

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

Mar.2014 Vol.45 No.2

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「フルードパワーに貢献する材料, 加工, 表面処理技術」

日本フルードパワーシステム学会誌

フルードパワーシステム

目次

特集「フルードパワーに貢献する材料，加工，表面処理技術」

【巻頭言】

「フルードパワーに貢献する材料，加工，表面処理技術」発行にあたって	武田 稔	54
-----------------------------------	------	----

【解説】

電子機器用の難燃ポリ乳酸複合材の開発	木内 幸浩, 位地 正年	55
DLC-Si被覆電磁クラッチを用いた次世代電子制御AWDカップリングの開発	安藤 寛之	59
水圧システムに貢献する電磁材料	山田 裕樹	64
電磁軟鉄バリレス加工技術の構築	窪田 朝徳, 李 和樹	67
油圧ポンプ・モータに貢献する摺動部品材料と表面処理技術	西田 信治	70

【会議報告】

ASME/BATH FPMC2013会議におけるフルードパワー技術研究動向	田中 豊	74
ICHIP2013におけるフルードパワー技術研究動向	坂間 清子	76
山梨講演会2013におけるフルードパワー技術研究動向	川上 幸男	78
計測自動制御学会 流体計測制御シンポジウムに観るフルードパワー研究動向	藤田 壽憲	80

【トピックス】

特許文献を調べる・特許電子図書館の活用3…日本の分類・テーマコード1	木原 和幸	81
JIS B 8370:2000 空気圧システム通則の改正	張 護平	84
アメリカ赴任生活	黒尾 賢治	87

【研究室紹介】

山梨大学工学部情報メカトロニクス工学科油空圧制御研究室	大内 英俊	90
-----------------------------	-------	----

【企画行事】

平成26年度企画行事紹介	大内 英俊, 桜井 康雄	93
平成25年度オースタムセミナー開催報告「鉄道車両とフルードパワー技術」	風戸 昭人	95

【会告】

フルードパワー道場9「モデルベース開発の事例」開催のお知らせ	79
共催・協賛行事のお知らせ	98
平成26年春季フルードパワーシステム講演会併設セミナー	
「フルードパワーに貢献する材料, 加工, 表面処理技術」のお知らせ	99
日本フルードパワーシステム学会・日本機械学会共催	
平成26年春季フルードパワーシステム講演会のお知らせ	99
平成26年春季フルードパワーシステム講演会併設企画	
「製品・技術紹介セッション」のお知らせ	99
触れて学べる! 入門者向き実習講座「油空圧技術」空気圧システム制御の実務 (M1301)	99
その他	63, 97, 100

■表紙デザイン：山本 博勝 株豊島

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-22 機械振興会館別館102

TEL：03-3433-8441 FAX：03-3433-8442

E-Mail：info@jfps.jp

JOURNAL OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

FLUID POWER SYSTEM

Contents

Special Issue "Material, Machining and Surface Coating Technology for Fluid Power"

[Preface]

On the Special Issue "Material, Machining and Surface Coating Technology for Fluid Power"	Minoru TAKEDA	54
---	---------------	----

[Review]

Development of Flame-retarding Poly Lactic Acid Compounds Used for Electronic Products	Yukihiro KIUCHI, Masatoshi IJI	55
Development of New Generation Electronically-Controlled AWD Coupling with DLC-Si Coated Electromagnetic Clutch	Hiroiyuki ANDO	59
Electromagnetic Materials Contributing to Water Hydraulic System	Hiroki YAMADA	64
Barless Processing Technology for Electromagnetic Mild Steel	Tomonori KUBOTA, Hwa-Soo LEE	67
Materials and Surface Treatments of Sliding Components Contribute to Hydraulic Pumps and Motors	Shinji NISHIDA	70

[Conference Report]

Research Trend of Fluid Power in FPMC2013	Yutaka TANAKA	74
Research on Fluid Power Technology in ICHP2013	Sayako SAKAMA	76
Research Trend on Fluid Power Technology in Yamanashi Conference 2013	Yukio KAWAKAMI	78
Research Trend of 14th SICE Symposium on Fluid Control and Measurement	Toshinori FUJITA	80

[Topics]

Investigation of the Patent Documents/ Practical Use of Industrial Property Digital Library		
Classification and the Theme Code of Japan	Kazuyuki KIHARA	81
ISO/TC131/SC9/WG2 Revision of "Pneumatic Fluid Power - General Rules Relating to System"	Huping ZHANG	84
USA Diary	Kenji KUROO	87

[Laboratory Tour]

Fluid Power Control Laboratory, Department of Mechatronics, Faculty of Engineering, University of Yamanashi	Hidetoshi OHUCHI	90
---	------------------	----

[JFPS Activities]

Introduction of Event of JFPS in 2014	Hidetoshi OHUCHI, Yasuo SAKURAI	93
Report of Autumn Seminar 2013 "Fluid Power Techniques Used for Railway Vehicle"	Akihito KAZATO	95

[JFPS News]

63, 79, 97, 98, 99, 100

「フルードパワーに貢献する材料，加工，表面処理技術」 発行にあたって

著者紹介



たけだみのる
武田 稔

(株)ジェイテクト
〒104-0061 東京都中央区銀座7-11-15
E-mail: minoru_takeda@jtek.co.jp

1991年光洋精工(株)入社，2006年(株)ジェイテクトに社名変更，研究開発本部 研究企画部に所属。

モノづくり基盤を担っている「材料，加工，表面処理技術」について，具体的な事例や最新の研究・技術開発成果を本会員の皆様に広く知ってもらい，活用をいただく目的で編集委員会と企画委員会の合同で本特集を企画した。

また，本特集を執筆された方々には5月の春季講演会併設セミナーで各々にご講演をいただくので，奮ってご参加をお願いしたい。

製品の高性能・高機能，小型・軽量，環境対応が日常的に求められており，部品レベルにおいても特にしゅう動部品では低トルク化，耐摩耗性，耐焼付き性などの飛躍的な向上が必要となっておりトライボロジーの技術が大変重要になっている。また，材料においては難切削材～環境調和素材に至るまで加工方法も含めた新たな材料開発が日々進んでいる。

これらの背景を踏まえながら，油空圧機器に限らず製品の高性能化を支え，過酷な要求を克服するために必要不可欠である「材料，加工，表面処理技術」について，理解を深めることが重要であることから，本特集を企画した。概略については，以下の通りである。

材料については，NECスマートエネルギー研究所の木内幸浩氏，位地正年氏に，環境調和性の観点から再生可能な植物を原料とするバイオプラスチックの開発と機器への適用について，東北特殊鋼の山田裕樹氏に，水環境下で高い耐食性を有する電磁弁に使用される電磁ステンレス鋼とその加工性についての2件の事例紹介である。

表面処理については，ジェイテクトの安藤寛之氏に，全輪駆動（AWD：All-Wheel Drive）車の自動車駆動部品である電子制御カップリングの電磁クラッチしゅう動面へのDLCコーティングの適用について，川崎重工の西田信治氏に，建設機械や産業車両・機械に広く使用されている油圧ポンプ・モータのしゅう動部品材料への表面処理の適用についての2件の事例紹介である。

加工については，日本電産トーソクの窪田朝徳氏，李和樹氏に，油圧制御用比例電磁弁の純鉄系材料におけるバリ抑制工法についての事例紹介である。

いずれも，最新の成果事例となっており製品の性能や信頼性を向上させるために役立つ基盤技術である。

本特集を通じて，読者の皆様に「材料，加工，表面処理技術」の重要性を改めて認識をしていただき，日々の研究・技術開発の活性化と実用化が推し進められれば幸いである。

最後に，最新の研究・開発成果であるにもかかわらず，本特集の解説記事にご理解をいただき，ご多忙の中，快くご執筆をいただいた著者の方々に本誌面を借りて，深く感謝を申し上げます。

（原稿受付：2014年1月9日）

解説

電子機器用の難燃ポリ乳酸複合材の開発

著者紹介



き うち ゆき ひろ
木内 幸浩

NECスマートエネルギー研究所
〒305-8501 茨城県つくば市御幸が丘34
E-mail: qti@da.jp.nec.com

1996年3月に早稲田大学大学院理工学研究科を修了、同年4月にNEC入社。入社以来、半導体用封止材料、プリント配線基板用材料および、バイオプラスチックの研究開発に従事。現在スマートエネルギー研究所に所属。高分子学会、エレクトロニクス実装学会などの会員。



い ち まさ とし
位地 正年

NECスマートエネルギー研究所
〒305-8501 茨城県つくば市御幸が丘34
E-mail: m-iji@bk.jp.nec.com

1981年東京工業大学大学院化学環境学専攻修士課程修了。電気化学工業㈱を経て、1990年NEC入社。環境技術研究所勤務。2006年から同所（現スマートエネルギー研究所）主席研究員。高分子材料の環境技術対策技術の開発に従事。日本化学会、高分子学会などの会員。博士（工学）。

1. はじめに

近年、電子機器では、本来の利便性に加え、環境調和性が重要となっており、省電力化に加えて、利用する素材の環境対策も徐々に進んでいる。特に再生可能な植物を原料とする“バイオプラスチック”は、石油資源の使用量や二酸化炭素（CO₂）の排出量の削減に寄与できるので、新しい環境調和素材として期待されている。バイオプラスチックの中でもポリ乳酸は、耐熱性が比較的高いので、包装容器や繊維などの一般製品に加え、電子機器、自動車などの耐久製品で利用され始めている¹⁾。しかし、ポリ乳酸の電子機器への利用を拡大するには、難燃性、強度、成形性などの実用特性を改良する必要があった。この対策として従来は、ポリ乳酸に、難燃性や耐熱性に優れる石油原料系のプラスチックを大量に添加する処方が取られてきた。このため、ポリ乳酸本来の高い植物成分率が大幅に低下（30重量％程度）する課題があった²⁾。

そこで我々は、高い植物成分率と化学的安全性を保持しながら、ポリ乳酸を電子機器用部材、特に外

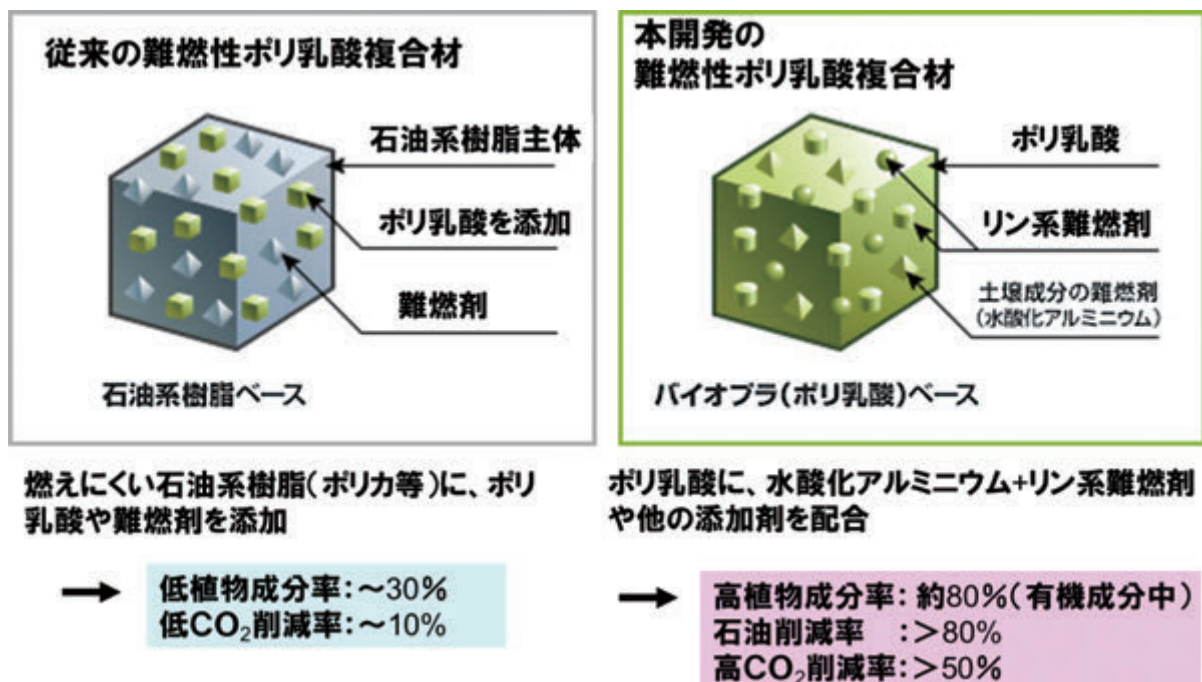


図1 本開発の難燃性ポリ乳酸複合材と従来材との比較

装材に広く利用するため、難燃性などの実用特性を向上させることを検討した³⁾⁴⁾⁵⁾。その結果、安全な吸熱性の水酸化アルミニウムと少量のリン系難燃剤の添加により、成形時の流動性や他の実用特性を保持しながら、高度な難燃性を実現することに成功した(図1)。本報では、電子機器用の難燃性バイオプラスチックとして、これまでに製品化されたものの中では最高の植物成分率(石油削減率)とともに、高度な難燃性や実用特性を達成したポリ乳酸複合材について述べる。また、このポリ乳酸複合材では、一般的な石油系プラスチックにない新たな特徴、すなわち、耐光性、耐薬品性、耐傷つき性、さらに抗菌性も実現したので、これらについても報告する。

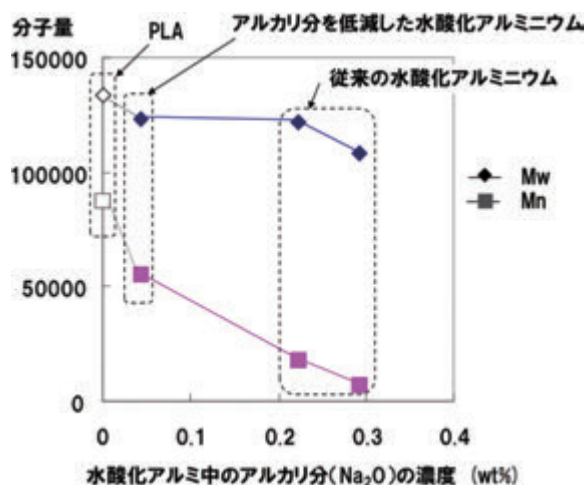


図2 水酸化アルミニウム中のアルカリ成分が及ぼすポリ乳酸の分子量への影響

2. 難燃化技術の開発

ポリ乳酸をパソコンなどの電子機器に利用するには、機器の故障などによる火災を防止するため、高度な難燃性(UL規格94V-1レベル以上)が要求される。しかし、従来の処方では、ポリ乳酸の含有率を高く保持したまま難燃化するのは困難であった。たとえば、難燃性に優れるポリカーボネートなどの石油原料系プラスチックとポリ乳酸のポリマーアロイに、リン系難燃剤を添加した難燃性ポリ乳酸複合材が実用化されているが⁶⁾、この複合材中の有機成分に占める植物成分率は30重量%程度と低く、さらに、複合材全体での石油成分の利用率も70重量%程度と高い。

これに対して、有機成分中での植物成分率を高く保ち、しかも複合材全体での石油成分の利用率を削減しながら難燃化させるため、従来のような難燃性の有機成分ではなく、無機成分の難燃剤の利用を考え、特に、土壌成分に近い組成の安全な水酸化アルミニウムを検討した。

水酸化アルミニウムは、熱分解時の吸熱作用と、不燃性の水蒸気の放出による可燃性ガスの希釈作用

を持ち⁶⁾、しかもこの熱分解開始温度は200-250℃とポリ乳酸の熱分解温度に近いので、ポリ乳酸の燃焼を初期段階から抑制する効果があると考えた。ただし、水酸化アルミニウム中のアルカリ成分濃度が高いと、ポリ乳酸が熱分解や加水分解をしやすくなることがわかったので、この濃度が低い水酸化アルミニウムを選択した(図2)。

今回、アルカリ成分の含有量が低い水酸化アルミニウムの適用を検討した結果、55重量%以上の添加量で、ポリ乳酸をUL94V-0レベルに難燃化できた(図3)。しかし、このように水酸化アルミニウムを大量に添加した影響で、曲げ破断ひずみ、耐衝撃性、さらに流動性が低下した。

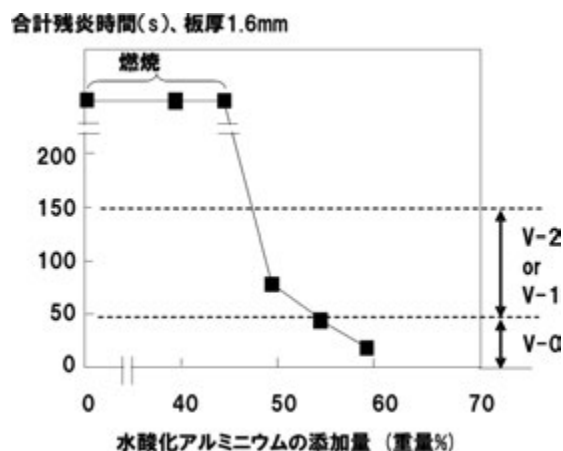


図3 水酸化アルミニウムを添加した場合のポリ乳酸複合材の難燃性

そこで、水酸化アルミニウムの削減により、これらの特性を改善するため、リン系難燃剤の併用を検討した。リン系難燃剤としては、有機リン化合物が一般的であり、リン酸エステルなどが利用されている。リン系難燃剤はそれ自体が不燃性であるので、着火時に揮発して、不燃性のガス層を形成するとともに、可燃性のガスを希釈する効果で、難燃性を強化できる。加えて、有機リン化合物系の難燃剤にはポリ乳酸を可塑化する効果があるため、破断ひずみ、流動性および耐衝撃性の改善が期待できる。ただし、ポリ乳酸と相溶性が良好な有機リン化合物を選択しないと、たとえば高温高湿下に長時間放置した際に、これらがポリ乳酸複合材の成形体表面に析出(ブリードアウト)してしまい、塗装が剥離するなど、問題が発生する場合がある。

このため、リン系難燃剤として、安全性が確保された各種の有機リン化合物を水酸化アルミニウムと併用してポリ乳酸に添加し、ポリ乳酸との相溶性や、難燃性および他の実用特性への影響を総合的に評価した。その結果、特に窒素原子を含有するホスファゼン系化合物がポリ乳酸への相溶性に優れており、本化合物を数重量%併用するだけで、水酸化アルミニウムの添加量を約40重量%まで削減しながら、

高度な難燃性を実現できることを見出した。加えて、ホスファゼン系化合物の利用により、曲げ破断ひずみ、耐衝撃性、および流動性も向上できた。

3. 難燃ポリ乳酸複合材の製品化

我々は、これらの開発した技術を基にして、材料メーカーと共同で難燃性ポリ乳酸複合材を製品化した（表1）。本ポリ乳酸複合材では、上記に示した我々の保有する難燃化技術と、材料メーカーが保有する低温かつ高速（金型温度70-80℃で約20秒）でポリ乳酸を結晶化する技術が融合化されている。このポリ乳酸複合材では、植物由来のポリ乳酸を有機成分中に高比率で使用したことに加え、無機成分の水酸化アルミニウムも使用したので、複合材全体での石油成分の使用量を大幅に削減できた。その結果、本複合材は、これまでに製品化された難燃性のバイオプラスチックの中では最高の植物成分率（全有機成分中で約80重量%）、石油削減率（組成物全体で80重量%以上）とライフサイクルCO₂削減率（難燃PC/ABSとの比較で50重量%）を同時に達成しながら、電子機器の外装材に要求される高度な難燃性（UL94V-0）と他の実用物性を満足している。特に実用物性について、最新の開発材料では初期に開発した複合材S-1010に対して、水酸化アルミニウムの添加量の低減、さらに上記のリン系難燃剤の種類や添加量を最適化することにより、流動性、成形時間、および耐衝撃性が大幅に改善している。すなわち、流動性は難燃PC/ABS並みまで向上し、成形時間は金型温度75℃約20秒で結晶化が完了するまで大幅に短縮化できた。また、この最新の材料では耐衝撃性も向上しており、設置型の装置から可搬型の端末機器にまで、本材料の用途拡大が可能となった。

表1 開発した難燃ポリ乳酸複合材の代表物性

（カタログ値）				
物性	単位	初期開発材 S-1010	最新材料	石油系難燃 PC/ABS
比重	g/cm ³	1.64	1.56	(1.25)
熱変形温度HDT(1.8MPa)	℃	58	73	(93)
難燃性	1.6mm	V-1	V-0	V-0
耐衝撃性	ノック付きアイソッド	54	67	(≧160)
	1kg 鉄球落下試験, 2m	15	95	-
流動性(スライル70-1mm)	L/D	131	161	150-190
評価用金型内での保持時間	秒	≧40	min. 20	20

4. 新しい特徴

上記に示した最新の難燃ポリ乳酸複合材では、一般的な石油系プラスチックにない特徴として、耐光性（図4）、耐傷付き性、耐薬品性（表2）を同時に達成しながら、抗菌性（表3）の強化にも成功した。

本ポリ乳酸複合材の耐光性は、紫外光を照射した後の変色度合い（ΔE）が少なかったことから明ら

かなように、耐光用途の石油系プラスチック材料よりも優れていた。この高い耐光性は、添加剤に変色しにくい成分を選択して使用することで達成している。さらに、本複合材の高い耐薬品性、すなわち高温（80℃）でもアルカリ性洗剤による割れや変色が発生しなかったのは、ポリ乳酸が結晶性樹脂であることに加え、添加剤に変色しにくい成分を選択して使用していることによる。ちなみに、ポリカーボネート含有樹脂では同条件で割れが発生した。加えて、本複合材の耐傷付き性が優れている理由は、無機成分の水酸化アルミニウムを使用していることに加え、ポリ乳酸が結晶性樹脂であることに由来する。また、本複合材の良好な抗菌性は、必須成分の特性改良剤の高い抗菌活性に主に由来することがわかった。しかし、水に浸漬したり、洗剤で拭いたりするなどの前処理を行うと抗菌性が大幅に低下した。これは、上記の特性改良剤から金属イオンが溶出した

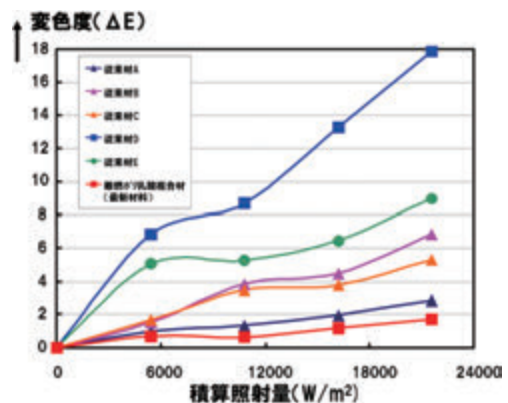


図4 開発した難燃ポリ乳酸複合材の新しい特徴：①耐光性

【試験条件】光源：キセノンランプ；放射照度：180W/m²；波長：300-400nm；BP温度：63℃；湿度：50-60RH%

表2 開発した難燃ポリ乳酸複合材の新しい特徴：②耐薬品性③耐傷付き性

		難燃ポリ乳酸複合材		石油系
		S-1010 (DTPCで採用)	最新材料	難燃PC/ABS (カタログ値)
耐薬品性 (アルカリ性洗剤を塗布)	割れの有無	なし○	なし○	あり×
	変色の有無	あり×	なし○ (対策後導入)	なし○
耐傷付き性（鉛筆硬度）		H	H	B~F

表3 開発した難燃ポリ乳酸複合材の新しい特徴：④抗菌性

		難燃ポリ乳酸複合材 NeCycle™		抗菌性強化タイプ
		抗菌活性値 (大腸菌/黄色ブドウ球菌)		抗菌活性値 (大腸菌/黄色ブドウ球菌)
新造型なし		1.7 / 5.1		>6.0 / >4.9
抗菌性	水浸漬試験(50±5℃, 16時間)	0.2 / 1.4		>6.0 / >5.2
	日光試験(サンシャインカーボンアーク, 8H)	0.6 / 2.7		>6.0 / >4.6
	耐洗剤試験(8時間連続洗浄・乾燥)	0.8 / 1.6		>5.9 / >5.1

(洗剤使用時2.0のとき減菌率≧99%で抗菌性あり)

影響であることが判明した。そこで、金属イオンの溶出の問題がなく、混練時にポリ乳酸の分子量を低下させるなどの悪影響もない抗菌剤を選択し、これを0.5%程度添加することで、前処理後も性能を保持できるような抗菌性を達成した。

5. 電子機器への適用

今回開発した難燃性ポリ乳酸複合材を初めとする、各種バイオプラスチックの、各種製品への適用を順次拡大している。これまでに、デスクトップパソコンのフロントマスク、決済端末、携帯型業務端末およびPOS端末の小部品、さらに液晶プロジェクタのオプション部品などに採用している（図5、6）。現在、上記の新しい特徴、すなわち、耐光性、耐薬品性、耐傷付き性や抗菌性を生かして、さまざまな製品、すなわち、設置型の装置から可搬型の端末機器まで、特に、公共施設や店舗用などへの適用を進めている。

6. ま と め

電子機器用の難燃性バイオプラスチックとして、これまでに製品化されたものの中では最高の植物成分率（石油削減率）とともに、高度な難燃性や実用特性を満足するポリ乳酸複合材を開発した。なお、このポリ乳酸複合材は、一般的な石油系プラスチックにない新たな特徴、すなわち耐光性、耐薬品性、耐傷付き性や抗菌性を有している。今後は、この難燃性ポリ乳酸複合材の特徴を生かして、さまざまな電子機器、なかでも、公共施設や店舗用などへの利用を進め、用途の拡大を目指す。



図6 難燃性ポリ乳酸複合材を適用した最新のデスクトップPC（2013.05～）

参考文献

- 1) 辻秀人, 筏義人: ポリ乳酸—医療・薬剤・環境のために—, 高分子刊行会, p. 149. (1997)
- 2) 木村浩一, 堀越裕三: 植物性プラスチックの研究開発と製品適用, 雑誌FUJITSU, Vol. 59, No. 2, p. 127-133 (2008)
- 3) 柳澤恒徳, 木内幸浩, 位地正年: 水酸化アルミニウムとフェノール樹脂の併用によるポリ乳酸の難燃化, 高分子学会論文集, Vol. 66, No. 2, p. 49-54 (2009).
- 4) 位地正年, 井上和彦, 芹澤慎, 木内幸浩, 中村彰信, 柳澤恒徳, 山城緑: 電子機器用の高機能なポリ乳酸組成物の開発, 高分子学会論文集, Vol. 68, No. 6, p. 370-381 (2011).
- 5) Kiuchi, Y., Iji, M., Yanagisawa, T., Tanaka, S.: Flame-retarding Polylactic-acid Composite Formed by Dual Use of Aluminum Hydroxide and Phenol Resin, Polym. Degrad. Stab. 2013, DOI: 10.1016/j.polymdegradstab.2013.05.013. (2013)
- 6) 西沢仁: 高分子の難燃化技術, シーエムシー出版, p. 115 (1996)

（原稿受付：2013年12月5日）



図5 難燃性ポリ乳酸複合材の製品適用事例

解説

DLC-Si被覆電磁クラッチを用いた
次世代電子制御AWDカップリングの開発

著者紹介



あん どう ひろ ゆき
安 藤 寛 之

(株)ジェイテクト

〒444-1323 愛知県高浜市田戸町 1-5-3

E-mail: hiroyuki_a_ando@jtek.co.jp

2006年明治大学大学院理工学研究科博士前期課程修了。2006年(株)ジェイテクト入社、現在に至る。電子制御AWDカップリング等、自動車駆動部品開発業務に従事。

1. はじめに

近年、自動車駆動部品の分野において走行安定性や安全性を確保しつつ、低燃費につながる製品開発が急務となっている。なかでも図1のような全輪駆動（AWD：All-Wheel Drive）車において、ドライブラインの軽量化による低燃費化が期待されている。このような背景の中、AWD車用電子制御カップリングITCC（Intelligent Torque Controlled Coupling）¹⁾においては、小型化による負荷増加に対応するため、しゅう動部材の耐久性向上が必要となっていた。

ITCCは図1のように、プロペラシャフト上に配置され、車両の走行状況や路面状況に応じて前後輪のトルク分配を電子制御で瞬時に駆動力伝達装置である。図2にITCCの構造を示す。ITCCは鉄系多板電磁クラッチを有しており、フルード潤滑下でしゅう動する。電磁クラッチの高容量化に対して、従来は窒化などの技術により対応してきたが、さらなる高容量化のニーズに対して、新たな視点に基づ

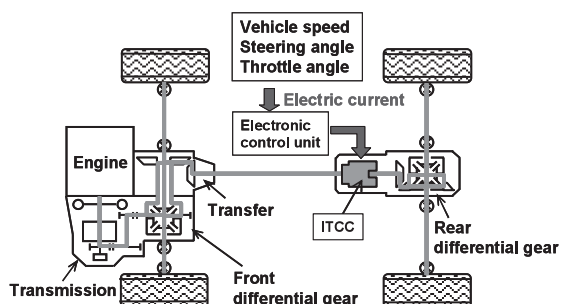


図1 電子制御カップリングの搭載例⁵⁾

く技術としてDLC（Diamond Like Carbon）などの非晶質炭素薄膜に着目した。

DLCは耐摩耗性能、低相手攻撃性を兼ね備えた優れたコーティングとして自動車部品への応用が期待されていた。

しかし、膜の密着力や量産性に課題があり、この飛躍の向上が必須であった。これらの要求に対し膜の密着力、つきまわり性に優れる方法として直流プラズマCVD（Chemical Vapor Deposition：化学蒸着）法によるSi含有DLC（DLC-Si）^{2)~4)}に着目し開発を進めた。その結果、DLC-Siの大量処理技術開発に成功し、ITCCのトルク高容量化を達成、燃費改善効果の高い大型車へITCCの適用範囲を拡大することができた。

一方、ドライブライン軽量化への別のアプローチとして、ITCCのトルク特性に着目した。ITCCの制御電流を印加しない場合（クラッチ押付け無し）のクラッチの引きずりによるトルクおよび、制御電流を印加した場合（クラッチ押付け有り）の制御トルクは、低温環境下においては、必然的に潤滑油の粘度増加に起因して増大するが、これを抑えることができれば、ドライブラインの強度設計面からの見直しにより、さらなる軽量化が可能となる。

これらのニーズに応えるため電磁クラッチの表面テクスチャーに着目し、溝形状を最適化することにより潤滑油の粘度が増加する低温域において、積極的にクラッチ間動圧を利用することで、クラッチすきまを拡げトルク増大の抑制を達成した⁵⁾。これにより、ドライブラインの軽量化が可能となり、低燃

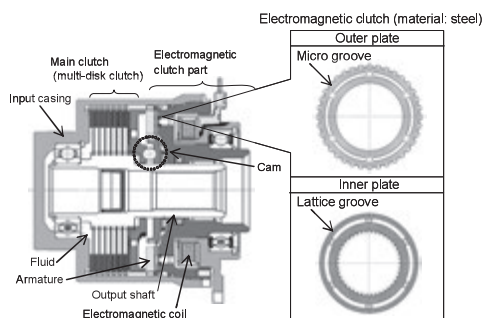


図2 電子制御カップリングの構造⁵⁾

費化に貢献できる。

2. 電磁クラッチの耐振性向上技術

2.1 電磁クラッチに求められる摩擦特性

車両のAWD性能とドライブライン軽量化を両立するためには、ITCCをトルクリミッターとして用い、必要なトルク容量を確保した上で、クラッチを滑らせて使用することが必須である。

ここで課題としてITCCの耐シャダー性能が挙げられる。シャダーとはスティックスリップによる自励振動で、車両では振動騒音につながる。一般的にスティックスリップは μ -V勾配（摩擦係数の速度依存性）が負であると発生することが知られている⁶⁾。ITCCにおいては μ -V勾配をいかに正とするかがキーとなる。ITCCの摩擦特性はその構造から電磁クラッチとメインクラッチの摩擦特性の複合である。メインクラッチに使用しているペーパー摩擦材はAT（Automatic Transmission）などに広く使われており、耐シャダー性能に優れた材料が用いられている。一方、電磁クラッチはペーパー摩擦材を使用できず、鉄系のクラッチで μ -V勾配を正にする必要がある。

2.2 DLC-Si被覆電磁クラッチの摩擦特性

まず始めに、DLC-Si被覆電磁クラッチの基本的な摩擦特性について述べる。相手クラッチの表面処理を窒化に固定し、試験クラッチの表面処理を窒化とCrN膜、DLC-Si膜として摩擦試験を行った。図3に電磁クラッチ単体の窒化とCrN膜、DLC-Si膜の μ -V特性を示す。この際、クラッチ押し付け荷重は1,500N一定とした。DLC-Si膜はATF潤滑下においては、しゅう動面の数 μm の凹凸により境界摩擦を維持し、かつ膜組成の最適化などにより使用するすべり速度全域で駆動力伝達装置に要求される十分な摩擦係数を維持し、すべり速度0.1m/s以上では $\mu=0.11$ を確保している。さらに、DLC-Si膜は低すべり領域（0.01～0.2m/s）の摩擦係数を低下させ、耐振性に優れた正勾配の μ -V特性を実現している。

図4に実機耐久試験による μ -V勾配の経時変化を示す。縦軸は、0.46m/s時の摩擦係数を0.23m/s時の摩擦係数で除した値であり、この値が1以上であれば摩擦係数は正の速度依存性を有し、耐シャダー性に優れる。図4より、DLC-Si膜は従来品の窒化と比較して耐シャダー寿命が8倍以上向上していることがわかる。また、CrN膜は相手攻撃性が高く 0.55×10^5 サイクルでシャダーが発生している。

これら良好な摩擦特性は、図5に示すDLC-Si被覆クラッチの数 μm の微細粗さと相手クラッチの微細油溝構造によってなされている⁷⁾。DLC-Si膜は耐摩擦性能に優れ、また相手攻撃性も低いため長期にわ

たって初期の摩擦特性を維持することができる。

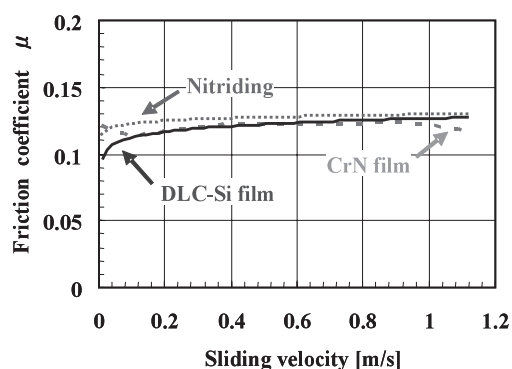


図3 電磁クラッチの μ -V特性⁷⁾

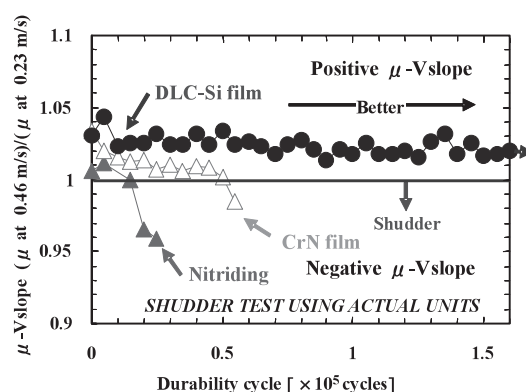


図4 実機耐久試験による μ -V勾配の経時変化⁷⁾

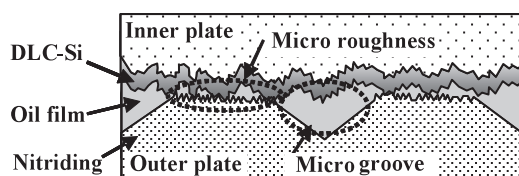


図5 しゅう動面潤滑モデル⁷⁾

2.3 DLC-Siの大量成膜技術

DLC-Si処理の低コスト化のために、より多くのクラッチ板を炉内に装填できる高密度処理を検討した。開発したDLC-Si被覆電磁クラッチの大量生産技術は、直流プラズマCVD法を採用したこと、原料にすべてガスを用いること、被覆する部材に沿ってプラズマシース（グロー放電の幅）が形成されることから、クラッチ板を高密度に装填しても均一成膜が可能となった。また本製法は、PVD（Physical Vapor Deposition: 物理蒸着）法のように治具およびワークの自転・公転を要さず、安価な設備にて成膜が可能となる。

3. トルク温度依存性低減技術

3.1 引きずりトルクの低減

先に述べたようにITCCは、必然的に低温環境下において潤滑油の粘度増大により引きずりトルクが増大する。そこで、我々はクラッチ表面のテクスチャーに着目し、粘度増大に対しクラッチ隙間を広げることで、引きずりトルクの低減をねらった。図6, 7に示すようにインナプレート表面のランド部に数十 μm オーダのクラウニングを付与した。その結果、図8に示されるようにクラウニング量の増加に伴い、 -40°C における引きずりトルクがリニアに低減することがわかった。特に低温環境下においては高粘度流体を積極的に利用しクラッチを離間させる方向の油圧反力を有効活用する。一方、常温域以上の環境下ではこの油圧反力が背反とならない範囲で調整している。つまり、すべり速度増加に伴う過剰な油圧反力の増大は、 μ -V負勾配につながるためである。

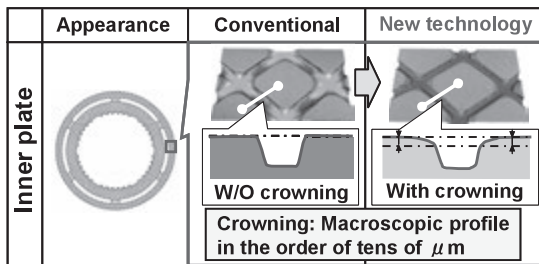


図6 インナプレート表面形状⁵⁾

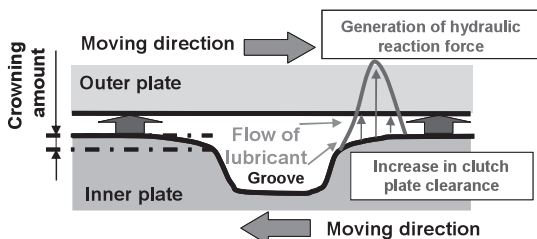


図7 クラウニングによる引きずりトルク低減メカニズム⁵⁾

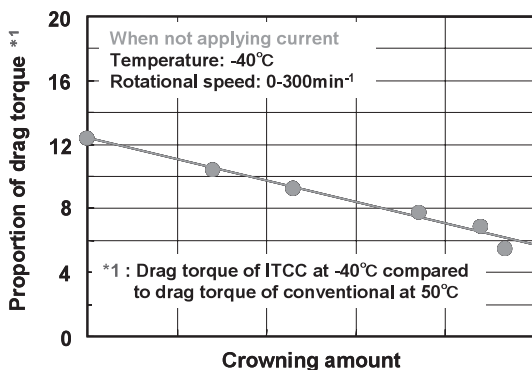


図8 クラウニングによる低温引きずりトルク低減の効果⁵⁾

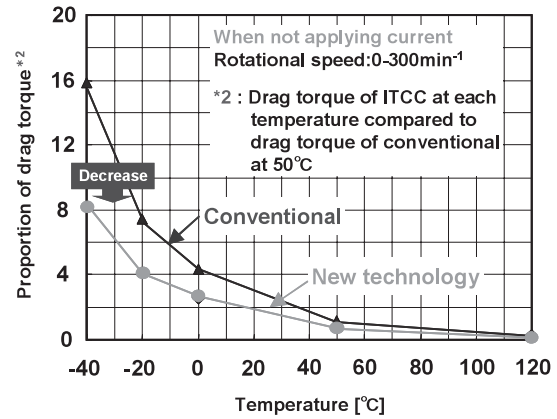


図9 実機における引きずりトルク比の温度依存性⁵⁾

図9に従来品と開発品のITCCの各温度域における引きずりトルクの比較を示す。特に 0°C 以下において、最大約50%低減可能となっている。

3.2 低温トルク精度の向上

本検討の油中での摩擦は、図10のようなフルードのせん断抵抗による流体摩擦と固体接触による境界摩擦が混在する状態と考えられる。この境界摩擦を制御するために我々は、電磁クラッチの微視的なしゅう動面形状の最適化を理論的および実験的に検討した。

図11には、理論解析のために、クラッチの摩擦界面を簡略化したモデルを示す。

クラッチ押し付け力 F_0 による境界摩擦部の垂直抗力 F_1 は、式(1)で表される。

$$F_1 = F_0 - \iint P dr d\theta \quad (1)$$

P ：フルードの油圧反力

固体摩擦によるトルク T_f は

$$T_f = \int \frac{2\pi r^2 F_1 \mu}{A} dr \quad (2)$$

A ：クラッチの見かけの接触面積

つぎに、フルードの粘性によるトルク T_f は

$$T_f = \iint \tau r dr d\theta \quad (3)$$

τ ：壁面に働くフルードのせん断応力

P は簡略化した流体運動方程式から、 τ はニュートンの粘性の式から、それぞれ次式で表される。

$$h^3 \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + h^3 \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 6MU \frac{dh}{dx} \quad (4)$$

$$\tau = \frac{h}{2} \frac{dP}{dx} + M \frac{U}{h} \quad (5)$$

M ：フルードの粘度

U ：すべり速度

したがって全トルク T_0 は

$$T_0 = T_f + T_f \quad (6)$$

となり、油圧反力を考慮した境界摩擦と、フルードのせん断抵抗による流体摩擦を含めた最適なトータル摩擦を検討した。

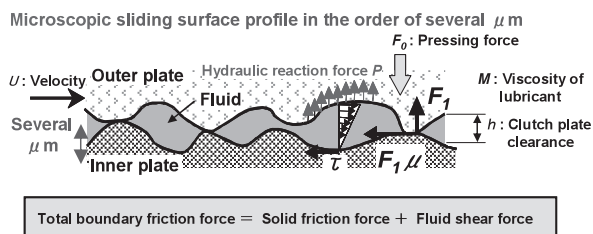


図10 微視的しゅう動面形状における境界摩擦の制御⁵⁾

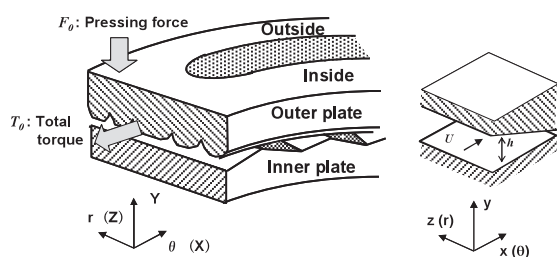


図11 電磁クラッチの摩擦面形状モデル⁵⁾

	Appearance	Conventional	New technology
Outer plate			
		Expansion of Micro groove pitch	
		Micro groove: Microscopic profile in the order of several μm	

図12 アウタプレート表面形状⁵⁾

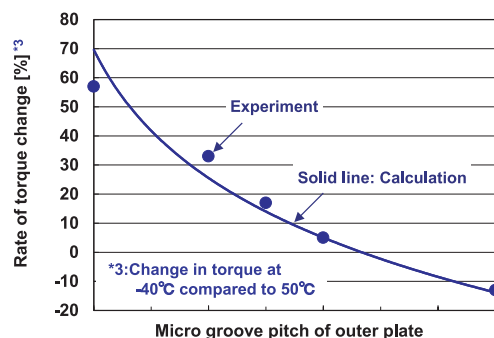


図13 トルク変化率に及ぼす微細溝ピッチの影響⁵⁾

潤滑油粘度が増加する低温環境下では、積極的に油圧反力を利用して微視的な油膜を増大させることで制御トルクの増大を抑制する。図12に、アウタプレートに付与している微細溝の形状を示す。この微視的なしゅう動面形状により、境界摩擦を制御している。

先に記述の理論解析により最適なアウタプレートの微細溝ピッチを検討する。図13に微細溝ピッチとITCCの50℃の制御トルクに対する-40℃の制御トルクの変化割合をトルク変化率として示す。実線が計算値であり、ポイントが実験値である。なお、本実験および解析には、インナプレートへのクラウニングを付与（固定）した状態で検討している。図13より、計算値は実験値を精度良くシミュレートできており、微細溝ピッチの増加に伴い、トルク変化率が減少し、50℃と-40℃の制御トルクが等しくなる最適ピッチが存在する。また、微細溝ピッチがさらに拡大すると、すべり速度増大に伴う巨視的な油膜厚さが過大となり、 μ -V負勾配となることで、シャダーが発生する。この結果より、開発品では上記背反のない範囲にて微細溝ピッチを拡大している。

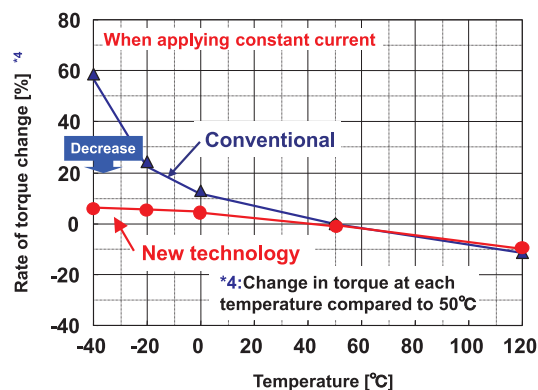


図14 実機におけるトルク変化率の温度依存性⁵⁾

また微細溝ピッチの拡大はDLC-Si膜の効果でクラッチの耐摩耗性が大きく向上したために適用可能となっている。

図14に従来品と開発品の50℃を基準にした際の各温度域の制御トルクの変化率を示す。特に0℃以下において、制御トルクの増大を大幅に抑制しており、-40℃で従来品と比較すると約85%改善している。

4. ま と め

電磁クラッチにDLC-Siを適用することにより耐摩耗性が向上しクラッチ表面の微細形状を維持でき、耐シャダー性能を向上させることが可能となった。

また上記により電磁クラッチの表面テクスチャーの最適化が可能となり、ITCCの性能を画期的に向上することができた。今後、開発品によるドライブラインの小型・軽量化により、さらなる地球環境保護に貢献できれば幸いである。

参考文献

- 1) 宅野博 他3名：4WD用新電子制御カップリングの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No. 75-98 (1998)
- 2) Oguri, K., Arai, T. : Tribological properties and characterization of diamond-like carbon coatings with silicon prepared by plasma-assisted chemical vapor deposition, Surf. Coat. Technol., Vol. 47, p 710 (1991)
- 3) Oguri, K., Arai, T.: Two different low friction mechanisms of diamond-like carbon with silicon coatings formed by plasma-assisted chemical vapor deposition, J. Mater. Res, vol.6, p 1313 (1992)
- 4) Mori, H., Tachikawa, H.: Increased adhesion of diamond-like carbon-Si coatings and its tribological properties, Surf. Coat. Technol., Vol. 149, p 225-230 (2002)
- 5) 安藤淳二，安藤寛之，津田拓也，鈴木邦彦，新川善弘：高性能新電磁クラッチを用いた第3世代電子制御AWDカップリングの開発，JTEKT ENGINEERING JOURNAL, No. 1011, p. 19-24 (2013)
- 6) 山本雄二，兼田楨宏：トライボロジー，理工学社，p. 46-48 (1998)
- 7) 安藤淳二，齊藤利幸，酒井直行，酒井俊文，深見肇，中西和之，森広行，太刀川英男，大森俊英：DLC-Si被覆電磁クラッチを用いた小型・高容量4WDカップリングの開発，自動車技術会論文集，Vol. 36, No. 5, p. 157-162 (2005)

(原稿受付：2013年12月13日)

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 (2月10日現在)	955	16	127	131
差 引 増 減	+ 5	0	- 1	+ 1

(注1) 正会員の内訳 名誉員14名・シニア員35名・ジュニア員170名

賛助会員

川重商事(株)

正会員

柄川 索 (日立建機(株))

高橋 信雄 (日立建機(株))

吉江 真一 (陸工業(株))

上片平 亮 (フジサンケイビジネスアイ)

吉田 聡哲 (株サムスン日本研究所)

菅野 貴皓 (東京医科歯科大学)

鎌田 稔 (株神崎高級工機製作所)

渡辺 真樹 (株神崎高級工機製作所)

原口 大輔 (東京工業大学)

解説

水圧システムに貢献する電磁材料

著者紹介



やま だ ひろ き
山 田 裕 樹

東北特殊鋼株式会社
〒989-1393 宮城県柴田郡村田大字村田字西が丘23
E-mail : yamada@tohokusteel.com

1994年豊橋技術科学大学大学院生産システム工学専攻修了。同年東北特殊鋼(株)入社、現在に至る。

1. はじめに

近年、環境意識の観点から動力伝達媒体として水が注目されている。水圧駆動システムはポンプ、弁、シリンダ、モーター、配管、継手、フィルタ、タンクなどで構成されるが、これらのシステムを制御するために電磁弁が広く用いられている。

さらに、固体高分子形燃料電池（PEFC: Polymer Electrolyte Fuel Cell）が普及することが期待されている。このシステムには純水が使用されるが、電磁弁部品の腐食や周囲の材料からの成分の溶け出しにより水質が悪化すると、発電性能の低下を早めることから、これらの部品には水環境下で高い耐食性を有する材料が用いられている。

以下では水圧駆動システムにおける構成部品のうち電磁弁に使用されるステンレス鋼について紹介したい。

2. 水圧駆動システム用電磁弁構成要素と要求特性

2.1 電磁弁の構成要素¹⁾

図1は一般的な電磁弁の構造を示しており、ソレノイド部と弁体部から構成されている。

ソレノイド部はコイル、ヨーク、スリーブ、コア（固定鉄芯）、プランジャー（可動鉄芯）から構成されており、コイルへ入力された電気エネルギーを機械運動へ変換する。

弁体部は弁、弁座、弁箱から構成され、プランジャーの動きに連動し流体の制御を行う機能を有している。

2.2 要求特性

2.2.1 ソレノイド部

まず、コアとプランジャーは構造上水に接するかどうかで耐食性に対する要求レベルが異なり、これらに要求される特性として以下の点が挙げられる。

- ・十分な吸引力を得るための飽和磁束密度
- ・十分な軟磁性特性

高応答性のための高い固有抵抗と低い保磁力
つぎに、ヨークに要求される特性として以下の点が挙げられる。

- ・相応の耐食性と十分な軟磁性特性
- ・高応答性のための高い固有抵抗と低い保磁力

最後に、スリーブに要求される特性として以下の点が挙げられる。

- ・プランジャー材との耐磨耗性、耐隙間腐食性
- ・磁気集中のため部分的な非磁性部（部分オーステナイト化）

2.2.2 弁体部

弁体部は水に接するため、共通して水に対する耐食性が必要である。まず、弁に対する要求特性は以下の点が挙げられる。

- ・接合による耐孔食と隙間腐食
- ・弁座との耐磨耗性

つぎに、弁座への要求特性は以下の点が挙げられる。

- ・接合による耐孔食と隙間腐食
- ・弁との耐磨耗性と耐圧強度

最後に、弁箱への要求特性は以下の点が挙げられる。

- ・耐隙間腐食性耐圧強度と外界との耐食性

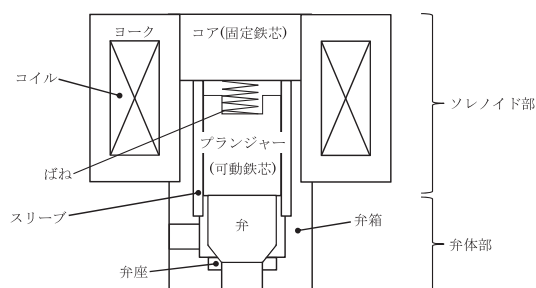


図1 電磁弁の構造

3. 軟磁性材料

電磁材料は硬磁性材料と軟磁性材料に大別され、硬磁性材料は永久磁石が代表例であり、電磁弁用の材料は軟磁性材料が広く用いられている。

鉄芯材料として電磁軟鉄（純鉄）が広く使用され JISC2504 に規定されている。図 2 に電磁軟鉄を中心とした軟磁性材料のマッピングを示す。



図2 軟磁性材料マップ

3.1 快削純鉄・珪素鉄

純鉄は非常に軟らかく、切削が困難な場合があり、切削性向上のため鉛、硫黄を添加したのが快削純鉄である。また、交流で使用される場合は鉄損を考慮する必要があるが、珪素を添加することで固有抵抗値を向上し、鉄損を改善したのが珪素鉄である。

一方、純鉄・珪素鉄は耐食性がなく錆が発生しやすいため、水と接触しない構造にすることが必要である。

3.2 パーメンジュール

50%鉄－50%コバルト系の材料はパーメンジュールと呼ばれ、高飽和磁束密度が得られるため電子顕微鏡、電磁石、電磁弁として用いられている。

耐食性については純鉄とほぼ同等であり、水と接触する場合の注意点は純鉄と同様である。

3.3 パーマロイ

鉄－50～85%ニッケル系の材料で JISC2531 に規格化されているので参考にして頂きたい。本材は高い初透磁率、飽和磁束密度を有し、用途に応じてニッケルの含有量を選択する必要がある。

耐食性については純鉄とほぼ同等であり、水と接触する場合の注意点は純鉄と同様である。

3.4 ステンレス鋼

クロムを10.5%以上含む合金鋼を JIS ではステンレス鋼と規定しており、クロムの酸化不動態皮膜の形成により耐食性を有している。

ステンレス鋼は JIS G4303 に規定され、SUS430 を

代表とするフェライト系ステンレス鋼は電磁材料として候補となることがある。耐食性および高固有抵抗値が要求され、ある程度の磁気特性でも許容できるのであれば、安価な鉄芯材料としてフェライト系ステンレス鋼が使用可能であるが、JIS規格に磁気特性は規定されていないため使用に際しては十分な検証が必要である。

電磁ステンレス鋼は安定した磁気特性を必要とする電磁弁用軟磁性材料として開発された。耐食性、高固有抵抗値、硬さ、および安定した磁気特性を有することから電磁弁用鉄芯材料として幅広く使用されている。しかし、JIS規定がないため特殊鋼メーカー独自規格による製品を提供している。次章以降はこの電磁ステンレス鋼を中心に紹介したい。

4. 電磁ステンレス鋼

4.1 種類と特性

電磁ステンレス鋼は10～20%クロムを含むフェライト系ステンレス鋼であるが、シリコン、アルミニウムなどの適量添加で、フェライト領域の安定性を高め、磁気特性の改善と固有抵抗の向上等が図られている特徴を有している。表1に主な電磁材料の概略成分と加工性を、図3に耐食性と磁束密度の関係を示す。

電磁ステンレス鋼は使用される電磁弁の媒体に応じて選択されているが、水の場合は他の媒体に比べ高耐食が必要とされるためクロム含有量が18%以上の電磁ステンレスが使用されている場合が多い。さらに、海水や超純水の使用環境下ではクロム含有量20%以上の場合もある。

磁気特性（磁束密度）はクロムの含有量の増加に伴い、若干低下する傾向があり、ソレノイド部の設計時には適切な材質を選択する必要がある。

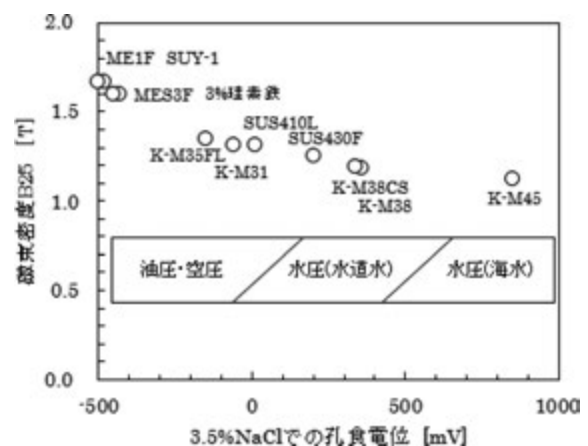


図3 耐食性（孔食電位）と磁束密度の関係

表1 電磁材料の概略成分と加工性

分類	名称	概略成分 単位mass%					Fe	切削性	冷鍛性
		Si	Cr	Mo	他 (微量添加)				
純鉄系	SUY-0							△	○
	3%珪素鉄	3						△	
	ME1F				Pb			◎	○
	MES3F	3			Pb			○	
電磁ステンレス鋼	K-M31	2	13					△	
	K-M35FL	1	13		Al, Pb			◎	○
	K-M38	2	18	1	Ni, Cu			△	
	K-M38CS	2	18	1	Ni, Cu, Ti, C, S			○	
	K-M45	2	20	2	Cu			△	
レステン	SUS410L		12					△	
	SUS430F		17		S			○	

4.2 加工性 (切削)

電磁弁の部品は切削や冷鍛等により加工されるため、それぞれ加工方法に適した電磁ステンレス鋼がある。たとえば、切削性を改善するために鉛、硫黄等の快削元素が添加されてきた (表1)。

鉛は低融点金属で切削の際に工具との潤滑剤として働き摩擦抵抗を下げる等の効果があるため広く添加されてきたが、近年の環境問題に対する意識の高まりから、鉛フリー化への動きが高まってきた (鉛フリー鋼については後述する)。

硫黄はマンガンと結びつき切削加工時に応力集中源として作用することにより被削性を向上させるが、水溶性であるために非含有鋼に比べると耐食性が劣化する。また、溶接の際はブローホールと呼ばれる空洞状の欠陥が発生しやすく、孔食や隙間腐食を誘発しやすいため、使用に際しては注意が必要である。

冷間鍛造に関しては鉛、硫黄含有快削鋼は非含有鋼に比べ劣る場合が多い。また、電磁ステンレスは冷間加工による歪により磁気特性が劣化するため、冷間加工を実施した後は歪除去のため焼鈍を行って使用する必要がある (図4)。

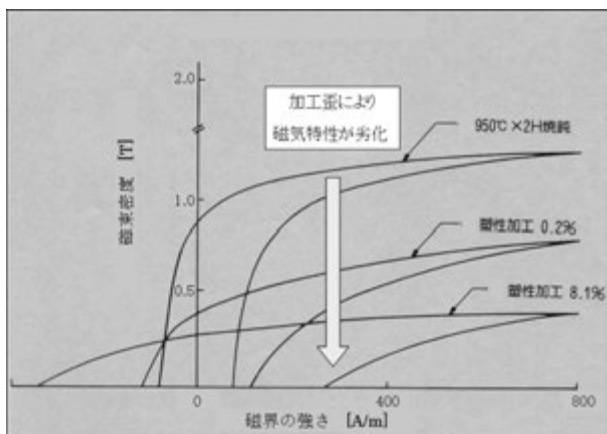


図4 冷間加工による磁気特性劣化の例

5. 鉛フリー電磁ステンレス鋼

現在、RoHS指令において鉄鋼に含まれる0.35%までの鉛は認められているが、今後有害物質の削減活動の活性化により、鉛フリー鋼への切り替えが進むことが想定される。また、上述のように固体高分子型燃料電池に使用される純水は材料から成分の溶け出しにより部品の特性を劣化させることがあることから、水環境下で使用される電磁材料は高耐食性を有し、かつ切削性に富む材料が必要とされてきている。

鉛、硫黄に代わるチタン炭硫化物 ($\text{Ti}_4\text{C}_2\text{S}_2$) 分散型の快削鋼 (TICS) が開発されてきた。チタン炭硫化物は水に対し溶出することがほとんどなく、非常に安定で優れた不動態膜 (TiO_2) を形成するため、本来の耐食性を損なうことなく切削性の改善が期待されることから、今後水用電磁材料として幅広い使用が期待される。例として18%クロム電磁ステンレスK-M38に対しチタン炭硫化物を含有したK-M38CSの溶出挙動を評価した結果を図5に示す²⁾。上述のようにSUS430Fに対しK-M38、K-M38CSは非常に耐食性が優れており、水用電磁ステンレス鋼は快削元素の選定も重要な要素であるといえる。

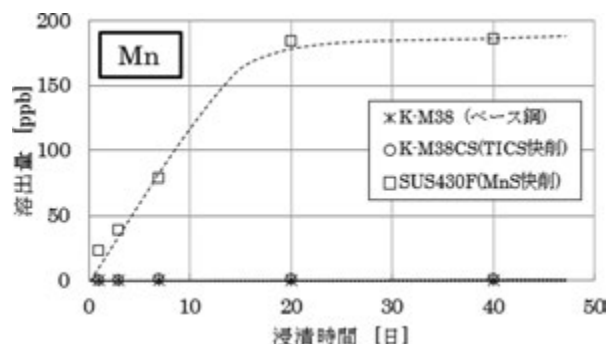


図5 純水溶解試験におけるマンガン溶出量の経時変化

6. おわりに

燃料電池の拡大にともない、オーステナイト系ステンレス鋼は水素脆化に関するニッケル等量規制等の整備が進んでいる。今後、フェライト系ステンレス鋼にも水素脆化に関するデータの蓄積・解析が必要になると思われる。

参考文献

- 1) 川島正人：水圧駆動システム用ステンレス鋼，油空圧技術，526，第42巻，第13号，p.45-50 (2003)
- 2) 菅原優，成瀬達也，江幡貴司，武藤泉，原信義：純水中における電磁フェライトステンレス鋼の溶出挙動，第60回材料と環境討論会講演集，B-103 (2013)

(原稿受付：2013年12月2日)

解説

電磁軟鉄バリレス加工技術の構築

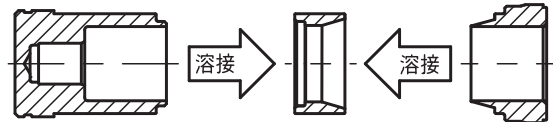
著者紹介

くぼ た とも のり
窪田 朝 徳日本電産トーソク株式会社
〒252-8570 神奈川県座間市相武台2-24-1
E-mail: kubota-t@nidec-tosok.co.jp

2004年 日本電産トーソク(株)入社、主に油圧制御用比例電磁弁に関わる生産技術業務に従事し現在に至る。

り ふ あ す
李 和 樹日本大学理工学部機械工学科
〒101-8308 東京都千代田区神田駿河台1-8-14
E-mail: lee@mech.cst.nihon-u.ac.jp1983年 東京都立大学大学院修了(工学博士)
(株)アマダ、上智大学理工学部助手、日本大学理工学部助手、専任講師、助教授を経て2001年 同大教授現在に至る。日本機械学会、精密工学会、砥粒加工学会、米国SME会員。

1 工程



2 工程

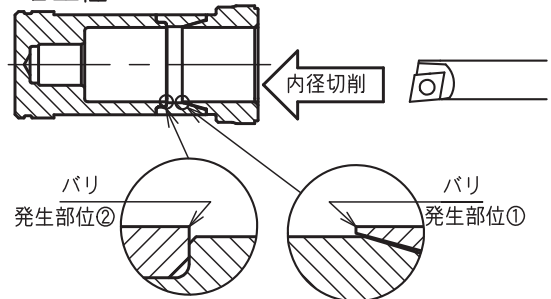


図1 改善対象部品の製作工程・バリ発生部位

1. はじめに

近年、油圧制御用比例電磁弁の高性能化が求められる、使用される材料も磁気特性に優れるものが選定されておりC量が0.1%程度の低炭素鋼からさらに炭素含有量の低い純鉄系電磁軟鉄へと移行してきた。しかし、純鉄系材料は切削加工時の切屑処理性が悪い。また切削加工時の負荷が高くなり、発生するバリが増加する傾向にある。一般的に純鉄系材料は刃先への切屑の溶着抑制のため、高速域での加工が求められるが、小型部品では工作機械の制約や使用する工具の剛性の影響があり高速加工が難しい場合がある。本稿では反転仕上げ切削法を用いた実際の電磁弁構成部品の加工バリ改善実例を基に、低速域での電磁軟鉄のバリ抑制工法を紹介する。

2. 改善対象部品について

改善対象部品は図1に示すように異なる3つの部品(電磁軟鉄-SUS材-電磁軟鉄)の外周をレーザー溶接後、NC旋盤にて内径切削を実施し溶接時の内径軸ズレを矯正している。

異材の連続加工を避けるために各部品には段差を設けており、内径切削時に段差部分に図2のようなバリが発生してしまう。バリの有無は加工後に2倍の拡大率の内視鏡を内径に挿入して確認を行っている。

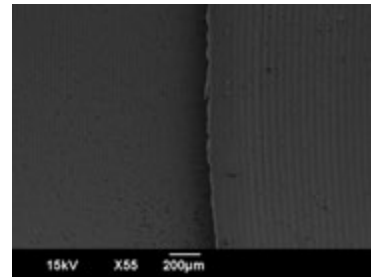


図2 バリのSEM写真(図1発生部位①)

3. バリ抑制工法について

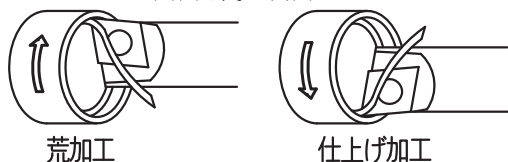
3.1 反転仕上げ切削法

反転仕上げ切削法とは切削加工において荒加工と仕上げ加工で工具と被削材の相対的な運動を反転させる加工法である(以後、便宜上荒加工と仕上げ加工で工具と被削材の相対的な運動方向が同じ加工法を反転仕上げ切削法に対して通常切削と表現する)。

図3に示すように旋削で反転仕上げ切削法を導入するには、①被削材の回転方向を反転させる、②被削材の姿勢を反転させる、といった方法がある。

図4は実際に荒加工後の切削面付近の金属組織を撮影したものである。切削面付近で組織間に不自然な隙間が生じているのが確認できる。反転仕上げ切削法では、このような荒加工にて生じた残留加工ひずみ部分を仕上げ加工にて逆の方向から削り取るこ

CASE 1. 回転方向を反転



CASE 2. 被削材の向きを反転

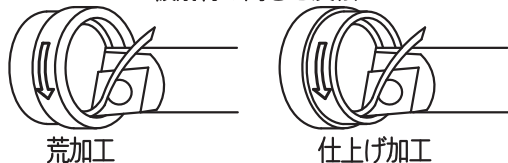


図3 旋削における反転仕上げ切削法

とで、残留ひずみがほとんど残らなくなり面精度が向上する加工方法である¹⁾。面精度の向上がバリの抑制へも繋がるのではと考え検証を実施した。

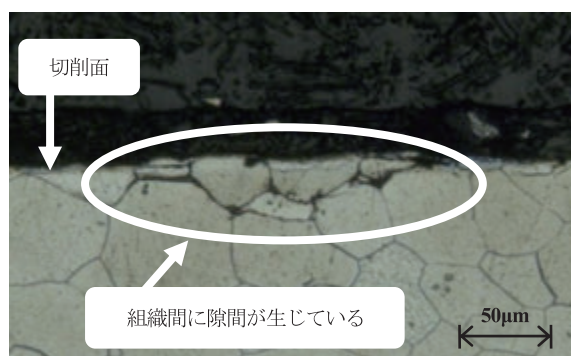


図4 荒加工後の金属組織

3.2 反転仕上げ切削法のバリ抑制効果の検証

3.2.1 検証方法

本 부품のバリ発生箇所は内径部のため、検査が困難である。そのためバリ高さの評価は測定が容易な製品端面にバリが発生しやすい状況をつくり測定を行った。検証時の加工概略を図5に示す。製品端面加工後(①)に内径加工(②)を実施し、端面に発生するバリ高さを測定して評価を行った。なお、バリ高さの評価はレーザー変位計を用いて10箇所ずつ測定し、これらの値の平均値をバリ高さとした。

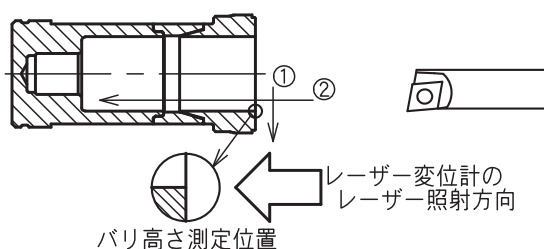


図5 評価方法

3.2.2 旋削加工のパラメーター

検証するにあたり、切削速度と送り速度を変化させてバリ高さを評価した。

- ・切削速度 V (mm/rev)：切削される物体表面と切削工具の刃の相対速度

$$V = \pi \times D \times n / 1000$$

π ：円周率(3.14)

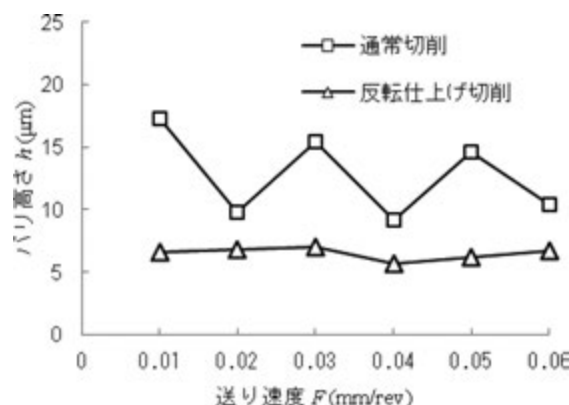
D ：直径(mm)

n ：被削材の回転数(min^{-1})

- ・送り速度 F (mm/rev)：被削材1回転あたりに移動する工具の距離

3.2.3 切削速度固定・送り速度変動比較

図6では荒加工の送り速度を0.05mm/revとし、切削速度を $V=75\text{m/min}$ で固定し、仕上げ加工の送り速度を変動させて通常切削と、反転仕上げ切削の比較を実施した。

図6 切削速度固定・送り速度変動比較²⁾

通常切削ではバリ高さが安定しないのに対し、反転仕上げ切削法ではバリは安定して抑制された。

3.2.4 切削速度変動・送り速度固定比較

図7では送り速度を $F=0.03\text{mm/rev}$ で固定し、切削速度を変動させて通常切削と、反転仕上げ切削の比較を実施した。

一般的に切削速度が高くなるほど、刃先への切屑の溶着は抑制されるが、切削で生じる負荷も高くなりバリが生じやすくなる。図7で通常切削ではそのバリ増加の傾向が見られるが、反転仕上げ切削法では高い切削速度でもバリ抑制の効果が確認でき、溶着の抑制とバリの抑制の両立が見込める。

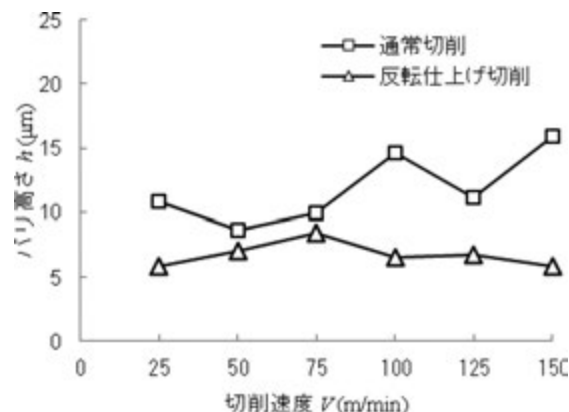


図7 切削速度変動・送り速度固定比較

3.2.5 荒加工状態が及ぼす影響

図8では送り速度を $F=0.03\text{mm/rev}$ で固定して、荒加工時の切削速度毎にバリ高さの差異を確認した。

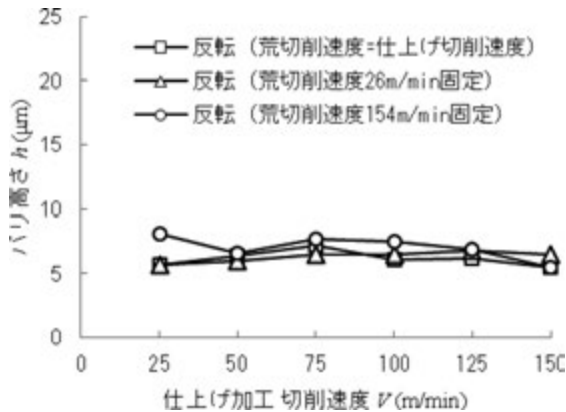


図8 荒加工条件のバリへの影響確認²⁾

どの荒加工条件もバリ高さに大きな差異は現れず、反転仕上げ切削法では荒加工状態が仕上げ加工後のバリ高さへ及ぼす影響が小さいことがわかった。

以上の結果より、純鉄系電磁軟鉄における反転仕上げ切削法では切削速度を上げてもバリは抑制され、荒加工状態が及ぼす仕上げ面への影響が少ない。つまり荒加工で高い切削負荷をかけることが可能で、バリの抑制と同時に加工時間の短縮・生産性の向上も見込める加工法であることを確認した。

4. 実際の生産ラインへの適用

4.1 反転仕上げ切削法の導入方法

本製品は止まり穴加工のため、図3 CASE1の方法で反転仕上げ切削法を導入した。

加工条件に関しては表1に示すように被削材の回転方向を変更するのみで、導入前後で生産出来高が低下しないよう、切削速度・送り速度・切込み量は同一とした。

表1 反転仕上げ切削法導入前後の切削条件一覧

切削条件	荒加工		仕上げ加工	
	適用前	適用後	適用前	適用後
被削材回転方向	時計方向	反時計方向	時計方向	時計方向
切削速度 (m/min)	100	100	100	100
送り速度 (mm/rev)	0.06	0.06	0.04	0.04
切込み量 (mm)	0.1	0.1	0.05	0.05

4.2 効果の確認

図9に示すように反転仕上げ切削法の導入によりバリの発生率が半減した。実際の生産ラインでは、バリの発生した製品に対してはこの後バリ取り作業を実施しているが、発生するバリのサイズも小さくなりバリ取りも容易になり、バリ取りに掛かる時間が約60%削減できた。

また、バリ以外にも図10に示すように内径寸法

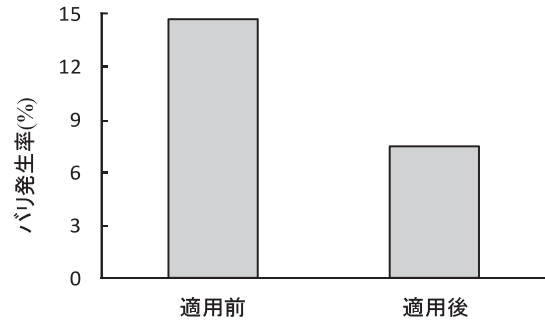


図9 反転仕上げ切削法適用によるバリ発生率推移

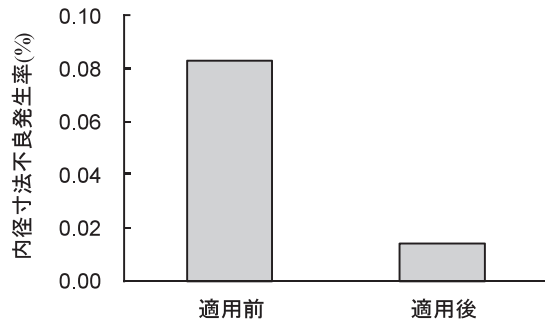


図10 反転仕上げ切削法適用による内径寸法不良率推移

不良の発生率の低下が確認できた。

旋削での寸法不良は主に工具の摩耗と、刃先への切粉巻付きによる工具の位置ずれ、刃先への切屑の溶着による影響が考えられる。本件の場合新たに残留ひずみを生みだす通常切削に比べ、残留ひずみを除去する反転仕上げ切削法の方が切削時に排出される切粉形状が安定しており、これは刃先への切粉巻付きが抑制されたためと考えられる。

5. 更なるバリレス加工を目指して

本稿で紹介したデータは産学で共同して行った実験により得たものである。しかしながら、現状では新品の工具を利用した条件で評価を行ったに過ぎない。今後は継続して荒加工用工具の摩耗の進行具合や仕上げ加工用工具の切れ味の変化等を実験的に検討していく予定である。そのためには電磁軟鉄加工に適した工具材料や加工条件の選定がもっとも必要であろうと考えている。

今後も産学で連携してこれらの課題に取り組んでいき、フルードパワーの精度向上に貢献していきたい。

参考文献

- 1) 益子正巳, 隈部純一郎: 低い削り速度でも良い表面精度をうる二, 三の新しい切削加工法, 日本機械学会誌, 第62巻, 第480号, p. 101-103 (1959)
- 2) 内田元, 三浦浩一, 山田高三, 李和樹, 高後哲也, 後藤安司, 窪田朝徳: 低炭素鋼の切削加工におけるバリの抑制, 2013年度砥粒加工学会学術講演会講演論文集, CD. B51.

(原稿受付: 2013年11月28日)

解説

油圧ポンプ・モータに貢献する 摺動部品材料と表面処理技術

著者紹介



にしだ しんじ
西田 信治

川崎重工業株式会社
精密機械カンパニー技術本部機器第一技術部
〒651-2239 神戸市西区櫨谷町松本234番地
E-mail: nishida_s@khi.co.jp

1993年東北大学工学部機械工学第二学科卒業、
同年川崎重工業に入社、油圧ポンプ・モータの
開発に従事。

1. はじめに

油圧ポンプ・モータは、各種建設機械や産業車両、産業機械などに広く使用され、高い信頼性が求められる。近年、高圧、高速、大容量かつ軽量コンパクトという高出力密度化^{1),3)}を求める市場要求がより一層強くなり、信頼性を確保しつつ、さらなる高出力密度化を達成することが必要となっている。

油圧ポンプ・モータには、高速、高面圧で摺動する部品が多数あり、高出力密度化を目指すには、いかに摺動部位の耐摩耗性、耐焼付性などの特性を向上させるかが重要となる。それら特性を左右する主な要素として、各摺動部品の材料および表面処理があり、各摺動部位に必要なとされる特性を満足させるよう選定されている。

2. 斜板形油圧ポンプ・モータの構造

図1に斜板形と呼ばれる油圧ポンプの構造例と主な摺動部品を示す。シャフトがエンジンなどで駆動されると、スプラインで嵌合されているシリンダブロックが回転する。シリンダブロックには、複数のピストンが挿入されており、ピストンはスワッシュプレート（スワッシュプレート）の斜面に沿って往復運動する。この往復運動により油圧作動油の吸い込み、吐き出しが連続的に行われ、ポンプとして機能する。

また、スワッシュプレートの傾転角の増減により、ピストンのストロークが変化するので、シャフト1回転当たりの吐き出し量を調整することができる。

ピストンのスワッシュプレート側には、シューが

球継手としてかしめられており、スワッシュプレート上をシューが回転摺動する。また、回転側のシリンダブロックと固定側のバルブプレート間の回転摺動、ピストンとシリンダブロックボア間の往復摺動、スワッシュプレートとクレードルホルダ間の揺動運動による往復摺動といった摺動部位がある。

モータ作動は、ポンプの場合とは逆に入口の高圧油を利用してシャフトを回転させアクチュエータとして機能する。主な摺動部位は、ポンプと同様である。

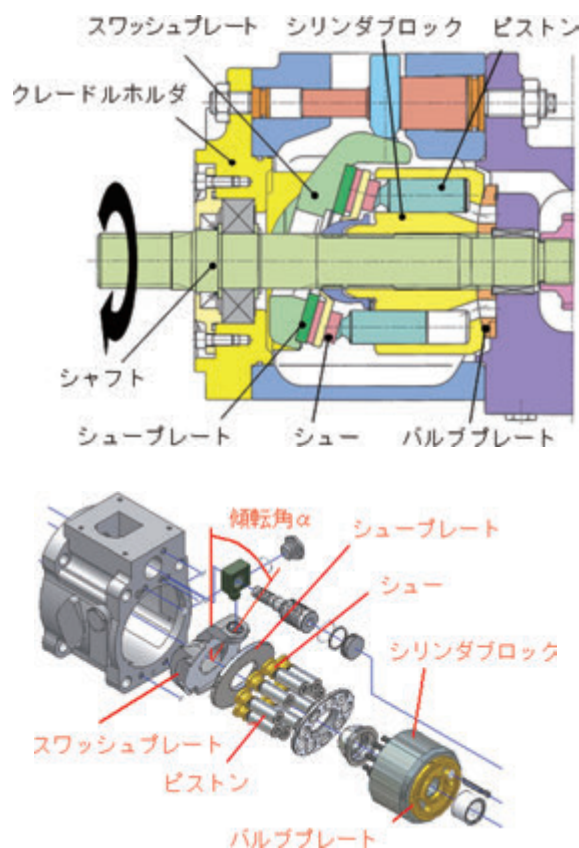


図1 斜板形油圧ポンプの構造

3. 斜板形油圧ポンプ・モータの摺動部品

斜板形油圧ポンプ・モータの主な摺動部品について、当社で使用されている材料と表面処理の代表例を表1に示す²⁾。

表1 摺動部品の材料と表面処理

摺動部品	材料	表面処理
ピストン	低合金鋼	ガス窒化
	低合金鋼	ガス軟窒化
シリンダブロック (ボア)	鋳鉄	ガス軟窒化
	炭素鋼	銅合金ブッシング
シリンダブロック (回転摺動面)	鋳鉄・炭素鋼	銅合金ライニング
	鋳鉄	ガス軟窒化
バルブプレート	低合金鋼	ガス窒化
	銅合金	無処理
シュー	銅合金	無処理
	低合金鋼	銅合金ライニング
シュープレート	軸受鋼	焼入れ焼戻し
スワッシュプレート	鋳鉄	ガス軟窒化
クレードルホルダ	鋳鉄	ガス軟窒化
	鋳鉄	銅合金ライニング

3.1 ピストン／シリンダブロックボア

ピストンには、図2に示すように、油圧力が作用すると同時に、スワッシュプレート側からシューを経由して反力を受け、ラジアル方向に分力が作用する。ピストンは、このラジアル力が作用した状態でシリンダブロックのボア内を往復摺動することになる。ラジアル力は、傾転角の増減に応じて変化し、傾転角が大きいほどラジアル力も大きくなる。

ピストン／シリンダブロックボア間には、隙間が存在し、隙間を流れる作動油によって潤滑が行われる。しかし、往復摺動では、荷重と速度が変動するため、十分な油膜厚さの形成が期待できない。このため、当部の設計は、隙間から漏れる作動油量、部品精度、表面粗度、ピストンの円筒端部のクラウニング形状、ピストン円筒部の油圧分布によって生じる作用力など種々の設計因子を考慮して適正に設定

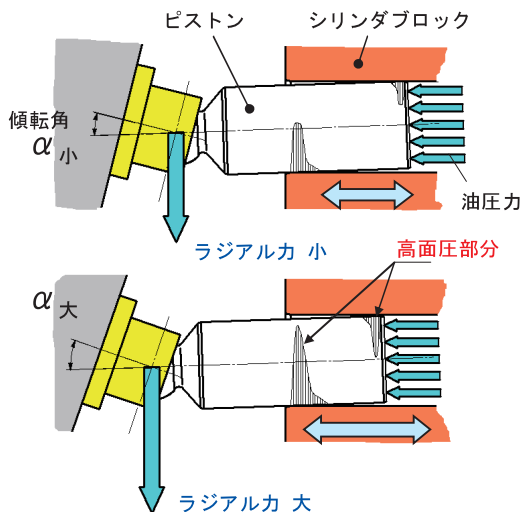


図2 ピストンとシリンダブロックボアの摺動部

される。

摺動部品には耐焼付性と耐摩耗性を有する必要がある。

シリンダボアには、球状黒鉛鋳鉄にガス軟窒化したタイプと銅合金ブッシングを圧入したタイプが存在し、ポンプのサイズによって使い分けをしている。

ピストンには、低合金鋼のガス窒化やガス軟窒化のタイプがあり用途により使い分けをしている。

3.2 シリンダブロック／バルブプレート

シリンダブロックには、図3に示すように、バルブプレート側に作用する油圧力とバルブプレート側から乖離させようとする力が作用する。

両者の作用力の比を押付比と呼び、接触面圧および当部からの漏れ量のバランスを考え設定する。押付比が低過ぎると漏れ量が増え、高過ぎると焼付き、摩耗などが発生する。

また、シリンダブロックは、シャフトの撓みの影響や転倒モーメントと呼ばれる力が作用するため、バルブプレートとの当りは、均一とはならない。

当摺動面は、高速で回転摺動する部位であり、油膜を保持するなじみ面が形成できれば流体潤滑が期待できる。そのため、短時間でなじみ面が形成されやすい材料が適する。

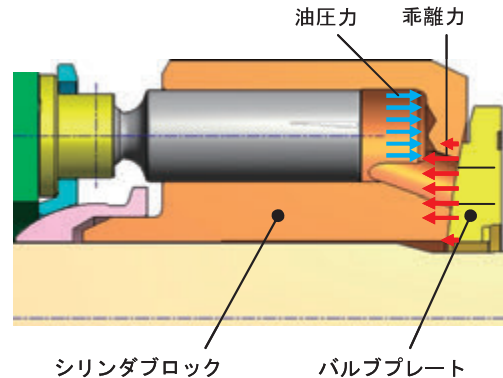


図3 シリンダブロックとバルブプレートの摺動部

また、当部は、低圧、高圧の切り換えを行う部位であり、瞬間的に噴流が生じ、写真1に示すようにキャビテーションエロージョンが発生する場合があります。

よって、当摺動面には、耐焼付性、耐摩耗性のみでなく、耐エロージョン性も必要であり、バルブプレートの高圧側には、強度も必要となる。

シリンダブロックは、当摺動面が平面もしくは球面の形状を有しているが、当社では球面形状を多く使用している。球面には、銅合金ライニングを適用しており、バルブプレートには、低合金鋼のガス窒化を使用している。また、シリンダブロック側がガ

ス軟窒化でバルブプレート側が、銅合金の無垢材、あるいは銅合金のライニング材を適用した例もある。

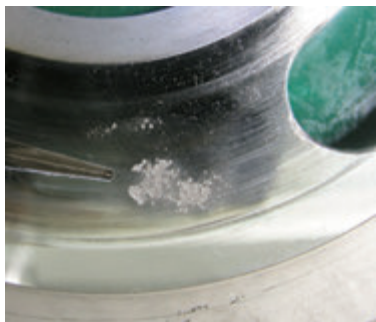


写真1 キャビテーションエロージョン

3.3 シュー／スワッシュプレート

シューには、図4に示すように、ピストンから作用するピストン押付力とスワッシュプレート側から受ける乖離力が作用する。シューの摺動面には、この乖離力を発生させるため、高圧油を保持するポケット部が形成されている。高圧油はピストン側からシュー中央の油通路を通りポケット部に供給される。

シューに作用するこれらの力の比を3.2項と同じく押付比と呼んでおり、接触面圧および当部からの漏れ量のバランスを考え設定する。押付比が低過ぎると漏れ量が増え、高過ぎると焼付き、摩耗などが発生する。また、シューには、摺動時の摩擦力や遠心力などシューの姿勢を崩そうとする外力が作用するため、設計には特に注意を要する。

当摺動面は、高速で回転摺動し、油膜の保持が重要であり、なじみ性が優れた材料が適する。

また、シューは、ピストンと球継手としてかしめられており、かしめ部には伸びの性質が必要となる。

よって、当摺動面には、耐焼付性、耐摩耗性の他に、材料のかしめ性も必要となる。

シューには、耐摩耗性高力黄銅を主に使用しているが、特殊作動油用として、銅合金ライニングを適用した鋼製シューも使用している。

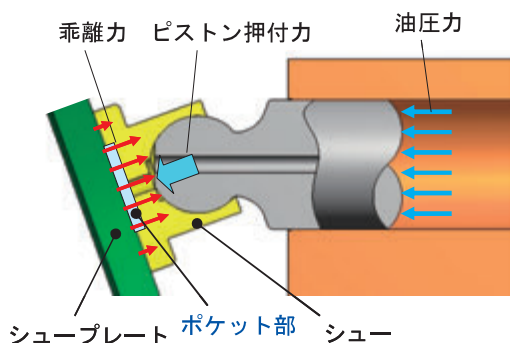


図4 シューとシュープレートの摺動部

スワッシュプレート側には、当社はシュープレートと呼ばれる部品を設置しているものが大半である。よって、シューはシュープレート上を回転摺動し、シュープレートには、耐摩耗性の優れた軸受鋼を使用している。

3.4 スワッシュプレート／クレードルホルダ

スワッシュプレートには、図5に示すように、ピストン押付力とクレードルホルダ側からの乖離力が作用する。スワッシュプレート円弧摺動面には、高圧油を保持するポケット部が形成されている。高圧油は、ハウジングを經由しクレードルホルダの油通路を通してポケット部に供給される。

スワッシュプレートに作用するこれらの力の比を3.2項と同じく押付比と呼んでおり、接触面圧および当部からの漏れ量のバランスを考え設定する。同様に、押付比が低過ぎると漏れ量が増え、高過ぎると焼付き、摩耗などが発生する。

ポンプの吐出流量は、スワッシュプレートの傾転角を増減させることで変化させることができ、流量制御中は絶えずスワッシュプレートが揺動運動を行っている。当摺動面は、比較的低速の往復運動であるため、油膜切れが発生し易い。よって、耐焼付性、耐摩耗性が特に必要となる。

スワッシュプレートには、主に鋳鉄のガス軟窒化を適用しており、クレードルホルダにはガス軟窒化、または、銅合金ライニングを使用し、条件によっては、固体潤滑皮膜を併用することもある。

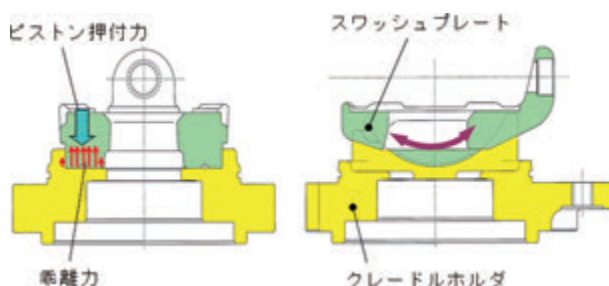


図5 スワッシュプレートとクレードルホルダの円弧摺動部

クレードルホルダの円弧摺動面は、部品の一部分であり、部品全体にガス軟窒化を適用することは効率的ではない。そこで、必要部のみ硬化させ、かつ内製インライン化を目的とし、図6に示すようなレーザ焼入れを近年取り入れた事例を紹介する。

レーザ焼入れは、部分焼入れが可能かつ短時間で処理でき、焼入れによる変形も小さいというメリットがある。写真2にクレードルホルダのレーザ焼入れ適用例を示す。レーザを横縞状に入れ、レーザ焼入れの面積率を変えている。

レーザ焼入れしたクレードルホルダの耐焼付性を

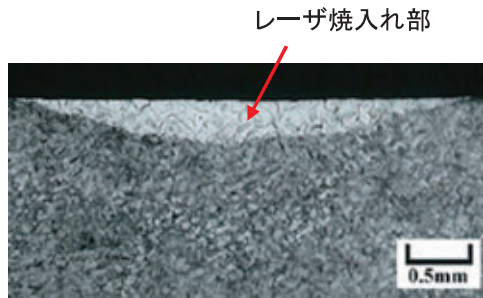
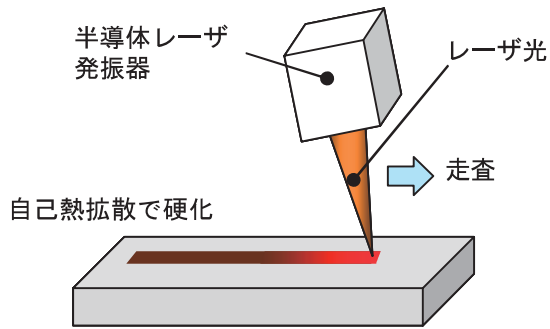
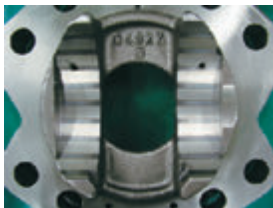


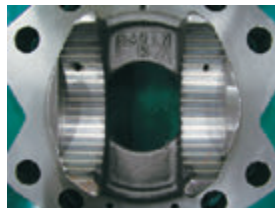
図6 レーザ焼入れのイメージ図と断面マイクロ組織

評価するため、ガス軟窒化適用品とレーザー焼入れの面積率を変えた4種類の供試品について焼付試験を実施した。

その結果を図7に示す。ガス軟窒化適用品に比べ、面積率50～70%では、約2倍の耐焼付性を有することが確認できた。



横縞：面積率20%



横縞：面積率40%

写真2 クレードルホルダのレーザー焼入れ適用例

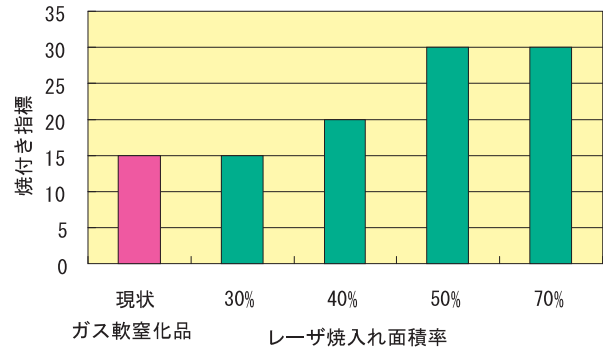


図7 レーザ焼入れ適用品の耐焼付性評価結果

4. おわりに

斜板形油圧ポンプ・モータの摺動部品材料と表面処理について適用技術を主に紹介した。

摺動部品の性能向上は、高出力密度化への貢献度が大きいことから、材料、表面処理技術はさらに重要度を増すと考えられる。

今回、クレードルホルダの円弧摺動面へのレーザー焼入れについても紹介したが、油圧ポンプ・モータへの適用例は少ない。必要な箇所にのみ部分焼入れを行うことが可能でかつパターン焼入れや浅焼入れも行うことができ、特に大型部品の摺動部への実効性は高いと考えられる。

参考文献

- 1) 大見：建設機械用油圧ポンプの高出力密度化，フルードパワーシステム，Vol.39，No.5，p. 261-265（2008）
- 2) 森：油圧ポンプ・モータ摺動部品の材料と表面処理技術，川崎重工技報，No. 156，p. 18-21（2004）
- 3) 嶋崎：建設機械用ポンプの開発，川崎重工技報，No. 156，p. 6-9（2004）

（原稿受付：2014年1月10日）

会議報告

ASME/BATH FPMC2013会議における フルードパワー技術研究動向

著者紹介



たなか ゆたか
田中 豊

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

1985年東京工業大学大学院総合理工学研究科
修士課程修了、その後、東工大精密工学研究所
助手を経て、1991年法政大学講師、1992年同助
教授、2002年同教授、現在に至る。工学博士
(1991年 東京工業大学)。

1. 会議の概要

フルードパワーと運動制御に関する国際シンポジウム (ASME/Bath Symposium on Fluid Power and Motion Control 2013 ; FPMC2013) は2013年10月6日～9日まで、米国フロリダ州のサラソタで開催された。この会議は、米国機械学会 (ASME) と英国Bath大学の共同主催により、毎年、米国と英国で交互に開催されるフルードパワーに関する国際会議で、2009年より現在の共催形態で交互に開催されるようになった。今回はNSF (米国科学技術財団) の支援により設立されたCCEFP (Center for Compact and Efficient Fluid Power)¹⁾の年次報告会との併催で、世界中からフルードパワーに関する多くの学界・企業関係者が参加した。

主催者側の発表によると、アブストラクト・フルペーパー登録段階では、これまでのこの会議としては最大の99件の登録投稿があり、会場と会期の関係から、最終的な採択数を60件に絞ったとのこと、採択率60%という採択結果であった。採択された60件の発表論文の国別内訳は、米国：20件、ドイツ：8件、フィンランド：7件、カナダ：6件、デンマーク：5件、オーストリア：5件、中国：3件 (内1件がキャンセル)、英国：2件、ロシア、レバノン、ブラジル、日本：各1件であった。

会議は3日間にわたり、表1に示す10のテーマによる12の技術セッションとKoskiメダルの受賞者・Wayne Book教授の特別講演、学生によるポスターセッション (写真1)、Sun Hydraulicsの工場見学と晩餐会などで構成された。

共通の話題により構成された技術セッションは、5件の論文発表を15分づつの持ち時間で続けて

行った後、発表者が全員前に座り、会場の全聴衆からの質問やコメントに答える形式で行われた。質問は、特定の発表者を指名する場合や、共通のテーマに対して複数または全員に対するものもあり、共通の話題によるパネルディスカッションの様相を呈する事もあるなど、議論を重視する欧米流の会議形式であった。

Koskiメダルとは、Rober E. Koskiのフルードパワー教育研究に対する功績をたたえて2007年にASMEが創設した記念メダルで、これまでの6年間で、アーヘン工大のBacke教授、バース大のBurrows教授、タンペレ大のPalmberg教授、浙江大のLu教授、サスカチュワン大のBurton教授、ドレスデン工大のHelduser教授が受賞している。今年は、米国・ジョージア工科大のWayne Book教授へ贈られることになり、会期中2日目の午後に授賞記念講演も行われた。

表1 技術セッションのテーマ一覧

Topics
Actuation and Control (3 sessions)
Tribology and Lubrication
Valves
Energy Applications and Energy Storage
System Health Monitoring and Fault Detection
Digital Hydraulics and Digital Displacement
Efficiency
Pumps and Motors
Properties of Hydraulic Fluids
Modeling and Design

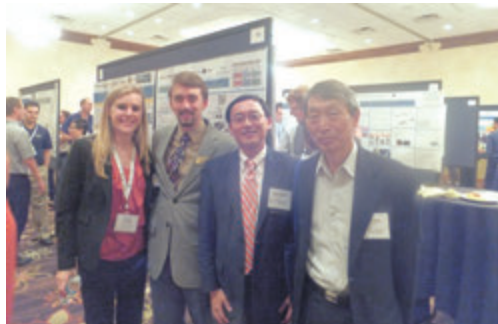


写真1 ポスターセッションの参加者と著者ら

2. 研究発表の動向

ここではいくつかの技術論文について紹介する。

Vanderbilt大学のDavid Comberら²⁾は、医療IMRの中で使用する非電磁形アクチュエータとして空気圧駆動を用いた小形・安全で精密なフレキシブルフルイディックアクチュエータ(FFA)の設計と試作結果を紹介した。このアクチュエータは図1に示すような5つのドーナツ形ベローズにより最大7mmの直線駆動を25 μ mの誤差精度で実現した。

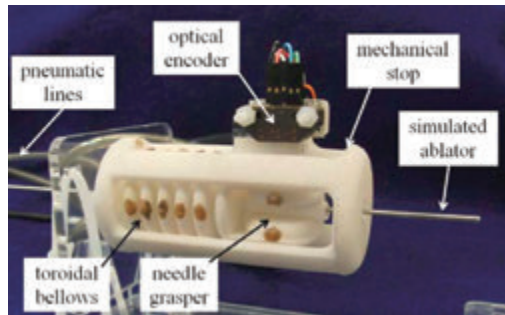


図1 フレキシブルフルイディックアクチュエータ(FFA)

Aalborg大学のAnders Hansenら³⁾は、波力発電用の動力伝達変換装置に用いる油圧回路用双方向チェック弁(125L/min定格)の設計と試作についてモデルと実験により検討し、アクティブに切替えるオンオフ弁と比べて同程度の性能が得られることを示した。

Minnesota大学のKyle Strohmaierら⁴⁾は、図2に示す概念のフライホイール形油圧ピストンアキュムレータについて、モデル化と計算、用途別の設計パラメータの最適化について紹介した。パワー密度の点では従来の油圧ピストンアキュムレータの原理を、エネルギー密度の点ではアキュムレータ全体をフライホイールのようにして回転運動をエネルギーとして蓄えることで、両者の短所を補完している。

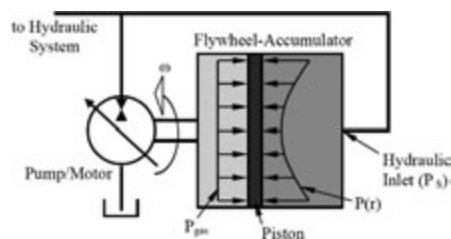


図2 フライホイール形油圧ピストンアキュムレータの概念

Aalborg大のDaniel Roemerら⁵⁾は、風力発電用に用いられ、動作圧35MPa、回転速度1,500rpmで駆動する油圧ラジアルピストン形デジタル可変容量モータのピストンチャンバー内の三次元流れ解析を行い、シート弁の切り替えのタイミングが過渡的な圧力応答に影響をおよぼすことを指摘した。

Aachen工大のKatharina Schrankら⁶⁾は、油中に存在する気泡の溶解と析出特性を二種類の作動油に

対して実験的に詳細に検討し、圧力の変動する時間により現象が異なることを指摘した。

Vanderbilt大学のMark Hofackerら⁷⁾は、スターリングの原理を用いた義足用50W空気圧コンプレッサに使用する図3に示す単ロッドピストンシリンダの設計と試作を行い、その動作特性を検討し、実現可能性を示した。

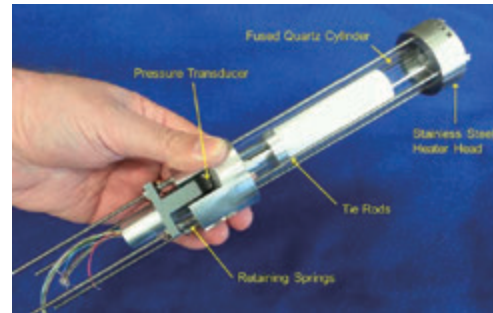


図3 スターリング形空気圧コンプレッサ

3. おわりに

2013年の10月に米国・フロリダで開催されたASME/Bath FPMC2013の会議の様子と研究動向の一部について紹介した。ここで紹介した論文以外にもフルードパワーに関する興味深い発表が多数行われた。なお2014年の同会議は9月10日～12日に英国のバース大学で開催される予定である。

参考文献

- 1) 田中：米国フルードパワー教育・研究の現状とERCについて、フルードパワー(日本フルードパワー工業会誌)，21巻，1号，p. 17-22 (2007)
- 2) David B. Comber, et.al.: Design and Precision Control of An MR-Compatible Flexible Fluidic Actuator, Proceedings of the ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control (以下同様)，FPMC-2013-4481 (2013)
- 3) Anders H. Hansen, et. al.: Design of Bidirectional Check Valve for Discrete Fluid Power Force System for Wave Energy Converters, FPMC-2013-4413 (2013)
- 4) Kyle G. Strohmaier, et. al.: Constrained Multi-Objective Optimization of A Hydraulic Flywheel Accumulator, FPMC-2013-4425 (2013)
- 5) Daniel B. Roemer, et. al.: Simulation of Dynamic Behavior of A Digital Displacement Motor Using Transient 3D Computational Fluid Dynamics Analysis, FPMC-2013-4469 (2013)
- 6) Katharina Schrank, et. al.: Measurements of Air Absorption and Air Release Characteristics in Hydraulic Oils at Low Pressure, FPMC-2013-4450 (2013)
- 7) Mark Hofacker, et. al.: Dynamic Simulation and Experimental Validation of A Single Stage Thermocompressor for A Pneumatic Ankle-Foot Orthosis, FPMC-2013-4483 (2013)

(原稿受付：2013年12月10日)

会議報告

ICHP2013におけるフルードパワー技術研究動向

著者紹介



さか ま さや こ
坂 間 清 子

法政大学大学院
〒102-8160 東京都千代田区富士見 2-17-1
E-mail : sayako.sakama.9k@stu.hosei.ac.jp

2013年法政大学大学院デザイン工学研究科システムデザイン専攻修了。現在、日本学術振興会特別研究員DC（法政大学大学院デザイン工学研究科）、油圧機器に関する研究に従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会の会員。

1. はじめに

The 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics (ICHP2013)¹⁾は、チェコ機械学会とオストラバ工科大学が主催で2013年10月23日から25日までチェコ共和国・プラハで開催された国際会議である。本会議は、2年半に1度チェコ共和国内で開催されており、40年以上の長い歴史がある。会議会場は、カレル橋にほど近く、会場のホールからは、ヴルタヴァ川に架かるカレル橋、そしてその後方にはプラハ城を望むことができた（写真1）。会議の公用語は、英語とチェコ語で、英語の発表はチェコ語、チェコ語の発表は英語の同時通訳付きで行われた。発表件数は25件で、国別の内訳はチェコから17件、日本から3件、アメリカから2件、ドイツから2件、スロバキアから1件とチェコの参加者による講演が大半であった。23



写真1 会場から眺めるカレル橋

日はウェルカムパーティーが行われ、講演は24、25日の二日間にわたって行われた。本会議は、Hydraulic System 1, Modelling and Simulation, Hydraulic Components, Hydraulic System 2, Mobile Systemsの5つのセッションが生まれ、一つの会場で行われた。

2. 講演の概要

2.1 Hydraulic System 1

本セッションでは、油圧の制御や油の特性などの油圧システムに関する講演が中心に行われた。Sprengelらは、新たなブレンド型油圧ハイブリッドトランスミッションの制御技術を示し、シミュレーションでその制御法が汎用的に使用できることを報告している²⁾。また、本セッションでは、油圧の講演だけでなく、機能性流体に関する講演も行われた。小林らは、ECFを用いた小形で軽量のロボットハンドを開発し、ハンドの特性や可動範囲を実験的に確認している³⁾。

2.2 Modeling and Simulation

第二セッションでは、シミュレーションを利用した研究の発表が行われた。栗林らは、扁平形状のヘルツホルム型油圧サイレンサに適用可能な新たな数学モデルを提案し、そのモデルを用いてサイレンサの評価を行っている⁴⁾。水撃作用によるキャビテーションの講演を行ったJablonskaらは、キャビテーションの様子を可視化実験で確認し、さらに解析ソフトや解析条件を変更して数値解析を実施し、それらの結果を比較している⁵⁾。

2.3 Hydraulic Components

第三セッションでは、油圧モータやポンプの特性評価に関する研究が中心に発表された。Fialaは、モータのトルクや圧力の変動を抑制させることを目的として電動サーボモータが一体となったラジアルピストンモータを開発し、その性能を評価した⁶⁾。Pernikらは、難燃性作動液に利用できるギアポンプを開発し、開発したポンプが潤滑性の低い作動液にも利用可能であることを示した⁷⁾。

2.4 Hydraulic System 2

本セッションでは、省エネルギー性能の高い油圧機器に関する講演が多く行われた。Scheffelらは、油圧システムの省エネルギー化のために、油圧システムの駆動制御にポンプ回転数制御を用いることを推奨し、駆動制御装置、モータ、ポンプの構成決定に用いるソフトウェアを開発した⁸⁾。Ozanaらは、エネルギー消費の削減をはかった電気油圧制御を用いた劇場の舞台装置を開発した⁹⁾。

2.5 Mobile System

このセッションでは、農業機械や建設機械などに関する発表が中心に行われた。Hoffmannらは、トレリスの低い位置に巻きつけられたホップを剪定する剪定機を開発し、実地試験を行って装置の性能を評価している¹⁰⁾。また、Velebilらは、ユニークなダブルデッカーバス型のオブジェを紹介した(写真2¹¹⁾)¹²⁾。このオブジェは、2012年に開催されたロンドンオリンピックのチェコ代表チームの滞在所に設置されたもので、油圧を用いて腕を曲げ、自身の腕の力で腕立て伏せをする。

3. ガイドツアーとカンファレンスディナー

10月24日は、会議終了後にプラハの旧市街とユダヤ人地区を回るガイド付きのツアーが組まれていた(写真3)。ツアーは会議会場をスタートし、天文時計のある旧市街広場や中欧最古のカレル大学、ユダヤ人地区にあるユダヤ教の会堂などを見て回った。短時間のツアーではあったが、プラハの街を徒歩で回るツアーであったため、プラハの長い歴史を感じることができる有意義なツアーとなった。

ツアーの後はMalostranska besedaというレストランでパーティーが開催された。今回の会議は、チェコからの参加者が多かったため、チェコの方々と交流を深める貴重な機会となった。

4. おわりに

本国際会議は油圧と空気圧に関する学会であるにも関わらず講演のほとんどが油圧に関する研究であった。日本の会議でも油圧への注目が再度高まることを期待したい。

参考文献

- 1) <http://ichp2013.vsb.cz/>
- 2) Sprengel, M., Ivantysynova, M.: Control Strategies for a Novel Blended Hydraulic Hybrid Transmission, Proc. of the 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics, p. 9-16 (2013)
- 3) Kobayashi, K., Takemura, K., Yokota, S., Edamura, K.: 3-joint Robot Finger Using Electro-conjugate Fluid, Proc. of the 22nd International Conference on



写真2 腕立て伏せをするダブルデッカーバス (CBS Newsより引用¹¹⁾)



写真3 ガイドツアーの様子(カレル橋の旧市街側塔前にて)

Hydraulics and Pneumatics, p. 41-47 (2013)

- 4) Kuribayashi, T., Ichianagi, T., Nishiumi, T.: Theoretical Analysis of a Hydraulic Helmholtz Silencer with Flat Shapes, Proc. of the 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics, p. 51-56 (2013)
- 5) Jablonska, J., Kozubkova, M.: Cavitation when Closing of the Valve at the Beginning Pipeline, Proc. of the 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics, p. 65-72 (2013)
- 6) Fiala, S.: Measurement of a Radial Piston Hydromotor at Low Rotational Speed, Proc. of the 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics, p. 99-105 (2013)
- 7) Pernik, V., Huda, J.: Development and Testing of High-Pressure Gear Pumps for Using of Ecological and Non-Flammable Liquids, Proc. of the 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics, p. 107-111 (2013)
- 8) Scheffel, G., Olšovský, R.: Drive Controlled Pump – Energy Saving Solution for Hydraulic Systems, Proc. of the 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics, p. 131-135 (2013)
- 9) Ozana, O., Suchomel, P.: Application of Stage Technology Using Speed-Controlled Pumps, Proc. of the 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics, p. 143-150 (2013)
- 10) Hoffmann, D., Hermanek P., Rybka, A.: Design of Hydraulic Circuit and Field Measurement of Mechanical Pruner Drive for Hops on Low Trellises, Proc. of the 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics, p. 161-168 (2013)
- 11) <http://www.cbsnews.com/news/watch-london-double-decker-bus-does-pushups-to-celebrate-olympics/>
- 12) Velebil, T., Prinkryl, I.: Hydraulic System of the Double-decker Bus Doing Press-ups, Proc. of the 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics, p. 203-206 (2013)

(原稿受付：2013年12月11日)

会議報告

山梨講演会2013におけるフルードパワー技術研究動向

著者紹介



かわ かみ ゆき お
川 上 幸 男

芝浦工業大学システム理工学部
〒337-8570 埼玉県さいたま市見沼区深作307
E-mail: kawakami@shibaura-it.ac.jp

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）。

1. はじめに

日本機械学会関東支部・精密工学会共催による山梨講演会が2013年10月26日（土）に山梨大学にて開催された。台風27号の影響が心配されたが、関東地方への直撃は免れ、午後には太平洋海上に遠ざかって行ったので、大きなトラブルもなく講演会は行われた。10分野のオーガナイズドセッション（OS）が設定され、全体で121件の講演が行われた。大内英俊先生（山梨大学）、吉田和弘先生（東京工業大学）がオーガナイザを務め、企画された「フルードパワーによる駆動と制御」では9件の講演があり、活発な討論が行われた（写真1）。以下にその内容について紹介する。



写真1 講演参加者の記念写真

2. OS「フルードパワーによる駆動と制御」の紹介

柴田ら¹⁾は、緩制動と急制動の二段階制動で繰返し位置決め精度を維持する手法を提案し、ストロークの中間および終端付近での位置決めについて検討しており、停止目標位置を始端近傍に設定した場合の繰返し位置決めについて実験的に検討している。

村松ら²⁾は、油圧源の吐出流量の制約がある油圧6軸モーションベースにおいて、システムの非線形特性を補償することにより追従動作可能範囲を広げ、さらに軌跡の制御を重視し、制御偏差がある値を超えた場合に自動的に入力信号を一定時間遅延させる方法を提案した。そして、その適用例として水平面内における円運動を対象とした軌跡への追従性を実験的に検討した。

鈴木ら³⁾は、海洋環境調査を目的とした油圧浮力調節装置の開発にあたり、構造設計上の制約を考慮しつつ、バッテリー駆動の直流モータと小形油圧ポンプおよび油圧ブースターで構成される装置を試作し、その効率について実験的に検討した。

田村ら⁴⁾は、優れた省エネ効果を有するアキュムレータを用いた間欠運転方式油圧源において、再起動時に過大な始動電力が生じてしまう問題に対し、始動電力の抑制が可能となるインバータ制御等を利用することによる効果を明らかにした。

佐野ら⁵⁾は、MR流体に磁場の印加が集中するようにオリフィス流路を非直線型に設計を工夫したMR流体ダンパの開発に取り組んでおり、試作したダンパの特性試験を行い、性能評価を行った結果について報告した。

塚本ら⁶⁾は、MEMS技術によりマイクロ化を図った長さ3mmの電極分割形フレキシブルERバルブ（DE-FERV）の開発に取り組んでおり、マイクロ化および製作における再現性の確保のため、MEMS技術による製作プロセスを確立し、実験的にその妥当性について検討した。

三好ら⁷⁾は、MEMS技術を用いることにより交流

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開発に取り組んでいる。その構成要素の一つであるERマイクロフィンガを試作し、その特性に関して実験的に検討を行った。

佐藤⁸⁾は、偏心チューブマイクロアクチュエータとECFマイクロポンプで構成された小形なソフトアクチュエータシステムの開発に取り組んでおり、重要な要素であるECFマイクロポンプ、偏心チューブアクチュエータの動作試験を行い、その結果について報告した。

山本⁹⁾は、交流圧力源が発生する高周波圧力をアクティブバルブで整流し、各アクチュエータを駆動する多自由度マイクロアクチュエータシステムの開発に取り組んでいる。新たに応答性の高い圧電素子を用いたアクティブバルブを提案し、実験的に弁制御特性の評価を行った。

3. おわりに

9件の講演はいずれも大学院生の講演であった。それぞれ充実した内容であり、今後の研究展開が期待される。2014年の山梨講演会においてもOS「フルードパワーによる駆動と制御」が企画される予定であるので、引き続き活発な講演発表が行われるこ

とを希望する。

参考文献

- 1) 柴田, Mustafa, 大内: 近接スイッチを利用した空気圧シリンダの位置決め制御 (始端近傍における位置決め), 日本機械学会関東支部・精密工学会共催山梨講演会講演論文集 (以下同じ), p. 12-13 (2013)
- 2) 村松, 根岸, 大内: 油圧6軸モーションベースにおける入力信号遅延による動作補償, p. 14-15 (2013)
- 3) 鈴木, 蔦木, 増田, 大内, 浅川: 海洋観測機用油圧浮力調整装置の効率測定について, p. 16-17 (2013)
- 4) 糟谷, 田村, 野中, 鈴木: アクチュエータを用いた間欠運転方式油圧源におけるインバータ制御による始動電力抑制, p. 18-19 (2013)
- 5) 佐野, 村山, 川上, 堀川, 塩田: MR流体ダンパの開発, p. 20-21 (2013)
- 6) 吉田, 塚本, 金, 横田: MEMS技術を用いた電極分割形フレキシブルERバルブ, p. 22-23 (2013)
- 7) 吉田, 三好, 巖, 横田: 交流圧力源を用いたMEMSベースERマイクロフィンガ, p. 24-25 (2013)
- 8) 佐藤, 金, 横田, 枝村: ECFジェット駆動偏心チューブマイクロアクチュエータの特性評価, p. 26-27 (2013)
- 9) 吉田, 山本, 巖, 横田: 高周波交流圧力源を用いた多自由度マイクロアクチュエータシステム, p. 28-29 (2013)

(原稿受付: 2014年1月22日)

会 告

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

フルードパワー道場9 「モデルベース開発の事例」開催のお知らせ

開催趣旨:

本学会は技術者に軸足を置いた横断的な交流を目指し「フルードパワー道場」を2006年度より開催しております。近年、システムの開発プロジェクトの複雑化・大規模化に伴い、従来の紙ベースによる仕様書では情報が不足し、システムモデルを用いて開発プロセス全体で円滑なコミュニケーションをはかる必要が生じました。このような観点から2013年度のフルードパワー道場9は「モデルベース開発の事例」と題して、モデルベースを使った開発事例を紹

介します。

開催時期:

2014年5月, 8月, 11月, 2015年2月 (予定)

参加費:

5万円 (4回分一括) (賛助会員企業の方なら, 会員, 非会員を問わず参加できます。), 1万8千円 (1回参加のみ)

参加者定員:

20名 (定員になり次第締め切ります)

会議報告

計測自動制御学会 流体計測制御シンポジウム に観るフルードパワー研究動向

著者紹介



ふじ た とし のり
藤 田 壽 憲

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

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

1. はじめに

計測自動制御学会にはフルードパワーに関連した研究活動を行う流体計測制御部会が産業応用部門内にある。この部会が主催する流体計測制御シンポジウムが、平成25年10月22日（火）に東京工業大学・大岡山キャンパスにおいて産業応用部門大会と併設される形で開催された。本稿では、このシンポジウムにおける研究動向について報告する。

2. シンポジウムに観る研究動向

シンポジウムは2つのセッションで4件づつ計8件の講演発表が行われた。

「流体機器・ロボティクス」のセッションにおいて長山らはヘルムホルツ型油圧サイレンサにおいて、より性能の予測精度の高い数学モデルを提案している。尹らは準等温化压力容器により、水素の充填に伴う温度上昇を抑制できることを示している。平野らは、介護補助を目的とした空気圧シリンダによる腱駆動ロボットアームにより、30[kg]の物体把持と剛性変化を実現することに成功している。劉らは小口径を保ちつつ鉛直上向きにも移動できるガス配管検査用ロボットを実現し、その特性を調べている。

「シミュレーション解析・診断」のセッションにおいて、眞田らは油圧ショベルの省エネ化を目的として、床掘操作のシミュレーションを実施している。張らは、先に提案したコリオリ流量計の減肉度合いを診断する手法の有効性を、仮想的に減肉した流量

計の有限要素モデルを用いたシミュレーションにより確認している。小堀らはこれまでに作成したファノ流れを用いた単一の空気圧管路のシミュレーションモデルを、異径の管路が直列に接続された場合にも適用できるように拡張している。山田らはU字型超音波流量計内の流れと超音波伝搬のシミュレーションを行い、流れが補正係数に与える影響を明らかにしている。

3. おわりに

シンポジウムには20名弱の学生・研究者が参加して活発な質疑が行われた。また本シンポジウムで発表した大学院生を対象にしたベストプレゼンテーション賞は「ヘルムホルツ型油圧サイレンサの形状が減衰性能に及ぼす影響」を発表した長山拓史氏（防衛大学校）が受賞した。

本学会主催の秋季講演会は、2014年度には開催されないが、流体計測制御シンポジウムは例年通り11月に開催される。本学会員の皆様に、ぜひ、両講演会でご発表、ご参加を検討いただければ幸いである。

参考文献

- 1) 長山拓史, 一柳隆義, 栗林哲也, 西海孝夫: ヘルムホルツ型油圧サイレンサの形状が減衰性能に及ぼす影響, p. 63-67
- 2) 尹鍾皓, 香川利春: 準等温化压力容器における水素充填による温度変化, p. 68-71
- 3) 平野慧大, 小山紀: 空気圧制御による腱駆動介護補助ロボットアームの開発, p. 72-75
- 4) 劉海博, 穂坂憲一, 塚越秀行: 受動蛇行により配管内を自在に推進する移動探索ロボット, p. 76-80
- 5) 眞田一志, 本田圭二: 油圧ショベルによる床掘操作のシミュレーション解析, p. 81-85
- 6) 張振太, 天野嘉春, 小山弘, 角口開道, 吉野晶紀: コリオリ質量流量計における測定管の減肉診断, p. 86-91
- 7) 小堀祥平, 村山栄治, 川上幸男, 中野和夫: 直列接続された空気圧管路系のシミュレーション, p. 92-95
- 8) 山田裕明, 藤田壽憲: U字型超音波流量計の超音波伝搬解析, p. 96-100

注) 全て2013年産業応用部門大会 講演論文集に収録

(原稿受付: 2014年1月10日)

トピックス

特許文献を調べる・特許電子図書館の活用3 …日本の分類・テーマコード1

著者紹介



き はら かず ゆき
木 原 和 幸

工業所有権協力センター
〒135-0042 東京都江東区木場1-2-15
E-mail : k-kihara@sctv.jp

1974年神戸大学工学部計測工学科卒。東京計器入社、パワーコントロール研究室長、油空圧技術部長等を経て、現在に至る。比例弁、サーボ弁、ピストンポンプ等の油圧機器とそれらを制御するコントロールシステム等の開発に従事。日本フルードパワーシステム学会会員。

1. はじめに

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

2. テーマコード

テーマコードは5桁の英数字で表記されている。ここでは3Hで始まるテーマコードを表1と表2に分けて示す。ポンプ、弁、流体回路等のテーマ名が多数ある。テーマコードのみのものがあるが、無視してよい。表1、表2からいくつかの類似テーマ名の内容を確認する。なお、特許電子図書館のデータベースガイダンスの解説の表現はわかりにくい点があるため部分的に改めた。

①3H039 回転型ポンプ(1)

F04C2/00-2/077;18/00-18/077

作動流体が液体であり、回転型容積型ポンプのう

ちで、作動流体を押退ける部材が、円弧状の係合をなすものに関する。その大部分がいわゆるスクロール圧縮機である。

表1 3H041-3H045

テーマコード	解析タイプ	テーマ名	FIカバー範囲
3H001	F	サーボモータ(I)	F15B9/00-9/17
3H002	部分F	サーボモータ(II)	F15B13/02-13/09
3H003	F	圧縮機の細部	F04B39/00-39/16@Z
3H004		管の調節可能継手	(F16L27/00-27/12)
3H005	FI	回転型圧縮機	F04C18/08-18/28
3H006			(F16K31/06-31/06380)
3H011		剛性管	(F16L9/00-9/22)
3H012		可撓管	(F16L11/00-11/18)
3H013	部分F	固着及びねじ継手	F16L13/00-15/04@Z
3H014	部分F	圧接部材をもつ継手	F16L17/00-19/08
3H015	部分F	スリーブ継手	F16L21/00-21/08@Z
3H016	部分F	フランジ継手・絶縁継手・その他の継手	F16L23/00-25/02
3H017	部分F	流体を締め切る継手・ホース継手	F16L29/00-35/00@Z
3H018		迅速・多重管継手	(F16L37/00-39/04)
3H019	部分F	分岐管・ベンド等	F16L41/00-49/00
3H020	F	非容積形ポンプの制御	F04D15/00-15/02
3H021	F	非容積形送風機の制御	F04D27/00-27/02@Z
3H022	F	非容積形ポンプ細部一般	(F04D29/00-29/16 ; 31/00-35/00)
3H023	F	管・ケーブルの支持具	F16L3/00-3/24@Z
3H024	部分F	損傷、摩耗、腐食からの管の保護	F16L57/00-58/18
3H025	部分F	管の付属装置	F16L51/00-55/24@Z
3H026		騒音、脈動吸収装置	(F16L55/02, 04)
3H027		管からの流れを止める装置	(F16L55/10, 12)
3H028		管、ホースにおける漏水の被覆	(F16L55/16)
3H029	F	回転型圧縮機の応用細部	(F04C23/00-29/12@Z)
3H030	FI	非容積型ポンプ	(F04D1/00-13/16@Z)
3H031	部分F	非容積形送風機	(F04D17/00-23/00@Z)
3H032	部分F	非容積形送風装置	(F04D25/00-25/16)
3H033	F	非容積形ポンプのロータ	(F04D29/18-29/38@Z)
3H034	F	非容積形ポンプのケーシング	(F04D29/40-29/56@Z)
3H035	部分F	非容積形ポンプの機能	(F04D29/58-29/70@Z)
3H036	F	熱絶縁	F16L59/00-59/22
3H037			
3H038	FI	管の敷設	F16L1/00-1/04@Z;5/00-7/00
3H039	部分F	回転型ポンプ(1)	F04C2/00-2/077;18/00-18/077
3H040	部分F	回転型ポンプ(2)	F04C2/30-2/352;18/30-18/352
3H041	F	回転型液体ポンプ(1)	F04C2/08-2/28
3H042	FI	回転型液体ポンプ(2)	F04C2/356-9/00
3H043	FI	回転型圧縮機(2)	F04C18/356-21/00
3H044	部分F	回転型液体ポンプの応用細部	F04C11/00-15/06@Z
3H045	F	容積形ポンプの制御	(F04B49/00-51/00)

②3H040 回転型ポンプ(2)

F04C2/30-2/352;18/30-18/352

回転ピストンを有する容積型ポンプの一種であるベーンポンプである。作動流体は液体及び気体の両方を含む。ベーン形の圧縮機、送風機、真空ポンプを包含することになる。なお、シリンダ側にベーンを備えたローリングピストン形のベーンポンプはこのテーマには含まれない。

③3H041 回転型液体ポンプ(1)

F04C2/08-2/28

ギヤポンプ、スクリュウポンプ、多葉型ポンプ等の回転部を有する容積型ポンプであって、作動流体が液体である。ただし、液体及び気体の両方に適用可能なものを含む。

④3H042 回転型液体ポンプ(2)

F04C2/356-9/00

外側部材については往復運動するベーンをもつもの等である。

⑤3H044 回転型液体ポンプの応用細部

F04C11/00-15/06@Z

回転部を有する容積型ポンプに属するギヤポンプ、スクリュウポンプ、ベーンポンプ等であって、液体を作動流体とするものである。応用細部は、上記各種ポンプに共通に適用可能な技術一般であり、さらに、その制御を含む。

⑥3H045 容積形ポンプの制御

表2の3H145へ統合のため、3H145の内容を示す。FIの表示が(F04B49/00-51/00)となっている。F04B49/00-51/00

作動流体が非圧縮性流体または圧縮性流体である容積形ポンプおよび作動流体が非圧縮性流体である容積形機械（ポンプおよびモータとして使用可能なもの）のうち、回転型を除いたものの制御および試験を含む。ここでの制御は出力を目標値に合致させる場合（IPC上では「調整」という）だけでなく、単なる起動制御、停止制御、さらには安全制御等も含む。

⑦3H069 電磁ポンプ

F04B17/00-19/24

電磁コイル、内燃機関等、特定の駆動部との組み合わせに特徴のあるポンプ、液体と気体の同時移送等、特別用途に用いられるポンプ及びスクープ装置（車輪形、スクリュウ形）等、特殊な構成のポンプの技術分野を含む。ファラデーの法則による導電性流体用電磁ポンプは含まない。

⑧3H070 往復動ポンプ(1)

F04B1/00-7/06

液体及び圧縮性流体のどちらにも適用できるピス

トン式の往復動ポンプ一般の技術分野である。

表2 3H050-3H178

テーマコード	解析タイプ	テーマ名	FIカバー範囲
3H051	F	弁ハウジング	F16K27/00-27/12
3H052	F	リフト弁	F16K1/00-1/54@Z
3H053	F	スライド弁	F16K3/00-3/36
3H054	F	栓、コック	F16K5/00-5/22@Z
3H055	部分F	自動閉止弁、吸排気弁	F16K21/00-24/06@Z
3H056	F	流体駆動弁	F16K31/12-31/165;31/36-31/42@Z
3H057	部分F	感温弁	F16K31/64-31/72
3H058	F	逆止弁	F16K15/00-15/20@Z
3H059	F	安全弁Ⅰ（リリーフ弁）	F16K17/00-17/168
3H060	F	安全弁Ⅱ（平衡弁、過剰流出防止弁）	F16K17/18-17/34@Z
3H061	F	安全弁Ⅲ（外部状況作動弁）	F16K17/36-17/42
3H062	F	弁の操作手段一般；電気駆動弁	F16K31/00-31/05
3H063	F	機械駆動弁	F16K31/44-31/62
3H064	F	弁の誤作動防止	F16K35/00-35/16
3H065	F	弁開度、開閉状態の表示	F16K37/00-37/00@Z
3H066	F	弁の細部（Ⅱ）	F16K39/00-51/02@Z
3H067	F	多方弁	F16K11/00-11/24@Z
3H068	F	フロート弁	F16K31/18-31/34
3H069	F	電磁ポンプ等	F04B17/00-19/24
3H070	F	往復動ポンプ(1)	F04B1/00-7/06
3H071	F	往復動ポンプの細部	F04B21/00-23/14
3H072	F	水力タービン	F03B1/00-11/08
3H073	F	水力タービンの制御	F03B15/00-15/22
3H074	F	波力利用等のその他の液体機械又は機関	F03B13/00-13/26;17/00-17/06
3H075	F	往復動ポンプ(2)	F04B9/00-15/08
3H076	F	圧縮機、真空ポンプ及びそれらの系	F04B25/00-37/20;41/00-41/06
3H077	部分F	往復動ポンプ(3)	F04B43/00-47/14
3H078	F	風車	(F03D1/00-11/04@Z)
3H079	部分F	ジェットポンプ等のその他のポンプ	F04F1/00-99/00
3H080	FI	流体圧回路(3)	F15B13/00-13/01;13/10-13/16;17/00-19/00
3H081	F	アクチュエータ	F15B15/00-15/28@Z
3H082	F	流体圧回路(2)	F15B20/00-21/12
3H084	F	液圧モータ	F03C1/00-99/00
3H086	F	供給装置、増圧器、変換器、テレモータ	F15B1/00-7/10@Z
3H089	F	流体圧回路(1)	F15B11/00-11/22@Z
3H090	FI	流体回路素子	F15C1/00-7/00
3H091	FI	整流装置	F15D1/00-1/14
3H092	FI	トラップ	F16T1/00-1/48@Z
3H104	F	管の調節可能継手	F16L27/00-27/12@Z
3H106	F	磁気駆動弁	F16K31/06-31/11
3H111	F	剛性・可とう管	F16L9/00-11/18
3H129	F	回転型圧縮機の応用細部	F04C23/00-29/12@Z
3H130	F	非容積形ポンプの構造	F04D1/00-13/16@Z;17/00-19/02;21/00-25/16;29/00-35/00
3H131	F	非容積形送風機	F04D19/04-19/04@Z
3H145	F	容積形ポンプの制御	F04B49/00-51/00
3H178	F	風車	F03D1/00-11/04@Z

⑨3H071 往復動ポンプの細部

F04B21/00-23/14

往復動ポンプの細部弁装置、ピストン、シリンダ等の往復動ポンプ及び各種ポンプの細部、並びにポンプ装置全般に関する技術分野である。

⑩3H075 往復動ポンプ(2)

F04B9/00-15/08

主として往復ポンプに関し、FIの分類でF04B9/00は駆動手段に特徴があり、F04B11/00は波動の平滑化、F04B13/00が一定量又は可変量のポンプ、F04B15/00が特殊流体を取り扱うポンプを含む。

⑪3H076 圧縮機、真空ポンプ及びそれらの系

F04B25/00-37/20;41/00-41/06

特に圧縮性流体のためのポンプで、多シリンダポンプ、可動シリンダを有するポンプ、自由ピストンポンプ、人力ポンプ及び駆動部との組み合わせ適用に特徴のあるポンプ、および真空ポンプを含む。

⑫3H077 往復動ポンプ(3)

柔軟な作動部材（ダイヤフラム、ベローズ、チューブ等）によって作動流体を送るポンプ。作動流体は、液体、気体を問わずすべての流体が対象である。

⑬3H079 ジェットポンプ等のその他のポンプ

F04F1/00-99/00

他の流体との直接の接触により、またはポンプされる流体の慣性力を利用することによって流体をポンプする技術。また、サイホン作用を応用する技術が含まれる。

⑭3H081 アクチュエータ

F15B15/00-15/28@Z

圧油、圧縮空気等の流体エネルギーにより出力軸の回転、又は往復運動を発生させて、機械的な仕事に変換する機械の総称を示す。ただし、出力軸が連続回転するモータは含まない。代表的なものに直動形アクチュエータ、揺動形アクチュエータがある。

⑮3H084 液圧モータ

F03C1/00-99/00

液圧によるエネルギーにより出力軸を回転又は揺動させる機関に関する技術である。FIの分類ではF03C1/00～F03C1/40が往復ピストン液体機関、F03C2/00～F03C2/30が回転ピストン液体機関、F03C4/00が揺動ピストン液体機関、F03C5/00～F03C5/02がこれらに含まれない液体機関である。また、本テーマにはモータのみでなく、ポンプとしても用いられる液体機関も含む。

⑯3H089 流体圧回路(1)

F15B13/00-13/01;13/10-13/16;17/00-19/00

油圧、空気圧等の流体圧を用いてアクチュエータの駆動（力、速度、位置等）を制御する流体圧回路一般に関するもの。ただし、アクチュエータの位置をフィードバック制御する技術は、F15B9/00～F15B9/17、テーマコード3H0001に分類される。

⑰3H082 流体圧回路(2)

F15B20/00-21/12

油圧、空気圧等の流体圧を用いてアクチュエータの駆動（力、速度、位置等）を制御する流体圧回路の中で、安全装置、非常用装置、プログラム制御、作動油の冷却、加熱又は異物除去、その他特殊流体、遅延回路、パルス発生等に関するものである。

⑱3H080 流体圧回路(3)

F15B13/00-13/01;13/10-13/16;17/00-19/00

サーボモータ系の細部、ロック弁または他の停止装置流体を用いないで被作動装置（例えば非常時用のための特殊な装置）、系の感度を増すための特別な手段、被作動装置の直接応答を感触によって操作者に伝えるための特別な手段、フィードバックのための特殊な手段などを含む。

⑲3H001 サーボモータ(I)

油圧シリンダ、油圧モータの位置を制御するものにおいて、油圧シリンダ、油圧モータの位置を検出し、その検出値を比較器にフィードバックして設置値と検出値を比較し、位置制御を行うもの。制御方式は、容積制御方式とバルブ制御方式に大別できる。

3. おわりに

フルードパワーシステム関連のテーマコードの内ポンプ、アクチュエータ、流体回路等について紹介した。次稿では制御弁について紹介する。なお、テーマ名称のみでは推測が困難なものが多い。より詳しい内容を確認するには特許電子図書館¹⁾の特許・4 実用新案の6 パテントマップガイダンス(PMGS)を参照されたい。ただし、具体的にどのような特許文献があるかは実際に確認するのがよい。特許文献の具体例とそれに付与されているFI、Fターム、テーマコードの確認および類似特許文献の特許電子図書館を活用した検索方法も今後、紹介する。なお、本稿をより良く理解するために、前稿、前々稿の特許文献を調べる・特許電子図書館の活用1²⁾と2³⁾を参照されたい。

参考文献

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

(原稿受付：2013年12月3日)

トピックス

JIS B 8370 : 2000 空気圧システム通則の改正

著者紹介



ちょう 張 ご 護 へい 平

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

1995年上智大学理工学部博士後期課程修了。
同年SMC株式会社入社。空気圧システムの特性
解析、省エネルギーの研究等に従事。現在に至
る。日本フルードパワーシステム学会会員、日
本フルードパワー工業会空気圧システム分科会
主査、博士（工学）。

1. はじめに

JIS B 8370 : 2000空気圧システム通則は、空気圧システムと機器に関する一般規則および安全要求事項について規定するものであり、空気圧システムと機器の唯一の安全規格であるといわれている。これに対応する国際規格は、ISO 4414 : 1998であり、国際安全規格の階層化構造においてグループ安全規格（タイプ B 規格）に属され、ISO/TC131/SC9/WG2により扱われている。

2010年にISO 4414は第3版として改正され、規格の名称、構成、適用範囲および技術内容などは全面的に変わった。これに整合したJIS B 8370は2013年に発行され、規格名称は従来の“空気圧システム通則”から“空気圧システム及びその機器の一般規則及び安全要求事項”に変更された。

本稿は、上述改正の経緯を述べたうえ、改正されたJIS B 8370 : 2013（以下、新規格。対して2000年版を旧規格）の概要について解説する。

2. 改正経緯

2.1 ISO 4414の改正

今回ISO 4414の改正は、空気圧システムの安全に関するISO規格と欧州関連規格との統合の目的で、ドイツにより提案された。改正作業は、2006年9月からスタートし、2007年7月のパリ会議（第1回WG会議、WD審議）、2008年2月のフランクフルト会議（第2回WG会議、CD審議）および2009年3月のミラノ会議（第3回WG会議、DIS審議）を経て、2010年8月にFDIS投票に入り、2010年11月にISO規格として正式に発行されるに至った。

ISO 4414 : 2010の主な改正点は、つぎの通りである。

- a) ISO 4414 : 1998と欧州空気圧安全規格EN 983 : 1996との統合
- b) 欧州機械指令2006/42/ECに従った安全要求事項との統合
- c) 機械安全に関する国際規格を考慮した安全要求事項の更新

この改正によって、適用範囲が、これまでの工業の製造工程における空気圧システムから、機械類全般に使用される空気圧システムまで広がり、規格の構成および箇条のとり方が大幅に変更され、技術的な内容がより充実された。

また、今回ISO 4414の改正は、同期に改正されているISO 4413油圧システム通則との構成上の整合性を極力図った。

2.2 日本の対応

ISO/TC131/SC9/WG2の国内対策委員会として、フルードパワー工業会の空気圧システム分科会が担当している。2007年の第1回WG会議のWD審議では、日本は準備遅れのためコメントが提出できなかった。この会議で、規格名称、イントロダクション、用語定義および適用範囲などの審議が行われ、実質的な技術内容の審議は少なかった。

2008年の第2回WG会議のCD審議では、日本は、表1に示される9件のコメントを提出したが、2件が承認、7件が否決の結果であった。JP-09の配管の最大推奨流量について、WD審議で、“この推奨値は実用的でない。空気流量は安全要件ではない”との理由で元規格から削除されたが、便利な設計指針のため保留すべきと日本と米国が再提案した。結果的に承認されなかった。

2.3 JIS B 8370の改正

上記ISO 4414の改正に伴い、国際規格に整合するために、JIS B 8370も改正することになった。改正された新規格は、2013年5月に発行され、ISO 4414 : 2010を基とし、一部の技術内容を変更して作成したものである。主な変更点は、以下の通りである。

用語の変更：ISO規格では、空気圧システムと機器の仕様表示として、定格圧力と定格流量が用いられたが、これらの用語が空気圧業界でほとんど使われていないので、実用的な仕様表示に変更した。具

表1 日本のコメント（CD審議段階）

No.	コメント内容	審議結果
JP-01 JP-02	信頼性試験規格ISO 19973を引用規格に追加，構成機器の信頼性に対しISO 19973参照を追加	否決
JP-03	圧縮空気の清浄度評価に対しISO 8573-1参照を追加	否決
JP-04 JP-05	衝撃が定義不明，予測不能のため負荷形態から削除	否決
JP-06	使い捨てフィルタをエレメント交換の要求事項から適用除外	承認
JP-07	ルブリケータへの補給に関する記述を追加	承認
JP-08	調質機器の最高使用圧力と空ケース容積との積に対する数値制限を削除	否決
JP-09	配管の最大推奨流量を保留	否決

体的に，定格圧力の代わりに，圧力上限を意味している場合は，“最高使用圧力”に，機器の仕様を意味している場合は，“使用圧力範囲”に変更した。また，定格流量の代わりに，バルブ類は，流量特性の代表値である“音速コンダクタンス”に，フィルタは，“公称ろ過精度”に変更した。

配管の最大推奨流量の保留：この内容を保留する提案がISOに承認されなかったが（2.2参照），この流量推奨値は配管を設計する際に便利な指針としてよく使われていることに鑑みて，新規格の原案を作成するときに，その必要性を再確認し，規格本体の5.4.5.1.2に旧規格の最大推奨流量に関する内容を保留した。ただし，省エネルギーの観点から見ると，推奨値による配管の圧力降下が大きい傾向にあり，推奨という言葉が適切でないと思われるので，“最大推奨流量”を“最大流量”とした。

3. 規格概要

3.1 適用範囲

新規格の適用範囲は，JIS B 9700の3.1に定義する機械類に使用する空気圧システムおよびその機器とされている。JIS B 9700は，機械類の安全性に関する基本概念と一般原則を規定するタイプA規格である。その3.1では，機械類の用語をつぎのように定義している。

「機械類，機械（machinery, machine）：連結された部品又はコンポーネントで構成される駆動部分を備え，又は備えることを意図したものであって，構成要素である連結部品又はコンポーネントのうち，少なくとも一つは，特定の目的のために稼働し，かつ，協働するもの。」

この定義より，新規格は，原則上，あらゆる分野の機械に対して，空気圧システムと機器が使われ

ば，もれなく適用するといえる。これで，規格の適用範囲は，従来の工業の製造工程に用いられる空気圧システムから大いに広がった。

また，規格適用の目的として，旧規格に挙げられているシステムの安全，無故障・無事故運転，簡単な保守および長寿命の以外に，更に，システムの組立，取付け，調整，省エネルギー，環境なども考慮されている。

3.2 規格構成

欧州空気圧安全規格EN 983と整合したものであるため，新規格は，旧規格と比べて構成上大幅に変更された。表2に新規格の目次を示す。規格の大項目は旧規格の15章から8章に集約され，規格本体の文字数も約1/7短縮された。

第5章の一般規則及び安全のための要求事項は，本質安全設計，安全保護によるリスク低減に，第7章の使用上の情報は使用情報によるリスク低減に関連していることが見られる。リスクアセスメントで要求されるリスク低減の3方策に対応する内容が明確化されている。

また，5.1の一般要求では，安全確保の核心であるリスクアセスメント実施の要求について，5.2の基本要求では，システム・機器の共通要求として，人体安全関連の運転中の危険回避について，5.3の付加要求では，同じ共通要求として，機器保護関連の設置・保守中の危険回避について，5.4の機器別要求では，各機器独自の安全配慮について規定している。共通要求と個別要求が分けられ，要求事項が階層化されているような構成が見受けられている。

表2 新規格の目次

1	適用範囲
2	引用規格
3	用語及び定義
4	重大な危険源の一覧表
5	一般規則及び安全のための要求事項
5.1	一般
5.2	空気圧システムの設計及び仕様に関する基本的要求事項
5.3	追加要求事項
5.4	機器及び制御装置の要求事項
6	安全要求事項の検証及び受入検査
7	使用上の情報
7.1	一般要求事項
7.2	最終資料
7.3	保守及び運転資料
7.4	表示及び識別
8	規格準拠表示
付属書A（参考）	重大な危険源の一覧表
付属書B（参考）	JIS B 8370に準拠した空気圧システム及び構成機器データの集計様式

3.3 技術内容

欧州機械指令2006/42/ECおよび機械安全の国際規格に関する内容を多く反映したため、新規格の安全要求事項がより充実された。新たに追加した内容について、次の二つを挙げ、他を表3にまとめる。

- ・リスクアセスメントの実施を要求

空気圧システムを設計する際に、必須要求事項として、JIS B 9700に従ってリスクアセスメントを実行し、リスク低減の3方策を優先順位付けで取り込まなければならないことが規定されている。制御システムの設計についても、JIS B 9705-1に従ってリスクアセスメントを実行しなければならないことが規定されている。

- ・機械類の安全性関連規格を多数引用

2000年以降の国際機械安全規格に整合して制定された機械類の安全性に関する規格（JIS B 9700, JIS B 9703, JIS B 9712, JIS B 9714など）を引用規格に多く追加した。たとえば、5.1.2の制御システムの設計、5.2.10の予期しない起動、5.4.6.8の両手制御、5.4.6.15の非常制御、7.1の使用上の情報に関する一般要求事項、などは、具体的な内容を記載せずに、直接に関連規格を引用することになっている。

表3 新たに追加した内容

項目番号	追加内容
4	旧規格の各種の危険源以外に、更に、振動による危険源、機械設計における人間工学原則の無視による危険源及び滑り・転倒・落下による危険源を追加した。
5.2.1	システムに用いる機器だけでなく、配管も機器と同等に扱い、選定の基本要求事項を満たさなければならない。
5.2.4	空気圧システムの設計段階で、予見される騒音（固体伝ば騒音及び空気伝ば騒音を含む）、及び騒音によるリスクを最小限にする措置を講じなければならない。
5.2.6	明確すべき仕様として、“エネルギー源からの遮断のための要求事項”及び“機器に適合した潤滑剤”を追加した。
5.2.8	エネルギー源として、空気圧源だけでなく、機械的負荷及び電源も挙げられ、システムを設計するときに、これらのエネルギー源から確実な遮断ができるようにしなければならない。

5.2.10	JIS B 9714に従って予期しない起動の予防措置を講じなければならない。
5.4.2.2	シリンダの構造強度及び耐圧強度を考えると、考慮する負荷は、過負荷、持続負荷以外に、衝撃負荷を追加した。
5.4.3.4.1	機械式操作弁及び人力式操作弁を取り付けるときの要求事項を追加した。
5.4.3.4.2.3	ソレノイドの表面温度上昇の配慮、人体保護のための取付位置、保護措置及び警告ラベルなど要求事項を追加した。
5.4.3.8	3位置弁の中間位置での漏れがシリンダに予期しない動作を起こす可能性を検討する。
5.4.4.2.5	ドレンの収集及び廃棄処理のときの環境及び安全を考慮しなければならない。
5.4.5.9.1	ホースの電導性又は非電導性による危険の可能性を考慮しなければならない。
5.4.6.7	旧規格の安全設計の要求以外に、更に、起動モードで自動制御より手動制御を優先しなければならないことを追加した。
6	検査及び試験の内容を明確に規定している。また、検証結果の文書化を追加した。
7.1	使用上の情報は、適用可能な限り、JIS B 9700の6.4に従わなければならない。

4. おわりに

本稿は、ISO 4414とJIS B 8370の改正経緯を述べ、新規格JIS B 8370：2013“空気圧システム及びその機器の一般規則及び安全要求事項”の概要について解説した。この規格は、機械類の安全性に関する他の規格を多く引用しているので、各引用規格を合わせて空気圧システムと機器を使用した機械装置への安全要求を理解するのが望ましい。

また、空気圧システムの安全確保、空気圧システムを組み込んだ機械装置のリスクアセスメントを行う際の実用指針として、日本フルードパワー工業会は、旧規格JIS B 8370：2000に準拠した「空気圧システムの安全確保のためのリスク低減方法に関するガイドブック」を2013年7月に発行した。現在、JIS B 8370の改正に伴う該ガイドブックの改定作業が行われている。このようなガイドブックも活用してJIS B 8370を空気圧システムと機器の設計、製造および使用に有効に適用することを期待する。

（原稿受付：2013年12月4日）

トピックス

アメリカ赴任生活

著者紹介

くろ お けん じ
黒 尾 賢 治Koganei International America, Inc.
39300 Civic Center Drive, Suite 280
Fremont, CA 94538 USA
E-mail: kj_kuroo@koganeiusa.com

2001年3月 拓殖大学経営学科卒業、同年株式会社コガネイに入社、営業開発部・NB事業部・GS営業部に配属後、2011年よりアメリカ法人設立の為海外営業部へ転属、アメリカへ赴任。

1. はじめに

筆者は勤務先のアメリカ法人設立のため、2011年8月より出張ベースで単身赴任し、2012年2月より家族と共にアメリカ・カリフォルニア州に赴任した。正味2年程度の経験だが、アメリカでの会社設立や出産・子育て、生活について紹介させていただく。

2. 会社設立と就労ビザ

大手企業や昔からアメリカに現地法人を持つ企業を除き、筆者のように新規でアメリカに会社を設立し就労する外国人にとってまず考えなければならないのが、就労ビザの取得である。アメリカはオープンな国であり、外国企業にとって新規会社の設立（登記）は比較的容易である一方、外国人に対する就労ビザの発給には非常に厳しい。要因は9.11の同時多発テロに起因する移民局の審査の厳正化や、リーマンショックによる景気後退などさまざまあるが、自国民の雇用率を維持拡大させるために、外国人への就労ビザ発給が年々厳しくなっているのが実情である。筆者の場合もビザ取得までには紆余曲折があり、長期間を要した。特にこれからアメリカで会社設立を考える企業の方には、アメリカの移民法の最新情報に詳しい法律事務所へ早めの相談を行い、赴任予定者が申請するビザの種類・費用・期間を戦略的に検討することをお奨めする。

3. 車 社 会

アメリカに到着した後、まずやらなければならない

のが車の運転である。国土が広く、タクシーが捕まるような場所はニューヨークやロサンゼルス、シカゴやサンフランシスコのような大都市だけである。それらの大都市はアメリカ大陸の広大な大地に点在し、それらを果てしない距離の高速道路が結んでいる。電車や地下鉄もあるが、これも一部の大都市の中心部だけである。スーパーに食材を買いに行くにも、どうてい歩いては行けない。つまり、車無しでは仕事どころか生活さえもままならないのである。

アメリカは右側通行の左ハンドルで日本と逆である。都市部では片側6車線もある高速道路が沢山あり、100～120km/hほどのスピードで無数の車が絶え間なく流れている（写真1）。はじめは車線変更も緊張するが、日本である程度運転経験の有る方であれば直ぐに慣れる。



写真1 都会の高速道路

地方では気が遠くなるほど延々と続く真っ直ぐな道で他の車もほとんど無し、という状況も多々有り、日本よりも遥かにのんびり運転を楽しめる（写真2）。

赴任当初は日本の運転免許センターで取得可能な国際運転免許証で運転できるが、早めにアメリカの免許証を取得した方が良い。これは、運転免許証がアメリカにおける重要な公的身分証明書となるからである。免許証はクレジットカードの取得時など、運転以外にもさまざまな場面で活用でき、逆に免許証が無いと不自由な場面が多々ある。DMVという



写真2 田舎の高速道路

アメリカの運転免許センターに行き、書類申請の後に筆記試験を受け、合格すると実技試験を受けられる。筆記試験は事前に過去の問題集を勉強すればそれほど難しくない（日系のスーパーなどに置いてある無料の日本人向け生活情報誌などに過去の問題集の情報が掲載されている）。カリフォルニア州では日本語でも筆記試験を受けられる。実技試験は試験官が助手席に乗り、指示に従ってDMVの近所を運転し採点される一発試験である。日本のように免許センターの車は無く、車は自分で持っていかなければならない。免許が無いのに自分で車を持参しなければならないという制度に矛盾を感じるが、これがアメリカなのである。

4. 居住場所、治安

車の運転と同様に、アメリカ赴任後にやらなければならないのが、住居探しである。日本人駐在員の多くが選択するのが、アパートやタウンハウス、コンドミニウムと呼ばれる賃貸住宅である。ここでもっとも注意しなければならないのが、安全面である。アメリカは先進国であり裕福な国だが、格差も大きい。治安の良し悪しは地域ではっきりと分かれており、道路一本を隔てて雰囲気がガラリと変わることも珍しくない。銃社会の大きな問題である発砲殺人事件も多く、強盗や誘拐などの犯罪も非常に多い。筆者も赴任当時に住んでいたアパートで、夜間車上荒らしにあった。比較的セキュリティーのしっかりした、ゲートの付いた駐車場内での犯罪であった。しかしあまりに一般的な犯罪のため、警察さえも来てくれず、割れたガラスも自分の保険で修理するしかない。現在はインターネットで都市別・地域別の犯罪情報が詳しく調べられるため、これから赴任される方は参考にされることをお奨めする。賃貸料は安全性とある程度比例するため、何件か比較検

討し相場より安い物件は注意した方が良い。

5. 医療、出産

アメリカは医療先進国である。ただし医療費は非常に高額であり、当然医療保険費も高い。日本との違いは、その医療費を勤務先の会社と従業員（個人）ですべて負担しなければならない点にある。従業員の負担比率は会社によって異なるが、日系企業の多くはほとんどの割合を企業がカバーする。つまり企業は毎月非常に高額の医療保険費を支払わなければならない。ただし保険に入らなければ病院で高度な診察を受けることはほぼ不可能であり、企業としては従業員に一定レベルの保険プランを提供する必要がある。

赴任当時に妊娠7ヶ月であった筆者の妻が、アメリカで第一子（長男）を出産した。企業側の立場で考えると、毎月の高額な医療保険費の支出には頭を悩ます。ただし家族の立場で見れば、高度な医療技術により異国の地で母子共に無事に産まれたことはかけがえの無いことであり、親身に対応していただいた保険会社の方や病院関係者の方々に感謝したい。

6. 食生活

アメリカといえば、ハンバーガーやステーキ、食べきれないほど山盛りのポテトフライに巨大な炭酸飲料といったイメージがあり、もちろんそのイメージ通りの食事はいまでも大人気である（写真3）。



写真3 アメリカンフード

一方で、昔ながらのアメリカ料理だけではなく、筆者が生活するカリフォルニア北部ではサンフランシスコやバークレーなどの都市をはじめ、最先端のカリフォルニア料理が楽しめる。特にこのエリアは、昔果樹園が中心産業であった時代からメキシコ人が多く住んでいる。また、アメリカ最大規模のチャイナタウンをはじめとし、多くの中国人もいる。過去

に難民として移り住んだベトナム人も多い。現在はシリコンバレーと呼ばれ電機メーカーやIT関連企業が多いことから、ヨーロッパ人や韓国人、インド人も非常に多い。まさに人種のるつぼである。これらの多国籍の食文化により、正統派の自国料理レストランが存在する一方で、現地のさまざまな食文化と絶妙にミックスされたフュージョン料理として展開しているレストランも多い。正にこれがカリフォルニア料理なのである。世界中で愛されている「カリフォルニアロール」も、日本食の巻き寿司がベースとなったカリフォルニア料理の素晴らしい一例だと思う（写真4）。



写真4 カリフォルニアロール

またカリフォルニアはワインの名産地としても有名である。サンフランシスコから北に1時間程車を走らせれば、アメリカはもとより世界中で人気の高いワイン産地の一つ、「ナパ・バレー」がある（写真5）。ふらっと立ち寄りカジュアルにテイastingが出来るワイナリーから、格式の高い高級ワイナリーまで大小さまざまなワイナリーが密集しており、日本の料亭やレストランに輸出されているワインもある。もちろん、周辺には美味しいレストランも多い。

カリフォルニアに限らず、アメリカ全土でビールの人気も根強い。特に最近では「クラフトビール」と呼ばれる「地ビール」が人気であり、各都市のレストランやバーでは自慢のクラフトビールを提供している（写真6）。また、個人でクラフトビールを作る趣味も、ビール好きの中で人気を博している。

7. おわりに

赴任から約2年があっという間に過ぎ去り、これからやるべきことはまだまだ沢山ある。ただこの2年で、東京からカリフォルニアへの移住、会社の設立、息子の誕生など、さまざまな出来事を経験した。困難もあったがこれらを何とか乗り越えられたのは、やは



写真5 ワイナリー



写真6 クラフトビール

り周囲の方々の支援があったからであり、感謝したい。筆者の少ない経験の中から書かせていただいたが、これからアメリカで会社を立ち上げる方や赴任される方にとって、少しでも参考になれば幸いである。

最後に、アメリカという異国の地で出産を経て、毎日懸命に家族を支えてくれている筆者の妻に、心から感謝したい（写真7）。



写真7 家族写真

（原稿受付：2013年11月3日）

研究室紹介

山梨大学工学部情報メカトロニクス工学科 油空圧制御研究室

著者紹介



おお うち ひで とし
大内 英 俊

山梨大学大学院
〒400-8511 山梨県甲府市武田 4-3-11
E-mail : ohuchi@yamanashi.ac.jp

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

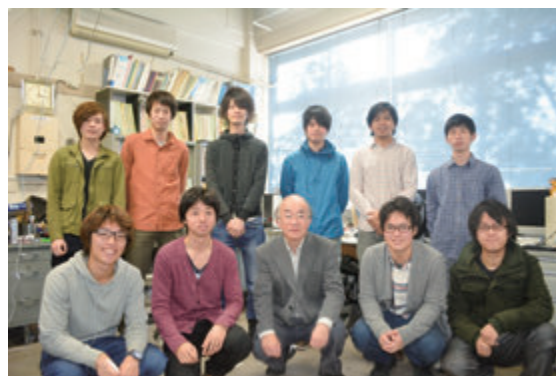


図1 研究室集合写真

1. はじめに

山梨大学工学部は平成24年に学科を改編し、情報メカトロニクス工学科を新設した。これに伴い、当研究室は機械システム工学科から新学科へ移行した。新学科は、機械系、電気系、情報系の融合学科であり、教員も3分野の出身者を集めている。カリキュラムは、これら3分野を学ぶとともに一つの分野を選択して学習の柱とするように作られている。

2. 研究室の概要

平成25年度の構成員は教員1名、学生は修士課程2年生3名、学部卒論生3名、学部3年生4名である。図1は現在の研究室メンバーである。修士の学生の所属は、医学工学総合教育部の組込み型統合システム開発教育プログラムである。ほかに機械システム工学専攻の学生も来ることができる。学部3年生は卒業研究への導入教育のため、後期から研究室に所属している。学年進行の都合で3年生は機械システム工学科の所属である。

3. 最近の研究テーマ

当研究室では、油圧、空気圧に加えて圧電アクチュエータの応用に関する研究を行っている。

3.1 油圧6軸モーションベースの軌跡制御

モーションベースはその姿勢や負荷によって系のパラメータが変わるため、一般的にはロバストな制御法が研究されている。本研究室では、図2に示す

小形のモーションベースを使い、油圧系特有の問題に着目している。特に動作速度の限界付近における特性を補償する方法として、目標値から必要油量と供給圧力の低下を予測してあらかじめゲインを上げておく、各シリンダの伸縮方向によってゲインを変更する、などの方法について検討している。

また、応答性よりも軌跡への追従性を重視する立場もあると考え、偏差が与えられた許容値以内かをサンプリングごとに判定し、サンプリング間隔を自動的に長くする、つまり信号入力を遅延させる方法についても検討している¹⁾。信号を時間的に十分低速で与えれば軌跡への追従性は良くなるが、1回の変更量が大きいと油圧系が反応して振動騒音の原因となる。入力を遅らせるとしても、できるだけ滑らかにで速い動作の実現を目指している。



図2 油圧モーションベース

3.2 海洋観測機用油圧浮力調整装置

地球温暖化現象の解明と防止を目的として、海洋の深度数千mまでの海水温度、塩分濃度などの観測が世界的な規模で行われており、日本では（独）海洋研究開発機構（JAMSTEC）が中心となって機器の開発や観測の実施にあたっている。

これまでの観測深度は2,000m程度であり、現在、3,000mクラスの観測ロボットが開発されつつある。最終的には6,000mまでの観測が必要とされているため、本研究ではあらかじめ油圧系のみを開発しておこうとするものである。

図3は実験装置の一部である。直流モータで小形のポンプを駆動している²⁾。開発製作費を抑制するため、当初は市販の機器を組み合わせて実現する予定であったが、軽量、大出力、高効率、低価格という条件を満たすことができず、要素によっては試作する予定である。

ところで、最近大学における油圧の研究が設備上の制約もあって減っているとよく耳にする。本装置では、モータへの入力パワーは200W以下であり、音も静かで机上でも実験できる。超小形油圧システムはロボットなどへの応用も可能となるはずである。

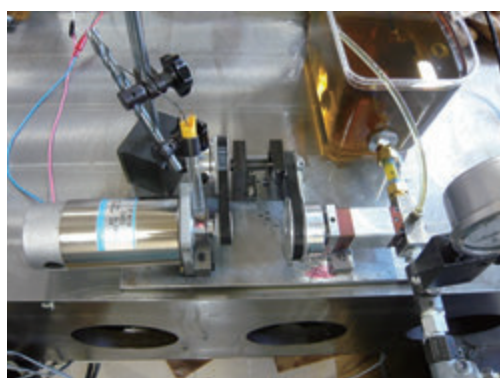


図3 油圧浮力調整装置（モータ・ポンプ部）

3.3 空気圧シリンダの繰返し位置決め

空気圧搬送システムは装置機器が簡便なため、さまざまな分野で使用されている。工場の自動化ラインでのシリンダの利用は両端点間の移動がほとんどであり、中間での停止は技術的には可能であるとは言えコスト面の制約から普及していないのが実情である。

本研究では、空気圧システムの簡便さを損なうことなく中間位置での繰返し位置決めを実現するため、シリンダ、電磁弁、近接スイッチなどの機器はすべて汎用品を使用する。一方で、サーボ系は構成せず、自動化ラインでの使用を想定して、指定された位置に繰返し停止させるといった機能に絞った実用的な位

置決め手法を検討している³⁾。

最近のシリンダは摩擦特性が向上しており、ある位置から電磁弁を操作して停止させると、制動距離はほぼ一定となる。しかし、連続して作動させると停止位置は少しずつシフトし、さらに、長時間停止後に運転すると以前とは別の位置で停止するといった現象も見受けられる。

そこで、摩擦などの外乱の影響を最小限とするため急制動による停止を考える。これは交通事故の検証でブレーキ痕の長さから車の速度を割り出すことや、スペースシャトルが地球帰還の際に「礫の様に落ちてくる」ことからの発想である。

実験的に調べてみると、ある速度から急制動をかけると停止の繰返し精度が良いことがわかった。そこで、図4のように、目標停止位置（近接スイッチSW3）の前にSW2を配置し、ここから急制動をかけると2段階制動法を提案している。SW2のさらに前にSW1を配置し、ここでの通過速度をもとに、SW2の位置で最適な速度となるようタイマーT1を設定する。タイマーT2はSW2の通過速度と、SW3で検出した停止位置判定によって調整するなど、簡単な学習機能を持たせている⁴⁾。

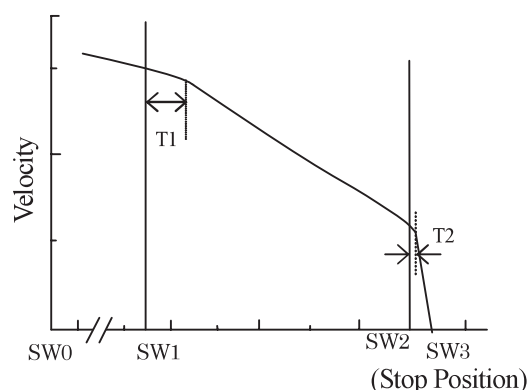


図4 2段階制動によるシリンダの位置決め

3.4 圧電噴射ポンプ

当研究室では以前から圧電アクチュエータをフルードパワー機器に利用する研究を行っている。圧電アクチュエータは小形高応答で強力ではあるが変位量が少ないため、利用法には苦労している。

一つの方法として、圧電アクチュエータの瞬発力を利用することを考え、ピストン方式の噴射ポンプを試作した。大きさが $2 \times 3 \times 10\text{mm}$ の積層圧電アクチュエータ1個を使い、これだけでどの程度の性能が得られるかを調べている。

図5は試作した噴射ポンプ（構成は図6参照）を液面下に沈め、斜め上方に噴射させたもので、噴水の高さは約15cmである。1回の噴射は微量だが、

図5の場合は、周波数1,700Hzの矩形波電圧を印加して連続流を得ている。この噴射流を鉛直に立てた別のパイプで受けると、2 m以上の高さまで上がる。すべて液中で使用すれば、攪拌にも利用できる⁵⁾。

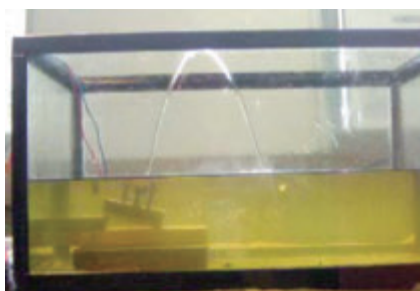


図5 圧電噴射ポンプによる吐出

3.5 圧電アクチュエータを利用した粒子選別

前記噴射ポンプの応用として、管内を流体とともに流れる粒子の選別機構を試作している。ポンプの構造を図6に示す。粒子は色付けされた直径1 mmのポリスチレン球である。電磁力や重力遠心力では選別できない粒子を対象としている。

図6のように管内を流れる粒子の色と速度を二つのセンサーで検出し、噴射ポンプから粒子に向けて少量の流体を噴出する。粒子は主流から離脱し左方へ流れる。噴出量を調整すると左方への移動量が変わるので、噴出無しで主流とともに真下に流れる場合も含めて3色の選別ができる⁶⁾。(下図は2色の選別の場合を示している。)

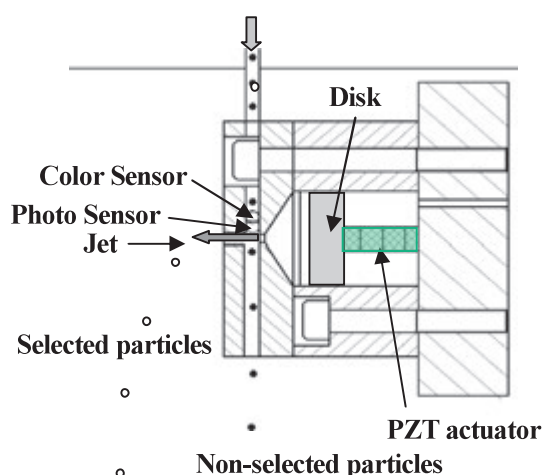


図6 圧電噴射ポンプによる粒子選別装置

3.6 圧電アクチュエータによる微動機構

フルードパワーへの応用ではないが、積層圧電アクチュエータの瞬発力の利用として、いわゆる摩擦駆動の例を示す。物体の位置を小さなハンマで叩いて調整することに似ている。

図7はアルミのフレームと積層圧電アクチュエー

タで製作した微動機構(約14g)が、4 kgの負荷を背負って移動中の写真である。積層素子には、フレームからピアノ線で吊り下げた慣性体を接触させ、これを打撃したときの反力が摩擦に打ち勝って図の右方向へ移動する。左方向の力もあるが瞬発的ではないため、一方向のみに移動する。軽負荷の場合には、一つの素子のみで、打撃力の大きさを変更すれば両方向への移動も可能である⁷⁾。

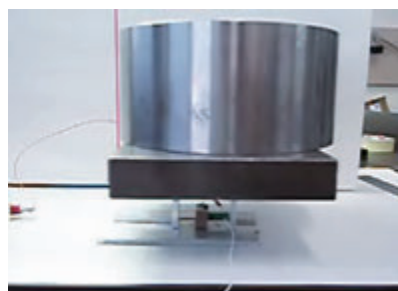


図7 圧電アクチュエータを利用した微動機構

4. おわりに

当研究室の概要を紹介させていただいた。何かの参考になれば幸いである。実験室には標題にある「油空圧制御研究室」を掲げ、近隣に少々騒音振動を発生しながらも日々研究に励んでいる。

参考文献

- 1) 村松良祐, 大内英俊: 油圧6軸モーションベースにおける入力信号操作による軌跡追従性の確保, 平成13年秋季フルードパワーシステム講演論文集, p.106-108 (2013)
- 2) 鈴木淳也, 大内英俊: 海洋観測機用油圧浮力調整装置の試作と効率測定, 同上, p.100-102, (2013)
- 3) 柴田敏志, Mohammad Taufiq Mustafa, 大内英俊: 近接スイッチを利用した空気圧シリンダの繰返し位置決め制御(スイッチの配置について), 同上, p.7-9 (2013)
- 4) Mustafa, M. T., Ohuchi, H.: Repeated Positioning of a Pneumatic Cylinder with Enhanced Use of Proximity Switches, International Journal of Automation Technology, Vol.6, No.5, p.662-668 (2012)
- 5) Ohuchi, H., Ishii, T., Muramatsu, S.: Particle Sorting Using a PZT Jet Pump, International Journal of Automation Technology, Vol.4, No.6, p.524-529 (2010)
- 6) Ohuchi, H., Ishii, T., Takiguchi, S.: Development of Sorter for Particles Flowing in Pipe Using a PZT Jet Pump and Optical Sensors, The 9th International Workshop on Piezoelectric Materials and Application in Actuators, 3aPA09 (2012)
- 7) Ohuchi, H., Ishii, T., Saito, S.: Driving Characteristics of a Step Motion Mechanism Driven by Impulsive Force of a PZT Actuator, The 14th International Conference on Mechatronics Technology, B01 (2010)

(原稿受付: 2013年12月5日)

企画行事

平成26年度企画行事紹介

著者紹介



おお うち ひで とし
大内 英 俊

山梨大学大学院医学工学総合研究部
〒400-8511 山梨県甲府市武田4-3-11
E-mail: ohuchi@yamanashi.ac.jp

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



さくら い やす お
桜井 康 雄

足利工業大学工学部
〒326-8558 栃木県足利市大前町268-1
E-mail: ysakurai@ashitech.ac.jp

1986年上智大学大学院博士前期課程修了。富士重工業(株)、上智大学助手等を経て2000年足利工業大学講師、2001年同大学助教授、2007年同大准教授、2009年同大教授。油空圧システムの動特性解析、ECFの研究に従事。日本フルードパワーシステム学会等の会員。博士(工学)。

1. はじめに

企画委員会は、委員長（大内英俊、山梨大学、学会理事）、副委員長（高崎邦彦、(株)TAIYO）、幹事（桜井康雄、足利工業大学、学会理事）を含め、学校側委員13名、企業側委員18名および学会事務局で構成されている。本委員会は、講演会およびセミナー等の学会の集会事業の企画立案および実施を担当する。なお、委員長、副委員長および幹事は任期の関係で平成26年の5月末に退任し6月より新しい体制になる予定である。

本稿では、平成25年度の事業についてまとめるとともに、未確定な部分もあるが、平成26年度実施予定の企画行事の内容を紹介する。

2. 平成25年度行事まとめ

平成25年の春季フルードパワーシステム講演会は、主査を内堀委員（宇部高専）、副査を竹村委員（慶応大学）、製品・技術紹介セッションの主査を山下委員（SMC(株)）としたワーキンググループ（以後、

WG）で平成25年5月30日（木）、31日（金）に機械振興会館において実施された。1件の特別講演、48件の講演（技術紹介セッション6件を含む）が行われた。参加者数は96名であった。なお、この内34名は後述する春季講演会併設セミナーとのセットでの登録であった。

春季講演会併設セミナーは春季講演会の前日である29日（水）に機械振興会館を会場として「自動車技術とフルードパワー」というテーマで開催し、参加者数は38名であった。本セミナーは主査を和田委員（CKD(株)）としたWGで実施した。

フルードパワー技術に関する啓蒙活動の一つとして、また、学会主催の公益事業として、本年度も足利ユネスコ学校（開催期間：8月6日（火）～10日（土））への後援を実施した。本学会とフルードパワー技術の紹介は、8月7日（水）のモノ作り実習の前に映像を中心に約15分間行った（参加者数：約70名）。

企画委員会が実施のサポートをしている特別教育講座が9月3日（火）に東京電機大学東京千住キャンパスで24名の参加者を得て実施された。

平成25年度のオータムセミナーは風戸委員（(公財)鉄道総合技術研究所）を主査としたWGで10月25日（金）に実施した。テーマは「鉄道車両とフルードパワー技術」、会場は（公財）鉄道総合技術研究所とし、鉄道車両のフルードパワーに関する最新の研究開発動向に関する4件の講演と鉄道総合技術研究所の実験設備等の見学が行われた。参加者は26名であった。

平成25年の秋季フルードパワーシステム講演会は、主査を竹村委員（慶応大学）、副査を内堀委員（宇部高専）、メンバーを曾谷委員（川崎重工業(株)）、田中豊委員（法政大学）としたWGで11月7日（木）、8日（金）にニチイ学館神戸ポートアイランドセンターを会場として行われた。参加者数は114名であった。1件の国際特別講演、公開技術フォーラムと44件の講演が行われた。本フォーラムのオーガナイザーは田中豊委員（法政大学）と竹村委員（慶応大学）、参加者は55名、その内31名が本フォーラ

ムのみの参加であった。

平成25年度のウインターセミナーは平成26年2月21日（金）に主査を林委員（㈱IHI）としたWGで「大型機器に用いられる油圧装置」というテーマで実施する。講演は4件、会場は機械振興会館である。

3. 平成26年度行事予定

3.1 春季フルードパワーシステム講演会

平成26年の春季講演会は、主査を加藤委員（福岡工大）、副査を中尾委員（鹿児島大学）としたWGで具体案を検討している。5月29日（木）、30日（金）に機械振興会館において開催することが確定している。なお、30日（金）の午後は製品・技術紹介セッション（主査：成田委員，KYB㈱）を行い、その後、本学会の総会を予定している。また、2セッション程度のオーガナイズドセッションも企画している。これらのオーガナイズドセッションは本学会で現在活動中の研究委員会にも企画をお願いする予定である。特別講演も実施する方向で準備を進めている。なお、特別講演は学会の公益性を考慮し、一般の方々にも公開する。講演申込締切りは4月4日（金）、講演論文提出締切りは4月17日（木）と決まった。

3.2 春季講演会併設セミナー

本セミナーは春季講演会の前日である28日（水）に機械振興会館を会場として開催することが確定している。学会の企画事業を担当する企画委員会と学会誌の作成を担当する編集委員会との合同企画である。例年、学会誌3月号をテキストとしてセミナーを実施している。先に学会誌で同じテーマの特集を組み、そこに解説記事を執筆されたの方々の中から数名の方を講師としてお招きし、この学会誌をテキストとして、ご講演いただき、解説記事の内容を深く理解する機会を設けている。

平成26年の本セミナーは、企画委員会が主導で特集号の原案の策定とセミナーの実施を担当する。企画委員会ではセミナー実施にあたり主査を武田委員（㈱ジェイテクト）、副査を川島委員（東北特殊鋼㈱）としたWGにより準備を進めている。平成26年3月号（Vol.45 No.2）の特集号のテーマを「フルードパワーに貢献する材料、加工、表面処理技術」とし、5件の原稿執筆および講演の内諾を得ている。

3.3 秋季フルードパワーシステム講演会

平成26年は本学会主催の国際シンポジウム（開

催地：島根県松江市、開催日：平成26年10月28日（火）～31日（金））が開かれる年であるため秋季講演会は実施しないことに決まっている。平成27年の秋季講演会に期待していただきたい。

3.4 オータムセミナー

平成26年度のオータムセミナーは山下委員（SMC ㈱）を主査としたWGで準備を進めている。開催時期は本学会主催の国際シンポジウムの関係で11月中旬から下旬の開催を予定している。本セミナーについては学会誌7月号の会告から案内を開始する予定である。

3.5 ウインターセミナー

平成26年度のウインターセミナーは平成27年2月末から3月上旬の間に実施を予定している。主査を名倉委員（コマツ）としたWGで実施する予定である。本セミナーについては、学会誌11月号の会告から案内を開始する予定である。

3.6 学会主催公益事業

日常生活を送っている方々の目にとまることが少ないフルードパワー技術を多くの方々に認識してもらうことを目的として、足利市には限定されるものの、足利ユネスコ協会の主催の足利ユネスコ学校への後援（10万円の資金援助）を行っている。平成26年度の本事業に対する後援については平成26年1月の理事会に諮る予定である。

3.7 特別教育講座

OHC-Sim特別研究委員会が主催する特別教育講座を企画委員会はサポートしてきた。平成26年度も「油圧システムにおけるモデリングのエッセンスをつかむーモデリングの基礎から位置決めシステムのモデリングー」と題した特別教育講座を8月末あるいは9月初旬に実施する方向で準備を進めている。本講座の案内は学会誌7月号で行う予定である。

4. おわりに

本稿では平成25年度に実施した企画事業のまとめと、平成26年度に予定している企画事業について述べた。不確定な部分も多々あるが本稿を執筆した時期が平成25年11月下旬であったことをご容赦願いたい。企画委員会では今後も会員の方々に満足いただけるような企画事業を実施するよう努力することを約束し、本稿の結びとする。

（原稿受付：2013年12月5日）

企画行事

平成25年度オートムセミナー開催報告
「鉄道車両とフルードパワー技術」

著者紹介

かざと あきひと
風戸 昭人公益財団法人鉄道総合技術研究所
〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38
E-mail: kazato.akihito.54@rttri.or.jp

2000年東京理科大学大学院修士課程修了。同年鉄道総研入社。現在、車両構造技術研究部走り装置研究室主任研究員。車体傾斜車両の制御・機構、乗り心地向上に関する研究開発などに従事。日本フルードパワーシステム学会、日本機械学会の会員。工学博士。

1. はじめに

平成25年度オートムセミナー「鉄道車両とフルードパワー技術」が平成25年10月25日（金）に、（公財）鉄道総合技術研究所において開催された。本稿では、本セミナーの趣旨および各講演内容の概要を報告する。

2. 開催趣旨

鉄道車両では、古くからブレーキ装置に空気圧を用いてきたことから、引き戸装置（ドア）や空気ばねなど、空気圧を駆動源に持つ機器が多用されている。また、油圧についてもブレーキ装置の他、多くのオイルダンパが用いられており、安定走行の実現に貢献している。本セミナーでは、アクティブ制御技術を中心に鉄道車両のフルードパワーに関する最新の研究開発動向について、4件の講演が行われた。

3. 講演の概要

3.1 鉄道車両におけるフルードパワー技術の適用と技術動向

はじめに、著者が本セミナーの予備情報として、鉄道車両の構造を解説し、つぎに鉄道車両に多く用いられるフルードパワー技術の概要を紹介した。さらに、鉄道総研で取り組まれているアクティブ操舵制御に関する研究など、フルードパワー技術を用いた最新研究動向、技術動向を紹介した。

3.2 鉄道車両用空気圧サーボ弁および空気圧サーボシリンダ

つぎに、PSC株式会社の佐々木勝美氏による講演では、同社の基盤技術である空気圧サーボ技術を用いた、鉄道車両向けのサーボ弁、シリンダについて紹介された。同社ですでに、車両の横方向の振動を抑制するための動揺防止シリンダや、振り車両の傾斜用シリンダを製品化しているが、これらに加えて、従来のオイルダンパに替わる空気圧ダンパ、車両が高速で曲線を走行するときに車体の横移動を抑制するセンタリングシリンダ等の開発について説明された。また、今後の空気ばね制御に関わる研究開発要素として、LV（自動高さ調整弁）の高性能化へ取り組みが期待される旨の話があった（写真1）。



写真1 講演される佐々木勝美氏

3.3 油空圧技術の鉄道車両への適用事例

つぎに、日立オートモティブシステムズ株式会社の赤見裕介氏による講演では、はじめに鉄道車両に多用されるオイルダンパの基本的な構造、動作原理の解説があり、その後、最新の可変減衰ダンパの特徴、性能について講演があった。この可変減衰ダンパは、世界初の上下振動制御システムとして2011年にJR九州の観光列車に採用されたのを皮切りに、セミナーの数日前から運行を開始した豪華寝台列車「ななつ星in九州」にも搭載されたということで、



写真2 講演される赤見裕介氏

聴講者の注目を集めていた（写真2）。

3.4 高速鉄道車両における空気圧システムの活用

最後に、東日本旅客鉄道株式会社の藤野謙司氏による講演では、E3系新幹線のフルアクティブサスペンション設計時の空気圧システムの課題と、その解決策、さらに検証研究に至る話題が提供された。その後、車両用トイレに関する話題として、その歴史から、最新の真空式トイレにおける空気圧システムの効率性向上、省エネルギー化までの講演があった。最後に鉄道車両搭載の空気圧機器について、今後はさらなる効率化、省エネ化、メンテナンス省力化が求められるとの話があった（写真3）。



写真3 講演される藤野謙司氏

4. 実験設備見学

鉄道総研の所有するフルードパワー関連実験設備を見学した。はじめに実物の鉄道車両一両の走行模擬実験が可能な車両試験装置、つぎにHILS試験に対応するダンパ試験装置と空気ばね試験装置について、鉄道総研の研究者からの説明があった。そして、振り車両の傾斜動作模擬試験装置である動揺負荷試験装置について、著者から紹介した。

5. おわりに

以上のように、鉄道車両には空気圧を中心とした多くのフルードパワー機器が使用されており、高い親和性と効果を上げている。一方で、空気の消費量は増大する傾向であり、電動化の流れも出てきている。今後は圧縮空気の省エネルギー化に関する研究、開発の重要性が高まると考えている。

今回のセミナーには、空気圧・油圧機器メーカー、装置メーカー、教育関係、学生など幅広い層の参加があった。参加者からのアンケート結果では、「鉄道の最新の研究開発に触れることができた」、「製品を作る側と使用する側の双方からの視点で幅広い情報を得ることができた」などの感想があった。一方、空気圧に関する話題が多かったことから、油圧に関する技術の紹介を求める声や、電動との比較などの要望が寄せられた。

最後に、本セミナーの企画・運営にあたり貴重な講演をされた講師の方々、並びに協力された関係各位に感謝の意を表し、報告を終える（写真4）。



写真4 集合写真

（原稿受付：2013年12月12日）

会 告

〈理事会・委員会日程〉

3月20日	情報システム委員会
3月25日	編集委員会
4月4日	企画委員会
4月22日	基盤強化委員会
4月24日	理事会

〈第4回理事会〉

1月31日 15:00～17:00 機械振興会館
地下3階 3B-3号室（出席者19名）

- 1) 新会長候補者の推薦について
- 2) 平成25年度学会賞候補選考について
- 3) 日中若手研究者交流等について
- 4) 公益事業『足利ユネスコ学校』について
- 5) 平成26年度実施計画等について
- 6) 消費税が8%アップすることについて
- 7) “油圧基幹技術～伝承と活用～” 発刊について
- 8) 研究委員会新設及び期間延長について
- 9) 会員の推移と入退会者について
- 10) その他

〈委員会報告〉

第3回基盤強化委員会

2月4日 15:00～17:00 機械振興会館B3-3
（出席者13名）

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

第3回情報システム委員会

1月23日 15:00～17:00 機械振興会館B3-7
（出席者8名）

- 1) 電子データの確認
- 2) 会議報告担当
- 3) イベントシステムの修正に関して
- 4) HPIに関する意見への対応
- 5) 学会事務局の機器と事務局からの要望
- 6) 総会システムと総会資料に同封する案内

- 7) 旧会誌、旧講演会論文集の電子化について
- 8) その他

第5回編集委員会

1月24日 14:00～17:00 東京工業大学 大岡山
キャンパス 石川台3号館 3F304号室（出席者16名）

- 1) 学会誌発行報告
- 2) 学会誌編集計画
 - ・ Vol.45 No.2「フルードパワーに貢献する加工、材料、表面処理技術」
 - ・ Vol.45 No.3「エアコンプレッサの最新技術」
 - ・ Vol.45 No.4「フルードパワーの魅力（案）」
 - ・ Vol.45 E.1（電子出版号）小特集「日本フルードパワーシステム学会活動の紹介」
- 3) その他
 - ・ トピックスについて
 - ・ 会議報告について
 - ・ 原稿確認におけるロゴ問題に対する対応について
 - ・ コーヒーブレイクについて

第4回企画委員会

1月28日 15:00～17:00 機械振興会館5階
5S-1号室（出席者21名）

- 1) 平成25年度実施事業に関する報告・審議事項
 - ・ ウィンターセミナーについて
 - ・ その他
- 2) 平成26年度実施の事業に関する報告・審議事項
 - ・ 平成26年春季講演会併設セミナーについて
 - ・ 平成26年春季講演会について
 - ・ オータムセミナーについて
 - ・ ウィンターセミナーについて
 - ・ 公益事業について
 - ・ その他
- 3) 研究委員会申請について
 - ・ 新規設置、延長申請について
 - ・ 研究委員会規程、内規について
- 4) その他審議・確認事項
 - ・ 会誌3月号の掲載予定会告記事について
 - ・ 研究委員会規程、内規について
 - ・ IFPEXにおける企画について
 - ・ 企画委員会の委任状について
 - ・ WGの構成について
 - ・ その他

共催・協賛行事のお知らせ

協賛行事

COMPSAFE2014 (第1回安全・安心のための計算理工学国際会議)	
共 催	日本計算力学連合・日本計算工学会・東北大学災害科学国際研究所
開 催	2014年4月13～16日
会 場	仙台国際センター
No.14-6 第14回機素潤滑設計部門講演会	
主 催	一般社団法人 日本機械学会
開 催	2014年4月21(月)～22日(火)
会 場	信州松代ロイヤルホテル (長野県)
トライボロジー会議2014春 東京	
主 催	一般社団法人 日本トライボロジー学会
開 催	2014年5月19日(月)～21日(水)
会 場	国立オリンピック記念青少年総合センター (〒151-0052 東京都渋谷区代々木神園町3-1 センター棟)
ロボティクス・メカトロニクス講演会 2014	
主 催	一般社団法人 日本機械学会
日 時	2014年5月25日(日)～29日(木)
会 場	富山市総合体育館, 国際会議場とやま自遊館
第16回流れの可視化に関する国際会議 (The 16th International Symposium on Flow Visualization (ISFV16))	
主 催	一般社団法人 可視化情報学会
日 時	2014年6月24～28日
会 場	沖縄コンベンションセンター
アブストラクト登録締切: 1月5日 問合せ: http://www.isfv.org , info@isfv.org	
TECHNO-FRONTIER 2014第12回「運動と振動の制御 (国際会議)」	
主 催	一般社団法人 日本能率協会
開 催	2014年7月23日(水)～25日(金)
会 場	東京ビッグサイト 東1～3ホール
日本混相流学会混相流シンポジウム2014	
主 催	日本混相流学会
開 催	2014年7月28日(月), 29日(火), 30日(水)
会 場	道民センター「かでる2・7」 札幌市中央区2条7丁目
The 12th International Conference on Motion and Vibration Control (MoViC2014)	
第12回「運動と振動の制御 (国際会議)」	
主 催	一般社団法人 日本機械学会
開 催	2014年8月4日(月)～6日(水)
会 場	札幌コンベンションセンター
Dynamics and Design Conference 2014 総合テーマ:「志の結集、智の結実へ」	
URL: http://www.jsme.or.jp/conference/dmcconf14/	
主 催	(一社) 日本機械学会 機械力学・計測制御部門
開 催	2014年8月26日(火)～29日(金)
会 場	上智大学 四ツ谷キャンパス (東京都千代田区紀尾井町7-1)
第32回日本ロボット学会学術講演会	
URL: http://rsj2014.rsj-web.org/	
主 催	一般社団法人 日本ロボット学会
会 期	2014年9月4日(木), 5日(金), 6日(土)
場 所	九州産業大学 (〒813-8503 福岡県福岡市東区松香台2-3-1)

会 告

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

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

開催日: 平成26年5月28日(水) 午後

開催趣旨:

平成26年春季フルードパワーシステム講演会併設セミナーは平成26年5月28日(水) 13:00~17:00(予定)に機械振興会館(東京都港区)で開催されます。本講演会では、フルードパワーに貢献しモノづくり基盤を担っている材料、加工、表面処理技術について企業の具体的な事例や最新の研究・技術開発成果についてご発表をいただきます。詳細は学会ホームページに随時掲載いたしますので、ご確認をいただきますようお願いいたします。

ムページに随時掲載いたしますので、ご確認をいただきますようお願いいたします。

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

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

開催日: 平成26年5月29日(木)・30日(金)

開催趣旨:

平成26年春季フルードパワーシステム講演会は平成26年5月29日(木)・30日(金) 9:00~17:00(予定)に機械振興会館(東京都港区)で開催されます。本講演会では、一般講演に加えて、特別講演・オーガナイズドセッション・製品技術紹介セッションや技術懇談会などを企画いたしております。詳細は学会ホームページに随時掲載いたしますので、ご確認をいただきますようお願いいたします。皆様の積極的なご参加をお待ちしております。皆様の積極的なご参加をお待ちしております。

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

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

開催日: 平成26年5月30日(金) 午後

開催趣旨:

本講演会では、企業関係の方々に製品・技術の紹介をしていただくオーガナイズドセッション(「製品・技術紹介セッション」)の通算14回目の開催を企画しました。本企画は、企業関係の方々に、現在、企業がもちの製品・技術あるいは検討課題などを、学会主要行事の1つである講演会で発表していた

だき、会員間で問題意識を共有し、会員相互の研究・技術の交流の促進を図ろうとするものです。また、本セッションの講演は、平成15年より表彰事業の1つとして設立された「最優秀講演賞」社会人部門の審査対象となります。企業関係の会員みなさまの参加を心よりお待ちしております。

会 告

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

触れて学べる! 入門者向き実習講座「油空圧技術」 空気圧システム制御の実務(M1301)

主催: 一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会
協力: 独立行政法人 高齢・障害・求職者雇用支援機構大阪職業訓練支援センター、関西職業能力開発促進センター(ポリテクセンター関西)

募集要項

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

期間: 平成26年6月11日(水)~13日(金)

会場: ポリテクセンター関西(大阪府摂津市三島)
<http://www3.jeed.or.jp/osaka/poly/>

対象: 学会ホームページを参照下さい。

研修概要: 参加者は油圧と空気圧の双方の講義と実習を受けることができます。詳細は学会ホームページを参照下さい。

(1) 講義 6月11日(水) 9:15~16:00

(2) 実習 6月12日(木)および13(金) 9:15~16:00

編集室

次号予告

—特集「エアコンプレッサの最新技術」—

〔巻頭言〕「エアコンプレッサの最新技術」発行にあたって
 〔解説〕エアコンプレッサの省エネルギー
 水力エアコンプレッサ
 小型エアポンプによる生産工場の省エネ
 蒸気駆動エアコンプレッサと熱回収式電動エアコンプレッサ
 最適コンプレッサ運転制御と減圧制御
 水噴射式スクリュウコンプレッサ
 ブースターコンプレッサ
 〔ニュース〕日中若手研究者交流事業
 〔会議報告〕ICMT2013におけるフルードパワー技術研究動向
 FLUCOME2013におけるフルードパワー技術研究動向
 〔トピックス〕タイ駐在日記
 〔研究室紹介〕富山高等専門学校
 〔企画行事〕平成25年秋季フルードパワーシステム講演会開催報告

藤田 壽憲
 北崎 建生
 日吉 健二
 竹脇 邦幸
 桑原 英明
 赤堀 好昭
 日比野 真
 鈴木 達也
 伊藤 和寿
 巖 祥仁
 菅野 貴皓
 重本 陽一
 西田 均
 竹村研治郎

平成25年度「フルードパワーシステム」編集委員

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

会告

複写される方へ

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

権利委託先：(一社) 学術著作権協会

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル

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

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

日本フルードパワーシステム学会論文集

第45巻, 第2号 (2014)

平成26年3月

目次

研究論文

1. 局所加速度に基づく気体管路非定常層流圧力損失の計算法
中尾 光博 15
2. 斜板式アキシャルピストンモータに用いられるスリッパの
しゅう動部温度とすきま形状の同時計測
風間 俊治, 鈴木 基司, 鈴木 健太,
成田 幸仁, 桜井 茂行 22

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

Vol.45, No.2

March 2014

Contents

Paper

1. An Instantaneous Acceleration-based Model of Unsteady Laminar Friction Loss in Gas Pipeline
Mitsuhiro NAKAO 15
2. Simultaneous Measurement of Sliding-Part Temperature and Clearance Shape of A Slipper Used in Swashplate Type Axial Piston Motors
Toshiharu KAZAMA, Motoshi SUZUKI, Kenta SUZUKI,
Yukihito NARITA, Shigeyuki SAKURAI 22

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

局所加速度に基づく気体管路非定常層流圧力損失の計算法*

中 尾 光 博**

An Instantaneous Acceleration-based Model of
Unsteady Laminar Friction Loss in Gas Pipeline

Mitsuhiro NAKAO

The modeling of unsteady friction loss in gas pipeline has been studied to improve their accuracy and efficiency because of its importance such as in gas transmission lines and pneumatic control systems. The computation of unsteady friction loss in liquid pipeline is most efficiently and most easily by using the instantaneous acceleration-based (IAB) model. However, IAB model has been derived only in case of liquid pipeline. This paper presents a new equation of the unsteady laminar friction loss in gas pipeline developed by expanding the concept of IAB model to gas pipeline. In general, the unsteady friction loss in gas pipelines is greater than that in liquid pipelines due to the damping effect of the energy equation. The author therefore showed how to take into account the energy equation in the present IAB model. A characteristic solution for unsteady pipe flow is described in which the present IAB model is used to predict unsteady friction loss. Comparisons of numerical test results with measured data from the laboratory experiments and analytical solution by using the high speed and accurate computing method showed excellent agreement. The empirical constants in which the present model includes could be determined by using the approximate curves described in this paper. It was also demonstrated that the developed method requires less computation time and computation memory compared with the high speed and accurate computing method.

Key words : Unsteady friction, Pipeline, Transient response, Simulation, Instantaneous acceleration-based model

1. 緒 言

気体管路における過渡応答の高速かつ高精度な計算は、空気圧ブレーキシステムの動作解析や都市ガス供給網におけるガスガバナシステムの安定性評価などの管路系設計の観点から重要である。そのため、過渡応答の計算に不可欠な非定常圧力損失のモデル化に関して研究されてきた。特に都市ガス管路において重要な微小振幅波領域¹⁾については、Brown²⁾がZielke³⁾の方法を基に解析解を導出している。しかしこの方法は畳み込み積分を含むため計算時間やメモリ使用量といった計算負荷が大きいという欠点があった。北川⁴⁾は香川⁵⁾の導出した高速高精度計算法と呼ばれる非定常層流圧力損失の解析解の近似方法を気体管路に拡張し、計算精度を保ちながら計算負荷とメモリ使用量を低減した。北川らの研究がなされた当時はコンピュータの性能が十分ではなかったため、気体管路の過渡応答の実用的な

計算のために計算負荷の低減が不可欠であった。コンピュータの性能が劇的に向上した現在では、当時のような計算は手軽に行えるようになっている。一方で近年は数値計算を気体管路内の状態推定器として用いた制御等について研究されており⁶⁾⁷⁾、このような場合には実時間よりも十分短い時間での計算が求められる。また計算時間が短ければ組み込みシステムとしての応用の可能性があるため、計算負荷の低減は依然として有用である。

水圧管路における非定常圧力損失のモデル化に関する研究ではBrunone⁸⁾により局所加速度に基づくモデル (Instantaneous Acceleration-based Model: IABモデル) が提案され、簡易でありながら減衰のおおまかな様子を捉えられることがわかっている。Brunoneらのモデルは減衰係数と呼ばれる実験定数が1つの1係数モデルであったが、2係数モデル^{例えは9)}など様々な拡張がなされている。またAxworthy¹⁰⁾は拡張された非可逆系の熱力学的考察に基づきIABモデルが物理的に妥当であることを示している。管路過渡応答の計算において最も計算負荷が少ないのはIABモデルであるが、気体管路への適用例はない。気体管路におけるIABモデルを導出できればさらなる計算負荷の低減が期待できる。

*平成25年4月25日 原稿受付

**鹿児島大学大学院理工学研究科機械工学専攻
(所在地：鹿児島市郡元1-21-40)
(E-mail：nakao@mech.kagoshima-u.ac.jp)

そこで本研究では過渡応答の計算負荷の低減のために、気体管路におけるIABモデルを提案する。気体管路においては、液体の場合に加えてエネルギー方程式の影響を考慮しなければならない。本報では研究の最初の段階として、気体管路における係数が定数であるIABモデルを導出し、導出したモデルの妥当性を微小振幅領域における数値計算および実験との比較により検証する。

2. 主な記号

a, b	: モデル係数
c	: 音速
D	: 管路内径
$f(t), g(t)$	: 非定常層流圧力損失項
p	: 圧力
Pr	: プラントル数
t	: 時間
u	: 平均流速
x	: 管路に沿った座標
κ	: 比熱比
ν	: 動粘性係数
ρ	: 密度

添え字

- : 平衡点における値

3. 局所加速度に基づく (IAB) モデル

3.1 円管内気体微小振幅波の支配方程式

壁面との熱伝達を無視すると、運動方程式、エネルギー方程式、気体の状態方程式から円管内の微小振幅波の式(1)、(2)の1次元モデルが得られる²⁾。

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{32\nu}{D^2} u + f(t) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho c^2 \frac{\partial u}{\partial x} + g(t) = 0 \quad (2)$$

ここで $f(t)$ および $g(t)$ は非定常圧力損失項であり、それぞれ式(3)、(4)で表わされる。

$$f(t) = \frac{16\nu}{D^2} \int_0^t \frac{\partial u}{\partial t}(t-z) W_f(t-z) dz \quad (3)$$

$$g(t) = \frac{16\rho(\kappa-1)\nu}{\kappa Pr D^2} \int_0^t \frac{\partial p}{\partial t}(t-z) W_g(t-z) dz \quad (4)$$

式(3)は非定常圧力損失における流速分布の寄与を表している。式(4)は非定常圧力損失におけるエネルギー方程式の寄与を表しており、式(4)の有無が液体管路と気体管路における過渡応答を計算する場合の違いである。

3.2 IABモデル

水圧分野を中心として、液体管路における非定常圧力損失の近似に関して研究されてきた。Brunoneら⁸⁾は式(3)の流速分布に起因する非定常圧力損失が局所的な加速度に比例

すると仮定して式(5)の近似を提案した。

$$f(t) \approx a \left(\frac{\partial u}{\partial t} - \bar{c} \frac{\partial u}{\partial x} \right) \quad (5)$$

ただし a は比例定数である。Pezzingaら¹¹⁾はBrunoneのモデルが正しい結果を与えない場合があることを指摘し、式(5)を式(6)のように修正した。

$$f(t) \approx a \left(\frac{\partial u}{\partial t} + \text{sign}(u) \bar{c} \frac{\partial u}{\partial x} \right) \quad (6)$$

ただし

$$\text{sign}(\phi) = \begin{cases} 1, & \text{if } \phi \geq 0 \\ -1, & \text{otherwise} \end{cases} \quad (7)$$

類似のモデルが提案されており、例えばBergantら¹²⁾は式(8)のようなモデルを提案している。

$$f(t) \approx a \left(\frac{\partial u}{\partial t} + \text{sign}(u) \bar{c} \left| \frac{\partial u}{\partial x} \right| \right) \quad (8)$$

これらは実験定数が1つの1係数モデルであり、より精度のよいモデルとして2係数モデル⁹⁾が提案されているが、本研究では研究の最初の段階として1係数モデルを扱う。

本研究では式(3)と式(4)の類似性に着目した。管路過渡応答の計算によく用いられる特性曲線法では、圧力と流速の線形和が直接計算される状態量となる。すなわち、圧力と流速は係数が異なる以外は同様に扱われる。また式(3)と式(4)は変数と係数が異なる以外は全く同じ形である。そこでIABモデルの考え方がエネルギー方程式にも適用できるのではないかと考えた。IABモデルとしては、場合分けが容易であり、また十分な結果が得られたことからPezzingaらの手法に着目した。Pezzingaらの考え方がエネルギー方程式に起因する圧力損失の非定常項にも適用できると仮定すると、式(4)の非定常圧力損失項は圧力の時間微分と空間微分に比例する。つまり式(3)、(4)の非定常圧力損失は次式のように近似できる。

$$f(t) \approx a \left(\frac{\partial u}{\partial t} + \text{sign}(u) \bar{c} \frac{\partial u}{\partial x} \right) \quad (9)$$

$$g(t) \approx b \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \text{sign}(u) \bar{c} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \quad (10)$$

ただし a 、 b は定数のモデル係数である。

3.3 特性曲線法の適用方法

IABモデルを用いた管路過渡応答の計算には特性曲線法が用いられる。気体管路の場合の導出例を以下に示す。運動方程式の非定常圧力損失項を式(9)で近似すると、式(1)、(9)より式(11)が得られる。

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{32\nu}{D^2} u + a \frac{\partial u}{\partial t} + a \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) \bar{c} \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (11)$$

エネルギー方程式の非定常圧力損失項を式(10)で近似すると式(2)、(10)より式(12)が得られる。

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho c^2 \frac{\partial u}{\partial x} + b \frac{\partial p}{\partial t} + b \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) \bar{c} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (12)$$

未定定数 λ を導入し、式(11)と式(12)を λ 倍したものの和を取ると式(13)となる。

$$\lambda(b+1) \left\{ \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{1}{\bar{\rho}\lambda} + b\bar{c} \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \right\} + (a+1) \cdot \left\{ \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\bar{\rho}c^2\lambda + a\bar{c} \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right)}{a+1} \frac{\partial u}{\partial x} \right\} + \frac{32\bar{v}}{D^2} u = 0 \quad (13)$$

全微分の概念から、式(13)において式(14)が成立するならば式(15)が成立する。

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\frac{1}{\bar{\rho}\lambda} + b\bar{c} \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right)}{b+1} = \frac{\bar{\rho}c^2\lambda + a\bar{c} \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right)}{a+1} \quad (14)$$

$$\lambda(b+1) \frac{dp}{dt} + (a+1) \frac{du}{dt} + \frac{32\bar{v}}{D^2} u = 0 \quad (15)$$

式(14)を λ について整理すると式(16)となる。

$$(b+1)\bar{\rho}^2c^2\lambda^2 + (a-b)\bar{\rho}c \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) \lambda - (a+1) = 0 \quad (16)$$

これは λ についての2次方程式であり、解は式(17)である。

$$\lambda = \frac{(b-a) \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) \pm (a+b+2)}{2(b+1)\bar{\rho}c} \quad (17)$$

このとき式(14)は式(18)となる。

$$\frac{dx}{dt} = \frac{(2ab+a+b) \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) \pm (a+b+2)}{2(a+1)(b+1)} \bar{c} \quad (18)$$

すなわち、式(18)が成立するという条件下では式(15)が成立し、式(15)は特性曲線 $C+$ 、 $C-$ 上で2組の常微分方程式(19)、(20)に分解できる。

$$C^+ \begin{cases} \frac{dx}{dt} = \frac{(2ab+a+b) \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) + (a+b+2)}{2(a+1)(b+1)} \bar{c} \\ \frac{dp}{dt} + \frac{2(a+1)\bar{\rho}c}{(b-a) \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) + (a+b+2)} \frac{du}{dt} + \frac{32\bar{v}u}{D^2} \frac{2\bar{\rho}c}{(b-a) \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) + (a+b+2)} = 0 \end{cases} \quad (19)$$

$$C^- \begin{cases} \frac{dx}{dt} = \frac{(2ab+a+b) \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) - (a+b+2)}{2(a+1)(b+1)} \bar{c} \\ \frac{dp}{dt} + \frac{2(a+1)\bar{\rho}c}{(b-a) \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) - (a+b+2)} \frac{du}{dt} + \frac{32\bar{v}u}{D^2} \frac{2\bar{\rho}c}{(b-a) \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right) - (a+b+2)} = 0 \end{cases} \quad (20)$$

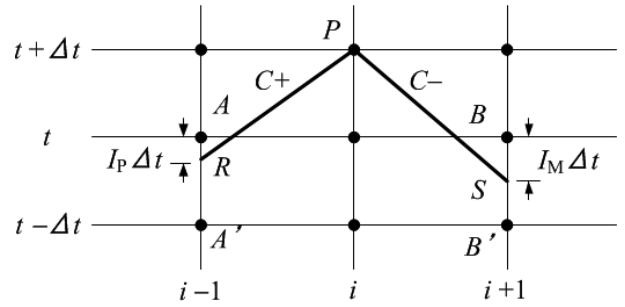


Fig. 1 Characteristic grid

3.4 特性曲線に沿った離散化方法

特性線における特性速度が音速ではない点に注意が必要である。特性速度が均一でないため、常にクーラン数を1にすることができず、計算解は数値粘性の影響を受けることになる。そこで離散化方法としてGoldbergら¹³⁾により提案された特性線を時間方向に延長する方法に着目した。特に本研究ではAxworthyらによる修正版を採用した¹⁰⁾。この方法によると特性格子はFig. 1のように定義され、特性曲線 $C+$ 、 $C-$ 上の特性量の時間発展 C_p 、 C_M はそれぞれ式(21)、(22)によって与えられる。

$$C_p = p_R + B_p u_R \left\{ 1 - \frac{32\bar{v}\Delta t}{(a+1)D^2} \right\} \quad (21)$$

$$C_M = p_S - B_M u_S \left\{ 1 - \frac{32\bar{v}\Delta t}{(a+1)D^2} \right\} \quad (22)$$

ただし各変数は以下の式で定義される。

$$I_p = \frac{2(a+1)}{(a+b+2) + (b-a) \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right)} - 1 \quad (23)$$

$$I_M = \frac{2(a+1)}{(a+b+2) - (b-a) \cdot \text{sign} \left(u \frac{\partial u}{\partial x} \right)} - 1 \quad (24)$$

$$B_p = \bar{\rho}c (I_p + 1) \quad (25)$$

$$B_M = \bar{\rho}c (I_M + 1) \quad (26)$$

$$u_R = u_A - I_p (u_A - u_{A'}) \quad (27)$$

$$u_S = u_B - I_M (u_B - u_{B'}) \quad (28)$$

$$p_R = p_A - I_p (p_A - p_{A'}) \quad (29)$$

$$p_S = p_B - I_M (p_B - p_{B'}) \quad (30)$$

添え字 R 、 S はFig. 1のように特性曲線を時間方向に伸長した格子点上の値を意味している。また、流速および圧力は以下のように求めることができる。

$$u_p = \frac{C_p - C_M}{B_p + B_M} \quad (31)$$

$$p_p = \frac{C_p - B_p u_p}{C_M + B_M u_p} \quad (32)$$

4. 検討方法

4.1 実験方法

実験で用いた装置の概略をFig. 2に示す。作動流体は空

気であり、管路は内径28mm、長さ126mの真っ直ぐな円管である。片方の管路端には微差圧計（ALL SENSOR 5 INCH-D4V）の片側を大気開放として取り付けた。管路他端はゴム膜で閉じた。まずハンドバルブを開け、管路内を ΔP だけ加圧し、加圧後ハンドバルブを閉じ、ゴム膜を針で破裂させることで管路内に圧力脈動を発生させ、そのときの圧力を微差圧計で計測した。ゴム膜の破裂した時間はゴム膜から約100mm離れた圧力センサが応答した時間とした。厳密にはこれらの時間は一致しないが、誤差は圧力波が管路末端まで伝播する時間の1%未満なので比較の上で影響はない。実験時の空気温度は293K、大気圧は102.2kPaであった。

4.2 計算方法

IABモデルを用いた気体管路過渡応答の計算では、前章の特性曲線法を用いる。計算格子はFig. 1に示したような格子であり、格子刻み幅は実験と同じ寸法の管路を格子分割数で等分した値である。時間刻みは音速に対するクーラン数が1となる値とした。管路閉鎖端においては流速0、管路開放端においては固定圧力の境界条件を与えた。初期条件は全格子点で流速0、圧力0 Pa(G)とした。また、構築した方法の計算精度および計算負荷を評価するために北川ら⁴⁾による空気圧管路の過渡応答の特性曲線法による高速高精度計算法を用いた。非定常層流圧力損失の近似項数はそれぞれ第10、12項まで扱った。計算にはCPUがCore i3-2100、メモリ容量が8 GB、OSがWindows 7のDOS/Vパーソナルコンピュータを用いた。

5. 結果と考察

5.1 気体管路におけるIABモデルの基礎特性

構築したIABモデルによる圧力応答の計算解を実験値および高速高精度計算法を用いた特性曲線法による計算解と比較し、構築手法の妥当性を評価した。モデル係数 a 、 b は試行錯誤的に決定し、それぞれ -0.8321 、 -0.8397 とした。計算格子数は20とした。

初期圧力差 ΔP を1 kPa、2 kPa、4 kPaとした場合の比較をそれぞれFig. 3からFig. 5に示す。構築したIABモデルによる計算解はいずれの結果においても圧力波形の形状は完全には一致しないものの、実験値および高速高精度計算法による計算解と圧力減衰の様子はよく一致している。Axworthyらは、拡張された非可逆系の熱力学的考察に基づいて局所加速度モデルを導出しているが、その過程で2

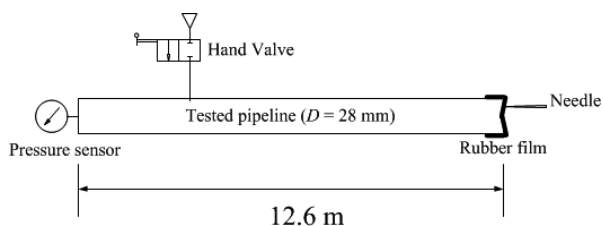


Fig. 2 Experimental apparatus

次以上の高次項を無視する1次近似を行っている¹⁰⁾。これが構築したIABモデルで減衰のおおまかな様子は捉えられるが波形の細部に差異が生じた原因であると考えられる。高速高精度計算法による計算解は初期圧力差 $\Delta P = 1$ kPaにおいて実験値と極めてよく一致しており、初期圧力差 $\Delta P = 2$ kPaにおいては圧力損失を過小に評価しているものの、実験値との誤差はわずかであった。初期圧力差 $\Delta P = 4$ kPaにおいてはその違いが顕著になり、位相のずれも観測された。これは北川ら¹⁴⁾が指摘しているように空気圧管路

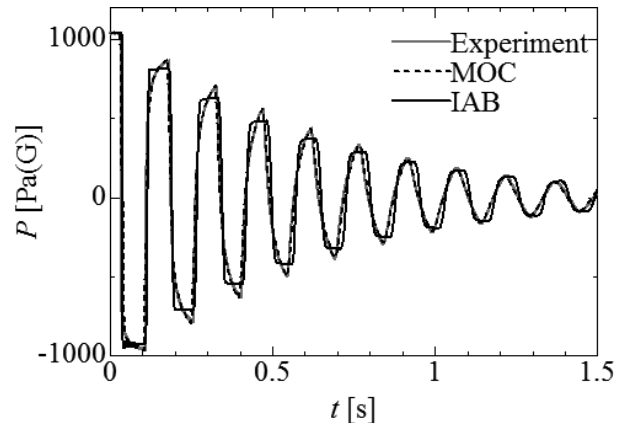


Fig. 3 Pressure responses with $\Delta P = 1$ kPa

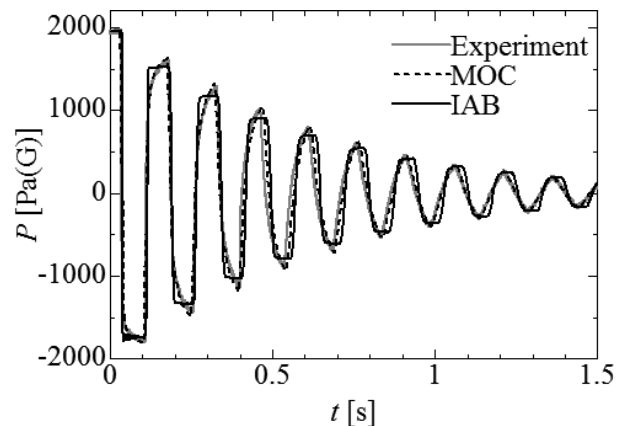


Fig. 4 Pressure responses with $\Delta P = 2$ kPa

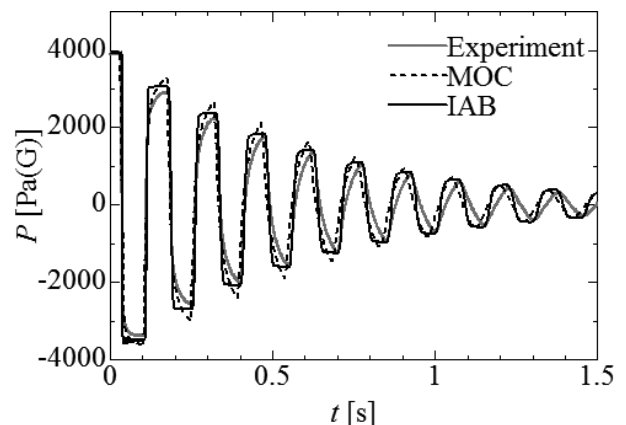


Fig. 5 Pressure responses with $\Delta P = 4$ kPa

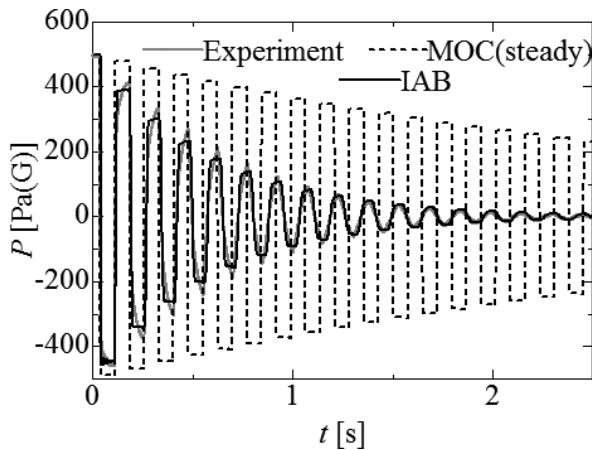
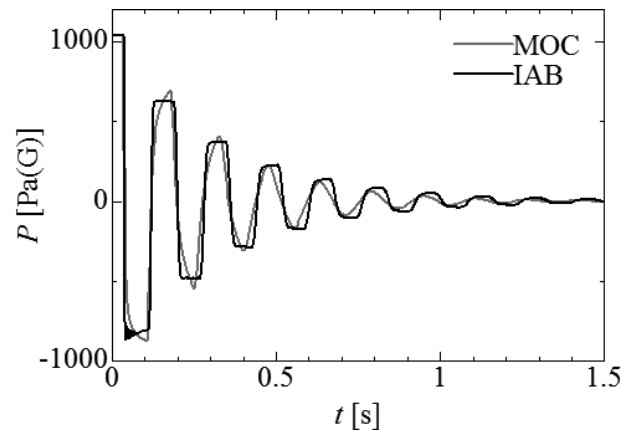
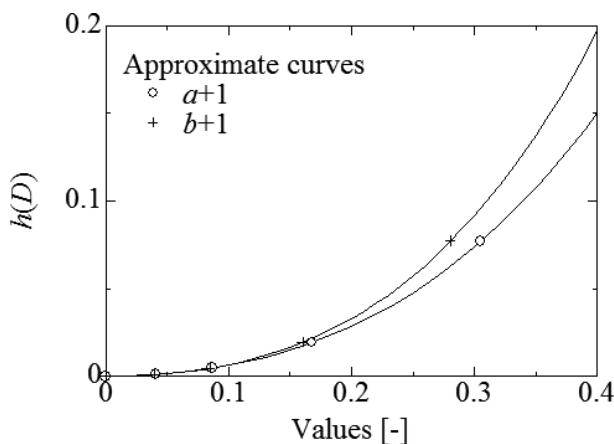
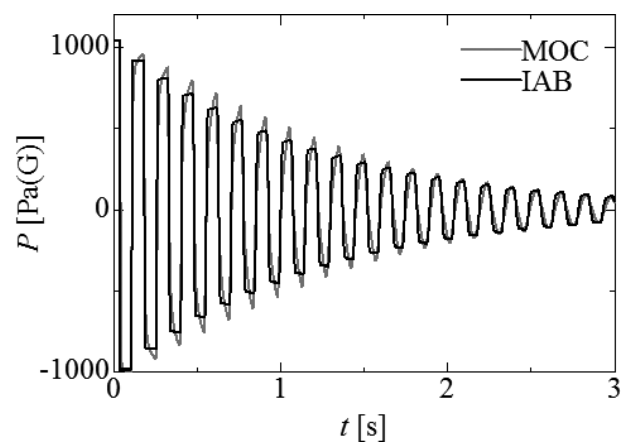


Fig. 6 Comparison of pressure responses

Fig. 8 Pressure responses with $D = 14\text{mm}$ and $\Delta P = 1\text{kPa}$ Fig. 7 Relation between the parameters $(a+1)$ or $(b+1)$ and $h(D)$ Fig. 9 Pressure responses with $D = 56\text{mm}$ and $\Delta P = 1\text{kPa}$

では2kPa程度が微小振幅波として扱える上限であるからである。つまり構築したIABモデルは上述のモデル係数を用いた場合、圧力差2kPa以下の管路過渡応答の計算に用いることができる。また、Fig. 6に示すように定常圧力損失のみを考慮した特性曲線法では圧力損失を極端に小さく見積もってしまうことから、構築したIABモデルは定常圧力損失を考慮した計算よりも計算精度の面で優位である。

5.2 モデル係数の内径依存性

気体管路過渡応答は管路内径の影響を大きく受ける¹⁵⁾ため、モデル係数は内径に依存するはずである。そこで本節では管路内径に応じたモデル係数の決定法を示す。

非定常層流圧力損失項の係数に着目して管路内径によって定まるパラメータ $h(D)$ を定義する。

$$h(D) = \frac{\bar{v} \exp(-1/D^2)}{D^2} \quad (33)$$

内径14, 28, 56, 112mmにおけるモデル係数 a , b の値を高速高精度計算法を用いた計算法との比較から試行錯誤的に決定した。また、内径無限大の極限では係数はともに0になり、 $h(D)$ は0に収束する。横軸を $(a+1)$ または $(b+1)$ の値、縦軸を $h(D)$ の値としたグラフをFig. 7に示す。また

それらの近似曲線はそれぞれ式(34), (35)で与えられる。

$$h(D) = 1.25658 (a+1)^3 + 0.41106 (a+1)^2 + 0.01060 (a+1) \quad (34)$$

$$h(D) = 2.21653 (b+1)^3 + 0.30776 (b+1)^2 + 0.01427 (b+1) \quad (35)$$

内径が定まると $h(D)$ の値が定まり、ニュートン法などの数値解法により a および b の値を求めることができる。このようにして決定したモデル係数を用いたIABモデルによる計算解と高速高精度計算法による計算解の比較をFig. 8からFig. 10に示す。内径はそれぞれ14, 56, 112mmであり、初期圧力差は1kPaである。いずれの内径においてもIABによる計算解は高速高精度計算法による計算解とよく一致していることがわかる。

5.3 モデルの格子分割数依存性

構築したIABモデルはクーラン数を常に1にすることができないため、計算解は数値粘性の影響を受ける。一般的に数値粘性の影響は計算格子が粗いほど大きい。そこで格子分割数を変化させたときの計算解の変化を比較した結果をFig. 11に示す。分割数4では数値粘性の影響を強く受けていることが分かる。しかし圧力の減衰の度合は分割数に

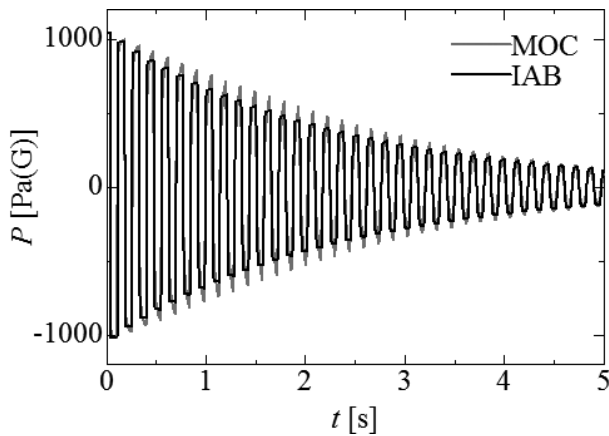
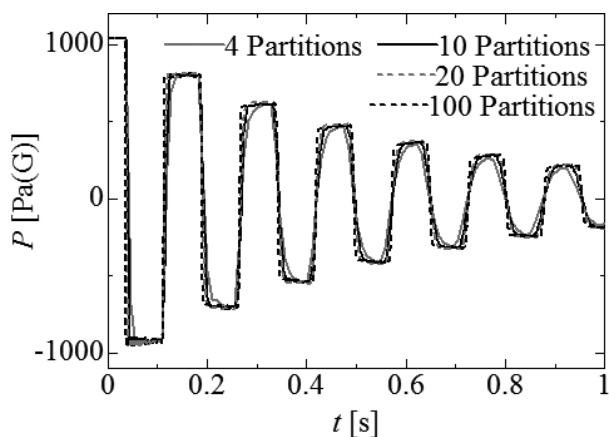
Fig. 10 Pressure responses with $D = 112\text{mm}$ and $\Delta P = 1\text{kPa}$ 

Fig. 11 Computation dependency on the grid partition

依存していないことがわかった。

5.4 計算負荷の評価

それぞれの格子分割数における両手法の計算時間を比較した。高速高精度計算法は時間発展 10^4 回分、構築したIABモデルは計算時間が短かったため時間発展 10^6 回分の計算を行い、実時間で1秒間分の過渡応答を計算するために要した時間を求めた。計算はそれぞれ10回試行し、その平均計算時間を算出した結果をTable 1に示す。全ての場合において構築したIABモデルの計算時間は高速高精度計算法の計算時間の約20分の1であった。また、計算格子数が10の場合において構築したIABモデルでメモリ上に記憶しておく必要のある変数は100個である。一方、高速高精度計算法では2つの非定常層流圧力損失項についてそれぞれ第10, 12項まで扱うと300個の変数をメモリ上に記憶する必要がある。これらの比較より構築したIABモデルの計算負荷が高速高精度計算法よりも低いことがわかった。

6. 結 言

本研究では過渡応答の計算負荷の低減のために、気体管路におけるIABモデルを導出した。非定常圧力損失におけ

Table 1 Computation times of the pipe transient for 1 second in real time

Grid partition	10	20	100
MOC	3.03ms	13.22ms	292.28ms
IAB	0.16ms	0.62ms	15.72ms

るエネルギー方程式の寄与が圧力の局所加速度に比例すると仮定し、特性曲線に沿った常微分方程式を導出した。導出したモデルの妥当性は微小振幅領域における高速高精度計算法を用いた数値計算および実験との比較により示され、圧力減衰の度合いは格子分割数に依存しないことがわかった。また、構築したIABモデルに含まれるモデル係数は本文中で示された近似曲線を用いることで導出できることがわかった。さらに高速高精度計算法と比較して計算時間、メモリ使用量ともに少ないことがわかった。

参 考 文 献

- 1) 香川利春：ガスの圧力制御とシミュレーション，Vol. 19, No. 3, p. 216-219 (2000)
- 2) Brown, F.T.: A Quasi Method of Characteristics with Application of Fluid Lines with Frequency Dependent Wall Shear and Heat Transfer, Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, Vol. 91, No. 2, p. 217-227 (1969)
- 3) Zielke, W.: Frequent-Dependent Friction in Transient Pipe Flow, Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, Vol. 90, No. 1, p. 109-115 (1968)
- 4) 北川能, 香川利春, 竹中利夫：空気圧管路の過渡応答の特性曲線法による高速高精度計算法，計測自動制御学会論文集，Vol. 20, No. 7, p. 648-653 (1984)
- 5) 香川利治, 李一永, 北川能, 竹中利夫：特性曲線法における非定常層流圧力損失の高速高精度計算法，日本機械学会論文集B編，Vol. 49, No. 447, p. 2638-2644 (1983)
- 6) 中尾光博, 岡本悠, 川嶋健嗣, 香川利春：分布定数オブザーバを用いた空気圧管路容量系の圧力制御，計測自動制御学会産業応用部門大会講演論文集，p. 35-40 (2010)
- 7) Li, J., Kawashima, K., Fujita, T. and Kagawa, T.: Control design of a pneumatic cylinder with distributed model of pipeline, Precision Engineering, p. 880-887 (2013)
- 8) Brunone, B., Golia, U. M., Greco, M.: Some Remarks on the Momentum Equation for Fast Transients, Proceedings of the International Meeting on Hydraulic Transients and Water Column Separation, p. 201-209 (1991)
- 9) Reddy, H.P., Silva-Araya, W.F. and Chaudhry, M.H.: Estimation of Decay Coefficients for Unsteady Friction for Instantaneous, Acceleration-Based Models, Journal of Hydraulic Engineering, Vol. 138, Issue 3, p. 260-271 (2012)

-
- 10) Axworthy, D.H., Ghidaoui, M.S. and McInnis, D.A. : Extended Thermodynamics Derivation of Energy Dissipation in Unsteady Pipe Flow, *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 126, Issue 4, p. 276-287 (2000)
- 11) Pezzinga, G. : Evaluation of Unsteady Flow Resistances by Quasi-2D or 1D Models, *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 126, Issue 10, p. 778-785 (2000)
- 12) Bergant, A., Simpson, A.R. and Vitkovsky, J.P. : Developments in Unsteady Pipe Flow Friction Modeling, *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 39, No. 3, p. 249-257 (2001)
- 13) Goldberg, D.E. and Wylie, E.B. : Characteristics Method Using Timeline Interpolations, *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 109, No. 5, p. 670-683 (1983)
- 14) 北川能, 香川利春, 真田一志, 岡田敬夫 : 空気圧管内流れの過渡特性に関する研究, *計測自動制御学会論文集*, Vol. 33, No. 4, p. 227-233 (1997)
- 15) 香川利治, 北川能, 真田一志, 竹中利夫 : 空気圧管路の動特性を表示する低次元モデルに関する研究, *計測自動制御学会論文集*, Vol. 21, No. 9, p. 953-958 (1985)

研究論文

斜板式アキシャルピストンモータに用いられるスリッパの しゅう動部温度とすきま形状の同時計測*

風 間 俊 治**, 鈴 木 基 司***, 鈴 木 健 太****,
成 田 幸 仁**, 桜 井 茂 行***

Simultaneous Measurement of Sliding-Part Temperature and Clearance Shape of A Slipper Used in Swashplate Type Axial Piston Motors

Toshiharu KAZAMA, Motoshi SUZUKI, Kenta SUZUKI,
Yukihito NARITA, Shigeyuki SAKURAI

A test rig of slippers of swashplate type axial piston motors and pumps was manufactured, in which the clearance shapes between the slipper and the rotating disk and temperature distributions of the slipper pad were measured simultaneously. The sliding surface diameter of the test slipper was 32mm; the test oil was hydraulic oil with VG46. The six contact-type displacement sensors were set to determine the clearance shape and the four thermo-couples were embedded to assess the pad temperature. The test conditions were: the supply pressure up to 35 MPa (load of 17 kN), the rotational speed up to 26.7 s^{-1} (sliding speed of 9.2 m/s), and the oil temperature at 30 to 50°C (kinematic viscosity of 66.7 to $35.9 \text{ mm}^2/\text{s}$). In conclusions, i) At higher pressure and lower speed conditions, the clearance became small, while the pad inclination and azimuth less changed; ii) The temperature of the slipper pad was high at the outer circumference-side edge, but it was low at the leading edge; iii) Under the conditions of higher oil temperature, higher pressure, and higher speed, the location of the high temperature part moved to the trailing edge, and iv) As the supply pressure and rotational speed increased, the temperature of the slipper pad increased.

Key words : Tribology, Hydraulics, Motor, Pump, Measurement, Slipper, Piston, Lubrication, Temperature, Clearance

1. 緒 言

油圧システムには、高動力密度化および高制御応答性への対応が絶え間なく追求されている。加えて、安全・安心の担保ならびに環境負荷の低減を更に推し進める観点からも、システムの要となる、モータ・ポンプの信頼性と効率の向上に対する要請は一段と高まっている。油圧モータ・ポンプは容積式流体機械であり、その作用要素は主にしゅう動部で構成される。よって、厳しい仕様を満たす最適設計や高い精度を有する性能予測には、実際のシステム稼動条件下における機器しゅう動部のトライボロジカル挙動を詳細に把握する必要がある^{1), 2)}。

油圧モータは流体の圧力エネルギーを機械的エネルギー

に、油圧ポンプは機械的エネルギーを流体の圧力エネルギーに変換する機能を司る。取り分け、前者の油圧モータには、圧力に依らずに毎分数回転から数千回転までに亘る幅広い運転条件下で安定的に効率よく作動することが強く求められる。

油圧モータ・ポンプの代表的な型式には、斜板式アキシャルピストン、斜軸式ピストン、ラジアルピストン、ベーン、歯車などがある。その中でも、斜板式アキシャルピストンモータ・ポンプは、高圧小型、容量可変、高速運転に適し、効率も高く、建設機械、航空機、工作機械などの動力伝達システムとして幅広く用いられている。その主なしゅう動部は、スリッパ・斜板間、ピストン・シリンダボア間、シリンダブロック・弁板間となる。

スリッパの挙動や運動の解明に関する取り組みとして、次のような研究を挙げることができる。1960年代から1970年代に掛けて、流体潤滑かつすきま一様の仮定のもとに Shute & Turnbull³⁾や Böinghoff⁴⁾が先駆的な研究を行った。1980年代に入り、Hookらがスリッパのしゅう動面の凹凸形状⁵⁾や絞り寸法⁶⁾などの影響を論じた。また、井星・山口は偏心変動荷重によりすき間が一様でない場合⁷⁾および混合潤滑状態⁸⁾まで拡張した理論解析を行うとともに、実験⁹⁾に

*平成25年3月22日 原稿受付

**室蘭工業大学大学院もの創造系領域
(所在地：北海道室蘭市水元町27-1)

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

***日立建機株式会社技術開発センタ

(所在地：茨城県土浦市神立町650)

****株式会社日立製作所日立研究所

(所在地：茨城県ひたちなか市堀口832-2)

より数理モデルを検証して、損失動力を最小にする最適設計条件¹⁰⁾を与えた。さらに、今日に至るまで、国内¹¹⁻¹³⁾ならびに海外¹⁴⁻¹⁸⁾において様々な研究が取り組まれた。その中で、風間ら¹⁹⁻²⁴⁾もまた、スリッパを数理モデル化した円板型静圧スラスト軸受やそれを拡張したモデリングにより、理論ならびに実験の両面から研究を進めてきた。これらの研究から、スリッパの静特性や動特性ならびに運動やトライボロジー特性が明らかにされてきている。しかしながら、スリッパの挙動としゅう動面の温度が関連した現象に対する十分な解明はなされていない。この課題へのアプローチは、ピストンポンプの性能や信頼性に強く影響を与えるスリッパ・斜板間における損失の低減や焼付きの回避などの対策に有用となる設計指針を与えるものである。

最近、筆者らのグループ^{25), 26)}は、斜板式アキシャルピストンモータの一層の高品位化ならびに高付加価値化を目指して、スリッパのトライボロジー特性を実機と同レベルの定常作動条件下において把握できる試験機を試作して実験を進めてきた。本報では、供給圧力、回転速度、油温などをパラメータとして、しゅう動部のすきまとパッド部の温度を同時に計測した結果を示し、作動条件とスリッパの姿勢やシールランドの温度分布との関係を述べる。

2. 主な記号

- h_c : スリッパ中心すきま
- N : ディスク回転速度
- p_s : 供給圧力
- t_c : 油温
- α : パッド傾き角
- Δt : ランド温度差
- Δt_m : ランド平均温度差
- θ : 周方向座標
- ϕ : パッド最大傾斜方位角

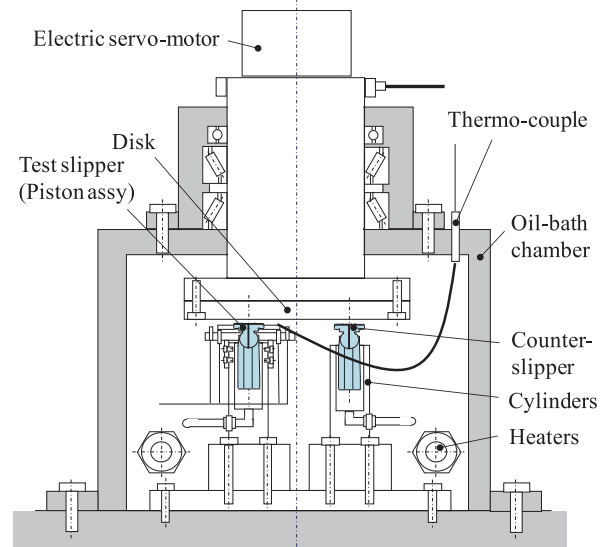
3. 実験装置および方法

試験機全体の概略図をFig. 1に、変位および温度センサの取付け説明図をFig. 2に示す。全体の構成は、高圧の作動油を本体 (Fig. 1a) のシリンダに供給するための油圧ポンプ (最高圧力 72 MPa, 吐出し流量 8.3×10^{-6} m³/s)、油圧回路 (Fig. 1b) を構成する各種バルブや油圧フィルタ (最高使用圧力 35 MPa, ろ過粒度 8 μ m) 等の補機と配管類、装置本体を統べる制御盤、各種物理量を計測するシステム (Fig. 1c) などから成った。

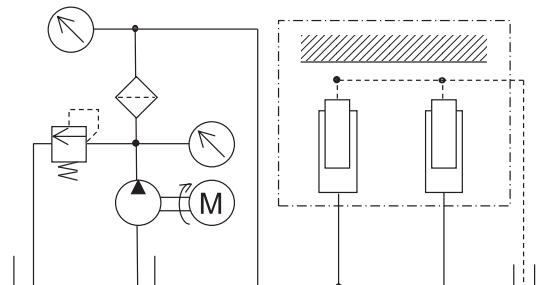
本体は、スリッパと一体化した供試ピストン2本、そのピストンを支持するシリンダ、スリッパのしゅう動相手面となるディスク、油浸状態で実験するためのチャンバー (油槽)、そのチャンバー内の作動油温度を計測するとともに加熱制御するための熱電対とシーズヒータ (2 kW, 2本)、ディスク駆動用の電気サーボモータ、および各種セ

ンサ類で構成された。

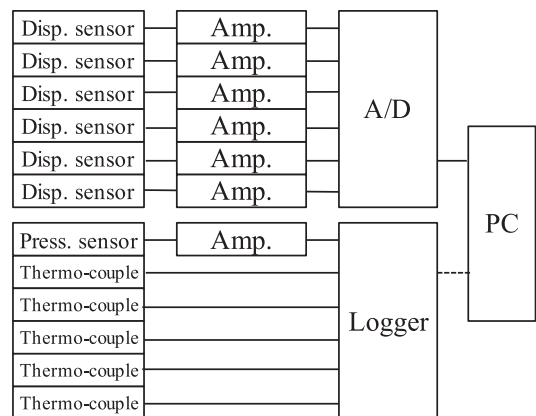
スリッパ (Fig. 2a) は、しゅう動面直径 32 mm, 押付け比 (バランス比)¹⁹⁾ 1.02 であった (2本のピストンは、試験用とカウンタバランス用の各1本)。ディスクは、斜板傾角 0°に対応した回転円板 (スリッパ公転直径 110 mm) とした。電気サーボモータは、定格出力 44 kW, 定格トルク 284 N·m, 最高回転速度 50 s⁻¹ であった。ディスクの回転方向は、スリッパしゅう動面 (試験機本体上部) 側から見て時計回りとした。したがって、供試スリッパとディスク



(a: Test rig)



(b: Hydraulic circuit)



(c: Measurement system)

Fig. 1 Schematic of experimental setup

との間に形成されるすきま内には、試験機本体の前面側から後面側へのせん断流れが生じた。以下では、便宜上、スリッパしゅう動面縁の前面側、後面側、ディスク外周側を、それぞれ、前縁、後縁、外側縁と呼ぶことにする (Fig. 2b)。

主な計測器類は以下の通りであった。スリッパの姿勢と温度を計測する接触式変位センサ (測定範囲 (0)~0.5 mm, 分解能 0.1 μ m) と熱電対 (K型, クラス 2 (許容差: ± 2.5 $^{\circ}$ C), $\phi 0.25$), 供給圧力をモニターする圧力センサ (定格容量 50 MPa, 非直線性 0.3%RO), 各センサ類からの出力データを記録するA/D変換器 (16bit, サンプリング周波数 250 kHz) を搭載したPCやデータロガー (内部有効分解能 14 bit, サンプリング周期 0.01 ~ 60 s)。なお、変位センサと熱電対は本体のチャンバー内に、圧力センサはパワーユニット (圧力源) と本体を繋ぐ配管に取り付けた。

スリッパの姿勢は、パッドに薄い円環を装着してその変位を測定した (Fig. 2c)。これは、パッド部の寸法が小さく、直接、接触式変位センサを当てることができなかったためであった。また、加重時の試験機に基因する弾性変形量を見積るために、スリッパ接触面近傍のディスク表面の変位を同時に測定した。方法は次の通りであった。スリッパのパッド拡張面の3箇所とその外周部のディスク面の3箇所 (周方向等配120°間隔、2個1組) の計6箇所に変位センサを取り付けた。スリッパやディスクを剛体と見なせるものと仮定して、パッド拡張面とその外周部のディスク面の計測変位を差分して、スリッパとディスク間のすきま3点を算出した。さらに、その値を算術平均して中心すきま h_c を、法線ベクトルを計算してパッドの傾き角 α とその最大傾斜方位角 ϕ を求めた (付録参照)。

スリッパのしゅう動面温度は、パッドに熱電対を埋め込んで計測した。具体的には、パッド側面の外周より直径 0.3mm, 深さ 3 mmの穴加工を 90°間隔で4箇所にして、そこに熱電対を接着した。それら4本の熱電対の各出力とチャンバー内の測定対象のスリッパ近傍に参照用として設置した1本の熱電対の出力との差分を取り、パッド部の温度を調べた。

実験は、始めにチャンバー内に作動油を満たして残存した気泡を慎重に除去し、ヒータ類を用いてチャンバー内の油温を設定した (装置の都合上、作動油を循環させられず、すべての実験条件下において油温を常に一定値に保つことはできなかった)。与圧 (1 MPa) を掛けつつスリッパをディスクに密着させて変位センサの零点を合わせた後、ディスクを設定速度で回転させた。供給圧力 p_s をアンロードに近い状態から 35 MPaまでほぼ5 MPa間隔で段階的に上昇させた後、アンロード状態まで下降させる運転を2回連続して実施した。各圧力条件に設定する際には、5秒 (1 MPa/s) で上昇 (あるいは下降) させて20秒間一定値を保持する手順を繰り返した。その保持の間、供給圧力、変位、温度、摩擦トルク、流量の各信号をサンプリング周

期 0.1 sで連続的にPCやロガーに取り込んだ。

実験結果の整理には、データが安定した2回目を採用した。また、電気サーボモータにフィードバック信号を与えて制御することで、ディスクに作用する荷重やトルクの変動に因らず、回転速度を一定に保った。

実験パラメータは、供給圧力 $p_s = 1, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35$ MPa (計8条件) に加えて、回転速度 $N = 3.3, 6.7, 10.0, 13.3, 16.7, 20.0, 23.3, 26.7$ s^{-1} (計8条件) と油温 $t_c = 30, 40, 50$ $^{\circ}$ C (計3条件) とした。供試油には、鉱油系一般油圧作動油VG46 (密度 862 kg/m^3 @15 $^{\circ}$ C, 動粘度 48.9/7.67 mm^2/s @40/100 $^{\circ}$ C) を用いた。

4. 結果と考察

4.1 スリッパの姿勢計測

Figs. 3, 4, 5は、供給圧力 p_s および回転速度 N が、それぞれ、スリッパの中心すきま h_c 、パッドの傾き角 α 、その最大傾斜方位角 ϕ に及ぼす影響を示す (油温 $t_c = 30$ $^{\circ}$ C)。すきま h_c は、圧力 p_s が増加すると小さくなり、速度 N が増加すると大きくなった。前者は、荷重の増分 (オンバランスのス

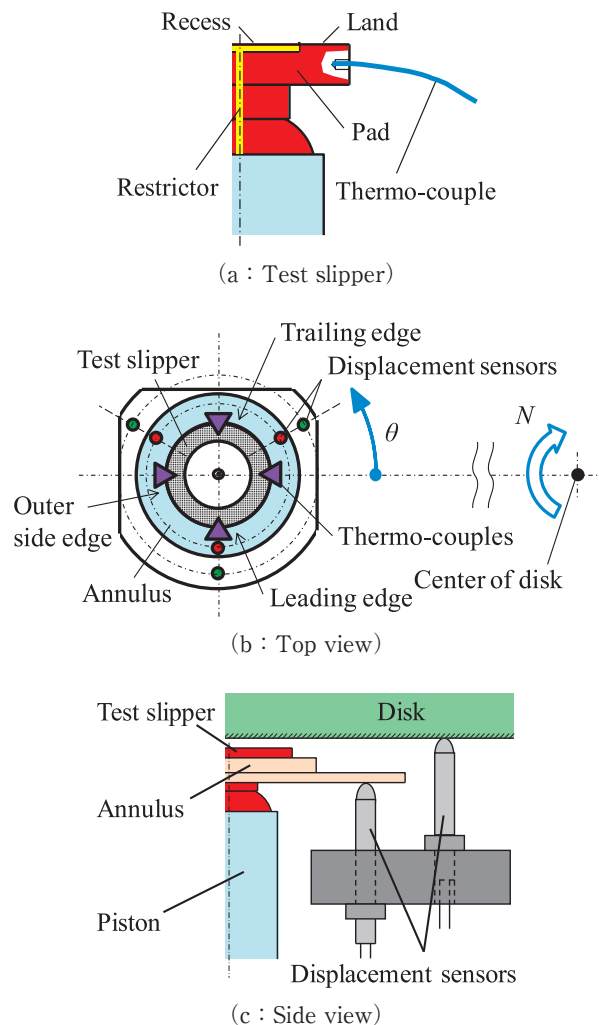


Fig. 2 Location and arrangement of displacement sensors and thermo-couples

リッパ)に基づく油膜(すきま)剛性が現れたため、後者は、くさび膜により動圧が高まり負荷容量の増加を引き起こしたためと考えられる。圧力 p_s に対する傾き角 α や方位角 ϕ の変化は小さかった。なお、概ね $\phi=270^\circ\sim 300^\circ$ (スリッパとディスクで構成されるくさび状すきまの流入側)であった。本実験では、傾き角 α 、方位角 ϕ の両者ともに、回転速度 N との関連は明確ではなかった。一因として、低圧域ではスリッパの姿勢が安定しなかったことが考えられる。

4.2 スリッパの温度計測

Fig. 6はスリッパパッドの温度 Δt の周方向分布を示す($N=26.7\text{ s}^{-1}$)。ここで、 Δt は油温 t_c との相対値 $\Delta t=t-t_c$ で評価した。なお、油温 t_c の影響を確認するために、 $t_c=30^\circ\text{C}$ (Fig. 6a)と $t_c=50^\circ\text{C}$ (Fig. 6b)の結果を合わせて考察する。油温が比較的低い $t_c=30^\circ\text{C}$ の場合(Fig. 6a)、供給圧力 p_s に因らず、周方向座標 $\theta=180^\circ$ (スリッパ外側縁)近傍の温度が高く、 $\theta=270^\circ$ (スリッパ前縁)近傍の温度が低かった。一方で、油温が比較的高い $t_c=50^\circ\text{C}$ の場合(Fig. 6b)、供給

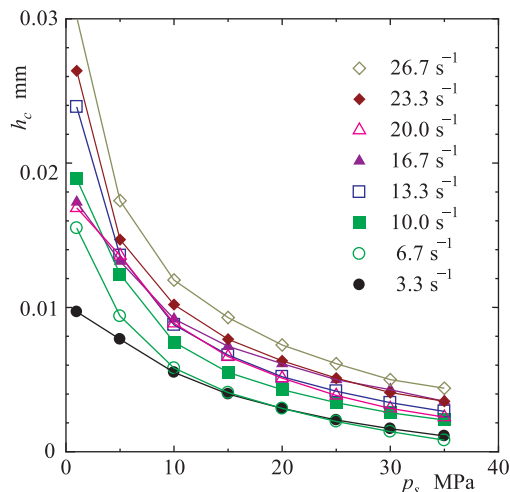


Fig. 3 Mean clearance h_c vs. supply pressure p_s for rotational speed ($t_c=30^\circ\text{C}$)

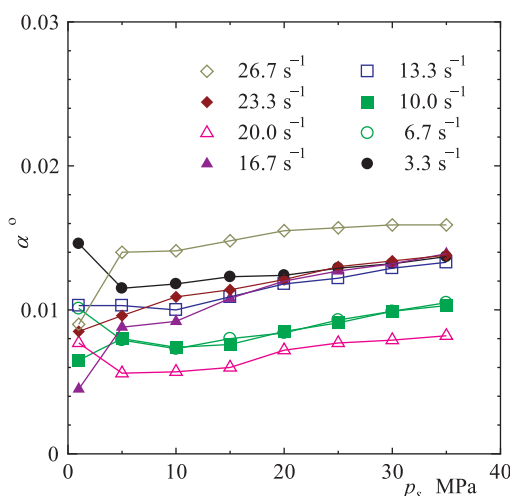


Fig. 4 Inclined angle α vs. supply pressure p_s for rotational speed ($t_c=30^\circ\text{C}$)

圧力 p_s が高くなると $\theta=90^\circ$ と 180° における温度 Δt の差は縮まった($p_s=35\text{ MPa}$ では最高温度を示す位置が $\theta=180^\circ$ から $\theta=90^\circ$ へ移行した)。

Fig. 7は回転速度 N が温度 Δt の分布に及ぼす影響である($p_s=35\text{ MPa}$)。Fig. 6と同様に、油温の影響を比較するために、 $t_c=30^\circ\text{C}$ (a)と $t_c=50^\circ\text{C}$ (b)の結果を示す。最高となる温度 Δt の位置は、油温が低い場合(Fig. 7a)にスリッパ外側縁($\theta=180^\circ$)で、油温が高い場合(Fig. 7b)にスリッパ後縁($\theta=90^\circ$)となった。

Figs. 6, 7の実験結果を照査するに当たり、はじめに、供給圧力の高低の影響を考察する。低中圧域では、パッドが傾くことによるくさび膜効果により動圧負荷容量を得て流体潤滑状態が実現されたと判断できる。すなわち、しゅう動部の温度上昇は、流体粘性散逸に因る発熱に基づいて、温度は外側縁($\theta=180^\circ$)で高くなった。一方で、高圧域では傾きに伴い、しゅう動面の最小すきま位置で接触を生じる混合潤滑状態となったと推察できる。つまり、接触突起部の固体摩擦に基づく発熱が温度上昇に寄与したといえる。

次に油温の影響を検討する。油温が高い場合($t_c=50^\circ\text{C}$)、スリッパしゅう動部の温度の高い点はスリッパ後縁へ移行し、油温が低い場合($t_c=30^\circ\text{C}$)、スリッパ外側縁で温度が上昇して前縁で温度が下降したことが分かる。これは油温が低い場合、作動油の粘度は高く、動圧効果が働き易くなり、流体潤滑を促進する効果が高まったためと説明できる。一方で、油温が高い場合、作動油の粘度は低く、パッドの傾斜に基づく動圧負荷容量(くさび膜効果)が減少して、それを補うように、しゅう動面の最小すきま位置で表面粗さ突起の干渉による支持力が現れるとともに、固体摩擦熱が生じたことが示唆される。

ただし、温度測定点が 90° 間隔の4箇所のみであったので、詳細な温度分布は得られておらず、固体接触とその位

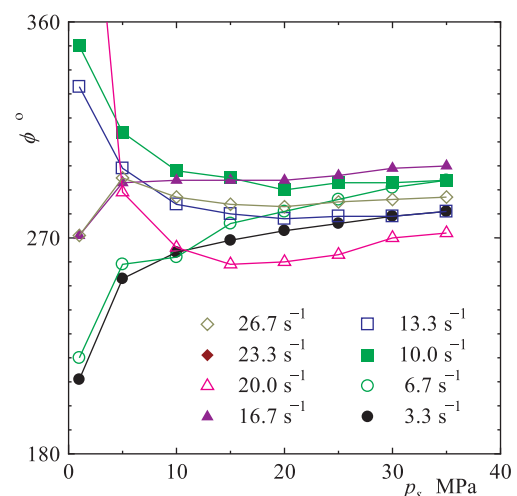


Fig. 5 Azimuth ϕ vs. supply pressure p_s for rotational speed ($t_c=30^\circ\text{C}$)

置の確認までは至らなかった。なお、いずれの条件においても、全般的に t_c の低い方が Δt は高かった。

Fig.8は作動条件がスリッパしゅう動部の（4点の）平均温度 Δt_m に及ぼす影響を示す。供給圧力 p_s 、回転速度 N の増加に伴い、言い換えれば、同図の左下から右上に向うほど、温度 Δt_m は上昇した。これは基本的に、圧力 p_s と面圧、速度 N としゅう動速度がそれぞれに対応すること、また、面圧、しゅう動速度、摩擦係数を乗じた値が単位面積・単位時間当たりの発熱量に相当するためといえる。

5. 結 言

ピストンモータの更なる諸性能向上を狙って、スリッパ・斜板間のトライボロジー特性を評価する試験機を試作して、すきまと温度の同時測定実験を試みた。本実験より、以下の結果を得た。

- i) 高圧、低速ですきまは減少したこと、一方で傾角や方位角の変化は小さかったこと。

- ii) しゅう動部の温度は、パッドの外側縁で高く、前縁で低かったこと。

- iii) 油温が高く、高圧あるいは高速の場合、しゅう動部温度の高い部分はパッド後縁へ移動したこと。

- iv) 供給圧力ならびに回転速度が増加すると、パッドの温度が上昇したこと。

本実験の実施に当たっては、日立建機株式会社 山口祥司氏、秋田秀樹氏、(株)日立製作所 辺見真氏、協立機電株式会社 正巳氏ならびに関係各位の尽力を頂いた。本実験には、当時の本学学生 齊藤達也君、岡崎ひろのさん、白木一成君の助力を得た。記して謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) 山口 淳：油圧機器の潤滑，潤滑，Vol. 31, No. 10, p. 685-690 (1986)
- 2) 風間 俊治：フルードパワー機器のトライボロジーに関する理論の現状と研究の動向，フルードパワーシステ

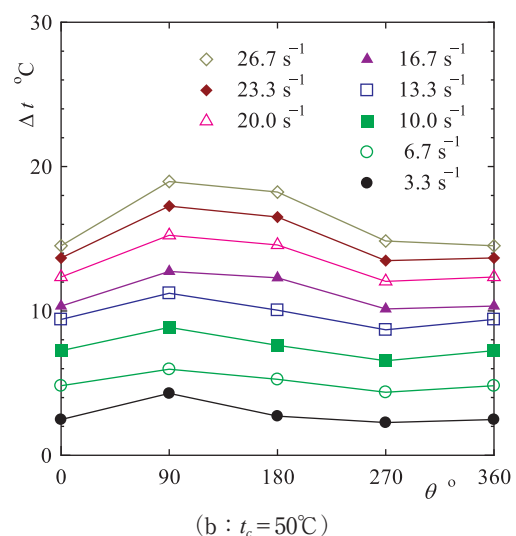
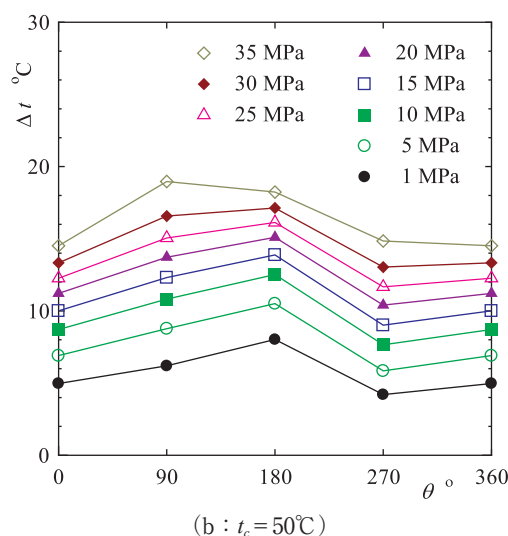
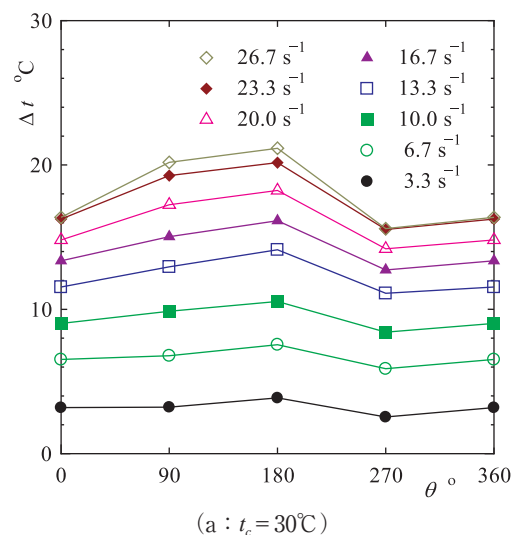
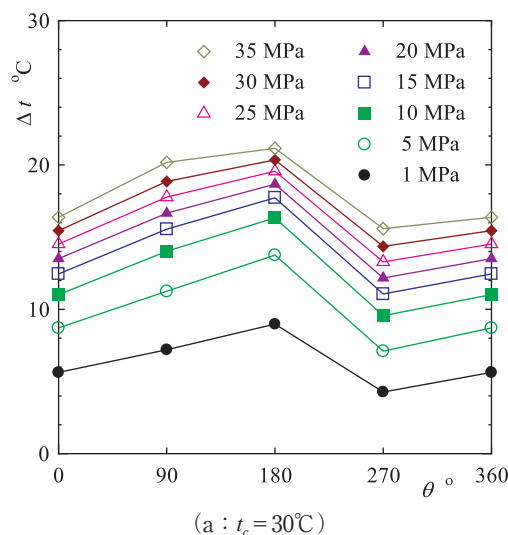


Fig. 6 Temperature Δt distributions for supply pressure ($N = 26.7 \text{ s}^{-1}$)

Fig. 7 Temperature Δt distributions for rotational speed ($p_s = 35 \text{ MPa}$)

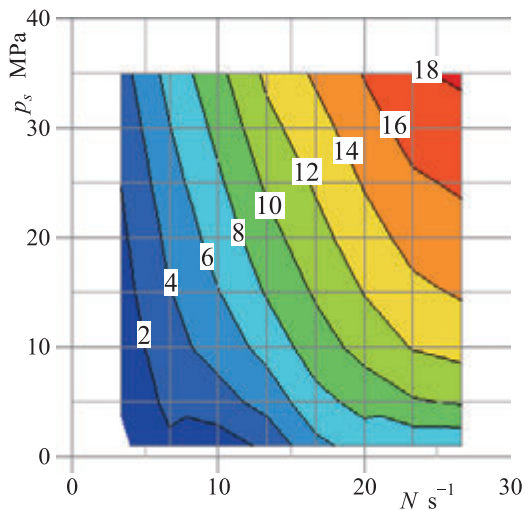


Fig. 8 Contour plots of mean temperature Δt_m ($t_c = 30^\circ\text{C}$)

- △, Vol. 40, No. 4, p. 193-196 (2009)
- 3) Shute, N.A., Turnbull, D.E.: Minimum Power Loss of Hydrostatic Slipper Bearings for Axial Piston Machines, Proceedings of International Convention of Lubrication and Wear, p. 3-14 (1963)
 - 4) Böinghoff, O.: Untersuchungen zum Reibungsverhalten der Gleitschuhe in Schrägsch Eiben-Axialkolbenmaschinen, VDI-Forsch.-Heft, Vol. 584, p. 1-46 (1977)
 - 5) Hooke, C.J.: The Effects of Non-flatness on the Performance of Slippers in Axial Piston Pumps, Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Part C, Vol. 197, p. 239-247 (1983)
 - 6) Koc, E., Hooke, C.J.: Investigation into the Effects of Orifice Size, Offset and Overclamp Ratio on the Lubrication of Slipper Bearings, Tribology International, Vol. 29, No. 4, p. 299-305 (1996)
 - 7) 井星正氣, 山口惇: 斜板式ピストンポンプモータに用いられるスリッパ軸受の特性 (第1報, 理論解析), 日本機械学会論文集B編, Vol. 48, No. 428, p. 695-706 (1982)
 - 8) 井星正氣, 山口惇: 斜板式ピストンポンプモータに用いられるスリッパ軸受の特性 (第4報, 表面あらかの影), 日本機械学会論文集B編, Vol. 51, No. 472, p. 4306-4312 (1985)
 - 9) 井星正氣, 山口惇: 斜板式ピストンポンプモータに用いられるスリッパ軸受の特性 (第2報, 実験), 日本機械学会論文集B編, Vol. 49, No. 437, p. 164-171 (1983)
 - 10) 井星正氣: 斜板式ピストンポンプモータに用いられるスリッパ軸受の特性 (第3報, スリッパ軸受部の動力損失最小の条件), 日本機械学会論文集B編, Vol. 51, No. 472, p. 3980-3988 (1985)
 - 11) 小林俊一, 池谷光栄: 斜板式アキシャルピストンモータ内のピストン球部・スリッパ軸受部の弾性静圧潤滑 (第一報, 理論解析), 油圧と空気圧, Vol. 21, No. 6, p. 606-612 (1991)
 - 12) 松本和幸, 池谷光栄: 斜板式アキシャルピストンモータの起動・微速時における斜板摺動部の挙動と損失特性, 日本機械学会論文集C編, Vol. 57, No. 541, p. 3013-3018 (1991)
 - 13) 矢部寛, 久保愛三: 斜板式油圧ポンプ・モータのスリッパ軸受の作動特性に関する基礎的研究 (第1報, 軸受作動基礎特性), 日本機械学会論文集C編, Vol. 63, No. 608, p. 1350-1356 (1997)
 - 14) Harris, R.M., Edge, K.A., Tilley, D.G.: Predicting the Behavior of Slipper Pads in Swashplate-Type Axial Piston Pumps, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of ASME, Vol. 118, No. 1, p. 41-47 (1996)
 - 15) Manning, N.D., Johnson, R.E., Cherukuri, H.P.: The Impact of Linear Deformations on Stationary Hydrostatic Thrust Bearings, Journal of Tribology, Transactions of ASME, Vol. 124, No. 4, p. 874-877 (2002)
 - 16) Kumar, S., Bergada, J.M., Watton J.: Axial Piston Pump Grooved Slipper Analysis by CFD Simulation of Three-Dimensional NVS Equation in Cylindrical Coordinates, Computers and Fluids, Vol. 38, No. 3, p. 648-663 (2009)
 - 17) Bergada, J.M., Watton, J., Haynes, J.M., Davies, D.L.: The Hydrostatic/Hydrodynamic Behaviour of an Axial Piston Pump Slipper with Multiple Lands, Meccanica, Vol. 45, No. 4, p. 585-602 (2010)
 - 18) Schenk, A., Ivantysynova, M.: An Investigation of the Impact of Elastohydrodynamic Deformation on Power Loss in the Slipper Swashplate Interface, Proceedings of 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, Okinawa, 1C2-5, p. 228-234 (2011)
 - 19) 風間俊治, 山口惇: 静圧軸受の混合潤滑特性に関する研究 (第1報, 理論), 油圧と空気圧, Vol. 23, No. 7, p. 815-822 (1992)
 - 20) 風間俊治, 山口惇: 静圧軸受の混合潤滑特性に関する研究 (第2報, 実験), 油圧と空気圧, Vol. 24, No. 4, p. 498-503 (1993)
 - 21) 風間俊治, 藤原満, 山口惇: 高圧静圧軸受の混合潤滑特性 (部材の弾性変形が最適設計条件に及ぼす影響), 日本油圧学会論文集, Vol. 32, No. 4, p. 104-109 (2001)
 - 22) Kazama, T.: Numerical Simulation of A Slipper Model for Water Hydraulic Pumps/Motors in Mixed Lubrication, Proceedings of 6th JFPS International Symposium on Fluid Power, Tsukuba, CD-ROM, 2C4-5 (2005)
 - 23) Kazama, T.: Thermohydrodynamic Lubrication Model Applicable to a Slipper of Swashplate Type Axial Piston Pumps and Motors (Effects of Operating Conditions),

Tribology Online, Vol. 5, No. 5, p. 250-254 (2010)

- 24) Kazama, T., Narita, Y.: Numerical Simulation of a Slipper Model for Swash Plate Type Axial Piston Pumps and Motors: Effects of Concave and Convex Surface Geometry, International Journal of Automation Technology, Vol. 6, No. 4, p. 434-439 (2012)
- 25) Saito, T., Kazama, T., Narita, Y., Suzuki, M., Akita, H.: Measurement of Frictional Torque and Clearance Shape of Slippers for Swashplate-Type Axial Piston Motors, Proceedings of Thailand-Japan International Symposium in Industrial Engineering, Mechanical Engineering and Robotics 2010, JP01, p. 1-4 (2010)
- 26) Suzuki, M., Akita, H., Saito, T., and Kazama, T.: Experiment on Behavior of Slippers for Swashplate-Type Axial Piston Motors, Proceedings of 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, Okinawa, 1B3-1, p. 157-162 (2011)

付 録

スリッパの姿勢は、Fig. 9に示すように、ディスクしゅう動面上に座標系を採り、3点の差分変位値から次式により法線ベクトル (X, Y, Z) を計算して、パッドの傾角 α および方位角 ϕ を求めた。

$$\left. \begin{aligned} X &= (y_2 - y_1)(z_3 - z_1) - (z_2 - z_1)(y_3 - y_1) \\ Y &= (z_2 - z_1)(x_3 - x_1) - (x_2 - x_1)(z_3 - z_1) \\ Z &= (x_2 - x_1)(y_3 - y_1) - (y_2 - y_1)(x_3 - x_1) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \tan^{-1} (\sqrt{X^2 + Y^2} / Z) \\ \phi &= \tan^{-1} (Y / X) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

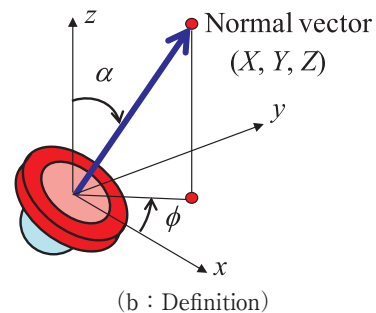
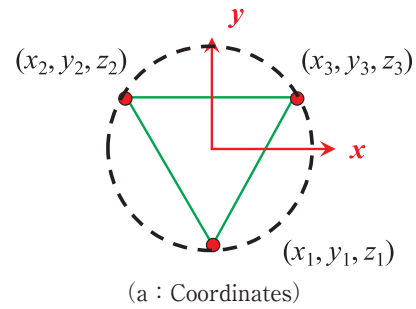


Fig. 9 Coordinates and definition of inclination angle and azimuth of pad

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

東京都文京区小石川一―三―七
印刷所 勝美印刷株式会社