 導電率 (S/m) | 密度 (kg / m ³) | 粘度 (mPa·s) |
|------|-----------|---------------------------|------------|
| 5.2 | 4.50E-8 | 1,688 | 11 |

図2に、FF-1EHA2に直径0.3mmの棒状電極2本を電極間隔2mmで対向させた際に生じる流動の可視化結果を示す（PIVにより流速分布を計算した結果）。(a)および(b)は印加電圧が異なり、それぞれ1,332Vおよび2,664Vである。ただし、図中に全体流れの様子を模式的に矢印で示している。比較的電圧が低い(a)では負電極から正電極に向かう一方の流れが観察されているのに対し、電圧が高い(b)では正負各電極からの流れが電極間で衝突する衝突噴流が観察されている。なお、流れの衝突位置は中心からやや正電極側に位置していることがわかる。これは、液中の優勢電荷の影響によるものであり、負電荷が正電荷よりも多く存在していることを示唆し、(a)に

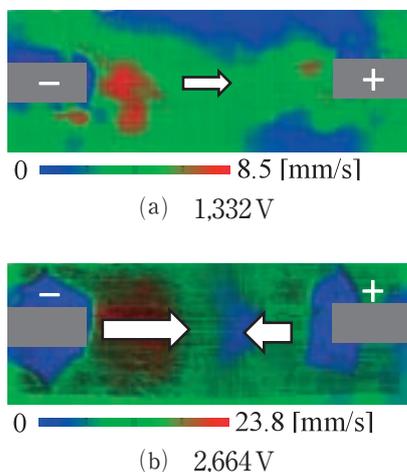


図2 流動の可視化結果から得られた流速分布

における流動の様子とも整合している。

図3は3章の流動モデルを上記の実験と同じ条件で数値解析した結果である。この結果、印加電圧1,332Vにおいては負電極から正電極に向かう流動が得られるのに対し、2,664Vでは電極間で流れが衝突する衝突噴流が見られた。これは図2に示した流動の可視化実験の結果とよく一致している。ただし、式(4)および(5)に現れる各定数は、液体の基本的な物性値と異なり直接計測することが難しいため、実験結果との整合が取れるよう試行錯誤的に決定することに注意されたい。図4は実験と数値解析の結

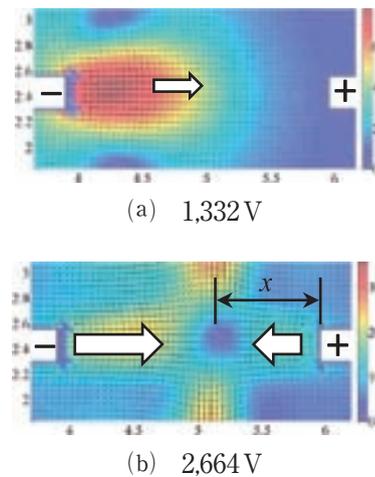


図3 流動モデルにより得られた流速分布

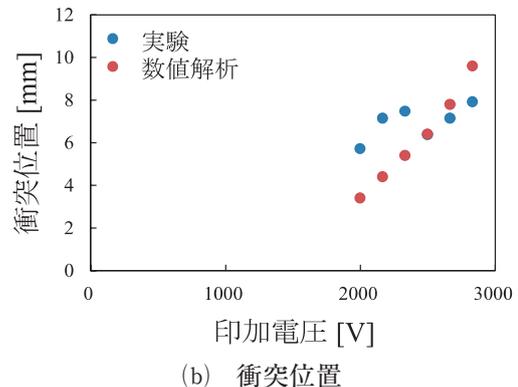
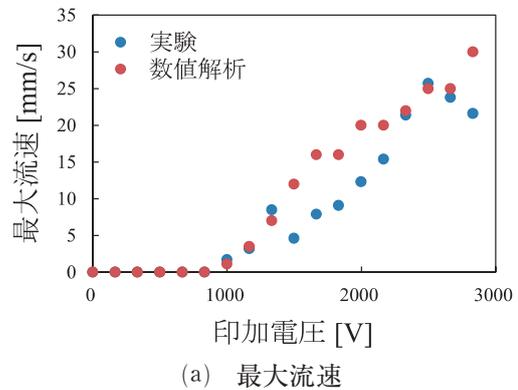


図4 実験と数値解析の比較

果を、印加電圧と最大流速および衝突噴流の位置で比較したものである。このように、適切な定数を決定できれば、少なくともFF-1EHA2の流動の様子を数値的に解析可能であり、その結果は実験結果とよく一致する。

5. おわりに

以上のように、電界共役流体に発生する流動は、ニュートン流体の運動方程式に誘電体にはたらく電氣的な力を導入することによってモデル化できる。しかし、本稿で概説した電氣的な力は、電界下におかれた誘電体にはたらく現象の一部を表現したに過ぎない。たとえば、電気二重層の影響はどうか？ 過渡応答における緩和現象の影響は？ など、誘電体には多くの複雑な現象が存在し、今後、こうした要因を実験と計算の両面から検討する必要がある。

電界共役流体の流動は液圧源としての応用だけでなく、現象としても大変興味深いものである。今後、多くの研究者にこの流体に興味を持っていただき、電界共役流体の研究が大きく前進することを期待したい。

参考文献

- 1) Yokota, S., Otsubo, Y., Edamura, K.: Electro-sensitive Movable Fluids, Method of using the same and motors for the electro-sensitive movable fluids, USP6,030,544 (2000)
- 2) Yokota, S., Kawamura, K., Takemura, K., Edamura, K.: High-integration Micromotor using Electro-conjugate Fluid (ECF), Journal of Robotics and Mechatronics, Vol. 17, No. 2, p. 142-148 (2005)
- 3) Takemura, K., Yokota, S., Imamura, T., Edamura, K., Kumagai, H.: Practical Design of a Liquid Rate Gyroscope using an Electro-conjugate Fluid, Journal of Systems and Control Engineering, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part I, Vol. 223, No. 6, p. 727-736 (2009)
- 4) Yamaguchi, A., Takemura, K., Yokota, S., Edamura, K.: A Robot Hand Using Electro-conjugate Fluid: Grasping experiment with balloon actuators inducing a palm motion of robot hand, Sensors & Actuators A, Vol. 174, p. 181-188 (2012)
- 5) Mori, K., Yamamoto, H., Takemura, K., Yokota, S., Edamura, K.: Dominant Factors Inducing Electro-conjugate Fluid Flow, Sensors & Actuators A, Vol. 167, p. 84-90, (2011)
- 6) 後藤以紀：電気磁気学本論，オーム社（1962）

[著者紹介]

たけむら けんじろう
竹村 研治郎 君



2002年慶應義塾大学大学院理工学研究科後期博士課程修了。2002年同大学助手。2003年から2008年東京工業大学助手（助教）。2008年慶應義塾大学理工学部専任講師，2012年より准教授，現在に至る。機能性流体，超音波などの研究に従事。日本フルードパワーシステム学会，日本機械学会などの会員。博士（工学）。

E-mail : takemura@mech.keio.ac.jp

解 説

超精密工作機械用の流体駆動スピンドル*

中 尾 陽 一**

1. はじめに

超精密工作機械は、ダイヤモンドバイトによる切削加工により、精密部品を製造するために使用される。たとえば、レンズ用金型、 $f\theta$ レンズと呼ばれるレーザ走査用レンズ、反射鏡であるポリゴンミラーなどが超精密工作機械による代表的な加工例である。

超精密工作機械にも種々の構成が存在するが、基本的には、回転要素であるスピンドルと直線運動要素であるテーブルにより形状創成運動が行われる。特筆すべきは超精密工作機械に対する要求精度は、表面粗さと形状誤差が、それぞれ数nm、 $0.1\mu\text{m}$ 程度であり¹⁾、スピンドルやテーブルには、要求加工精度に応じた運動精度を具備させる必要がある。工作物や切削工具を回転させるのがスピンドルであり、通常、毎分数千から数万回転で回転振れをサブミクロン以下にした精密機械要素である。ここでは、水や低粘度油の動力によって駆動する小型精密スピンドルについて紹介したい。

2. 超精密工作機械用スピンドルの特徴

超精密工作機械用スピンドルに要求される性能は、つぎの通りである。

- (1)回転精度：スピンドルに要求される回転精度は、周期振れ²⁾などで評価される回転振れがサブミクロン以下である。このため、通常、超精密工作機械用スピンドルは静圧軸受で支持される。これに加えて、駆動系が回転精度に影響しない工夫が欠かせない。たとえば、電動機を回転軸に一体化することが多い。
- (2)軸受支持性能：加工力に対するスピンドル変位を許容値以下にするためには、高い軸受剛性が必要になる。さらに、高品位の加工面創成のためには、軸受の高い減衰性能も欠かすことができない。通常、静圧軸受には空気か油による潤滑流体膜を形成させるが、高剛性と高減衰性の両立が難しい。

- (3)熱的安定性：スピンドルの温度変化に伴う、変形抑制にも対策が必要である。たとえば、ステンス鋼の線膨張係数は常温環境下において $14.7 \times 10^{-6} \text{K}^{-1}$ であり、スピンドル長を 100mm とすると、熱膨張を $1\mu\text{m}$ 以下に抑えるためには、加工中の温度変動を 0.7°C 以下に抑える必要がある。このため、加工装置全体を冷却するオイルシャワー方式³⁾の報告もある。また、加工精度に影響しやすい部材を低熱膨張材料である、インバーやガラスセラミック材料にする場合もある。いずれの方法も高コストになる。

3. ウォータドライブスピンドル

図1は上記(1)–(3)の諸性能を実現するために開発した、水による駆動方式を採用したウォータドライブスピンドルの基本構造を示している。このスピンドルは、水静圧軸受と流体動力を回転動力に変換するための動力変換流路を有する。

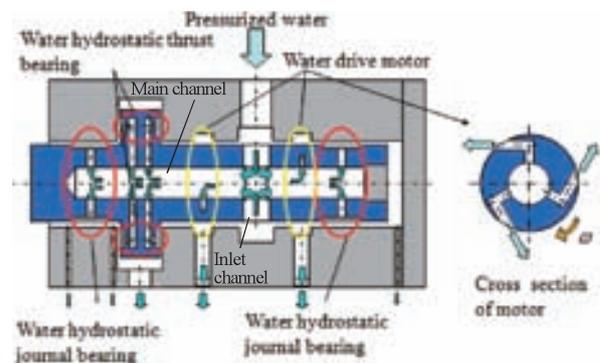


図1 ウォータドライブスピンドルの構造

基本構造と動作原理は次の通りである。回転軸内部には、回転軸に沿って主流路が設けられており、水は供給ポートから半径方向に回転軸内部に流入する。流体を回転軸から流出させる流路は、図中右に示す曲がり流路（トルク発生用流路）になっている。主流路に流入した大部分の水は、トルク発生用流路から流出するように各部が設計されている。このとき、水の角運動量が変化し、回転軸を回転させるトルクが発生し回転軸が回転する。

ロータ外周面には静圧軸受用のリセスが設けられ、リセス・主流路間には、軸受絞りが組み込まれている。

*平成24年6月1日 原稿受付

**神奈川大学工学部

(所在地 〒221-8686 横浜市神奈川区六角橋3-27-1)

る。これにより、主流路から流出する流体の一部が潤滑流体となり、静圧軸受によりスラスト方向とラジアル方向に回転軸が非接触で支持される。なお、スピンドルの主要部品はステンレス鋼製 (SUS303) である。

本スピンドルの特徴を上記(1)-(3)に対応させるとつぎのようになる。(1)回転精度：水静圧軸受で支持された回転軸内部に流体動力を回転動力に変換する流路が組み込まれていることにより、高い回転精度を得やすい。(2)軸受支持性能：水静圧軸受を利用することにより、高剛性と高減衰性の両立が図れる。(3)熱的安定性：水温はチラー装置により制御される。水は比熱、熱伝導率の点で優れた冷却媒体であり、これをスピンドル内部に供給することにより、スピンドルの効果的な冷却が図れる。また、静圧軸受の潤滑流体として水を利用しているため、油と比較して粘性抵抗による発熱が抑えられる。

本スピンドルの回転数は流量で制御できるため、適当な流量制御弁によりスピンドルの回転数制御が行える。また、回転軸とケーシング間の隙間やノズル径の組み合わせによって、種々の定格出力や定格回転数のスピンドルを製作することができ、たとえ

ば、図2に示す通り、25l/minの水を供給すると10,000rpm程度の回転数が得られる⁴⁾。

スピンドルへの供給圧力は、トルク発生用流路の流れ抵抗によって決まる。通常の使用範囲では、供給圧力は1~2MPa程度であり、必ずしも容積形ポンプは必要ない。この場合、ポンプ吐出流量は負荷であるスピンドルに依存するため、スピンドルの動作点はポンプ性能とスピンドル性能によって決まる。たとえば、図3のようなロータリ形流量制御弁を使用して、渦流ポンプ、流量制御弁、スピンドルで構成される制御系を構築した場合、弁回転角とスピンドル回転数は図4のようになる⁵⁾。

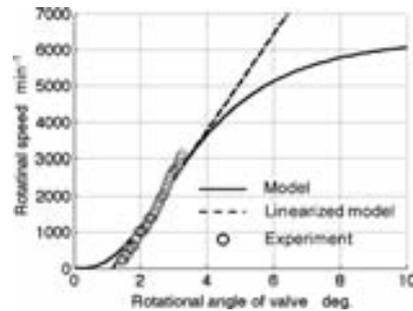


図4 弁回転角とスピンドル回転数

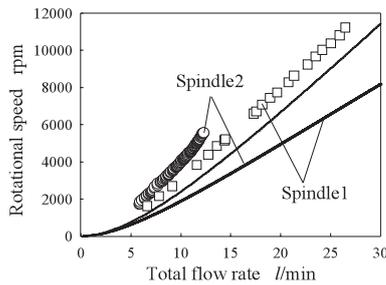
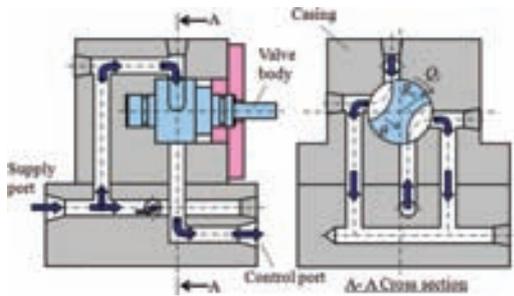


図2 スピンドルの回転数

4. 回転角制御機能を有する流体駆動スピンドル

図1に示した小型流体駆動スピンドルの制約は、トルク発生用流路の方向によって定まる方向にしか、回転動力が発生しないことである。そこで、改良型として開発したのが図5に示すスピンドル⁶⁾である。このスピンドルの場合、回転軸内の主流路が左右独立になっており、それぞれに逆方向のトルク発生用流路を設けている。このため、流体の供給を左右切



(a) ロータリ形流量制御弁の構造



(b) 弁体形状

図3 ロータリ形流量制御弁

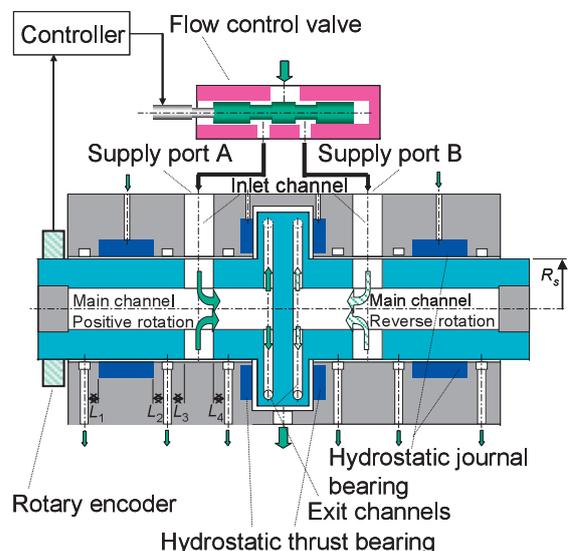


図5 回転角制御が可能な流体駆動スピンドル

り換えることにより、スピンドルの回転方向が制御できる。また、フィードバック制御によって回転角制御も可能になる。

図6は外乱オブザーバが組み込まれた回転数制御系の構成例である。これに、スピンドル回転角をフィードバックすれば、スピンドルの回転角制御が可能になる。ただし、つぎの点に注意が必要である。すなわち、回転軸にはわずかな不釣り合いが存在する。通常、超精密工作機械用スピンドルの場合、振れ回りを小さくするために、バランス取りが行われ不釣り合いを十分に小さくしてある。しかしながら、静圧軸受で支持されたスピンドルの場合、粘性抵抗が非常に少ないため、残存する不釣り合いが一種の負荷トルクとしてスピンドル性能に影響する。このようなトルクが回転角制御系に定常偏差を発生させることが、理論的・実験的に確認されている。一方、一定負荷トルクを意図的に加えた場合のスピンドル回転角の制御結果を図7に示す通り、制御系内に外乱オブザーバを設ければ、その影響を補償することができる。

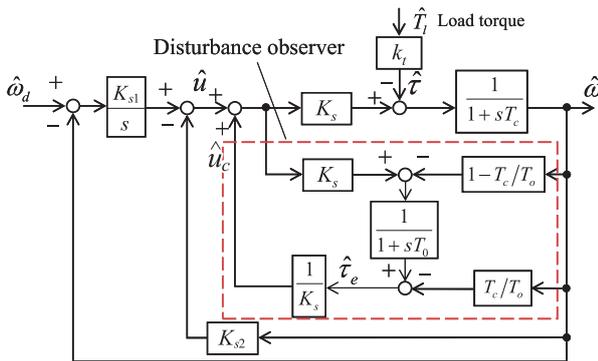


図6 外乱オブザーバが組み込まれた回転数制御系

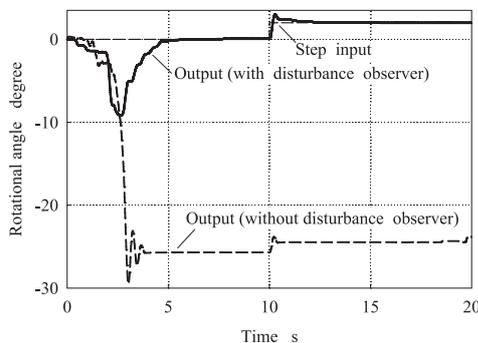


図7 回転角制御系のステップ応答 (一定負荷トルク作用時)

5. 材料選択の問題

開発したスピンドルは、静圧軸受で支持されているため、通常は固体接触がない。しかしながら、十

分な管理を怠ると、回転軸がスピンドル本体に接触することがある。両者がステンレス鋼製の場合、部品表面が損傷する。そこで、現在は、スピンドル本体側には砲金製スリーブ構造を採用している。また、本稿では紹介しなかった水圧駆動の精密回転装置の場合、一部に樹脂材料を使用することにより損傷問題は著しく改善した。一方、軸受隙間は5μm程度であり、樹脂材料の吸水特性や線膨脹係数が高いことが問題であり、材料選択は重要な研究課題となっている。

6. おわりに

超精密工作機械用に開発した流体駆動スピンドルについて紹介した。スピンドル以外にも超精密工作機械用のテーブルなどについても研究を行っている。特に水圧駆動の装置開発には、取り組むべき問題が山積しているように思える。関連分野の研究者・技術者の方々と情報交換し、今後も研究を進めたいと考えている。

本研究の一部は、科学研究費補助金（基盤研究C）ならびに工作機械技術振興財団・試験研究助成により行われた。ここに記して関係各位に感謝申し上げます。

参考文献

- 1) M. Davies, C. Evans, S. Patterson, R. Vohra, and B. Bergner, Application of Precision Diamond Machining to the Manufacture of Micro-photonics Components, Proceedings of SPIE, Vol. 5183, 94-106, (2003).
- 2) Y. Nakao and Y. Sagesaka, Development of Water Drive Spindle, Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power CD ROM, (Tsukuba, 2005).
- 2) E. Marsh, Precision Spindle Metrology, DEStech Publications, (2008).
- 3) J. Bryan, Design and Construction of an Ultraprecision 84 inch Diamond Turning Machine, Precision Engineering, Vol. 1, No. 1, 13-17, (1979).
- 5) 中尾, 新宮, 大林「小型流体駆動スピンドルの回転速度制御用ロータリ形流量制御弁」機論 (C編) Vol. 77, No. 774, 514-526, (2011).
- 6) 中尾, 浅岡, 藤本「回転角制御機能を備えた流体駆動スピンドルの開発と回転角制御」機論 (C編), Vol. 76, No. 763, 749-758, (2010).

[著者紹介]

なか お よう いち
中 尾 陽 一 君

1988年神奈川県立大学大学院工学研究科修士課程修了。同大助手、助教授を経て、2005年教授、現在に至る。1997年博士（工学）（東京工業大学）。工作機械、水圧駆動システムの研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会、精密工学会などの会員。

E-mail : nakao@kanagawa-u.ac.jp

会 告

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

本学会は下記によりJFPSフェローの認定を行います。

1. JFPSフェローの趣旨と要件

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

2. JFPSフェロー推薦の方法

下記要項が記載された推薦書によりJFPSフェローの推薦を受け付けます。

- 1) 3名の推薦者の名前。その内1名が推薦代表者となり、代表者には代表者であることの記載、連絡先住所、電話番号、E-mailアドレスを記してください。すべての推薦者が同じ機関（企業・大学）の所属であることはできません。推薦者は正会員であることが望まれますが、必ずしもすべての者が正会員でなくてもかまいません。
- 2) 推薦される者（被推薦者）の名前とふりがな、英字による名前、連絡先住所、電話番号、E-mailアドレス。被推薦者は前記JFPSフェローの要件を満たさなければなりません。ただし、企業からの被推薦者の正会員継続年数については15年を満たさない場合でも、推薦を受けてフェローを選考する段階で学会長が特別に認めることがあります。
- 3) 推薦理由。JFPSフェローの趣旨に合致する必要があります。選考の重要な資料となります。可能な限り具体的にお伝えください。

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

平成24年度フェローの推薦受付締め切りは平成24年9月末日（消印有効）とします。

3. 推薦書送付先

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

4. 選考結果の伝達

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

入門者向き実習講座「油空圧技術」*

真 田 一 志**

1. はじめに

平成24年6月13日(水)にポリテクセンター関西にて入門者向き実習講座「油空圧技術」の講師を、明治大学の小山紀先生(明治大学)と担当した。ここでは、本実習講座について報告する。

2. 開催の経緯

本実習講座のはじまりは平成17年度にさかのぼる。基盤強化委員会では、関西地区での賛助会員勧誘および賛助会員へのサービスの強化を目的とする一連の活動を行った。まず、大阪、奈良、神戸等にある油空圧関連企業を訪問し、学会の紹介と入会の勧誘を行った。その際、面談した企業の方々から、「関西地区で学会主催の実習講座を開設できないか」との要望が出された。そこで、油空圧技術に関する実習講座の開催準備のため、平成17年9月16日(金)に大阪府摂津市三島にあるポリテクセンター関西殿を、当時基盤強化委員であった赤井委員と私が訪問した。もともと、ポリテクセンター関西殿では、油圧技術や空気圧技術に関する実習講座を複数開設していた。たとえば、5日間の「油圧システム回路」講座や、3日間の「空気圧回路設計」講座などさまざまなレベルの実習講座が開かれていた。さらに、実習用の油圧用テストスタンドと空気圧用テストスタンドが多数整備されており、2、3人で1台の割合で実習することができる環境が整っていた。テキストも準備されており、実習講座に関する優れた実績をあげていた。協議の結果、入門向け実習講座として、座学1日+実習2日(油圧、空気圧)の計3日間の講座の開設にご協力いただけることになった。テキストは、実績のあるポリテクセンター関西殿で実習講座に使われているものを使用することとした。座学は学会から講師を派遣し、実習はポリテクセンター殿の先生方が担当することとなり、平成18年度6月から開始する運びとなった。平成24年度6月で

7回目の開催となる。

3. 平成24年度の実習講座

会場のポリテクセンター関西は、大阪府摂津市にある。新大阪方面からは、阪急京都線南方駅から南茨木で大阪モノレールに乗り換え、摂津駅で下車、徒歩10分のところにある。

平成24年度は、6月13日(水)に座学を、14日(木)に油圧実習、15日(金)に空気圧実習を行った。座学の油圧分野(午前の部)については著者が、空気圧分野(午後の部)については小山先生が担当した。実習は、油圧ならびに空気圧とも、ポリテクセンター関西の正木克典先生が担当された。

今回の参加者は9名であった。ポリテクセンター関西殿での実習講座の平均参加数が10名前後であり、ほぼ他の講座と同じ規模である。京阪神地区の油空圧関連企業からの参加者がほとんどであるが、今回は関西のある大学から大学院生の参加もあった。入門講座と銘打っているのに、入社数年の若手技術者の参加が多いが、中にはシニアの方も参加されることや、営業や事務職の方が参加されることもあった。このようにさまざまな方が参加されるので、講師としての最初の仕事は講義のレベル設定のため、参加者名簿を確認することである。初心者向けの基礎知識から始まり、理解度を確認しながら講義を進めていくこととなる。

座学は図1のようにパワーポイントを使って行い、テキストは受講生全員に配布される。「油圧技術」テキストの目次を表1に、「空気圧技術」テキストの目次を表2に示す。油圧のテキストは69頁、空気圧のテキストは41頁である。これらは、センターで定常的に行われている講座で使用されるテキストであり、図解を駆使したわかりやすい説明が特徴である。本実習講座では、油圧と空気圧を1日で講義するので、要領よくポイントを整理して説明することが求められる。実習は、シリンダを駆動する回路の設計、配管、実験であり、座学で学んだ知識を実験して確認することで理解を深める。実習の講師は正木先生(図2)が担当された。センターにおける講座運営を基にした油圧技術に関する深い造詣から優

*平成24年6月18日 原稿受付

**横浜国立大学大学院工学研究院

(所在地 〒240-8501 横浜市保ヶ谷区常盤台 79-5)

れた入門書²⁾を著しており、センター主催で開催される他の実習講座では座学と実習の両者とも正木先生が担当されている。

参考まで、ポリテクセンター関西で開催されている講座の例を表3に示す。導入レベルから、回路設計実習、メンテナンスまで、段階に応じた各種の講座が用意されている。

講義で難しいと感じるのは、アキシシャルピストンポンプの断面図でその動作原理を説明することであ



図1 座学の様子

表1 「油圧技術」テキスト

| | | |
|-----|-------|---|
| 第1章 | 油圧の基礎 | なぜ油圧が使われるか、JIS記号、公式 |
| 第2章 | 油圧機器 | ポンプ、圧力制御弁、流量制御弁、方向制御弁、アクチュエータ |
| 第3章 | 作動油 | 種類、粘度、粘度指数、適正使用温度範囲、圧縮性、混入空気、水分混入、汚染、消防法 |
| 第4章 | 基本回路 | アンロード回路、圧力制御回路、大負荷制御回路、増圧回路、高低速回路、増速回路、同期回路、順序作動回路、位置保持回路、重力荷重の下降速度制御回路、ブレーキ回路、ろ過回路 |
| 第5章 | 油圧装置 | パワーユニット、バルブユニット、配管材料 |

表2 「空気圧技術」テキスト

| | | |
|-----|-------|--|
| 第1章 | 基礎 | 空気圧の利用、基本的性質（成分、圧力、基礎公式、法則） |
| 第2章 | 空気圧機器 | 基本構成、基本システム、圧縮機、調整ユニット、制御弁（圧力、流量、方向）、アクチュエータ |



図2 「油空圧技術」会場前にて（右が正木先生）

表3 ポリテクセンター関西の油空圧関連講座（平成24年6月現在）

| | |
|-------|---|
| 油 圧 | 油圧システム回路（5日間） （概要、回路図、油圧要素、基本回路、回路作成実習） 油圧回路の最適設計（4日間） （概要、負荷計算、電動機容量、圧力損失、熱収支、回路設計実習） 油圧機器メンテナンス（5日間） （ポンプ分解組立、効率比較、弁分解組立、調整実習） |
| 空 気 圧 | 空気圧システム制御の実務（3日間） （概要、回路と図記号、機器の構造性能、回路組立実習） 空気圧回路設計（3日間） （概要、サイジング、ワークリフト設計実習、ワークプッシュ設計実習） 空気圧機器の保全（3日間） （トラブル原因、機器の構造、フィルタ分解実習、故障診断実習、点検と予防） |

る。ポンプに限らず制御弁などの油圧機器では、その断面図をみて機器の動作を想像できるようになることが重要であると思うが、入門向けの講座では何よりわかりやすさが肝要である。会場には、ポンプをはじめ、制御弁やシリンダなど各種油空圧機器のカットモデルも完備されている。受講生は、自由にカットモデルを見ることが出来る。「カットモデルを見て、実際に手でふれることにより、理解できた」と感激されたことがいまでも印象に残っている。最後に、修了者には学会から修了証書が授与される。

4. 参加者の声

本実習講座の参加者の声を、アンケートから紹介する。以下の（声*）に、アンケート結果の記述をそのまま掲載する。

(声1)「周知の如く、関西では「油空圧技術」に関してのまとまったセミナーがなく、特に若い技術者に対する教育をどうすべきか悩んでいたため、今回のセミナーには積極的に参加することとした。今回の勉強で、新たな開発案件に取り組めるように成ったと考える。」

(声2)「今回のセミナーの教材を拝見したが、その趣旨のとおり「油空圧技術の導入教育」として最適であると感じた。この先の、経験等に基づくノウハウをいかにして伝えるかを検討せねばならない。」

(声3)「今回のセミナーは「導入教育」としては最適なものである。更に深めた教育を行えるセミナーをもし開催する事ができれば、若手を参加させたいが、聴講生を集めることが出来るのか心配である。それはそれとして、油空圧回路の不具合とその対策を経験に基づいて講義するようなセミナーがあれば面白いが、講師のなり手がいないかもしれない。」

(声4)「どのような時に、どのような油空圧回路にしたらいのかなど、用途により、設計できるように、より詳しい講義、回路、またはポンプの構成機器など、各項目においていくつかの種類・方法が紹介されるが、それらを選択、使用する理由についてもう少し詳しく講義で教えてもらいたい。」

(声5)「油圧技術者として、社内の業務ではあまりふれることの無い回路実習により、幅広い視点で業務を行えるステップとなった。」

以上のように、さまざまな声が寄せられた。(声1)から、関西地区でのセミナーの開催という本講座の開設趣旨が企業の方に理解されたことがわかる。また、(声2)と(声3)からは、本実習講座を入門講座と位置づけ、初心者から受講可能なようにレベル設定した本講座の導入教育としての意義を認めていただけたことがわかる。

(声2)ではテキストのことがふれられているが、これはポリテクセンター関西の正木先生と中西先生が作成されたものである。今回は、このテキストを使用させていただいた。

一方で(声3)と(声4)から、導入教育レベルを超えたさらに高いレベルの講義に対するニーズがあることがわかる。講師としては、初心者の受講生がいることを考慮した講義運営を優先せざるを得ず、ときどき“脱線”として、これらのニーズに対応した話題を挿入した。講義終了後に、しばしば受講生の方が挨拶に来られ、より技術的な課題について私

ども講師に個別に相談される。このような“個別相談”は毎回あり、よりレベルの高いセミナーへの要望が高いと感じている。

普段業務として直接油空圧機器に触れることのない方も、本実習講座に参加されることがある。本講座は、そのような方に対して実際に油空圧機器に触れる機会を提供できる。そのような観点から、(声5)は本講座の重要な意義をあらためて示している。

5. おわりに

本実習講座は、関西地区の企業に多くの賛同をいただき、継続して実施され、今回で7回目の開催となった。開設当時の基盤強化委員であった赤井英男氏、ならびにポリテクセンター関西の正木克典先生、中西英明先生は、開設当初から本講座の運営のためにご尽力くださり、あらためて誌面をお借りして感謝の意を表します。

はじめに述べたように、関西地区での会員サービス、賛助会員募集活動の一環として、またフルードパワーの広報・啓蒙活動のため、本講座は貴重な活動であり、今後も継続して実施することが必要である。

参考文献

- 1) ポリテクセンター関西：http://www3.jeed.or.jp/osaka/poly/
- 2) 熊谷英樹、正木克典：はじめての油圧システム、技術評論社(2009)

[著者紹介]

さな だ かず し 君
真 田 一 志 君



昭和61年3月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。昭和61年4月東京工業大学助手、平成10年横浜国立大学工学部生産工学科助教授、平成13年横浜国立大学大学院助教授、平成16年横浜国立大学大学院教授、現在に至る。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会、計測自動制御学会などの会員。博士(工学)。

解 説

阿佐ヶ谷プロジェクト—3次元免震建物の地震観測*（前編）

高 橋 治**

1. はじめに

上下方向への免震は従来、自動車や鉄道車両の走行中の上下振動の防振対策として研究されてきた¹⁾。また、床や機器においても、半導体製造設備などの超精密加工設備を設置している建築物の床部分や、振動台の浮基礎、精密機器・特殊機器・美術品陳列ケース・貴重品収納具などを対象として、上下免震が適用されている事例も多い²⁾。特に、近年では安定したデータスループットを目指したデータセンターの免震床として使用されるケースが増えてきている。これらは振動対象物を、コイルばねや板ばね、防振ゴム、空気ばねといった柔らかいばねにより支持させていることから弾性支持法と呼ばれている。弾性支持法は、1976年に振動規制法が施行された直後、プレス機械や鍛造機械などの大きな衝撃振動を発生する産業機器を擁する工場で積極的に導入された。しかしながら、その弊害も大きく、柔らかく支持することによって、振動対象となる構造物は揺動しやすくなり安定に支持することが難しくなる。また、機器を対象とする場合は機械自体が動くため作業性は害され、機械寿命にとっても好ましくないという問題もある。

建築物においては、内部機器の耐震安全性向上のために、原子力発電所の高速増殖炉（FBR）に適用する3次元免震システムの開発研究が2000年前後から盛んに行われており^{3)~7)}、その研究成果がまとめられている⁸⁾。それに対し、一般建築物の場合ではデータセンターや美術館などで建築物の免震構造が広く普及してきてはいるものの、その免震システムはいずれも水平方向の地震動に対してのみ有効なものである。その主な理由としては、建築物の損傷は上下動よりも水平動による影響が大きいと考えられてきたことや建築物を支持することができる大型の有効な上下免震装置が開発されていないことが挙げられる。また、上下方向の免震は地震時に建築物

がロッキング方向へ運動しようとするのをいかにして抑えるかという技術的な課題も指摘されていた。

しかしながら、近年では全国的な地震観測網の整備と観測センサの精度向上に伴い、上下動についてもこれまで考えられてきたより影響が大きいことが明らかとなってきた。特に、遠方の海溝型地震に比べて、内陸の断層近傍などにおける直下型地震では水平動と同時に大きな上下動が起こる場合があり、実際に2008年の岩手・宮城内陸地震では4,000Gal近い上下動が観測されている⁹⁾。

このように設計時の想定を超える大きな地震動に対する、より高度な構造安全性に加えて、たとえば、拠点医療施設では地震時における医療機器の散乱を防いで被災直後から即座に医療活動を行う必要がある。あるいは、危険物を扱う研究所や半導体製造工場等に代表される高価な内部設備を有する施設では機器の損傷を防ぐだけでなく、火災や事故の防止、地震被災後の迅速な操業再開が要求される。

近年では建築物の基礎部で水平免震を行い、必要に応じて部分的に上下免震床を導入する例も見られるが、建築物の階数や規模によっては基礎部で水平方向と上下方向を同時に免震化した方がコストダウンを見込める場合もある。また、建築物全体を水平上下方向に同時に免震化することは美術館の絵画のように壁に取り付いている内装品に対しても免震効果が期待できる。

以上の観点から、著者等は水平方向と上下方向を同時に免震化する3次元免震システムを新たに開発設計し、実際の建築物に適用した^{10)~13)}。3次元免震システムはコンピュータ室の床部分などで部分的に適用されているが、建築物全体での3次元免震は世界で初めての実績となる。本論では、3次元免震システムを適用した共同住宅である阿佐ヶ谷「知粹館（ちすいかん）」における2011年東北地方太平洋沖地震の観測記録から、3次元免震システムの地震動に対する実測効果について考察する。

2. 3次元免震システム

阿佐ヶ谷「知粹館（ちすいかん）」における3次元免震は水平および上下方向に対して免震する3次

*平成24年2月8日 原稿受付

**（株）構造計画研究所構造設計部

（所在地 〒164-0012 東京都中野区本町4-38-13）

元免震装置とロッキング方向への運動を抑制するためにクロス配管で連結したオイルダンパにより、上下運動を許容しながらロッキング動を抑制するシステムとなっている。

2.1 3次元免震装置

3次元免震装置は、水平方向は積層ゴムにより、上下方向は空気ばねにより免震する装置である。図1に示すように、一般的な免震構造で用いられている天然ゴム系積層ゴム支承の下に鉄骨架台を組み、これらをベローズ型の空気ばねで支える構造としている。また、両方向の装置を組み合わせることで生じる課題として、積層ゴムから鉄骨架台へ伝わる水平力を上下方向に摺動しながら基礎に直接伝えるために、鉄骨架台に組み込まれた保持筒の中に鋼棒を通したせん断力伝達装置（スライダ）を考案した。このように、水平方向と上下方向で独立した装置を組み合わせることで、免震層の設計時における明快さを確保するとともに、各支点下で水平および上下方向それぞれに装置を選定できる組合せの自由度を得ることができる。なお、長期使用時において、空気ばねは着座状態から+10cm位置を規定レベルとして、自動レベリング装置により支点位置が規定レベルより高ければ空気を抜き、低ければコンプレッサにより空気を入れ、常に一定の高さを保つ機構を備えている。

2.2 ロッキング抑制付オイルダンパシステム

本システムのように、上下方向の剛性を小さくすることにより、建築物全体のロッキング運動が誘発される場合がある。そのようなロッキング運動を抑制するため、図2に示すように一対の上下方向のオイルダンパのピストンで隔離された上下のオイルタンクをクロス配管で連結する、ロッキング抑制付オイルダンパシステムを考案した。ロッキング抑制付オイルダンパシステムは、2本のオイルダンパのタンクを配管により建築物の対角線上にたすき掛けにしてつなぎ、2本のダンパ間をオイルが行き来できるようにすることで、上下動成分に対しては配管抵抗および管路中の減衰弁による減衰で上下方向のエネルギーを吸収し、ロッキング動成分に対してはダンパ絞りによる減衰でロッキング動を抑制するシステムである。これらは油圧を用いた機械的な仕組みで実現できるパッシブな装置であるため、電気トラブルによる故障や誤作動の心配がなく、高い信頼性を確保することができる。

3. 適用建築物

3次元免震システムを適用した建築物は地上3階、高さ9.0mの共同住宅である。建築物概要を表1、

建築物の外観を写真1、地下ピット平面図および断面図を図3に示す。基準階の平面形状は、X（EW）方向はスパン長さ7.2m、2.7m、7.2mの3スパン、Y（NS）方向はスパン長さ4.5mの3スパン、1、2階は13.5mのPCはりでロングスパンの空間としている。3次元免震システムは地下ピットに配置されており、建築物の基礎部において水平方向と上下方向を同時

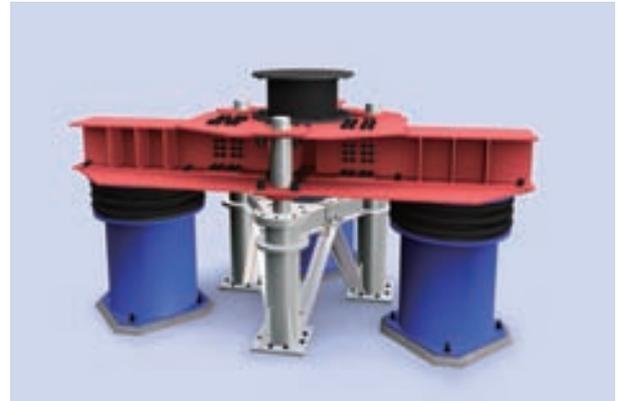


図1 3次元免震装置

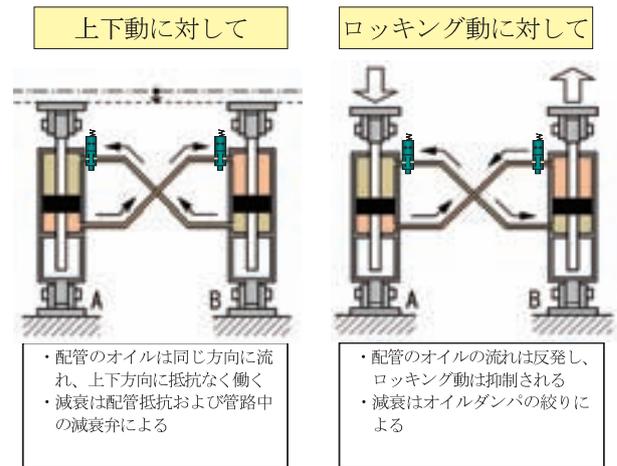


図2 ロッキング抑制付オイルダンパシステム

表1 建築物概要

| | |
|------|---|
| 所在地 | 東京都杉並区阿佐ヶ谷南 |
| 竣工 | 平成23年3月 |
| 用途 | 共同住宅 |
| 延床面積 | 548.78㎡ |
| 階数 | 地上3階 |
| 建物高さ | 9.00m |
| 構造形式 | RC造 純ラーメン構造 |
| 免震部材 | 3次元免震装置 (天然ゴム系積層ゴム支承、空気ばね、せん断力伝達装置（スライダ）) ロッキング抑制付オイルダンパシステム 水平方向用免震オイルダンパ |



写真1 建築物外観

ずつ加速度計を設置している。空気ばねは計28基を三つの群に分類し、それぞれの群の空気圧を圧力計により計測している。また、地下ピットの計測はX (EW) 方向の両端2箇所において水平上下方向の変位を計測し、さらに地下ピットの四隅のうちの3

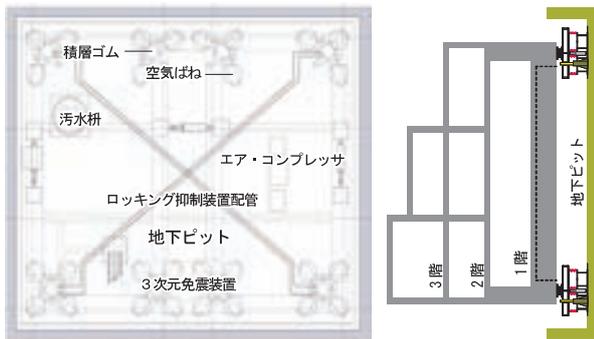
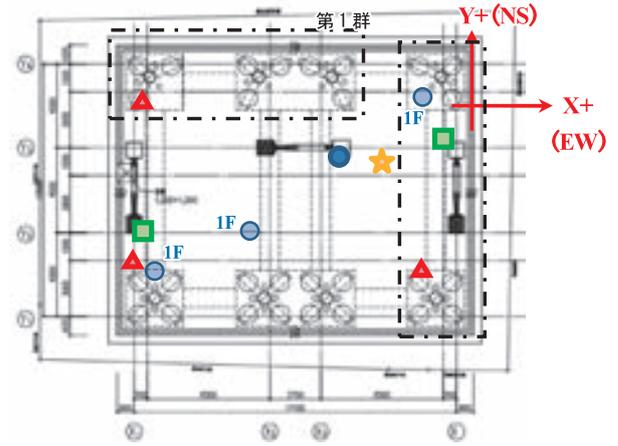


図3 地下ピット平面図および断面図



(a) 地下ピット

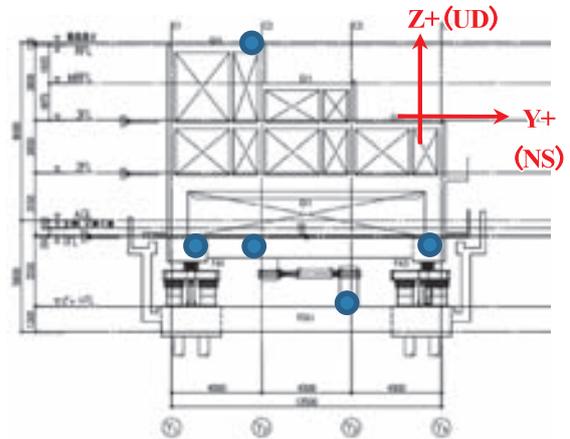
に免震化している。免震部材には水平方向に対しては天然ゴム系積層ゴム支承とオイルダンパ，上下方向に対しては空気ばねとスライダーおよびロッキング抑制付オイルダンパを使用している。地震時に基礎部分と上部構造に相対変位が生じるため，水平方向クリアランスを60cm，鉛直方向クリアランスを10cm設けている。

4. 地震観測システム

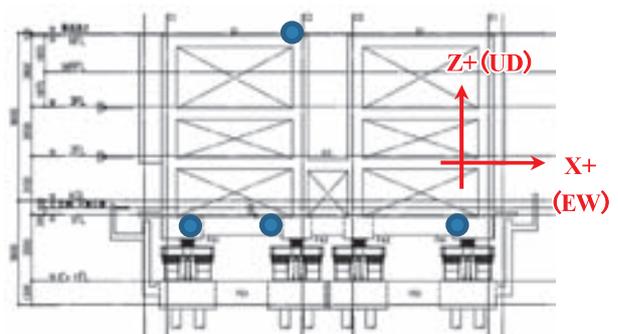
本建築物では，3次元免震システムの性能を確認するため，長期観測モニタリングを行っている。表2に計測点一覧，図4に長期観測モニタリングの測定位置図を示す。建築物内部には，RF，1F，BF（地下ピット）の各中央部と，1Fの隅角部に1台

表2 計測点一覧

| 部位 | 計測項目 | 計測点 (階-X通*Y通) | 方向 |
|------|------|------------------------|---------|
| | | RF-X2*Y2 | X, Y, Z |
| 上部建物 | 加速度 | 1F-X2*Y2, X1*Y1, X4*Y4 | X, Y, Z |
| | | BF-X3*Y3 | X, Y, Z |
| 地盤 | 加速度 | GL-30m (工学的基盤) | X, Y, Z |
| 免震装置 | 空気圧 | BF-X3*Y2 | — |
| 免震層 | 相対変位 | BF-X1*Y2, X4*Y3 | X, Y, Z |
| | | BF-X1*Y1, X1*Y4, X4*Y1 | Z |



(b) Y (NS) 軸方向



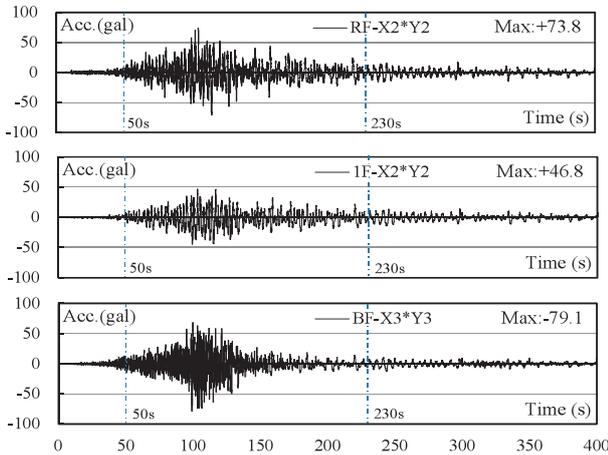
(c) X (EW) 軸方向

図4 モニタリング位置図

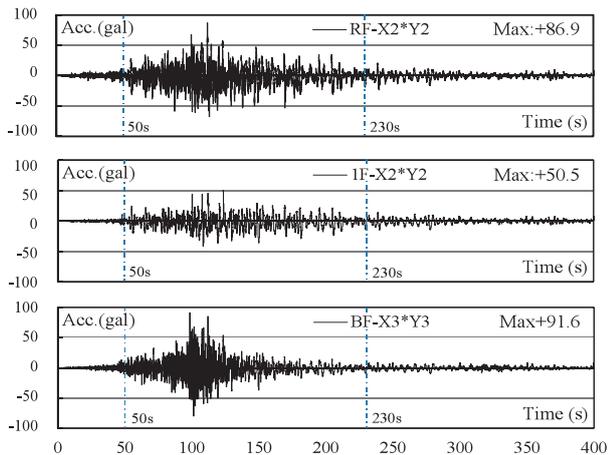
箇所の3次元免震装置には上下方向のみの変位計を設置している。

5. 東北地方太平洋沖地震における観測記録

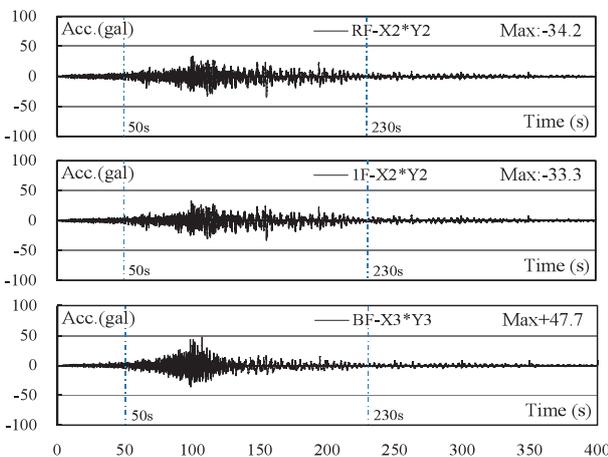
2011年3月11日14時46分頃、太平洋三陸沖を震源として発生した東北地方太平洋沖地震は「知粋館」



(a) X (EW) 方向



(b) Y (NS) 方向



(c) Z (UD) 方向

図5 加速度時刻歴波形

において、継続時間全672秒ときわめて長時間の記録を残した。図5に、X (EW), Y (NS), Z (UD) 各方向の0~400秒区間における時刻歴加速度波形を示す。波形はBF (地下ピット), 1F, RFそれぞれにおいて、建築物のほぼ中央に位置する加速度計の値である。なお、観測記録の時刻歴加速度波形にはTrifunac法による中立軸補正とバンド幅0.08Hz-50Hzのバンドパスフィルタによる処理を施している。BF (地下ピット)の観測記録から入力加速度は継続時間40秒程度から徐々に振幅が大きくなり、100秒付近において最大値を記録し、以降の振幅は小さくなるが、10gal程度の揺れがその後も長く続き、振幅こそ大きくないものの、継続時間の長さが非常に特徴的な記録である。時刻歴加速度波形の最大値に着目すると、BF (地下ピット)における入力加速度最大値はNS方向で91.6gal, UD方向で47.7galであった。これに対し、1Fの最大応答加速度はNS方向で50.5gal, UD方向で33.3galとなっており、時刻歴加速度波形の最大値と比較すると、入力に対して、水平方向で45%, 上下方向で30%程度低減されている。

図6に加速度フーリエスペクトルの比から求めたBF (地下ピット)-1F間における周期伝達関数、図7に各階の加速度フーリエスペクトルを示す。なお、スペクトル解析は時刻歴加速度波形において、最大値の1/5以上を継続して記録する50~230秒区間を対象とし、Perzenウィンドウによる平滑化処理を行っている。図7より、上下方向ではRFにおいても応答値はほとんど増幅していない。また、図6の周期伝達関数より、水平方向で0.2~1.0秒、上下方向では0.2~0.6秒の周期帯において、BF (地下ピット)-1F間の振動伝達率はおおむね0.5以下

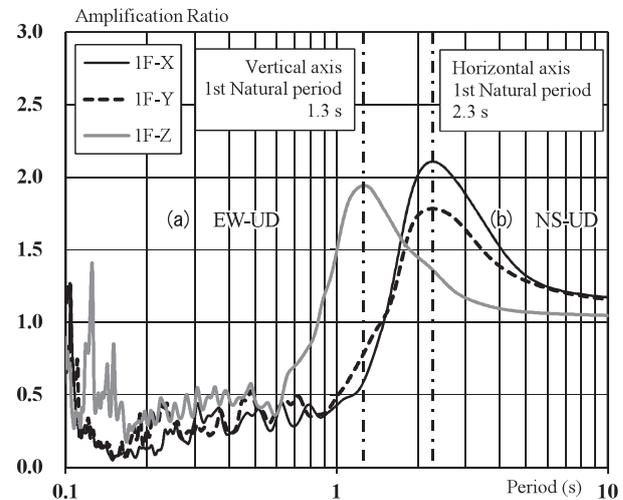


図6 BF (地下ピット)-1F間における周期伝達関数

となっており、水平および上下方向とも免震効果が発揮されていることが確認できる。本建築物の1次固有周期は水平方向で2.3秒、上下方向で1.3秒程度と推定でき、1次固有周期近傍においても伝達率はX (EW) 方向で2.1, Y (NS) 方向で1.8, Z (UD) 方向で1.9程度であり、水平および上下方向とも比較的高減衰の性能を有していることがわかる。

図8および図9に、免震層に設置された2点の変位計における免震層の相対変位のオービットを示す。

免震層には水平方向で最大4.2cm程度、上下方向で最大1.3cm程度の相対変位が生じていた。図10, 11には観測記録全672秒間の免震層の累積相対変形を示している。水平方向の最大変形量は4.2cm程度であったが、累積変形量としては最大1,585cmと非常に大きく、累積変形量からも継続時間の長さが確認できる。また、図11から上下方向では継続時間100秒付近において、Y1通りとY4通りに累積変形の差が生じている。これは入力加速度の最大値を記録する付近において、Y (NS) 方向にややロッキング

グを生じ、累積変形量に差が生じたものと考えられる。しかしながら、それ以降の累積変形はいずれも同一勾配で変化し、ロッキングの影響は少ないといえる。

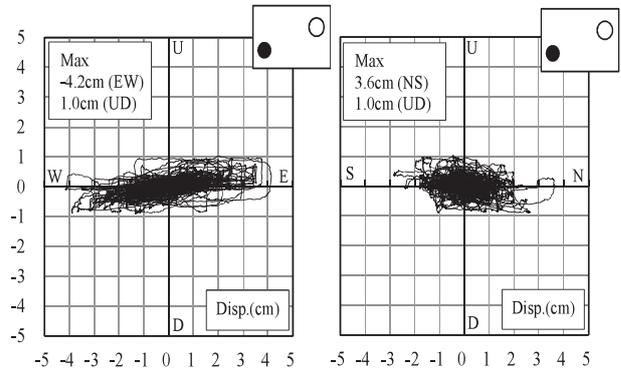


図8 X1*Y2変位計における免震層の相対変位

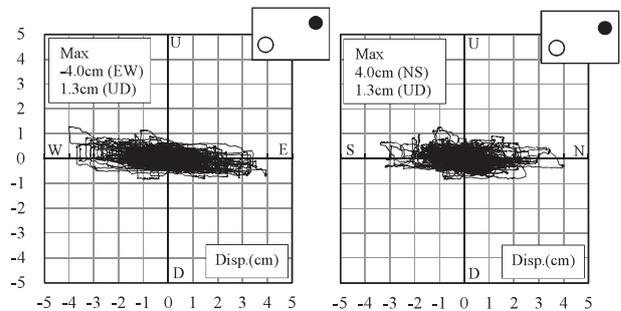
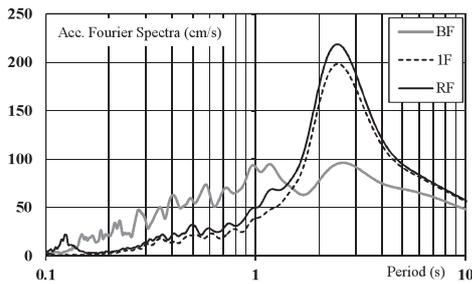
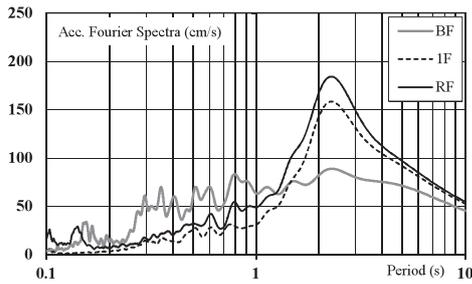


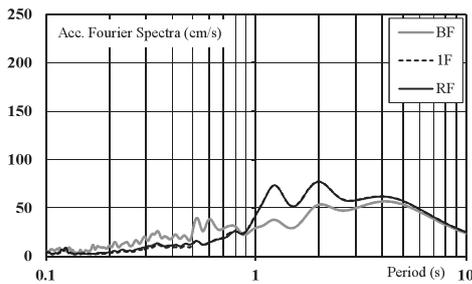
図9 X4*Y3変位計における免震層の相対変位



(a) X (EW) 方向

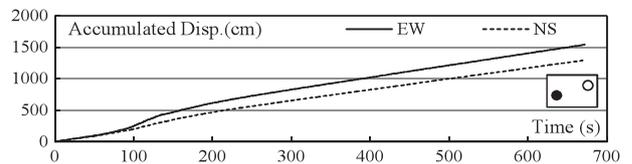


(b) Y (NS) 方向

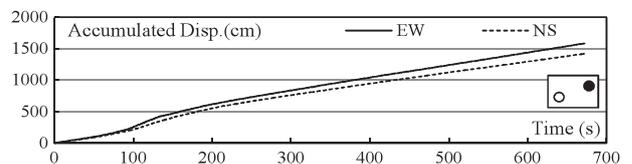


(c) Z (UD) 方向

図7 加速度フーリエスペクトル



(a) X1*Y2変位計



(b) X4*Y3変位計

図10 免震層の累積相対水平変位

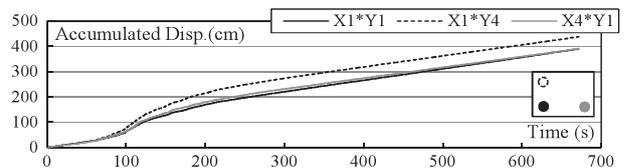


図11 X1*Y1, X1*Y4, X4*Y1変位計における免震層の累積相対上下変位

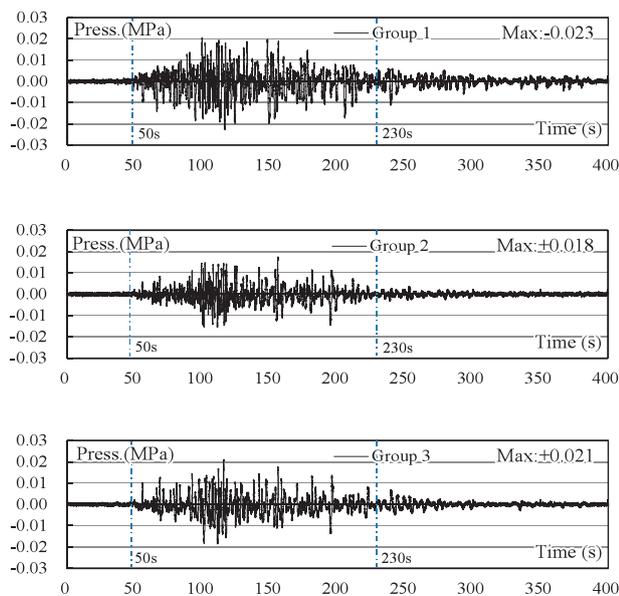


図12 空気ばねの変動内圧

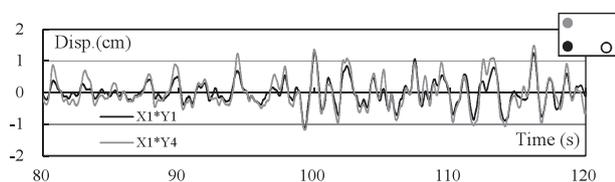


図13 2点間の時刻歴応答変位（上下方向）

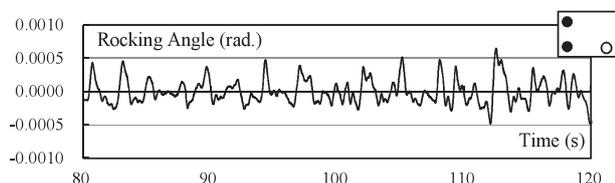


図14 Y (NS) 方向の時刻歴応答ロッキング角

図12に各群における空気ばねの変動内圧を示す。地震観測直前の竣工時検査結果から空気ばねの内圧は、第1群：0.78MPa、第2群：0.72MPa、第3群：0.65MPaであったことより、本記録における空気ばねの変動内圧は最大でも長期支持荷重の3.2%程度である。

図13はY1通りとY4通りそれぞれの変位計の上下変位の時刻歴応答波形を示している。変位の位相を確認するため、上下方向の最大応答変位付近の80～120秒区間のみを表示している。図より、2点間は同一位相で互いに追従するように変位しており、ロッキング抑制付オイルダンパシステムにより本建築物はロッキングを抑制しながら、上下方向に変位していることが確認できる。図14はY (NS) 方向のロッキング角の時刻歴応答波形を示している。Y (NS) 方向のロッキング角はおおむね1/2,000程度となっており、瞬間の最大値は1/1,538であった。

参考文献

- 1) 国枝正春：空気ばね車両の上下振動の理論と実験，鉄道技術研究報告，第6号，車両編第3号，(1958)
- 2) 日本振動技術協会：振動技術総覧2010，(2010)
- 3) 蔭山満ほか：発電用新型炉へ適用する3次元免震システムの研究：単独ローリングシール型：その1，Dynamics and Design Conference：機械力学・計測制御講演論文集：D & D 2002 (abstract)，p. 240，(2002)
- 4) 梅木克彦ほか：発電用新型炉へ適用する3次元免震システムの研究：単独ローリングシール型：その2，Dynamics & Design Conference 2004，p. “105-1”-“105-4”，(2004)
- 5) 柏崎昭宏ほか：発電用新型炉へ適用する3次元免震システムの研究：油圧機構：その1，Dynamics and Design Conference：機械力学・計測制御講演論文集：D & D 2002 (abstract)，p. 239，(2002)
- 6) 島田貴弘ほか：発電用新型炉に適用する3次元免震システムの研究：油圧機構を用いた3次元免震システム：その2，Dynamics & Design Conference 2004，p. “103-1”-“103-6”，(2004)
- 7) 須原淳二ほか：発電用新型炉へ適用する3次元免震システムの研究—建屋全体3次元免震システムの開発—，構造工学論文集，Vol. 52B，p. 207-220，(2006)
- 8) 日本原子力発電株式会社：発電用新型炉技術確証試験事業報告書その2 3次元免震技術確証試験，p. 3. 2. 2-52～53，(2003)
- 9) 青井真，森川信之：2008年岩手・宮城内陸地震のKiK-net—関西に於ける4gの強震記録，日本地震工学会誌，No. 9 Jan. 2009，p. 20-24，(2009)
- 10) 高橋治ほか：3次元免震建物の開発その1～その4，日本建築学会大会学術講演梗概集B-2，p. 435-442，(2008)
- 11) 高橋治ほか：3次元免震建物の開発その5～その12，日本建築学会大会学術講演梗概集B-2，p. 957-972，(2009)
- 12) 高橋治ほか：3次元免震建物の開発その13～その14，日本建築学会大会学術講演梗概集B-2，p. 215-218，(2010)
- 13) 高橋治ほか：3次元免震建物の開発その15～その18，日本建築学会大会学術講演梗概集B-2，pp. 633-640，2011. 8

[著者紹介]

たか はし おさむ
高橋 治 君



1967年 東京都北区生まれ。東京理科大学工学部建築学科卒業，同大学院建築学専攻修了。1991年 株式会社構造計画研究所へ入社し，現在は執行役員兼構造設計部部長。博士（工学），構造設計一級建築士，建築構造士，日本建築学会会員など。

E-mail : taka@kke.co.jp

会 告

平成24年度一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会委員会名簿

（編集委員会は別途記載）

（敬称略）

| 委員会名 | 委 員（◎委員長 ○副委員長 *幹事） |
|-----------|--|
| 庶務委員会 | ◎中野政身（東北大学），香川利春（東京工業大学），大科守雄（日立建機株），北畠多門（SMC株），川嶋健嗣（東京工業大学） |
| 企画委員会 | ◎大内英俊（山梨大学），○高崎邦彦（株TAIYO），*桜井康生（足利工業大学），饗庭健一（東京計器株），赤木徹也（岡山理科大学），浅野哲史（株本田技術研究所），荒井一則（フジサンケイ ビジネスアイ），伊藤和寿（芝浦工業大学），内堀晃彦（宇部工業高等専門学校），遠藤 弘（コマツ），曾谷康史（川崎重工業株），落合正巳（協立機電株），風戸昭人（(公財) 鉄道総合技術研究所），加藤友規（福岡工業大学），川島正人（東北特殊鋼株），高後哲也（日本電産トーンク株），加藤猛美（株コガネイ），鈴木健児（神奈川大学），高岩昌弘（岡山大学），武田 稔（株ジェイテクト），竹村研治郎（慶応義塾大学），只野耕太郎（東京工業大学），田中豊（法政大学），成田 晋（KYB株），林 光昭（株IHI），兵藤訓一（東京計器株），山下良介（SMC株），和田重伸（CKD株），早川恭弘（奈良工業高等専門学校），小山 紀（明治大学） |
| 会計委員会 | ◎桜井康生（足利工業大学），伊藤 寛（株ジェイテクト），肥田一雄（川崎重工業株），吉田伸実（株コマツ） |
| 基盤強化委員会 | ◎川嶋健嗣（東京工業大学），*吉満俊拓（神奈川工科大学），小山 紀（明治大），佐藤恭一（横浜国立大学），眞田一志（横浜国立大学），川上幸男（芝浦工業大学），東川智信（株TAIYO），布谷貞夫（コマツ），佐藤毅彦（東京計器株），斎藤賢治（日本大学），安木秀巳（油研工業株），藤田壽憲（東京電機大学），西股健一（SMC株），和田重伸（CKD株），大科守雄（日立建機株），大場孝一（油研工業株），西海孝夫（防衛大学校），吉田伸実（株コマツ） |
| 論文集委員会 | ◎築地徹浩（上智大学），○川嶋健嗣（東京工業大学），香川利春（東京工業大学），伊藤和寿（芝浦工業大学），風間俊治（室蘭工業大学），桜井康雄（足利工業大学），田中嘉津彦（福井工業高等専門学校），村松久己（沼津工業高等専門学校），柳田秀記（豊橋技術科学大学），竹村研治郎（慶応義塾大学），川上幸男（芝浦工業大学） |
| 情報システム委員会 | ◎藤田壽憲（東京電機大学），*竹村研治郎（慶応義塾大学），一柳隆義（防衛大学校），巖 祥仁（東京工業大学），小山 紀（明治大学），川上幸男（芝浦工業大学），久保田 浩，小薮栄太郎（苫小牧工業高等専門学校），田中 豊（法政大学），塚越秀行（東京工業大学），野口恵伸（KYB株），吉田和弘（東京工業大学） |
| 表彰委員会 | ◎鈴木勝正（東京都市大学） |
| 出版委員会 | ◎佐藤恭一（横浜国立大学） |
| 国際交流担当 | ◎伊藤和寿（芝浦工業大学） |
| 産学共同研究担当 | ◎香川利春（東京工業大学） |

FPIC会議報告

第12回日本機械学会機素潤滑設計部門講演会におけるフルードパワー技術研究*

吉田和弘**

1. はじめに

第12回日本機械学会機素潤滑設計部門講演会（実行委員長：法政大学，田中豊教授）が，2012年4月23，24日に松山市において開催された。本講演会は，アクチュエータ／センサ，機構，歯車／伝動機構／機械要素，およびトライボロジーを取り扱う講演会で，毎年1回開催されている。2年に1回は，韓国機械学会との共催で国際会議としている。今回は国内会議で，道後温泉近くの愛媛県県民文化会館において開催された。

本講演会では，特別講演1件，基調講演4件，12セッションにおける一般講演64件，合計69件の発表があった。このうちフルードパワー技術関連の研究発表としては，空気圧関連3件，機能性流体関連5件の合計8件があった。以下では，各発表の概要について紹介する。

2. フルードパワー技術関連の発表内容

2.1 空気圧関連

空気圧関連では，以下のように，ソフトアクチュエータに関する2件，作動流体の相変化を用いたアクチュエータ1件の合計3件の発表があった。

則次ら¹⁾は，軽く柔軟なパワーアシストウェアのため，マッキベン形ゴム人工筋のゴムチューブとスリーブの間にウレタン製パネルを並べた構造で，加圧による収縮によりパネル間の隙間を減少させ直線状に硬化する直線硬化型空気圧ゴム人工筋を提案している。これとマッキベン形ゴム人工筋を用いた上肢パワーアシストウェアを試作し，特性実験を行い，その有効性を明らかにしている。

和田ら²⁾は，マッキベン形ゴム人工筋の繊維の角度の設定により空気圧を印加したとき伸縮なしで剛性が変化するデバイスを直列接続した構造で，各デバイスの剛性の制御により湾曲部における挿入を容

易にした大腸内視鏡の開発を行っている。湾曲部に感圧センサを設置した大腸モデルを試作し，挿入実験を行い，腸内壁に作用する負荷が小さく，挿入時間が短い剛性変化パターンを明らかにしている。

松岡ら³⁾は，ばね付シリンダに作動流体およびヒータを入れた構造で，作動流体の液相／気相変化に伴う体積変化を用いた，高温環境で使用できるアクチュエータを提案している。ばねのばね定数により駆動特性を，初期圧力により駆動温度領域を設定することができる。水を作動流体としたアクチュエータを試作し，その特性を実験的に明らかにするとともに，180℃雰囲気中での動作を確認している。

2.2 機能性流体関連

機能性流体関連は，以下のように，アクチュエータ4件，ハプティックデバイス1件，合計5件の発表があった。

金ら⁴⁾は，三角柱－スリット形電極対による不均一電界印加により生じる電界共役流体ECFのジェット流を応用したマイクロポンプの高出力化のため，三角柱－スリット形電極対をMEMS技術により平面集積化し，その積層により3次元集積化したマイクロポンプを提案している。直列10対，並列3対の電極対を2層有するポンプを試作し，特性実験を行い，無負荷流量が増大することを確認している。

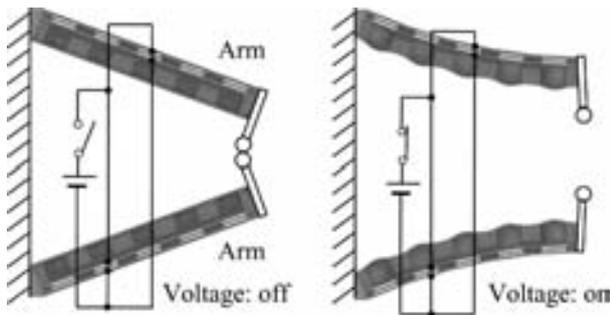
金ら⁵⁾は，三角柱－スリット形電極対を用いたECFマイクロポンプにおける電極の最適形状について実験的に検討している。スリット電極の厚さおよび幅，三角柱電極－スリット電極間の間隔，および三角柱電極の先端角度をパラメータとして変化させたマイクロポンプをMEMS技術により試作し，測定した最大流量および最大吐出圧力に基づき，各パラメータの最適値を明らかにしている。

吉田ら⁶⁾は，電界により粘度を制御できる均一系ERFを用いたマイクログリッパ（図1）を提案，開発している。本グリッパは，ERバルブを軸方向に分割し，それらをゴム製流路で接続した高い柔軟性を有するバルブ分割形フレキシブルERバルブ（FERV），および内側にひだを有し径方向の膨張を抑え軸方向に伸長するゴム製チャンバを組み合わせたもので，その特性を実験的に明らかにしている。

*平成24年5月28日 原稿受付

**東京工業大学精密工学研究所

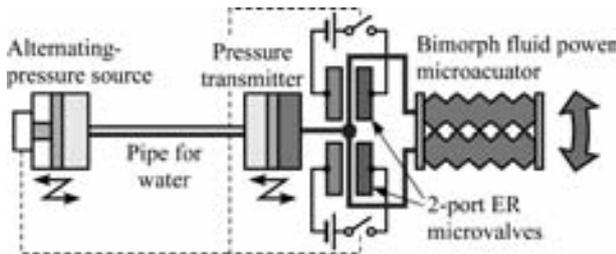
(所在地 〒226-8503 神奈川県横浜市緑区長津田町4259-R 2-42)



(a) 全体構造



(b) アームの構造

図1 バルブ分割形FERVを用いたマイクログリッパ⁶⁾図2 交流圧力源を用いたERマイクロアクチュエータシステム⁷⁾

吉田ら⁷⁾は、多自由度駆動マイクロシステムのため、交流圧力源を用いたERアクチュエータ(図2)を提案している。これは、交流圧力源と同期してERバルブを開閉することで交流圧力を整流しアクチュエータを駆動するもので、1本の管路で供給および排出を行うとともに、圧力伝達を行う流体の粘度を下げ管路の小径化を図り、配管の体積を減少させている。提案システムの特性を理論的に解明している。

後藤ら⁸⁾は、タッチパネルに凹凸感呈示機能を付加するため、平行に配置した電極による電界印加でその間隔部分の粒子分散系ERFを固化し、凹凸感を呈示するデバイスを提案し、5種類の電極間隔を持つデバイスを試作し、3種類のERFに対し官能評価実験を行っている。その結果、提案デバイスで凹凸感を呈示できることを確認するとともに、電界強度および電極間隔と知覚率の関係を明らかにしている。

3. おわりに

本稿では、第12回日本機械学会機素潤滑設計部門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。本講演会では、発表に対する質疑応答、および技術情報交換会における意見交換を通じて、技術情報の交換を活発に行っていた。なお、今回は2013年5月に韓国釜山において国際会議として開催予定である。

参考文献

- 1) 則次俊郎, 中川皓介, 高岩昌弘, 佐々木大輔: 直線硬化型空気圧ゴム人工筋の開発と上肢パワーアシストウェアへの応用, 第12回日本機械学会機素潤滑設計部門講演会講演論文集, p. 71-72 (2012)
- 2) 和田晃, 脇元修一, 鈴森康一, 山本陽太: 柔軟ラバーデバイスを用いた可変剛性型大腸内視鏡の開発—最適駆動パターンに関する実験的検討—, 同上, p. 73-74 (2012)
- 3) 松岡大樹, 鈴森康一: 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3報: 180°C環境下での駆動, 同上, p. 65-66 (2012)
- 4) 金俊完, 山田嘉穂, 横田真一, 枝村一弥: 三角柱—スリット形電極対の三次元集積化によるECFマイクロポンプ, 同上, p. 151-152 (2012)
- 5) 金俊完, 王海波, 横田真一, 枝村一弥: MEMS技術を用いたECF三角柱—スリット形電極対の性能評価, 同上, p. 153-154 (2012)
- 6) 吉田和弘, 原創太, 嚴祥仁, 横田真一: バルブ分割形FERVを用いたマイクログリッパ, 同上, p. 155-156 (2012)
- 7) 吉田和弘, 三好智也, 嚴祥仁, 横田真一: 交流圧力源を用いた多自由度ERマイクロアクチュエータシステムの提案, 同上, p. 157-158 (2012)
- 8) 後藤真徹, 竹村研治郎, 柿沼康弘: 電気粘性流体を用いた凹凸感呈示手法, 同上, p. 133-136 (2012)

[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

FPIC会議報告

第24回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウムにおける
フルードパワー技術研究動向*

巖 祥 仁**

1. はじめに

第24回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム (SEAD24: The 24th Symposium on Electromagnetics and Dynamics) は電気学会 (産業応用部門) が主催, 日本機械学会と日本AEM学会の共催で2012年5月16日 (水) ~ 18日 (金) まで富山国際会場において開催された。「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウムは、「電磁力」と「ダイナミクス」に関連する異分野, 異業種の研究者が一堂に会し, 情報交換と対論を行うことによってこの分野の研究を総合的に発展させる場を作ることとを目的としている¹⁾。今回の「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウムでは3件の基調講演と, 28個のセッションから147件の発表が行われた。また, 5月17日の夜には富山市民会館で懇親会が開かれ, 参加者の親睦を深める機会になった。

2. フルードパワー技術の紹介

今回の「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウムでは基調講演1件を含め, 全16件の講演が行われ約10%の割合を示した。特にER流体とMR流体の関連研究は「磁性流体, 液晶・電気粘性流体①」と「磁性流体, 液晶・電気粘性流体②」の二つの独立セッションにおいて8件の講演が行われるなど活発な議論が行われた。

本稿ではそれぞれの講演に対してその内容を簡単に紹介する。

進士は基調講演で「対外循環用磁気浮上遠心血液ポンプの開発」という題目で, 体外循環を1ヶ月以上連続で, 安全, 安価に実現することを目標とした磁気軸受けを搭載した使い捨て遠心血液ポンプの構造, 原理, 各種性能評価試験法とその結果を示した。また, 今後の低コスト化, 多機能化, 高性能化の方向性を紹介している²⁾。

湯本らは軸方向制御型磁気軸受とロータを直接回転駆動するアキシアルフラックスモータを搭載した遠心血液ポンプにおける軸方向流体力のアンバランスを解決するため, ロータ下部に複数の貫通穴を設けた場合の流体力をCFDにより計算している。また, 貫通穴と同軸上にセンサプローブを配置した磁気浮上・回転実験により, 貫通穴がセンサターゲット中であっても, 安定したロータの制御が可能であることを明らかにしている³⁾。

床井らは新しい人工心臓装着支援装置に関する研究において熱・圧力の複合低エネルギーを用いた自己接合型脱血管による心筋組織との接合について実験的に検討を行っている⁴⁾。

菊池らは高齢者などが室内で安全に有酸素運動を継続的に行うためのバーチャルリアリティ自転車システム提案している。提案したバーチャルリアリティ自転車システムにはMR流体ブレーキによるペダリング負荷の制御を行い, 平地と登り・下り坂でのペダル踏込み力の再現することが可能である。そのため, MR流体ブレーキのトルク特性およびバーチャルリアリティ自転車システムのトルク制御について研究している⁵⁾。

山本らはノート形PCなどの小形電子機器用の液冷システムのために, 可動子を配管内部に設置できるマイクロポンプを研究している。この研究では永久磁石の回転振動による弾性板の揺動を利用するもので, 配管に直接ソレノイドコイルを巻いて駆動できるので省スペース化が可能である⁶⁾。

巖らはマイクロ液圧源として機能性流体の一種である電界共役流体 (Electro-conjugate fluid, ECF) により発生するECFジェットを利用するマイクロ液圧シリンダを提案, 試作し, その特性評価を行っている⁷⁾。

川上らは化学反応に有効であるスラグ流を動的に生成, 分離するシステムおよび生成と分離に特化したバルブを研究している。そして, 実験においてバルブの駆動周波数を変化により任意の液相長さを生成できることを確認している⁸⁾。

高田らはERゲルをクラッチ機構に応用したりニアアクチュエータを研究している。そのため, ER

*平成24年6月5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4259-1R2-41)

ゲルを動力伝達媒体に用いた制御性のたかいクラッチ構造の大出力化手法とその評価方法に関して研究している⁹⁾。

小柳らはER流体を作動流体とした可制御なダンパを構築し、ダイレクトドライブシステムなどへ適用するためER流体の動的応答モデル化に関して研究している。そのため、ER流体の動的応答のモデルと実験結果との比較を行い、その妥当性を検証している¹⁰⁾。

木倉らはガラス熔融炉での電磁場影響を検証するため有限要素法を用いて、TVF炉に相当する大きさのキャビティ内のジュール加熱流場における流動挙動、応力の大きさを誘磁率の変化に対して比較検討している¹¹⁾。

ISNIKURNIAWANらは磁界印可により形成するクラスタリング構造の成長に関する研究を行っている。実験では異なる磁界掃引速度に対して超音波の伝搬速度を比較することで高い磁界掃引速度のときにクラスタリングの成長速度が速いのを確認している¹²⁾。

井門らはMR流体の動的な過程における粒子挙動について研究している。そのため、平行平板間単純せん断流れ中における強磁性粒子の挙動をハイブリット離散粒子法解析により明らかにしている¹³⁾。

林らはMR流体を用いた減衰力可変ダンパの重量増加を抑え、弱い磁場印可で大きく減衰力を変化させるため、ダンパに用いるMR流体中にアルファセルロースを混合させる方法を提案し、その効果を実験的に明らかにしている¹⁴⁾。

岩本らは回転軸方向に生じる軸力を利用した機械要素の摩耗の低減、MR流体の磁場への感応による潤滑液の保持を狙い、粘弾性流体とMR流体を混合した磁気粘弾性流体を提案している。そして本研究では一様磁場下でのレオロジー特性の計測が可能な測定装置を試作し、磁気粘弾性流体の角振動数や印可する磁場の変化によるレオロジー特性を計測し、その特性を研究している¹⁵⁾。

山崎らは、桑原らにより確立された電磁誘導計測法を用いたボイド率の測定による気液二層流の計測方法を応用してMR流体のような固液二層流の管内固相濃度計測方法に関する研究を行っている¹⁶⁾。

岩本らは磁場および温度に感応する性質を有する感温性磁性流体を用いた自己循環型熱運送装置に関する研究を行っている。この研究では熱運送特性を向上させるため、感温性磁性流体にその母液よりも沸点の低いn-Hexaneを混入した非共沸混合磁性流体を用いて磁気駆動熱運送装置の鉛直上昇方向における熱運送特性を実験的に調査している¹⁷⁾。

3. おわりに

本稿では第24回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウムにおけるフルードパワー技術関連の発表、および基調講演の各概要を紹介した。

参考文献

- 1) 作井正昭：第24回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム開催にあたって、SEAD24講演論文集, p. i (2012)
- 2) 進士忠彦, 土方亘, 高谷節雄：体外循環用磁気浮上遠心血液ポンプの開発, SEAD24講演論文集, p. 3-8 (2012)
- 3) 湯本淳史, 進士忠彦：軸方向制御型磁気軸受を搭載した遠心血液ポンプにおける流体力アンバランスの改善, SEAD24講演論文集, p. 115-118 (2012)
- 4) 床井宏行, 増澤徹, 青代敏行, 橋本英子, 尾関和秀, 岸田晶夫, 樋上哲哉, 巽英介：新しい人工心臓装着支援装置に関する研究, SEAD24講演論文集, p. 123-124 (2012)
- 5) 菊池武士, 小林慧吾, 杉山正雄：MR ブレーキを用いた VR 自転車のトルク制御, SEAD24講演論文集, p. 137-140 (2012)
- 6) 山本陽輔, 本田崇：磁気駆動マイクロポンプを直列配置した小型液冷システムの試作, SEAD24講演論文集, p. 293-296 (2012)
- 7) 嚴祥仁, 増田弘樹, 横田真一, 吉田和弘, 枝村一弥：ECF マイクロシリンダ, SEAD24講演論文集, p. 297-298 (2012)
- 8) 川上佳朗, 門脇信傑, 鈴森康一：マイクロバルブによるアクティブスラグ流生成/分離プロセスの実現, SEAD24講演論文集, p. 299-302 (2012)
- 9) 高田悠大, 小柳健一, 柿沼康弘, 安齊秀伸, 桜井宏治, 本吉達郎, 大島徹：ER ゲルを用いたクラッチ機構の大出力化, SEAD24講演論文集, p. 371-374 (2012)
- 10) 小柳健一, 高森優, 本吉達郎, 大島徹：ER 流体の精緻な動的応答モデルの検証, SEAD24講演論文集, p. 375-378 (2012)
- 11) 木倉宏成, 都築宣嘉, 川口達也, 河合秀樹, 南和宏, 越智英治：有限要素法による熔融ガラス模擬流体流動シミュレーション, SEAD24講演論文集, p. 379-382 (2012)
- 12) Ahmad ISNIKURNIAWAN, Jun KUROIWA, Shunnosuke ABELL, Tatsuo SAWADA：Experimental analysis of cluster growth in MR fluid under magnetic field, SEAD24講演論文集, p. 393-394 (2012)

- 13) 井門康司, 荒川和也: 平行平板間の MR 流体せん断流れ中における強磁性粒子の挙動, SEAD24講演論文集, p. 395-396 (2012)
- 14) 林浩一, 井門康司, 上野聖司, 赤松渉平: アルファセルロース混合割合が磁気混合流体ダンパー減衰力特性に与える影響, SEAD24講演論文集, p. 397-398 (2012)
- 15) 岩本悠宏, 安西将吾, 牛小東, 山口博司: 磁気粘性流体のレオロジー特性, SEAD24講演論文集, p. 399-400 (2012)
- 16) 山崎晴彦, 牛小東, 山口博司: 磁性流体を用いた固液二相流の管内固相濃度計測法, SEAD24講演論文集, p. 401-402 (2012)
- 17) 岩本悠宏, 奥田龍治, 山口博司, 牛小東: 感温性

磁性流体を用いた自己循環型熱輸送装置の基本特性, SEAD24講演論文集, p. 403-404 (2012)

%%%

[著者紹介]

おむ さん いん
嚴 祥 仁 君

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

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

%%%

会 告

会 員 移 動

| 会員の種類 | 正 会 員 | 海 外 会 員 | 学 生 会 員 | 賛 助 会 員 |
|--------------------|----------|---------|---------|---------|
| 会 員 数 (8月10日現在) | 901 (注1) | 14 | 144 | 103 |
| 差 引 増 減 | +7 | 0 | -11 | 0 |

(注1) 正会員の内訳 名誉員14名・シニア員20名・ジュニア員178名

正会員

- 望月 安久 (株)神崎高級工機製作所)
- 志村 和樹 (東京計器株)
- 中嶋 守 (東京計器株)

- 坂田 浩二 (株)神崎高級工機製作所)
- 豊田 拓也 (東京計器株)
- 藤田 勝彦 (東京計器株)

学生会員

- 中口 天仁 (東京電機大学)
- 齊藤 健二 (東京電機大学)
- 水野 智国 (東京電機大学)
- 小林 現喜 (東京電機大学)
- 坂内 亮太 (東京電機大学)
- 村松 良祐 (山梨大学)
- 前原 太平 (立命館大学)

- 橋本 泰隆 (東京電機大学)
- 二坂総一郎 (東京電機大学)
- 福田 岳彦 (東京電機大学)
- 美浦 彩 (東京電機大学)
- 柴田 敏志 (山梨大学)
- 清水 健一 (明治大学)

FPIC会議報告

IFK2012参加記*

加藤 友規**

1. はじめに

2012年3月26日から28日、ドイツのドレスデンにて、国際会議「2012 8th International Fluid Power Conference (IFK2012)」が開催された。筆者はこの会議に参加させていただいたので、ここに参加記としてご報告させていただく。

2. 国際会議の概要

2.1 IFKについて

International Fluid Power Conference (IFK) は、その名の通りフルードパワー技術に関する国際会議であり、ドイツのアーヘンで1998年3月に第1回目が開催されて以来、2年おきにアーヘン（アーヘン工科大学）とドレスデン（ドレスデン工科大学、以下TUD）で交互に開催されている。

2.2 会場と会議の概要について

会議は、3月26日のSymposiumから開始された。Symposiumは、TUDのキャンパス内のHSZと呼ばれる講義棟で行われた（図1）。後述するとおり、このSymposiumでは47件の講演があったが、大学関係者の講演が8割であり、筆者もこの初日の



図1 Symposiumの会場（HSZ）とIFDの表札

Symposiumの中の空気圧に関するセッションで口頭発表させていただいた。また、同日はTUDのInstitute of Fluid Power (IFD) の施設見学会も同時行われており、筆者も興味深く見学させていただいた。内部のさまざまな研究設備を見学させていただいたが、ここでは入り口の表札のみ掲載させていただく（図1の右下）。

3月27日からの2日間は、会場を国際会議場（ICD）に移して、Conferenceが行われた（図2）。Conferenceでは、72件の講演があったが、講演者の所属は大学46%、企業54%であった。また同会議場内では企業展示も行われた（図3）。企業展示で



図2 Conferenceの会場（ICD）



図3 企業展示ブース

*平成24年6月5日 原稿受付

**福岡工業大学工学部

(所在地 〒811-0295 福岡市東区和白東3-30-1)

は、384㎡のホールに31箇所の展示ブースが設置されており、その他にポスター展示による技術紹介のコーナーもあった。たとえば最新の空気圧アクチュエータや水圧駆動のバルブ技術など、多数の興味深い展示があった。

3月27日の夜は、ドレスデン市内のAlbertium (美術博物館) にて、懇親会が開催された (図4)。この懇親会にはアーヘン工科大学のBacke名誉教授もご出席され、旧交を温める機会ともなっていた。

2.3 参加者・発表者の属性

3月28日の閉会式では、IFDのDirectorのJ. Weber教授が、閉会のご挨拶の際に、IFK2012の参加者・発表者の専門分野や出身国等についてご説明された (図5)。興味深いデータと思われるので、一部をここにご紹介させていただく。(一部、数字に若干の矛盾があるが、ご説明された際の資料をメモした上で転記したので、ご参考までということで、ご了承ください。)

- ・参加登録人数…700名、うちドイツ521名、その他179名。
- ・外国人参加登録者の国籍…ヨーロッパ75%、アジア14%、アメリカ10%、アフリカ1%。
- ・発表論文数…口頭発表103件、ポスター12件。
- ・発表者の国籍…ドイツ人66名、外国人53名 (22カ国)
- ・発表者の国籍…ドイツ55%、ドイツ以外のヨーロッパ31%、アメリカ5%、アジア8%、アフリカ1%。
- ・発表論文の分野…Industrial Hydraulics 10%、



図4 懇親会にて



図5 閉会の挨拶 (Prof. J. Weber)

Mobile Hydraulics 19%, Pneumatics 13%, Specific Applications and Automotive 9%, Control of Fluid Power Systems 7%, Fluid Power Components 23%, Fundamental & Simulation 19%.

なお、今回のIFK2012では、日本からの参加者は少なかったようで、筆者がお会いした限りでは、筆者を含め5名であると見受けられた (もし他にご参加されていた方がいらしたら、何卒ご容赦いただきたい)。

3. おわりに

筆者は前はIFK2006 (アーヘン) に出席したので、2度目のIFKであった。ドレスデンは初めてであったが、ドレスデンは美しい古都であり、ソーセージやビールも美味しく、とても充実した滞在であった。

[著者紹介]

かとうともりのり
加藤友規君



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

E-mail : t-kato@fit.ac.jp

教室

おもしろ油圧機構 第8回 油圧モータ*

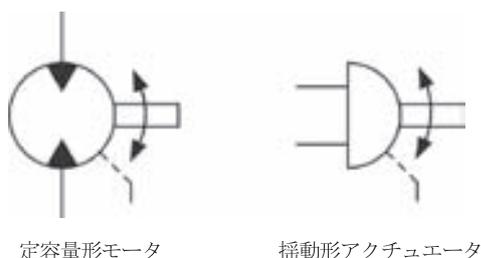
大橋 彰**

1. はじめに

油圧モータは、油圧のエネルギーを入力とし、機械的な回転エネルギーを出力する油圧アクチュエータの一種である。アクチュエータの中でも、油圧機器の代表格であり直線運動を得意とする油圧シリンダに対し、複雑な機構を有し種類も多い。油圧モータには、出力軸の回転運動の角度が制限されている形式の油圧アクチュエータも含まれ、揺動形アクチュエータと称される。

2. 油圧モータの種類

図1は、油圧モータと揺動形アクチュエータの図記号であり、頂点が円または半円の内部に向けられた▲記号は、油が機器に流れ込むことを意味する。また二つの▲は、IN/OUTポートを入れ換えることができ、出力軸が両方向に回転または揺動が可能なことを示す。破線はモータ本体からタンクへ油が戻るドレン配管である。



定容量形モータ

揺動形アクチュエータ

図1 油圧モータ・揺動形アクチュエータ図記号

油圧モータには、油圧ポンプとほとんど同じ外観・構造のものと、その基本要素を利用して大容量化を図り、独特の減速機構を有しているものなど多くの種類がある。後者の低速・高トルク形と呼ばれる油圧モータが機構的な面白さを有している。

図2に、各種油圧モータの外観形状を示す。上段左の斜軸式アキシャルピストン形以外の5機種は低速・高トルク形に分類され、それぞれ独特の構造と

外観を有している。高速形には、斜軸式のほか図3に示す斜板式アキシャルピストン形、および外接歯車形、ベーン形などがあり、これらはポンプと類似の形状と構造を有している。



斜軸式アキシャルピストン

対向斜板式アキシャルピストン²⁾減速機内蔵内接ギア³⁾

低速・高トルクベーン



単行程ラジアルピストン

多行程ラジアルピストン⁴⁾

図2 各種油圧モータの外観

最高回転速度は、低速形が数 100min^{-1} 以下、高速形が数 100min^{-1} から概略 $6,000\sim 7,000\text{min}^{-1}$ とされる。これ以上の回転速度は、容積式油圧モータでは得られず、遠心式モータの役割となる。

以下、高速形の代表例として斜板式と斜軸式アキシャルピストンモータを、低速形として図2に示すすべての油圧モータの構造・原理をそれぞれ解説する。

*平成24年5月7日 原稿受付

**油研工業

(所在地 〒252-1113 綾瀬市上土棚中4-4-34)

3. アキシアルピストンモータ

3.1 斜板式アキシアルピストンモータ

図3は、定容量形の斜板式アキシアルピストンモータの構造図例であり、回転機構は教室第2回のアキシアルピストンポンプと同等である。

ポンプの場合、ピストンを機械的にシリンダブロックから外に引き出すことにより油の吸込み(IN)を行うのに対し、モータの場合は、圧油の注入(IN)によりピストンが外に押し出され、斜板部で力の方向が変換されて回転力になる。これが、ピストンの行程(ストローク)と油のIN/OUTに関するポンプとモータの相違点である。

図3の左側のINポートに圧油が入ると、ピストンはシリンダブロック内のピストン室が膨張するように作用し、斜板を押し方向に図の左半面でストロークする。この結果、シリンダブロック、スプラインを經由して主軸に回転が伝わる。回転方向は、斜板の傾く方向によって決まり、この場合は主軸側から見て塗りつぶした矢の方向すなわち右回転となる。

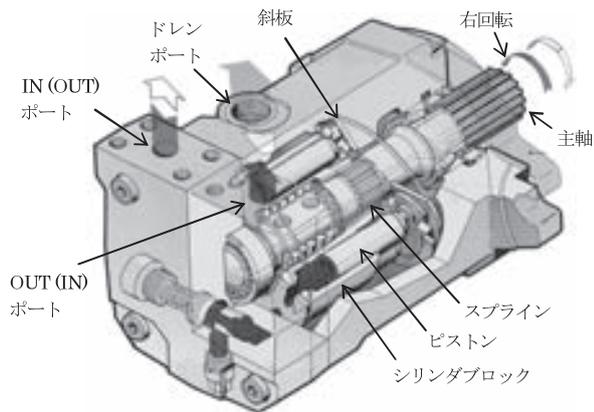


図3 斜板式アキシアルピストンモータ⁵⁾

3.2 斜軸式アキシアルピストンモータ

図4は、図2の左上図に相当する斜軸式アキシアルピストンモータの断面図である。斜板式と異なり、主軸④に対して回転部品の中心軸⑨およびシリンダブロック⑩の回転軸が一直線上になく、それらが傾斜していることから斜軸式と呼ばれる。

回転力は、斜板式のようなシリンダブロック・主軸間のスプライン継手でなく、球面継手を両端に有するコンロッド⑦とピストン⑧の組立体によって伝えられる。圧油を受けたピストンの推力のうち回転方向の分力が回転力となる。

図4は2容量切換形の断面図を示し、カバー⑬内の操作ピストン⑮が変位することによって、軸⑭により分配弁⑫とシリンダブロック⑩の傾斜角度を2

段階に変化させる構造になっている。

傾斜角度の範囲は、概略0~25°であり、斜板式の最大18~20°に比して広い。この図のほか、主軸の右端面とシリンダブロックの左端面にベベル歯車機構を設け、シリンダブロックからの回転力を主軸に伝える斜軸式モータがあり、傾斜角度は40°に達する。

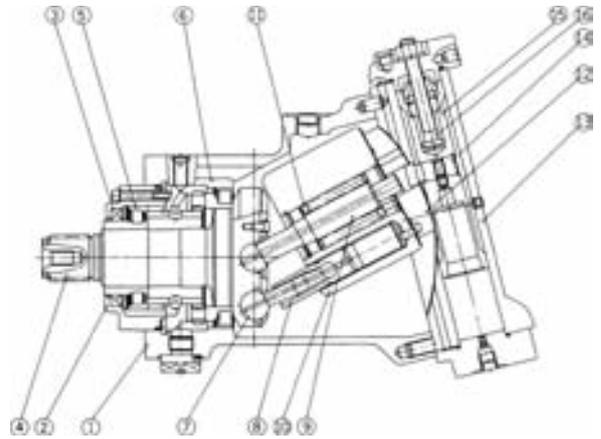


図4 斜軸式アキシアルピストンモータ

4. 減速機内蔵内接歯車モータ

図5に内接歯車モータの断面図を示す。流体エネルギーを回転力に変換する機構部において、回転力の方向が主軸と共に連れ回る構造のモータに分類される。上図は主軸を含む横断面、下図は2種類の軸である。分配弁は、主軸の大径部分でIN/OUTポートに通じる2本の円環溝と、両溝に挟まれた大径部の複数の分配溝から成る。分配溝は交互にIN/OUT円環部に通じ、さらにボデー内のロータとの油路を經由してロータとステータに囲まれた部屋に導かれる。継手軸は、回転力を伝達するスプライン歯を両端に有している。

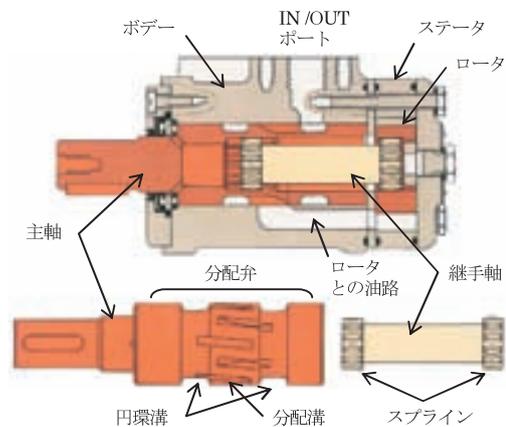


図5 減速機内蔵内接ギア形モータ断面図³⁾

図6に、外歯形状のロータと内歯形状のステータの詳細を示す。両者の中心間距離が偏心量に相当する。図5で、圧油がINポートに入り、分配弁のIN側円環部と分配溝を經由して、図6の内歯と外歯で囲まれた塗りつぶした部屋に入ると、圧力により容積が膨張し、ロータは最上部の歯を中心として右方向に傾斜し、内歯に沿って順に右に移動していく。このためロータは左回転の自転と同時に、中心軸が右回りに公転する。継手軸は、図5の右端で自転と公転を行ない、偏心していない左端で回転力を主軸に伝える自在継手となる。偏心量は公転の半径となる。

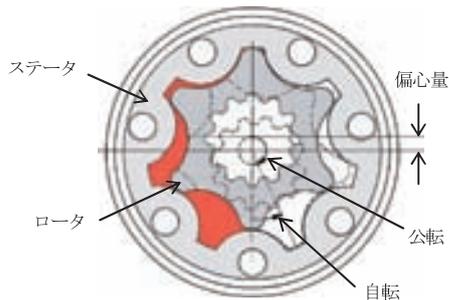


図6 ステータとロータ拡大図³⁾

図6でロータの最上部の歯に注目すると、例えば隣の歯が最上部に来るまでに中心軸が1公転し、この繰り返しにより6公転した後、図の初期状態に達する。出力軸の1回転分に相当する押しのけ容積は、圧油の入る部屋の容積の6倍となる。このため減速機内蔵形と称され、比較的小形で低速・高トルクが得られるという特長がある。

5. 低速高トルクベーンモータ

図7にベーンモータの断面図を示す。内部で膨張・収縮して押しのけ容積を確保するための各部屋はカムリング内面の径と小径との間で構成され、IN/OUTポートに直接つながっている。図7の例は、この部屋が大小2組あり、これらを組合せて、1/3～2/3～全トルクのような多段階の出力トルクを選択できる形式である。この容量選択のための切換弁

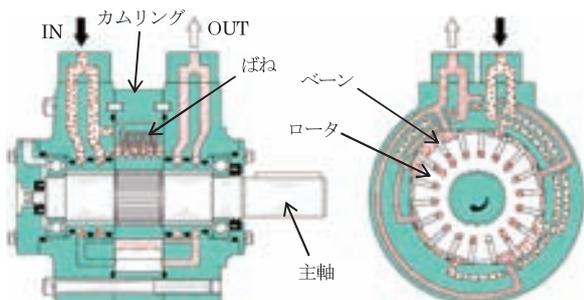


図7 低速高トルクベーンモータ断面図

は、出口ポートに設置される。

また、ポンプと異なりモータの場合は停止時でも密閉された容積を確保して入口ポートからの圧油を受け入れなければならないため、通常、ベーンが自重でロータの溝内を落下することを防ぎ、ベーンをカムリング内面に押し付ける機構が必要となる。図7の場合は、左図に示すように比較的厚いベーン内部にコイルばねを複数挿入している。

図8は通常の高速度ベーンモータの内蔵部断面であり、コウモリ状の特殊形状ばねにより2枚のベーン底面を同時に押す機構を設けた例である。

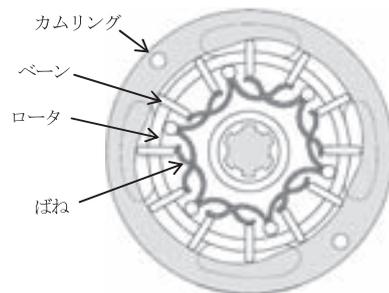


図8 ベーンモータのベーン押し機構例

6. ラジアルピストンモータ

6.1 単行程ラジアルピストンモータ

図9に単行程形モータの断面図と主要部品名称を示す。左図は、右図の矢視A-O-B断面を展開したものである。

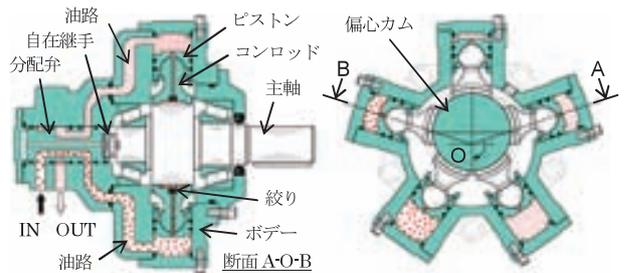


図9 単行程ラジアルピストンモータ断面図

流体エネルギーを回転力に変換する機構は、主軸と一体の偏心カムと、カム面上で揺動し推力を作用させるピストン・コンロッドとで構成される。アキシャルピストン形とは回転の原理が異なり、ピストンは主軸と共に回転しない。

図10は、図9右のO点を含む垂直平面の主軸の図であり、主軸中心とカム中心の距離（偏心量）が回転モーメントの距離となる。

連続的にモータを回転させるため、偏心カムに対し、常に偏心方向左右の片側からピストン推力の合

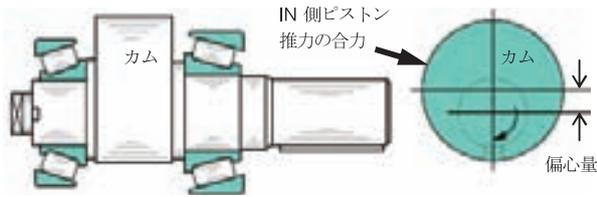


図10 主軸と偏心カム

力を作用させる。このため図9左に示す分配弁を設け、自在継手を介して主軸に接続している。分配弁内の大きな点の網掛けで示した油路がIN側となり、ボデー内油路を経由してピストンの半数（2または3本）に圧油が作用し、図10のカム左側に推力が発生する。残りのピストンは、分配弁内の小さな点の網掛けで示した油路を経由してOUT側につながり油を戻す。

カムとの接触面であるコンロッドの底面には油圧ポケットが設けられ、静圧軸受を構成している。軸受剛性を高めるため、ピストンと油圧ポケット部を結ぶ油路の一部に絞りを設けている。

6.2 多行程ラジアルピストンモータ

図11は、多行程形モータの中心軸断面と、軸と直角に放射状に配置されたピストンを含む断面の模式図である。単行程形モータと異なり、回転するケースと一体の大径カムが外側に位置する。IN/OUTポートを有するシリンダブロックは静止し、内部の回転分配弁は左端でケースと接続されている。

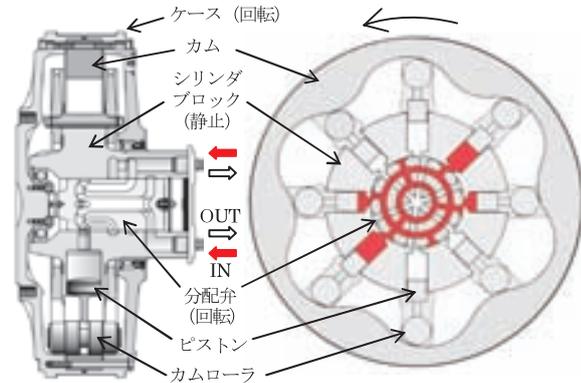


図11 多行程ラジアルピストンモータ断面図⁴⁾

INポートからの圧油は、図11右図のように分配弁からシリンダブロック内のピストン室に供給される。ピストン室の膨張・収縮行程はカムの傾斜方向と同期し、ピストンを押し上げてカムローラが斜面上で外方向に転がることによって回転力を発生する。右図で、水平方向の対向するピストン室は圧油が供給され始めた状態であり、カムの回転方向は矢で示すように正面から見て左となる。

1回転中に複数回の往復行程を繰り返すため多行

程形と呼ばれ、図7のベーンモータと同様に多段形も可能である。ピストンのリフト量により押しつけ容積が定まり、各種モータの中でも最大級の容量が得られ、低速性能はもっとも優れる。最大容量は20万cm³/revを超える。図11のケース回転形のほか中空の主軸が回転する機種もある。

7. 対向斜板式アキシャルピストンモータ

図12は、図2右上の対向斜板式モータの断面図である。基本構造は図3の斜板式モータと同様であるが、モータ内部で主軸側とその反対側に対向する一対の斜板が配置されている。このためピストンストロークは片側斜板の場合の2倍となり、大きな押しつけ容積が得られる。ピストンのピッチ円径も大きく、低速・高トルク用途として低速からの運転が可能である。

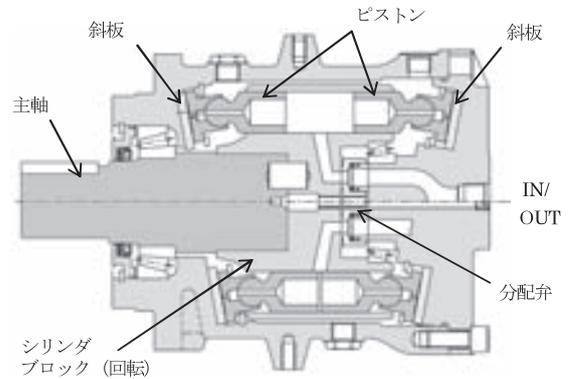


図12 対向斜板式ピストンモータ断面図²⁾

シリンダブロックは、高速形の斜板式アキシャルピストンモータと同様に主軸と共に回転する。圧油は、IN/OUTポートから分配弁を経由してシリンダブロック内部の放射状の油路からピストン穴部に導かれ、ピストンを斜板に押しつける構造である。図の手前側にあるピストン穴に圧油が導かれた場合には、主軸の回転方向は軸側から見て左となる。

8. 揺動形アクチュエータ

揺動形アクチュエータは、油圧シリンダをリンク機構で揺動運動させる場合に比べ、取付けが簡単でスペースも少なく済み、高トルクが得られる。内部に独特の力変換機構と減速機構を有するものもある。

8.1 ベーン形揺動モータ

図13、図14にベーン形揺動モータを示す。

図14はダブルベーン形の構造図であり、2枚のベーンとシューを有し、揺動角度は約100°である。シングルベーン形の場合は約280°となり、トルクは2枚ベーン形に対して半減する。



図13 ベーン形揺動モータ外観

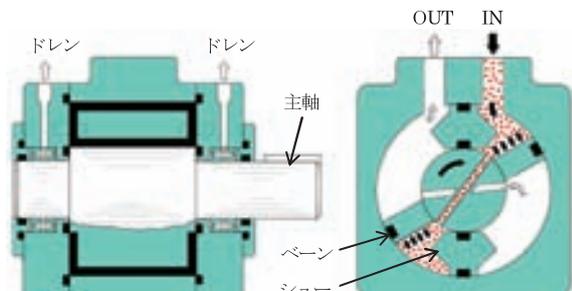


図14 ベーン形揺動モータ断面図

8.2 ラック・ピニオン式揺動モータ

図15にラック・ピニオン式揺動モータの外観を、図16に断面図を示す。中央のブロック部から両側に出た油圧シリンダが圧油を受け、内部のラックが動きピニオンを回転させ主軸が揺動する。

揺動角度は、シリンダのストロークすなわちラックの長さによって決まり、主軸が1回転を超えて揺動するものも製作可能である。

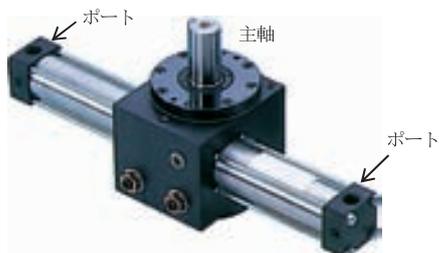


図15 ラック・ピニオン式揺動モータ外観⁶⁾

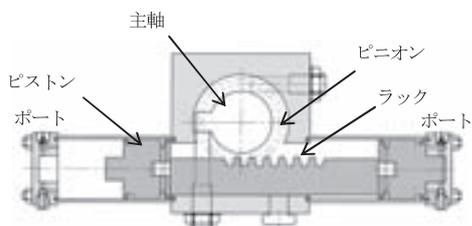


図16 ラック・ピニオン式揺動モータ断面図⁶⁾

8.3 ヘリカルスプライン式揺動モータ

図17にヘリカルスプライン式揺動モータの構造を示す。左右のポートから圧油が流入してピストンに

作用すると、ボデーとピストン部に加工された一对のヘリカルギアの働きにより、ピストンは回転しながらボデー内を往復運動する。これによりピストン内部のスプラインを介して主軸に回転力を伝え、主軸は揺動運動する。

揺動角度は、ラック・ピニオン式と同様、ピストンのストロークによって決まる。またピストン方式のため内部漏れが少ない、などの特長を有している。

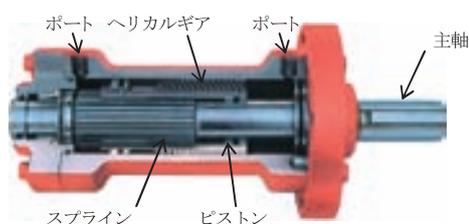


図17 ヘリカルスプライン式揺動モータ⁷⁾

9. おわりに

油圧モータは、機械・装置の駆動部に直結するアクチュエータであり、使用範囲も極低速から高速まで幅広い。低速運転時にも作動圧力にほぼ比例した大トルクが得られる。これは電動機やエンジンなどにはない油圧ならではの長特である。

この解説により、さまざまな回転や揺動の原理・機構がおわかりいただければ幸いです。

なお掲載した断面図、外観写真などは、以下に示す各社の販売資料などから引用させていただいた。ここに謝意を表す。

参 考 資 料

- 1) 油研工業カタログ, 作動原理図集より
- 2) イートン(株)資料より
- 3) Danfoss社資料より
- 4) Hagglunds社資料より
- 5) Linde社資料より
- 6) (株)TAIYO資料より
- 7) 三菱重工業(株)資料より

[著 者 紹 介]

おお 橋 彰 君
おお はし あきら 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.

教室

おもしろ空気圧「空気圧機器の流量特性」*

妹尾 満**

1. 流量特性の表示方法

空気圧機器の流量特性は、JIS B 8390 : 2000 空気圧—圧縮性流体用機器—流量特性の試験方法 (ISO 6358 : 1989整合) で規定され、流量特性は、音速コンダクタンス C [$\text{dm}^3/(\text{s}\cdot\text{bar})$] と臨界圧力比 b [-] のパラメータで表示する。

図1に示すように機器内部を圧縮空気が流れる場合、上流側および下流側の絶対圧力の圧力比が1の場合には、流量は0であり、圧力比が小さくなるにつれ、流量は0から増加する。流速が音速に達する臨界点を臨界圧力比 b といい、以降、圧力比が0になるまで、流量は一定になる。この流量が飽和する流れをチョーク流れという。また、臨界圧力比 b 以上の音速に達しない流れを亜音速流れという。音速コンダクタンス C は、チョーク流れの流量が飽和したときの流れやすさを表す指標である。

旧JIS規格の有効断面積 S [mm^2] も音速コンダクタンス C と同定義であり、 $C=5S$ で換算できる。

アメリカでは、ANSI/(NFPA) T3. 21. 3 : 1990 に圧縮空気の C_v (ANSI) の試験方法が規定されている。上流側絶対圧力6.5barで差圧が0.07bar~0.14barの流量より容量係数 C_v (ANSI) を求める。図1に示すように C_v (ANSI) は亜音速流れの圧力比が1付近で測定された値である。

2. 実用流量式

実用流量式を式(1)および(2)に示す。式(1)は、チョーク流れの流量式であり、式(2)は、亜音速流れの流量式である。圧力比および臨界圧力比によりどちらの流れかを判断し、使用する。

3. 流量特性の曲線

図2に示すように、臨界圧力比 b の値により、チョーク流れの領域と亜音速流れの曲線形が変わる。亜音速流れの曲線は、楕円で近似され、臨界圧力比

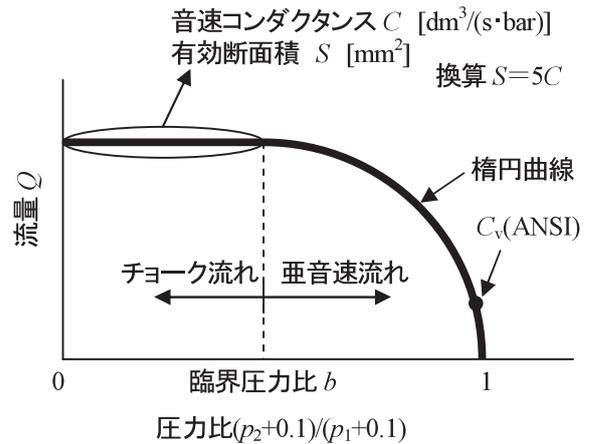
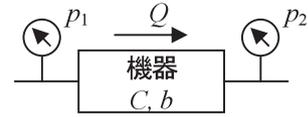


図1 流量特性表示

$\frac{p_2+0.1}{p_1+0.1} \leq b$ のとき、チョーク流れ

$$Q = 600 C (p_1 + 0.1) \sqrt{\frac{293}{273 + T}} \tag{1}$$

$\frac{p_2+0.1}{p_1+0.1} > b$ のとき、亜音速流れ

$$Q = 600 C (p_1 + 0.1) \sqrt{1 - \left(\frac{p_2 + 0.1}{p_1 + 0.1} - b \right)^2} \sqrt{\frac{293}{273 + T}} \tag{2}$$

ここで、

Q : 流量 [L/min (ANR)]

C : 音速コンダクタンス [$\text{dm}^3/(\text{s}\cdot\text{bar})$]

b : 臨界圧力比 [-]

p_1 : 上流側ゲージ圧力 [MPa]

p_2 : 下流側ゲージ圧力 [MPa]

T : 温度 [°C]

b の値が大きいほど膨らみが大きくなる。同じ音速コンダクタンス C であれば、臨界圧力比 b の値が大きいほど、流量を多く流せる流量特性がよい機器になる。

*平成24年6月15日 原稿受付

**SMC株式会社 技術研究部

(所在地 〒300-2493 茨城県つくばみらい市絹の台4-2-2)

4. 機器の流量特性¹⁾

機器固有の流量特性は、製品カタログに記載されている。各メーカーのカタログを確認する必要がある。

方向制御弁は、同じ機種でも流れ方向により値が異なるので、機器で使用する流れ方向の値をカタログより参照する。音速コンダクタンス C は、機器の内部流路の大きさに比例するが、臨界圧力比 b は、構造により異なる。たとえば、ポペット弁は $b=0.5$ 前後、スリーブのないスプール弁は、 $b=0.3\sim 0.4$ 、スリーブのあるスプール弁は $b=0.2$ 前後に分布する傾向にある。

配管は、内径と管長さで音速コンダクタンス C と臨界圧力比 b が異なる。図3に樹脂配管の内径と管長さに対する音速コンダクタンス C と臨界圧力比 b を示す。管長さが短い時には、音速コンダクタンス C は、実内断面積に収束するが、長くなるほど、音速

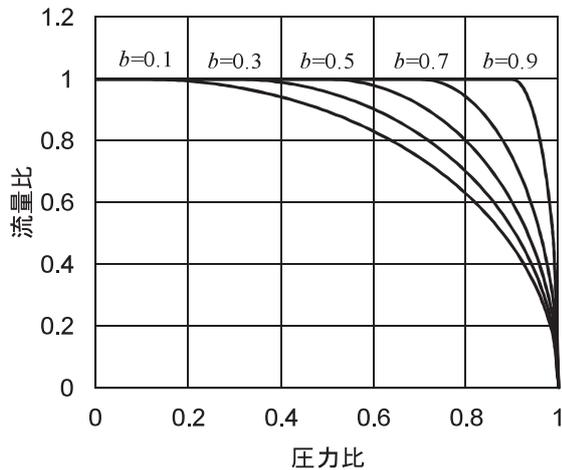


図2 流量特性曲線

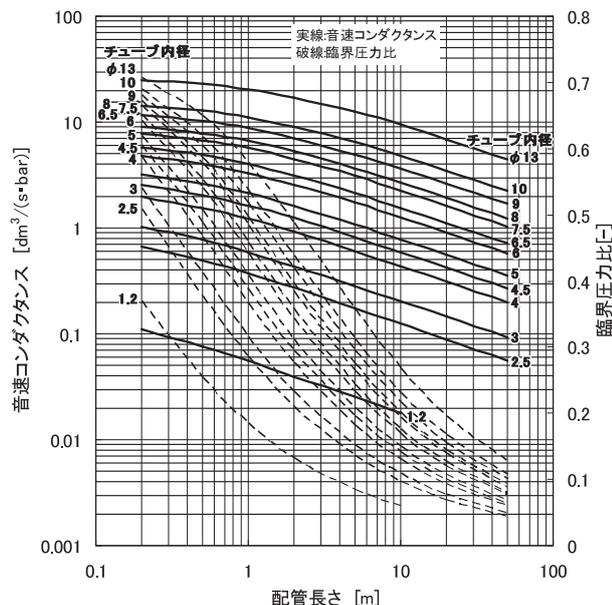


図3 樹脂配管の流量特性

コンダクタンス C と臨界圧力比 b は小さくなる。

5. C と C_v の換算

各種の電磁弁に対してJIS B 8390:2000とANSI (NFPA) T3. 21. 3:1990に基づく試験を行い、音速コンダクタンス C [$\text{dm}^3/(\text{s}\cdot\text{bar})$], 臨界圧力比 b [-] および C_v (ANSI) の試験結果の相関を示したものを図4に示す。図4にこの相関より求められる回帰曲線の式を示す。 C_v (ANSI) の定義は、臨界圧力比 $b=0.5$ の場合であるが、実際の機器の臨界圧力比 b は、0.1から0.5の間に分布しており、臨界圧力比 $b=0.1$ の機器を推定した場合、25%過小に音速コンダクタンス C が算出される。臨界圧力比 $b=0.3$ として推定を行えば、誤差は、 $\pm 13\%$ に減少する。臨界圧力比 $b=0.3$ の場合の換算式は、 $C=4.0C_v$ (ANSI) になる。

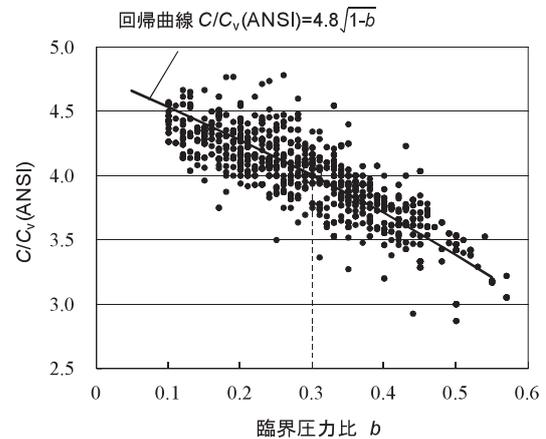


図4 音速コンダクタンス C と C_v (ANSI) の相関

参考文献

- 1) 空気圧システムの省エネルギー：小根山尚武，(財)省エネルギーセンター発行

[著者紹介]

妹尾 満君



1996年愛媛大学大学院工学研究科博士前期課程修了。同年SMC株式会社入社，現在に至る。空気圧システム解析の研究に従事。日本フルードパワーシステム学会会員。

教室

入門講座「流体力学」 第1回：覆水盆に返らず*

高橋 勉**

1. 入門講座「流体力学」の開始にあたり

空気や水の流れは自分の身体で直接感じる事ができる身近な物理現象である。一方で、水や空気は透明で動きがみえないことや、ややこしい数式が出てくることなどからそれらを扱う流体力学は敷居が高いと思われがちな学問である。この講座では一般的な流体力学の教科書から離れて、流体力学で扱う諸問題を身近な例をもとに親しみやすく解説することを目指す。紹介する各問題について、答えを読むまえにご自身で考えることをお勧めする。この講座に参加して（本稿を読みいっしょに考えて）流体力学に興味を持っていただけたなら、ぜひ、流体力学の教科書を手にとっていただきたい。本講座が、流体力学を体系的に勉強するための一助となれば幸いである。

2. 流体とはなに？

それではウォーミングアップとして最初の問題を考えていただく。

問題1-1：水と水あめが各コップに同量入っている。どちらが水あめかを判定するにはどうすれば良いか？

2つの物質を見分ける方法はいろいろある。匂いを嗅ぐ、舐めてみる、色を見る。これらは分子構造や化学的特性をもとに判定するもので化学的分類法とよぶ。これに対してコップを軽くゆすると、ちゅぷちゅぷと波打って流動するものほとんど動かないものがあることに気がつく。水あめは水よりもはるかに粘っこいことはよく知られているので、どちらが水あめであるかは瞬時に判断できる。固さや流れやすさといった性質をもとに物質を分類する方法を機械的分類法という。機械的性質は力（あるいは応力）と変形の関係と言い換えても良いであろう。

コップを揺するという力を加えたときに応答よく簡単に変形するのが水であり、水あめは同じ力を加えても変形に時間がかかる。コップを傾けてしばらく待っていると室温であれば水あめもコップの縁からゆっくりと流れ落ちる。これをビデオで撮影し早送り再生すると水が流れるときと見分けがつかない。つまり、水と水あめの流れ方は時間の尺度が違っても流れる様子は同じである。

問題1-2：卵の白身は水と同じ流れ方をしますか？

卵の白身をコップに入れ、コップを傾けるとどうなるだろうか。水と同じように流れ出るが、流れを止めようとしてコップをたててもすぐには止まらずコップの縁を乗り越えて引っ張られているように流れる様子が見えるだろう。この様子をビデオで撮って再生速度を調整しても水の流れのようには見えない。卵の白身は流体であるが水や水あめとは種類の違う流れ方（機械的性質）を示す物体と考えられる。

流体力学や材料力学は対象物の機械的性質をもとに応力と変形の間関係を明らかにする学問である。これらを総称して連続体力学という。連続体とは応力と変形がある関係で規定された仮想物体のことである。現実の物質はすべて原子・分子で構成されており、空気も微細に見れば窒素分子や酸素分子が真空中を飛び回っている状態である。しかし、流体力学では通常はこのことを考えず、空気や水は均質で連続的な物体であると仮定してその運動を計算する。

流体を連続体の一つと考えたときの定義は

- (1) 力が作用すると瞬時に変形を開始する
- (2) 力が作用しているあいだは変形し続ける
- (3) 力を除去しても変形は回復せず永久的なひずみが残る

となる。定義(3)はいったん変形した流体は元の形を忘れてしまい元には戻せない、すなわち「覆水盆に返らず」を表している。水あめは流体の定義を満たしているだろうか。コップを傾けてもすぐには流れないようにみえるが、精密に計測すると傾けた瞬間から流動が開始している。どんなにわずかでもコップ

*平成24年6月29日 原稿受付

**長岡技術科学大学工学部

(所在地 〒904-2188 新潟県長岡市上富岡町1603-1)

プを傾けるとそれにあわせて液面は変形を開始する(1)の条件を満たす)。ただ、その応答が非常に遅いため人間の目では変化が検知できないだけである。コップを傾けた場合は、重力や表面張力などの力が釣り合う状態になるまで流動は継続される(2)の条件を満たす)。そして、コップを流れ出た水あめはもとの形状には戻れない(3)の条件を満たす)。すなわち、水あめは流体である。

物体を固体と流体に二分するなら流体の定義に当てはまらないものはすべて固体となる。固体にもさまざまな性質を持った物体が存在するので、代表的なものとして弾性体を考えよう。弾性体の定義は流体と対比すると以下ようになる。

- (1) 力が作用すると瞬時に変形を開始する
- (2) 作用する力の大きさに依存して所定の大きさの変形が発生する
- (3) 力を除去すると変形は完全に回復し、もとの形状にもどる

定義(3)は「弾性体は元の形状を完全に記憶している」とも言い換えられる。水や空気は形状を記憶できる時間がほぼゼロで過去の形状や変形の履歴に依存せず今そのときの外部条件で動く楽道家。一方、弾性体は決して物忘れしない優等生(過去を忘れられず引きずる暗いやつ?)といえるかもしれない。卵の自身は流体であるが弾性力を持つ粘弾性流体でありこれらの中間的な性質を持つ。過去のこと(形や変形履歴)をある程度の時間は記憶しており影響を受けるが、そのうち忘れてしまっただらけてしまう。この物体に親近感をもつ筆者は粘弾性流体に分類される人間のようである(しかも記憶時間がかなり短いほうかもしれない)。

3. 応力と変形の関係性を式で書こう

さて、弾性体であるばねの特性について以下の問題を考えていただきたい。

問題1-3：1グラムの荷重を加えると1cm伸びるばねがある。このばねに2グラムの荷重を加えると伸びは何cmか？

瞬時に2cmという答えが返ってくるはずである。ばねはフックの法則(Hooke弾性則)が成り立ち、荷重(応力 σ)と伸び(ひずみ ϵ)の間には $\sigma = k\epsilon$ という単純な比例関係があることを理科の時間に学んでいる。 $\sigma = k\epsilon$ という式はその物体の応力と変形の間を表現する式であり、構成方程式という。 k はその物体固有の定数(物質定数)である。この式は先に示した弾性体の定義(1)~(3)に従うだろうか。フック

の法則には時間についての規定がない(式の中に時間が含まれない)ことから、応力の作用と同時に所定のひずみが瞬時に発生する。応力がゼロになればひずみもゼロに戻るので、(1)および(3)の定義は満たされる。(2)の定義に関しては応力がひずみの関数で与えられればどのような関数でも良いのであるが、フック弾性則ではそれが比例であると定義している。そこで、構成方程式 $\sigma = k\epsilon$ で定義される物体をフック弾性体とよぶ。この問題に出てくるばねの構成方程式がもし $\sigma = k\epsilon^2$ のような関数で表されるとしたら答えは違ってくる。このような物体を非フック弾性体という。そこで、先の問題の答えは正しくは「このばねがフック弾性体なら2cm伸びる(そして非フック弾性体なら構成方程式が与えられていないので予測できない)」となる。

構成方程式はその物体の機械的性質を規定するものであり、文章による定義より厳密かつ定量的である。では、流体の構成方程式はどのような関数となるか考えよう。流体の運動を作り出す身近なものとして水鉄砲をイメージしていただきたい。水鉄砲に満たされた水はピストンを押すことにより穴から噴出する。(1)水鉄砲の機械的なまさを無視できればどんなに弱い力であっても力が加わればピストンは動き、水を押し出す。(2)ピストンを押し続ける限り水は飛び続ける。押す力が大きいとピストンは速く動き、水は勢いよく飛ぶ。(3)押すことをやめるとピストンは瞬時に止まり、その位置から動かない。このように水鉄砲の特徴は流体の定義と一致する。水鉄砲と同じようにシリンダとピストンからなる装置で力がかかると長さが変化する機械要素としてダッ

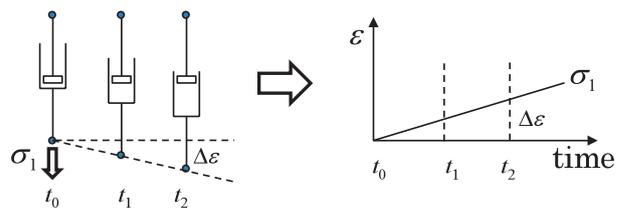
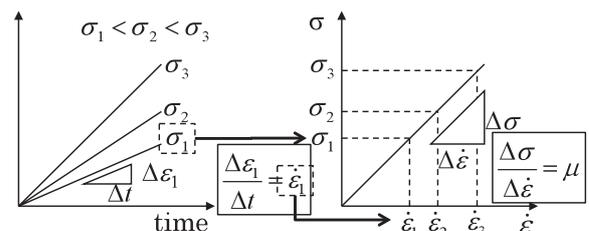


図1 一定荷重下のダッシュポットのひずみ挙動



(a) 時間とひずみの関係 (b) ひずみ速度と応力の関係

図2 一次元ニュートン流体モデルの挙動

シュポットがあり、車のサスペンションにおいて振動の減衰器として利用されている。機械的性質が流体と一致することからニュートン流体の一次元運動を表すモデルとしてよく用いられる。(2)の応力と変形の関係をもう一度よく考えてみる。図1に示すように水鉄砲やダッシュポットでは応力が作用している間はひずみが増加し続ける。そのときのピストンの移動速度、すなわちひずみの増加速度(ひずみ速度)が応力に比例する。ひずみ速度 $\dot{\epsilon}$ は単位時間あたりのひずみの増加量で与えられる($\dot{\epsilon} \equiv \Delta \epsilon / \Delta t = \partial \epsilon / \partial t$)ので、これらの関係は $\sigma = \mu \dot{\epsilon}$ という式で表される(図2参照)。この式はニュートンの粘性則とよばれ、この式を構成方程式とする流体をニュートン流体という。フック弾性体の構成方程式 $\sigma = k \epsilon$ と式の形は非常に良く似ているが、ひずみの関数かひずみ速度の関数かによって固体、液体に分かれる。 μ は物質定数で粘度(粘性係数)とよばれる。空気、水、水あめはともにニュートン流体に分類され構成方程式は同じであるが粘度 μ が異なる物質である。卵の白身はニュートンの粘性法則に従わない流体であり、そのような物体は非ニュートン流体と総称される。

4. 「流れる」ってどんなこと?

それではつぎに「流動」について考えよう。水や空気の流れは透明であり、形がなく動きのイメージがしにくい。そこで、ある瞬間において流れのなかにある領域に存在する流体が時間とともにどのように流れていくかを観察してみよう。図3に示すようにある瞬間に流れの中のある位置において正方形の領域を考え、その中の流体に色を付けることができたとして、色の付いた部分を流体要素とよぶ。時間の経過とともに流体要素は形を変えながら移動する。これを「流動」という。「流動」により正方形は複雑な形にゆがむが、これを単純な運動の重ね合わせで表すことができる。まず流動を「移動」と「変形」に分ける。「移動」は「平行移動」と「回

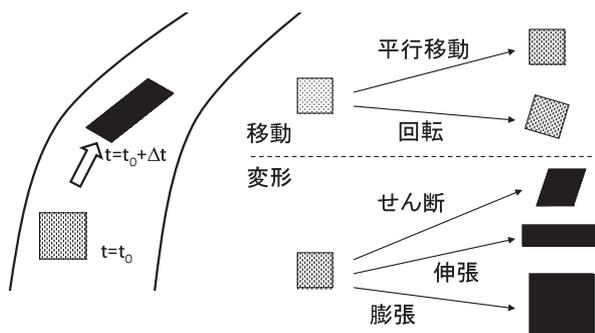


図3 流れを構成する移動と変形

転」の二つが重ね合わされた現象で、この運動において物体は変形をしない。つまり、物体の剛体的な運動を表す。一方、「変形」は流動から剛体運動を取り除いたもので位置の移動は考えず純粋に変形状態のみを表す。「変形」には「せん断」、「伸張」、「膨張・圧縮」の3つの形態が存在する。

2つの移動と3つの変形を組み合わせたものが流動であるが、これは材料力学、塑性力学でも同じ考え方ができる。固体の変形と流動の違いは変形量の大きさである。固体の場合は変形量が小さいことから元の形からの偏差をひずみとして表すのに対し、流体は元の形がわからないことから微小時間の間に生じる相対的形状変化を検討する。このためには全く異なる考え方が必要となる。また、流体の運動では渦が発生し、さまざまな現象を引き起こす。渦については第5回に勉強する予定である。

5. 流体の性質を知りたい

問題1-4: 金属の性質を知るには引っ張り試験、せん断試験などいろんな試験方法を使う。では、流体でも引っ張り試験が必要か?

応力と変形の関係を表す式である構成方程式をそれぞれの変形形態について考えてみよう。応力は面に対して平行にずらす方向に作用する「せん断応力 σ_s 」と面を垂直に押す「法線応力 σ_n 」の二種類に分けられる。

「せん断」変形の発生には「せん断応力 σ_s 」が関係する。弾性体の場合は「せん断ひずみ γ 」との間に $\sigma_s = G\gamma$ (G は横弾性係数)という関係がある。ダッシュポットの例で示したとおりニュートン流体では応力とひずみ速度が比例関係にある。せん断変形に関してはせん断応力 σ_s とせん断ひずみ速度(せん断速度あるいはずり速度)が比例する。せん断速度はせん断ひずみ γ の時間的変化量であり $\dot{\gamma} = \partial \gamma / \partial t (= \partial v_x / \partial y)$ のように表されるので、せん断に対する構成方程式は $\sigma_s = \mu_s \dot{\gamma}$ となるだろう。 μ_s はせん断に対する物質定数でせん断粘度という。

「伸張」変形は固体の引っ張り試験のように物体のある面を引っ張って伸ばす変形である。ある面を垂直に引っ張るので「法線応力 σ_n 」が駆動力となり、弾性体では $\sigma_n = E\epsilon$ (E は縦弾性係数)で表される。流体では伸びひずみの時間的変化量である伸張速度 $\dot{\epsilon} (= \partial v_x / \partial x)$ の関数となり、 $\sigma_n = \mu_e \dot{\epsilon}$ という式で与えられる。ところで、伸張変形には(a)引っ張り試験のように両端をつかんで引っ張り糸状に引き延ばす

「一軸伸張変形」, (b)その逆で両端面を平行に保って押しつぶし同心円状に広げる「二軸伸張変形」, (c)幅を一定に保ちながら一方向に引っ張り薄いフィルム状に変形させる「平面伸張変形」の3種類の形態がある。つまり、伸張粘度には一軸伸張粘度 μ_{ue} 、二軸伸張粘度 μ_{be} および平面伸張粘度 μ_{pe} の3つが存在する。

「膨張・圧縮」変形は圧力により体積変化する状態である。この変形では物体の形は相似形を維持して大きさだけが変化する。風船が膨らむときをイメージしていただければよいだろう。液体はほぼ非圧縮性といえるので「膨張・圧縮」を考慮する必要はない。圧力は面に垂直に作用する応力なので法線応力の一部である。どの面にも均等に作用するので区別するために圧力の変化量を Δp とし、体積 V の時間変化率を \dot{V} とするとこれまでの関係から $\Delta P = \mu_v \dot{V}$ という式が予測できる。

さて、粘度は全部で何種類あったらだろうか。まとめるとせん断粘度、伸張粘度3つ、体積粘度で合計5個となる。液体に限定すれば4個の粘度が存在する。これらをすべて知るにはどうすればよいだろうか。金属に対しては引っ張り試験、圧縮試験、せん断試験などを行い、縦弾性係数 E 、横弾性係数 G 、ポアソン比 ν を求める。流体は等方的で連続的であることからポアソン比は0.5であり、さらにニュートン流体の場合には、 $\mu_{ue} = \mu_{be} = 3\mu_s$ 、 $\mu_{pe} = 4\mu_s$ という関係が成り立つ。つまりせん断粘度がわかればすべての変形に対する機械的性質が明らかになる。何種類もの測定が必要な金属などの固体物性と異なり、ニュートン流体ならばせん断粘度を求めるだけで機械的性質が完全に把握できる。一方、卵の自身や高分子流体などの非ニュートン流体では伸張とせん断に対する粘度の関係が不明であるため各種の伸張粘度をそれぞれ測定する必要がある。化学繊維やフィルムの成形では伸張粘度が重要な物性値であり生産性や品質の向上にはこれらを知らなければならない。しかし、液体はつかんで引っ張ることができないため伸張粘度を測定するためには工夫が必要となる。

問題1-5：流体の伸張流動特性を測りたい。つかみ所のない流体を引っ張って延ばすにはどうしたらよいだろう？

面白い問題なので次回の講座「ものの見方を変えよう（仮題）」までの宿題としよう。ぜひ考えておいていただきたい。

トピック

問題1-6：氷は固体？ それとも流体？

物質は固体、液体、気体の三相を持つことはご存じの通りであり、氷は其中で固体に分類される。当然、上記の問題の答えは単純には固体であるが、それだけで完全正解だろうか。氷河は数百万年をかけて山から海に向かって「流れ」ている。砕けて砂利のようになって転がっているわけではなく、連続した氷のかたまりがゆっくりと河の湾曲に沿って曲がりながら流動している。数百万年かけて氷河全体を撮影し、それを早回しで再生すると水の流れのようにみえるかもしれない。「動かざること山のごとし」という言葉があるが、ヒマラヤは大陸移動のひずみとして盛り上がったものだ、という説もある。高分子や食品、インク、液晶など複雑な流体の挙動を扱う「レオロジー」という学問では「神の目から見れば山も流れる」という言葉がよく引用される。人間の目には氷は固体にみえるが、時間を圧縮して観察できれば氷も蜂蜜のように流れる、という考え方である。

最初の問題に戻るが氷は固体だろうか、液体だろうか。答えは観察者の要求によって異なる。数分間程度の反応を知りたいのであれば固体として扱ってよいだろう。変形量が非常に小さいならフック弾性体として扱えるかもしれない。長時間、たとえば数日、数ヶ月あるいはそれ以上の時間にわたって挙動を調べるなら流体（粘性体）として取り扱うべきだろう。いずれにしても氷の完全な構成方程式はいまだ不明であり、もしわかったとしても複雑な数式だと扱いづらいので、多くの場合は対象とする状況にもっとも適合する簡単なモデルを仮定して解析することになる。このときのモデルの選択を間違えると誤った結果を予測することになる。「覆水盆に返らず」という事態を招かぬようモデルの選択にはご注意ください。

[著者紹介]

たか はし つとむ
高橋 勉君



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

会 告

共催・協賛行事のお知らせ

協賛行事

The Twelfth International Symposium on Advanced Fluid Information and Transdisciplinary Fluid Integration (AFI/TFI-2012)

主 催：東北大学流体科学研究所
開 催：2012年9月19日～21日
会 場：(会場名) ホテルメトロポリタン仙台 (住 所) 仙台市青葉区中央1丁目1番1号
問合せ先：(団体名) 東北大学流体科学研究所 AFI/TFI-2012 実行委員会
(担当者名等) 流体科学研究所研究支援室 増田
TEL : 022-217-5883 FAX : 022-217-5311 E-mail : shien-staff@fmail.ifs.tohoku.ac.jp

第30回記念日本ロボット学会学術講演会

主 催：一般社団法人 日本ロボット学会
会 期：2012年9月17日(月・祝), 18日(火), 19日(水), 20日(木)
場 所：札幌コンベンションセンター U R L : <http://www.rsj.or.jp/rsj2012>

可視化情報全国講演会

主 催：一般社団法人 可視化情報学会
開 催 日：2012年10月4日(木)～5日(金)
場 所：姫路商工会議所 (兵庫県姫路市下寺町43)
問合せ先：本田逸郎 (実行委員長) 兵庫県立大学 工学部 機械システム工学科
TEL : 079-266-1661 (内線243) FAX : 097-267-4830 E-mail : kashika@eng.u-hyogo.ac.jp

2012年度 計測自動制御学会 産業応用部門大会

主 催：公益社団法人 計測自動制御学会 産業応用部門
会 期：平成24年11月6日(火)
会 場：東京工業大学 大岡山キャンパス 百年記念会館, 西9号館デジタル多目的ホール
(〒105-0011 東京都目黒区大岡山2-12-1)

第55回 自動制御連合会講演会

主 催：システム制御情報学会 (幹事学会), 日本機会学会, 計測自動制御学会, 化学工学会, 精密工学会,
日本航空宇宙学会, 電気学会
期 日：2012年11月17日(土), 18日(日)
場 所：京都大学, 吉田キャンパス, 吉田南機構内 (京都市左京区吉田二本松町)

キャビテーションに関するシンポジウム (第16回)

主 催：日本学術会議 第3部 (予定) 第16回キャビテーションに関するシンポジウム実行委員会
(委員長：東京大学大学院教授・松本洋一郎)
開 催：平成24年11月23日(金・祝), 24日(土)
会 場：金沢工業大学 (〒921-8501 石川県『野々市市扇が丘7-1』)
連 絡 先：金沢工業大学工学部機械工学科 佐藤恵一教授 TEL : 076-248-9214
FAX : 076-294-6734 E-mail : cav16@mlist.kanazawa-it.ac.jp

トピックス

スマートグリッドと情報・通信の国際標準化*

五嶋 裕之**

1. はじめに

近年米国を中心に、電力供給の信頼性向上、地球環境問題へ対応するために、IT技術を駆使して効率的に電力を供給する、いわゆる「スマートグリッド」に対する関心が急速に高まっている。一方、日本の電力網は「すでに十分にスマート」であるとの認識から、米国流のスマートグリッドの導入には消極的な意見が強かった。しかし、これまで停電や電圧変動が少なく、高い品質を維持してきた日本の電力供給システムへの信頼が、今回の東日本大震災で大きく揺らいでいる。福島第1原子力発電所の重大事故に続く全原発の運転停止により、国内の電力供給が不足する事態となっており、地域、電力会社、企業、家庭などの電気利用者の壁を超えた、電力供給、消費の効率化が急務となっている。

本稿では、今後国内においても普及が予想されるスマートグリッドの概念と関連する情報・通信の国際標準化について概要の解説を行う。

2. スマートグリッドとは

スマートグリッドとは、最新のIT技術を活用して電力供給、需要を最適化する電力系統の概念¹⁾である。具体的には図1に示すように、分散電源である太陽光、風力などの再生可能エネルギーと、従来の大規模集中発電設備と送配電網を、IT技術を活用して一体運用し、分散電源、蓄電池や需要者の情報を統合・活用して、高効率・高品質な電力供給システムの実現を目指すものである。米国では、2007年に策定されたエネルギー自給・安全保証法に基づき、商務省のNISTがスマートグリッドの相互運用に関する標準の開発を推進することとされ、オバマ政権が約45億ドルの政府支出を決定するなど、スマートグリッド実用化への取り組みが加速している。再生可能エネルギーの導入、電力自由化で先行する欧州においても、欧州委員会がスマートグリッドの

推進に向けたロードマップを策定するなど議論が活発になっている。

スマートグリッドは広範囲な技術、設備、政策が含まれるため、それぞれの思惑や断片的な議論が先行しがちである。たとえばスマートメータや電気自動車の家庭用蓄電器としての利用など、がマスコミで話題となっているが、個別の要素技術とそれらが相互に接続され一体的に運用されるためのルール作り、すなわち標準化が現時点で最重要な課題である。

3. IEC TC57の標準化活動

機能に優れるが結果としてガラパゴス化してしまった日本の携帯電話が、諸外国のスマートフォンに苦戦を強いられている。この事例からも、国際標準やデファクト標準とどのように向き合うかが、スマートグリッドに関連する我が国の企業活動を大きく左右すると考えられる。すなわち、協調と競争を見極め、戦略的に国際標準に関与することがもっとも重要である。

現在スマートグリッドに関連する国際標準化作業の中核を担っているのは、IEC TC57委員（Power systems management and associated information exchange：電力系統に関わる通信システム・情報交換の国際標準化）である。なかでも、図2のIEC61850：変電所自動化システム、IEC61970/61968：系統配電制御システム規格については、精力的に適用分野の拡大と拡張作業が行われている。これらの規格は、もともとは変電所内、あるいは電力系統内の多様な機器を相互接続し運用するための通信規格としてスタートしたものであるが、たとえば、図3に示すEV充電ステーションと電力系統の接続（IEC61850-90-8）や自家発電設備（風力、太陽光、蓄電池など）間の通信や管理システムとの通信規格である、分散電源用通信システム（IEC61850-7-420）など、今後普及が期待される、分散電源、再生可能エネルギーの運用に関わる規格化が進行している。スマートグリッド関連分野では、今後インフラ市場の拡大で、大きなビジネスチャンスが期待できるため、欧米、中国、韓国なども積極的な関与を強めている。国際標準化の世界は早いもの勝ちであ

*平成24年4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)

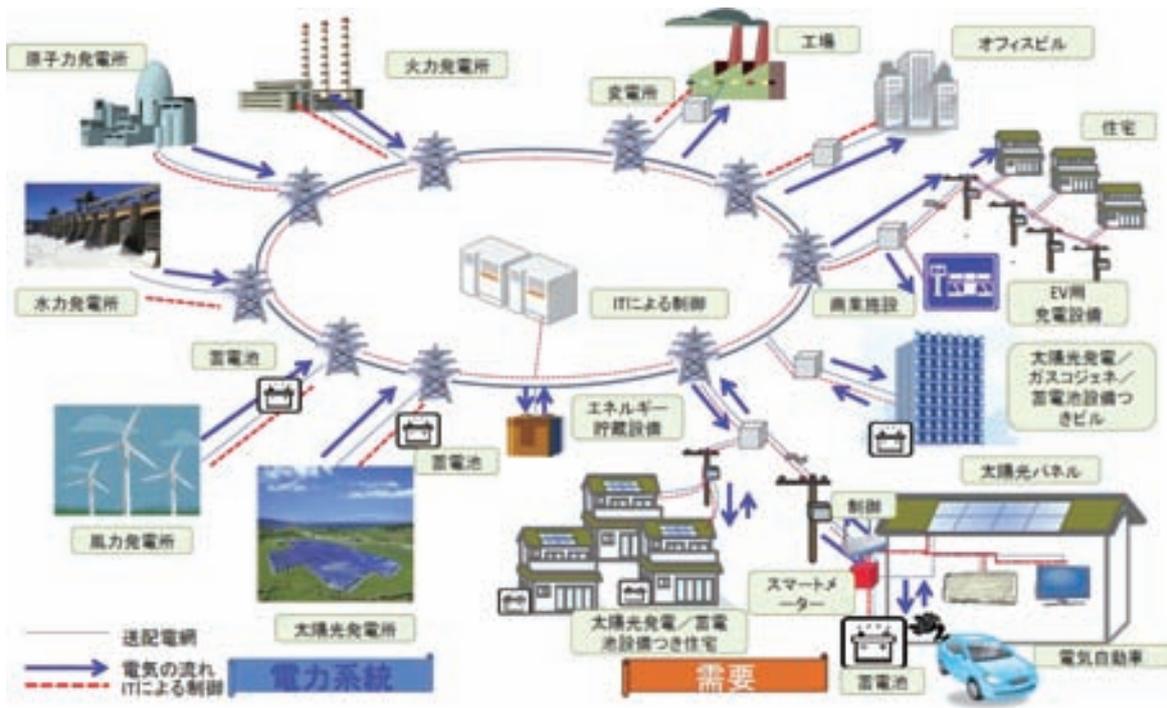


図1 スマートグリッドの概念¹⁾

り、議論の主導権を握ることが重要である。自国に有利な国際ルールを制定し、標準を制することで、結果的に市場を制することが可能になる。

現在日本はEV（電気自動車）の実用化で、大きく先行しているが、仮に先行する日本企業に不利な国際ルールが制定されると、大きな利益損失となる。同様に、自国に有利な国際ルールを制定できれば、有利な条件でビジネスを展開することが可能なる。

3. スマートファクトリー

スマートグリッドは、社会・地域におけるエネルギー供給と消費を最適化し、全体で効率的かつ安定した電力を発電・供給するシステムを目指すものである。この結果、社会・地域の構成要素でありその一員である工場についても、スマートグリッドと連携し社会・地域の安定的電力供給と省エネルギーに協力する、図4に示すような、スマートファクトリー³⁾といった概念が登場する。日本国内の製造現場には、世界に先駆けたエネルギー消費の少ない製造設備やエネルギー監視装置が多く導入されていて、すでにスマート化されているようにも見える。しかし従来の発想は、自社工場内の消費エネルギー効率の追求であって、社会・地域との関係はそれほど強くない。しかしながら近未来においては、スマートグリッドの普及に伴い、製造工場自身の省エネルギーだけではなく、再生可能エネルギーによる発電、余剰電力の供給、蓄電といった、下記に示すような社会・地域の安定的電力供給と省エネルギーへ積極



図2 IEC TC57の規格体系²⁾

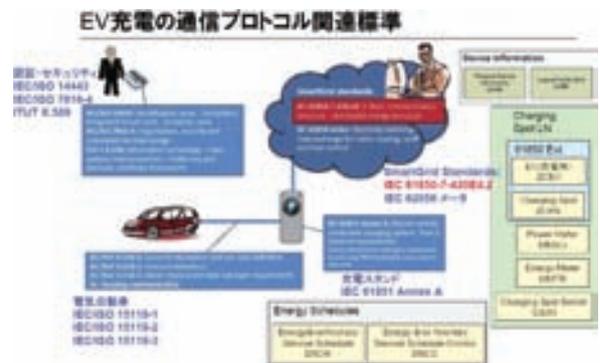


図3 EVと電力システムの接続 (IEC61850-90-8)²⁾

的に関与、協力することが期待される。

- (1)工場内／地域内／広域でのエネルギー消費／生成の最適化 (分散／抑制／電力負荷平準化)
- (2)工場の省エネルギーとICT化の推進による生産コストの削減

(3)工場（企業）の地域/社会への貢献度向上

太陽光や風力発電などは、発電量が原発と比べて小さく、天候にも大きく左右される。スマートグリッド、スマートファクトリーといった、地域あるいは広域での電力の融通、効率化といったしくみが機能すれば、地域分散型の発電が見直され、地域独占の電力供給に「風穴」を開ける契機となる可能性がある。また、製造企業においても、電力大口需要者としての立場だけではなく、上記のような地域での電力消費、供給への社会貢献が求められるようになるのではないだろうか。

4. おわりに

本稿では、スマートグリッドの開発・実用化に伴い中核的な役割を果たすことが見込まれる、IEC TC57関連規格と、スマートグリッドの普及が企業にどのようなインパクトを与えるかについて説明を行った。本解説が、日本企業が持つ優れた技術を、グローバル展開する際の何らかの参考になれば幸いである。

参 考 文 献

- 1) 次世代エネルギーシステムに係る国際標準化に向けて、次世代エネルギーシステムに係る国際標準

化に関する研究会，経済産業省（2010）

- 2) 田中，山岡：スマートグリッドに係わる情報・通信の国際標準化動向，平成23年電気学会全国大会シンポジウム資料，一般社団法人電気学会
- 3) スマートファクトリーオートメーション専門委員会活動計画書，FAオープン推進協議会，一般財団法人製造科学技術センター（2011）

[著 者 紹 介]

ご 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），産業オートメーション標準化推進委員会委員，ISO/TC184/SC 5/WG 6 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.jsmpi.or.jp

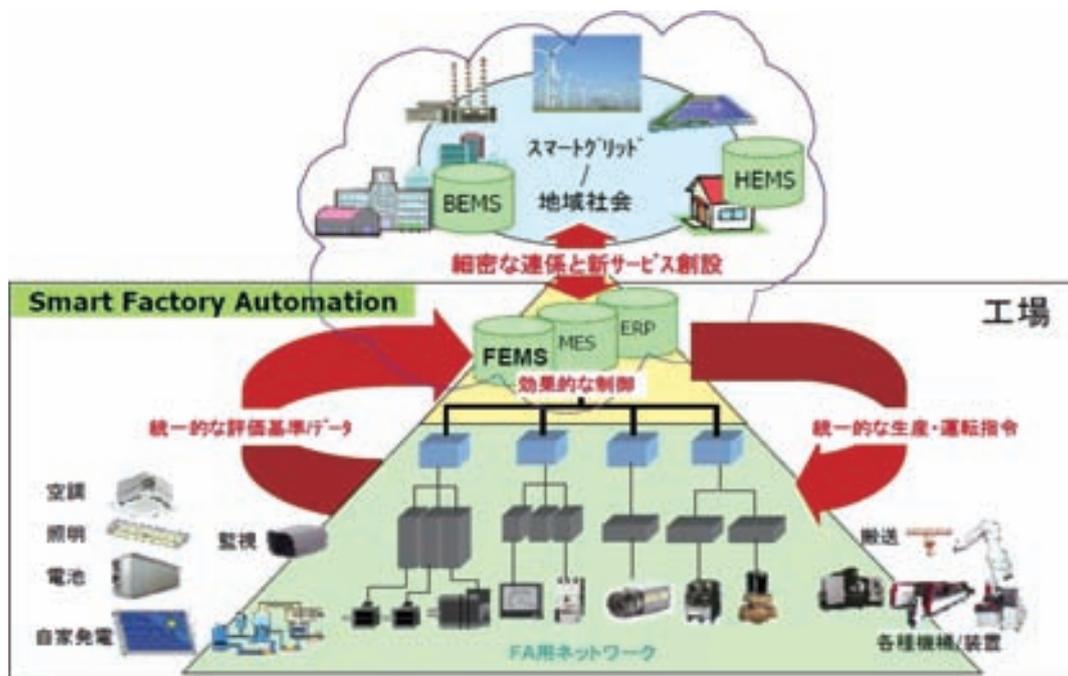


図4 スマートファクトリー概念³⁾

トピックス

TCP/IPを用いたネットワーク通信のプログラミング (IPv6, UDP)*

内堀 晃彦**

1. はじめに

前稿では、TCP通信の概要について説明した。本稿では、プログラムをIP Version6 (IPv6) に対応させる方法について解説を行う。また、UDP通信を行うためのプログラミングについても解説する。

2. IPv6への対応

図1は前稿のクライアントプログラムである。図中の網掛けがされた部分は、IPv4のための関数や定数、データ構造であり、IPv6には対応していない。それぞれにIPv6に対応したものは存在するが、それらはIPv4に対応していない。現在のようなIPv4からIPv6への移行の過渡期においては、この二つのバージョンに対応した、できればプロトコルへの依存をなくしたプログラムにすることが、その寿命を長くし、保守性を高めるために必要なことであると考えられる。

```

(前略)

int main (int argc, char *argv[])
{
    int sd;
    struct sockaddr_in servaddr;
    char *servname = argv[1];
    int port = atoi(argv[2]);
    char buf[BUFLen];
    int len;

    // 名前解決
    struct hostent *ent = gethostbyname(servname);

    // socket を作成
    sd = socket(AF_INET, SOCK_STREAM, 0);

    memset(&servaddr, 0, sizeof(servaddr));
    servaddr.sin_family = AF_INET;
    servaddr.sin_port = htons(port);
    memcpy(&servaddr.sin_addr,

(後略)

```

図1 IPv4用クライアントプログラム

IPv4とIPv6の大きな違いは、そのアドレス形式にある。そのため、プロトコル依存はアドレスを扱う部分に多く存在する。これを解決するために、ソケットライブラリにはgetaddrinfo関数が用意されている。

```

#include <netdb.h>
int getaddrinfo (const char *hostname,
                 const char *service,
                 const struct addrinfo *hints,
                 struct addrinfo **result);

```

hostnameにはホスト名またはアドレス文字列を、serviceには、サービス名またはポート番号の文字列を指定する。hintsはNULLポインタまたは通信方法の指定に必要な情報を指定する。

```

struct addrinfo {
    int ai_flags;
    int ai_family;
    int ai_socktype;
    int ai_protocol;
    size_t ai_addrlen;
    struct sockaddr *ai_addr;
    char *ai_canonname;
    struct addrinfo *ai_next;
};

```

ai_flags, ai_family (アドレスファミリー), ai_socktype (ストリーム/データグラム等), ai_protocol (プロトコル) をhintsに指定してgetaddrinfoを呼び出すと、result内にホストとの通信に必要な情報が (アドレスはai_addrに、そのサイズはai_addrlenに) 収められる。これには、socket, bind, connectやこの後に解説するsendto, recvfrom等に必要とされるプロトコル依存の情報が全て含まれている。このため、getaddrinfoを用いることで、プロトコル依存のコードを排除することができる。また、getaddrinfoで指定されたhostnameとserviceに対応するアドレス等が複数ある場合、ai_nextを用いて

*平成24年7月26日 原稿受付

**宇部工業高等専門学校

(所在地 〒755-8555 山口県宇部市常盤台2-14-1)

リンクリストが構成され、複数の情報がgetaddrinfoから返される。

図2にプロトコル独立になったクライアントのプログラムを示す。gethostbynameの呼び出しがなくなり、socketやconnectの呼び出しにプロトコル依存のデータが使用されていないのがわかる。

```
#include <sys/socket.h>
#include <netdb.h>
#include <unistd.h>
#include <stdio.h>
#include <stdlib.h>
#include <string.h>

#define SENDMSG "GET /index.html\n"
#define BUFLen 1024

int main (int argc, char *argv[])
{
    int sd;
    struct addrinfo hints, *res;
    char buf[BUFLen];
    int len;

    // アドレス等の情報を取得
    memset(&hints, 0, sizeof(hints));
    hints.ai_flags = 0;
    hints.ai_family = AF_UNSPEC; // v4でもv6でもOK
    hints.ai_socktype = SOCK_STREAM; // TCP

    // resに通信に必要な情報が入っている
    getaddrinfo(argv[1], argv[2], &hints, &res);

    // socket を作製
    sd = socket(res->ai_family,
               res->ai_socktype,
               res->ai_protocol);

    // 通信を確立
    connect(sd, res->ai_addr, res->ai_addrlen);

    // 送信
    send(sd, SENDMSG, strlen(SENDMSG), 0);

    // 受信
    len = recv(sd, buf, BUFLen, 0);
    buf[len] = '\0';
    fputs(buf, stdout);

    close(sd);

    return 0;
}
```

図2 プロトコル独立のクライアントプログラム

3. UDP 通信

3.1 UDPについて

UDPは、TCPと同じトランスポート層にあるプロトコルである。TCPと違い、コネクションレス

で信頼性のないデータグラムプロトコルである¹⁾。TCPは、通信時にハンドシェイク処理を行い、通信の信頼性を確保している。しかし、これは、時に非常に時間のかかる処理であり、リアルタイム性を重視するアプリケーションにおいては、この通信時間の遅延が問題となることがある。UDPは信頼性の確保を行わないことにより、そのオーバーヘッドを無くした、比較的軽い通信を行うものである。

UDPにおいては、listen, accept, connect等の接続処理は行われず、クライアントはsendto関数でサーバーのアドレスを指定してデータを送信し、サーバーはbind処理の後、クライアントからのデータをrecvfrom関数によって受信する。

3.2 sendto関数

UDPの送信処理はsendto関数で行われる。

```
#include <sys/socket.h>
int sendto (int sd, void *buf,
            size_t nbytes, int flags,
            const struct sockaddr *to,
            socklen_t addrlen);
```

sendto関数は、send関数と同様にネットワークの先にあるホストへ、データbufをnbytesバイト送信する。UDP通信では接続が確立されていないため、to (サイズはaddrlenで示される) で送信先アドレスとポートを指定する。

3.3 recvfrom関数

UDPの受信処理はrecvfrom関数で行われる。

```
#include <sys/socket.h>
int recvfrom (int sd, void *buf,
              size_t nbytes, int flags,
              struct sockaddr *from,
              socklen_t *addrlen);
```

recvfrom関数は、recv関数と同様にネットワークの先にあるホストからのデータをbufに最大nbytesバイト受信する。ホストのアドレスfromに、そのサイズはaddrlenに収められる。

図3および図4にUDPによるechoプログラム例を示す。図4のサーバー側のプログラムには、同期やタイムアウト処理を行うselect関数が用いられている。誌面の関係で解説できなかったが、参考文献等を参照されたい。

```

(略)
int main(void)
{
    int sd[MAX_SD], n_sd, max_sd, i;
    struct addrinfo hints, *res, *p;
    struct sockaddr_storage from;
    socklen_t addrlen;
    char msg[MAX_MSGLEN];
    int msglen;
    struct timeval time_out;
    fd_set recv_fds;

    memset(&hints, 0, sizeof(hints));
    hints.ai_flags = AI_PASSIVE;
    hints.ai_socktype = SOCK_DGRAM; // UDP
    getaddrinfo(NULL, "7", &hints, &res);

    max_sd = 0;
    i = 0;
    p = res;
    while ( ( p != NULL) && ( i < MAX_SD ) ) {
        sd[i] = socket(p->ai_family, p->ai_socktype,
            p->ai_protocol);
        if ( max_sd < sd[i] )
            max_sd = sd[i];

        bind(sd[i], p->ai_addr, p->ai_addrlen);

        p = p->ai_next;
        ++i;
    }
    n_sd = i;
    freeaddrinfo(res);

    // クライアントからの受信内容をそのまま送信する
    while ( 1 ) {
        FD_ZERO(&recv_fds);
        for ( i = 0; i < n_sd; i++ )
            FD_SET(sd[i], &recv_fds);
        time_out.tv_sec = 10; // 10秒後にタイムアウト
        time_out.tv_usec = 0;

        if ( select(max_sd + 1, &recv_fds, NULL, NULL,
            &time_out) == 0 ) {
            fprintf(stderr, "time out. %n");
            break;
        }

        for ( i = 0; i < n_sd; i++ ) {
            if ( FD_ISSET(sd[i], &recv_fds) ) {
                addrlen = sizeof(from);
                msglen = recvfrom(sd[i], msg, MAX_MSGLEN, 0,
                    (struct sockaddr *)&from, &addrlen);
                write(STDOUT_FILENO, msg, msglen); // 表示
                sendto(sd[i], msg, msglen, 0,
                    (struct sockaddr *)&from, addrlen);
            }
        }
    }

    // 切断, 終了
    for ( i = 0; i < n_sd; i++ )
        close(sd[i]);

    return 0;
}

```

図3 UDPのクライアントプログラム

```

(略)
#define MAX_MSGLEN 1024

int main (int argc, char *argv[])
{
    int sd;
    struct addrinfo hints, *res;
    char msg[MAX_MSGLEN];
    int msglen;

    // アドレス等の情報を取得
    memset(&hints, 0, sizeof(hints));
    hints.ai_socktype = SOCK_DGRAM;
    // argv[1]はホスト名, argv[2]はポート番号
    getaddrinfo(argv[1], argv[2], &hints, &res);
    sd = socket(res->ai_family, res->ai_socktype,
        res->ai_protocol);

    // 送信 (argv[3]に送信テキストが指定されている)
    sendto(sd, argv[3], strlen(argv[3]), 0,
        res->ai_addr, res->ai_addrlen);

    // 受信
    msglen = recvfrom(sd, msg, MAX_MSGLEN, 0, NULL, 0);

    // 表示
    msg[msglen] = '\0';
    fputs(msg, stdout);

    close(sd);
    freeaddrinfo(res);

    return 0;
}

```

図4 UDPのクライアントプログラム

参考文献

- 1) W. Richard Stevens (著), 篠田陽一 (訳) : UNIX ネットワークプログラミング第2版 Vol. 1 ネットワークAPI: ソケットとXTI, ピアソン・エデュケーション, p. 205-206 (1999)

[著者紹介]

うち ぼり あき ひこ
内 堀 晃 彦 君



1998年信州大学大学院工学系研究科博士課程単位取得退学。山口大学助手, 宇部工業高等専門学校講師, 同校准教授, 沼津工業高等専門学校准教授を経て, 現在, 宇部工業高等専門学校准教授。ロボット工学, 空気圧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, 電気学会等の会員。博士 (工学)。

E-mail : uchibori@ube-kac.jp

トピックス

シンガポール駐在員の生活*

渡辺 直樹**

1. はじめに

シンガポールに駐在して1年半。シンガポールは人種では華人、印僑、マレーシア系、西欧系、産業では金融、観光（カジノ）、製造業など、いろいろな物、価値観が混在している。さらには南アジアの物流のハブであり、土地柄出張者も多く、さまざまな地域から訪問をうけている。今回はシンガポール駐在員の生活と題して、生活ぶりを紹介したいと思う。

2. 観光地としてのシンガポール

No. 1 観光スポット

今日、シンガポールには年間1,000万人の来訪者（シンガポールでは来星者などという）があり、2010年の観光収入はS\$188億（シンガポールドル、約1兆2,220億円）と、GDPの約6%にまで達しており、シンガポールの主要産業のひとつとなっている。昔からシンガポールの観光スポットといえばマーライオン（図1）であり、コペンハーゲンの人魚姫の像、ブリュッセルの小便小僧と並び「世界3大がっかりスポット」として有名であったが、2010年に完成したマリーナベイサンズ（図2）、セントーサ島にオープンしたユニバーサルスタジオシンガポール、およびそれらに隣接するカジノができた



図2 マリーナベイサンズ

あたりから、マーライオンはこれら観光施設に後塵を拝している感がある。

しかし、実際訪れた方々の感想を聞いている限りでは、「世界3大がっかりスポット」というハードルの低さや、その愛嬌もあってか、がっかりという反応は決してなく、むしろ皆さんに気に入っていただけているようである。ちなみに、シンガポールのカジノの売上は去年だけで4千億円以上にのぼり、今年2012年はかのラスベガスを追い抜くものと見られている。

その他観光名所

その他にも、夜に行われるF1、ナイトサファリ（世界初の夜間動物園）、バードパークなど大型テーマパークのほか、チャイナタウン、リトルインディア、アラブストリートといった民族の伝統や文化を残す地域、大型商業施設や免税店が並ぶオーチャード・ロード、ヨーロッパ気分が味わえるホテルやカフェでのハイティーなどが観光名所である。

先進国ということもあるが、国が力を挙げて国民マナーの向上、ごみの管理に努めているため、非常に綺麗な国である。南の島らしさ、発展途上国のアジア的な雰囲気期待すると期待はずれになってしまうが、この綺麗さ、安全性は観光客が来やすい理



図1 マーライオン

*平成24年6月27日 原稿受付

**株式会社コガネイ海外営業部

(所在地 〒184-8533 東京都小金井市緑町3-11-28)

由になっているのではないか。

3. 食文化

海外での食事は旅行の最大の楽しみの一つであり、海外で暮らす上で一番重要なことである。シンガポールの食文化、食事環境について紹介する。

衛星面

シンガポールは上下水道がきちんと整備されており、水道の水をそのまま飲め、食中毒になったという話はあまり聞かない（あるにはある）。これが国によっては水道の水に若干色がついていたり、匂いがしたり、バーで飲む水が生水から作られているか確認しなければならないことがあり、それらに比べると非常に恵まれているといえる。こだわる駐在者はそれでも水道水にフィルターを通していているようである。

料理

華僑が各地に移住した華人と呼ばれる人種が3/4を占めており、さまざまな地域の中華料理が味わえる。一例を挙げれば、海南鶏飯などで有名なチキンライス（図3）で、日本で食べられる卵で包んだものとは異なる。



図3 チキンライス

中華料理以外にも、マレーシア料理を始め、フレンチ、イタリアンなどの西洋料理、インド料理、タイ料理など、さまざまな国の人々が行き交うだけあり、さまざまな国の料理が食べられる。駐在員としてうれしいところなのだが、日本食がかなり容易に手に入り、すし、ラーメンだけでなく、日本式西洋料理、ちゃんこ鍋、お好み焼き、香川うどん、おでんなど、非常にバリエーションの広い日本料理が提供されており、日本人が行っても満足できるクオリティのものも多い。

場所

これら料理は、もちろんレストランでも食べられるのだが、シンガポール人は自炊しない場合、一般的にホーカー（図4、屋台村のようなところ）で食事をする。一食\$3（シンガポールドル、約200円）と非常に安価で、夫婦共働きが当たり前前のシンガポールでは、家で料理を作らない夫婦も多いとか。



図4 ホーカー

宴席

年始の挨拶や重要な会議の後、宴席に招かれることがある。多くはデパートなどに入っている高級レストランで、華人の多い国柄、中華料理になることが多い。その場合、真ん中に回転式のテーブルがついており、大皿を取り分けながら食べることが多いのだが、ビジネスの延長線上の色濃い日本の宴席と違い、一緒に食事をすることで上下関係をなくし、家族のような雰囲気を作り出すようにされており、家族関係をもっとも大事だと捉える華人らしさを感じる。

夜の場合にはお酒も入るが、普段からあまりお酒を飲まないためか、中国本土と違い、乾杯しあうわけではなく、お互いマイペースで飲み、自分が招待された側であっても、お酒を注ぐことすら忘れられる場合も多々ある。また、2次会で違う場所に飲みに行くのは主に日本人で、シンガポール人たちは1次会で帰ることが多いようだ。

シンガポールで食べられる料理は8割以上が日本人がすんなり受け入れられるものであり、美味である。少なくともこれらの料理のおいしさがシンガポールへの移民をすごしやすくし、旅行者をひきつけている。

ただし、中華料理がメインで、大概のものは油っぽく、少なくない日本人が日本食屋に行くか、自炊に回帰しているようである。

4. 生活

交通

シンガポールでは車の総数が規制されており、渋滞は他の東南アジアに比べてあまりひどくない。その代わり、車の価格は非常に高く、ここ最近では、トヨタのカムリで約1千万円程度する。その分、バス、地下鉄などの公共交通機関が発達しており、慣れればS\$1.5（シンガポールドル、約100円）で割とどこでも行けるようになる。また、地下鉄の拡張整備が急ピッチで進められている。地下鉄においては、ローカルの人々は、待たずに乗り込むというのが普通であり、タクシー待ちでも列をつくらず、先に待っていても割り込まれることもある。

イギリスの影響を受けて、2階建てバス（図5）が数多く見受けられる。以前学生時代の友人が小さな男の子を連れてきたとき、これをみて非常に喜んでいたのである。ただ、このバス、停車ボタンはあるのだが、バス停ごとのアナウンスなど、現在位置がわかる情報は出しておらず、観光客や目的地に行かなかった場合は避けたほうがよい乗り物である。タクシーも日本よりは安価で、初乗りS\$3.2（シンガポールドル、約200円）、1キロあたりS\$0.52—0.61（同約30円—40円）である。車の台数が制限されているためか、午後6時—8時、10時—12時のピークには流しのタクシーは殆ど拾えなくなる。予約すれば大抵捕まえられるが、大勢でタクシーを待っている様は日本のバブルを連想させる。



図5 2階建てバス

言語

シンガポールでは、基本的にどこに行っても英語が通じるが、ローカライズされており、シンガポールのイングリッシュということで、「シングリッシュ」などとよくいわれる。欧米で英語を磨いてきた方々からすると非常にわかりにくいものらしいが、

私の場合、シンガポールが初めての海外生活であり、すんなり適応している。発音は比較的日本語英語に近いと感じる。時々フィリピンの方なんかの綺麗な英語を耳にすると逆に戸惑うこともある。

華人が国の主体なため、中国語なまりともいうべき英語になっているが、中国語を勉強すると、英語の文法より中国語の文法を当てはめたほうがすんなり受け入れられることがわかるであろう。象徴的な言葉に「オッケーラ！」があるが、これは英語のOKに中国語の了(ラ)や、マレー語のlahが混じっている言葉で、英語のOKよりやややわらかく感じる。そしてこのラは気分次第でロやレに変わったりもする。この言葉の曖昧さになんともいわれぬ南国の寛容さ、シンガポールらしさを感じられればあなたももうシンガポールマスターである（私はまだ1年半の若造であるが）。

余暇

私も含め、シンガポールに住む人々は運動好きである。ランニング大会は短距離から長距離まで、年に数回行われており、非常に多くのランニング愛好家が参加している。日本人でも入賞している人を見かけるし、フェースブックなどで友人の参加率が高い。毎週末活動している走る会というのもあるようである。ランニングだけでなく、サイクリングもはやっており、海沿いの公園なんかをよく走っている。各所に市民プールがあり、百円未満ですずと泳いでいられる。ただ、やはり一番メジャーなスポーツはゴルフで、料金の高いシンガポールを避け、ジョホールバル、パタム、タイなどによく行っているようだ。

5. 最後 に

駐在員の生活ということで、シンガポールの概況をまとめた。学会誌にそぐわない表現もあるかもしれないがご容赦いただきたい。

[著者紹介]

わた なべ なお き
渡 辺 直 樹 君



2005年コガネイ入社、2011年1月よりシンガポール勤務
E-mail: naoki_watanabe@koganei-corp.com

トピックス

学生によるフルードパワー企業見学記*

阿部利章**

1. はじめに

産業界において工場のラインの自動化が進む中で、クリーンで自動化に容易な適用が可能な空気圧制御は高度な普及を見せてきました。現在では、自動車、電機、食品といった基幹産業はもちろん、IT産業や医療・福祉の分野など幅広い産業分野で活躍しています。そこで、今回は空気圧機器を中心に、さまざまな分野のFA機器の開発、生産を行っているSMC株式会社の筑波工場および技術センターを、平成24年5月30日に筆者を含む同じ大学の学生3名で見学し、学生の視点から見た空気圧機器メーカを紹介したいと思います。

2. 見学先フルードパワー企業の概要

SMC株式会社は1959年に焼結金属工業株式会社として創業した、空気圧機器を中心としたFA機器メーカであり、幅広くきめ細やかな製品群をラインアップし、ある一定の在庫を常に維持するという独特な生産管理システムを採用することで、多種多様なニーズに対応できるという強みを持っています。また、顧客のニーズに対応し続け、FA機器というつながりのなかで、電動機器や温調機器・薬液用機器など、従来の空気圧機器以外の分野にも活躍の場を広げています。その中で今回は、主にエアシリンダを製造する筑波工場とSMCが力を入れる技術開発の中心地である技術センターを見学させていただきました。

3. 工場内および技術センター見学

3.1 筑波工場

筑波工場では、2つの工場を見学させていただきました。基本的には1階で部品加工、2階で組み立てという流れで、加工された部品は工場ごとに組み立てられます。工場全体を通して、機械に空気圧技

術が多用されており、省エネのために、省エアを掲げるなど、SMCの独自性が随所に見られました。

部品加工のラインでは、まず、省エア活動の一環を見学させていただきました。NCへ材料を送るエアシリンダにおいて、従来は常に同じ圧力でシリンダを作動していたものを、戻り時、つまり負荷があまりかからない時に減圧してシリンダを作動させることで、エア消費量を30%削減することに成功したというものです。部品加工のラインは、このNCのように多くの工作機械によって自動化されていますが、人のいない所は明かりを消すなど、省エネへの取り組みもしっかりと行われています。その中で、特注品の部品に関しては、人の手で作られており、機械と人が上手くすみわけられていました。

出来上がった部品は、作る製品に合わせてそれぞれ棚に納められるのですが、どの部品をどの棚に入れておくのかを、バーコードを読み取ることですぐ



図1 インパクト成形機

*平成24年6月11日 原稿受付

**横浜国立大学大学院工学府

(所在地 〒240-8501 神奈川県横浜市保土ヶ谷区常盤台79-1)

にわかるようになっており、そういった部分での合理化も進んでいます。

これらの部品加工ラインの中で特に目を引いたのがインパクト成形機（図1）で、700tの力を持ってプレスし円柱材から底付きのシリンダ形状を作り上げるその機械の大きさに圧倒されました。また、今回特別に成形後の部品を触らせていただいたのですが、その部品が熱いということをただ知っているというだけでなく、体感できたことで、現場にきて体感することは自分の持っている知識をより深めるものだと実感しました。

工場2階で行われている製品の組み立てラインで目を引いたのは、薄型のシリンダの自動組立ライン（図2）です。作業者がバーコードを読み取り、部品をセットするだけで製品が出来上がります。この自動組立機はSMC自身で設計しており、部品もほとんど自社の製品を使用しています。これによって、コストを大幅にカットでき、そのノウハウは次の製品にも活かすことができます。また、機械で正確に組み立て、計測シリンダで0.01mm精度の検査を行うことで、クレームゼロのラインを生みだすことができます。



図2 自動組立ライン

組み立てライン近くには、発注された製品がわかるように伝票がまとめられているゾーンがあり、各製品の担当者が製品の納期や個数を確認します。ここで驚いたのは、その納期です。それらは、3～5日の短い納期で、中には発注日当日が納期になっているものもありました。これらを納期通りに対応しており、これがSMC独特の在庫を補充していく生産方式につながる一番の理由なのだろうと感じられました。

工場には、これらの通常の部品加工や組み立てのラインとは別に、半導体製造用の高真空バルブの組み立てのために、クリーンルームも用意されており、

それまでとはまた違った厳重な管理のもと、製品が作られていました。

3.2 技術センター

技術センターには2つの棟があり、新製品などを開発・設計する設計室、これらの性能を試験する実験室、製品を紹介するショールームなどによって構成されています。

まず、技術センターについての簡単な説明を受けました。

技術者の方々が、顧客のニーズに応える商品づくりをするために営業と一緒に客先を訪問したりして、常にこのセンターだけで仕事をしているわけではないと伺い、顧客視点の商品開発という基本理念に対する真摯な姿勢を感じました。

センター内で開発し、作成された試作品などの性能試験を行う実験室（図3）には、多くのデスクがあります。それぞれのデスクに試験できる性能を有した測定装置があり、技術者が試作品を測定する性能の測れるデスクへ移動していくことで実験を行っています。これによって、測りたい性能が変わるごとに、わざわざ自分のデスクの測定器具を変えろという手間がかかりません。



図3 技術センター内実験室

もちろんこのような小さなデスクの上で測定できない性能や製品もあります。このような性能や製品は、クリーンルームや専用の測定器具のある部屋で測られます。測定器具の中には、ハイスピードカメラのような、そんなものまで必要なのかと感ずるような意外なものもありました。また、このような部屋の1つであるライフ室では、製品の寿命を測るのに、繰り返し試験が必要とされるため、多くの機器が一度に大量に動いているのですが、その音はすさまじく、近隣の方々の迷惑にならないように、隣接する高速道路側に部屋を設置し、さらには半分地下にするという工夫がされていました。

今回見学した棟の2階にあるショールーム（図4）では、初期製品の焼結金属フィルタから、現在のさ

さまざまなFA機器まで、その歴史とともにSMCの製品を見ることができます。さらにここでは、顧客のニーズから生まれた製品が多数展示されています。

たとえば、それまで吸盤を使って吸い上げていたものに、吸盤の跡が残らないようにするために作られた、空気の流る力だけで持ち上げる非接触チャックや、空気を伝える配管が複雑に絡み合い、こんがらがらることを防ぐため、アクリルの中に配管と同様の役割を担う管を作った高集積樹脂マニホールドなど、とことん顧客のニーズに応える製品を生み出していることが良くわかるフロアです。



図4 ショールームの様子

見学を終えての感想

今回の見学で最初に印象に残ったのは、工場に入っただけで耳に入った空気のシューという音でした。これまでいくつかの工場を見学してきましたが、ここまで空気圧技術を用いた産業機械がたくさんあった所はなかったからです。そのため、今回は空気圧機器を取り扱う企業に来たのだと強く感じました。

近年省エネは企業にとって、非常に重要なキーワードとなっています。特に昨年の大震災をうけてからの電力事情は厳しくなる一方で、今回の見学でも随所で省エネに関するキーワードが出てきました。その中でも、先にも取り上げましたが、省エネのための省エアという言葉は新鮮で、その内容から学んだことは大変有意義なものでした。省エア活動は、機械が作動していない間のエア供給を止める、供給圧力を下げ流量自体を少なくするなど、聞いてしまえば決して難しいことではありません。そこから学んだことは、どれだけ日々の工程を注意深くみて、当たり前前の部分を変えていくのが重要であるということです。これは省エアだけでなく、私達個人にとっても重要度を日に日に増している省エネに関し

ても同様なことが言え、日常の生活に活かしていけると考えます。

技術センターにおいて、お話をうかがっている中で、技術者が営業について行って顧客と話すということは重要なことだという話が出ました。自分たちが関わり、作られた製品がどのように使われ、どのような評価を受けているのかということを通じて、技術者のモチベーションがあがるということでした。私も実際に自分が物を作った時のことを考えてみると、自分の作った物が褒められたり、感謝されたりするのは嬉しいだろうと非常に共感いたしました。また、顧客のニーズに応え続けていくために、人材の育成も非常に重要なファクターであるとお聞きし、ニーズに応えるということの難しさをより強く感じました。

私自身、大学の講義や研究で空気圧機器にあまり触れたことがなく、実際に生の生産現場を見て、空気圧技術の汎用性の高さを知ることができたのは非常にいい経験になったと思います。このような貴重な機会をくださった役員・社員の方々に、見学者一同(図5)深く感謝し、この場を借りて御礼申し上げます。ありがとうございました。



図5 見学者と案内して下さった役員・社員の方々

[著者紹介]

あべ とし のり
阿部利章君



2011年横浜国立大学工学部生産工学科卒業
同年横浜国立大学大学院工学府博士課程前期システム統合工学専攻機械システムコースに入学。日本フルードパワーシステム学会の学生会員。

E-mail : abe-toshinori-ry@ynu.jp

企画行事

平成24年春季フルードパワーシステム講演会報告*

高岩 昌弘**

1. はじめに

本年5月24日(木)、25日(金)の両日、機械振興会館(東京都港区芝公園3-5-8)において、平成24年春季フルードパワーシステム講演会が開催された。昨年度は東日本大震災の影響で通常の講演会としては開催しておらず、また、昨年はJFPS International Symposium開催のため秋季講演会も行われていないので約1年半ぶりの学術講演会となった。会期前日の5月23日(水)には国際交流事業の一つである第2回日中共同国際ワークショップ(The 2nd Japan-China Joint Work Shop on Fluid Power 2012)が同会場において開催され、同講演会2日目に中国側ミッションからProf. Shaoping Wangに特別講演を行っていただいた。

本講演会における発表件数は32件と例年に比べて若干少なかったが、参加者数は100名と盛況であった。以下では本講演会の内容を時系列的に紹介したい。

2. 講演会スケジュール

セッションは、OS3件、一般セッション5件で構成された。OSはフルードパワーの性能向上に不可欠な要素技術や、フルードパワーならではの特徴が活かされた応用分野という観点から企画委員会において議論し、「OS1：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」、「OS2：マイクロとマクロでブレークスルーを支えるフルードパワー」および「OS3：生体協調システムとしてのフルードパワー」に関する話題を募集した。一般セッションは「空気圧」と「水圧および油圧」というカテゴリに分けて実施した。

初日(5月24日)の午前中はOS1と一般セッションを行い(図1)、午後からは併設セミナー「電動とフルードの社会貢献」のみが開催された。本セミナーは本来、昨年度の同時期に実施予定であったものである。



図1 講演発表の様子



図2 特別講演の様子

2日目(5月25日)午前中はOS2とOS3および一般セッションが行われた。午後14:00からは特別講演が開催された。先述したように本講演会前日に開催された第2回日中共同国際ワークショップで来日されている中国側ミッションからの講演である。第1回の同ワークショップは2年前に中国蘭州理工大学で開催され、筆者も日本側ミッションとして参加した。今後も本ワークショップの開催により、両国のフルードパワー関連学協会の交流と学術的な情報交換の機会が継続されることを望む。

特別講演では、当初予定されていた北京航空航天大学のProf. Zongxia Jiaoの代理で同大学のProf. Shaoping Wangにより「Improvement methodology on the load simulator」と題して行われた(図2)。

その後、総会が開催された後、技術懇談会が開催された(図3)。筆者は学内で産学連携推進委員

*平成24年6月14日 原稿受付

**岡山大学大学院自然科学研究科

(所在地 〒700-8530 岡山市津島中3-1-1)

企画行事

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」*

加藤 友規**

1. はじめに

平成24年5月24日（木）午後に、平成24年春季フルードパワーシステム講演会併設セミナー「電動とフルードの社会貢献」が、機械振興会館本館地下3階研修室1を会場に開催された。本セミナーは、平成23年3月に発行された本学会誌第42巻第2号の特集記事「電動とフルードの社会貢献」をテキストとして開催された。この特集記事は、フルードパワーと電動アクチュエータの性能比較やアプリケーションの棲み分け、環境保護や持続的社会的構築を視野に入れたハイブリッド技術、などについて特集したものであり、微振動制御や超微細加工技術から鉄道台車・超大型ショベルまで、10件の幅広い内容の記事で構成されたものであった¹⁾。

本セミナーは当初、1年前の平成23年5月に開催される予定であったが、東日本大震災の影響によりやむをえず延期となり、本年度の開催となった。なお本セミナーは、学会講演会等の行事を企画する企画委員会と、学会誌を編集する編集委員会との第9回目の合同企画事業として企画されたものである。

以下、簡単で恐縮ではあるが、本併設セミナー当日の様子についてご報告する。

2. セミナーの概要

2.1 開 会

セミナーは13時に開会となり、冒頭に企画委員長の大内英俊先生（山梨大学）から開会のご挨拶をいただいた（写真1）。ご挨拶の中で、学会誌第42巻第2号の特集記事「電動とフルードの社会貢献」が発行されることになった意義や経緯、また本特集記事が発行される前段階として、学会誌第34巻第2号（2003年3月発行）に特集記事「電動か？フルードか？」が発行されていたこと、本セミナーが大震災の影響で1年延期となったこと、お忙しい中ご出席いただいた講師の方々への謝辞などが述べられた。



写真1 開会の挨拶（大内企画委員長挨拶）

2.2 ご講演

大内先生のご挨拶に引き続き、本セミナーでは7件のご講演が行われた（写真2、写真3）。講師の先生のお名前とご講演題目、ご講演内容のご紹介を、以下にご紹介させていただく。なお、各ご講演内容はとても筆者ごときに短く纏められるようなものではなく、必ずしも正確な概要とはなっていないことを何卒ご容赦いただき、詳細については学会誌第42巻第2号をご覧ください。

- ① 住友金属工業株式会社 根来尚志先生「鉄道台車の空気圧を用いたサスペンション制御技術」
新幹線などの鉄道台車の乗り心地改善のために用いられるアクティブサスペンションや空気ばね車体傾斜システムにおいて、電動・油圧・空気圧の各種アクチュエータが使用されている事例や比較、近年



写真2 セミナーの様子

*平成24年6月5日 原稿受付

**福岡工業大学工学部

(所在地 〒811-0295 福岡市東区和白東3-30-1)



写真3 セミナーの様子

の技術動向について解説された。

② 長崎大学 矢澤孝哲先生「超精密加工・計測分野におけるフルードパワー技術」

超精密切削加工と計測に用いられるフルードパワー技術（空気軸受・油圧軸受・タービン・除振台・ステージ装置など）についてご紹介があり、それら要素の電動との比較について、特にユーザーの視点からの意見・説明がなされた。

③ 日立建機株式会社 藤田浩二先生「超大型電動式油圧ショベル」

同社および他社が世界各地で開発・導入を進める各種の超大型ショベルについて、超大型電動式油圧ショベル・エンジン式油圧ショベルの比較、また油圧式ショベルとロープ式ショベルの特徴やコスト面での比較について解説された。

④ 名城大学 大道武生先生「グリーンメカトロニクスと液圧システム」

ロボット技術とメカトロニクス技術の普及と活用によって、革新的省エネルギー技術が実現できることに着目し、それらの基盤となる各種の構築技術の紹介や環境保全への適用について提言・紹介された。

⑤ 日本電産トソク株式会社 安田智宏先生「オートマチックトランスミッションに用いられる伝動機器」

まず、同社が開発を進めるオートマチックトランスミッション用油圧電磁弁の基礎的な事項（種類・分類、構造、動作原理、磁性材料）について解説された。後半は、トランスミッション用の油圧電磁弁に要求される各種性能と今後の技術動向について、解説された。

⑥ 株式会社TAIYO 大石貴弘先生「小型電動グリッパの機能と特徴」

まず、産業用ロボットの先端部のグリッパに電動を用いるか空圧を用いるかは、機能やコストにより分けられるところであることが解説され、同社が開発

を進めるアルキメデスの渦巻き曲線の溝を設けたカムを有する小型・軽量の電動グリッパの構造・機能が説明され、電動グリッパと空気圧駆動のグリッパの使用例や比較について解説された。

⑦ 株式会社ジェイテクト 山内健太郎先生「パワーステアリングの技術動向」

まず、自動車のパワーステアリングの構造による分類・歴史・シェアなどについて解説された。特に、パワーステアリングは油圧パワーステアリング（HPS）と電動パワーステアリング（EPS）に大別されるが、油圧ポンプをエンジンではなく電動モータで駆動するH-EPSについて、構造や長所が解説された。市場割合はEPSが増加傾向にあるが、HPSは現時点でも世界で約50%のシェアがあり、電氣的な制御技術と結合したHPS技術は省エネルギー化が進む自動車技術の中で重要な技術であることが解説された。

2.3 閉 会

講師の先生お一人当たりご講演約20分・質疑応答約10分の計30分ということで、1件当たりの時間が比較的短いセミナーであった。しかし、どのご講演においても活発な質疑応答が行われるなど、内容の大変濃いセミナーであった。約3時間半の7件のご講演はあっという間に終了し、16時50分頃には編集委員長の眞田一志先生（横浜国立大学）より閉会のご挨拶をいただいた（写真4）。その後、講師の先生方と聴講されたご出席者全員で、記念撮影を行った（写真5）。本セミナーには、7名の講師の先生方の他に、聴講者として28名の方々にご出席いただいた。



写真4 閉会の挨拶（眞田編集委員長）



写真5 集合写真

2.4 アンケート

次回以降のセミナーをより一層充実したものとすることを目的に、セミナー終了後に、出席者の方々にアンケートをお願いした。

本報告記事のページ数の都合上、ここではアンケートのうちの一部の項目について集計結果をご紹介させていただくこととする。

設問：参加された動機を教えてください。

自主的に……56%，同僚に誘われて……5.5%，上司・先生に勧められて……33%，上司・先生から強制的に……5.5%

設問：今回のセミナーをどのようにお知りになりましたか。

学会誌……28%，インターネット……39%，学会からのお知らせ……16.5%，知人からの紹介……5.5%，その他……11%

設問：今回のセミナーはお役に立ちましたか。

とても役立った……25%，役立った……62.5%，普通……12.5%

3. おわりに

東日本大震災の影響で1年延期となった本セミナーであったが、無事に成功裏に終了することができた。これもひとえに、関係各位のご協力の賜物であると感じており、この場を借りて深く感謝申し上げる。特に、大変お忙しい中、講師をお引き受け下さった7名の先生方には心から謝意を表す。

また、冒頭に述べたとおり、本セミナーは学会誌第42巻第2号の特集記事「電動とフルード社会貢献」を基にしたものであり、同特集記事の主査の山崎大生先生に深く敬意を表す。

なお最後に、僭越ながら本セミナーの主査および司会は筆者が担当させていただいた。このような大役を務める機会を与えて下さり、事前準備から当日の運營業務までご担当下さった企画委員会・編集委員会ならびに学会事務局の皆様深く謝意を表す。

参考文献

- 1) 特集「電動とフルードの社会貢献」, 日本フルードパワーシステム学会誌, Vol. 42, No. 2, p. 89-137 (2011)

[著者紹介]

かとうともりのり
加藤友規君



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

E-mail : t-kato@fit.ac.jp

編集室

次号予告

—特集「フルードパワーにおける組み込みシステム」—

「フルードパワーにおける組み込みシステム」発行にあたって
 組み込みシステムがフルードパワーにもたらすもの
 歩行リハビリ訓練用高機能靴
 ショックレス切換弁
 電子制御ミキサ車
 スマートポジショナ
 デジタル電空レギュレータ EVDシリーズ
 [解説] 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OHC-Simの現状
 阿佐ヶ谷プロジェクト—3次元免震建物の地震観測(後編)
 [FPIC会議報告] ROBOMECH2012におけるフルードパワー技術研究動向
 [教室] おもしろ油圧機構 第9回 ハイドロスタチックトランスミッション
 おもしろ空気圧「空気圧システムの合成計算」
 入門講座「流体力学」第2回:もの見方を変えよう
 [研究室紹介] 東京都市大学高機能機械制御研究室

吉満 俊拓
 小山 紀
 早川 恭弘
 北村 修
 川島 茂
 渡邊 崇
 吉田 享平
 桜井 康雄
 高橋 治
 金 俊完
 大橋 彰
 妹尾 満
 高橋 勉
 佐川 祐貴

平成24年度「フルードパワーシステム」編集委員

委員長 吉田和弘 (東京工業大学)
 副委員長 越秀行 (東京工業大学)
 委員 伊藤雅則 (東京海洋大学)
 堀堀晃彦 (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)
 栗林直樹 (川崎重工業)
 五嶋裕之 (機械振興協会)
 佐藤恭一 (横浜国立大学)
 妹尾 満 (SMC(株))
 多田 昌弘 (CKD(株))

委員 中野政身 (東北大学)
 西海孝夫 (防衛大学校)
 藤田壽憲 (東京電機大学)
 丸田和弘 (株コマツ)
 村松久巳 (沼津工業高等専門学校)
 柳田秀記 (豊橋技術科学大学)
 山田真の介 (株TAIYO)
 山田敏夫 (株コガネイ)
 山之内健司 (KYB(株))
 吉満俊拓 (神奈川工科大学)
 担当理事 宮川新平 (KYB(株))
 山田宏尚 (岐阜大学)
 編集事務局 藤谷秀次 (学会事務局)
 藤竹内留美 (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5号 (2012)

平成24年9月

目次

研究論文

1. 微粒子励振型空気流量制御弁の非線形性補償による流量制御
廣岡 大祐, 鈴森 康一, 神田 岳文 117
2. 双方向型空気圧コンプレッサの開発と応用
吉満 俊拓, 藤田 貴吉, 小山 紀 122
3. 空気圧駆動型4脚移動ロボットの開発
(第1報: 外乱オブザーバの導入によるモーションコントロール)
趙 子磊, 高岩 昌弘, 則次 俊郎, 佐々木大輔 128

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

Vol.43, No.5

September 2012

Contents

Paper

1. Flow Rate Control using Particle Excitation Valve with Non-linear Compensation
Daisuke HIROOKA, Koichi SUZUMORI, Takefumi KANDA 117
2. Development and Application of Alternate Direction Air Compressor
Toshihiro YOSHIMITSU, Takayoshi FUJITA, Osamu OYAMA 122
3. Development of Pneumatic Quadruped Robot
(1st Report: Motion Control by Introducing Disturbance Observer)
ZiLei ZHAO, Masahiro TAKAIWA, Toshiro NORITSUGU, Daisuke SASAKI 128

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

微粒子励振型空気流量制御弁の非線形性補償による流量制御*

廣岡大祐**, 鈴木康一**, 神田岳文**

Flow Rate Control using Particle Excitation Valve with Non-linear Compensation

Daisuke HIROOKA, Koichi SUZUMORI, Takefumi KANDA

The purpose of this study is the development of a valve that can precisely control pneumatic cylinders. The valve is lightweight and has simple structure. The valve uses a piezoelectric oscillator which is driven in the resonance mode, and it can control flow rate by controlling the amplitude of the particle excitation. In this report, we have designed a new prototype for the purpose of high controllability. We have applied a non-linear control algorithm to control Q-V nonlinearity of this valve. We found that this control works well to realize linear Q-V characteristics.

Key Words: Control valve, Actuator, Pneumatics

1. 緒言

空気圧シリンダは工場などで広く使用されているが、動作端点での衝撃が問題となることがある。この問題の解決策として、シリンダ内にクッションを取り付ける、流量制御弁を用いて供給空気圧を制御する、固定絞りの小型スピードコントローラを用いたメータアウト/メータイン駆動を行うなどの方法がある。しかし、クッション付きのシリンダでは、質量や容積の増加が問題になることがある。流量制御弁を用いた、制御では制御系が高価で大型になるという問題がある。小型のスピードコントローラはシリンダに取り付けて使用することができ、シリンダの近くで流量を制御できるという利点がある。一方で、これらの速度制御弁は手動のものが多く、シリンダ駆動時に連続して流量を調整することができない。この速度制御弁に変わるものとして新しい原理の小型の流量制御弁も開発されている^{1), 2), 3), 4)}。また制御弁の応答性や制御性を向上させることで、制御の効率化を向上させようという研究も行われている^{5), 6)}。さらに、制御システムを高度化することにより、制御性の向上を目指す研究も進められている^{7), 8), 9), 10), 11)}。本研究では、流路に封入した微粒子を用いて空気管路を流れる空気流量を制御する小型で安価の新しい原理の流量制御弁を開発している。微粒子の制御を圧電振動子による励振で行うことにより小型で、大流量の連続的な制御が可能となる。現在までに、動作原理を証明するための試作1号機の製作¹²⁾、小型化と高効率化を目指して、ボルト締め

より圧電素子を取り付けた流量制御弁2号機の作製と、その性能の確認^{13), 14)}、オリフィスの配置条件、直径を変更すること段階的な流量の変化を確認した^{15), 16)}。

本論文では、以上のことを踏まえ連続的な流量調整を目指しオリフィスパターンの変更を行った新たな流量制御弁を作製した。作製した流量制御弁の印加電圧に対する流量特性を確認し、非線形性を考慮して電圧パターンを最適化することにより線形的な流量の制御を実現した。

2. 動作原理

2.1 駆動原理

本研究で開発している流量制御弁の動作原理をFig. 1に示す。流量制御弁は、オリフィス板、圧電振動子、微粒子から構成されている。オリフィス板はフランジを持った構造で、圧電振動子はオリフィス板のフランジ部分の底面に取り付けられている。圧電素子の振動によりオリフィス板内部で大きな変形が起る構造となっている¹²⁾。

Fig. 1(a)のように外部から、空気が流量制御弁内に供給されると、微粒子がオリフィス開口部に押し付けられ空気の流れを防ぐ。このため、流量制御弁は通常時に閉じた状態となる。このとき、圧電振動子に電圧を印加すると、Fig. 1(b)に示すように、オリフィス上の微粒子が励振され、

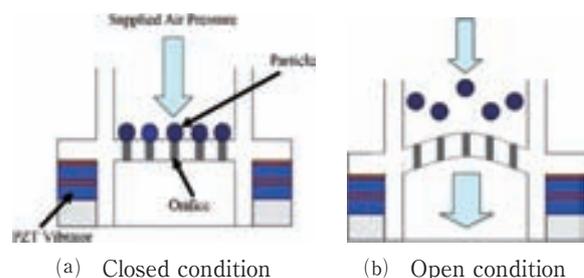


Fig. 1 Structure of particle-excitation variable

*平成23年8月22日 原稿受付

**岡山大学

(所在地 岡山市北区津島中3-1-1)

(E-mail : hirooka@act.sys.okayama-u.ac.jp)

オリフィスより離れる。本研究では、振動のモード、振動振幅、オリフィス配置条件を最適化することで、連続的な流量制御を目指す。

2.2 駆動条件

微粒子がオリフィス板を離れる際に必要な条件を計算により求める。微粒子の質量を m 、空気圧を P 、オリフィスの半径を r 、としたとき微粒子がオリフィス開口部に押し付けられる力 F_1 は以下のように表せる。

$$F_1 = \pi r^2 P \pm mg \tag{1}$$

式(1)のは流量制御弁の設置の向きによって決まる。オリフィスの半径を0.2mm、空気圧を0.5MPaとすると微粒子がオリフィス開口部に押し付けられる力は、 $6.28 \times 10^{-2} \text{N}$ となる。それに対して、微粒子を直径0.8mmの鉄球とすると質量は $2.11 \times 10^{-6} \text{kg}$ となり、重力の影響は $1.38 \times 10^{-4} \text{N}$ であるので、制御弁が設置の向きによって特性の違いを示すことはない。

次にオリフィス板の振動により微粒子が受ける力 F_2 を示す。振動の振幅 A 、角速度 ω を用いると F_2 は以下のように表せる¹⁴⁾。

$$F_2 = -A\omega^2 m \sin \omega t \tag{2}$$

振動周波数が f のとき、 ω は $\omega = 2\pi f$ で表せる。 F_1 より F_2 が大きくなった際に、微粒子はオリフィス開口部を離れる。

以上の条件より、微粒子がオリフィス開口部を離れる条件であるオリフィス板の加速度 a は次の式で表せる¹²⁾。

$$a > \frac{\pi r^2 P \pm mg}{m} \tag{3}$$

式(3)より、必要加速度を計算により求める。ここで、空気圧を0.7MPaとすると、オリフィスの半径0.2mm、の際の必要加速度は、 $4.31 \times 10^4 \text{m/s}^2$ となる。

オリフィス板の構造上、中心付近での変位が大きい変形モードが発生すると考えられる。この結果、より中心に近いオリフィス上の微粒子のほうが離れやすく、中心から離れたオリフィス上の微粒子は離れにくくなる¹⁵⁾。

3. 流量制御弁概要

3.1 流量制御弁の構成

本報で使用する流量制御弁の構造をFig. 2³⁾、構成要素をFig. 3に示す¹⁵⁾。オリフィス板の材質はステンレス鋼(SUS304)で、外径10mm、内径8mm、高さ8mm、質量は2.5gである。圧電素子は外径10mm、内径8.2mm、厚さ0.2mmのリング状である。Fig. 2に示すようにオリフィス板と圧電素子は間に電極を挟んだ状態で、ボルト締めで固定されている。作製する流量制御弁は、空気圧シリンダのポートに直接取りつける構造となっており、オリフィス板のフランジ部分をシリンダのポート部分と圧電素子で挟み込む構造となっている。この構造により、圧電素子の変位を効率よく伝えることができ、オリフィス板の中心付近で大きな振動加速度を発生させることが出来る。

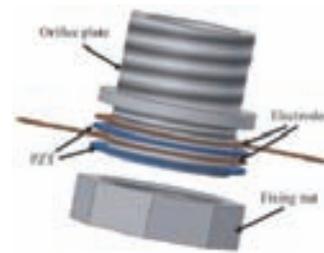


Fig. 2 Schematic of the flow control valve

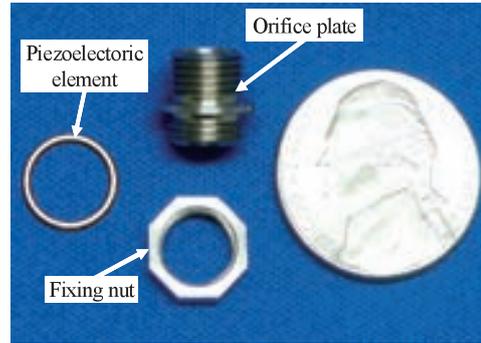


Fig. 3 Model of cushion plunger

3.2 オリフィス配置条件

本報では、連続的な流量の制御を目指し、オリフィスの配置条件を決定した。Fig. 4にオリフィスの配置条件を示す。オリフィスは合計9個、中心から0.4mmの位置から0.2mm間隔で並んでいる。この結果、オリフィスごとに発生する加速度に差が発生し、駆動電圧によりオリフィスの開口面積が変化すると考えられる。実際に製作したオリフィス板をFig. 5に示す。オリフィス径は0.4mmとした。

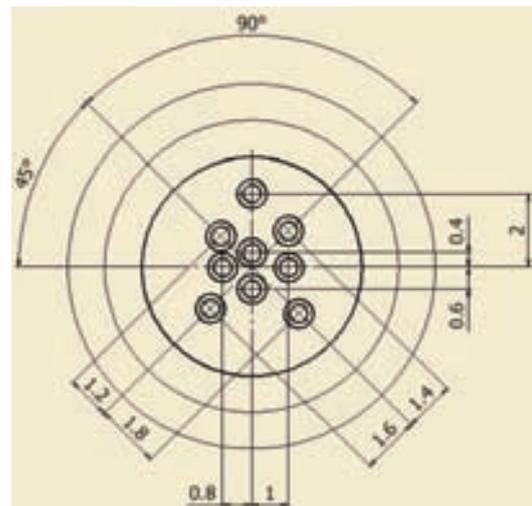


Fig. 4 Orifice pattern of the flow control

3.3 振動解析

製作したオリフィス板の振動挙動を確認するため有限要素法解析により、振動のモードを確認した。境界条件として、オリフィスのフランジ上部のねじ部を完全拘束して解

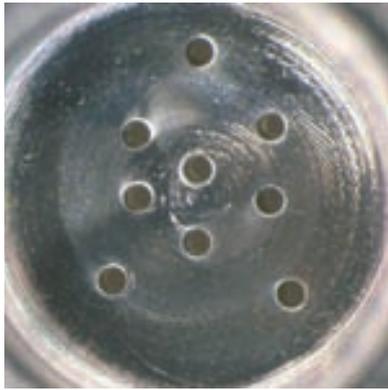


Fig. 5 Photograph of orifice pattern at 0.4mm

析を行った。解析により求められた変形状をFig. 6に示す。Fig. 6における色の違いは最大変位を示している。この図は低次共振点の振動モードを示しており、オリフィス板の中心付近で振動の腹となるモードが発生し、中心からの距離により変位が異なることから、オリフィスごとに加速度に差が見られることが確認される。

4. 流量制御弁特性

4.1 圧電特性評価

解析をもとに実際に製作した流量制御弁の特性の評価を行った。レーザドップラー振動計を用いて実際の共振周波数とオリフィス板の厚み方向の振動加速度を測定した。測定条件は印加電圧を $2V_{pp}$ で固定し、駆動周波数を100kHzから200kHzの間で変化させ、オリフィス板の中心付近の加速度を測定した実験の結果をFig.7に示す。実験の結果より、駆動周波数が192kHzのとき、最も大きな加速度が確認された。今後、流量変化実験等には以下の周波数を使用するものとする。

4.2 流量特性評価

製作した流量制御弁の流量特性の測定を行った。使用した実験システムをFig. 8に示す。流量の測定には熱式流量計 (CKD FSM-2) を用いて、印加空気圧をそれぞれ0.7, 0.6, 0.5MPaで固定し、実験により求めた共振周波数において、

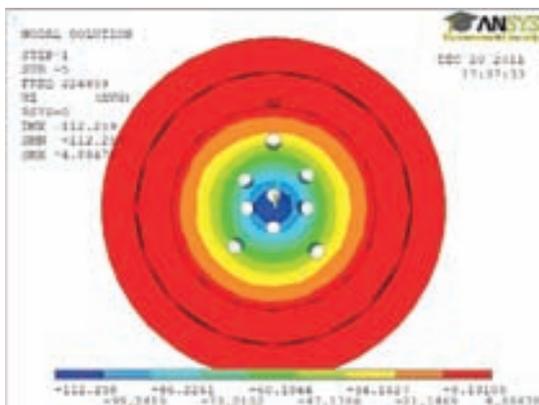


Fig. 6 Analytical results of deformation mode of the flow control valve

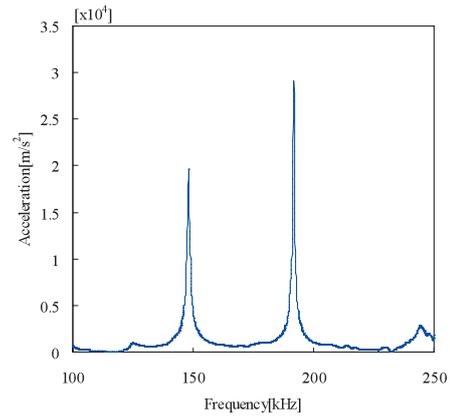


Fig. 7 Relationship between acceleration of the flow control valve and frequency

印加電圧を増加させ、流量の変化を測定した。排気圧は大気圧とした。静的特性を確認するために電圧を $0V_{pp}$ から $100V_{pp}$ まで十分に遅い速度 ($0.4V/s$) で変化させた際の流量特性でこの弁の静的特性を示している。実験の結果をFig. 9に示す。

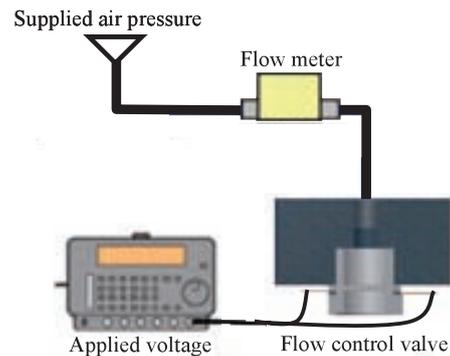


Fig. 8 Experimental system for evaluating flow rate

実験の結果より、非線形的ではあるが、印加電圧の増加に伴い流量の変化量も増加していることが確認される。流量のデータに幅がある理由は、オリフィス開口部を離れた微粒子が不規則に運動し、オリフィス開口部を不連続にふさいでいるためであると考えられる。また、印加空圧が増加すると、流量変化時に必要な振動加速度が大きくなるため、流量変化が発生する電圧は高くなる。一方で、印加空圧が高ければ、開口面積が同じ状況であれば、流れる流量は多くなる。流量増加の傾向として、30l/min付近まで、流量が増加したあとは変化の割合が緩やかになっている。これは、中心付近では空気の流れが速いため、中心に近い部分のオリフィスが開いた際には大きな流量変化が起こるためである。

5. 非線形制御

前節の実験結果を基に、流量の線形的な変化を目指す。前節の実験結果の0.7MPaにおいて、流量変化が始まる印加

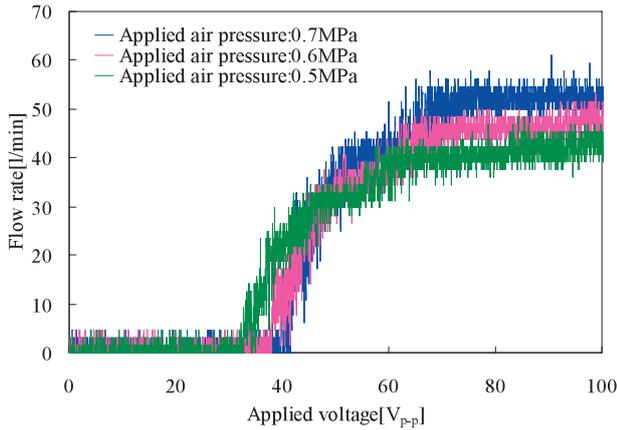


Fig. 9 Experimental results of flow control valve

電圧 $34V_{pp}$ から $100V_{pp}$ までのグラフを取り出し多項式で近似したものをFig. 10に示す。Fig. 10に示された多項式を、流量を Q 、電圧を V として、3次式で以下のように表す。

$$Q = K_1V^3 + K_2V^2 + K_3V + K_4 \quad (4)$$

式(4)によって表された、 K_1 、 K_2 、 K_3 、 K_4 を最小二乗法により求めた。その結果、 $K_1=0.005l/minV^3$ 、 $K_2=-0.124l/minV^2$ 、 $K_3=10.42l/minV$ 、 $K_4=-240.6l/minV$ となった。

Figure 10により求めた印加電圧目標の流量を比較したものをFig. 11に示す。Fig. 11より目標の流量と、実際の流量はほぼ等しい結果となった。一方で $20l/min$ 付近では流量と目標値との誤差が大きかった。 $20l/min$ の流量変化が起こるオリフィスの数は、4個目から5個目の間であると推定される。5個目のオリフィスはFig. 4に示される、中心から $12mm$ のオリフィスである。このオリフィスは中心から $0.4mm$ 、 $0.8mm$ のオリフィスに接している。このため流量が増加していく際、隣接しているオリフィスから流れる空気の影響を受け、微粒子の挙動が不安定になるためであると考えられる。以上の結果が示すように、非線形の電圧パターンを印加することで、流量の変化を線形的に制御することに成功した。

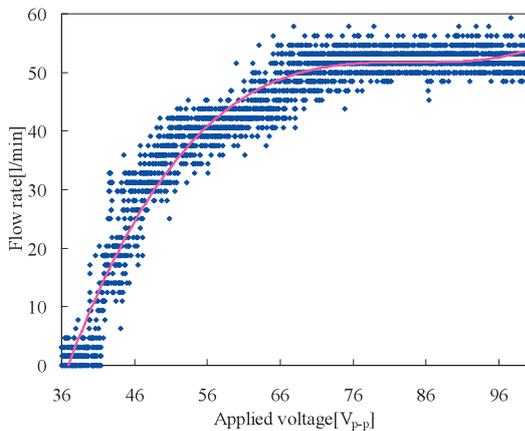


Fig. 10 Approximation of flow rate change

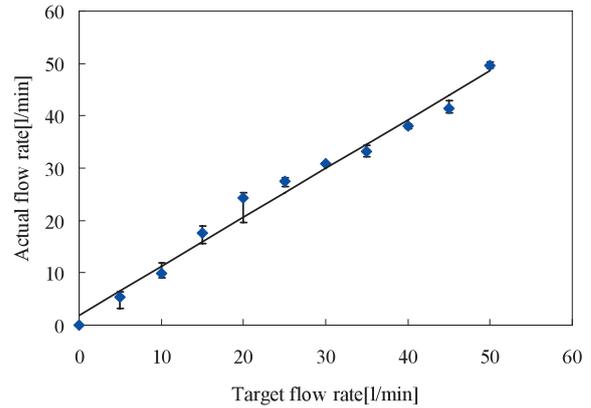


Fig. 11 Compare target flow rate and actual flow rate

6. 結 言

本研究では、小型で連続的な流量の調整が可能な流量制御弁の開発を行っている。本研究で開発している流量制御弁は、圧電素子に印加する電圧制御し、振動の振幅を増減させることで、オリフィスの開口面積を制御することができることが確認されていた。現在までの傾向として、印加電圧の増加と流量の増加の関係が非線形であった。そこで、本報では、駆動電圧を非線形で増加させることで、流量の線形的な増加を目指した。まず、流量の増加パターンを多項式で近似することで、実験の結果より、目標流量に対する印加電圧を求めた。

次に、求めた駆動電圧により流量制御弁を駆動させた際の流量変化を測定し、目標値との結果を行った。比較の結果から、測定された流量が目標値に近い値であることが確認された。以上の結果より流量の線形的な流量制御に成功した。

謝 辞

流量制御弁の試作機製作に関し、株式会社コガネイ様にご協力いただきました。

参 考 文 献

- 1) S. Jien, S. Hirai, and K. Honda : Miniaturization Design of Piezoelectric Vibration-Driven Pneumatic Unconstrained Valves, Journal of Robotics and Mechatronics, Vol. 22, No. 1, p. 91-99 (2010)
- 2) T. Akagi, S. Dohta and S. Katayama : Development of Small-sized Flexible Control Valve Using Vibration Motor, Proc. 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, TOYMA, p. 2-25 (2008)
- 3) S. Yun, K. Lee, H. Kimb, H. Sob : Development of the pneumatic valve with bimorph type PZT actuator, Materials Chemistry and Physics 97, p. 1-4 (2006)
- 4) K.-P. Fritz, V. Mayer, T. Steffens, H. Kuck : Switching

- Valve with Isolated Impact Actuator, Actuator 2010 12th International Conference on New Actuator, B1.3, p. 242-245 (2010)
- 5) M. Hoffmann, M. Kallenbach, K. Neumann, M. Herrig, V. Zoppig, L. Dittrich : Resonant Ultra Low-Power Valve with High Nominal Width, Actuator 2008 11th International Conference on New Actuator, A40, p. 137, p. 1026-1029 (2008)
- 6) E.-E. Topc, I. Yüksel, Z. Kamis : Development of electro-pneumatic fast switching valve and investigation of its characteristics, Mechatronics 16, p. 365-378 (2006)
- 7) M.-H. Chiang, C.-C. Chen, T.-N. Tsou : Large stroke and high precision pneumatic-piezoelectric hybrid positioning control using adaptive discrete variable structure control, Mechatronics 15, p. 523-545 (2005)
- 8) Y.-T. Liu, C.C. Jian : Pneumatic actuating device with nanopositioning ability utilizing PZT impact force coupled with differential pressure, Precision Engineering 31, p. 293-303 (2007)
- 9) M. Taghizadeh, A. Ghaffar, F. Najafi : Modeling and identification of a solenoid valve for PWM control applications, C. R. Mecanique 337, p. 131-140 (2009)
- 10) G. Belforte, S. Mauro, G. Mattiazzo : A method for increasing the dynamic performance of pneumatic servo systems with digital valves, Mechatronics 14, p. 1105-1120 (2004)
- 11) K. Ahn, S. Yokota : Intelligent switching control of pneumatic actuator using on/off solenoid valves, Mechatronics 15, p. 683-702 (2005)
- 12) D. Hirooka, K. Suzumori, T. Kanda : Flow control valve for pneumatic actuators using particle excitation by PZT vibrator, Sensors and Actuators A155, p. 285-289 (2009)
- 13) D. Hirooka, K. Suzumori, T. Kanda : Pneumatic Flow Control Valve Using Particle Excitation by PZT Vibrator, 2009 IEEE International Ultrasonics Symposium, P1-P-02, p. 1624-1627 (2009)
- 14) D. Hirooka, K. Suzumori, T. Kanda : Experimental Analysis on Pneumatic Flow Control Valve Driven by PZT Vibrator, 2010 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, FA1.5, p. 1041-1046 (2010)
- 15) D. Hirooka, K. Suzumori, T. Kanda : Continuous Air Control Using Particle Excitation Valve, 2011 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, WA1.5 (2011)
- 16) D. Hirooka, K. Suzumori, T. Kanda : Design and Evaluation of Orifice Arrangement for Particle-Excitation Flow Control Valve, Sensors and Actuators A171 p. 283-291 (2011)

研究論文

双方向型空気圧コンプレッサの開発と応用*

吉満俊拓**, 藤田貴吉***, 小山紀****

Development and Application of Alternate Direction Air Compressor

Toshihiro YOSHIMITSU, Takayoshi FUJITA, Osamu OYAMA

This paper proposes a new type of compressor that can discharge air in alternate directions. This compressor can operate the direction/speed of a cylinder by changing the clockwise/counterclockwise rotational direction and the rotational speed of the compressor, and also does not need additional solenoid control valves. The key issue here is to develop an alternate direction air compressor having effective performance. In this report, we verify the fundamental characteristics and advantages of this compressor. We also investigate the possibility a cylinder system using this new type of compressor.

Key words : Alternate Direction Air Compressor, Air Motor

1. 緒言

コンプレッサの形態として、運転制御により吸引と加圧を相互方向に切り替えできる双方向型もあり、油圧制御回路ではこのような双方向型がしばしば用いられる^{1),2)}。しかしながら空気圧回路では使われることはなかった。

空気圧回路においても、個々のアクチュエータに専用のコンプレッサを配置するシステムを構成すれば、油圧の場合と全く異なった観点からその利点を指摘できる^{3),4)}。油と異なり空気の圧縮性は格段に大きく、この機能を用いた様々な利用が考えられる。すなわち、単に、騒音や汚れなどで嫌われる排気を皆無にできるのみではない。アクチュエータ内に空気を封じ込めたまま同じ空気を加圧・吸引して用いれば、アクチュエータの動作剛性を高くすることができる。この場合、付随的な制御機器、すなわち方向制御弁や速度制御弁を全く必要とせず、コンプレッサの運転操作により、アクチュエータの動作方向や速度の制御が直接できる。また、アクチュエータの排気をコンプレッサで回収すれば、従来破棄していた圧縮空気の膨張エネルギーを再利用できる。

本研究ではこのような用途に耐える双方向型コンプレッサが製品にはないことから、まず、双方向型コンプレッサ

を開発する。つぎに、このコンプレッサを用いた空気圧シリンダ制御システムを構成し、予想される利点を確認してゆく。

2. 双方向型コンプレッサの構成

2.1 構成デバイス

加圧・吸引側が相互に逆転できる小型の双方向型コンプレッサを開発するにあたり、注目したのは空気圧モータである。これは軸の回転方向を逆転すると、排出と吸引が可逆になるベーン型であり、さらに内部が軸の回転方向に対し完全に対称な構造をもつ。本来の機能はアクチュエータであるが、電動モータとカップリングを用いて接続し可逆運転させて双方向型コンプレッサとして動作させた。

電動モータへの電力供給用インバータと指令信号を与えるマイコンを加え、全体の構成を双方向型コンプレッサと呼ぶ。なお、電動モータはAC型であり、インバータから印加される交流電力の周波数によりコンプレッサの回転数、すなわち出力が操作される。Fig. 1に双方向型コンプレッサ

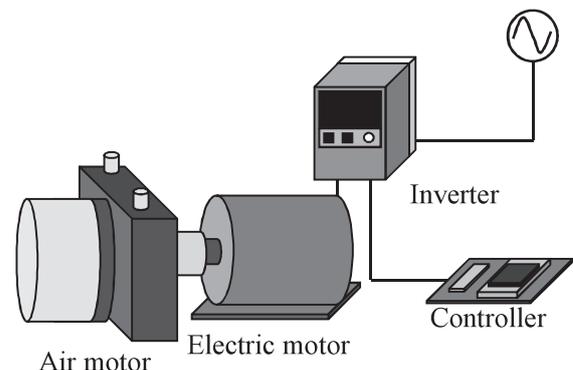


Fig. 1 Alternate Direction Air Compressor

*平成23年6月30日 原稿受付

**神奈川工科大学工学部ロボット・メカトロニクス学科
(所在地 〒243-0292 神奈川県厚木市下荻野1030)

***ヤマハ発動機

(所在地 〒435-0054 静岡県浜松市中区早出町882)

****明治大学理工学部機械情報工学科

(所在地 〒214-8571 神奈川県川崎市多摩区東三田1-1-1)

サの概略を示す。

2.2 試作した双方向型コンプレッサの特性

双方向型コンプレッサは、動作の方向が異なっても同じ能力を持つことが望ましい。コンプレッサの回転方向を正・逆両回転させ、それぞれの方向への出力特性を測定した。インバータの発生周波数と吐出圧力・流量の関係をFig. 2とFig. 3に示す。コンプレッサの吐出側負荷は一定として内径2mmの固定絞りを用いている。吸引側は大気圧である。

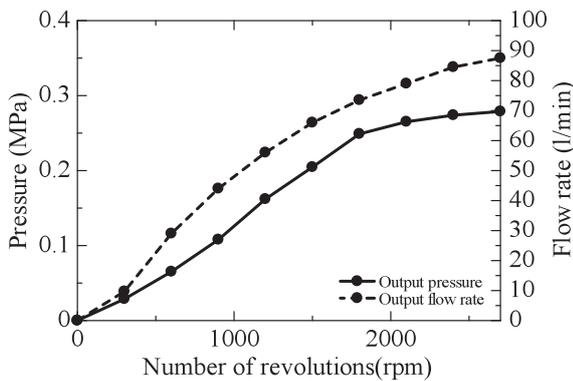


Fig. 2 Discharged pressure and flow vs frequency (CW)

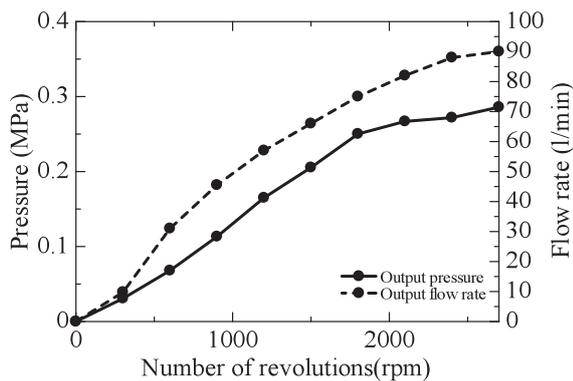


Fig. 3 Discharged pressure and flow vs frequency (CCW)

これらの図から出力方向を切替えても同程度の能力を持っていることがわかる。この負荷における最大吐出圧力は約0.3MPa（ゲージ圧）、このときの出力は350wとなり、空気圧シリンダを駆動させるには十分な能力があった。

双方向型コンプレッサは、回転方向によって圧縮空気が吐出される方向が切替わる。空気が吐出されないほうは吸引口となる。双方向型コンプレッサの吸引特性を調べた結果をFig. 4とFig. 5に示す。吸引側は先の吐出側に用いた固定絞りを取り付け、吐出側は大気に放出させた。

吐出特性と同様に回転方向を切替えても吸引能力に差がないことが認められる。インバータ周波数を増してゆくと約-0.8MPa（ゲージ圧）までの負圧になる。このときの絞りからの流入量は約80 l/minである。試作した双方向型コンプレッサは吸引ポンプとしても使えることがわかる。負圧を利用したシステムへの応用も考えられる。

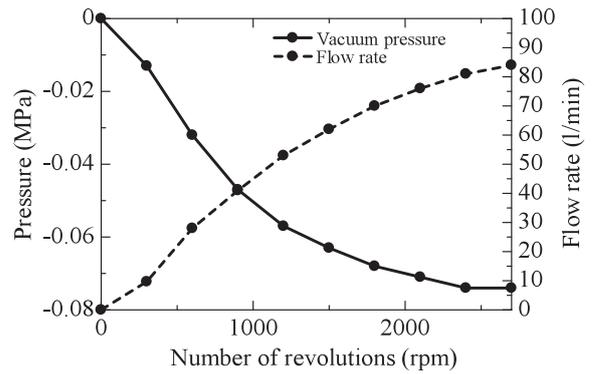


Fig. 4 Suction pressure and flow vs frequency (CW)

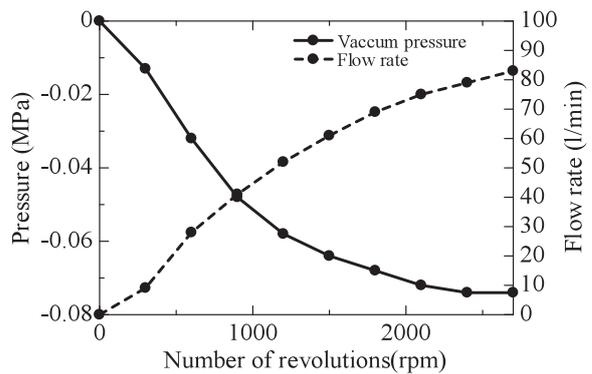


Fig. 5 Suction pressure and flow vs frequency (CCW)

3. 双方向型コンプレッサを用いたシリンダ駆動

3.1 構成回路

双方向型コンプレッサを空気圧シリンダ駆動に用いる場合、Fig. 6のような構成が考えられる。個々のシリンダに専用の小型コンプレッサをおく。長い配管や減圧機構は不要でコンパクトにできる。専用コンプレッサでは、排気空気の持つ膨張エネルギーの回生が可能である。すなわち、コンプレッサの吸引側は排気側シリンダの空気が入力される。シリンダの移動方向の逆転時には高圧となっている吸引空気がコンプレッサの回転子を押しすることでエネルギー回生がおこなわれる。

シリンダの方向制御、速度制御などは全てコンプレッサ

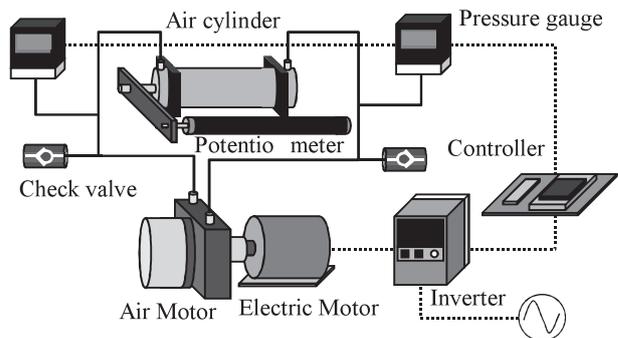


Fig. 6 Air drive circuit by alternate direction air compressor

の回転制御によりおこなわれるため方向制御弁や速度制御弁は不要である。しかし、この構造は本質的にシリンダ内空気のみを使うことになるので、動作開始直後には必要な空気を大気からシリンダ内に吸引する必要があり、シリンダ両側にチェック弁を設けた。

双方向型コンプレッサを使用する場合の優位性を検証する目的で、同じコンプレッサを一般的な単方向型コンプレッサとして使用するFig.7に示すようなシリンダ制御回路を構成した。コンプレッサは常に正回転し吸引は大気から行き圧縮空気を供給する。これを大気吸引回路と呼ぶこととする。シリンダの移動方向の変更は方向制御弁を用いる。具体的な手順として、ロッド収縮時は、電磁弁①③を開・②④を閉とする。ロッド伸長時は、電磁弁①③を閉・②④を開とする。

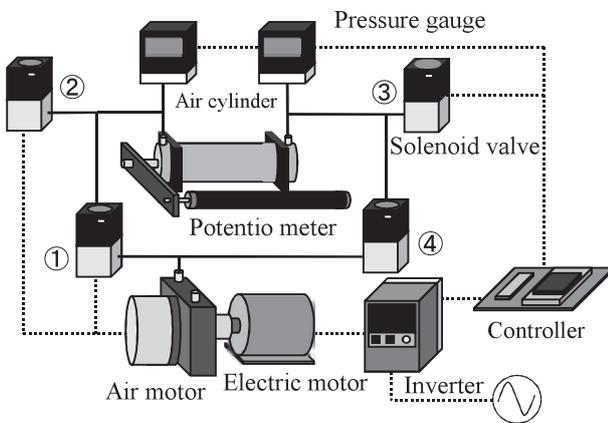


Fig. 7 Air drive circuit by air suction system

双方向型コンプレッサを空気圧シリンダ駆動に用いる場合の利点を整理すると、

- i) 方向制御弁や速度制御弁を必要とせず、コンプレッサの操作のみで動作方向、速度や位置などの制御ができる
- ii) 空気の排出がないので、排気による汚染や排気音が嫌われる環境で使える
- iii) 従来破棄されていた圧縮空気のエネルギー回生が行われるので省エネルギーとなる

である。これらを順に確認してゆく。

今回、二種類のシリンダ駆動回路を使用しマイコンの制御によりシリンダロッドを5往復させる。そして、空気の積算供給流量、消費電力量の理論値と実験値を測定し比較していくことで、双方向型コンプレッサを用いたシステムの優位性を検証していく。

3.2 オープンループ制御によるシリンダの速度制御

速度制御弁を使った従来の速度制御では、予期しない二次的なシリンダ内圧力変化が発生したり、シリンダ摺動面の影響を受けやすいなどの現象が知られている。このため、特に低速度制御が難しい。一方、提案する駆動回路は空気

がシリンダ内に絶えず封止されており、移動に必要な空気量はコンプレッサにより管理されているため、動きに対する剛性が高く、速度制御において優位であると考えられる。

まずはコンプレッサの回転操作でシリンダを速度制御できることを確認する。供試シリンダは内径20mm行程150mmで横置きとした。移動方向と指定速度はTable 1のように、表の上から順に10段階の速度に切替えて実施する。表の左は速度切替を指示する位置、中はその時点における前の指示位置からの変位である。右は指定速度でマイコンからのビット値で示されている。ビット値はインバータ周波数に比例し、ビット値が大きい程インバータの周波数は高くなる。すなわち、最初は0mmの位置から75mmまで正方向に50ビットで指示された速度で移動し、75mmに達すると5625mmの位置まで逆方向に10ビットの速度で移動し、最終的に10段階まで種々の速度で交互方向に移動する。なお、この速度制御はインバータ周波数のみを操作しているため本質的にオープンループ制御である。

Table 1のプログラムを実行したときのシリンダ変位の様子をFig. 8に示す。指定速度ビット値、ポンプ回転数とシリンダ速度測定結果をTable 2に示す。所定の位置で相互方向に速度が切替わり、移動時には指示された速度で移動している様子がわかる。10段階の切替をを終了し、最終的に0mmの位置まで復帰するのに約18秒費やしている。累計移動距離(変位)が900mmなので平均移動速度は50mm/sである。空気圧シリンダの速度制御としてはかなり遅い領域であるが、図で示されるように安定して移動している様子がわかる。双方向型コンプレッサを直接制御に用い、インバータ周波数操作をすることで安定した速度制御ができた。ポンプ回転数とシリンダ速度の関係をFig. 9に示す。回転数が高くなるにつれシリンダ速度が速くなるが傾きが緩やかとなる。トルク不足によるACモータのスリップ現象、ベーンとハウジングとの隙間からの内部空気漏れが原因と考え

Table 1 Velocity control program chart

| Switching position (mm) | movement distance (mm) | Specified speed (bit) |
|-------------------------|------------------------|-----------------------|
| 75 | 75 | 50 |
| 5625 | -1875 | -10 |
| 9375 | 375 | 20 |
| 375 | -5625 | -30 |
| 1125 | 75 | 40 |
| 1875 | -9375 | -15 |
| 13125 | 1125 | 25 |
| 0 | -13125 | -30 |
| 150 | 150 | 50 |
| 0 | -150 | -100 |

Table 2 Static characteristic of alternate direction air compressor

| Input signal (bit) | Frequency (Hz) | Push velocity (m/s) | Pull velocity (m/s) |
|--------------------|----------------|---------------------|---------------------|
| 30 | 21 | 0.114 | 0.173 |
| 40 | 28 | 0.215 | 0.265 |
| 50 | 35 | 0.298 | 0.332 |
| 60 | 42 | 0.367 | 0.381 |
| 70 | 50 | 0.369 | 0.395 |
| 80 | 57 | 0.420 | 0.430 |
| 90 | 64 | 0.443 | 0.465 |
| 100 | 71 | 0.446 | 0.472 |

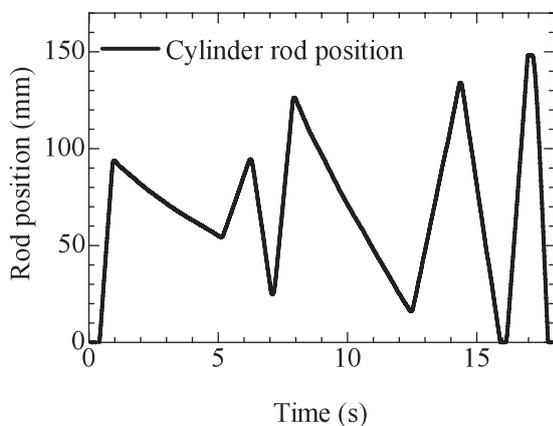


Fig. 8 Experimental result of position control by alternate direction air compressor

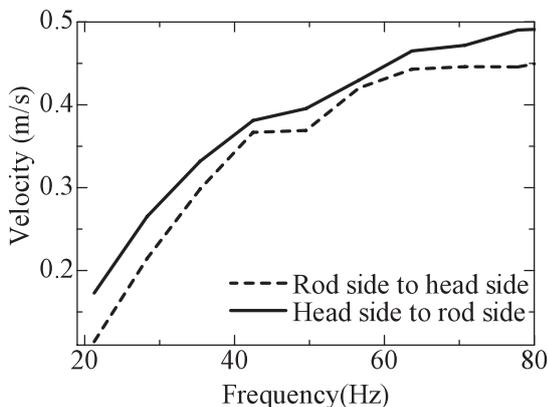


Fig. 9 Velocity vs frequency

られる。

指定速度のビット値を更に小さくして、より低速で移動させたときの結果をFig. 10に示す。このときの移動速度は1.26 mm/sである。極端に速度が遅い場合速度の揺らぎは認められるが、従来不可能であった極低速領域のシリンダ速度制御ができていくことになる。

3.3 空気圧シリンダの位置制御

先の速度制御の結果により、双方向型コンプレッサを用

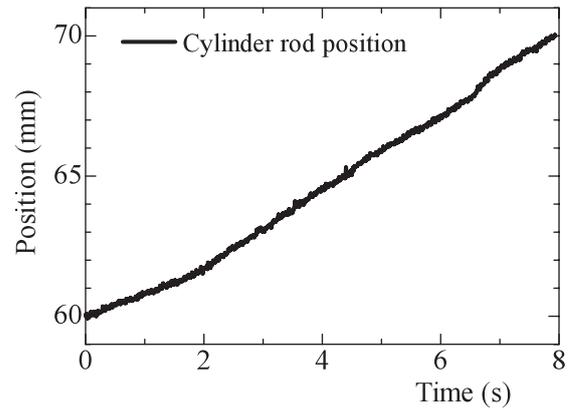


Fig. 10 Experimental result of low speed control

いて直接シリンダ位置の制御が可能であることが既に示されている。この節での位置制御では、PI制御を用いたフィードバック制御をおこなっている。PI動作は時点 k における目標位置 $r(k)$ とシリンダロッド位置 $p(k)$ との誤差 $e(k)$

$$e(k) = r(k) - p(k) \quad (1)$$

を用い制御入力 $u(k)$ は比例ゲイン K_p 、積分ゲイン K_i 、サンプリングタイム T_s を用いて次式の様にあらわされる。

$$u(k+1) = K_p[e(k) + K_i T_s \sum_{i=0}^k e(i)] \quad (2)$$

使用したシリンダは速度制御で用いたものと同じである。位置制御では行程端から移動させてシリンダ中間位置である75mmの位置に中間停止させた。負荷は3 kgの質量負荷とした。Fig. 11にPIパラメータを調整して、オーバーシュートなく最も速やかに整定させた結果を示す。濃い線がシリンダ位置を、薄い線がPI制御器からの制御信号を表す。制御信号が段階的であることから、移動速度がやや段階的になっているかも知れない。しかし移動自体が不安定になることはなく、最終的には75mmの位置に0.18mm以内の誤差で整定させることができた。このような位置決めには、従来、高精度なサーボ弁の使用が必要であったが、コンプレッサを直接制御に用いて位置決めがおこなえることが示された。

整定を更に早めようとPIパラメータを調整した結果をFig. 12に示す。シリンダ移動速度を増すとオーバーシュートを発生した。この場合コンプレッサが逆方向に動作して最終的には所定の精度で位置決めができていくが、整定までに時間がかかっている。

空気圧シリンダのシリンダロッドの位置制御において、Fig. 13はシリンダ内圧力変化を示した図である。シリンダの目標停止位置は、シリンダロッドの長さの中間程度である75mmの位置とする。信号入力をしてからシリンダロッドが目標位置に達するまでおよそ45秒かかった。その後、コンプレッサを低速で運転させることで十分に保持することが確認された。Fig. 13に示す圧力変化ではシリンダが動き出す瞬間に最も大きな圧力差が生じていること、そしてそ

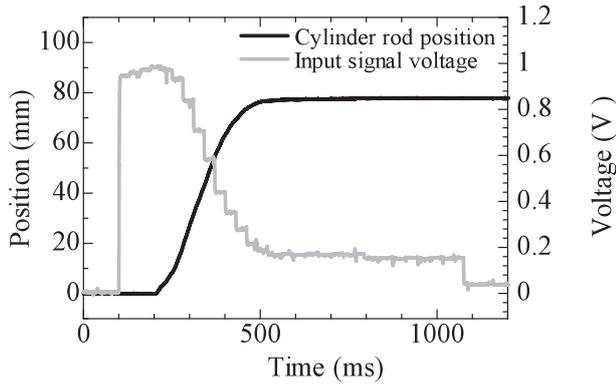


Fig. 11 Experimental results of step response

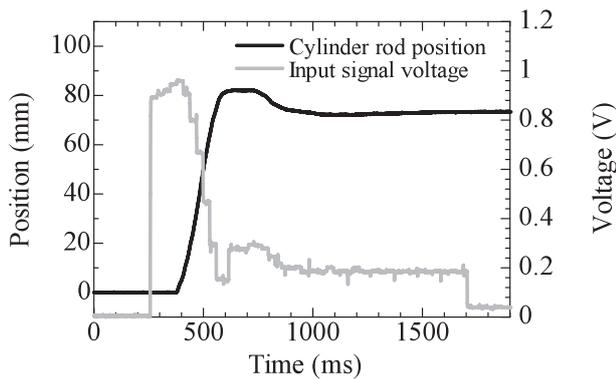


Fig. 12 Experimental results of step response

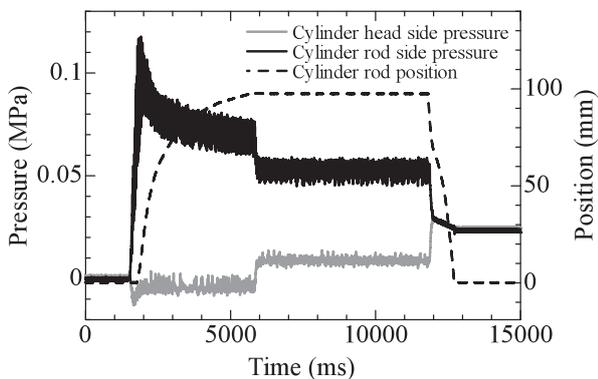


Fig. 13 Experimental results of step response (Load=3.0Kg)

の後圧力差が減少していることがわかる。コンプレッサの運転を止めるとシリンダロッドは動いてしまったが、コンプレッサを低速回転させておけばシリンダに負荷をかけても位置の固定化が可能であることが示された。

3.4 排出空気量の検証

双方向型コンプレッサを使って提案した回路は本質的に空気の排出がない。排気空気に含まれるミストなどが嫌われる領域で利用できる。本研究による空気圧シリンダ駆動回路は、全て、空気漏れを特に限定していない一般品で試作している。したがって実際にはシリンダや配管からの空気漏れが生じていると予想されるので、一般的な回路 (Fig. 7) を比較対象に用いて、排気空気量の削減効果を実験に

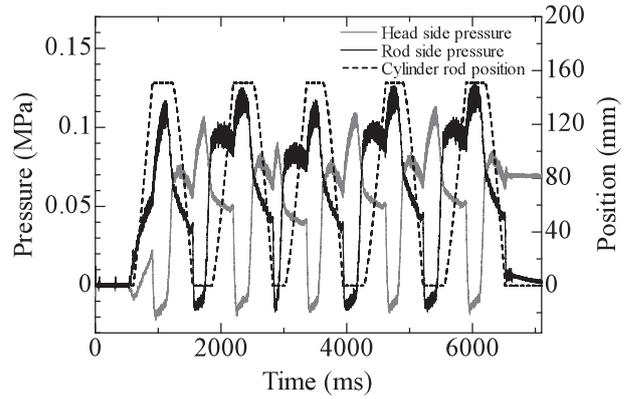


Fig. 14 Pneumatic cylinder reciprocating experiment by alternate direction air compressor

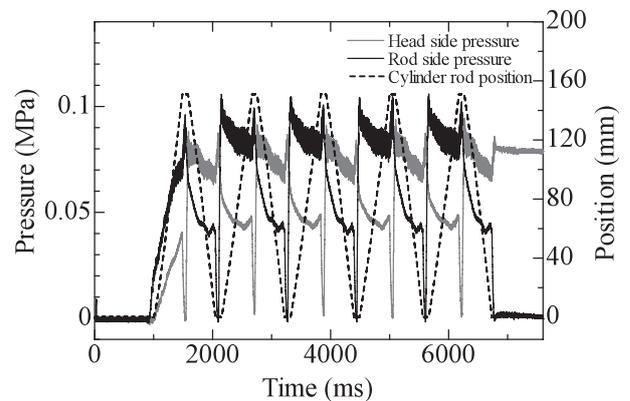


Fig. 15 Pneumatic cylinder reciprocating experiment by air suction system

より調べた。条件を揃えるため基本的に同じ機器を使っている。シリンダや配管から大気への空気の漏れを直接計測することは困難なので、双方向型コンプレッサ回路 (Fig. 6) ではチェック弁を通過する流量を計測する。定常状態であれば、大気への漏れの分だけチェック弁から補充が行われると考えたからである。一方、毎回大気から吸引する一般的な回路では、方向制御弁から大気に放出される空気量を計測した。双方向型コンプレッサを使った回路では、動作を開始後最初の1往復時に大気から殆どの空気を吸引する。それ以後は、同じく空気が繰り返し使われるためほぼ定常になる。したがって、最初の動作を含む5往復までの空気量と比較した。双方向コンプレッサ回路の結果を Fig. 14に、一般的な回路の結果を Fig. 15に示す。

Table 3に排出空気量測定結果を示す。当然のことではあるが、毎回全ての空気を大気から吸引する場合の排気量は毎回変わらないのに対し、クローズド回路では4往復以後では毎回0.01ℓで一定になっている。初めの3往復で定常になったと考えられるが、それ以後でも毎回吸引が行われている。これがシリンダや配管からの漏れに相当すると考えられる。漏れの少ないシリンダを使うとより削減効果があるが、定常時では大気から吸引する場合のわずか5%である。

Table 3 Integrated supply flow rate

| | Flow rate [ℓ] | | Reduction rate |
|-------|-------------------------|---------------------------|----------------|
| | Alternate ^{a)} | Air suction ^{b)} | |
| 1st | 0.05 | 0.23 | 78.26% |
| 2nd | 0.02 | 0.23 | 91.30% |
| 3rd | 0.02 | 0.21 | 90.48% |
| 4th | 0.01 | 0.22 | 95.45% |
| 5th | 0.01 | 0.22 | 95.45% |
| total | 0.11 | 1.11 | 90.09% |

a) Air drive circuit by alternate direction air compressor

b) Air drive circuit by air suction system

3.5 空気の圧縮エネルギー回生による省エネルギー

排気側空気を吸引利用する構成としたとき、もっとも注目される側面として、空気の膨張エネルギーを再利用できる結果、省エネルギー効果が期待できる点にある。ただし、省エネルギー効果はコンプレッサの効率、運転状況も含めた広範囲な観点からの論議が必要であろう。

今回は回生による省エネルギー効果を検証した。すなわち、同一のコンプレッサを用い、双方向型コンプレッサ回路のように排気側空気を吸引利用したとき、あるいは、一般的な回路のように毎回大気から吸引したとき、同じ作業内容についての消費電力を比較した。Fig. 14, 15より圧力・シリンダ速度を用いてコンプレッサの理論消費電力を算出し、併せて電力計により実際の消費電力を計測した。排出空気量計測の場合と同様に一般的な回路の動作が定常になる、動作開始後5往復目までの結果で比較した。結果をTable 4に示す。

事前の大まかな予測では、前者の回路では5往復合計で、空気の膨張エネルギーをそのまま大気に排出する後者の大気吸引回路に比べ、50%もの電力量を抑えることが出来そうであった。しかし実際に実験をしてみると低常時での削減率は約20%ほどであった。このように予測との差が大きくなったのは、シリンダロッドの移動方向を切替える際に、電動モータの慣性が作用するため余計な電力を必要としたことが挙げられる。この点に関しては、電動モータの運転を効率よく制御することで解消できる問題であり、より多くの省電力化を目指すことが出来る。

最初の1往復目に注目するとFig. 6の回路は、大気から吸引するFig. 7の回路よりも15.2%も多くの電力を必要とした。これはFig. 6のクローズド回路ではシリンダ動作の開始時に、シリンダ内圧力が大気圧となっている状態からの起動では、最初の往復時に大気からチェック弁を介して空気を吸引する必要がある。この際にチェック弁が負荷となり、大気吸引回路よりも多くの電力を必要としたと考えら

Table 4 Comparison of theoretical and measured value of power consumption ($W \cdot s$)

| | Alternate ^{a)} | | Air suction ^{b)} | | Reduction rate | |
|-------|-------------------------|----------|---------------------------|----------|----------------|----------|
| | Theoretical | Measured | Theoretical | Measured | Theoretical | Measured |
| 1st | 139 | 296 | 228 | 257 | 39.0% | -15.2% |
| 2nd | 167 | 335 | 346 | 406 | 51.7% | 17.5% |
| 3rd | 167 | 336 | 346 | 406 | 51.7% | 17.2% |
| 4th | 165 | 329 | 346 | 406 | 52.3% | 19.0% |
| 5th | 164 | 330 | 346 | 406 | 52.6% | 18.7% |
| total | 802 | 1,626 | 1,612 | 1,881 | 50.2% | 13.6% |

a) Air drive circuit by alternate direction air compressor

b) Air drive circuit by air suction system

れる。回路構成についても検討の余地がある。

4. 結 言

本研究では双方向型コンプレッサを開発し、これが実用的な性能を持つことを示した。つぎに、双方向型コンプレッサを空気圧シリンダの駆動に用いたときの優位性について評価検討をおこなった。

まず、サーボ弁や速度制御弁など外付けの制御機器を用いることなく、シリンダの動作方向、動作速度、位置決め制御ができることを示した。とくに、従来の空気圧シリンダでは不可能であった1 m/s程度の極低速度制御が実現できた。

さらに空気の膨張エネルギーを回生すれば、大気からの吸引・排気方式に比べ省エネルギー化が計れることを示した。今後より実用的な条件において試験を進める。

最後ではあるが、この研究に絶大なる支援をいただいた、SMC株式会社殿ならびに関係各位様に感謝の意を表す。

参 考 文 献

- 1) 馬衛東, 池尾茂: 定圧力源システムにおける油圧シリンダの位置決め制御, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 34, No. 5, p. 99-105 (2003)
- 2) ハオ継紅, 池尾茂, 桜井康雄, 高橋浩爾: 定圧力源システムを用いたハイブリッド車両の省エネルギー効果, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 30, No. 1, p. 20-27 (1999)
- 3) 韓建海, 則次俊郎, 高岩昌弘: ロータリアクチュエータを用いた小型コンプレッサの開発, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 32, No. 5, p. 111-117 (2001)
- 4) カハルサムサク, 則次俊郎: 小型コンプレッサを用いた空気圧アクティブサスペンションの制御, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 33, No. 3, p. 63-68 (2002)

研究論文

空気圧駆動型 4 脚移動ロボットの開発*

(第 1 報 : 外乱オブザーバの導入によるモーションコントロール)

趙 子磊**, 高岩昌弘**, 則次俊郎**, 佐々木大輔**

Development of Pneumatic Quadruped Robot (1st Report : Motion Control by Introducing Disturbance Observer)

ZiLei ZHAO, Masahiro TAKAIWA, Toshiro NORITSUGU, Daisuke SASAKI

We develop a quadruped walking robot, assuming human cooperative tasks in construction building or rescue activity in disaster environment. Pneumatic cylinders are employed as driving actuators since they have explosion proof and inherent compliance. Owing to the compliance feature, external force is easily estimated based on the inner pressure of the cylinder. We provided a compliance control system on each leg based on the estimated floor reaction force with disturbance observer. After giving an overview of the developed quadruped walking robot, we describe the kinematics, statics and control system of each leg. We propose a motion control strategy based on the floor reaction force estimated using a disturbance observer. The validity of the proposed control system is verified through some experiments.

Key words : words : Quadruped robot, Pneumatic actuator, Disturbance observer

1. 緒 言

ロボットに何らかの作業を遂行させる場合、ロボットの移動形態は重要な要素である。脚式機構は足先の接地点を任意に設定できるため不整地での移動に適しており、これまで地雷撤去¹⁾や法面作業²⁾、火山活動の観測³⁾、森林作業⁴⁾、さらにはエンターテインメントを目的とするもの⁵⁾などが開発されている。

本研究では、対象物の搬送等の人との協調作業や環境との接触時にも自身が変形することで柔軟に動作を遂行できるような機能を実現するため、大きさおよびパワーレベルが人と同程度である、空気圧アクチュエータを用いた 4 脚移動ロボットの開発を行う。動作媒体である空気は、防爆性を有し、環境にクリーンであるだけでなく、圧縮性に起因する低剛性特性のため、サーボ系を構成した場合でも高周波数域の外力に対して弾性体として機能し、衝突力の吸収などの安全性を有する。さらには圧縮エネルギーを容易にアクチュエータに封入できるため、傾斜面でのロボットの姿勢を長時間維持するような動作においても発熱することなく省エネルギーな動作が可能である。

本稿では開発した空気式 4 脚移動ロボットの運動制御法について報告する。まず、第 3 章で開発した移動ロボット

の概要について説明した後、第 4 章において脚部の制御手法を示す。地面と接地した際に、機構的に閉ループを構成する脚式ロボットでは脚先の位置誤差を許容するためコンプライアンス特性を脚先部に付与することが有用であり、これを実現するために、床反力に基づくコンプライアンス制御系を構築する。一般に床反力の検出には力センサーを要するが、その導入はコストだけでなく、特にフィールドロボットでは信頼性の観点からも得策でない。空気圧アクチュエータは空気の圧縮性に起因する低剛性特性のため外力の影響が制御量に現れやすいことに着目し、従来より提案されているピストン変位とシリンダ室内圧力から床反力を推定する手法⁶⁾を導入し、これらを用いたコンプライアンス制御系を脚の制御に導入する。また、ロボットの姿勢および地面傾斜角の推定手法、ならびに荷重変動にともなう ZMP (Zero Moment Point)⁷⁾について考察する。第 5 章でこれら提案された制御システムの妥当性を実機を用いた実験により確認する。

2. 主な記号

主な記号を以下に示す。添字 $j (= 1, 2, 3, 4)$ は第 j 脚のパラメータを示している。

| | | |
|----------|------------------|-------|
| q_j | : 関節角度ベクトル | [rad] |
| h_j | : 脚先の位置ベクトル | [m] |
| h_{rj} | : 脚先の目標位置ベクトル | [m] |
| h_{dj} | : 脚先の仮想目標位置ベクトル | [m] |
| K_j | : 剛性行列 | [N/m] |
| f_{rj} | : シリンダの目標発生力ベクトル | [N] |

*平成23年9月1日 原稿受付

**岡山大学大学院自然科学研究科

(所在地 岡山市北区津島中3-1-1)

(E-mail : takaiwa@sys.okayama-u.ac.jp)

| | | |
|---------------|---------------------------------|---------------------|
| f_{gj} | : シリンダの発生力ベクトル | [N] |
| f_j | : 床反力ベクトル | [N] |
| J_{aj} | : ヤコビ行列 | |
| τ_j | : 脚の関節トルクベクトル | [Nm] |
| u_j | : 脚の制御信号ベクトル | |
| K_{vj} | : シリンダにおける圧力応答に及ぼす ピストン速度の影響 | [s/m] |
| J | : 慣性モーメント | [Nms ²] |
| D | : 粘性摩擦係数 | [Nms] |
| r | : モーメントアーム | [m] |
| T_q, T_{pq} | : フィルタ時定数 | [s] |
| T_{pm} | : 圧力応答時定数のノミナル値 | [s] |
| K_{pm} | : 圧力応答定常ゲインのノミナル値 | [N] |

3. 4脚移動ロボットの概要

3.1 ロボット全体の概要

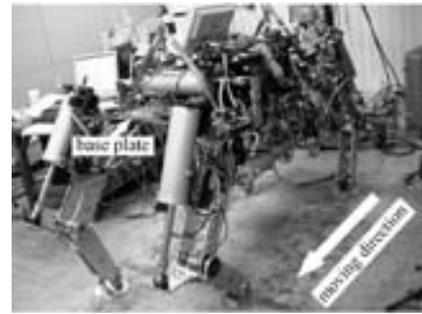
4脚移動ロボットの外観をFig. 1(a)に示す。ベースプレート（縦（進行方向）1,114mm, 横773mm）の四隅に3自由度シリアルリンク機構を有する脚が配置されている。進行方向に向かって、前脚右, 左, 後脚右, 左の順に第1から第4脚と呼ぶ。脚は、ロボットの前進・後退時に同じ移動特性となるように前後対称に取り付けている。ロボット全体の重量は250kgであり、脚一本の重量は33kgである。また、ベースプレートの地面からの高さは750mmとなる時の立脚状態を基準姿勢とする。

ベースプレート上には制御用の汎用PCと各種インターフェースボードを挿入した拡張スロットが搭載されている。制御用PCのOSには高機能かつ安価に機械システムの制御系を構築できるLinux (UBUNTU 9.04) ならびにその実時間拡張であるRTAI3.8を適用しており、制御周期5msのサーボ制御を実装している。ロボットから遠隔に位置する操縦者は操縦用PC (Linux: UBUNTU 10.10) から無線LANを介してロボットに搭載した制御用PCへRemote Login (ssh) して操作する。現時点では空気圧および電源は外部から供給している。自律化のためにはこれらをロボット本体へ搭載する必要があるが今後の課題とする。

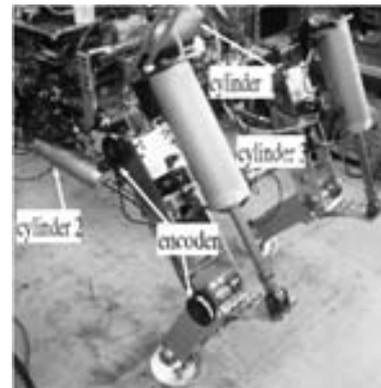
3.2 脚機構の概要

Fig. 2(a)は前脚単体の概要を示す。ベースプレート中央に基準座標系 $h = [x, y, z, \phi, \theta, \psi]^T$ を設置する。ここで、 y 軸はロボットの進行方向、 z 軸は鉛直上方とし、姿勢角はロール・ピッチ・ヨー角を用いて表現する。

関節1と関節2は回転中心を同一とする直交二軸のジンバル機構となっている。関節1の回転軸であるロータリーシャフトは、ベアリングを介してベースプレートに取り付けられている。さらに、ロータリーシャフトはリンク機構を介してcylinder 1 (内径80mm) のピストンロッド先端部に連結されている。即ち、cylinder 1により脚全体がロータリーシャフト回りに回転運動を行う。一方、cylinder 2 (内



(a) Side view



(b) Leg of robot

Fig. 1 Developed quadruped robot

径80mm) のヘッド部はロータリーシャフトに、ピストンロッド部はleg 1に取り付けることで、cylinder 2の駆動によりleg 1は関節2の回転軸回りに運動する。また、leg 1に搭載したcylinder 3 (内径100mm) はleg 2を関節3の回転軸回りに駆動する。足首の関節4, 5も回転中心を同一とする直交二軸のジンバル機構であるが能動的には駆動しておらず、回転型ダンパ (株式会社不二ラテックス製, 定格トルク $(2.0 \pm 0.3 \text{ Nm } 20 \text{ rpm})$) を取り付けている。

Fig. 2(a)に示すように、関節4, 5の回転中心を脚先とし、その可動範囲を計算した結果をFig. 2(b)に示す。ここで、脚先位置は、基準座標系の原点を関節1, 2の回転中心に平行移動してできる脚座標系で表現している。脚先が $z = -750 \text{ mm}$ となる位置を維持して歩行する場合は、脚先は y 軸方向に $-200 \sim 500 \text{ mm}$ 程度の範囲で可動できる。遊脚期の脚先移動量 (歩幅) は、立脚期に胴体を前方 (後方) に移動させるのに必要な脚先の移動量を可動範囲から除いた範囲内で設定される。

Fig. 3は空気圧シリンダ単体の空気圧駆動回路を示す。両シリンダ室内の圧力はそれぞれ電空レギュレータ (株式会社CKD製, EV2500) で調整される。制御対象をSISO (Single Input and Single Output) システムとするため、制御入力 u に対して、ヘッド側電空レギュレータの入力信号を $u_h + u$ 、ピストン側電空レギュレータのそれを $u_p - u$ としている。ここで、 u_h は供給圧力 ($p_s = 600 \text{ kPa}$) の半分 (300 kPa) となる入力値であり、 u_p はそれにつらうように

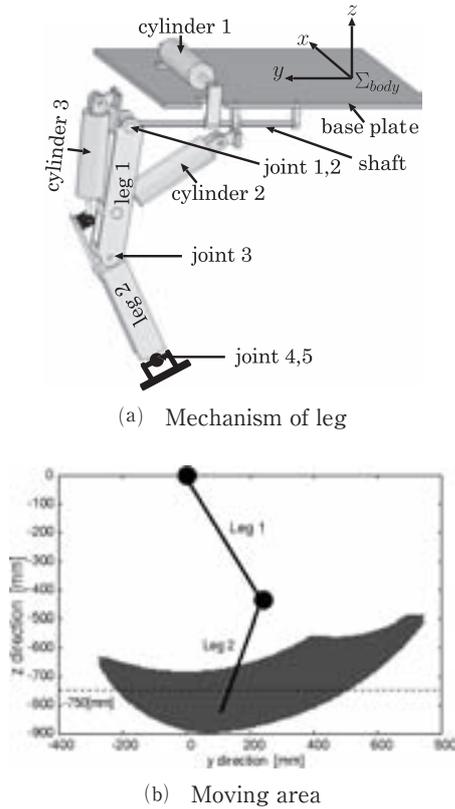


Fig. 2 Schematic diagram of leg

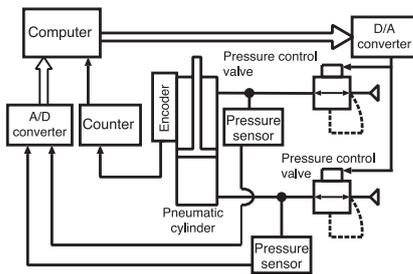


Fig. 3 Pneumatic driving circuit

ピストンロッド有効断面積を考慮して求めた値である。関節の回転角度はロータリエンコーダ（株式会社ムトーエンジニアリング製，S-600）で検出し，シリンダ室内圧力は圧力センサ（株式会社キーエンス製，AP-C40）で測定する。

4. 制御系の構成

4.1 逆運動学

Fig. 4は前脚の幾何学モデルを示す。脚座標系で示した脚先の位置から各関節の回転角度 $q = [\theta_1, \theta_2, \theta_3]^T$ を求める逆運動学は次式で与えられる。

ここで， $L_1 (=500\text{mm})$ ， $L_2 (=400\text{mm})$ はleg 1とleg 2の長さであり， $L = \sqrt{x_2^2 + y_2^2 + z_2^2}$ は脚座標系原点から脚先までの距離である。

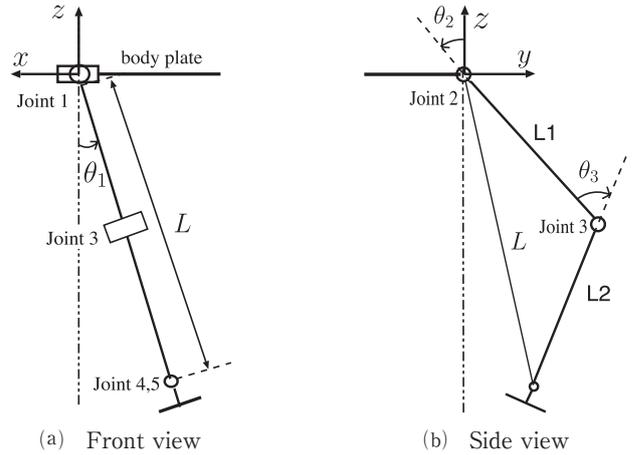


Fig. 4 Inverse kinematics

$$\begin{cases} \theta_1 = \sin^{-1} \frac{x}{L} \\ \theta_2 = \cos^{-1} \frac{L_1^2 + L^2 - L_2^2}{2L_1L} + \sin^{-1} \frac{y}{L} \\ \theta_3 = \cos^{-1} \left(-\frac{L_1^2 + L_2^2 - L^2}{2L_1L_2} \right) \end{cases} \quad (1)$$

4.2 脚の制御手法

脚先の位置制御では，目標値に対して1型の位置サーボ系を構成するのが一般的である。このとき，位置偏差が生じると積分動作により位置偏差を低減する方向に脚先部は力を発生する。このような力の水平成分が床面との摩擦力以下の場合には各脚間で内力を及ぼし合い，水平方向の内力のバランスが時間とともに変化し，ベースプレートは床面に対して長周期的な振動が生じる。また，脚先の発生力が摩擦力を越えると，突発的なすべりが生じる。このような問題に対応するため，脚先部に仮想コンプライアンスを設定し，脚先部の位置偏差を許容する。コンプライアンス制御を実施するには床反力を力センサにより測定する必要があるが，コストおよびメンテナンスの観点から，外乱オブザーバを用いてシリンダの圧力に基づき推定する。

Fig. 5(a)に脚単体に構築したコンプライアンス制御系を示す。同図(b)は(a)において二重線のブロックで示した発生力制御系を示す。シリンダの発生力 $F_g (=p_1 A_1 - p_2 A_2)$ から関節角度 q までの伝達部に外乱オブザーバを構成し，床反力が等価的に外乱として関節に及ぼすトルクを推定する。ここで， r ， J ， D はそれぞれ，モーメントアーム，慣性モーメント，粘性摩擦係数であり，外乱オブザーバのフィルタは時定数 T_q の二次系とする。なお，時定数は安定範囲内で外乱抑圧特性および目標値追従特性が良好となるように $T_q = 0.05\text{s}$ に設定した。仮想仕事の原理より求められた床反力 F にコンプライアンス行列 $K^{-1} = \text{diag} [K_x^{-1}, K_y^{-1}, K_z^{-1}]$ をかけてフィードバックし，内部に位置制御系を構成している。位置制御では逆運動学により目標関節角度ベクトル q_r を求め，PDコントローラを前置き補償器とする関節サー

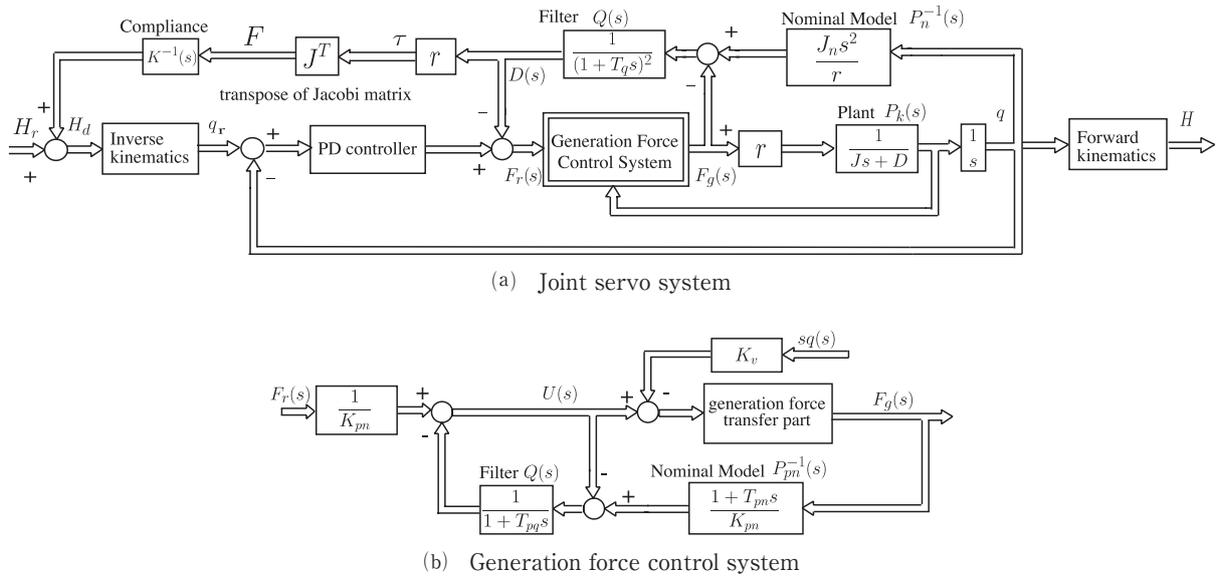


Fig. 5 Control system

Table 1 Moment of inertia parameter

| | 遊脚時kgm ² | 接地時kgm ² |
|---------|---------------------|---------------------|
| joint 1 | 0.914 | 27.3 |
| joint 2 | 0.80 | 26.9 |
| joint 3 | 0.165 | 9.22 |

ポを構成する。

各関節まわりの慣性モーメントをラグランジュの運動方程式から求めた結果をTable 1に示す。ロボット本体が負荷となる接地時と脚だけが負荷となる遊脚時では大きく異なることがわかる。慣性モーメントのノミナル値は接地時のものを用いている。外乱オブザーバを用いた制御系は制御対象のパラメータ変動の影響も外乱として補償する働きがあるため、遊脚と立脚を繰り返す脚の運動制御において同一の制御パラメータを使用することができ、見通しのよい制御系を設計することができる。

4.3 姿勢の検出と位置姿勢制御

歩行動作において地面の傾斜の検出は重要である。今、地面に対するベースプレートの相対的な姿勢が分かれば、加速度センサやジャイロセンサ等をベースプレート上に設置することで容易に地面の傾斜を求めることができる。そこで、本研究では地面に対するベースプレートの相対的な姿勢を以下のようにロボットの幾何学的関係から求める。

簡単のため地面は平面と仮定する。静歩行ではどの瞬間においても必ず何れか3脚が立脚状態にある。今、Fig. 6(a)に示すように第1脚(右前脚)が遊脚状態とすると、第3脚先からみた第2、第4脚先の位置ベクトル h_2-h_3 、 h_4-h_3 は地面上にあり、これらの外積から求めた地面の単位法線

ベクトル n は次式のように計算される。

$$n = \frac{(h_2-h_3) \times (h_4-h_3)}{|h_2-h_3| |h_4-h_3| \sin \theta_1} \quad (2)$$

式(2)は基準座標系で表現されているので、ロール・ピッチ・ヨー角で表現されるロボットの姿勢の回転行列を R とすると、次式の関係を満たす。

$$R \cdot n = [0 \ 0 \ 1]^T \quad (3)$$

ロール角 $\phi = 0$ として展開すると、式(4)になり、これを解いて式(5)のように姿勢角 ψ 、 θ が求まる。

$$\begin{cases} n_x \cos \theta + n_y \sin \theta \sin \psi + n_z \sin \theta \cos \psi = 0 \\ n_y \cos \psi - n_z \sin \psi = 0 \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \psi = \tan^{-1} \frac{n_y}{n_z} \\ \theta = \tan^{-1} \left(-\frac{n_x}{\sin \psi n_y + \cos \psi n_z} \right) \end{cases} \quad (5)$$

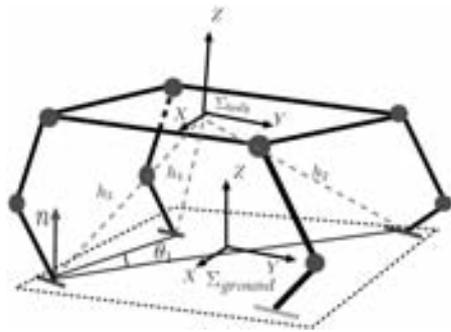
Fig. 6(b)は、ベースプレートの目標位置、姿勢が与えられたときの脚先位置ベクトルの目標値を示す。実線で示した状態から点線で示した状態にベースプレートの位置・姿勢を変位させるには上記で求めた姿勢角より求まる回転行列 R を用いて以下で計算される脚先位置ベクトル h_j を目標位置とする。

$$h_j = R^T (h_j - p) \quad j = 1, 2, 3, 4 \quad (6)$$

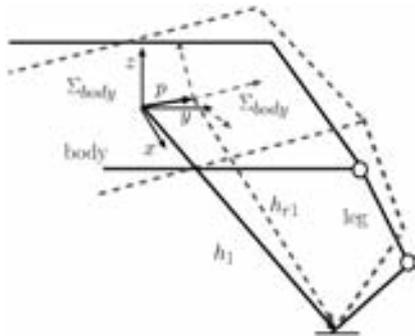
4.4 ZMPの検出

ZMP (Zero Moment Point) は、ある作用点まわりに関して各脚に作用する床反力ベクトルからなるモーメントの総和が0となる地面上の点である。静歩行の場合、ZMPは重心と一致するため、歩容計画においてよく利用される。ZMPは以下で求めることができる。

Fig. 7に示すように、床面上の作用点 $p = [p_x \ p_y \ p_z]^T$ における各脚先に作用する床反力 $f_j = [f_{jx} \ f_{jy} \ f_{jz}]^T$ ($j = 1, 2, 3, 4$)が生成するモーメントの総和は次式となる。



(a) Orientation detection



(b) Orientation compensation

Fig. 6 Orientation detection and compensation

$$\tau_j = \sum_{j=1}^4 (h_j - p) \times f_j \quad (7)$$

ZMPは式(7)の右辺のx, y成分を0とおいて, p_x 及び p_y について解くことで, 次のように得られる.

$$\begin{cases} p_x = \frac{\sum_{j=1}^4 h_{jx} f_{jz}}{\sum_{j=1}^4 f_{jz}} \\ p_y = \frac{\sum_{j=1}^4 h_{jy} f_{jz}}{\sum_{j=1}^4 f_{jz}} \end{cases} \quad (8)$$

脚式ロボットでは, ベースプレート上に不特定荷重が作用した状態での移動も一般に考えられ, このようなZMP(重心)の計測は安定な歩容計画に不可欠である.

5. 実験結果および考察

5.1 位置制御のみの実装における問題

Fig. 8はFig. 5に示す制御系においてコンプライアンス行列の出力を0として位置制御のみを実装し, 立脚させたときの様子を示す. 実線は第1脚に作用する床反力のy方向成分を, 点線は第1脚先のy方向変位を示す. y方向の目標位置200mmに対して時刻27秒程度で4mm程度の誤差となり, 脚先は床面を水平方向に急速に押し始め, 35秒近辺で摩擦係数230Nを越え, 脚先がスリッしているのがわかる.

5.2 コンプライアンス制御

Fig. 9は, 外乱オブザーバによる外力推定性能を示したものである. クレーンでロボットを吊下げた状態で, 同図(a)のように脚先に20kgの負荷をゆっくりと吊るした後, 取り除いた. 同図(b)の実線はz方向の推定力を示す. 負荷の自

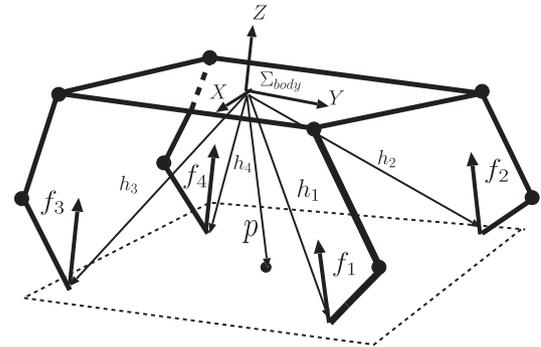


Fig. 7 Floor reaction force

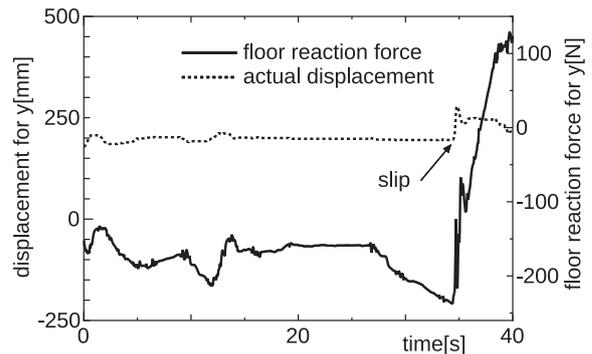


Fig. 8 Floor reaction force

重による力(-196N)をほぼ推定していることがわかる.

一方, Fig. 10はコンプライアンス制御性能を調べた結果である. クレーンでロボットを吊下げた状態から徐々に下ろして地面に着地させ, 再び吊り上げた時のz方向の変位(点線)および床反力(上側実線)を示している. 太線は床反力をz方向の設定剛性 $K_z=50N/mm$ で除したもので, 目標変位に相当する. 着地するまでは足先変位は目標値である $h_z=-750mm$ と一致しており, 着地後は, 定常状態ではほぼ目標位置と等しくなり, 設定コンプライアンスを実現していることがわかる. このように, コンプライアンス制御の導入により, 脚先に位置偏差が生じてても一定の床反力で釣り合い安定に立脚できる.

5.3 姿勢角制御

Fig. 11はロボットの姿勢角に関するステップ応答結果を示す. (a), (b)はそれぞれ, x軸回り(ψ 方向)に $\pm 0.1rad$, y軸回り(θ 方向)に $\pm 0.1rad$ の目標値を矩形的に与えている. 実線は式(5)によりロボットの幾何学的関係から計算で求めた姿勢を示し, 灰色で若干振動的な実線は, 市販の加速度センサ(株式会社ゼットエムピー製, e-nuvo IMU-Z Lite)をベースプレート上に設置して計測した結果を示す. 制御には計算値を使用している. ロボットの動作がほぼ静的である場合, 加速度センサの測定値は, ほぼ重力加速度とみなしてよい. このため, z軸まわりの回転角度は測定できないが, ピッチ, ならびにヨー角は重力加速度の方向余弦から求めることができる. 図より, ピッチ角(θ), ヨー角(ψ)ともに, 計算値とセンサの出力はよく一致しており,

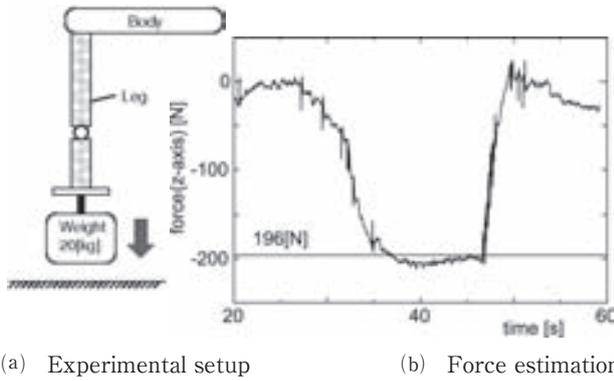


Fig. 9 External force estimation

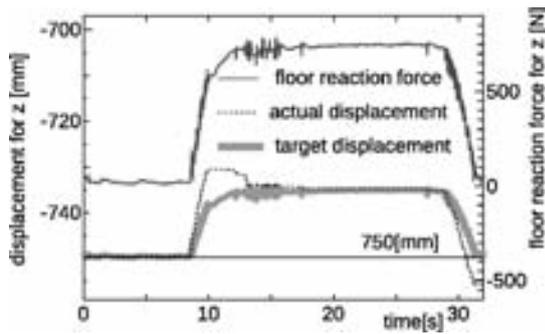
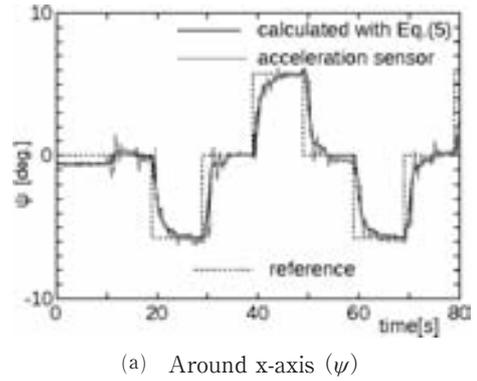
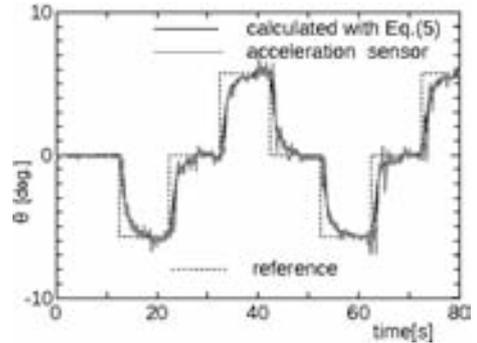


Fig. 10 Compliance control property



(a) Around x-axis (ψ)



(b) Around y-axis (θ)

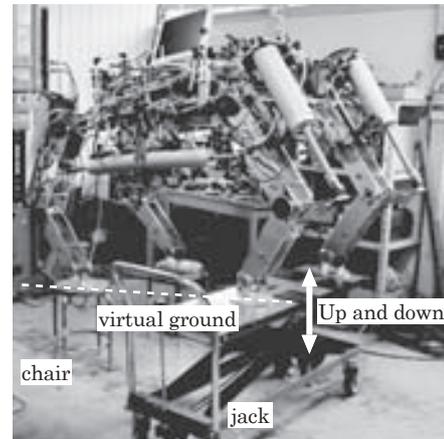
Fig. 11 Step response

幾何学的計算による手法の妥当性が確認できる。

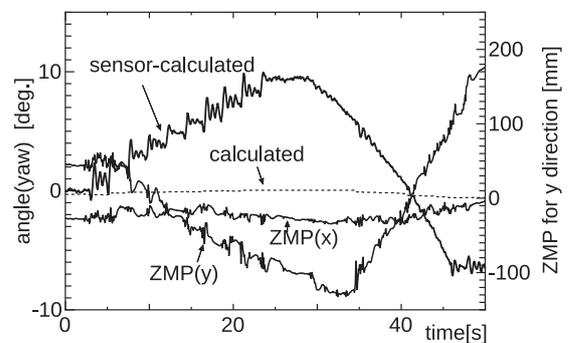
5.4 地面の傾斜角度推定

地面からの相対的なロボットの姿勢を幾何学的に計算する方法と、絶対的な姿勢を検出する加速度センサを併用すれば、地面の傾斜角度を推定することが可能である。これを検証するために、Fig.12(a)に示すように、ロボットの後脚を椅子（高さ50cm固定）上に置き、前脚は足踏み式の油圧ジャッキにて上下させることで、x軸まわりの傾斜角を自由に調整できる地面を実現した。地面に対するロボットの相対的な姿勢角は0となるように制御（基準姿勢のまま維持）し、ジャッキを足踏みを繰り返して椅子の高さよりも20cm程度高く上げた後、ゆっくり下げたときの結果をFig.12(b)に示す。図中の点線は幾何学的関係から求めたロボットのヨー角 (ψ) の値を示す。ロボットは地面に対して基準姿勢を維持しているのほぼ0degの値を示している。一方、上側の実線は加速度センサの測定値から幾何学的に計算した値を引いたもので、地面の傾斜角に相当する。これより、脚の幾何学的関係から求めた姿勢角と加速度センサを併用することにより地面の傾斜角が推定できることがわかる。

また、下側の実線はx, y軸方向のZMPを示している。最大傾斜時にy方向のZMPが130mm程度後方へ移動している。このように、傾斜面の歩行に不可欠な地面の傾斜角度の推定、ならびに、傾斜に応じて変化する重心位置が把握できることが確認できる。



(a) Experimental setup



(b) Incline angle and ZMP

Fig. 12 Incline change of ground

5.5 荷重によるZMP変化

搬送作業を想定し、荷重の変化によるZMPの変位について検討する。基準姿勢で立脚した状態のロボットに対して、両前脚上部に手を置き、人（体重72kg）が懸垂をする恰好で荷重をかけた時のy方向のZMPをFig. 13に示す。荷重を取り除いた時のZMPは $y=30\text{mm}$ であるので、その位置にロボットの全重量250kgが作用していること、また、シリンダヘッド部は $y=約800\text{mm}$ の位置にあり、そこに715.9Nの荷重が作用していることから、計算でZMPを求めると $y=204\text{mm}$ となり、ほぼ妥当な結果が得られている。

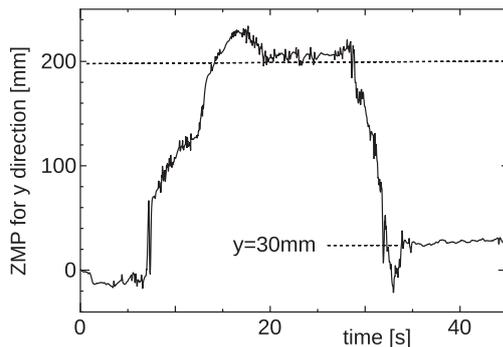


Fig. 13 ZMP change with payload

6. おわりに

本稿では、開発した空気圧駆動型4脚ロボットについて、以下に示す基本的な運動制御手法について検討した。

- (1)外乱オブザーバを応用して推定した床反力に基づくコンプライアンス制御系を構成することで、脚先の位置偏差を許容し、安定な立脚状態を維持できることを示した。
- (2)各脚の幾何学的関係から地面に対する相対的なベースプレートの姿勢を求める手法と、加速度センサを併用することで地面の傾斜角を推定できることを示した。
- (3)推定した床反力を用いて求めたZMPが荷重変動時にも適切に変化することを示し、荷重変動時の歩容計画に有効であることを示した。

今後は、基本的な静歩行動作⁸⁾の実現、ならびに今回提案した地面傾斜角の推定機能を利用した不整地歩行につき検討する予定である。

参考文献

- 1) J. Estremera, J.A. Cobano, P. Gonzalez de Santos: Continuous free-crab gaits for hexapod robots on a natural terrain with forbidden zones: An application to humanitarian demining, *Robotics and Autonomous System*, 58, p. 700-711 (2010)
- 2) 程島竜一, 土居隆広, 福田靖, 広瀬茂男, 岡本俊仁, 森純一: 4足歩行型法面作業ロボットTITAN XIの開発(基本設計と脚機構の動作実験), *日本ロボット学会誌*, Vol. 23, No. 7, p. 847-857 (2005)
- 3) John E. Bares, David S. Wettergreen: Dante II: Technical Description, Results, and Lessons Learned, *Int. J. of Robotics Research*, Vol. 18, No. 7, p. 621-649 (1999)
- 4) S. Salmi, A. Halme: Implementating and Testing a Reasoning-based Free Gait Algorithm in the Six-legged walking Machine "MECANT", *Control Eng. Practice*, Vol. 40, No. 4, p. 487-492 (1996)
- 5) Stephan K. Chalup, Craig L. Murch, Michael J. Quinlan: Machine Learning with AIBO Robots in the Four-Legged League of RoboCup, *IEEE Trans. on System, Man, and Cybernetics, partC*, Vol. 37, No. 3, p. 297-310 (2007)
- 6) 只野耕太郎, 住野亘, 川嶋健嗣: 空気圧駆動を用いた力覚提示機能を有する多自由度鉗子の開発, *日本ロボット学会誌*, Vol. 27, No. 5, p. 538-545 (2009)
- 7) H. Montes, S. Nabulsi, M. Armada: Detecting Zero Moment Point in Legged Robot, *Proc. of the 7th Int. Conf. CLAWAR* (2004)
- 8) 塚越秀行, 広瀬茂男: 間歇クロール歩容の提案とその生成原理, *日本ロボット学会誌*, Vol. 17, No. 2, p. 301-309 (1999)

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

印刷所 東京都文京区小石川一―三―七
勝美印刷株式会社