

ウェアラブル疑似サーボ弁の 開発と応用

2017

岡山理科大学大学院

工学研究科

システム科学専攻

守分 善法

目 次

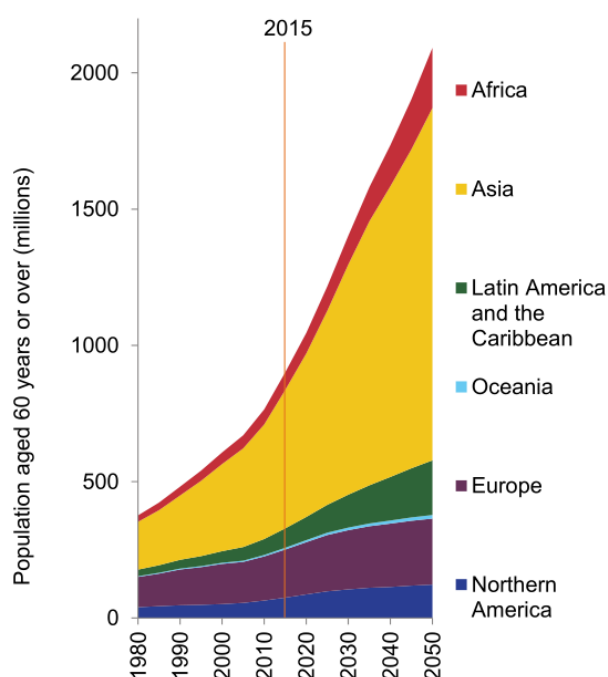
第1章 序 論	1
1.1 研究の背景と目的	1
1.2 疑似サーボ弁と従来の研究	8
1.3 本論文の構成	9
1.4 使用する主な記号	10
第2章 流量補正付圧力制御型疑似サーボ弁の開発	12
2.1 緒言	12
2.2 サーボ弁の構成と解析モデル	12
2.3 流量補正原理とコントローラによる実現	19
2.4 圧力追従制御の解析と実験による性能評価	24
2.5 結言	26
第3章 圧力制御性能の改善と力制御システムへの応用	27
3.1 緒言	27
3.2 最適比例ゲインの推定	27
3.3 制御性能に及ぼす制御則の影響	29
3.4 試作サーボ弁の力制御システムへの応用	32
3.5 実験結果と考察	36
3.6 結言	37
第4章 疑似サーボ弁の小型化と弁の解析	39
4.1 緒言	39
4.2 ウェアラブル制御機器の実現に向けて	39
4.3 疑似サーボ弁の小型化と解析モデル	40
4.4 パラメータの同定と解析結果	43
4.5 結言	45
第5章 小型疑似サーボ弁による圧力制御	47
5.1 緒言	47
5.2 システムの構成と制御方法	47
5.3 実験結果と考察	49
5.4 結言	50
第6章 小型疑似サーボ弁の人工筋制御システムへの応用	52
6.1 緒言	52
6.2 内蔵センサの試作と大型人工筋への取り付け	52

6.3	大型人工筋の位置決め制御結果	56
6.4	小型人工筋の位置決め制御システムの構成と制御方法	58
6.5	実験結果と考察	63
6.6	結言	65
第7章	結 論	66
謝辞		68
参考文献		69
発表・投稿論文		73

第1章 序 論

1.1 研究の背景と目的

近年，我が国においては欧米諸国も経験したことないほどの急速な勢いで高齢化が進んでおり，平成 27(2015)年 10 月 1 日には総人口における 65 歳以上の高齢者の割合は 26.7%である．高齢者の人口別で見ると，65～74 歳（前期高齢者）が 1,752 万人，75 歳以上（後期高齢者）は 1,641 万人となり，総人口に占める割合はそれぞれ 13.8%，12.9%となっている．また，今後も高齢化率は上昇を続け，平成 37 年(2025)に，30.3%，平成 47 年(2035)には 33.4%で 3 人に 1 人となる社会が到来すると推測されている¹⁾．図 1-1 に世界における 60 歳以上の人口推移を示す²⁾．図より，世界の 60 歳以上の人口推移予測を見ると，2015 年と 2030 年とを比較した場合，特にアジアでは約 70 %増加しており，オセアニアを除いて全体的に増加傾向にあることがわかる．



Data source: United Nations (2015). *World Population Prospects: The 2015 Revision*.

図1-1 世界における60歳以上の人口推移²⁾

このような高齢化に伴う問題として，寝たきりの患者をはじめとする日常生活に必要な基本動作ができない人々の介護や，医療費や介護費用の増大などが考えられる．また，

この状況に少子化が伴う問題と、若年介護者の不足のための老老介護や、年金などの社会保障費を支える若者層の負担増などが生じる。特に、医療や介護費の増大は深刻な問題である。これらの問題を解決するため、日常生活の支援・介護を行うことができる介護・支援ロボットの研究³⁾や、ウェアラブル空気圧アクチュエータを用いたパワーアシスト装置の開発が行われている^{4,5)}。また、高齢者のQOL（生活の質）の向上から、身につけて使うウェアラブルリハビリテーション機器の開発や、ウェアラブルデバイスに関する研究も活発に行われている。図1-2は、則次ら^{6,7)}が産学連携により開発・商品化したパワーアシストグローブである。



図1-2 パワーアシストグローブ^{6,7)}

このパワーアシストグローブは、湾曲型空気圧ゴム人工筋をアクチュエータとして使用しており、軽量、コンパクトかつ柔軟なもので、グローブ単体の重量は約 50g である。付属の制御用のコントローラと空気供給用 CO₂ ボンベ 98 cc は携帯可能なウェアラブル機器であり、その総重量は約 700 g である。また、使用できる回数は、約 200 回となっている。装着された手の甲側の指に人工筋が配置されており、手首付近に配置されたコントロールスイッチによって人工筋を湾曲させアシストを行うものであり、それにより、手指の筋肉を使用するような日常的な動作の支援やリハビリテーションをしている。

さらに森崎ら⁸⁾により空気圧ゴム人工筋を使用した歩行アシスト装置が開発されている。従来の外骨格にあわせたパワーアシスト装置では、人と協調した運動を強いられる

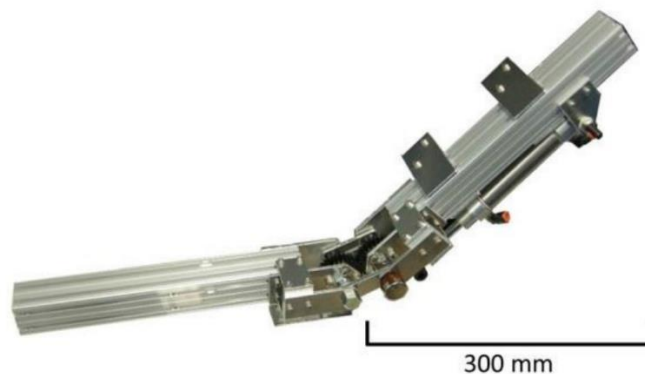
ために関節の回転中心が必要となることで、装置と装着者との固定箇所が増え、体格にあわせる必要があった。このアシスト装置では、鳥脚型の機構を採用し、膝関節の固定が不要かつ装着者の体格に依存しないという利点を有している。さらに、空気圧ゴム人工筋肉をアクチュエータとして使用しており、バックドライバビリティを有し、センサレスで人工筋の内圧変化から歩行を検出し、アシストを行う制御を行っている。

また、村田ら⁹⁾は、マッキベン型ゴム人工筋による空気圧駆動関節アシストシステムの開発を行っており、外乱オブザーバを用いて制御系を構成している。図1-3にそのアシスト機器を示す。これは、介助者のベッドからの抱き起しや入浴補助などの介護作業における身体的負担を軽減させるために、介護作業用アシストスーツの開発を目的として開発したものである。電空レギュレータを用いてアクチュエータの圧力制御を行い、アクチュエータの収縮力をワイヤを介して肘や肩の関節に設置した円盤へと伝達することでトルクに変換し、関節トルクのアシストを行っている。このアシストシステムでは、アクチュエータの目標とする収縮量を決定する内部圧力の値は、人の挙動より決定されるが、装着の容易さを考慮してジャイロセンサや3軸加速度センサを使用することで各関節の状態量を推定している。制御は、推定される人間の動作意図を目標値として用いて速応性の改善を行うフィードフォワード系と、位置偏差に対するPI制御フィードバック系の2自由度系とし、また未知である外部系の負荷を保持する圧力補償のための外乱オブザーバを構築している。制御系はアクチュエータの動特性モデルを用いており、そのモデル内に存在するパラメータには実験により同定されたパラメータが使用され、1次関数により近似を行っている。目標軌道に追従しつつ、負荷に応じた圧力の補償が可能であることが示されたが、追従動作では人がアシストに対して違和感があり、装置の応答性の改善が現在検討されている。

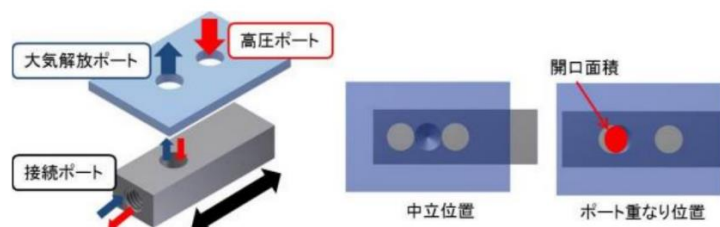


図1-3 アシスト機器⁹⁾

さらに、平野ら¹⁰⁾によって、空気圧シリンダを用いた1自由度関節（肘関節）の装着型空気圧パワーアシストの開発が行われた。そのパワーアシスト機器を図1-4(a)に示す。このパワーアシスト機器は、装着者の荷重負荷を軽減するためのものであり、主に災害現場での重量物運搬のアシストとして研究が進められている。システム構成は、コンプレッサ、エアレギュレータ、可変流量調整バルブ、複動式空気圧シリンダ、感圧センサである。関節機構は、2つのギアを用いた機構で、歯車は上腕部と前腕部の両端にそれぞれ固定されている。空気圧シリンダは、上腕部に固定しており、空気によって駆動されるピストンロッドで2つのギアの回転軸を保持している板材を変位させる。前腕側のギアが上腕側のギアを中心として回転し、アシストされる。装着者のアシストは、関節末端にある感圧センサによって入力される力を検出することで行われる。また、少量から最大流量まで空気の流れを調整可能な可変流量調整バルブが開発された。そのバルブを図1-4(b)に示す。コンプレッサ側の出力である高圧ポートならびに大気解放ポートは、それぞれ円形開口で適当な間隔で配置されており、シリンダへの接続ポートがそれら2つのポートの間をステップモータによってスライドさせることで、空気流量の調整を行っている。この研究では、入力される力の大きさによってバルブの開口面積を調整することで力入力による腕の回転速度の調整が可能となったが、信号入力から動作が開始されるまでのタイミングが不十分とされ、可変流量調整バルブの制御の適正化を目標としている。



(a) 開発された肘関節機構



(b) 可変流量調整バルブ

図1-4 開発された肘関節機構とバルブ¹⁰⁾

また、河村ら¹¹⁾によって、空気圧ゴム人工筋肉を用いた歩行アシスト装具の開発が行われている。加齢に伴う歩行能力の低下は、日常生活における活動範囲の減少を招き、歩行能力の低下に繋がると考えられ、その要因となっている下肢の発揮する筋力の低下に注目し、この歩行アシスト装具は、歩幅を改善するために下肢筋力の補助を行なうものとしている。歩行アシストは、人工筋によって歩行周期における遊脚期で脚の振り下ろし部分を除いた区間で行われ、人間の動作に合わせ、日常生活で違和感なく使用できる力が与えられる。また、装着者が、自立して使用ができるように、機器の駆動に必要な小型コンプレッサ、バッテリー等の周辺機器がすべて搭載されている（図 1-5）。

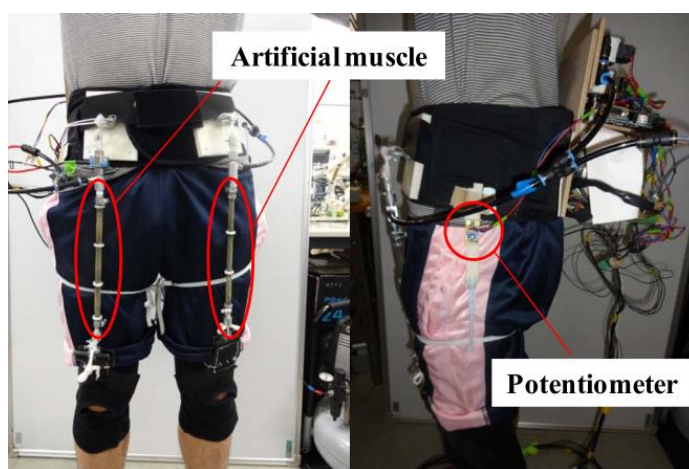


図1-5 歩行アシスト装具¹¹⁾

また、猪瀬ら¹²⁾は、空気圧人工筋を用いた内骨格型のパワーアシストスーツを開発した。これは、外骨格型のパワーアシストスーツがアシストを行う各部位に取り付けられたフレームに対してアクチュエータが回転トルクを与え、動作の補助を行う構造となっているため装着性が悪く、高重量化、可動範囲に制限がかかるといった問題がある。一方で、内骨格型のパワーアシストスーツでは、人間の骨を支柱としているため人間に対して違和感がなく、アシストが行えるといった利点があり、内骨格型を採用し、アクティブにアシストが行えるパワーアシストスーツが開発された。これは、アシスト力を決定するために人間にかかっている負荷を推定し、アシストスーツのモデル化を行い、シミュレーションからプロトタイプが作成された。このアシストスーツでは、アクチュエータには人工筋を用いられ、腰部から背中にかけて2本、大腿部に各1本ずつがフルハーネス型安全帯に取り付けられ、それに装着された構造になっている。開発されたアシストスーツは、VAS（Visual Analog Scale）評価やEMG測定を行い、アシストスーツ

の有効性が確認されており，VAS 評価では，アシストスーツ着用と非着用時を比較し，15 kg の負荷を積み上げ，積み下ろし動作を 10 回行う条件において，被験者の疲労が 10～70 %軽減されたことが確認され，また，EMG 測定では，持ち上げ，持ち下げ動作時の脊柱起立筋を測定し，積分筋電位が約 35 %減少されたことが確認された．アシスト機構の小型化や，積み下ろし動作も考慮され，より効果的な機構の開発や制御手法の構築が課題とされている．佐藤ら¹³⁾により，体幹の前屈，側屈，回旋運動をアシストする空気圧パワードスーツの開発を行った．パワードスーツの開発では，日本人平均関節可動域を参考に作成された人体モデルを用いてパワードスーツの関節配置や関節機構の検討がなされ，機体設計がされた．このパワードスーツは，屋内での使用とし，制御機器や動力源は外部に設置することで，軽量化を図り，その仕様は，重量 10 kg を目標とし，20 kg の負荷容量，サイズは H900 mm×W400 mm としている．開発されたパワードスーツは，IEMG（積分筋電図）により評価され，その結果から目標動作に対して補助力が装着者に与えられ，装着者に運動支援が行われていることが確認されている．

これらを用いた動作補助装置などにより，女性や高齢者でも十分な介護が行える環境ができつつあり，高齢者の健康の維持にも役立つ．また，このような人間との接触が避けられない装置には安全性，信頼性の面から人間親和性が高く，軽量かつ制御性能の良いアクチュエータが望まれる．その点において，空気圧駆動のソフトアクチュエータであるマッキベン型ゴム人工筋¹⁴⁾は柔軟性や，アクチュエータの重量に対する大きな発生力から，有力なウェアラブルアクチュエータの 1 つであると考えられている．しかし，複雑な人体の動きに合わせたウェアラブル駆動システムを構成する場合，それらは高い自由度を必要とし，多数のマッキベン型ゴム人工筋が必要となるのは勿論のこと，同時にそれを動かす制御弁がアクチュエータの個数以上必要となり，使用者への搭載重量の負担が増加する．そのため，小型・軽量で制御性の良い空気圧制御弁の開発が必要である．

このような小型制御弁の研究はパワーアシスト装置ほど盛んに行われていない．現在行われている小型制御弁の研究は，圧電素子を用いたもの¹⁵⁻²⁰⁾が多く，平井ら²²⁾によって開発された弁（図 1-6）は，有効断面積が小さいためウェアラブル空気圧アクチュエータ（例えばマッキベン型ゴム人工筋など）のように比較的大きな流量が必要なアクチュエータの制御には向かない²¹⁾．

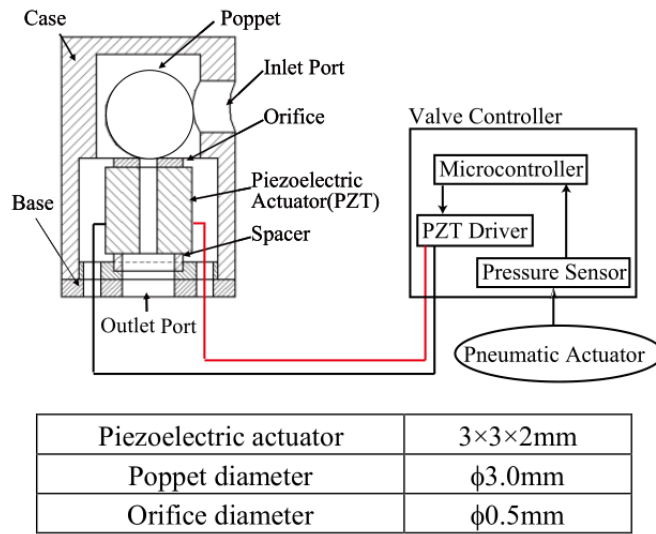


図1-6 無拘束ポペット空気弁²²⁾

また現在市販されている空気圧制御弁²³⁾は、ほとんどが産業用に開発されたものであり、ウェアラブル空気圧アクチュエータの制御を目的として設計されていない。そのため、サイズ、重量ともに大きく、人間に装着する必要があるウェアラブル機器の制御には不向きである。また、高い制御性を必要とする場合、電気-空気圧比例弁であるサーボ弁を用いるが、通常電気-空気圧サーボ弁(図1-7)では、ソレノイドによって動かされるアーマチュアが容積と重量の大型化の原因となる。

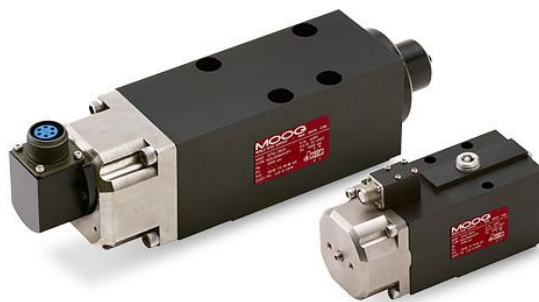


図1-7 電気-空気圧サーボ弁²⁴⁾

その他、市販されているサーボ弁でも軽量な部類である FESTO 製電磁空気圧サーボ弁(MPYE-5-8/1-HF-010B)²⁵⁾を用いる場合でも、弁1個の質量は330gであり、人の腕

などで必要とされる7自由度のシステムでは，制御弁だけで2.31 kgとなる．また，特注品として製作可能なサーボ弁を含めれば，日本ムーグ株式会社の超小型サーボ弁(E024)²⁶⁾は92 gと軽量であるが，非常に高価であり，コストの面から複数個使用したシステムを構成するのは現実的ではない．

このように，一般的にサーボ弁は高価，容積が大きい，質量が大きいといった欠点を有する．従って，比較的安価で小型・軽量で，アナログ的に流量調節が可能であるサーボ弁の開発が強く望まれる．そのようなサーボ弁が安価に構成できれば，ウェアラブルアクチュエータであるゴム人工筋の安価性と相まって空気圧駆動ウェアラブルシステムの発展に大きく寄与すると考えられる．そこで，以前より比較的安価なマイクロコンピュータ(以下マイコンと略すことにする)と2つの小型ON/OFF弁を用いて，疑似的にアナログ的な流量調整が可能な小型・軽量なサーボ弁²⁷⁻²⁸⁾が開発された．

1.2 疑似サーボ弁と従来の研究

ここでは，前述の小型疑似サーボ弁と従来の研究について述べる．前述の小型疑似サーボ弁は，以下の仕様の実現をめざして開発された．

- 1) 圧力制御の範囲は0～500kPaとする²⁷⁾．
- 2) 内径2.5～10mm程度の空気圧シリンダ(0～30l/minの流量制御範囲)を駆動することができる．
- 3) リハビリテーション機器の使用をめざし，バンド幅周波数10Hz程度を必要とする．

つぎに，疑似サーボ弁の構造と動作原理について述べる．

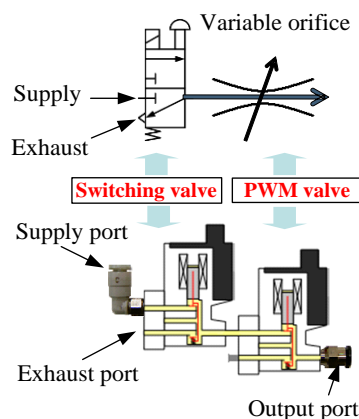


図1-8 疑似サーボ弁の構成図

以前開発された小型疑似サーボ弁²⁹⁾の構成を図 1-8 に示す。この試作弁は、小型オンオフ弁(株コガネイ製 G010HE1)を 2 個繋ぎ合わせ、供給源側の弁を給排気弁(2 位置 3 ポート)、アクチュエータ側の弁を流量調整のための可変絞りの PWM 駆動弁(2 位置 2 ポート弁)として使用する。この PWM 弁によって、デューティ比を変えることで開口面積を制御し、圧力や流量をアナログ的に調整することが可能となり、オンオフ弁では困難であった比例制御などのアナログ制御則の適用が可能となる。具体的な弁の動作としては、制御入力の正負に従って、給排気弁をオン、オフすることで給排気を切り換え、制御入力の大きさによって PWM 弁の入力デューティ比を変化させることで流量を制御する。このオンオフ弁の 1 個あたりの質量は 15g である。この弁を操作するためのコントローラはマイクロコンピュータ(ルネサスエレクトロニクス(株)製 H8/3664F)と駆動用に使用されるトランジスタから構成されている。これらを含めた試作弁全体の質量は約 90g となり、通常の電気-空気圧サーボ弁 (330g) に比べて非常に軽量であることが特長である。また、この弁に関する解析モデルが提案され、実機と解析モデルおよび同定パラメータを用いた実験結果を比較することで、解析モデルの有効性が示された。このように従来の研究では、開発した疑似サーボ弁を用いて、いくつかの研究がなされ、サーボ弁の特性解析が行われた^{29,30)}。しかし、これらの弁の使用条件はレギュレータなどにより一定圧に保たれた好条件下での使用であり、一定容積のタンクを使用した場合、空気の量によりタンク内の圧力が低下し、弁の出力流量性能が低下する。このことは、流量の少ない小型のオンオフ弁を使うため、システム全体の動特性など制御性能の悪化に直接つながる。この問題に対して補正による流量特性の改善が望まれる。また、小型のウェアラブル機器に適した疑似サーボ弁の開発を行うためには従来の疑似サーボ弁よりさらにコンパクトなウェアラブル制御弁の開発や制御システムが望まれる。

1.3 本論文の構成

本論文では、以前の研究での有効性が確認された弁の解析モデルを用い、疑似サーボ弁の流量特性の改良を目的として、流れの状態を考慮した流量補正方法を提案し、流量補正付圧力制御型疑似サーボ弁の開発とその性能評価を行う。さらに、圧力制御型疑似サーボ弁の力制御システムへの応用を行う。さらに、小型ウェアラブル機器用に疑似サーボ弁の小型化を行う。そして、試作弁の応用としてウェアラブルゴム人工筋の位置決め制御システムへ適用する。

本論文の構成は以下の通りである。第 2 章では、流量補正付圧力制御型疑似サーボ弁の開発について述べる。この章では、圧力制御型の疑似サーボ弁の構成を示し、圧力に

よる流量補正方法の提案を行ったことについて述べる。また、疑似サーボ弁の解析モデルを使用したシミュレーション結果や実験結果による制御性能の評価について述べる。第3章では、圧力制御性能の改善を目的として、シミュレーションによる制御ゲインの推定や制御則の影響を確認する。そして、圧力制御型疑似サーボ弁の力制御システムへの応用について述べる。第4章では、ウェアラブル疑似サーボ弁の開発を目的として、疑似サーボ弁の小型化と試作弁のモデル解析を行う。この解析モデルに使用するパラメータの同定を行い、シミュレーションと実際の実験による解析結果を示し、モデルの有効性を確認する。第5章では、小型疑似サーボ弁による圧力制御を行った結果について述べる。第6章では、試作した小型疑似サーボ弁を用いた人工筋位置決め制御システムを構成し、試作弁の制御システムへの応用について述べる。また、システムを構成する上で必要な変位センサの試作を行い、人工筋内部に組み込んで位置決め制御を行った結果について述べる。最後に第7章では、本論文の結論を述べる。

1.4 使用する主な記号

本論文で使用する主な記号を以下に示す。

A_a	:	給排気弁の排気開口断面積	$[\text{m}^2]$
A_c	:	シリンダ面積	$[\text{m}^2]$
AD		AD 変換値	$[-]$
A_s	:	給排気弁の供給側開口面積	$[\text{m}^2]$
A_p	:	PWM 開口側断面積	$[\text{m}^2]$
b_c	:	シリンダの面積比	$[-]$
c_c	:	シリンダの粘性抵抗係数	$[\text{Ns/m}]$
C_u	:	カウント値	$[-]$
C_v	:	ON/OFF 弁プランジャの粘性抵抗係数	$[\text{Ns/m}]$
D_v	:	PWM 弁のデューティ比	$[\%]$
$e_{c(i)}$:	圧力の偏差	$[\text{Pa}]$
F_c	:	力 (シリンダの摩擦)	$[\text{N}]$
F_r	:	シリンダ発生力	$[\text{N}]$
K_c	:	ON/OFF 弁ソレノイドのトルク定数	$[\text{N/A}]$
K_d	:	微分ゲイン	$[\%/v]$
K_i	:	積分ゲイン	$[\%/v]$
K_p	:	比例ゲイン	$[\%/v]$
K_v	:	ON/OFF 弁プランジャのばね定数	$[\text{N/m}]$

L	:	ゴム人工筋長さ	[mm]
m_c	:	シリンダロッドの質量	[kg]
P_a	:	大気圧	[Pa]
P_o	:	接続管内圧力	[Pa]
P_L	:	負荷容積内圧力	[Pa]
P_r	:	目標圧力	[Pa]
P_s	:	供給圧力	[Pa]
Q_a	:	排気流量	[kg/s]
Q_o	:	接続管への出力流量	[kg/s]
Q_s	:	供給流量	[kg/s]
Q_L	:	負荷容積への出力流量	[kg/s]
R	:	ガス定数	[J/kgK]
R_v	:	弁ソレノイドのコイル抵抗	[Ω]
T	:	絶対温度	[Ω]
u	:	制御入力 (デューティ比)	[%]
V_c	:	シリンダピストン速度	[m/ s]
V_L	:	負荷容積	[m ³]
V_m	:	弁の配管容積	[m ³]
x	:	プランジャ変位	[m/s]
x_c	:	シリンダ変位	[m]
x_{min}	:	弁の開口, 閉口に係るプランジャ変位のオフセット値	[m]
x_{max}	:	プランジャ変位の最大値(飽和値)	[m]
κ	:	比熱比	[-]
Δ	:	変化分	[-]

ここで、各記号における添え字の 0 は初期値, min は最小値, max は最大値を表す.

第 2 章 流量補正付圧力制御型疑似サーボ弁の開発

2.1 緒言

前章では従来の研究で開発されたオンオフ弁を用いた疑似サーボ弁の構造や動作原理について述べた。第 2 章では、はじめに従来の研究で構築した疑似サーボ弁の解析モデルについて述べ、入力デューティ比と流量の関係について実験結果とモデルによる計算結果を比較した結果を述べる。この弁の出力流量特性には、デッドゾーンや飽和などの非線形性を有していることから、単純に弁出力流量を目標値とする開ループで制御を行うことが困難である。そこで弁出力流量ではなく、負荷容積に接続された内部の圧力をフィードバックし、直接力を制御できる圧力制御型の疑似サーボ弁の開発について検討する。また、流体圧力によって、弁の流量性能が低下することで、弁の制御性能の悪化につながる問題に対し、流量補正を提案するとともにその補正による弁の性能改善について述べる。

2.2 サーボ弁の構成と解析モデル

提案する圧力制御型疑似サーボ弁を説明するために、まず従来の研究で行われた疑似サーボ弁の解析モデル²⁹⁾について述べる。

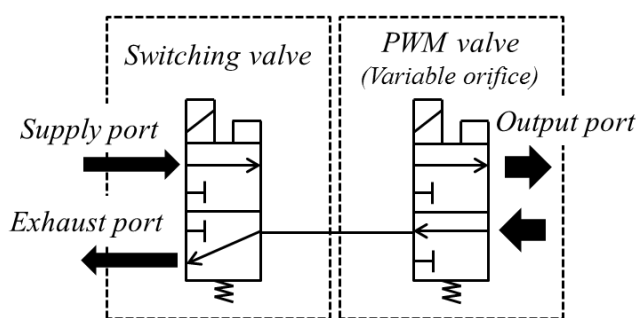


図 2-1 疑似サーボ弁の構成

以前の研究で行われた疑似サーボ弁の構成と、モデル化のためのオンオフ弁の解析モデルと弁の構造を、それぞれ図 2-1、図 2-2 と図 2-3 に示す。また、図 2-4 に負荷容積を接続した疑似サーボ弁の解析モデルを示す。これは前述の 2 位置 3 ポート弁（給排気弁）と 2 位置 2 ポート弁（PMW 弁）を配管容積 V_m で接続したものであり、給排気に使用する 2 位置 3 ポート弁は、給気側と排気側の開口面積が同時に変化するものと考え

る。それぞれの弁のプランジャ変位を x_1 , x_2 , ソレノイド電流を i_1 , i_2 , 発生力を F_{e1} , F_{e2} とするとプランジャに加わる電磁力, 電気回路式, 運動方程式は以下の式で与えられる。

2 位置 3 ポート弁の場合, 図 2-2 のモデルと同じであり, 次式で与えられる。

$$F_{e1} = K_c i_1 \quad (2-1)$$

$$R_v i_1 + L \frac{di_1}{dt} = e_1 \quad (2-2)$$

$$M \frac{d^2 x_1}{dt^2} + C_v \frac{dx_1}{dt} + K_v x_1 = F_{e1} \quad (2-3)$$

2 位置 2 ポート弁の場合, 図 2-2 のモデルのうち, 排気ポートをふさいだモデルとなり, それぞれ式で与えられる。

$$F_{e2} = K_c i_2 \quad (2-4)$$

$$R_v i_2 + L \frac{di_2}{dt} = e_2 \quad (2-5)$$

$$M \frac{d^2 x_2}{dt^2} + C_v \frac{dx_2}{dt} + K_v x_2 = F_{e2} \quad (2-6)$$

ここで, K_c は電流-力変換係数, R_v はコイルの電気抵抗, L はコイルのインダクタンス, e_1 , e_2 は印加電圧, M はプランジャ質量, C_v は粘性抵抗係数, K_v はばね定数である。

弁の開口面積はプランジャの位置によって変化するが, 図 2-2 に示すように, 供給側ポートの開口面積 A_s と排気側ポートの開口面積 A_a は, プランジャに遊び x_{min} ($=0.27\text{mm}$)があるため, 変位 x がその値になるまで開口しない。したがって, これらの開口面積は以下のように表される。

まず $0 \leq x_1 \leq x_{min}$ の場合, 供給側 A_s は閉口し, 排気側 A_a は開口し,

$$A_s = 0$$

$$A_a = \sqrt{4\pi A_{a0}} (x_{min} - x_1) \quad (2-7-1)$$

で表わされる。ただし, プランジャ変位が小さいと, 弁と排気口の間で作られる円筒表面積 A_a が弁の排気口の有効断面積 A_{a0} より大きいので, $A_s \geq A_{a0}$ のとき $A_s = A_{a0}$ とする。

次に $x_{min} \leq x_1 \leq x_{max}$ の場合, 供給側は開口し, 排気側は閉口し, 以下の式で表される。ただし, この場合も $A_s \geq A_{s0}$ のとき $A_s = A_{s0}$ とする。ここで, A_{s0} は弁の給気口の有効断面積である。

$$A_s = \sqrt{4\pi A_{s0}} (x_1 - x_{\min})$$

$$A_a = 0$$

(2-7-2)

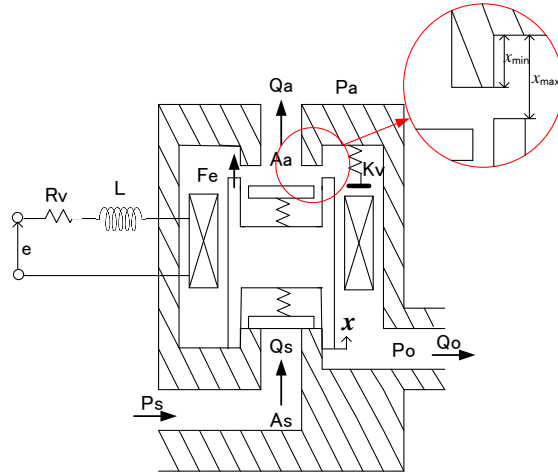


図 2-2 ON/OFF 弁の解析モデル

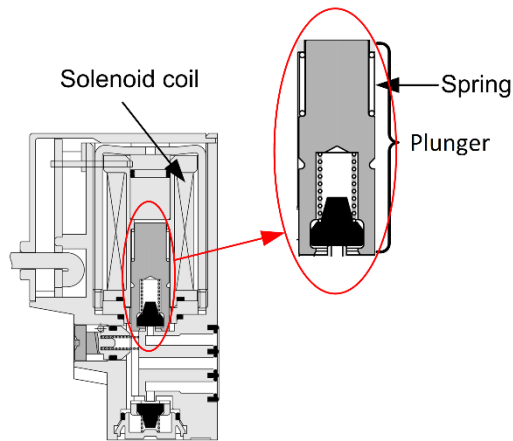


図 2-3 ON/OFF 弁の内部構造

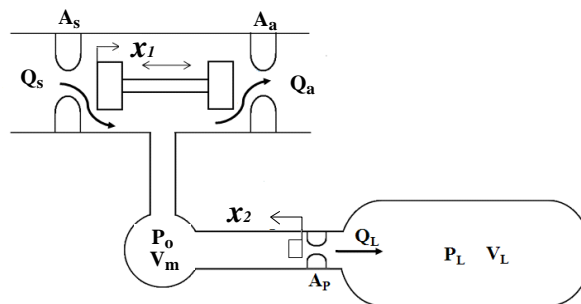


図 2-4 疑似サーボ弁の解析モデル

最後に $x_1 \geq x_{max}$ の場合、プランジヤはそれ以上動かないので、 $x_1 = x_{max}$ とする。同様にして 2 位置 2 ポート弁の場合も以下の式で与えられる。

$0 \leq x_2 \leq x_{min}$ の場合、

$$A_p = 0 \quad (2-8-1)$$

$x_{min} \leq x_2 < x_{max}$ の場合、

$$A_p = \sqrt{4\pi A_{p0}(x_2 - x_{min})} \quad (2-8-2)$$

また、供給流量 Q_s と排気流量 Q_a は、ある固定絞りを流れる流量として次式で与えられる。

$$Q_s = A_s P_s \sqrt{\frac{2}{RT}} f(z) \quad z = \frac{P_o}{P_s} \quad (2-9)$$

$$Q_a = A_a P_o \sqrt{\frac{2}{RT}} f(z) \quad z = \frac{P_a}{P_o} \quad (2-10)$$

ここで、 R はガス定数、 T は絶対温度である。また関数 $f(z)$ は流れの状態が、亜音速流、音速流の場合で異なり、次式で与えられる。

$0.528 < z \leq 1$ の場合、

$$f(z) = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left(z^{\frac{2}{\kappa}} - z^{\frac{(\kappa+1)}{\kappa}} \right)} \quad (2-11-1)$$

$0 \leq z \leq 0.528$ の場合、

$$f(z) = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}}} \quad (2-11-2)$$

ここで、 κ は比熱比である。

次に、配管容積 V_m 内の圧力 P_o の変化は流入流量と流出流量によって変化し、容積内の圧力変化を断熱変化と仮定すると次式が成り立つ。

$$\frac{dP_o}{dt} = \frac{\kappa RT}{V_m} Q_o \quad (2-12)$$

$$Q_o = Q_s - Q_a - Q_L \quad (2-13)$$

ここで、配管容積から負荷容積に向けて流れる弁の出力流量 Q_L は逆流も生じるため、各容積内の圧力 P_o , P_L の大きさに対して 2 つの場合分けを行う必要があり、次式で与えられる。

$P_0 \geq P_L$ の場合,

$$Q_L = A_p P_o \sqrt{\frac{2}{RT}} f(z), \quad z = \frac{P_L}{P_o} \quad (2-14-1)$$

$P_0 < P_L$ の場合,

$$Q_L = -A_p P_L \sqrt{\frac{2}{RT}} f(z), \quad z = \frac{P_o}{P_L} \quad (2-14-2)$$

ここで負荷を一定容積と考えると、負荷内の圧力 P_L の変化は次式で与えられる。

$$\frac{dP_L}{dt} = \frac{\kappa RT}{V_L} Q_L \quad (2-15)$$

以上、式(2-1)~(2-15)を解くことで疑似サーボ弁のシミュレーションが可能となる。以前の研究で解析モデルのシステムパラメータが同定された。同定の方法として、実際に測定できるパラメータは測定し、直接測定困難なパラメータは弁を用いた圧力応答の実験結果とシミュレーション結果を比較して同定を行われた。まず、オンオフ弁内部にあるソレノイドのコイルの巻き数とコイルの直径から計算されるインダクタンス L は実際にオンオフ弁を分解して測定し、コイル抵抗 R_v やプランジャの質量 M 、プランジャ内部のコイルばねのばね定数 K_v も同様に直接測定した。また、オンオフ弁内部の有効断面積はカタログ値を用いた。また計算する際に、大気圧 P_a を101.3kPa、絶対温度 T を298K(20°C)、ガス定数 R を287J/(kgK)、比熱比 κ を断熱変化1.4とした。これらのシステムパラメータの値を表2-1に示す。なお、ソレノイドの電流-力変換係数 K_c 、粘性抵抗係数 C_v はシミュレーション結果が実験結果と合うように同定した。 x_{min} と x_{max} は測定値をもとにシミュレーションにより微調整した。

表 2-1 弁のシステムパラメータ

Parameter	Value	Unit
A_{s0}	0.45×10^{-6}	m ²
A_{a0}	0.6×10^{-6}	m ²
A_{p0}	0.45×10^{-6}	m ²
C_v	0.6	N·s/m
K_c	0.8	N/A
K_v	376	N/m
L	0.552×10^{-2}	H
M	0.809×10^{-3}	kg
R_v	42.2	Ω
x_{min}	0.27×10^{-3}	m
x_{max}	0.54×10^{-3}	m

つぎに弁の解析モデルと同定したパラメータを使った弁のシミュレーション結果と実験結果の比較²⁹⁾を図2-5に示す。図2-5は1つのオンオフ弁(2位置3ポート弁)を用いて、供給圧力 $P_s=400\text{kPaG}$ 、負荷容積 $V_m=11.6\text{cc}$ (柔軟湾曲アクチュエータの容積に相当)の条件においてステップ状の入力を加えた場合の圧力応答を示す。太線は実験結果、細線はシミュレーション結果である。この結果とあとで述べる流量特性のシミュレーション結果を用いて、システムパラメータの同定が行われた。

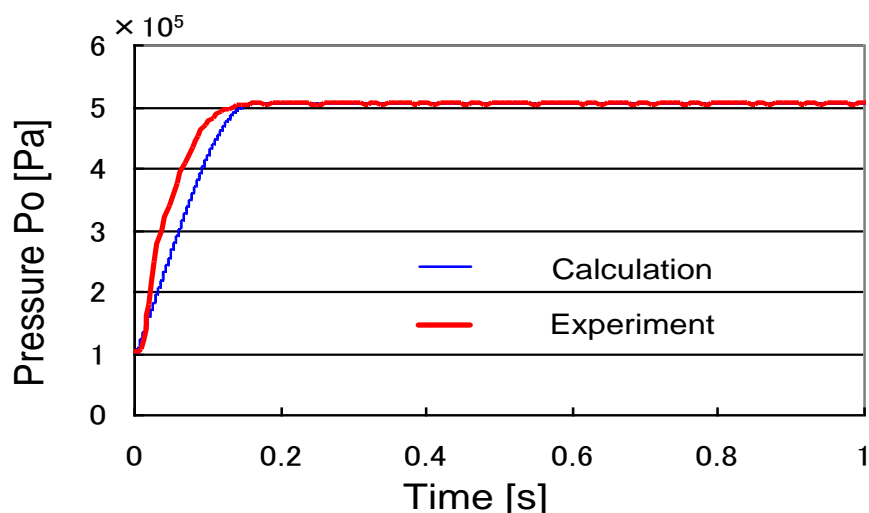


図 2-5 弁出力圧力のステップ応答結果¹⁶⁾

次に、疑似サーボ弁の解析モデルを用いて入力デューティ比に対する弁の出力流量の関係を求めた実験結果と計算結果の比較を行う。実験では弁の負荷容積 V_L を外し、流量計 (SMC株式会社製 PF2A710-01-27) を接続して測定した。PWM 搬送周期は 5, 7.5, 10ms とした。図2-6に供給圧力 50kPaG の場合の結果を示す。各記号が実験結果、細線(5ms), 破線(7.5ms), 太線(10ms)が計算結果である。この図より、流量が生じないデューティ比(デッドゾーン)や飽和するデューティ比, 曲線全体の形が実験結果とよく一致しており, 解析モデルやシステムパラメータの有効性が確認できる。

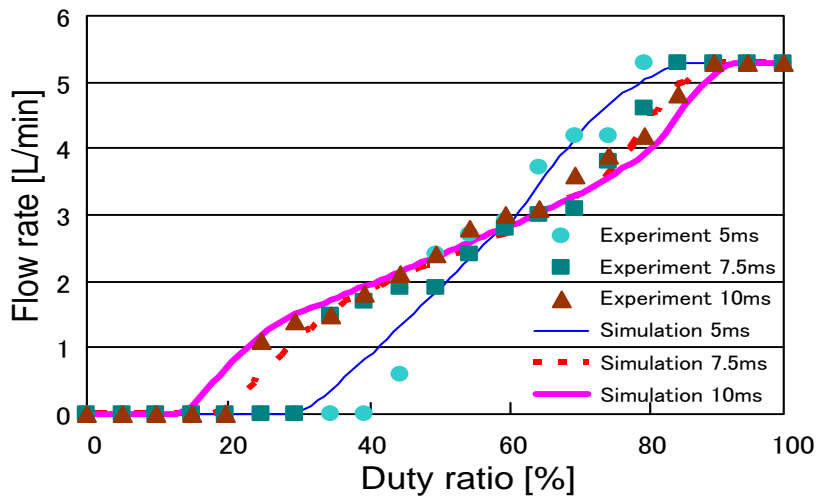


図 2-6 デューティ比と弁出力流量の関係

次に本研究で開発した圧力制御型疑似サーボ弁^{31, 32)}の構成と外観をそれぞれ図 2-7, 図 2-8 に示す. これは, 疑似サーボ弁, マイクロコンピュータ(以下マイコンとする: ルネサスエレクトロニクス(株)製 R8C/M12A), トランジスタ(株)TOSHIBA 製 MP4401), 圧力センサ(Panasonic(株)製 ADP5160)から構成される. 制御の流れは以下の通りである. 初めに目標圧力設定用のポテンショメータの出力電圧と負荷容積内の圧力である圧力センサからの出力電圧をマイクロコンピュータ内部の 10bit A/D 変換器を用いて取り込み, その値を偏差として求め, 後述する制御則に従って弁を駆動する. また, 疑似サーボ弁の構成要素である 2 つのオンオフ弁のうち一方の給排気を行う切換弁は, マイコンの I/O ポートに接続され, もう一方の PWM 駆動弁は PWM ポートに接続されている. そのため, 制御則をそれぞれの弁に適用する必要がある.

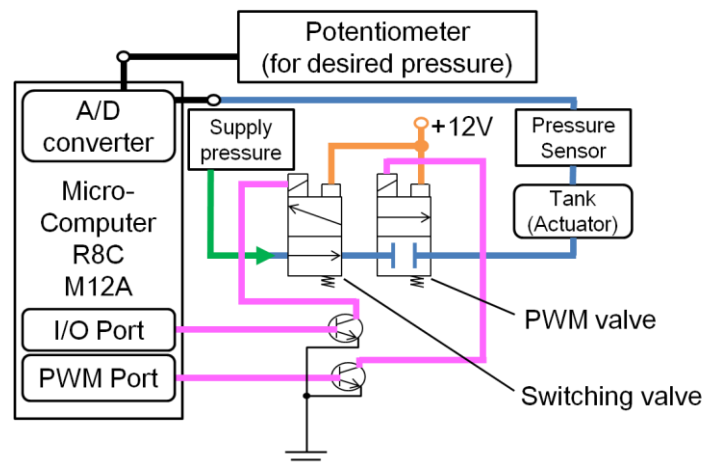


図 2-7 圧力制御型疑似サーボ弁のシステム構成図

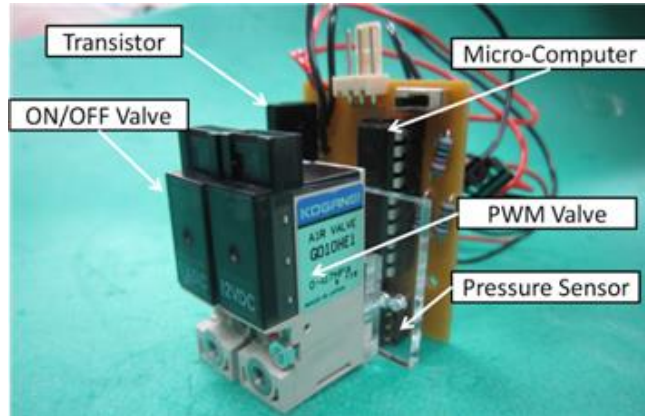


図 2-8 圧力制御型疑似サーボ弁の外観

ここで、制御則として用いた比例制御則を以下に示す。

$$u = K_p \cdot e_{c(i)} \quad (2-16)$$

また給排気を行う切換弁の制御則は以下の通りである。

$$u > 0 \quad \text{給排気弁オン} \quad (2-17)$$

$$u \leq 0 \quad \text{給排気弁オフ} \quad (2-18)$$

また、PWM の入力デューティ比は以下の式で与えられる。

$$D_v = |u| + 47.5 \quad (2-19)$$

ここで $e_{c(i)}$ は現在の目標圧力と現在圧力との偏差を示し、 K_p は比例ゲイン、 u は制御入力(デューティ比の変化分)、 D_v はPWM 駆動弁への入力デューティ比を示す。このデューティ比はマイコンからPWM 弁への入力デューティ比であり、図 2-6 に示されるように、弁が開口を始める 47.5%のデッドゾーンを補償するため、常に $|u|$ に上乗せして弁に入力をする。

2.3 流量補正原理とコントローラによる実現

前述の比例制御則を用いた圧力の追従制御結果を図 2-9 に示す。実験では、負荷容積として約 30cc の小型タンク(株コガネイ製 V30)を接続し、目標圧力として PC から D/A ボード(株Interface 製 PCI-3346A)を介して周波数 1Hz、オフセット圧力 150kPa、振幅 100kPa に相当する正弦波状の電圧をマイコンへ入力し、圧力追従制御実験を行った。また実験データはデータロガー(日置電機(株)製のメモリハイロガー8430)により記録した。図中の破線と、実線はそれぞれ PC からの目標圧力と疑似サーボ弁からの出

力圧力を示す。

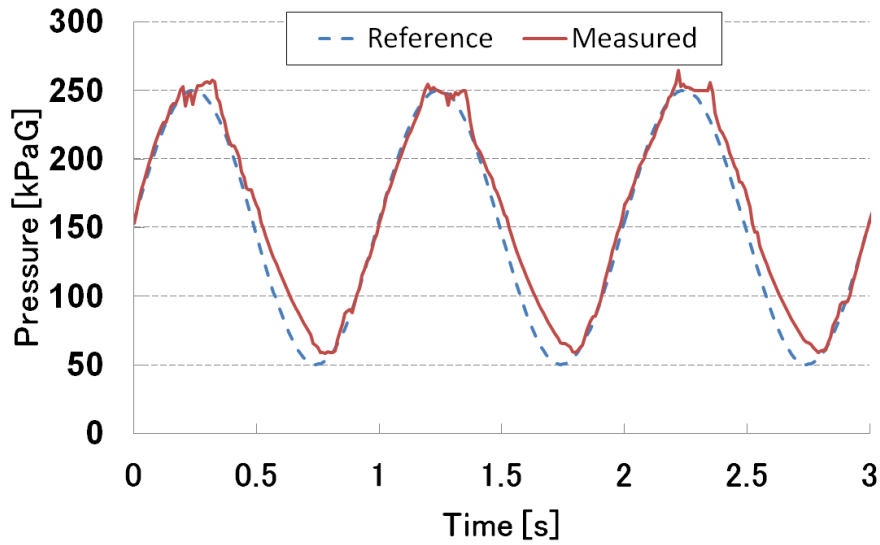


図 2-9 追従制御結果

図 2-9 より，弁出力圧力は目標圧力によく追従しているものの，目標圧力が低いところで，圧力偏差が大きくなる現象ことが確認できる．これは弁出力圧力(容積内圧力)が低く大気圧との差が小さいため，亜音速流となり，同一の開口面積であっても流量が小さくなることに起因しているものと考えられる．これについての具体的な説明を以下に述べる．前述の弁解析モデルより PWM 弁を通る給気および排気の流量は式(2-14-1)，(2-14-2)で与えられる．これらの式における $f(z)$ は流れの状態式であり，式(2-11-1)，(2-11-2)で亜音速流，音速流として表される．式(2-14-1)，(2-14-2)より，一定弁開度での出力圧力 P_L に対する排気と供給流量の絶対値を求める．ここで給気，排気の切換弁が動作している場合，給気状態では，式(2-14-1)の P_0 は供給圧力 P_s として，一方，排気状態では P_0 が大気圧 P_a と同じであるとし，式(2-14-2)における $z = \frac{P_0}{P_L}$ の P_0 は大気圧である P_a となり，次式のように与えられる．

$$Q_L = A_p P_s \sqrt{\frac{2}{RT} f(z)} \quad , \quad z = \frac{P_L}{P_s} \quad (2-20)$$

$$Q_L = -A_p P_L \sqrt{\frac{2}{RT} f(z)} \quad , \quad z = \frac{P_a}{P_L} \quad (2-21)$$

Q_L は弁の出力流量， A_p は弁の開口面積， P_0 は PWM 弁の供給圧力， P_L は疑似サーボ弁の出力圧力である．

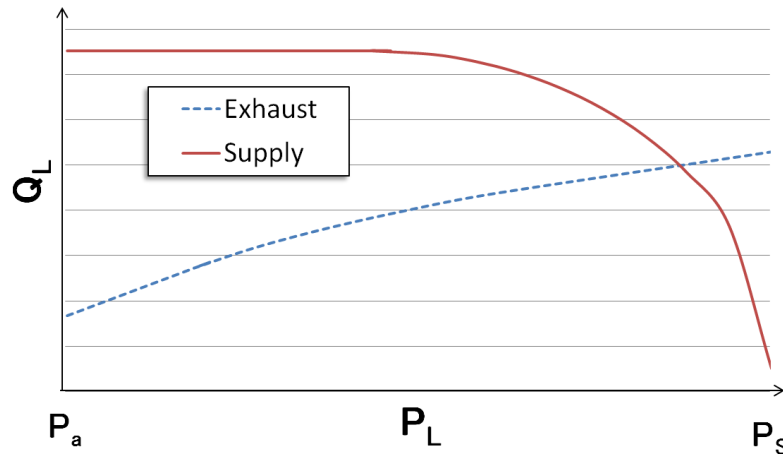


図 2-10 一定弁開度での出力圧力 P_L に対する排気供給流量の関係

図 2-10 は前述の式(2-20), (2-21)を用いて, 一定弁開度つまり一定の開口面積 A_p での出力圧力 P_L に対する排気流量および供給流量の絶対値を求めたものである. 赤線は供給流量, 青線は排気流量を示す. 弁出力圧力 P_L が低い場合, つまり大気圧 P_a に近い圧力であるとき, 供給流量と排気流量の差が大きいことがわかる. また, 疑似サーボ弁の出力圧力が供給圧力 P_s に近づく場合, 給気流量が急激に減少することが見てとれる. そこで, この出力圧力 P_L に対する流量差を補正し, 単位開口面積当たりの給気と排気の流量を同じに設定できるようにすることを考える. 具体的な補正方法を式(2-22), (2-23)に示す.

$$Q_L = A_p P_s \sqrt{\frac{2}{RT}} f(z) \times \frac{f(z)_{max}}{f(z)} \quad (2-22)$$

$$Q_L = - A_p P_L \sqrt{\frac{2}{RT}} f(z) \times \frac{P_s f(z)_{max}}{P_L f(z)} \quad (2-23)$$

式(2-22)は式(2-20)で与えられる流量に $\frac{f(z)_{max}}{f(z)}$ に相当する亜音速流での流量の低下を開口面積つまり弁開度に相当するデューティ比を上乗せすることを考慮したものである. また排気では, 上流側圧力 P_L に対しても補正を行うため, 開口面積に $\frac{P_s}{P_L}$ と $\frac{f(z)_{max}}{f(z)}$ を乗じたものをデューティ比を上乗せする. ここで $f(z)_{max}$ はチョーク流(音速流)での流れの関数の最大値を示す. 補正式(2-22), (2-23)を適用した場合の排気流量と給気流量と弁出力圧力 P_L の関係を図 2-11 に示す. 図中の実線は給気, 破線は排気の場合を示す. 図 2-11 に示すように, これらの流量差を補正することで, P_L の圧力において一定の開口面積(一定の圧力偏差)に対して常に最大流量が得られていることがわかる.

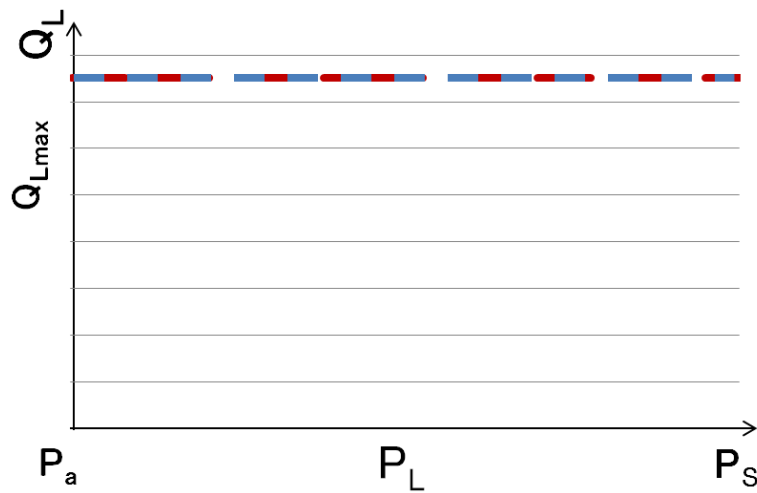


図 2-11 補正後の排気供給流量

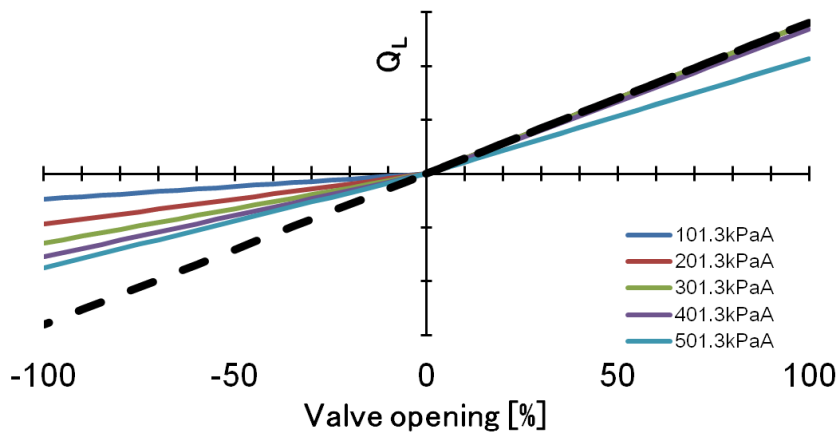


図 2-12 弁開度と流量の関係

上述の補正を行った場合の各圧力における弁開度と流量の関係を図 2-12 に示す。図の実線は各圧力 P_L の給気（右半分）と排気流量（左半分）を示し、破線は補正を適用した場合の流量を示す。この図から提案する補正を用いることで弁開度と出力流量の関係を出力圧力の大きさによらず線形化できることがわかる。

つぎに、上で述べた流量補正をコントローラに適用することを考える。ここでは、流量補正による追加式を示し、その性能を調べるため、比例制御を試作弁に対して適用する場合について述べる。給気側では、まず流れの状態を示す関数 $f(z)$ の差を補正し、常にチョーク流で操作する。排気側では、その流れの状態の差に加え、圧力差による流量差を補正するよう入力デューティ比を計算する。以下の式に補正を含めた比例制御の場合の PWM 弁の入力デューティ比を示す。

$$u_s = K_p |e_{c(i)}| \frac{f(z)_{max}}{f(z)} + 47.5, \quad z = \frac{P_L}{P_s} \quad (2-24)$$

$$u_e = K_p |e_{c(i)}| \frac{P_s f(z)_{max}}{P_L f(z)} + 47.5, \quad z = \frac{P_a}{P_L} \quad (2-25)$$

ここで、 u_s は給気時および、 u_e は排気時の入力デューティ比である。また、切換弁の動作は式(2-22)、(2-23)と同様の操作を行い、上式(2-24)や(2-25)によって計算されたデューティ比がPWM弁の入力として与えられる。しかし、この補正式に含まれる関数 $f(z)$ の計算は小数点の演算を行うことになるため、計算に多くの時間を費やすことで、制御のサンプリング周期が悪化する可能性が考えられる。これは一般的なPCと比較して演算処理能力の低いマイコンでは、制御性能に大きな影響を与えることが予想される。また、搭載メモリが少ない安価な組込み用のマイコンで算術ライブラリを使用した場合に、プログラム量が増加することが挙げられる。そこで、圧力 P_L に対して $f(z)$ の関数の線形近似を行った。実際には、 $\frac{f(z)_{max}}{f(z)}$ を計算するため、給気時と排気時において以下の3つの範囲で線形近似を行った。式(2-26)~(2-28)は給気側の補正式である。

$$\frac{f(z)_{max}}{f(z)} = 0.0008 * AD + 0.5215, \quad (577 \leq AD \leq 714) \quad (2-26)$$

$$\frac{f(z)_{max}}{f(z)} = 0.0036 * AD - 1.4966, \quad (715 \leq AD \leq 851) \quad (2-27)$$

$$\frac{f(z)_{max}}{f(z)} = 0.0255 * AD - 20.194, \quad (852 \leq AD \leq 910) \quad (2-28)$$

また、排気側の補正式は式(3-29)~(3-31)で与えられる。

$$\frac{f(z)_{max}}{f(z)} = -0.0017 * AD + 1.3693, \quad (225 \geq AD \geq 153) \quad (2-29)$$

$$\frac{f(z)_{max}}{f(z)} = -0.0118 * AD + 2.9254, \quad (152 \geq AD \geq 118) \quad (2-30)$$

$$\frac{f(z)_{max}}{f(z)} = -0.1104 * AD + 14.597, \quad (117 \geq AD \geq 105) \quad (2-31)$$

なお、式(2-26)から(2-31)中の AD は圧力センサの AD 変換値[-]である。1 AD 値当たり約610Paに相当する。これらの式を補正式としてコントローラに組み込み、実験を行う。

2.4 圧力追従制御の解析と実験による性能評価

ここでは、提案した流量補正の有効性について検討するため性能評価を行う。この流量補正の性能評価では、シミュレーションによる解析結果と実機による実験結果の両方について示す。はじめに、シミュレーションによる解析を示す。シミュレーションでは、2.2 節で述べた疑似サーボ弁のモデルと同定パラメータを用いる。前述の補正式(2-24)、(2-25)を用いて、流量補正を行った場合の圧力シミュレーションを MATLAB の Simulink を用いて行い、性能評価を行った。計算は 4 次の Runge-Kutta 法で計算きざみ幅 0.1ms で行い、PWM 駆動弁の PWM 周期は 5ms、マイクロコンピュータの制御(サンプリング)周期 3.2ms の条件で行った。圧力信号のマイクロコンピュータ内でのフィードバックは、使用した圧力センサの特性を静的なモデル(応答時間は 0)として考え、目標圧力と制御圧力をそれぞれ 0~5V の 10bit の A/D 変換器を介して取り込んだ。この際の圧力センサと A/D 変換器の換算は実際のセンサと同じく 1AD 値当たり 610Pa である。比例ゲインは $K_p=0.36$ %/AD である。また、オフセット圧力 150kPaG, 圧力振幅 100kPa, 周期 1Hz として計算を行った。

なお、シミュレーションでは補正式に含まれる関数 $f(z)$ は式(2-11)から式(2-13)のような圧力毎に場合分けをせず、式(2-11-1)、(2-11-2)で表される関数を用いて計算を行った。その計算結果を図 2-13 に示す。破線は目標圧力、赤線(細線)は、P 制御のときの出力圧力、青線(太線)は補正を適用し P 制御を行った場合の計算結果である。

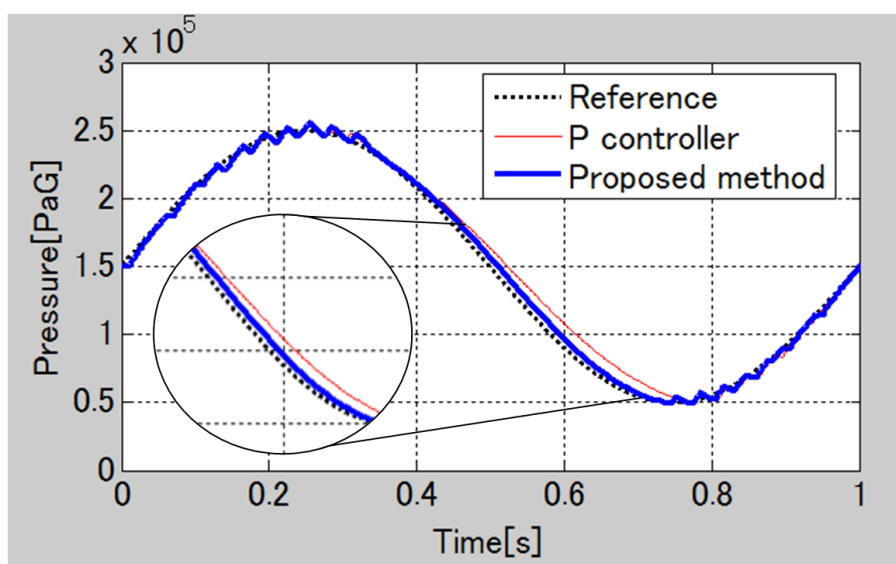


図 2-13 圧力追従制御の計算結果

図 2-13 から、提案する補正方法は低圧付近での追従偏差を低減できることが確認できる。

つぎに、実際の試作弁(実機)を用いた実験による性能評価を行った。その結果を図 2-14 に示す。図の破線は目標圧力、実線は補正を適用させた場合の圧力の応答結果である。ここで用いた比例ゲインは $0.36\%/\text{AD}$ である。上で示された図 2-13 の補正のない比例制御の場合の圧力追従制御結果と比べて、低圧において偏差が減少し、良好な制御結果が得られているのがわかる。しかし、出力圧力に急激な圧力変化（圧力微振動）が見られる。これは、弁の制御則に起因すること、また疑似サーボ弁が基本的にはオンオフ弁であるために生じるものと考えられる。この圧力振動の改善は次章で示す。

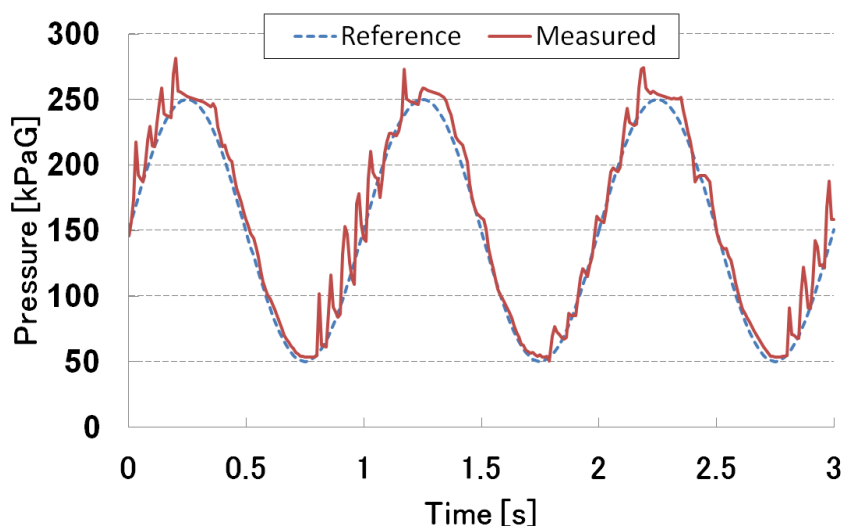


図 2-14 圧力追従制御の実験結果（P 制御）

最後に試作弁の周波数特性について述べる。目標入力周波数を変えた場合の実験結果を整理してボード線図に表したものを図 2-15 に示す。図中の記号■、◆はそれぞれゲイン、位相を示している。この図より、補正を含めた P 制御の場合のバンド幅周波数は約 7Hz であることがわかる。

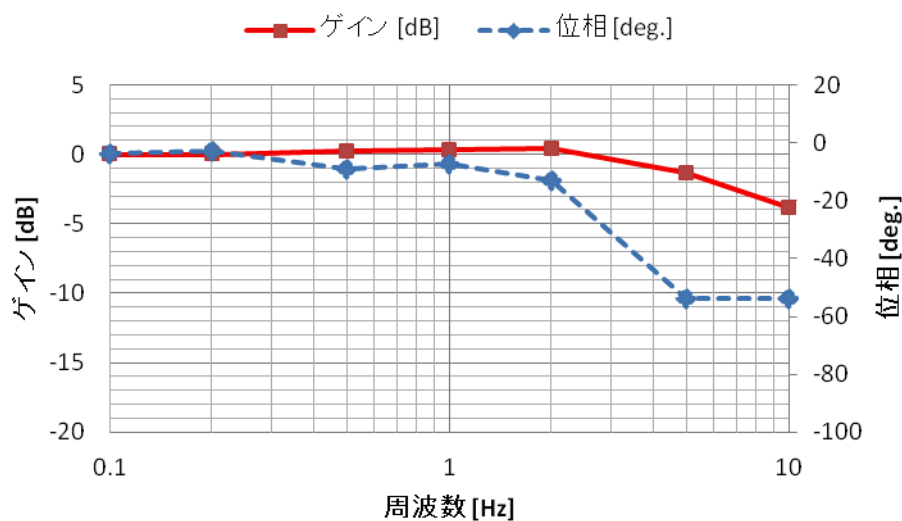


図 2-15 ボード線図 (P 制御)

2.5 結言

この章では、閉ループ制御を行うために、疑似サーボ弁の出力に接続された容積の内部圧力をフィードバックする圧力制御型の疑似サーボ弁を試作した。また、弁からの出力圧力の計測が可能になったことから、空気圧流体の圧力によって、弁の流量性能が低下することで、弁の制御性能の悪化につながる問題に対して、流量補正法を提案した。また、その提案した流量補正の性能評価をシミュレーションと実験の両方において検討した。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 疑似サーボ弁の出力圧力をフィードバックする圧力制御型の疑似サーボ弁を提案、試作した。そして、試作弁を用いて圧力追従制御実験を行い、その実験結果を示した。
- (2) 上記の実験において目標圧力の低いところで圧力偏差が大きくなるという問題に対し、流体の圧力により弁の流量性能が低下することで、弁の制御性能が悪化することを示した。また、その性能改善を行うための流量補正の概念を説明し、補正方法の提案を行った。実際の補正では、性能の低いマイクロコンピュータに組み込めるように、線形化された補正式を用いた。
- (3) 提案された流量補正の性能評価をシミュレーションと実機による実験の両方で行った結果、提案する補正方法は低圧付近での大きな圧力偏差を低減できることが確認できた。

第3章 圧力制御性能の改善と力制御システムへの応用

3.1 緒言

第2章では、圧力制御型疑似サーボ弁を試作し、圧力追従制御実験を行った。低圧時に圧力追従制御性能が低下する現象を軽減するために、流量補正する方法を提案し、シミュレーションと実験によりその有効性を示した。しかし、圧力追従制御において無視できない圧力振動が発生した。そこで、本章では、試作した疑似サーボ弁の圧力振動を減少させるための性能改善^{33, 34)}として弁に組み込んだマイコンに適用する制御則について検討した。また、試作した圧力制御型疑似サーボ弁の応用³⁵⁾として、空気圧シリンダを用いて力制御システムを構成し、力制御実験を試みた。

3.2 最適比例ゲインの推定

制御性能の向上を図るには、使用する制御パラメータの最適化、つまり最適な比例ゲインを得る必要がある。しかし、実験によりこの比例ゲインを求めるには多くの時間を必要とする。そこで、前述の弁のシミュレーションモデルを使い、計算により求め実験により微調整を行う。また、計算により求められた最適ゲインが実験と比べて妥当な値であるのかを実験によって確認する。具体的には比例ゲインごとの周期的な目標圧力の追従制御シミュレーションを行い、その目標値と弁の出力圧力から偏差の絶対値を取り、制御開始からの制御終了(1秒間)までの積分偏差が最も小さくなる最適ゲインの値を比較した。計算および実験では、負荷容積として15ccの小型タンクを弁の出力口に接続して実験を行った。図3-1に計算結果を示す。図3-1の横軸は比例ゲイン K_p [%/AD]、縦軸は積分偏差[Pa・s]を表している。この図より、比例ゲインが小さい場合には偏差の積分値が大きくなり、また比例ゲインがある一定以上の大きさになると、積分偏差もそれに伴って大きくなることがわかる。これはゲインの増大に伴うオーバーシュートが原因で、流量が大きく変化し圧力積分偏差が大きくなった結果である。また図より、 $K_p=0.10\sim 0.45$ %/AD の範囲で積分偏差が小さな値となりシミュレーションでの最適ゲインがこの範囲に存在することがわかる。

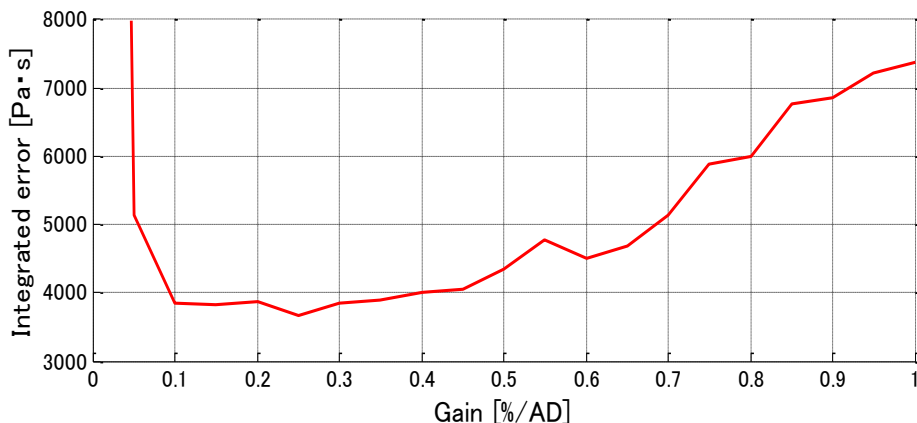


図 3-1 比例ゲインと積分偏差の関係（計算）

次に図 3-2 に実験の比例ゲインと積分偏差の関係を示す。この図より、計算で求めた積分偏差と同じように低いゲインでは偏差が大きくなっている。さらに 0.6 %/AD 以上のゲインでは偏差の積分値が増えるなど、シミュレーション結果と実際の実験結果の傾向はよく一致していることがわかる。また、図から最適ゲインは $K_p=0.35\sim0.50$ %/AD の範囲にあることがわかる。

図 3-1 と図 3-2 の結果より、計算で求めた最適ゲインと実験で調べた最適ゲインの傾向が一致していることが確認でき、実験では最適比例ゲインの範囲が小さいことも確認できた。以上の結果を踏まえて、負荷容積を一定容積としたときの最適比例ゲインのシミュレーション結果を実機に適用できるものと考えられる。

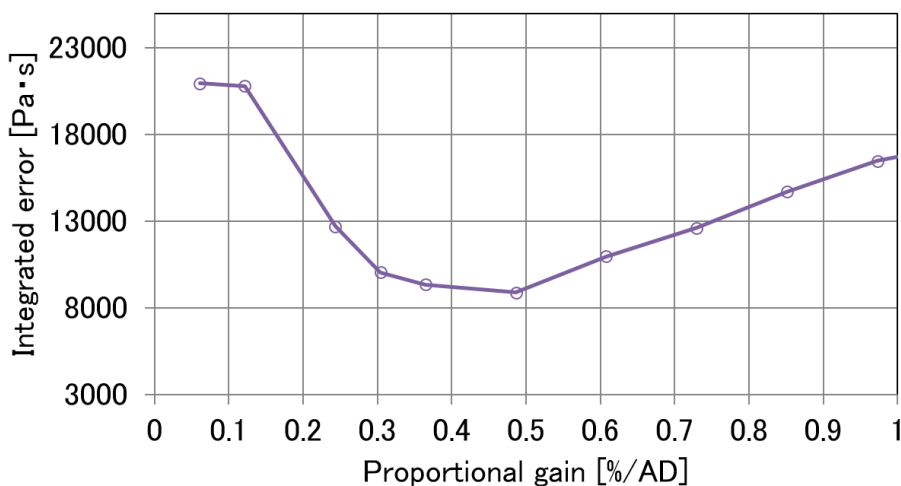


図 3-2 比例ゲインと積分偏差の関係（実験）

3.3 制御性能に及ぼす制御則の影響

前節では、圧力制御型疑似サーボ弁の各比例ゲインにおける積分偏差を計算で求め、実験と比較することで最適ゲインの傾向、またシミュレーションを用いた最適比例ゲインの導出およびモデルの有効性を確認した。本節では、弁の制御性能の向上を目的として PD 制御と PID 制御を適用し³⁶⁾、その性能評価を行う。初めに PD（比例微分）制御について述べる。微分動作を加えることにより、偏差速度、すなわち圧力変化を抑制する効果を持つことになるので、制御量（圧力）の振動に対して有効であり、弁の動特性が向上する。補正を含んだ PD 制御則を式(3-1)、(3-2)、(3-3)に示す。

$$u = K_p e_{c(i)} + K_d (e_{c(i)} - e_{c(i-1)}) / T_m \quad (3-1)$$

$$u_s = |u| \frac{f(z)_{max}}{f(z)} + 47.5, \quad z = \frac{P_L}{P_S} \quad (3-2)$$

$$u_e = |u| \frac{P_S f(z)_{max}}{P_L f(z)} + 47.5, \quad z = \frac{P_a}{P_L} \quad (3-3)$$

ここで、 $e_{c(i)}$ は現在の偏差、 $e_{c(i-1)}$ は1つ前の偏差、 K_d は微分ゲインを示す。この PD 制御を適用した圧力追従実験結果を図 3-3(a)に示す。目標圧力の周波数は 1Hz である。各制御パラメータは $K_p = 0.59\%/AD$ 、 $K_d = 4.73 \times 10^{-3} \% \cdot s/AD$ で行った。これらのゲインは、シミュレーションと実験より試行錯誤によって決めた。また、 T_m は制御のサンプリング周期（3.2 ms）である。

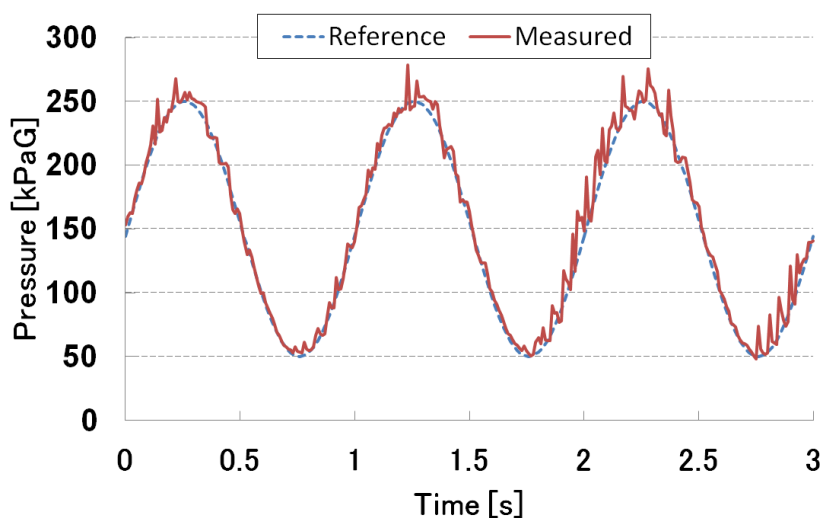


図 3-3(a) 圧力追従制御の実験結果（PD 制御）

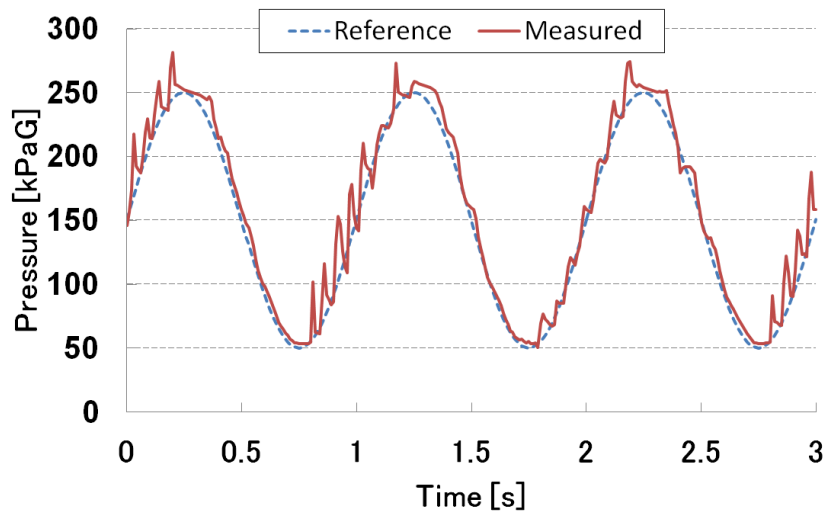


図 3-3(b) 圧力追従制御の実験結果 (P 制御)

図 2-14 の流量補正ありの P 制御結果を改めて図 3-3(b)に示す．これらと比較すると圧力振動が軽減されており，圧力追従制御性能が改善されていることがわかる．次にボード線図を図 3-4 に示す．図の■がゲイン，◆が位相を表している．図 2-14 や図 2-15 の結果と比較すると，微分動作を加えることで図中における高い周波数において位相の遅れが改善され，弁の動特性が向上していることがわかる．

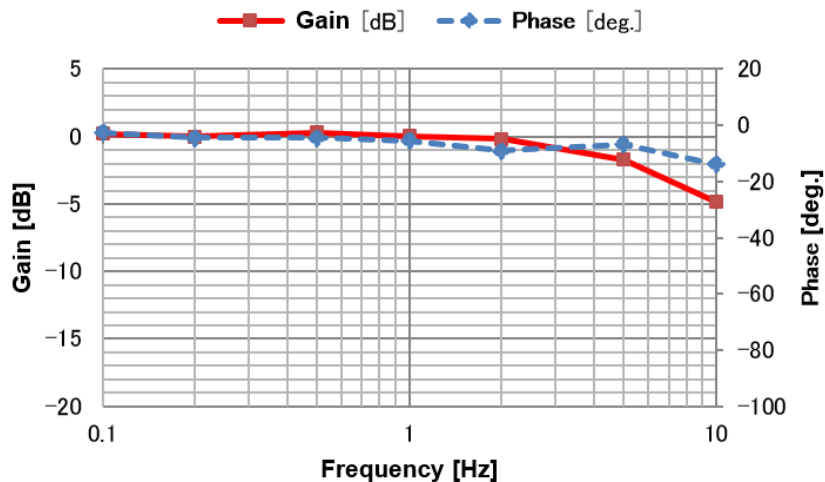


図 3-4 圧力追従制御の実験結果 (PD 制御)

次に PID 制御則について検討を行った．積分動作は定常偏差に対して効果を持つが，積分動作の性質から制御開始初期やアクチュエータや制御弁の飽和による偏差回復の

遅れなどの積分飽和現象が欠点として存在する．本研究では，その対策として PWM 入力
が飽和した時点で積分演算を停止する方法を用いた．

以下の式(3-4)，(3-5)，(3-6)に流量補正を含んだ PID 制御則を示す．

$$u = K_p e_{c(i)} + K_i \sum e_{c(i)} T_m + K_d (e_{c(i)} - e_{c(i-1)}) / T_m \quad (3-4)$$

$$u_s = |u| \frac{f(z)_{max}}{f(z)} + 47.5, \quad z = \frac{P_L}{P_S} \quad (3-5)$$

$$u_e = |u| \frac{P_S f(z)_{max}}{P_L f(z)} + 47.5, \quad z = \frac{P_a}{P_L} \quad (3-6)$$

ここで， K_i は積分ゲインを示す．この PID 制御則を用いた場合（1Hz）の，圧力追
従制御実験結果を図 3-5 に示す．制御パラメータは $K_p = 0.44 \text{ \%}/\text{AD}$ ， $K_d = 2.33 \times$
 $10^{-3} \text{ \%} \cdot \text{s}/\text{AD}$ ， $K_i = 7.93 \text{ \%}/\text{AD} \cdot \text{s}$ であり，これらの値は限界感度法と実験により決
定した．

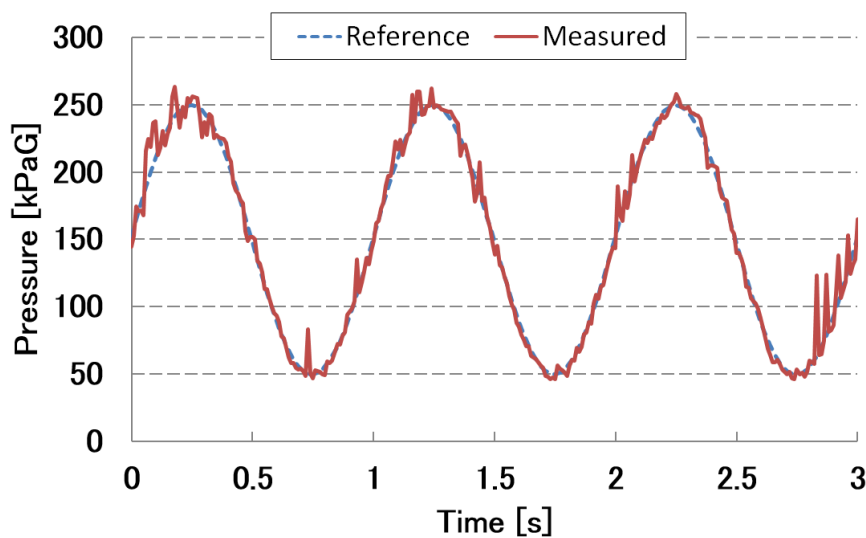


図 3-5 圧力追従制御の実験結果（PID 制御）

以上のまとめとして P 制御，PD 制御，PID 制御の制御性能の比較を行う．図 3-6 に目標
圧力の入力周波数と平均絶対誤差の関係を示す．図中の▲が P 制御，■が PD 制御，●
が PID 制御の実験結果である．0.1Hz - 1Hz 間は PID 制御，1Hz - 2Hz 間は PID 制御と
PD 制御，2Hz 以上では，PID，P，PD の順でどの制御則でも平均絶対誤差が大きくなる傾
向にあり，全体的に PD 制御が良好であることがわかる．これは，積分動作により蓄積
された偏差が制御結果に影響したと考えられる．

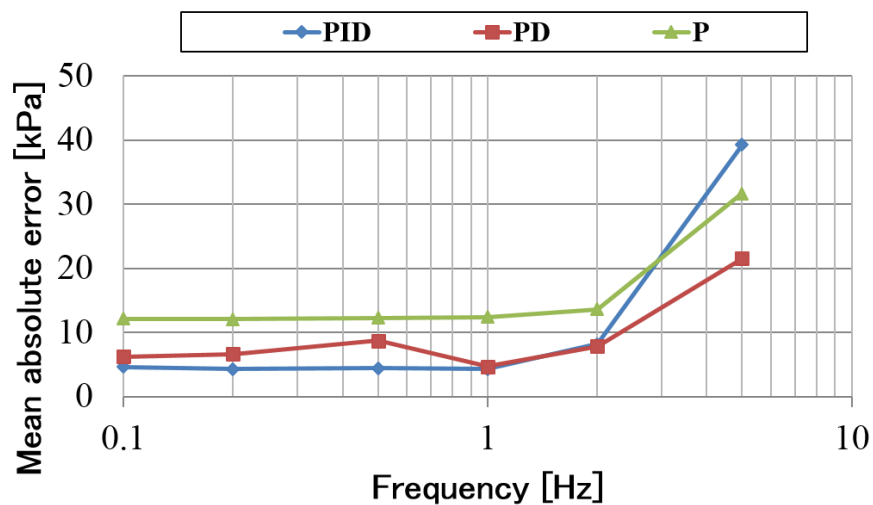


図 3-6 周波数と平均絶対誤差の関係

3.4 試作サーボ弁の力制御システムへの応用

試作した圧力制御型疑似サーボ弁の応用として、空気圧シリンダの力制御について検討する。試作した力制御システムの構成と外観をそれぞれ図 3-7、図 3-8 に示す。制御システムは、試作弁、複動形空気圧シリンダ(株コガネイ製 PBDA 16×100-1A : 以下空気圧シリンダとする)、電動アクチュエータ (SUS(株)製 XA-50H-300E)、ロードセル(株共和電業製 LUR-A-SA1)、ロードセル用アンプ(株共和電業製 DPM-911B)、ポテンショメータ(株緑測器製 LP-150F-C)、データロガー(日置電機(株)製メモリハイログー8430)から構成される。ただし、試作弁と空気圧シリンダ以外は、実験のための装置であり、制御には使用されない。制御動作は以下の通りである。空気圧シリンダの圧力室は、2つの試作弁を使用してそれぞれ独立に圧力制御を行う。試作弁の制御目標は力を入力とする。1つの試作弁を用いて空気圧シリンダの片側の圧力室を一定圧力になるよう制御を行う。また、もう1つの試作弁を使用し、空気圧シリンダの別の片側の圧力室を目標の力になるよう制御を行う。つぎに実験では、外部から変位入力するために電動アクチュエータを用いる。また、計測のために空気圧シリンダのロッド先端には、ロードセルが配置されている。この接続されたロードセルはロードセル専用アンプを通して、その出力が増幅される。この出力電圧をデータロガーによって、位置計測用のポテンショメータの出力とともに PC へとそれぞれの計測値が取り込まれる。

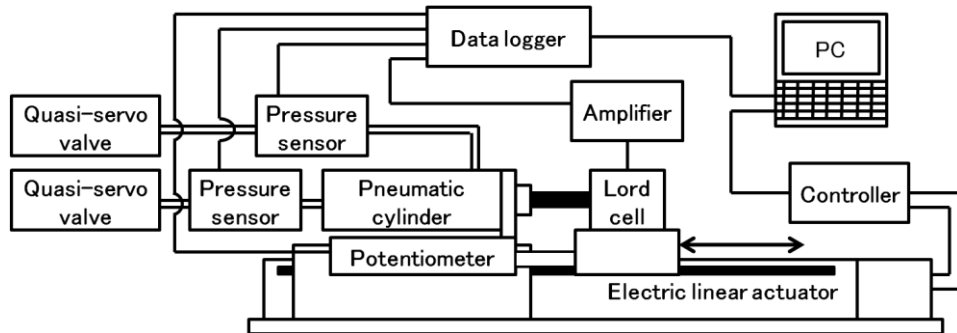


図 3-7 実験装置の構成

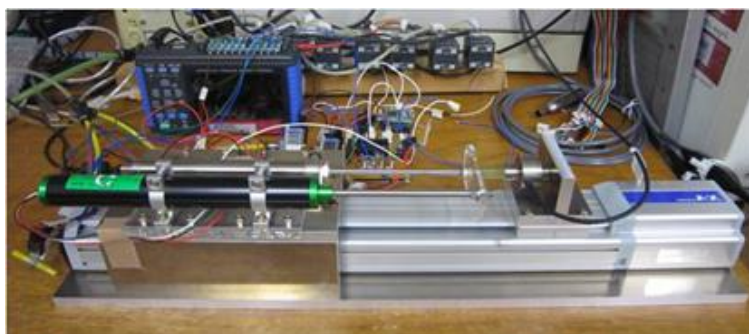


図 3-8 実験装置の外観

力制御システムのブロック線図を図 3-9 に示す。このシステムでは試作弁のコントローラの目標圧力は一定として与える。この目標値と動作させる空気圧シリンダ内部の圧力との偏差を取り、力制御を行う。力の計測にはロードセルが用いられるが、制御器の中には組込まれない。

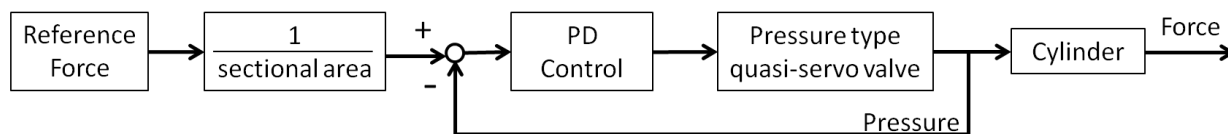


図 3-9 力制御システムのブロック線図

つぎに、試作弁と空気圧シリンダを用いた力制御実験の方法を示す。空気圧シリンダの最大ストローク 100mm に対して最大ストローク時から 40mm を中心として ± 20 mm の振幅で、速度 16mm/s で三角波状の変位を電動リニアアクチュエータによって与える。実験では弁への供給圧力を 300kPa、目標力を 5N とし、力制御実験を行った。なお、試作弁の制御則は PD 制御で行う。また、試作弁の不感帯は 2% とし、これは弁の操作量とその不感帯に相当する偏差になると、操作量が 0 になるよう制御を行うものである。

実験結果を図 3.9 に示す。図の実線はシリンダの発生力，破線は変位，一点鎖線は目標力を示す。図より，目標の発生力-5N（押し出し方向が負）に対して偏差が存在している。これは左右に移動するシリンダに対して逆に発生している力であり，摩擦力であることが推測できる。

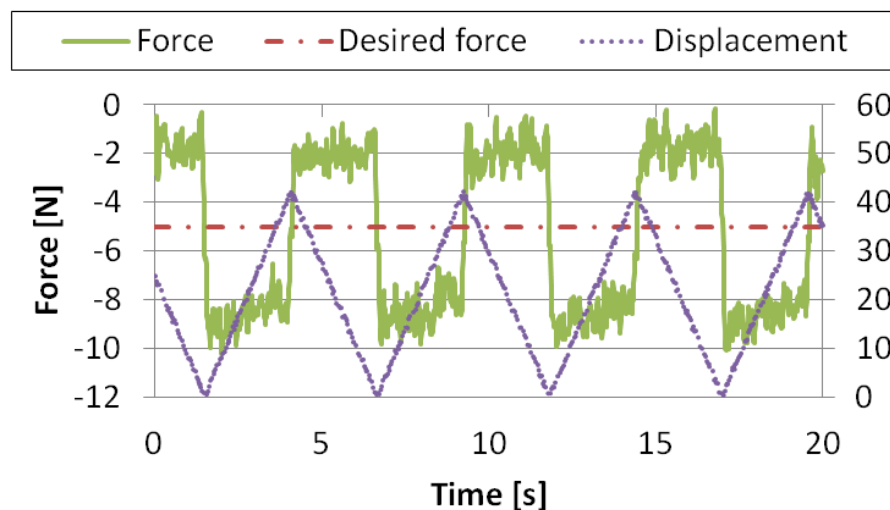


図 3-10 力制御実験結果

図 3-10 の実験結果よりシリンダには摩擦が存在して，力制御性能に悪影響を与えていることがわかる。そこで，使用した空気圧シリンダの摩擦特性を調べた。実験では，電動リニアアクチュエータにより一定速度をシリンダに与え，その際の一定の位置（電動リニアアクチュエータの原点から 43mm の位置）における力を 3 回計測し平均する。空気圧シリンダの摩擦特性である力と速度の関係を図 3-11 に示す。

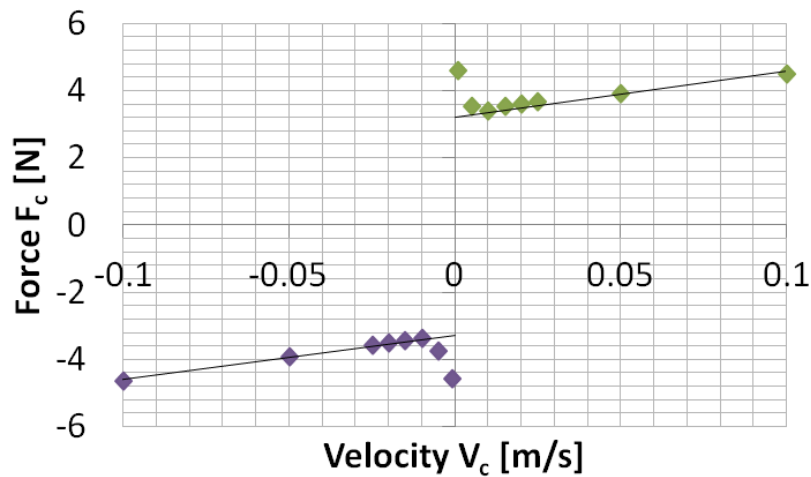


図 3-11 摩擦特性

図の横軸はシリンダピストン速度 V_c [m/s]，縦軸は力 F_c [N]である．また，右側（正の速度）をシリンダの引き側，左側（負の速度）をシリンダの押し側とする．図中の実線は次式で求めたシリンダの摩擦特性である．

$$F_c = 13.8V_c + 3.21\text{sign}(V_c) \quad (3-7)$$

これより，シリンダのクーロン摩擦は 3.21N，粘性抵抗係数は 13.8N・s/m であることがわかる．これらを用いて力制御における摩擦補償を行うことができる．具体的には，シリンダの変位から移動方向を検知し，その方向に対して実験より得られた摩擦特性を使い，圧力を上乘せすることで摩擦補償を行うことが挙げられる．これは図 3-12 のように考えられる．図より，使用されるシリンダは複動式であり 2つの圧力室から構成され，シリンダロッド面には摩擦が生じ，ロッドには質量が存在するモデルとする．

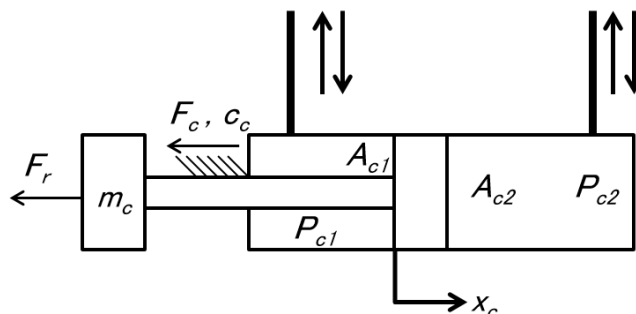


図 3-12 シリンダの摩擦補償

$$m_c \ddot{x}_c + c_c \dot{x}_c = f - F_c \text{sign}(\dot{x}) \quad (3-8)$$

$\dot{x} = 0$ とすると次式のようになる。

$$c_c \dot{x} = f - F_c \text{sign}(\dot{x}) \quad (3-9)$$

これをクーロン摩擦のみ考慮した場合、

$\dot{x} \geq 0$ のとき、目標の圧力 ΔP_{c2r} は

$$\Delta P_{c2r} = b_c F_r - \frac{F_c}{A_{c2}} \quad (3-10)$$

である。ここで、 b_c 、 F_r はそれぞれシリンダ面積比 $\frac{A_{c1}}{A_{c2}}$ 、シリンダ発生力を示す。

また、 $\dot{x} < 0$ のとき、

$$\Delta P_{c2r} = b_c F_r + \frac{F_c}{A_{c2}} \quad (3-11)$$

である。

これらを実際に組み込むための、たとえばP制御則の操作量は、次のよう与えられる。

$$u = K_{pc} \cdot (e_c + \frac{F_c}{A_{c2}} \cdot \text{sign}(\dot{x})) \quad (3-12)$$

以上のような摩擦補償をコントローラに組み込むと次の図 3-13 のようになる。図より、空気圧シリンダは2つの疑似サーボ弁を使って制御される。空気圧シリンダの各圧力室は独立して疑似サーボ弁にて PD 制御される。1つの圧力室は 50kPa を制御目標圧力として一定圧力になるように制御される。そしてもう一方の圧力室は、目標力 5N を発生させるように圧力を制御する。

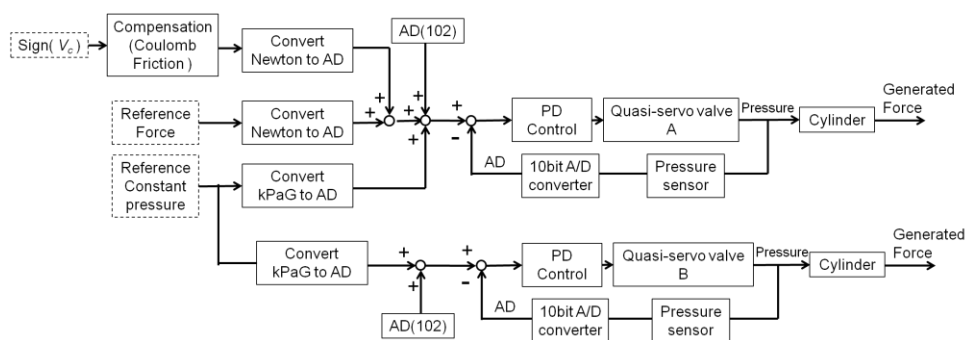


図 3-13 摩擦補償付力制御システムのブロック線図

3.5 実験結果と考察

図 3-14 に摩擦補償を行った場合の実験結果を示す。図中の横軸は時間、縦軸は左側

がシリンダのロッド先端に直列に接続された力センサから計測された力、右側はポテンシオメータから得られたシリンダ変位を表している。図 3-14 より、目標力 5N に対して、約 1.8N の偏差があることが確認できる。また、移動方向が切り替わる点で最大 5N の偏差が発生している。この原因は、圧力制御に時間遅れ、またシリンダの移動方向を検出する遅れが原因であると考えられる。前者は、入力される変位によってシリンダ内の圧力室の容積が最大近くになり、圧力制御に遅れが発生することである。また、後者はシステム制御のサンプリング時間によるものであると考えられる。しかしながら、図 3-10 の摩擦補償がない場合に比べ制御偏差の平均値が 29% 程度軽減されており、摩擦補償の有効性が確認できる。

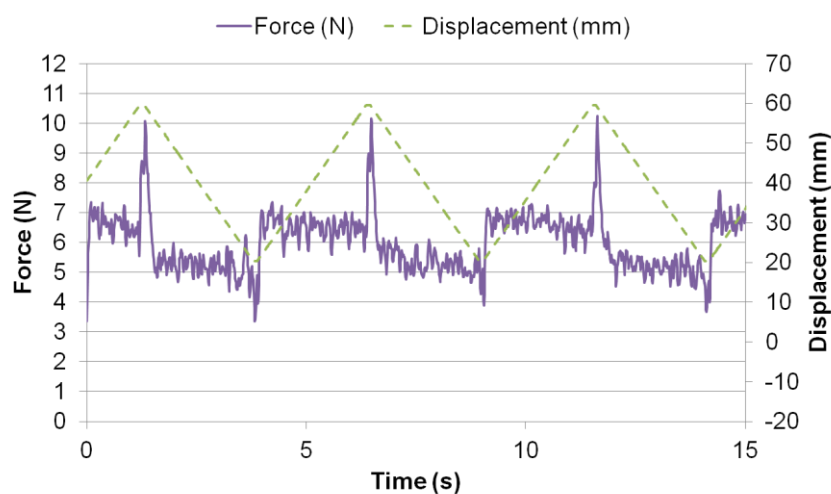


図 3-14 摩擦補償された場合の実験結果

3.6 結言

この章では、実験とシミュレーション実験によって、試作した圧力制御型疑似サーボ弁の制御性能を調べるとともに定容積でのゲイン推定と制御性能の改善を行った。また、試作弁の応用として空気圧シリンダの力制御システムを構成し、実験を行った。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 一定容積の負荷に対し、試作疑似サーボ弁を用いて圧力制御する場合の比例ゲインの推定を行った。容積 15cc の場合、圧力積分偏差を指標として用いたとき、シミュレーションでは $K_p=0.10\sim0.45$ %/AD が最適な比例ゲイン範囲であることが確認できた。また、実験によって、最適な比例ゲインが $K_p=0.35\sim0.50$ %/AD と得られた。シミュレーションと実験では、その値が異なる結果となったが、その圧力積分偏差の傾向は近似していることから、負荷容積を一定容積としたときの最適比例ゲインをシミュレーションで導いた結果を実機に適用できるものと考えられる。

- (2) 試作弁の制御性能向上を目的とし、試作弁に PD 制御と PID 制御を適用した。P 制御と比較し、PD 制御では、バンド幅周波数が 7Hz となり、弁の動特性が向上した。また、評価の指標に平均絶対誤差を用いた場合、0.1 - 1 Hz の間では、PID 制御が他の制御則と比較して良好な結果が得られたのに対して、1-2 Hz 間では、PD 制御が比較的良好な結果が得られた。
- (3) 試作弁と空気圧シリンダを用いて、力制御システムを構成し、力制御実験を行った。空気圧シリンダのロッドによる摩擦の摩擦補償をした力実験結果では、約 1.8N の偏差が発生した。また、移動方向が変化する点では 5N 程度の偏差が発生した。

第4章 疑似サーボ弁の小型化と弁の解析

4.1 緒言

前章では、実験とシミュレーション実験により、試作した圧力制御型疑似サーボ弁の制御性能の確認と改善を行った。また、試作弁を使用して空気圧シリンダの力制御システムを構成し、実験では空気圧シリンダの力偏差を確認した。本章では、よりウェアラブルな機器の実現に向けて必要な仕様などを挙げる。そして、前章までに用いたオンオフ弁よりも小型の弁を使用して、ウェアラブル小型疑似サーボ弁を構成する。また、この小型疑似サーボ弁の最適設計や、シミュレーションを行うための解析モデル^{37, 38)}を提案する。さらに、この解析モデルに使用されるシステムパラメータの同定を行い、実験結果と計算結果の両方により解析モデルの有効性を確認する。

4.2 ウェアラブル制御機器の実現に向けて

本節では、ウェアラブル制御機器の実現に向けて、その機器にどのような要求が必要となるかを述べ、また、試作弁を使用して最終的なウェアラブル制御機器として利用するためにどんな機能な要求されるのかについて述べる。はじめに、ウェアラブル制御機器の例としてパワーアシスト機器を設計する場合について述べる。特に、パワーアシスト装置とは、装着者、例えば福祉機器で言えば介助者または要介護者に装着され、実際に体に着けるということを意味し、装着型のウェアラブル制御機器の1つとして分類できる。これとは別に、パワーアシスト機器には、実際に体に装着しないで使用される非装着型機器が存在する。例えば、ベッド等にパワーアシスト装置を取り付けて間接的に介助者や要介護者を支援するという機器である。以上のような、装着型ならびに非装着型のパワーアシスト装置についての要求がどのようなものを述べることにする。はじめに、非装着型のパワーアシスト装置に必要な機能では、日常的な生活には不可欠なベッドのように睡眠の際に支援を必要とする機器や主に自宅等での屋内移動支援、排泄・入浴支援機器が挙げられる。これらすべてに対して必要な条件とは、介助者または要介護者が着るような装着型とは異なり、自宅、ベッドや湯槽、トイレなどのものに対して装着することが考えられることから、取り付けの際になるべくパワーアシスト装置のための土台設置工事などが行われない設計が必要となる。屋内移動支援は、介助者が要介護者に対し、または要介護者が屋内移動や立つ・座ることを支援し、ベッドやトイレ、または玄関間の移動をサポートするものであるが、なるべく要介護者が1人で使用できること、または介助者の下で使用可能な機器であることが望まれる。排泄・入浴支

援機器では、トレイや浴槽に出入りする際の一連の動作を支援し、要介護者が1人または、介助者の元で使用でき、家族等の介助を必要としない者が生活している場合には、支援機器を簡単に取り外しが可能なものであることが望ましい。また、ここで使用される機器には水が使われるため防水性や水による事故を防ぐために防滑であることが要求される。

つぎに、介助者が装着して要介護者を支援する、要介護者が着るような装着型パワーアシスト装置について述べる。このパワーアシスト装置は、非装着型とは異なり、装着することが要求されることから機器の重量が大きくなることが必要となる。また、装着者によって体格の大きさがことなることから調整が可能であるよう設計する必要がある。ただし、装着時間が短いもの、長時間使用されず、短時間で使用されるような設置型の機器では、重量に関して考慮することは不要であるが、装着後に移動を伴う非設置型であるものは、使用持続可能な時間が長く、アクチュエータに供給される電力や空気圧等のエネルギー補給が容易に行えることが要求される。また、装着して日常生活する場合には、機器が防水であることが要求される。パワーアシスト機器である以上、支援のための機器であり、自立的な行動が可能になるような機能などを持たせる必要がある。例えば、装着者の装着してからの使用時間、期間の間中に装着者を監視するような機能を持たせることで、最終的に自立可能になるようにアシストを制御するような機能を有することが望ましく、制御機器にはネットワーク機能を有しており、装着してから観測されたデータを病院等の専門者へと送信することで、通院を行うことなしで受診し経過などの報告が可能とし、そのアシストのパターンなどの制御が変更できるような拡張性を有した機器の仕様であるなどが挙げられる。最後に、装着型や非装着型パワーアシスト機器であってもそれらの機器の普及がなされるには、多くの人が同モデルの機器の使用が可能であること、安価なものであることが望まれ、要介護者、介護者の負荷が増大しない、費用が抑制されることである。

以上のような理由から、特に空気圧を利用した装着型パワーアシスト機器に向けた制御弁にはサイズや価格といった特徴が要求される。そこで次節では、そういった用途に向けて開発した疑似サーボ弁について述べる。

4.3 疑似サーボ弁の小型化と解析モデル

試作した小型疑似サーボ弁は、超小型オンオフ弁(株SMC製、S070C-SDG-32)を2個繋ぎ合わせ、供給源側の弁を給排気弁(2位置3ポート弁)、アクチュエータ側の弁を流量調整のための可変絞りのPWM駆動弁(2位置2ポート弁)として使用する。その外観図

を図 4-1 に示す. 使用したオンオフ弁の大きさは $12 \times 33 \times 7 \text{mm}$, 質量は約 6g, 最大流量 15 l/min(500kPa の場合)であり, 前章までに使用したオンオフ弁(株コガネイ製 G010HE1)の大きさは $33 \times 20 \times 10 \text{mm}$, 質量は約 15g, 最大流量は 33 l/min である. この超小型オンオフ弁を以前のオンオフ弁と比較すると, 容積で約 58%小さくなり, 重量では 60%ほど軽量化された.

試作する小型疑似サーボ弁を操作するためのコントローラは, マイクロコンピュータ(ルネサスエレクトロニクス(株)製 R8CM12A), トランジスタ(株TOSHIBA 製 MP4401), 圧力センサ(Panasonic(株)製 ADP5160)から構成される. これらを含めたシステム全体の質量は約 73g である.



図 4-1 疑似サーボ弁の外観図

つぎに, ここで提案された超小型オンオフ弁の解析モデルとそのオンオフ弁から構成される疑似サーボ弁の解析モデルを示す. はじめに, オンオフ弁の解析モデルを図 4-2 に示し, その弁の内部構造を図 4-3 に示す. また, 図 4-4 に負荷容積を接続した疑似サーボ弁の解析モデルを示す. これは前述の 2 位置 3 ポート弁(給排気弁)と 2 位置 2 ポート弁(PMW 弁)を配管容積 V_m で接続したものである.

それぞれの弁のプランジャ変位を x_1, x_2 , ソレノイド電流を i_1, i_2 , 発生力を F_{e1}, F_{e2} とするとプランジャに加わる電磁力, 電気回路式, 運動方程式は, すでに提案されたモデルが使用でき, 式 (2-1) から式 (2-6) までは同様の式として与えられる.

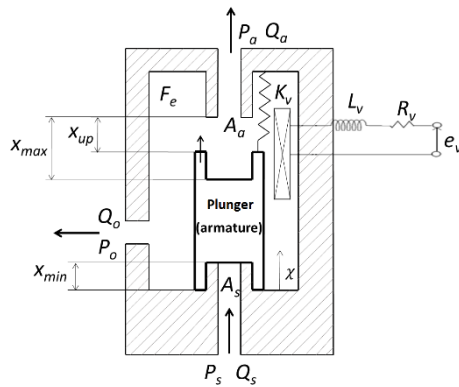


図 4-2 オンオフ弁の解析モデル

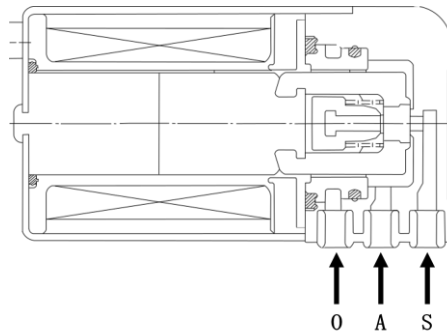


図 4-3 オンオフ弁の内部構造

使用した超小型オンオフ弁の構造により，変位 x の位置によって式(2-7)，(2-8)が異なり，それらの式は，以下のように表わされる．弁の開口面積はプランジャの位置によって変化するが，図 4-2 に示すように，供給側ポートの開口面積 A_s と排気側ポートの開口面積 A_a は，プランジャに遊び x_{min} ($=0.12\text{mm}$) があるため，変位 x がその値になるまで開口しない．したがって，これらの開口面積は以下のように表される．

まず $0 \leq x_1 \leq x_{min}$ の場合，供給側 A_s は閉口し，排気側 A_a は開口するので，以下の式で表される．

$$A_s = 0$$

$$A_a = \sqrt{4\pi A_{a0}} (x_{up} - x_1) \quad (4-1-1)$$

ここで， x_{up} は $x_{up} = x_{max} - x_{min}$ である．ただし，プランジャ変位が小さいと，弁と排気口の間で作られる円筒表面積 A_a が弁の排気口の有効断面積 A_{a0} より大きいので， $A_s \geq A_{a0}$ のとき $A_s = A_{a0}$ とする．

$x_{min} < x_1 < x_{up}$ の場合，供給側と排気側は両方開口しており，以下の式で表される．

$$A_s = \sqrt{4\pi A_{s0}} (x_1 - x_{\min})$$

$$A_a = \sqrt{4\pi A_{a0}} (x_{up} - x_1) \quad (4-1-2)$$

次に $x_{up} \leq x_1 \leq x_{max}$ の場合，供給側は開口し，排気側は閉口するので，以下の式で表される．ただし，この場合も $A_s \geq A_{s0}$ のとき $A_s = A_{s0}$ とする．ここで， A_{s0} は弁の給気口の有効断面積である．

$$A_s = \sqrt{4\pi A_{s0}} (x_1 - x_{up})$$

$$A_a = 0 \quad (4-1-3)$$

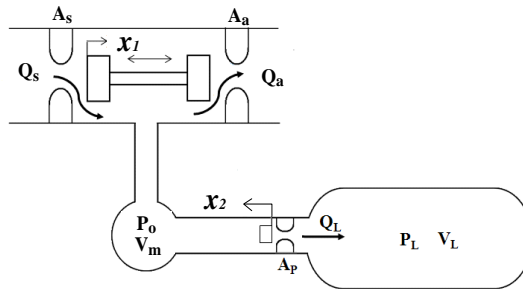


図 4-4 疑似サーボ弁の解析モデル

最後に $x_1 \geq x_{max}$ の場合，プランジャはそれ以上動かないので， $x_1 = x_{max}$ とする．

2 位置 2 ポート弁の場合，図 4-2 のモデルにおいて，排気ポートをふさいだモデルとして与えられる．これらの式と第 2 章で示した式(2-5)から式(2-8-1)より，超小型疑似サーボ弁のシミュレーションが可能となる．

4.4 パラメータの同定と解析結果

前節で提案した解析モデルに用いられるシステムパラメータの同定を行った．同定の方法として，実際に測定できる形状などのパラメータを測定により求めた．また，直接測定困難なパラメータは，疑似サーボ弁の出力流量の実験結果とシミュレーション結果を比較し，同定を行った．まず，オンオフ弁内部にあるソレノイドコイルの巻き数とコイルの直径から計算されるインダクタンス L_v は実際にオンオフ弁を分解してコイルの銅線の長さを測定し，インダクタンスを求めた．コイル抵抗 R_v は，テスタを用いて弁の電気抵抗を測定した．プランジャの質量 M_v は精密電子天秤を用いて測定を行った，

プランジャ内部のコイルばねのばね定数 K_v はばねの変位と力の関係を用いて求めた。また、オンオフ弁内部の有効断面積は各圧力での出力流量を測定し求めた。また計算する際に、大気圧 P_a を 101.3kPa, 空気温度 T を 298K(20°C), ガス定数 R を 287J/(kgK), 比熱比 κ を断熱変化 1.4 とした。なお、ソレノイドの電流-力変換係数 K_c , 粘性抵抗係数 C_v はシミュレーション結果が、実験結果と合うように同定した。 x_{min} と x_{max} は測定値をもとにシミュレーションにより微調整した。これらのシステムパラメータの値を表 4-1 に示す。

表 4-1 弁のシステムパラメータ

Parameter	Value	Unit
A_{s0}	0.202×10^{-6}	m^2
A_{a0}	0.23×10^{-6}	m^2
A_{p0}	0.202×10^{-6}	m^2
C_v	0.05	N·s/m
K_c	0.96	N/A
K_v	311	N/m
L_v	0.00778	H
M_v	0.563×10^{-3}	kg
R_v	51.1	Ω
x_{min}	0.12×10^{-3}	m
x_{max}	0.32×10^{-3}	m

前述の同定した値を使用して、疑似サーボ弁の入力デューティ比に対する弁の出力流量の実験結果と計算結果について述べる。実験では、デジタル流量計 (SMC(株)製 PF2A710-01-27) を弁に接続して測定した。PWM 搬送周期は弁の遅れ(3ms)を考慮し、5, 7.5, 10ms とした。図 4-5 に供給圧力 500kPaG の場合の結果を示す。各記号が実験結果を示す。また、赤の細線(5ms), 青の破線(7.5ms), 緑の点線(10ms)がシミュレーション結果を示す。図より流量が生じないデューティ比や飽和するデューティ比, 曲線全体の形など実験結果と一致しており, 解析モデルや同定したシステムパラメータの有効性が確認できる。また, PWM 周期は小さい方が速応性も良く, 5ms が適切であると考えられる。

ここで, 前章までのオンオフ弁を使用した疑似サーボ弁との比較を行う。図 2-6 と図 4-5 とを比較すると, 図 4-5 の場合, 全体的にデットゾーンが小さいことが確認できる。

例えば、PWM 周期が 5ms の場合、小型化された試作弁のデットゾーンが約 20%であるのに対して、前の試作弁は約 40%である。このことは、従来弁より小型になったため弁の可動部分の質量が小さくなり、速応性が向上したためと考えられる。

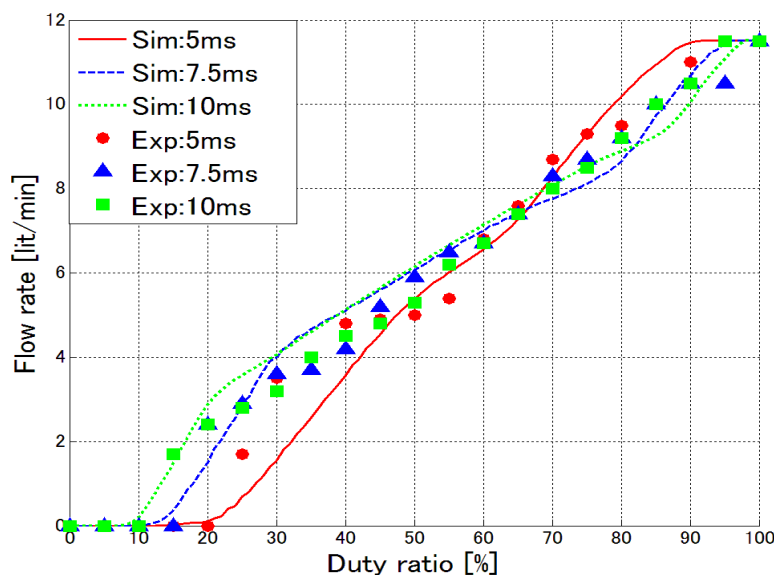


図 4-5 試作弁のデューティ比と出力流量の関係

4.5 結言

この章では、以前の研究において開発された疑似サーボ弁に使用されたオンオフ弁よりもより小さなオンオフ弁を用いて超小型疑似サーボ弁の開発を行った。また、それにもない弁の解析を行った。その結果、以下の結論を得た。

- (1) よりウェアラブルな機器の開発を目的として、超小型オンオフ弁を使用し、新たに疑似サーボ弁の開発を行った。この小型化された疑似サーボ弁は、以前開発された疑似サーボ弁の容積と重量を比較すると、 $33 \times 20 \times 10\text{mm}$ から $12 \times 33 \times 7\text{mm}$ になり容積で約 58%小さくなった。また、重量では、約 15g から約 6g へとなり、60%ほど軽量化された。ただし、最大流量は (500kPa の場合)、33 l/min から 15 l/min となった。
- (2) 使用された弁の構造を解析し、それにあわせて解析モデルを作成した。また、その解析モデルのシステムパラメータを実験とシミュレーションにより同定した。入力デューティ比と弁の出力流量の関係について、解析モデルと同定パラメータを使用したシミュレータによる計算結果と実機を用いた実験結果を比較することで、解析モデルの有効性を確認した。さらに小型化した改良弁では、内部の電機子の質量が小さくなったことと弁自体のオーバーラップゾーンが小さいことから速応性が

向上し、デッドゾーンが約半分になったことを確認した。

第 5 章 小型疑似サーボ弁による圧力制御

5.1 緒言

前章では、以前の研究で開発された疑似サーボ弁より小型な弁を試作し、解析モデルなどを提案した。そして、各 PWM 周期に対するデューティ比と流量の関係の実験結果と計算結果の比較からシステムパラメータの同定を行うとともに解析モデルの有効性を確認した。第 5 章では、この試作弁を用いた圧力制御を行い、疑似サーボ弁の解析モデルとシステムパラメータの有効性や制御性能について述べる³⁹⁾。

5.2 システムの構成と制御方法

小型疑似サーボ弁の圧力制御システムの構成を図 5-1 に示す。また、図 5-2 にその外観を示す。この制御システムは、試作した小型疑似サーボ弁、マイコン(ルネサスエレクトロニクス(株)製 R8C/M12A)、トランジスタ(株)TOSHIBA 製 MP4401)、圧力センサ(Panasonic(株)製 ADP5160)から構成される。制御の流れは以下のとおりである。目標圧力に相当する電圧を発生させるファンクションジェネレータからの出力電圧と現在の圧力である圧力センサからの出力電圧を、マイコン内部の A/D 変換器を通して取り込み、その差を偏差として求め、制御則に従って弁を駆動する。また、疑似サーボ弁の構成要素である 2 つのオンオフ弁のうち、給排気を行うオンオフ弁はマイコンの I/O ポートに接続される。また、流量調整のための PWM 駆動弁は、PWM ポートに接続されている。制御則は、P 制御とする。以上は、以前の疑似サーボ弁の場合の制御法と同じであるが、それとは異なる点は、前章で述べたように、弁のデッドゾーンは以前の弁よりも小さくなっており、デッドゾーンを補償するための値が 20 %と、従来の弁と比較して約 20% 程度減少している。これにより、弁の開口から弁が開き切るまでのデューティが増加するので、その分解能は、同じマイコンのタイマレジスタを使用する場合において高くなると言える。

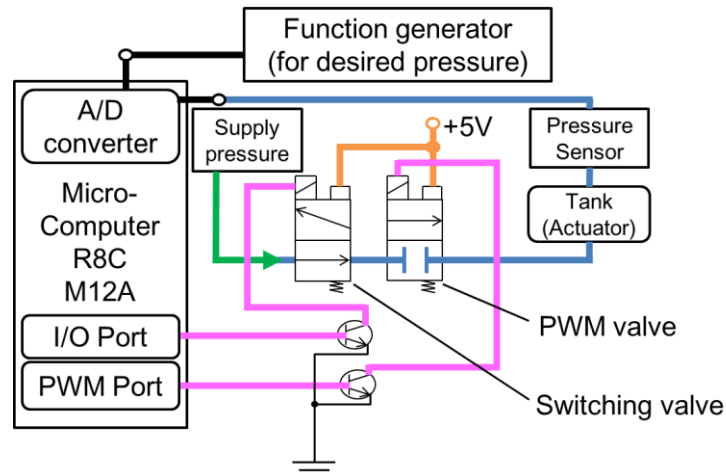


図 5-1 システム構成図



図 5-2 圧力制御システムの外観

制御方法として基本的な制御則である P 制御を用いる。PWM 駆動弁の PWM 周期は 5ms である。これは、前章のデューティ比と出力流量の特性から決定した。コントローラ(マイコン)の制御(サンプリング)周期は 3.2ms である。圧力信号をマイコンの制御プログラムで表現する場合、A/D 変換器出力の AD 値で表すことにし、1AD 値当たり 610Pa である。比例ゲインはシミュレーションをもとに $K_p = 2.46 \text{ \%}/\text{kPa}$ とした。また、目標入力は正弦波信号とし、目標周波数は 1Hz、目標オフセット圧力は 150kPa、圧力振幅は、100kPa である。また、供給圧力は 500kPa で、実験では、負荷として約 15cc のタンク(株コガネイ製 V15)を接続した。

5.3 実験結果と考察

図 5-3 に追従制御結果である圧力の応答波形を示す. 図における赤の破線は目標圧力, 青の実線はシミュレーション結果, 黒の細い実線は実験結果を示す. 図 5-3 より, 実験結果とシミュレーションの結果がともに目標値に追従していることが確認できる. また, 実験結果とシミュレーション結果が比較的一致しているのが確認できる. これより, 前章で示した疑似サーボ弁の解析モデルとシステムパラメータの有効性が確認でき, 試作した小型疑似サーボ弁をウェアラブルアクチュエータの制御に応用することが可能であると考えられる. しかし, 目標値が低い場合に圧力偏差が大きくなるのがわかる. これは第 2 章で述べたとおり, 弁の出力圧力と大気圧の差が小さく, 同じ弁開度でも流量が少なくなり, 十分に排気されないためと考えられる. この試作弁にも, 流量補正を行えば, 第 3 章で述べた試作弁のように制御性能が改善されるものと考えられる.

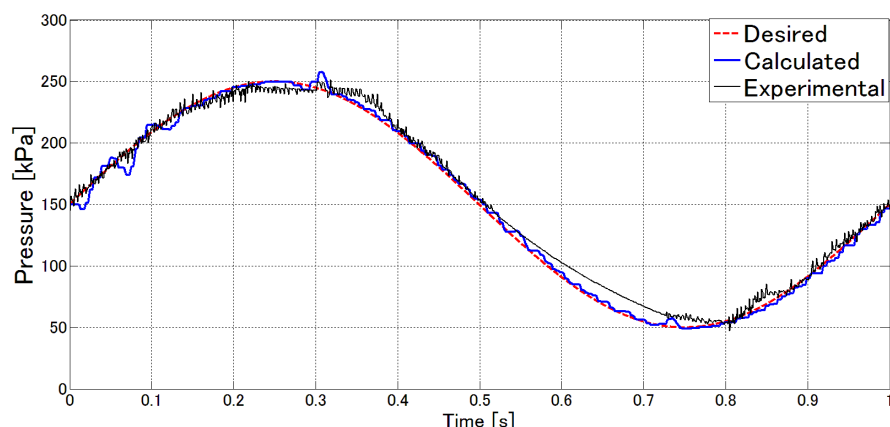


図 5-3 追従制御結果

また, 弁の速応性を知るために, 試作弁の周波数応答実験を行った. 実験条件は, 圧力追従制御実験と同じ条件で行った. 周波数応答実験の結果を図 5-4, 図 5-5 に示す. 各図はそれぞれ, ゲイン線図, 位相線図を示している. 図 5-4 のゲイン線図より, バンド幅周波数は約 2.8Hz であることが確認できる. また図 5-5 より, 90 度位相差周波数は約 3.5Hz であることが確認できる. これらの値は, 以前の開発された弁よりも下がっている. この理由は, 小型弁を使用することで流量が少なくなり, 同じ容積(15cc)の負荷に対して速応性が低下したことが原因と考えられる. しかし, リハビリ機器のような高い周波数を必要としない動作に対しては十分な性能であると考えられる.

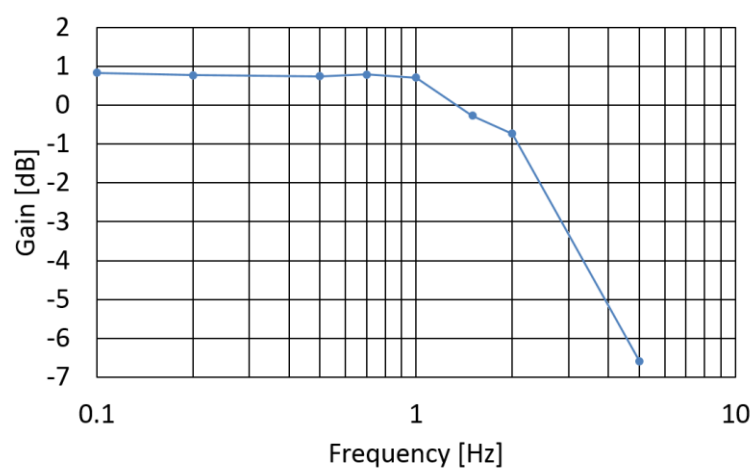


図 5-4 試作弁のゲイン線図

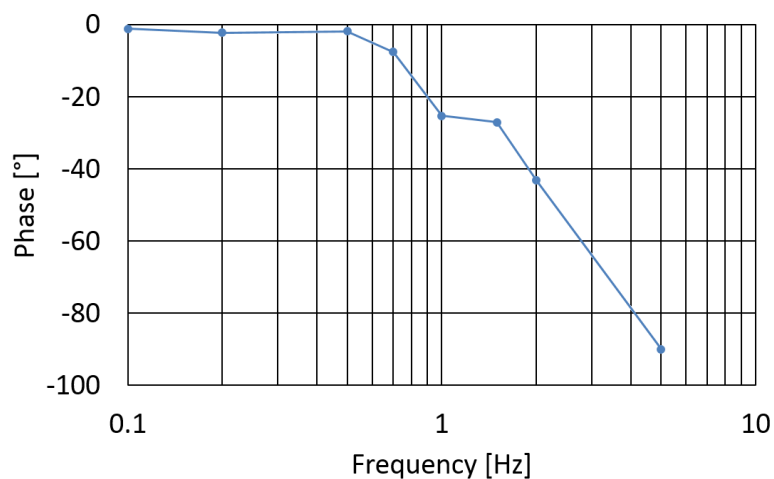


図 5-5 試作弁の位相線図

5.4 結言

この章では、新たに開発した超小型疑似サーボ弁を用いて、圧力追従実験を行った。この実験結果から、開発した小型疑似サーボ弁の性能が確認でき、以下の結論を得た。

- (1) 新たに開発した小型疑似サーボ弁を用いて、圧力制御システムを構成し、実験を行った。また、従来の弁の解析モデルに超小型弁の構造に基づいて改良を加えた新たな解析モデルを提案し、システムパラメータの同定を行った。そして、モデルと同定パラメータを用いた計算結果と実機を用いた実験結果を入力デューティ比に

対する出力流量特性について比較した。その結果、解析モデルによる計算値と実機の実験結果が比較的一致し、解析モデルの有効性が確認できた。

- (2) また、小型疑似サーボ弁からの出力に 15cc の負荷容積を接続した場合の圧力制御実験を行い、周波数特性を調べた。その結果、ゲイン線図からバンド幅周波数は、約 2.8Hz であり、位相線図から 90 度位相差周波数は約 3.5Hz であることが確認できた。これらの性能値は、以前の開発された弁よりも低下しているが、小型弁を使用することで出力流量が少なくなったことが、速応性低下の原因である。

第6章 小型疑似サーボ弁の人工筋制御システムへの応用

6.1 緒言

前章では、試作した小型疑似サーボ弁を用いて、比例制御による圧力追従制御実験を行い、解析モデルとシステムパラメータの有効性や制御性能について述べた。第6章では、試作疑似サーボ弁の応用としてパワーアシスト装置などに用いられるマッキンベン型ゴム人工筋の位置決め制御を行う。新たに開発した変位センサとそれを内蔵したゴム人工筋の試作と制御について述べる。具体的には、従来の実験では変位センサとして直動型ポテンシオメータを使用していたが、本章ではセンサ内蔵型ゴム人工筋を実現するため、小型超音波センサを用いる方法について述べる。

6.2 内蔵センサの試作と大型人工筋への取り付け

非接触で変位の測定が可能であるため人工筋のセンサには超音波を利用したセンサを使用する。超音波や超音波センサの特徴として以下のことが挙げられる。

- (1) 気体中の超音波の速度は周波数には影響されず気温によって変化する。
- (2) 超音波は強力なパワー密度をもつ。
- (3) 超音波は人体には無害である。
- (4) 湾曲していても測定値に影響しない。
- (5) 小型で安価である。

空気中を伝わる超音波の伝播速度 V_s [m/s] は、温度を t_s [°C] とすると、

$$V_s = 331.5 + 0.60714 t_s \quad (6-1)$$

で表される。

硬い物(金属, 木材, コンクリート, ガラス, ゴム, 紙など)は超音波をほぼ100%反射するのでこれらの物体の有無は十分検知することができるが, 布, グラスウール, 綿などの柔らかくて空気を含んでいる物体は超音波を吸収するため物体の有無を検知しにくい。また, 物体の表面の起伏が大きい場合超音波が乱反射するので, 注意が必要となる。

超音波センサによる変位の測定原理は, 送信器から超音波を出力し, 受信器で取得するまでの時間を計測することにより, センサ間の距離を知るというものである。すなわち, 超音波の発信器から受信器までの距離を L [m], 音速を V_s [m/s] とすると, 音波が送信されて受信器に到達するまでの時間 T_u [s] は次式で表される。

$$T_u = L/V_s \quad (6-2)$$

試作した超音波センサの外観図を図6-1に示す。試作した超音波センサは図6-2に示す市販の超音波センサ(Parallax Inc. Ltd., 28015)を使用する。しかし、このままではゴム人工筋に内蔵することが困難であるため、センサを分解し、超音波センサを駆動するための電子回路だけを使用する。次に、人工筋に内蔵するために図6-3に示す小型の送受信器(Nippon Ceramic Co. Ltd, T4008A1, R4008A1)を回路と銅線等で繋ぐ。図6-1において、右側は送信器、左側は受信器を示す。

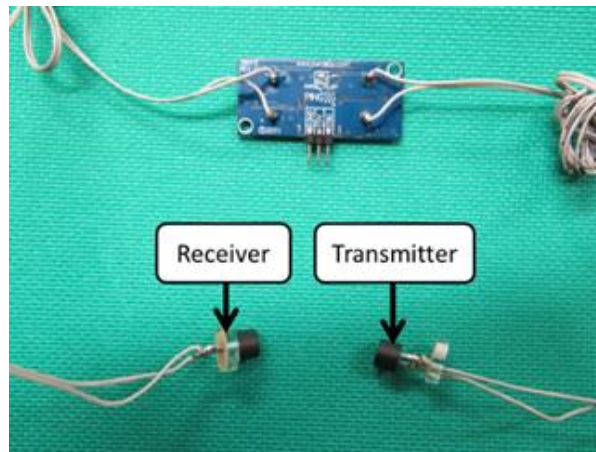


図 6-1 試作した超音波センサ

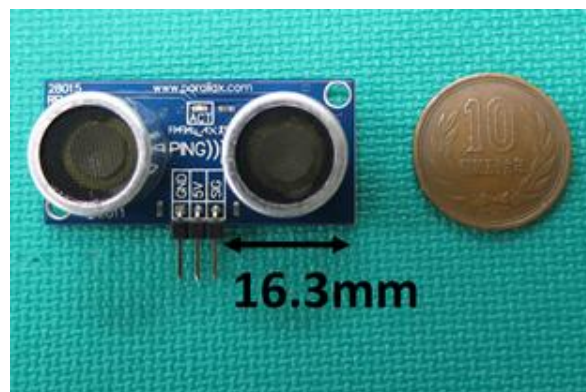


図 6-2 市販の超音波センサ

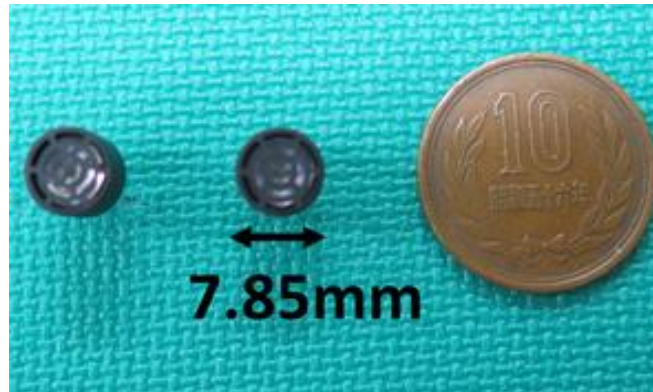


図 6-3 小型送受信器

試作した超音波センサを用いたセンサ内蔵型ゴム人工筋の構成を図6-4に示す. センサ内蔵型ゴム人工筋の構成は, マッキベン型ゴム人工筋, カウントするための計測用のマイコン(ルネサスエレクトロニクス(株)製H8/3664)からなる. 人工筋は将来的に疑似サーボ弁も内蔵することを考慮し, 内径20mmを選択した. 自然長は270mm, ストロークは供給圧力が500kPaの場合で50mmである. 超音波センサは, 図6-4のように右側に送信機, 左側に受信機を対向させ配置する. 変位計測の原理は, 前節で述べたように送信器から超音波(音速 V_s [m/s])を出力し, 受信器で取得するまでの時間 T_u [s]を計測することにより, 次式でセンサ間の距離 L [m]を測り, そして初期長さとの差を求めることによって人工筋の収縮変位を計測する.

$$L = V_s \cdot T_u \quad (6-3)$$

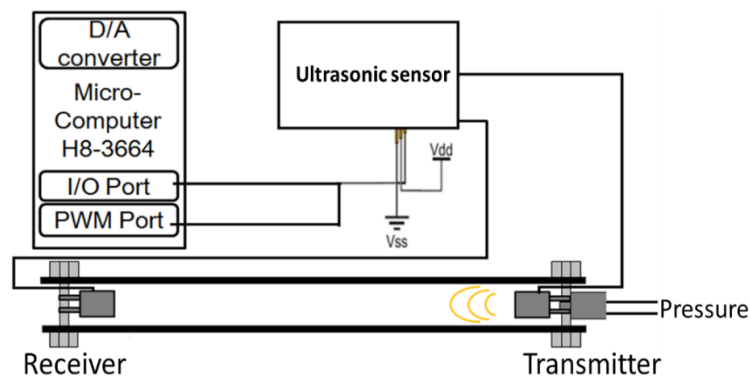


図 6-4 センサ内蔵型ゴム人工筋の構成図

まず実験方法について述べる。密閉したゴム人工筋内の両端に、図 6-4 で示すように超音波センサを向い合せて配置させる。そして、密閉したゴム人工筋内部の圧力を上げていき、各圧力におけるセンサ値と実際の長さを求める。実際の長さはスケール（ものさし）で測定する。

図 6-5 は、超音波センサによる人工筋長さの測定結果である。人工筋を 0kPa から 450kPa まで 50kPa ごとに加圧した時のセンサ値を示す。図中の赤の実線がセンサ値すなわち測定値、青の実線がスケールを用いた場合の実際の長さである。また、センサ値と実際の長さの関係を図 6-6 に示す。図より、センサ値が実際の長さに一致しており、センサの有効性が確認できる。また、圧力の大きさに関係なくセンサ値と実際の長さに強い線形性($R^2=0.9983$)があることがわかる。

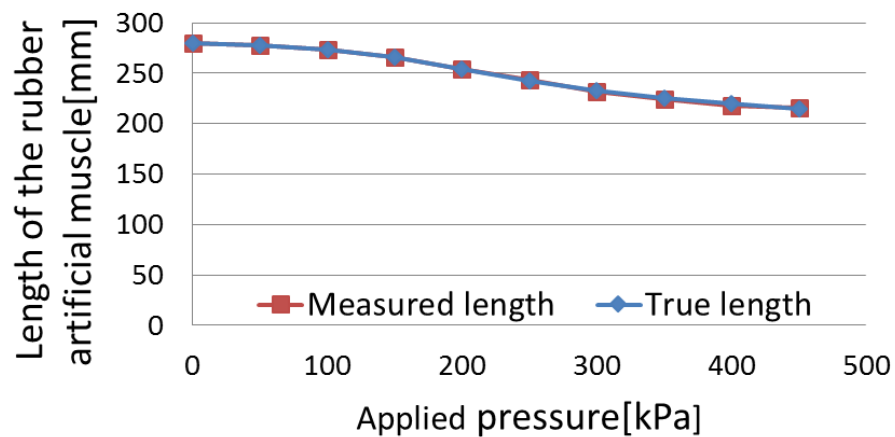


図 6-5 人工筋への供給圧力と人工筋の長さとの関係

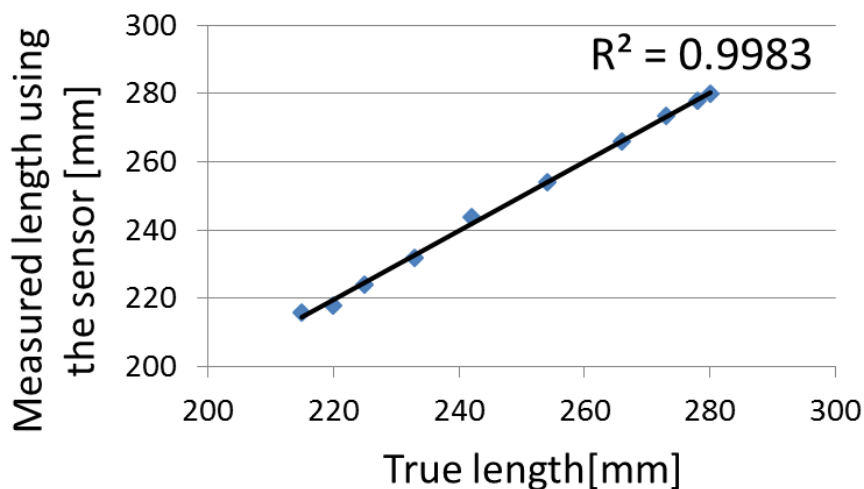


図 6-6 センサ特性実験の結果

6.3 大型人工筋の位置決め制御結果

前述のセンサ内蔵型ゴム人工筋（内径 20 mm）を用いて位置決め制御を試みる．図 6-7 に，センサ内蔵型ゴム人工筋の位置決め制御システムの構成を示す．位置決め制御システムは，試作したセンサ内蔵型ゴム人工筋，超音波センサ測定用のマイコン(H8/3664)，位置決め制御用のマイコン(ルネサスエレクトロニクス(株)製 SH7125)，小型疑似サーボ弁から構成される．距離のデータは，外部 DA 変換器から出力され，位置決め制御用コントローラであるマイコンの AD 変換器へと入力される．マイコンを二つ使う理由は，センサを計測するためのマイコンのサンプリング周期が長く，マイコン 1 つで制御を行うと，疑似サーボ弁の駆動が遅くなるためである．なお，実際の変位を確認するためにポテンショメータを人工筋と直列に接続している．

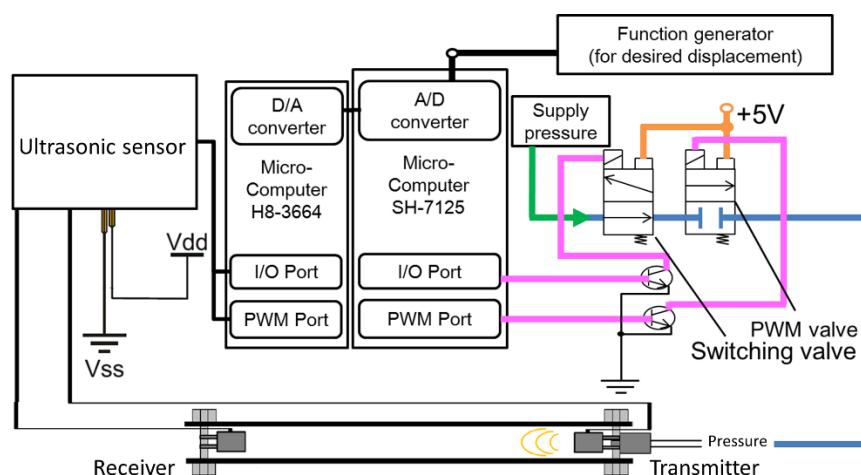


図 6-7 位置決め制御システムの構成

センサ内蔵型人工筋の位置決め制御方法について述べる．位置決め制御のサンプリング周期は 3.4ms，超音波センサ計測用マイコンのサンプリング周期は 62ms である．人工筋の目標変位は正弦波状であり，オフセット変位 182mm，変位振幅 20mm，目標周波数 0.1Hz，供給圧力 400kPa として実験を行う．位置決め制御則は，P 制御を用いた．制御ゲインは偏差が小さくなるように試行錯誤的に求めた．実験では，変位センサとしてポテンショメータで制御した場合と超音波センサで制御した場合について比較，検討する．

制御の流れは，以下の通りである．まず，超音波センサからの出力変位を H8 マイコン内で計算し，外部 DA 変換器を用いて変位データを SH マイコンの A/D 変換器に送り，目標変位との偏差を求め，比例制御則に従って疑似サーボ弁を駆動し，人工筋の変位を制御する．

周波数が 0.1Hz の場合のセンサ内蔵型人工筋の位置決め制御結果について述べる。図 6-8 に、変位センサとしてポテンシオメータで制御した時の実験結果を示す。青の実線が目標値、緑の実線がポテンシオメータの変位、赤の実線が超音波センサの変位を示している。実験結果より、超音波センサの変位出力が階段状になっていることが確認できる。これは、マイコンによって超音波センサからの距離計測を行うための処理の制御周期が長いことが考えられ、その取得する制御周期は 31.25ms であり、遅れが生じる。また弁の制御において、その取得した変位は別のマイコンに DA 変換器を介して渡されるためと弁の制御用マイコンが変位を取得するまでの変位は更新が行われなため、それらの結果、制御が遅くなることが考えられる。これは、マイコンを 1 つに統一することで、制御の遅れが改善される。また、ポテンシオメータの変位が目標変位に対して位相がずれていることがわかる。使用した人工筋の内径が 20mm であるため、その人工筋内の容積が大きく、試作の小型化した疑似サーボ弁では流量が不足し、結果圧力の応答が遅れることで、その結果、人工筋変位の目標追従の応答が、遅くなったためであると考えられる。図 6-9 は、内蔵した超音波センサを用いて位置決め制御を行った場合の実験結果である。図より、図 6-8 のポテンシオメータで制御した場合の結果と比較して、その制御性能は劣るが、超音波センサによる位置決め制御が、ひとまず実現していることがわかる。また、超音波センサの出力変位に一瞬大きな値が現れている。この現象は、図 6-8（超音波センサで制御していない場合）にも見られるものである。これは、人工筋へ空気を供給するとき（変位が右上がりの時）に見られる現象である。これらは、超音波センサの受信器が給気時に強い圧力波を受けることによって、超音波センサから取得される距離が、正常に取得できないためと考えられる。

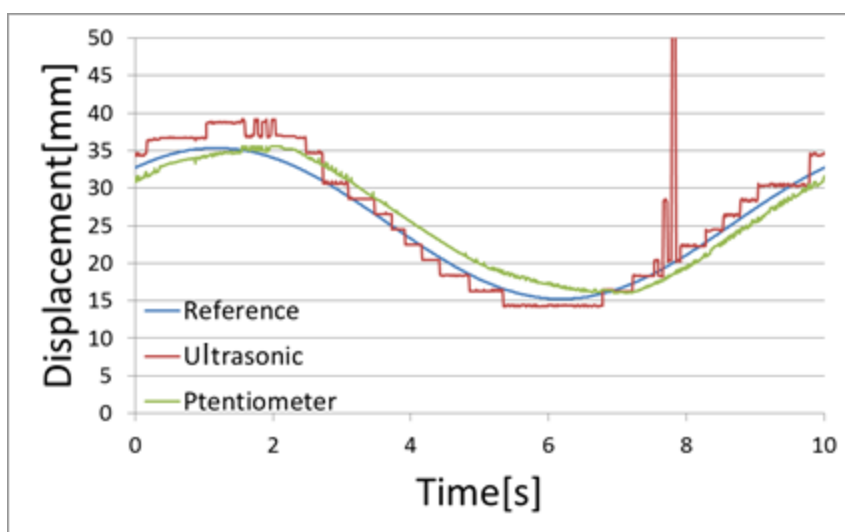


図 6-8 位置決め制御結果（ポテンシオメータで制御した場合）

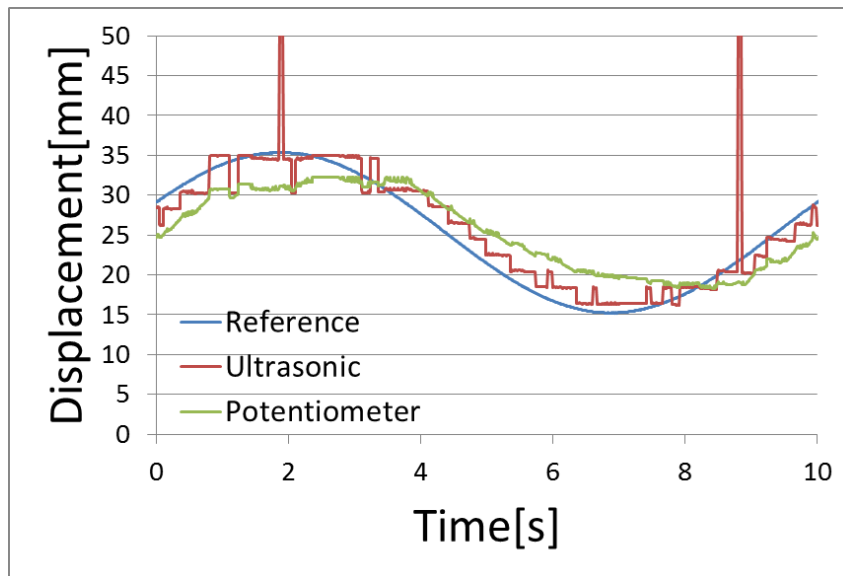


図 6-9 位置決め制御結果（超音波センサで制御した場合）

6.4 小型人工筋の位置決め制御システムの構成と制御方法

前述の制御結果より，超小型疑似サーボ弁の性能に比べて人工筋の容積が大きく，速応性に劣るという問題や，センサの出力が階段状に出力され，大きなノイズが出るなどの問題があった．そこで，それらの問題を解消するため，センサ内蔵型ゴム人工筋の改良とシステムのコンパクト化を図る．改良したセンサ内蔵型ゴム人工筋の構成と外観図をそれぞれ，図 6-10，図 6-11 に示す．改良点として，ゴム人工筋の内径を 20mm から 10mm に変更し，センサからの配線を受信側に統一し，人工筋のコンパクト化を行った．その際に，送信器と給気口を一緒に挿入することが困難であるため，図 6-12 のような送信器と給気口との一体型の構造にした．また，制御におけるサンプリング周期を短くするためにプログラムの改良とマイクロコンピュータを H8 マイコンから処理速度の速い SH マイコンに変更した．試作ゴム人工筋の自然長は 250mm，ストロークは供給圧力が 500kPa の場合，50mm である．

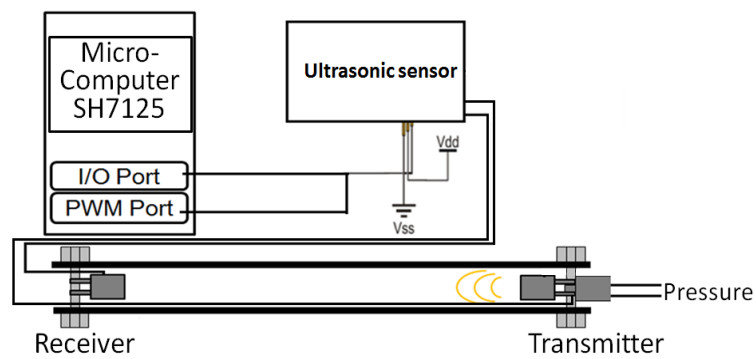


図 6-10 改良されたセンサ内蔵型ゴム人工筋の構成

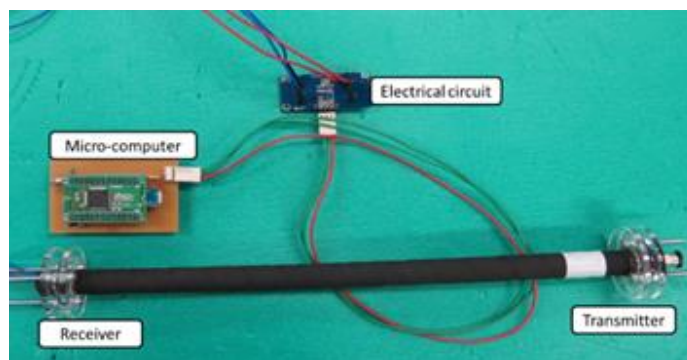


図 6-11 改良されたセンサ内蔵型ゴム人工筋の外観図

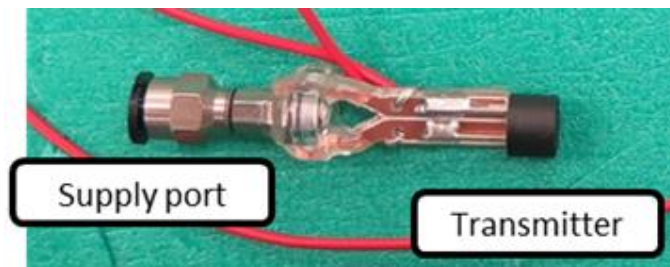


図 6-12 給気口と送信器一体型の機構

さらに、ノイズ除去のために、スポンジを使った吸音材による性能改善を試みた。スポンジの取り付け方法として、図 6-13 に示すように送受信器の周りにスポンジを付ける。すなわち、縦横 25mm、厚さ 10mm にスポンジを加工し、真ん中に穴を開け、そこにセンサを取り付けズレないように固定する。

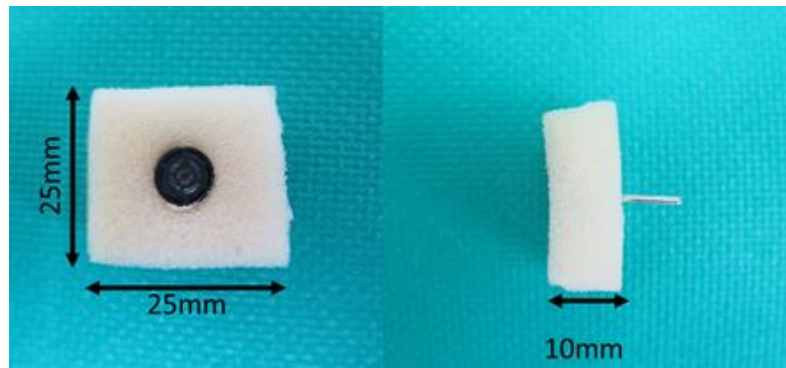


図 6-13 スポンジ付き送受信器の外観図

また、変位計測のサンプリング周期を短くするためにセンサの制御プログラムを変更した。H8 マイコンで使用した制御プログラムでは、制御周期 31.25ms 毎に超音波センサを動作させる処理を行っていた。そのサンプリング中でタイマ機能を使用して超音波センサが測定した距離に相当する波形の時間幅を計測し、実際の距離に換算して測定を行っていた。SH マイコンで使用する制御プログラムでは、送信器から音波を出力してから、受信器で受け取るまでの基本パルス（周期 0.602 μ s）をカウントし、測定した距離に相当するカウント値を出力するように変更した。また、読み取り開始のミスを減らすため、開始から 750 μ s 後に発生する距離に相当する信号を 1 ms から測定するように変更した。計測方法を変更したことから、カウント値と実際の距離との較正試験を行った。その試験の方法として、レギュレータを使用して、200kPa から 500kPa まで 50kPa ごとに人工筋に対して加圧していき、そのときのカウント値と人工筋の長さを測定した。また、実際の人工筋の長さは、ポテンショメータを用いて長さの測定を行った。

吸音材なしの較正実験結果を図 6-14、吸音材ありの結果を図 6-15 に示す。縦軸がポテンショメータで測定された実際の距離、横軸は計測された超音波センサのカウント値を示している。

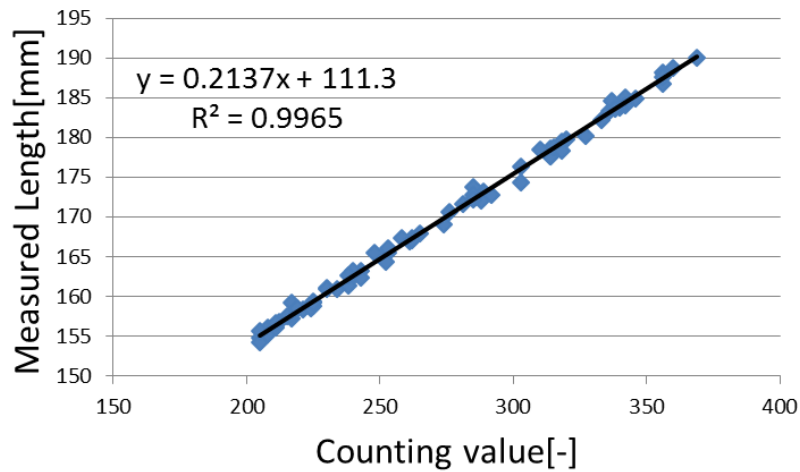


図 6-14 吸音材なしの場合でのカウント値と長さとの関係

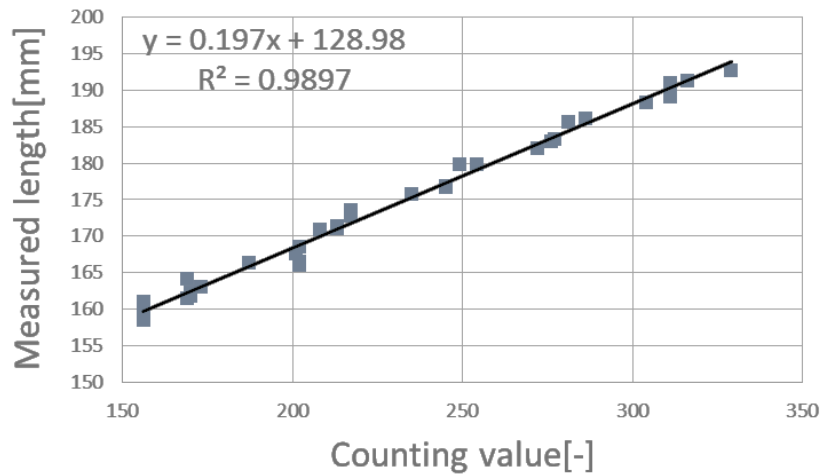


図 6-15 吸音材ありの場合でのカウント値と長さとの関係

図 6-14 より，実際の長さとかウント値の線形性も良く，これにより人工筋の長さ $L[\text{mm}]$ とカウント値 $C_u[-]$ の関係は以下の式で近似できる．

$$L = 0.2137C_u + 111.3 \quad (6-4)$$

また近似式に 111.3 の切片があるのは，超音波センサの仕様上，超音波センサ内のコントローラ(組込みコントローラ)は，トリガーパルスから $750\mu\text{s}$ 後にカウント値に相当する信号を発信する．しかし今回の計測で使用したプログラムでは，トリガーパルスから 1ms 後にこの信号を測定し始めるようにプログラムしてあるため，外部のマイコンがカウントにより計測するパルスの長さは $250\mu\text{s}$ 分を除外した値になるためである．その $250\mu\text{s}$ 分の値(音速を 343m/s とすると， 85.8 mm) が切片に現れると考えられる．ここ

でその様子を，図 6-16 にマイコンから超音波センサに入力されるトリガーパルスの波形と超音波センサからの応答波形として示す．図のように，トリガーパルス後，750 μ s に応答パルスが発生する仕様であるが，その 250 μ s 後にカウント開始を行っている．

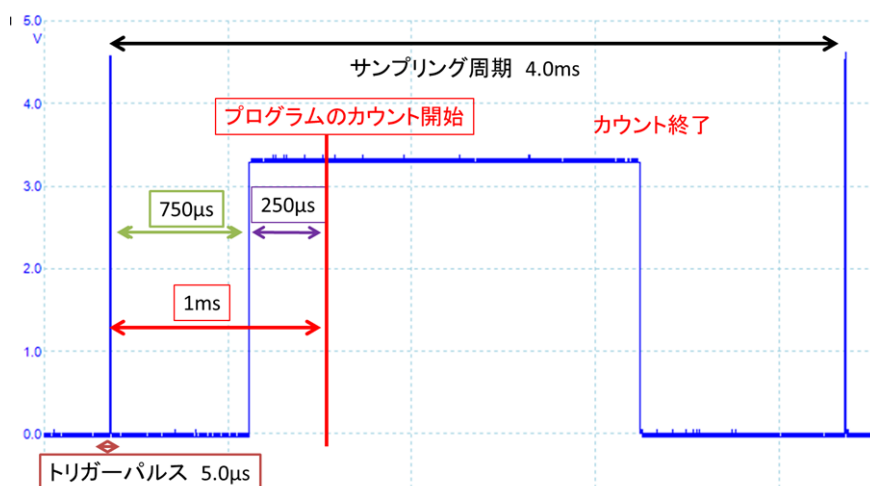


図 6-16 応答波形

図 6-15 より，実際の長さ L [mm]とカウント値 C_u [-]が線形になっているので以下の式で近似できる．

$$L = 0.197C_u + 128.98 \quad (6-5)$$

また，(6-4)式，(6-5)式とで係数式が異なるのは，人工筋内にスポンジがあるため，超音波センサからの音波がスポンジを通過し音速が小さくなるためであると考えられる．

次に，これらの関係式を用いて，前述の小型ゴム人工筋の位置決め制御を行う．位置決め制御システムの構成と外観図を図 6-17，図 6-18 に示す．前述のプログラムの改良により変位計測のサンプリング周期が 1ms と速くなったため SH マイコンのみで変位計測と位置決め制御を行う．位置決め制御システムは，センサ内蔵型ゴム人工筋(内径 10 mm)，位置決め制御用のマイコン，目標値入力用のファンクションジェネレータ，実際の長さを測定するためのポテンシオメータから構成される．制御の流れは以下の通りである，まず目標値設定用のファンクションジェネレータからの目標値と超音波センサからの変位出力をマイコン内に取り込み，偏差を求め，制御則に従って，小型疑似サーボ弁を駆動し，ゴム人工筋を制御する．実験条件は，オフセット変位 250mm，変位振幅 20mm，目標周波数 0.1Hz の正弦波状の目標入力を加え，供給圧力 500kPa として実験を行う．位置決め制御則は，PD 制御である．

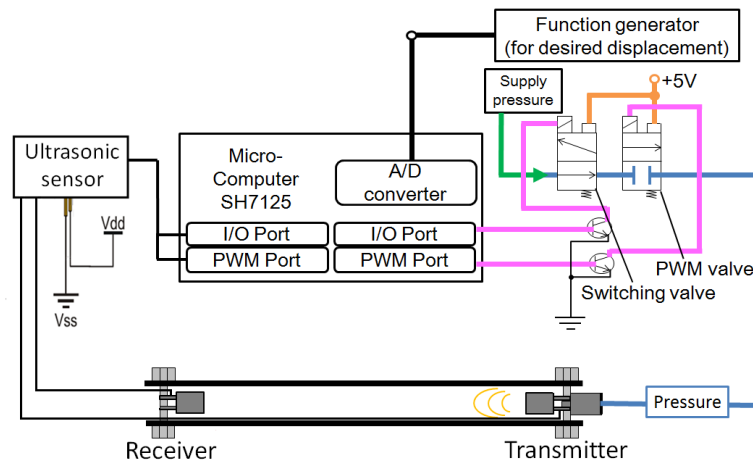


図 6-17 位置決め制御システムの構成

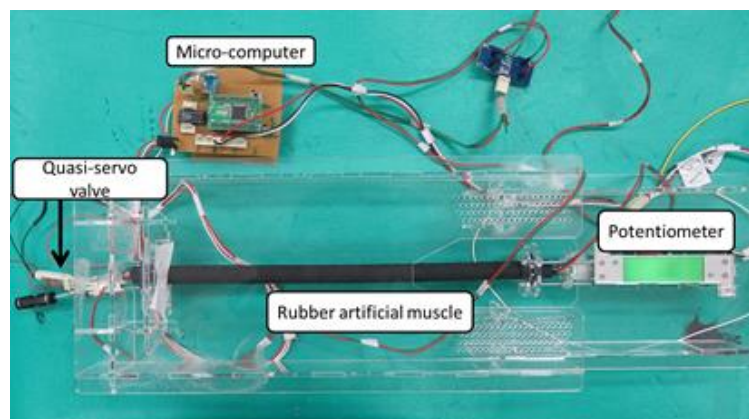


図 6-18 位置決め制御システムの外観図

6.5 実験結果と考察

吸音材なしの場合の位置決め制御結果を図 6-19, 吸音材ありの場合の位置決め制御実験結果を図 6-20 に示す. 図において, 点線が目標変位, 実線が超音波センサの出力変位, 破線がポテンシオメータの出力変位である. 図 6-19 より, 目標値に対して超音波センサの変位が追従しているが, 前節の位置決め制御結果と同じようにノイズが発生しており, また頻繁に発生しているのがわかる. これは人工筋の内径を小さくしたため, 超音波による反響音が大きくなったためと考えられる.

吸音材がある場合の図 6-20 を見ると, 図 6-19 と比較して, 吸音材の使用によりノイズもなくなり, 前節のような階段状の出力もなくなっていることがわかる. また, 目標

変位に対して、超音波センサの変位が良く追従していることがわかる。しかし、ポテンシオメータの出力変位を見ると、変位が増加する場合、超音波センサの出力変位はポテンシオメータ出力とほぼ一致しているが、変位が減少する場合、すなわち排気する場合、両者にズレが生じている。これは、排気する場合、空気の流れがセンサの音波の向きと逆になっているため、音速が給気する時より遅くなるためセンサのカウント値が大きく出力する。すなわち、人工筋の長さが長く認識され収縮変位が小さくなるためであると考えられるが、現在のところ原因の解明には至っていない。

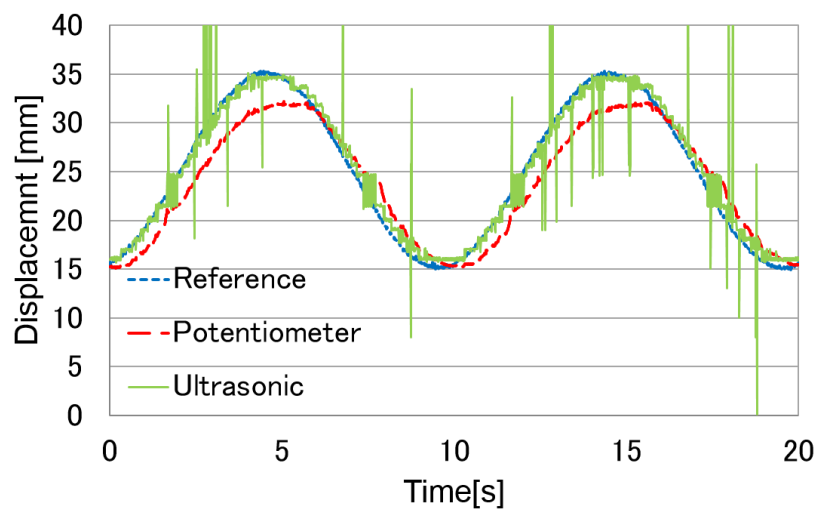


図 6-19 吸音材なしの場合の位置決め制御

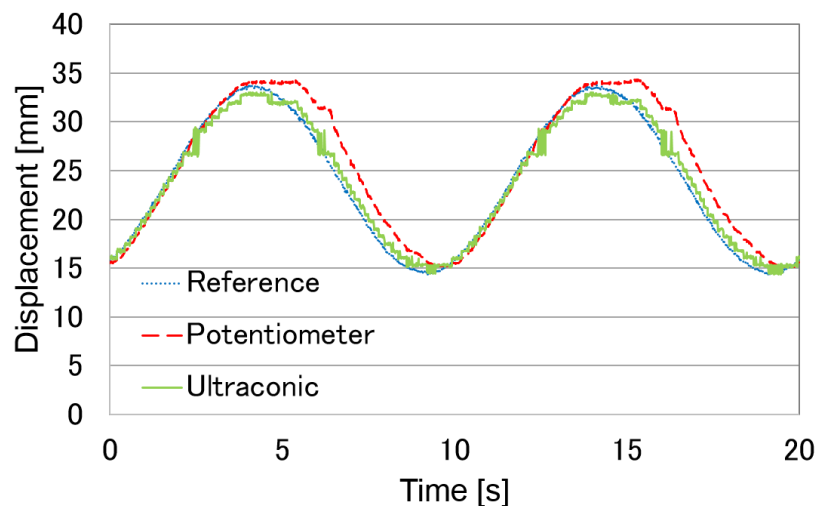


図 6-20 吸音材ありの場合の位置決め制御

6.6 結言

この章では、試作疑似サーボ弁の応用としてマッキンベン型ゴム人工筋を用いた位置決め制御に使用する変位センサとそれを内蔵したゴム人工筋の試作について述べた。また、その試作人工筋を用いて位置決め制御実験を行った。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 従来の実験では、マッキンベン型ゴム人工筋を制御するための変位センサとして主に直動型ポテンシオメータを使用していた。しかし、このポテンシオメータは人工筋の外部に付けられることで、ポテンシオメータ自身や伸び際にその摺動面が装着者に対してウェアラブル性を失わせる。そこで、超音波センサを使用することで、人工筋内部にセンサを内蔵させるセンサ内蔵型ゴム人工筋を提案・試作し、その欠点を改善した。
- (2) 市販の超音波センサの超音波用送受信器を小型のものに取り替えることで内径 10mm 程度のゴム人工筋に超音波センサを内蔵した。また、センサからの距離出力カウント値と距離の関係式を導出した。また、試作した超音波センサを使用し、ゴム人工筋に内蔵し、試作疑似サーボ弁を用いて、人工筋の位置決め制御実験を行った。超音波センサを内蔵した人工筋の位置決め制御が実現した。しかし、真値として利用しているポテンシオメータと超音波センサで得られた変位が一致していない。これは、排気する場合、空気の流れがセンサの音波の向きと逆になっているため、音速が給気する時より遅くなるためセンサのカウント値が大きく出力することで、人工筋の長さが長く演算され、結果的に収縮変位が小さくなるためであると考えられるが、原因の解明には至っておらず課題となる。

第7章 結 論

高齢者介護用のパワーアシストやリハビリテーション機器のためにウェアラブルな空気圧駆動システム機器の開発をめざし、小型・軽量なサーボ弁として低コストかつ圧力制御型疑似サーボ弁および小型化した疑似サーボ弁の開発と応用を行った。本研究で得られた結果は、以下のように要約される。

第2章では、閉ループによる制御を行うために、疑似サーボ弁の出力に接続された容積の内部圧力をフィードバックする圧力制御型の疑似サーボ弁を試作した。また、弁からの出力圧力の計測が可能になったことから、流体圧力の大きさによって、弁の流量性能が低下することで、弁の制御性能の悪化につながる問題に対して、流量補正方法を提案した。すなわち、流量補正の概念を説明し、補正式の提案を行った。この補正式では、処理能力の低いマイクロコンピュータであっても組み込めるように、線形化された。そして、提案した流量補正の性能評価をシミュレーションと実機による実験の両方において行った結果、提案する補正方法は低圧付近での追従偏差を十分低減できることを確認した。

第3章では、実験とシミュレーション実験によって、試作した疑似サーボ弁の制御性能を調べるとともに定容積でのゲイン推定と制御性能の改善を行った。すなわち、一定容積の負荷圧力を疑似サーボ弁を使って制御する場合の比例ゲインの推定を行った。容積 15cc の場合、圧力積分偏差を指標として用いたとき、シミュレーションでは $K_p=0.10\sim 0.45\ %/AD$ が最適な比例ゲイン範囲であることが確認できた。また、実験によって、最適な比例ゲインが $K_p=0.35\sim 0.50\ %/AD$ と得られた。シミュレーションと実験では、その値が異なる結果となったが、その圧力積分偏差の傾向は近似していることから、負荷容積を一定容積としたときの最適比例ゲインをシミュレーションで導いた結果を実機に適用できるものと考えられる。さらに、試作弁の制御性能向上を目的とし、試作弁に PD 制御と PID 制御を適用した。P 制御と比較し、PD 制御では、バンド幅周波数が 7Hz となり、弁の動特性が向上した。また、評価の指標に平均絶対誤差をとった場合、0.1 - 1 Hz の間では、PID 制御がよい結果が得られたのに対して、1-2 Hz 間では、PD 制御が他の制御法と比較して、良好な結果が得られた。さらに、試作圧力制御型サーボ弁の応用として空気圧シリンダを用いて、力制御システムを構成し、力制御実験を行った。空気圧シリンダのロッドによる摩擦の摩擦補償をした力制御実験結果では、約 1.8N の偏差が発生したが、圧力制御型疑似サーボ弁を用いた力制御が実現できた。

第4章では、よりウェアラブルな機器の開発を目的として、以前の研究で開発された疑似サーボ弁に使用されたオンオフ弁よりもより小さなオンオフ弁を用いて超小型疑

似サーボ弁の開発を行った。小型化された疑似サーボ弁と、以前開発された疑似サーボ弁の容積と重量を比較すると、容積で約 58%小さくなり、重量では 60%ほど軽量化された。使用された弁の構造を解析し、それに基づいて解析モデルを作成した。また、作成した解析モデルのパラメータを実験とシミュレーションにより同定し、作成した解析モデルを使用してシミュレータによる計算と実機を用いた実験で、疑似サーボ弁からの出力流量を調べ、モデルやパラメータの有効性を確認した。小型化された弁では、内部の可動部の質量が小さくなり速応性が向上し、デューティ比・流量特性におけるデューティ比のデッドゾーンが小さくなった。

第 5 章では、改良した小型疑似サーボ弁を用いて、圧力追従実験を行った。この実験結果から、小型疑似サーボ弁のバンド幅周波数は約 2.8Hz であり、位相線図から 90 度位相差周波数は約 3.5Hz であることを確認した。また、小型弁用に改良した解析モデルを用いたシミュレーション結果と実機による実験結果が比較的一致し、その解析モデルの有効性が確認された。

第 6 章では、試作疑似サーボ弁の応用として試作弁を用いたマッキンベン型ゴム人工筋の位置決め制御について述べた。また、ウェアラブル化をめざして、使用する変位センサとそれを内蔵したゴム人工筋の試作について述べた。従来は、マッキンベン型ゴム人工筋を制御するための変位センサとして主に直動型ポテンシオメータを使用していた。しかし、このポテンシオメータは人工筋の外部に付けられることで、ポテンシオメータ自身や伸び際にその摺動面が装着者に対してウェアラブル性が失われる。そこで、超音波センサを使用することにより、人工筋内部にセンサを内蔵させることでその欠点をなくすことができた。具体的には、市販の超音波センサの送受信器を小型のものに取り替えることで内径 10mm のゴム人工筋に超音波センサを内蔵することができた。また、試作した超音波センサを、ゴム人工筋に内蔵し、試作弁とともに位置決め制御実験を行い、それらの有効性を示した。

以上、本論文は、ウェアラブル機器開発として超小型のオンオフ弁を使用した疑似サーボ弁の性能改善や小型化について言及した。さらに、ウェアラブル疑似サーボ弁の開発だけでなく、超音波センサを利用した変位センサ内蔵型ゴム人工筋を開発した。また、ウェアラブル疑似サーボ弁の応用として、力制御システムやマッキンベン型ゴム人工筋を使用して位置決め制御システムを構成した。本研究で試作された流量補正付圧力制御型疑似サーボ弁や小型疑似サーボ弁、内蔵型の変位センサは、ウェアラブル機器の要求に答える小型・軽量化につながり、ウェアラブルシステムへの使用が期待できる。

謝 辞

本研究を進めるあたり，終始懇親なるご指導，ご助言，ご援助を戴きました岡山理科大学工学部教授 堂田周治郎先生に深く感謝の意を表します．

また，本論文をまとめるにあたり，有益なる御討論，御助言を戴きました岡山理科大学工学部教授 赤木徹也先生，藤本真作先生，吉田浩治先生ならびに徳島大学大学院理工学研究部教授 高岩昌弘先生に深く感謝致します．

最後に，本学工学部知能機械工学科の諸先生方をはじめ多くの皆様方に大変お世話になりました．心より御礼を申し上げます．

2017年1月23日

守分 善法

参考文献

- 1) 内閣府共生社会政策：平成 28 年版 高齢社会白書（概要版）
<http://www8.cao.go.jp/kourei/whitepaper/w-2016/html/gaiyou/index.html>
- 2) United Nations, "Department of Economic and Social Affairs, Population Division (2015)".
World Population Ageing 2015 (ST/ESA/SER.A/390), p.13, (2015).
- 3) Dragonmir N.Nenchev:「ソフトロボティクス」について、日本ロボット学会誌、Vol.17, No6, (1999).
- 4) T.Noritugu, M.Tanaka and D.sasaki :”Development of Power Assist Wear Vsing Pneumatic Rabber Artifical Muscle”, Jornal 08 Robotics and Mecatronics . Vol.21, No.5, pp.607-613, (2009).
- 5) T.Kameyama, T.Noritugu, M.Takaiwa, D.sasaki :“Development of power assist wear for upper limb using pneumatic soft actuator”, ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2013, "1P1-R13(1)"-"1P1-R13(4)", 2013-05-22(2013).
- 6) 則次 俊郎: ” 空気圧ゴム人工筋を用いたパワーアシストウェアの開発” 日本ロボット学会誌 33(4), pp.222-227, (2015).
- 7) <http://www.daiyak.co.jp/product/detail/280>
- 8) 森崎大介, 菅野貴皓, 遠藤玄, 川嶋健嗣: "空気圧ゴム人工筋のバックドライバビリティを用いた歩行アシスト装置の評価”, ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2015, "2A2-J03(1)"-"2A2-J03(4)", (2015).
- 9) 村田宏嘉, 岡田拓也, 山平翔太, 原田亮平, 藤井文武: “外乱オブザーバを用いた空気圧駆動関節アシストシステムの制御系の構成”, 日本機械学会論文集 81(824), 14-00579-14-00579, (2015).
- 10) 平野哲也, 徳永剛, 山本圭治郎, 坂上慶太: "装着型空気圧パワーアシスト機構における 1 軸自由度関節の開発", 精密工学会学術講演会講演論文集 2013A(0), 545-546, (2013).
- 11) 河村拓磨, 高中健太, 中村太郎, 大隅久: "空気圧ゴム人工筋肉を用いた歩行アシスト装具の開発：アシスト効果の定量的評価”, ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2013, "1A1-D04(1)"-"1A1-D04(4)", (2013)
- 12) 猪瀬洗樹, 河村拓磨, 中村太郎, 横山和也, 今村洋弥, 菊谷功: “空気圧人工筋肉を用いた内骨格型パワーアシストスーツの開発”, ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2015, "2A1-I10(1)"-"2A1-I10(4)", (2015).
- 13) 佐藤 駿, 麻生 翔太, 玄 相昊: "体幹の前屈,側屈,回旋運動をアシストする空気圧パワ

- ードスーツの開発", ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2015, "1A1-O07(1)"-"1A1-O07(4)", (2015).
- 14) 長田義仁 編: "ソフトアクチュエータ開発の最前線～人工筋肉の実現をめざして～", NTS, pp.294-321, (2004).
 - 15) A.J.Schmid et.al, "Piezoelectric micro actuator with an integrated sensor to control the air flow in a micro valve", Actuator2004, PP.537-540, (2004).
 - 16) So-nam Yun et.al : "Pressure Regulator for Pneumatic Valve with a PZT Actuator", SICE-ICASE, 2006. International Joint Conference, pp.4121-4125, (2006).
 - 17) Daisuke H. et.al. "Experimental analysis on pneumatic flow control valve driven by PZT vibrator", Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), 2010 IEEE/ASME International Conference"
 - 18) Daisuke H. et.al. : "Small Size Pneumatic Valve for Smooth Flow Control using PZT Vibrator", Proceedings of 2015 IEEE International Ultrasonics Symposium (IUS 2015), p.275, (2015).
 - 19) 巽正之, ジェン スマディ, 小川洋一郎, 本田顕真, 平井慎一: "振動駆動式無拘束ポペット空気圧弁のための駆動回路の小型化", ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2010, "2A2-C12(1)"-"2A2-C12(4)", (2010).
 - 20) 樋口涼樹, 加藤和夫, 平井慎一: "振動駆動式無拘束空気圧弁を利用した空気圧マニピュレータの位置制御", ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2015, "1P1-A10(1)"-"1P1-A10(3)", (2015).
 - 21) 香西健太, 平井慎一, "小型空気圧弁を内蔵した二指ロボットハンド", 第31回日本ロボット学会学術講演会, (2013).
 - 22) 香西健太, 泉沢和宏, 平井慎一: "三方向振動駆動式無拘束ポペット空気圧弁の製作(アクチュエータの機構と制御)", ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2012, "2A1-D11(1)"-"2A1-D11(4)", (2012).
 - 23) <http://www.moog.co.jp/products/actuators-servoactuators.html>
 - 24) <http://www.moog.co.jp/products/pneumatic-servovalve/j815.html>
 - 25) https://www.festo.com/cat/ja_jp/products_MPYE_1
 - 26) <http://www.moog.co.jp/products/servovalves-servo-proportional-valves/servovalves-servo-proportional-with-special-features/e024-series-servo-valves-for-formula-1.html>
 - 27) 林 加代子, 趙 菲菲, 赤木 徹也, 堂田 周治郎: "柔軟アクチュエータ用小型疑似サーボ弁の試作", 日本機械学会中国四国支部第47期総会・講演会講演論文集, pp.487-488, (2009).

- 28) Feifei Zhao, et.al. : "Development of Small-Sized Quasi-Servo Valve for Flexible Bending Actuator" Proceedings of 2009 CACS International Automatic Control Conference National Taipei University of Technology, (2009).
- 29) 趙 菲菲, 堂田 周治郎, 赤木 徹也, "柔軟湾曲アクチュエータ用小型疑似サーボ弁の試作と解析", 日本機械学会論文集 (C編), Vol.76, No.772, 3665-3671, (2010).
- 30) Tetsuya Akagi, Shujiro Dohta, Feifei Zhao and Keiji Fujita, "Development and Analysis of Small-sized Quasi-servo Valve Using On/Off Valves", Proceedings of SICE Annual Conference 2010, 783-790, (2010).
- 31) Yoshinori Moriwake, Tetsuya Akagi, Shujiro Dohta and Feifei Zhao: "Development of low-cost pressure control type quasi-servo valve using embedded controller", Journal of Procedia Engineering, Vol.41 pp.493–500, (2012).
- 32) 守分善法・赤木徹也・堂田周治郎・趙菲菲: "組込みコントローラを用いた圧力制御型疑似サーボ弁の試作", 平成 24 年秋季フルートパワーシステム講演会, pp.13-15, (2012).
- 33) Yoshinori Moriwake, Tetsuya Akagi, Shujiro Dohta and Feifei Zhao : "Analysis of Pressure Control Type Quasi-servo Valve Using Embedded Controller", Proceedings of The 5th International Conference on Positioning Technology 2012, pp.255-258, (2012).
- 34) Yoshinori Moriwake, Tetsuya Akagi, Shujiro Dohta and Feifei Zhao: "Improvement of Pressure Control Type Quasi-servo Valve and On/Off Valves Using Embedded Controller", Proceedings of 2013 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, pp.882-887, (2013).
- 35) Yoshinori Moriwake, Shujiro Dohta, Tetsuya Akagi, and So Shimooka, "Application of Pressure Control Type Quasi-Servo Valve to Force Control System, Journal of Automation and Control Engineering, Vol.4, No.3, pp.209-212, (2015).
- 36) システム制御情報学会 編: "PID 制御", 朝倉書店, (1992).
- 37) 下岡 綜, 堂田周治郎, 赤木徹也, 守分 善法, "小型オンオフ弁を用いたウェアラブル疑似サーボ弁の試作と解析", 日本機械学会中国四国支部第 53 期講演会講演論文集, 907.pdf, pp.1-2, (2015).
- 38) So Shimooka, Shujiro Dohta, Tetsuya Akagi, Yoshinori Moriwake: "Analysis and Simulation of Small-Sized Quasi-servo Valve Using Tiny On/Off Control Valve", Lecture Notes in Electrical Engineering 345, Springer, pp.59-66, (2015).
- 39) So Shimooka, Shujiro Dohta, Tetsuya Akagi, Yoshinori. Moriwake and Feifei Zhao: "Estimation of Pressure Control Performance in Low-Cost Quasi-Servo Valve Using

Embedded Controller”, Lecture Notes in Electrical Engineering 293, Volume 1, Springer, pp.359-366, (2014).

- 40) 下岡 綜, 堂田周治郎, 赤木徹也, 守分善法: “圧力制御型疑似サーボ弁の性能評価とゴム人工筋の位置決め制御への応用”, 第23回計測自動制御学会中国支部学術講演会, pp.64-65, (2014).
- 41) So Shimooka, Shujiro Dohta, Tetsuya Akagi, Yoshinori Moriwake: “Application of Pressure Control Type Quasi-Servo Valve for Positioning of Rubber Artificial Muscle”, International Forum on Systems and Mechatronics, Proceedings A06.pdf, 1-6, (2014).
- 42) So Shimooka, Shujiro Dohta, Tetsuya Akagi and Yoshinori Moriwake: “Position Control of Rubber Artificial Muscle Using Built-in Ultrasonic Sensor and Quasi-servo Valve”, International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, Vol.4, No. 4, pp.304-308, (2015).
- 43) So Shimooka, Shujiro Dohta, Tetsuya Akagi and Yoshinori Moriwake: ”Position Control of Rubber Artificial Muscle Using Built-in Ultrasonic Sensor and Quasi-servo Valve”, Proceedings of 2015 5th International Conference on Robotics and Automation Sciences, S08.pdf, pp.1-5, (2015).
- 44) 下岡 綜, 赤木徹也, 堂田周治郎, 守分 善法: “超音波センサと疑似サーボ弁を用いたゴム人工筋の位置決め制御”, 平成 27 年春季フルートパワーシステム講演会論文集, pp.16-18, (2015).
- 45) 下岡 綜, 堂田周治郎, 赤木徹也, 守分善法: “超音波センサを内蔵したゴム人工筋の位置決め制御”, 第 24 回計測自動制御学会中国支部学術講演会論文集論文集, pp.54-55, (2015).

発表・投稿論文

1. 学術論文 (査読有)

- [1] Yoshinori Moriwake, Tetsuya Akagi, Shujiro Dohta and Feifei Zhao, “Development of low-cost pressure control type quasi-servo valve using embedded controller”, *Journal of Procedia Engineering*, Vol.41, (2012), pp.493-500.
- [2] So Shimooka, Shujiro Dohta, Tetsuya Akagi, Yoshinori Moriwake and Feifei Zhao, “Estimation of Pressure Control Performance in Low-Cost Quasi-Servo Valve Using Embedded Controller”, *Lecture Notes in Electrical Engineering 293*, Volume 1, Springer, (2014), pp.359-366.
- [3] Yoshinori Moriwake, Shujiro Dohta, Tetsuya Akagi, and So Shimooka, “Application of Pressure Control Type Quasi-Servo Valve to Force Control System”, *Journal of Automation and Control Engineering*, Vol.4, No.3, (2015), pp.209-212.
- [4] So Shimooka, Shujiro Dohta, Tetsuya Akagi and Yoshinori Moriwake, “Position Control of Rubber Artificial Muscle Using Built-in Ultrasonic Sensor and Quasi-servo Valve”, *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, Vol.4, No. 4, (2015), pp.304-308.
- [5] So Shimooka, Shujiro Dohta, Tetsuya Akagi, Yoshinori Moriwake, “Analysis and Simulation of Small-Sized Quasi-servo Valve Using Tiny On/Off Control Valve”, *Lecture Notes in Electrical Engineering 345*, Springer, (2015), pp.59-66.

2. Proceedings など (査読有)

- [1] Yoshinori Moriwake, Tetsuya Akagi, Shujiro Dohta and Feifei Zhao, “Development of low-cost pressure control type quasi-servo valve using embedded controller”, *Proceedings of International Symposium on Robotics and Intelligent Sensors 2012*, (2012.9), 1569623695.pdf, pp.1-8.
- [2] Yoshinori Moriwake, Tetsuya Akagi, Shujiro Dohta and Feifei Zhao, “Analysis of Pressure Control Type Quasi-servo Valve Using Embedded Controller”, *Proceedings of The 5th International Conference on Positioning Technology 2012*, (2012.11), pp.255-258.
- [3] Yoshinori Moriwake, Tetsuya Akagi, Shujiro Dohta and Feifei Zhao, “Improvement of Pressure Control Type Quasi-servo Valve and On/Off Valves Using Embedded Controller”, *Proceedings of 2013 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent*

Mechatronics, (2013.7), pp.882-887.

- [4] Tetsuya Akagi, Shujiro Dohta, Mohd Aliff, Yoshinori Moriwake and Feifei Zhao, “Application and Analysis of Flexible Pneumatic Cylinder Driven by Low-cost Quasi Servo Valve”, Proceedings of 2013 IRCET International Research Conference on Engineering and Technology, (2013.9), pp.55- 63.
- [5] Tetsuya Akagi, Shujiro Dohta, Yoshinori Moriwake, Ayumu Ono and Abdul Nasir, “Low-Cost Pressure Control Valves Using On/Off Valves and Servo Motor Controlled by Embedded Controller”, Proceedings of The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurement and visualization, (2013.11), OS4-03-5.pdf, pp.1-9.
- [6] So Shimooka, Shujiro Dohta, Tetsuya Akagi, Yoshinori Moriwake, “Application of Pressure Control Type Quasi-Servo Valve for Positioning of Rubber Artificial Muscle”, International Forum on Systems and Mechatronics, (2014), Proceedings A06.pdf, pp.1-6.
- [7] Yoshinori Moriwake, Shujiro Dohta, Tetsuya Akagi and So Shimooka, “Application of Pressure Control Type Quasi-Servo Valve to Force Control System”, Proceedings of 2015 3rd International Conference on Intelligent Mechatronics and Automation, (2015), pp. 82-86.
- [8] So Shimooka, Shujiro Dohta, Tetsuya Akagi and Yoshinori Moriwake, “Position Control of Rubber Artificial Muscle Using Built-in Ultrasonic Sensor and Quasi-servo Valve”, Proceedings of 2015 5th International Conference on Robotics and Automation Sciences, (2015), S08.pdf, pp.1-5.
- [9] Yoshinori Moriwake, Shujiro Dohta, Tetsuya Akagi and So Shimooka, “Miniaturization of a Quasi-Servo Valve and Its Application to Positon Control of a Rubber Artificial Muscle with Built-in Sensor”, 2016 International Conference on Design, Mechanical and Material Engineering, (2016.9), D030, pp.1-6. (MATEC Web of Conference).

3. 紀要および学会発表

- [1] 劔持雄司, 赤木 徹也, 堂田周治郎, 守分善法, ゴム人工筋の変位計測用内径センサの改良, 岡山理科大学紀要. A, 自然科学 第 48 号, (2012), pp.17-21.
- [2] 下岡 綜・堂田周治郎・赤木徹也・守分善法, 低コスト圧力制御型疑似サーボ弁の性能評価と応用, 岡山理科大学紀要 A, 自然科学 第 50 号, (2014), pp. 55-60.
- [3] 下岡 綜, 堂田周治郎, 赤木徹也, 守分善法, 超音波センサ内蔵型ゴム人工筋の試作と位置決め制御, 岡山理科大学紀要 A, 自然科学 第 51 号, (2015), pp.63-68.
- [4] 守分善法・赤木徹也・堂田周治郎・趙菲菲, 組込みコントローラを用いた圧力制御型疑似サーボ弁の試作, 平成 24 年秋季フルートパワーシステム講演会, (2012), pp.13-15.

- [5] 赤木徹也, 堂田周治郎, 守分 善法, アブドル ナシル, 低コストウェアラブル制御弁の試作, 平成 25 年春季フルートパワーシステム講演会講演論文集, (2013), pp.61-63.
- [6] 下岡 綜, 堂田周治郎, 赤木徹也, 守分善法, 圧力制御型疑似サーボ弁の性能評価とゴム人工筋の位置決め制御への応用, 第 23 回計測自動制御学会中国支部学術講演会, (2014), pp.64-65.
- [7] 下岡 綜, 堂田周治郎, 赤木徹也, 守分 善法, 小型オンオフ弁を用いたウェアラブル疑似サーボ弁の試作と解析, 日本機械学会中国四国支部第 53 期講演会講演論文集, (2015), 907.pdf, pp.1-2.
- [8] 下岡 綜, 赤木徹也, 堂田周治郎, 守分 善法, 超音波センサと疑似サーボ弁を用いたゴム人工筋の位置決め制御, 平成 27 年春季フルートパワーシステム講演会論文集, (2015), pp.16-18.
- [9] 下岡 綜, 堂田周治郎, 赤木徹也, 守分善法, 超音波センサを内蔵したゴム人工筋の位置決め制御, 第 24 回計測自動制御学会中国支部学術講演会論文集論文集, (2015), pp.54-55.