

日本フルードパワーシステム学会誌

JOURNAL OF THE JAPAN

FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

フルードパワー システム

Sep.2013 Vol.44 No.5

日本フルードパワーシステム学会論文集

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

特集「流体が関連して発生する騒音・振動」

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「流体が関連して発生する騒音・振動」

【巻頭言】

特集「流体が関連して発生する騒音・振動」発行にあたって	中野 政身	264
-----------------------------	-------	-----

【総論】

CFDによる流体騒音の予測	加藤 千幸	265
Space-Time法による流体構造連成解析	滝沢 研二, Tayfun E. Tezduyar	270

【解説】

空力自励音とその数値解析	中野 政身, 松浦 一雄	275
超音速ジェット騒音とその低減化	渡辺 紀徳	278
水しぶき形成と音の発生	望月 修	281
音響構造連成解析による音響場の直接計算	清水 文雄, 田中 和博	284
逆止弁自励振動の流体構造連成解析	渡部 尚, 中野 政身	287
水撃作用の固液連成力学	因幡 和晃	290

【会議報告】

ICFP2013におけるフルードパワー技術研究の動向	田中 豊	293
ROBOMECH2013におけるフルードパワー技術研究動向	上野 将平	296

【トピックス】

日本提案の空気圧ショーツトロークシリンダ, ISO化で奮闘—前編—	東川 智信	298
駐在員日記	後藤 絢生	301

【研究室紹介】

福岡工業大学工学部知能機械工学科流体工学研究室	溝田 武人	304
-------------------------	-------	-----

【随想】

小生、古希を過ぎて候ふ	伊藤 三郎 307
-------------	-----------

【企画行事】

平成25年春季講演会併設セミナー開催報告「自動車技術とフルードパワー」	和田 重伸 311
-------------------------------------	-----------

【ニュース】

空気圧講演会「空気圧サーボシステムはここまで来た」	香川 利春 314
---------------------------	-----------

【会告】

平成25年度受賞候補者募集	318
平成25年度オータムセミナーのお知らせ「鉄道車両とフルードパワー技術」	319
平成25年秋季フルードパワーシステム講演会のお知らせ	321
公開技術フォーラム「これがフルードパワーの魅力だ！」	
～油圧・水圧・空気圧・機能性流体のスペシャリストを迎えて～	322
一般社団法人日本フルードパワーシステム学会（JFPS）フェロー認定者推薦のお願い	323
共催・協賛行事のお知らせ	325
その他	317, 324, 326, 327, 328

■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 "Flow Induced Noise and Vibrations"

[Preface]

On the Special Issue "Flow Induced Noise and Vibrations"	Masami NAKANO	264
--	---------------	-----

[Survey]

Numerical Prediction of Aerodynamic Sound by CFD	Chisachi KATO	265
Space-Time Computational Fluid-Structure Interaction Techniques	Kenji TAKIZAWA, Tayfun E.TEZDUYAR	270

[Review]

Aerodynamic Tonal Noise Generated From Self-sustained Oscillating Flows and Its Numerical Simulation	Masami NAKANO, Kazuo MATSUURA	275
Supersonic Jet Noise and Reduction Method	Toshinori WATANABE	278
The Sound Generation Due to a Splash	Osamu MOCHIZUKI	281
Direct Simulation of Acoustic Field Using Acoustic-Structure Coupled Analysis	Fumio SHIMIZU, Kazuhiro TANAKA	284
Fluid-Structure Coupled Analysis of Self-excited Vibration of Check Valve	Takashi WATANABE, Masami NAKANO	287
Fluid-Structure Interaction in Water Hammer	Kazuaki INABA	290

[Conference Report]

Research Trend of Fluid Power in ICFP2013	Yutaka TANAKA	293
Research Trends of Fluid Power in ROBOMECH2013	Shohei UENO	296

[Topics]

The Pneumatic Fluid Power Short Stroke Cylinder of Japanese Proposal – Part I –	Tomonobu HIGASHIKAWA	298
Vancouver Life	Kensei GOTOU	301

[Laboratory Tour]

Fukuoka Institute of Technology, Faculty of Engineering, Intelligent Mechanical Engineering, Fluid Dynamic Laboratory	Taketo MIZOTA	304
---	---------------	-----

[Essay]

I turned 70 Years Old	Saburo ITO	307
-----------------------	------------	-----

[JFPS Activities]

Report of JFPS Spring Seminar 2013 "Automotive Technology and Fluid Power System"	Shigenobu WADA	311
---	----------------	-----

[News]

Origin and Development of Pneumatic Servo System	Toshiharu KAGAWA	314
--	------------------	-----

[JFPS News]

317, 318, 319, 321, 322, 323, 324, 325, 326, 327, 328

特集「流体が関連して発生する騒音・振動」発行にあたって

著者紹介

なかのまさみ
中野政身東北大学流体科学研究所
〒980-8577 宮城県仙台市青葉区片平2-1-1
E-mail: m-nakano@fmail.ifs.tohoku.ac.jp

1982年早稲田大学大学院博士後期課程修了、同年山形大学助手、助教授を経て、1997年同教授。2008年東北大学教授。機能性流体、流体関連振動・騒音などの研究に従事。日本フルードパワーシステム学会（理事）、日本機械学会（フェロー）などの会員。工学博士。

流体が関連して発生する騒音や振動の身近な例として、エアコンや換気扇などから発せられるファン騒音、トイレの排水音、自動車走行時の風切り音、飛行機のジェット騒音、シャワーや水まきホースのバタつき振動、糸電話の紙コップの振動、川面に立つ棒のふらつき振動など枚挙にいとまがない。古くは、建造して4ヵ月後の1940年11月にわずか風速19m/sといわれる横風によるタコマ吊り橋（アメリカ・ワシントン州）の崩落事故は、横風によって橋桁の上下に発生した風の渦が桁を上下に振動させ橋のねじれ振動と共振して自励振動したことによるもので、流体運動と構造振動系とが連成した自励振動（フラッター）の例として有名である。フルードパワーシステムにおいても、油圧ポンプ、油圧制御弁、油圧配管・ホースなどにおける振動・騒音、空気圧減圧弁からの空力騒音、空気圧システムからの排気騒音など実際に問題となっているケースも多い。

このような、いわゆる流体関連騒音・振動は、工学分野での重要な関心事の一つであるとともに、環境問題、安全・安心、および信頼性などの面から広く産業界においてもその原因解明と対策が不可欠となっている。流体関連騒音・振動の発生は、流れのせん断層、渦運動、はく離流れ、乱流、流れの音響共鳴などに伴う空力音響学的騒音、流体と構造系の連成した振動やそれに伴う騒音など多岐にわたる。本特集号では、「流体が関連して発生する騒音・振動」に関して、対象をフルードパワーシステムに限定せず、その基礎から実際までを実験や数値シ

ミュレーションに基づいた発生機構の解明、予測、そして対策事例などに関して紹介することとした。

まず、総論として、加藤千幸氏（東京大学）には、最近のコンピュータの著しい性能向上に伴って実用化が期待される流れの数値解析に基づいた流体騒音の計算方法、予測およびその現状を紹介いただいた。また、滝沢研二氏（早稲田大学）、T. E. Tezduyar氏（ライス大学）には、流体と構造系とが連成する流体関連振動の数値解析で必要となる流体の移動境界問題の計算法として、Space-Time法による流体構造連成解析の方法や事例の紹介をいただいた。

解説としては、まず、中野政身（東北大学）、松浦一雄氏（愛媛大学）に、流れの自励振動から発せられる空力自励音の概要とホールトーンの直接数値解析による発振機構解明と予測・低減化などについて紹介いただいた。渡辺紀徳氏（東京大学）には、航空機のジェット騒音問題として超音速ジェットから発生する騒音を中心に、騒音の性質とその低減化の方法について紹介いただいた。望月修氏（東洋大学）には、物体が水面に突入した際に形成される水しぶきとその際の音の発生機構について紹介いただいた。清水文雄氏、田中和博氏（九州工業大学）には、騒音伝播経路対策の高精度な予測を目的に行った音響伝播と構造振動を同時に扱う音響構造連成解析の方法と遮音カバー周りの音響解析事例を紹介いただいた。渡部尚氏（本田技術研究所）、中野政身（東北大学）には、自動車燃料ポンプ用の逆止弁の自励振動を対象に行った弁流れ数値解析と弁プラグ振動の流体構造連成解析手法とその解析結果について紹介をいただいた。最後に、因幡和晃氏（東京工業大学）には、水撃作用の古典理論における圧力波伝播や管振動、そして混相流や複合材料管における水撃伝播などについて紹介いただいた。

末筆ながら、ご多忙な中を貴重な総論・解説記事をご寄稿いただいた執筆者の皆様には厚く御礼を申し上げる。また、会員の方々には、流体が関連して発生する騒音・振動に関する広範な最新情報の提供に資することができれば、望外の喜びである。

CFDによる流体騒音の予測

著者紹介



かとう ちさち
加藤 千幸

東京大学生産技術研究所
〒153-8505 東京都目黒区駒場 4-6-1
E-mail: ckato@iis.u-tokyo.ac.jp

1982年 東京大学工学部機械工学科卒業。1984年同機械工学専攻修士課程修了。1995年 博士の学位取得（東京大学）。1984年(株)日立製作所入社。1999年東京大学生産技術研究所助教授に就任。2003年同所教授に昇任。

1. はじめに

ターボ機械や自動車などの流体関連機器から発生する流体騒音の予測に関しては、比騒音による騒音レベルの推定や、過去の同様な製品に対する騒音の実測値に基づいた予測が設計レベルでは使われることが多い。また、風車の騒音予測などでは、動翼の翼型、翼弦長、風速、相対流れの迎え角、主流乱れの大きさや強度などをパラメータとして、発生する騒音の周波数スペクトルを予測する騒音予測モデルが用いられている。音源となる流れの変動を直接計算するのではなく、翼面に発達する境界層厚みや後流の幅などの時間平均流れ場の特性量や羽根車前後の相対速度などから騒音レベルを予測する騒音モデルも実際の製品開発には利用されている。しかしながら、このような予測手法は騒音が発生するメカニズムや騒音を発生する翼型などが騒音モデルの前提から大きく外れる場合には使用できない。

一方、スーパーコンピュータの性能向上には目覚ましいものがあり、昨年9月には約8万2千個のCPU、64万個の演算コアを搭載したスーパーコンピュータ「京」の本格運用が開始された。京の計算性能は10ペタ・フロップス*を超えている。「京」を利用すればターボ機械の翼面や自動車の車体表面に発達する乱流境界層内の微細な渦構造の解像が可能になる見込みであり、5、6年以内にはそのよう

な直接計算が実用化されるものと期待されている¹⁾。流れの計算が大規模高精度化するのに伴い、数値計算を利用した流体騒音予測の実用化にも大きな期待が集まっており、その実現に向けた研究開発が盛んに行われている^{2),3)}。本稿では流れの数値計算に基づいた流体騒音の解析方法とその現状を概説する。

2. 直接計算と分離計算

2.1 流体騒音の直接計算

もっとも厳密な流体騒音の予測手法はいわゆる直接計算とよばれるものであり、非定常圧縮性のナビエ・ストークス方程式の解として音を計算する手法である。直接計算の最大のメリットは発生した音が流れに与えるフィードバック効果を考慮できることにある。後述する分離計算ではフィードバック効果は考慮できない。

フィードバックを伴う流体音の代表例として、乱流境界層中に置かれたキャビティから発生する音（キャビティ音）を計算した結果を示す^{4),5)}。飛行機の離着陸用車輪の格納庫や新幹線車両の車間など、キャビティ（窪み）から発生するフィードバックを伴ったピーク性の音は工学的にも問題となることが多い。

流体騒音の直接計算に対しては、音源となる流れの変動（渦の運動）に加えて音の伝播も高精度に計算する必要がある。そのため、空間の離散化方法としては6次精度以上、時間積分には2次精度以上の数値解析法が用いられることが多い。この計算では6次精度のコンパクト差分法と3次精度のルンゲクッタ法（陽解法）を組み合わせ用いている。時間積分法として陰解法を用いることも可能であるが、音の伝播まで計算するためには音速+流速に対するCFL条件を満たすように時間刻み幅を決める必要がある。また、解析領域の境界における非物理的な音の発生や反射を防ぐことも重要であり、境界近傍の計算格子を流れ方向にストレッチさせ境界を通過する前に渦を弱めたり、音の伝播特性を利用した無反射条件が用いられたりすることが多い。

キャビティに流入する境界層の壁面摩擦係数の流

*ペタ・フロップスは1秒間に 10^{15} 回の浮動小数点演算を実行する能力を表す。

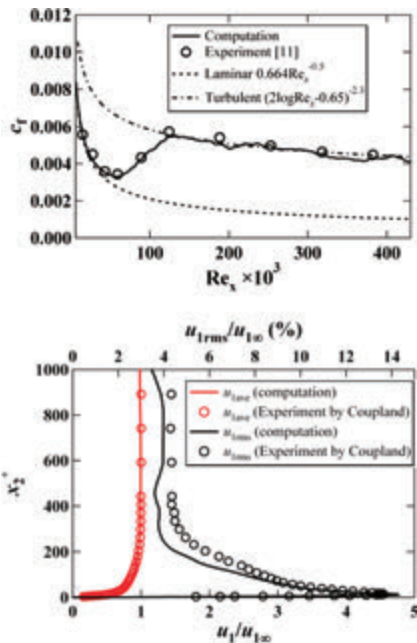


図1 上流側境界層の壁面摩擦係数（上）とキャビティ直前の速度分布（下）の実験値との比較

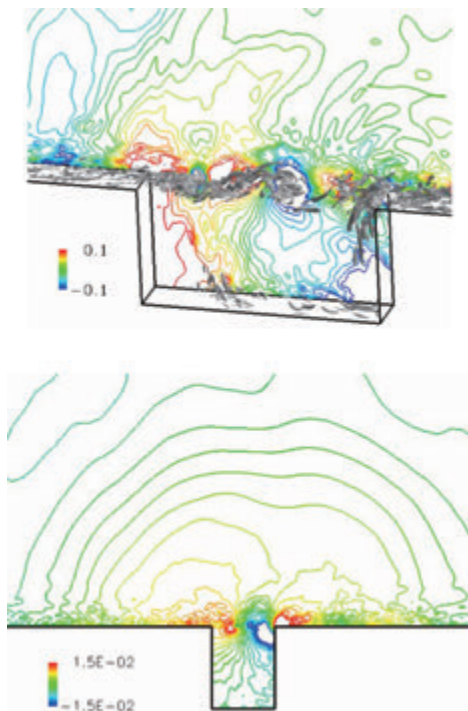


図2 瞬時の渦構造と圧力分布（上：浅いキャビティの場合、下：深いキャビティの場合）

れ方向の変化や境界層中の速度分布を実測値と比較したものを図1に示す。このような計算により時間平均速度分布だけではなく、音源となる流れの変動も含めて乱流境界層が精度良く予測されていることがわかる。詳細は割愛するが、この計算により、図2に示すように、キャビティの深さが渦構造や音の伝播に与える影響やフィードバックに関する詳細な

メカニズムなど、多くの工学的に有用な知見を得ることができた。興味のある読者は前掲の参考文献^{4),5)}を参照されたい。流体騒音の直接計算は実製品の流れから発生する音の予測には適用できないが、製品の個々の要素から流体騒音が発生するメカニズムを解明するための強力な解析ツールとなる。

2.2 流体騒音の分離計算

前述のように、直接計算はもっとも厳密な流体騒音の予測方法であるが、実機の騒音予測に適用することは不可能である。その理由はいくつかあるが、原理的に避けられない問題として計算時間の長大化という問題がある。直接計算では音速により伝播する音も捉えられるように計算の時間刻み幅を小さくする必要があるからであり、マッハ数の小さな流れから発生する音を計算する場合、非現実的な時間ステップ数の計算が必要となる。

たとえば、代表的な流体機械であるポンプから発生する流体騒音の予測に必要な計算の時間刻み幅と時間ステップ数を考えてみよう。非圧縮性ナビエ・ストークス方程式を時間積分して、流れの変動だけを計算する場合には、一般的に羽根車1回転あたり概ね数千時間ステップから数万時間ステップが必要であり、たとえば、羽根車20回転分の計算により流れ場を評価する場合、総時間ステップ数は数万から数10万程度になる。ところが、直接計算では計算の時間刻み幅は音速による制約を受け、上記の値の千分の一程度に小さくする必要がある。したがって、計算に必要となる時間ステップ数は数千万から数億となり実用計算では使えない。

上記の制約はポンプや水車などの水力機械のマッハ数が 10^{-3} ときわめて小さいことに起因しているが、比較的马ッハ数の大きなターボ機械である圧縮機やタービンなどでも直接計算はやはり実用的ではない。その理由は、実用的に問題となる遠方場音を予測するためには非常に大きな解析領域において直接計算をする必要があり、計算規模が非現実的に増大してしまうからである。

そこで、実際の製品から発生する流体騒音の数値解析方法としては、流れと音とを分離して計算する分離計算が一般には用いられる。分離計算の基本的な考え方（仮定）は、流れの変動が音を発生するが、発生した音は流れを変えない、つまり、音から流れへのフィードバック効果は無視できるということである。さまざまな分離計算が提案されているため、そのすべてを詳細に説明することはできないが、本稿では特に重要な点を説明したい。

3. 分離計算の留意点

3.1 音源の計算

前述のように、流体騒音の分離計算では、まず音源となる流れの変動を計算し、次いで、音の計算をする。音源の計算は流れが非圧縮性と見なせるのであれば非圧縮性ナビエ・ストークス方程式を用いて計算し、圧縮性が無視できないのであれば圧縮性ナビエ・ストークス方程式から計算する。何れの場合においても、主要な音源の渦のスケールを推定し、そのスケールの変動を正確に計算できるような計算格子を用いることが重要となる。たとえば、層流はく離する物体周りの流れから発生する流体騒音を予測するためには、はく離するせん断層を正確に予測する必要がある。また、翼の後縁騒音の予測であれば翼面に発達する乱流境界層の変動を精度良く予測する必要がある。乱流境界層の予測に関しては、境界層中での乱流生成に対して支配的な役目を担っている、壁座標で30程度のスケールの縦渦の予測が重要である。格子解像度が不足した計算ではこのような渦が捉えられないために壁面摩擦応力が過少評価され、その結果として、境界層の発達が過少評価されるとともに、変動強度は逆に過大評価される。特に、変動強度は実験値の数倍も過大評価されることも多く、このような場合は騒音レベルを20dB以上も過大評価することもあるので注意を要する。

3.2 音の計算

音の計算においては、波長に対する音源領域の大きさと音の伝播経路が重要である。まず、前者に関しては、音源領域に比較して波長が十分に長い場合（コンパクト音源とよばれる）、音源領域は点と見なすことができるため、流体音響の基礎式であるLighthill方程式⁶⁾の解析解（Curleの式⁷⁾など）が存在し、流れの計算結果があればあとは解析的に音を計算することができる。一方、音源領域が波長に対して無視できない寸法である場合は音の反射を考慮する必要がある。このことは次節に示す実際の音の計算例において詳しく説明する。

音の伝播経路に関しては、低圧や中圧のファンなどの場合は発生した音の空気中での伝播を考慮すれば十分であるが、ポンプや水車などの水力機械や圧縮機などの高圧の空気機械では水中や空気中を伝播する音だけではなく、ケーシングや配管などの構造物の中の固体伝播音（縦波成分と横波成分）も考慮しなければ遠方場音の予測はできない。たとえば、多段の遠心ポンプから発生する騒音は羽根車の動翼とディフューザの案内羽根との干渉（静動翼干渉）に起因する圧力変動がケーシング内や配管内を伝播

し、ケーシングや配管の表面の振動速度を介して空气中に伝播される。したがって、これらの経路における音の伝播も計算する必要がある。

4. 流体騒音の数値解析例

最後に流体騒音の数値解析事例を紹介する。図3から図4は一辺の長さDが20mm、長さが500mmの正方形角柱が流速（U）30m/sの流れに正対して置かれた場合に発生する流体騒音を風洞実験値と比較したものである⁸⁾。角柱後流には無次元周波数（ストローハル数： $St=fD/U$ ）で約0.14のカルマン渦列が形成されることが知られており、この場合のカルマン渦の放出周波数は約200Hzとなる。無次元周波数が0.14であるということはカルマン渦の間隔は角柱の一辺の長さDの7倍、カルマン渦の大きさはDと同程度ということになる。したがって、カルマン渦だけを解像するのであればDの1/10程度の格子解像度でも十分であるが、角柱の前縁からはく離する層流境界層の厚みはDの1/100程度であり、図3に示すように、はく離直後に乱流遷移が起こる。したがって、この流れから発生する流体騒音を数値解析により予測するためには、角柱表面の層流境界層とはく離した境界層の乱流遷移を正確に計算する必要がある。図4および図5に示すように、この解析でははく離直後や後流の流速変動を定量的に予測できていることがわかる。また、流体解析により求めた角柱に働く流体力変動や角柱後流の流速変動を音源として、前述のCurleの式、あるいは、Lighthillの式から発生する音の周波数スペクトルを予測した結果を図6に示すが、数kHzの周波数まで定量的に騒音レベルが予測できていることがわかる。

つぎに、サーバーなどの冷却用に多用される小型のボックスファンから発生する流体騒音の予測結果を示す。ボックスファンやシロッコファンなどの小

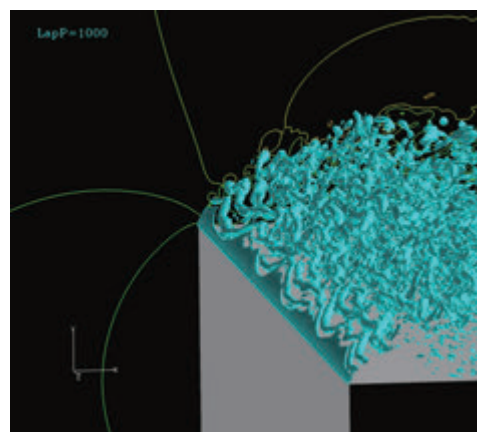


図3 角柱周りの流体音源の計算（5,500万要素を用いたLES計算）

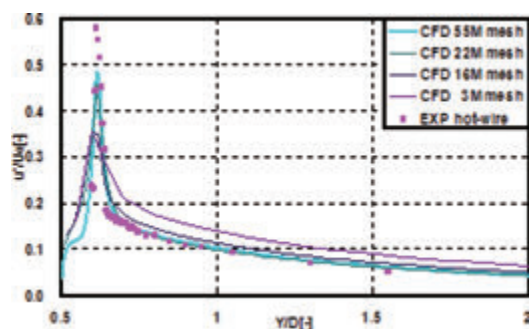


図4 はく離直後の流速変動の比較

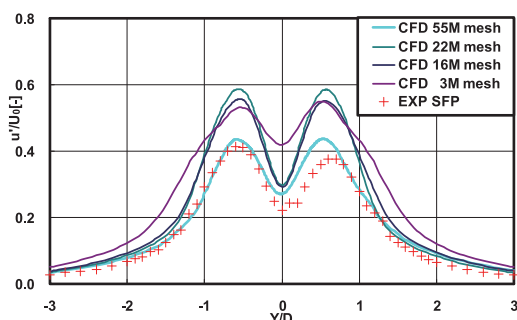


図5 後流の流速変動の比較

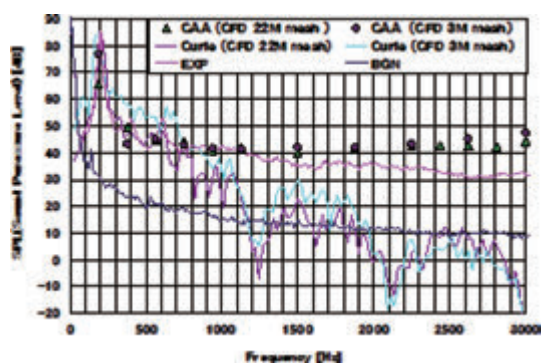


図6 音圧レベルの比較

型のファンから発生する流体騒音の予測においては、ファンの羽根車などの物体表面における音波の位相差は問題とはならない。たとえば、羽根車外径80mm、羽根枚数7枚、回転数3,000rpm (50rps) のボックスファンから発生する流体騒音の場合、動翼通過周波数は350Hzであり、実用上はこの10倍の周波数の騒音まで計算すれば十分である。最大周波数における音の波長は約100mmであるため、動翼表面における音の反射の位相差は問題にはならない。よって、非圧縮性ナビエ・ストークス方程式の計算から求められた圧力変動も音響解析の境界条件として意味のあるものとなる。ただし、ファンの周りにダクト壁などの大きな物体表面がある場合はそれらの物体表面における音の反射の位相差は考慮する必要がある。600万点程度の格子を用いた非圧縮性LESにより計算された羽根車の流体力変動を二重極音源と

して、境界要素法により音場を予測した結果を図7に示す⁹⁾。予測値は実測値と良く一致しており、小型のファンから発生する流体騒音の予測に対してはすでに目途が立っている。

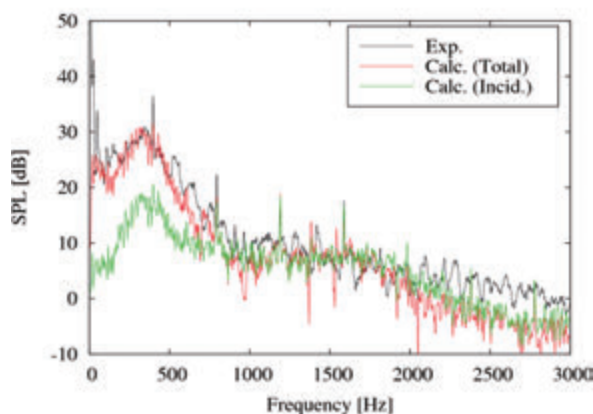
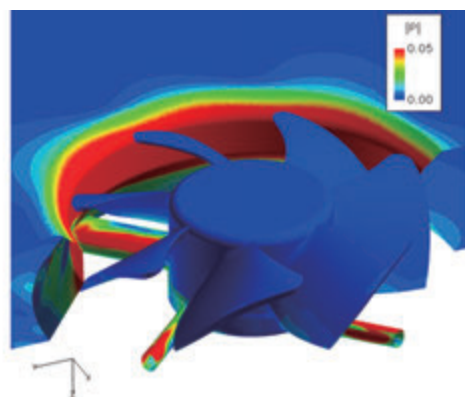


図7 ボックスファンの流体騒音解析結果（上：圧力変動分布，下：音圧レベルの比較）

5. おわりに

計算機の性能向上に伴い、非定常流れの数値解析も徐々に設計現場で適用され始めている。流体騒音は流れの中の非定常変動に起因して発生する音であるため^{10), 11)}、非定常流体解析の発展形の一つとして、流体騒音の数値解析に期待が集まっている。流体騒音の数値解析のためには、第一に、騒音が発生する主要なメカニズムを推定し、どうすればそれが正確に計算できるかを検討することが重要となる。つぎに、音の主要な伝播経路を推定し、それに見合った数値解析手法を選択する必要がある。たとえば、固体伝播音が支配的な場合には振動解析を実施する必要があるし、水中を伝播する音が無視できない場合には、配管内を伝播する音を計算する必要がある。さらに、物体表面の圧力変動を境界条件として音響解析を実施する場合には位相差がどこまで正確に求まっているかということにも留意する必要がある。

ある。

流体騒音の数値解析手法は完全に確立されているわけではなく、今後の研究成果に期待されているところも大きい。たとえば、エアコンの室内機に用いられるターボファンや室外機に用いられるプロペラファンから発生する流体騒音の数値解析には解決すべき課題が多い。これらのファンは比較的低速で回転し、動翼通過周波数は高々 100Hz 程度になることが多いが、実用的には 4 kHz 程度までの周波数帯域の音を予測する必要がある。このため、動翼ピッチの数 10 分の 1 程度のスケールの変動まで正確に計算する必要がある。しかしながら、この問題は流体計算の規模（格子解像度）を向上させれば解決することができ、本質的な問題ではない。本質的な問題はこれらのターボ機械における音響的な反射効果をどのように解析に取り込むかである。数 10 Hz の動翼通過周波数の騒音に対しては音の波長が数 m になるため、固体表面における音波の位相差は問題にはならないが、周波数の高い乱流騒音に対しては、固体表面における音波の位相差を正確に考慮する必要がある。もっとも単純な方法として圧縮性ナビエ・ストークス方程式により、流れの変動と共に近距離場音まで計算する方法が考えられるが、この種のターボ機械の動翼先端周速に対するマッハ数は高々 0.1 程度であり、圧縮性ナビエ・ストークス方程式を用いて流体騒音を予測することは困難である。動翼の後流から発生する騒音のみが問題になるのであれば後流中の渦を音源として、動翼とともに回転する回転座標系において音響計算をすれば良いが、静動翼干渉（特に、ポテンシャル干渉）も支配的な音源となっている場合にはこのような方法は使えない。さらに、通常、音響解析は周波数領域で行うが、境

界面が移動する場合に周波数領域で音を解析することは原理的に不可能である。このような流体騒音を数値解析により予測するためにはさらなる研究開発が必要である。

参考文献

- 1) 加藤千幸：数値解析の進展とターボ機械設計の高度化，ターボ機械，Vol. 37, No.7, p. 387-393 (2009)
- 2) Kato, C., et al.: Numerical Prediction of Sound Generated from Flows with a Low Mach Number, Computers & Fluids, Vol. 36, p. 53-68 (2007)
- 3) 加藤千幸：非定常流れのCFDとターボ機械の騒音予測，ターボ機械，Vol. 38, No. 11, p. 27-32 (2010)
- 4) Hiroshi Yokoyama and Chisachi Kato: Fluid-acoustic interactions in self-sustained oscillations in turbulent cavity flows. I. Fluid-dynamic oscillations, Physics of Fluids Vo. 21, 105103, p. 1-13 (2009)
- 5) 横山博史・加藤千幸：乱流境界層内のキャビティ音発生におけるフィードバック機構（第2報，流体共鳴振動），日本機械学会論文集B編，第76巻，765号，p. 94-103 (2010) .
- 6) Lighthill, M. J., "On Sound Generated Aerodynamically I. General Theory", Proc. Roy. Soc., London, Series A, 211, 564-581 (1952).
- 7) Curle, N., "The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound", Proc. Roy. Soc., London, Series A, 231, 505-514 (1955).
- 8) 益田直樹，「分離解法による角柱周り流れの空力音響解析精度に関する研究」，日本大学修士論文，2013.
- 9) 高山糧，「低マッハ数のファンから発生する流体騒音の数値計算」，東京大学博士論文，2011.
- 10) Powell, A., "The Theory of Vortex Sound", J. of Acoust. Soc. Am., 33, (1964), 177-195.
- 11) Howe, M. S., "The Generation of Sound by Aerodynamic Sources in an Inhomogeneous Steady Flow", J. Fluid Mech., 67-3 (1975), 597-610.

（原稿受付：2013年6月26日）

Space-Time法による流体構造連成解析

著者紹介



たき ざわ けん じ
滝 沢 研 二

早稲田大学
〒169-8050 新宿区戸塚町1-104
E-mail: Kenji.Takizawa@tafsm.org

2005年東京工業大学博士課程修了。海上技術安全研究所、ライス大学を経て、2011年早稲田大学准教授、現在に至る。流体構造連成の数値解析の研究に従事。ASME 日本機械学会などの会員、博士（理学）。



Tayfun E. Tezduyar

ライス大学
6100 Main Street, Houston, TX 77005, USA
E-mail: tezduyar@rice.edu

PhD 1982, Caltech. Distinguished McKnight University Professor, U of Minnesota; James F. Barbour Professor, Rice U. Research in computational FSI, parachute modeling, cardiovascular FSI, and aerodynamics of flapping wings.

1. はじめに

界面追跡（移動格子法）による、流体の移動境界問題を計算するための一般化計算法として、DSD/SST: Deforming-Spatial-Domain/Stabilized Space-Time法は、1991年に¹⁾提案された。この移動境界問題には、流体構造連成 (FSI: Fluid-Structure Interaction)、流体剛体連成 (FOI: Fluid-Object Interaction)、流体粒子連成 (FPI: Fluid-Particle Interaction)、自由界面問題 (free-surfaceまたはmulti-fluid flows)、そして流体周りの高速で直線または回転運動をする機械がそれに相当する。最初のDSD/SST法は、SUPG/PSG安定化法¹⁾を用いている。また、本手法に欠かせない移動格子計算手法は数多く提案¹⁾²⁾されている。DSD/SSTで計算された初期の計算結果は、自由界面問題¹⁻³⁾、FOI¹⁻³⁾、直線または回転運動を含むもの³⁾、FPI³⁾、そしてFSI³⁾、で発表されている。つぎの世代のDSD/SST法は論文⁴⁾にて発表された。論文⁴⁾では、その適応範囲を広げるとともに、より安定的でまた効率を求めた拡張を

行った。特に、流体構造連成手法として、SSTFSI (stabilized ST FSI) と名付けられた。

我々の実際の計算にはこれらの中心となる解析手法に加え、それぞれの事象の解析のための特殊な解析手法を追加することが必要であることも少なくない。パラシュートの流体構造連成のための手法は、論文⁵⁾等に、個別患者のための流体構造連成による血流解析は、論文⁶⁾等に、上記のSSTFSI法とともに使用する形で発表している。最新のDSD/SST法は、論文⁷⁾で発表した。このSpace-Time法は、変分マルチスケール法⁸⁾ (VMS: Variational Multiscale) をもとに定式化され、ST-VMSと名付けられた。本手法は、風車の回転部の流体⁹⁾や、羽ばたき羽根の解析¹⁰⁾に用いられている。

2. 中心となる数値解析手法

DSD/SST法は、Semi-Discreteと呼ばれる空間離散化だけを行ったSUPG/PSPG安定化有限要素法の定式化の重要な要素をすべて含む (図1)。それらの要素は、重み関数、領域積分、応力項の部分積分、境界積分、SUPG、PSPGそして、LSICと呼ばれる安定化項であり、また、安定化パラメータ⁴⁾ τ_{SUPG} , τ_{PSPG} , ν_{LSIC} である。

ここで、この境界や領域積分は、ST “Slab” と呼ば

$$\begin{aligned} & \int_{Q_n} \mathbf{w}^h \cdot \rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}^h}{\partial t} + \mathbf{u}^h \cdot \nabla \mathbf{u}^h - \mathbf{f}^h \right) dQ \\ & + \int_{Q_n} \boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{w}^h) : \boldsymbol{\sigma}(p^h, \mathbf{u}^h) dQ - \int_{(P_n)_h} \mathbf{w}^h \cdot \mathbf{h}^h dP \\ & + \int_{Q_n} q^h \nabla \cdot \mathbf{u}^h dQ + \int_{\Omega_n} (\mathbf{w}^h)_n^+ \cdot \rho ((\mathbf{u}^h)_n^+ - (\mathbf{u}^h)_n^-) d\Omega \\ & + \sum_{e=1}^{(n+1)_n} \int_{Q_n^e} \frac{1}{\rho} [\tau_{\text{SUPG}} \rho \left(\frac{\partial \mathbf{w}^h}{\partial t} + \mathbf{u}^h \cdot \nabla \mathbf{w}^h \right) + \tau_{\text{PSPG}} \nabla q^h] \cdot \\ & \quad [\mathbf{L}(p^h, \mathbf{u}^h) - \rho \mathbf{f}^h] dQ \\ & + \sum_{e=1}^{(n+1)_n} \int_{Q_n^e} \nu_{\text{LSIC}} \nabla \cdot \mathbf{w}^h \rho \nabla \cdot \mathbf{u}^h dQ = 0 \\ & \mathbf{L}(q^h, \mathbf{w}^h) = \rho \left(\frac{\partial \mathbf{w}^h}{\partial t} + \mathbf{u}^h \cdot \nabla \mathbf{w}^h \right) - \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}(q^h, \mathbf{w}^h) \end{aligned}$$

図1 DSD/SST法の離散化

れる(図2)空間と時間となる。速度と圧力(u , p)とそれに対応する重み関数(w , q)は、そのST Slabで連続である、しかし、隣り合うST Slab間では不連続である。このことにより、ひとつのST Slabに含まれる未知数の数を増やすが、同時に計算精度も高くなる。なお、DSD/SSTにも、低次の関数を用いた手法があり、この場合、同様に移動格子手法であるALE(Arbitrary Lagrangian-Eulerian)法と同等のコストで同等の計算精度となる。

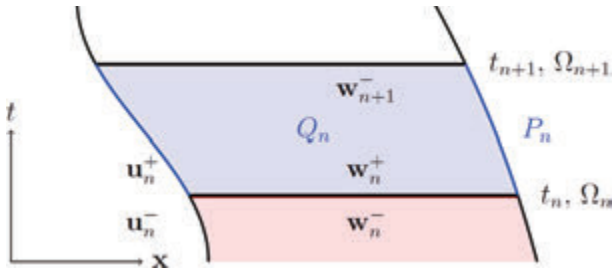


図2 ST "Slab"

加えて、ST法は、容易に、より高次の関数を適応することができる(図3)。この高次の関数は、境界の移動や変形を、滑らかに近似することが可能である。また、高次の関数を使うことで、移動格子の記述や、リメッシュと呼ばれる格子の再構成の新しい方法が提案されている。

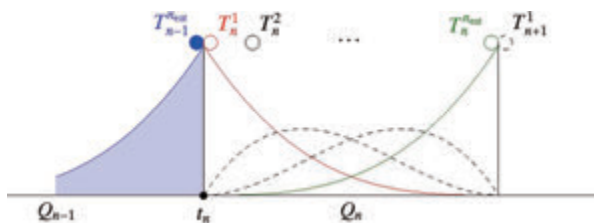


図3 ST "Slab," Q_n 中の高次の時間基底関数

DSD/SST法は、移動格子法のひとつであるため、流体と物体の間に、格子を集めることが可能であり、この境界が物体の移動に追従するため、境界層の解像が容易である。一方、Interface Capturingと呼ばれる、格子を固定したまま、物体境界を移動させる手法は、このような境界層の解像は困難である。

移動格子によるFSIの離散化は、それぞれの時間ステップでの、非線形の連立方程式となる。FSIの連成とは、主にそのシステム(流体、構造、そして移動格子の格子点)間の連成の仕方である。基本的には、手法の安定性が重要で、特に、構造物が周囲流体に比べ軽い場合に取り扱いが難しくなる。連成手法は、大きく分けて、Block-Iterative Coupling, Quasi-Direct Coupling, Direct Coupling(名前の定

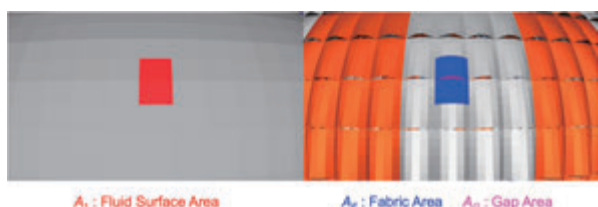
義は論文⁴⁾参照)の3つある。流体と構造の境界の離散化は必ずしも一致している必要は無いが、この3つの手法のうち、Quasi-Directまたは、Direct Coupling法で境界の離散化を一致させたものをMonolithic法と呼ぶ。なお、流体構造連成法の中には、流体を計算し、構造を計算しつぎのステップに移るという手法も存在するが、私たちはこのような方法は連成とは呼んでいない。

3. 実解析のための数値解析手法

それぞれの、流体構造連成問題には、固有の問題があることが多い。つまり、前述の一般化したFSI連成法だけでは十分でないことがある。それらのために、それぞれの問題に対しての解析手法を提案している。これらの多くの手法の提案は、SSTFSI法に拡張する形で行われてきた。パラシュートのFSIは論文⁵⁾を、個別患者のための血流解析のためFSIは論文⁶⁾を羽ばたき羽根の解析は論文¹⁰⁾を参照していただきたい。ここではその中から2つを例として示す。

パラシュートのFSIは、通常のFSIの難しさをすべて含む。宇宙船用のパラシュートは、非常に大きなリングセールパラシュートで構成される。リングセールパラシュートは、通常百本近いケーブルが頂点から傘の下に貼られ、そのケーブルの間をゴアと呼ぶ。リングセールパラシュートは、リングとセールで構成され、それによりリングやセールの間に百以上のギャップやスリットと呼ばれる穴ができる。この穴から空気が抜けることとなるがこの多くの穴と複雑な形状がFSIを難しくする。この解決策とし、Homogenized Modeling of Geometric Porosity(HMGP)⁴⁾を、またその新しいバージョン HMGP-FG⁵⁾を提案している。これは、この複雑な形状と穴を抜ける流体をそれぞれの穴の周囲で画一的に近似するモデルである。なお、このモデルパラメータは、いくつかのゴアを用いた一度の詳細な流体の計算で求めることができる。図4と5は、HMGP-FGによる流量のモデル化を示している。パラシュートは、Full Openと呼ばれる全開の状態でも、周期的に形状を変えている(これはパラシュートが呼吸しているような振る舞いであるため、Breathingと呼ばれる)。これにより、ギャップやスリットの形状やサイズが変わる。上記HMGP-FGは、この変化に対して係数不変量となっていることが確認されている。

羽ばたき羽根の流体解析には、精度の良い羽ばたき羽根の動きと変形の記述が必要である。また、この表記には、安定で効率的なメッシュの記述や、リメッシュ法が必要とされる。このような手法は、DSD/SST法と共に開発¹⁰⁾された。本手法は、時間表



$$u_n = - (k_F)_J \frac{A_F}{A_1} \Delta p - (k_G)_J \frac{A_G}{A_1} \operatorname{sgn}(\Delta p) \sqrt{\frac{|\Delta p|}{\rho}}$$

図4 パラシュートを抜ける速さを圧力差 Δp でモデリング、 $(k_F)_J$ と $(k_G)_J$ はモデルパラメータ（詳細は論文⁵⁾）

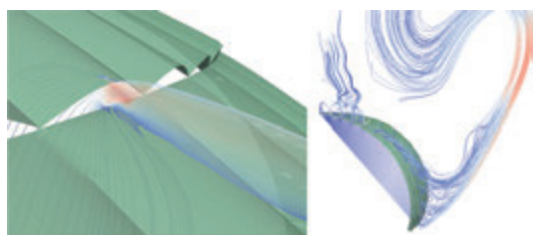


図5 2つのモデルパラメータは、いくつかのゴアを用いた一度だけの詳細な流体計算から求めることが出来る

記に、高次の関数を（NURBS基底）用いており、羽根の移動や変形、そしてリメッシュを表現する。3次のNURBS基底は、羽根の動きの加速度を連続とする。言い換えると、これが、流体力を連続にする。NURBS基底を使った、時間表現は、図6に示されるようにきわめて効率が良い。本表現は、格子点の計算を長い時間間隔で行うことを許し、格子に関する情報、たとえば、格子の移動速度等は、この関数の微分から取得する。図7は、これを用いてどのようにリメッシュするか例である。リメッシュのためにまず、時刻関数を分離するために、Knot Insertionと呼ばれるNURBS固有のオペレーションを実行する。これにより、表現される時刻情報を変更すること無く、2つの独立したPatchを作ることができる。これによりそれぞれのPatchでそれぞれのメッシュを使うことを可能とする¹⁰⁾。

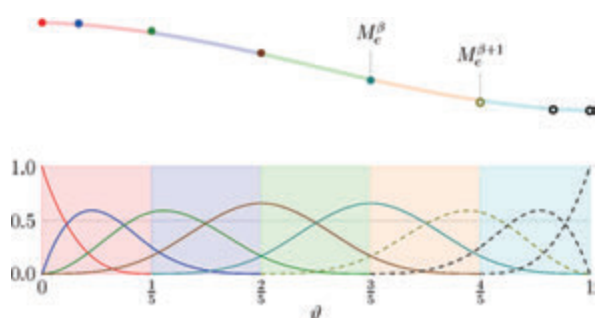


図6 移動格子をNURBS基底関数とともに表現。ここで Temporal-Control Meshはその係数に相当する

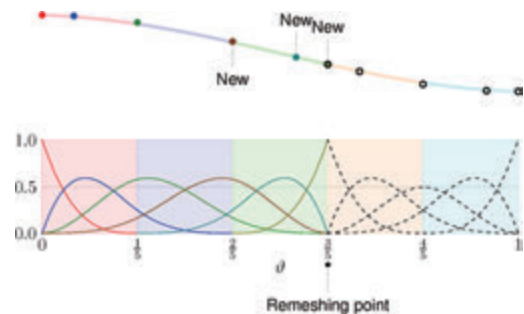
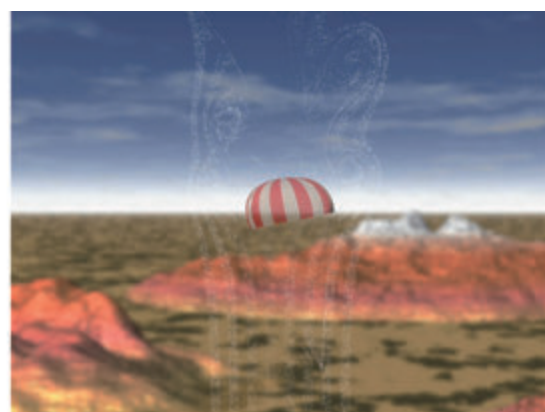


図7 リメッシュはKnot Insertionと呼ばれるNURBS特有のオペレーションを用いて行われる。これにより、その時刻を境に、2つのPatchに分解される

4. 解析例

最初の例は、パラシュートである。これは、私たちの計算を、NASAのドロップテスト（実験）と比較した良い例である。図8は、私たちの計算から得られたある時刻のパラシュートの形状とその周囲の流体の様子を示したものである。また、NASAの実験結果と比較した表を示した。これにより、計算精度が十分開発に耐えうると判断でき、シミュレーションによるデザインの決定⁵⁾を行っている。図9は、サスペンションラインと呼ばれる傘から宇宙船をつなぐケーブルの、長さを変化させた場合のパラシュートの挙動の違いを計算した時のパラシュートの例である。

宇宙船用のパラシュートは通常、2つか3つ同時に使用され、クラスターと呼ばれる。このような場合、パラシュート同士のコンタクトが、数値解析にとって難しい問題である。私たちはこれを、最近解決⁵⁾した。図10は、3つのパラシュートでできたク



	V_D (ft/s)	V_{RH} (ft/s)	T_B (s)	T_S (s)
Test Data	<10% Diff	Comparable	<10% Diff	<10% Diff
Computation	21.4	4 to 13	6.7	16.4

図8 パラシュートの形状と流れを示したもの（上）と NASAの実験との比較（下）



図9 シミュレーションによるデザインの決定 (サスペンションラインの長さによるパラシュートの挙動の違い)



図10 クラスターパラシュートの計算結果 (2つのパラシュートがコンタクトしている時)

ラスターの計算結果である。2つのパラシュートがコンタクトしている。

宇宙船用パラシュートは、複数のステージを経て開かれる。最初のステージは、Reefedステージと呼ばれ、傘の裾にReefingケーブルを通し、そのケーブルによって、傘の直径を小さくしている。ある一定の時間、このような状態で降下した後、そのケーブルを切ることで、“Disreef”と呼ばれる、つまり裾が拡張しつぎのステージに移る。この後再び、Reefingケーブルによって制限されることもある。数値解析に取って、このReefedステージや、Disreefingは形状の複雑さや、急な変形により、きわめて難しい問題となっている。図11は、Disreefingの計算結果¹¹⁾を示したものである。

風車の、3次元解析もまた、難しい問題である。正しい出力トルクを計算するには、すべての位置で正しい剥離点をもつ解析が不可欠であるからである。



図11 パラシュートのDisreefing

これらは、メッシュ解像度と乱流モデルという二つが必要とされる。私たちは、5メガワット級の風車の解析を最初のDSD/SST法 (“SUPS”), また、DSD/SST-VMST (“VMST”) 法で実施した。図12は、解析に使用したブレードとその断面を描いたものである。図13は、VMST法で計算した結果から、渦度の大きさを表示したものである。図14は、ひとつのブレードの作るトルクの時刻変化で、SUPS, VMSTとALEと比較したもの⁹⁾である。

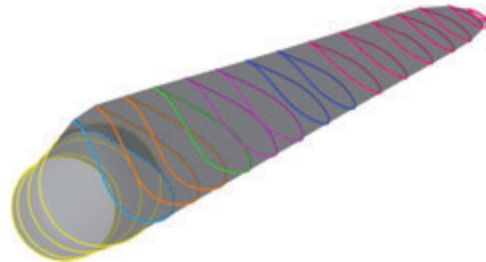


図12 風車のブレード (断面の翼形状を表記)



図13 VMSTで計算された、渦度の大きさ

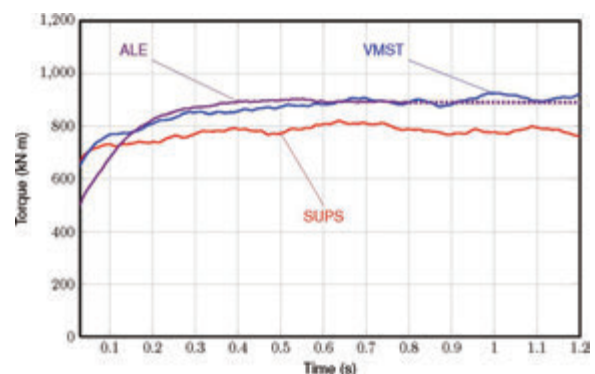


図14 ひとつのブレードの作り出すトルクの時刻変化. SUPS, VMST, ALEの比較⁹⁾

最後の例として、イナゴの羽ばたきによる流体力学計算^{10, 12)}について説明する。羽根の動きや変形は、ヒューストンにあるBaylor College of Medicine

(BCM) の共同研究グループによって複数の高速度カメラで撮影された。撮影データは、イナゴの前羽根 (FW : Forewing) と、後羽根 (HW : Hindwing) にマークされたトラッキングポイントの動きとして記録される。そのトラッキングポイントの場所を、図15に示した。これらのデータから、どのようにNURBS基底を用いて、羽根の動きを記述しているかは論文^{10,12)}を参照していただきたい。

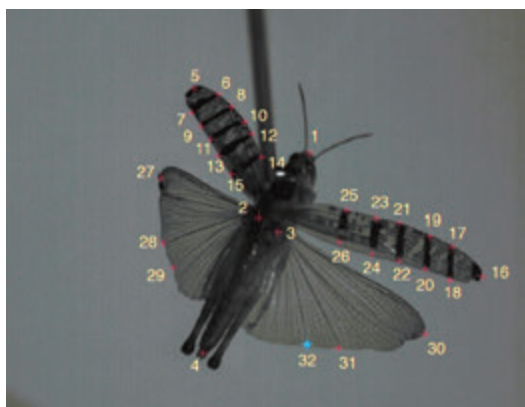


図15 風洞実験 (BCM) で計測されたデータ点

図16は、風洞で撮影されたイナゴと、私たちのモデルを羽ばたきの周期を8等分した時の様子である。図17には、計算結果として、流線を描いた。

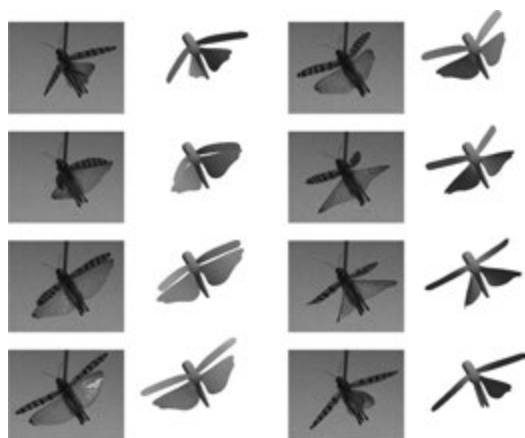


図16 風洞実験とコンピュータモデルの比較

参考文献

- 1) T.E. Tezduyar, "Stabilized Finite Element Formulations for Incompressible Flow Computations," *Advances in Applied Mechanics*, 28 (1992) 1-44.
- 2) T. Tezduyar, S. Aliabadi, M. Behr, A. Johnson, V. Kalro and M. Litke, "Flow Simulation and High Performance Computing," *Computational Mechanics*, 18 (1996) 397-412.
- 3) T.E. Tezduyar, S.K. Aliabadi, M. Behr and S. Mittal,

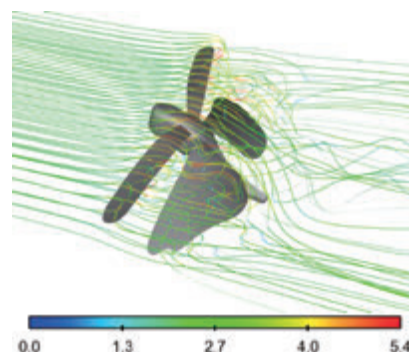


図17 流速 (m/s) で色分けされた流線

"Massively Parallel Finite Element Simulation of Compressible and Incompressible Flows," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 119 (1994) 157-177.

- 4) T.E. Tezduyar and S. Sathe, "Modeling of Fluid-Structure Interactions with the Space-Time Finite Elements : Solution Techniques," *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 54 (2007) 855-900.
- 5) K. Takizawa and T.E. Tezduyar, "Computational Methods for Parachute Fluid-Structure Interactions," *Archives of Computational Methods in Engineering*, 19 (2012) 125-169.
- 6) T.E. Tezduyar, K. Takizawa, T. Brummer and P.R. Chen, "Space-Time Fluid-Structure Interaction Modeling of Patient-Specific Cerebral Aneurysms," *International Journal for Numerical Methods in Biomedical Engineering*, 27 (2011) 1665-1710.
- 7) K. Takizawa and T.E. Tezduyar, "Multiscale Space-Time Fluid-Structure Interaction Techniques," *Computational Mechanics*, 48 (2011) 247-267.
- 8) T.J.R. Hughes, "Multiscale Phenomena: Green's Functions, The Dirichlet-to-Neumann Formulation, Subgrid Scale Models, Bubbles, and the Origins of Stabilized Methods," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 127 (1995) 387-401.
- 9) K. Takizawa, B. Henicke, T.E. Tezduyar, M.-C. Hsu and Y. Bazilevs, "Stabilized Space-Time Computation of Wind-Turbine Rotor Aerodynamics," *Computational Mechanics*, 48 (2011) 333-344.
- 10) K. Takizawa, B. Henicke, A. Puntel, T. Spielman and T.E. Tezduyar, "Space-Time Computational Techniques for the Aerodynamics of Flapping Wings," *Journal of Applied Mechanics*, 79, 010903 (2012).
- 11) K. Takizawa, M. Fritze, D. Montes, T. Spielman and T.E. Tezduyar, "Fluid-Structure Interaction Modeling of Ringsail Parachutes with Disreefing and Modified Geometric Porosity," *Computational Mechanics*, 50 (2012) 835-854.
- 12) K. Takizawa, B. Henicke, A. Puntel, N. Kostov and T.E. Tezduyar, "Space-Time Techniques for Computational Aerodynamics Modeling of Flapping Wings of an Actual Locust," *Computational Mechanics*, 50 (2012) 743-760.

(原稿受付 : 2013年 6 月 5 日)

解説

空力自励音とその数値解析

著者紹介



中野 政身

東北大学 流体科学研究所
〒980-8577 宮城県仙台市青葉区片平2-1-1
E-mail: m-nakano@fmail.ifs.tohoku.ac.jp

1982年早稲田大学大学院博士後期課程修了、同年山形大学助手、助教授を経て、1997年同教授、2008年東北大学教授、機能性流体、流体関連振動・騒音などの研究に従事、日本フルードパワーシステム学会（理事）、日本機械学会（フェロー）などの会員、工学博士。



松浦 一雄

愛媛大学 大学院
〒790-8577 愛媛県松山市文京町3番
E-mail: matsuura.kazuo.mmm@ehime-u.ac.jp

2005年東京大学大学院工学系研究科博士後期課程機械工学専攻修了、九州大学、NASA Ames研究所/Stanford大学、2009年東北大学助教を経て、2012年愛媛大学大学院理工学研究科・准教授、現在に至る。専門は乱流解析、水素安全科学と航空宇宙推進工学、博士（工学）。

1. はじめに

強い風が吹いている時に送電線から発せられるヒューヒューという風切り音が周辺環境の悪化という観点から問題になることがある。これは、電線の風下にカルマン渦列が発生することにより発せられる比較的低い周波数の離散周波数成分をもつ音（エオルス音）であり、カルマン渦列という円柱の後流（Wake）の全体不安定系（Global Instability）¹⁾ から空気力学的に発せられる自励発振音（空力自励音と呼ぶ）の一種である。このような空力自励音は、その離散周波数成分をもつ高レベルな騒音となるため、特に各種の輸送機械、産業用機械・機器、家電製品などの高性能化と相まって騒音・振動問題として顕在化することが多い。

本解説では、さまざまな流れ場で発生する空力自励音の基本的なケースを取り上げ、その自励発振の統一的なメカニズムを解説する。さらに、代表的な空力自励音であるホールトーンを対象に著者らが行った実験と圧縮性直接数値シミュレーションに基づいたその発振機構の解明と、下流平板へ円環状突起を設置することによるホールトーンの低減効果（パッシブ制御）について紹介する。

2. 各種の空力自励音

図1(a), (b)に示すように、空力自励音は大別するとつぎの二つの流れの全体不安定系から発せられる。一方は、前述したカルマン渦列のように、物体近傍の逆流を伴う絶対不安定（Absolutely Unstable: AU）領域とその下流の対流不安定（Convectively Unstable: CU）領域とが連成して全体的に自励振動する系〔図1(a)〕である。他方は、対流不安定にあるせん断層が下流にある物体に衝突して生じた圧力波が上流にフィードバックし、上流せん断層の不安定性を誘起することによって自励発振する系〔図1(b)〕である。後者の代表例として、エッジトーン〔図1(b)〕、キャビティトーン〔図1(c)〕、ホールトーン〔図1(d)〕、リングトーンなどが挙げられる²⁾。いずれもせん断層の対流不安定性による擾乱の増幅と組織的な渦形成、その渦のエッジ状物体への衝突による圧力波の発生、その圧力波の上流へのフィードバック、そしてその圧力波による上流せん断層への擾乱の生成と4つの要素³⁾が関与して自励発振するため、高レベルの離散周波数音を伴うことが特徴である。

3. ホールトーンの数値解析

図1(d)に示すように、円形のノズルあるいは穴から噴出した噴流がノズルと同じ直径の穴が開いてい

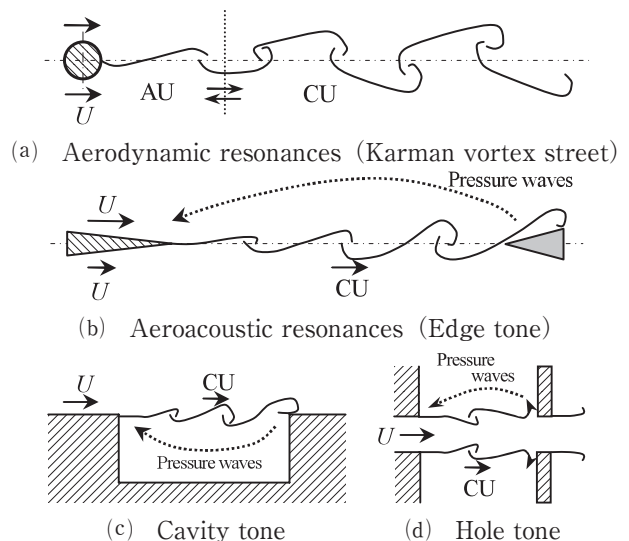


図1 空力自励音を誘起するせん断流れの分類

る下流に置かれた板を通過する際に発生する自励音はホールトーンと呼ばれ、噴流せん断層の対流不安定性と圧力波のフィードバックを伴った空力音響学的自励発振現象の一種である²⁾⁻⁵⁾。この空力自励音は固体燃料ロケットモータ、排気マフラー、換気ダクト、ガス供給システムなど、多くの実用的な場面で発生し⁶⁾、振動・騒音の問題となる。ここでは、音波の伝搬を考慮できる圧縮性直接シミュレーションによるホールトーン現象の解析および下流板の穴近傍に設ける円環状突起によりホールトーンのフィードバックループを遮断して自励音を抑制する試みについて紹介する^{7), 8)}。

3.1 ホールトーン系と圧縮性直接数値解析

図2に対象とするホールトーンシステムを示す。図中、下流板に取り付けられている“obstacle”はホールトーンを抑制するために著者らが提案した円環状突起である。また、同図には実験での音響計測の概要も示す。ノズルと下流板に設けられた同軸の穴の直径は共に $d_0=51\text{mm}$ である。噴流速度 u_0 は 10m/s である。ノズル出口と下流板の間の衝突距離 L_{im} は 50mm である。

圧縮性直接シミュレーションにおける支配方程式は、3次元圧縮性Navier-Stokes方程式であり、併せて完全気体の状態方程式を用いた。粘性はサザランドの式より求め、Prandtl数は 0.72 で一定とした。方程式は差分法で解いた。その際、空間微係数は6次精度のコンパクトスキーム⁹⁾で評価し、境界近傍では、4次精度の片側差分およびclassical Padéスキームを用いた。時間積分は3次精度Runge-Kutta法を用いた。上述の空間離散化および時間積分に加え、数値的不安定性を抑制するため、内点で10次精度、境界近傍で4次精度の陰的フィルタリング¹⁰⁾を使用した。フィルタリングの左辺項に現れるパラメータは、内点で 0.492 とした。計算法の詳細は文献⁷⁾を参照されたい。

計算および実験は2ケースずつ行い、突起高さが $h=0\text{mm}$ のケース（以下、ORケース）および $(r_i, h)=(35.5\text{mm}, 5\text{mm})$ のケース（以下、OBケース）である。ORケースは突起を設置しない場合で本来のホールトーンに対応する。ここで示すOBケースの結果はORケースの流れ場に突起を設けて計算し、十分時間がたったものである。気温 15°C の環境下で、噴流のレイノルズ数は $Re=u_0 d_0 / \nu \approx 3.42 \times 10^4$ 、マッハ数 M は $M=u_0 / c_0 \approx 0.029$ に相当する。ここで c_0 は音速である。計算領域全体は7ゾーンより構成され、各ゾーンでは円柱座標に基づく格子を生成し計算を行った。全格子点数は、ORケースで 9.21×10^6 点、OBケースで 24.6×10^6 点である。

3.2 シミュレーションの結果

まず、ORケースの詳細解析⁷⁾より、ホールトーン現象における下流穴エッジ近傍における圧力波の発生とその広域的な伝搬機構が明確になった。すなわち、噴流せん断層に形成される組織的渦構造の平板穴エッジへの衝突に伴って形成されるエッジ近傍で

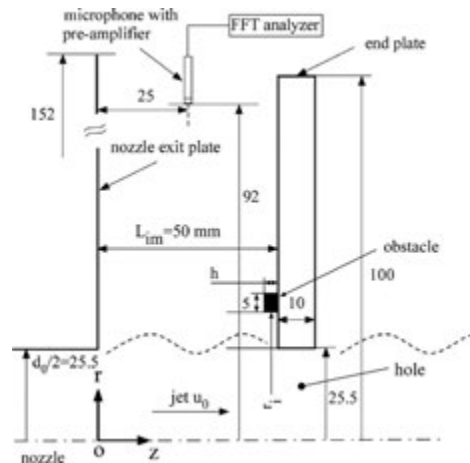


図2 ホールトーンシステム(図中“obstacle”はホールトーン抑制のために提案する円環状突起)

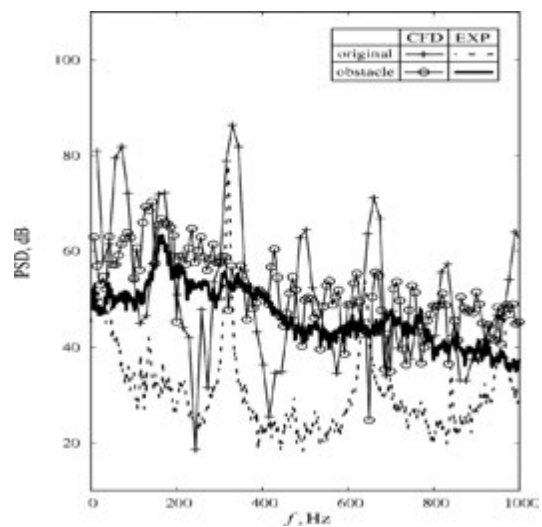


図3 ORケース (original) とOBケース (obstacle) の $(r, z)=(1.8d_0, L_{im}/2)$ における音圧の周波数分析の計算と実験との比較

の渦運動によって下流平板の穴を通過する流量が変化する現象を初めて捉え、その現象をスロットリング機構と命名している。このエッジ周辺の渦運動に伴うスロットリング機構に起因する圧縮波や膨張波の発生とそれらの上流や下流への伝播を解明し、ホールトーン現象の発振機構を明確にしている。

図3はORケースとOBケースに関して、 $(r, z)=(1.8d_0, L_{im}/2)$ における音圧の周波数分析結果を計算と実験と比較して示したものである。計算より、ORケースの音圧スペクトルはホールトーン周波数に対応するピークが現れる狭帯域分布を示している。一方、OBケースでは、広帯域分布となると同時にホールトーン周波数成分の分数調波成分に弱いピークが現れるが、O. A. SPLでも4～5 dB程度の減音が達成されている。この傾向は実験とよく一致し、本計算は実験において見られる現象を正しく再現している。

図4はORケースとOBケースとで渦構造を比較したものであり、計算では速度勾配テンソルの第二不

変量の等値面によって渦構造を可視化している。レーザーシート光を用いたミスト法による噴流せん断層の可視化結果も示す。ORケースでは、噴流せん断層においてホールトーンの卓越周波数に対応する主流方向間隔で組織的な渦輪が形成されているが、一方、OBケースでは、ORケースで見られた渦の軸対称性や大規模構造は消失し、3次元的な微細な渦構造がノズル出口のすぐ近傍から現れている。このOBケースでは、ミスト法の可視化写真からもわかるように、下流板の環状突起内側から流体が逆流しかなり上流まで達して噴流せん断層と干渉しており、組織的な渦構造の形成を阻害している。図5には、その逆流の状況がわかるように、下流板の穴近傍から解放された質量無しトレーサ粒子の挙動を示す。下流板の穴を通過できなかった噴流の流体が下流板に沿って半径方向に広がろうとする際に突起に堰き止められる結果、流体が逆流しノズル出口近傍にまで達している様子がわかる。下流板に衝突し半径方向に回り込む流れは乱れているため、擾乱に対して敏感なノズル出口近傍の噴流せん断層が乱される結果、ORケースで見られたような噴流渦構造の軸対称性が失われる。その結果、自励発振に必要な「せん断層の対流不安定性による擾乱の増幅と組織的な

渦形成」過程が消失するため、ホールトーン現象は著しく抑制される。

4. む す び

流れのせん断層の対流不安定によって形成される組織的渦構造と物体との干渉によって流れ場全体が自励発振して著しい自励音を発するケースを紹介した。その一例として、ホールトーン現象に関して、圧縮性直接シミュレーションによりその自励発振機構を明示するとともに、下流板への円環状突起設置によるホールトーンの低減効果を提示した。紙面の都合で割愛したが、周囲の幾何形状から決まる音響場と流れ場が共鳴して自励発振するケース（たとえば、エッジトーンが関与する楽器のリコーダー、フルート、尺八など）も実際には存在することを付記する。

なお、計算は東北大学流体科学研究所未来流体情報創造センターの計算機により実施された。

参考文献

- 1) Chomaz, J. M., Huerre, P., Redekopp, L. G. : Bifurcations to local and global modes in spatially developing flows, *Physical Review Letters*, Vol. 60, No. 1, p. 25-28 (1988)
- 2) Rockwell, D., Naudascher, E. : Self-sustained oscillations of impinging free shear layers, *Annual Review of Fluid Mechanics*, Vol. 11, p. 67-94 (1979)
- 3) Blake, W. K. : *Mechanics of Flow-Induced Sound and Vibration*, Vol. 1, Academic Press, Inc. (1986)
- 4) Rayleigh, Lord. : *Theory of Sound*, Vol. 2, p. 410-412, Dover (1945)
- 5) Chanaud, R. C., Powell, A. : Some experiments concerning the hole and ring tone, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 37, No. 5, p. 902-911 (1965)
- 6) Langthjem, M. A., Nakano, M. : A numerical simulation of the hole-tone feedback cycle based on an axisymmetric discrete vortex method and Curle's equation, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 288, No. 1-2, p. 133-176 (2005)
- 7) Matsuura, K., Nakano, M. : A throttling mechanism sustaining a hole tone feedback system at very low Mach numbers, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 710, p. 569-605 (2012)
- 8) Matsuura, K., Nakano, M. : Direct computation of the passive control of a hole-tone phenomenon, *Proc. Eighth Int. Conf. Flow Dyn.*, p. 230-231 (2011)
- 9) Lele, S. K. : Compact finite difference schemes with spectral-like resolution, *Journal of Computational Physics*, Vol. 103, No. 1, p. 16-42 (1992)
- 10) Gaitonde, D. V., Visbal, M. R. : Padé-type higher-order boundary filters for the Navier-Stokes equations, *AIAA Journal*, Vol. 38, No. 11, p. 2103-2112 (2000)

(原稿受付：2013年7月10日)

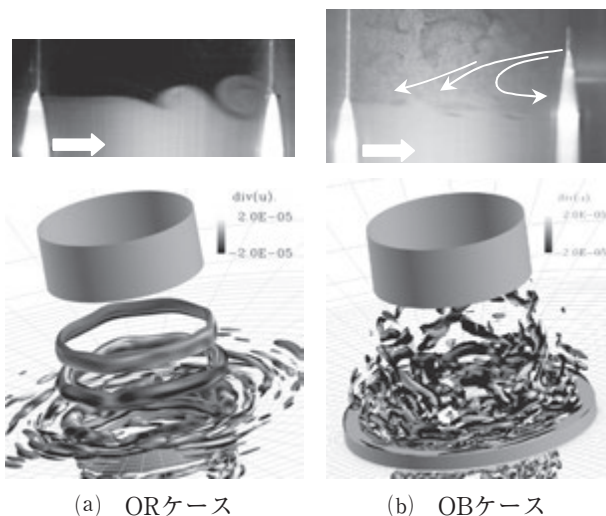


図4 噴流の渦構造の比較(上：ミスト法可視化，下：計算)

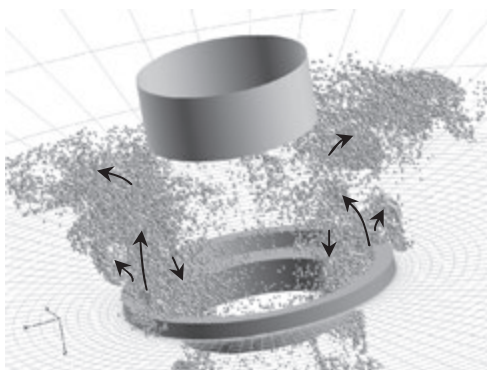


図5 OBケースにおける下流板の穴近傍から解放された質量無しトレーサ粒子の挙動

解説

超音速ジェット騒音とその低減化

著者紹介

わた なべ とし のり
渡 辺 紀 徳東京大学大学院工学系研究科航空宇宙工学専攻
〒113-8656 文京区本郷7-3-1
E-mail: watanabe@aero.t.u-tokyo.ac.jp

1987年東京大学大学院工学系研究科航空学専攻博士課程修了。東京農工大学講師、助教授を経て1993年東京大学助教授、2006年同大学教授、現在に至る。航空宇宙推進、非定常空力、空力弾性などの研究に従事。日本ガスタービン学会、日本航空宇宙学会などの会員、工学博士。

1. はじめに

航空機の騒音は大きな環境問題であり、国際民間航空機構（ICAO）や米国連邦航空局（FAA）などにより国際的な規制が課されている。航空機騒音の中でもジェットエンジンから発生する騒音は大きな部分を占めており、騒音低減のためのさまざまな研究開発が継続的に実施されている。

ジェットエンジン騒音の中で支配的なのは、ファン騒音とジェット騒音である。ファン騒音はファン動翼の後流が後方の静翼と干渉することによって発生する回転翼列騒音で、騒音スペクトルに鋭いピークを持つ離散周波数音である。一方、ジェット騒音はノズルから排出される高速ジェットと周囲大気との干渉で発生する騒音で、亜音速では特定の周波数ピークを持たない乱流混合騒音が支配的である。超音速ジェットの場合は次節で述べるように、ジェット内の衝撃波に起因する特徴的な騒音が重畳する。

ジェット騒音の強さ（インテンシティ）は亜音速域からマッハ2程度の超音速域でジェット速度の8乗に比例するので、可能な限りジェット速度を下げるのが騒音低減の基本的なコンセプトとなる。

次世代航空輸送においては超音速機の実現が期待されている。日本ではHYPR（超音速輸送機用推進システムの研究開発、1989-1998年度）やESPR（環境適合型次世代超音速推進システムの研究開発、1999-2003年度）プロジェクトにより超音速エンジンの低騒音化技術が研究開発された。さらに超音

速機に関する日仏共同研究が2005年から実施されている。

ここでは将来の超音速民間航空機の実現に向けて、超音速ジェットから発生する騒音を中心に、騒音の性質と低減化の方法について紹介する。

2. 超音速ジェット騒音の特性

2.1 ジェット騒音の構成要素

超音速ジェットでは、流れ状態が背圧に応じて過膨張、不足膨張、適正膨張に分けられるが、衝撃波パターンの発生しない適正膨張では、乱流混合騒音と渦の移流による騒音が生じる。他の場合には衝撃波に関連する音がさらに発生する。放射音響パワーは、マッハ数2程度まではジェット速度の8乗に比例し、それ以上のマッハ数では3乗に比例する。図1にジェット騒音の代表的なスペクトルを示す¹⁾。

図1に典型的に示されるように、超音速ジェット騒音のスペクトルには3つの構成要素があり、亜音速ジェット騒音の騒音源でもある乱流混合騒音に加え、主ジェットせん断層内における乱れと衝撃波の干渉による広帯域衝撃波関連騒音（BroadBand Shock-associated Noise, 以下ではBBSN）や音響学的なフィードバック機構によるスクリーチ音が発生する。

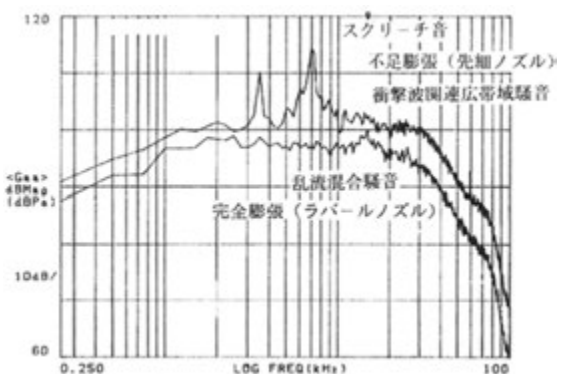


図1 超音速ジェット騒音のスペクトル

2.2 広帯域衝撃波関連騒音（BBSN）

ジェットが超音速の非適正膨張状態の場合には、

ジェット内に衝撃波が発生することによって大規模渦構造と衝撃波が干渉し音波が発生する。このような騒音を一般的にBBSNと呼ぶ。BBSNには周波数予測式があり、Harper-Bourneら²⁾によって提案された。図2に1組の圧縮波と膨張波で構成されるショックセルとせん断層内を移流する大規模乱れの関係を模式的に示す。

せん断層にはさまざまな時間空間スケールの乱れが存在し、その移動速度も当然分布を持つ。BBSNが離散周波数音ではなく広帯域化するの、せん断層内の乱れが持っているプロファイルを反映するためであると考えられている。

また、BBSNについては山状のスペクトル形状を半経験的に予測する手法が円形ジェット³⁾と矩形ジェット⁴⁾に関してTamらにより提案されている。

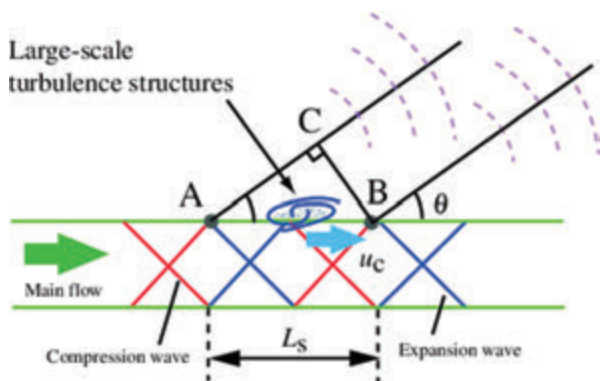


図2 BBSN発生概念

2.3 スクリーチ音

スクリーチ音についてはPowell⁵⁾によって1950年代に研究が開始された。図3に示すように下流のショックセルにおいて発生した音波が上流に遡り、上流の乱れに擾乱を与えるといったフィードバック機構によって特定の周波数の振動が励起される現象であるとされ、古くから多くの研究者によって研究対象とされてきた⁶⁾。Powellによって予測式が提案されており⁵⁾、Tamらによる安定性解析やショックセル長さに関する理論解析⁷⁾によって周波数を予測することができるようになっている。

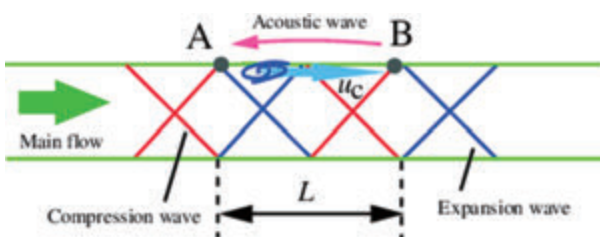


図3 スクリーチ音発生概念

3. 騒音低減法

3.1 ジェット騒音低減の一般的な手法

ジェット騒音を低減するには、ジェット噴出速度を下げる、散逸あるいは吸音装置を用いる、二次空気で遮断すること、などが考えられる。

ジェット速度をできる限り低く設計するほか、高速のコア流れと比較的低速なバイパス流れをノズルで混合することで、ジェット速度を低減することができる。図4は最新のジェット旅客機のエンジンに採用されているシェブロンノズルである。シェブロンノズルは排気ジェットと周囲空気の混合を促進し、ジェット速度を急速に低下させることにより騒音低減をもたらす。



図4 シェブロンノズル

超音速機用エンジンでは離着陸時のジェット騒音を減らすため、外部空気をエジェクターで取り入れる方法も開発されている。他方、ノズル出口近傍に、タブあるいはノッチと呼ばれる小さな突起物を取り付け、ジェット中の自励振動フィードバック機構を阻害してスクリーチ音を低減させる試みもなされているが、この技術により、スクリーチ音だけでなく、広帯域騒音も低減される結果が報告されている¹⁾。なお、ノッチにより亜音速ジェットについてもシェブロンと同等の騒音低減効果があり、かつ推力損失が小さいという研究結果が最近得られている⁸⁾。

近年はジェット騒音を能動的に抑制する方法の研究開発も活発に行われている。たとえばジェットノズルの出口から排気ジェットに向けて微少流量のジェットを多数吹き付けるマイクロジェット噴射や、ジェット流の中でプラズマ放電を起こさせる方法、シェブロンのようなノズルを離着陸時のみに形状記憶合金で形成する方法などが研究されている。能動手法には、巡航時の推力損失を増大させずにジェット騒音を抑制する機能が期待される。

3.2 マイクロジェット噴射

筆者らは超音速ジェット騒音をマイクロジェット

噴射により低減する方法について実験的な研究を行ってきた。図5に示すような幅72mm、アスペクト比10の矩形ジェットに対し、ノズルリップの上下に0.8mm径のマイクロジェット孔を設置し、排気された主ジェットに対して60°の方向あるいはノズル内部の壁境界層に対して90°の方向にマイクロジェットを噴射した。

不足膨張の主ジェットについて遠方場で計測したジェット騒音のスペクトルの一例を図6に示す。破線で示されたマイクロジェットの無い場合に比べ、60°でマイクロジェットを噴射したType1の結果ではスクリーチ音の離散的なスペクトルピークが消滅し、広帯域の衝撃波関連騒音も大幅に低減されていることがわかる。90°噴射のType2でもスクリーチ音が少し残るものの、やはり衝撃波関連騒音が大きく低下している。実験における低減量の最大値は約13dBであった。

騒音低減の要因を明らかにするため、流れの可視化を行った。図7にジェット流れのシャドウグラフ写真を示す。マイクロジェットを噴射することにより、超音速ジェットの不安定振動が抑制されること

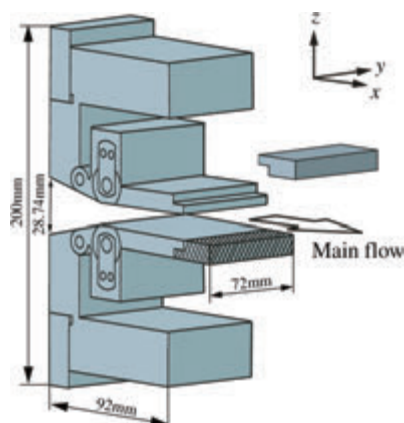


図5 供試矩形ノズル

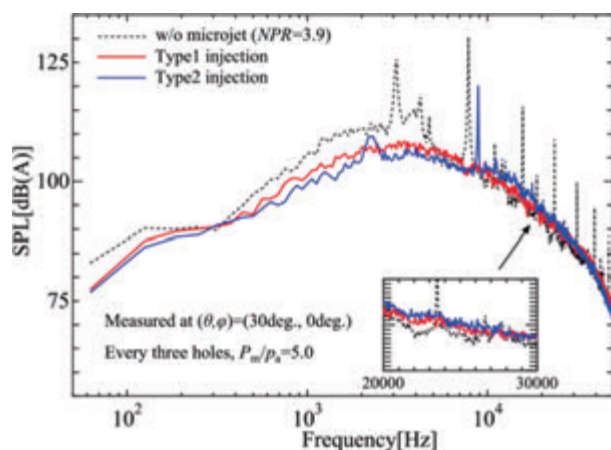
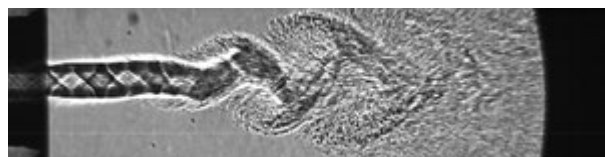
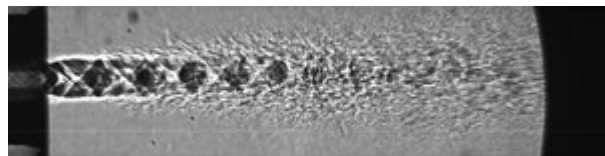


図6 マイクロジェット噴射によるジェット騒音スペクトルの変化



(a) マイクロジェットなし



(b) マイクロジェットあり

図7 ジェット流れ場のシャドウグラフ写真

が明瞭で、騒音低減にはこの抑制効果が主たる役割を担っていると推測される。

4. ま と め

航空機の騒音規制は継続的に厳しくなり、エンジン騒音の低減技術は常に追求されなければならない課題である。今後、能動的な抑制法も含めて有効なジェット騒音低減法が実用化され、騒音問題が現実的に解決されて超音速旅客機の実現につながるよう、さらなる研究開発の進展が望まれるところである。

参考文献

- 1) 小林紘, 「講義 流体騒音(2) (アクティブ騒音制御とジェット騒音)」, 日本ガスタービン学会誌 Vol. 30, No. 1, pp. 31-41, (2002) .
- 2) Harper-Bourne, M. and Fisher, M., J. : The Noise from Shock Waves in Supersonic Jets, Proceedings of the AGARD Conference on Noise Mechanisms, 131, (1973).
- 3) Tam, C., K., W. : Stochastic Model Theory of Broadband Shock Associated Noise from Supersonic Jets, Journal of Sound and Vibration, Vol.116, No.2, pp. 265-302, (1987).
- 4) Tam, C., K., W. and Reddy, N., N. : Prediction Method for Broadband Shock-Associated Noise from Supersonic Rectangular Jets, Journal of Aircraft, Vol.33, No.2, pp. 298-303, (1996).
- 5) Powell, A. : On the Mechanism of Choked Jet Noise, Proceedings of the Physical Society of London, Vol.66 (B), pp. 1039-1056, (1953).
- 6) 梶昭次郎 : 超音速ジェットスクリーチについて, ながれ, Vol.20, pp. 204-212, (2001).
- 7) Tam, C., K., W. : The Shock-Cell Structures and Screech Tone Frequency of Rectangular and Non-Axisymmetric Supersonic Jets, Journal of Sound and Vibration, Vol.121, No.1, pp. 135-147, (1988).
- 8) 石井達哉, 生沼秀司, 長井健一郎, 田中望, 大庭芳則, 大石勉 : 混合制御デバイスを使ったジェット騒音抑制, 日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集, pp. 287-292, (2010).

(原稿受付: 2013年 6 月 4 日)

解説

水しぶき形成と音の発生

著者紹介



もちづき おさむ
望月 修

東洋大学理工学部 生体医工学科
〒350-8585 川越市鯨井2100
E-mail: furuudo@jfps.ac.jp

1982年北海道大学大学院工学研究科博士後期課程修了。同年名工大計測工学科助手。1985年北大工学部機械工学科講師。助教授を経て、2002年東洋大工学部機械工学科教授。2009年同大理工学部生体医工学科教授。現在に至る。生体流体研究に従事。工学博士。

1. 古池や蛙とびこむ水の音

言わずと知れた芭蕉の俳句である。この句を物理的に見たとき、いろいろと面白い問題を提起してくれる。まず、芭蕉が聞いたかもしれない蛙がとびこんだ時の水の音ってどのような音だろう？である。これに付随して、その音から蛙がとびこんだとしてわかったのだろうか？蛙の種類によってその音は違うのだろうか？そもそも水の音ってどこからくるのか？もし、古池にとびこんだものであれば、清らかな新たにできた水たまりのときとどう違うのだろうか？等々である。

三百年以上も前に詠まれたにもかかわらず文学的

にもこの句はいまだにいろいろ解釈されたり議論を巻き起こしたりしているようである。写實的にそのまま情景を詠んだとすると、蛙が古池にとびこんだ音がしたというだけのことで、あまりにも単純すぎてどこが面白いのだろうか？というのである。ひとえに切れ字である「や」の解釈に起因するのであるが、古池「に」とびこんだと解釈すると、上述のように写實的内容になってしまう。しかし、古池という設定と、後半の蛙とびこむ水の音という内容を切れ字である「や」によって分けていると考えたと蛙は古池にとびこんだわけではないことになる¹⁾。

蛙がとびこんだのは本当に古池なのか？もしそうだとするとどこの池なのか？なぜ芭蕉はそこにいたのか？蛙がとびこむ理由は芭蕉が近づいて来たからなのか、いや芭蕉は佇んでいたときに蛙がとびこんだとなぜなのか？その音が大きかったとすると蛙と芭蕉との距離は遠くても聞こえたはずである。もし、小さな音だとすると蛙と芭蕉との距離が相当近くないと聞こえないだろう、といったようにとびこんだ時の音によって状況設定が変わってくる。

今日、芭蕉庵があった辺りに清澄庭園の泉水とよばれる池がある。その当時もあったかどうかを確かめるために、この句が詠まれた1686年頃の深川芭蕉庵周辺の古地図をみると、それらしい池は見あた

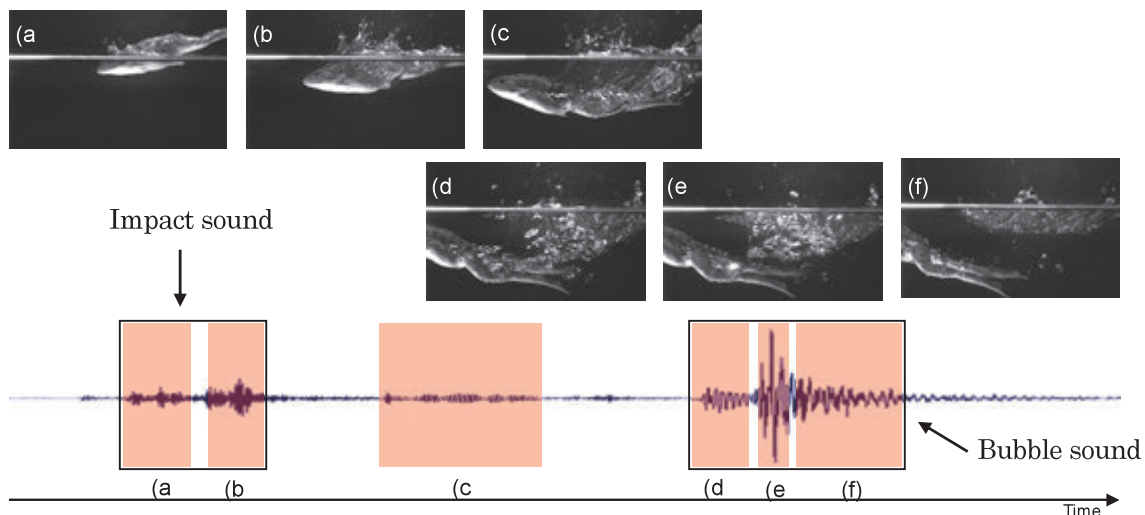


図1 ダルマガエル飛び込みと音の発生

らない。泉水池の水は今雨水を貯めているということらしいが、昔は隅田川の水を引いていたということであるので、芭蕉の時代にあったとしても古池という感じからくる「とろっと」した水ではなかった。また、開拓前の深川あたりは葦の生い茂る三角州の湿地だったということで、芭蕉が住んだ頃にも周辺には小さな水たまりくらいの池はあったかもしれない。しかし、古地図には池は描かれておらず、船着き場と当時あさくさ川とよばれていた大きな川（今の隅田川）および多くの稲荷神社や寺が描かれているだけである。目立つ古池は見あたらない。

この句にもっと深い意味が含まれているのではないかと考えさせられるが、そもそも蛙のとびこんだ音が詩的発想のきっかけとなりうるであろうか。もともと詩に詠まれる蛙はカジカガエルで、鳥のような声で鳴く蛙である。したがって、蛙と詠めば鳴き声を想像させるものである。芭蕉は人々が間違えないようにこの句のなかで「水の音」とあえていったのだと考えられる。蛙がとびこんだ音は何らかの情感を引き出すような、一句詠んでみようかというような気持ちにさせるものであろうか？石を池に投げ込んだときの音と何が違うのだろうか？

こうなると文学と物理の境界領域（こんな領域は成立するのかわからないが）において、科学的にこの句を実証してみるしかないのではないか、これがこの研究の発端である。

2. 蛙の飛び込みと水の音

関東にいる水辺に住む蛙はトウキョウダルマガエルである。同じアカガエル科のトノサマガエルとよく間違えられる。これを使って真水（古い水ではなく普通の水）を張った水槽内に飛び込み台を設け、そこから水面に向かってとびこんでいく様子を高速カメラで撮影するとともに、水面に突入する際の音を同時に計測した。その結果を図1に示す。写真の(a)頭から体半分くらい水中に入った状態から(f)脚先から泡が切れた状態になるまでの順に時間が経過する。それぞれの状態における音の波形を写真の下に示してある。脚先まで水中に入るときに水面を叩くような高周波の音が観察される。その後取り込まれた気泡の振動に因る音が観察される。後者の方が前者に比べ大きいので、これがポチャンという音になって聞こえる。それでも30cmくらいの距離で聞いてやっと聞こえるくらいの音である。よほど周囲が静かでないと聞こえない。トウキョウダルマガエルは水辺にいる蛙なので、写真からわかるようにとびこみは上手である。気泡の取り込みも少ない。

これに対して、アマガエルでも同じ実験を行った

が、この蛙は樹上で生活する陸生のものである。そのため、とびこみは下手である。腹打ちで水面にとびこむために、水面を打つ音もトウキョウダルマガエルのものに比べて大きく、種々の大きさの気泡も多く取り込むために純音でなくバシャンという感じの音である。体はトウキョウダルマガエルに比べて小さいにもかかわらず、音は汚く、大きい。また、大きな水しぶきも多く発生する。ヒキガエルも同様に陸生のものである。とびこみは下手で大きな音を発生させる。

これらの実験からわかることは、芭蕉が聞いた水の音を発生させた蛙は水辺に住むトウキョウダルマガエルであるということである。そうすると、音はポチャンであり小さい。静かな環境で近くによらないと聞こえないことから、芭蕉は水辺を散策しているときに、その接近に気がついた蛙が逃げるためにとびこんだという状況が考えられる。古地図から水辺はあさくさ川しかない。芭蕉は川縁を歩いていたことになる。ということは「古池」は芭蕉が思い浮かべた心象風景ということになる。川縁を歩いているとポチャンという水の音が聞こえ、どこかで見た古い池を思い出したということ詠った、と解釈すると、単なる写実世界を詠んだ句だということつまりなものから、幽玄な世界が現れてこないだろうか。

3. 水面に落ちる物体形状と水しぶき

物体形状は水しぶき形成にどのように影響するのだろうか。形状だけでなく、物体の表面が親水性か撥水性かで物体が水面に突入する際の水面との干渉が異なるので、これも水しぶき形成に影響するであろう。ひいては気泡取り込みにも影響を与えることになる。蛙の形を見ると、頭というか口先の形状は丸みを帯びた三角形であるので、その形は飛び込みによいのかとか、蛙の皮膚は親水性であるのでそれが気泡取り込みにどう影響するのかといったことを調べた。球体を基本に、それに半分を半球に、残り半分を円錐や円柱とした模型を作って、それらを水面に落として実験を行った²⁾。その結果を図2に示す。一番上の写真は球体による水しぶき形成である。横方向には時間の経過の順に並べてある。先頭が水面に接触した瞬間薄い水膜が球表面を駆け上がる。膜の先端にはフィンガーとよばれる水膜の不安定性から決まる凹凸ができていく。これらの突部分の先端から小さな水玉が分離し半径方向に飛び散る。この薄い水膜は球後方に回り込み、後端で膜先端が閉じて、水しぶきを形成する。この速度で突入する球体では水中に空洞が生じていないことがわかる。中央の写真は頭が先程のものと同じ半球で、その後方

は円筒形となっている。先頭が水面に接触すると薄い水膜が半球表面に沿って駆け上がる。後半は球体と異なりこの物体の後方は垂直に立っているため、水膜はそのまま表面に沿って垂直方向に駆け上がる。円筒の後端で突然表面が直角に切り立っているために、水膜はその先端ではく離し王冠状の水膜を形成する、その先端には水玉が生じている。王冠が表面張力で中心方向に縮み、ドームを形成するが、物体が水中に引き連れる空洞の負圧によってつぶれていく。空洞が閉じ、小さな気泡に分裂する際にゴボゴボという音が生じる。下側の写真は半球の後ろに円錐がついた形状のものである。水膜のはく離の様子が後ろが円筒の場合と異なる。内側に角度がついた王冠が形成される。円筒の場合より閉じるタイミングが早いので、水中の空洞も短く、気泡の形成も早い。

図3には親水性である物質のハイドロゲルで作った球体とアクリル性の球体による水しぶき形成の違いを示した。表面性状以外の条件は同じにしてある。意外にも親水性である方が空洞と水しぶきは派手である。すなわち蛙の皮膚はしぶきを作りやすいが、脚の形が円錐形と似ているために空洞が早く閉じる

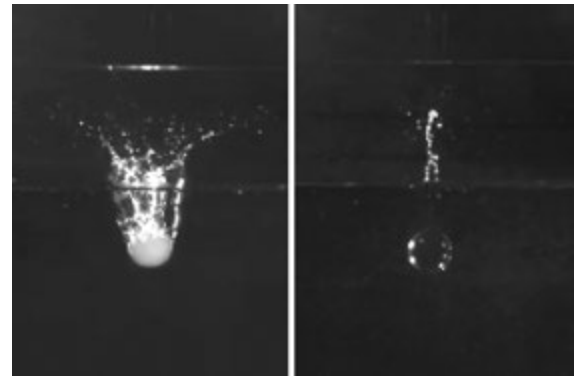


図3 表面性状が異なる球体が水面に速度2.4m/sで衝突する際に形成される水しぶき。左図、ハイドロゲルでできた球体、右図、アクリルの球体。

方向に作用しているのかも知れない。

4. 水しぶきに関わる事例

蛙のような生物が水面に突入する際に生じる水しぶきはその生物の生死にかかわることである。カワセミやカツオドリなどは水面に突入する際の抵抗が大きいと餌となる魚を捕らえられない。嘴の形状が水しぶきが起こるのを押さえているとの考えから、新幹線がトンネルに入る際の衝撃波音低減のためにあの先頭形状が設計された。

雨が地面を浸食する。岩に穴も開けるほどであるから、土表面などは簡単に掘ってしまう³⁾。特にうっすらと水たまりがあるときは図4に示すように大きな水しぶきが上がる。その中に削り取られた土の粒子が混ざっていることがわかる。

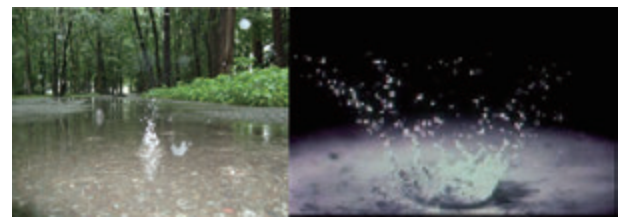


図4 水たまりに雨粒が衝突して出来る水しぶき。左図、アスファルト路面に出来た水たまり。右図、土の上に出来た水たまり³⁾。

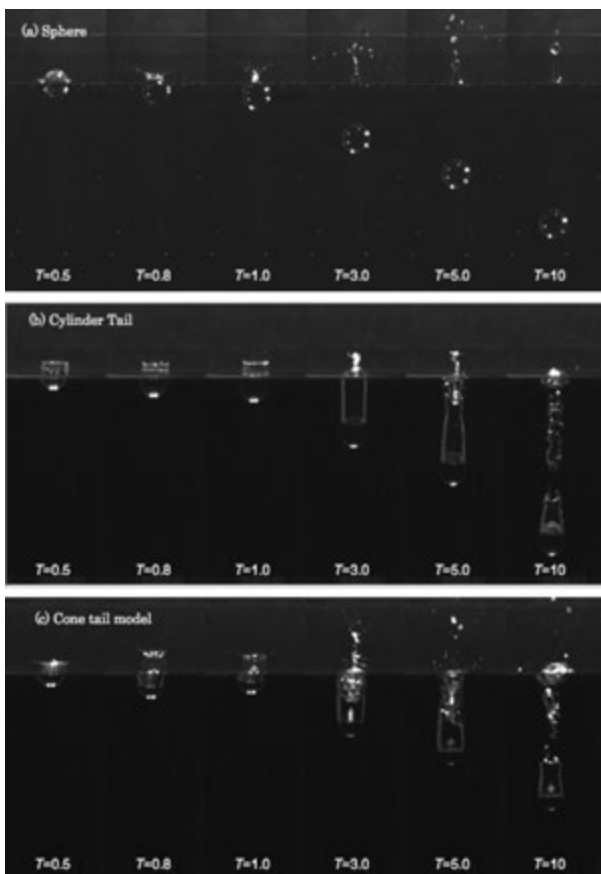


図2 物体が水面に速度2.4m/sで衝突する際に形成される水しぶきと空洞²⁾。上から順に球体、半球の頭に後半円筒形がついた形、半球の頭に後半円錐がついた形。

参考文献

- 1) 長谷川耀：古池に蛙はとびこんだか、花神社，p. 10-61 (2005)
- 2) Y. Kubota and O. Mochizuki: Influence of head shape of solid body plunging into water on splash formation, J. of Visualization, vol.14, No.1, pp. 1-9 (2011).
- 3) <http://www.mde.state.md.us/programs/Water/StormwaterManagementProgram/SoilErosionandSedimentControl/Pages/Programs/WaterPrograms/SedimentandStormwater/erosionsedimentcontrol/index.aspx>

(原稿受付：2013年6月5日)

解説

音響構造連成解析による音響場の直接計算

著者紹介



しみず ふみお
清水 文雄

九州工業大学大学院情報工学研究院
〒820-8502 福岡県飯塚市川津680-4
E-mail: shimizu@mse.kyutech.ac.jp

1995年東京農工大学大学院工学研究科博士後期課程修了。九州工業大学大学院情報工学研究院・助教。混相流解析、振動・騒音の研究に従事。日本機械学会、日本音響学会などの会員。博士（工学）。



たなか かずひろ
田中 和博

九州工業大学大学院情報工学研究院
〒820-8502 福岡県飯塚市川津680-4
E-mail: kazuhito@mse.kyutech.ac.jp

1983年東京大学大学院工学研究科博士課程修了。九州工業大学大学院情報工学研究院・教授。油圧制御、流体機械の研究に従事。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。工学博士。

1. はじめに

我々の日常生活環境下ではさまざまな種類の騒音や振動が発生する。特に、建設現場や工場建屋では大きな騒音源となる工作機械やエンジンが多数存在することから、これらの騒音を抑制すること、すなわち、低騒音化対策は、周辺住民の静穏環境を確保するうえで重要な課題である。一般に、低騒音化対策には二種類の方法がある¹⁾。一つは、騒音発生源を改良することで音の発生自体を減少させる音源対策である。音源の音量を減らすためその効果は大きい。エンジンなどが持つ本来の運転性能を維持したまま騒音だけを小さくすることは困難であることが多い。それに対し、音源自体は変更せず騒音の伝播経路に遮音壁などを設置する伝播経路対策がある。この方法は効率の良い騒音低減策を施すことができれば効果的であるが、その経路対策が有効であるかを事前に精度良く予測することは難しい²⁾。

著者らは、数値解析を利用した騒音伝播経路対策の高精度な事前予測を目指している³⁾。数値解析には音響伝播と構造振動を同時に扱う音響構造連成解析を取り入れ、数値解析結果の精度検証のために実

験的な音響計測・振動計測も行い、両者を比較検討している。ここでは、著者らが取り組んでいる遮音カバー周りの音響解析事例を紹介する。

2. 数値計算法および実験方法

2.1 解析対象

点音源から放出される単一周波数の純音が周囲に伝播する様子を考える。障害物がない場合、点音源から放出される音は球面状に伝播するが、騒音源を取り囲む立方体形状の遮音カバーを設置することにより、音の伝播がどのように変化するかを調べることにした。

2.2 支配方程式

騒音と振動には密接な関係があり、音源から伝播した圧力変動によって遮音カバー面に振動が生じ、またカバー面の振動によってカバー内外へと伝わる音波に変化すると予想される⁴⁾。そこで、音の伝播および構造物における振動変位を連立させた数値解析を行うこととした。支配方程式には、音波の圧力伝播を計算する無損失波動方程式と、音波の圧力から構造物の変位を計算する平衡方程式を使用した³⁾。

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} - \nabla^2 P = 0 \quad (1)$$

$$[M] \{\ddot{u}\} + [C] \{\dot{u}\} + [K] \{u\} = \{F^a\} \quad (2)$$

ここで、 c は空気中の音速、 P は音圧、 t は時間を表す。また、式(2)において、 $[M]$ は構造質量マトリックス、 $[C]$ は構造減衰マトリックス、 $[K]$ は構造剛性マトリックス、 $\{\ddot{u}\}$ は加速度ベクトル、 $\{\dot{u}\}$ は速度ベクトル、 $\{u\}$ は変位ベクトル、 $\{F^a\}$ は負荷荷重ベクトルである。式(1)で求めた圧力から算出される力を式(2)で使用し、式(2)で求めた構造物の変位を式(1)の境界として利用することで、音響問題と構造問題の連成解析が実現される。離散化に有限要素法を使用した汎用数値解析ソフトウェア・ANSYS/Multiphysicsを用いた。

2.3 要素分割と境界条件

計算領域は半径3.3 [m]の球形な空気層内部とし、領域中央に点音源を設定した。音源を取り囲む一辺0.5 [m]の立方体遮音カバーを想定し、カバー

材質は厚さ5 [mm] のアクリルとした。この計算領域内に、音響場を解くための流体要素および構造物を解くための構造要素を配し、合わせて約37万個の六面体要素を用いて分割した。要素分割の様子を図1に示す。音響場に対し薄い構造物である遮音カバーを扱うために、構造要素には弾性シェル要素を用い、カバーの厚みはシェル要素に対する境界条件として与えた。また、カバーを透過する音波を扱うことから、流体と構造の干渉はカバーの内側および外側で考える必要がある。そこで、シェル要素を2枚重ね合わせることで、カバー内外での音響構造連成を実現した。シェル要素と流体要素の配置関係を図2に示す。また、計算に用いた空気層およびアクリルの入力条件を表1に示す。これらの値は標準的な空気およびアクリルの物性値を用いた。

遮音カバーの拘束条件は、立方体の辺の変位をゼロと設定した。これによりカバー全体のねじれやゆがみは生じないが、各カバー面に対する垂直方向の振動を考慮した計算が可能となる。過去の研究において、カバー辺の変位を許容する境界条件も試みた⁵⁾が、カバーの拘束方法が異なる場合でも遮音性能にはほとんど差が生じないことを確認している。また、計算領域外側境界では完全吸音条件を設定し、境界から音波の反射がない自由空間を模擬した。さらに、計算領域の中心に振幅0.5 [Pa] の圧力変動を正弦波状に与えることで、単一周波数の純音が放出される様子を模擬した。

2.4 実験方法

数値解析と同一条件となる実験計測を実現するため、無響室を利用して音源から発せられる音波の音圧レベル (Sound Pressure Level, 以下, SPL) を計測した。無響室の壁面・天井・床には多孔質材で作られた吸音楔が設置され、自由空間と同じ反射音のない環境を作り出している。厚さ5 [mm] のアクリル板6枚を用いて一辺0.5 [m] の立方体カバーを作製し、遮音カバーとした。アクリル板同士の固定は、カバー辺に対し均一な固定となるようアクリル溶剤による接着とした。この遮音カバー内部に音源を設置し、遮音カバー外部におけるSPL計測を行った。

実験装置の概略を図3に示す。音源には直径0.17 [m] の12面体スピーカを使用する。ファンクションジェネレータとアンプを用いて、任意周波数の純音をスピーカより発生させ音源とした。2組の三脚とマイクロフォンを使用して、カバー外側の任意位置におけるSPLを計測した。測定したSPLはデータレコーダで収集し、FFTアナライザを用いて周波数解析を行った。また、カバー面の振動の様子を調べ

るために、超小型加速度センサ2個をカバー面に貼りつけ、カバー面に対する垂直方向振動加速度を計測し振動変位を算出した。

3. 結果および考察

3.1 数値解析結果

数値解析結果の一例として、音源周波数125 [Hz] の場合の結果を図4に示す。図4(a)は、全計算領域の中心断面におけるSPL分布を示しており、中央に見える四角い部分が遮音カバーに該当する。音源周波数が低い場合には、カバー外側のSPL分布はほぼ球形に広がっていることがわかる。3次元的視点で見た遮音カバー面の振動変位分布を図4(b)に示す。振動の様子を理解しやすいように、振動変位を増幅させ強調して描いている。6つのカバー面は同位相で振動しており、カバー面中央部が大きく変動する1次モードの振動が生じているのがわかる。このよ

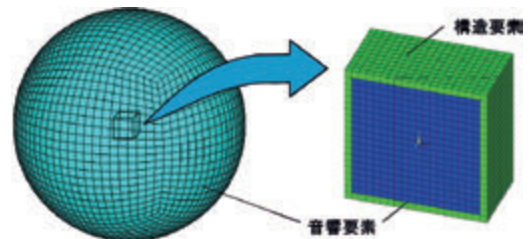


図1 計算領域と要素分割

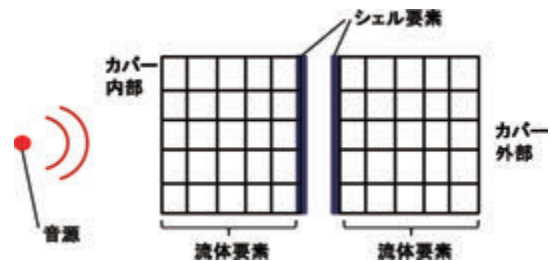


図2 シェル要素と流体要素の配置

表1 空気層とアクリルの入力条件

空気層		アクリル	
密度	1.2 [kg/m ³]	密度	1200 [kg/m ³]
音速	340 [m/s]	厚さ	5 [mm]
音源振幅	0.5 [Pa]	ヤング率	2.83 [GPa]
参照音圧	20 [μPa]	ポアソン比	0.37 [—]

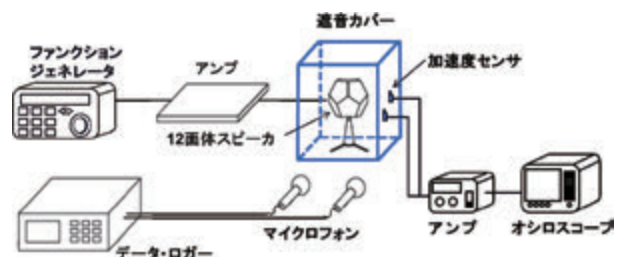


図3 音響および振動計測装置

うに、音響と構造を連成させた数値計算によって、遮音カバー周りの音響解析を行うことができた。

3.2 実験計測結果

実験計測結果の一例を図5に示す。数値解析結果に合わせ音源周波数を125 [Hz] とし、カバー面内を11点×11点に分割した各点のSPL計測分布を図5(a)に、振動変位分布を図5(b)に示す。計測点数が少なくやや粗い分布ではあるが、SPLおよび振動変位はともに、カバー面中央部で高くカバー辺で小さくなるという同心円状な空間分布が得られた。この結果から、音響と振動との密接な関連がうかがえる。また実験計測結果は、図4(b)に示した数値計算結果の振動モードとよく類似していることもわかる。

3.3 数値解析結果と実験結果の比較

数値解析および実験計測の結果を比較検討するため、スピーカ中心より0.3 [m] 離れた位置において、遮音カバーがないときのSPLおよび遮音カバーを設置した時のSPLを、数値解析・実験計測ともに測定し遮音量を算出した。遮音量とは、カバーの設置なしで得られるSPLの値からカバーを設置した場合に得られるSPLを引いた値であり、スピーカ特性による影響を取り除くために用いる評価量である³⁾。音源周波数を60 ~ 1,000 [Hz] と変化させたときの遮音量の結果を図6に示す。横軸は音源周波数 [Hz]、縦軸は遮音量 [dB] であり、遮音量が大きくなるとカバー外部での騒音が小さくなることを意味している。図中、実線□印が数値解析結果を、一点鎖線●印が実験結果を示しており、両者とも音源周波数の上昇に伴い遮音量が大きく変化する様子が捉えられた。大まかな変動を見ると、400 ~ 600 [Hz] 付近では遮音量が大きいのにに対し、100 [Hz] 付近や700 [Hz] 付近では遮音量が小さく、場合によっては遮音量が負となる周波数もあった。よって、遮音カバーには、遮音しやすい周波数帯、遮音しにくい周波数帯が存在することがわかる。また、特定の周波数域で下向きの急激なピークが生じた。ピークの大きさや発生周波数にやや違いが見られるが、音源周波数に対する遮音量の大きな変動の様子や、遮音量の全体的なレベルなど、数値計算結果と実験結果は類似していることがわかる。以上より、音響構造連成解析による数値解析は、妥当な結果が得られたと判断される。定量的な数値解析結果と実験結果の差異は、遮音カバーに対する境界条件の設定や物性値設定が数値解析と実験でわずかに異なるためと考えられる。ピークの発生原因については、カバーの固有振動数や気柱共鳴現象が関連していることが明らかとなりつつある³⁾が、ここではその詳細は割愛する。

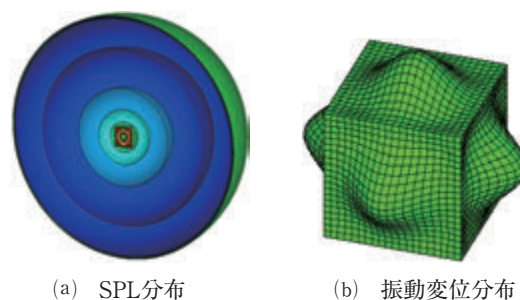


図4 数値解析結果

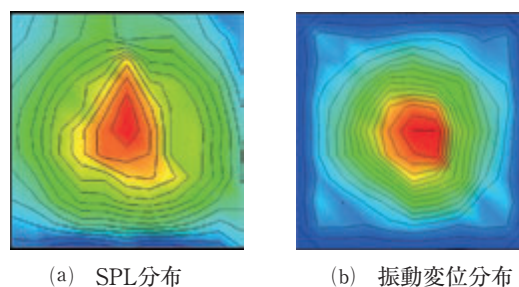


図5 実験計測結果

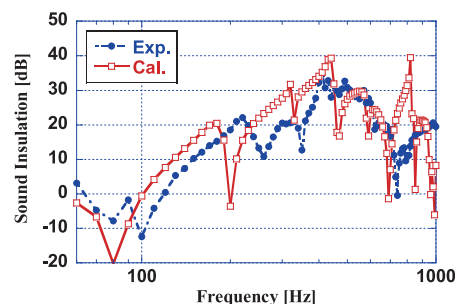


図6 数値解析結果と実験結果の比較

4. おわりに

音響伝播と構造振動を連成させた数値解析を利用した、遮音カバー周りの音響特性に関する研究の一部を紹介した。今後はさらなる精度向上を行い、騒音伝播経路対策の事前予測に役立つツールとなるよう、研究を進めていく。

参考文献

- 1) 子安勝：騒音の防止対策技術，計測と制御，Vol.16, No. 5, p. 407-418 (1977)
- 2) 前川純一，森本政之，阪上公博：建築・環境音響学（第2版），共立出版（2000）
- 3) 清水文雄，野原友幸，山本耕治，重藤博司，田中和博：音響／構造連成解析による遮音カバー内部の音響特性，第22回環境工学総合シンポジウム2012講演論文集，p. 43-46 (2012)
- 4) 橋本典久：音響放射の理論と実際，工文社（2002）
- 5) 舩岡曜，田中和博，清水文雄，瀧脇正樹：遮音カバー周りの音場解析（境界条件の影響），日本機械学会九州学生会第43回卒業研究発表講演会論文集，p. 135-136 (2012)

（原稿受付：2013年6月5日）

解説

逆止弁自励振動の流体構造連成解析

著者紹介



わた なべ たかし
渡部 尚

本田技術研究所二輪R&Dセンター
〒351-8555 埼玉県朝霞市泉水3-15-1
E-mail: takashi.watanabe@mail.a.rd.honda.co.jp

1980年東北大学大学院工学研究科精密工学専攻博士前期課程修了。1980年株式会社本田技術研究所入社、現在に至る。主に、流体解析に従事。



なか の まさ み
中野 政身

東北大学流体科学研究所
〒980-8577 宮城県仙台市青葉区片平2-1-1
E-mail: m-nakano@fmail.ifs.tohoku.ac.jp

1982年早稲田大学大学院博士後期課程修了。同年山形大学助手、助教授を経て、1997年同教授、2008年東北大学教授。機能性流体、流体関連振動・騒音などの研究に従事。日本フルードパワーシステム学会（理事）、日本機械学会（フェロー）などの会員。工学博士。

1. はじめに

逆流を防止する逆止弁はさまざまな流体制御機器に使用されている。逆止弁はその使用時に機器全体に影響を及ぼす振動・騒音を引き起こすことがあるため、逆止弁単体で発生する弁自励振動の発生メカニズムを解明することは振動騒音を低減する上で特に重要となる。

バルブに関連した流体振動解析については2000年前後に数多く行われており、一次元テーパすきま流の壁面に作用する流体力の安定性解析による手法¹⁾、油圧ポペット弁の横振動に関して運動量理論による弁の安定限界解析²⁾や渦法による流れの数値解析と弁の運動方程式の解とを組み合わせた解析による手法³⁾などの研究が報告されている。現在は、数値流体解析（CFD）の技術分野およびそれを実現する計算機能力において大きな進展がなされており、流れ場と弁の運動方程式の連成解析を比較的容易に実行できる環境が整っている。ここでは汎用CFDコードを用いて行った自動車燃料ポンプ用の逆止弁の自励振動についての弁流れ場の数値解析と弁振動

の二次元流体構造連成解析手法およびその計算より得られた主要な解析結果⁴⁾を紹介する。なおCFDを用いた方法では、弁プラグや座面の形状において幾何学的任意形状を扱えるため、弁プラグや座面の設計において有用である。

2. 解析手法の概要

2.1 流体構造連成解析的基本的方法

弁の振動を解析する場合には、弁プラグを支えるばね力以外に流体力の影響を強く受けるため、流体解析と連成させてプラグの運動解析を行うことが基本となる。この場合、固体と流体の境界が固体の運動に伴い時間とともに移動するので境界の移動を考慮できる移動境界流体解析手法⁵⁾が必要となる。

昨今流体解析コードの普及に伴い、移動境界を扱える機能を持った汎用流体解析コードも多くなってきている。ここでは使用した汎用流体解析コードに備わっているユーザーが変数にアクセスできる機能であるユーザー定義関数udfを活用することにより、弁プラグに作用する流体力を計算して取り出しながら、同時に弁プラグの運動方程式の解析も可能としている⁶⁾。プラグの移動境界を機能させるためにはudfの中でプラグ重心の移動速度を与えることによって実現できる。移動速度はプラグの運動方程式を解くことで得られるので、運動方程式を数値的に解く一連の処理を通して、境界の移動を含む非圧縮粘性流体の流れ解析と弁プラグ運動の連成解析を実現している。

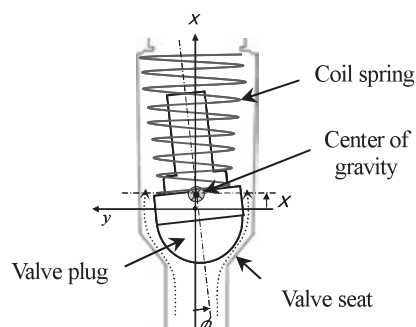


図1 逆止弁の計算モデルと座標系

2.2 弁プラグの運動方程式の導入

図1に自動車燃料供給系に用いられている逆止弁の解析モデルを示す。弁プラグを剛体として、プラグの重心の x 方向変位と振れ角 ϕ に関しての2自由度の二次元運動を仮定して、式(1), (2)の弁プラグの運動方程式を導き、離散化して数値的に解いている。

$$m \left(\frac{dx^2}{dt^2} \right) + C_x \left(\frac{dx}{dt} \right) + k_x x = F_x - S_x \quad (1)$$

$$I \left(\frac{d\phi^2}{dt^2} \right) + C_\phi \left(\frac{d\phi}{dt} \right) + k_\phi \phi = F_\phi - S_\phi \quad (2)$$

x : x 方向変位

ϕ : 重心まわり振れ角

F_x, F_ϕ : 弁に作用する流体力による x 成分流体力と ϕ 成分モーメント

C_x, C_ϕ : x, ϕ 各成分減衰係数

k_x, k_ϕ : x, ϕ 各成分ばね定数

m, I : プラグの質量および慣性モーメント

S_x, S_ϕ : x, ϕ 各成分ばね初期加重

ここで、 x 方向変位と ϕ の振れ角とでバルブ運動の基本的特徴は表現できるとして、プラグ横変位(y 方向)については考慮していない。また、式(2)左辺第3項 $k_\phi \phi$ は ϕ に関するばね復元モーメントを表すが、支持機構からこの方向への機械的ばねは存在せず影響度が小さいとして省略している。しかしながら、計算では図5で後述するように流体力によるモーメント F_ϕ ($=M$) が変位 ϕ に対しての復元力モーメントとして作用している。

境界条件は弁出口圧力を常に0とし、弁入口圧力 P_1 を一定値として与える。初期条件は x, ϕ に関して変位と速度を与える。減衰係数 C_x, C_ϕ は構造減衰を表すが、予め正確な値を知ることは難しく、二次元計算であることを踏まえて適当な値に調整した値を与える。また、弁プラグへ作用する F_x, F_ϕ の値は弁周りの流体解析(CFD)から求められる。連成計算全体のフローを図2に示す。

一般に、二次元計算では二次元平面に垂直な方向

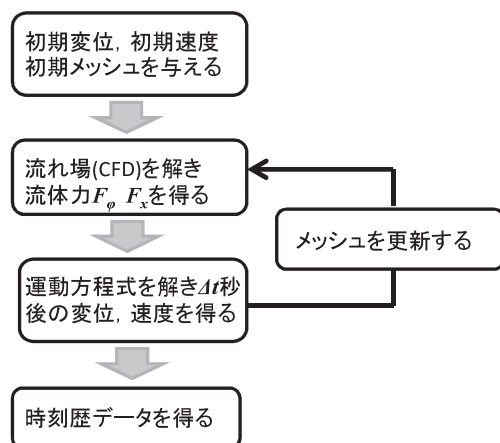


図2 計算の流れ図

の寸法は単位長さとするケースが多い。そのため質量(m)、慣性モーメント(I)、ばね特性(k_x, S_x)、減衰係数(C_x, C_ϕ)などの値を設定する際には、実際の物理量が三次元モデルとほぼ等価になるよう変換している。

3. シミュレーションの事例

3.1 計算モデルメッシュおよび計算条件

計算を適用した逆止弁の初期メッシュモデルの中心部および隙間部を拡大したものを図3に示す。メッシュは二次元三角形要素で要素数は約50,000である。境界条件は 入口圧=50kPa, 出口圧=0 kPa, 初期条件は $x=0.074$ (mm), $dx/dt=0$ (m/s), $\phi=0.4$ (deg), $d\phi/dt=0$ (deg/s) とした。

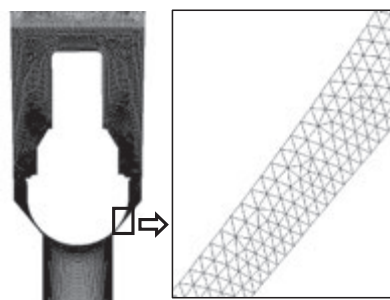


図3 計算モデル初期メッシュ

3.2 シミュレーションの結果

二次元計算から得られた主要な結果を紹介する。詳細は文献⁴⁾を参照されたい。

図4は変数 x および ϕ の時間変化を示している。いずれも一定の経過時間(約0.06秒)後一定の振幅のまま推移するリミットサイクルの状態に達しており、自励振動の状態になっていることを示している。振動モードとしては縦振動(変数 x)を伴った振り子状の横振動(変数 ϕ)であり、変数 x, ϕ の振動数比は2:1となっている。一方、実験においても逆止弁表面の振動加速度や発生騒音の周波数と、高速度カメラ画像による ϕ の周波数比はほぼ2:1

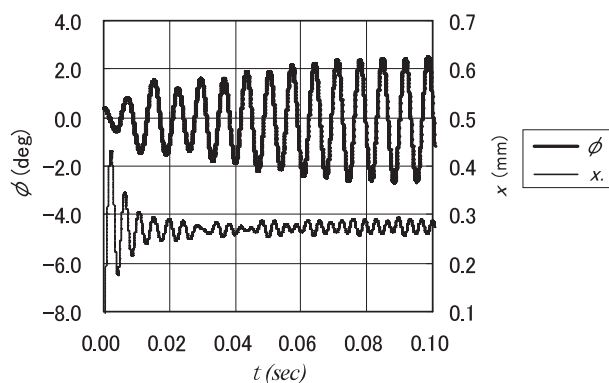


図4 シミュレーションの結果 (ϕ, x 変位)

となっており、これら二変数の関係は計算と実験とで傾向が良く一致している。

振動がリミットサイクルに達したときの振れ角 ϕ とプラグに作用するモーメント $M (=F_\phi)$ との関係を図5に示す。右回りのヒステリシスループを描いておりプラグは流体からエネルギーを吸収して自励振動を起こしていることがわかる。図中の点Bと点Dを結んだ直線の勾配は、流体力による復元力モーメントによる平均ばね定数と捉えることができる。

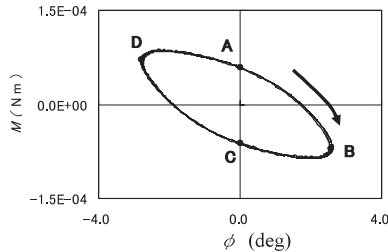


図5 振れ角 ϕ とモーメント M との関係

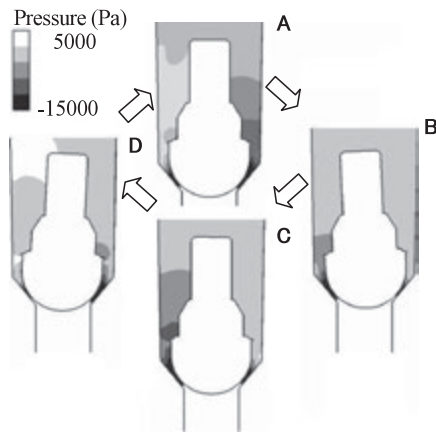


図6 弁周りの圧力分布の振動一周期の変化

図6には図5の点A, B, C, D各点における弁周り流体の圧力分布を示す。プラグが弁軸に対して対称位置にある点A, Cでは、圧力分布は非対称で自励振動のもとになる励振モーメントが生じている。 ϕ が最大となる点B, Dでは変位方向と反対側に負圧領域が発生してプラグを元に戻そうとする復元モーメントが作用していることがわかる。

図7, 8には弁幾何形状の変化として弁座角 β が異なる二つの逆止弁($\beta=55\text{deg}$, 77deg)の振れ角 ϕ (横変位に相当)と縦変位 x の時間変化を比較したものである。両者の時間平均流量はやや異なるが、どちらの計算結果も実際に想定される運転領域内ではほぼ最大の振動振幅を示すものである。 $\beta=55\text{deg}$ 仕様の方がもう一方より ϕ , x のいずれの振動振幅も小さく、特に縦振動における振幅の違いは大きい。実験でも $\beta=55\text{deg}$ の方が振動騒音がはるかに小さく、計算と実測結果は傾向が一致する。縦振動は流

量の変動に影響し、下流側の圧力脈動を生み出すため、縦振動振幅の差が両仕様の振動騒音の大きな違いを生み出していると考えられる。

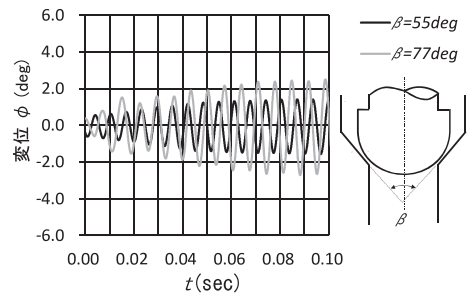


図7 弁座角 β が横振動に及ぼす影響

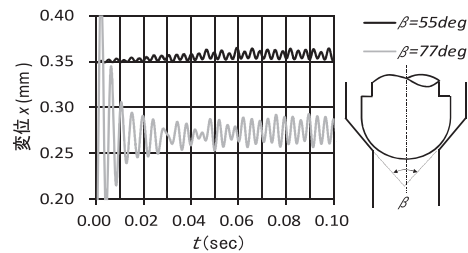


図8 弁座角 β が縦振動に及ぼす影響

4. む す び

以上、逆止弁の自励振動に関して汎用CFDコードを用いた二次元流体構造連成解析の手法と主要な結果を紹介した。二次元解析でもバルブ振動の特徴をよく再現しており、現象理解に役立つとともに、形状設計にも有用である。さらに実際に近い設計に供することができる高精度な解析を進めていく上で三次元解析が必須であり、計算負荷の大きな増大など課題はあるが、今後に期待したい。

参考文献

- 1) 稲田文夫, 葉山眞治: すきま流励起振動に関する研究 第1報, 日本機械学会論文集 (C編), 53巻488号, p. 933-939 (1987)
- 2) 前田照行: 流れによる不安定現象とその応用, 株式会社アイピーシー, p. 231-273 (2002)
- 3) 築地徹浩, 中山真吾: 油圧用ポペット弁の横振動に関する研究, 日本機械学会論文集 (B編), 64巻620号, p. 1088-1094 (1998)
- 4) 渡部尚, 和生宏, 直井康夫, 中野政身: 移動境界法CFDを用いた逆止弁自励振動メカニズム解析, 自動車技術会論文集, 43巻6号, p. 1393-1399 (2012)
- 5) 数値流体力学編集委員会: 移動境界流れ解析, 東京大学出版会 (1995)
- 6) FLUENT User's Guide 11.6.2 Dynamic Mesh Update Method, Ansys FLUENT14 help document (2012)

(原稿受付: 2013年7月3日)

解説

水撃作用の固液連成力学

著者紹介



い な ば か ず あ き
因 幡 和 晃

東京工業大学大学院
〒152-8550 東京都目黒区大岡山 2-12-1 16-5
E-mail: inaba@mech.titech.ac.jp

2005年慶應義塾大学大学院理工学研究科博士課程修了。東京理科大学助手、カリフォルニア工科大学博士研究員、東京工業大学助教を経て、2010年同大学大学院理工学研究科准教授、現在に至る。流体構造連成の研究に従事。日本機械学会、ASMEなどの会員。博士（工学）。

1. はじめに

洗濯機を動かしていると、給水終了と同時に“トン！”という衝撃音を聞いたことがあるかもしれない。これは水撃作用といって、弁などが急閉鎖することで流体の運動エネルギーが圧力に変換されて高圧部が生じ、それによって圧力波が管内を伝播して騒音が発生したためである^{1)~4)}。この管内を伝播する圧力波は、管壁を伝播する応力波と連成しながら水撃波として伝播する。水撃波の伝播速度は、一般的に知られる水の音速よりも遅くなることがある。このような水撃波伝播による圧力上昇や管の変形・破壊はどのように予測すればよいのだろうか。この問いに答えるには、水撃作用の固液連成力学を考える必要がある。

管内に流体があれば水撃作用が生じる可能性があり、プラントで用いられる厚肉鋼管をはじめとして、血管内の血圧の波（脈波）^{5), 6)}、高速油圧制御なども水撃作用と無縁ではない。本解説では、まず水撃作用の古典的理論における圧力波伝播や管振動（応力波伝播）について紹介し、つぎに近年の研究成果を通して混相流や複合材料管における水撃波伝播について述べる。

2. 古典的理論

2.1 圧力変化

水理学の教科書では、流体エネルギーを水柱の高さとして考える方が便利であることから、圧力ヘッ

ドに関して定式化が行われることが多いが、本解説では1956年のSkalakの論文⁷⁾をもとに重力を無視できる場合を考える。

水撃現象における圧力変化は、Joukowskyの式（1898年）で表される。

$$\Delta p = \rho_f c_w \Delta u \quad (1)$$

ここで、 Δp は圧力変化、 ρ_f は流体密度（水：1,000 kg/m³）、 c_w は水撃波の伝播速度、 Δu は流速変化である。水撃作用では、水撃波の伝播速度の理論的な予測が重要とされているが、これは式(1)で管内の圧力上昇を予測する際に、流速や境界の移動速度に加えて、水撃波の伝播速度が用いられるためである。

2.2 伝播速度

水撃波の伝播速度に関する研究は古くから行われており、1878年にKortewegが薄肉円管内を伝播する圧力波の伝播速度（位相速度）が波長に依存すること（分散性）を示し、波長が長い場合（長波長極限）を考えて以下の式を提案している^{7), 8)}。

$$c_w = \frac{c_0}{\sqrt{1+\beta}}, \quad \beta = \frac{2KR}{Ee} \quad (2)$$

ここで、 c_0 は開放系（周囲に壁がない状態）における流体の音速（水： $\sqrt{K/\rho_f} = 1,483$ m/s）、 β は流体構造連成変数（連成の強さを表す指標）、 K は流体の体積弾性率（水：2.2 GPa）、 R は管の内径、 E は管壁材料の縦弾性係数（ヤング率）、 e は管壁の厚みである。式(2)は1898年にJoukowskyにより水撃波の伝播速度として導出されており、Kortewegの式あるいはKorteweg-Joukowskyの式と呼ばれる。工学的には、管の軸方向の支持方法により、 β に補正係数をかけて伝播速度は算出される。補正係数は、管の上流側で管路が固定されている場合には、 $(1-\nu/2)$ 管の全長にわたり軸方向の移動が制限される場合には $(1-\nu^2)$ 、軸方向の制約がない場合には 1 となる¹⁾。

β が大きく（流体と管の連成が強く）になると水撃波の伝播速度は遅くなるが、小さくなると水撃波の伝播速度は速くなり開放系の流体音速に漸近する。たとえば、プラントで用いられる厚肉鋼管では、 β が1に比べて十分小さくなるため、水撃波速度は開

放系での水の音速 (1,483 m/s) に漸近する。一方、血管では β が 1 に比べて十分大きく ($E = 0.1\text{--}1$ MPa),

$$c_p = \sqrt{\frac{Ee}{2\rho_f R}} \quad (3)$$

のように簡略化した式 (Moens-Korteweg式, 1878年) が用いられ、脈波の伝播速度は 5–10 m/s となる⁵⁾。

2.3 Skalakモデルと四方程式モデル^{7),9)}

Kortewegの研究は、1898年にLambによって弾性膜の軸方向応力を考慮した式として拡張され、(長波長極限において) 二つの位相速度が存在することが示された。式(2)による伝播速度に近い波が圧力変化の大部分を担うため主要波 (primary wave) と呼ばれ、縦波音速に近い波は先行波 (precursor wave) と呼ばれる。1956年にSkalakは、Joukowskyが行った簡略化を行わず、流体と管の半径方向の慣性力や管壁の軸方向応力を加えたモデルを提案した。このSkalakモデルでは、管の曲げ応力を考慮し、せん断変形や非軸対称振動は無視している。また、流体に関しては、圧縮性と非粘性を仮定している。Skalakモデルは難解で解析的に解くことは困難であるが、フーリエ変換やラプラス変換およびそれらの逆変換を駆使して漸近解が求められている。得られた漸近解では、半径方向の慣性力によって管の周方向のたわみがJoukowskyの解に対して1.3倍程度オーバーシュートして振動する様子が予測されている。

またSkalakは (長波長極限における) 簡略化した四方程式モデル (流体と管それぞれに関する軸方向の連続の式・運動量の式) を提唱した。管の周方向の変形は、軸方向の解析結果からポアソン比を用いて算出される。

3. 近年の研究成果

3.1 水撃波面の実験的研究¹⁰⁾

水撃作用の実験的研究では、全長100 mから数kmにもおよぶ管路を用いて測定が行われることがあり、水撃波が管路内を何回も往復する状況下で管内の圧力履歴や管のひずみを測定し、理論結果や数値解析結果と比較されてきた。これに対し、筆者らが用いた方法は、図1のように全長1 m程度の管内に水を充てんし、空気銃で飛翔体 (ピストン) を加速して水に衝突させて水撃波を発生させ、水撃波が1回伝播する様子を詳細に測定するものである。この実験装置は、水中で爆薬などが爆発した際に発生する圧力履歴を模擬することが可能であり、飛翔体の衝突部近傍に発生した圧力は、飛翔体の減速に伴い次第に弱くなる。したがって、管内に流体を流して弁などでせき止める場合とは異なり水撃波背後の圧力は

一定ではない。しかし、管路内に予め境界層が発達することもなく、通常の水撃作用の研究とは異なるが、水撃理論の検証において便利な方法といえる。

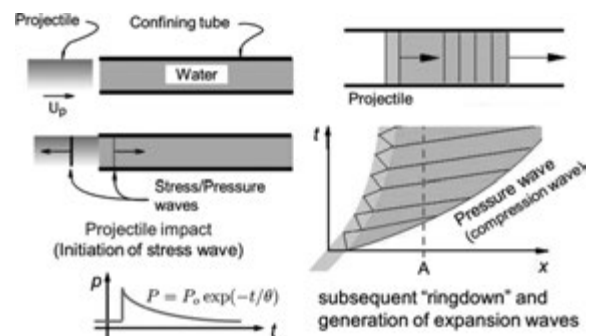


図1 飛翔体の衝突による水撃波の生成 (圧力振幅は次第に減衰)

薄肉と厚肉の鋼管を用いて実験を行った結果、主要波の伝播速度は、Kortewegの薄肉円管の式を用いても、Tijsselingが2007年に提案した厚肉円管の式¹¹⁾を用いても実験結果のばらつきの範囲内に両予測値が収まることが確認された。主要波による管表面におけるひずみを予測する際には、薄肉円管の実験結果とSkalakモデルは周方向・軸方向ともによく一致した。一方、厚肉鋼管を用いた実験結果と比較することでSkalakモデルの周方向ひずみは誤差が大きくなり、Tijsselingの厚肉円管の式では誤差が小さいことから厚肉円管の式を用いる重要性を指摘した。

3.2 気液二相流における水撃波伝播¹²⁾

管内の水にわずかでも空気が混入すると、気液二相流中の開放系における音速は大きく減少する。これは気泡の混入により体積弾性率が大きく減少するためである。

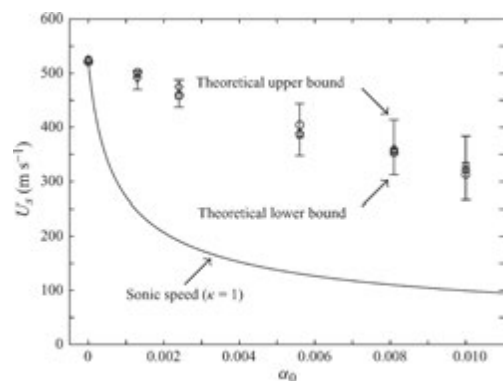


図2 気液二相流における水撃波伝播速度と初期ボイド率の関係 (プロットは実験データ、実線は管内の音速)¹²⁾

初期ボイド率 α_0 を 0–1 % で変化させて、ポリカーボネート円管に水と空気の混合液を満たして水撃波伝播実験を行った。図2に示すように初期ボイド率

がゼロのときには、水撃波伝播速度は式(2)で予測される結果とよく一致しているが、空気が混入すると二相流の体積弾性率や密度を式(2)に代入して求まる音速よりも速い波（衝撃波）の伝播が観察された。衝撃波速度の定式化に関しては文献を参照されたい。

3.3 複合材料管における水撃波伝播¹³⁾

これまで管壁として等方性材料を取り扱ってきたが、近年注目されている炭素繊維強化プラスチックといった複合材料の円管内を水撃波はどのように伝播するのだろうか。Tijsselingの厚肉円管の式¹¹⁾を参考にして、繊維方向 θ （管軸方向に対する繊維方向の傾き角）を考慮した $[\pm\theta/-\theta]$ 斜交積層板における四方程式モデルを構築し、これらの方程式の固有値（先行波と主要波の伝播速度）を求めた。実験で測定された主要波・先行波の伝播速度ならびに主要波による管の周方向・軸方向ひずみは、四方程式モデルの予測結果とおおむね一致した。なお、主要波の伝播速度は異方性材料における周方向のヤング率を式(2)に代入したものに近く、また先行波は軸方向のヤング率を用いて縦波音速を算出した速度に近い。水撃波（主要波）の伝播による周方向・軸方向ひずみにおける繊維方向の影響を図3に示す。等方性材料では、ポアソン比は0.3程度であり、周方向ひずみに対して軸方向ひずみは0.3倍程度となるが、複合材料管では繊維の方向によっては軸方向ひずみの方が大きくなることもあり、安全工学的観点から注意が必要である。

4. おわりに

今回は紹介できなかったが、筆者らは気液二相流だけでなく、固液二相流を用いた水撃波伝播に関する研究も行っている^{14), 15)}。通常、スラリー輸送で問題になるのは摩耗であるが、日本近海に眠るメタンハイドレートの採掘に関連して固液二相流の研究は今後ますます重要になるであろう。水撃作用の抑制や有効活用に向けて、管に水を入れた簡単な系ながら、解明すべき問題は山積している。今後、水撃波面の詳細構造解明を通して、このような問題に一つずつ取り組んでいく所存である。

参考文献

- 1) Wylie, E. B., Streeter, V. L. : Fluid Transients in Systems, Prentice-Hall, Inc. (1993)
- 2) Thorley, A.R.D. : Fluid Transients in Pipeline Systems, Professional Engineering Publishing Limited, UK (2004)
- 3) 横山重吉 : 水撃入門, 日新出版 (1979)
- 4) 秋元徳三 : 水撃作用と圧力脈動 (改訂版), 電中研 (2004), <http://criepi.denken.or.jp/result/pub/text/no1.pdf>

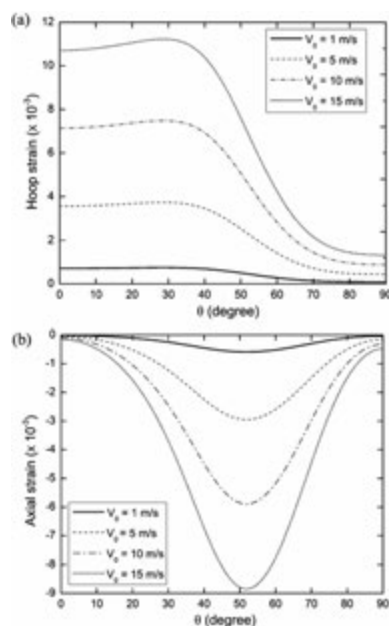


図3 炭素繊維複合材料管における水撃波伝播時の管ひずみに対する繊維方向の影響(a)周方向, (b)軸方向 (V_0 は初期流速)¹³⁾

- 5) 林紘三郎 : バイオメカニクス, コロナ社, p. 71-79 (2000)
- 6) Fung, Y. C. : Biomechanics: circulation 2nd ed., Springer p. 140-170 (1997)
- 7) Skalak, R. : An Extension of the Theory of Water Hammer, Trans ASME, Vol. 78, No. 1, p. 105-116 (1956)
- 8) Shukla, A., Ravichandran, G., Rajapakse, Y. D. S. : Dynamic Failure of Materials and Structures, Springer, Chap. 6 (2009)
- 9) Tijsseling, A.S., Lambert, M.F., Simpson, A.R., Stephens, M.L., Vítkovský, Bergant, A. : Skalak's extended theory of water hammer, J. Sound & Vibration, Vol. 310, p. 718-728 (2008)
- 10) Inaba, K., Shepherd, J.E. : Flexural Waves in Fluid-Filled Tubes Subject to Axial Impact, ASME J. Pressure Vessel Technology, Vol. 132, 021302 (2010)
- 11) Tijsseling, A.S. : Water hammer with fluid-structure interaction in thick-walled pipes, Computers & Structures, Vol. 85, p. 844-851 (2007)
- 12) Ando, K., Sanada, T., Inaba, K., Damazo, J.S., Shepherd, J.E., Colonius, T., Brennen, C.E. : Shock propagation through a bubbly liquid in a deformable tube, J. Fluid Mech., Vol. 671, p. 339-363 (2011)
- 13) You, J.H., Inaba, K. : Fluid-structure interaction in water-filled thin pipes of anisotropic composite materials, J. Fluids & Structures, Vol. 36, p.162-173 (2013)
- 14) Nguon, K., Inaba, K., Takahashi, H., Kishimoto, K. : Numerical study on wave propagation in coupled pipe and homogeneous solid-liquid flow, Theoretical & Applied Mechanics Japan, Vol. 60, p. 239-248 (2012)
- 15) Nguon, K., Inaba, K., Hori, T., Kishimoto, K. : Effect of a single particle on water-tube interaction subjected to axial impact loading, Theoretical & Applied Mechanics Japan, Vol. 61, p. 151-160 (2012)

(原稿受付 : 2013年 6 月 5 日)

会議報告

ICFP2013におけるフルードパワー技術研究の動向

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. はじめに

第8回フルードパワー伝動と制御に関する国際会議（The 8th International Conference on Fluid Power Transmission and Control ; ICFP2013）は2013年4月9日～4月11日まで中国の杭州市で開催された。この会議は4年に1回，杭州の浙江大学メカトロニクス研究所の主催で開催される国際会議で，フルードパワー関連の国際会議としてはアジア地区で最も古い歴史ある会議である。第1回～6回までは会場が浙江大学構内の会議場であったが，第7回以降はホテルで開催されるようになり，今年の第8回は西湖の西5 kmほどにある西溪国家湿地公园（XiXi National Wetland Park）という国立公園の一面に佇むリゾートホテルSheratonの国際会議場で行われた。

会議は，名誉実行委員長のLu Yongxiang教授（写真1），浙江大学学長のSong教授，中国油空圧学会会長のWang Zuwen教授のオープニングの挨拶ではじまり，第1日目の午前中に5件の基調講演，午後



写真1 Prof. Luによる開会の挨拶

と第2日目の午前に3つのパラレルセッションで合計63件の技術講演，第2日目の午後の6件の基調講演などで構成された。参加登録者は主催者側の発表で約140名とのことであった。日本からの参加者は，学会会長の香川教授や元会長の横田教授はじめ大学関係者が著者を含め5名，企業関係者が5名のあわせて10名で，日本の大学の新学期が始まったばかりという時期の問題もあり，これまでの浙江大の国際会議に比べ少なかった。本稿では主に11件の基調講演についてその内容を紹介する。

2. 基調講演

1日目の最初の基調講演はアーヘン工大のProf. Hubertus Murrenhoffが“Hydraulic Concepts for Energy Saving and Energy Production（省エネとエネルギー生産のための油圧）”と題し，海洋波力発電に利用する油圧によるエネルギー変換システム，図1に示す斜板と斜軸の長所を融合した摩擦損失の少ない新しいラジアルピストンポンプユニット（RAC），油圧トランスフォーマーを用いてバルブ損失を抑えた高効率油圧システム（STEAM）など3つの事例¹⁾を紹介した。また，講演の最後では，油圧のイノベーションに対する若い力による今後の挑戦の重要性が強調されたことが印象的であった。

2番目の基調講演は浙江大のProf. Huayong Yangが“Development of Hydraulic Systems for Tunnel Boring Machine（トンネル掘削機械の油圧システム開発）”と題し，混雑の激しい中国都市部の地下鉄や高速鉄道工事に用いる中国製の掘削機械について



図1 新しいラジアルピストンポンプ（RAC）¹⁾

紹介した。機械システムの開発は1999年から始まり、2002年には試作機を完成させ、最近では、全油圧制御の16本の油圧シリンダ駆動を駆使した様々なトンネル掘削機械が8年間で300を超えるトンネルプロジェクトに利用されたとのことである。中国では今後10年間で総延長6,000km、1,000本以上のトンネル掘削が計画されているそうである。

3番目の基調講演はバース大のProf. Andrew Plummerが“Practical Multivariable Control for Multi-axis Hydraulic Servosystem (多変数制御の多軸油圧サーボ系への適用事例)”と題し、車の試験機や3次元振動台、パラレル機構など複数の油圧アクチュエータを駆動制御するシステムへの位置や速度、加速度制御の適用事例について紹介した。

4番目の基調講演は東工大のProf. Shinichi Yokotaが“Micro Hydraulics Using Functional Fluid ECF (機能性流体ECFを用いたマイクロ液圧)”と題し、機能性流体ECFを用いた最新のソフトマイクロアクチュエータを紹介した。MEMSプロセスを工夫して非常にアスペクト比の大きい複数の三角スリット形電極対を基板上に並べて製作し、 $0.23\text{W}/\text{cm}^3$ のパワー密度を持つマイクロポンプが実現された。また、図2に示すような平面マイクロポンプと風船形マイクロアクチュエータを一体化したマイクロハンドの試作結果²⁾が紹介された。

1日目の最後はミネソタ大のProf. Kim Stelsonによる“Energy Environmental and Economic Impact of Fluid Power (環境エネルギーや経済性に大きな影響を及ぼすフルードパワー)”と題する基調講演であった。油圧ハイブリッドショベルやハイブリッド自動車、風力発電用油圧伝動装置と新しい概念の開放形アキュムレータによる高効率で高性能なシステム事例が紹介された。また、米国CCEFPでは5年間で114名の学士、90名の修士、40名のPh.Dを育成し、そのうちの61%がフルードパワー業界へ就職したとのことであった。

2日目の午後の最初の基調講演では、パデュー大のProf. Monika Ivantysynovaが“The Secret of the Fluid Films in Piston Pump (ピストンポンプ内の流

体膜の秘密)”と題し、ポンプ内の通常のピストンの運動や働く力に加え、時間とともに変化する微小な運動や材料変形、時間的に変化する圧力分布や流体膜効果や摩擦効果、表面温度分布など複雑な複数の数学モデルを融合させた物理シミュレーション結果が実験と非常によく一致することを紹介した。

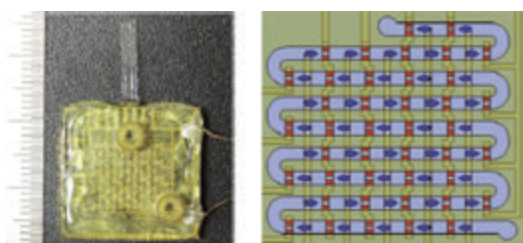
2番目の基調講演では、東工大のProf. Toshiharu Kagawaが“New Developments in Pneumatic Control System (空気圧制御系の新しい応用)”と題し、等温化压力容器や空気圧システムの温度、空気圧の圧縮エネルギーと省エネルギー、渦流を用いた非接触搬送、静音空気圧減圧弁、遠隔操作形空気圧ロボットなどについて、自身の研究グループの研究を中心に紹介した。なお、空気圧関連の基調講演は香川教授のこの講演のみであった。

3番目の基調講演では、タンペレ大のProf. Kalevi Huhtalaが“New Energy Efficient Solutions to Mobile Machines (移動機械の新たなエネルギー効率化のカギ)”と題し、ハイブリッド化やエネルギー回生、原動機とのパワーマッチシステム、作業の最適計画などを組み合わせたエネルギー効率が最適なシステムの考え方について述べ、ホイールローダーを事例に40%の省エネルギーが実現されたことを紹介した。

4番目の基調講演では、北京航空航天大学のProf. Zongxia Jiaoが“Active Control of Fluid Pressure Pulsation in Hydraulic Pipe System by Bilateral-overflow of Piezoelectric Direct-drive Slide Valve (圧電素子による直動駆動形スライド弁を用いた双方向オーバーフローによる油圧配管系の流体圧力脈動のアクティブ制御)”と題し、流体騒音と振動を低減するためのアクティブ制御用高速弁制御手法について紹介した。21MPaにおける負荷流量4.5L/minでバンド幅710Hzを有する高速制御弁を巧みに切り替え、基本波や2次高調波成分など流体騒音の63.3%を低減した結果を報告した。

5番目の基調講演では、リンシェーピング大のProf. Petter Krusが“Engineering Systems Design for Fluid Power (フルードパワーのためのシステムデザイン)”と題し、主に1970年代終わりごろから大学で開発が進められているHOPSANというシミュレーションソフトウェアとその次世代版にあたるHOPSAN-NG (Next Generation) について紹介した。このシミュレーションソフトはホームページ³⁾から無償でダウンロードできるとのことである。

最後は浙江大のProf. Xin Fuによる“Fundamental Research on Cavitation (キャビテーションの基礎研究)”の基調講演があった。キャビテーションの解



(a) Fabricated actuator (b) Planar micropump

図2 風船形マイクロアクチュエータ²⁾



写真2 バンケットの浙江大学交響楽団と民族音楽団

明には分子レベルの液中気泡の挙動の説明が必要で、衝突によるキャビテーション崩壊の様子やノッチや弁におけるキャビテーションの可視化例、騒音の原因となる動的圧力変化などが実験とシミュレーションによる美しい動画で紹介された。また、キャビテーションを抑制するシステムや要素についても言及があった。

3. 晩 餐 会

第1日目の夕方には会議の歓迎バンケットがホテル宴会場で開催され、写真2に示すように浙江大学学生交響楽団や民族音楽演奏団、独唱者などが中国音楽の演奏を行う中、和やかに進行した。宴会の中では、英国・バース大学のプラマー教授から東工大・横田眞一教授にI.Mech E.からのゴールドメダル授与があり、各国からの招待による基調講演者からの挨拶などで大いに盛り上がった。

また、2日目の夕方には、Lu教授の招待によるVIPレセプションが西湖湖畔の国賓館で行われ、日本からもJFPSの関係者5名が招待された。

4. 研究所見学

会議終了後の3日目には浙江大学メカトロニクス研究所の見学をお願いし、研究所長の王慶豊教授(Prof. Wang Qingfeng)が自ら、日本グループを案内してくれた。現在この研究所では、流体伝動と制御・メカトロニクスに関する国家プロジェクトを含む455のプロジェクトが実施されており、45名の専任教員と400名以上の修士・博士の学生が所属している大規模な研究機関である。写真3は旋回駆動に電気モータを用いたハイブリッド建機とその性能を力説する王教授(左)である。建機や海洋発電、深海ロボットなど大規模なものから、ポンプ・バルブなどの要素、MEMSや半導体露光装置、生体信号処理など、研究のテーマは多岐にわたり、2012年



写真3 浙江大学開発のハイブリッド建機

度の研究費は12億元(約200億円)とのことで、その強大なパワーと内容には驚嘆した。

5. おわりに

尖閣列島問題やPM2.5、鳥インフルエンザなど日中関係がギクシャクした中で開催されたフルードパワー伝動と制御に関する国際会議であったが、8回目の歴史ある会議ということもあり、会議の運営も実行委員会と学生ボランティアを中心にスムーズに行われ好印象であった。また、これまで多くの先達により培われてきた民間レベルのフルードパワーに関する日中関係はゆるぎないものであることを再確認した。なお、8は中国ではラッキーナンバーだそうで、今回の第8回はそうした意味でも、中国側の並々ならぬ熱意が感じられた国際会議でもあった。

参考文献

- 1) H. Murrenhoff, et. al., Hydraulic Concepts for Energy Saving and Energy Production, Proc. ICFP2013, pp. 144-153 (2013)
- 2) S. Yokota, Micro Hydraulics Using Functional Fluid ECF, Proc. ICFP2013, pp. 18-23 (2013)
- 3) <http://www.iei.liu.se/flumes/system-simulation/hopsan>

(原稿受付：2013年4月19日)

会議報告

ROBOMECH2013におけるフルードパワー技術研究動向

著者紹介



う え の し ょ う へ い
上 野 将 平

慶應義塾大学大学院理工学研究科
〒223-8522 神奈川県横浜市港北区日吉3-14-1
E-mail: sueno@a6.keio.jp

2012年慶應義塾大学理工学部機械工学科卒業。
同大学院理工学研究科開放環境科学専攻在学中。
機能性流体分野の研究に携わる。日本機械学会
学生会員。

1. はじめに

ロボティクス・メカトロニクス講演会（以下、ROBOMECH）は、日本機械学会ロボティクス・メカトロニクス部門が主催する国内最大級の研究発表会である。本講演会には、各研究機関および企業も多数参加しており、研究発表の場のみならず、産学官の意見交流の場として大きな役割を担っている。本年度は5月22日から25日の4日間に渡り、つくば国際会議場において開催され、図1に示すように会場内では連日活発な意見交換が行われた。

ROBOMECH2013では、ロボティクス、メカトロニクス分野だけでなく、バイオ、医療および触力覚など多岐に渡る分野の研究結果が発表された。また、油圧、空圧および機能性流体などフルードパワーに関する研究も多数発表された。

本稿では、ROBOMECH2013に投稿されたフルードパワーに関する代表的な研究成果について報告する。また、筆者自身も発表者として参加したため、その際の所感について述べる。

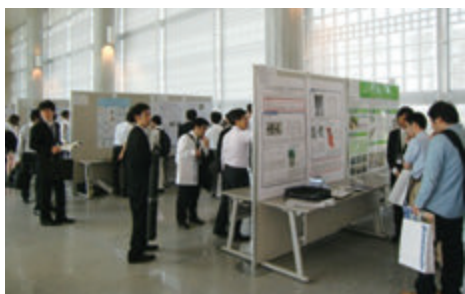


図1 連日賑わいを見せる会場内

2. フルードパワーに関する研究発表

ROBOMECH2013では、フルードパワーに関する多数の研究発表が行われた。特に、水圧および空気圧を用いた研究は、フルードパワーに関する研究の中で大きな割合を占めていた。代表的な事例を以下に示す。

田中らは、薬品を攪拌するための装置である攪拌槽の清掃を目指し、空気圧を駆動源とするメンテナンスロボットを開発した¹⁾。ロボットは、空気圧を駆動源とする複数の人工筋により構成されており、各人工筋を適切なタイミングで収縮および伸長させることにより前方へ移動する。人工筋は主に柔軟性を有するポリプロピレンチューブにより構成されており、内部は空気により満たされている。このため、ロボット全体は柔軟性を有しており、攪拌槽内の狭小空間を移動するのに適した構造となっている。

阿部らは、非接触型吸着搬送技術への応用を目指し、コアンダ・エジェクト法を用いた非接触吸着デバイスを開発した²⁾。コアンダ・エジェクト法では、デバイス上部から導入した圧縮空気を、底部に設けられた円環状のノズルより噴出させる。これにより、デバイス底面と対象物表面に挟まれた空間にエジェクト効果が発生し、負圧となる。この際、噴流がデバイスと対象物表面の干渉を防ぐため、非接触状態となる。上記の手法は、従来のベルヌーイ法を用いた非接触吸着手法と比較すると、中心部分の正圧が存在しないため、より強い吸着力を発揮する。本デバイスは、ロボットハンドやグリッパと異なり対象物に直接接触することなく吸着、輸送することができるため、対象物を傷つける危険性が少ないという利点を有する。

水圧および空気圧を用いた研究と比較して投稿数は少ないが、機能性流体を用いた研究も見られた。代表的な例を以下に示す。

吉田らは、ERバルブを用いたマイクログリッパの開発を目指し、柔軟に屈曲可能なマイクロアームを製作した³⁾。ERバルブは、印加電界により液体の粘度を制御できるERF（Electro-Rheological Fluid）

を作動流体としており、バルブの作動に電極対のみを用いるため小型化に適している。本マイクロームは主にERバルブおよびゴム製チャンバにより構成されている。電界を印加し、ERバルブを作動させるとチャンバの内圧が上昇する。この際、ゴム製チャンバの壁面が上下で異なる伸び剛性を持つため、チャンバは一方向に屈曲する。

このように、フルードパワー技術の利点を生かしたロボットやデバイスが多数発表されており、いずれも大変興味深い内容であった。

3. 著者の発表

本講演会には、筆者も発表者として参加し、「電界共役流体を用いたシャクトリムシ型ロボット⁴⁾」という題目でポスター発表を行った。電界共役流体

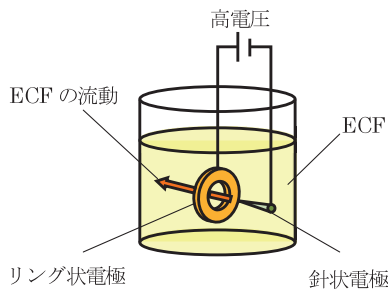


図2 電界共役流体の流動発生原理

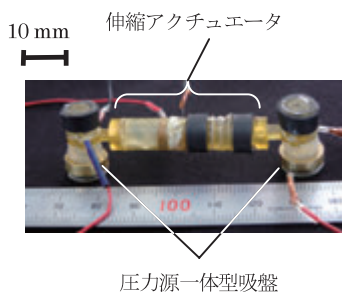


図3 電界共役流体を用いたシャクトリムシ型ロボット⁴⁾



図4 研究発表を行う筆者（左から2人目）

（Electro-conjugate Fluid, ECF）とは、ある種の誘電性液体であり、図2に示すように、ECFの液中に挿入された針-リング状電極対に高電圧を印加することにより、活発な流動を発生する機能性流体である。ECFは、流動発生のためにマイクロメートルオーダーの微小な電極対のみを必要とするため、小型化に適した圧力源であるといえる。本研究では、多様な空間に適した移動パターンとして、シャクトリムシの移動パターンに着目した。図3にECFを駆動源とするシャクトリムシ型ロボットを示す。本ロボットは2つの吸盤および伸縮アクチュエータにより構成されており、ロボットは各構成要素を適切なタイミングで駆動させることにより、平面および40°以下の斜面を走行可能である。

発表時間中には、多数の研究者の方々と活発な意見交換を行うとともに、さまざまなアドバイスをいただいた。特に、同年代の学生研究者との交流は、筆者にとって大きな刺激となり有意義な時間となった。

4. おわりに

本稿では、ROBOMECH2013におけるフルードパワーに関する代表的な研究事例について述べた。また、筆者がポスター発表を行った際の所感について述べた。

ROBOMECH2013を振り返ると、水圧、油圧および空気圧に関する研究発表は数多く行われており、ロボティクス・メカトロニクス分野の中でもフルードパワー技術は重要な位置づけであることを再確認できた。しかし、フルードパワー分野の中でも、筆者が携わる機能性流体に関する研究はまだ数が少ないと感じた。今後は、フルードパワー分野全体の発展とともに、機能性流体分野の発展を期待したい。

参考文献

- 1) 田中友也, 他: 攪拌槽内メンテナンスロボットの開発, ロボティクス・メカトロニクス講演会2013, 1A1-P19 (2013)
- 2) 阿部裕幸, 他: 非接触吸着デバイスの特性, ロボティクス・メカトロニクス講演会2013, 1A1-K04 (2013)
- 3) 吉田和弘, 他: 電極分割型フレキシブルERバルブを用いたマイクログリッパ, ロボティクス・メカトロニクス講演会2013, 2A1-D08 (2013)
- 4) 上野将平, 他: 電界共役流体を用いたシャクトリムシ型ロボット, ロボティクス・メカトロニクス講演会2013, 2A1-M05 (2013)

(原稿受付: 2013年6月27日)

トピックス

日本提案の空気圧ショートストロークシリンダ， ISO化で奮闘 —前編—

著者紹介



ひがし かわ とも のぶ
東 川 智 信

株式会社TAIYO
〒533-0002 大阪市東淀川区北江口1-1-1
E-mail: thigashikawa@parker.com

1982年中央大学理工学部卒，同年太陽鉄工株式会社入社，現在株式会社TAIYO戦略事業開発本部技術管理部
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規格部会長，ISO/TC131/SC3/WG1プロジェクトリーダー

1. はじめに

空気圧ショートストロークシリンダの規格がISOに最初に提案されたのは1997年であり，ISO規格として発行されたのは2011年であった。準備段階から数えると18年におよぶ奮闘の歴史であった。

今回，前編と後編に分けて日本提案の規格化の経緯を記す。

2. 経 緯

2.1 着 手

日本の空気圧ショートストロークシリンダは1990年には開発が終了し，日本国内の市場で新商品として発売されていた。省スペースを目的に開発されたこのシリンダは，大きな取り付けスペースを必要としないために機械設備の小型化に貢献し，このシリンダを使用した機械設備が国内および国外に飛躍的な需要をもたらし，ユーザーは現地調達の必要性を強く要望，また世界のどこでも容易にまた安価に入手できる体制を要望していた。

日本はこれをISOに提出することを前提にJIS規格作成準備作業に1993年に着手し，1995年に当時の日本油空圧工業会シリンダ分科会において，このJIS規格をISOへ提案する意志決定を行った。この意志決定に沿い，各シリンダメーカーは製品寸法の変更を行い，取り付け寸法を統一していった。

この頃から，当時の通商産業省が貿易自由化の推進の必要性から，日本工業規格（JIS規格）とISO規格の整合化を図る指導もあり，JIS規格にするにしてもISO規格化は重要なポイントとなっていた。

2.2 最初の提案

1997年にJIS規格の審議が始まり，空気圧ショー

トストロークシリンダの寸法が決定したので，日本はISO/TC131/SC3に新規規格化作業としてこのシリンダを同年3月に提案した。

空気圧シリンダに関するISO規格審議は，油圧・空気圧システムおよび要素機器の専門委員会TC131（Technical Committees 131）のシリンダ分科委員会SC3（Subcommittees 3）に設置されている作業グループWG2（Working Group 2）で行われている。

WG2の会議参加国は，だいたいフランス，イギリス，ドイツ，アメリカ，イタリア，スウェーデン，および日本の7カ国のエキスパートにより審議されており，WG2のコンビーナ（主査）はフランスである。

そして4月にフランクフルト会議が開催されたが，この会議の直前にフランスは日本提案と同じ種類のシリンダを提案した。

さらに，WG2コンビーナは，この2年程前，すでに提案済みのスウェーデン案，今回提案の日本案とフランス案の3提案についてNWI（New Work Item）として審議するかどうかの採決をSC3/WG2の会議で採った。採決結果は表1のとおり。

表1 フランクフルト会議での採決

France	YES
Germany	NO
Italy	YES
Japan	YES
Sweden	YES
United-Kingdom	NO
USA	NO

この採決が多数決にも拘わらず，コンビーナはISO/TC131/SC3に対してNWIとして審議提案しないとの結論を出したので，日本は「多数決にも拘わらず不採用の理由は何か？」と質問したところ，コンビーナは「イギリス，アメリカとドイツの反対では……」との回答で会議を打ち切った。

イタリアもこのタイプのシリンダを提案準備中であつたため，この進展に関心があり，同年10月に開催されたミラノ会議においてこのシリンダの規格

はどうするのかと質問したところ、コンビーナは「前回の会議でWG2はこの件をNWIとして提案せず、将来のために記憶に残すことを決めた。」と回答し、進展はなかった。

2.3 イタリアの提案

1998年5月、イタリアは空気圧ショートストロークシリンダの日本提案と寸法的に非常に近い案をISOに提出し、平行して日本へ規格原案を送ってきた。このために日本はイタリアへ協力を約束し、イタリアとFAXで打合せを行いイタリア案と日本案の相違をまとめてイタリアおよびWG2事務局に送付した。

同年6月に開催されたミルウォーキー会議で、イタリアは日本の調整案を基にこのシリンダの審議を要求したため、WG2は再度NWIに対する採決を採った。採決結果は表2のとおり。

表2 ミルウォーキー会議での採決

France	YES
Germany	NO
Italy	YES
Japan	YES
Sweden	NO
United-Kingdom	NO
USA	Abstention

結局、この時の賛否は日本提案と二本立ての問題もあって進展せず、決議として日本はイタリアと調整を行い、6ヶ月以内に共同提案を事務局に送るということになった。

この席上、フランスは空気圧ショートストロークシリンダとは別にフランスの規格となっている空気圧ショートストロークシリンダに近いシリンダの提案を行うと発言した。

この会議の決議により、日本は国内各社およびイタリアと意見交換を行い、日一伊共同提案を1998年11月にWG2事務局へ送付した。

12月に開催されたパリ会議で、WG2コンビーナは日一伊共同提案、スウェーデン案そしてフランス案の3提案を審議する前に、この3提案をコンパクトシリンダとショートストロークシリンダの2種類に分け、その審議の賛否および審議の優先順位を決めることを提案し、1999年3月15日期限でPメンバー（Participating member；積極参加国で投票権を持つ）投票にかけることが決議された。投票用紙に添付された説明書には、日一伊共同提案はショートストロークシリンダに分類され、スウェーデン案とフランス案はコンパクトシリンダに分類された。

2.4 新たなCETOPの提案

1999年3月15日期限のPメンバーによる投票結果が、この年の10月に開催された東京会議で報告された。結果は表3のとおり、NWIを提案したス

ウェーデンは投票しておらず、フランスは唯一どちらにも賛成していなかった。日本はイタリアから日一伊共同提案とスウェーデン案の両方に賛成して欲しいとの依頼があり、2種類の規格化に投票を変更した。また、投票締切後にロシアから2種類の規格化に投票があったと報告があった。

表3 パリ会議後の投票結果（変更前）

Agree to ballot as NWI proposal (s)				
Member	Only Short Stroke Cylinder	Only Compact Cylinder	Short Stroke Cylinder and Compact Cylinder	Nothing
China	—	—	○	—
France	—	—	—	○
Germany	—	○	—	—
Italy	—	—	○	—
Japan	○	—	—	—
Poland	—	—	○	—
UK	—	○	—	—
Ukraine	○	—	—	—
USA	—	—	○	—
Totals	2	2	4	1

投票報告後、新たにCETOP（ヨーロッパフルードパワー委員会）でまとめたドイツ案が提案された。新規ドイツ提案のシリンダは、ショートストロークシリンダに比べ、ピストンロッドに作用する許容横荷重が大きく、ショートストロークシリンダとは機能的に異なるとの説明であった。このドイツ提案を受けて、このシリンダをコンパクトシリンダとし、フランスおよびスウェーデンは自国案を下ろし、再度ショートストロークシリンダとコンパクトシリンダの何れかおよび両方の場合は審議の優先順序を決める投票をSC3のPメンバーに対して行うことになった。投票結果は表4のとおり。

この年、日本ではショートストロークシリンダ寸法を含んだJIS B 8368「空気圧シリンダ」が制定発行された。

2.5 進むコンパクトシリンダの審議

2000年10月に開催されたミラノ会議で、WG2コンビーナはフランス案からドイツ案（CETOP規格）にすり替えたコンパクトシリンダだけの優先審議を進めたため日本は次の理由で反対した。

- 1) ショートストロークシリンダは多数決であり拒否されたものではない。
- 2) 日本提案のショートストロークシリンダは発売されて10年になり、生産量は多く、多くの産業機械に組み付けられて世界中に輸出され、ISO規格として世界のどこでも入手出来ることをユーザーに要望されている。

表4 東京会議後の投票結果

P-member	Compact Cylinder		Short Stroke Cylinder		Priority
	Yes	No	Yes	No	
Austria	○			○	
Czech Republic	○			○	
France	○		○		
Germany	○			○	Compact
Italy	○		○		Compact
Japan	○		○		Short Stroke
Netherlands	○			○	
Poland	○		○		Short Stroke
UK	○			○	
Sweden	○		○		Compact
Switzerland	○			○	
Ukraine		○	○		
USA	○		○		
Totals	12	1	7	6	

3) ドイツ提案のコンパクトシリンダの正式提案は今回会議が始めてであり、提案説明にはCETOPで先に合意したとの話もあり、国際的な会議としては不公平な運用である。

この議論でWG2会議は中断したためSC3事務局が中に入り、SC3事務局が日本にショートストロークシリンダを再提案し、次回に審議することを提案したため日本は妥協した。

2.6 日本の再提案

2002年4月に開催されたフランクフルト会議で、WG2のコンビーナは出席者にショートストロークシリンダ案をNWIの承認のためSC3のPメンバーに投票手続きを行う了解を求めた。日本は何故何回も投票を行うのか質問したところ、最近ルールが変わったとの返事で日本もやむなく了解した。しかし、投票結果は当時審議出席者5名以上必要のところ4名、評価点が有効な投票メンバー平均15点以上必要ところが14.5点であったため不採用となった。

この年の11月に開催されたロンドン会議で、WG2コンビーナはショートストロークシリンダについてSC3が行った投票結果の報告とNWIとして採用できないとの説明があった。

日本はPメンバーの票決に対して異議はいえず、今まで会議で受けた公平でない審議方法に不満を持ちながらもその点には触れず、つぎの反論を行った。

1) 1997年のフランクフルト会議で多数決であったにも拘わらず“keep in mind for the future”として審議を拒否したこと

2) 1998年のパリ会議において、【Only Short

Stroke Cylinder】、【Only Compact Cylinder】および【Both of Short and Compact Cylinder】の三者択一のPメンバー投票の結果は両方の規格化を要望する結果であったこと

3) 1999年の東京会議において再度、【Short Stroke Cylinder】および【Compact Cylinder】の二者択一、または両方を審議するかの決議は、両方を審議して【Compact Cylinder】を先に審議を進めるという決議であったこと

この結果から、日本は日-伊共同提案を外すことはできないと強硬に異議を申し立てた。しかし、WG2コンビーナは評価の公正さの説明に終始し、話し合いはかみ合わず日本は退席した。

CETOPは1998年からコンパクトシリンダの審議に入り、1999年に規格を制定、そして1999年の東京会議にフランス案と差し替えを行った。この4～5年前からの計画であったとのことだが、日-伊共同提案が行われてから審議は加速され、またCETOPの一員として審議メンバーにイタリアも参加しているため、イタリアは自国提案に対して積極的になれなかったことを後にイタリアと個別に話したときに知った。

日本はこのロンドン会議後すぐにSC3事務局とSC3チェアマンに手紙で相談し、何れも好意を持って対応してもらい、WG2コンビーナにも手紙で再提案について相談したところ、何れからも再提案は可能との返事を受け取った。

2.7 日本の再々提案

2003年9月に開催されたTC131/SC3ミルウォーキー会議の将来作業の案件を問う席上で、日本は再度ショートストロークシリンダは生産量が多く、設備機械に組み込まれ広く世界で使用されていることを説明し、NWIとして提案することを申し入れた。この発言に対し、SC3事務局は出席メンバーに日本提案案件の審議に参加する国はないかと会議の席上で確認した。しかし、新たな参加国の応募はなく提案は棄却された。

会議終了後、日本はSC3チェアマンとWG2コンビーナ、そしてそれぞれの事務局に再度日本提案の提出の了解を得た。SC3チェアマンからは「再提案時に、提案理由とその妥当性を訴える書類を添付するのがよい」とアドバイスを受けた。

最初の提案から6年経ったが、日本はあきらめることなく会議の前後にチェアマン、事務局そして各国のエキスパートに当時は手紙で協力を要請したが、審議の土俵にすら乗れず、先の見えない交渉が続いていた。後編はどのように審議の土俵に乗り、規格化へ進んでいったのかを紹介する。

(原稿受付：2013年5月29日)

トピックス

駐在員日記

著者紹介



ごとう けんせい
後藤 絢生

Wenco International Mining Systems Ltd.
〒V6X-2W8 100-10271 Shellbridge Way,
Richmond, BC, Canada
E-mail : kgotou@wenco.com

2004年 日本航空専門学校航空工学科卒業、
同年日立建機ビジネスフロンティア(株)入社、
2010年 Wencoに出向、2012年 所属を日立建機(株)
に籍を移し、現在に到る。鉱山用カーナビシス
テムの開発に従事。

1. はじめに

私がカナダバンクーバーに駐在して2年が経つ。バンクーバーは周辺都市を含めると人口210万人を超えるカナダ第3位の大都市圏を形成し太平洋海岸の玄関口として発展している港湾都市である。都市部ながら自然に囲まれた都市としても有名で2010年には第21回冬季オリンピック（バンクーバーオリンピック）が開催され、英誌エコノミストの調査部門エコノミスト・インテリジェンス・ユニット（EIU）がまとめた世界でもっとも住みやすい都市ランキングの常連でもある。今回はそのバンクーバーについて紹介する。

2. 気 候

北に行けば行くほど寒いと何気なく考えてしまい北海道より緯度が高いバンクーバーはとても寒い場所だと赴任前に厚手の服を大量に買い込んでしまったが、暖流や偏西風の影響で温帯に属しており夏になればTシャツ姿の人を見かけ冬になっても雪が降るのは2・3回程度と多くの冬服がタンスの肥やしのままになっている。日本と同様に四季もはっきりしており海と山に囲まれ自然豊かなこの町はさまざまな一面を見てくれる。

2.1 春

意外と思うかもしれないがバンクーバーではあちこちで桜の花が咲き始める。少し寄り道をした帰宅時に街路樹として咲く桜を見つけた時はカナダ

で桜を見られるとは思わず足を止め一人で花見を決行していた。十分に堪能した後に周りを見渡すとあちこちで桜の花が咲いている。調べてみるとこの桜は日本から贈られ4万本近くの桜が公園や街路樹として植えられているそうだ。この桜の木は何種類もあり3月の頭から4月の終わりまで2ヶ月あまり人々を楽しませてくれる。その他にもさまざまな花々が一齐に咲き始め、春色に塗り替えられた街や公園を練り歩くには持ってこいの季節だ。

2.2 夏

桜が散り始めると新緑の色を増す夏が来る。日本に無い制度としてバンクーバーではサマータイムが導入されている。サマータイムとは日照時間が長くなる夏の間は現在の時刻に1時間加えたタイムゾーンを採用する制度で緯度の高い多くの国で導入されている。夏至になれば5時から21時半（サマータイムのため実際には4時から20時半）の16時間半も日が照ることになるが、実のところバンクーバーのサマータイムは3月から11月までの8ヶ月間もありサマータイムの方が標準時間とさえ思うことさえある。私は窓辺の近くにベッドを置き日の出と共に起きる生活をしているので、サマータイムがなければ本来の時間だと4時の日の出と共に目を覚ますことになりサマータイムのありがたみを感じられずにはいられない。しかしながらサマータイム中にもかかわらず私は5時を指す時計を見ながら寝ぼけた頭で、今年のサマータイムはいつだっけと考えることが良くある。

仕事が終わる外でもうひと遊びしてから帰っても日の光はまだ部屋の中に刺し込んでおり、夏の季節は部屋の電気を点さずまま就寝することが多い。図らずとも日の出と共に起き日の入りと共に寝るという生活を実践することになる。

2.3 秋

日の入りも早くなり肌寒くなり始める秋。街路樹が紅色や黄色に紅葉し、夏が終わったと季節の変わり目が目に見えてわかる季節が到来する。そんな秋のイベントと言えばハロウィンであろう。ハロウィンは祝日ではなくこの日は思い思いの仮装をして出

社してくる同僚たちで、会社には妖精やドラキュラなどが闊歩する魔界になる。私たちの事務所は駅から少し離れた場所にあるため車から降りてくる仮装した人々を見ると、モンスターたちも随分文化的な生活をしているのだと思わずにはいられない。帰宅後に子供のモンスターたちが来ても良いように毎年のように飴を用意してみるが、オートロックのアパートに住んでいるためか私の家の扉を叩くモンスターは未だにいない。そのためお菓子は数日かけて私の胃の中に消えていく。食欲の秋はお菓子と共に過ぎていく。

2.4 冬

バンクーバーはどんよりとした暗天した雲に覆われた雨の多い季節になる。バンクーバーといえば「雨が多い」という印象はこの冬の雨の多さにも起因しているであろう。夏の16時間半という日照時間とは対照に冬至は8時から16時までの8時間までに減る。しかも暗転した雲は太陽を隠してしまっただけで、夏の開放感と比べると冬の間に閉塞感がとてもつらく、アウトドアが趣味の人であったならば憂鬱な季節になってしまうのだろう。事務所の私の席は日の届かない奥を陣取っているため、この季節は日の光を見ずに過ごしてしまうこともあるほどだ。

そんなバンクーバーの雨はザッと降っては止んで止んでは降って繰り返すため、シャワーと表現されているのを耳にすると言い得て妙な感じを受ける。そのシャワーのような雨は、防水ジャケットとフードでしのぐ人たちが多く傘を差している人達を見かけることは少ない。傘を差して出かけても傘立てが店に無いので傘は邪魔にしかならないため、私も傘を持ち歩かない日が多くなっている。

そんな雨もまれに雪に変わる日がある。その日は一気に冷え込み気づくとアッという間に積もるため交通網が混乱したり、学校が閉鎖されたりもする。私は30分という会社までの道のりを歩いて通勤しているのだが、雪が降る空の下傘もささずに会社に出勤している間に私の体に雪が降り積もり、動く雪だるまとさえなったことがある。

3. 住 人

非常に気さくな人が多いと感じる。道を歩いていると「いま何時？」から「その帽子は昨日も見ただよ」までといろいろと話しかけられることが多い。まだ上手く英語が喋れない時期に話しかけられ、もごもごと言いつつ聞いてみると「中国語は喋れる？」とさえ言われたこともある。なぜ中国語が喋るか聞かれるのにも訳がある。バンクーバーは香港返還前後に移民してきた香港人が多く北米有数の規模の中華街が

形成されている。私の住んでいる場所はアジアを起源とする移民が多く住む土地であることもあり、スーパーでは中国語で話あっているのを耳にし、レストランのメニューには申し訳ないように英語が小さく併記されている店もある。ただ未だに馴れないことが一つだけある。バンクーバーでは耳かけ式のワイヤレスイヤホンで電話する人が少なからずおり、私の方を向いて話して始めるので、いつも話しかけられるのも相まって振り返ると実は電話していたという体験は二度や三度ではすまない。特に髪の長い女性の場合は髪で耳と共にイヤホンが隠れるため、判別が難しいと常々感じる。

4. 乗 り 物

オリンピックがあったということもあって、交通インフラはしっかりと整っている。切符はゾーン制をとっており90分以内なら一定エリアは乗り降り自由である。土日祝日や毎日18時半以降ならば最小ゾーンである1ゾーンでどこにでも行ける。私がよく利用するスカイトレインと言う電車は無人走行している。市内はトンネルの中を走っているが、市街を出ると、陸橋の上を走るため晴れた日に先頭から景色はなかなか見応えある物の一つである。以前は改札がなく時折立つスカイトレインポリスに見つかると罰金をとる形で運営していたのだが、無賃乗車する人が多数いるらしく運賃の値上げと共に改札ができてしまった。以前の広々としたロビーに出来た改札口は少し通行の妨げになってしまっているのでも以前を懐かしくさえ思っている。また市内のバスはトロリーバスが走行している。トロリーバスとは電車のように架線より電力を供給して走行するバスのことで、動力源はモーターなので非常に静かで振動も少ないというのも特徴である。バスはノンステップバスを採用しており車椅子の人やベビーカーの人のために、スロープを出てくれたりとバリアフリーには気を使った作りになっている。またバンクーバーとノースショアと隔てる川にはシーバスというフェリーも運航している。シーバスでは検札係は立っておらず代わりに回転式の金属バーが設置されている。この回転式バーは乗客数を数えるために設置されており規定に人数を超えるとロックされるため、大人数で移動する際は乗りはぐれないように気を付ける必要がある。

5. 動 物

街角に設置されたゴミ箱がガサゴソと音が鳴り気になって観察していると小さな影が飛び出す。その小さな影の正体はリスだった。バンクーバーで一番

良く見かける動物は飼い主と一緒に散歩している犬に次いで野生のリスではなかろうか。バンクーバーでは大きな公園がいたる所にあり彼らはそこから少し冒険をしに街中に出てくるのであろう。植え込みが揺れていたならば、高い確率でリスを見つけることができるのだが、時折当てが外れて別の動物を発見することもある。それはウサギである。小さな植え込みに隠れているウサギを見つけるとどこからやってきたのか気になって仕方がない。しかしながら彼らを捕食しそうな猫はほとんど見かけたことがないので、この町はわりと住みやすいのかもしれない。猫はSPCA（Society for the Prevention of Cruelty to Animals）というアニマル・シェルターをはじめとするレスキュー団体の地道な活動により保護され野良猫はほとんどいないようだ。それでも春先になると仔猫の保護に忙しいとか。その他にも森を有している大きな公園に出かけならば、アライグマ、スカンク、コヨーテなどを見かけることができるだろう。野生動物に遭遇した時にクッキーを一枚でも持っているといつエサを与えたいが、当然のごとく恐ろしい病原菌を持っている可能性があるの、噛まれたり引っ搔かれた場合は破傷風や狂犬病にかもしれないので十分注意を払う必要がある。

6. 観 光

バンクーバーの見どころある観光地は多くあるが個人的に推したい場所の一つはカピラノ吊り橋である。バンクーバーでもっとも古い吊り橋で周辺を小さなテーマパークとして楽しむことができる。少し高めの入場料を払って中に入ると全長140m、高さが約70mの吊り橋が出迎えてくれる。高所恐怖症の毛がある私はおっかなびっくりに歩いて渡った。吊り橋の先に木と木の間をつないだ吊り橋で空中散歩が楽しめる。気分は木の上に住んでいる映画『スター・ウォーズ エピソード6/ジェダイの帰還』で出てくるイウォークの村を彷彿とさせた。このカピラノ吊り橋にはスタンプラリーがあり、一つ一つ押しながらか見学すると見落としなく全部回れる。目玉のカピラノ吊り橋が怖いと言っていると全部のスタンプが押せない。岩壁の側面に設置された橋がありスリリングな体験をすることができる。一部足元をガラス張りにした箇所がありそこから崖下を覗くなど私にとっては恐怖の何物でもなかった。その岩壁の橋を渡った先にあるスタンプを押して終了と思いきや、スタンプ台はあれども肝心のスタンプがチェーンから切れて紛失していたハプニングに出く

わした。周辺を探してみたが見つからず結局最後のスタンプは押せずじまいだったので、次回はすべて集めに再度行きたいと考えている。

他の観光地としてダウンタウンの横にあるスタンリーパークも市民の憩いの場として解放されている。スタンリーパークはイングリッシュ湾に突き出し三方を海に囲まれた約400ヘクタールもある広大な敷地で、水族館、トーテムポール広場、プール、ビーチなどレクリエーション施設も充実した公園になっている。また公園を一周するシーフォールという約9kmの遊歩道とサイクリングコースが整備されており、ジョギングやサイクリングには絶好の場所である。あまりにも広い主要なポイントを回るシャトルバスの他に、馬車でまわるツアーもあるのでそれらにのり一周するのも楽しいであろう。公園の北端にある展望エリアであるプロスペクト・ポイントは高さ60mの崖の上にありバラード入り江を堪能することができる。またそこからライオンズ・ゲート・ブリッジも一望できる。吊り橋の部分で約1,500メートルもある吊り橋で歩いて渡ることもあるが、交通量が多い橋のため見るだけにした方がよい場所だと渡りながら考えていた。スタンリーパークでお勧めのポイントはバンクーバー水族館であろう。バンクーバー水族館はカナダ国内で最大の規模を持ち、BC州沿岸の生態系やカエルなどを見て楽しむことができる。屋外展示に行けばベルーガ（白イルカ）を見ることができ、テレビの画面越しにしか見たことがなかった私も、この時ばかりは興奮して人形を買って帰りました。他にも海洋生物を4Dシアターで紹介する施設もある。4Dシアターは3Dメガネを使った立体に見える映像に体感型を演出するという要素を加えたシアターだ。映像に合わせて風を吹かしたりマッサージチェアよろしく背中を叩いたり水しぶきを飛ばしたりと言う臨場感溢れる体験ができる。もちろん3Dですので偏光眼鏡をしなくてはならないのですが水しぶきが眼鏡にかかり見づらくなった時は、少しやりすぎかなと別の感想を持った。

7. さいごに

バンクーバーの魅力についてまだまだ語り足りないが、今後バンクーバー訪問の際の一助になれば幸いです。

（原稿受付：2013年6月24日）

研究室紹介

福岡工業大学工学部知能機械工学科流体力学研究室

著者紹介

みぞ た け と
溝 田 武 人

福岡工業大学工学部知能機械工学科
〒811-0295 福岡市東区和白東3-30-1
E-mail: mizota@fit.ac.jp

1969年熊本大学大学院工学研究科生産機械工学専攻修了、松下電器産業(株)、九州大学助手応用力学研究所、福岡工業大学助教授、教授、現在に至る、日本フルードパワーシステム学会会員、日本風工学会、日本機械学会、日本流体力学会、工学博士、スポーツボールの流体力学

1. はじめに

1970年代、高層建築物や本州四国連絡橋などの超大型地上構造物の建設ラッシュが進み、台風や季節風に対する耐風安定性の問題が流体力学の重要な研究テーマになっていた。その当時、私の所属する九州大学の応用力学研究所の流体力学部門は工学部土木工学科の協力講座として、土木学会に貢献することが求められていた。この研究所には津屋崎海洋災害実験所（今は福岡県福津市宮地コミュニティセンターになっている）があった。そこに台風災害実験用風洞（現在では風洞が一般的な記述）装置が1970年に完成し、その設備によって角柱や円柱などの非流線型物体（Bluff body）に関する剥離流フラッタの基礎的な研究を進めることがわれわれの仕事であった。助手として採用されたので、研究を進めて博士号を取得することを当面の目標にした。博士論文として成立するのは、(1)新しい現象を発見するか、(2)これまで解っていた現象に説明を与えるか、(3)新しいセンサを開発して流れの諸量を計測するか、のいずれかが行われたらよい、という指導を受けていた。

2. Bluff body のまわりの流れと振動挙動の研究

2.1 手作り実験装置による研究の始まり

この実験所には大型パルセーション風洞装置（最大流速60m/s：測定部の縦横＝4×2m）と検定風洞装置（最大流速20m/s：測定部＝3×0.7m）の2台があった。私は後者の風洞をほぼ自由に使わせてもらった。当時は種々の断面比の2次元角柱のフ

ラッタ挙動、強制振動法による非定常流体力の測定、表面圧力の測定、などを多くの研究者が行っていた。私はタンデム流速センサを手作りで製作し、これで角柱まわりの非定常流速ベクトル（現在ではPIVが有効である）を測定して、流れと圧力と非定常流体力と振動挙動を関連付ける研究を行なった。渦点法による流れの計算と共に渦のダイナミクス（渦の発生とその位相の変化）によって、博士論文¹⁾を仕上げた。

2.2 研究結果の議論

その頃、岡島厚助教授（現金沢大学名誉教授）が着任され非常に有効な議論が進んだ。実験結果などの解釈に思い悩んだ状態で岡島先生と3、4時間も議論した結果、研究室を出る頃には、何時も楽しい気分になったものである。

3. 研究室の立ち上げとその後の研究

3.1 手作り風洞装置の活躍

学位取得後、41歳で福岡工業大学の電子機械工学科（現：知能機械工学科）に助教授の職を得た。まず最大流速22m/s、測定部＝1×0.5mの風洞装置を273万円で造り、その後これを最大流速44m/s、測定部＝0.4×0.4m、乱れ度0.08%に改造した。工作センターの技官の方々と学生と手作りで製作した。この風洞を見学に来たある重工の風洞製作担当者は“我社がこの性能のものを納品するには6、7千万円が必要です”，と持ち上げてくれた。今でも学生に自慢している。これを使って角柱の前縁の剥離点付近に付けたフラップを揺動振動させて角柱後流の渦の巻き込みの位相特性を調べるフラッタ制御の研究を行なった。

3.2 スポーツボールの空気力学は面白い

若い頃、草野球で実際にマウンドから観察した野球ボールの軌道軌跡が気になっていたので、1992年頃から硬式野球ボールの空力実験を開始した。運良くその年の暮れに、大リーグ野球のナックル投手Tim Wakefieldのナックルボールを高速度カメラ映像で観察する機会を得た。この観察結果より風洞実験をセットできて、ボールのゆっくり回転した回転にともなって、抗力と同程度の大きさの振幅で変化する横力を測定できた。これを外力として準定常理論により振動方程式を作るとボールの横揺れの振幅の計算が可能になる。ナックルボールのフラッタ現

象^{2),3)}として、これに日本風工学会学会賞（論文賞）を与えていただいた。非流線型物体に関するフラッタに準定常理論を適用した最初の例は、角柱のギャロッピング理論⁴⁾であるが、このナックルボールのフラッタ理論が第2の成功例になった。この学会は橋梁や建物などの社会基盤に関係する耐風安定性の問題が主力テーマの一つである。それに比べると、まことにささやかなスポーツボールの問題を、風工学の守備範囲を広げたとして学会賞を授けて下さった関係者の心の広さには大いに感謝している。

3.3 野茂英雄投手と佐々木主浩投手の登場

やがて、野茂英雄投手や佐々木主浩投手が、フォークボールを武器として大活躍をし始めた。さっそく、マスコミから取材が相次ぎこの問題を取り扱うことになった。これも飛翔中のボールを観察するとすぐに風洞実験により空気力を測定できて、軌道計算が可能になり、空気力学的に正しい説明を発表⁵⁾した。なぜ打てるのか、なぜ打てないのか、という打撃の問題も説明ができたように思う。一流のフォークボールについては松井秀喜選手などが“視界から消える”，とまで観察している。この理由も現在では説明がつくように思う。

3.3 ゴルフボールに関するスポーツ用品メーカーとの共同研究

縁あってスポーツ用品メーカーとゴルフボールの空気力学に関して共同研究を開始した。国内だけで年間200億円以上の需要があるゴルフボール市場にスポーツ用品メーカーも本格的に参画しようとしていた。鳴尾丈司さんという若くて熱心な社員が担当者になってくれたことは非常に大きい。数年後には社会人博士課程に入学していただいた。高速回転をするゴルフボールの空力3分力や回転減衰トルクを高精度で測定することが可能になった。ゴルフボールが左右に曲がる理由については、ボールがサイドスピンするからだ、という説明が1910年のJ.J. Thomson（電子線に関するノーベル賞受賞者）のnature誌の論文以来今日まで行われている。この共同研究をきっかけにして私はゴルフを52歳から始めた。しかし、いくら下手でもゴルフボールがサイドスピンすることはない。基本はバックスピンである。200ヤードもの飛距離はバックスピンによる揚力の獲得で実現していることはよくわかる。航空機では、まず機体をバンクさせ、揚力の分力により横滑りさせ機体を左右に旋回させる。ゴルフボールのフックやスライスという曲がりが発生するメカニズムもこれと同じだったので、空気力のベクトル解析を行って3次元飛翔軌道方程式を構築することができた。英国セントアンドリュースであったゴルフの科学国際会議で鳴尾さんが発表した際は、これが100年の矛盾を解いた論文であることを気付いた学者もいたようで、座長は“複雑な現象に見通しのよい理論ができた”と締めくくってくれた。一方、国内の学会の論文集に投稿した際には、査読者が理解できなかった

たようで、風洞実験の結果だけ載せろという指示があった。そこで、日本流体力学会の論文編集委員長に会ってこれを説明すると、この理論の意義を即座に理解して掲載され⁶⁾、鳴尾丈司さんの博士論文⁷⁾になった。またこの3次元理論と空気力の測定方法、およびボールを風洞気流中で安定して200rpsもの速度で回転させる仕組みは、それぞれ特許権を取得している。

3.4 松坂大輔投手登場とダルビッシュ有投手の投球ボール

1999年春から西武ライオンズに松坂大輔投手が登場した。スピードも速いが、縦スラと呼ばれるジャイロボールで高卒新人ながら勝ち星を重ね、社会現象にもなっていた。NHKから、スポーツニュースで取り上げるから解析してくれ、という最初の依頼が来たのは5月の連休明けである。当時ジャイロボールはホップすると一般的には説明がされていた。ある計算や漫画の影響もあって若者の多くがこれを信じていた。6月20日過ぎに高速度カメラ映像が送られて来たが、その頃には番組はNHKスペシャルに格上げされていた。キャッチャ目線から撮影したボールの回転を調べると、奇妙なことに、ボールの回転軸はどうみてもボールの進行方向を向いていて40rps程度で回転していた。その様子がわかるようにストロボ画像にして、7月20日過ぎに渋谷のNHK放送センターに持ち込んだ。“このボールだと、打者の手元で鋭く落下しているはずですよ”と2人の担当ディレクターに説明すると、“センタースコアボード横から同じボールを撮影しているので、確かめましょう”とセンター内を300m以上も歩いて映像ブースに入った。ボールが激しく落下し、打者が空振りするその映像を確認した瞬間、2人のディレクターは立ち上がって激しくこぶしをたたいて、同時に“できた！”と叫んでいた。8月27日のNHKスペシャルは“18歳投手松坂大輔”というタイトルであった。この研究は、日本機械学会の論文集⁸⁾に載せている。現在では縦スライダとかTwo-seam ball, Four-seam ballと呼ばれている。

2007年から松坂投手はアメリカ大リーグボストンレッドソックスに移籍した。当初、ボールの指感覚が合わないのか、縦スライダとしての威力が乏しく痛打されていた。NHKのスタッフから送られて来た映像によると、ボールの回転軸は、まっすぐ進行方向を向いておらず、水平面内で右に15°程度向いていることがわかった。本人は修正したようでその年から15勝、18勝を挙げている。このことは同年4月12日（木曜日）にクローズアップ現代No. 2395「大リーガー 松坂“1億ドル”のデビュー」で放映された。これが契機になって、回転軸が進行方向から左右や前後に傾いて回転しているボールの空力特性を調べた。縫い目との関係で流体力学から見ても実に奇妙な変化球が数多くあることがわかった。王貞治ソフトバンクホークス会長に説明する機

会があったが、“ダルビッシュが投げているボールだろう”，という感想であった。それを第一級の投手達はこれまでも現在も使っているが，学問の世界では知られていない。

3.5 統一球の空力特性の研究

2011年から日本プロ野球界には日米統一球が導入された。従来のボールに比べ，縫い目の高さを0.2mm低くし0.9mmになり，1.0mm幅広にして8.0mmになった。縫い目の形状をなだらかにすることで100m程度飛ぶホームランは空力特性的に1.8m程度飛距離が少なくなり，より大リーグのボールに近づいた。現在，反発係数を周知せず変更したことが問題になっているが，今後は定期的に反発係数と同時に縫い目の高さや幅についても抜き取り調査を行って公表する必要がある。

3.6 サッカーボールの弱回転魔球の研究

2003年度あたりから，サッカーボールの弱回転魔球の研究を九州大学応用力学研究所の大型風洞を使って大屋裕二教授（現・所長）らと開始した。先行の研究はなされていたが，流体力学の立場からは疑問の多い結論であった。初めは，これも私の好きなフラッタに違いないとボールを風洞気流の中で振動させる実験を行った。しかし，空気力に共振現象やボールの振動変位に対する位相の急変も現れず自励振動ではないことがわかった。

改めて，30年以上も昔に眼前で見ていた故・種子田定俊教授（九州大学名誉教授2011. 6. 10ご逝去）の滑面球の研究成果が適用できる，ということで完成させたのが論文9）である。

4. 研究の推進力は面白さ

福岡工業大学での研究はすべて院生や学部4年生，企業の共同研究者と共にを行った。この指導の際に役立ったのは，それが正しい結果かどうかの判断である。助手時代に多くの実験装置を手作りで製作したことが役立っている。

研究そのものがいつも面白く追求できたのは10)，11)，12)の書籍を知ったことも非常に大きい。専門の分野は異なるが10)を使って研究室の立ち上げた頃の学生とはゼミを行った。その内の一人は二度にわたってこの本の舞台になっているケンブリッジ大学を訪ねている。カルマンの自伝11)のカルマン渦の計算の記述に関連したフレスコ画の発見に関する論文を文献13)に掲載している。特に11)，12)は，流体力学の研究者のみならずすべての技術者・研究者の必読書と思われる。福岡工業大学の知能機械工学科の学生は流体力学Iの授業で全員文献11)の読後感想文を提出させている。この研究

室紹介の読者もぜひご一読願いたい。

5. あとがき

大学教員は学会などの活動を通じて企業等における若い意欲的な研究者と接触することも多い。その際，共同研究や社会人博士課程入学を提案して学位を取得させるということも，学位審査権のある大学教員の義務の一つであろう。あるいは学会としても組織的にこれを行ってはいかがであろうか。

筆者は2014年4月1日に，福岡工業大学の教員である立場から，FA権を取得する。これから研究室を立ち上げようとする人たちが企業における研究を進めようとする方々にこの研究室紹介が参考になれば幸いである。

参考文献

- 1) 溝田武人：一様流中で並進振動する角柱まわりの流れと流体力の研究，九州大学学位論文（1984）
- 2) 溝田武人，他：ナックルボールの不思議？（第1報 準定常理論による飛翔解析とフラッタ-実験），日本風工学会誌，第62号，pp. 3-13（1996）
- 3) 溝田武人，他：ナックルボールの不思議？（第2報 硬式野球ボールのWake Fieldと空気力），日本風工学会誌，第62号，pp. 15-21（1996）
- 4) Parkinson, G.V. and Brooks, N.P.H. : On the Aeroelastic Instability of Bluff Cylinders, ASME, J. of Applied Mech., Vol. 28, p. 252（1961）
- 5) 溝田武人，他：フォークボールの不思議？（沈む魔球 フォークボールの空気力学），日本風工学会誌，第70号，pp. 27-38（1998）
- 6) 鳴尾丈司，他：ゴルフボールの空気力測定と3次元飛翔軌道解析，日本流体力学会誌「ながれ」，第23巻，第3号，pp. 203-211（2004）
- 7) 鳴尾丈司：ゴルフボールの3次元飛翔軌道解析における空気力学的研究，福岡工業大学学位論文（2004）
- 8) 溝田武人，他：硬式野球ボールの縦スライダに関する流体力測定と飛しょう軌道解析，日本機械学会論文集（B編），73巻，734号，pp. 1987-1992（2007）
- 9) Taketo Mizota et. al : The strange flight behaviour of slowly spinning soccer balls, nature電子版, Scientific Reports, |DOI : 10. 1038/srep01871, (2013)
- 10) ジェームス・ワトソン著，江上不二夫／中村桂子訳：二重らせん，DNAの構造を発見した科学者の記録，講談社ブルーバックス，（2012）
- 11) T.V. カルマン著，野村安正訳：大空への挑戦—航空学の父 カルマンの自伝—，POD版，森北出版(株)，（2012）
- 12) 木下是雄：理科系の作文技術，中公新書624，（1981）
- 13) Taketo Mizota et.al : St Christopher and the vortex, A Karman vortex in the wake of St Christopher's heels, nature, 404, p. 226（2000）

（原稿受付：2013年7月16日）

随 想

小生、古希を過ぎて候ふ

著 者 紹 介

いとう さぶ ろう
伊 藤 三 郎〒197-0825 東京都あきる野市雨間509-6
E-mail : gn7s-itu@asahi-net.or.jp2002年株式会社コガネイ 定年退職。
アフリカ・アジア ボランティアNPO.4カナダメン
バー、カトリックあきる野教会評議員、市民
劇団『あきる野』代表。

1. はじめに

筆者は、1965年小金井製作所（現：株式会社コガネイ）に入社し2002年定年退職した。在職中は、日本油圧協会の頃から（株）日本フルードパワーシステム学会に所属し、会員、委員会委員としても活動させていただいた。

今回、突然『緑陰特集』に投稿のお声が掛かり、嬉しい反面、今はフルードパワーの技術から離れており、何を書いてもいいやら戸惑った。『この十年余何をしていたか、書いてよ』とのことだったので、恥を忍んで投稿する。

2. 後半生いかに（男の平均寿命79歳とか!!）

私は、50代で子供の結婚を見届け、家の借金を終える。60代の還暦期は、自分を探し可能性を具体化、黄金の70～80代の準備期間と考えた。

準備：60才前に準備したこと。私は、日本語教師と整体師の技術など、人に喜ばれる技能を習得。家内は、夢であった海外の永住先の調査をする。この計画を喜んで永住を後押ししてくれた私と家内の両親は、私の60才前に相次いで亡くなった。残念でしたが20012年4月家内の武子が永眠した。

3. カナダ永住

海外移住の目的は人生の挑戦、夫婦で言葉も習慣も風土も違う所で、ゼロベースから生活を築き上げて見ようと思った。それには永住の開始は60代初め。永住先は、ヨーロッパ、アジア、北米を現地調査をし、カナダが英語圏でキリスト教国、アメリカ



写真1 バンクバーのマンション

より人が優しい。場所は梅雨が無く治安が良いバンクーバーと決めた。永住権の取得は、カナダ政府にお金を貸すことにした（写真1）。

永住開始：知人のまったくくないバンクーバーで住まいを買う・借りる、生活のためのインフラ整備（電話・ガス・水道・TV・インターネット…）。すべて契約、一つとしてスナリ行かない、これが結果として永住の技術が身に着いた。日本商社の方が、すべて現地スタッフが用意するので永住の技術が身に着かなかったと嘆いていた。カナダで3回住まいを変え、技術が身に着いた。他に、米国・英国連邦・旧英国植民地がほとんど同じでこの永住技術が通用する。

日本語教室開設：日本語の教え方を通信教育と語学セミナーで身につけた。教室は、白人系カナダ人4名・アジア系カナダ人6名の2クラスをマンションの集会室とコミュニティーセンターに開設した。白



写真2 日本語教室のメンバーと著者

人系クラスは、英語と日本語のバイリンガルで、英語会話が大変楽になった。アジア系クラスは大変熱心で、会場取りから授業終了後のお茶・お菓子等を準備。授業後が大変盛り上がり楽しく緊張のバリアが取れて効果的だった。特に、家内を助手にしたので女性陣に大変喜ばれた（写真2）。

指圧全体の開始：50代、日本で整体指圧講習会で基本を習得した。そして、カナダ指圧カレッジ（浪越徳治郎創設）に入学しチェア指圧・クイックマッサージ専科課程を修了し、整体指圧を開始した。この技能は、ツボを刺激する経絡指圧は、他国にあるマッサージと異なりカナダ・インド・アフリカで大変役立った。バンクーバーでは訪問整体指圧はアジア系の方は喜んだが、白人系カナダ人には馴染まず、傾斜椅子で施術するチェア指圧が好まれた（写真3）。



写真3 チェア指圧

日系老人クラブでボランティア：先の大戦では、日加間の開戦後すぐに日系カナダ人と在加日本人の財産は没収され、内陸部にあるタシュミ強制収容所に収容され、経験した二世の方達は、英語教育も受けられず英会話で大変苦労された。親から教わった古い日本の唄が大好きな世代でバンクーバー近郊の日系文化センターへ童謡や演歌のCDやテープを持参し、一緒に歌い大変喜ばれ毎週楽しく家内と通った（写真4）。



写真4 日系センター

インディーレースでボランティア：モリソン・インディ・バンクーバーは、街でカーレース（写真5）が開催される。地元が本社のビールメーカーが誘致。普通の道がレーシングコースになる。スタンドが街の中に、コースにはバリア用のタイヤが高く積み上げられ、大変盛り上がる。エンジンの轟音・タイヤのスリップ音・歓声、私は家内とボランティアをそっちのけで観戦ばかりしていた。北米のこのようなイベント、たとえば国際映画祭・見本市なども、市民のボランティアで安く運営される。私達の利点のは入場料は無料、これが有難い。色々のイベントボランティアを手伝い多くの友人ができた。

海外永住の面白さ：一つの都市で生活し、積極的に人の集まりに飛び込んで、日本との違う人間性・文化・システムなどの差を楽しむ。好奇心が海外永住の面白く楽しくすコツだと思う。



写真5 インディ・カーレース

4. インド・アフリカでボランティア

カナダのボーエン島で偶然友人になった聖書学者のポール牧師に誘われ、アフリカ・アジア ボランティアNo.4カナダの会員となった。この会の目的は、現地牧師の教育・教会と現地の支援です。具体

的には西インド・ケニヤ・タンザニアで支援活動。

インドの孤児院支援：西インドのムンバイから1日の所に位置する場所。孤児のために建物を建設し、衣食住・教育を施し手に職を付けて世に送り出す、壮大なボランティアだ。私が手助けできることは、孤児達と遊ぶこと、観光客向けの日本語会話・縫製工場建設を支援することである。コガネイ在職中にマザーテレサの活動をカルカッタ（現コルカタ）で支援したことが大変役立った（写真6, 7）。



写真6 インドの孤児達



写真7 孤児に祈るポール牧師と著者

ケニヤの孤児支援と井戸掘り：ケニヤ・キシー州キャマカマ村のビビアン孤児院を支援した（写真8）。

場所は、ナイロビの北西に位置しバスで2日掛りの処だった。猛獣の居ない標高千mで年中、夏の軽井沢の気候、緑の丘陵地帯の素晴らしい場所だった。この孤児院は、スウェーデン人のビビアン女史



写真8 炎天下、著者を待ってくれたビビアン孤児院の子供達

が退職金で作り、運営資金の月9万円は女史の年金から賄われている。この事業は、プロテスタント系クリスチャンである女史の活動は、アジア人になり、インドの聖マザーテレサさんとは違う、生涯を捧げる崇高さに感動した。

ここで、私は、何をすべきか悩んだ。宣教師でもないし、さりとて知識は有っても特別な技能もない。そこで、建物と水問題に着目した。

孤児院増築：増加する孤児の収容する部屋が無い。村人と日干レンガを作りから始めた。

まず、現地の土に少しコンクリートを混ぜ、型で成形し天日干し、つぎに積上炉を作り焼成する。写真9は完成品で、これを壁状に積上げ屋根を棟上げしてトタン板を張って完成。期間は3ヶ月。費用は、材料・日当は私が賄った。若い人の英語で結構、村人と意思疎通ができて、楽しく働いてくれた。



写真9 日干レンガ・壁・屋根を作る

水問題：乾季を除き日に一回は、ザーっとスコールが来る。だが、殆ど土地に吸込まれて日本のように水溜りはできない。雨水はドラム缶かタンクに溜めるしかない。乾季は大変な水不足、不便な遠い谷底の「はけ」の水しか無い。人と家畜の水確保、命に係るもっとも大切な仕事。まず、孤児の家に井戸を寄付することを約束した（写真10）。



写真10 水を運ぶ・はけの水・雨水タンク

水源探し・井戸掘り：村の水探しの名人に頼んだ。名人は、生木を二股に伐り出し両手に持ち敷地を歩き出し、突然二股がクルクル回転する。そこが水源。棄ててある二股で私が試みてもビクともしない。

写真11の手堀で標高千mの地で、直径1m深さ10mの井戸を掘る、作業者は酸欠となり難工事。インド製のポンプを付け4週間で完成（写真12）。

水の販売：地元の有力者の依頼で岡の中腹の教会の大屋根の下に水を溜め、傾斜を利用して水路を作り、街角で水を売る『Water Point』を作った（写真13）。



写真11 水源探し・井戸掘り・ポンプから水が出た（ビビアン・著者・作業者と）



写真12 井戸に囲を付け完成の祈り

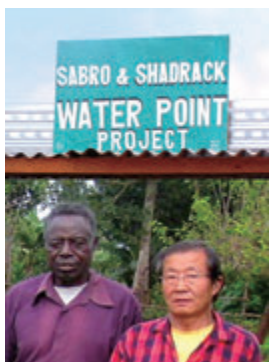


写真13 水道管理設用の水路を作る・水販売ポイントで有力者のシャルダック牧師と著者

5. インド・アフリカで待たれていること

インドは、孤児の教育とスポンサーである。特に18才までに技能を付ける、そのための環境の手助けを求められている。

ケニヤ・タンザニアはインドと同様だが、他に作った井戸のメンテナンス（崩れ出したのでヒュー

ム管を埋設）、雨水タンクの増設。新たな井戸掘り。指圧整体師の育成と診療所に指圧整体の開設を依頼されている。

6. 芝居

市民劇団『あきる野』：この劇団は、市の市民大学講座で『演劇入門・俳優してみませんか』で集まった聴講生で参加した素人が結成した劇団である。著者が代表ですでに定期公演6回と短編でのシナリオ発表の演劇祭2回を行った。第一回は平塚雷鳥の『青鞥の女』、第二回はフォスターの生涯『夢の配達人』、次は『中山晋平物語』、古賀政男の『歌は世につれ』、瀧廉太郎の『荒城の月』、『天草四郎』。著者の他の劇団への出演は、医者シーボルト役、ジャガタラお春の親父役。野口雨情役など。今年の定期公演は、十月『マリー・アントワネット』と続く。私達の劇団は、劇団員は15名、男性5名で女性10名。

定期公演の他に、警視庁・弁護士会・市からの依頼で防犯芝居を演じている。振り込め詐欺『起承転結』・還付金詐欺『どこかの家で起きている』など。高齢者の方への慰問で唄とコントの『ブンチャカバンド』などを市民の劇団として非定期に公演しています（写真14）。

なぜお芝居を：よく聞かれる。いってみれば一時、他人に成りきる、楽しみである。

でも人皆、人生、オギャーと生まれて幼年～成人、社会人、組織人、夫、父親、爺様として、学会の会員として、それぞれ、役割と役目と権利がある。『役者もどき』として役を演じてみて、社会人～父親、爺様、そして日本フルードパワーシステム学会の会員として、役を演じきれていたのか？ 古希を過ぎて、残された十数年？ 国内外、公私共々、元気で、役を演じ切りたいと、緑の木陰で風に吹かれて思う昨今である。最後に拙劣な記事をお読みいただき感謝！！

学会と会員、皆さまの研究活動がますます進展することをご祈念申しあげる。

（原稿受付：2013年5月31日）



写真14 劇団員・『青鞥の女たち』公演の平塚雷長と生田長江(著者)



企画行事

平成25年春季講演会併設セミナー開催報告 「自動車技術とフルードパワー」

著者紹介



わだ しげ のぶ
和田重伸

CKD株式会社
〒485-8551 愛知県小牧市応時2-250
E-mail: s-wada@ckd.co.jp

1981年電気通信大学修士課程修了。同年日本電気㈱入社、精密加工技術の研究、研究試作品の開発等に従事。2008年CKD㈱入社、開発業務に従事。現在に至る。日本フルードパワーシステム学会会員。

1. はじめに

平成25年5月29日（水）午後、平成25年春季フルードパワーシステム講演会併設セミナー「自動車技術とフルードパワー」が機械振興会館本館地下3階研修1室を会場に開催された。

このセミナーは学会誌の編集を行う編集委員会と、講演会やセミナーの企画運営を行う企画委員会の10回目の合同企画事業として企画し実施されたものであり、連携した特集記事は平成25年3月に発行された本学会誌第44巻2号に「自動車技術とフルードパワー」として掲載された。自動車に使われるフルードパワーに関して、エンジン、変速機、懸架装置、ブレーキ、操舵装置等の最新技術や研究成果について解説したもので、それぞれの技術の専門家による計8件の記事で構成されている¹⁾。

今回のセミナーは、上記特集を執筆してくださった著者の中から4名の方に講師をお引き受けいただき、同特集記事をテキストとして各技術に関してより理解を深めるべく開催された。

以下、本セミナーの様子について報告する。

2. セミナーの概要

2.1 参加者

参加登録者：27名に講師および講演サポートの6名を加えた33名の参加でセミナーが開催された。参加登録者の内訳は、大学等教員：6名、学生：4名、民間企業：16名、その他：1名であった。

2.2 開会

セミナーは13時に開会となり、冒頭に編集委員長の吉田和弘先生（東京工業大学）から開会のご挨拶をいただいた（写真1）。ご挨拶の中で、学会誌の特集記事に連携して本日のセミナーが開催されたことが説明され、学会誌への執筆と本日のセミナー講演をお引き受けいただいた講師や参加して下さった方々への謝辞に加え、参加者の意見が学会誌や学会行事を良くしていく糧であるので終了後のアンケートに意見を記載してもらいたいと述べられた。



写真1 開会の挨拶（吉田編集委員長）

2.3 講演

セミナーは計4件の講演で構成された。以下、講演の内容について簡単に説明する。講演内容の詳細に関しては学会誌の特集記事1)をご覧ください。

①アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 山口健氏

「自動車用トルクコンバータ内の油圧解析技術」

トルクコンバータ型のオートマチックトランスミッションでは、ATFと呼ばれる作動油を介して動力伝達を行っているが、近年その伝達効率を向上させるため機械的に直結させるロックアップクラッチ機構が備えられている。従来、このロックアップクラッチの数値解析には定常解析が多く用いられている。今回の講演では、三次元非圧縮非定常解析による解析を行った結果と実験値との比較を示された。

各種パラメータを変更したときの傾向を良く再現することができており、定常計算法では困難なロックアップの過渡特性を高い再現性で捕らえることができ、設計や制御のレベルアップに貢献できることを説明された。



写真2 山口氏の講演

②日立オートモティブシステムズ株式会社
上野健太郎氏「回生協調ブレーキ」

ハイブリッド自動車や電気自動車では、制動時に運動エネルギーの一部を電気エネルギーとして回収して燃費／電費の向上を図る回生ブレーキが用いられており、エネルギー回収率の向上と自然なブレーキ感覚の両立には従来の摩擦ブレーキとの高度な協調が必要となっている。今回のご講演では回生ブレーキと摩擦ブレーキの協調の考え方から、巧みな機構構成と制御の高度化により高いエネルギー回収を実現しつつ、運転者への自然なブレーキストロークや感覚を実現する方法について述べられた。



写真3 上野氏の講演



写真4 セミナー会場の様子

③Honda R&D Americas, Inc 林泰宇氏「New V6 エンジン用VTEC with VCMシステムの紹介」

高／低回転で最適なバルブ駆動カムに切り替えて幅広いエンジン回転領域で出力向上を図るVTEC機構と、エンジンの運転状況に応じて一部気筒のバルブ駆動を停止して6／4／3気筒運転切り換えを実現するVCM機構を併せ持つV6エンジンについて、油圧制御技術を中心に説明された。1本のロッカーシャフト内に3系統の油圧経路を設け、異径同軸シンクロピストンでロッカーアームの連結／分離を行う高度な機構と、運転者の要求に合わせ、車体やエンジンの情報から最適状態を実現する精密な制御技術により、高性能と低燃費を高い水準で実現していることが説明された。



写真5 林氏の講演

④横浜国立大学 佐藤恭一氏

「商用車向けACサーボモータ駆動ポンプ制御電動油圧パワーステアリング」

大型商用車のパワーステアリングには油圧機械式が多く用いられているが、制御バルブの絞り損失が大きく効率が悪い課題がある。ACサーボモータ駆動油圧ポンプを用いて必要に応じた油圧を発生させ、

バルブレスで作動させる方法を提案し、試作した模擬負荷装置上で評価した結果、従来比 1/6 ~ 1/4 の大幅な消費動力低減を達成したことを示された。



写真6 佐藤氏の講演

2.4 閉 会

企画委員長の大内英俊先生（山梨大学）より閉会のご挨拶をいただいた（写真7）。ご挨拶の中で本日のセミナー講演をお引き受けいただいた講師や参加して下さった方々への謝辞が述べられた。

その後、講師と聴講された参加者で集合写真撮影（写真8）を行って閉会となった。



写真7 閉会の挨拶（大内企画委員長）

2.5 アンケート

聴講された方の意見を反映して、次回以降のセミナーをより一層充実したものとするため、終了後に参加された方にアンケートの記入をお願いした。

アンケートの詳細については割愛するが、すべて

の講演の評価ポイントが4.2/5以上と満足度が高く、学会誌特集と連携して開催した件についても肯定的なご意見を多くいただいた。今後取り上げてもらいたいテーマについては10件以上があげられており、これからの編集委員会や企画委員会における企画策定の参考にさせていただく。



写真8 講師と参加者の集合写真

3. おわりに

1件当たり、講演時間と質疑応答時間を合わせて45分と比較的余裕をもったスケジュールで進行したため、講師の皆様には学会誌記事よりも踏み込んだ話をさせていただくことができ、質疑応答でも有意義な質問が出され、わかりやすく充実したセミナーとなったと感じられた。これもひとえに関係各位のご協力の賜物であり、特に大変お忙しい中、講師をお引き受け下さった講師の皆様、質疑応答に参加していただいた参加者の皆様にはこの場を借りて深く感謝申し上げます。

冒頭に述べたとおり本セミナーは学会誌第44巻第2号の特集記事と連携したものであり、同特集記事をまとめられた吉田委員長や五嶋裕之委員をはじめとする編集委員の皆様には深く感謝申し上げます。

また、本セミナーの運営にあたっては事前準備から当日の運営までご協力、ご助言をいただいた企画委員ならびに学会事務局の皆様には深く感謝申し上げます。

参考文献

- 1) 特集「自動車技術とフルードパワー」, 日本フルードパワーシステム学会誌, Vol. 44, No. 2, p. 72-93 (2013)

(原稿受付：2013年6月7日)

ニュース

空気圧講演会「空気圧サーボシステムはここまで来た」

著者紹介



か がわ とし はる
香 川 利 春

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

1974年東京工業大学制御工学科卒業。精密工学研究所およびメカノマイクロ工学専攻教授として自動制御・流体計測制御・生体計測の研究に従事。また本学会会長、計測自動制御学会理事、(社)日本機械学会フェロー。



図1 ポスター

1. はじめに

空気圧サーボ系の応用の可能性についてはMITのShearerが1960年代にその可能性を示している¹⁾。一方空気圧システムはON-OFF電磁弁や空気圧シリンダを用いた安価で信頼性の高い駆動系として産業革命後の多くの生産工場において利用され、今日に至っている。特に近年半導体産業では広い応用分野で利用され、空気圧駆動系は重要な要素となっている。

一方空気圧サーボ系は連続制御系のためにサーボ弁もしくは比例弁を必要とし、1950年代から産業界では利用されている。一方生体計測制御の分野では血圧計測がオシロメトリック法、コロトコフ音法によって行われているが、空気圧サーボ弁（比例弁）による血圧計測法が1990年代に提案され、人体組織（血管、眼球）の圧平による計測で血圧のみならず、眼圧の計測も可能となっている。空気圧サーボシステムの研究と実用化技術は米国に次いでドイツが先行していたが、本空気圧講演会で紹介する様に操作感覚を空気圧サーボによる手術ロボットへの応用が日本において発展している。本講演会では最近の空気圧サーボ技術のみならず最新の空気圧計測制御技術を紹介する。

2. 講演会のプログラム

講演会は日本フルードパワーシステム学会の基盤強化委員会の主催と計測自動制御学会（SICE）産

業応用部門の共催として2013年4月12日東京工業大学の田町キャンパスで開催された。そのポスターを図1に示す。著者による「空気圧の特性、基礎理論」の基調講演と手術ロボット、流量計測と圧力制御、半導体産業への応用の三つのセッションで12件の講演発表が行われた。

3. 講演の紹介

3.1 セッション1「手術ロボット」

はじめの「手術ロボット」のセッションでは3件の講演が行われた。東京医科歯科大学の川嶋健嗣教授からは「空気圧サーボを用いた内視鏡手術ロボット」と題して、開発を進めている力覚提示可能な手術ロボットシステム（図2）について紹介、解説された。手術ロボットに力覚提示が求められている背景、開発中の空気圧駆動手術ロボットの動作原理、外力推定方法について丁寧な説明がなされた。また、電動駆動に対する空気圧駆動の特徴や制御方法について分かりやすく解説された。

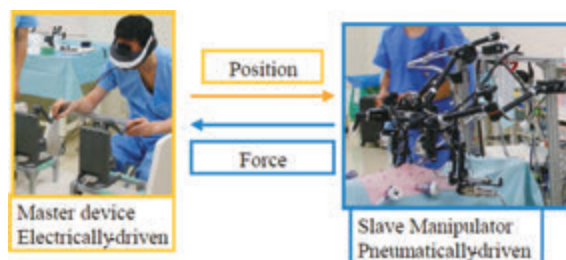


図2 力覚提示機能を有する手術ロボットシステム

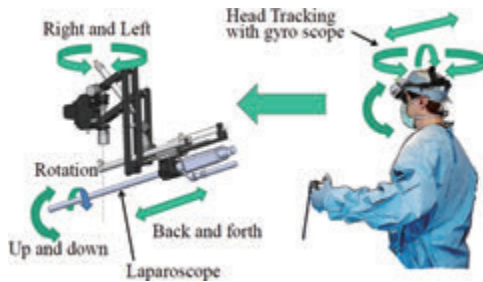


図3 頭部運動による内視鏡保持アームの操作



図4 柔軟関節機構を用いた鉗子マニピュレータ

東京工業大学の只野耕太郎助教（現准教授）による講演「空気圧駆動ロボットアームを用いた腹腔鏡操作システムの開発」では、図3のように空気圧駆動ロボットアームに内視鏡を把持させ、ジャイロスコプにより計測された術者頭部の運動に連動させるシステムの研究開発が紹介された。本システムは、空気圧サーボによって柔らかな動作と滑らかな運動性を実現しており、数度のin-vivo実験を経て臨床試験を実施するまでに至っていることが報告された。

同じく東京工業大学の原口大輔特任助教からは「手術ロボットの柔軟機構」と題して、切削スプリングを用いた柔軟関節機構（図4）とその制御システムについての講演がなされた。柔軟関節は空気圧シリンダを用いたワイヤ拮抗駆動によって制御されるが、その正確な力学モデルの構築によって、良好な位置制御性と外力推定性能を実現できることが示された。

3.2 セッション2「流量計測と圧力制御」

本セッションでは、5件の講演が行われた。東京工業大学の尹鍾皓助教による講演「RS弁による超静音減圧機構」ではラジアルスリットを応用した高圧水素用の低騒音減圧弁を提案（図5）し、開発したその結果、Cone slit valveでは11.2dB, Radial slit valveでは12.1dB, Two-step slit valveでは13.2dBの消音効果があることが説明された。

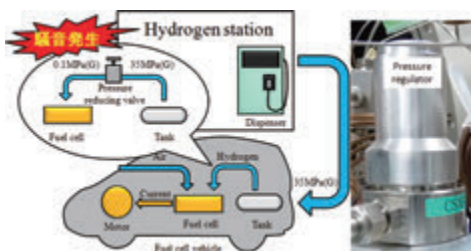


図5 水素燃料電池自動車用減圧弁



図6 気体脈動流発生装置

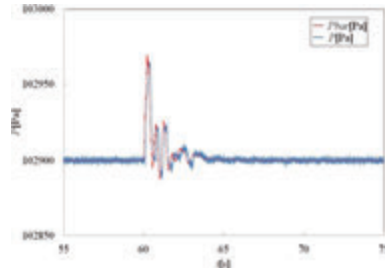


図7 圧力脈動再現

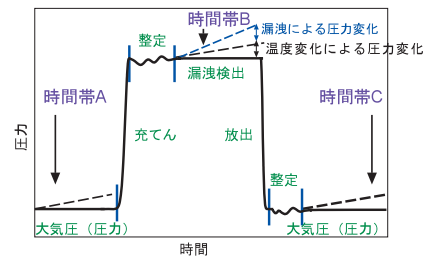


図8 漏れ試験における温度補正法

産総研の船木達也氏による講演「空気流量の計測」では計量やトレーサビリティと気体流量標準の概要を説明した。機械量の動的計測に関する近況および気体流量に関する動的計測制御の国際動向や研究事例と気体脈動流発生装置（図6）を紹介した。

福岡工業大学の加藤友規准教授による講演「家庭用都市ガス流量の非定常計測」では低周波領域（5Hz以下程度）の脈動に対するガス計量器の試験装置を提案・製作し、試験で確認を行い、その有効性（図7）が示された。

（株）エイムテックのウーレイレイ氏による講演「空気圧を用いた高精度漏れ計測」では空気圧を用いた漏れ計測方法として、圧力と温度の関係を考慮した温度補正（図8）を用い、漏れ試験の精度が向上されることが示された。

東日本旅客鉄道株式会社の藤野謙司氏による講演「高速鉄道車両における空気圧システムの活用」では空気圧システム実用化例としてフルアクティブサスペンション（図9）と真空式トイレが紹介され、フルアクティブサスペンションの空気圧配管、構成機器の各部位における非定常状態の圧力、流量変化を初めて明らかにし、空気配管などを効率的に配置することにより、供給圧力を低下させても真空式トイレの性能に影響なく動作させることが示された。

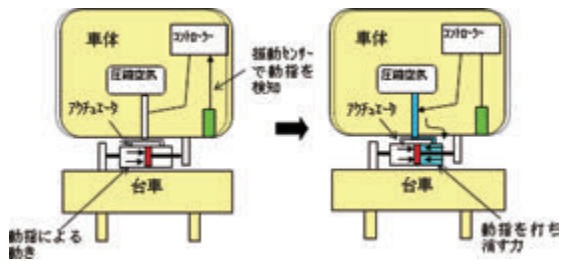


図9 フルアクティブサスペンション

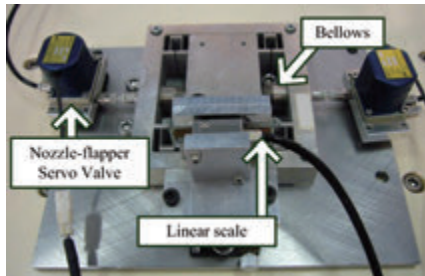


図10 空気圧ベローズによる位置決めステージ



図11 精密高速応答レギュレータ

3.3 セッション3「半導体産業への応用」

本セッションでは、産業界との関連が深い4件の講演が行われた。東京電機大学藤田壽憲教授による講演「空気圧ベローズによる超精密位置決め技術」では、研究開発中のベローズアクチュエータを用いた空気圧サーボシステムの構成、制御方法などを用いて、位置決め制御実験(図10)においてナノレベルの精度を達成できることが紹介された。半導体露光装置などの熱や磁場の発生を嫌う環境においては空気圧アクチュエータが有効であり、空気圧サーボシステムが電動に劣らない位置決め制御を実現できることが示された。

東京工業大学研究員山本円朗氏による講演「空気圧の精密圧力制御」では、産学連携によって開発、製品化された精密高速応答レギュレータ(図11)についての紹介がなされた。精密高速応答レギュレータはスプール型サーボバルブによって高速な圧力フィードバック制御を実現することで、負荷の急激な変動に対しても瞬時の補償を可能とするものであり、その動作原理や実際アプリケーションについての分かりやすい説明があった。

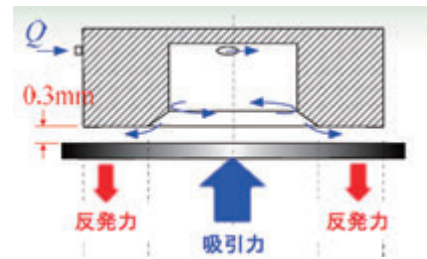


図12 ボルテックスカップ



図13 露光装置用空気圧サーボステージ

東京工業大学のリシン特任准教授からは「空気圧ボルテックス法による非接触搬送」と題して、旋回流を発生させて対象物を浮揚させるボルテックスカップ(図12)の原理、特徴などを分かりやすく説明していただき、近年における液晶パネルなどの大型化、薄型化に対する搬送手段として有効であることが示された。提案する旋回流による非接触搬送がベルヌーイチャックによる従来の搬送方法に比べ剛性の高い安定し浮揚を実現できることが説明された。

住友重機械工業株式会社の榊和敏氏による講演「空気圧サーボ技術の半導体産業への応用」では、産業界側からの視点で半導体露光装置などにおいて空気圧駆動(図13)を用いることの優位性が述べられ、空気圧サーボシステムの装置構成や制御系設計の実際が紹介された。空気圧サーボシステムが生産現場で実際にどのように応用されているかが垣間見える貴重な講演であった。

4. おわりに

本講演会は圧縮性流体として空気圧の産業応用技術について、エネルギー方程式を用いる基礎解析技術についてまた多くの応用事例について解説を行った。終わりに法政大学田中研の学生さんのサポートにより、内容を良く表現したポスターが準備でき、多くの講演会参加者があったことを記して感謝いたします。

参考文献

- 1) Shearer J. L. : Continuous Control of Motion with Compressed Air, PhD. Thesis, Massachusetts Institute of Technology. (1954)

(原稿受付：2013年7月1日)

会 告

〈理事会・委員会日程〉

8月2日	企画委員会
9月12日	基盤強化委員会
9月12日	委員長会議
9月20日	情報システム委員会
10月4日	編集委員会
10月17日	理事会

〈第2回 理事会〉

7月18日 15:00～17:00 機械振興会館
1階1F—3（出席者16名）

- 1) IDCロボコン支援について
- 2) 研究委員会新設申請について
- 3) 各委員会からの報告
- 4) 会員の推移と入退会者について
- 5) その他

〈委員会報告〉

第1回基盤強化委員会

6月19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
- 2) 若手フルードパワー育成道場について
- 3) フルードパワー・バーチャルミュージアム
- 4) その他

第2回編集委員会

7月30日 14:00～17:00
田町キャンパスイノベーションセンター
（出席者15名）

- 1) 学会誌発行報告
- 2) 学会誌編集計画
 - ・Vol.44 No.E.1（電子出版号）「緑陰特集」
 - ・Vol.44 No.5「流体が関連して発生する騒音・振動」
 - ・Vol.44 No.6「人間の立位・歩行を支援するフルードパワーシステム」
 - ・Vol.45 No.1「フルードパワーを活用した移動ロボットの最前線」
 - ・Vol.45 No.2「合同企画」
 - ・Vol.45 No.3「空気圧縮機および供給システムの最新技術」
- 3) その他

- ・トピックスについて
- ・会議報告について
- ・会誌出版経費の削減について
- ・ロゴ問題について

第1回企画委員会

8月2日 15:00～17:00 機械振興会館
地下3階3B—3号室（出席者22名）

- 1) 平成25年度実施事業に関する報告・審議事項
 - ・H25年春季講演会終了報告について
 - ・春季講演会最優秀講演賞について
 - ・平成25年春季講演会併設セミナーについて
 - ・平成25年秋季講演会について
 - ・オータムセミナーについて
 - ・ウインターセミナーについて
 - ・その他
- 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
 - ・その他
- 3) 研究委員会新設申請について
- 4) その他審議・確認事項
 - ・会誌9月号の掲載予定会告記事について
 - ・会告の会誌への記載方法の変更について
 - ・WGの構成について
 - ・その他

第1回委員長会議

6月19日 14:30～15:30 機械振興会館B3—3
（出席者8名）

- 1) 賛助課会員勧誘状況について
- 2) 各委員会からの報告
 - ・企画委員会：立案行事の進捗状況について
 - ・情報システム委員：HPのリニューアルについて
 - ・編集委員会：会誌編集作業の進捗状況について
- 3) その他

日本フルードパワーシステム学会

平成25年度受賞候補者募集

当学会は、我が国の油圧・空気圧・水圧工学の振興と発展の奨励を目的として毎年優れた研究・技術を表彰しております。本年も当学会の「表彰規程」に基づき、日本フルードパワーシステム学会平成24年度受賞候補者を募集いたします。

つきましては、独創的な研究、画期的な新技術、累積効果抜群な研究者、技術者などについて、下記募集要項をご覧いただき、適格な受賞候補者をご推薦ください。

募集要項

1. **受賞候補者の資格** 受賞候補者の資格は本学会の正会員および法人である賛助会員に属する者とする。ただし、共同研究者、共同開発者のある場合はその者の資格については、その限りでない。
2. **募集方法** 公募によるものとし、当学会の賛助会員、正会員、あるいはフルードパワー工業団体、フルードパワー関係学協会の推薦、または本人の申請によるほか、本学会内の委員会の推薦による。
3. **応募対象**
 - (1) **学術論文賞** 過去数年以内に発行された日本フルードパワーシステム学会誌、論文集、あるいは本学会主催の国際シンポジウムのプロシーディングスに掲載された研究論文の著者（連名も可）。
 - (2) **学術貢献賞** 多年フルードパワー工学・技術に携わり、その間数多くの論文を発表して、当該工学・技術分野に多大の貢献をし、その累積効果が抜群であって、しかも学会に対する貢献大なる研究者。
 - (3) **技術開発賞** 過去数年以内に完成を遂げた油圧・空気圧・水圧・その他の流体圧に関する新技術の開発者とする。ただし、当該製品は市場で6ヶ月以上使用実績があることが望ましく、選考の際は特許（もしくは新案）の申請も参考とする。応募者が連名の場合は、筆頭者を含めて5名以内とする。
 - (4) **技術功労賞** 多年フルードパワー技術に携わり、この間数々の技術改良を行うなどして当該技術の向上に貢献しその累積効果が抜群の技術者（長年にわたる技術的な功績を重視し、候補者の年令は原則とし

て50歳以上とし、現在の事業所における役職についてはこだわらないが、業績があまり世に知られていない技術者を積極的に推薦する）。

4. **提出書類** 推薦者または申請者は必ず当学会所定の「推薦書・申請書」用紙を使用し、1件につき4通提出するものとする（推薦書・申請書用紙は学会事務局 info@jfps.jp Tel：03-3433-8441までご請求ください。各賞《下記のSMC賞も含む》ごとの用紙をお送りします）。
5. **提出締切日** 平成25年12月5日までに着信のこと。
6. **提出先および問合せ先** 〒105-0011 東京都港区芝公園3丁目5番22号 機械振興会館 別館102
一般社団法人日本フルードパワーシステム学会事務局
TEL：03-3433-8441 E-mail：info@jfps.jp
7. **表 彰** 表彰は選考された受賞者に対して賞状と副賞を贈与する。共同研究および共同開発の場合は賞状を共同研究者および共同開発者にも贈る。表彰は原則として学術論文賞2件以内・学術貢献賞1件・技術開発賞2件以内および技術功労賞若干件とする。
8. **表彰の時期** 表彰は平成26年5月開催の第33期通常総会でおこなう。

「SMC高田賞」

SMC株式会社殿のご寄付を基金として、標記の如く「SMC高田賞」が設けられており、新進気鋭の方々の多数応募をお待ちしています。

1. **応募資格** 学会の正会員、学生会員および法人である賛助会員に所属する者のうち、原則として年令満40才未満の研究者・技術者とする。ただし、大学院生の場合は年令に制限を設けない。また一度受賞した者は、重ねて受賞することができない。
2. **応募対象となるもの** 過去数年以内に発行された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学会論文集」または講演論文集に掲載された研究論文の著者とする。
3. **表 彰** 表彰は、選考された受賞者に対して、賞状と副賞の贈与をもって行う。副賞は論文1篇に対し10万円とする。表彰は原則として2件以内とする。

会 告

平成25年度 オータムセミナーのお知らせ

「鉄道車両とフルードパワー技術」

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ます。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、安定走行に貢献しています。

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ご紹介する予定です。なお、会場は公益財団法人鉄道総合技術研究所を予定しており、実物の車両、フルードパワー機器も見学いただける予定です。メーカー、ユーザーを問わず、また、鉄道分野以外の皆様にも有用な情報を提供できると考えています。積極的なご参加をお待ちしております。

開催日時：2013年10月25日（金）13：00～17：20

会 場：公益財団法人鉄道総合技術研究所

東京都国分寺市光町2-8-38

http://www.rtri.or.jp/rtri/map_kuni.html

プログラム：

13：00～13：05 開会の挨拶

企画委員長 大内 英俊（山梨大学）

13：05～13：20 鉄道総研の紹介

13：20～14：00 「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」

鉄道総研 風戸 昭人

はじめに本セミナーの予備情報として、鉄道車両の構造を解説する。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する。さらに、鉄道総研で取り組んでいる内容を中心に、分野ごとの最新研究動向、技術動向について紹介する。

14：00～14：50 鉄道総研 実験設備等見学

14：50～15：05 休憩

15：05～15：45 「鉄道車両用空気圧サーボ弁及び空気圧サーボシリンダ」

PSC株式会社 佐々木 勝美

鉄道車両の高速化、乗り心地改善のために、車体の左右振動の低減、超過遠心力の低減を目的として、空気圧サーボ弁や空気圧サーボシリンダが用いられている。ここでは、機器の側から、主に空気圧サーボ弁を中心に、その特徴、構造、特性の概要を紹介する。

15：45～16：25 「日立オートモティブシステムズ（株）における油空圧技術の鉄道車両への適用事例」

日立オートモティブシステムズ株式会社 赤見 裕介

弊社における油空圧技術の鉄道車両への適用事例を、オイルダンパ、自動高さ調整弁などの技術紹介を中心に解説する。あわせて、鉄道車両用の上下動制御サスペンションとしては世界で初めて営業車両へ採用され、上下方向の乗り心地向上に効果のある、上下動制御サスペンションの技術紹介を行う。

16：25～16：35 休憩

16：35～17：15 「高速鉄道車両における空気圧システムの活用」

東日本旅客鉄道株式会社 藤野 謙司

鉄道車両には、ブレーキ装置、サスペンション、トイレ等に空気圧システムが使用されている。鉄道車両の空気圧システムは、これまで経験則によって設計される場合が多く妥当性検証は不十分であったが、フルアクティブサスペンションや真空式トイレの空気圧配管等における非定常な圧力、流量および空気のエクセルギに相当する量であるエアパワーを測定し、空気圧機器を適正に配置することで効率化が図られることを確認した。

17：15～17：20 閉会の挨拶、アンケート記入

参加費：参加費にはセミナーの聴講料およびテキスト1冊の代金が含まれます。

(1) 事前登録（締切日：平成25年10月15日厳守）

正会員 賛助会員企業の社員	名誉員 シニア員・ジュニア員 学生会員 ^{*1}	工業会会員企業の社員 共催・協賛団体の正会員	一般
14,000円	5,000円	16,000円	19,000円

(2) 事前登録締切日以降^{*2}

正会員 シニア員・ジュニア員 ^{*3} 賛助会員企業の社員	名誉員 学生会員	工業会会員企業の社員 共催・協賛団体の正会員	一般
15,000円	7,000円	17,000円	20,000円

*1 会員資格について不明な点は、事務局までお問い合わせください。

*2 セミナー会場にての参加費支払いはできません。

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

申し込み方法：

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

詳細はホームページをご覧ください。

問合せ先：一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会

〒105-0011 東京都港区芝公園3-5-22 機械振興会館 別館102

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

(1) 郵便振替貯金 00110-3-133690

(2) 三井住友銀行 日比谷支店（普） 7611417

* 口座名はいずれも「シャ）ニホンフルードパワーシステムガッカイ」です。

会 告

日本フルードパワーシステム学会・日本機械学会 共催

平成25年秋季フルードパワーシステム講演会のお知らせ

開催日：平成25年11月7日(木)，8日(金)

講演募集要項

平成25年秋季フルードパワーシステム講演会を神戸で開催いたします。本講演会では、一般講演に加えて、国際特別講演、公開技術フォーラム、技術懇談会などを企画する予定です。詳細は学会ホームページに随時掲載いたしますので、ご確認いただけ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。

1. 日 程：平成25年11月7日(木)～8日(金)

2. 会 場：ニチイ学館神戸ポートアイランドセンター
〒650-0047

兵庫県神戸市中央区港島南町7-1-5

TEL：078-304-5991

E-mail：pi-project@nichigakkan.co.jp

http://www.nichigakkan.co.jp/kobe_pi/

3. 講演の種類：学術講演。講演内容はフルードパワーシステム分野に関連するものを基本とします。

4. 講演申込者の資格：共催両学会の会員およびその会員を含むグループ。

5. 講演申込要項：

(1) 申込方法：当学会のホームページ（http://www.jfps.jp）からお申し込みください。なお、講演申し込み後に講演タイトルを変更することはできませんのでご注意ください。

(2) 講演申込締切日：平成25年9月19日(木)

(3) 講演論文の書式：1講演について3ページ(図・表含む)。サンプルファイルを当学会ホームページからダウンロードしてご使用ください。

(4) 講演論文原稿の提出締切日：平成25年10月3日(木)

(5) 講演論文原稿の提出方法：原稿のPDFファイルを当学会ホームページからご提出ください。詳細はホームページに掲載します。なお、PDFファイルの上限サイズは2MBです。

6. 講演会の形式：

(1) 講演時間：1講演20分(講演15分，討論5分)を予定しています。

(2) 座 長：会員の中からあらかじめ見識ある方を選します。

(3) 講演論文集：講演論文原稿をオフセット印刷し，1冊の講演論文集に編集します。

(4) 討 論：講演時に5分間の討論時間を設ける予定ですが，講演会終了後1ヶ月間は会員より「書面による討論」を受け付けます。講演者は学会へ書面をもって回答することを原則とします。

(5) 論文集への投稿：講演者は講演会終了後の書面による討論の締め切り後，「日本フルードパワーシステム学会論文集」に論文を投稿できます。

7. 参加登録：

(1) 講演会の参加には参加登録が必要です。参加登録は当学会ホームページから行って下さい。参加登録方法の詳細はホームページに掲載します。

(2) 登録料：登録料には各種講演の聴講料および講演論文集1冊の代金が含まれます。なお，参加登録者は会期中の技術懇談会に参加できます。

(3) 別売り講演論文集：登録料に含まれる講演論文集1冊とは別に論文集を購入される場合は，正会員・名誉員・賛助会員企業の社員は6,000円，フルードパワー工業会会員企業の社員は8,000円，一般の方は10,000円で当日受付にて購入できます。また，学会ホームページから講演論文集申込書をダウンロードし，E-mailに添付して学会宛に申し込むこともできます。ただし，発送は講演会終了後となります。

(4) 振込先：当学会ホームページから参加登録後，以下の口座に登録料をお振り込みください。

ゆうちょ銀行 00110-3-133690

三井住友銀行 日比谷支店(普) 7611417

※いずれも口座名は「一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会」です。

8. 講演会プログラム：10月下旬に学会ホームページに掲載する予定です。

9. 最優秀講演賞：本講演会では，企業にご所属の方および学生による講演のうち，特に優れた講演に対して最優秀講演賞を授与します。

10. 会員証：会員証カードをお持ちの方は，当日ご持参ください。

事前登録料（平成25年10月24日（木）まで）

正会員・ 賛助会員企業の社員	名誉員・ シニア員・ジュニア員・ 学生員	工業会会員企業の社員	一般
18,000円	10,000円	20,000円	23,000円

通常登録料（平成25年10月25日（金）以降，当日登録を含む）

正会員・ 賛助会員企業の社員・ シニア員・ジュニア員	名誉員・学生員	工業会会員企業の社員	一般
20,000円	15,000円	22,000円	25,000円

注1 シニア員，ジュニア員の割引料金は事前登録の場合のみ適用されます。

注2 会員資格について不明な点は学会事務局にお問い合わせください。

注3 同一の講演者が複数の講演を行う場合，2件目以降，1講演につき7,000円が加算されます。

11. 連絡先：一般社団法人 日本フルードパワーシステム
学会
〒105-0011 東京都港区芝公園 3-5-22
機械振興会館 別館102

TEL：03-3433-8441

FAX：03-3433-8442

E-mail：info@jfps.jp

会 告

公開技術フォーラム 「これがフルードパワーの魅力だ！」

～油圧・水圧・空気圧・機能性流体のスペシャリストを迎えて～

日 時：2013年11月7日（木）15：00～17：00
平成25年秋季フルードパワーシステム講演会
（11月7日～11月8日）会期中

主 催：（一社）日本フルードパワーシステム学会
場 所：ニチイ学館神戸ポートアイランドセンター
〒650-0047

兵庫県神戸市中央区港島南町7-1-5

参 加 費：無料（ただしウェブからの事前登録制）
（会員，非会員にかかわらず，事前登録により，
どなたでも聴講できます。）

内 容：この公開技術フォーラムは，油圧・空気圧・水
圧・機能性流体，それぞれの作動流体の視点から，
その技術的特長や魅力，最新の研究開発事例
などを紹介し，次世代のフルードパワーシ
ステムの発展に向け，製品開発やシステム開発，
基礎技術や応用技術における解決すべき技術課
題について考える，企業技術者やユーザー必見
の公開講演会です。

講師や講演内容の詳細は学会ホームページ
（<http://www.jfps.jp/>）をご覧ください。

会 告

一般社団法人 日本フルードパワーシステム学会 (JFPS)

フェロー認定者推薦のお願い

本学会は下記によりJFPSフェローの認定を行います。

1. JFPSフェローの趣旨と要件

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

2. JFPSフェロー推薦の方法

下記要項が記載された推薦書によりJFPSフェローの推薦を受け付けます。

1) 3名の推薦者の名前。その内1名が推薦代表者となり、代表者には代表者であることの記載、連絡先住所、電話番号、E-mailアドレスを記してください。全ての推薦者が同じ機関（企業・大学）の所属であることはできません。推薦者は正会員であることが望まれますが、必ずしも全ての者が正会員でなくてもかまいません。

2) 推薦される者（被推薦者）の名前とふりがな、英字による名前、連絡先住所、電話番号、E-mailアドレス。被推薦者は前記JFPSフェローの要件を満たさなければなりません。ただし、企業からの被推薦者の正会員継続

年数については15年を満たさない場合でも、推薦を受けてフェローを選考する段階で学会長が特別に認めることがあります。

3) 推薦理由。JFPSフェローの趣旨に合致する必要があります。選考の重要な資料となります。可能な限り具体的にお伝えください。

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

平成25年度フェローの推薦受付締め切りは平成25年9月末日（消印有効）とします。

3. 推薦書送付先

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

4. 選考結果の伝達

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

会 告

「シニア員 黒下清志氏の逝去を悼む」 (平成25年6月5日ご逝去)



ご略歴

1943年8月5日生
 1962年 香川県立観音寺第一高等学校卒業
 1966年 静岡大学工学部精密工学科卒業
 1968年 静岡大学大学院工学研究科精密工学専攻修士課程修了
 1968年 沼津工業高等専門学校助手
 1969年 沼津工業高等専門学校講師
 1973年 沼津工業高等専門学校助教授
 1986年 沼津工業高等専門学校教授
 2007年 沼津工業高等専門学校名誉教授

2004年～2006年 (株)日本フルードパワーシステム学会理事

ご連絡先：〒411-0934

静岡県駿東郡長泉町下長窪64-10

黒下 明子（奥様）

本学会元理事 沼津工業高等専門学校名誉教授 黒下清志先生は、病氣療養中のところ、去る6月5日69歳にてご逝去されました。

先生は1970年に本学会に入会され、各種委員会委員や研究委員会委員長（2000年から3年間）を歴任され、2004年から1期2年にわたり理事を務められ、学会の発展に多くの功績を挙げられました。特に空気圧電磁弁の流量特性の計測では、真空充填法を開発しISO提案に協力され、現在ISO6358として世界基準に制定されております。

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

会長 香川 利春（東京工業大学）

会 告

共催・協賛行事のお知らせ

協賛行事

講習会「VRを用いた設計の新しい検討手法の紹介」

企 画：一般社団法人 日本機械学会 設計工学・システム部門
 開 催：2013年9月27日(金)
 会 場：内田洋行ユビキタス協創広場 CANVAS (東京都中央区新川 2-4-7)
 (<http://www.uchida.co.jp/company/showroom/canvas.html>)

2013年度 計測自動制御学会 産業応用部門大会

主 催：公益社団法人 計測自動制御学会 産業応用部門
 開 催：平成25年10月22日(火)
 会 場：東京工業大学 大岡山キャンパス 百年記念会館, 西9号館デジタル多目的ホール
 (〒105-0011 東京都目黒区大岡山 2-12-1)

トライボロジー会議2013秋 福岡

主 催：一般社団法人 日本トライボロジー学会
 開 催：2013年10月23日(水)～26日(土)
 会 場：アクロス福岡 (〒810-0001 福岡県福岡市中央区天神 1-1-1)

トライボロジー入門西日本講座 トライボロジーの基本知識と考え方

主 催：一般社団法人 日本トライボロジー学会
 開 催：2013年10月31日(木)～11月1日(金)
 会 場：同志社大学 寧静館5F会議室 今井出川キャンパス内
 (地下鉄 烏丸線「今井出川」駅1番出口 徒歩 約1分)

第56回自動制御連合講演会

主 催：日本機械学会(幹事学会), 計測自動制御学会, システム制御情報学会, 化学工学会, 精密工学会, 日本航空宇宙学会, 電気学会
 開 催：2013年11月16日(土), 17日(日)
 会 場：新潟大学工学部(新潟市)

SICEセミナー「制御系設計の基礎・実践」2013

主 催：公益社団法人 計測自動制御学会
 期 日：2013年11月25日(月)～26日(火)
 会 場：首都大学東京 秋葉原サテライトキャンパス会議室D・E

The Thirteenth International Symposium on Advanced Fluid Information (AFI-2013)

主 催：東北大学流体科学研究所
 開 催：2013年11月25日～27日
 会 場：仙台国際センター(仙台市青葉区青葉山無番地)

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

会 告

会 員 移 動

会員の種類	正 会 員	海 外 会 員	学 生 会 員	賛 助 会 員
会 員 数 (8月10日現在)	943	16	125	125
差 引 増 減	+ 4	0	- 8	+ 1

(注1) 正会員の内訳 名誉員14名・シニア員31名・ジュニア員156名

賛助会員

(株)日立建機ティエラ

三輪精機(株)

正会員

木本 彰 (ロード・ファー・イースト・インコーポレイテッド)

平島 久央 (油研工業(株))

釣賀 靖貴 (日立建機(株))

宇佐美秀明 (コマツ)

前島 祐三 (株)日立製作所)

福島 義友 (株)ミクニ)

岡崎 峰人 (株)長田中央研究所)

藤本 隆司 (日立建機(株))

宇田川 勉 (日立建機(株))

日暮 拓也 (SMC(株))

荒田 康裕 (株式会社IHI)

学生会員

並木 優祐 (法政大学)

東 春那 (法政大学)

伊東 美紀 (信州大学)

会 告

(一社)日本フルードパワーシステム学会 賛助会員一覧表

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

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

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

編集室

次号予告

—特集「人間の立位・歩行を支援するフルードパワーシステム」—

〔巻頭言〕「人間の立位・歩行を支援するフルードパワーシステム」発行にあたって

〔解説〕歩行計測・評価の新技术

人の立位・歩行の制御機序

立位保持装置

水圧人工筋を用いた歩行訓練補助装具の開発

空気圧制御による歩行支援装具

小型MR流体ブレーキ膝継手を用いた随意制御大腿義足の開発

〔会議報告〕SEAD25におけるフルードパワー技術研究動向

ICMDT2013におけるフルードパワー技術研究動向

第13回スカンジナビアフルードパワー国際会議（SICFP2013）に見る欧米の研究開発動向

〔トピックス〕日本提案の空気圧ショートストロークシリンダ，ISO化で奮闘—後編

特許文献を調べる・特許電子図書館の活用2……日本の分類

アメリカ駐在日記

〔研究室紹介〕東京海洋大学海洋工学部海洋電子機械工学科オートマティクス研究室

〔随想〕私の散歩道

〔企画行事〕春季講演会

村松 久巳

持丸 正明

河島 則天

村松 久巳

小林 亘，伊藤 和寿

小山 紀

引地 雄一，中野 政身

竹村研治郎

巖 祥仁

大木 孝利

東川 智信

木原 和幸

常村 憲史

伊藤 雅則

赤井 英夫

内堀 晃彦

平成25年度「フルードパワーシステム」編集委員

委員長 吉田和弘（東京工業大学）
 副委員長 塚越秀行（東京工業大学）
 委員 伊藤雅則（東京海洋大学）
 内堀晃彦（宇部工業高等専門学校）
 小倉弘（日立建機株式会社）
 加藤友規（福岡工業大学）
 北村剛（油研工業株式会社）
 木原和幸（財工業所有権協力センター）
 金俊完（東京工業大学）
 栗林直樹（川崎重工業）
 五嶋裕之（機械振興協会）
 佐藤恭一（横浜国立大学）
 妹尾満（SMC株式会社）
 多田昌弘（CKD株式会社）
 中野政身（東北大学）

委員 成田晋（KYB株式会社）
 西海孝夫（防衛大学校）
 藤田壽憲（東京電機大学）
 丸田和弘（株式会社コマツ）
 村松久巳（沼津工業高等専門学校）
 柳田秀記（豊橋技術科学大学）
 山田真の介（株式会社TAIYO）
 山田敏夫（株式会社コガネイ）
 吉満俊拓（神奈川工科大学）
 担当理事 宮川新平（KYB株式会社）
 山田宏尚（岐阜大学）

編集事務局 藤谷秀次（学会事務局）
 竹内留美（勝美印刷株式会社）

（あいうえお順）

会告

複写される方へ

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

権利委託先：（中法）学術著作権協会

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル

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

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

日本フルードパワーシステム学会論文集

第44巻, 第5号 (2013)

平成25年9月

目次

研究論文

1. N圧ハイブリッド油圧源とそれを用いた
高応答高効率油圧サーボシステムに関する研究
(第2報, システムの応答に関する実験と消費電力)
芦 金石, 留 滄海, 齊藤 理人,
大坂 一人, 大場 孝一, 北川 能 95
2. 正規化終端インピーダンスの複素パラメータと
油圧管路内圧力脈動の定在波の関連性
(数値計算による共振モードの遷移の解析)
一柳 隆義, 栗林 哲也, 西海 孝夫 102

TRANSACTIONS OF THE JAPAN FLUID POWER SYSTEM SOCIETY

Vol.44, No.5

September 2013

Contents

Paper

1. A Study on N-level Pressure Power Supply and its Application in
High Response and High Efficiency Hydraulic Servo System
(2st Report: Experiments on the System Response and Power Consumption)
Jinshi LU, Canghai LIU, Michihito SAITO, Kazuhito OSAKA,
Kouichi OBA, Ato KITAGAWA 95
2. Relationship between the Complex Parameters of Normalized Termination
Impedance and the Standing Waves of Pressure Pulsation in a Hydraulic Pipe Line
(Analysis of the Transition of Resonant Mode by Numerical Calculation)
Takayoshi ICHIYANAGI, Tetsuya KURIBAYASHI, Takao NISHIUMI 102

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

N圧ハイブリッド油圧源とそれを用いた高応答高効率油圧サーボシステムに関する研究*

(第2報, システムの応答に関する実験と消費電力)

芦 金 石**, 留 滄 海***, 斉 藤 理 人****,
大 坂 一 人*****, 大 場 孝 一*****, 北 川 能**

A Study on N-level Pressure Power Supply and its Application in
High Response and High Efficiency Hydraulic Servo System
(2st Report: Experiments on the System Response and Power Consumption)

Jinshi LU, Canghai LIU, Michihito SAITO
Kazuhito OSAKA, Kouichi OBA, Ato KITAGAWA

In a traditional 1-level pressure valve-controlled hydraulic servo system, the response is good, but the efficiency is deteriorated. In a load-sensing pump-controlled hydraulic servo system, the efficiency is good, but it is desired that the response be improved. Therefore, an N-level pressure hybrid power supply has been proposed to realize high efficiency and high response simultaneously in the 1st report, and its high efficiency has been verified by experiments of a 2-level pressure valve-controlled hydraulic servo system. In this paper, a separated type N-level pressure hybrid power supply is described in detail. A 2-level pressure valve-controlled hydraulic servo system using separated type power supply is used to conduct the experiments. Power consumption of the system is also measured. It is verified that the efficiency of the system using a separated type power supply is not only higher than the traditional system, but also the response of the system is as good as the traditional system under the frequency of 20Hz.

Key words : High efficiency, High response, Hybrid power supply, Accumulator

1. 緒 言

油圧サーボシステムは弁制御サーボシステムとポンプ制御サーボシステムの2種類に分類できる。従来、前者は油圧源の圧力を本研究の油圧源のように切り換えることを前提としていないので以後は1圧弁制御サーボシステムと呼ぶことにする。この1圧弁制御サーボシステム（以後必要に応じて1圧システムと略記する）はシステムの応答性は良いが効率が悪いという欠点があり、これに対してポンプ制御サーボシステムはシステムの効率は良いが応答性は悪いという欠点がある。

本研究では高応答高効率弁制御油圧サーボシステムを実現するため、システムの負荷に応じて供給圧力をN段階に切り換える油圧源として、N圧ハイブリッド油圧源を提案している。前報¹⁾では、N圧ハイブリッド油圧源として、圧力の切換頻度が比較的少ない場合に適した一体形、圧力の切換頻度がそれより若干多い場合でも対応可能と考えられる分離形の2種類を示した。そして一体形のN圧ハイブリッド油圧源を用いた弁制御サーボシステムの構成および作動原理を詳しく説明した。さらに、その例として一体形の2圧ハイブリッド油圧源を用いた弁制御サーボシステムの実験を行い、この弁制御サーボシステムは従来の1圧弁制御サーボシステムに比べて、効率が低いことを明らかにした²⁾。

本報では、圧力の切換頻度が前報より若干多い場合でも対応可能と考えられる分離形のN圧ハイブリッド油圧源を用いた弁制御サーボシステムの構成および作動原理を詳しく説明し、その例として分離形の2圧ハイブリッド油圧源を用いた弁制御サーボシステムの実験によってシステムの応答特性および効率を調べる。そして分離形の2圧ハイブリッド油圧源を用いた弁制御サーボシステムは一体形を用いたものより応答性に優れている一方、効率は一体形と同

*平成24年5月28日 原稿受付

**東京工業大学大学院理工学研究科

(所在地 東京都目黒区大岡山2-12-1)

(E-mail : kitagawa@cm.ctl.titech.ac.jp)

***中国西南科技大学製造科学与工程学院

(所在地 中国四川省綿陽市青竜大道中段59号)

****日本アキュムレータ株式会社

(所在地 静岡県清水区西久保415)

*****油研工業株式会社

(所在地 神奈川県綾瀬市上土棚中4-4-34)

様、従来の1圧弁制御サーボシステムより高いことを明らかにする。最後に分離形の2圧ハイブリッド油圧源を用いた弁制御サーボシステムの消費電力を測り、従来の1圧弁制御サーボシステムに比べて消費電力が削減できることを確認する。本報の実験に先立ち、分離形油圧源と一体形油圧源の低周波数領域における効率の違いを確認するため、分離形油圧源を用いて第1報と同様の実験を行ったが、両者の差はほとんどなく、どちらの油圧源も一般的なサイズの油圧源に対して高効率であることが分かった。なお、本研究で提案したN圧ハイブリッド油圧源を用いたシステムのアプリケーションとしては第1報にも示したように予め負荷が分かる工作機械のような場合を考えている。

2. N圧ハイブリッド油圧源

2.1 分離形のN圧ハイブリッド油圧源

N圧ハイブリッド油圧源の構成方法には一体形のN圧ハイブリッド油圧源と分離形のN圧ハイブリッド油圧源との二種類がある。以後、必要に応じてこれらを一体形油圧源ならびに分離形油圧源と略記する。

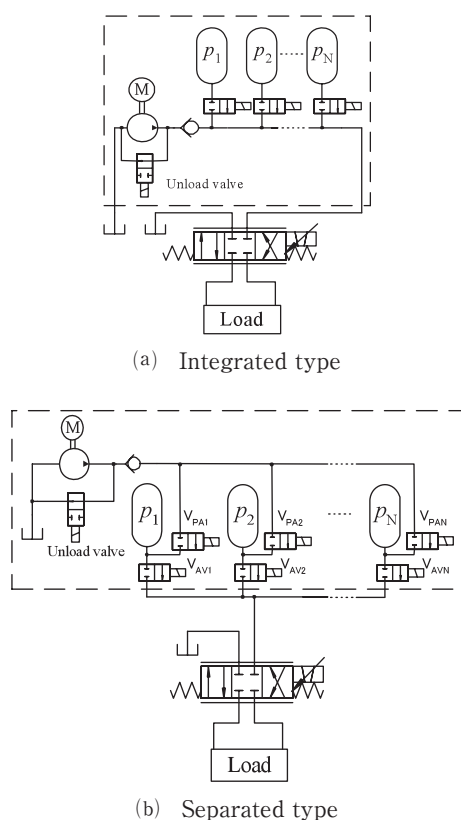


Fig. 1 N-level pressure valve-controlled servo system

一体形油圧源はFig. 1(a)の破線枠内部分に示すように、各アキュムレータの充填および放出には出入口に設置した1個の切換弁を用いる。弁の数が少なく簡素であるが、その弁が開放しているときのみアキュムレータからサーボ弁へ圧油供給、ならびにアキュムレータの充填ができるため、

頻繁に圧力切換が行われる場合はアキュムレータの充填も頻繁に断続することになり、充填が十分に行われなくなる可能性がある。そこで前報では、圧力の切換頻度が比較的低いと考えられる作動条件において、一体形油圧源を用いた弁制御サーボシステムを対象として実験を行い、従来の1圧弁制御サーボシステムに比べて高効率であることを明らかにした。

これに対し、分離形油圧源はFig. 1(b)の破線枠内部分に示すように、アキュムレータ1台につき2つの切換弁、すなわち、ポンプからの圧油充填の制御とサーボ弁への圧油供給の制御にそれぞれ1台の弁を用いるので両者の制御を独立して行うことができる。詳細は以下になる。

運転時には各アキュムレータ出入口に設置した切換弁 V_{AV1} , V_{AV2} , ..., V_{AVN} を適宜開閉して必要とする出力圧力のアキュムレータを選択し、サーボ弁へ圧油を供給する。供給圧力は、選択されたアキュムレータの出力圧力に瞬時に等しくなるのでN段階となる。

一方、各アキュムレータ出入口に設置されたもう1つの切換弁 V_{PA1} , V_{PA2} , ..., V_{PAN} の開閉によって、各アキュムレータへの圧油の充填を行う。この弁はサーボ弁へ圧油供給を行う弁とは独立しているので、圧油供給の弁が激しく切り換わってもそれと無関係に充填を行うことができる。しかし分離形油圧源に必要な切換弁の数は一体形油圧源より多いため、それらを制御することが煩雑になる。

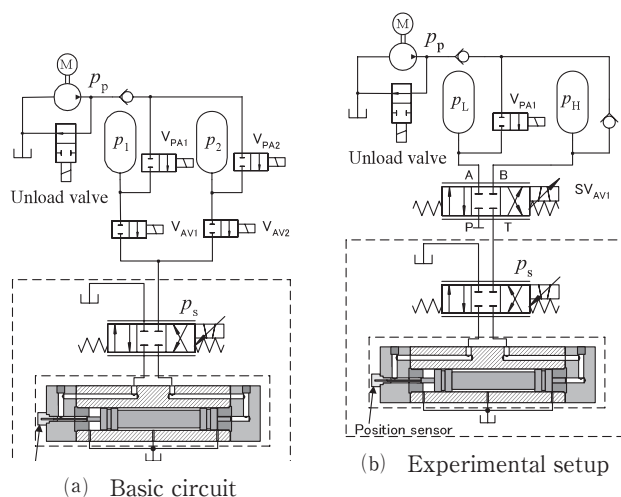


Fig. 2 2-level pressure valve-controlled servo system

2.2 分離形油圧源を用いた2圧システムの構成

分離形油圧源を用いた2圧弁制御サーボシステム（以後2圧弁制御サーボシステムを2圧システムと略記する）の基本構成をFig. 2(a)に示す。2圧の場合、高压アキュムレータの充填を制御する切換弁は逆止弁によって代用できるため、実験装置ではFig. 2(b)に示すような回路を用いている。一方、2つのアキュムレータからサーボ弁への圧油供給を切り換える高速のオンオフ切換弁 (Fig. 2(a)に示す V_{AV1} と

V_{AV2})としてFig.2(b)に示す1台の高速リニアサーボ弁(定格流量60L/min, 周波数応答 330Hz@-3dB/410Hz@-90°) SV_{AV1} を使用する. またシリンダの位置を制御するサーボ弁として高速リニアサーボ弁(定格流量10L/min, 周波数応答 350Hz@-3dB/450Hz@-90°)を用いる. 切換弁 V_{PA1} およびポンプのアンロード弁として廣瀬バルブ工業株式会社製の電磁操作式ストップ弁(HSO-T03-A10F-21)を用いる.

分離形油圧源を用いた2圧システムの仕様をTable1に示す. 本報ではN圧油圧源がどの程度高い周波数領域まで高効率を保ち対応可能であるかを明らかにするため, 広い帯域幅を十分カバーできる実験が行えるよう, 摩擦の少ない2段式サーボ弁の2段目主弁スプールをピストンとした油圧サーボシステムを構築し³⁾, 実験室で行いうるポンプおよびサーボ弁の定格流量に見合ったシリンダ振幅を設定することとした.

Table 1 Specification of the experimental setup

cylinder	piston diameter: 14mm stroke: 10mm piston mass: 5kg
low pressure accumulator	volume: 4 L
high pressure accumulator	volume: 4 L
pump	type: swash plate type piston pump displacement volume: 10cm ³ /rev rotational speed: 1,500rpm

Table 2 Low and high mode of the power supply

mode	input of SV_{AV1}	port of servo valve
Low	SV_{AV1} : 10V	A→T B→P
High	SV_{AV1} : -10V	A→P B→T

2.3 サーボ弁への圧油供給

Fig.2(b)に示した圧力切換用のサーボ弁 SV_{AV1} にはA, B, P, Tの4つのポートがある. このうちPポートは閉じておく. SV_{AV1} の接続状態としてTable2に示す2つの状態がある.

1つ目は SV_{AV1} の入力信号が10Vの時である. SV_{AV1} のAポートはTポートへ, BポートはPポートへ接続され, 低圧アキュムレータからサーボ弁に圧油が供給される. すなわち供給圧力 p_s は p_L に等しい. これを低圧モード (Low) という.

2つ目は SV_{AV1} の入力信号が-10Vの時である. SV_{AV1} のAポートはPポートへ, BポートはTポートへ接続され, 高圧アキュムレータからサーボ弁に圧油が供給される. すなわち供給圧力 p_s は p_H に等しい. これを高圧モード (High) と

いう.

Table 3 Delay time of mode change

mode change	delay time t_1	pressure rise or drop time t_2
Low → High	5 ms	2 ms
High → Low	5 ms	2 ms

この圧力モードを切り換える際の圧力変化に要する時間は, 油圧源の圧力切換特性を決める大事な要素である. そこでFig.2(b)に示した2圧システムを用いた予備実験により, 圧力モードの切換時の供給圧力 p_s の変化開始遅れ時間(SV_{AV1} の切換指令から圧力変化が始まるまでの時間)および圧力の立ち上がりあるいは立ち下りの時間を調べた. その結果をTable3に示す. 低圧から高圧への切換時, またその逆の切換時も供給圧力の変化開始遅れ時間 t_1 は約5ms, 立ち上がりあるいは立ち下がり時間 t_2 は約2msであった. したがって, どちらの場合も圧力切換には合計約7msの時間が掛かることがわかった.

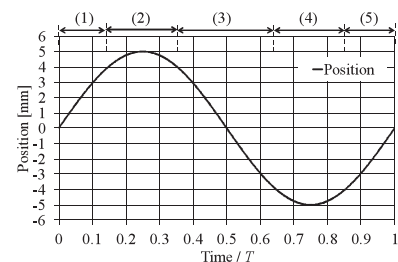


Fig.3 Target of the cylinder position

油圧源の効率を向上させるには, 高負荷時のみ油圧源を高圧モードとし, 低負荷時は油圧源を低圧モードとする必要がある. 実験では最も基本的な状況を再現するため, シリンダ内のピストンをFig.3に示すように振幅5mmで正弦波に動かす. ピストンは慣性負荷であるため, 最も駆動力を必要とするのは加速度が最大となる最大変位付近であり, 高圧モードは1周期中に2回設定することになる. 予定しているシリンダ駆動の最大周波数においても, 十分な駆動力を持つよう, 予備実験をもとに振幅5mmに対してシリンダ位置4mmの地点を高圧と低圧モードの切換位置とした. すなわちFig.3に示すように, Phase(2) (4mm→5mm→4mmの区間)とPhase(4) (-4mm→-5mm→-4mmの区間)は高圧モード (High) とする. 一方, Phase(1), Phase(3)とPhase(5)は低圧モード (Low) とする. なお, Fig.3において横軸は周期 T を基準として無次元化して表してある.

以下では各Phaseを説明する. Phase(1)は低圧モードであり, 圧力 p_s は p_L であって低圧アキュムレータからサーボ弁へ圧油が供給される.シリンダ変位が4mmに達する約7ms ($=t_1+t_2$) 前に SV_{AV1} を切り換えればシリンダ変位が4mmに

達する際には圧力 p_s は p_H となり高圧モードであるPhase(2)に移行する。次に、シリンダ変位がピークを過ぎた後の4mmに達する5ms(=t₁)前にSV_{AV1}を切り換えると、変位が4mmに達する際には低圧モードであるPhase(3)への移行が始まる。以下同様である。

2.4 アキュムレータへの圧油充填

切換弁V_{PA1}およびアンロード弁の開閉により、充填に関してTable4に示した3種の状態がある。アンロード弁がLoadでV_{PA1}がOFFの場合、高圧アキュムレータへの高圧充填状態(HL)となる。アンロード弁がLoadでV_{PA1}がONの場合、低圧アキュムレータへの低圧充填状態(LL)となる。アンロード弁がUnloadの場合、アンロード状態(UN)となる。

Table 4 Charging state of accumulators

symbol	valve position	
HL	V _{PA1} : OFF	Unload valve: Load
LL	V _{PA1} : ON	Unload valve: Load
UN	—	Unload valve: Unload

まず前報で使用した一体形油圧源を用いた2圧システムにより、本報のシリンダの正弦状の位置決め制御の実験を行い、シリンダ往復の周期が0.26s(3.85Hz)まではアキュムレータへの圧油充填が十分行えるが、それ以下の周期では充填が不足するために圧力切換が継続して行えないことがわかった。本報では、一体形油圧源より充填のし易い分離形油圧源を用いた2圧システムにより、0.26s(3.85Hz)より短い周期の正弦状入力に対する位置決め制御を行い、アキュムレータへの圧油充填が十分可能で、圧力切換が継続して行える周波数領域を実験的に調べる。

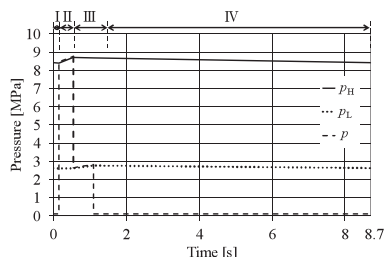


Fig. 4 Illustration of oil charging ($T=0.26s$ (3.85Hz))

分離形油圧源の高圧および低圧のアキュムレータの圧油充填について、Fig.4に示すようなシリンダ往復の周期が0.26s(3.85Hz)の場合を例として説明する。この場合、予備実験により、低圧アキュムレータに圧油を262MPa、高圧アキュムレータに圧油を841MPaまで充填して実験を開始すればFig.4のようになることが分かった。

圧油充填のサイクルはFig.4のように4つのPeriodに分かれる。Period Iはアンロード状態(UN)である。実験の進

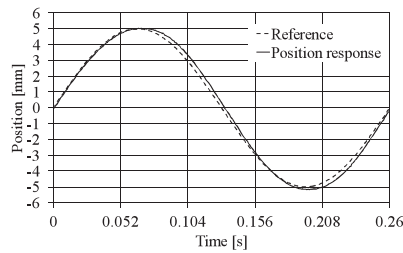
行に伴い、2つのアキュムレータの圧力 p_L と p_H が次第に下がるが、圧力 p_H が設定した最低圧力(84MPa)より低くなったなら、高圧充填状態(HL)であるPeriod IIに移行する。そして圧力 p_H が設定した最高圧力(87MPa)より高くなったなら高圧充填状態を終える。さらに、圧力 p_L が設定した最低圧力(26MPa)より低い場合は、低圧充填状態(LL)であるPeriod IIIに移行し、圧力 p_L が設定した最高圧力(277MPa)より高くなったならアンロード状態(UN)であるPeriod IVに移行する。予備実験によれば、この1回の圧油充填サイクルの周期は約8.7sであり、シリンダ往復の周期0.26s(3.85Hz)に比べて十分に長い。なおここでの充填の開始や終了を決定する最低圧力や最高圧力の設定はシリンダ往復に十分な駆動力を与える圧力範囲に取る必要があり、またその差によって圧油充填サイクルの周期は長くも短くもなる。

3. 実験

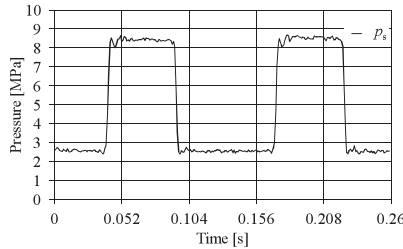
分離形油圧源を用いた2圧システムの応答を実験により調べた。実験は第2章で説明した装置を用い、振幅5mmの正弦波をシリンダ変位の目標値とした。実験に先立ち、従来の1圧システムを用いた場合のFig.2と同じシリンダによる位置決め制御実験を行い、その周波数応答(33Hz@-3dB/36Hz@-180°)をあらかじめ確認した。

最初にシリンダ往復の周期が比較的長い0.26s(3.85Hz)の場合の実験を行った。実験結果をFig.5に示す。Fig.5(a)から、位置決め制御は目標によく追従していることが分かる。シリンダ位置決め制御用サーボ弁への供給圧力 p_s をFig.5(b)に示す。シリンダ往復の一周期間に供給圧力 p_s は2回の高圧モードと2回の低圧モードを経るので、圧力モードの切換周波数はシリンダ往復の周波数3.85Hzの2倍の7.7Hzとなるが、負荷駆動に必要な2段階の圧力がほぼ安定して得られている。またFig.5(c)の p_p に示すように、8.7s間でポンプは高圧充填、低圧充填、アンロード状態の順に切り換わっている。これより分離形油圧源を用いた2圧システムは、従来の1圧システムに比べて、ポンプが発生した流体動力が大幅に削減されているのが確認できる。詳しく説明すると次のようになる。ポンプの吐き出し流量を一定と見なすと、分離形2圧システムのポンプが生成した流体エネルギーはFig.5(c)の p_p を示す線で囲まれた面積に対応している。これに対し、1圧システムのポンプが常に84MPa(高圧アキュムレータの圧力 p_H の最低圧力設定値)の圧油を供給していると仮定すると、そのポンプが生成したであろう流体エネルギーはFig.5(c)において高さ84MPaの長方形の面積に対応している。この面積比より、分離形2圧システムのポンプが生成した流体エネルギーの1圧システムに対する削減率を求めると約88%となる。これは流体動力の削減率とも言える。

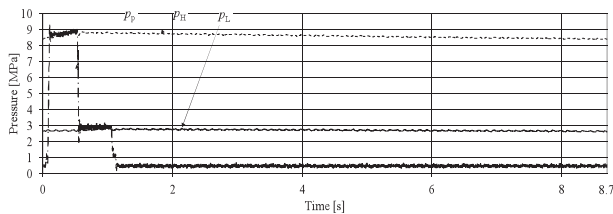
次に、シリンダ往復の周期が0.15s, 0.1s, 0.08s, 0.05sの



(a) Position



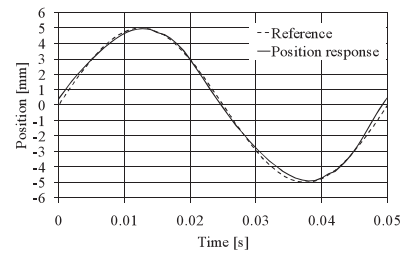
(b) Supplied pressure to the servo valve



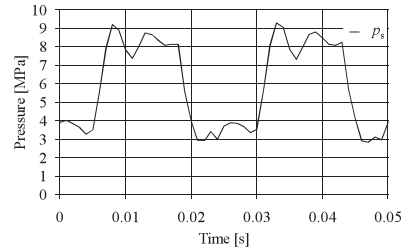
(c) Pressure of pump and two accumulators

 Fig. 5 Experimental results ($T=0.26\text{s}$ (3.85Hz))

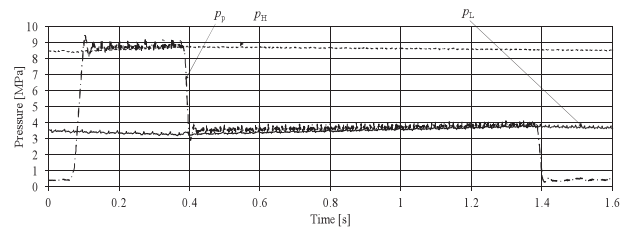
場合について実験を行ったがほぼ同様な結果が得られたので、ここでは周期0.05s (20Hz) の場合について簡単に説明する。この場合は、シリンダ駆動に要する力が大きくなるので、低圧アキュムレータの最低圧力および最高圧力をそれぞれ3.3MPaおよび3.7MPaと設定する。なお高圧アキュムレータの最低および最高圧力はこれまでと同じである。低圧および高圧アキュムレータにそれぞれ3.58MPa、8.45MPaまで圧油を予め充填して実験を行った場合の実験結果をFig.6に示す。Fig.6(a)から、位置決め制御は目標によく追従していることが分かる。シリンダ位置決め制御用サーボ弁への供給圧力 p_s をFig.6(b)に示す。この図はFig.5(b)と比べて若干変動があるが、シリンダ往復の周波数20Hzの2倍の40Hzで切り換わる2段階のほぼ安定した圧力が得られている。またFig.6(c)の p_p に示すように、1.6sの間でポンプは低圧充填、高圧充填、アンロード状態に切り換わることが確認できた。これより、分離形油圧源を用いた2圧システムは従来の1圧システムに比べて、ポンプが発生した流体動力が削減されているのが確認できる。その削減率をFig.5と同様に求めると約56%となる。このように1圧システムに対する相対比較で効率が向上する理由は、無駄な流量を抑え、サーボ弁への供給圧を2段階に分け負荷に適した供給圧に切り換えたためであり、実験条件（振幅や負荷）には依存しない。したがって、本研究の変位負荷条件で得ら



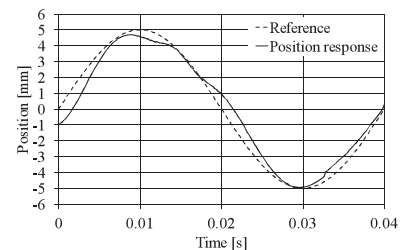
(a) Position



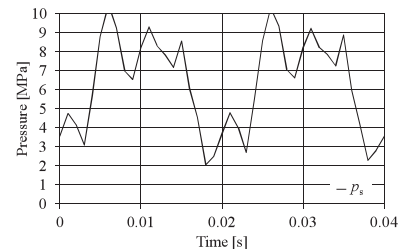
(b) Supplied pressure to the servo valve



(c) Pressure of pump and two accumulators

 Fig. 6 Experimental results ($T=0.05\text{s}$ (20Hz))


(a) Position



(b) Supplied pressure to the servo valve

 Fig. 7 Experimental results ($T=0.04\text{s}$ (25Hz))

れた結論は一般性を失うことなく、一般的サイズの油圧システムにも適用できると考えられる。

さらに、シリンダ往復の周期がより短い0.04s (25Hz) 場合の実験を行うと、Fig.7(b)に示すように、シリンダ位置

決め制御用サーボ弁への供給圧力の変動が大きく、安定して圧油を供給することができないため、Fig.7(a)に示すように、位置決め制御は目標によく追従できなくなった。したがって、現段階では分離形油圧源を用いた2圧システムは最高20Hzまでの位置決め目標値にまで適用可能と言える。この限界となる周波数をさらに高め、従来の1圧システムの帯域幅(33Hz@-3dB)に近づけるには、圧力切換用サーボ弁と2つのアキュムレータまでの距離、あるいは圧力切換用サーボ弁とシリンダ位置決め制御用サーボ弁の間の距離や容積を小さくすることが考えられるが、これは今後の課題としたい。

4. 消費電力の削減

これまで分離形油圧源を用いた2圧システムが従来の1圧システムに対して高効率であることを表す指標として、ポンプが発生したかあるいは発生したであろう流体動力の削減率を用いてきた。これに対し、多くの場合、ポンプは電動機で駆動されており、消費される電力⁴⁾はポンプが発生する流体動力と若干異なる。そこで本章ではポンプを駆動するための電動機の消費電力を実際に測定することにより、消費電力がどの程度削減されるかを確認する。

Table 5 Power consumption

flow rate	UN	LL	HL
15 L/min	0.961kW	1.512kW	2.654kW

まずポンプがアンロード状態($p_p \approx 0.45\text{MPa}$)、低圧充填状態($p_p = 2.6\text{MPa}$)、高圧充填状態($p_p = 8.4\text{MPa}$)の各状態における電動機の消費電力を横河メータ&インスツルメント株式会社製CW120を使い、2電力計法によって測定した。これをTable5に示す。ポンプからの吐出流量はどの状態でもほぼ同一の15L/minであるから、種々の損失が小さければ消費電力は吐出圧力にほぼ比例する筈であるが、必ずしもそうっていない。特にアンロード状態での消費電力が吐出圧力が低いにもかかわらずかなり大きい。

シリンダ往復の周期が0.26sから0.05sまでの5種類の値に対してシリンダ往復の実験を行い、一定時間内の平均消費電力を測定した。平均消費電力およびその削減率をTable6に示す。まず従来の1圧システムの平均消費電力は、シリンダ往復の周期によらずほぼ一定の258kW前後であった。これに対し、分離形油圧源を用いた2圧システムの平均消費電力は以下のようにかなり小さく、大幅な削減が実現している。この表には3種類の削減率を示した。それぞれ、①はアンロード時も電動機でポンプを回転したままの場合、②はアンロード時には電動機を止めポンプを停止した場合の平均消費電力の削減率である。③はポンプが発生する流体動力(例えば実験No.1はFig.5(c)の場合である。)から求

められる削減率であり、参考のために示した。この表から分かるように、アンロード時もポンプを動かしたままの①の場合、平均消費電力はかなり削減されているものの③ほどではない。これに対し、アンロード時にポンプを止める②の場合は、ほとんど③と同程度であり削減率は大きい。すなわち、アンロード時にポンプを止める方式の平均電力削減率は、アンロード時の電力損失がないので、ポンプが発生する流体動力の削減率と同程度になる。

Table 6 Power consumption and power reduction ratio

No	input signal (period)	electric power : traditional valve-controlled system $p_s=8.4\text{MPa}$	power reduction by separated type 2-level pressure hybrid power supply				
			① electric power pump : running		② electric power pump : stopped		③ fluid power
		kW	kW	%	kW	%	%
1	0.26s	2.586	0.994	62	0.251	90	88
2	0.15s	2.580	1.068	59	0.383	85	83
3	0.1s	2.574	1.125	56	0.597	77	78
4	0.08s	2.582	1.227	52			71
5	0.05s	2.586	1.278	50			56

なお、Table6においてシリンダ往復の周期が短い場合の②の値がないのは、Fig.6を見ると分かるように、ポンプ駆動の周期1.6sに対して、アンロードの時間が0.2sと短く、ポンプを止めるほどの時間がないためである。低圧および高圧のアキュムレータの容量あるいはポンプの吐出流量を大きくすればポンプ駆動の周期やアンロードの時間が長くなるのでポンプを止めることができる。一方、逆にアンロードの時間が短くその間の消費電力量が少ないことを利用すれば、アンロード時にポンプを動かす方式でも平均消費電力の削減率の悪化は少ないと言える。このことは、Table6においてシリンダ往復の周期が短い0.05s(20Hz)の場合(Fig.6の場合)、①と③の差が小さいことから確認できる。

以上をまとめると、負荷の駆動に必要な流量に応じてポンプとそれを駆動する電動機を適切に選べば、アンロードの時間が短くなり、アンロード時にポンプを動かす方式であっても無駄な電力消費を避けることができると言える。

5. 結 言

本研究は、提案したN圧ハイブリッド油圧源を用いた弁制御サーボシステムの応答特性を明らかにするため、まず分離形油圧源を用いた弁制御サーボシステムの構成および作動原理を説明し、次に分離形油圧源を用いた2圧弁制御サーボシステムを例として検証実験を行った。その結果、このシステムの応答は振幅5mmにおいて20Hzまでの周波数に対して従来の1圧弁制御サーボシステム(帯域幅33Hz@-3dB)と同等でありながら、その際の流体動力は従来のシステムより大幅に削減されることが分かった。最後に、

消費電力を測定し、従来のシステムに比べて、消費電力が大幅に削減されることを確認した。ここで得られた結論は1圧システムに対する相対比較によるもので、用いた入力に依存しないため一般の入力に対しても同様な結果が得られると考えられる。本研究では負荷が既知であることを前提とした。目標波形が未知である場合、負荷を検知してそれに適した供給圧に切り換えることが考えられるが、今後の課題としたい。

参考文献

- 1) 芦金石, 留滄海, 齊藤理人, 大坂一人, 大場孝一, 北川能：N圧ハイブリッド油圧源とそれを用いた高応答高効率油圧サーボシステムに関する研究（第1報, N圧ハイブリッド油圧源の提案と効率向上の検証実験）, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 42, No. 3, p. 46-52 (2011)
- 2) Lu, J., Liu, C., Kitagawa, A., Saito, M., Osaka, K., Oba, K. : Study on N-level Pressure Hybrid Power Supply Hydraulic Servo System with High Efficiency and High Response, Proceedings of 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, p.79-84 (2011)
- 3) 留滄海, 芦金石, 坪内俊之, 大坂一人, 大場孝一, 北川能：高剛性作動油による油圧サーボシステムの性能向上（第1報, 圧力応答の向上）, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 42, No. 2, p. 25-30 (2011)
- 4) 柴田由之, 土田縫夫, 今井孝二：マグネット内蔵誘導電動機の力率, 効率特性, 電気学会論文誌, D, 産業応用部門誌, Vol. 117, No. 8, p. 986-991 (1997)

研究論文

正規化終端インピーダンスの複素パラメータと 油圧管路内圧力脈動の定在波の関連性*

(数値計算による共振モードの遷移の解析)

一 柳 隆 義**, 栗 林 哲 也***, 西 海 孝 夫**

Relationship between the Complex Parameters of Normalized Termination Impedance and the Standing Waves of Pressure Pulsation in a Hydraulic Pipe Line (Analysis of the Transition of Resonant Mode by Numerical Calculation)

Takayoshi ICHIYANAGI, Tetsuya KURIBAYASHI, Takao NISHIUMI

It is well known that the amplitude of pressure pulsation becomes extremely high when the frequency of the pump rotational speed coincides with the resonant frequency of the pressure pulsation standing waves. In the previous report, the authors investigated the relationship between the resonant modes of the standing wave arising in the connecting pipe and the termination characteristics of the hydraulic circuit. Although the influence of the two terminations, a restrictor and volume, on the resonant modes was clarified, the termination impedance contains only a real number or a purely imaginary number in terms of the complex characteristic. In this report, a further investigation of the influence of the complex parameters of termination impedance characteristics is undertaken. In particular, the non-dimensional pressure pulsation in the connecting pipe is examined by the numerical calculation to understand the resonant phenomena of a standing wave for the complex parameters of termination impedance. Consequently, the transition of the resonant mode between the “both ends closed” mode and the “pump end closed and termination end opened” mode is confirmed. The characteristics of the transition resonant mode are clarified, and it is found that pressure pulsation also becomes extremely high under the transition resonant mode conditions.

Key words : Fluid Power Systems, Pressure Pulsation, Standing Wave, Resonance, Hydraulic Pipe Line

1. 緒 論

油圧ポンプに起因して油圧回路内に定常的に発生する圧力脈動は、作動油を媒体として回路全体に伝わり構造部材を励振する。そのため、配管が長くなり回路が大規模になるほど騒音放射面が増大し、振動・騒音に対する寄与率が高くなる。とくに、ポンプと制御弁などの負荷要素となる機器を接続する管路の固有周波数と、ポンプの回転速度によって決まる圧力脈動の離散周波数が一致すると、接続管路内の圧力脈動が極めて大きくなることが知られている。本研究では、この現象を圧力脈動定在波の共振現象と呼ぶ。圧力脈動定在波とは、起振源で発生した圧力脈動の進行波が、油圧回路の構成機器や回路の終端で反射した後退波と干渉して生じられる見かけ上の波であり、各位置の圧力脈

動の振幅を流路に沿って見たものである。

管路内定在波の共振現象に関しては、その固有周波数やモードなどの特性が古くから研究されており、複雑な油圧回路内の脈動現象や管路の固有振動数を求める手法もすでに確立されている^{1)~5)}。しかし、一般によく知られている固有振動数やモードの特性は、共振現象を解析的に求めていることから回路終端を閉鎖端か開放端かのいずれかとして単純に取り扱っていた。そこで、著者らは、油圧回路の代表的な負荷要素としてバルブなどの絞りを終端負荷とした場合と、容量を終端負荷とした場合を対象に、閉鎖端や開放端では表せない回路終端と、接続管路内の圧力脈動定在波との関係を明らかにした⁶⁾。ただし、脈動に対する終端境界特性を表す終端インピーダンスに着目すると、前報では実数（絞り負荷）または純虚数（容量負荷）のみで表されるインピーダンス特性でしか検証がなされていない。Johnstonらによると、種々の油圧機器のインピーダンス特性は複素数で表され、絞り弁であっても弁開度によっては流体抵抗効果（実数）のみではモデル化できないことを実験により明らかにしている^{7), 8)}。また、実機において、接続管路の終端は用途によって様々な機器が考えられ、それ

*平成24年 11月27日 原稿受付

**防衛大学校システム工学群機械システム工学科
(所在地 神奈川県横須賀市走水1—10—20)
(E-mail : ichiyana@nda.ac.jp)

***防衛大学校理工学研究科

ら全てのインピーダンス特性に対して物理的なモデルを求めて定在波の検証を行うことは困難である。

そこで、本報では、終端がどのような油圧機器または回路であっても接続管路内の定在波の共振モード特性を求められるように、終端インピーダンスの複素パラメータである振幅と位相に着目し、これら複素パラメータと接続管路内の圧力脈動定在波の関連性を数値計算により調べる。まず、終端インピーダンスは、接続管路の特性インピーダンスを用いて正規化することで終端が無反射となる条件を基準とする⁹⁾。さらに、圧力脈動の起振源である油圧ポンプの特性に依らない無次元圧力脈動を導入することで、終端インピーダンスのみが接続管路内圧力脈動の定在波の共振現象に及ぼす影響を調査する。とくに、閉鎖端と開放端との中間域となる終端条件に対して、圧力脈動定在波の共振モードが遷移することを明らかにし、この遷移領域におけるモードの特性を検証する。

2. 主な記号

- c : 作動油中の音速
- d : 管路の直径 ($=2r$)
- F_n : 無次元固有周波数 ($=4Lf_m/c$)
- f : 脈動の周波数
- f_m : 接続管路の固有周波数
(1次: $i=1$, 2次: $i=2$, ...)
- L : 接続管路の長さ
- N : ポンプの回転速度
- P : 圧力脈動
- P_a : 終端が無反射条件における圧力脈動 ($=Q_s Z_c$)
- P_x : x における圧力脈動
- P_x : x における無次元圧力脈動 ($=P_x/P_a$)
- Q : 流量脈動
- Q_s : 油圧ポンプの流量脈動源
- r : 管路の半径
- s : ラプラス演算子
- x : ポンプ吐出口からの位置
- Z_c : 管路の特性インピーダンス
- Z_s : ポンプの内部インピーダンス
- Z_T : 終端インピーダンス
- Z_{TR} : 正規化終端インピーダンス ($=Z_T/Z_c$)
- z : ポンプ要素 (ピストン, ベーン, etc.) の数
- Δf : 数値計算における周波数の刻み
- Δx : 数値計算における接続管路長さの刻み幅
- ν : 作動油の動粘度
- ρ : 作動油の密度
- ξ : 粘性抵抗の影響を表す複素係数

3. 油圧回路の流体伝ば振動

油圧ポンプから発生した流量脈動は、接続管路内を流体

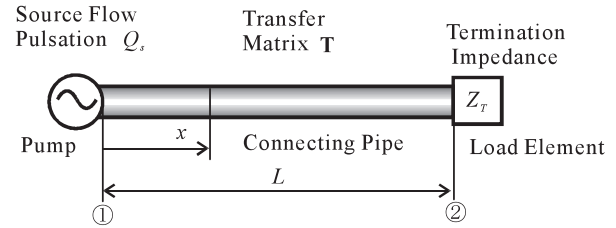


Fig. 1 Hydraulic circuit

伝ば振動の形態で回路終端の負荷要素となる油圧機器へと伝ばする。Fig. 1にポンプと負荷要素が管路で接続された油圧回路を示す。油圧回路の接続管路内に生じる流体伝ば振動はポンプの脈動源特性、接続管路の脈動伝達特性、負荷要素の終端インピーダンス特性より求められる。

油圧ポンプが吐出する流量脈動源 Q_s は流体伝ば振動の起振源となるため、この脈動の振幅の大きさが流体伝ば振動の振幅の大きさに著しい影響を与える。本報では、この流量脈動源 Q_s が接続管路の始端 (ポンプ出口端) から発生していると仮定し、ポンプの内部通路の影響を無視する。このことは、ポンプの内部インピーダンスが $Z_s=\infty$ であることを意味する。ただし、前報で検証したように、実際はポンプケーシング内部の通路も等価的に接続管路の一部として考慮する必要がある⁶⁾。

接続管路の始端①から終端②までの圧力 P と流量 Q の脈動伝達特性は、真直剛体管路のモデルを用いると次式で表される¹⁰⁾。式中の s はラプラス演算子、 L は接続管路の長さ、 c は作動油中の音速である。

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh\left\{\frac{\xi(s)s}{c}L\right\} & Z_c \sinh\left\{\frac{\xi(s)s}{c}L\right\} \\ \frac{1}{Z_c} \sinh\left\{\frac{\xi(s)s}{c}L\right\} & \cosh\left\{\frac{\xi(s)s}{c}L\right\} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \quad (1)$$

ここに、 Z_c と $\xi(s)$ は、それぞれ管路の特性インピーダンスと粘性抵抗の影響を表す複素係数で次式となる。

$$Z_c = \frac{\rho c \xi(s)}{\pi r^2} \quad (2)$$

$$\xi(s) \doteq 1 + \sqrt{\frac{\nu}{r^2 s} + \frac{\nu}{r^2 s}} \quad (3)$$

上式にて、 ρ は作動油の密度、 ν は作動油の動粘度、 r は管路の半径とする。

油圧回路の終端境界は終端インピーダンス Z_T を用いて表され、接続管路の任意の位置 x の圧力脈動 P_x は次式のとおり求められる。

$$P_x = \frac{Z_T \cosh\left\{\frac{\xi(s)s}{c}(L-x)\right\} + Z_c \sinh\left\{\frac{\xi(s)s}{c}(L-x)\right\}}{Z_T \sinh\left\{\frac{\xi(s)s}{c}L\right\} + Z_c \cosh\left\{\frac{\xi(s)s}{c}L\right\}} Z_c Q_s \quad (4)$$

接続管路内の圧力脈動定在波の特性を求めるためには、式(4)を用いて周波数ごとに管路始端 $x=0$ から終端 $x=L$ までの圧力脈動の振幅を計算すればよい。定在波特性の一例

として、終端を絞りとした場合の圧力脈動の振幅分布をFig.2に示す。計算に用いた諸元はTable 1に示す。同図は、圧力脈動の周波数 f と接続管路の位置 x をパラメータとした圧力脈動の振幅 $|P_x|$ であり、任意の周波数において $x=0$ から $x=L$ までの連続する振幅値 $|P_x|$ がその周波数の定在波となる。Fig.2の例では、管路長さの半波長に対応する周波数($f \approx 345\text{Hz}$)において管路の始端・終端の両端で圧力脈動の振幅が極大となる定在波が生起している。これは、管路の両端が閉鎖端の場合の1次の共振モードと考えることができる。両端閉鎖の共振モードでは、管路長さの半波長に対応する周波数の整数倍で2次、3次、 $\dots$ 、 $n-1$ 次、 n 次の共振モードが表れる。同図からもわかるように、これらの周波数以外の周波数域では圧力脈動の振幅は小さくなることから、ポンプの周波数（基本周波数とその整数倍）と接続管路の固有周波数を一致させないように管路の長さを決定することが油圧回路の低振動化には重要となる。

前報⁶⁾では、ポンプの流量脈動源 Q_s をTable 1で示すような振幅一定で $|Q_s| = 1 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ 、位相 $\angle Q_s = 0$ の特性を有する脈動源を用いて考察してきたが、本報では、ポンプの脈動源特性に依らない接続管路の共振モード特性を調べるために無次元圧力脈動 P_x を新たに導入する。無次元圧力脈動とは、式(4)で求められる圧力脈動 P_x を、接続管路の終端が無反射の場合での圧力脈動 $P_a = Z_c Q_s$ で無次元化したものであり、次式のとおりに表される。

$$P_x = \frac{P_x}{P_a} = \frac{Z_{TR} \cosh \left\{ \frac{\xi(s)s}{c} (L-x) \right\} + \sinh \left\{ \frac{\xi(s)s}{c} (L-x) \right\}}{Z_{TR} \sinh \left(\frac{\xi(s)s}{c} L \right) + \cosh \left(\frac{\xi(s)s}{c} L \right)} \quad (5)$$

ここに、 Z_{TR} は正規化終端インピーダンスと呼び、

$$Z_{TR} = \frac{Z_T}{Z_c} \quad (6)$$

で表される。式(5)より明らかとなおり、無次元圧力脈動 P_x は接続管路と終端のみの特性で表されていることから、終端インピーダンス特性が接続管路の定在波に及ぼす影響のみを調べることができる。なお、正規化終端インピーダンスが $|Z_{TR}| = 1$ 、 $\angle Z_{TR} = 0$ のとき管路終端は無反射となるの

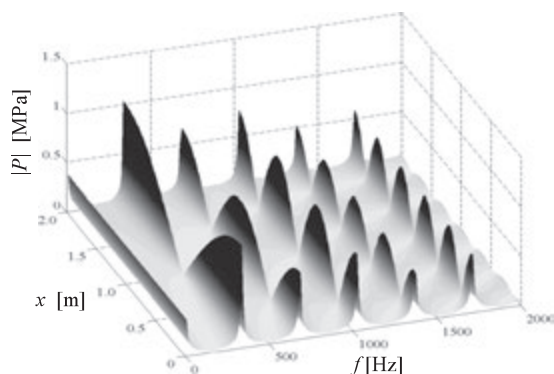


Fig. 2 Example plot of standing wave of pressure pulsation for restrictor termination

Table 1 Specification of parameters

Length of pipe	$L = 2.0\text{m}$
Radius of pipe	$r = 10.5\text{mm}$
Sound velocity in oil	$c = 1380\text{m/s}$
Density of oil	$\rho = 875\text{kg/m}^3$
Kinematic viscosity of oil	$\nu = 3.2 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Source flow pulsation	$ Q_s = 1 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ $\angle Q_s = 0$
Source impedance	$Z_s = \infty$
Termination impedance	$ Z_T = 2.32 \times 10^{10} \text{ Pa} \cdot \text{s}/\text{m}^3$ $\angle Z_T = 0$

で、無次元圧力脈動の振幅は全ての周波数域で $|P_x| = 1$ の一定値となる。すなわち、ポンプの流量脈動源 Q_s によって発生した圧力脈動 P_a が減少も増幅もせずに管路中を伝ばする。また、 $|P_x| > 1$ であれば圧力脈動は増幅し、 $|P_x| < 1$ であれば減少していることを意味している。

4. 油圧回路における正規化終端インピーダンス

オリフィスでモデル化した絞りや容量の終端は、油圧回路の代表的な負荷要素であるが、これらの終端インピーダンスは実数（流体抵抗要素）または純虚数（流体コンプライアンス要素）のみで表される⁶⁾。Fig.3に、終端インピーダンスの一例として、ある建設機械の制御弁上流側におけるインピーダンスの計測結果を示す。同図から、実機の終端インピーダンスは周波数ごとに振幅と位相の異なる複雑な特性を有しており、実数や純虚数のみでは表せないことがわかる。そこで本報では、終端インピーダンスの振幅や位相をパラメータとして、これらの値に対して接続管路の定在波がどのような特性となるかを考察する。

まず、式(6)で定義される正規化終端インピーダンス Z_{TR} の振幅や位相が一般的な油圧回路においてどのような値になるかを見積もるために、式(6)の分母である接続管路の特性インピーダンス Z_c の周波数特性をFig.4に示す。これらの結果は管路の直径を $d = 2r = 6 \sim 25\text{mm}$ （呼び径6A～25A）とし、式(2)、(3)より求めている。同図より、通常の管路では特性インピーダンスの振幅が $10^9 < |Z_c| < 10^{11} \text{ Pas/m}^3$ の範囲であり、位相は $f = 100\text{Hz}$ において $-3 < \angle Z_c < -0.7^\circ$ 、 $f > 100\text{Hz}$ では $\angle Z_c \approx 0^\circ$ とみなすことができる。例えばFig.3で示される終端インピーダンス特性を有する負荷回路に $d = 15\text{mm}$ の管路を接続することを想定すると、終端インピーダンスの振幅はFig.3より $1.8 \times 10^8 < |Z_T| < 6.3 \times 10^{10} \text{ Pas/m}^3$ であるから、正規化終端インピーダンスは式(6)より $0.027 < |Z_{TR}| < 9.1$ であり、位相は $\angle Z_{TR} \approx \angle Z_T$ となる。

つぎに、この正規化終端インピーダンス Z_{TR} をパラメータとして無次元圧力脈動振幅 $|P_x|$ を算出し、接続管路内の圧

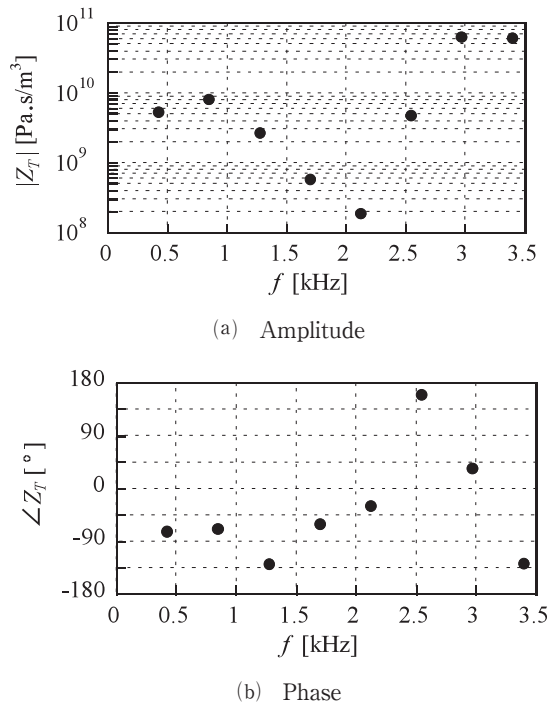


Fig. 3 Example of experimental termination impedance of control valve for construction machine

力脈動定在波の特徴を調べる。Table 2に示すように、例として6種類の正規化終端インピーダンス Z_{TR} の値を選び、これらの正規化終端インピーダンス Z_{TR} に対する無次元圧力脈動 P_X の計算結果をFig.5に示す。本章では、接続管路の長さ $L=20\text{m}$ に対して $\Delta x=0.01\text{m}$ 刻み、周波数に関しては最大周波数を $f_{\max}=1000\text{Hz}$ として $\Delta f=0.5\text{Hz}$ 刻みで計算を実施した。なお、本研究では固有周波数を数値的に求めているため、周波数の刻み幅 Δf に依存する離散的な計算周波数と真の固有周波数の間に差異が生じる。この差異は周波数の刻み幅 Δf をさらに小さくすれば減少していくものと考えられるが、本研究では、固有周波数および共振モードの定性的な特性を明らかにすることを目的としているため、計算負荷やデータの取り扱いを考慮して $\Delta f=0.5\text{Hz}$ と設定した。

Fig.5(a)は、ポンプ出口端 $x=0$ における無次元圧力脈動振幅 $|P_X|$ の周波数特性を示している。同図から、無次元圧力脈動の振幅 $|P_X|$ は、極大値と極小値が交互に現れる特性を持っており、とくに、正規化終端インピーダンスが① $|Z_{TR}|=1 \times 10^3$, $\angle Z_{TR}=60^\circ$, ③ $|Z_{TR}|=1.1$, $\angle Z_{TR}=90^\circ$, ⑤ $|Z_{TR}|=0.5$, $\angle Z_{TR}=-90^\circ$, ⑥ $|Z_{TR}|=1 \times 10^{-3}$, $\angle Z_{TR}=-45^\circ$ では、極大における値が極めて大きくなることから、この極大での周波数において共振が発生することが推測される。また、この周波数（固有周波数）は正規化終端インピーダンス Z_{TR} の値によって異なることがわかり、それぞれ、① $f_{n1} \approx 3425\text{Hz}$, ② $f_{n1} \approx 3545\text{Hz}$, ③ $f_{n1} \approx 79.5\text{Hz}$, ④ $f_{n1} \approx 170.5\text{Hz}$, ⑤ $f_{n1} \approx 221\text{Hz}$, ⑥ $f_{n1} \approx 170.5\text{Hz}$ と読み取れる。なお、固有周波数とは、一般に共振が生じる周波数のことを指すが、本報では正規化終端インピーダンスが② $|Z_{TR}|=2.0$, $\angle Z_{TR}=10^\circ$ や④ $|Z_{TR}|=0.9$,

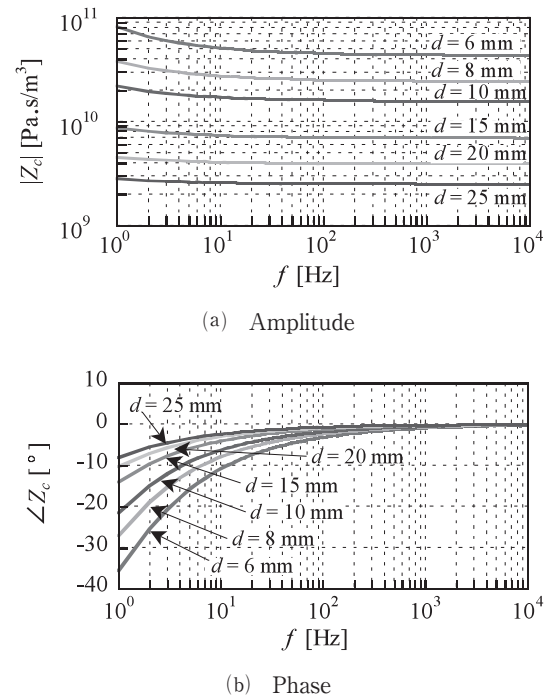


Fig. 4 Characteristics impedance of pipes

$\angle Z_{TR}=0$ の結果のように共振していない場合についても極大値における周波数を固有周波数と呼ぶこととする。

Fig.5(b)は、1次の固有周波数 f_{n1} における無次元圧力脈動の振幅 $|P_X|$ とポンプ端からの位置 x との関係であり、固有周波数 f_{n1} での定在波を表している。同図から、共振状態にある圧力脈動の定在波(①, ③, ⑤, ⑥)は接続管路全域にわたって高い振幅を有していることがわかる。同図では、定在波の波形とその定在波の固有周波数 f_{n1} の値から共振モードの特性を知ることができる。たとえば、正規化終端インピーダンスが① $|Z_{TR}|=1 \times 10^3$, $\angle Z_{TR}=60^\circ$ の場合、定在波の腹がポンプ端と終端で見られ、管路の中央付近が節、さらに、固有周波数も管路長さに対して1/2波長に対応する周波数近傍 $f_{n1} \approx 3425\text{Hz}$ であることから、両端閉鎖の共振モードであることがわかる。また、⑥ $|Z_{TR}|=1 \times 10^{-3}$, $\angle Z_{TR}=-45^\circ$ の場合では、ポンプ端が腹で終端が節のポンプ端閉鎖・終端開放の共振モードであり、固有周波数は1/4波長に対応する周波数で $f_{n1} \approx 170.5\text{Hz}$ となる。これらの共振モードは気柱の共鳴現象などで従来からよく知られたモードであり、終端閉鎖 $|Z_{TR}|=\infty$ または終端開放 $|Z_{TR}|=0$ とした場合と同様のモードである。他方、③ $|Z_{TR}|=0.1$, $\angle Z_{TR}=90^\circ$ や⑤ $|Z_{TR}|=0.5$, $\angle Z_{TR}=-90^\circ$ の終端条件では、定在波の形状や固有周波数が、両端閉鎖やポンプ端閉鎖・終端開放のような従来の共振モード特性とは異なっている。しかしながら、これらの条件においても無次元圧力脈動の振幅 $|P_X|$ は、①や⑤の共振モードの定在波と同様に極めて高くなっていることから、本報ではこのモードを共振モードとして取り扱う。

Table 2 Normalized termination impedance for example calculations

No.	Normalized termination impedance	No.	Normalized termination impedance
①	$ Z_{TR} = 1 \times 10^3, \angle Z_{TR} = 60^\circ$	④	$ Z_{TR} = 0.9, \angle Z_{TR} = 0^\circ$
②	$ Z_{TR} = 2.0, \angle Z_{TR} = 10^\circ$	⑤	$ Z_{TR} = 0.5, \angle Z_{TR} = -90^\circ$
③	$ Z_{TR} = 1.1, \angle Z_{TR} = 90^\circ$	⑥	$ Z_{TR} = 1 \times 10^{-3}, \angle Z_{TR} = -45^\circ$

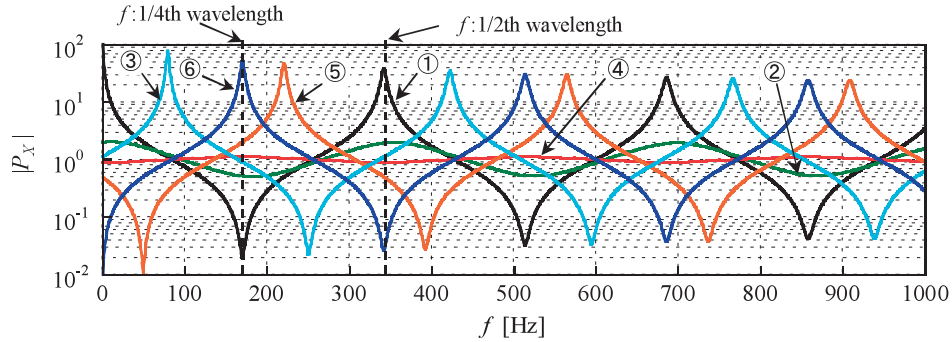
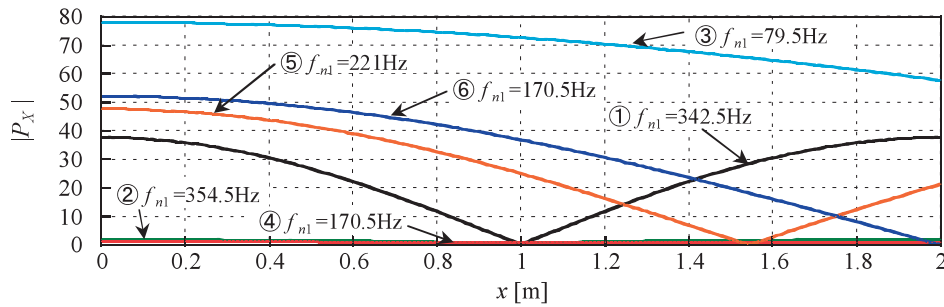
(a) Amplitude of non-dimensional pressure pulsation $|P_x|$ at pump exit $x=0$ (b) Standing wave of non-dimensional pressure pulsation $|P_x|$ at fundamental natural frequenciesFig. 5 Example of standing wave characteristics by non-dimensional pressure pulsation $|P_x|$

Fig.5で示したように、正規化終端インピーダンスの振幅 $|Z_{TR}|$ と位相 $\angle Z_{TR}$ をパラメータとして定在波の波形とその固有周波数を求めれば共振モードの特性を知ることができる。ただし、全ての複素パラメータに対してFig.5のように定在波を求めてその特性を検証することは困難である。したがって、次章では、正規化終端インピーダンスの振幅 $|Z_{TR}|$ と位相 $\angle Z_{TR}$ の複素パラメータに対して以下の2つの値を計算することにより共振モード特性を検証する。すなわち、圧力脈動振幅分布のポンプ端($x=0$)の値が極大となる最低次数の周波数(1次の固有周波数)と、その1次の固有周波数におけるポンプ端($x=0$)と終端($x=L$)での振幅値 $|P_x|$ より共振モードの特性を推定する。

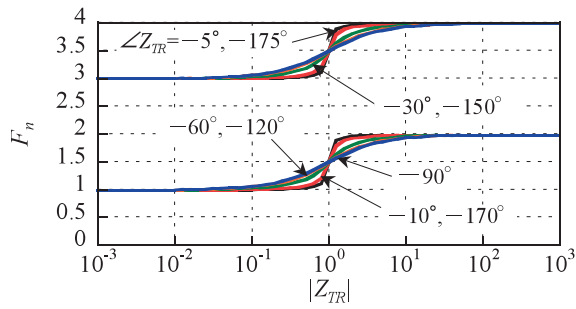
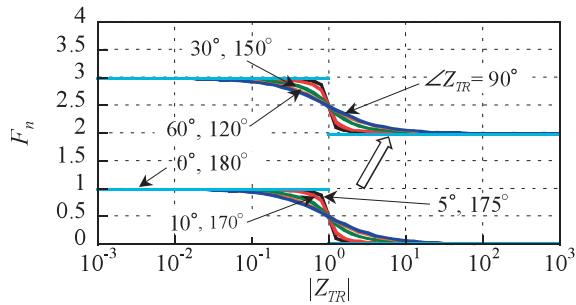
5. 正規化終端インピーダンスの複素パラメータと共振モード特性

本章では、正規化終端インピーダンス Z_{TR} の2つの複素パラメータ(振幅 $|Z_{TR}|$ と位相 $\angle Z_{TR}$)と、接続管路の定在波の特性との関連性について考察する。まず、Fig.6に、正規化終端インピーダンスの振幅 $|Z_{TR}|$ と、次式(7)で定義する無次元固有周波数 F_n との関係を示す。

$$F_n = \frac{4Lf_{n1}}{c} \quad (7)$$

無次元固有周波数 F_n とは、ポンプ端における i 次の固有周波数 f_{ni} を式(5)から数値的に探索し、この値を、管路長さに対して1/4波長に対応する周波数 $f=c/(4L)$ で無次元化した値である。無次元固有周波数 F_n を用いることで、接続管路の長さ L に依らない固有周波数を求めることができる。同図(a)は正規化終端インピーダンスの位相が $\angle Z_{TR} = -175 \sim -5^\circ$ 、同図(b)は $\angle Z_{TR} = 0 \sim 180^\circ$ の結果である。式(7)からわかるように、ポンプ端閉鎖・終端開放の共振モードの場合では、1/4波長に対応する周波数 $F_n=1$ とその奇数倍 $2n-1$ で、両端閉鎖の共振モードでは1/2波長に対応する周波数 $F_n=2$ とその整数倍 n が n 次の固有周波数となる。

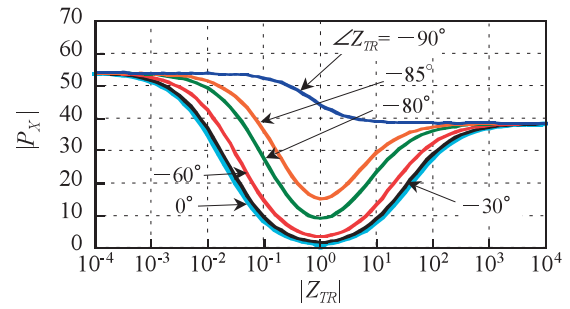
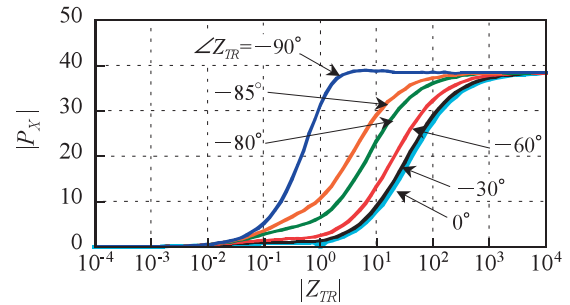
つぎに、これら無次元固有周波数 F_n における無次元圧力脈動の振幅 $|P_x|$ と正規化終端インピーダンスの振幅 $|Z_{TR}|$ との関係をFig.7($\angle Z_{TR} = -90 \sim 0^\circ$)とFig.8($\angle Z_{TR} = 0 \sim 90^\circ$)に示す。なお、Fig.8の $\angle Z_{TR} \geq 0^\circ$ の条件に関しては、両端閉鎖の周波数 $F_n=2$ への移行が $F_n=1$ から $F_n=2$ ではなく、 $F_n=1$ は $F_n=0$ へ、 $F_n=3$ が $F_n=2$ へと移行するので、これら2つの結果を同図(a)、(b)および(c)、(d)に別けて示す。同

(a) Phase $\angle Z_{TR} = -175 \sim -5^\circ$ (b) Phase $\angle Z_{TR} = 0 \sim 180^\circ$ Fig. 6 Non-dimensional natural frequency F_n vs. normalized termination impedance Z_{TR}

図には、ポンプ端 $x=0$ および終端 $x=L$ における振幅 $|P_x|$ が示されており、Fig. 6の無次元固有周波数 F_n とFig. 7, Fig. 8の結果を見ることで共振モードが両端閉鎖であるか、または一端閉鎖・他端開放かが推定できる。以下では、終端インピーダンスの振幅や位相に関する接続管路の定在波特性についてFig. 6～Fig. 8にもとづき考察する。

Fig. 6から、正規化終端インピーダンスの振幅が $|Z_{TR}| < 0.01$ では、全ての位相域 ($-175^\circ \leq \angle Z_{TR} \leq 180^\circ$) で管路長さの $1/4$ 波長に対応する周波数 $F_n = 1$ が1次の無次元固有周波数として得られる。このときFig. 7, Fig. 8を見ると、正規化終端インピーダンスの振幅が $|Z_{TR}| < 0.01$ において無次元圧力脈動の振幅は、ポンプ端のみ大きくなることから共振モードはポンプ端閉鎖・終端開放のモードになることがわかる。

他方、 $|Z_{TR}| > 100$ では、正の位相域で $F_n = 0$ となるが、後述の理由でこれを考慮しなければ全位相域 ($-175^\circ \leq \angle Z_{TR} \leq 180^\circ$) で管路長さの半波長に対応する周波数 $F_n = 2$ が1次の無次元固有周波数となる。さらに、Fig. 7, Fig. 8におけるポンプ端と終端の両端で無次元圧力脈動の振幅 $|P_x|$ が大きくなることから、 $|Z_{TR}| > 100$ では両端閉鎖の共振モードとなる。これらの共振モードは、前述のとおり、終端を閉鎖 $|Z_{TR}| = \infty$ または開放 $|Z_{TR}| = 0$ と仮定した時と同じモード特性である。したがって、正規化終端インピーダンスの振幅が $|Z_{TR}| < 0.01$ や $|Z_{TR}| > 100$ の領域であれば終端開放や終端閉鎖と近似することができ、一般によく知られた共振モードとして取り扱うことができる。

(a) Pump end $x=0$ ($F_n = 1 \rightarrow F_n = 2$)(b) Termination end $x=L$ ($F_n = 1 \rightarrow F_n = 2$)Fig. 7 Amplitude of non-dimensional pressure pulsation $|P_x|$ vs. normalized termination impedance Z_{TR} (Phase of normalized termination impedance $\angle Z_{TR} = -90 \sim 0^\circ$)

しかしながら、 $0.01 < |Z_{TR}| < 100$ の領域では共振モードはポンプ端閉鎖・終端開放から両端閉鎖のモードに移行している。Fig. 6(a)より、この移行の傾向は正規化終端インピーダンスの位相が $\angle Z_{TR} < 0$ の場合は、 $1/4$ 波長とその奇数倍の周波数から半波長とその整数倍の周波数 ($F_n = 1 \rightarrow 2$) に移行している。また、 $\angle Z_{TR} \geq 0$ の場合には、 $1/4$ 波長とその奇数倍の周波数から $1/4$ 波長分低い周波数 ($F_n = 1 \rightarrow 0$, $F_n = 3 \rightarrow 2$) へ移行する。また、移行領域は正規化終端インピーダンスの位相 $\angle Z_{TR}$ によって増減し、 $\angle Z_{TR} = \pm 90^\circ$ ($\text{Re}(Z_{TR}) \div 0$) に近づくとき移行領域の帯域が増大し、 $\angle Z_{TR} = 0^\circ$ または $\angle Z_{TR} = \pm 180^\circ$ ($\text{Im}(Z_{TR}) \div 0$) に近づくとき移行領域の帯域は減少する。そして、 $\angle Z_{TR} = 0^\circ, \pm 180^\circ$ では $|Z_{TR}| = 1$ においてステップ状に無次元固有周波数が変化する。 $|Z_{TR}| = 1$ 、 $\angle Z_{TR} = 0^\circ$ または $\angle Z_{TR} = \pm 180^\circ$ は終端が無反射の条件であり、Fig. 7, Fig. 8から見られるように、ポンプ端と終端の無次元圧力脈動の振幅は非常に小さく共振は発生しない ($|P_x| = 1$)。

Fig. 6(b)に示すように、正規化終端インピーダンスの位相が $\angle Z_{TR} \geq 0$ において、無次元固有周波数が $F_n = 1 \rightarrow 0$ に移行する共振モードを考察する。同図より、正規化終端インピーダンスの振幅が $|Z_{TR}| > 5$ の領域では無次元固有周波数が $F_n < 0.1$ と低周波となることが読み取れる。たとえば、長さ $L = 0.345\text{m}$ の接続管路において $F_n = 0.1$ の1次の固有周波数を考える。この場合、 $f_n = F_n c / (4L) = 100\text{Hz}$ であるので長さが $L = 0.345\text{m}$ 以上であれば1次の固有周波数は 100Hz 以下となる。また、ピストンやベーンなどのポンプ要素数 z が

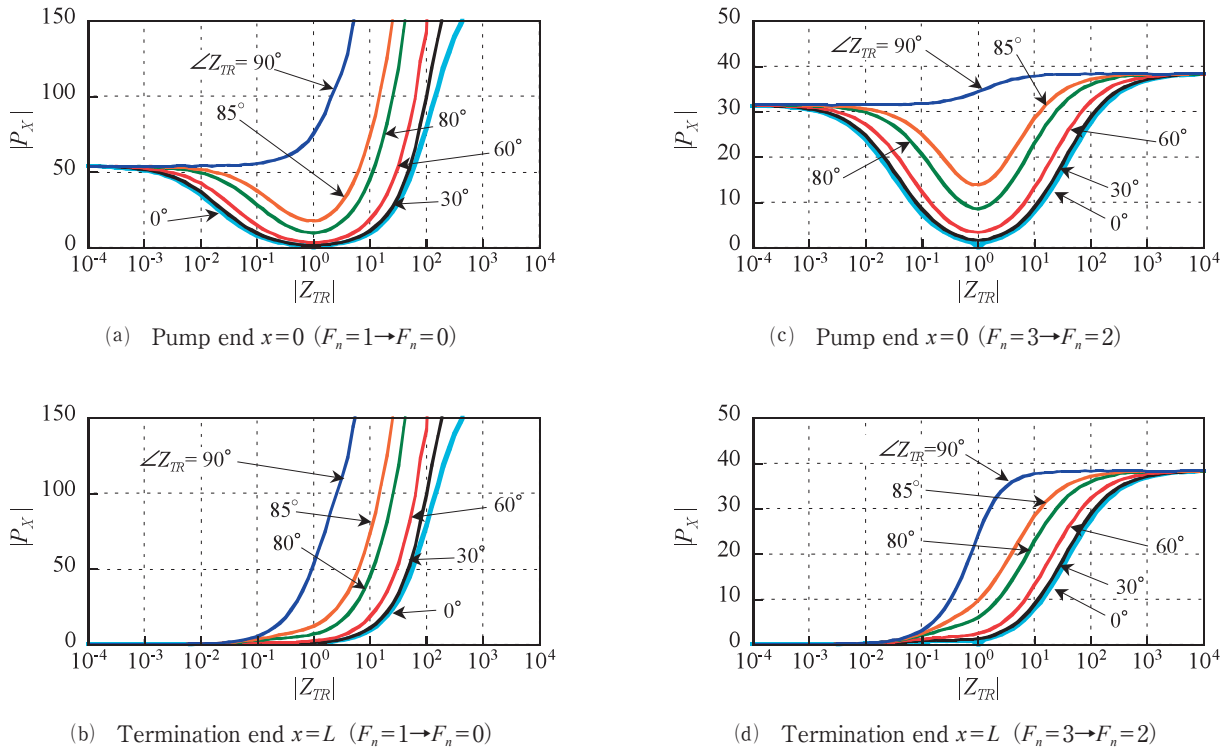


Fig. 8 Amplitude of non-dimensional pressure pulsation $|P_x|$ vs. normalized termination impedance Z_{TR} (Phase of normalized termination impedance $\angle Z_{TR}=0 \sim 90^\circ$)

多い場合や回転速度 N が高い場合には、基本周波数 $f=zN/60$ が大きくなり100Hz以下となることはまれとなる。したがって、油圧システムの実用的な運転条件を考えると、正規化終端インピーダンスの位相が $\angle Z_{TR} \geq 0^\circ$ の条件では、図中の白抜き矢印に見るように、振幅 $|Z_{TR}|$ が小さい場合は $F_n=1 \rightarrow 0$ に遷移するモードを対象とし、振幅 $|Z_{TR}|$ の増大にしたがって $F_n=3 \rightarrow 2$ に遷移するモードを実用的な1次の共振モードとすべきである。すなわち、 $|Z_{TR}| > 5$ の領域では1次の無次元固有周波数は $F_n \approx 2$ とみなすことができる。これにともない、Fig. 8では正規化終端インピーダンスの振幅が $|Z_{TR}| < 5$ の領域では同図(a), (b)の結果、 $|Z_{TR}| > 5$ の領域では同図(c), (d)の結果が1次の固有周波数における無次元圧力脈動の振幅 $|P_x|$ と考える。

最後に、遷移領域 ($0.01 < |Z_{TR}| < 100$) 近傍での共振モード特性をさらに検証するために、正規化終端インピーダンス Z_{TR} と反射係数 R_T の関係を調べる。ここで、反射係数 R_T は終端における進行波と反射波の比で定義される複素係数であり、次式で表される。

$$R_T = \frac{Z_T - Z_c}{Z_T + Z_c} \quad (8)$$

Fig. 9は、正規化終端インピーダンスの位相 $\angle Z_{TR}$ をパラメータとして、横軸に正規化終端インピーダンスの振幅 $|Z_{TR}|$ を、縦軸に反射係数の振幅 $|R_T|$ と位相 $\angle R_T$ を示したものである。終端インピーダンス Z_T と接続管路の特性インピーダンス Z_c が一致する無反射条件では反射係数が $R_T=0$ となるが、同図より、両者の振幅のみが一致 ($|Z_{TR}|=1$) しても

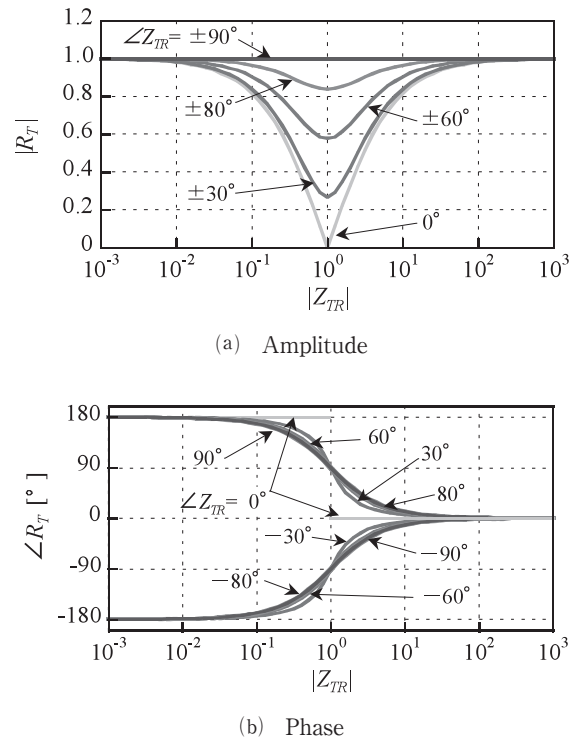


Fig. 9 Reflection coefficient R_T vs. nominal termination impedance Z_{TR}

無反射とはならないことがわかる。とくに、 $\angle Z_{TR} = \pm 90^\circ$ では、両者の振幅が一致 ($|Z_{TR}|=1$) しても、 $|Z_{TR}|=0$, $|Z_{TR}|=\infty$ と同様に完全反射 ($|R_T|=1$) となる (同図(a))。

本章での考察により、正規化終端インピーダンスの位相

$\angle Z_{TR}$ が $\pm 90^\circ$ 付近では、Fig. 7, Fig. 8でも示したように無次元圧力脈動の振幅 P_X は全領域 ($0 < |Z_{TR}| < \infty$) で極めて大きくなるのが裏付けられた。さらに、その固有周波数は、従来から知られている1/4波長とその奇数倍の周波数 ($|Z_{TR}| < 0.01$) や半波長とその整数倍の周波数 ($|Z_{TR}| > 100$) だけではなく、遷移領域 ($0.01 < |Z_{TR}| < 100$) 近傍では両者の値を遷移する周波数が固有周波数となることもFig. 6によって確認できた。

6. 結 論

本研究では、油圧ポンプと終端負荷要素を接続する管路内に生起する圧力脈動定在波の共振現象について、正規化した終端インピーダンスの振幅と位相の2つの複素パラメータが接続管路内の圧力脈動の定在波の共振現象に及ぼす影響を調べた。とくに、新たに導入した無次元圧力脈動を用いることにより、圧力脈動の起振源であるポンプの脈動源特性に依存せずに、終端条件と管路の定在波の関係を検証することが可能となった。

その結果、終端インピーダンスの振幅が接続管路の特性インピーダンスの0.01~100倍の領域で共振モードは遷移領域となり、両端閉鎖や一端閉鎖・他端開放の固有周波数とは異なる周波数で圧力脈動の振幅が極大となることが明らかになった。この遷移領域において圧力脈動の振幅の大きさは終端インピーダンスの位相に依存し、特に位相が $\pm 90^\circ$ 付近になると圧力脈動の振幅は増大することが確認できた。油圧回路において圧力脈動の共振現象を避けるためには、ポンプの運転周波数と定在波の固有周波数が一致しないように接続管路の長さを設計することが有効となるが、終端負荷条件によっては従来から知られている管路長さの半波長や1/4波長の固有周波数だけでなく、これらの間の周波数を移行する固有周波数が存在するので注意を要する。

本報では紙面の都合上割愛したが、次報では、本報で得られた遷移領域における定在波現象の特性に着目し、正規化終端インピーダンスをパラメータとした種々の終端条件を実現できる油圧回路装置を用いて、遷移領域における圧

力脈動定在波の実験結果について報告する。

参 考 文 献

- 1) Streeter, V. L., Wylie, E. B.: Hydraulic Transients, McGraw - Hill Inc. (1967)
- 2) 谷口修ら：振動工学ハンドブック, 養賢堂, p. 1061-1067 (1976)
- 3) Hansen, R. C.: The Mechanics of Fluidborne Noise in Hydraulic Lines, Proceedings of the 33rd National Conference on Fluid Power, Vol. 31, p. 1-7 (1977)
- 4) 小嶋英一：油圧機器及びシステムの振動・騒音（その3）油圧ポンプの吐出し流量脈動に起因する油圧システムの圧力脈動, 油空圧, Vol. 11, No. 3, p. 65-75 (1997)
- 5) 日本機械学会編：事例に学ぶ流体関連振動, 技報堂出版, p. 190 (2003)
- 6) 一柳隆義, 栗林哲也, 西海孝夫：油圧管路内に生起する圧力脈動の定在波に関する研究（終端インピーダンスに対する考察）, 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol. 42, No. 5, p. 81-88 (2011)
- 7) Johnston, D. N., Edge, K. A.: The Impedance Characteristics of Fluid Power Components: Restrictor and Flow Control Valves, Proceedings of International Mechanical Engineers, Part I, Vol. 205, p. 1-10 (1991)
- 8) Edge, K. A., Johnston, D. N.: The Impedance Characteristics of Fluid Power Components: Relief Valve and Accumulators, Proceedings of International Mechanical Engineers, Part I, Vol. 205, p. 11-18 (1991)
- 9) 鈴木勝正, 砂川高之：スミス・チャートに基づく油圧管路系の周波数特性の図式解析法, 油圧と空気圧, Vol. 26, No. 4, p. 89-94 (1995)
- 10) Brown, F. T., Nelson, S. E.: Step Response of Liquid Lines with Frequency Dependent Effects of Viscosity, Journal of Basic Engineering, Transactions of ASME, Series D, Vol. 87, No. 2, p. 504-510 (1965)

〒105
|
0011
編集兼発行人 東京都港区芝公園三丁目五十二番一 電話 (03) 3433-1844
|
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 東京00010131133690

印刷所 東京都文京区小石川一三十七
勝美印刷株式会社